

第 **1** 篇

现代化冷库设备安装调试、运行检测、故障诊断、维修保养基础知识

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

第 1 章

概 述

冷库是用人工制冷的方法对易腐食品进行加工和贮藏，以保持食品食用价值的建筑物。

第一节 冷库的类型及库房布置安排

一、冷库建筑的特点和要求

冷库主要用于食品的冷冻加工及冷藏，它通过人工制冷，使室内保持一

定的低温。冷库的墙壁、地板及平顶都敷设有有一定厚度的隔热材料，以减少外界传入的热量。为了减少吸收太阳的辐射能，冷库外墙表面一般涂成白色或浅颜色。因而冷库建筑与一般工业和民用建筑不同，有它独特的结构。

冷库建筑要防止水蒸气的扩散和空气的渗透。室外空气侵入时不但增加冷库的耗冷量，而且还向库房内带入水分，水分的凝结引起建筑结构特别是隔热结构受潮冻结损坏，所以要设置防潮隔热层，使冷库建筑具有良好的密封性和防潮隔汽性能。

冷库的地基受低温的影响，土壤中的水分易被冻结。因土壤冻结后体积膨胀，会引起地面破裂及整个建筑结构变形，严重的会使冷库不能使用。为此，低温冷库地坪除要有有效的隔热层外，隔热层下还必须进行处理，以防止土壤冻结。

冷库的楼板要堆放大量的货物，又要通行各种装卸运输机械设备，平顶上还设有制冷设备或管道。因此，它的结构应坚固并具有较强的承载力。

低温环境中，特别是在周期性冻结和融解循环过程中，建筑结构易受破坏。因此，冷库的建筑材料和冷库的各部分构造要有足够的抗冻性能。

总的来说，冷库建筑是以其严格的隔热性、密封性、坚固性和抗冻性来保证建筑物的质量。

二、冷库的分类

(一) 按冷库容量规模分

目前，冷库容量规模划分也未统一，一般分为大、中、小型。大型冷库的冷藏容量在 10000t 以上；中型冷库的冷藏容量在 1000 ~ 10000t；小型冷库的冷藏容量在 1000t 以下。

(二) 按冷藏设计温度分

分为高温和低温两类冷库。一般高温冷库的冷藏设计温度在 -2°C 以上；低温冷库的冷藏设计温度在 -15°C 以下。

(三) 按结构类别分

1. 土建冷库

这是目前建造较多的一种冷库，可建成单层或多层。建筑物的主体一般为钢筋混凝土框架结构或者砖混结构。土建冷库的围护结构属重体性结构，热惰性较大，室外空气温度的昼夜波动和围护结构外表面受太阳辐射引起的昼夜温度波动，在围护结构中衰减较大，故围护结构内表面温度波动就较小，库温也就易于稳定。

2. 组合板式冷库

这种冷库为单层形式，库板为钢框架轻质预制隔热板装配结构，其承重构件多采用薄壁型钢材制作。库板的内、外面板均用彩色钢板（基材为镀锌钢板），库板的芯材为发泡硬质聚氨酯或粘贴聚苯乙烯泡沫板。由于除地面外，所有构件均是按统一标准在专业工厂成套预制，在工地现场组装，所以施工进度快，建设周期短。

3. 覆土冷库

它又称土窑洞冷库，洞体多为拱形结构，有单洞体式，也有连续拱形式。一般为砖石砌体，并以一定厚度的黄土覆盖层作为隔热层。用作低温的覆土冷库，洞体的基础应处在不易冻胀的砂石层或者基岩上。由于它具有因地制宜、就地取材、施工简单、造价较低、坚固耐用等优点，在我国西北地区得到较大的发展。

4. 山洞冷库

一般建造在石质较为坚硬、整体性好的岩层内，洞体内侧一般作衬砌或喷锚处理，洞体的岩层覆盖厚度一般不小于 20m。这类冷库连续使用时间愈长，其隔热效果愈佳，热稳定性能愈好。

此外，还可按冷库的使用性质，分为生产性冷库、分配性冷库和零售性冷库；按冷库的层数，分为多层冷库和单层冷库等。

三、冷库的组成

冷库由主体建筑和附属建筑两大部分构成。按照构成建筑物的用途不

同，可分为冷加工间及冷藏间、生产辅助用房、生活辅助用房和生产附属用房四大部分。

(一) 冷加工间及冷藏间

1. 冷却间

用于对进库冷藏或需先经预冷后冻结（指采用二次冻结工艺）的常温食品，进行冷却或预冷。加工周期一般为 12 ~ 24h，产品预冷后温度一般为 4℃。

2. 冻结间

用于需要冻结的食品，由常温或冷却状态快速降至 -15℃ 或 -18℃，加工周期一般为 24h。

3. 冷却物冷藏间

又称高温冷藏间，主要用于贮藏鲜蛋、水果、蔬菜等食品。

4. 冻结物冷藏间

又称低温冷藏间，主要贮藏经冻结加工过的食品，如冻肉、冻果蔬、冻鱼等。

5. 冰库

又称贮冰间，用以贮存人造冰，解决需冰旺季和制冰能力不足的矛盾。

冷间的温度和相对湿度，应根据各类食品冷加工或冷藏工艺要求确定，一般可按表 1-1-1 选用。

表 1-1-1 冷间的使用温度和相对湿度

冷间名称	室温 (℃)	相对湿度 (%)	适用食品范围
冷却间	0		肉、蛋等
冻结间	-18 ~ -23 -28 ~ -30		肉、禽、兔、冰蛋、蔬菜、冰淇淋等鱼、虾等
冷却物冷藏间	0 -2 ~ 0	85 ~ 90 80 ~ 85	冷却后的肉、禽 鲜蛋

第 1 章 概 述

冷间名称	室温 (°C)	相对湿度 (%)	适用食品范围
	-1 ~ 1	90 ~ 95	冰鲜蛋、大白菜、蒜苔、葱头、胡萝卜、甘蓝等
	0 ~ 2	85 ~ 90	苹果、梨等
	2 ~ 4	85 ~ 90	土豆、橘子、荔枝等
	1 ~ 8	85 ~ 95	柿子椒、菜豆、黄瓜、番茄、菠萝、柑等
	11 ~ 12	85 ~ 90	香蕉等
冻结物冷藏间	-15 ~ -20	85 ~ 90	冻肉、禽、兔、冰蛋、冻果蔬、冰淇淋等
	-18 ~ -23	90 ~ 95	冻鱼、虾等
贮冰间	-4 ~ -10		块冰

(二) 生产辅助用房

1. 装卸站台

供装卸货物用，分公路站台和铁路站台两种。公路站台高出回车场地面 1.0 ~ 1.2m，铁路站台高出钢轨面 1.1m。

2. 穿堂

这是运输作业和库房间联系的通道，一般分低温穿堂和常温穿堂。

3. 楼梯、电梯间

对于多层冷库均设有楼梯、电梯间。楼梯是生产工作人员上下的通道，电梯是冷库内垂直运输货物的设施。

4. 过磅间

专供货物进出库时工作人员过磅记数（量）使用的房间。

(三) 生活辅助用房

主要有生产管理人员的办公室或管理室，生产人员的工间休息室和更衣室，以及卫生间等。

(四) 生产附属用房

这里主要是指与冷库主体建筑有着密切联系的生产用房。

1. 制冷机房

用于安装制冷机设备的机房，一般要设两个或两个以上的出、入口，并且门是外开式的。

2. 变配电间

包括变压器间和高、低压配电间。

3. 水泵房

为了节约用水，冷库多采用循环冷却水，冲霜用水也予以回收利用。故一般专设水泵房，用来安装冷却水水泵和冲霜水水泵。

4. 制冰间

用来安装制冰设备并进行生产冰的操作。

5. 挑选整理包装间

主要用于食品在进、出库前的挑选、分级、整理、过磅、装箱（盘）或包装等。

冷库的构成随生产性质、建设规模、所贮藏的食品品种及对生产加工工艺的要求不同而有所区别。

四、冷库的布置

冷库布置是按照所设计的冷库性质、生产指标进行的。它必须符合生产的工艺流程、运输、设备和管道布置的要求，既能方便生产管理又要经济合理。

(一) 布置要求

(1) 首先要符合制冷工艺的要求和产品运输进、出库的方便，特别是冷却间、冻结间的布置一定要服从生产的流程，尽量搞生产操作的流水作业创造方便条件。对于有异味或残次食品，可考虑设置专门库房分开布酌。

(2) 当有冷却物冷藏间和冻结物冷藏间时,要明确划分冷热区,即高温库区与低温库区,常温穿堂、中温穿堂与低温穿堂,这样不但可以方便制冷系统管道的布置,减少耗冷量和隔热工程量,而且能避免热货进库时容易出现的起雾现象。

(3) 尽量扩大使用面积,即净面积与建筑面积的比例。也要考虑结构的简化,尽可能布置等跨和对称。

(4) 分发间、穿堂、电梯、楼梯间的布置,以及门口的大小、位置、数量和月台的连接,一定要满足食品进、出库的需要和便利。

(5) 对居住有兄弟民族的地区,应考虑兄弟民族的生活习惯,设计时应使牛羊肉和猪肉可分别加工和储藏。

(二) 冷库的布置

1. 低温冷藏间与冻结间

近年来,为了方便冻结间维修和扩建,以及便于定型配套,而将温度和湿度有周期性变化的冻结间单独分开布置,冻结间与低温冷藏间之间用常温穿堂分开。这样处理,对温度和相对湿度较为稳定的低温冷藏间的管理及延长冷库寿命都有利,但也存在占地面积大、一次投资较多、冷量损耗较大等缺点。

2. 冻结物冷藏间和冷却物冷藏间

不同温度的冷藏间,布置要合理,冷热区分区要明确。

3. 冷库穿堂

冷库的穿堂如设置有冷却排管和隔热措施,一般称为低温穿堂。没有冷却排管,只有隔热处理的,称中温穿堂。不设冷却设备和隔热层的敞开式穿堂,因为与自然气温非常接近,则称为常温穿堂。

低温、中温穿堂内的温度一般低于室外空气的露点温度,当穿堂门开启时冷热空气互相交混,在穿堂内即产生雾气和凝结水,逐渐在墙壁、平顶和地坪上结成冰霜。如果管理不善,经过多次冻融循环,冷库的结构便很快遭到破坏。为了减少开门时热空气进入库内,通常在库门上装设空气幕,并在库内设置回笼间。

中、低温穿堂最好是装置吊顶冷风机,用来降温和除湿。

常温穿堂对外是敞开的，所以有的冷库将冷库门直通月台，月台与穿堂并用，因此投资较省，又缩短运输距离，加快进、出库速度。但采用常温穿堂时应注意下列问题：

(1) 冷藏门的密封性和隔热性能要好，门上要有防冻的电热装置。同时，门上要装置空气幕，以减少开门时库内、外的热湿交换和降低耗冷量。

(2) 冷库与常温穿堂交接处（门过道）的地坪必须作防“冷桥”处理，防止穿堂地坪冻鼓和楼板结露等。

(3) 为防止开门时因热湿交换而在库内平顶和墙面大量结霜，在库门内应设置回笼间，减少库内结霜量。

(4) 穿堂内平顶、地坪、墙面等表面温度应不低于空气的露点温度，以避免穿堂内出现潮湿或滴水现象，为此常温穿堂应有适当的门窗，借自然通风和热量的补充，抵消由冷库构造和开门时传给穿堂的冷量。自然气流的方向应与空气幕的方向平行，这就不致使自然气流与空气幕交叉，从而降低空气幕的效能。

4. 冷库的回笼间（门斗）

在冷藏间内设置回笼间，其目的是把从库门越过空气幕进入库内的热湿空气控制在一个较小范围内，减少库内结霜现象和温、湿度波动。回笼间的大小，应能容纳进入的气流，回笼间的构造要简化，易于拆换和维修。条件许可时适当配置冷却设备，使水汽迅速凝结。为了使气流在间内回流，回笼间须装设软性门帘。

5. 冷库的伸缩缝

按建筑工程的规定，根据冷库的结构性质，在一个方向的长度超过 50m 时，就需要设伸缩缝，以免建筑物受温度变化的影响而产生裂缝。故冷库的长宽度宜在 50m 以内，当采用 6m 跨距时，长、宽度超过 8 跨即需设伸缩缝一道。

库内地坪、墙壁等构造，一般在 30m 左右设伸缩缝一道。

（三）冷库层高

小型冷库一般采用单层建筑。为了减少室外热量向冷库透入，冷库的外形宜呈正方形，以减少围护结构的外表面积。

冷库的净高，一般均在 4.5m 以上，最高达到 7~8m。冷库的净高，取决于堆货的高度。设置冷风机的库房，须注意回风必须的垫板高度。

合适的人工堆垛高度为 3~3.5m，最高可达 4m。采用提升码垛机堆货时，层高一般 4.8m 以上。

五、冷库容量的验算

冷库容量是指冷库内的冷却物冷藏间、冻结物冷藏间的容量总和，有的也包括贮冰间的容量。容量单位常用公称容积 (m^3) 或吨 (t) 表示。

推行和采用公称容积作为衡量冷库容量规模的计算标准，既可促使设计人员充分利用冷藏空间，提高容积利用系数，作出更为经济实用的设计，又可促进使用单位通过改革工艺、改进包装堆码技术，挖掘冷库贮藏的潜力。

(一) 冷库公称容积及其计算方法

冷库公称容积为各冷藏间或贮冰间的净面积（不扣除柱、门斗和制冷设备所占的面积），乘以房间净高的总和。其计算公式如下：

$$V = \sum V_i = \sum F_i H_i$$

式中 V ——冷库公称容积 (m^3)；

V_i ——冷藏间、贮冰间的公称容积 (m^3)；

F_i ——冷藏间、贮冰间的净面积 (m^2)；

H_i ——冷藏间、贮冰间的净高度 (m)。

(二) 冷库贮藏吨位的换算

随着贮藏食品的计算质量密度和所采用的包装物的不同，同等公称容积冷库的贮藏吨位也不一样。冷库贮藏吨位可用下面的简便公式进行换算。

$$G = \frac{\sum V_i \rho \eta}{1000} = \frac{V \rho \eta}{1000}$$

式中 G ——冷库贮藏吨位 (t)；

ρ ——食品的计算质量密度 (kg/m^3)；

η ——容积利用系数。

食品的计算质量密度和容积利用系数可分别采用表 1-1-2、表 1-1-3 及表 1-1-4 的规定。

表 1-1-2 食品的计算质量密度

食品名称	计算质量密度 (kg/m ³)	食品名称	计算质量密度 (kg/m ³)
冻猪白条肉	400	纸箱冻兔(带骨)	500
冻牛白条肉	330	纸箱冻兔(去骨)	650
冻羊腔	250	木箱鲜鸡蛋	300
块装冻剔骨肉或副产品	600	筐装新鲜水果	220(200~230)
冻猪油(冻动物油)	650	箱装新鲜水果	300(270~330)
罐冰蛋	600	托板式活动货架存蔬菜	250
纸箱冻家禽	550	木杆搭固定货架存蔬菜	
盘冻鸡	350	(不包括架间距离)	220
盘冻鸭	450	篓装蔬菜	250(170~340)
盘冻蛇	700	机制冰	750
块装冻鱼	470	篓装鲜鸡蛋	230
块装冻冰蛋	630	篓装鸭蛋	250
纸箱冻蛇	450		

表 1-1-3 冷藏间容积利用系数 η

公称容积 (m ³)	容积利用系数 η
500 ~ 1000	0.40
1001 ~ 2000	0.50
2001 ~ 10000	0.55
10001 ~ 15000	0.60
> 15000	0.62

表 1-1-4 贮冰间容积利用系数 η

贮冰间净高 (m)	容积利用系数 η
≤ 4.2	0.40
4.21 ~ 5.00	0.50
5.01 ~ 6.00	0.60
> 6.00	0.65

(三) 库内货垛与建筑物、设备间的距离

容积利用系数综合反映了冷间堆货容积所占冷间公称容积的份额。容积利用系数高，贮藏的吨位就相应增大。在使用中，如果无限制地塞满整个冷藏空间，那是不科学的。正确的使用应在货垛与货垛之间、货垛与建筑物、设备之间留有合理的距离，以改善冷风循环，充分发挥冷却设备的换热能力，保持较为均匀的冷间温度，确保商品的贮藏质量；并减少和避免因碰撞而撞坏建筑物和设备，也便于进行操作管理。因此，应按表 1-1-5 规定的距离尺寸合理堆码商品。

表 1-1-5 冷间内货垛距建筑物及设备之间的距离

项目		距离 (m)
货垛与建筑物表面及设备之间的距离	距冻结物冷藏间平顶	0.20
	距冷却物冷藏间平顶	0.30
	距顶排管下侧	0.30
	距顶排管横侧	0.20
	距无墙排管的墙面	0.20
	距墙排管外侧	0.40
	距风管喷风口中心 (下侧)	0.30
	距冷风机周围	1.50
顶排管与建筑物的距离 墙排管	翅片式顶排管与平顶或梁底表面	0.30 ~ 0.40
	翅片式墙排管与墙表面	0.20
	光滑顶排管与平顶或梁底表面	0.25 ~ 0.40
	光滑墙排管与墙表面	0.15

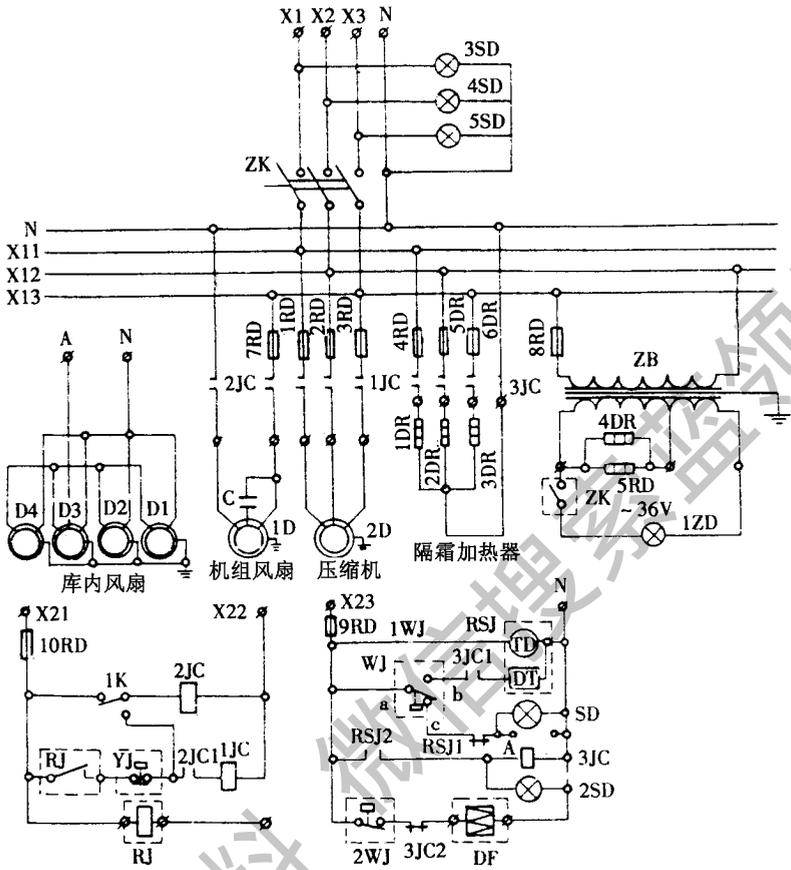
项目		距离 (m)
货垛如需按批次堆存时 垛间距离	鲜蛋类 (箱装者可取 “ 距离 ” 中较小的数值)	0.30 ~ 0.40
	鲜果类 (箱装者可取 “ 距离 ” 中较小的数值)	0.30 ~ 0.40
	其他	0.10 ~ 0.15
冷间内走道宽度	人工搬运	1.20 ~ 1.50
	机械搬运	1.80 ~ 2.20

第二节 冷库电气控制原理及电路

一、电控原理

小型全自动室内装配库 (ZK - 30m³WC) 有低温库和高温库两种。低温库 (库温 - 18 ~ - 20℃) 为 R502 单级制冷系统；高温库 (库温 - 5 ~ + 5℃) 为 R12 单级制冷系统。风冷式压缩冷凝机组置库外。库内悬挂翅片式冷风机，用四个风扇吹风使库内空气循环，电加热除霜。库体门框和门坎上分别设 70W 和 20W (24V) 电加热器防凝露。库内照明采用 36V 的低压电源。

它的电气控制原理如图 1 - 1 - 1 所示。ZK 是控制柜电源总开关。三个电源指示灯 3SD ~ 5SD 分别监视三相供电情况。指示灯 1SD 和 2SD 分别监视库内风扇和除霜电加热器的工作情况。选择开关 1K 根据运行条件扳位：向下扳动时，机组冷凝器风扇与压缩机同步启、停；夏季温度较高，为了防止压缩机重载启动，将开关 1K 向上扳动，这时冷凝器风扇与压缩机不同步。就是说，只要总电源 ZK 接通，风扇就持续运行，向冷凝器吹风冷却，而不受压缩机启、停的影响。



符号	名称	符号	名称	符号	名称
RSJ	除霜定时器	\bar{D}	电机	JC	交流接触器
RJ	热继电器	DR	加热器	1~3DR	除霜加热器
ZB	照明变压器	C	起动电容	K	开关
ZD	照明灯	RD	熔断器	DF	电磁阀
SD	指示灯	WJ	温度控制器	ZK	自动空气开关
YJ	高低压控制器				

图 1-1-1 控制原理

(一) 库温双位控制

当库内温度降到设定值下限时，库温控制器 2WJ 的常闭触点断开，液

管电磁阀 SF 失电，切断供液回路，压缩机继续运转将蒸发器抽空。待吸气压力降低至低压停机的设定值时，高低压控制器 YJ 的低压控制触头动作，压缩机正常停机。当库温回升到设定值的上限时，2WJ 的常闭触头复位，电磁阀 DF 通电，重新向蒸发器供液，蒸发器压力回升至低压开机的设定值时，压力控制器 YJ 的低压常闭触头复位，接通交流接触器 1JC，压缩机又重新启动。

(二) 除霜控制

采用时间—温度控制方式。配备除霜定时控制器 RSJ 和终止除霜温度控制器 1WJ。除霜开始动作由 RSJ 控制；除霜终止受定时（RSJ）和温度（1WJ）双重控制。温度控制器 1WJ 的温包感应蒸发器壁面温度，起到根据霜层除尽的信号终止除霜的作用。定时器则按预先调定的除霜持续时间起到除霜过程进行了一定时间后终止除霜的作用。参看电气原理图：除霜定时器 RSJ 中的同步微电机在总电源 ZK 接通后即通电计时，累积着压缩机工作和停止时间。累积时间到达预定的除霜时间时，RSJ 上的所有触头动作一次，即常闭触头 RSJ1 断开，库内蒸发器风扇停止；常开触头 RSJ2 闭合，交流接触器 3JC 得电，除霜电加热器 1~3DR 通电加热，开始除霜；与此同时，3JC 的常闭触点 3JC2 断开，停止电磁阀 DF 供液。待压缩机将蒸发器抽空至低侧压力降至停机的控制值时，由 YJ 动作，使压缩机停止。上述状态在除霜进行过程中一直保持着。当除霜过程经历了 RSJ 预定的持续时间（通常定为 40 分钟），RSJ 上的所有触头复位，RSJ2 断开，除霜电加热器停止，3JC2 闭合，电磁阀打开供液，使吸气压力恢复正常，YJ 的触头闭合，压缩机重新启动。RSJ1 闭合，但不能马上启动库内蒸发器风扇。后者的启动不仅受触头 RSJ1 控制，还受除霜温控器 1WJ 的触头控制。1WJ 的温包感应蒸发器表面温度，该温度高于 7℃ 时，1WJ 触点 a、b 接通，a、c 断开，蒸发器风扇不工作；停止除霜转入制冷运行一段时间，待蒸发器表面温度降到 -4℃ 时，1WJ 的触点 a、b 断开，a、c 接通，这才接通风扇运行。另外，若在 RSJ 预定的除霜持续时间（40 分钟）到达之前，霜已除尽，使蒸发器表面温度已达到 7℃ 以上，则 1WJ 的触点 a、b 接通，这时由于正在除霜，3JC1 又是闭合的，故除霜定时器 RSJ 中的电磁线圈 DT 得电，吸合线圈中的铁芯，带动

联动机构，使 RSJ 的触头复位，RSJ2 断开，立即终止除霜。这时 RSJ 上的计时装置继续走完预定的 40 分钟，但触头已经复位，结束后延时启动蒸发器风扇。

（三）自动保护

若由于某种原因使系统的吸气或排气压力异常，YJ 动作，1JC 失电，使压缩机保护性停机。故障排除，压力恢复正常后，又能自动重新启动压缩机。如果由于运行超载或其他原因造成压缩机过热，过热保护器 RJ（装在压缩机内）的触头断开，1JC 失电，也使压缩机保护性停机。

（四）控制器的调整

30m³ 的装配式库除霜定时一般设定为每天除霜 1~2 次，每次持续 40 分钟。除霜温控器调定的是结束除霜的温度值，调整范围是 7.2~24℃。压力控制器控制压缩机启、停的低压设定值调整范围为：

	低温库（R502）	中温库（R12）
开机，MPa（表压）	0.203~0.290	0.232
停机，MPa（表压）	0.073~0.145	0.029~0.087

高压保护性停机的设定值为表压 2.45MPa（R502），1.39MPa（R12）。

图 1-1-2 所示为目前国际上流行的一机多温冷库的典型系统和控制方式。多温冷藏柜也常采用这样的系统。

图示的系统用一台压缩机向三个库房供冷。压缩机不带气缸卸载机构。三个库的指定温度各不相同，分别为： $t_c = 0^\circ\text{C}$ ， 5°C 和 8°C 。

三个库房的蒸发器并联，每个库房及其蒸发器各设一套控制系统，通过供液量调节、蒸发压力调节和库房温度控制器，维持各自库房蒸发器的制冷条件。热力膨胀阀 TE 根据库房负荷的变化，自动调节蒸发器供液量；两个高温库（ $+5^\circ\text{C}$ 和 $+8^\circ\text{C}$ 库）的蒸发器出口各装一只蒸发压力调节阀 CPP，低温库（ 0°C 库）蒸发器出口安装止回阀 NRV，用以维持各蒸发器指定的蒸发

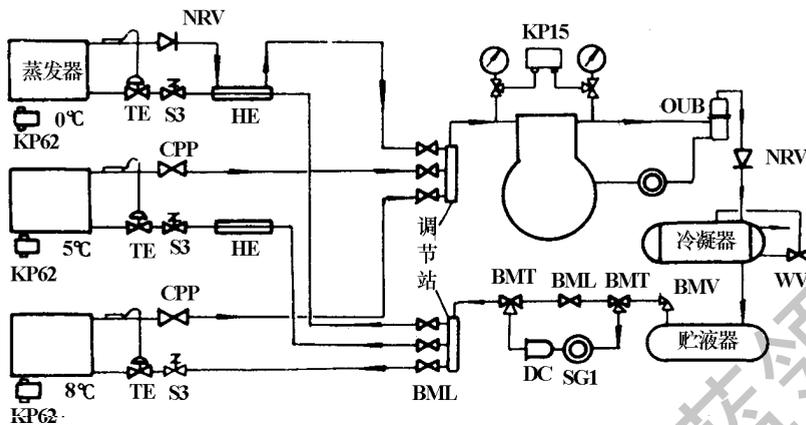


图 1-1-2 一机多温冷库

KP62 - 温度控制器；HE - 热交换器；S - 电磁阀；OUB - 油分离器；DC - 干燥过滤器；
 BML、BMT、BMV - 直通式、三通式、直角式手动截止阀；SGI - 观察镜；NRV - 止回阀；
 TE - 热力膨胀阀；CPP - 蒸发压力调节阀；KP15 - 高低压力控制器，WVFX - 压力控制的水量调节阀

压力，并防止制冷液体向低温蒸发器倒流；各库设温度控制器 KP62，分别按要求的库温调整设定值。温控器控制蒸发器的供液电磁阀，电磁阀在库温达到上限值时接通，降到下限值时关闭。三个库都达到指定温度的下限，因而三个电磁阀 S1、S2、S3 全都关闭后，吸气压力下降，高低压控制器 KP15 的低压部分动作，控制压缩机停机。停机后库温逐渐回升，只要有一个库温度达到指定的上限值，在接通其相应的供液电磁阀时，就有蒸发器获得供液，使吸气压力回升。升至 KP15 低压部分的开机设定值时，自动接通电源，压缩机重新投入工作。

KP15 的高压控制部分对排气压力过高实行保护。高压异常时，自动控制压缩机停止，待排除故障后再手动复位。所示装置容量较小，配置小型压缩机，压缩机采用飞溅润滑方式，故不需要油压保护。压缩机排气侧设油分离器 OUB，将带入系统的油降到最少。OUB 的回油管上设观察 SGI，可以随时监视回油情况。油分离器出口设止回阀 NRV，避免停机时制冷剂从冷凝器向油分离器中倒流和在其中凝结。

此外，采用压力控制的水量调节阀 WVFX，直接感应冷凝压力变化，成比例地调节冷却水流量，将装置的冷凝压力维持在规定的范围之内。

第 1 章 概 述

现以设有两大组蒸发排管，并共用一台活塞式制冷压缩机和一台水冷式冷凝器的自然对流式小型冷库的控制电路为例介绍。这种冷库的整体电路由辅助电路——冷却水泵和冷却塔风机的电动机控制电路，以及主电路——压缩机电动机的控制电路两大部分组成，分别如图 1-1-3 和 1-1-4 所示。这两大部分通过用作联锁安全保护的两只中间继电器 CPUE 和 CPUT 相关联。

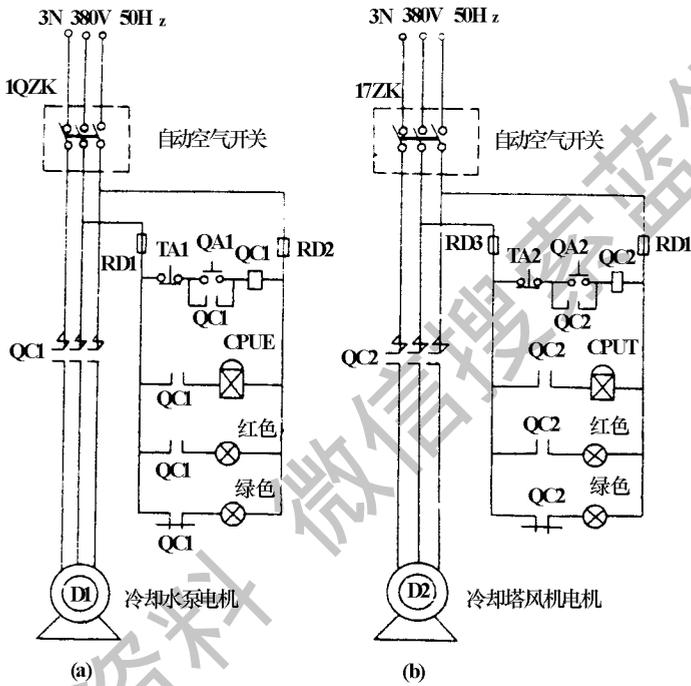


图 1-1-3 冷藏库电路（一）

压缩机、冷却水泵和冷却塔风机三者的电动机 LD、D1 和 D2 都是三相异步电动机，全部用三相、380V、50Hz 市电作电源，并采用自动空气开关和交流接触器 JLC、QC1 和 QC2 控制与电源的通断。在冷库不是长期停用或必须断电检修的情况下，主电路与辅助电路中的三个自动空气开关通常应置于闭合状态。

图 1-1-4 中，主电路自动空气开关闭合时，连于三相交流电源 L1、L2 两相间的变压器 B 便工作，其次级线圈向（右侧）控制电路输出 36V 和 3.6V 两组交流电压。36V 作温控中间继电器 J1、J2 及随压缩机开停自动控制制冷系统两条供液管通断的电磁阀 DF1 和 DF2 的电源；3.6V 则作三个指示

灯 XD1、XD2 和 XD3 的电源。XD1 和 XD3 分别显示压缩机运行和停机；XD2 及连于 L1 和 O 线间的电铃 L 作为压缩机吸、排气压力不正常时的报警设施。

为了保证压缩机开机后，不会因冷凝器散热不好，导致冷凝温度及对应的冷凝压力过高而引起故障，采用水冷式冷凝器的制冷系统的开车程序应为：

冷却水泵（按下 QA1）→冷却塔风机（按下 QA2）→压缩机

同理，若冷却水泵或冷却塔风机两者中有任一个断电停止工作时，压缩机也应同时与电源断开停止运行。为此，冷却水泵、冷却塔风机和压缩机三者的电动机采用中间继电器 CPUE 和 CPUT 作联锁安全保护。

从图 1-1-3 可见，CPUE 和 CPUT 的线圈分别与 QC1 和 QC2 的一组常开触点串接；从图 1-1-4 可见，CPUE 和 CPUT 的常开触点又与 JLC 的线圈三者相互串接。于是，只有冷却水泵、冷却塔风机先后启动运转，QC1 和 QC2 的线圈都带电，它们的常开触点闭合，CPUE 和 CPUT 的线圈也才都带电，它们的常开触点也才都闭合，JLC 线圈才有可能带电，使 JLC 主触头闭合，令压缩机启动运转。类似地，只要 QC1 和 QC2 两者中有一个断电，CPUE 和 CPUT 的线圈也将有一个失电，相应的常开触点就将断开，使 JLC 线圈失电，其主触头便会跳开，令压缩机停机。

从图 1-1-4 可知，与 JLC 线圈串接的还有高低压力继电器 FP 及热继电器 RJ1。FP 用作压缩机的压力安全保护；RJ1 用作压缩机的过载保护。

压缩机的吸、排气压力正常时，FP 的 1、3 触点闭合，1、2 触点断开。当冷凝压力和排气压力过高或蒸发压力和吸气压力过低，达到 FP 已整定的高压或低压值时，压力继电器内的波纹管将迫使微动开关动触点 1 与 3 断开，而与 2 闭合。这时，中间继电器 J3 的线圈便可接入 L1 与 L2 之间的相电压，J3 常开触点闭合，其中一个令 J3 线圈自锁，一个令报警灯 XD2 亮，一个令报警铃响；同时 J3 常闭触点断开，使 JLC 线圈断电，其主触头跳开，压缩机停止运转。要待排除故障，使吸、排气压力恢复到正常值时，微动开关 1、2 触点才断开，1、3 触点才闭合，压缩机才能重新启动运转制冷。

压缩机未过载时，与 JLC 线圈串接的热继电器 RJ1 的触点闭合；过载时 RJ1 触点便断开，使 JLC 断电，令压缩机停机。

该冷库采用 XCT-122 型测温调节仪作温控器。在图 1-1-4 中 CT' 和 CT 代表测温调节仪及它与外部电路的连接。R_r 是铂电阻温度计，作温控系

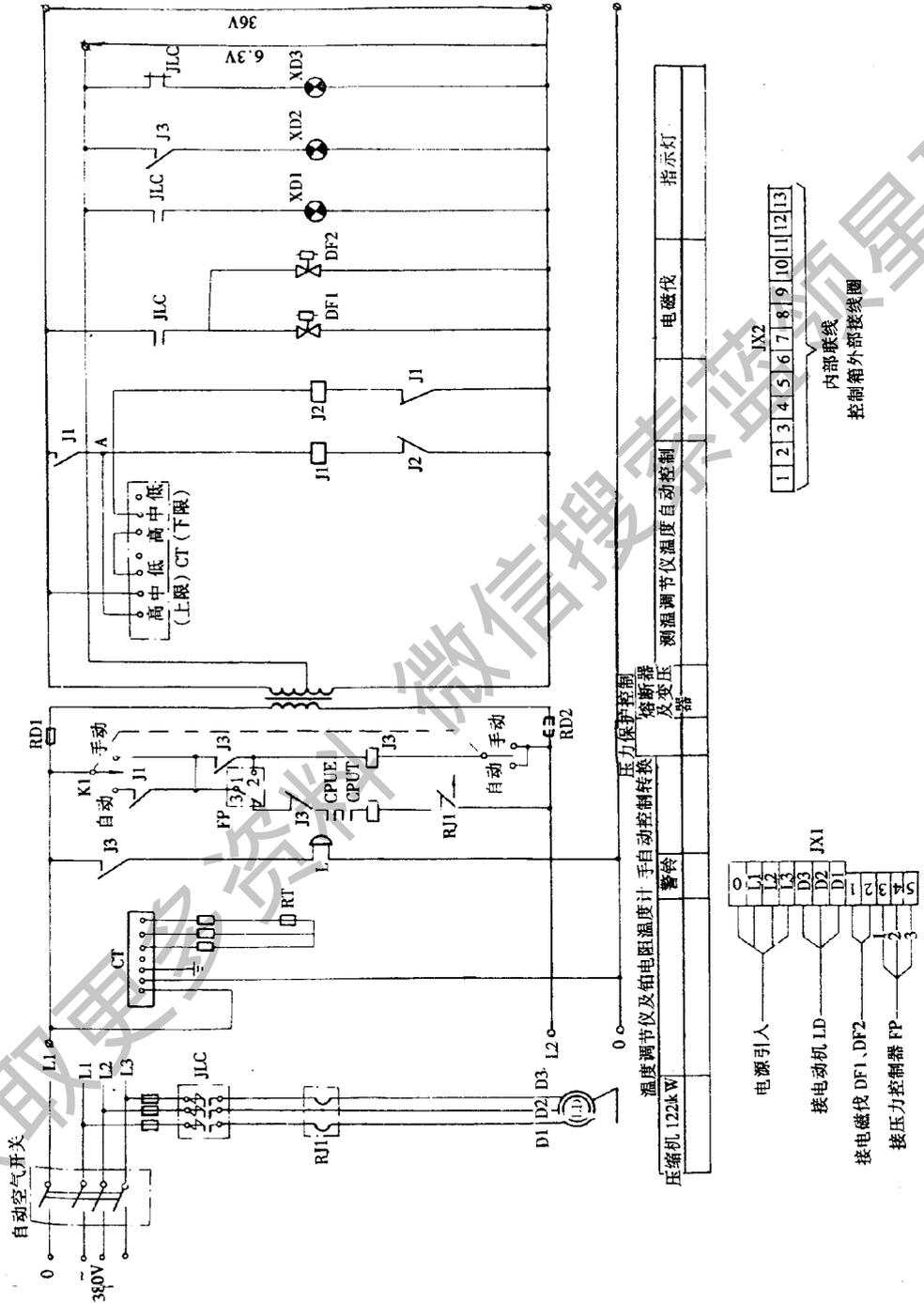


图 1-1-4 冷藏库电路(二)

统的感温元件，它的阻值随库温的升降而增大或减小，使测温调节仪内部的电桥电路失去平衡，令动圈旋转并带动表头指针移动，在有温度刻度的表头面板上指示出所感测的库温。表头动针与 CT 板上的上限高连接，表头面板上的库内上限温度指针和下限温度指针分别与 CT' 板上的上限中和下限中连接。

主电路自动手动转换开关 K1 置于自动位置时，温控器 XCT 才起作用；K1 置于手动位置时，因处在 K1 自动端和 FP 之间的温控中间继电器 J1 的常开触点未接入电路，将使温控器 XCT 失去作用。通常应将 K1 置于自动位置。若冷库启用时库内温度较高，可将 K1 先置于手动位置，则在冷却水泵和冷却塔风机启动后，主电路中压缩机电机的启动控制回路为：

$L1 \rightarrow K1$ （手动端） $\rightarrow FP$ （1、3） $\rightarrow J3$ （常闭） $\rightarrow CPUE$ （常开触点闭合） $\rightarrow CPUT$ （常开触点闭合） $\rightarrow JLC$ 线圈 $\rightarrow BJ1$ （常闭） $\rightarrow L2$ ，这时，因 JLC 线圈带电，其主触头闭合，压缩机便启动运转制冷。待库温下降到要求的温度时，便可将 K1 转到自动位置。此后将由 XCT 测温调节仪自动控制压缩机的停与开，使库温只能在设定的温度范围内波动。例如当停止制冷后，库温逐渐上升达到设定的上限温度时，CT 动针（上限高）与上限温度指针（上限中）接触，则温控回路为：

$36V$ （上端） $\rightarrow CT'$ 上限中 $\rightarrow CT$ 上限高 $\rightarrow A \rightarrow J1$ 线圈 $\rightarrow J2$ （常闭） $\rightarrow 36V$ （下端）这时，因 J1 线圈带电，其常开触点将闭合，其中一个（A 点上方的）使 J1 线圈自锁，另一个（位于 K1 和 FP 间的）将接通下列温控回路：

$L1 \rightarrow K1$ （自动） $\rightarrow J1$ （常开触点已闭） $\rightarrow FP$ （1、3） $\rightarrow J3$ （常闭） $\rightarrow CPUE$ （已闭） $\rightarrow CPUT$ （已闭） $\rightarrow JLC$ 线圈 $\rightarrow RJ1$ （常闭） $\rightarrow L2$ 这时，因 JLC 线圈带电，其主触头闭合，压缩机便启动运转制冷。

在制冷过程中，只要库温尚未降到设定的下限温度，尽管 XCT 动针已与上限温度指针脱离接触，逐渐往下限温度指针端移动，但由于 J1 线圈已为 A 点上方的已闭合的 J1 常开触点所自锁，保持接有 36V 电压，则位于 K1（自动）和 FP 间的 J1 常开触点仍将闭合，JLC 线圈仍然带电，压缩机将继续运转制冷。

当库温下降至设定的下降温度时，CT 动针（上限高）转为与下限温度指针（下限中）接触，则温控回路相应变为：

$36V$ （上端） $\rightarrow J1$ （A 点上方常开触点已闭） $\rightarrow A \rightarrow$ 上限高 \rightarrow 下限中 $\rightarrow J2$

线圈→J1（常闭触点）→36V 下端这时，因 J2 线圈带电，其常闭触点断开，令 J1 线圈失电，J1 的常开触点断开，使 JLC 线圈断电，其主触头跳开，压缩机便停止制冷。此后库温又逐渐升高，XCT 动针随之向上限温度指针端移动。在未达设定的上限库温前，J1 不会带电，其常开触点不能闭合，压缩机不会起动运转。库温上升达到设定的上限温度时，便会重复上述温控电路工作过程。

该冷库有两大组蒸发排管，从冷凝器流出的制冷剂冷凝液经贮液筒再分两路向这两大组蒸发排管供液。在这两条供液干管上各设一只电磁阀，它们应随压缩机的开或停，自动打开阀门向蒸发器供液，或自动关闭阀门停止向蒸发器供液，以免蒸发器中贮液过多，压缩机重新启动造成湿压缩。

从图 1-1-4 可见，并联的两只电磁阀 DF1 和 DF2 与控制压缩机电动机开停的交流接触器 JLC 的一组常开触点串联后才接入 36V 电压。因此，当 JLC 线圈带电，其常开触点闭合，令压缩机运转时，电磁阀同时获电，便自动打开阀门向蒸发器供液；当 JLC 线圈失电，其常开触点断开，令压缩机停止运转时，电磁阀同时失电，便自动关闭阀门，停止向蒸发器供液。

从图 1-1-3 可知，按下冷却水泵启动按钮 QA1，QC1 线圈接入两相电压，其所有常开触点闭合，水泵启动运转的同时，红色指示灯亮；而 QC1 的常闭触点断开，绿色指示灯灭。

按下停止按钮 TA1，QC1 线圈失电，常开触点全部断开，水泵停机的同时，红色指示灯灭；而 QC1 的常闭触点闭合；绿色指示灯亮。

此外，QC1 有一组常开触点与启动按钮 QA1 并接，按下 QA1，QC1 线圈带电，其常开触点闭合，QA1 便被短接。这样，QA1 复位断开后，仍可保持 QC1 线圈带电，使 QC1 线圈自锁。此后，只要未按停止按钮 TA1，熔丝 RD1、RD2 未熔断，自动空气开关 1QZK 未断开，水泵都将保持运转状态，红色指示灯也将保持亮态。

从图 1-1-3 可知，冷却塔风机电动机的控制电路与冷却水泵的完全相同。

从图 1-1-4 可知，只要冷却水泵、冷却塔风机正常运转，联锁保护中间继电器 CPUE 和 CPUT 的常开触点闭合；若同时压缩机吸、排气压力正常，压缩机未过载，冷库库温未达设定的下限温度，因而压力继电器 1、3 触点闭合，热继电器 RJ1 触点闭合，温控中间继电器 J1 常开触点闭合，则 JLC

线圈带电，其常开触点闭合，常闭触点断开，压缩机便处于运转状态，并且指示灯 XD1 亮，而指示灯 XD3 灭。

无论何种原因，只要 JLC 线圈失电，其常开触点断开，而常闭触点闭合，这时压缩机停止运转，指示灯 XD1 灭、XD3 亮。

如果压缩机是因排气或吸气压力不正常，使压力继电器 FP 动触点 1 转至与 2 接触而停机，则中间继电器 J3 线圈带电，其常开触点闭合，使指示灯 XD2 亮、电铃 L 响，发出报警信号。压缩机吸、排气压力正常时，FP1、2 触点断开，1、3 触点闭合，这时只要无其他异常，压缩机运转；同时因 J3 线圈失电，其常开触点断开，则 XD2 灭，电铃 L 不响。

二、冷藏库电路

冷藏库的电源一般为三相 380V、50Hz。最基本、最简单的电路是三相电动机的启动电路，虽有压力继电器和油压继电器对制冷压缩机进行保护，但却没有温度控制器，因此，运转是不经济的。

有温度控制器的电路如图 1-1-5 所示。小型冷藏库的温度控制器可以与电动机磁力启动器的线圈相串联，当总开关和手动开关闭合时，电流便通过温度控制器 ST 及 RJ、HP 等触点把磁力启动器的线圈接通而工作，当温度控制器的感温包受到低温环境的影响时，由于温包内感温剂的压力变化使伸缩囊收缩而导致电触点脱离，于是磁力启动器停止工作。当库内温度上升时，感温包内压力升高，导致电触点接通，压缩机又能工作制冷。

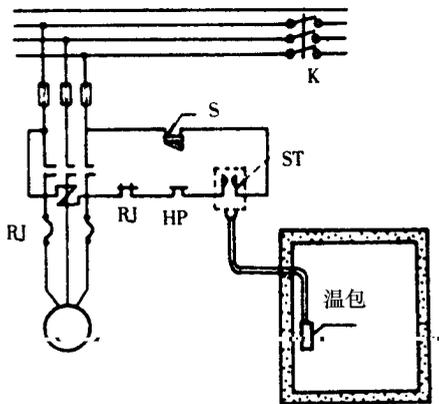


图 1-1-5 温度控制电路

图 1-1-6 为带有中间继电器的电路。压力式温度控制器的感温包置于冷库（或冷藏）箱内。当将开关 K 和手动开关 S 闭合时，低压变压器 T 通电。当温度控制器 ST 的温包受环境较高的温度影响时，其当中的指针向右上升至已给定好的与开触点相接触的位置时，S1 中间继电器通过电流，它的触点 S1-1 和 S1-2 相闭合，磁力继电器 J 导通。当库内的温度逐渐下降时，温控器中指针向左边下降至与停点相接触的位置，S2 中间继电器通过电流，S2-1 触点脱离，而 S1 中间继电器切断电源而停止工作，使磁力继电器 J 断路，停止工作，而当库温上升时，磁力启动器又恢复工作。

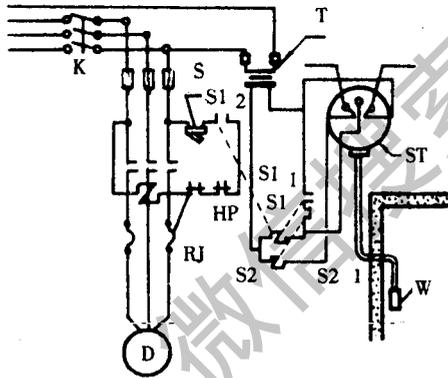


图 1-1-6 继电器电路

图 1-1-7 为一般直接启动电路。图 1-1-8 为采用降压启动电路，图 1-1-9 为具有自动化霜的电路。其他冷藏电路如图 1-1-10。

一小型冷库制冷系统有两台压缩机，正常情况下一台工作，一台备用。该冷库共分五个库，其库温分别是：菜 $4 \pm 1^\circ\text{C}$ ；乳品库 $2 \pm 1^\circ\text{C}$ ；饮料 $9 \pm 1^\circ\text{C}$ ；鱼肉库 $-10 \pm 1^\circ\text{C}$ 。

（一）温度调节

用热力膨胀阀、温度控制器、电磁阀及低压控制器四个调节元件来控制各库的温度。

当把开关 K1 ~ K9 都放到自动位置上，并合上压缩机开关 1K 时，则 I 号压缩机投入工作（若合上 2K，则 II 号压缩机投入工作），制冷装置就处于自

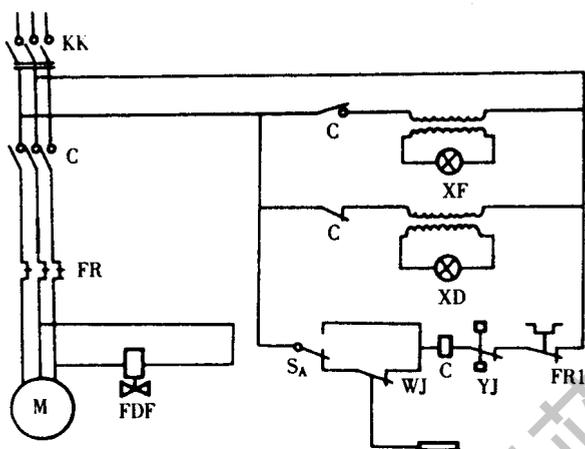


图 1-1-7 直接启动电路

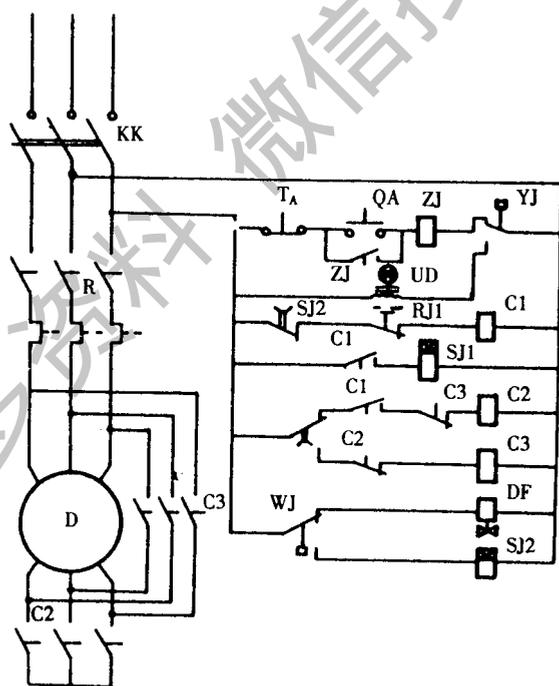


图 1-1-8 降压启动电路

动工作状态，各冷库温度控制器根据各冷库的实际库温控制着各自电磁阀的

启闭。例如：肉库温度高于规定的库温值，则温度控制器 1WD 的触点闭合，电磁阀 1DF 的线圈通电，电磁阀开启，此时膨胀阀也因库温升高而开启，故制冷剂进入肉库蒸发器制冷降温；同时，中间继电器 1ZJ 的线圈通电，使常开触点 1ZJ1 闭合，肉库风机启动；常开触点 1ZJ2 闭合，绿色指示灯亮；常开触点 1ZJ3 闭合，冷却水泵的接触器 1C 线圈通电，常开触点 1C 闭合，水泵启动工作。冷库水泵是受五个冷库温度控制器和两台压缩机控制的，只要它们之中任意一个处于接通状态（即只要在 1ZJ3 ~ 5ZJ3、2C3 和 3C3 中任意一个触点接通），水泵就投入工作，只有在五个冷库和两台压缩机全部停止工作时，水泵才停止工作。随着制冷装置的工作，各库温度都逐渐下降，当某一冷库温度达到规定值时，则温度控制器就切断该路电磁阀。当五个冷库都达到规定温度时，五个电磁阀都被切断，全部停止向库房蒸发器供液。此时，由于压缩机仍在运转，因此低压压力下降，当其到达低压断开值时，则低压控制器 1YL1（或 2YL2）断开，造成中间继电器 7ZJ1 的线圈断电，常闭触点 7Z1 闭合，中间继电器 8ZJ 的线圈通电，常闭触点 8ZJ1 断开，因此接触器 2C 的线圈断电，触点 2C1 断开，1 号压缩机停车。若某一冷库温度回升，超过规定温度值，则动作过程与上面相反，压缩机马上投入工作。所以通过以上四个调节元件的工作，可把各冷库的温度控制在所需的范围内。

（二）压力的调节

用蒸发压力调节阀、旁通调节阀、水量调节阀和低压控制器来控制各种压力。

高温库蒸发器出口安装蒸发压力调节阀，保证了五个冷库在各自所需的蒸发压力下工作。

当五个冷库内只剩下一个冷库未达到规定温度值，而吸气压力保持在给定值以上，避免了压缩机出现不该有的启停频繁现象。

在冷却水进水管路上安装水量调节阀，把冷凝压力控制在所需范围内。

低压控制器控制吸气压力，当五个冷库都达到规定温度时，一旦吸气压力降至低压给定值时，低压控制器的触点马上断开，切断压缩机电机电源，使压缩机立即停车。

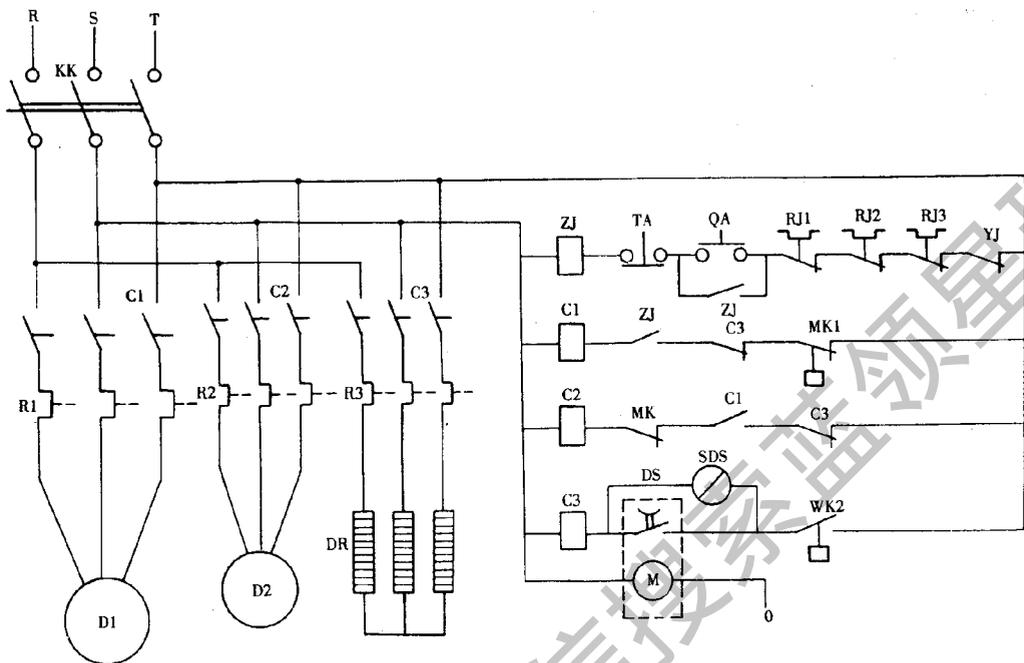


图 1-1-9 自动化霜电路

KK - 空气开关 C₁ - 制冷电机接触器 C₂ - 蒸发器吊顶风机接触器

C₃ - 化霜电加热接触器 R - 热元件 D₁ - 制冷电机 D₂ - 吊顶风机 ZJ - 中间继电器

DR - 化霜电加热管 BJ - 过载热继电器 WK_{1,2} - 温度继电器 YJ - 压力继电器 TA - 停止按钮

QA - 启动按钮 DS - 定时器 M - 时间继电器电机 SDS - 手动定时器 MK - 门开关

(三) 安全保护

用高压控制器、安全阀、压差控制器、注液阀、止回阀来实现多方面的安全保护。

高压控制器控制排气压力，当压力超过高压给定值时，高压控制器 1YL2（或 2YL2）断开，中间继电器 6ZJ（或 9ZJ）的线圈断电，常闭触点 6ZJ（或 9ZJ）闭合，使中间继电器 8ZJ（或 11ZJ）的线圈通电，常闭触点 8ZJ（或 11ZJ）断开，导致压缩机接触器 2C（或 3C）的线圈断电，常开触点 2C1（或 3C1）断开，I 号压缩机（或 II 号压缩机）停车。同时，常闭触点 6ZJ2（或 9ZJ2）闭合，红灯亮，警报器响。

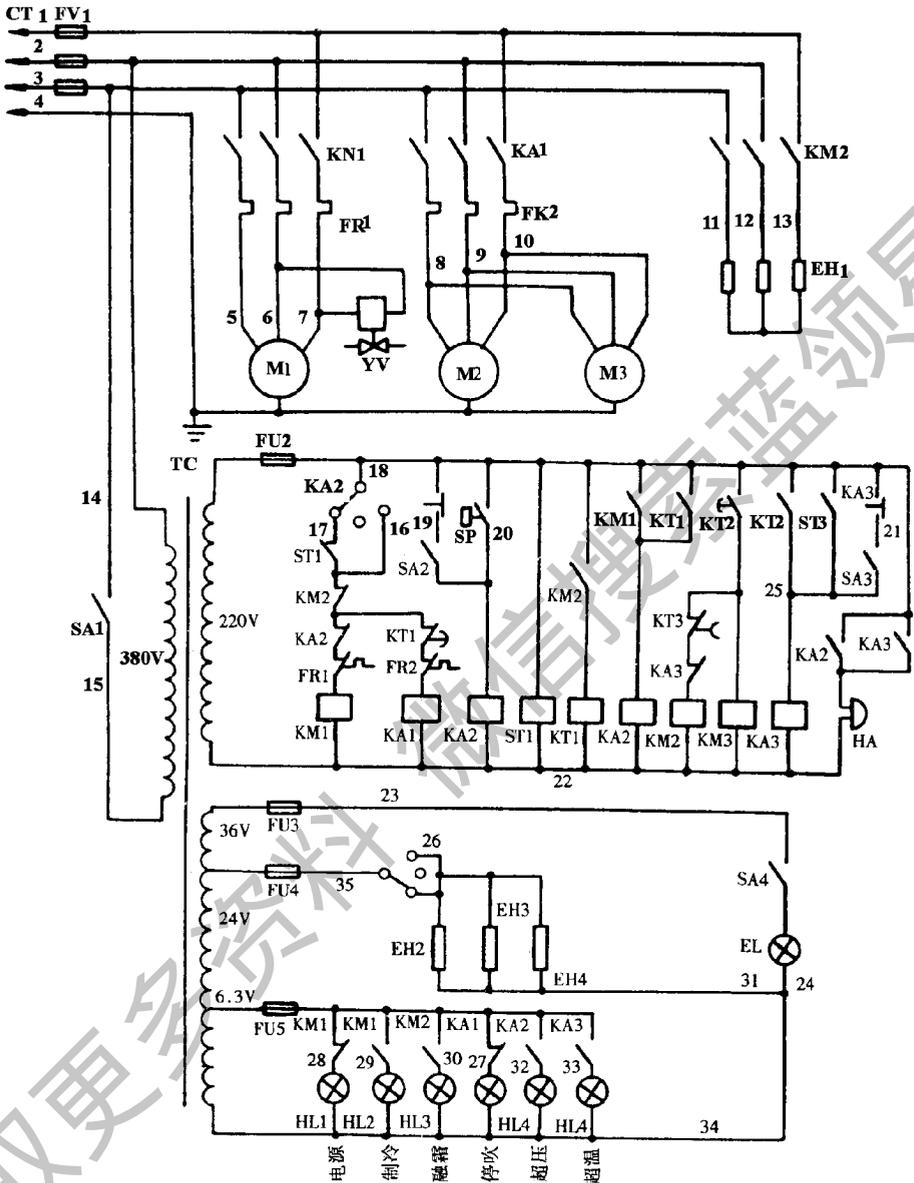


图 1 - 1 - 10 冷藏库电路

HL1 ~ 4 信号灯 EH4 - 加热丝 EH3 - 霜水排出管加热丝 EH2 - 门框加热丝 EH1 - 融霜熔断丝
 YV - 电磁阀 HA - 电铃 TC - 控制变压器 CT - 插头 FU4 - 瓷插式熔断器 FU_{2,3,5} - 保险丝
 FU1 - 瓷插式熔断器 EL - 照明灯 SA3 - 按钮 SP - 压力继电器 KT3 - 晶体管时间继电器
 KT2 - 通断定时器 KT1 - 时间继电器 ST1 - 温度控制仪 FR1 ~ 2 - 热继电器 KA1 ~ 3 - 中间继电器
 KM1 ~ 2 - 交流接触器 M2 ~ 3 - 交流异步电机 M1 - 交流异步电机

当高压控制器失灵或压缩机不在工作的情况下，由于失火或其他原因引起冷凝器压力剧增而超过允许值时，安全阀自动跳开，将系统中的高压冷剂应急释放至舱外，防止爆炸事故的发生。

用压差控制器来保护油压，当油压小于油压给定值时，油压控制器 1YC（或 2YC）断开，同样可使 I 号压缩机（或 II 号压缩机）停车。

有吸气管和高压液管之间装注液阀，当排气温度超过允许值时，注液阀打开，一部分液体冷剂经阀节流而进入吸气管，使吸气温度降低，从而达到降低排气温度的目的。

在低温库上安装止回阀，防止高温冷剂蒸气倒流冷凝在低温蒸发器内，避免启动时产生液击。

要使冷库温度保持稳定或者保持在某一恒定值范围内，就要求在热负荷变化时，制冷系统的冷量迅速跟着变化，使热负荷与冷量始终保持动态平衡。

由于调节系统中各个环节（如感温机构、调节器、执行机构等）均有自己的时间常数，带来一定的时间滞后，而制冷装置变工况后恢复稳定也需要一定的时间，所以库温只能维持在某要求范围内。冷库空气参数既定的基本稳定值称为库温基数。库温偏离基数的波动幅度称为库温控制精度。如 $3 \pm 2^{\circ}\text{C}$ ，表示库温基数是 3°C ，精度是 $\pm 2^{\circ}\text{C}$ ，库温稳定的范围是 $1 \sim 5^{\circ}\text{C}$ 。

库温调节手段的难易视库温精度而截然不同。冷库的一般工作特点是：库房及货物构成的热容量大，即热惯性大，在冷量与热负荷不平衡时，库温变化缓慢；在正常工作时，冷库热负荷很少突变；一般冷藏货物（除香蕉外）对冷藏温度的精度要求不严，只要保持在一定范围就可以。所以采用温度继电器之类的双位调节器来控制压缩机停（如家用冰箱）或控制供液电磁阀就可满足要求。

温度继电器的感温元件宜选放在反映平均库温的地方，如气流较为流通的位置。风冷式冷库感温元件宜放在回风口处。

（四）冷库除霜电路

小型氟里昂冷藏库的自动化霜电路见前述的图 1-1-9 所示。

电源为三相 380V50Hz 交流电源，由 R、S、T 端进入空气开关，然后经

接触器 C1、C2、C3，再经热元件 RJ1、RJ2、RJ3 进入制冷机电机 D1、吊顶风机 D2、化霜电热管 DR。安装及维修时，应根据不同功率配用相应的接触器、热继电器及导线的线径。

控制电路的器件包括中间继电器、启动按钮及停止按钮、热继电器、压力继电器、温控器、定时器、手动定时器、门控开关（行程开关）等。中间继电器线圈 ZJ 两端分别与电源 S 端连接或经由常闭按钮 TA、常开按钮 QA、热继电器 RJ1、PJ2、PJ3 及压力继电器常闭触点 YJ 构成的串联支路与电源 T 端连接。这样，如果热继电器与压力继电器因超载跳闸时不能自动复位，需经再次按钮启动，这样可以防止意外事故和及时发现故障。

接触器 C1 线圈两端接电源 ST 之间，并与 ZJ 常开触点、C3 常闭触点、温控器、WK1 常闭触点串联，以便温控器 WK1 控制制冷机自动开停。

接触器 C2 线圈两端接电源 ST 之间，并与门控开关的常闭触点、C1 常开触点、C3 常闭触点串联，以便于开库门时，温控器 WK1 自停时以及自动化霜时吊顶风机停止运转。

接触器 C3 两端接电源 ST 之间，并与定时器 DS 常开触点相连其触点两端可接手动定时器常开触点，再串联于温控器 WK2 常开触点。定时器电机电压为 220V，所以一端接电源 S，一端接零线。

如冷库正常运转时，温控器 WK1 定在 -15°C ，温控器 WK2 定在 -5°C ；WK1 的传感器置于冷库内控制库内温度，WK2 的传感器则应置于吊顶风机表冷器翅片内，以控制 C3 接触器只有在蒸发器结霜的情况下才能工作。定时器可定在每 4、6、8、12 小时动作一次，根据需要选定，每次工作半小时。每次化霜时，定时器 DS 常开触点接通，还必须在表冷器结霜、WK2 常开触点闭合的情况下接触器 C3 动作，化霜电加热管开始加热，同时由于 C3 的动作，C1 与 C2 电路中的 C3 常闭触点断开，而制冷机与吊顶风机均停止工作；半小时后化霜完毕，DS 定时器触点断开，C3 停止工作，C1 与 C2 恢复工作，制冷恢复正常。

（五）冷藏设备、冷藏库的微电脑控制

由北京市同力制冷设备公司研制生产的 LK-2 系列冷藏箱（库）专用微电脑控制箱，适用于中、小型氟制冷系统 2HP~15HP 冷藏设备和冷藏库。

其主要功能如下：

①压缩保护：有一定延迟时间保护压缩机，此延迟时间可设定。

②除霜控制：具有强制手动除霜及定时自动除霜功能（手动除霜自动解除）。

③库温控制：控制范围为 $-40 \sim 40^{\circ}\text{C}$ 。

控制温差范围： $1 \sim 6^{\circ}\text{C}$ （操作者可根据需要在 $1 \sim 6^{\circ}\text{C}$ 之间选择设定）。

④超温监视：提供高温、低温两组设定值作为超温监测用。

⑤库内冷风机控制：除霜时冷风机风扇停止，除霜结束后，待蒸发器温度低于库温时，冷风机风扇才开始工作。

⑥异常监视：能监测异常信号（高、低压，压缩机冷凝器，蒸发器电机过载、缺相等），当发生异常时，所有输出停止并且蜂鸣器报警。

⑦显示器及指示灯：两位半数字显示，可显示负数，备有异常灯、高低温报警灯、压缩机保护计时灯、运转灯、冷风机启动灯及除霜灯等。

⑧停电记忆功能：控制器内含有停电记忆装置，停电时各种设定数据不消失。

⑨本控制器为智能化设备，具有开机自检功能，并能显示出故障类型、故障部位，以方便用户检查判断，快速排除故障。不断自检测两个传感器的状况，并同时检测异常信号（压缩机过载、超压等）。一旦出现故障，系统会显示相应的故障信号：

C1——记忆系统故障；

C2——库温传感器开路；

C3——库温传感器短路；

C4——管排温度传感器开路；

C5——管排温度传感器短路；

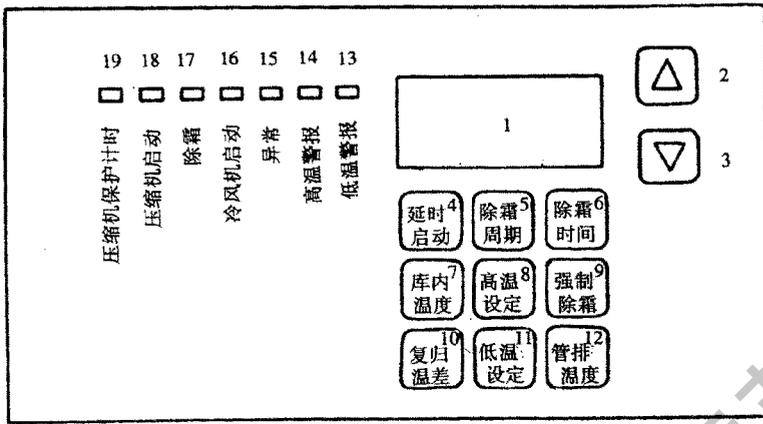
CH——压缩机、冷风机等过载、缺相（指三相的电器）、机组超压等。
待故障排除后，恢复常态控制功能。

1. 面板说明及操作

面板控制显示装置如图 1-1-11 所示。

操作方法如下：

4、5、6、7、8、9、10、11、12 号键为功能设定键，2、3 键为数值增减设定键。操作时，先按相应功能设定键，同时另一手按 2 或 3 号键以增减设



LK-2 冷藏箱控制面板

图 1-1-11 控制面板

- | | | |
|-------------|-------------|------------|
| ① 数值显示器 | ② 数值设定增加键 | ③ 数值设定减少键 |
| ④ 延时启动设定键 | ⑤ 除霜周期设定键 | ⑥ 除霜时间设定键 |
| ⑦ 库内温度设定键 | ⑧ 高温限制设定键 | ⑨ 强制除霜键 |
| ⑩ 复归温差设定键 | ⑪ 低温限制设定键 | ⑫ 管排温度设定键 |
| ⑬ 低温越限报警指示灯 | ⑭ 高温越限报警指示灯 | ⑮ 异常指示灯 |
| ⑯ 冷风机启动指示灯 | ⑰ 除霜指示灯 | ⑱ 压缩机启动指示灯 |
| ⑲ 保护计时指示灯 | | |

注：除霜周期所设定的时间为压缩机累计运转时间。

定值，放开功能设定键，输入设定完成。

具体操作步骤及方法如下：

(1) 通电后，先设高温限制值（8号键与2或3号键）。高温限制值最高可设定到 $+40^{\circ}\text{C}$ ，最低设到库温值。一般高于库温 $3\sim 8^{\circ}\text{C}$ 。

(2) 设低温限制值（11号键与2或3号键）。低温限制值最低可设到 -40°C ，最高设到库温值。

(3) 设定库温值（7号键与2或3号键）。库温值最高可设到高温限制值，最低设到低温限制值。

(4) 设定延时启动时间（4号键与2或3号键），时间单位为s。

(5) 设定复归温差值（10号键与2或3号键），范围为 $1\sim 6^{\circ}\text{C}$ 。

(6) 设管排温度值（12号键与2或3号键）。该值一般设定应比库温值

低 $3 \sim 5^{\circ}\text{C}$ 或等于库温值。

(7) 设除霜周期时间 (5 号键与 2 或 3 号键), 时间单位为 h。

(8) 设除霜时间 (6 号键与 2 或 3 号键), 时间单位为 min。

注: ①只按下功能设定键时, 数字显示的内容为原输入内存值, 以供检查输入值是否正确。

②控制排管蒸发器冷库时, 除霜周期调至 0 位, 电脑进入自动工作状态, 排管传感器停止工作但不得拆下。

强制手动除霜:

按 9 键控制器开始除霜, 再按 9 键除霜停止。如未再按除霜键, 电脑会根据蒸发器温度和化霜时间自动完成化霜进入制冷状态。若已处于自动除霜中, 按此键则停止除霜。除霜中不理睬高低温报警, 库内风扇由管排温度自动控制。

例: 输入库温 -20°C 程序:

未按任何键时, 数字显示为当时实际库温。

按 7 键时, 数字显示原输入设定的库温值。

同时再按 2 或 3 键以增减设定值, 每按 2 一次数值加 1, 按 3 一次数值减 1, 若 2 键或 3 键一直按下, 则数值可以连续加 1 或减 1, 直至到所需要的数值。

放开 7 键, 恢复显示库温, 设定过程结束。

2. 异常情况处理

(1) 高温、低温报警。

库内温度超过或低于设定报警温度 30 分钟后, 高温或低温报警指示灯亮, 同时蜂鸣器报警, 待库温恢复正常后, 指示灯熄灭, 蜂鸣器报警停止。

(2) 电器及压缩机故障。

系统电器出现电流过大、断相、短路、压缩机超载、有关继电器脱扣等, 控制器检测到此输出后, 立即停止压缩机运转, 关闭除霜加热器, 同时蜂鸣器报警, 异常指示灯亮。故障排除后, 需手动闭合相应的自动开关或热保护继电器复位后, 控制器才能恢复正常工作。高温报警时压缩机继续工作。

(3) 高、低压报警。

高、低压力超过设定值时报警, 同高、低温报警。

(4) 维修。

请仔细阅读说明书及电路图，由专职电工修理。如需带电检测可断开蜂鸣器开关。

上述冷藏冷冻微电脑数字显示智能控制箱的电路如图 1-1-12 所示。

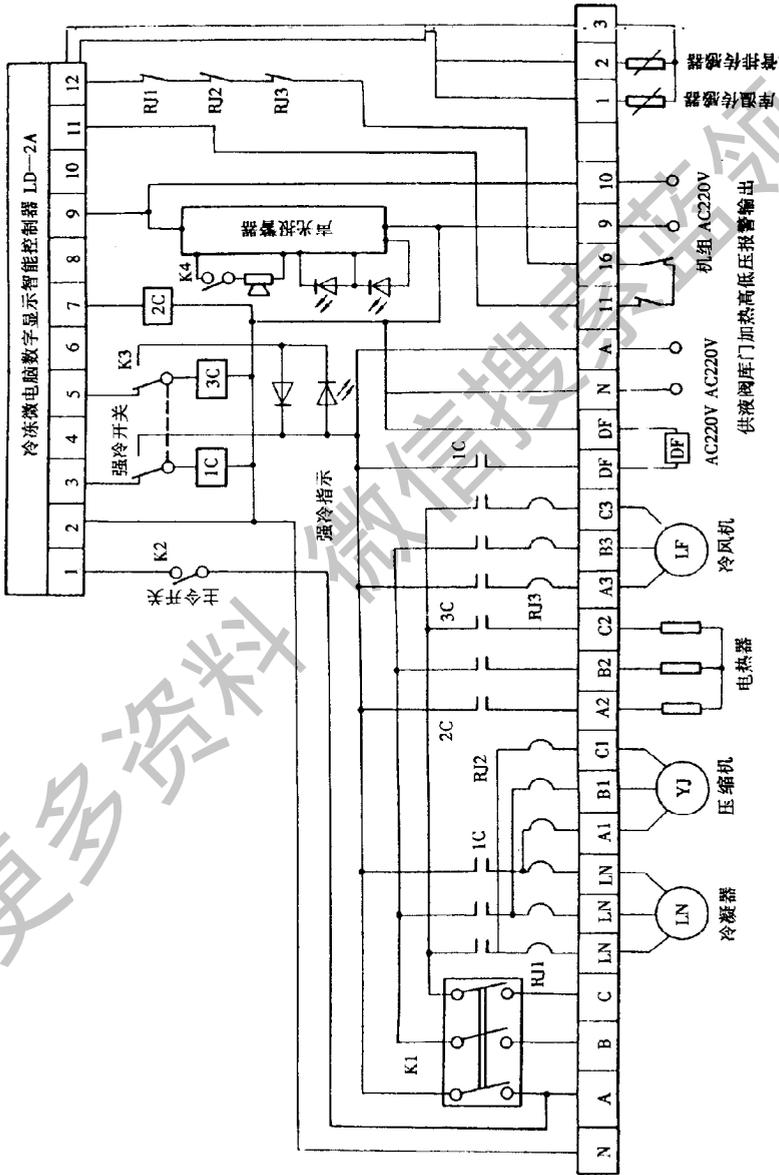


图 1-1-12 微电脑控制箱

第三节 冷库建筑及其结构

一、土建式冷库

冷藏库是食品冷却、冻结、冷藏的场所，它必须为食品提供必要的库内温度、湿度条件，并符合规定的食品卫生标准。冷库的合理结构、良好的隔热、防潮性能和地坪强度，是冷库长久使用的重要条件。

(一) 土建式冷库的结构

土建式冷库主要由围护结构和承重结构组成，围护结构除承受外界风雨侵袭外，还要起到隔热、防潮的作用。承重结构则主要支撑冷库的自重及承受货物和装卸设备的重量，并把所有承重传给地基。

冷库的基本结构如图 1-1-13 所示。

土建式冷库结构应有较大的强度和刚度，并能承受一定的温度应力，在使用中不产生裂缝和变形，冷库的隔热层除具有良好的隔热性能并不产生“冷桥”外，还应起到隔气、防潮的作用。库的地坪通常应作防冻胀处理，冷库的门应具有可靠的气密性能。

1. 冷库地基与基础

土建式冷库的地基是指承受全部载荷的土层；基础是直接承受冷库建筑自重并将全部重量传递给地基的结构物。基础应具有较大的承载能力、足够的强度，并将冷库载荷均匀地传到地基上，以免冷库建筑产生不均匀沉降和裂缝，同时基础也应具有足够的抗潮湿、防冻胀的能力。一般冷库多采用柱基础。

2. 冷库的柱和梁

柱是冷库的主要承重物件之一。土建式冷库均采用钢筋混凝土柱，柱网跨度大。一般冷库柱子的纵横间距多为 $6\text{m} \times 6\text{m}$ ，大型冷库为 $16\text{m} \times 16\text{m}$ 或

18m × 16m。为施工方便和敷设隔热材料，冷库柱子的截面均取方形。大型单层冷库库内净高一般不小于 6m，中小型单层冷库为 4 ~ 8m，多层冷库通常亦不小于 4 ~ 8m。

梁是冷库重要的承重物体，有楼板梁、基础梁，圈梁和过梁等形式，冷库梁可以预制或现场钢筋水泥浇制。

3. 冷库墙体

墙体是冷库建筑的主要组成部分，墙体可以有效地隔绝外界风雨的侵袭和外界温度的变化及太阳的热辐射，并有良好的隔热防潮作用。冷库外墙主要由围护墙体、防潮隔气层、隔热层和内保护层等组成，如图 1-1-13 所示。围护外墙一般采用砖墙，其厚度约为 240 ~ 370mm，在特殊条件下，也有现场浇制钢筋混凝土墙或预制混凝土墙等。对于砖外墙，其外墙两面均以 1:2 水泥砂浆抹面。外墙内依次敷设防潮隔气层、隔热层及内保护层。目前新建冷库防潮隔气层多为油毡或新型尼龙薄膜，并敷设于隔热层的相对高温侧，油毡隔气一般为二毡三油。冷库隔热层可用块状、板状或松散隔热材料，如泡沫塑料、软木、矿渣、棉等敷设或充填，冷库常用隔热材料的热物理性见表 1-1-6。

表 1-1-6 冷库常用隔热材料热物理性

材料名称	密度 ρ (kg/m ³)	导热系数 λ		比热容 C [kJ/(kg·K)]	蓄热系数 (24h) [W/(cm ² ·K)]
		实 测 值	设计采用值		
玻璃纤维	190	0.04	0.076	1.09	0.51
聚苯乙烯泡沫塑料	19	0.035	0.047	1.21	0.23
聚氨酯泡沫塑料	40	0.022	0.03	1.26	0.28
软木	170	0.58	0.070	2.05	1.19

在某些分间冷库中，设有内墙，把各冷间隔开。当两邻间温差 ≤ 5℃ 时，可采用不隔热内墙，以 120mm 或 240mm 厚砖墙，两面水泥砂浆抹面；隔热内墙多采用块状泡沫塑料与混凝土作衬墙，再作隔热防潮，并以水泥砂浆抹面，隔热内墙的防潮隔气层做在两侧，亦可只做在高温侧。

4. 冷库屋盖、楼板及阁楼层

冷库屋盖应满足防水防火、防霜冻、隔热和密封坚固的要求，同时屋面

应排水良好。冷库屋盖主要由防水护面层、承重结构层和隔热防潮层等组成，如图 1-1-13 所示。冷库的屋盖隔热结构有坡顶式、整体式和阁楼式三种结构。阁楼式隔热屋盖又分通风式、封闭式和混合式三种。

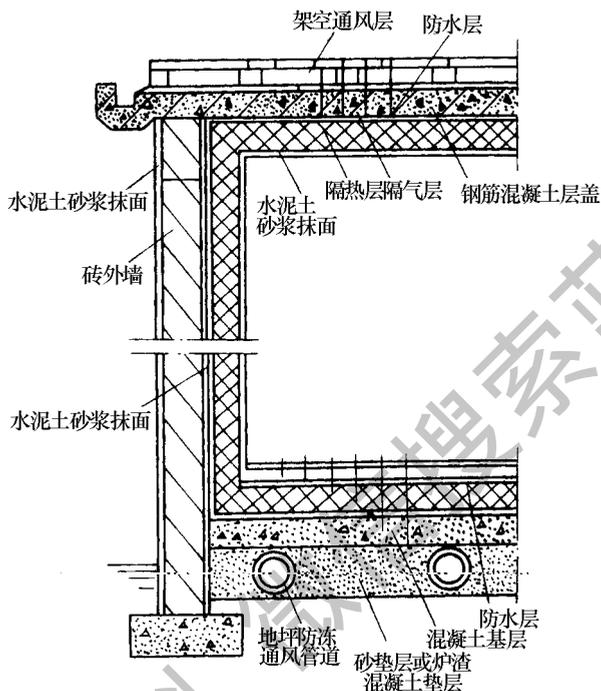


图 1-1-13 土建式冷库的基本结构图

多层冷库的楼板为货物和设备重量的承载结构，应有足够的强度和刚度。冷库楼板可采用预制板，但以现场钢筋混凝土浇制为多。

(二) 土建式冷库的隔热

冷库隔热对维持库内温度的稳定、降低冷库热负荷、节约能耗及保证食品冷藏储存质量有着重要作用，故冷库墙体、地板、屋盖及楼板均应作隔热处理。

冷库的隔热结构除具有良好的隔热、防潮性能外，还应有一定的强度，其楼板和地坪应有较大的承载能力。隔热层内应避免产生“冷桥”，具有持久的隔热效能。冷库隔热层内壁设有保护层，以防装卸作业时损坏。

土建式冷库常用隔热材料有：

1. 软木

常用的软木又称碳化软木，为板、管、壳等形的制品。碳化软木导热系数小，抗压强度大，无毒，施工方便，可用于冷库隔墙、地面、楼板、管道等的隔热，但价格较高，且容易产生虫蛀、鼠咬和霉烂受潮。

2. 玻璃棉及制品

玻璃棉导热系数小，不燃烧，不霉烂，价格便宜。目前多制成隔热板或管壳，使用方便，抗冻性好。

3. 聚苯乙烯泡沫塑料

自熄性的聚苯乙烯泡沫塑料有着良好的隔热性能。但遇有明火或受热易产生对人体有害的气体，故目前已不推荐使用。

4. 聚氨酯泡沫塑料

该类型隔热材料可预制成各种厚度或直径的板料或管壳，用于冷库墙体、地板、屋盖隔热及至表面直接喷涂或灌注发泡成型，使用方便。聚氨酯泡沫塑料导热系数小，吸水率低，耐低温和自熄性好，是冷库隔热中选用较多的材料。

（三）土建式冷库围护结构的防潮

冷库由于内外空气温差较大，则必然形成与温度差相应的水蒸气分压力差，进而形成水蒸气从分压力较高的高温侧通过围护结构向分压力较低的冷库内渗透。当水蒸气经过围护结构内部后到达低于空气露点温度的某温区时，水蒸气即凝结为水或结冰，造成隔热结构的破坏，隔热性能下降，因此在冷库结构两侧，当设计使用温差等于或大于 5°C 时，应采取防潮隔气措施，或者在温度较高的一侧设置防潮隔气层。

冷库设计防潮隔气层应符合下面几种情况：砌砖外墙外侧应作水泥沙浆抹面；外墙体防潮隔气层应与地面、层盖防潮隔气层良好地搭接；冷却间与冻结间隔墙隔热层两侧宜设防潮隔气层；隔墙的隔热层底部应作防潮处理；所有防潮隔气层敷设时均应顾及冷库其他隔热结构防潮隔气层的连续性。

冷库常用防潮隔气材料有石油沥青、油毡、沥青防水塑料和聚乙烯塑料薄膜等。其中石油沥青的防水蒸气性能好，又有一定弹性、抗低温、防潮隔

气性能稳定等特点。若与油毡结合使用，能达到良好的防潮隔气效果。塑料薄膜的透气性好和吸水性低、机械强度大、柔软性好，但耐老化、耐低温性能差。目前多数冷库仍以沥青、油毡作防潮隔气层。

(四) 土建式冷库的地坪防冻胀

土建式冷库建筑在地面上，由于地基深处与地表的温度梯度而形成热流，造成地下水蒸气向冷库基础渗透。当冷库地坪温度降到 0°C 以下时，则导致地坪冻胀，毁坏冷库地坪。

冷库地坪防冻胀的方法有地坪架空、地坪隔热层下部埋设通风管道或对地坪预热等。小型冷库多采用预制梁把地坪架空，如图 1-1-14 所示。架空式地坪防冻，其进、出风口高于室外地面应不小于 150mm，并在进、出口设置气流网栅。在采暖地区架空式地坪进出口，还应增设保温的启闭装置。架空层进风口宜面向当地夏季最大频率风向。如图 1-1-15 所示为地坪下设通风管进行自然或机械通风的地坪防冻胀结构。

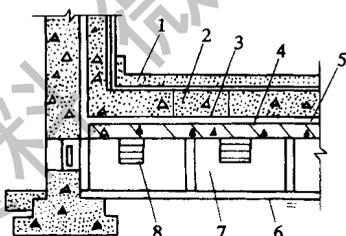


图 1-1-14 架空式地坪防冻胀结构图

1. 钢筋混凝土面层 2. 软木隔热层 3. 一毡二油防水层 4. 二毡三油隔气层
5. 钢筋混凝土基层 6. 混凝土垫层 7. 架空层 8. 气窗

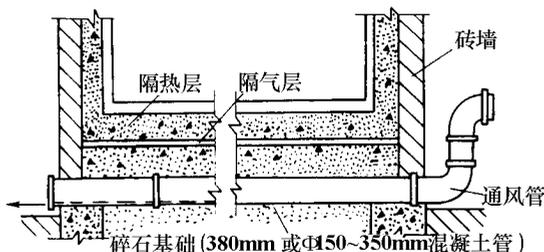


图 1-1-15 设有通风管道的架空式地坪防冻胀结构图

另外，当采用预热式地坪防冻胀时，其机械送风温度取 10°C ，热液温度 15°C ，排风或回液取 5°C 。通风水泥管宜取 $\Phi 250 \sim 300\text{mm}$ ，无缝钢管取 $\Phi 38 \sim 57\text{mm}$ 。载热液体须经过滤后送入。加热管应设在地坪隔热层下的混凝土垫层内，并采用钢筋网将加热管固定。金属加热管须采用焊接连接，混凝土施工前应作表面 $0.6\text{MPa}/24\text{h}$ 的校漏试验。

二、装配式冷库

装配式冷库的作用、使用条件和结构要求与土建式冷库相似。它为食品冷却、冷藏及其冷冻提供必要的条件，具有良好的隔热、防潮性能和承载强度。

装配式冷库按其容量、结构特点又有室外装配式和室内装配式之分。室外装配式冷库均为钢结构骨架，并辅以隔热墙体、顶盖和底架，其隔热、防潮及降温等性能要求类同于土建式冷库。室外装配式冷库一般容量在 $500 \sim 1000\text{t}$ 的范围内，适用于商业和食品加工工业使用。室内装配式冷库又称活动装配冷库，一般容量在 $5 \sim 100\text{t}$ 的范围内，必要时可采用组合装配，容量可达 500t 以上。室内装配式冷库最适用于宾馆、饭店、菜场及商业食品流通领域内使用。装配式冷库具有结构简单、安装方便、施工期短、轻质高强度及造型美观等特点。

室内装配式冷库基本结构如图 1-1-16 所示。冷库库体主要由各种隔热板组即隔热壁板（墙体）、顶板（天井板）、底板、门、支承板及底座等组成。它们是通过特殊结构的子母钩拼接、固定，以保证冷库良好的隔热、气密。冷库的库门除能灵活开启外，更应关闭严密，使用可靠。

室内装配式冷库的隔热板均为夹层板料，即由内面板、外面板和硬质聚氨酯或聚苯乙烯泡沫塑料等隔热芯材组成，隔热夹层板的面板应有足够的机械强度和耐腐蚀性。夹层隔热板性能应符合表 1-1-7 的要求，夹层板应平整（平面度 < 0.002 ），尺寸应准确（允许偏差 $\pm 1\text{mm}$ ），隔热层与内外面板粘结应均匀牢固。

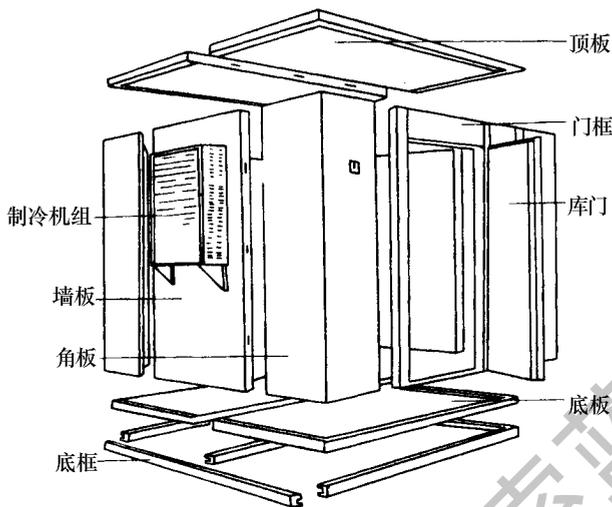


图 1-1-16 室内装配式冷库结构图

表 1-1-7 夹层隔热板性能指标

密度 kg/m ³	导热系数 W/(m·K)	抗压强度 N/cm ²	抗弯强度 N/cm ²	抗拉强度 N/cm ²	吸水性 g/100cm ²	自熄性 (s)
40~55	≤0.029	≥20.0	≥24.5	≥24.5	≤3	≥7

夹层板的内外面板多为玻璃钢板，亦有薄钢板、铝合金板或其他塑料板。冷库以夹层板做墙体，其接缝连接应牢固、平整、严密。其密封材料应无毒、无臭、耐老化、耐低温，有良好的弹性和隔热、防潮性能。

室内装配式冷库常用 NZL 表示（NZL——大写汉语拼音字母，分别表示室内装配式冷库），根据库内温度控制范围它分为 L 级、D 级和 J 级三种类型，见表 1-1-8。

表 1-1-8 装配式冷库主要性能参数

库 级	L 级	D 级	J 级
库温范围 (°C)	-5~5	-18~-10	-20~23
公称比容积 (kg/m ³)	160~250	160~200	25~35

第 1 章 概 述

库 级	L 级	D 级	J 级
进货温度 (°C)	≤32	热货 ≤32; 冻货 ≤ -10	≤32
冻结时间 (h)	18 ~ 24		
库外环境温度 (°C)	≤32		
隔热材料的热导率 [W/(m·K)]	≤0.028		
制冷工质	R12, R22		
电源	三相交流, (380 ± 38) V, 50Hz		

室内装配式冷库标记示例：NZL—20 (D) 表示库内公称容积为 20m³，库内温度为 -18°C ~ -10°C 的 D 级冷库。

室内装配式冷库所有焊接件、连接件必须牢固、防锈。所有镀铬或镀锌的镀层应均匀。冷库的木制件应经过干燥防腐处理，冷库门装锁和把手及安全脱锁装置，其 D、J 级冷库门或门框上暗装电压 24V 以下的电加热器，以防冷凝水和结露，库内装防潮灯，测温元件置于库内温度均匀处，其温度显示装在库外壁易观察位置。冷库地板应有足够的承载能力。大中型室内、外装配式冷库还应考虑装卸运载设备的进出作业。另外，冷库的底部应有融霜水排泄系统，并附以防冻措施。

三、冷库门

(一) 空气的渗入

当冷库门开启时，温度低、密度高的库内空气会沿着地板向外流出，而温度高、密度小的空气会从门的上部进入库内，如图 1-1-17 所示。在库内，冷热空气一旦相遇，就会形成水汽并且结冰。夏季，室外温度非常高，若门的开启时间太长，就会有大量的空气进入库内，从而使结冰的问题变得更加严重。

大部分冰形成于靠近门的墙壁上，但也有一部分形成于冷却盘管上，这

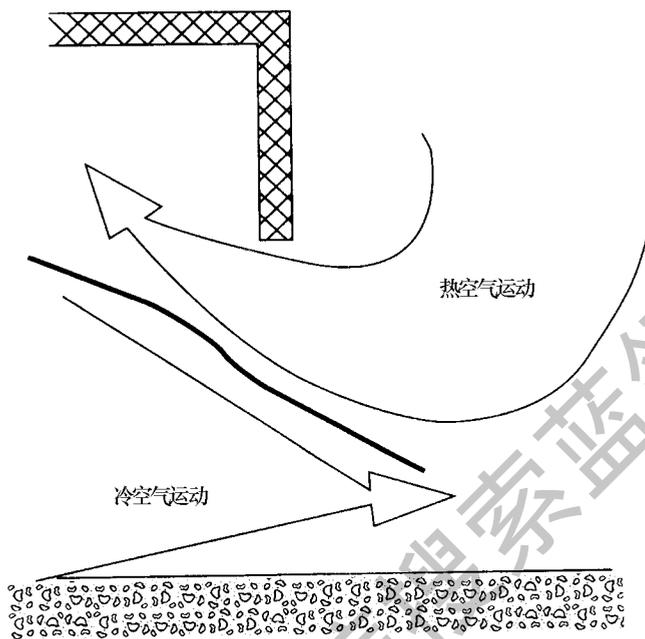


图 1-1-17 冷库门开启时的空气流动

样就会降低制冷效率，增大能量消耗。因此迅速进行门的开启以及在保证货物和工作人员绝对安全的情况下，尽量缩短门的开启时间是十分重要的。

门框的周围应采用有效的密封垫料，降低门处于关闭状态时，温度高、湿度大的空气的渗入。低温库门的四周应该有加热电缆以保证该处的温度在 0°C 以上，否则，门的密封垫料会冻结在门框上，开门时，会将密封垫料撕裂和损坏。如果没有加热电缆，或者是加热电缆失灵，会给门的正常工作带来严重的影响。密封垫料的损坏，会导致在门缝处结冰，随着冰体的增大，会将门推离门框，这样就会形成更大的空隙，从而形成恶性循环，最终导致门不能工作。

(二) 库门建造

现在，冷库门的生产方法一般有两种：一种是将聚氨酯泡沫喷射到预先制好的框架内，一种是采用隔热板。铰链门和小的移动门一般是采用第一种方法生产，生产时要用到液压机，其尺寸控制十分严格。门的内外两面一般

是采用金属板压制而成，常用的金属板是 0.63mm 厚的 Stelvetite（一种表面涂塑或电镀的钢板，在英国经常使用）和 0.8mm 厚的不锈钢板。门的内外两部分被固定在一起，在其四周边框的中间留有接缝，内填尼龙线条，这样可以防止冷桥的生成，降低冷量的损失，并可以固定密封垫料。然后将各组装部分放在液压机中进行充填，防止充填聚氨酯时门的表面变形。聚氨酯的充入量必须进行很好地控制，不能形成空穴，否则会降低门的隔热效果。隔热材料一般是从装铰链的一边注入，在其底部留有泄漏孔，以便对其膨胀度进行控制。聚氨酯牢固地将门的两个面结合在一起，形成一个坚硬、牢固的门板，然后再进行后期的装配和调整。

门框一般也是采用金属板制成，既可以在其内部充填聚氨酯隔热材料将其安装在墙体表面，也可以将其安装在隔热墙壁中间。对于低温库门，还应该在其其中安置加热电缆，电缆上面有可拆卸的盖板，以便于进行加热电缆的维修。门四周密封垫料的安装应十分灵活方便，以便于损坏时可及时更换。铰链应用防锈材料制成，开启门时，铰链还应能够产生向上的作用力，以防止门底部刮伤地面。门的把手应能保证即使在外面将门锁上，内部人员也能将门打开，进行紧急逃离，设计门栓时，要能够使门对门框产生一个持续的压力，以保证密封效果。铰链门不应该太宽，否则易撕拉变形，对于宽度大于 1200mm 的门，应该考虑采用双开门。双开门的缺点是在门关上后门缝之间难以进行很好的密封。由于这个原因，双开门一般不在低温库中使用。工作人员的进出通道或安全出口大都使用铰链门，另外，若门的侧边空间比较小，无法安装滑动门，这种情况下也需要安装铰链门。在铰链门的顶部，可以安装门闭合器，通常安装在冷库的外面，但一般不是自动控制的。

如前所述，滑动门一般采用隔热板制成，只有较小的滑动门才采用上述的喷射方法制造。这是由于当门板坏了的时候，采用隔热板制造的门更容易维修，另外，滑动门可以做得很大，没有尺寸的限制。滑动门的四周边缘需要有一个坚固的框架，以防止门弯曲变形，也有利于沿门的四周形成良好的密封，由于这个坚固的边缘框架是门最容易受到损坏的地方，因此，它的存在降低了门板损坏的可能性。边缘框架一般是采用挤压铝材或者是不锈钢板制成，这一部分的厚度比门板的实际厚度大，如图 1-1-18 所示。门框四个角的连接必须牢固，门的底部是可以进行更换的导向系统。门板是由一系列宽度为 1200mm 的面板组成，它们由镶条紧密地连接在一起，在其两边分

别用硅有机树脂进行槽形粘合密封。门板一旦连接好，门的底部也就固定好了。门做好之后还要辅之以门的导向系统。尼龙垫圈环绕在门的四周，以防止冷量的散失和固定密封垫料，密封垫料必须抗磨擦，并且容易更换。面板一般采用不锈钢板，在其两边涂上聚氨酯或聚苯乙烯隔热层制成。然后再包覆上对食品安全无毒的 0.63mm 厚的 Stelvetite 和 0.8mm 厚的不锈钢板。制造冷库门时，一般采用聚氨酯隔热板，因为它不仅有很大的强度，还有很好的隔热效果。不同贮存温度下所采用的隔热板的厚度如表 1-1-9 所示。

表 1-1-9 不同贮存温度下所采用的隔热板的厚度

贮存类型	贮存温度/℃	隔热板厚度/mm
冷藏室	0	60
冷冻室	-30	120
速冻室	-40	165

铰链门的门框可以采用钢板内充聚氨酯制成，可以固定在隔热墙体的表面，也可以安装在隔热墙壁中。低温库门框的四周也要有断缝，以防止冷桥的形成，有时还要加上一个门槛形成一个四面框架，门槛与地板平齐，可以在其底部铺设加热电缆。若没有门槛，电缆可与底部密封垫料直接铺设在地板上。

虽然门板的设计是十分重要的，但滑动轴承的设计也至关重要，应该给予高度重视。目前，在所有使用的滑动门系统中，最优秀的一种莫过于利用门自身的重量，在门移动到关闭位置时自动卡住。这种设计一般是利用 45° 角的滑轨和在其顶部表面移动的尼龙轴承来实现。轴承安装在门板的每一个角上，并且具有特殊的可调制动器。滑轨上有凹槽，当门到达关闭位置时，尼龙轴承进入凹槽使门停止运动，并与地板和门框形成完好的密封。由于这个动作是门运动到门的关闭位置时才发生，因此不会对密封垫料产生很大的磨损和撕裂，不像有些系统，其滑轨渐渐地向门框和门槛弯曲，门楔斜到门框上而不断地对密封垫料产生磨损。手工操作时，利用把手将门从凹槽中移出，这时候门即失去密封作用。门一旦回到滑轨上，就能够进行方便地关闭和开启。这一可靠的关闭动作可以防止门产生微小的张开而导致密封不严现象的产生。

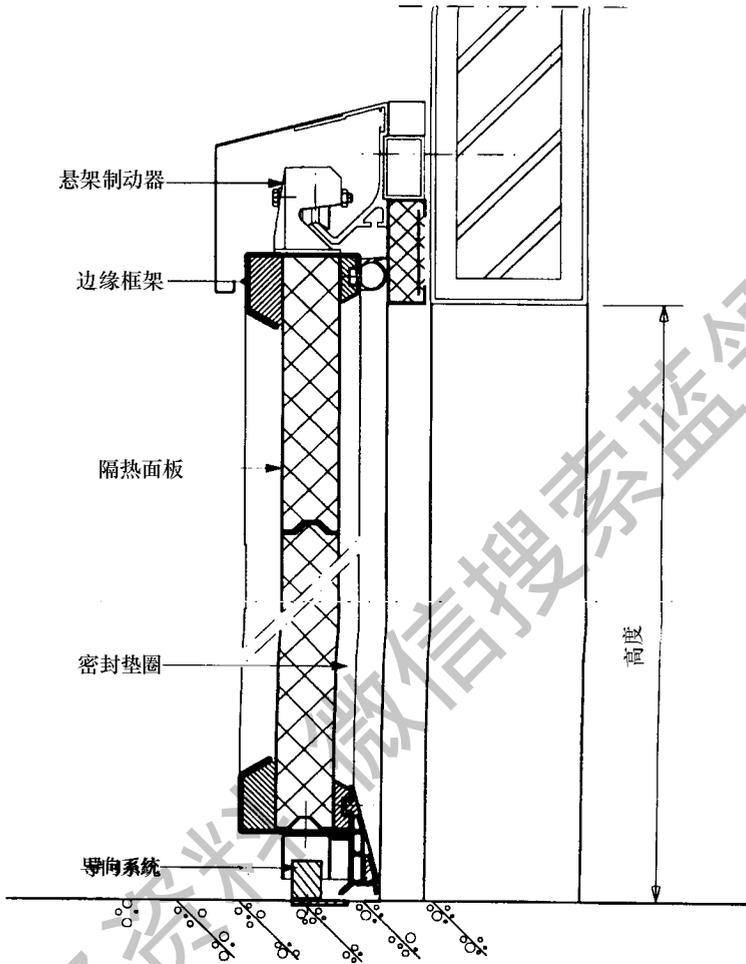


图 1-1-18 冷库门边缘框架立剖图

选择滑轨系统时，要对以下问题进行认真考虑：

- (1) 设计的滑轨系统是否有良好的密封作用，密封垫料是否会产生过度的损耗，使用过程中滑轨是否具有足够的强度；
- (2) 在所有的方向上，门的调整是否很方便和准确；
- (3) 滑轮是否耐用，是否能够自由转动；
- (4) 内部和外部的把手是否能够将门方便地开启；
- (5) 系统能否被锁住，是否具有紧急逃离设施；
- (6) 移动系统是否不需要经常维修，一旦损坏，是否可以方便地进行更

换；

(7) 自动控制系统是否是通用便利的。

门的宽度应该尽可能的小，只要能够满足最大货物安全通过，而不会对门框和门产生损坏即可。在确定门的尺寸大小时，通常利用以下的经验公式：

$$\text{宽度} = \text{货物的最大宽度} + 800\text{mm}$$

$$\text{高度} = \text{货物的最大高度} + 300\text{mm}$$

如果门的通道具有一定的斜角，或者是门前有走廊，则应该将以上的尺寸放大。工作人员进出门和紧急逃离门的宽度一般为 800 ~ 1000mm，高度一般为 2000mm。

(三) 自动化

经常使用的门，尤其是使用铲车装卸货物时，特别需要对门的关启进行自动控制。这一点不仅是由于节省了门关启时间而降低了能量消耗（不需要司机下车关启门），而且能够使门敞开着的时间缩短到最小程度。没有自动控制的门，其敞开的时间经常比较长，会造成大量冷空气的损失，更重要的是，会造成贮存产品品质的恶化。自动门可以通过自身的感应探测，使门开启时间缩短。

当今，对门进行关启最常使用的控制方法有两种：一种是电动式，一种是气动式。由于液压式会产生漏油及存在其他缺点而不为人们所喜爱。气动门的启动是十分安全可靠的，它有两种类型：弹射式和连续驱动式。弹射式（如图 1-1-19 和图 1-1-20 所示）由两个短的撞击式气缸组成，它安装在导轨的两端，通过电磁线圈和电子管控制。由限位开关探测并控制门什么时候完全打开或关闭。开门时，信号被送到阀门，随后即将压缩空气充入第一个气缸，该动作可将门开启约 200mm 左右，使门在滑轨上能够自由滑动，直至门被完全打开并被第二个气缸所截获。关门时，其次序正好相反，门被弹射回来并被第一个气缸所截获。这种系统是十分安全可靠的，门的边缘不需要安装安全框和探测装置，门可以停在导轨的任何一个位置。它的另外一个优点是，由于门没有与自动控制系统相连接，因此如果门受到撞击而跳下轨道时，不会对机械系统产生损坏，将门重新安装上去也十分简单。

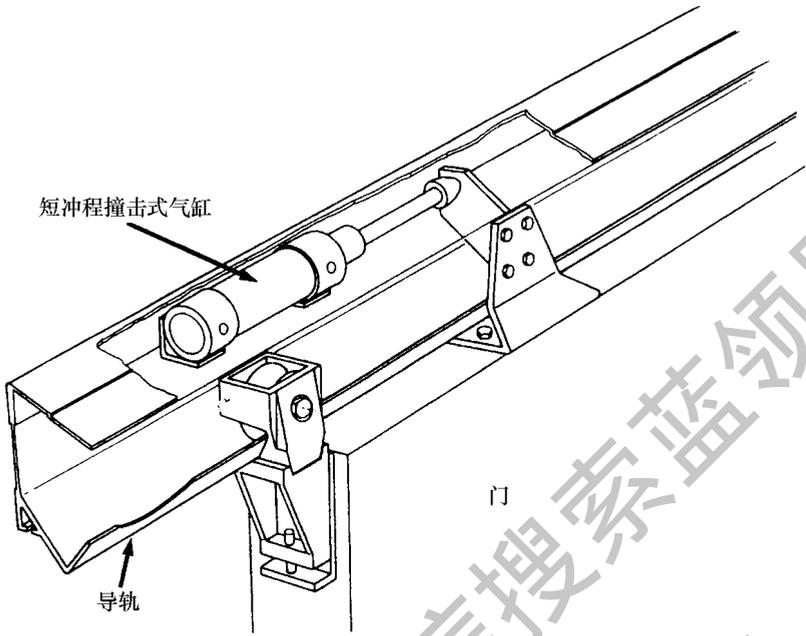


图 1-1-19 弹射式气动门的结构

第二种方式需要用较长的气压圆筒，当门在滑轨上滑动时，圆筒会对其产生持续的作用力，它是靠具有电磁线圈的气动阀来控制。在门的边缘上必须安装敏感的安全探测头，当门遇到人或其他障碍物时，会使其产生相反方向的运动。安全探头安装在门的边缘上十分容易损坏，其维修保养是十分重要的。电控自动门用三相可逆转电动机通过带或链条进行驱动，或者将电动机安装固定在轨道的上方，通过齿条和齿轮的配合控制门的开启，如图 1-1-21 所示。任何情况下，安全设施都十分重要，在门的开启处，使用光电管更能增加其安全性，当人或物体隔断了光电管发出的光线时，门就不会关闭。另外还需要使用限位开关指示门处于敞开或关闭的位置，但它有时也会给出错误的信号而产生麻烦。最新的自动控制系统是采用微型计算机进行控制，由于使用了微型计算机，可以不用以上所讨论的各种开关，使门的运行更加安全可靠。使用微型计算机可以统计驱动电机所需要的各种数据，使门完全开启或关闭，这些信息还可以保存在计算机内。另外，它能够控制门的开启和关闭速度，在门即将完全开启或关闭时，将门的移动速度降低，使

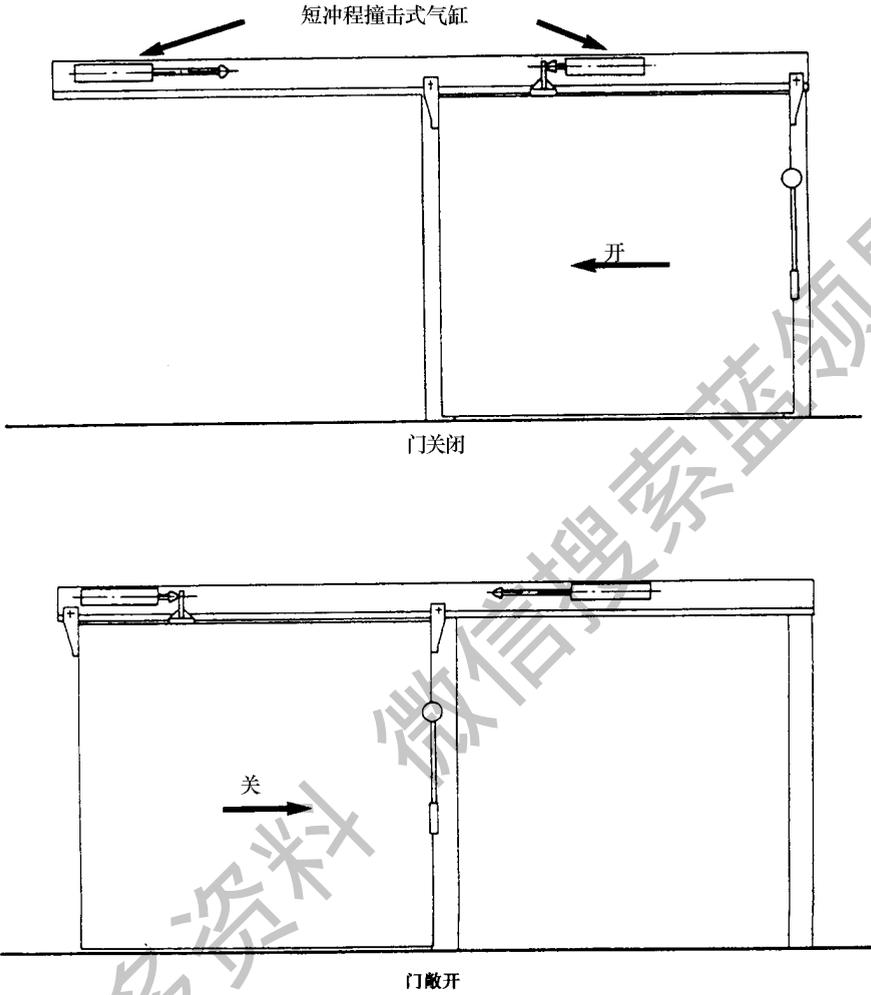


图 1-1-20 弹射式气动门的关闭和开启

门的开启关闭操作更加平稳，减小因振动而对门系统和其支撑结构所产生的影响。

(四) 库门控制

以上所讨论的各种门的自动控制系统，都可以采用以下一种方法进行作控制。最简单的一种方法就是在门的内外两侧都安装上按钮，但这种形式

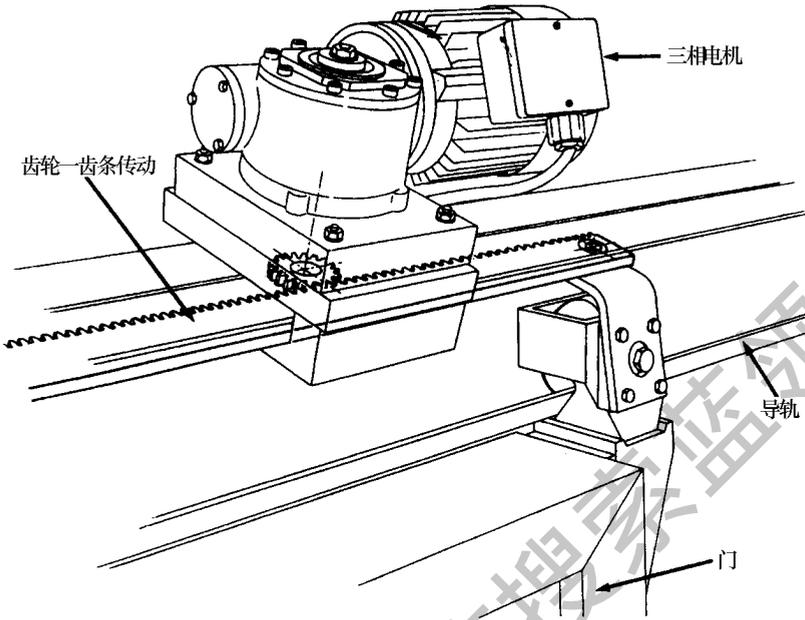


图 1-1-21 电控自动门的结构

一般是在人行通道上使用。对于那些需要使用铲车的冷库门，一般在建筑物的顶部安装拉绳开关，司机不用从铲车上下来就能方便地进行控制操作。拉绳开关的安装位置必须进行认真的考虑，以便使司机拉动开关后，至铲车到达冷库门口时，有充足的时间使门完全开启（要注意，大多数铲车司机在将车开到门口时并不减速）。拉绳要用光滑牢固的材料制成，避免拉绳与铲车的支架缠绕在一起。

另外还可以在地板上嵌入感应指示线圈，它可以探测到运输工具什么时候从它上方经过，并发出开门的信号；相对于门的开启，这一线圈的安置位置十分重要。这种形式的线圈只对金属物体产生感应，如铲车或手推货车，对塑料容器或行人不产生感应。如果这种方式不方便，则可以在门的顶部安装红外或雷达探测器，探测任何一种物体或人员的运动，并将门打开。有些控制方式在冷藏环境下会失灵，这一点必须给予充分注意。使用探测器和感应线圈最大的缺点在于它也能够探测到经过冷库门前，而不需要进入冷库的物体，如在装卸台上或过道上，往往有几个门并排在一起，货物、人员移动十分频繁。特种感应线圈和探测器能够区分出哪些物体是在其前面穿过而不需要进入冷库，但是它们一般比较昂贵，并且当从侧边靠近门，需要进入冷

库时，探测器和感应线圈不能作出及时的响应，探测器也不能探测从其他线路靠近门的物体。

其他的一些方式包括使用手持的或安装在铲车上的控制器，可以预先设计好一定的门的开启程序，以控制单个门或一系列门的开启。选择控制方式的首要规则是保证操作简便，并且能够像拉线开关那样安全可靠。许多复合式的控制系统在使用几个月后便被抛弃，而老式可靠的拉绳式开关却很受人欢迎。

以上所有系统还需要辅之以限时关闭器，即在收到信号后，门在经过一段预先设置的时间后会自动关闭。若在设置的时间内又收到另外的信号，则时间会重新设置。时间不能延续得太长，其一般调整范围是 $0 \sim 30\text{s}$ 。限时关闭器的主要缺点在于它的关闭动作不受操作人员控制，有时门正处于关闭状态，但却没有被人意识到，易产生与门碰撞的事故。因此通常使用警灯和警铃提醒人们门即将闭合；当使用按钮和拉线开关控制门时，这一点尤其重要。在有警示器的情况下，操作人员宁可主动地将门关上，而不是靠限时关闭器将门关上，因为限时关闭器与警示器连接在一起，若门敞开的的时间太长，如超过 20s ，则警铃就会响起。操作人员为了不听到噪声，就会养成主动关门的好习惯（若操作人员不主动关门，则限时关闭器在一定时间后也会将门关上，确保门不会敞开太长的时间）。

（五）库门安装

如今，在建筑冷库时，一般使用预制隔热板，这些板没有承重作用，它们主要是靠钢架来支撑。在开设门的地方，不一定正好存在钢架，大部分门是直接安装在隔热板上。目前已经开发了多种门框结构，它们环绕在门的周边，对隔热板起加强作用，门框是安装门及进行密封的直接表面，如图 1-1-22 所示。门框也可以对滑动门的滑轨起支撑作用，这一点对于防止轨道向支撑强度相对较小的隔热板一方倾斜是十分重要的。若门过大，通常宽度大于 2000mm ，高度大于 4000mm 时，一般建议不要采用这种形式，这种情况下，宁可将门的安装与主体钢架结合起来，因此接受门设计和安装专家的指导是十分重要的。必须牢记，劣质门采用了不合适的方法安装就是一个劣质门，有时为了节省一些钢架，却会付出犯错误的代价。没有钢架直接支撑

的门一般不会有好的密封效果，并且会渐渐地倾斜，结果会造成无法正常工作且不容易维修。

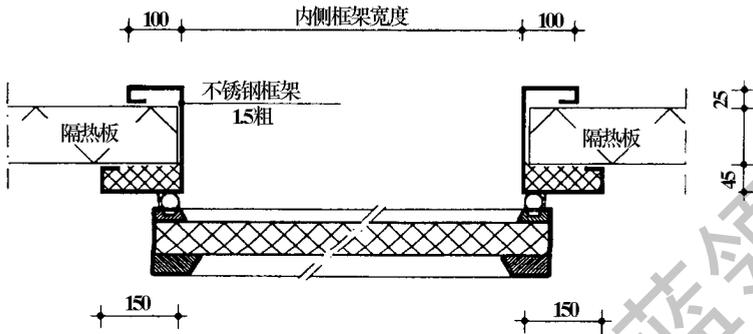


图 1-1-22 库门门框俯视图（单位：mm）

在可能的情况下，门一般是安装在冷库的外表面，低温库门的安装尤其如此，因为低温会对电动机、开关、轴承等产生严重的破坏作用，也会影响到它们的正常操作。将门安装在冷库的内表面，也不利于门的维修和保养，因为在低温下，工作人员会感到不舒服。

（六）库门防护

对门和门框的保护是十分重要的，通常要安装钢性门柱，门柱要直接固定在地板上，而不是固定在墙壁或门框上，如图 1-1-23 所示。这些门柱可以方便地拆下，以便于门的维修保养，其表面应该涂上明亮的色泽，便于人们发现。在许多情况下，它们的安装位置是错误的，其正确的安装位置应该是门柱的中心连线与门边缘线相重合。最常见的错误是将门柱安装在门的外侧，如图 1-1-24 所示，在这种情况下，门柱不会对门及门框产生完全的防护作用。正确地安装防护柱是门的设计和安装中的一个重要部分。门是冷库的一个重要部分，门柱对门的保护是至关重要的。

（七）特种库门

除了铰链门和滑动门之外，有些场合下还会用到具有特殊性质的门，对

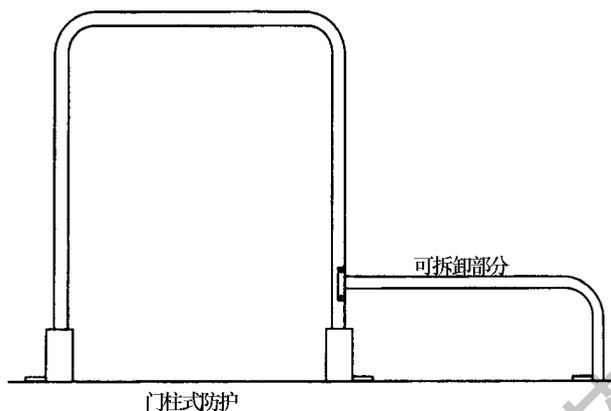


图 1-1-23 门柱的安装

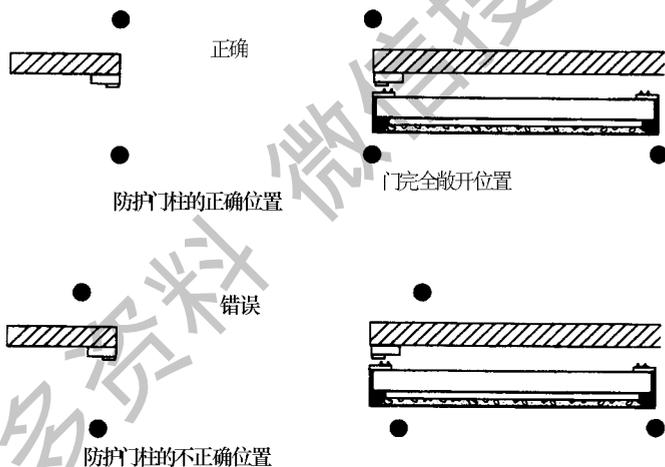


图 1-1-24 门柱安装的位置

部分实例描述如下。

在屠宰场和肉类加工场，需要有连续的胴体和肉类运送轨道通过冷库门。有几种方法可以解决这个问题，图 1-1-25 和图 1-1-26 所示为常见的两种方式。图 1-1-25 所示为一拼合式轨道，轨道及其支撑架从门的上方通过。为了门能够顺利地关闭，需要有附加的轴承帮助门滑过轨道的断口，门顶部开设有货物轨道通过的孔口，该孔口一般用 PVC 挂片帘进行密

封。如果门是自动控制的，图 1-1-26 所示的方法是一种十分合适的方法。门的滑轨是连续的，在门的面板上开设一个长孔，使得门在关闭时能够滑过货物轨道。当然这种方式仅适合于在高温库使用，在低温库使用时，货物轨道不应紧紧固定住，应能产生一定的位移，以便能够使门板上的长孔与货物轨道产生紧密配合，形成良好的密封。在进行具体设计时要向有关专业公司进行咨询。

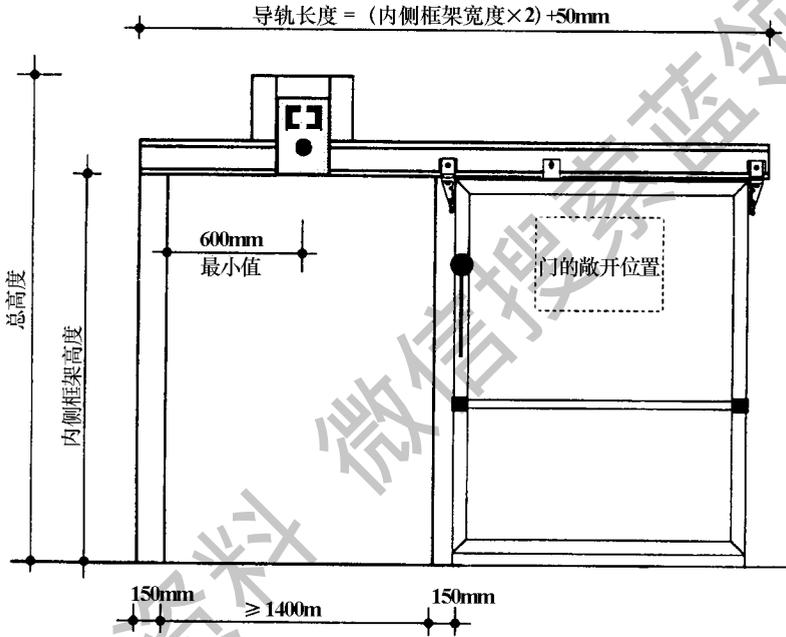


图 1-1-25 拼合式轨道门正视图

当有许多门需要一个挨着一个排列时可以采用这种形式，如冷冻隧道和装卸平台。它们可以利用平衡块或弹簧进行手动控制，但必须要有安全防护措施，防止出现机械故障时门摔下来。通常情况下，这种门采用如前所述的气动控制或电动机控制。使用折叠门也可以克服以上问题，但是折叠门往往比较复杂并且容易损坏，在低温库中一般不采用。

在具体的设计过程中，要将整个冷库作为一个整体进行设计，以避免产生横向空间不足的问题，必须记住，门也是一个高度专业性的部件，其造价很高，要保持其一直正常工作也很困难。

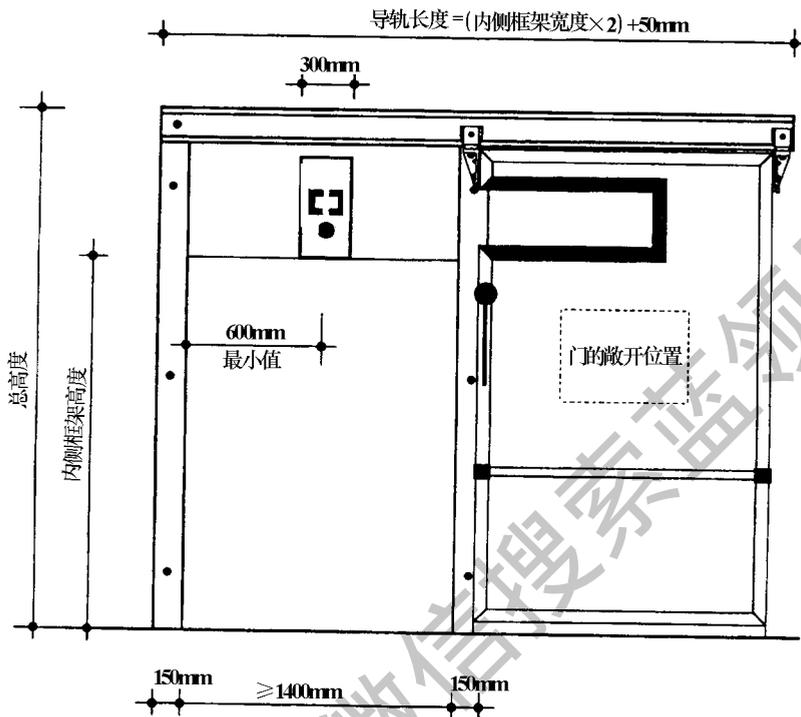


图 1-1-26 连续式轨道门正视图

快速卷帘门一般是由 PVC 或聚酯制成，它是靠快速卷动将门打开或关闭，如图 1-1-27 所示，这种门在使用十分频繁的场所是很常见的。它们一般靠可逆转的三相电动机驱动，可以通过感应线圈或红外探测器进行自动控制，使门打开的时间控制在最小程度。也可以使用水平双扇对开，但是它们一般比较贵重，因为该种门与地板间的密封比较困难，因此不是非常适用，不过，虽然密封性不好，其关启速度却十分快，因此能够节省能源。使用这种门时可以考虑再加一道密封门，在夜间或不需要经常开门时，第二道门可以起到密封作用。

弹簧门一般用橡胶或 PVC 制成，它可以双向摆动，在弹簧铰链的作用下可以自动关闭，可以用在比较小的冷藏室中。这种门很灵活，但是其密封性不好，因此容易造成能量浪费，另外它十分容易弄脏，并且不易被清洁，因此在卫生要求较高的食品加工场地不宜使用。在这种情况下，可以使用强化聚酯玻璃纤维（GRP）门。它可以单向或双向摆动，并且装有橡胶缓冲保

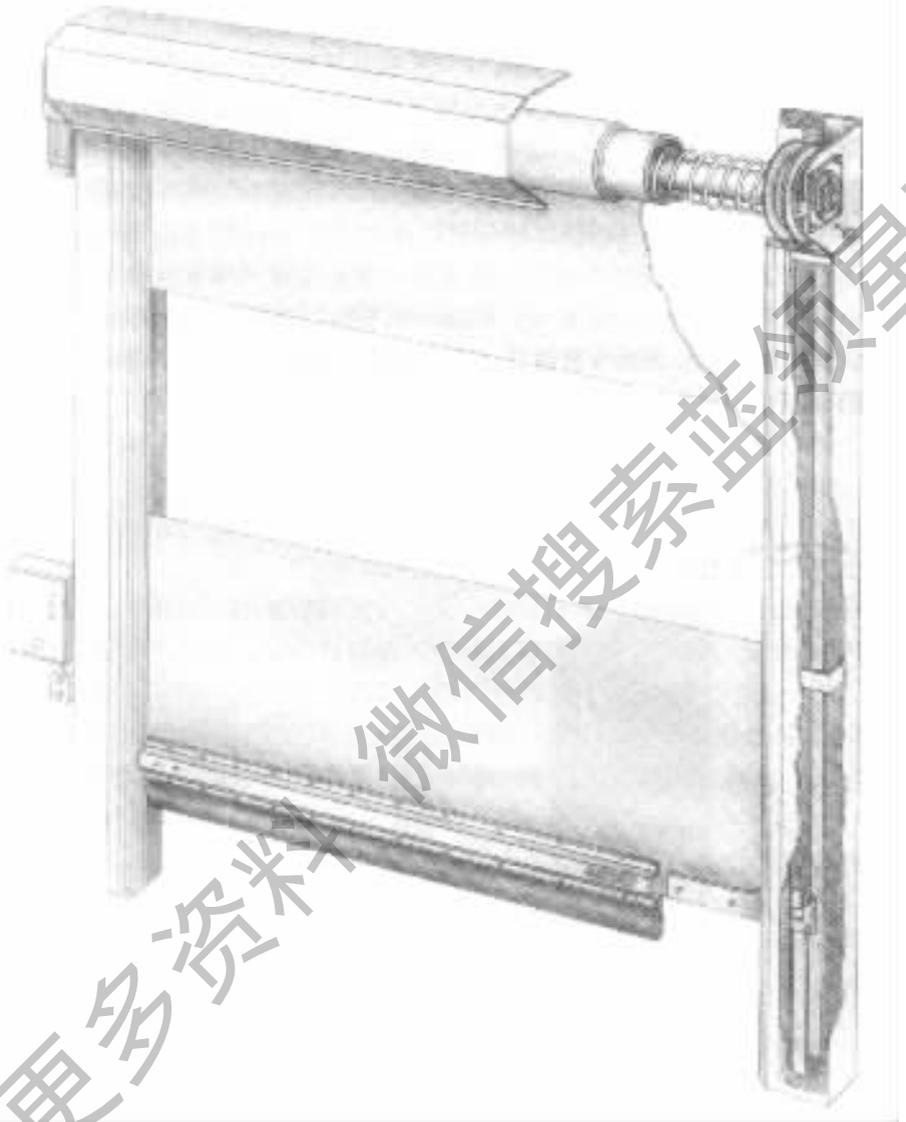


图 1-1-27 快速卷帘门

护器，防止小推车将门损坏。这种门由 GRP 压模成型，密实无缝，坚硬耐用，其表面易被清洁，卫生容易保持。门框可以用 GRP 制造，也可以用铝或不锈钢制造，防火性能符合 BS476 要求。

有时在门上还需要加上辅助隔挡物，通常使用挂帘。这种挂帘一般用 PVC 条片组成，条与条之间相互交叠，悬挂在顶部一个支架上。低温库中使用时，要防止挂帘变硬变脆。为了使挂帘能够自由摆动，挂帘的底部是不与

地板接触的，因此挂帘对气流来讲并不是一个完全有效的阻挡物。使用挂帘还有其他一些不足之处，主要在于挂帘会与铲车缠绕并易被撕裂，它有时还会牵扯货物和司机，会对司机形成伤害，这些原因影响了它的广泛应用。

（八）安全和保养

安全问题至关重要，所有的门必须能够保证随时安全出入。低温库和高温库应该至少有一种供紧急逃离的方式，库门的内侧应该有应急装置，在里面就能够将外面的库门锁紧装置打开。消防设施必须有醒目的标志，并要一直保持完好状态，消防出入口不准存放任何东西。安全门要经常进行检查，以保证能够进行正常工作，没有被冻结住。

自动门要有专门负责人员进行定期检查，要保证在失去动力的情况下，采用手动也可以进行操作，其安全系统和各种功能要保持正常。如果发现了问题，要立即进行维修，门在完全修好之前不能使用。正因为如此，冷库不应只开设一个门，要有多个门，以便于维修和做定期检查。防护性保养是避免产生事故的最好方法。在门能够正常关启的情况下而忽略了对门的保养，最终导致事故的发生和生产的停止，这类情况实在是太多了。

目前，有关手控门的安全法规还没有出台，但已经由 EC 指导组起草了一份草案，详细的法规条文将在 1996 年以前公布。自动门的安全法规应达到 BS7036 中第 1 部分和第 2 部分的要求，防火门应达到 BS476 第 22 部分的要求。

第四节 冷库隔热与防潮

一、隔热材料

（一）发泡型聚苯乙烯

发泡型聚苯乙烯是当今所能提供的最有效的坚硬隔热材料之一。并被成

功地广泛应用于整个冷库建筑业。

该原料是靠苯和乙烯的合成从原油中得到苯乙烯单体，同时发泡型聚苯乙烯的聚合要添加催化剂和膨化剂（戊烷）。这种聚合的形状像多糖材料。在被称为预发泡的制作过程中，原材料迅速膨胀，在每一端形成成千上万的微晶体。这些微晶体包住空气就产生了发泡型聚苯乙烯。

在调制后，预发泡后的材料用模子浇铸成大小为 7500mm × 1350mm × 650mm 的块状。这些块可以根据任意要求的厚度切成块状或板状，用在复合板和面板生产的连续层中。

发泡型聚苯乙烯在英国按英国标准 3837：1987 生产。标准对其性能方面如压缩和抗拉力、热导率、水汽的渗透性和火焰的抑制性均规定了最低的要求。

在冷库面板制造中使用的轻载高密度材料（SDFRA）和重载高密度材料（HDFRA），其典型性能数据应与英国标准 3837 中的最低要求一致。附加的重载高密度材料（EHDFRA）也广泛地用于有重载要求的场合。在密度后面的字母 FPA 意思是火焰抑制添加剂或具有自身熄灭功能的材料。

（二）挤压型聚苯乙烯

挤压型聚苯乙烯基本上用与发泡型聚苯乙烯一样的原材料制成。用在面板生产中的挤压型聚苯乙烯是一种没有包皮层的泡沫隔热板。其他形式的挤压型聚苯乙烯很流行，如用作地板隔层的重载高密度材料。挤压型聚苯乙烯可在一个连续挤压过程中制成，在挤压过程中形成了具有独特性能的坚硬紧密的晶体结构。

由于挤压型聚苯乙烯具有很高的抗吸水性和优良的机械性能，因此被认为是用于冷库工业面板生产的理想材料。这种高抗吸水性和抗水蒸气扩散性是其紧密的晶体结构和它基础聚合物本身对水的抗性产生的结果。对水的高抗吸性可使材料保持低的热导率。

挤压型聚苯乙烯的高抗张强度使泡沫和抹面材料之间有可能形成良好的砌合。同时高剪切强度也降低了它在嵌板芯材内失效的危险。由于有很高的压缩强度，当挤压型聚苯乙烯砌合到钢面时，降低了撞击损坏的可能性。因而在复合板和面板生产的连续层中它是一种极好的材料。

（三）聚氨酯材料

坚硬的聚氨酯（PUR）泡沫是有着紧密晶体结构的高度交联聚合物，因此气体运动当然就受到阻碍了。这种氯氟甲烷气体含在墙里，因为这些物质比空气的热导率低得多，所以这种紧密晶体结构显然比任何开放型晶体泡沫有更低的热导率。

但要保持这种低热导率，这些气体一定不能漏出去。因此坚硬的泡沫隔离物至少有 90% 的紧密晶体且密度要在 $30\text{kg}/\text{m}^3$ 以上。硬泡沫由一种醇和液状发泡剂组成，再加上催化剂和聚异氰脲酸盐（PIR）。所用醇的 90% 是末端带有羟基组团的聚醚，所用的盐是二异氰酸 - 二苯甲烷。

聚异氰脲酸盐泡沫材料特别重要，其原因是它们的抗高温特性和相对弱的易燃性。在这些泡沫的制造过程中，聚异氰脲酸盐被聚合成一种对热稳定的环状结构。所有建立起来的聚异氰脲酸盐泡沫系统实际上是更改了的聚氨酯的聚异氰脲酸盐。

制作大量软木泡沫块最经济的手段是连续加工。连续加工有助于得到高质量的产品，因为控制晶体大小和结构均匀度变得容易了。泡沫反应混合过程可在移动传输带里由纸或聚氨酯连续地配到一个槽里。槽被设计成能承受泡沫对其两侧的压力，而压力刚好出现在泡沫完全升起来之后。平顶块料由顶转炉制成，或在其他过程中帮助泡沫上升而得到。任何长度和厚度在 1m 以内的块料都能由这种办法制成，这也是制作聚异氰脲酸盐块料所用的方法。

（四）酚类泡沫材料

晶体排列紧密的酚类泡沫材料的发展是激动人心的。它上市已不止 5 年了。由英国 BP CHEMICALS AND KOOLTHEM 公司开发的此类产品和聚氨酯、聚异氰脲酸盐一样有很好的隔热性，而且具有更好的火焰蔓延性而无烟味的渗出。这使它成为许多人工作场所首选的室内隔热材料。它由一个连续的模压过程得到。每个模约 2m 长，1m 宽。当通过一个炉子时，酚醛树脂受到催化，出现泡沫，即可压制出成品。用这种方法可生产任何长、宽、厚的面

板。这种材料比聚氨酯泡沫稍贵，但适用于易着火的地区或易冒烟的地区。

为了确定何种硬质泡沫最适合面板生产，必须考虑下面几个特征：

- (1) 抗拉强度；
- (2) 热导率；
- (3) 抗潮性；
- (4) 泡沫和抹面材料之间的结合线；
- (5) 火焰的蔓延性。

(五) 软木板

软木是软木橡树 (*Quercus Suber*) 的外层树皮，主要长在欧洲西南部和地中海地区，包括葡萄牙、法国南部、摩洛哥、西班牙、阿尔及利亚和突尼斯。这些国家的软木森林面积在 $16000 \sim 20000\text{km}^2$ 之间，年产 30 万 \sim 40 万 t 树皮。葡萄牙是最大的产出国，软木森林面积超过 6000km^2 (相当于该国耕地面积的 10%)。

软木树皮和其产品由微小的空气细胞组成，这种细胞的直径大约为 $62\mu\text{m}$ ，长度刚好超过平均直径的两倍。每个细胞是 14 个面的多面体，并在 5 层组成的非常牢固的膜作用下与下一个细胞完全密封。膜的总厚度约为 $2\mu\text{m}$ 。在软木树皮大量细胞存在的情况下，这种材料对热流有很强的抵抗能力，因为在细胞内的静止空气有低的热导率。

当这些树长了 20 年时，外层树皮的厚度从 1cm 长到 5cm 厚，这时进行第一次剥皮。初次得到的软木不适合做瓶塞等产品，但它能做成各种尺寸的小颗粒以用于软木复合板和隔热板的生产。下一次剥树皮要再经过 8 年的间隔，一直到 200 年后它们生命结束为止。第三次剥的皮离树身是最近的，它可用于像瓶塞等物品的制造，第一次剥下的皮最适合用于制造隔热材料。

从第一次剥皮得到的颗粒状软木含有一种天然树脂，在热和压力的作用下，能牢固地粘合在一起。在隔热材料的制造过程中，颗粒状软木被添到一个模子里，并加热到 300°C 使树脂析出。树脂一旦冷却，这些微粒根据模子的形状成型，烘烤制作过程中析出的树脂不能再用，但软木仍保持其隔热特性，损坏了的或不合格的模子会生产出重新成微粒的软木。

天然软木的微粒一旦面临高温，就会发生轻微的膨胀，同时也失去了里

面的天然树脂。加些沥青，这些颗粒压模做成的管和板能用于低温下的隔热。

（六）玻璃纤维

用于隔热的玻璃纤维由熔融的沙子和石灰和苏打混合物做成。混合物流进熔炉底边上的铂套里的小孔，再与鼓风机里的过热蒸汽相遇，混合物马上破裂成一个个熔融的小球。由于空气阻力，小球被拉成可控制长度和直径的纤维。影响控制的因素是融化温度、蒸汽温度和速度，三者必须精确地组合以完成任务。纤维落到传送带上，带的速度控制纤维的厚度。这种纤维可用作松散包装或者是生产垫毯、软管和被料。要做一块坚固的软木，纤维往往与热固树脂结合在一起。

二、隔热结构的应用

冷库隔热结构的应用主要取决于顾客的选择。这一般凭过去的经验、建议或顾客对成本、性能和投资回报的要求来做。

隔热结构分内部和外部两种。内部隔热系统需要墙和房顶包层。

（一）有外墙和房顶包层的内部隔热系统

钢结构（图 1-1-28）的设计不仅为了支撑建筑的外包层，而且支撑天花板隔热层的面板。竖着的钢工件一般与重量轻的水平铺着的轨道结合起来进一步支撑墙的面板（图 1-1-29（a））。

（二）外部隔热系统

隔热墙面板由外面固定在钢结构上。面板的外表面设计时充分考虑防止日晒风化的影响（图 1-1-29（b））。

对顶的隔热可采取两种方法：一种方法是带轮廓的钢片与钢件组合，再加上隔热板和防晒层；另一种方法是把隔热面板放在钢架上，再密封所有的

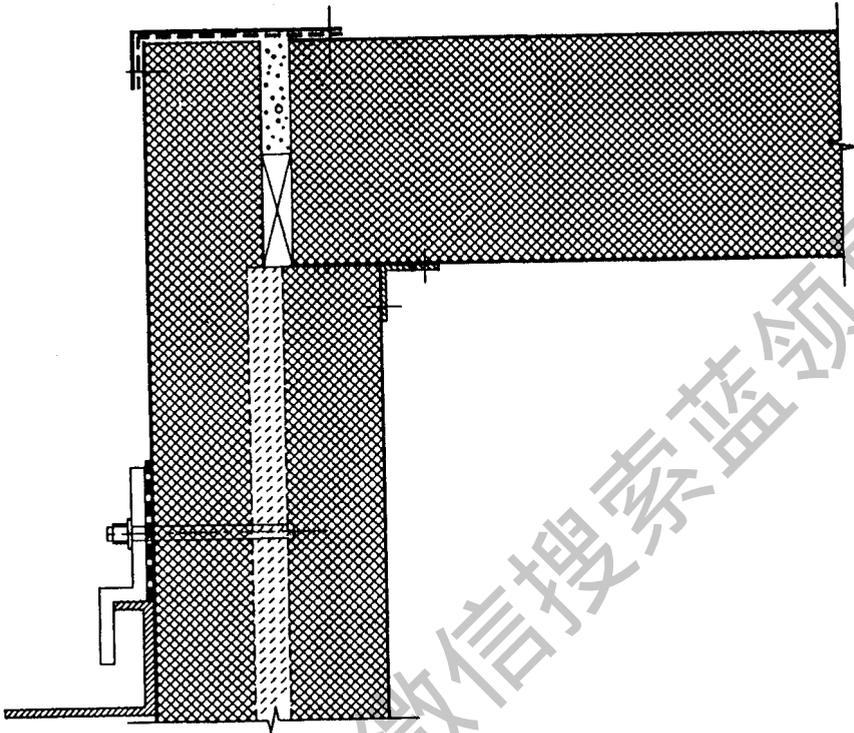


图 1-1-28 固定在片轨上的垂直面板

接口，然后用防晒膜将整个盖起来。多数情况下，外膜用白色的细石砾覆盖，这样既能反射来自太阳的热量，又能对膜本身有进一步的支撑。

这个建筑系统也能用在静态搁架代替钢架结构的场合。

(三) 具有外部库顶和部分外墙包层的内部隔热系统

具有外部库顶和部分外墙包层的内部隔热系统通常被称作“荷兰谷仓”建筑。设计此系统的目的是省钱。隔热顶部面板对铁门是安全的，但墙面板却暴露在外。绕库体外面形成框架的外包层用来保护天花板接合处免受风吹日晒（图 1-1-29 (c)）。

墙面板的外接合处被设计成具有最大防风化日晒的功能，外部金属包层设计有一个外套用来防止紫外线辐射。

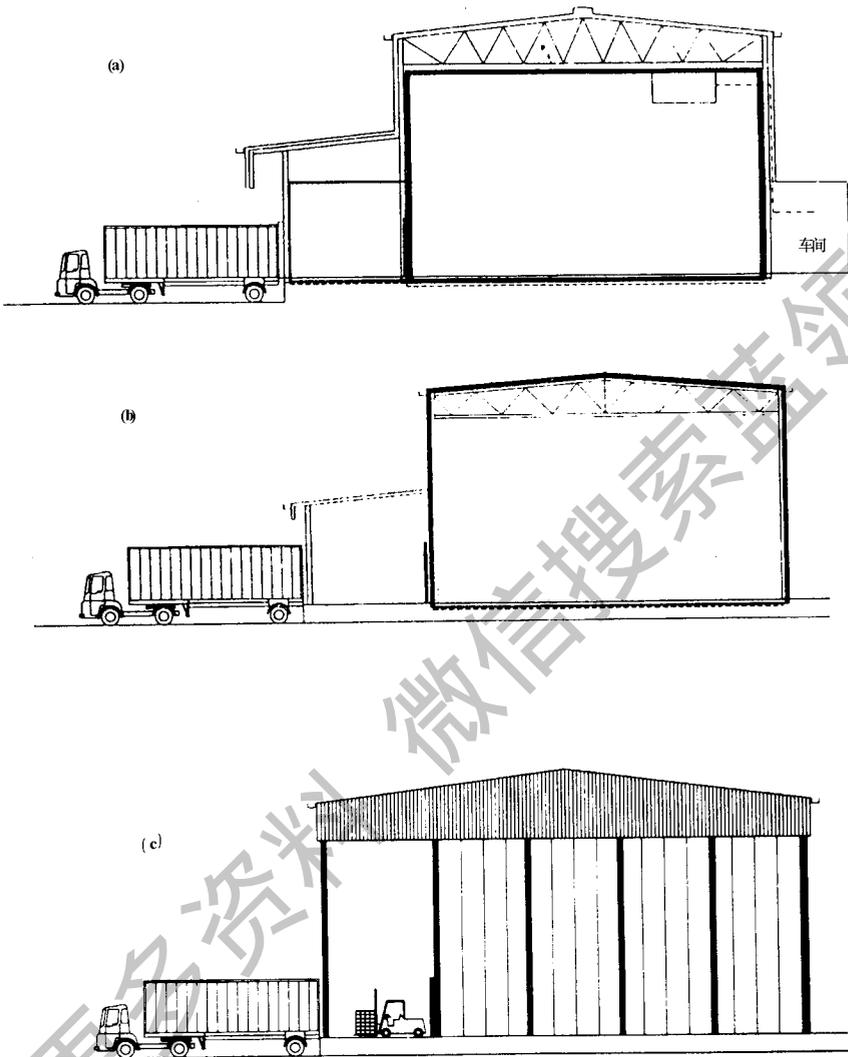


图 1-1-29 隔热种类

(a) 有外墙和房顶层的内部隔热系统 (b) 外部隔热系统

(c) 具有外部库顶和部分外墙包层的内部隔热系统

三、冷库库板种类

最普通的冷库面板的种类有：

- (1) 连续叠片式面板；
- (2) 复合面板；
- (3) 注入泡沫式面板；
- (4) 连续泡沫式面板。

(一) 连续式叠片面板

连续式叠片面板最初在澳大利亚流行，现在全世界广泛使用。连续式叠片面板由三层材料砌合在一起成为一个整体（图 1-1-30 (a)）。面板的外表皮一般是预涂镀锌金属，它承受面板的大部分承载。隔热材料较厚的中间芯板使外表皮保持稳定并防止在压力下变形。

这种面板的优势在于其生产的速度快，每 1min 能生产 4m 长的面板。用任何前面提到的坚固隔热材料可做出任意要求的长度。因为有优良的砌合线，所以它有较强的结构性能。

连续式叠片面板跟所有的复合板一样，能做出任何给定的厚度。增加隔热层厚度可节省能源成本，这是它的最大优点。

这种面板生产工艺为：把两卷钢（或 GRP）挤进一系列滚筒，制成两面有浅底侧面的钢片。这给面板提供了附加的强度。

让隔热板穿过机器，通过一系列温控胶水站，在这些胶水站里它受到两块加压金属皮的压缩，从而粘胶作用就产生了。在这个过程中，进一步的机加工还可修齐面板并让边缘接口处成型，面板长度由一台自动切割机控制，并使面板边缘成型。

(二) 复合面板

复合面板一般由一块板状隔热物挤进两个铁面组成（图 1-1-30 (b)）。多种板面材料可供选择（如 GRP）。制作方法可以是半自动化，即面板首先用隔热体叠成薄层，隔热体用速干胶水粘到抹面材料上，然后通过一系列滚筒进行加工，保证有足够的压力供给两个面以形成有效的结合；也可以是叠片后面板放进真空或液压装置来获得最大的粘着力。这种系统用得较普遍，因为在不同形式的刚性隔热材料的使用中，它的灵活性最好。

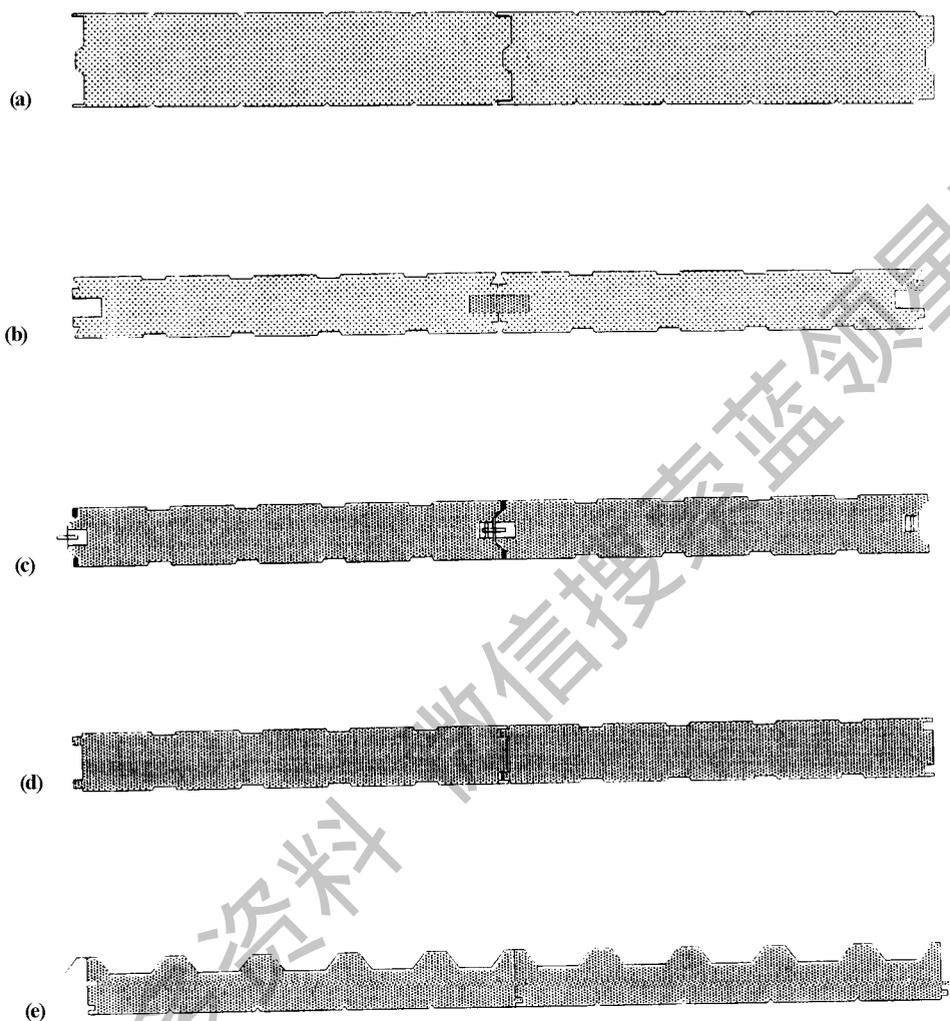


图 1-1-30 冷库库板种类

(a) 连续叠片式面板；(b) 不连续的复合面板；(c) 带锁的注入泡沫式面板
(d) 不连续的注入泡沫式面板；(e) 连续泡沫式面板

(三) 注入泡沫式面板

这种板通过把聚氨酯注入两铁面之间而形成。这样制成的标准尺寸面板可以用于干的接口处或结合在一个带锁的系统中(图 1-1-30(c))。

在工业冷库中利用一个带锁的系统时，人们应该考虑到锁定装置对泡沫材料的影响，考虑支撑钢件的结构移动。

多年来注入泡沫式面板（图 1-1-30（d））在全世界已有广泛的使用，原因主要是由于其优良的热导性能，这允许面板可以比其他隔热材料适当薄些。

（四）连续泡沫式面板

连续泡沫式面板（图 1-1-30（e））可在一条连续生产线上生产出来。两卷钢贴在机器的末端穿过一系列的滚筒。在这个过程中，面板一边压成一个薄侧面，另一边压成平的或浅的侧面。

当钢的两个表层通过机器挤压时，两部分聚氨酯泡沫释放到底层钢卷上。随着试剂的注入，通过搅动使化学物混合以形成泡沫块，然后泡沫块上升并与金属上部表层相结合。在面板制造过程中，聚氨酯继续膨胀直到达到所要求的密度，而且金属皮层的边缘能通过一系列滚筒式成模器（用于生产面板的侧面接头）。然后这些面板被自动切割机切成一定长度，生产这种面板主要用于外部隔热面板系统，侧面的钢使冷库外表面成型。

四、当今设计准则

（一）装 载

结构和隔热面板系统应设计成能抗最坏可能的各种外力的组合。

（二）制 造

由于制造阶段对隔热体的加工处理或时效处理以及面板的处理中，应力可能因此产生，所以生产者应该采取适当的程序以使应力保持在设计范围内。

(三) 装 配

在装配过程中应特别小心。引入的生产程序应确保没有反常应力。装配过程中的风力会对面板施加过多的应力，因此应该认真考虑，以确保未装完的结构能得到适当支撑。而且没有附加的压力放在支撑包层上。

(四) 风 力

装完的结构会遭受到相当大的风力。因此在设计阶段就应仔细考虑采用最好的建筑形式。还应结合各季节的风向图来考虑冷库的位置。设计在外面系统上的暴露面板与固定系统一起，应依据 1972 年的英国标准 CP3 第 5 章第 2 部分来设计，以有效抵抗风压。支撑结构在遭受正向和反向风压影响时应不会破坏隔热结构。

(五) 全部缺口填塞装载

悬挂式隔热天花板的结构和承载墙应可以支撑所有载荷的最大组合。这些载荷应包括：

- (1) 隔热面板的干重；
- (2) 结构重量和包括支撑隔热面板的装置重量；
- (3) 工作条件下制冷器和风扇的重量；
- (4) 机械化设施的重量；
- (5) 外部防晒装置（如果有）。

顶部面板也应被设计成能有支撑工作载荷的作用，如上面能站维修保养的人员。

英国标准 BS6399：第 1 部分：1984 陈述了下列的载荷对天花板和类似结构的支撑检验是适合的，即 250Pa 均匀分布在整个区域上，再加上一个 900Pa 的集中载荷，如此施压可对影响的部分产生最大的压力。

五、中间减压阀

现代冻藏使用的最新的可变板系统通常是有效密封的。然而，如果没有考虑冷库内因过程温度的变化而导致的压力变化，就有可能造成结构上的损伤。

中间压力的变化通常取决于冷库的大小或其使用，也与所用的除霜系统有关。这些压力可以方便地由预先装置于板壁上的减压阀在高压时予以释放。若冷库是在 0°C 以下运行，减压阀中应包括加热元件。

制冷工程师根据设备的大小和需要保持的运行温度，并针对具体的冷藏库来计算减压阀的大小和数量。计算为保持压力差在允许的范围内所需要的风量，可以使用如下的公式：

$$A = 0.063Q / \sqrt{P(t + 273)}$$

式中， A 为需要的进风面积 (m^2)； Q 为冷库的制冷能力 (kW)； t 为冷库的温度 ($^{\circ}\text{C}$)； P 为冷库内外的允许压力差 (N/m^2)。

尽管需要的通风面积并不直接取决于冷库的容积，但小型冷库因下述两个理由而更易受到影响：

- (1) 制冷和加热设备的尺寸相对较大；
- (2) 进出冷库的空气泄漏量减少，这与冷库门密封胶圈有关。

需要指出，在定公式中 Q 的最大可能值时，至少必须考虑下列几点：

- (3) 最大制冷能力；
- (4) 除霜时的最大制热能力；
- (5) 在任何瞬变条件下的最大制热能力，如在除霜刚结束时冷空气流过热冷却器表面。

六、隔热门

冷库的所有门都应设计得与墙壁具有同等的隔热强度，当门较大时，应将其建造成尽可能减少门在内外温差下的弯曲效应。

门应用刚性门框或重质金属槽建造，在内外温度交接处应具有热力隔断（图 1-1-31 和图 1-1-32）。

门框的材料不仅应能支持门，且能保证墙体的完整性。

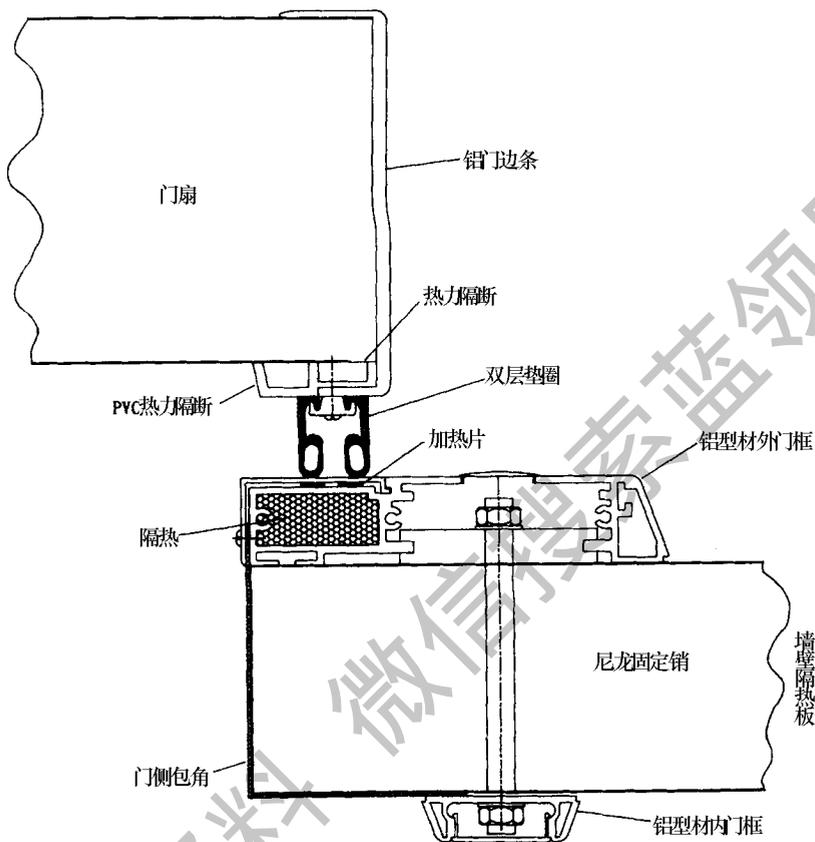


图 1-1-31 门与门柱

最常见的库门隔热是用聚氨酯。因为这种隔热材料具有最优秀的隔热效果，使用它可以减少门的厚度，也减少门的重量。

门上应配有重质垫圈以形成有效的密封。使用滑门时，垫圈应易于复位，且能承受开关滑动过程中的压力。

冷库门有以下几种：

- (1) 滑动主门；
- (2) 自控滑动主门；
- (3) 自控双平开门；
- (4) 垂直滑动门（手动或自控）；

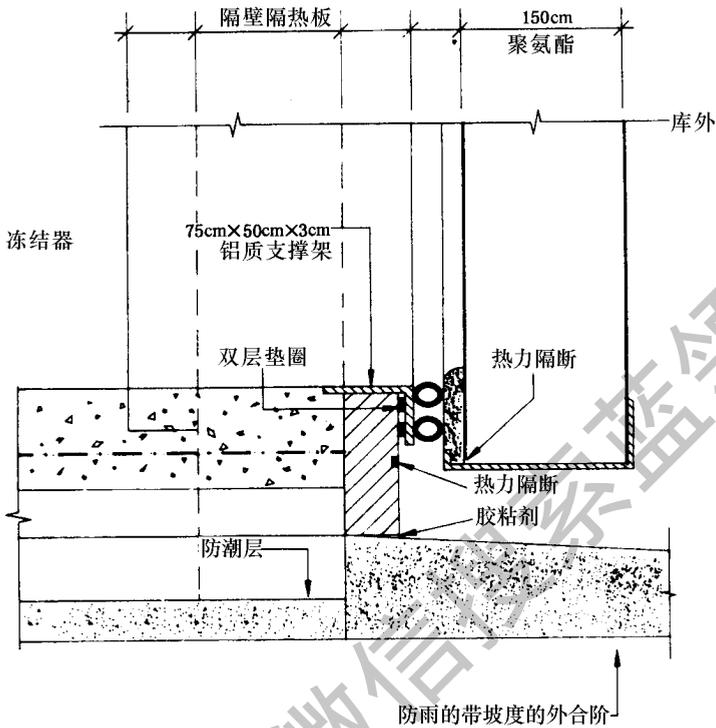


图 1-1-32 冷库铰接门

(5) 人员出入安全的铰接门。

无论如何所有的门都应安装在冷库温暖的一面。当冷库里的温度低于 0°C 时，所有的门和门框都要配备加热元件以防止因结冰而粘住（图 1-1-31）。

根据操作者的命令，加热元件从主电源来，并不固定，且应是隔热的。

门槛加热器也应安装在地坪的耐磨层中，并与门框加热器分开联接（图 1-1-33）。

坐落于防风雨墙外侧的门应有金属防雨棚以保护垫圈和加热器免遭风雨的侵袭。

门的所有部件都应耐腐蚀，门应足够大，以方便操作。

自动滑门不能用作安全门，除非设有手动装置，以在动力缺乏时能手动打开。当门锁闭时应与驱动机构脱开。必须安装安全装置以避免当门关闭时发生意外或事故。所有的安全门都应能从里面方便且直接地打开，并应能为

所有的操作者识别。

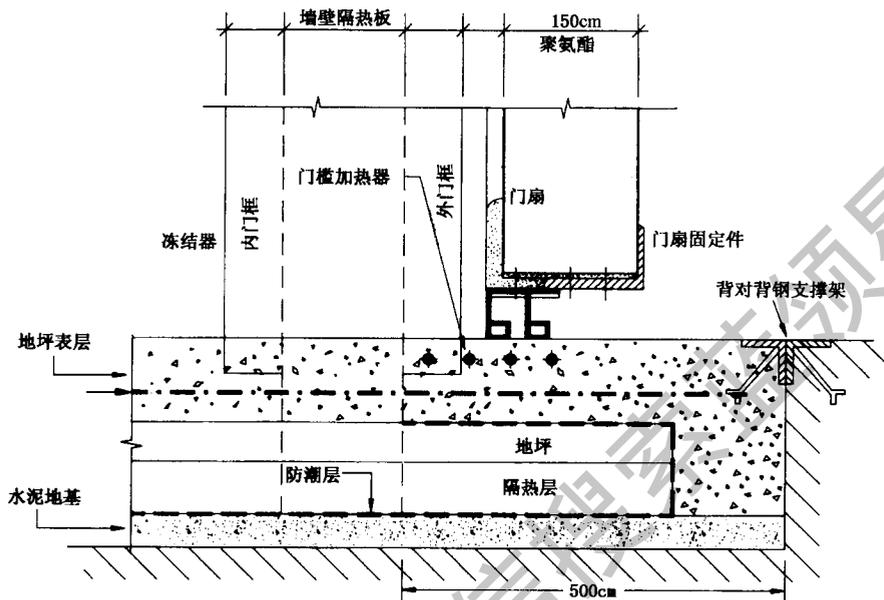


图 1-1-33 滑动冷库门

冷库的滑动主门应防止被运输机械碰坏。最常用的保护办法是在门外设立由钢管制成的门柱。用 150mm 粗的钢管制成 1m 高的钢门柱。在这些钢管间还用水泥固定着一些 75 ~ 100mm 粗的钢管。这些护桩既可以安装在地坪中，也可以固定在混凝土地基中。

应将护桩的顶端伸出通道约 25mm。这样，运输车的司机可将其用作定位器，以避免在门打开时撞击冷库门。

从钢门柱出发，可以采用进一步的保护措施。也可在门内侧安放同样的 1m 高的钢制门柱，顶端伸入通道 25mm。所有的钢制保护性栅栏都要漆成黄黑间隔色，以便于分辨。

七、建设用设备

重要的是要确保在冷库的建设期间使用正确的设备，并且冷库的设计和建设符合适用的安全标准。通用的设备有：

- (1) 粗糙路面运输车；
- (2) 光滑轮运输车；
- (3) 移动式塔吊；
- (4) 重负载机械式吊车。

粗糙路面运输车可以卸载和运送隔热板及其附件通过粗糙的地面到达设计的地点。

光滑轮运输车用于建筑物内和光滑地坪上的运输，在最大负载时，不会对有保护性覆盖层的加热机组造成损害。

根据待建冷库的大小，移动式塔吊能够迅速地竖立起隔热板。可由供应商来将塔吊竖立起来，并应符合安全标准。悬臂梁的安装应在任何时间都能保证吊塔的最大稳定性，即使是升到最高点。应在塔吊工作平台的四周安装扶手，扶手与最高的工人的腰部平齐。

机械式吊车用于安装天花板隔热层，在其工作平台上进行控制，可缩短安装的时间。这类吊车具有各种安全的特点。然而，操作者在使用设备时必须十分小心，尤其在吊车上下行的时候要保持所有可动部件的清洁。

在外部隔热式冷库的建造中，也许要用到固定式脚手架。在屋顶边缘处工作的工人应佩带安全背带。

用于冷库建设的所有机械与设备都应符合英国 1984 年颁布的“安全工作法规”，安装队自己必须了解并执行这些法规。

八、防潮层的重要性

(一) 墙和屋顶

冷库建筑最重要的问题之一是确保隔热层是正向防潮层。冷库的使用者在多年的实践中知道了，如果不将有效的防潮层用于隔热板较热的一面，对他们的经营成本将意味着什么。水汽将从高压处流向低压处，如果水汽可以无障碍地进入，隔热层会逐步吸收这些水汽，并在低温下形成冰。

因而最重要的因素如下：

- (1) 对水汽的最小透过性；

(2) 可以发现水汽透过隔热板连接处的气体控制。

板材本身(如外包钢板的隔热板)也许是防透水的,但其连接处也必须隔绝水汽,如同任何墙和天花板或墙和地坪之间的连接或接缝处一样。

板材间的接缝应有比板的隔热层更高的透过性,以便水汽万一进入时,可以通过接缝处而不是进入板材的芯部。还必须指出,用于冷库的板材接缝处的任何材料都没有防潮层本身更能阻止水汽的透入。因而水汽密封连接就具有足够的透过性,以防止冷库在工作条件下水分或冰在隔热层内的聚集。

板材的接缝应能容忍板材间的微小移动,因而密封材料也应有足够的弹性容忍这种移动而不破裂。需要考虑的主要因素如下:

(1) 密封材料应有足够低的透过性以承受存在的水汽压力差;

(2) 密封材料应能长期保持其密封性能;

(3) 若用固化材料,密封材料的固化不能太快,以免在全部接缝被密封之前就固化完成;

(4) 重要的是密封材料的粘着性。必须在任何工作条件下在板材表面保持良好的粘着性,并且能与任何涂覆于其上的涂料相适应;

(5) 在有些情况下,密封材料应不仅能防止水汽透过,还能防水。但这不能理解可用于无其他防风雨措施的冷库外表面;

(6) 材料的弹性应能承受板材因动态的或静态的力产生的移动,如板材的热弯曲或固定板材的钢结构的变形;

(7) 无论如何,冷库都应设计得能让维修工程师定期检查密封情况。应该在隔热板材和外包覆层之间留有足够的空间用于检修。如果做不到,外包覆层应易于揭开,以便检修。

必须理解,在所有的冷库建筑中,防潮层的有效性取决于以下几点:

(1) 选用正确的密封材料;

(2) 密封材料的正确使用;

(3) 一旦冷库投入使用,应小心保护密封材料。

假设密封材料的选择已满足了所有物理的和化学的需求,下面将考虑人的因素。

密封材料的使用必须得到确切的监管。在选用最好的材料时,即使用量或使用时有少许出入,也不会有什么麻烦。

因为繁重的运输,冷库的最薄弱部分是地坪。为了保护内层隔热系统的

接缝，还需要覆盖一层金属条，以防止运输过程对密封材料的磨损。

虽然防潮层经过测试，但冷库投入使用后，并不能保证将来当防潮层有损伤时能在墙上或地坪上显示出来。机械事故会造成各种破裂。然而，如前所述，隔热包覆的外表面应是可以定期检查的。

防潮层破裂的最初迹象可能会出现在冷库的内接缝上。例如在温湿的气候和高露点的条件下，透过隔热层的水汽就会冷却到露点并在隔热层中冷凝成水。在冷藏库中，隔热层会潮湿；在冻结器中，就会在接缝处结冰，直至被人们发现。

一旦在接缝处发现冰或霜的迹象，就必须对外表面的防潮层进行检查，并去除冰或霜。如果放任不管，隔热能力和隔热材料的结构强度将逐渐下降，直至彻底损坏。虽然一些隔热材料的防水性要强于另一些，但公认在隔热板的表面覆盖一层钢板更可防止水汽的渗透。此时，惟一可能透过水汽之处是接缝。一般认为尚无法长期保证接缝密封性能，因而不仅要考虑采用什么隔热方式，也要考虑接缝的设计。

接缝必须热力学连续，并具有比隔热层芯材更高的渗透性。因为水汽会沿阻力最小处移动，如果接缝材料的阻水能力等于甚至好于芯材，进入的水汽就会渗透进芯材而不是透过接缝。

理想的接缝应是紧密的、干燥直通式的接缝，具有完美的热力学完整性和让进入的水汽通过的最小阻力。这不是说不能使用分段式或扣板式的接缝，在干燥的条件下是同样可以用的，但必须考虑隔热板在整个使用期间的结构强度。

透过接缝的水汽在无其他障碍的情况下将直达冷却盘管，并以冰的形式留下。

(二) 地 坪

在讨论将密封材料用于冷库的墙和天花板的同时，必须认识到地坪的水汽密封具有同等的重要性。冷库的完整热力学包覆包括地坪隔热，这种隔热应在冷库内的所有地点连续。

让我们来看一看地坪下阻水层的连续性。要让地坪能有效地密封，用1200标号的黑色聚乙烯铺设于光滑的水泥面上，可代替传统建筑中用的液

体防潮层。

在铺设隔热层之前用聚乙烯铺满整个地坪。所有的边缘都必须重叠并粘住。为了围护结构的完整性，聚乙烯层应延伸至金属墙壁支撑板之下，如图 1-1-34 所示。

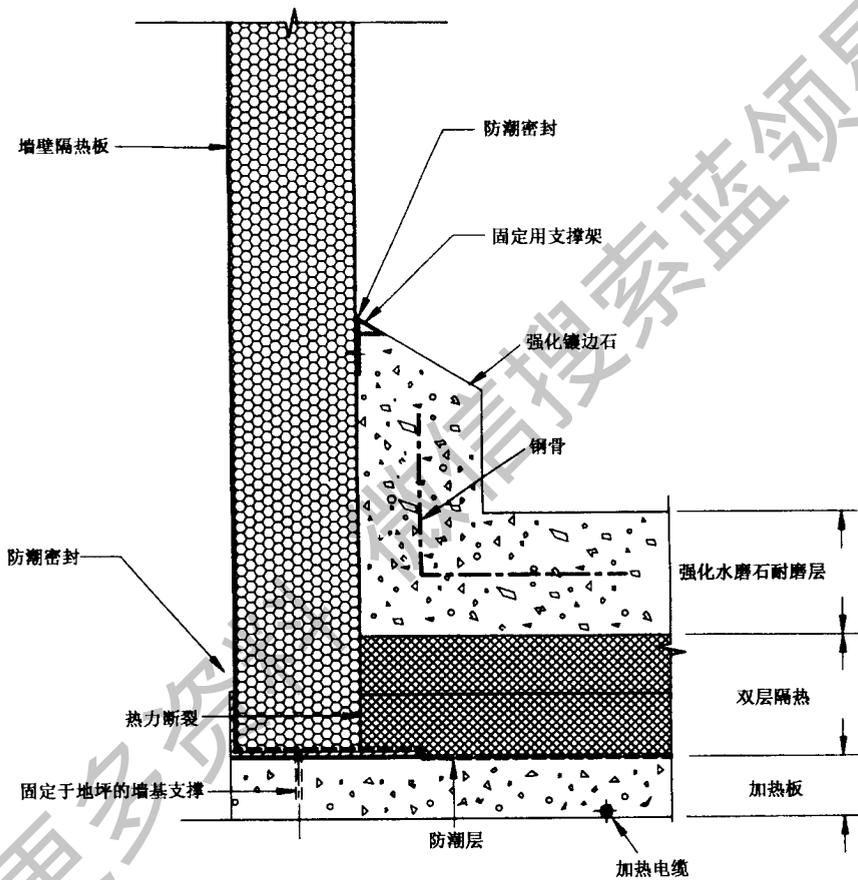


图 1-1-34 墙壁和地坪结合处的内隔热系统

在铺设地坪防潮层时应注意地坪下不要留有凸起或散落的石块等硬物，否则会损伤防潮层。然而，若采用挤压成型的聚酯隔热材料铺设于防潮层之上，水汽透过地坪结构进入的可能性很小。

第 2 章

冷库制冷原理与方法

第一节 人工制冷方法及其应用

从中国古代对冰的使用和古埃及人的人工制冷开始，人类很早就开始利用简单的制冷技术。但真正意义的现代制冷技术是从 1755 年爱丁堡化学教授库仑（W.Cullen）利用乙醚蒸发制冰开始的。1834 年美国发明家波尔金斯（Perkins）制造了世界上第一台制冷机后，人工制冷技术才进入了一个飞速

发展的时代。到目前为止，液体气化制冷、气体膨胀制冷、热电（磁）制冷、涡流管制冷等方法已经被人们广泛使用。

一、液体气化制冷

液体气化制冷是现代制冷技术发展最早也是应用最广泛的制冷方法。其基本原理是利用液体工质气化吸收被冷却对象的热量从而达到制冷的目的。液体气化制冷方式有很多种，如蒸气压缩制冷、蒸气吸收式制冷、蒸气喷射式制冷和吸附式制冷等。

蒸气压缩式制冷机是应用最广泛的制冷机，被广泛的应用于冰箱、空调等制冷装置中。如图 1-2-1 所示，它主要由压缩机、冷凝器、节流机构和蒸发器等组成，液体工质在蒸发器中吸收被冷却对象热量并气化，形成的低压蒸气被压缩机压缩成高压蒸气，然后进入冷凝器被常温冷却介质（如水或空气）冷却，凝结成高压液体，经节流后变成低压、低温状态进入蒸发器，如此周而复始实现连续制冷。

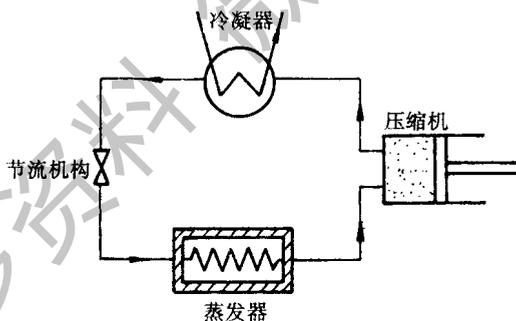


图 1-2-1 蒸气压缩式制冷装置示意图

蒸气吸收式制冷机是用吸收器、溶液泵、发生器等部件代替蒸气压缩机制冷机中的压缩机，如图 1-2-2 所示。液体制冷剂在蒸发器中吸热气化，被吸收器中的吸收剂吸收，然后经溶液泵送入发生器，发生器中的溶液被加热并精馏后分离成高压、高温制冷剂和稀溶液。制冷剂经冷凝器、膨胀阀回到蒸发器周而复始实现连续制冷，稀溶液则经另一节流装置回到发生器。吸收式制冷机中的制冷剂—吸收剂工质对通常为氨—水或溴化锂—水。吸收式

主要用于空调和工业工艺制冷。

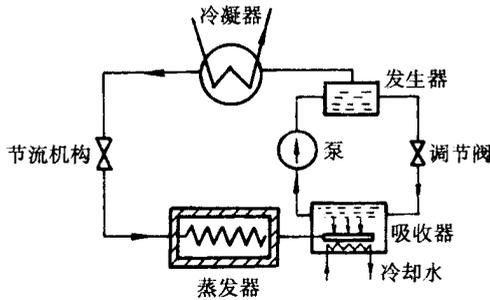


图 1-2-2 蒸气吸收式制冷装置示意图

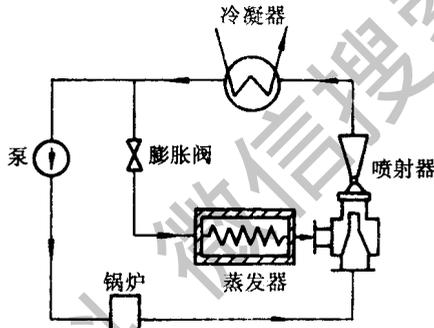


图 1-2-3 蒸气喷射式制冷系统

蒸气喷射式制冷机则是用喷射器取代压缩式制冷机中的压缩机，如图 1-2-3 所示。外来的高温、高压蒸气进入喷射器中的喷嘴后高速喷出形成低压气化环境，蒸发器中的液体制冷剂在此环境中气化制冷，产生的低压蒸气与高速喷射气流汇合后进入喷射器的扩压室，并使流速降低，压力升高，然后经冷凝器、膨胀阀返回蒸发器。

固体吸附剂对制冷剂气体具有吸附作用，且其吸附能力随吸附剂温度不同而不同。周期性地冷却和加热吸附剂，使之交替吸附和脱附（解吸），脱附时，释放制冷剂气体，并使之冷凝为液体，吸附时，吸附剂吸收制冷剂使之蒸发产生制冷作用，这就是吸附式制冷的原理。图 1-2-4 为太阳能沸石-水吸附制冷系统示意图。

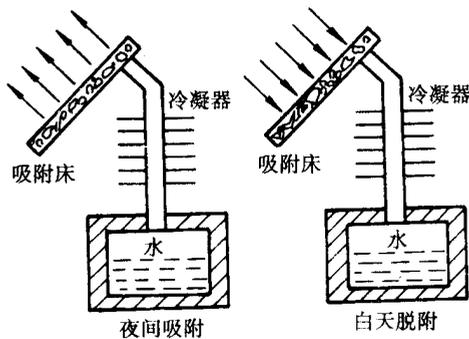


图 1-2-4 太阳能沸石-水吸附制冷系统示意图

二、气体膨胀制冷

气体膨胀制冷是利用高压气体绝热膨胀或绝热放气使气体温度降低而实现的。

最早出现的高压气体膨胀制冷是压缩空气制冷机，其理想循环是由两个定熵过程和两个定压过程组成的逆向循环，其循环装置如图 1-2-5 所示。压缩空气制冷循环与压缩蒸气制冷循环的最大区别其制冷是靠吸收显热（而不是潜热）实现的。简单压缩空气制冷循环的主要缺点是制冷量不大。为此，在空气冷却器和膨胀机之间加入一回热器，形成回热式空气压缩制冷循环，如图 1-2-6 所示。回热器加热后的空气再进入压缩机可以使压缩机的压比降低，小压比空气压缩可采用叶轮式压缩机，其空气排量远远大于活塞式压缩机，从而提高了循环的制冷能力。斯特林制冷机是另一种更先进的压缩空气制冷循环，其理想循环是由两个定熵过程和两个定容过程组成的逆向循环。

吉福特-麦克马洪（Gifford-McMahon）制冷机、索尔文（Solvay）制冷机和脉管制冷机是利用高压绝热放气实现制冷的。

另外，热电（磁）制冷、涡流管制冷在一些特殊场合也有应用。

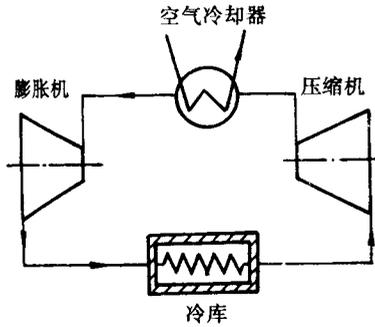


图 1-2-5 简单空气压缩式制冷系统

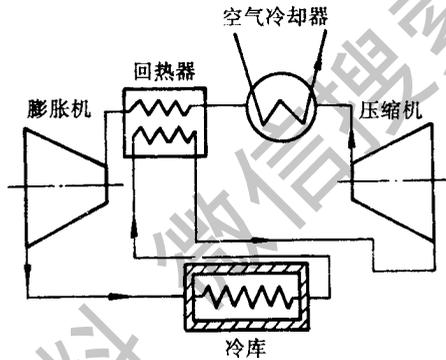


图 1-2-6 回热式空气压缩制冷系统

第二节 制冷剂与载冷剂

制冷剂是制冷系统中的工作流体，通常也称为制冷工作介质或工质。在蒸气压缩式制冷循环中，利用制冷剂在系统中的状态变化，即制冷剂在蒸发器中低温蒸发吸收低温环境热量，在冷凝器中高温放出热量到高温环境，不断循环流动达到制冷的目的。常用的制冷剂有 R12，R22 和 R717 等，正在推广使用的新型环保制冷剂有 R134a，R600a，R290 和 R407C 等。

载冷剂是间接式制冷系统中，被冷却对象与制冷剂之间传递热量的中间介质。采用载冷剂的主要优点是使制冷装置的各种设备集中在一起，减少制冷系统管路的容积和制冷剂的充灌量。常用的载冷剂有空气、水和盐水等。

一、制冷剂

(一) 制冷剂的热力性质

1. 制冷剂的基本要求

选择某一物质作为制冷剂，应具备价廉、易得、安全、可靠等特点，具体来说，应满足下列基本要求：

- (1) 在使用条件下，化学稳定性和热稳定性要好，与润滑油、制冷设备材料有良好的适用性；
- (2) 使用安全，不可燃、不可爆或燃爆性很小，且无毒性；
- (3) 价格便宜，来源广泛；
- (4) 具有优良的热力性质，在指定的温度范围内的制冷循环特性优良，如具有高的制冷系数，大的制冷量，适中的排气温度等；
- (5) 对大气环境无公害，不破坏臭氧层，具有尽可能低的温室效应；
- (6) 气化潜热大，液体比热容小，气体比热容大；
- (7) 传热性能和流动性好，具有高的导热系数和低的粘度。

完全满足上述要求的制冷剂很难寻觅，实用中要根据具体要求，设备情况，使用条件等，对制冷剂相应的性质有所侧重考虑，优化选择合适的制冷剂。

2. 制冷剂的种类

制冷剂按化学成分可分为三类：无机物，卤代烃（商品名为氟里昂）和碳氢化合物。按组成可分为纯质制冷剂和混合制冷剂。混合制冷剂又分为共沸混合物制冷剂和共沸混合物制冷剂两类。按标准沸点的高低可分为高温制冷剂（标准沸点在 0°C 以上）、中温制冷剂（标准沸点在 $-60^{\circ}\text{C} \sim 0^{\circ}\text{C}$ 之间）和低温制冷剂（标准沸点在 -60°C 以下）。例如 R22 属于氟里昂、纯质、中温制冷剂。

3. 制冷剂的一般热力性质

制冷剂的热力性是质指其热力学状态参数之间的相互关系，即制冷剂在各种状态下其压力 (p)，温度 (T)，比体积 (v)，比焓 (h)，比熵 (s) 等参数之间的关系。制冷剂的热力学状态参数可由试验和热力学微分关系式求得。这些热力性质在工程上通常由热力性质图表查取，在计算机普及的今天，也可以根据热力性质数学方程式由计算机求得。

表 1-2-1 列出了一些制冷剂的分子量，标准沸点，凝固温度，临界压力，临界比容等基础物理性质。表中制冷剂按标准沸点由低到高排序。

表 1-2-1 制冷剂的基本热物理性质

符号	分子量	凝固温度 $t_s/^\circ\text{C}$	标准沸点 $t_f/^\circ\text{C}$	临界温度 $t_c/^\circ\text{C}$	临界压力 p_c/kPa	临界比容 $v_c/10^{-3}\text{m}^3/\text{kg}$
R704	4.002 6	/	-268.9	-267.9	228.8	14.43
R702	2.015 9	-259.2	-252.8	239.9	1 315	33.21
R720	20.183	-248.6	-246.1	-228.7	3 397	2.070
R728	28.013	-210	-198.8	-146.9	3 396	3.179
R729	28.97	/	-194.3	-140.53	3 785	3.126
R740	39.948	-189.3	-185.86	-122.49	4 860	1.88
R732	31.998 8	-218.8	-182.962	-118.569	5 042.9	2.293
R50	16.04	-182.2	-161.5	-82.5	4 638	6.181
R14	88.01	-184.9	-127.9	-45.7	3 741	1.598
R1150	28.05	-169	-103.7	9.3	5 114	4.37
R744 _a	44.02	-102	-89.5	36.5	7 221	2.216
R170	30.07	-183	-88.8	32.2	4 891	5.182
R503	87.5	/	-88.7	19.5	4 182	2.035
R23	70.02	-155	-82.1	25.6	4 833	1.942
R13	104.47	-181	-81.4	28.8	3 865	1.729
R744	44.01	-56.6	-78.4	31.1	7 372	2.135
R13B1	148.93	-168	-57.75	67.0	3 962	1.342
R504	79.2	/	-57.2	66.4	4 758	2.203
R32	52.02	-136	-51.8	78.4	5 830	2.326

第 1 篇 现代化冷库设备安装调试、运行检测、故障诊断、维修保养基础知识

符号	分子量	凝固温度	标准沸点	临界温度	临界压力	临界比容
		$t_s/^\circ\text{C}$	$t_f/^\circ\text{C}$	$t_c/^\circ\text{C}$	p_c/kPa	$v_c/10^{-3}\text{m}^3/\text{kg}$
R125	120.03	-103.15	-48.57	66.3	3 630.6	/
R1270	42.09	-185	-47.7	91.8	4 618	4.495
R502	111.63	/	-45.4	82.2	4 075	1.785
R290	44.10	-187.7	-42.09	96.70	4 248	4.53
R22	86.48	-160	-40.76	96.0	4 974	1.904
R115	154.48	-106	-39.1	79.9	3 153	1.629
R500	99.31	-159	-33.5	105.5	4 423	2.016
R717	17.03	-77.7	-33.3	133.0	11 417	4.245
R12	120.93	-158	-29.79	112.0	4 113	1.792
R134a	102.03	-96.6	-26.16	101.1	4 067	1.81
R152a	66.05	-117	-25.0	113.5	4 492	2.741
R40	50.49	-97.8	-12.4	143.1	6 674	2.834
R124	136.47	-199.15	-13.19	122.5	3 660	/
R600a	58.13	-160	-11.73	135.0	3 645	4.526
R764	64.07	-75.5	-10.0	157.5	7.875	1.910
R142b	100.5	-131	-9.8	137.1	4 120	2.297
R630	31.06	-92.5	-6.7	156.9	7 455	/
RC318	200.04	-41.4	-5.8	115.3	2 781	1.611
R600	58.13	-138.5	-0.5	152.0	3 794	4.383
R114	170.94	-94	3.8	145.7	3 259	1.717
R21	102.92	-135	8.9	178.5	5 168	1.917
R160	64.52	-138.3	12.4	187.2	5 267	3.028
R631	45.08	-80.6	16.6	183.0	5 619	/
R11	137.38	-111	23.82	198.0	4 406	1.804
R123	152.93	-107.15	27.87	183.79	3 674	/
R611	60.05	-99	31.8	214.0	5 994	2.866
R141b	116.95	/	32	204.2	4 250	/
R610	74.12	-116.3	34.6	194.0	3 603	3.790
R216ca	220.93	-125.4	35.69	180.0	2 753	1.742

符号	分子量	凝固温度	标准沸点	临界温度	临界压力	临界比容
		$t_s/^\circ\text{C}$	$t_f/^\circ\text{C}$	$t_c/^\circ\text{C}$	p_c/kPa	$v_c/10^{-3}\text{m}^3/\text{kg}$
R30	84.93	-97	40.2	237.0	6 077	/
R113	187.39	-35	47.57	214.1	3 437	1.736
R1130	96.95	-50	47.8	243.3	5 478	/
R1120	131.39	-73	87.2	271.1	5 016	/
R718	18.02	0	100	373.99	22 064	3.11

(二) 制冷剂的实用性质及其应用

1. 制冷剂与润滑油的溶解性

制冷系统中润滑油的主要作用是用来润滑制冷压缩机，以减少其部件的摩擦和磨损，它与制冷设备的工作性能和使用寿命有着密切的关系。一般来说，润滑油需要具有良好的热稳定性和化学稳定性、适当的粘度和良好的低温流动性等特点。在压缩式制冷系统中，除离心式制冷机外，制冷剂都要与压缩机润滑油相接触，两者的互溶性对制冷系统的正常工作是一个非常重要的问题。

制冷剂与润滑油的互溶性可分为基本不溶解、有限溶解和无限溶解三种情况。

常用制冷剂 R717, R13, R14, R744 等均与润滑油基本不互溶。这时，润滑油在制冷系统中呈游离状态，并粘附在传热面上，增加了传热热阻。

制冷剂 R22, R114 等与润滑油为有限溶解，其互溶性随温度压力的变化而变化。一般来说，温度愈低，溶解度愈小。有限溶解时，制冷剂与油的混合物出现明显分层，一层为贫油层，一层为富油层。图 1-2-7 给出了一些制冷剂与环烷族润滑油的溶解度临界曲线。图中曲线包围的区域为有限溶解区，曲线上方的区域为无限溶解区。

制冷剂 R11, R12, R113 等与润滑油的互溶性较强，为无限溶解。这些制冷剂能与润滑油以任何比例相互溶解，无限溶解虽然有利于润滑油在制冷系统中的回油，但降低了制冷剂的饱和压力，会引起单位容积制冷量的降低，同时润滑油也被制冷剂稀释，不利于润滑油作用的发挥。

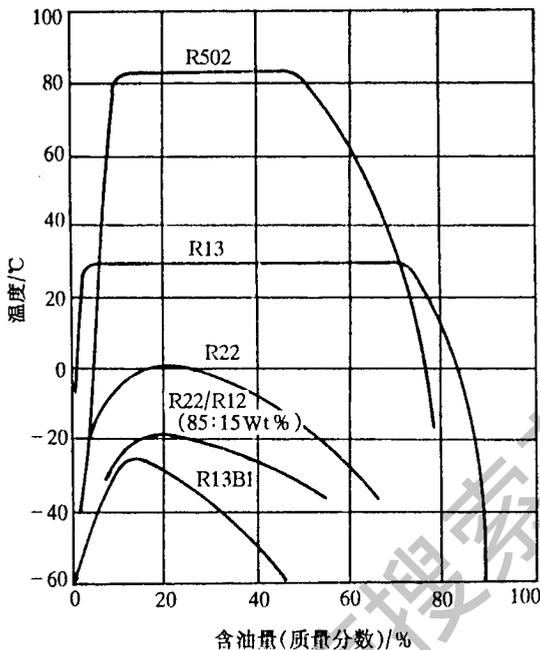


图 1-2-7 制冷剂与环烷族润滑油的溶解度曲线

一个制冷系统选用润滑油主要根据压缩机的产品说明书上的有关规定，这些规定综合考虑了压缩机的结构特点、温度使用范围、所用制冷剂的种类等因素。对氟里昂来说，一般要求采用与制冷剂互溶性好的润滑油。因为氟里昂都比油重，发生分层时，下部为贫油层。这样，对于压缩机来说，开机运行时，油泵吸入贫油层液体可能会引起供油不足，影响润滑；对于满液式蒸发器来说，富油层在上，容易造成机器回油困难，同时还影响制冷剂的蒸发；对于干式蒸发器来说，溶油性差，使得制冷剂流体不易携带润滑油返回压缩机。传统的氟里昂制冷剂如 R12，R22 的制冷系统使用的润滑油一般为矿物油和烷基苯油，但这类油对新型环保工质中 HFC 类工质如 R134a，R152a 等的溶解度很差。最新的研究成果表明，与 HFC 类制冷剂互溶性较好的是酯类润滑油、醇类润滑油和氨基油。

2. 制冷剂与水的溶解性

常用的制冷剂中，除氨极易溶于水外，其它氟里昂和烃类物质都很难溶于水。制冷剂的溶水性随着压力温度的变化而发生变化。

对于难溶于水的制冷剂，如制冷系统中的含水量超过了制冷剂中水的溶

解度，则系统中会出现游离态的水。制冷系统中温度较低的部件上，游离状态的水可能结冰，进而可能堵塞节流装置或其它狭窄通道，这就是制冷系统常见的“冰堵”现象。

对于溶水性较强的制冷剂，尽管不会发生“冰堵”现象，但制冷剂溶水后发生水解作用，生成的物质对金属材料有腐蚀作用。

因此，在制冷系统中必须严格控制含水量，切勿超过标准规定的限制值。

图 1-2-8 给出了一些制冷剂的溶水性随温度的变化曲线。

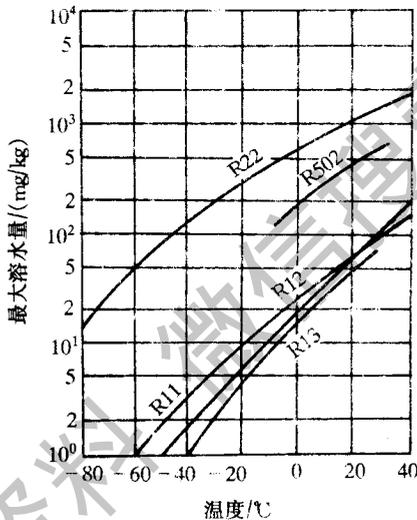


图 1-2-8 一些制冷剂的溶水性曲线

3. 制冷剂安全性、热稳定性及对材料的作用

(1) 制冷剂的安全性。制冷剂的安全性主要是指制冷剂的毒性和可燃性。按照 ASHRAE 标准 34，制冷剂的安全性被分为 6 级，分别用符号 A1, A2, A3, B1, B2, B3 表示。符号中的大写字母表示制冷剂在空气中含量为 400ppm 时的毒性。其中符号 A 表示无毒性反应；符号 B 表示有毒性反应。符号中的数字表示制冷剂的可燃性。其中符号 1 表示不可燃，即在 18°C 和 101kPa 空气环境中无燃烧现象；符号 2 表示中等可燃，即在 21°C 和 101kPa 空气环境中燃烧下极限大于 0.1kg/m^3 并且其燃烧热不大于 $19\ 000\text{kJ/kg}$ ；符号 3 表示强烈可燃，即在 21°C 和 101kPa 空气环境中燃烧下极限不大于

0.1kg/m³ 或者其燃烧热大于 19 000kJ/kg。

表 1-2-2 给出了一些制冷剂的安全等级。

表 1-2-2 一些制冷剂的安全等级

制冷剂	安全等级	制冷剂	安全等级	制冷剂	安全等级
R10	B1	R123	B1	R508B	A1
R11	A1	R124	A1	R509A	A1
R12	A1	R125	A1	R600	A3
R13	A1	R134a	A1	R600a	A3
R13B1	A1	R142b	A2	R611	B2
R14	A1	R143a	A2	R702	A3
R21	B1	R152a	A2	R704	A1
R22	A1	R170	A3	R717	B2
R23	A1	R218	A1	R718	A1
R30	B2	R290	A3	R720	A1
R32	A2	RC318	A1	R728	A1
R40	B2	R400	A1	R740	A1
R50	A3	R500	A1	R744	A1
R113	A1	R501	A1	R764	B1
R114	A1	R502	A1	R1140	B3
R115	A1	R507A	A1	R1150	A3
R116	A1	R508A	A1	R1270	A3

(2) 制冷剂的热稳定性。为了保证制冷剂不发生热分解现象，制冷剂所处环境和工作温度不允许超过其分解温度。一般来说，在普通制冷温度范围内，制冷剂是稳定的，常用制冷剂中氨的工作温度不得超过 150℃，R22 和 R502 不得超过 145℃。

(3) 制冷剂对材料的作用。在正常情况下，氟里昂制冷剂对大多数金属无任何作用，这些金属包括钢、铸铁、铜、锡、铝、铅等。但对镁、锌和含镁 2% 以上的铝合金则是例外。任何情况下，R40 绝对不能应用在铝制器件上，否则将会产生一种强烈的可燃气体，有极大的爆炸危险。

氨对钢铁无腐蚀性，对铝、铜或铜合金有轻微的腐蚀性。但氨中含水时，则对铜和铜合金产生强烈的腐蚀作用。

氟里昂与润滑油的混合物能够溶解铜，被溶解的铜离子在压缩机中与钢或铸铁构件相接触时，会析出并沉积在这些构件的表面，形成一层铜镀膜，这就是所谓的“镀铜现象”。“镀铜”会破坏轴封的密封性，影响气阀间隙，影响气缸与活塞的配合间隙，对制冷系统的运行极为不利。

由于塑料和橡胶材料往往是由两种或多种有机物组成的混合物，制冷剂对材料的影响比较复杂，对某一制冷剂选用这些材料时，必须做严格的相容性试验。一般来说，氟里昂对天然橡胶和树脂等材料是一种良好的有机溶剂，并且可以使塑料等高分子化合物变软、膨胀和起泡。所以对氟里昂制冷系统，密封材料和电器绝缘材料不能使用天然橡胶和树脂化合物，应该采用诸如氯丁乙稀、氯丁橡胶、尼龙等耐氟材料。

4. 制冷剂泄漏判断

制冷剂的泄漏可能引起窒息、中毒、污染、火灾等事故。所以对制冷剂使用、储存、运输等现场要进行泄漏检查。常用的检漏方法有：

(1) 电子探测。当氟里昂蒸气通过带有不同电荷的铂电极之间时即会发生电离，根据离子流的变化便可探知氟里昂的泄漏量。电子检漏仪十分灵敏，可以测出 R12 一年内累计泄漏 0.3g 的泄漏量。它可以做成便携式的，使用非常方便。

电子检漏仪对除 R14 以外的制冷剂均有效，但不能用于具有可燃性、可爆炸性的制冷剂检测。如果制冷剂中含有醇蒸气或一氧化碳气体，则会干扰检测。

(2) 卤素检漏。氟里昂的组成元素含有卤族元素，卤族元素的蒸气在遇到燃烧着的铜时，会发生分解，产生由绿色变紫色的火焰，卤素检漏灯就根据火焰的变色情况确定泄漏量。

卤素检漏灯检漏动作快而简便，但其灵敏度不如电子检漏仪。

(3) 肥皂水检漏。把肥皂水或洗涤剂溶液涂在制冷设备的各零部件上，如有泄漏，则会起泡，以此判断泄漏情况。

(4) 氨的泄漏检查。氨有强烈的刺激性气味，很容易发现其泄漏。若要找到其泄漏部位只需将点燃的硫置于氨的泄漏部位，观察其是否产生白烟即可判断。将浸了盐酸水溶液的布条放在氨的泄漏部位也会发生白烟。

目前也有采用氦质谱仪对冰箱、空调器进行泄漏检查。

(三) 常用制冷剂质替代工质

制冷设备中常用的制冷剂有 R12、R22、R717 和 R502 等。为了保护环境,节约能源,替代工质 R134a, R600a, R410A, R407C 和 R290 等纯质或混合物也正在被推广应用。表 1-2-3 给出了一些制冷剂的环境指数。其中 ODP 指臭氧消耗潜能值,以 R11 的 ODP = 1 为基准;GWP₁₀₀ 为描述气体 100 年寿命时对大气温室的影响(GWP 指全球变暖潜能值)。新型环保替代工质应选用 ODP 为零,GWP 尽可能小的物质,从目前的研究看,R23、R32、R125、R134a、R143a、R152a、R600a 和 CO₂ 等以及它们的混合物都是较好的替代工质。

表 1-2-3 一些制冷剂的环境指数

制冷剂	ODP	GWP ₁₀₀	制冷剂	ODP	GWP ₁₀₀
R11	1.0	3 800	R403B	0.031	3 570
R12	1.0	8 100	R404A	0	3 260
R22	0.055	1 500	R405A	0.028	4 480
R23	0	11 700	R406A	0.057	1 560
R32	0	650	R407A	0	1 770
R113	0.8	4 800	R407B	0	2 290
R114	1.0	9 000	R407C	0	1 530
R115	0.6	9 000	R407D	0	1 430
R116	0	9 200	R408A	0.026	2 650
R123	0.02	90	R409A	0.048	1 290
R124	0.022	470	R410A	0	1 730
R125	0	2 800	R411A	0.048	1 330
R134a	0	1 300	R411B	0.052	1 410
R142b	0.065	1 800	R412A	0.055	1 850
R143	0	300	R500	0.74	6 010
R143a	0	3 800	R501	0.29	3 150
R152a	0	140	R502	0.33	5 260

第 2 章 冷库制冷原理与方法

制冷剂	ODP	GWP ₁₀₀	制冷剂	ODP	GWP ₁₀₀
R218	0	7 000	R503	0.6	11 350
R401A	0.037	970	R504	0.31	4 890
R401B	0.04	1 060	R507A	0	3 300
R401C	0.03	760	R058A	0	10 200
R402A	0.021	2 250	R508B	0	10 400
R402B	0.033	1 960	R509A	0.032	4 580
R403A	0.041	2 530			

1. R12 (二氟二氯甲烷, CHCl₂F₂)

R12 无毒、无色、无味、不可燃，广泛应用于大、中、小型制冷设备中。R12 的标准沸点为 -29.8°C ，单位容积制冷量小，流动阻力大，对金属无腐蚀性。R12 与矿物润滑油有良好的互溶性。使用 R12 的制冷系统必须密封严密。

R12 是最早使用且性能优秀的氟里昂类制冷剂。但因为对环境有危害，正在被逐步限制使用。替代 R12 的工质有 R134a、R600a 和混合物 R22/R152a 等。

2. R22 (二氟一氯甲烷, CHClF₂)

R22 无色、无味、不可燃、毒性很小，也广泛应用于大、中、小型制冷装置中。R22 的标准沸点为 -40.8°C ，单位容积制冷量比 R12 大，与氨差不多，其传热性能和流动性能不如氨，流动性能比 R12 好一些。对金属无腐蚀性，但与 R12 一样，制冷系统要密封严密。R22 与润滑油有限溶解，在设计制冷系统时应注意回油。

R22 对环境的危害较小，根据国际协议可以使用到 2040 年。替代 R22 的工质有 R410A 和 R407C 等。

3. R717 (氨, NH₃)

氨有较好的热物理性质，其标准沸点为 -33.4°C ，是目前广泛应用的中温制冷剂之一。氨气化潜热大，单位容积制冷量大，密度小，节流损失小，传热性能好，流动阻力小。在低温下也能以任何比例与水互溶。另外，氨来源广泛，价格低廉，主要用在大、中型制冷装置中。

氨有较明显的缺陷：有毒，有强烈的刺激性气味，含有水份时，对锌、

铜及其合金有腐蚀作用。氨几乎不溶于润滑油，这对传热和润滑油的回油有影响，目前在干式蒸发器中已使用可溶解的溶滑油。氨还易燃、易爆，在实际使用时存在一定安全隐患。

4. R502

R502 是 R22 和 R115 按质量成分 48.8: 51.2 配置而成的共沸混合物。R502 无毒、不可燃，主要应用于食品冷冻陈列柜等制冷装置中。R502 的气化潜热大，气体密度大，制冷剂循环量大，有较大的制冷量，压缩机排温底。其对金属无腐蚀性。R502 不溶于水，其与烷基苯润滑油有良好的互溶性。R502 的 ODP 和 GWP_{100} 的值很高，也近是期要被替代的工质。

5. R134a (四氟乙烷, CH_2CF_4)

R134a 是一种新型替代工质，其标准沸点为 $-26.5^{\circ}C$ ，它的热力性质与 R12 非常相似，被认为是 R12 比较理想的替代物。R134a 的 ODP 虽然为零，但 GWP 的值很高，有较强的温室效应作用。

R134a 分子量大，流动阻力损失比 R12 大，传热性能比 R12 好。R134a 与矿物油和烷基苯润滑油几乎不溶解，R134a 制冷系统最好使用酯类油。R134a 在水中的溶解度极低，所以对制冷系统中水份含量的要求比 R12 要严格的多。由于 R134a 与材料的相容性以及其化学合成问题，导致 R134a 替代 R12 的成本较高。

6. R600a (异丁烷, C_4H_{10})

R600a 也是 R12 的一种替代工质，其标准沸点为 $-11.7^{\circ}C$ ，它的热力性质与 R12 并不相似，但它是一种自然工质，对环境无破坏作用，有可能成为 R12 的未来替代物。由于 R600a 与 R12 的热力性质差异较大，其替代 R12 后制冷系统要重新设计和制造。

7. R407C

R407CR32, R125 和 R134a 按质量成分 23: 25: 52 配置而成的非共沸混合物。R407C 是呼声很高的 R22 替代物，目前在家用空调器中已有商业产品，详细的研究还在进一步展开。

二、主要制冷剂的热力学性质表和图

主要制冷剂的热力学性质如表 1-2-4 至表 1-2-11 所示。

第 2 章 冷库制冷原理与方法

表 1-2-4

R12 饱和状态下的热力性质

温 度 $t/^\circ\text{C}$	绝对压力 p/kPa	比 体 积		比 焓		气 化 热 r kJ/kg	比 熵	
		液 体 v' $10^{-3}\text{m}^3/\text{kg}$	蒸 气 v'' m^3/kg	液 体 h' kJ/kg	蒸 气 h'' kJ/kg		液 体 s' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	蒸 气 s'' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
-70	12.268	0.62662	1.12728	137.820	319.584	181.764	0.73828	1.63293
-65	16.803	0.63167	0.84117	142.134	321.908	179.774	0.75924	1.62285
-60	22.622	0.63689	0.63791	146.463	324.237	177.774	0.77977	1.61374
-55	29.978	0.64226	0.49100	150.807	326.569	175.762	0.79989	1.60552
-50	39.148	0.64782	0.38310	155.169	328.899	173.730	0.81963	1.59811
-45	50.438	0.65355	0.30268	159.548	331.224	171.676	0.83901	1.59142
-40	64.173	0.65949	0.24191	163.948	333.543	169.595	0.85804	1.68540
-35	80.707	0.66563	0.19540	168.368	335.851	167.483	0.87675	1.57997
-30	100.41	0.67200	0.15937	172.810	338.145	165.335	0.89516	1.57508
-28	109.27	0.67461	0.14728	174.593	339.059	164.466	0.90243	1.57327
-26	118.72	0.67726	0.13628	176.380	339.969	163.589	0.90967	1.57153
-24	128.80	0.67996	0.12628	178.171	340.877	162.706	0.91686	1.56986
-22	139.53	0.68269	0.11717	179.965	341.782	161.817	0.92400	1.56826
-20	150.93	0.68547	0.10885	181.764	342.684	160.920	0.93110	1.56673
-18	163.05	0.68829	0.10124	183.567	343.582	160.015	0.93816	1.56526
-16	175.89	0.69115	0.094278	185.374	344.476	159.102	0.94518	1.56386
-14	189.50	0.69407	0.087895	187.185	345.367	158.182	0.95216	1.56251
-12	203.90	0.69703	0.082034	189.001	346.253	157.252	0.95910	1.56122
-10	219.12	0.70004	0.076646	190.822	347.136	156.314	0.96601	1.55998
-8	235.19	0.70310	0.071686	192.647	348.014	155.367	0.97287	1.55880
-6	252.14	0.70622	0.067114	194.47	348.888	154.411	0.97971	1.55766
-4	270.01	0.70939	0.062895	196.313	349.757	153.444	0.98650	1.55657
-2	288.82	0.71261	0.058996	198.154	350.621	152.467	0.99327	1.55553
0	308.61	0.71590	0.055389	200.000	351.479	151.479	1.00000	1.55453
2	329.40	0.71924	0.052048	201.852	352.333	150.481	1.00670	1.55357
4	351.24	0.72265	0.048949	203.710	353.180	149.470	1.01337	1.55265
6	374.14	0.72612	0.046073	205.574	354.022	148.448	1.02001	1.55177

第 1 篇 现代化冷库设备安装调试、运行检测、故障诊断、维修保养基础知识

温 度 $t/^\circ\text{C}$	绝对压力 p/kPa	比 体 积		比 焓		气 化 热 r kJ/kg	比 熵	
		液 体 v' $10^{-3}\text{m}^3/\text{kg}$	蒸 气 v'' m^3/kg	液 体 h' kJ/kg	蒸 气 h'' kJ/kg		液 体 s' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	蒸 气 s'' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
10	423.30	0.73327	0.040913	209.323	355.688	146.365	1.03322	1.55010
12	449.62	0.73695	0.038597	211.207	356.511	145.304	1.03978	1.54932
14	477.14	0.74071	0.036438	213.099	357.327	144.228	1.04632	1.54857
16	505.91	0.74454	0.034422	241.998	358.136	143.138	1.05284	1.54784
18	535.94	0.74846	0.032540	216.906	358.937	142.031	1.05934	1.54714
20	567.29	0.75246	0.030780	218.822	359.731	140.341	1.06581	1.54646
22	599.98	0.75655	0.029132	220.746	360.516	139.770	1.07227	1.54580
24	634.05	0.76073	0.027589	22.680	361.293	138.613	1.07871	1.54516
26	669.54	0.76501	0.026142	224.623	362.061	137.438	1.08514	1.54454
28	706.48	0.76938	0.014783	226.576	362.819	136.243	1.09155	1.54394
30	744.90	0.77385	0.023508	228.540	363.568	135.028	1.09795	1.54334
32	784.85	0.77845	0.022308	230.515	364.307	133.792	1.10434	1.54277
34	826.36	0.7815	0.021180	232.501	365.035	132.534	1.11072	1.54220
36	869.48	0.78798	0.020117	234.500	365.751	131.251	1.11710	1.54163
38	914.23	0.79294	0.019115	236.511	366.456	129.945	1.12347	1.54108
40	960.66	0.79802	0.018170	238.535	367.148	128.613	1.12984	1.54052
42	1008.8	0.80325	0.017278	240.574	367.827	127.253	1.13620	1.53997
44	1058.7	0.80863	0.016435	242.627	368.493	125.866	1.14257	1.53941
46	1110.4	0.81416	0.015638	244.696	369.143	124.447	1.14894	1.53885
48	1163.9	0.81985	0.014884	246.782	369.779	122.997	1.15532	1.53829
50	1219.3	0.82573	0.014170	248.884	370.398	121.514	1.16170	1.53771
52	1276.6	0.83179	0.013493	251.005	371.000	119.995	1.16810	1.53712
54	1335.9	0.83804	0.012850	253.145	371.583	118.438	1.17451	1.53652
56	1397.2	0.84451	0.012241	255.305	372.147	116.842	1.18093	1.53590
58	1460.5	0.85121	0.011662	257.487	372.690	115.203	1.18738	1.53525
60	1525.9	0.85814	0.011111	259.691	373.212	113.521	1.19385	1.53458
65	1698.8	0.87667	0.009847	265.309	374.408	109.099	1.21014	1.53276

第 2 章 冷库制冷原理与方法

温 度 $t/^\circ\text{C}$	绝对压力 p/kPa	比 体 积		比 焓		气化热 r kJ/kg	比 熵	
		液体 v' $10^{-3}\text{m}^3/\text{kg}$	蒸气 v'' m^3/kg	液体 h' kJ/kg	蒸气 h'' kJ/kg		液体 s' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	蒸气 s'' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
		70	1885.8	0.89716	0.008725		271.103	375.429
75	2087.5	0.92009	0.007722	277.101	376.236	99.135	1.24348	1.52821
80	2304.6	0.94612	0.006821	283.342	376.780	93.438	1.26070	1.52527
85	2538.0	0.97621	0.006004	289.880	376.987	87.107	1.27845	1.52165
90	2788.5	1.0119	0.005257	296.789	376.750	79.961	1.29691	1.51709
95	3056.9	1.0558	0.004563	304.183	375.890	71.707	1.31637	1.51114
100	3344.1	1.1131	0.003902	312.262	374.072	61.810	1.33733	1.50297
105	3650.9	1.1967	0.003242	321.469	370.516	49.047	1.36089	1.49059

表 1-2-5 R12 饱和状态下的热力性质

温 度 $t/^\circ\text{C}$	绝对压力 p/kPa	比 体 积		比 焓		气化热 r kJ/kg	比 熵	
		液体 v' $10^{-3}\text{m}^3/\text{kg}$	蒸气 v'' m^3/kg	液体 h' kJ/kg	蒸气 h'' kJ/kg		液体 s' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	蒸气 s'' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
		110	3978.5	1.3643	0.002461		333.498	361.943
-80	10.461	0.65807	1.7632	115.063	369.314	254.251	0.63561	1.95188
-75	14.796	0.66381	1.2763	119.911	371.775	251.864	0.66038	1.93139
-70	20.524	0.66972	0.94094	124.807	374.232	249.425	0.68476	1.91248
-65	27.966	0.67581	0.70547	129.756	376.681	246.925	0.70880	1.89502
-60	37.482	0.68208	0.53715	134.762	379.116	244.354	0.73254	1.87887
-55	49.475	0.68856	0.41483	139.829	381.532	241.703	0.75599	1.86390
-50	64.389	0.69526	0.32456	144.958	383.923	238.965	0.77919	1.85001
-45	82.706	0.70219	0.25699	150.152	386.285	236.133	0.80215	1.83709
-40	104.95	0.70936	0.20575	155.413	388.611	233.198	0.82489	1.82505
-35	131.68	0.71680	0.16640	160.742	390.898	230.156	0.84742	1.81381
-30	163.48	0.72452	0.13584	166.139	393.140	227.001	0.86976	1.80330
-26	192.99	0.73092	0.11621	170.507	394.898	224.391	0.88748	1.79536
-24	209.22	0.73420	0.10770	172.707	395.764	223.057	0.89630	1.79153

第 1 篇 现代化冷库设备安装调试、运行检测、故障诊断、维修保养基础知识

温 度 $t/^\circ\text{C}$	绝对压力 p/kPa	比 体 积		比 焓		气 化 热 r kJ/kg	比 熵	
		液体 v' $10^{-3}\text{m}^3/\text{kg}$	蒸气 v'' m^3/kg	液体 h' kJ/kg	蒸气 h'' kJ/kg		液体 s' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	蒸气 s'' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
-20	244.83	0.74091	0.092843	177.142	397.469	220.327	0.91385	1.78416
-18	264.29	0.74436	0.086354	179.376	398.308	218.932	0.92259	1.78060
-16	284.93	0.74786	0.080410	181.621	399.136	217.515	0.93129	1.77712
-14	306.78	0.75143	0.074957	183.878	399.954	216.076	0.93997	1.77372
-12	329.89	0.75506	0.069947	186.147	400.761	214.614	0.94862	1.77040
-10	354.30	0.75876	0.065339	188.426	401.588	213.132	0.95725	1.76714
-8	380.06	0.76253	0.061095	190.718	402.343	211.625	0.96585	1.76395
-6	407.23	0.76637	0.057181	193.020	403.117	210.097	0.97442	1.76083
-4	435.84	0.77028	0.053568	195.335	403.878	208.543	0.98297	1.75776
-2	465.94	0.77427	0.050227	197.662	404.627	206.965	0.99150	1.75476
0	497.59	0.77834	0.047135	200.000	405.364	205.364	1.00000	1.75180
2	530.83	0.78249	0.044270	202.351	406.087	203.736	1.00848	1.74890
4	565.71	0.78673	0.041612	204.713	406.796	202.083	1.01694	1.74605
6	602.28	0.79107	0.039144	207.089	407.491	200.402	1.02537	1.74325
8	640.59	0.79549	0.036849	209.477	408.172	198.695	1.03379	1.74048
10	680.70	0.80002	0.034713	211.877	408.838	196.961	1.04218	1.73776
12	722.65	0.80465	0.032723	214.291	409.488	195.197	1.05056	1.73507
15	789.15	0.88180	0.029987	217.938	410.432	192.494	1.06309	1.73110
18	860.08	0.81922	0.027517	221.615	411.339	189.724	1.07559	1.72720
20	909.93	0.82431	0.026003	244.084	411.921	187.837	1.08390	1.72463
22	961.89	0.82954	0.024585	226.569	412.484	185.915	1.09220	1.72207
24	1016.0	0.83491	0.023257	229.068	413.027	183.959	1.10049	1.71954
26	1072.3	0.84043	0.022011	231.584	413.551	181.967	1.10876	1.71702
28	1130.9	0.84610	0.020841	234.115	414.053	179.938	1.11703	1.71451
30	1191.9	0.85193	0.019741	236.664	414.533	177.869	1.12530	1.71201
32	1255.2	0.85793	0.018707	239.230	414.990	175.760	1.13356	1.70951
34	1321.0	0.86412	0.017734	241.815	415.423	173.608	1.14181	1.70702

第 2 章 冷库制冷原理与方法

温 度 $t/^\circ\text{C}$	绝对压力 p/kPa	比 体 积		比 焓		气 化 热 r kJ/kg	比 熵	
		液体 v' $10^{-3}\text{m}^3/\text{kg}$	蒸气 v'' m^3/kg	液体 h' kJ/kg	蒸气 h'' kJ/kg		液体 s' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	蒸气 s'' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
		36	1389.2	0.87051	0.016816		244.418	415.830
38	1460.1	0.87710	0.015951	247.042	416.211	169.169	1.15833	1.70200
40	1533.5	0.88392	0.015135	249.686	416.563	166.877	1.16659	1.69947
42	1609.7	0.89097	0.014363	252.353	416.886	164.533	1.17487	1.69693
44	1688.5	0.89828	0.013634	255.043	417.177	162.134	1.18315	1.69436
46	1770.2	0.90586	0.012943	257.757	417.435	159.678	1.19145	1.69176
48	1854.8	0.91374	0.012289	260.497	417.657	157.160	1.19977	1.68912
50	1942.3	0.92193	0.011669	263.265	417.842	154.577	1.20811	1.68644
53	2079.3	0.93488	0.010797	267.473	418.042	150.569	1.22068	1.68232
56	2223.2	0.94872	0.009989	271.755	418.140	146.385	1.23333	1.67806
58	2323.2	0.95850	0.009483	274.655	418.143	143.488	1.24183	1.67512
60	2420.6	0.96878	0.009000	277.595	418.092	140.497	1.25038	1.67209

表 1-2-6 R123 饱和状态下的热力性质

温 度 $t/^\circ\text{C}$	绝对压力 p/kPa	比 体 积		比 焓		气 化 热 r kJ/kg	比 熵	
		液体 v' $10^{-3}\text{m}^3/\text{kg}$	蒸气 v'' m^3/kg	液体 h' kJ/kg	蒸气 h'' kJ/kg		液体 s' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	蒸气 s'' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
		-40	3.816	0.61921	3.31326		167.808	356.182
-35	5.215	0.62344	2.47437	171.499	359.078	187.579	0.88862	1.67627
-30	7.029	0.62778	1.87255	175.283	362.005	186.721	0.90434	1.67227
-25	9.350	0.63221	1.43484	179.162	364.959	185.798	0.92012	1.66885
-20	12.287	0.63676	1.11236	183.135	367.940	184.805	0.93597	1.66599
-18	13.660	0.63861	1.00779	184.752	369.139	184.387	0.94233	1.66499
-16	15.160	0.64047	0.91461	186.384	370.342	183.958	0.94869	1.66407
-14	16.794	0.64236	0.83143	188.031	371.548	183.517	0.95507	1.66322
-12	18.573	0.64426	0.75705	189.694	372.757	183.063	0.96146	1.66245
-10	20.505	0.64619	0.69041	191.372	373.970	182.597	0.96786	1.66175

第 1 篇 现代化冷库设备安装调试、运行检测、故障诊断、维修保养基础知识

温 度 $t/^\circ\text{C}$	绝对压力 p/kPa	比 体 积		比 焓		气 化 热 r kJ/kg	比 熵	
		液体 v' $10^{-3}\text{m}^3/\text{kg}$	蒸气 v'' m^3/kg	液体 h' kJ/kg	蒸气 h'' kJ/kg		液体 s' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	蒸气 s'' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
		-8	22.600	0.64813	0.63061		193.067	375.185
-6	24.869	0.65009	0.57687	194.776	376.404	181.627	0.98068	1.66055
-4	27.323	0.65208	0.52848	196.502	377.625	181.123	0.98711	1.66006
-2	29.973	0.65408	0.48484	198.243	378.848	180.605	0.99355	1.65962
0	32.830	0.65611	0.44543	200.000	380.074	180.074	1.00000	1.65925
2	35.906	0.65816	0.40979	201.773	381.302	179.529	1.00646	1.65894
4	39.213	0.66023	0.37750	203.561	382.532	178.971	1.01293	1.65868
6	42.764	0.66232	0.34820	205.364	383.764	178.399	1.01940	1.65848
8	46.573	0.66444	0.32159	207.184	384.997	177.813	1.02589	1.65834
10	50.652	0.66658	0.29738	209.019	386.231	177.213	1.03238	1.65824
12	55.015	0.66874	0.27533	210.869	387.467	176.598	1.03888	1.65820
14	59.676	0.67093	0.25521	212.734	388.704	175.969	1.04539	1.65820
16	64.650	0.67315	0.23683	214.615	389.941	175.326	1.05191	1.65825
18	69.951	0.67539	0.22002	216.511	391.179	174.668	1.05843	1.65835
20	75.595	0.67766	0.20463	218.422	392.417	173.995	1.06496	1.65849
22	81.597	0.67996	0.19052	220.348	393.656	173.308	1.07149	1.65867
24	87.973	0.68228	0.17757	222.289	394.894	172.606	1.07803	1.65890
26	94.738	0.68463	0.16566	224.244	396.132	171.888	1.08457	1.65196
28	101.91	0.68702	0.15471	226.214	397.370	171.156	1.09112	1.65946
30	109.50	0.68943	0.14462	228.198	398.607	170.409	1.09767	1.65979
32	117.54	0.69187	0.13532	230.196	399.843	169.647	1.10422	1.66016
34	126.03	0.69435	0.12673	232.208	401.078	168.870	1.11077	1.66057
36	134.99	0.69686	0.11879	234.234	402.311	168.078	1.11732	1.66100
38	144.45	0.69940	0.11145	236.273	403.543	167.270	1.12388	1.66146
40	154.42	0.70197	0.10465	238.325	404.773	166.448	1.13043	1.66196
42	164.91	0.70459	0.098341	240.391	406.001	165.610	1.13698	1.66248
44	175.95	0.70723	0.092492	242.469	407.227	164.758	1.14353	1.66302
46	187.56	0.70992	0.087059	244.560	408.450	163.890	1.15008	1.66360

第 2 章 冷库制冷原理与方法

温 度 $t/^\circ\text{C}$	绝对压力 p/kPa	比 体 积		比 焓		气化热 r kJ/kg	比 熵	
		液体 v' $10^{-3}\text{m}^3/\text{kg}$	蒸气 v'' m^3/kg	液体 h' kJ/kg	蒸气 h'' kJ/kg		液体 s' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	蒸气 s'' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
		48	199.74	0.71264	0.082007		246.663	409.670
50	212.54	0.71540	0.077307	248.778	410.887	162.109	1.16316	1.66481
52	225.95	0.71821	0.072929	250.905	412.101	161.196	1.16969	1.66544
54	240.00	0.72105	0.068847	253.043	413.311	160.268	1.17621	1.66610
56	254.72	0.72394	0.065039	255.193	414.517	159.324	1.18273	1.66678
58	270.12	0.72687	0.061482	257.353	415.719	158.366	1.18924	1.66747
60	286.21	0.72985	0.058158	259.524	416.917	157.393	1.19574	1.66818
65	329.65	0.73750	0.050751	264.996	419.890	154.895	1.21195	1.67001
70	377.91	0.74548	0.044450	270.527	422.830	152.303	1.22808	1.67192
75	431.31	0.75380	0.039064	276.113	425.730	149.618	1.24412	1.67388
80	490.19	0.76250	0.034439	281.749	428.587	146.838	1.26007	1.67587
85	554.89	0.77162	0.030450	287.431	431.394	143.963	1.27591	1.67787
90	625.75	0.78119	0.026993	293.155	434.146	140.991	1.29163	1.67987
95	703.13	0.79127	0.023985	298.916	436.835	137.918	1.30722	1.68184
100	787.39	0.80191	0.021358	304.712	439.453	134.741	1.32267	1.68376
105	878.92	0.81318	0.019054	310.540	441.993	131.453	1.33799	1.68561
110	978.10	0.82515	0.017026	316.398	444.445	128.047	1.35317	1.68736

表 1-2-7 R134a 饱和状态下的热力性质

温 度 $t/^\circ\text{C}$	绝对压力 p/kPa	比 体 积		比 焓		气化热 r kJ/kg	比 熵	
		液体 v' $10^{-3}\text{m}^3/\text{kg}$	蒸气 v'' m^3/kg	液体 h' kJ/kg	蒸气 h'' kJ/kg		液体 s' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	蒸气 s'' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
		-60	16.317	0.67873	1.05020		127.283	360.230
-55	22.263	0.68511	0.78512	132.808	363.392	230.583	0.72699	1.78399
-50	29.899	0.69168	0.59570	138.433	366.555	228.121	0.75246	1.77474
-45	39.564	0.69847	0.45821	144.158	369.741	225.557	0.77780	1.76643
-40	51.641	0.70548	0.35692	149.981	372.865	222.885	0.80301	1.75898

第 1 篇 现代化冷库设备安装调试、运行检测、故障诊断、维修保养基础知识

温 度 $t/^\circ\text{C}$	绝对压力 p/kPa	比 体 积		比 焓		气化热 r kJ/kg	比 熵	
		液体 v' $10^{-3}\text{m}^3/\text{kg}$	蒸气 v'' m^3/kg	液体 h' kJ/kg	蒸气 h'' kJ/kg		液体 s' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	蒸气 s'' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
-35	66.547	0.71273	0.28129	155.902	376.003	220.101	0.82809	1.75231
-30	84.739	0.72024	0.22408	161.920	379.123	217.203	0.85305	1.74633
-28	93.045	0.72332	0.20518	164.354	380.365	216.010	0.86299	1.74413
-26	101.99	0.72645	0.18817	166.804	381.603	214.799	0.87292	1.74202
-24	111.60	0.72963	0.17282	169.268	382.836	213.568	0.88282	1.74001
-22	121.92	0.73285	0.15896	171.748	384.066	212.318	0.89270	1.73809
-20	132.99	0.73612	0.14641	174.242	385.290	211.048	0.90256	1.73625
-18	144.83	0.73945	0.13504	176.752	386.510	209.758	0.91240	1.73450
-16	157.48	0.74283	0.12472	179.276	387.724	208.448	0.92222	1.73283
-14	170.99	0.74627	0.11533	181.815	388.933	207.118	0.93202	1.73124
-12	185.40	0.74977	0.10678	184.369	390.136	205.767	0.94179	1.72972
-10	200.73	0.75332	0.098985	186.938	391.333	204.395	0.95155	1.72827
-8	217.04	0.75694	0.091864	189.521	392.523	203.003	0.96128	1.72689
-6	234.36	0.76062	0.085351	192.119	393.707	201.589	0.97099	1.72558
-4	252.73	0.76437	0.079385	194.731	394.884	200.153	0.98068	1.72433
-2	272.21	0.76819	0.073915	197.358	396.054	198.695	0.99035	1.72314
0	292.82	0.77208	0.068891	200.000	397.215	197.215	1.00000	1.72200
2	314.62	0.77605	0.064272	202.656	398.370	195.713	1.00963	1.72092
4	337.65	0.78009	0.060019	205.328	399.515	194.188	1.01924	1.71990
6	361.95	0.78422	0.056099	208.014	400.653	192.639	1.02883	1.71892
8	387.56	0.78843	0.052481	210.715	401.781	191.066	1.03840	1.71798
10	414.55	0.79273	0.049138	213.431	402.900	189.469	1.04795	1.71709
15	488.29	0.80390	0.041830	220.289	405.654	185.365	1.07175	1.71504
20	571.60	0.81572	0.035775	227.246	408.341	181.096	1.09545	1.71321
25	665.26	0.82827	0.030723	234.305	410.952	176.647	1.11907	1.71155
30	770.06	0.84166	0.026483	241.474	413.478	172.004	1.14262	1.71001
32	815.28	0.84727	0.024978	244.373	414.462	170.089	1.15203	1.70942
34	862.47	0.85305	0.023571	247.292	415.430	168.138	1.16143	1.70884

第 2 章 冷库制冷原理与方法

温 度 $t/^\circ\text{C}$	绝对压力 p/kPa	比 体 积		比 焓		气化热 r kJ/kg	比 熵	
		液体 v' $10^{-3}\text{m}^3/\text{kg}$	蒸气 v'' m^3/kg	液体 h' kJ/kg	蒸气 h'' kJ/kg		液体 s' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	蒸气 s'' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
36	911.68	0.85899	0.022252	250.231	416.380	166.149	1.17083	1.70827
38	962.98	0.86512	0.021017	253.190	417.313	164.122	1.18023	1.70770
40	1016.4	0.87144	0.019857	256.171	418.226	162.055	1.18963	1.70713
42	1072.0	0.87796	0.018769	259.174	419.118	159.944	1.19904	1.70655
44	1129.9	0.88471	0.017745	262.200	419.989	157.789	1.20845	1.70597
46	1190.1	0.89169	0.016782	265.251	420.837	155.586	1.21787	1.70537
48	1252.6	0.89892	0.015875	268.327	421.660	153.333	1.22730	1.70475
50	1317.6	0.90642	0.015021	271.429	422.456	151.027	1.23675	1.70411
52	1385.1	0.91421	0.014214	274.560	423.224	148.665	1.24622	1.70344
54	1455.2	0.92232	0.013453	277.720	423.962	146.242	1.25571	1.70273
56	1527.8	0.93077	0.012733	280.912	424.667	143.755	1.26523	1.70198
58	1603.2	0.93960	0.012051	284.136	425.336	141.200	1.27478	1.70118
60	1681.3	0.94883	0.011406	287.396	425.967	138.571	1.28438	1.70032
65	1889.3	0.97396	0.0099346	295.718	427.353	131.635	1.30857	1.69785
70	2116.2	1.00271	0.0086373	304.325	428.410	124.085	1.33318	1.69479
75	2363.4	1.03628	0.0074840	313.283	429.041	115.758	1.35837	1.69086
80	2632.4	1.07662	0.0064479	322.693	429.100	106.407	1.38439	1.68570
85	2925.0	1.12714	0.0055026	332.719	428.342	95.622	1.41168	1.67867
90	3243.5	1.19485	0.0046182	343.673	426.300	82.628	1.44102	1.66855
95	3591.0	1.29833	0.0037449	356.317	421.831	65.514	1.47441	1.65237
100	3974.2	1.54430	0.0026776	374.716	409.119	34.404	1.52257	1.61477

表 1-2-8

R152a 饱和状态下的热力性质

温 度 $t/^\circ\text{C}$	绝对压力 p/kPa	比 体 积		比 焓		气化热 r kJ/kg	比 熵	
		液体 v' $10^{-3}\text{m}^3/\text{kg}$	蒸气 v'' m^3/kg	液体 h' kJ/kg	蒸气 h'' kJ/kg		液体 s' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	蒸气 s'' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
-70	8.154	0.90685	3.11740	100.923	454.894	353.970	0.58554	2.32795
-65	11.386	0.91458	2.28332	106.877	458.673	351.796	0.61448	2.30458

第 1 篇 现代化冷库设备安装调试、运行检测、故障诊断、维修保养基础知识

温 度 $t/^\circ\text{C}$	绝对压力 p/kPa	比 体 积		比 焓		气化热 r kJ/kg	比 熵	
		液体 v' $10^{-3}\text{m}^3/\text{kg}$	蒸气 v'' m^3/kg	液体 h' kJ/kg	蒸气 h'' kJ/kg		液体 s' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	蒸气 s'' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
-60	15.631	0.92253	1.69949	112.992	462.482	349.491	0.64348	2.28313
-55	21.122	0.93072	1.28386	119.272	466.312	347.041	0.67258	2.26342
-50	28.125	0.93918	0.98327	125.723	470.157	344.434	0.70179	2.24530
-45	36.941	0.94790	0.76268	132.349	474.007	341.658	0.73112	2.22863
-40	47.902	0.95691	0.59857	139.153	477.855	338.702	0.76057	2.21329
-35	61.378	0.96623	0.47491	146.138	481.692	335.554	0.79015	2.19916
-30	77.771	0.97587	0.38062	153.303	485.508	332.205	0.81986	2.18612
-28	85.242	0.97982	0.34930	156.220	487.027	330.807	0.83178	2.18119
-26	93.277	0.98384	0.32102	159.165	488.540	329.375	0.84371	2.17649
-24	101.91	0.98791	0.29544	162.140	490.047	327.907	0.85567	2.17177
-22	111.17	0.99204	0.27227	165.143	491.547	326.405	0.86763	2.16727
-20	121.08	0.99623	0.25126	168.174	493.040	324.866	0.87962	2.16291
-18	131.69	1.00049	0.23216	171.234	494.525	323.291	0.89161	2.15868
-16	143.02	1.00482	0.21478	174.322	496.001	321.680	0.90362	2.15457
-14	155.11	1.00921	0.19894	177.437	497.468	320.031	0.91565	2.15057
-12	167.99	1.01367	0.18449	180.581	498.925	318.344	0.92768	2.14669
-10	181.69	1.01821	0.17128	183.751	500.370	316.619	0.93972	2.14291
-8	196.27	1.02282	0.15919	186.948	501.805	314.856	0.95177	2.13923
-6	211.74	1.02751	0.14811	190.172	503.227	313.054	0.96382	2.13565
-4	228.15	1.03227	0.13795	193.422	504.635	311.213	0.97588	2.13216
-2	245.53	1.03712	0.12861	196.698	506.030	309.332	0.98794	2.12875
0	263.93	1.04206	0.12002	200.000	507.411	307.411	1.00000	2.12543
2	283.38	1.04708	0.11211	203.327	508.776	305.450	1.01206	2.12218
4	303.93	1.05219	0.10481	206.678	510.125	303.447	1.02412	2.11900
6	325.60	1.05740	0.098079	210.053	511.457	301.404	1.03617	2.11589
8	348.45	1.06270	0.091856	213.452	512.771	299.319	1.04822	2.11284
10	372.52	1.06811	0.086099	216.874	514.066	297.192	1.06025	2.10985
15	438.28	1.08209	0.073486	225.527	517.216	291.689	1.09030	2.10258

第 2 章 冷库制冷原理与方法

温 度 $t/^\circ\text{C}$	绝对压力 p/kPa	比 体 积		比 焓		气 化 热 r kJ/kg	比 熵	
		液 体 v' $10^{-3}\text{m}^3/\text{kg}$	蒸 气 v'' m^3/kg	液 体 h' kJ/kg	蒸 气 h'' kJ/kg		液 体 s' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	蒸 气 s'' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
20	512.56	1.09680	0.063007	234.314	520.228	285.914	1.12025	2.09557
25	596.04	1.11230	0.054247	243.226	523.085	279.859	1.15009	2.08874
30	689.45	1.12869	0.046880	252.255	525.769	273.514	1.17977	2.08201
32	729.75	1.13551	0.044264	255.897	526.790	270.893	1.19159	2.07933
34	771.80	1.14250	0.041815	259.556	527.779	268.223	1.20339	2.07665
36	815.65	1.14967	0.039521	263.232	528.734	265.502	1.21515	2.07397
38	861.34	1.15702	0.037371	266.923	529.654	262.731	1.22688	2.07127
40	908.93	1.16455	0.035353	270.629	530.536	259.908	1.23858	2.06856
42	958.47	1.17229	0.033457	274.350	531.380	257.031	1.25024	2.06582
44	1010.0	1.18025	0.031676	278.085	532.184	254.099	1.26186	2.06306
46	1063.6	1.18842	0.030000	281.834	532.945	251.111	1.27345	2.06026
48	1119.2	1.19684	0.028422	285.596	533.661	248.065	1.28499	2.05742
50	1177.1	1.20550	0.026936	289.371	534.330	244.959	1.29649	2.05453
52	1237.1	1.21443	0.025535	293.159	534.949	241.791	1.30795	2.05158
54	1299.4	1.22364	0.024212	296.958	535.516	238.558	1.31937	2.04857
56	1364.0	1.23316	0.022963	300.770	536.029	235.259	1.33074	2.04549
58	1431.0	1.24299	0.021783	304.593	536.483	231.890	1.34207	2.04233
60	1500.4	1.25317	0.020666	308.427	536.875	228.449	1.35336	2.03908
65	1684.9	1.28028	0.018128	318.060	537.562	219.502	1.38136	2.03049
70	1886.0	1.31017	0.015904	327.762	537.771	210.010	1.40907	2.02108
75	2104.7	1.34347	0.013945	337.533	537.412	199.879	1.43650	2.01062
80	2342.0	1.38107	0.012209	347.380	536.364	188.984	1.46367	1.99880
85	2599.3	1.42425	0.010661	357.317	534.457	177.140	1.49059	1.98519
90	2878.0	1.47501	0.009269	367.369	531.440	164.071	1.51734	1.96914

表 1-2-9 R502 饱和状态下的热力性质

温 度 $t/^\circ\text{C}$	绝对压力 p/kPa	比 体 积		比 焓		气化热 r kJ/kg	比 熵	
		液体 v' $10^{-3}\text{m}^3/\text{kg}$	蒸气 v'' m^3/kg	液体 h' kJ/kg	蒸气 h'' kJ/kg		液体 s' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	蒸气 s'' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
-70	27.567	0.64203	0.54046	131.684	313.132	181.448	0.71499	1.60817
-65	36.923	0.64830	0.41190	135.793	315.665	179.872	0.73495	1.59909
-60	48.719	0.65479	0.31829	140.020	318.195	178.175	0.75498	1.59089
-55	63.392	0.66149	0.24911	144.367	320.719	176.352	0.77509	1.58349
-50	81.422	0.66842	0.19726	148.835	323.231	174.396	0.79528	1.57680
-45	103.32	0.67561	0.15791	153.425	325.727	172.302	0.81556	1.57077
-40	129.64	0.68307	0.12769	158.136	328.201	170.065	0.83591	1.56533
-38	141.53	0.68613	0.11759	160.054	329.184	169.130	0.84407	1.56331
-36	154.26	0.68925	0.10845	161.992	330.162	168.170	0.85223	1.56136
-34	167.87	0.69241	0.10016	163.949	331.135	167.186	0.86041	1.55950
-32	182.39	0.69563	0.092625	165.925	332.103	166.178	0.86860	1.55771
-30	197.86	0.69890	0.085769	167.920	333.066	165.146	0.87679	1.55599
-28	214.33	0.70223	0.079522	169.933	334.023	164.090	0.88499	1.55434
-26	231.84	0.70562	0.073819	171.966	334.974	163.008	0.89320	1.55275
-24	250.43	0.70906	0.068606	174.017	335.919	161.902	0.90141	1.55123
-22	270.14	0.71257	0.063835	176.086	336.857	160.771	0.90963	1.54977
-20	291.01	0.71615	0.059461	178.173	337.788	159.615	0.91784	1.54836
-18	313.09	0.71979	0.055446	180.278	338.712	158.434	0.92607	1.54701
-16	336.41	0.72350	0.051756	182.402	339.628	157.226	0.93429	1.54571
-14	361.02	0.72729	0.048359	184.542	340.536	155.994	0.94251	1.54445
-12	386.97	0.73115	0.045230	186.700	341.435	154.735	0.95073	1.54325
-10	414.30	0.73509	0.042342	188.875	342.326	153.451	0.95895	1.54208
-5	488.93	0.74531	0.036043	194.387	344.513	150.126	0.97949	1.53935
0	573.13	0.75612	0.030839	200.000	346.636	146.636	1.00000	1.53683
5	676.61	0.76758	0.026509	205.712	348.690	142.978	1.02046	1.53449
10	773.05	0.77978	0.022883	211.519	350.666	139.147	1.04086	1.53229
15	890.17	0.79282	0.019826	217.417	352.577	135.140	1.06119	1.53018

第 2 章 冷库制冷原理与方法

温 度 $t/^\circ\text{C}$	绝对压力 p/kPa	比 体 积		比 焓		气化热 r kJ/kg	比 熵	
		液体 v' $10^{-3}\text{m}^3/\text{kg}$	蒸气 v'' m^3/kg	液体 h' kJ/kg	蒸气 h'' kJ/kg		液体 s' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	蒸气 s'' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
20	1019.7	0.80684	0.017233	223.406	354.351	130.945	1.08144	1.52812
25	1162.3	0.82199	0.015020	229.482	356.037	126.555	1.10160	1.52606
30	1318.9	0.83848	0.013120	235.647	357.600	121.953	1.12167	1.52395
32	1385.6	0.84551	0.012435	238.138	358.136	120.048	1.12967	1.52308
34	1454.7	0.85281	0.011788	240.644	358.748	118.104	1.13767	1.52218
36	1526.2	0.86042	0.011177	243.166	359.284	116.118	1.14565	1.52126
38	1600.3	0.86834	0.010599	245.703	359.793	114.090	1.15363	1.52030
40	1677.0	0.87662	0.010052	248.257	360.272	112.015	1.16159	1.51930
42	1756.3	0.88528	0.009532	250.828	360.720	109.892	1.16955	1.51825
44	1838.3	0.89437	0.009040	253.418	361.133	107.715	1.17752	1.51715
46	1923.1	0.90392	0.008572	256.027	361.509	105.482	1.18548	1.51599
48	2010.7	0.91399	0.008126	258.659	361.844	103.185	1.19345	1.51475
50	2101.3	0.92464	0.007702	261.314	362.135	100.821	1.20143	1.51343
52	2194.9	0.93594	0.007297	263.997	362.376	98.379	1.20944	1.51201
54	2291.6	0.94797	0.006910	266.709	362.564	95.855	1.21748	1.51048
56	2391.5	0.96084	0.006539	269.456	362.690	93.234	1.22556	1.50881
58	2494.7	0.97467	0.006184	272.242	362.748	90.506	1.23369	1.50700
60	2601.4	0.98962	0.005842	275.076	362.727	87.651	1.24191	1.50501

表 1-2-10 R718 (水) 在饱和状态下的热力性质

温 度 $t/^\circ\text{C}$	绝对压力 p/kPa	比 体 积		比 焓		气化热 r kJ/kg	比 熵	
		液体 v' $10^{-3}\text{m}^3/\text{kg}$	蒸气 v'' m^3/kg	液体 h' kJ/kg	蒸气 h'' kJ/kg		液体 s' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	蒸气 s'' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
-70	10.938	1.37861	9.0158	-189.119	1274.273	1463.392	-2.74401	4.45949
-65	15.608	1.38953	6.4632	-168.651	1283.797	1452.448	-2.64451	4.33338
-60	21.859	1.40076	4.7158	-147.938	1293.094	1441.032	-2.54622	4.21443
-55	30.091	1.41230	3.4975	-126.971	1302.149	1429.120	-2.44901	4.10205
-50	40.762	1.42417	2.6334	-105.728	1310.943	1416.671	-2.35283	3.99568

第 1 篇 现代化冷库设备安装调试、运行检测、故障诊断、维修保养基础知识

温 度 $t/^\circ\text{C}$	绝对压力 p/kPa	比 体 积		比 焓		气化热 r kJ/kg	比 熵	
		液体 v' $10^{-3}\text{m}^3/\text{kg}$	蒸气 v'' m^3/kg	液体 h' kJ/kg	蒸气 h'' kJ/kg		液体 s' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	蒸气 s'' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
-45	54.398	1.43639	2.0106	-84.158	1319.448	1403.606	-2.25733	3.89480
-40	71.591	1.44898	1.5551	-62.325	1327.648	1389.973	-2.16277	3.79894
-34	97.853	1.46460	1.1607	-35.731	1337.046	1372.777	-2.05032	3.68992
-30	119.36	1.47534	0.96349	-17.770	1343.023	1360.793	-1.97597	3.62055
-28	131.46	1.48082	0.88004	-8.722	1345.920	1354.642	-1.93898	3.58679
-24	158.63	1.49199	0.73770	9.503	1351.523	1342.020	-1.86540	3.52099
-22	173.82	1.49769	0.67697	18.677	1354.226	1335.549	-1.82882	3.48892
-20	190.15	1.50347	0.62214	27.891	1356.861	1328.970	-1.79237	3.45736
-18	207.67	1.50932	0.57257	37.142	1359.426	1322.284	-1.75608	3.42630
-16	226.47	1.51526	0.52768	46.429	1361.921	1315.492	-1.71993	3.39573
-14	246.59	1.52128	0.48696	55.749	1364.342	1308.593	-1.68395	3.36561
-12	268.10	1.52739	0.44997	65.102	1366.690	1301.588	-1.64812	3.33594
-10	291.06	1.53358	0.41632	74.484	1368.962	1294.478	-1.61247	3.30670
-8	315.56	1.53986	0.38565	83.893	1371.157	1287.264	-1.57699	3.27786
-6	341.64	1.54624	0.35768	98.328	1373.274	1279.946	-1.54169	3.24942
-4	369.39	1.55272	0.33212	102.786	1375.311	1272.525	-1.50658	3.22136
-2	398.88	1.55929	0.30874	112.264	1377.266	1265.002	-1.47166	3.19366
0	430.17	1.56596	0.28731	121.761	1379.140	1257.379	-1.43695	3.16631
2	463.34	1.57274	0.26766	131.273	1380.929	1249.657	-1.40244	3.13929
4	498.47	1.57963	0.24961	140.799	1382.634	1241.836	-1.36815	3.11259
6	535.63	1.58663	0.23302	150.335	1384.253	1233.918	-1.33407	3.08619
9	595.34	1.59734	0.21055	164.655	1386.517	1221.862	-1.28339	3.04715
10	616.35	1.60097	0.20365	169.431	1387.227	1217.796	-1.26661	3.03428
12	660.07	1.60832	0.19065	178.986	1388.581	1209.595	-1.23323	3.00873
14	706.13	1.61579	0.17864	188.542	1389.843	1201.302	-1.20009	2.98344
16	754.62	1.62340	0.16754	198.097	1391.015	1192.918	-1.16721	2.95839
18	805.62	1.63114	0.15725	207.649	1392.093	1184.444	-1.13457	2.93359
20	859.22	1.63902	0.14772	217.196	1393.078	1175.882	-1.10219	2.90900

第 2 章 冷库制冷原理与方法

温 度 $t/^\circ\text{C}$	绝对压力 p/kPa	比 体 积		比 焓		气化热 r kJ/kg	比 熵	
		液体 v' $10^{-3}\text{m}^3/\text{kg}$	蒸气 v'' m^3/kg	液体 h' kJ/kg	蒸气 h'' kJ/kg		液体 s' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	蒸气 s'' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
22	915.48	1.64704	0.13888	226.736	1393.968	1167.232	-1.07008	2.88463
24	974.52	1.65522	0.13066	236.266	1394.762	1158.496	-1.03822	2.86047
26	1036.4	1.66354	0.12303	245.786	1395.460	1149.674	-1.00664	2.83650
28	1101.2	1.67203	0.11592	255.293	1396.060	1140.767	-0.97532	2.81271
30	1169.0	1.68068	0.10930	264.787	1396.562	1131.775	-0.94428	2.78910
32	1240.0	1.68950	0.10313	274.265	1396.963	1122.699	-0.91351	2.76566
34	1314.1	1.69850	0.097376	283.727	1397.265	1113.538	-0.88301	2.74237
36	1391.6	1.70769	0.091998	293.172	1397.464	1104.293	-0.85279	2.71924
38	1472.4	1.71707	0.086970	302.599	1397.561	1094.962	-0.82284	2.69624
40	1556.7	1.72665	0.082266	312.008	1397.554	1085.546	-0.79316	2.67337
42	1644.6	1.73644	0.077861	321.399	1397.442	1076.043	-0.76376	2.65063
44	1736.2	1.74645	0.073733	330.772	1397.224	1066.453	-0.73461	2.62800
46	1831.5	1.75668	0.069860	340.127	1396.898	1056.772	-0.70573	2.60547
48	1930.7	1.76716	0.066225	349.465	1396.464	1046.999	-0.67711	2.58304
50	2033.8	1.77788	0.062809	358.787	1395.918	1037.131	-0.64874	2.56070
52	2141.1	1.78887	0.059598	368.095	1395.261	1027.165	-0.62061	2.53844
54	2252.5	1.80013	0.056576	377.391	1394.489	1017.098	-0.59272	2.51624
56	2368.1	1.81167	0.053730	386.677	1393.602	1006.925	-0.56506	2.49410
58	2488.2	1.82352	0.051048	395.956	1392.596	996.640	-0.53762	2.47201
60	2612.7	1.83568	0.048518	405.231	1391.470	986.239	-0.51038	2.44996
65	2944.5	1.86759	0.042793	428.428	1388.109	959.681	-0.44310	2.39493
70	3306.8	1.90190	0.037814	451.703	1383.926	932.223	-0.37678	2.33988
75	3701.6	1.93898	0.033464	475.161	1378.854	903.693	-0.31111	2.28460
80	4130.9	1.97931	0.029644	498.939	1372.805	873.866	-0.24569	2.22880
85	4596.8	2.02351	0.026272	523.220	1365.660	842.440	-0.18004	2.17216
90	5101.7	2.07238	0.023281	548.242	1357.256	809.014	-0.11353	2.11424

表 1-2-11 R717 (氨) 饱和状态下的热力性质

温 度 t/°C	绝对压力 p/kPa	比 体 积		比 焓		比 熵	
		固(液)体 v' m ³ /kg	蒸气 v'' m ³ /kg	液体 h' kJ/kg	蒸气 h'' kJ/kg	液体 s' kJ/(kg·K)	蒸气 s'' kJ/(kg·K)
-60	0.00108	0.001082	90942.00	-446.40	2399.13	-1.6464	11.3590
-55	0.00209	0.001082	48061.05	-438.00	2389.87	-1.6854	11.6211
-50	0.00394	0.001083	26145.01	-429.41	2408.39	-1.6075	11.1096
-45	0.00721	0.001084	14612.36	-420.65	2417.65	-1.5686	10.8719
-40	0.01285	0.001084	8376.33	-411.70	2426.90	-1.5298	10.6452
-35	0.02235	0.001085	4917.10	-402.56	2436.16	-1.4911	10.4289
-30	0.03802	0.001086	2951.64	-393.25	2445.42	-1.4524	10.2222
-25	0.06329	0.001087	1809.35	-383.74	2454.67	-1.4137	10.0246
-20	0.10326	0.001087	1131.27	-374.06	2463.91	-1.3750	9.8356
-15	0.16530	0.001088	720.59	-364.18	2473.15	-1.3364	9.6546
-10	0.25991	0.001089	467.14	-354.12	2482.37	-1.2978	9.4812
-5	0.40178	0.001090	307.91	-343.87	2491.58	-1.2592	9.3149
0	0.61117	0.001090	206.16	-333.43	2500.77	-1.2206	9.1553
*	* * *	* * * * *					
0	0.6112	0.001000	206.143	-0.04	2500.77	-0.0001	9.1553
5	0.8725	0.001000	147.033	21.02	2509.95	0.0762	9.0244
10	1.2280	0.001000	106.329	42.01	2519.12	0.1511	8.8995
15	1.7055	0.001001	77.896	62.97	2528.26	0.2244	8.7800
20	2.3389	0.001002	57.773	83.90	2537.38	0.2965	8.6658
25	3.1693	0.001003	43.350	104.81	2546.47	0.3672	8.5565
30	4.2462	0.001004	32.887	125.72	2555.52	0.4367	8.4518
35	5.6280	0.001006	25.212	146.62	2564.53	0.5051	8.3516
40	7.3838	0.001008	19.520	167.52	2573.49	0.5724	8.2554
45	9.5935	0.001010	15.256	188.42	2582.41	0.6386	8.1632
50	12.3503	0.001012	12.029	209.33	2591.27	0.7038	8.0747
55	15.7601	0.001015	9.566	230.25	2600.07	0.7680	7.9897
60	19.994	0.001017	7.6686	251.17	2608.80	0.8313	7.9079

第 2 章 冷库制冷原理与方法

温 度 $t/^{\circ}\text{C}$	绝对压力 p/kPa	比 体 积		比 焓		比 熵	
		固(液)体 v' m^3/kg	蒸气 v'' m^3/kg	液体 h' kJ/kg	蒸气 h'' kJ/kg	液体 s' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	蒸气 s'' $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
65	25.040	0.001020	6.1943	272.11	2617.46	0.8936	7.8293
70	31.199	0.001023	5.0401	293.06	2626.04	0.9551	7.7537
75	38.594	0.001026	4.1292	314.02	2634.53	1.0157	7.6808
80	47.414	0.001029	3.4053	335.00	2642.93	1.0755	7.6106
85	57.866	0.001032	2.8260	356.00	2651.23	1.1346	7.5430
90	70.182	0.001036	2.3591	377.03	2659.42	1.1928	7.4776
95	84.609	0.001040	1.9806	398.08	2667.49	1.2504	7.4145
100	101.420	0.001043	1.6708	419.16	2675.44	1.3072	7.3536
105	120.908	0.001047	1.4184	440.27	2683.26	1.3633	7.2946
110	143.390	0.001052	1.2093	461.41	2690.93	1.4188	7.2375
115	169.192	0.001056	1.0359	482.59	2698.46	1.4737	7.1822
120	198.688	0.001060	0.8912	503.81	2705.83	1.5279	7.1286
130	270.306	0.001070	0.6680	546.39	2720.04	1.6347	7.0261
140	361.572	0.001080	0.5085	589.18	2733.51	1.7393	6.9292
150	476.207	0.001091	0.3925	632.21	2746.13	1.8419	6.8372
160	618.283	0.001102	0.3069	675.52	2757.82	1.9427	6.7497
170	792.245	0.001114	0.2427	719.14	2768.48	2.0418	6.6659
180	1002.899	0.001127	0.1939	763.12	2777.99	2.1394	6.5854
190	1255.367	0.001141	0.1564	807.50	2786.23	2.2356	6.5076
200	1555.099	0.001157	0.1272	852.33	2793.09	2.3307	6.4321

注：* * * * * 以上为气固两相
 以下为气液两相

三、载冷剂

载冷剂又称第二制冷剂，在间接冷却的制冷循环中制冷剂将冷量通过载

冷剂传递给被冷却物质。这种形式的制冷系统可减少制冷剂的充注量，减少制冷剂泄漏的可能性，并且可方便地将冷量传递到较远的区域，适用于大型、集中式制冷系统。

(一) 载冷剂的选择

1. 制冷剂一般需要满足的要求

(1) 载冷剂在工作温度区域内应处于液态且不挥发，而凝固或结晶点应低于工作温度范围 10℃ 左右，沸点则高于工作温度范围 20~30℃ 以上。

(2) 载冷剂具有良好的换热性能和流动性能，即要求载冷剂具有较大的比热容，较小的密度和粘度。

(3) 载冷剂具有良好的化学性能，不燃、不爆，化学性能稳定对管道无腐蚀作用，对人体无害。

(4) 价格低廉。

2. 常用载冷剂介绍

表 1-2-12 列出了几种常用载冷剂的物理性质。

表 1-2-12 常用载冷剂的热物理性质比较

使用温度/ ℃	载冷剂名称	质量分数 w/(%)	密度 $\frac{\rho \times 10^3}{\text{kg/m}^3}$	比定压热容 $\frac{c_p}{\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})}$	热导率 $\frac{\lambda}{\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})}$	粘度 $\frac{\mu \times 10^3}{\text{Pa} \cdot \text{s}}$	凝固点 $t_f/^\circ\text{C}$
0	氯化钙水溶液	12	1.111	3.465	0.528	2.5	-7.2
	甲醇水溶液	15	0.979	4.1868	0.494	6.9	-10.5
	乙二醇水溶液	25	1.03	3.834	0.511	3.8	-10.6
-10	氯化钙水溶液	20	1.188	3.041	0.501	4.9	-15.0
	甲醇水溶液	22	0.97	4.066	0.461	7.7	-17.8
	乙二醇水溶液	35	1.063	3.561	0.4726	7.3	-17.8
-20	氯化钙水溶液	25	1.253	2.818	0.4755	10.6	-29.4
	甲醇水溶液	30	0.949	3.813	0.3878	-	-23
	乙二醇水溶液	45	1.080	3.312	0.441	21	-26.6

第 2 章 冷库制冷原理与方法

使用温度/ °C	载冷剂名称	质量分数 w/(%)	密度 $\frac{\rho \times 10^3}{\text{kg/m}^3}$	比定压热容 $\frac{c_p}{\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})}$	热导率 $\frac{\lambda}{\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})}$	粘度 $\frac{\mu \times 10^3}{\text{Pa} \cdot \text{s}}$	凝固点 $t_f/^\circ\text{C}$
-35	氯化钙水溶液	30	1.312	2.641	0.441	27.2	-50
	甲醇水溶液	40	0.963	3.50	0.326	12.2	-42
	乙二醇水溶液	55	1.097	2.975	0.3725	90.0	-41.6
	二氯甲烷	100	1.423	1.146	0.2038	0.80	-96.7
	三氯乙烯	100	1.549	0.9976	0.1503	1.13	-88
	三氯一氟甲烷	100	1.608	0.817	0.1316	0.88	-111
-50	二氯甲烷	100	1.450	1.146	0.1898	1.04	-96.7
	三氯乙烯	100	1.578	0.7282	0.1712	1.90	-88
	三氯一氟甲烷	100	1.641	0.8125	0.1364	1.25	-111
-70	二氯甲烷	100	1.478	1.146	0.2213	1.37	-96.7
	三氯乙烯	100	1.590	0.4567	0.1957	3.40	-88
	三氯一氟甲烷	100	1.660	0.8340	0.1503	2.15	-111

(1) 水。水凝固点 0°C ，标准沸点为 100°C ，传热性能好，流动阻力小，无毒，价廉，是一种理想的载冷剂。在 0°C 以上的温度范围内，如空调系统中，水被广泛地采用作为载冷剂。但是水的凝固点较高因此水作为载冷剂受到很大的限制。在低温应用场合往采用水溶液代替水作为载冷剂。

表 1-2-13 为水的热物理性质。

表 1-2-13 水的热物理性质

温度 $t/^\circ\text{C}$	密度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	比定压热容 $\frac{c_p}{\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})}$	热导率 $\frac{\lambda}{\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})}$	热扩散率 $\frac{a \times 10^7}{\text{m}^2/\text{s}}$	动力粘度 $\frac{\mu \times 10^3}{\text{Pa} \cdot \text{s}}$	运动粘度 $\frac{\gamma \times 10^6}{\text{m}^2/\text{s}}$	体膨胀系数 $\frac{\alpha_v \times 10^4}{1/^\circ\text{C}}$	表面张力 $\frac{\sigma \times 10^2}{\text{N}/\text{m}}$	普朗特数 P_r
0	999.87	4.208	0.551	1.31	1.789	1.789	-0.63	7.56	13.67
5	999.99	—	0.563	—	1.512	—	—	—	—
10	999.73	4.191	0.575	1.37	1.303	1.306	0.70	7.41	9.52
15	999.12	—	0.587	—	1.142	—	—	—	—
20	998.23	4.183	0.599	1.43	1.00	1.006	1.82	7.26	7.02

温度 $t/^\circ\text{C}$	密度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	比定压热容 $c_p/(\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K}))$	热导率 $\lambda/\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$	热扩散率 $\frac{\lambda}{\rho \times 10^7}/\text{m}^2/\text{s}$	动力粘度 $\mu \times 10^3/\text{Pa}\cdot\text{s}$	运动粘度 $\gamma \times 10^6/\text{m}^2/\text{s}$	体膨胀系数 $\alpha_v \times 10^4/1/^\circ\text{C}$	表面张力 $\sigma \times 10^2/\text{N}/\text{m}$	普朗特数 Pr
25	997.06	—	0.608	—	0.888	—	—	—	—
30	995.67	4.178	0.734	1.49	0.801	0.805	3.21	7.11	5.42
35	994.06	—	0.626	—	0.721	—	—	—	—
40	992.24	4.178	0.634	1.53	0.653	0.659	3.87	6.96	4.31

注：本表为 $p = 101.35\text{kPa}$ 时的值。

(2) 盐水。在温度较低场合，常常采用盐水作为载冷剂。应用最多的为氯化钙水溶液和氯化钠水溶液。

盐水的凝固点 T 随盐的质量分数 w 的不同变化很大。如图 1-2-9 所示，WE 曲线为析冰曲线，EG 曲线为析盐曲线，E 点为共晶点， t_E 和 w_E 分别被称为共晶温度和共晶的质量分数。当 $w < w_E$ 时，溶液析冰温度随 w 增大而下降。当溶液析出冰后，质量分数增加，析冰温度下降，直至共晶点 E。析出冰盐固溶体；当 $w > w_E$ 时，溶液析盐温度随 w 下降而下降。当溶液析出盐后，溶液盐的质量分数不断降低，直至 E 点，生成冰盐固溶体。

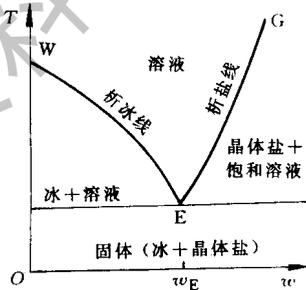


图 1-2-9 盐水相平衡图

对氯化钙溶液而言，其共晶温度为 -55.52°C 含盐量为 42.7% (质量分数)。

对氯化钠溶液而言，其共晶温度为 -21.2°C ，含盐量为 29% (质量分数)。

表 1-2-14 和表 1-2-15 分别列出了氯化钙和氯化钠盐水的热物理性

面。

表 1-2-14 氧化钙水溶液的热物理性质

质量分数 w/%	凝固点 $t_f/^\circ\text{C}$	15℃时的密度 $\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	温度 $t/^\circ\text{C}$	比定压热容	热导率	动力粘度	运动粘度	热扩散率	普朗特数
				c_p kJ/(kg·K)	λ W/(m·K)	$\frac{\mu \times 10^3}{(\text{Pa}\cdot\text{s})}$	$\frac{\nu \times 10^6}{\text{m}^2/\text{s}}$	$\frac{a \times 10^7}{\text{m}^2/\text{s}}$	Pr
9.4	-5.2	1080	20	3.642	0.584	1624	1.15	1.49	7.8
			10	3.634	0.570	1.55	1.44	1.45	9.9
			0	3.626	0.556	2.16	2.00	1.42	14.1
			-5	3.601	0.549	2.55	2.36	1.41	16.7
14.7	-10.2	1130	20	3.362	0.576	1.49	1.32	1.52	8.7
			10	3.349	0.563	1.86	1.64	1.49	11.0
			0	3.328	0.549	2.56	2.27	1.46	15.6
			-5	3.316	0.542	3.04	2.70	1.44	18.7
			-10	3.308	0.534	4.06	3.60	1.43	25.3
18.9	-15.7	1170	20	3.148	0.572	1.80	1.54	1.56	9.9
			10	3.140	0.558	2.24	1.91	1.52	12.6
			0	3.128	0.544	2.99	2.56	1.49	17.2
			-5	3.098	0.537	3.43	2.94	1.48	19.8
			-10	3.086	0.529	4.67	4.00	1.47	27.3
			-15	3.065	0.523	6.15	5.27	1.47	35.9
20.9	-19.2	1190	20	3.077	0.569	2.00	1.68	1.55	10.9
			10	3.056	0.555	2.45	2.06	1.53	13.4
			0	3.044	0.542	3.28	2.76	1.49	18.5
			-5	3.014	0.535	3.82	3.22	1.49	21.5
			-10	3.014	0.527	5.07	4.25	1.47	28.9
			-15	3.014	0.521	6.59	5.53	1.45	38.2
23.8	-25.7	1220	20	2.973	0.565	2.35	1.94	1.56	12.5
			10	2.952	0.551	2.87	2.35	1.53	15.4
			0	2.931	0.538	3.81	3.13	1.51	20.8
			-5	2.910	0.530	4.41	3.63	1.49	24.4

第 1 篇 现代化冷库设备安装调试、运行检测、故障诊断、维修保养基础知识

质量分数 w/%	凝固点 $t_f/^\circ\text{C}$	15℃时的密度 $\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	温度 $t/^\circ\text{C}$	比定压热容	热导率	动力粘度	运动粘度	热扩散率	普朗特数 Pr
				$\frac{c_p}{\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})}$	$\frac{\lambda}{\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})}$	$\frac{\mu \times 10^3}{(\text{Pa}\cdot\text{s})}$	$\frac{\nu \times 10^6}{\text{m}^2/\text{s}}$	$\frac{a \times 10^7}{\text{m}^2/\text{s}}$	
			-10	2.910	0.523	5.92	4.87	1.48	33.0
			-15	2.910	0.518	7.55	6.20	1.46	42.5
			-20	2.889	0.510	9.47	7.77	1.44	53.8
			-25	5.889	0.504	11.57	9.48	1.43	66.5
25.7	-31.2	1240	20	2.889	0.562	2.63	2.12	1.57	13.5
			10	2.889	0.548	3.22	2.51	1.53	16.5
			0	2.868	0.535	4.26	3.43	1.51	22.7
			-10	2.847	0.521	6.68	5.40	1.48	36.6
			-15	2.847	0.514	8.36	6.75	1.46	46.3
			-20	2.805	0.508	10.56	8.52	1.46	58.5
			-25	2.805	0.501	12.90	10.40	1.44	72.0
			-30	2.763	0.494	14.81	12.00	1.44	83.0
27.5	-38.6	1260	20	2.847	0.558	2.93	2.33	1.56	14.9
			10	2.826	0.545	3.61	2.87	1.53	18.8
			0	2.809	0.531	4.80	3.81	1.50	25.3
			-10	2.784	0.519	7.52	5.97	1.48	40.3
			-20	2.763	0.506	11.87	9.45	1.46	65.0
			-25	2.742	0.499	14.71	11.70	1.44	80.7
			-30	2.742	0.492	17.16	13.60	1.42	95.5
			-35	2.721	0.486	21.57	17.10	1.42	120.0
28.5	-43.5	1270	20	2.805	0.557	3.14	2.47	1.56	15.8
			0	2.780	0.529	5.12	4.02	1.50	26.7
			-10	2.763	0.518	8.02	6.32	1.48	42.7
			-20	2.721	0.505	12.65	10.0	1.46	68.8
			-25	2.721	0.500	15.98	12.6	1.44	87.5
			-30	2.700	0.491	18.83	14.9	1.43	103.5
			-35	2.700	0.484	24.52	19.3	1.42	136.5
			-40	2.680	0.478	30.40	24.0	1.41	171.0

第 2 章 冷库制冷原理与方法

质量分数 w/%	凝固点 $t_f/^\circ\text{C}$	15℃时的密度 $\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	温度 $t/^\circ\text{C}$	比定压热容	热导率	动力粘度	运动粘度	热扩散率	普朗特数 P_r
				$\frac{c_p}{\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})}$	$\frac{\lambda}{\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})}$	$\frac{\mu \times 10^3}{(\text{Pa}\cdot\text{s})}$	$\frac{\nu \times 10^6}{\text{m}^2/\text{s}}$	$\frac{\alpha \times 10^7}{\text{m}^2/\text{s}}$	
29.4	-50.1	1280	20	2.805	0.555	3.33	2.65	1.55	17.2
			0	2.755	0.528	5.49	4.30	1.5	28.7
			-10	2.721	0.576	8.63	6.75	1.49	45.4
			-20	2.680	0.504	13.83	10.8	1.47	73.4
			-30	2.659	0.490	21.28	16.6	1.44	115.0
			-35	2.638	0.483	25.50	19.9	1.43	139.0
			-40	2.638	0.477	32.36	25.3	1.42	179.0
			-45	2.617	0.470	40.21	31.4	1.40	223.0
			-50	2.617	0.464	49.03	38.3	1.3	295.0
29.9	-55	1286	20	2.784	0.554	3.51	2.75	1.55	17.8
			0	2.738	0.528	5.69	4.43	1.50	29.5
			-10	2.700	0.515	9.04	7.04	1.48	47.5
			-20	2.680	0.502	14.42	11.23	1.46	77.0
			-30	2.659	0.488	22.56	17.6	1.43	123.0
			-35	2.638	0.483	28.44	22.1	1.42	156.5
			-40	2.638	0.576	35.30	27.5	1.40	196.0
			-45	2.617	0.470	43.15	33.5	1.39	240.0
			-50	2.617	0.463	50.99	39.7	1.38	290.0

表 1-2-15 氯化钠水溶液的热物理性质

质量分数 w/%	凝固点 $t_f/^\circ\text{C}$	15℃时的密度 $\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	温度 $t/^\circ\text{C}$	比定压热容	热导率	动力粘度	运动粘度	热扩散率	普朗特数 P_r
				$\frac{c_p}{\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})}$	$\frac{\lambda}{\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})}$	$\frac{\mu \times 10^3}{\text{Pa}\cdot\text{s}}$	$\frac{\nu \times 10^6}{\text{m}^2/\text{s}}$	$\frac{\alpha \times 10^7}{\text{m}^2/\text{s}}$	
7	4.4	1050	20	3.843	0.593	1.08	1.03	1.48	6.9
			10	3.835	0.576	1.41	1.34	1.43	9.4
			0	3.827	0.559	1.87	1.78	1.39	12.7
			-4	3.818	0.556	2.16	2.06	1.39	14.8
11	-7.5	1080	20	3.697	0.593	1.15	1.06	1.48	7.2

第 1 篇 现代化冷库设备安装调试、运行检测、故障诊断、维修保养基础知识

质量分数 w/%	凝固点 $t_f/^\circ\text{C}$	15℃时的密度 $\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	温度 $t/^\circ\text{C}$	比定压热容	热导率	动力粘度	运动粘度	热扩散率	普朗特数 Pr
				c_p kJ/(kg·K)	λ W/(m·K)	$\mu \times 10^3$ Pa·s	$\nu \times 10^6$ m ² /s	$a \times 10^7$ m ² /s	
			10	3.684	0.570	1.52	1.41	1.43	9.9
			0	3.676	0.556	2.02	1.87	1.40	13.4
			-5	3.672	0.549	2.44	2.26	1.38	16.4
			-7.5	3.672	0.545	2.65	2.45	1.38	17.8
13.6	-9.8	1100	20	3.609	0.593	1.23	1.12	1.50	7.4
			10	3.601	0.568	1.62	1.47	1.43	10.3
			0	3.588	0.554	2.15	1.95	1.41	13.9
			-5	3.584	0.547	2.61	2.37	1.39	17.1
			-9.8	3.580	0.510	3.43	3.13	1.37	22.9
16.2	-12.2	1120	20	3.534	0.573	1.31	1.20	1.45	8.3
			10	3.525	0.569	1.73	1.57	1.44	10.9
			-5	3.508	0.544	2.83	2.58	1.39	18.6
			-10	3.504	0.535	3.49	3.18	1.37	23.2
			-12.2	3.500	0.533	4.22	3.84	1.36	28.3
18.8	-15.1	1140	20	3.462	0.582	1.43	1.26	1.48	8.5
			10	3.454	0.566	1.85	1.63	1.44	11.4
			0	3.442	0.550	2.56	2.25	1.40	16.1
			-5	3.433	0.542	3.12	2.74	1.39	19.8
			-10	3.429	0.533	3.87	3.40	1.37	24.8
			-15	3.425	0.524	4.78	4.19	1.35	31.0
21.2	-18.2	1160	20	3.395	0.579	1.55	1.33	1.46	9.1
			10	3.383	0.563	2.01	1.73	1.44	12.1
			0	3.374	0.547	2.82	2.44	1.40	17.5
			-5	3.366	0.538	3.44	2.96	1.38	21.5
			-10	3.362	0.530	4.30	3.70	1.36	27.1
			-15	3.358	0.522	5.28	4.55	1.35	33.9
			-18	3.358	0.518	6.08	5.24	1.33	39.4
23.1	-21.2	1175	20	3.345	0.565	1.67	1.42	1.47	9.6

第 2 章 冷库制冷原理与方法

质量分数 w/%	凝固点 $t_f/^\circ\text{C}$	15°C时的密度 $\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	温度 $t/^\circ\text{C}$	比定压热容	热导率	动力粘度	运动粘度	热扩散率	普朗特数 P_r
				$\frac{c_p}{\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})}$	$\frac{\lambda}{\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})}$	$\frac{\mu \times 10^3}{\text{Pa}\cdot\text{s}}$	$\frac{\nu \times 10^6}{\text{m}^2/\text{s}}$	$\frac{a \times 10^7}{\text{m}^2/\text{s}}$	
			10	3.333	0.549	2.16	1.84	1.40	13.1
			0	3.324	0.544	3.04	2.59	1.39	18.6
			-5	3.320	0.536	3.75	3.20	1.38	23.3
			-10	3.312	0.528	4.71	4.02	1.36	29.5
			-15	3.308	0.520	5.75	4.90	1.34	36.5
			-21	3.303	0.514	7.75	6.60	1.32	50.0

盐水对金属管道有严重的腐蚀作用，因此使用时需加防腐剂，一般采用重铬酸钠 (NaCr_2O_7) 作为防腐剂。通常 1m^3 的氯化钙盐水中加入 2kg 重铬酸钠； 1m^3 的氯化钠盐水中加入 3.2kg 重铬酸钠，加入防腐剂后应使用溶液呈弱碱性，即 $\text{pH} = 8.5$ 。

(3) 有机载冷剂。常用的有机载冷剂有甲醇、乙三醇水溶液、二氯甲烷、三氯乙烯等。它们的使用温度可低至 -35°C 以下，如前表 1-2-12 所示。

乙二醇水溶液凝固点很低，对金属无腐蚀作用，传热性能良好，是使用最为广泛的有机载冷剂。表 1-2-16 为乙二醇水溶液的热物理性质。

表 1-2-16 乙二醇水溶液的热物理性质

乙二醇的质量 分数 %	凝固点 $^\circ\text{C}$	15°C时的密度 $\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	温度 $t/^\circ\text{C}$	比定压热容	动力粘度	运动粘度	热导率	热扩散率	普朗特数 P_r
				$\frac{c_p}{\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})}$	$\frac{\mu \times 10^3}{\text{Pa}\cdot\text{s}}$	$\frac{\nu \times 10^4}{\text{m}^2/\text{s}}$	$\frac{\lambda}{\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})}$	$\frac{a \times 10^7}{\text{m}^2/\text{s}}$	
4.6	-2	1005	50	4.1	0.58	0.586	0.62	1.54	3.96
			20	4.1	1.08	1.07	0.58	1.39	7.7
			0	4.1	1.96	1.95	0.56	1.35	14.4
8.4	-4	1010	50	4.1	0.69	0.68	0.59	1.43	4.75
			20	4.1	1.18	1.17	0.57	1.39	8.4
			0	4.1	2.25	2.23	0.55	1.33	16.7

第 1 篇 现代化冷库设备安装调试、运行检测、故障诊断、维修保养基础知识

乙二醇的质量 分数 %	凝固点 ℃	15℃时的密度 $\rho / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	温度 $t / \text{℃}$	比定压热容	动力粘度	运动粘度	热导率	热扩散率	普朗特数
				$\frac{c_p}{\text{kJ} / (\text{kg} \cdot \text{K})}$	$\frac{\mu \times 10^3}{\text{Pa} \cdot \text{S}}$	$\frac{\nu \times 10^4}{\text{m}^2 / \text{S}}$	$\frac{\lambda}{\text{W} / (\text{m} \cdot \text{K})}$	$\frac{\alpha \times 10^7}{\text{m}^2 / \text{S}}$	P_r
12.2	-5	1015	50	4.1	0.69	0.677	0.58	1.41	4.8
			20	4.0	1.37	1.35	0.55	1.33	10.1
			0	4.0	2.54	2.51	0.53	1.33	18.9
16	-7	1020	50	4.0	0.78	0.77	0.56	1.36	5.65
			10	3.91	2.06	2.02	0.52	1.31	15.4
			-5	3.89	3.43	3.37	0.50	1.26	26.6
19.8	-10	1025	50	3.95	0.78	0.76	0.55	1.33	5.7
			10	3.87	2.25	2.20	0.51	1.29	17
			-5	3.85	3.82	3.73	0.49	1.25	30
23.6	-13	1030	50	3.94	0.88	0.858	0.52	1.29	6.6
			10	3.81	2.54	2.48	0.49	1.26	19.6
			-10	3.77	5.10	4.95	0.49	1.26	39.4
27.4	-15	1035	50	3.85	0.88	0.855	0.51	1.28	6.7
			0	3.73	3.92	3.8	0.48	1.24	31
			-15	3.66	7.06	6.83	0.47	1.24	55
31.2	-17	1040	50	3.81	0.98	0.94	0.50	1.26	7.5
			0	3.64	4.41	4.25	0.47	1.24	34.5
			-15	3.62	8.23	7.9	0.46	1.22	65
35	-21	1045	50	3.73	1.08	1.03	0.48	1.22	8.4
			20	3.64	2.46	2.35	0.47	1.22	19.2
			-10	3.56	7.64	7.35	0.45	1.22	60
			-20	3.52	11.8	11.3	0.45	1.24	92
38.8	-26	1050	50	3.68	1.18	1.12	0.47	1.21	9.3
			20	3.56	2.74	2.63	0.45	1.21	21.6
			-10	3.48	8.62	8.25	0.45	1.24	67
			-25	3.41	18.6	17.8	0.45	1.26	144
42.6	-29	1055	50	3.60	1.37	1.3	0.44	1.16	11.2
			20	3.48	2.94	2.78	0.44	1.21	23

第 2 章 冷库制冷原理与方法

乙二醇的质量 分数 %	凝固点 ℃	15℃时的密度 $\rho / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	温度 $t / \text{℃}$	比定压热容	动力粘度	运动粘度	热导率	热扩散率	普朗特数 P_r
				$\frac{c_p}{\text{kJ} / (\text{kg} \cdot \text{K})}$	$\frac{\mu \times 10^3}{\text{Pa} \cdot \text{S}}$	$\frac{\nu \times 10^4}{\text{m}^2 / \text{S}}$	$\frac{\lambda}{\text{W} / (\text{m} \cdot \text{K})}$	$\frac{\alpha \times 10^7}{\text{m}^2 / \text{S}}$	
			-10	3.39	9.60	9.1	0.44	1.24	73
			-25	3.33	21.6	20.5	0.44	1.26	162
46.4	-33	1060	50	3.52	1.57	1.48	0.43	1.15	2.8
			20	3.39	3.43	3.24	0.43	1.19	27
			-10	3.31	1.08	10.2	0.43	1.22	84
			-20	3.27	18.1	17.2	0.43	1.24	140
			-30	3.22	32.3	30.5	0.43	1.26	242

三氯乙烯也是一种常用的低温载冷剂，但易挥发，气体有毒。三氯乙烯对金属、橡胶有机物具有腐蚀作用，吸水后会水解出盐酸，对不锈钢也会孔蚀。目前可用乙二醇（质量分数为 40%）、乙醇（质量分数为 20%）和水（质量分数为 40%）组成的三元溶液化替三氯乙烯使用。该溶液沸点为 98℃，凝固点为 -64℃，密度为 10^3kg/m^3 ，比定压热容为 $0.75 \text{kJ} / (\text{kg} \cdot \text{K})$ ，在 25℃时粘度为 $1 \times 10^{-3} \text{Pa} \cdot \text{s}$ ，闪点为 80℃。

第三节 压缩式制冷

压缩式制冷系统如图 1-2-10 所示。制冷剂（工质）在蒸发器中吸收外界（被冷却物）的热量，蒸发成气体后进入压缩机。气体被压缩机压缩，温度升高。从压缩机排出的气体进入冷凝器，被冷却介质冷却，成为液体。离开冷凝器的制冷剂液体流经节流元件时，降低压力和温度，成为由气体和液体组成的两相混合物，再进入蒸发器，吸收蒸发器周围物体的热量，使它的温度降低。制冷剂在蒸发器中的饱和温度 t_0 称为蒸发温度，其数值与蒸发压力 p_0 有关；制冷剂在冷凝器中的饱和温度称为冷凝温度 t_k ，它与冷凝压力 p_k 有关。制冷剂在蒸发器中的蒸发温度和在冷凝器中的冷凝温度都不是恒定的，只是在假定工质为纯工质或共沸混合工质，且不考虑制冷剂在蒸发器和冷凝器中的压力损失时，即假定蒸发器和冷凝器中制冷剂的压力不变

时，蒸发温度和冷凝温度才是不变的。纯制冷剂处于饱和状态时，其饱和温度与饱和压力的关系如图 1-2-11 所示。饱和压力随饱和温度之增加而增加。不同制冷剂的饱和压力和饱和温度的关系曲线虽有类似的形状，却有不同数值。

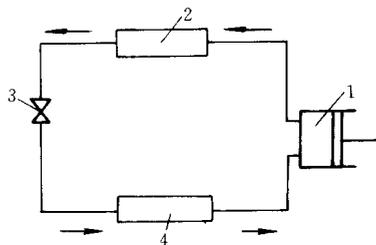


图 1-2-10 压缩式制冷系统

1—压缩机；2—冷凝器；3—节流阀；4—蒸发器

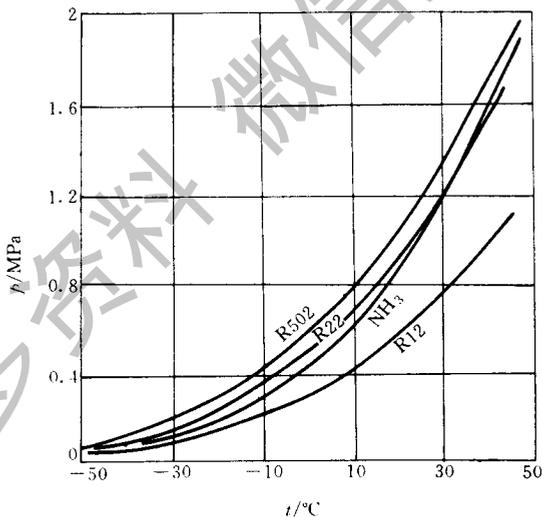


图 1-2-11 制冷剂的饱和压力与饱和温度

一、制冷量和制冷系数

输入压缩机的功率为 P_c ；单位时间制冷剂在蒸发器中吸收的热量为 Q_0 ，

Q_0 简称制冷量；单位时间内制冷剂在冷凝器中放出的热量为 Q_k ，简称冷凝器热负荷；制冷量 Q_0 与实际输入压缩机的功率 P_c 的比值称为实际制冷系数，简称制冷系数，用符号 ε （或 cop ， EER ）表示

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{P_c}$$

对于大、中型开启式压缩机，压缩机的实际输入功率即轴功率 P_e ；对于全封闭、半封闭和小型开启式压缩机，压缩机的实际输入功率即电功率 P_{el} 。 ε 愈大，单位输入功率产生的制冷量愈多，制冷机的经济性愈高。

在稳定工况下，对于制冷机的每一个部件，热力学第一定律的表达式为

$$Q + P = q_m \left(h_2 + \frac{1}{2} u_2^2 \times 10^{-3} + g Z_2 \times 10^{-3} \right) - q_m \left(h_1 + \frac{1}{2} u_1^2 \times 10^{-3} + g Z_1 \times 10^{-3} \right) \quad (1-2-1)$$

式中 Q ——单位时间传递给制冷剂的热量，单位为 kW；

P ——单位时间对制冷剂所作的功，单位为 kW；

h_1 、 u_1 、 Z_1 ——制冷剂进入该部件前的比焓、速度和离地面的高度，单位分别为 kJ/kg、m/s、m；

h_2 、 u_2 、 Z_2 ——制冷剂离开该部件时的比焓、速度和离地面的高度，单位分别为 kJ/kg、m/s、m；

q_m ——制冷剂的质量流量，单位为 kg/s；

g ——重力加速度，单位为 m/s^2 。

由于制冷机中不同部件的作用不同，式（1-2-1）中的有些项并不存在。例如：在蒸发器、冷凝器和节流元件中，制冷剂既不吸收功，也不向外界作功；由于制冷剂流经各部件时动能和位能的变化均很小，所以式（1-2-1）中的有关项亦可忽略不计。

取制冷剂吸收的热量和吸收的功为“正”时，各部件的热力学第一定律表达式为：

（1）压缩机。制冷剂入口状态为 1，出口状态为 2。此时

$$P = P_i$$

$$Q = Q_c$$

式中 P_i ——压缩机指示功率，单位为 kW；

Q_c ——单位时间制冷剂向外界的放热量，单位为 kW。

热力学第一定律的表达式为

$$P_i - Q_c = q_m (h_2 - h_1) \quad (1-2-2)$$

(2) 冷凝器。制冷剂的入口状态为 2，出口状态为 3。由于

$$P = 0$$

$$Q = Q_k$$

因而

$$Q_k = q_m (h_2 - h_3) \quad (1-2-3)$$

(3) 节流元件。制冷剂入口状态为 3，出口状态为 4。因制冷剂流经节流元件时，既不向外做功，也不从外界吸收功，因而 $P = 0$ 。

热力膨胀阀是常见的节流元件之一。制冷剂流经热力膨胀阀时，虽因压力下降导致温度下降，并从外界吸收热量，但因换热时间很短，且膨胀阀表面处空气的换热系数很低，因而比值 Q/q_m 很小，可以忽略。据此，制冷剂流经热力膨胀阀时，热力学第一定律的表达式为

$$0 = q_m (h_4 - h_3)$$

或

$$h_4 = h_3 \quad (1-2-4)$$

节流元件为毛细管时，若蒸发器出口处的低温制冷剂并不用于冷却毛细管内的制冷剂，式 (1-2-4) 仍然适用；若利用蒸发器出口处的低温制冷剂冷却毛细管内的制冷剂， Q/q_m 不应该忽略。因为毛细管内的制冷剂被冷却，故 $h_4 < h_3$ ，制冷剂在毛细管出口处的比焓低于入口处的比焓。

(4) 蒸发器。制冷剂入口状态为 4，出口状态为 1。此时

$$P = 0$$

$$Q = Q_0$$

按式 (1-2-1)

$$Q_0 = q_m (h_1 - h_4) \quad (1-2-5)$$

(5) 整台制冷机。制冷循环的热力学第一定律表达式为

$$Q_0 + P_i = Q_k + Q_s \quad (1-2-6)$$

制冷量 Q_0 等于质量流量 q_m 和比焓差 $(h_1 - h_4)$ 的乘积。质量流量 q_m 与压缩机的结构、尺寸以及转速有关；此焓差 $(h_1 - h_4)$ 与制冷剂的热力学性

质以及制冷机的运转工况有关，因为它表示单位面质（如：1kg）制冷剂的吸热，所以又称为单位质量制冷量，用 q_0 （单位为 kJ/kg）表示。因而

$$Q_0 = q_m q_0 \quad (1-2-7)$$

质量流量 q_m 与体积流量 q_v （单位为 m^3/s ）及制冷剂比体积 v 有关，

$$q_v = q_m v$$

参数 q_v 在设计压缩机时有特别重要的意义。它影响压缩机的体积和重量。因压缩机吸入口处制冷剂的状态为 1，故

$$q_v v_1 = q_m v_1$$

以此代入式（1-2-5）中，得到

$$Q_0 = q_v v_1 \frac{(h_1 - h_3)}{v_1} \quad (1-2-8)$$

令

$$q_v = \frac{(h_1 - h_3)}{v_1}$$

得到

$$Q_0 = q_v v_1 q_v \quad (1-2-9)$$

q_v （单位为 kJ/m^3 ）为压缩机吸入单位体积制冷剂时的制冷量，称为单位体积制冷量。

二、压缩机输入功

高转速压缩机的质量流量大且传热时间短，比值 Q_s/q_m 可以忽略不计。此时式（1-2-2）转变为

$$P_i = q_m (h_2 - h_1) \quad (1-2-10)$$

输入压缩机的轴功率等于指示功率与压缩机的机械效率之比

$$P_e = \frac{P_i}{\eta_m}$$

式中 P_e ——轴功率，单位为 kW；

η_m ——机械效率。

输入压缩机的电功率等于轴功率与电动机效率之比

$$P_{el} = \frac{P_e}{\eta_{m0}}$$

式中 P_{el} ——电功率，单位为 kW；

η_{m0} ——电动机效率。

若压缩过程为可逆的绝热过程，压缩时制冷剂的比焓不变。可逆绝热压缩时的制冷系数用 ϵ_s 表示，称为等熵压缩的制冷系数

$$\epsilon_1 = \frac{q_m (h_1 - h_3)}{q_m (h_2 - h_1)_s} = \frac{(h_1 - h_3)}{(h_2 - h_1)_s} \quad (1-2-11)$$

下标 s 表示等熵过程。

等熵压缩时，单位质量制冷剂的压缩功和单位体积制冷剂的压缩功分别用 w_{ms} 和 w_{vs} 表示，单位为 kJ/kg

$$\begin{aligned} w_{ms} &= (h_2 - h_1)_s \\ w_{vs} &= \frac{(h_2 - h_1)_s}{v_1} \end{aligned} \quad (1-2-12)$$

等熵压缩时压缩机的输入功率与压缩机绝热压缩为的指示功率之比称为指示效率，用 η_i 表示

$$\eta_i = \frac{q_m (h_2 - h_1)_s}{q_m (h_2 - h_1)} = \frac{(h_2 - h_1)_s}{(h_2 - h_1)} \quad (1-2-13)$$

小型制冷压缩机的指示效率 η_i 、机械效率 η_m 和电动机效率 η_{m0} 的数据将在别的章节中有详细介绍。

三、压力 - 比焓图 (p - h 图)

制冷剂在循环时的状态变化，它所吸收的功以及与外界的热交换，均可在 p - h 图上表明。图中压力 p 取对数坐标，以便更好地反映制冷剂在低压时的状态。在 p - h 图上，临界点 CP 附近的饱和线比较平坦，见图 1-2-12。图上的饱和蒸气线和饱和液态线将 p - h 图划分为三个区域：过热蒸气区、两相区和过冷液体区。对于纯制冷剂或共沸的混合物，两相区内的水平线既是等压线，又是等温线。在过热蒸气区和过冷液体区，等温线、等熵线和等容线均为倾斜线。将图 1-2-10 所示的压缩式制冷循环画在 p - h 图上，得到图 1-2-13。

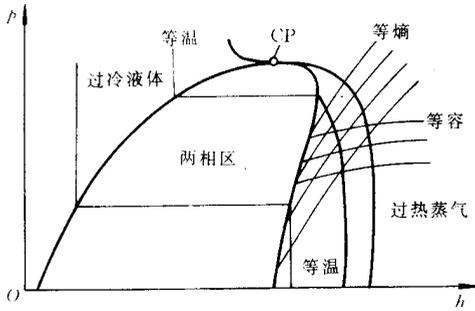


图 1-2-12 p-h 图

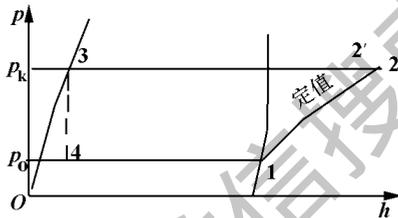


图 1-2-13 压缩式制冷循环

制冷剂在饱和蒸气状态 1 下进入压缩机，压缩至过热状态 2' 或 2。1—2' 表示实际等熵压缩过程；1—2 表示的压缩过程。因不可逆的绝热压缩伴有比熵增加，所以点 2 位于点 2' 的右侧。在有些压缩机中，实测的状态与计算的状态 2' 很接近，这不一定表明实际的压缩过程为可逆过程，也可能是压缩时制冷剂向外界放热所致。制冷剂放热时引起的比熵减与不可逆压缩引起的比熵增加互相抵消，使压缩过程初、终态的比熵相近。过热的制冷剂从状态 2 等压冷却到饱和状态 3，再节流到状态 4。状态 4 位于两相区。制冷剂流经蒸发器时，吸收热量，转变为状态 1。

四、蒸发温度和冷凝温度对制冷机性能的影响

压缩式制冷机的性能随蒸发温度和冷凝温度的变化而变化。其中蒸发温度的变化对性能的影响更大。

(一) 蒸发温度变化的影响

分析蒸发温度变化的影响时，假定冷凝温度不变。为了便于分析，取压缩过程为等熵过程。由此得到的结论对非等熵过程也是适用的。按图 1-2-14，蒸发温度从 t_0 降低到 t'_0 时，循环 1—2—3—4—1 转变成 1'—2'—3'—4'—1'，并产生下列影响：

(1) 单位质量制冷量下降。蒸发温度为 t_0 时，单位质量制冷量为 q_0 ， $q_0 = h_1 - h_4$ 。当蒸发温度降低至 t'_0 时，单位质量制冷量为 q'_0 ， $q'_0 = h_{1'} - h_{4'}$ 。由图 1-2-14 可知， $q'_0 < q_0$

(2) 单位体积制冷量下降。单位体积制冷量 $q_v = (h_1 - h_4) / v_1$ 。当蒸发温度降低至 t'_0 时，单位体积制冷量 $q'_v = (h_{1'} - h_{4'}) / v_{1'}$ 。因为 $(h_{1'} - h_{4'}) < (h_1 - h_4)$ ，而 $v_{1'} > v_1$ ，所以 $q'_v < q_v$ 。

(3) 单位质量压缩功增加。等熵压缩时，单位质量压缩功写成 w_{ms} ，单位体积压缩功表示为 w_{vs} 。蒸发温度为 t_0 时， $w_{ms} = (h_2 - h_1)_s$ ；蒸发温度降低至 t'_0 时， $w'_{ms} = (h_{2'} - h_{1'})_s$ 。由图 1-2-14 可知， $w'_{ms} < w_{ms}$ 。

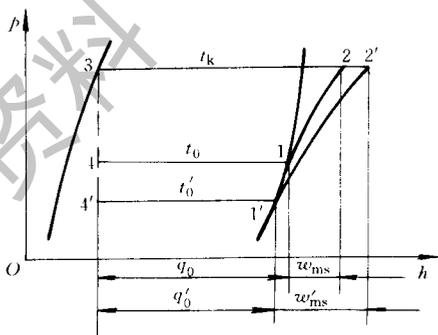


图 1-2-14 蒸发温度变化的影响

(4) 单位体积压缩功 (单位为 kJ/m^3) 出现最大值。蒸发温度为 t_0 时

$$w_{vs} = \frac{(h_2 - h_1)_s}{v_1} \quad (1-2-14)$$

蒸发温度下降至 t'_0 后

$$w'_{vs} = \frac{(h_{2'} - h_{1'})_s}{v_{1'}} \quad (1-2-15)$$

随着蒸发温度的下降， $(h_{2'} - h_{1'})_s > (h_2 - h_1)_s$ ，且 $v_{1'} < v_1$ 。若焓差 $(h_2 - h_1)_s$ 的变化程度超过了比体积 v_1 的变化程度，则 $w'_{vs} > w_{vs}$ ；若两者的变化程度相等， $w'_{vs} = w_{vs}$ ；若 $(h_2 - h_1)_s$ 的变化程度小于 v_1 的变化程度， $w'_{vs} < w_{vs}$ 。计算表明，蒸发温度 t_0 下降时， w_{vs} 的数值先由小到大，再由大到小，有一个最大值。

(5) 制冷系数下降。因为图 1-2-14 所示的压缩过程为等熵过程，所以循环的制冷系数为 ϵ_s

$$\epsilon_s = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)_s}$$

因蒸发温度下降时 $(h_1 - h_4)$ 减少， $(h_2 - h_1)_s$ 增加，因而 ϵ_s 下降。

(6) 压缩终点的温度升高。制冷剂在压缩终点的温度是一重要的参数。按图 1-2-14，蒸发温度降低后，压缩终点 2' 位于点 2 的右侧， $t_{2'} > t_2$ 。

过高的制冷剂蒸气温度将破坏润滑油的润滑性能，并使气阀通道及阀片上的结炭，使压缩机无法正常运转；过高的制冷剂蒸发温度还可能引起制冷剂与油以及水之间的化学作用，破坏电动机线圈的绝缘。

(二) 冷凝温度变化的影响

分析冷凝温度变化的影响时，假定蒸发温度不变。分析时针对的循环如图 1-2-15 所示。图中的压缩过程也是等熵过程。当冷凝温度从 t_k 提高到 t'_k 时，除冷凝压力 p_k 升高外，还产生下列影响：

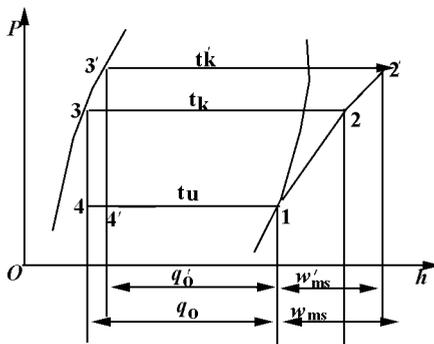


图 1-2-15 冷凝温度变化的影响

(1) 单位质量制冷量下降。冷凝温度升高后，单位质量制冷量由 q_0 降低到 q'_0 。

(2) 单位体积制冷量下降。因为 q_0 下降而 v_1 不变，所以冷凝温度提高后单位体积制冷量 q_v 下降。这就意味着压缩机的制冷量随冷凝温度的升高而降低。换言之，当冷凝温度升高时，要想保持压缩机的制冷量不变，就必须采用一台输气量更大的压缩机。

(3) 单位质量压缩功增加。冷凝温度上升后，等熵压缩的单位质量压缩功从 w_{ms} 提高至 w'_{ms} 。

(4) 单位体积压缩功增加。由于 w_{ms} 上升而 v_1 不变，所以冷凝温度上升后，等熵压缩的单位体积压缩功增加。

(5) 制冷系数下降。冷凝温度上升时，因 $(h_1 - h_4)$ 减少 $(h_2 - h_1)_s$ 增加，故制冷系数 ϵ_s 下降。

(6) 压缩终点的温度升高。因冷凝压力 p_k 提高，由压力—比焓图可以看到，压缩终点的气体状态 $2'$ 位于状态 2 的右上方，故 $t_{2'} > t_2$ 。

冷凝温度 t_k 升高和蒸发温度 t_0 降低时，制冷机各项性能的变化列在表 1-2-17 中。从表中看到，蒸发温度的降低和冷凝温度的升高对制冷机的性能是不利的，因而在设计和使用时，应尽量降低冷凝温度，提高蒸发温度。为此需降低蒸发器和冷凝器的传热温差。增加蒸发器和冷凝器的换热面积虽然能够减少传热温差，但同时会引起两器材料消耗量和体积的增加。采用强化传热管是降低传热温差的一条重要途径，已得到日益广泛的应用。

表 1-2-17 蒸发温度下降和冷凝温度升高的影响

影响项目	蒸发温度降低	冷凝温度升高	影响项目	蒸发温度降低	冷凝温度升高
单位质量制冷量	下降	下降	单位体积压缩功	有极大值	上升
单位体积制冷量	下降	下降	制冷系数	下降	下降
单位质量压缩功	上升	上升	压缩终点的温度	上升	上升

五、液体过冷

在图 (1-2-13) 中可以看出，在理论制冷循环中冷凝后的液体处于饱

和状态，而在实际循环中，为了防止制冷剂在节流过程前气化，冷凝后的液体是过冷液体，此时状态 3 位于饱和液态线的左侧，见图 (1-2-16)。液体过冷后，单位质量制冷量为 $(h_1 - h_3)$ ，它大于比焓差 $(h_1 - h_{fc})$ 。两者的差别与制冷剂液体的过冷程度有关。液体过冷使单位质量制冷量增加了 $(h_{fc} - h_3)$ 。其比焓差比值 $(h_{fc} - h_3) / (h_1 - h_{fc})$ 表示液体过冷引起的单位质量制冷量的相对增量，它与制冷剂的气化热及液体的比热容有关。单位体积制冷量也将因液体过冷而增加。因为图 (1-2-16) 所示循环的单位质量压缩功不变，所以制冷系数也因液体过冷而增加。

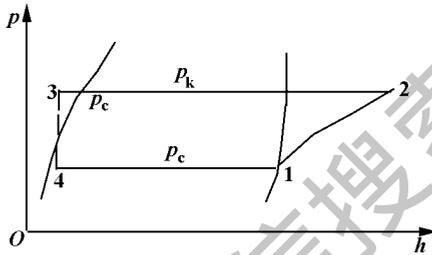


图 1-2-16 液体过冷

制冷剂液体的过冷度取决于冷凝器的设计、制冷剂的种类以及冷却介质与制冷剂之间的温差。制冷剂与冷却介质进行逆流换热时，两者的温度变化如图 1-2-17 所示。图中制冷剂的温度从 t_2 降至 t_k ，再降低到 t_3 。冷却介质的温度从 t_{w1} 上升到 t_{w2} 。如果冷却介质的流量极大， t_{w2} 几乎等于 t_{w1} ，此时传热温差最大，但消耗于冷却介质流动的能量也很大，这是不恰当的。通常取冷却水温度的升高为 $4 \sim 6^\circ\text{C}$ ，冷却空气的温升为 $8 \sim 10^\circ\text{C}$ 。

制冷剂的实际冷却过程并不像图 (1-2-17) 所示的那样明显地区分为过热阶段、饱和阶段和过冷阶段。当换热器的壁面温度低于 t_k 时，即使进入换热器的制冷剂为过热蒸气，它也会在壁面上部分地冷凝下来。若水流量很小，使 t_{w2} 高于 t_k ，且水的温度升高如图上虚线所示时，过热蒸气进入换热器后便不可能立刻在壁面上部分凝结。通常取 $(t_k - t_{w2})$ 为 $2 \sim 3^\circ\text{C}$ 。

要使液体过冷，必须在远离气-液相平衡的界面处冷却液体。若在相界面处或相界面附近冷却液体，只能使冷凝器内的压力下降，而不能产生液体的过冷。

在一般的制冷剂热力学性质图和表中没有给出过冷液体的比焓值。为了

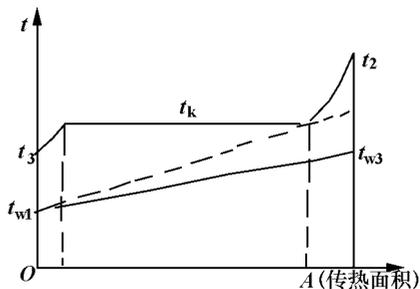


图 1-2-17 制冷剂及冷却介质的温度变化

估计过冷液体的比焓值，可采用以下两种方法：

(1) 在等压下将饱和液体冷却到过冷液体。此时饱和液体与过冷液体的比焓差为

$$h_{fc} - h_3 = c_{pf} (t_k - t_3) \quad (1-2-16)$$

式中 c_{pf} ——液体的比定压热容，可查制冷剂热物理性质表。

(2) 在等温下将饱和液体压缩到过冷液体。此时过冷液体的比焓大于同样温度下饱和液体的比焓。两者之差即压缩所消耗的功。因为在常压范围内压缩液体所消耗的功可以忽略，所以过冷液体的比焓可以取相同温度下饱和液体的比焓。

六、蒸气过热

为了使进入压缩机的制冷剂不含液滴，状态 1 应位于过热蒸气区，如图 1-2-18 所示。若制冷剂从饱和状态加热到状态 1 时吸收的热量全部用于制冷，则制冷机的单位质量制冷量增加，增加量为 $(h_1 - h_{ge})$ 。由于过热，使比体积 v_1 增加，所以单位体积制冷量 $(h_1 - h_3) / v_1$ 可能增加，也可能减少。对常用的制冷剂，经过点 ge 的等熵线一般地较经过点 1 的等熵线为陡，表明蒸气过热后，等熵压缩时单位质量制冷剂所消耗的功也增加。由于单位质量制冷量和等熵压缩时的单位质量压缩功均随蒸气过热而增加，等熵压缩制冷系数也有增加或减少的两种可能性。

从被冷却空间的出口至压缩机入口，制冷剂在管道中吸热，这相当于减少了制冷机的部分制冷能力，但为了防止压缩机液击，少量的吸气过热也是

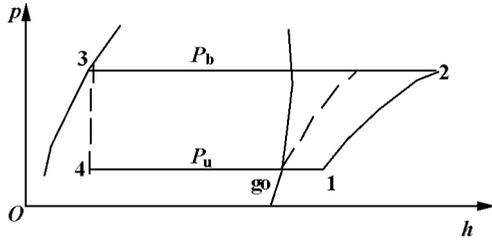


图 1-2-18 蒸气过热

必需的。

七、回 热

因为制冷剂离开蒸发器时，其温度下可能高于被冷却物的温度，所以仅依靠被冷却物对制冷剂的加热，不会有大的过热度。若将冷凝器出口处的制冷剂液体与蒸发器出口处的制冷剂蒸气进行热交换，将使制冷剂液体的温度及焓值下降，这样不仅使单位质量制冷量和制冷系数提高，并可防止压缩机液击。

回热循环的流程和 $p-h$ 图如图 1-2-19 和图 1-2-20 所示。按图 1-2-20，回热循环的制冷量为

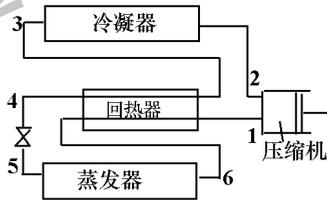


图 1-2-19 回热循环的流程

$$Q_0 = q_m (h_6 - h_4) \quad (1-2-17)$$

蒸气与液体间无回热时，制冷量为 $q_m (h_6 - h_3)$ 。与无回热的循环相比，回热循环的单位质量制冷量增加了 $(h_3 - h_4)$ ，等于蒸发器出口处比焓的增量，即

$$(h_3 - h_4) = (h_1 - h_6) \quad (1-2-18)$$

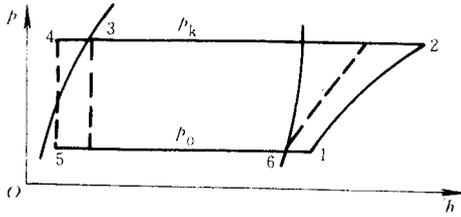


图 1-2-20 回热循环的 p-h 图

进而得

$$Q_0 = q_m (h_1 - h_3) \quad (1-2-19)$$

式 (1-2-19) 亦可用比热容与温差的乘积表示

$$c_{pf} (t_3 - t_4) = c_{pv} (t_1 - t_6) \quad (1-2-20)$$

式中 c_{pf} ——过冷液体的比定压热容，单位为 $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$ ；

c_{pv} ——过热蒸气的比定压热容，单位为 $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$ 。

由于 $c_{pf} > c_{pv}$ ，所以蒸气温度的升高必大于液体温度的下降。液体和蒸气温度的变化如图 1-2-21 所示。若气-液热交换器的面积足够大， t_1 接近于 t_3 ，但 t_4 不可能接近 t_6 。冰箱制冷系统中，蒸发器出口处的低温蒸气与流经毛细管的制冷剂进行热交换，如图 1-2-22 所示。制冷剂的状态变化分为两个阶段。在第一阶段中，由于回热使制冷剂的温度和比焓同时降低，单位体积制冷量增加。在第二阶段中，制冷剂在毛细管中的节流过程可按等焓过程处理。

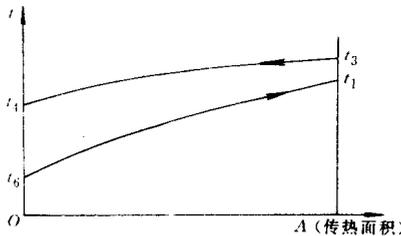


图 1-2-21 液体和蒸气的温度变化

几种小型全封闭制冷压缩机的制冷量随蒸发温度的变化情况列于表 1-2-18 至表 1-2-20 中。这些压缩机由意大利阿斯贝拉公司生产，工质为

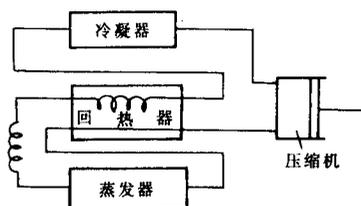


图 1-2-22 冰箱制冷系统中的回热

R22 和 R134a。这些表中的数据按表 1-2-21 所列试验参数测得。

表 1-2-18 应用 R22 的抵回压压缩机的制冷量 (单位为 W)

机 型	气缸容积/cm ³	蒸 发 温 度/°C						
		- 40	- 35	- 30	- 25	- 20	- 15	- 10
E2125	8.9			158	252	349	463	586
E2134E	12.0			256	361	469	587	719
T2140	14.5	186	238	337	419	570	773	1035
T2155E	17.4	221	302	419	535	704	942	1244
T2168E	20.4	279	372	512	651	861	1151	1500
J2178E	23.5	326	407	593	802	1082	1396	1721
J2190E	27.0	419	582	802	1000	1303	1698	2210

表 1-2-19 应用 R22 的中、高回压压缩机的制冷量 (单位为 W)

机 型	气缸容积/cm ³	蒸 发 温 度/°C						
		- 20	- 15	- 10	- 5	0	5	10
B6144E	4.38	174	221	279	347	419	506	599
B6165E	6.00	262	326	413	506	611	727	849
B6181E	7.40	349	430	535	640	762	901	1047
E5195E	8.0	378		558	704	884	1105	1372

机 型	气缸容积/cm ³	蒸 发 温 度/℃						
		- 20	- 15	- 10	- 5	0	5	10
E7213F	12.0		605	768	954	1186	1442	1791
T6217E	14.5	465	616	849	1087	1367	1721	2105
T6220E	17.4	605	791	1035	1326	1674	2059	2483
J9226E	21.7	663	907	1308	1710	2152	2652	3175
J9232E	26.2	837	1151	1657	2163	2721	3355	4018

表 1-2-20 应用 R134a 的低回压压缩机的制冷量 (单位为 W)

机 型	气缸容积/cm ³	蒸 发 温 度/℃					
		- 30	- 25	- 20	- 15	- 10	- 5
BK1086Z	5.40	86	128	171	227	291	361
BK1112Z	6.27	98	136	186	248	320	404
BK1114Z	7.40	108	157	216	288	373	470
BK1116Z	8.38	140	187	251	330	427	534
E2121Z	13.6	174	270	387	529	694	882
E3130Z	15.3	198	291	411	558	727	930
T1134Z	19.04	247	361	494	634	782	948

表 1-2-21 小型全封闭制冷压缩机的试验参数

型 试	冷凝温度/℃	过冷液体温度/℃	过热蒸气温度/℃
低回压压缩机	54.4	32.2	32.2
高回压压缩机	54.4	35.0	46.1

图 1-1-23 为一台半封闭制冷压缩机 2FL6B 的全性能曲线, 该机由西安交通大学制冷教研室与商业部洛阳制冷机械厂共同开发。图上曲线表明: 在冷凝温度下变时, 制冷量随蒸发温度的升高而增加; 在蒸发温度不变时, 制冷量随冷凝温度的降低而增加。在冷凝温度不变时, 由于制冷量随蒸发温度升高而增加的速度大于输入电功率的增加速度, 因而制冷系数亦随蒸发温度的升高而增加。

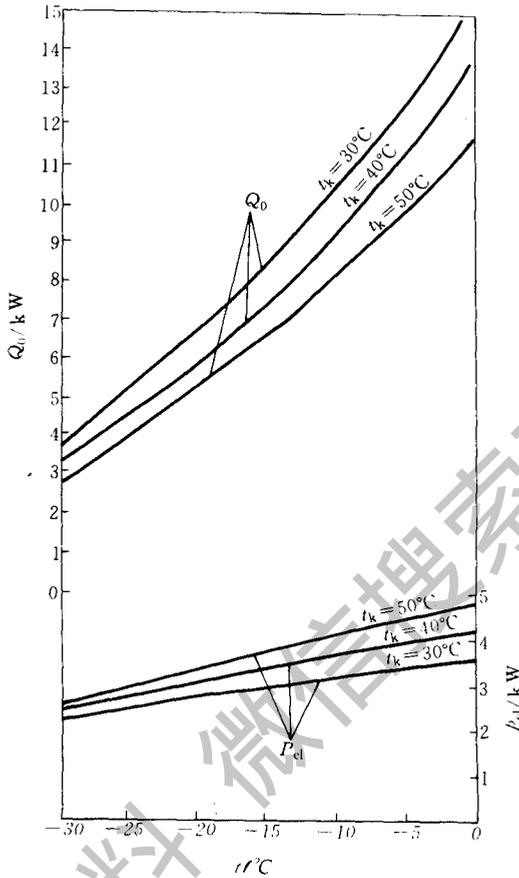


图 1-2-23 2FL6B 半封闭制冷压缩机的全性能曲线

第四节 热电制冷

珀尔帖在 1834 年发现，当电流在两种不同导体构成的回路中流动时，回路的一个结点变冷，另一个结点变热。1938 年，有人用热电制冷的办法获得了小量的冰。

在珀尔帖以前，赛贝克于 1821 年发现，对两种不同导体的结点加热时，会产生电动势。珀尔帖和赛贝克的发现，构成了热电制冷的基础。

一、赛贝克效应与珀尔帖效应

(一) 赛贝克效应

材料 A 和 B 构成了两个结点，见图 1-2-24。赛贝克发现，当两个结点间有小的温差时，产生的开路电动势正比于结点间的温差

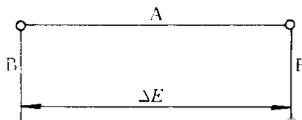


图 1-2-24 赛贝克效应

$$\Delta E = \alpha_{AB} \Delta T \quad (1-2-21)$$

式中 ΔE ——开路电动势，单位为 V；

α_{AB} ——材料 A 和 B 的相对赛贝克系数，单位为 V/K；

ΔT ——材料 A 和 B 构成的两个结点之间的温差，单位为 K。

相对赛贝克系数 α_{AB} 等于材料 A 和材料 B 的绝对赛贝克系数之差

$$\alpha_{AB} = \alpha_A - \alpha_B \quad (1-2-22)$$

任一材料的绝对赛贝克系数是通过与铅配合后测定的。铅的绝对赛贝克系数极小，可以忽略。金属材料的赛贝克系数不超过 $5 \times 10^{-5} \text{V/K}$ ；半导体材料的赛贝克系数可达到 $2 \times 10^{-4} \sim 3 \times 10^{-4} \text{V/K}$ 。

(二) 珀尔帖效应

图 1-2-25 为材料 A 和 B 构成的回路。回路上通以直流电。通电后，回路的一端放热，另一端吸热。单位时间吸收的热量与电流成正比，

$$Q = \pi_{AB} I \quad (1-2-23)$$

式中 Q ——单位时间吸收的热量，单位为 W；

π_{AB} ——材料 A 和 B 的相对珀尔帖系数，单位为 W/A；

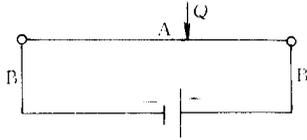


图 1-2-25 珀尔贴效应

I ——电流，单位为 A。

开尔文对上述电路作热力学分析后，指出赛贝克系数与珀尔贴系数有下列关系

$$\pi_{AB} = \alpha_{AB}T \quad (1-2-24)$$

式中 T ——结点处的温度，单位为 K。

将式 (1-2-24) 代入式 (1-2-23) 中，得到

$$Q = \alpha_{AB}TI \quad (1-2-25)$$

图 1-2-25 中的热表面和冷表面即由珀尔贴效应形成。研究表明，热电制冷利用了电子能量与热量之间的相互转换。电子流经两种不同材料构成的结点时，因这两种材料中电子有不同能级，使电子的能量发生了变化。能量增加时从外界吸热，能量减少时向外界放热。

在热电回路中，还有以下两种附加效应：

- (1) 焦耳热效应，即电流流经回路时产生焦耳热；
- (2) 热传导，即温度不同的两个结点之间的导热。

二、热电对的性能

典型的热电对如图 1-2-26 所示。分别用符号 P 和 N 表示这两种材料。P 和 N 是两种半导体材料。P 型半导体材料的赛贝克系数为负值，N 型半导体材料的赛贝克系数为正值。图 1-2-26 的电流方向按常规标明，即从电池的正极向负极。通电后热电材料构成两个结点：吸热的上结点，即冷结点，和放热的下结点，即热结点。冷结点制冷，热结点供热。改变电流方向时，冷、热结点相互更换。

假定，除了热源、冷源与热电对臂之间有热交换外，热电对的两臂与周围介质无热交换，则冷端制冷量应等于珀尔贴效应在冷端产生的冷量减去热

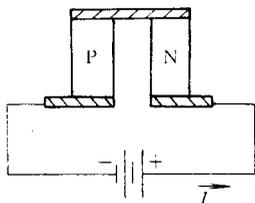


图 1-2-26 热电对

电对臂传入冷端的热量。计算因珀尔帖效应在冷端产生的冷量时，其珀尔帖系数不是按冷端半导体的物理系数求得，而是按整条臂的平均的半导体物理参数计算确定的，因半导体的性质与温度有关，半导体冷端的物理参数与平均的半导体材料的物理参数不同。

热电对冷端的制冷量 Q_0 为

$$Q_0 = \alpha_{pn} I T_c - Q_1 \quad (1-2-26)$$

式中 Q_0 ——制冷量，单位为 W；

α_{pn} ——P 和 N 型半导体材料的相对赛贝克系数，单位为 V/K；

I ——电流，单位为 A；

T_c ——冷端温度，单位为 K；

Q_1 ——单位时间通过热电对两臂传至冷端的热量，单位为 W。

Q_1 可以通过分析图 1-2-27 的含有均匀内热源的等截面棒内温度场而确定。棒内的均匀内热源系电流流过时产生的焦耳热。



图 1-2-27 含有均匀内热源的等截面棒

设棒的长度为 l_i ，截面积为 A_i ；棒两端的温度为 T_h 和 T_c ($T_h > T_c$)；电导率为 σ_i ；热导率为 λ_i ；电流为 I ；除了两个端面外，棒的其它表面与外界无热交换，则在稳定工况下，对于长度为 dx 的微无体，其热平衡公式为

$$dQ_k = dQ_j \quad (1-2-27)$$

式中 dQ_k ——微元体两端面处单位时间内导出和导入热量之差，单位为 W；
 dQ_j ——单位时间微元体内产生的焦耳热，单位为 W。

因为

$$dQ_k = \frac{dQ_k}{dx} dx = \left[\frac{d}{dx} \left(-\lambda_i A_i \frac{dT}{dx} \right) \right] dx = -\lambda_i A_i \frac{d^2 T}{dx^2} dx$$

式中 T 表示温度，且

$$dQ_i = d(I^2 R_i) = I^2 dR_i = I^2 \frac{dx}{\sigma_i A_i}$$

所以

$$-\lambda_i A_i \frac{d^2 T}{dx^2} = \frac{I^2}{\sigma_i A_i} \quad (1-2-28)$$

解方程式 (1-2-28) 时，边界条件为

$$T_{x=l} = T_c$$

$$T_{x=0} = T_h$$

式 (1-2-28) 的解为

$$T = T_h - (T_h - T_c) \frac{x}{l_i} + \frac{1}{2} \frac{I^2}{A_i^2 \sigma_i \lambda_i} x (l_i - x) \quad (1-2-29)$$

在 $x = l_i$ 处，温度梯度为

$$\left(\frac{dT}{dx} \right)_{x=l_i} = -\frac{(T_h - T_c)}{l_i} - \frac{1}{2} \frac{I^2}{A_i^2 \sigma_i \lambda_i} l_i \quad (1-2-30)$$

单位时间因温度梯度传入冷端的热量 Q_i 为

$$Q_i = -\lambda_i A_i \left(\frac{dT}{dx} \right)_{x=l_i} = \frac{1}{2} I^2 \frac{l_i}{\sigma_i A_i} + \lambda_i A_i \frac{(T_h - T_c)}{l_i} \quad (1-2-31)$$

上述诸式对于 P 型和 N 型半导体臂都是适用的。用字母 p 和 n 代替字母 i 后，所有公式即可用于 P 型或 N 型半导体。由此可以得到单位时间从 P 型臂传入冷端的热量 Q_p 和 N 型臂传入冷端的热量 Q_n 为

$$Q_p = \frac{1}{2} I^2 \frac{l_p}{\sigma_p A_p} + \lambda_p A_p \frac{(T_h - T_c)}{l_p} \quad (1-2-32)$$

$$Q_n = \frac{1}{2} I^2 \frac{l_n}{\sigma_n A_n} + \lambda_n A_n \frac{(T_h - T_c)}{l_n} \quad (1-2-33)$$

单位时间从两条臂传入冷端的热量为

$$Q_1 = Q_p + Q_n = \frac{1}{2} I^2 \left(\frac{l_p}{\sigma_p A_p} + \frac{l_n}{\sigma_n A_n} \right) + \left(\frac{\lambda_p A_p}{l_p} + \frac{\lambda_n A_n}{l_n} \right) (T_h - T_c) \quad (1-2-34)$$

令

$$K = \left(\frac{\lambda_p A_p}{l_p} \right) + \left(\frac{\lambda_n A_n}{l_n} \right) = K_p + K_n$$

$$R = \left(\frac{l_p}{\sigma_p A_p} \right) + \left(\frac{l_n}{\sigma_n A_n} \right) = R_p + R_n$$

则上式转变为

$$Q_1 = \frac{1}{2} I^2 R + K (T_h - T_c) \quad (1-2-35)$$

式中 R 和 K ——热电对两臂的总电阻和总热导；

K_p 和 K_n ——P 型臂和 N 型臂的热导；

R_p 和 R_n ——P 型臂的电阻和 N 型臂的电阻。

将式 (1-2-35) 代入式 (1-2-26) 中，求得热电对冷端的制冷量 Q_0

$$Q_0 = \alpha_{pn} I T_c - \frac{1}{2} I^2 R - K (T_h - T_c) \quad (1-2-36)$$

它在数值上等于因珀尔贴效应产生的冷量，减去 $1/2$ 的焦耳热，再减去热电对内部不产生焦耳热时因两端温差产生的热导率。

为制取冷量而输入热电对的电功率为

$$p = I^2 R + (\alpha_p - \alpha_n) (T_h - T_c) I \quad (1-2-37)$$

上式右边第一项表示单位时间消耗在焦耳热上的电能；第二项系克服赛贝克效应产生冷、热端之间的温差电动势所需要的电功率。乘积 $(\alpha_p - \alpha_n) (T_h - T_c)$ 即赛贝克效就产生的温差电动势，其方向与流经热电对的电流方向相反。

热电对的制冷系数 ϵ 等于制冷量 Q_0 与输入电功率 p 之比值

$$\epsilon = \frac{Q_0}{p} \quad (1-2-38)$$

将 Q_0 和 p 的计算式 (1-2-36) 和式 (1-2-37) 代入式 (1-2-38) 中，得到

$$\epsilon = \frac{(\alpha_p - \alpha_n) I T_c - \frac{1}{2} I^2 R - K (T_h - T_c)}{I^2 R + (\alpha_p - \alpha_n) (T_h - T_c) I} \quad (1-2-39)$$

(一) 最大制冷量工况

式 (1-2-36) 表明, 改变电流可以改变制冷量。将制冷量 Q_0 对电流 I 求导数, 并令导数等于零, 得到 Q_0 最大时的电流 $I_{Q_{\max}}$ (单位 A)

$$I_{Q_{\max}} = \frac{(\alpha_p - \alpha_n) T_c}{R} = \frac{\alpha_{pn} T_c}{R} \quad (1-2-40)$$

输入电压为 $U_{Q_{\max}}$ (单位为 V)

$$U_{Q_{\max}} = I_{Q_{\max}} R + \alpha_{pn} \Delta T = \alpha_{pn} T_h \quad (1-2-41)$$

式中, $\Delta T = T_h - T_c$ 。

式 (1-2-41) 表明: 输入电压只与热端温度及相对珀尔贴系数有关。

输入电功率为 $P_{Q_{\max}}$ (单位为 W)

$$P_{Q_{\max}} = I_{Q_{\max}}^2 R + \alpha_{pn} \Delta T I_{Q_{\max}} = \frac{\alpha_{pn}^2}{R} T_c T_h \quad (1-2-42)$$

令优值系数 Z 为

$$Z = \frac{\alpha_{pn}^2}{KR} \quad (1-2-43)$$

得到

$$P_{Q_{\max}} = KZT_c T_h \quad (1-2-44)$$

热电对的最大制冷量 $Q_{0\max}$ 为

$$Q_{0\max} = (\alpha_p - \alpha_n) I_{Q_{\max}} T_c - \frac{1}{2} I_{Q_{\max}}^2 R - K (T_h - T_c) \quad (1-2-45)$$

将式 (1-2-40) 代入上式后, 得到

$$Q_{0\max} = \frac{(\alpha_p - \alpha_n)^2}{2R} T_c^2 - K (T_h - T_c) = K (0.5ZT_c^2 - \Delta T) \quad (1-2-46)$$

制冷系数 $\epsilon_{Q_{\max}}$ 为

$$\epsilon_{Q_{\max}} = \frac{Q_{0\max}}{P_{Q_{\max}}} = \frac{1}{2T_h} \left(T_c - \frac{2KR\Delta T}{\alpha_{pn}^2 T_c} \right) = (0.5ZT_c^2 - \Delta T) / (ZT_h T_c) \quad (1-2-47)$$

(二) 最大温差工况

在不改变热电对材料及几何尺寸的前提下，增加冷、热端之间的温差时，制冷量降低，因而在确定冷、热端之间的最大温差时，取 $Q_0 = 0$ ，此时式 (1-2-36) 转变为

$$\alpha_{pn}IT_c - 0.5I^2R - K\Delta T = 0 \quad (1-2-48)$$

移项后

$$\Delta T = (\alpha_{pn}IT_c - 0.5I^2R) / K \quad (1-2-49)$$

将 ΔT 对电流 I 求导数并令其等于零，即 $\frac{\partial(\Delta T)}{\partial I} = 0$ ，得到最大温差 ΔT_{\max} 对应的电流 $I_{\Delta T_{\max}}$ (单位为 A)

$$I_{\Delta T_{\max}} = \frac{\alpha_{pn}T_c}{R} \quad (1-2-50)$$

与其对应的最大温差 (单位为 K)

$$\Delta T_{\max} = (\alpha_{pn}I_{\Delta T_{\max}}T_c - 0.5I_{\Delta T_{\max}}^2R) / K = \frac{1}{2} \frac{\alpha_{pn}^2}{KR} T_c^2 = \frac{1}{2} ZT_c^2 \quad (1-2-51)$$

$T_h = 300\text{K}$ 时， ΔT_{\max} 与优值系数 Z 的关系见图 1-2-28。在最大温差工况时，制冷量及制冷系数均等于零。

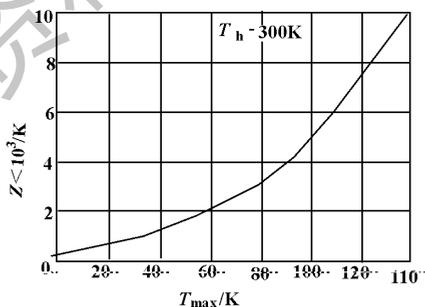


图 1-2-28 最大温差与优值系数的关系

(三) 最大制冷系数工况

制冷量 Q_0 和输入电功率 P 均随电流变化，并在某一电流下两者之比值

Q_0/P 达到最大值。

按式 (1-2-39), 将制冷系数 ϵ 对电流求导, 并令导数等于零, 即 $\frac{\partial \epsilon}{\partial I} = 0$, 得到制冷系数最大时的电流 $I_{\epsilon\max}$ (单位为 A)

$$I_{\epsilon\max} = -\frac{\alpha_{pn}\Delta T}{R(\sqrt{1+ZT_m}-1)} = \frac{\alpha_{pn}(T_h-T_c)}{R(\sqrt{1+ZT_m}-1)}$$

式中, T_m 是平均温度

$$T_m = \frac{1}{2}(T_h + T_c)$$

令

$$M = \sqrt{1+ZT_m}$$

得到

$$I_{\epsilon\max} = \frac{\alpha_{pn}\Delta T}{R(M-1)} = \frac{\alpha_{pn}(T_h-T_c)}{R(M-1)} \quad (1-2-52)$$

最大制冷系数 ϵ_{\max} 为

$$\epsilon_{\max} = \frac{T_c}{(T_h-T_c)} \frac{\sqrt{1+ZT_m}-T_h/T_c}{\sqrt{1+ZT_m}+1} = \frac{T_c}{\Delta T} \frac{(M-T_h/T_c)}{M+1} \quad (1-2-53)$$

输入电压为 $U_{\epsilon\max}$ (单位为 V)

$$U_{\epsilon\max} = I_{\epsilon\max}R + \alpha_{pn}(T_h-T_c) = (\alpha_{pn}\Delta TM)/(M-1) \quad (1-2-54)$$

输入功率为 $P_{\epsilon\max}$ (单位为 W)

$$P_{\epsilon\max} = I_{\epsilon\max}^2 R + \alpha_{pn}(T_h-T_c)I_{\epsilon\max} = \frac{\alpha_{pn}^2 \Delta T^2 \sqrt{1+ZT_m}}{(\sqrt{1+ZT_m}-1)^2 R} = (KZ\Delta T^2 M)/(M-1)^2 \quad (1-2-55)$$

制冷量为 $Q_{0\epsilon\max}$ (单位为 W)

$$Q_{0\epsilon\max} = \epsilon_{\max} P_{\epsilon\max} = \left(\frac{T_c}{\Delta T}\right) \frac{M-(T_h/T_c)}{(M+1)} \frac{KZ\Delta T^2 M}{(M-1)^2} = \frac{2K\Delta TM(M-T_h/T_c)}{(M-1)(1+T_h/T_c)} \quad (1-2-56)$$

图 1-2-29 给出了最大制冷系数 ϵ_{\max} 与优值系数 Z 的关系。随着 Z 值的提高, ϵ_{\max} 的数值提高。

表 1-2-22 中列出了计算热电对性能的部分公式。

表 1-2-22 热电对性能计算公式

性能参数	单位	计 算 公 式	
		工况 $Q_{0\max}$	工况 ϵ_{\max}
电流	I	$I_{Q\max} = \frac{\alpha_{pn} I_c}{R}$	$I_{\epsilon_{\max}} = \frac{\alpha_{pn} \Delta T}{R (\sqrt{1 + ZT_m} - 1)}$
电压	V	$U_{Q\max} = \alpha_{pn} T_h$	$U_{\epsilon_{\max}} = \frac{\alpha_{pn} \Delta T M}{M - 1}$
制冷系数		$\epsilon_{Q\max} = \frac{0.5ZT_c^2 - \Delta T}{ZT_h T_c}$	$\epsilon_{\max} = \frac{T_c (M - T_h/T_c)}{\Delta T (M + 1)}$
制冷量	W	$Q_{0\max} = K (0.5ZT_c^2 - \Delta T)$	$Q_{0\epsilon_{\max}} = \frac{2K\Delta T M (M - T_h/T_c)}{(M - 1)(1 + T_h/T_c)}$
电功率	W	$P_{Q\max} = KZT_c T_h$	$P_{\epsilon_{\max}} = (KZ\Delta T^2 M) / (M - 1)^2$
M		$M = \sqrt{1 + Z (T_h + T_c)} / 2$	$M = \sqrt{1 + Z (T_h + T_c)} / 2$
冷、热端温差	K	$\Delta T = (T_h - T_c)$	$\Delta T = (T_h - T_c)$

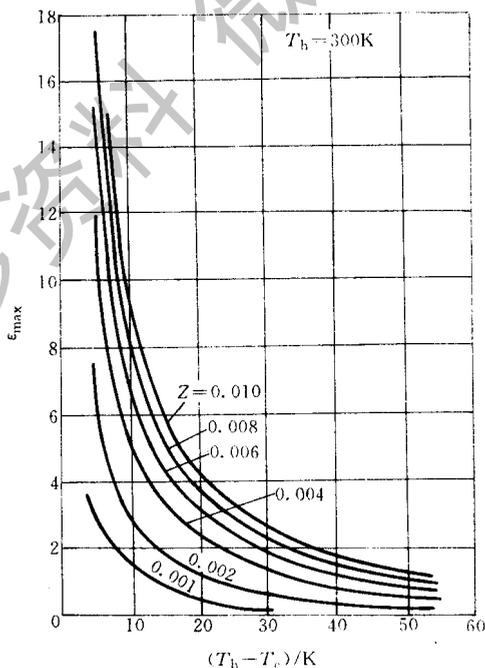


图 1-2-29 ϵ_{\max} 与 Z 的关系

(四) 优值系数 Z 按定义

$$Z = \frac{\alpha_{pn}^2}{KR} = \frac{\alpha_{pn}^2}{(K_p + K_n)(R_p + R_n)}$$

其中

$$\text{热电元件热导 } K_p = \frac{\lambda_p A_p}{l_p}, K_n = \frac{\lambda_n A_n}{l_n}$$

$$\text{热电元件电阻 } R_p = \frac{l_p}{\sigma_p A_p}, R_n = \frac{l_n}{\sigma_n A_n}$$

上述诸式中 A 表示热电对一条臂的截面积； l 表示臂长； λ 表示热导率； σ 表示电导率；下标 p 和 n 分别表示 P 型和 N 型半导体材料。

令

$$a = \frac{A_p}{A_n}, \alpha_m = \frac{\alpha_{pn}}{2} = \frac{(\alpha_p - \alpha_n)}{2}$$

以及

$$D = (\lambda_p a + \lambda_n) \left(\frac{1}{\sigma_n} + \frac{1}{\sigma_p a} \right) / 4$$

$$l_p = l_n$$

并取

得

$$Z = \frac{(\alpha_p - \alpha_n)^2}{(\lambda_p a + \lambda_n) \left(\frac{1}{\sigma_p a} + \frac{1}{\sigma_n} \right)} = \frac{\alpha_m^2}{D} \quad (1-2-57)$$

α_p 和 α_n 给定后，为获得最大的 Z 值，应使 D 最小。从 $\frac{\partial D}{\partial a} = 0$ 的条件，可求得 a 。

$$\frac{\partial D}{\partial a} = \frac{\lambda_p}{\sigma_n} - \frac{\lambda_n}{\sigma_p a^2} = 0$$

$$a = \sqrt{\frac{\lambda_n \sigma_n}{\lambda_p \sigma_p}} \quad (1-2-58)$$

将 a 代入式 (1-2-57) 中，得到

$$Z_{\max} = \frac{(\alpha_p - \alpha_n)^2}{\left[(\lambda_p / \sigma_p)^{0.5} + (\lambda_n / \sigma_n)^{0.5} \right]^2} \quad (1-2-59)$$

若构成热电对的两种材料，其 $|\alpha_p| = |\alpha_n| = |\alpha|$ ， $\sigma_p = \sigma_n = \sigma$ ， $\lambda_p = \lambda_n = \lambda$ ，则

$$Z_{\max} = \frac{(2\alpha)^2}{[2(\lambda/\sigma)^{0.5}]^2} = \frac{\alpha^2\sigma}{\lambda}$$

此时材料对的优值系数等于每一种材料的优值系数。材料的优值系数随温度而变。图(1-2-30)为 P 型材料和 N 型材料的优值系数与温度的关系。

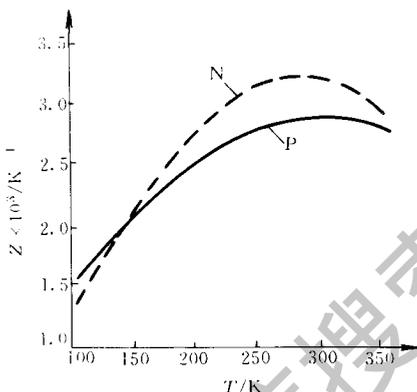


图 1-2-30 材料的优值系数随温度的变化

推导各种工况下热电对性能的计算公式时，未考虑热电对臂与汇流条结合处的电阻。该电阻影响热电对的性能，相当于降低 Z 的数值。当臂长 $l = 1\text{cm}$ ，接触电阻 $\rho_c = 1 \times 10^{-5} \sim 1 \times 10^{-4} \Omega/\text{cm}^2$ ，Z 值降低 2% ~ 17%。 $l = 0.5\text{cm}$ 时，Z 值降低 4% ~ 29%。

表 1-2-23 和表 1-2-24 中列出了一些热电对元件的规格和性能。

表 1-2-23 热电对元件规格

工作电流/A	元件高度/mm					
		6	5	4	3	2
元件截面积/mm ²	6 ²	—	32.4	36	—	—
5 ²	18.7	—	28.1	37.5	56.2	—
3.3 ²	8.2	—	—	16.4	—	—
2.8 ²	6.0	7.0	8.8	11.7	—	—
1.9 ²	—	3.6	—	5.4	—	—
1.4 ²	—	1.8	—	3.0	4.5	—

第 2 章 冷库制冷原理与方法

表 1-2-24 热电堆型号及主要性能

序号	型 号	最大工 作电流 /A	当热端温度 $T_h = 27^\circ\text{C}$ 时			导电铜片的 截 面 积 /mm ²	器件的尺寸 长 × 高 × 宽 mm × mm × mm	用途
			最大电 压降/V	最大温 差/°C	最大制 冷量/W			
1	$1.4^2 \times 3 - 49 - 30 \times 30$	3.0	5.9	64	9.7	0.5 × 2.0	30 × 30 × 6.5	小电流器件
2	$1.4^2 \times 3 - 31 - 25 \times 25$	3.0	3.7	64	6.1	0.5 × 2.0	25 × 25 × 6.5	
3	$1.9^2 \times 3 - 49 - 30 \times 30$	5.2	5.9	64	18.4	0.5 × 2.0	30 × 30 × 6.5	
4	$1.9^2 \times 3 - 31 - 25 \times 25$	5.2	3.7	64	11.5	0.5 × 2.0	25 × 25 × 6.5	
5	$2.8^2 \times 5 - 49 - 50 \times 50$	7.0	5.9	68	24.8	1.0 × 3.5	50 × 50 × 9.0	大温差器件
6	$2.8^2 \times 5 - 39 - 40 \times 50$	7.0	4.7	68	19.7	1.0 × 3.5	40 × 50 × 9.0	
7	$2.8^2 \times 5 - 17 - 25 \times 25$	7.0	2.0	68	8.4	1.0 × 3.0	25 × 25 × 9.0	
8	$2.8^2 \times 5 - 11 - 20 \times 30$	7.0	1.3	68	5.5	1.0 × 3.5	20 × 30 × 9.0	
9	$2.8^2 \times 4 - 49 - 50 \times 50$	8.8	5.9	64	29.4	1.0 × 3.5	50 × 50 × 8.0	大功率器件
10	$2.8^2 \times 4 - 39 - 40 \times 50$	8.8	4.7	64	23.3	1.0 × 3.5	40 × 50 × 8.0	
11	$2.8^2 \times 4 - 17 - 25 \times 25$	8.8	2.0	64	10.0	1.0 × 3.0	25 × 25 × 8.0	
12	$2.8^2 \times 4 - 11 - 20 \times 30$	8.8	1.3	64	6.5	1.0 × 3.5	20 × 30 × 8.0	
13	$2.8^2 \times 3 - 49 - 50 \times 50$	11.8	5.9	64	39.3	1.0 × 3.5	50 × 50 × 7.0	
14	$2.8^2 \times 3 - 39 - 40 \times 50$	11.8	4.7	64	31.3	1.0 × 3.5	40 × 50 × 7.0	
15	$2.8^2 \times 3 - 17 - 25 \times 25$	11.8	2.0	64	13.3	1.0 × 3.0	25 × 25 × 7.0	
16	$2.8^2 \times 3 - 11 - 20 \times 30$	11.8	1.3	64	8.7	1.0 × 3.5	20 × 30 × 7.0	
17	$5^2 \times 6 - 17 - 50 \times 50$	20.0	2.0	68	22.4	1.0 × 6.0	50 × 50 × 11.0	大功率器件
18	$5^2 \times 6 - 7 - 25 \times 25$	20.0	0.8	68	9.0	1.0 × 5.0	25 × 25 × 11.0	
19	$5^2 \times 4 - 17 - 50 \times 50$	28.1	2.0	64	31.7	1.0 × 6.0	50 × 50 × 9.0	
20	$5^2 \times 4 - 7 - 25 \times 25$	28.1	0.8	64	12.7	1.0 × 5.0	25 × 25 × 9.0	
21	$5^2 \times 3 - 17 - 50 \times 50$	37.5	2.0	64	42.3	1.5 × 6.0	50 × 50 × 8.0	
22	$5^2 \times 3 - 7 - 25 \times 25$	37.5	0.8	64	16.9	1.5 × 5.0	25 × 25 × 8.0	
23	$5^2 \times 2 - 17 - 50 \times 50$	56.2	2.0	64	63.4	1.5 × 6.0	50 × 50 × 7.0	
24	$5^2 \times 2 - 7 - 25 \times 25$	56.2	0.8	64	25.4	1.5 × 5.0	25 × 25 × 7.0	

序号	型 号	最大工 作电流 /A	当热端温度 $T_h = 27^\circ\text{C}$ 时			导电铜片的 截 面 积 /mm ²	器件的尺寸 $\frac{\text{长}}{\text{mm}} \times \frac{\text{高}}{\text{mm}} \times \frac{\text{宽}}{\text{mm}}$	用途
			最大电 压降/V	最大温 差/ $^\circ\text{C}$	最大制 冷量/W			
25	$2.8^2 \times 6 - 49 - 50 \times 50$	6.0	5.9	64	20.1	1.0×3.5	$50 \times 50 \times 10.0$	低温器件
26	$2.8^2 \times 6 - 39 - 40 \times 50$	6.0	4.7	64	16.0	1.0×3.5	$40 \times 50 \times 10.0$	
27	$2.8^2 \times 6 - 17 - 25 \times 25$	6.0	2.0	64	6.8	1.0×3.0	$25 \times 25 \times 10.0$	
28	$2.8^2 \times 6 - 11 - 20 \times 30$	6.0	1.3	64	4.4	1.0×3.5	$20 \times 30 \times 10.0$	
29	$B0.7^2 \times 1.3 - 7 - 4 \times 4$	1.9	1.0	72	0.86	—	$4 \times 4 \times 3$	微型器件

注：型号含义举例： $1.4^2 \times 3 - 31 - 25 \times 25$



三、热电制冷计算举例

设计一台用于冷却液体的小型热电制冷器。

(一) 已知条件

环境温度 (空气温度)

$$t_a = 20^\circ\text{C}$$

工作腔内温度

$$t_i = 5^\circ\text{C}$$

直流电压

$$U = 4\text{V}$$

赛贝克系数

$$|\alpha_p| = |\alpha_n| = 175 \mu\text{V}/\text{K}$$

电导率

$$\sigma_p = \sigma_n = 1000 \Omega^{-1} \cdot \text{cm}^{-1}$$

优值系数

$$Z = 2 \times 10^{-3} \text{K}^{-1}$$

制冷器外表面积

$$A = 0.05 \text{m}^2$$

空气对腔内液体的传热系数

$$K = 3.72 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

工作腔内液体放热率

$$Q_2 = 1.3 \text{W}$$

(二) 设计计算

1. 工况选择

在最大制冷量工况下，制冷量是设计时优先考虑的因素，经济性次之；在最大制冷系数工况下，电能最有效地产生冷量。热电对在 ϵ_{\max} 工况和 $Q_{0\max}$ 工况下，制冷系数与冷、热端温差 $(T_h - T_c)$ 的关系如图 1-2-31 所示。当 $(T_h - T_c)$ 的数值等于 40K 时，两种工况的制冷系数已相当接近，因而在 $(T_h - T_c) > 40K$ 时，宜选用最大制冷量工况。在 $(T_h - T_c) < 40K$ 时，最大制冷系数工况常是优先考虑的工况。

在本例题中，因 $(T_h - T_c) = 32K < 40K$ （此数据在下面计算中得到），故按最大制冷系数工况设计。

2. 制冷量 Q_0

制冷量应等于两部分热量之和：

(1) 单位时间由空气传入工作腔之热量 Q_1 ；

(2) 工作腔内物体在单位时间放出之热量 Q_2 。

$$Q_1 = KA\Delta t = [3.72 \times 0.05 \times (20 - 5)] W = 2.79W$$

$$Q_2 = 1.3W \text{ (已知)}$$

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 = (2.79 + 1.3) W = 4.09W$$

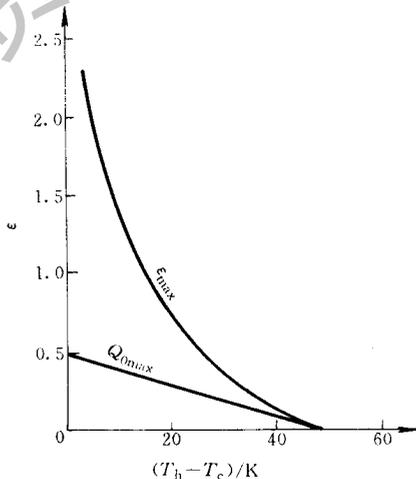


图 1-2-31 制冷系数与 $(T_h - T_c)$ 的关系

3. 冷端温度 T_c 和热端温度 T_h

热端用散热片。取热端与空气之温差 ΔT_h 为 13K, 则

$$T_h = T_a + \Delta T_h = [(273 + 20) + 13] \text{ K} = 306 \text{ K}$$

冷端与液体接触。取冷端与液体之温差 $\Delta T_c = 4\text{K}$, 则

$$T_c = T_i - \Delta T_c = [(273 + 5) - 4] \text{ K} = 274 \text{ K}$$

4. 性能参数

(1) M

$$M = \sqrt{1 + Z(T_h + T_c)/2} = \sqrt{1 + 2 \times 10^{-3}(306 + 274)/2} = 1.257$$

(2) 制冷系数 ϵ_{\max}

$$\epsilon_{\max} = \frac{T_c(M - T_h/T_c)}{\Delta T} = \frac{274(1.257 - 306/274)}{32} = 0.567$$

(3) 输入功率 P

$$P = \frac{Q_0}{\epsilon_{\max}} = \left(\frac{4.09}{0.567}\right) \text{ W} = 7.21 \text{ W}$$

(4) 每一个热电对的输入电压 $U_{\epsilon_{\max}}$

$$U_{\epsilon_{\max}} = \frac{\alpha_{pn} \Delta T M}{M - 1} = \left[\frac{(175 \times 2 \times 10^{-6}) \times 32 \times 1.257}{1.257 - 1} \right] \text{ V} = 0.0548 \text{ V}$$

(5) 制冷器包含的热电对数 N (热电对串联)

$$N = \frac{U}{U_{\epsilon_{\max}}} = \left(\frac{4}{0.0548}\right) \text{ 对} = 73 \text{ 对}$$

(6) 每一个热电对的输入功率 $P_{\epsilon_{\max}}$

$$P_{\epsilon_{\max}} = \frac{P}{N} = \left(\frac{7.21}{73}\right) \text{ W} = 0.099 \text{ W}$$

(7) 电流 $I_{\epsilon_{\max}}$

$$I_{\epsilon_{\max}} = \frac{P_{\epsilon_{\max}}}{U_{\epsilon_{\max}}} = \left(\frac{0.099}{0.0548}\right) \text{ A} = 1.81 \text{ A}$$

(8) 每一热电对的电阻 R

$$R = \frac{\alpha_{pn} \Delta T}{(M - 1) I_{\epsilon_{\max}}} = \left[\frac{(175 \times 2 \times 10^{-6}) \times 32}{(1.257 - 1) \times 1.81} \right] \Omega = 0.0225 \Omega$$

5. 热电对臂的尺寸

取热电对两条臂的长度和截面积相等, 即 $l_p = l_n = l$; $A_p = A_n = A$, 则

$$R = \frac{l_p}{\sigma_p A_p} + \frac{l_n}{\sigma_n A_n} = \frac{2l}{\sigma A}$$

移项后，得到

$$\frac{l}{A} = \frac{R\sigma}{2} = \left[\frac{0.0225 \times (1 \times 10^3)}{2} \right] \text{cm}^{-1} = 11.25 \text{cm}^{-1}$$

当 $l = 1 \text{cm}$ 时， $A = 0.09 \text{cm}^2$ 。臂截面为正方形时，截面的边长等于 0.3cm 。热电对每条臂的尺寸为 $1 \text{cm} \times 0.3 \text{cm} \times 0.3 \text{cm}$ 。

四、多级复叠式热电堆

一对热电对的制冷量是很小的。为了获得较大的制冷量可将很多热电对串联成热电堆，称为单级热电堆。单级热电堆在通常情况下能得到大约 50°C 的温差。为了达到更低的冷端温度，可用串联、并联及串并联的方法组成多级热电堆。以图 1-2-32 三级复叠式热电堆为例，第一级热电堆的冷端贴在第二级热电堆的热端上，使第二级热电堆的热端温度降低，从而在第二级热电堆的冷端处产生更低的温度。第二级热电堆的冷端贴在第三级热电堆的热端上，使第三级热电堆冷端处的温度进一步降低，达到很低的温度。各级热电堆之间有极薄的电绝缘层，因为此绝缘层既要保证级与级之间的电绝缘，又要使级与级之间有良好的热传导，所以称为导热的电绝缘层。在多级复叠式热电堆中，下面一级热电堆的制冷量应等于上面一级热电堆的放热量，以达到热平衡。

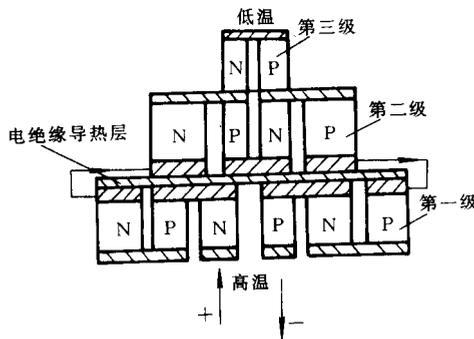


图 1-2-32 三级复叠式热电堆

多级复叠式热电堆运转时，总的效应是最上面一级热电堆制冷，最下面

一级热电堆向周围环境放热。设第一级热电堆的制冷量为 Q_{01} ，输入功率为 P_1 ，制冷系数为 ϵ_1 ；第二级热电堆的制冷量为 Q_{02} ，输入功率为 P_2 ，制冷系数为 ϵ_2 ；第三级、第四级直到第 n 级热电堆的制冷量、输入功率及制冷系数的符号依此类推，则第 n 级热电堆的输入功率为

$$P_n = \frac{Q_{0n}}{\epsilon_n} \quad (1-2-60)$$

第 $(n-1)$ 级热电堆的制冷量为

$$Q_{0(n-1)} = Q_{0n} + P_n = Q_{0n} \left(1 + \frac{1}{\epsilon_n} \right) \quad (1-2-61)$$

第 $(n-2)$ 级热电堆的制冷量为

$$Q_{0(n-2)} = Q_{0(n-1)} + P_{(n-1)} = Q_{0(n-1)} \left(1 + \frac{1}{\epsilon_{(n-1)}} \right) = Q_{0n} \left(1 + \frac{1}{\epsilon_n} \right) \left(1 + \frac{1}{\epsilon_{n-1}} \right) \quad (1-2-62)$$

依此类推，第一级热电堆的制冷量为

$$Q_{01} = Q_{02} + P_2 = Q_{02} \left(1 + \frac{1}{\epsilon_2} \right) = Q_{0n} \left(1 + \frac{1}{\epsilon_n} \right) \left(1 + \frac{1}{\epsilon_{n-1}} \right) \dots \left(1 + \frac{1}{\epsilon_2} \right) \quad (1-2-63)$$

设想在第一级热电堆上再虚设一个热电堆，它的制冷量为 Q_{00} ，用于吸收第一级热电堆放出的全部热量，则

$$Q_{00} = Q_{01} + P_1 = Q_{01} \left(1 + \frac{1}{\epsilon_1} \right) = Q_{0n} \left(1 + \frac{1}{\epsilon_n} \right) \left(1 + \frac{1}{\epsilon_{(n-1)}} \right) \dots \left(1 + \frac{1}{\epsilon_1} \right) \quad (1-2-64)$$

整个热电堆由第一至第 n 级热电堆复叠而成。它的制冷量就是第 n 级热电堆的制冷量 Q_{0n} ；制冷系数为 $\epsilon^{(n)}$ 。按制冷系数的定义，输入的总功率为

$$P = \frac{Q_{0n}}{\epsilon^{(n)}} \quad (1-2-65)$$

$$P = P_1 + P_2 + \dots + P_n$$

按能量平衡关系

$$Q_{00} = Q_{0n} + P = Q_{0n} \left(1 + \frac{1}{\epsilon^{(n)}} \right) \quad (1-2-66)$$

与式 $(1-2-64)$ 比较后，得到

$$\left(1 + \frac{1}{\epsilon^{(n)}}\right) = \prod_{i=1}^n \left(1 + \frac{1}{\epsilon_i}\right)$$

移项后

$$\epsilon^{(n)} = \frac{1}{\prod_{i=1}^n \left(1 + \frac{1}{\epsilon_i}\right) - 1} \quad (1-2-67)$$

当各级热电堆的制冷系数相同时

$$\epsilon_1 = \epsilon_2 = \dots = \epsilon_n$$

且

$$\epsilon^{(n)} = \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{\epsilon_1}\right)^n - 1} \quad (1-2-68)$$

图 1-2-33 给出了单级、两级及多级复叠式热电堆的制冷系数。图中曲线表明： $\epsilon^{(n)} > 0.5$ 时，多级复叠式热电堆与单级热电堆获得的温差几乎相同。只是在 $\epsilon^{(n)} < 0.5$ 时，两级复叠式热电堆才显示出能获得较大温差之优点。实际上，考虑到多级热电堆制造时的困难，常在 $\epsilon^{(n)} < 0.2$ 以后才采用两级复叠式热电堆。当 $\epsilon < 0.05$ 时，宜采用三级复叠式热电堆。大于三级的复叠式热电堆，只用在温差很大而制冷系数几乎不予考虑的场所。

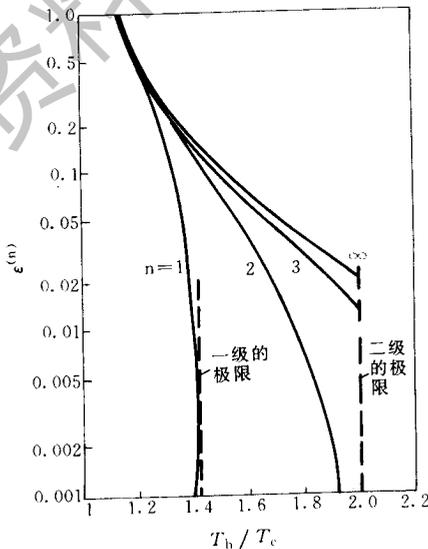


图 1-2-33 单级和两级复叠式热电堆的制冷系数 (n 为热电堆的级数)

插入卧表 1-2-25

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

插入卧表 1-2-25 (续)

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

表 1-2-25 和表 1-2-26 中列出了国外生产的部分热电堆的数据。在表 1-2-25 中, $Q_{0\max}$ 为最大制冷量; ΔT_{\max} 为最大温差。对应于 $Q_{0\max}$ 的电流和电压为 $I_{Q_{\max}}$ 和 $U_{Q_{\max}}$; N 为热电堆包含的热电元件数; L 和 A 表示元件的长度和截面积; R_0 表示热电堆的电阻; d 为系数, 表示某一热电堆的最大制冷量与商品目录中制冷量较小的热电堆的最大制冷量的比值。 q 等于 $Q_{0\max}/(2AN)$; q_{0r} 为最大制冷量与整个冷端包括构架在内的面积之比值; Z 为热电堆优值系数。

微信搜索蓝领蓝领

获取更多资料

第 3 章

冷库热负荷计算

冷库是一个低温体，其周围环境或进出货作业的热量要流入冷库，冷库内部也有热量散发。流入冷库的热量可归纳为五种热流量：①由于室内外温差通过围护结构流入冷间的热量，称之为围护结构热流量；②由于货物（包括包装材料和运载工具）在库内降温及其有呼吸作用的货物在库内冷却和贮存时释放的热量，称之为货物热流量；③贮存有呼吸作用的货物，其冷间需要通风换气，有操作人员长时间停留的冷间需要送入新鲜空气，由这两方面因素带入冷间的热量，称之为通风换气热流量；④由于电动机或其他用电设备带入库房的热量，称之为电动机运转热流量；⑤由于照明、开门和操作人员传入冷间的热量，称之为操作热流量。这五种热流量组成了冷库的热负

荷。根据计算目的的不同，冷库热负荷有冷却设备负荷和机械负荷之分。

第一节 冷却设备负荷与机械负荷的计算

一、冷间冷却设备负荷

冷间冷却设备负荷应按下式计算：

$$\Phi_s = \Phi_1 + P\Phi_2 + \Phi_3 + \Phi_4 + \Phi_5 \quad (1-3-1)$$

式中 Φ_s ——冷间冷却设备负荷 (W)；

Φ_1 ——围护结构热流量 (W)；

Φ_2 ——货物热流量 (W)；

Φ_3 ——通风换气热流量 (W)；

Φ_4 ——电动机运转热流量 (W)；

Φ_5 ——操作热流量 (W)；

P ——货物热流量系数，冷却间、冻结间和货物不经冷却而进入冷却物冷藏的货物热流量系数应取 1.3，其他冷间取 1。

冷却设备负荷应以每个冷间或每个装置为单元进行计算，根据计算结果对冷间或装置的冷分配设备予以选择和配置。冷间冷却设备负荷计算时，不能将几个冷间混在一起计算，对各冷间的计算结果，最后可列表归纳，使其清晰明了并便于分析。

二、冷间机械负荷

冷间机械负荷应根据不同的蒸发温度进行计算，计算公式如下：

$$\Phi_j = (n_1 \sum \Phi_1 + n_2 \sum \Phi_2 + n_3 \sum \Phi_3 + n_4 \sum \Phi_4 + n_5 \sum \Phi_5) R \quad (1-3-2)$$

式中 Φ_j ——机械负荷 (W)；

- n_1 ——围护结构热流量的季节修正系数，宜取 1；
- n_2 ——货物热流量折减系数，根据冷间的性质确定：冷却物冷藏间取 0.3~0.6，冻结物冷藏间取 0.5~0.8，冷加工间和其他冷间应取 1；
- n_3 ——同期换气系数， $n_3 = 0.5 \sim 1.0$ ，最大换气量与全库每日总换气量的比值大时取大值；
- n_4 ——冷间用的电动机同期运转系数，按表 1-3-1 选取；
- n_5 ——冷间同期操作系数，按表 1-3-1 选取；
- R——制冷装置和管道等冷损耗补偿系数，直接冷却系统宜取 1.07，间接冷却系统宜取 1.12。

表 1-3-1 冷间用电动机同期运转系数 n_4 和冷间同期操作系数 n_5

冷间总间数	n_4 或 n_5	冷间总间数	n_4 或 n_5
1	1	≥ 5	0.4
2~4	0.5		

注：①冷却间、冷却物冷藏间、冻结间 n_4 取 1；其他冷间按本表取值。

②冷间总间数应按同一蒸发温度且用途相同的冷间间数计算。

上述各项热流量的修正系数 $n_1 \sim n_5$ 是根据冷库通常的使用规律而定，当冷间有特定的要求或确定的使用条件时，其相应的热流量修正系数可以按需要取值。

机械负荷以每个蒸发温度系数为单元进行计算，计算结果即为该蒸发温度系统所需要的制冷压缩机的制冷量。根据计算结果对该蒸发温度的制冷压缩机予以选择和配置。如果是需要双级压缩的低蒸发温度系统，则是对低级压缩机或是对单机双级压缩机予以选配。

对于设备负荷和机械负荷，必须注意它们计算对象和计算目的之不同。一般而言，一个制冷系统的机械负荷比其制冷对象设备负荷之和小。对象越多、系统越大，两个负荷的差值就越大；但是，对于一对一的分散式制冷系统，则由于设备和管道等冷损耗原因，其机械负荷大于设备负荷。

第二节 冷间各类热流量计算

一、围护结构热流量

围护结构热流量按下式计算：

$$\Phi_1 = KAa(t_w - t_n) \quad (1-3-3)$$

式中 Φ_1 ——围护结构热流量 (W)；

K ——围护结构的传热系数 [$W/(m^2 \cdot K)$]；

A ——围护结构的传热面积 (m^2)；

a ——围护结构两侧温差修正系数，可按表 1-3-2 选用；

t_w ——围护结构外侧的计算温度 ($^{\circ}C$)；

t_n ——围护结构内侧的计算温度 ($^{\circ}C$)，可按表 1-3-3 选用。

表 1-3-2 围护结构两侧温差修正系数 a 值

序 号	围护结构部件	a
1	$D > 4$ 的外墙： 冻结间、冻结物冷藏间	1.05
	冷却间、冷却物冷藏间、冰库	1.10
2	$D > 4$ 相邻有常温房间的外墙： 冻结间、冻结物冷藏间	1.00
	冷却间、冷却物冷藏间、冰库	1.00
3	$D > 4$ 的冷间顶棚，其上为通风阁楼，屋面有隔热层或通风层： 冻结间、冻结物冷藏间	1.15
	冷却间、冷却物冷藏间、冰库	1.20
4	$D > 4$ 的冷间顶棚，其上为不通风阁楼，屋面有隔热层或通风层： 冻结间、冻结物冷藏间	1.20

第 3 章 冷库热负荷计算

序 号	围护结构部件	<i>a</i>
	冷却间、冷却物冷藏间、冰库	1.30
5	D > 4 的无阁楼屋面，屋面有通风层： 冻结间、冻结物冷藏间	1.20
	冷却间、冷却物冷藏间、冰库	1.30
6	D ≤ 4 的外墙： 冻结物冷藏间	1.30
	D ≤ 4 的无阁楼屋面： 冻结物冷藏间	1.60
8	半地下室外墙外侧为土壤时	0.20
9	冷间地面下部无通风等加热设备时	0.20
10	冷间地面隔热层下有通风等加热设备时	0.60
11	冷间地面隔热层下为通风架空层时	0.70
12	两侧均为冷间时	1.00

注：①D 为围护结构热惰性指标。

②序号 9 ~ 12 两侧温度的取值应符合《采暖通风与空气调节、设计规范》GBJ—19 和《冷库设计规范》GB 50072—2001 中的 (3.0.6) 有关规定。

③负温穿堂可按冻结物冷藏间选用 *a* 值。

(一) 围护结构的传热面积计算

围护结构的传热面积 A_w 计算应符合下列规定：

(1) 屋面、地面和外墙的长度、宽度，应自外墙外表面至外墙外表面，或外墙外表面至内墙中，或内墙中至内墙中计算，如图 1-3-1a 中的 l_1 、 l_2 、 l_3 、 l_4 所示。

(2) 楼板和内墙长度、宽度应自外墙内表面至外墙内表面，或外墙内表面至内墙中，或内墙中至内墙中计算，如图 1-3-1a 中的 l_5 、 l_6 、 l_7 、 l_8 所示。

表 1-3-3 冷间设计温度和相对湿度

冷间名称	室 温 /℃	相对湿度 (%)	适用食品范围
冷却间	0	—	肉、蛋等
冻结间	-18 ~ -23	—	肉、禽、兔、冰蛋、蔬菜等鱼、虾等
	-23 ~ -30	—	
冷却物冷藏间	0	85 ~ 90	冷却后的肉、禽
	-2 ~ 0	80 ~ 85	鲜蛋
	-1 ~ 1	90 ~ 95	冰鲜鱼
	0 ~ 2	85 ~ 90	苹果、鸭梨等
	-1 ~ 1	90 ~ 95	大白菜、蒜、葱头、菠菜、香菜、胡萝卜、橄榄、芹菜、茼蒿等
	2 ~ 4	85 ~ 90	土豆、橘子、荔枝等
冻结物冷藏间	7 ~ 13	85 ~ 95	柿子椒、菜豆、黄瓜、番茄、菠萝、柑等
	11 ~ 16	85 ~ 90	香蕉等
	-15 ~ -20	85 ~ 90	冻肉、禽、兔和副产、冰蛋、冻蔬菜、冰棒等
冻结物冷藏间	-18 ~ -6	90 ~ 95	冻鱼、虾等
	冰库	-4 ~ -6	—

注：冷却物冷藏间设计温度宜取 0℃，储藏过程中应按照食品的产地、品种、成熟度和降温时间等调节其温度与相对湿度。

(3) 外墙的高度：地下室或底层应自地坪的隔热层下表面至上层楼面计算（如图 1-3-1b 中的 h_1 、 h_2 、 h_3 ）；中间层应自该层楼面至上层楼面计算（如图 1-3-1b 中的 h_4 、 h_5 ）；顶层应自该层楼面至顶部隔热层上表面计算（如图 1-3-1b 中的 h_6 、 h_7 ）。

(4) 内墙的高度：地下室、底层和中间层，应自该层地面、楼面至上层楼面计算（如图 1-3-1b 中的 h_8 、 h_9 ）；顶层应自该层楼面于顶部隔热层下表面计算（如图 1-3-1b 中的 h_{10} 、 h_{11} ）。

(二) 围护结构外侧的计算温度取值

(1) 计算外墙、屋面和顶棚时，围护结构外侧的计算温度应采用夏季空气调节日平均温度。

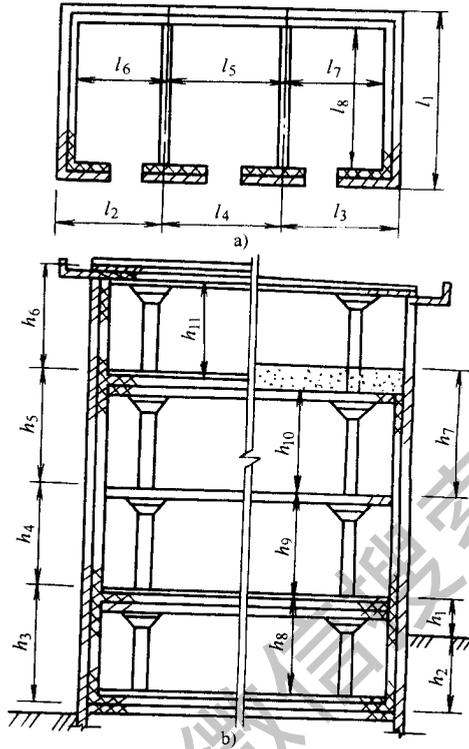


图 1-3-1 围护尺寸

a) 屋面、地面、楼面、外墙和内墙长、宽度示图 b) 冷间外墙和内墙高度示图

(2) 计算内墙和楼面时，围护结构外侧的计算温度应取其邻室的室温。当邻室为冷却间或冻结间时，应取该类冷间空库保温温度。空库保温温度的冷却间应按 10°C ，冻结间应按 -10°C 计算。

(3) 冷间地面隔热层下设有加热装置时，其外侧温度按 $1 \sim 2^{\circ}\text{C}$ 计算；如地面下部无加热装置或地面隔热层下为自然通风架空层时，其外侧的计算温度应采用夏季空气调节日平均温度。

二、货物热流量

货物热流量按下式计算：

$$\begin{aligned} \Phi_2 &= \Phi_{2a} + \Phi_{2b} + \Phi_{2c} + \Phi_{2d} \\ &= \frac{1}{3.6} \times \left[\frac{m(h_1 - h_2)}{\tau} + mB_b \frac{C_b(t_1 - t_2)}{\tau} \right] + \frac{m(\Phi' + \Phi'')}{2} + (m_2 - m) \end{aligned}$$

$$\Phi'$$
(1-3-4)

- 式中 Φ_2 ——货物热流量 (W);
- Φ_{2a} ——食品热流量 (W);
- Φ_{2b} ——包装材料和运载工具热流量 (W);
- Φ_{2c} ——货物冷却时的呼吸热流量 (W);
- Φ_{2d} ——货物冷藏时的呼吸热流量 (W);
- m ——冷间的每日进货质量 (kg);
- h_1 ——货物进入冷间初始温度时的比焓 (kJ/kg);
- h_2 ——货在冷间内终止降温度时的比焓 (kJ/kg);
- τ ——货物冷加工时间 (h), 对冷藏间取 24h, 对冷却间、冻结间取设计冷加工时间;
- B_b ——货物包装材料或运载工具质量系数, 按表 1-3-4 选取;
- C_b ——包装材料或运载工具的比热容 [kJ/(kg·K)];
- t_1 ——包装材料或运载工具进入冷间时的温度 (°C);
- t_2 ——包装材料或运载工具在冷间内终止降温时的温度, 为该冷间的设计温度 (°C);
- Φ' ——货物冷却初始温度时单位质量的呼吸热流量 (W/kg);
- Φ'' ——货物冷却终止温度时的呼吸热流量 (W/kg);
- m_z ——冷却物冷藏间的冷藏质量 (kg);

1/3.6——1kJ/h 换算成 1/3.6W 的数值。

注: ①仅鲜水果、鲜蔬菜冷藏间计算 Φ_{2c} 、 Φ_{2d} 。
 ②如冻结过程中需加水时, 应把水的热流量加入式 (1-3-4) 内。

表 1-3-4 货物包装材料和运载工具质量系数 B_b

食品类型	质量系数 B_b	
	冷藏	0.1
肉类、鱼类、冰蛋类	肉类冷却或冻结 (猪单轨叉挡式)	0.1
	肉类冷却或冻结 (猪双轨叉挡式)	0.3
	肉类、鱼类、冰蛋类 (搁架式)	0.3
	肉类、鱼类、冰蛋类 (吊笼式或架子式手推车)	0.6

第 3 章 冷库热负荷计算

食品类型	质量系数 B_0
鲜蛋类	0.25
鲜水果	0.25
鲜蔬菜	0.35

(一) 冷间的每日进货质量 m 的取值规定

(1) 冷却间或冻结间应按设计冷加工能力取值。

(2) 存放果蔬的冷却物冷藏间，不应大于该间计算吨位的 8%。

(3) 存放鲜蛋的冷却物冷藏间，不应大于该间计算吨位的 5%。

(4) 有从外库调入货物的冷库，其冻结物冷藏间，应按该间计算吨位的 5% 计算。

(5) 无外库调入货物的冷库，其冻结物冷藏间一般宜按该库每日冻结质量计算；如该进货的热流量大于按该冷藏间计算吨位 5% 计算的进货热流量时，则可按上述第 4 条的进货质量计算。

(6) 冻结质量大的水产冷库，其冻结物冷藏间可按具体情况确定。

(二) 包装材料或运载工具进入冷间时的温度的取值规定

(1) 在本库进行包装的货物，其包装材料或运载工具温度的取值，应按夏季空气调节日平均温度乘以生产月份的温度修正系数。该温度系数按表 1-3-5 取值；

表 1-3-5 温度修正系数

进入冷间月份/月	1	2	3	4	5	6
温度修正系数	0.10	0.15	0.33	0.53	0.72	0.86
进入冷间月份/月	7	8	9	10	11	12
温度修正系数	1.00	1.00	0.83	0.62	0.41	0.20

(2) 自外库调入已包装的货物，其包装材料温度应为该货物进入冷间的温度，其运载工具温度按上述 1) 的“运载工具温度”计算。

(三) 货物进入冷间时的温度计算

(1) 未经冷却的鲜肉温度按 35℃ 计算，已经冷却的鲜肉温度按 4℃ 计算。

(2) 从外库调入的冻结货物温度按 -8 ~ -10℃ 计算。

(3) 无外库调入的冷库，进入冻结物冷藏间的货物温度，按该冷库冻结间终止降温时，或包冰衣后，或包装后的货物温度计算。

(4) 冰鲜鱼虾整理后的温度按 15℃ 计算。

(5) 鲜鱼虾整理后进入冷加工间的温度，按整理鱼虾用水的水温计算。

(6) 鲜蛋、水果、蔬菜的进货温度，按当地食品进入冷间生产旺月的月平均温度计算。

三、通风换气热流量

通风换气热流量应按下式计算：

$$\Phi_3 = \Phi_{3a} + \Phi_{3b} = \frac{1}{3.6} \times \left[\frac{(h_w - h_n) n V_n \rho_n}{24} + 30 n_r \rho_n (h_w - h_n) \right] \quad (1-3-5)$$

式中 Φ_3 ——通风换气热流量 (W)；

Φ_{3a} ——冷间换气热流量 (W)；

Φ_{3b} ——操作人员需要的新鲜空气热流量 (W)；

h_w ——冷间外空气的比焓 (kJ/kg)；

h_n ——冷间内空气的比焓 (kJ/kg)；

n ——每日换气次数，可取 $n = 2 \sim 3$ ；

V_n ——冷间内净体积 (m^3)；

ρ_n ——冷间内空气的密度 (kg/m^3)；

24——一天换算成 24h 的数值；

30——每个操作人员每小时需要的新鲜空气量 (m^3/h)；

n_r ——操作人员数量。

注意：① Φ_{3a} 只适用于贮存有呼吸的食品的冷间。

②有操作人员长期停留的冷间如加工间、包装间等，应计算操作人员需要新鲜空气的热流量 Φ_{3b} ，其余冷间可不计。

四、电动机运转热流量

电动机运转热流量按下式计算：

$$\Phi_4 = 1000 \sum P_d \xi b \quad (1-3-6)$$

式中 Φ_4 ——电动机运转热流量 (W)；

P_d ——电动机额定功率 (kW)；

ξ ——热转化系数，电动机在冷间内时取 1；电动机在冷间外时取 0.75；

b ——电动机运转时间系数，对空气冷却器配用的电动机取 1，对冷间内其他设备配用的电动机可按实际情况取值，如按每昼夜操作 8h 计，则 $b = 8/24$ 。

五、操作热流量

操作热流量按下式计算：

$$\Phi_5 = \Phi_{5a} + \Phi_{5b} + \Phi_{5c} = \Phi_d A_d + \frac{1}{3.6} \times \frac{n'_k n_k V_n (h_w - h_n) M \rho_n}{24} + \frac{3}{24} n_r \Phi_r \quad (1-3-7)$$

式中 Φ_5 ——操作热流量 (W)；

Φ_{5a} ——照明热流量 (W)；

Φ_{5b} ——开门热流量 (W)；

Φ_{5c} ——操作人员热流量 (W)；

Φ_d ——每平方米地板面积照明热流量，冷却间、冻结间、冷藏间、冰库和冷间内穿堂可取 $2.3\text{W}/\text{m}^2$ ；加工间、包装间等可取 $4.7\text{W}/\text{m}^2$ ；

A_d ——冷间地面面积 (m^2)；

n_k ——每日开门换气次数，可按图 1-3-2 取值，经常开门的冷间，换气次数可按实际情况采用；

V_n ——冷间内净体积 (m^3)；

h_w ——冷间外空气的比焓 (kJ/kg)；

h_n ——冷间内空气的比焓 (kJ/kg)；

M ——空气幕效率修正系数，可取 0.5；不设空气幕取 1；

ρ_n ——冷间内空气的密度 (kg/m^3)；

$3/24$ ——每日操作时间系数，按每日操作 3h 计（也可按实际操作时间系数计算）；

n_r ——操作人员数量，当无法确定实际操作人数时，可按每 $250m^3$ 冷间体积 1 个人计；

Φ_r ——每个操作人员产生的热流量 (W)，冷间设计温度高于或等于 $-5^\circ C$ 时取 $279W$ ；低于 $-5^\circ C$ 时取 $395W$ 。

注：①冷却间、冻结间不计 Φ_s 热流量。

②对采用定温穿堂和封闭月台的冷库，其冷间的 Φ_{sb} 可乘以 0.2~0.6 的系数。

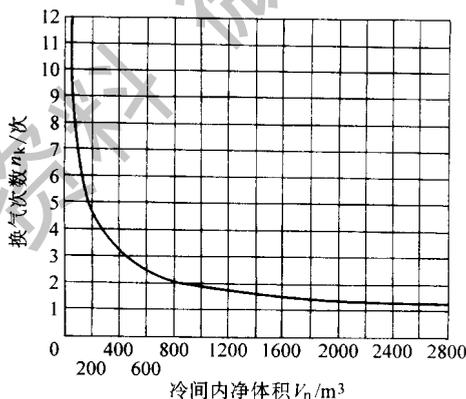


图 1-3-2 冷间开门换气次数

第三节 各类冷间热负荷的经验数据图和表

冷库各类冷间的热负荷及设备配置各不相同，但同类冷库的热负荷或单

第 3 章 冷库热负荷计算

位制冷负荷一般都在同一范围之内。表 1-3-6 至表 1-3-9 及图 1-3-3 至图 1-3-5 是对众多已建冷库实际数据归纳统计的结果。这些经验数据可以作为新建或改建冷库时考虑，也可以作为衡量一个已建成的冷库是否合理的参考。

表 1-3-6 肉类冷冻加工单位制冷负荷

序 号	冷间温度/℃	肉类降温情况		冷冻加工时间 ^① /h	单位制冷负荷/(W/t)	
		入冷间时/℃	出冷间时/℃		冷却设备负荷	机械负荷
一、冷却加工						
1	-2	35	4	20	3000	2300
2	-7/-2 ^②	35	4	11	5000	4000
3	-10	35	12	8	6200	5000
4	-10	35	10	3	13000	10000
二、冻结加工						
1	-23	4	-15	20	5300	4500
2	-23	12	-15	12	8200	6900
3	-23	35	-15	20	7600	5800
4	-30	4	-15	11	9400	7500
5	-30	-10	-18	16	6700	5400

注：①本表冷却设备负荷，已包括食品冷冻加工的热量 Φ_2 的负荷系数 P (即 $1.3Q_2$) 的数值。

②本表机械负荷已包括管道等冷损耗补偿系数 7%。

A. 不包括肉类进冷间、出冷间的搬运时间。

B. 指冷间温度先为 -7℃，待肉体表面温度降到 0℃时，改用冷间温度 -2℃继续降温。

表 1-3-7 冷藏间、制冰等单位制冷负荷

序 号	冷 间 名 称	冷间温度 /℃	单位制冷负荷/(W/t)	
			冷却设备负荷	机械负荷
一、冷藏间方面				
1	一般冷却物冷藏间	±0、-2	88	70
2	250t 以下冻结物冷藏间	-15、-18	82	70
3	500~1000t 冻结物冷藏间	-18	53	47

第 1 篇 现代化冷库设备安装调试、运行检测、故障诊断、维修保养基础知识

序号	冷间名称	冷间温度 /℃	单位制冷负荷/(W/t)	
			冷却设备负荷	机械负荷
4	1000~3000t 单层库冻结物冷藏间	-18、-20	41~47	30~35
5	1500~3500t 多层库冻结物冷藏间	-18	41	30~35
6	4500~9000t 多层库冻结物冷藏间	-18	30~35	24
7	10000~20000t 多层库冻结物冷藏间	-18	28	21

二、制冰方面

1	盐水制冰方式	7000
2	桶式快速制冰	7800
3	贮冰间	25

注：本表机械负荷已包括管道等冷损耗补偿系数 7%。

表 1-3-8 小型冷库单位制冷负荷估算

序号	冷间名称	冷间温度 /℃	单位制冷负荷/(W/t)	
			冷却设备负荷	机械负荷

一、肉、禽、水产品

1	50t 以下冷藏间	-15~-18	195	160
2	500~100t 冷藏间		150	130
3	100~200t 冷藏间		120	95
4	200~300t 冷藏间		82	70

二、水果、蔬菜

1	100t 以下冷藏间	0~2	260	230
2	100~300t 冷藏间		230	210

三、鲜蛋

1	100t 以下冷藏间	0~2	140	110
2	100~300t 冷藏间		115	90

注：①本表机械负荷已包括管道等冷损耗补偿系数 7%。

②-15~-18℃冷藏间进货温度按-12~-15℃，进货量按 5% 计算。

第 3 章 冷库热负荷计算

表 1-3-9 贮藏鲜蛋、果蔬的装配式冷库系列

冷间规格		序号	1	2	3	4	5	6	7	8
		公称容积/m ³	513	772	1143	1700	2270	2966	3863	4885
冷间净面积/m ²	127	191	213	298	398	570	678	857		
冷间净高/m	4.04	4.04	4.38	5.7	5.7	5.2	5.7	5.7		
冷间容积利用系数	0.4	0.45	0.505	0.535	0.55	0.555	0.56	0.565		
冷间规格		鲜蛋果蔬	57	90	145	226	339	396	565	735
		/t	50	80	130	200	300	350	500	650
冷藏 负荷	鲜蛋	设备负荷/W	8617	11887	17252	23657	34393	40015	52233	67909
		机械负荷/W	7377	10082	14657	19829	28830	33235	43203	56216
	果蔬	设备负荷/W	13663	20735	30330	46628	67739	77790	107222	138266
		机械负荷/W	11588	17528	27877	52583	61749	70525	97121	125127
冷藏 单位 负荷	鲜蛋	设备负荷/(W/t)	151	133	119	105	101	101	92	92
		机械负荷/(W/t)	129	112	101	87	85	84	77	77
	果蔬	设备负荷/(W/t)	273	259	234	234	226	222	214	213
		机械负荷/(W/t)	231	219	214	213	206	201	194	193

注：①室外计算温度 31℃，相对湿度 80%；室内计算温度 0℃，相对湿度 90%；冷凝温度 38℃，蒸发温度 -10℃。

②鲜蛋每天进货量按 5%，果蔬按 8%，进货温度均按 25℃，加工时间按 24h 计算。

③果蔬冷库的通风换气次数按 2 次/d 计算，隔热板的心材为聚氨酯泡沫塑料，厚度 100mm。

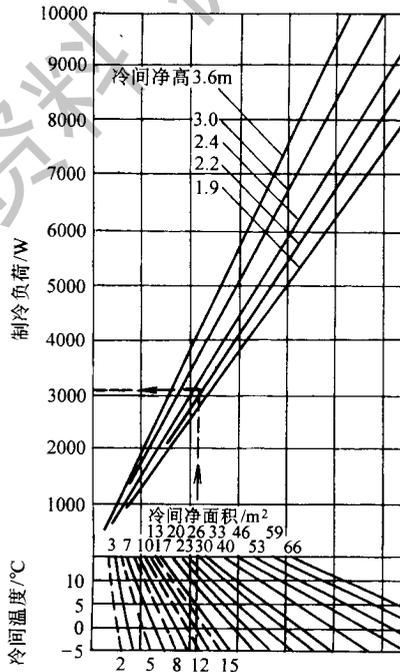


图 1-3-3 高温装配式冷库制冷负荷曲线

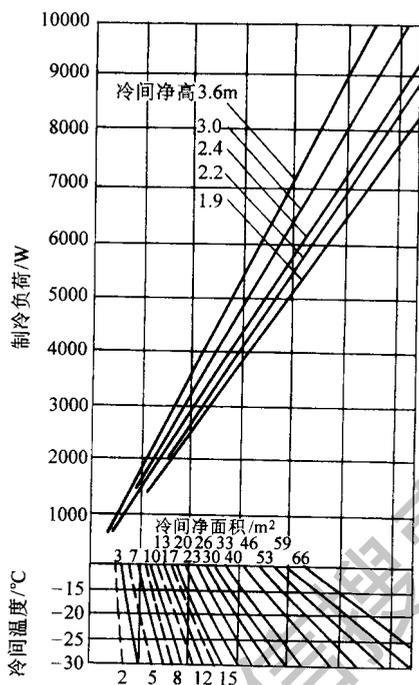


图 1-3-4 低温装配式冷库制冷负荷曲线

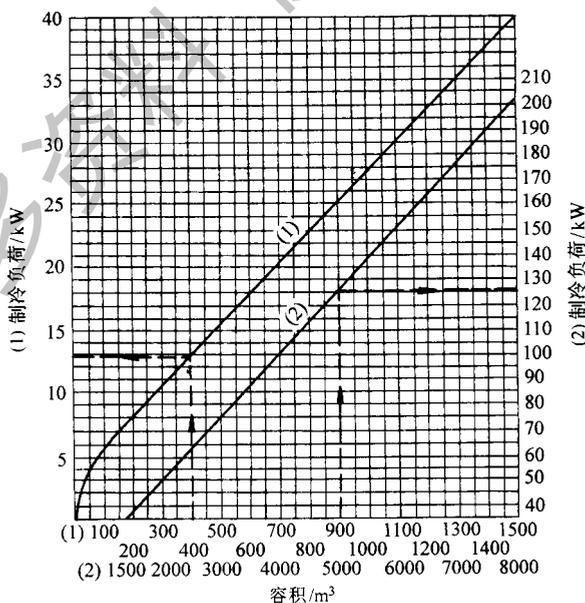


图 1-3-5 果蔬土建冷库制冷负荷曲线

第 4 章

冷库制冷设备

第一节 制冷压缩机

制冷压缩机是制冷系统的动力部件，其作用是压缩和输送制冷剂蒸气，使制冷剂能在制冷系统内不断流动，实现制冷循环的目的。

一、制冷压缩机的类型

目前使用的制冷压缩机有两大类，即容积型和速度型。如图 1-4-1 所示。

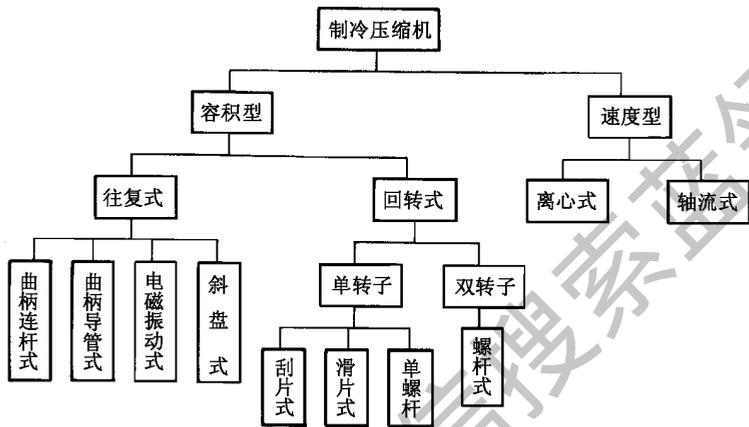


图 1-4-1 制冷压缩机的类型

二、活塞式制冷压缩机

活塞式制冷压缩机属于容积型制冷压缩机，工作容积的变化由活塞的运动实现，容积变大时膨胀吸气，容积变小时压缩排气。按其整体结构，可分为开启式、半封闭式和全封闭式 3 种。

(一) 开启式制冷压缩机

开启式制冷压缩机分为电动机与制冷压缩机两个主体，电动机通过传动装置把动力传给制冷压缩机，其特点是制冷量大，有冷量调节装置和防液击假盖，拆装维修方便，但体积大，噪声大，有轴封泄漏的问题，安装不好会使压缩机运转受影响。一般大型压缩机采用开启式（见图 1-4-2）。

制冷压缩机采用铝合金筒形活塞，上面装有 2 道气环和 1 道油环，通过

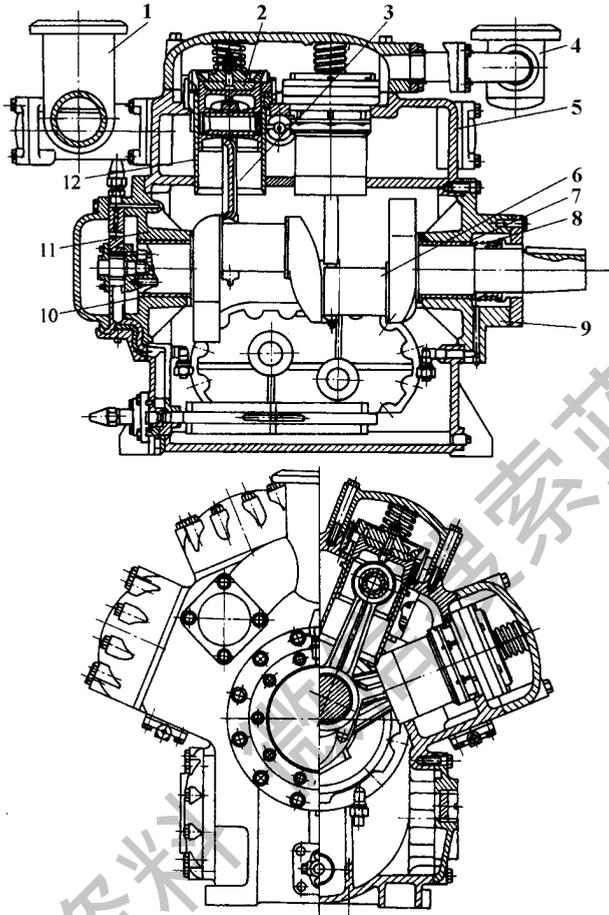


图 1-4-2 8FS10 型压缩机的总体结构图

1—吸气管；2—假盖；3—连杆；4—排气管；5—汽缸体；6—曲轴；7—前轴承；
8—轴封；9—前轴承盖；10—后轴承；11—后轴承盖；12—活塞

活塞销和连杆相连接。曲轴为双曲拐的整体铸造结构，每个曲柄上安装 4 个连杆，曲轴中开有油道，其主轴承和连杆轴承分别由轴的两端供油，并通过连杆体中的钻孔，对活塞销进行润滑。

气缸体采用可以拆换的气缸套结构形式，其上部凹缘是吸气阀座。排气阀板靠假盖弹簧压在气缸套上，防止发生液击（吸入湿蒸气）或油击而损坏压缩机。吸气阀和排气阀均采用环状阀结构形式。

曲轴伸出端的轴封是弹簧式，其轴封制成波纹形，具有良好的密封性

能。

机体为整体铸造结构，吸、排气腔设置在机体中。曲轴箱两边用侧盖封闭，侧盖上有油面指示器，供检查油面高低之用。

压缩机的前后端装有吸、排气管。低压蒸气从吸气管经过滤网进入机体内的吸气腔，经气缸套上的凹缘处的吸气阀片进入气缸。被压缩后，气体通过排气阀片进入排气腔，并从气缸盖排出。吸气腔和排气腔之间装有安全阀。当排气压力因为发生故障而超过规定值时，安全阀被顶开而泄压。活塞式制冷压缩机还装有油压启阀式卸载机构。卸载机构的转动环由油缸拉杆机构控制，用以调节压缩机的制冷量和卸载启动之用。

制冷压缩机采用压力润滑，由曲轴后端转子式油泵供油。润滑油从曲轴箱底部经滤油器进入油泵，加压后从曲轴两端进入润滑油道。在曲轴箱下部装有加、放润滑油用的三通阀。

（三）半封闭式制冷压缩机

半封闭式制冷压缩机的电动机与制冷压缩机在同一整体内，具有结构紧凑、无轴封泄漏等特点，但电动机绕组散出的热量需由制冷剂蒸气吸收，绕组绝缘要求高，电动机维修困难。半封闭式制冷压缩机没有传动装置，可以减少主轴尺寸，减少体积。一般中型压缩机采用半封闭式，目前 50mm 和 70mm 缸径系列的多数制冷压缩机都制成半封闭式。在 70mm 缸径的系列产品中，4 缸以上的还设有能量调节装置，用来自动调节制冷量。

（三）全封闭式制冷压缩机

全封闭式制冷压缩机的电动机与压缩机连接成同一个整体，并安装于一个密封的金属壳体内（又称“泵壳”）。它比半封闭式压缩机的结构更紧凑、质量更轻、密封性更好。机组与机壳间设有减震装置，运转平稳，噪声低。它的另一个特点是泵壳好像一个气液分离器，压缩机运转时不易产生液击事故，电动机沉浸在低温蒸气中，改善了电动机的冷却条件，减少了电动机的电耗，提高了电动机的效率，降低了电动机的材料消耗。一般小型压缩机采用全封闭式。

全封闭式制冷压缩机的气缸多数以卧式排列，电动机轴是垂直安装，且其转子一端没有轴承，这在图 1-4-3 所示的 3FM4G 型压缩机结构图上可清楚看到。

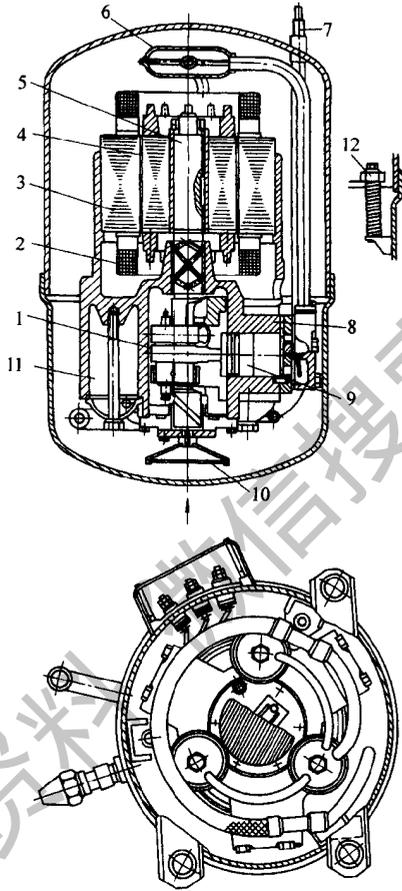


图 1-4-3 3FM4G 型压缩机的总体结构图

1—连杆；2—电机绕组；3—电机定子铁心；4—转子铁心；5—曲轴；6—吸气包
7—排气管；8—汽缸体；9—活塞；10—滤油网；11—稳压室；12—避振器

3FM4G 型制冷压缩机的缸径为 40mm，行程 27mm，3 个气缸是卧式，呈星形布置，转速 2850r/min，用 R22 作为制冷剂时，其标准工况制冷量为 6.98kw。

全封闭制冷压缩机的润滑是采用压力输油的方式进行的。润滑油通过偏心轴下端的偏心孔，在离心力的作用下，被送往各轴承摩擦面。

在机组装入泵壳后，用电焊将上下两部分焊牢，平时是不能拆卸的。若因损坏需要修理，必须将泵壳割开，颇为费事。因此，不断提高全封闭式压缩机的质量，使之能长期使用而不需修理是十分重要的。

三、螺杆式制冷压缩机

螺杆式制冷压缩机属于容积型压缩机的一种形式。

螺杆式制冷压缩机有如下的特点。

(1) 有较高转速 (3000 ~ 4400r/min)，可与原动机直联。因此，它的单位制冷量的体积小，重量轻，占地面积小，输气脉动小。

(2) 没有吸、排气阀和活塞环等易损件，简化了结构，运行可靠，寿命长。

(3) 需向汽缸中喷油，油起到冷却、密封、润滑的作用，因而排气温度低 (不超过 90℃)。

(4) 没有往复运动部件，故不存在不平衡质量惯性力矩，对基础要求低，可提高转速。

(5) 具有强制输气的特点，输气量几乎不受排气压力的影响。

(6) 对湿行程不敏感，易于操作管理。

(7) 没有余隙容积，也不存在吸气阀片及弹簧等阻力，因此容积效率较高。

(8) 输气量调节范围宽，且经济性较好，小流量时也不出现像离心式压缩机那样的喘振现象。然而，螺杆式制冷压缩机也存在着油系统复杂、油处理设备庞大且结构较复杂、不适宜于变工况下运行、噪声大、转子加工精度高 (需要专用机床及刀具加工)、泄漏量大、只适用于中、低压力比下工作等一系列缺点。

第二节 换热设备

换热设备是冷库制冷系统的能量交换装置，可以使冷热介质进行热量的

传递。

制冷设备中的换热设备主要有蒸发器、冷凝器、气液换热器、中间冷却器、过冷器等。

一、冷凝器的种类、构造和工作原理

冷凝器是制冷系统的散热部件，作用是使压缩机排出的高温高压制冷剂过热蒸气向外界冷却介质散热而变成液体，以便制冷剂液体经节流减压后供蒸发器再次使用，实现循环蒸发制冷的目的。

过热蒸气在冷凝器中放热而变成液体时，一般有 3 个放热过程：

第一，过热蒸气冷却为干饱和蒸气。过热蒸气进入冷凝器放热的初始阶段，由排气温度下降至冷凝温度（即该压力下的饱和温度），此时，过热蒸气就冷却成干饱和蒸气。

第二，干饱和蒸气冷凝为饱和液体。蒸气在冷凝器内放热冷凝过程中温度和压力不变（仍为该压力下的冷凝温度）。

第三，饱和液体进一步冷却为过冷液体。在冷凝器末端，蒸气已经全部冷凝为饱和液体，但是由于制冷剂的冷凝温度总是比冷却介质的温度高，饱和液体还可以进一步被冷却介质所冷却，使其成为温度低于该压力下饱和温度的过冷液体。

经以上 3 个过程，冷凝器的放热才结束。由此可见，在制冷剂放热的初末阶段，其温度是下降的，但在整个放热过程中的压力却是不变的。因此，对制冷系统的冷凝温度，只需测量其冷凝压力，再查饱和蒸气表就可以得到。

冷凝器按冷却介质和冷却方式，可以分为水冷式，空冷式和蒸发式 3 种。

（一）水冷式冷凝器

水冷式冷凝器是用水作冷却介质，吸收制冷剂蒸气的热量使其液化。常用的水冷式冷凝器有壳管式、套管式和沉浸式。

1. 壳管式冷凝器

壳管式冷凝器的主体部分如图 1-4-4 所示。它是一个由钢板卷制焊接成的圆柱形筒体，筒体的两端焊有两块圆形的管板，两个管板钻有许多对应的小孔，在每对相对应的小孔中装入一根管子，管子的两端用胀接法或焊接法紧固在管孔内，这样便组成了直管束。

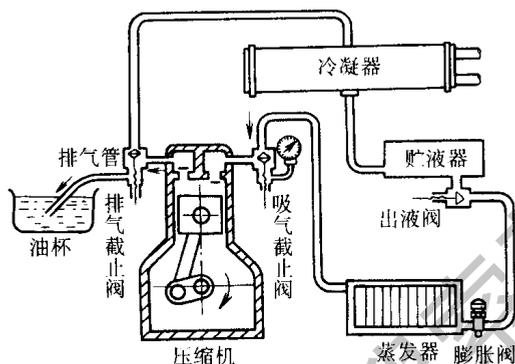


图 1-4-4 壳管式冷凝器

卧式壳管式冷凝器系水平放置，所以也称卧式冷凝器。在这种冷凝器中，制冷剂的蒸气是在管子外表面上冷凝，冷却水是在泵的作用下经管内流过。制冷剂蒸气从上部进入筒壳内，凝结成液体后由筒壳的下部流入贮液器中。正常运行中筒壳的下部只存少量的液体。但对于小型制冷装置，为了简化设备，有时不另设贮液器，而是将制冷剂的液体贮存在冷凝器的下部，此时下部的管子就要少装几排。冷凝器的出液管可以直接焊接在筒壳的下部，也可以在筒壳下部焊一个液包，而出液管接在液包上。对于氨冷凝器，通常在筒壳下面还焊有一个集油包，以便集存润滑油及机械杂质。

卧式壳管式冷凝器的两端是用两个端盖封住，端盖内部用隔板分开，两个端盖的分隔要互相配合，以便冷却水能在管子内依次往返流动。冷却水每向一端流一次，称为一个管程（或称一个流程）。冷凝器的管程数一般做成双（偶）数，这样冷却水的进、出口就可设在同一个端盖上，而且冷却水是从下面流进，上面流出（出口管应高于最上面的冷凝管），这样就可保证在运行中，冷凝管子始终被水充满。端盖是用螺栓与管板的外缘紧固在一起，两者之间需要有防漏用的橡皮垫片。在端盖的顶部及底部分别装有放气及放

水旋塞。上部的放气旋塞是在开始充水时，用来排除管内的空气；下部的放水旋塞是在冷凝器停止使用时，用来排除其中残留的水，以防管子被腐蚀或冻裂。卧式壳管式冷凝器的优点是：①结构紧凑，占地面积小；②换热管内的水流速度较高，所以传热系数较大；③冷却水的温升较大，所以冷却水的耗量较小。卧式壳管式冷凝器的缺点是：①要求冷却水的水质好，水温低；②冷却水流动的阻力损失比较大；③清洗水垢不方便，清洗时需要设备停止工作。

立式壳管式冷凝器直立安装，所以也称为立式冷凝器，现在只用于中型及大型的氨制冷装置中，其结构如图 1-4-5 所示。同卧式壳管式冷凝器相比，立式壳管式冷凝器两端没有端盖，水及制冷剂的流动方式也有所不同。冷却水从上部进入冷凝器管内，但水并不充满钢管的整个断面，而只是呈膜状沿管内壁自上流下，排入水池中，一般再用水泵压送入水塔中循环使用。

气态制冷剂从冷凝器外壳的中部偏上处进入圆筒内的管外空间中，冷凝后的液体沿管外壁从上流下，积在冷凝器底部，从出液管流出。此外，冷凝器的外壳上还设有放油阀、放空气阀和安全阀等管接头。

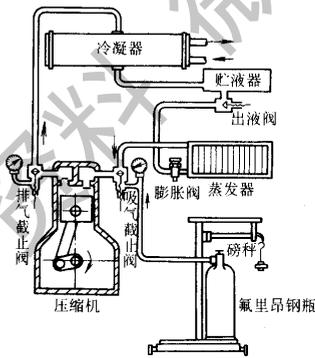


图 1-4-5 立式壳管式冷凝器

- 1—出液管；2—压力表接头；3—进气管；4—配水箱；5—安全阀接头；
6—均压管；7—放空管；8—放油管

为了使冷却水均匀地分配到每根钢管中，冷凝器顶部装有配水箱，水从水箱中通过分配器或多孔筛板分配到每根钢管。水分配器的结构有多种，使用较多的一种是导流管嘴，如图 1-4-5 右图所示。在每根钢管的顶端冷却水入口处，装有一个导流管嘴，冷却水通过三个斜槽流入管中，并以螺旋线

状沿管内壁向下流动，这样在管内壁能够很好地形成一层水膜，使冷却水得到充分利用，提高冷凝器的冷却效果，节省冷却水量。立式壳管式冷凝器一般是用 $\Phi 51 \times 3.5\text{mm}$ （或较小直径）的无缝钢管。

这种冷凝器的优点是：①可以露天安装，以节省机房面积；②可以装在冷却水塔的下面，以简化冷却水系统；③冷凝器可以在运行中清洗水管，对冷却水质的要求可以放低一些。

立式壳管式冷凝器的缺点是：①从冷凝放热的特性看，立管要比水平管差一些（因液膜流动的路程长），因而它的传热系数比卧式冷凝器要低；②冷却水用量大，体积大，比较笨重；③冷凝器管内水流速度低，易结水垢；④当露天装置时，灰砂易落入，因此需要经常清洗。

2. 套管式冷凝器

套管式冷凝器就是用一根大直径的金属管（一般为无缝钢管），内穿一根或几根小直径钢管（光管或外肋管），再盘成圆形或椭圆形。管的两端用特殊接头将大小管内径分隔为互不连通的两个空间，冷却水在小管内流动，制冷剂在小管外流动。制冷剂蒸气由盘管的上端进，凝结后的制冷剂液体从下面流出。冷却水则下进上出，与制冷剂成逆向流动，以增强传热效果。如图 1-4-6 所示。

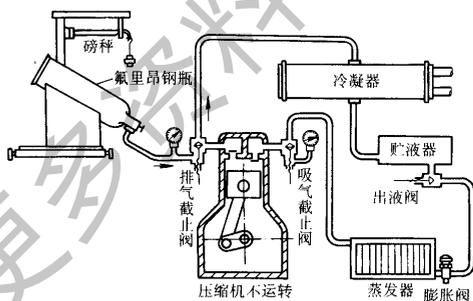


图 1-4-6 套管式冷凝器

套管式冷凝器的优点是：①结构简单，便于制造；②体积小；③传热性能好。其缺点是：①金属消耗量较大；②对水垢的清洗不方便，因此对水质的要求较高；③冷却水的流动阻力较大，因而在使用时应保持足够的冷却水输送水压，否则将会降低冷却水量，影响传热效果，引起冷凝压力上升。

3. 沉浸式冷凝器

它以铜管盘成螺旋状并浸没在水箱里。螺旋管可用一层或数层组成，如图1-4-7所示。制冷剂在管内冷凝，其流向是上进下出，冷却水在水箱里流动，流向是下进上出。

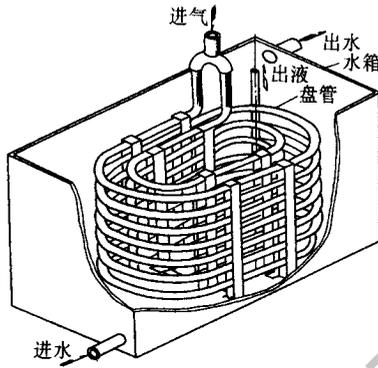


图1-4-7 沉浸式冷凝器

沉浸式冷凝器的优点是制造特别方便，修理也很方便。其缺点是冷却水在水箱内的流动速度很低，所以它的传热效果很差，目前已很少采用这类形式的冷凝器。

(二) 空气冷却式冷凝器(空冷式)

空气冷却式冷凝器也称为风冷式冷凝器。在这种冷凝器中，制冷剂冷却和凝结放出的热量被空气带走。空气冷却式冷凝器现在多用于小型氟利昂制冷装置中，如电冰箱、冷冻柜、窗式空调器、汽车和铁路车辆用空调装置、冷藏车等移动式制冷装置以及缺水地区、或者不便于使用水冷式冷凝器的场合。在国外，为了减少用水量，空气冷却式冷凝器也被用在制冷量为350kw的中型固定式制冷装置中。但到目前为止，空气冷却式冷凝器主要是用于氟里昂制冷装置。

空气冷却式冷凝器的结构一般多为蛇管式，制冷剂的蒸气在管内冷凝，空气在管外流过。根据空气运动的方式不同，空气冷却式冷凝器有自然对流式和强迫对流式之分。

自然对流空气冷却式冷凝器依靠空气受热后产生的自然对流，将制冷剂

放出的热量带走。这种冷凝器的传热效果低于强迫对流空气冷却式冷凝器。它主要用于家用电冰箱和微型制冷装置。由于不用风机，故节省了风机电耗，而且避免了风机运转时的噪声。

图 1-4-8 所示为强迫对流空气冷却式冷凝器。为了使冷凝器的结构紧凑，通常由几根蛇管并联在一起，做成长方体。制冷剂蒸气是从上部的蒸气集管进入每根蛇管中，凝结成的液体沿蛇管下流，汇于液体集管中，然后注入贮液器内。蛇管一般是用直径较小的紫铜管（ $\phi 10 \times 1 \sim \phi 116 \times 1 \text{mm}$ ）制成。每根蛇管的总长度不宜过长，否则蛇管的后部将被液体充满，影响传热效果。沿空气流动方向蛇管的排数，是与风机的型式有关，对于小型冷凝器，一般为 3~6 排。当冷凝器的容量较大时，可以将其宽度增大，用两个风机或者冷凝器设计成并联工作的几组。

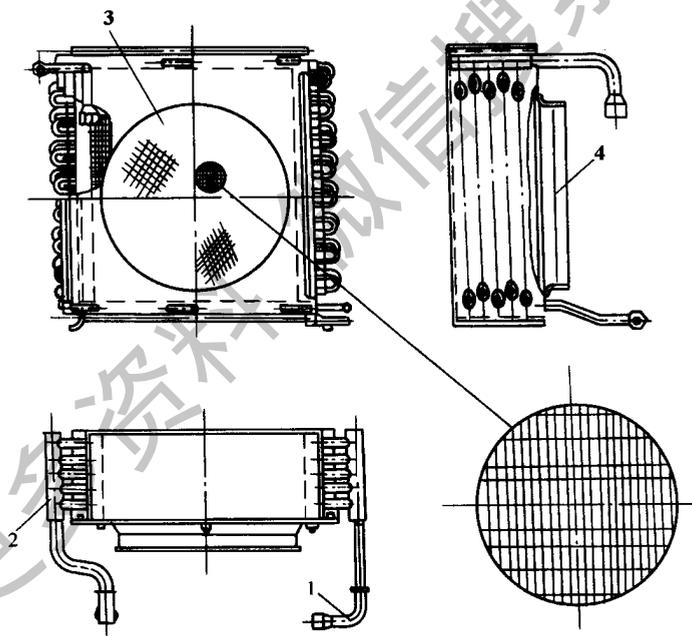


图 1-4-8 强迫对流空气冷却式冷凝器

1—液体集管；2—蒸气集管；3—翅片管组；4—风机扩散器

强迫对流空气冷却式冷凝器空气侧的放热系数较小，因此管外都装有翅片。这种冷凝器很少使用螺旋形翅片，因为它容易藏污，清洗比较困难，因此一般是使用套片式翅片。翅片用厚 0.2~0.6mm 的铜片或铝片制成，翅片间距约为 2~4mm。

强迫对流空气冷却式冷凝器的传热系数仍然较低，当迎面风速为 $2 \sim 3\text{m/s}$ 时，按全部外表面（包括翅片在内）计算的传热系数约为 $24 \sim 29\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。由于夏季室外温度高（可达 35°C ），采用空气冷却式冷凝器时，其冷凝温度也较高（达 $45 \sim 50^\circ\text{C}$ ），所以它适用于冷凝压力较低的制冷剂。

空气冷却式冷凝器的最大优点是不需要冷却水，因此特别适用于缺水地区或者供水困难的地方。近年来在小型氟利昂制冷装置中，采用空气冷却式冷凝器的特别多，如各种空调器、小型组装式冷库等大都采用这种冷凝器。

（三）蒸发式冷凝器

蒸发式冷凝器的结构如图 1-4-9 所示，其冷却介质是水和空气，但主要是靠一部分冷却水蒸发来吸热。水池中的冷却水由水泵送至喷水管，经喷嘴而喷淋在冷凝管的外表面，使冷凝管外表面附有一薄层水膜，一部分水吸收了制冷剂蒸气热量而蒸发成水蒸气，经过挡水板而被风机排出。一部分水膜吸热后聚积成水滴落至水池，在滴入水池过程中，由于排风作用，水滴与空气换热，使水滴得到冷却。挡水板的作用是阻挡空气流中的细小水滴，使其滴回水池，以减少冷却水的消耗。但由于冷却水的蒸发，冷却水总是要经常补充的，当水池的水位过低时，水池内的浮球阀就自动打开以补充冷却水。

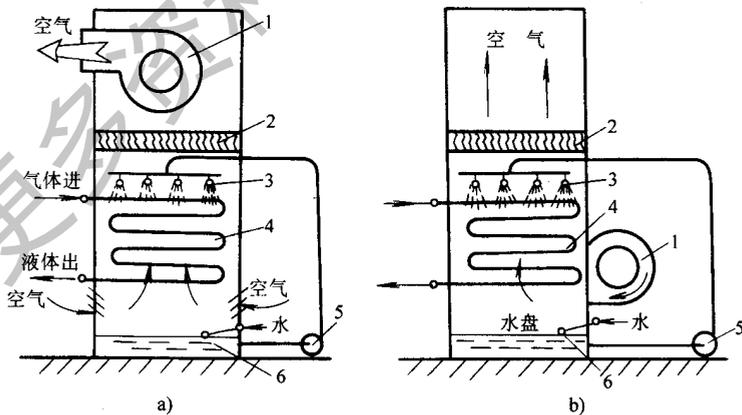


图 1-4-9 蒸发式冷凝器的结构示意图

a) 吸入式；b) 鼓风式

1—风机；2—挡水板；3—喷嘴；4—蛇形冷却管；5—水泵；6—浮球

二、蒸发器的种类、构造和工作原理

蒸发器是制冷系统的吸热部件，它吸收被冷却物的热量使被冷却物降温，从而达到制冷目的。而蒸发器内的制冷剂吸收热量后，由湿蒸气变成干饱和蒸气或过热蒸气，完成蒸发吸热的工作过程。

蒸发器的吸热对象通常是气体或液体，由于气体的放热能力比液体差，所以蒸发器的结构有很大的差异，冷却气体的蒸发器要在换热面积和气体流量方面保证其有足够的换热能力。

(一) 冷却液体的蒸发器

1. 蛇管式蒸发器

如图1-4-10所示为氟利昂制冷装置使用较多的蛇管式蒸发器，其换热管由1组或几组铜管盘绕成的蛇形管组组成。氟利昂液体分液器从蛇形管的上部进入，蒸气由下部导出，这样可以保证润滑油返回到压缩机中。这种蒸发器将换热管整体沉浸在水或盐水箱中。水在搅拌器的作用下，在水箱内循环流动。因为水的流速较小，且蛇管下部的传热面没有充分利用，所以蛇管式蒸发器的传热系数较低。

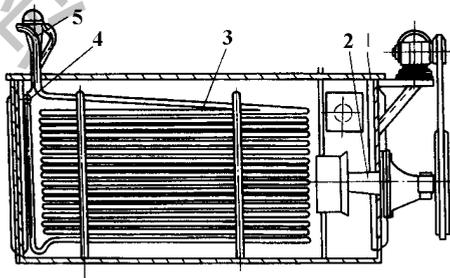


图1-4-10 蛇管式蒸发器

1—盐水箱；2—搅拌器；3—蛇形管组；4—回气管；5—进液分液管

2. 壳管式蒸发器

壳管式蒸发器分满液式和干式两种，都是卧式。从外形来看两者颇为相

似，但内部流体的流动情况有很大区别，结构也稍有不同，在操作上各有各的要求。以下分别介绍它们的结构和特点。

(1) 满液式蒸发器 满液式蒸发器与壳管式冷凝器的形状与结构都很类似，所不同的是制冷剂的进出口相反，冷凝器为上进下出，而蒸发器为下进上出。如图 1-4-11 所示为满液式蒸发器。筒体两端焊有管板，管板上钻有许多小孔，供装蒸发管用，管与管板的连接是用扩管密封（胀管）。为了提高扩管的密封性，在扩管时，先涂上环氧树脂后再扩管，管板外再装上铸铁端盖，中间用橡皮垫圈密封，端盖与管板用螺栓压紧，使蒸发器形成互相隔开而密封的两个空间。制冷剂在筒体内蒸发管外蒸发，载冷剂（水或盐水）在蒸发管内流动，载冷剂的进出口在前端盖上，端盖上铸有几道分水筋，使水在管组内来回流动。每一组管称为 1 个流程，图中的蒸发器有 10 个流程，这样做的目的是为了缩小流体的流通面积，提高水的流速以增强传热效果。载冷剂的选择由蒸发温度而定，蒸发温度在 0°C 以上的可用水作载冷剂，而在 0°C 以下则应用盐水溶液作载冷剂。

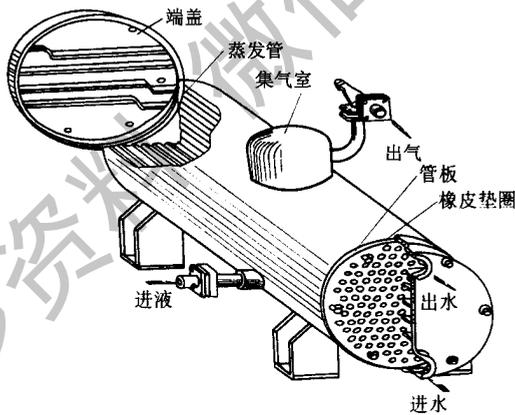


图 1-4-11 满液式蒸发器

满液式蒸发器的筒体内约一半容积是制冷剂液体，即筒体中心线以下是液体，中心线以上的容器充满蒸气。当压缩机抽吸时，筒内压力降低，制冷剂液体吸热蒸发成干饱和蒸气或过热蒸气，经过集气室被抽至压缩机。

满液式蒸发器的进液量要注意控制，其液体不应过多地超过筒体的中心线。因为液面太高容易使湿蒸气进入压缩机气缸而引起液击。同时，液面也不应过低，这样会使蒸发器内产生过多的过热蒸气，降低蒸发器的传热效

果。因此，满液式蒸发器最好用浮球阀或液面指示器来自行控制其液面，以使其更好地工作。

(2) 干式蒸发器：干式蒸发器的结构与满液式蒸发器的结构相似，所不同的是在干式蒸发器中的制冷剂液体在换热管内流动，而载冷剂在换热管外流动。在这种蒸发器中，制冷剂的充注量比较少，一般为换热管内容积的 30% ~ 40%。制冷剂在蒸发过程中没有自由液面，所以称其为干式蒸发器。干式蒸发器通常用于氟利昂制冷设备。为了增加换热管外载冷剂的流速，在换热器中设有折流板，如图 1-4-12 所示。

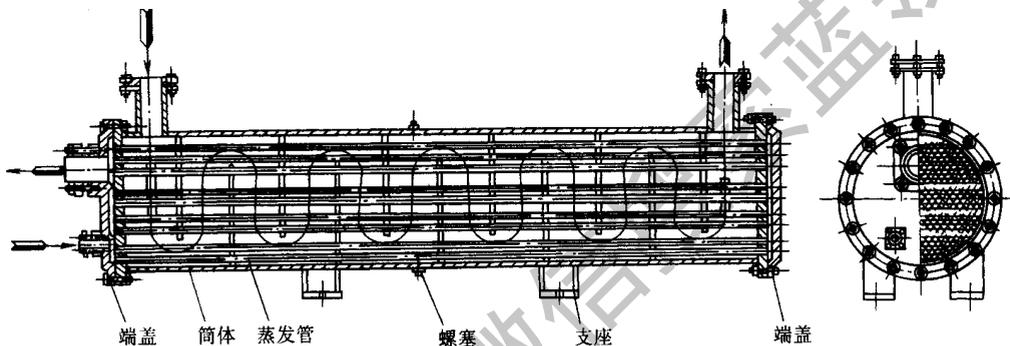


图 1-4-12 干式蒸发器

干式蒸发器的优点是制冷剂充注量小，避免了换热管由于冻结而胀裂的现象，比较满意地解决了回油问题。缺点是加工工艺比较复杂，换热管外清洗比较困难。

(二) 冷却空气的蒸发器

冷却空气的蒸发器利用制冷剂在蒸发器管道内直接蒸发而冷却管外的空气，根据空气的不同流动方式，将冷却空气的蒸发器分为空气自然对流式和空气强制对流式两种。

1. 空气自然对流式（冷却排管）

冷却排管多应用于冷库的冷藏库房及试验用低温装置中。其特点是制冷剂在管内蒸发，管外空气只作自然对流。为了增强传热和节约管材，冷却排管也可使用翅片管制成。对于氨制冷装置应用钢管，一般用套片式翅片管；

对于氟利昂装置多用铜管，翅片管则是绕片和套片式都有。为了制造方便，有的冷却排管只用光管制成。

冷却排管按其在室内安装的方式，可分为墙排管及顶排管两类。前者是靠墙安装，后者则是吊装在顶棚的下面。此外，在冷库的冻结间中，有时还用一种搁架式排管，它被放置在库房的中央，并作为放置被冷冻食品的搁架。

墙排管有直管式及蛇管式两种。如图 1-4-13 所示是用光管制成的直管式墙排管。这种墙排管在我国冷藏库中使用较多。

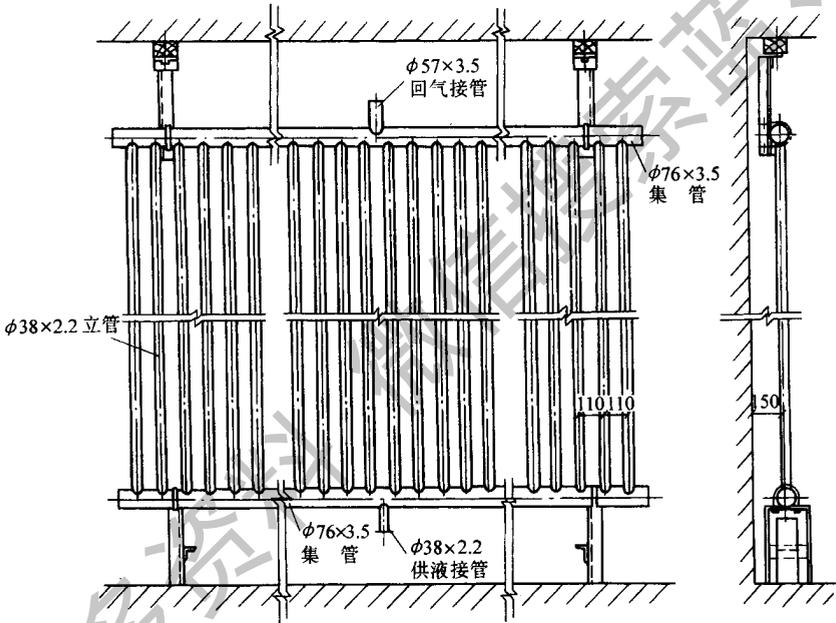


图 1-4-13 用光管制成的直管式墙排管

蛇管式墙排管可由 1 根或 2 根蛇形管制成单排或双排的排管。如图 1-4-14 所示为单排光滑蛇管式墙排管。

2. 空气强制对流式（空气冷却器）

这种蒸发器可用于冷库库房及低温试验箱用的各种形式的冷风机，也可用于各种空调机。在这种蒸发器中，制冷剂是在管内蒸发，而空气在风机的作用下从管外流动，且管外一般多装有翅片（套片或绕片）。当被冷却空气温度低于 0°C 时，很容易在管面上结霜，故蒸发器翅片的片距应大些。为了防止结霜阻碍空气流动，还配有自动除霜装置。

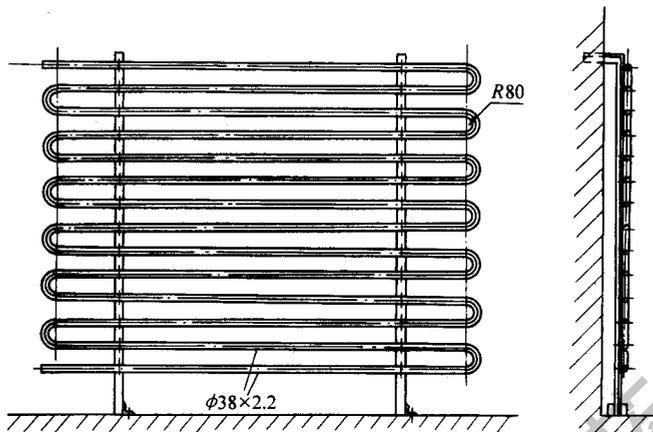


图 1-4-14 单排光滑蛇管式墙排管

如图 1-4-15 所示是以氟利昂为制冷剂的低温试验装置用的冷风机，它由离心式风机、蒸发器、热力膨胀阀、电动机等设备组成。经热力膨胀阀节流后的制冷剂，先通过分液器的孔口，使其压力降低，流速增大，制冷剂液体和节流过程产生的蒸气得到充分混合，这样进入各通路翅片管中的制冷剂液体和气体就比较均匀了。电动机装在热绝缘壳的外面，以避免其发热对蒸发器的的工作造成影响。

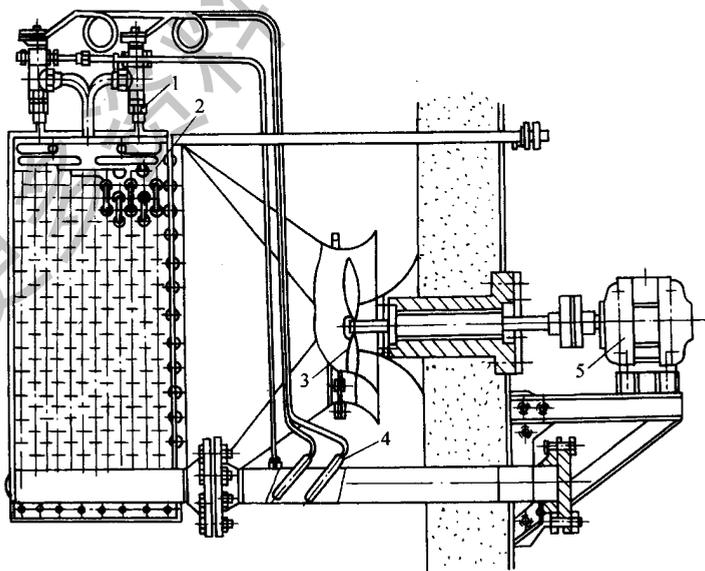


图 1-4-15 低温试验装置用的冷风机

1—热力膨胀阀；2—翅片管组；3—风机；4—感温包；5—电动机

采用空气冷却器时，由于直接靠制冷剂液体的汽化来冷却空气，不用中间冷却介质（载冷剂），因而冷量损耗小，而且空气降温速度较快。空气冷却器结构紧凑，使用和管理方便，易于实现运行过程的自动化。

三、回热器

回热器是利用从蒸发器出来的制冷剂饱和蒸气需要过热时的冷量来使节流前的制冷剂液体进一步过冷，这样既保证了压缩机工作的安全性（避免液击），同时又提高了制冷装置的制冷量。它是一个气—液型换热器，多用于氟利昂制冷装置。

回热器一般采用壳管式结构，为了提高其热交换能力，有时在蒸气侧加翅片。图 1-4-16 所示为几种回热器的结构型式。回热器的外壳用无缝钢管制成，图 1-4-16a 中的盘管用紫铜管绕制，图 1-4-16b、1-4-16c 中的内管使用翅片管。制冷剂液体在盘管或翅片管内流动，蒸气在管间流过，内外流体进行逆向流动换热。

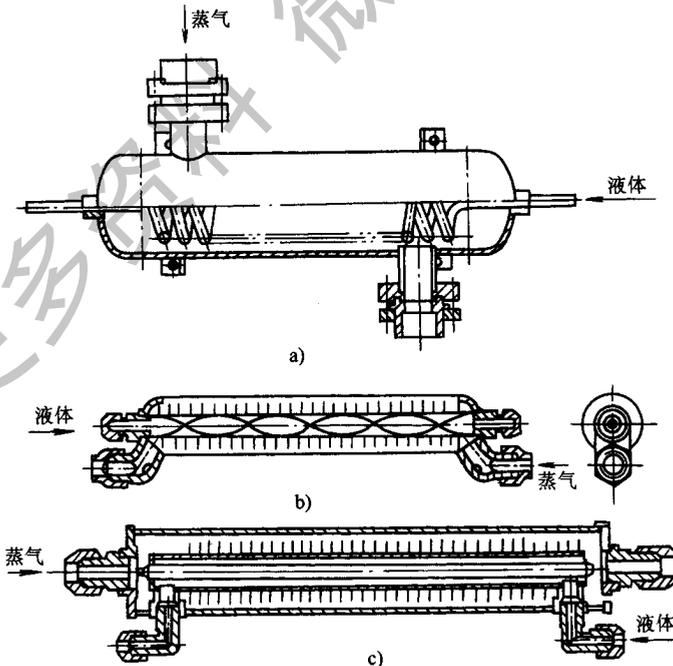


图 1-4-16 回热器

回热器的安装及其位置没有特殊的要求，但回热器应尽可能靠近蒸发器，以增强热交换效果，因为通常制冷剂蒸气在这里的温度比较低。

在某些小型制冷装置中（以氟利昂为制冷剂），有时不装设专门的回热器，而是把制冷剂在供液管与蒸发器回气管并靠在一起，两管外部共同包以隔热材料，这样也可以起到回热器效果。

四、中间冷却器

中间冷却器应用于双级压缩制冷系统的第一级与第二级压缩之间，利用制冷剂做中压蒸发而使冷凝出液过冷，其蒸气可以对第一级排气进行冷却。冷凝器的高压液态制冷剂经过滤器进入中间冷却器，它分两部分流动，一小部分液体经膨胀阀节流后进入中间冷却器筒体内蒸发吸热，另外大部分液体进入中间冷却器的双头螺旋管内进行再冷却，使这部分液体获得过冷，以避免液体在进入膨胀阀节流过程中的“闪气”现象。而且，由于液体的过冷，还可以增大制冷设备的制冷量。

第三节 热力膨胀阀和其他节流阀

制冷系统节流元件的作用是使高压制冷剂液体减压节流变成低压湿蒸气，供给蒸发器进行蒸发吸热，达到制冷目的。

节流元件是通过改变流通截面的大小来实现减压节流的，当流体通过突然变小的截面时，就会出现节流减压的现象，使高压变成低压，实现降压目的。常用的节流元件有热力膨胀阀、定压膨胀阀、浮球节流阀和手动节流阀。另外在小型氟里昂制冷装置中还使用毛细管作为节流元件。

一、热力膨胀阀

热力膨胀阀是利用改变流道截面进行节流减压的节流元件，它可以根据蒸发器出口处制冷剂的过热度，自动调节阀孔的开启度，起到自动调节流量

的作用，以适应蒸发器热负荷的改变，满足不同的工作要求。

热力膨胀阀有内平衡式与外平衡式两种结构，可以配用于不同类型的蒸发器。内平衡式热力膨胀阀结构如图 1-4-17 所示。它由感温包、毛细管、封盖、波纹薄片共同组成一个密封空间，感温包内的感温剂受温度变化的影响而发生压力的变化，通过毛细管传递至波纹薄片，使波纹薄片发生变形，而它的变形量是通过传动杆传递至阀针，使之产生移动，阀针移动改变阀孔的开启度，使供液量发生改变。但阀针的移动会受到弹簧的约束，改变弹簧的预紧力可以改变自动调节的范围。

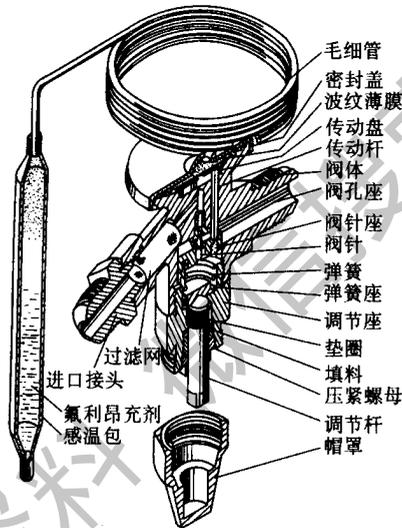


图 1-4-17 内平衡式热力膨胀阀结构

热力膨胀阀的工作原理如图 1-4-18 所示。热力膨胀阀安装于蒸发器的进口，控制蒸发器的压力和制冷剂流量。感温包安装于蒸发器出口的管道上，感温包通过感受蒸发器出口处制冷剂的过热度从而实现自动调节功能，手动调节则可以旋动调节螺杆，改变弹簧压力，使自动调节范围改变。自动调节与手动调节是按热负荷的变化情况决定的，当热负荷变化量小的时候，自动调节能适应负荷的变化；当热负荷变化大时，自动调节功能不能适应热负荷变化的需要，此时就应采用手动调节的方法来改变供液量。但在手动调节的过程中，自动调节的功能同时存在，手动调节后的热力膨胀阀必须要有一个稳定过程才能达到预期的调整目的。

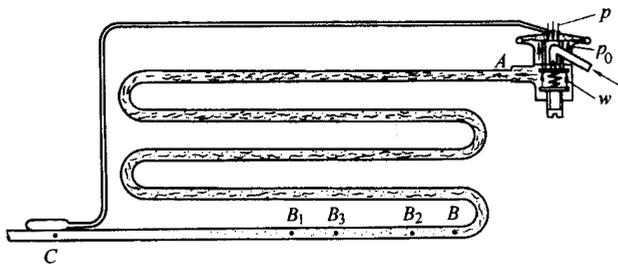


图 1-4-18 内平衡式热力膨胀阀工作原理图

外平衡式热力膨胀阀与内平衡式热力膨胀阀的主要区别在于多了一条平衡管，使蒸发器出口位置的气体压力可以引至热力膨胀阀的膜片下，从而减少蒸发器进出口压差对热力膨胀阀工作的影响，这对于阻力较大的蒸发器是有必要的。外平衡式热力膨胀阀外形如图 1-4-19 所示，其工作原理与内平衡式热力膨胀阀基本相同，如图 1-4-20 所示。

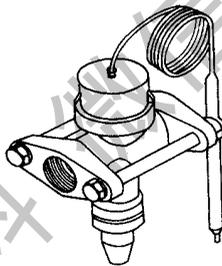


图 1-4-19 外平衡式热力膨胀阀

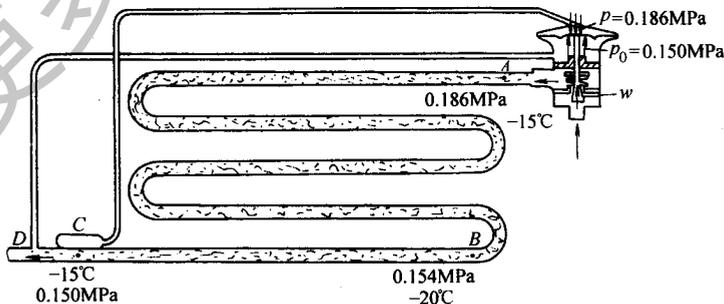


图 1-4-20 外平衡式热力膨胀阀工作原理图

安装热力膨胀阀时应注意以下几点。

(1) 首先应检查膨胀阀是否完好，特别是感温机构部分。因为在感温机构内充有氟利昂等工质，如有泄漏，则弹簧力把阀孔关闭，膨胀阀就无法工作。

(2) 膨胀阀应正立安装，不允许倒置。

(3) 当水平回气管直径小于 25mm 时，如图 1-4-21c 所示，感温包可以扎在回气管的顶部；

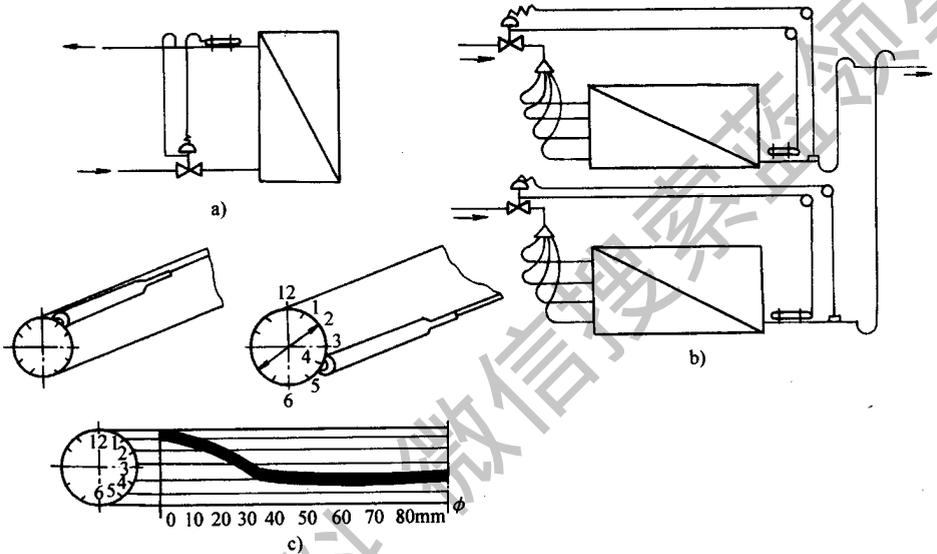


图 1-4-21 热力膨胀阀安装

a) 单蒸发系统；b) 多蒸发系统；c) 不同管径回气管感温包安装位置

当水平回气管直径大于 25mm 时，感温包可以扎在回气管的下侧 45° 处或者侧面中点处。感温包无论如何不能贴附在水平回气管的底部，否则会因积油等原因影响感温包正确感温。

(4) 在需要提高感温包反应速度的场合，需要用标准的感温包，放在单独的套管内，把套管安置在蒸发器回气管里，或者直接将感温包放在回气室内。但由于它的安装、检查都不方便，一般很少采用这种方法。如图 1-4-22a 至 1-4-22f 所示是几个膨胀阀安装位置不正确的例子。

热力膨胀阀的调整必须在制冷装置正常运转状态下进行。一般来说，蒸发器出口制冷剂的过热度在 3~5℃ 较好，这时通过蒸发器的制冷剂流量是合适的。在调整中，如感到过热度太小（即流量太大），则可把调节杆按顺

时针方向转动半圈或一圈（即增大弹簧力，减少阀开度），使流量减少；反之，如感到过热度太大（即流量太小），则可把调节杆逆时针转动，使流量增大。在整个调节过程中要细心，调节杆转动的圈数一次不宜太多（调节杆转动一圈，过热度的变化约 $1 \sim 2^{\circ}\text{C}$ ），应耐心地经多次调整直至满足要求为止。

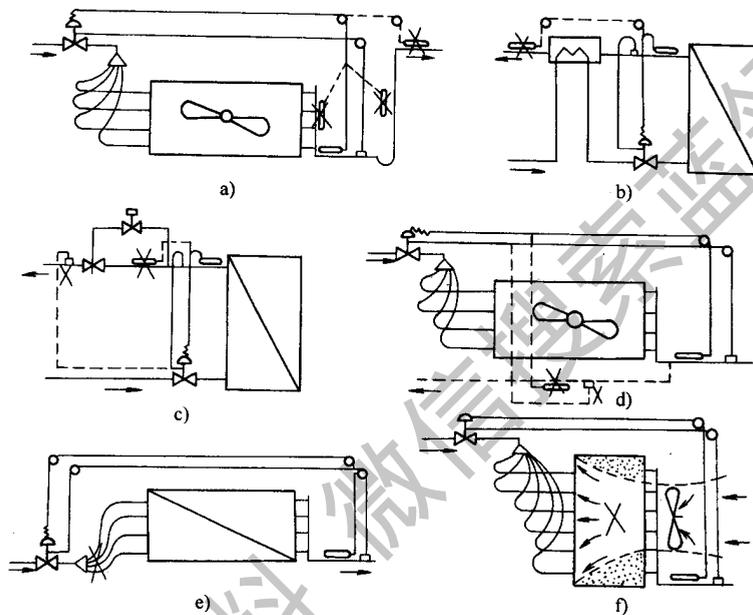


图 1-4-22 热力膨胀阀安装位置不正确举例

二、定压膨胀阀

定压膨胀阀是一种保持压差基本稳定的节流机构，结构与热力膨胀阀类似，如图 1-4-23 所示。其区别是定压膨胀阀没有感应机构，而由弹簧来代替它。因此，它不能自动调节流量，可看做手动调节阀，但它在停车后阀门能自动关闭，防止开车时发生液击事故，这一点是手动调节阀不具备的。

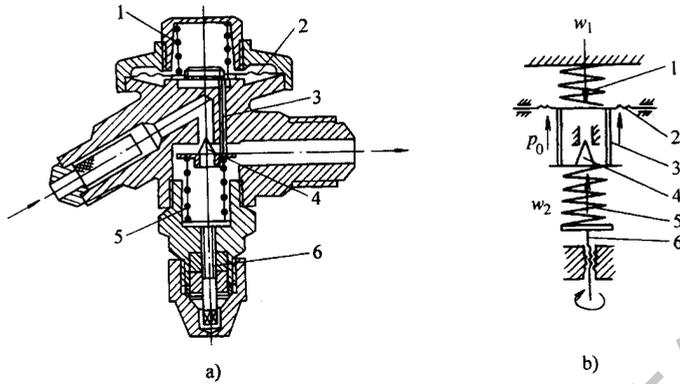


图 1-4-23 定压膨胀阀

a) 结构剖视图；b) 原理图

1—弹簧；2—膜片；3—传动杆；4—阀针；5—调节弹簧；6—调节杆

由于定压膨胀阀只能自动保持某一蒸发压力，一般适用于热负荷变化不大的制冷设备，如厨房冰箱、冷饮水箱及冰冻冷饮的贮藏箱等，不适用于热负荷变化大的制冷设备。

三、浮球节流阀

浮球节流阀（或称浮球调节阀）用于具有自由液面的蒸发器，如卧式壳管式蒸发器等的供液量的自动调节。通过浮球调节阀的调节作用，在这些设备中可以保持大致恒定的液面。同时浮球调节阀还能起节流降压的作用。

浮球调节阀广泛使用于氨制冷装置中。按照其流通方式的不同，浮球调节阀可分为直通式（如图 1-4-24a 所示）和非直通式（如图 1-4-24b 所示）两种。浮球调节阀有一个铸铁的外壳，用液体连接管 2 及气体连接管 3，分别与被控制的蒸发器 5 的液体和蒸发两部分相连接，因而浮球调节阀壳体液的液面，与蒸发器内的液面一致。当蒸发器内的液面降低时壳体内液面也随之降低，浮子 4 落下，阀针 1 便将节流孔开大，供入的制冷剂量增多；反之当液面上升时，浮子 4 被浮起，阀针 1 节流孔关小，使供液量减少。而当液面升高到一定的高度时，节流孔被关死，即停止供液。在直通式浮球调节阀中，流体经节流后，先进入浮球阀的壳体内，再经液体连接管 2 进入蒸发器 5 中。而在非直通式浮球调节阀中，是由出液阀 6 引出，并另用

一根单独的管子送入蒸发器中，如图 1-4-24bc 所示。

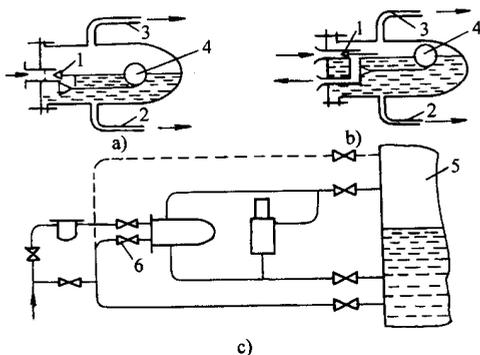


图 1-4-24 浮球节流阀

a) 直通式；b) 非直通式；c) 非直通式浮球阀的管路连接系统

1—阀针；2—液体连接管；3—气体连接管；4—浮子；5—蒸发器

直通式浮球调节阀结构比较简单，但壳体内液面波动较大（由进入液体产生冲击作用引起），使调节阀的工作不太稳定，而且液体从壳体注入蒸发器是依靠静液柱的高度差，因此液体只能供到容器的液面以下。非直通式浮球调节阀的工作比较稳定，而且可以供液到蒸发器的任何部位。图 1-4-25 所示为一种非直通式浮球调节阀的结构。

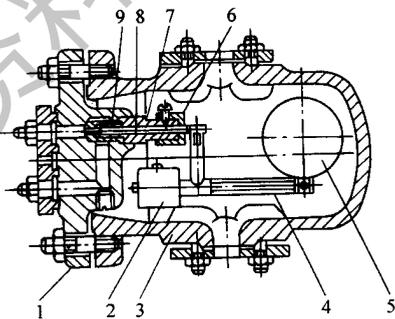


图 1-4-25 非直通式浮球调节阀

1—盖；2—平行块；3—壳体；4—浮球杆；5—浮球；6—盖子；7—接管；

8—阀杆；9—阀座

为了保证浮球调节阀的灵敏性和可靠性，在浮球阀前都设有过滤器，以防污物堵塞阀口。设备运转过程中，应对过滤器进行定期检查和清洗。在浮

球调节阀的管路系统中，一般都装有手动节流阀的旁路系统，一旦浮球调节阀发生故障或清洗过滤器时，可使用手动节流阀来调节供液。浮球调节阀前还装有截止阀，停机后应立即关闭。因为压缩机停止后，蒸发器中的制冷剂停止蒸发，液体中的气泡消失，液位下降，浮球阀开大，大量制冷剂液体就会进入蒸发器。当液位升高至上限时，浮球阀都能自动关闭。而在下次启动压缩机时，制冷剂蒸发，原已处于上限的液位，因液体中充满气泡而进一步猛涨，甚至会导致压缩机发生液击。

从调节特性来看，浮球节流阀属于比例调节。根据负荷的大小调节供液量，即液面的变化与阀口开启度的变化是成比例的。它存在静态偏差，但这种静态的液面偏差一般都比较小。

四、手动节流阀

手动节流阀（又称调节阀或膨胀阀）是最老式的节流阀，其外形与普通截止阀相似。图 1-4-26 所示为手动节流阀的结构。它由阀体、阀芯、阀杆、填料压盖、上盖、手轮和螺栓等零件组成。与截止阀的不同在于它的阀芯为针型或具有 V 形缺口的锥体，而且阀杆采用细牙螺纹。这样，当旋转手轮时，可使阀门的开启度缓慢地增大或减小，以保证良好的调节性能。

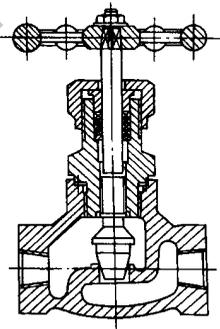


图 1-4-26 手动节流阀

手动节流阀开启度的大小需要操作人员频繁地调节，以适应负荷的变化。通常开启度为手轮旋转 $1/8 \sim 1/4$ 圈，一般不超过 1 圈，开启度过大就起不到节流（膨胀）的作用。这种节流阀现在已大部分被自动节流机构取

代，只有氨制冷系统或试验装置中还在使用。在氟利昂制冷系统中，手动节流阀作为备用网安装在旁通管路中，以便自动节流机构维修时使用。

第四节 辅助设备

常用的辅助设备有：润滑油分离器、贮液器、过滤器和电磁阀等。

一、润滑油分离器

(一) 制冷系统积存润滑油的危害性

制冷系统中只有压缩机才需要润滑油，因为它能对各摩擦面起润滑、散热作用，还能提高活塞与气缸之间的密封性，这些都是有利的。但润滑油在制冷系统的其他部件中是有害的。

(1) 润滑油（冷冻机油）在制冷系统中一般以三种状态存在：

①与液态制冷剂相互溶解。多数氟利昂制冷剂与润滑油有互溶作用。如R11、R12、R21、R113、R500与润滑油能完全互溶；R22、R114、R152、R502也会轻微互溶；而R13、R14则难以互溶。

②未溶解的润滑油，除在压缩机曲轴箱及润滑系统中进行循环外，尚有少量油滴被压缩机排气气流带至制冷系统中。

③在压缩机高温部分，润滑油汽化成油蒸气，它与制冷剂蒸气一起被压缩机排出至冷凝器中，遇冷后油蒸气又被凝结成液态而混于制冷剂液体中。

(2) 危害：当润滑油被压缩机排气带入制冷系统时，它与氟利昂液体互溶后会使得蒸发温度稍有升高，还可能影响传热性能与制冷量，这是不利的。过多的润滑油积存在蒸发器中会使蒸发有效传热面积减小，积存在管路中还可能阻塞管道。润滑油进入膨胀阀小孔或毛细管中，由于制冷剂节流时温度突然下降，部分润滑油被分离而积存于小孔处，其黏度升高，甚至有可能析出石蜡等而将小孔阻塞。为改善这种不利状况，可采用润滑油分离器（以后

简称油分离器), 它能将混在制冷剂排气管中的润滑油大部分分离出来, 并设法自动地回送至压缩机中。系统中还有少量的润滑油可在制冷剂气流带动下经吸气管返回压缩机, 从而可维持压缩机曲轴箱中有一定的油位。

油分离器安装在冷凝器与压缩机之间, 可除去压缩机排气中含有的润滑油。

(3) 油分离器分油原理主要有:

①从压缩机排出的制冷剂蒸气进入突然扩张的容器中, 由于流速的突然降低, 可使油雾微粒在重力作用下分离出来。

②排出蒸气进入锥形旋室并沿边发生旋转, 便产生了离心力, 由于油雾微粒的质量较大, 故飞向壁面并沿壁面下流。

③蒸气与油雾经过金属丝网或不在同一中心的多层孔板的阻挡, 发生过滤分离。

④气流方向经过多次折转变化, 油雾微粒由于惯性产生分离。

⑤高温的制冷剂蒸气经制冷剂液体的洗涤冷却而分离润滑油。

油分离器根据使用制冷剂的不同, 分为氨油分离器和氟油分离器。应该注意的是氨压缩机用的冷冻机油, 因受高温作用而稍有变质, 故分离出来的油不能直接用于压缩机的润滑。氟利昂压缩机因其正常的压缩, 终了温度不会使油变质, 故可把分离出来的油直接经自动或手动控制流回曲轴箱。

(二) 氨油分离器

常用的氨油分离器主要有过滤式、离心式、填料式和洗涤式等。

(1) 过滤式氨油分离器如图 1-4-27 所示。高温高压的氨蒸气经进气管进入氨油分离器, 在其内减速、变换运动方向之后, 将部分冷冻机油分离出来, 并自行落入分离器下部的油池中, 然后经回油阀定期排至集油器。这种氨油分离器的分油率为 65% 左右。

(2) 离心式氨油分离器如图 1-4-28 所示。氨蒸气从氨油分离器侧部进入, 在其内做螺旋状下降运动。由于离心力的作用, 部分油被甩至分油器的筒体内壁, 并自行落入筒体下部的油池中。氨蒸气经过多孔挡油板再次分油后, 通过油分离器顶部的出气管排出。外加冷却水套能提高分油效果。这种

氨油分离器的流动阻力小，具有良好的分油效果。

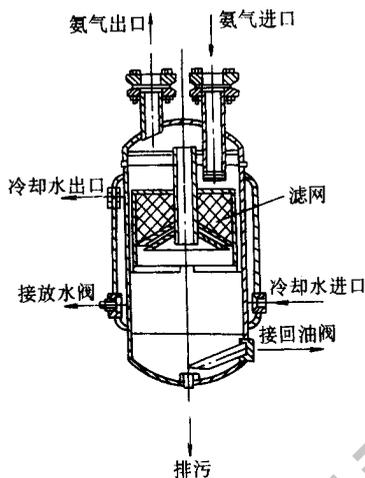


图 1-4-27 过滤式氨油分离器

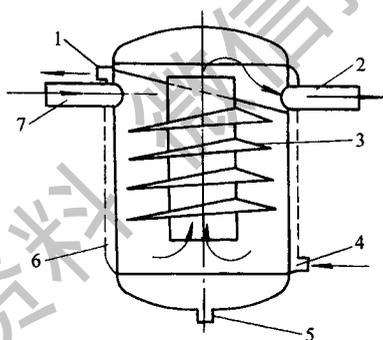


图 1-4-28 离心式氨油分离器

1—冷却水出口；2—氨气出口；3—离心螺旋片；4—冷却水入口；
5—放油口；6—水冷外套；7—氨气入口

(3) 填料式氨油分离器如图 1-4-29 所示。填料可用金属滤网，也可用金属切屑、陶瓷环等。其他结构和油、气分离过程，与过滤式氨油分离器相同。这种分油器的分油效果较好，当采用金属滤网时，分油率高达 96%~98%，但压力损失较大。

(4) 洗涤式氨油分离器如图 1-4-30 所示。高温高压的氨蒸气从分油器顶部的进气口进入，在分油器筒体下部的氨液内放热、冷却、洗涤和分油。部分氨液经吸热蒸发，与被洗涤的氨蒸气一道上行运动，再经伞形多孔

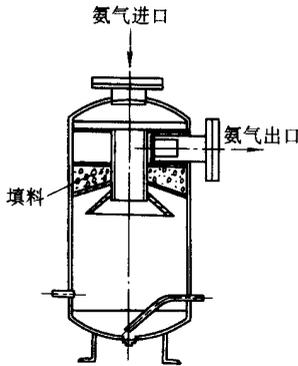


图 1-4-29 填料式氨油分离器

挡板分油后，从分离器筒体一侧的出气口排出。位于分油器筒体下部的氨液是由冷凝器或高压贮液筒供给的。

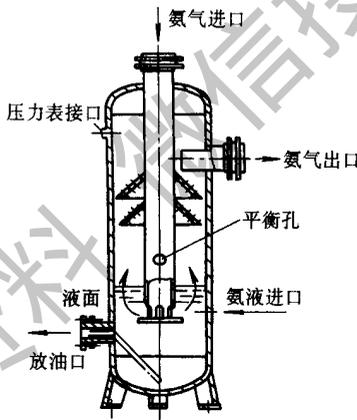


图 1-4-30 洗涤式氨油分离器

这种油分离器的进管上有一平衡孔，其功用是保证氨液不能窜入压缩机（即使进气管内的压力降低也能做到）。进气管的底部是封闭的，在管侧开口，使高温高压的氨蒸气不会冲击分油器筒体底部的氨液。这种分油器的分油率可达 80% ~ 85%。

（三）氟油分离器

常用的氟油分离器有挡板式、过滤式和填料式，其安装位置如图 1-4-4

- 31 所示。

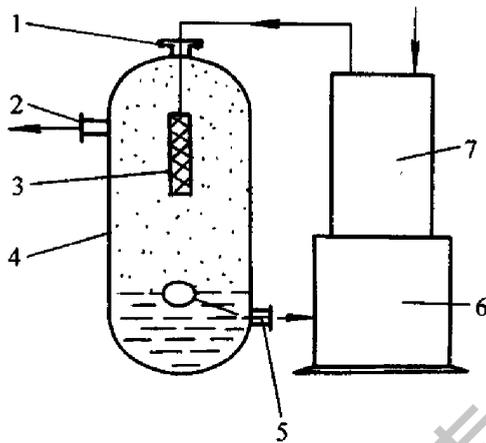


图 1-4-31 氟油分离器

1—进气管；2—出气管；3—过滤网；4—分油器；
5—回油管；6—曲轴箱；7—压缩机

1. 挡板式氟油分离器

高温高压的氟利昂蒸气由进气管进入油分离器，其中携带的一部分油雾微粒凝聚在挡板上，结成油滴便自行落入油分离器下部的油池中。常用的挡板型式有平板和伞形多孔板等。

2. 过滤式氟油分离器

氟利昂蒸气从油分离器上部进入其内，经金属网降速、过滤、分油之后，由油分离器侧部的出气管排出。蒸气中的部分冷冻机油被分离出来，落入油分离器下部的油池内。其他结构与挡板式氟油分离器相同。

3. 填料式氟油分离器

这种氟油分离器的分油原理、结构型式等，均与填料式氨油分离器相同。

氟油分离器的下部，一般装设浮球回油阀和手动回油阀，有的单设手动回油阀。当油池的油面较低时，浮球依靠自重通过杠杆带动阀针，关闭回油通路。随着油面的升高，浮球上升。当浮球升至某一极限位置时，阀针离开阀座面开启回油通路，排油开始。排油经回油管返回曲轴箱。当浮球阀失灵时，可操作手动回油阀定期回油。

二、液—气分离器

(一) 不凝性气体分离设备 (空气分离器)

在制冷装置的运行过程中,从外部渗入的空气和制冷剂自身分解生成的气体,构成了不凝性气体(其主要成分为空气),它将对制冷循环产生不利的影响,因此,应设法从制冷系统中把空气分离出来。

氟利昂制冷装置不需要设置专门的空气分离器,根据空气与氟利昂蒸气的密度不同,即空气比氟利昂蒸气密度小,能比较容易地从装有氟利昂的容器顶部把空气排放出去。实践证明,如果排放操作得当,氟利昂蒸气随同空气排出的量,约占排出空气量的3%左右。

氨气比空气轻,在气、液共存的氨容器中,空气层位于氨液和氨气之间,因此,氨液的蒸发和氨气的冷凝都要通过空气层,致使空气中混有大量的氨气。但是,随着混合气体温度降低,空气中的含氨量减小。这就是采用专门的冷却设备作空气分离器的道理所在。

通常采用的空气分离器有立式(壳体盘管式)和卧式(四套管式)两种。

(1) 立式空气分离器如图1-4-32所示,它是由贮液筒供给氨液的。氨液在蛇形盘管中蒸发,使壳体容器内部温度降低。氨蒸气与空气的混合气体从壳体中部一侧的管路进入容器,并冷凝成为液体落入容器的下部,而空气则浮于容器上部空间,经放气阀排出。

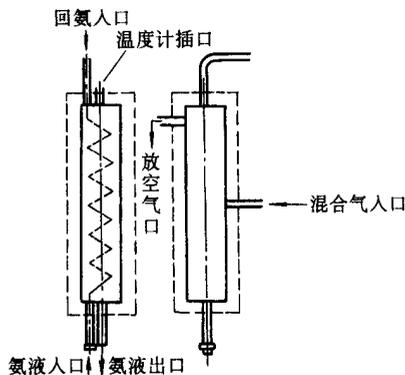


图1-4-32 立式空气分离器

(2) 卧式空气分离器如图 1-4-33 所示, 它是由 4 根直径不同的无缝钢管套焊而成的, 其工作原理与立式空气分离器相同。

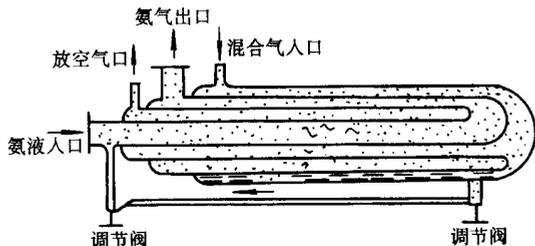


图 1-4-33 卧式空气分离器

国产卧式空气分离器多数只装 1 只调节阀, 从混合气体中分离出来的氨液, 经调节阀进入最里层套管内蒸发。

(二) 液 - 气分离设备

液 - 气分离设备安装在压缩机吸气室之前, 实际上是在吸气管上装设一个突然放大的空间, 其中还装有一块挡板。这样, 利用蒸气和液体微粒的密度不同而产生不同的惯性作用, 便可防止压缩机吸入的低温低压制冷剂蒸气中含有过多的液滴。

氨液分离器如图 1-4-34 所示。氨蒸气的流速低, 携带液滴的能力小, 故压缩机从其顶部吸走氨蒸气后, 氨液自行落至分离器下部, 并通过下集管进入蒸发器而继续蒸发。此外, 在分离器中, 氨蒸气的运动方向是变化的, 故有利于将蒸气中的液滴分离出来。

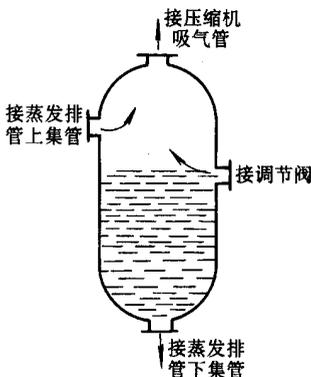


图 1-4-34 氨液分离器

三、过滤器

运行中的制冷装置，由于制冷剂与冷冻机油中的污物和微量水分、压缩机磨损产生的机械杂质、管路内的污垢等，均能致使节流机构的节流孔发生堵塞（脏堵或冰堵），因此，在制冷装置的节流阀前必须装设过滤器，用以滤除污物和水分。

（1）污物过滤器通常采用金属滤网作为滤芯，或加入过滤填料，一般用于滤油、滤气和滤液等场合。

（2）干燥过滤器如图 1-4-35 所示。干燥过滤除了担负过滤器的功能外，还能吸附制冷系统中的微量水分，这对氟利昂制冷装置尤为重要。干燥过滤器中采用的干燥剂，有无水氯化钙、硅胶、活性氧化铝和分子筛等。



图 1-4-35 干燥过滤器

- 1—封盖；2—筒体；3—过滤网；4—纱布；5—干燥剂；6—纱布；
7—过滤网支撑圈；8—封盖

四、安全装置

安全装置包括紧急泄氨器、安全阀和易熔塞等。

（1）紧急泄氨器是为应付紧急状态而设置的，平时不工作，但应定期检查，以防失灵。

（2）安全阀结构如图 1-4-36 所示，控制的压力选定在高压侧耐压试验值的 $4/5$ 时开启。

（3）易熔塞结构如图 1-4-37 所示，在锥形小孔内，灌铸低熔点合金（熔化温度为 $70 \sim 75^{\circ}\text{C}$ ）构成熔塞芯。当熔塞芯爆破后，应卸下锥形熔塞体，重新灌铸低熔点合金。

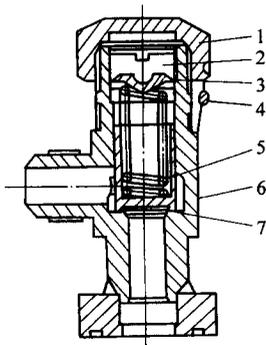


图 1-4-36 安全阀

1—阀帽；2—调节螺钉；3—垫片；4—铅封；5—阀芯；6—阀体；7—阀口

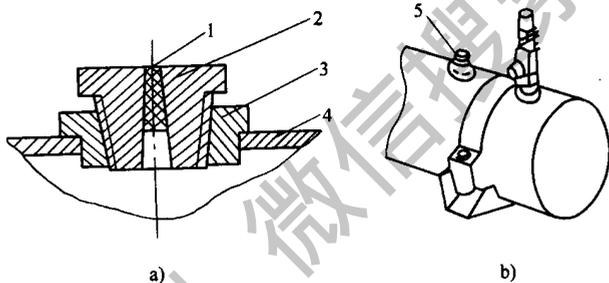


图 1-4-37 易熔塞

a) 结构图；b) 安装图

1—熔塞芯；2—锥形熔塞体；3—熔塞座；4—筒体；5—熔塞

安全装置大都装在位于制冷系统高压侧的贮液器或水冷式冷凝器的壳体部。当制冷装置因断水（或其他原因）而发生异常现象（排气压力过高、高压开关失灵等）时，安全装置将会自行泄放制冷剂蒸气，避免发生爆炸事故。

五、电磁阀

电磁阀的开与关是由电流通过电磁线圈产生电磁吸力来控制的。它串接在制冷系统的管路中，受压力继电器、温度继电器、液面控制器和手动开关所发出的指挥信号来动作，以控制系统管路的通或断，通常与压缩机同接一

个启动开关，一般用在制冷系统的输液管上，装在冷凝器与节流阀之间，配合压缩机的开停而自动接通或切断输液。当压缩机停车时，可切断进入蒸发器的液体，以防压缩机再一次开机时湿蒸气进入压缩机而产生液击。它也用于冷凝器的冷却水管上，配合压缩机的停开而自动切断或接通水源，以节约冷却水。此外还用电磁阀作为导阀以控制主阀以及其他方面的应用等。总之，它与某些自动电器配合组成制冷系统的自动控制与调节的主要元件。

由于电磁阀的进出口口径大小的规格较多，其开启方式分为直接式和间接式两大类。直接式用于小口径的电磁阀上，间接式用于大口径的电磁阀上。

（一）直接启闭式电磁阀

直接启闭式电磁阀分阀体和电磁头两部分，如图 1-4-38 所示。阀体上的进出口通道由阀孔连通，阀孔由电磁头中的阀芯组控制开与关。电磁头的主要部件由线圈组、挡铁、阀芯组、外壳等组成。线圈组由线圈与线圈架组成，接通电源后它就产生磁场，切断电源后磁场就消失。挡铁插入套管上部与会管的上端口用焊接密封。套管下端口与套管座焊接密封。套管座与阀体用螺钉连接固定，并由密封圈密封。这样，电磁头的套管与阀体的阀孔就组成一个不泄漏的密封体。挡铁的作用是当线圈通电时共同产生感应磁场，吸引芯铁在套管里上移。挡铁上端面的凹槽内压入分磁环，其作用是使磁场短路而减少涡流损失。阀芯组由芯铁、弹簧柱、弹簧、调芯头、阀口软垫及阀芯帽罩等组成一整体。当芯铁被吸上移时，它带动整个阀芯组上移。

（二）间接启闭式电磁阀

间接启闭式电磁阀有两个阀门，如图 1-4-39 所示，一个是主阀门，它与活塞铸成一体，直接启闭。另一个是辅助阀门，它是用电磁头来控制的，其结构与图 1-4-38 的电磁头一样。主阀门受辅助阀门控制，所以也称二次开阀的电磁阀。

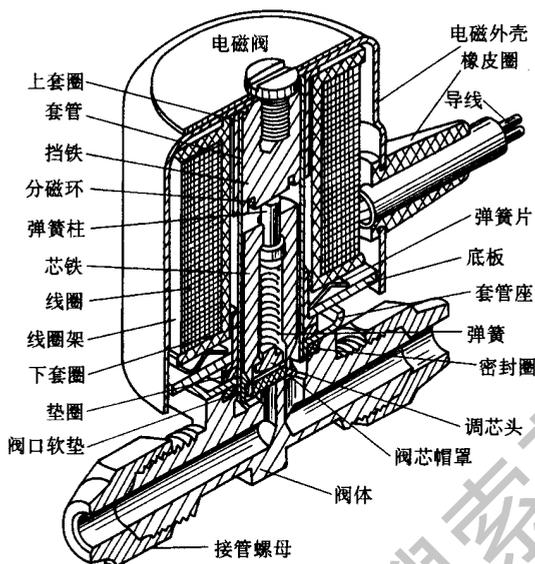


图 1-4-38 直接启闭式电磁阀

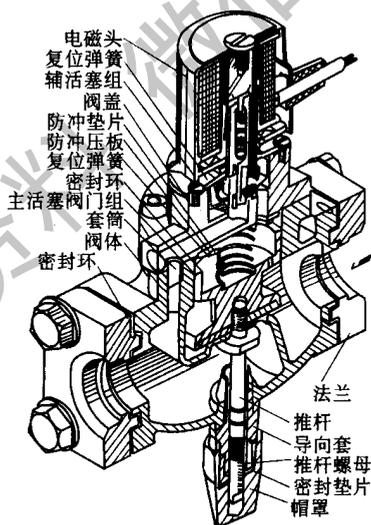


图 1-4-39 间接启闭式电磁阀

间接启闭式电磁阀动作原理如图 1-4-40 所示。当电磁阀接于制冷系统的输液管上后，阀体内充满液体，阀体内分 A、B、C 三个隔空腔，它们出平衡小孔相互连通，B 腔的辅助孔 E 与 C 腔的辅助孔 F 连通，但由电磁阀

控制着通与断。当两阀门在关闭状态时，A 腔在冷凝器一侧，B 腔在膨胀阀一侧，因此 A 腔压力比 B 腔高，主阀门紧紧地盖住阀口。A 腔与 C 腔由平衡孔 D 连通，A 与 C 的压力相等。见图 1-4-40a 所示。

当压缩机启动时，电磁阀的电源同时接通，电磁头的辅助阀被打开，F 孔与 E 孔被打通，B 腔压力与 C 腔压力相等（即 C 腔压力低于 A 腔压力），活塞下面的压力大于上面的压力，就将活塞浮起即带动活塞阀门组上升，由于阀口有流动阻力，B 腔压力与 A 腔压力有压差，所以活塞上下总有一压差来维持阀门处于开启状态，主阀门就打开了，见图 1-4-40b 所示。当压缩机停车，电磁阀的电源同时被切断，电磁头的辅阀被关闭，E 与 F 孔不通，C 腔压力由于平衡孔口的补充，使 A 腔与 C 腔压力平衡，活塞在弹簧力与阀门的自重的作用下而下落，盖住主阀口，电磁阀就处于关闭状态。

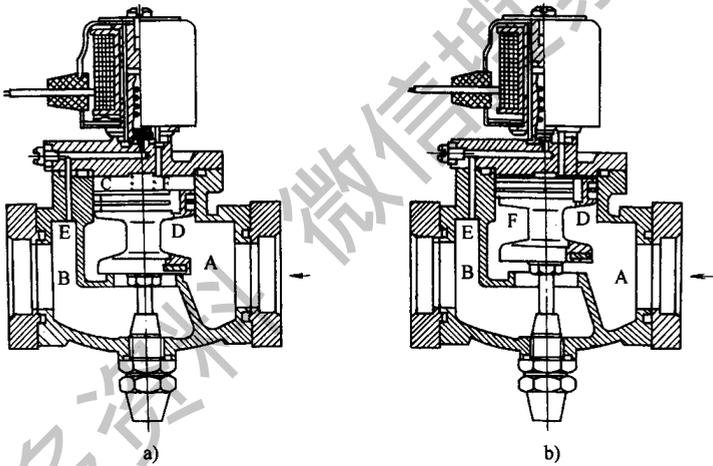


图 1-4-40 间接启闭式电磁阀动作原理

a) 关闭状态；b) 开启状态

由以上的分析看出，二次开阀的电磁阀，是利用压力放大原理使电磁阀动作，电磁头是信号接收器，活塞是放大器。

间接式电磁阀的优点是：电磁头可采用统一规格，有利于组织生产与质量的提高。其缺点是零件加工精度要求高，装配要求高。

六、高压贮液器

一台制冷设备刚开始运转时，蒸发器是从常温下开始吸热，热负荷为最大状态，此时制冷剂的循环量也最大。当制冷设备运转一段时间后，冷库（室）的温度有显著的下降，蒸发器热负荷逐渐减小，制冷剂循环量也相应减小。循环量大时要保证足够的供液量，循环量减少时又要将多余的制冷剂液体贮存起来。因此，制冷设备中就非常需要装设贮液器，当制冷剂循环量大时能足够地供给，当制冷剂循环量小时又可将其贮存起来，以适应供液量的变化。一台制冷设备倘若没有贮液器，多余的制冷剂就会积存在冷凝器中，这会影响冷凝器的散热效果。此时就要求制冷剂的注入量要相当精确，注入量多了，要造成冷凝压力上升；注入量少了会影响制冷量，所以很难控制。如装设贮液器，就可克服上述供液波动现象。

贮液器的结构很简单，如图 1-4-41 所示，密封的贮筒为耐高压容器，进出液口都在容器的上部，并装有可关闭的阀门，供检修时用。当出液口设在容器上部时，需装一根伸到容器底部的输液管，在工况变化时能保证供液。贮液器多数为横放，竖立安装的不多，但其安装位置应比冷凝器低。

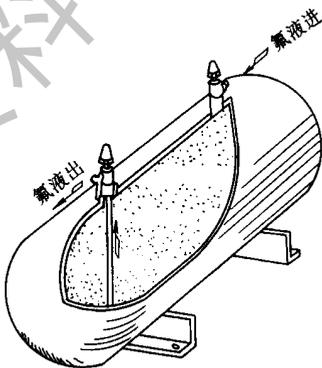


图 1-4-41 高压贮液器

第 5 章

冷库的制冷系统

制冷装置的使用效果与所选用的制冷系统有着密切的关系，如果选择不当，就会给冷库建设造成不应有的经济损失和操作管理不便。因此，应从先进、实用、发展、经济等诸方面综合考虑，权衡利弊，选取最佳的制冷系统。

第一节 制冷系统压缩级数及冷凝器类型

制冷压缩机是制冷系统的关键设备，它在整个制冷系统中起着举足轻重

的作用。压缩机的费用在全部设备费用中占较大的比重，压缩机运转费又是冷库管现费用中最主要的一项。此外，压缩机选择是否合理，还关系到使用中调整灵活、安全、可靠等。

一、制冷系统压缩级数

(一) 单级压缩

在普通制冷范围内，只有单级和双级压缩之分。单级压缩指经过一次压缩从蒸发压力达到冷凝压力，通常在制冷系统中只有一台制冷压缩机或几台制冷压缩机并联使用。

确定系统压缩级数的主要根据是压力比值。选用活塞式氨压缩机时，当冷凝压力与蒸发压力的比值小于或等于 8 时，应采用单级压缩。氟系统当冷凝压力与蒸发压力的比值小于或等于 10 时，采用单级压缩。

虽然确定系统压缩级数的主要根据是压力比值，但是，对一些小冷库，当冻结量小而又不连续生产时，按照冷凝压力和蒸发压力的比值来确定应是双级压缩形式，但当其运转时间所占的比例很小，仍可确定为单级压缩形式。这样既能简化制冷系统，又可方便操作管理，降低能源消耗和冷库的造价。

(二) 双级压缩

当冷库制冷系统的冷凝压力与蒸发压力的比值超出单级压缩要求，如氨系统冷凝压力与蒸发压力的比值大于 8，氟系统冷凝压力与蒸发压力的比值大于 10 时，就应考虑采用双级压缩形式。这样不仅可使制冷系统能安全、经济地运行，还能延长制冷压缩机的使用寿命。

双级压缩形式又分为单机双级压缩和配组式双级压缩形式。

单机双级压缩形式，就是采用一台制冷压缩机进行双级压缩，它具有占地面积小、系统管道简单、施工周期短、操作管理方便等优点，用于大、中型冷库中。缺点是不能根据工作条件变化、灵活调整。

配组式双级压缩形式，是由几台单级压缩机配合来完成高、低压级压缩。用来配组的制冷压缩机，可以是同型号的、也可以是不同型号的。但应尽量选用相同系列的，以便于零配件互换。配组式双级压缩形式配合的标准以压缩机理论排气量为准。常采用高、低压压缩机的理论排气容积比为 $1/2 \sim 1/3$ 。

配组式双级压缩形式，可以根据蒸发压力的变化灵活调整，使其单级运行或双级运行。当温度较高的货物刚送进库时，库温较高，蒸发压力也较高，可先按单级运行，当库温、蒸发压力下降到一定值时，再按双级运行继续降温，这样既节省能源，又提高了制冷效率。这种形式在热负荷变动较大的小冷库更为适宜。

二、制冷压缩机类型

制冷压缩机类型的确定与制冷装置的使用性质、规模和采用的制冷剂种类有关。

活塞式制冷压缩机工艺成熟，热力性能好，其机型有几十种之多，单机标准制冷量从十几千瓦到几百千瓦，在目前制冷系统中被广泛应用。但是这种类型的压缩机易损件多，零部件也多，管理和维修比较麻烦，多用于中、小冷量范围。

螺杆式制冷压缩机是一种容积型回转式压缩机，其结构简单、体积小、易损件少、检修周期长、运转平稳可靠、维修方便，因而在各种制冷装置中得到较为广泛的应用。但是由于这种类型的压缩机加工精度较高、制造比较复杂、噪音大，效率稍低，在使用上受到了一定的限制，多用于中等冷量范围。

制冷机组是将制冷系统中的部分设备或全部设备配套组装在一起的一个整体。制冷机组结构紧凑，占地小，使用灵活，管理方便，安装简单，其中有些机组只需连接水源和电源即可使用。常用的制冷机组有压缩冷凝机组和冷水机组：

(1) 压缩冷凝机组是将压缩机、冷凝器等组装成一个整体，为各种类型的蒸发器连续供应液态制冷剂，主要用于小型制冷装置。

(2) 冷水机组是将压缩机、冷凝器、冷水（或盐水）用蒸发器以及自控

元件等组装成一个整体，主要用于工艺用冷水的地方。

三、制冷剂种类

正确选用制冷剂能提高制冷系统的热力完善度，降低制冷装置的造价以及确保安全运转等，因此应给予一定的重视。

通常从以下几个方面确定制冷剂的种类：

(1) 货源和冷库造价。陆地上使用、大型冷库制冷系统采用氨作为制冷剂。因该种制冷剂容易购买、且价格低廉，它将使企业的运行管理费用大大降低。

(2) 安全。船舶及人口密集场所的制冷装置应采用 R22，R134a 等作为制冷剂，制冷剂一旦泄漏，不会威胁或直接影响到人们的生命安全。一般小型冷库多用氟制冷系统。

(3) 蒸发系统和压缩级数。用于普通制冷范围内，单级压缩系统选用氨、R22，R134a 等作为制冷剂，双级压缩系统选用氨或 R22 作为制冷剂。

四、冷凝器类型

冷凝器有多种类型，应根据制冷装置所处的环境、冷却水水质、水温和水量来进行确定。在具有充足水源、水质较差的地区，采用立式壳管式冷凝器；若水温低、水质较好，或船舶制冷装置应采用卧式壳管式冷凝器；对水质差、大气湿度比较低的地区应采用淋浇式冷凝器；对缺水地区、耗水量小的应采用蒸发式冷凝器；对小型氟利昂制冷装置，应采用空气冷却式冷凝器。

五、自动化方案的确定

冷库采用自动控制系统后，在节能、安全性、减少贮藏食品质量的变化等方面具有明显的优点。采用何种自动化方案，应从投资额、常年运行管理费用、经济效益等诸方面综合考虑确定。对一般中、小型制冷系统，以制冷设备的安全保护控制、局部回路的自动控制为主，也可以采用机械触点式全

自动控制；而对大型制冷系统，有条件的可采用电子计算机实现自动调节制冷系统最佳工况。

第二节 制冷系统供液方式

高压液体经节流后，分别供给各蒸发器。供液方式有多种，它们各有优、缺点，可根据不同的使用要求来确定。

一、直接节流供液

直接节流供液是利用冷凝压力和蒸发压力之间的压差，将液态制冷剂经节流阀膨胀后直接供给蒸发器。

直接节流供液方式的特点是：

(1) 系统简单，操作管理方便，依靠节流阀开启度直接调节蒸发系统供液量，工程费用低，但可靠性较差。

(2) 对于多个冷间，当使用情况不均衡时，不易调节控制。

(3) 因系统中缺少气液分离器，回气中夹带的液滴得不到分离，容易造成“液击”和“湿冲程”。

(4) 由于节流后有无效蒸气产生，这将占去部分蒸发器内部的空间，从而降低了传热效果。

直接节流供液方式适宜于单一节流装置控制单一蒸发回路、负荷比较稳定的小型制冷装置中。特别是小型氟利昂制冷系统，由于使用热力膨胀阀和回热式热交换器等设备，能根据系统负荷变化自动调节供液量，其优点更为突出，应用的也较多。

自动控制的小型氟利昂制冷系统采用的热力膨胀阀，是依据蒸发器的回气过热度来自动调节供液量的。热力膨胀阀的允许过热度一般为 $3^{\circ}\text{C} \sim 8^{\circ}\text{C}$ 。为了实现向蒸发系统供液的自动控制，还必须采用温度控制器来控制电磁阀的开启。

二、重力供液

重力供液是在蒸发器与节流阀之间增设一只气液分离器。它利用气液分离器内正常液位与蒸发器之间的位差，借助重力作用克服流动阻力，使液态制冷剂流入蒸发器。

重力供液方式的特点是：

(1) 高压液体制冷剂节流后进入气液分离器，将节流后产生的无效蒸气进行分离，而将低压液态制冷剂供入蒸发器，提高了蒸发器的热交换效果。

(2) 蒸发器的回气也是先经过气液分离器，将回气中夹带的液滴分离出来，保证了压缩机的安全运行。

(3) 气液分离器的液面相对稳定，比较容易实现自动控制。

(4) 为了保持液面与蒸发器的液面差，要求气液分离器内液面高出蒸发器 1~2m，提高了土建的造价。

(5) 由于液态制冷剂在蒸发器内作自然流动，随制冷剂进入蒸发器的润滑油很难排出，形成油膜，降低了制冷效果。

这种供液方式适用于氨作制冷剂的中、小型冷库的制冷系统。

三、液泵供液

氨系统采用氨泵供液，是以液泵的机械作用克服管道阻力及静压力向冷间蒸发器进行供液。在该系统中，以低压循环桶代替了重力供液的气液分离器。

液泵供液方式的特点是：

(1) 蒸发器的热交换效率高。由于该系统中制冷剂循环量数倍于蒸发器的蒸发量，液态制冷剂吸热蒸发产生的气体不断被较高流速的液态制冷剂冲走，同时又减轻了润滑油对管壁的污染程度，降低了管壁的传热阻力，使得蒸发器的传热面积能得到充分的利用，相对地提高了蒸发器的换热量。

(2) 保证压缩机安全运转，制冷效率高。由于系统设置低压循环桶，可使回气中夹带的液滴得到分离，不易出现“液击”和“湿冲程”。该系统低压循环桶到压缩机的吸入管路较短，蒸气的压力损失小，过热度也小，因此

压缩机的制冷效率较高。

(3) 操作简单, 便于集中控制。低压循环桶的液位, 可通过浮球阀或自控元件控制, 不需经常调节节流阀, 操作简单。由于低压循环桶设置在机房设备间内, 调节站也集中于设备间内, 便于操作、集中控制。

(4) 便于热氨融霜。低压循环桶可兼作排液桶用。蒸发器排液可直接排入低压循环桶, 简化了融霜排液过程, 使库房降温速度加快。

(5) 氨泵的设置, 增加耗电 $1\% \sim 1.5\%$ 左右, 同时也增加了维修量。
(6) 增加了钢材量、阀件量。

液泵供液根据制冷剂进、出蒸发器的情况, 又分为上进下出(顶部供液)和下进上出(底部供液)两种方式。

上进下出式特点: 蒸发器充液量较少, 蒸发温度不会受到静液柱的影响。液泵停止供液后, 蒸发器内未蒸发的液体和积油很快自动排出, 有利于融霜和自控。其低压循环桶容积要大, 用以容纳氨泵停止运转后从蒸发器流回的全部制冷剂液体, 因此设备费用稍大。向多组并联蒸发器供液时, 供液不易均匀, 传热效果受到影响。这种供液方式适用于连续生产、系统的蒸发器数量较少的冷库。

下进上出式特点: 蒸发器供液均匀, 传热效果好。其低压循环桶容积较小, 可节省设备费用。蒸发器与低压循环桶的相对位置不受限制, 适用性较强。液泵停止供液后, 蒸发器内有一定液体, 库温波动小, 采用自动控制, 可避免频繁操作。但这种供液方式, 蒸发器充液量较多, 是蒸发管容积的 60% 左右, 积油不易排除。下进上出式虽然存在一定的不足, 但由于具有能均匀供液, 传热效果好, 对低压循环桶安装无特殊要求等优点, 因此在冷库氨制冷系统中普遍采用该种供液形式。

第三节 冷间冷却方式

冷间冷却方式是冷库制冷方案的一个组成部分, 从制冷剂产生冷效应的角度可分为两种方式, 即间接冷却方式和直接冷却方式。这两种冷却方式各有其特点和适用场合。

一、间接冷却方式

间接冷却方式是指被冷却物体或冷藏库内的热量通过载冷剂传给蒸发器，再由制冷剂蒸发吸收载冷剂的热量。

间接冷却方式的特点是：

(1) 载冷剂的吸热过程只是温度升高，无相态变化。由于载冷剂无毒，其使用范围比较广。

(2) 盐水有一定蓄冷作用，长距离运输不会影响制冷量。

(3) 不易出现“液击”。

(4) 采用盐水作载冷剂，对金属的腐蚀作用很强，初次费用、经常性费用比较高。

(5) 有二次传热温差，即制冷剂冷却载冷剂，载冷剂再冷却货物或库房内的空气，因而能量损失大。

间接冷却方式虽然有很多优点，但因为二次传热温差，使其经济效果下降，因此，只有在特定情况下，如盐水制冰、空调系统中使用。

二、直接冷却方式

直接冷却方式是指制冷剂直接在蒸发器内吸收被冷却物体或库内的热量而蒸发。

(一) 直接冷却方式的特点

(1) 制冷剂在蒸发器内直接沸腾吸热，发生相态变化，传热温差只有一次，能量损失小。

(2) 与间接冷却系统比较，系统简单，操作管理方便，初投资及运行费用都较低。

(3) 系统中如采用氨为制冷剂，一旦泄漏时，会危及人身安全或使食品受损。

直接冷却方式虽然有不足之处，但因其经济费用低，管理方便，使用年限长等优点，所以仍被广泛应用。

(二) 直接冷却方式的分类

直接冷却方式接冷却设备的形式不同，可以分为以下三类。

(1) 空气冷却式。根据空气流动方式，又分为自然对流冷却和强迫对流冷却两种。

空气自然对流冷却是指在冷间内采用墙、顶排管作为冷却设备。它是密度作为对流换热的惟一动力，库内空气流速极低，库温不均匀；库内降温的速度较慢，但引起食品干耗较小，适用于较长时间贮藏低温货物的场合，如冷库中的冻结物冷藏间、贮冰间等。

空气强制对流冷却指在冷间内采用冷风机作为冷却设备、借助鼓风机进行空气强制对流，它换热效果好，库内温度均匀，货物降温速度快，便于操作管理和实现自动化控制。但引起食品的干耗大，它适用于工作周期较短的冷加工场合，如冷库中的冷却间、冻结间等。

(2) 接触式。它是指被冷却物体表面与冷却设备壁面直接接触，如平板冻结器。其换热形式是以传导为主，冷却设备内制冷剂直接经过壁面而吸收被冷却物体的热量，被冷却物体温度下降迅速。这种冷却方式适用于冷加工体积比较小而又不怕挤压的食品。

(3) 混合式。它是指在冷间内采用搁架式排管作为冷却设备。它介于空气冷却式和接触式之间，既有空气的对流换热，又有部分排管壁面直接与冻盘接触的传导换热。它结构简单，若在冷间内配备风机，使空气强制循环，效果会更好。但该种形式出、进货是靠人力，劳动强度大，适用于冻结量较小的盘装食品。

三、冷间冷却设备的确定

冷间冷却设备的确定是否合理直接关系到产品的冷加工质量和生产效率，以及经常性费用。选用时应根据产品冷加工工艺要求和贮藏条件进行确定，还应考虑选用结构紧凑的冷却设备，要尽量少占库房的建筑空间和面积，一般按下面方法进行确定。

(1) 冷却间。进入冷却间的货物温度一般较高，例如果蔬、鲜蛋相当于

室外温度，而刚屠宰不久的肉胴体或分割肉则在 35°C 左右。食品含水量大，表面带水，应采用干式落地式冷风机作为冷却设备。

(2) 冻结间。是对食品进行冷冻加工的房间。每昼夜周转一次或两次，陆地冷库应采用空气强制对流的冷却方式，选用落地式或吊顶式冷风机作为冷却设备。对冻结量比较小的食品，如鱼、兔、家禽等盘装食品应选用搁架式排管配风机或不配风机，由于劳动强度大，只适用于日冻结量小于5吨，而且产品加工又不连续的小型冷库，对于冷藏船上用的冷却设备，应选用平板冻结器。

(3) 冷却物冷藏间。主要贮藏果、蔬、鲜蛋等有生机的食品或冷却肉类。宜选用强制对流冷却方式，因为库内温、湿度的均匀性要求较高，应选用冷风机作为冷却设备，还应配置均匀的送风道，使库内风速能够达到均匀送风的目的。

(4) 冻结物冷藏间。主要贮藏冻结后的肉类、家禽、水产品等。贮藏时间较长，为了保证食品质量，降低干耗，宜选用自然对流冷却方式，一般选用冷却排管为冷却设备。当能有效地控制食品干耗时，也可采用微风速的冷风机来替代冷却排管，这种冷却方式有利于缩短施工周期，便于自动控制，对于有包装的冻结货物是十分有利的。

(5) 产品的包装间。选用冷却设备应根据包装间的温度确定。当包装间温度在 0°C 以上时，宜采用冷风机；当包装间温度在 0°C 以下时，可采用排管为冷却设备。

除上述介绍的几种冷间冷却设备外，近年来又出现了许多类型的冻结装置，如平板冻结器、隧道式冻结装置和螺旋式冻结装置等。这些冻结装置具有结构紧凑、布置灵活、容易实现自动控制等特点，并使工人能在常温下进行操作，使劳动条件得到改善。随着产品冷加工工艺的改变，这些冻结装置会逐步得到推广使用。

四、冷间冷却设备融霜方式的确定

当库内冷却设备使用一段时间以后，管壁外表面就会有霜层出现。霜的导热系数为 $0.116 \sim 0.139\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$ ，而钢的导热系数为 $46.55 \sim 67.48\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$ 。当霜层厚度达到与管壁厚度相同时，霜层的热阻约比钢管的热阻

大94~443倍。这样就会直接影响到冷却设备传热。尤其是冷风机的肋片管,当结有霜层时,不但热阻增大,而且空气的流动阻力也增加,严重时会导致无风送出。因此,必须定期及时地将冷却排管表面的霜层除掉。

(1) 热氨融霜。它是利用压缩机排出的具有较高温度的过热氨蒸气,经过油分离器后,进入蒸发器排管内加热,以融化管壁表面的霜层。当油分离器设在室外,离机房较远时,可在机房内另设专供融霜用的油分离器,保证在冬季融霜所需的热氨温度。这种融霜方式,系统简单,便于操作管理,还可同时冲掉排管内的积油,融霜后排回的液体排入排液桶或直接排回低压循环桶。其缺点是融霜时间较长,影响库温。

这种融霜方式适用于冷却排管。

(2) 水融霜。它是通过淋水装置向冷风机排管表面淋水,霜层吸收水流带来的热量融化。融霜水和霜层融化水从排水管排走。这种融霜方式效率高,库温波动小,操作比较简单,容易实现自动控制。其缺点是融霜水处理不好,对冷库建筑危害很大。

这种融霜方式适用于上进下出供液的冷风机。

(3) 热氨和水结合融霜。它是利用热氨在管内加热,使冰霜与排管表面脱开,然后在管外壁用水淋,把冰霜冲掉,冲掉后停水,再通入热氨,利用其热量把排管表面烘干。这种融霜方式速度快、效果好,还能冲走蒸发器内的积油,但操作和自控程序较复杂。

这种融霜方式适用于下进上出供液的冷风机。

(4) 电加热融霜。它是在冷风机内设置电加热器,通电加热融霜。这种融霜方式结构简单,但电耗增加,库温易波动。

这种融霜方式一般用于小型冷库和冷藏汽车、冷藏火车等无水源供应的冷风机。

第四节 冻结专用设备

冻结专用设备是冷库贮藏物冻结过程所需要的专用设备,可以在短时间内对被贮藏物进行冻结,使之达到贮藏的温度要求。不同的贮藏物可以采用

不同的设备进行冻结。

一、搁架式排管冻结设备

搁架式排管通常是安装在冷间内，其结构和安装如图 1-5-7 所示。搁架式排管冻结设备属于最早采用、最简单的一种半接触式冻结设备，通常是用 $\phi 38 \times 2.5\text{mm}$ 无缝钢管制作成蛇形排管，再由回气集管和供液集管连接着干组蛇形排管，并固定在钢制的支架上构成搁架。蛇形排管的水平间距为 $80 \sim 100\text{mm}$ ，管间的垂直中心距为 $250 \sim 300\text{mm}$ 。搁架排管构成的层数宜为偶数，便于供液集管和回气集管均安排在同一侧。为了方便操作，搁架排管的最低层应高于地面 250mm 。对于氨制冷系统，多采用下进上出的供液方式，这样可以保证并联管均匀供液。对于氟利昂制冷系统，搁架式排管采用上进下出的供液方式，并设置分液器，以保证每组排管供液的均匀性。

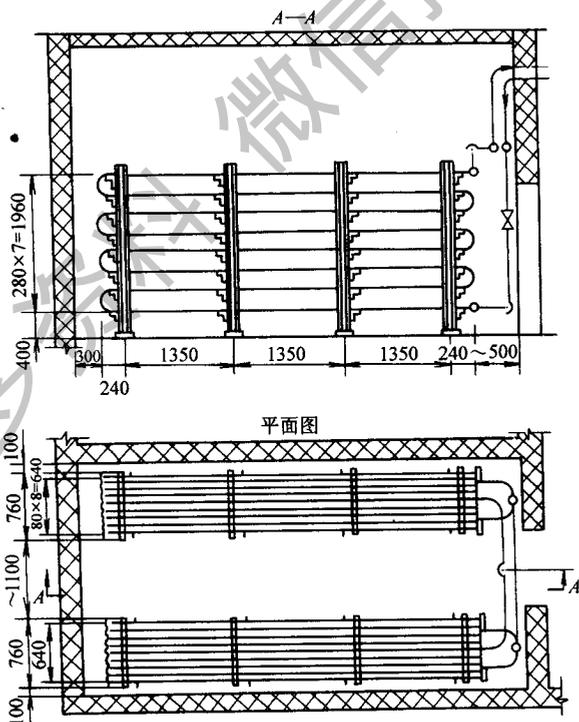


图 1-5-1 搁架式排管冻结设备

应用搁架式排管冻结食品时，一般是把食品装在镀锌钢板或不锈钢板制作的冻盘内，再把冻盘直接放到搁架排管上进行冻结。由于冻盘与排管半接触，又被冻结食品置于排管之间，强化了接触换热和辐射换热的作用，从而提高了速冻效果。图 1-5-2 所示为强制冷风循环的搁架式排管冻结设备。

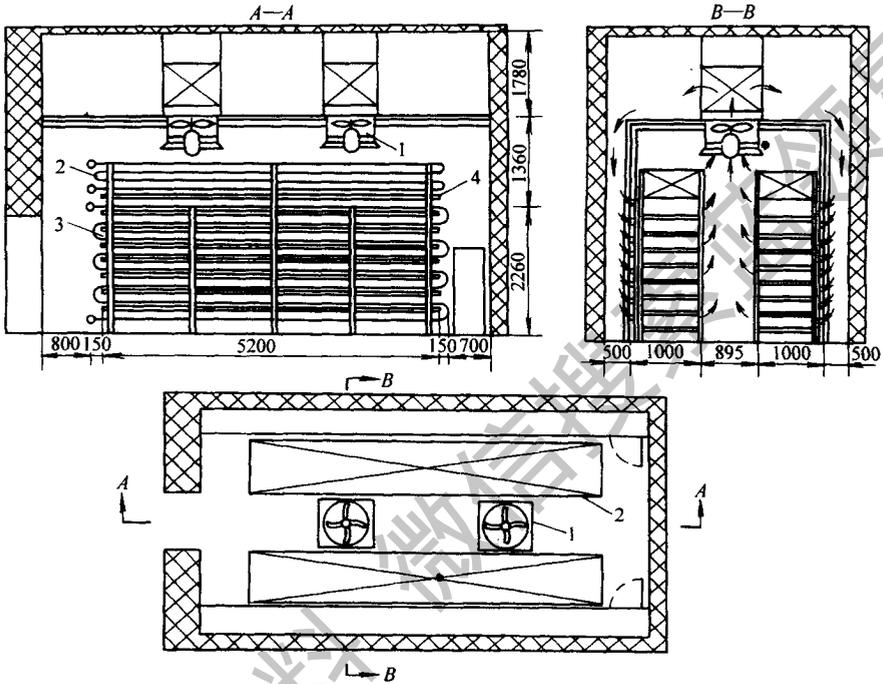


图 1-5-2 强制冷风循环的搁架式排管冻结设备

搁架式排管冻结设备制作简单，价格低廉，冻结效果好，耗电量小，适用于冻结分割肉、鱼类、家禽、冰淇淋等小包装食品。但排管的液柱静压作用大，除霜操作较麻烦，进出货物的不方便，在低温环境条件下操作的劳动强度较大。

小包装冻结食品的迅速发展，促进了搁架式设备的更新换代，在此基础上开发了柜式搁架平板（铝合金平板蒸发器，冷风强制循环）速冻设备。柜式铝合金板翅搁架冻结设备已经投放市场，其技术性能优于柜式搁架平板速冻设备。这种柜式铝合金板翅式蒸发器采用热挤压成形技术，板与翅片一体化，不存在接触热阻，既可增加食品与蒸发器的接触面积，增强接触热传导效果，又可强化蒸发器与被冻结食品间的辐射换热强度和蒸发器空气侧的换

热强度。有组织的强制式冷风循环，大大提高了速冻效果，可使食品冻结时间缩短 20% 左右。根据实际测定，厚度为 70mm 的鱼块，冻结时间不超过 5h。图 1-5-3 为上海水产大学和靖江空调器机械厂研制生产的 LCS 系列板翅搁架速冻柜。

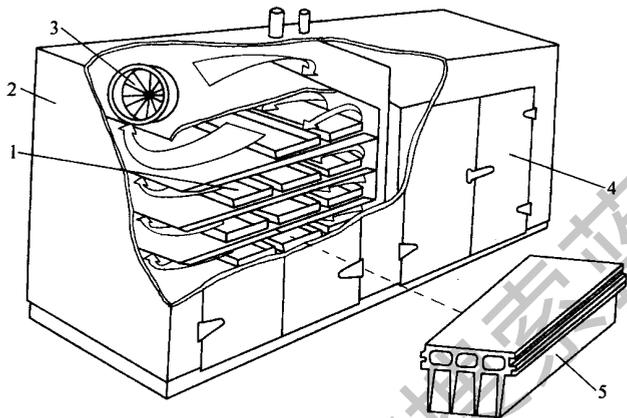


图 1-5-3 LCS 系列板翅搁架速冻柜

1—翅板搁架；2—外壳；3—风机；4—柜门；5—翅板搁架

二、平板冻结装置

平板冻结装置是接触式冻结方法中最典型的一种，它由以多块铝合金为材料的平板蒸发器组成，平板内有制冷剂循环通道，平板进出口接头由耐压不锈钢软管连接。平板间距的变化由油压系统驱动进行调节，将被冻食品紧密压紧。由于食品与平板间接触紧密，且铝合金平板具有良好的导热性能，故其传热系数较高。

平板冻结装置按平板放置方向，分为卧式和立式两种基本型式。卧式平板冻结装置的结构见图 1-5-4 所示。

三、螺旋式冻结设备

螺旋式冻结设备是采用一条折叠式不锈钢输送带，把所需冻结的食品放

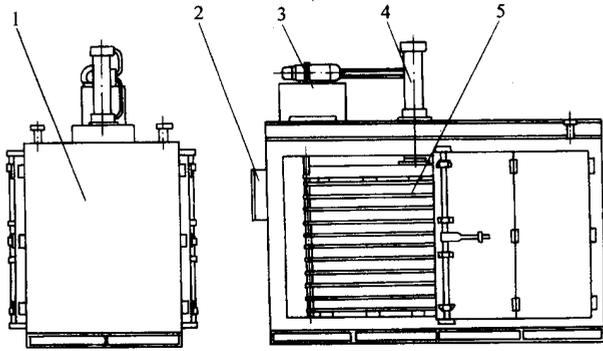


图 1-5-4 卧式平板冻结装置结构

1—隔热箱体；2—电控箱；3—油压系统；4—升降油缸；5—平板蒸发器

在该输送带上螺旋上升，配备高效强冷风循环，使食品迅速冻结。输送带的速度可根据不同的冻结食品进行调整。这种冻结设备占地面积小，冻结效率高，可以连续作业，适用于调理食品如包子、饺子、春卷，以及鱼虾、水果、蔬菜等的快速冻结。

图 1-5-5 所示为螺旋式冻结设备，输送带采用变频调速，其调速范围大，结构紧凑，主要零部件用不锈钢制作，可以整体吊装运输，便于安装。

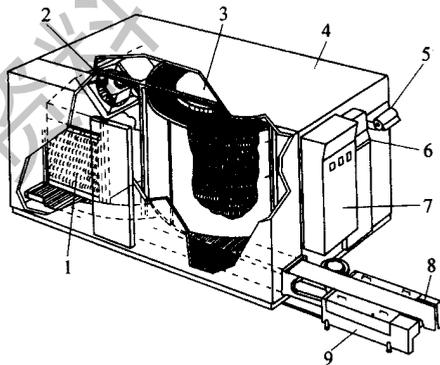


图 1-5-5 螺旋式冻结设备

1—蒸发器；2—轴流风机；3—转筒；4—隔热外壳；5—出冻口；
6—变频调速装置；7—电器控制箱；8—进冻口；9—传动带清洗器

单螺旋式结构冷冻装置很高，操作不方便，冻品出冻时，容易造成机械损伤。改进后的双螺旋式结构如图 1-5-6 所示，这种结构使冻品进出时均

处于相同的水平位置，避免了上述缺点。

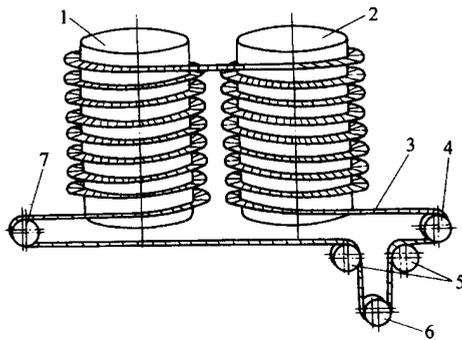


图 1-5-6 双螺旋式冻结装置传送网带

1—上升转筒；2—下降转筒；3—传送网带；4、7—出冻链轮；
5—固定轮；6—张紧轮

四、流态化冻结设备

将被冻食品放在开孔率较小的网带或多孔槽板上，高速冷空气流自下而上流过网带或槽板，将被冻食品吹起呈悬浮状态，使固态被冻食品具有类似于流体的某些表现特性。在这样的条件下进行冻结，称为流态化冻结。它具有冻结速度快、冻结产品质量高、耗能低等特点，适用于冻结球状、圆柱状、片状、块状等颗粒食品，尤其适宜果蔬类单体食品的冻结。

按机械传送方式，食品流态化冻结设备可分为：①带式流态化冻结设备，其中又可分为一段带式和两段带式流态化冻结设备；②振动流态化冻结设备，其中又可分为往复振动和直线振动流态化冻结设备；③斜槽式流态化冻结设备。按流态化形式划分，可分为全流态化和半流态化冻结设备。为了扩大使用功能，往往设计成流态化床和冻结隧道两用，即需要冻结较大块状食品时，将食品装在冻盘里，放在架车上，在预留冻结隧道内进行冻结。下面介绍两段带式流态化和往复振动流态化的冻结设备。

(一) 两段带式流态化冻结设备

图 1-5-7 所示是在流态化床蔬菜速冻设备基础上，经过改进的流态

化隧道两用的食品速冻设备。这种速冻设备是一种典型的两段带式流态化冻结设备。其主要特点是：将食品分成两个区段冻结，第一区段为表层冻结区，第二区段为深温冻结区。颗粒状食品进入冻结区后，首先进行快速冷却，将表面冷却到冰点温度，随之表面冻结，使颗粒间及颗粒与传送带不锈钢网间呈离散状态，彼此互不粘结。然后进入第二区段深温冻结至中心温度为 -18°C ，冻结方告完成。

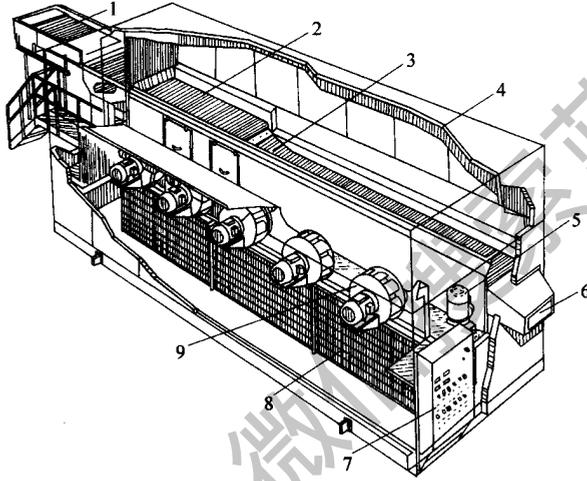


图 1-5-7 两段带式流态化冻结设备

1—振动布料进冻口；2—表层冻结段；3—冻结段；4—隔热箱体；
5—网带传动电动机；6—出冻口；7—电控柜及显示器；8—蒸发器；9—离心式风机

带式流态化冻结设备具有变频调速装置，对网带的传递速度进行无级调速。蒸发器多数为铝合金管与铝翅片组成的变片距结构，风机为离心式或轴流式。

(二) 往复振动流态化冻结设备

该设备的特点是被冻食品在冻品槽（底部为多孔不锈钢板）内，由连杆机构带动做水平往复式振动，以增加流化效果。图 1-5-8 所示为往复振动式流态化速冻设备，它具有气流脉动机构，由电动机带动的旋转式风门组成，按一定的速度旋转，使通过流化床和蒸发器的气流流量不断增减，搅动被冻食品层，从而可更有效地冻结各种软嫩和易碎食品。风门的旋转速度是

可调的，可调节至各种被冻食品的最佳脉动旁通气流量。

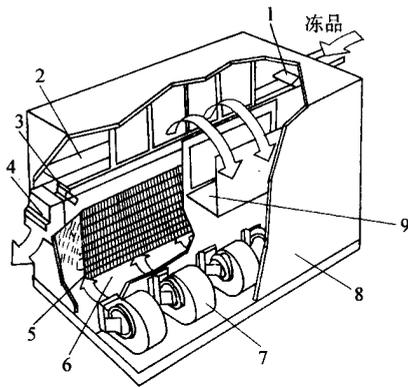


图 1-5-8 往复振动式流态化冻结设备

- 1—布料振动器；2—冻品槽；3—出料挡板；4—出料口（有挡板）；5—蒸发器；
6—静压箱；7—离心式风机；8—隔热箱体；9—观察台

五、沉浸式冻结设备

沉浸式冻结设备是一种以液体为传热介质的快速冻结装置。通常将食品直接沉浸于液体载冷剂或称为不冻液中，由于食品沉浸在不冻液中的换热系数要比在强冷风中的换热系数大得多，所以大大提高了食品的冻结速度。与其他快速冻结方法一样，沉浸式冻结设备使食品迅速通过冰结晶生成区域，形成的冰结晶小而均匀，不致损伤食品的细胞组织，可以防止食品解冻时汁液的大量流失，能够最大限度地保持天然食品原有的新鲜状态、色泽风味和营养成分。

第五节 冷库制冷系统举例

冷库制冷系统是向库房提供冷量的设备，主要有集中式和分散式两种安装方式。两种方式在管理和使用上都有各自的特点。

一、集中式制冷系统

集中式制冷系统是指制冷系统中除蒸发器安装于库房内，其余的设备都集中安装于专用的机房内。库房与机房分开，各自独立，机房中设备也分类安装。

集中式制冷系统的最大特点是：①可以集中管理，方便观察与调整；②方便维护与维修，因为同类设备的维护和维修所采用的工具材料和设备都是类似的；③可以根据库房的负荷变化及设备的运行工况实现调整和调配压缩机的负荷，合理地使用设备，充分地发挥设备的效能，实现良好的经济效益。

图 1-5-9 所示为氟里昂集中式制冷系统，用于果品冷藏。它仅有一个蒸发温度，库温 0°C ，蒸发温度一般为 $-6 \sim -10^{\circ}\text{C}$ 。每个冷藏间配置一台空气冷却器，未设置均匀送风道。采用单级压缩冷凝（水冷）机组，直接膨胀供液方式，上供液下回气的蒸发系统，空气冷却器回气管设置上升回气管，以确保润滑油的回流循环。为防止供液在管路中因流动摩阻产生闪发气体，在供液总管中设有回热式热交换器，对液体制冷剂进行再冷却。空气冷却器采用水冲霜。这种系统的管路比较简单。

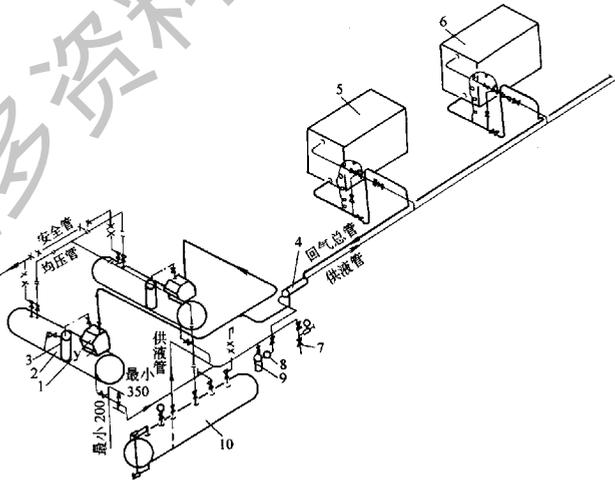


图 1-5-9 氟里昂集中式制冷系统图

- 1—压缩机；2—冷凝器；3—油分离器；4—回热热交换器；
5、6—空气冷却器；7—加氟站；8—水分指示器；9—干燥过滤器；10—贮液器

空气冷却器供液，靠热力膨胀阀根据回气的过热度进行自动调节。设在热力膨胀阀前的电磁阀由温度控制器控制开关，当冷藏间温度在上限时，电磁阀电源导通，电磁阀开启，进行供液；当冷藏间温度在下限时，切断电磁阀电源，电磁阀处于关闭状态，停止供液。

二、分散式制冷系统

分散式制冷系统是以冷间作单位，独立地为冷间提供冷量的制冷设备。设备安装于库房旁，不需专用机房，系统简单，安装方便，实现自动控制方式比较易行，有利于节能。尤其是热负荷不大的冷间，采用氟利昂制冷系统，分散式制冷系统更显示出其优越性。因此，分散式制冷系统越来越多地被人们接受。分散式制冷系统的缺点是压缩机总装机容量相对较大。

选用分散式制冷系统要注意处理好以下几个问题。

(1) 压缩机制冷容量与冷间热负荷的匹配必须合理，过大或偏小都是不适宜的。

(2) 各自制冷系统的压缩机台数尽可能少，宜选用压缩冷凝机组。冷间负荷波动较大的制冷系统，压缩机应带有能量自动调节装置。

(3) 最好采用重力供液方式或直接膨胀供液方式，力求系统简单。

(4) 设备安全保护、库房温度检测控制系统和压缩机自动调节系统尽可能完善。

(5) 宜设置中央监控室，对各制冷系统的运行工况参数实行集中显示和监控，而且检测显示和监控系统运行必须可靠。

第 6 章

制冷系统中制冷部件的自动保护

制冷系统主要由压缩机、冷凝器、蒸发器和膨胀元件四大部件组成。水冷机组及氨泵系统还需要有泵输送介质。制冷系统中每一部件出现故障，都会影响制冷效果，甚至引起停车。

本章主要介绍压缩机、泵、冷凝器和蒸发器的安全运行以及自动保护措施。

第一节 压缩机保护与能量调节

压缩机作为装置的主机，它的安全可靠对系统的正常运行起决定作用。

其保护方法是当工作参数出现异常将危及到压缩机安全时，立即或者延时中止运行。

一、压缩机保护

(一) 吸排气压力保护

制冷系统工作时应防止压缩机排气压力过高和吸气压力过低。各种操作或处理不当，如操作失误，开机后排气管阀仍未打开，制冷剂充灌量过多，冷凝器大量积液，冷凝器断水或水严重不足，冷凝器风扇电机出故障，系统中不凝性气体含量过多等，都将引起高压侧压力过高，对压缩机造成危害。吸气压力过低或者低压侧被过分抽空所造成的危害是：压力比增大，排气温度上升，效率下降，压缩机工作条件恶化，还使被冷却介质温度过分降低，若低压侧负压严重，空气渗入系统，将不凝性气体和水分带入，又使排气温度、压力提高，造成压缩机工作异常，水分还会形成膨胀阀冰堵。对于氨机，系统中混入空气甚至有爆炸的危险。

单级压缩机只设高、低压力保护。对于两级压缩机，还设有中压保护，防止低压级的排气压力过高。用压力控制器可实现上述各压力保护功能。前面第三章中讲过压力控制器是受压力控制的电开关（继电器），它在设定的控制压力值时使电触点断开，切断压缩机电源。各压力的控制值按装置的工作要求设定。高压控制器在压力升到设定值的上限时，切断电路，在压力降到设定值的下限时，接通电路，用作排气压力保护。低压控制器在压力降到设定值下限时切断电路，在压力升到设定值上限时，接通电路，用作吸气压力保护。低压控制器还常用在能量调节中，作为电开关，根据吸气压力控制压缩机或风机启动、停机的开关动作。高低压控制器兼有上述两种功能，结构紧凑，接线简单。图 1-6-1 为压力控制器在压缩机上的使用，(a) 为制冷系统图，(b) 为控制系统图。

(二) 油压差保护

采用油泵强制供油润滑的压缩机，如果油压不足，油就不能正常循环，

从而导致润滑不良烧毁压缩机。另外，对于有气缸卸载机构的压缩机，若油压不足，卸载机构也无法工作。因此，对这类压缩机必须设油压保护。

因为油循环的动力是油泵出口压力与曲轴箱压力（即吸气压力）之差，所以油压保护以该压力差为信号，实现对压缩机的安全保护。由于油压差控制器有延时执行的功能，因此，在开机前油压尚未建立起来时并不影响压缩机的启动运转。运转后，短期缺油也不会危及压缩机的安全。如果持续到指定的延时时间仍不能建立起油压，则表明有故障，这时压缩机便会停车。油压差控制器的安装也见图 1-6-1。

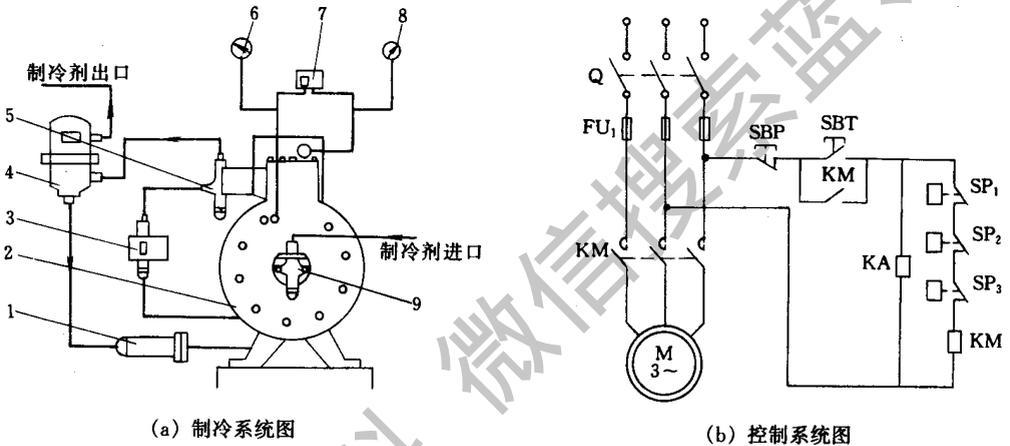


图 1-6-1 压力控制器和油压差控制器的使用

- 1—干燥过滤器；2—压缩机；3—油压差控制器；4—高压阀；5—油分离器；
6—低压表；7—高低压压力控制器；8—高压表；9—低压阀

(三) 温度保护

1. 排气温度保护

主要在氨系统中防止排气温度过高。排气温度过高影响压缩机寿命、使润滑油结焦，严重时引起工质分解、爆炸。氨的排气温度规定在 150°C 以下。采用温度控制器感应排气温度，排气温度超过指定值时，令压缩机保护性停车。温度控制器的温包应紧靠在排气口处安装。当然，热气旁通引起的排气温度过高也不允许，但这种情况下不是靠压缩机停车解决，而采用喷液

冷却。

2. 油温保护

曲轴箱内油的温度，规定比环境温度高 $20 \sim 40^{\circ}\text{C}$ ，最高不得超过 70°C 。油温过高时，油黏度下降，使压缩机运动部件磨损加剧，甚至烧坏轴瓦。用油温控制器在油温过高时控制停机。曲轴箱内有油冷却盘管的压缩机不必设油温保护。对于氟机，若曲轴箱中有大量制冷剂混入，启动时影响油压的建立，因此，曲轴箱内设电加热器，启动前通电加热使制冷剂蒸发，在这种情况下也要控制油温。

3. 冷却水断流保护

氨压缩机气缸头设冷却水套，若运行中水套断水会使排气温度升高，严重时会引起气缸变形。采用水冷却的机组，若运行中冷凝器断水也会引起排气温度升高，甚至危及冷凝器的安全。在出水管路安装一对电接点，有水流过时，电接点被水接通，继电器使压缩机可以启动或者维持正常运行；没有水流过时，接点不通，禁止压缩机启动或令其故障性停机。

（四）电机保护

压缩机电机短路或持续过载都会被烧毁。常用电流继电器和过热继电器在过电流或绕组过热时，切断电源，保护电机。

在实际应用过程中，并非对压缩机的各种保护不加选择地全盘设置，而应根据系统和压缩机的具体情况有选择地配备，以满足可靠安全运行为原则。

二、压缩机能量调节

为了使制冷装置能够保持平稳的蒸发温度，减少压缩机启停次数，要求制冷压缩机制冷量能够经常和冷负荷保持平衡，处于良好匹配状态。同时为了不使制冷压缩机电动机启动时，因启动电流过大而过载，增大电网负载的波动，这就要求压缩机能够实行轻载启动。上述要求均只能通过对压缩机能量实行自动调节来实现。

压缩机能量（制冷量）调节的方法很多，近年来广泛为人们采用的有下

列几种：

- ①根据吸气压力（温度）大小，以相应的压力（温度）控制器（通常为双位控制器）控制压缩机间断运转来调节日冷量；
- ②压力控制器—电磁阀式能量调节；
- ③油压比例控制器式能量自动调节；
- ④压缩机进排气侧流量旁通调节；
- ⑤压缩机电动机变速调节。

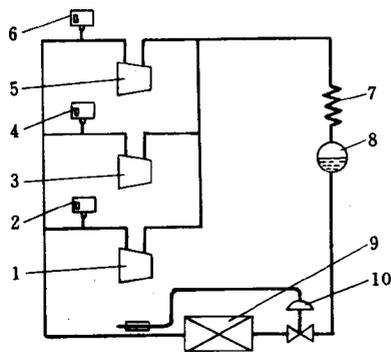
（一）根据吸气压力来调节压缩机的能量

在压缩机工作缸数和转速不变的情况下，外界热负荷的变化必然引起蒸发压力的变化，当热负荷增大时，蒸发压力相应升高，热负荷减小时，蒸发压力也相应降低。一般来说，如果没有其他因素影响，吸气压力基本上同蒸发压力是同步的。同时吸气压力（温度）比蒸发压力（温度）测取更为方便，代表负荷变化，更为迅速，故广泛采用。

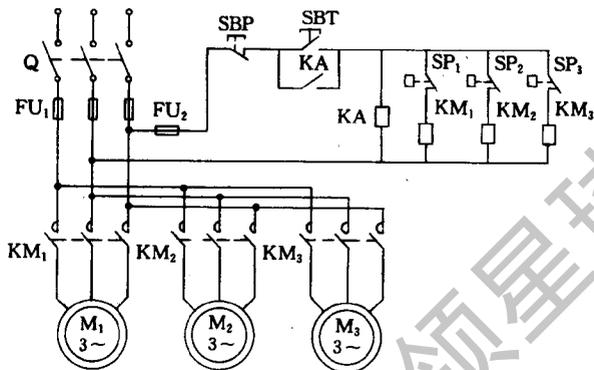
对于仅有一台压缩机的制冷装置，为使压缩机能量与蒸发器负荷随时匹配，可从压缩机外部与内部分别进行调节。对于中、小型制冷压缩机，由于压缩机本身不带卸载装置，因此只能采用压力或温度控制器（双位）感受吸气压力（或温度）高低直接控制压缩机的启动与停车时间。制冷能力很大的家用冰箱、各类厨房冰箱、冷柜的压缩机日冷量调节，均采用温度双位控制器来调节其日冷量与冷负荷的匹配。

若制冷装置具有多台压缩机，则可按图 1-6-2 实行日冷量调节，图中制冷装置有三台压缩机，每台压缩机的吸气管上均装有一只压力控制器，分别控制电动机的开启、停机。（a）为制冷系统图，（b）为控制系统图。

若蒸发器负荷降低，吸气压力就降低，当它降低到压力控制器 SP_3 的设定值 P_{30} 时，压力控制器 SP_3 就切断压缩机 5 的电动机的电源，使压缩机 5 停止工作，此时整个装置的能量就下降。若吸气压力不再继续下降，而回升到压力控制器 SP_3 的上限 P_3 时，压力控制器 SP_3 又接通压缩机 5 的电机的电源，压缩机 5 再次投入工作。显然 $(P_3 - P_{30})$ 就是压力控制器 SP_3 的差动值。若压缩机 5 停车后，制冷装置吸气压力继续下降，当吸气压力下降至压力控制器 SP_2 的设定值 P_{20} 时 $(P_{20} < P_{30})$ ，压力控制器 SP_2 断开，使压缩机 3



(a) 制冷系统图



(b) 控制系统图

图 1-6-2 用压力控制器直接控制压缩机启停的制冷装置

- 1、3、5—压缩机；2、4、6— SP_1 、 SP_2 、 SP_3 压力控制器；7—冷凝器；
8—贮液器；9—蒸发器；10—热力膨胀阀

停止工作，当压力回升到压力控制器 SP_2 的上限 P_2 时，压缩机 3 又投入工作，($P_2 - P_{20}$) 是压力控制器 SP_2 的差动值。

若压缩机 5、3 均停止工作后，由于外界热负荷低，使吸气压力继续下降，当吸气压力降至 P_{10} 时，压缩机 1 也停止工作。

用这种方法控制投入运行的压缩机台数，简单可行，可获得范围较粗的能量调节效果，对于热负荷变化不太频繁的装置比较合适，其缺点是能量调节幅度太大，只能整机投入或切断。

(二) 压力控制器—电磁阀式能量调节

凡是本身带有自动卸载机构的制冷压缩机，均有条件采用压力控制器—电磁阀式来进行系统能量调节。

图 5-3 为一台八缸压缩机采用本方案作能量调节的原理图。压缩机的每两个气缸为一组。中一套卸载机构控制。卸载机构的油缸驱动气缸外侧的拉杆。其原则是：当油缸有油压时驱动拉杆，压下吸气阀片，该组气缸工作；当油缸泄压，则吸气阀片由弹簧自动顶开，成空行程，该组气缸卸载。在图 5-3 中仅示出了推动卸载机构的油缸，其余部分省略。该压缩机有两组气缸为基本工作缸（I 组，II 组），在运行时不能调节；中间两组（III 组，

Ⅳ组) 调节气缸分别由压力控制器 SP_3 , SP_4 控制; 这两只吸气压力控制器的差动值为 $0.04 \sim 0.05\text{MPa}$, 其接通压力与断开压力值如表 1-6-1 所示, 其中 SP_4 为高负荷压力控制器, 其接通压力按最高蒸发压力(温度)调定。两只压力控制器定值压力差 $0.01 \sim 0.02\text{MPa}$ 。其能量调节范围八缸工作时为 100% , 六缸为 75% , 四缸为 50% ; 基本工作缸 I, II 两组卸载机构的压力油缸直接与油泵出口相通, 压缩机刚启动时, 油压尚未建立, 油缸无油压, 气缸吸气阀片被弹簧顶杆顶起, 基本工作缸也被卸载, 因此压缩机处于全卸载工况轻负荷启动。经几十秒后(在一分钟以内), 润滑油压力建立, 基本工作缸便投入工作。当热负荷大于四缸工作的制冷量时, 吸气压力上升, 超过压力控制器 SP_3 的接通压力 0.26MPa , 使 SP_3 接通, 将电磁滑阀 YV1 吸上, 压力油通过 a 孔, 经 c 孔流入Ⅲ组气缸的卸载压力油缸, 使Ⅲ组气缸投入工作, 压缩机运行于 75% 工况。若Ⅲ组气缸工作后, 由于负荷大吸气压力仍继续上升, 至 0.28MPa , 使 SP_4 压力控制器也接通, 电磁滑阀 YV2 被吸上, 压力油从孔 a 经 YV1 滑阀下部, 到孔 b, 最后流入Ⅳ组气缸的卸载压力油缸, 使Ⅳ组气缸亦投入工作, 此时压缩机作 100% 全负荷运行。

表 1-6-1 压力控制器接通压力与断开压力值

压力控制器	断升压力(表)/MPa	接通压力(表)/MPa	差动值(表)/MPa
SP_4	0.23 (2℃)	0.28 (6℃)	0.05
SP_3	0.22 (1℃)	0.26 (4℃)	0.04
SP_0	0.2 (-1℃)	0.24 (3℃)	0.04

若负荷下降, 吸气压力跌至 0.23MPa , 则 SP_4 断开, 电磁滑阀 YV2 失电关闭(如图示位置), 则Ⅳ组气缸断油泄压, 油缸活塞被弹簧顶回, 油缸中油经孔 b、g 与 d 孔流回曲轴箱。Ⅳ组气缸卸载, 又恢复 75% 负荷运行。

若四缸工作时, 吸气压力因负荷下降而跌至 0.2MPa (表压), 则低压控制器 SP_0 动作, 使压缩机停车。当停车后压力回升至 0.24MPa , 则 SP_0 接通, 压缩机又自动启动作四缸 50% 工况运行, 若吸气压力又逐步升高, 再增缸至 75% 与 100% 工况运行。全部依靠压力控制器与电磁滑阀控制。

如需要把八缸压缩机能量输出增加 25% 挡(共 100% 、 75% 、 50% 、

25%四挡), 可由三个电磁阀用三个压力控制器分别控制。此时仅一组(两缸)为基本工作缸。至于用单独电磁阀还是用并联电磁阀(图 1-6-3)则取决于各厂家习惯, 在工作原理上并无实质差异。

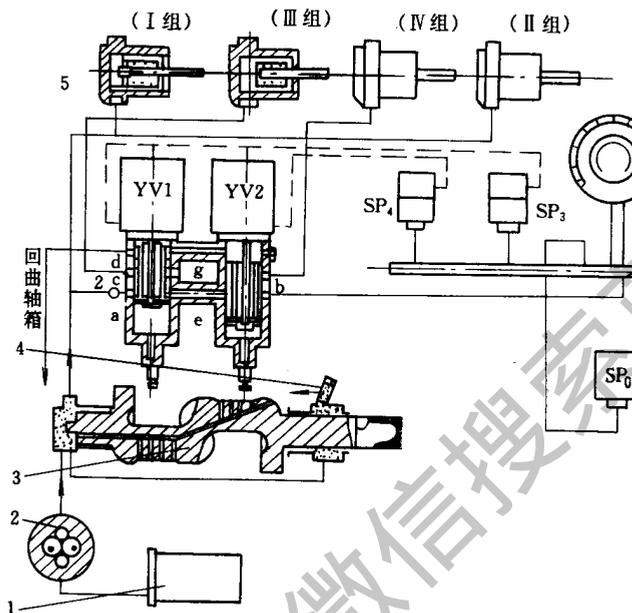


图 1-6-3 压力控制器电磁阀控制压缩机能量原理图

- 1—满油器；2—油泵；3—曲轴；4—油压调节阀；5—气缸卸载机构的压力油缸；
6—油压差表；7—吸气管；YV1, YV2—电磁滑阀；SP₃, SP₄—压力控制器；
SP₀—低压控制器

(三) 油压比例控制器式能量调节系统

这种压缩机能量调节系统在国内外广为采用, 它不用任何电器元件, 仅由一只油压式比例控制器来实现(图 1-6-4), 结构十分紧凑。这种能量调节系统亦要求压缩机气缸具备自动卸载机构与油缸(这部分与 2 相同), 而整个比例式能量控制器装在压缩机仪表盘上, 目前我国生产的 8FS10 等型压缩机均采用它。其原理图如图 1-6-5 所示, 它的基本原理是利用吸气压力与定值弹簧力加大气压力进行比较, 引起控制油压的变化推动滑阀移动, 再把相当的控制油压引入卸载机构油路, 达到能量调节的目的。

整个调节装置包括三部分：信号接受器（由图 1-6-4 中的波纹管 19、设定弹簧 20 和调节螺钉 2 组成）、喷嘴球阀放大器（由图 1-6-4 中的恒节流孔 12、球阀 15 和变节流孔 16 组成）和滑阀液动放大器（由图 1-6-4 中配油室 6、限位钢珠 5、能级弹簧 4、外罩 9 和配油滑阀 10 组成）。压缩机八个气缸中 1、2、7、8 号缸为调节缸，滑阀液动放大器的外罩 9 的法兰上有三个油管接口 A、B、C。其中 A 通过外接油管与压缩机油泵出口相连；B 与 C 分别与 1、2、7、8 号缸的卸载机构压力油缸接通。在机体 7 中开有内部孔道，使接口 A、B、C 三孔分别与开在配油室 6 腔内壁上的 A_1 、 B_1 、 C_1 孔相通。

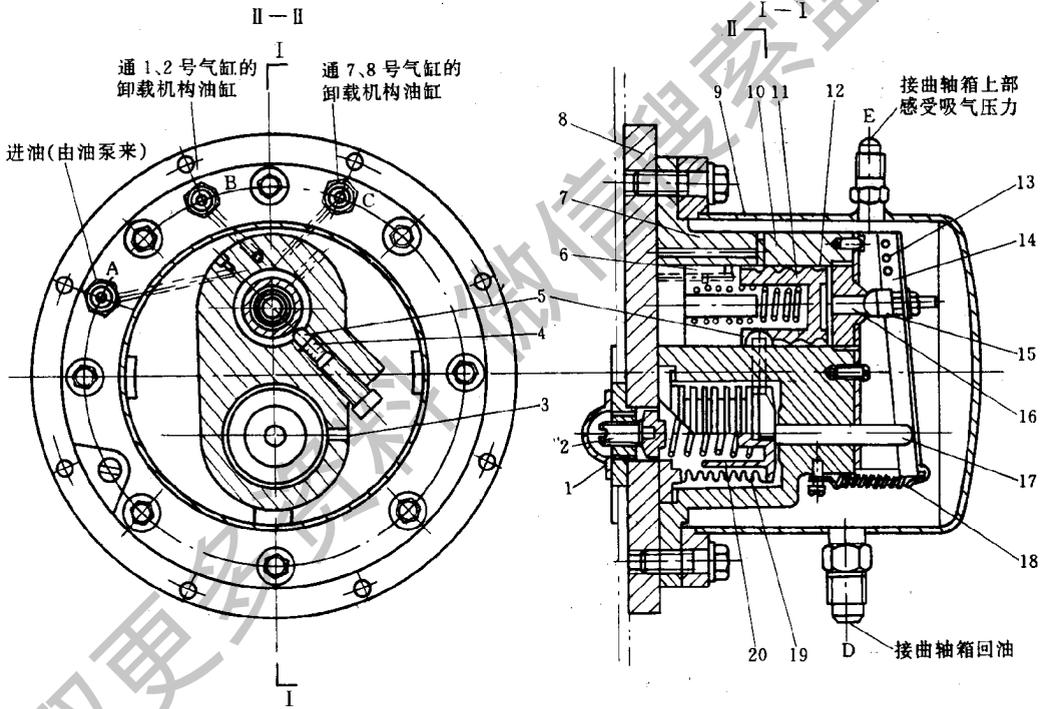


图 1-6-4 比例式油压能量控制器结构图

- 1—通大气孔；2—调节螺钉；3—孔道；4—能级弹簧；5—限位钢珠；6—配油室；
7—本体；8—底板；9—外罩；10—配油滑阀；11—滑阀弹簧；12—恒节流孔；
13—杠杆支点；14—杠杆；15—球阀；16—变节流孔；17—顶杆；18—拉簧；
19—波纹管；20—设定弹簧

控制器的输入信号是吸气压力与给定值的偏差。给定值（设定弹簧力 +

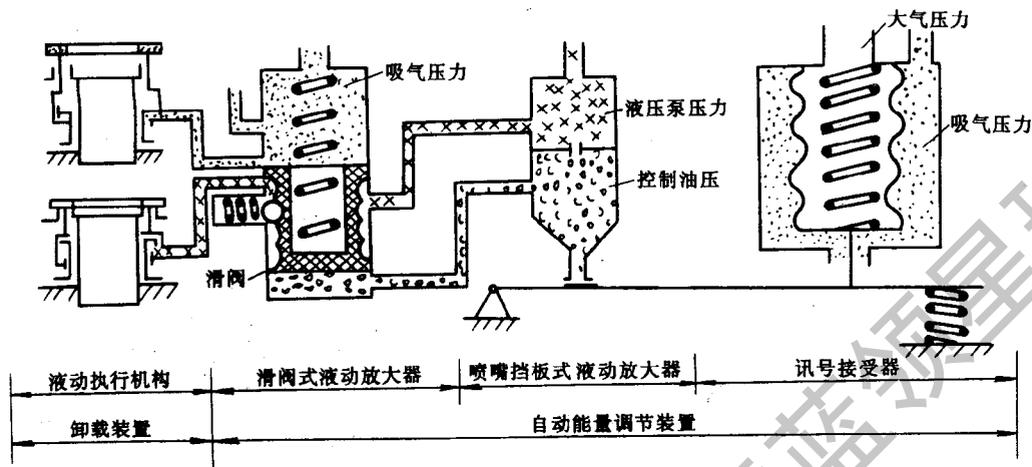


图 1-6-5 比例式油往能量调节装置原理图

大气压力) 可以用设定弹簧 20 调整。波纹管 19 的外侧作用着吸气压力, 内侧作用着给定压力, 使其受内外侧的压力差作用产生变形。变形位移量由顶杆 17 传递到杠杆 14, 使杠杆转角变化。连接在杠杆上的球阀 15 压向或离开变节流孔 16, 使孔腔中的压力成比例变化, 引起配油滑阀 10 移动, 接通或关闭配油孔, 使调节缸卸载机构的油压接通或释放。

压缩机启动前, 油泵不工作, 油压等于曲轴箱压力。配油滑阀 10 被滑阀弹簧 11 推至最右侧, 所有通往卸载机构的高压油路都被切断, 吸气阀片全部处于被顶开状态, 故压缩机启动时, 带有卸载机构的各级气缸全部处于空载启动。此时压缩机处于 4 缸运行状态。启动后, 油泵投入工作, 油压逐渐提高, 若外界冷负荷较大, 吸气压力上升, 波纹管 19 受压缩, 位移量经顶杆 17、拉簧 18 及杠杆 14 的传递, 球阀 15 将变节流孔 16 关小, 配油滑阀 10 右侧的油压便开始上升, 滑阀受向左的推力。当推力达到一定值时, 滑阀就克服弹簧 11 的张力和限位钢珠 5 的压紧力左移, 使钢珠进入第二个槽中, 使孔 B_1 与压力油孔 A_1 接通, 第一组调节缸上载, 压缩机 6 缸 (75%) 工作。若外界负荷仍高于制冷量, 则吸气压力会继续升高, 滑阀的继续左移, 使钢珠落入第 1 个槽中。于是第二组调节缸上载, 压缩机处于 8 缸 (100%) 满负荷工作。

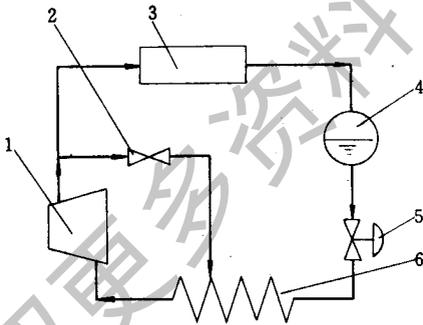
当负荷减小时, 吸气压力降低。波纹管 19 伸长, 推动球阀 15 离开变节流孔 16, 配油滑阀 10 右侧的控制压力相应降低, 于是滑阀受向右的推力。

当降低到某一值时滑阀就克服钢珠 5 的压紧力向下移动 (表 1-6-1 是某广 8FS10 机组按 R12 在空调工况下的相应卸载压力), 钢珠被推入第二凹槽中, 此时第一高压油路就被切断, 该组气缸的吸气阀片就被弹簧顶开而卸载, 压缩机能量降到 75%。如果外界负荷继续下降, 滑阀再次被向右推动, 钢珠落到第 3 个槽中, 又一组调节缸的配油孔关闭, 并卸载。于是压缩机 4 缸工作, 能量降到 50%。吸气压力如果继续下降, 低压控制器将动作, 切断电源, 压缩机停机。

要注意的是: 对同一组气缸其卸载压力与相应的投入工作压力是不同的 (表 1-6-1), 中间有一差动值, 一般为 0.04MPa, 否则能量调节装置会变得动作频繁而失去稳定性。

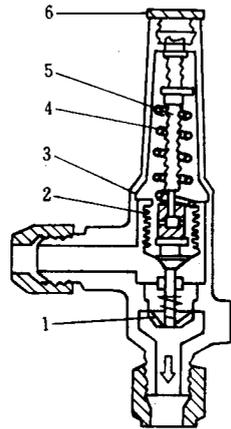
(四) 压缩机进排气侧流量旁通调节

对于中小型自身不具备卸载机构的压缩机组, 其制冷系统的能量调节可用一只 (流) 量旁通调节阀来实现。其系统原理图如图 1-6-6 所示。



(a) 系统原理图

1—压缩机; 2—旁通调节阀; 3—蒸发器;
4—贮液器; 5—膨胀阀; 6—冷凝器



(b) 旁通调节阀结构图

1—阀盘; 2—平衡波纹管; 3—阻尼机构;
4—主弹簧; 5—调节杆; 6—保护盖

图 1-6-6 旁通能量调节

这是一种将压缩机的部分排气经由旁通调节阀控制, 自动回流至压缩机

吸气管，以改变压缩机有效排气量的简便方法。对于小型制冷装置，借此可以防止在冷负荷很少时，冷库温度尚未达到，而吸气压力过低，使压缩机无法工作的局面。

旁通能量调节阀实质上是一种阀后恒压阀，其结构第三章已作过描述。当制冷装置冷负荷减小，压缩机吸气压力下降至预先调定值时，因作用在间盘下方的吸气压力不足以克服弹簧的张力（该张力是定值力，代表某一恒定的吸气压力），于是旁通调节阀开启。吸气压力越低，阀的开度越大，制冷剂从排气侧向吸气侧旁通量也越多，回流的制冷剂流量补偿了由于冷负荷下降而减少的蒸发器回气量，使吸气压力下降速度减慢，延长了压缩机工作时间。

使用旁通调节后，压缩机吸气温度增高，导致排气温度也相应增高，甚至超过允许值，此时需要采用专门措施，即

（1）旁通回气从贮液器顶部接出，与吸气混合后温度不会太高，但却有制冷剂被抽回，压缩机产生液击的危险。

（2）热气旁通回流至蒸发器的后半部，用热力回流来提高蒸发器出口过热度，促使热力膨胀阀开大，增大供液量，从而降低吸气温度，使排气温度不致过高。此法可提高低负荷时制冷剂在蒸发器与吸气管内的流速，有利于系统的回油，但此法仅适用于单蒸发器系统。

五．压缩机电动机变速调节

从理论上分析，用电动机变速调节来达到压缩机能量调节的目的，其效率最高，若电动机实现无级调速的话，则能在一定范围内达到连续能量调节的效果。

目前电动机调速使用最广泛的是变频器调速。变频器是以改变电动机电源频率的方式使其转速变化的装置。电动机电源电压必须随频率成比例变化，故又称为变电压变频 VVVF（Variable Voltage Variable Frequency）。变频器的输入是交流三相或单相电源，输出为可变压可变频的三相交流电，接到压缩机的电机上。控制器中，微电脑按照检测信号控制变频器的输出频率和电压，从而使压缩机产生较大范围连续变化的能量。

变频器输出的频率范围大约在 30 ~ 130Hz 之间。压缩机特性要能适应转速的变化范围。为了充分发挥变频调速的节能潜力，所有相关部件都应选择高效的。例如在变频空调器中，用高效变频器控制无刷式永磁电机，驱动涡

旋式压缩机被认为是目前最合理的搭配。为提高制冷系统中制冷剂流量控制的特性，还必须用电子膨胀阀取代传统的毛细管和热力膨胀阀。

此外，对于大型装置的压缩机群还可以采用等程序控制器进行能量调节。对于螺杆式压缩机可以利用自身的卸载滑阀来实现 10% ~ 100% 范围内的无级能量调节。

第二节 氨泵系统的自动控制

氨泵系统的自动控制包括低压循环贮液桶和氨泵的自动控制，它是强制供液系统自动控制的主要组成部分。

一、制冷工艺对氨泵系统的要求

①为保证蒸发器的供液和氨泵的正常工 作，要求低压循环贮液桶保持一定的液位，为保证气液分离效果，要求低压贮液桶上部保持适当的空间。因此低压循环贮液桶的正常液位一般控制在立式桶的 30% 处，卧式桶在其直径 1/4 处。

②为防止氨液进入压缩机，保证压缩机的正常运行，要求当低压循环贮液桶内液体达到超高液位时（立式桶一般在 70% 处），应立即切断压缩机电机电源，并同时发出光示和音响警报。

③为防止蒸发器供液过多，影响蒸发压力，必须在压力超过一定值时（也就是流量超过一定值时），实现自动流量旁通。

④为保护氨泵和解决氨泵因汽蚀现象吸不上液而采取相应的措施。

二、氨泵系统自动控制

（一）控制原理图

为了达到超高液位报警、汽蚀保护等要求，必须按图 1-6-7 设计氨泵

系统的自动控制系统。

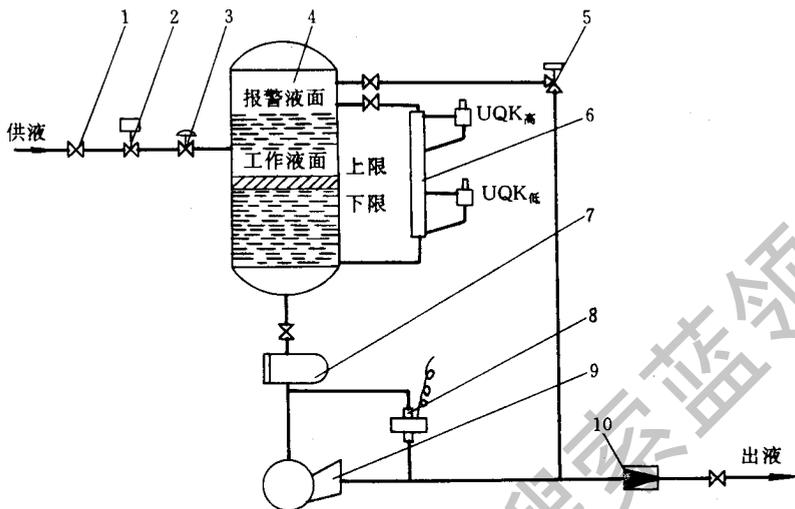


图 1-6-7 氨泵回路自控元件装置图

- 1—供液截止阀；2—ZCL-32YB 电磁主阀；3—膨胀阀；4—低压循环桶；
 5—Ⅱ RP-32 型旁通阀；6—UQK-40 型液位控制器；7—防涡流装置；
 8—CWK-11 型压差控制器；9—氨泵；10—Ⅱ RN-32 型止回阀

(二) 自动控制分析

1. 液位控制

低压循环贮液桶内的液位控制是采用一套 UQK-40 型电感式液位控制器与 ZCL-32YB 型供液电磁主阀配合使用实现的。当低压循环贮液桶内的液位降至设定值的下限时，液位控制器发出指令，使 ZCL-32YB 型电磁主阀开启，向低压循环贮液桶内供液；当液位升至设定值的上限时，液位控制器又发出指令，使 ZCL-32YB 型电磁主阀关闭，停止向低压循环贮液桶内供液。

为了减少电磁主阀的启闭频率，应保持低压循环贮液桶内的液位控制有一定的幅差。对于立式低压循环贮液桶，幅差应在 6mm 以内，卧式低压循环贮液桶的幅差可调在 4mm 以内，调节液位控制器的幅差调节机构，便可调节幅差的大小。一般调节到使 ZCL-32Y13 型电磁主阀的启闭工作周期在

30min 左右为宜。

2. 超高液位报警

当低压循环贮液桶内液位升至此高度时，低压循环贮液桶桶高 70% 处设置的 UQK-40 型电感式液位控制器，便会发出报警讯号，同时使延时时时间继电器开始延时，在规定的时间内，如果液位仍不下降，压缩机便会自动停机，以防止事故发生。

3. 流量旁通

氨泵的流量应根据蒸发器的工况来定。实践证明，在自然对流工况下工作的蒸发器，供给 2 倍蒸发量的液体，蒸发器的传热系数 K 值已达最大值，如继续增加流量，传热系数并不随之增大。当一台氨泵向多台蒸发器供液时，考虑到配液均匀问题，可采用 3~4 倍蒸发量的流量。对强制通风条件下工作的蒸发器，在开始阶段， K 值随供液量对蒸发量比值的增加而显著增大。在此值大于 5 倍以后， K 值的增大就很不明显。因此对强制通风式蒸发器采用 5~6 倍蒸发量的流量。

氨泵的流量一般较大，因此一台氨泵往往同时向几个冷藏间供液。在冷藏间温度降到调定值下限时，便逐个自动关闭供液主间停止供液降温。到最后必然出现一台氨泵只向一二个冷藏间供液的情况。此时由于供液量超过合理倍数和泵压过高，反而不利于降温。故在自控系统中设置旁通阀自动开启，将一部分流量旁通回到低压循环贮液桶。这样泵压就能控制在一定范围内。

旁通阀的旁通压力值，应根据实际所需的流量和扬程，并查对泵的特性曲线来确定。现将 II RP-32 在不同蒸发温度系统中的调定参考值列于表 1-6-2。

表 1-6-2 II RP-32 在不同蒸发温度系统中的调定参考值

系统/°C	-33	-30 (-28)	-15
调定值/MPa	0.18	0.2	0.25

4. 氨泵保护措施

(1) 欠压保护：氨泵不上液或因汽蚀而空转，氨泵的进出口压差很小或

为零，这种状态叫欠压或无压差运行。目前冷库中常用的屏蔽泵，它的石墨轴承需氨液来润滑和冷却，同时屏蔽电机的涡流热也需要氨液来冷却，因此屏蔽泵不能断液。

氨泵的欠压保护是用 CWK-11 型压差控制器实现的。将 CWK-11 型压差控制器的两个气箱分别接到氨泵进出、口端，直接感知其压差。当氨泵的进出口压差低于设定值下限时，压差控制器便发出讯号，开始延时和抽气，如果在规定的时间内不能建立起正常的压差，即停止氨泵运行，同时发出声、光报警信号。

CWK-11 压差控制器的调定值应按主库高度来确定。当库高低于 20m 时，一般可取 0.05 ~ 0.06MPa。

(2) 防止汽蚀：氨泵长时间不运行，有可能在氨泵内产生制冷剂蒸气，使氨泵在重新工作时吸不上液而空转的现象称为汽蚀。每台氨泵的顶端与低压循环贮液桶上部之间设置一个 ZCL-20 型电磁阀，此阀受氨泵启动接触器和 CWK-11 型压差控制器控制。一旦氨泵进出口压差小于压差控制器的设定值下限，压差控制器就发出延时指令，同时指令抽气电磁阀开始抽气。在延时时间内，如果压差升高至压差控制器的设定值上限，抽气电磁阀就自动关闭，氨泵正常运行。否则氨泵就停止运行，抽气阀也关闭，并发出声、光报警信号。

此外，目前在商业冷库中，还较为广泛地采用压缩机卸载法，来克服汽蚀现象。其动作原理如下：当氨泵产生汽蚀时，相对应的压缩机就立即卸载至最低能量工作（也有全部卸载的），然后再按照压缩机的自动开车程序，逐级上载。由于压缩机卸载，压缩机的吸气量就相应减少，低压循环贮液桶内的压力就相应增高，这样就能对氨泵起加压作用，促使汽蚀现象消除。这种方法，自动控制程序简单，所用自控元件较少，电气线路也不复杂，效果较好。

5. 低压循环贮液桶回汽压力保护

由于压缩机吸气阀门敞开，而且目前一般吸气管道上也不设自控阀门。因此当冷间冲霜（每时直接排入低压循环贮液桶）或其他特殊情况（如氨泵采用加压法启动）时，可能引起回气压力超过压缩机许可负荷的情况。为此在低压循环贮液桶的上部安装一个 YWK-11 压力控制器，当回气压力大于设定值时，发出讯号，使压缩机卸载到最低能量工作。当回气压力降低后，

压缩机即按当时所需能量工作。

6. 防止氨泵停车时液体回流

为了防止氨泵停止运行时氨泵出液管中的液体倒流，在氨泵出口端设

Ⅱ RN-50 型止回阀。在多泵并联使用的情况下，此阀还可以防止制冷剂发生串流。

第三节 冷凝器保护

为保证制冷系统的安全运行，冷凝压力应保持在一定的范围内。冷凝压力过高会使排气温度过高，压缩机制冷量减少，制冷系数下降，并使单位产冷量的耗电增大。但是冷凝压力过低，在直接供液系统中，由于节流前后的压差减少，可引起蒸发器供液不均匀或不足。在热氨冲霜时，因热氨温度较低，会影响冲霜效果。因此对冷凝压力进行控制是有必要的。当冷凝压力过高，达到或超过冷凝器的设计压力时，容易造成冷凝器爆炸，危及人身和制冷设备的安全。

制冷系统中采用压力控制元件和安全阀、安全膜等保护元件实现冷凝器的保护。

一、冷凝压力的自动控制

(一) 壳管式冷凝压力的自动控制

对壳管式冷凝器而言，影响冷凝压力的因素有：冷却水的用量，冷却水的温度，不凝性气体的存在和冷凝器管壁内外污物（如油污、水垢等）的积存。这里主要讨论通过调节冷却水用量的方法来控制冷凝压力。

1. 水量调节阀调节

用水量调节阀控制冷凝压力的动作原理如图 1-6-8 所示。

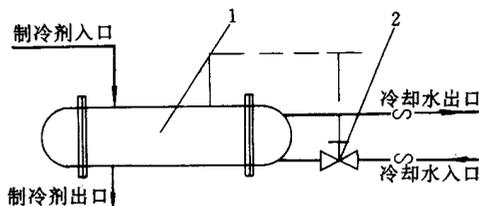


图 1-6-8 用水量调节阀控制冷凝压力

1—冷凝器；2—水量调节阀

水量调节阀安装在进水管上，上部有毛细管和冷凝器上部空间相连，能直接感受冷凝压力的变化。当冷凝压力过高时，阀内波纹管被压缩，通过顶杆将阀开大，增大冷却水流量，冷凝压力下降；当冷凝压力过低时，阀门关小，水量减少，使冷凝压力回升，从而保证冷凝压力稳定在一定的范围内。

2. 调节水泵运转台数

用控制水泵运转台数来调节冷凝压力的动作原理如图 1-6-9 所示。压力控制器应与冷凝器的制冷剂进气管或冷凝器的上部空间相连，以便能迅速反应冷凝压力的变化。

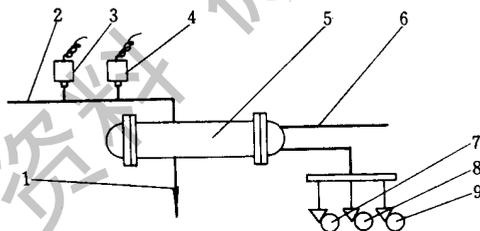


图 1-6-9 用控制水泵开启台数控制冷凝压力

1—制冷剂出口；2—制冷剂进口；3、4—压力控制器；

5—冷凝器；6—冷却水出口；7、8、9—水泵

水泵 7 受压缩机开机信号控制。在制冷系统运行过程中，冷凝压力不超过压力控制器 3 的调定接通值，说明水量已满足需要，水泵的运转台数不必增加。如果冷凝压力逐渐升高，达到压力控制器 3 的调定接通值，说明冷凝器的冷却水量不足，这时压力控制器 3 动作，水泵 8 投入运转。与此同理，水泵 9 受压力控制器 4 的控制。如果冷凝压力逐渐下降，降到压力控制器的调定释放值时，压力控制器触点释放，相应的水泵就停止运行。这里必须指

出，压力控制器的接通值和释放值之间的差动值不要调得过小，否则会引起水泵开停频繁，影响设备使用寿命。

(二) 蒸发式冷凝器冷凝压力的自动控制

在蒸发式冷凝器中，制冷剂蒸气冷凝时所放出的热量，除了一部分因水温升高而被冷却水带走外，更主要的是水在空气中蒸发而吸收热量，并被流动的空气带走。因此除了控制冷却水量的方法外，还可通过控制风速和风量方法来调节冷凝压力。

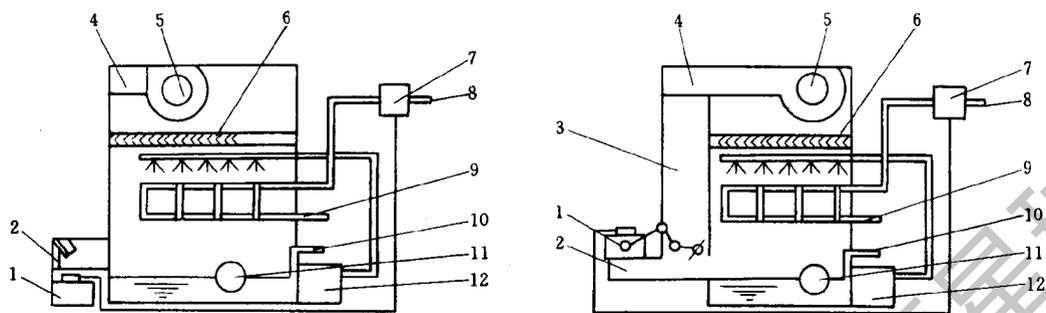
(1) 开停循环水泵：在冷凝器的制冷剂蒸气入口处接一压力控制器，当冷凝压力高于调定值时，水泵开启。低于调定值时，水泵停止。此法可引起水泵启停频繁，不常采用。

(2) 调节淋水量：在进水管上安装水量调节阀，按照冷凝压力的变化来调节淋水量，以达到控制冷凝压力的目的。

(3) 开停风机：由装在冷凝器的制冷剂蒸气入口处的压力控制器，按冷凝压力的变化，来控制投入运行的风机台数。通过改变冷凝器表面的风速风量，来控制冷凝压力。

(4) 调节空气流量：通过调节冷凝器内空气流量来控制冷凝压力，一般有两种方法：一种是调节气流循环量，另一种是调节气流旁通量。控制原理如图 1-6-10 所示，图 (a) 为调节气流循环量，图 (b) 为调节气流旁通量。在冷凝器制冷剂蒸气入口处装上随动压力控制器，并通过与气流调节器的随动电机的相互配合，适当地控制空气的进入量，循环量和旁通量，以维持冷凝压力在调定值。这种方法可做到比例控制。但需要随动电机和一套挡板机构，设备较复杂。

据有关资料统计，冷凝压力每降低 0.1MPa ，可使制冷压缩机功耗减少 7% 。因此对于大容量的压缩机组而言，冷凝压力的降低对能源的节约是十分明显的。但对小型机组来说，要降低冷凝压力必须开启的水泵或风机，它们消耗的能量，有时反而会超过压缩机所能节约的能量。因此在确定自动控制参数的调定值时，一定要根据制冷系统的实际情况，权衡经济核算，不可生搬硬套。



(a) 调节气流循环量

(b) 调节气流旁通量

图 1-6-10 蒸发式冷凝器的冷凝压力

- 1—随动马达；2—空气进口；3—空气旁通导管；4—空气出口；5—风机；
6—空气净化器；7—随动压力装置；8—制冷剂进口；9—冷凝器盘管；
10—补给水管 11—浮球；12—水泵

二、冷凝器的安全保护

制冷系统中常用的保护机构有安全阀、易熔塞和安全膜。它们用于高压容器的压力保护。在达到设定压力时，立即全开。通过紧急泄压使容器压力不至升到危险值。制冷剂可以向大气或者向低压侧泄放。

(一) 安全阀

安全阀常见的结构为弹射式，如图 1-6-11 所示。当阀的入口压力与出口压力差超过设定值时，阀盘被顶开。阀盘一旦离开阀座，它下部的受压面积突然增加，可以将阀一下子开得很大，使工质从容器中排出。安全阀按固定的进出口压差动作，由于背压对阀的工作有影响，故不允许在阀出口处再安装安全膜。

安全阀的开启压力设定值由被保护容器的设计最高工作压力决定。高压容器的安全系数通常为 5，因此最小破坏压力是额定设计压力的 5 倍。安全阀的排放压力是按容器设计压力的 1.1 倍设定的。阀必须在容器超压 10% 以内打开，并有足够的排放量防止容器压力在阀打开后继续升到设计值的

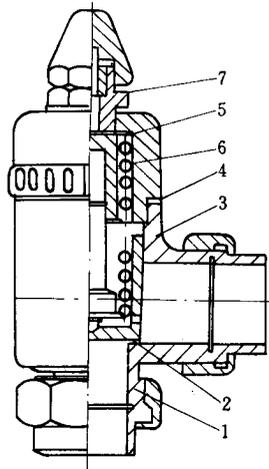


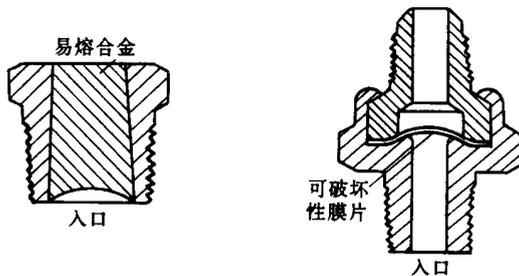
图 1-6-11 安全阀

1—阀体；2—阀盘；3—阀盘导座；4—垫片；5—弹簧座；6—弹簧；7—调节螺钉

110% 以上。安全阀通常在内部净容积大于 0.28m^3 的容器上使用，安放在容器的最上部。

(二) 易熔塞和安全膜

易熔塞和安全膜的结构如图 1-6-12 所示。安装在要保护的高压容器上。易熔塞用低熔点合金制作，在容器内温度升高（即压力升高）到指定值时，易熔塞熔化掉。安全膜在容器内压力达到设定压力时破损。上述情况下，均使容器中工质排出、泄压。易熔塞和安全膜多用在直径 152mm。以下，内部净容积 0.085m^3 以下的压力容器中。



(a) 易熔塞

(b) 安全膜

图 1-6-12 易熔塞和安全膜

(三) 溢流阀

常用溢流阀结构，如图 1-6-13 所示。容器压力作用在膜片下部，膜片上部作用着大气压和弹簧力（可调）。膜片的有效面积与阀座孔面积之比很大，使出口压力对阀的工作点影响很小。因为膜片的升程不大，膜片阀常作大型活塞式主阀的导阀使用，以获得高灵敏度和大流量，其结构特点与前面曾讲到的蒸发压力调节阀类似。但不同的是，溢流阀适用的压力较高。它可以在除霜时将制冷剂从蒸发器泄流到吸气侧，还适用于从高压侧向低压侧大量泄放制冷剂。在多蒸发器泵供液的系统中，溢流阀装在泵出口与低压循环桶之间的旁通管上，可以防止蒸发器工作台数不多时，泵的出口压力过高。

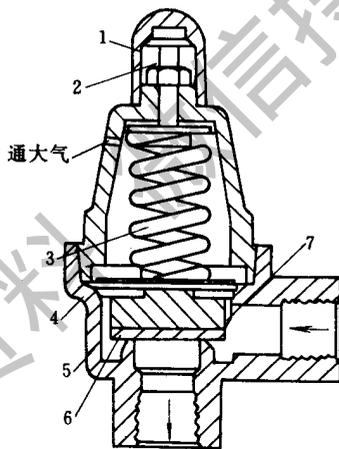


图 1-6-13 溢流阀

1—盖帽；2—调节螺钉；3—弹簧；4—膜片；5—活塞；6—阀盘；7—阀座

第四节 蒸发器除霜和除霜控制

冷却空气的蒸发盘管在壁面温度低于 0°C 时，空气中的水分将在盘管表

面析出并结成霜。结霜初期，蒸发器传热系数有所提高。但随着制冷的进行，霜层厚度逐渐增加，不仅造成很大的管壁附加热阻（霜层热阻约是钢管热阻的 90~450 倍，视霜层厚度而不同），而且使盘管上的空气通道变窄，妨碍对流，增大了空气的流动阻力。结果是蒸发器蒸发能力大幅度下降，风机功耗增加，工作状况恶化。有实验表明，在 -18°C 的冷库内工作的蒸发器，若传热温差为 10°C ，运行一个月后，由于结霜，会使传热系数下降 30% 左右。为了消除上述不良影响，蒸发器必须定期除霜。

除霜方式有自然除霜和加热除霜两种情况。加热除霜按热源的不同又有电热除霜、液体冲霜和热气除霜。除霜控制是指在适当的时刻发出开始除霜指令并执行一定的操作使系统从制冷状态转入除霜状态。除霜进行一段时间后，又在适当的时刻发出终止除霜指令并执行一定的操作使系统从除霜状态回到制冷状态。

由于除霜时蒸发器不仅不制冷，还要额外吸收热量，因而运行能耗增加，还影响库房温度。所以，最理想的控制应根据霜层厚度决定除霜开始时刻；霜一旦除尽，立即停止除霜。但这两个信号很难直接取得，或者虽能间接取得，但从控制器工作稳定可靠的角度出发，最多采用的是定时控制或者定时温度控制。

由于预设的除霜持续时间很难与运行中实际结霜情况很好吻合。为此，可以在定时控制的基础上再插入温度控制终止的功能。温控器接受蒸发器壁面温度信号，该温度在 0°C 以上时（说明霜已化尽），给出终止除霜的指令，避免造成能量浪费和蒸发器压力过高。定时控制器的定时终止功能可以避免万一温控失灵除霜不能终止。

一、自然除霜（停机除霜）

在温度不低于 5°C 的冷库中，可以采用自然除霜方式。它是在除霜时，令压缩机停机、使蒸发器的制冷作用停止一段时间，这期间风机仍继续运行，靠吹过蒸发器的库内空气的热焓将表面霜层化掉。停机持续时间（即除霜持续时间）应足以保证蒸发器温度回升到 0°C 以上。

自然除霜可以这样控制：用温控器控制蒸发器的供液和回气电磁阀；用低压控制器控制压缩机开启、停止。当库温达到设定值时，温控器切断供液

和回气电磁阀，吸气压力很快降到停机控制值，低压控制器使压缩机停止工作。如果将低压控制器的接通压力设定在 0°C 对应的制冷剂饱和压力值以上，那么到下次开机时，蒸发器已完成自然除霜，如图 1-6-14 所示。

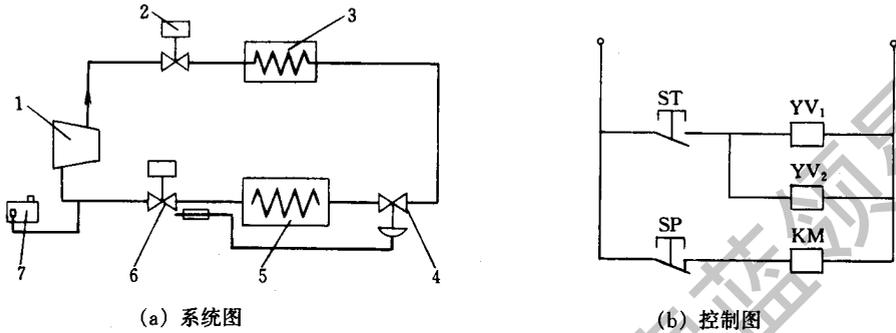


图 1-6-14 自然除霜控制原理图

- 1—压缩机；2—供液电磁阀 YV_1 ；3—冷凝器；4—膨胀阀；5—蒸发器；
6—回气电磁阀 YV_2 ；7—低压保护器 SP

自然除霜中的用热取自冷间空气的热焓，霜融化后的水分又重新吹回冷间，所以在要求维持冷间低湿的场合以及在冷间温度的设计值低于或者接近 0°C 的场合都不宜采用自然除霜。一些商业制冷装置如开式肉类陈列柜中常采用此法除霜。

二、电加热除霜

电热除霜是用电加热提供化霜热，多用在翅片管式冷风机上，适合于小型制冷装置或单个库房。电热元件附在翅片上。为了防止融化后的霜水在排出库房之前再结冰，还必须在接水盘和排水管上缠绕带状加热器，融化后的霜水应及时排到库外。电热除霜具有系统简单、除霜完全、实现控制简单的优点，但耗电多，不宜在大型装置上使用。

电热除霜可以用手动控制，也可以用除霜定时器自动控制。控制程序为：除霜定时器发出除霜开始指令后，供液电磁阀关闭、压缩机停、风机停；电加热器接通开始除霜，盘管温度逐渐升高；温控器在盘管表面温度升到 0°C 以上的某一值（由温控器设定）时，发出停止除霜指令，于是，电加热器断电、供液电磁阀开启，吸气压力上升，压缩机启动开始制冷；盘管温

度逐渐下降，降到 0°C 左右时，温控器控制风机启动，转入正常制冷运行。需指出，除霜终止后在盘管温度未降到 0°C 以前，不应启动风机。这里用温控器使风机延时启动。电加热除霜控制原理简单，控制线路请大家自己制作。

三、液体冲霜

液体冲霜是利用较暖液体的热焓将附着在蒸发器上的霜化掉并冲落。直接将水或者不冻液（例如盐水、乙二醇水溶液等）喷洒在蒸发盘管上化霜。蒸发温度在 -40°C 以上的翅片盘管都可以用水喷洒；低于 -40°C 的场合，则要用不冻液喷洒。

图 1-6-15 是蒸发器水冲霜的自动控制图。定时器和电磁阀实现顺序控制，并设有安全保护措施。控制程序为：①除霜时，水电磁阀 6 开、回气电磁阀 2 关；②除霜结束时，水电磁阀 6 关，配管中的水经泄水管排出，停水；③待水盘排水完毕后，回气电磁阀 ② 开，返回到制冷运行。保护措施为：①为了防止排水管堵塞冲霜水从接水盘溢出，用水银浮子开关 4 控制接水盘中的水位。当因排水管堵塞水位上升到控制液面时，水银开关动作，使供水电磁阀 6 关闭。②制冷时如果供水电磁阀 6 由于异物顶住不能完全关闭，会造成水一点点渗过流入泄水管，水在其中有结冰的危险。为此在泄水管上设压力开关 5，当管中水积存到一定高度时，水压使压力开关 5 触点断开，关闭回气电磁阀 2（或者使压缩机和风机相继停止），终止蒸发器制冷作用，避免水结冰。故障排除后，泄水管中水压降低，压力开关 5 重新阀合接通回气电磁阀 2。压力开关可设定为：水压 1.2m 水柱时断开，0.15m 水柱时接通。

喷水除霜的水温要求为：最高 24°C ，最低 4°C 。不允许超过 24°C 的水进入蒸发器，低于 4°C 的水需加热后使用。为了防止排水管结冰，蒸发器应尽量靠近外墙安装，排水管口径应足够大，以便将水迅速排出。用盐水或其他不冻液冲霜时，要能保证冲霜液返回贮液槽并循环使用。融化了的霜水使盐溶液浓度降低，还应加设沸腾装置使盐水重新浓缩。

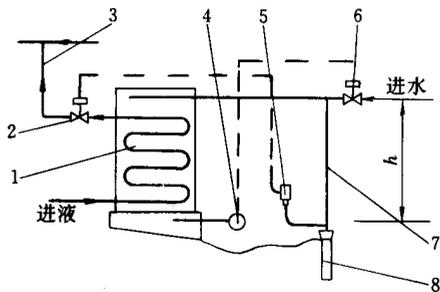


图 1-6-15 蒸发器水冲霜的自动控制

1—蒸发器；2—回气电磁阀；3—回气总管；4—水银浮子开关；5—压力开关；
6—水电磁阀；7—泄水管；8—排水管

四、热气除霜

热气除霜是除霜时将压缩机排气通入蒸发器、利用排气的热量使其外壁的霜融化。在有些情况下利用的只是热气过热部分的显热，更多的情况是热气在蒸发器中凝结，同时利用它的显热和潜热。热气除霜与以上除霜方式不同的是热量来自循环系统内部，所以要引起系统布置上的变化。采用热气除霜的系统可以有多种不同的布置方式。

(一) 用再蒸发盘管的热气除霜系统

如图 1-6-16 所示，再蒸发器 2 接在压缩机吸气侧。制冷运行时，吸气管电磁阀 4 打开，将再蒸发盘管旁通，以免吸气压降过大。蒸发器一般每 3~6h 除霜一次。用除霜时间控制器（除霜定时器）控制自动除霜。定时器在指定的时间接通除霜，即关闭吸气管电磁阀 4，风机停，打开热气电磁阀 6，再蒸发盘管风机启动。除霜期间，排入蒸发器的制冷剂热气在其中冷凝，凝液经减压阀 3 膨胀后到再蒸发器 2 中蒸发，产生的蒸气被压缩机吸入。除霜结束时，在定时器（或者温控器）控制下使系统返回制冷循环，即热气电磁阀关闭，吸气电磁阀打开，再蒸发器的风机停止，蒸发器风机延时启动。

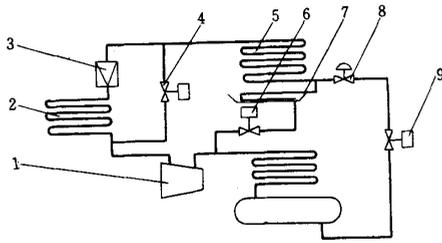


图 1-6-16 采用再蒸发器的热气除霜系统

1—压缩机；2—再蒸发器；3—减压阀；4、6—旁通电磁阀；
5—蒸发器；7—水盘；8—膨胀阀；9—供电电磁阀

(二) 一台压缩机配多台蒸发器的热气除霜系统

对于这类系统，可以安排蒸发器逐台除霜。系统布置如图 1-6-17 所示。

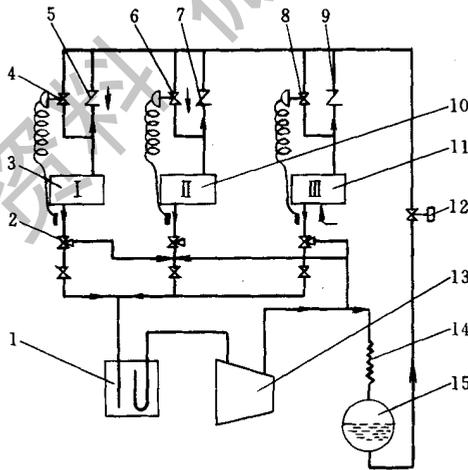


图 1-6-17 一台压缩机配多台蒸发器的热气除霜系统

1—汽化器；2—三通电磁阀；3、10、11—蒸发器；4、6、8—膨胀阀；
5、7、9—止回阀；12—电磁阀；13—压缩机；14—冷凝器；15—贮液器

图中的箭头示出当蒸发器 III 除霜时的流程。每台蒸发器出口处安装一只

三通电磁阀，并在热力膨胀阀 4、6、8 旁各接一只止回阀 5、7、9。蒸发器制冷与除霜作用的切换由三通电磁阀完成。

这种除霜方式在超级市场冷陈列柜的制冷系统中使用较多。需要注意的是，每次除霜的蒸发器能力不得超过压缩机总制冷能力的 $1/3$ ，否则不能为排气提供足够的工质吸入量，也就不能保证提供足够的热量有效除霜。

(三) 逆循环的热气除霜系统

如图 1-6-18 所示，这是灵活运用热泵逆循环的除霜方式。利用四通换向阀，除霜时热气如图中箭头方向排入蒸发器，而冷凝器作再蒸发器使用。此法除霜要求在冷凝器后安装定压膨胀阀，用以控制进入再蒸发器的制冷剂流量。

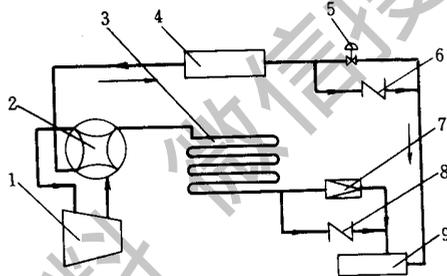


图 1-6-18 逆循环除霜系统

- 1—压缩机；2—四通电磁阀；3—冷凝器；4—蒸发器；5—膨胀阀；
6、8—止回阀；7—减压阀；9—贮液器

热气除霜多采用定时温度控制方式，该控制方式的特点前面已有过叙述。

在热气除霜中应注意：①热气管应从紧靠压缩机的排气管上部引出。在热气管上要安装截止阀、过滤器和电磁阀。②冷库落地式蒸发器中，接水盘的排水管要有 $1/25$ 以上的下斜坡度，将水引入库外的集水箱中。集水箱上部必须紧靠地面，以免排水倒流。排水管不必隔热。③除霜开始后，冷凝压力下降，应采取措施使冷凝压力不低于 $15 \sim 18^\circ\text{C}$ 所对应的饱和值。例如，对于 R12 和 R22 系统，热气除霜时冷凝压力分别不得低于 0.5MPa 和 0.85MPa 。

对于低压控制压缩机启、停的装置，除霜控制的电气原理如图 1-6-19 所示（除去图中的虚线部分）。制冷运行时，定时器接点 A 闭合、B 断开，使热气电磁阀 YV_1 关闭；除霜终止温控器的接点 a、b 接通，风机 M 工作。压缩机与除霜工作回路没有关系，在低压控制器接通的条件下持续运转。用库房温控器 ST 控制液管电磁阀 YV_2 ， YV_2 的电磁阀线圈接在定时器的接口 N 与 4 之间。在到达设定的除霜持续时间后，插在定时器外刻度盘上的销子使定时器的接点 A 断开、B 闭合。于是风机 M 停止工作，热气电磁阀 YV_1 接通。压缩机与除霜控制回路无关，继续运转。即使这时低压控制器已经使压缩机停止运行，但由于 YV_1 打开，热气进入蒸发器，吸气压力会很快上升，压缩机也能在低压控制器的动作下又立即开始运转。

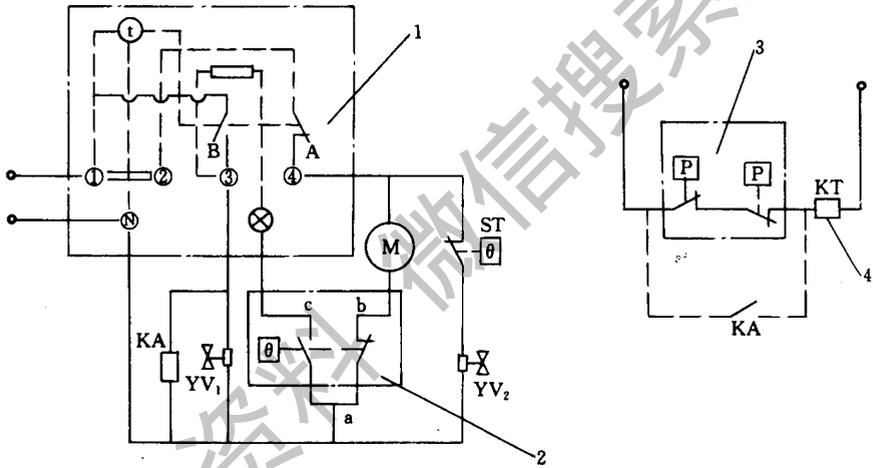


图 1-6-19 热气除霜的定对温度控制电气原理图

1—除霜定时器；2—除霜温控器；3—高低压力控制器；4—启动器

用低压控制器（或者库房温控器）控制压缩机启、停的装置，若除霜时因冷凝压力下降，有可能造成压缩机不能连续运转。在这样的场合，可以在上述图 1-6 的控制线路上增设虚线部分。制冷运行时，定时器的接点 A 闭合、B 断开、 YV_1 关闭，除霜终止温控器的接点 a、b 接通，风机工作。压缩机受低压控制器（或库房温控器）控制启停。到达预定的除霜时间后，定时器的接点 A 断开、B 接通， YV_1 打开。一旦 B 接通，辅助继电器 KA 接通，将压力控制器（或库房温控器）的控制触点短接。这样，在除霜时，即使吸气压力下降到停机控制值（或库温尚未升到开机的上限值），仍能保证压缩

机维持运行，使热气除霜得以连续进行。

当吸气温度升到设定值时，温控器触点由 a、b 通转变为 a、c 通，同时使 B 断开，A 闭合，于是热气电磁阀 YV_1 关闭，停止热气除霜。但 a、c 接通时，虽然触点 A 接通，却不能启动风机，要等蒸发器工作一段时间，吸气温度降到设定值，将温包冷下来，温控器恢复到 a、b 接通时，才能接通风机运行，这就实现了风机延时启动，留出了除霜结束后必要的排水时间。

微信搜索蓝领蓝领

获取更多资料

第 7 章

气调库

气调库是在高温冷库的基础上发展起来的。按照气调贮藏技术的要求，气调库既要有冷库的“冷藏”功能，又要有冷库所没有的“气调”功能。

气调库具有以下特点：

气密性。这是气调库在构造上区别于冷藏库的一个最主要的特征。它不仅要求围护结构隔热，减少外界温度对库温的影响，而且还要求围护结构密闭，减少库内外气体的交换，以便于调节和控制库内的气体成分。

安全性。气调库在降温、回温以及气调过程中，因库内温度、压力的变化，使围护结构两侧形成压差，如压差不及时消除或控制在一定范围内，将造成围护结构的损坏。既要保证库体的气密又要保证其安全是气调库的又一

特征。

单层建筑。现代气调库几乎都是单层地面建筑，库内空间较高。这种特有的建筑形式与其结构形式密切相关，以围护结构的气密和安全为前提形成的。

快进整出。这是气调库在使用管理上的一大特点。进货时要速度快，以便尽快使货物处于气调贮藏状态，一旦贮藏结束，最好在短期内将货出完，以保证其完好的销售质量。不能采用冷藏“先进先出、后进后出、随进随出”的使用管理办法。

高堆满装。这是使用管理的又一特点。除留出必要的通风、检查通道外，货物在库内应尽量高堆满装，减少库内的剩余空隙，减少库内的气体处理量。

第一节 气调库的建筑构造特点

一、气调库的建筑结构

和冷藏库一样，气调库的种类也是多种多样的。按建筑结构分，有装配式气调库、砖混结构气调库、夹套式气调库、土（石）窑洞气调库等；按气调方式分，有自然降氧气调库和快速降氧气调库，常规气调库（只控制 O_2 和 CO_2 ）和特殊气调库（除 O_2 和 CO_2 外还须控制其它气体）；按贮藏的果蔬种类分，有苹果、梨气调库、猕猴桃气调库、蔬菜气调库等；还有的将气调间与高温冷藏间、低温冷藏间组合在一起，称为综合性气调冷藏库。

气调库的建筑构造以组合装配为主，由于“三明治”板本身的气密性相当好，只要做好板与板之间接缝处的气密，就能使围护结构的气密达到预期的要求。在发达国家，气调库的普及是伴随着“三明治”板的出现而发展起来的。

那么，库体的气密要达到什么样的要求才算合格呢？按照气调贮藏的理论，任何一间气调贮藏间，只要其围护结构的漏氧量小于其贮藏果蔬的呼吸

耗氧量,就认为围护结构的气密符合要求。因此,绝对的气密是没有必要的,也是很难做到的。

库体的气密程度一般用正压法测试,即向库内充气至一定的限度压力,根据限度压力的半压降时间(压力降低一半所用时间)的长短来检验气密是否符合要求。目前国际上对气密要求尚无统一标准,常见的标准有:

库内限度压力为 300 Pa (30 mmH₂O), 半压降时间不少于 30 min;

库内限度压力为 200 Pa (20 mmH₂O), 半压降时间不少于 20 min;

库内限度压力为 100 Pa (10 mmH₂O), 半压降时间不少于 10 min。

在选用气密标准时,应根据贮藏食品的种类及其呼吸作用的强弱,所采用的气调方式(自然降氧或快速降氧)、气调库的构造形式等因素综合考虑。

为体现气调库的特点,气调库在建筑构造上有其独特之处,与冷库相比,增加了一些特有的设施。

(1) 气密门。库门的气密是至关重要的。因此,它不同于冷藏门,门上设有压紧装置,将门紧紧扣在门框上,依靠门扇上被压紧的密封条来保证门缝处不漏气。此外,气密门的下半部专门开了一个透明的多功能活动窗,透过活动窗可以看到摆放在库门口处的温度计和货物样品,打开活动窗即可取出样品进行质量检验;管理人员也可从窗口进入库内检查货物质量和检修库内设备(注意,不可贸然入内,要戴氧气面罩);如库内氧气浓度过低,也可打开活动窗放进空气加氧。

(2) 调压袋。通常装在库顶上面,用管道与库内相通。调压袋是用柔性的气密材料做成的。当围护结构两侧出现 200 Pa 以内的压差时,就可通过调压袋来消除压差,库内正压时,库内的气体就充入调压袋中;库内负压时,调压袋中的气体就充入库内。因此,也可以通过观察调压袋的鼓瘪来判断库内的压力状态。

(3) 安全阀。围护结构两侧的压差大于 200 Pa 时,超出了调压袋的调压范围,此时可通过安全阀来消除压差。气调库常用水封式安全阀,见图 1-7-1。安全阀由内外腔组成,外腔与大气相通,内腔与库内相通。使用时,往内外腔注入一定量的不会冻结的液体或水,将内外腔隔断。当库内外压差大于内外腔的液位差时,库外的空气通过安全阀充入库内或库内的气体通过安全阀向外排泄。

(4) 观察窗。在库体上部设有透明的固定观察窗,如气调间的容积特

大，可将此窗改为活动观察门。通过观察窗可随时观察库内货物的贮藏状况和库内设备的运行状况，不必经常开气密门进库检查。

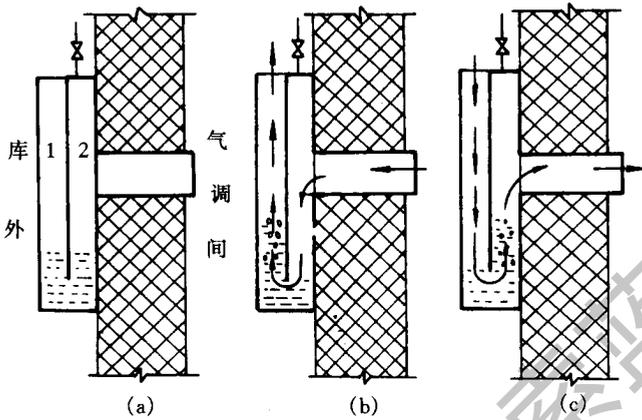


图 1-7-1 液封式安全阀

(a) $P_w = P_n$; (b) $P_w < P_n$; (c) $P_w > P_n$

1—外腔；2—内腔； P_w —大气压力； P_n —库内压力

(5) 技术走廊。技术走廊通常设在穿堂的上方，是管理人员进行观察检查、设备维护和系统操作的场所。观察窗、安全阀均设在技术走廊两边的墙板上，各种工艺管道、阀门、电器电线等都集中安装在技术走廊上。采用分散式制冷和气调的，可将制冷和气调设备直接装和技术走廊上，即简化了管路系统，节约了材料，又省掉了机房的建筑投资。因此，对于气调库来说，设置技术走廊是非常必要的。对于穿堂不太宽的装配气调库，只须用“三明治”板将穿堂隔成上、下两部分，上部即可为技术走廊。如果要装制冷和气调设备都装和技术走廊上，应加固技术走廊的地坪，使之能承担相应的荷载。

(6) 包装挑选间。这是与气调库配套的建筑。在入库和出库期间，大量的果蔬要在这里进行挑选、检验、分级、整理、装箱。如果没有与贮藏量相适应的包装挑选间，果蔬在露天装卸堆放，难免日晒雨淋，造成质量损失。此外，出库时若逢雨雪天气则无法出货，难以做到在任何气候条件下生产。因此，对于气调库来说，包装挑选间是必不可少的。

二、气调库的制冷系统

气调库的制冷系统与高温冷藏库基本相同。由于气调贮藏的特殊性，故其制冷系统的设置要注意以下问题。

(1) 制冷设备的配置，应考虑其冷负荷与冷藏库不同之处。为减小因外界气温影响而造成的围护结构两侧的压差，气调库围护结构的热阻值通常比冷库取得大，隔热层也要厚一些。因此，围护结构传热量 (Q_1) 比冷藏库小。气调贮藏要求进货快，每日的进货量相对较大，入库阶段的负荷，即货物热量 (Q_2) 比冷库大。气调库在整个贮藏阶段基本不进出货，工作人员也很少进库，也不允许通风换气，但进行气体调节时会从外界带入热量。因此，通风换气热量 (Q_3) 应改为气调热量。电机运转热量 (Q_4) 与冷藏差别不大。操作热量 (Q_5) 在气调贮藏中只有照明一项。所以，应针对气调库的实际状况进行负荷计算，并据此来选配制冷设备。

(2) 气调库入库阶段的负荷与贮藏阶段的负荷相差很大，采用配有双速风机的冷风机尤为重要，既可以使入库的果蔬很快冷却下来，又能减少果蔬在贮藏中的干耗；

(3) 为提高库内的相对湿度，一方面要适当扩大冷风机的冷却面积，缩小冷风机的传热温差，另一方面还要设置加湿装置。为防止库温不必要的波动，严禁使用给库内增加负荷的加湿装置，如蒸汽加湿装置。另外，冷风机的冲霜只能采用水冲霜，少用或不用电化霜或热工质化霜。

(4) 贮藏温度的静态偏差控制值宜小不宜大（一般要求 $\pm 0.5^\circ\text{C}$ ），这对降低库温波动幅度及相应减小库内外压差和库内气体浓度的波动幅度等都至关重要。

(5) 由于气调库独特的构造，人员不能随便进入，为便于管理，气调间内的制冷、加温等装置的安装位置十分讲究，应装在易于观察和维修的地方。

(6) 一定要做好围护结构的气密，特别要注意制冷、气调工艺管线和水、电管线穿墙处的气密处理，防止出现漏点。

第二节 气调库贮藏容量的确定和计算

气调库内的所有气调间贮藏总容量，也称气调库贮藏总吨位数，其计算公式为：

$$G = \frac{\sum V_{\eta r}}{1000}$$

式中：G——气调库贮藏吨位（t）

V——气调间的公称容积（m³）

η ——气调间的容积利用系数

r——果蔬的计算重度（kg/m³）

1000——1t 换算成千克的数值（kg/t）

公称容积是指气调库（间）的净面积（不扣除管道、设备和地坪局部构造等所占的面积）与净高的乘积。

气调间的容积利用系数是指果蔬贮藏时实际占用的容积。（含包装）与公称容积之比。根据气调库的特点，一般取 $\eta = 0.6 \sim 0.85$ ，视气调间容积大小、包装及堆码方式而定。果蔬的计算重度，见下表。

果蔬的计算重度

名 称	计算重度（Kg/m ³ ）
筐装新鲜水果	220（200～230）
箱装新鲜水果	300（270～330）
托板式活动货担存菜	250
木杆搭固定货架存蔬菜	220
篓装蔬菜	250（170～340）

第三节 气调库的组成

气调库是各气调间及辅助建筑的总称，包括气调间、预冷间、常温穿堂、技术穿堂、月台、整理间、机房、变配电间及控制室、值班室、泵房、循环水池等。此外，还有一些配套设施，如包装材料库、质检室、办公室、发电机房、车场、道路、绿化、围墙等。辅助建筑及配套设施应根据气调库的规模以及实际需要予以考虑和安排。

一、气调间

气调间是水果蔬菜贮藏保鲜的场所。果蔬采收后，仍然保持着旺盛的生命活动能力，呼吸作用就是这种生命活动最明显的表现。在一定范围内，温度越高，呼吸作用越强，衰老越快。所以多年来传统果蔬冷库一直采用降温的办法来延长果蔬的贮藏期。气调间就是在低温高湿的贮藏环境中，适当降低氧的含量和提高二氧化碳的浓度，来抑制果蔬的呼吸强度，从而更好地延长贮藏期。

二、预冷间

预冷间是用来对果蔬冷却加工的库房。果蔬在进行气调贮藏前，为除去田间热，防止某些生理病害，应及时逐步降温冷却。预冷间的数量和大小，应根据气调库的规模和日进货量来确定。由于设置预冷间会增大投资和加大果蔬在库内的运输和堆码的工作量，所以气调库往往也可不设预冷间，而是将果蔬直接送入气调间冷却，或者在整理间内增加一套预冷装置来代替预冷间。

三、常温穿堂

常温穿堂是果蔬进出各个气调间的通道，并起到沟通各气调间、便于装卸周转的作用。在小型果蔬气调库中，因气调间数量少，可以不设常温穿堂，而是与月台或整理间合并。

四、技术穿堂

这是气调库特有的建筑形式，通常设置在常温穿堂或整理间的上部。它的主要作用是方便操作管理人员观察库内果蔬贮藏的情况和库内设备运行的情况，也是制冷、气调、水电等管道及阀门安装、调试、操作、维修的场所。

五、月台

气调库月台供装卸货物之用，有铁路月台和公路月台之分。小型气调库只设公路月台，公路月台应高出路面 0.9 ~ 1.1m，与进出汽车高度相一致，宽度一般为 4 ~ 6m。

六、整理间

果蔬入库时需进行挑选、分级、过磅、装箱；出库时需挑选、包装、过磅。整理间是果蔬出入库期间的临时堆放场所。整理间一般靠近气调间，与库内的常温穿堂相通，以方便货物进出库。

七、机房

机房包括制冷机房和气调机房。机房内设备的布置必须符合工艺流程，流向应通畅，连接管道要短，便于安装和操作管理，并应留有适当的设备部件拆卸检修所占用的面积，尽可能地使设备安装紧凑，并充分利用机房的空

间，以节约建筑面积，降低建筑费用。

八、变配电间及控制室

在小型气调库中，一般将变压器放在室外架空搁置；配电间应尽量靠近负荷大的机房；库内温、湿度及气体成分的检测、控制都在控制室里集中安装，便于操作管理。采用计算机检测和控制时，应在控制室内设置空调器。变配电间及控制室对防火的要求严，室内通风、采光条件要好。

九、循环水池

用来提供和收集制冷系统、气调设备的冷却水，库房冷风机的冲霜用水。水池通常采用钢筋混凝土结构，在小型气调库中，也可采用玻璃钢水箱。水池或水箱应设补水、溢流和排污口。

第四节 气调设备

气调是利用气调设备进行空气分离（主要是氧氮分离），而将普通空气制成低氧高氮（ O_2 含量2%~5%）的气调用气。所以气调设备实际上也是制氮设备。依据工作原理的不同，气调方法可分为以下四种类型：

一、气调方法

（一）吸附分离气调法

利用变压吸附制氮机进行氧、氮吸附分离，以实现排除氧气、补充氮气的气调方法。因变压吸附制氮机在去除氧气、产生氮气的同时，还能有效地去除危害果蔬贮藏的乙烯、乙醛、乙醇等有害成分，且设备结构简单，操作

灵活方便，气体成分易控制，故该法是目前最常采用的气调方法。

（二）燃烧降氧气调法

燃烧降氧气调法利用燃料燃烧耗氧的原理去除贮藏环境气体中的氧气，再利用二氧化碳脱除机将燃烧产生的二氧化碳气体除去。气调设备通常由燃烧降氧机和二氧化碳脱除机两部分组成。因燃烧时气体成分不易控制，同时产生二次污染，且有爆炸危险，故燃烧降氧气调法目前已极少采用。

（三）空分氮气气调法

该法以深冷精馏空分装置生产出的低温氮气或液氮作气源及冷源，通入贮藏库以置换库内含氧空气，实现气体调节。因深冷空分装置复杂，设备投资、占地面积及基建费用颇大，且操作、管理及维修麻烦等原因，使该法应用受到限制，仅适用于氧气厂、化工厂等已建有空分装置、为综合利用放空氮气而开展多种经营的地方采用。

（四）膜法富氮气调法

这是利用膜法富氮技术进行氧、氮分离的气调方法。气调设备包括中空纤维制氮机、除乙烯装置等。膜法富氮气调法因所用设备中空纤维制氮机无切换阀门等运动部件，分离过程无相变，所以运行平稳无噪声、故障率低、可靠性好、能耗小，已成为继吸附分离气调法后又一新兴的气调方法。但因中空纤维制氮机无法除去气体中的乙烯、乙醇等催熟气体，需与专门的除乙烯装置配合使用。

吸附分离法和膜法富氮气调法以其显见的优点成为目前普遍采用的果蔬气调方法。本节将对碳分子筛气调机（或称碳分子筛制氮机）的工作原理、功能特点、设备组成、选型方法等作重点介绍，同时对中空纤维制氮机和除乙烯装置的原理与结构作相应介绍。

二、碳分子筛制氮机工作原理

(一) 变压吸附基本原理与概况

吸附是多孔固体物质表面对气体分子的吸着现象，可用于气体混合物的分离，其中的固体物质称吸附剂，被吸附的物质称吸附质。在吸附分离过程中同时发生着吸附与解吸（即脱附）两个过程：吸附质由气相主体积聚在吸附剂界面的过程为吸附，已吸附的气体分子重返气相称为解吸。当同一时间内吸附量与脱附量相等时，就达到一个动态吸附平衡，此时吸附与脱附过程均在进行，但速度相等，对应的吸附量称平衡吸附量（简称吸附量）。这种动态吸附平衡是在一定的温度与压力条件下建立的，当温度与压力变化后，这种平衡关系就被打破而建立一种新的平衡关系，并对应一个新的吸附量。图 1-7-2 所示为平衡吸附量与温度、压力关系曲线，即平衡吸附线。由图可知，吸附量与温度成反比，与压力成正比。

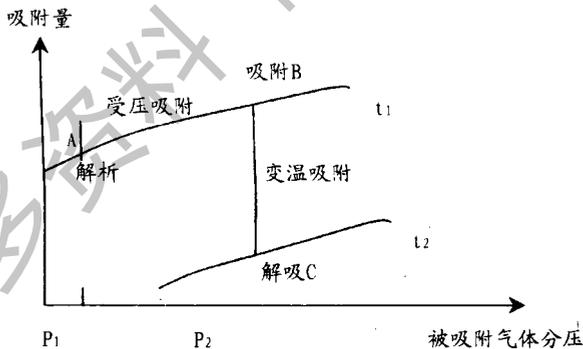
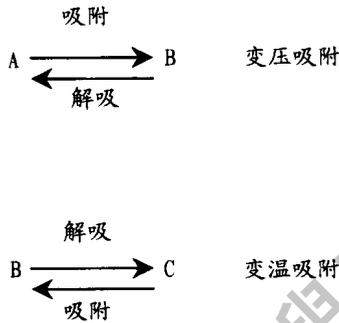


图 1-7-2 平衡吸附量与温度、压力关系曲线

图 1-7-2A、B、C 之间的变化过程：由状态点 A 到 B 时，系统温度不变，压力升高，吸附量增大，即发生了加压吸附；而由 B 变化到 A 时，系统温度不变，压力降低，吸附量减小，即减压解吸。所以 A、B 两状态点间的变化又称变压吸附过程（PSA）。同理由 B 到 C 时，温度升高，压力不变，

吸附量减小，即升温解吸；而由 C 到 B 时，压力不变，温度降低，吸附量增大，即发生降温吸附。所以 B、C 两状态点间的变化过程又称变温吸附 (TSA)。由于吸附剂的比热容较大而热导率小，升温、降温所需时间较长，因而给变温吸附技术的应用带来了困难。故目前制氮机普遍采用变压吸附原理工作。



变压吸附作为一种实用气体分离技术，因其具有产品纯度高、节能经济、设备简单、操作灵活、可实现自动化连续化生产等一系列优点，自其问世以来，发展迅速。自 1958 年的“Skarstrom”循环及同时期法国的“Guerin—Domine”循环专利开始，20 世纪 60 年代变压吸附技术应用于石油分离；70 年代开发碳分子筛变压吸附制氮工艺并工业化；80 年代开发快速变压吸附。目前变压吸附用于气体分离已是十分成熟的工艺，各种变压吸附装置广泛应用于化工、冶金、电子、医药、食品等行业。我国以西南化工研究院为首的一批从事变压吸附技术的研究单位从 70 年代初开始研究，如今已将变压吸附技术应用领域发展到氧氮分离、氢气回收、CO₂ 浓缩与制取、CO 提纯、天然气净化、甲烷浓缩及空气干燥等各方面。

(二) 碳分子筛制氮机工作原理

碳分子筛制氮机 (CMS—PSA) 是以碳分子筛 (简称 CMS) 为吸附剂，空气为原料，利用变压吸附原理进行氧氮分离制取高纯氮气的气体分离设备。

碳分子筛是以煤为主要原料，经精选、粉碎、成型、干燥、活化、热处理等工序加工而成的表面充满微孔的高效非极性吸附剂。它对不同分子量的气体分子吸附能力不同，而且不同动力学直径的气体分子被吸附在碳分子筛

微孔内的扩散速度亦不同。

碳分子筛对氧、氮存在着共吸附，在同一吸附压力下，氧、氮的平衡吸附量无明显差异。因此，仅凭压力的变化很难完成氧、氮的有效分离。

氧和氮的一般性质虽相差不大，但其动力学直径却不同：氧是 $3.5 \times 10^{-10} \text{m}$ ，氮是 $3.7 \times 10^{-10} \text{m}$ 。两者虽都比碳分子筛微孔孔径小，可是氧分子的扩散速度却比氮分子快数百倍。这是因为分子愈小其扩散速度愈快。在短时间内，因氧分子的扩散速度远大于氮分子，故氧分子优先占据分子筛吸附中心而被大量吸附，数分钟后其吸附量就达 90% 以上，几乎接近平衡，而此时氮的吸附量仅有 5% 左右。利用氧、氮短时间内吸附量差异甚大的特点，由程序控制器按特定时间程序在两个相同的吸附塔之间进行快速切换，结合加压氧吸附、减压氧解吸的变压吸附过程而将氧从空气中分离出来。含氧废气从塔底部废气排出口排出，氮气则因不吸附或极少吸附而在气相得到富集并以产品气形式连续输出。所以这一技术又称“分子筛富氮工艺”，属速度型制氮工艺。

三、碳分子筛制氮工艺与设备组成

(一) 碳分子筛（变压吸附）CMS—PSA 制氮工艺

常压空气先经空压机增压至设计规定压力（0.6~0.8MPa），然后经严格的除油、除水、除尘净化处理后输出洁净的压缩空气。变压吸附单元由两只完全相同的装有碳分子筛的吸附塔组成。净化后的压缩空气经减压后从位于底部的入口端进入其中一个吸附塔（A塔），经过分子筛时，空气中的氧、二氧化碳、乙醛、乙醇、乙烯等被吸附，未被吸附的氮、微量氩及氧等由出口端输出，此过程约需 60~120 秒。然后程序控制仪控制管道切换阀将压缩空气与另一个吸附塔（B塔）的入口端连通而与 A 塔截断，同时将已吸附氧、二氧化碳、乙醛、乙醇、乙烯的饱和塔（A塔）底部排空阀打开，此时氧、二氧化碳、乙醛、乙烯、乙醇等趁机从碳分子筛微孔中脱附出来排至大气中，即 A 塔发生氧的解吸。这样 A、B 两塔轮流工作：当 A 塔吸附时 B 塔解吸，从 A 塔上部出口排出产品氮气，从 B 塔底部排出含氧废气；而在下

半个周期里，A 塔解吸，B 塔吸附，从 A 塔底部排出含氧废气，从 B 塔上部排出富氮气体。由于 A、B 两塔输出的氮气的压力、流量、纯度等有波动，故先通入氮气缓冲罐，然后经流量计、氧含量监测仪检测合格后供用户使用。

（二）沸石分子筛（变压吸附）ZMS—PSA 制氮工艺

与 CMS—PSA 速度型制氮工艺截然不同，目前变压吸附制氮工艺还有一种以 5 埃沸石分子筛（简称 ZMS）为吸附剂的平衡型制氮工艺。

沸石分子筛变压吸附制氮机（ZMS—PSA）是以沸石分子筛为吸附剂，以空气为原料，利用变压吸附原理进行氧、氮分离，制取高纯氮气的气体分离设备。

当压缩空气流经装有沸石分子筛的吸附塔时，固氮和氧在沸石分子筛上的平衡吸附量不同，氮的平衡吸附量远大于氧组分，故当吸附质低压解吸时，在解吸气体中便可得到高浓度的较强吸附组分氮气，从而实现氧、氮的分离。

ZMS 制氮工艺结构简单，但大多数装置生产能力较小，且成本高于 CMS—PSA 制氮机，所以在气调库中应用较少。

（三）CMS—PSA 制氮机的组成

CMS—PSA 制氮机通常由以下四大部分组成：

（1）气源部分。包括空压机、冷却器、缓冲罐等。

老式制氮机采用活塞式压缩机，因气体压缩后温度升高，不利于吸附，故需设置后冷分离器，以使气体温度降至常温并除去气体中夹带的饱和水分，同时因活塞机输出气体压力波动大，还需安装缓冲罐以稳定气源压力。新式制氮机普遍采用螺杆式空压机，因自带冷却系统且压力输出平稳，故无需另设冷却器及缓冲罐。

（2）压缩空气净化部分由除尘过滤器、冷干机或吸附式干燥器、除油过滤器等组成。

压缩空气中有相当数量的杂质，主要是：①固体微粒。在一个典型的大城市环境中，每立方米大气中约含有 1.4×10^8 个微粒，其中大约 80% 在尺寸上小于 $2\mu\text{m}$ ，空压机吸气过滤器无力消除。此外，空压机系统内部也会不断产生磨屑、锈渣和油的碳化物。②水分。大气中相对湿度一般高达 65% 以上，经压缩冷凝后，即成为湿饱和空气，并夹带大量的液态水滴。③油分。高速运转的空压机采用润滑油可起到润滑、密封及冷却作用，但污染了压缩空气。这些油、水、尘以气溶胶形式悬浮于压缩空气中，若不进行净化而直接进入碳分子筛吸附塔，会极大地增加吸附剂负担，粘性油污及尘粒附着在吸附剂表面上与微孔中，会使吸附剂失去对氧、氮的分离能力。所以由气源部分提供的压缩空气必须经过严格的净化处理。

(3) PSA 主机部分由碳分子筛吸附塔、程控切换阀和程序控制仪等组成。对于采用真空解吸的制氮机，还应安装真空泵。

由净化单元提供的洁净压缩空气在此进行氮、氧分离，除去氧组分的氮气以产品气形式输入下一单元。

(4) 稳压供气部分由氮气贮气罐（也称缓冲罐）、转子流量计和气体分析仪等部分组成。

由 PSA 主机部分送出的氮气，因压力、流量、浓度等随时间变化，需经贮气罐稳定，经流量计及进行成分检测后供用户使用。

因生产厂家、工艺流程、硬件配置的不同，各种品牌制氮机设备组成不尽相同。如国产 NGN98 系列 CMS—PSA 制氮机设备由下列部分组成：

- | | |
|----------------|------------|
| ①螺杆式空压机 | 1 台（用户自配）； |
| ②主管道过滤器 | 1 个； |
| ③冷冻式干燥机 | 1 台； |
| ④精过滤器 | 1 个； |
| ⑤超精过滤器 | 1 个； |
| ⑥碳分子筛吸附塔 | 2； |
| ⑦氮气缓冲罐 | 1 个； |
| ⑧转子流量计 | 1 个； |
| ⑨程序控制仪 | 1 台； |
| ⑩管道式气动阀 | 4~8 个； |
| ⑪排污阀、减压阀、截止阀等。 | |

四、CMS—PSA 制氮机功能特点与技术指标

(一) CMS—PSA 制氮机功能特点

(1) 以空气为原料。其原料取之不尽，用之不竭，节省能源，减少环境污染。

(2) 氮气纯度可根据用户需要进行调节。当调节阀开大时，氮气纯度降低，氧含量增加；反之，氧含量减少。因此它可以满足不同果蔬种类、品种及不同贮藏时期对气体成分的不同需求，达到最理想的贮藏效果。

(3) 一机多用。降氧同时脱一氧化碳、乙烯。必要时还可增氧，且速度快、效率高。

(4) 制取的气体纯度高，含水量低，露点低于 -40°C ，无污染，无毒，无有害气体，因而在果蔬贮藏保鲜方面应用范围广。

(5) 操作方便，使用安全。从开机到产气只需数分钟。整个运行过程全在低压 ($0.3\sim 0.6\text{MPa}$) 常温下进行，无燃烧、爆炸的危险。

(6) 对库房设备要求不严格。不需要密闭库体，适合于在冷库中使用，北方冷凉地区可在通风库、土窑、土窑洞等多种库体中使用。

(二) CMS—PSA 制氮机主要性能指标

衡量制氮机性能的主要技术参数有四个：氮气纯度、氮气回收率、产氮能力和单位能耗 ($\text{kWh}/\text{Nm}^3\text{N}_2$)。对于给定 PSA 过程，这些参数是相互关联的。

1. 氮气纯度 (%)

氮气纯度 (或称产品纯度) 是体积平均值，因为在不用缓冲罐或混合罐的情况下，从 PSA 过程出来的氮气浓度与流量是随时间变化的。对于给定的分离过程，产品纯度是预先确定的，同时对于确定的应用场所，所需氮气纯度亦是已知的，用户仅需依据自己的用气需要提出所需的氮气纯度即可。对气调贮藏而言，因其目的是控制气调库内氧气、二氧化碳、乙醛等气体成

分的比例或总量，要求氮气纯度均较低，一般在 95% ~ 98% 之间。所以，一般 CMS—PSA 制氮机均能满足其使用要求。

2. 产氮能力 (Nm³/h)

即单位时间内制氮机生产氮气的体积，也称氮气流量或产氮率。产氮能力的大小由所选用碳分子筛吸附剂的品质与数量、氮气纯度、切换周期（吸附时间）及制氮工艺共同决定。在吸附剂品种已确定条件下，产氮能力越大，所需吸附剂数量越多。

(1) 切换时间：由于碳分子筛对氧、氮分离是基于短时间内氧吸附速度比氮快的原理，超过一定吸附时间，氧的吸附便达到平衡，产品氮气中氧的含量就会上升。但切换速度过快，吸附时间过短，会使产氮能力下降，能耗增加。研究结果表明，碳分子筛变压吸附制氮工艺吸附时间在 60 ~ 90 秒左右最佳。

(2) 吸附压力：在产品氮气纯度相同的条件下，产氮能力随吸附压力变化，并在 0.6MPa 时出现最大值，故最佳吸附压力应在 0.6MPa。

(3) 氮气纯度：当其他条件确定时，产氮能力与氮气纯度成反比，即氮气纯度越高产氮能力越小。

3. 氮气回收率

氮气回收率可用下式表示：

$$\text{氮气回收率} = \frac{VC}{79\% V_0}$$

式中：V——产品氮气体积 (m³)

C——产品氮气纯度 (%)

V₀——原料空气进气量 (m³)

79%——原料空气中含氮量

由该式可以看出，回收率与产氮量、纯度成正比，与原料压缩空气进气量（耗气量）成反比。也就是说，在设备产气纯度和产气量确定的条件下，回收率越低，耗气量越大，能耗越高。所以回收率的高低是衡量制氮机性能优劣的重要指标之一。

影响氮气回收率的因素主要有：

①碳分子筛品质及其装填技术。

②变压吸附分离工艺条件，如吸附压力、吸附时间等。

4. 单位能耗

也称制氮成本，表示生产单位标准立方米氮气耗能量，单位为 $\text{kWh}/\text{Nm}^3\text{N}_2$ 。单位能耗随氮气纯度、设备价格、运行费用（电、水、人力）的增加而增加。如国产 $60\text{Nm}^3/\text{h}$ 制氮机生产 $99.5\%\text{N}_2$ 时，单位能耗为 $0.77\text{kWh}/\text{Nm}^3\text{N}_2$ ，而生产 $99\%\text{N}_2$ 时，单位能耗是 $0.73\text{kWh}/\text{Nm}^3\text{N}_2$ 。

（三）影响制氮机性能的关键因素

碳分子筛制氮机是集多学科于一体的高科技产品，系统性强，影响因素多。最主要有以下两方面：

1. 碳分子筛性能及其装填技术

碳分子筛是制氮机工作的核心，其性能优劣对制氮机整体性能影响极大。生产厂家提供的碳分子筛性能指标通常有：比表面积、硬度、最大产氮率、最大回收率、装填密度等。

（1）比表面积。因吸附是发生在气固相界面的行为，要求吸附剂具有丰富发达的微孔结构而提供大的比表面积（ m^2/g ）。如果吸附剂比表面积小，侧吸附量小，同样产气量条件下，所需吸附剂量大。

（2）硬度。吸附是在加压、减压、充压的快速循环中进行的，气流对吸附剂冲击较大。若吸附剂硬度过小，制氮机工作时，碳分子筛会因受气流的强烈冲击而粉碎，这样就破坏了吸附界面，并使气体流动阻力增加。粉化的吸附剂若随气体流过阀门，还易堵塞或卡住阀门，使阀门工作失灵。

（3）最大产氮量 [$\text{Nm}^3\text{N}_2/(\text{T}\cdot\text{h})$]。碳分子筛最大产氮量的高低标志着吸附剂对氧、氮分离能力的大小。最大产氮量越高，单位吸附剂产氮量越高；或者说相同产氮能力条件下，最大产氮量越高，吸附剂用量越少，设备费用越低。目前国内众多制氮机制造厂采用的德国 BF 碳分子筛最大产气量为 $150\text{Nm}^3\text{N}_2/(\text{T}\cdot\text{h})$ 。同时吸附剂用量少，所需吸附塔尺寸相应减小，气体在塔内停留时间也减短，阻力损失相应减小，运行费用较低。

（4）最大回收率（ N_2/Air ）%。氮气回收率是衡量制氮机综合性能高低的重要指标。碳分子筛最大回收率标志着生产单位体积氮气所需压缩空气的数量，回收率越低，压缩空气消耗量越高，耗能量越大，制氮成本越高。

由于选材、加工工艺、制造水平和生产厂家的不同，各种品牌碳分子筛

质量相差甚大。与进口碳分子筛相比，国产 CMS 比表面积小，微孔结构不发达，最大产氮量、回收率等远低于国际水平。如德国的 BF 碳分子筛最大产氮量可达 $150 \text{ Nm}^3\text{N}_2 (\text{T}\cdot\text{h})$ ，而国产碳分子筛产氮量约为 $50 \sim 70 \text{ Nm}^3\text{N}_2/(\text{T}\cdot\text{h})$ ，仅为 BF 的 30% ~ 50%，比表面积也仅为 BF 的 55.4% 左右。但 BF 碳分子筛价格十分昂贵，研制国产优质吸附剂是制氮行业的要求。近年来，在科研人员和生产厂家的不断努力下，国产碳分子筛性能已有较大程度提高。西南化工研究院对大连理工大学研制的碳分子筛进行了性能测定：在产品氮气纯度为 99.0%、吸附压力分别为 0.3MPa 和 0.6MPa 条件下，氮气回收率分别为 35.74% 和 33.22%，产氮能力分别为 $73.14 \text{ Nm}^3\text{N}_2/(\text{T}\cdot\text{h})$ 和 $103.09 \text{ Nm}^3\text{N}_2/(\text{T}\cdot\text{h})$ ，表明国产碳分子筛技术性能与国际先进水平的差距在逐渐减小。

(5) 碳分子筛装填技术。吸附剂的装填需具有专门的技术，否则易粉化。从工艺流程分析不难发现，当压缩空气高速进入吸附塔时，如果没有特制的气体分布器，分子筛受到气流的强烈冲击、摩擦，容易粉化。另外分子筛在吸附塔内是不可能“绝对紧密”的，在使用一段时间后，分子筛之间的空隙在减小，会慢慢下沉，如果没有“压紧装置”，吸附塔上部有可能出现明显空间。当压缩空气进入吸附塔下部时，分子筛就会在短时间内发生快速位移，导致分子筛互相碰撞、摩擦并与吸附塔壁发生撞击，这样就极易使分子筛粉化失效。所以分子筛装填时需考虑气流分布、压紧装置等。

2. 程控切换阀和程序控制仪

由变压吸附制氮工艺特点决定，整个制氮工作过程由程序控制仪引导一组切换阀自动进行。正常工况下，每个阀门在每半个工作周期（60 ~ 120s）必须开关一次，以每年 300 个工作日计，每天 20 小时连续开车，吸附解吸周期按 120 ~ 240 秒计，则每只阀门每年需开、关 20 ~ 40 万次，而且其中任何一只阀门出现故障都会破坏整台设备的正常工作。所以切换阀的可靠性和使用寿命是影响制氮机工作的关键因素之一，甚至是最主要的影响因素。

优质的阀门需同时具有以下性能：

- (1) 快速响应。即应在接受执行信号的一秒钟内完成开或关的动作，否则会影响产品纯度。
- (2) 可靠性高。
- (3) 密封性好。不漏气，这是切换阀最基本的要求。

(4) 使用寿命长。能够承受频繁的开、关，保证足够长的使用寿命。

(5) 容易维护和判断故障。

因制氮设备对程控切换阀要求极高，国产阀门受材质和制造工艺所限，难以满足要求，所以长期以来，制造高可靠性程控阀是变压吸附制氮机生产厂及配套厂的攻克目标。许多厂家一方面使用进口程控阀，另一方面纷纷研制自己的专利阀门，如西南化工研究院、浙江瑞气、北京长城等均研制出自己的专利阀门。

程序控制仪作为切换阀的指挥者，其可靠性与阀门同样重要。如果程控仪工作失灵或发出错误指令，则会因切换阀错误工作而破坏制氮机正常运行。

3. 合理的系统设计及硬件选择

变压吸附制氮系统的整体性能取决于所有系统工艺流程的合理配制、恰当的吸附周期和硬件选择等。常压空气经空压机压缩后需设置冷却装置，否则气体温度过高会使吸附量减小。压缩空气净化单元若采用冷干机除水，则应先用粉尘过滤器除尘，再经冷干机除水、后经除油过滤器除油。若采用吸附式干燥机除水，则应先除尘、再除油、后除水。同样的除油装置，硬件不同，结果相差甚大，普通滤油器除油效率仅 70% ~ 80%，凝聚式超高效除油过滤器除油效率可高达 99.99%。普通的充压、吸附、放空程序难以满足高回收率与纯度的要求，而并流或逆流充压、回填置换、产品充压等新型 PSA 工艺可提高回收率、降低能耗。

五、碳分子筛制氮机的选型、安装与调试

(一) 选型方法

制氮机的选型通常分两大步：品牌的选择和型号规格的确定。

1. 品牌的选择

目前国内已有近 30 家变压吸附制氧制氮设备生产厂，许多国外厂家如美国肯柏、日本齐路、澳大利亚海德等也纷纷在我国建立销售机构，所以可供用户选择的制氮设备可谓五花八门，品种繁多。用户应如何选择合适的品

牌呢？

(1) 性能对比。应从系统设计合理性、吸附剂性能、阀门质量、氮气回收率、设备使用寿命等方面综合评价。一台品质优良的制氮机应噪声低、运行平稳、阀门切换准确灵活、回收率高、结构合理、故障率低、使用寿命长。此外，罐体焊缝质量、喷涂质量也能部分反映出制造工艺的精细程度。

(2) 业绩考察。制造厂家的研究开发与设计制造经验、用户使用情况，能较大程度地反映出产品质量及售后服务水平。

(3) 资金投入。变压吸附制氮技术发展到今天已是十分成熟的技术，加之信息的发达使各厂家彼此交流，不断改进自己的制造工艺已是十分方便的事，所以许多制氮机分离工艺相近，也就是说，制氮机品质的高低很大程度上由所选用的各种硬件质量决定，如 BF 分子筛产氮率远高于一般国产分子筛，但价格昂贵；国产阀门虽质量不如进口阀门，但价格低廉。各组成硬件质量越高，则制氮机成本越高。所以用户应依据自己可投入的资金状况选择适宜自己价位的产品。

2. 型号规格的确

制氮机品牌确定后，用户按实际所需氮气纯度（气调库所需氮气纯度 95% ~ 99% 即可）、氮气流量（依气调库需求而定）在厂家提供的产品样本中查取所需制氮机型号和具体技术参数。

若用户对自己选型尚有疑问或有特殊要求，可向生产厂家提供以下条件，请对方代为选择或专门设计：

- (1) 氮气纯度；
- (2) 氮气流量；
- (3) 氮气压力；
- (4) 氮气用途；
- (5) 使用时间；
- (6) 安装场所及限制条件；
- (7) 其他要求。

(二) 验收与安装

1. 设备验收

设备到达后，用户应立即开箱验收，检查产品在运输中是否损坏，对照随机清单检查零配件及产品合格证、使用说明书等文件是否齐全，并填写验收记录。若发现有任何损坏或丢失，除立即与运输部门交涉外，应立即与厂家联系商讨解决方法。

2. 设备安装

制氮机应在室内或棚下安装。机房内应具备以下基本配套要求：

(1) 电源。空压机：380V，50Hz；

程控仪：220V。

(2) 冷却水。用量依具体型号而定。

(3) 基础。一般需铺水泥平台，且应有足够的抗压强度，尺寸大于设备支架尺寸，厚度应满足膨胀螺栓沉入以固定设备的要求。（若采用较大型空压机，则需单独浇灌基础并考虑减震措施）

(4) 空间。设备安装后，应有足够的空间，以便设备的维修与保养。

当机房满足以上基本要求后，可依以下顺序安装：

(1) 固定设备。目前制氮机普遍采用集装式框架结构，安装很方便，仅需用膨胀螺栓将设备底盘固定在水泥平台上即可。

(2) 接通气路。对封闭式循环气调法，可将制氮机空压机入口和氮气输出口分别与气调库两端进、排气管连通。若进、排气管径与设备管径不相符，可使用异径接头。

(3) 将设备废气排出口引至室外，以防止氧气富集，引发事故。

(4) 接通冷却循环水回路。

安装完毕。

(三) 制氮机操作规程及维护、保养

因不同品牌制氮机工艺流程和设备组成均不尽相同，所以设备的操作、维护、保养方法以及故障判断与排除方法也不相同。用户可依据厂家提供的设备使用说明书按规定操作。现仅以国产 TD—Q 系列制氮机为例简单说明其操作方法：

1. 检查

开机运行前，应严格根据各辅机说明书的技术要求及规定，对冷却水、

润滑油及机械运动部分、阀门、电源等进行检查。冷却水回路通畅，流量符合要求；润滑油种类牌号正确，油箱油位符合要求；机械运动良好，阀门转动灵活，检查无误后方可开机。

2. 开机

(1) 参考空压机说明书，启动空压机，观察机械运转是否正常，压力是否稳定，安全阀是否可靠，管路系统有无泄漏。均无问题后可进行下一步操作。

(2) 接通过程控仪电源开关。

(3) 根据程控仪操作说明书，手动操作。检查各气动管道阀动作是否灵活，行程大小是否合适，各处压力是否正常。

(4) 各部分均正常后，操作程控仪，让设备自动工作。调节流量计流量控制阀，使流量计处于要求指标。反吹气控制阀气流量大小由调试人员提供。

(5) 取气分析成品气气体成分，调节流量大小可得到所需纯度氮气。

3. 运行

设备正常运转后，注意观察有无异常现象。定期打开排污阀排污。注意观察各处气体压力、流量、温度、阀门动作状况、程控仪工作状况等。定期取样分析并注意调节流量，以稳定氮气质量。

4. 关机

根据程控仪操作说明书，关闭主机、空压机，通过排污阀放空管路中剩余空气，关闭电源。

5. 保养

辅机空压机可依据说明书定期进行保养。主机保养每半年或一年一次，主要是气动管道阀的保养，可依据 O 型密封圈磨损情况自行掌握更换时间。注意检查吸附剂有无粉化或油污染。若受高速气流冲击或使用时间过长而粉化，可卸出吸附剂，过筛后重新装入并补充填实；若因油、水污染已结块或失效，应进行更换。

6. 维修

主要是切换阀维修，详见说明书。

7. 注意事项

压缩空气和氮气均能构成危险，操作时应特别注意安全。在进行任何维

修或管道拆卸、零部件更换时，必须确认设备内压力已完全释放，以免造成意外伤害。

六、中空纤维制氮机

(一) 膜分离技术概况与膜法富氮

膜分离是利用混合物中各组分在分离膜中渗透速率的不同，或膜对各组分选择透过性不同进行混合物分离的过程，可用于气体混合物与液体混合物的分离。早在1866年，T. Gra—ham发现天然橡胶的透气性，并提出气体透过橡胶膜的溶解—扩散—蒸发机理，同时证明天然橡胶能够从空气中把氧富集到41%。1960年，加拿大著名的Loeb—Sourirajan发明了非对称膜，并提出了相转化法制膜工艺，这为膜技术的发展与实际应用打下了坚实的基础。近30年来，膜技术与膜工业取得了令人瞩目的发展，目前世界膜系列产品年销售额约30~70亿美元，气体分离膜也已形成①H₂、He回收与浓缩；②O₂、N₂分离，即空气分离；③CO₂、SO₂、H₂O的回收与脱除等三大系列。其中仅用膜法富氮原理制成的富氮装置就已有1000多套在世界各地运转，规模从小于1t/天到大于100t/天，纯度从95%到99.5%，并准备提供140t/天、纯度达95%~99%的富氮装置。

气体膜分离机理一般用溶解—扩散理论解释。首先，在膜的高压侧，混合气体中渗透组分溶解在膜表面上；然后，溶解在膜表面的组分在压力差推动下从膜的高压侧通过分子扩散传递到膜的低压侧；最后，扩散组分在膜的低压侧表面解吸进入气相。由于气体在聚合物膜中溶解系数S与扩散系数D不同，所以气体在不同膜材料中的渗透系数Q（ $Q = DS$ ）也不同。渗透系数大的气体称“快气”，渗透系数小的称“慢气”，快气组分在膜的低压侧富集，慢气组分则留在膜高压侧而被富集。当空气通过中空纤维内腔时，氧、氮、二氧化碳、水等快气组分优先透过中空膜壁扩散到膜外侧，慢气氮气组分则在腔中不断浓缩而成为富氮气体，这一空气分离技术称“膜法富氮”。

(二) 中空纤维膜组件

中空纤维膜组件是中空纤维制氮机的核心组件，由耐压的钢制外壳和分离芯组成，分离芯由数千根中空纤维管组成中空纤维束。每根纤维管被制成表面致密活性层和多孔支撑层的非对称结构。起分离作用的致密层仅 $400 \sim 500 \times 10^{-10} \text{m}$ 厚，若致密层过厚，则气体透过阻力大、速度低。为使中空纤维膜承受适当压差（压力差是膜分离的推动力），致密层被附着在多孔状非对称孔结构的支撑层（厚约几十至几百微米）上，这样既可降低膜分离阻力、又可增加膜强度，提供较高的分离系数和渗透通量。

通常中空纤维膜外径 $450 \sim 550 \mu\text{m}$ 左右，内径 $200 \sim 300 \mu\text{m}$ ，每个膜组件中，中空纤维数量多达数万至数十万根（如美国孟山都公司氮、氧分离膜组件中装 10 000—10 0000 根中空纤维）。纤维束的两端浸涂环氧树脂等可塑性树脂，管内的空隙被树脂封死，待树脂硬化后，将两端切掉一截便可露出来。组件的结构类似列管式换热器，原料压缩空气从一端进入分离芯的中空纤维管内、氧气（快气）从管内渗透到管外而在管间隙富集。因两端头的管间隙被环氧树脂封死，富氧空气只能从中部的出口排出；氮气（慢气）则穿过中空纤维管从另一端的富氮口输出。

钢外壳直径根据所装纤维数而定，一般为 $10 \sim 25 \text{cm}$ ，器长 $3 \sim 6 \text{m}$ 。

(三) 中空纤维制氮机工作原理与流程

中空纤维制氮机是基于膜法富氮原理、以中空纤维膜作分离组件进行氧、氮分离的制氮装置。用于制造中空纤维膜的材料有聚砜、乙基纤维素、三醋酸纤维素、磺化聚砜以及聚硅氧烷—聚砜复合膜等。

空压机提供的压缩空气经高效过滤器严格除油、除尘后，经电加热器预热，进入中空纤维膜组件。电加热器的作用是保证气体温度处于膜的良好渗透系数和分离系数所需温度范围，防止进入分离器的空气中残留的水蒸气结露而影响分离效果。经膜组件分离的富氮气体经冷却器降温（减少库房热负荷）、恒压阀恒压后通入库房。中空纤维制氮机和气调库间采用开式循环降氧连接法。

制氮机产氮能力主要由膜组件性能决定。气体透过膜的流量与膜两侧压力差、膜面积、渗透系数等之间存在下述关系：

$$V = \frac{Q (P_1 - P_2)}{\delta} A t$$

式中：V——产氮能力（ cm^3 ）

Q——渗透系数 [cm^3 （STP）· $\text{cm}/(\text{cm}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{cmHg})$]

$P_1 - P_2$ ——膜两侧压力差（ cmHg ）

δ ——膜厚度（ cm ）

A——膜面积（ cm^2 ）

t——渗透时间（s）

由该式可知，膜组件产气能力与膜面积成正比，中空纤维膜结构可在单位体积内提供较大的膜面积，所以大多数分离膜都被制成此结构；膜两侧压力差越大，分离推动力越大。但考虑到能耗、膜强度和设备制造费等，压缩空气压力通常限制在 1MPa 之内。

（四）中空纤维制氮机功能特点

（1）设备简单，占地少，易安装。

（2）操作方便，只需开动空压机，即可得到富氮空气。

（3）浓度可在 95%~99% 之间调节。使用灵活，能快速启动停车；可移动，便于实现现场供氮。

（4）安全可靠，分离器无运动部件，可连续稳定工作。

（5）分离过程无相变，无压力损失，能耗低。

（6）易小型化、超小型化，特别适合于中小规模用量、低氮要求的应用场合。

（7）投资小。

七、除乙烯装置

乙烯 C_2H_4 是一种能促进呼吸、加快后熟的植物激素，对采后贮藏的水果有催熟作用，这对水果，尤其是那些对乙烯十分敏感的水果贮藏十分不

利，必须彻底清除。气调库内的乙烯除环境气体中原来存在的以外（烟雾、化工废气、汽车尾气中都含有乙烯），主要来自于果蔬贮藏时自身释放的代谢产物。由于气调库内乙烯含量微弱，而果品贮藏对乙烯含量要求严格，这就给乙烯的去除增加了一定难度。

（一）除乙烯方法

乙烯分子中碳碳双键的存在使乙烯具有很大的活性，易发生加成反应和氧化反应，人们正是利用乙烯的活性去除乙烯的。目前普遍采用的而又相对有效的方法为高锰酸钾化学除乙烯法和空气氧化去除法。

1. 化学除乙烯法

化学除乙烯法又称高锰酸钾氧化法，是最简单的除乙烯法。用碱性高锰酸钾稀溶液为氧化剂，乙烯可与水反应生成乙二醇。

将泡沫混凝土、碎砖块等多孔载体浸泡于高锰酸钾水溶液中，再将已吸收了高锰酸钾溶液的载体直接放入气调库，定时重新吸收高锰酸钾或更换载体即可除去乙烯。该方法简单，费用极低，但除乙烯效率低，且高锰酸钾作为强氧化剂，会灼伤皮肤。

2. 空气氧化法

空气氧化法是利用乙烯在催化剂和高温条件下与氧气反应生成二氧化碳和水的原理去除乙烯：所用的催化剂为含有氧化钙、氧化钡、氧化银的特殊活性银。意大利 FRUIT CONTROL 公司利用该原理制成了高效除乙烯装置。

（二）除乙烯装置及其应用

除乙烯装置的核心部分是特殊催化剂和变温场电热装置。电热装置可以产生一个从外到里温度逐渐升高的变温度场： $15^{\circ}\text{C} \sim 80^{\circ}\text{C} \sim 150^{\circ}\text{C} \sim 250^{\circ}\text{C}$ ，它使除乙烯装置的气体进出口温度不高于 15°C ，中心氧化反应温度达 250°C ，这能得到较理想的反应效果，又不给库房增加热负荷。为进一步降低进入库内的气体温度，该装置的气体进出为间断交替式，即进、出气管道每隔几分调换一钟次，进气管改为出气管，出气管改为进气管，这样可利用原进气管从库内吸取低温气体时所蓄的冷量来冷却改为出气管后排出的气

体。

除乙烯装置与高锰酸钾去除法相比、投资费用高，但因具有以下明显优点而为人们接受：

1. 除乙烯效率高

可除去库内气体中所含乙烯量的 99%，如可将苹果贮藏间内乙烯浓度控制在 1~5ppm；柑桔和梨控制在 0.1~0.5ppm；猕猴桃控制在 0.02ppm 以下。

2. 减少水果霉变

该装置由于中心部位温度高，在除乙烯时能对库内气体进行高温杀菌消毒，从而大大减少水果在贮藏中的霉变。

3. 一机多用

除乙烯同时，还能除掉水果释放的芳香气体，如醇、醛、酯、酮和烃类等挥发性物质以及含氮、硫化合物，减轻其对水果产生的催熟不良影响。

第 2 篇

现代化冷库设备工艺设计技术

获取更多资料
微信搜索蓝领星球

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

第 1 章

冷库基本计算与制冷系统选型

第一节 制冷机器设备的选型

一、制冷压缩机选型的一般原则

(1) 压缩机的制冷量应能满足冷库生产旺季高峰负荷的要求。一般在选择压缩机时,按一年中最热季节的冷却水温度确定冷凝温度,由冷凝温度和蒸发温度确定压缩机的运行工况。但是,冷库生产的高峰负荷并不一定恰好就在大气温度最高的季节,秋、冬、春三季冷却水温比较低(深井水除外),

冷凝温度也随之降低，压缩机的制冷量有所提高。因此，选择压缩机应考虑季节修正系数。

(2) 对于生活服务性小冷库，压缩机可选用单台。对于较大容量的冷库，较大冷加工能力的冻结间，压缩机台数不宜少于两台，总的制冷量以满足生产要求为准，一般不考虑备用。

(3) 应尽可能采用相同系列的压缩机，便于控制、管理及零配件互换。

(4) 为不同的蒸发温度系统配备的压缩机，应适当考虑机组之间有互相备用的可能性。

(5) 新系列压缩机带有能量调节装置，可以对单机制冷量作较大幅度的调节。但只适应于运行中负荷波动的调节，不宜用作季节性负荷变化的调节，季节性负荷或生产能力变化的负荷调节应另行配置与制冷能力相适应的机器，才能取得较好的节能效果。

(6) 在制冷系统压力比的选择和运用时，氨制冷系统的压力比 $P_k/P_0 > 8$ 时用双级压缩；氟利昂系统压力比 $P_k/P_0 > 10$ 时，采用双级压缩。

(7) 制冷压缩机工作条件，不得超过制造厂家给定运行工况或国标规定的压缩机使用条件。

二、主要参数的确定

(一) 蒸发温度 t_0 的确定

蒸发温度主要取决于被冷却环境或介质所要求的温度。在间接冷却系统中，蒸发温度一般采用比载冷剂温度低 5°C ；采用排管为蒸发器的冷藏间中，蒸发温度比冷藏温度低 10°C ；在采用冷风机为蒸发器的冷藏间中，蒸发温度比冷藏间温度低 8°C ，对于要求温度变化幅度小 ($\pm 0.5^\circ\text{C}$) 的冷藏间，蒸发温度比冷藏间温度低 $7^\circ\text{C} \sim 8^\circ\text{C}$ 。当一些冷却物冷藏间对相对湿度要求较严时，蒸发温度可按下列温差选用：

相对湿度要求在 90% 左右时，温差可在 $5^\circ\text{C} \sim 6^\circ\text{C}$ 范围内选用；

相对湿度要求在 80% 左右时，温差采用 $6^\circ\text{C} \sim 7^\circ\text{C}$ ；

相对湿度要求在 75% 左右时，温差采用 $7^\circ\text{C} \sim 9^\circ\text{C}$ 。

(二) 冷凝温度 t_k 的确定

冷凝温度主要取决于冷凝器的型式、冷却方式和冷却介质的温度，以及制冷压缩机允许的排气温度和压力。

用 R22 和 R717 作为制冷剂时，一般冷凝温度不超过 40°C ，设计冷凝温度不宜超过 39°C 。

当冷凝器型式及冷却方式确定后，冷凝温度 t_k 主要取决于冷却介质的温度。

1. 立式、卧式、淋激式冷凝器 t_k 的确定

这三种冷凝器的冷却介质主要为冷却水，考虑到冷却水在流过冷凝器的整个过程中其温度是变化的。可按下式计算其对数平均温差：

$$\Delta t_m = \frac{(t_k - t_1) - (t_k - t_2)}{2.31 \lg \frac{t_k - t_1}{t_k - t_2}} \quad (2-1-1)$$

式中 Δt_m ——冷却水对数平均温差 ($^\circ\text{C}$)

t_k ——冷凝温度 ($^\circ\text{C}$)

t_1 ——冷凝器进水温度 ($^\circ\text{C}$)

t_2 ——冷凝器出水温度 ($^\circ\text{C}$)

立式冷凝器 $t_2 = t_1 + (2 \sim 2.5)^\circ\text{C}$ ，卧式冷凝器 $t_2 = t_1 + (4 \sim 6)^\circ\text{C}$ ，淋激式冷凝器 $t_2 = t_1 + (2 \sim 3)^\circ\text{C}$ 。一般情况下， $t_1 \geq 30^\circ\text{C}$ 时取较小值， $t_1 \leq 25^\circ\text{C}$ 时取较大值。

根据经验，在水冷式氨制冷系统中， Δt_m 一般取 $5^\circ\text{C} \sim 7^\circ\text{C}$ ；氟系统中， Δt_m 取 $7^\circ\text{C} \sim 8^\circ\text{C}$ 。

在水冷式冷凝器中，由于 Δt_m 较小，为了简化计算，可采用算术平均温差：

$$\Delta t'_m = t_k - \frac{t_1 + t_2}{2}$$

整理得：

$$t_m = \Delta t'_m + \frac{t_1 + t_2}{2}$$

式中 $\Delta t'_m$ ——算术平均温差，一般为 $5^\circ\text{C} \sim 7^\circ\text{C}$ ，冷却进出口温差较大时取

大值

2. 蒸发式冷凝器 t_k 的确定。

在蒸发式冷凝器中，光滑管或翅片管润湿表面的水分蒸发而引起的换热约占全部换热的 80% 左右，因此水分蒸发的快、慢直接与冷凝温度有关，在一定风速下，水分蒸发速度取决于室外空气的相对湿度，因此以湿球温度为基准，考虑适当温差而确定 t_k ，其计算公式为：

$$t_k = t_s + (5 \sim 10)^\circ\text{C}$$

式中 t_s ——与室外计算温度相对应的夏季湿球温度 ($^\circ\text{C}$) 高湿地区不宜采用蒸发式冷凝器。

3. 空气冷却式冷凝器 t_k 的确定

空冷式（或称风冷式）冷凝器是以空气为冷却介质的冷凝器。制冷剂在冷却管内流动，而空气则在管外掠过，吸收冷却剂热量把它散发于周围的大气中。为了加强空气侧的传热性能，通常都在管外加肋片（也称散热片），增加空气侧的传热面积。同时，采用通风机来加速空气流动，增加空气侧的传热效果。其对数平均温差的计算与式（2-1-1）相同。

空冷式冷凝器的最大特点是不需要冷却水，因此特别适用于供水困难的地区。近年来中小型氟利昂制冷系统采用空冷式冷凝器比较多。空冷式冷凝器放置于室内时，冷凝温度一般比进风温度（ 32°C ）高 $8^\circ\text{C} \sim 15^\circ\text{C}$ 。

（三）中间冷却温度 t_z 的确定

中间冷却温度是由中间压力所决定的，它与双级压缩机的低压级气缸容积和高压级汽缸容积之比及蒸发温度、冷凝温度有关。两级压缩所消耗的总功率最小的中间温度和中间压力称为最佳中间温度和最佳中间压力。最佳中间温度可用下述方法求得：

1. 由理想的中间压力确定

$$p_z = \sqrt{p_0 p_k}$$

式中 p_z ——理想中间压力（MPa）

p_0 、 p_k ——分别是蒸发压力和冷凝压力（MPa），以绝对压力计求得 p_z ，后查制冷剂性质表，即可得到与 p_z 所对应的 t_z 值。

2. 利用拉赛经验公式确定

在温度范围为 +40℃ ~ -40℃ 以内的氨制冷系统中，可用拉赛经验公式确定最佳中间温度，计算式为：

$$t_z = 0.4t_k + 0.6t_0 + 3^{\circ}\text{C} \quad (2-1-2)$$

3. 图解法

图解法是根据 t_0 和 t_k 由图 2-1-1 是查得 t_z 。图解方法为：由已确定的 t_0 、 t_k 得出 t_0 、 t_k 两条线的交点，从交点引垂线与图中点划线（与中间温度相应的饱和压力线即中间压力线）和横坐标全别相交的点，与横坐标交点的数值为 t_z ，由点划线上交点引水平线与纵坐标交点处的数值为最佳中间压力。

确定 t_z 后，可据此假定两个中间温度，求两组高、低压级压缩机理论排气量之比，并考虑其他因素来选定高、低压级压缩机。然后再根据实际选定的高、低压压缩机的理论排气量之比，用图解法求得中间温度 t_z 。

(四) 吸气温度 t_x 的确定

吸气温度主要受下列几个方面因素影响：

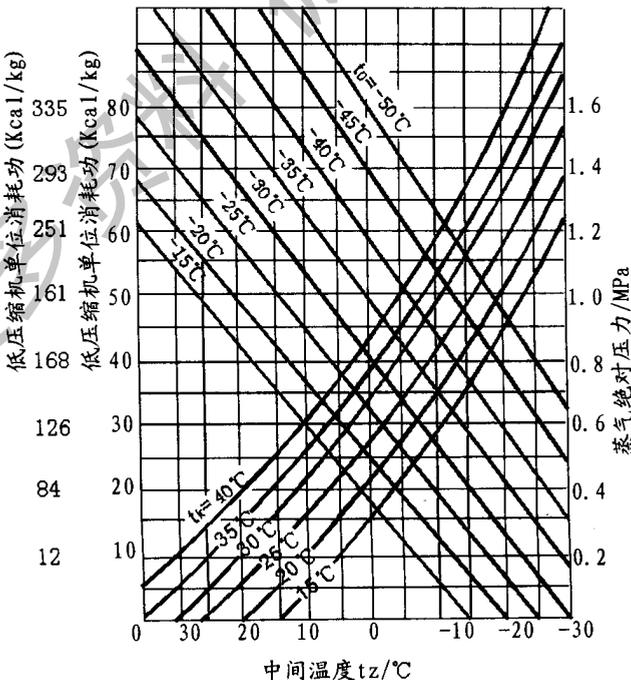


图 2-1-1 确定最佳中间压力、温度的线图

(1) 由于吸入管受周围气温的影响, 压缩机吸入气体的温度较蒸发温度都有不同程度的提高(过热), 其幅度随吸入管道的长短和环境温度的高低以及蒸发温度的高低而不同。

(2) 与制冷系统供液方式有关。在氨泵供液系统中, 从冷分配设备至低压循环的回气管为气液两相流体, 正常情况下不会产生过热, 只有在低压循环桶至压缩机的吸入管上才产生过热。在氨重力供液系统中, 冷分配设备至气液分离器的回气管内可能会出现过热。

(3) 直接膨胀供液对管道过热的要求。在氟利昂制冷系统中, 大多采用内平衡热力膨胀阀, 膨胀阀靠回气过热度调节其流量, 因此, 要求回气管有适当的过热度, 一般应有 5°C 以上过热度。外平衡热力膨胀阀的要求过热度可小些。氨压缩机的允许吸气温度, 一般情况下可参照表 2-1-1 确定。

表 2-1-1 氨压缩机允许吸气温度

蒸发温度 $t_0/^{\circ}\text{C}$	± 0	-5	-10	-15	-20	-25	-28	-30	-33	-40
吸气温度 $t_0/^{\circ}\text{C}$	± 1	-4	-7	-10	-13	-16	-18	-19	-21	-25

(五) 排气温度的确定

排气温度取决于制冷剂的蒸发压力、冷凝压力以及吸入气体的干度和缸套冷却介质温度。排气温度同吸入压力与排出压力之比成正比, 同吸气温度过热度成正比。压力比越大, 吸气时过热度越高, 则排气温度就越高。

排气温度还与压缩机的性能和操作有关, 且与运行工况的变化有直接关系。通常氨压缩机排气温度应低于 150°C , 正常运行时一般在 $100^{\circ}\text{C} \sim 130^{\circ}\text{C}$ 之间。

(六) 过冷温度的确定

制冷剂液体在冷凝压力下冷却到低于冷凝温度的温度称为过冷温度。制冷剂液体在节流阀前经过过冷后, 其单位质量制冷量有所增加。对于双级制

冷压缩机，液体制冷剂经过中戒冷却器的冷却盘管后，一般较中间冷却温度高 $3^{\circ}\text{C} \sim 5^{\circ}\text{C}$ 。

三、压缩机选型的计算

(一) 单级压缩机先型计算

1. 以压缩机的理论排气量选型

单级压缩制冷循环在压焓图上的表示，如图 2-1-2 所示。

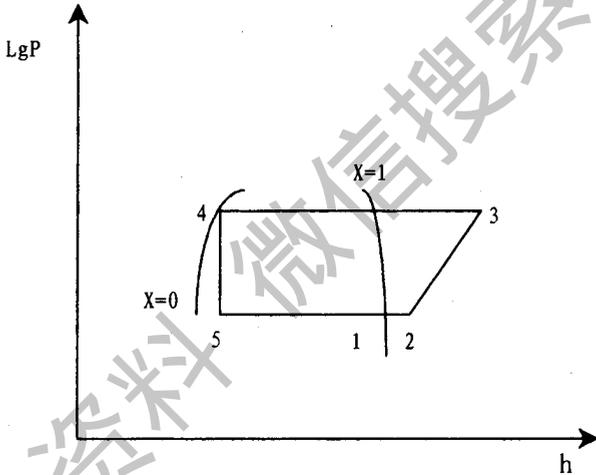


图 2-1-2 单级压缩制冷循环

在选配压缩机时，压缩机制冷量和计算所得的机械负荷 Q_i 相匹配。因此，利用制冷和需冷的平衡关系，可求出压缩机理论排气量。

$$V_P = \frac{3.6Q_i v_2}{(h_1 - h_5) \lambda} = \frac{3.6Q_i}{\lambda q_v} \quad (2-1-3)$$

式中 V_P ——压缩机理论排气量 (m^3/h)

Q_i ——该蒸发温度系统机械负荷 (W)

v_2 ——吸入气体的比体积 (m^3/kg)

h_1 ——蒸发器出口干饱和蒸气的比焓 (kJ/kg)

第 2 篇 现代化冷库设备工艺设计技术

h_5 ——节流阀后制冷液体的比焓 (kg/kg)

q_v ——制冷剂单位容积制冷量 (kg/m³)，按表 2-1-2、表 2-1-3 查取

λ ——压缩机输气系数

表 2-1-2 单级压缩机氨的单位容积制冷量 (单位: kJ/m³)

蒸发温度 /°C	冷凝温度或再冷凝温度/°C											
	20	25	26	28	30	32	34	35	36	37	38	39
5	4568.2	4 475.5	4 459.2	4422.6	4 386.0	4 349.3	4 312.4	4 294.0	4 275.5	4 257.0	4 238.4	4 219.8
0	3 962.4	3 883.3	3 867.5	3 835.6	3 803.7	3 771.7	3 739.6	3 723.5	3 707.4	3 691.2	3 675.1	3 658.8
-5	3 324.0	3 275.4	3 244.0	3 217.1	3 190.3	3 163.3	3 163.2	3 122.7	3 109.1	3 095.5	3 081.9	3 068.2
-10	2756.0	2 700.5	2 689.3	2666.2	2644.5	2 622.0	2 622.0	2 588.2	2 576.9	2 565.6	2 554.2	2 542.8
-15	2 172.3	2 128.3	2 119.4	2 101.7	2084.0	2 066.1	2 066.1	2 039.3	2 030.4	2 021.4	2 012.4	2 003.3
-20	1 761.2	1 725.3	1 718.1	1 703.6	1 689.1	1 674.6	1 674.6	1 652.7	1 645.4	1 638.1	1 630.8	1 623.4
-25	1 422.4	1 393.2	1 387.3	1 375.6	1 363.8	1 352.0	1 352.0	1 334.3	1 328.3	1 322.4	1 316.4	1 310.4

表 2-1-3 R22 的单位容积制冷量 (单位: kJ/m³)

蒸发温度 /°C	节流阀的液温/°C												
	-10	-6	-2	0	6	10	16	20	22	26	30	34	38
+6	-	-	-	-	5 179	5 054	4 844	4 710	4 643	4 497	4 354	4 212	4 070
+2	-	-	-	-	4 564	4 438	4 262	4 145	4 087	3 961	3 827	3 710	3 579
0	-	-	-	4 401	5 254	4 145	3 973	3 856	3 793	3 685	3 559	3 446	3 324
-2	-	-	4 170	4 142	3 993	3 869	3 722	3 609	3 597	3 446	3 333	3 220	3 111
-6	-	3 710	3 630	3 588	3 458	3 366	3 232	3 136	3 094	2 998	2 893	2 801	2 701
-10	3 299	3 232	3 161	3 123	3 006	2 931	2 805	2 722	2 680	2 604	2 512	2 428	2 345
-16	2 646	2 592	2 533	2 504	2 412	2 345	2 253	2 186	2 150	2 081	20 026	1 939	1 867
-20	2 253	2 207	2 156	2 131	2 056	1 997	1 913	1 859	1 826	1 767	1 708	1 650	1 587
-26	1 784	1 746	1 704	1 683	1 620	1 574	1 712	1 465	1 445	1 390	1 344	1 298	1 248
-30	1 520	1 486	1 453	1 432	1 378	1 340	1 285	1 244	1 223	1 181	1 143	1 101	1 059
-36	1 168	1 143	1 114	1 101	1 059	1 030	984	955	938	892	825	824	808
-40	976	955	934	921	883	858	821	796	783	758	729	699	674

第 1 章 冷库基本计算与制冷系统选型

压缩机的输气系数 λ 一般应按制造厂给定值选用，也可由图 2-1-3 和图 2-1-4 查得，还可按经验公式进行计算：

$$\lambda = 0.94 - 0.085 \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \quad (2-1-4)$$

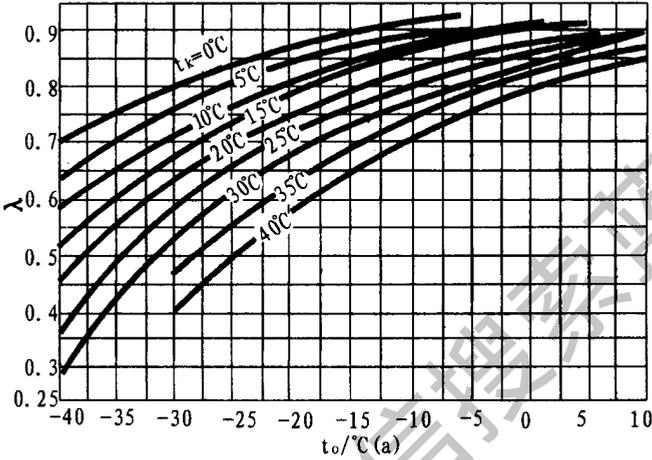


图 2-1-3 R717 单级压缩输气系数

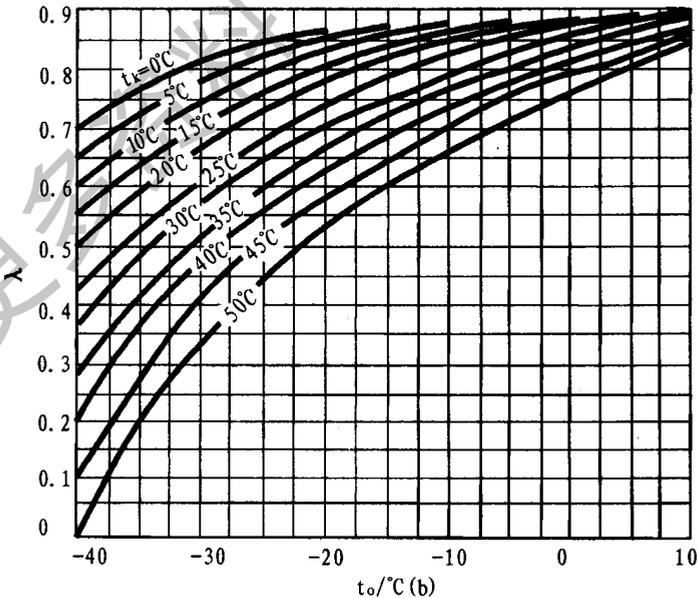


图 2-1-4 R22 单级压缩输气系数

式中 P_k ——冷凝压力 (绝对), (MPa)

P_0 ——蒸发压力 (绝对), (MPa)

n ——压缩指数, 工质为 R717 时取 1.28, 为 R22 时取 1.18

2. 以压缩机的名义工况制冷量选型

压缩机的制冷量随运行工况变化而不同, 为了以统一的工况表示压缩机的制冷量, 因此国家规定了名义工况。见表 2-1-4 和表 2-1-5。在名义工况下的制冷量即为名义工况制冷量。由耗冷量计算所求得的机械负荷是设计工况下所需的制冷量 Q_j 。因此, 不能用 Q_j 直接选取压缩机, 而应把 Q_j 折算成名义工况下的制冷量 Q'_0 。

表 2-1-4 小型活塞式半封闭和开启式制冷压缩机名义工况 (GB 10087—1989)

使用温度范围	制冷剂	吸入压力饱和温度/°C	吸入温度/°C	排出压力饱和温度/°C	制冷剂液体温度/°C
高温	R22	7	18	49	44
中温	R22	-7	18	43	38
低温	R22 R502	-23	5	43	38

表 2-1-5 中型活塞式制冷压缩机名义工况 (GB 10874—1989)

使用温度范围	制冷剂	吸入压力饱和温度/°C	吸入温度/°C	排出压力饱和温度/°C		制冷剂/液体温度/°C	
				低冷凝压力时	高冷凝压力时	低冷凝压力时	高冷凝压力时
高温	R12	7	18	43	55	38	50
	R22						
中温	R12	-7	18	35	55	30	50
	R22						
	R717						

第 1 章 冷库基本计算与制冷系统选型

使用 温度 范围	制冷剂	吸入压力	吸入	排出压力饱和温度/°C		制冷剂/液体温度/°C	
		饱和温度 /°C	温度 /°C	低冷凝压力时	高冷凝压力时	低冷凝压力时	高冷凝压力时
低温	R12	- 23	5	35	55	30	50
	R22						
	R52				—		—
	R717		- 15	—	—		

压缩机在名义工况和设计工况下的制冷量可分别按照 $Q_0 = v_p \lambda_0 q_{v0}$ 和 $Q_j = v_p \lambda_j q_{vj}$ 求出。由于同一压缩机的 v_p 是一定的，因此可得出设计制冷量和名义制冷量的换算公式：

$$Q'_0 = \frac{\lambda_0 q_{v0}}{\lambda_j q_{vj}} Q_j$$

式中 Q'_0 ——折算为名义工况的制冷量 (W)

Q_j ——设计工况制冷量

λ_0 、 λ_j ——分别为名义工况、设计工况下的输气系数

q_{v0} 、 q_{vj} ——分别为名义工况、设计工况下的单位容积制冷量 (kJ/m^3)

3. 根据制冷机性能曲线选型

压缩机厂对其制造的各种压缩机都要在实验台上针对其某种制冷剂和一定的工作转速，测出不同工况下的制冷量和轴功率，并据此画出压缩机的性能曲线，附在产品说明书中。在压缩机选型时，先确定设计参数，然后根据设计参数和压缩机性能曲线，可确定压缩机的型号和数量。

4. 电动机容量的选配

压缩机由电动机拖动，压缩机制造厂家对压缩机应配用的电动机容量一般都有要求，可根据此要求直接选配电动机。

确需计算时，可根据压缩机的轴功率 P_z (kW)、电动机的效率 η_m 及传动效率 η_a 来确定电动机的容量 P (kW) 即：

$$P = \frac{P_z}{\eta_m \eta_a}$$

式中 η_m ——一般取 0.80 ~ 0.95

P_z ——带动 η_a 取 0.97 ~ 0.98

平带动 η_a 取 0.96

此外，选配电动机时还应考虑电网电压的变化和非正常工况等因素的影响，通常增加 10% ~ 15% 的储备功率。故配用电机的功率为： $P_n = (1.1 \sim 1.5) P_0$ 。

由于制冷压缩机所需的轴功率随工况而变化，对于大制冷量的压缩机，选配电动机功率应根据压缩机应用于空调或常用工况而定，以免造成电动机效率低下，装机容量和电量的浪费。

(二) 双级压缩机的选用计算

选择双级压缩机时，首先要确定中间温度，而中间温度又与低、高级压缩机的气缸容积比直接有关。因此双级压缩机的选择需要通过计算才能最后确定，下面以具体实例说明其选型计算的一般步骤。

例 1 已知蒸发温度 $t_0 = -30^\circ\text{C}$ ，冷凝温度 $t_k = 35^\circ\text{C}$ ，机械总负荷 $Q_j = 93\text{kW}$ ，制冷剂为氨，试为该双级制冷系统选配高、低压级压缩机。

解：(1) 根据已知的冷凝温度和蒸发温度，用拉赛公式计算最佳中间温度：

$$\begin{aligned} t_0 &= 0.4t_k + 0.6t_0 + 3 \\ &= [0.4 \times 35 + 0.6 \times (-30) + 3]^\circ\text{C} \\ &= -1^\circ\text{C} \end{aligned}$$

(2) 以 $t_{20} = \pm 5^\circ\text{C}$ 假定两个中间温度：

$$\begin{aligned} t'_z &= [(-1) - 5]^\circ\text{C} = -6^\circ\text{C} \\ t''_z &= [(-1) + 5]^\circ\text{C} = 4^\circ\text{C} \end{aligned}$$

(3) 确定过冷温度、吸气温度，做出制冷循环压——焓图（见图 2-1-5）。并查出各有关状态点的参数。

$$\text{过冷温度：} t'_g = [(-6) + 5]^\circ\text{C} = -1^\circ\text{C} \quad t''_g = (4 + 5)^\circ\text{C} = 9^\circ\text{C}$$

吸气温度查表 2-1-4 得 $t_x = -19^\circ\text{C}$

其他状态点的参数如下：

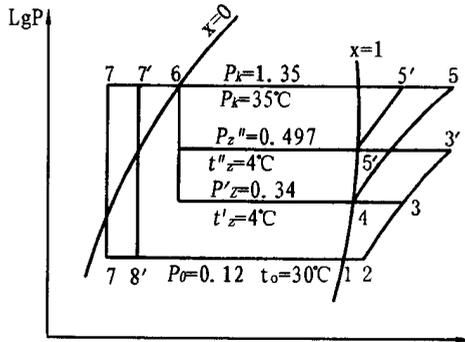


图 2-1-5 制冷循环压—焓图

$t = -6^{\circ}\text{C}$	$h_1 = 1723$	$h_2 = 1760$	$v_2 = 1.01$	$h_3 = 1865$	$h_4 = 1754$	$v_4 = 0.35$	$h_5 = 1835$	$h_6 = 663$	$h_7 = h_8 = 500$
$t'_z = 4^{\circ}\text{C}$	$h_1 = 1723$	$h_2 = 1760$	$v_2 = 1.01$	$h'_3 = 1980$	$h'_4 = 1765$	$v'_4 = 0.24$	$h'_5 = 1880$	$h_6 = 663$	$h'_7 = h'_8 = 535$

(4) 由图 2-1-3 查出在假设中间温度下高、低压级压缩机的输气系数：

$$t'_z = -6^{\circ}\text{C}, p'_z = 0.34 \quad \lambda'_g = 0.73 \quad \lambda'_d = 0.80$$

$$t''_z = 4^{\circ}\text{C}, p''_z = 0.497 \quad \lambda''_g = 0.79 \quad \lambda''_d = 0.73$$

(5) 根据以上确定的状态参数进行试算，得出以下两组数据：

计算项目	中间温度/ $^{\circ}\text{C}$	
	$t'_z = t_{z0} - 5 = 4$	$t''_z = t_{z0} + 5 = 4$
低压级氨循环量 (kg/h)	$G'_d = \frac{3600Q_j}{h_1 - h_8} = \frac{3600 \times 93}{1723 - 500} = 274$	$G''_d = \frac{3600Q_j}{h_1 - h_8} = \frac{3600 \times 93}{1723 - 535} = 282$
低压级活塞行程 容积/(m^3/h)	$V'_{pd} = \frac{G'_d v}{\lambda'_d} = \frac{274 \times 1.01}{0.8} = 346$	$V''_{pd} = \frac{G''_d v_2}{\lambda''_d} = \frac{282 \times 1.01}{0.73} = 390$
高低压级流量比	$\alpha' = \frac{h_3 - h_7}{h_4 - h_6} = \frac{1865 - 500}{1754 - 663} = 1.25$	$\alpha'' = \frac{h'_3 - h'_7}{h'_4 - h'_6} = \frac{1980 - 535}{1765 - 663} = 1.3$
高压级氨循环量 /(kg/h)	$G'_g = \alpha' G'_d = 1.25 \times 274 = 343$	$G''_g = \alpha'' G''_d = 1.3 \times 282 = 367$

计算项目	中间温度/°C	
	$t'_z = t_{z0} - 5 = 4$	$t''_z = t_{z0} + 5 = 4$
高压级活塞行程容积/(m ³ /h)	$V'_{pg} = \frac{G'_g v_4}{\lambda'_g} = \frac{343 \times 0.35}{0.73} = 164$	$V''_{pg} = \frac{G''_g v_4}{\lambda''_g} = \frac{367 \times 0.24}{0.79} = 111$
气缸容积比(低/高)	$\frac{V'_{pd}}{V'_{pg}} = \frac{346}{164} = 2.1$	$\frac{V''_{pd}}{V''_{pg}} = \frac{390}{111} = 3.5$

(6) 以中间温度为纵坐标，以气缸容积比为横坐标，建立坐标系，见图 2-1-6。根据试算中气缸容积比(低/高)和对应的两个中间温度，在坐标图中确定两个点即(2.1, -6)和(3.5, 4)连接这两点的直线反映气缸容积比为 2.7，根据压缩机技术资料，使选择的低高压级压缩机的气缸容积比尽可能与之接近。同时参照计算中的 V'_{pd} 、 V''_{pd} 的值，使低压气缸容积在 346 ~ 390m³/h 之间。

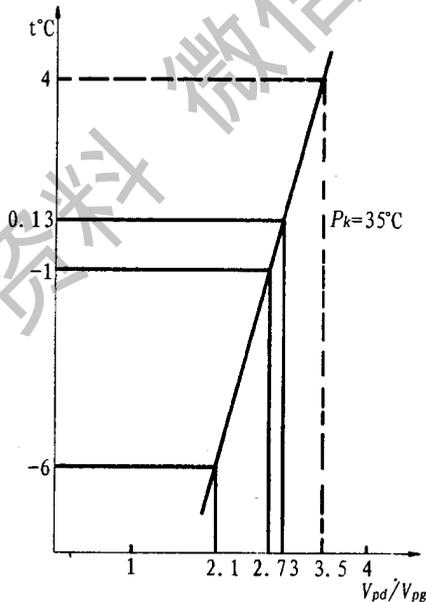


图 2-1-6 气缸容积比与中间温度关系

(7) 选用三台 4AV10 型压缩机作为低压级压缩机， $V_{pd} = 126.6 \times 3 = 379.8\text{m}^3/\text{h}$ ；一台 4AV10 作为高压级压缩机， $V_{pg} = 126.6.\text{m}^3/\text{h}$ 。此时 $V_{pd}/V_{pg} = 3$ 。由图 2-1-6 可得出相应的中间温度为 0.13°C。

(8) 在氨的 $\lg p-h$ 图上作出压缩机选型后的制冷循环见图 2-1-7。并查出各状态参数及高、低级压缩机的输气参数。然后由公式校核选配的低压压缩机的制冷量 Q'_j 。

$$h_1 = 1723 \text{ kJ/kg} \quad h_8 = 500 \text{ kJ/kg}$$

$$v_2 = 1.01 \text{ m}^3/\text{kg} \quad \lambda_{pd} = 0.758$$

$$V_{pd} = 379.8 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q'_j = \frac{V_{pd} \lambda_{pd}}{3.6 v_2} (h_1 - h_2) = \left(\frac{379.8 \times 0.758}{3.6 \times 1.01} (1723 - 500) \right) \text{ kW} = 96.83 \text{ kW}$$

Q'_j 稍大于 Q_j ，选型是合适的。

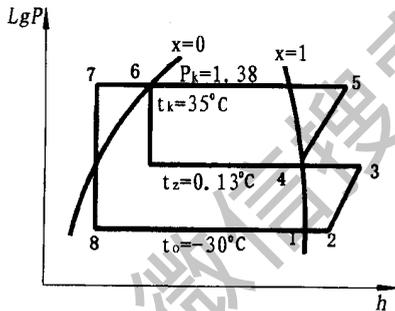


图 2-1-7 双级压缩制冷循环图

(三) 螺杆压缩机的选型计算

1. 根据压缩机性能曲线选型

螺杆压缩机的选型通常根据其产品的性能曲线来完成。首先确定冷库制冷系统的主要设计参数，如 t_0 、 t_k 、 t_z 、 Q_i 等。在此基础上查阅螺杆压缩机性能曲线，最后选定适合系统运行工况的机型和台数。

2. 根据设计计算选型

(1) 螺杆压缩机的理论排气量

$$V_p = 60 C_n L n D^2$$

式中 V_p ——压缩机的理论排气量 (m^3/h)

D ——主动转子的公称直径 (m)

L ——转子的工作长度 (m)

n ——主动转子的转速 (r/min)

C_n ——齿形系数，与型线、齿数有关。一般近似计算时， C_n 值为 0.46~0.508 (按阳转子名义直径计算)，对称圆弧形线取小值，单边不对称型线取大值。

(2) 螺杆压缩机制冷量。

$$Q_0 = V_p \lambda q_v / 3.6$$

式中 Q_0 ——压缩机的制冷量 (W)

V_p ——理论排气量 (m^3/h)

λ ——输气系数，可从制造厂提供的图表中查得，如无资料时，可采用 0.75~0.9，对输气量小，压缩比大的螺杆压缩机取最小值，反之取较大值

q_v ——单位容积制冷量 (KJ/m^3)

(3) 螺杆压缩机轴功率 (参照图 2-1-2)

$$P_z = V_p \lambda (h_3 - h_2) / (3600 \eta v_2)$$

式中 P_z ——轴功率 (kW)

h_2 ——压缩机吸入口制冷剂气体的比焓 (kJ/kg)

h_3 ——压缩机排出口制冷剂气体的比焓 (kJ/kg)

v_2 ——压缩机吸入口制冷剂气体的比体积 (m^3/kg)

η ——压缩机的总效率，由制造厂提供

3. 选型应考虑的问题

螺杆压缩机适用于中等温度制冷范围，选型时应注意以下几点：

(1) 单级螺杆制冷压缩机的经济压缩比为 4.7~5.5，在此范围内经济性最佳；

(2) 单级螺杆制冷压缩机不宜用于我国南方地区的低温工况；

(3) 蒸发温度在 $-20^\circ C$ 以下，单级螺杆压缩机的运行经济最差，蒸发温度越低，效率越低，能耗越大，长期运行会带来能源的过量消耗，并使压缩机过早损坏；

(4) 优先选择带经济器的螺杆压缩机。带经济器的螺杆压缩机有较宽的运转条件，单级压比大，比二级螺杆制冷系统容易控制，系统简单，占地面积小。与单级螺杆压缩机相比，优越性更加明显。

第二节 冷凝器的选型计算

一、冷凝器选型的一般原则

冷凝器是蒸气压缩式制冷系统中的主要换热设备之一。冷凝器的选型取决于建库地区的水温、水质、水量及气候条件，也与机房的布置要求有关。一般根据下列原则来选择：

(1) 立式水冷却冷凝器适用于水源丰富、水质较差、水温较高的地区，一般布置在机房外面。

(2) 卧式水冷却冷凝器适用于水量充足、水温较低、水质较好的地区，广泛应用于中、小型氨和氟利昂系统中，一般布置在机房设备间内。

(3) 淋激式冷凝器适用于空气湿球温度较低，水源不足或水质较差的地区，一般布置在室外通风良好的地方。

(4) 蒸发式冷凝器使用于空气相对湿度较高和缺水地区，一般布置在室外通风良好的地方。

(5) 空气冷却式冷凝器适用于水源比较紧张的地区和小型氟利昂制冷系统。在氨制冷系统中一般不采用。

此外，在满足系统要求的条件下，还要考虑换热效率高，维护方便，设备初投资低等因素。

二、冷凝器的选型计算

(一) 冷凝器的负荷

1. 单级压缩系统

单级压缩制冷循环见图 2-1-8。冷凝器的负荷为：

$$Q_K = G (h_3 - h_4) / 3.6$$

式中 Q_K ——冷凝器负荷 (W)

G ——制冷剂循环量 (kg/h)

h_3 ——等熵压缩后压缩机排气的比焓 (KJ/Kg)

h_4 ——冷凝压力下制冷剂饱和液体的比焓 (KJ/Kg)

为了方便,也可用下式进行计算:

$$Q_K = Q_0 \zeta_k$$

式中 Q_0 ——单级压缩机制冷量 (W)

ζ_k ——单级压缩冷凝负荷系数,对氨系统由图 2-1-8 查得

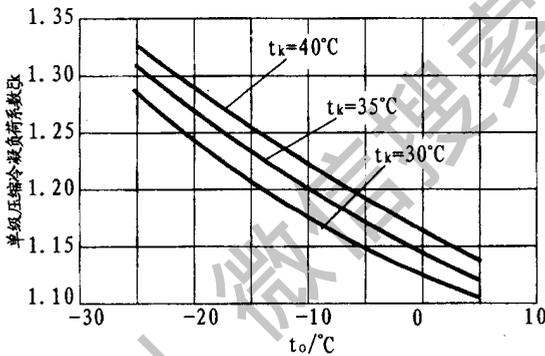


图 2-1-8 氨单级压缩冷凝负荷系数

2. 双级压缩系统

参见图 2-1-7。

$$Q_K = G_g (h_5 - h_6) / 3.6$$

式中 Q_K ——双级压缩冷凝器负荷 (W)

G_g ——高压级制冷剂循环量 (kg/h)

h_5 ——等熵压缩后高压级排气的比焓 (kJ/kg)

h_6 ——冷凝压力下制冷剂饱和液体的比焓 (kJ/kg)

(二) 冷凝器面积计算

$$F_K = \frac{1.1Q_K}{K\Delta t_m} = \frac{Q_K}{q_F}$$

第 1 章 冷库基本计算与制冷系统选型

式中 F_K ——冷凝器面积 (m^2)

Q_K ——冷凝器负荷 (包括双级压缩和单级压缩) (W)

K ——冷凝器的传热系数 ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

q_F ——冷凝器单位面积热负荷 (W/m^2)

Δt_m ——对数平均温度 ($^\circ C$)

$$\Delta t = \frac{t_{s2} - t_{s1}}{2.31 \lg \frac{t_k - t_{s1}}{t_k - t_{s2}}}$$

式中 t_k 、 t_{s1} 、 t_{s2} ——冷凝温度及冷却水进水温度和出水温度

K 、 q_F 从表 2-1-6 中查得。

表 2-1-6 各种冷凝器的 K 和 q_F 及使用条件

形 式	传热系数/ [$W/(m^2 \cdot ^\circ C)$]	单位面积的热负荷 / (w/m^2)	使用条件
氨 制 冷 剂 用			
立式冷凝器	689 ~ 815	3 492 ~ 4 047	冷却水温升 $2^\circ C \sim 3^\circ C$ ，单位面积冷却水量 $1 \sim 1.7m^3/(m^2 \cdot h)$ ，当进水温度 $30^\circ C \sim 32^\circ C$ 时推荐 $q_F = 291 \sim 349$ (w/m^2)
卧式冷凝器	815 ~ 1 048	3 492 ~ 4 656	冷却水温升 $4 \sim 6^\circ C$ ， $0.5 \sim 0.9m^3/(m^2 \cdot h)$
淋激式 冷凝器	233 ~ 291	氨气自上进入：1 163 ~ 2 326；氨气自下部进入，液体从中部引出：2 910 ~ 3 492	单位面积循环热水量 $0.8 \sim 1.0m^3/(m^2 \cdot h)$ 新鲜水量按循环水量 10% ~ 12%
蒸发式 冷凝器	—	1 862 ~ 2 561	单位面积循环热水量 $0.12 \sim 0.16m^3/(m^2 \cdot h)$ ，新鲜水量按循环水量 5% ~ 10%，单位面积需要的通风量 $300 \sim 340m^3/(m^2 \cdot h)$

第 2 篇 现代化冷库设备工艺设计技术

形 式	传热系数/ [W/ (m ² ·℃)]	单位面积的热负荷 / (w/m ²)	使用条件
氟利昂制冷剂 R22			
卧式冷凝器	1 042 ~ 1 513	—	水流速度为 1.7 ~ 2.5m/s，冷却水温升 4℃ ~ 6℃，平均传热温度 5℃ ~ 7℃
套管式 冷凝器	992 ~ 1 048	—	水的流速为 1 ~ 2m/s
风冷式 冷凝器	23 ~ 29	233 ~ 291	空气流速为 2 ~ 3m/s，平均传热温度差 8℃ ~ 12℃

(三) 冷却水用量

$$q_v = 3.6Q_K / (1\,000c\Delta t) \text{ 或 } q_v = Fq_{\Delta_m}$$

式中 q_v ——冷却水用量 (m³/h)

Q_K ——冷凝器负荷 (w)

c ——水的比热容 ($c = 4.187\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{℃})$)

Δt ——冷却水进出温差 (℃)

q_{Δ_m} ——冷凝器单位面积用水量 [m³ / (m²·h)]

冷凝器冷却水进出温差和单位面积用水量见表 2-1-7。

表 2-1-7 冷凝器单位面积用水量和进出水温差

序 号	型 号	q_{Δ_m} / [m ³ / (m ² ·h)]	Δt / ℃
1	立式冷凝器	1.0 ~ 1.7	$\Delta t = 2\text{℃} \sim 3\text{℃}$
2	卧式冷凝器	0.5 ~ 0.9	$\Delta t = 4\text{℃} \sim 6\text{℃}$
3	淋激式冷凝器	0.8 ~ 1.0	—
4	蒸发式冷凝器	0.15 ~ 0.20	—

第三节 冷却设备的选型

一、冷却设备选型的一般原则

冷却设备是在制冷系统中产生冷效应的低压换热设备，它利用制冷剂液体经节流阀节流后在较低温度下蒸发，吸收被冷却介质（如盐水、空气）的热量，使被冷却介质的温度降低。

冷库制冷系统中常用的冷却设备有排管式蒸发器、冷风机等。一般按下列原则选型。

(1) 传热管为纯铜管的冷风机适用于氟利昂制冷的小型冷库，冻结间一般应选用传热管为无缝钢管的冷风机。

(2) 对于氨制冷系统，由于氨对铜等有色金属有腐蚀作用，故只能选用传热管为无缝钢管的蒸发器。

(3) 盘管式排管（也称蛇形排管）可用于直接膨胀供液系统、重力供液系统和氨泵供液系统。

(4) 对于氨液蒸发温度低于 -40°C 的制冷系统或氨液蒸发温度为 -33°C 而排管高度较大时，应采用无液柱作用或小液柱作用的低温排管。

二、蒸发器的选型计算

(一) 冷却液体的蒸发器选型计算

1. 蒸发器的外表面传热面积

$$F_w = \frac{Q_q}{K\Delta t_m} = \frac{Q_q}{q_F}$$

式中 F_w ——蒸发器的外表面传热面积 (m^2)；

Q_q ——蒸发器负荷 (W);

K ——蒸发器的传热系数 (W/(m²·℃));

Δt_m ——盐水 (或水) 与制冷剂的对数平均温差 (℃), 对盐水池取 $\Delta t_m = 5^\circ\text{C}$, 对壳管式蒸发器, 取 $\Delta t_m = 8 \sim 10^\circ\text{C}$;

q_F ——蒸发器单位面积负荷 (W/m²)。其中 K 、 q_F 值可由表 2-1-8 查出。

表 2-1-8 蒸发器的传热系数 K 与单位面积负荷 q_F 值

形 式	传热系数/ [W/(m ² ·℃)]	单位面积负荷/ (W/m ²)	应 用 条 件	
			传热温差/℃	盐水 (水) 流速/(m/s)
单层卧式	384 ~ 407	1861 ~ 2094	-	-
多层卧式	407 ~ 465	2094 ~ 2558	-	-
		(推荐 2326)	5 ~ 6	1 ~ 1.5
立管式、V 型等	407 ~ 582	2326 ~ 2908	-	-
		(推荐 2558)	5 ~ 6	0.3 ~ 0.4
氟利昂卧式	465 ~ 523	2326 ~ 2908	-	-

2. 盐水 (或水) 循环量

$$V = \frac{3.6Q_q}{c\rho(t_{s1} - t_{s2})}$$

式中 V ——盐水 (或水) 循环量 (m³/h);

Q_q ——蒸发器负荷 (W);

c ——盐水 (或水) 的比热容 [kJ/(kg·℃)];

ρ ——盐水 (或水) 的密度 (kg/m³);

t_{s1} 、 t_{s2} ——进出盐水的温度 (℃)

常取盐水 (或水) 进出温差 $t_{s1} - t_{s2} = 2 \sim 3^\circ\text{C}$, 式中的 c 、 ρ 可查盐水 (或水) 的特性表。池中盐水 (或水) 的流速通常取 0.7m/s。

(二) 排管的选择计算

1. 排管的外表面传热面积

$$F_w = \frac{Q_q}{K\Delta t}$$

式中 F_w ——排管外表面传热面积 (m^2);

Q_q ——排管负荷 (W);

K ——排管传热系数 [$W/(m^2 \cdot ^\circ C)$];

Δt ——库房空气温度与蒸发温度之差 ($^\circ C$), Δt 的值可参阅表 2-1-9 选取。

表 2-1-9 蒸发器计算温度差 (单位: $^\circ C$)

冷间名称 蒸发器类型	蒸发器计算温度差				
	冷却间	冻结间	冷却物 冷藏间	冻结物 冷藏间	贮冰间
光滑排管	-	10~12	-	8~10	10
翅片排管	-	-	-	10~12	-
光滑管冷风机	8~10	8~10	6~8	-	-
翅片管冷风机	10~12	8~10	8~10	8~10	10
搁架排管	12~15				

2. 氨单排横式光滑排管的传热系数 K 值

$$K = K' C_1 C_2 C_3$$

式中 K ——排管的传热系数 [$W/(m^2 \cdot ^\circ C)$];

K' ——光滑排管在设计条件下的传热系数 [$W/(m^2 \cdot ^\circ C)$] 查表 2-1-10、表 2-1-11;

C_1 、 C_2 、 C_3 ——排管的构造系数、管径换算系数和供液方式换算系数, 见表 2-1-12。

表 2-1-10 氨光滑 U 形顶排管和氨双层光滑蛇形排管的 K' 值

[单位 : W / (m² · °C)]

冷间温度 /°C	计算温度差/°C				
	6	8	10	12	15
0	8.14	8.61	8.96	9.19	9.42
-4	7.79	8.02	8.26	8.49	8.72
-10	7.09	7.44	7.68	7.91	8.02
-12	6.86	7.21	7.44	7.68	7.91
-15	6.63	6.98	7.21	7.44	7.68
-18	6.40	6.75	6.98	7.21	7.44
-20	6.28	6.63	6.86	7.09	7.33
-23	6.16	6.40	6.63	6.86	7.09
-25	6.05	6.28	6.51	6.75	6.89
-30	5.82	6.16	6.40	6.51	6.75

注：表列数值为外径 38mm 光滑管，管间距与管外径之比为 4，相对湿度为 90%，霜层厚度为 6mm 时的传热系数。

表 2-1-11 氨单层光滑蛇形顶排管的 K' 值

[单位 : W / (m² · °C)]

冷间温度 /°C	计算温度差/°C				
	6	8	10	12	15
0	8.60	9.07	9.42	9.65	9.88
-4	8.14	8.49	8.72	8.96	8.19
-10	7.44	7.79	8.02	8.26	8.49
-12	7.21	8.56	7.79	8.02	8.26
-15	6.98	7.33	7.56	7.79	8.02
-18	6.75	7.09	7.33	7.56	7.79
-20	6.63	6.98	7.21	7.44	7.68
-23	6.51	6.74	6.98	7.21	7.44
-25	6.40	6.63	6.86	7.09	7.32
-30	6.16	6.51	6.74	6.86	7.09

注：表列数值为外径 38mm 光滑管，管间距与管外径之比为 4，相对湿度为 90%，霜层厚度为 6mm 时的传热系数。

表 2-1-12 各种排管换算系数表

排管形式	C ₁		C ₂	C ₃	
	S/Dw = 4	S/Dw = 2		排氨泵供液	氨泵供液
单排光滑蛇形墙排管	1.0	0.9873	$\left(\frac{0.038}{dw}\right)^{0.16}$	1.0	1.1
单层光滑蛇形顶排管	1.0	0.9750	$\left(\frac{0.038}{dw}\right)^{0.18}$	1.0	1.1
双层光滑蛇形顶排管	1.0	1.0	$\left(\frac{0.038}{dw}\right)^{0.18}$	1.0	1.1
光滑 U 形顶排管	1.0	1.0	$\left(\frac{0.038}{dw}\right)^{0.18}$	1.0	1.0

3. 氨立式墙排管和搁架式排管的传热系数 K 值

$$K = K_{10} \left(\frac{\Delta t}{10}\right)^{0.22}$$

式中 K——排管的传热系数 [W / (m² · °C)] ;

K₁₀——传热温差 Δt = 10°C 时的传热系数 [W / (m² · °C)] ;

Δt——库内空气温度与蒸发温度之差 (°C) 。

各种管径的氨立式墙排管的 K 值可参照表 2-1-11 ; 搁架式排管的 K 值可查表 2-1-13。

表 2-1-13 氨搁架式排管的传热系数 K

空气流动状态	自然对流	风速 1.5m/s	风速 2.0m/s
传热系数 / (W / m ² · °C)	17.4	21	23.3

(三) 冷风机的选择计算

干式翅片管冷风机的传热面积

$$F = \frac{Q_g}{K\Delta t}$$

式中 F ——冷风机所需要的传热面积 (m^2);
 Q_q ——冷风机负荷 (W);
 K ——冷风机的传热系数 ($W/(m^2 \cdot ^\circ C)$), 查表 2-1-14;
 Δt ——库房空气温度与蒸发温度之差 ($^\circ C$), 查表 2-1-9。

表 2-1-14 翅片管冷风机的传热系数 K 值

蒸发温度 / $^\circ C$	最小流通截面上 空气流速/ (m/s)	K 值/ $(W/m^2 \cdot ^\circ C)$	蒸发温度 / $^\circ C$	最小流通截面上 空气流速/ (m/s)	K 值/ $(W/m^2 \cdot ^\circ C)$
-40	3~5	11.6	-15	3~5	13.9
-20	3~5	12.8	≥ 0	3~5	11.9

表 2-1-14 的数值是用于重力供液系统和氨泵下进上出供液系统的冷风机。对于氨泵上进下出供液系统的冷风机, 其传热系数可按表 2-1-14 中所查到的值乘以修正系数 0.9。

氟利昂制冷系统用冷风机的 K 值, 可按表 2-1-14 中所列值乘以 0.86 的修正系数选用。

第四节 节流阀的选型设计

制冷系统的节流阀位于冷凝器(或贮液器)和蒸发器之间, 从冷凝器来的高压制冷剂液体经节流阀后进入蒸发器中。它除了起节流降压作用外, 大多数还具有自动调节制冷剂流量的作用。

一、手动节流阀

手动节流阀是应用最早的一种节流机构, 其优点是结构简单, 价格便宜, 故障少。它的缺点是在制冷装置运行过程中需经常调节其开度, 以适应负荷的变化, 因而工况较难保持稳定。

目前, 手动节流阀除在氨制冷系统中还在使用外, 大部分已作为旁通阀门, 供备用或维修自动控制阀时使用, 也可用在油分离器至压缩机曲轴箱的

回油管路上。手动节流阀的常用通径有 DN3、6、10、15、20、25、32、40、50mm 等规格，一般通径小于或等于 32mm 的手动节流阀为螺纹连接，大于 32mm 的为法兰连接。

二、浮球调节阀

浮球调节阀用于具有自由液面的蒸发器、中间冷却器和气液分离器供液量的自动调节。按液体在其中的流通方式可分为直通式和非直通式。直通式浮球阀的特点是液体经阀孔节流后进入浮球室，然后再通过连接管道进入相应的容器。它的结构和安装比较简单，但浮球室液面波动较大。非直通式浮球阀的特点是液体经节流后不进入阀体，而是通过单独的管道送入相应的容器。因此，它的结构和安装均较复杂，但浮球室液面稳定。

浮球阀用液体连接管和气体连接管分别与相应容器的液体及气体部分连通，因而浮球阀与相应的容器具有相同液位。当容器内液面下降时，浮球下落，针阀将阀孔开大，供液量增加。反之，当容器内液面上升时，浮球上升，阀孔开度减小，供液量减少。

浮球调节阀一般根据制冷系统制冷量的大小来选用，表 2-1-15 列出了部分国产浮球调节阀的型号与主要技术性能参数。

表 2-1-15 浮球调节阀型号及主要技术性能参数

产品 型号	通道面积 /mm ²	制冷量 /kW	接管直径/mm			生产厂
			进 液	出 液	气液 平衡	
FQ-5	5	23~40	15	15	25	大连冷冻机厂
FQ-10	10	40~80	20	20	30	
FQ-20	20	80~160	25	25	40	
FQ-50	50	160~320	32	32	50	
FQ-100	100	320~640	40	40	70	
FQ-200	200	640~1280	50	50	70	

产品 型号	通道面积 /mm ²	制冷量 /kW	接管直径/mm			生产厂
			进 液	出 液	气液 平衡	
FQ-45	45	210	15	15	15	天津冷气机厂
ZF-15	15	70	15	15	20	上海第一 冷冻机厂
ZF-45	45	210	20	20	250	
ZF-150	150	700	25	25	32	
ZF-150	150	700	25	25	32	武汉 冷冻厂
ZF-190	190	930	25	25	32	
FQ-5	30	210	20	20	20	烟台冷 冻机总厂
FQ-10	95	115~930	25	25	32	

三、热力膨胀阀

热力膨胀阀普遍用于氟利昂制冷系统中。它能根据蒸发器出口处制冷剂蒸发过热度的大小自动调节阀门的开度，达到调制冷剂供液量的目的，使制冷剂的流量与蒸发器的负荷相匹配。

热力膨胀阀适用于没有自由液面的蒸发器。它有内平衡式和外平衡式之分。内平衡式的膜片下方作用着蒸发器的进口压力；外平衡式的膜片下方作用着蒸发器的出口压力。外平衡式热力膨胀阀用于蒸发器管路较长、管内流动阻力较大及带有分液器的场合。

表 2-1-16 蒸发器中压力降数值 (单位：MPa)

蒸发温度/℃	R12	R22	R502
10	0.02	0.025	0.030
0	0.015	0.020	0.025
-10	0.010	0.015	0.020

热力膨胀阀的选配主要是根据制冷量、制冷剂种类、节流前后的压力差、蒸发器管内制冷剂的流动阻力等因素来确定膨胀阀的型式和阀的孔径。选配步骤大致如下：

(1) 根据蒸发器中压力降的大小及有无分液头来确定热力膨胀阀的型式。当压力降超过表 2-1-16 所规定的数值时，建议采用外平衡式热力膨胀阀。

(2) 确定膨胀阀两端的压力差 两端的压力差可按下式计算：

$$\Delta P = P_k - \Delta P_1 - \Delta P_2 - \Delta P_3 - \Delta P_4 - P_0$$

式中 ΔP ——膨胀阀两端的压力差 (Pa)；

P_k ——冷凝压力 (Pa)；

ΔP_1 ——液管阻力损失 (Pa)；

ΔP_2 ——安装在液管上的弯头、阀门、干燥过滤器等的总阻力损失 (Pa)；

ΔP_3 ——液管出口与进口间高度差引起的压力损失 (Pa)；

ΔP_4 ——分液头及分液管的阻力损失 (Pa)；

P_0 ——蒸发压力 (Pa)。

(3) 选择膨胀阀的型号和规格选配时，应使阀的容量与蒸发器的产冷量相匹配。一般情况下，应考虑 20% ~ 30% 的余量。根据阀的容量、蒸发温度及计算出来的压力差值，按制造厂提供的膨胀阀容量性能表选择合适的型号规格。

四、热电膨胀阀

热电膨胀阀是一种新型膨胀阀，它由感温元件和阀体两部分组成。用来控制阀孔开度，调节液体制冷剂流量。电流的大小则是由制冷剂蒸气的温度通过热敏电阻来控制。

热电膨胀阀调节迅速，结构简单，蒸发器内的压力降对阀的控制特性不产生影响，而且可以始终保持制冷剂蒸发过热度为 0℃ 的控制特性，使蒸发器的传热面积得到充分利用。该阀的加工制作精度要求较高，目前仅用于某些小型氟利昂制冷装置中。

第五节 辅助设备的选型设计

一、中间冷却器的选型

(一) 中间冷却器的作用

中间冷却器用于双级压缩制冷系统，它的作用是使低压级排出的过热蒸气被冷却到与中间压力相对应的饱和温度，以及使冷凝后的饱和液体被冷却到设计规定的过冷温度。为了达到上述目的，需要向中间冷却器供液，使之在中间压力下蒸发，吸收低压级排出的过热蒸气与高压饱和液体所需要移去的热量。

中间冷却器的供液方式有两种：一是从容器侧部壁面进液；二是从中间冷却器的进气管以喷雾状与低压排气混合后一起进入容器。目前常用的是后一种供液方式。

(二) 中间冷却器的选择计算

计算时常用的技术数据为：中间冷却器内蛇形盘管出口处制冷剂液体温度较中间冷却器内温度高 $3 \sim 5^{\circ}\text{C}$ ；中间冷却器内横截面上蒸气流速一般不大于 0.5m/s ；蛇形盘管内制冷剂流速一般取 $0.4 \sim 0.7\text{m/s}$ 。

当制冷剂为氨时，考虑蛇形盘管的外侧面油膜的影响，传热系数 $K = 582 \sim 698\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ ；当制冷剂为氟利昂时，传热系数 $K = 349 \sim 4015\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ 。

中间冷却器的计算是根据其横截面上允许的蒸气流速 $c = 0.5\text{m/s}$ ，确定其所需的直径 D ，必要时也核算蛇形盘管换热器的传热面积。

1. 中间冷却器的直径 D

通过中间冷却器横向截面的制冷剂蒸气流量为高压级制冷剂流量 G_g ，则：

$$D = \sqrt{\frac{4G_g v}{\pi c \times 3600}} = 0.0266 \sqrt{G_g v} = 0.0266 \sqrt{V_p \lambda}$$

- 式中 D——中间冷却器直径 (m)；
 v——高压级吸气比体积 (m^3/kg)；
 G_g ——高压级压缩机制冷剂流量 (kg/h)；
 V_p ——高压级压缩机的理论排气量 (m^3/h)；
 λ ——高压级压缩机的输气系数，无因次；
 c——中间冷却器内氨气的流速 (m/s)，常取 $c = 0.5 \text{m/s}$ 。

2. 蛇形盘管传热面积的计算

(1) 盘管的负荷。

$$Q_z = G_d (h_6 - h_7)$$

- 式中 G_d ——低压级制冷剂循环量 (kg/h)；
 h_6 、 h_7 ——分别是制冷剂各对应点的比焓 (kJ/kg)，参见图 2-1-9。

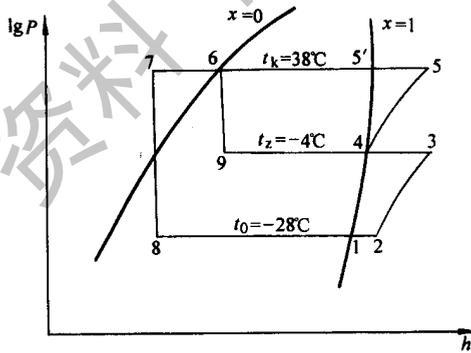


图 2-1-9 lg—h 图

(2) 蛇形盘管的对数平均温差。

$$\Delta t_m = \frac{t_k - t_{out}}{2.3 \lg \frac{t_k - t_z}{t_{out} - t_z}}$$

- 式中 Δt_m ——蛇形盘管的对数平均温差 ($^{\circ}\text{C}$)；

t_k ——冷凝温度 (°C) ;

t_{out} ——蛇形盘管出液温度 (°C) ;

t_z ——中间温度 (°C) 。

(3) 蛇形盘管所需要的外表传热面积。

$$F_w = \frac{Q_z}{K\Delta t_m}$$

式中 F_w ——蛇形盘管所需的外表面传热面积 (m^2) ;

Q_z ——蛇形盘管的热负荷 (W) ;

Δt_m ——蛇形盘管对数平均温差 (°C) ;

K ——蛇形盘管的传热系数 [$W/(m^2 \cdot ^\circ C)$] 。

例 2 已知某一冷库蒸发温度 $t_0 = -28^\circ C$, 冷凝温度 $t_k = 38^\circ C$, 中间温度 $t_z = -4^\circ C$ (高低压气缸容积比为 1:2) , 双级制冷压缩机总制冷量 $Q_0 = 98349W$, 试确定该氨双级压缩制冷系统中间冷却器的直径。

解 对照图 2-1-9 , $t_k = 38^\circ C$, $t_0 = -28^\circ C$, $t_z = -4^\circ C$, 取氨液过冷温度比中间温度高 $5^\circ C$, 则 $t_7 = -4 + 5 = 1^\circ C$ 。氨气吸入温度 $t_2 = -18^\circ C$ 。

查出各点的比焓和 4 点的比体积如下 :

$$h_2 = 1645 \text{ kJ/kg} \quad h_3 = 1814 \text{ kJ/kg} \quad h_4 = 1678 \text{ kJ/kg}$$

$$h_6 = 599.8 \text{ kJ/kg} \quad h_7 = h_8 = 423.6 \text{ kJ/kg} \quad v_4 = 0.334 \text{ m}^3/\text{kg}$$

(1) 低压级氨流量 :

$$G_d = \frac{3.6Q_0}{h_2 - h_8} = \frac{3.6 \times 98349}{1645 - 423.6} \text{ kg/h} = 288.9 \text{ kg/h}$$

(2) 高压级氨流量 :

$$G_g = G_d \frac{h_3 - h_7}{h_4 - h_6} = 288.9 \times \frac{1814 - 423.6}{1678 - 599.8} \text{ kg/h} = 373.7 \text{ kg/h}$$

(3) 中间冷却器所需的直径 :

$$D = 0.0266 \sqrt{G_g v} = 0.0266 \sqrt{373.9 \times 0.334} \text{ m} = 0.297 \text{ m}$$

(4) 查阅中间冷却器系列产品的技术资料 , 就高确定冷却器的直径。

二、高压贮液器的选型

(一) 高压贮液器的作用

高压贮液器用于贮存由冷凝器来的高压液体制冷剂，以适应冷负荷变化时制冷系统中所需制冷剂循环量的变化。

对于大、中型冷库，高压贮液器的容量是按制冷剂每小时循环量的 $1/3 \sim 1/2$ 选配，最大充灌高度一般不超过筒体直径的 80%。对于小型氟利昂机组有时可不设专用的贮液器，而是仅在冷凝器下部少排几排传热管，下部空间作为贮液器使用。

(二) 贮液器的选型计算

1. 贮氨器的选型计算

贮氨器所需的容积：

$$V = \frac{\sum GV\varphi}{0.7}$$

式中 V ——贮液器容积 (m^3)；

$\sum G$ ——各个不同蒸发温度系统的氨液充注量的总和 (kg)；

v ——冷凝压力下氨液的比体积 (m^3/kg)；

φ ——贮氨器的设置系数，(当冷库公称容积小于或等于 $2000m^3$ 时， $\varphi = 1.2$ ；公称容积为 $2001 \sim 10000m^3$ 时， $\varphi = 1.0$ ；公称容积为 $10001 \sim 20000m^3$ 时， $\varphi = 0.80$ ；公称积大于 $20000m^3$ 时， $\varphi = 0.50$)；

0.7——贮氨器的最大氨液充满度。

2. 氟利昂贮液器的选型计算

其所需容积：

$$V = \frac{Gv}{0.8}$$

式中 V ——贮液器容积 (m^3);

G ——系统中制冷剂充注量 (kg);

v ——凝压力下液体制冷剂的比体积 (m^3/kg), 一般可取 $25^\circ C$ 时的比体积;

0.8——贮液器的液体充满度。

制冷系统中各设备的液体制冷剂充灌量, 可按表 2-1-17 所列充灌量计算。

表 2-1-17 制冷设备的设计注氨量

设备名称	注氨量容积百分比/(%)	设备名称	注氨量容积百分比/(%)
冷凝器	15	下进上出式排管	50~60
洗涤式油分离器	20	下进上出式冷风机	60~70
贮氨器	70	重力供液:	
中间冷却器	30	排管	50~60
低压循环桶	30	搁架式排管	50
氨液分离器	20	平板式蒸发器	50
氨泵强制供液:		壳管式蒸发器	80
上进下出式排管	25	冷风机	70
上进下出式冷风机	40~50		

三、气液分离器的选型

(一) 气液分离器的作用

氨用气液分离器又称氨液分离器, 它一般具有三方面的作用: ①由蒸发器来的低压蒸气进入气液分离器, 将未蒸发完的液滴加以分离, 以保证压缩机吸入干饱和蒸气, 避免压缩机“湿压缩”。②经节流后的湿蒸气进入气液分离器, 将蒸气分离, 只让液氨进入蒸发器, 使蒸发器的传热面积得到充分利用。③如有多个冷间, 气液分离器兼有分配液体的作用。

(二) 氨液分离器的选型计算

对用于库房的氨液分离器

$$D = \sqrt{\frac{4Gv}{3600\pi c}} = 0.0266 \sqrt{Gv}$$

式中 D ——氨液分离器直径 (m);

v ——蒸发温度相对应的饱和蒸汽比容 (m^3/kg);

G ——氨液分离器的氨循环量 (kg/h);

c ——氨液分离器内氨液的流速 (m/s), 常取 $c = 0.5\text{m}/\text{s}$ 。

对用于机房的氨液分离器

$$D = \sqrt{\frac{4V_p\lambda}{3600\pi c}} = 0.0266 \sqrt{V_p\lambda}$$

式中 V_p ——机房吸气总管所接压缩机的理论排气量 (m^3/h);

λ ——压缩机的输气系数。

四、低压循环桶的选型

(一) 低压循环桶的作用

低压循环桶是氨泵供液系统的关键设备之一,其作用是贮存和稳定地供给氨泵循环所需的低压氨液,又能对库房回气进行气液分离,保证压缩机的干行程,必要时又可兼作排液桶。

(二) 低压循环桶的选型计算

低压循环桶的计算包括确定其所需的桶径和容积。

1. 循环桶直径的计算

为了保证良好的气液分离效果，桶径应使桶内气体流速不大于 0.5m/s ，并保证最高液位与出气口之间不小于 600mm ，进、出气管口之间的距离也不小于 600mm ，因此低压循环桶径按下式计算；

$$D = \sqrt{\frac{4V_p\lambda}{3600\pi c\xi n}} = 0.0188 \sqrt{\frac{V_\lambda}{c\xi n}}$$

式中 D ——低压循环桶的直径 (m)；

λ ——压缩机输气系数；

c ——低压循环桶内允许的气体流速，立式 $c = 0.5\text{m/s}$ ，卧式 $c = 0.8\text{m/s}$ ；

ξ ——桶截面积系数，立式 $\xi = 1.0$ ，卧式 $\xi = 0.3$ ；

n ——低压循环桶气体进气口的个数；

V_p ——压缩机理论排气量 (m^3/h)

2. 低压循环桶容积计算

容积计算时应根据氨泵供液方式的不同，分别进行计算。

(1) 上进下出式供液系统计算公式：

$$V = \frac{1}{0.5} (\theta_q V_q + 0.6V_h)$$

式中 V ——低压循环桶容积 (m^3)；

θ_q ——冷却设备设计注氨量容积的百分比；

V_q ——冷却设备的容积 (m^3)；

V_h ——回气管容积 (m^3)

(2) 下进上出式供液系统计算公式：

$$V = \frac{1}{0.7} (0.2V'_q + 0.6V_h + \tau_b V_b)$$

式中 V ——低压循环桶的容积 (m^3)；

V'_q ——各冷间中冷却设备注氨量最大一间的蒸发器总容积 (m^3)；

V_b ——一台氨泵的流量 (m^3/h)；

τ_b ——氨泵由启动到液体自系统返回低压循环桶的时间，一般可采用 $0.15 \sim 0.2\text{h}$ 。

当下进上出式供液系统的顶排管或墙排管为光滑管且其冲霜排液量 $\leq (0.2V'_q + 0.6V_h)$ 时，低压循环桶可兼作排液桶使用。

五、低压贮液器的选型

(一) 低压贮液器的作用

低压贮液器在大型氨冷库中使用，安装在制冷系统的低压侧，可以有不同的用途。有的用于氨泵供液系统，以贮存循环使用的低压液氨，它又称为低压循环贮液器；有的专供蒸发器融霜或检修时排液之用，故又称为排液器，一般做成卧式；有的是用来贮存回气经气液分离器分离出来的氨液。后两种用途的低压贮液器，当贮液量达到一定高度时，可通入高压氨气，使贮液器中压力上升，将液氨压入系统的供液管道中，经节流后供蒸发器使用。

(二) 排液器容积计算

排液器的容积按照制冷剂容量最大的一个库房计算。要求该库排管组中所有制冷剂液体完全排入到排液器时，不超过其容积的 70%。其容积按下式计算：

$$V = \frac{Gv}{0.7}$$

式中 V ——排液桶容积 (m^3)；

G ——库房蒸发系统中制冷剂容量最大一间的制冷剂质量 (kg)；

v ——蒸发压力下液态制冷剂的比体积 (m^3/kg)。

六、过滤器及干燥器的选型

(一) 过滤器、干燥器的作用

过滤器的作用是用来过滤制冷剂中的机械杂质，如金属屑、氧化皮等，以防止阀门小孔被杂质堵塞。干燥器只用于氟利昂制冷系统中，用于吸收制

冷剂中的水分，以防产生冰堵。

(二) 过滤器、干燥器选型

在氨制冷系统和氟利昂制冷系统中都必须选配合适的过滤器。氨液过滤器装在氨浮球阀、手动节流阀和电磁阀之前的液体管道上；氨气过滤器装在压缩机的吸气腔通道内。而氟利昂液体过滤器装在热力膨胀阀前，安装时要注意过滤器壳体上的流向指示标记，不能接反。由于氨极易溶于水，一般在氨制冷系统中不安装干燥器。

过滤器、干燥器一般根据其接入管道的规格来选择，其公称通径或接管直径应与管道相适应。

第六节 冷库计算机辅助设计简介

一、计算机辅助设计的基本概念

计算机辅助设计 (Computer Aided Design) ——CAD 技术是近年来得到迅速发展的科技新领域。从广义讲，计算机辅助设计的概念包含了计算机在工程设计、产品设计等所有领域中的应用。

一个 CAD 系统一般应该包括专业计算、分析、优化程序、数据库系统以及自动化绘图系统。计算机辅助绘图 (Computer Aided Drawing) 是 CAD 系统的一个重要的组成部分，也是影响最大的部分，它可以是一个独立的应用系统，直接为工程设计服务，而且也常常被称为 CAD 系统。包括我国进口的许多 CAD 系统实际上仅是计算机绘图系统，从高一级的应用水平来看，这只是计算机辅助设计系统的一部分。在开发和应用 CAD 技术的初期，往往首先从解决计算机辅助绘图问题开始，即用计算机代替传统的手工画法绘制工程设计图样，但这仅是计算机辅助设计的第一阶段，在这个基础上应再实现专业计算与专业绘图的连接，向设计全过程发展。

二、计算机辅助设计系统的组成及功能

一个完整的计算机辅助设计系统是由一系列硬件和软件系统组成的。硬件系统是由计算机及外围设备构成，如带有高分辨率显示器的计算机主机、宽行打印机、数字化仪或图形扫描仪、绘图仪等。软件系统是针对不同的硬件系统而设计的操作、支撑和应用系统，如所选机型的系统软件、操作系统、各种高级语言的编译程序以及其他有关系统软件、图形支撑软件，目前国内最常见的计算机辅助绘图软件为 AutoCAD。

作为一个计算机辅助设计系统应包括以下几个功能：

(1) 计算功能。对于工程中的计算机辅助设计实际上包含有设计、计算、绘图三个方面，其中任何一个内容都有大量的计算，因此对所选择的硬件设备，其主机应有足够的运算速度。

(2) 存储功能。

(3) 输入功能。除了利用键盘输入数据外，对于图形数据尚需配备有图形输入设计，如数字化仪、图形扫描仪等。

(4) 输出功能。计算机辅助设计系统，应能在显示屏幕上显示出设计过程的当前状态，并能反映出图形的编辑过程（如增加、删除、修改等）的结果，如果已得到满意的设计并要求输出时，可以通过绘图仪、打印机等设备实现硬拷贝输出，以便长期保存。

三、冷库计算机辅助设计的内容

一个完整的制冷装置计算机辅助设计系统应该包括从初步规划到最后图样输出的这样一个功能强大的系统，大致可以分为结构规划、系统初步分析计算、仿真与优化、自动图样绘制这样四个部分。

(一) 结构规划

这是冷库工程设计的第一步，不是单纯的建筑设计和制冷设计，而是以制冷工艺设计为主，涉及到电子学、建筑学、工艺学、材料学、美学等多学科的综合设计技术。在冷库设计中，首先是考虑如何通过冷库整体设计的合

理性来保证提高冷库综合性能和技术指标，包括如何布置承重结构、围护结构、如何防潮、如何尽可能减少冷桥等。

（二）系统初步分析计算

对制冷设备，专业工程师们都积累了一套基本的设计计算方法，即使对于全新的装置，也可以按照基本的传质传热关系进行初步的设计计算。把原来所用的方法编成计算机程序，并没有太多困难，而这样做的好处是明显的：首先计算机的速度可以大大提高工作效率，减少计算时间；第二，通过把原来个人所用的方法，编成互相之间可以很方便地共同享用的程序，有利于方法的积累、交流与完善。通过初步的设计分析计算，可以大致确定装置的基本结构尺寸，如对于冷库，通过估计冷库的负荷，可以初步确定压缩机、蒸发器、冷凝器、分油器、高压贮液器等各种部件的规格。

（三）仿真与优化

把原来所有的方法用计算机来实现仅仅是计算机应用的最基本的方面，系统视频分析计算是冷库设计中的一个重要环节，而不应该是最后结果。冷库的很多性能不能通过简单的计算得到，人们在制冷工艺的设计中常用的方法是静态集中参数的方法，而实际过程是一个动态分布参数的过程，用静态集中参数的方法只能在一定程度上估算实际制冷系统的性能，但却难以减少计算误差，因此最后不得不依靠大量的实验来检验计算的效果，进一步改进系统，而这是很浪费时间和金钱的。如果借用计算机这个有效的计算工具，开发有效的精确进行冷库计算的动态仿真与优化软件，是计算机辅助设计的难点。通过系统的仿真与优化，可以检验初步设计的效果，同时可以改进系统，并最终确定设计方案。

（四）自动绘图

根据计算结果，通过绘图软件自动绘制图样，由于基本绘图软件的成熟，降低了这一步工作的难度。各个专门的领域通常根据自己需要建立专门的图库，或对基本绘图软件作一定的改进，以提高自动绘图的速度。

第 2 章

制冷装置设计的最优化

随着现代科技和生产的发展，人们在设计一个工程系统时，总是希望得到一个最优的方案。所谓最优，往往表现为投资最少、利润最大、时间最省、产量最高、运行费最省等等。

从数学的角度看，最优化问题实质就是求最大最小的问题。第二次世界大战中，由于军事上的需要，最优化的理论和方法才开始得到发展。60年代以来，最优化技术发展迅速，已成为一门新兴的学科，并且得到了广泛应用。应用最优化方法，可以在不增加投资或增加少量投资的情况下，获得很大的经济效益。

最优化技术与工程应用密切相关，大量的工程设计往往要求对各种可能

的方案进行选择，或者对现有系统进行改造。这通常都要在各种人力、物力和技术条件的约束下，找到一种最佳的设计。最优化方法找到最佳方案而不用列举和计算所有可能的选择，在于它应用了一定的数学方法。所谓的最佳往往表现为一个目标函数在满足一定约束条件下的极大或极小。

从工程实际出发，最优化并不仅仅是数学方法，它是为达到合理的技术设计而进行的数学和技术上的综合处理工作。在工程实际中主要有两种情况：使预定的代价（能源、材料或总投资等）得到最大的技术效果；用最小的代价得到预期的技术效果。

从优化的对象而言，制冷装置有两类优化问题：

(1) 各个部件或整个系统的优化问题，即用优化准则来优化各个部件或整个制冷系统。

(2) 运行参数的优化，即通过优化制冷装置的参数来节能。这可用于新设计的装置，也可用于已经运行的装置，其实质是根据实际条件来优化热力学过程。

因此，制冷装置设计的优化问题，就是确定一组设备结构和运行参数的最优值。显然，这与设计制造制冷机和设备的工程理论和实践是密切相关的。

优化可以是部分的，也可是综合的。部分优化与制冷机部件有关。制冷装置的综合优化包括各部件，如热交换器和机器。综合优化不仅要考虑各个部件的部分优化参数，还要考虑这些部件组合到制冷循环及系统中的参数。

部分优化与综合优化的主要区别是，对给定制冷量和蒸发温度的制冷装置来说，其它的过程或设计参数保持不变，而其中一个过程参数被优化。所以在装置中决定所选用部件的全套参数时，部分优化只处理一个或少量几个的独立参数。这种在计算机普及前就发展了的优化方法，适合于手工计算，而综合优化则需用计算机才能实现。

显然，对于制冷装置的节能，最优化技术是十分重要而有力的工具。尤其对于制冷装置（系统）设计的节能，更为重要。但由于种种原因，最优化技术在制冷工程中的应用才开始起步。本章只简介最优化技术的一些基本概念和方法，以期引起更多的重视。

第一节 最优化方法应用的必要条件

为了把最优化方法用于具体工程问题，必须定义被优化系统的性能指标和约束条件，必须选择代表优化因素的独立变量，写出表示各变量之间关系的数学模型。这就是工程最优化的建模过程，也是最优化技术的关键。

一、性能指标

对于一个需要最优化的问题，首先要选择一个性能指标。例如，设计一个换热器，可供选择的材料材质及规格很多，制造工艺也各不相同，选什么方案为最佳？这就首先要确定性能指标。指标可以是耗用的材料最少，或是体积尺寸最小，也可以是制造的成本最低。更常见的则往往是要求某个综合指标的最佳。

在许多实际工程问题中，一般选择一个经济指标，这个指标可以是总资本耗费最少，年运行费最少等等。但无论选择了什么样的性能指标，最优化总是指选择的系统有最小或最大的性能指标值。

一般情况下，在指标确定之后，相应的优化问题就有了确定的结果。指标不同，结果就不同。因而所得的优化结论是否符合实际，是否可以采用，首先就决定于指标选得是否合适。例如在设计换热器时，如果把运行费最少作为指标，而不考虑投资，那么优化的结果将是换热面积无穷大，显然这是不合理的结果。为了选好指标，需要认真研究分析被优化对象的特征与条件，往往还需要从事被优化对象操作使用或研究工作人员的合作。

二、独立变量

建立数学模型的第二个关键因素是选择独立变量。在选择独立变量时需考虑下列要点：

(1) 要区分变量中哪些是可变的，哪些是由外部条件决定的。

(2) 应包括所有影响系统运行的重要变量。例如,设计一个贮气系统,把贮气罐的高度、直径、壁厚作为独立变量,排除用压缩机增大罐内压力的可能性。对于给定气压,可以得到一个最小成本的罐容积。然而,如果把罐内气压作为一个独立变量,并把压缩机的成本加到性能指标里,减小罐的体积,就可以得到一个总成本降低的设计。总之,选择所有的独立变量,就会使模型包含所有的重要方案,而遗漏独立变量可能导致方案的次优解。

(3) 选择变量时应分清主次。应考虑所有的关键独立变量,这无疑是重要的。但也不要把次要的、琐碎的细节都考虑进去,那样会使问题过于复杂而无法求解。实际上有些问题本来也是不重要、没必要考虑的。例如制冷过程控制系统中,有泵、阀门、管道、压缩机、热交换等许多设备,我们不必考虑每个单个设备如阀门、泵的详情和模型。选择独立变量的一个原则是只选择那些对系统性能指标影响很大的变量。

三、约束条件

如前所述,性能指标取决于独立变量。但在很多实际问题中,设计变量的取值范围是有限制或必须满足一定条件的,这就是约束条件。约束的形式可以分为显约束和隐约束。显约束是对独立变量的直接限制,例如一台风机风量调节挡板的转角只能在 $0 \sim 90^\circ$ 的范围内变化等。隐约束则是对某个或某组独立变数的间接限制。例如,在结构设计中的应力应小于许用应力,若应力又是某些独立变量的函数,则这些设计独立变量间接地受到许用应力的限制。

约束条件实质就是对设计自由度进行限制。对工程实际问题,即意味着除了满足基本要求(例如给定的制冷量)外,设计对象还须满足一些附加条件,如结构强度、性能和运行条件。这些条件可以用数学形式写成某种线性或非线性的约束函数

$$\varphi_j(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 \quad (j = 1, 2, \dots, m)$$

$$\varphi_j(x_1, x_2, \dots, x_n) \geq 0 \quad (j = m + 1, m + 2, \dots, P)$$

这些约束函数决定了该项目可能解的集合。在最优化设计中,不等式约束更为普遍。

四、系统数学模型

原则上讲，最优的方案可以在系统中通过实验得到。也就是说，给定一组独立变量的值，经过操作或运行后，可得到一个相应的性能指标值，改变成另一组变量值，又可得一个性能指标值，直到得到最优性能指标为止。但在真实系统上实验研究耗费太大，太费时，有时太危险或者是不允许的。因而借助于数学模型来研究系统的优化问题，是一种最经济、最迅速研究变量变化对系统影响的有效途径。

数学模型可通过描述系统产生的物理现象的物质和能量方程、工程设计关系、物理特性的一些规律方程得到。在工程实际中，大量的问题都是复杂的，必须对各种实际因素加以分析，经过抽象、概括、提炼和加工，保留和突出代表客观对象、生产过程和系统的本质和特点的内容，扬弃无关重要而又易于混淆的部分内容，从而建立代表这一课题的数学模型。建立了模型，各种因素和各种参数之间的关系也就明确了。数学模型由代表系统变量之间关系的性能指标函数和限制变量在允许范围内的等式或不等式约束组成。

应该注意，任何一个问题、一个过程或一个系统的数学模型，都只能主要地表征最本质的特征，而绝不代表它的一切方面或全部细节。特别是优化设计的数学模型，它主要的是代表在设计中要着重追求的，本项设计要着重解决的内容。

第二节 优化准则

工程设计中广泛应用的优化方法，按其原理的不同，可分为数学规划法与准则法。数学规划法是以数学规划理论为基础的严格意义上的优化方法，其算法有充分的理论依据。因而理论上均可保证收敛到问题的最优点，算法平稳成熟，计算结果可靠。但这类算法的迭代次数多，计算时间较长，因而对于较复杂的大型问题来说，是一个较为严重的缺点。

准则法则往往是从一些基本概念出发，建立一些准则，如热力学优化准

则等，并认为满足这些准则的可行方案，就是最优设计或近乎最优设计方案。它与数学规划法相比，计算结果一般比较粗糙，即求得方案不一定是最优解，但其收敛速度快，迭代次数少。特别是其迭代次数与问题的规模基本上无关，所以往往用于比较复杂的工程设计问题。在制冷装置实际应用的准则中，最常见的是：热力学的（能量的或烟的）优化准则；优化结构（设计）准则；优化经济（技术—经济的）准则。

一、热力学优化准则

在工程实际中，制冷装置的热力学性能通常采用性能系数（COP）来衡量， $COP = Q_0/P$ 。制冷装置的性能系数 COP 又称为制冷系数，也可用 ϵ 表示。根据其表达式，它表明了在一一定的温度条件下，制冷装置的制冷量与耗功的比值。

热力学第二定律已经证明，在一一定的温度条件下，逆向卡诺循环的制冷系数最大，任何实际制冷循环的制冷系数，都小于逆卡诺循环的制冷系数。逆卡诺循环是一理想的制冷循环，实际上是无法实现的。但是它可以作为评价实际制冷循环在热力学上完善程度的指标。通常将工作于相同温度间的实际制冷循环的制冷系数 ϵ ，与逆卡诺循环制冷系数 ϵ_c 之比，称为这个制冷循环的热力完善度，即

$$\eta = \epsilon / \epsilon_c$$

热力完善度 η 表示了制冷循环接近逆卡诺循环的程度， η 数值越大，说明循环的不可逆损失越小。热力完善度也是衡量制冷循环的一个技术经济指标，但它与制冷系数的意义不同。对于工作温度不同的制冷循环，无法按其制冷系数的大小来判断循环经济性的好坏，这时就可根据循环的热力完善度来判断。

必须注意的是，热力学上的最优与经济上最佳，即价格最低是不一致的。热力学的最优意味着制冷循环中不可逆损失最小，即传热过程的温差最小和机械运动损失最小。而对于换热器而言，传热温差无限小即意味着传热面积无限大，这从经济观点看是毫无意义的。因此，热力学优化准则通常用于已设计或运行的装置。对于新制冷装置的设计，则不能只用热力学的准则来优化。因为这将会导致热交换器越大，该装置越好的结论。

二、优化结构准则

在某些情况下，设备结构的下列性能也是重要的：设备重量最轻或用材最省，总尺寸最小以及构型合理等。

三、优化经济准则

最合理的优化准则是经济优化，它可以用费用总额最低来表示。按照这一准则，最经济的装置或设备是指可用最低的费用，来完成规定的能量变化过程或一系列热力学过程。

费用总额 E (元/年) 可用下式计算：

$$f(x) = E = \sum_{i=1}^{i=r} I_i q_i + \left(\sum_{i=1}^{i=r} K_i \right) h$$

式中 I_i ——装置的部件和单个设备的成本费 (元)；

q_i ——每年投资的百分数，包括分期付款利息、税收等；

K_i ——装置的部件或单个设备的能耗、冷却水等价格 (元/h)；

h ——热过程运行的小时数。

由费用总额 E 的表达式可知，用较大的热交换器（蒸发器和冷凝器）和较昂贵的制冷机，则运行能耗较低。图 2-2-1 表明了制冷装置中费用与热交换器温差的关系。

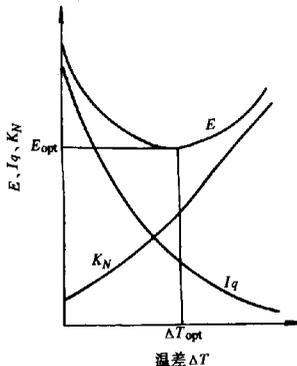


图 2-2-1 费用随温差的变化

E —费用总额； I_q —设备成本费； K_N —运行费

在额定输出情况下，每年相当于全负荷运行的时间 h ，对制冷机组设备的正确选择影响很大。如图 2-2-2 所示，同样的设备，每年以额定制冷量输出的运行时间 h 越长，则运行费用越高。制冷量相同而年运行时间较长的制冷机组，例如化学工业用的制冷机热交换器，应比空调系统的热交换器大些。

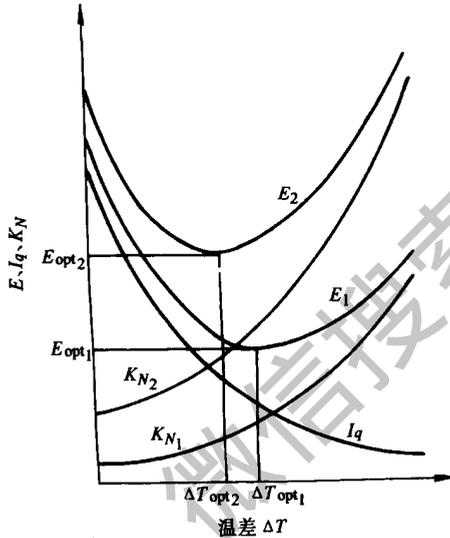


图 2-2-2 费用随温度及运用时间的变化

E —费用总额； I_q —设备成本费； K_N —运行费

经济准则的优化问题，在实践中被定义为技术—经济优化。同样地，对于成本总额来说，也可以推得相应于其它优化准则的目标函数。

第三节 选择求解方法

当设计项目的目标函数与约束函数已用数学式子表达后，优化问题就成为寻找目标函数的极值问题了，可简写成以下数学形式：

$$\begin{aligned} \min & \quad [f(x)] \\ \max & \quad \varphi_j(x) \geq 0 \quad j = m+1, m+2, \dots, P \end{aligned}$$

$$\varphi_j(x) = 0 \quad j = 1, 2, \dots, m$$

此问题的求解可根据函数的具体情况，选用任一种已知的数学方法或几种方法综合进行。

一、求可行解的系统搜索法

这种方法用来确定所有的“优先”值。这些值都必须与特殊的决定性变量 x_i ($i=1, 2, \dots, n$) 相等。由于变量 x_i 不是连续的，而是离散的，所以它们只与所选定的“优先”值相符。系统搜索法采用变量 x_i 值的各种可能的组合，进行试探。如试探点满足条件 $\varphi_j(x)$ ，则认为达到要求。在这些满足条件的点上，可以计算出目标函数 $f(x)$ 的值。这一方法可应用于点的完整系列 x 的系统搜索中，直接比较在可行范围内各点函数 $f(x)$ 值，可以求得最优解。

如果系统有四个决定性变量，每个变量有 10 个值，则决定变量可能的组合可达 10^4 ，10000 点中每一点都须作条件探索，还须计算出可行范围内每一点的目标函数值。因此，这种方法需要大量的计算。但用这种方法可以比较所有可能的解，就可能求得全面的最优解。

二、蒙特卡罗法

设计制冷循环机组时，独立变量数目相当大，每一个变量都可取很多值。除此之外，由于某些结构变量是断断续续的，对这类对象，应以对象的成本总额 E 作为经济函数，其优化准则应为 $E_{opt} = E_{min}$ 。

解这类问题时，采用系统搜索法仍太费时，用蒙特卡罗 (Monte Carlo) 法则比较有效，决定性变量 x_i 的数量及约束 $\varphi_j(x)$ 的数量越多，则蒙特卡罗法越有效。

所谓蒙特卡罗法是指用具有特定实验特性的随机变量值解题的方法。解题时包括确定独立变量 (优化) 的矢量 $x = (x_1, x_2, \dots, x_n)$ ，用连续的或离散的变量 x_i 来确定制冷装置的变量，使函数 $E(x)$ 为最小，同时满足所定的约束条件 $\varphi_j(x)$ 。

三、梯度法

当目标函数连续且可导时，将蒙特卡罗法与梯度法结合，可以减少取样（计算）数。梯度法是求解多维无约束优化问题的一种简单的解析方法。它的基本思路是利用梯度的性质。由于函数沿梯度方向上升最快，沿负梯度方向下降最快，因此可以取负梯度方向为搜索方向。

使用一阶梯度法，开头几步下降较快。但随着接近最优点，其下降速度将逐步减慢。因为目标函数的下降直接正比于梯度，接近最优点时，其梯度逐渐趋向于零，因而其每次迭代使目标函数的下降值将逐渐的减小。总的讲，梯度法对开局有利，可以帮助较快地接近最优解。但对收局不利，因此应该与其它方法结合使用。

上面简单介绍了几种求解目标函数的方法。实际上，最优化方法已经发展为一门新兴的学科，已经发展了大量的计算求解方法。由于制冷装置与传热有关，所以其数学模型是非线性的，具体的求解可以参阅有关最优化方面的书籍。

第四节 最优化的策略

在前面几节里，我们简要介绍了最优化的基本知识。这些知识是研究最优化问题的基本思路。但真的要对一个项目进行最优化，就会碰到一系列问题。这些问题包括数学模型的优化，算法选择和计算机实现，计算机运行时的调试，得到解之后针对实际系统的解释。

在许多工程应用中，最优化算法已经有现成的软件包，最困难的部分是问题的建模。求解的一些准备工作和初步的调试。这些工作中所需的技巧很难分类。很大程度上要通过个人的实践摸索。因此，有必要对最优化中最困难的几个环节加深认识。

一、建立模型

如前所述，一个最优化问题包括一个性能指标（目标函数），一组独立变量，一组等式和不等式约束，这些组成了一个系统的模型。在最优化研究中，实际系统数学模型的建立是最重要的一步。它决定了用此模型求解是否有物理意义，是否可实现。

对一个实际问题进行最优化，其实际过程一般如图 2-2-3 所示。首先对实际系统建立模型，然后在计算机上对系统模型最优化，再把模型的最优解转换成相应的有物理意义的项予以实现。显然，间接地得到系统的最优解不会是十分精确的，它只能是实际系统的近似解。因而建模时必须选择实际系统的主要方面，而对次要方面则应做必要的忽略。这样建模工作就隐含着一定程度的随意性，同一个问题，由不同的人来建模，可能在形式上有很大的不同。因此，对模型的评价不能根据模型的形式，而要根据它们预测的精确程度。

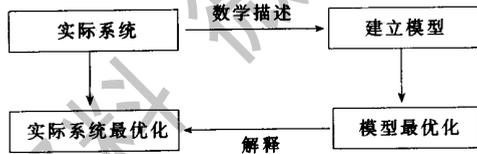


图 2-2-3 利用模型的优化过程

模型只是实际系统的简化，模型和它所代表的系统之间的关系没有绝对的标准。建立模型总是存在主观的判断对实际系统特性理解的直觉因素。因此，建模者要对实际系统进行深入的调查分析，真正掌握系统的特性，掌握有关模型要素的工程方面原则，找出主要应解决的问题。这样才有可能建立一个复杂程度适中、满足实际需要的模型。

二、实现问题

无论选择什么模型标准和类型，都有一个选择实现方式的问题，寻优的准备和执行时的计算策略问题。这些选择对寻优效率和准备时间都有很大影

响，因此是最优化技术中重要的一环。

在建立模型以后，就应做好准备，以便使用适当的优化算法顺利求解问题，这个准备工作基本包括三方面：

- (1) 修改模型，以避免数值计算中出现困难。
- (2) 改写模型，以提高解题效率。
- (3) 分析模型，以了解解题的特性。

根据模型的类别，模型结构上的特点，执行实际最优化过程中有许多不同的策略可用。当能使用适当的非线性规划方法直接优化时，在许多情况下，可以利用一系列子问题来实现连续最优化，或采用中间近似模型的二级方法。另外，如果有多个局部极小点存在，则可采用一些策略来辨别全局最小点。

对于用方程表示的模型和响应曲线模型，可以用直接法或序贯最小化方法求解。在直接法中，可以选择一些专用的最优化方法，也可以用非线性规划的通用算法求解。通常用专用方法比通用算法好，而且在要重复求解同类问题时，专用算法就更有利。但是把问题化成一个特殊的问题来求解，比用通用的非线性规划方法求解要花更多的时间和精力。一般而言，如果一个问题能表示成几何规划问题，则可用专用方法求解。但是如果只需求解一次，就简单地用通用非线性规划方法求解，从工作的时间角度来说，更为合算一些。

序贯最小化方法是指通过最小化一系列有限的子问题来使原问题得到解决。其基本思想是：对直接求解有困难的问题，把问题的变量分为两部分；一部分是那些造成求解困难的变量；另一部分是在“困难”变量赋值后很容易求解的变量。对“容易”和“困难”变量的子问题分别求解，同时用一些适当的协调计算把两者联系起来。子问题的求解要比原问题容易，因而此方法很有效。

对于仿真模型或用程序表示的模型，可以用直接法或两级策略来求解。对于可能有多个局部极小点的模型，需要用一些策略来保证找到全局最小点。寻找全局最小点不仅是因为它是问题的最好解，而且还因为局部最小点会严重混淆问题结果的解释。这些策略详细可参阅有关的最优化书籍。

三、解的评价

一旦我们找到了最优解，最优化问题似乎到此就全部结束了。实际上，问题的解只是研究的最重要部分的基础。最重要的部分是：解的有效性和灵敏度的分析。在多数研究项目中，数值解本身并不是最重要的，倒是关于系统在解的附近的状态的信息，提供了重要的东西。例如，在最优点什么约束是灵敏的？什么成本项占主导地位？什么是解对参数变化的灵敏度？这些问题的答案往往是整个研究项目的关键结果。灵敏的约束指出系统的什么资源是有限的，或者什么元素限制了系统进一步的改善。成本的数量级说明系统的哪些元件的成本可以进一步减小，解对模型参数变化的灵敏度，指出了什么参数需要更精确的估计，以得到真正的解。

分析最优化问题的结果时，首先遇到的是解的有效性问题。如果一个解是所研究系统的一个可实现状态，且是系统的最优状态，则这个解是有效的。一个可实现的状态，是指系统可能存在的状态。如果模型能真正表示系统，那么模型将包括一些约束和边界。只有这些约束和边界是物理上可行的或可实现的，才能保证一个解是数学上可行的。然而，任何模型都是有一定限制的，任何关系式都有一定的满足范围。因此，参照模型的限制，验证解是否超出了这些限制是必要的。如果解超出了这些限制，为了保证这些限制能得到满足，就必须增加一些约束和边界，并重新运行最优化程序。

一旦确定的解是可实现的，下一步就要验证它是否是系统的一个最优解。这时所关心的不是从理论上证明解是否满足最优的必要且充分的条件，而是要解释这个解为什么是最优的。对一个可靠的解，要能定性地，甚至直观上能说明得到该变量值的原因，否则最优解有效性的验证，只是一种脱离实际，单纯数学和计算机的运算。

所谓解的灵敏度分析就是找出模型参数变化对最优解的影响，也就是研究解对参数的灵敏度。灵敏度分析具有以下重要意义：①寻找出一个或多个对最优解灵敏的参数，用于改变系统的特性；②根据灵敏度可以提取增加或修正系统的信息，改善整个工艺操作；③明确已知参数误差对系统的影响；④提出外部不可控因素变化的影响。上述几点对于一个实际系统的实现非常重要。因而在许多情况下，一个详尽的灵敏度分析比最优解本身更有价值。

第五节 设计最优化的研究和计算机辅助设计

一、设计最优化的研究

由于实际工程问题往往十分复杂，最优化设计又是要在一切可行的方案中寻求最优方案，因而需要大量的计算，这些计算用人工进行往往是不可能的。计算机技术的飞速发展，正好为最优化技术的发展提供了有力的工具。可以说，没有计算机技术的发展，最优化技术不仅不能发展、甚至难以生存。

制冷装置设计的最优化（一般的设计最优化也如是）的研究，总的看要做两个方面的工作。其一是将工程实际问题抽象成为优化设计数学模型，其中包含了对各种过程电算方法的研究。例如，空调工程中建筑热过程的计算，可以用经典的稳定传热计算方法、有限差分法，以及新出现的传递函数法等。经典的计算方法由于有了计算机为工具，又产生了新的研究和应用动力。传递函数法是建筑热工分析中引入计算机技术以后出现的新理论、新方法，其发展和应用非常迅速。

最优化研究的另一方面是应用优化方法求解数学模型，其中包含了电算程序编制。电算程序可以认为是理论研究到实际工程应用的一个中间环节。目前世界各国编制了大量的电算程序，所使用的程序设计语言不同，编写目的、使用范围、精度要求，以及相应的理论基础和优缺点也各不相同。需要深入分析，比较鉴别，才能消化吸收。

为了给工程设计人员提供一个求解优化设计数学模型的强有力工具，华中理工大学、合肥工业大学等单位，在“六五”计划期间研制出优化方法程序库 OPB。该程序库集中了目前国际上广泛使用的各种优化算法及其计算机软件，具有国际先进水平。

为了适应 IBM-PC 型微机在我国广泛使用的情况，在“七五”计划期间，优化方法程序库已被移植到 IBM-PC 微机上，形成了 OPB 的微机版本，

即微机优化方法程序库 PC - OPB。

由于优化方法程序库 OPB 及其微机版本 PC - OPB 的研制成功，工程设计人员应用优化方程解决工程设计问题已不是太困难的工作了。他们只要懂得优化算法的基本原理和优化方法程序库的使用方法，就可以得心应手地使用这个工具去解决工程优化设计问题。因而，从事工程优化设计人员的主要精力，可用于建立工程设计问题的数学模型。有必要指出，一般来说，优化设计者很难同时具备熟练的最优化技术和对被优化系统的全面知识。因此，在优化设计中，必须得到在实际对象领域工作的工程技术人员的合作。

二、计算机辅助设计

计算机辅助设计，简称 CAD (Computer Aided Design) 的核心问题之一就是最优化方法。实际上，计算机辅助设计可以粗略地看作是最优化方法在工程设计上的具体应用。

传统设计方法的特点是：

- (1) 它只是一个可行方案的设计，因此进一步加以改进还存在很大潜力。
- (2) 设计过程着眼于设计工况，而且把许多本来不稳定的过程当作稳定过程来处理，虽然简化了计算，却大大降低了设计的精度。
- (3) 把制冷系统的设计和外部系统的设计割裂开来，因而综合效果考虑不足。

传统的设计过程由搜集原始资料，从手册规范等资料中选用有关数据，计算，各种方案的选择，绘图等环节组成。除了搜集原始资料以外，每一设计步骤都是依据某些已知参数（包括原始资料和以前进行的设计步骤所确定的参数），经过计算和选择，确定另一些参数或绘制某种图形，直至确定最后设计方案的所有有关参数并绘制设计图样。如果确定了某种程序，只要向计算机输入有关原始资料，所有设计步骤都可由计算机自动进行，即可实现设计过程的全部自动化。

实现上述每一步骤的自动化，必须建立输出参数和输入参数之间的对应关系。这种关系可以表现为一个或一组代数方程或微分方程，完成这一步骤就是求解这些方程。输入参数和输出参数的对应关系可以是单义的（输出参

数只有惟一的一组答案),也可以是离散的。在许多可行方案中,要通过计算机来自动完成,就必须规定选择的原则与方法,使计算机按照这种方法进行选择时,只能有惟一的答案。最优化方法就是通常采用这种方法,即在所有可行方案中选择最优方案。

这里需要指出,在运用最优化方法时,必须首先明确什么是“最优”。换言之,方案的优劣并不是绝对的。例如我们可以规定造价最低的方案为最优,也可以从节能角度规定运行能耗最低为最优,或者以设备总重量最轻为最佳。这就是说必须规定某种函数,其函数值是可以计算的,并利用其值的大小来评价方案的优劣。

要使设计过程中的每一种选择都建立一套合理的方法,这当然不是一件容易的事。在有些方案的选择中是凭设计人员的经验,根据许多因素而作出的综合判断。有些决策带有一定的主观因素,很难确定一个客观的评价函数,或者因为这个函数太复杂,很难求出各种设计参数的最优解。因此,设计过程的全部自动化还难以实现。可以说,设计工作中包含着艺术的创造,而艺术是很难用数学语言来确切地描述的,所以在很多情况下,设计过程的全部自动化并不是可取的。

计算机辅助设计,就是在设计过程中将人的决策和计算机的运算,优化选择等工作交织起来,既充分发挥计算机的功能,又能发挥人的创造性思维。在设计过程中,计算机可按照计算程序,输出某些中间结果,并要求设计人员参考这些结果作出某些决策;计算机可进一步检验这些决策的效果,设计人员又可根据这些检验进行方案的修改等等。计算机辅助设计不仅大大节省了人力,加快了设计过程,更重要的是可运用大量的最优化选择,使设计质量大大提高。因此制冷装置的设计,应尽可能开发和利用计算机辅助设计。

第 3 章

蒸气压缩式制冷循环

由热力学实验知道，任何液体在沸腾过程中将要吸收热量，而且液体的沸腾温度（即饱和温度）随液体所处的压力而变化，压力越低，液体的饱和温度也越低。例如，1kg 液态氟利昂 22（R22），在 0.584MPa 压力时的沸腾温度为 5℃，吸热量（单位质量潜热）为 200.62kJ/kg；当压力为 0.296MPa 时，其沸腾温度降为 -15℃，吸热量变为 217.00kJ/kg。而且不同液体的沸腾温度与压力、吸热量等数值也各不相同，这些数值可通过各种液体的饱和蒸气图表查得。因此，只要根据制冷所用液体（称制冷剂）的热力性质，并创造一定的压力条件，就可获得所要求的低温。

第一节 蒸气压缩式制冷循环的主要设备

实际用冷场合需要连续和稳定地供给冷量，为此必须使制冷剂进行循环，因为液态制冷剂在吸热制冷后即变为气态，只有使气态制冷剂全部重新回复到液态，上述目的才能实现。由制冷压缩机、冷凝器、膨胀阀（或毛细管）和蒸发器四大主件以及管路等组成的压缩式制冷系统，就是实现蒸气压缩式制冷循环，达到连续、稳定提供冷量的一套制冷装置，四大主件和制冷剂也就成为实现制冷循环所必须具备的条件。

图 2-3-1 是由四大主件构成的最简单的蒸气压缩式制冷装置，装置内充有一定质量的制冷剂。当压缩机在电机驱动下运行时，就能从蒸发器中吸入制冷剂，并使蒸发器中保持制冷所需要的相应压力 P_0 ，制冷剂在该压力下蒸发（实际上为沸腾），制冷剂的蒸发温度 t_0 即为该压力下的饱和温度。压缩机吸入的气态制冷剂经在气缸内压缩后排入冷凝器，由于压缩后气态制冷剂的压力和温度均相应提高，制冷剂在冷凝器中就可利用常温条件的水或空气冷凝，冷凝时的温度称为制冷剂的冷凝温度 t_k ，冷凝温度与压缩机的排气压力 P_k 也成饱和关系。当冷凝后的液态制冷剂流经膨胀阀时，由于该阀的孔径极小，使液态制冷剂在阀中由高压 P_k 节流至低压 P_0 ，制冷剂的温度也降至相应压力下的饱和温度（即蒸发温度） t_0 。经膨胀阀节流后的制冷剂绝

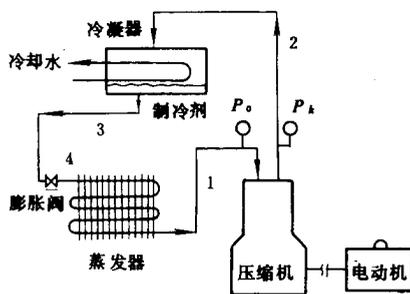


图 2-3-1 蒸气压缩式制冷装置

大部分仍为液态，这些低温液态制冷剂在蒸发器中蒸发时就能从其周围的介质中吸收热量，并使用冷场合得到了相应的冷量和需要保持的低温。蒸发器的制冷剂完成制冷过程后又成为气态，然后再由压缩机吸入、压出，在冷凝器中再次冷凝。由上述制冷剂的流动过程可知，只要制冷装置正常运行，则在蒸发器周围就能获得连续和稳定的冷量，而这些冷量的取得必须以消耗能量（例如电机耗电）作为补偿。

第二节 蒸气压缩式理论制冷循环

利用液体气化制冷原理，使制冷剂从某一初态流经压缩机、冷凝器、膨胀阀和蒸发器后仍回复到初态的制冷循环，称为蒸气压缩式理论制冷循环（简称压缩式制冷循环）。最简单的压缩式制冷循环有四个热力过程组成（制冷剂流经每一个主件将产生一次状态变化，即为一个热力过程）。这些过程可以绘制在制冷剂的压力 - 焓（ $\lg P - h$ ）图和温 - 熵（ $T - S$ ）图上。只有将这些过程绘制在有关图上后，才能对制冷装置运行工况进行理论分析和热力计算。因此，熟悉制冷剂的有关状态参数图以及热力过程的表示方法和变化，将成为学习压缩式制冷理论最重要的内容之一。

一、制冷剂的 $\lg P - h$ 图

制冷剂的 $\lg P - h$ 图是用来分析和计算压缩式理论制冷循环最广泛的状态参数图之一。该图以制冷剂的焓（ h ）值作为横坐标，绝对压力（ P ）为纵坐标（图 2-3-2）。为了缩小图面，纵坐标压力采用 $\lg p$ 分格（注意：从图上读得的数值仍为绝对压力值，而不是压力的对数值）。图中的 c 点为制冷剂的临界点， c 点左侧的粗实线为各个压力下的饱和液体线，该线上任何点的干度 $x=0$ （即全部为液体）。 c 点右侧粗实线为干饱和蒸气线，该线上任何点的干度 $x=1$ （即全部为蒸气）。这两条饱和线将图面分为三个区域：饱

和液体线的左侧为过冷液体区（液体温度低于同压力下的饱和温度）；干饱和和蒸气线的右侧为过热蒸气区（蒸气温度高于同压力下的饱和温度）；两条饱和线之间为湿蒸气区，制冷剂在湿蒸气区内处于气液两相混合状态，它的温度等于所处压力状态下的饱和温度，各点的 x 值反映了湿蒸气在该状态下蒸气含量的百分比。这样，制冷剂在某一压力下可能出现五种状态：即过冷液体、饱和液体、湿蒸气、干饱和蒸气和过热蒸气。制冷剂的五种状态在压缩式制冷循环中均会出现。

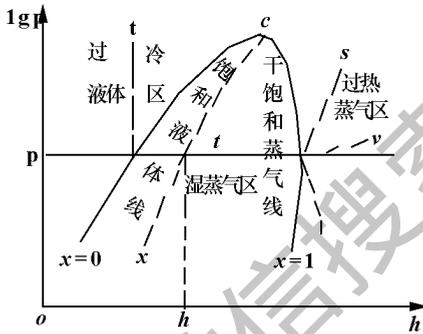


图 2-3-2 制冷剂的 $\lg P-h$ 图

$\lg P-h$ 图上还绘制了六种等状态线簇，即等压 (P)、等焓 (h)、等温 (t)、等容 (v)、等熵 (s) 和等干度 x 线 (图 2-3-2)，线簇的详细分布和具体数值可参阅各制冷剂的 $\lg P-h$ 图。应该指出，制冷剂在循环过程中所处的状态在图中均可以找到其状态点，状态点是根据制冷剂的状态参数确定的。当制冷剂处在过冷、湿蒸气和过热状态时，均要求知道两个状态参数才能确定，当处于饱和液体或气体状态时，仅需知道一个状态参数便能确定，在实际应用中，通常已知饱和压力 P 或饱和温度 t ，因为各种制冷剂在饱和状态下的 $P-t$ 关系早已由实验求得。当地点和状态点确定后，在该状态下的其他参数就可在 $\lg P-h$ 图上查得，如果需要精确的数值，则可以查阅制冷剂饱和液体或蒸气的热力性质表。以 R12 制冷剂为例说明以下：

例 1 已知氟利昂 12 (R12) 制冷剂的饱和温度 $t = -5^{\circ}\text{C}$ ，则相应的饱和压力 $P = 0.261\text{MPa}$ ，R12 在该状态下的其他参数见表 2-3-1。

第 3 章 蒸气压缩式制冷循环

表 2-3-1 氟利昂 12 (R12) 制冷剂在饱和温度为 -5°C 时的各种状态参数

饱和温度 ($^{\circ}\text{C}$)	饱和压力 (MPa)	比容 (l/kg)		焓 (kJ/kg)		潜热 (kJ/kg)	熵 ($\text{kJ}/\text{kg}^{\circ}\text{C}$)	
		液态 v'	气态 v	液态 h'	气态 h	r	液态 s'	气态 s
-5	0.261	0.708	65.29	195.38	350.32	350.32 - 195.38 = 154.94	0.9830	1.5609

例 2 已知氟利昂 12 (R12) 制冷剂的饱和压力 $P = 0.963\text{MPa}$, 则相应的饱和温度 $t = 40^{\circ}\text{C}$, R12 在该状态下的其他参数见表 2-3-2。

表 2-3-2 氟利昂 12 制冷剂在饱和压力 $P = 0.963\text{MPa}$ 时的各状态参数

饱和温度 ($^{\circ}\text{C}$)	饱和压力 (MPa)	比容 (l/kg)		焓 (kJ/kg)		潜热 (kJ/kg)	熵 ($\text{kJ}/\text{kg}^{\circ}\text{C}$)	
		液态 v'	气态 v	液态 h'	气态 h	r	液态 s'	气态 s
40	0.963	0.799	18.26	238.62	368.60	368.60 - 238.62 = 129.98	1.1301	1.5447

应该强调指出, 制冷剂饱和液体和蒸气表中的数值仅反映两条饱和线上的状态参数, 过冷液体、湿蒸气和过热蒸气则必须利用两个已知的状态参数在 $\lg P - h$ 图上才能求得该状态下的其他参数。

二、蒸气压缩式理论制冷循环在 $\lg P - h$ 图上的表示

熟悉蒸气压缩式制冷循环和制冷剂的 $\lg P - h$ 图后, 理论制冷循环在该图上的表示就十分容易。

在理论制冷循环中, 制冷压缩机吸入干饱和蒸气, 制冷剂状态点为 1 (见图 2-3-1 和图 2-3-3), 吸入压力为 P_0 (即蒸发压力), 温度为 t_0 (压力 P_0 下的饱和温度), 吸入蒸气经压缩机绝热压缩 (沿等熵线 s 进行) 后压

力升至冷凝压力 P_k ，由于气体压缩过程在过热区进行，压缩机排出气体状态为过热蒸气点 2，理论排气温度为 t_2 。当过热蒸气进入冷凝器后，受到冷却水或空气的冷却，制冷剂将逐渐放出热量，温度开始降低。当温度由 t_2 降至 t_k （压力 P_k 下的饱和温度）时，制冷剂将开始冷凝、液化，整个冷凝过程在等压 P_k 和等温 t_k 下进行，直至制冷剂放出全部潜热，冷凝为饱和液体结束（状态点 3）。当液体流经膨胀阀时，将产生绝热节流过程，压力由 P_k 降至 P_0 。由于制冷剂在绝热节流前后的焓值不变，因此该过程可假设为沿等焓线进行，膨胀阀出口的制冷剂状态为点 4（压力 P_0 ，温度 t_0 ）。虽然该状态的制冷剂处于湿蒸气区，说明制冷剂在节流过程中已有部分气化，成为气液两相的共存的湿蒸气状态，当这些湿蒸气进入蒸发器后，其中的液态制冷剂便在蒸发器中等压 P_0 下蒸发、吸热，从而达到了制冷目的。当蒸发器中的液态制冷剂全部蒸发结束，又回复到干饱和蒸气状态点 1 时，再次被压缩机吸入而进行循环。根据以上介绍可以知道，蒸气压缩式理论制冷循环实际上由四个过程组成：即绝热压缩过程 1—2（压缩机）；等压冷凝过程 2—3（冷凝器）；绝热节流过程 3—4（膨胀阀）和等压蒸发过程 4—1（蒸发器）。这四个过程依靠制冷装置中的四大主件完成。蒸气压缩式制冷装置仔的四大主件可以有各种不同的结构和形式，有关详情在以后章节中介绍。

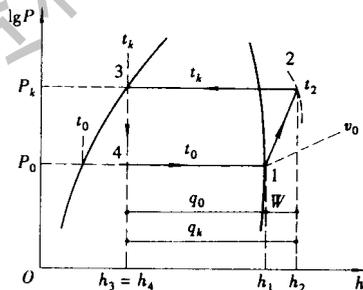


图 2-3-3 理论制冷循环在 $\lg P - h$ 图上的表示

第三节 蒸气压缩式理论制冷循环的热力计算

进行蒸气压缩式理论制冷循环的热力计算有两个目的：

(1) 设计计算。根据制冷装置设计运行工况和所需冷量，通过热力计算，为确定装置中各主要设备的容量提供数据。因为只有制冷装置中的各主要设备容量相互匹配时，才有可能保证制冷装置正常和经济地运行，并提供设计所需要的冷量；

(2) 校核计算。根据制冷装置已有设备和运行工况，校核装置中各主要设备是否匹配，以及在该工况下能提供的冷量。

一、热力计算的基本公式

在图 2-3-3 所示的蒸气压缩式理论制冷循环中，制冷剂的各状态点已经确定。通过该工况在 $\lg P-h$ 图上的状态点就可以方便地求得制冷剂的有关状态参数，并通过以下一些基本公式（根据制冷剂的稳定流动能量方程式导出）进行理论循环的热力计算。

蒸发器中为等压吸热过程，制冷剂的单位质量制冷量 q_0 为流出和进入蒸发器的制冷剂焓差

$$q_0 = h_1 - h_4 = h_1 - h_3, \text{ kJ/kg} \quad (2-3-1)$$

冷凝器中为等压放热过程，制冷剂的单位质量放热量 q_k 为进、出冷凝器的制冷剂焓差

$$q_k = h_2 - h_3, \text{ kJ/kg} \quad (2-3-2)$$

压缩机为绝热压缩过程，制冷剂的单位质量压缩功 w_c 为压缩机排出和吸入的制冷剂焓差

$$w_c = h_2 - h_1, \text{ kJ/kg} \quad (2-3-3)$$

膨胀阀为绝热节流过程，制冷剂进、出膨胀阀的焓值不变即

$$h_3 = h_4, \text{ kJ/kg} \quad (2-3-4)$$

制冷剂的单位容积制冷量，即压缩机吸入 1m^3 制冷剂蒸气所产生的冷量为

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{h_1 - h_4}{v_1}, \text{ kJ/m}^3 \quad (2-3-5)$$

式中， v_1 为压缩机吸入蒸气的比容， m^3/kg 。

若制冷装置在上述工况（ t_k, t_0 ）下运行时的总冷量为 $Q_0\text{kW}$ ，则制冷装置中制冷剂的质量流量 M_r （即制冷剂在单位时间内流经四大主件的质量流

量) 和压缩机每秒吸入的气态制冷剂体积量 V_r 为

$$M = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{Q_0}{h_1 - h_4}, \text{ kg/s} \quad (2-3-6)$$

$$V_r = M_r v_1 = \frac{Q_0}{q_0} v_1 = \frac{Q_0}{q_v}, \text{ m}^3/\text{s} \quad (2-3-7)$$

冷凝器的热负荷 (即制冷剂在冷凝器中的总放热量) 为

$$Q_k = M_r (h_2 - h_3), \text{ kW} \quad (2-3-8)$$

压缩机的理论耗功率为

$$N_{th} = M_r (h_2 - h_1), \text{ kW} \quad (2-3-9)$$

制冷装置的理论制冷系数 (或 COP 值) 为

$$\omega_{th} = \frac{Q_0}{N_{th}} = \frac{q_0}{W_0} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2-3-10)$$

理论制冷系数表明制冷压缩机每消耗 1kW 理论功率时, 制冷装置所能提供的冷量。显然, ϵ_{th} 越大, 制冷装置运行的省能性和经济性越好。

二、液态制冷剂过冷和吸气过热的理论制冷循环

应该指出, 在制冷循环过程中, 膨胀阀前的液态制冷剂温度通常低于它的冷凝温度 t_k , 即液态制冷剂处于过冷状态。制冷剂的冷凝温度 t_k 与过冷温度 t_u 之差称为液体的过冷度。制冷剂的过冷可通过增大冷凝器传热面积或者用增设过冷器的方法获得。膨胀阀前液态制冷剂过冷不但能降低进入蒸发器的制冷剂焓值 h_3 , 增加单位质量制冷量 Δq_0 (图 2-3-4), 而且能防止阀前出现闪发气体, 影响制冷装置的正常运行。

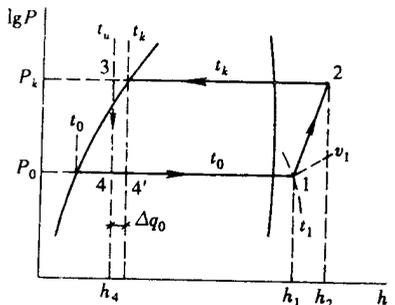


图 2-3-4 具有液态过冷和吸气过热的理论循环

另外，压缩机吸入的制冷剂通常为过热蒸气，而不是干饱和蒸气，因为干饱和蒸气接近湿蒸气状态，如果制冷装置运行工况稍有变化，压缩机就可能吸入湿蒸气，湿蒸气中的液滴将使压缩机气缸产生液击（即冲缸），损坏阀片。特别是对于往复式压缩机，尤应重视。压缩机吸入过热蒸气温度 t_1 与蒸发温度 t_0 之差称为吸气过热度，压缩机在实际运行时的吸气过热度与制冷装置的工况和所用制冷剂种类有关，对于氟利昂制冷剂约为 10°C ，对于氨制冷剂约为 5°C 。

由图 2-3-4 可知，确定制冷循环过程必须知道四个温度，即冷凝温度 t_k 、蒸发温度 t_0 、过冷温度 t_u 和吸气温度 t_1 ，这四个温度称为压缩式制冷装置运行（或制冷循环）的工况参数。

为了进一步理解和掌握蒸气压缩式理论制冷循环的计算方法，现举例如下：

例 3 某空调制冷装置（制冷剂为 R12）的制冷量 $Q_0 = 50\text{kW}$ ，制冷剂的冷凝温度 $t_k = 40^\circ\text{C}$ ，蒸发温度 $t_0 = 3^\circ\text{C}$ ，过冷温度 $t_u = 36^\circ\text{C}$ ，吸气温度 $t_1 = 13^\circ\text{C}$ ，试进行该工况下的理论制冷循环热力计算。

【解】 根据四个工况温度，在 R12 制冷剂的 $\lg p - h$ 图上画出理论制冷循环过程并求得各状态点的有关参数值，然后进行热力计算。

制冷剂的单位质量制冷量 q_0 和单位容积制冷量 q_v

$$q_0 = h_1 - h_4 = 361 - 234 = 127, \text{ kJ/kg}$$

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{127}{0.054} = 2351.9, \text{ kJ/m}^3$$

制冷剂的质量流量 M ，和压缩机的吸气量 V_r

$$M = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{50}{127} = 0.394, \text{ kg/s}$$

$$V_r = M_r v_1 = 0.394 \times 0.054 = 0.021, \text{ m}^3/\text{s}$$

冷凝器热负荷 Q_k

$$Q_k = M_r (h_2 - h_3) = 0.394 (380 - 234) = 57.52, \text{ kW}$$

压缩机的理论耗功率 N_{th}

$$N_{th} = M_r (h_2 - h_1) = 0.394 (380 - 361) = 7.49, \text{ kW}$$

理论制冷系数 ϵ_{th}

$$\epsilon_{th} = \frac{q_0}{h_2 - h_1} = \frac{127}{380 - 361} = 6.68$$

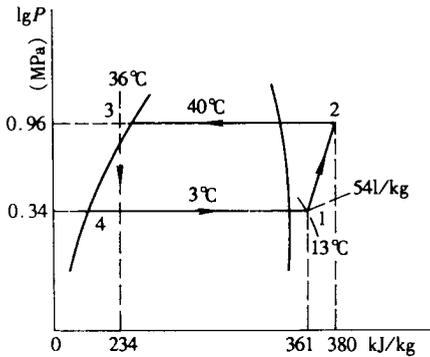


图 2-3-5 循环过程和状态点参数值

三、回热制冷循环

如果制冷剂在循环过程中的膨胀阀前过冷和压缩机吸气过热不是通过与外界介质的热交换，而主要是利用流出蒸发器的低温制冷剂蒸气与流出冷凝器的液体制冷剂进行热交换，这种循环称为回热制冷循环。回热制冷循环流程及其在 $lgP-h$ 图上的表示如图 2-3-6 和图 2-3-7 所示。为了实现这种循环，在制冷系统中通常增设一只热交换器（在小型制冷装置中，也可把压缩吸气管与冷凝器出液管紧箍在一起，外加保温材料）以实现换热过程。

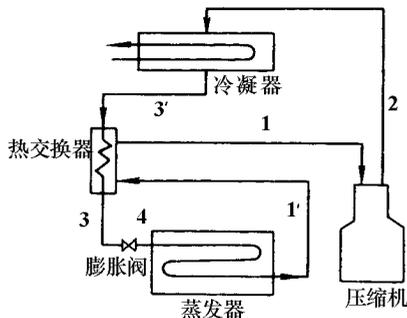


图 2-3-6 回热循环流程

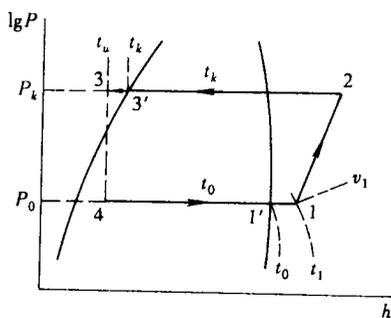


图 2-3-7 回热循环在 $\lg P-h$ 图上的表示

在图 2-3-7 所示的回热循环中可以看到，制冷剂的过冷为 $3'-3$ ，过热为 $1'-1$ ，如果不考虑两者在传热过程中的热量损失，则

$$h_{3'} - h_3 = h_1 - h_{1'}, \text{ kJ/kg} \quad (2-3-11)$$

或者

$$c(t_k - t_u) = c'(t_1 - u_0), \text{ kJ/kg} \quad (2-3-12)$$

式中 c 为制冷剂的液体比热， c' 为气体比热。因为制冷剂的液体比热总大于气体比热，所以回热循环中的气体过热度总大于液体过冷度。

例 4 某氟利昂 12 回热制冷循环的工况条件如下：

冷凝温度 $t_k = 35^\circ\text{C}$ ，冷凝器出口的制冷剂为饱和液体；

蒸发温度 $t_0 = 5^\circ\text{C}$ ，蒸发器出口为干饱和蒸气；

膨胀阀前液态制冷剂的过冷温度 t_u 为 30°C ；

试求该回热循环的压缩机吸气温度 t_1 和理论制冷系数。

【解】 根据 $t_k = 35^\circ\text{C}$ 和 $t_0 = 5^\circ\text{C}$ ，在 R12 制冷剂的 $\lg P-h$ 图上（图 2-3-8）可画出 $P_k = 0.85\text{MPa}$ 和 $P_0 = 0.36\text{MPa}$ 两条等压线，在饱和液体线上找出 30°C 点，并通过该点作横坐标的垂直线，与 P_k 和 P_0 线交 3 和 4 两点。显然，点 3' 表示膨胀阀前过冷液体制冷剂的状态。通过 P_k 线与饱和液体线的交点 3' 作横坐标的垂直线，显然点 3' 表示流出冷凝器的饱和液体制冷剂状态。然后通过 P_0 线与饱和蒸气线的交点 1' 作横坐标的垂直线，则点 1' 流出蒸发器的干饱和制冷剂状态。这样，通过三条垂直线与焓 (h) 轴的交点可查得

$$h_3 = h_4 = 229\text{kJ/kg};$$

$$h_{3'} = 234\text{kJ/kg};$$

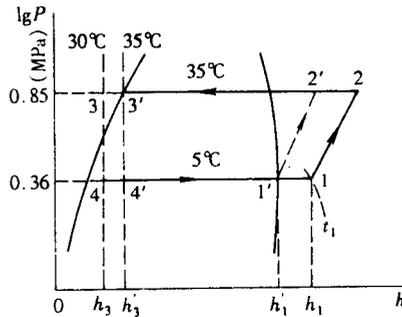


图 2-3-8 回热循环

$$h_3' = 354 \text{ kJ/kg.}$$

由公式 (2-3-11) 可求得 h_1 为

$$h_1 = (h_1' - h_3) + h_3' = (234 - 229) + 354 = 359 \text{ kJ/kg}$$

根据 h_1 等焓线 359 kJ/kg 与 P_0 等压线的交点得压缩机吸入状态点 1, 然后通过该点查得吸入蒸气温度 t_1 约为 13°C。该回热循环的过冷度为 $(35 - 30) = 5^\circ\text{C}$, 而吸气过热度为 $(13 - 5) = 8^\circ\text{C}$, 虽然过热度大于过冷度。

当确定状态点 1 后, 再通过点 1 沿等熵线向上与 P_k 等压线交点 2, 则点 2 即为压缩机排出的过热蒸气。该点焓值 $h_2 = 374 \text{ kJ/kg}$ 。这样, 就可求得制冷剂的单位压缩功 W_c 为

$$W_c = 374 - 359 = 15 \text{ kJ/kg}$$

单位质量制冷量 q_0 为

$$q_0 = h_2 - h_4 = 354 - 229 = 125 \text{ kJ/kg}$$

(或者 $q_0 = h_1 - h_3' = 359 - 234 = 125 \text{ kJ/kg}$, 但不能用 $(h_1 - h_4)$ 焓差值计算)。

回热制冷循环的理论冷系数为

$$\epsilon_{th} = \frac{q_0}{W_c} = \frac{125}{15} = 8.33$$

例 5 若冷凝温度 $t_k = 35^\circ\text{C}$, 蒸发温度 $t_0 = 5^\circ\text{C}$, 膨胀阀前液体制冷剂无过冷 ($t_u = t_k$), 压缩机吸气也只不过热 ($t_1 = t_0$), 试求该制冷循环的理论制冷系数, 并与例 12.4 回热循环进行比较 (制冷剂均为 R12)。

【解】 根据本题给出的制冷循环工况温度, 在图 2-3-8 上可用循环

过程 4'1'2'3'4' 表示，该循环的理论制冷系数为

$$\epsilon_{th'} = \frac{q'_0}{W'_c} = \frac{h' - h'_4}{h'_2 - h'_1} = \frac{354 - 234}{369 - 354} = 8.00$$

比较例 5 和例 4 两种制冷循环的理论制冷系数可以发现，回热制冷循环的理论制冷系数将提高

$$\frac{\epsilon_{th} - \epsilon'_{th}}{\epsilon'_{th}} = \frac{8.33 - 8.00}{8.33} 100\% = 4.0\%$$

理论计算和实验均可证明，在实际应用中是否应采用回热循环，以及回热循环对理论制冷系数能提高多少，与制冷剂性质和制冷装置运行工况有关，对于 R 12，R 22 和 R 502 等制冷剂是有利的，而对于氨（NH₃），R 11 等制冷剂是不利的。

四、双级制冷循环

上述介绍的蒸气压缩式制冷循环均属单级制冷循环，即来自蒸发器的蒸气经压缩机一次压缩后便送入冷凝器中冷凝。单级制冷循环仅适应于 -25 ~ -30℃ 以上的蒸发温度，如果需要获得更低的温度，则单级循环将对制冷装置的运行产生许多有害因素。

图 2-3-9 表示了蒸发温度由 t_0 降至 t'_0 的制冷循环变化过程（为了方便起见， t_k 和 t_u 保持不变），由图中循环过程变化可见，当蒸发温度降低时：

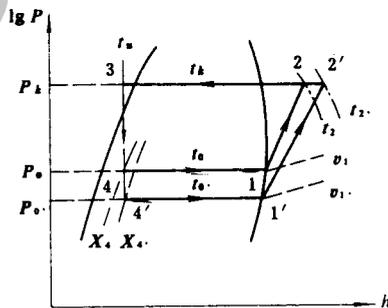


图 2-3-9 蒸发温度变化对制冷循环的影响

(1) 压缩机的排气温度由 t_2 增至 t'_2 过高的排气温度不但会使润滑油碳

化，而且会降低粘度，这些因素均可能影响压缩机的寿命和正常运行。特别是对于封闭式压缩机，过高的排气温度还会危及电机的使用寿命。

(2) 压力比增大。压缩机的排气压力与吸气压力之比称之为压缩机的压力比，在理论制冷循环中，压力比可用 P_k/P_0 表示。当蒸发温度下降时，压力比由 P_k/P_0 增至 P_k/P_0' 。压力比是压缩机的重要运行参数，当压力比增大时，压缩机的容积效率下降，实际吸气量减少（即制冷剂的循环质量减少），制冷量下降。

(3) 节流损失增加。当蒸发温度由 t_0 降至 t'_0 时，制冷剂的单位质量压缩功增大，进入蒸发器的制冷剂蒸气干度由 x_4 增至 x'_4 ，干度增加，意味着进入蒸发器中的制冷剂蒸气含量增加，而这些蒸气在蒸发器中已失去吸热、制冷能力，从而使制冷装置的制冷量和制冷系数均相应下降。

因此，当蒸发温度低于 $-25 \sim -30^\circ\text{C}$ 时，采用双级制冷循环能使上述的不利影响得到改善。双级制冷循环通常采用以下两种形式，现分述如下。

(一) 一次节流、完全中间冷却的双级制冷循环

图 2-3-10a 为该循环的流程图，它与单级制冷循环的主要区别是：制冷剂蒸气分别在高、低压气缸中进行两次压缩；增设了一只中间冷却器和一只膨胀阀；高、低压气缸中的制冷剂循环量不相同，高压级气缸的质量流量大于低压缸流量。制冷剂的循环过程如下所述。

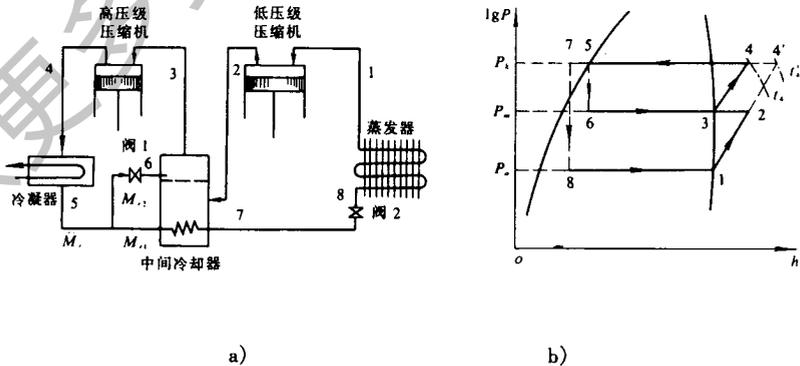


图 2-3-10 一次节流、完全中间冷却的双级制冷循环

高压级气缸吸入来自中间冷却器中状态3的干饱和蒸气，经冷凝后的液体分为两部分，其中少部分经膨胀阀①节流至状态6（中间压力 P_m ），这部分低温湿蒸气用来冷却大部分经未经节流的饱和液体5，以及由低压级气缸排入中间冷却器中的过热蒸气2，它们的状态变化分别为5—7和2—3过程。过冷液体7经节流阀②一次节流为状态8的低压湿蒸气，然后进入蒸发器中吸热、制冷并气化为状态1，这部分蒸气再由低压级气缸吸入和压缩后（状态2）排入中间冷却器中冷却为状态3的干饱和蒸气。从图2-3-10b中的制冷循环可以知道，当 t_k 和 t_0 一定后，双级制冷循环可以达到以下目的：

(1) 降低排气温度（ $t_4 < t'_4$ ）；

(2) 降低压力比（高压级气缸 P_k/P_m ，低压级气缸 P_m/P_0 ，均小于单级压力比 P_k/P_0 ）；

(3) 减少节流损失（因为膨胀阀②前的制冷剂已充分过冷，节流后的 x_8 较小）。

(二) 一次节流、不完全中间冷却的双级蒸气压缩式制冷循环

该循环（图2-3-11）与上述双级制冷循环的主要区别在于低压级气缸排出的气体（状态2）不进入中间冷却器冷却，而直接与来自中间冷却器的干饱和蒸气（状态3'）相混合（状态3），然后再由高压级气缸吸入并压缩。同时在系统中增设了回热热交换器，使流出蒸发器的低温蒸气由 t_0 升至 t_1 ，而流出中间冷却器的过冷液体（状态7）再进一步过冷至状态8。显然这种制冷循环特别适用于R12，R22等氟利昂制冷系统，而一次节流、完全中间冷却的双级制冷循环主要用于大型氨制冷系统。

显然，一次节流，不完全中间冷却的双级制冷循环同样可以获得降低压缩机排气温度，降低压缩比以及达到减少节流损失的目的。

有关双级压缩制冷循环的具体计算方法，可在有关制冷技术的著作中查阅。

五、复叠式蒸气压缩制冷循环（串级制冷循环）

双级或多级制冷循环虽然可以解决压缩机运行时因压力比过大而产生的

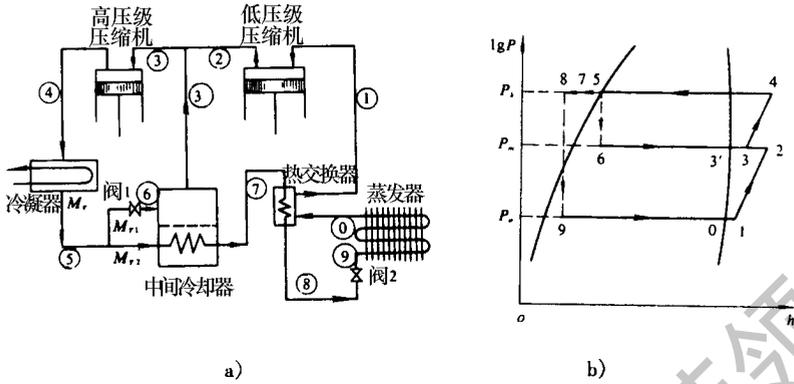


图 2-3-11 一次节流、不完全中间冷却的双级制冷循环

许多问题，但是，由于受制冷剂物性和各设备结构条件限制，目前多级制冷循环通常用来制取 $-30 \sim -50^{\circ}\text{C}$ 之间的低温。如果需要得到更低的温度，多级制冷循环又将产生许多难以克服的困难。例如：

- (1) 任何制冷剂，蒸发温度越低，则蒸发压力越低，当压缩机的吸气压力过低时，可能无法克服吸气阀片的阻力进入气缸。
- (2) 蒸发压力降低，气体的比容越大，制冷剂的质量流量越小，冷量大大下降。为了获得所需冷量，必须增大气缸容积，使压缩机体积过于庞大。
- (3) 当蒸发温度过低时，某些制冷剂已达凝固温度，例如，氨的凝固温度为 -77.7°C ，因此，当制取温度低于 -77.7°C 时。氨就无法作为制冷剂使用。

复叠式蒸气压缩制冷循环是由两个或两个以上的单级制冷循环组成，在每个单级制冷系统中充有不同性质的制冷剂，它可以克服多级制冷循环难以克服的困难。复叠式制冷循环通常可制得 $-60 \sim -120^{\circ}\text{C}$ 的低温。

图 2-3-12 是由两个单级循环组成的复叠式制冷循环，左侧单级制冷系统与常规的单级制冷机组相同，它的冷凝器仍用常温冷却水或空气冷却，制得的冷量用来冷凝右侧单级制冷机组中的制冷剂。左侧制冷系统运行时的温度较高，称为高温级，常用的制冷剂为 R12 和 R22，右侧制冷系统运行时的温度较低，称低温级，常用的制冷剂为 R13 或 R503) 和 R14。按图 2-3-12 所示的复叠式制冷系统和充加的制冷剂种类，在低温级蒸发器可获得约 $-80 \sim -90^{\circ}\text{C}$ 左右的低温。为了更清楚地理解该循环的原理和特点，现举

例说明如下：

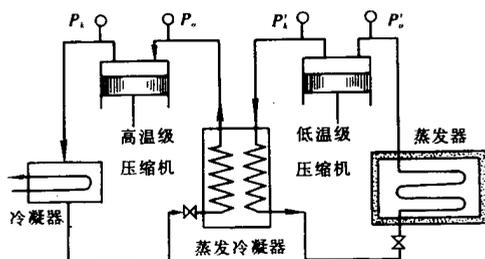


图 2-3-12 复叠式制冷循环流程

若高温级的冷凝温度 $t_k = 35^\circ\text{C}$ ，则 R 22 的冷凝压力 $P_k = 0.135\text{MPa}$ 。若蒸发温度 $t_0 = -30^\circ\text{C}$ ，则蒸发压力 $P_0 = 0.164\text{MPa}$ 。

高温级压力比 $P_k/P_0 = 0.135/0.164 = 8.23$

低温级 (R13) 的冷凝温度 $t'_k = t_0 + 5 = -30 + 5 = -25^\circ\text{C}$ (R22 和 R13 在蒸发冷凝器中的传热温差为 5°C)，冷凝压力 $P'_k = 0.989\text{MPa}$ ，当蒸发温度 t'_0 要求达 -80°C 时，则蒸发压力 $P'_0 = 0.109\text{MPa}$ 。

低温级压力比 $P'_k/P'_0 = 0.989/0.109 = 9.07$

由于复叠式制冷循环采用了互相独立的单级制冷循环，它可以根据各自的运行温度区间选择不同热力特性的制冷剂，这不但可以控制高、低温级压缩机的压力比 (如上例中的压力比均在 $8 \sim 10$ 之间) 使压缩机保持较高的吸气效率，排温不是很高，而且可以使低温级蒸发器中获得极低温度时，其蒸发压力仍保持在大气压力之上 (因压力低于大气压时空气可能进入系统，影响制冷装置正常运行)，吸气比容也不是很大。若采用多级制冷循环是无法满足这些要求的。

当制取的温度低于 -90°C 时，可采用三级复叠式制冷循环，各级选用的制冷剂为 R22 (或 R12)，R13，R14，能达到的最低温度约为 -120°C 。如果要求获得低于 -120°C 的低温，通常将采用其他制冷方法，这已不属于蒸气压缩式制冷的范畴。

第 4 章

吸收式与吸附式制冷技术

第一节 概 述

一、吸收式制冷技术的发展

从利用天然冰等自然冷源过渡到人工制冷，是制冷技术发展的初始阶

段。在这个阶段，吸收式制冷技术的研究和开发曾经风光一时。标志性的事件有：1777 年，Nairne E. Gerale 的硫酸吸水制冰实验；1810 年，J. Leslie 的硫酸 - 水吸收式制冰装置；E. Carre 设计、生产的小型硫酸 - 水间歇式制冰机，在咖啡馆和酒店使用；1859 年，F. Carre 制成氨 - 水吸收式制冷机，并于 1860 年申请专利。从不带能源设备的便携式硫酸 - 水制冰机，到以燃煤炉为驱动热源的直燃型氨 - 水吸收式制冷机组，是一个很大的进步。由图 2-4-1 可见，F. Carre 发明的这种机组还有溶液换热器，已经具备了现代吸收式制冷机的基本特点。

以后，C. Munters 和 B. Von Platen 制成氨 - 水 - 氢扩散吸收式冰箱，于 1920 年取得专利，在 20 世纪 20 ~ 30 年代流行于世。但是，在 20 世纪中期，电动机驱动的压缩式制冷机由于使用方便、效率高，在常规的制冷领域占据了统治地位。长期以来，氨 - 水吸收式制冷机只是作为食品加工和化工生产流程中的制冷装置得到应用，氨 - 水 - 氢扩散吸收式冰箱只在一些特殊场合应用。以后，美国 Arkla 公司在 1969 年向市场推出 Servel 牌号的小型燃气氨吸收式空调机；1996 年至今，日本的日立造船、大金等公司向市场推出氨吸收式制冷机组。

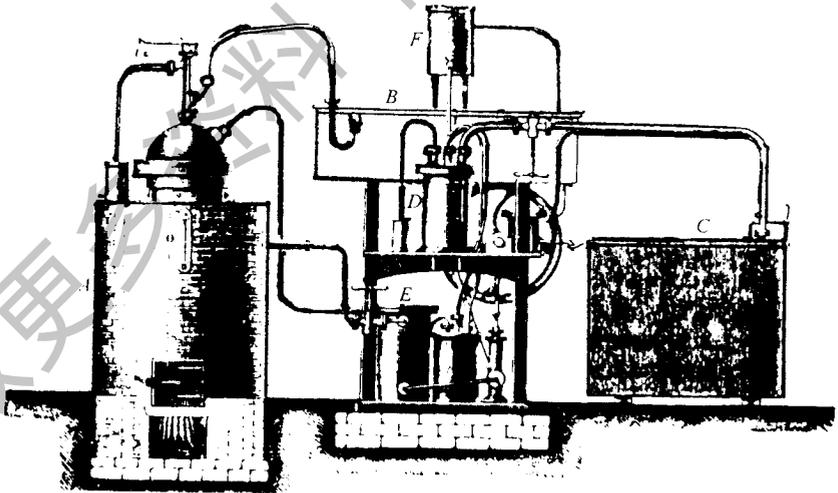


图 2-4-1 F. Carre 发明的直燃型氨 - 水吸收式制冷机

- A—燃煤炉发生器 B—冷凝器 C—蒸发器
D—吸收器 E—溶液换热器 F—冷却水柜

以溴化锂溶液（ $H_2O - LiBr$ ）为工质对的吸收式机组，与氨 - 水吸收式机组相比，有热效率高、工作压力低、对人体和环境无害，不需要精馏、结构紧凑等优点。1945 年，美国 Carrier 公司向市场推出容量为 530kW 的蒸汽型单效溴化锂吸收式冷水机组。从此，以热能驱动的大容量吸收式冷水机组大量开发应用，开创了现代制冷空调利用多种能源的新局面。

能源与环境是现代经济与技术发展的基础与推动力。吸收式技术的发展也不例外。溴化锂吸收式冷水机组因为能够利用廉价能源和低品位热能、解决电力供应不足而得到推广应用。在 20 世纪 60 年代，美国、日本和前苏联能够利用廉价的天然气，而我国则能利用丰富的煤资源，采用溴化锂吸收式冷水机组缓解电力供应不足的困难。当时，美国和日本相继制成蒸汽型双效溴化锂吸收式冷水机组，还开发了直燃型溴化锂吸收式冷热水机组。在美国的大容量冷水机组市场中，溴化锂吸收式冷水机组的占有率达到 25%。1969 年，美国溴化锂吸收式冷水机组的销售量接近 1000 台。以后，由于天然气价格的上涨，在美国，溴化锂吸收式冷水机组的生产和销售萎缩。而以天然气为能源基础的日本，则在吸收式制冷机的生产和应用方面占据了世界首位。在 20 世纪 90 年代，日本溴化锂吸收式冷水机组的销售量从 4000 台增加到 6500 台。图 2-4-2 为 1967~1993 年在美国和日本溴化锂吸收式机组的销售情况统计。

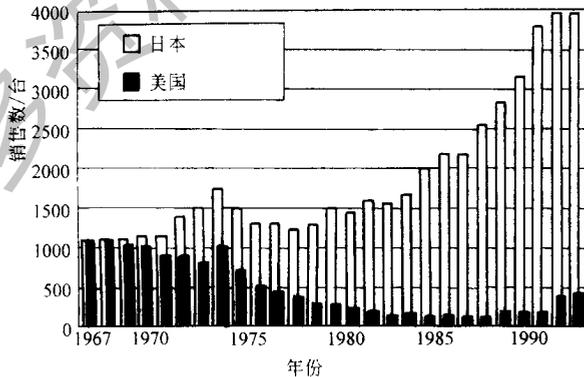


图 2-4-2 美国和日本溴化锂吸收式机组的销售统计

近 30 年，吸收式制冷和热泵技术进入了蓬勃发展的阶段。1973 年的中东石油危机推动了能源利用技术的发展，使利用低品位热能的吸收式热泵技

术、热 - 电 - 冷联产技术等吸收式冷热源设备的研究,进入了实用化的开发阶段。1987年,关于消耗臭氧层物质的蒙特利尔议定书签订后,由于吸收式制冷技术可采用对环境无破坏作用的天然制冷剂,它作为一种现实可行的替代制冷技术得到了进一步的发展。氨 - 水工质对也随之得到了科技界的重新认识和推广应用。与此同时,随着科学技术的发展,压缩式制冷机与热泵的性能有了显著的提高。为了市场竞争的需要,直燃型多效吸收式制冷机、高效氨 - 水 GAX 回热循环吸收式制冷机、小型氨 - 水吸收式制冷机进入了商业化开发阶段,蒸汽型和热水型吸收式机组在余热利用、总能系统和区域集中供热供冷方面得到了进一步的推广应用。

我国在 20 世纪 60 年代进行了溴化锂溶液物性、腐蚀性和传热性能的基础试验研究,在 1966 年制成了蒸汽型单效溴化锂吸收式冷水机组。在 1970 年代末到 1980 年代中期,溴化锂吸收式制冷机在我国工业领域推广应用,缓解了用电紧张的矛盾,满足了生产发展的需要。在此基础上,为了节约吸收式制冷机的能耗,在 1982 年,我国开始蒸汽型双效溴化锂吸收式冷水机组的商业化生产。在 1984 年,制成第一类溴化锂吸收式热泵工业样机,从 1989 年开始热水型单效溴化锂吸收式冷水机组的商业化生产。国务院还在 1987 年发文,鼓励在有热源的大面积空调单位,推广使用溴化锂吸收式制冷机。最近 10 年,我国吸收式制冷技术的研究和开发,在质和量二个方面都有飞跃的发展。在 1992 年制成采用高效传热管和微机控制的溴化锂吸收式制冷机、直燃型双效溴化锂吸收式冷热水机组、还制成第二类溴化锂吸收式热泵工业样机。以 1994 年的第一届《全国溴化锂制冷机、空调热泵机组技术展览会》为标志,我国开始直燃型溴化锂冷热水机组的商业化生产,并且在大型建筑和工业领域大规模推广应用。同时,蒸汽与热水并用的余热型溴化锂吸收式冷水机组、热水型二级溴化锂吸收式冷水机组等,利用余热的节能设备也进入了商业化生产。溴化锂吸收式制冷机在 - 热 - 电 - 冷联产系统和汽 - 电共生系统开始了实际应用。当前,我国在溴化锂吸收式制冷机的生产和应用方面,已居世界第二位。表 2-4-1 显示了 30 年来我国溴化锂吸收式机组开发和生产的简况。

表 2-4-1 我国溴化锂吸收式机组的开发和生产简况

制冷供热型式	驱动热源	效数和级数	生产简况		
			容量/kW	年度	总产量
冷水机组	蒸汽	单效 (1966)	60 ~ 5200	1988	103
冷热水机组	燃气 (1992)	双效 (1982)		1990	149
第一类热泵 (1984) ^①	燃油 (1993)	三效		1991	258
	热水 (1989)	(1997) ^②		1992	700
第二类热泵 (1992) ^③	余热	单级		1993	1200
		二级 (1993)		1994	1600
				1995	2505
				1996	3049
				1997	3575

①、②、③样机开发。

二、吸收式机组的种类

吸收式机组种类繁多，可以按其用途、工质对、驱动热源、低温热源、结构和布置方式等进行分类。吸收式机组的种类见表 2-4-2。

表 2-4-2 吸收式机组的种类

分类方式	机组名称	特点和应用
用途	制冷机组 冷水机组 冷热水机组 热泵机组	供应 0℃ 以下冷量 供应冷水 交替或同时供应冷水和热水 从低温热源吸热，供应热水或蒸汽，或向空间供热
工质对	氨-水 溴化锂溶液 其他	采用 NH ₃ /H ₂ O 工质对 采用 H ₂ O/LiBr 工质对 采用其他工质对

第 4 章 吸收式与吸附式制冷技术

分类方式	机组名称	特点和应用
驱动热源	蒸汽型 直燃型 热水型 余热型 其他型	以蒸汽的潜热为驱动热源 以燃料的燃烧热为驱动热源 以热水的湿热为驱动热源 以工业和生活余热为驱动热源 以其他类型的热源为驱动热源，如太阳能、地热能等
驱动热源的利用方式	单效 双效 多效 多级发生	驱动热源在机组内被直接利用一次 驱动热源在机组内被直接和间接地二次利用 驱动热源在机组内被直接和间接地多次利用 驱动热源在多个压力不同的发生器内被多次直接利用
低温热源	水 空气 余热	以水冷却散热或作为热泵的低温热源 以空气冷却散热或作为热泵的低温热源 以各类余热作为热泵的低温热源
低温热源的利用方式	第一类热泵 第二类热泵 多级吸收	从低温热源吸热，输出热的温度低于驱动热源 从低温热源吸热，输出热的温度高于驱动热源 吸收剂在多个压力不同的吸收器内吸收制冷剂，制冷机组有多个蒸发温度，或热泵机组有多个输出温度
机组结构	单筒 多筒	机组的主要换热器布置在一个筒体内 机组的主要换热器布置在多个筒体内
筒体的布置方式	卧式 立式	主要筒体的轴线按水平布置 主要筒体的轴线按垂直布置

当前，吸收式机组的研究方向：

(1) 提高制冷机、冷水机组和第一类吸收式热泵（增热型热泵）的热力系数和能源利用率，向高效或多效循环、区域集中供热供冷（DHC）、热—电—冷联产系统（Combine Heat & Power）、汽—电共生系统（Co-generation）和余热利用方面发展。

(2) 提高第二类吸收式热泵（升温型热泵）的温升，向压缩—吸收联合循环、第一和第二类热泵的复叠循环，以及二级第二类热泵循环发展。根据循环性能分析和实验研究的结果，各类吸收式机组的性能指标列于表 2-4-3。

表 2-4-3 吸收式机组的性能指标

吸收式机组的种类	制冷工况热力系数 ζ_r	热泵工况热力系数 ζ_h
溴化钾冷水机组、纳一类热泵		
半效 (二级)	0.3~0.4	—
单效	0.7	1.6
双效	1.2	2.0
三效	1.7	—
氨水制冷机组、第一类热泵		
单级制冷机组 - 15℃	0.5	—
- 34℃	0.4	—
基本 GAX 循环 (3℃/33℃)*	1.34	1.6~1.8
小型基本 GAX 循环	0.7~0.9	—
分支 GAX 循环 (3℃/33℃)	1.76	—
小型分支 GAX 循环 (- 15℃)	0.90	—
中型分支 GAX 循环	1.50	—
VXGAX 循环 (3℃/33℃)	1.91	—
低温 VXGAX 循环 (- 40℃)	0.75	—
大型中温 VXGAX 循环	1.10	—
大型空调 VXGAX 循环	1.80	2.1
吸收式机组的类型	温 升 /℃	输出热温度 /℃
溴化锂第二类热泵		
单级	30	120
二级	60	150
压缩 - 吸收式热泵机组		
TFE - E181	50	170
R22 - E181 (- 20℃)	135	115

注：带 * 的温度为蒸发温度/冷凝温度，其余温度均为蒸发温度。

三、氨水溶液

氨水溶液是吸收式制冷机最早使用的一种工质对。其中氨是制冷剂，氨

水溶液是吸收剂。氨对生态环境无破坏作用 ($ODP = GWP = 0$)，有气化潜热大、蒸发温度低（既可用于冷冻工艺，又可用于空调）、粘性小、热导率高、价廉易得等优点。在氨吸收式机组通常的工作温度范围内，氨的蒸发和冷凝压力适中，氨水溶液不会结晶。

（一）氨及其溶液的一般性质

氨在常温下是一种无色而具有强烈刺激性臭味的气体，其特性见表 2-4-4 所示。

表 2-4-4 氨的特性

分子式	NH ₃	沸点/℃	-33.35
相对分子质量	17.03	自燃点/℃	630
熔点/℃	-77.7		

氨对人体有一定的毒性。空气中，氨的体积分数达 0.5% ~ 0.6% 时，人在半小时内会中毒。氨还可燃烧。如空气中混有氨的体积分数 16.5% ~ 27% 时，可引起爆炸。常温下，氨极易溶于水，组成氨水溶液，一份体积的水，可溶解 700 倍体积的氨。因此，氨水溶液是一种很理想的吸收剂。氨水溶液呈弱碱性、无色、带有特殊刺激性臭味，对钢无腐蚀，但腐蚀铜及铜合金（磷青铜除外）。氨与水的沸点相差很小，在发生过程中，蒸发出来的不全是氨气，还有一部分水蒸气。在氨吸收式机组中，必须通过精馏提高氨的纯度。因为精馏过程要消耗热量，所以氨吸收式机组的热力系数要比溴化锂吸收式机组低。

（二）氨水溶液的性能参数

1. 氨水溶液的蒸气压和比焓

在达到气液两相平衡时，氨水溶液的蒸气压如图 2-4-3 所示。

在达到气液两相平衡时，氨水溶液的 $h-\zeta$ 图如图 2-4-4 所示。图的

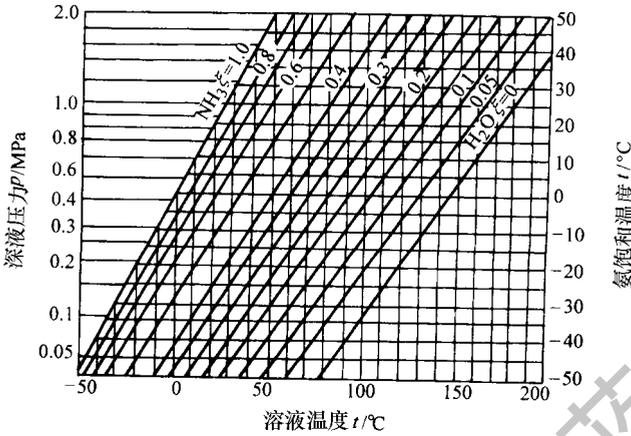


图 2-4-3 氨水溶液的 $p-t$ 图

下部是液相区，画出了气液两相处于平衡状态时的等温线簇和等压线簇。在溶液的比焓 h 、温度 t 、质量分数 ξ 和压力 p 四个参数中，只须知道其中任何二个参数，便可求得另外二个参数。还可以根据温度和质量分数，求得过冷溶液的比焓。图的上都是气相区，画出了作为辅助线的等压线族和气相的等压线簇。从图下部的溶液状态点引一条垂直线，根据溶液的压力找出这条垂直线与辅助压力线的交点；再从这个交点引一条水平线，这条水平线与气相等压线的交点，就是气相的状态点。液相状态点与气相状态点的连接线，就是湿蒸气区的等温线。

2. 氨水溶液的密度

图 2-4-5 示出氨水溶液的密度与质量分数和温度的关系。当氨的质量分数 ξ 为 36%，温度 t 为 0°C 时，密度 ρ 约为 890kg/m³。

3. 氨水溶液的比定压热容

图 2-4-6 示出氨水溶液的比定压热容 c_p 与质量分数和温度的关系。

4. 氨水溶液的表面张力

氨水溶液的表面张力随温度的提高或氨质量分数的增大而减小。表 2-4-5 列出溶液温度为 20°C 时的表面张力 σ_{20} 。在其他温度 t 时，溶液的表面张力 σ 可按下列式计算：

$$\sigma = \sigma_{20} \left(\frac{t_{cr} - t}{t_{cr} - 20} \right) \quad (2-4-1)$$

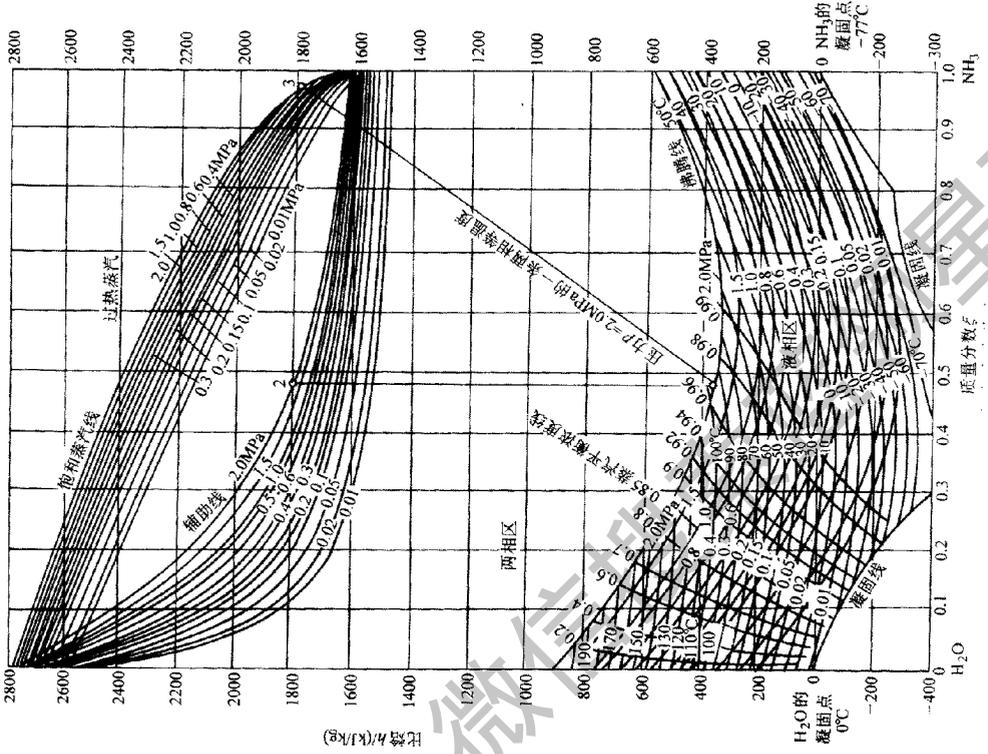


图 2-4-4 氨水溶液的 $h-\xi$ 图

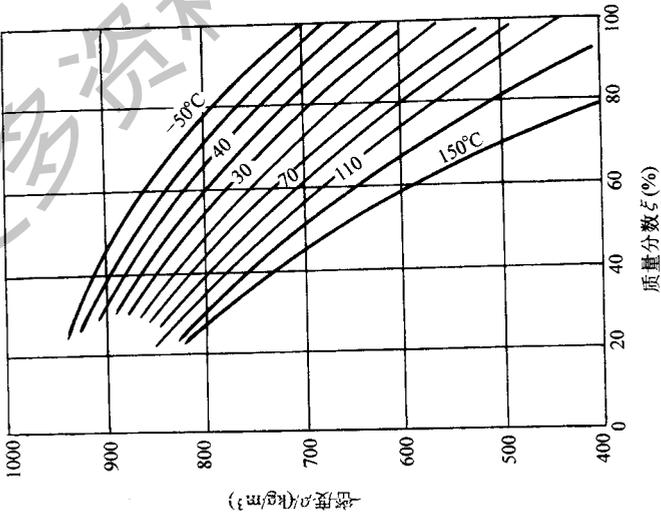


图 2-4-5 氨水溶液的密度与质量分数和温度的关系

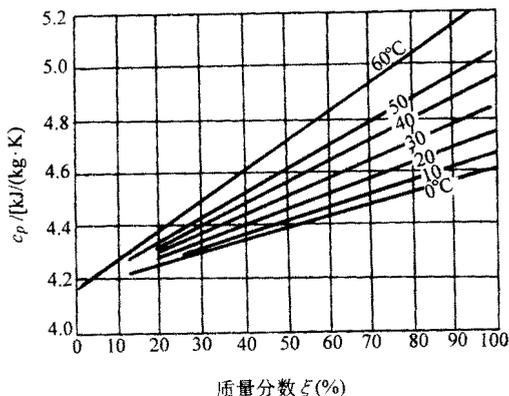


图 2-4-6 氨水溶液的比定压热容与质量分数和温度的关系

式中 t ——溶液的温度 ($^{\circ}\text{C}$);

t_{cr} ——溶液的临界温度 ($^{\circ}\text{C}$);

σ_{20} —— 20°C 时溶液的表面张力 (N/m)。

表 2-4-5 20 $^{\circ}\text{C}$ 时氨水溶液的表面张力 σ_{20}

氨的质量分数 ξ (%)	20 $^{\circ}\text{C}$ 时的表面张力 $\sigma_{20}/(\times 10^{-3}\text{N/m})$	氨的质量分数 ξ (%)	20 $^{\circ}\text{C}$ 时的表面张力 $\sigma_{20}/(\times 10^{-3}\text{N/m})$
0.45	72.55	53.48	42.65
7.72	65.74	61.16	37.90
14.61	62.15	70.47	32.99
24.14	58.02	80.95	28.11
35.98	55.29	90.81	24.57
44.56	48.08	100.00	22.03

5. 氨水溶液的粘度

氨水溶液的动力粘度 μ 与质量分数 ξ 和温度 t 的关系见图 2-4-7。

6. 氨水溶液的热导率

氨水溶液的热导率 λ 与质量分数 ξ 和温度 t 的关系见图 2-4-8。

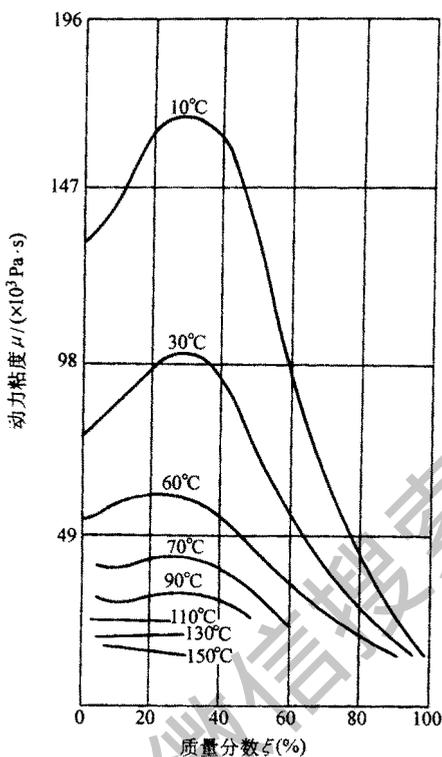


图 2-4-7 氨水溶液的动力粘度与质量分数和温度的关系

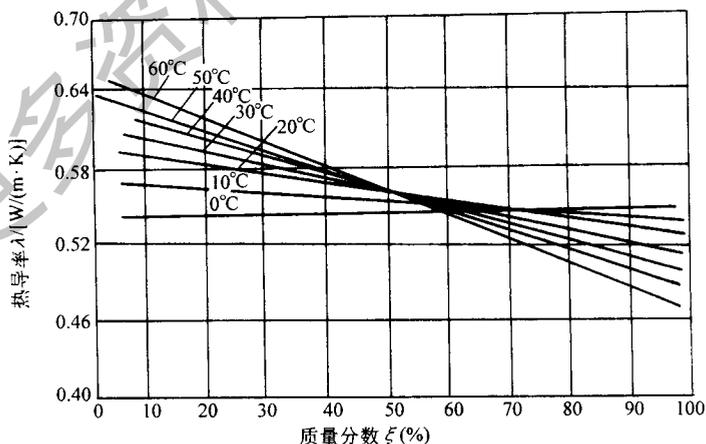


图 2-4-8 氨水溶液的热导率与质量分数与温度的关系

四、其他工质对

溴化锂溶液和氨水是吸收式机组中通常应用的工质对。1970年以来，吸收式热泵成为开发研究的热点。以氟利昂和醇类为制冷剂的有机工质对，能够采用空气冷却，并且利用空气作为热泵的低品位热源，曾经得到研究者的青睐。R22 - E181 (TEGDME)、TFE ($C_2F_3H_2OH$) - E181 和 TFE - NMP 则是其中有代表性的工质对。同时，热稳定性和高温腐蚀性研究，成为选择吸收式热泵工质对的前提。对于第二类吸收式热泵的工质对，这项研究尤为重要。1980年后，环境保护指标 ODP 和 GWP 成为选择吸收式热泵工质对的前提。同时，为了开发燃气型多效循环吸收式机组和高效回热循环吸收式机组，工质对的热稳定性和高温腐蚀性再次成为研究的主要方向，以氨为制冷剂的工质对，重新成为推广应用的研究热点。

(一) 多元盐和多元碱溶液

在多效循环中应用的工质对，有溴化锂溶液、氨水及多元盐和多元碱溶液。

1. 多元硝酸盐溶液

它是钾、钠和锂的硝酸盐溶液。多元硝酸盐溶液可在质量分数超过70%的高浓度下工作，不会结晶，其工作温度可达260℃。而且，硝酸锂能起缓蚀剂的作用。多元硝酸盐溶液可用作三效复叠循环的工质对。但是，其工作压力较高，达到0.4~0.6MPa（表压）。

2. 多元碱溶液

它是钾、钠和铯的氢氧化物溶液，可在高质量分数下工作，其工作温度可达230℃。而且，氢氧化铯能起缓蚀剂的作用。多元碱溶液也可用作三效复叠循环的工质对。由于其工作压力仅为0.05MPa左右，机组在负压下运行比较安全。

3. 氨盐和醇盐工质对

1. 氨盐工质对

氨的蒸发温度可低至-60℃，适宜于在低的热源温度下工作。但是氨和

水的沸点相差不大，采用氨水溶液作工质对时，吸收式机组必需设置精馏装置。氨有一定的毒性及可燃、可爆等缺点。

氨盐工质对 $\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$ 和 $\text{NH}_3 - \text{NaSCN}$ ，以氨为制冷剂，气化潜热大；以盐类为吸收剂，不需要精馏，吸收能力大。这二种氨盐工质对可以在低的蒸发温度（ $\sim 5 \sim -20^\circ\text{C}$ ）下，得到较高的热力系数（ $0.47 \sim 0.70$ ），也可在太阳能驱动的系统或热电联产系统中应用。

2. 醇盐工质对

醇盐工质对以醇类为制冷剂，可以达到 0°C 以下的蒸发温度，可以在低的热源温度下工作，气化潜热较大，但是醇类有一定的毒性及可燃等缺点。以盐类为吸收剂，不需要精馏，吸收能力大，但是会出现结晶现象。醇盐工质对可在低的蒸发温度下工作，也可在太阳能驱动或辅助加热系统中应用。

五、装置与主要设备

（一）氨-水吸收式装置

1. 精馏装置

在氨吸收式制冷与热泵装置中，一般把发生器、精馏器和回流冷凝器三者组合成一体，构成一精馏装置（精馏塔）。但在有些情况下，根据采取的精馏流程或设备形式，例如发生器采用热虹吸再沸器，精馏塔采用外回流等，也可将三者分开设置。

（1）发生器。是用来使氨水浓溶液沸腾的设备，相当于一般化工精馏装置中的塔釜。在氨吸收式装置中，发生器是高压、热设备。其热源主要是蒸汽或废热蒸汽，有些情况下也可以采用高温气体或燃烧气体加热。

发生器的结构型式很多，目前被广泛采用的一种是立式降膜式发生器，图 2-4-9 为一降膜式发生器的精馏装置。加热蒸汽在管间流动。浓溶液由降膜加热管上端经布膜装置呈薄膜状沿加热管的内壁流下，蒸出氨气，稀溶液流至发生器下部。发生器出来的稀溶液浓度等于发生器压力和稀溶液温度相应的浓度。发生器内压力损失很小。由于降膜式发生器内溶液填充量少，故当运行状况波动时，发生器的操作条件可很快随之改变，启动时间短。

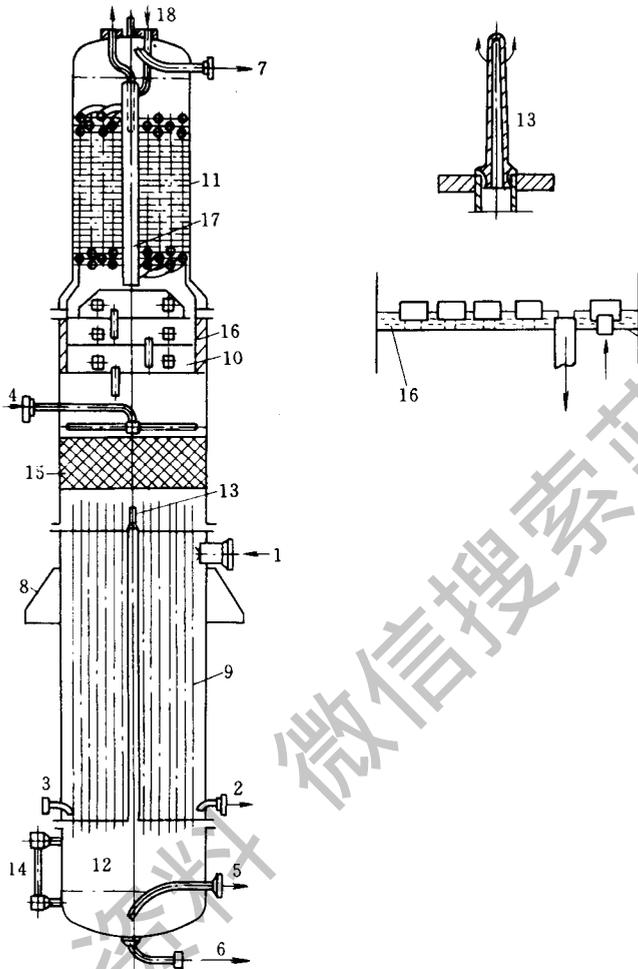


图 2-4-9 降膜式发生器的精馏装置

- 1- 蒸汽进口；2- 凝结水出口；3- 蒸汽侧放气管；4- 浓溶液进口；5- 稀溶液出口；
6- 溶液排出管；7- 氨气出口；8- 支架；9- 加热管；10- 蒸馏塔；11- 回流冷凝器；
12- 塔釜；13- 蒸汽喷嘴；14- 液面计；15- 填料层；16- 塔板；17- 排出管；
18- 回流冷凝器冷却用浓溶液进出口

某些工程已采用了热虹吸再沸器作为发生器。图 2-4-10 是一立式热虹吸再沸器示意图。由于再沸器内溶液被加热而蒸发，形成与精馏塔釜的液位差 ΔH ，推动溶液循环。溶液循环的结果提高了设备的传热系数，减少了发生器的传热面积。

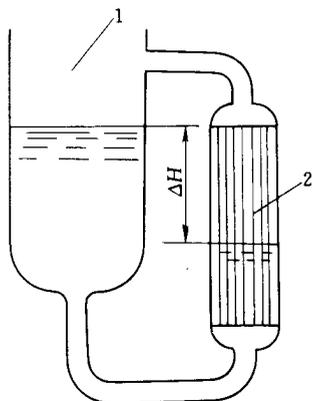


图 2-4-10 立式热虹吸再沸器示意图

1- 精馏塔釜；2- 再沸器

此外还有壳管式（煮沸式）发生器，如图 2-4-11 所示。在小型吸收武装置中，还采用套管式发生器，型式与一般套管式热交换器相似。

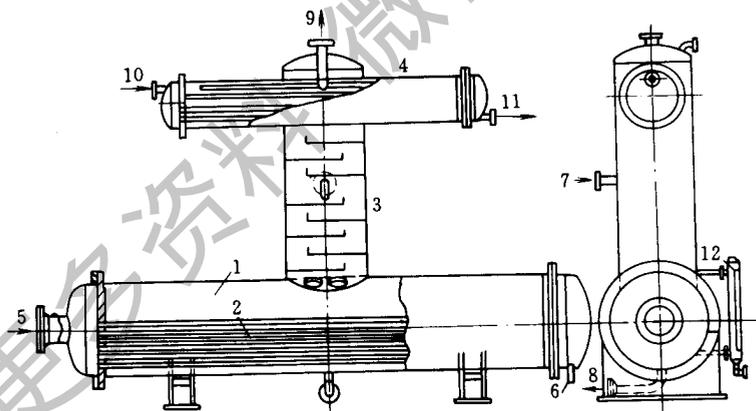


图 2-4-11 卧式煮沸式发生器的精馏装置

1- 发生器壳体；2- 加热管；3- 蒸馏塔；4- 回流冷凝器；5- 蒸汽进口；6- 凝结水出口；
7- 浓溶液进口；8- 稀溶液出口；9- 氨气出口；10- 冷却水进口；11- 冷却水出口；12- 液面计

(2) 精馏塔。目前有三种精馏流程，如图 2-4-12 所示，即带分凝器（回流冷凝器）液氨回流及液氨回流与溶液分流。

图 2-4-13 为不同蒸发温度下三种流程的精馏热与制冷性能系数的比

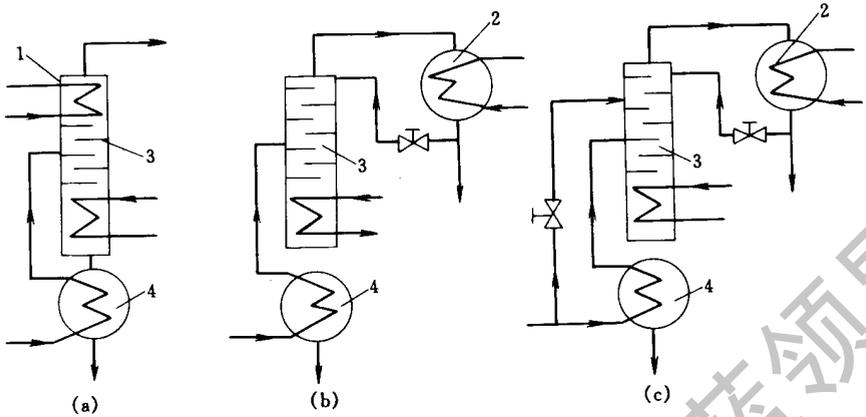


图 2-4-12 精馏流程

(a) 带分凝器 ;(b) 液氮回流 ;(c) 液氮回流与溶液分流
 1-回流冷凝器 ;2-冷凝器 ;3-精馏器 ;4-热交换器

较。可见，当蒸发温度较低时（ $-50 \sim -20^{\circ}\text{C}$ ），采用液氮回流与溶液分流型式，即图 2-4-12 中的（c）型式比（a）、（b）型式的制冷性能系数可提高 10%~20%。当蒸发温度较高时，一般采用液氮回流。

精馏塔的结构型式很多，大体可分为填料塔及板式塔两类。

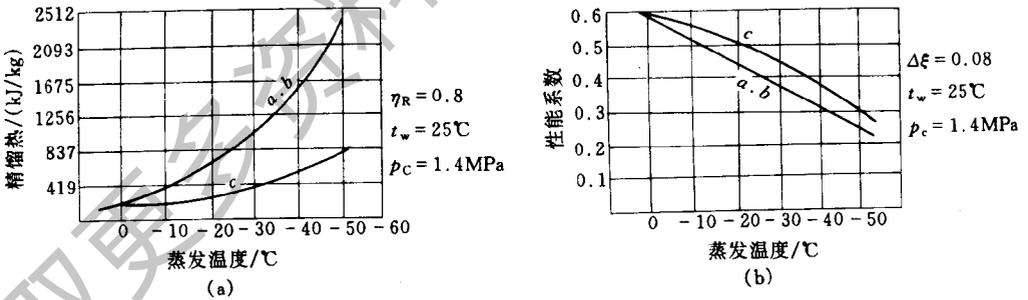


图 2-4-13 不同精馏流程的精馏热与性能系数

在氨吸收式装置的精馏塔中，目前精馏段常使用浮阀塔板。浮阀塔板由塔板、溢流堰、降液管、阀片等部分组成。塔板上开有许多小孔作气流通道，每一孔的上方设有可上下浮动的阀片，上升的气流经过阀片与横流过塔板的液体接触，进行传质过程。

浮阀塔板的特点是：生产能力大、塔板效率较高，塔板压降较小，结构简单，安装容易。

精馏塔的提馏段经常采用的是填料层，一般为乱堆瓷环。常用的瓷环材质有瓷质及金属两种。

液体在填料层上面喷洒下来，在填料表面形成液膜，与从底部上升的蒸气接触，进行热、质交换。

填料塔的结构简单，便于用耐腐蚀材料制造，并具有压降小等优点。宜用于小直径塔（规定在 1.5m 以下，通常在 0.8m 以下）。

氨吸收式制冷与热泵装置中精馏塔的回流比的确定与理论塔板数的计算，与一般精馏塔相同。

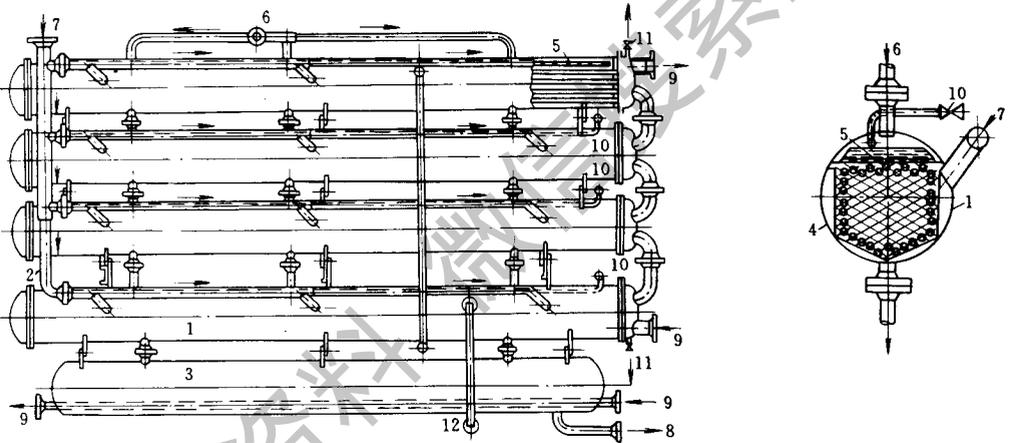


图 2-4-14 卧式喷淋吸收器

- 1-壳管吸收器；2-气体分配系统；3-浓溶液贮槽；4-冷却水管；5-喷淋孔板；
6-稀溶液入口；7-氨气进口；8-浓溶液出口；9-冷却水进、出口；
10-不凝性气体排出管；11-冷却水放气管

2. 吸收器

吸收器的型式很多，目前采用较多的是膜式吸收器。在膜式吸收器中，稀溶液从吸收器的上部进入，经喷淋后沿冷却水管表面流下，形成液膜，与氨气接触面较大，与冷却壁面充分接触，因而有利于热、质交换。膜式吸收器可制成卧式或立式两种。

(1) 卧式喷淋吸收器。图 2-4-14 为卧式壳管型喷淋吸收器，它由若

干个上下串联安装的吸收器1和一个气体分配系统2组成。每个吸收器内充满冷却水管4，在管上设有喷淋孔板5，最下面是浓溶液贮槽3。稀溶液由稀溶液入口6进入最上面一个吸收器，经喷淋孔板，由冷却水管表面流下形成液膜，使溶液增浓，进入下一个吸收器，继续吸收氨气，最后进入贮槽。每个吸收器大约可以增加溶液浓度3%~5%。吸收器串联个数一般不应少于2个。氨气由气体分配管分别送至各吸收器，不凝性气体由阀门10排出。

这种吸收器的优点是，氨气和稀溶液系逆流，冷却水和溶液也系逆流，因而，浓溶液的浓度可接近理论状态的浓度。此外，由于设备内基本不积存溶液（空的），可以接受大量的氨气，因此负荷波动时，对吸收器的运行影响很小。同时，在设备运行情况下，吸收器内溶液填充量也很小。

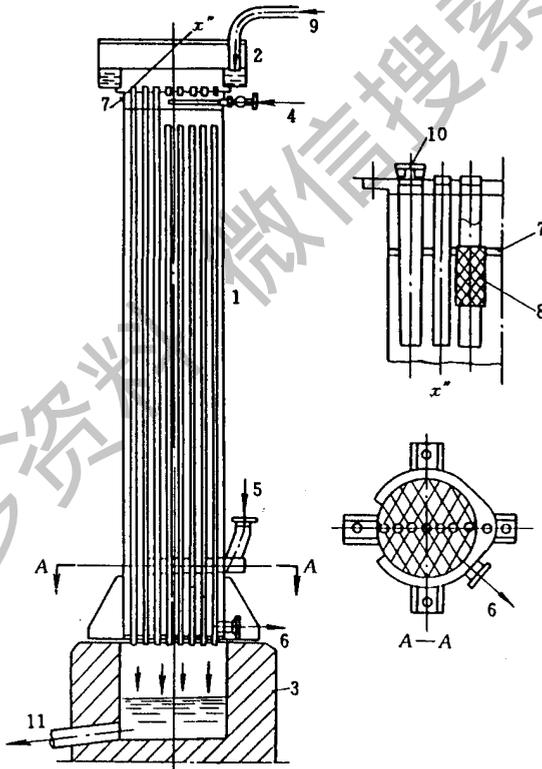


图2-4-15 降膜式吸收器

- 1-吸收器壳体；2-水分布槽；3-集水槽；4-稀溶液入口；
 5-氨气入口；6-浓溶液出口；7-隔板；8-溶液浸润网；
 9-冷却水进口；10-布膜装置；11-冷却水出口

(2) 降膜式吸收器。降膜式吸收器的优点在于占地面积小，喷淋密度大。

图2-4-15为塔式降膜吸收器，它的结构同立式冷凝器相似。冷却水由上部9进入，通过布膜装置10喷淋到管内表面，成膜下流，然后由集水池3排走。稀溶液通过管子与上部隔板开孔之间形成的环形缝沿管子外壁淋下，在每根管子的环形缝下面套以金属网，保证溶液贴附于管壁流下。氨气则从下部5处的气体分配装置进入，与溶液逆向流动，被溶液吸收。浓溶液从下部6排出。

这种吸收器的缺点是吸收溶液与冷却水是并流且单程的，因此冷却水需要量较大，而吸收终温要高于冷却水出口温度。

除膜式吸收器外，吸收器还有鼓泡式、套管式及多管式等型式。

此外，氨吸收式制冷与热泵系统中的蒸发器、冷凝器与氨压缩式制冷与热泵系统的基本相同。在氨吸收式装置中还有一些辅助设备，如溶液热交换器、过冷器、氨水泵以及排气装置、贮液罐等。热交换器通常采用套管式、壳管式或螺旋板式等几种型式。氨水泵可以采用活塞式、离心式或旋转式，也可以采用喷射泵。但在大型氨吸收装置中主要用多级离心泵。

(二) 溴化锂吸收式装置

溴化锂吸收式装置由发生器、冷凝器、吸收器、蒸发器、溶液热交换器以及溶液泵等设备组合而成。其中发生器、冷凝器、蒸发器和吸收器是完成循环的主要设备。从它们的传热管结构形式来看，基本上都属于壳管式热交换器，仅因溴化锂吸收循环特性的需要而各有自己的特点。溴化锂吸收式装置是在真空条件下工作的，如何使设备结构紧凑、减少管路，以提高设备的气密性能极其重要。尤其是在高度真空的情况下，水蒸气的比体积很大，系统中允许的阻力损失又很小，蒸汽流动通道的截面必须很大，因而将发生器、冷凝器、蒸发器、吸收器放置在一个筒体内，或者分别将发生器和冷凝器、蒸发器和吸收器放在两个筒体内。前者称单筒型，后者称双筒型。此外还有三筒型，是将发生器和冷凝器分别放置在两只筒体内，蒸发器与吸收器则放置于同一筒体中。

上述三种型式中，常见的是单筒型和双筒型。三筒型只是为了满足某些

特殊的要求，如在舰船上使用。考虑到舰船在行驶中的倾斜、摇摆、冲击和振动，为防止溴化锂水溶液进入冷凝器，引起污染，将发生器与冷凝器分开时才采用三筒型。单筒型较双筒型结构更为紧凑，设备高度低，筒体焊缝与接头少，机组气密性能好。对于小容量的机组，可节省钢材，运输和安装方便，但发生器与吸收器的相对距离小，溶液热交换器的阻力降不可太大。此外，筒体内各设备的工作温度相差悬殊，有一定的热损失，筒体承受一定的热应力。对于大容量的机组，因筒身尺寸太大，不便于制造和安装。

1. 单筒型

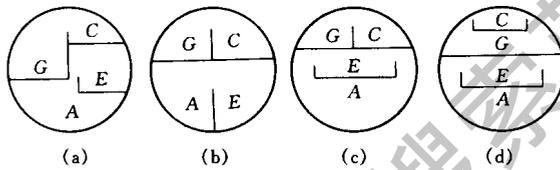


图 2-4-16 单筒型溴化锂制冷机的布置方式

A—吸收器；C—冷凝器；E—蒸发器；G—发生器

单筒型就是将发生器、冷凝器、蒸发器、吸收器等四部分均放置在一个筒体内。考虑到发生器和冷凝器部分的工作压力高于蒸发器和吸收器部分的工作压力，以及发生器部分的温度也较蒸发器高，故采用高温隔层将筒体分为高、低压两舱。上部为发生器、冷凝器；下部为蒸发器、吸收器。高温隔层采用真空绝热或隔层中填充绝热材料的方法，以防止发生器、冷凝器的热量传给蒸发器、吸收器。蒸发器的冷剂水盘亦采用上述同样的绝热方法，以防止吸收器的热量传给蒸发器的冷剂水。发生器与冷凝器之间，蒸发器与吸收器之间，均分别设有挡液板，用来防止发生器中的溴化锂液滴随气流进入冷凝器中，引起冷剂水的污染；同时防止冷剂液滴从蒸发器随气流进入吸收器，影响设备性能。

单筒型溴化锂吸收式装置的设备有几种不同的布置方式。如图 2-4-16 所示。其中第一种布置方式，如图 2-4-16 (a) 所示。即为中国早年生产的 XS—200 溴化锂吸收式制冷机所采用的布置方式。这种布置方式不够紧凑，冷剂蒸汽的通道截面小，结构也比较复杂；但蒸发器、吸收器的喷淋液喷淋量可以减少，因管子的纵向排数减少。第二种布置方式（图 2-4-16

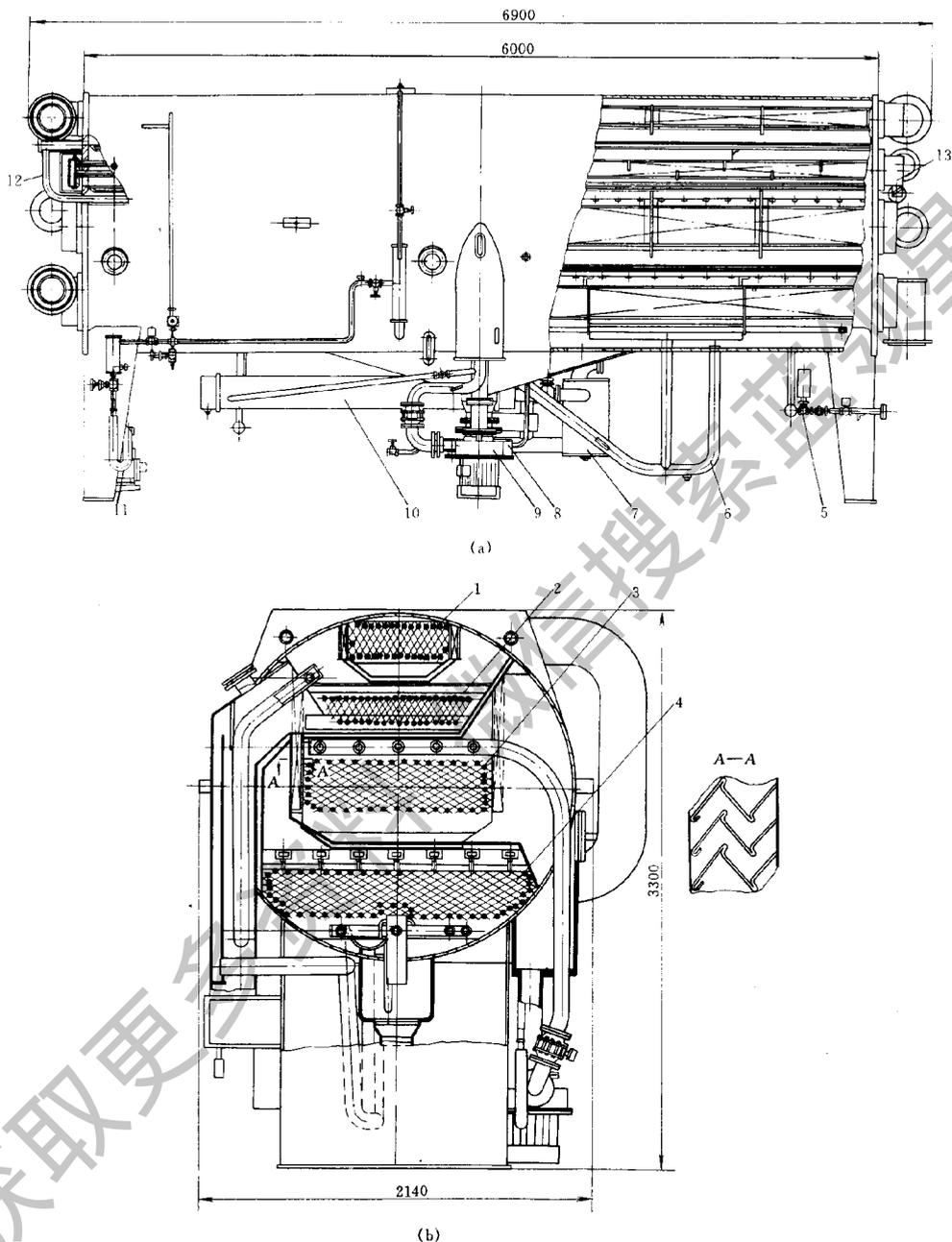


图 2-4-17 XZ-150 溴化锂吸收式制冷机 (单筒型)

- 1- 冷凝器 ; 2- 发生器 ; 3- 蒸发器 ; 4- 吸收器 ; 5- 电动控制阀 ; 6- 防晶管 ; 7- 气体分离器 ;
 8- 溶液泵 ; 9- 冷剂系 ; 10- 溶液热交换器 ; 11- 真空泵 ; 12- 节流装置 ; 13- 封头箱

(b)), 是对第一种方式在蒸汽流通截面方面的一种改进, 不过这种布置方式发生器内的液滴容易带入冷凝器中, 造成污染。第三种布置方式 (图 2-4-16(c)) 是一种过度形式。XZ-150 溴化锂吸收式制冷机采用了第四种布置方式 (图 2-4-17(d))。见图 2-4-17。这种布置方式空间利用率高, 蒸汽流通截面也有所增大, 流阻减小; 管簇是扁平结构, 管子的横向排数减少, 使发生器中溶液液位降低, 减少了静液柱对发生过程的影响; 同时也有利于冷凝器的传热, 蒸发器、吸收器管间流阻的降低。

陆地上用的吸收式制冷机, 发生器一般采用沉浸式, 就是管簇内通以加热介质, 而管簇则沉浸于溴化锂溶液中, 进行鼓泡扰动传热。在蒸发器中, 由于压力很低, 水静压头对蒸发沸腾过程影响较大, 故采用了载冷剂走管内, 冷剂水喷淋于管簇外表面的喷淋与膜状蒸发换热方式。为强化热、质交换, 吸收器与蒸发器一样, 也是喷淋式的。

输送溶液和冷剂水的泵, 采用带有液体自润滑的屏蔽泵。冷剂水从高压到低压的节流装置, 采用 U 形管式、小孔式或其他型式的装置。溶液热交换器, 有用壳管式的, 也有用板式的。

单筒型具有结构紧凑、体积小、重量轻和密封性好以及施工运输都比较方便的优点。中国目前在机器的容量居中或偏小 (制冷量 1454kW 以下) 的情况下采用这种型式。

2. 双筒型

大容量 (制冷量 1745kW 以上) 的机器, 一般采用双筒型。其结构是将发生器和冷凝器、蒸发器和吸收器分别置于两个彼此分开、上下重叠的筒体之内。这样就自然地省去了两者之间的高温隔层。而其余结构则与单筒结构无大差异。

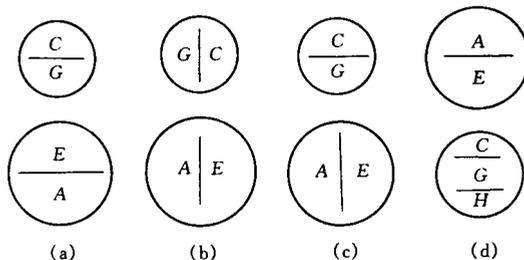


图 2-4-18 双筒型溴化锂装置的布置方式

A-吸收器; C-冷凝器; E-蒸发器; G-发生器; H-溶液热交换器

双筒型机组的布置方式也有几种，如图 2-4-18 所示。图 2-4-18 (a) 所示的第一种布置方式是传统性的结构。中国生产的第一台溴化锂吸收式制冷机 XS—1000 双筒型机组采用了这种布置方式。它的特点与单筒型上下排列的布置方式基本相同。第二种是左右布置如图 2-4-18 (b) 所示，它的结构紧凑，气流通道增大，省去冷凝器和蒸发器水盘。为了降低机组高度，将筒身做成椭圆形的。第三种布置方式 (图 2-4-18 (c))，如图 2-4-19 所示。它介于第一种与第二种布置方式之间。上筒为上下布置，下筒为左右布置。上下筒均由一 U 形钢板将筒体分隔，U 形空间既达到相邻两容器的绝热作用，又可与筒体组成液囊，使机组结构大为简化。吸收器与蒸发器左右布置 (也有将蒸发器一分为二，布置在吸收器的左右侧，这样流通截面更大)，纵向排数减少，冷剂水与溶液喷淋量可以相对减少，在采用低压喷嘴以后，浓溶液经热交换器后可直接进入吸收器喷淋，或只需加入少量稀溶液。这样，功率消耗可降低，吸收效果也好。第四种布置方式 [图 2-4-18 (d)] 与前三种有较大的差异。这种布置将吸收器、蒸发器置于上筒内，而将冷凝器、发生器与溶液热交换器设置于下筒内。图 2-4-20 所示即为这种溴化锂制冷机。上筒为圆形，其中吸收器位于蒸发器的上部；下筒近似长方形，其底部是溶液热交换器，顶部是冷凝器，蒸发器则在中间。这

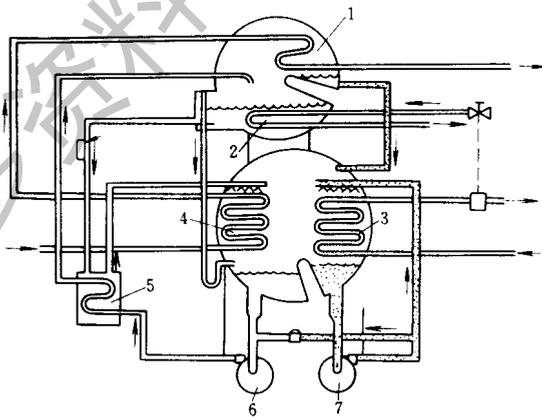


图 2-4-19 (3) 种布置方式的双筒型溴化锂吸收式装置

- 1-冷凝器；2-发生器；3-蒸发器；4-吸收器；
5-溶液热交换器；6-溶液泵；7-冷剂泵(蒸发器泵)

种布置方式有如下优点：①吸收器、蒸发器的位置比较高，改进了溶液泵和冷剂泵的抗汽蚀性；②溶液热交换器与发生器相邻，在一个筒体内，可以提高热效率，减小流动阻力及产生结晶的可能性；③蒸发器布置在吸收器下方，冷剂蒸汽中水滴依靠重力作用得以进一步分离；④吸收器中的稀溶液可依靠重力经溶液热交换器自流至发生器，可以省去一台发生器泵。在紧急停机时，发生器中浓溶液能及时被稀释，不会产生结晶。

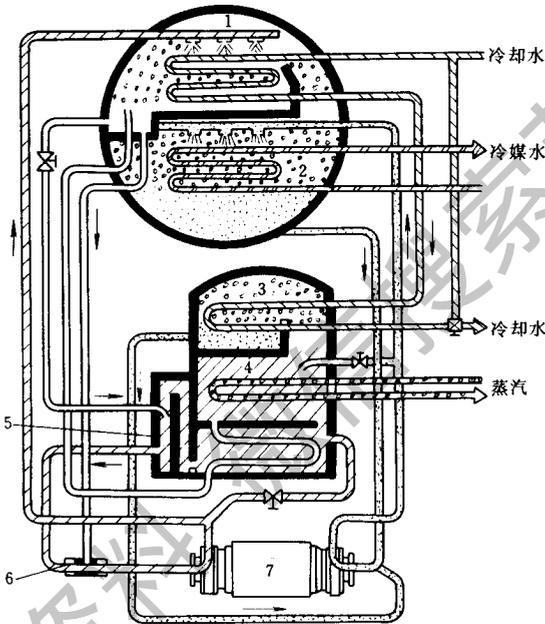


图 2-4-20 (4) 种布置方式的双筒型溴化锂吸收式装置

- 1- 吸收器；2- 蒸发器；3- 冷凝器；4- 发生器；5- 溶液热交换器；
6- 混合喷射器；7- 双联泵（溶液泵及冷剂泵）

第二节 氨吸收式机组的工作原理及应用

氨吸收式制冷循环的蒸发温度最低可达 -60°C ，可利用高温到低温的各种热源。它是以热能驱动实现冷冻的一种有效的方式。传统的氨吸收式制冷

机，主要有采用氨-水工质对的单级和二级氨吸收式制冷装置；采用氨-水-氨工质对的扩散-吸收式冰箱。长期以来，由于氨吸收式机组热力系数比较低，并考虑到氨有一定毒性和可燃、可爆等缺点，限制了氨吸收式机组在采暖空调方面的推广应用。从1969年起，小型燃气氨吸收式空调机进入市场。特别在1987年蒙特利尔协议签订以后，因为氨是对环境无破坏作用的天然制冷剂，因此，采用氨-水工质对的吸收式热泵机组、高效GAX回热循环氨吸收式制冷机组已成为开发研究的热点。从安全方面考虑，氨已有接近150年的安全使用经验，而且其毒性和可燃性并不比天然气和液化气严重。在使用中，将氨吸收式机组布置在通风的机房内，并以间接方式向人居住的空间供热、供冷，可以满足安全运行的要求。自1996年以来，日本进行了新型氨吸收式制冷机组的商业化开发，已有蒸气型和燃气型系列产品进入市场。

一、单级氨吸收式制冷机组

氨吸收式机组是以热能为驱动能源，以氨为制冷剂、以水为吸收剂的吸收式制冷或热泵机组。以往大容量的氨吸收式机组均采用分散结构，即由分别设计制造和分散布置的各种塔、器和泵，通过管道连接而成。随着氨吸收式制冷技术的日益被重视，出现了燃气直燃型小容量的氨水吸收式冷暖空调机（如Serval型），以及组装化的氨吸收式机组，其精馏器、吸收器、冷凝器、蒸发器、发生器、溶液泵和溶液换热器组装成一体。氨吸收式制冷机组适用的蒸发温度为 $5 \sim -60^{\circ}\text{C}$ 。氨吸收式机组能制取 0°C 以下等级的冷量，这是有别于溴化锂吸收式机组的特点。氨吸收式机组的驱动热源通常为蒸汽，也可以利用生产过程中排放的各种余热，如高温水、高温气体、含有饱和蒸汽的工业物料，以及采用燃气、燃油等。从技术经济上考虑，氨吸收制冷更适合用于所需蒸发温度低于 -15°C 、冷却水来源充足、水温低、蒸汽价格低，以及有余热废热可资利用的场合。与溴化锂吸收式机组的不同处，是在发生过程中增加了“精馏”环节。氨吸收过程中所用的“浓溶液”，是指制冷剂氨的质量分数高的氨水溶液。

(一) 单级氨吸收式制冷机组的工作原理

图 2-4-21 所示的单级氨吸收式制冷机组，包含了机组的所有设备和主要管路。

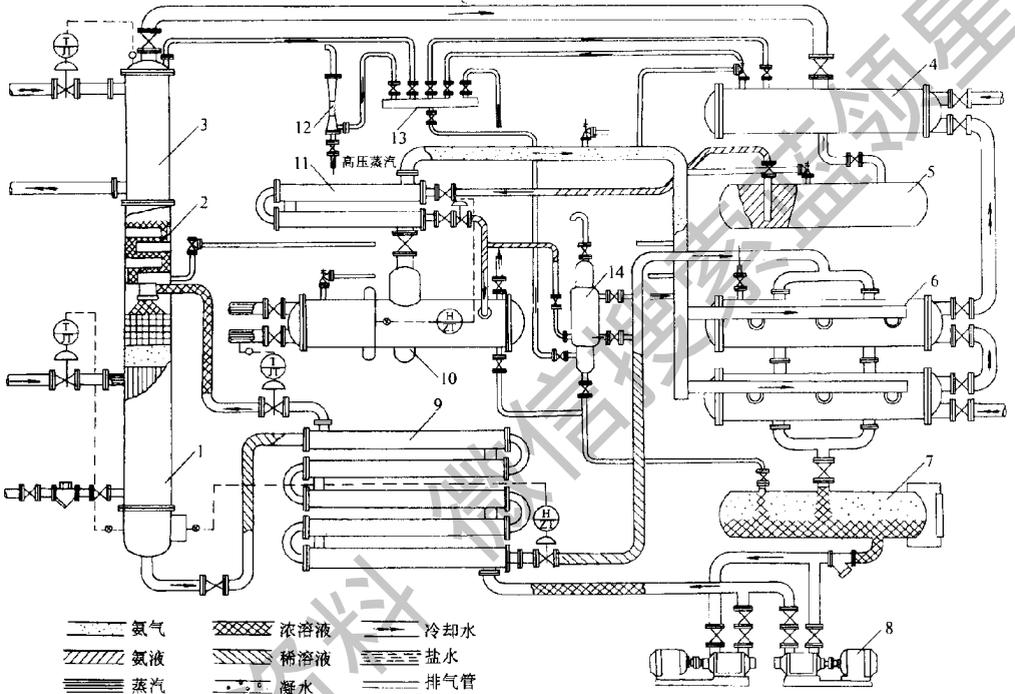


图 2-4-21 单级氨吸收式制冷机组

- 1- 发生器；2- 精馏塔；3- 回流冷凝器；4- 冷凝器；5- 液氨贮槽；6- 吸收器；7- 浓溶液贮槽；8- 氨水泵；9- 溶液换热器；10- 蒸发器；11- 过冷器；12- 蒸汽喷射器；13- 集气器；14- 不凝性气体分离器

1. 基本工作循环

图 2-4-22 和图 2-4-23 是单级氨吸收式制冷机组的循环流程图及其在氨水溶液 $h - \epsilon$ 图上的表示。氨吸收制冷过程由浓、稀溶液的浓度变化，以及氨气、氨液的相态变化这两个基本循环所组成。

(1) 氨吸收制冷中溶液循环。质量分数为 ϵ'_r 的 akg 浓氨水溶液 (图 2-4-22 中的点 l_a)，送入精馏器 B，并流向发生器 C，与从发生器 C 上升的氨蒸气进行换热、换质。氨蒸气的质量分数逐渐增大，并把浓溶液加热至沸腾

第 4 章 吸收式与吸附式制冷技术

状态点 1，形成质量分数为 $\xi'_1 = \xi'_r$ 的上升蒸气 $(1+R)$ kg，再进入精馏器 B 上部和回流冷凝器 A，与下降的回流冷凝液 R kg 进行换热，使上升的氨蒸气的质量分数进一步提高，最终形成质量分数为 ξ'_5 （一般为 99.8%）的氨蒸气（点 5）1kg，离开精馏塔顶（一般由回流冷凝器 A、精馏器 B 及发生器 C 组成内回流型的立式氨精馏塔）。发生过程終了，形成质量分数为 $\xi_2 = \xi'_a$ 的稀氨水溶液 $(a-1)$ kg（状态点 2），离开塔底，经溶液换热器 D，与进塔前的低温浓溶液进行换热，被冷却后，再经节流阀节流减压，进入吸收器 F。在吸收器 F 中， $(a-1)$ kg 的稀溶液，吸收了来自蒸发器 1 的 1kg 氨蒸气，形成 a kg 的浓溶液，并由氨水泵 E 泵入精馏器 B 中部。如此完成了浓、稀溶液的交替循环。塔顶产生 1kg 质量分数为 0.998 的氨气，经冷却冷凝后用于制冷；吸收器 F 中吸入制冷后的 1kg 低温、低压氨气，使稀溶液增浓。用于浓溶液发生 1kg 氨蒸气的发生热 q_d ，由加热热源带入制冷系统；塔顶回流冷凝所放出的回流冷凝热 q_r 由冷却水或其他低温介质带走；在吸收过程中所放出的吸收热 q_a 也由冷却水带走，而氨水泵输送溶液所消耗的功，用热量 q_b 来表示。

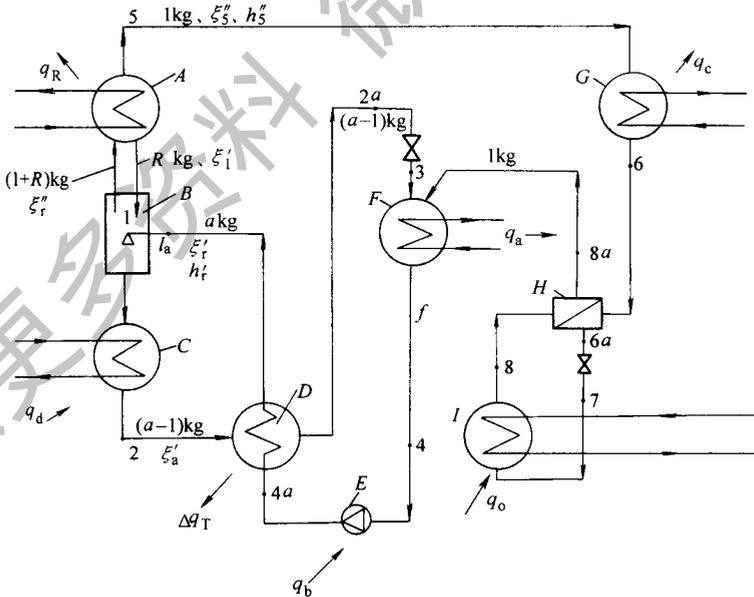


图 2-4-22 单级氨吸收制冷循环流程

A—回流冷凝器；B—精馏塔；C—发生器；D—溶液换热器；E—氨水泵
F—吸收器；G—冷凝器；H—过冷器；1—蒸发器

图 2-4-23 示出单级氨吸收制冷循环在 $h-\xi$ 图上的表示。

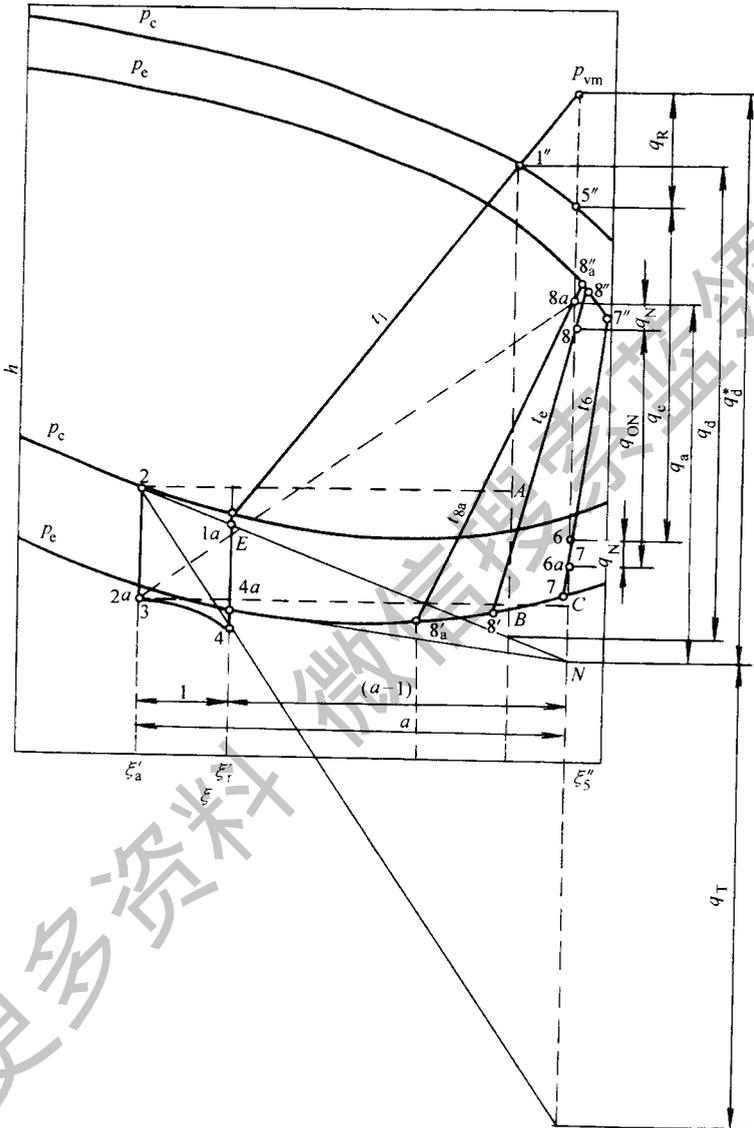


图 2-4-23 单级氨吸收制冷循环在 $h-\xi$ 图上的表示

(2) 氨吸收制冷中制冷剂氨循环。从塔顶出来的质量分数为 0.998 的 1kg 氨气进入冷凝器 G，冷却冷凝成 1kg 的氨液（状态点 G），经过冷器 H，过冷至状态点 6a，再节流减压至点 7 的湿蒸气状态，进入蒸发器 1。在蒸发器中，吸热气化完成制冷作用，其制冷量为 q_e 。完成制冷后的 1kg 氨气（点

8), 又进入过冷器 H 冷却自冷凝器 G 来的氨液而被加热至 $8a$ 状态, 再进入吸收器 F, 被 $(a-1)$ kg 的稀氨水溶液吸收, 成为 akg 的浓氨水溶液。如此循环, 完成了氨由气相至液相, 又经过吸热制冷由液相成为气相, 而后被吸收的过程。在冷却冷凝过程中, 所放出的热量——冷凝热 q_c 由冷却水带走。

2. 热平衡、质量平衡及热力系数

在稳定工况下, 单级氨吸收制冷工作循环的热平衡如下:

$$q_e + q_b + q_d = q_c + q_R + q_a \Delta q_r \quad (2-4-2)$$

氨水泵消耗的功 q_b 相当小, 一般可忽略不计,

$$\text{则} \quad q_e + q_d = q_c + q_R + q_a \Delta q_r \quad (2-4-3)$$

式中 q_e ——单位质量制冷量 (kJ/kg);

Δq_r ——溶液换热器的热损失 (kJ/kg);

q_e 、 q_R 、 q_a 、 q_d ——单位冷凝热、精馏热、吸收热及发生热 (kJ/kg)

在稳定工况下, 对任一设备进出质量应平衡。以精馏塔为例, 其质量平衡如下:

$$a\xi'_r = (a-1)\xi'_a + \xi''_5 \quad (2-4-4)$$

$$\text{得} \quad a = \frac{\xi''_5 - \xi'_a}{\xi'_r - \xi'_a} \quad (2-4-5)$$

$$\text{及} \quad a-1 = \frac{\xi''_5 - \xi'_r}{\xi'_r - \xi'_a} \quad (2-4-6)$$

$$\xi'_r - \xi'_a = \Delta \epsilon$$

式中 a ——氨水溶液的循环倍率, 即氨吸收式制冷机组中发生单位质量氨气需要的浓氨水溶液;

制冷机组获得的制冷量 q_e , 与所消耗的热量 q_d 之比值, 称为热力系数 ζ , 即

$$\zeta = \frac{q_e}{q_d} \quad (2-4-7)$$

可逆循环时, 氨吸收式制冷机组的热力系数, 即最大热力系数为

$$\zeta_{\max} = \frac{T_h - T_a}{T_h} = \frac{T_c}{T_a - T_c} \quad (2-4-8)$$

式中 T_h ——热源温度 (K);

T_c ——冷源温度 (K);

T_a ——环境温度 (K)。

由于在氨吸收式制冷机组的实际循环中, 总存在不可逆损失 (传热温差和压力损失等), 因此, 实际热力系数, 必定低于相同冷热源温度之间的可逆循环热力系数。实际热力系数 ζ 与可逆循环热力系数 ζ_{\max} 之比值, 称为氨吸收式制冷机组的热力完善度 β , 即

$$\beta = \frac{\zeta}{\zeta_{\max}} \quad (2-4-29)$$

当氨吸收式制冷机组应用于热、电、冷三联供的系统时, 由于燃料的能量, 既通过背压汽轮发电机组发了电, 而其排汽热量又通过吸收制冷获取冷量, 其热利用效率可大大提高。

(二) 精 馏

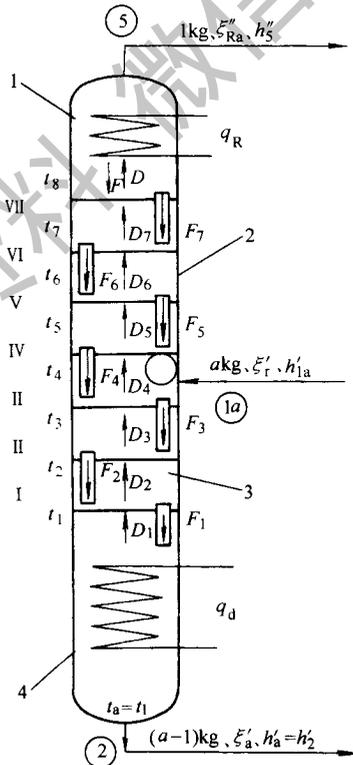


图 2-4-24 精馏塔

1—回流冷凝器; 2—精馏段; 3—提馏段; 4—发生器

精馏过程是氨吸收式机组所特有的。一般要求进入冷凝器的氨气质量分数 $\xi''_s > 0.995$ 。但自发生器出来的二元溶液气相氨质量分数，一般都达不到此要求，必须采用精馏来提高氨气的纯度。通常发生、精馏和分凝回流都是在一个塔中进行，通称为精馏塔。图 2-4-24 所示为双作用发生精馏塔，采用内回流方式（也有采用外回流方式）。该塔上部为回流冷凝器，下部是发生器，浓溶液自塔中部某一部位进入，将中部的蒸馏器分为两部分：浓溶液入口以下称之为提馏段，一般采用填料层，也可设立塔板；入口以上称为精馏段，一般采用泡罩塔板或浮阀塔板。采用精馏，增加了发生器的热负荷，但可使氨吸收式制冷机组的热力系数提高。

精馏实际上是多次重复的蒸发和冷凝的过程，在每一块塔板上所进行的热质传递，相当于一次简单的蒸馏。在塔内，部分氨水蒸气被回流冷凝器冷凝成液相，自上而下流动，而来自发生器的氨水蒸气则自下而上流动。如图 2-4-24 所示，自发生器上升的蒸气 D_1 ($t_{D1} = t_a$ 、 $\xi''_{D1} = \xi''_a$)，穿过塔板 I，与板上液体 F_1 接触而冷凝，其质量分数为 ξ'_{F1} ，较发生终了的稀溶液质量分数 ξ'_a 为高。在 $t_{F1} = t_2$ 温度下，塔板 I 上的液体沸腾，得到比板上溶液质量分数更高的蒸气 D_2 ($t_{D2} = t_{F1}$ 、质量分数为 ξ''_{D2})，升至塔板 II，因为 $\xi'_{F1} > \xi'_a$ ，所以 $\xi''_{D2} > \xi''_{D1}$ 。同样，升至塔板 II 的蒸气，与该塔板上的溶液接触，得到蒸气 D_3 ，其氨的质量分数 $\xi''_{D3} > \xi''_{D2}$ 。依次类推，上升的气相以最高的质量分数 $\xi''_D > \xi''_{D7} > \xi''_{D6} \dots$ 进入回流冷凝器。回流冷凝器流下的回流液 F，先流入最高一层塔板（如塔板 VII），各层塔板溢出的溶液，依次经塔板上的降液管，流至下一层塔板，而液相的质量分数是依次下降的。当具有足够数目的塔板，塔顶回流冷凝器使部分冷凝液不断回流并充满塔板的情况下，使可以在精馏塔顶部得到纯度很高 ($\xi''_s \geq 0.998$) 的氨气。精馏塔的工艺计算，是根据进塔氨水溶液质量 a kg，出塔顶氨气质量 1 kg、出塔底稀溶液质量 $(a-1)$ kg，以及氨、水二元溶液的气液平衡数据，确定适宜的回流比、精馏段和提馏段的直径，以及所需要的塔板数或填料层的高度。由于氨、水的相对挥发度较大、氨水二元溶液可以视为理想溶液，遵守拉乌尔定律。低压时，其气相可按理想气体考虑，遵守道尔顿定律。氨水二元系统的精馏是属于易于分离的、较为简单的化工蒸馏单元操作过程。

(三) 单级氨吸收式制冷机组的型式和应用

根据热源、冷源的种类和不同参数，根据所需的制冷温度高低，以及精馏塔所采用的不同回流方式，单级氨吸收式制冷机组有各种不同的制冷流程，它们各具特点并适用于不同场合。

1. 低压蒸汽为驱动热源的单级发生、单级吸收制冷机组

图 2-4-25 是我国工业生产中常用的典型的单级氨吸收式制冷机组。图中表明了主要设备、管道、阀门及调节控制环节。该机组用 0.3MPa (表压) 的低压蒸汽为热源，冷却水进水温度 28℃，蒸发温度 -10℃，制冷量 1163kW。采用间接供冷，以氯化钙盐水为载冷剂，盐水进出蒸发器温度为 0℃/-5℃。

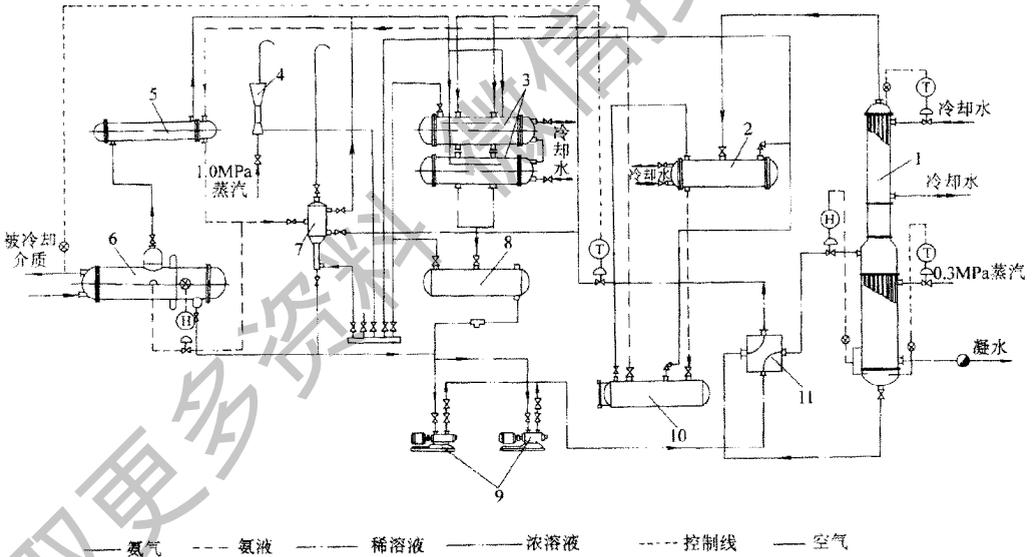


图 2-4-25 低压蒸汽为驱动热源的单级制冷机组

- 1-精馏塔；2-冷暖气；3-吸收器；4-蒸汽喷射器；5-过热器；6-蒸发器
7-不凝性气体分离器；8-浓溶液贮槽；9-氨水泵；10-液氨贮槽；11-溶液换热器

该机组主要调节控制如下：

(1) 用进入精馏塔顶回流冷凝器的冷却水量来控制塔顶氨气的温度。实

实际运行表明，塔顶氨气温度的高低，直接影响出塔顶氨气纯度，必须把塔顶氨气温度作为重要参数进行控制。

(2) 改变稀溶液的循环量来控制出蒸发器的载冷剂温度（负荷调节）。

(3) 改变进入精馏塔发生器的蒸汽量来控制出塔底稀溶液的温度。这实质上是控制发生量，以适应制冷负荷的变化，保证稳定运行。

(4) 改变进入精馏塔内的浓溶液量来保证发生器内液位恒定。实际运行表明，发生器液位波动，对精馏塔稳定可靠操作影响很大。发生器液面稳定，是机组稳定运行的保证，因此，对发生器液位必须加以控制。

(5) 用进入蒸发器的液氨量来保证蒸发器液位恒定。

2. 浓溶液回流冷却的单级制冷机组

利用部分浓溶液作回流冷凝器冷源的单级氨吸收式制冷机组，如图 2-4-26 所示。该机组有以下特点：

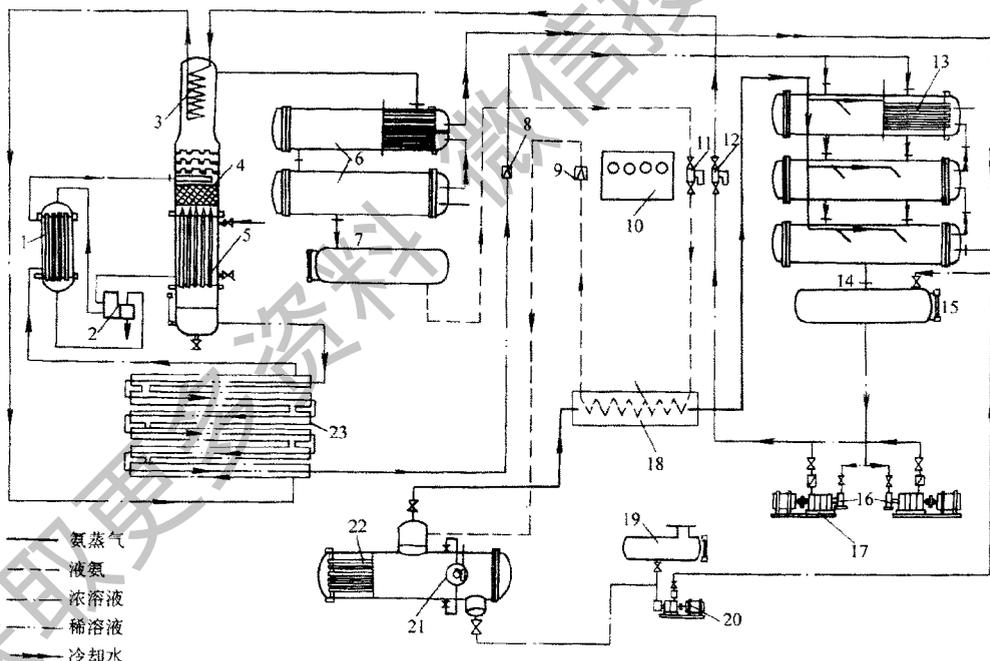


图 2-4-26 浓溶液回流冷却的单级制冷机组

- 1—浓溶液预热器；2—汽水分离器；3—回流冷凝器；4—精馏器；5—发生器；6—冷凝器
 7—液氨贮槽；8—溶液调节阀；9—液氨调节阀；10—控制盘；11—液氨流量计；12—溶液流量计
 13—吸收器；14—浓溶液贮槽；15—液面计；16—过滤器；17—氨水泵；18—过冷器
 19—溶液排出槽 20—辅助溶液泵 21—氨液位计 22—蒸发器 23—溶液换热器

(1) 利用吸收终了的低温浓溶液代替冷却水，作为精馏塔顶回流冷凝器的冷源。

(2) 由于使用的冷却水温低，因而，冷却水可先进冷凝器，然后再进入吸收器串联应用。

(3) 精馏塔前设有浓溶液预热器，利用发生器出来的高温凝水、回水中产生的二次蒸汽，预热进塔的浓溶液。

(4) 用辅助溶液泵将蒸发器底部积存的不纯氨液和溶液排出，送入浓溶液贮槽后再次利用。

该制冷流程适用于冷却水温低的情况，用浓氨水作回流冷凝器的冷源，可避免管束结垢堵塞。

3. 液氨外回流的单级制冷机组

图 2-4-27 是用氨泵将液氨打入精馏塔顶作回流液的单级氨吸收式制冷机组的循环流程。液氨回流便于控制回流比，可保证精馏塔顶氨气纯度，以及在回流冷凝器内不会结垢。

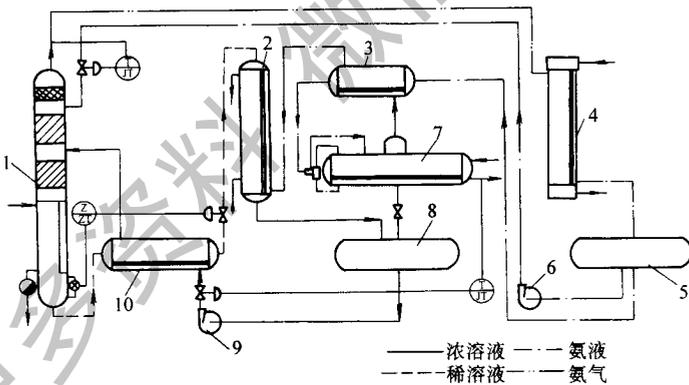


图 2-4-27 液氨外回流的单级制冷机组

- 1—精馏塔；2—吸收器；3—过冷器；4—冷凝器；5—液氨贮槽；
6—液氨回流泵（氨泵）；7—蒸发器；8—浓溶液贮槽；
9—氨水泵；10—溶液换热器

4. 带升压器的单级制冷机组

(1) 喷射器升压。图 2-4-28 所示为用喷射器升压的单级制冷机组。其流程与单级的区别，主要是出过冷器的氨气，先经过喷射器升压后，再进

入吸收器被稀溶液吸收。喷射升压器的工作流体，可以用精馏塔来的高压稀溶液。采用升压吸收，在相同冷、热源条件下，可以获得较低的蒸发温度，以代替二级单蒸发温度的氨吸收制冷。这种流程的优点是：可以避免吸收器在负压下操作，提高吸收器效率，并防止吸收器漏入空气。此外，喷射式升压器结构简单，工作不耗电。由于增加了喷射器的设计工作，使整个设计计算比较复杂。

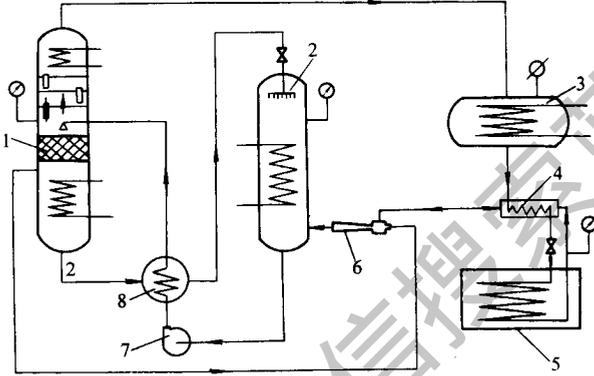


图 2-4-28 带升压器的单级制冷机组

1—精馏塔；2—吸收器；3—冷凝器；4—过冷器；5—蒸发器
6—升压器（喷射器）；7—氨水泵 8—溶液换热器

(2) 用离心压缩机升压。另有一种升压吸收流程，是在精馏塔与冷凝器之间装设升压压缩机，或者在蒸发器至吸收器之间的氨气管路上装设升压压缩机（见图 2-4-29）。前者，在冷却水温较低的季节，在单级氨吸收制冷的允许放气范围内，可做到较低蒸发压力；而当冷却水温升高（例如夏季），冷凝压力也升高时，开动升压压缩机，仍可保证应有的放气范围和所要求的温度。后者，在较低的蒸发压力制冷，低压氨气直接用氨离心式压缩机升高压力后，进入吸收器被稀溶液吸收。由于吸收压力高，即使在夏季，冷却水温升高的不利情况下，仍能制取 -45°C 级的冷量和保证一定的放气范围。其升压压缩机可以用汽轮机来驱动，如用同步电动机驱动，则整个机组的电耗会大大增加。该机组多用于大型化工装置中。

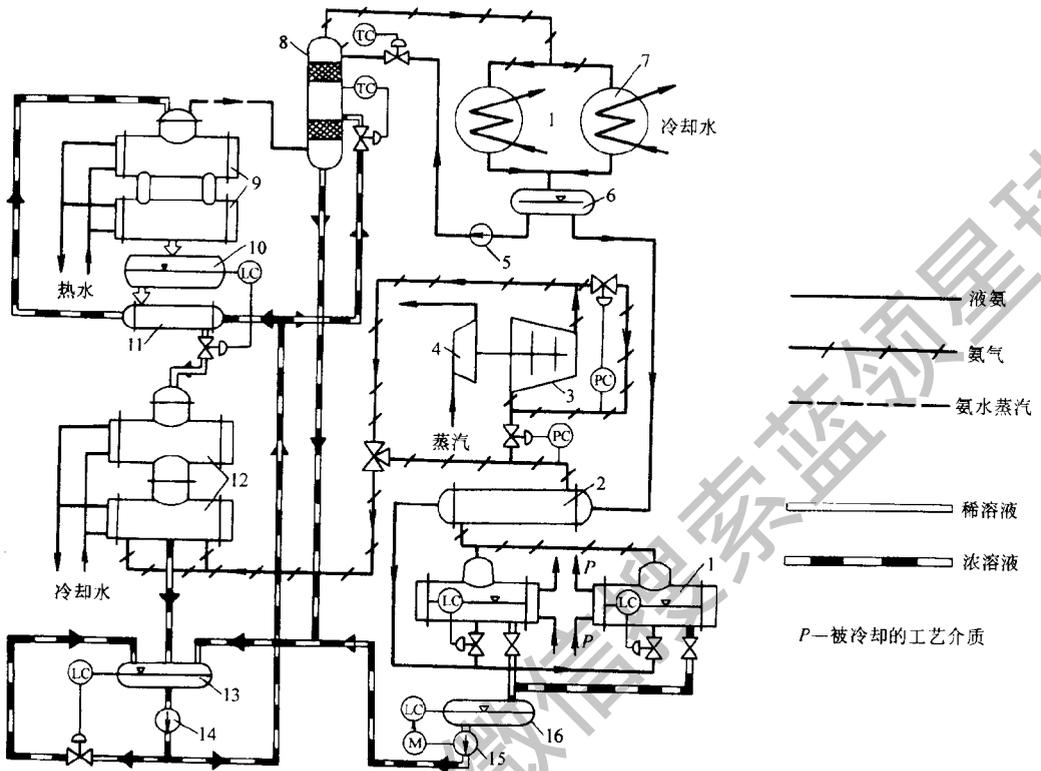


图 2-4-29 用离心式压缩机升压的单级制冷机组

- 1—蒸发器；2—过冷器；3—离心式氨制冷压缩机；4—背压式蒸汽轮机；5—液氨回流泵
 6—液氨贮槽；7—冷凝器；8—精馏塔；9—热水加热发生器；10—稀溶液贮槽；11—溶液换热器
 12—吸收器 13—浓溶液贮槽；14—氨水泵；15—辅助溶液泵；16—溶液排出槽
 TC—温度调节 PC—压力调节 LC—液位调节

二、二级氨吸收式制冷机组

(一) 二级氨吸收式制冷机组的选用原则

典型的单级氨吸收式制冷机组（图 2-4-21），是指具有单级发生和单级吸收的氨吸收制冷。当热源和冷源温度一定时，能达到的最低蒸发温度，可见图 2-4-30。

如果工艺过程或用户需要更低的制冷温度（蒸发温度），而又没有更高

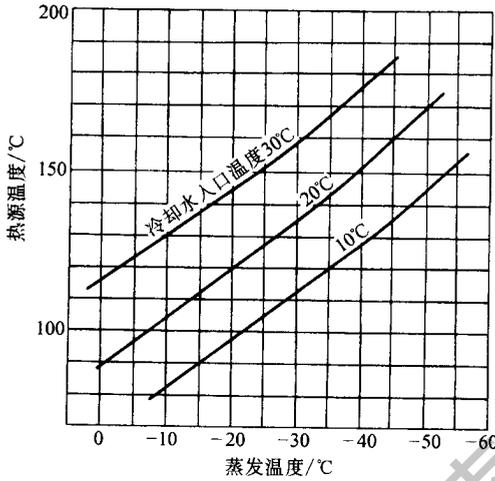


图 2-4-30 单级发生的最低蒸发温度与热源温度的关系

温度的热源或更低温度的冷却水时；或有不同温度级别的余热废热可供应时；以及具有较高温度的热源（例如高压蒸汽、燃油、燃气），而工艺过程又要求两个或两个以上的蒸发温度时，就要选择二级乃至多级氨吸收式制冷机组。

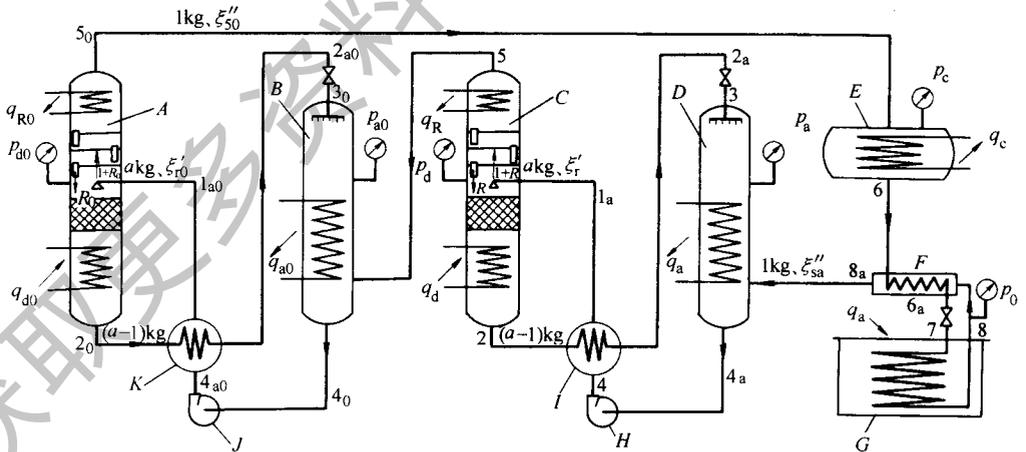


图 2-4-31 典型的二级氨吸收式制冷机组

A—高压精馏塔；B—高压吸收器；C—低压精馏塔；D—低压吸收器；E—冷凝器；F—过冷器
G—蒸发器；H—低压氨水泵；I—低压溶液换热器；J—高压氨水泵；K—高压溶液换热器

注：下角码中带“0”的为高压级。

图 2-4-31 所示为具有二级发生、二级吸收单一蒸发温度的氨吸收式制冷机组。典型的二级与单级机组比较，当热源温度与冷源温度相同时，可以达到更低蒸发温度；或在相同的蒸发温度下，所要求的热源温度更低（图 2-4-32）。

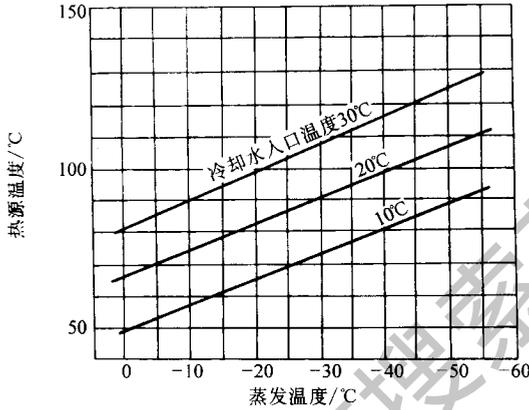


图 2-4-32 二级发生的蒸发温度与热源温度的关系

根据热源种类和温度的高低、冷源温度的高低、用户所需的蒸发温度等级的多少，二级（或多级）氨吸收式制冷机组又具有多种型式。

单一蒸发温度的二级发生双级吸收机组，比单级氨吸收制冷机组复杂，所需设备数量几乎多了一倍，而且机组的热力系数 ζ 也远低于单级，一般仅在低温余热、废热可利用时才采用。当冷、热源条件一定，而采用单级氨吸收制冷所能获得的放气范围 $\Delta\zeta < 0.06$ ，则可采用二级氨吸收制冷机组。如果所具有的热源温度很高（例如燃油、燃气），为提高机组的热力系数，也可以采用热源介质串联发生的“双效”或“多效”机组。

（二）二级氨吸收式制冷机组的工作原理

典型的二级氨吸收式制冷机组见图 3-3-31，其制冷循环在 $h-\xi$ 图上的表示见图 2-4-33。二级机组的工作原理基本与单级相同，也是由浓、稀溶液的浓度变化，氨气、氨液的相态变化这两个基本循环所组成。氨工质的相变循环过程，与单级氨吸收制冷和其他氨蒸气压缩式制冷是类同的。高

温、高压的氨气 (点 s_0)，自高压精馏塔 A 的塔顶出来，进入冷凝器 E，冷却冷凝成液氨，经过冷器 F 过冷后，进入蒸发器 G 节流蒸发制冷。蒸发制冷后的低温、低压氨气，进入低压吸收器 D，被来自低压精馏塔 C 底部的稀

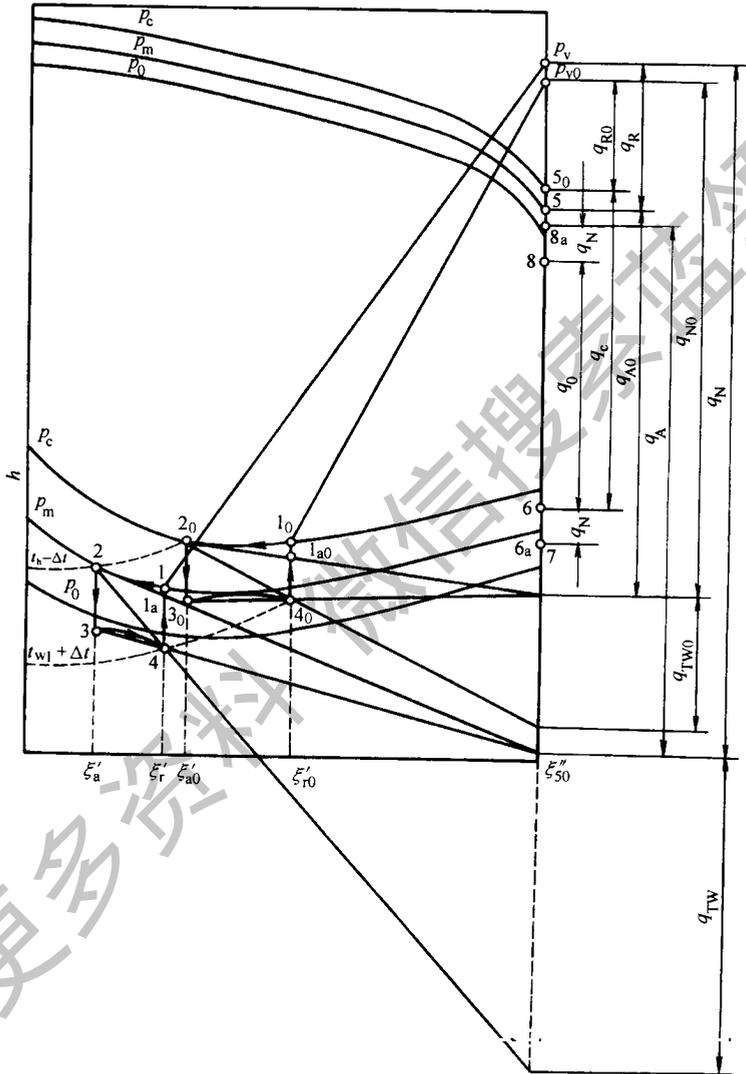


图 2-4-33 二级氨吸收制冷循环在 $h-\xi$ 图上的表示

注：1. 下角码中带“0”的，为高压级参数。

2. q_r 、 q_m 分别为低压、高压溶液换热器的单位热负荷。

3. $p_m = p_d$ 为中间压力。

溶液 (点 3、 ξ'_a) 吸收, 获得低压级的浓溶液 (点 4、 ξ'_r)。低压浓溶液由低压氨水泵 H 泵入低压溶液换热器 1, 与低压精馏塔 C 底部的稀溶液 (点 2、 ξ'_a) 换热, 接近低压饱和状态 (点 1a), 进入低压精馏塔。低压精馏塔顶的氨气 (点 5、 $\xi''_5 \approx 0.998$) 进入高压吸收器 B, 被高压溶液换热器 K 出来的、经节流减压的高压级的稀溶液 (点 30、 ξ'_{a0}) 吸收, 获得高压级的浓溶液 (点 40、 ξ'_{r0}), 经高压氨水泵 J 增压, 进入高压溶液换热器 K, 与高压精馏塔底稀溶液 (点 20、 ξ'_{a0}) 换热, 接近高压饱和状态 (点 1a0、 ξ'_{r0}), 进入高压精馏塔 A。高压的氨气 (点 50、 $\xi''_{50} = 0.998$) 从高压塔顶出来, 进入冷凝器冷却冷凝。如此往复循环, 达到连续制冷的目的。由此可见, 稀、浓溶液的循环, 要经过两次吸收 (低压和高压), 两次发生、精馏 (低压和高压) 的过程, 与二级热水型溴化锂吸收式冷水机组类似。

在低压精馏塔和高压精馏塔内的精馏过程, 理论回流比和实际回流比, 以及塔板数的计算, 与单级相同, 只是高压精馏塔和低压精馏塔的塔压 (发生压力) 不同。

(三) 提高氨吸收式制冷机组效率的途径

目前氨吸收制冷的性能系数 COP 一般较低。热能和冷却水的消耗较高。从设计角度应尽量利用工业企业中的余热驱动热源热, 加强一次能源的综合利用, 或有条件时, 采用直燃方式来提高氨吸收制冷效率, 降低一次能源的消耗, 减小氨吸收制冷的设备尺寸; 增大放气范围, 减小溶液循环倍率, 降低电耗和减小占地面积, 从而节省投资成本和操作运行费用。根据氨吸收制冷工作的热力学原理, 可以从下列几方面提高氨吸收式制冷机组效率。

1. 提高机组热力系数

(1) 减少精馏热 q_R , 从而减少发生热 q_d

① 采用部分浓溶液在精馏段中部进料, 从而减少精馏器热负荷 (见图 2-4-34)。

② 采用部分低温浓溶液不经过溶液换热器, 作为回流冷凝器的冷却液, 吸收热量, 即减少了精馏热。

(2) 缩小循环倍率。溶液循环倍率 a 与放气范围 $\Delta\xi$ 成反比。在给定热源温度、冷却水温度条件下, 只有适当提高蒸发压力, 从而提高吸收压力,

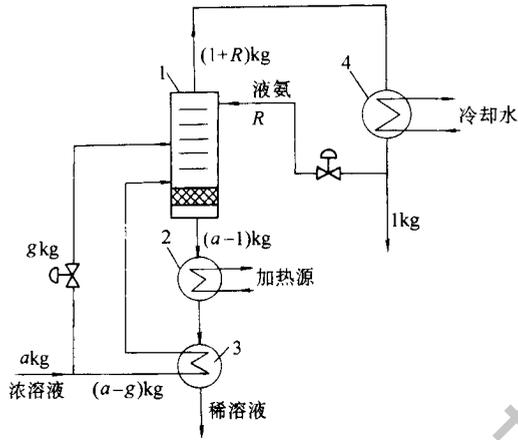


图 2-4-34 部分浓溶液精馏和液氨回流

1—精馏器；2—发生器；3—溶液换热器；4—冷凝器

才可能提高吸收终了的浓溶液质量分数 ξ' ，也就是增大 $\Delta\xi$ 。这里有两重意思：一是根据工艺或用户所要求的被冷却介质的温度（温降），尽可能减小蒸发器的冷端温差，提高蒸发温度；二是尽可能使实际蒸发过程，接近或达到理想的纯氨蒸发过程，以及提高吸收效率。

为此目的，要求①蒸发器中液氨的含水率要低，最好完全是纯液氨蒸发；②蒸发器底部及时排除不合格液氨（含水量很高乃至全部是水）；③排除不凝性气体；④尽量减小蒸发器至吸收器之间氨气管道的长度和阻力；⑤改进蒸发器和吸收器的结构，强化传热传质。

实验表明，在相同的外部条件下，多级吸收，无论其加热量，冷却水量、氨水泵电耗，以及换热设备总面积指标，均比单级吸收低。

(3) 减少溶液换热器的冷端温差。这样可以减少发生器热负荷和吸收器热负荷，提高热力系数。减小冷端温差，会加大溶液换热器的换热面积，但发生器和吸收器的换热面积也减小了，从而使机组换热设备面积总和减小，同时也减少了加热量和冷却水量。

(4) 提高氨的单位制冷量 q_e 。

①采用过冷器，降低进入蒸发器的液氨温度，以增大单位制冷量，从而提高热力系数。

②提高出精馏塔顶的氨气纯度，以保证蒸发器中为纯液氨蒸发。

2. 充分合理的利用热源

采用氨吸收制冷的最重要目的，是充分利用工业企业的低位热能和余热、废热，也充分利用诸如太阳能、地热等天然热源，以提高一次能源（煤、燃气、燃油）的利用率。但过低品位的热能，实际上无法完全合理的用于制冷，因此，纯二级发生的氨吸收式制冷机组的应用受到一定的限制。对于有不同位势的热源，可采用分段加热发生，或采用高温气体，或高温水逆流加热发生器；或分段加热精馏塔外置的再沸器，来达到充分利用热源的可用能的目的，从而减少热量的消耗或浪费。

三、扩散 - 吸收式制冷机

1920年，C. Munters 和 B. V. Platen 制成氨 - 水 - 氢扩散吸收式冰箱。这是一种以热能驱动的、没有任何阀件和机械泵的全封闭小型扩散 - 吸收式制冷机，结构简单，工作可靠。在工质对氨 - 水 - 氢的三个组分中，氨是制冷剂，水是吸收剂，氢是扩散剂。制冷循环由氨的蒸发和冷凝过程，以及氨水吸收和解吸氨气的过程组成。氢气是惰性气体，也是最轻的气体，扩散能力很强。在循环中，由于氢气在蒸发器内的扩散作用，使其中的氨分压降低。由于在冷凝器和蒸发器之间没有节流阀件，蒸发器中的总压力等于冷凝压力。尽管如此，蒸发器中的氨液也能在较低的氨分压下产生蒸发制冷效应。同时，由于溶液被加热到沸腾时的密度差所产生的热虹吸作用，使溶液在没有机械泵推动的情况下，在吸收器和发生器之间循环流动。这一部分管路也称为热虹吸泵或气泡泵。扩散 - 吸收式冰箱适合于没有能源基础的地区和一些特殊场合使用，常以煤油或电力加热；容量可达 200L，冷冻室温度可达 -18°C 。现代的扩散 - 吸收式冰箱的发展趋势是以氨为扩散剂，用电热器加热，做成容量 40L 左右的小冰箱，在旅馆等对噪声有严格要求的环境应用。

图 2-4-35 是一种扩散 - 吸收式制冷机的循环流程图。

这种制冷机的溶液循环流程是：从储液器 1 出来的浓氨水溶液，经过套管式溶液换热器 2，被加热后进入上升管 5。溶液在上升管的底部被加热器 3 加热到沸腾，再沿着上升管被提升到发生器 4 的顶部。从发生器底部流出的稀溶液，经过溶液换热器 2 被冷却后，进入吸收器 12 的上部，在从上而下流过吸收器时，吸收氨气成为浓溶液，然后流入储液器 1，完成了溶液的循

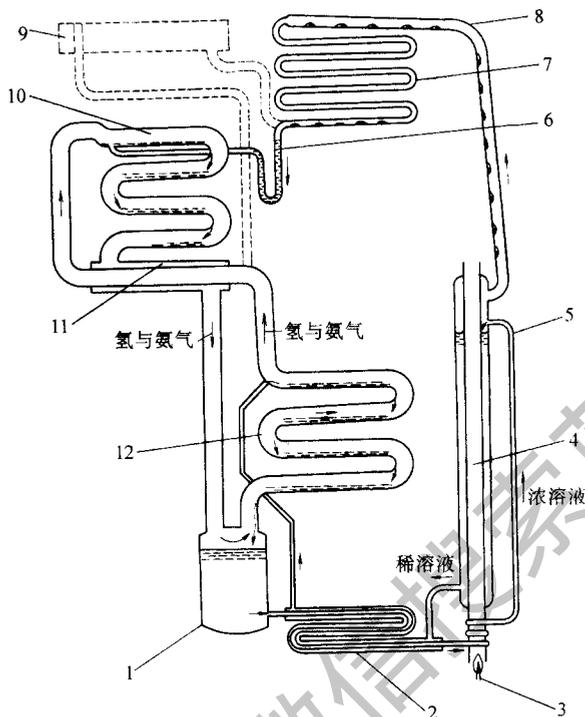


图 2-4-35 扩散-吸收式制冷机

1- 储液器；2- 溶液换热器；3- 加热器；4- 发生器；5- 上升管；6- 液封
7- 冷凝器；8- 精馏器；9- 储氢器；10- 蒸发器；11- 气体换热器；12- 吸收器

环。由于上升管 5 中气液混合物的密度小于储液器 1 中浓氨水溶液的密度，构成了溶液从吸收器 12 向发生器 4 流动的推动力，即热虹吸作用。因此，制冷机不需要设置溶液泵，运行时没有噪声。

制冷剂的循环流程是：在发生器 4 内的溶液，被加热器加热到沸腾，氨气和水蒸气的混合气体从发生器顶部流出，进入精馏器 8。混合气体在精馏器内上升的过程中，被壁面冷却而局部冷凝，其中氨的质量分数不断提高。最后，混合气体以接近纯氨组分的状态进入冷凝器 7，分离出来的溶液则向下流回发生器 4。进入冷凝器 7 的氨气，被自然对流的空气冷却，凝结成氨液后，经过液封 6 进入蒸发器 10 的上部。在蒸发器内，由于氢的扩散作用，氨分压很小。例如，蒸发器的总压力为 1.4MPa，其中，氢分压为 1.29MPa，而氨分压仅为 0.11MPa，相应的氨蒸发温度为 -32°C 。因此，氨液可以在较

低的温度下蒸发制冷，使冰箱内的空间降温。氨和氢的混合气体从蒸发器 10 的下部流出，经过气体换热器 11 进入储液器 1 的上部，再从下而上流过吸收器 12。氨气被吸收器内的溶液吸收，再通过溶液从吸收器到发生器的流动，完成制冷剂的循环。

扩散剂的循环流程回路是：从吸收器 12 上部流出的混合气体主要成分是氢，经过气体换热器 11 降温后，进入蒸发器 10 的上部。氢气在蒸发器内扩散后，从蒸发器的下部流出，经过气体换热器 11 进入储液器 1 的上部，再从下而上流过吸收器 12 完成氢气的循环。储氢器 9 用于调节系统中的氢分压。由于扩散剂氢的作用，制冷机不需要设置节流阀，消除了运行中容易产生泄漏的器件，保证了长期运行的可靠性。

第三节 热力计算

一、溴化锂 - 水吸收式装置

溴化锂 - 水吸收式循环，以水为制冷剂，溴化锂溶液为吸收剂。由于水和溴化锂的沸点相差甚大（在常压下两者相差 1165°C ），因此溶液沸腾产生的蒸气几乎都是水的成分。这样，溴化锂 - 水吸收式装置中，就不必设置精馏装置，这是溴化锂水溶液的优点。

（一）溴化锂 - 水吸收式制冷机

图 2-4-36 为双筒式溴化锂吸收式制冷机的工作流程图。其工作流程是：从吸收器 4 出来的浓度较稀（指吸收剂的浓度，为 ξ_a ）温度较低的稀溶液，由发生器泵 11 经热交换器 5，吸收了由发生器 2 下来的高温浓溶液的热量，温度提高后进入发生器 2 内，被发生器管簇内的工作蒸汽（或热水）加热，将溶液中沸点较低的水分汽化成为制冷剂水蒸气，而溶液本身得到浓缩。冷剂水蒸气经过挡水板将其携带的液滴分离后，便进入圆筒上部的冷凝

器 1 中，冷凝为冷剂水。从冷凝器 1 出来的压力较高的冷剂水，经 U 形管节流装置 6 降压后进入蒸发器 3。蒸发器 3 为一喷淋式热交换器，喷淋液有一定量的要求。故大部分冷剂水先聚积在水盘中，然后以数倍于蒸发量的冷剂水量用蒸发器泵送入蒸发器的喷淋管中，经喷嘴喷到管簇上，水便蒸发吸热。蒸发管内的水由于放出热量而被冷却到所需的温度，成为生产工艺或空调用的冷媒水送至用户，并循环使用。

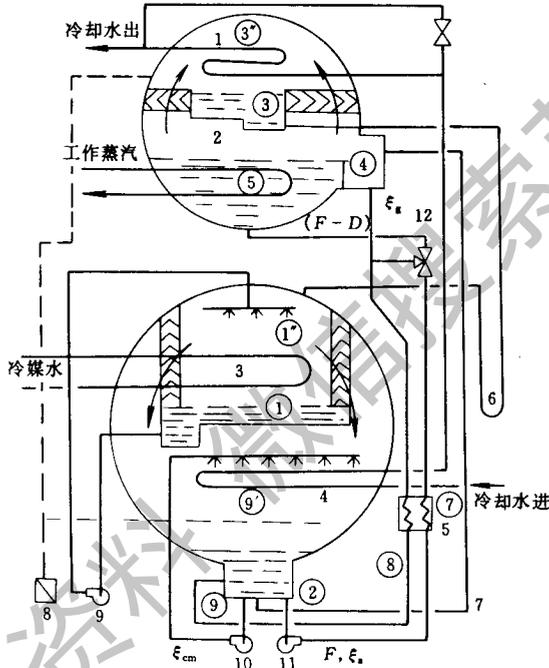


图 2-4-36 溴化锂吸收式制冷机流程图

- 1-冷凝器；2-发生器；3-蒸发器；4-吸收器；5-热交换器；6-U形管；
7-防结晶管；8-抽气装置；9-蒸发器泵；10-吸收器泵；11-发生器泵；12-三通阀
(图中圆圈内的数字表示状态点)

在蒸发器内形成的冷剂水蒸气经过挡水板将携带的液滴分离后进入吸收器 4 内，被吸收器泵 11 送来喷淋的吸收液吸收。因吸收器也是喷淋式热交换器，为了满足一定喷淋量的要求，吸收液是由发生器来的溴化锂浓溶液和一部分吸收器中的溴化锂稀溶液混合而成，称为中间溶液。中间溶液在吸收水蒸气过程中放出吸收热，该吸收热被吸收器管簇内的冷却水带走。中间溶

液吸收了一定量的水蒸气成为稀溶液，再由发生器泵 11 经热交换器 5 吸收热量后送到发生器，如此不断循环。

溴化锂 - 水吸收式制冷机的工作循环在 $h - \xi$ 图上的表示，如图 2-4-37 所示。假定循环过程是在没有管路损失的情况下进行的。

2-7 为稀溶液在热交换器中的预热过程，温度升高，浓度 ξ_a 不变。7-5 为稀溶液在发生器中的等浓度加热过程，温度升至饱和温度。5-4 为发生器内蒸汽发生过程，溶液浓度由 ζ_a 增至 ζ_g ，同时产生状态 3'' 的冷剂蒸汽。4-8 为浓溶液在热交换器中的预冷过程、温度下降，温度 ζ_g 不变。8-9 为状态⑧的浓溶液与状态②的稀溶液的混合过程，所以 9 点的位置应在点 2 与点 8 的连线上，混合后的浓度为 ζ_{am} 。9-9' 为混合溶液出吸收器喷嘴的闪发过程，由于水分蒸发，浓度有所增大。9'-2 为溶液在吸收器中吸收来自蒸发器的冷剂蒸汽的吸收过程，并被吸收器管内的冷却水所冷却，溶液的浓度和温度降低，过程终了溶液到达状态②。3''-3 为发生器中产生的冷剂蒸汽在冷凝器中的冷凝过程。3-1'' 为冷剂水经过 U 形管进入蒸发器中的蒸发过程。最后，点 1'' 的冷剂蒸汽进入吸收器，被中间溶液吸收。

在溴化锂吸收式制冷机的热力计算中，根据设计条件，确定循环各工作参数，进而求出各换热设备的热负荷和各工作介质的流量或消耗量，为制冷机的传热计算和结构设计以及泵的选择提供必要的参数。下面以图 2-4-36 所示系统为例，说明热力计算的基本方法。

1. 设计条件

(1) 制冷量 Q_R 。根据生产工艺或空调要求，考虑到制造条件、运转经济性等因素而提出。现取 $Q_R = 1745 \text{ kW}$ 。

(2) 冷媒水进、出口温度 t'_s 、 t'_s 。根据生产工艺或空调要求提出，一般以 12°C 进水， 7°C 出水。特殊情况下，也可根据使用单位要求确定，但不希望冷媒水出口温度低于 $5 \sim 7^\circ\text{C}$ ，因为随着冷媒水出口温度的降低，机组效率下降，同时给运行带来不良影响。现假定： $t'_s = 7^\circ\text{C}$ ， $t''_s = 12^\circ\text{C}$ 。

(3) 冷却水温度 t_w 。根据当地自然条件决定，通常在 $25 \sim 32^\circ\text{C}$ 范围内选定。现取 $t_w = 32^\circ\text{C}$ 。

(4) 热源参数。目前国内使用的溴化锂吸收式制冷机大多数是以低压蒸汽作为热源。考虑到废汽的利用和溴化锂 - 水溶液的结晶、腐蚀等问题，一般工作蒸汽压力 p_h 在 $(0.98 \sim 2.45) \times 10^5 \text{ Pa}$ 的范围内选取较为合适。现假

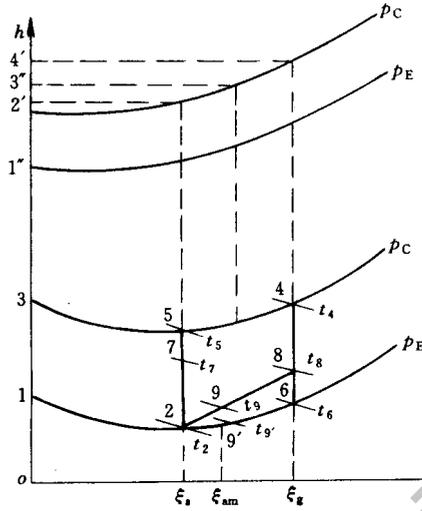


图 2-4-37 溴化锂吸收式制冷

循环在 $h-\xi$ 图上的表示

定 $p_h = 0.196\text{MPa}$ (饱和蒸汽), 相应的工作蒸汽温度 $t_h = 119.62^\circ\text{C}$ 。如果作供热用, 则 75°C 以上的水均能满足使用。

2. 各点工作参数的选取和确定

(1) 吸收器出口冷却水温 t_{w1} 和冷凝器出口冷却水温 t_{w2} 。为了节省冷却水的消耗量, 同时考虑到吸收器内温度越低、吸收效果越好的因素, 一般将冷却水先后串联地进入吸收器和冷凝器。冷却水总的温升一般取 $8\sim 9^\circ\text{C}$ 。其中间温度 t_w 由吸收器和冷凝器热负荷的比值 (约为 $1.4:1.1$) 确定。当冷却水温度 $t_w = 32^\circ\text{C}$ 时, 若取冷却水总温升为 8°C , 则 $t_{w2} = 40^\circ\text{C}$ 。先取 $t_{w1} = 36.5^\circ\text{C}$ 。这样分配温差是否恰当, 要通过吸收器热负荷和冷凝器热负荷进行校核计算。

(2) 冷凝温度 t_c 。冷凝温度一般比冷却水出口温度高 $3\sim 5^\circ\text{C}$ 。如果冷却水温度较高, 为避免冷凝温度过高而影响发生器工作, t_c 应取较小值。本例中, $t_w = 32^\circ\text{C}$, $t_{w2} = 40^\circ\text{C}$, 取 $t_c = 45^\circ\text{C}$ 。

(3) 冷凝压力 p_c 。根据 t_c , 由水蒸气图表查得相应的饱和压力即为 p_c 。对应 $t_c = 45^\circ\text{C}$, $p_c = 9.583\text{kPa}$ 。

(4) 蒸发温度 t_E 。 t_E 一般应比冷媒水出口温度低 $2\sim 4^\circ\text{C}$ 。当 t_E 较高时,

取较大值； t_E 较低时，取较小值。现取 $t_E = t_s - 2 = 7 - 2 = 5^\circ\text{C}$ 。

(5) 蒸发压力 p_E 。根据 t_E ，由水蒸气图表查得相应的饱和压力即为 p_E 。对应 $t_E = 5^\circ\text{C}$ ， $p_E = 0.87\text{kPa}$ 。

(6) 发生压力 p_G 。因为流动阻力的存在，发生器中的压力 p_G 比冷凝压力 p_C 高。又由于制冷剂蒸气通过发生器挡水板的阻力损失与冷凝压力相比很小，现今机组采用的结构其静液柱的影响也不大，因此实际过程中其损失甚微。在设计中，可取 $p_G = p_C$ 。

(7) 吸收压力 p_A 。因为挡水板阻力的原因，吸收器压力 p_A 小于蒸发压力 p_E ，其 Δp 的大小与挡水板的结构和气流速度有关。一般 Δp 为 $13.3 \sim 65\text{Pa}$ 。现假定 $\Delta p = 32\text{Pa}$ ，故 $p_A = 838\text{Pa}$ 。

(8) 吸收器出口稀溶液最低温度 t_2 。根据冷却水温度确定，一般比 t_{w1} 高 $3 \sim 6^\circ\text{C}$ 。当吸收压力 p_A 确定之后， t_2 的大小直接关系到吸收终了稀溶液的浓度 ζ_a ， t_2 的选取应使 ζ_a 在 $56\% \sim 60\%$ 范围内。现取 $t_2 = t_{w1} + 3.5 = 36.5 + 3.5 = 40^\circ\text{C}$ 。

(9) 稀溶液浓度 ζ_n 。根据 p_A 、 t_2 ，由溴化锂 - 水溶液的 $h - \zeta$ 图中查出。本例中，由 $p_A = 838\text{Pa}$ ， $t_2 = 40^\circ\text{C}$ ，查得 $\zeta_a = 58\%$ 。

(10) 放气范围 $\zeta_g - \zeta_a$ 。机组内溶液的循环量是随放气范围的增大而减小，放气范围的增大对提高制冷机效率有利。但放气范围大， ζ_g 也大，容易产生结晶。因此，在蒸发温度 t_E 偏低的情况下放气范围拟取小，而在 t_E 偏高的情况下放气范围拟取大。通常放气范围在 $4\% \sim 5\%$ 。国内设计大多数选取 4% ，目前国外某些机组设计选取 4.5% 。本例中取 $\epsilon_g - \epsilon_a = 4\%$ 。

(11) 浓溶液浓度 ϵ_g 。根据放气范围的选取决定。 $\epsilon_g = (\epsilon_g - \epsilon_a) + \epsilon_a$ 。本例中， $\epsilon_g = 62\%$ 。

(12) 发生器出口浓溶液最高温度 t_4 。根据 ϵ_g 和 p_C 在溴化锂 - 水溶液的 $h - \zeta$ 图中查出。本例中，查得 $t_4 = 96^\circ\text{C}$ 。

(13) 溶液热交换器出口浓溶液温度 t_8 。在 t_4 一定的情况下， t_8 的选取直接关系着溶液热交换器的热负荷大小。 t_8 较低、制冷机热效率提高，但热负荷增加，传热温差减少，使传热面积增大。因此， t_8 的选取存在着设备费用和运行费用之间的权衡问题。此外，为了防止浓溶液在热交换器出口处结晶， t_8 与 t_2 应保持一定的温差。 t_8 通常由下式决定：

$$t_8 = t_2 + \Delta t$$

Δt 一般取 $15 \sim 25^\circ\text{C}$ ，通常 t_g 应比 ϵ_g 下的结晶温度高 10°C 以上。本例中，取 $\Delta t = 19^\circ\text{C}$ ， $t_g = 59^\circ\text{C}$ 。

(14) 溶液的循环倍率 a 。在发生器中，送往发生器中的稀溶液为 $F \text{ kg}$ ，浓度为 ϵ_a ，它被加热后产生了 $D \text{ kg}$ 水蒸气，剩余的 $(F - D) \text{ kg}$ 、浓度变为 ϵ_g 的浓溶液被送至吸收器，如图 2-4-38 所示。发生器内的质量平衡关系式为

$$\epsilon_a \cdot F = (F - D) \epsilon_g$$

或

$$\epsilon_a \frac{F}{D} = \left(\frac{F}{D} - 1 \right) \epsilon_g \quad (2-4-10)$$

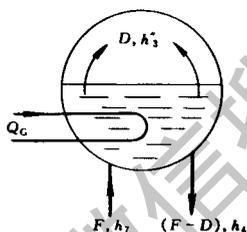


图 2-4-38 发生器热平衡图

定义溶液的循环倍率

$$a = F/D \quad (2-4-11)$$

a 表示在发生器中产生 1 kg 水蒸气所需的溴化锂稀溶液的循环量。将 a 代入 (2-4-10) 式，得

$$a = \frac{\epsilon_g}{\epsilon_g - \epsilon_a} \quad (2-4-12)$$

本例中，求得 $a = 15.5$ 。

(15) 稀溶液再循环倍率 f 。吸收器中作为吸收剂的中间溶液，是由 $(F - D) \text{ kg}$ 的浓溶液与 $G \text{ kg}$ 的稀溶液混合而成。定义稀溶液再循环倍率

$$f = G/D \quad (2-4-13)$$

f 表示吸收 1 kg 水蒸气所需的稀溶液再循环量。

f 的大小直接决定了吸收器内喷淋的溶液量。在吸收器内的吸收过程是一个传质、传热的过程。一方面，冷剂水蒸气不断地从气相转移到液相，被

吸收到溶液中去；另一方面，吸收产生的吸收热必须不断通过管内冷却水带走。从传热的角度看，液体在管外作膜状流动时的放热系数，其大小是与喷淋密度成正比的。因而，喷淋密度越大，对传热越有利。不过，喷淋密度的提高也不完全依赖 f 值的加大，在改进管排结构以后，也能够适当提高喷淋密度。从传质的角度讲，提高喷淋密度，能使冷剂水蒸气和喷淋液体的接触表面增加，在这一点上有利于传质；但由于 f 值的增大，喷淋液的浓度大大降低，吸收效果恶化，并增加了溶液泵的容量和制冷机的电耗。因而， f 值的选取要综合考虑这些因素。目前一般取 $f = 20 \sim 50$ 。本例中，取 $f = 50$ 。

通过以上各工作参数的选定，除点 7 和点 9 以外，循环各状态点均可在 $h - \epsilon$ 图上直接找到确定的位置，并查到相应的焓值，如表 2-4-6 所示。

表 2-4-6 溴化锂制冷机循环各状态点参数

标号	名称	温度/℃	压力/kPa	浓度	焓值/kJ/kg
1	蒸发器出口处冷剂蒸气	5	0.87	-	2929
2	吸收器出口处稀溶液	40	0.84	0.58	276
3	冷凝器出口处冷剂水	45	9.583	-	607
3'	冷凝器进口处水蒸气	94.5	9.583	-	3092
4	发生器出口处浓溶液	96	9.583	0.62	381
5	发生器进口处饱和稀溶液	87.5	9.583	0.58	368
6	吸收器进口处饱和浓溶液	48	0.84	0.62	376
7	热交换器出口稀溶液	73.5	-	0.58	341
8	热交换器出口浓溶液	59	-	0.62	312
9	吸收器中间溶液	45	-	0.59	285

至于溶液热交换器稀溶液出口状态点 7，可由热交换器的热平衡求得其焓值（参看图 2-4-39）：

$$h_7 = \frac{a-1}{a} (h_4 - h_8) + h_2 \quad (2-4-14)$$

然后再根据 h_7 和 ξ_a 在 $h-\xi$ 图上确定状态 7。

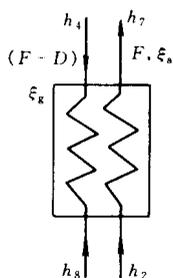


图 2-4-39 热交换器热平衡图

中间溶液的状态点 9，可先由混合溶液的热平衡求得 h_9 ，再由质量平衡求出浓度 ξ_{am} （参看图 2-4-40，进而在 $h-\epsilon$ 图上确定状态 9：

$$h_9 = \frac{(a-1)h_8 + fh_2}{a+f-1} \quad (2-4-15)$$

$$\xi_{am} = \frac{f\xi_a + (a-1)\xi_g}{a+f-1} \quad (2-4-16)$$

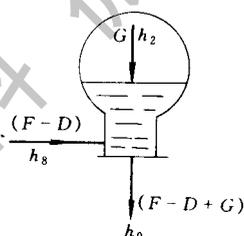


图 2-4-40 混合溶液热平衡图

表 2-4-6 为循环各状态点的参数值。

3. 热负荷计算

(1) 发生器的单位热负荷 q_G 。可根据发生器的热平衡求出（参看图 2-4-38）：

$$q_G = (a-1)h_4 + h_{3'} - ah_7 \quad (2-4-17)$$

代入数据后得

$$q_G = (15.5 - 1) \times 381 + 3092 - 15.5 \times 341 = 3331 \text{kJ/kg} \quad (2-4-17)$$

(2) 冷凝器的单位热负荷。可由冷凝器的热平衡求出：

$$q_H = h_{3'} - h_3 \quad (2-4-18)$$

代入数据

$$q_H = 3092 - 607 = 2485 \text{kJ/kg}$$

(3) 蒸发器的单位热负荷。由蒸发器的热平衡求出，为：

$$q_R = h_1 - h_3 \quad (2-4-19)$$

所以

$$q_R = 2929 - 607 = 2322 \text{kJ/kg}$$

(4) 吸收器的单位热负荷 q_A 。由吸收器的热平衡求出（参看图 2-4-41）：

$$q_A = (a - 1) h_8 + h_1 - ah_2 \quad (2-4-20)$$

所以

$$q_A = (15.5 - 1) \times 312 + 2929 - 15.5 \times 276 = 3175 \text{kJ/kg}$$

校核 t_{w1} 的选取：

$$q_A : q_H = 3175 : 2485 = 1.4 : 1.1$$

所以 t_{w1} 的选取是恰当的。

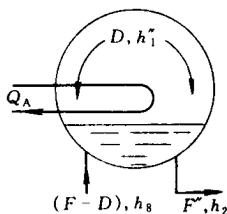


图 2-4-41 吸收器热平衡图

(5) 溶液热交换器单位热负荷 q_T 。来自发生器 $(a - 1) \text{kg}$ 的浓溶液所放出的热量等于来自吸收器 $a \text{kg}$ 的稀溶液所得到的热量。因此

$$q_T = (a - 1)(h_4 - h_8) = a(h_7 - h_2) \quad (2-4-21)$$

所以

$$q_T = a(h_7 - h_2) = 15.5(341 - 276) = 1008 \text{kJ/kg}$$

(6) 冷剂水循环量 D :

$$D = Q_E / q_E \quad (2-4-22)$$

本例中

$$D = 1745 / 2322 = 0.75 \text{ kg/s}$$

(7) 稀溶液循环量 F :

$$F = a \cdot D \quad (2-4-23)$$

所以

$$F = 15.5 \times 0.75 = 11.6 \text{ kg/s}$$

(8) 各设备总热负荷 :

蒸发器 : $Q_R = 1745 \text{ kW}$

吸收器 : $Q_A = D \cdot q_A = 0.75 \times 3175 = 2381 \text{ kW}$

发生器 : $Q_G = D \cdot q_G = 0.75 \times 3331 = 2498 \text{ kW}$

冷凝器 : $Q_H = D \cdot q_c = 0.75 \times 2485 = 1864 \text{ kW}$

溶液热交换器 : $Q_T = D \cdot q_T = 0.75 \times 1008 = 756 \text{ kW}$

(9) 性能系数 COP_R :

$$\text{COP}_R = Q_R / Q_G = 1745 / 2498 = 0.699$$

对于溴化锂吸收式制冷机而言, 性能系数 COP_R 一般在 0.65 ~ 0.75 之间。

(二) 第一类溴化锂 - 水吸收式热泵

第一类吸收式热泵的工作循环与吸收式制冷循环相仿, 不同之处仅在于热泵以供热为目的, 其压力和温度范围比制冷机高得多。表 2-4-7 对比了溴化锂 - 水吸收式热泵和制冷机的参数。表中热泵以热排水为低温热源, 制取 70 ~ 80℃ 的热水。

表 2-4-7 溴化锂 - 水吸收式制冷机和热泵参数的对比

设备	冷凝压力/Pa	冷凝温度/℃	蒸发压力/Pa	蒸发温度/℃
制冷机	9583	45	874	5
热泵	57827	85	2062	18

第一类热泵的各工作参数的选取和确定以及热负荷计算与制冷机相同，只是已知供热量 Q_H 而不是制冷量 Q_R ，因而制冷剂水循环量由设计给定的供热量 Q_H 确定：

$$D = \frac{Q_H}{q_C + q_A} \quad (2-4-24)$$

二、氨水吸收式制冷机与第一类热泵

氨水吸收式制冷机与热泵以氨为制冷剂，水为吸收剂。氨和水在相同压力下的沸点比较接近（在常压下两者相差仅 133.4°C ），因此在发生器中蒸发出来的氨气带有许多水气组分，为了获得较纯的氨气以提高装置效率，在氨水吸收式装置中必须采用分凝器和精馏设备。

由于第一类吸收式热泵与制冷机的循环相仿，下面仍仅介绍制冷机的热力计算。

氨水吸收式制冷机目前已具有多种型式，但它们均是从单级氨水吸收式制冷机发展而来。本节只讨论单级氨水吸收式制冷机。

单级氨水吸收式制冷机的计算流程图如图 2-4-42 所示，对应的热力循环图如图 2-4-43 所示。

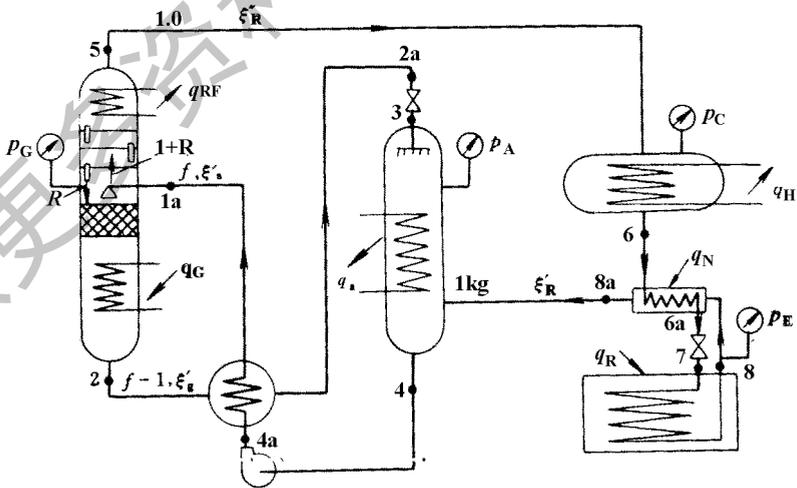


图 2-4-42 单级氨水吸收制冷计算流程图

(一) 设计条件

- (1) 制冷量 Q_R 。设计制冷量应根据用户提出的冷量要求，再考虑 5% ~ 10% 的冷损失附加率。
- (2) 载冷剂温度 t_s 。按用户对制冷温度的要求，并考虑输送管路的温升确定。
- (3) 冷却水温度 t_w 。主要根据当地气候条件和冷却水的来源等具体情况确定。
- (4) 热源温度 t_h 。应尽可能利用低压蒸汽或其他废热、废气、高温热水等作热源。而且尽可能选择一个合适的 t_h ，使制冷机具有最佳的性能指标。

(二) 循环参数的确定

根据设计条件按下列步骤和选取范围确定循环各参数。这里推荐的数值是在一般常用范围之内。必要时应进行技术经济比较确定之。

(1) 蒸发温度 t_E 。

首先根据载冷剂种类和温度 t_s 确定最终蒸发温度 t_E^* ；

$$\text{当载冷剂为盐水时：} t_E^* = t_s - (5 \sim 7)^\circ\text{C} \quad (2-4-25)$$

$$\text{当载冷剂为空气时：} t_E^* = t_s - 10^\circ\text{C} \quad (2-4-26)$$

$$\text{直接蒸发时：} t_E^* = t_s \quad (2-4-27)$$

$$\text{一般蒸发温度：} t_E = t_E^* - (2 \sim 3)^\circ\text{C} \quad (2-4-28)$$

根据蒸发温度 t_E ，查纯氨热力性质表，得蒸发压力 p_E 。

(2) 冷凝温度 t_C 。

根据冷却水温度确定：

$$t_C = \frac{1}{2} (t_w + t_{w1}) + (5 \sim 7)^\circ\text{C} \quad (2-4-29)$$

式中 t_{w1} ——冷却水出冷凝器时的温度， $^\circ\text{C}$ ；一般冷却水进、出口温差为 4 ~ 6 $^\circ\text{C}$ 。

根据冷凝温度 t_C ，查纯氨热力性质表，得冷凝压力 p_C 。

(3) 发生压力 p_G ：

$$p_G = p_C + \Delta p_1 \quad (2-4-30)$$

式中 Δp_1 ——精馏塔与冷凝器间的压降，一般为 4.9 ~ 9.8kPa。

(4) 发生终了稀溶液温度 t_2 ：

$$t_2 = t_h - \Delta t_2 \quad (2-4-31)$$

式中 Δt_2 ——发生器热端温差，一般取 5 ~ 15℃。

(5) 吸收压力 p_A ：

$$p_A = p_E - \Delta p_2 \quad (2-4-32)$$

式中 Δp_2 ——吸收压差，包括蒸发器至吸收器的氨气管路压降，一般可取 19.6 ~ 39.2kPa。

(6) 吸收终了浓溶液温度 t_4 ：

$$t_4 = t_{w1} + \Delta t_4 \quad (2-4-33)$$

式中 t_{w1} ——吸收器冷却水温，当冷却水逆流时取进口温度，顺流时取出口温度；

Δt_4 ——吸收器冷端温差，一般取 4 ~ 8℃。

(三) 用 $h-\xi$ 图确定循环状态点

当确定了上述主要温度、压力参数后，即可在 $h-\xi$ 图上确定循环各状态点的参数，图 2-4-43 为示意图。

(1) 首先根据上述参数即可直接确定下列 4 个状态点。

由 p_E 、 t_E^* 确定蒸发后氨气状态（点 8）。理论上出蒸发器时为湿蒸气状态，但实际上浓度为 99.8% 的液氮经节流进入蒸发器中蒸发，得到大量的接近纯氨的蒸气（状态 8'）自蒸发器进入过冷器，而少量含水较多的氨液（状态 8''）则定期从蒸发器内放出。因此出蒸发器的氨气状态可取在蒸发压力 p_E 下纯氨的饱和蒸气状态。

由 p_C 、 t_C 确定冷凝后氨液状态（点 6）。也可近似地由纯氨的热力性质表查出。

由 p_G 、 t_2 确定发生终了稀溶液状态（点 2）。

由 p_A 、 t_4 确定吸收终了浓溶液状态（点 4）。

由点 2、4 得到循环的放气范围 $\Delta\xi = \xi_4 - \xi_2 = \xi_a - \xi_g$ ，应使 $\Delta\xi > 0.06$ 。

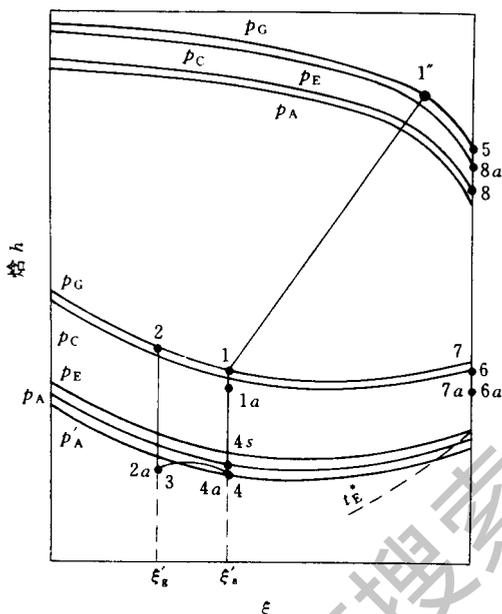


图 2-4-43 单级氨吸收制冷循环

(2) 浓溶液进入精馏塔开始沸腾的状态 (点 1)。

由 p_G 、 ξ_a 在 $h-\xi$ 图上查得点 1, 并从点 1 借助压力辅助线查得与点 1 平衡的气相状态点 $1''$ 。

(3) 稀溶液出溶液热交换器进入吸收器前的状态 (点 $1a$):

$$t_{2a} = t_4 + (5 \sim 15)^\circ\text{C} \quad (2-4-34)$$

由 t_{2a} 、 ξ_g 在 $h-\xi$ 图上查得点 $2a$ 。

(4) 浓溶液出溶液热交换器的状态 (点 $1a$):

$$h_{1a} = 0.95 \frac{a-1}{a} (h_2 - h_{2a} + h_4) \quad (2-4-35)$$

式中 0.95——溶液热交换器热损失系数;

a ——循环倍率, 为 (参看图 2-4-44 的物量平衡)

$$a = \frac{F}{D} = \frac{\xi_R - \xi_g}{\xi_a - \xi_g} \quad (2-4-36)$$

式中 ξ_R ——精馏塔顶产生的氨气的浓度, 一般取为 0.998。

由 h_{1a} 、 ξ_a 在 $h-\xi$ 图上查得点 $1a$, 得温度 t_{1a} 。设计时应使 t_{1a} 尽量接近或达到沸腾温度 t_1 。因此, 也可先假定 t_{1a} , 由 t_{1a} 、 ξ_a 在 $h-\xi$ 图上查得点 $1a$,

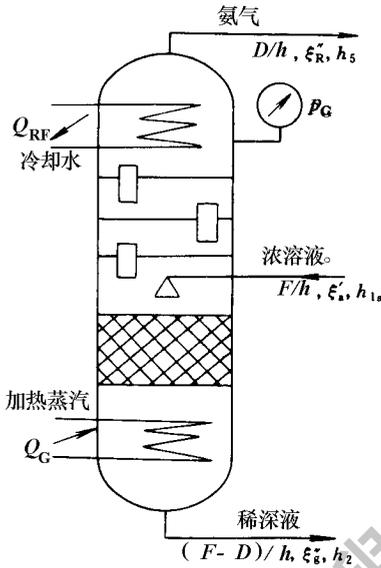


图 2-4-44 精馏塔的物量和热量平衡

得 h_{1a} ，再用式 (2-4-35) 反求 h_{2a} ，然后由 h^{2a} 、 ξ_g 确定点 2a，得稀溶液出溶液热交换器时的温度 t_{2a} 。

(5) 出精馏塔氨气状态 (点 5):

点 5 的浓度 ξ_R 一般取 0.998，在 $h-\xi$ 图上可按 $\xi_R \approx 1$ 。其温度和焓值亦可由图 2-4-45 查得。

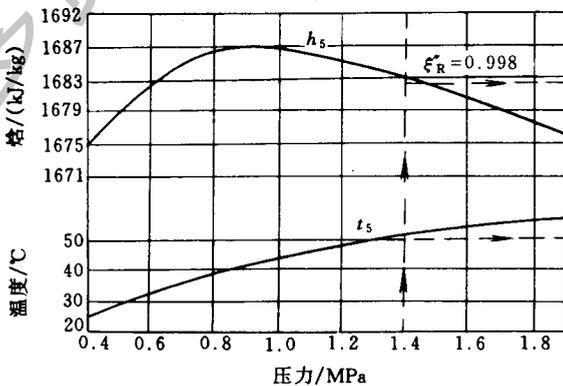


图 2-4-45 塔顶蒸气状态

(6) 出过冷器氨气状态 (点 8a):

$$h_{8a} = v (h_g - h_c) + h_g \quad (2-4-37)$$

式中 v ——过冷器负荷与蒸发器负荷的比值。

$$v = q_N / q_R \quad (2-4-38)$$

v 值可按图 2-4-46 求得, 图中表示的关系主要根据过冷器一般允许的端部温差而得出。

出过冷器氨气温度 t_{8a} 可由 h_{8a} 及 p_E 查氨的图表而得。

(7) 出过冷器氨液状态 (点 6a):

$$h_{6a} = h_c - (h_{8a} - h_g) \quad (2-4-39)$$

由 h_{6a} 及 p_C 查氨的热力性质图表见附图一得 t_{6a} 。

将以上求得的各点参数值列于表 2-4-8 中。

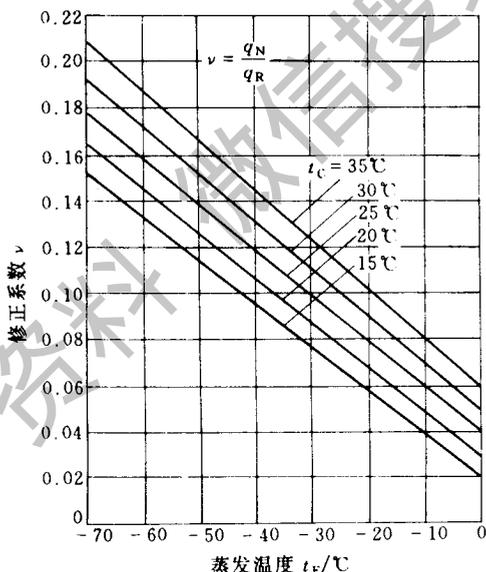


图 2-4-46 v 值与蒸发温度 t_E 、冷凝温度 t_C 之关系

表 2-4-8 氨水吸收式制冷循环各点参数值

点号	名称	压力/MPa	温度/°C	浓度/%	焓/kJ/kg	备注
1	发生开始浓溶液状态	p_C	t_1	ξ'_a	h_1	
1''	发生开始蒸汽状态	p_C	t_1	ξ''_1	h''_1	
1a	出溶液热交换器浓溶液	p_C	t_{1a}	ξ'_a	h_{1a}	

第 2 篇 现代化冷库设备工艺设计技术

点号	名称	压力/MPa	温度/°C	浓度/%	焓/kJ/kg	备注
2	发生终了稀溶液	P_G	t_2	ξ'_g	h_2	点 3 与点 2a 同
2a	出溶液热交换器稀溶液	P_G	t_{2a}	ξ'_g	h_{2a}	
4	吸收终了浓溶液	P'_A	t_4	ξ'_a	h_4	
4a	进溶液热交换器浓溶液	P_P	t_4	ξ'_a	h_4	
5	出精馏塔氨气	P_G	t_5	ξ''_R	h_5	浓度可作 1 考虑
6	出冷凝器的液氨	P_G	t_C	ξ''_R	h_6	
6a	出过冷器的液氨	P_C	t_{6d}	ξ''_R	h_{6a}	
7	节流后进入蒸发器前的液氨	P_E	t_E	ξ''_R	h_{6a}	
8	出蒸发器氨汽	P_E	t_E^*	ξ''_R	h_8	
8a	出过冷器的氨汽	P_E	t_{6a}	ξ''_R	h_{8a}	

注： P_P 为氨水泵的出口压力。

(四) 设备热负荷计算

(1) 回流冷凝器单位热负荷 q_R 。通过精馏段热量平衡求得 (参看图 2-4-47)：

$$q_R = h_1 - h_5 + R(h_{1''} - h_1) \quad (2-4-40)$$

式中， R 为实际回流比，为

$$R = R_{\min} / \eta_R \quad (2-4-41)$$

可取精馏效率 η_R 为 0.7 ~ 0.92。最小回流比 R_{\min} 由下式决定：

$$R_{\min} = \frac{\xi_R - \xi_{1''}}{\xi_{1''} - \xi_a} \quad (2-4-42)$$

(2) 发生器单位热负荷 q_G 。由整个精馏塔的热量衡算求得 (参看图 2-4-44)：

$$q_G = (h_5 - h_2) + a(h_2 - h_{1a}) + q_{RF} \quad (2-4-43)$$

(3) 冷凝器单位热负荷 q_H

$$q_H = h_5 - h_6 \quad (2-4-44)$$

(4) 蒸发器单位热负荷 q_R

$$q_R = h_8 - h_{6a} \quad (2-4-45)$$

(5) 吸收器单位热负荷 q_A 由吸收器的热量衡算求得 (参看图 2-4-

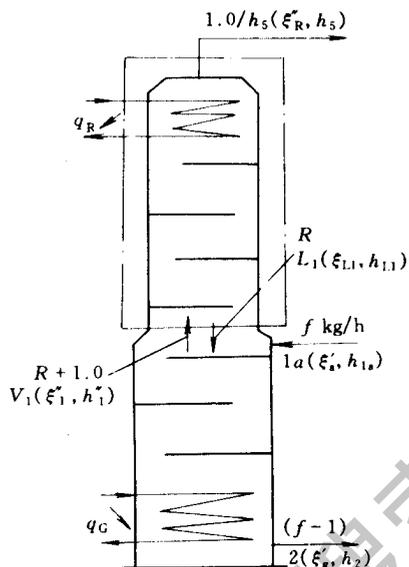


图 2-4-47 精馏塔精馏段的物料和热量平衡

48):

$$q_A = h_{8a} - h_3 + a (h_3 - h_4) \quad (2-4-46)$$

$$h_3 = h_{2a} \quad (2-4-47)$$

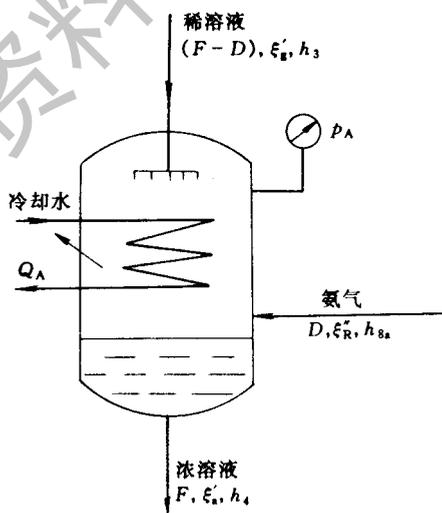


图 2-4-48 吸收器的物料和热量平衡

(6) 溶液热交换器单位热负荷 q_T

$$q_T = 0.95 (a - 1) (h_2 - h_{2a}) \quad (2-4-48)$$

(7) 过冷器单位热负荷 q_N

$$q_N = h_{8a} - h_8 \quad (2-4-49)$$

(8) 制冷机的热平衡与性能系数

$$q_G + q_R = q_A + q_H + q_{RF} \quad (2-4-50)$$

$$COP_R = q_R / q_G \quad (2-4-51)$$

氨吸收式制冷机的性能系数通常在 0.3 ~ 0.4 范围内。

(9) 制冷剂循环量

$$D = Q_R / q_R \quad (2-4-52)$$

(10) 浓溶液循环量

$$F = a \cdot D \quad (2-4-53)$$

(11) 稀溶液循环量

$$G = (a - 1) D \quad (2-4-54)$$

(12) 各设备总热负荷

回流冷凝器热负荷 $Q_{RF} = D \cdot q_{RF} \quad (2-4-55)$

发生器热负荷 $Q_G = D_{qG} \quad (2-4-56)$

冷凝器热负荷 $Q_H = D_{qH} \quad (2-4-57)$

蒸发器热负荷 $Q_R = D_{qR} \quad (2-4-58)$

吸收器热负荷 $Q_A = D_{qA} \quad (2-4-59)$

过冷器热负荷 $Q_N = D_{qN} \quad (2-4-60)$

溶液热交换器热负荷 $Q_T = D_{qT} \quad (2-4-61)$

三、第二类吸收式热泵

第二类吸收式热泵主要利用吸收过程放热，驱动热源温度低于热泵供热温度。其循环不同于第一类吸收式热泵。主要特点是热泵循环中工质的蒸发压力比冷凝压力高，从冷凝器进入蒸发器的工质液体需用泵压送。

以溴化锂 - 水为工质对的单级第二类吸收式热泵的工作流程如图 2-4-49 所示。热泵工作时，发生器中的溶液被废热加热，产生压力较低的工作

质蒸汽，蒸汽经气道进入冷凝器，并在其中向冷却水放热而凝结成工质水。工质水由泵加压送到蒸发器，并在其中被废热加热，产生压力较高的工质蒸汽。工质经气道进入吸收器，并在其中被溶液吸收。吸收过程所产生的热量，被循环热水所接受。在这里，载热体是在供热设备和吸收器之间循环的热水。稀溶液在发生器中被浓缩后，经溶液泵加压，通过溶液热交换器送到吸收器中。浓溶液在吸收器中被稀释后，通过溶液热交换器和节流阀回到发生器。

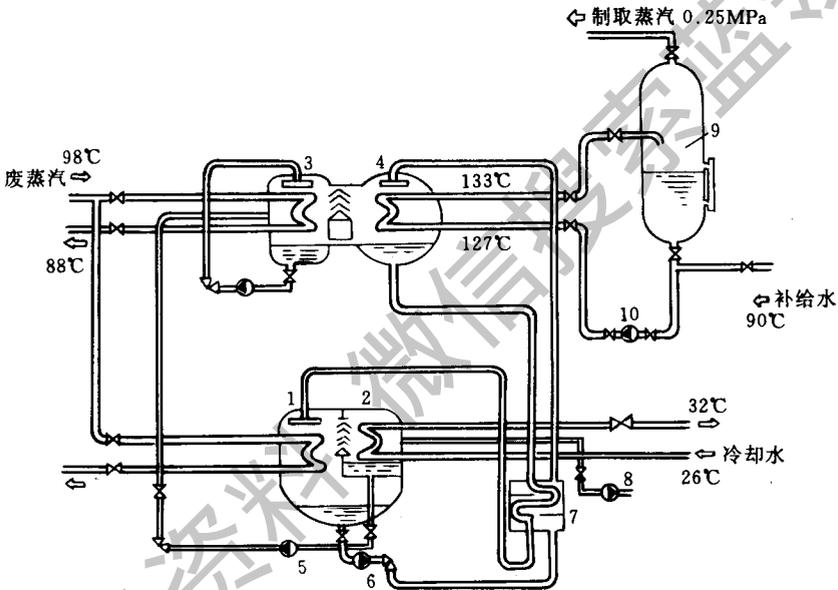


图 2-4-49 第二类吸收式热泵的工作流程

- 1—发生器；2—冷凝器；3—蒸发器；4—吸收器；5—工质泵；6—溶液泵；
7—溶液热交换器；8—真空泵；9—闪蒸器；10—热水泵

以利用 98℃ 的废蒸汽制取 0.15MPa 蒸汽的第二类热泵为例，其蒸发温度为 85℃，冷凝温度为 38℃，浓溶液浓度为 64%，稀溶液浓度为 60%。

可在 $\lg P - T$ 图上表示这种热泵的循环，如图 2-4-50 (a) 所示。其中，6-2 为吸收过程，5-4 为发生过程，溶液循环按逆时针方向进行，而第一类吸收式热泵的溶液循环是按顺时针方向进行的。

同样，可以根据上述参数在 $h - \xi$ 图上标出这种热泵的循环过程，如图 2

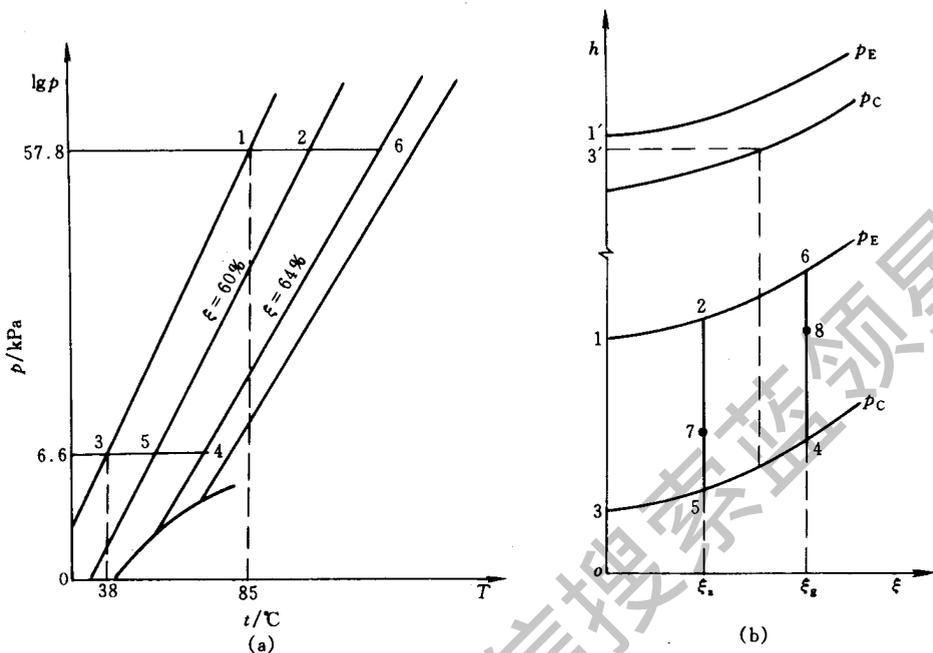


图 2-4-50 第二类吸收式热泵循环热力图

(a) $\lg p - T$ 图; (b) $h - \xi$ 图

-4-50 (b) 所示。热泵循环各状态点的参数值列在表 2-4-9 中。

表 2-4-9 第二类吸收式热泵循环各状态点的参数

点号	名称	温度/°C	压力/kPa	浓度	焓/(kJ/kg)
1'	蒸发器出口工质蒸气	85	57.8	0	3068.4
2	吸收器出口稀溶液	138.2	57.8	0.6	463
3	冷凝器出口工质水	38	6.624	0	577.7
3'	冷凝器进口工质蒸气	88	6.624	0	3083.4
4	发生器出口浓溶液	93	6.624	0.64	376.7
5	发生过程开始的溶液	84	6.624	0.60	359.2
6	吸收过程开始的溶液	150	57.8	0.64	481.4
7	溶液热交换器出口稀溶液	103.2	-	0.60	396.4
8	溶液热交换器出口浓溶液	132.3	-	0.64	447.9

同吸收式制冷机或第一类热泵循环的热力计算相似，可以从各个换热设备的热量平衡关系求得它们的热负荷：

$$\text{发生器热负荷} \quad Q_G = D [h_{3'} - h_4 - a (h_7 - h_4)] \quad (2-4-62)$$

$$\text{蒸发器热负荷} \quad Q_R = D (h_{1'} - h_3) \quad (2-4-63)$$

$$\text{吸收器热负荷} \quad Q_A = D [h_{1'} - h_8 - a (h_2 - h_8)] \quad (2-4-64)$$

$$\text{冷凝器热负荷} \quad Q_H = D (h_{3'} - h_3) \quad (3-3-65)$$

$$\text{溶液热交换器热负荷} \quad Q_T = Da (h_2 - h_7) = D (a-1) (h_8 - h_4) \quad (2-4-66)$$

上述诸式中，除 Q_T 外，完全同制冷机或第一类热泵循环的热负荷式相同，而 Q_T 则相差一个负号。

第二类吸收式热泵的性能系数定义为

$$\text{COP}_{\text{HII}} = \frac{Q_A}{Q_G + Q_R} = \frac{Q_A}{Q_A + Q_H} \quad (2-4-67)$$

可见，第二类吸收式热泵的性能系数在数值上总是小于 1 的。按表 2-4-9 有关数据可求得 $\text{COP}_{\text{HII}} = 0.487$ 。

若不设置溶液热交换器，则进发生器的稀溶液状态为 2，进吸收器的浓溶液状态为 4。很明显，设置溶液热交换器后，发生热与吸收热均增加了一个相同的数值。对于小于 1 的 COP 值，分子、分母同增加一个相同的量，COP 值将增大。

由于第二类吸收式热泵独特的优点，近年来得到了很快的发展，是目前许多工业发达国家着重研究与开发的对象。

第四节 氨吸收式机组的结构

氨吸收式机组的型式，可以分为“机组型”和“装置型”两大类。目前国内所见的氨吸收式制冷机组，多以“装置型”型式出现，即将精馏塔、吸收器、冷凝器、蒸发器、过冷器、溶液换热器、预冷器、预热器、膨胀器、各种氨水与液氨贮槽、氨水泵、液氨回流泵、抽真空装置、排气装置，有时还有升压器或升压用氨压缩机等设备，用管道、阀门及仪表、调节元件，组

成一个完整的制冷循环，并将设备按照循环的要求，布置在一个机房或一个露天框架上，或分散布置在几个生产区域内。

组成机组的一系列氨用设备中，其中氨用冷凝器，蒸发器，液氨贮槽，氨过冷器等，其结构型式与一般氨压缩式制冷中的辅机相同，可采用制冷机厂家的定型系列设备。浓溶液贮槽、溶液排出槽，以及预热器、预冷器、溶液换热器等换热设备，也都是常规的化工压力容器和换热器系列产品。

具有氨吸收制冷特色的设备包括：①精馏塔；②吸收器；③抽气排空装置等。

一、精馏塔

在工程设计中，一般采用内回流方式，把发生器、蒸馏塔及回流冷凝器组成一体，如图 2-4-51 所示，统称为精馏塔。根据制冷循环的要求，也可以把这三部分分开设置。如采用液氨泵将冷凝终了的部分液氨，回流至蒸馏塔的外回流方式，则毋需回流冷凝器。如前所述，可用部分或全部低温浓氨水溶液作为回流冷凝器的冷却液；也有用不同品种热源对发生器分段加热，则精馏塔结构型式也有相应变化。图 2-4-52 即为具有两组盘管回流冷凝器和两段不同热源加热发生的降膜式发生器的精馏塔构造图。

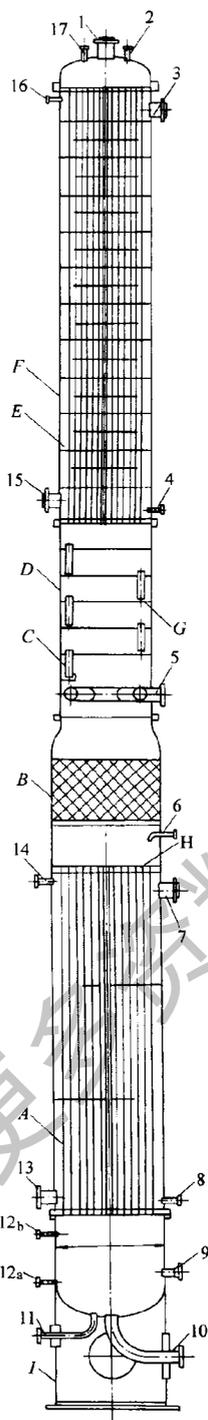
(一) 蒸馏部分(精馏段和提馏段)

蒸馏塔以浓氨水溶液进塔位置划分，进口以上称之为精馏段，进口以下称之为提馏段。精馏段一般采用板式塔型，提馏段较多采用填料塔型，也可用板式塔型。在蒸馏塔顶应得到 $\xi'' = 0.998$ 的氨气。提馏段流下的应是接近发生终了的稀溶液 ($\xi' = \xi'_a$)。

1. 板式塔型

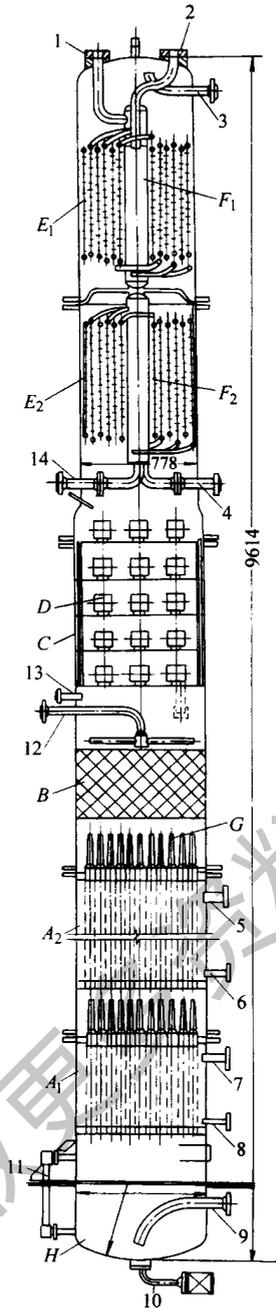
塔板型式常用的有浮阀塔板、泡罩塔板，也可用筛板塔板。

(1) 泡罩塔板是一种古典的气液传质设备，图 2-4-52 中即采用了泡罩塔板。常用泡罩的尺寸有 $\phi 80\text{mm}$ 、 $\phi 100\text{mm}$ 、 $\phi 150\text{mm}$ ，个别有 $\phi 25\text{mm}$ 的小泡罩。泡罩塔板可充分保证气液接触，适应负荷变化的能力大，但泡罩加工复杂，钢板耗量大。



- A—降膜式发生器
- B—蒸馏塔提馏段（填料层）
- C—降液管
- D—蒸馏塔精馏段（浮阀塔板）
- E—盘环档板
- F—水冷式回流冷凝器
- G—浮阀塔板
- H—布膜装置
- I—塔裙座
- 1—塔顶氨气出口
- 2—塔顶氨气温度热电偶接头
- 3—冷却水入口
- 4—排水口
- 5—浓氨水入口
- 6—自控液面计接口
- 7—加热蒸气入口
- 8—放液口
- 9—自控液面计接口
- 10—稀氨水出口
- 11—放净口
- 12a、b—液面计接口
- 13—凝水出口
- 14—不凝结气体排出口
- 15—冷却水出口
- 16—排气口
- 17—安全阀接口

图 2-4-51 精馏塔（精馏装置）



- A₁—新鲜蒸汽加热段
- A₂—工业废汽加热段
- B—精馏段(泡罩塔板)
- C—提馏段(填料层)
- D—泡罩塔板
- E₁—一段回流冷凝器
- E₂—二段回流冷凝器
- F₁—一段溶液排出管
- F₂—二段溶液排出管
- G—喷嘴(布膜器)
- H—塔釜溶液收集段
- 1—一段回流冷凝器冷溶液进口
- 2—一段回流冷凝器冷溶液出口
- 3—塔顶氨气出口
- 4—二段回流冷凝器冷溶液进口
- 5—工业废汽进口
- 6—凝结液出口
- 7—新鲜蒸汽进口
- 8—凝水出口
- 9—塔釜稀溶液出口
- 10—排净口
- 11—塔釜液面计
- 12—浓溶液进口
- 13—排气口
- 14—二段回流冷凝器冷溶液出口

图2-4-52 有两组盘管回流冷凝器和两段式发生器的精馏塔

(2) 筛板塔板的结构简单, 仅在板盘上布满 $\phi 3 \sim \phi 8\text{mm}$ 的筛孔, 一般筛孔直径推荐采用 $\phi 4 \sim \phi 5\text{mm}$ 。其适应负荷变化的能力不亚于泡罩塔板, 同样条件下, 生产能力大 12%, 塔板效率高 15%, 而压降则小 30%。但塔内气速不宜过小, 其下限受到漏液点的限制 (即负荷下限不能太低)。

(3) 浮阀塔板的生产能力大 (与筛板塔板相近); 适应负荷变化范围大, 负荷下限比筛板塔板低得多, 最大负荷与最小负荷之比为 7~9; 塔板效率高 (与筛板塔板相近)。目前已大部分取代泡罩塔板。浮阀塔板的种类很多, 氨吸收制冷中用的是 F—1 型圆型浮阀塔板 (重阀 33g、轻阀 25g)。图 2-4-51 中的精馏塔即用浮阀塔板。

板式塔的设计计算, 可采用一般化工蒸馏单元操作原理和气液传质设备设计手册所推荐的方法。

2. 填料塔型

填料塔的结构简单, 便于用耐腐蚀材料制造填料, 并具有压降小等优点, 宜用于小直径塔 (规定在 $\phi 1500\text{mm}$ 以下用填料塔, 常在 $\phi 800\text{mm}$ 及以下时使用)。当用于大直径塔时, 塔效率明显下降, 其质量大, 清理检修麻烦, 且损耗大。填料塔一般采用填料环在塔内乱堆。填料环有瓷质、金属两大类, 形状多样, 型式繁多, 常用的有拉面环、鲍尔环等。

(二) 发生器

发生器是用来加热浓氨水溶液到沸腾, 并产生氨-水混合蒸气的设备。在化工中又称为煮沸器、重沸器、再沸器。发生器属于压力容器, 一般设计压力 1.6MPa, 设计温度 200℃。加热热源主要是蒸汽或废热蒸汽。有些情况下, 也可采用高温工业气体、带有水蒸气的工艺物流、高温热水等。也有用燃油、燃气的燃烧产物加热的。

发生器的结构型式很多, 直燃式发生器实际上是一台小型锅炉设备, 此外, 还有立式降膜式发生器、热虹吸式再沸器和卧式煮沸式发生器。

1. 降膜式发生器

目前工程中较多采用蒸汽加热的立式降膜发生器, 其结构见图 2-4-53。它是立式管壳式结构的换热器, 处于整个精馏塔下部。上管板的每根降膜加热管上, 设有图 2-4-53 所示的布膜器, 上升的氨水混合蒸气可从上面

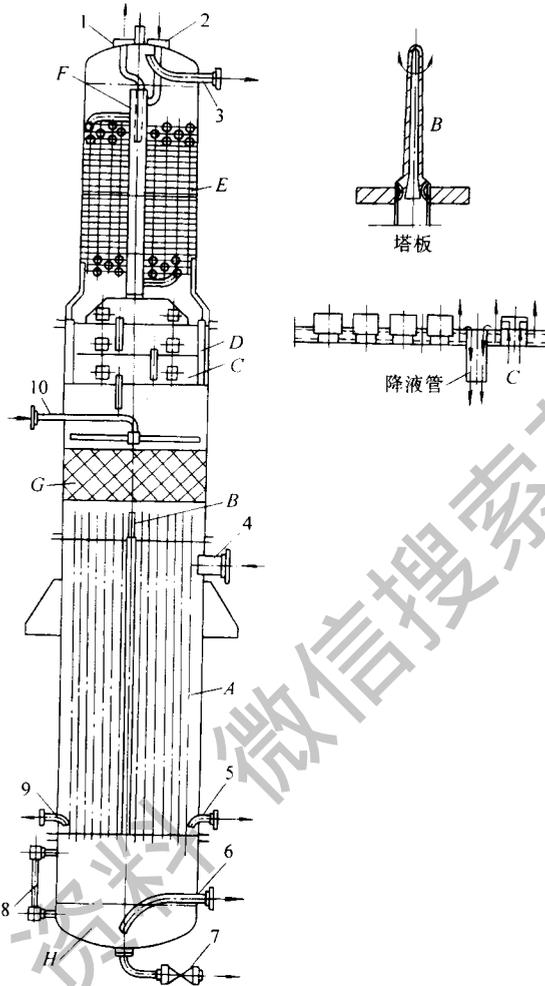


图 2-4-53 由降膜式发生器组成的精馏塔

A—降膜发生的加热管；B—布膜装置（蒸汽喷嘴）；C—精馏段

D—泡罩塔板；E—回流冷凝器；F—溶液排出管；G—提馏段（填料层）

H—塔釜（溶液收集段）；1—冷溶液出口；2—冷溶液入口；3—氨气出口；4—蒸汽入口

5—凝水出口；6—稀溶液出口；7—排净口 8—液面计；9—放气口；10—浓溶液进口

端小孔喷出，而且提馏段下来的液体可顺喷嘴外侧流入管束内，并在管内壁呈膜状流动，受管束外蒸汽加热而不断发生氨水混合蒸气。液相变稀而流至塔釜。加热蒸汽在壳程流动，加热溶液。

立式降膜式发生器内溶液填充量小，压力损失小。当运行状况波动时，

发生器的操作条件可很快随着改变。起动时间短。降膜式发生器中，发生蒸气与下降液体逆向流动，进行热、质交换。其结果发生出的氨水混合蒸气中，水分含量减小，因此，降低了精馏负荷。

降膜式发生器也可制成卧式的结构。

2. 立式热虹吸式再沸器

图 2-4-54 是一般立式热虹吸再沸器示意图。由于再沸器内溶液被加热而蒸发，形成与精馏塔釜的液位差 ΔH ，推动溶液自然循环，提高了设备的传热系数，节省换热面积。

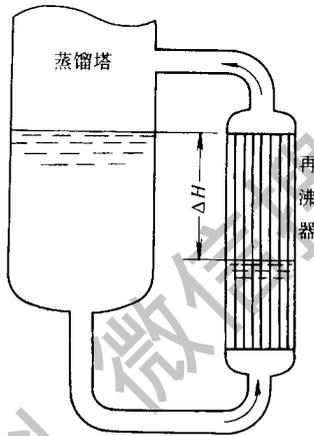


图 2-4-54 立式热虹吸再沸器

3. 煮沸式发生器

煮沸式发生器可制成立式或卧式。图 2-4-55 下部所示即为卧式煮沸器。加热蒸汽流过管内，溶液在管束外空间沸腾。溶液充满发生器内，装填量大，开车时起动时间长，负荷改变的适应性差。当加热蒸汽压力或流量变化时，对系统的稳定运行影响较小。由于有一定的溶液柱，故从发生器底部出来的稀溶液的质量分数，比发生压力与温度相应的质量分数为高，从而影响发生器的效率。

4. 利用高温气体或直接燃烧加热的发生器

为了提高氨吸收式制冷机组的热力系数和降低运行费用，采用直燃式发生器（燃油、燃气或工业废料）和利用工业高温排气（废热）加热发生器，是氨吸收制冷的发展方向之一。

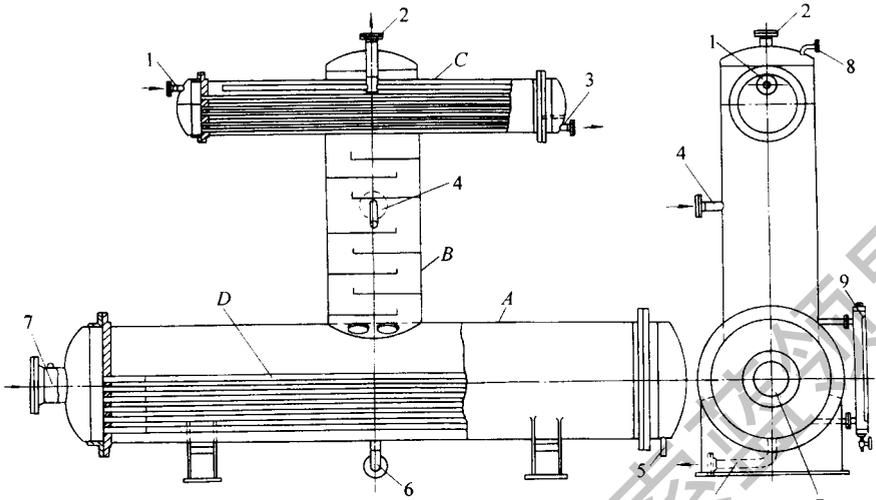


图 2-4-55 卧式煮沸式发生器的精馏装置

A—发生器；B—蒸馏塔；C—回流冷凝器；D—加热管

1—冷却水入口；2—氨气出口；3—冷却水出口；4—浓溶液进口；5—凝水出口

6—稀溶液出口；7—蒸汽进口；8—排出口；9—液面计

图 2-4-56 是采用合成氨生产中的变换气加热的发生器。含有水蒸气的变换气，通过发生器管内，温度由 180°C 冷却至 164°C ，冷却过程中的冷凝液从底部连续排出。溶液则通过发生器壳程被加热发生。为了克服高温气体造成的管路膨胀，在发生器入口接管处，设有补偿器。合成氨工厂中，由于采用了变换气为热源的氨吸收制冷，节约了制冷的能量消耗，节省了生产工艺中的大量冷却水，降低了产品能耗和成本，有很大的经济意义。

(三) 回流冷凝器

回流冷凝器可分为内回流和外回流两种。内回流与蒸馏塔连成一体，见图 2-4-51 ~ 图 2-4-53，以及图 2-4-55 所示。外回流与蒸馏塔分开，见图 2-4-57 所示。以溶液作冷却液时，可采用盘管式结构，冷却液在盘管内，氨气在壳程；以冷却水冷却时，一般采用壳管式。一般整体塔采用立式壳管式结构，冷却水走壳程，氨气走管程。采用卧式壳管结构的，冷却水

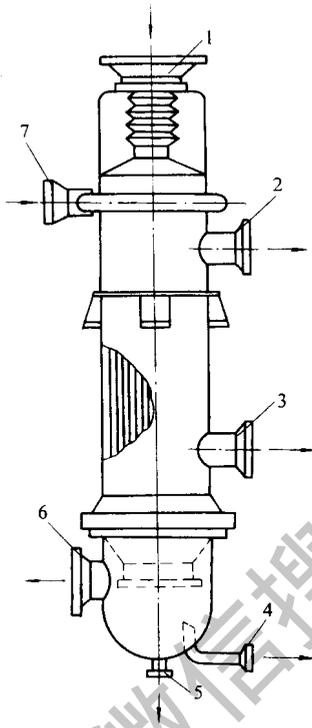


图 2-4-56 高温气体加热的发生器

1—变换气入口；2—氨水混合蒸气出口；3—稀溶液出口；4—变换气中的冷凝液出口
5—排净口；6—变换气出口；7—浓溶液入口

走管程，氨气走壳程。

回流冷凝器中，氨气侧为部分冷凝，传热过程复杂，在立式壳管式回流冷凝器中，还具有一定的精馏塔板作用，存在传质的过程。具体计算可按照化工原理或有关化工过程设计及设备设计的手册进行。

二、吸收器

氨的实际吸收过程，是在吸收压力 p_a 的过冷状态下不断放热的反应。放出的热量（吸收热）由冷却水或其他冷却介质带入环境。吸收器的型式很多，有套管式、鼓泡式及膜式吸收器等。目前国内采用较多的是膜式吸收器。膜式吸收器中，又有卧式喷淋降膜和立式降膜两种。

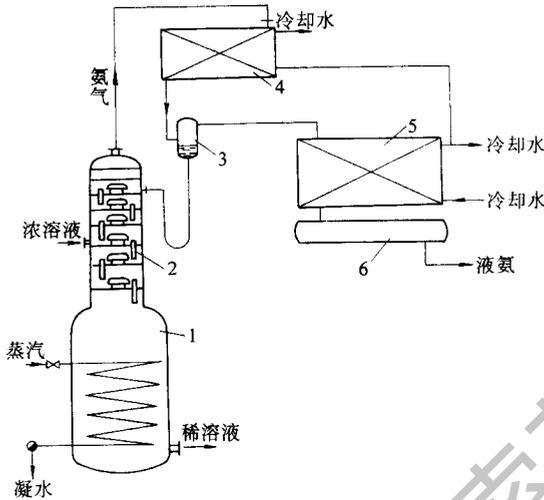


图 2-4-57 外回流的回流冷凝器安装示意图

- 1—发生器；2—蒸馏塔；3—气液分离器
4—回流冷凝器；5—加热器；6—液氨贮槽

(一) 套管式吸收器

图 2-4-58 所示为套管式吸收器。与之相类似还有多管式吸收器。套管式吸收器是一种浸没式吸收器。氨气和稀溶液一起从下部进入吸收器，然后以泡沫混合物型式流经双管夹层，增浓的溶液从上部流出，冷却水在管内流动。稀溶液和氨气在混合室 4 内混合。压力较高的稀溶液，往往以喷射方式进入，将氨气抽入吸收器内。这种吸收器受负荷变化的影响很大；混合室内氨气与溶液之间接触面小，开始吸收时，热量不易带走，形成局部过热，影响吸收效果，压力损失较大，也影响吸收器的效果。不适用于大型机组。

多管式吸收器则取消氨气、稀溶液的混合室，增设氨气分配管（图 2-4-60 中的 B），氨气从侧面多处通过喷嘴喷入各管束，形成鼓泡吸收。溶液可自下而上，也可自上而下流动。每个套管内有多根充冷却水的内管。因此，冷却效果好，接触面大，压力损失小，吸收效果也好。而且冷却水管容易清洗。

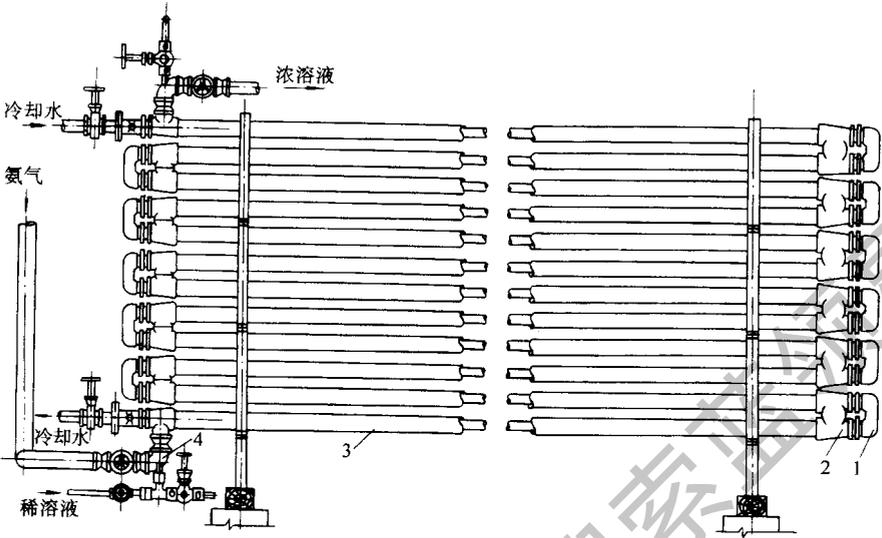


图 2-4-58 套管式吸收器

1—U 形转向管；2—H 形连接管；3—套管；4—混合室

(二) 鼓泡式 (壳管型浸没式) 吸收器

图 2-4-59 是重叠安装的壳管型浸没鼓泡式吸收器。吸收器本体构造类似于壳管型蒸发器和冷凝器。吸收器封头 2 上装有隔板，使冷却水多次流经管内，提高水速。氨气从最下面吸收器的管口 4 进入，并由氨气分配管 3 均匀地通到溶液中。稀溶液也从下面吸收器的管口进入。氨气和溶液从下到上通过重叠的吸收器，完成吸收过程，浓溶液经总管 6 排出。氨气经分配管及孔眼，使溶液鼓泡，促进溶液的吸收。

(三) 卧式喷淋降膜吸收器

图 2-4-60 所示为卧式壳管型喷淋降膜吸收器。它由若干个 (一般是 2~4 个) 上下串联安装的壳管式吸收器 A 和一个氨气分配管条 B 所组成，最下面配有浓溶液贮槽 C (也可单独设计配套)。氨气通过分配管系分别进入

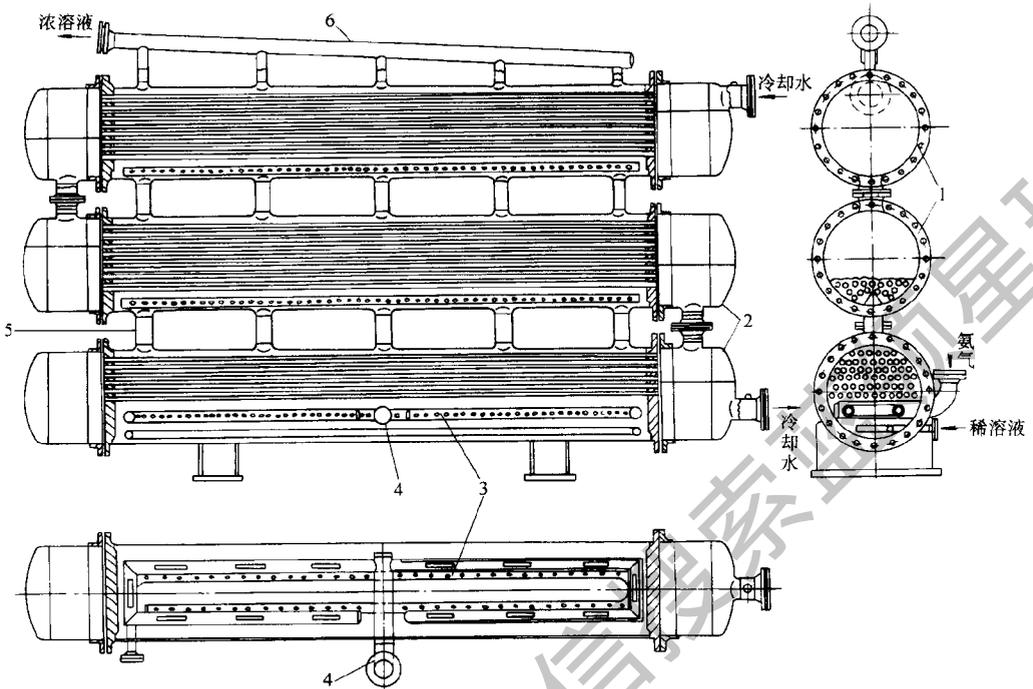


图 2-4-59 鼓泡式吸收器

1—吸收器；2—封头；3—氨气分配管；4—氨气入口；5—连接短管；6—浓溶液总管

上下重叠的吸收器 A 的冷却水管隙之间；稀溶液自上部管口 2 进入，经喷淋孔板 3，在冷却水管束 10 外成膜下流，吸收氨气，使溶液增浓，由管内冷却水将反应生成的吸收热带走，并始终维持过冷液状态。增浓的溶液通过连接管，进入下一个吸收器继续吸收，浓溶液进入最下面的浓溶液贮槽 C。

一套设计良好的吸收器，每经过一个吸收器可增加溶液 3% ~ 5% 的质量分数。这种吸收器目前为大中型氨吸收式制冷机组所采用。其优点如下：

(1) 氨气与稀溶液逆流，冷却水与管外溶液也是逆流，吸收和传热效果均好，吸收终了的浓溶液接近理想状态。

(2) 吸收器内基本上不积存溶液，可以接受氨气的空间大，负荷波动时，对吸收效果影响较小。

(3) 吸收器内溶液充填量小。

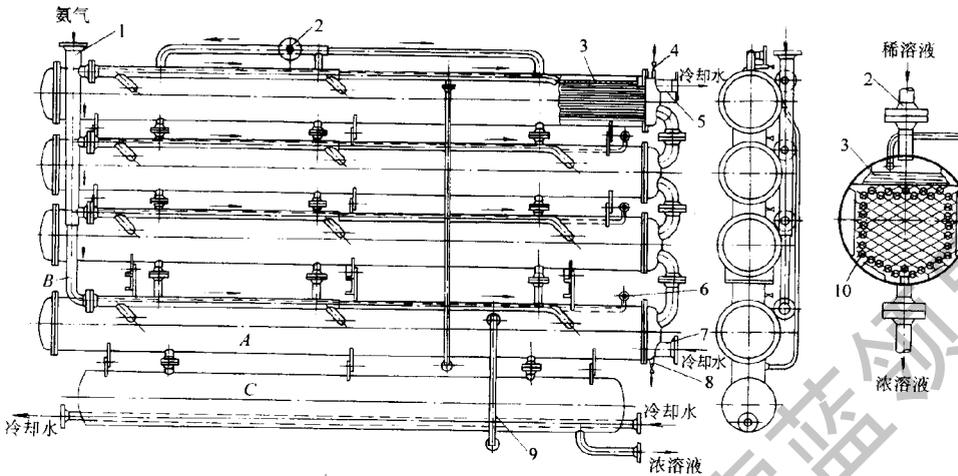


图 2-4-60 卧式喷淋降膜吸收器

A—吸收器(本体); B—氨气分配管; C—浓溶液贮槽

1—氨气入口; 2—稀溶液入口; 3—喷淋孔板; 4—冷却水排气管; 5—冷却水出口
6—不凝性气体排出口 7—冷却水入口; 8—排净口; 9—液面计 10—冷却水管束

(四) 立式降膜吸收器

立式降膜吸收器的优点是占地面积小，稀溶液的喷淋密度大。图 2-4-61 为立式降膜吸收器的一种。稀溶液由上部进入，经管板 2 上的布膜装置 7，在管内壁形成液膜向下流动，与上升的氨气进行热质交换而增浓，最后流入集液槽 6。冷却水自下而上通过管间将吸收热带走。为了增加水侧流速，在壳程中加设折流挡板。这种设备吸收效果好。除作吸收器外，还可作再吸收器或辅助吸收器。缺点在于管间表面清除水垢比较困难。

对于大中型的氨吸收式制冷机组，也可以采用塔式降膜吸收器（吸收塔）。其构造与立式氨冷凝器相似，冷却水通过管内成膜下流，稀溶液从上部倒进，也在管外成膜下流；氨气则在下部通入，在管间自下而上流动，与溶液进行热质交换，吸收终了的浓溶液流至塔釜。其优点是占地小，冷却水管内污垢容易清洗。缺点是溶液与冷却水并流，且冷却水是单程的，如管内成膜流动不好，冷却水温升小，水量消耗大，而且吸收终温会高于冷却水出口温度。

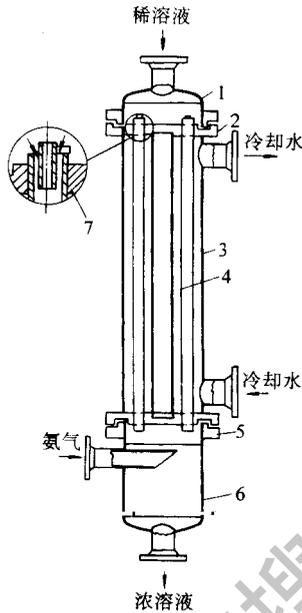


图 2-4-61 立式降膜吸收器

1—上部封头；2、5—管板；3—外壳；4—换热管；6—集液槽；7—布膜装置

化工蒸馏和吸收单元操作的机理和方式很多，氨又是易于分离和吸收的介质，完全可以借鉴当前化工、石化中蒸馏和吸收操作的新技术和新设备来强化传热传质，提高精馏、吸收效率，缩小设备尺寸，降低消耗指标。

(五) 抽气排空装置

与所有制冷机组一样，氨吸收式制冷机组中，空气等不凝性气体混入后，也会影响正常操作，使蒸发压力升高、冷凝压力升高，制冷量下降，必须予以排除。此外，氨吸收式制冷机组在开车前充氨、充配溶液时，也需要先将机组抽成一定的真空，以便进液、进氨，配制氨水。图 2-4-62 是目前常用的抽气排空装置的系统图。不凝性气体分离器 C 实质上是一个带有氨蒸发冷却夹套的小型氨水吸收器，含有氨气的不凝性混合气体自下部④进入，通过内筒的填料层 3 上升，其中氨气被冷却后的稀溶液喷淋吸收，浓溶液自下部排至浓溶液贮槽，不凝性气体则从顶部⑨排出。若其中压力高于大气压时，可直接排至水槽 D；若处于真空状态时，则由蒸汽喷射器 A（或真

水泵)抽出至大气。冷却外套管 5 内,用液氨节流蒸发来冷却稀溶液并带走

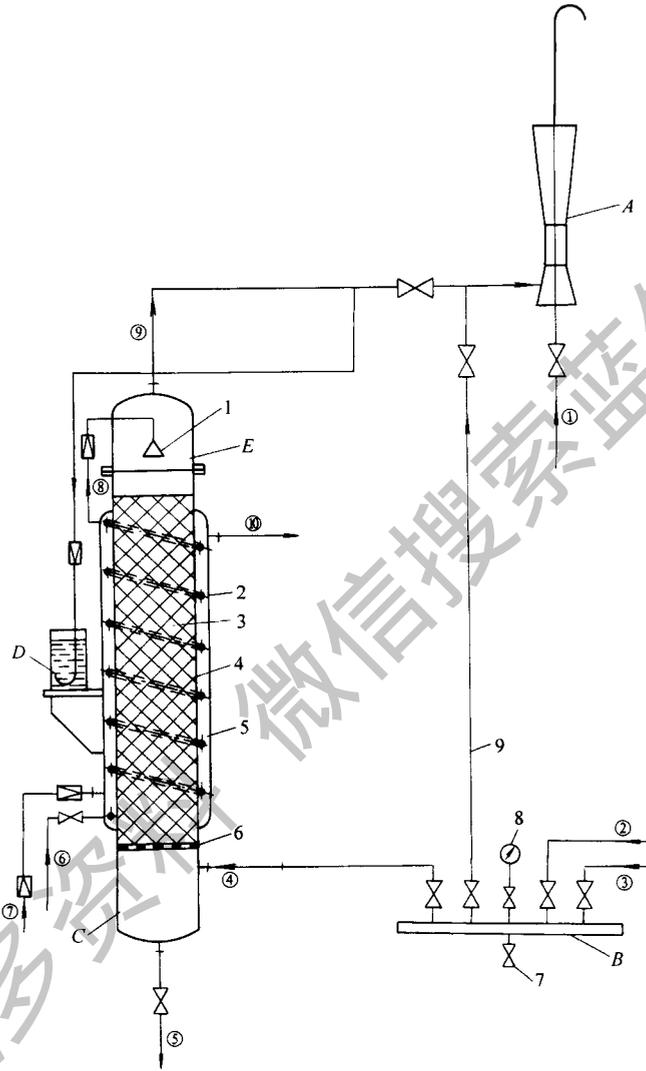


图 2-4-62 抽气排空装置

A—真空泵(或蒸汽喷射器);B—集气器;C—不凝性气体分离器;D—水槽;E—排气器

1—稀溶液喷嘴;2—冷却盘管;3—填料层;4—排气器外壁;5—外套管

6—孔板;7—排净口;8—压力表;9—抽气管

①高压蒸汽入口;②来自冷凝器、液氨贮槽不凝性气体;③来自吸收器、浓溶液贮槽不凝性气体

④含氨不凝性混合气入口;⑤浓溶液出口;⑥稀溶液入口;⑦氨液入口

⑧稀溶液出口;⑨不凝性气体排出口;⑩氨气出口

吸收热，氨气至吸收器。来自冷凝器、液氨贮槽（高压侧）和吸收器。浓溶液贮槽（低压侧）等的不凝性气体，汇集于集气器 B，并可分别选入不凝性气体分离器 C 处理。当开机前，需对整个机组抽真空时，可通过集气器 B 至真空泵的抽气管 9 进行抽空，以便检漏和进料。

第五节 吸附式制冷

一、概 述

人口、能源与环境的和谐发展，是全人类共同的追求。回顾产业革命以来世界经济发展情况，以及最近亚洲地区经济的高速发展过程，可以看出，伴随经济增长的能源消耗增加与环境保护并未做到两全其美。寻求经济发展、能源及环境（Economy, Energy, Environment 所谓 3E）的相互协调，实现可持续发展战略的观念，正成为各国政府和人民的共识。

保护臭氧层是一个迫切的问题。制冷机广泛采用的氟氯烃类制冷剂（简称 CFC, HCFC），由于对臭氧层的显著耗散作用，削弱了对太阳光紫外线的阻挡，直接威胁人类健康。根据哥本哈根会议对《蒙特利尔议定书》的修订意见，对 CFC 物质，过渡物质 HCFC 等提出了禁用期限，我国政府也于 1991 年 6 月在协定书上签字，并于 1993 年 2 月制定了《中国消耗臭氧层物质逐步淘汰国家方案》。

温室效应问题不容忽视。《气候变化框架公约》要求缔约国采取严格的措施减少二氧化碳的排放量。每年用于取暖的大量燃油和烧煤所释放的二氧化碳，是一个不容忽视的方面，而 CFC 也同属于温室效应气体。

能源问题是人类发展面临的另一个重大问题。随着人们生活水平的提高，对舒适性空调的需求量不断提高，而作为耗能型产品，对电力的供应将是严峻的考验。据统计，美国每年约 23% 的电力用于生活制冷/空调，这种比例在我国也将迅速增加。制冷/空调领域的节能研究意义重大。与此同时，世界范围内的热能利用率约为 40%，大部分以 70 ~ 200℃ 的废热形式排放

掉。我国，每年 100 ~ 200℃ 的废热排放量折合标准煤达上千万吨；另外，还有大量的太阳能、地热等未能很好利用。如何回收利用这部分能量，成为一个重要课题。日本新能源开发和利用机构（NADO）提出了能源生态学的概念，进行广域能源利用规划，考虑将工业区的废热加以回收利用，通过低损失长距离输送到居民区，供民用采暖和制冷。

吸附式制冷的优点吻合了当前能源、环境协调发展的总趋势。固体吸附式制冷可采用余热驱动，不仅对电力的紧张供应可起到减缓作用，而且能有效利用大量的低品位热能。另外，吸附式制冷不采用氯氟烃类制冷剂，无 CFC_s 问题，也无温室效应作用，是一种环境友好型制冷方式。从 20 世纪 70 年代中期以来，吸附式制冷受到重视，研究不断深化。

和蒸气压缩式制冷相比，它具有结构简单，无运动部件，噪声低，寿命长等特点。和吸收式制冷比较，吸附式制冷不存在结晶和精馏问题，且适用范围广，可用于振动、倾颠或旋转等场所，能有效地利用低品位热源。

从环境保护和能源综合利用的角度看，固体吸附式制冷是一种很有潜力的制冷方式。由于研究尚未深入，其运行性能还很难与其它制冷方式竞争。对吸附式制冷的深入研究，以及提高其运行性能已成为迫切需要解决的课题。

（一）吸附现象

根据气体—固体相互作用有无化学反应，吸附可分为物理吸附和化学吸附。由于物理吸附是气体分子在范德瓦尔斯力作用下向吸附剂运动，在吸附势场作用下压缩而在吸附剂内凝聚成液体的过程，因而也被称为范德瓦尔斯吸附。而在化学吸附中吸附剂和吸附质气体或液体在相互接触时发生了化学反应，吸附剂与吸附质之间形成了化学键，要打破化学键就需要较大的能量，因而化学吸附工质对的解吸往往需要比物理吸附更高的解吸温度。

物理吸附的吸附和解吸主要取决于吸附剂的传热，其次取决于吸附剂中的气体扩散传质。如果需要快速解吸的话，则必须克服传热问题以快速给吸附床提供解吸所需的热量；如果采取特殊措施强化了传热，则吸附床反应速度增快的主要矛盾为吸附剂中的气体扩散，如果吸附剂颗粒越小，则气体扩散速率就越高。从理论上讲还应有反应动力学速率问题，这也会影响解吸

或吸附速率。

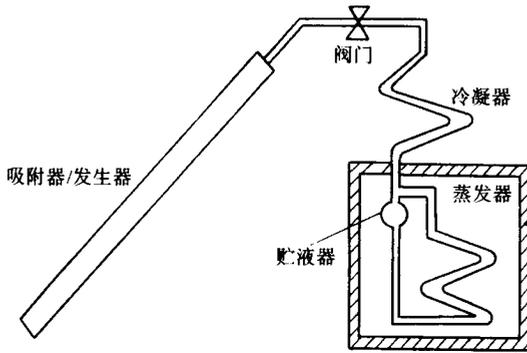


图 2-4-63 间歇式吸附式制冷系统（太阳能制冷机）

化学吸附也受吸附剂传热传质的影响，然而由于化学反应，也会带来延迟问题。理论上讲，化学吸附的解吸机理应与物理吸附的解吸机理相同，然而化学吸附中存在明显的延迟问题，因为化学吸附往往在某个温度下解吸，而物理吸附则发生在某个温度范围内。

由于大多数制冷剂气体是极性分子气体，在吸附剂范德瓦尔斯力作用下可以发生物理吸附，吸附范德瓦尔斯力原则上对惰性气体不发生作用。氨、甲醇、碳氢化合物及有机制冷剂都可以被活性炭、分子筛有效地吸附。对应活性炭或硅胶，最大吸附量可达 50% 左右，活性炭纤维对甲醇的吸附量甚至可达 70%。典型的吸附制冷循环中吸附、解吸循环浓度变化量一般在 10% ~ 20%，在化学吸附中吸附、解吸循环浓度变化量则更大。例如对于氯化钙解吸出 2mol 氨，其对应浓度变化量达 31%。

化学吸附制冷循环一般可产生较大的浓度变化，对应可提高制冷量或 COP，然而化学吸附的缺点是化学反应会改变吸附剂物理形态。以氯化钙吸附氨为例，经吸附反应后，氯化钙会膨化，体积显著增大，经多次循环后，氯化钙会形成硬化颗粒，使得氨不易穿透它们的中心。因此氯化钙必须与惰性物质均匀分散混合，以前曾经采用水泥作为惰性物质混合，最近的新进展则是采用石墨，它不仅是一种惰性物质混合物，而且也是传热增强剂。

(二) 吸附式制冷基本原理

吸附式制冷原理可以非常方便地以如图 2-4-63 所示的太阳能吸附式制冰机来展示，其相应热力循环圈如图 2-4-64 所示。

如图 2-4-63 所示，太阳能吸附式制冷机的组成部分主要有吸附器/发生器、冷凝器、蒸发器、阀门、贮液器，其中阀和贮液器对实际系统来说是不必要的。晚上当吸附床被冷却时，蒸发器内制冷剂被吸附而蒸发制冷，待吸附饱和后，白天太阳能加热吸附床，使吸附床解吸，然后冷却吸附，如此反复完成循环制冷过程。该太阳能制冷机的工作过程简述如下：

(1) 制冷循环自每天早上开始。关闭阀门，处于环境温度 ($T_{a2} = 30^{\circ}\text{C}$) 的吸附床被太阳能加热，此时只有少量工质脱附出来，吸附率近似常数，而吸附床内压力不断升高，直至制冷工质在冷凝温度下的饱和压力，此时温度为 T_{g1} (初始解吸湿度)。

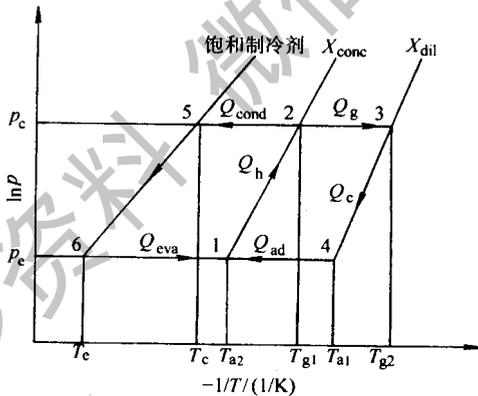


图 2-4-64 吸附式制冷循环热力图

(2) 打开阀门，在恒压条件下制冷工质气体不断脱附出来，并在冷凝器中冷凝，冷凝下来的液体进入蒸发器，与此同时，吸附床温度继续升高至最大值 T_{g2} (解吸温度)。

(3) 关闭阀门，此时已是傍晚，吸附床被冷却，内部压力下降直至相当于蒸发温度下工质的饱和压力，该过程中吸附率也近似不变，最终温度 T_{a1} (初始吸附温度)。

(4) 打开阀门, 蒸发器中液体因压强骤减而沸腾起来, 从而开始蒸发制冷的过程, 同时蒸发出来的气体进入吸附床被吸附。该过程一直进行到第二天早晨。吸附过程要放出大量的热量, 它们由冷却水或外界空气带走, 吸附床最终温度为 T_{a2} (吸附温度)。制冷过程一直延续到第二天早晨, 然后开始新一轮新的循环。

由于吸附式制冷是由加热—解吸—冷凝与冷却—吸附—蒸发制冷两个过程交替进行, 因而它是一种间隙式制冷方式, 在用作太阳能制冷时具有突出优点。要将吸附式制冷实现连续制冷输出, 就必须采用二台或多台吸附器, 通过多台吸附器加热/冷却运行状态的切换, 实施不断供冷。

(三) 吸附式制冷的历史发展

对吸附式制冷的研究是在 Faraday 发现氯化银吸附氨产生的制冷现象以后, 报道最早的吸附式系统是在 20 世纪 20 年代 G. E. Hulse 提出的硅胶—二氧化硫系统 (用于火车制冷) 和 R. Plank、J. Kuprianoff 在《Die Kleinkaltmaschine》一书中介绍的活性炭—甲醇系统。当时这些系统在商业上根本无法与效率高得多、功率大得多的 CFC_s 系统竞争, 因而并未受到足够的重视。

20 世纪 70 年代的能源危机为吸附式制冷技术的发展提供了契机, 因为吸附式制冷系统可用低品位热源驱动, 在余热利用和太阳能利用方面具有独到的优点。20 世纪 90 年代全球保护环境的呼声越来越高, CFC_s 问题困扰着传统的蒸气压缩式制冷技术并且对其造成的压力越来越大, 这为无氟制冷技术——吸附式制冷技术的发展再次提供了良好的机会。吸附式制冷技术在热泵、船舶制冷、汽车空调等场合的应用得到了广泛研究。同时, 由于吸附式制冷系统具有无运动部件、无噪声、抗振性好等优点, 在宇航低温制冷领域也得到了较多的应用。

在 1992 年巴黎首届国际固体吸附式制冷大会召开以前, 对吸附式制冷技术的研究还比较分散, 研究进展也不是很快; 大会以后, 对吸附式制冷的研究受到了国际制冷界的普遍关注, 最近的研究进展也比较快, 研究力量相对更加集中, 从大量的文献来看, 国外的研究由于起步早, 总体研究水平比较高。典型的如法国的 F. E. Meunier、M. Pons 等人、意大利的 G. Cacciola 等人、英国的 R. E. Critoph 等人、美国的 Shelton 等人, 还有白俄罗斯的 Leonard

L. Vasiliev 等。国内的研究相对起步较晚，跟国外的研究水准相比也还有一定的差距。华南理工大学的谭盈科等、南京大学的严爱珍等在 20 世纪 80 年代就开始对吸附式制冷进行了研究，是国内比较早的吸附式制冷研究者。其后有许多学者在吸附式制冷方面也作了不少研究工作。上海交通大学自 1993 年以来在吸附式制冷研究方面做了大量工作，也取得了一些标志性成果，引起了国内外学术界的普遍关注。

纵观吸附式制冷研究，可以从研究目标、研究内容和研究手段等方面的变化来概括其发展。早期对吸附式制冷技术的研究主要是从吸附剂—制冷剂的性能着手的，这方面的很多研究来自于化工、物理领域而非制冷领域，研究的目的在于吸附式制冷应用的可实现性，大多以基本的吸附式制冷系统为对象，主要采用实验研究的方法，理论上主要是继承物理、化学领域的一些比较成熟的结论，在实验中加以应用和改进。这些研究工作使吸附式制冷的基本理论得到初步完善和发展，并使研究工作集中于对一些典型的吸附剂和制冷剂性能的研究，吸附剂如活性炭、沸石分子筛、硅胶、氯化钙和氢化物等，制冷剂主要以甲醇、氨、水、氢为代表。太阳能吸附式冰箱和太阳能吸附式制冰机的开发和应用肯定了这些研究的成功。同时，开发和应用过程中发现的一些问题（如效率太低、功率小、周期长等）也促进了研究工作的全面深入。

早期的研究工作发现，基于基本循环的吸附式制冷系统存在着许多需要改进的地方，主要是吸附式制冷过程是非连续的，吸附剂对制冷剂的吸附和解吸容量、速度与系统内部尤其是吸附床的传热传质特性等相关。这些问题正是导致吸附式制冷系统的 COP 不高、制冷功率不大的主要原因。因此，其后的研究工作主要围绕这些问题的解决而展开。由于这几个方面是互相关联的，所以多数研究者在研究中都兼顾了多个方面。在这一研究阶段中，一些先进的连续的吸附式制冷循环（如连续回热型循环、热波循环、对流热波循环和复叠式循环等）的提出及其热力性能的分析，占据了大部分文献的内容。同时，一些吸附制冷性能更好的吸附剂—制冷剂工质对如活性炭纤维—甲醇也在诸多文献中提出，对吸附剂—制冷剂工质对的吸附制冷性能的评价也不只是从吸附容量的角度，而是已将其与吸附循环的热力分析结合起来。

至 1992 年的大多数文献，甚至包括其后的不少文献，从理论上对各种循环进行了分析和模拟，着重研究了各种循环参数对循环特性的影响关系。

在为数不多的先进循环系统中，一些先进循环得以实现，其优越性和可行性及巨大的潜力得到证实。虽然对某些循环（如热波循环和对流热波循环）的可实现性尚待进一步的研究，但这些研究工作取得的进展使吸附式制冷基本摆脱了间歇式基本循环的束缚，为吸附式制冷系统性能的提高展示了广阔的前景。在系统设计中，传热传质的改善一直受到很大的重视，也有不少文献从理论上对此问题作了分析，但多数研究者侧重于实际应用，因此对各种有利于提高传热传质性能和更好实现连续循环的吸附床的设计也是这一研究阶段的重要内容。理论分析与实验研究相结合是这一研究阶段的特点。1992年在法国巴黎召开的首届国际固体吸附式制冷大会，使吸附式制冷技术受到更大的重视，同时也是对吸附式制冷研究的一次重大总结，在很大程度上加快了吸附式制冷技术的发展。从1992年至今的众多文献来看，在吸附式制冷技术方面的许多结论已成国际共识，对吸附式制冷关键技术的认识已非常明确，许多新的思想融入于研究工作中，从新的、更全面的角度研究和评价吸附式制冷系统的性能已经开始。

20世纪90年代欧共体 JOULE 计划列入的对吸附制冷的研究分析项目（JOULE0046F）使得吸附式制冷研究达到了新的高潮，由法国 Meunier（分子筛—水）、英国 Critoph（活性炭—氨）、意大利 Cacciola（分子筛—水）、德国 Groll（金属氢化物—氢）、德国 Zigler 和法国 Spinner（氯化镍—氨/溴化锂—水吸附/吸收三效复叠）等研究小组对吸附式制冷进行了系统全面的研究，研究成果在1999年国际制冷杂志上作为专刊发表；国际能源机构（IEA）热泵中心公布的热泵规划中早已把吸附式与吸收式并列；1994年在美国 Louisiana 召开的国际吸收式热泵会议上吸附式热泵成为重要议题，1996年加拿大 Montreal 召开的国际吸收吸附式热泵会议上，约 1/3 的论文为吸附制冷；1999年德国 Munich 吸收吸附式热泵会议上吸附是主要议题之一，论文占 50%；1996年在 Montreal 开始将吸收式热泵（absorption heat pump）和吸附式热泵（adsorption heat pump）合成统一的吸收和吸附式热泵（sorption heat pump），所举办的会议名称为 International Sorption Heat Pump Conference（ISHPC），而且确定每隔三年举行一次 ISHPC 国际会议，由于中国近年来在吸收和吸附式制冷研究方面的突出进展以及中国学者在国际学术界的积极工作，在 ISHPC1999 会议上确定了 ISHPC2002 会议由上海交通大学举办。

从 UMI 公司各光盘数据库的检索情况来看，法、美、英、意、日、德、

中、印、韩、和尼日利亚等国均设立了吸附式制冷专项研究；一些权威机构如 IIR、ASHRAE、ASME 等辖下的刊物和一些著名国际学术杂志上吸附制冷的文献近年显著增多。近三年中上海交通大学已成为国际上吸附式制冷研究领域中最活跃的研究群体。

(四) 固体吸附式制冷的研究现状

近 20 年来，不断有来自美国、法国、日本、英国、德国、意大利和印度等国对固体吸附式制冷和热泵的研究报道，从吸附工质对性能、吸附床的传热传质和系统循环及结构等方面推动了吸附制冷的发展。现在对吸附制冷的研究正不断深入，并已有部分由太阳能或热水驱动的小型冰箱或冷藏箱进入市场。为使吸附制冷技术成为一种实用化的制冷方式，人们在吸附工质对其吸附机理、吸附制冷的系统结构、改善吸附床传热传质以及各种高级回热循环的热力性质等方面进行了不懈的努力。

1. 吸附工质对

吸附式制冷能否得到工业应用很大程度上取决于所选用的工质对，工质对的热力性质对系统性能系数、设备材料、一次性投资等影响颇大。要根据实际热源温度的高低选择适用的工质对，并根据实际的要求选择合适的制冷循环方式，才能有效地发挥系统的作用。对于使用不同的制冷工质对的固体吸附式制冷，其应用范围和工作特性是不同的。已研究的吸附工质对主要有：活性炭—甲醇、沸石—水、硅胶—水、金属氢化物—氢（物理吸附）和氯化钙—氨、氯化镱—氨（化学吸附）等，目前应用较多的是前两者。近期的研究还表明，活性炭—乙醇、活性炭纤维—甲醇也具有较好的实用前景。

活性炭—甲醇是太阳能吸附制冷中应用最广的工质对，吸附解吸量较大，所需的解吸温度不高（ 100°C 左右），吸附热也较低（约 $1800 \sim 2000\text{kJ/kg}$ ），甲醇的低熔点（ -98°C ），使得系统可用于制冰，活性炭—甲醇工质对的最高解吸温度不能超过 150°C ，否则甲醇将分解，另外甲醇有毒，不利于其广泛应用。硅胶—水工质对的解吸温度较低，如超过 120°C 硅胶将被烧毁，且系统的制冷能力低，与沸石相比，硅胶需要三倍的体积。氯化钙—氨工质对的特点是化学吸附量大， 1mol 氯化钙可吸附 8mol 氨，氨的自然沸点约为 -34°C ，制冷机工作于正压状态，工作压力较高，化学吸附经多次循环

后吸附性能将会有所下降。

沸石—水工质对的解吸温度范围较宽（70 ~ 250℃），吸附热（3200 ~ 4200kJ/kg）蒸发潜热（2400 ~ 2600kJ/kg）均较大，沸石—水性质稳定，在高温下不起反应，且经多次吸附—解吸后，吸附性能基本不变，沸石的吸附等温线在超过一定压力后基本水平，随压力变化不大，这样，冷凝温度升高对制冷量和系统 COP 的影响不大，能使吸附制冷系统在较大的温度范围内冷凝散热而保持高性能，对环境的适应能力强。但该系统蒸发温度大于 0℃，不能用于制冰，另外系统是真空系统，对真空密封性要求很高，而蒸发压力低也使得吸附过程较慢。

2. 吸附床传热的强化技术

吸附床中的传热强化，可以从改善吸附介质的传热性能和采用先进的吸附床结构这两个方面来考虑。前者的主要研究内容是研制具有高导热性能的复合吸附剂，后者则研究采用具有更好换热效果的换热器。

吸附剂为多孔介质，市场上的吸附剂（如沸石、活性炭等）一般都是粉状或颗粒状的，由其填充成的吸附床的接触热阻大，导热性能差。为增强吸附床导热系数，最简单的方法是将不同大小的吸附剂颗粒混合，这样做的效果很有限。还有一种方法是将吸附剂颗粒与导热性能较好的金属粉末或石墨混合，但即使添加剂的质量比达到 25%，吸附床导热系数的提高仍然不明显，主要原因在于添加剂与吸附剂之间的接触是点一点接触，未形成连续相。此外，金属或石墨的加入也使得吸附床的总热容增加，及单位质量吸附剂的吸附量减少。另一种更为有效的方法是将吸附剂与粘接剂复合，形成固化的复合吸附剂。

较简单的复合吸附剂是将粉状或颗粒状的沸石或活性炭与粘结剂复合成块状复合吸附剂。如沸石粉与聚苯胺复合吸附剂的导热系数 λ 为 0.24W/(m·K)，最大体积吸附率 x_0 为 30%，其导热性能和吸附性能均优于沸石颗粒（ $\lambda = 0.09\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ $x_0 = 25\%$ ）。我们对沸石与活性炭的块状复合吸附剂也进行了研制，得到了类似的效果。

考虑到在增强导热的同时并减小接触热阻，可以将复合吸附剂在换热器内成型，使吸附剂与换热器壁紧贴。意大利 Restuccia 等研制了紧贴于金属肋片的沸石与 $\text{Al}(\text{OH})_3$ 的复合吸附剂薄层，其导热系数 $\lambda = 0.43\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ，最大体积吸附率 $x_0 = 22\%$ ，薄层厚度为 2mm。

还有一种大幅度提高吸附剂导热系数的方法是将颗粒状的吸附剂嵌入膨化的石墨板中得到高导热吸附剂。如沸石颗粒与石墨复合吸附剂 (Szarynski, 1998) 的导热系数达到了 $5\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, 硅胶 + 石墨复合吸附剂 (Euu, 2000) 的导热系数达到了 $10\sim 16\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, 而硅胶颗粒床导热系数仅为 $0.14\sim 0.26\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。

在换热器方面, 近年来人们已对多种采用不同换热器的吸附床结构进行了分析, 如板翅式换热器、螺旋管式换热器、壳管式换热器、热管换热器等, 目前还很难说哪一种换热器更适用于吸附床, 只能根据具体条件进行选择。

3. 余热利用

我国余热资源非常丰富, 余热回收的潜力很大。大部分低品位的余热资源多可以用不同的固体吸附式制冷系统进行回收, 有适用于低温热源的硅胶—水系统, 也有适用于较高温热源的沸石—水系统。与液体吸收式制冷相比, 固体吸附制冷系统结构简单, 成本低, 且适用于有振动和颠簸的场合, 故近年来国内外开展了大量对不同余热资源的固体吸附式制冷的应用研究。

Suzuki 分析了以沸石—水为工质对的吸附式制冷系统用于小轿车的设计方案, 系统的关键主要在于能否有效地提高吸附床的传热、传质性能, 以减少循环时间和降低吸附床重量。Zhu 等对渔船保鲜用的吸附式制冷系统作了研究, Lavan 探讨了卡车尾气驱动吸收式制冷系统的可能性。Saha 提出了一种采用四个吸附床的低温热源双级吸附制冷循环, 此双级循环效率在热源温度很低 ($< 54^\circ\text{C}$) 时比单机循环的效率, 而对较高的热源温度, 其效率很低。

在余热利用方面, 上海交通大学已在实施汽车发动机尾气余热空调研究项目, 采用活性炭—氨工质对, 设计制作了一套 5kW 吸附式空调实验样机。另外还研制了一套采用分子筛—水工质对的贮能型吸附式空调, 该系统专门为了火车司机室空调而设计, 平均制冷功率为 5kW 。

4. 太阳能利用

太阳能制冷国热量的供给和冷量的需求在季节和数量上的高度匹配而受到普遍的重视。在国外, 已开始有小批量的太阳能吸附制冷产品进入市场, 其主要应用在于制冰或冷藏, 而在国内尚未有商业化产品。

自 Tchernev 试制成功沸石—水太阳能制冷机后, 太阳能固体吸附式制冷

技术已成为各国竞相研究的热点课题。太阳能固体吸附制冷装置以平板集热方式为主。法国 Pons 和 Guillemint 等分别对活性炭—甲醇和沸石—水太阳能制冷机进行了研究,其活性炭—甲醇太阳能制冰机的集热面积为 6m^2 (4 个集热器),吸附剂单位质量为 $20 \sim 24\text{kg}/\text{m}^2$,制冷系数为 $0.12 \sim 0.14$;沸石—水太阳能冷藏室的集热面积为 20m^2 (24 个集热器),吸附剂质量共为 360kg ,制冷系数约为 0.10 。华南理工大学的谭盈科等和中科院广州能源研究所的李中付等也试制了类似结构的太阳能固体吸附式制冷装置,制冷性能也比较接近。

近年来,除了太阳能集热器/吸附发生器合一的制冷系统外,还发展了多种结构形式的太阳能吸附制冷机。Iloje 等采用管状结构的吸附器,将吸附剂(氯化钙、活性炭)填充至金属管中,在金属管中央布置一同心圆管作为制冷剂的传质通道,然后将金属管粘接到集热器的表面上。Erhard 等把水平热管放热段设置在吸附床内,提高了吸附床的热流密度;Headley 等采用抛物聚焦面(CPC)加热活性炭—甲醇吸附式冰箱,该系统在太阳辐射较低的情况下也可制冷,但系统的制冷效率非常低;Bansal 等研究了利用太阳能真空集管加热的 $\text{SrCl}_2 - \text{NH}_3$ 吸附制冷机;Vasillev 等试制了一台太阳能—天然气固体吸附热泵,采用抛物面聚焦型太阳能集热器加热循环水,驱动一台双吸附器回热型吸附制冷机,当太阳能不足时,由天然气辅助加热,制冷循环时间为 12min ,可实现连续制冷;王如竹等研制的太阳能热水器冰箱复合机将太阳能供热水与制冷有机地结合起来,提高了能量利用的效率;刘震炎等提出了吸附床直接吸热、每管自成制冷单元的太阳能冷管型制冷系统。

从目前的研究来看,太阳能固体吸附制冷需要解决的关键问题主要有:吸附器/集热器白天的集热和夜间的散热之间的矛盾关系如何有效地解决;对于以甲醇和水等低蒸汽压吸附质作为制冷剂的负压系统,如何长期维持系统的真空度;如何将夜间所制的冷量有效地贮存到白天使用等。

5. 高效吸附制冷循环

(1) 热波循环。热波循环中吸附床被设计成沿流体流程存在很大的温度梯度,高温流体进入解吸床后由于吸附床良好的热交换性能,流体在流程方向上形成大的温度梯度,在流出吸附床时其温度值已接近于环境热源温度,只需少量热损即可降至环境温度;然后该流体再进入吸附床,由于受吸附床的显热和吸附热作用,流体沿流程方向逐步升温,形成一较大的温度梯度,

在吸附床出口处温度已接近于热源温度，然后流体经高温热源稍许加热后即再次进入解吸床。这样能最大限度地利用吸附过程放出的热量，更充分地回热。热波循环，理论上很先进，但在实际系统中实现起来很困难。根据互联网上法国 CNRS 研究所站点的最近报道，热波循环系统 COP 的试验值已达到了 0.9~1.0，其吸附器直径 50mm，内含 1.7kg 沸石/石墨复合吸附剂，循环时间为 107min。Pons 等报道了近来在热波循环方面取得的进展，他们采用分子筛—水作为吸附制冷工作对，将分子筛固化成块状并粘结在膨胀石墨板上，使吸附床导热系数从堆积状的 $0.1\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 提高到 $15\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。吸附床用金属板夹紧，金属板上设有热流体通道，空调工况实现 $\text{SCP} = 40 \sim 120\text{W}/\text{kg}$ ， $\text{COP} = 0.3 \sim 0.4$ 。按照 Pons 预测，该系统理论上 COP 可达到 1 左右。据王如竹对实验装置的考察，认为 COP 不高的原因主要是金属和流体热容太大，在保证传热的情况下，应充分注意吸附床中金属和流体热容对吸附剂热容的比值。

(2) 对流热波循环。对流热波循环则是一种吸附床内强迫对流以改善吸附床传热传质性能的循环方式，即利用制冷剂气体和吸附剂间的强制对流，使用循环泵将氨等高压制冷剂蒸气直接加热或冷却吸附剂而获得较高的热流密度，因床内的传热条件良好，在较短的时间内就可将吸附床加热或冷却到预定温度。根据互联网上报道英国 Critoph 对该循环的近期研究表明其 COP 可达到 0.90（吸附床直径 250mm，长 500mm，蒸发、冷凝和脱附温度分别为 5°C 、 40°C 和 200°C ）。Critoph 自提出对流热波循环后系统地进行了理论分析，并于 1999 年建成了实验样机。虽然离他的理论分析还有很大距离，但基本上证明了对流热波循环的可行性。他的实验结果表明，对流热波型吸附式空调系统样机 COP 达到了 0.57~0.79 的水平，他所设计的系统预计制冷量为 5kW，然而目前为止尚只实现了 1.07~1.49kW。

(3) 回热回质循环。连续回热循环已有广泛研究，一般是两个或多个吸附器分时加热发生或冷却吸附运行，其中可以采取回热措施以提高热量利用率。然而发生器和吸附器在回热换相前首先可以用管路连通，实施回质，往往可取得特殊效果。经王如竹等研究证明，采用回质后可使系统运行 COP 提高 10%~20% 左右。有关回热与回质在操作运行中如何有效地实现，还值得做大量研究工作。

(4) 吸附—吸收联合制冷循环。由高温热源驱动吸附制冷系统，利用其

回热与低温余热驱动吸收式制冷系统，而形成两级或三级的联合制冷循环。如以 $\text{NiCl}_2\text{—NH}_3$ 吸附式制冷 ($\text{CDP} = 0.27$) 与沸石—水双床吸附式制冷 ($\text{COP} = 0.50$) 为高级循环，以溴化锂—水吸收式制冷 ($\text{COP} = 0.75$) 为基级循环的联合制冷循环，总理论 COP 可达到 1.52；以金属氢化物吸附制冷为高级循环，以硅胶—水或溴化锂—水为基级循环理论效率可望达到 1.5 以上。

(5) 压缩机驱动的吸附制冷系统。与一般吸附制冷系统利用吸附床的温度差实现吸附床吸附量的变化不同，该制冷系统由压缩机形成两个吸附床间的压差来实现吸附床吸附量的变化，由于吸附床压力的降低使其吸附量减小，脱附出制冷剂而温度降低，因此该系统的冷量是在脱附过程产生的。这种系统对压缩机的压缩比要求很高，其研究还处于理论分析阶段。

6. 吸附制冷产品

经过几十年的研究探索，吸附制冷已开始从实验室迈向工业化生产，目前在日本、英国、法国和中国等国家，已有少批量的吸附制冷产品进入市场。

日本 Tokyo Gas Co. Ltd 生产的由热水驱动的吸附制冷机以硅胶—水为吸附工质对，由 $70 \sim 75^\circ\text{C}$ 热水驱动，冷却水温度为 $29 \sim 33^\circ\text{C}$ ，冷媒水温度为 $9 \sim 14^\circ\text{C}$ ，其最大制冷系数 COP 据其报道可达到 0.6。英国 University of Warwick 研制的用于疫苗冷藏的太阳能吸附制冷机被国际卫生组织推荐用于发展中国家。法国 CNRS 研究所与法国 BLM 公司开发了一种以活性炭—甲醇为工质对的太阳能制冰机，每台制冷机的集热面积为 1m^2 。

在我国，上海交大、华南理工大学、中科院广州能源研究所、湖南大学等单位也在积极进行吸附制冷的实用化工作。湖南大学研制的 DY 系列吸附制冷装置已有部分形成产品，如渔船柴油机尾气制冰机和汽车尾气冰箱。

现有吸附制冷产品大多用于制冰或冷藏，太阳能空调和发动机余热空调系统正在积极地研制中。广阔的市场前景和良好的社会与经济效益将促进吸附制冷技术的实用化进程。

7. 非平衡吸附问题

从大量的研究文献来看，目前对吸附式制冷技术的研究主要包括吸附剂—制冷剂工质对的性能、一些先进的吸附式制冷循环的特性、吸附式制冷系统内部的传热传质特性、以及包含前三个方面在内的吸附式制冷系统的运行

特性等方面的内容。大量的文献资料表明，在对这些方面进行研究时，目前为止的绝大多数文献都是在吸附平衡的假设前提下进行的。在对吸附式制冷循环进行研究时，目前主要是在吸附平衡条件下从热力学第一定律的角度进行研究，而没有考虑时间因素对循环特性的影响，从热力学第二定律甚至热经济学的角度研究吸附式制冷循环的并不多。

在传热传质研究方面，动态的传热传质方程虽然包含了时间因子，但都是在吸附平衡的前提下进行的，没有考虑时间因素对吸附和解吸平衡的影响。大量的实验研究表明，一般吸附式制冷系统的循环周期均远远小于一般吸附剂材料达到吸附或解吸平衡的时间，因而在实际过程中大部分吸附式制冷系统是在非吸附平衡条件下运行的。比如，沸石—水工质对的吸附平衡时间长达数小时，而这种系统的循环周期应在 60min 以内。根据提供的实验数据，国产 YK 活性炭吸附甲醇达到吸附平衡的时间在 300min 以上，即使吸附解吸较快的活性炭纤维的吸附平衡时间也在 180min 左右，而一般活性炭纤维吸附式制冷系统的循环周期应不超过 40min。因此，一般的吸附式制冷系统不可能使之在吸附平衡条件下运行。此外，在实际运行过程中，吸附剂的温度始终处在一种动态变化之中，这也使系统很难在吸附平衡条件下运行。吴静怡等在回热型吸附式制冷系统的最优运行研究中，结合吸附速率问题提出了最优循环周期。

非平衡吸附对吸附式循环的特性有较大的影响。一方面是循环动态吸附量 dynamic adsorption capacity 与平衡条件下的吸附量 full adsorption capacity 存在较大的差别。对非吸附平衡条件下吸附式制冷循环的热力学分析，不能单单从热力学第一定律的角度进行，必须从有限时间热力学的角度来考察；在研究吸附式制冷循环的单位循环制冷量和 COP 等特性时，时间因子必须作为一个重要的制约因素加以考虑。此外，目前的吸附式制冷系统大多采用可回热的一些先进循环，由于循环时间的有限性，回热极限在很大程度上受到了时间的制约，因而单纯从热力学第一定律的角度进行的回热极限计算与实际的回热情况将存在较大的差异。所以对有回热的吸附式制冷循环的分析，必须首先从热力学第二定律的角度来考察循环过程中的焓变化和熵变化过程，在此基础上来分析循环的回热极限以及系统参数对循环特性的影响，并进一步对系统工况和结构参数作优化研究。

总之，由于有限时间的限制，吸附式制冷循环无论在吸附方面还是在热

力学方面，都不可能在平衡条件下进行。因此，对于吸附式制冷循环，应当从非平衡吸附的角度，运用热力学第二定律和有限时间热力学的方法进行研究，才能更准确地反映实际吸附式制冷循环和系统的内部特性。有关非平衡吸附特性在吸附制冷循环研究中的考虑是吸附制冷循环研究的重要议题，随着吸附制冷的逐步成熟，基于吸附/解吸动态分布参数特性的吸附制冷系统研究方法将成为主流。上海交通大学滕毅博士学位论文对非吸附平衡理论开展了一些分析，建立了初步分析方法，在上海交通大学吴静怡博士学位论文中运用吸附动态特性的思想，对吸附式空调热泵展开了系统研究，取得了一些成效。

综上所述，吸附式制冷在 20 世纪 80 年代开始重新起步，并日益受到重视，20 世纪 90 年代开始有较大发展，研究工作可谓方兴未艾。已取得的一些成果，为进一步的研究树立了信心，提供了良好的前景。

二、基本型吸附式制冷循环

基本的吸附式循环由发生在吸附床中的四个过程以及蒸发器和冷凝器中的两个过程组成，可用图 2-4-65 所示的系统示意图和图 2-4-66 所示的 $p-T-x$ 图表示。这里 T_{a2} 、 T_{g2} 分别为吸附终了温度和解吸终了温度； T_e 、 T_c 分别为蒸发温度和冷凝温度（对应的饱和压力分别为 P_e 、 P_c ）； T_{a1} 、 T_{g1} 分别为初始吸附温度和初始解吸温度。

过程 1-2:

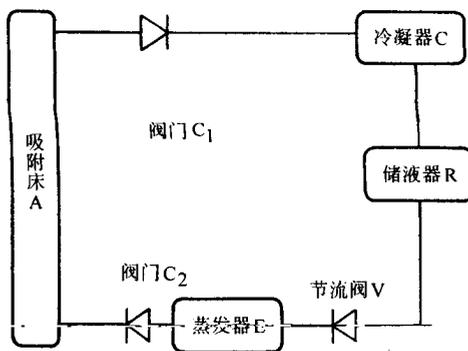


图 2-4-65 基本吸附式循环系统示意图

在吸附床中，加热吸满制冷剂的吸附剂，使之从温度 T_{a2} 升高到 T_{g1} ，在此过程中吸附床内制冷剂的压力也从 p_e 升高到 p_c 。其中 p_e 和 p_c 是由蒸发温度和冷凝温度决定的。假设：①在制冷剂压力达到 p_c 之前没有解吸过程发生；②沿等吸附量线的加热过程是一个等容过程；③忽略加热吸附床内的制冷剂气体耗费的显热。

过程 2-3：

吸附床中的吸附剂继续受热直至其温度达到最大解吸温度 T_{g2} 。与此同时，被吸附的制冷剂沿着压力为 p_c 的等压线解吸出来。该过程中假设制冷剂气体一解吸出来就进入冷凝器中被冷却，在吸附床中没有制冷剂被冷却的过程发生。

过程 3-4：

与过程 1-2 相似，冷却解吸完毕的吸附剂，使之温度从 T_{g2} 降到 T_{a1} ，同时制冷剂压力从 p_c 减小到 p_e 。认为此过程为等容过程，过程中没有吸附现象发生。过程 4-1：

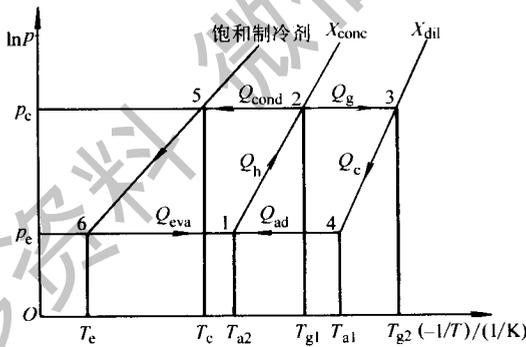


图 2-4-66 基本吸附式制冷循环图

吸附剂继续被冷却，直至其温度达到吸附温度 T_{a2} 。在此过程中，吸附剂沿着压力为 p_e 的等压线吸附从蒸发器中蒸发出来的制冷剂气体，直到吸附床的状态恢复到状态 1 为止。

在冷凝器中，从吸附床中解吸出来的制冷剂气体在等压 p_c 下冷凝。冷凝压力 p_c 是由冷凝温度 T_c 决定的。假设从吸附床中出来的制冷剂气体的初始温度与进入冷凝器的气体温度相同。

在一个吸附循环系统中，蒸发器、节流阀和贮液器可以看成是一个子系统。在该子系统中，液体制冷剂从温度 T_c 到温度 T_e ，然后在蒸发器中在等压 p_e 下蒸发。

采用 2 台吸附床交替运行可以实现连续制冷或供热，构成连续型循环。20 世纪 20 年代 Leslie、Miller 和 Hulse 等进行了采用氯化钙/氨、活性炭/甲醇及硅胶/SO₂ 等工质对的商用冰箱、制冷机研究。其中 Hulse 成功设计了以燃气为热源、以硅胶/SO₂ 为工质对、采用图 2-4-67 列举的连续型循环的铁路运输冷藏车，并获得应用。该连续型循环是吸附制冷循环研究的一个重要分支，20 世纪 80 年代以后，以此连续型循环为基础，吸附制冷循环获得了飞速发展，型式日益丰富。

连续型循环概念可由图 2-4-67 所示的吸附制冷系统来描述，其中冷凝器、节流阀和蒸发器的作用与蒸气压缩式循环一样；床 2 冷却时床 1 加热，床 1 受热到一定程度解吸出吸附质蒸气而升压，当蒸气压力升至冷凝压力，冷凝电磁阀打开，冷剂蒸气流入冷凝器冷凝，而床 1 继续被加热；与此同时，床 2 冷却降压直至蒸发压力时，蒸发电磁阀打开，蒸发器中气化的冷剂流入床 2 吸附，而床 2 继续被冷却；在床 1 完全解吸和床 2 完全吸附后，上述过程逆转，从而完成循环。系统可分别由蒸发器通过冷风机和由冷凝器、吸附床（处于吸附过程时）通过热风机同时供冷、供热。

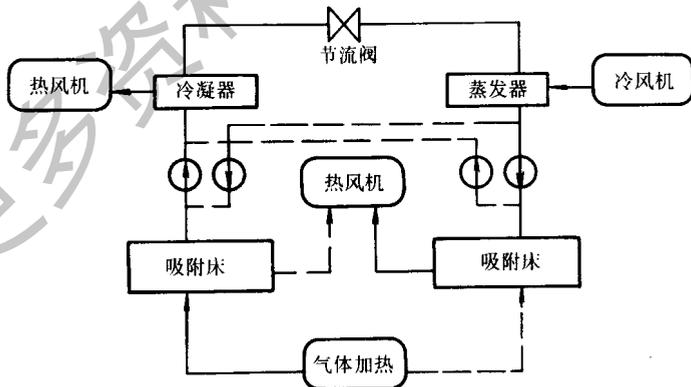


图 2-4-67 连续型吸附式制冷/热泵系统

根据连续型循环概念，20 世纪 20 年代开发的系统使用开式气体火焰加热解吸床，仅采用自然对流冷却吸附床、冷凝器，系统简单可靠，在假定工质对的解吸热与冷剂的气化潜热相等，以及忽略吸附床金属热容和吸附床传

热流体热容的理想情况下，其 COP 较高；在实际装置中由于上述热容的存在以及其他不可逆因素，其 COP 一般低于 0.4^[2]。随电力技术的发展、氟利昂工质的使用，出现了较高性能的蒸气压缩式制冷机组，另外，Munters 和 Platen 研制的氨—水—氢扩散吸收式制冷也获得发展，相比之下应用此连续型吸附制冷循环显得效率低、成本高，故而吸附制冷的研究长期停滞。

基本型循环热力计算与分析。如图 2-4-66 所示，基本循环涉及 7 种热量，分述如下：

(1) Q_h ——吸附床等容升压过程中吸收的显热（图上过程 1-2）

$$Q_h = \int_{T_{g2}}^{T_{a2}} c_{va}(T) M_a dT + \int_{T_{g2}}^{T_{a2}} c_{vc}(T) M_c dT \quad (2-4-68)$$

$c_{va}(T)$ 为吸附剂比定容热容； $c_{vc}(T)$ 为制冷工质比定容热容； M_a 、 M_c 分别为两者的质量，其中， $M_c = X_{conc} \times M_a$ 。该式的第一部分表示的是吸附床显热，另一部分是制冷工质显热。

(2) Q_g ——脱附过程吸收的热量（图上过程 2-3）

$$Q_g = \int_{T_{g1}}^{T_{a2}} c_{pa}(T) M_a dT + \int_{T_{g1}}^{T_{a2}} c_{pc}(T) M_c dT + \int_{T_{g1}}^{T_{a2}} M_a h_d dx \quad (2-4-69)$$

$c_{pa}(T)$ 为吸附剂比定压热容； $c_{pc}(T)$ 为制冷工质比定压热容；第三项为温度从 T_{g1} ，升至 T_{g2} 考虑吸附率的变化量（ $\Delta x = X_{conc} - X_{dil}$ ）所计算的总脱附热，其中 h_d 为脱附热。式中第一部分表示吸附床显热，第二部分表示留在吸附床内制冷工质的显热。

(3) Q_c ——冷却吸附床带走的显热（图上过程 3-4）

$$Q_c = \int_{T_{a1}}^{T_{g1}} c_{va}(T) M_a dT + \int_{T_{a1}}^{T_{g1}} c_{vc}(T) M_c dT \quad (2-4-70)$$

第一部分是吸附剂显热，第二部分是留在吸附床内工质的显热。

(4) Q_{ad} ——吸附过程中带走的热量（图上过程 4-1）

$$Q_{ad} = \int_{T_{a2}}^{T_{a1}} c_{pa}(T) M_a dT + \int_{T_{a2}}^{T_{a1}} c_{pc}(T) M_c dT + \int_{T_{a2}}^{T_{a1}} M_a h_a dx - \int_0^{T_{a2}-T_c} c_{peg}(T) M_a \Delta x dT \quad (2-4-71)$$

$c_{peg}(T)$ 为自由气态工质的比定压热容； h_a 为吸附热。第一、二部分表示的是整个吸附床的显热，第三部分是吸附热，最后一部分为蒸发的工质气体升温至 T_{a2} 吸收的显热。

(5) Q_{ref} ——制冷量

$$Q_{\text{ref}} = M_a L_e \Delta x \quad (2-4-72)$$

式中, L_e 为汽化潜热。

(6) Q_{cond} ——冷凝过程放出的热量(图上过程 2-5)

$$Q_{\text{cond}} = M_a L_e \Delta x + \int_{g_1}^{g_2} (T) M_a \Delta x dT \quad (2-4-73)$$

第一部分是饱和汽化潜热,第二部分是工质蒸汽在冷凝过程中放出的显热。

(7) Q_{eva} ——液态制冷剂从 T_e 降至蒸发温度 T_e 放出的显热(图上过程 5-6)。

$$Q_{\text{eva}} = \int_{T_e}^{T_c} c_{\text{vf}}(T) M_a \Delta x dT \quad (2-4-74)$$

其中, $c_{\text{vf}}(T)$ 是液态制冷剂的比定容热容。

应当指出,上述公式是纯理论的,实际上由于工质物性复杂,且存在各种损失,精确地计算各种热量比较困难,但可以利用这些公式对循环进行分析,从理论上加以指导。

对循环的评价可以用 COP 表示,它在吸附式循环中的表达式为:

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{ref}} - Q_{\text{eva}}}{Q_h + Q_g} \approx \frac{Q_{\text{ref}}}{Q_{\text{hg}}} \quad (2-4-75)$$

计算中的 T_{g1} 与 T_c 、 T_e 和 T_{a2} 关联,对 X_{conc} 两端列 D-A 方程可得如下关系式:

$$T_{g1} = T_c \cdot T_{a2} / T_e \quad (2-4-76)$$

同样对 X_{dil} 两端列 D-A 方程可得如下关系式:

$$T_{a1} = T_e \cdot T_{g2} / T_c \quad (2-4-77)$$

脱附热可由 Clausius - Clapeyron 求得:

$$H = R \cdot A \cdot T / T_c \quad (2-4-78)$$

式中, T 为吸附床温度; T_c 为冷凝压力 p_c 对应的饱和温度; R 为普适气体常数; A 为 Clausius - Clapeyron 方程系数,例如对于甲醇制冷剂,系数 $A = 4432$ 。

三、热波循环

提高循环效率是固体吸附式制冷的一个重要研究问题。其关键是如何提

高回热利用率。为此，研究人员提出了多种改进循环方式，热波循环以其高回热率最为引起重视。自从 Shelton 教授提出这一概念以来，其高效回热特点吸引了许多学者开展这方面的理论研究，并提出改进。

(一) 热波循环原理

连续型固体吸附式制冷系统有两只吸附床，两床交替处于吸附状态和解吸状态。运行时，其中一个处于解吸状态，吸收热量，另一个处于吸附状态，释放热量，如图 2-4-68 所示。

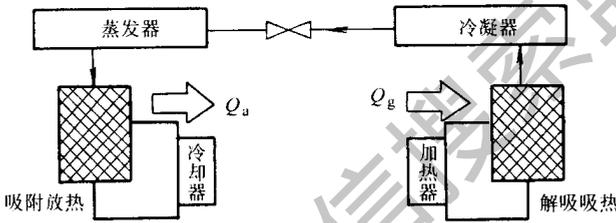


图 2-4-68 吸附式制冷中热量流动示意图

热波循环的出发点在于能否将吸附过程放热 Q_a 最大程度地利用起来，减少解吸过程加热量 Q_g ，从而提高系统的性能。为此，Shelton 提出了热波循环方式。图 2-4-69 是一典型的热波循环系统。其基本原理是：采用单一加热、冷却流体回路，将两个吸附床和冷却器、加热器连接起来，通过回路中流体的流动，将处于吸附态床释放的热量，输送给处于解吸态的床，加以回收利用，提高系统性能。Shelton 宣称在不违背热力学第二定律的情况下，解吸过程 80% 的热量可由吸附过程放热提供。

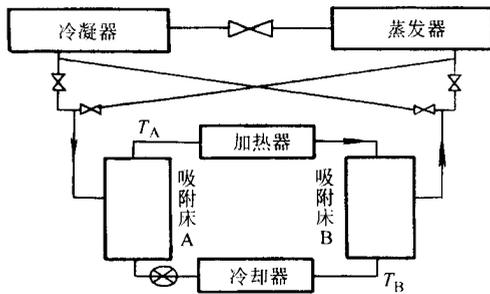


图 2-4-69 典型的热波循环系统

问题是如何有效地输送能量。开始时，吸附态床温度很高，而解吸态床温度较低，还可形成温差传递；结束时，吸附态床温度很低，而解吸态床温度较高，根本无法传递热量。

热波循环要求解吸床出口流体温度 T_B 较低，而吸附床出口流体温度 T_A 较高。否则大量的热量将耗散在冷却器中，同时，很难将热量有效带回加热器。特别是 $T_A < T_B$ 时，根本无法回收热量。所以希望能在两只吸附床内都形成大温差，而且不是在整个床的长度上形成大温差，否则两只床的解吸、吸附都很不充分，严重影响系统性能。

为此 Shelton 提出了专利的热波概念。所谓热波，就是流体进入吸附床后，温度迅速下降或上升，形成大温差，如图 2-4-70 所示，热波形如一陡峭的波形，籍以输送两床间的热量。

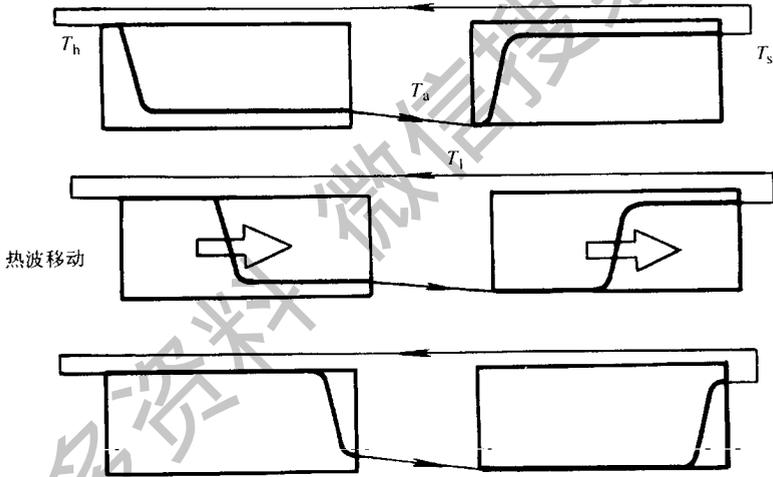


图 2-4-70 热波移动示意图

结合基本循环的 4 个过程，整个热波循环过程如图 2-4-71 所示。

1. A 床等容升压，B 床等容降压

床 A 的初始态为吸附饱和态 (T_1, p_e)，准备解吸；床 B 为解吸完毕状态 (T_h, p_e)，开始吸附。热流体经加热器升温至 T_h 后，进入 A 床，通过和吸附床热交换加热床的各部分，并在床 A 的左端形成陡峭热波，其它部分则升温至 T_a 。出口流体经冷却器进一步冷却至 T_1 ，进入吸附床 B，在 B 床内左端同样形成大温差热波，使床降温为 T_s ，而流体则升温至 T_s 后流回加热

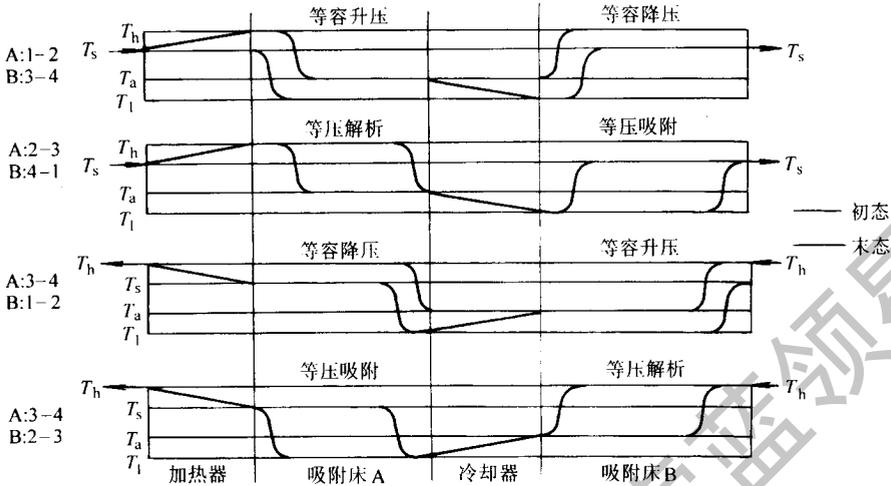


图 2-4-71 热波循环能量输送示意图

器循环。这样，随着床 A 的温度升高，使部分吸附剂解吸，床内压力上升为冷凝压力 p_c ；床 B 温度较低，使得部分吸附剂被吸附，床内压力降为 p_e 。

2. A 床等压解析，B 床等压吸附

A、B 床压力分别达到 p_c 和 p_e 后，打开 A 床和冷凝器，B 床和蒸发器的通道。随着热波的推移，A 床内各部分不断被加热至 T_h ，进行等压解吸；而 B 床内各部分不断被冷却至 T_l ，进行等压吸附，直至 A、B 床内热波都移到右端，A 解析完毕，B 吸附完毕。

经过上述两个过程后，A 床回到 B 床的起点状态，而 B 床回到 A 床的起点状态。循环流体反方向流动，A 床和 B 床互换状态，A 开始吸附，B 开始解吸，直至 A、B 床又重新回到起始状态，完成整个循环过程。

热波循环通过流体在两床间的正逆向流动输送能量，提供循环驱动力。流体在加热器中吸收热量 Q_g ，在冷却器中向环境放热 Q_a 。同时，A 床解吸的高温高压冷剂蒸汽冷凝放热量为 Q_k ，B 床吸附的蒸汽蒸发时提供 Q_o 冷量。热波循环的关键就在于流体输运 A、B 床间的热量，回收尽可能多 B 床的显热和吸附热，提高回热率。

A、B 床的初始温度分别为 T_a 、 T_s 。热流体经加热器升温至 T_h 后，进入 A 床，通过和吸附床热交换，迅速降温至 T_a 再进入冷却器，使得进入冷却器的流体温度较低。经冷却器进一步冷却至 T_l 后，进入吸附床 B，在 B 床

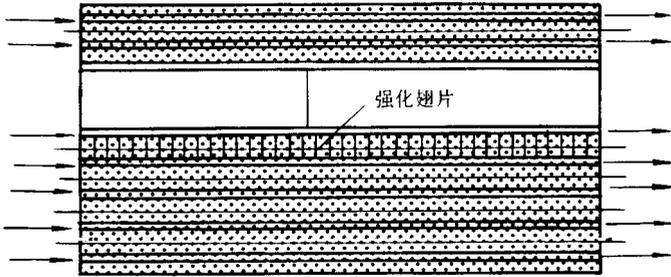


图 2-4-72 板翅式吸附床示意图

内通过和吸附床的热交换，类似地形成大温升，流体升温至 T_s 后流回加热器循环。而且，这样的大温差都在较短的距离内形成，构成陡峭的波形。这样，随着热波的推移，床 A 逐段升温至 T_h 作等压解吸；而 B 床逐段降温至 T_l 作等压吸附，有效地将热量从 B 床带回加热器。

对热波循环的研究主要是理论方面的工作。Shelton 发表了两篇文章，分别用斜波法和方波法分析热波循环，得出热波循环的效果很好。但模拟过程都假设这种形式的热波存在，并按物理波的形式有效移动，而未讨论热波的成立条件。目前热波循环实验和样机方面的研究报道，主要是 Pons 等所做的研究工作。另外，大量文献以 COP 为研究对象，忽略对其它指标的考虑，如很少考虑 COP 提高的条件对单位质量吸附剂制冷功率 SCP 的影响。

热波循环的关键在于理想热波的形成和有效移动。吸附床内的传热是影响热波的根本因素，热波只是流体温度场的一种形象描述，其温度场完全取决于吸附床内的传热特性。因此，有必要从传热角度，分析影响热波的主要因素，考察热波的特性与成立条件，以及这些条件下系统性能和能量密度的关系，探讨热波在固体吸附式制冷中的可行性。

(二) 热波循环数值计算

类似于制冷系统中的压缩机，吸附床是吸附式制冷系统的关键，它替代了压缩机的功能；不同的是，吸附床靠热交换提供驱动力，所以吸附床内的动态换热是一个重要研究对象。

1. 吸附床的传热模型建立及其简化

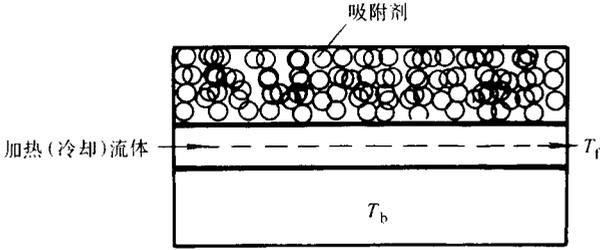


图 2-4-73 吸附床一维传热模型

由于吸附床的多样性，这里选定计算的吸附床采用板翅式换热器结构，如图 2-4-72 所示，由一系列板翅式换热单元组成，其一维传热模型如图 2-4-73 所示。

传热过程主要涉及换热流体、吸附床板壁和吸附剂。其中包括多种热量的传递方式：①加热（冷却）流体流动传递热量；②加热（冷却）流体和吸附床间的对流换热；③流体本身的导热传递；④吸附床内沿流体方向的导热传递；⑤同时伴随着床内冷剂气体的传质。而且相互间热量的传递互为条件，是一个复杂的传热传质过程。

分别以流体、板壁和吸附剂微元为研究对象，可建立各自的热作用方程。

(1) 加热（冷却）流体。引起流体微元内能变化的有：①流体流动传递热量；②和吸附床对流换热；③流体本身的导热作用。

由流体能量平衡得到流体换热方程式：

$$\frac{\partial T_f}{\partial \tau} + U_f \frac{\partial T_f}{\partial x} = a_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} - \frac{\alpha_1 h_f}{\rho_f c_{pf} A_f} (T_f - T_w) \quad (2-4-79)$$

(2) 板壁。板壁微元的内能变化由板壁两侧和流体、吸附床的换热引起，由能量平衡关系得到板壁的换热方程式：

$$\frac{\partial T_w}{\partial \tau} = a_w \left(\frac{\partial^2 T_w}{\partial x^2} \right) + \frac{\alpha_1 h_f}{\rho_w c_{pw} A_w} (T_f - T_w) - \frac{\alpha_2 h_b}{\rho_w c_{pw} A_w} (T_w - T_b)$$

$$(2-4-80)$$

(3) 吸附床内的传热传质。取吸附床内吸附剂微元体，列出吸附质质量守恒方程，这里认为引起吸附剂微元体内吸附质密度变化主要有：①吸附质气体的流动；②吸附剂的吸附（或解吸）作用。

由质量守恒推得方程式：

$$\frac{\partial (\rho v)}{\partial x} a + [\epsilon_b - (1 - \epsilon_b) \epsilon_a] \frac{\partial \rho}{\partial \tau} = (1 - \epsilon_b)(1 - \epsilon_a) \frac{\partial \rho}{\partial \tau} \quad (2-4-81)$$

其中， ϵ_a ， ϵ_b 分别表示吸附剂颗粒和吸附床的疏松度， q 表示吸附剂单位体积吸附量。

引起吸附剂内能变化的因素有：①解吸吸热（或吸附放热）；②流体对流换热吸热（或放热）；③吸附剂升温显热；④吸附质流动换热；⑤床内沿流体方向的导热。经整理得能量平衡方程：

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_a \frac{\partial T_b}{\partial x} \right) + \frac{\alpha_2 h_b}{A_b} (T_w - T_b) = - (1 - \epsilon_b)(1 - \epsilon_a) \frac{\partial q}{\partial \tau} |\Delta H| \\ + \frac{\partial (c_z T_b)}{\partial \tau} + \frac{\partial (\rho_a v c_g T_b)}{\partial x} \end{aligned} \quad (2-4-82)$$

其中，吸附质气体密度 ρ 和吸附剂吸附率 x 由下式表示：

$$\rho = \frac{p}{RT} \quad (2-4-83)$$

$$x = f(p, T) \quad (2-4-84)$$

床内吸附质气相的表面速度由 Ergun 方程确定：

$$u + \frac{\rho}{\mu} k_E u^2 = - \frac{kD^3 p}{\mu \alpha x} \quad (2-4-85)$$

式中， k_D 是吸附床的渗透率； k_E 是描述气体不活泼性参数；二者都取决于吸附剂和吸附质的特性。

显然这是一个相当复杂的模型，流体换热、管壁导热、吸附床内导热以及床内传质相互影响制约，是一典型的耦合问题，涉及到一组微分方程的求解。要想彻底完整地求解这个问题是非常困难的，考虑到我们最关心的是换热流体和吸附床的温度变化，特别是流体温度场变化趋势。流体和吸附床间通过对流换热传递热量，因此可考虑简化模型为流体和吸附床间的对流换热和床内传导问题。将吸附床、吸附剂、吸附质作为一整体考虑，通过集总参数来描述床内传热传质：

$$\frac{\partial T_f}{\partial \tau} + U_f \frac{\partial T_f}{\partial x} = a_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} - \frac{ah}{\rho f c_{pf} A_f} (T_f - T_b) \quad (2-4-86)$$

$$\frac{\partial T_b}{\partial \tau} = a_b \frac{\partial^2 T_b}{\partial x^2} + \frac{ah}{\rho b_{pb}^c A_b} (T_f - T_b) \quad (2-4-87)$$

对其中的变量进行无量纲化处理：

$$\Phi = \frac{T_f - T_0}{T_{in} - T_0} \quad \Theta = \frac{T_b - T_0}{T_{in} - T_0} \quad x^* = \frac{x}{L} \quad \tau^* = \frac{\tau}{\tau_R} \quad \tau_R = \frac{L}{U_f}$$

经整理可得：

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \tau^*} + \frac{\partial \Phi}{\partial x^*} = \frac{af}{U_f L} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^{*2}} - \frac{ahL}{U_f \rho_f c_{pf} A_f} (\Phi - \Theta) \quad (2-4-88)$$

$$\frac{\partial \Theta}{\partial \tau^*} = \frac{a_b}{U_f L} \frac{\partial^2 \Theta}{\partial x^{*2}} + \frac{ahL}{U_f \rho_b c_{pb} A_b} (\Phi - \Theta) \quad (2-4-89)$$

初始条件：

$$\Phi(x^*, \tau^* = 0) = 0; \Theta(x^*, \tau^* = 0) = 0 \quad (2-4-90)$$

边界条件：(加热过程)

$$\Phi|_{x^*=0} = \Phi_{in}(t), \quad \frac{\partial \Phi}{\partial x^*}|_{x^*=1} = 0$$

$$\frac{\partial \Theta}{\partial x^*}|_{x^*=0} = \frac{\partial \Theta}{\partial x^*}|_{x^*=1} = 0 \quad (2-4-91)$$

2. 传热模型的数值求解及验证

杨利明对热波现象及其形成规律做了较为深入的分析 and 计算，对以上所建立的数学模型利用有限差分数值求解方法进行了具体求解，图 2-4-74 为具体计算中采用的节点分割图。

Φ_1^n	Φ_2^n	Φ_3^n	...		Φ_m^n	Φ_{m+1}^n
Θ_1^n	Θ_2^n		...		Θ_m^n	Θ_{m+1}^n

图 2-4-74 节点分割示意图

对于耦合方程 (2-4-88) (2-4-89) 分析解有相当的困难，采用隐式差分格式进行数值计算。差分格式选用克兰科—尼科尔森 (Crank - Nicolson) 中间差分形式，流体和吸附床分割成如图 2-4-74 所示节点。

i 从 2 到 m，将方程 (2-4-88) 转化为隐式差分格式：

$$\frac{\Phi_i^{n+1} - \Phi_i^n}{\Delta \tau} + \frac{\Phi_i^{n+1} - \Phi_i^n}{2\Delta \tau} + \frac{\Phi_i^n - \Phi_{i-1}^n}{2\Delta x}$$

$$= \frac{a_f}{U_f L} \left[\frac{\Phi_{i-1}^{n+1} - 2\Phi_i^{n+1} + \Phi_{i+1}^{n+1}}{2(\Delta x)^2} \right] + \frac{a_f}{U_f L} \left[\frac{\Phi_{i-1}^n - 2\Phi_i^n + \Phi_{i+1}^n}{2(\Delta x)^2} \right] + \frac{\alpha h L}{U_f \rho_f c_{pf} A_f} \Theta_i^n - \Phi_i^n \quad (2-4-92)$$

$i=2, m$ 分别由

进口边界条件: $\Phi|_{x^*=0} = \Phi_{in}(t)$, 取 $\Phi_1^n = \Phi_{in}(n\Delta\tau)$

出口边界条件: $\frac{\partial \Phi}{\partial x^*}|_{x^*=1} = 0$, 取 $\Phi_{m+1}^n = \Phi_m^n$

将上式整理成对三角阵形式:

$$\begin{bmatrix} B_2 & C_2 & 0 & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & 0 & 0 \\ 0 & A_i & B_i & C_i & 0 \\ 0 & 0 & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & A_m & B_m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Phi_2^{n+1} \\ \dots \\ \Phi_i^{n+1} \\ \dots \\ \Phi_m^{n+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D_2^n \\ \dots \\ D_i^n \\ \dots \\ D_m^n \end{bmatrix} \quad (2-4-93)$$

其中:

$$A_i = -\frac{1}{2\Delta x} - \frac{M_1}{2(\Delta x)^2}, \quad i=3, \dots, m, \quad A_2 = 0$$

$$B_i = -\frac{1}{\Delta\tau} + \frac{1}{2\Delta x} + \frac{M_1}{(\Delta x)^2}, \quad i=2, \dots, m-1,$$

$$B_m = \frac{1}{\Delta\tau} + \frac{1}{2\Delta x} + \frac{M_1}{2(\Delta x)^2}$$

$$C_i = -\frac{M_1}{2(\Delta x)^2}, \quad i=2, \dots, m-1$$

$$D_i = \frac{\Phi_i^n}{\Delta\tau} - \frac{-\Phi_i^n - \Phi_{i-1}^n - 1}{2\Delta x} + M_1 \left(\frac{\Phi_{i-1}^n - 2\Phi_i^n + \Phi_{i+1}^n}{2(\Delta x)^2} \right) + M_2 (\Theta_i^n - \Phi_i^n), \quad i=3, \dots, m-1 \quad (2-4-94)$$

$$D_m = \frac{\Phi_m^n}{\Delta\tau} - \frac{\Phi_m^n - \Phi_{m-1}^n}{2\Delta x} + M_1 \left(\frac{\Phi_{m-1}^n - \Phi_m^n}{2(\Delta x)^2} \right) + M_2 (\Theta_m^n - \Phi_m^n), \quad i=m$$

$$D_2 = \frac{\Phi_2^n}{\Delta\tau} - \frac{\Phi_2^n - 2\Phi_{in}^n}{2\Delta x} + M_1 \left(\frac{2\Phi_{in}^n - 2\Phi_2^n + \Phi_3^n}{2(\Delta x)^2} \right) + M_2 (\Theta_2^n - \Phi_2^n), \quad i=2$$

$$M_1 = \frac{a_f}{U_f L}, \quad M_2 = \frac{\alpha h L}{U_f \rho_f c_{pf} A_f}$$

对于吸附床, 节点从 $i=2$ 到 m , 方程 2-4-89 转化为:

$$\frac{\Theta_i^{n+1} - \Theta_i^n}{\Delta\tau} = \frac{a_b}{LU_f} \left(\frac{\Theta_{i-1}^{n+1} - 2\Theta_i^{n+1} + \Theta_{i+1}^{n+1}}{2(\Delta x)^2} \right) + \frac{a_b}{LU_f} \left(\frac{\Theta_{i-1}^n - 2\Theta_i^n + \Theta_{i+1}^n}{2(\Delta x)^2} \right) + \frac{ahL}{U_f \rho_b c_{pb} A_b} (\Phi_i^{n+1} - \Theta_i^n) \quad (2-4-95)$$

边界条件：

$$\frac{\partial \Theta}{\partial x^*} \Big|_{x^*=0} = \frac{\partial \Theta}{\partial x^*} \Big|_{x^*=L} = 0 \quad (2-4-96)$$

当 $i=2$ 时，取 $\Theta_1^n = \Theta_2^n$

当 $i=m$ 时，取 $\Theta_m^n = \Theta_{m+1}^n$

将上式整理成对三角阵形式：

$$\begin{bmatrix} B_2 & C_2 & 0 & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & 0 & 0 \\ 0 & A_i & B_i & C_i & 0 \\ 0 & 0 & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & A_m & B_m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Theta_2^{n+1} \\ \dots \\ \Theta_i^{n+1} \\ \dots \\ \Theta_m^{n+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D_2^n \\ \dots \\ D_i^n \\ \dots \\ D_m^n \end{bmatrix} \quad (2-4-97)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} A_i = \frac{M_3 \Delta\tau}{2(\Delta x)^2}, \quad i=3, \dots, m, A_2=0 \\ B_i = -1 - \frac{M_3 \Delta\tau^*}{(\Delta x)^2}, \quad i=3, \dots, m-1, B_2=B_m = -1 - \frac{M_3 \cdot \Delta\tau^*}{2(\Delta x)^2} \\ C_i = \frac{M_3 \Delta\tau^*}{2(\Delta x)^2}, \quad i=2, \dots, m-1 \\ D_i = \frac{M_3 \Delta\tau^*}{2(\Delta x)^2} (\Theta_{i-1}^n - 2\Theta_i^n + \Theta_{i+1}^n) - M_4 \cdot \Delta\tau^* (\Phi_i^{n+1} - \Theta_i^n) - \Theta_i^n, \quad i=2, \dots, m \\ M_3 = \frac{a_b}{U_f L}, \quad M_4 = \frac{ahL}{U_f \rho_b c_{pb} A_b} \end{array} \right. \quad (2-4-98)$$

求解过程：根据已知初始条件及进口边界条件，先由方程 (2-4-92) 计算出流体各点的新值 Φ_i^2 ，然后结合方程 (2-4-95) 计算吸附床各点的新值 Θ_i^2 ，再以计算值为初始值，按照相同的方式，求解 $\Theta_i^3, \Theta_i^3 \dots$ ，随时间不断推移。

3. 模型与数值求解过程的验证

表 2-4-10 列出了 Shelton 所做实验的特性数据，式中 Bi 为吸附床 Biot 数。

其实验过程如下：前 27 分钟，流体进口温度从 49℃ 平稳上升至 99℃，并趋于稳定，从 36 分钟到 83 分钟，流体进口温度保持为 99℃ 不变。实验分别测试了第 36 分钟和 83 分钟沿流体方向床内各点的温度。

数值模拟以流体进口温度不变，第 36 分钟床内各点温度为初值，模拟第 83 分钟时床内各点的温度，并和实验结果相比较，如图 2-4-75 所示。数值模拟结果和实验值整体变化趋势一致，二者基本吻合。

表 2-4-10 Shelton 实验工况特性数据

$NTU_f = Bi \times KA$	19500 × 63
流体 Peclet 数 $Pe = \frac{\rho_f c_f v_f L}{k_f}$	17800
吸附床与流体热导比 $KA = \frac{k_{eff} A_b}{k_f A_f}$	63
吸附床与流体热扩散率比 $DR = \frac{\alpha_b}{\alpha_f}, \frac{c_{ff}}{\alpha_f}$	10
流体流速 v_f	3.44m/h
吸附床长度 L	1.42m

值得指出的是，Shelton 实验中，流体流速仅 3.44m/h，而吸附床的长度是 1.42m，相当于一小时内，流体只移动了 3 个吸附床的长度，所以第 83 分钟时，出口流体的温度依然能保持很低，流体温度波形也较好。

4. 热波循环计算

采用以上吸附床换热模型，计算热波工况，流体与吸附床温度的变化，特别是出口流体温度的变化。热波循环假设高温流体以恒定的温度进入吸附床，流出后经冷却器冷却至一较低的温度后，再进入另一吸附床冷却。

热波循环加热工况，进口条件为： $\Phi|_{in} = 1.0$ ，初始条件： $\Phi = 0$ ， $\Theta = 0$ 。

图 2-4-76、2-4-77 和 2-4-78 分别是出口流体、吸附床内沿程各点流体，以及吸附床的温度变化数值计算的结果（其中，流速 $U = 0.03m/s$ ，进口温度为 90℃）。

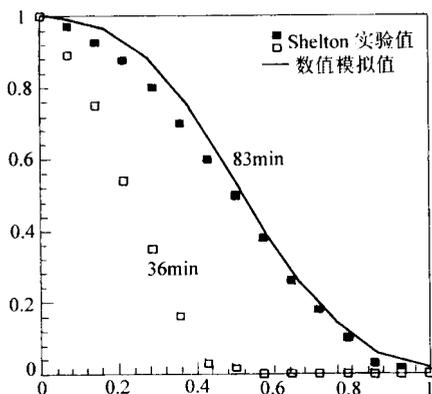


图 2-4-75 数值模拟结果和实验值比较

从图 2-4-76 中可看出，出口流体温度上升迅速，无量纲值在很短的时间内即超过了 0.5，按热波循环方式，出口高温流体将进入冷却器，意味着大量热量的损耗。

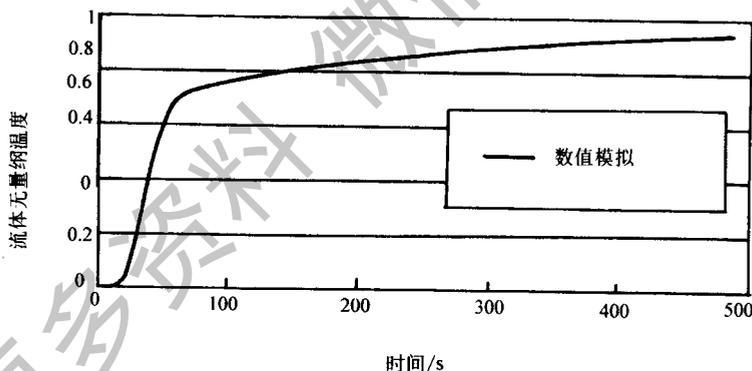


图 2-4-76 加热过程出口流体无量纲温度数值模拟值和实验值比较

从图 2-4-77 反映的情况和图 2-4-76 是一致的，出口流体温升很快。图 2-4-78 则说明吸附床温度变化较慢，而且床长度方向各点升温比较一致，图中不同时刻床内温度较均匀，这和热波循环希望建立陡峭热波的情况是不一致的，因为床和流体形成较陡峭热波是相互依赖的。如果床内温度部分均匀，要流体建立陡峭波是不可能的，因为流体这种波的建立要依靠

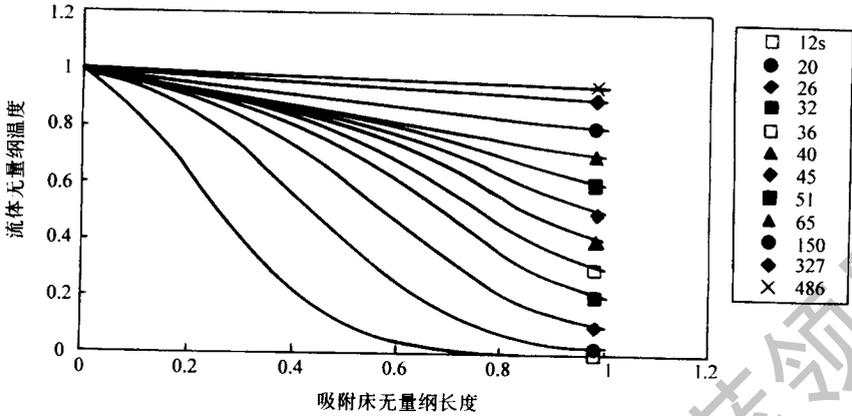


图 2-4-77 吸附床沿程各点流体随时间温升过程

和床的换热来形成。

5. 热波特性分析

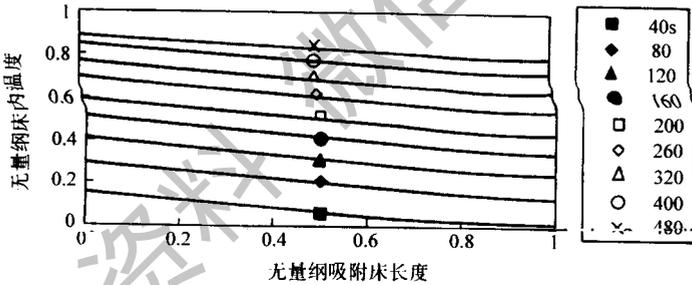


图 2-4-78 吸附床内沿程各点随时间温升过程

根据 Shelton 的分析，定义无量纲热波波长：

$$FWL = X^* (\Phi = 0.1, \tau) - X^* (\Phi = 0.9, \tau) \quad (2-4-99)$$

即流体无量纲温度从 0.9 降到 0.1 之间的距离，如图 2-4-79 所示。

理想热波循环要求热波较小，并且不随时间推移而增加，热波在吸附床内逐段向前推进。然而热波是对吸附床传热过程中流体温度变化的一种形象描述，其主要受到床内传热状况的影响。下面分别讨论①流体流速；②流体和吸附床间的当量换热系数；③流体和吸附床的体积热容比，对热波的影响。

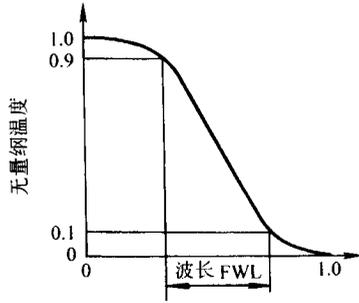


图 2-4-79 热波波长示意图

(1) 流体流速对热波的影响。流体流速是影响热波特性的一个重要因素。其它参数不变，随着流速的增加，很快波形变得很平坦，当流速很小时，陡峭热波的形成才比较明显。因为流速决定了沿流体方向热量的传递，流速增加，热量传递集中在沿流体方向，沿程各点的流体温度上升很快，明显不利于大温差热波的形成。

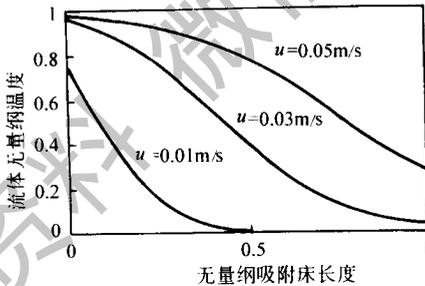


图 2-4-80 流体流速对热波波形的影响（第 40 秒）

图 2-4-80 列举了三种流速 $v = 0.05$ 、 0.03 、 0.01m/s 情况，第 40 秒的波形，很明显， $v = 0.01\text{m/s}$ ，热波波长很短，出口温度也很低，是较为理想的波形。随流速的提高，波形趋于平坦，出口流体温度上升明显，偏离理想热波的情况。需要指出的是，虽然 $v = 0.01\text{m/s}$ 情况波形较好，但此时，流体才流到吸附床 $1/2$ 的距离。

图 2-4-81 反映了流速对出口流体温度的影响。流速较低 ($v = 0.01\text{m/s}$)，出口温度上升平缓，流速升高 ($v = 0.03, 0.05\text{m/s}$)，出口流体温度上升迅速，显然不符合热波循环的要求。

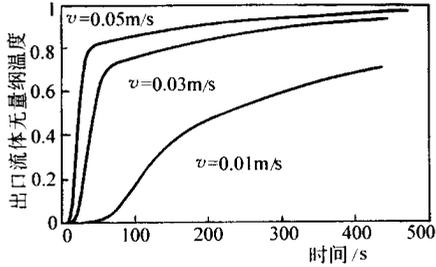


图 2-4-81 流速对出口流体温度的影响

(2) 当量换热系数对热波的影响。流体流动促使热量沿流体方向传递，而流体和吸附床间的对流换热促使热量在垂直于流体方向传递，减缓流体方向热量的传递，从而降低了流体的温升过程，有利于热波的形成。

流体侧换热系数 α_1 和流体流速相关，在一定流速范围内变化不大；接触热阻则取决于吸附剂颗粒和板壁的接触紧度等；板壁导热热阻和板材及其厚度有关；由于吸附剂的本身的疏松特性，吸附剂传导热阻是其中的重要部分，主要受到吸附剂厚度，即吸附剂侧流道宽度的影响。

图 2-4-82 是几种不同工况下，流体出口温度变化曲线。从图上可以看出，流速的减小和当量换热系数的增加，都可使出口流体的温升减缓。相同当量换热系数情况下，不同的流速，2 条温升曲线差异较大；相同流速情况下，不同当量换热系数，它们的温度变化曲线差异较小。可见，流速对流体温度变化的影响程度要大于当量换热系数。

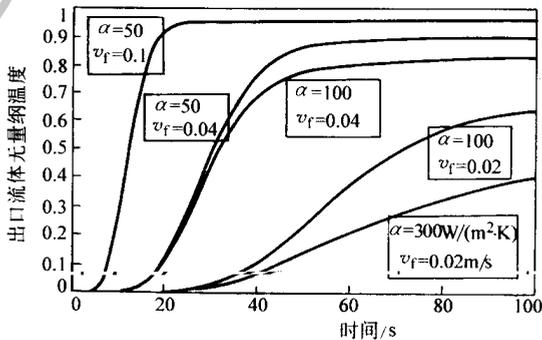


图 2-4-82 流速和当量换热系数对流体出口温度的影响

形成较陡峭的热波的条件是流速很低，而流速的减小，特别是降到只有几厘米每秒时，流体流动为层流流动，流体侧的换热效果明显削弱，显然会降低当量换热系数。

当量换热系数需要考虑几部分的热阻，其中包括流体对流换热热阻，但是两部分的热阻：①颗粒状吸附剂和板壁的接触热阻和②导热系数小的吸附剂的导热热阻是热阻的主要部分，对当量换热系数的影响较大。在这部分热阻不能有效降低的情况下，流体侧由于流速减小，削弱换热，对当量换热系数的影响不是很大。

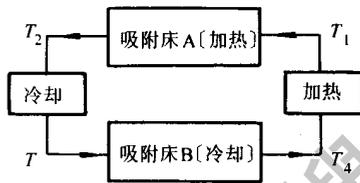


图 2-4-83 热波循环系统

流速下降虽使流体侧对流换热明显削弱，但对当量换热系数的影响并不明显。从另一个侧面也反映，当量换热系数的提高有很大局限性，是有待改进的一个关键。相比之下，减小流体流速是实现较为理想热波的主要手段。

(3) 吸附床结构对当量换热系数和体积热容比的影响。当量换热系数和体积热容比都和吸附床结构相关。吸附剂流道加宽和减小流体侧流道宽度，都有利于提高吸附床和流体间的体积热容比，但前者增加了吸附剂的传导热阻，使当量换热系数减小，后者使流体流速增加，二者均不利于改善热波形状。另一方面，如果是通过增加加热换热单元的密度达到上述要求，吸附床金属比加大，会增加加热、冷却过程的不可逆损失。当然，在 KA/DR 之间可以找到一个折衷值，即吸附床的最佳结构尺寸，但很难对形成理想的小波长热波有明显的改进。

从以上的分析可以得出热波的一些特点：流体流速、当量换热系数、体积热容比是影响热波的三个主要因素。流速减小，当量换热系数和体积热容比增加，都有利于小波长热波的形成，其中以流速的影响最为明显：①只有当流速很小时，才能有效形成理想的陡峭热波。图 2-4-84 所示 Shelton 实验中，流速仅为 3.44m/h ；②当量换热系数提高，有利于形成较理想的陡峭

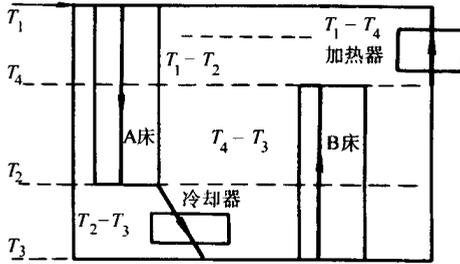


图 2-4-84 理想热波循环温度分布与热量传递关系

波，但其值的提高有很大局限性；③吸附床结构影响热波形状。虽然可以找到一个较佳的吸附床结构，但由于体积热容比的改善和当量换热系数、流体流速间相互制约，很难对形成理想的小波长热波有明显改进。

6. 热波循环性能计算

如图 2-4-83 所示，热波循环直接将加热器、吸附床 A，冷却器和吸附床 B 连接起来，希望通过流体的温度梯度。在四个部件间传递热量。理想的温度梯度关系如图 4-46，希望 A 床的出口温度 T_2 较低，而 B 床的出口温度 T_4 较高，这样使 A 床出口流体能有效回收部分热量后，才流回加热器，减少加热量。

热波循环通过流体在两床间的正逆向流动输运能量，提供循环驱动力。流体在加热器吸收热量 Q_g ，在冷却器中向环境放热 Q_c ，同时 A 床解析的高温高压冷剂蒸汽冷凝放热量为 Q_{cond} ，B 床吸附的蒸汽蒸发时提供 Q_{ref} 冷量。热波循环的关键就在于流体输运 A、B 床间的热量，回收尽可能多 B 床的显热和吸附热，提高回热率。

Q_g ， Q_c 可根据对 A、B 床加热、冷却过程流体进出口的温差求得：

$$Q_g = \sum \rho_f c_p v_f A_f \Delta \tau (\Phi_{Ain} - \Phi_{Bout}) (T_{in} - T_0)$$

$$Q_c = \sum \rho_f c_p v_f A_f \Delta \tau (\Phi_{Aout} - \Phi_{Bin}) (T_{in} - T_0)$$

制冷量：
$$Q_{ref} = M_a \Delta x L_e$$

冷凝放热：
$$Q_{cond} = M_a \Delta x L_c$$

随着床加热趋于完善，温度上升，出口流体温度很高，大量的热量将损耗在冷却器中，显然对系统性能的提高不利，因此床的加热完善度达一定值

就停止循环，一般取 80% ~ 85%，这里加热完善度指床整体的无量纲平均温度。

吸附式制冷或热泵系统的系统性能可表示为：

热泵工况：
$$\text{COP}_{\text{hp}} = (Q_c + Q_{\text{cond}}) / Q_g$$

制冷工况：
$$\text{COP}_c = Q_{\text{ref}} / Q_g$$

对应考虑循环时间的系统能量密度：

热泵：
$$\text{SHP} = (Q_c + Q_{\text{cond}}) / (\Delta t \cdot M_a)$$

制冷：
$$\text{SCP} = Q_{\text{ref}} / (\Delta t \cdot M_a)$$

流体在加热器吸收热量 Q_g ，在冷却器中向环境放热 Q_c ，同时 A 床解吸的高温高压冷剂蒸汽冷凝放热量为 Q_{cond} ，B 床吸附的蒸汽蒸发时提供 Q_{ref} 冷量。式中， M_a 为吸附剂的总质量； L_e 和 L_c 分别为甲醇的蒸发与冷凝潜热； Δx 为活性炭对甲醇吸附量的变化； Δt 为一个循环周期。

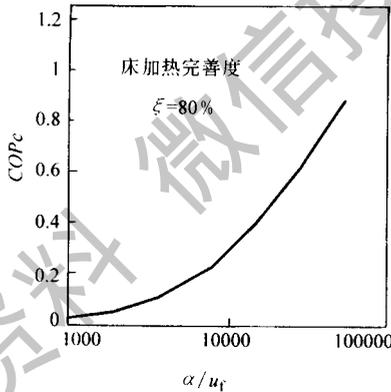


图 2-4-85 基本工况条件下系统性能 COP 和 α/u_f 的变化关系

当量换热系数的增加，流体流速的降低是形成理想热波的有利条件。从图 2-4-85 可以看出，随着 α/U_f 的增大，系统性能不断提高。 α/U_f 越大，热波趋于理想化，系统性能提高。随着 α/U_f 减小，小波长热波将很难形成，同时热波波长增加很快，导致流体出口温度上升很快，按照热波循环方式，大量的热量耗散在冷却器中，同时高温流体和冷却水间的大温差传热造成大量不可逆损失，降低了系统性能。

前面已分析过，由于当量换热系数提高有很大的限制，系统性能的提高只有通过降低流体流速来实现，从图 2-4-86 可以看出，相同 α 情况下，

流速从 0.1m/s 降到 0.02m/s ，吸附床的无量纲温度上升至 0.8 的时间仅缩短了 130 多秒，而前者会因为出口流体温度高，流体流量大而损失掉很多热量，所以热波循环的一个主要方向是降低流速。

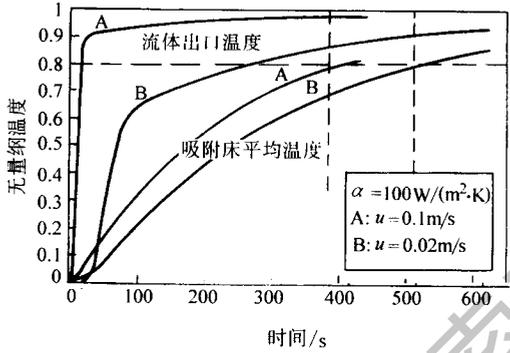


图 2-4-86 相同 α 情况，流速对加热解析过程的影响
($u_f = 0.1\text{m/s}, 0.02\text{m/s}$)

流速并不能一味下降，流速的下降，降低了热量输运量，使得加热（或冷却）功率大幅下降，当量换热系数也会有所下降，使得冷却、加热过程延长，循环周期增加明显。系统能量密度下降。如图 2-4-87 所示，流速减小使系统热力性能提高，但同时系统能量密度降低明显。

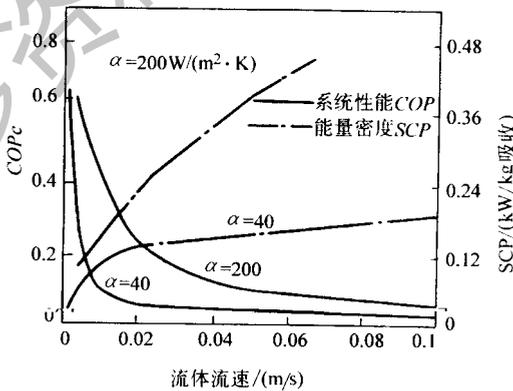


图 2-4-87 基本工况条件下流速对系统性能和能量密度的影响

热波循环的关键在于强化床内传热，提高当量换热系数，在适当的流速下，提高系统运行性能，同时不影响系统能量密度。实际运行过程中，由于

吸附剂的低热导率及疏松特性，床内传热强化受到很大限制，当量换热系数一般在几十到上百瓦每平方米度，系统只有通过降低流速，才能提高系统性能，然而却会损害系统的能量密度，即经济性指标。

热波循环的关键是理想热波的形成和有效移动，而热波作为对温度场的形象描述，其根本取决于床内换热特性。分析热波特性得出：影响热波的主要因素是流体流速、流体与吸附床间的当量换热系数以及吸附床的结构。流速减小、换热系数的增加可一定程度地改善波形；热波并非物理意义的波，只是对温度场的一种形象描述。所定义的波长随时间增加明显，这一点很不利于理想热波的形成。值得一提的是，通过吸附床传热强化，目前当量换热系数已能提高到 $\alpha = 800 \sim 1000 \text{W} (\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 的水平，这为热波循环的真正实现打下了基础。

四、复叠循环

为在吸附制冷系统中较好地利用不同品位热能，Meunier 等在上述两床回热循环的基础上进一步开展了复叠循环的研究，图 2-4-88 所示的装置采用分子筛/水工质对的两床回热和活性炭/甲醇间隙两级复叠，复叠循环不仅在同级采用回热，而且可实现级间回热从而更充分地利用能量，例如图 2-4-88 中分子筛/水吸附过程放出的大量吸附热即被用作活性炭/甲醇解吸所需的加热显热。

针对图 2-4-88 的三床复叠装置，Douss 考虑了三种工况：第一种为两个温级冷剂循环，即水和甲醇工作在相同的冷凝温度和蒸发温度，其中级间回热为分子筛的部分吸附热被用于活性炭的解吸；第二种为三温级的冷剂循环，即水和甲醇的蒸发温度相同而水的冷凝温度高于甲醇，其中级间回热为水的冷凝热和部分吸附热被用作活性炭的解吸；第三种也是三温级冷剂循环，但分子筛和活性炭的吸附终点温度相同，其中级间回热只有水的冷凝热用于活性炭的解吸。

图 2-4-89 为分子筛/水 (Z-W) — 活性炭/甲醇 (AC-M) 复叠式制冷系统，分子筛/水工作在高温/中温区 ($250 \sim 100^\circ\text{C}$)，活性炭/甲醇工作中温/低温区 ($100 \sim 35^\circ\text{C}$)，分子筛/水高温级是连续回热型 (含回质) 热力系统，活性炭/甲醇低温级可以是连续回热循环 (含回质)，也可以是间隙制

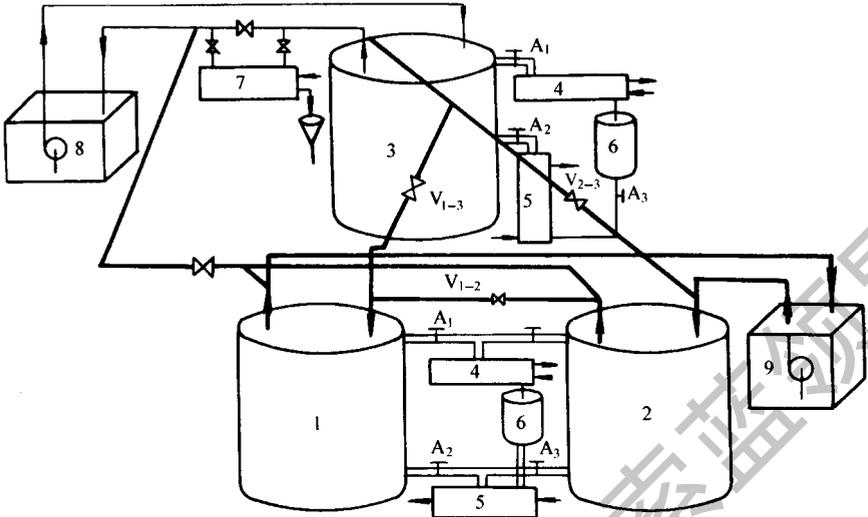


图 2-4-88 复叠循环吸附制冷装置

1、2—分子筛吸附床；3—活性炭吸附床；4—冷凝器；5—蒸发器；6—刻度瓶

7—油—水换热器 8、9—带浸入泵的传热介质回路

A_i (A_1, A_2, \dots)—制冷剂控制阀 V_{i-j} (V_{1-2}, V_{1-3}, \dots)—传热介质回路中的控制

冷循环，然而低温级的热源完全由高温级的冷却显热和吸附热提供。假设两级循环具有相同的蒸发温度和冷凝温度，则可得出相应工作温度工况下（蒸发温度 T_e 、外界环境对应的冷凝温度 T_c 、热源温度 T_h ）循环下的 COP 为

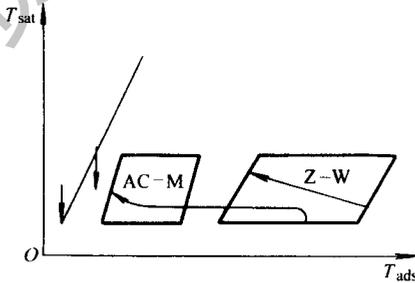


图 2-4-89 两级复叠双效吸附制冷循环（吸附热利用）

$$COP = COP_Z + COP_{AC} \quad (2-4-100)$$

图 2-4-89 复叠吸附制冷循环实际上是双效吸附制冷循环，它利用了

外界高温热源驱动高温级（第一效热量利用），并利用高温级吸附床冷却的热量（显热和吸附热）来驱动低温级（第二效热量利用）。

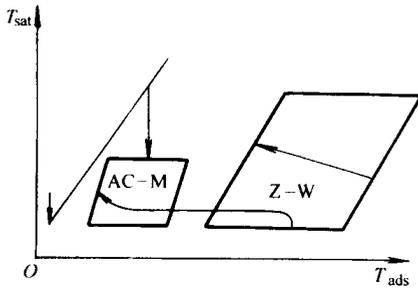


图 2-4-90 两级复叠三效吸附制冷循环

图 2-4-90 所示的分子筛/水—活性炭/甲醇复叠式制冷系统中，分子筛/水工作在高温/中温区（250~100℃），而且其冷凝温度也高达 100℃，这种系统可以有效的利用高温级冷却显热、吸附热，并利用解吸高温蒸汽的冷凝热，由这些热量来驱动工作中温/低温区（100~35℃）的活性炭/甲醇系统，这实际上是一个三效热力循环系统，整个系统运行输入了外界热量（第一效）、内部吸附床冷却热（第二效）、内部蒸汽冷凝热（第三效）。

假设两级循环具有相同的蒸发温度，则可得出相应工作温度工况（蒸发温度、外界环境对应的冷凝温度、外界热源温度）下循环下的 COP 为

$$COP = COP_Z + (1 + COP_Z) COP_{AC} \quad (2-4-101)$$

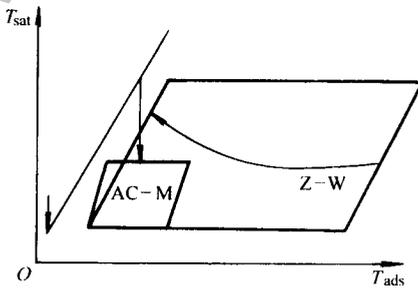


图 2-4-91 两级复叠双效吸附制冷循环（冷凝热利用）

图 2-4-91 所示的分子筛/水—活性炭/甲醇复叠式制冷系统中，分子

筛/水工作在高温/中温区 (250~100℃), 而且其冷凝温度也高达 100℃, 这种系统可利用解吸出的高温蒸汽的冷凝热来驱动工作在中温/低温区 (100~35℃) 的活性炭/甲醇系统, 这实际上是一个二效热力循环系统, 整个系统运行输入了外界热量 (第一效) 内部蒸汽冷凝热 (第二效)。

假设两级循环具有相同的蒸发温度, 则可得出相应工作温度工况 (蒸发温度、外界环境对应的冷凝温度、外界热源温度) 下循环下的 COP 为

$$COP = COP_Z + COP_Z \times COP_{AC} \quad (2-4-102)$$

图 2-4-92 所示的分子筛/水—活性炭/甲醇复叠式制冷系统也是一个三效热力循环, 与图 2-4-90 三效循环相比, 它没有中温级, 分子筛/水工作在 35~250℃ 温度范围内、活性炭/甲醇工作在 35~100℃ 左右温度范围内, 低温循环可以利用高温级蒸汽凝结热和高温级吸附床部分冷却热, 然而三效热量利用是不完善的。

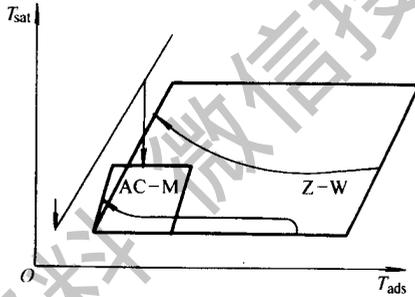


图 2-4-92 两级复叠三效吸附制冷循环

总之复叠循环可涉及多效能量利用方案, 高温级和低温级可以采用分子筛/水—活性炭/甲醇, 也可以采用分子筛/水—硅胶冰, 氯化锂/氨—活性炭/甲醇等多种组合形式, 从目前的研究看, 多效复叠吸附式制冷循环研究还远远不够。

王如竹等利用分子筛/水—分子筛/水和分子筛/水—硅胶/水对吸附式制冷进行了复叠, 研究表明, 经复叠后循环 COP 可达到 1.1 以上。

复叠式循环系统图如图 2-4-93 所示, A、B、C、D 为四个吸附器, 4 为冷凝器, 5 为蒸发器, A、B 吸附器处于较高的解吸温度, 解吸时, 所需热量由外界提供, 解吸出高温蒸汽直接进入 C、D 吸附器 (处于较低的解吸温度), 以加强换热效果; 并使高温级 (A、B) 的余热能用于低温级 (C、

D) 的热驱动, A、B、C、D 的吸附压力相同。7、8 分别为加热器和冷却器。其工作过程如下:

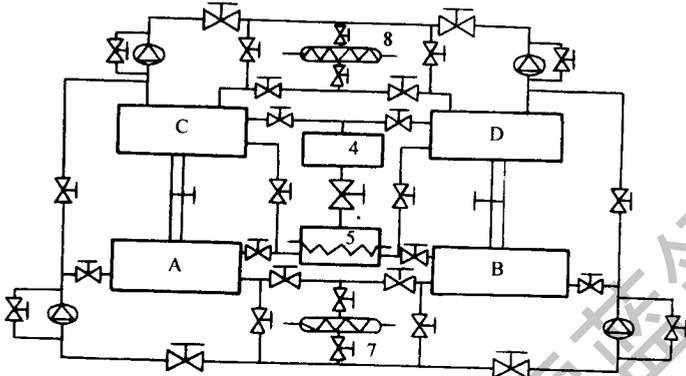


图 2-4-93 四床双效/三效复叠吸附式制冷系统

(1) A、B 床 C、D 床各自的回热过程: 当 A、C 完成吸附过程, B、D 完成解吸过程后, 通过开启阀门之间组合, A、B 床之间回热, 回热温度为 T_{reg1} , C、D 床之间回热温度为 T_{reg2} , 如图 2-4-94 所示。

(2) B、C 床之间换热及 A 床解吸出的蒸气对 C 床的加热过程, 图 2-4-94 中, c-1 过程为 B 床的吸附过程, 是一放热过程, 放出的热量包括吸附剂的显热和吸附热, 此热量加给正在解析的 C 床, 同时 A 床在解吸, 放出的高温蒸汽到 C 床中去, 放出一部分显热后, 与 C 床解吸出的蒸气一起进入冷凝器, B 床完成吸附过程。A 床 d-3 过程解吸时所需的热量由外界供给。同时 D 床完成吸附过程, 放出的热量由外界带走。

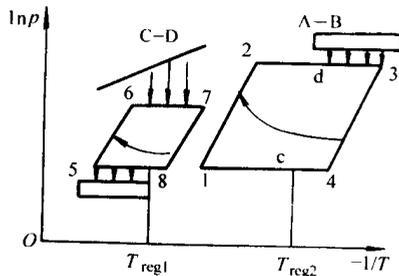


图 2-4-94 双效/三效复叠循环循环图

可知，C 床所需的热量由 A、B 两床供给，在此过程中，两组吸附器解吸、吸附应协调、同步。为使 A 床的蒸汽能进入 C 床，其解吸压力应大于 C 床的解吸压力。

在循环操作中，若仅利用高温级的吸附床冷却过程的显热和吸附热，则该复叠系统为双效循环，其热量作用是外部的热源加热高温级（第一效）高温级冷却的热量驱动低温级（第二效）；低温级除了利用高温级冷却热外，还可利用高温级解吸蒸汽的热量，实现第三效能量利用，对应高温级解吸湿度/压力需提高。

在回热完善的情况下，可实现中间温度 $t_1 = t_7$ ，如图 2-4-94 所示，第一级循环过程指图中的 5678（低温级），第二级循环指过程 1234（高温级）。

以三效复叠循环为例，第一级循环（低温级）和第二级循环（高温级）可以分别看成两个连续回热循环，但第一级循环由第二级循环回热后剩余的部分冷却放热和解吸中制冷剂的冷凝放热驱动，假设第一级循环的制冷系数为 COP_1 ，第二级循环的制冷系统为 COP_2 ，则有

$$COP_1 = \frac{Q_{ref1}}{Q_{hg1} - Q_{reg1}} \quad (2-4-103)$$

$$COP_2 = \frac{Q_{ref2}}{Q_{hg2} - Q_{reg2}} \quad (2-4-104)$$

由于只有高温级有热量输入，设循环中总的制冷量为 Q_{ref} ，高温级和低温级制冷量分别为 Q_{ref2} 和 Q_{ref1} ，则对于三效复叠式循环的总制冷系数 COP 有

$$COP = \frac{Q_{ref}}{Q_{hg2} - Q_{reg2}} = \frac{Q_{ref2} + Q_{ref1}}{Q_{hg2} - Q_{reg2}} = COP_2 + COP_1 \cdot \frac{Q_{hg1} - Q_{reg1}}{Q_{hg2} - Q_{reg2}} \quad (2-4-105)$$

对高温级循环，根据能量守恒有

$$Q_{hg2} + Q_{ref2} = Q_{cad2} + Q_2 \quad (2-4-106)$$

其中， Q_2 为高温级制冷剂蒸汽的放热。理想情况下，高温级蒸汽热量完全用作低温级热驱动，由三效复叠式循环的工作过程可知

$$Q_{hg1} - Q_{reg1} = (Q_{cad2} - Q_{reg2}) + Q_2 \quad (2-4-107)$$

将式 (2-4-106) 代入式 (2-4-107)，得

$$Q_{hg1} - Q_{reg1} = Q_{hg2} - Q_{reg2} + Q_{ref2} \quad (2-4-108)$$

将式 (2-4-108) 代入式 (2-4-105)，得

$$\begin{aligned} \text{COP} &= \text{COP}_2 + \text{COP}_1 \frac{Q_{\text{hg}1} - Q_{\text{reg}1}}{Q_{\text{hg}2} - Q_{\text{reg}2}} = \text{COP}_2 + \text{COP}_1 \frac{Q_{\text{hg}2} - Q_{\text{reg}2} + Q_{\text{ref}2}}{Q_{\text{hg}2} - Q_{\text{reg}2}} = \\ &\text{COP}_2 + \text{COP}_1 (1 + \text{COP}_2) = \text{COP}_1 + \text{COP}_2 + \text{COP}_1 \cdot \text{COP}_2 \end{aligned}$$

(2-4-109)

以分子筛~水为吸附对组成第一级循环，硅胶~水组成第二级循环，在蒸发温度为 5℃，冷凝温度为 35℃，过冷度为 5℃，第二级循环的冷凝压力为 50℃水对应的饱和压力工况下，对理想情况下的双效复叠循环可进行计算机模拟。取中间温度为 100℃，最高加热温度为 200℃，得到 COP₁ 为 0.65，COP₂ 为 0.41，总制冷系数 COP 为 1.2，这时第二级循环的冷凝压力高于第一级，故存在一定的损失，在理想情况下，两级的压力将相等，此时总制冷系数 COP 应大于 1.2。

对于理想情况下三效吸附式制冷循环，如果高、低温级 COP 均为 0.6，则双级复叠系统总 COP 可达 1.56。

五、低温吸附式制冷机

低温技术的发展与吸附技术紧密相关。低温系统中气体的吸附纯化、低温容器中真空夹层中的吸附剂都是吸附技术在低温技术中的典型应用例子。

吸附式压缩机依靠吸附—脱附现象对气体进行压缩，它的主要优点是运行安静、无运动部件、安全可靠。空间技术需要的长寿命（连续工作十年以上）的小型制冷机，推动了由吸附式压缩机和节流制冷回路组成的吸附式制冷机的研究。

工作在普冷温区的吸附式空调和热泵以及吸附式冰箱已日益受到重视，因为它们不采用氟利昂制冷剂。有关活性炭—甲醇（氨）、分子筛（硅胶）—水、氯化钙—氨、金属氢化物—氢的吸附式制冷已有广泛研究。低温吸附式制冷机的制冷剂应为与低温工作温度相适应的低温气体，主要有氧气、氢气等。

如图 2-4-95 所示，吸附式制冷机主要由吸附压缩机和制冷部分所组成，与一般焦耳—汤姆逊制冷机不同的仅在于用吸附压缩机代替了一般气体压缩机。由于吸附和解吸的非连续性，一台能连续运行的吸附压缩机至少由两台吸附器所组成，以保证一台吸附器解吸时，另一台吸附器吸附。

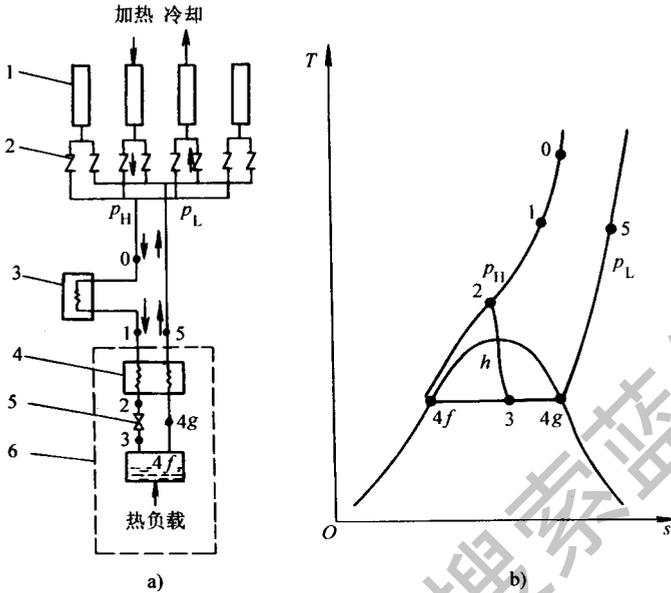


图 2-4-95 吸附式制冷机的流程原理图

a) 流程图 b) T-s 图

1—吸附器；2—进排气阀；3—冷却器；4—热交换器；5—节流阀；6—制冷部分

为了获得低温目的的小型吸附式制冷机一般在设计中对其热效率考虑较少，采用吸附器往往有四个之多。

吸附式制冷作为一种无运动部件的长寿命制冷方式，已成为未来航天飞行器中可能极为重要的制冷技术。为此美国 JPL 实验室已把它作为一种重要低温制冷机来研究开发，并已取得了一定成效。美国 JPL 研制的几种型式的吸附式低温制冷机包括：①二级 80K/140K 吸附式低温制冷机；②2W，137K 吸附式制冷机；③25K 吸附式制冷机；④10K 间断式氢吸附低温制冷机。

(一) 二级 80K/140K 吸附式低温制冷机

其包含了第一级 140K 的活性炭—氟气物理吸附压缩机，第二级 80K 的氧化物—氧气的化学吸附压缩机和一台 J—T 恒温器。图 2-4-96 为其系统原理图。

制冷机以镨铈氧化物 ($\text{Pr}_{1-n}\text{Ce}_n\text{O}_x$, PCO) 为吸附剂，以氧气为制冷剂，

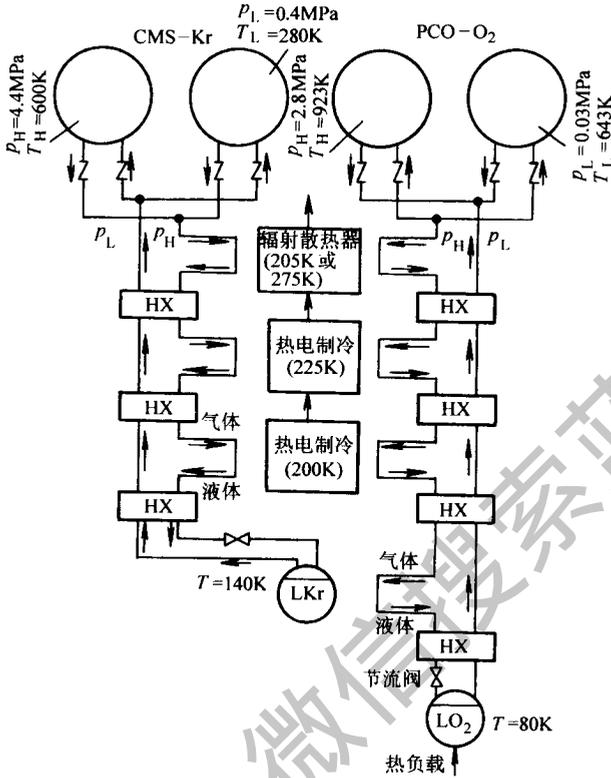


图 2-4-96 二级 80K/140K 吸附式低温制冷机系统¹¹⁾

其吸附方式为化学吸附，吸附/解吸完全可逆，其散热温度高于 225K。然而为了获得较高的 J—T 膨胀效率，由 PCO—O₂ 吸附式压缩机 (φ25.4mm × 127mm, 200gPCO) 发出的氧气必须通过一大约 140K 的吸附制冷机预冷，预冷用吸附式制冷机采用聚氯乙烯活化的活性炭作吸附剂，氦气为制冷剂，吸附压缩机 (φ22.6mm × 114.3mm, 32g 活性炭) 所采用的活性炭在 275K 温度下可大量吸附氦气。

140K 的活性炭—氦气吸附制冷机正好将第二级将进入 J—T 膨胀阀的高压氧气液化，同样因采用了 200K 的热电制冷，第一级进入 J—T 膨胀阀前的氦气可被液化。将工作介质经液化后再节流可大大提高系统效率。

吸附压缩机的设计关键为含有吸附剂、加热器以及气体间隙热开关的压力容器。热开关的作用是使吸附床交替地与外界热源绝热或连接，在气体间隙中充入大约 10mmHg (1mmHg = 133.322Pa) 的低压气体可实现热开关的导

热，反之将气体间隙中的气体压力下降到 10^{-2} 至 10^{-3} mmHg，可实现断开热开关的“绝热”。采用盖茨泵和气源可实现作为热开关气体的氮气的循环利用。有关吸附压缩机的构成如图 2-4-97 所示。在 PCO—O₂、C—Kr 吸附床边缘与容器外壳之间分别留有 2.29mm 和 0.64mm 的间隙，由该间隙和气体压力变化来实现热开关作用，为了减小与外壳之间的辐射漏热，对应两种间隙中分别设置了 5 层镀金镍箔和 1 层镀金铝箔；两种压缩机的循环时间均为 30min。

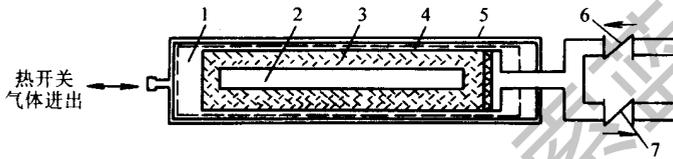


图 2-4-97 吸附式压缩机的系统构成

- 1—气体间隙式热开关 (0.252~2.54mm) 2—加热器；3—吸附剂
4—辐射屏；5—热沉；6—进气阀；7—排气阀

该种吸附式制冷机的另一重要部件为与仪器光学平面相接触的 J—T 恒温器，其中包含了 J—T 膨胀器、逆流式热交换器和热电制冷器件。通过几组热屏 (225K 热电制冷，200K 热电制冷，140K C—Kr，最后 140K 的热屏将 80K 冷源包围) 的有效组合以及选用商用被动式烧结多孔塞作为节流膨胀元件可实现表 2-4-11 的实验结果。

表 2-4-11 JPL 二级 80K/140K 吸附式低温制冷机系统性能

制冷级	制冷温度 /K	1/4W 制冷机		1/3W 制冷机	
		制冷功率/W	输入功率/W	制冷功率/W	输入功率/W
PCO—O ₂	80	0.26	88	0.34	100
C—Kr	140	0.40	41	0.80	82
热电制冷器	200	0.60	2	0.80	2
热电制冷器	225	10.00	160	10.00	160
总功耗/W			291		344

(二) 2W, 137K 吸附式制冷机

其采用了粉状活性炭作为吸附剂，甲烷作为制冷剂，通过高压气体的 J—T 节流获得制冷；该制冷机系统原理示于图 2-4-98，实际制冷机采用了四台吸附式压缩机，吸附压缩机的加热解吸和冷却吸附由特定设计的流体回路实现，其中采用了回热，与无回热的系统相比可实现 76% 的废热回收。

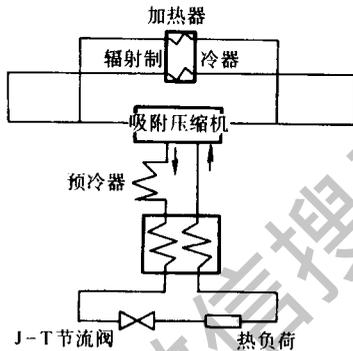


图 2-4-98 2W, 137K 回热型吸附式制冷机

吸附式压缩机的结构设计如图 2-4-99 所示，每个吸附筒采用了泡沫铜—活性炭，其中含活性炭 0.179kg，活性炭粉末被充填在泡沫铜中，泡沫铜筒中心留有一烧结的 6mm 的金属管，该金属管可有效地使气体沿轴向迁移。为了保障吸附床与热流体回路的有效热交换，吸附床泡沫铜与吸附筒体内侧钎焊在一起。同样绕在吸附筒体上的热流体管路也与吸附筒体钎焊成一体。

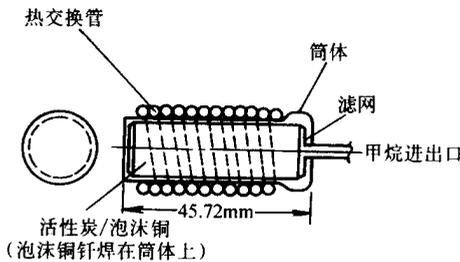


图 2-4-99 2W, 137K 吸附式制冷的吸附压缩机

4 台吸附压缩机通过制冷剂单向阀相连通，由于每台吸附压缩机需一个高压阀（与冷凝器相连）和一个低压阀（与液体蒸发器相连），因此系统共需 8 个单向阀。

压缩机的热流体回路由热交换管，氦气冷却器，氦气循环泵，进出口电磁阀（每台压缩机系统对应 4 个电磁阀），4 个加热器，4 个高温单向阀以及相互间的连接件等组成。处于冷态的吸附筒的加热通过联接管内流过的恒温氦气来实现。

实际操作中，氦气通过冷却器被冷到 245K，然后通过电磁阀的流向控制流入第一台压缩机及对其后的第二台压缩机进行预冷，之后氦气被加热元件加热到吸附压缩机解吸温度（大约 450K）。被加热过的氦气随后加热第三台压缩机以及预热第四台压缩机，最后进入氦气循环泵，该过程大约维持 15min 即进行切换。切换后用冷氦气去冷却原先预冷的第二台压缩机，并对原先的第三台压缩机进行预冷，然后被加热到解吸温度后进入到原先的第四台压缩机和第一台压缩机，此后再进入到循环泵中。在经历了四次切换后，冷氦气将重新进入第一台压缩机中，该吸附制冷系统的一个热力循环即告完成，因此系统循环周期为 1h。

该种吸附式低温制冷机的实测运行结果为：137K 下净制冷量 1.97W，其解吸温度为 450K，吸附温度为 245K，甲烷气预冷温度为 158K，比功率为每瓦制冷功率对应 76.6W 输入功率。

（三）25K 吸附式制冷机

25K 的吸附式制冷机按照经典连续型设计，其系统原理图示于图 2-4-100。其以四个吸附床构成吸附压缩机，采用 $\text{LaNi}_{4.8}\text{Sn}_{0.2}$ 作为吸氢材料；压缩机系统与 J—T 系统相结合即构成了制冷机系统。

制冷机实际操作工况如下：吸附床的解吸温度为 530K，对应氢气的解吸压力为 10MPa，吸附床的吸附温度为 300K，对应蒸发器中的液氢的蒸发压力为 0.12MPa，通过 J—T 节流阀的氢气流量为 0.0025g/s，每台吸附床的吸附/解吸切换时间为 800s，相应为 1/4 循环周期，在 1/4 循环周期中一台吸附床处于热态解吸、一台处于冷态吸附、另一台处于加热升温过程（加压）最后一台则处于降温过程（减压）。通过与 J—T 恒温器系统的组合可获得

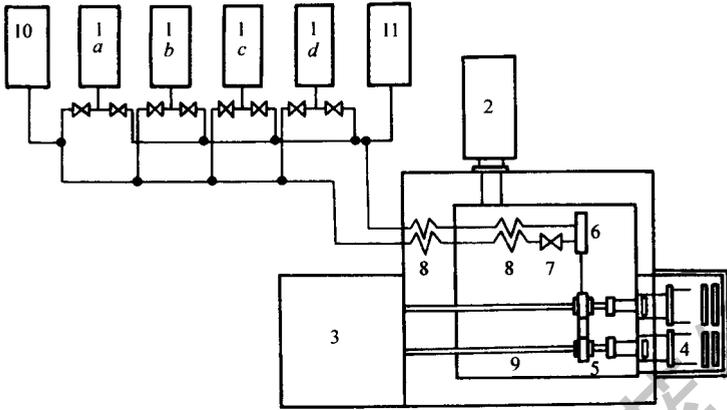


图 2-4-100 25K 吸附式制冷机系统

- 1—吸附床；2—斯特林制冷机；3—电控箱；4—传输杆；5—高电子迁移
晶体管接收放大器；6—冷头；7—J-T 节流阀；8—热交换器
9—波导管；10—高压容器；11—低压床

23K 的低温，系统中采用了一台斯特林制冷机用于预冷。在 25K 温度下的制冷功率为 480mW，所需输入功率为 220W。

该制冷机的独特之处是采用 $ZrNi$ 合金构造了附加吸附压缩机以通过冷却和加热来控制 $LaNi_{4.8}Sn_{0.2}$ 吸附压缩机中气相空间热开关以免去阀门的操作。 $ZrNi$ 吸附筒由大约 2.5W 的加热器加热，吸附床在温度为 450K 时由于气体的解吸可将床内压力加到 14mmHg (1mmHg = 133.322Pa)，而若将吸附床冷却到 300K，则床内压力可降为 0.0044mmHg。

为了让系统稳定工作，系统中设置了高、低压筒，使其压力分别与解吸压力和蒸发压力相对应，例如通过低压筒的调节作用可使蒸发温度的稳定度达到 0.36mK/s。

为了尽可能地减少工质氢气中污染物的影响以保障长寿命运行，J-T 节流阀采用了被动式方式，以商用金属多孔塞作为节流元件。

(四) 10K 间断式氢吸附低温制冷机

如图 2-4-101 所示，它采用了 60K 左右的冷源预冷，以 $LaNi_{4.8}Sn_{0.2}$ 为吸附剂使氢气在 24~30K 的 J-T 中间制冷级循环，并采用 $ZrNi$ 吸氢材料达

到真空低压（压力小于 2mmHg ），通过对液氢的吸附使液氢降温并固化，最后通过固态氢的升华达到 10K 的低温。

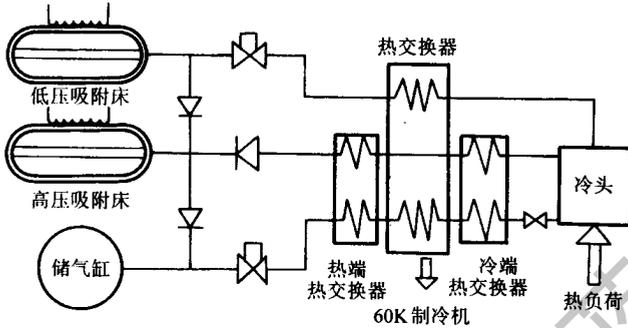


图 2-4-101 10K 间断式氢气吸附式低温制冷系统

LPSB—低压 ZrNi 吸附床

HPSB—高压吸附床

其工作原理为：储气筒中贮存了 10.3MPa 的氢气，节流阀前的热交换器预冷在 $60 \sim 80\text{K}$ 之间，打开电磁阀可使储气筒中的气体经预冷后通过 J-T 节流生成液氢， $\text{LaNi}_{4.8}\text{Sn}_{0.2}$ 高压吸附器（HPSB）通过对蒸发气体的吸附作用将冷头的温度控制在 $24 \sim 30\text{K}$ 的温度范围。在冷头中积累了足够液体后，可关闭电磁阀。此后马上打开另一只电磁阀，让冷头与低压 ZrNi 吸附床相连， ZrNi 将吸附冷头中的气体氢，使系统压力下降到 266Pa 。由于蒸汽压的降低，可使冷头中的液氢固化并使温度下降到 10K 。由于热负荷的作用，固态氢不断升华而其温度可保持在 10K 左右。下一过程是将低压吸附床（LPSB）先加热到 550K ，这样可使吸附床压力上升到 1.01kPa ，通过一单向阀可使氢气进入高压吸附床（HPSB）中，使其为 $\text{LaNi}_{4.8}\text{Sn}_{0.2}$ 所吸附；再下一步将 HPSB 加热到 545K ，这样将释放 10.3MPa 的氢气，因而通过单向阀可使氢气流回储气筒中。当吸附床温度降到环境温度时，循环过程即告完成，下一个制冷循环过程可以重新启动。

第 5 章

制冷管道设计计算

第一节 制冷管道的阻力计算

一、单相流、两相流阻力计算

阻力计算一般由沿程阻力损失和局部阻力损失两部分组成。

$$P = \Delta P_{\text{沿}} + \Delta P_{\text{局}} = \lambda \rho \frac{Lc^2}{2d} \quad (2-5-1)$$

式中 P ——总阻力 (Pa);

ρ ——工质的密度, 一般取 $680 \text{ (kg/m}^3\text{)}$

λ ——摩擦阻力系数;

L ——管道总长度, $L = L_{\text{当}} + L_{\text{直}}$;

$L_{\text{直}}$ ——供液管道中直线管线的长度 (m);

$L_{\text{当}}$ ——管件的当量长度 (m), $L_{\text{当}} = nAd$ (m);

n ——管件数量 (个);

A ——折算系数;

d ——管子内径 (m);

c ——氨液在管道内流速 (m/s)。

摩擦阻力系数 λ 和管件折算系数 A 分别在表 2-5-1 和 2-5-2 中查得。

表 2-5-1 流动摩擦阻力系数表

序号	流动种类	λ 值	序号	流动种类	λ 值
1	干饱和蒸气与过热蒸气	0.025	3	液氨	0.035
2	湿蒸气	0.035	4	水和盐水	0.04

表 2-5-2 折算系数

管 件	A	管 件	A
45°弯头	15	角阀全开	170
90°弯头	32	扩径 $d/D = 1/4$	30
180°弯头	75	扩径 $d/D = 1/2$	20
180°小型弯头	50	扩径 $d/D = 1/3$	17
三通 →	60	缩径 $d/D = 1/4$	15
三通 ↓	90	缩径 $d/D = 1/2$	12
球阀全开	300	缩径 $d/D = 3/4$	7

当流体是单相流时，即气体或液体时， ρ 取气体或液体的密度，求出阻力即为单相流体阻力。

当工质在管道中是气、液体共存， ρ 取气液共存时的密度，则阻力为两相流体阻力。

二、制冷剂在管道内的允许流速及允许压力降

制冷剂在管道内的流速是否恰当，对制冷系统的经济性、工作效率和安全运行有很大关系。流速选得过低，虽沿程阻力损失较小，但需要的管道直径就较大，带来的管道与支架等用料耗量也较大，造价较高；流速选得过高，管径可以小些，但沿程阻力损失较大，会影响制冷系统的工作效率和安全，所以在设计计算管道时，必须根据制冷剂在管道内的流速规定进行设计。表2-5-3为推荐的氨在管道中的允许流速。

表 2-5-3 氨制冷管道允许流速

管道类型		管级范围	工作温度/℃	允许流速/(m/s)
气体管道	回气管道	蒸发器至氨液分离器或循环桶	—	10~16
	吸气管道	氨泵供液两相流体的回气管	—	6~8
	吸入管	氨液分离呈循环桶至制冷压缩机	—	12~20
	排气管	制冷压缩机至冷凝器	—	15~25
液体管道	高压自流输流管	冷凝器至高压贮液器	25~40	0.5
	高压氨液管	高压贮液器至节流阀前	25~40	0.5~1.5
	氨泵液管	氨泵出口至蒸发器进口	-10~-40	0.5~1.5

任何流体在任何管道内流动，都有不同程度的压力损失，这些压力损失引起的压力降，对气体制冷剂来说则引起气体过热；对液体制冷剂来说引起蒸发，使制冷系统控制的温度发生变化。例如，蒸发温度为 -33°C 系统的回气管压力降为 5.26kPa ，则受控蒸发器的蒸发温度将上升 1°C ，沿程阻力引起的压力降继续上升，对蒸发温度的影响就更大。所以对制冷管道的沿程阻力引起的压力降要有所控制，氨制冷管道的允许压力降见表2-5-4。

表 2-5-4 氨制冷管道允许压力降

管道类型	工作温度/℃	允许压力降/kPa
吸气管或回气管	-45	3.00
	-40	3.76
	-33	5.06
	-28	6.18
	-15	9.91
	-10	11.67
排气管	90~150	19.67

注：吸气管或回气管允许压力降相当于饱和温度降低 1℃。排气管允许压力降相当于饱和温度降低 0.5℃。

第二节 制冷管道设计计算

一、管材的选用

制冷管道材料的选用，既要符合系统的要求，也要考虑其经济性，还要着眼于新材料的应用。对氨系统管道一律采用无缝钢管。氨对铜、锌等有色金属有腐蚀作用，故不允许采用铜管，直接与氨接触的管壁不允许镀锌。对氟利昂系统管道，铜管、碳素钢管均可选用。由于钢管的价格比铜管低，制冷量大的氟利昂系统一般选用钢管。

氨制冷系统工作压力一般不大于 1.5MPa，气密性试验压力一般规定高压侧为 1.8MPa，低压侧为 1.2MPa。根据以上要求，可以采用 10 号或 20 号碳素无缝钢管。管壁厚度可参照表 2-5-5 选用。

第5章 制冷管道设计计算

表 2-5-5 制冷系统管道用无缝钢管

外径 × 壁厚 /mm	内径 /mm	理论线质量/ (kg/m)	净断面积/m ²	1m 长体积 /(m ³ /m)	1m 长的外表面积/ (m ² /m)	1m ² 的长度/ (m/m ²)
冷 轧 钢						
10 × 2.0	6	0.395	0.00003	2.83 × 10 ⁻⁵	0.031	31.84
14 × 2.0	10	0.592	0.00008	7.85 × 10 ⁻⁵	0.044	22.74
18 × 2.0	14	0.789	0.00015	1.54 × 10 ⁻⁴	0.057	17.69
22 × 2.0	18	0.986	0.00025	2.54 × 10 ⁻⁴	0.069	14.47
25 × 2.0	21	1.13	0.00034	3.46 × 10 ⁻⁴	0.078	12.82
32 × 2.20	27.6	1.62	0.00059	5.94 × 10 ⁻⁴	0.100	9.95
38 × 2.20	33.6	1.94	0.00088	8.81 × 10 ⁻⁴	0.119	8.38
45 × 2.20	40.6	2.32	0.00129	1.29 × 10 ⁻³	0.141	7.07
热 轧 钢						
32 × 2.5	27.0	1.76	0.00057	5.72 × 10 ⁻⁴	0.100	9.95
38 × 2.5	33.0	2.19	0.00085	8.55 × 10 ⁻⁴	0.119	8.38
45 × 2.5	40.6	2.62	0.00126	1.26 × 10 ⁻³	0.141	7.07
57 × 3.5	50.6	4.62	0.00200	1.96 × 10 ⁻³	0.179	5.08
70 × 3.5	63	5.74	0.0031	3.12 × 10 ⁻³	0.220	4.55
76 × 3.5	69	6.26	0.0038	3.74 × 10 ⁻³	0.239	4.19
89 × 3.5	82	7.38	0.0053	5.28 × 10 ⁻³	0.279	3.57
108 × 4.0	100	10.26	0.0079	7.85 × 10 ⁻³	0.339	2.94
133 × 4.0	125	12.73	0.0123	1.23 × 10 ⁻²	0.418	2.39
159 × 4.5	150	17.15	0.0177	1.77 × 10 ⁻²	0.449	2.22
219 × 6.0	207	31.52	0.0366	3.36 × 10 ⁻²	0.688	1.45
273 × 7.0	259	45.92	0.0527	5.27 × 10 ⁻²	0.657	1.16

二、管径的选择

(一) 利用允许流速、阻力计算管径

根据表 2-5-3 氨制冷管道允许流速和表 2-5-4 氨制冷管道允许压力

降的大小进行管道管径的确定，其计算步骤如下：

1. 计算管道内径

根据制冷剂的质量流量、比体积和在管道内所允许的流速，利用流体连续性流量方程，有：

$$G_v = 3600\pi c \left(\frac{d_n}{2} \right)^2 \quad (2-5-2)$$

由上式得：

$$d_n = \sqrt{\frac{4G \cdot v}{3600\pi c}} \quad (2-5-3)$$

式中 d_n ——管道内径 (m)；

G ——设计管道内的制冷剂质量流量 (kg/h)；

v ——在计算状态下制冷剂比体积 (m^3/kg)；

c ——管道内制冷剂流速 (m/s)，由表 2-5-3 中选取。

2. 根据计算结果对照表 2-5-3 确定用管规格。如果计算得出的管道内径是在表中所列规格的两种管径之间时，应按管径大的一种选用。

3. 根据所确定的管径和系统管道的长度、阀门、管件数量，计算管道压力损失，如果计算得压力损失值小于表 2-5-4 中所列氨制冷管道允许压力降值，则计算的管径符合要求，否则，调整管径、重新计算。

(二) 利用图表计算管径

为了简化设计，在实际管径计算中，经常采用的方法往往是通过查图表的方法来确定管径，简单方便。

1. 图表的种类

下述图表均为冷凝温度为 30°C 条件下制作的。各类管径计算图都以横坐标为制冷负荷量，纵坐标为计算管道公称直径，以 D_g 表示，各管线长度均指当量长度，并限制压力降值。

(1) 表 2-5-6 为氨单相流吸汽管负荷量。适用条件为吸气管当量长度为 100m，允许压力降相当于饱和温度差 $\Delta t = 0.5$ 和 1°C 两种。

第 5 章 制冷管道设计计算

表 2-5-6

氨单相流吸气管负荷量表

(单位: kW)

钢管公称 直径/mm	饱和吸气温度/℃					
	- 50		- 40		- 30	
	$\Delta t = 0.5^\circ\text{C}$ $\Delta P = 1.21\text{kPa}$	$\Delta t = 1^\circ\text{C}$ $\Delta P = 2.42\text{kPa}$	$\Delta t = 0.5^\circ\text{C}$ $\Delta P = 1.92\text{kPa}$	$\Delta t = 1^\circ\text{C}$ $\Delta P = 3.84\text{kPa}$	$\Delta t = 0.5^\circ\text{C}$ $\Delta P = 2.91\text{kPa}$	$\Delta t = 1^\circ\text{C}$ $\Delta P = 5.82\text{kPa}$
10	0.19	0.29	0.35	0.51	0.58	0.85
15	0.37	0.55	0.65	0.97	1.09	1.60
20	0.80	1.18	1.41	2.08	2.34	2.4
25	1.55	2.28	2.72	3.97	4.48	6.51
32	3.27	4.80	5.71	8.32	9.36	13.58
40	4.97	7.27	8.64	12.57	14.15	20.49
50	9.74	14.22	16.89	24.60	27.57	39.82
65	15.67	22.83	27.13	39.27	44.17	63.77
80	28.08	40.81	48.38	69.99	78.68	113.3
100	57.95	84.10	99.50	143.84	161.77	232.26
125	105.71	153.05	181.16	261.22	293.12	420.83
150	172.28	28.91	294.74	424.51	476.47	683.13
200	356.67	514.55	609.20	874.62	981.85	1402.03
250	649.99	937.58	1107.54	1589.51	1782.31	2545.46
300	1045.27	1504.96	1777.96	2550.49	2859.98	4081.54

钢管公称 直径/mm	饱和吸气温度/℃					
	- 20		- 5		+ 5	
	$\Delta t = 0.5^\circ\text{C}$ $\Delta P = 4.22\text{kPa}$	$\Delta t = 1^\circ\text{C}$ $\Delta P = 8.44\text{kPa}$	$\Delta t = 0.5^\circ\text{C}$ $\Delta P = 6.92\text{kPa}$	$\Delta t = 1^\circ\text{C}$ $\Delta P = 13.83\text{kPa}$	$\Delta t = 0.5^\circ\text{C}$ $\Delta P = 9.26\text{kPa}$	$\Delta t = 1^\circ\text{C}$ $\Delta P = 15.83\text{kPa}$
10	0.91	1.33	1.66	2.41	2.37	3.42
15	1.72	2.50	3.11	4.50	4.42	6.37
20	3.66	5.31	6.61	9.53	9.38	13.46
25	6.98	10.10	12.58	18.09	17.79	25.48
32	14.58	21.04	26.17	37.56	36.94	52.86
40	21.99	31.73	39.40	56.39	55.53	79.38
50	42.72	61.51	76.29	109.28	107.61	153.66

第 2 篇 现代化冷库设备工艺设计技术

钢管公称 直径/mm	饱和吸气温度/℃					
	- 20		- 5		+ 5	
	$\Delta t = 0.5^\circ\text{C}$ $\Delta P = 4.22\text{kPa}$	$\Delta t = 1^\circ\text{C}$ $\Delta P = 8.44\text{kPa}$	$\Delta t = 0.5^\circ\text{C}$ $\Delta P = 6.92\text{kPa}$	$\Delta t = 1^\circ\text{C}$ $\Delta P = 13.83\text{kPa}$	$\Delta t = 0.5^\circ\text{C}$ $\Delta P = 9.26\text{kPa}$	$\Delta t = 1^\circ\text{C}$ $\Delta P = 15.83\text{kPa}$
65	68.42	98.23	122.05	174.30	171.62	245.00
80	121.52	174.28	216.15	308.91	304.12	433.79
100	249.45	356.87	442.76	631.24	621.94	855.61
125	452.08	646.25	800.19	1139.74	1124.47	1598.31
150	733.59	1046.77	1296.07	1846.63	1819.59	2590.21
200	1506.11	2148.60	2662.02	3784.58	3735.65	5303.12
250	2731.90	3895.57	4818.22	6851.91	6759.98	9589.56
300	4378.87	6237.23	7714.93	10973.55	10810.65	15360.20

(2) 表 2-5-7 为氨单相流吸气管、排气管和液体管负荷量表 (适用单级或高压级)。适用条件为吸气管、排气管和液体管当量长度为 100m, 允许压力降相当于饱和温度差 $\Delta t = 2^\circ\text{C}$ 。

表 2-5-7 氨单相流吸气管、排气管和液体管负荷量表

(单位: kW)

钢管 公称 直径 /mm	吸气管 $\Delta t = 2^\circ\text{C}$					排气管 $\Delta t = 2^\circ\text{C}$ $\Delta P = 68.4\text{kPa}$			液体管	
	饱和吸气温度/℃					饱和吸气温度/℃			速度 = 0.5m/s	$\Delta P = 45.00$ kPa
	- 40 $\Delta P = 7.69$ kPa	- 30 $\Delta P = 11.63$ kPa	- 20 $\Delta P = 16.88$ kPa	- 5 $\Delta P = 27.66$ kPa	+ 5 $\Delta P = 37.05$ kPa	- 40	- 20	+ 5		
10	0.8	1.2	1.9	3.5	4.9	8.0	8.3	8.5	39.7	63.8
15	1.4	2.3	3.6	6.5	9.1	14.9	15.3	15.7	63.2	118.4
20	3.0	4.9	7.7	13.7	19.3	31.4	32.3	33.2	110.9	250.2
25	5.8	9.4	14.6	25.9	36.4	59.4	61.0	62.6	179.4	473.4
32	12.1	19.6	30.2	53.7	75.4	122.7	126.0	129.4	311.0	978.0
40	18.2	29.5	45.5	80.6	113.3	184.4	189.4	194.5	423.4	1469.4

第 5 章 制冷管道设计计算

钢管 公称 直径 /mm	吸气管 $\Delta t = 2^\circ\text{C}$					排气管 $\Delta t = 2^\circ\text{C}$ $\Delta P = 68.4\text{kPa}$			液体管	
	饱和吸气温度/ $^\circ\text{C}$					饱和吸气温度/ $^\circ\text{C}$			速度 = 0.5m/s	$\Delta P = 45.00$ kPa
	- 40 $\Delta P = 7.69$ kPa	- 30 $\Delta P = 11.63$ kPa	- 20 $\Delta P = 16.88$ kPa	- 5 $\Delta P = 27.66$ kPa	+ 5 $\Delta P = 37.05$ kPa	- 40	- 20	+ 5		
50	35.4	57.2	88.1	155.7	218.6	355.2	364.9	374.7	697.8	2840.5
65	56.7	91.6	140.6	248.6	348.9	565.9	581.4	597.0	994.8	4524.8
80	101.0	162.4	249.0	439.8	616.9	1001.9	1029.3	1056.9	1536.3	8008.3
100	206.9	332.6	509.2	897.8	1258.6	2042.2	2098.2	2154.3	2647.2	16320.2
125	375.2	601.8	920.6	1622.0	2271.4	3682.1	3783.0	3884.2	—	—
150	608.7	975.6	1491.4	2625.4	3672.5	594.2	6117.4	6281.0	—	—
200	1252.3	2003.3	3056.0	5382.5	7530.4	12195.7	12527.7	12864.8	—	—
250	2271.0	3025.9	5539.9	9733.7	1361.6	22028.2	22632.2	23237.5	—	—
300	3640.5	5813.5	8873.4	15568.9	21787.1	35239.7	36206.0	37174.3	—	—

(3) 表 2-5-8 为氨两相流吸气管负荷量表。适用条件是吸气管当量长度为 100m，允许压力降相当于饱和温度差 $\Delta t = 1^\circ\text{C}$ ，氨泵的供液倍数 $n = 4$ 。

表 2-5-8

氨两相流吸气管负荷量表

(单位: kW)

钢管公称 直径/mm	蒸 发 温 度/ $^\circ\text{C}$								
	- 10	- 15	- 25	- 28	- 30	- 33	- 35	- 40	- 45
25	10.73	9.19	6.56	5.87	5.41	4.85	4.51	3.66	2.91
32	21.36	18.26	13.08	11.70	10.77	9.68	8.96	7.26	5.62
40	32.12	27.41	19.65	17.58	16.21	14.57	13.48	10.93	8.84
55	61.01	52.13	37.33	33.37	30.73	27.66	25.60	20.72	16.43
65	118.53	101.16	72.58	64.94	59.85	53.82	49.81	40.16	32.01
80	188.03	160.62	115.07	103.02	94.98	85.26	78.77	63.71	50.68
90	317.56	235.53	168.73	150.89	139.00	125.09	115.48	93.83	74.63

第 2 篇 现代化冷库设备工艺设计技术

钢管公称 直径/mm	蒸 发 温 度/℃								
	- 10	- 15	- 25	- 28	- 30	- 33	- 35	- 40	- 45
100	381.87	326.27	233.98	209.19	192.67	173.22	160.24	129.73	103.19
125	679.56	583.04	417.01	372.99	343.64	309.13	286.11	231.67	183.41
150	1154.81	918.96	656.40	586.90	540.56	487.27	451.76	365.26	289.97
200	2251.6	1922.86	1378.43	1232.48	1135.18	1021.26	945.98	764.51	605.24
250	4004.02	3420.99	2451.84	2192.37	2019.39	1824.78	1695.05	1362.99	1078.23

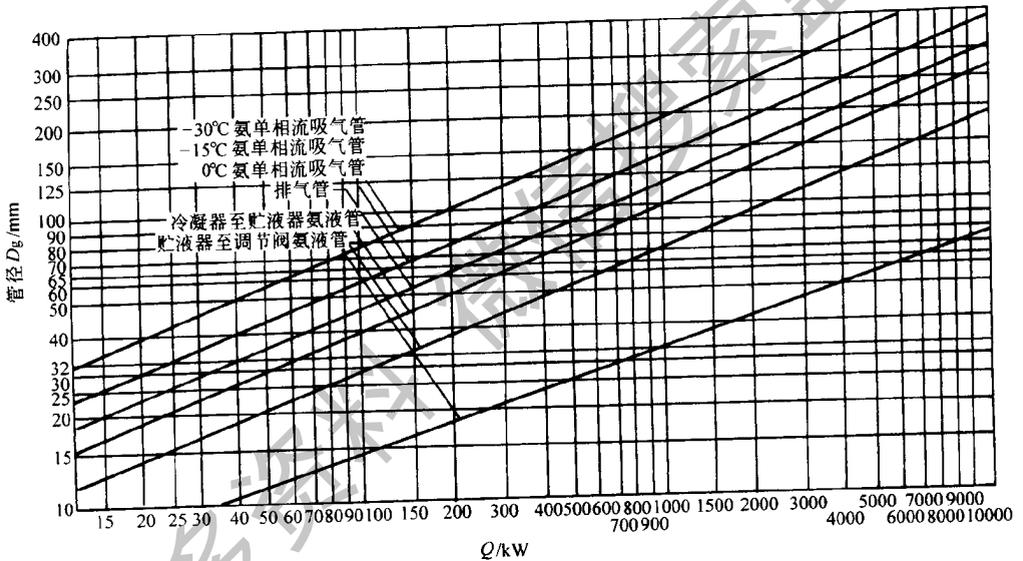


图 2-5-1 管长小于 30m 氨管管径计算图

(4) 图 2-5-1 为管长小于 30m 氨管管径计算图，本图制定时总压力损失的依据为：吸气管， $t_0 = 30^\circ\text{C}$ 时， $\sum\Delta P \leq 1.471\text{kPa}$ ； $t_0 = -15^\circ\text{C}$ 时， $\sum\Delta P \leq 2.94\text{kPa}$ ； $t_0 = 0^\circ\text{C}$ ， $\sum\Delta P \leq 5.884\text{kPa}$ 。排气管， $\sum\Delta P \leq 5.884\text{kPa}$ 。

(5) 图 2-5-2 ~ 图 2-5-4 为氨单相流吸气管管径计算图，按蒸发温度的不同，分为 -15°C 、 -28°C 、 -33°C 三种管径计算图。图注中总压力损失相当于蒸发温度降低约 1°C 及压缩机制冷量降低 4%。

(6) 图 2-5-5 ~ 图 2-5-8 为氨两相流吸气管管径计算图，按蒸发温

第 5 章 制冷管道设计计算

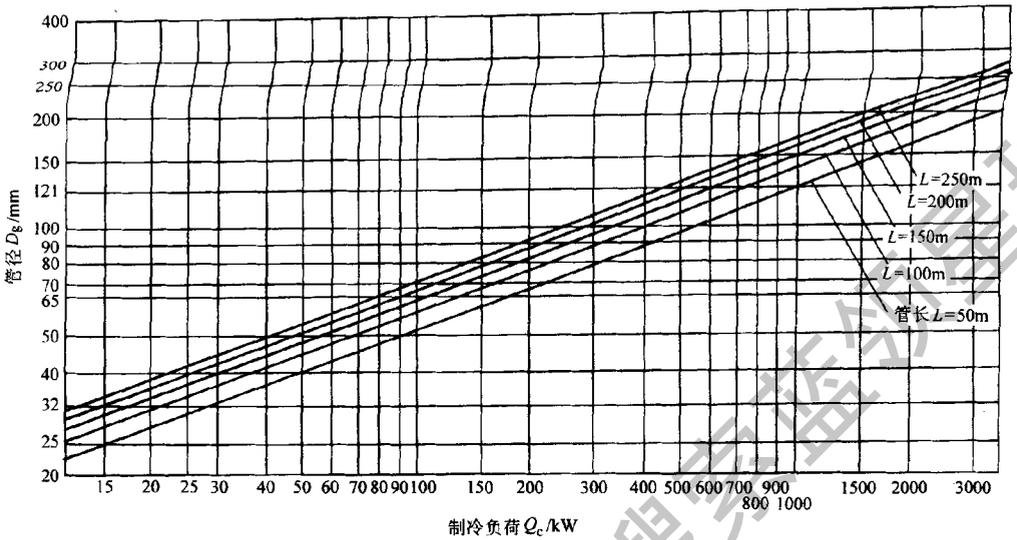


图 2-5-2 蒸发温度 -15℃ 氨单相流吸气管管径计算图

注：管径是根据总压力损失 $\sum \Delta P \leq 12.258 \text{kPa}$

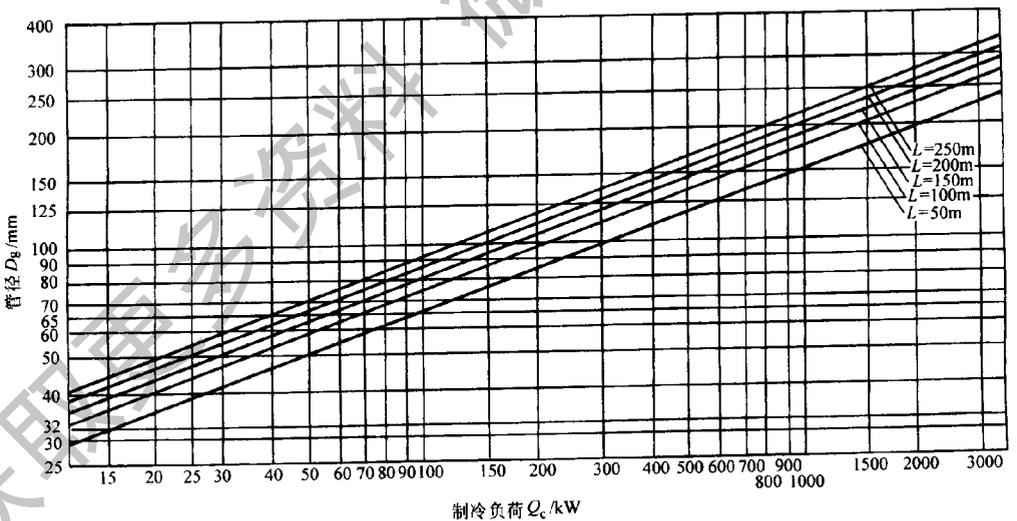


图 2-5-3 蒸发温度 -28℃ 氨单相流吸气管管径计算图

注：管径是根据总压力损失 $\sum \Delta P \leq 5.884 \text{kPa}$

度的不同，分为 -10℃、-15℃、-28℃、-33℃ 四种管径计算图。各图管

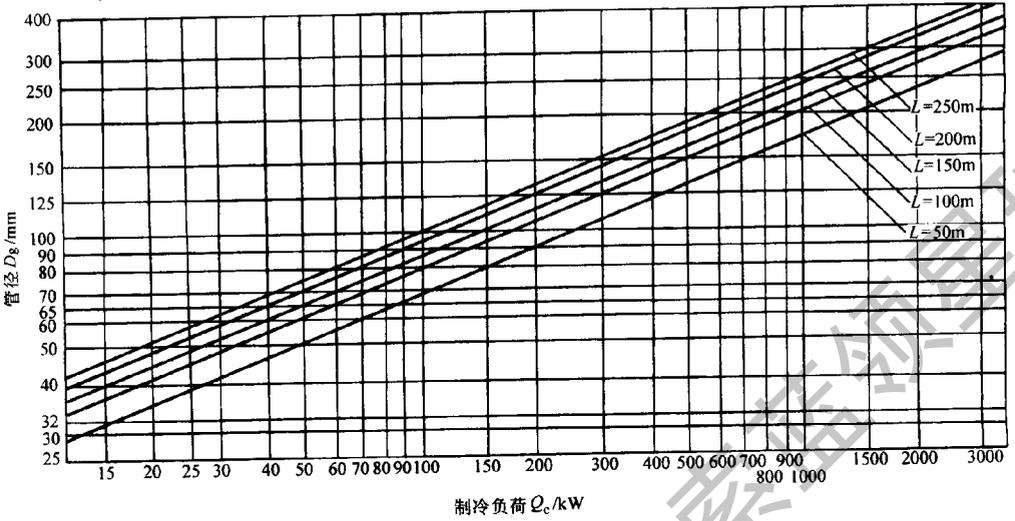


图 2-5-4 蒸发温度 -33°C 氨单相流吸气管管径计算图

注：管径是根据总压力损失 $\sum\Delta P \leq 4.903\text{kPa}$

径是根据当量管长的摩擦阻力引起压力降相应饱和温度差 $\Delta t = 1^{\circ}\text{C}$ ，氨泵供液倍数 $n = 4$ 确定的。

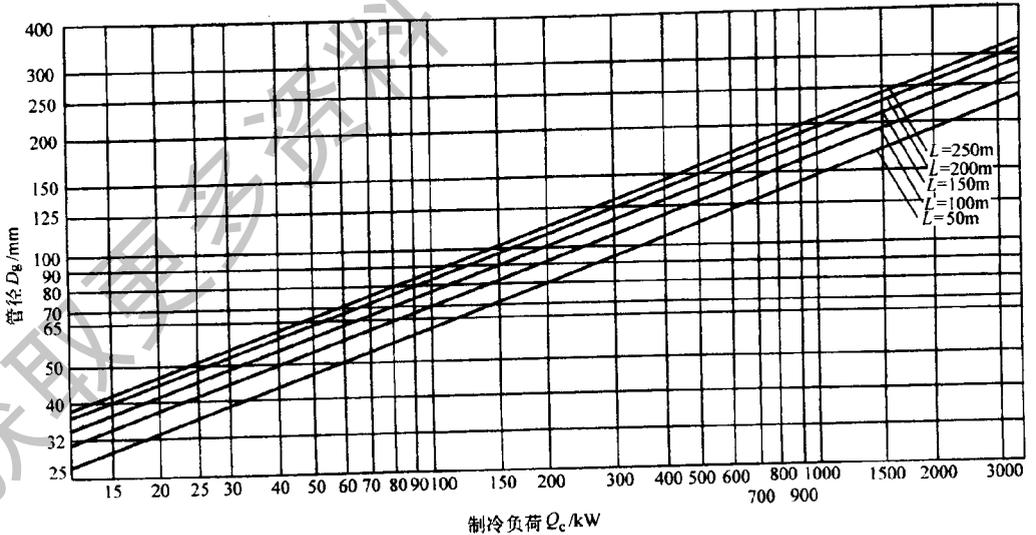


图 2-5-5 蒸发温度 -10°C 氨两相流吸气管管径计算图

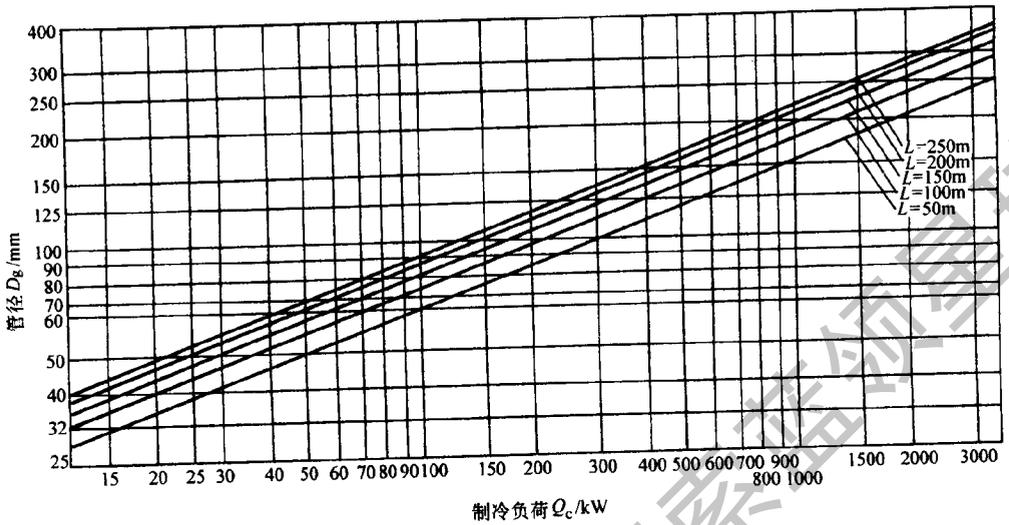


图 2-5-6 蒸发温度 -15°C 氨两相流吸气管管径计算图

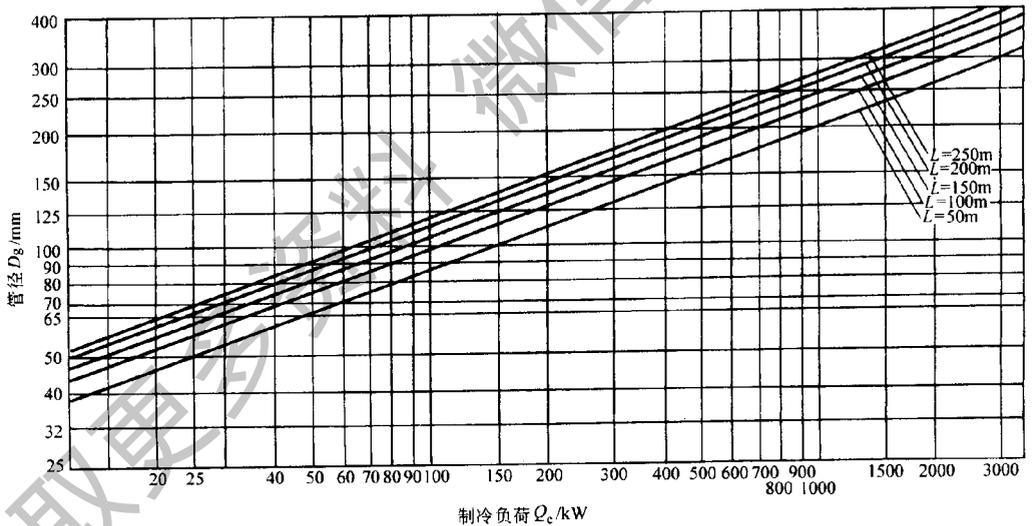


图 2-5-7 蒸发温度 -28°C 氨两相流吸气管管径计算图

(7) 图 2-5-9 为氨排气管管径计算图。图中管径是根据总压力损失 $\Sigma \Delta P \leq 14.710 \text{ kPa}$ 计算确定，该压力损失相当于蒸发温度降低约 0.5°C 及压缩机电机耗电增加 1%。

(8) 图 2-5-10 为冷凝器到贮氨器之间的氨液管管径计算图，管径是

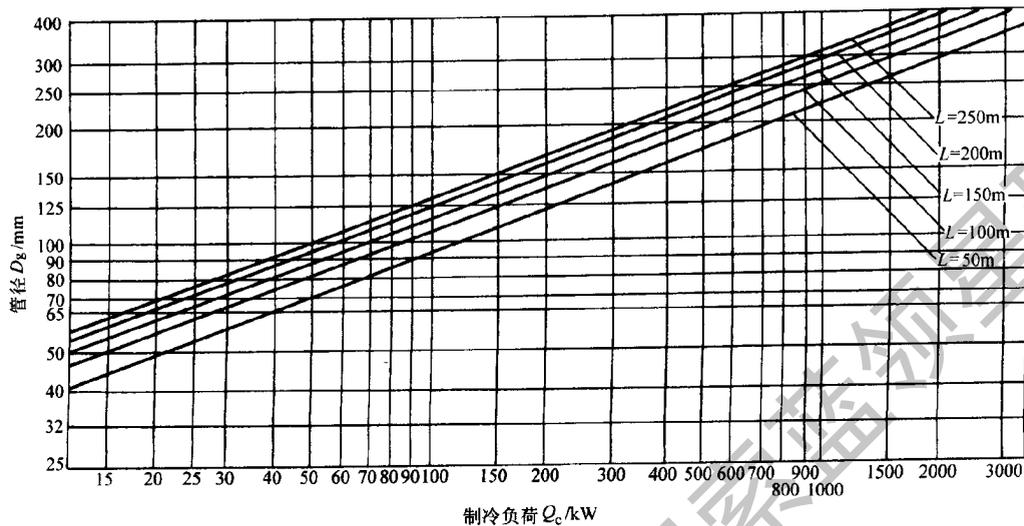


图 2-5-8 蒸发温度 -33°C 氨两相流吸气管管径计算图

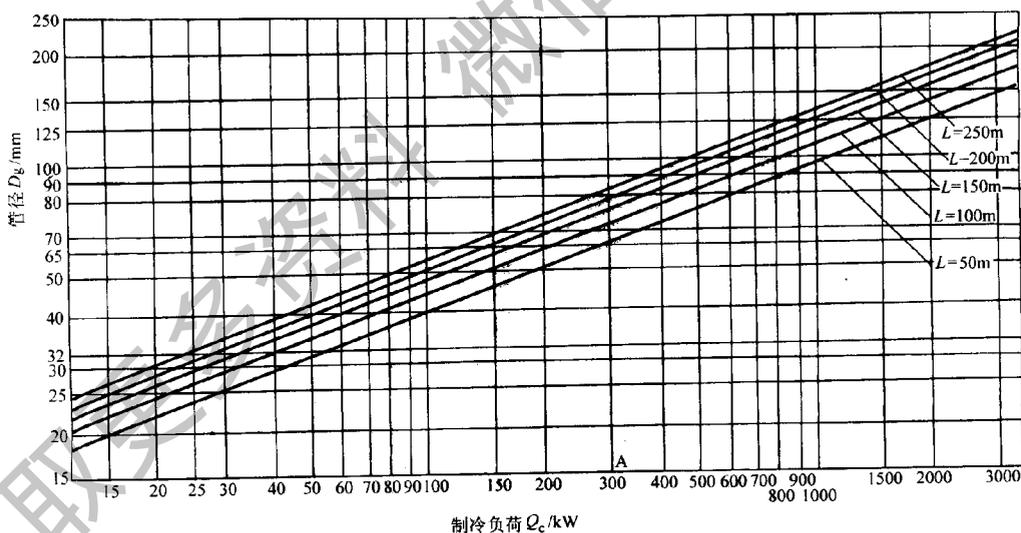


图 2-5-9 氨排气管管径计算图

根据总压力损失 $\sum \Delta P \leq 14.710 \text{ kPa}$ 计算确定的。

(9) 图 2-5-11 为贮氨器到分配器之间氨液管管径计算图，图中管径是根据总压力损失 $\sum \Delta P \leq 24.517 \text{ kPa}$ ，该压力损失相当于冷凝温度降低约

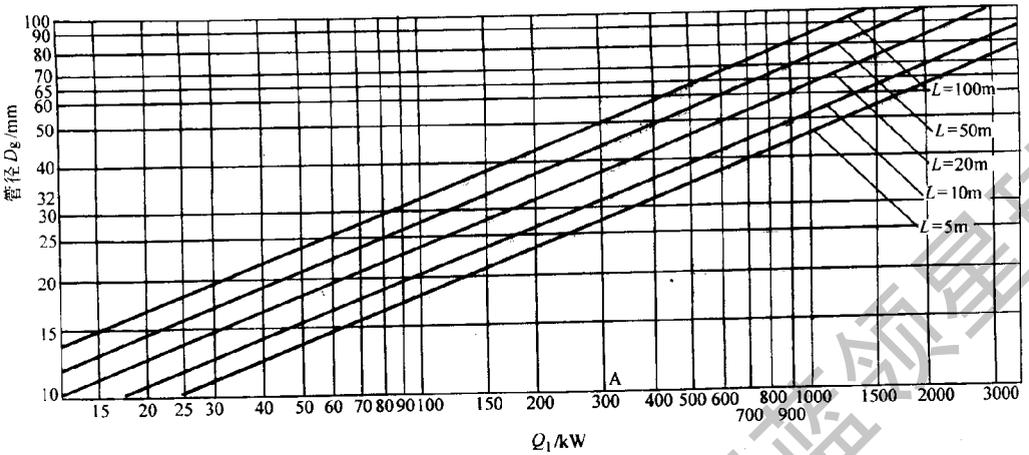


图 2-5-10 冷凝器到贮氨器之间的氨液管管径计算图

0.5℃计算确定的。

(10) 图 2-5-12 为盐水管管径计算图，图中管径是根据总压力损失 $\Sigma \Delta P \leq 49.033\text{kPa}$ ，盐水温差 $\Delta t = 1.5^\circ\text{C}$ 计算确定。

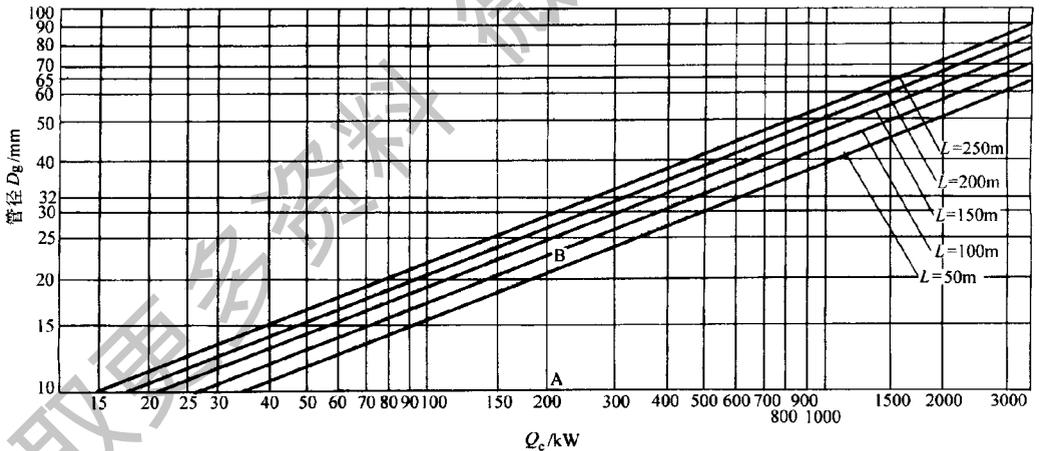


图 2-5-11 贮氨器到分配器之间氨液管管径计算图

2. 查图表计算方法

包括①根据工况条件，确定选用的计算图表。②根据配置设计时的工况负荷量和管子当量长度，确定管道的规格。③根据计算得到的公称直径，在表 2-5-5 中确定采用无缝钢管的规格。

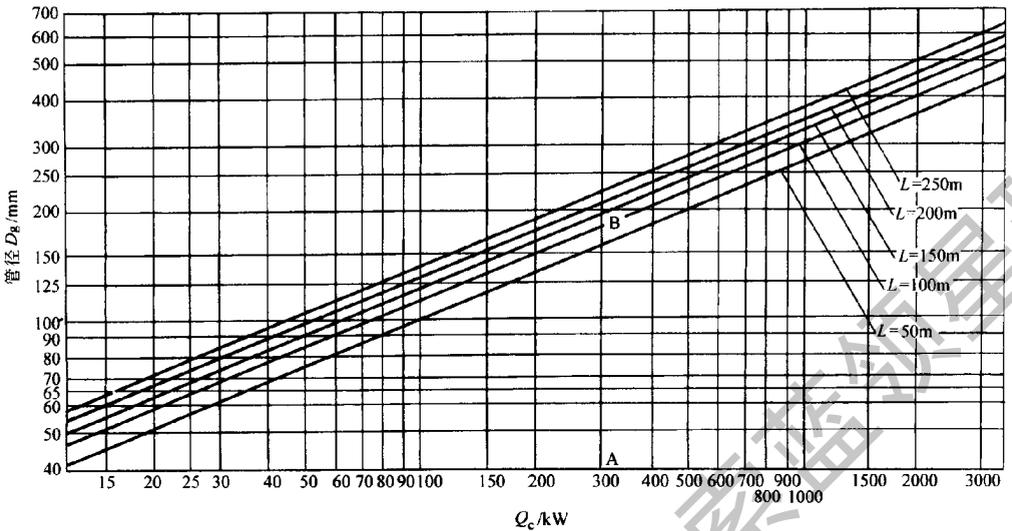


图 2-5-12 盐水管管径计算图

例 1 已知氨制冷系统单相吸入管负荷为 200kW，蒸发温度 -15°C ，管道当量长度为 25m，沿程摩擦阻力所引起的压力降不大于 2.5kPa，求该吸气管的管径。

解 因当量管长小于 30m 时，摩擦阻力引起的压力符合图 2-5-1 的使用条件。

查图 2-5-1，横坐标上找到 200kW 的位置，垂直向上，交于 -15°C 氨单相吸气管的图线，然后转折水平向左与钢管公称直径纵坐标相交即查出需用吸气管公称直径为 75mm。根据表 2-5-5，选用最接近的钢管公称直径 80mm。

例 3 冷凝器与高压贮液桶之间的氨管的负荷为 350kW，管长包括局部阻力在内的当量长度为 50m，求该液管管径。

解 查图 2-5-10，从横坐标 350kW 处垂直向上，与当量长度 50m 管线相交，再水平向左与钢管公称直径纵坐标相交，即查出需用氨液管公称直径为 47mm。根据表 2-5-5，选用钢管公称直径 50mm。

3. 不同工况下使用条件的修正

当实际工况和建立图表的工况不同时，使用图表前需对计算参数进行修正。

(1) 冷凝温度变化。图表中的负荷量都是以冷凝温度 30℃ 为基准确定的，对其他冷凝温度下工况的负荷量，不能直接拿来使用，需用表 2-5-9 中所列换算系数进行修正。

表 2-5-9 冷凝温度修正系数

管道类型	冷凝温度/℃			
	20	30	40	50
吸 气 管	0.96	1.00	1.04	1.10
排 气 管	1.16	1.00	0.81	0.70

(2) 当量管长和摩擦阻力引起的压力降相当于饱和温度差的变化。在所给的表中，当量管长均为 100m，摩擦阻力引起的压力降相当于饱和温度差也有规定，列出的计算图，对当量管长和摩擦阻力引起的压力降相当于饱和温度差也各有定值，若实际工况和图表所规定的工况不同时，需对负荷量进行修正，然后才能使用所给出的图表。修正公式有：

吸气管（回气管）修正公式：

$$Q = Q_s \left(\frac{L_s \Delta t}{L \Delta t_s} \right)^{0.55} \quad (2-5-4)$$

排气管和高压侧液体管修正公式：

$$Q = Q_s \left(\frac{L_s' \Delta P}{L \Delta P_s} \right)^{0.55} \quad (2-5-5)$$

若使用表 2-5-7 仍用式 (2-5-4) 进行修正。

式中 Q ——经修正后用于图表的工况负荷 (kW)；

Q_s ——配管设计时的工况负荷 (kW)；

Δt ——图表中规定工况的饱和温度降 (℃)；

Δt_s ——配管设计时工况饱和温度降 (℃)；

L ——图表中规定工况当量长度 (m)；

L_s ——配管设计时的工况当量长度 (m)；

ΔP ——图表中规定工况的压力损失 (kPa)；

ΔP_s ——配管设计时工况压力损失 (kPa)。

(3) 两相流供液倍数变化。在以上提供的各种氨两相流有关图表中，都

是以供液倍数 $n = 4$ 的条件下得出的，当实际工况的供液倍数产生变化时，两相流在管道内引起的摩擦阻力也发生变化，因此要对吸气管管径进行修正，氨两相流不同供液倍数吸气管管径的修正公式为：

$$d_s = Nd \quad (2-5-6)$$

式中 d_s ——配管设计工况时的吸气管管径 (mm)；

N ——不同供液倍数吸气管管径修正系数，见表 2-5-10；

d ——供液倍数为 4 时，根据配管设计工况查图得到的吸气管管径 (mm)。

表 2-5-10 不同供液倍数吸气管管径修正系数

供液倍数 n	2	3	4	5	6	7	8
修正系数 N	0.87	0.94	1.00	1.05	1.09	1.12	1.15

例 3 已知冷凝温度为 40°C ，蒸发温度为 -28°C 氨泵系统，氨泵供液倍数 $n = 4$ ，吸气管饱和温度降 $\Delta t = 0.5^\circ\text{C}$ ，当量长度 80m，吸气管设计负荷 $Q_s = 180\text{kW}$ ，计算吸气管管径。

解 因所用图表的工况条件和实际工况有所不同，使用图表需对工况条件进行修正。

(1) 冷凝温度的修正。由表 2-5-9 可查得，当冷凝温度为 40°C 时吸气管修正系数为 1.04，则修正后负荷量为 $1.04 \times 180 = 187\text{kW}$ 。

(2) 当量管长和摩阻引起的压力降相当于饱和温度差的修正。由表 2-5-8 和图 2-5-7，工况条件为 $L = 100\text{m}$ ， $\Delta t = 1^\circ\text{C}$ 。实际工况条件为 $L = 80\text{m}$ ， $\Delta t = 0.5^\circ\text{C}$ ，根据式 (2-5-4) 得：

$$Q = Q_s \left(\frac{L_s \Delta t}{L \Delta t_s} \right)^{0.55} = 187 \times \left(\frac{80 \times 1}{100 \times 0.5} \right)^{0.55} \text{ kW} = 242\text{kW}$$

从表 2-5-8 中查到负荷量为 242kW，所对应选定的吸气管公称直径应为 125mm，或从图 2-5-7 中也可确定吸气管公称直径应选 125mm。

例 4 已知氨制冷系统饱和吸气温度为 -20°C ，排气管负荷为 200kW，管道当量总长度为 100m，管道摩擦阻力引起的饱和温度降 $\Delta t = 0.5^\circ\text{C}$ ，计算排气管道公称直径。

解 (1) 查表法。表 2-5-7 的工况条件是 $L = 100\text{m}$ ， $\Delta = 2^\circ\text{C}$ ，而实

际工况是 $\Delta t = 0.5^{\circ}\text{C}$ ，所以在查表前需对实际工况用式(2-5-4)进行修正。

$$Q = Q_s \left(\frac{L_s \Delta t}{L \Delta t_s} \right)^{0.55} = 200 \times \left(\frac{100 \times 2}{100 \times 0.5} \right)^{0.55} \text{ kW} = 429 \text{ kW}$$

根据计算结果，查表2-5-7得出排气管公称直径应为65mm。

(2) 查图法。查图2-5-9，根据 $Q = 200 \text{ kW}$ ， $\Delta t = 0.5^{\circ}\text{C}$ ， $L = 100 \text{ m}$ ，从图中可得到钢管公称直径约60mm，所以选公称直径为65mm的钢管为排气管用管。

(三) 其他连接管道直径的确定方法

制冷系统中除了以上几种管道(吸气管、排气管、液管)需要通过公式计算或查图表确定管径以外，还有一些管道的管径可不进行计算，而是根据制冷设备的管接头大小和制冷系统的规格进行选用。以下提供几种连接管的规格范围，供设计参考：

- 1) 融霜用的热氨管可采用公称直径为32~50mm管径。
- 2) 安全管与各安全管接头同径，安全总管的公称直径应在25~32mm。
- 3) 排液管通常采用公称直径为25~32mm的管径。融霜排液管管径可根据排液桶上进液管规格选定。
- 4) 制冷设备上使用的增压和降压管可采用公称直径为20~32mm的管径。
- 5) 放油管一般采用公称直径为20~32mm的管径。低温放油管所采用的管道公称直径不宜小于25mm。
- 6) 设备之间均压管，可根据设备接管规格确定。设备多于2台时，设备间的均压总管管径通常比设备规格大一个档次。
- 7) “放空气管”可根据接管的管径确定。

第三节 管道的伸缩和补偿

在大型冷库管线很长、温度变化很大的情况下，会引起管道的伸缩，这

种伸缩在短管和弯折的管道中是关系不大的，如果直线管道的长度在几十米以上，其管道线伸缩长度足以引起拉断管子的危险，这种伸缩在管道设计和安装中必须予以考虑。

一、管道的热变形、热应力

制冷系统的管路由于其工作温度与安装时的温度有差异，往往要产生热胀冷缩现象，其伸缩变化的数值 ΔL 与材质、温度变化以及管道的长度有关，可按下式计算：

$$\Delta L = \alpha_1 L (t_2 - t_1)$$

式中 ΔL ——管道长度变化值 (m)；

α_1 ——管道材料的线膨胀系数 [$m / (m \cdot ^\circ C)$]；钢管常取 $12 \times 10^{-6} m / (m \cdot ^\circ C)$ ，铜管常取 $16.5 \times 10^{-6} m / (m \cdot ^\circ C)$ ；

L ——管道长度 (m)；

t_2 和 t_1 ——分别是管道工作温度和管道安装温度 ($^\circ C$)。

如果管道能够自由伸缩不受限制，管道就不会产生热应力，但是管道两端如被固定，管道不能随温度变化而自由伸缩时，将产生热应力。热应力的大小可由下列公式计算：

$$\sigma = E\epsilon = E \frac{\Delta L}{L} (t_2 - t_1)$$

式中； σ ——热应力 (kPa)；

E ——管道材料的弹性模量 (kPa)，钢常取 $2.06 \times 10^8 kPa$ ，铜常取 $8.82 \times 10^7 kPa$ ；

ϵ ——管道因冷或热的相对变形值。

在管道设计中，凡有热应力产生的管道，其热应力不允许超过管材的许用拉伸或压缩应力即： $\sigma \leq [\sigma]$ ， $[\sigma]$ 为管材的许用拉伸或压缩应力 (kPa)；无缝钢管 $[\sigma] = 2.94 \times 10^4 kPa$ ；普通钢管 $[\sigma] = 3 \times 10^4 kPa$ 。

在设计计算中如果出现 $\sigma > [\sigma]$ 时，则必须考虑热补偿问题。

二、热补偿方法

在某一管路上有热应力产生时，应人为地把管路设计成非直线形，以吸收热变形，防止管路由热应力而遭破坏。这种方法就是热补偿。

(1) 自然补偿。它是利用管道某一段的弹性变形来吸收另一段热变形的补偿方法，常见的有 L 型和 Z 型自然补偿，见图 4-3-13。

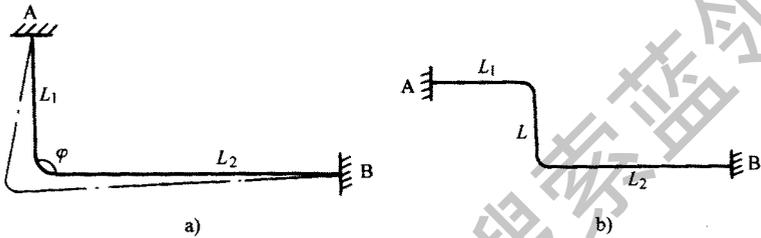


图 2-5-13 自然补偿形式

a) L 型补偿 b) Z 型补偿

在 L 型补偿中，两端固定，两段管长分别为 L_1 及 L_2 ，且 $L_1 < L_2$ ，假如温度升高，两管分别有热变形 ΔL_1 和 ΔL_2 ，且 $\Delta L_1 < \Delta L_2$ 。由于管段两端是固定的，每一管段的热伸长都使其相接的另一管段产生弯曲变形。分析一下变形情况可知短臂 L_1 必须要有较大的变形来吸收长臂 L_2 热伸长值，故变形应力最大值出现在短臂的固定端 A 处。

Z 型补偿的情况与 L 型补偿情况基本相似，不再重述。

(2) 补偿器。除自然补偿外，对于制冷系统中的直线管道，低压管道超过 100m，高压管道超过 50m 时，就需要在管线中设置一个补偿器（或称伸缩弯），避免应力的破坏作用。

工程上管道伸缩弯的半径是根据管道允许膨胀量 ΔL 、管径尺寸和伸缩弯的形状查表来确定的。图 2-5-14a、b 为二种不同形状的伸缩弯，它们的弯曲半径 R 可从表 2-5-11 中查出。采用图 2-5-14a 形的伸缩弯，要应用允许膨胀量 ΔL 的 $1/4$ 的值在表 2-5-11 中查出 R 值；采用图 2-5-17b 伸缩弯则要以 ΔL 的 $1/5$ 的值在表 2-5-11 中查取 R 值，最后决定伸缩弯的有关尺寸。

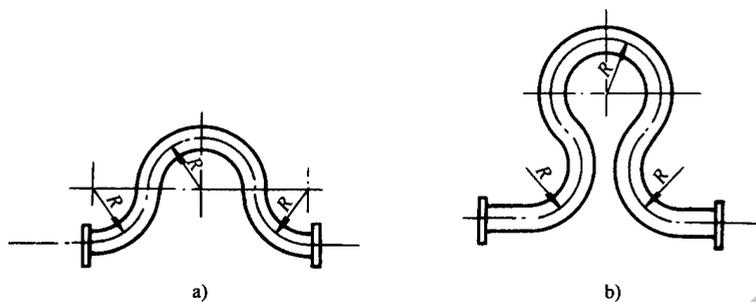


图 2-5-14 伸缩弯

a) 较大半径伸缩弯 b) 较小半径伸缩弯

表 2-5-11 每个 90°弯头的允许膨胀量 ΔL 值

管径 /mm	弯头半径 (R) /mm											
	300	380	510	760	1015	1270	1525	1780	2030	2285	2540	2800
25	6	9	19	44	80	—	—	—	—	—	—	—
50	3	6	13	25	44	70	98	137	—	—	—	—
64	—	6	9	22	38	57	83	114	146	—	—	—
76	—	3	9	16	29	48	67	92	121	152	—	—
90	—	—	6	16	25	41	60	79	105	133	—	—
100	—	—	6	13	25	38	50	73	95	121	146	—
113	—	—	—	13	22	35	48	64	86	108	133	—
125	—	—	—	9	19	29	41	57	76	95	117	143
150	—	—	—	9	16	25	35	48	64	79	98	121
200	—	—	—	—	13	19	25	38	48	64	76	92
250	—	—	—	—	—	16	22	29	38	50	60	73
300	—	—	—	—	—	—	19	25	33	41	50	64

ΔL 值的大小可用下式进行计算：

$$\Delta L = \alpha_1 L \Delta t$$

式中 ΔL ——管子的膨胀量 (mm)；

α_1 ——钢的膨胀系数 (mm/mm°C)；

L——直线管段管子长度 (mm)；

Δt ——管道的安装工况与设计工况的温度差（℃）。

第四节 管道的隔热及保温层设计

一、保温材料

制冷系统中的低温管道都必须保温，以免造成过多的冷量耗损和回气过热，另外低温管道若不进行隔热处理，管子外表面与周围空气接触后，其管壁表面就要凝水，管内工质温度越低，凝水越多，低于 0℃ 就会结霜，甚至结冰。

管道保温层的厚度与保温材料的性能、管道的规格、管道和设备内制冷剂的温度以及周围空气的温度有关。管道的隔热保温工作是在吹污、试压、刷防锈漆并干燥以后灌注制冷剂之前进行。

（一）管道常用保温材料和辅助材料

（1）常用保温材料。见表 2-5-12。

表 2-5-12 常用保温材料简表

材料名称	密度 / (kg/m ³)	热导率 λ / (kW/m·℃)	比热容 C / (kJ/kg·℃)	规格
硬质聚氨酯	50 ~ 60	$(2.33 \sim 4.19) \times 10^{-5}$	2.093	半圆瓦
聚苯乙烯	40 ~ 50	$(3.49 \sim 4.65) 10^{-5}$	1.465	半圆筒瓦
岩棉管	100 ~ 110	$(3.26 \sim 5.23) \times 10^{-5}$	0.754	圆筒
软木(板)	150 ~ 210	$(4.65 \sim 5.81) \times 10^{-5}$	2.093	板材

（2）辅助材料。制冷管道的保温设施，不单纯是覆盖一层保温材料，而是由不同作用的几层材料共同组成的防腐保温、隔气结构。

①防锈漆。需要保温的管道在敷设保温层之前，先清除表面的泥沙、铁

锈、油脂等污物，然后涂一层防锈漆，以保护金属表面不受腐蚀。

②铁丝、玻璃丝布、沥青胶。作用是把保温材料固定到被保温的管道上。

③油毡、石油沥青、铁丝网、麻刀灰。这些辅助材料经过具体施工构成隔气层，起防潮隔气作用。

(二) 保温结构的施工

(1) 保温材料是硬质聚氨酯的施工。通常在给吸气管道、节流后的供液管道等单根管道做保温时，把聚氨酯都做成两半的管壳，中空部分的内径相当于管道的外径，将管壳两半覆盖在管道上，再用铁丝或玻璃丝布捆绑。由于聚氨酯吸湿性小，不需要再做隔气层，只需在捆绑好的管壳外表包裹一层玻璃丝布，最后刷上油漆即可，制冷管道油漆的颜色如下：

排气管——铁红色，吸气管——天蓝色，进水管——草绿色，出水管——深绿色，油管——棕色，高压液管——黄色，低压液管——米黄色。

如果从分调节站引出的低压供液管道和回到分调节站的回气管道是集中在在一起的管束时，可用现场发泡聚氨酯来完成保温。具体作法是，首先在管束周围用角钢做出龙骨，用铁皮（0.75mm）包上，每包一段，充入聚氨酯发泡一段，发泡时，把沿该段长的方向用木板挡住，以免发泡密度达不到要求。

(2) 保温材料是聚苯乙烯和岩棉管的施工。具体作法基本和聚氨酯单管保温相同，不再重复。

(3) 软木作法。如图 2-5-15 所示。

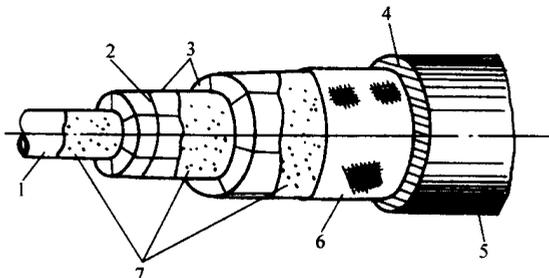


图 2-5-15 管道的软木保温层结构

1—铜管；2—铁丝；3—软木；4—石膏灰；5—面漆；6—钢丝网；7—沥青漆

二、保温厚度

为防止低温管道的冷量损失和产生凝结水，凡制冷系统中管道和设备会导致冷量损失的部位、产生凝结水滴的部位及形成冷桥的部位，均应进行保温。

由计算所求得保温层厚度，应能保证隔热层外表面的温度不低于当地条件下的露点温度，以保证隔热外表面不致结露。

融霜热氨管也应进行保温。虽然不会出现凝结水现象，但是，如果不进行保温，会因热交换使热氨的温度降低，延长融霜时间，增加耗电量。

(一) 保温层厚度的计算

(1) 如图2-5-16，如果忽略管壁的热阻，通过保温管道单位长度传入的热量可用下式计算。

$$q_L = \frac{\pi (t_2 - t_1)}{\frac{1}{\lambda} \ln \frac{D_1}{D_2} + \frac{1}{\alpha D}} \quad (2-5-7)$$

式中 q_L ——单位长度管道经保温层传入的热量 (W/m)；

t_2 ——管道或设备周围空气的温度 (°C)，常温空间取夏季空气调节日平均温度；

t_1 ——管道及设备内制冷剂 (或盐水) 的温度 (°C)；

λ ——保温材料的导热系数 [W/(m·°C)]；

D_1 ——保温后管道和设备的外径 (m)；

D_2 ——管道和设备的外径 (m)；

α ——保温层外表面的对流放热系数 (W/(m²·°C))，一般取值为 8.141W/(m²·°C)。

(2) 根据通过保温管或保温设备每层单位长度传热量相等的原则，保温层厚度计算式如下。

$$q_L = \frac{\pi (t_2 - t_1)}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{D_1}{D_2} + \frac{1}{\alpha D_1}} = \frac{\pi (t_3 - t_1)}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{D_1}{D_2}}$$

得：
$$\frac{t_2 - t_1}{t_2 - t_3} = 1 + \frac{\alpha D_1}{2\lambda} \ln \frac{D_1}{D_2} \quad (2-5-8)$$

式中 t_3 ——保温层外表面的温度 (°C)，一般按夏季空气季节日平均温度下的露点温度加 1~2°C。

保温层的厚度 δ (单位为 m) 为：

$$\delta = \frac{D_1 - D_2}{2} \quad (2-5-9)$$

用式 (2-5-8) 和式 (2-5-9) 即可求出所需保温层的厚度。

(3) 用图表计算。用式 (2-5-8) 计算保温层厚度，只能采用近似算法，且很烦琐。工程上为了方便设计，简化工作，常用查图表法求管道保温层的厚度，如图 2-5-17、图 2-5-18、图 2-5-19 所示及见表 2-5-13。图 2-5-17、图 2-5-18、图 2-5-19 是以保温层厚度 δ 为横坐标，以 $D_1 \times \ln(D_1/D_2)$ 为纵坐标的计算图，这三张图实际上是一张图，仅为了使图面线条清晰，使用方便，纵坐标采用了不同的比例。

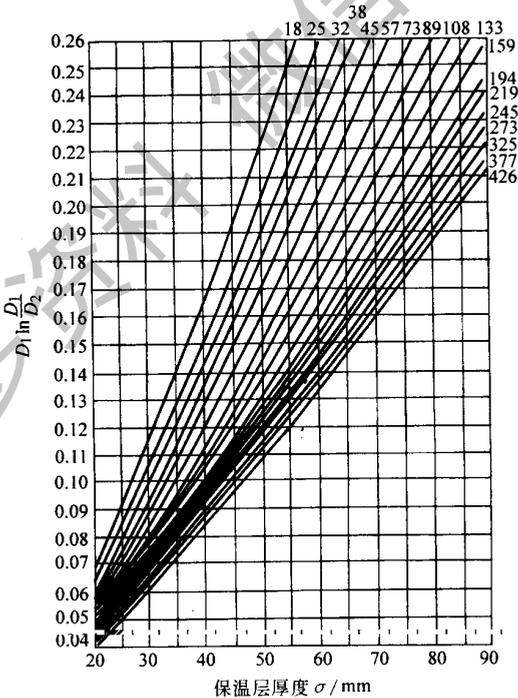


图 2-5-17 管道与设备保温层厚度计算图

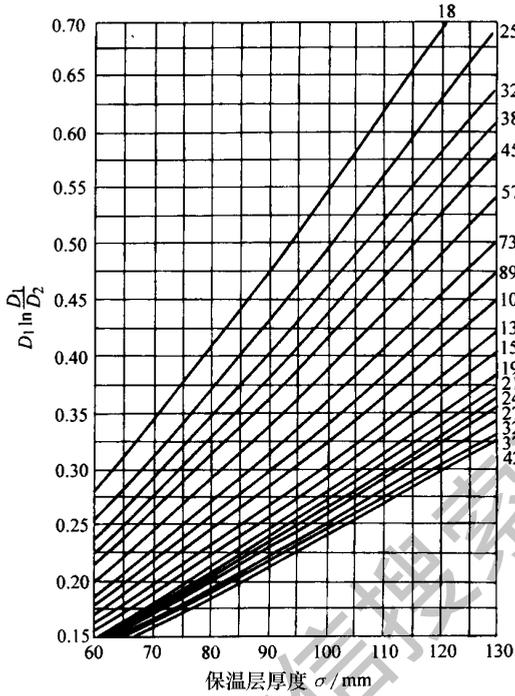


图 2-5-18 管道与设备保温层厚度计算图

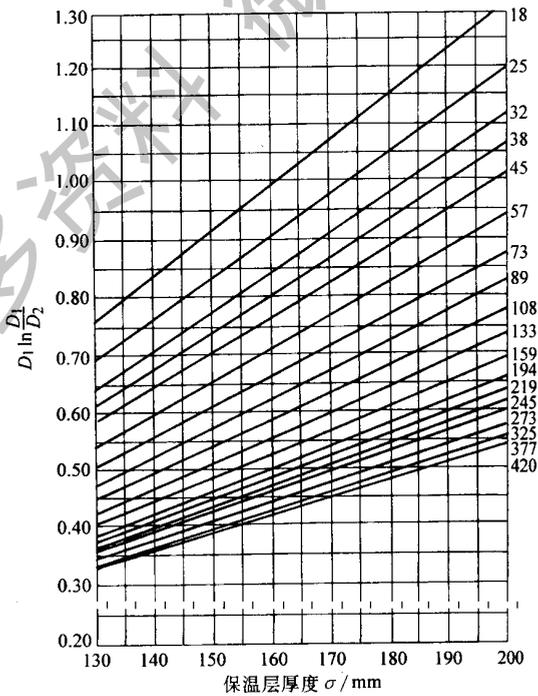


图 2-5-19 管道与设备保温层厚度计算图

为确保保温层外表面干燥，应比露点温度稍高些，保温层计算结果，应满足下式条件：

$$\frac{t_2 - t_1}{t_2 - t_3} \leq 1 + \frac{\alpha D_1}{2\lambda} 1n \frac{D_1}{D_2} \quad (2-5-10)$$

即

$$D_1 1n \frac{D_1}{D_2} \geq \frac{2\lambda}{\alpha} \left(\frac{t_2 - t_1}{t_2 - t_3} - 1 \right) \quad (2-5-11)$$

用保温层厚度计算图确定保温层厚度的步骤是：

①根据制冷系统所处环境的气象条件、管道设备内流体的温度及选用保温材料物理特性，计算出的 $\frac{2\lambda}{\alpha} \left(\frac{t_2 - t_1}{t_2 - t_3} - 1 \right)$ 值。

表 2-5-13 管道保温层厚度 (单位：mm)

管道 外径 /mm	$t_2 = 30^\circ\text{C} \quad t_3 = 27.8^\circ\text{C} \quad a = 8.141\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$							
	$t_1 = -10^\circ\text{C}$		$t_1 = -15^\circ\text{C}$		$t_1 = -33^\circ\text{C}$		$t_1 = -40^\circ\text{C}$	
	$\lambda = 0.047$	$\lambda = 0.07$	$V = 0.047$	$\lambda = 0.07$	$\lambda = 0.047$	$\lambda = 0.07$	$\lambda = 0.047$	$\lambda = 0.07$
22	50	70	55	75	75	100	80	105
32	55	75	60	80	80	105	85	116
38	60	80	65	85	85	110	90	120
57	65	85	70	95	90	120	100	135
76	65	90	75	100	95	130	105	140
89	70	95	75	105	100	135	110	145
108	70	100	80	110	105	140	110	155
133	75	100	80	115	105	145	115	160
159	75	105	85	120	110	155	120	165
219	80	110	90	125	120	165	130	180
273	85	115	95	130	125	175	135	190
325	85	120	95	135	130	180	140	195
377	90	125	100	140	130	185	145	200
426	90	125	100	140	135	190	150	205

第 5 章 制冷管道设计计算

管道 外径 /mm	$t_2 = 15^\circ\text{C} \quad t_3 = 12.4^\circ\text{C} \quad a = 8.141\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$							
	$t_1 = -10^\circ\text{C}$		$t_1 = -15^\circ\text{C}$		$t_1 = -33^\circ\text{C}$		$t_1 = -40^\circ\text{C}$	
	$\lambda = 0.047$	$\lambda = 0.07$	$V = 0.047$	$\lambda = 0.07$	$\lambda = 0.047$	$\lambda = 0.07$	$\lambda = 0.047$	$\lambda = 0.07$
22	30	45	35	50	50	65	55	75
32	35	45	40	50	55	75	60	85
38	35	45	40	55	60	80	65	85
57	35	50	45	60	65	85	70	95
76	40	55	45	60	65	90	75	100
89	40	55	45	65	70	95	75	100
108	40	55	50	65	70	100	80	110
133	45	60	50	70	75	100	85	115
159	45	60	50	70	75	105	85	120
219	50	65	55	75	80	110	90	125
273	50	70	55	80	85	115	95	130
325	50	70	55	80	85	120	95	135
377	50	70	60	80	90	125	100	140
426	55	70	60	85	90	125	100	140

②根据 $\frac{2\lambda}{\alpha} \left(\frac{t_2 - t_1}{t_2 - t_3} - 1 \right) \leq D_2 \ln \frac{D_1}{D_2}$ ，在图的纵坐标上找到相应的点，水平向右与所设计的管道（或设备）的外径图线相交，然后转折向下引垂线得横坐标上数值，即为保温层厚度。

⑧将查到的保温层厚度代入式（2-5-11）中验算，如果验算等式成立，证明保温层外表面不会出现凝结水滴，符合要求。不然，需适当加厚保温层，重新进行验算。

例 5 已知一制冷系统的总回气管管道外径为 108mm，管道内制冷剂温度为 -33°C ，周围空气温度为 30°C ，相对湿度为 85%，对应的露点温度为 27°C ，保温材料采用聚苯乙烯泡沫塑料（ $\lambda = 0.0465\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ ），试用图 2-5-17、图 2-5-18、图 2-5-19，确定该管道的最小保温层厚度。

解：(1) 计算 $\frac{2\lambda}{\alpha} \left(\frac{t_2 - t_1}{t_2 - t_3} - 1 \right)$ 的值

根据已知条件 $t_1 = -33^\circ\text{C}$ ， $t_2 = 30^\circ\text{C}$ ，管道保温层的外表面温度 $t_3 = 27 + 1 = 28^\circ\text{C}$ ， $\lambda = 0.0465\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ ， $\alpha = 8.141\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。

$$\frac{2\lambda}{\alpha} \left(\frac{t_2 - t_1}{t_2 - t_3} - 1 \right) = \frac{2 \times 0.0465}{8.141} \times \left[\frac{30 - (-33)}{30 - 28} - 1 \right] = 0.348$$

(2) 根据计算值 0.348 和管道外径 108mm，查图 2-5-18 在纵坐标找到值为 0.348 所处的位置，然后水平向右交外径为 108mm 的图线，从而可查得交点处的横坐标值即为最小保温层厚度 $\delta = 107\text{mm}$ ，约整数值 $\delta = 110\text{mm}$ 。

(3) 验证是否符合要求：

$$D_1 = D_2 + 2\delta = 108 + 2 \times 110 = 328\text{mm}$$

将各式代入式 (2-5-11)

$$D_1 \ln \frac{D_1}{D_2} \geq \frac{2\lambda}{\alpha} \left(\frac{t_2 - t_1}{t_2 - t_3} - 1 \right) = 0.348$$

$$0.328 \times \ln \frac{0.328}{0.108} = 0.364 > 0.348$$

符合要求。

第五节 管道支架吊架

管道支架和吊架设计是管道系统设计的一个主要环节，设计正确与否，直接影响系统运行的经济性与安全性。管道支架和吊架的布置取决于管道的布置形式和管道的受力情况。

管道支架和吊架最大允许距离主要是由承受的垂直方向的荷载所决定的。表 2-5-14 所列为管架之间的最大距离，可供设计时参考。

表 2-5-14 管道支、吊架最大间距 (单位：mm)

外径 × 管道壁厚/mm	气体管道 (无保温层)	氨液管道 (无保温层)	气体管道 (有保温层)	氨液管道 (无保温层)	热水管道 (有保温层)
10 × 2	—	1.05	—	0.27	—
14 × 2	—	1.35	—	0.45	—
18 × 2	—	1.55	—	0.60	—

第 5 章 制冷管道设计计算

外径 × 管道壁厚/mm	气体管道 (无保温层)	氨液管道 (无保温层)	气体管道 (有保温层)	氨液管道 (无保温层)	热水管道 (有保温层)
22 × 2	1.95	1.85	0.75	0.76	0.76
32 × 2.5	2.60	2.35	1.02	1.02	1.02
38 × 2.5	2.85	2.50	1.20	1.16	1.16
45 × 2.5	3.25	2.80	1.42	1.40	1.40
57 × 3.5	3.80	3.33	1.92	1.90	1.90
76 × 3.5	4.60	3.94	2.60	2.42	2.42
89 × 3.5	5.15	4.32	2.75	2.60	2.60
108 × 4	5.75	4.75	3.10	3.00	2.95
133 × 4	6.80	5.40	3.89	3.65	3.60
159 × 4.5	7.65	6.10	4.56	4.30	4.25
219 × 6	9.40	7.38	5.90	—	5.40
271 × 6	10.90	8.40	7.35	—	6.55
325 × 8	12.25	9.40	8.66	—	7.55
377 × 10	13.40	10.40	10.00	—	8.70

一、管道支架的形式

根据管道支架的结构，可将支架分为固定支架、半固定支架和活动支架三种基本类型。固定支架通常是用焊接的办法将管道与支架完全固定。半固定支架通常是用一根圆钢或一条扁钢带做成管卡，两端有螺母将管道拉紧在支架上，当管道发生伸缩时，如管热胀推力能克服管卡所造成的侧压力，在轴向将会产生少量位移，这就避免了管道节面内产生过高的力，因此这种支架称为半固定支架。活动支架是允许管道在支架上作一个或两个方向的滑动。此外，由于工程上的需要，也常用吊架代替支架。

在制冷工程中，一般采用固定支架的较少，而后两种则为常用的形式。如图 2-5-20 所列的几种常用形式：

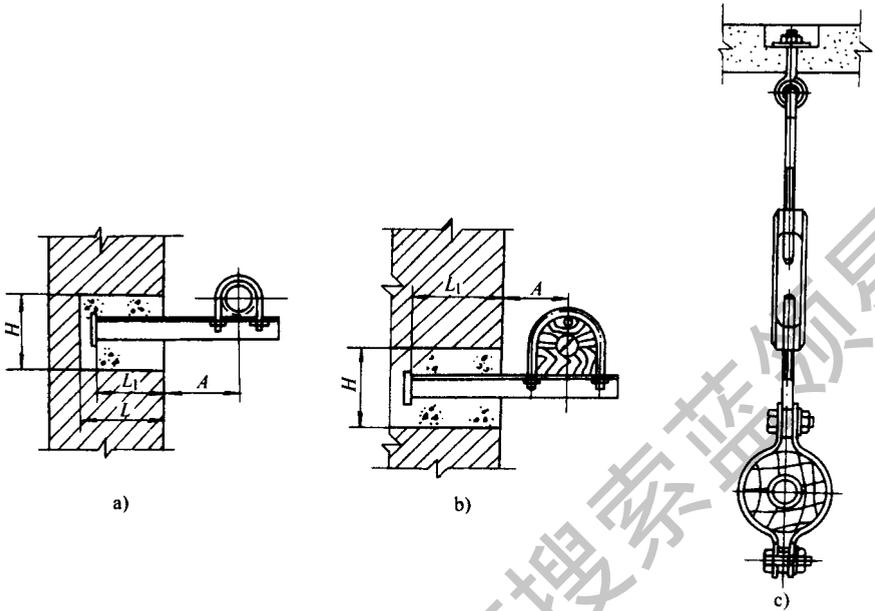


图 2-5-20 常用的半固定支架和吊架的结构图

a) 无保温半固定支架 b) 有保温半固定支架 c) 吊架

二、管道支架布置的问题

- (1) 根据管道数量、布置形式，分析支架受力情况，选择合格的支架形式，确定吊支架的材料和断面。
- (2) 根据管道受力情况，决定吊支架间距，布置吊支架。
- (3) 根据吊支架受力情况及管道在梁、柱、墙的布置情况，决定支架的固定方式。
- (4) 在建筑物内预埋合适的金属物件，以连接吊支架。

三、管道支架的材料

吊支架的构成，一般采用角铁作支承，用 U 形双头螺栓管卡作固定，用圆钢或角铁作吊接。对管道有绝热层的，为防止冷桥，管与螺栓连接处用一块涂过沥青的木板夹住，木板的大小要与绝热层厚度相适应。

第 6 章

制冷压缩机

第一节 概 述

一、制冷压缩机的种类及分类

根据制冷压缩机的工作原理、结构和工作的蒸发温度划分其种类，并进行分类。

(一) 制冷压缩机的种类

制冷压缩机根据其对制冷剂蒸气的压缩热力学原理可以分为容积型和速度型两大类。

1. 容积型压缩机

在容积型压缩机中，一定容积的气体先被吸入到气缸里；继而在气缸中其容积被强制缩小，压力升高，当达到一定压力时气体便被强制地从气缸排出。可见，容积型压缩机的吸排气过程是间歇进行，其流动并非连续稳定的。

容积型压缩机按其压缩部件的运动特点可分为两种形式：往复式（简称往复式）和回转式。而后者又可根据其压缩机的结构特点分为滚动转子式（简称转子式）、滑片式、螺杆式（又称双螺杆式）、单螺杆式、涡旋式等。

2. 速度型压缩机

在速度型压缩机中，气体压力的增长是由气体的速度转化而来，即先使吸入的气流获得一定的高速、然后再使之缓慢下来，让其动量转化为气体的压力升高，而后排出。可见，速度型压缩机中的压缩流程可以连续地进行，其流动是稳定的。在制冷和热泵系统中应用的速度型压缩机几乎都是离心式压缩机。

图2-6-1所示为制冷压缩机分类及其结构示意简图。各类压缩机的工作原理、结构特点和工作性能将在以后各章中分别阐述。

(二) 制冷压缩机的分类

1. 按工作的蒸发温度范围分类

对于单级制冷压缩机，一般可按其工作蒸发温度的范围分为高温、中温和低温压缩机三种，但在具体蒸发温度区域的划分上并不统一。下面列举一种某些著名压缩机产品沿用的大致工作蒸发温度的分类范围。

高温制冷压缩机 ; (- 10 ~ 0) °C

中温制冷压缩机 ; (- 15 ~ 0) °C

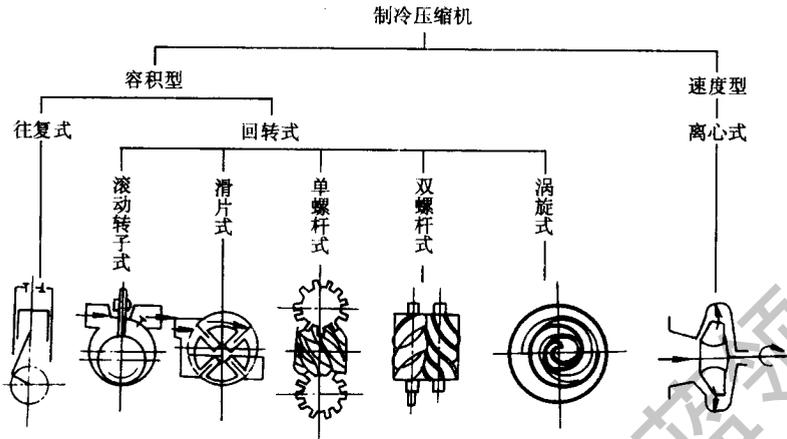


图 2-6-1 制冷压缩机分类和结构示意图

低温制冷压缩机 ; (- 40 ~ - 15) °C

2. 按密封结构形式分类

制冷系统中的制冷剂应是不容许泄漏的，这意味着系统中凡与制冷剂接触的每个部件都应是对外界是密封的。根据制冷压缩机所采取的防泄漏方式和结构，可有三种不同的基本压缩机形式。

(1) 开启式压缩机。图 2-6-2 是以往复式为例的开启式压缩机结构图。压缩机的曲轴 3 的功率输入端伸出压缩机机体之外，再通过传动装置与原动机相连接。在伸出部位要用轴封装置 8 防止轴段和机体间的泄漏。利用这种轴封装置的隔离作用使原动机独立于制冷剂系统之外的压缩机形式称为开启式压缩机（通常，这种压缩机的制冷量较大）。若原动机是电动机，因它与制冷剂和润滑油不接触而无需具备耐制冷剂和耐油的要求。因此，开启式压缩机可用于以氨为工质的制冷系统中。

(2) 半封闭式压缩机。采用封闭式的结构，把电动机和压缩机连成一整体，装在同一机体内共用一根主轴，因而可以取消开启式压缩机中的轴封装置，避免了由此产生或多或少泄漏的可能性。图 2-6-3 是半封闭式压缩机（以往复式为例）的结构例子。从中可见，电动机室 11 内充有制冷剂和润滑油，这种与制冷剂和润滑油相接触的电动机被称为内置电动机，其所用材料必须与制冷剂和润滑油相容共处。半封闭式压缩机的另一特点是在其机体上的各种端盖都是用垫片和螺栓拧牢压紧来防止泄漏，因而压缩机内零部件易于拆卸修理更换。半封闭式压缩机的制冷量一般居中等水平。

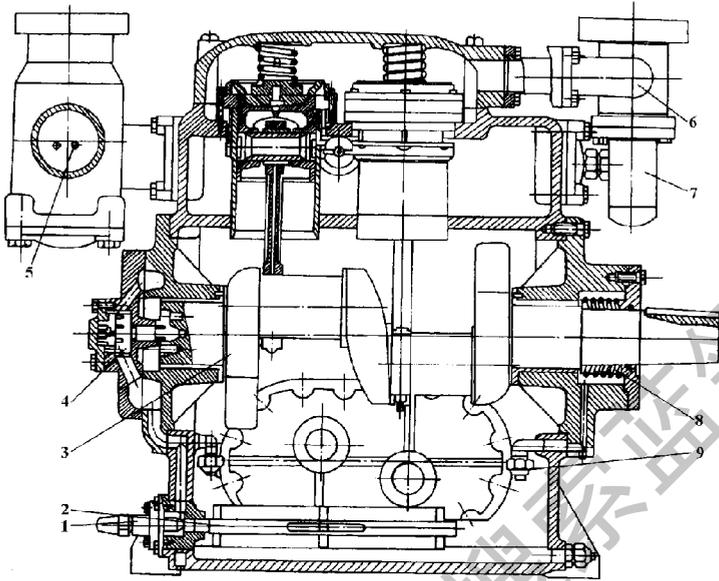


图 2-6-2 开启式压缩机（往复式）的结构图

1—加油三通阀；2—过滤器；3—曲轴；4—液压泵；5—叹气滤网
6—排气集管；7—安全阀；8—轴封装置；9—供油管

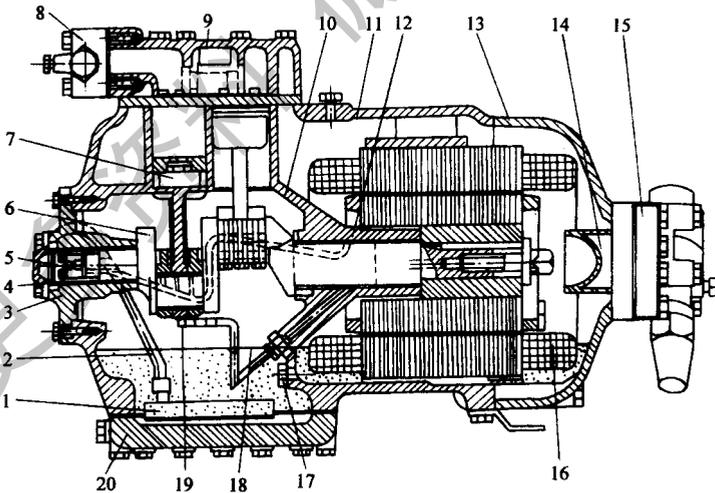


图 2-6-3 半封闭式压缩机（往复式）的结构图

1—过滤器；2—吸油管；3—端轴承盖；4—液压泵轴承；5—液压泵；6—曲轴
7—活塞连杆组；8—排气截止阀；9—气缸盖；10—曲轴箱；11—电动机室
12—主轴承；13—电动机室端盖；14—吸气过滤器；15—吸气截止阀；16—内置电动机
17—油孔；18—油面；19—油压调节阀 20—底盖

(3) 全封闭式压缩机。全封闭式压缩机也像半封闭式一样，把电动机和压缩机连成一整体，共用一根主轴，它与半封闭式的差异在于，连接在一起的压缩机和电动机组安装在一个密闭的薄壁机壳中，机壳由两部分焊接而成，这样既取消了轴封装置，又大大减轻和缩小了整个压缩机的尺寸和重量。露在机壳外表的只焊有一些吸排气管、工艺管以及其它（如喷液管）必要的管道、输入电源接线柱和压缩机支架等。图 2-6-4 表示了全封闭式压缩机（以往复式为例）的结构剖面图。由于整个压缩机电动机组是装在一不能拆开的密封机壳中，不易打开进行内部修理，因而要求这类压缩机的使用可靠性高，寿命长，对整个制冷系统的安装要求也高。这种全封闭结构形式一般用于大批量生产的小冷量制冷压缩机中。

无论是半封闭式还是全封闭式的制冷压缩机，由于氨含有水分时要腐蚀铜，因而都不能用于以氨为工质的制冷系统中。但是，也该看到，基于 CFC_s 和 HCFC_s 的替代和扩大天然制冷剂氨的使用的需要，采用能与氨制冷剂隔离的屏蔽式电动机的半封闭式压缩机已研制成功并获得应用。

二、压缩机的发展动态

（一）制冷压缩机的发展动态

当前，我国的改革开放正在不断深化，工农业产品市场已从国内扩展到国际范围。国际贸易的飞速发展迫切需要我国制定的有关标准向国际标准靠拢。在政府的关注以及科研单位和高等学校的积极配合下，标准的国际化工作正由工业、农业、贸易等部门进行着。目前，我国参照了国外一些具有较高权威的标准，组织制定了各类制冷压缩机的国家标准和专业标准，以此来促进我国产品性能、质量、可靠性和耐久性的提高，谋求生产、流通、使用各阶段的合理化。这些标准主要有容积式制冷压缩机性能实验方法标准，中小型活塞式单级制冷压缩机的型式、基本参数和技术条件标准，家用房间空气调节器的全封闭型电动机—压缩机标准，家用电冰箱全封闭型电动机—压缩机标准和喷油螺杆式单级制冷压缩机型式、基本参数等标准。

活塞式压缩机发展历史悠久，具有丰富的设计、制造和运行经验，至今

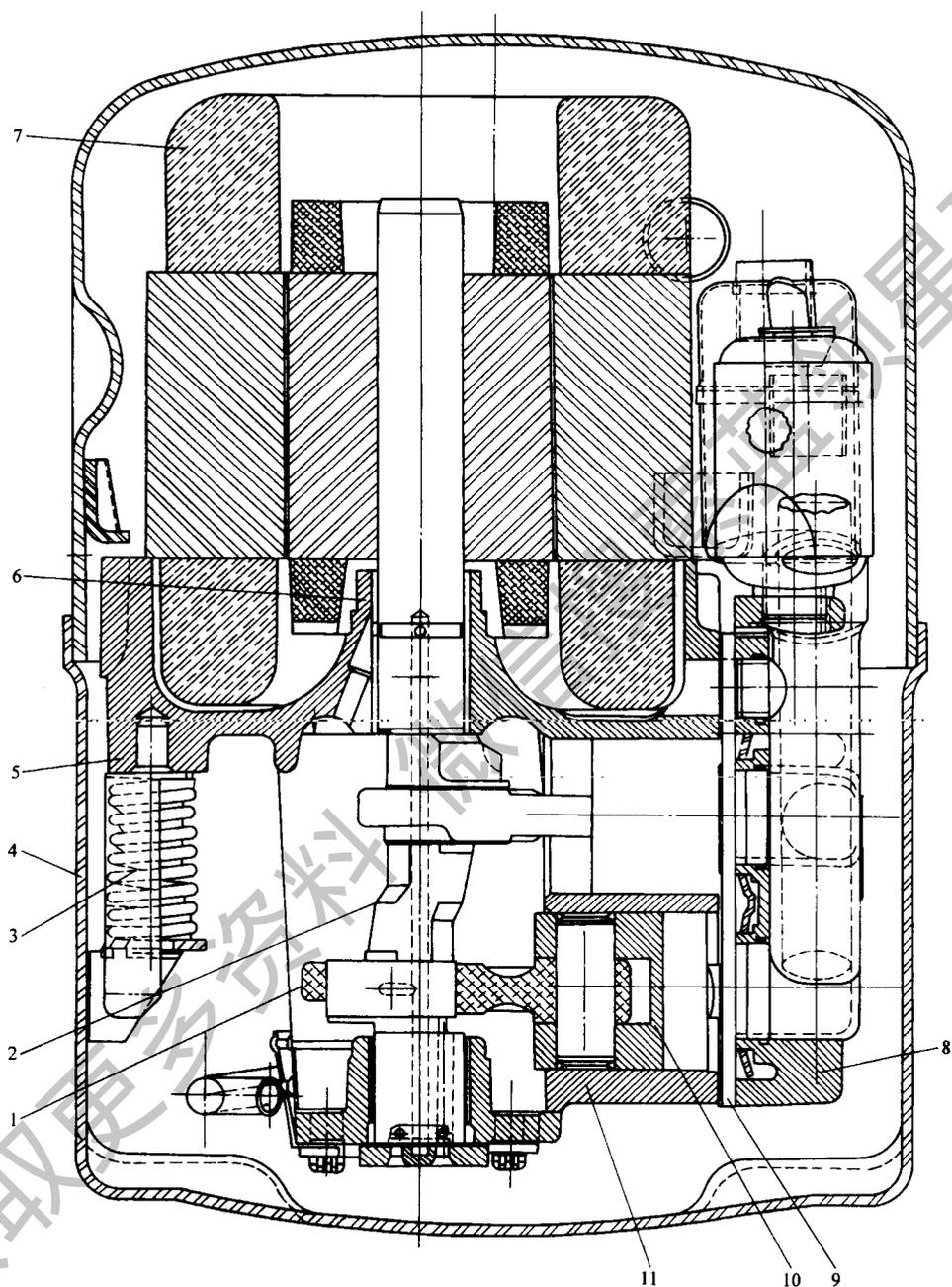


图 2-6-4 全封闭式压缩机（往复式）的结构剖面图

- 1—连杆；2—偏心轴；3—内部支承弹簧；4—机壳；5—电动机座；6—主轴承座
7—内置电动机；8—气缸盖；9—阀板；10—活塞；11—气缸体

在各个领域中依然被广泛采用并得到发展。制冷压缩机的持续进步也反映在其种类的多样化方面，活塞式以外的各类压缩机，如离心式、螺杆式、滚动转子式和涡旋式等压缩机都正被卓有成效地开发而各具特色，令人刮目相看。这为从事制冷工程的技术人员在制冷压缩机类型的选择上提供了更多的可能性。在这种情况下，活塞式压缩机的使用范围必然受到影响而出现逐渐缩小的趋势，这种趋势在大冷量范围内表现得更显著。但是，在中小冷量范围内，实用上还是以活塞式压缩机为主。

随着压缩机本身的可靠性和耐久性的不断提高，以及压缩机结构紧凑、轻量化的追求，制冷压缩机从开启式逐步向封闭式发展是很自然的。例如在日本，在功率为 15 ~ 22kW 之间的活塞式压缩机中，90% 以上实现了半封闭化。但是，便于现场维修的开启式压缩机还是有它的优势的。

对于小型制冷压缩机而言，业内人士一般将开启式活塞压缩机称为第一代压缩机，全封闭式活塞压缩机称为第二代压缩机，旋转（滑片）式压缩机称为第三代压缩机，涡旋式压缩机称为第四代压缩机，现正在开发的环形压缩机即为第五代小型制冷压缩机。第一代压缩机由电动机通过联轴器或皮带驱动的活塞压缩机组成，因有许多接头和轴封泄漏制冷剂，制冷系统需定期充装制冷剂，所以与第二代的全封闭式活塞压缩机相比称之为开启式活塞压缩机。第二代全封闭式活塞压缩机为了克服开启式活塞压缩机工作过程中制冷剂泄漏的问题，通过专门的设计将有机地结合为一体的电动机—活塞压缩机封闭在耐压壳体内，从而解决了开启式活塞压缩机工作过程中制冷剂的泄漏问题，并通过整个制冷系统接口的全部焊接解决了整个制冷系统工作过程中制冷剂的泄漏问题，大大提高了整个制冷系统工作的可靠性，虽然第二代全封闭式活塞压缩机克服了开启式活塞压缩机工作过程中制冷剂泄漏的问题，大大提高了整个制冷系统工作的可靠性。但活塞压缩机固有的进/排气阀片故障、曲轴连杆活塞这些将电机旋转运动转换为往复直线运动对效率的影响、转动部分的抱轴和卡死、活塞余隙对效率的影响等问题并没有解决。正是在这种背景下，没有曲轴连杆、进气阀片的旋转（滑片）式压缩机应运而生。旋转式压缩机的活塞像一个在扁平圆盒子内旋转的转子，活塞装在偏心轴上，沿汽缸侧壁面作平面滚动，作用于汽缸内的制冷剂。为了隔断吸气区与排气区，一般在汽缸侧壁上开一个垂直的槽，在槽内装一个与转子配合很好、可以被压进转子侧壁槽内的滑片。与活塞压缩机相比，它消除了进气

阀片故障、曲轴连杆这些将电机旋转运动转换为往复直线运动对效率的影响、曲轴连杆部分的抱轴和卡死、活塞余隙对效率的影响等问题。小型制冷压缩机技术有了很大进步，效率有了很大的提高，所以称之为第三代压缩机。第三代旋转（滑片）式压缩机在实际应用中确实比活塞压缩机有着不可比拟的优越性，但其滑片的密封及排气阀片的故障等问题并没有得到彻底解决，于是出现了只由运动滑盘、固定滑盘等组成的第四代小型制冷压缩机——涡旋式压缩机。它的原理是由偏心轴带动运动滑盘绕固定滑盘的轴线摆动而完成进气和压缩的功能。与旋转式相比，涡旋式压缩机不仅同样没有曲轴连杆进/排气阀等，而且没有旋转式压缩机所必须有的滑片、排气阀，因而极大地提高了工作的可靠性。涡旋式压缩机的活塞就是那个绕固定滑盘的轴线摆动的运动滑盘。但涡旋式压缩机的制造加工要求非常高，加工成本直接影响了最终成本及应用。

现在，国内有些压缩机工作者正在研制所谓的第五代压缩机。从第一代开启式活塞压缩机到第四代涡旋式压缩机，它们都是由电动机驱动压缩机进行工作的，其能量传递过程为电源—控制器—电动机定子—电动机转子—轴—（活塞式的连杆）—活塞。可以看出，从电源到活塞经过了许多能量转换环节，第五代小型制冷压缩机就是从减少能量转换的中间环节着手来提高整机效率，并尽量简化结构，力求降低生产成本，增加运行的可靠性，这就是环形压缩机。这种环形压缩机既具有往复式压缩机的容易加工的特点，又有旋转式、涡旋式压缩机的不用曲轴连杆系统的特点，具有结构简单、加工容易、转换效率高、工作可靠的优点，它主要由压缩部分和电动机定子两大部分组成。省去原有的电动机转子、轴系统等，而且无进/排气阀、滑片等密封部件，结构很简单，整台压缩机不超过10种零部件，所以运行可靠，并从减少动力的中间传递环节上提高整机的转换效率。但这种压缩机的生产和应用技术还不完善，在市场上还没有推广应用。

在小型制冷压缩机中，虽然回转式压缩机作为大批量生产的某些制冷设备（如电冰箱、房间空调器）的专用压缩机，其产量和应用较多，但在压缩冷凝机组这类通用机械中，活塞式压缩机的应用还是居多数。据统计，在100W~7.5kW的小型封闭式压缩机中，活塞式压缩机占75%。

为了提高制冷系统的综合运转性能，对制冷压缩机的容量控制能力提出了愈来愈高的要求。小型制冷压缩机本身从结构上难以设置合适的输气量调

节机构。1980 年，空调用变频器控制的压缩机（25 ~ 90Hz）的出现和应用是制冷空调技术进步中的重大创举，它不仅使空调器更迎合人们的舒适感要求，而且对膨胀阀、换热器等系统构件产生了很大的影响。

如今，变频器控制在 7.5kW 以下的全封闭式制冷压缩机和 3 ~ 11kW 的半封闭式活塞式制冷压缩机上的应用已经商品化，预计这类变频压缩机将会成为未来的发展潮流。

根据 1990 年修订的蒙特利尔协定，为使大气臭氧层免遭破坏，减轻地球的温室效应，包括 R11、R12 在内的含氯氟烃（CFCs）的制冷剂将被完全停止生产和使用。为此，国际上正谋求向对环境无害而具有相似性能的替代工质有计划且平稳地过渡。迄今为止认为，最有希望替代 R12 而用于活塞式蒸汽压缩式制冷空调系统的制冷剂有 R134a（HFC，ODP = 0，GWP = 0.26）和三元近共沸工质（HCFC22/HCFC152a/HCFC124）系列等。当然，这些替代工质并不能完全达到原来 R12 的性能，但它们都安全、不可燃，而且饱和蒸气压力相接近，在制冷量和耗能方面具有可比拟的性能，能与 R12 系统中的许多结构材料相容并存。虽然如此，在改造已有设备以取用替代工质的过程中，仍需与设备制造工厂咨询研究，以求达到代价最小，而收益最大。它们实际上已经开始在汽车空调、家用电冰箱、冷冻箱、冷水机组、冷藏运输、制冰机、除湿机等方面得到应用。对于 R502 的替代，正在试验开发中的有 R125 和混合工质等。另外，有迹象表明，R22 在中低温制冷设备中有替代 R12 的趋势。当然，随之还有一些技术问题有待克服，如压缩机排温过高、轴承负荷大和回油不足等。

（二）大中型压缩机的发展动态

21 世纪，离心式压缩机、往复式压缩机和螺杆式压缩机是大中型压缩机（制冷，包括化工和气动领域）的三大主流。

1. 离心式压缩机占主导地位

推动离心式压缩机发展的动力主要有：

（1）制冷机组的大型化。在很多大型制冷机组中，往复式压缩机已无法胜任。往复式压缩机一般体积硕大，占地面积也相当可观，因此要求用离心式压缩机取而代之。

(2) 清洁气体的要求。离心式压缩机所压缩的气体不会被润滑油污染，同时中间冷却器的传热性能得到改善，且可省去油分离装置。

(3) 可靠性要求。正确设计与制造的离心式压缩机的可靠性很高，一般都只需单台运行，而往复式压缩机目前还不能做到不用备机，因为在一般的运行过程中，气阀、活塞与填料函的更换是难以完成的。

可用工业汽轮机直接驱动，使能量利用更趋完善。

离心式压缩机实用化的因素有：

(1) 三元流理论等流场计算的实用化。应用三元流理论可正确设计离心式压缩机的叶轮流场与蜗壳流道，大幅度提高离心式压缩机的性能。近年来，计算机的飞速发展及各种成熟软件的编制使这种计算变得很方便。

(2) 物性数据的完善。对被压缩气体性质的掌握和对各种实际气体热力学过程的研究的完善加深了压缩机设计和研究人员对气体压缩过程能量转换的认识，提高了计算的正确性和准确性。

(3) 五轴数控铣床等精密加工设备的应用。即使有完善的设计，若没有加工手段，也是没有用的。自20世纪60年代发展起来的数控加工设备能够很好地满足空间精密加工的要求，这对离心压缩机及其他具有复杂加工表面的机器的发展起了举足轻重的推动作用。

(4) 工艺流程的改进。离心式压缩机在高压范围内的应用还有相当困难。为适应离心式压缩机的工作特点，各种需要高压的工艺正逐步通过改进而在低压下完成。

离心式压缩机的流量与压力：根据气体性质，目前高压离心式压缩机的压力可达15~25MPa。有个别文献报导，在气动领域中，应用已达70MPa。最小的空气动力用离心式压缩机的流量为 $10\text{m}^3/\text{min}$ 。

2. 往复式压缩机仍为大中型制冷系统中的重要设备

往复式压缩机在经历了19世纪末至20世纪中叶的辉煌后，在一些领域中已逐渐为离心式压缩机所取代，但有四个因素使它显得仍很有生命力。

(1) 类型、规格繁多。从输气量和压力两方面来看，往复式压缩机的型式是非常多的，具有极其广泛的应用范围，当一些产品只能中、小规模生产而又需要较高的压力时，只能由往复式压缩机来完成。

(2) 低密度气体压缩的需要。氢气、甲烷等密度小的气体用离心式压缩机压缩相对较困难，而往复式压缩机则不存在这方面的限制。

(3) 往复式压缩机本身的不断完善。经过百余年的努力, 往复式压缩机的研究与制造已相当完善, 如汽缸内工作过程与气阀的数学模拟、管路系统的压力脉动与管道振动的数学模拟、零部件结构强度的有限元分析、制造中普遍应用加工中心保证零部件形位及尺寸的高精度等。往复式压缩机的可靠性与寿命有了很大提高, 一些工艺系统已可做到单机运行, 而不用备机; 即使是问题最多的气阀, 其可靠性也大大提高。对于清洁气体, 低压级已可达 8000 小时以上, 中、高压级也可达 4000 ~ 6000 小时。就热效率而言, 往复式压缩机在众多机种中处于领先地位。

(4) 新材料的应用。材料科学的发展也为往复式压缩机提供了方便, 如下汽缸无油润滑在 15MPa 以下已较容易实现, 用 PEEK (聚醚醚酮) 材料制造的气阀流量系数和流通面积有了很大提高, 由此降低了压缩机的功率消耗。同时, 非金属阀片的撞击噪声也低于金属阀片。

因此, 现代的往复式压缩机已不再是令人烦恼的机械产品。

3. 螺杆式压缩机

螺杆式压缩机取得进展的基础主要有:

(1) 工作腔内喷油技术的应用。采用工作腔内喷油技术, 可对压缩过程进行内冷却, 单级压力比可达 8 ~ 10, 而且排气温度较低 (不超过 150℃); 并且阳、阴螺杆可以进行自啮合驱使, 结构大为简化; 同时, 喷入工作腔的润滑油所起的密封作用使对螺杆加工精度的要求也相应降低。

(2) 对螺杆型线的深入研究。针对严重影响螺杆式压缩机性能的密封线泄漏问题, 现在已制造出一些先进的型线, 使螺杆式压缩机的纵向接触线长度、泄漏三角形与压缩终了时的封闭容积处于最优情况, 由此使压缩过程的泄漏大大降低。

(3) 精密螺杆专用铣床与磨床的研制成功。这些生产设备的出现使螺杆型线的加工不仅精度大为提高, 而且生产效率也大大提高。

(4) 噪声的降低。气罩式降噪的实现使原本噪声比往复式压缩机大的螺杆式压缩机反倒变成了低噪声压缩机, 因此在 3 ~ 100m³/min 的动力用空气压缩机、驱动功率为 7 ~ 50kW 的空调与制冷压缩机, 以及相应范围的其他气体压缩机中, 螺杆式压缩机占据了主导地位。但螺杆式压缩机的压力一般低于 4MPa 或压力比在 10 以下, 因而它的工作范围也不会有离心式压缩机与往复式压缩机那么广泛。20 世纪 50 年代以后, 螺杆式压缩机得到了飞速发

展，以至现在和可以预见的将来，它将在很大范围内取代往复式压缩机。

第二节 往复式制冷压缩机

一、概述

往复式制冷压缩机是应用曲柄连杆机构或其他方法，把原动机的旋转运动转变为活塞在汽缸内的往复运动而进行气体压缩的。它的应用最广，具有良好的使用性能和能量指标。

但是，往复运动零件引起了振动和机构的复杂性，限制了它的最大制冷量，其制冷量一般小于 500kW（考核工况）。往复式制冷压缩机包括滑管式、斜盘式和电磁振动式等。下面将重点介绍活塞式制冷压缩机。

（一）活塞式制冷压缩机概述

在各种类型的制冷压缩机中，活塞式压缩机是问世最早、至今还广为应用的一种机型，这无疑是因为它具有一系列其他类型压缩机所不及的优点：

（1）能适应较广阔的压力范围和制冷量要求。

（2）热效率较高，单位耗电量较少，特别是在偏离设计工况运行时更为明显。

（3）对材料要求低，多用普通钢铁材料，加工比较容易，造价也较低廉。

（4）技术上较为成熟，生产使用上积累了丰富的经验。

（5）装置系统比较简单。相比之下，螺杆式制冷系统中需要装设大容量油分离器，离心式制冷系统中要配置工艺要求高的增速齿轮箱、复杂的润滑油系统和密封油系统等。

活塞式压缩机的上述优点使它在各种制冷用途，特别是中小制冷量范围内成为制冷机中应用最广、生产批量最大的一种机型。但是，与此同时也要

看到活塞式压缩机有其不足之处：

(1) 转速受到限制。单机输气量大时，机器显得笨重，电动机的体积也相应增大。

(2) 结构复杂，易损件多，维修工作量大。

(3) 运转时有振动。

(4) 输气不连续，气体压力有波动等。

随着喷油螺杆式和离心式压缩机的迅速发展，它们在大制冷量范围内的优越性——结构简单紧凑、振动小、易损件少和维修方便等优点日益显示出来。因而，一般认为将活塞式制冷机的制冷量上限维持在 350 ~ 550kW 以下是较为合适的，我国高速多缸压缩机系列中最大的 8AS17 型氨制冷压缩机的中温考核工况制冷量为 512kW。

(二) 活塞式制冷压缩机的分类

活塞式制冷压缩机的型式和种类较多，而且有多种不同的分类方法，目前常见的有下列几种。

1. 按制冷量的大小分类

按制冷量大小，压缩机可分为大型、中型和小型三种，但是迄今为止制冷量的划分界限尚无统一的标准。一般认为，单机中温考核工况制冷量在 550kW 以上的为大型制冷压缩机，25kW 以下的为小型制冷压缩机，居中的属中型制冷压缩机。按照我国国家标准 GB1087189 和 GB10874 - 89 规定，配用电动机功率不小于 0.37kW、汽缸直径小于 70mm 的压缩机为小型活塞式制冷压缩机，汽缸直径为 70 ~ 170mm 的压缩机为中型活塞式制冷压缩机。我国的高速多缸系列产品均属中小型压缩机的范围，大型的多为非系列产品。例如，8AS25 型制冷压缩机的汽缸直径为 250mm，当蒸发温度为 -15℃、冷凝温度为 30℃时，制冷量约为 1160kW。

2. 按压缩机工作的蒸发温度范围分类

对于单级制冷压缩机，在其蒸发温度最低为 -45℃的范围内，可以按其工作的蒸发温度分为高温、中温和低温三种，但在具体蒸发温度区域的划分上并不统一。下面列举其大致蒸发温度范围：

(1) 高温压缩机：-10 ~ +10℃；

(2) 中温压缩机： $-20 \sim -10^{\circ}\text{C}$ ；

(3) 低温压缩机： $-45 \sim -20^{\circ}\text{C}$ 。

另外，也可根据压缩机蒸发压力的大小来把压缩机分为低背压压缩机、中背压压缩机和高背压压缩机等。

3. 按压缩机的转速分类

压缩机按其转速可分为低速、中速和高速三种。单从转速出发而不顾及压缩机的尺寸大小来衡量其高速性是不全面的，而且实际上也未曾定出明确的界限标准。可是，一般习惯认为，转速在 $300\text{r}/\text{min}$ 以下的为低速， $300 \sim 1000\text{r}/\text{min}$ 之间的为中速， $1000\text{r}/\text{min}$ 以上的属于高速。现代多缸压缩机多属高速范围，它可以以较小的外形尺寸获得较大的制冷量，而且便于与电动机直连。但是，转速的提高势必要求压缩机在结构、材料、制造和精度等方面都要采取相应的技术措施来保证其可靠性和耐久性。

4. 按压缩机的级数分类

压缩机按其级数可分为单级压缩机和多级（一般为两级）压缩机。单级压缩机制冷剂蒸气由蒸发压力至冷凝压力只经过一次压缩，因此适用于进、排气压力比不太高的场合。两级压缩机制冷剂蒸气由蒸发压力至冷凝压力需经过两次压缩来完成。一般地，两级制冷压缩既可由两台压缩机来实现，也可由一台压缩机来实现，后一种压缩机被称为单机双级制冷压缩机。

5. 按压缩机的汽缸布置方式分类

按汽缸布置形式，压缩机可分为卧式、直立式和角度式三种。压缩机的汽缸布置方式直接影响到外形尺寸和重量大小。

卧式压缩机的汽缸轴线呈水平布置。这种形式在大型制冷压缩机中较为多见，此外在全封闭制冷压缩机中也有采用。直立式压缩机的汽缸轴线呈直立布置。考虑到压缩机结构的紧凑性、运转平稳性及振动的大小，以双缸直立式为常见形式。角度式压缩机的汽缸轴线呈一定的夹角布置，有 V 形、W 形和 S 形（扇形）等。角度式布置方式能够使压缩机结构紧凑、体积和占地面积小、振动小、运转平稳等，因此为现代中小型高速多缸压缩机广泛采用。三种类型如图 2-6-5 所示。另外还有按其他特征（如密封方式、冷却方式、使用工质和气阀布置方式等）进行分类的，这里不予多述。

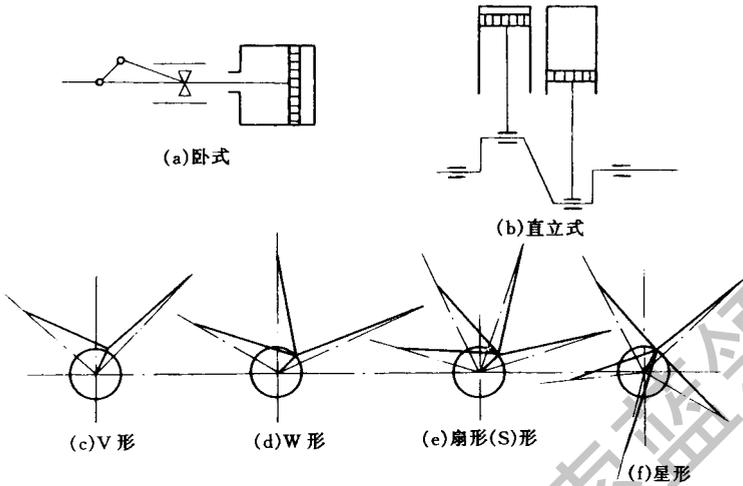


图 2-6-5 压缩机汽缸布置形式

二、往复式压缩机的总体结构

往复式压缩机的总体结构与使用的制冷剂、工况、冷负荷以及生产、安装、成本等因素有关。大体上可分为单机和多机组合机组两大类。

(一) 各种典型总体结构

按压缩机的密封方式分类，压缩机可分为开启式，半封闭式和全封闭式三种。

1. 开启式制冷压缩机

开启式压缩机曲轴功率输入端伸出机体外，通过传动装置与原动机连接。曲轴伸出部位装有轴封装置，防止泄漏。由于轴封装置不可能绝对可靠的密封，故制冷剂的泄出和空气的渗入是不可避免的。

开启式压缩机的原动机独立于制冷系统之外，不与制冷剂和润滑油接触，因而不需要采用耐油和耐制冷剂的措施。如果原动机为电动机，只需使用普通的电动机。开启式压缩机的这一优点，使它在有些应用场合成为唯一的选择。例如：在以氨为制冷剂的制冷系统中，因氨对铜有腐蚀性，故不可

能将电动机包含在制冷系统中，以免电动机受氨的破坏。即使在以氟利昂为制冷剂的制冷系统中，欲以普通电动机驱动压缩机，也只能用开启式压缩机，否则电动机的绝缘会因氟利昂的侵蚀而损坏。

既然开启式压缩机的原动机独立于制冷系统之外，原动机的种类就不局限于电动机，内燃机也可用作原动机。这一特点使开启式压缩机在汽车等移动式运载工具上得到十分广泛的应用。

开启式压缩机的制冷量，可以通过改变传动机构的传动比的方法予以调节，例如：改变带轮直径调节制冷量。因吸入制冷剂时蒸气不经过电动机，提高了压缩机的容积效率和输气量。开启式压缩机容易拆卸修理，且原动机的更换对制冷系统无影响，这一特点对用户是有利的。

开启式压缩机除了制冷剂和润滑油比较容易泄漏这一最大的缺点外，尚有重量大、占地面积多等不足之处。

图 2-6-6 所示的压缩机为我国生产的一种典型的开启式压缩机。两个曲拐紧靠在一起，彼此相差 180° ，每一曲拐上装三根连杆，分别连接到按 W 形分布的三个活塞上。活塞的 W 形分布减少了曲柄销的长度，使曲轴两端两个轴颈之间的距离缩短，改善了曲轴的刚度，在两曲拐之间可不设置支承用的轴承。气缸和活塞的角度式布置有很好的惯性力平衡性，只要适当地配置平衡块，曲柄—连杆机构的一阶往复惯性力和旋转惯性力完全平衡，对于制冷量大的压缩机，这一点是十分重要的。

开启式压缩机的气缸和曲轴箱铸成整体（只有极少例外，如：产量很小而尺寸又特别大的压缩机），这提高了各配合尺寸之间的精度，例如：曲轴中心线与气缸中心线之间的垂直度，而且有利于机体的强度和刚度。整个机体铸成一体，虽然增加了工艺上的困难，但随着技术的发展，工艺上的困难已不难解决，由此带来的各种优点却是十分重要的。

这种开启式压缩机采用嵌入气缸套的结构，并在气缸套的法兰上设置吸气阀座。这种结构的优点是：①有利于吸入的低温蒸气对缸套的冷却。②使排气阀的安置面积加大，且易于活塞顶部的形状与排气阀底部形状之配合，以减少余隙容积。③用顶开吸气阀片调节输气量。④可以更换缸套但吸气过热度的增加使容积效率下降；吸气阀片外侧流道不通，影响了压缩机的能效比和制冷量。

压缩机用液泵强制供油，这不仅是润滑所需，而且也是输气量调节所

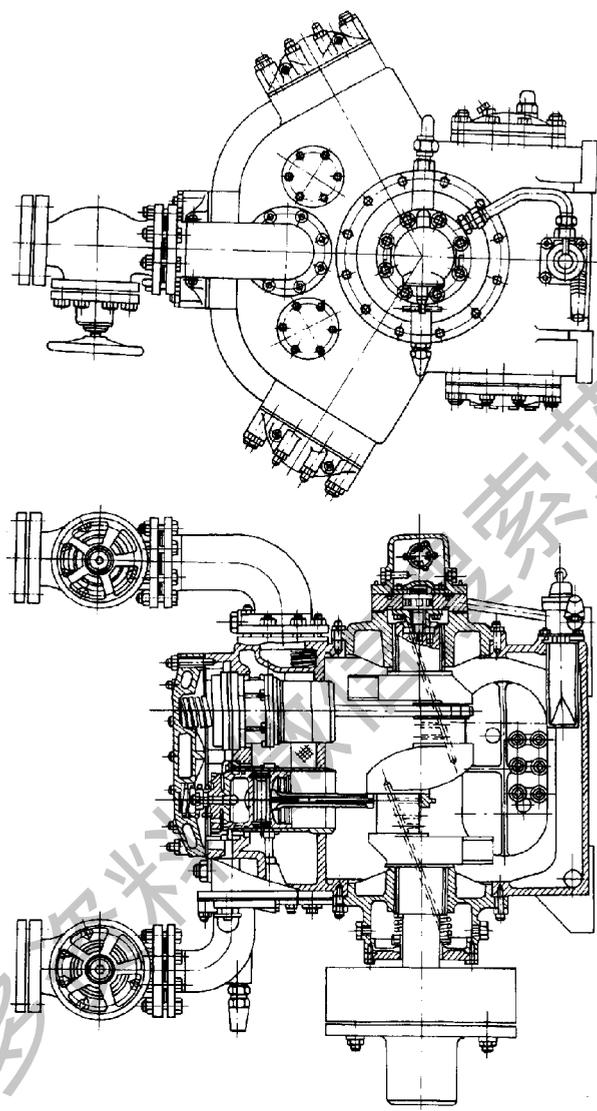


图 2-6-6 612.5A 型开启式压缩机

需，因为输气量调节机构是以高压油为动力而动作的。

压缩机排气阀用弹簧压在气缸套上，避免了用螺栓将排气阀紧固在气缸套上产生的结构和尺寸方面的困难；由此产生的另一个优点是可以缓解液击产生的危害。当液击发生时，缸内的压力迅速上升，克服作用于排气阀上的弹簧力，排气阀脱离气缸套，液体从排气阀与缸套间的缝隙泄出，缸内压力

下降。压力降至一定的数值后，排气阀又回落到缸套上。

当气缸数大于八个时，双曲拐的布置方式已不合适，此时采用两支承结构将使曲轴两个轴承之间的距离增大，曲轴刚度下降，因而应采用多支承结构（图 2-6-7）。图中所示的压缩机共有十二个气缸，按 W 形布置。有四个曲柄销，每个装有三根连杆。用三个支承保证曲轴的刚度。

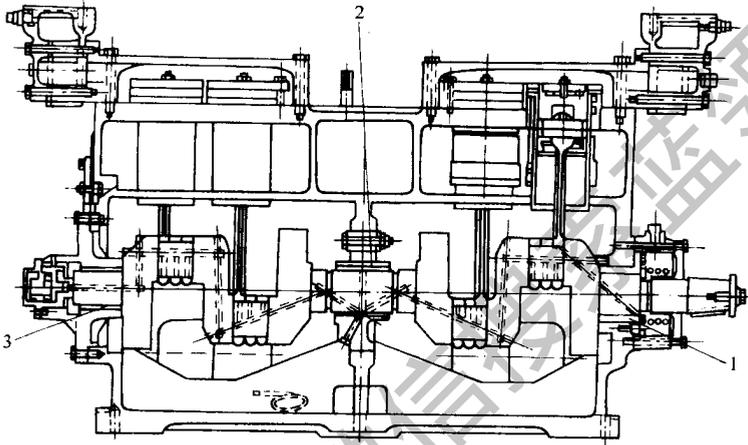


图 2-6-7 12 缸 W 形压缩机

1—止推轴承；2—中间轴承；3—后轴承

当蒸发温度很低时，单级压缩机不能满足要求，普遍采取的解决方法是使用单机双级压缩机（图 2-6-8）。这是一台八缸压缩机，含六个低压缸和两个高压缸。因压力不同，故低压缸的吸、排气腔及与其相连通的空间与高压缸的吸、排气腔及相连空间隔离。低压级和高压级应分别配置安全阀、截止阀。因高压级活塞、连杆承受的载荷大，故需要采取措施（如：连杆小头用滚针轴承）；以确保其可靠性。

产量最大的开启式压缩机是斜盘式制冷压缩机（图 2-6-9）。图中所示压缩机有六个气缸。主轴 10 由带轮 8 通过离合器 11 带动。当车内温度超过设定值时，离合器线圈通电，离合器在磁力作用下吸合，空调器工作。车内温度降至低于设定值时，离合器线圈 9 断电，离合器打开，主轴停止转动。

由主轴 10 带动的斜盘通过滑履、滚珠传递作用力，使活塞作往复运动，

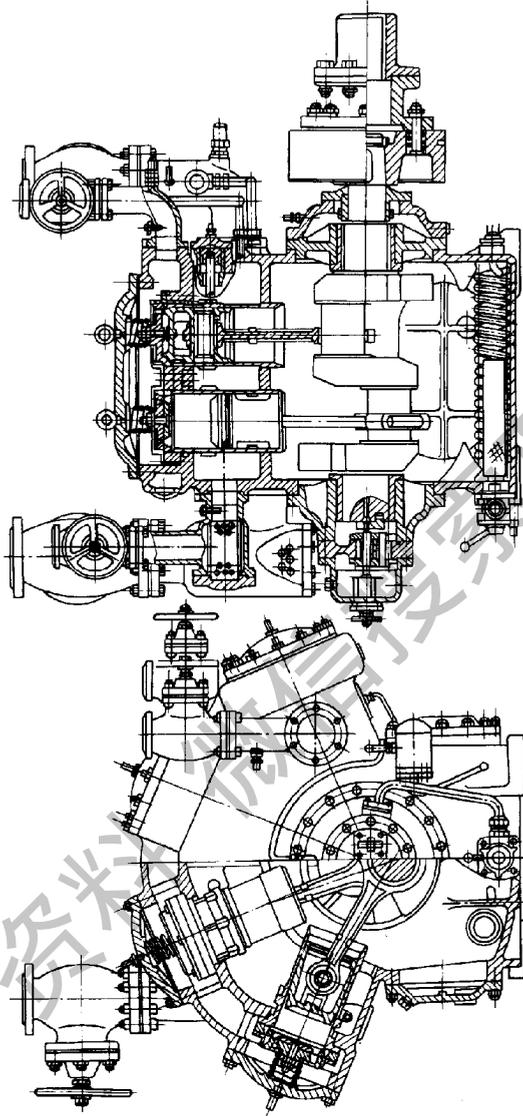


图 2-6-8 单机双级的开启式压缩机

斜盘转一圈，六个气缸各完成一个循环，因而输气量较大，又省去了连杆，使结构很紧凑。气缸盖上有阀板，等宽度的条状排气阀片固定在阀板上。压缩机每一侧有三片吸气阀片，它们做在同一块钢板上，从而使结构简化，且阀片上具有良好的应力分布。对于汽车用空调器，这一点是特别重要的，因为汽车空调器的转速范围很大，使作用在阀片上的气体推力大幅度地变化，

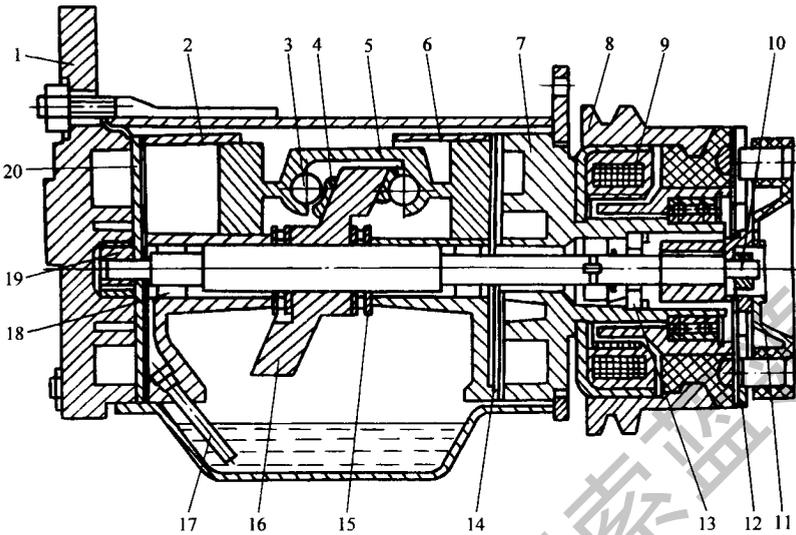


图 2-6-9 汽车空调用斜盘式压缩机

- 1—气缸盖；2—气缸；3—钢珠；4—滑履；5—活塞；6—气缸；7—气缸盖；8—带轮
 9—离合器线圈；10—主轴；11—离合器；12—套筒；13—轴封；14—阀板
 15—轴承；16—斜盘；17—油管；18—轴承；19—液压泵 20—阀板

导致气阀受力状况的恶化。

压缩机上设有液压泵 19，它将壳底的润滑油经油管 17 抽入泵内，加压后输送至各摩擦副，斜盘旋转时产生的离心力也将沾在斜盘表面的润滑油飞溅至需要润滑的地点，保证摩擦副的润滑条件改善。受环境的影响，汽车空调器的冷凝温度是很高的，因此需选用冷凝压力不会太高的制冷剂。

2. 半封闭式制冷压缩机

半封闭式制冷压缩机的电动机和压缩机装在同一机体内并共用同一根主轴，因而不需要轴封装置，避免了轴封处的制冷剂泄漏。半封闭式制冷压缩机的机体在维修时仍可拆卸，其密封面以法兰连接，用垫片或垫圈密封，这些密封面虽系静密封面，但难免会产生泄漏，因而被称为半封闭式压缩机。

图 2-6-10 为一台 6F 型半封闭式压缩机的剖示图。制冷剂从右上侧吸入，流经电动机时对其冷却，然后进入气缸。在气缸中压缩后从排气腔排出。压缩机使用的制冷剂为 R22 和 R134a，用于空调和蒸发温度为中温的场合。

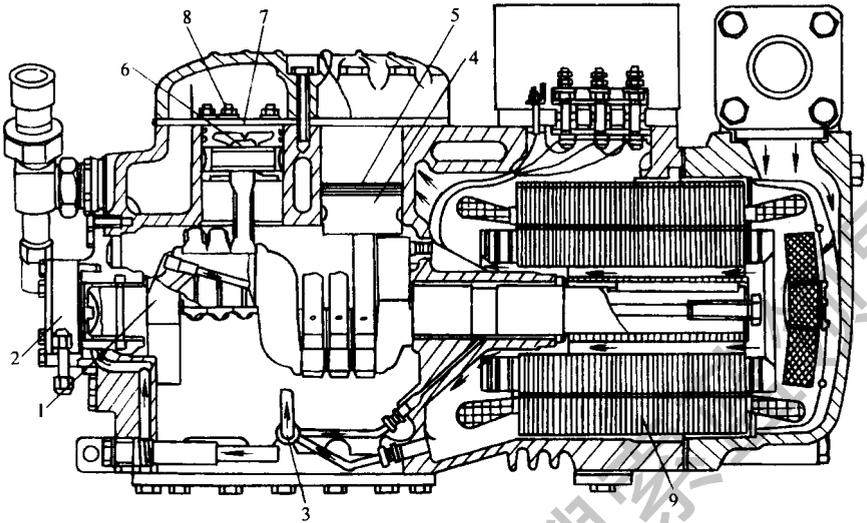


图 2-6-10 6F 型半封闭式制冷压缩机

1—曲轴；2—油泵；3—回油系统；4—活塞；5—活塞环；6—连杆小头
7—阀板；8—气阀；9—电动机

由于采用了表面硬化处理的曲轴，镀铬的活塞环和优质的活塞销，并使用加大尺寸的油泵，使运动件的磨损减少。气阀阀片为舌簧阀片，阀片的形状与活塞顶部的形状相配合，减少了余隙容积。

压缩机的主轴为曲拐轴，支承在一对滑动轴承上，滑动轴承的轴瓦上复盖着具有高耐磨性能的合金。曲轴的右端悬臂支承着同时起飞轮作用的电动机转子。各运动部件的摩擦表面均用液压泵供油进行强制润滑。

当使用这种压缩机于低温场合时，因其电功率下降，故吸气可以不必流经电动机，改从图 2-6-11 所示的 SL(B) 处直接吸入吸气腔，以提高其容积效率，适当弥补因压力比增加而引起的容积效率的降低。但因压力比升高，使排气温度升高，所以应采取措施冷却气缸及气缸盖，为此在压缩机的顶部安装风扇，实行强制通风冷却。

为减少吸气入口不同对组织生产造成的困难，设计了具有两个吸入口的半封闭式制冷压缩机（图 2-6-12）。一个吸入口与电动机一侧相连（图 2-6-12 中的 SL(A)），另一个吸入口直接连通吸气腔（图 2-6-12 中的 SL(B)）当需要用吸气冷却电动机时，用一块盖板将吸入口 SL(B) 密封，

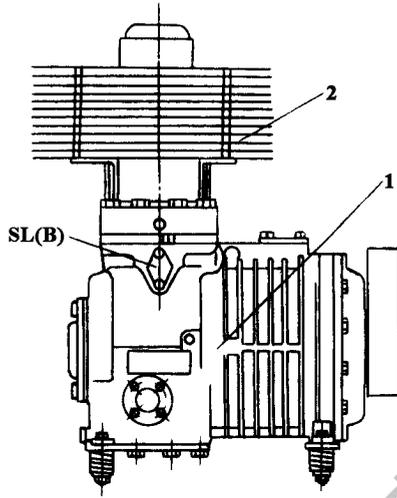


图 2-6-11 用于低温的半封闭式制冷压缩机 (R22)

1—机身；2—风扇

仅用吸入口 SL (A)；当需要吸气直接进入吸气腔时，封住吸入口 SL (A)，打开吸入口 SL (B)。

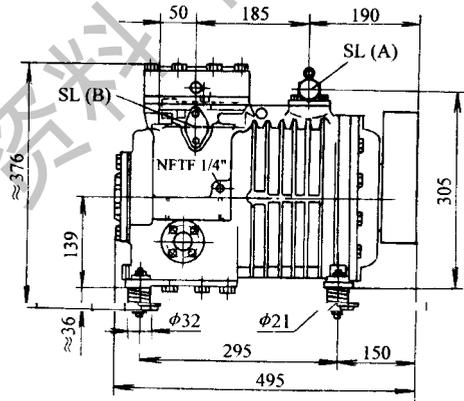


图 2-6-12 有两个吸入口的半封闭式制冷压缩机

用于 R22 大冷量低温制冷的四缸和六缸半封闭式制冷压缩机，为了降低排气温度，除了使用风扇外，还使用喷注液态 R22 的方法进行喷注冷却。实现喷注冷却的机构称为 CIC 系统，它由控制模块、温度传感器、喷嘴和脉冲

喷射阀组成（图 2-6-13）。安装于排气腔上的温度传感器测量排气温度，若排气温度超过限定值，控制模块指令喷液，液态制冷剂呈雾状喷出。脉冲喷射阀控制喷液量。排气温度降至限定值以内时，控制模块发出指令，喷液停止。

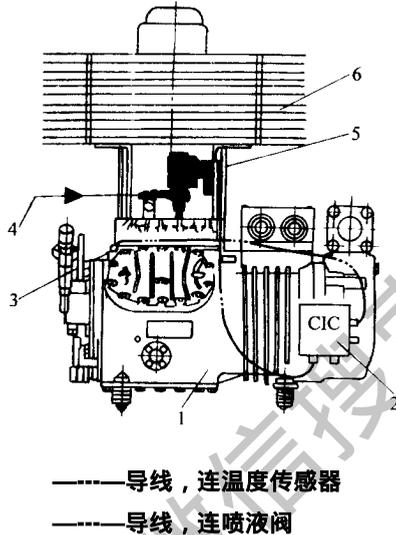


图 2-6-13 带 CIC 系统的半封闭式压缩机

1—压缩机；2—控制模块；3—温度传感器；4—喷嘴；5—脉冲喷射阀；6—风扇

配有风扇和 CIC 系统的半封闭式压缩机，运行界限得以扩充。图 2-6-14 为采用与不采用上述措施时运行界限之比较。采用上述措施后，低温范围扩展，蒸发温度由 -30°C 延升至 -50°C 。

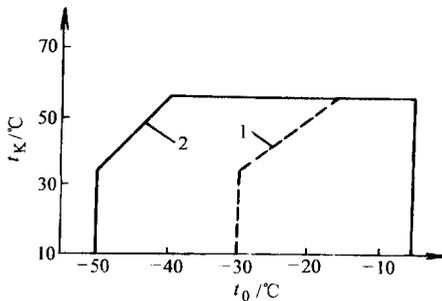


图 2-6-14 4Z 型半封闭式制冷压缩机的运行界限

1—不配置风扇和 CIC 系统；2—配置风扇和 CIC 系统

图 2-6-15 所示压缩机用于中、低温场合。机中设有压力平衡管 3。启动时，平衡管使电动机室内的压力提高，润滑油迅速流入曲轴箱，不会有过多的润滑油进入气缸。特大的油池使启动时曲轴箱中的油位不会明显下降。压缩机上的吸气通道也很大，以改善气体流动条件。吸、排气阀片材料为瑞典钢。机上所设油加热器用以减少停机时溶入油中的制冷剂。

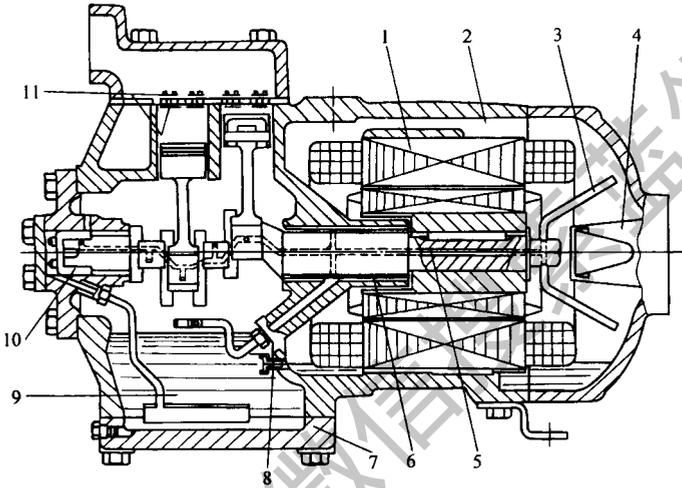


图 2-6-15 06DR 型半封闭式制冷压缩机

- 1—电动机；2—吸气通道；3—曲轴箱压力平衡管；4—吸气滤网；5—油道；6—主轴承
7—润滑油加热器；8—单向阀；9—油池；10—液压泵；11—气阀

为了增大制冷量而又不增加许多新的零、部件，将两台同样的压缩机对接在一起（图 2-6-16），它的中间有公用的吸气管，两端为排气管，构成双机并联的压缩机。

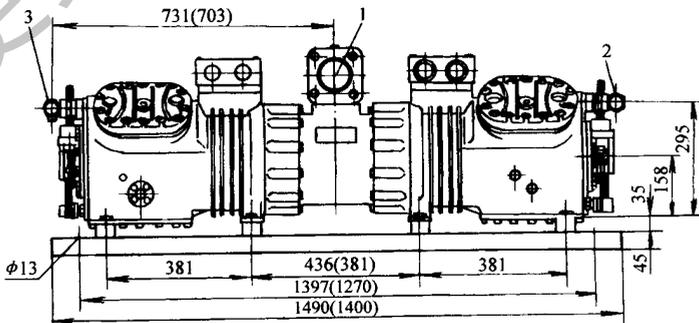


图 2-6-16 双机对接的 66J 型半封闭式制冷压缩机

- 1—吸气口；2—右侧排气口；3—左侧排气口

对于小功率 ($< 5\text{kW}$) 的半封闭式压缩机, 常用离心式供油或飞溅式供油。此举使压缩机结构简化, 易于维修。图 2-6-17 所示压缩机为离心式供油, 用甩油盘 1 将润滑油带出, 收集在曲轴左侧的油槽中, 再用曲轴旋转时产生的离心力将润滑油输送到各摩擦表面。因吸气不经过电动机, 故容积效率比较高。

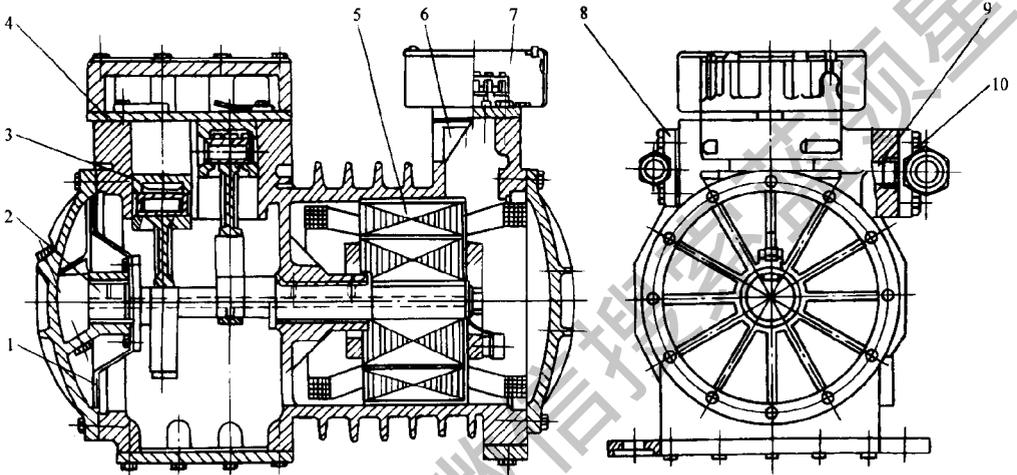


图 2-6-17 用甩油盘的半封闭式制冷压缩机

- 1—甩油盘；2—偏心轴；3—活塞连杆组；4—阀板组；5—电动机
6—接线柱；7—接线盒；8—排气截止阀；9—吸气滤网；10—吸气截止阀

有的压缩机上设有溅油杆, 供飞溅润滑用 (图 2-6-18)。曲轴旋转时, 溅油杆 2 不断浸入润滑油中, 使其飞溅。此压缩机的曲轴箱空间很小, 飞溅方式能保证各处所需之润滑油。因溅油杆由一块平的钢板制成, 曲轴正转和反转时其飞溅能力完全相同, 故称为可逆式飞溅。进入吸气腔的部分润滑油经回油器返回曲轴箱, 减少进入制冷系统的润滑油。

与开启式压缩机相同, 半封闭式制冷压缩机也有单机两级的产品 (图 2-6-19)。此机有四个低压缸和两个高压缸。来自蒸发器的制冷剂经吸气管过滤器进入低压缸, 压缩后与具有中间压力的低温制冷剂两相流混合, 低压缸排气降温。混合后的制冷剂流经电动机, 对它进行冷却后进入高压缸, 压缩后排入油分离器中, 分离出来的润滑油从回油管返回曲轴箱, 高压气体流向冷凝器。如前所述, 这种压缩机可在很低的蒸发温度下工作, 并在压力比

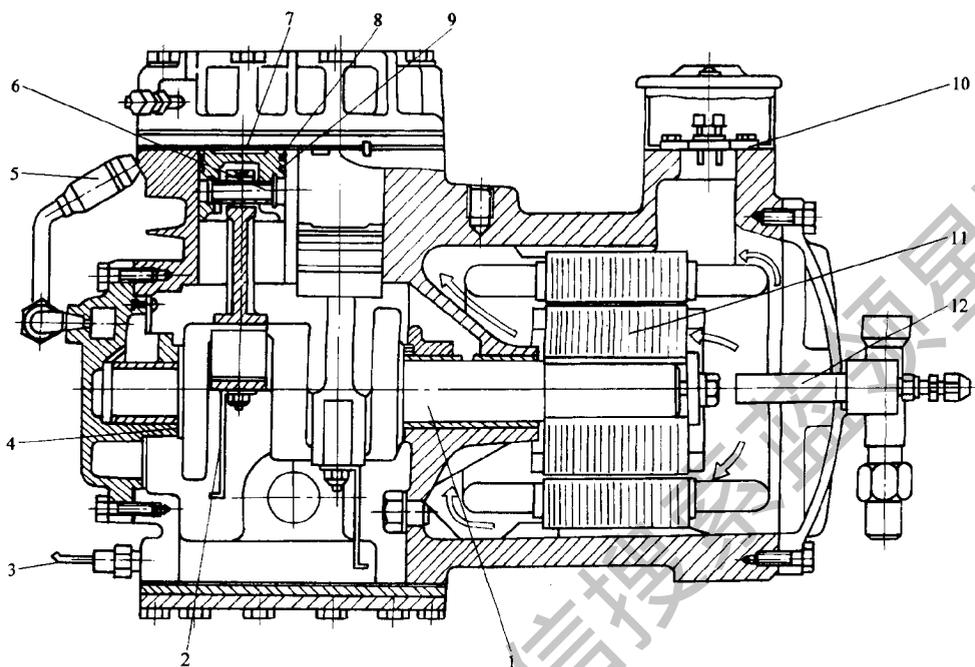


图 2-6-18 S51-C 半封闭式制冷压缩机

1—曲轴；2—溅油杆；3—加热器；4—轴环；5—回油器；6—活塞销；7—阀片
8—气环；9—油环；10—接线板；11—电动机；12—吸气滤网

达到一定的数值后其可比容积效率超过单级压缩机的容积效率。

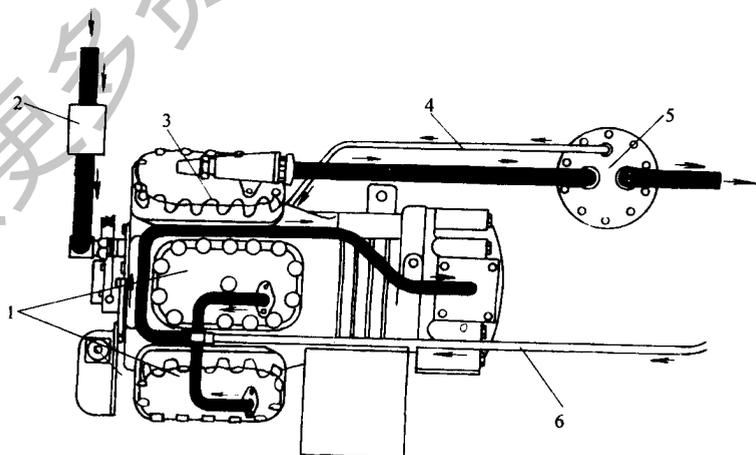


图 2-6-19 单机两级半封闭式制冷压缩机的制冷剂流向

1—低压缸；2—吸气管；3—高压缸；4—回油管；5—油分离器；6—制冷剂两相流管道

3. 全封闭式制冷压缩机

全封闭式制冷压缩机的电动机和压缩机装配在一起后，放入机壳中，上、下机壳接合处焊封。全封闭式制冷压缩机密封性好，但维修时需剖开机壳，维修后又要重新焊接，为此要求它有 10~15 年的使用期间，在此期间内不必拆修。

绝大多数的全封闭式制冷压缩机采用立轴式布置，这样就可以采用简单的离心式供油。在立轴式压缩机中，有的电动机位于上部，有的电动机位于下部。GL 系列压缩机的电动机位于上部（图 2-6-20）。从吸气管吸入的制冷剂穿过电动机外壳，再经过转子和定子之间的间隙进入气缸。蒸气在气缸内压缩后，经排气消声器流出机壳。由于吸气充分冷却电机，使压缩机能在更大的运行界限内运转。部分气缸浸在润滑油中，有利于气缸的冷却。电动机上部的空间起第一吸气消声室的作用，电动机下部与机体之间的空间起第二吸气消声室的作用。电动机位于上部有利于压缩机的润滑。

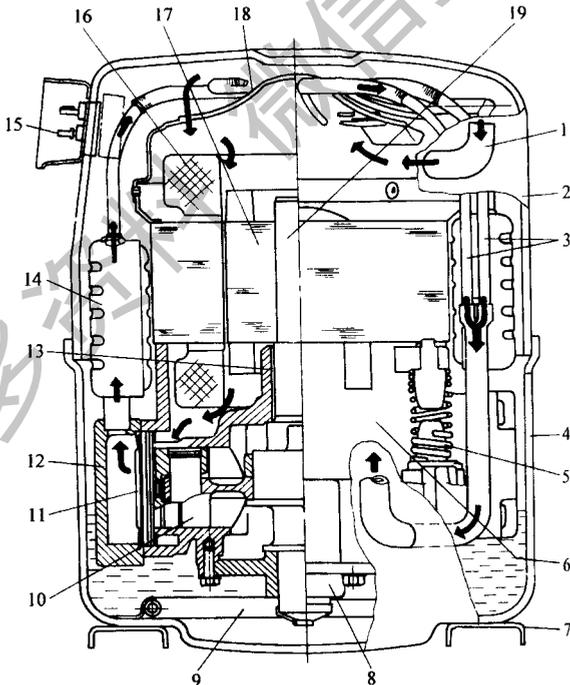


图 2-6-20 GL 系列全封闭式制冷压缩机

1—吸气管；2—上壳；3—排气管；4—下壳；5—支承弹簧；6—曲轴箱；7—固定座

8—下轴承；9—油冷却器；10—活塞；11—阀板；12—气缸盖；13—上轴承

14—排气消声器；15—接线柱；16—定子；17—转子；18—电动机外壳；19—曲轴

GL 系列压缩机的蒸发温度范围是 $(-30 \sim -5)^{\circ}\text{C}$ ，用于冷冻和冷藏。

与 GL 系列压缩机类似，MT 系列压缩机的电动机也在上部，见图 2-6-21。吸气经电动机、气缸、排气消声器后流入置于润滑油中的排气管，从压缩机底部排出。

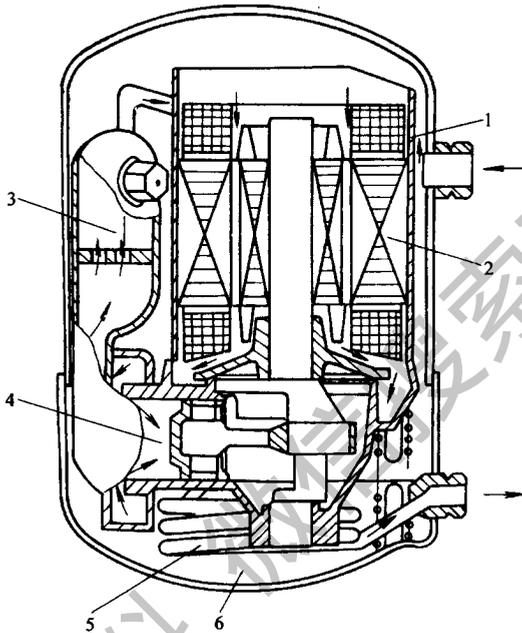


图 2-6-21 MT 系列全封闭式制冷压缩机

1—护套；2—电动机；3—排气消声器；4—气缸；5—排气管；6—润滑油

在 MT 系列压缩机中，电动机外装有护套 1，它一方面阻止制冷剂直接冲击电动机绕组，使它免遭损坏，另一方面引导制冷剂从电动机顶部进入，电动机绕组的温度因此降低 20°C 左右。

MT 系列压缩机的其它特点是：①吸入气体所含液滴的大部分在进入电动机上端时已被分离，在进入电动机后又受到电动机的加热使液态制冷剂气化，因而对避免液击有利。②大部分排气管浸在润滑油中，经过排气消声器的高温气体先在排气管内与润滑油进行热交换，再流出压缩机。

这两个特点使它特别适用于热泵系统。系统作热泵运行时，室外机表面可能结霜，使吸入压缩机的回流气中大量带液，此时 MT 系列压缩机的分离液滴功能可确保压缩机免遭液击。冬天室外机中润滑油温度太低是热泵运行

的一大障碍，利用排气加热润滑油使问题能较好地解决。

由于电动机用吸气冷却，壳体散热已不起多大作用，因此在一些对噪声限制特别严格的场合，MT 系列压缩机的外壳用隔声材料包起来。

采用吸气流经电动机的结构，其缺点之一是增加了吸气过热度，降低了容积效率和能效比，因而在一些压缩机中，将电动机置于下部，如 TL 系列产品（图 2-6-22）。吸气在机壳内转向后，经吸气消声器、气缸、排气消声器、排气管流出机壳。电动机和压缩机组合后用三个设于壳体上部的弹簧悬挂。为防止油温过高，设油冷却器。吸气进入机壳后因转向使大部分液滴分离，分离后的液态制冷剂流入壳底时对润滑油也有一些冷却作用。压缩机曲轴的轴承座与机体分别制造后装配在一起，便于铸造。TL 系列压缩机用于冷冻和冷藏。

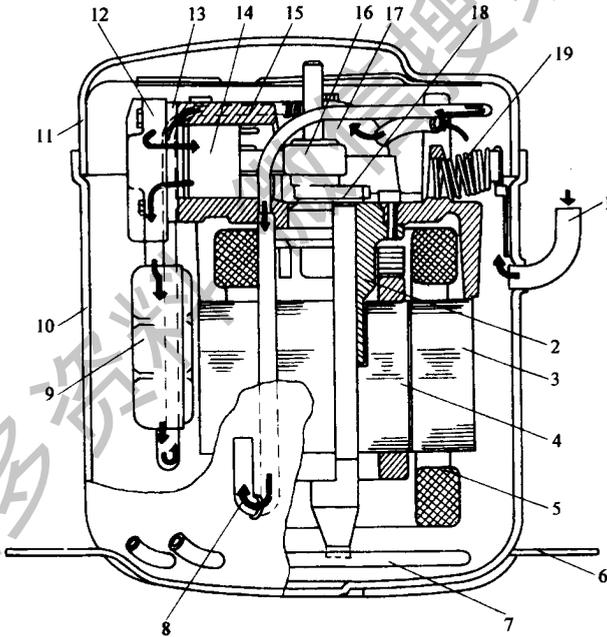


图 2-6-22 TL 系列全封闭式制冷压缩机

- 1—吸气管；2—轴承；3—定子；4—转子；5—绕组；6—固定座；7—油冷却器
 8—排气管；9—排气消声器；10—下壳；11—上壳；12—气缸盖；13—阀板
 14—活塞；15—气缸；16—连杆；17—吸气消声器；18—曲轴；19—悬挂弹簧

TL 系列压缩机用连杆带动活塞，在制冷量很小时，更多的压缩机采用

滑管机构(图2-6-23)。滑管式压缩机对曲轴中心线与活塞中心线的垂直要求比曲柄—连杆机构低,且顶部的间隙可以自由调节,因而加工、装配容易,适合大批量生产,是用于冰箱上的主要压缩机机型。滑管式压缩机为了减少活塞和气缸之间的侧向力,其气缸中心线与曲轴中心有一个偏心距,数值为(0.75~4)mm。压缩机的吸、排气阀采用余隙容积小的舌簧阀,以适应冰箱压缩机蒸发温度低的需要。压缩机的润滑系统为离心供油管 and 螺旋供油槽的组合。吸油管浸在润滑油中,藉助于离心力将油送至曲轴中的油道,再沿螺旋槽到达被润滑表面。

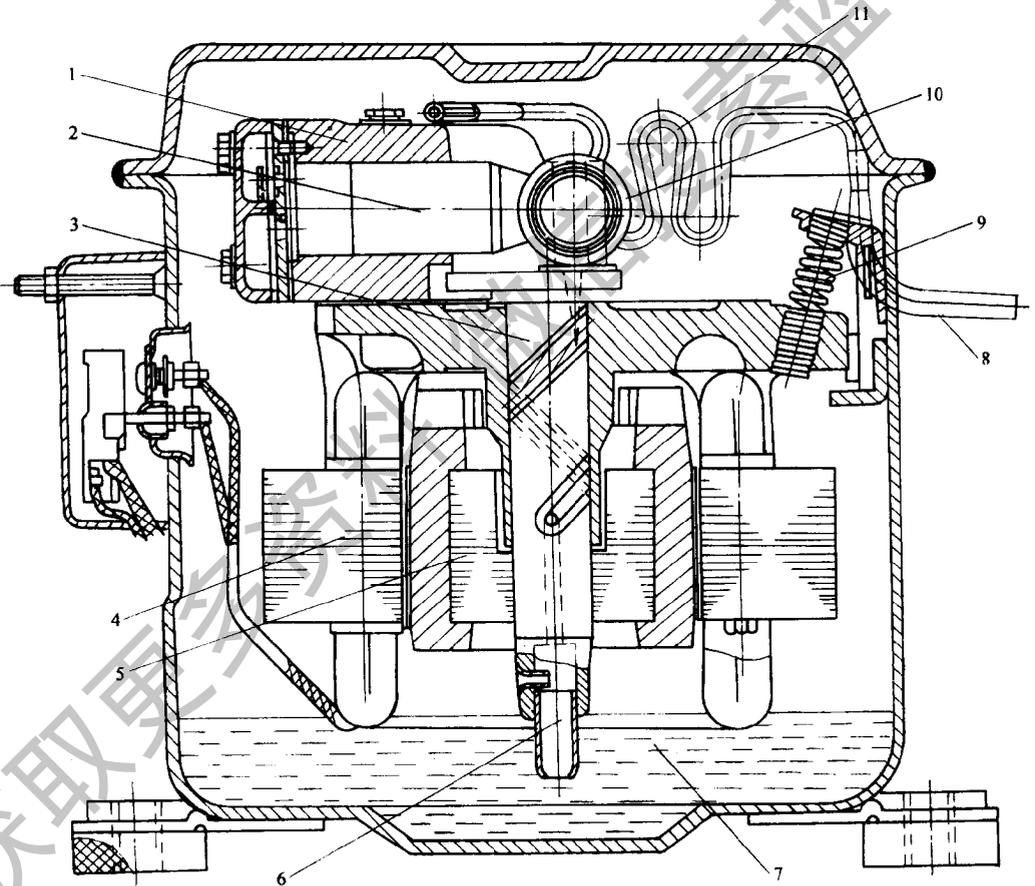


图2-6-23 QF21—93型滑管式全封闭制冷压缩机

- 1—气缸; 2—活塞; 3—曲轴; 4—定子; 5—转子; 6—吸油管; 7—润滑油
8—排气管; 9—悬挂弹簧; 10—滑管; 11—管式消声器

在机体上铸有降低吸气噪声和排气噪声的空腔膨胀式消声器，它由一个或几个有狭小孔道连通的空腔组成。此外，还有管式消声器，用管子弯曲而成，既有降低排气噪声的作用，也有减少因气流脉动引起的振动的作用。管式消声器弯弯曲曲的形状使它有很好的变形性能，以适应排气段温度反复变化导致的热变形，且有利于安装。

一种采用滑槽式驱动机构的全封闭式制冷压缩机（Q—F 制冷压缩机）是性能优良的热泵用机（图 2-6-24）。压缩机上有两个按 90° 角度布置的滑槽，带动四个活塞。吸气阀装在活塞顶部，排气阀装在气缸盖上，构成压缩机的顺流吸、排气。

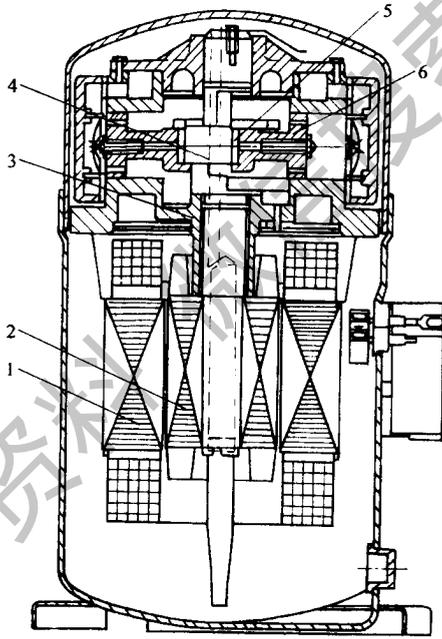


图 2-6-24 采用滑槽式驱动机构的 Q—F 制冷压缩机

1—定子；2—转子；3—主轴承；4—曲轴；5—滑块；6—活塞—滑槽—缸盖组合件

Q—F 压缩机的优点是：①作用于气缸上的侧向力小，活塞与气缸的摩擦损失也小。②顺流布置的吸、排气阀有利于增加气阀的通流面积。③吸气阀在低蒸发温度下仍有良好的性能。④十字型布置的四个气缸使机器紧凑、尺寸小。这些优点的综合效果是：输气量大，能效比高、振动小。

试验表明，一般的往复式压缩机在供热时，相对于高蒸发温度的供热能力与回转式和涡旋式压缩机相当，但在低蒸发温度时，其供热能力低于回转式和涡旋式压缩机；但 Q—F 压缩机在高蒸发温度和低蒸发温度时，其供热能力均与回转式和涡旋式压缩机相当。

(二) 多机组合机组和模块化机组的特点

往复式制冷压缩机需要与冷凝器、蒸发器、节流元件以及各种附属件配套，构成完整的制冷系统。随着对产品质量要求的不断提高和安装、使用的方便，愈来愈多的产品在工厂中组装成机组，再送给用户。含有多台制冷压缩机的机组有两类：①多机组合机组。②模块化组合机组。

1. 多机组合机组

大多数多机组合机组是冷水机组，用于空调系统，按冷凝器冷却方式不同，又可分为水冷冷水机组和风冷冷水机组。

图 2-6-25 所示的多机组合机组，配有六台 6H30 型半封闭式压缩机，换热器均采用高效传热管，机组结构紧凑。半封闭式压缩机的电动机用吸气冷却，并有一系列的保护措施，在发生压缩机排气压力过高，吸气压力过低、断油、过载、过热、缺相等故障时，保护压缩机。

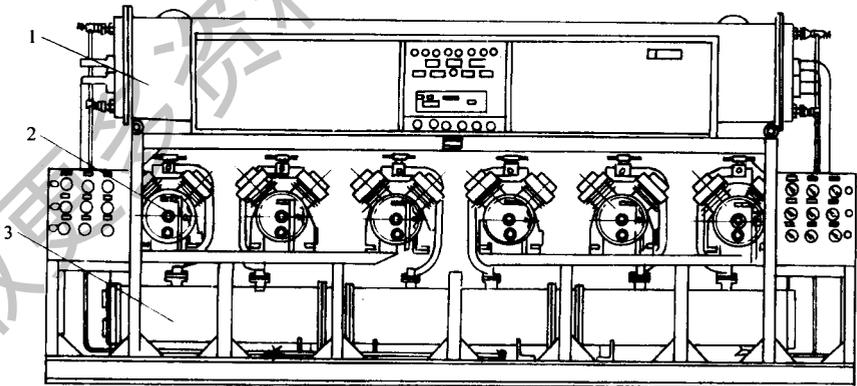


图 2-6-25 LS600 型冷水机组

1—蒸发器；2—压缩机；3—冷凝器

机组由电脑控制，实现全过程自动化控制。起动时，压缩机逐台投入运

行，避免了单机水冷机组启动时电流过大的情况。机组制冷量通过停开部分压缩机来调节，使制冷量能够较好地与所需要的冷负荷相互匹配。这种调节方法比用顶开吸气阀片调节输气量或用旁通法调节输气量更加节能，因为用后两种调节方法时，部分气缸虽被卸载，但相应的活塞、连杆仍在运动，产生机械摩擦损失，且气体仍不断流经气阀及流道，产生流动阻力损失。

几台压缩机的吸、排气管连在一起，此时合理地布置管道是很重要的。对于吸气管道，推荐图 2-6-26a、c 的连接方式，不推荐图 2-6-26b 的连接方式，因为 2 号压缩机吸入口容易回液，引起压缩机液击。对于排气管道，推荐图 2-6-27a、c 的连接方式，不推荐图 2-6-27b 的连接方式，因两台压缩机的排气相互冲突，阻碍顺利排气。在图 2-6-27c 中，4 号机连续运转，1 号机周期运转。

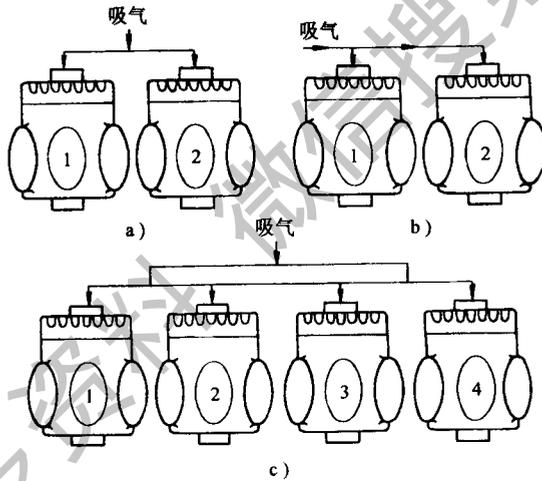


图 2-6-26 吸气管道连接

LS 系列冷水机组的几台压缩机排成一排（图 2-6-25）。增加压缩机台数时，只在长度方向延伸，这有利于组织生产，但台数太多时，机组太长，占地面积较多。LSB—700 型冷水机组的布置对此作了改进（图 2-6-28），此时每两台压缩机与相应的蒸发器、冷凝器构成一个相对独立的系统，两个相对独立系统平行布置，使机组长度与宽度之比接近，占地面积减少。

压缩机置于机组顶部（图 2-6-28）或中部（图 2-6-25），也有置于底部的。置于机组顶部或中部的压缩机，采用高转速封闭式压缩机，它们体

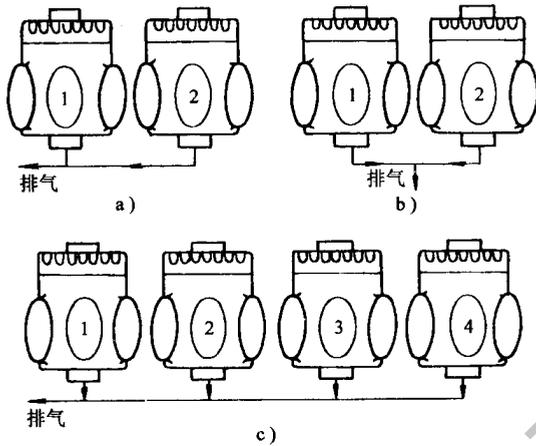


图 2-6-27 排气管道连接

积小，振动小，且无轴封处的泄漏。开启式压缩机因需外置一台电动机，体积大，且轴封容易损坏，故常装在底部，便于安装、维修。

2. 模块化机组

模块化冷水机组由多台模块冷水机单元并联组合而成，各模块冷水机单元的结构、性能完全相同，其结构如图 2-6-29 所示。RC130 型模块化冷水机组的每一个单元中含两台压缩机及相应的两个制冷系统。各单元之间的联接只有冷冻水管与冷却水管。将多个单元相联时，只要联接四根管道，接上电源，插上控制件即可。在模块化机组中，用多台独立的制冷系统满足冷负荷的要求。机组内设置的电脑控制系统按空调负荷的大小决定各台压缩机的开停，从而智能地控制整台冷水机组的运行。使冷水机组能在高能效比下运行。模块化冷水机组启动时由电脑控制压缩机依次启动，因而，在任何时刻的最大电流只是一台压缩机的启动电流加上正在运行的各台压缩机的工作电流，使电器装置的容量减少。为了使每台压缩机的磨损一致，电脑控制每台压缩机 24 小时轮换运行一次，从而使整机的平均无故障运行时间大幅度提高。机组运行时，若某一单元的压缩机发生故障，电脑会令它停机，并令另一台压缩机投入运行，使整个制冷系统继续运行，同时可对故障机检修或更换。

为使结构紧凑，模块化冷水机组采用高转速的全封闭式制冷压缩机，蒸发器和冷凝器为板式换热器，结构材料为不锈钢板，表面压制成人字形波

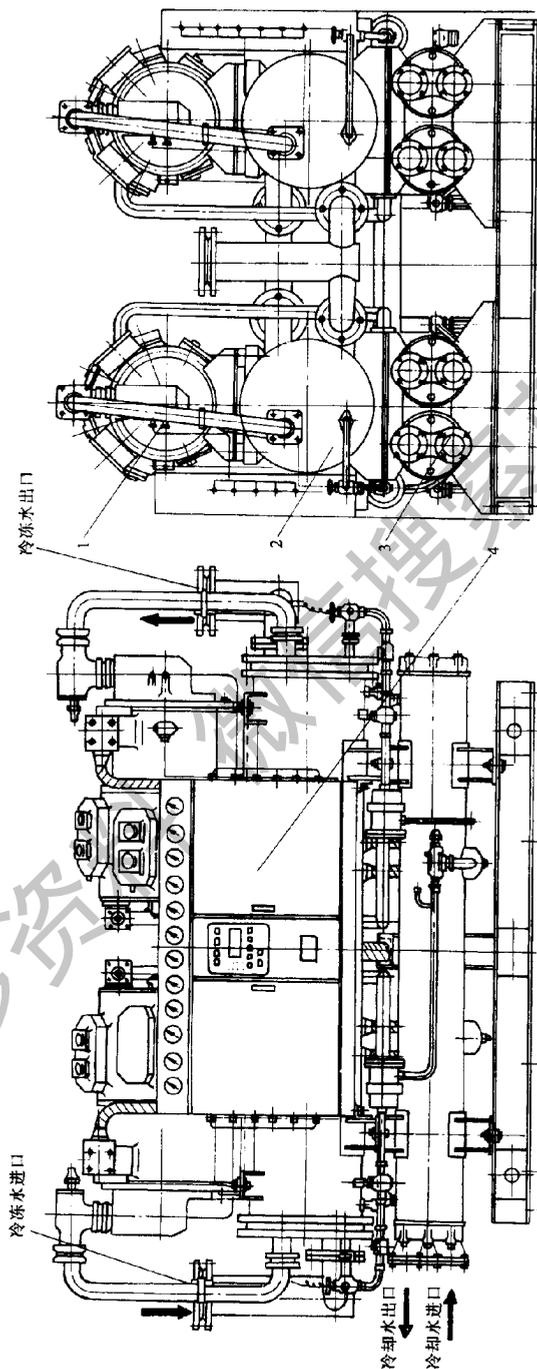


图 2-6-28 LSB-700 型冷水机组

1—压缩机；2—蒸发器；3—冷凝器；4—控制柜

纹，以强化换热。钢板钎焊，有良好的密封性和高的承压能力。板式换热器需要的 R22 充灌量少。

模块化机组占用的空间较小，大约是常规冷水机组的 40%，而且不要管道、蒸发器、冷凝器的拆卸空间。亦可不设专用机房，将其安装在一般的地方。

模块化机组还可与常规机组结合运行，此时模块化机组用于部分负荷运行，常规机组在额定负荷下运行，两者均有高的能效比，使总能耗降低。

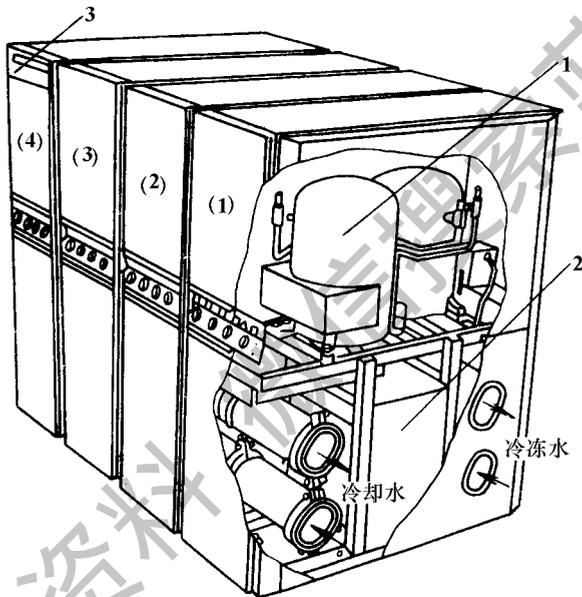


图 2-6-29 RC130 型模块化冷水机组

1—压缩机；2—换热器；3—控制器

三、斜盘式压缩机

(一) 工作原理

斜盘式制冷压缩机也是依靠活塞在汽缸内作往复运动来改变汽缸的工作容积，从而提高气体压力的。但活塞的运动不是由曲柄连杆机构带动，而是由一个固定在主轴上的斜盘来驱动的，而且活塞的运动方向不是与主轴中心

线垂直，而是与主轴中心线平行，如图 2-6-30 所示。整个工作过程仍由吸气、压缩、排气、膨胀四个过程组成。为使结构紧凑，受力合理，常常在同一汽缸轴线上斜盘两侧对应地布置两个汽缸，当一个汽缸中进行膨胀和吸气过程时，另一个汽缸内进行压缩和排气过程。

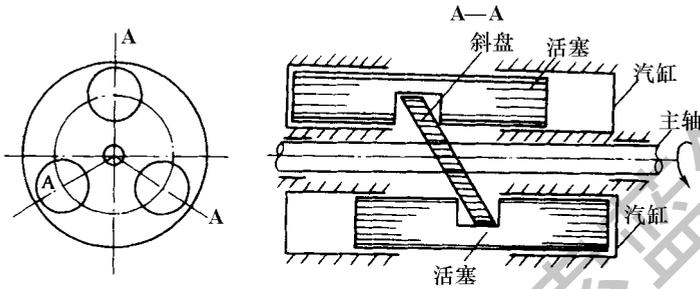


图 2-6-30 斜盘式压缩机示意图

为了减轻甚至消除机器的震动，必须尽可能地平衡掉不平衡往复惯性力及其力矩。为此，除在主轴上附加平衡质量外，往往采用多列配置汽缸的结构形式，使各列往复质量惯性力的总和达到平衡。图 2-6-31 示出了 3 个活塞（6 个汽缸）在斜盘四周均匀布置的方式。目前更多的是采用 5 个活塞（10 个汽缸）的布置方式。

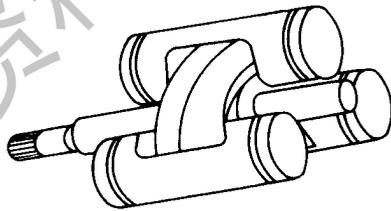


图 2-6-31 活塞在斜盘上的布置方式

（二）总体结构

图 2-6-32 为汽车空调用的三列六缸斜盘式制冷压缩机的结构示意图。它属于开启式压缩机类型。斜盘装在压缩机主轴上。当轴旋转时，通过活动钢珠带动活塞在汽缸 1、2 内作往复运动，阀板 1、2 中装有吸/排气阀，汽缸盖 1、2 中设有吸/排气通道。润滑油通过吸油管送至油泵，然后分送到各

轴承、汽缸和轴封处。运行时；由汽车发动机通过皮带轮、电磁离合器来带动。电磁离合器用于使皮带轮与主轴结合或脱离。当车内温度上升到调定值时，温度控制器将电路接通，并将电源送到固定磁场。磁力的产生导致电磁离合器将皮带轮吸合，压缩机即随皮带轮高速旋转；当车内温度下降到调定值时，温度控制器将电路切断，磁场消失，离合器便与皮带轮分开，皮带轮空转，压缩机停止工作。直至车内温度又升高到给定值时，两者再重新吸合，使压缩机再次投入运行，起到调节输气量的目的。

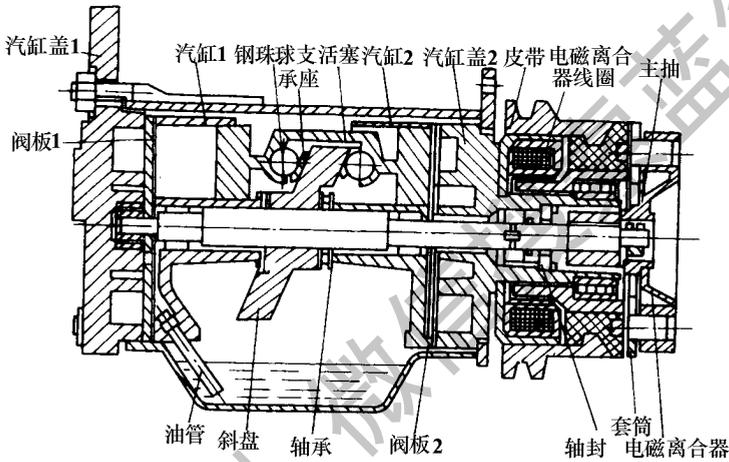


图 2-6-32 汽车空调用斜盘式制冷压缩机的结构示意图

斜盘式制冷压缩机结构紧凑，重量轻，转速范围宽（600~6000r/min），能在高温环境下运行（冷凝温度可高达60℃~70℃）。

第三节 螺杆式制冷压缩机

一、螺杆式制冷压缩机的工作原理及特点

（一）工作原理

螺杆式（即双螺杆）制冷压缩机具有一对互相啮合、相反旋向的螺旋形

齿的转子。其齿面凸起的转子称为阳转子，齿面凹下的转子称为阴转子。转子的齿相当于活塞，转子的齿槽、机体的内壁面和两端端盖等共同构成的工作容积相当于汽缸。机体的两端设有成对角线布置的吸、排气孔口。随着转子在机体内的旋转运动，工作容积由于齿的侵入或脱开而不断发生变化，转子每对齿槽间的容积周期性地变化，从而达到吸气、压缩和排气的目的。

互相啮合的转子在每个运动周期内分别有若干个相同的工作容积依次进行相同的工作过程，这一工作容积称为基元容积。它由转子中的一对齿面、机体内壁面和端盖所形成。只需研究其中一个工作容积的整个工作循环，就能了解压缩机工作的全貌。

螺杆式制冷压缩机的运转过程从吸气过程开始，然后是气体在密封的基元容积中被压缩，最后由排气孔口排出。阴、阳转子和机体之间形成的呈 V 字形的一对齿间容积（基元容积）的大小随转子的旋转而变化，同时其空间位置也不断移动。图 2-6-33 表示了基元容积的工作过程。

1. 吸气过程

转子旋转时，阳转子的一个齿连续地脱离阴转子的一个齿槽，齿间容积逐渐扩大，并和吸气孔口连通，气体经吸气孔口进入齿间容积，直到齿间容积达到最大值时，与吸气孔口断开，齿间容积封闭，吸气过程结束，如图 2-6-33 (a) 所示。值得注意的是，此时，阳、阴转子的齿间容积彼此并不连通。

2. 压缩过程

转子继续旋转，在阴、阳转子的齿间容积连通之前，阳转子齿间容积中的气体受阴转子齿的侵入而先行压缩；经某一转角后，阴、阳转子的齿间容积连通，形成 V 字形的齿间容积对（基元容积）。随着两转子齿的互相挤入，基元容积被逐渐推移，容积也逐渐缩小，从而实现气体的压缩过程，如图 2-6-33 (b) 所示。压缩过程直到基元容积与排气孔口相连通时为止，如图 2-6-33 (c) 所示，此刻排气过程开始。

3. 排气过程

如图 2-6-33 (d) 所示，由于转子旋转时基元容积不断缩小，将压缩后的气体送到排气管，此过程一直延续到该容积最小时为止。

随着转子的连续旋转，上述吸气、压缩、排气过程循环进行，各基元容积依次顺序工作，构成了螺杆式制冷压缩机的工作循环。

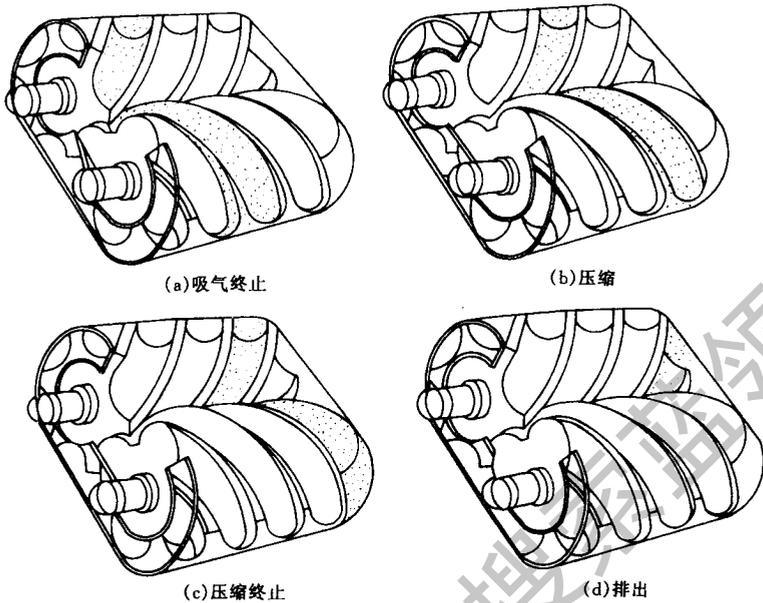


图 2-6-33 螺杆式制冷压缩机工作原理

从以上过程的分析可知，两转子转向互相迎合的一侧，即凸齿与四齿彼此迎合嵌入的一侧，气体受压缩并形成较高压力，称为高压力区；相反，螺杆转向彼此相背离的一侧，即凸齿与凹齿彼此脱开的一侧，齿间容积在扩大，从而形成较低压力，称为低压力区。这两个区域借助于机壳、转子相互啮合的接触线而隔开，可以粗略地认为两转子的轴线平面是高、低压力区的分界面。另外，由于吸气基元容积内的气体随转子旋转，由吸气端向排气端作螺旋运动，因此吸、排气孔口要呈对角线布置，吸气孔口位于低压力区的端部，排气孔口位于高压力区的端部。

(二) 工作特点

螺杆式制冷压缩机作为回转式制冷压缩机的一种，同时具有活塞式制冷压缩机和动力式（速度式）制冷压缩机的特点。

(1) 与活塞式制冷压缩机相比，螺杆式制冷压缩机具有转速高、重量轻、体积小、占地面积小以及排气脉动低等一系列优点。

(2) 螺杆式制冷压缩机没有往复质量惯性力，动力平衡性能好，运转平稳，机座震动小，基础可做得较小。

(3) 螺杆式制冷压缩机结构简单，机件数量少，没有气阀、活塞环等易损件，它的主要摩擦件（如转子、轴承等）的强度和耐磨程度都比较高，而且润滑条件良好，因而机械加工量少，材料消耗低，运行周期长，使用比较可靠，维修简单，有利于实现操纵自动化。

(4) 与速度式压缩机相比，螺杆式压缩机具有强制输气的特点，即排气量几乎不受排气压力的影响，在小排气量时不发生喘振现象，在宽广的工况范围内仍可保持较高的效率。

(5) 采用了滑阀调节，可实现能量无级调节。

(6) 螺杆压缩机对进液不敏感，可以采用喷油冷却，故在相同的压力比下，排气温度比活塞式低得多，因此单级压力比高。

(7) 没有余隙容积，因而容积效率高。

螺杆式制冷压缩机尚存在以下缺陷：

(1) 制冷剂气体周期性地高速通过吸、排气孔口，由于缝隙的泄漏等原因，压缩机有很大的噪声，需要采取消音减噪措施。

(2) 螺旋形转子的空间曲面的加工精度要求高，需用专用设备和刀具来加工。

(3) 由于间隙密封和转子刚度等的限制，目前螺杆式压缩机还不能像活塞式压缩机那样达到较高的终了压力。

近年来，螺杆式制冷压缩机发展很快，其制冷系数、噪声级数等指标已接近或达到活塞式压缩机的水平，在中等制冷量范围内的应用取得了信誉。而且机组逐渐更新，品种日益增加，制冷量向更低与更高的范围内延伸，不断扩大使用范围，并向不同的领域扩张，已发展成为制冷机的主要形式之一。为了保证螺杆式制冷压缩机的正常运转，必须配置相应的辅助机构，如润滑油的分离和冷却、能量的调节控制装置、安全、保护装置和监控仪表等。通常，生产厂商多将压缩机、驱动电机及上述辅助机构组装成机组，称为螺杆式制冷压缩机组。图 2-6-34 是一个单级螺杆式制冷压缩机组，它包括气路、油路、电路及能量调节装置等。其中，A、B、C 和 D 为电磁阀，E 和 G 为压差控制器，F 为压力控制器，H 为温度控制器。

螺杆式制冷压缩机由于喷油而使制冷机的性能大为改善，故螺杆式制冷

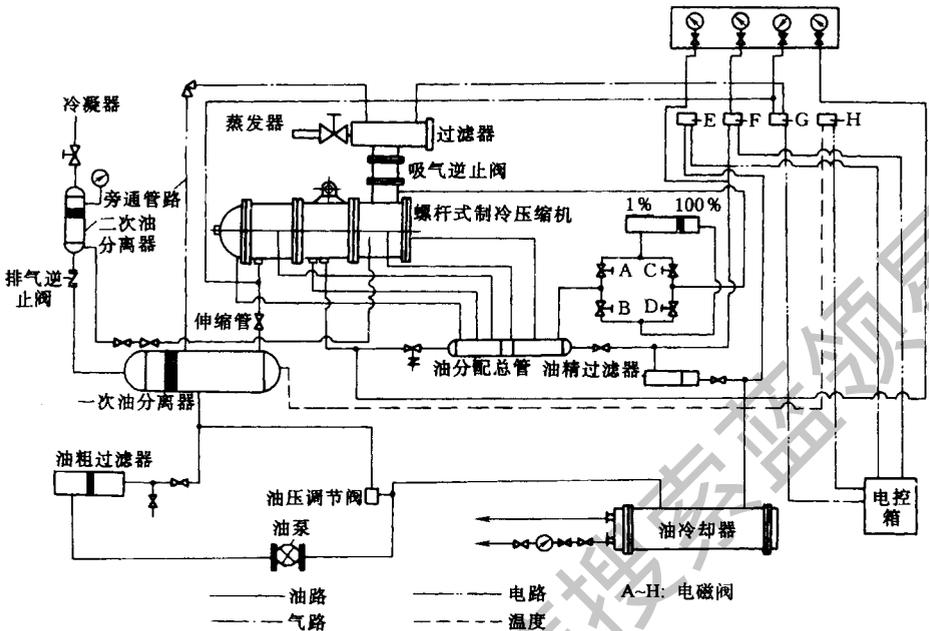


图 2-6-34 螺杆式制冷压缩机组

压缩机绝大多数为喷油式。喷油的优点如下：

- (1) 降低排气温度；
- (2) 减少工质泄漏，提高密封效果；
- (3) 增强对零部件的润滑，提高零部件寿命；
- (4) 对声能和声波有吸收和阻尼作用，可以降低噪声；
- (5) 冲洗掉机械杂质，减少磨损。

但由于喷油量较大，因此螺杆装置中必须增设油的处理设备，如油分离器、油冷却器、油过滤器、油压调节阀和油泵等，这将增大机组的体积和复杂性。

(三) 带经济器的螺杆式制冷压缩机

螺杆式制冷压缩机虽具有单级压力比高的优点，但随着压力比的增大，泄漏损失急速增加，因此低温工况下运行时的效率显著降低。为了扩大其使用范围，改善低温工况的性能，提高效率，可利用螺杆式制冷压缩机吸气、压缩、排气单向进行的特点，在机壳或端盖的适当位置开设补气口，使转子

第 6 章 制冷压缩机

基元容积在压缩过程的某一转角范围内与补气口相通，使系统中增设的中间容器内的闪发气体通过补气口进入基元容积中。这样，单级螺杆式压缩机按双级制冷循环工作，达到节能的效果。此增设的中间容器称为经济器。

带经济器的制冷系统有一级节流与二级节流两种形式。图 2-6-35 (a) 为带经济器的一级节流制冷系统图。来自储液器的制冷剂液体分为两支：一小支流经节流阀 1 降压，到经济器中吸热而产生闪发性气体，经中间补气口进入正处于压缩初始阶段的基元容积中，与原有气体混合继续被压缩；另一支流流过经济器中盘形管放热而过冷，然后经节流阀 2 节流后进入蒸发器中制冷。进入蒸发器的主流制冷剂液体只经一次节流，且节流前与进入补气口的气体存在温差 Δt 。系统的 $p-h$ 图如图 2-6-35 (b) 所示。

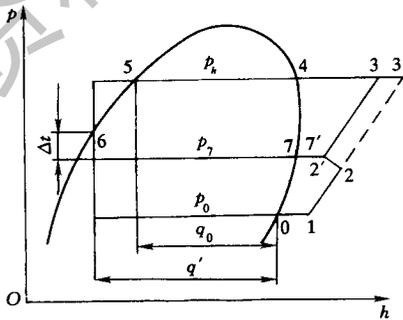
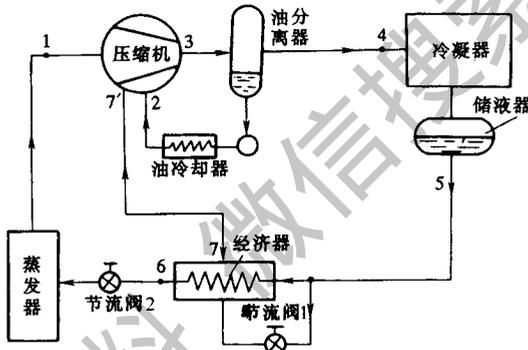
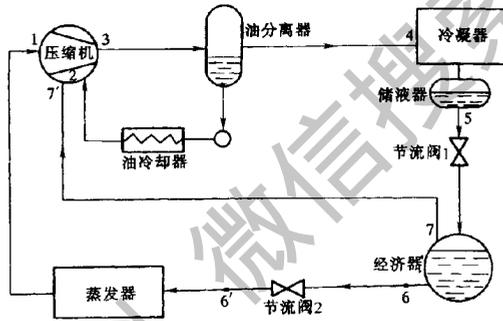


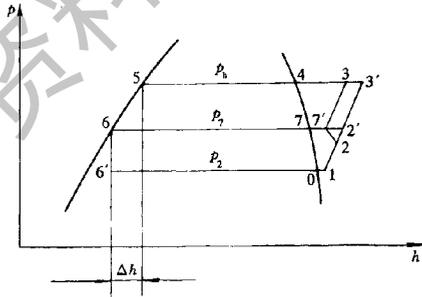
图 2-6-35 带经济器的一级节流制冷系统

图 2-6-36 为带经济器的二级节流制冷系统。来自储液器的制冷剂液体经节流阀 1 至经济器中，上部产生的闪发性气体通过补气口进入处在压缩

阶段的基元容积中，与原有气体混合后继续被压缩；下部的液体经节流阀 2 第二次节流后进入蒸发器中制冷。进入蒸发器的制冷剂液体经过二次节流，且二次节流前与进入补气口的气体的温度相同。无论是一次节流还是二次节流，都是使进入蒸发器的制冷剂过冷，因而制冷量增加。同时，补气后使基元容积中气体质量增加，压缩功也有一定的增大。但速率比制冷量增加得慢，所以制冷系数变大，具有节能效果。节能效果的大小与工质性质及工况有关，用 R502 最好，其次是 R12 及 R22，而 R717 最小；低温工况下的节能效果十分显著，当冷凝温度不变时，蒸发温度越低，其循环的制冷系数提高得越多。据有关文献介绍，对于蒸发温度在 $-15^{\circ}\text{C} \sim -40^{\circ}\text{C}$ 范围内的低温工况，制冷量增大 $19\% \sim 44\%$ ，制冷系数提高 $7\% \sim 30\%$ 。



(a) 系统图



(b) $p-h$ 图

图 2-6-36 带经济器的二级节流制冷系统

另外，带经济器的螺杆式制冷机有较宽的运转条件，单级压力比大，卸载运行时能实现最佳运行；加工基本与单级螺杆相同，制冷系统中阀门和设备增加不多，故目前应用越来越广泛。

二、螺杆式制冷压缩机的构造及工作参数

(一) 总体结构

目前应用于制冷系统中的多为喷油式螺杆压缩机，且大都采用单级开启式结构形式。有些小型氟利昂螺杆式压缩机采用半封闭式或全封闭式的结构。

螺杆式压缩机的结构如图 2-6-37 所示，它的主要组成部分是转子、机壳、轴承、轴封、平衡活塞及能量调节装置等。

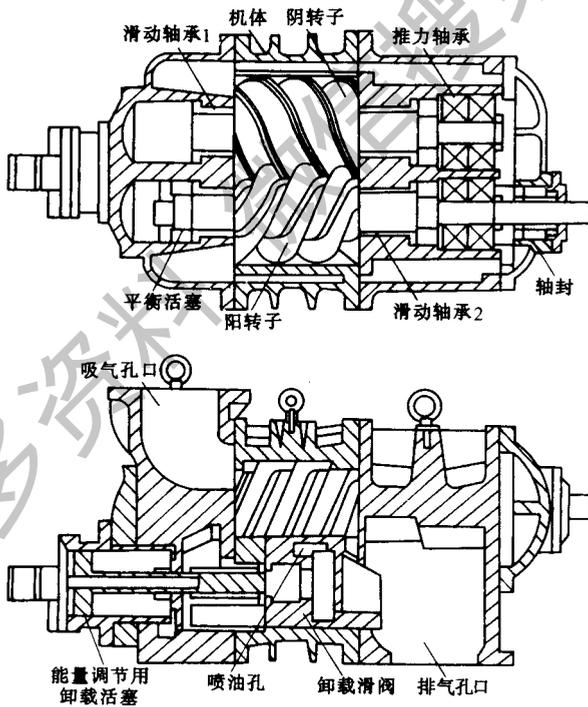


图 2-6-37 螺杆式制冷压缩机结构

1. 机壳

机壳由机体、吸气端座和排气端座组成，是压缩机的主要组成部分。机

体是连接各零部件的中心部件，它为各零部件提供正确的装配位置，保证阴、阳转子在汽缸内啮合，可靠地进行工作。其端面为 ∞ 形，这与两个啮合转子的外圆柱面相适应，目的是使转子能精确地装入机体内。机体内壁面设有符合转子转角要求的径向吸气孔口，可以保证转子在旋转中顺利实现吸气过程。供调节能量用的卸载活塞和卸载滑阀可根据实际需要实现输气量调节。机体上还钻有回油孔，以便及时把润滑轴承、轴封和平衡活塞流出的油以及二次油分离器和能量调节机构的回油等输送回汽缸，随排气带走或停机后放掉。

吸、排气端座是位于机体前后两端的密封连接件，它除用作机体的端面密封外，更重要的是提供了阴、阳转子和支承转子的轴承装配位置，轴向的吸、排气孔口以及压缩机与管道系统的连接安装位置。它也是压缩机气体输入和输出的重要通道。另外，吸气端座还容纳和支承着移动能量调节机构的卸荷油缸、平衡转子轴向力的平衡活塞和油缸、油腔、内油道及回油孔等；排气端座容纳和支承着轴封、滑阀位移腔、油腔、内油道及回油孔等。吸、排气端座的端面为平面，与转子的端面贴合形成端面密封，而与机体端平面的密封则采用密封胶或O形环来达到，连接用螺钉来实现。

机体有内部喷油，可直接降低缸体内部温度，所以无需冷却水夹套，而是在机壳外设肋，既加强了机壳强度，也附有散热作用。

机壳常用灰铸铁（如HT200等）铸成。

2. 转子

转子是实现变容式压缩的主要部件，由阴、阳转子组成，材料常用球墨铸铁（如QT600-3）。转子齿形用高精度的专用机床、专用刀具加工而成，是压缩机的关键零件之一。

转子型线常为单边非对称摆线——圆弧形线，阳转子有4个齿，阴转子有6个齿，以使两转子的抗弯强度大致相等。一般阳转子与电动机连接为主动转子，传递转矩，同时通过啮合关系带动阴转子（从动转子）旋转。两转子的径向负荷由两对主轴承承担，阴转子的轴向负荷由一对角接触球轴承承担；阳转子的轴向负荷较大，由一对角接触球轴承和平衡活塞共同承担。

3. 轴承

轴承是支承阴、阳转子并保证转子高速旋转的零件。完成上述功能的这种轴承叫主轴承，其结构形式一般为滑动轴承。其次，转子在旋转并压缩气

体时会产生一种轴向推力，为了克服这种轴向力，还必须有推力轴承（滚动轴承）。这种轴承叫副轴承，它除克服转子旋转的轴向力之外，还可以承受部分径向力。所以，主、副轴承在螺杆式压缩机中必不可少，它们使转子始终处于正常工作位置。

主轴承是由经精密加工的钢背耐磨合金制成的，有进油孔、油槽及泄油槽，它被正确地安装在吸、排气端座内，并用柱销固定位置。副轴承装在排气侧，在阴、阳转子上各装两只。为了保持转子的排气端面与排气端座之间必要的间隙，在副轴承的一侧装有调整块。

4. 平衡活塞

平衡活塞位于阳转子吸气端的主轴颈尾部，用来减轻由排气侧与吸气侧之间的压力差引起的对主轴承端面的负荷，减轻副轴承所承受的轴向力。采用平衡活塞来平衡轴向力，可大大减小推力轴承的负荷和几何尺寸，节省金属消耗量。它利用高压油注入活塞顶部的油腔内，产生与轴向力相反的压力，从而使轴向力得以平衡。

5. 轴封

轴封采用摩擦环式机械密封结构，标准产品装在主动转子靠联轴器的伸出端上，以随轴转动的动环与装在轴封盖上的静环相互摩擦作为径向密封，聚四氟乙烯及耐油橡胶 O 形环作为轴向密封。

轴封的冷却及润滑均由高压油来完成。由于轴封在较高的压力下工作，所用摩擦材料应具有足够的刚性和强度，因此常选用耐压强度较高的钢制动环并以弹性模数较大、导热性良好的石墨为静环，其密封口经研磨及抛光加工，使表面粗糙度 R_a 达 $0.2\mu\text{m}$ 以上。对氨机 O 形环用丁腈耐油橡胶，氟机 O 形环用氯醇橡胶。

6. 能量调节机构

能量调节机构由滑阀、油缸、油活塞、连接件、复位弹簧、四通换向阀（也可用四通电磁换向阀）、油管路及能量指示器等组成，它起了调节制冷量的作用。

由铸铁制成的滑阀装在转子与机体的下部衔接处，可以在与汽缸轴线平行方向上由卸载油缸中的活塞带动作往复运动。滑阀和阀杆是中空的，构成向汽缸内喷油的输油管，输油管与活塞、油缸等相连。滑阀靠近压缩腔一侧钻有喷油孔，以便在压缩机工作时向压缩腔内喷入润滑油。滑槽底部开有导

向槽，该槽与机体上的导向块配合，使滑阀平稳地往复运动。

压缩机的径向排气口设在滑阀上，根据使用工况的不同（即内压缩比不同），分别设置几组滑阀，其上所开径向排气口与各工况下的容积比相对应，用户可根据使用工况选用其中一组滑阀并装入机器上即可。

利用滑阀可以实现制冷量的无级调节，冷量在 10% ~ 100% 的范围内均可使压缩机正常运转。

能量调节是通过改变滑阀位置来实现的，而滑阀的位置是由油活塞的位置决定的。油活塞的位置则由四通阀控制，可由自动或手动来完成。滑阀移动时，装在滑阀导管内的螺旋机构将滑阀的移动变为指针的转动，指示出滑阀所处位置。故能量指示标牌数值仅表示滑阀位移的百分数，并不代表能量的百分数。

四通换向阀或四通电磁换向阀装在靠近压缩机的机架上，阀一侧的两个接头接进油与排油管，另一侧的两个接头接油缸的两端。

7. 消声器

噪声来源于压缩气体动力噪声、旋转噪声和电动机噪声等。最常用的消声方法是采用消声器。消声器有扩张室消声器（共振腔式消声器）和吸收式消声器等。

在螺杆制冷压缩机组中，将共振腔式消声器安装在组合式多功能油分离器内，可以较大幅度地降低排气噪声。同时，用于降低吸气噪声的吸气消声器装在吸气管道中，也具有较好的消声效果。

（二）转子及端面齿形

螺杆式制冷压缩机的主要工作零件是一对具有螺旋形齿的阴、阳转子。转子的齿面又称型面。型面为螺旋形的空间曲面，两齿啮合，其型面的接触线为空间曲线。随着转子的旋转，接触线由吸入端向排出端推移，完成基元容积的吸入、压缩、排出等工作过程。所以接触线是基元容积的活动边界，它把齿间容积分为两个不同的压力区，起到隔离基元容积的作用。

垂直于转子轴线的端部平面与型面的截交线称为端面齿形（简称齿形），它是一条平面曲线，当作螺旋运动时就形成了螺杆齿面。阴、阳转子齿形在端平面上啮合运动的啮合点轨迹叫做齿形的啮合线，它也是平面曲线。显

然，啮合线是接触线在端平面上的投影。

为了保证螺杆式制冷压缩机的性能，螺杆齿形除应满足一般啮合运动的要求，保证转子连续、稳定地运转外，还应满足以下几点基本要求：

(1) 螺杆齿形在啮合过程中要求压缩、排出和吸入区之间的气密，或称为横向气密性，这可通过确保接触线连续来保证。如前所述，在端平面上表现出的啮合线应是连续封闭曲线。

(2) 螺杆齿形在啮合过程中应具有基元容积之间的气密性，或称为轴向气密性，这可通过啮合线的顶点与两螺杆外圆周交点重合来保证。

(3) 两转子应具有尽可能的接触线长度，以保证最小的总间隙面积。因为在实际压缩机中，型面往往并不接触，而是保证具有一定间隙 δ 的，总间隙面积为 $\sum f \cdot \delta$ ，即转子实际接触线长度与间隙值 δ 的乘积。

(4) 螺杆齿形应具有较大的面积利用系数，以提高输气量。

此外，从制造、运转角度考虑，螺杆齿面要有足够的强度和刚度以及良好的工艺性等。

螺杆式压缩机按齿形的型线可分为对称圆弧型线和非对称圆弧型线两种。前者制造较简单，后者则排量大、效率高。通常把齿顶中心线两边的齿形完全相同的型线称为对称形线；反之，齿顶中心线两边的齿形不同的型线则称为非对称形线。只在转子节圆的内侧或外侧边具有的型线，称为单边型线；节圆内外均具有型线则称为双边型线。

在实际运用中，常采用圆弧、摆线以及椭圆等多段特殊曲段组成螺杆式压缩机转子的各种型线。

国产螺杆式制冷压缩机多采用单边不对称摆线——圆弧型线，如图 2-6-38 所示。其中阴转子齿形型线由下列各段组成： ab ——径向直线； bc ——圆弧，圆心在节圆上，半径为 R ； cd ——伸长外摆线； d ——点； de ——直线（修正段）； el ——圆弧，圆心在 O_2 上，直径为 D_2 。

阳转子齿形型线由下列各段形成： fg ——正常外摆线，它与直线 ab 形成共轭； gh ——圆弧，圆心在节圆上，半径为 R ，它与圆弧 bc 形成共轭； h ——点，它与外摆线 cd 形成共轭； hi ——缩短外摆线，它与点 d 形成共轭； ij ——正常外摆线，它与直线 de 形成共轭； jk ——圆弧，圆心在 O_1 上，直径为 D_1 ，它与圆弧 el 形成共轭。

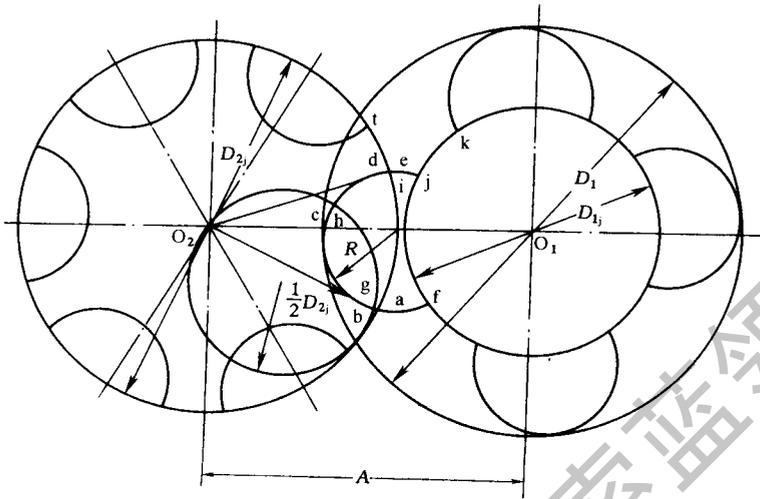


图 2-6-38 螺杆式制冷压缩机的转子端面型线

(三) 输气量调节装置

螺杆式制冷压缩机常用滑阀调节能量，即在两个转子高压侧装上一个能够轴向移动的滑阀来调节能量和卸荷启动。

滑阀调节能量的原理是利用滑阀在螺杆上的轴向移动来改变螺杆的有效轴向工作长度，使能量在 100% 和 10% 之间连续无级调节。

能量调节主要与转子的有效工作长度有关。图 2-6-39 为滑阀的移动与能量调节的原理图。图 2-6-39 (a) 示出了全负荷时滑阀的位置。当滑阀尚未移动时，滑阀的后缘与机体上滑阀滑动缺口的底边紧贴，滑阀的前缘则与滑动缺口的剩余面积组成径向排气口。此时，基元容积中充气最大。由吸入端吸入的气体经转子压缩后，从排气口全部排出，其能量为 100%，如图 2-6-39 (b) 中实线所示。当高压油推动油活塞和滑阀向排出端方向移动时，滑阀后缘随之被推离固定的滑动缺口的底边，形成一个通向的径向吸气孔口，可作为压缩过程中气体的泄逸孔道，如图 2-6-39 (c) 所示。减少了螺杆的工作长度，即减少了吸入气体的基元容积，如图 2-6-39 (b) 中虚线所示。排出气体减少，而吸进的气体未进行压缩（此时接触线尚未封

闭) 就通过旁通口进入压缩机的吸气侧, 因此减少了吸气量和制冷剂的流量, 起到了能量调节的作用。泄逸通道的大小取决于所需要的排气量大小。滑阀前缘与滑动缺口形成的排气口面积 (即径向孔口) 同时缩小, 以达到改变排气量的目的。此时, 调节指示器指针指出相应的改变排量的百分比。

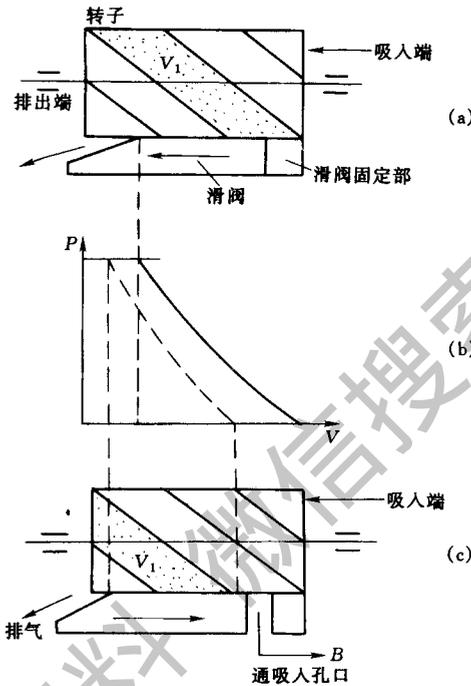


图 2-6-39 滑阀位置与负荷的关系示意图

当滑阀继续向排出端移动时, 制冷量随排气量的减少而连续降低, 因而能量便可进行无级调节。当泄逸通道接近排气孔口时, 螺杆的工作长度接近于零, 便能起到卸载启动的目的。

能量调节分手动和自动两种, 但控制的基本原理都是采用油驱动调节。该系统基本上由三部分构成: 供油机构、控制机构和执行机构。供油机构包括油泵及压力调节阀; 控制机构包括四通电磁阀或油分配阀; 执行机构包括滑阀、油活塞及油缸等。

1. 手动能量调节控制系统

手动能量调节控制系统是常用的调节系统, 其工作原理如图 2-6-40 所示。当螺杆压缩机需要卸载时, 转动油分配阀, 使 1、4 接通, 供油系统

通过油泵将高压油经 1—4 管路向油缸左侧供油，高压油推动油活塞向右移动，此时油活塞右侧的油被活塞挤压，经 3—2 孔道流入低压侧，进入压缩机，然后返回油箱。油活塞带动滑阀离开机体上滑动缺口的底部，实现了减荷控制。反之，若转动油分配阀，接通 1—3 和 2—4，则高压油进入油活塞的右侧，推动活塞左移，促成滑阀的反向动作，即实现增荷控制。

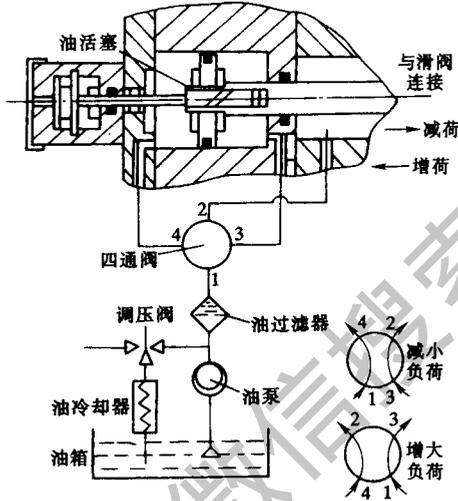


图 2-6-40 手动能量调节控制系统

手动操作的缺点是：需要操作人员严密控制，工人劳动强度增大，而且能量增减难以保证及时、准确。

2. 四通电磁阀控制系统

四通电磁阀控制系统是采用四通电磁阀取代用人工操作的手动油分配阀，便于实现能量调节的半自动或自动控制，其控制系统如图 2-6-41 所示。

减荷时，电磁阀 D 和 C 开启，来自油泵的高压油经电磁阀 C 被送到油活塞的左侧，推动活塞向右移动，带动滑阀向排气端移动，达到减小负荷的目的。同时，油活塞右移，油缸内的油经电磁阀 D 被排回油箱。

增荷时，电磁阀 B 和 A 开启，油活塞的右侧获得高压油，活塞左移，得到增荷调节。

需要滑阀停留在某一固定位置时，只要在此位置不接通电磁阀或油分配阀即可。油缸两边的油既不能流进，也不能流出，滑阀此时不会左右移动，而处在一固定位置上，即相应于某一固定的能量。

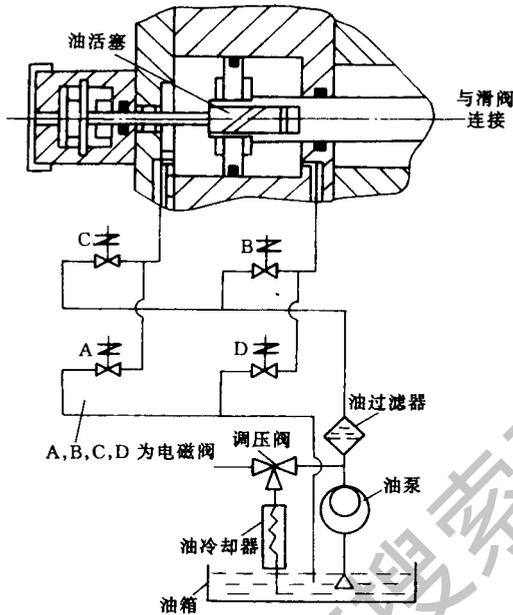


图 2-6-41 四通电磁阀能量调节控制系统

三、螺杆式制冷压缩机的性能

(一) 输气系数

输气系数也称容积效率，是换算到吸入状态时的实际排气量与理论排气量之比。输气系数表示压缩机转子齿间容积利用的程度，是衡量机器设计制造优劣的重要指标。

对于螺杆式制冷压缩机，工况不同时，输气系数不同，大致为 0.7 ~ 0.92，小输气量高压比时取下限，大输气量低压比时取上限。

由于螺杆式压缩机无进、排气阀和余隙容积，新齿形的应用和喷油使密封和冷却效果大大改善，故其输气系数比活塞式及其他类型的回转式压缩机都高，而且变化平坦。

影响输气系数的因素主要有：

(1) 泄漏：气体通过间隙泄漏，有外泄漏与内泄漏之分。外泄漏为高压气体向吸气管道或正在吸气的齿腔的泄漏；内泄漏为与吸气管隔离的基元容积间的泄漏。外泄漏才对容积效率有影响，而内泄漏只增加功耗。

(2) 吸入损失：气体经吸入管道和孔口产生的动力损失使吸入压力降低，减少了吸入气体的密度，相应地也减少了压缩机吸入的气体量。

(3) 加热损失：转子和机体受到被压缩后高温气体的加热，具有比吸入气体高得多的温度。在吸气过程中，低温气体受到吸气管、转子、机体以及喷入油的加热而膨胀，相应减少了压缩机吸入的气体量。

(4) 封闭容积以及气体随转子旋转受到的离心力也会影响气体吸入量。

影响输气系数的诸因素中，最主要的是泄漏，而泄漏的大小又与工况、喷油状态、圆周速度、齿形、间隙大小以及制造精度等有关。

(二) 内压缩与功率

(1) 内压缩与附加损失

螺杆式压缩机是无气阀的容积型回转式压缩机，吸、排气孔口的启闭完全由几何结构所定，以控制吸气、压缩、排气和所需要的内压缩压力。当齿间容积与吸气孔口连通时，容积扩大而吸气；当与吸气孔口隔绝后，容积缩小，压力升高；而与排气孔口连通过后，容积继续缩小而排气。故对于任何一台螺杆式压缩机，由于其结构已定，因此就具有固定的内容积比，这与活塞式压缩机有很大区别。

气体的压缩是在基元容积与吸、排气孔口隔绝的转角范围内进行的，其间的压力称为内压缩压力。将基元容积与排气孔口连通瞬间的气体压力称为内压缩终了压力，并将此值与吸气压力的比值称为内压力比。排气接管内的气体压力称为外压力，外压力与吸气压力之比值称为外压力比。图 2-6-42 示出了齿间容积和压力随转角的变化关系。

螺杆式制冷压缩机的内压力比与外压力比可以相等，也可能不相等，这完全取决于压缩机的运行工况与设计工况是否符合。螺杆式压缩机的内压力比取决于孔口的位置，即压缩机的固定容积比，而外压力比则取决于运行。一般力求内压力比与外压力比相等或接近，以求高效率。因此，在吸气压力不变的情况下，螺杆式压缩机的示功图就可能有三种情况，如图 2-6-43

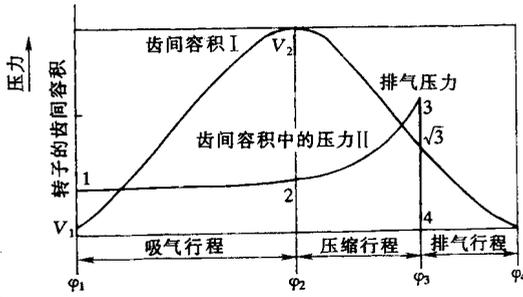


图 2-6-42 转子齿槽封闭容积的容积、气体压力和转角之间的变化关系所示。

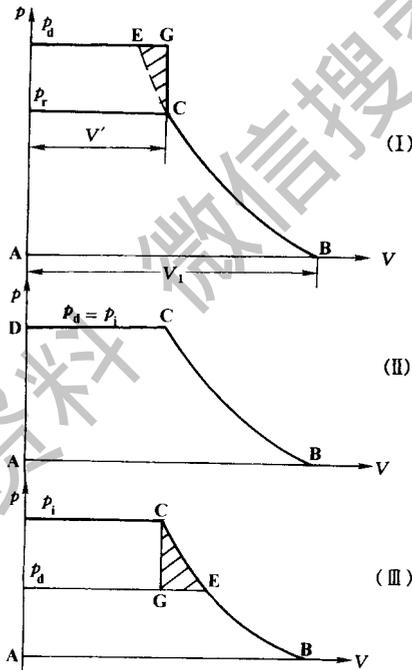


图 2-6-43 内、外压力比不相等的影响

第一种情况：当外压力大于内压缩终了压力时，基元容积中的气体压力 P_i ；小于外压力 P_d 。在两者连通的瞬时，排气孔口中的气体将迅速倒流入基元容积中，使其中的压力 P_i 突然上升至 P_d 。然后，随着基元容积的不断缩小，排出气体。此时要造成附加损失，如图中面积 CGE 所示。

第二种情况：当外压力小于内压缩终了压力时，连通的瞬间，在压力差 $(P_i - P_d)$ 的作用下，部分气体迅速地流至排气孔口中，使基元容积中的气体压力突降至 P_d ，然后由于基元容积的继续缩小，才将其余气体排出。但 $P_i > P_d$ 时也要产生附加损失，如图中面积 CGE 所示。

第三种情况： $P_i = P_d$ 时，不存在附加损失。

由此可见，内、外压力比不相等时，总是造成附加能量损失。

内容积比为吸入基元容积的气体容积与压缩终了气体容积之比。因此，对于确定的螺杆式压缩机，结构已定，则内容积比固定。内容积比 ϵ 确定后，内压力比也就确定了，两者关系是：

$$\tau_i = \epsilon^m$$

式中， m ——多方压缩指数。

为了减少附加能量损失，应尽可能使内、外压力比相等，但工况是千变万化的，因此在螺杆式制冷机系列产品中推荐了内容积比 ϵ 为 5、3.6、2.6 的三种滑阀，以使用户根据工况来选用适当的内容积比滑阀。

2. 绝热效率与指示效率

螺杆式压缩机的经济性常用绝热效率 η_{ad} 来表示。 η_{ad} 表征机器中机械功转变为输出气体的压能的完善程度，其定义是：

$$\eta_{ad} = P_{ad}/P_e$$

式中： P_{ad} ——理论绝热压缩所需的功率 (kw)；

P_e ——压缩机的轴功率，即实际消耗功率 (kw)。

而

$$P_{ad} = \frac{G (h_{dh} - h_{so})}{3.6 \times 10^3}$$

式中： G ——压缩机的实际制冷剂质量流量 (kg/h)；

h_{dk} ——在规定吸气状态下，等熵压缩到排气压力时的焓值 (kJ/kg)；

h_{so} ——在压缩机规定的吸入状态 (吸气温度、吸气压力) 下，制冷剂蒸气的焓值 (kJ/kg)。

通常， $\eta_{ad} = 0.72 \sim 0.85$ 。影响 η_{ad} 的因素有：

(1) 排出压力：只有在某一排出压力下，没有附加功损失，才能获得最

佳的绝热效率。

(2) 转速：动力损失与转速平方成正比，而泄漏损失随转速的增加而减少，因此在某一特定转速下先达到最大值。

(3) η_{ad} 还与工质、制造质量等有关。

也可用压缩机指示效率 η_i 来评价压缩机内部工作过程的完善程度：

$$\eta_i = P_{ad}/P_i$$

式中： P_i ——压缩机的指示功率，它等于轴功率减去机械摩擦功率的差。

影响 η_i 的主要因素有：

(1) 动力损失：气体流动所产生的动力损失与螺杆转子外圆周线速率的平方成正比。所以，随着圆周速率的提高，动力损失显著增加， η_i 下降。

(2) 泄漏损失：转速提高、泄漏面积减小（接触线长度减小或间隙尺寸减少），均会使相对泄漏量减少， η_i 提高。

(3) 内、外压力比不等时的附加损失：压缩机排出压力 P_d 与内压缩終了压力 P_i 不等时，产生附加损失，使 η_i 降低。

压缩机指示效率 η_i 与绝热效率 η_{ad} 之间的关系为：

$$\eta_{ad} = \eta_i \times \eta_m$$

式中： η_m ——螺杆式压缩机的机械效率，通常为 0.95 ~ 0.98。

四、螺杆式压缩机装置系统

(一) 螺杆式压缩机机组

螺杆式制冷压缩机在压缩气体时要喷入大量的润滑油，因此，其机组中辅机要比其它类型的压缩机多。图 2-6-44 是开启式螺杆式制冷压缩机系统图。

由蒸发器来的制冷剂气体，经过滤器 1、吸气止逆阀 2 进入螺杆式压缩机 3 的吸入口，压缩机在气体压缩过程中，油在滑阀或机体的适当位置喷入，然后气油混合物经过压缩后，由排气口排出，通过排气止逆阀，4 进入一次油分离器 5，气油分离后，气体则通过阀 6 进入二次油分离器 7，继续

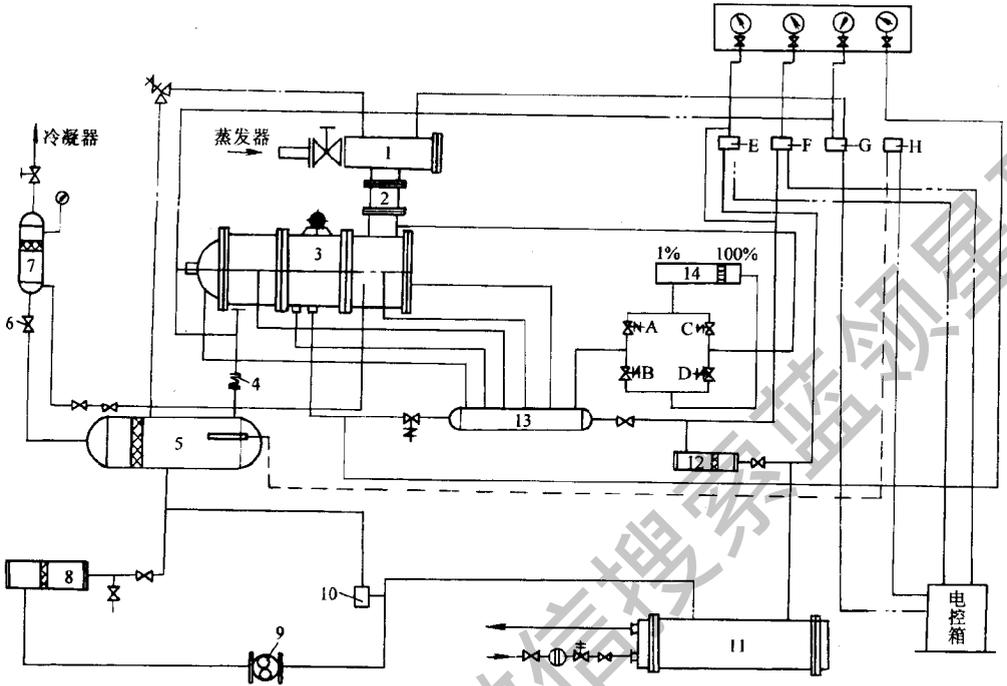


图 2-6-44 螺杆式制冷压缩机系统

1—过滤器；2—吸气止逆阀；3—螺杆式压缩机；4—排气止逆阀；5—油分离器；6—阀
7—二次油分离器；8—粗过滤器；9—液压泵；10—油压调节阀；11—油冷却器；12—精过滤器
13—油分配总管；14—液压缸——油路 ——电路 ——温度

油气分离，气体排入冷凝器。

存储在二次油分离器 5 下部的较高温度的润滑油，经粗过滤器 8，被液压泵 9 吸入，再排至油冷却器 10，在油冷却器中油被水冷却后进入精过滤器 11，再进入油分配总管 12，将油再分别送入轴封装置、滑阀喷油孔、前后主轴承。平衡活塞即四通电磁换向阀 A、B、C、D 和输气量调节装置—液压缸 14 等。二次油分离器的油一般定期放入压缩机低压侧。在二次油分离器与油冷却器之间，通常设置油压调节阀 10，目的是保持供油压力较排气压力高 100~300kPa 压力，多余的油返回二次油分离器出油管。

压差控制器 G 控制系统高低压力，温度控制器 H 控制排温超值，压差控制器 E 控制油过滤器压差，压力控制器 F 控制油压。

1. 油分离器

第 6 章 制冷压缩机

图 2-6-45 示出油分离器结构形式。螺杆式压缩机由于喷入大量的润滑油，制冷剂气体与油的混合物会由压缩机排出。不经过油分离器的油气混合物进入冷凝器和蒸发器后，使这些热交换器传热效果降低，从而降低了制冷效率，所以油分离器对螺杆式压缩机是必备的辅助设备。

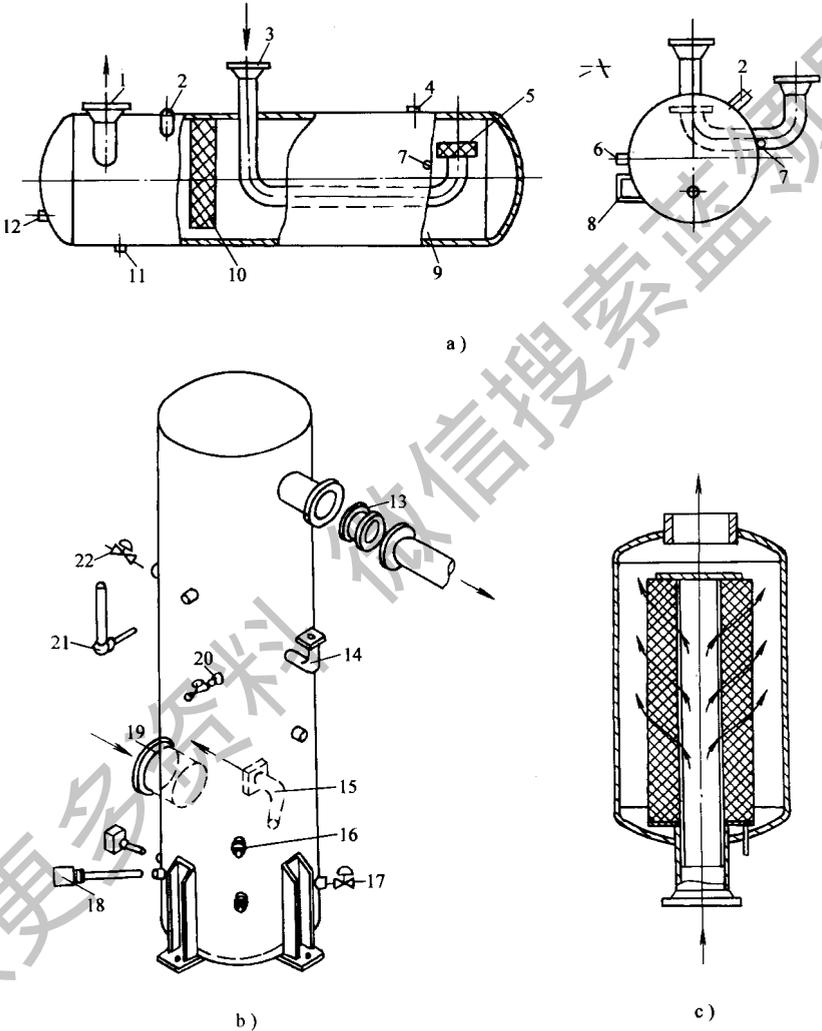


图 2-6-45 油分离器结构形式图

a) 卧式油分离器；b) 立式油分离器；c) 二次油分离器

- 1—出口接管；2—安全阀接管；3—进口接管；4—感温包连接处；5—消声器
 6—加液泵回油接管；7—液压调节阀回油接管；8、16—油位计；9—储油器；10—油过滤器
 11、15—出油口；12—电加热器连接处；13—排气止逆阀；14—安全阀接管；17—排油阀
 18—油加热器；19—进气接口；20—排空阀；21—排气温温度计；22—压力阀接管

螺杆式压缩机排气温度与往复式相比相对较低，一般在 $80 \sim 100^{\circ}\text{C}$ 左右，因此分油效果较好。对于中大型开启式机器，为了提高分离效果，通常设置一级油分离器后，再增设二级油分离器。一级油分离器常采用惯性、洗涤、离心、填料和过滤等方法，而二级油分离器利用特别的充填物，如不锈钢丝网、玻璃纤维、聚酯纤维和陶瓷等，分离效果可达 $(5 \sim 50) \times 10^{-6}$ 。气流速度一般在 $1 \sim 6\text{m/s}$ 之间。图 2-6-45 是三种油分离器。瑞典 Stals 公司研制了供氟利昂机用的 TAD 型和氨压缩机用 TAS 两种型号的油分离器，它的特点是具有四级油分离效能，即膨胀分离、首级去油雾过滤、重力分离和次级去油雾过滤，其中次级油雾过滤是采用烧结过滤板，分离率达万分之几。对于小型的封闭式机器，油分离器内置在螺杆式压缩机上，全封闭式机器，排出的高压油气混合物通过电动机时进行了油分离，然后气体通过挡油板（或称油分离环）后，进入排气管。半封闭式机器，在螺杆式压缩机内部排气端设置四周为螺线形通路的多孔油缸，当高温高压油气混合物排入螺线形通路的多孔液压缸的油分离器 10 时，油被甩向液压缸壁而集聚其上，并经过壁上的孔流到液压缸外壁面，然后油流向机体的底部储油槽，而制冷剂气体则排入冷凝器。

2. 油冷却器

被油分离器分离后的油，其温度接近排气温度，因此中大型的螺杆式压缩机必须设置油冷却器，降低油温，使油具有合适的粘度，以便再次循环使用。

图 2-6-46 示出油温度与容积效率的关系。喷入螺杆式压缩机的油温一般推荐值为：氨制冷剂是 $25 \sim 55^{\circ}\text{C}$ ，氟利昂制冷剂是 $25 \sim 45^{\circ}\text{C}$ 。油冷却器有两种，图 2-6-37a 表示的水冷却型和图 2-6-47b 表示的制冷剂冷却型。对于封闭式机器，由于系统采用喷液冷却，加上高温润滑油的使用，一般可以省去油冷却器。

3. 止逆阀

在螺杆式压缩机气路系统中，往往设置吸排气止逆阀。吸气止逆阀的作用是防止在停机后，由于气体倒流造成制冷剂在吸入管路内凝结。排气止逆阀是防止停机后，高压气体由冷凝器等倒流入机体内，使转子倒转，造成螺杆型面的严重磨损。

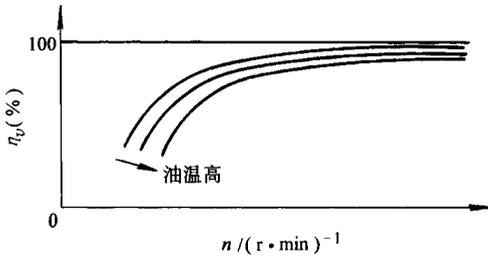


图 2-6-46 油温与容积效率 η_v 关系

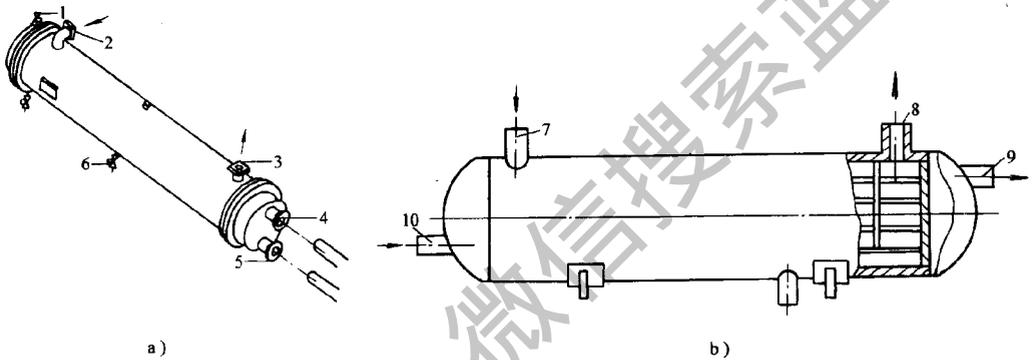


图 2-6-47 油冷却器结构图

a) 水冷型油冷却器 b) 制冷剂冷却型油冷却器

1—排空阀 2、7—进油口 3、8—出油口；4—水或气体出口处；5—水或制冷剂液体入口口
6—排油阀；9—制冷剂出口；10—制冷剂进口

(二) 带经济器的螺杆式制冷压缩机系统

螺杆式压缩机的特点之一是在气缸的适当位置开设补气孔口，与设置在机组上的经济器相连，组成带经济器的螺杆式制冷压缩机系统。图 2-6-48 表示了各种形式的经济器。图 2-6-48a 是干式热交换器经济器，图 2-6-48b 是满液式热交换器经济器，图 2-6-48c 是闪发式热交换器经济器。采用带经济器螺杆式压缩机系统的目的是增加制冷量或制热量，以及性能系数 COP 值，尤其在压差比较大的工况时，其效果愈加显著。如对于使用 R22

工质的机器，在冷凝温度 $t_k = 40^\circ\text{C}$ ，蒸发温度 $t_n = -35^\circ\text{C}$ 时，制冷量可增加 35%，而功耗却增加 8% 左右，COP 值则上升 23%。

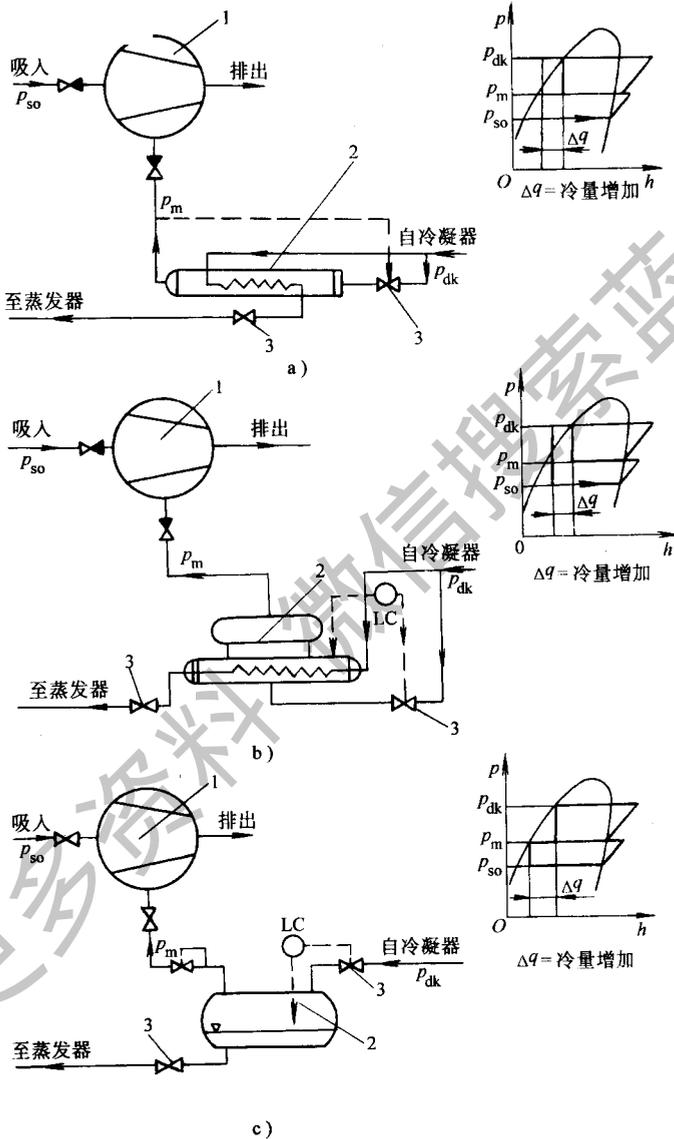


图 2-6-48 各种形式经济器螺杆式压缩机制冷系统

a) 带干式热交换器经济器 b) 带满液式热交换器经济器 c) 带闪发式热交换器经济器

1—螺杆式压缩机；2—经济器；3—节流阀 LC—液位控制器

从图 2-6-48a 和图 2-6-48b 中看出, 自冷凝器来的工质液体分成两支流, 一支流经节流阀, 压力降至中间压力 P_m , 流入经济器, 另一支直接流入经济器内部管。图 2-6-48a 中, 流经节流阀的液体流量, 由中间压力 P_m 大小来调节节流阀开启度而加以控制, 并且流过节流阀后成为低温两相制冷剂, 在经济器盘管外与盘管内的高温液体制冷剂进行热交换, 成为过热蒸气, 直接进入压缩机补气口; 图 2-6-48b 中, 流经节流阀的液体流量, 由液位控制器 LC 调节节流阀开启度而加以控制, 并且流过节流阀后进入经济器闪发, 并冷却了流入盘管中的高压液体制冷剂, 然后以中间压力为 P_m 的闪发气体进入压缩机补气口。图 2-6-48a 和图 2-6-48b 所示的两系统称为经济器一级节流制冷循环, 经过这种循环后, 因流入蒸发器液体工质的过冷度增加, 在蒸发器中吸收外界的热量就增加, 故制冷机的制冷量和热泵的制热量就增加。

图 2-6-48c 的系统是经济器二级节流制冷循环, 来自冷凝器的液体工质全部经过一级节流阀进入经济器, 在经济器中液体工质的液位由液位控制器 LC 加以控制, 而其闪发蒸气再经过节流阀, 压力成为中间压力 P_m 后进入压缩机补气口, 此时经济器中大部分液体制冷剂过冷度增加, 流入蒸发器时, 吸收热量增加, 同样增加制冷量和制热量。

图 2-6-49 是带经济器螺杆式压缩机和不带经济器螺杆式压缩机的性能比较。令不带经济器螺杆式压缩机运行时制冷量和功耗为 1 (100%), 从图中曲线可知, 蒸发温度愈低, 带经济器螺杆式压缩机效果更好, 即比不带经济器螺杆式压缩机制冷量增加得多, 而功率增加相应较少, 性能系数得到较大提高。带经济器螺杆式压缩机能适应较宽的运行条件, 单机压力比大, 这对夏天制冷、冬天制热的热泵机组是最理想的主机, 而且它容易控制; 同双级压缩机比较, 系统简单且占地少。

日本神户制钢所曾研制了一种具有两级经济器, 一级节流的空气源和水源冷暖型螺杆式压缩机热泵系统, 用于大型建筑和区域性的空调采暖, 达到很高的节能效果。图 2-6-50 是其系统流程图。该装置的技术规格见表 2-6-1。

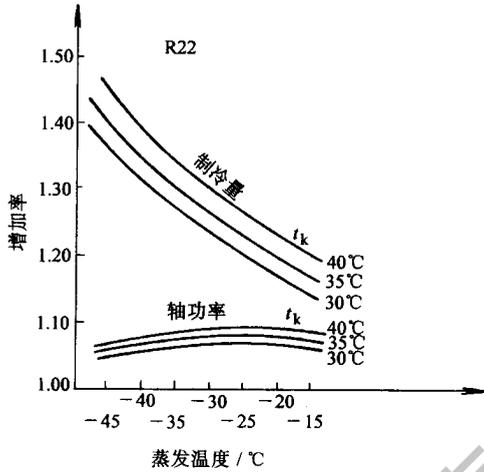


图 2-6-49 带经济器和不带经济器的 R22 螺杆式压缩机性能的比较

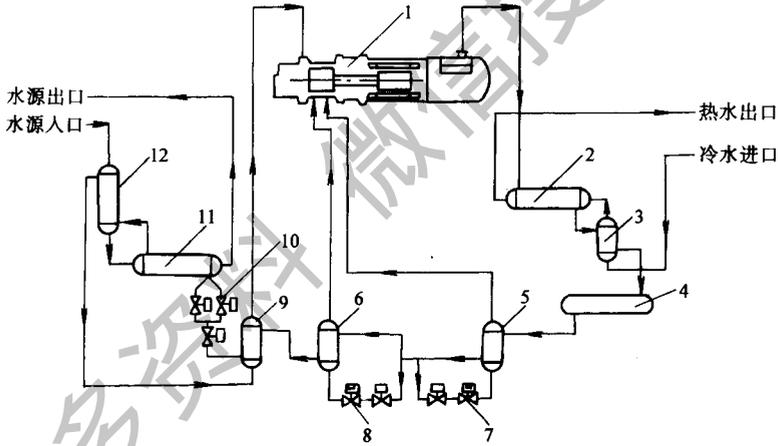


图 2-6-50 带两级经济器的螺杆式压缩机热泵系统

1—半封闭式螺杆式压缩机；2—一级冷凝器；3—二级冷凝器；4—储液器；5—高压级经济器
6—低压级经济器 7、8、10—膨胀阀；9—过冷度换热器；11—一级蒸发器；12—二级蒸发器

表 2-6-1 日本神户制钢所两级经济器性能表

工况参数	制冷	制热
出水温度/°C	7	45
热源温度/°C	32	10
COP	7	6

第 6 章 制冷压缩机

工况参数	制冷	制热
容量/kw	1175	1275
工质成分摩尔分数	HCFC22/HCFC142b = 79/21	

带经济器螺杆式压缩机要在机器的气缸中间的某位置开设一定大小的补气孔口进行补气。如何确定开设轴向或径向补气孔口位置，在设计上是很重要的。图 2-6-51 为带经济器螺杆式压缩机制冷循环在 $p-h$ 图上的表示，由图可知，对于蒸发压力为 p_{so} ，冷凝压力为 p_{dk} 的制冷工况，使用经济器系统后，最理想的状态是内压缩终了的压力 P_{cyd} 与冷凝压力 P_{dk} 相等，这样压缩机耗功最少，制冷系数可达到最大。

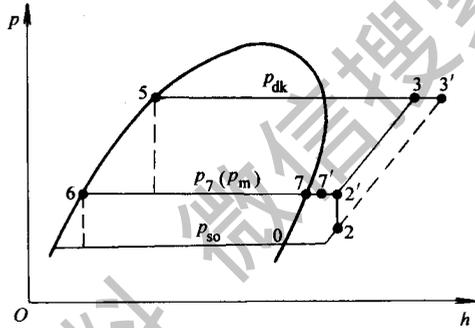


图 2-6-51 带经济器螺杆式压缩机制冷系统 $p-h$ 图

螺杆式压缩机压缩过程增加中间补气后，单级压缩变成了两级压缩，整个压缩过程分三个阶段：首先，制冷剂的气体进入基元容积为 V_1 (V_p) 的螺杆转子齿槽，先被绝热压缩到基元容积为 V_2 的中间补气点，气体压力和比体积上升到 P_2 和 V_2 ，称为一级内压缩，其内容积比 $V_{i1} = V_1/V_2$ ；其二，由经济器来的压力为 P_m 的 a 公斤中间补气气体就充填进去，与基元容积内 2 点的压力气体混合，使齿槽压力瞬时升到 P'_2 ，称为中间补气过程；其三，压力升到 P'_2 之后，基元容积变为 V'_2 的压缩齿槽与补气孔口脱离，气体继续被压缩至基元容积为 V_3 的 3 点，称为两级内压缩，其内容积比 $V_{i2} = V'_2/V_3$ 。

中间补气量 a 的大小由两个过程决定，一个是压缩补气过程中所需要的

补气量 a_1 ；另一个是经济器里气液热平衡所能供给的补气量 a_2 ，只有当 $a = a_1 = a_2$ 时，制冷系统才能平衡。

1. 压缩机补气过程中所需补气量 a_1

在补气过程中，基元容积内的压力 P_2 升到 P'_2 是由于补气压力为 p'_7 (p_m) 的气体充气混合及转子旋转增压的结果，由于旋转是瞬时的，所以充气前后齿槽基元容积 $V_2 \approx V'_2$ ，压力升高主要是充气混合，并可假设为绝热混合过程。因此，过程中外界传入热量 $dQ = 0$ ，功 $dw = 0$ ，无质量流出，应用变工质热力学第一定律，经过整理后可得到补气量 a_1 的计算式

$$a_1 = \frac{v_2}{R_k T'_7} (P'_2 - P_2) \quad (2-6-1)$$

计算时，若忽略补气过程中压力损失，则补气结束时转子齿槽基元容积内气体压力 P'_2 近似等于补气气体压力冲 P'_7 (p_m)，温度 T'_7 就按图 2-6-51 上 P_m 饱和线上查得 T'_7 ，考虑补气压力损失系数，引入补气压力系数 ξ_p ，并令 $(P'_2 - P_2) = (P_m - P_2) \xi_p$ ，则式成为

$$a_1 = \frac{v_2}{R_k T'_7} (P_m - P_2) \xi_p \quad (2-6-2)$$

式中 P_m 、 P_2 ——中间补气压力（即 7 点的压力）和状态点 2 压力，单位为 kPa；

v_2 ——状态点 2 比体积，单位为 m^3/kg ；

k ——工质等熵指数；

T_7 ——状态点 7 的温度，单位为 K；

ξ_p ——补气压力损失系数，实验得出，可取 0.38~0.45；

R ——摩尔气体常数，单位为 $kJ/(kg \cdot K)$ 。

2. 经济器供给的补气量 a_2

由图 2-6-51 和热平衡关系式得到经济器供给的补气量 a_2 的计算式为

$$a_2 = \frac{h_5 - h_6}{h_7 - h_5}$$

式中 h_5 、 h_6 、 h_7 ——点 5、6、7 的比焓，单位为 kJ/kg 。

式 (2-6-2) 表示随着补气压力 P_m 增大，补气量 a_1 变大；而式 (2-6-37) 结合图 2-6-51 可看到随着补气压力 P_m 增大，补气量 a_2 反而减少，这样总可以达到 $a_1 = a_2$ 的一个平衡点，因此通过应用式 (2-6-27) 及 (2-6-

-37) 和 $p_2 = p_1 (V_{i1})^{\gamma}$ ，对于一个设定的一级内容积比 V_{i1} ，采用逐步逼近法，得到平衡点时一个中间补气压力 P_m ，再根据这个一级内容积比 V_{i1} ，利用内压缩过程中内压缩转角 Φ_{1c} 和内容积比 V_{i1} 关系，就可确定补气孔口的位置。但是，补气孔口的位置开设，还要考虑常用工况时，内压缩终了压力 P_3 和冷凝压力 P_{dk} 相等、功率最小、制冷系数最大等的要求，因此必须求得若干一级内压缩比 V_{i1} ，从中找出一个满足上面要求的一个，才是真正补气孔口开设的位置。

需要指出的是，在确定补气孔口位置时，由于实际补气过程各种参数的变化关系较复杂，使用公式都在实验基础上进行某些假设，尤其是螺杆式压缩机运行工况变化，上述计算公式得到的补气孔口位置还是不十分理想的。随着对经济器系统深入研究，现已经提出并进行实施的可调节补气孔口的螺杆式压缩机。

(三) 喷液螺杆式压缩机系统

螺杆式压缩机喷液或喷油，是利用了它对湿行程不敏感，即不怕带湿运行的优点而实施的。由于油的降温密封作用，在螺杆式压缩机运行中喷入大量的润滑油，提高了机器的性能。然而，对于油的处理上，却增加了油分离器和油冷却器的设备，使得机组笨重庞大，与螺杆式压缩机主机结构简单体积小重量轻极不相称，尤其是中小型封闭式机器。因此，人们研究在机器压缩过程中用喷射制冷剂液体代替喷油，借此割除油冷却器，缩小油分离器，并且喷液冷却能使排气温度下降，防止封闭式机器电动机因排温过高引起保护装置动作而停机。

图 2-6-52 是螺杆式压缩机喷液系统原理图。在螺杆式压缩机气缸中间开设孔口，将制冷剂液体与润滑油混合后一起喷入压缩机转子中，液体制冷剂吸收压缩热并冷却润滑油。喷液不影响螺杆式压缩机在蒸发压力下吸入气体量，虽然有极小部分制冷剂未参与制冷，但对冷量降低却很小，轴功率增加也甚微。图 2-6-53 反映出喷液与不喷液的变化比较，然而使用这种系统，却大大改善了系统性能。

喷液不能完全代替喷油，因为油有一定粘度，密封效果好，所以，目前常用的是制冷剂液体和油混合后喷射或分别喷射进去。液和油的恰当比例对

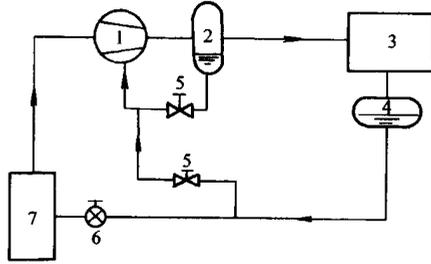


图 2-6-52 螺杆式压缩机喷液系统原理图

1—压缩机；2—油分离器；3—冷凝器；4—储液器；5—调节阀；6—节流阀；7—蒸发器

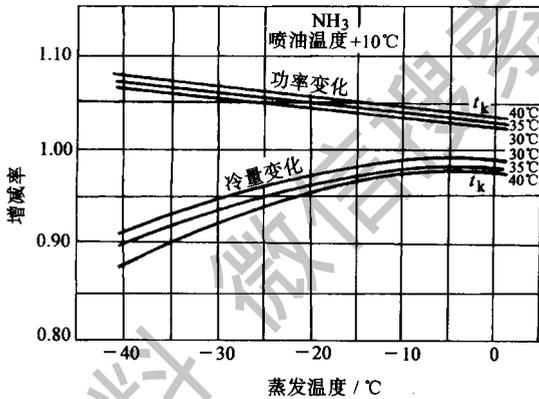


图 2-6-53 喷液和不喷液螺杆式压缩机的比较

机器的性能有密切关系。这方面工作尚在研究中。

螺杆式压缩机喷液孔口的位置同经济器系统补气孔口位置一样重要，如喷液位置靠近吸气侧，液体过早进入转子基元容积内，会增加机器的压缩功，若靠近排气侧，这时压缩机的压力高，喷射压力相应地要高，要增加液泵，这是不合理的。现在有关最佳喷射点的试验研究资料尚较少。

螺杆式压缩机喷液装置采用电动阀、膨胀阀或电磁阀和膨胀阀组合一起三种形式。单用电磁阀，控制只能随着排气温度高低启闭，喷液量大小很难调节，而用了膨胀阀却能进行喷液量调节，调节性能较完善。

(四) 多台主机并联运转系统

随着外界负荷大幅度的变化，虽然螺杆式压缩机可以采用滑阀来调节其输气量，调节中气体的压缩功几乎是随输气量的减少而成比例地减少，但作为整台压缩机来说，运转中的机械损耗几乎仍然不变。因此，在同一系统中采用多台螺杆式压缩机并联来代替单台机运行，在调节工况时，可以节省功率，特别是在较大输气量的系统中尤为有利。图 2-6-54 所示为同一系统中采用一台主机机组和四台主机组成的机组卸载特性曲线的比较，当冷量调节至 75% 时，对单台机组所要功率为满负荷时的 86%，对四台主机的机组，可以停开一台，所需功率为满负荷时的 75%。从图 2-6-54 中可以看到，当制冷量降到 25% 时，多台主机组成的机组比单台机组节能 42%。当然采用多台主机组成的机组，必促使螺杆式压缩机向小型化发展，这就是要考虑小型螺杆式压缩机的效率和制造工艺及成本等问题。一般单机在 20 ~ 50kW 左右。

多台主机并联运行机组不但对工况调节带来好处，同时也带来了一系列其它优点：其一是可以用较少的机型来满足不同输气量的需要，便于制造厂生产，降低成本；其二是使用时可以逐台启动主机，对电网冲击小，启动装置的要求低，如 30kW 以下机型可以直接启动；其三是运转效率可以提高，当其中某一台主机出故障时，可以单独维修而系统仍可以维持运转。

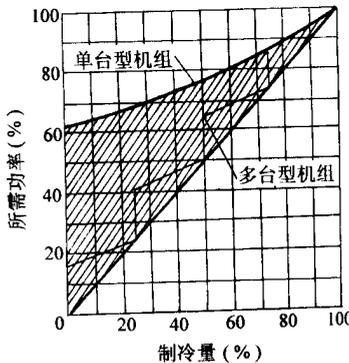


图 2-6-54 容量调节特性曲线

五、安全保护装置

(一) 安全保护对象

螺杆式压缩机同其它形式压缩机一样，安全保护主要对象有吸气压力过低、排气压力和温度过高、油温过高、油压异常以及油过滤器压差过大，对于封闭式机器加上电动机温度过高等，一旦出现上述各种现象，在控制面板上有异常指示灯指示，具有全自动控制功能的控制系统动作，压缩机自动停机。此外，在安全保护方面还有防止转子倒转、电动机接线反相、电网缺相等内容。

为了对这些安全保护对象进行保护，使用了各种温度传感器，各种继电器和安全阀等元件。这些可靠的一次仪表和装置，保证了螺杆式压缩机正常运转，提高了机器使用的可靠性、安全性和寿命。

武汉新世界制冷工业有限公司出厂的螺杆式机组，使用了 W - LSLGF 微机控制监护，控制机组的启动、运行、输气量调节和各种安全保护，在控制箱上有液晶显示屏，可以显示吸排气压力、温度、液压泵和油温以及冷冻水进出口温度及其输气量调节阀位置等十多个参数。故障出现时，控制箱上有光声指示故障原因，提示操作方法或确定机器是否关机。

美国开利公司生产的 23XL 螺杆式冷水机组有 21 种保护功能，除了机器通常应有的保护功能外，还有启动时间过长、电压过低、瞬时失电、单个电压波缺损、漏电流、控制柜与通信中断等保护功能，并且操作过程都是自动化的。

(二) 喷液喷油保护

由于螺杆式压缩机本身固有的优点，能在机器压缩过程中喷射液体制冷剂、润滑油或两者混合物，能有效地使排气温度降到安全的范围内。这一点对封闭式螺杆式压缩机尤为重要，这是因为机器在苛刻的热泵工况运行时，排气压力和温度都很高，往往使电动机烧毁。比泽尔 (Bitzer) 公司半封闭

式螺杆式压缩机喷液冷却系统，当机器排温或电动机温度过高时，喷液或调节喷液量，使排气温度和电动机温度降下来。美国特灵（Trane）公司的螺杆式冷水机组使用的 RTHA 型号的半封闭式机器，利用压缩机对液击不敏感特性直接喷气液两相的制冷剂来冷却电动机，以保护电动机，不使其温度过高。气液两相制冷剂混合物进入压缩机电动机壳体顶部，向下流到电动机周围，并通过电动机定子上面冷却槽沟，一部分制冷剂闪发成气体冷却电动机，然后被压缩机吸入吸气腔进行压缩，而另一部分剩下的制冷剂液体聚集在电动机壳体底部，通过节流孔板，进入蒸发器。

第四节 离心式制冷压缩机

一、离心压缩机的工作原理

（一）叶轮的作用

离心压缩机的压缩过程可按图 2-6-55 予以说明。自蒸发器蒸发的制冷剂气体，被单级叶轮吸入，通过叶轮、扩压器、蜗壳等零件，压力升高后送入冷凝器。制冷剂气体进入叶轮后，如图 2-6-55a 那样由径向流入叶轮的叶片。可通过从叶轮进口圆周速度 u_1 ，和进入气体的绝对速度的矢量差，求得叶轮入口的相对速度 w_1 。在叶轮出口，亦可通过圆周速度 U_2 和气体出口绝对速度 c_2 之矢量差求得叶轮出口的相对速度 w_2 。图 2-6-55b 示出进出口速度三角形。气流是沿着叶片进行的， β_1 角是叶片进口角， β_2 角是叶片出口角度。制冷剂气体以绝对速度 c_2 和角 a_2 进入扩压器，叶轮出口的高速动能通过扩压器和蜗壳，转变为压力能。

根据动量守恒定律，可以推导出叶轮给予流过叶片流道间单位制冷剂的理论能量，即叶轮进出口单位制冷剂的理论比焓差（无摩擦和绝热条件下） Δh_{th} ，单位为 J/kg。

$$\Delta h_{th} = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} \quad (2-6-4)$$

式中 u_2 ——叶轮外圆圆周速度 (m/s);

u_1 ——叶轮进口处圆周速度 (m/s);

c_{u2} ——制冷剂离开叶轮周边时速度 c_2 在切向的投影 (m/s);

c_{u1} ——制冷剂进入叶片进口时速度 c_1 在切向的投影 (m/s);

以上速度分布示于图 2-6-55 中。如果制冷剂进入叶轮叶片进口时没有切向分速, 即没有预旋, 则式 (2-6-4) 右边第二项 $u_1 c_{u1}$ 变为零, 此时

$$\Delta h_{th} = U_2 C_{u2} = \psi U_2^2 \quad (2-6-5)$$

式中 ψ ——压头系数, 一般范围为 0.45 ~ 0.5。

从式 2-6-55 中可以看出, 单级叶轮所能获得的能量和叶轮外圆圆周速度有关。

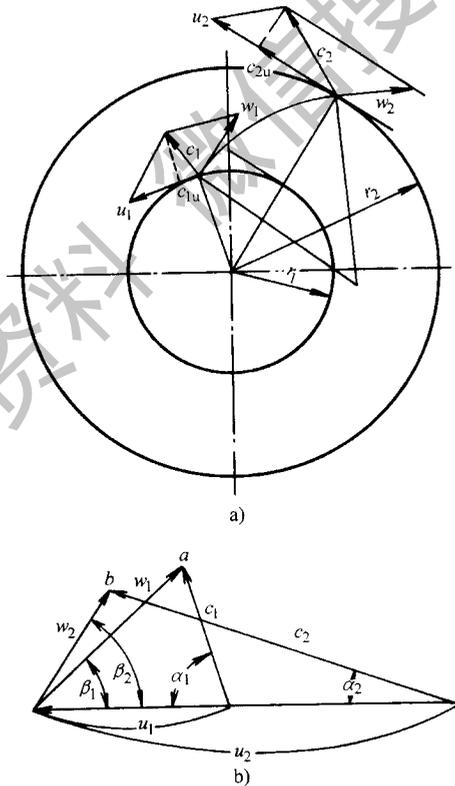


图 2-6-55 叶轮内的速度三角形

a) 速度线图 b) 速度三角形

(二) 级 数

离心压缩机的级数由各种条件决定，在离心式冷冻机的场合，由于卤代烃类制冷剂的音速较低，而叶轮内通路制冷剂气体超音速流动时会产生冲击波，必须降低气体速度。因此，叶轮的圆周速度不能太大。单级叶轮的绝热压缩功还受到叶轮的材料强度的限制。图 2-6-56 示出冷凝温度为 30℃，压头系数 $\psi = 0.5$ 时，蒸发温度 t_e 与叶轮四周速度 u_2 的关系。从此图可知，R11 的圆周速度 u_2 约为 180m/s。

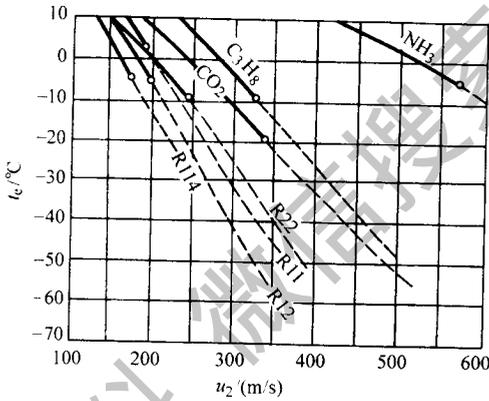


图 2-6-56 各种制冷剂单级压缩能达到的蒸发温度 t_e 与叶轮四周速度 u_2 的允许关系

图 2-6-57 为与图 2-6-56 同样条件时，单级压缩所允许的最低蒸发温度与制冷剂沸点的关系。

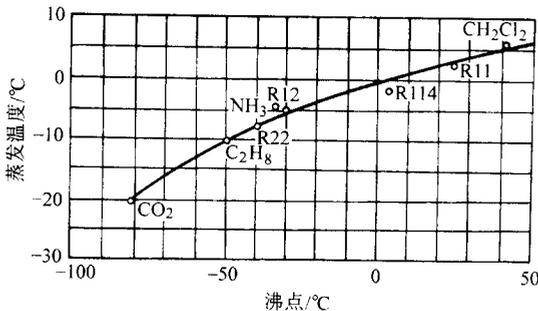


图 2-6-57 单级压缩机能达到的蒸发温度与制冷剂沸点的关系

(三) 制冷循环

离心压缩机的制冷循环和容积式压缩机一样，可以单级压缩机循环或多级压缩机循环，级间可以不加中间冷却或增加中间冷却。由于制冷剂的分子量不同，卤代烃类制冷剂一般 1~3 级，氨制冷剂由于分子量小甚至达 7 级压缩。

最新开发的一种带膨胀器的蒸气压缩循环，该膨胀器是一种功率回收的二相流动透平。由于在膨胀过程降低了二相状态制冷剂的比焓，从而提高了循环的制冷效应。图 2-6-58 至图 2-6-60 分别表示三种循环的压-焓过程图。

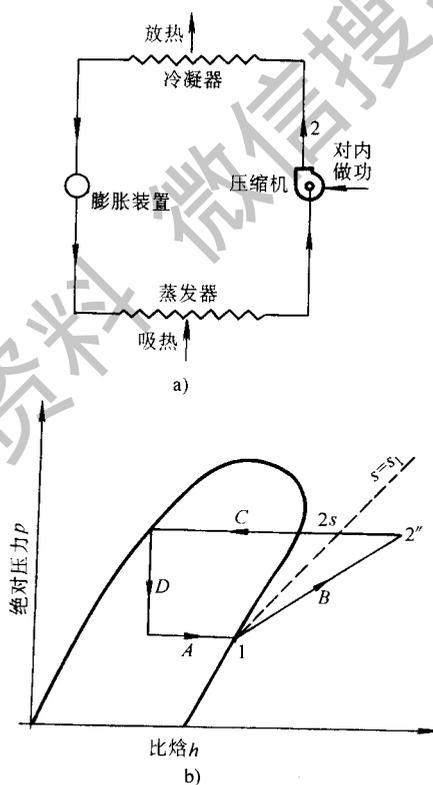


图 2-6-58 简单蒸气压缩循环

a) 流程图 b) 循环图

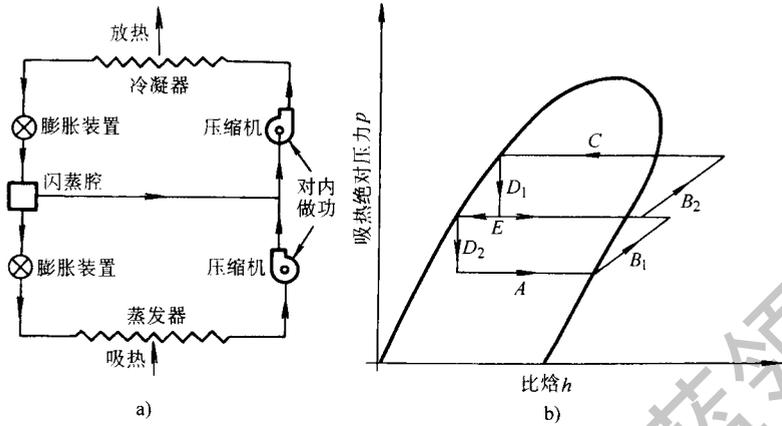


图 2-6-59 具有闪发冷却的压缩循环

a) 流程图 b) 循环图

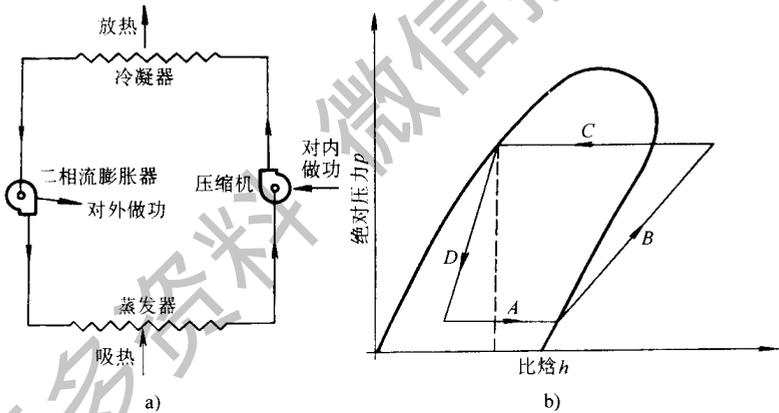


图 2-6-60 具有功回收膨胀器的压缩循环

a) 流程图 b) 循环图

二、离心压缩机的构造

(一) 单级离心压缩机

一般空调用离心式制冷机制取 4 ~ 7℃ 冷冻水时，采用单级或二级离心

压缩机。工业用低温装置中作为冷却用，则采用多级离心压缩机，最新开发的也有为 -5°C 制冷装置中用单级离心压缩机。

图 2-6-61 所示为一台 2800kW 制冷量的单级离心压缩机的剖面简图。该压缩机由叶轮、增速齿轮、电动机和进口导叶构成。该机齿轮采用螺旋齿轮，在增速箱上部装置有为防止停电用油槽。电动机置于封闭壳体中，电动机定子和转子的线圈都用制冷剂直接喷液冷却。采用低压制冷剂 R123 作为工质。进口导叶的作用是对离心式制冷机制冷量进行连续控制。导叶的旋转会改变气体进入叶轮的入角，从而减少了叶轮做功。图 2-6-62 为一般离心式制冷机的特性曲线，当冷水出口温度为 7°C ，冷水量、冷却水量保持不变时，示出进口导叶开度、电动机输入功率与制冷量的关系。

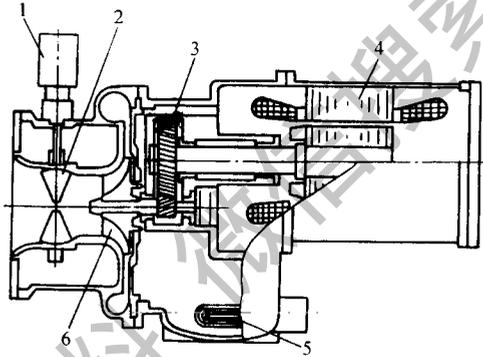


图 2-6-61 封闭型单级离心压缩机剖面图

1—导叶电动机；2—进口导叶；3—增速齿轮 4—电动机；5—油加热管；6—叶轮

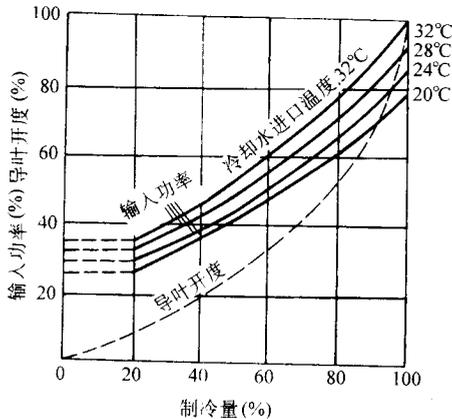


图 2-6-62 离心压缩机特性曲线

条件：冷水出口温度 7°C ，冷水量冷却水量保持不变。

图 2-6-63 为压缩机的强制润滑油系统。增速装置下部插入有油加热器和油温传感器。在停机时，为防止油温下降溶解制冷剂，用电加热使油温保持一定温度。润滑油自油泵 6 经油压调节阀 10、油冷却器 11 和过滤器 13，送至各轴承和增速齿轮进行强制循环。

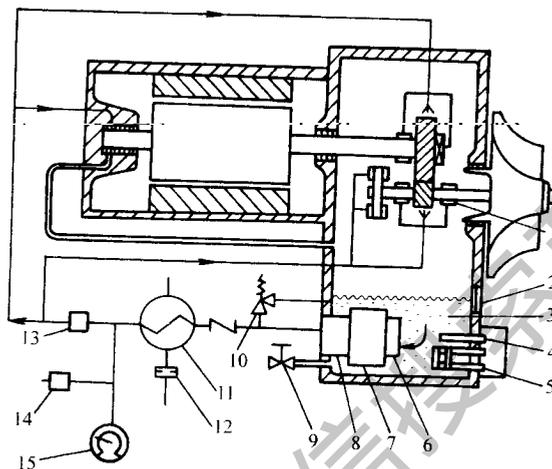


图 2-6-63 强制供油装置润滑系统图

- 1—轴承；2—油位计；3—油箱；4—温度传感器；5—油加热管；6—油泵
7—油泵电动机；8—油过滤器；9—润滑油注排阀；10—油压调节阀；11—油冷却器
12—喷嘴；13—过滤器；14—油压开关；15—真空压力表

（二）多级离心压缩机

图 2-6-64 为多级离心式压缩机剖面图。由于采用多级离心压缩，可以降低叶轮的运行速度，省去齿轮变速机构，从而达到提高可靠性，消除低负荷喘振问题之目的。

（三）开启式和封闭式离心压缩机

按结构分，离心压缩机可分为开启式、半封闭式和全封闭式。图 2-6-65 为半封闭单级离心压缩机的典型剖面图，它使用的工质是新型环保制冷剂 R134a。该压缩机具有下列特点：①采用巴氏合金钢背轴承、Kingsbury 自平衡推力轴承及 AGMAII 级优质单级斜齿，保证了机组平稳、运行可靠；②高效单级压缩机与多级压缩机相比，减少运动部件，提高了可靠性；

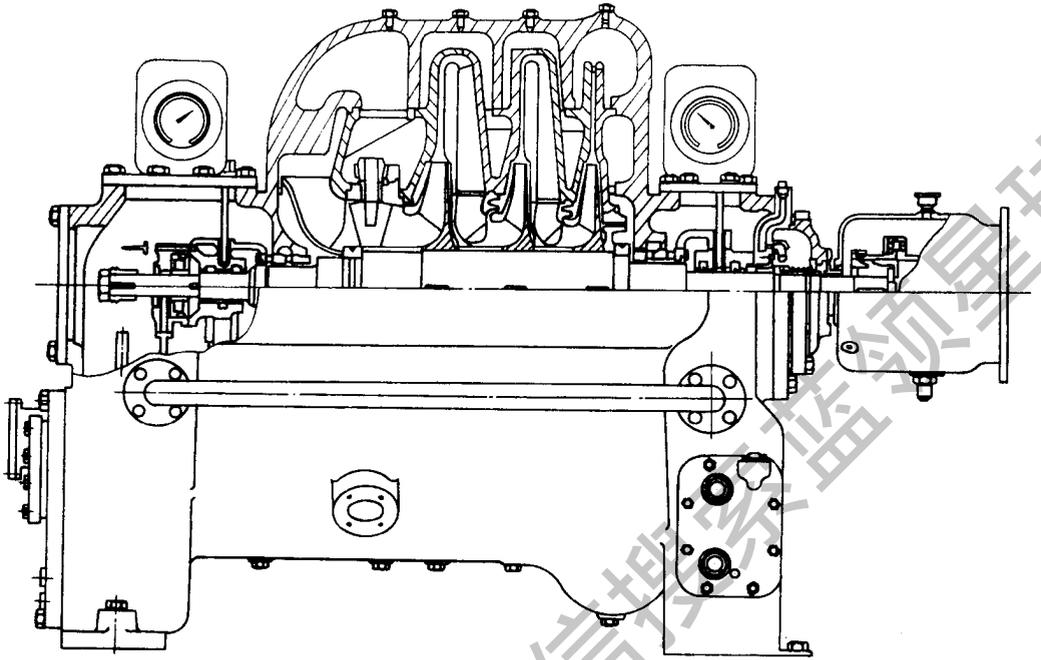


图 2-6-64 多级离心压缩机剖面图

③由三元流动原理设计的新型高效叶轮，由后弯叶片和分离叶片组成，保证了压缩机在满负荷和部分负荷时的效率；④采用静止的锥管状扩压器，无运动及磨损部件，提高机组的可靠性；⑤采用的新型航空发动机技术，增加了机组峰值效率。采用此压缩机生产的冷水机组，COP 值达到 5.0 以上。

近几年来，开利公司开发了一种带透平膨胀机的离心式压缩机，旨在回收制冷系统中的膨胀功，图 2-6-66 为这种压缩机的剖面图。据报道，用这种压缩机组装而成的冷水机组，COP 值近 7.0，实为节能产品。

三、离心式制冷压缩机的特性及调节

(一) 离心式制冷压缩机的特性

1. 工况变动对性能的影响

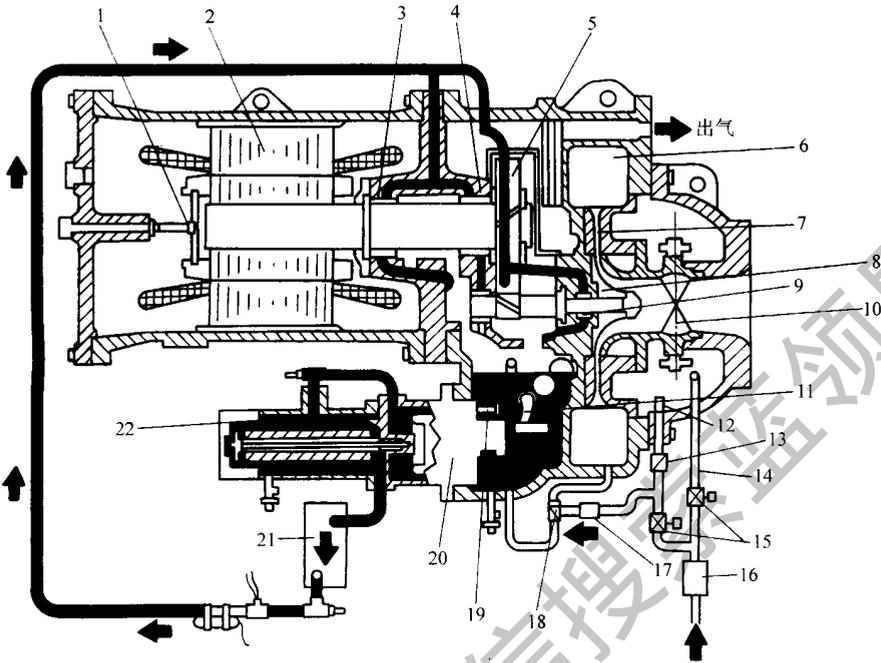


图 2-6-65 半封闭单级离心压缩机的剖面及润滑油路

- 1—喷嘴；2—内置电动机；3—后电动机轴承；4—前电动机轴承；5—增速齿轮对；6—蜗壳
 7—扩压器；8—叶轮；9—高速推力轴承；10—进气可调导流机构；11—油加热器
 12、16、17—过滤器；13—止回阀；14—导叶回油器；15—电磁阀 18—引射器；19—油压调节阀
 20—油泵和电动机 21—油冷却器 22—滤油器

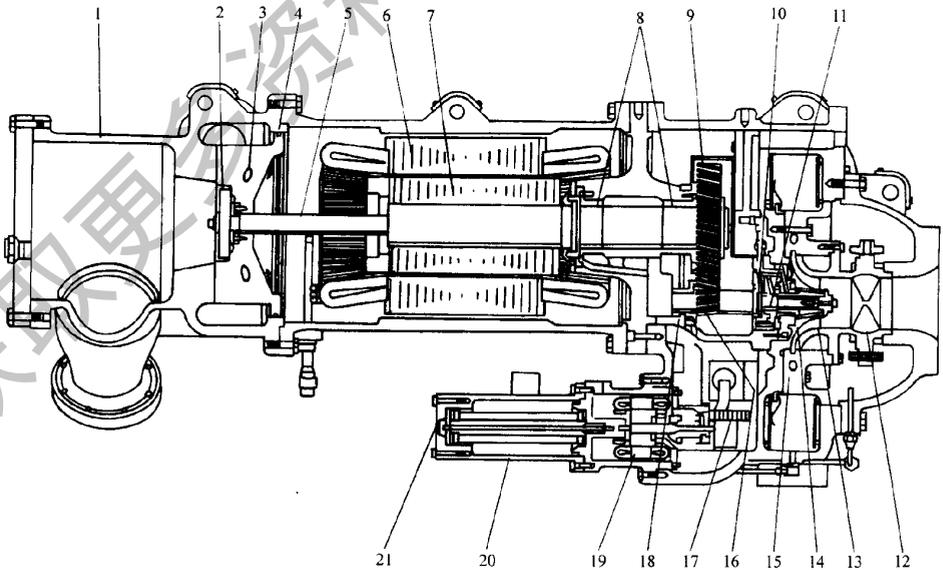


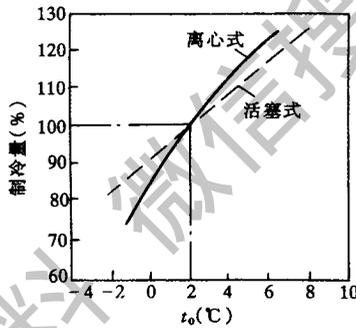
图 2-6-66 带透平膨胀机半封闭离心式压缩机剖面图

工况变动时，离心式制冷压缩机的性能也将随之发生变化，它与活塞式制冷压缩机有类似之处。

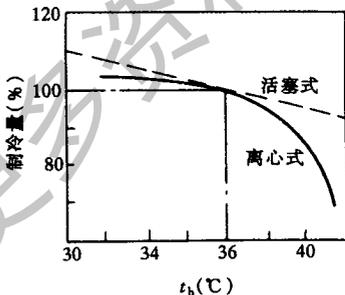
(1) 蒸发温度对性能的影响。当转速和冷凝温度不变时，制冷量随蒸发温度的变化情况如图 2-6-67 (a) 所示。可以看出，蒸发温度愈低，制冷量下降愈剧烈。蒸发温度对性能的影响较大。

(2) 冷凝温度对性能的影响。当转速和蒸发温度不变时，制冷量随冷凝温度变化时的情况如图 2-6-67 (b) 所示。可以看出，当冷凝温度高于设计值时，离心式制冷压缩机的制冷量将急剧下降。

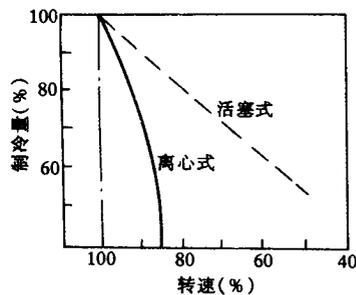
(3) 转速对性能的影响。由于离心式压缩机产生的能头与转速的平方成正比，因此能头随转速的降低而急剧下降，因而制冷量也急剧下降，如图 2-6-67 (c) 所示。



(a) 蒸发温度变化的影响



(b) 冷凝温度变化的影响



(c) 转速变化的影响

图 2-6-67 离心式和活塞式压缩机性能的比较

2. 喘振与堵塞

图 2-6-68 示出了离心式制冷压缩机的特性曲线。若压缩机在设计工况点 A 工作，则气流方向和叶片流道方向一致，不出现边界层脱离现象，

效率达最高值。当流量减小时（工作点向 A_1 移动），气流速度和方向均发生变化，非工作面上出现脱离现象，当流量减少到临界值（ A_1 点）时，脱离现象扩展到整个流道，损失大大增加，压缩机产生的能头不足以克服冷凝压力，致使气流从冷凝器倒流，倒流的气体与吸进来的气体混合，流量增大，叶轮又可压送气体。但由于吸入气体量没有变化，流量仍然很小，故又将产生脱离，再次出现倒流现象，如此周而复始。这种气流来回倒流撞击的现象称为喘振，它将使压缩机产生强烈的震动和噪声，严重时还会损坏叶片甚至整个机组。

为了防止当压缩机工况发生变化或调节压缩机制冷量（减少负荷）时发生喘振现象，机组中可采取反喘振措施。例如，从压缩机出口旁通一部分气流直接进入压缩机的吸入口，加大它的吸入量，从而避免喘振现象的发生。

所谓堵塞，即流量已达最大值，如图 2-6-68 中的 A_2 点所示。此时，压缩机流道中某个最小截面处的气流速度达到了音速，流量不可能再继续增加。

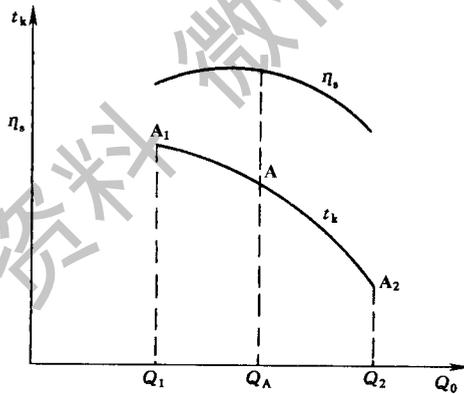


图 2-6-68 压缩机工况变化时的特性曲线

从堵塞点（最大流量点）到喘振点（最小流量点）这一范围称为离心式压缩机的稳定工作区。它的大小也是压缩机性能好坏的标志之一。

（二）离心式制冷压缩机的调节

离心式制冷压缩机制冷量的调节方法有很多，如改变压缩机转速、进气

节流、改变叶轮进口前可转导叶的转角、改变冷凝器的冷却水量、吸气旁通等。其中，改变叶轮进口前可转导叶的转角的方法经济性较好，调节范围较宽，方法又较简单，故被广泛采用。它是在叶轮进口前装有一组放射性可转动叶片，当改变它的角度时，就改变了进入叶轮气流的方向，从而使叶轮产生的能头发生变化，以达到调节制冷量的目的。

四、工作循环及制冷剂的选用

(一) 离心式制冷机的工作循环

和其它压缩式制冷机一样，其工作循环是由蒸发、压缩、冷凝、节流四个热力状态过程组成。所不同的是压缩机进、出口状态和辅助设备有差别。其工作循环可分为单级和多级的。

1. 单级离心式制冷机的实际循环

它由离心式压缩机、冷凝器、节流装置及蒸发器四个主要部件组成。循环的 $p-h$ 及 $T-s$ 图见图 2-6-69，图中详细表示循环过程以及压力、温度等参数的变化情况，并说明了相应的状态点。循环中的各个过程线作如下说明：

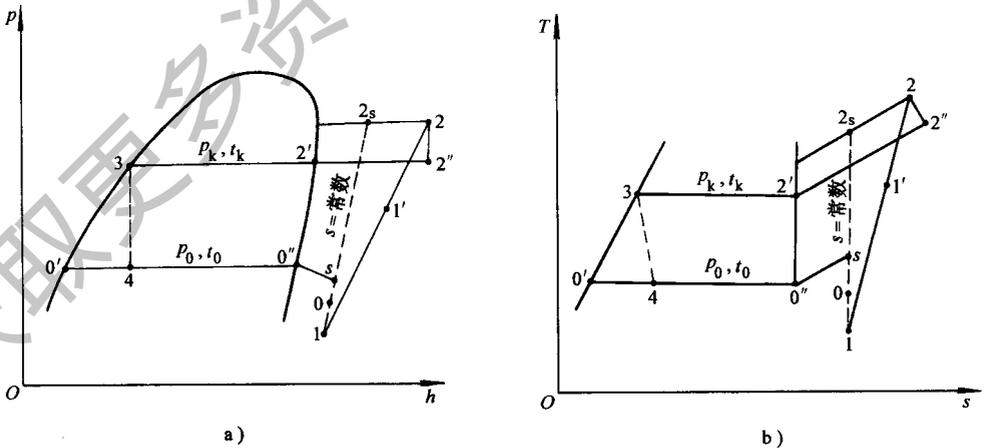


图 2-6-69 离心式制冷机单级循环热力状态图

a) $p-h$ 图 b) $T-s$ 图

$0'-s$ 制冷剂蒸气由蒸发器流到进口导叶前的过程。因气体经过进气管时有流动损失，故压力降低。而外界传给气体的热量和流动损失转变为热量被气体吸收使温度升高。这称为气体进口过热。

$s-0$ 经过进口导叶，气体速度增加，压力降低，可认为是等熵膨胀过程。

$0-1$ 叶轮进口至叶片进口，气体速度进一步增加，压力降低，亦视为等熵膨胀过程。

$1-1'$ 气体在高速旋转的叶轮中获得能量，使气体压力升高，温度也升高，气体在压缩过程中有损失。

$1'-2$ 在固定元件中，把气体速度能转换成压力能，转换过程中有损失，使压力和温度均增加。

$2-2''$ 过热蒸汽经过排气管并进入冷凝器，有流动损失，使压力降低；经冷却水冷却后，使温度降低。

$2''-2'-3$ 气体以过热蒸汽状态进入冷凝器后，被冷却并冷凝成液体。

$3-4$ 由冷凝器引出的液体经节流装置节流后进入气液两相区。

$4-0''$ 制冷剂液在蒸发器中蒸发成气体，吸取冷媒水的热量进行制冷。

在 $p-h$ 和 $T-S$ 图中还用两种方式表示压缩过程。即 $1-2$ 为多变压缩过程； $1-2_s$ 为等熵压缩过程。

计算中，由于压缩机进气有损失，所以实际的吸入压力 P_{d0} 低于蒸发压力 P_0 ，同样排气管亦有损失，所以压缩机的排气压力 P_{sk} 高于冷凝压力 P_{k0} 这使压缩比和压缩功增加。

利用图表对单级离心式制冷循环进行热力计算，可按用户提供的蒸发温度 t_0 、冷凝温度 t_k 、制冷量 Q_0 进行热力和气动计算。

2. 两级离心式制冷机实际循环

为了节省能源，降低压缩机转速，有的甚至不用增速器而采用两级至四级的压缩机用于空调机组中。化工流程中为了得到低温和多种蒸发温度，常采用更多的级数。

当采用多级离心机组时，可用多个节流装置，且可中间抽气，这称为省功器。

带有省功器的两级循环，其 $p-h$ 和 $T-s$ 图见图 2-6-70。

其中省功器由两个浮球节流阀组成。由冷凝器流出的制冷剂液体，经过

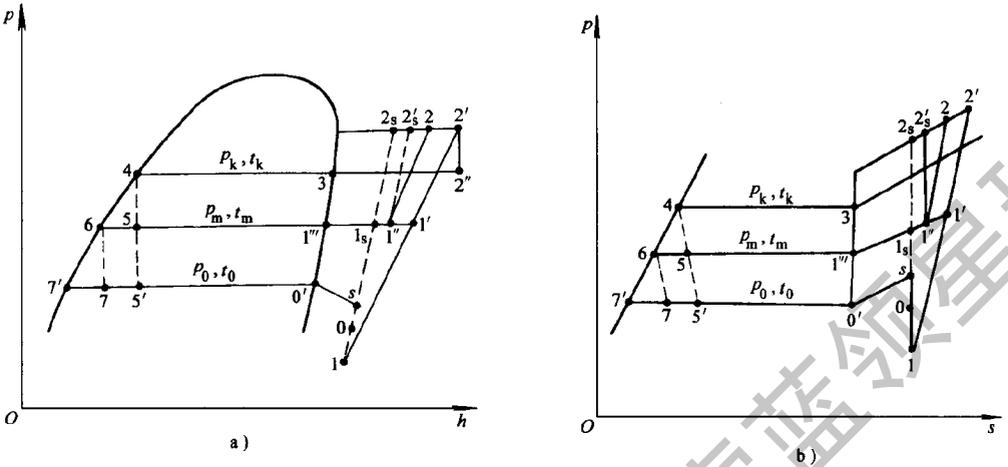


图 2-6-70 离心式制冷机两级循环的热力状态图

a) p—h 图 b) T—s 图

第一级浮球阀节流后，产生的蒸气被压缩机的第二级叶轮吸入，作为补充气体量 $q_{m1''}$ 。其余液体量 q_{m0} 再经第二级浮球阀节流后，进入第一级叶轮。这时第二级叶轮的气体量为 $q_{m_2} = q_{m1} + q_{m0}$ ，单位质量制冷量由一个浮球阀节流后的 $q_{om} = h_0' - h_5$ (图 2-6-70) 增加到 $q_{om} = h_0' - h_7$ ，性能系数 COP 也提高了，从而达到在相同制冷量 Q_0 时节省功的目的。

中间压力 P_m 的选择，应使两级叶轮耗功量的总和尽量减少，一般按两级叶轮压力比相同进行设计。

可利用图表对两级制冷循环进行热力计算，第一级叶轮进口前和第二级叶轮出口后的参数计算和单级相同。

(二) 离心式制冷机对制冷剂的选用

选用制冷剂时，应考虑以下一些因素：

1. 制冷剂的相对分子量 M_r

为减少压缩机级数和机器的尺寸，制冷剂的相对分子量要大。例如 R22 的相对分子量为 86.47，空调工况一级叶轮压缩就可达到，而氨的相对分子量为 17.02，必须用多级压缩。但 R22 因声速低（在 $t_0 = 2^\circ\text{C}$ 时， c_s

176.96m/s) 很容易达到堵塞工况, 而氨的声速高 ($c_s = 417.8\text{m/s}$) 则不可能出现堵塞。

2. 制冷量不同时, 应选用不同的单位容积制冷量 q_{vo} 的制冷剂

例如在相同工况 R134a 的 q_{vo} 要比 R123 大 6.4 倍。因此在制冷量较小时用 R123, 较大时则用 R134a。若 R134a 用于小制冷量时会使机器尺寸偏小, 转速偏高。

3. 液体比热容 c'_x 与气化潜热 r_o 之比 c'/r_o 尽量小

在节流过程中, 节流后产生的蒸气 x 按热平衡方程为 $c'_x(tk - t_o) = x r_o$, x kg 蒸气不进行制冷, 被压缩机吸入而消耗了功。

4. 制冷剂腐蚀性要小

氨会腐蚀除磷青铜以外的铜合金材料以及锡和锌。氟利昂会腐蚀镁和含镁量超过 2% 的铝合金 (若叶轮为铝合金制造时), 当有水和空气存在时, 腐蚀还要加大。对于使用蒸发压力 P_o 低于大气压力的制冷剂, 如 R123 等, 则存在湿空气渗入的可能, 从而增加了机组的腐蚀性。因此在检修时应予重视。

5. 制冷剂安全性要求

制冷剂应无毒性, 无刺激性臭味, 对人体健康无损害。

6. 化工用制冷机的制冷剂的选择应随着生产过程的产品而选用

如甲烷、乙烷、丙烷、丁烷、乙烯、丙烯等。

总之, 制冷剂的选择, 应按离心式压缩机所要求的性能、来源、价格等进行综合比较后确定。

载冷剂和其它机组一样, 对离心式制冷机无特殊要求。

五、辅助设备

离心式制冷机除了压缩机之外, 还有蒸发器、冷凝器、节流机构 (包括省功器)、抽气回收装置、泵出系统等设备, 如图 2-6-71 所示。它们与其它制冷机具有一些不同的特点和作用。

(一) 换热设备 (蒸发器和冷凝器)

空调用离心式制冷机的换热设备, 往往做成单筒式或双筒式置于压缩机

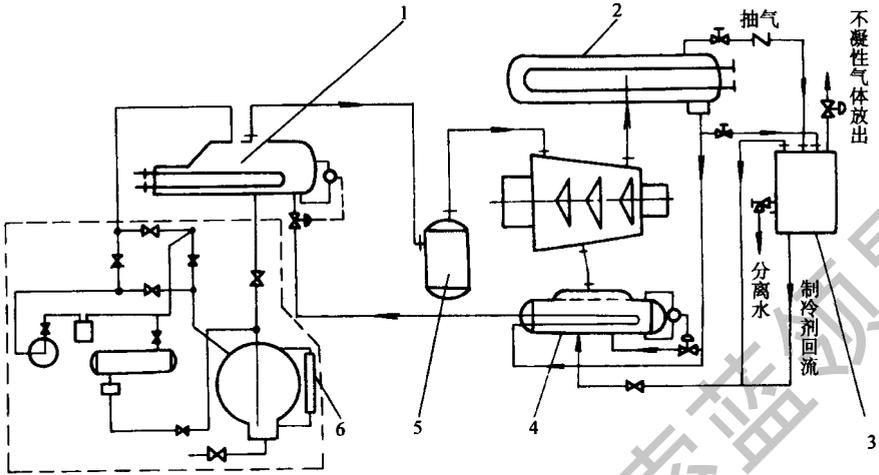


图 2-6-71 制冷机辅助设备流程图

1—蒸发器；2—冷凝器；3—抽气回收装置；4—省功器；5—分离筒；6—泵出设备

下面，作为离心式压缩机的基础，以组线形式出厂。在接上冷却水、冷媒水和电器系统后，可以放置在楼的底层或楼上。图 2-6-72 为单筒式蒸发器、冷凝器总体结构剖视图。图中一圆弧形夹层的隔热钢板 12，用来将蒸发器和冷凝器隔开，冷凝器底部设有开口。冷凝后的制冷剂液通过开口流入浮球室 6 的前室，经过滤网（不锈钢或铜丝网）16 进入浮球阀室内，随制冷负荷的变化，不同的液体通过节流孔板流入蒸发器底部，经两排喷嘴 10 射向蒸发器内换热管束的表面，增加扰动以提高换热效果。制冷剂液体沸腾情况可以从液位视镜中观察，在浮球阀室底部还引出液体制冷剂至主电动机尾部喷嘴，以冷却电动机，并到抽气回收装置中的冷凝室内冷却盘管。

制冷机在运行中，蒸发器和冷凝器通过接管法兰与三个流程相通：①制冷剂循环管外流程（接管法兰 11、13）；②冷媒水循环管内流程（接管法兰 21、22）；③冷却水循环管内流程（接管法兰 1、23）。

（二）节流装置

1. 浮球阀室

其作用一是将冷凝器底部流出的制冷剂液体节流到接近于蒸发器内的压

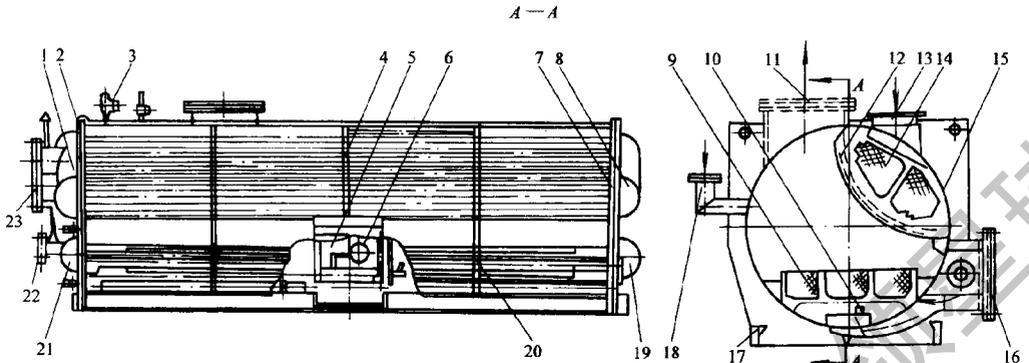


图 2-6-72 单筒式蒸发器、冷凝器总体结构剖视图

- 1—冷凝器左水室 2、7—管板；3—冷凝器制冷剂引出阀；4—冷凝器换热管束支撑板；5—浮球室
 6—浮球阀部；8—冷凝器右水室；9—蒸发器换热管；10—制冷剂分配喷嘴
 11—蒸发器制冷剂出口接管法兰；12—隔热钢板；13—冷凝器制冷剂进口接管法兰
 14—冷凝器换热管束；15—蒸发器、冷凝器壳体；16—浮球室过滤网；17—底座
 18—主电动机回液（气）管；19—蒸发器右水室 20—蒸发器换热管束支撑板 21—蒸发器左水室
 22—蒸发器水室接管法兰 23—冷凝器水室接管法兰

力，若用于多级压缩机中则第一次节流后的蒸汽可抽入下一级叶轮进口以便省功。二是靠浮球受液体的浮力，自动调整液面，以控制流入蒸发器的流量。图 2-6-73 为浮球阀室图。浮球阀室由紫铜皮或不锈钢皮压制、焊接而成的浮球以及连接杆、不锈钢板、盖盘、底盘和顶丝等组成。

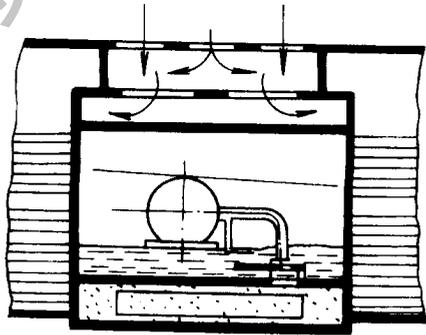


图 2-6-73 浮球阀室

2. 节流膨胀孔板

或称节流孔口。使用机械传动方式的浮球阀，缺点是在运行中有时由于杂物堵塞或铰链锈蚀而影响使用，同时其制造工艺比较复杂，因而在目前使用的机组中采用在蒸发器筒体上部设置一个或几个节流孔板（图 2-6-74），它利用冷凝器和蒸发器之间的压差，使节流的气体 and 液体均匀分布，并有利于沸腾强化传热。图中孔板孔口直径 D_0 是按设计压差的 40% 时制冷剂的循环量确定的，并按实际情况对计算结果进行校核。

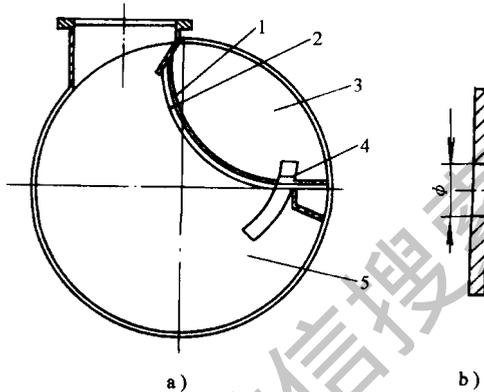


图 2-6-74 节流孔板

a) 节流孔板所在位置 b) 孔板

1、2—隔板；3—冷凝器；4—孔板；5—蒸发器

3. 线性浮阀

制冷机中的线性浮阀如图 2-6-75 所示。机组开机后，连接至冷凝器顶部的铜管或由压缩机排气法兰处来的高温、高压气体从浮阀上部被引入浮腔 2 内，使浮腔与用销钉相连的内衬筒上移，从而改变长圆形孔的开度，达到调节制冷剂液量的目的。机组停机后浮阀内衬筒在最低处，但也应保持最小开度。

4. 提升阀

制冷机中的提升阀如图 2-6-76 所示。阀体为圆锥形，在机组停车时，阀体与圆环之间的间隙 1 保持最小， $l = 0.13 \sim 0.25\text{mm}$ 。机组开机后由于制冷剂的冷凝压力升高，推开了弹簧 4 的压紧力，使圆锥形阀体 1 与圆环 3 之间间隙扩大，制冷剂液体通过并进行节流，当冷凝压力达到最高时节流的流量也最大，但阀体仅被下压至行程 L 的下止点。在冷凝的液体量减少后，阀

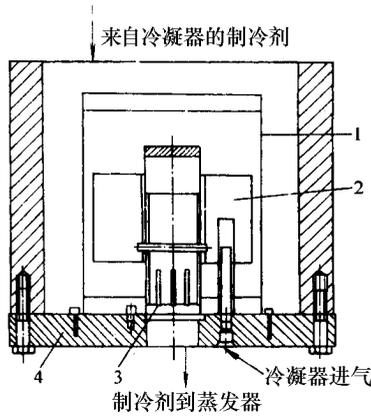


图 2-6-75 线性浮阀

1—滤网；2—浮腔；3—长圆形孔；4—盖

体受弹簧恢复力的作用而上移，减少了圆环 2 的开度，以达到调制冷量的目的。

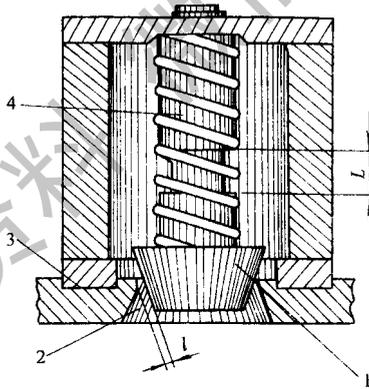


图 2-6-76 提升阀

1—圆锥形阀体；2—圆环；3—填隙片；4—弹簧

在有些机组中，还有用透平膨胀机作为节流装置的。

（三）抽气回收装置

空调机组采用低压制冷剂（R123）时，压缩机进口处于真空状态。当机

组运行、维修和停车时，不可避免地有空气、水分或其它不凝结气体渗透到机组中。若这些气体过量而又不及时排出，会引起冷凝器内部压力的急剧升高，使制冷量减少，制冷效果下降，耗功增加甚至会使压缩机停车。采用抽气回收装置，可随时排除机内的不凝结气体和水分，并把混入气体中的制冷剂回收。还可作为机组内抽真空或加压之用。

一般有“有泵”和“无泵”型式，作为“有泵”的抽气回收装置的例子如图 2-6-77 所示，它由抽气泵 6、冷凝器 13 及一些管道和阀门等组成。从冷凝器上的取样管 14 抽出不凝结气体进入抽气装置的冷凝室 2 中并通过冷却盘管。盘管内制冷剂液体是从蒸发器 12 底部引来的，它比冷凝室 2 中的不凝结气体温度低，可使其凝结成液体。

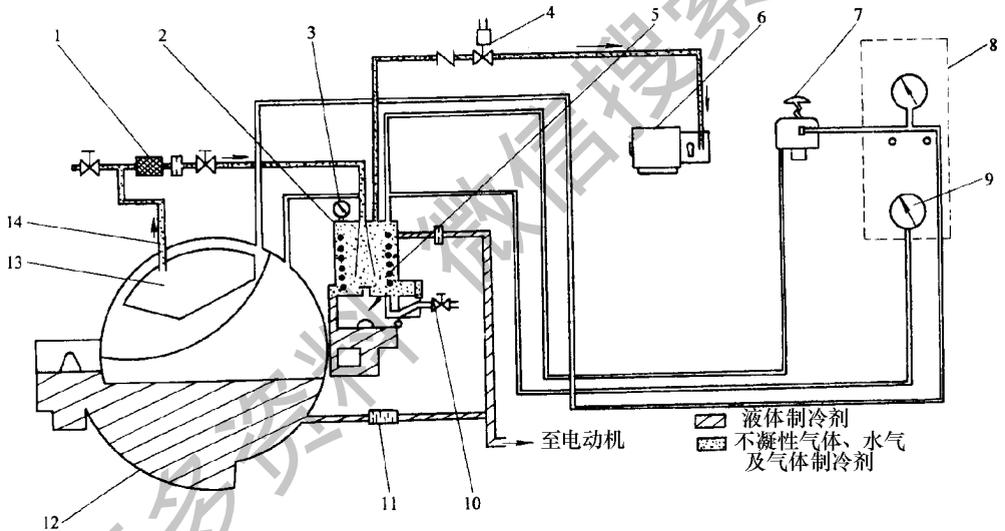


图 2-6-77 抽气回收装置循环系统图

1—滤网；2—抽气装置冷凝室 3、8、9—压力表；4—电磁阀；5—水分视镜；6—抽气泵
7—操作开关；10—排水阀；11—过滤器；12—蒸发器；13—冷凝器；14—制冷剂取样管

被冷凝后的水分是浮在较重的制冷剂液体上面，凝结后的水分的数量可以从水分视镜 5 看到，积累到一定程度可用手动的方法从排水阀中排出。液态制冷剂流经收集器及在其下面的浮球阀室后回到蒸发器。剩下的不凝结气体被抽气泵 6 排入空气中。

用往复式压缩机或称抽气泵 6 进行抽气，操作时一般为自动进行。当主

机起动后，抽气装置操作会自动打开。当空气及不凝结气体使冷凝器上面的压力上升到与主机冷凝压力的压差在设定值以内时，抽气装置操作开关接通并将此信号送至控制中心。控制中心的微机根据设定的压差值自动打开抽气泵 6 的操作开关 7。在抽气泵至少运转 2 分钟以后，并且冷凝温度比抽气泵吸气温度高出某设定值时，微机会自动启动抽气泵并打开排气电磁阀，不凝性气体则由抽气泵的接头排出机外。当压差增加到一定程度时，抽气装置操作阀自动断开而使抽气泵停止运行。

在停机时，冷凝压力及抽气装置冷凝室压力是在平衡状态，空气和制冷剂都有可能被排出机外。为避免这种情况发生，在蒸发器和冷凝器温度低于某设定值时，继电器会自动跳开，使抽气泵的回路不发生作用。直到主机再次运转，制冷系统内的温度差建立起来为止。

抽气装置在排除不凝性气体并使冷凝室压力下降后，抽气装置操作开关会使抽气泵及电磁阀断电。控制中心微机有防止过度排气时停止运行的功能。若控制开关放在“手动”位置，无论继电器或排气操作开关是否闭合，抽气泵都会连续不断地运转。手动操作适用于在机组检修后排除机组内空气，或用于加压检漏之用。

（四）泵出系统

采用高压制冷剂（如 R22）时，必须要有这种设备，它用于充灌制冷剂、制冷剂在蒸发器和冷凝器之间的转换以及机组抽真空等场合。泵出系统是由小型半封闭往复式压缩机（简称往复泵）及小型冷凝器等组成的水冷冷凝机组。若采用双筒式机组（图 2-6-78），两者的设计压力相同，且蒸发器和冷凝器之间带有隔离阀时，按情况有两种系统供选择：

1. 带贮液筒的泵出系统。

当机组台数较多、制冷剂用量较大时，或者蒸发器、冷凝器均需维修而需要将制冷剂全部泵出时选用，并可用此系统直接充灌液态制冷剂。

2. 不带贮液筒的泵出系统

当只需维修蒸发器或冷凝器而要将制冷剂传播送，或开机前充灌制冷剂时，采用此系统。图 2-6-78 为 19XL 制冷机不带贮液筒的泵出系统接管图。具有十个操作阀，根据不同需要，通过这些阀门的开、关组合，可以达

到制冷剂转换、充灌制冷剂、或对机组内进行抽真空等目的。在十个阀门中③④⑤⑥为泵出系统的检修阀，其余为机组的检修阀。

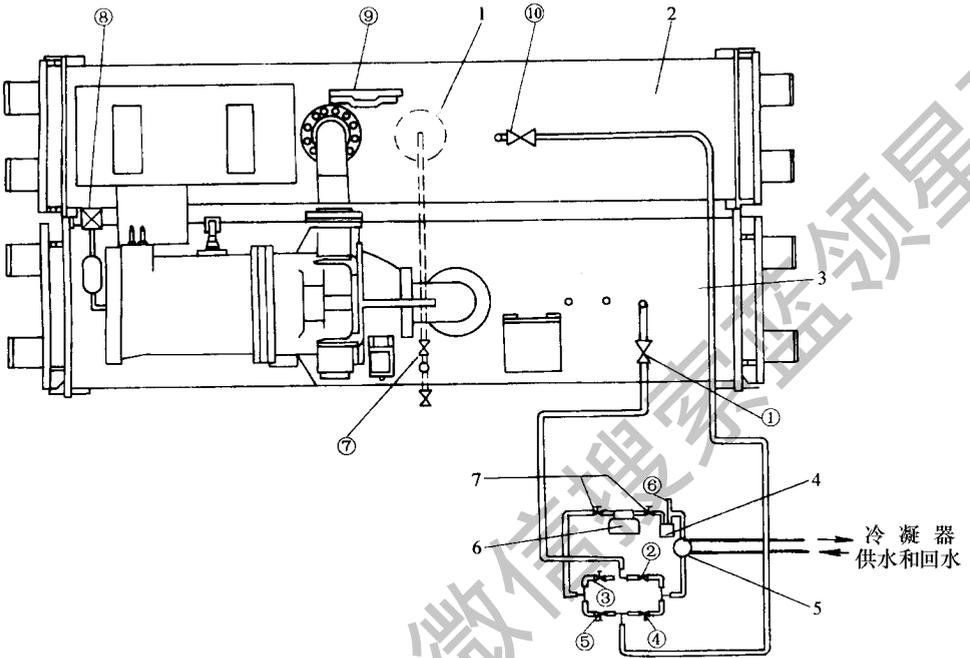


图 2-6-78 不带贮液筒的泵出系统接管图

- 1—线性浮阀；2—冷凝器；3—蒸发器；4—油分离器；5—泵出系统冷凝器；6—泵出系统往复泵
7—往复泵的吸排气阀 ①②③④⑤⑥⑩—操作阀；⑦—蒸发器隔离阀；⑧—制冷剂冷却阀
⑨—冷凝器隔离阀

(五) 闪发柜

对等熵指数大的氨制冷剂，其压缩终了温度相当高。若通过闪发柜进行中间喷入式冷却，则可节省压缩机功率，它与空调用多级循环中省功器的作用类似。对各种制冷循环下性能系数 COP 与蒸发温度的关系见图 2-6-79。图中曲线 a 为理论性能系数曲线，曲线 b 是采用闪发柜冷却后的性能系数，它最接近于理论情况而节省了压缩机耗功，曲线 c 为采用省功器冷却时的情况，曲线 d 为用水冷式表面中间冷却器的情况，曲线 e 为不作冷却时的性能系数曲线，图中画出了相应的 b、c、d、e 的循环。

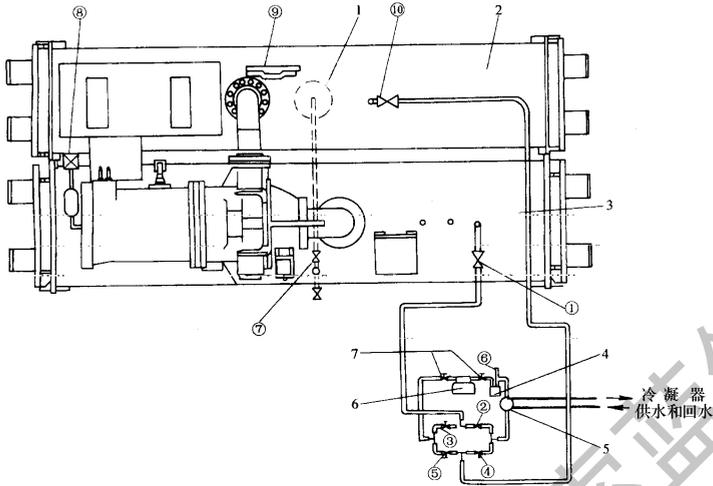


图 2-6-79 各种制冷循环下性能系数与蒸发温度的关系 ($t_k = 35^\circ\text{C}$)

- a—理论制冷系数；b—采用中间闪发柜；c—采用省功器
d—采用中间表面冷却；e—级压缩的制冷机不采用冷却时的情况

图 2-6-80 为闪发柜的示意图。热氨气由 A 入口经充填层过滤液滴并经喷水装置 2 冷却后，低温氨气由 B 出口，若氨气中含有液滴，则由挡板 1 排除。柜中的液滴沉于底部，由氨循环泵 4 打至喷水装置中冷却。

设计中要注意制冷剂气体上升速度的选用。速度过低，闪发柜体积过大而不经济，速度过高，液滴可穿过充填层和挡板而吸入离心式压缩机，使离心式压缩机的负荷加大。氨制冷剂用闪发柜内气体的空塔速度为 $0.5 \sim 2\text{m/s}$ ，灌液量以 $5 \sim 10\text{m}^3/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ 为佳，压力较高时速度要取低值。制冷剂液若积在充填层上面时，效果特别不好，因此充填物的种类、大小要予以精心选择。

六、离心式制冷压缩机的振动和噪声

(一) 振 动

高速旋转的叶轮受旋转的离心力及气体轴向力的合力作用。在正常运转时，作用于叶轮上各种力处于平衡状态，若机组出现较大的振动，则破坏这

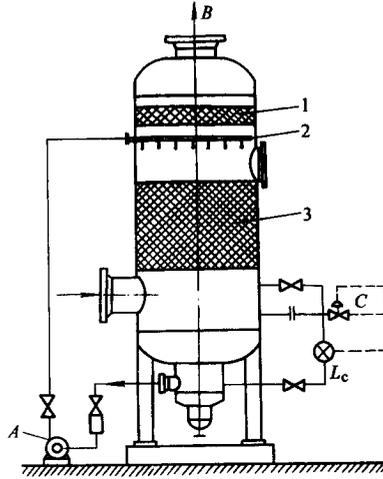


图 2-6-80 氨中间闪发柜

A—热氨气入口；B—低温氨气出口；C—氨膨胀阀

1—挡液板；2—喷水装置；3—充填层

种平衡。大的振动可使转子与固定元件之间相互接触、摩擦、挤压、冲撞而酿成大的事故，应予以注意。

1. 振动损坏机组的现象

(1) 转子在轴承间振动，当振幅的大小超过了规定允许的数值时将出现较大的噪声。

(2) 转子轴向窜动，使推力块上的巴氏合金磨损、烧熔、拉痕等。在机内会发生尖厉的金属撞击声。轴承部位振动加剧。甚至达到振幅最高时的极限值。轴承温度急剧升高。

(3) 铝叶轮与铁机壳表面接触后会发生磨损、挤烂、开裂、破碎。叶轮内孔与轴连接的平键、螺钉等变形、扭弯、断裂。机内气封、油封等磨损、挤烂。

(4) 大小齿轮的啮合面磨损、齿缺、挤烂。径向轴承巴氏合金内孔拉痕、磨损、烧熔。箱体连接部分松动等。

2. 产生振动的原因

(1) 转子的动不平衡。任何一个振动系统的物体，都具有本身的振动频率，称为该物体的固有频率。对设计好的压缩机转子也有确定的固有频率。

当离心式压缩机旋转时，转子总会受到一些干扰力的作用，如转子本身重量、材质的不均匀，加工过程中的偏差等，使转子质量产生偏心，并使转子在运转过程中产生动不平衡。当干扰力的频率（即转子旋转的频率）与振动系统的固有频率相等时，出现共振现象。现以单圆盘为例（图 2-6-81），原有转子的轴线 AOB，由于圆盘质量作用产生的挠曲如图中 AO'B 所示，称为静挠度曲线，圆盘处的静挠度为 y_{st} 。当转子绕静挠度曲线 AO'B 旋转时，在离心力的作用下，使轴进一步挠曲（图示 AO''B 曲线）。设圆盘处的挠度为 y ，圆盘的重心相对几何轴线的偏心距为 e ，圆盘的质量为 m ，则转子在旋转时圆盘的离心力为

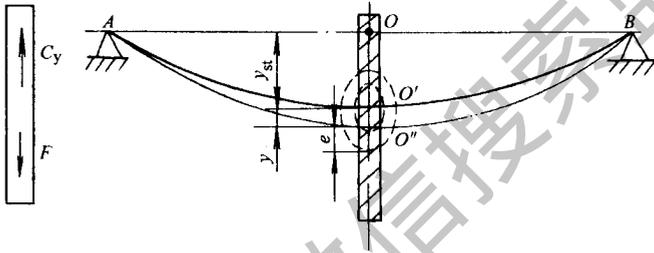


图 2-6-81 单圆盘转子临界转速分析

$$F = m(y + e)\omega^2$$

式中 ω 为圆盘旋转的角速度。若用 c 表示轴的刚度系数，则在挠度为 y 时轴作用于圆盘的弹性恢复力为 c_y 。因此，由平衡条件

$$m(y + e)\omega^2 = c_y$$

$$y = \frac{me\omega^2}{c - m\omega^2} \quad (2-6-6)$$

对于一个确定的转子其 m 、 c 是确定的，上式分母在角速度为某一值时可等于零，此时轴的挠度 y 将为无穷大，使式 (2-6-6) 分母为零的角速度称作轴的临界转速，或以每分钟的转数 n_k 表示。对多圆盘转子，上述基本概念同样是适用的。

如计入轴的质量影响，实际转子的临界转速不是一个，而是无穷多个。当工作转速 n_0 低于第一阶临界转速 $n_0 < n_{k1}$ 时，称之为刚性轴。对叶轮较重、转速较高的制冷离心式压缩机 $n_0 > n_{h1}$ ，则转子为柔性轴。一般压缩机的工作转速介于第一和第二阶临界转速之间，属于柔性轴。为确保安全，一般要求

$$1.3n_{k1} < n_0 < n_{k2}$$

影响临界转速的主要因素是转子的重量、静挠度、跨度、材质以及轴的惯性矩和轮盘在轴上的位置等。另外，还有如轴向力、叶轮的陀螺效应、叶轮等零部件与轴的装配过盈也有影响。实验表明，轴承油膜的弹性及轴承座的弹性，对于临界转速也有相当的影响。运转中如果振动过大，可能是偏心矩 e 过大，应当进行动平衡校正。

(2) 在停车或运行中由于制冷剂中含有空气或水分形成化合物而积垢在叶轮表面（有的积垢达 3mm 以上）；或者由于主轴刚度不够产生弯曲或扭曲变形、螺钉松动、齿轮破坏等原因引起较大的振动。或者推力块的磨损过大，改变了推力轴承间隙使主轴窜动，造成转子与蜗室相撞等也是造成转子振动的原因。

(3) 安装质量不良。如离心式压缩机与电动机连接时轴承孔不同心；径向滑动轴承间隙过大或轴承盖的过盈过小；梳齿密封或油封齿与转子的径向间隙过小，甚至小于主轴的挠度值，造成转子与齿尖的碰撞；在安装进、出气管时，考虑的热膨胀间隙不够而引起附加的扭曲变形，破坏了转子旋转时与固定元件的同心；机组的基础浇灌不好以致下沉或机组防振措施失效等。这些均会引起机组较大的振动。

(4) 油温过高或过低，或者油中溶入大量制冷剂时，形不成油膜或油膜不稳定，亦使转子振动。

(5) 压缩机运行在喘振工况区内，喘振的产生使得转子沿轴向往复窜动，而发生较大的振动。

在运转中必须严格监视机组的振动值，并由控制中心自动测量和控制。一般情况下机组振动的单振幅应在 $15\mu\text{m}$ 以下，控制的设定值还应按生产厂提供的资料确定。

振动值的测定是在名义工况满负荷运行并待工况稳定后测量的，测点应选择坚实的基础部位上，对单筒式机组应在换热器底座前后左右位置上，进行垂直、水平、轴向三个方向的振动测定，测试点应不少于 4 点。振动值以最大测定值为准。应注意仪表与机组连接可靠、接触良好，测量仪表与机组连接系统在测量范围内不产生共振。

若发生较大振动，可按上述情况寻找原因，然后采取针对性措施予以消除。

(二) 噪 声

离心式制冷压缩机噪声产生的原因有以下几个方面：

1. 气流动力噪声

包括旋转和涡流噪声。叶轮在高速旋转时，叶片作周期性的运动，使气流质点受到周期性力的作用，产生冲击的压力波并以声速传播，导致产生气动的噪声。这种噪声随着叶轮的转速、叶片几何形状的变化，噪声的强度也不同。有关资料介绍，旋转噪声与叶轮的圆周速度的十次方成正比，所以降低转速是减少噪声的主要手段之一。若叶轮每分钟的旋转速度为 n ，叶片数为 N_2 时，其旋转噪声的基频 f_0 (单位为 Hz) 由下式确定

$$f_0 = nN_2/60 \quad (2-6-7)$$

一般在离心式制冷压缩机中用 A 声级的大小来评价噪声大小。A 声级的特点符合人耳的听觉特性，在低频段 (500Hz 以下)，人耳的感觉不敏感，而在高频段则比较敏感。人耳对于常用 A 声级频率在 $1000 \sim 3000\text{Hz}$ 范围内的声音最为敏感。所以在噪声测量中，往往用 A 声级代表噪声的数值。

叶轮在高速旋转时因气体边界层或局部损失而产生的涡流会引起噪声。涡流噪声的频率 f_i (单位为 Hz) 可按下式计算

$$f_i = s_r \omega / L \quad (2-6-8)$$

式中 s_r ——斯特劳哈系数 $s_r = 0.14 \sim 0.20$ ，一般取 0.185 ；

ω ——相对速度，单位为 m/s ；

L ——物体正表面速度在垂直于速度平面上的投影，单位为 m ；

i ——下角，表示型波序号。

由于涡流为无规则运动，时而生长；时而衰减，因而使涡流噪声具有宽广的频率范围，它亦与圆周速度有关。据有关资料介绍，涡流噪声与叶轮的圆周速度的六次方或五次方成正比。喘振发生时，涡流噪声将大大增加。

2. 机械振动噪声

转子的不平衡以及轴承摩擦，齿轮啮合、破坏等原因所产生的振动伴随发出的噪声。有时叶片刚性不足，气流作用于叶片的振动也会产生噪声。

3. 两部件相互作用而产生的噪声

叶片旋转引起自身的振动通过管道传递，往往在管道弯曲部分发生压力

波的冲击和涡流，造成振动使噪声增大，特别是当气流压力波的频率和管道固有振动频率一致时，将发生强烈的共振，噪声突然增大，严重时会使机器破坏。

另外，离心式压缩机通过电动机、齿轮增速装置传动时，由于对中不良，引起振动而产生噪声。

总之，离心式制冷压缩机的噪声，除了机械振动噪声和共振现象外，主要是与气体压力和流量的大小有关，也即与叶轮的圆周速度和气体的流动速度有关。

一般情况下，机组噪声的测定是在名义工况下满负荷运行时测得的。测点位置应该设在离机组底平面高 1.5m，距离机组 1m，每相隔 1m 处设一个测点，每个测点测量 2~3 次，取该读数的平均值。噪声的测点在机组周围应不少于 4 点，噪声值以最大测点为准。测量的背景噪声比被测机组相应低 10dB (A)，测出的噪声值以及变工况时测得的其它参数的示意图如图 2-6-82 所示。这里要说明的是，在设计工况下 q_{vopt} 处的噪声最低，变工况时涡流等噪声则逐渐增大。在图 2-6-82 中， L_{sw} (dB) 为比声功率级， L_p (dB) 为声压级， p 为压力， η 为效率，其各自与容积流量 q_v (q_{vdes} 为设计点的容积流量) 的关系曲线。

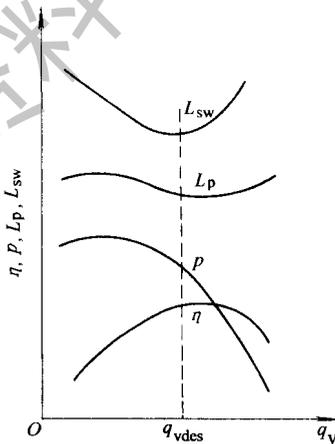


图 2-6-82 离心式压缩机的噪声和气动特性示意图

按标准规定，离心式制冷机组在名义工况下按设计规定隔热后的噪声值，开启式不大于 96dB (A)，封闭式和半封闭式视机组大小而定，最大亦

不大于 90 ~ 95dB (A)。

欲降低噪声，除了设计压缩机时注意提高流通部分的效率，处理好蜗室中蜗舌尺寸外，可在机组和管道的保温材料敷设时考虑隔声的措施。有些机组还可采用隔声墙或隔声室来降低噪声。

第五节 制冷压缩机的辅助设备

一、压缩机的冷却和冷却设备

(一) 概述

1. 压缩机装置中的冷却部位

(1) 级间冷却。

级间冷却的优劣将直接影响到压缩机工作的可靠性与经济性。

(2) 后冷却。

被压缩气体在排出压缩机后即进行后冷却，其目的是：

①改善气体品质。后冷却使气体温度降低，使气体中所含的水分与油雾便于分离。

②减少气体流动阻力损失或减小气体管道直径。排出气体经冷却后，其比容积进一步减少，因此在管径不变的情况下可减小气体流动阻力损失，或在保持流速不变的情况下减小管道直径。

(3) 润滑油冷却。

往复压缩机中的润滑油冷却是为保证其运动部分能得到粘性合适的润滑油进行润滑。在回转压缩机中，当用润滑油进行内冷却时，对润滑油的冷却主要是间接导走被压缩气体的热量，使润滑油降低温度而可循环使用。

(4) 汽缸冷却。

详见前述章节压缩机汽缸设计内容。

2. 对冷却系统与设备的要求

(1) 必须满足热力设计中对级间冷却与后冷却的温度要求, 即能释放所应导走的热量。

(2) 总传热系数高, 使冷却器结构尺寸小、重量轻。

(3) 流动阻力损失小。这在气侧可减少压缩机所消耗的功, 也减少了热交换器的热负荷(因为由流动阻力转变的热量减少了); 在水侧可减少泵的功耗; 风冷时减少风机功耗。

(4) 系统应简单、可靠, 便于清理与修理。

(二) 冷却系统设计

1. 冷却介质选择

(1) 空气: 主要用于移动式或撬装式压缩机以及缺水的场合。

(2) 水: 水能承担比空气更大的热负荷传递, 故适用于中大型压缩机。但是, 多数情况下被压缩气体后升温的水仍需由空气进行冷却, 以使水能循环使用。

(3) 润滑油: 主要用于回转压缩机内冷却, 但冷却后的润滑油也大都需由空气进行冷却, 以便进行循环使用, 仅在水源丰富时再用水冷却润滑油。

2. 风冷式冷却系统

(1) 微型风冷压缩机装置。

如图 2-6-83 所示, 其结构比较简单, 大都利用带轮轮辐作风扇, 把排气管道做成盘管(光管或带翅片); 由风扇形成的气流先通过盘管再冷却汽缸。

(2) 小型风冷压缩机装置。

为使冷却气流均匀, 中间冷却器应置于风扇进气侧, 由风扇抽气冷却, 汽缸置于吹风侧。为保证汽缸良好冷却, 应设置导流罩。

(3) 中型风冷多级压缩机装置。

图 2-6-84 为 Arid 公司天然气汽车加气站用风冷四级压缩机装置结构图。图中, 压缩机为对动式, 为方便管道布置, 组合式风冷冷却器配置在压缩机非驱动侧, 冷却能风扇由单独的电动机经皮带传动来驱动。若为立式或角度式压缩机, 且不做成集装箱式结构, 则冷却器可安置在压缩机上部。

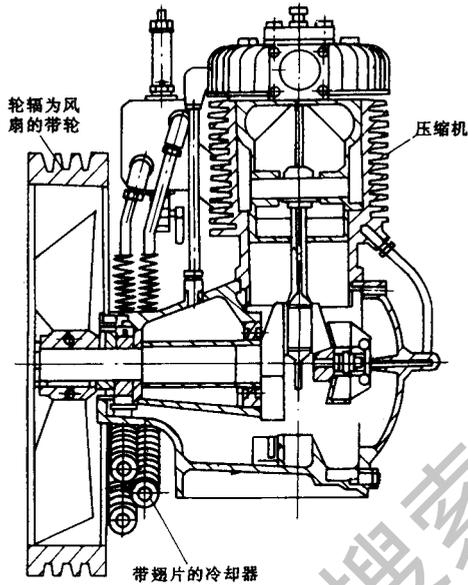


图 2-6-83 微型风冷压缩机装置

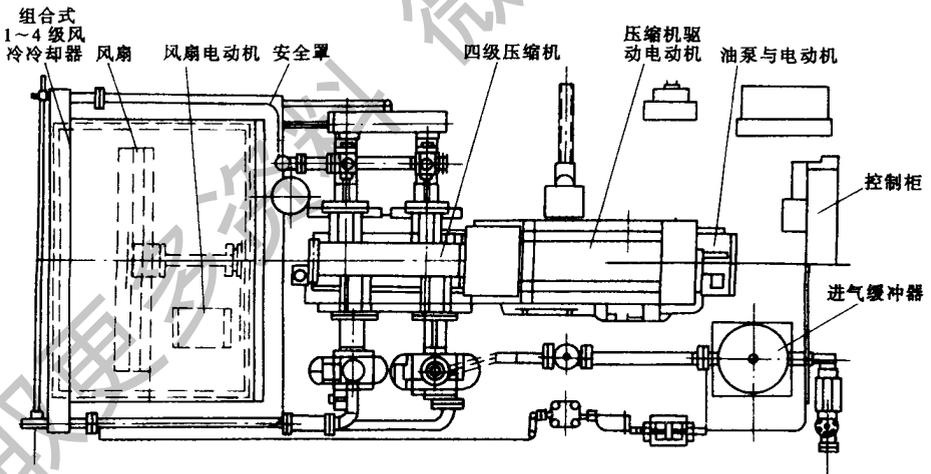


图 2-6-84 风冷四级压缩机装置的平面布置简图

3. 水冷式冷却系统

(1) 按冷却水通过汽缸与中间冷却器的顺序分类。

① 串联式冷却系统。

如图 2-6-85 所示，在串联式冷却系统中，冷却水先进入中间冷却器，再顺序流经 I 级与 II 级汽缸，最后再流经后冷却器后排出。该系统的特点是：结构简单，水温升得较高，水耗量较少。其缺点是发生故障时检查不方便。这是两级压缩机常用的形式。

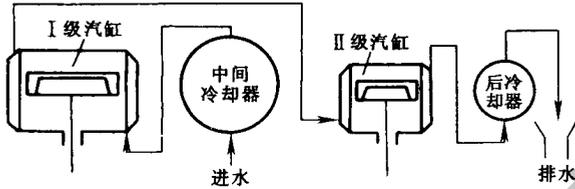


图 2-6-85 串联式冷却系统

② 并联式冷却系统。

如图 2-6-86 所示，冷却水从总进水管分别流到各级汽缸与中间冷却器，然后再分别流入总排水漏斗。这种系统的水量可分别调节，冷却效果良好，查找故障方便，但系统管线较复杂，耗水量相对于串联式要高一些。

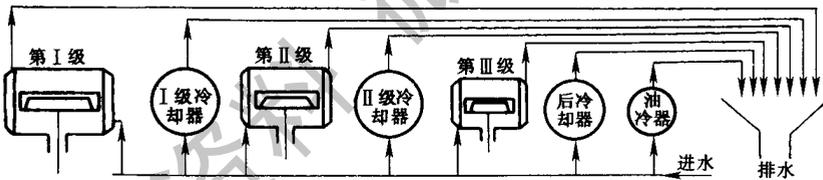


图 2-6-86 并联式冷却系统

③ 混联式冷却系统。

冷却水分别从总进水管引入各中间冷却器，然后分别导入相应的各级汽缸，最后汇入到总排水管。该系统兼有并联与串联的优点，主要用于多级压缩机。

(2) 按冷却水的应用方式分类。

① 开式冷却系统。

A. 冷却水一次性使用。当压缩机装置靠近江、河、湖泊等水源，并可直接应用时，冷却水因冷却气体而升温后，即排入水源下流处。此种场合应特别注意水质要求及是否会污染水源。一次性地使用城市供水系统的水源是

非常不经济的，仅在不经常使用的小型压缩机装置中才允许应用。

B. 冷却水循环使用。冷却水因冷却气体而升温后，再送至水冷却塔或水冷却池进行冷却，然后再循环使用。此种系统的水质容易控制，并且不会污染环境，但需定期补充水，并且对于冷却塔与管道配置及水泵要增加一次性投资。此外，泵与冷却塔中的风扇也要消耗电能，它们实际上也要加入到单位气体的耗电量中来。

②闭式冷却系统。

在闭式冷却系统中，冷却水始终置于管道内，因冷却气体而升温的水再通过专门的热交换器释放热量。导热的介质在缺水地区为空气；在有水源但不宜直接用于级间冷却（如海水）的情况下，则可考虑用水冷却，但此种热交换器应特殊设计。

二、压缩机的噪声及其控制措施

（一）噪声控制标准

人不能没有声音，一个人在绝对无声的环境中呆3至4个小时就会失去理智，但是过强的噪声对人体健康和生活有害，故需要合适地控制。这就需要建立噪声控制的标准和法规。我国已建立了一系列标准，其中在劳动保护方面有《工业企业噪声卫生标准》，环境保护方面有《城市区域环境噪声标准》，以及一些机器的噪声控制标准等。

（1）《工业企业噪声卫生标准（试行草案）》简介。

该标准规定工业企业的生产车间和作业场所的工作地点的噪声标准为85dB(A)（脉冲声除外）。这是针对每个工作日接触噪声时间为8小时来计算的。工作时间每减半一次，则可再放宽3dB(A)；若现有企业暂时达不到标准，则可适当放宽5dB(A)。

（2）《城市区域环境噪声标准》简介。

此标准所规定的城市各类区域环境噪声标准值见表2-6-2。对于夜间频繁突发出现的噪声，其峰值应不超过标准值10dB(A)（如风机、排气噪声）。夜间偶然出现的突出噪声（如短促鸣笛声），其峰值应不超过标准值

15dB(A)。

表 2-6-2 城市各类区域环境噪声标准值(等效 A 声级) (dB)

适用区域	昼间	夜间
特殊住宅区	45	35
居民、文教区	50	40
一类混合区	55	45
二类混合区、商业中心区	60	50
工业集中区	65	55
交通干线道路两侧	70	55

(3) 压缩机噪声控制标准。

压缩机属于产生噪声的高噪设备。根据 1987 年开始实行的噪声防治法规定,凡是高噪设备,必须有噪声控制指标。由于压缩机大小不一且种类繁多,因此不可能有统一的控制标准,目前只是对批量大、用途广的一些空气压缩机、制冷压缩机等制定了标准。

(二) 压缩机噪声源

1. 概述

压缩机是一种高噪设备,从声源控制噪声是噪声控制最根本且有效的措施,为此首先必须对压缩机的噪声源及其特性进行分析。

压缩机的噪声频率比较宽广,一般有影响的主要峰值频率都在 20 ~ 2000Hz 之间。压缩机的噪声源是一种综合性的机械噪声源,从性质上讲,它包含了机械性噪声和空气动力性噪声两种类型。从发声部位上讲,压缩机的各个零件都会发出噪声,只是噪声的强弱与频率的高低有所不同,而各种压缩机的噪声源部位及其传递途径大体上是类似的。

2. 噪声源

(1) 气缸内气体压力变化产生噪声。

当压缩机工作时,汽缸内气体压力发生周期性变化,这种气体压力变化产生缸内的气体声,同时激发起活塞、汽缸、缸盖、连杆、机体等零部件的

振动、冲击而发出固体声，这是产生压缩机噪声的重要来源。

(2) 切向力波动引起噪声。

往复压缩机切向力的波动会引起压缩机倾覆力矩的波动，从而引起机器的摇摆。它们会引起机器较大的摇摆角振动，有时还会引起曲轴启动时的扭转共振。高频波动还会引起与压缩机本机相连的某些中冷器、管道等部件的强烈振动，从而使后者辐射出高频共振噪声。

(3) 活塞（或十字头）敲击激振。

对于无十字头的活塞压缩机，作用在活塞上由气体力、惯性力所引起的侧压力在一个工作循环中要改变正负号，加之活塞与汽缸间存在着间隙，这就必然引起活塞由一侧向另一侧的横向运动，从而敲击汽缸。由于活塞销上作用着粘性阻力，以及活塞质心与旋转中心不重合而使活塞产生摆动，故敲击汽缸是由活塞横向运动和摆动共同形成的。这种敲击在一个工作循环中可多次发生，但以上止点的敲击最为严重。敲击是瞬时突加载荷，具有很宽的频率成分。敲击力波的传播途径是直接通过汽缸传到机身上。这种冲击载荷很容易激发汽缸、机身在高频范围内的固有频率的振动和噪声，一般敲击噪声在 $1 \sim 4\text{kHz}$ 范围内。

一般对于启动时的高转速、大直径汽缸的单作用压缩机很容易产生活塞敲击。对于带十字头的压缩机，十字头也会发生对滑道的径向敲击，其性质与上述活塞敲击汽缸类似。对于卧式双作用压缩机产生敲击的因素中，除了侧向力的变向外，十字头本身重力的存在也起重要作用，特别是在卧式对称平衡式压缩机中的某一侧（与压缩机曲轴旋转方向有关）。十字头敲击机体的滑道比较严重，这说明是与该十字头重力作用相关的。

(4) 气阀噪声。

气阀的启闭以及气阀通道处气体流动的变化都会引起气阀处的气体声和固体声。排气阀噪声由下列部分组成：

① 阀片的敲击声。阀片在开启时敲击升程限制器，关闭时敲击阀座，故在一个工作周期中产生两次敲击。随着阀片升程增加、转速增加，敲击噪声也将增大。通常以敲击阀座的噪声较大，尤其是当阀片延迟关闭时，阀片关闭瞬间的撞击速度的幅值很大，故产生较大噪声。

② 涡流噪声。高速气流流经气阀通道，产生大量涡流，从而形成宽频带连续的中、高频气流噪声。

③ 阀片自激振动声。对于弹簧力太大的气阀或无升程限制器的舌簧阀，阀片会出现颤振，其振动频率近似等于阀片的质量弹性系统的固有频率。颤振也会增加敲击阀座或升程限制器的次数，从而增加噪声。当阀片延迟关闭时，会引起气流倒灌，从而也会激发弹性阀片固有的自激振动声。

(5) 阀室与进、排气管系中的噪声。

把进、排气阀腔和与之相串联的气体管道分别看成一个进（或排）气系统，当阀片周期性启闭时，在气阀口处对进（或排）气系统产生一个相应的周期性变化的速度脉动、压力脉动和气体噪声。

进、排气系统中的气柱共振将激发起相应阀室和进（或排）气管道壁面的振动，进而向周围辐射空气噪声，并且排气管道的振动又会激发起与它刚性相连的缓冲器或储气罐壁面振动，从而又向周围辐射噪声。

尚需补充的是，当进、排气管道中存在截面变化，或者管道方向有所改变时，管内气柱的压力脉动将会使进、排气管壁产生交变力，从而引起进、排气管道的振动与声辐射。当管内气柱共振时，压力脉动值更大，上述管道的振动与声辐射更强烈。

(6) 压缩机结构表面辐射的噪声。

压缩机内部产生的各种脉动压力和脉动力的激发通过各自的传递途径传至压缩机结构的外表面，引起壁面的振动，从而向机器周围辐射出空气噪声。在总噪声源中，它是最重要的噪声源之一。此类结构噪声可分为压缩机本体的结构表面辐射的噪声和压缩机附件的外表面辐射的噪声。

① 压缩机本体的结构表面辐射的噪声。

压缩机的零件（如活塞、活塞杆、十字头、连杆、曲轴等）都属于弹性零件，并且多用螺栓连接方式连接在一起，形成内部传力机构。它们本身在气体力、惯性力、侧向力、摩擦力等脉动载荷的作用下被激发起多种形式的局部弹性振动，此振动通过各种传递途径以波动的形式最终传递到由汽缸、缸盖、机体、曲轴箱等组成的外部承载结构，引起外部表面的振动，从而向周围辐射空气噪声。

② 压缩机附件外表面辐射的噪声。

压缩机某些附件的外表面有时也会辐射很强的噪声，它们不属于压缩机本体结构，但都与压缩机本体结构有某些部分的相连。比如有些固定支撑在压缩机本体外部承载结构上的冷却器、仪表架板等附件，当其固有频率与压

压缩机本体结构振动的激发频率吻合时，也会产生强烈振动。虽然属于局部振动，但是由于这些附件往往是板壳结构，因此辐射出的空气噪声也很大。

(7) 风扇噪声。

对于风冷式压缩机，风扇噪声也是压缩机噪声中的一个重要噪声源。在风冷式电动机中，风扇噪声也是电动机噪声中的重要噪声源。

风扇噪声主要是空气动力性噪声，此噪声主要由旋转噪声与涡流噪声组成。

① 旋转噪声。

旋转噪声是由于旋转的叶片周期性地打击空间某固定点的空气质点，从而引起空气的压力脉动分量，产生相应的压强脉冲而形成的。

② 涡流噪声。

风扇叶片在转动时会使叶片后面的周围气体产生涡流。这些涡流由于粘滞力作用又分裂成一系列小涡流。这些涡流及其分裂的小涡流均使空气发生扰动，形成压缩与稀疏的变化过程，从而产生涡流噪声。

当风扇在设计工况点处运转时，效率最高，噪声最低。偏离设计工况时，特别是当风量向小的方向偏离时，噪声增加，因为此时产生附面层脱离，尾迹宽度增加，涡流增多的缘故。

(8) 带传动的噪声。

用带和带轮传递动力时，常会发生传动带的横向振动，尤其是当激发的频率与其固有频率一致时，其共振的拍击运动趋于强烈，而产生较大噪声。

当发生共振时，可通过改变带长度、张力、线速度等使其固有频率改变，避免与扰动的干扰频率重合和共振，从而可降低噪声。

(9) 电动机噪声。

电动机噪声由通风噪声、机械噪声及电磁噪声等组成。一般，通风噪声较大，机械噪声中的滚动轴承噪声次之，滑动轴承的噪声较小。电磁噪声是电动机中特有的噪声，它实际上也属于机械性噪声，是由定、转子间的气隙中的谐波磁场产生的电磁力波引起的。该力波在气隙磁场中旋转，对于空间固定点而言，该力波所呈现的力的幅值随时间的变化是脉动的。脉动力的大小与磁通密度的平方成正比，它的切向分量形成转矩，有助于转子的转动，但交变切向分量和交变径向分量部分就引起了定子与转子的振动，从而辐射出电磁噪声，频率一般为 100 ~ 4000Hz。引起定子径向振动所辐射的噪声是

主要的电磁噪声源。研究表明，虽然这种电磁力直接作用在齿和磁极上，但磁噪声的主要根源不在齿和磁极的振动，而是来源于定于磁轭的振动，后者比齿和磁极的振动幅值大数十倍。

(10) 齿轮噪声。

节线冲力与啮合冲力是引起齿轮在啮合过程中产生振动从而辐射噪声的基本原因。一对齿轮在一个啮合周期中轮齿间并不全是互相滚动而且相对滑动的。在啮合开始及结束时，相对滑动速度达到极值，但其方向相反。当啮合点处在中间位置，即处在两节圆的切点位置时，滑动速度等于零，并且改变方向，从而使滑动摩擦力改变方向，产生一个冲击力，称为节线冲力。该力的方向垂直于啮合线方向。

啮合冲力是由于轮齿在啮合开始与终止瞬间使齿上所受的传递力发生改变。这种改变的力的作用将引起轮齿产生偏离正确位置的变形，从而使配对齿之间产生冲击，这种冲击产生的力称为啮合冲力。当齿轮制造和安装不正确时，也会造成轮齿偏离正确位置，从而产生这种冲击的结果。啮合冲力是沿着啮合线方向的。

上述这种齿与齿之间的周期冲击使齿轮产生啮合频率的受迫振动和噪声。

除了上述基本原因外，还有齿轮旋转不平衡力，或齿轮单齿跳动，或齿轮轴所承受的波动的负载转矩所引起的与转速一致的低频振动和噪声（ n 为主动或从动齿轮的转速），有时也会出现该转动频率的高阶谐波频率的噪声。

此外，齿轮受到外界激振力作用时会产生瞬态自由振动，从而发出固有振动频率的噪声。一般高阶固有频率的泛音多数会在很短时间内消失，齿轮的基频与齿轮直径的平方成反比，与齿轮厚度成正比。当齿轮的啮合频率与其固有频率互为整数倍时，将产生强烈共振，从而辐射出很大的噪声。

(三) 压缩机噪声的控制

压缩机噪声源产生的部位有很多，但按其性质可分为机械性噪声源和空气动力性噪声源两大类，故压缩机噪声的控制可从机械性噪声的控制和空气动力性噪声的控制两个方面来进行。

1. 机械性噪声的控制

机械性噪声的控制应从控制振动、撞击及它们的传递入手，这就需要降低激振力、降低受激系统的响应和减少受激系统的声辐射面积等。

(1) 降低激振力的措施。

① 减少运动部件的冲击。

A. 改变衔接处的接合方式。例如，带传动的带接头，由对接改成斜接，可减小冲击。再如，在齿轮传动中用斜齿代替直齿，以减少接合处的冲击，从而降低噪声。

B. 降低进、排气阀片的升程 h ，可降低阀片撞击阀座的速度，因为后者正比于 ωh (ω 为机器主轴旋转的圆周速度)。由于 h 降低，则冲击速度降低，冲击力就降低。再者，齿轮的线速度降低一半，噪声可降低 6dB (A)。

C. 采取冲击隔离，以降低冲击激振力。例如，在压缩机中采用气垫阀，利用小孔气体的缓冲阻尼，以降低撞击阀座的冲击力，可以降低噪声。

D. 采取足够的润滑，以减少摩擦力。因为摩擦力能激起物体固有频率的振动，摩擦力也是一种激振力。无油润滑压缩机比有油润滑压缩机的噪声高，其原因就在于前者的摩擦力大。

E. 选择合理配合，避免间隙过大。减小配合间隙可以减小冲击。例如，连杆大、小头孔处的间隙减小，或者活塞与汽缸间的间隙减小都可使噪声下降。汽缸与活塞之间的间隙由原来一般的间隙减小到 0.05 ~ 0.10mm，则噪声比正常间隙下降 3 ~ 5dB (A)。减少球轴承的径向间隙也可达到降低噪声的目的。

F. 在往复式压缩机中，采用活塞偏置或汽缸偏置可降低活塞对汽缸的敲击力和敲击声。

② 提高平衡精度。

A. 对飞轮、带轮等进行静平衡，以减少这些零件旋转时由于不平衡质量而产生的离心力。

B. 对旋转主轴进行静平衡、动平衡试验，以降低不平衡的离心力和力矩，从而降低主轴部件的低频噪声，进而大大降低由于主轴不平衡所引起的整机振动所激发的噪声。对压缩机中的螺杆转子或多拐对称形曲轴，要进行静平衡和动平衡试验。

C. 对于往复式压缩机，减少不平衡惯性力和惯性力矩是减小机器整体振动的特别重要的措施，这可通过正确设计与平衡试验来达到。

③其他直接降低激振力的措施。

A. 在往复式压缩机中，降低往复质量（如用铝活塞代替铸铁活塞）可大大降低不平衡的往复惯性力，从而降低激振力和振动。

B. 降低转速，可降低相对运动的零件之间的冲击力，也可使由不平衡质量所产生的不平衡惯性力得以降低。

C. 对于多列压缩机，选取合适的曲柄间的夹角，使合成总切向力脉动减小，可降低曲轴的扭转振动。减小扭转振动，可降低它对机体的振动和噪声的激发。另外，加大飞轮矩，可减小转速的波动，从而减小所引起的附加惯性力。

D. 对于往复活塞式压缩机，提高行程缸径比则可降低活塞力，从而减小激振力、振动和噪声。

E. 利用动力吸振器产生补偿力，以抵消原激发力，从而消除或降低主系统的合成激发力和振动。该动力吸振器是无源的。现在开发的一种有源主动控制振动装置，其原理也类似，也是通过产生补偿力来抵消原激发力，从而控制振动的。

(2) 减少声辐射部件对激振力的响应的措施。

①防止共振。

当激振频率与固有频率相等或相近时，部件系统会发生强烈振动和声辐射，这就是共振的后果。此时，部件结构的动刚度显著下降，响应振幅急剧增加。为了防止共振，若不改变激振频率，则可以改变受激部件的固有频率，使固有频率远离激振频率。两者远离，则动刚度就高，振动幅值就小。增加动刚度的措施有：

A. 在一定条件下提高静刚度，使固有频率远远高于强迫频率而提高动刚度，这又可采取下列措施：

a. 配置加强肋，可在不太增加重量的情况下大大提高静刚度，尤其是弯曲刚度大大提高，从而降低振动和噪声。

b. 增加壁厚。例如，增加轴承座壁厚，不仅可增加刚度，而且也增加了振动质量，从而提高了机械阻抗。

c. 箱体零件开口的内壁用拉压杆固定支撑，可大大增加刚度。例如，对称平衡式压缩机的曲轴箱用拉压杆支撑，可大大增加刚度，减少振动。

B. 当系统的固有频率已处于低于激振频率的范围内时，若再使振动系

统的部件的质量增加或加设弹性装置（如加设弹簧或橡胶垫等），则可使整个系统的固有频率远远低于激振频率，从而提高动刚度，使在同样的激振力下减少振动的响应。

此外，正确安置激发源的位置可抑制共振。例如，对于恒速源，让其处于速度腹点处就不易激发共振。

另外，提高声辐射部件的临界频率，使其大于入射的扩散声波的干扰频率，也可大大降低辐射声，因为低于临界频率的低频共振模态具有很低的辐射比（辐射效率），故声辐射较少。

②增加结构阻尼。

阻尼对共振时的振幅峰值抑制有决定性作用，它阻碍物体作相对运动，并将运动的能量转变为热能。增加结构阻尼的方法有两种：

A. 增加接合面间的摩擦阻尼。例如，用铆接、螺接代替焊接，可获得较大阻尼。采用间断焊缝代替连续焊缝也可以增加阻尼。

B. 采用高内阻尼材料，具体方法又可分成四种：

a. 直接用高内阻尼材料，可采用橡胶件作为高内阻尼材料。例如，在一轴承箱中，采用含橡胶阻尼的由弹性材料制成的衬套，安装在轴承外环与轴承座孔之间可获得阻尼，从而吸收振动能量，实验表明可使振动振幅降低80%以上。又如，采用铸铁铸造的机器壳体代替焊接壳体，由于前者的内阻尼比后者大，故可明显降低噪声。此外，也可用低噪减振钢，将它用于气阀中的阀座材料可降低冲击噪声。

b. 采用复合材料，即采用由高分子聚合物作为阻尼材料，再与薄金属板进行复合的一种结构板材。复合材料适合制作盖板、隔声罩、消声器壳，可有效抑制振动。这种振动在板壁较薄时本来是容易出现较大振幅的，而用了复合材料后，由于有了阻尼控制，因此该振动振幅得到了有效抑制和衰减。

c. 在原结构材料上附加内阻尼材料。附加时可有两种方式：一是采用自由阻尼层，在原结构本体材料上利用粘接、喷涂一层高内阻尼材料，如沥青基制成的胶泥减振剂、聚合物或油漆腻子及一些阻尼涂料等；二是采用约束阻尼层，其最终结构同上述的复合材料，是在上述自由阻尼层的外侧再粘附一层极薄的金属板作为约束带而形成的。在弯曲振动时，由于约束带与板本体的约束，夹在当中的阻尼层会产生交变的剪切变形而耗损能量，因而产

生比自由阻尼层更好的阻尼效果。

d. 利用泵流阻尼。将壳体制成直接焊在一起的双层壁结构，双层间留有极小的间隙，当产生振动时，间隙内陷入的气体急剧挤压，速度极高而形成阻尼。此种方法曾应用在消声器壳体结构中，可以达到降低 7dB (A) 左右的噪声的效果。

③ 隔离固体声的传播。

利用弹性元件来隔离振源，使高频振动能量反射回原振源，而不致传递开去，不致传递到较大的受激系统的辐射表面，从而降低振幅响应，如采用弹性离合器、壳体的弹性支承、滚动轴承外圈的弹性支座等。

在整个压缩机机组的底座上加装弹性隔振装置可使固体声（机械性噪声）较少地传播到与之相邻的、具有更大辐射噪声能力的物体上去，以避免更大的响应。

上述隔振降噪原理广泛应用在无基础压缩机、撬装式压缩机、带胶轮的移动式压缩机以及冰箱、空调用的全封闭压缩机中。

(3) 减少声辐射部件的辐射面积的措施。

声辐射部件的辐射面积应尽量设计得小一些，因为振动面的辐射声功率与体积速度的平方成正比，而体积速度又与辐射面积成正比。例如，对于同类型的压缩机，将采用方形外壁的汽缸与圆形外壁的汽缸进行比较，由于前者的表面积较大，故声辐射功率较大，噪声要高一些。另外，由于大面积不仅能有效地辐射高频，也能有效地辐射低频，而小面积只能辐射高频，却不利于辐射低频（因为辐射部件的尺寸大于某波长的 $1/4$ 时，才能很好地辐射该波长的声音），故减小辐射面积，可大大降低噪声。若总辐射面积不能减小，则可将大面积分隔成几个小面积，这样可使低频声辐射的部分减少，从而使总噪声得以降低。

为了减小声辐射面积，应尽量避免不必要的能漏声的孔、洞、窄缝等存在，因为这些孔、洞、窄缝的声辐射效率特别高。当必须要加某些吸、排通气孔以及加油孔等时，则可采取减小孔的面积、增加孔道的长度的方式或加以消声处理，以增加声阻抗，减少这些孔、窄缝的辐射声能。

(4) 降低电磁噪声的具体措施。

电磁噪声也属于机械性噪声，其控制途径原则上与上述相类似，具体的可归结为下列措施：

①定子或转子采用斜槽或斜极，使径向力波沿电动机轴线方向上发生位移，因而轴向的平均径向力降低，减小振动和噪声。

②采用正弦绕组，以便减小谐波磁势，从而减小噪声。

③缩小定子、转子槽开口宽度或采用闭口槽，以减小气隙磁导谐波。

④通过降低气隙磁通密度，降低径向力幅值和噪声。因为径向力与气隙磁通密度的平方成正比，而振动幅值与径向力成正比，又由于声功率近似与振动的幅值的平方成正比，故当气隙磁通密度减小一半时，声功率级可降低12dB。

⑤适当加大气隙 δ ，以减小谐波磁场幅值。 δ 加大一倍，声功率级可降低12dB。

⑥防止共振。使定子、端盖、转子及整机的固有频率与主要力波的频率不一致，以避免发生共振。

⑦加强定子的刚度。如增加定子铁芯的磁轭高度 h ，可大大增加定子刚度，因为刚度与 h^3 成正比，振动的幅值与刚度成反比，而声功率正比于振幅的平方。

⑧使定子铁芯与机座连接具有一定的柔性，可降低切向振动的传递，避免引起与之相连的其他部件的共振。

⑨用清漆或环氧树脂把定子叠片完全粘在一起，并填充铁芯与机座之间的间隙，这样就能增大电动机的内部阻尼，从而降低噪声。

2. 空气动力性噪声的控制

在压缩机的进、排气系统的气流通道以及与这些通道相连的腔室、容器中，均有空气动力性噪声存在，应采取下列控制措施：

(1) 在进、排气管或气阀中降低其通道内的气流速度，以降低紊流噪声。

(2) 尽量减少气道中出现截面变化、转弯的现象，以便减少激振力。

(3) 尽量减少各种管道中的阀门，以减少自激振动，避免高速紊流通过扼流区产生空穴噪声。

(4) 对于活塞式压缩机，应采用多列汽缸的合理配置、以及采用同级双作用汽缸，或使同级汽缸间的进气管或排气管并联，这些均可使相应的进、排气系统中的压力脉动得以降低，从而减小气体激振力。

(5) 避免出现压力突变。对于具有内压缩的螺杆、滑片压缩机，其内、

外压比最好要相等，以避免压力突变。对于罗茨风机或齿轮泵等不具有内压缩的机械来说，其汽缸中的流体排出时的压力突变不可避免，此时应增设过渡边或者采用卸荷槽，以避免封闭容积中产生因流现象，从而减少其中的压力突变的幅度。在活塞式压缩机中若增大余隙容积，也可减少汽缸内压力突然降低（指膨胀时）的速率。

(6) 加设或增大缓冲器，可以减少压力脉动，从而降低噪声。缓冲器容积愈大，声频率愈高，降低噪声愈多。缓冲器应放在近汽缸的管道中气柱的压力腹点处，避免因共振而失效或减效。

(7) 调整容器的尺寸和管道的长度，从而改变气柱的固有频率，使该频率避开激发力的频率，同时也避开结构体本身的固有频率。若三者的频率相同或相近，则噪声最为严重。例如，当气流流经换热器管束产生卡门旋涡的频率与气室空间的驻波频率及构件壁固有频率相接近时，由气流激发的振动和噪声将更为严重。为此，在设计时要将三者错开，使其失谐，以避免共振或减弱共振。

(8) 增设或调整反射面，避免各个固有频率重叠，降低峰值频率的幅值。例如，冷却器中的平行壁间会产生驻波，为此可在位移驻波的波腹处加设隔板，进行反射，从而避免固有频率重叠，同时也可进行合适的波的干涉，使波谷与波峰相加，从而减小波的峰值。也可在冷却器中装设不等距离的隔板，使各驻波频率不重叠。

(9) 在声压力驻波的节点处的管端增设孔板，孔板直径按手册计算。

(10) 在储气罐内悬挂吸声体，以减小罐内气柱的驻波效应，降低声压幅值，从而减小储气罐辐射的结构噪声。吸声体应放在速度驻波的腹点处，以增加吸声效果。

(11) 在压力突变处加设赫姆霍尔茨共鸣器，以吸收脉动能量，降低压力脉动。对全封闭压缩机的试验表明，装设赫姆霍尔茨共鸣器后，汽缸内2000~3000Hz的压力脉动分量得到了很大衰减，示功图上排气过程的压力脉动的高频峰值大大减小，压缩机的噪声降低了5dB(A)。

(12) 在压缩机进、排气管道中装设消声器，将声波反射回声源或吸收掉一部分，从而使向外辐射的空气动力性噪声大大减小。

(13) 加装隔声体、隔声罩、隔声间或采用全封闭式压缩机，以阻挡、衰减气体噪声的向外传递或辐射。

(四) 压缩机中的隔声降噪设计

1. 吸声

当室内有声源辐射噪声时，室内的受声点除了可以听到由噪声源传来的直达声外，还可听到由平整、坚硬的室内四周壁面多次来回反射形成的反射声（混响声）。如果在室内四周壁面或空间悬挂、敷设一些多孔吸声材料或吸声结构，则可以降低反射声，从而降低室内总的噪声强度，这就叫吸声处理。这种吸声技术除了用在车间、办公室等室内外，也可用在压缩机的隔声罩、储气罐、空调风道及阻性消声器中。

(1) 多孔吸声材料。

常用的多孔吸声材料有玻璃纤维、矿棉板、木丝板、甘蔗板、泡沫塑料、多孔陶瓷和膨胀珍珠岩等。多孔材料中的微孔必须要通到表面，形成开孔，当声波透入后，引起空气分子振动，在微孔内与孔壁形成摩擦。利用空气中的粘滞损失，使声能变为热能而消失。

(2) 隔声室（罩）内的吸声降噪。

当室（罩）内有一不变声功率的声源时，一般的吸声处理可使室（罩）内的噪声下降 3 ~ 10dB 左右。

室（罩）内的吸声处理也可推广运用到储气罐、缓冲器、冷却器、进（排）气腔以及全封闭压缩机机壳内。

2. 隔声与隔声罩

隔声用在风道及隔声间中，以隔绝气体声。气体声的隔声问题属于声波透过一层具有不同的特性阻抗的介质进行传播的问题。

隔声罩是一种隔断气体噪声的装置。把噪声较大的部件或者整台机器用隔声罩封闭起来，可以有效地控制噪声的外传，减少噪声对周围环境的影响。当然，设置隔声罩会给维修、监视压缩机、安排管路、布置仪表等带来不便，成本也会有所提高，并且由于隔声罩所用的材料和结构一般都不利于机器的散热，从而增加机器温升，因此有时需要通风，以加强冷却罩内的空气。在解决完这些问题后，隔声罩仍然是一种可取的降噪的有效措施。隔声构件的组成如图 2-6-87 所示，隔声罩与管路连接如图 2-6-88 所示。

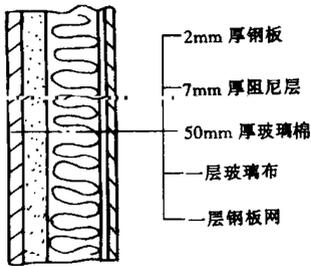


图 2-6-87 隔声构件的组成

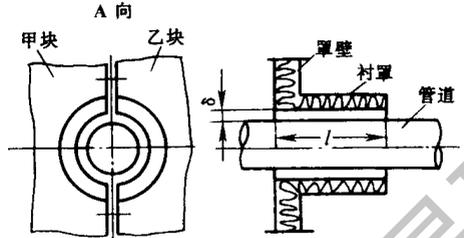


图 2-6-88 隔声罩与管道连接

(五) 消声器及其设计

消声器是阻止声音传播而允许气流通过的一种器件，是消除空气动力性噪声的重要技术措施。

消声器的形式有很多，主要有阻性、抗性和阻抗复合型消声器等。图 2-6-89 示出了这些消声器的部分形式，(e) ~ (g) 为阻性消声器，(1) (m) 为阻抗复合型消声器，其余均属于抗性消声器。

1. 阻性消声器

阻性消声器是由阻性元件组成的消声器。所谓阻性元件，是指在声学系统中能产生能量损耗的元件。

按照气流通道几何形状的不同，阻性消声器可分为直管式、片式、蜂窝式、折板式和声流式等多种形式，图 2-6-89 中的 (a) ~ (e) 分别示出了它们的结构简图。它们是利用贴附在气流管道内表面的多孔材料与声流（或气流）接触来吸收声能的。

2. 抗性消声器

抗性消声器是由声抗性元件组成的消声器。声抗性元件是对声压变化、声振速变化起反抗作用的元件。它们不仅不消耗声能，而且还可储蓄与反射声能。

抗性消声器有扩张式、共振腔式、微穿孔板式和干涉式等多种形式。图 2-6-89 中的 (h) ~ (k) 和 (n) 分别示出了它们的结构简图。抗性消声器是利用腔与管的适当组合，以达到两种作用从而消声的：一是利用管道截面突变（即声抗的变化），使沿管道传播的声波向声源方向反射回去，从而

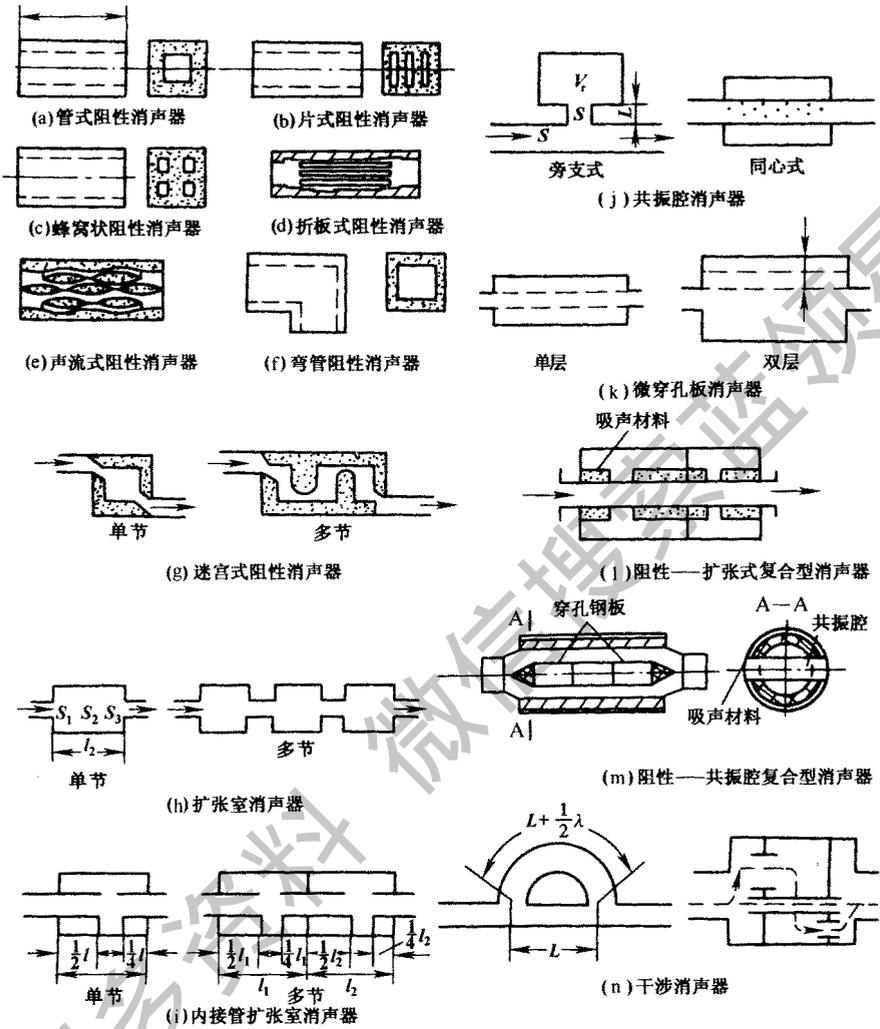


图 2-6-89 各种消声器的形式

使声能反射回原处；二是利用几个界面的反射，使原来第一个向前传播的声波又回到原点，并再次折回向前传播，该点与尚未被反射的第二个向前传播的声波汇合，而且两者振幅相等，相位相差 180° 的奇数倍，从而互相干涉而抵消。

(1) 扩张室消声器。

① 单节扩张室消声器。

这种消声器如图 2-6-89 (h) 所示。

②进、出口截面不等的单节扩张室消声器。

这种消声器的出口截面不等于进口截面。

③缓冲器。

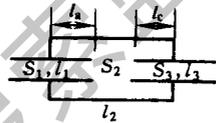
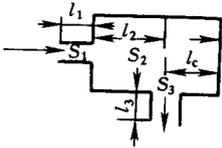
当单节扩张室消声器的长度较短时，此时的扩张室已成为集总参数的元件——声顺，是一种低通高阻滤波器（缓冲器）。

④侧面出口的单节扩张室消声器。

这种消声器如图 2-6-90 所示。

⑤带有内接管出、入口的单节扩张室消声器。

这种消声器如图 2-6-91 所示。



S—截面积；L—长度

图 2-6-91 带内接管的单节扩张室消声器

图 2-6-90 侧面出口的空腔

⑥文丘利管式的消声器。

文丘利管是一种渐缩渐扩器，用它作为一种内接管的形式插入到单节扩张室中去，就形成了文丘利管式的消声器。图 2-6-92 为一常用的文丘利管式进气消声器的结构示意图。它是一个具有侧面声波进口与内插管声波出口的扩张室消声器。内插管做成文丘利管的形式，其消声原理与图 2-6-91 相同，只是文丘利形插管不再是一直径不变的管，其横截面面积按指数规律变化，故低频声的辐射性能较差，因而具有良好的低频消声效果，适合活塞式压缩机的进、排气噪声的控制。

⑦外接管双节扩张室消声器。

如图 2-6-93 所示，室（1）与室（2）的截面积均为 S_2 ，长度均为 l_2 ，外接管长度为 l ， S_d 、 S_1 、 S_3 分别为进、出口截面积， $S_1 = S_d = S_3$ 。

⑧内接管双节扩张室消声器。

如图 2-6-94 所示，内接管的截面积和管长分别为 S_d 、 l_d 。

⑨孔形扩张室消声器。

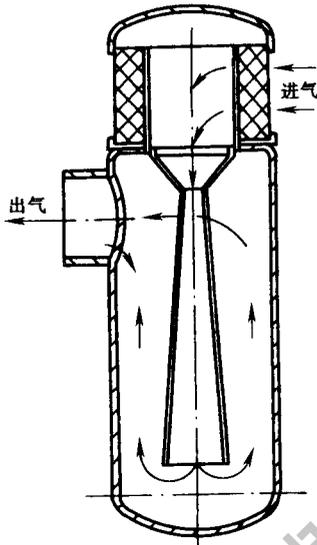


图 2-6-92 文丘利管式进气消声器的结构示意图

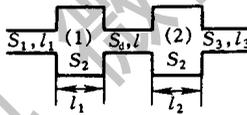


图 2-6-93 外接管双节扩张室消声器

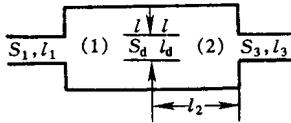


图 2-6-94 内接管双节扩张室消声器

图 2-6-95 为一种孔形扩张室，它是将图 2-6-94 中的内接管退化成一个孔而成的。该孔具有当量长度 $l_2 = 2 \times 0.785r$ 的短管作用，其中 r 为内节孔的半径。

(2) 共振腔式消声器。

与扩张室消声器相比，共振腔式消声器具有消声频带较窄、共振频率附

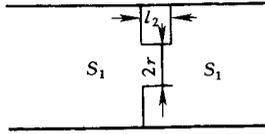


图 2-6-95 孔形扩张室消声器

近消声量较大的特点。

共振腔式消声器只在一定频率下具有特别高的消声量，且消声频带范围较窄，故这种消声器适用于具有单峰值频率且峰值较突出的高噪声场合，并要求其固有频率与声波的主要峰值频率一致。

(3) 微穿孔板式消声器。

微穿孔板式消声器是利用微穿孔板吸声结构制成的消声器。微穿孔是指直径小于 1mm 的孔，通过选择不同的穿孔率以及穿孔与其后面腔壁之间的距离的组合来满足在较宽频率范围内的消声要求。这种组合能起到阻抗复合式消声器的作用，故也可将该种消声器归到阻抗复合式消声器一类中去。其结构如图 2-6-89(k) 所示。

微穿孔板式消声器在较宽的频率范围内具有良好的消声效果。加上微穿孔板多用金属板制成，能耐高温，耐水，耐气冲击，不怕被气流冲走，这是其他一般阻性吸声材料所不及的。

(4) 干涉型消声器。

干涉型消声器的结构如图 2-6-89 中的 (m) 所示。其支管比主管长，并且多出的长度正好是声波波长 $1/2$ 的奇数倍，这样支管声波与主管声波汇合，发生干涉而抵消，从而实现消声。近代出现的电子有源消声器也是利用声波的干涉来消声的，故也属于干涉型消声器。它对于低频噪声的控制和个人防噪、局部防噪尤为合适。图 2-6-96 是在近管道出口处装一个单极有源消声系统的布置示意图。所谓单极，是指次级声源（扬声器）只有一个。整个系统的消声原理是这样的；传声器接收从噪声源传来的噪声，经过延时、反相并放大后，由扬声器辐射二次噪声，并在操作中调节合适的放大倍数和相移（或延时），使二次噪声与原噪声的幅值相等。相位相差 180° ，从而使二次噪声与原噪声相抵消，使管道下游的噪声得到抑制。

3. 阻抗复合型消声器

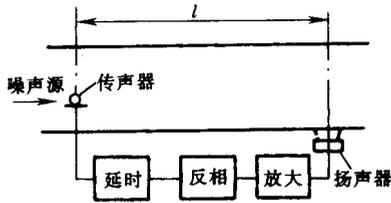


图 2-6-96 单极有源消声系统

将阻性消声部分与抗性消声部分串联起来就可形成阻抗复合型消声器，如图 2-6-89 中的 (1) (m) 所示。一般阻抗复合型消声器安排其中的抗性在前，阻性在后，即先消低频声，然后再消高频声，总消声量是两者之和。

图 2-6-97 示出了另一种阻抗复合型消声器。它是在扩张室的壁上衬以多孔吸声材料的消声器， S_1 为进、出气管的截面积， S_2 为扩张室的截面积。

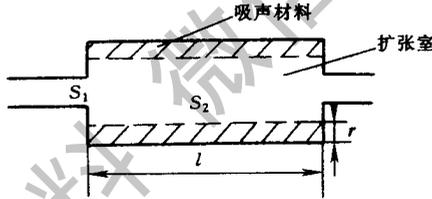


图 2-6-97 内壁衬以多孔吸声材料的扩张室消声器

三、压缩机的振动和减振设计

隔振器是由弹性元件构成的，一般置于机器底座与地面之间，或基础板与地基之间。压缩机组常用的隔振器有橡胶剪切型隔振器和弹簧型隔振器等。

(一) 橡胶 G 型隔振器

最简单的隔振器是橡胶块和橡胶隔振垫。G 型隔振器（如图 2-6-98

所示) 是用丁腈橡胶在一定的湿度和压力下硫化, 并粘结于金属附件上压制而成的。它是剪切受力的隔振器, 具有较低的刚度和较大的阻尼等优点, 可以作为精密仪器设备和动力机械的隔振器元件。

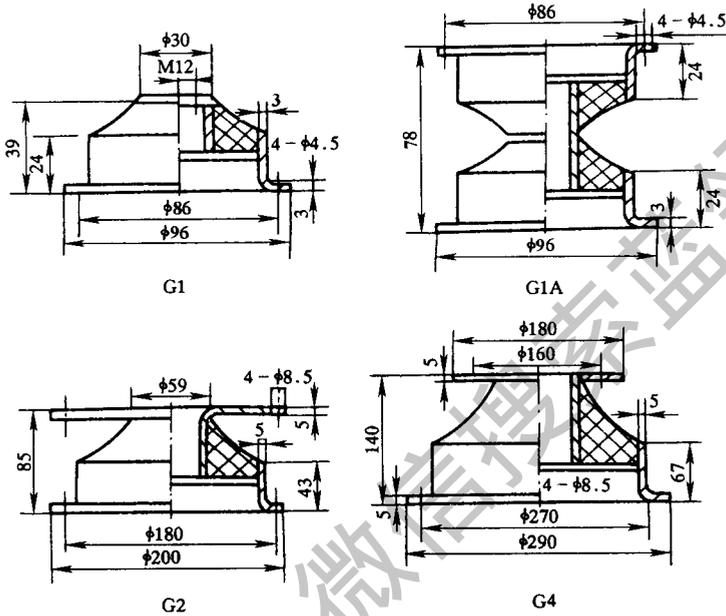


图 2-6-98 G 型隔振器的外形尺寸

G 型隔振器分为 G1、G2 和 G4 型三类。G1A 是将两只 G1 型隔振器的小头相串联而成。按橡胶硬度大小编成不同的型号, 不同的型号对应有不同的承载能力, 见表 2-6-3。

表 2-6-3 G 型隔振器的种类和型号规格

隔 振 器		橡胶 (肖氏硬度)	最大允许使用荷载 (10V)	
类 别	型 号		积极隔振	消极隔振
G1	G1-1	41	14	17
	G1-2	52	23	27
	G1-3	61	41	47
	G1-4	68	61	70
	G1-5	73	80	93
	G1-6	76	98	115

第 6 章 制冷压缩机

隔 振 器		橡胶 (肖氏硬度)	最大允许使用荷载 (10V)	
类 别	型 号		积极隔振	消极隔振
G2	G2-1	40	45	55
	G2-2	46	75	90
	G2-3	52	105	125
	G2-4	58	135	165
	G2-5	63	180	215
	G2-6	71	265	320
	G2-7	77	375	450
	G2-8	84	540	630
G4	G4-1	41	200	240
	G4-2	53	410	480
	G4-3	62	650	770
	G4-4	70	980	1170
	G4-5	78	1580	1880

(二) JG 型橡胶剪切型隔振器

此隔振器的材料为丁腈合成橡胶，呈圆锥体外形，以剪切受力为主，为 G 型隔振器进一步的变型。由于其具有体系自振频率低、品种多、适用范围广、结构简单、使用方便等优点，近年来作为通风机、压缩机、精密仪器仪表、空调设备、电动机组等动力机器的隔振元件，已得到相当广泛的应用。这种隔振器对隔振、缓冲和消声均有良好的效果。

JG 型剪切隔振器的结构外形如图 2-6-99 所示，主要尺寸见表 2-6-4，基本参数列于表 2-6-5。

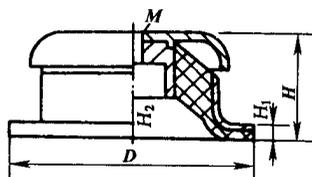


图 2-6-99 JG 型隔振器的结构和外形

第 2 篇 现代化冷库设备工艺设计技术

表 2-6-4 JC 型隔振器的主要尺寸 (mm)

型号	螺栓 M	直径 D	高度 H	支脚高 H ₁	内孔高 H ₂
JG1	M12	100	43	5	16
JG2	M12	120	46	5	22
JG3	M12	200	87	6	24
JG4	M12	290	133	7	56

表 2-6-5 JC 型隔振器的基本参数

型号	最大设计静载荷 (N)		相应静载压缩量 (mm)	对应竖向最低频率 (Hz)	极限压缩量 (mm)	隔振器重量 (N)
	积极隔振	消极隔振				
JG1-1	190	240	4.8 ~ 6.0	11.7 ~ 10.3	12.0	3.5
JG1-2	270	320				
JG1-3	370	460				
JG1-4	480	590				
JG1-5	580	700				
JG1-6	700	860				
JG1-7	840	1030				
JG2-1	230	280	8.0 ~	9.3 ~	20.0	4.0
JG2-2	320	400	10.0	8.4		
JG2-3	400	490				
JG2-4	480	600				
JG2-5	580	720				
JG2-6	680	830				
JG2-7	770	950				
JG3-1	1000	1200	11.2 ~	7.2 ~	28.0	
JG3-2	1400	1750	14.0	6.4		
JG3-3	2000	2500				
JG3-4	2700	3350				

第 6 章 制冷压缩机

型号	最大设计静载荷 (N)		相应静载压缩量 (mm)	对应竖向最低频率 (Hz)	极限压缩量 (mm)	隔振器重量 (N)
	积极隔振	消极隔振				
JG3-5	3300	4100				
JG3-6	4050	5000				
JG3-7	4830	6000				
JG4-1	3000	3700	20.0 ~	5.4 ~	50.0	
JG4-2	4200	5100	25.0	4.9		
JG4-3	5800	7100				
JG4-4	7200	9000				
JG5-5	9200	11300				
JG6-6	10800	13200				
JG7-7	12600	15400				

(三) 弹簧隔振器

1. 弹簧隔振器的特性

螺旋钢丝弹簧隔振器是隔振中普遍采用的一种隔振元件，它力学性能稳定，动态和静态刚度的计算值与试验值都很接近，一般误差不超过 5%。由于弹簧可以有较大的变形量，隔振体系的自振频率可达到 3Hz 甚至更低。但是弹簧的阻尼很小，非弹簧阻力系数 $c \approx 0.01$ 。为了减小隔振体系通过共振（或冲击共振）的振幅，加快隔振的自由衰减振动，一般宜与橡胶之类阻尼较大的材料联合使用。弹簧隔振器一般都为压缩弹簧，但也有应用如图 2-6-100 (a) 所示的吊簧的结构。

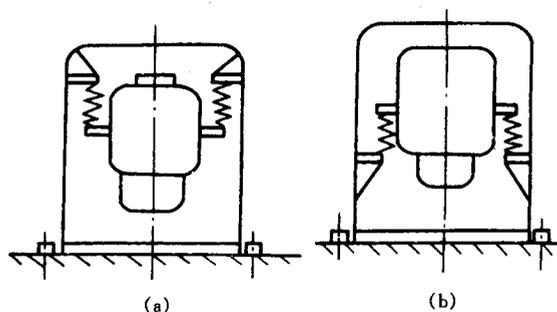


图 2-6-100 压缩机的支悬

通常用作螺旋弹簧隔振器的主要材料及其主要力学性能见表 2-6-6。

表 2-6-6 常用弹簧钢及其性能

材料名称	材料代号	直径 (mm)	容许切应力 τ (MPa)	剪切弹性模量 G (MPa)
65 锰钢	65Mn	6 ~ 50	300	80000
60 硅锰钢	60Si ₂ Mn	6 ~ 50	450	80000
50 铬钒钢	50CrVA	6 ~ 50	270	80000
4 铬 13	4Cr13	6 ~ 50	270	80000

2. 同心组合弹簧隔振器

当隔振基础受安装或其他条件限制时，可采用同心组合弹簧，以减少隔振器的数量。设计同心组合弹簧时，应注意下面几个问题：

(1) 应使内、外圈弹簧的切应力基本相同：

$$\frac{d_w}{d_N} \approx \frac{D_w}{D_N} \approx \sqrt{\frac{F_w}{F_N}}$$

式中， d_N 、 d_w 为内、外圈弹簧钢的直径； D_N 、 D_w 为弹簧内、外圈直径。

(2) 应使内、外圈弹簧的变形量基本相同。

(3) 保证同心弹簧有适当的间隙。在弹簧和支撑结构的连接处，必须考虑到能够防止内、外圈的弹簧在工作过程中的偏移，一般采取如图 2-6-101 所示的措施。

3. 钢弹簧和橡胶块组合隔振器

当采用橡胶块隔振器满足不了隔振要求，而使用弹簧隔振器阻尼又太小时，可采用如图 2-6-102 所示的弹簧橡胶块组合隔振器。弹簧橡胶块组合隔振器有并联和串联两种形式。

4. 几种弹簧型隔振器

(1) TJ1 型弹簧隔振器的结构如图 2-6-103 所示，性能见表 2-6-7。

(2) HG 型弹簧型隔振器的结构如图 2-6-104 所示，性能见表 2-6-

8。

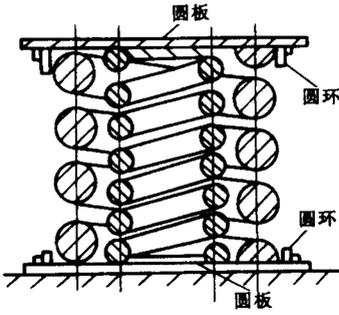


图 2-6-101 同心弹簧

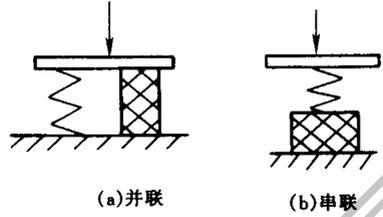


图 2-6-102 弹簧橡胶块组合隔振器

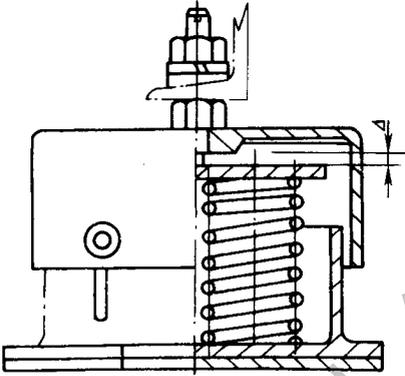


图 2-6-103 TJ1 型弹簧隔振器

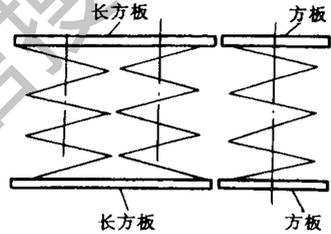


图 2-6-104 HG 型弹簧隔振器

表 2-6-7 TJ1 型弹簧隔振器的性能

性能 \ 型号	TJ1	TJ1	TJ1	TJ1	TJ1	TJ1	TJ1	TJ1	TJ1	TJ1	TJ1	TJ1	TJ1	TJ1
	-1	-2	-3	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-10	-11	-12	-13	
弹簧总刚度 K_2 (9.8N/cm)	8.4	11.2	15	19.5	28.2	38.8	48.5	54.2	48.6	58.3	116.4	155.2	145.8	
载荷 / (10^5N/m^2)	预压 F_0	3.4	5.6	9	13.7	19.8	26.7	34	38	44	58	81.7	109	131
	最大 F_2	16.9	30	46.7	67.6	97.8	133.5	167	185.5	208.5	300	401	534	624
	极限 F_3	28	47	78	113	163.5	222.5	278	310	347.5	490	667	890	1042
弹簧变形量 (mm)	预压 Δ_0	4	5	6	7	7	7	7	7	9	10	7	7	9
	最大 Δ_2	20.1	26.8	31	35	34.7	34	34	34	42.8	51.5	34	34	42.8
	极限 Δ_3	33.3	42	52	58	58	57	57	57	71.5	84	57	57	71.5
最低自振频率 (Hz)	3.52	3.05	2.83	2.68	2.68	2.7	2.7	2.7	2.7	2.41	2.2	2.7	2.7	2.41

表 2-6-8 HG 型弹簧隔振器的规格和性能

隔振器型号	隔振器高度 (mm)			上盖板、下盖板尺寸 (mm)		垂向静荷载 (kg)	静态压缩量 (mm)	自振频率 (Hz)
	H	H ₁	H ₀	宽	长			
HG-1	136	100	125	80	80	125	25.0	3.2
HG-2	149.8	113.8	125	80	80	200	11.1	4.8
HG-3	144.3	106.3	125	100	100	684	18.7	3.7
HG-4	143.6	105.6	125	100	100	809	19.4	3.6
HG-5	146.8	108.8	125	100	100	884	16.2	3.9
HG-6	138.0	100	125	80	160	250	25.0	3.2
HG-7	151.8	113.8	125	80	160	400	11.1	4.8
HG-8	144.3	106.3	125	100	200	1368	18.7	3.7
HG-9	145.6	105.6	125	100	200	1618	19.4	3.6
HG-10	148.8	108.8	125	100	200	1766	16.2	3.9

注：HG 型弹簧隔振器的弹簧是外露的。

第 7 章

辅助设备和自控装置

第一节 辅助设备

一、贮液器

贮液器又称贮液筒，是制冷系统中用于贮存液体制冷剂的容器。贮液器一般是由无缝钢管或钢板焊制成的圆柱形容器，在壳体上安装一些管路接头

及附件，用来控制液位或进行其他操作。

贮液器用来贮存冷凝器中凝结的制冷剂液体，并保持适当的贮量，调节和补充制冷系统内各部分设备的液体循环量，以适应工况变动的需要。此外，由于贮液器里有一定的液面，因此还起到液封作用。以防止高压系统的气体及混合在其中的空气等不凝性气体，流到低压系统中去。氨贮液器均为卧式结构，如图 2-7-1 所示。

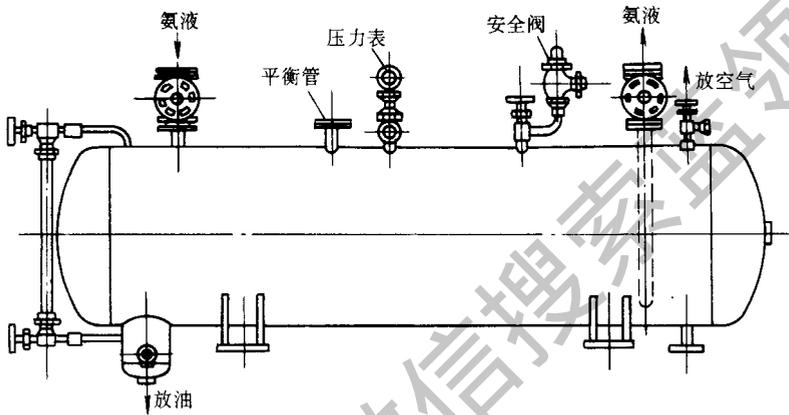


图 2-7-1 氨贮液器

在贮液器上装有氨液进、出口、压力表、安全阀、气体平衡管、液面指示器、放油阀等接头。贮液器的容量可按整个制冷系统每小时制冷剂循环量的 $1/3 \sim 1/2$ 来选取，贮存液体制冷剂的容量应不超过其实际容积的 80%。为了便于掌握，一般用最大充灌高度不超过筒体直径的 80% 来作为限值。

贮液器的安装高度必须与冷凝器密切配合，以利制冷剂液体能依靠重力从冷凝器通畅地流入贮液器。对于中、小型制冷系统，贮液器应收容制冷装置中全部充液量。装有多台蒸发器的制冷系统中，贮液器贮液容量应为最大一台蒸发器的制冷剂液量和贮液器中正常贮液量之和。在设置二个或多个贮液器时，必须用管子将其底部接口连通，以平衡各个贮液器的液面。表 2-7-2 为氨贮液器规格示例。

氟利昂贮液器有立式和卧式两种结构，图 2-7-2 所示为氟利昂立式贮液器。在小型氟利昂制冷装置中，往往在壳管式冷凝器底部少放几排传热管，留出空间充当贮液用，不另设贮液器。

第 7 章 辅助设备和自控装置

表 2-7-1 贮氨器规格示例（上海第一冷冻机厂）

型号	容积/m ³	筒体尺寸/mm		接管直径/mm								质量/kg
		筒径	长度	进液	出液	放油	平衡管	压力表	安全阀	排污	液面计	
ZA—0.25	0.25	426	2192	20	15	15				15		165
ZA—0.5	0.5	616	2296	32	25					20		15
ZA—1.0	1.0	720	2980	40	32		20	6	15	25	15	604
ZA—1.5	1.5	720	4190	50	40							25
ZA—2.0	2.0	924	3385	50	40		20	6	20	32	15	988
ZA—2.5	2.5	924	4295	70	50	20						1205
ZA—3.0	3.0	924	5185	50	50		25		20	32	15	1467
ZA—4.0	4.0	924	6585	80	50							1850
ZA—4.6	4.6	1228	4410	100	80		25		20	32	15	2090
ZA—6.5	6.5	1228	5988	100	80							2175
ZA—10	10.0	1432	7230	125	100							4590

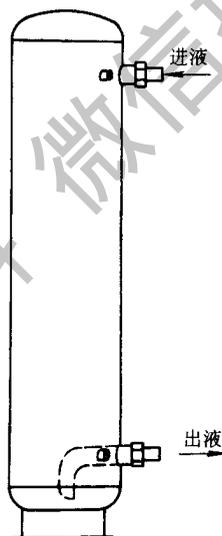


图 2-7-2 氟利昂立式贮液器

二、油分离器

压缩机的排气中带有冷冻机油，这些冷冻机油随制冷剂进入冷凝器、蒸

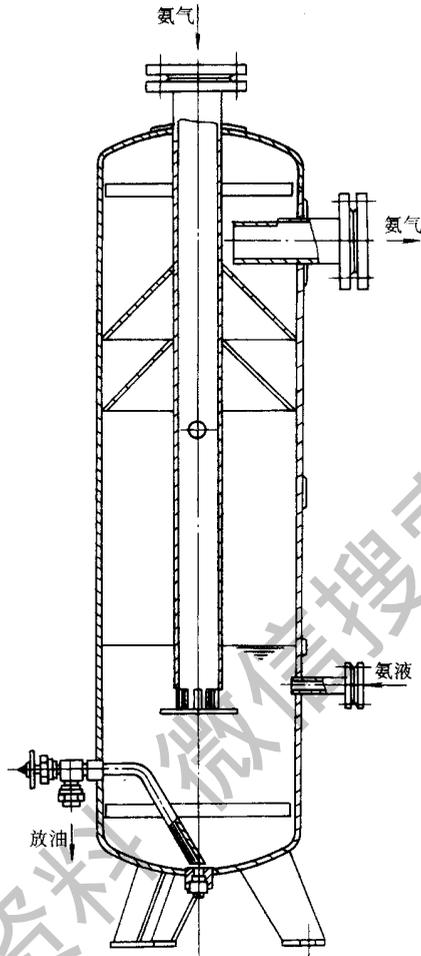


图 2-7-3 氨洗涤式油分离器

发器后，将在传热表面形成油膜，从而影响换热设备的换热效果。因此，通常在压缩机与冷凝器之间装设油分离器，用来分离制冷剂蒸气中挟带的冷冻机油。氟利昂制冷系统中，利用回油装置，使冷冻机油返回压缩机曲轴箱。氨制冷系统中，还要设置集油器，定期从集油器中排出冷冻机油。油分离器常用结构有洗涤式、离心式、填料式及过滤式四种型式。

(一) 洗涤式油分离器

洗涤式油分离器用于氨制冷装置中，结构如图 2-7-3 所示。油分离器

由钢制圆柱形壳体，上、下各装有封头制成。在油分离器内装有伞状档油板，壳体上接有氨气进、出管、氨液进口管、放油管等接管。在底部保持一定氨液液位。从顶部进入油分离器的氨气，先经氨液洗涤降温，促使油气凝结。同时油分离器内氨液在洗涤压缩机排气时，发生换热，部分氨液气化。气化的氨气和被洗涤的氨气由伞形挡气板经出气管排出。排气中挟带的氨液及油滴，则由伞形板分离出来积贮在底部。其中冷冻机油定期从放油管排至集油器。

洗涤式油分离器的分油效果取决于冷却作用，所以必须保持分离器内氨液的正常液面。一般氨液液面应比进气管底部高出 125 ~ 150mm。氨液由冷凝器或贮液器供给，为此安装时，油分离器上液面必须比冷凝器或贮液器的氨液管低 150 ~ 250mm，以保证向油分离器连续供液、氨气在油分离器内流速不大于 0.8 ~ 1.0m/s，分油效率大约 80% ~ 85%。

(二) 离心式油分离器

离心式油分离器适用于大中型制冷装置，它的结构如图 2-7-4 所示。制冷剂气体进入油分离器后，沿着叶片呈螺旋形运动，产生离心力，将挟带的油滴分离出来，沿着油分离器筒体流聚到底部；蒸气经中心管内多孔挡板后，由出气管排出。积贮在底部的冷冻机油可定期排出，也可由底部浮球阀自动回油到压缩机曲轴箱。在有的离心式油分离器外，还加有冷却水套，以期提高分油效果，并对操作人员减少烫伤危险。

(三) 填料式油分离器

填料式油分离器适用于中小型制冷装置。图 2-7-5a、b 分别为立式及卧式填料式油分离器。

在填料式油分离器内制冷剂气体中挟带的油滴，依靠气流速度的降低，转向及填料层的过滤而分离出来。填料可用金属丝网、陶瓷环或金属屑等，其中金属丝网效果较好。填料层愈厚，效果愈佳，但是阻力也随之增大，一般应控制在蒸气流速 0.5m/s 以下。在有的填料式油分离器内，还装有浮球阀，以便自动回油。填料式油分离器分油效果较好，可高达 96% ~ 98%，

因此广泛应用于氨及氟利昂制冷系统。

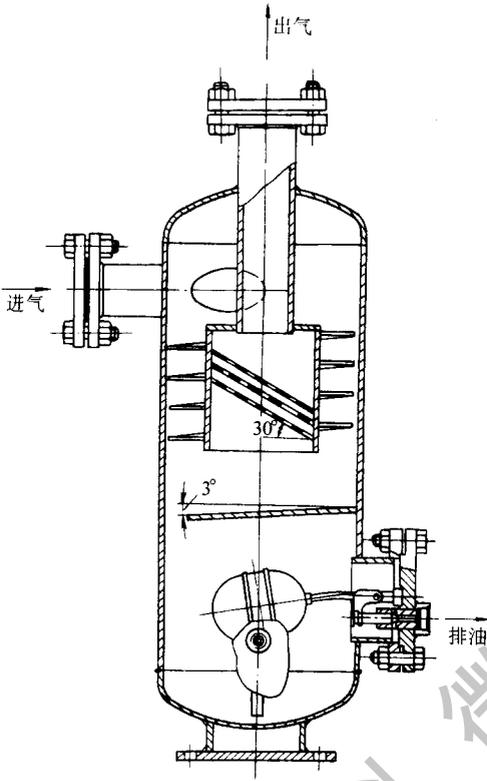


图 2-7-4 离心式油分离器

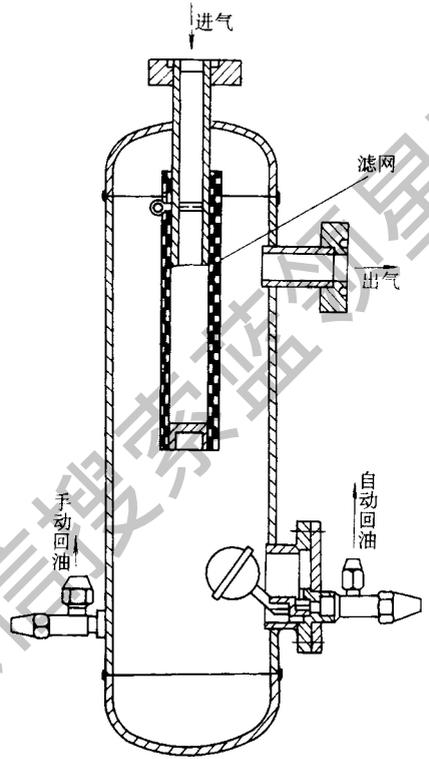


图 2-7-5 过滤式油分离器

(四) 过滤式油分离器

过滤式油分离器常用于氟利昂制冷装置中，结构如图 2-7-6 所示。过滤式油分离器的分油作用，依靠降低气流速度、改变流向和过滤丝网作用来实现。油分离器内装有浮球阀，当器内冷冻机油积聚到一定位置时，浮球阀开启即可自动回油。这种油分离器结构简单、制造方便，但其分油效果不及填料式油分离器。

三、中间冷却器

在两级或多级压缩系统中，设置中间冷却器，用来冷却低压级压缩机的

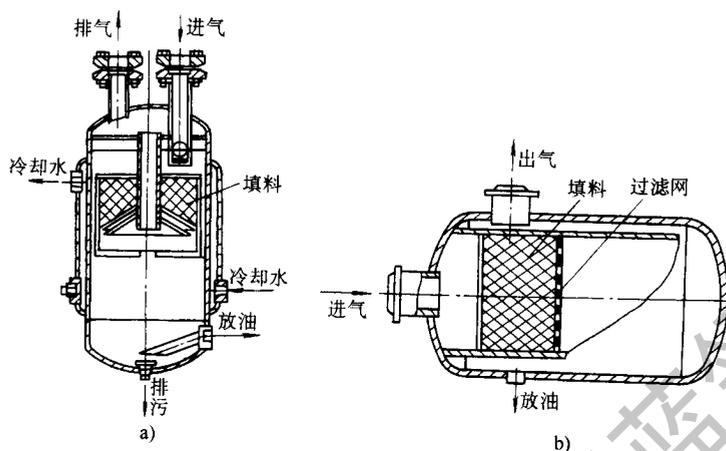


图 2-7-6 氨填料式油分离器

a) 立式 (带水套) b) 卧式

排气，还对进入蒸发器的制冷剂液体进行过冷，以提高低压级压缩机的制冷量和减少节流损失，同时对低压级压缩机的排气也起着油分离器作用。

(一) 氨中间冷却器

氨中间冷却器如图 2-7-7 所示，它用于一级节流中间完全冷却的氨双级压缩制冷系统中。其工作原理与洗涤式氨油分离器相似。利用筒体内呈中间温度的氨液，将进入筒体内的过热蒸气洗涤冷却，同时利用扩大气流通道截面和改变流向，以降低蒸气的流速，使去高压级中压饱和蒸气所携带的液滴得到分离。氨中间冷却器为立式钢制圆柱形容器，进气管由顶部伸入筒内，管下端沿外周开有出气口，并焊有底板，以免来自低压级排气冲击底部，将沉淀的冷冻机油冲起。洗涤后的氨气中挟带的氨液滴和油滴，则由器内设置的两块伞形挡板分离出来，以免被高压级压缩机或高压缸吸走。用于洗涤的一次节流后的氨液，从筒顶进气管侧的细管喷入，并与低压级压缩机或低压缸排出的过热蒸气共同进入容器内。（有些产品由容器下侧部进液）进入中间冷却器的氨液，吸收了来自低压级（缸）排出的过热蒸气的热量，并吸收蛇形管内被冷却氨液的热量而气化。气化后的蒸气随同来自低压级（缸）被冷却的氨气，经出气管进入高压级（缸）。容器内部设有一组蛇形

管。贮液器的高压氨液由蛇形管下部进入后，在蛇形管中被冷却后送往蒸发器。中间冷却器的液面高度可由浮球阀或其他液位控制器自动控制。此外，在容器上还装有安全阀、液面指示器，放油阀、压力表等附件。

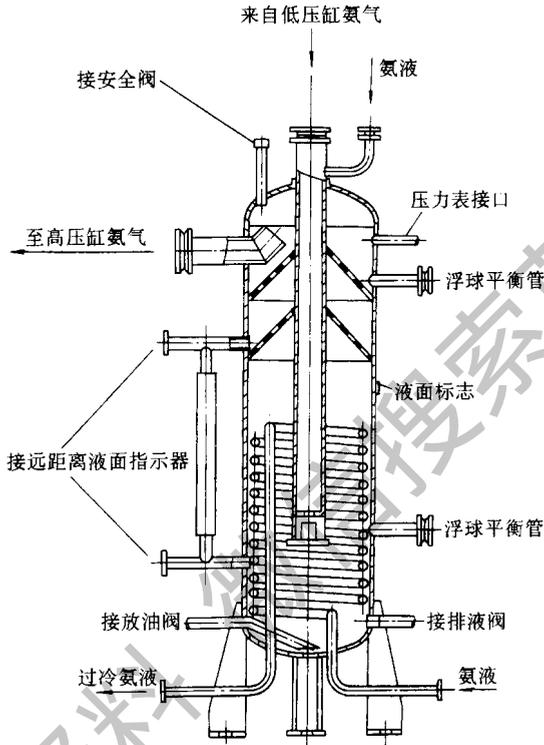


图 2-7-7 氨中间冷却器

在氨中间冷却器内，氨气的流速一般不大于 0.5m/s 。蛇形管中氨液流速一般为 $0.4 \sim 0.7\text{m/s}$ 。蛇形管内氨液出口温度与器内氨液蒸发温度差为 $3 \sim 5^\circ\text{C}$ 。蛇形管的传热系数 $K = 600 \sim 700\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

(二) 氟利昂中间冷却器

二级氟利昂系统多采用一级节流中间不完全冷却循环，中间冷却器仅用来冷却高压液体，因此结构要比氨中间冷却器简单。其结构如图 2-7-8 所示，在器内只有一组蛇形管。被冷却的高压液体在蛇形管内流动，一次节流后的低温液体进入器内后，吸收管内液体热量而气化。气化的蒸气被高压级

压缩机吸入，蛇形管内的制冷剂液体则得到过冷。

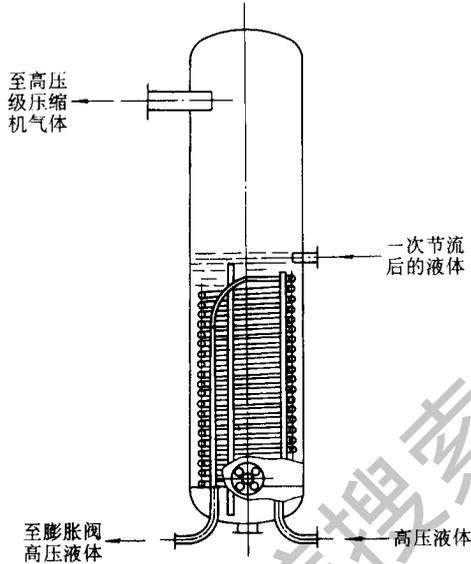


图 2-7-8 氟利昂中间冷却器

第二节 自动控制基本知识

随着现代科学技术的迅猛发展，电子计算机技术在各个领域中的普遍应用，使自动化技术产生了新的飞跃。但是热工对象综合自动化，实现电子计算机控制，其基础就是要引用经典自动控制理论及对各热工参数实现自动控制，故掌握自动控制的基本原理是实现综合自动化必不可少的基本知识。

一、自动控制系统概述

制冷与空调装置自动化和一般热力装置自动化一样，都是为了使整个装置能正常运行，并达到要求的指标。由于制冷与空调装置中各设备各参数在运行时是相互影响，相互作用的，为了使每一个参数在各种外界干扰条件下

或负荷变化条件下和给定值的偏差均能保持在制冷与空调工艺要求的范围以内，就需要对装置中的各个设备的动、静态特性进行分析，以配置相应的、合适的调节器，形成该参数的自动控制系统。

(一) 自动控制系统及其组成

在制冷装置与空调系统中，为了保证整个装置和系统能正常运行，并达到要求的指标，需要对许多热工参数进行控制。如温度、湿度、压力、流量和液位等热工参数，其中除湿度以外，都是一般热工自动控制技术上常遇到的被控参数。湿度参数的控制，则是空调自动控制中特有的情况。

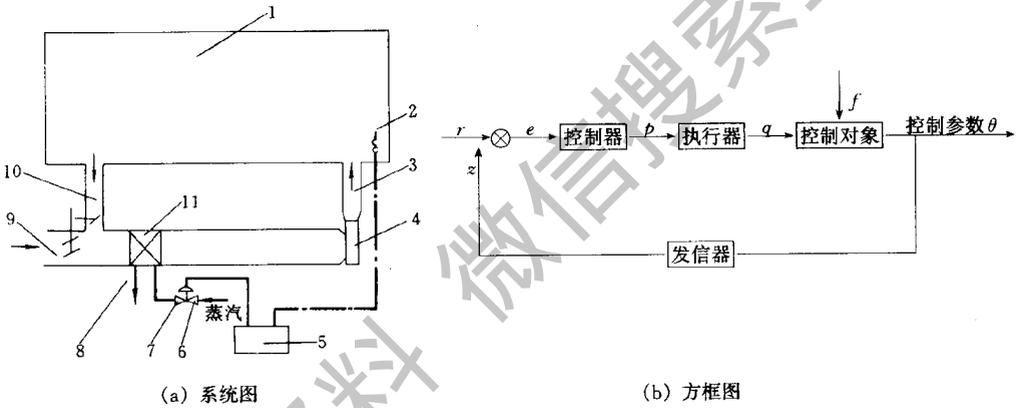


图 2-7-9 房间温度自动控制系统原理图

- 1—空调房间；2—发信器；3—送风；4—风机；5—控制器；6—蒸汽；7—执行机构；
8—冷凝水；9—新风；10—回风；11—空调器

任何一个能够稳定工作的自动控制系统，都是在无人直接参与下，能使被控参数达到给定值或按照预先给定的规律变化的系统，它一般是由控制对象、发信器、控制器和执行器所组成的闭环系统。为了说明问题，先看下面两个简单的例子。

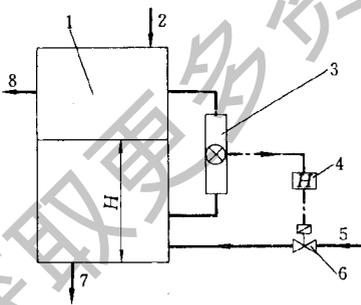
例 1 房间温度控制系统，如图 2-7-9 (a) 所示。室外冷空气与一部分回风混合，由风机送（吸）入空调器，经蒸汽加热盘管，使空气温度升高，然后送至房间，使房间内温度保持冬季采暖工况的要求。在这个系统中，可以通过改变蒸汽调节阀的开度来实现使蒸汽加热热量 Q_{λ} 与房间里散失的热

量 $Q_{出}$ 随时相协调，以得到稳定的室温。

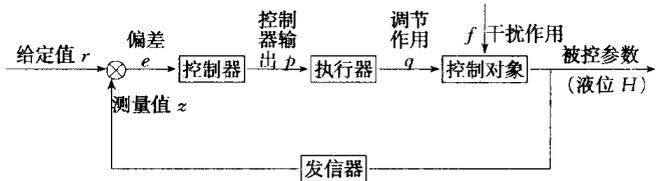
完成上述控制过程的方式有两种，一是人工控制，二是自动控制。前者是由人工来完成，需先观察房间内温度，再和给定值比较，考虑它和给定值的偏差，用手开、关蒸汽调节阀，这将十分劳累，且仍很难使房间内温度稳定。后者是装上一台温度控制器，它的发信器感受房间内温度，根据控制器的控制规律，操纵蒸汽调节阀的开度，控制蒸汽流量，改变加热量 $Q_{加}$ ，使被控参数回到给定值范围内。可见，自动控制是建立在人工控制的基础上，利用自动化装置代替人的眼睛、大脑和双手，实现观察、比较、判断、运算和执行功能，自动地完成控制过程。控制规律则是人工操作经验的模仿和发展。

在本例中，被控参数是房间温度，空调器及房间（包括送风管）就是控制对象。它和发信器、温度控制器和执行器组成了一个闭环系统，如图 2-7-9 所示。

例 2 如图 2-7-10 (a) 所示。氨制冷系统中，氨低压循环筒液位需要控制在一定要求的范围内。由液位发信器发出氨液位信号（一般把液位信号转变为电流、电压或电感信号）。发信器送来的信号 z 与给定值信号 r 比较。把偏差信号 e 送给控制器；液位控制器按其控制规律，送出指挥信号去控制调节阀开度，改变氨液的流量 q ，保持氨液位 H 在工艺要求范围内，如图 2-7-10 (b) 所示。



(a) 原理图



(b) 方框图

图 2-7-10 液位自动调节系统

1—氨低压循环桶；2—回气；3—液位发信器；4—液位控制器；5—氨液；
6—调节阀；7—出液口；8—去压缩机入口

在此例中被控参数是氨液位，控制对象就是氨低压循环筒。

(二) 自动控制系统的方框图

从以上两个例子可以看到，制冷、空调自动控制系统是由控制对象和控制设备组成了闭合的自动控制系统。

自动控制设备一般由发信器、控制器和执行器三部分组成。现以图 2-7-9 为例说明。第一部分是发信器（或称感受元件），如热电阻、热电偶、双金属温度发信器等。它是把被控参数（房间的温度高低）成比例地转变为其他物理量信号（如电阻、电流、气压、位移）的元件或仪表。

第二部分是控制器，它将发信器送来的信号与给定值进行比较，根据比较结果的偏差大小，按照预定的控制规律输出控制信号。

第三部分是执行器，它是由执行机构和控制机关组成的。控制机关为调节阀，它根据控制器来的控制信号大小改变调节阀的开度，改变蒸汽流量，对控制对象施加控制作用，使被控参数（房间温度）保持在给定值。

同理，压力、流量、液位等被控变量的任一简单自动控制系统也需由这四个部分组成，并通过传递信号连接在一起，才能实现检测、比较、判断、决策和执行等功能，完成自动控制的任务。

在分析研究自动控制系统时，为了清楚地说明系统的结构及各个组成部分（环节）之间的相互关系和信息联系，一般都采用方框图来表示自动控制系统的组成，如图 2-7-9(b)、图 2-7-10(b) 所示。

图中直线的箭头方向表示信息的流向，而不表示物料的流动方向，每一个方框称为一个环节，每一个环节都接收它前面一个环节的输出信号，同时该环节的输出信号又对它后面一个环节施加影响。

从方框图上可以看到，每一个环节的信息流向都是单向的，它沿着信号线上箭头方向前进，最后又回到原来的起点，构成一个闭合回路，这种系统称为闭环系统。它通过发信器把控制系统的输出量又引回到原来的起点，这种把输出端的信号又引回到输入端的做法称为反馈。

如果反馈信号使被控参数变化减小，则称为负反馈；如果反馈信号使被控参数变化增大，则称正反馈。若采用负反馈，则当被控参数 θ 受到干扰而上升时，反馈信号 z 与给定值 r 经过比较得偏差信号 e ，此时控制器的输出

信号指挥调节阀动作，控制作用使被控参数 θ 向相反方向变化，将被控参数回降至给定值，若采用正反馈，只要被控参数与给定值间有一微小偏差，正反馈将使偏差越来越大，直到超出安全范围。因此，在自动控制系统中都采用负反馈。

控制系统具有反馈后，信号的传递形成闭合回路。这种闭环系统称为反馈控制系统。反之，没有反馈或反馈回路被切断的系统称为开环系统。

自动控制系统大多数是利用反馈构成的，反馈控制系统是按偏差进行控制的，故产生偏差是反馈控制系统进行自动控制的必要条件。

（三）自动控制系统的分类

自动控制系统按照给定值的不同情况，可以分为定值控制系统、程序控制系统和随动控制系统三种类型。

1. 定值控制系统

定值控制系统是指被控参数的给定值在控制过程中恒定不变的系统。

2. 程序控制系统

程序控制系统是指被控参数的给定值按照某一事先确定好的规律变化的系统。

3. 随动控制系统

随动控制系统是指被控参数的给定值事先不能确定，取决于系统以外的某一进行的过程，要求系统的输出量跟着给定值变化的系统。

在制冷空调自动控制系统中，应用最普遍的是定值控制系统，控制系统的给定值根据制冷工艺与空调要求，保持在某一给定值上不变。也有应用程序控制系统和随动控制系统的场合。

二、自动控制系统的过渡过程及其品质指标

（一）系统的静态、动态和干扰作用

在自动化领域内，把被控参数不随时间而变化的平衡状态称为系统的静

态，而把被控参数随时间而变化的不平衡状态称为系统的动态。如图 2-7-9 房间温度自动控制系统中，当蒸汽加热热量与房间里散失的热量相同时，系统各组成环节如控制器、调节阀等均暂时不动作，此时整个系统处于平衡状态，亦即处于静态。当干扰出现时，如新风温度升高，对象中的热量平衡被破坏，被控参数（房间温度）会升高，从而使控制器等自动化装置改变操作变量克服干扰的影响，使房间温度逐渐下降接近给定值，直至系统重新建立平衡。被控参数这一段随时间而变化的不平衡状态就是系统的动态。

值得注意的是上述的静态与习惯上所讲的静止不同。习惯上说静止都是指静止不动，而在自动化领域中的静态是指各参数（或信号）的变化率为零，即参数保持常数不变。因为自动控制系统在静态时，系统仍在工作，热量仍然有进有出，只是稳态进行而没有改变罢了。而干扰作用总是会不断地产生，自动化装置也就不断地施加控制作用去克服干扰的影响，所以自动控制系统总是一直处于动态之中。因此，研究自动控制系统的重点就是要研究其动态。

由上述可知，在自动控制系统中，干扰作用是破坏系统平衡状态，引起被控参数偏离设定值的外界因素。干扰作用（亦称扰动作用）的大小一般是随时间而变化的，它的变化并没有固定的形式与规律，但在分析与设计自动控制系统时，为了分析方便，常以阶跃干扰作为典型干扰作用来讨论。如图 2-7-11 所示，阶跃干扰在 t_0 时刻突然作用于系统中，干扰一旦加上后，扰动量不随时间而变化，也不再消失。

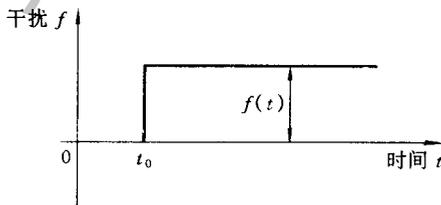


图 2-7-11 典型干扰作用

这种阶跃干扰对于控制系统是最不利的干扰形式，同时又是最易出现的干扰形式。一个控制系统如能很好地克服阶跃干扰作用，则其他干扰作用就不难克服。故以后分析控制对象、控制器及控制系统特性时，就将以阶跃干

扰为输入来进行分析，它是自动控制工程中常用的干扰作用方式。本书中凡是提到干扰，若不特别指明，就是指这种阶跃干扰。

(二) 自动控制系统的过渡过程

对于任何一个处于平衡状态的自动控制系统，它的被控参数总是稳定不变的。但当系统受到干扰作用后，被控参数就要偏离给定值产生偏差，从而控制器等自动化装置将根据偏差变化情况，施加控制作用以克服干扰的影响，使被控参数又回到给定值上，系统达到新的平衡状态。这种自动控制系统在干扰和控制的共同作用下，从原有平衡状态过渡到新的平衡状态的整个过程称为自动控制系统的过渡过程。自动控制系统过渡过程也就是系统的动态特性，它包括静态和动态。

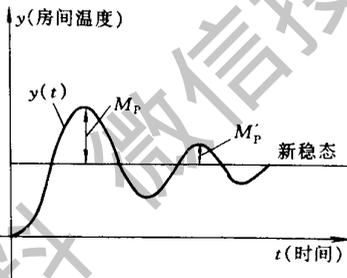


图 2-7-12 调节系统的过渡过程

仍以图 2-7-9 所示的系统为例进行分析。如果用温度记录仪把房间温度从平衡、波动、又重新平衡的过程记录下来，就可以得到房间温度因干扰而引起波动，通过控制作用又重新稳定的过渡过程曲线。

如果以时间为横坐标，房间温度为纵坐标，就可以得到过渡过程曲线，如图 2-7-12 所示。

(三) 过渡过程的品质指标

控制品质指标有许多个，但有一个最基本的指标，就是要求系统稳定。对于控制过程曲线来说，首先要求是衰减率，即被控变量经过几次波动

能恢复到新的稳定状态。控制系统稳定是控制系统能正常工作的必要条件，只有在保证系统稳定的前提下，讨论其他控制品质指标才有实际意义。其次对控制系统的静态和动态性能，亦要满足一定的品质指标。

通常要求控制系统在阶跃干扰作用下，其控制过程的衰减率、超调量（动态偏差）、静态偏差及控制过渡过程时间等满足预定的要求。下面分别进行讨论。

1. 稳定性与衰减率 φ

稳定性是控制系统在外干扰作用下，过渡过程能否达到新的稳定状态的性能。

讨论控制系统的稳定程度，常用过渡过程的衰减率 φ 来衡量。

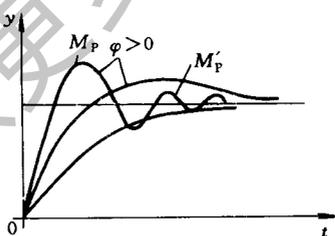
$$\varphi = \frac{M_p - M'_p}{M_p} \times 100\% = \left(1 - \frac{M'_p}{M_p} \right) \times 100\%$$

式中 M'_p ——过渡过程第三个波幅值；

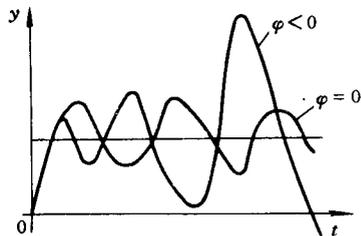
M_p ——过渡过程第一个波幅值。

M_p 与 M'_p 见图 2-7-12 所示。

根据衰减率 φ 的定义，若要控制系统稳定，其过渡过程曲线就应是一衰减波动曲线（或非周期曲线），即要求 $\varphi > 0$ ，如图 2-7-13 (a)；一般不希望控制过渡过程曲线是个等幅振荡曲线，即不希望 $\varphi = 0$ ；更不允许是一增幅扩散振荡，即不允许 $\varphi < 0$ ，如图 2-7-13 (b)，此时被控参数的波幅将愈来愈大，不可能使被控参数稳定下来，这将使控制系统的工作遭到破坏，工艺过程可能出现不安全情况，这样的控制系统就不能使用。



(a) 稳定的 ($\varphi > 0$)



(b) 不稳定的 ($\varphi < 0$)

图 2-7-13 控制过渡过程曲线

对于 $\varphi = 0$ 的等幅振荡，在一定条件下可以采用，但其振荡幅度始终在

给定范围以内，第二章中介绍的双位控制过程就属于这种情况，双位控制过程广泛地应用于制冷空调工程中。

一般控制过程为了保证稳定性，总要求 $\varphi > 0$ ，通常认为 $\varphi = 0.75$ 比较理想，即过渡过程的第一波峰与第三波峰之比 n 为 4 ($n = \frac{M_p}{M'_p} = 4$ $\varphi = 1 - \frac{M'_p}{M_p} = 0.75$)，控制过渡过程收敛得快慢适中，过渡过程时间短，又比较稳定，常为人们所选用。

2. 衰减比 n

如图 2-7-14 所示，被控参数在过渡过程中，第一个波峰与第三个波峰之比，即 $n = \frac{M_p}{M'_p}$ 所以

$$\varphi = 1 - \frac{M'_p}{M_p} = 1 - \frac{1}{n}$$

3. 最大超调量 (动态偏差) M_p

被控参数在过渡过程振荡中，出现第一个最大峰值至新稳态 $y(\infty)$ 的量，称为最大超调量 M_p 。

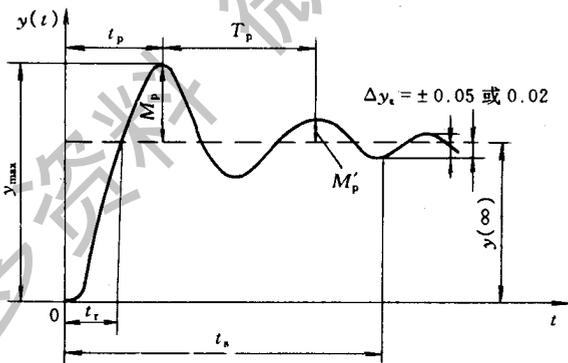


图 2-7-14 调节质量指标图

最大超调量越大，控制系统过渡过程品质指标就越差，因此设计控制系统时，必须对动态偏差作出限制性规定。

4. 静态偏差 $y(\infty)$

或称稳态偏差、残余偏差即余差。它表示控制系统受干扰作用后，达到新的平衡，被控参数的新稳定值与给定值的差。

若 $y(\infty) = 0$ ，表示控制系统受到干扰作用后，能回到原来的给定值，这种系统为无差系统；若 $y(\infty) > 0$ ，则为有差系统。

一般舒适空调系统允许有一定的静态偏差。例如某船的空调系统，冬季仓内温度设计值为 $(23 \pm 2)^\circ\text{C}$ ，则该系统的给定值为 23°C ，要求静态偏差 $y(\infty) \leq 2^\circ\text{C}$ 。

对于制冷系统，对静态偏差要求一般较高，例如某冷藏仓温度设计为： $(-17 \pm 1)^\circ\text{C}$ ，即静态偏差 $y(\infty) \leq 1^\circ\text{C}$ 。

5. 最大偏差 y_{\max}

由图 2-7-14 可看出，最大偏差 $y_{\max} = M_p + y(\infty)$ ，例如要求某温度控制系统最大偏差不超过 5°C ，即 $y_{\max} < 5^\circ\text{C}$ 。

对于无差系统，很显然，最大偏差 $y_{\max} = M_p$ ，即最大偏差此时就是最大超调量。

6. 振荡周期 T_p

控制系统过渡过程中，相邻二个波峰所经历的时间，或振荡一周所经历的时间，称为振荡周期。

7. 控制过程时间 t_s

也称过渡过程时间。是指控制系统受到干扰作用，被控参数从开始波动到进入新稳态值上下的 $\pm 5\%$ （或 $\pm 2\%$ ）范围内所需的时间。令这个范围为 Δy_ϵ ， y_ϵ 的选取根据控制系统任务的要求而定，对于有差控制系统 $\Delta y_\epsilon \leq \pm 5\% y(\infty)$ ；对于无差控制系统一般取 $\Delta y_\epsilon \leq 2\%$ 给定值或更小。

控制过程一旦进入 Δy_ϵ 范围；就认为处于新的稳定状态，并不是指绝对的处于稳定状态。严格地说，绝对地处于稳定状态要无限长的时间。

一般希望控制过程时间 t_s 短些好， t_s 短表示干扰作用出现后，控制系统能很快恢复稳定。一般希望

$$t_s = 3T_p$$

此外，还有一些次要的指标，如振荡次数、峰值时间 t_p 、上升时间 t_r 等，不在此详细讨论了。

值得指出的是，过渡过程的这些品质指标在不同的控制系统中各有其侧重，且相互之间又有着内在的联系，要满足这些指标要求，有时会出现一些矛盾。因此，必须根据具体情况分析主次，区别轻重，统筹兼顾，对于主要的品质指标应优先予以保证，不可一味地追求满足所有指标。

三、控制对象特性

控制对象是控制系统中最基本的一个环节，一切控制设备都服务于它，并根据控制对象的特性来设计和调整控制系统。实际上控制对象的特性在一定程度上决定了控制过程和控制质量，控制器只是根据控制对象的特性将控制过程的质量指标尽可能的加以改善，而且改善的程度还受到该控制对象的性质和控制器的性质的限制。特别是在设计控制方案时，更需要考虑对象特性。

所谓对象特性就是指对象在输入作用下，其输出变量即被控参数随时间而变化的特性。它包括静态特性和动态特性二部分。自动控制技术常用放大系数（传递系数）、时间常数 T 和迟延时间 τ 来综合表示对象特性。控制对象的动态特性的好坏决定了“对象的控制性”。“对象的控制性”概念是用来表示对象可控制的难易程度。在同一种控制器控制（或人工控制）之下，“控制性”好的对象可以得到较好的控制质量。对象的动态特性取决于对象的动力结构，即对象的组成环节的性质，环节的数目、连接方式等。

（一）容量与容量系数

任何一个控制对象，都能贮存一定的能量或工质。对象贮存能量或工质的能力（或对象的蓄存量）称为对象的容量。

例如，空调室的热量 $Q = \sum_{i=1}^n G_i c_i \theta$ ，式中 θ 为室内温度； G_i 、 c_i 为空调室壁及各部分设备的质量和比热容，则对象的容量为 U 。

显然，被控参数（温度）增高，则容量增大，因此容量是一个随着工况变化的参数。

容量系数表示被控参数变化一个单位值时，对象容量的改变量，也就是容量对被控参数的一阶导数。

如上例，对空调室而言，其容量系数

$$C = \frac{dQ}{d\theta} = \frac{\sum_{i=1}^n G_i c_i d\theta}{d\theta} = \sum_{i=1}^n G_i c_i$$

显然，房间中物品设备的质量愈大，比热容愈大，其容量系数也愈大，其值不随工况而变化。

容量系数 C 大的对象，在同样的被控参数变动幅度下，对象贮存起来的工质或能量也大。因此称容量系数 C 大的对象具有较大的贮蓄能力，或称有较大的惯性。

容量系数 C 较大的对象，受干扰作用后，被控参数的反应比较缓慢，较不灵敏。如同十个人，走进一小房间，则房间温升大；而走进一个大房间，则房间内温升小一样的道理。

一般的说，容量系数大的对象，其控制性也较好。

(二) 自平衡的概念

自动控制的目的是为了使控制对象受到干扰后，借助控制器的作用，使被控参数重新恢复稳定。但是亦有不少对象，它能在没有控制器的帮助下，受到干扰后，自己恢复新的稳定状态，这种无需外界控制作用，被控变量能自行趋近于一个新的稳定值的特性称为对象的自衡性。

具有自衡性质的对象有利于控制，只要选用比较简单的控制器，就能获得满意的控制质量。

(三) 描述对象特性的三个参数

一个具有自衡性质的对象，在输入作用下，其输出最终变化了多少，变化的速度如何，以及它是如何变化的，可以由放大系数 K 、时间常数 T 、延迟时间 τ 加以描述。

1. 放大系数（传递系数） K

放大系数就是指对象受干扰后，又重新达到平衡的性能，其数值等于被控参数新旧稳态值之间与扰动幅度之比。例如，设有一空调房间，原稳态温度为 θ_0 ，若送风温度及送风量都不变，在 t_0 时刻，突然开亮空调房间 100W 电灯，并进入 5 人进行工作。显然加入 100W 电灯与 5 人的热量，对空调对象是一阶跃扰动 $\Delta\theta_{\lambda}$ 。由于热负荷增加，因此室内温度渐渐升高，同时通过墙壁的渗出热亦相应增加，室内温度升高速度逐渐减小，经过一定时间趋于

新的稳态值 θ_{∞} 。由于干扰 $\Delta\theta_{\lambda}$ 加入后，被控参数的稳态值变化了 $\Delta\theta$

$$\Delta\theta = \theta_{\infty} - \theta_0$$

$$\text{令 } K = \frac{\Delta\theta}{\Delta Q_{\lambda}} = \frac{\theta_{\infty} - \theta_0}{\Delta Q_{\lambda}} \quad (\text{℃/J})$$

放大系数 K 表征静态特性，它与被控参数的变化过程无关，而只与过程的始态与终态数值有关。一个对象的放大系数 K 值愈大，表示输入信号（干扰）对输出信号（被控参数）的稳定值影响愈大； K 值小，影响亦小。如图 2-7-15 所示。

2. 时间常数 T

时间常数就是指当阶跃干扰加入后，被控参数若保持初始的最大速度变化，到达新稳态值 θ_{∞} 时所需的时间。如图 2-7-15 中所示空调房间的例子，若空调房间负荷突然增加，虽然送风量与送风温度不变，由于室内热负荷增大，加入空调房间热量 Q_{λ} 增加，而散出空调房间的热量 $Q_{\text{出}}$ 不是马上增加，因此在 t_0 加入干扰时刻，热量差 $(Q_{\lambda} - Q_{\text{出}})$ 最大，室温 θ 在 t_0 时刻以最大速度上升，然后由于室温升高，散出热量 $Q_{\text{出}}$ 亦逐渐增加，经过一段时间后， $Q_{\lambda} = Q_{\text{出}}$ ，室温又重新稳定于新的温度 θ_{∞} ，亦可画出空调房间温度变化的反应曲线，如图 2-7-16 所示。此曲线称为飞升特性曲线，只要从飞升曲线的初始点作切线，使其和新稳态值相交，交点所对应的时间就是时间常数 T 。

因起始点切线不易作准确，故时间常数在实验测取时，可用被控参数变化到 63.2% 时，所经历的时间 t 等于 T 的方法来求取 T 值。

3. 迟延时间 τ

对于控制对象，当控制（或干扰）作用加入后，被控参数往往不能立即随着变化，总要迟后一段时间才开始变化，这段时间间隔在控制技术中，统称为“迟延”。迟延大小是代表对象动态特性好坏和对象控制性的标志。迟延是对象的一个十分重要的特性参数。

如图 2-7-17 所示，夏季降温时，室外新风经空气冷却器送至房间，在 t_0 瞬时，由于室内温度回升，温度调节器动作，制冷剂电磁阀打开，制冷剂经膨胀阀进入空气冷却器。而室内温度要经过相当一段时间后，才渐渐下降，在起初 τ_0 时间内，室内温度几乎没有变化， τ_0 以后，温度才慢慢下降。由此不难看出，迟延是日常生活中及工程技术中常遇到的现象。

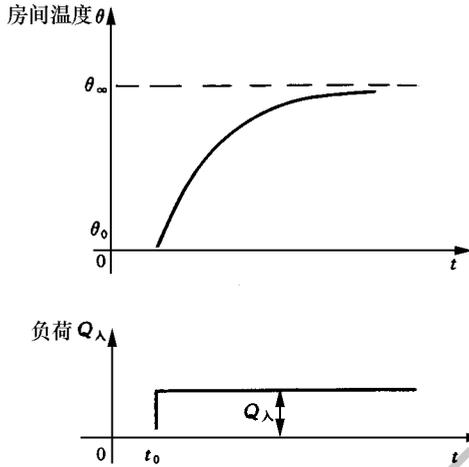


图 2-7-15 放大系数说明图

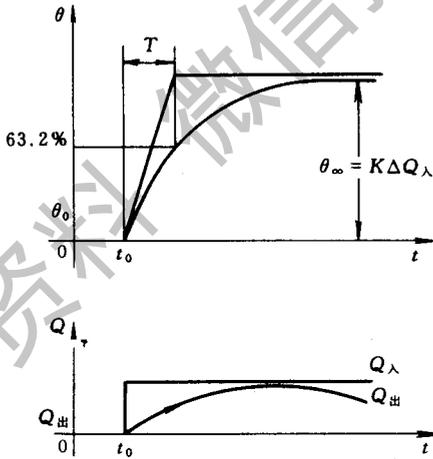
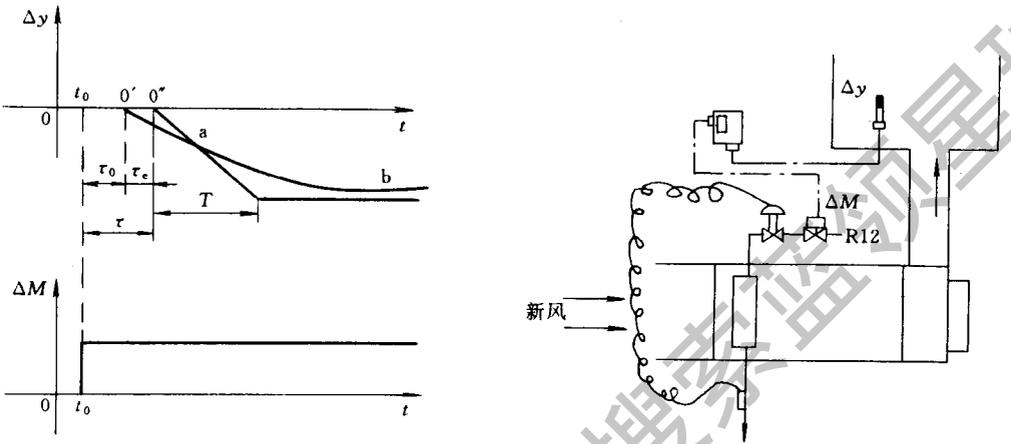


图 2-7-16 飞升曲线与时间常数

迟延通常由两部分组成，一部分叫纯迟延 τ_0 ，即控制作用加到对象上后，被控参数感受到，中间传送所需要的时间；另一部分称容积迟延 τ_c ，即场所容积大小引起的温度变化延迟的时间。这两部分之和，称为总迟延 τ 。

控制对象由于存在迟延将对控制过程产生很不利的影响。由于迟延 τ 的存在，在控制系统中，在 τ 这段时间里，控制作用将无法影响被控参数，致

使被控参数将自由变化，因而降低了控制质量，加大了控制过程的波动幅度，降低了控制系统的稳定性，增大了最大偏差，延长了控制过程时间。因此，在设计控制系统时，要设法减小迟延。



(a) 空调房间的迟延特性

(b) 空调系统工艺流程

图 2-7-17 调节对象的迟延

第三节 自动控制规律

一般热工对象的控制系统由控制对象、发信器、控制器和执行器这几个环节组成。将控制器、发信器和执行器总称为控制设备。

在自动控制系统中，由于种种干扰作用，使被控变量偏离了给定值，即产生偏差。热工控制器的功用则是：将发信器测得的被控参数作为控制器的输入信号，在控制器内与给定值进行比较，并通过控制器按一定的控制规律输出相应的控制信号，推动执行器动作，使对象的被控参数回复到原先的给定值或回复到一定的偏差范围内。

这里，所谓控制器的控制规律，就是指当控制器接受了偏差输入信号以后，它的输出信号（即控制信号）的变化规律。主要的控制规律有如下几种：

- ①双位控制；
- ②比例控制；
- ③比例积分控制；
- ④比例微分控制；
- ⑤比例积分微分控制。

在制冷和空调系统中，常采用结构简单而价廉的双位控制和比例控制，而当控制质量要求高时，则采用比例积分控制。

一、双位控制

(一) 双位控制规律

双位控制是最简单的一种控制方式，当控制器的输入信号发生变化后，控制器的输出信号只能有两个值，即最大输出信号和最小输出信号，因此称之为双位控制。

在制冷和空调系统中，很多热工参数如温度、湿度、压力和液位等，都广泛地使用双位控制。例如，双位温度控制器和电磁水阀配合，用于空调器冷水控制系统中。夏季当送风温度超过给定值时，温度控制器中的输出继电器触点闭合，电磁阀通电而打开，空调器中冷水流量最大，使送风温度下降；当送风温度低于给定值时，温度控制器中输出继电器触头断开，电磁阀断电而关闭，空调器中冷水流量关闭或最小，使送风温度上升。

(二) 双位控制特性及其控制过程

双位控制在制冷装置自动化中应用十分广泛，它的静态特性、动作规律及双位控制过程均可以用图表示。如图 2-7-18 为双位控制器的静态特性，当被控参数在差动范围 $y_{\text{差动}}$ 即控制器触头的“闭合”和“断开”所感受被控参数的差值内变化时，双位控制器输出信号无变化。也就是说被控参数 y 在 $d < y < a$ 及 $b > y > c$ 区间变化（在差动范围 $y_{\text{差动}}$ 内），输出信号保持原来位置而无变化。只有当被控参数逐渐增加至 $y = a$ 时，输出信号才突跃至 b 点；

或当 y 逐渐减小至 $y=c$ 时, 输出信号才突跃至 d 点。

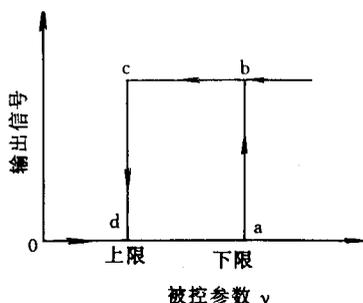


图 2-7-18 双位控制器的静态特性

对同一个双位控制系统, 如果要振幅小, 则周期必然短, 控制器的开关次数也频繁。由于对象中有迟延的存在, 控制器工作周期增大, 对开关的使用寿命有利, 而被控参数的波动幅度也随之增大, 使控制过程的品质下降, 甚至达不到要求。因此, 一般要求在合适的振幅范围内周期尽量长些为好, 这样既满足控制要求, 又减小执行器反复动作引起的损耗。所以, 实际的控制过程是在一个区域内完成的。

综上所述, 双位控制的特点如下。

(1) 双位控制器的结构简单。

(2) 输出信号迅速突变, 它只能停留在“全开”和“全关”两个位置上, 不能停留在中间位置, 属于非线性关系。

(3) 双位控制器均有一差动范围, 改变差动范围可以控制被控参数的波动范围, 若 $y_{\text{差动}} \rightarrow 0$, 则 $y_{\text{波动}} \rightarrow 0$ (若 $\tau=0$ 对象), 而控制器工作周期越趋于零, 控制过程的工作频率也越趋于无穷大, 实际工作中是不允许的; 因此减小 $y_{\text{差动}}$ 来提高双位控制过程的控制精度是受双位控制器的触头或执行器 (如电磁阀电加热器等) 的工作频率所限制。

(4) 双位控制过程是不衰减的脉动过程, 被控参数在波动范围内, 按其对象本身的飞升曲线规律变化。

(5) 控制对象的时间常数 T 愈小, 迟延 τ 愈大, 则特性比 τ/T 愈大, 被控参数的波动范围 y 愈大。一般 τ/T 值小于 0.3 才适于选用双位控制器。

二、比例控制

(一) 比例控制规律及特点

比例控制规律被广泛应用在制冷与空调控制系统中，如温度、湿度、压力、液位、风压等热工参数的自动控制。

如图 2-7-19 所示的是一个简单的浮球液位比例控制系统。整个系统

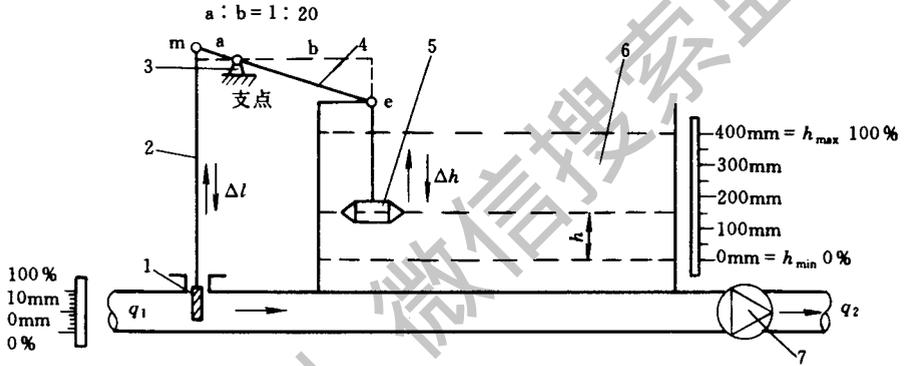


图 2-7-19 浮球液位比例控制器原理图

1—调节阀；2—连杆；3—支点；4—杠杆；5—浮球；6—容器；7—回转泵

由容器、连杆、杠杆、支点、浮球、调节阀和流出端的回转泵所组成。调节阀的开大或关小由液面上的浮球来控制。调节阀装在容器的流入侧。若流出侧的流量突然减小，液位逐渐升高，浮球通过连杆、杠杆的作用，逐渐关小调节阀，流入量 q_1 亦随之逐渐减小，直到液位升到某一高度，调节阀关小到某一程度，流入量与流出量相等，液位保持在一个新的液面上，在相反情况下，若流出量 q_2 突然增加，液位逐渐下降，则调节阀逐渐开大，最后，调节阀开大到某一开启度，流入量和流出量又相等时，液面保持在另一个新的液面上。

可见，比例控制就是控制器输出的变化量与输入的偏差大小成比例的控制，用字母 P 表示。

(二) 比例系数 K_P 和比例带 δ

上述浮球液位比例控制系统的比例关系为

$$\Delta l = -K_P \cdot \Delta h$$

式中 Δl ——输出变化量，调节阀的位移；
 Δh ——输入偏差，浮球液位的高度变化；
 K_P ——比例系数。

$$K_P = -\frac{\Delta l}{\Delta h}$$

$$K_P = -\frac{\text{输出信号变化量}}{\text{输入信号变化量}}$$

从比例控制的数学式可以看出，比例控制的比例系数 K_P 是一个重要的系数，它决定了比例作用的强弱。为了对比例作用有一个比较通用的表示，实际使用中一般都用比例度 δ （也称比例带）来表示比例作用的强弱。

比例带的物理意义是：比例控制器输出值变化 100% 时，所需输入值变化的百分数，换言之，当输入值变化某个百分数时，输出值将从最小值变化到最大值，那么，输入值变化的这个百分数，就是比例带 δ 。用式子表示如下

$$\delta = \frac{x_{\lambda_{\max}} - x_{\lambda_{\min}}}{y_{\text{出}_{\max}} - y_{\text{出}_{\min}}} \times \frac{1}{K_P} \times 100\%$$

式中 $(x_{\lambda_{\max}} - x_{\lambda_{\min}})$ ——输入值的变化范围；
 $(y_{\text{出}_{\max}} - y_{\text{出}_{\min}})$ ——输出值的变化范围。

例3 某一浮球比例控制系统中，调节阀在全闭位置 $l_{\min} = 0\text{mm}$ ，调节阀在全开位置 $l_{\max} = 10\text{mm}$ ，浮球液位标尺的最低位置 $h_{\min} = 0\text{mm}$ ，浮球液位标尺的最高位置 $h_{\max} = 400\text{mm}$ 。且浮球与调节阀之间相对位置固定。已知调节阀位置 l_1 在 2.5mm 处，浮球位置 h_1 在 300mm 处，当浮球移动后，调节阀位置 l_2 在 5.0mm 处，浮球位置 h_2 在 250mm 处，求其比例带 δ 。

解：1. 比例系数

$$K_P = \frac{\Delta l}{\Delta h} = \frac{l_2 - l_1}{h_2 - h_1} = \frac{5.0 - 2.5}{250 - 300} = 0.05$$

2. 比例带

$$\delta = \frac{l_{\max} - l_{\min}}{h_{\max} - h_{\min}} \times \frac{1}{K_P} \times 100\% = \frac{10 - 0}{400 - 0} \times \frac{1}{0.05} \times 100\% = 50\%$$

(三) 比例控制过程及静态偏差

由于比例控制过程中，输出信号的变化量和输入信号的变化量是一一对应的，只有输入信号变到新的值上，才能使输出信号达到新的值。故系统受到扰动作用后，经过调节器的控制过程，最终出现静态偏差。所谓的静态偏差是指过渡过程结束时，被控参数的新稳态值与给定值之差。比例带对过渡过程的影响如图 2-7-20 所示。

从图 2-7-20 可以看出，当干扰出现以后，比例带 δ 不同，对过渡过程的影响也不同，比例带 δ 越大，过渡过程曲线越平稳，但余差也大。反之则曲线振荡，余差减小。然而，比例带 δ 减小到一定程度，就会出现发散振荡，这是不允许出现的。

从图中还可看出，无论比例带 δ 大或小，纯比例控制作用总是有余差存在的。

(四) 比例控制器

控制器的输出信号与它的输入信号成比例，这种控制器称为比例控制器，简称 P 控制器。

比例控制器有直接作用式与间接作用式之分。

1. 直接作用式比例控制器

直接作用式比例控制器往往将发信元件、控制器、控制机关都装成一个整体。当它的发信元件所测得的被控参数与给定值有偏差时，发信元件的物理量发生变化，它产生的力或能量足够大，足以直接推动控制机关动作。控制机关的位置变化与被控参数的变化成比例。

直接作用式比例控制器的构造简单、价格便宜，但灵敏度和精度较差，故用于控制质量要求不高的对象系统中。

在制冷空调系统中，如热力膨胀阀、蒸发压力调节阀、直接作用式蒸汽

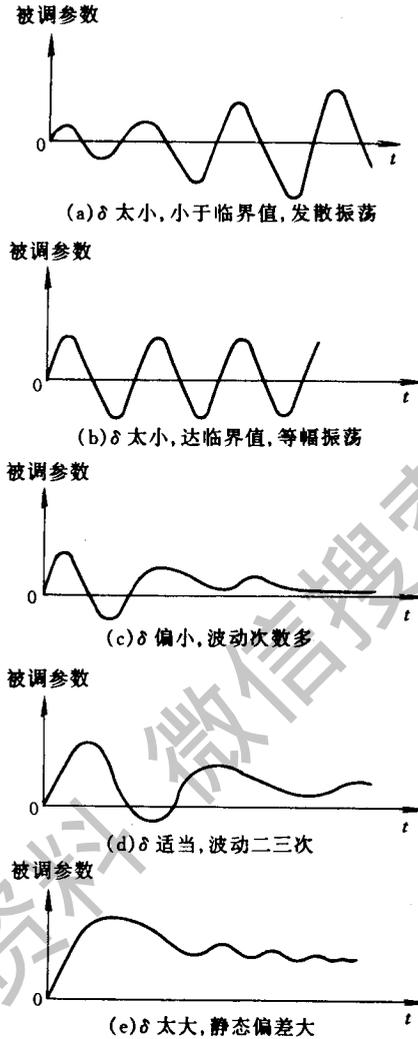


图 2-7-20 比例带选择对控制过程的影响

加热阀等控制器都属于这种直接作用式比例控制器。

2. 间接作用式比例控制器

将发信元件、控制器、执行器三者分别做成三个（或二个）部件。当被控参数发生变化后，发信元件只发出测量值信号，送至控制器，信号经控制器的放大作用，再送至执行器，从而使控制机关动作。控制器及执行器从外部输入辅助能量，故执行器能发出较大的力或功率。间接作用式比例控制器比直接作用式的灵敏度高，输出功率也较大，作用距离较长，便于集中控

制，但间接作用式也存在着需要辅助能源和结构较复杂的缺点。

按照辅助能量的不同，间接作用式比例控制器又可分为三类：气动控制器、电动控制器和液动控制器。气动和电动控制器是制冷空调系统中常用的，液动控制器仅用在需要动作迅速而推力很大的场合，在制冷空调系统中很少使用。

三、比例积分控制

比例控制能使系统稳定下来，但是被控参数不能回复到给定值，存在余差，对于控制质量要求较高的系统，单纯的比例控制不能满足要求，还必须加上积分控制作用。

(一) 积分控制规律

积分控制可用数学式表示如下

$$\Delta u = K_i \int e dt$$

式中 K_i ——积分速度；
 Δu ——输出变化量；
 e ——输入偏差。

由上式可见，积分控制就是控制器输出的变化量与输入偏差对时间的积分成比例。所以叫积分控制规律，常用字母 I 表示。

上式表明，第一，积分控制的输出，不仅与偏差的大小有关，而且与偏差存在的时间长短有关，只要偏差存在，即使很小，但只要存在的时间长，控制器输出的变化也是很大的。第二，只有当偏差为零（测量值等于给定值），控制器的输出才停止变化，执行器也停止动作，系统才稳定下来，这时余差即被克服。

积分控制虽然克服余差，但带来一些问题：当被控参数变到最大时，积分输出变化最快；当被控参数回到给定值时，积分输出才停止进一步变化而保持某一值，但由于先前执行器未及时关小，控制作用过了头，被控参数又反向变化，积分输出则跟在后面变化。可见，积分作用总是滞后于偏差的变化，不能及时有效地克服干扰的影响，如图 2-7-21 所示。

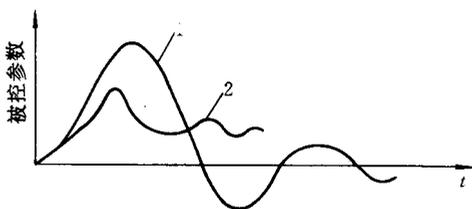


图 2-7-21 积分控制和比例控制的过程比较

1—积分控制；2—比例控制

因此，在制冷空调系统中，相对来说，较少采用纯积分控制，而常采用结构简单、价廉的双位控制。在控制质量要求较高的系统中，一般采用比例控制或比例积分控制。

(二) 比例积分控制

实际应用中，都把积分控制与比例控制组合在一起，构成比例积分控制器，简称 PI 控制器，其作用特性可用下式表示

$$\Delta u = \Delta u_p + \Delta u_i = K_p [e(t) + K_i \int e(t) dt] = \frac{1}{\delta} [e(t) + \frac{1}{T_i} \int e(t) dt]$$

这里，表示其控制作用的参数有两个：比例带 δ 和积分时间 T_i 。总的输出既具有控制及时，克服偏差有力，又具有能克服余差的性能。

(三) PI 控制器的积分时间及对控制过程的影响

当输入作阶跃变化时，PI 控制输出的变化如图 2-7-22 所示。

如果取积分部分的输出等于比例部分的输出，即 $\Delta u_p = \Delta u_i$ ，也就是

$$\frac{A}{\delta} = \frac{1}{\delta T_i} \int A dt$$

因为是阶跃输入，A 是常数，所以

$$\frac{A}{\delta} = \frac{1}{\delta T_i} A \Delta t = \frac{1}{\delta T_i} A (t - t_0)$$

可见， $T_i = (t - t_0)$ 把 T_i 可定义为：在阶跃偏差作用下，PI 控制器的

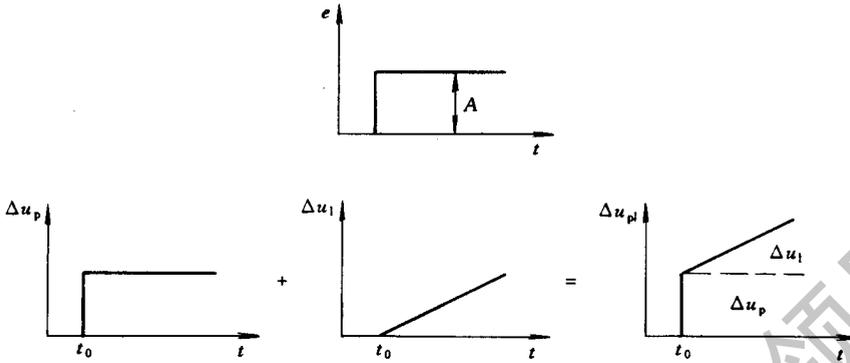


图 2-7-22 阶跃输入后 PI 控制器输出的变化

输出达到比例输出 2 倍时所经历的时间。也就是说，输入一个阶跃信号后，当 PI 控制器输出的积分作用部分相等于比例作用部分时，所需要的时间就是 PI 控制器的积分时间。可用这种方法来测定 T_i 。

实际应用中，也是利用改变 T_i 的大小来改变积分控制作用的强弱的。

在 δ 不变时，积分时间对过程的影响如图 2-7-23 所示，如果积分时间延至无限大，则 PI 控制器就丧失了积分作用，成为一个纯比例控制器； T_i 减小，积分作用就加强，过程的振荡加剧，但余差能被克服。当 T_i 太小，过程也会出现发散振荡。

总之，加入积分作用后，能克服余差，但这是以牺牲稳定性为代价而取得的。所以，如果不要求无余差的控制质量，就不必选用积分作用。

制冷空调系统中常采用的比例积分控制器有气动式和电动式两种。

四、比例积分微分控制

比例或比例积分控制是根据被控参数与给定值的偏差量来实现的。而偏差量是由于在控制系统中，流入量与流出量的不平衡所产生的。若流入量与流出量存在着不平衡，并在被控参数的偏差量上充分反映出来时，已落后了一段时间。

如果以被控参数的偏差量作为控制器的惟一输入信号，则控制器的动作

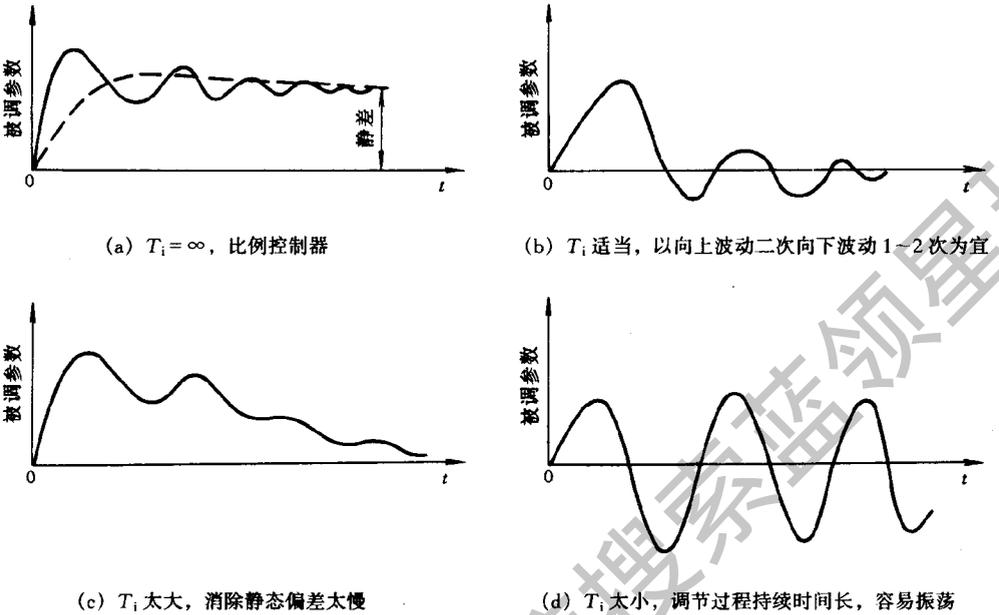


图 2-7-23 δ 不变时 T 对过渡过程的影响

必然不及时。当被控参数变化迅速，说明已经出现了较大的干扰作用，这时若不及时地控制，其结果将是加大了被控参数的波动幅度和拖长了过渡过程时间。

如果利用被控参数的变化速度作为控制器的输入信号，即引入微分控制，就可以克服上述控制作用不及时的现象。

(一) 微分控制

微分控制规律就是指控制器输出的变化与输入偏差的变化速度成比例的控制规律，用字母 D 表示。用数学式可表示为

$$\Delta u(t) = T_d \frac{de}{dt}$$

式中 T_d ——比例系数，又称为微分时间；

$\frac{de}{dt}$ ——偏差变化的速度。

可见，微分输出只与偏差的变化速度有关，与偏差是否存在无关。被控

参数的偏差量刚开始产生的瞬间，微分控制器即进行控制作用，防止被控参数出现大的偏差。因此微分控制器的控制作用是超前的。偏差变化越大，或微分时间 T_d 越大，则微分控制的输出也越大。如果输入一个固定不变的偏

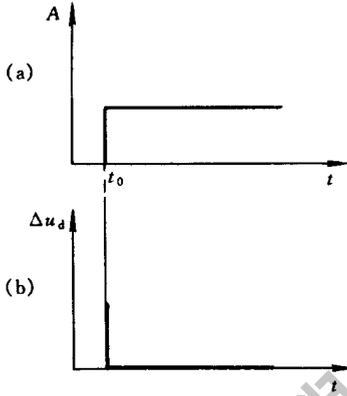


图 2-7-24 微分控制的动态特性

差，不管它多大，只要不变化， $\frac{de}{dt} = 0$ ，则输出的变化为零，即没有控制作用，这是微分作用的特点。

如果输入一个阶跃信号，按上式，就会出现一个如图 2-7-24 所示的输出，即在输入变化的瞬间，输出趋于无穷大，在这以后，由于输入不再变化，输出立刻降到零。

(二) 比例积分微分控制

微分控制作用主要用来克服对象的滞后。而对于对象的纯迟延，微分控制起不了作用。因为只要被控参数的导数等于零，控制器就不再输出控制作用，然而此时即使被控参数已有很大的偏差，但微分控制器却不产生控制作用，结果被控参数却可以停留在任何一个数值上，这就不符合控制系统正常运行的要求。同时又因微分控制器存在不灵敏区，如果对象的流入量与流出量之间稍有不相等，则被控参数的导数总是保持小于不灵敏区的数值，永远不能引起控制器动作，而这样很小的不平衡却会使被控参数逐渐变化，只要时间长了，就会使被控参数的偏差量超过安全许可的范围。由于这些原因，

微分控制器不能单独应用，需要与比例积分控制器组合使用，这样就把微分作用的优点也纳入了，称为比例积分微分控制，即 PID 控制。

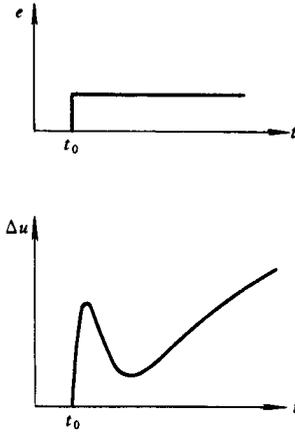


图 2-7-25 比例积分控制器的飞升特性曲线

比例积分微分控制综合了三种控制作用，可表示为

$$\Delta u(t) = \frac{1}{\sigma} \left(e + \frac{1}{T_i} \int edt + T_d \frac{de}{dt} \right)$$

比例积分微分控制的飞升特性曲线，如图 2-7-25 所示。

当输入阶跃信号后，输出信号由于微分作用先跃上去，微分作用过去后，输出信号降下来，接着比例作用起主要作用，然后由于积分作用输出信号又逐渐增大起来。

比例积分微分控制在控制系统中，当干扰出现后，微分部分立即输出大信号，比例部分也起克服干扰的作用，使被控参数偏差减小，接着积分部分输出信号慢慢地把静态偏差消除。只要 δ 、 T_i 、 T_d 三个整定参数选择得恰当，就能发挥三种控制规律的优点，从而得到较为理想的控制质量。

采用微分控制之后，较之纯比例控制规律和比例积分控制规律，可以使被控参数波动的幅值有所降低，波动周期也会减小。较之采用纯比例控制规律，静态偏差也会相对有所降低。但微分控制作用强弱要适当，微分控制作用太弱 (T_d 太小)，微分作用不显著，反之，微分作用太强 (T_d 太大)，不仅不能使系统趋向稳定，反而容易引起被控参数大幅度的振荡。

比例积分微分控制用于对象时间常数大，容量迟延大，负荷变化又大又

快的场合。

在制冷空调系统中，一般应用双位、比例和比例积分控制已能胜任，不必再加微分控制。

最后，我们对 P、I、D 三种控制作用做一简单小结。

1. 比例控制

它依据“偏差的大小”来动作。它的输出变化与输入偏差的大小成比例，调节及时，有力，但有余差。用比例带来表示其作用的强弱，比例带越小，控制作用越强，余差也小；比例作用过强时，系统不稳定，会引起振荡；比例带太小时，近似成双位控制。

2. 积分控制

它依据“偏差是否存在”来动作。它的输出变化与偏差对时间的积分成比例，只有当余差完全消失，积分作用才停止。其根本的作用就是消除余差。但积分作用使动偏差增大，延长了控制时间。用积分时间 T_i 表示其作用强弱， T_i 越小，积分作用越强，积分作用太强时也易引起振荡。

3. 微分控制

它依据“偏差的变化速度”来动作。它的输出与输入偏差的变化速度成比例，其实质和效果是阻止被控参数的一切变化，有超前控制的作用，对容量滞后较大的对象有很好的效果，使控制过程动偏差减小，控制时间缩短，余差也能小一些，用微分时间 T_d 来表示其作用的强弱。 T_d 大作用强，但 T_d 太大，会引起振荡。

五、串级控制和补偿控制的概念和应用

在制冷空调系统和其他热工对象系统中，为了提高控制质量，应用串级控制和补偿控制有很好的效果。

（一）串级控制的工作原理

在控制系统中应用两个控制器串接，即主控制器和副控制器串接起来组成串级控制。主控制器的输出信号，作为副控制器的给定值，这样副控制器

的工作是随动控制而主控制器的工作是定值控制。

为了说明串级控制系统的概念，以冷库温度串级控制系统为例，如图2

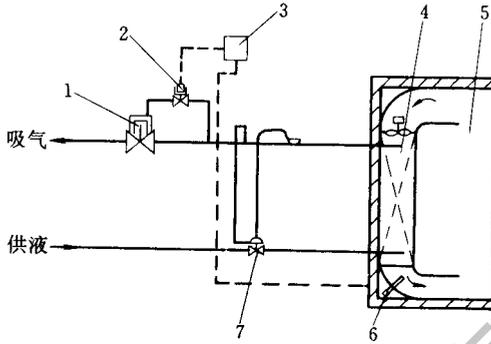


图 2-7-26 冷库串级控制系统

- 1—主阀 PHS；2—电动压力导阀 CVMM；
 3—温度控制器 EPT-60；4—冷风机；5—冷库；
 6—温度发信器 ESD；7—外平衡式膨胀阀 TE

-7-26 所示。图中冷库为直接蒸发式带冷风机系统，TE 为外平衡热力膨胀阀，控制进蒸发器的供液量。为了提高库温的控制精度，如达到静态控制偏差在 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 数量级范围内，则冷风机的蒸发温度或蒸发压力均要求相对稳定，为了使吸气压力的波动及其他干扰因素的作用不影响蒸发压力的波动，装备了蒸发压力的稳压控制系统。因此，当这些干扰一出现，很快就在稳压系统中被克服，不致影响主控制回路库温的波动。也就是说在串级控制系统中，由于有副控制回路的存在，当吸气压力波动的干扰作用影响蒸发压力时，副回路的稳压作用快速克服干扰，使蒸发压力很快得到稳定，因此很少影响到主参数库温。

这里稳压控制系统（副回路）由副参数（蒸发压力）及副控制器（CVMM压力导阀）与副执行器 PHS 主阀组成。在吸气管上安装的主阀 PHS，它的开度控制蒸发压力或蒸发温度。蒸发压力的信号由压力导阀 CVMM 所感受，压力导阀的给定值由主控制器 EPT-60 温度控制器所决定。蒸发压力与给定值比较后的信号控制主阀 PHS 的开度，使蒸发压力稳定在压力导阀给定值的范围内。

主控制回路由库温度发信器 ESD，温度控制器 EPT-60，电动压力导阀

CVMM及主阀 PHS 组成。(串级调节系统中断开副调节回路后整个外回路称为主回路)。安装在冷库内的温度发信器 ESD 感受库温信号送给 EPT-60 温度控制器,控制器的输出信号控制电动压力导阀 CVMM 的给定值。电动压力导阀 CVMM 由压力导阀 CVM 和电动执行机构 AMD23 组成。电动执行机构的动作调整压力导阀的给定值,从而调整冷风机盘管的蒸发压力与蒸发温度,也就是控制蒸发温度与库温之间传热温差,使库温符合控制精度要求,保证库温稳定。

下面介绍几个串级控制系统中的常用名词。

主参数：串级控制系统中起主导作用的被控参数。如上例中冷库库温。

副参数：串级控制系统中为了稳定主参数而引入的辅助参数,也就是给定值随主控制器的输出而变化的被控参数。如上例中蒸发压力即为副参数。

主控制器：就是按主参数对主给定值的偏差而产生控制规律,其输出信号作为副控制器的给定值。如上例中 EPT-60 温度控制器。

副控制器：其给定值由主控制器输出信号所决定,并按副参数对其设定值的偏差而动作的控制器。如上例中 CVMM 电动压力导阀。

副回路：处于串级系统里面的,由副参数、副控制器及其所包括的一部分对象等环节所组成的闭合回路。

主回路：串级控制系统中断开副控制器后的整个外回路。

图 2-7-27,为上述例子中温度与蒸发压力串级控制系统的方块图。

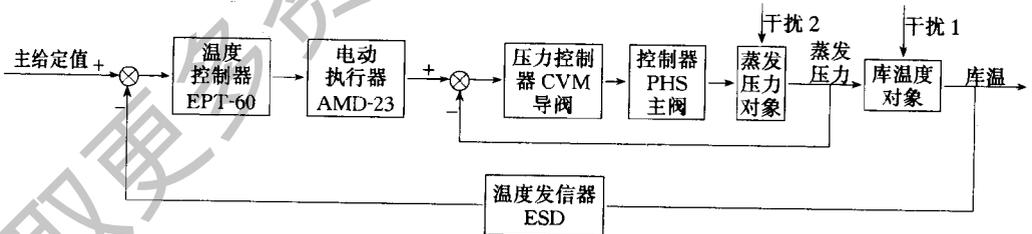


图 2-7-27 温度与蒸发压力串级控制系统方块图

(二) 串级控制系统的特点和应用范围

串级控制系统的主要优点是：当干扰进入副回路,由于副回路的快速控

制作用，具有很强的克服能力，因此这种干扰在影响到主参数稍有波动之前，即已被克服；当干扰进入主回路，由于副回路的存在，控制系统的等效对象时间常数有所减小，对象特性改善，因此对克服干扰的能力也有所提高。

如上例中，制冷吸气压力若有波动，将影响蒸发器内蒸发压力的稳定，若没有副回路的控制系统，这一压力波动的干扰要通过冷风机及大容量冷库对象等环节，经过较长的一段时间以后，才反映到库温变化，然后由温度发信器所感受，主控制器动作，去控制蒸发器的蒸发压力使主参数库温回复，即这一干扰作用，通过较多环节，克服干扰的控制作用慢，主参数波动大。在串级控制系统中，由于有副回路控制系统存在，当吸气压力波动的干扰作用影响蒸发压力时，副回路的稳压控制作用很快克服干扰，使蒸发压力很快得到稳定，因此很少影响到主参数库温。

由上面分析可知，串级控制系统优于单回路控制系统，但串级控制所用的仪表较多，因此，原则上，凡能用简单的单回路控制系统解决问题时，就不用复杂的串级控制系统。串级控制系统也不是到处适用，它只适用以下几个场合。

(1) 对象的滞后比较大，用单回路控制系统时，过渡过程时间长，超调量大，被控参数恢复慢，因此控制质量不能满足要求，这时可以采用串级控制。在系统中选择一个滞后较小的辅助参数组成副回路，同时选择副回路时，尽可能包含主干扰（即干扰幅度大、变化激烈的干扰），同时尽可能将多种干扰都纳入副回路之中，使这类干扰对主参数的影响减小到最低程度。

(2) 控制对象纯迟延时间长，用单回路控制系统不能满足控制质量要求时，可以采用串级控制系统。微分作用不能用来克服对象的纯迟延对控制质量的影响，采用串级控制系统，可以距调节阀较近，纯迟延较小的地方选择一个辅助参数，组成副回路。

(3) 系统内存在变化激烈和幅值很大的干扰作用时，控制质量往往比较差。在这种情况下，为了提高系统的抗干扰能力，可采用串级控制系统。只要将这种大幅度激烈干扰纳入副回路之中，可使系统的抗干扰能力大为提高。

关于串级控制系统中主、副控制器的选择：对于主参数控制质量要求不高，同时对副参数的控制质量要求也不高时，则主控制器和副控制器都可采

用比例控制规律。如对主参数要求高，要消除静态偏差，则主控制器可用比例积分控制规律，副控制器用比例控制规律。

(三) 补偿控制的概念和应用

空调系统中应用的所谓补偿控制，按自动控制原理来说，实际上就是前馈控制。上面章节所述的都是属于反馈控制。反馈控制是按照被控参数的偏差值进行控制的，它的特点是必须在被控参数出现偏差后，控制器才进行控制作用来克服干扰对被控参数的影响。如果干扰已经发生，而被控参数还未变化前，控制器是不会进行控制的，所以这种控制作用总是落后于干扰作用。

前馈控制是按照干扰作用进行控制的。当干扰出现后，控制器就按照扰动量来进行控制，以补偿对被控参数的影响。

反馈控制是属于闭环的控制系统。前馈控制则是属于开环的控制系统。虽然前馈控制恰到好处，理论上可使被控参数不会因干扰作用而产生偏差，前馈控制器不可能做到测量参数完全正确和控制的完全正确，况且前馈控制系统是按照个别主要干扰的作用方式进行设计，无法消除其他各种干扰对被控参数的影响，所以单纯的前馈控制往往不能满足控制要求，而是采用按干扰的前馈控制与按偏差的反馈控制组合起来，构成复合的前馈控制系统。这样既有利于克服主要干扰的影响，又可通过反馈控制来消除其他干扰的影响，和消除前馈控制效果不够理想所产生的偏差。

图 2-7-28 所示为某船舱室舒适空调采暖工况的室外新风湿度补偿控制原理图。某船舱室舒适空调，冬季采暖工况采用室外新风温度补偿控制。由于室外环境温度变化，则通过舱室绝热壁层的散热也变化，引起舱室内温度波动，因此室外环境温度的变化是干扰。补偿温度发信器测量室外新风湿度，通过补偿环节（前馈环节），改变送风温度控制器的给定值，即改变送风湿度，补偿舱室散热量的变化。若是理想的补偿，室内温度可以保持恒定，但是实际情况只能作到近似补偿，因此还得要靠舱室内温度控制器和诱导器内的末端加热器组成反馈控制，达到舱室温度的精确控制。

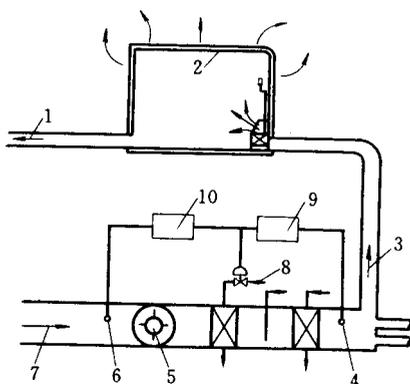


图 2-7-28 某船舱室舒适空调采暖工况的室外新风温度补偿控制原理图

- 1—排风；2—舱室；3—送风；4—发信器；
5—风机；6—补偿义信器；7—室外新风；
8—蒸汽；9—送风温度控制器；10—补偿环节

第四节 冷库制冷装置自动控制

一、自控器件

(一) 温度控制器

温度是制冷系统中最重要参数之一。在食品冷藏过程中，保持库房的稳定低温，是防止食品变质的必要条件。另外，制冷系统的运行，机器设备的调整等，大多数是以库温为依据的。因此，准确地检测温度，是制冷系统生产过程中一个必不可少的重要环节。

温度不能直接测量，只能借助于温度变化时物体的某些物理性质（如几

何尺寸、电阻值、热电势、辐射强度、颜色等)随之发生变化的特性来进行间接测量。

在制冷装置中控制空气或其他介质温度,广泛采用温度继电器。温度继电器又称温度控制器或恒温器,一般有电接点温度计、温包式温度控制器和电子温度控制器三种。

1. 电接点温度计

电接点温度计是利用水银柱随着温度变化的升降来启闭电接触点,从而控制温度的一种双位温度调节器。它的构造简单,测量与控制的温度范围比较大,一般与电磁阀组合使用。当温度上升到预定值时,电触点闭合,继电器的电路接通,电磁阀开启,开始降温;反之,当温度降低到一定限度时,电触点断开,继电器电路切断,电磁阀关闭,停止降温。其缺点是由于电触点的额定电流较小,须经放大,而不能直接与一般继电器组合,且系玻璃制品,容易碰碎。

电接点玻璃水银温度计是利用温度计内的工作介质——水银热胀冷缩的物理性质工作的。可以测量控制 $-30 \sim 300^{\circ}\text{C}$ 范围的温度。温度计下部的液包贮有水银,当温度上升时,液包中的水银膨胀,沿与其联接的毛细管上升,可以从温度标尺上读出读数。当水银与毛细管中的铂丝接触或断开时,可使外接电路接通或断开,借以达到控制温度的目的。

电接点玻璃水银温度计有下列几种:

(1) 可调电接点玻璃水银温度计。它是内标式的,作为电接点的铂丝可通过旋转顶部的调节帽上升或下降,借以调整接点温度。

(2) 固定电接点玻璃水银温度计。它有内标式和棒式两种。铂丝固定在限定的温度上,在冷库自控中应用不多。

电接点玻璃水银温度计又可按尾部形状分为:直形、 90° 角形、 135° 角形。

2. 温包式温度继电器

温包式温度继电器在小型制冷装置中应用较多。对于小功率制冷机组,温度继电器不需通过中间继电器而直接串入磁力起动器的吸引线圈中,以控制压缩机的开、停,从而调节库内温度。温包式温度继电器的温包由于使用条件不同而有多种形式:有的是由温包与传压毛细管组成的;有的是把温包与传压毛细管结合起来制成螺旋管形温包。一般较大的库房温度控制大多采

用后一种形式，这种情况下温包式继电器往往需要通过中间继电器控制电磁阀的启、闭，或冷风机和压缩机的开、停。

各种温包式温度继电器尽管其结构和温包形状各有特点，但基本结构和工作原理是相同的。继电器的感温系统由温包、传压毛细管和波纹管所组成。在密封的感温系统内充以感温物质（如 R22，R12 和氟甲烷等）。温包感受被测介质温度后，液体的饱和蒸气压力作用于波纹管上，使波纹管对杠杆产生的顶力矩与定值弹簧所产生的力矩平衡，从而控制触头的分开或闭合，以控制温度。

温包是温包式温度继电器的感温元件，根据不同的温度控制要求，温包内所充灌的物质和充注量是不相同的。在制冷系统中经常采用的有饱和液体充注式（简称充液式）、饱和气体充注式（简称充气式）和吸附式三类。

（1）充液式温度继电器

它的充液量一般占整个容积的 80% ~ 95%，通过感温包的温度变化而引起的压力变化，推动继电器动作，其温度与压力的变化关系是随着温度升高，压力也相应增高。其温度控制范围为 40 ~ 190℃。

（2）充气式温度继电器

它的温包中充以少量的 R22，R12、或氟甲烷等液体，一般充注量仅占整个容积的 5% 左右，由饱和蒸气压力推动继电器动作。充气式由于充液少，在达到一定温度后，所充进的液体就转化为蒸气和过热蒸气，因此即使温度继续增高也不会增加多少压力，其温度与压力的变化关系是当蒸气温度达到过热温度时，压力仍基本维持原值。充气式温度继电器的控制范围一般在 -60 ~ +10℃。

（3）吸附式温度继电器。

它的温包中充有活性碳（或分子筛、硅胶）和二氧化碳等。它是利用活性碳（或分子筛、硅胶等）在不同温度下对气体的吸附能力不同的特点，达到控制温度的目的。吸附式温度继电器的特点是可由充进的吸附材料和气体量的不同改变温度与压力的曲线，同时温包中所吸附的气体量不受毛细管和波纹管温度影响。吸附式温度继电器的控制性能一般优于前两种温度继电器，安装要求比较简单，控制范围也较宽（一般在 -50 ~ +100℃）。有的吸附式温度继电器把温包做成螺旋状，不用传压毛细管而直接和波纹管室相接，这种吸附式的温度继电器也称为螺旋式温度继电器。

由于采用不同充注法的温度继电器有不同的温度控制范围和不同的特点，因此在使用温度继电器的时候，要根据所需的温控数值、具体的环境和条件来选择。

要使温度继电器合理地使用和正确可靠地控制温度，温包的安装位置也是一个重要的因素，其注意点如下：

- ①温包置于库内时不能过于接近墙壁或冷却排管。
- ②温包应安装在空气流动处，不应置于死角。毛细管应绕一圈或数圈以免震坏。为了防止温包损伤而用保护罩时，要注意其热传导不应受阻碍。
- ③温包不应置于热货处，以免直接受热货温度的影响。
- ④温包不应置于门口，免受库外热空气侵入的影响。
- ⑤在风冷的库房里，温包一般应靠近回风口，因为回风基本上可代表库房的平均温度。如对出风温度有一定限制时，温包可置于出风口，但不应在最高风速处。

充气式温度继电器温包安装位置除了上述的注意点外，还需要注意继电器壳体和毛细管所处环境的温度至少应高于温包温度 $2 \sim 3^{\circ}\text{C}$ ，否则应包隔热层或采取其他有效措施。

3. 电子温度控制器

目前在制冷装置的温度检测与控制中所采用的电子元件或仪表大多由热电阻、导线和仪表所组成。它具有精度高、检测和控制距离远、容易实现多点的检测与调节等优点，因此应用十分广泛。这种仪表的测量范围为 $-200 \sim +500^{\circ}\text{C}$ 。常用的热电阻有铂热电阻、钢热电阻、镍热电阻和半导体热敏电阻等几种。

常用的电子温度检测与控制器是利用某些导体或半导体（铂热电阻、铜热电阻、镍热电阻或半导体热敏电阻）的导电性能随着温度的变化而变化的特性，来达到检测和控制温度的目的。它的传感部分是电桥的一个桥臂，感温元件的电阻值随着温度的变化而变化，从而使桥路输出端两点的电位相应变化，这个变化可用来显示温度值或通过放大器使继电器吸合或释放，控制降温，达到检测与控制温度的目的。

与热电阻配套使用的仪表有比率计、平衡电桥或不平衡电桥，用以测定热电阻电阻值的变化。

表 2-7-2 各种显示仪表的性能

序号	显示仪表的种类	工作原理	主要特点
1	电动机械式显示仪表	机械传动	结构复杂, 动作缓慢, 已逐渐被淘汰
2	磁电式显示仪表	磁电原理	结构简单, 成本低, 体积小, 灵敏, 抗干扰能力强, 适用于简单调节器电路
3	电子平衡显示仪表	自动平衡原理	灵敏度高, 使用和维修方便, 品种多, 用途广, 能远传
4	气动显示仪表	弹性元件受力变形后, 用机械系统传送放大	简单, 可靠
5	数字显示仪表	数码转换	采用集成电路, 数字显示, 直观并配有打字记录

用作温度遥测显示或遥控调节的仪表, 按工作原理不同, 可以分成五类: 电动机械式显示仪表、磁电式显示仪表、电子平衡显示仪表、气动显示仪表和数字显示仪表。这五类显示仪表的一般性能见表 2-7-2。其中电动机械式显示仪表, 因为结构复杂, 动作缓慢, 已经逐渐被淘汰。气动自动显示与控制装置在制冷装置中应用不多。在制冷装置中得到广泛应用的是磁电式显示仪表、电子平衡显示仪表和数字显示仪表。显示仪表中如加上控制触点就成了显示控制器。显示控制器与适当的调节器配合后, 可以做成二位、三位、比例等控制器。

动圈式显示仪表中动圈测量机构是一个磁电系的表头, 可动线圈处于磁钢形成的空间永久磁场中。当测量元件通过测量桥路把被测参数信号转变为直流毫伏信号加到动圈上时, 此载流线圈受磁场力作用而转动。转动力矩的大小与线圈通过的电流大小成正比。同时, 张丝随着动圈的转动而扭转, 产生的反力矩与动圈的转动力矩相平衡, 此时动圈的位置和直流毫伏信号大小相对应。当面板直接刻画成温度或其他参数的刻度时, 装在动圈上的指针就指示出被测参数值。

电子平衡式显示仪表的测量电路采用平衡电桥测温。当热电阻的阻值随温度变化后, 电桥输出不平衡信号, 经放大器放大后操纵可逆电动机: 一方

面带动滑动可变电阻移动，使电桥重新平衡，同时显示出温度数值；另一方面带动记录笔或调节机构。与此同时，同步电动机带动记录纸匀速卷动，记录笔便在记录纸上用曲线记下被测参数的大小。

XCZ-102 型动圈式温度指示仪采用铂热电阻或铜热电阻做测温元件，可对 $-200 \sim +500^{\circ}\text{C}$ 范围内的各种工业对象中的气体、液体、蒸汽和烟气的温度进行远距离指示。

XCD-162 型多点动圈式温度指示仪是简易的全晶体化的温度自动巡回测量装置。可以对多点温度自动巡回指示，同时用数字显示出库房号码，也可以手动选点显示。

XCT-102 和 XCT-122 动圈式温度指示调节仪是具有调节作用的动圈式指示仪表，可用作温度的远距离指示和调节。

TDW-12 型温度控制器是无指示的温度控制仪表，能对被控制对象实现二位或三位控制。仪表采用集成电路运算放大器，因而线路简单，工作可靠，体积小，精度高，适用于温度控制和调节。其控制的幅差最小可达 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ ，适用于控制精度要求较高的场合。

XDD 系列小型自动平衡电桥记录、调节仪与热电阻或其他能产生电阻值变化的变送器配套使用，对温度或其他参数进行显示、记录和调节。仪表有单笔、双笔、多点及带 PID 电动调节器等几种。单笔仪可连续测量、记录一个参数；双笔仪可同时连续测量、记录两个参数；多点仪有三角和六角两种，周期地循环打点记录各点参数；带 PID 电动调节器的仪表，除可测量和记录一个参数外，还能对该参数进行比例、积分、微分调节。电子平衡式显示调节仪表的测量精度高，而且能自动显示记录。

(二) 压力控制器

在制冷系统中，压力和温度之间有一定的对应关系，往往利用控制蒸发压力的方法来控制蒸发温度；另外在生产中要控制压力容器和制冷机器在一定的范围内工作，也有必要对压力进行检测和控制。因此，压力也是制冷系统中一个重要的测量参数。

压力控制器又称压力继电器或压力调节器，是一种由压力信号控制的电路开关，即当压力超过（或低于）调定值时，控制器就能切断电路，使被控

制系统停止工作，以起保护和自动控制的作用。

压力控制器的设计原理与温度继电器相类似，惟一不同点就是：温度继电器利用灌注于温包内的工质使波纹管受温度变化而伸缩，以触动电钮；而压力控制器则是使波纹管直接感受被控制对象的压力，起接通或切断电流作用。压力控制器也必须有动差（即幅差），这个动差值在一定范围内是可以调节的。

压力控制器通常可分为低压控制器和高压控制器（包括中压控制器）两种。低压控制器用于制冷压缩机的低压侧，即回气管道上；中压控制器用于双级压缩机的中压侧，即中压管道上；高压控制器用于制冷压缩机的高压侧，即排气管道上。它们都是用来控制压缩机的运转或停止，低压控制器还可以控制压缩机的能量调节机构。

（1）高压控制器的作用是限制制冷系统的排气压力不超过一定的限度，以保障安全。当排气压力超过调定值时，高压控制器切断电动机的电路，使压缩机停止，起保护作用。由于它是属于事故停车，应发出报警信号（通常为警铃响和红色指示灯亮），停车后不再自动复位启动，待查出原因及消除故障后，再用手动启动。

中压控制器的作用是限制双级压缩机的中压排气压力不超过一定限度，以保证正常运转。在超压停车时，一般也不再自动复位，待查出原因并消除故障后手动复位。

（2）低压控制器除了控制制冷系统中蒸发压力不致过低外，在小型制冷装置中可代替温度继电器控制压缩机的开机和停机；在大、中型制冷装置中还常常用于控制压缩机的卸载机构，起能量调节的作用。

制冷系统中蒸发压力低于一定值时，低压控制器跳开断电，制冷压缩机立即停机，待压力回升后自动恢复开机。蒸发压力随着负荷下降是正常现象。因而低压停机一般不需报警。如果低压控制器用于防止蒸发温度过低而可能引起蒸发器中的载冷剂冻结时，这就属于安全保障措施，停机后也应报警。

压差控制器的作用是维持两种压力的差值。现在已被广泛用作制冷压缩机的润滑系统和液泵防止气蚀的安全保护装置。因为在一般情况下，压缩机润滑油的压力应高于回气压力或曲轴箱压力约 $0.1 \sim 0.2$ MPa，当油泵的排出端与曲轴箱压力的压差低于某一调定值时，就能自动切断电动机电源，而使

压缩机停机，以免压缩机的运动部件因润滑不良而损坏。同理，在液泵循环系统中，当液泵的排出压力与吸入压力之差低于某调定值时，为避免发生气蚀现象，压差控制器自动切断液泵的电，使泵停止运转。

YWK-22 型压力控制器是将高压（冷凝压力）过高保护和低压（蒸发压力）过低保护两部分合并装在一个壳体内，适用于压缩机的排气压力过高和吸气压力过低保护。

YWK-22 型压力控制器的高压部分由气箱、波纹管、高压调节弹簧、调节螺母、调节螺杆、调节盘和复位按钮等组成。当系统管路中压力升高，气箱内波纹管被压缩，当压力超过上限值时，波纹管克服主调弹簧力的作用推动顶杆，顶动跳板，带动电器开关动作，使开关触点断开，切断电源，停止压缩机工作。在高压部分开关动作后，跳脚板上突出边缘即被扣住自锁。系统压力下降后也不能自行复位，须待事故排除后，按手动复位按钮，才使自锁装置脱扣，微动开关触点重新闭合，允许压缩机重新启动。

低压部分由低压气箱、低压跳脚、差值调节盘、差值弹簧、差值调节杆、抽空拨杆和微动开关组成。低压保护部分的波纹管内部都加有负压小弹簧，波纹管先用管内负压小弹簧压缩。机器正常运转时，微动开关处于被压紧的通路状态；当吸气压力下降时，气箱内波纹管被拉长，当压力低于控制器的下限值时，低压调节弹簧向下推动低压跳脚板，使微动开关动作，触点变位，切断电源使压缩机停止工作。低压保护部分无自锁保护机构，待压力回升以后，波纹管向上推动跳脚板使微动开关重新处于通路状态。为了在制冷系统用本机抽真空时不使低压保护作用，低压保护设有“运转-抽空”旋杆。

转动调节螺母，改变主调弹簧的预紧力，可以改变高压或低压保护的设定值（均为控制器的停机压力值），设定值可以从两个窗口上分别读出来。转动幅差调节盘，可以改变低压保护通路和断路压力幅差。

YWK-12 型压力控制器是作系统压力调节的控制器。根据控制压力的不同，它可有高压、低压和负压三种规格。

这类压力控制器的工作原理都差不多。常用的还有 KD 系列（高、低压）压力控制器、TK 型（高压）压力控制器、TD 型（低压）压力控制器、YK 型（高、低压）压力控制器和 AFP 型（高、低压）压力控制器等，使用时可查阅有关资料。

CWK-22 型压差控制器主要用于压缩机的油压差保护，故又称油压差控制器。控制器由两个波纹管对置设置。从曲轴箱来的低压压力接至上端气箱，下端气箱接至油泵的出口端，感受油泵排出压力。两个波纹管的力方向相反，都作用在顶杆上，通过调节弹簧来平衡。另外，CWK-22 型压差控制器内部附有用电热丝加热的双金属片延时机构。设置延时机构的原因是：第一，压缩机启动时，建立正常的油压差需要一定的时间，油泵的油压控制必须把这一段时间除去。没有一定的延时，压缩机就启动不了。第二，在压缩机运转中，由于曲轴箱压力不稳或带进液体工质，使油压不稳或成泡沫状，均有可能使油压降到危险压力以下，但经若干秒后油压往往能自行恢复，加上延时机构后，可避免不必要的频繁停车。机器开始启动，CWK-22 同时通电，电接点接通，加热器通电加热，开始延时，欠压指示灯亮。在调定的延时时间内，若油压差上升到调定值，调节弹簧被压缩，顶杆顶动跳脚板，推动微动开关动作，延时机构和欠压指示灯被关闭，机器投入正常运转；若在调定的延时时间内，油压差没能回升到调定值，双金属片被加热变形，推动延时开关动作，切断机器电源，并发出报警信号。延时开关被双金属片顶动变位时，延时开关的凸钮即被机械扣住，不能自行复位，须人工手按复位按钮以后，延时开关的凸钮才被释放，触点复位，机器才具有被起动的条件。但延时开关切断电源而使机器停车后，至少需隔 5 min，直到双金属片延时机构冷却复原后，才能按复位按钮复位，否则延时时间将不准确。

转动压差调节螺母，可改变主弹簧的预紧力，从而改变油压差的设定值。该值是控制器的上限，在仪表的刻度板上指示出来。下限油压差等于上限（指示值）减去幅差。幅差为 0.02MPa，且不可调。改变电加热丝与双金属片之间的距离，即可以改变延时开关的延时时间。

常用的压缩机润滑油用压差控制器有 JC3.5 型压差控制器（手动复位）、CWK-1 型压差控制器（手动复位）、JC0535 型压差控制器（无延时机构）等型号。

CWK-11 型（波纹管）压差控制器主要用于氨泵不上液保护，保护氨泵进、出口压差在一定的数值之上，以免发生气蚀（即氨泵脱氨运转）现象。此外，它也可用于其他液泵。

CWK-11 型压差控制器的结构和工作原理与 CWK-22 型压差控制器相同，但缺少两部分机构：第一，CWK-11 本身无延时机构，使用时若需要，

应另配时间继电器；第二，没有手动复位装置。窗口的刻度指针指出的是断路压差，即控制器的下限数值。上限等于指针数值加开关差（0.01 MPa）。CWK-11型压差控制器用作氨泵断液保护时，上端气箱接氨泵入口，下端气箱接氨泵出口，另配时间继电器作延时机构。

压力变送器的作用是将压力测量元件的输出信号转变成调节器所要求的输入信号。YSG-01型电感式压力变送器是一种无触点变送器，适用于检测气体、液体和蒸气的压力。除可以对压力进行就地和远距离连续显示外，还可以将所测压力按比例转变成0~10mA的直流信号输出给调节器和二次显示仪表。在制冷系统中它主要与TDF-01型能量调节器配合，以回气压力作能量调节参数，实现对压缩机能量的自动调节。YCS-01型电感式压力变送器主要由两部分组成：一部分是压力检测部分，另一部分是压力-电变送部分。

（三）流量控制器

1. 自动恒压膨胀阀

自动恒压膨胀阀是借蒸发器的压力（阀的出口压力）调节日制冷剂进入蒸发器的流量，使蒸发器内经常保持恒压。

自动恒压膨胀阀的顶部有压在膜片上的弹簧以推动阀门开启，阀的下部有另一个弹簧以相反方向的压力使阀针关闭，蒸发器的蒸发压力通过膜片下的平衡孔对抗开启弹簧的作用（内平衡孔与外平衡接头不要同时使用）。膨胀阀调整到一个蒸发压力。当蒸发器内压力升高到稍大于调定的蒸发压力时，阀针逐渐关小；当蒸发器内的压力降至低于调定蒸发压力时，阀针逐渐开大，实现比例调节，保证供给足够的制冷剂并保持调定的蒸发压力。这种恒压膨胀阀是一种“升关降开”的常开型恒定调节阀。

自动恒压膨胀阀是控制与调节日制冷剂流量的自动化元件，目前这种型式的膨胀阀只用于少数小型制冷装置。

2. 热力膨胀阀

热力膨胀阀是借蒸发器出口处制冷剂蒸气的过热度变化，相应改变膨胀阀的开启度，以自动调节日制冷剂流量的自动化元件。它是制冷系统，尤其是氟利昂制冷装置的主要部件之一。此外，在小型氨制冷系统、自动放空气器

等装置中也要应用氨热力膨胀阀。

热力膨胀阀的工作原理是，阀针的启、闭由作用于膜片上、下的压力差控制，阀的开启度变化由于膜片的变形通过顶杆推动阀针的上、下移动而实现。作用在膜片上的力有：弹簧当量压力、温包中介质的饱和蒸气压力、制冷剂蒸发压力，以及膜片本身变形时所产生的力（此力一般计算时可忽略不计）。

热力膨胀阀有内平衡式和外平衡式两种。当蒸发器内有较大的压力降时，不宜采用内平衡式膨胀阀，因为此时要保持制冷剂的流量不变，则要求建立较大的过热度，这对蒸发器的工作来说显然是不利的。因此内平衡式热力膨胀阀只适用于压降低、能量小的蒸发盘管。对于压降大、能量大的蒸发盘管应选用外平衡式热力膨胀阀，以改善蒸发器的工作状况，提高效率。但使用外平衡式膨胀阀后，其本身的结构、制造工艺和安装都比较复杂些。

容量是膨胀阀的一个重要特性参数。膨胀阀的容量指在膨胀阀前、后的压差下，所通过的制冷剂在一定蒸发温度下完全蒸发的制冷量。

影响膨胀阀容量的主要因素有：

(1) 压力降。阀在一定开启度下，其前、后的压力降越大，则通过阀门的流量相应就大，反之亦然。应该注意，阀前、后的压差不单指冷凝压力与压缩机吸气压力之差，还包括阀前和阀后的压力降。阀前的压力降是指从冷凝器（或贮液器）至热力膨胀阀之间的高压液管阻力损失与液位高差；阀后的压力降包括热力膨胀阀出口至蒸发器的低压液管阻力，以及蒸发器中的压力降和蒸发器至压缩机之间回气管道阻力。因此，为了保证膨胀阀有足够大的容量，就必须尽可能减少从冷凝器（或贮液器）到膨胀阀的高压管道和从膨胀阀到蒸发器出口间的低压管道的压力损失。

(2) 蒸发压力。

(3) 制冷剂液体的过冷度。液体在管道中流动有压力损失，因此从贮液器（或冷凝器）出来的制冷剂液体若无过冷度，则必然有部分液体在流经膨胀阀以前的管道中就已开始蒸发，导致膨胀阀的流量降低，膨胀阀容量相应减少。因此一般要求具有 1°C 以上的过冷度，至少应该是饱和液体。

根据设计的制冷量选择合适容量和通径的膨胀阀，其一般步骤如下：

(1) 根据设计数据提供的蒸发压力和液管压力损失计算出阀门的压力降。

(2) 根据设计条件计算出膨胀阀所需的计算容量。

(3) 根据计算容量及压力降，从膨胀阀容量表中查得合适通径的膨胀阀规格。

值得注意，氨用热力膨胀阀专用于氨制冷系统，借回气管的过热度自动调节供液量。膨胀阀的制冷能力可用附加调节叶片调整，而关闭过热度，则由阀端调节杆调整，分开调节互不影响。

3. 电磁阀

电磁阀在制冷自动控制系统中，经常作为双位调节器的执行元件。它是一种开关式自动阀门，可用压力控制器、温度控制器、液位控制器通过电气元件控制。适用于各种气体、液体制冷剂及润滑油等。

电磁阀分为直动式和导压式两大类。直动式是直接吸动阀芯以启闭阀口；导压式是运用小阀口的启闭带动大阀口启闭。导压式阀又可分为连动式、继动式和导阀式三类，其中继动式和导阀式电磁阀不论口径大小都用同一种8~14W线包，继动式电磁阀的小阀口和大阀口做在一个阀体上。导阀式电磁阀的小阀口和大阀口分做成两个阀体，即导阀和主阀。导阀和主阀可以分开安装，用导压管连接；也可在主阀的阀体上开导压阀孔，将导阀直接拧在主阀盖上，联结成电磁主阀。

目前电磁阀有多种型式，结构也各有不同，但就其动作过程来说，基本上有两种类型：一种是直接动作的，即一次开启式；另一种是导压开启的，称为二次开启式。它们一般由外壳、线圈、铁芯、弹簧、膜片或活塞、阀体、密封环等主要零部件组成。

一次开启式电磁阀，当接通电源时，线圈通过电流产生磁场，铁芯被磁力吸起，阀门打开，阀的流入端与流出端相通。当线圈电源切断时，磁场消失，铁芯由弹簧力和铁芯本身的自重而下落，关闭阀口，阀内的流体压力经流入端进入铁芯室内部作用在阀芯上，帮助阀门关闭。

二次开启式电磁阀的特点是：电磁阀线圈仅吸引尺寸和重量都很小的铁芯，打开操纵孔，再利用管道中液（气）体介质的压力，形成压差，推动主阀芯，打开阀门。因此不论电磁阀的通路大还是小，其电磁部分包括线圈都可做成一个通用尺寸，使二次开启式电磁阀具有重量轻、尺寸小和便于系列化生产的优点。

二次开启式电磁阀中，主阀芯除了采用活塞式结构外，还有采用膜片式

结构的，它们的阀体结构不同，但工作原理基本相同。

在选用电磁阀时应注意：

(1) 电磁阀的材质与使用工质是否适合。

(2) 进入电磁阀工质的温度和压力。

(3) 最大允许工质的压力损失，特别在制冷压缩机回气管路上压力损失对制冷压缩机能量影响很大。要注意到电磁阀的阀座口径的大小，而不应仅考虑接管口径的大小。

(4) 二次开启式电磁阀的开启有一个最大开启压降，不同于一次开启的电磁阀。

(5) 电磁阀最大工作压力。

(6) 使用电源情况。

(7) 环境温度不应超过允许的上下限。

4. 水量调节阀

水量调节阀是用来调节水冷式冷凝器的水量或水温，保证冷凝压力稳定的自动控制元件。一般有两种型式：一种是利用制冷剂的冷凝压力导入波纹管而造成的伸张力与预紧弹簧压力的差值，来控制阀门的启闭和开启度，称为水量调节阀；另一种是利用水量的变化来控制流经阀门的冷却水的流向和流量，称为温度调节阀或称“蜡阀”。

(四) 液位控制器

制冷系统中有些设备均须维持一定的液位，以保证制冷系统的正常工作和安全运行。例如，在泵循环供液的低压循环贮液桶中，主要控制两个容量的液位，即最高液位、正常液位。而最高液位是安全液位线，在自动控制中，当液面达到此线时，就应发出报警信号或者停止压缩机运转。通常这个液面为容器总容积的 60% ~ 80%。图 2-7-29 为立式低压缩环桶的液位控制系统。

目前，制冷系统中普遍采用的是简单的机械式测量方法，因为它直观、机构简单，可以与变送器远传仪配合使用，实现对液位的集中测量和控制。

1. 低压浮球阀

低压浮球阀是根据容器（或蒸发器）中的液面高低直接自动控制供液的

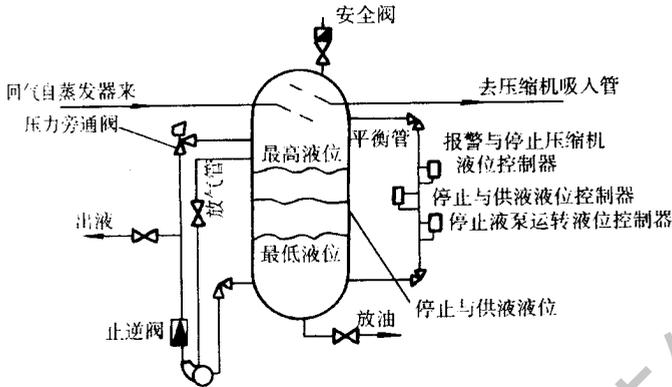


图 2-7-29 立式低压循环桶的液位控制

膨胀阀，在氨制冷系统中应用较多，它是一种机械结构的自动控制元件，主要部件有外壳、浮球、连杆、柱塞型阀芯等。当液面发生波动时，浮球随着液位发生移位，通过连杆的作用，阀芯也相应产生回转，于是使供液通道面积增加、减少或完全关闭，起自动控制的作用。

这种元件的优点是结构简单、使用方便、具有比例调节的作用，所以应用较普遍。

2. 直读式液位计

(1) 玻璃管直读式液位计。

它采用内带钢球的液位计阀连接容器和玻璃管。当玻璃管发生意外事故砸碎时，钢球在容器内压力的作用下，自动将通道堵死，使容器内液体不致外流。其中阻塞螺钉供取样或检修时放出玻璃中的剩余液体时用。

该液位计特点是直观、便于直接监视或读出密封容器中的液位，实际使用较为可靠。常用型号有 UG-1 型、UB 型，其中 UB-5 型是防霜型的，常用于低压循环桶。

(2) 浮标液位计。

浮标所受的重力和浮力之差由平衡重物平衡，使浮标随液面升降停留在相应的液面上。当液位上升时，先是浮标所受浮力增加，破坏了原有的平衡，使浮标向上移动，平衡重物相应下移，直到新的平衡重新确立为止。随平衡重物一起移动的指针，指示出液位的数值。

这种液位测量方法比较简单，可以用于敞口容器，也可以用于密闭容

器。

(3) 差压式远距离液位计。

差压式远距离液位计也称差压式低温液位指示器，多用于制冷装置中低压循环贮液桶和中间冷却器的液位检测。图 2-7-30 是其原理图。

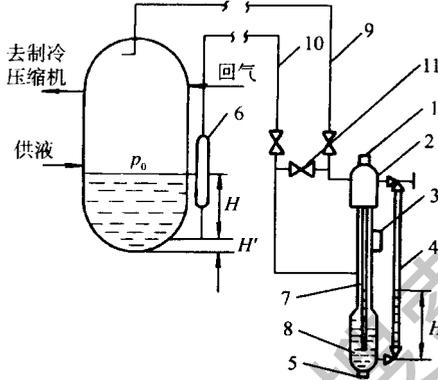


图 2-7-30 差压式远距离液位计原理图

1. 管塞；2. 气压室；3. 放空气管塞；4. 玻璃管；5. 管塞；6. 蒸发室；
7. 液压室；8. 油室；9. 气相均压管；10. 液相均压管；11. 均压阀

从图中可以看到，气相均压管（9）从循环桶上部引出气体压力 p_0 ，液相均压管（10）通过蒸发室（6）接在循环桶底部，引出底部压力 p （蒸发室用来维持底部压力）。这两个压力被分别引进液位计的气压室（2）和液压室（7）。液位计的基本结构是两根管套叠，内管和外管之间为液压室，它的下部与油室相通，上部与气压室隔离。内管上端为气压室，下部与油室相通。在油室内的油将液压室和气压室分开。玻璃管液面指示器（4）上端与气压室相通，下端接油室。根据流体静力学理论可知，气压室和玻璃管液面指示器上端压力为 p_0 ，液压室的压力即为循环桶底部压力，其值 $p = p_0 + H_{\text{氨}} \cdot \gamma_{\text{氨}}$ ，其中 $H_{\text{氨}}$ 和 $\gamma_{\text{氨}}$ 分别为桶内氨液面的高度和氨液的比重。当循环桶内液位发生变化，其底部压力 p 也将发生变化。这一变化的压力通过液相均压管传递到液压室，使气压室和玻璃管油位发生变化。液位指示计玻璃管内的高度取决于液压室和气压室压差的大小，即取决于桶内氨液面的高度 $H_{\text{氨}}$ 。

远距离液位计的气相均压管和液相均压管可以做得很长，而不受安装地点的限制。一般装在机房或控制室便于观察的地方。它适用于多个低压循环

桶和中间冷却器液位的集中监视。它的结构比较简单，可以自己加工制造。

3. 电感式浮球液位控制器

电感式浮球液位控制器是依靠铁磁性材料在通电线圈或晶体管高频振荡磁场内移动、改变线圈或高频振荡电路的电感量，经放大后控制继电器动作，发出控制信号。制冷系统常用液位控制器与电磁阀配合，实现对液位的双位调节。

UQK-40型电感式浮球液位控制器主要由浮球阀体和电气盒两部分组成，它适用于以氨、R12，R22为工质的制冷系统的液位控制。其液位控制的给定值由浮球阀体的安装位置确定。浮球阀体内装有不锈钢浮球，阀体上部是电感线圈，浮杆由浮球带动在线圈内随液面的变化而上下移动，使电感线圈的电抗发生变化，输出位移信号。电气盒的晶体管开关电路将位移信号转换成线路的开、关信号，控制继电器触点吸合或释放，使执行机构（电磁阀）按要求进行工作。

UQK-41，UQK-42型电感式浮球液位控制器主要由玻璃管液位指示器和浮球开关两部分组成。玻璃管液位指示器与制冷系统中用的直读式液位指示器相同。玻璃管周围装有有机玻璃保护罩，玻璃管内装有浮球，浮球为对接长圆形，内放钢珠，使其立于液面。浮球比油轻但比氨重，在氨液和油共存的容器中，浮球沉于氨而浮于油面，从而指示出油的液位。玻璃管外装有两个胶木开关盒，盒内装有晶体管接近开关的振荡线圈。开关盒所在的位置，即为控制液位设定值。UQK-41型常用于容器放油控制，UQK-42型常用于压缩机加油控制。

目前，电感式浮球液位控制器在制冷系统中应用较为广泛。另外，也有应用UYK电容式液位显示控制器的。它是将制冷系统中容器的液位变化转换成电容量的变化，再通过适当的电路将电容值转换成电流值，以供显示和控制。

二、冷库的自动控制

（一）库房自动控制

库房自动控制的主要任务是使冷间的温度、相对湿度保持在食品冷藏工

艺所要求的变化范围内，以保证易腐食品的质量在贮存期间不发生明显变化，空耗不致过大。

1. 冻结物冷藏间的自动控制

(1) 冻结物冷藏间的自动控制回路。

自动控制回路可采用空气冷却器式蒸发器，也可采用光滑排管式蒸发器，前者的控制系统和控制过程，可见冷却物冷藏间的自动控制部分。后者一般以扫霜为主，只有在冷藏间的货物出空以后才进行热氨融霜。因此，此类冷间的自动控制只是在供液和回气管路上装设电磁主阀，融霜采用手动控制，其自动控制系统见图 2-7-31。

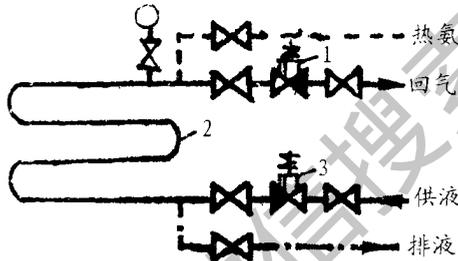


图 2-7-31 冻结物冷藏间自动控制系统

供液和回气电磁主阀受温度控制器控制，当冷间温度升至温度控制器的设定值上限时，温度控制器动作，指令电磁阀 1、3 开启，向蒸发器 2 供液，冷间开始降温；当冷间温度降至温度控制器的设定值时，温度控制器又指令电磁主阀 3 关闭，延时数分钟后，再关闭电磁主阀 1。以上过程一再重复，即可把冷间温度控制在冷藏食品所要求的范围内。

回气电磁主阀 1 全开时有开阀的压力损失，对蒸发温度低于 -30°C 的系统来说，相当于将蒸发温度降低 $-2^{\circ}\text{C} \sim 3^{\circ}\text{C}$ 。

(2) 回气管上采用双电磁主阀控制。

其系统见图 2-7-32。

当冷间需要降温时，电磁主阀 5 开启，向蒸发器 4 供液，电磁阀 2 开启，电磁阀 1 关闭。主阀 3 开启，导压压力来自热氨管路，所以前述压力损失就不存在了。当冷间不需要降温时，先关闭电磁阀 5，再延时关闭 2 和主阀 3，与此同时，打开电磁阀 1，并让它延时 2~3 分钟后自动关闭，这是为了排

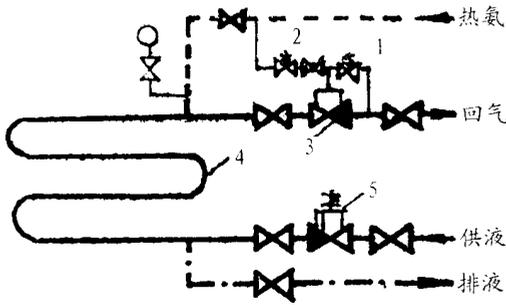


图 2-7-32 回气管上采用双电磁主阀的控制系统

走主阀活塞上部空间余留的氨气，使主阀关闭严密。采用双电磁主阀时，应将主阀活塞上平衡孔堵死。电磁阀 2 后（热氨流动方向）的手动调节阀用于调节热氨量，以免使主阀开启时受到冲击。

2. 冷却物冷藏间的自动控制

冷却物冷藏间的温度控制精度要求较高，温度波动的幅度不允许超过 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 。冷却物冷藏间大多数采用空气冷却器（即干式翅片管冷风机），所以要考虑融霜问题，以便及时除去霜层，减少自动控制系统的滞后。

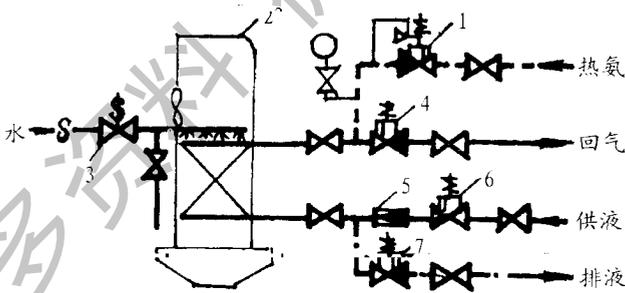


图 2-7-33 冷却物冷藏间的自动控制系统

1. 电磁恒压主阀；2. 冷风机；3. 电磁主阀；4. 6. 7. 电磁主阀；5. 止回阀

冷却物冷藏间的自动控制系统。其系统图见图 2-7-33。供液和回气的自动控制元件和工作过程与冻结物冷藏间相同。由于冷却物冷藏间所要求的冷间温度较高（蒸发压力也高），一般在 0°C 或 0°C 以上，故不用考虑回气压力损失问题。为了保证冷却物冷藏间的控制精度，可采用 ZCHA—50QB 型电磁恒压主阀控制系统的回气，其系统见图 2-7-34。

需要降温时，供液电磁主阀开启，回气电磁恒压主阀 2 的电磁阀开启，

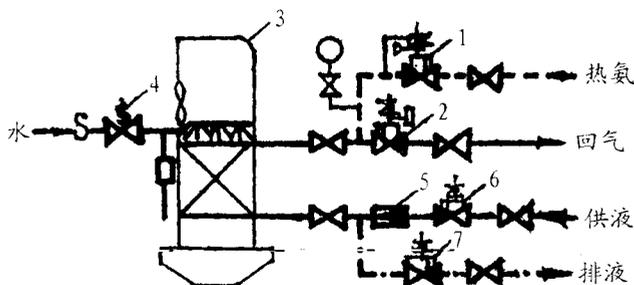


图 2-7-34 恒压主阀控制系统

1、2. 电磁恒压主阀；6、7. 电磁主阀；4. 电磁水阀；5. 止回阀；3. 冷风机

这时回气电磁恒压阀只受恒压导阀控制；融霜时，关闭供液电磁主阀和回气电磁恒压主阀的电磁导阀，使电磁恒压主阀关闭。

（二）氨泵系统的自动控制

氨泵系统的自动控制是保护压缩机正常可靠地工作，并能根据系统负荷变化自动调节氨泵的开启台数。

1. 氨泵系统自动控制装置

（1）液位控制。

低压循环桶内的液位控制是采用一套 UQK—40 型电感浮球液位控制器（或一套 UYK 型电容式液位控制器）与 ZCL—32YB 型电磁主阀配合使用实现的，见图 2-7-35。

当低压循环桶内的液位降至设定值的下限时，液位控制器发出指令，使 ZCL—32YB 型电磁主阀开启，向低压循环桶内供液。当液位升高到设定值的上限（下限 + 幅差）时，液位控制器又发出指令，使 ZCL—32YB 型电磁主阀关闭，停止向低循环桶内供液。立式低压循环桶液位控制的幅差应调在 6cm 以内。卧式低压循环桶内的液位控制幅差可调在 4cm 以内。一般调到使 ZCL—32YB 型电磁主阀的启闭工作周期在 30 分钟为宜。

（2）液位超高报警。

当低压循环桶内的液位达到距桶底 70% 桶高以上时，压缩机有可能因吸入液态制冷剂而发生潮车或液击事故。故当低压循环桶内液位达到距桶底

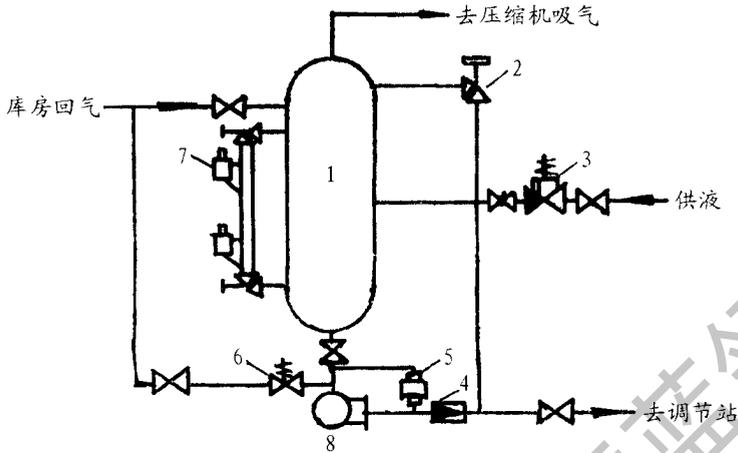


图 2-7-35 氨泵自动控制系统

1. 低压循环桶；2. 旁通阀；3. 电磁主阀；4. 上回阀；5. 压差控制器；
6. 电磁阀；7. 液位控制器；8. 氨泵

70%桶高时，应发出报警信号，或同时使延时继电器开始延时，在规定时间内，如果液位仍不下降，压缩机自动停止工作，防止事故发生。

液位超高报警可采用 UQK—40 型电感式液位控制器或 UYK 型电容式液位控制器。UYK 型电容式液位控制器与低压循环桶的连接方式见图 2-7-36。

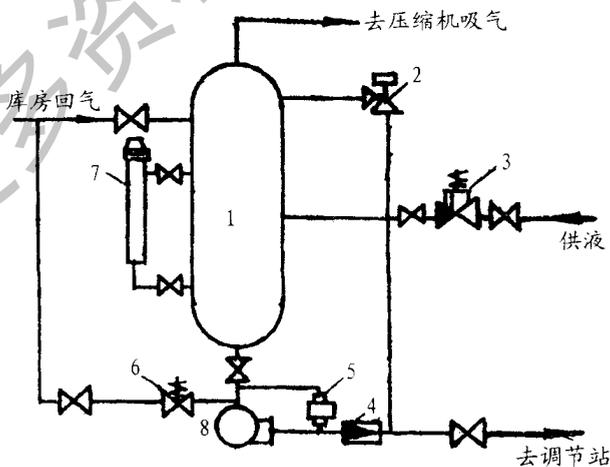


图 2-7-36 电容式液位控制器与低压循环桶连接

1. 低压循环桶；2. 旁通阀；3. 电磁主阀；4. 止回阀；5. 压差控制器；
6. 电磁阀；7. 电容式液位控制器；8. 氨泵

(3) 氨泵欠压差保护。

氨泵不上液或因气蚀而空转时，氨泵的进出口压差很小或为零，这种状态叫欠压差或无压差运行。此时，液位制冷剂流量很小或没有，电机和轴承就可能烧毁。

氨泵欠压差或无压差保护是用 CWK—11 型压差控制器实现的。CWK—11 型压差控制器的两个汽箱分别接到氨泵的进、出口端，直接感知其压差。当实际工作压差小于压差控制的设定值时，即发出指令，开始延时和抽气；如果在延时时间内不能建立起来正常压差，立即停止氨泵运行，同时发出声、光报警信号。延时时间：屏蔽泵为 8~10 秒，离心泵 10~15 秒，齿轮泵 30~50 秒。

CWK—11 型压差控制器的设定值不必调得过高，只要保证有一定的流量即可。

(4) 自动旁通多余的氨液。

一台氨泵往往给多个冷间的蒸发器供液，如果一些冷间的供液电磁主阀，或因冷间温度已达到温度控制器的设定值下限、或因融霜而关闭，只有少数冷间需要供液降温时，氨泵的出液压力头就会升高，氨泵电动机负载要增大，因而功耗将随之增大，严重时可能使氨泵毁坏。

为了将多余的液体返回到低压循环桶，可在氨泵的出液口的止回阀后设置一个 ZZRP—32 型旁通阀与低压循环桶上腔相连。当氨泵出液口止回阀后的压力头达到旁通阀设定值时，旁通阀就自动开启将多余的液体泄入低压循环桶。这样既可使氨泵压力头保持相对稳定，又可维持向冷间正常供液。旁通阀接在氨泵出液管路上的止回阀后面可防止液爆事故。

(5) 防止氨泵液体倒流。

为了防止氨泵停止运行时出液管中的液体倒流到低压循环桶，特别是为了防止多台氨泵并联使用时制冷剂液体相互串流，每台氨泵的出液管上均应装设一个 ZZRN—50 型止回阀。

(6) 自动抽气。

氨泵停止运行后，有可能在氨泵内产生制冷剂的蒸气，出现气蚀现象，不能正常启动运转。因此，每台氨泵的顶端与低压循环桶上腔之间要设置一个 ZCL—20 型电磁阀。此电磁阀受氨泵启动接触器和 CWK—11 型压差控制器控制，一旦氨泵进出口压差小于压差控制器的设定值，压差控制器就会发

出延时指令，同时指令抽气电磁阀开启抽气。在延时时间内，如果压差升高到压差控制器的设定值，电磁阀就自动关闭，氨泵正常运行；否则，氨泵就自动停止运行，抽气阀也就停止工作并发出声、光报警。

2. 氨泵的工作台数控制

为适应制冷系统不同的供液量的要求，对氨泵有如下几种控制方法：

(1) 排出压力调整法。

多台氨泵，其中二台输送基本流量，其余各台氨泵则由压力控制器控制。当氨泵排出压力升高时，则依次投入运行。调整安装在每台氨泵出口上的压力控制的设定值，即可变换氨泵的启、停程序。

(2) 按要降温的冷间数控制氨泵启、停台数。

按需要降温的冷间数控制氨泵启停台数时，应先确定每台氨泵能够给几个冷间的蒸发器供液。采用电压敏感器与温度控制器配合，即可实现按降温的冷间数控制氨泵的启、停台数。

三、制冷装置自动控制的系统调试

制冷装置自动控制的系统调试是指整个制冷装置安装完毕，在正式投入运行之前，对整个自动控制部分所做的检测、校验和调整过程。

(一) 系统调试的目的

检查各自控仪表和元件是否都能满足制冷工艺提出的各项要求，是否与安装前的单体调试结果一致，还需不需要作进一步调整以使其能更准确地按工艺要求灵敏地作出反应与动作。①检查相互有关的一些元件和仪表动作步调是否一致，每个自控回路中各元件仪表之间相互配合是否协调，其动作程序是否与设计要求相符。②检查有关联的自控回路之间的联系是否可靠，整个自控流程是否通畅，各环节和部分之间是否紧紧相扣。③检查安全保护装置是否准确可靠，各种信号和报警装置反映是否灵敏，对整个系统所作的保安措施是否合理、有效。④检查各电气动作是否与工艺要求相符。通过调试摸索出元件的最佳设定值。通过系统调试，不仅对检查出的故障可及时处理、校正，而且可以发现设计中考虑不周到或不合理的地方以及遗漏、错误

之处，以便进一步改进和完善整个自控系统，使之更为简单有效、安全可靠和经济合理。

系统调试前的准备 为了使系统调试工作能顺利进行，在保证质量的前提下用最短时间完成系统调试的任务，在系统充氮降温正式调试之前，必须做好一系列的准备工作：

1. 制冷工艺的准备工作

(1) 准备好必要的测量仪表和器具。

在系统调试中对压力、压差、温度、液位等控制器以及电磁阀、恒压阀、旁通阀、主阀等各种自动化仪表和元件都要做检查和调试。因此，调试前必须准备好如下工具：①标准压力表；②水银实验温度计；③秒表；④压力表校验器等。

(2) 检查各自控元件的安装情况。

根据每个元件的安装要求正确安装是保证自控元件运行正常、性能不受影响的先决条件。因此在冷库充氮降温 and 调试之前，必须认真地进行一次全面彻底的检查，以免遗漏和错装。除检查各自动元件的安装是否符合工艺要求和安装要求外，还需特别注意经常需要拆洗或更换零部件的自控元件的两端必须装设截止阀，以便检修拆洗自控元件时与系统相隔离，尽量减少冷媒的损失和对系统正常运行的影响。因此在检查时，应注意检查这些元件的管道上是否装设了适当的截止阀。

(3) 自控元件的检查。

一般自控元件安装之后，经过系统试压和抽真空等，需要一段较长时间才能进行调试。在这段时间内，由于试压时系统中带入大量的水分，很容易使自控元件特别是主阀和导阀等流通类阀门锈蚀或被脏物卡住。因自控元件构造精密、灵敏度要求高，最忌锈蚀和脏物，如不及时处理，必将导致正式调试时失灵。因此，调试前一定要有重点的检查部分关键性自控元件。

(4) 检查调试所需的设施是否完备。

这里所指的设施主要是指系统制冷剂直接接触的部分，例如校验用压力表的接口、插玻璃温度计的套管等。这些设施如果不完备，在系统加入制冷剂后就难于再增设了。为了调试而必须增设则要花费很多时间，直接影响到系统调试工作的正常进行。

下面介绍几种自控元件调试所需要的设施。

①温度控制器。为使温度控制器能准确地反映和有效地控制介质温度，在检查时，首先检查一下温度控制器的温包是否全部浸入被控介质之中或被介质所包围。此外，为了测定温度控制在系统中的实际控制值，在温度控制器的附近应装设插玻璃温度计的套管，对于电子温度控制器，应检查其感温部件与系统是否接触良好和密封，另外要备有电子温度控制器的校准装置。

②压力控制器。为了能在系统中直接测定和调整压力控制器的控制值，可以与压力控制器并接一个标准压力表，该压力表的量程必须包括这个压力控制器的控制范围。

③压差控制器。为了能在系统中直接测出和调整压差控制器的控制值，可在压差控制器的两根导压连接管上分别接上压力表，同时在压差控制器的控制电路中接以指示灯。当指示灯“亮”和“熄”时，记下两个压力表的读数，这时高压表和低压表读数的差值就是压差控制器的控制值。

④液位控制器。在制冷系统中的液位控制器多是利用液位的变化而引起检测电路中某些物理量的变化，从而进行液位的测定或控制。一般这些方法都不能直接观察到容器内的真实液面及其变化。即使有些装置用仪表或指示灯进行显示也是间接的。如果液位控制器本身发生故障或产生误差，这种显示就不正确。而由于看不到容器内的真实液面，无法判断显示值正确与否，这样就无法进行调试和系统运行以后的检查。因此，在容器上都必须另外设置直接显示容器液位的液位计。

⑤主阀类元件。在系统中调试主阀或电磁主阀的性能和检验其密封性时，可以在阀前、后两端各装一只压力表。但由于在制冷系统中许多地方都已装有压力表，因此就不一定每个主阀或电磁主阀前后都另装一只压力表，如能利用原有压力表对主阀和电磁主阀进行调试和检验就不必另装。

恒压主阀和电磁恒压主阀在调试之前要注意检查是正恒阀还是反恒阀，是否已装有必要的压力表接管和阀门。具体接管和阀门的情况可参照恒压阀的单件调试。

⑥蒸发器和各主要管道。在自动控制系统中有时难免有个别元件失灵而出现故障，如果这种故障是由于阀门元件启、闭失灵打不开或关不严，而该阀门失灵又无相应的信号指示，这时操作人员无法及时发现，也不能排除故障，往往因此而造成生产上的损失，甚至造成事故。为了能及时发现这类故障，可以在每个蒸发器管组上装设压力表进行监视，从压力表的数值和系统

回气压力、供液阀前压力进行比较，来判明有关自控元件工作是否正常。

上述为监视一些不正常现象而需要安装的压力表，必须在充氮和系统调试之前都安装好。

2. 电气方面的准备工作

随着科学技术的日益发展，冷库自动控制程度不断提高，使制冷工艺和电气之间的联系越来越密切，越来越不可分割。因此，在系统调试前做制冷工艺准备工作的同时，也必须做好电气方面的准备工作。无论是在调试前的准备工作中还是在系统调试时，工艺、电气都必须密切配合，统一行动。

电气方面的准备工作主要有如下几点：

(1) 对装好的线路作检查。

首先要按照原有的设计图纸与实际装好的线路作一次彻底的检查，确保电气设备的线路装接无差错。在检查接线的同时对各电机、电器及电缆等作外观检查，看有无损坏情况，对裸带电体要检查其对地和对其他带电体的安全距离是否符合要求，各种熔断器等是否齐全完好，有无备用等。

(2) 绝缘电阻测定。

电气设备安装完毕后，要进行一次绝缘电阻的测定，按安全规程要求，一般使用电压为三相四线制（380/220 伏）的电气设备，其绝缘电阻要用 500 伏兆欧表测定，摇测的相对地或相对相之间的绝缘电阻每一伏工作电压不得小于 1 000 欧。

(3) 电气设备、元件外壳及其他电器设施的检查。

要进行各电气设备和元件的外壳以及其他电气设施要求安装保护接地部分接地是否良好的检查。在三相四线制（380/220 伏）中性点直接接地的电网中，所有用电设备的金属外壳均要与变压器中性点连接（接零）。但要注意在同一电网内严禁某些设备接零而另一些设备保护接地。

(4) 检查型号规格、启动设备的选用及保护装置。

在使用前要检查各电器设备和元件的型号规格是否符合使用要求，启动设备的选用及各种保护装置的整定值是否正确，安装是否合理、牢固。

(5) 检查电压。

电源送入控制室，在向各处负荷送电之前，应先观察电压是否符合要求，一般三相四线制中，电压为 380/220 伏要求上下波动不超过 7%。若控制室内没有电压表时，应用万用表测量一下电源电压，若符合要求，再向各

用电设备送电。

另外，每项设在元件，先作单项试验（即空载实验）；各单项试验全部合格后，再根据工艺要求逐一作局部实验，符合要求后，再整个系统全面进行试验。

（二）系统调试的内容及方法

当一切准备工作就绪之后，即可进行系统调试。系统调试工作分两个步骤进行，首先按照设计的自控回路逐个地进行局部调试，然后再进行系统的全面调试。

1. 局部调试

（1）泵回路的调试。

在进行调试前，首先要在系统中加氨，其数量能满足氨泵运转而不发生低压循环贮油桶被抽空而出现断液现象即可。

① UQK—40 浮球液位控制器的调试。在低压循环桶上配置有两套 UQK—40 液位控制器，上面一套作为保护装置，当低压循环桶中的液位升至其上限时，可发出报警信号。下面一套与供液电磁主阀配合，保持正常的工作液位。

调节下面的 UQK—40 液位控制器的下液位时，先使低压桶内处于要求的最低蒸发度，使液位渐渐下降，参照直接指示桶内液面的指示器，在液面快要降到控制器的下液位时，开始不断地旋动电气盒内的补偿电位器，当控制器电接点有动作时，下限位信号即为调出。

调节上液位时，可先按工艺要求在 UQK—40 的电气盘中调好上限值，再人为地使低压循环桶内的液面缓慢的上升，并以直接显示容器液位的液位计为基准来进行调整。

② ZCL—YB 供液电磁阀的调试。供液电磁阀的启、闭受 UQK—40 液位控制器的控制，它们之间是否能很好的配合工作，可以观察直接显示液位的液位计（或 UQK—40 液位控制器的液位显示电流表）。指示到需要“供液”、“停止供液”位置的时候，供液电磁阀的工作指示灯是否同时发出供液信号“亮”或停止供液信号“灭”。然后再仔细观察在供液电磁阀的工作指示灯“亮”或“灭”后，低压循环桶内的液位是否及时的变化。当供液电磁阀指

示灯一亮，液位立即开始上升。说明供液电磁阀开启灵敏；如果液位延迟一段时间才开始上升，说明阀开启不灵敏、有滞后；如果液位不仅不上升反而下降，说明阀打不开。当供液电磁阀指示灯灭，液位立即停止上升并开始下降，说明阀关闭严密；如果液位不下降甚至仍缓慢上升，说明阀关闭不严有渗漏现象；如果液位仍明显地不断上升，说明阀不能关闭。

③ZZRN—Y 止回阀的调试。对止回阀调试主要是看其关闭是否严密。

④ZZRP—32 旁通阀的调试。旁通阀在系统调试时与单件调试时的原则一样，方法也差不多，其升高压力的方法是先将氨泵的排出阀门全部打开，起动氨泵，当正常运转后逐步关小排出阀，慢慢地提高氨泵的排出压力。在调试时，先使低压循环桶的压力处于规定的蒸发压力，然后再将处于全开状态的氨泵出口手动阀逐步关小，使氨泵的排出压力慢慢升高。当压力升高到欲调压力时，迅速旋转旁通阀的调节杆，使旁通阀在要求的调定压力值时正好打开。旁通阀是否打开，可看氨泵排出压力表。当压力表的指针产生突然抖动时，即旁通间打开；其指针突然抖动前的压力值（即旁通阀的调定值）如果一次没调好，可将氨泵出口压力再调小，然后重新如上法调试。直到压力达到要求的调定压力值时正好打开即为调好，为保险起见，调好后要再复校一次。

⑤CWK—11 压差控制器的调试：CWK—11 压差控制器用作保护氨泵，避免发生气蚀现象。因此首先要测出压差控制器的高压腔和低压腔的压力差值。方法是先将氨泵启动，使其投入正常运行，然后逐步关小氨泵进液阀以减少氨液的输入量，减少氨泵的压差，如果用这种方法压差仍降的不明显，不能使压差控制器动作，可以逐步开大供液阀来降低氨泵的出口压力，直到压差控制器动作，这时测得的氨泵出口和进口的压力差值即为压差控制器的控制值，若控制值与要求的压差设定值不符，可以重新调节压差控制器再进行调试，直至两者相符为止。

（2）库房回路的调试。

库房回路包括冷藏、冻结回路，调试的主要内容包括温度控制器的控制值是否正确；自动或半自动冲霜能否按设定程序进行，效果如何等。

鉴定温度控制器的控制值是否准确和调整温度控制器的控制值时，将水银实验温度计与温度控制器的感温元件放在同一位置，然后让冷间库温逐渐降低，到温度控制器动作的瞬时，水银实验温度计的读数即为实际的下限位

控制值。然后再使库温逐渐升高，再使控制器动作，该瞬时水银实验温度计的读数即为实际的上限位控制值。

测定的两读数若与设定值不符，就调整温度控制器，重新降温和升温进行调试。直至达到设计要求为止。

(3) 水回路的测试。

在制冷系统中。水回路分为三部分即冷凝器冷却水，压缩机水套冷却水和冲霜水。各部分的调试工作分述如下：

①冷凝器冷却水：冷凝器的冷却水一般都是由离心式水泵供给。要判断冷凝器中是否有水流动，可以由水泵进、出口两端的压差或水泵的出口压力的大小来判明。调试时要注意，并不是只要水泵进出口有压差或出口有水压时就确定水泵在正常工作，因为水泵出口至冷凝器或凉水塔有一定的高度差，所以有时水泵不能正常工作，但泵的出口仍有一定的压力，水泵进、出口两端也有压力差。因此在调试并确定水泵的压力或压差控制值时应按正确方法进行。

②压缩机水套冷却水。对压缩机水套冷却水的要求主要是在压缩机启动和运行时不能断水，万一断水则压缩机启动时不能启动。正在运转中的压缩机延时停止运转。冷藏库中多用“714”继电器作为压缩机断水的报警和保护装置。调试时，只要人为地造成断水事故，观察“714”继电器动作是否灵敏可靠，若运行中的压缩机断水后能立即报警并延时停止；要启动的压缩机断水后不能启动，证明符合要求。

③冲霜水。冲霜水一般都由冲霜水泵供给。水泵是否上水，调试控制水泵的压差或压力继电器的控制值的方法与步骤，可参照调试冷凝器冷却水泵的方法和步骤进行；要注意这时的观察对象是冷风机。在调试冲霜水时，要观察冲霜水量是否足够，分布是否均匀，还要注意冲霜完毕后，进水管内的剩水是否很快排放干净，有无冻结或堵死水喷口的情况。

(4) 压缩机回路。

压缩机是制冷系统的核心，调试内容又比较多，若不慎调试不当极易造成设备事故。压缩机的调试主要分两个方面：

压缩机的自动保护；压缩机的开、停车及能量调节。分述如下：

①压缩机的自动保护。

压缩机的自动保护包括压缩机自身的安全保护和整个系统的联锁保护装

置两个方面。

A. 压缩机自身的安全保护。压缩机自身的安全保护有压力保护、温度保护、油压差保护、水套断水保护和电动机保护等类型，其中压力、压差和断水保护，由于保护装置的感受部位直接同制冷剂、水直接接触，所以反应的速度比较快，数值比较准。对这些保护元件的调试，可以直接调整压缩机上的有关阀门和中断水流来校验和调整各有关控制器和继电器等。

温度类保护装置的感温元件不是和制冷剂直接接触，而是通过放置温包的套管壁和管中的油传到控制器的感温部分，所以滞后较大，易产生误差。调试时应以温度控制器温包附近装设的水银实验温度计为基准来校验和调试。

电动机的保护一般有短路保护、过电流保护和失压保护，在调试过程中主要检查起短路保护作用的熔断器选择是否适当，检查启动器中起过电流保护作用的热继电器的热元件与电动机是否相配。

B. 系统的联锁保护。系统的联锁保护包括冷却水泵不上水、低压贮液桶液位过高、氨泵不上液和压缩机吸入压力过高等。

前面几种连锁保护在各有关回路中已介绍。这里主要讲压缩机吸入压力过高的保护。

压缩机吸入压力过高，会使压缩机超载，电动机过负荷运转，因此在系统压力过高时必须有相应的保护措施。一般有两种方法，一种是在压缩机的吸入管路上装恒压主阀，使压缩机的吸入压力不超过压缩机的允许值。恒压主阀的阀后压力是压缩机的吸入压力，当该压力超过压缩机的允许值时，恒压主阀关闭。另一种方法是用压力控制器来控制。当吸入压力超过压缩机的允许值时，就使部分气缸卸载，从而保证压缩机和电动机不致过载。

② 压缩机的开停车和能量调节。

在制冷装置自动化中，压缩机开车和停车都是由某一自控元件指挥，并且按设计规定的程序来完成开车和停车的过程。调试时主要就是观察压缩机能否按预定的信号和设定的程序开、停车。可以人为地创造“开车”或“停止”条件，反复实验，判别压缩机是否按设计的程序可靠地“开车”或“停车”。如有不符，查明原因，调整处理后再试，直至完全符合设计要求为止。

压缩机能量调节是根据制冷对象热负荷的大小来进行的，热负荷的大小一般都是通过温度或压力反映出来。用温度作为能量调节的控制参数称为温

度控制法；用压力作为能量调节的控制参数，称为压力控制法。能量调节电磁阀的动作受温度或压力信号指令动作使压缩机的能量自动地保持与制冷对象的热负荷相适应。除此而外为了使能量调节更加合理和避免被热负荷短期急剧变化的假象所干扰。能量调节电磁阀的动作往往还受库房投入运行的数量和时间控制，这就使能量自动调节更加完善。在调试时，针对设备情况和设计要求，注意观察和分析在设定条件下能否对压缩机的能量进行有效的调节和控制；能否使压缩机在比较稳定的情况下运行。

2. 全面调试

全面调试就是对整个制冷系统的自动控制和设备运行情况进行全面的检查和调整。通过全面调试可以在正式投入生产以前及时发现问题、解决问题。使其投产后能够安全可靠、经济合理的运行。

全面调试的基础是各个回路的局部调试。如果把每一个回路看成是整个系统中的一个环节，则整个制冷自控系统就可以看成是由许多环节组成的一个整体。

全面调试就是检查各环节是否能环环相扣，紧密地衔接和有机地联系起来，圆满地完成控制要求和满足使用安全需要。

全面调试中，首先要结合自控流程图仔细研究并掌握自控流程。了解每一个环节和部分之间的关系，当出现某一情况时，自控系统应作出怎样的反应和动作以适应需要，如果出现某种不正常现象时，应知自控系统应作出怎样的反应和动作来避免事故的发生和排除故障。可以按照实际需要人为地创造一些条件来检查自控系统是不是安全可靠、经济、合理，发现不可靠、不合理的方面，及时调整或修改加以完善。

四、制冷装置自动控制的故障分析

（一）库房温度控制不准确

库房温度控制元件发出要求降温或停止降温讯号时的实际库房温度与要求控制的测定不相符合。主要原因是：

1. 电接点温度计失灵

(1) 因库房大量进热货使库温升得过高, 超过电接点水银温度计的最高刻度线等原因, 而使温度计内的水银柱中断, 电接点水银温度计失灵。

(2) 因控制电流超过电接点温度计的额定电流值等原因引起触点电蚀, 使调整的接点温度变动。

2. 压力式温度控制器失灵

(1) 因库房湿度大且外壳密封不严, 使微动开关受潮或受氨腐蚀。

(2) 温包及导管受损漏气。

(3) 压力式温度控制器出了故障。

(二) 库房温度降不下来

1. 压缩机制冷量不够

在用制冷剂蒸发温度或蒸发压力控制压缩机能量的情况下, 调定值偏高, 侧压缩机不能及时上载。

2. 蒸发器供液量不足

① 供液电磁阀失灵, 没有打开或没有开足。

② 氨泵流量不够。

③ 旁通阀开启压力调得过低或渗漏。

④ 旁通阀开启压力调得过高, 供液量过多, 蒸发器内蒸发压力偏高。

⑤ 蒸发器回气电磁主阀失灵, 打不开或开不足。

⑥ 排液电磁主阀或者旁通阀关不严, 有泄漏。

(三) 库房温度在达到下限时继续下降

(1) 在只控制供液而不控制回气的情况下, 供液电磁阀失灵, 没有关闭或有泄漏。

(2) 停止供液后, 蒸发器中存有氨液, 继续蒸发降温。

(四) 氨泵不能启动或在正常运转中突然停止

(1) 低压循环贮液桶液位过低。

(2) 停泵时间过长, 泵内制冷剂液体吸热蒸发, 致使氨泵内及其前后一段管道中充满气体。

(3) 压差控制器导压管连接错误, 或“常开”、“常闭”触点接错。

(4) 投入系统的压缩机台数突增, 致使蒸发压力突然降低, 发生气蚀。

(5) 压差控制器未配时间继电器, 或配有时间继电器延时时间调的过短。

(6) 根据库房需要供液量来控制氨泵运行台数的自控装置失灵。

(五) 低压循环桶、中间冷却器等容器的液位超高或过低

(1) 浮球液位控制器的线包受潮或受腐蚀, 因而烧坏导致失灵。

(2) 浮球液位控制器电气控制盒内的元件失灵。

(3) 低压循环桶蒸发温度过低, 使液位控制器零点漂移。

(4) 低压循环桶、中间冷却器等容器的供液电磁阀线圈烧坏。

(5) 中冷器蛇形管破裂, 高压氨液漏出。

(6) 导阀、主阀的密封面断损, 致使关闭不严密。

(7) 主阀活塞与活塞套间隙过大, 开启不灵活。

(8) 氨液中带入渣滓使主阀的活塞或动铁芯卡死而失灵。

(9) 电控线路断线或接线端子松动。

(六) 压缩机启动不起来或启动后立即停车

(1) 冷凝器、气缸套冷却水未接通。

(2) 油压差控制器“常开”、“常闭”触点接错或因无油主动作后未复位。

(3) 电动机过负荷保护装置未复位或电压过低。

(4) 接触器的辅助接点被卡住。

(5) 有关中间继电器失灵。

(6) 卸载系统失灵, 处于满负荷启动。

(7) 低压循环桶或中间冷却器内液位过高。

(8) 高、低压压力控制器的设定值调的不恰当。

(七) 压缩机正常运行中突然停车

- (1) 吸气压力过低。
- (2) 排气压力过高。
- (3) 油压降低至调定值以下。
- (4) 排气温度或油温过高。
- (5) 吸气压力过高，压缩机负荷过大，引起电动机过电流保护动作。
- (6) 电压过低致使电流过大。
- (7) 冷凝器或气缸水套断水或水压不足。
- (8) 低压循环桶或中间冷却器液位过高。
- (9) 在压缩机和氨泵连锁的自控系统中，氨泵因故障而停止运转。

(八) 压缩机停车后回气压力回升过快

- (1) 低压循环桶或中间冷却器因液面过低而继续补充氨液。
- (2) 低压循环桶或中间冷却器的供液电磁阀关闭不严。
- (3) 压缩机排气管路中的止回阀有泄漏。
- (4) 低压桶、低压管道隔热层质量不好。

(九) 压缩机自动开、停（或加载、卸载）过于频繁

这是指在多台压缩机的程序控制中，以每台压缩机为能量调节单位，往往第一台压缩机由库房温度控制，第二台及以后各台压缩机由制冷剂液体温度或吸气压力控制，而第二台及以后的压缩机开停过于频繁，其原因大致如下：

- (1) 温度控制范围太小或吸气压力控制范围太小。
- (2) 回气压力回升过快。

(3) 每台压缩机的制冷量太大，远大于系统热负荷，使投入运行则能量富余过多，不投入运行则能量不够。

(十) 压缩机曲轴箱油位控制不准确

- (1) 用浮球液位控制器控制油位时，起始液位定的不适当，上液位未调准。
- (2) 加油电磁阀关不严或失灵。
- (3) 油泵出了故障，使流量和压力减小。

微信搜索蓝领星球

获取更多资料

第 8 章

制冷装置电气设计中的节能

制冷装置是耗能大户，目前广泛应用的压缩式制冷消耗的是电能。因此，制冷装置设计中必然要考虑到电气装置的匹配，电气设计也是制冷装置节能中重要的一环。从节能的角度看，电气设计中直接涉及节能的有三方面，即变压器的合理选配，电动机的合理选配和电力系统的功率因数。

第一节 变压器的合理选配

一、变压器的损耗和效率

现代化工业企业中，广泛采用电力做为能源。在各种电气设备中，往往需要不同的电源电压。例如，日常生活中的照明用电，都是 220V，制冷系统中的压缩机等机器设备，其电动机用电源电压大多为 380V。变压器就是专门用来改变电压，解决供电和用电的电压不同的设备。

变压器是在静止状态下工作的，因此没有机械损耗，其效率是比较高的。例如在额定容量及负载功率因数为 1 的情况下，5kV·A 的小型变压器，其效率可达 96% ~ 97% 以上。可以说，在能量传递中，变压器的效率是高的。但是必须看到，通过变压器的电能是非常大的，即使效率很高，损耗的绝对数字却是非常可观的。

由于从发电厂到用户要经过 3 ~ 5 次变压，因此，在输、配电网中所用的变压器的数量是相当多的。统计指出：电力网中变压器的装机容量为发电容量的 4 ~ 7 倍，是电力网中电动机容量的 5 ~ 8 倍。电力网的损耗通常占发电功率的 5% ~ 6%，而变压器损耗将为总损耗的 25% ~ 30%。因此，合理确定变压器容量，实现变压器的经济运行，对于节能具有重要意义。

变压器的损耗，大致可分为与负载电流有关的损耗及与负载电流无关的损耗两部分。通常称为负载损耗和空载损耗。

(一) 空载损耗

空载损耗与负载的大小无关，只要加上电压，空载损耗就存在。它包括：由于励磁电流通过电阻的损耗（铜损），由于在绝缘上加了电压引起的介质损耗，以及铁损。由于铜损和介质损比起铁损来数值很小，所以一般说空载损耗就指铁损。

(二) 负载损耗

负载损耗主要是负载电流通过绕组时，在电阻上的损耗，一般称为铜损。负载电流引起的漏磁通，会使绕组内产生涡流损耗，会使绕组外的金属部分产生杂散损耗，它们也应包含在负载损耗里。负载损耗的铜损和涡流损都随负载而变化，它们与负载电流的平方成正比。因此，负载损耗很大程度上取决于绕组电阻的大小。应当指出，这个电阻值是随变压器使用而变化的。对油浸变压器，绕组的标准温度设定为 75℃，负载损耗就是由换算这个温度的电阻值决定的。空载损耗几乎随温度没有什么变化，所以可以不考虑温度的影响。

(三) 变压器效率

变压器效率是指变压器的输出有功功率 P_2 和输入有功功率 P_1 的百分比，一般以 η 表示

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} \times 100\% \quad (2-8-1)$$

输入的有功功率 P_1 包括输出的有功功率 P_2 、空载损耗 P_F 和负载损耗 P_C

$$P_1 = P_2 + P_F + P_C \quad (2-8-2)$$

所以

$$\eta = \frac{P_2}{P_2 + P_F + P_C} \times 100\% \quad (2-8-3)$$

二、变压器的系列和容量选择

60 年代，我国生产的电力变压器都依照国家标准 GB500—64 和 JB1300—73 制造，为高能耗变压器，其主要产品有：SJ、SJ1~5、SJL、SJL1 等。1983 年，原水利电力部第 16 号文下达“关于停止装用高能耗变压器的通知”；1985 年第 24 号文再次下达“关于高能耗变压器更换问题的通知”。文中规定：凡按 64、73 标准制造的变压器，必须限期逐步更换为节能型变压器。

目前我国生产的节能变压器的类型有 SL7、SZL7 系列。该系列变压器在各制造厂占很大比例，其能耗比按 73 标准生产的变压器平均可降低 1/3，其技术性能符合国家标准 GB1094—85，与现行标准 GB6541—86。

此外，尚有 S7 系列变压器。该系列变压器并非统一设计，除性能、参数、结构形式与 SL7 相同外，绕组、铁心、外形尺寸与 SL7 型皆不同，为 SL7 型的变形设计。S7 系列的性能和损耗与西门子公司 1974 年的同类产品水平相当。

S9 系列变压器比 SL7 和 S7 系列的性能更优越，其空载损耗比上两种变压器降低 7%，负载损耗平均可降 21%，总损耗降低了 20%，其技术性能与 80 年代意大利的产品水平相当。

显然，在选择变压器时，应尽量选用节能型的新系列产品。尤其在电价较高的地区，节能型变压器的经济效益更加明显。

在制装置的运行中，实际的电力负荷并不等于所有电气设备的额定负荷之和。这是因为所有的电气设备不可能全部同时运行；每台电气设备也不可能全部满负荷；各种电气设备的功率因数也不可能完全相同。因此，在制冷装置的电气设计中，必须确定一个假想负荷，以便按照此负荷来选择电力系统的设备，通常把该负荷称为计算负荷。

在确定计算负荷的过程中，不考虑短时间出现的尖峰负荷，如电动机的起动电流等（只有几秒钟），但对于持续时间超过半小时及以上的最大负荷，必须考虑在内。

作为电力用户，制冷装置需配备的是降压变压器。确定电力计算负荷可以用需要系数法或二项式系数法。对于食品冷库的制冷装置，国家标准“冷库设计规范 GBJ72—84 提出电力计算负荷宜按需要系数法计算，即

$$P_{js} = K_x P_s \quad (2-8-4)$$

式中 P_{js} ——有功功率计算负荷 (kW)；

P_s ——电气设备总容量 (备用设备容量不计入) (kW)；

K_x ——需要系数。

需要系数 K_x 是同时系数 K_t 与负荷系数 K_ϕ 的乘积，即

$$K_x = K_t K_\phi \quad (2-8-5)$$

同时系数 K_t 用来衡量电气设备同时使用的程度，它是指运行中所有电

气设备的综合最大负荷与各个设备最大负荷之和的比值。负荷系数 K_b 用来衡量每台设备带负荷的程度，即电气设备的实际负荷与额定负荷之比。

根据国家标准，冷库的电力负荷需要系数可采用 0.55 ~ 0.7。但从 1984 年制定标准的调查情况看，所调查的 110 个厂实际需要系数在 0.55 以下的占 43%。由此可见，尽管在制订标准中，考虑了各地情况的差别，系数的选取范围较大，但由于我国地域辽阔，各地经济发展水平差别很大，用一个标准很难全部涵盖。因此，从节能的角度考虑，在实际选用变压器时，应充分考虑各地的实际情况。

实际运行和理论计算均表明，变压器负载相同而容量不同时，负载率越低，则变压器的电能损耗越大。以 SL7 型变压器为例，负载相同容量不同时的电能损耗见表 2-8-2。当变压器容量相同而负载不同时，负载率愈低，则在变压器所产生的单位能耗愈大。表 2-8-2 反映了负载不同容量相同时的变压器的电能损耗。

表 2-8-1 负载相同容量不同的变压器的电能损耗

型号	容量/kV·A	负载/kV·A	负载率/%	变压器电能损耗/(kW·h)			单耗 /[KW·h/(kV·A)]
				有功	无功	合计	
SL7	100	100	100	7803	5679	13482	134.8
SL7	315	100	31.7	7867	9483	17350	173.5
SL7	500	100	20	10151	14416	24567	245.7
SL7	800	100	12.5	13877	17801	31678	316.8
SL7	1000	100	10	16058	22125	38183	381.8

注：单耗是指 1kV·A 的耗电量。

表 2-8-2 负载不同、容量相同的变压器的电能损耗

型号	容量/kV·A	负载/kV·A	负载率/%	变压器电能损耗/(kW·h)			单耗 /[KW·h/(kV·A)]
				有功	无功	合计	
SL7	1000	100	10	16058	22125	38183	381.8
SL7	1000	315	31.5	18639	24133	42772	135.8
SL7	1000	500	50	23018	27525	50543	101.1

型号	容量/kV·A	负载/kV·A	负载率/%	变压器电能损耗/(kW·h)			单耗 /[KW·h/(kV·A)]
				有功	无功	合计	
SL7	1000	800	80	34328	36300	70628	88.3
SL7	1000	1000	100	44768	44400	89168	89.2

由表 2-8-1 和表 2-8-2 可见，选用合适的变压器容量，可以提高变压器的负载率，减少变压器损耗，从而节约电能。必须注意的是，在计算负荷确定之后，按不同方法选择的变压器，容量差别较大。如果按变压器效率最高或功率损耗最小来选择变压器容量，则变压器的容量往往偏大。因为一般变压器最高效率时的负载率为 50%~60%，如 SL7 型铝线电力变压器，最高效率点的负载率仅 40%。所以，单纯按最高效率来选择变压器，其利用率显然太低。

目前我国企业的电费计算公式如下：

$$\text{电费} = \text{基本电费} + \text{实用电量电费}$$

基本电费是按照受电变压器的容量计算的，变压器的容量越大，收费越高。从工程实际出发，变压器的容量选择应进行全面的经济分析。既要考虑其效率，又要考虑其产品价格、折旧、电费及运行情况，在全面衡量的基础上确定变压器容量。

国内贸易部设计研究院的专家提出，变压器容量的选择应按“年费用最小法计算”。即综合考虑设备投资、运行费用等因素，达到最小的支出费用，获得最佳的经济效果。根据这种方法，变压器的最佳负载率为 100% 左右。即变压器满负荷运行时，经济效益最好。因此，提高变压器的负载率，可以达到节约能源，减少基建投资和经常运行费，提高制冷装置的经济效益。

三、变压器的台数选择

在满足同样负荷要求的前提下，变压器的台数可以有几种不同的组合形式。例如，选一台较大容量的变压器，或者选多台较小容量的变压器。其选择原则如下：

(1) 变压器容量越小，效率越差，对于负荷较稳定的情况，应选择台数尽量少的大容量变压器，而不应选择多台小容量的变压器。

(2) 视在功率计算负荷的数值在两个标准容量等级之间时,如近期内负荷会增长,则应选大一级容量的变压器。如近期内负荷不会增加,则可选择小一级容量。

(3) 对于电力使用地点分散,且相隔遥远的情况下,由于电路损失和电压降增大,可以考虑选择多台变压器分散设置。

(4) 对于制冷装置用于重要场合的情况,如属于一级用电负荷时,应选择多台变压器的组合。万一某台变压器的供电系统内发生故障,则其它变压器可以保证重要负荷的连续供电。

(5) 对于用电负荷随季节性变化较大时,应考虑选择多台变压器并联运行的方案。这样在用电负荷小的季节,可以切除部分变压器,减少空载损耗。换言之,对于负荷变化幅度大的场合,选择多台变压器的方案,才有可能实现经济运行。

采用多台变压器是否合理,主要取决于多台变压器的投资,能否被可能节省的电能损耗和其它运行维护费用所抵偿,即在预定的时间(一般定为五年左右)内收回多花费的基本投资。

需要说明的是,变压器并联运行,虽具有提高供电可靠性和提高运行经济性的优点,然而并非所有的变压器均能并列运行。变压器并联运行应同时满足下列条件:变压器的接线组别相同;变压器的变比相同(允许有 $\pm 0.5\%$ 的差值);变压器的短路电压相等(允许有 $\pm 10\%$ 的差值)。前两个条件保证了变压器空载时绕组内不会有环流,第三个条件保证负荷分配与容量成正比。

另外,考虑到容量不同的变压器,短路电压值不相同,容量小的变压器短路电压小,因此对容量比有一定的要求。通常并联运行变压器的容量比一般不宜超过3:1。

对于食品冷库的制冷装置,国家标准“冷库设计规范”GB50072—2001规定,冷库供电一般属三级负荷。当冷库公称容积等于或大于 15000m^3 ,或冻结量大于或等于60t时,属二级负荷,即停电将引起产品大量报废或大量减产的情况,这时可采用一回路专用线供电。该标准还提出了当冷库受电变压器容量大于 $315\text{kV}\cdot\text{A}$,且淡旺季负荷相差较大时,宜选用两台变压器。

根据上述确定变压器台数的原则,可以认识到对国家标准,在坚持掌握其原则的基础上,也存在正确理解其实质的问题。例如上述的 $315\text{kV}\cdot\text{A}$,应

理解为提倡的方向，不应理解为小于 $315\text{kV}\cdot\text{A}$ ，就一定要选用一台变压器。从节能的角度考虑，当全年季节负荷相差较大时，即使容量小于 $315\text{kV}\cdot\text{A}$ ，也宜选用两台变压器。在实际生产应用中，情况千差万别，有些企业高峰季节用电量是淡季的 $2\sim 3$ 倍。因此，在确定变压器台数时，必须对用电负荷进行深入调查分析，对各种方案进行全面经济技术分析和比较，然后再做出决策。

第二节 制冷装置中电动机的合理匹配

根据热力学的基本原理，制冷必须消耗能量才能实现。目前广泛应用的压缩式制冷，消耗的是机械能。电动机就是提供机械能，实现生产机械电气化的基本设备。例如制冷装置中的压缩机、水泵、风机均由电动机驱动。换言之，压缩式制冷装置所需的能量，全部要依靠电动机将电能转化为机械能。因此，电动机的效率及各种性能，无疑是制冷装置节能中极其重要的一环。

一、异步电动机的工作特性

工业制冷装置常用的电动机是交流电动机，它又可以分为异步电动机和同步电动机两类。由于异步电动机结构简单，具有运行可靠，使用维护方便，价格便宜等优点，因此在工农业中获得了最广泛的应用。在压缩式制冷装置中，异步电动机同样也获得了广泛的应用。有些大容量的老式压缩机，曾经采用同步电动机拖动。随着系列压缩机的普及和老式压缩机的淘汰，现在的压缩式制冷装置均采用异步电动机。

异步电动机运行时，其电流 I 、转矩 M 、转速 n 、效率 η 、功率因素 $\cos\varphi$ 与负载 P_2 的关系如图 2-8-1 所示。这些关系中，对节电最有意义的是 $\eta = f_\eta(P_2)$ 和 $\cos\varphi = f_\varphi(P_2)$ 曲线。由图 5-1 可见，当异步电动机在空载和轻载时，效率 η 和功率因素 $\cos\varphi$ 都很低。当电动机接近满载时，即实际负载 $P_2 = (0.7\sim 1)P_e$ 时（ P_e 为额定功率）， η 和 $\cos\varphi$ 都较高。典型异步电动机

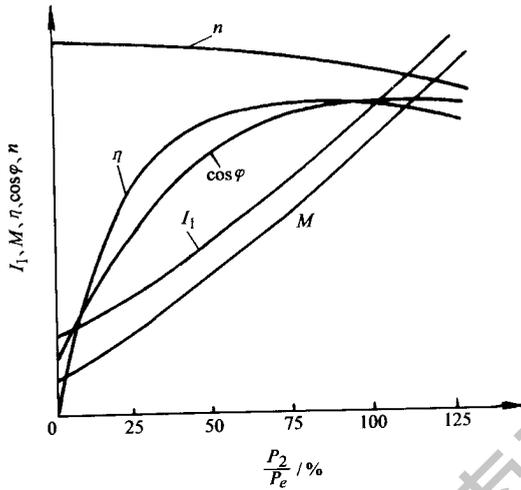


图 2-8-1 异步电动机的工作特性曲线

的 η 和 $\cos\varphi$ 随 P_2/P_e 而变化的数值关系见表 2-8-3

表 2-8-3 负载不同时异步电动机的特性

负载率 (P_2/P_e) / %	0	25	50	75	100
功率因数 $\cos\varphi$	0.20	0.50	0.77	0.85	0.89
效率 η	0	0.78	0.85	0.88	0.875

由表 2-8-3 可见，当电动机负载低于额定功率的 50% 时，效率和功率因数明显降低。因此，合理选择电动机的容量，在制冷装置设计中十分重要，对于运行中的节能具有重要的现实意义。

二、单级制冷压缩机的电动机匹配

据国内商业和水产冷库的统计，制冷压缩机的耗电量占制冷装置总耗电量的 60% 以上。因此，在压缩式制冷装置中，压缩机与电动机匹配是最重要的。单级压缩制冷广泛用于制冰、果蔬冷藏、生产冷煤水等各种场合。根

据原机械部标准 JB955—67，单级活塞式制冷压缩机具有较宽的工作范围，蒸发温度从 $5 \sim -30^{\circ}\text{C}$ 。只要冷凝温度 $\leq 40^{\circ}\text{C}$ ，压缩比 ≤ 8 ，压缩机均可正常运行。但是，同一台压缩机在不同工作条件下，其制冷量和所需的功率差别很大。考虑到用途的不同，对于同一型号的压缩机，制造厂一般按两种工况分别匹配电动机。即按标准工况和空调工况，备有两种规格的电动机供用户选择。

根据各制冷机制造厂的产品样本，同一型号的单级活塞式制冷压缩机，在相同工况下匹配的电动机也不完全相同。单级压缩机匹配的电动机功率计算公式如下：

$$P = \frac{CP_e}{\eta_c} \quad (2-8-6)$$

式中 P_e ——压缩机的轴功率 (kW)；

η_c ——传动效率，直联时 $\eta_c = 1$ ，带传动时 $\eta_c = 0.97 \sim 0.99$ ；

C——余量系数，防止意外情况下电动机发生过载。通常在 $1.05 \sim 1.15$ 范围内选取。

由上式可见，当余量系数选择不同时，计算出的电动机功率就不同。另一方面，由于电动机产品规格分为几档。当计算出的电动机功率没有相应规格的产品时，为保险起见，通常选用规格较大一档的电动机。

当余量系数选取较大，而同时又选用大一档规格的电动机时。匹配的电动机的功率将比实际需要高得多。这在工程实际中常有发生，被称为“大马拉小车”。因此，在设计选用压缩机时，必须认真核算所需的电动机功率，保证电动机能常年在高效率状态运行。尤其对于计算值在电动机两档规格之间的情况，更应该全面分析制冷系统的工况变化和电动机的性能。慎重地选择电动机功率。

我国在 80 年代末制定的国家标准 GB10871—89 和 GB10874—89，把小型和中型活塞式单级制冷压缩机的名义工况改为高温、中温和低温三种工况。压缩机按这三种工况分别匹配电动机。这样使压缩机对实际使用工况的针对性增强，大大减少了电动机功率与实际需要不匹配的情况。从而提高了电动机的运行效率，达到节能的效果。

应该指出，由于种种原因，国家标准 GB10871—89 和 GB10874—89 至今尚未得到很好的贯彻落实。一些制冷机制造厂至今仍没有淘汰旧标准，单级

制冷压缩机仍按旧标准匹配电动机功率，这个问题应引起制冷工程设计者和用户的重视。另外，随着我国经济体制的转轨，个体企业不断增加，小型冷库等小型制冷装置越来越多。许多制冷装置没有经过正规设计，用户缺乏专业知识，对电动机匹配这种专业性强的问题更不了解。因此，从节能的角度考虑应加强制冷装置设计的管理，同时加强对国家标准的宣传。

三、双级压缩机的电动机匹配

国内早期的双级压缩制冷均采用配组式系统，即由单级压缩机来承担两级压缩循环中的低压级和高压级压缩机。随着制冷技术的进步，人们逐渐认识到，配组式两级压缩虽然具有一机多用，调配范围大的优点，但从节能的角度看，单级压缩机作为双级循环中的低压级或高压级运行，存在许多无法克服的缺陷。因此，随着国产单机双级压缩机的出现，其作为双级机长期运行的优势逐渐被人们认识。目前，对长期运行的双级压缩制冷装置，单机双级机已成为设计中的首选方案。

在配组式两级压缩系统中。电动机功率与实际需要不相匹配难以避免。在单机双级压缩机中，电动机匹配不当的问题得到很大的改善。但随着要求的制冷温度的降低，单机双级机的电动机匹配又成为一个新问题。作者对此进行了研究，计算了国产 12.5 系列单机双级压缩机在不同工况下所需的功率，表 2-8-4 列出了计算结果。

表 2-8-4 12.5 系列单机双级压缩机不同
工况下所需功率

冷凝温度 $t_k/^\circ\text{C}$	气缸数	所需功率/kW	
		$t_0 = -33^\circ\text{C}$	$t_0 = -40^\circ\text{C}$
35	4	35.03	28.61
	6	47.55	38.98
	8	70.05	57.21

冷凝温度 $t_k/^\circ\text{C}$	气缸数	所需功率/kW	
		$t_0 = -33^\circ\text{C}$	$t_0 = -40^\circ\text{C}$
37	4	35.77	29.06
	6	48.53	39.58
	8	71.52	58.11

表 2-8-5 国产 12.5 系列双级压缩机
实际配用电动机功率 (kW)

气缸数	上海第一冷冻机厂	烟台冷冻机厂	苏州制冷设备厂
4	37	45	37
6	55	55	55
8	75	75	75

表 2-8-5 为国产 12.5 系列单机双级压缩机实际匹配的电动机功率。比较表 2-8-4 和表 2-8-5 可见，当蒸发温度 t_0 为 -40°C 时，即目前流态式冻结装置常用的蒸发温度时，各厂实际匹配的电动机均大于实际需要的功率。极端情况下，实际匹配的电动机功率比需要值增大了 57.3%。这将在实际运行中明显出现“大马拉小车”现象，电动机将在低效率、低功率因数下运行。

据报道，烟台冷冻机厂已经注意到这个问题，对 100 系列单机双级机进行了改型设计，对于流态式速冻装置，采用 $t_k = 40^\circ\text{C}$ ， $t_0 = -30^\circ\text{C}$ 工况选配电动机。结果表明，电动机的功率比常规匹配功率平均下降了 20%~30%。

综上所述，单机双级压缩机的电动机匹配，仍然是一个值得深入探讨的问题。显然，压缩机所需的轴功率是随工况而变的，所匹配的电动机功率大小决定于使用工况。另外，压缩机在起动过程中要通过最大功率工况，这个因素也必须考虑。为了使匹配的电动机不仅在使用工况下具有较高的效率，又能使压缩机通过最大功率工况，选配电动机时应综合考虑压缩机的大小、有无卸载装置、使用工况及运行要求等情况，合理地确定所需的电动机功率。

在国标 GB10873—89 中，规定单机双级压缩机按 $-25^{\circ}\text{C}/40^{\circ}\text{C}$ 、 $-30^{\circ}\text{C}/35^{\circ}\text{C}$ 、 $-45^{\circ}\text{C}/40^{\circ}\text{C}$ 三种工况分别匹配不同的电动机。这将大大减少电动机功率与实际需要不相匹配的情况，但国标 GB10873—89 至今还没有得到很好地落实。另外，随着制冷应用范围不断扩大，也有一些运行工况与国标的三种工况可能有较大差别。这时电动机功率也应认真核算。总之设计者和用户对压缩机的电动机匹配问题，应给予足够的重视，在设计选用阶段只需多投入少量精力，选用合理的电动机功率，将带来投资减少，长年运行费减少的丰厚回报。

在制冷压缩机选配电动机时，必须掌握 Y 系列电动机的特点，并且了解 Y 系列电动机与老系列电动机的差别。据统计，我国现使用的电动机中，J2、JO2 系列占总容量的 70% 左右。J2、JO2 是我国 60~70 年代的主要产品，其效率较低，启动性能较差，采用的是 E 级绝缘。Y 系列电动机是我国 80 年代开发的第三代产品，它采用了 B 级绝缘，允许温升达 80°C 。更重要的是其启动性能明显改善，与第二代的 JO2 系列比较，Y 系列的堵转转矩（启动转矩）平均提高了 30%。

对于制冷压缩机来说，电动机具有较高的起动性能和短期超载能力这两点是最为可贵的。过去不得不选用较大容量的电动机来满足短时起动的要求。这种加大选配功率叫做电动机的过安装容量。根据 Y 系列电动机启动转矩明显提高的特点，过安装容量就可以减小甚至不考虑。

另一方面，由于 Y 系列电动机的最大转矩倍数和绝缘性能的提高，温升裕度大，具有较大的过载系数。即 Y 系列电动机过载损坏的可能性大大降低，过安装容量可以减小。

我国在 1996 年又开发了 Y2 系列电动机，性能比 Y 系列有了进一步提高。制冷装置的设计者应该掌握电动机产品的技术发展水平，避免过于保守，使电动机运行效率低下，造成能量浪费。

四、制冷装置中辅助设备的电动机匹配

在压缩式制冷装置中，除了压缩机外，还有水泵，风机等辅助设备，需要由电动机拖动。据统计，我国水泵、风机的用电量约为全国总用电量的 30%~40%。如前所述，制冷装置中压缩机的耗电占 60% 以上，其余的辅助

设备耗电约占总耗电量的 $1/3$ 。因此，制冷装置中辅助设备的电动机匹配问题也值得认真考虑。

在制冷装置中，相对于压缩机而言，水泵、风机的电动机功率较小。因而，在设计选择和实际运行管理中，对水泵、风机的节能往往重视不够。实际上，由于制冷装置中水泵、风机的台数较多，运行时间长，如冻结装置中，风机运行时间有时比压缩机还长，其总耗电量是相当可观的。因此，在制冷装置的设计中必须给予足够的重视。

由于水泵、风机通常与电动机成套供应，所以电动机应与水泵、风机一起综合考虑。在设计选择过程中，从节能的角度，应根据实际负荷的变化规律，选择合理的台数，以便在负荷变化时进行台数调节，使整个系统处于经济运行状态。这就要求设计者认真调查研究，掌握风机、水泵等辅助设备全年的负荷变化情况，才有可能确定风机、水泵的合理台数和电动机功率。

近年来，水泵、风机的节能（节电）工作越来越引起人们的重视，新的节能产品不断推出。除了选用节能产品，在台数方面进行优化组合外，一些新型调速装置在国内陆续问世，为水泵、风机的节能运行提供了有效的手段。例如，采用可变极对数的多速电动机，或采用变频器对电动机进行调速，都能获得良好的节能效果。

第三节 用户电力系统的功率因数

一、电力网功率因数和无功补偿基本概念

从电工学可知，在交流电路中除了纯电阻性的电路外，有功功率 P 总比视在功率 S （或称总功率）小。当电网的电压向量为 U ，电流向量为 I ，它们之间的相位角为 φ ，无功功率为 Q 时，它们之间的关系如图 2-8-2 和图 2-8-3 所示。

从图 2-8-2 可以看出：

$$S = UI \quad (2-8-7)$$

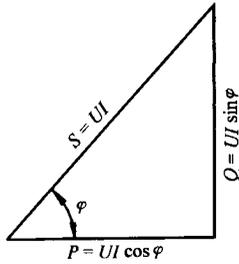


图 2-8-2 功率三角形

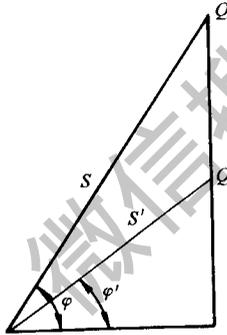


图 2-8-3 无功补偿示意图

$$P = UI \cos \varphi \quad (2-8-8)$$

$$Q = UI \sin \varphi \quad (2-8-9)$$

$$\cos \varphi = P/S$$

式中 S ——视在功率 (V·A);
 U ——电压 (V);
 I ——电流 (A);
 P ——有功功率 (W);
 Q ——无功功率 (var)

由式 (2-8-10) 可见, 功率因数反映了有功功率 P 与视在功率 S 之比。功率因数越大, 则有功功率越接近于视在功率, 无功损耗越小。反之, 功率因数降低会造成电气设备得不到充分利用, 电能损耗增加。因此提高电

力网的功率因数，是保证电力系统安全经济运行的重要措施。

在用电系统中，有许多根据电磁感应原理工作的电气设备，如变压器、电动机。这些电气设备在运行中不仅要消耗有功功率，而且需用一定数量的无功功率。另外，线路中的电感、电抗也都消耗无功功率。如果不采取其它补偿措施，这些无功功率将由发电厂的发电机供给，影响了有功功率，并引起线路电压降低和功率损失。

为了减少用户消耗的无功功率，除了设法提高用户的自然功率因数外，可以安装同步调相机、移相电容器和无功静止补偿装置等设备。这些无功补偿设备也是无功功率的电源。

如果电力网的有功功率 P 不变，由于加装了一部分无功补偿设备，使无功消耗由 Q 减少到 Q' ，功率因数由 $\cos\varphi$ 提高到 $\cos\varphi'$ ，如图 2-8-3 所示。 $Q - Q'$ 叫作无功补偿的容量。由图可见，加装无功补偿设备以后，视在功率 S' 也比 S 小了。在用户负荷处进行无功就地补偿，有以下几方面的效益。

(一) 减少了线路和变压器的功率损失和电能损失

在三相交流电路中，电流通过线路的有功功率损耗为

$$\Delta P = \frac{P^2 R}{U^2 (\cos\varphi)^2} \times 10^{-3} \quad (2-8-11)$$

式中 P ——线路输送的有功功率 (kW)；

R ——线路每相的电阻 (Ω)；

U ——线路的额定电压 (kV)；

$\cos\varphi$ ——线路负荷的功率因数。

由上式可见，有功功率损耗 ΔP 与负荷的功率因数的平方成反比。因此提高功率因数以后，有功功率的损耗可以大大降低。例如，当功率因数从 0.7 提高到 0.95 时，其有功功率损耗降低了近 50%。

电流通过变压器时，其有功功率损耗也可用式 (2-8-11) 来计算，此时公式的 R 为变压器的等值电阻。有功功率损耗降低的结果，使每年在线路上和变压器中的电能损失下降，从而节省了大量的电能。

(二) 提高了电气设备的送电能力

通过电气设备的视在功率 S 、有功功率 P 与功率因数 $\cos\varphi$ 的关系如下：

$$P = S \cos\varphi \quad (2-8-12)$$

由上式可见，电气设备的视在功率 S 不变时，如提高负荷的功率因数，就可提高它的有功功率输送能力。以变压器为例：一台 $S = 320\text{kV}\cdot\text{A}$ 的变压器，当负荷的功率因数 $\cos\varphi = 0.7$ 时，通过它的有功功率 $P = 224\text{kW}$ ；而当 $\cos\varphi = 0.9$ 时，通过它的有功功率可提高为 $P = 288\text{kW}$ 。在负荷的有功功率 P 一定的情况下，当负荷的功率因数的 $\cos\varphi$ 提高时，则可选用较小容量等级的变压器，从而节省了投资。

(三) 改善了用户的电压质量

线路中的电压损失为

$$\Delta U = \frac{PR + QX}{U} \times 100^{-3} \quad (2-8-13)$$

式中 ΔU ——线路中的电压损失 (%)；

U ——线路电压 (kV)；

P ——通过线路的有功功率 (kW)；

Q ——通过线路无功功率 (kvar)；

R ——线路电阻 (Ω)；

X ——线路电抗 (Ω)。

负荷的功率因数提高以后，减少了线路中通过的无功功率 Q 。从上式可见，无功功率 Q 在感抗上造成的电压降 QX 将减小，从而使电压损失 ΔU 有所下降。

综上所述，提高电力网的功率因数，解决好无功补偿问题，对于降低损耗节约电能有着极为重要的意义。各国对此都采取了相似的政策，鼓励用户采取措施提高功率因数。我国采用的两部电价，就包含了按功率因数调整电费部分。即在计算出当月基本电费和电度电费后，再按功率因数调整电费表所订的百分数增减计算。例如对一般工业用户 ($100\text{kV}\cdot\text{A}$ 及以上)，要求功

率因数为 0.85。高于 0.85 则给予减免电费的奖励。低于 0.85 则增收电费，详见表 2-8-6 和表 2-8-7。

表 2-8-6 减免功率因数的电费（以 0.85 为标准）

月平均功率因数	0.85	0.86	0.87	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.99	1.0
全部电费的减少/%	0	0.5	1.0	1.5	2.0	2.2	2.5	2.7	3.0							

对于 160kV·A 以上的工业用户，要求其功率因数达到 0.90，低于 0.9 则增收电费。因此，用电单位提高功率因数，不仅可以节约电能，减少电费支出，而且使整个电网的运行提高了效率。提高功率因数可以从提高自然功率因数和无功补偿两方面进行。

表 2-8-7 增收功率因数的电费（以 0.85 为标准）

平均功率因数	0.84	0.83	0.82	0.81	0.80	0.79	0.78	0.77	0.76	0.75	0.74	0.73	0.72
增收/%	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5
平均功率因数	0.71	0.70	0.69	0.68	0.67	0.66	0.65	0.64	0.63	0.62	0.61	0.60	
增收/%	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0	9.5	10	11	12	13	14	15	

注：自 0.59 以下，每降低 0.01，增收全部电费的 2%。

二、提高用户的自然功率因数

提高用户的自然功率因数，可以从根本上降低电气设备需要的无功功率，因而是首先应当采取的积极办法。所谓“自然功率因数”，系指未经人工补偿前电气设备所具有的功率因数。据统计，在工业企业所需的全部无功功率中，感应电动机取用的无功功率约占 60%，变压器约占 20%。因此，感应电动机和变压器是考虑的重点。

(一) 变压器的功率因数

对于三相变压器，其效率可由下式表示：

$$\eta = \frac{\sqrt{3}U_2 I_2 \cos\varphi}{\sqrt{3}U_2 I_2 \cos\varphi + \Delta P_T} \quad (2-8-14)$$

式中 U_2 ——变压器的二次电压 (V)；

I_1 ——变压器的二次电流 (A)；

$\cos\varphi$ ——变压器的功率因数；

ΔP_T ——变压器的有功损耗 (W)。

由上式可得变压器的功率因数 $\cos\varphi$ 为

$$\cos\varphi = \frac{\Delta P_T}{\sqrt{3}U_2 I_2} \left(\frac{\eta}{1-\eta} \right) \quad (2-8-15)$$

式 (2-8-15) 表明，变压器的效率对功率因数影响很大，效率越高，功率因数就越大。变压器的效率取决于变压器的设计和变压器的负载率。早期我国生产的老式变压器损耗较大，效率较低。随着新产品的开发，在设计中应尽可能选择高效率、低能耗的新型变压器。

变压器的负载率取决于其设计的容量。根据表 2-8-1 和表 2-8-2，随着变压器负载率降低，无功损耗迅速增大，变压器的效率降低。随着效率降低，变压器的功率因数降低。因此，从设计选择的角度，要提高变压器的自然的功率因数，一方面要选择高效率低损耗的变压器，另一方面必须选择好变压器的容量，使变压器的能长期处于低损耗、高效率下工作。从运行管理的角度，提高变压器的自然功率因数可从以下几方面进行：①根据用电负荷，及时调整变压器投入数。在生产淡季停用部分变压器，使运行的变压器处于高负载率状况；②一般变压器负荷率小于 30% 时，应考虑更换小容量的变压器；③当变压器投入数无法调节，机械负荷普遍较低时，可适当降低变压器的输出电压，即改接变压器的分接头，使输出电压适当降低。

(二) 电动机的功率因数

通常一台电动机的效率由输出功率与输入功率的比例来决定。显然，电

动机运行中总会发热，会产生一定损耗，其效率总是小于1。从改善电动机的设计和制造工艺过程入手，可提高电动机的效率。但在电动机制造中，成本是必须考虑的主要因素。随着设计和制造工艺要求的提高，电动机的成本价格会大幅度增加。

另一方面，在价格增加的同时，高效电动机由于效率高、损耗低，将在运行中得到减少运行费的补偿。通常如电动机每年以额定功率运行2500h以上，即电动机处于长期运行的情况下，购买电动机多支付的成本将很快的收回。每年2500h即平均每天6.8h，大多数工业制冷装置的运行会超过这个标准。因此，制冷装置在选择电动机时，应该把高效电动机放在优先考虑的地位。

工业制冷装置中广泛采用异步三相电动机，其功率因数可用下式计算：

$$\cos\varphi = \frac{P}{3\eta U_1 I_1} \times 10^3$$

式中 P ——电动机功率 (kW)；

I_1 ——线电流 (A)；

U_1 ——电源线电压 (V)；

η ——电动机效率。

由式(1-6-16)可见，当电动机功率和线电压、线电流一定时，影响电动机功率因数的因素是电动机的效率。电动机的效率和功率因数是两项主要的性能指标。电动机处在额定功率的75%~95%负载下运行时，效率最高，为0.88；电动机在额定功率75%~100%负载下运行时，功率因数在0.85~0.89之间。当电动机的负载小于额定功率的50%时，功率因数急剧降低。因此，要提高电动机的功率因数，从设计选择的角度，首先必须保证电动机有较高的负载率。也就是说，各设备匹配的电动机容量应适当。显然，由于实际需要的负载往往是变动，电动机选用的额定功率不可能与负载功率完全一致。通常可认为平均负载在70%时，电动机效率与额定效率相近。根据商业部80年代对我国中南、西南地区冷库的调查，普遍存在电动机负载率较低的情况。实测数据表明，大部分工厂的电动机负载在40%~50%，有些甚至低于40%。这表明大部分工厂的电动机匹配过大。

(三) 提高感应电动机的检修质量

在工业企业中，由于感应电动机检修质量不良，也会使其功率因数降低。运行经验表明，在检修后的感应电动机中，在额定电压下空载时的无功功率比正常时多 10% ~ 100%。引起无功功率需用量增加的原因是空气间隙增加和重绕线圈时匝数减少。

1. 空气间隙增加

感应电动机空载的磁阻占整个磁路磁阻的 70% ~ 80%，因此可以认为，感应电动机空载运行时需用的无功功率中，有 70% ~ 80% 是由于空气间隙的磁阻所引起的。所以在检修时，若不注意空气间隙的均匀，以及由于运转时轴承的磨损而造成的偏心，轴的振动及弯曲等造成的间隙不均匀，都会使电动机无功功率需要量增加。

2. 重绕线圈时匝数减少

在重绕电动机线圈时，线圈圈数往往产生偏差。当电动机的每相匝数比原来减少（截面不变）时，若其它条件不变，则会使磁通量增加，从而使电动机需要的无功功率和空载电流增加（因为铁心饱和时导磁系数将有所减小），功率因数下降。例如在电动机每相匝数减少 10% 时，无功功率和空载电流大致要增加 25%，功率因数约下降 0.05 左右。因此，在电动机重绕线圈时应遵守以下原则：重绕线圈每相的串联匝数不应少于原有线圈的匝数；新线圈每相的总截面，即重绕线圈所有并联分路的导线总截面，应不小于原有线圈每相的截面。

必须指出，即使采用了高效率、低损耗的用电设备，采取以上措施提高用户的自然功率因数，无功损耗仍然不能完全避免。在我国的许多工业制冷装置中，尤其是早期设计的装置，对提高自然功率因数重视不够，因此普遍存在制冷装置的用电自然功率因数较低的情况。例如，据我国商业系统的调查，肉类联合冷加工企业的自然功率因数较高的一般在 0.65 ~ 0.83，最低的全年平均仅 0.37，普遍低于供电部门的规定要求。

三、设置无功补偿装置

(一) 无功补偿的方式

如前所述，非纯电阻的电路，其有功功率 P 总比视在功率 S 小。即有一部分无功电流在各用电设备之间流动，这部分无功损耗当然由用电单位承担。因此，要减少无功损耗，除了提高各设备的自然功率因数外，就要对用电设备设置无功补偿装置。无功补偿的基本原则就是尽量使用户的无功负荷和电网的无功损失就地供应。

所谓无功补偿装置，就是一些设置在用电负荷处，能够供给无功功率的设备，如电容器、同步调相机等。它们可以就地提供无功功率，减少线路无功功率的输送量，使功率因数大大提高。从采用设备的角度看，目前的无功补偿装置主要是移相电容器和同步调相机，两者各有其优缺点。世界各国由于幅员、资源、电网结构等条件的不同，对同步调相机和电容器的使用各有侧重，但总的说是两者结合使用。我国电网中电容器使用较多，移相电容器组的容量是调相机的数倍。

和同步调相机相比，移相电容器补偿的最大优点是功率损耗小，约为其无功功率的 $0.3\% \sim 0.4\%$ 。调相机的有功损耗满载时，占额定功率的 $1.8\% \sim 5.5\%$ ， 50% 额定负载时占 $2.9\% \sim 9\%$ ， 25% 额定负载时高达 $5\% \sim 15\%$ ，为移相电容器的 $10 \sim 40$ 倍。

移相电容器的特点可综合如下：

(1) 移相电容器是一种在工频交流电压作用下，长时间运行的容性无功功率发生器。

(2) 本身有功功率损耗较小，一般约占无功容量的 $0.3\% \sim 0.4\%$ 。

(3) 由于无机械转动部分，不需专人维护管理，维护工作量小。

(4) 安装简便。可以做到自动投切，自动增减其补偿容量。

(5) 一次性投资较少。

(6) 由于结构上的特点，过高的环境温度和运行电压都会影响它的使用寿命，甚至造成事故。

(7) 使用寿命较短，损坏后不便修复。

(8) 电容器的无功出力与电压平方成正比。当系统电压降低，需要更多的无功功率时，它的无功出力恰恰在此时降低，这也它的一个不足之处。

尽管移相电容器存在一些不足，但其优点也较明显。因此移相电容器还是获得了广泛的应用。除了调相机和移相电容器外，70年代又发展了静止无功补偿装置，它能够适应无功冲击引起的电压波动，并能消除高次谐波对设备的危害。对于工业制冷装置，目前广泛采用的是用移相电容器补偿的方式。

(二) 移相电容器的补偿方式

工厂企业内部移相电容器的补偿方式，可分为高压侧（10kV）补偿和低压侧（0.38kV）补偿两种。高压侧补偿多采用集中补偿，将移相电容器接在变电所的10kV母线上。高压集中补偿的特点是电容器的利用率高，能减少供电系统及线路中输送的无功负荷。但是不能减少用户变压器和低压配电网中的无功负荷。

低压侧补偿可分为以下四种方式：

1. 变电所低压母线上的集中补偿

对于负荷比较集中，低压线路较短、供电半径不大的用户，可采用在变电所低压母线上集中装设移相电容器。电容器可分成若干组，分别采用控制和保护设备，或采用定型电容器柜。这种补偿方法只能减少变压器中的无功负荷。

这种方式的补偿器（移相电容器）由一个专用控制器控制。根据检测到的母排无功功率的变化，随时控制投入补偿的电容器容量（数量）。其优点是设备集中，便于管理；在补偿区内可获得较好补偿效果。缺点是需要一套检测、控制装置及执行机构，维修复杂，可靠性较差。

2. 个别补偿

个别补偿又称就地补偿。它是按照个别用电设备的需要来装置电容器。电容器直接接在用电设备附近。通常电容器与用电设备共用一组开关式刀闸，与电气设备同时投入或退出运行。

个别补偿的优点是无功负荷能做到“就地补偿”补偿范围为线路终点，

从而减少了企业内部的配电线路、配电变压器的无功负荷。同时，相应地减少了线路和变压器中的有功电能损耗。适当地配置低压电容器，还可以减小低压配电线路的导线截面积和配电变压器的容量，因而补偿效果最好。

个别补偿的缺点是：由于补偿器与设备一起投入和切除，当设备停机时，补偿器也随之退出闲置，故补偿器的利用率低，相对投资较多。而且电容器安装在用电设备附近，易受到剧烈的振动，还有可能产生自励磁现象，使电动机受到损坏。所以个别补偿只适用于长期运行的大容量电动机，其所需补偿的无功负荷很大，并由较长线路供电的情况。

3. 车间内补偿

车间内补偿又称分组补偿。移相电容器组接于车间配电的母线上，所以电容器的利用率比个别补偿高。这种方式能减少供电线路和变压器中的无功负荷，对于低压配电线路较长的车间，对提高末端电压的作用比较明显。但这种方式不能减少车间内低压配电线路的无功负荷。

根据国内一些冷藏企业的经验，对于远离变压器 200m 以外的输配电线路，且连续运行的用电设备，采用这种方式补偿的节电效果十分显著。一般感性负载可节约线损 20% ~ 60%，平均在 30% 以上。安装 1kvar 电容器每小时可节电 0.05 ~ 0.12kW·h，平均为 0.08kW·h。通常电容器补偿装置的投资在半年至一年内就可回收。

4. 集散补偿法

上述三种补偿方式各有其优缺点，选择补偿方式应根据生产特点和工艺、负荷的自然功率因数，配电网结构等因素，通过技术经济比较来确定。近年又有人提出了一种新的补偿联接形式——集散补偿法。所谓集散式补偿，就是集中补偿与分散补偿相结合。它能够取集中补偿和就地补偿二者之长，又能避二者之短。

其基本原理是变电所在运行时，其无功功率可分为两部分：第一部分无功功率由一些容量较大的单机设备或单台电动机所产生。对于这部分无功功率用分散补偿的方法，在控制电动机（或设备）启停的开关或接触器的下端，并联容量与被补偿电动机无功功率相匹配的补偿器进行补偿。分散补偿与就地补偿的不同之处，是电容器不是安装在生产现场，从而改善了电容器工作环境。分散补偿的电容器容量计算方法同就地补偿。第二部分无功功率是指除第一部分以外的无功功率。它由变压器及那些无法分散补偿的感性负

载所产生，其平均值记为 Q 。 Q 可以这样确定，在分散补偿正常运行时，测出变压器高压侧的无功功率，取其算术平均值。也可以在变压器低压侧检测，再加上变压器自身的无功功率。这部分无功功率用集中的方式补偿。图 2-8-4 所示为集散式补偿原理图。

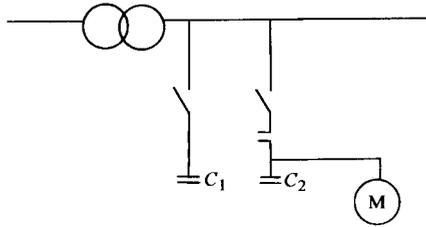


图 2-8-4 集散补偿原理图

C_1 —集散补偿集中部分的电容器

C_2 —集散补偿分散部分的电容器

集散补偿有如下特点：

- (1) 设备简单，运行环境比就地补偿好。因而运行可靠，故障率低。
- (2) 补偿效果比就地补偿好，略差于集中补偿。补偿器利用率介于二者之间。
- (3) 能有效地保护开关设备。

感性负载工作时，其线圈中要储存一定的能量，其值为 $\frac{1}{2}LI^2$ 。停机时，开关触点瞬时离断，电流变化率 di/dt 很大，线圈自感电势 Ldi/dt 可达很高数值。例如一台 100kW 三相交流电动机，其 U_e 为 380V， I_e 为 180A，激磁电感 L 为 0.52H。设接触器离断时间 Δt 等于 0.01s，则感应电势瞬时最大值为

$$E_m = L \frac{\Delta i}{\Delta t} = 0.52 \frac{180\sqrt{2}}{0.01} \text{V} = 13235\text{V}$$

储存的能量最大值为

$$A_m = \frac{1}{2} \times 0.52 \times 180^2 \text{J} = 8424\text{J}$$

如此高的电压和能量施加于开关触头间，当离断开始时，触点间隙很小，足以击穿气隙，将气隙间空气电离导电，其现象就是拉弧烧蚀触点。其下端并联电容器后，因电容器端电压不能突变，吸收了大部分能量，大大减

小了触点火花，有效地保护了开关触点，延长了开关寿命。

集散补偿的不足之处是在负荷低峰期，交接班时存在过补偿现象。过补偿严重时，可由值班电工切除集中补偿部分。

(三) 移相电容器补偿容量的确定

采用电容器补偿时，补偿容量的大小决定于电力负荷的大小、补偿前的电力负荷的功率因数 $\cos\varphi_1$ ，补偿后准备达到的平均功率因数 $\cos\varphi_2$ ，则

$$Q = P_j (\tan\varphi_1 - \tan\varphi_2)$$

式中 Q ——需要装设的电容器总容量 (kvar)；

P_j ——最大负荷月的平均有功功率 (kW)；

$\tan\varphi_1$ ——补偿前功率因数角 φ_1 的正切值；

$\tan\varphi_2$ ——补偿后功率因数角 φ_2 的正切值。

其中 P_j 、 $\tan\varphi_1$ 可由最大负荷月的有功及无功用电量求出。

为了迅速求出补偿容量，也可以用查表法。表 2-8-8 中的数值为每 1kW 有功负荷所需要的补偿容量 (kvar/kW)，由补偿前的功率因数 $\cos\varphi_1$ 和补偿后要达到的功率因数 $\cos\varphi_2$ ，查出相应的数值，然后乘以有功功率的千瓦数，即得到所需的补偿容量。

表 2-8-8 每 1kW 有功功率所需要的补偿容量

改进前 功率因数 $\cos\varphi_1$	改进后功率因数 $\cos\varphi_2$								
	0.80	0.82	0.84	0.86	0.88	0.90	0.92	0.94	0.96
	每 1kW 有功功率所需电容器容量 $Q_K / (\text{kvar})$								
0.40	1.54	1.60	1.65	1.70	1.75	1.81	1.87	1.93	2.00
0.42	1.41	1.40	1.52	1.57	1.62	1.68	1.74	1.80	1.87
0.44	1.29	1.34	1.39	1.45	1.50	1.55	1.61	1.68	1.75
0.46	1.18	1.23	1.29	1.34	1.39	1.45	1.50	1.57	1.64
0.48	1.08	1.13	1.18	1.23	1.29	1.34	1.40	1.46	1.54
0.50	0.98	1.04	1.09	1.14	1.19	1.25	1.31	1.37	1.44
0.52	0.89	0.94	1.00	1.05	1.10	1.16	1.21	1.28	1.35

第 8 章 制冷装置电气设计中的节能

改进前 功率因数 $\cos\varphi_1$	改进后功率因数 $\cos\varphi_2$								
	0.80	0.82	0.84	0.86	0.88	0.90	0.92	0.94	0.96
	每 1kW 有功功率所需电容器容量 $Q_K / (\text{kvar})$								
0.54	0.81	0.86	0.91	0.97	1.02	1.07	1.13	1.20	1.27
0.56	0.73	0.78	0.83	0.89	0.94	0.99	1.05	1.12	1.19
0.58	0.66	0.71	0.76	0.81	0.87	0.92	0.98	1.04	1.12
0.60	0.58	0.64	0.69	0.74	0.79	0.85	0.91	0.97	1.04
0.62	0.52	0.57	0.62	0.67	0.73	0.78	0.84	0.90	0.98
0.64	0.45	0.50	0.56	0.61	0.66	0.72	0.77	0.84	0.91
0.66	0.39	0.44	0.49	0.55	0.60	0.65	0.71	0.78	0.85
0.68	0.33	0.38	0.43	0.48	0.54	0.59	0.65	0.71	0.79
0.70	0.27	0.32	0.38	0.43	0.48	0.54	0.59	0.66	0.73
0.72	0.21	0.27	0.32	0.37	0.42	0.48	0.54	0.60	0.67
0.74	0.16	0.21	0.26	0.31	0.37	0.42	0.48	0.54	0.62
0.76	0.10	0.16	0.21	0.26	0.31	0.37	0.43	0.49	0.56
0.78	0.05	0.11	0.16	0.21	0.26	0.32	0.38	0.44	0.51

由表 2-8-7 可见，补偿电容器的容量随着补偿深度（功率因数）提高而迅速增加。补偿越深（即补偿后的功率因数越高），所需的补偿电容量就越大。通常将功率因数从 0.9 提高到 1 所需的补偿容量，与将功率因数从 0.72 提高到 0.9 所需的补偿容量相当。

计算表明，当功率因数补偿到 0.95 以上时，所需的无功补偿电容量增长幅度大大提高，而补偿后的视在功率减少量却有限。即在高功率因数下进行补偿，其效益将显著下降。因此，无功补偿到什么程度（即 $\cos\varphi_2$ 的确定），要衡量无功补偿装置的投资与补偿收益等因素，通过技术经济比较后确定。

对感应电动机进行个别补偿时，补偿容量的确定不能用上述方法，即此时电容器容量的选择，不应以负荷情况计算，而应以电动机空载时将其功率因数补偿到 1 来考虑。因为以空载情况补偿，则满载时仍为滞后，若以负载情况下将功率因数补偿到 $\cos\varphi = 1$ ，则电动机空载（或轻载）时，势必过补

偿（即功率因数超前）。过补偿的电动机在切断电源后，由于补偿电容器的放电作用，相当于供给电动机以激磁电流，能使仍在旋转的电动机成为感应发电机。这时，电动机的端电压会超过额定电压好多倍，可能导致电动机和电容器绝缘的破坏。因此，个别补偿的感应电动机的补偿容量由下式确定：

$$Q \leq \sqrt{3} U_e I_0 \quad (2-8-18)$$

式中 Q ——电动机的补偿容量（kvar）；

U_e ——电动机的额定电压（kV）；

I_0 ——电动机的空载电流（A）。

由于一般感应电动机的空载电流 I_0 约占其额定电流的 25% ~ 40%，因此电动机个别补偿容量也相应为其容量的 25% ~ 40%。一般情况下，电动机个别补偿的补偿容量确定也可以用查表法。表 2-8-9 列出电动机个别补偿容量。

表 2-8-9 电动机个别补偿容量

电动机容量/kW	电动机转速/(r/min)					
	3000	1500	1000	750	600	500
	电动机补偿容量/kvar					
7.5	2.5	3.0	3.5	4.5	5.0	7.0
10	3.5	3.0	4.5	6.5	7.5	9.0
14	5.0	4.0	6.0	7.5	8.5	11.5
17	6.0	5.0	6.5	8.5	10.0	14.5
22	7.0	7.0	8.5	10.0	12.5	15.5
30	8.5	8.5	10.0	12.5	15.0	18.5
40	11.0	11.0	12.5	15.0	18.0	23.0
45	13.0	13.0	15.0	18.0	22.0	26.0
55	17.0	17.0	18.0	22.0	27.5	33.5
75	21.5	22.0	25.0	29.0	33.0	38.0
100	25.0	26.0	29.0	33.0	40.0	45.0
115	32.5	32.5	33.0	36.0	45.0	52.5
145	40.0	40.0	42.5	45.0	55.0	65.0

根据国内的经验，对于异步电动机的无功就地补偿并联电容的容量，一般可按其额定功率 P_N 乘以 $0.2 \sim 0.3 \text{kvar/kW}$ 计算，即

$$Q_c = (0.2 \sim 0.3) P_N \quad (2-8-19)$$

一般的异步电动机，若按 $0.2P_N$ 配置补偿电容量时，电动机在有效区域内运行，可把功率因数提高到 0.9 以上。若按 $0.3P_N$ 配置，可把功率因素提高到 0.95 以上。容量较大的异步电动机，功率因数较好，励磁容量相应减小，无功补偿可以少一些，可按 0.2 系数配置，也能把功率因数提高到 0.95 以上。功率因数较差的电动机可按 0.3 系数配置，即使其满载时功率因数降低到 0.8 的电动机，补偿后仍可提高到 0.9 以上。对于极对数较多，自身功率因数过低的电动机，可适当把系数放大一些。但如前所述，过深的补偿是不经济的，乃以适度为宜。

提高企业用电的功率因数对企业十分有利。①可以增加变压器的负载能力，减少变压器的装置容量；②可减少用户内部配电线路的负荷电流，降低用户内部配电线路的功率损耗；③可以减少企业电费开支，降低企业生产成本；④可延长电器使用寿命；⑤可提高全厂的经济效益。

另一方面，提高用电的功率因数，不仅关系到企业自身的利益，而且关系到发电厂和整个电网的经济运行，关系到国家的电力供应。所以提高功率因数，是节电的根本措施之一，不仅对企业自身具有良好的经济效益，而且具有良好的社会效益。制冷装置是耗能大户，设计者对此应给予足够的重视。

第 9 章

冷库工程实例

第一节 万吨级冷库实例

一、概 况

上海吴泾冷库为万吨级大型冷库群，大型低温物流中心。总平面布置见

图 2-9-1。总长 435m，总宽 150m，总面积 65250m²。东侧是黄浦江，建有冷藏船码头。自西向东的铁路线穿过南、北侧主库之间，两条各 328m 长的铁路站台和四周贯通的公路，与四个库的八个汽车站台相接，形成船舶、火车、汽车综合运输网络，货物吞吐十分便利。西侧 A、C 库底层为冷冻食品生产区，北侧 C、D 库及封闭站台、理货间形成低温物流区。A、B、C、D 四座单体冷库，机房设备间及办公楼、辅助建筑组成，于 1982 年、1984 年分两期建成。原按存放猪半胴体设计，每座库贮藏 13000t，共可贮藏 52000t。

该库为多层冷库，每座主库为七层建筑，底层为架空层，2~7 层为冷藏库库房，总高 39.85m。每库四台电梯作为垂直交通工具。

主库库体外墙天棚围护结构，采用稻壳隔热，热惰性大，电耗低，近年电耗仍保持 0.17kW/(t·d)。

该库采用中央集中机房，氨制冷剂，氨泵强制供液。

1989 年、1994 年，先后分两期将 A 库底层架空层和 C 库底层架空层，改建为上海日冷食品公司冷冻食品车间，引进隧道冻结机（带小车冻结）为冷冻食品的冻结设备。原料暂存采用装配式小冷库。机房增配蒸发式冷凝器。

1997~2000 年，先后三次技术改造，将 D、C 库主库库温由 -20℃ 改为 -25℃。B、D 库架空层，改建为 8 间冷却物冷藏间。C、D 库旁新建 4 间冷却物冷藏间（兼配货间、加工间）。新建冷却物冷藏间均采用预制装配式结构，库顶和外墙采用 PU（聚氨脂）或 PE（聚苯乙烯）预制隔热库板。地坪均用 PU 现场发泡。这样，使总体库房温度范围自 -25℃ 至 20℃，温度范围宽，适应了货物贮藏品种、温度多样化的要求。

C、D 库改造时，还将原有常温穿堂、敞开式汽车站台，改为定温穿堂、封闭式汽车站台，增设液压升降平台、滑升门和柔性密闭接头，使冷藏车直接和汽车站台相连，形成冷藏链不间断的我国首座大型低温物流中心。同时，C 库改造中，局部冷却物冷藏间和穿堂、站台采用了分散式制冷系统，使单间库房适应性更强，库温变化更灵活。

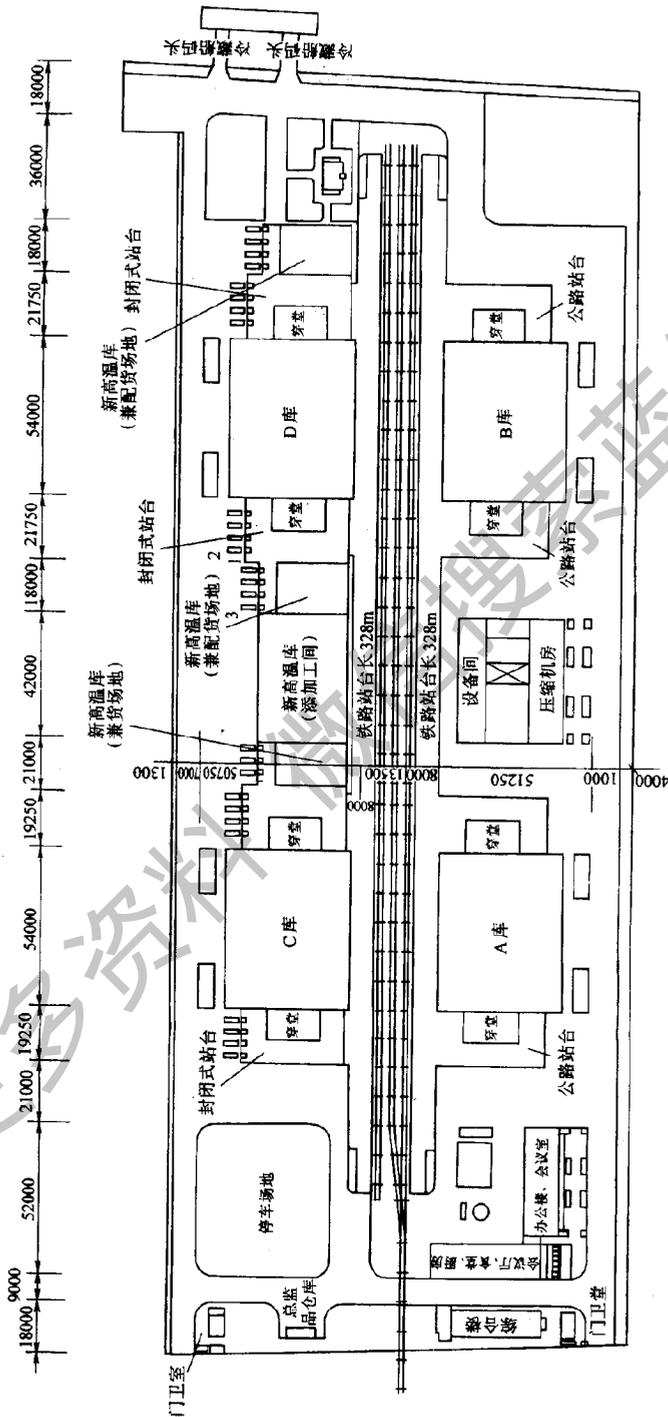


图 2-9-1 吴泾冷库总平面布置图

二、机房设备间

由于分几次进行技术改造，压缩机既有活塞式，也有螺杆式。供液方式为液泵强制循环供液。冷凝器有淋激式冷凝器（ $F = 150\text{m}^2 \times 9$ 组），也有蒸发式冷凝器（ZLC—220）。该库主要采用中央集中机房、氨制冷剂、氨泵强制循环供液，但C库局部采用以R22为制冷剂的分散式制冷系统，全封闭式或半封闭式压缩冷凝机组。

机房内现设有蒸发温度系统7个，各系统设备配置情况见表2-9-1。

表2-9-1 机房设备间蒸发温度系统划分和设备情况

蒸发温度系统	氨压缩机	中间冷却器	低压循环贮液器	氨泵	对应库房
-35℃ 低温冷藏系统	8ASJ17 3台	XQ-100 1台 ($\phi 1000$)	DXZ-3.5 3台	40P-40 6台	C库2~7层 D库2~7层
-30℃ 低温冷藏系统	8ASJ17 2台	XQ-100 1台 ($\phi 1000$)	DXZ-3.5 3台	40P-40 3台 40P-10×4 3台	A库2~7层 B库2~7层
-40℃ 冻结系统	8ASJ17 2台	XQ-100 1台 ($\phi 1000$)	DXZ-5.0 1台	ZCN-5.5/4-1 2台	日冷一期速冻
-40℃ 冻结系统	JZ1KA20 2台		DXZ-3.5 1台	40P-40 2台	日冷二期速冻
-10℃ 高温冷藏系统 (兼站台穿堂)	8AS12.5 1台 4AV12.5 1台		DXZ-5.0 1台	40P-40 2台 R82-316H4M -0204T1B1 1台	D库一层 D库配货间 (兼高温库) D库站台穿堂
-10~10℃ 高温冷藏系统	8AS12.5 1台		DXZ-5.0 1台	40P-40 2台	B库一层
0℃ 空调系统	8AS12.5 1台				日冷一期空调

为便于设备维修，上述各蒸发温度系统间部分压缩机可以、互为调剂。另外，机房设备间内，高压系统设备有TYF—150B（直径 $D = 1000\text{mm}$ ）油氨

分离器2台, ZA—5.0贮氨器3台, ZA—4.0贮氨器1台, 集油器2台, 空气分离器1台, 紧急泄氨器1台, 油处理设备1套。

三、库 房

(一) 冻结物冷藏间

冻结物冷藏间总公称容积约 239632m³, 有两个蒸发温度系统, 两种库温。一种是 -20℃ (A、B库), 贮藏一般肉类、禽类和水产类等货物, 码垛堆放; 另一种为 -25℃ (C、D库), 主要贮藏冰淇淋类、小包装分割肉类、高档水产品类等货物, 货架堆放。两种库温适应了不同客户、不同货物对低温贮藏的不同要求。货物进出库均采用电瓶叉车装卸。

冻结物冷藏间和设备配置情况见表 2-9-2。

表 2-9-2 冻结物冷藏间及设备配置情况

主库	隔热材料	蒸发温度 /℃	库温 /℃	冷却设备型式	冷间(库)编号	库房公称容积 ^① /m ³	冷却设备蒸发 面积/m ²
A 库	2层楼面 200mm 厚软木, 外墙 530mm 厚稻壳, 7层天棚 1020mm 厚稻壳	-30	-20	双列蛇形顶排管+单列蛇形高墙排管	201~202	5010	775
					301~602	5114	595
					701~702	4488	756
B 库	2层楼面 200mm 厚软木, 外墙 530mm 厚稻壳, 7层天棚 1020mm 厚稻壳	-30	-20	双列蛇形顶排管+单列蛇形高墙排管	201~202	5010	775
					301~602	5114	595
					701~702	4488	756
C 库	2层楼面 200mm 厚软木, 外墙 830mm 厚稻壳, 7层天棚 1020mm 厚稻壳	-35	-25	双列蛇形顶排管+单列蛇形高墙排管	201~202	5010	767
					301~602	5114	572
					701~702	4488	748
D 库	2层楼面 200mm 厚软木, 外墙 830mm 厚稻壳, 7层天棚 1020mm 厚稻壳	-35	-25	双列蛇形顶排管+单列蛇形高墙排管	201~202	5010	767
					301~602	5114	572
					701~702	4488	748

①库房公称容积是指每间冷间(库)的容积。

(二) 冷却物冷藏间和站台、穿堂

冷却物冷藏间总公称容积约 35684m^3 (含兼配货间、加工间的库房)。氨蒸发温度系统有两个。库温有两种： $-3\sim 5^{\circ}\text{C}$ 和 $-3\sim 20^{\circ}\text{C}$ 。可根据货物品种、对库温的要求，设定和控制库温。其中两间新建冷却物冷藏间 (C库)，采用氟利昂压缩冷凝机组配冷风机的分散式制冷系统，库温也为 $-3\sim 20^{\circ}\text{C}$ ，使用更加灵活。这样，冷却物冷藏间温度范围宽，适应了不同品种货物的贮藏要求。

冷却物冷藏间、站台、穿堂和设备配置情况见表 2-9-3。

表 2-9-3 冷却物冷藏间及设备配置情况

主库	房间名称	公称容积 /m ³	隔热材料	蒸发温度 /°C	库温 °C	冷却设备	备注
B库	一层冷却物冷藏间二间	2600/间	PU 预制库板	$-10\sim 10$	$-3\sim 20$	进口吊顶式冷风机 IBL-A753, 8台	
	一层冷却物冷藏间二间	2000/间	PU 预制库板				
C库	配货间 (兼冷却物冷藏间) 一间	2938	PE 预制库板	$-10\sim 10$	$-3\sim 20$	进口吊顶式冷风机 MIE-327, 2台	配室外氟利昂压缩冷凝机组
	加工间 (兼冷却物冷藏间) 一间	8470	PE 预制库板				$-3\sim 20$
	站台二间		PU 预制库板	~ -3	$-5\sim 10$	进口吊顶式冷风机 CAE5267~5467, 9台	配室外氟利昂压缩冷凝机组
	穿堂十二间			~ 5	$20\sim 25$	进口吊顶式冷风机 CAN5264, 12台	配室外氟利昂压缩冷凝机组
D库	一层冷却物冷藏间二间	2600/间	PU 现发	-10	$-3\sim 5$	落地式冷风机 F = 500m^2 , 2台 + 送风道	
	一层冷却物冷藏间二间	2000/间	PU 现发		$-3\sim 5$	落地式冷风机 F = 400m^2 , 2台 + 送风道	
	配货间 (兼冷却物冷藏间) 二间	2938/间	PU 预制库板		$-3\sim 5$	进口吊顶式冷风机 IBL-A753, 4台	
	站台二间		PU 预制库板		$5\sim 10$	进口吊顶式冷风机 DE185, 8台	
	穿堂十二间		PU 预制库板		$5\sim 10$	进口吊顶式冷风机 DE93~104, 12台	

(三) 冻结装置

吴泾日冷为冷冻食品生产企业，其生产车间内配有冷冻食品的冻结装置。一期和二期工程各配隧道式冻结装置一台，蒸发温度 -40°C ，冻结负荷 102kW 。具体见表2-9-4。

表2-9-4 冻结装置配置情况

主库	房间名称	蒸发温度/ $^{\circ}\text{C}$	库温/ $^{\circ}\text{C}$	冻结设备
A库	日冷一期速冻车间	-40	-33	TL1-120N 隧道式速冻机
C库	日冷二期速冻车间	-40	-33	TL1-120N 隧道式速冻机

四、制冷自控装置

吴泾冷库制冷自控装置有：库房温度自控回路，库温自动检测、记录、打印；氨泵自控回路；压缩机单机安全保护；系统安全保护；半自动放空气。1998年结合D库功能的拓展，对原电控室和自动控制系统作了改造和扩充。

(1) 增设数据采集系统：采用工业控制机和支持WINDOWS环境的图形化组态软件。用二台21in彩色监视器对系统135个模拟量（如冷间温度、容器液位、运行压力等）和192个开关，以动态图形方式进行监视。该系统具有越限报警、事故打印，以及每日设备运行工况数据的报表打印功能，此外还可制作库房温度历史记录曲线。

(2) 用一组积木式的全模拟操作屏，取代了原有的仪表柜。以低压配电系统图为背景，构成制冷系统用电主要设备的操作屏，并反映其运行状态。

(3) 制冷系统的自控回路采用可编程序控制器（PLC），替代原有的继电器回路，以提高可靠性和灵活性。

第二节 4000t 装配式冷库实例

一、概 况

该冷库是上海 21 世纪冷藏运输有限公司投资建造的一座容量为 4000t/次的装配式冷库，主要为食品冷藏、销售、流通及铁路冷藏运输和公路冷藏运输服务。该冷库采用加拿大 AERO 公司的先进技术和主要设备。冷库墙、顶的隔热采用厚度为 200mm 阻燃聚苯乙烯夹芯板，地坪采用厚度为 250mm 软木板隔架空层。冷库采用大跨度单层装配式结构，库内净高为 7m，屋面采用空间钢网架，并在上面敷设彩色压型钢板的屋架。

冷库位于上海铁路分局杨浦站内。由于铁路专用线已铺设好，铁路站台位置已固定，所以冷库建在一块长约 160m，宽约 18~76m 的三角形地带，占地面积约 7200m²。总平面布置见图 2-9-2。

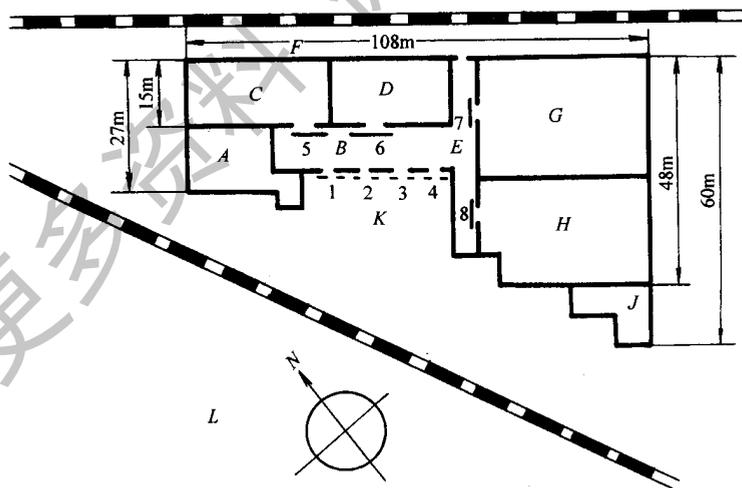


图 2-9-2 冷库总平面图

- A—办公楼；B—封闭式汽车站台；C、D—变温间（ $-25/\pm 0^{\circ}\text{C}$ ）；E—穿堂（ 5°C ）；
 F—铁路站台；G、H—冻结物冷藏间（ -25°C ）；J—机房及自控室；K—冷藏
 汽车回车库；L—上海铁路分局杨浦车站；1、2、3、4—汽车站台滑升门；
 5、6、7、8—平移式电动冷藏门

二、冷藏间、穿堂及站台

(一) 冻结物冷藏间

共两间冻结物冷藏间。每间长 42m、宽 24m、容量为 1500t/次。库温 -25°C ，每间配有传热面积为 351m^2 的吊顶式空气冷却器二台，轴流风机的射流贴附在天花板下，沿着冷间长度方向 40m 处流动，不设送风道，冷间降温时，均能达到设计温度 -25°C 的要求。

(二) 变温间

共二间，每间长 30m、宽 15m，容量为 500t/次。供冻结物冷藏时，库温为 -25°C ；供冷却物冷藏时，库温为 $0\sim 4^{\circ}\text{C}$ 。每间配有传热面积为 123m^2 的吊顶式空气冷却器二台，均不设送风道。

(三) 穿 堂

长 42m、宽 6m、净高 4.5m，保持温度为 5°C 。穿堂直接与汽车站台相连，内设传热面积为 176m^2 的吊顶式空气冷却器二台，均不设送风道。

(四) 汽车站台

封闭式，长 42m、宽 6m、净高 4.5m，保持温度为 5°C 左右。我国在 70 年代起，冷库站台多为常温式，其温度经常保持接近于或略低于外界大气温度，在建筑构造上无需作隔热处理，故在进、出库时，会造成货物表面温度回升，对水果、鸡蛋等，在常温的站台上停放一段时间后，在食品的表面会出现凝露或结薄霜现象。从现代食品冷藏链来看，常温站台或常温穿堂，会出现冷藏链中断现象，这对保持食品商品质量极为有害，故现代化冷库中，站台采用封闭式。该冷库的站台均有隔热处理，内设吊顶式空气冷却器一台，传热面积为 220m^2 。

冷藏汽车或冷藏集装箱，可直接紧靠在站台的门洞上（门洞外侧四周设

有具有弹性的塑料填料)。站台对外的冷藏门为滑升式冷藏门,手动操作,按需要高度可随时定位在不同位置。

(五) 铁路站台

敞开式,与一般冷库的铁路站台相同。

三、制冷剂供液与融霜方式

(一) 冻结物冷藏间与变温间

均采用重力供液方式,由一个氨液分离器向两台空气冷却器供液,其控制方法见图 2-9-3。

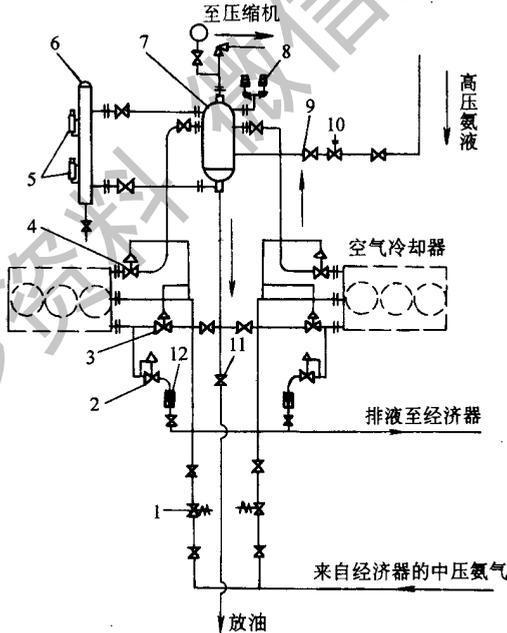


图 2-9-3 冻结物冷藏间氨重力供液系统

- 1—热氨融霜电磁阀; 2—热氨融霜电磁主阀(控制压力不超过 500kPa);
 3、4—气动阀; 5—高液位与正常液位浮球控制阀; 6—浮动式液柱; 7—氨液分离器;
 8—安全阀; 9—手动节流阀; 10—供液电磁阀; 11—放油阀; 12—止回阀

(二) 穿堂与汽车站台

均采用直接膨胀供液方式，向空气冷却器供液，见图 2-9-4。

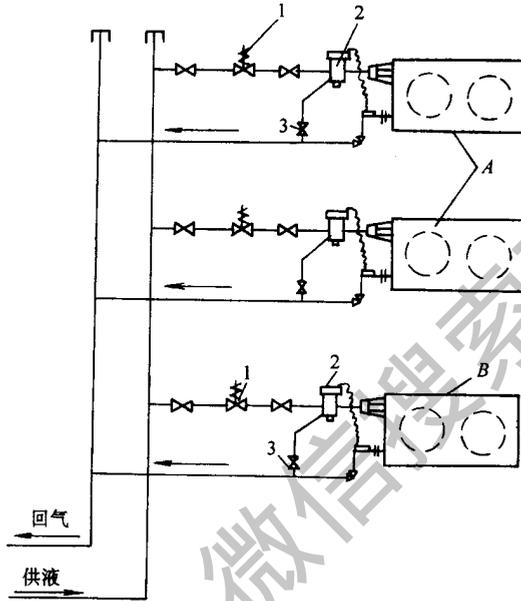


图 2-9-4 穿堂与汽车站台空气冷却器直接膨胀供液系统

1—供液电磁阀；2—外平衡式热力膨胀阀；3—热力膨胀阀平衡阀；

A—穿堂空气冷却器；B—汽车站台空气冷却器

(三) 融霜方式

冻结物冷藏间与变温间的空气冷却器，均采用热氨自动融霜法，融霜周期为 8~12h。穿堂与汽车站台的空气冷却器，均采用空气融霜法。

四、制冷压缩机及主要设备

(一) 制冷压缩机

该厂选用日本 MYCOM 公司生产的螺杆压缩机三台，供下列情况下使

用：

(1) 冻结物冷藏间二间、耗冷量为 175.8kW，变温间二间，供冻结物冷藏使用时，耗冷量为 78.5kW。总共耗冷量为 254.3kW，选配 N160VM—TE—125 型螺杆压缩机二台，在蒸发温度 -32°C 、冷凝温度 35°C 时，每台制冷量为 143.5kW，二台总共制冷量为 287kW。压缩机电机功率为 93.2kW，转速为 2950r/min。以上二台压缩机均与经济器相连接。

(2) 穿堂耗冷量为 29.8kW，汽车站台耗冷量为 30.9kW，总共耗冷量为 60.7kW，送配 N125S—T—60 型螺杆压缩机一台，在蒸发温度 -1°C 、冷凝温度 35°C 时，制冷量为 179.3kW，这台压缩机主要供变温间冷却物冷藏及穿堂、汽车站台的空气冷却器降温使用。

三台螺杆式压缩机的油冷却，均采用高压液体热虹吸式冷却系统，见图 2-9-5。

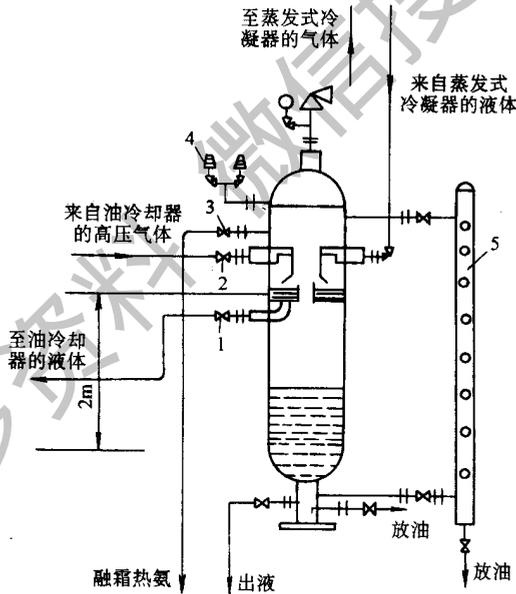


图 2-9-5 热虹吸器、高压贮液器的管道连接

- 1—热虹吸器出液阀（入油冷却器）；2—油冷却器回气阀；
3—热氨气体融霜阀；4—安全阀；5—液位指示器

(二) 经济器

单级螺杆式制冷压缩机系统中，增设经济器后，可使制冷量、制冷系数均有较大幅度的提高。结合该厂的特点，两台螺杆压缩机合用一台经济器，其功能有以下三方面：

(1) 穿堂与汽车站台内的三台空气冷却器的回气进入该经济器。

(2) 冻结物冷藏间、变温间内的空气冷却器在融霜时，排液入经济器，这样可节省一台融霜排液桶。

(3) 高压液态制冷剂的再冷却。

经济器的结构示意图见图 2-9-6。

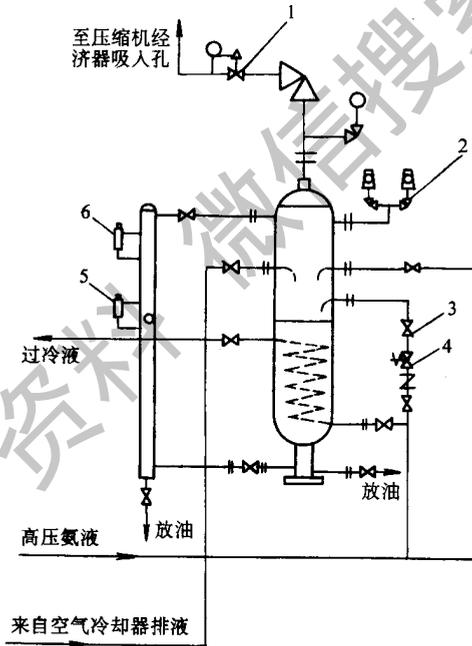


图 2-9-6 经济器结构示意图

1—经济器压力调节阀；2—安全阀；3—手动节流阀；4—电磁阀；
5—正常液位浮球控制阀；6—高液位浮球控制阀

(三) 热虹吸器与高压贮液器

热虹吸的原理是利用冷凝后的高压液态制冷剂，与油冷却器之间的位

差，在油冷却器的管内蒸发吸热，将螺杆压缩机的润滑油冷却。这比用水冷却和喷制冷剂液体冷却更为优越。蒸发后的制冷剂高压蒸气流入热虹吸器，再进入冷凝器冷凝成液体，见图 2-9-5 所示。

由于该厂制冷系统中氨液充注量不多，热虹吸器与高压贮液器组合在一个高压容器内，不再另设卧式贮液器，使整个系统更紧凑，又可减少机房的占地面积，这是该系统的特色。

（四）蒸发式冷凝器

该系统选用两台美国 BAC 公司生产的蒸发式冷凝器，型号为 VCL—134；每台配有离心式风机一台，功率为 7.5kW、转速 1500r/min；水循环泵一台，功率为 1.12kW，转速为 2875r/min。

五、库内货物堆垛与运输

库内货物堆垛与运输的机械化、自动化，是大中型冷库的一个重要方面。从叉式码垛车到全自动化、计算机控制的立体式货架系统，已在国际上取得了一定进展。由于该厂冷库室内净高为 7m，已采用了高货架与叉式码垛车相结合的货物装卸方式，取得了较好的效果。叉式码垛车是德国 Linde 公司（厦门）生产的，运转灵活，提升高度可达 6m 以上，并可在货架内作业。

第三节 800t 果蔬气调保鲜库实例

一、概 况

该气调库是上海市菜篮子工程的一个组成部分，主要供果蔬的气调贮藏、延长保鲜期、调节市场供应。气调库共八间、总容量为 800t/次（按苹

果计算)。气调库是单层地面建筑、装配式冷库结构。库体为150mm厚阻燃聚苯乙烯夹芯板、地坪为xps硬质聚苯乙烯板150mm隔热。库内净高为4.5m。气调设备全部引进意大利水果气调贮藏设备公司(FCE)的主要产品和技术。

气调库位于上海市嘉定区江桥镇附近。第一期工程主要先建造800t气调库(不包括挑选、包装间)其平剖面布置见图2-9-7,平面图上示出八个气调间及恒温穿堂。气调设备置于气调机房,电脑控制设备置于仪表房内。汽车站台为封闭式、温度保持在5~7℃。

二、制冷系统的主要设备

(一) 主要设计参数

(1) 室外计算干球温度为33℃。

(2) 室外计算湿球温度为27℃。

(3) 蒸发温度:气调保鲜库蒸发温度为-10℃,室温为0~4℃;恒温穿堂及封闭式汽车站台蒸发温度为-4℃,室温为5~7℃。

(二) 制冷剂供液及隔霜方式

冷间采用分散式供冷,每间配一台R22制冷压缩机组,直接膨胀式制冷系统。

空气冷却器融霜方式,采用电加热融霜,每台空气冷却器的翅片管组内均装有电热棒,功率1~1.5kW,380V。

空气冷却器融霜下水管内也设置电热棒,融霜时同步接通电源,并有指示灯显示。

(三) 制冷压缩机组

(1) 每间气调保鲜库配有半封闭式制冷机组一台(水冷式),型号为:

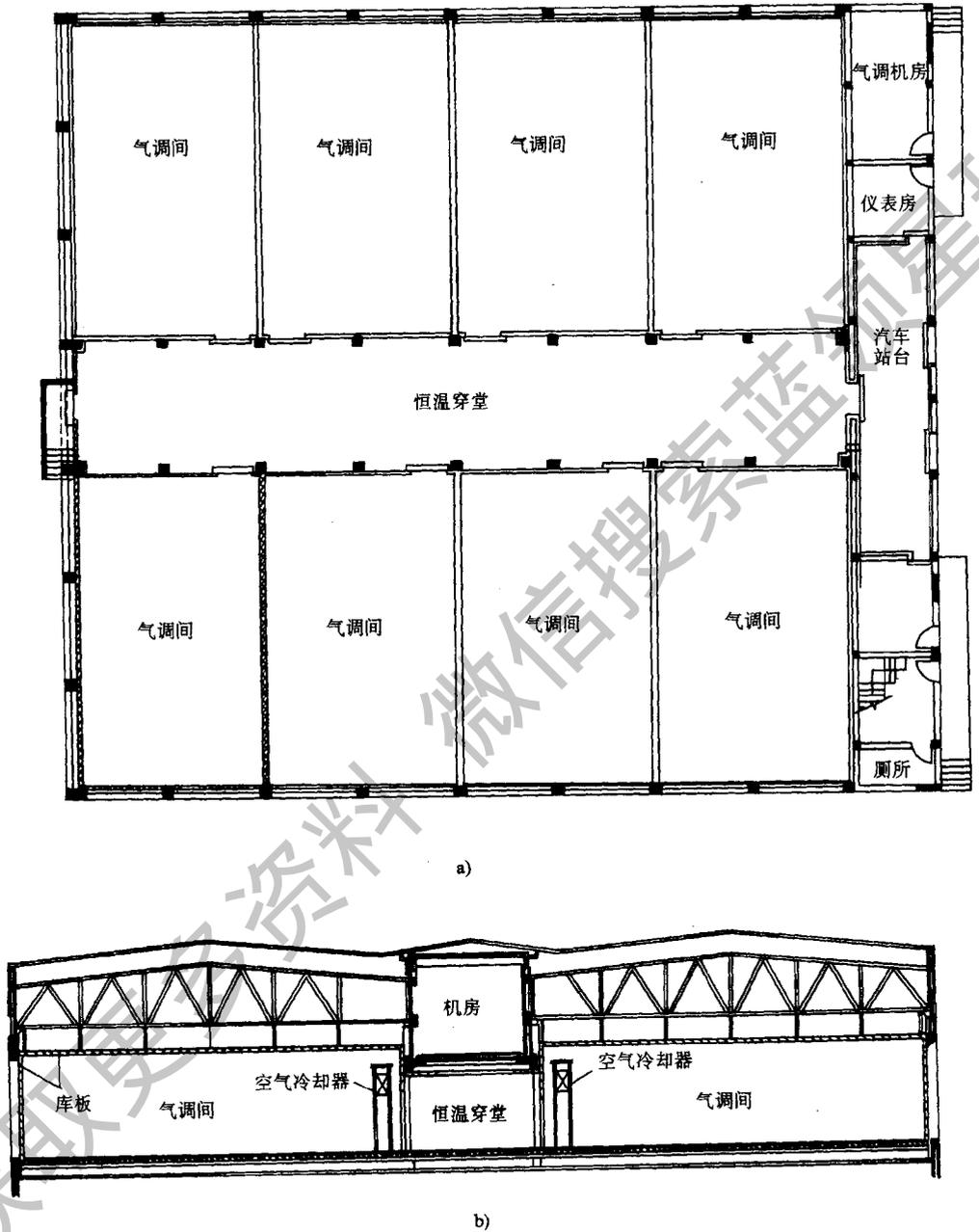


图 2-9-7 气调库平、剖面图

a) 平面图; b) 剖面图

3DF—1200 (RG), 在 $t_c = 37.8^\circ\text{C}$ 、 $t_e = -9.4^\circ\text{C}$ 时, 制冷量为 25.7kW, 电动机

功率 9kW。

(2) 恒温穿堂配有半封闭式制冷机组一台(风冷式),型号为 3DB—1000(RG)型,在 $t_c = 37.8^\circ\text{C}$ 、 $t_e = -3.9^\circ\text{C}$ 时,制冷量为 27.2kW,电机功率 7.5kW。

(3) 封闭式站台配有半封闭式制冷机组一台(风冷式),型号为 2DD—0500(RG)型,在 $t_c = 37.8^\circ\text{C}$ 、 $t_e = -3.9^\circ\text{C}$ 时,制冷量为 13.7kW,电动机功率 3kW。

以上八台制冷压缩机组,均设置在恒温穿堂上面的机房内。机组与气调保鲜库内的空气冷却器之间的距离很短、便于操作,又可减少制冷剂在管道内的流动阻力,提高制冷效果。

(四) 冷却塔

八台水冷式制冷机组,选用 $30\text{m}^3/\text{h}$ 圆形标准集水式冷却塔二台(四台机组合用一台),冷却塔型号为:BLST—30型,流量 $30\text{m}^3/\text{h}$,功率 1.1kW。在冷却塔出水管上配有管道泵,功率为 4kW。

(五) 制冷系统自控方式

(1) 配有 WKXS 型制冷电脑控制装置,对每一气调间的制冷压缩机组、空气冷却器、融霜电热器及冷却塔和水泵等组成一个回路,实现微电脑全自动控制。

(2) 配有 XH—101 型多点温度巡检仪,对压缩机吸气温度、冷凝器进水温度、冷间温度等采用微电脑和通讯技术相结合,实现温度自动检测、显示和记录。

三、气调系统的主要设备

该气调库的气调系统,主要由降氧系统、二氧化碳脱除系统及除乙烯三个系统组成的。

(一) 降氧系统

由一套 FIGHTER400 型中空纤维制氮机组构成，包括：FIGHTER400 主机一台，制氮量为 $31\text{m}^3/\text{h}$ ($97\%\text{N}_2$)，与一台螺杆式空气压缩机相匹配。

(二) 二氧化碳脱除系统

由二台 DELTA GEM 型二氧化碳洗涤机构成，每台控制八个气调间，轮流进行。二氧化碳的脱除量当体积分数 2% 时为 $50\text{kg}/24\text{h}$ 。

每间气调库的降氧与二氧化碳脱除所需进出管道，均合并在一起（降氧与二氧化碳脱除的操作分开进行）。设置在气调机房内的降氧与二氧化碳脱除调节站，可方便地进行降氧与脱除二氧化碳的操作。

(三) 除乙烯系统

该气调库还配有 BS150 型除乙烯机一台，每小时能处理的气体量为 150m^3 ，可对八个气调间轮流处理掉所产生的乙烯气体。除乙烯机安置在制冷机的机房间内，每个气调间除乙烯的进、出管道从天花板引出，再与除乙烯机连通。

(四) 气调系统的电脑控制及其他设备

该气调系统配有 GAC—1100 型电脑控制装置一套，附有 8 个果实温度探头、8 个湿度探头、1 个 16 线数字式信号转换器、及 1 台 B/W 打印机。

每个气调间的温度、氧气含量、二氧化碳含量、相对湿度，均可在电脑控制装置上显示。并控制降氧机和二氧化碳脱除机的自动工作。

每个气调间还装有意大利引进的 KRISTAL800 型超声波加湿器各一台，加湿量为 $1\text{kg}/\text{h}$ ，安置在气调间空气冷却器的出口处。

在每个气调间的库体外侧，均设置一个安全阀、库顶部设有贮气袋，以保护库内压力升高时，使库体不受损坏。

附录：

冷库设计规范

GB 50072—2001

1 总 则

1.0.1 为满足冷库设计中食品冷藏的技术要求和卫生要求，做到技术先进、经济合理、安全适用制定本规范。

1.0.2 本规范适用于公称体积为 500m^3 及以上新建、改建、扩建以氨为制冷剂的制冷系统的食品冷库。

不适用于夹芯隔热板冷库、气调库、山洞冷库、石拱覆土冷库。

1.0.3 冷库设计应在总结实践经验和科学实验的基础上，积极采用新技术、新设备、新工艺和新材料，使生产流程合理，节约能源，操作、维修方便。

1.0.4 冷库设计除应符合本规范的规定外，尚应符合国家现行的有关强制性标准的要求。

2 术语、符号

2.1 术 语

2.1.1 冷库 cold store

用于在低温条件下保藏货物的建筑群。包括库房、氨压缩机房、变配电室及其附属建（构）筑物。

2.1.2 库房（main cold）storehouse

冷库建筑群中的主体建筑。包括冷加工间、冷藏间、冰库及直接为它服务的建筑（如楼梯间、电梯间、穿堂、附属小房等）。

2.1.3 冷间 cold room

人工降温房间的统称。包括冷加工间、冷藏间、冰库、低温穿堂等。

2.1.4 冷加工间 cooling processing room

泛指食品、冰块在冷藏前进行冷却、冻结等用的房间。包括冷却间、晾肉间、待冻间、冻结间、脱盘间、包冰衣间、制冰间等。

2.1.5 冷却间 chilling room

对产品进行冷却的房间。

2.1.6 冻结间 freezing room

用大流量低温空气循环来冻结产品的冷房间。

2.1.7 冷藏间 cold storage room

用于接受和贮存已冷却（冻结）至接近其所需贮存温度的产品的冷房间。其前应加“冷却物”、“冻结物”或“ $\times\times^{\circ}\text{C}$ ”字样。

2.1.8 冰库 ice storage room

用于贮存冰的冷房间。

2.1.9 穿堂 anteroom

专为冷加工间或冷藏间进出货物的通道，其室温分常温或某一特定温度。

2.1.10 氨压缩机房 ammonia compressor room

机器间、设备间和冷凝器部分建（构）筑物的统称。

2.1.11 机器间 engine room

安装氨压缩机的房间。

2.1.12 设备间 equipment room

安装制冷辅助设备的房间。

2.1.13 冷却设备负荷 cooling equipment load

为维持室内在某一温度，须从室内带走的热流量，据此来选择冷间内制冷蒸发器的蒸发表面积。

2.1.14 机械负荷 mechanical load

为维持氨制冷系统正常运转，氨压缩机须带走的热流量。

2.1.15 冷却设备 cooling equipment

制冷系统中的排管、空气冷却器和其他类型蒸发器的总称。

2.1.16 氨制冷系统 ammonia refrigeration system

用氨作制冷剂的机械压缩式制冷系统。

2.1.17 氨压缩机 ammonia compressor

氨制冷系统中的一个组成部分，当氨气体流过此压缩机时，压力提高，比体积缩小。

2.1.18 辅助设备 accessories

氨制冷系统中除氨压缩机、冷却设备和管道之外的设备总称。

2.1.19 管道 piping

由管子、连接件、阀门、伸缩弯等组成，用以连接氨压缩机、辅助设备、冷却设备等，构成氨制冷循环的封闭回路。

2.1.20 保冷 low-temperature insulation

防止低温设备、低温管道及其保冷层外壁表面凝露；保持低温设备、低温管道内的介质的温度，以减少冷损失。

2.2 符 号

A_b ——制冰池内冷却设备的传热面积

A_d ——冷间地面面积

A_1 ——冷凝器的传热面积

A_s ——冷却设备的传热面积

A_z ——中间冷却器蛇形管的冷却面积

A_w ——围护结构的传热面积

a ——围护结构两侧温差修正系数

a_c ——新鲜空气中二氧化碳的体积浓度

B_b ——货物包装材料和运载工具质量系数

b ——热导率的修正系数、热阻的修正系数、电动机运转时间系数

C ——系数、冷却水比热容

C_1 ——构造换算系数

C_2 ——管径换算系数

C_3 ——供液方式换算系数

C_b ——包装材料或运载工具的比热容

C_k ——空气比热容

D ——围护结构热惰性指标

d ——隔热材料的厚度、孔眼直径

- d_1 、 d_2 ——围护结构除隔热层外各层材料的厚度
- d_d ——低压循环贮液器直径
- d_y ——油分离器的直径
- d_z ——中间冷却器直径
- F_d ——低压循环贮液器截面积
- G ——冷库公称吨位
- H ——总水头损失
- H_0 ——围护结构隔热层高温侧各层材料（隔热层以外）的蒸汽渗透阻之和
- h_1 ——货物进入冷间初始温度时的比焓
- h_2 ——货物在冷间内终止降温时的比焓
- h_n ——冷间内空气的比焓
- h_w ——冷间外空气的比焓
- K ——光滑管在设计条件下的传热系数
- K' ——光滑管在特定条件下的传热系数
- K_b ——冰池蒸发器的传热系数
- K_c ——水果、蔬菜二氧化碳呼出量
- K_d ——冷间地面的传热系数
- K_l ——冷凝器的传热系数
- K_s ——冷却设备的传热系数
- K_w ——围护结构的传热系数
- K_z ——中间冷却器蛇形管的传热系数
- K_{tu} ——土壤传热系数
- L_w ——新鲜空气量
- l ——吊轨有效总长度
- l_b ——冰块顶端横断面短边的长度
- M ——空气幕效率修正系数
- m ——冷间的每日进货质量
- m_b ——制冰池的每日制冰生产能力

- m_b' ——冰块质量
- m_d ——设有吊轨的冷却间、冻结间每日冷加工能力
- m_d' ——吊轨单位长度净载货质量
- m_g ——搁架式冻结间每日的冷加工能力
- m_g' ——每件食品的净质量
- m_z ——冷却物冷藏间的冷藏质量
- N ——搁架式冻结设备设计摆放冻结食品容器的件数
- n ——每日换气次数
- n_1 ——围护结构热流量的季节修正系数
- n_2 ——货物热流量折减系数
- n_3 ——同期换气系数
- n_4 ——冷间用的电动机同期运转系数
- n_5 ——冷间同期操作系数
- n_b ——冰桶数量
- n_d ——低压循环贮液器气体进气口的个数
- n_k ——每日开门换气次数
- n_k' ——门楣数
- n_r ——操作人员数量
- n_x ——循环倍数
- P ——货物热流量系数
- P_c ——冷藏间内二氧化碳允许的（体积）浓度
- P_d ——电动机额定功率
- P_{sn} ——围护结构低温侧空气的水蒸气分压力
- P_{sw} ——围护结构高温侧空气的水蒸气分压力
- Q ——冷却用水量
- Q_b ——补充水量
- q_l ——冷凝器的热流密度
- $\sum q_m$ ——制冷装置中每小时氨液的总循环量
- q_v ——氨泵体积流量

- q_z ——氨泵所供同一蒸发温度的氨液蒸发量
 R ——制冷装置和管道等冷损耗补偿系数
 R_1 、 R_2 ——各层材料的热阻
 R_n ——围护结构内表面热阻
 R_o ——围护结构总热阻
 R_{\min} ——围护结构最小总热阻
 R_w ——围护结构外表面热阻
 S_1 、 S_2 ——各层材料的蓄热系数
 t ——货物冷加工时间
 t_0 ——补充水温度
 t_1 ——围护结构高温侧的空气露点温度、冷凝器冷却水进水温度
 t_2 ——冷凝器冷却水出水温度
 t_b ——氨泵由启动到液体自系统返回低压循环贮液器的时间
 t_d ——围护结构低温侧的气温
 t_g ——围护结构高温侧的气温、通风加热装置每日运行的时间
 t_j ——结冰时间
 V ——氨压缩机的理论输气量
 V_1 ——保证气体分离的体积
 V_2 ——氨泵停止运行后，冷却设备的蒸发器和管道回液的体积
 V_3 ——保证氨泵运行时不断液的体积
 V_b ——一台氨泵的体积流量
 V_d ——低压循环贮液器的体积
 V_h ——回气管体积
 V_l ——冷藏间或冰库的公称体积
 V_n ——冷间内净体积
 V_q ——冷却设备蒸发器的体积
 V_q' ——各冷间中，冷却设备灌氨量最大一间蒸发器的体积
 V_s ——送风量
 V_z ——贮液器的体积

- v ——冷凝温度下氨饱和液体的比体积
- v_p ——压缩机排出氨气的比体积
- v_x ——压缩机吸入氨气的比体积
- v_z ——蒸发温度下氨饱和液体的比体积
- W_d ——低压循环贮液器内的气体速度
- W_y ——油分离器内的气体速度
- W_z ——中间冷却器内的气体速度
- α ——计算修正值
- α_n ——围护结构内表面传热系数
- α_w ——围护结构外表面传热系数
- β ——贮液器的氨液充满度
- β_d ——低压循环贮液器氨液最大允许充满度
- Δt ——冷凝器冷却水进出水温度差、计算温度差
- $\Delta\theta_b$ ——氨蒸发温度与盐水平均温度之差
- $\Delta\theta_1$ ——冷凝器内的对数平均温度差
- $\Delta\theta_s$ ——冷间温度与冷却设备蒸发温度的计算温度差
- $\Delta\theta_z$ ——中间冷却器蛇形管的对数平均温度差
- δ ——壁厚
- δ_{tu} ——土壤计算厚度
- δ_{i-n} ——加热层至土壤表面各层材料的厚度
- η ——冷藏间或冰库的体积利用系数
- θ_1 ——包装材料或运载工具进入冷间时的温度
- θ_2 ——包装材料或运载工具在冷间内终止降温时的温度
- θ_b ——制冰池内盐水的平均温度
- θ_c ——中间冷却器蛇形管的出液温度
- θ_h ——回气管的灌氨量
- θ_l ——冷凝温度
- θ_n 、 (t_n) ——围护结构内侧的计算温度、冷间内的空气温度
- θ_p ——排风温度

- θ_q ——冷却设备蒸发器的设计灌氨量体积百分比
- θ_r ——地面加热层的温度
- θ_s ——送风温度
- θ_w ——围护结构外侧的计算温度
- θ_z ——中间冷却温度
- θ_{tu} ——土壤温度
- t_{wp} ——夏季空气调节日平均温度
- λ ——隔热材料的热导率、设计采用的热导率、氨压缩机的输气系数
- λ' ——正常条件下测定的热导率
- λ_1 、 λ_2 ——围护结构除隔热层外各层材料的热导率
- λ_{tu} ——土壤的热导率
- λ_{i-n} ——加热层至土壤表面各层材料的热导率
- ξ ——热转化系数
- ξ_d ——低压循环贮液器截面积系数
- ρ_c ——二氧化碳密度
- ρ_k ——空气密度
- ρ_n ——冷间内空气密度
- ρ_s ——食品的计算密度
- Φ' ——货物冷却初始温度时单位质量的呼吸热流量
- Φ'' ——货物冷却终止温度时单位质量的呼吸热流量
- Φ_1 ——围护结构热流量
- Φ_2 ——货物热流量
- Φ_3 ——通风换气热流量
- Φ_4 ——电动机运转热流量
- Φ_5 ——操作热流量
- Φ_b ——当制冰的原料水初温在 25 ~ 30℃ 时每日生产 1t 冰的热流量
- Φ_d ——每平方米地板面积照明热流量
- Φ_f ——地面加热负荷

Φ_g ——地面加热层传入冷间的热流量

Φ_j ——机械负荷

Φ_1 ——冷凝器的热负荷

Φ_r ——每个操作人员产生的热流量

Φ_s ——冷间冷却设备负荷

Φ_z ——中间冷却器蛇形管的热流量

Φ_{2a} ——食品热流量

Φ_{2b} ——包装材料和运载工具热流量

Φ_{2c} ——货物冷却时的呼吸热流量

Φ_{2d} ——货物冷藏时的呼吸热流量

Φ_{3a} ——冷间换气热流量

Φ_{3b} ——操作人员需要的新鲜空气热流量

Φ_{5a} ——照明热流量

Φ_{5b} ——每扇门的开门热流量

Φ_{5c} ——操作人员热流量

Φ_{tu} ——土壤传给地面加热层的热流量

φ ——贮液器的体积系数

3 基本规定

3.0.1 冷库的设计规模应以冷藏间或冰库的公称体积为计算标准。

公称体积应按冷藏间或冰库的净面积（不扣除柱、门斗和制冷设备所占的面积）乘以房间净高确定。

3.0.2 冷库计算吨位可按下式计算。

$$G = \frac{\sum V_1 \rho_s \eta}{1000} \quad (3.0.1)$$

式中 G ——冷库计算吨位（t）；

V_1 ——冷藏间或冰库的公称体积（ m^3 ）；

η ——冷藏间或冰库的体积利用系数；

ρ_s ——食品的计算密度（ kg/m^3 ）。

3.0.3 冷藏间体积利用系数不应小于表 3.0.3 的规定值。

表 3.0.3 冷藏间体积利用系数

公称体积 (m ³)	体积利用系数 η
500 ~ 1000	0.40
1001 ~ 2000	0.50
2001 ~ 10000	0.55
10001 ~ 15000	0.60
> 15000	0.62

注：1 对于仅储存冻结食品或冷却食品的冷库，表内公称体积为全部冷藏间公称体积之和；对于同时储存冻结食品和冷却食品的冷库，表内公称体积分别为冻结食品冷藏间或冷却食品冷藏间各自的公称体积之和。

2 蔬菜冷库的体积利用系数应按表 3.0.3 数值乘以 0.8 的修正系数确定。

3.0.4 冰库体积利用系数不应小于表 3.0.4 的规定值。

表 3.0.4 冰库体积利用系数

冰库净高 (m)	体积利用系数 η
≤ 4.20	0.40
4.21 ~ 45.00	0.50
5.01 ~ 6.00	0.60
> 6.00	0.65

3.0.5 食品计算密度应按表 3.0.5 的规定采用。

表 3.0.5 食品计算密度 (kg/m³)

序号	食品类别	密度
1	冻肉	400
2	冻鱼	470

序号	食品类别	密度
3	鲜蛋	260
4	鲜蔬菜	230
5	鲜水果	230
6	冰蛋	600
7	机制冰	750
8	其他	按实际密度采用

注：同一冷库如同时存放猪、牛、羊肉（包括禽兔）时，其密度均按 $400\text{kg}/\text{m}^3$ 计；当只存冻羊腔时，密度按 $250\text{kg}/\text{m}^3$ 计；只存冻牛、羊肉时，密度按 $330\text{kg}/\text{m}^3$ 计。

3.0.6 冷库设计的室外气象参数除应采用现行国家标准《采暖通风与空气调节设计规范》GB J 19 的规定外，尚应符合下列规定：

1 库房围护结构热流量计算的室外计算温度，应采用夏季空气调节日平均温度。

计算库房围护结构最小总热阻时的室外计算相对湿度，应采用最热月月平均相对湿度。

2 开门热流量和冷间通风换气热流量计算的室外计算温度，应采用夏季通风室外计算温度，室外相对湿度应采用夏季通风室外计算相对湿度。

3.0.7 冷间设计温度和相对湿度应根据各类食品冷藏工艺要求确定。可按本规范附录 A 规定选用。

4 建 筑

4.1 库址选择

4.1.1 冷库库址的选择应符合下列规定。

1 库址不宜选在居住区集中的地区。经当地城市规划、环保部门批准，可建在城镇适当地点；

2 库址应选择在城市居住区夏季最小频率风向的上风侧；

- 3 库址周围应有良好的卫生条件，必须避开和远离有害气体、灰沙烟雾、粉尘及其他有污染源的地段；
- 4 库址应选择在交通运输方便的地方；
- 5 库址必须具备可靠的水源和电源；
- 6 库址宜选在地势较高，干燥和地质条件良好的地方；
- 7 肉类、水产等加工厂内的冷库库址选择应综合考虑其厂址选择要求。

4.2 总平面

4.2.1 冷库厂区总平面设计应符合如下规定：

- 1 应满足生产工艺流程、生产运输和设备管线布置合理等综合要求。
- 2 应沿铁路专用线或靠近水运码头布置。
- 3 肉类、水产类等加工厂的冷库应布置在厂内牲畜、家禽、水产等原料区和锅炉房、煤场、污物、污水处理场地夏季最大频率风向的上风侧。
- 4 总平面布置应做到近远期结合，以近期为主，兼顾今后扩建的可能。对于设有铁路专用线或水运码头的新建冷库，其扩建冷库位置宜预留在铁路专用线的两侧或水运码头附近。

4.2.2 冷库与其他建（构）筑物的卫生防护距离应符合当地环保部门有关规定。

4.2.3 氨压缩机房的位置应靠近冷负荷最大的冷间，并应有良好的自然通风环境。

4.2.4 变配电间应布置在氨压缩机间的附近。

4.2.5 冷库场区的主要道路和入场区的主要道路应铺设适于车辆通行的坚硬路面（如混凝土或沥青路面）。路面应平坦，不积水，场区应有良好的排水系统。

4.2.6 厂区绿化应符合当地规划部门要求。

4.3 库房的要求

4.3.1 库房布置应符合下列要求：

- 1 应满足生产工艺流程要求，运输线路要短，避免迂回和交叉；
- 2 冷藏间平面柱网尺寸和层高应根据贮藏货物的包装规格、托盘大小、堆码方式以及堆码高度等使用功能确定，并应综合考虑建筑模数及结构选型

的合理；

3 冷间应按不同的设计温度分区、分层布置；

4 冷间建筑的设计应尽量减少其隔热围护结构的外表面积。

4.3.2 每座库房中冷间建筑的耐火等级、层数和面积应符合表 4.3.2 的要求。冷间建筑内防火墙应将外墙、屋面、楼面和地面的可燃隔热材料截断。

表 4.3.2 冷间建筑的耐火等级、层数和面积 (m²)

冷间建筑 耐火等级	最多允许 层 数	最大允许占地面积			
		单 层		多 层	
		冷间建筑	防火分区	冷间建筑	防火分区
一、二级	不限	7000	3500	4000	2000
三级	3	2100	700	1200	400

4.3.3 冷藏间的分间应符合下列规定：

1 应按贮藏食品的特性及冷藏温度等要求分间；

2 有异味的贮藏食品应设单间。

4.3.4 库房应设穿堂，其温度应根据需要确定。

4.3.5 库房的公路站台设计应符合下列规定：

1 公称体积大于 4500m³ 的冷库，其站台宽度为 6~8m；公称体积小于 4500m³ 的冷库，其站台宽度为 4~6m。

2 站台边缘顶面高出站台下地面 0.9~1.4m，根据需要可设高度调节板。

3 站台边缘顶侧面应涂有明显的黄、黑相间防撞标示色带。

4 站台上应设罩棚，靠站台边缘一侧如有结构柱时，柱的边缘距站台边缘净距不得小于 0.6m；罩棚顶板应挑出站台边缘的部分不得小于 0.75m，罩棚净高应适应运输车辆的高度，且应设有组织排水。

5 根据需要可设封闭站台，封闭站台宜与冷库穿堂合并布置。

6 封闭站台的宽度及其内的温度可根据使用要求确定，其外围护结构应满足相适应的保温要求。

7 封闭站台的门洞尺寸及数量应与货物吞吐量相适应。

4.3.6 库房的铁路站台应符合下列规定：

- 1 站台宽度 7~12m；
- 2 站台边缘顶面应高出轨顶 1.1m，边缘距铁路中心线的水平距离为 1.75m；
- 3 站台长度一般为 220m，当受地形等条件限制时，可适当缩短，但不应少于 128m；
- 4 站台上应设罩棚，其柱边与站台边缘净距不应小于 2m，其檐高和挑出长度应符合铁路专用线的限界规定。

4.3.7 库房的电梯宜设置在常温环境内。电梯轿厢的选择应充分利用电梯的起重能力。

4.3.8 库房设置电梯的数量应按下列规定计算：

- 1 3t 型电梯运载能力，按每小时 20t 计；2t 型电梯按每小时 13t 计；
- 2 以铁路进出货为主的冷库及港口中转冷库应按进出货吨位和装卸允许时间确定设置电梯的数量；
- 3 在以铁路、水运进出货确定电梯设置的情况下，其位置应兼顾日常生产和汽车装卸货使用的需要，不宜再为其另设电梯。

4.3.9 多层库房的楼梯应设置在靠穿堂处，用非燃烧材料建造。如只设一个楼梯时，不得采用螺旋扇步形式。首层楼梯出口应靠近通向室外门。

4.3.10 带水作业的加工间和温度高、湿度大的房间不应与冻结物冷藏间毗连，生产流程必须毗连时，应考虑有良好的通风条件。

4.3.11 面积在 1000m² 以上的冷藏间应至少设两个门，面积在 1000m² 以下的冷藏间可只设一个门。

4.3.12 库房的过磅设备应根据进出货操作流程短捷的原则和需要进行布置。

4.3.13 库房工作人员需要的办公室、烘衣室、更衣室、休息室及卫生间等辅助房间宜布置于穿堂附近，多层库宜设置在首层、卫生间内应设自动冲洗的大小便器和洗手盆。

4.4 库房的隔热

4.4.1 隔热材料的选择应符合下列要求：

- 1 热导率小；
- 2 不散发有毒或异味等对食品有污染的物质；
- 3 难燃或不燃烧，且不易变质；
- 4 块状材料应温度变形系数小，易于在施工现场分割加工，且便于与基层粘结；
- 5 地面、楼面采用的隔热材料，其抗压强度不应小于 0.25MPa；

4.4.2 围护结构隔热材料的厚度应按下列式计算：

$$d = \lambda \left[R_0 - \left(\frac{1}{\alpha_w} + \frac{d_1}{\lambda_1} + \frac{d_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{d_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_n} \right) \right] \quad (4.4.2)$$

- 式中
- d ——隔热材料的厚度 (m)；
 - λ ——隔热材料的热导率 [W / (m · °C)]；
 - R_0 ——围护结构总热阻 [m² · °C / W]；
 - α_w ——围护结构外表面传热系数 [W / (m² · °C)]；
 - α_n ——围护结构内表面传热系数 [W / (m² · °C)]；
 - $d_1、d_2、\dots、d_n$ ——围护结构除隔热层外各层材料的厚度 (m)；
 - $\lambda_1、\lambda_2、\dots、\lambda_n$ ——围护结构除隔热层外各层材料的热导率 [W / (m · °C)]；

4.4.3 冷库隔热材料设计采用的热导率值应按下列式计算确定：

$$\lambda = \lambda' \cdot b \quad (4.4.3)$$

- 式中
- λ ——设计采用的热导率 [W / (m · °C)]；
 - λ' ——正常条件下测定的热导率 [W / (m · °C)]；
 - b ——热导率的修正系数。

4.4.4 隔热材料热导率的修正系数 b 值可按表 4.4.4 规定采用。

表 4.4.4 隔热材料热导率的修正系数 b 值

序号	材料名称	b	序号	材料名称	b
1	聚氨酯泡沫塑料	1.4	8	泡沫混凝土	1.3
2	聚苯乙烯泡沫塑料	1.3	9	加气混凝土	1.3
3	XPS 隔热材料	1.4	10	岩棉	1.8
4	膨胀珍珠岩	1.7	11	软木	1.2

第9章 冷库工程实例

序号	材料名称	b	序号	材料名称	b
5	沥青膨胀珍珠岩	1.2	12	炉渣	1.6
6	水泥膨胀珍珠岩	1.3	13	稻壳	1.7
7	水玻璃膨胀珍珠岩	1.3			

注：泡沫混凝土、加气混凝土、水泥膨胀珍珠岩及水玻璃膨胀珍珠岩的修正系数，为经过烘干的块状材料用沥青等不含水粘结材料贴铺、砌筑时的数值。

4.4.5 围护结构总热阻 R_0 可按本规范附录 B 的规定确定。

4.4.6 库房围护结构外表面和内表面传热系数 (α_w 、 α_n) 和热阻 (R_w 、 R_n) 可按表 4.4.6 规定采用。

**表 4.4.6 库房围护结构外表面
和内表面传热系数 α_w 、 α_n 和热阻 R_w 、 R_n**

围护结构部位及环境条件	α_w [W/(m ² ·℃)]	α_n [W/(m ² ·℃)]	R_w 或 R_n (m ² ·℃/W)
无防风设施的屋面、外墙的外表面	23	-	0.043
顶棚上为阁楼或有房屋和外墙外部紧邻其他建筑物的外表面	12	-	0.083
外墙和顶棚的内表面、内墙和楼板的表面、地面的上表面：			
1) 冻结间、冷却间设有强力鼓风装置时	-	29	0.034
2) 冷却物冷藏间设有强力鼓风装置时	-	18	0.056
3) 冻结物冷藏间设有鼓风的冷却设备时	-	12	0.083
4) 冷间无机机械鼓风装置时	-	8	0.125
地面下为通风架空层	8	-	0.125

注：地面下为通风加热管道和直接铺设于土壤上的地面以及半地下室外墙埋入地下的部位，外表面传热系数均可不计。

4.4.7 围护结构的总热阻必须大于下式计算出的最小总热阻。

$$R_{\min} = \frac{t_g - t_d}{t_g - t_1} b R_w \quad (4.4.7)$$

式中 R_{\min} ——围护结构最小总热阻 ($\text{m}^2 \cdot \text{C}/\text{W}$)；

t_g ——围护结构高温侧的气温 ($^{\circ}\text{C}$)；

t_d ——围护结构低温侧的气温 ($^{\circ}\text{C}$)；

t_1 ——围护结构高温侧空气的露点温度 ($^{\circ}\text{C}$)；

b ——热阻的修正系数，围护结构热惰性指标 $D \leq 4$ 时， $b = 1.2$ ；
其他围护结构 $b = 1.0$ 。

4.4.8 围护结构热惰性指标 D 可按下式计算。

$$D = R_1 S_1 + R_2 S_2 + \dots \quad (4.4.8)$$

式中 D ——围护结构热惰性指标；

R_1 、 R_2 ——各层材料的热阻 ($\text{m}^2 \cdot \text{C}/\text{W}$)；

S_1 、 S_2 ——各层材料的蓄热系数 [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$]。

4.4.9 相邻同温冻结物冷藏间的隔墙可不设隔热层。上下相邻两层均为同温冻结物冷藏间时，其两层间的楼板也可不设隔热层。

4.4.10 冷库底层冷间设计温度低于 0°C 时，地面应采取防止冻胀的措施。

注：地面下为岩层或砂砾层，且地下水位较低时可不作处理。

4.4.11 冷库底层冷间设计温度等于或高于 0°C 时，地面虽可不采取防冻胀措施，但应设置隔热层。此时在空气冷却器基座下部及周围 1m 范围内的地面总热阻 (R_0) 应采用 $3.18\text{m}^2 \cdot \text{C}/\text{W}$ 。

4.4.12 冷间围护结构热惰性指标不大于 4 时，其隔热层外侧宜设通风层。

4.4.13 库房屋面及外墙外侧宜涂白色或浅色。

4.5 库房的隔汽和防潮

4.5.1 围护结构两侧设计温差等于或大于 5°C 时，应在温度较高的一侧设置隔汽层。

4.5.2 围护结构蒸汽渗透阻可按式验算：

$$H_0 \geq 1.6 \times (P_{sw} - P_{sn}) \quad (4.5.2)$$

式中 H_0 ——围护结构隔热层高温侧各层材料（隔热层以外）的蒸汽渗透阻之和（ $\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{Pa}/\text{g}$ ）；

P_{sw} ——围护结构高温侧空气的水蒸气分压力（Pa）；

P_{sn} ——围护结构低温侧空气的水蒸气分压力（Pa）

4.5.3 库房隔汽层和防潮层的构造应符合下列规定：

- 1 砖外墙外侧应抹面；
- 2 外墙的隔汽层应与地面隔热层上下的隔汽层或防潮层搭接；
- 3 冷却间或冻结间隔墙的隔热层两侧均宜设置防潮层；
- 4 隔墙隔热层底部应设防潮层；
- 5 楼面、地面的隔热层上、下、四周应作防潮层或隔汽层。

4.6 构造要求

4.6.1 库房屋面上应设置通风间层及隔热层。

4.6.2 库房顶层隔热层采用块状隔热材料时，不宜再做阁楼层。

4.6.3 仅用作铺设松散隔热材料的阁楼，设计应符合下列规定：

1 阁楼楼面不应留有缝隙，若采用预制构件时，其构件之间的缝隙必须填实；

2 松散隔热材料的设计采用厚度应比计算厚度增加 50%；

3 阁楼柱应自阁楼楼面起包 1.2m 高度的块状隔热材料，其厚度应使其热阻不小于 $1.38\text{m}^2 \cdot \text{C}/\text{W}$ ，其外侧应设置隔汽层，隔汽层外面不应再抹灰。

4.6.4 库房下列部位易形成冷桥：

1 由于承重结构需要连续，使隔热层断开的部位，如墙体、楼面与梁、板、柱的连接处；

2 门洞和设备管道穿墙、楼板四周部位；

3 门洞外面局部地面和楼面。

凡存在冷桥的部位，均应采取适当增铺隔热层的构造措施，以减少其部位的热交换，避免结露或结霜。

4.6.5 严禁采用含水粘结材料粘结块状隔热材料。

4.6.6 带水作业的冷间应有保护墙面、楼面和地面的防水措施。

4.6.7 冰库的围护墙和柱应有防止冰块冲撞的保护设施。

4.6.8 库房屋面排水宜设置外天沟和墙外明装雨水管。

4.6.9 冷间建筑的地下室或地面架空层应防止地下水和地表水的浸入，并应设排水设施。

4.6.10 外墙与阁楼楼面均采用松散可燃隔热材料时，其相交处应设防火带。

4.6.11 多层冷库库房外墙与檐口及穿堂与库房连接部分的变形缝部位应做好防漏水的构造处理。

4.7 氨压缩机房、变配电室和控制室

4.7.1 氨压缩机房的防火要求应符合现行国家标准《建筑设计防火规范》GBJ 16 中火灾危险性乙类建筑的有关规定。

4.7.2 氨压缩机房净高应根据设备高度和采暖通风的要求确定，不宜高于 6m。

4.7.3 氨压缩机房的屋面应设通风间层及隔热层。

4.7.4 氨压缩机房的自动控制室或操作人员值班室应与机器间隔开，并应设固定密封观察窗。

4.7.5 机器间内的墙裙、地面和设备基座应采用易于清洗的面层。

4.7.6 变配电室与氨压缩机房毗连时，共用的隔墙必须采用防火墙，该墙上只允许穿过与配电室有关的管道、沟道，其孔洞周围应采用非燃烧材料严密堵塞。

4.7.7 氨压缩机房和变配电室的门应向外开启，并采用手开门。

4.7.8 配电室如通过走廊或套间与氨压缩机房相通时，走廊或套间门的材料应为难燃烧体，并应有自动关闭装置；配电室与氨压缩机房共用的隔墙上不宜开窗，如必须开窗时，应用难燃烧的密封固定窗。

5 结 构

5.1 一般规定

5.1.1 冷库宜采用钢筋混凝土结构或钢结构。当小型冷库如采用砖混结构应采取措施防止因冻融循环而损害结构。

5.1.2 单层及多层冷库柱网尺寸不宜小于 $6\text{m} \times 6\text{m}$ 。

5.1.3 库房结构应考虑温度变化作用产生的变形及内力影响，并采取

相应措施减少温度变化作用对结构引起的破坏。

5.1.4 库房现浇钢筋混凝土楼板温度伸缩缝间距不应大于 50m，如有充分依据或可靠措施，伸缩缝间距可适当增加。

5.1.5 库房顶层为阁楼时，阁楼屋面宜采用装配式结构。当采用现浇钢筋混凝土屋面时，伸缩缝最大间距可按表 5.1.5 采用。

表 5.1.5 现浇钢筋混凝土阁楼屋面伸缩缝最大间距 (m)

序号	屋面作法	伸缩缝最大间距
1	有隔热层	45
2	无隔热层	35

注：当有充分依据或可靠措施，表中数值可以增加。

5.1.6 当库房阁楼屋面采用现浇钢筋混凝土楼盖，且相对边柱中心线距离等于或大于 30m 时，边柱柱顶与屋面梁宜采用铰接。

5.1.7 库房外墙与库内承重结构之间每层均应设置锚系梁，锚系梁间距可为 6m。墙角处不宜设置，墙角至第一个锚系梁的距离不宜小于 6m。墙角砖砌体应适当配筋。

5.1.8 当库房底层为架空地面时，其地面结构宜采用预制梁板。

5.1.9 冷间内钢筋混凝土构件的受力钢筋保护层厚度应符合表 5.1.9 的规定。

表 5.1.9 冷间内钢筋混凝土保护层最小厚度 (mm)

序号	构件名称	保护层最小厚度	
1	板 (包括无梁楼板)	厚度 > 100mm 板面钢筋	15
		板底钢筋	25
	厚度 ≤ 100mm	板面钢筋	15
		板底钢筋	20

序号	构件名称	保护层最小厚度
2	梁	30
3	柱	35

注：钢筋混凝土预制插板墙的柱和板的保护层厚度不受此限制。

5.1.10 冷间钢筋混凝土板每个方向全截面最小温度配筋率不应小于 0.3%。

5.1.11 零度以下低温库房承重墙、柱基础最小埋置深度自库房室外地坪向下不宜少于 1.5m，且应满足所在地区冬季地基土冻胀和融陷影响对基础埋置深度的要求。

5.1.12 软土地基应考虑库房地面大面积堆载所产生的地基不均匀变形对墙柱基础、库房地面及上部结构的不利影响。

5.1.13 抗震设防烈度 6 度及 6 度以上地震区冷库结构设计应符合现行国家标准《建筑抗震设计规范》GBJ 11 的要求。对冷库无梁楼盖结构主要抗震构造应符合下列要求：

1 冷库如设置抗震墙，抗震墙宜沿建筑物两个主轴方向布置，应减少对冷库库房使用功能的影响，沿竖向宜贯通建筑物全高。

2 库房外墙如与无梁楼盖结构脱开，当抗震设防烈度为 6 度及 6 度以上，外墙应设置钢筋混凝土构造柱及圈梁，冷库外墙与每层无梁楼盖之间应可靠拉结，设置能承受拉力与压力的锚系梁。

3 抗震设防烈度 6 度及 6 度以上的无梁楼盖柱上板带上部钢筋的 1/2 及全部下部钢筋应纵向连通并符合现行国家标准《建筑抗震设计规范》GBJ 11 中关于框架梁纵向钢筋抗震构造的要求，无梁楼盖柱纵筋及箍筋亦应符合该规范中框架柱抗震构造的要求。

5.1.14 钢筋混凝土结构及砖混结构的库房，投产前必须逐步降温，每日降温不得超过 3℃，当库房温度降到 4℃时，应保持 3~4d，然后再继续降温。

5.2 荷 载

5.2.1 库房楼面和地面结构均布活荷载标准值及准永久值系数应根据

房间用途按表 5.2.1 采用。

表 5.2.1 库房楼面和地面均布活荷载标准值及准永久值系数

序号	房间名称	标准值 (kN/m ²)	准永久值系数
1	人行楼梯间	3.5	0.3
2	冷却间、冻结间	15	0.6
3	运货穿堂、站台、收发货间	15	0.4
4	冷却物冷藏间	15	0.8
5	冻结物冷藏间	20	0.8
6	制冰池	20	0.8
7	冰库	9h	0.8
8	专用于装隔热材料的阁楼	1.5	0.8

注：(1 本表第 2~5 项适用于堆货高度不超过 5m 的库房，并已包括叉车运行荷载在内，储存冰蛋、桶装油脂及块装分割肉等密度大的货物时，其楼面和地面活荷载应按实际情况确定。

2 单层库房冻结物冷藏间堆货高度达 6m 时，地面均布活荷载标准值可采用 30kN/m²。

3 h 为堆冰高度，按米计。

4 楼板下有吊重时，按实际情况另加。

5.2.2 冷库吊运轨道结构计算的活荷载标准值及准永久值系数应按表 5.2.2 采用。

表 5.2.2 冷库吊运轨道活荷载标准值及准永久值系数

序号	吊运食品名称	标准值 (kN/m)	准永久值系数
1	猪、羊白条肉	4.5	0.6
2	冻鱼（每盘 15kg）	6	0.75

第2篇 现代化冷库设备工艺设计技术

序号	吊运食品名称	标准值 (kN/m)	准永久值系数
3	冻鱼(每盘20kg)	7.5	0.75
4	牛两分胴体轨道	7.5	0.6
5	牛四分胴体轨道	5	0.6

注:1 本表数值包括滑轮和吊具重量。

2 当吊运轨道直接吊在楼板下,设计现浇或预制梁板时,应按吊点负荷面积将本表数值折算成集中荷载;设计现浇无梁楼盖时,可折算成均布荷载。

5.2.3 四层及四层以上的库房及穿堂,其梁、柱和基础活荷载的折减系数宜按表5.2.3采用。

表5.2.3 库房和穿堂梁、柱及基础活荷载折减系数

项 目	结构部位		
	梁	柱	基础
穿堂	0.7	0.7	0.5
库房	1	0.8	0.8

5.2.4 压缩机房操作平台无设备区域的操作荷载,包括操作人员及一般检修工具的重量,可按均布活荷载考虑,采用 $2\text{kN}/\text{m}^2$ 。设备按实际荷载确定。

5.2.5 氨压缩机及设备设于楼面时,荷载应按实际重量考虑。压缩机等振动设备动力系数取1.3。

5.3 材 料

5.3.1 冷间内使用的水泥和混凝土应符合下列规定:

- 1 冷间内不得使用火山灰质水泥和掺有火山灰质材料的矿渣水泥;
- 2 不同品种水泥不得混合使用,同一构件不得使用两种水泥;
- 3 冻结间、冻结物冷藏间、冰库、负温穿堂等应优先使用高于425号

的普通硅酸盐水泥，亦可使用高于 425 号的矿渣水泥；冷却间、冷却物冷藏间应使用高于 325 号的普通硅酸盐水泥或矿渣水泥；

4 冷间用的混凝土强度等级不得低于 C20，配制混凝土时，水灰比不得大于 0.60，每立方米混凝土水泥用量不得少于 275kg；冻结间用的混凝土强度等级不得低于 C30，水灰比不得大于 0.60，每立方米混凝土的水泥用量不得少于 300kg。

5.3.2 冷间用的混凝土抗冻标号应不低于 D50。可掺入适量混凝土外加剂，以提高混凝土抗冻融破坏能力。

注：抗冻标号 D50 即 28d 龄期的试件经冻融循环 50 次，同时满足其强度损失率应不超过 25%，重量损失率不超过 5%。

5.3.3 冷间内砖砌体应采用强度等级不低于 MU10 的粘土砖，并应用水泥砂浆砌筑和抹面。砌筑用水泥砂浆强度等级应不低于 M7.5。

5.3.4 在冷间内钢筋混凝土结构的混凝土中不得使用对钢筋有腐蚀作用的外加剂。外加剂中含碱量应符合有关规定。

5.3.5 冷间内钢筋混凝土受力钢筋宜采用 I、II 级热轧钢筋。

冷间钢结构构件应按现行国家标准《钢结构设计规范》GBJ 17 中的规定选用钢材。

6 制 冷

6.1 冷却设备负荷和机械负荷的计算

6.1.1 冷间冷却设备负荷应按下列式计算：

$$\Phi_s = \Phi_1 + P\Phi_2 + \Phi_3 + \Phi_4 + \Phi_5 \quad (6.1.1)$$

式中 Φ_s ——冷间冷却设备负荷 (W)；

Φ_1 ——围护结构热流量 (W)；

Φ_2 ——货物热流量 (W)；

Φ_3 ——通风换气热流量 (W)；

Φ_4 ——电动机运转热流量 (W)；

Φ_5 ——操作热流量 (W)；

P——货物热流量系数。

6.1.2 冷却间、冻结间和货物不经冷却而进入冷却物冷藏间的货物热流量系数 P 应取 1.3，其他冷间取 1。

6.1.3 冷间机械负荷应分别根据不同蒸发温度按下式计算：

$$\Phi_j = (n_1 \sum \Phi_1 + n_2 \sum \Phi_2 + n_3 \sum \Phi_3 + n_4 \sum \Phi_4 + n_5 \sum \Phi_5) R \quad (6.1.3)$$

式中 Φ_j ——机械负荷 (W)；

n_1 ——围护结构热流量的季节修正系数，宜取 1；

n_2 ——货物热流量折减系数；

n_3 ——同期换气系数，宜取 0.5~1.0 (“同时最大换气量与全库每日总换气量的比数”大时取大值)；

n_4 ——冷间用的电动机同期运转系数；

n_5 ——冷间同期操作系数；

R——制冷装置和管道等冷损耗补偿系数，直接冷却系统宜取 1.07，间接冷却系统宜取 1.12。

6.1.4 货物热流量折减系数 n_2 应根据冷间的性质确定。冷却物冷藏间宜取 0.3~0.6 (按本规范表 3.0.3 冷藏间的公称体积为大值时取小值)；冻结物冷藏间宜取 0.5~0.8 (按本规范表 3.0.3 冷藏间的公称体积为大值时取大值)；冷加工间和其他冷间应取 1。

6.1.5 冷间用的电动机同期运转系数 n_4 和冷间的同期操作系数 n_5 ，应按表 6.1.5 规定采用。

表 6.1.5 冷间用电动机同期运转系数 n_4 ，和冷间同期操作系数 n_5

冷间总间数	n_4 或 n_5	冷间总间数	n_4 或 n_5
1	1	≥ 5	0.4
2~4	0.5		

注：1 冷却间、冷却物冷藏间、冻结间 n_4 取 1；其他冷间按本表取值。

2 冷间总间数应按同一蒸发温度且用途相同的冷间间数计算。

6.1.6 围护结构热流量应按下式计算：

$$\Phi_1 = K_w A_w a (\theta_w - \theta_n) \quad (6.1.6)$$

式中 Φ_1 ——围护结构热流量 (W);

K_w ——围护结构的传热系数 [W/(m²·℃)];

A_w ——围护结构的传热面积 (m²);

a ——围护结构两侧温差修正系数,可按本规范附录 B 表 B.0.1-1 采用;

θ_w ——围护结构外侧的计算温度 (℃);

θ_n ——围护结构内侧的计算温度 (℃)

6.1.7 围护结构的传热面积 A_w 计算应符合下列规定:

1 屋面、地面和外墙的长、宽度应自外墙外表面至外墙外表面或外墙外表面至内墙中或内墙中至内墙中计算 (如图 6.1.7-1 中的 l_1 、 l_2 、 l_3 、 l_4)

2 楼板和内墙长、宽度应自外墙内表面至外墙内表面或外墙内表面至内墙中或内墙中至内墙中计算 (如图 6.1.7-1 中的 l_5 、 l_6 、 l_7 、 l_8)

3 外墙的高度:地下室或底层,应自地坪的隔热层下表面至上层楼面计算 (如图 6.1.7-2 中的 h_1 、 h_2 、 h_3);中间层应自该层楼面至上层楼面计算 (如图 6.1.7-2 中的 h_4 、 h_5);顶层应自该层楼面至顶部隔热层上表面计算 (如图 6.1.7-2 中的 h_6 、 h_7)

4 内墙的高度:地下室、底层和中间层,应自该层地面、楼面至上层楼面计算 (如图 6.1.7-2 中的 h_8 、 h_9);顶层应自该层楼面至顶部隔热层下表面计算 (如图 6.1.7-2 中的 h_{10} 、 h_{11})

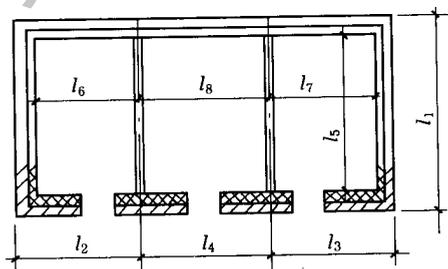


图 6.1.7-1 屋面、地面、楼面、外墙和内墙长、宽度例图

6.1.8 围护结构外侧的计算温度应按下列规定取值:

1 计算外墙、屋面和顶棚时,围护结构外侧的计算温度应按本规范

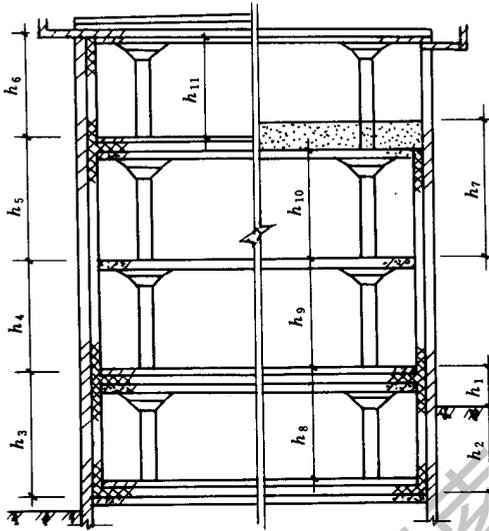


图 6.1.7-2 外墙和内墙高度的例图

3.0.6 条规定采用。

2 计算内墙和楼面时，围护结构外侧的计算温度应取其邻室的室温。当邻室为冷却间或冻结间时，应取该类冷间空库保温温度。空库保温温度，冷却间应按 10°C ，冻结间应按 -10°C 计算。

3 冷间地面隔热层下设有加热装置时，其外侧温度按 $1\sim 2^{\circ}\text{C}$ 计算；如地面下部无加热装置或地面隔热层下为自然通风架空层时，其外侧的计算温度应采用夏季空气调节日平均温度。

6.1.9 货物热流量应按下式计算：

$$\begin{aligned} \Phi_2 &= \Phi_{2a} + \Phi_{2b} + \Phi_{2c} + \Phi_{2d} \\ &= \frac{1}{3.6} \times \left[\frac{m(h_1 - h_2)}{t} + mB_b \frac{C_b(\theta_1 - \theta_2)}{t} \right] + \frac{m(\Phi' + \Phi'')}{2} + \\ &\quad (m_2 - m)\Phi'' \end{aligned} \quad (6.1.9)$$

式中 Φ_2 ——货物热流量 (W)；

Φ_{2a} ——食品热流量 (W)；

Φ_{2b} ——包装材料和运载工具热流量 (W)；

Φ_{2c} ——货物冷却时的呼吸热流量 (W)；

Φ_{2d} ——货物冷藏时的呼吸热流量 (W)；

m ——冷间的每日进货质量 (kg);

h_1 ——货物进入冷间初始温度时的比焓 (kJ/kg);

h_2 ——货物在冷间内终止降温时的比焓 (kJ/kg);

t ——货物冷加工时间 (h), 对冷藏间取 24h, 对冷却间、冻结间取设计冷加工时间;

B_b ——货物包装材料或运载工具质量系数;

C_b ——包装材料或运载工具的比热容 [kJ/(kg·°C)];

θ_1 ——包装材料或运载工具进入冷间时的温度 (°C);

θ_2 ——包装材料或运载工具在冷间内终止降温时的温度, 宜为该冷间的设计温度 (°C);

Φ' ——货物冷却初始温度时单位质量的呼吸热流量 (W/kg);

Φ'' ——货物冷却终止温度时单位质量的呼吸热流量 (W/kg);

m_z ——冷却物冷藏间的冷藏质量 (kg);

$\frac{1}{3.6}$ ——1kJ/h 换算成 $\frac{1}{3.6}$ W 的数值。

注: 1 仅鲜水果、鲜蔬菜冷藏间计算 Φ_{2c} 、 Φ_{2d} 。

2 如冻结过程中需加水时, 应把水的热流量加入式 (6.1.9) 内。

6.1.10 冷间的每日进货质量 m 应按下列规定取值:

1 冷却间或冻结间应按设计冷加工能力计算;

2 存放果蔬的冷却物冷藏间, 不应大于该间计算吨位的 8% 计算;

3 存放鲜蛋的冷却物冷藏间, 不应大于该间计算吨位的 5% 计算;

4 有从外库调入货物的冷库, 其冻结物冷藏间每间每日进货质量应按该间计算吨位的 5% 计算;

5 无外库调入货物的冷库, 其冻结物冷藏间每间每日进货质量一般宜按该库每日冻结质量计算; 如该进货的热流量大于按该冷藏间计算吨位 5% 计算的进货热流量时, 则可按本条 4 款的进货质量计算;

6 冻结质量大的水产冷库, 其冻结物冷藏间的每日进货质量可按具体情况确定。

6.1.11 货物包装材料和运载工具质量系数 B_b 应按表 6.1.11 规定取值。

表 6.1.11 货物包装材料和运载工具质量系数 B_b

序号	食品类别	质量系数 B_b	
1	肉类、 鱼类、 冰蛋类	冷藏	0.1
		肉类冷却或冻结（猪单轨叉挡式）	0.1
		肉类冷却或冻结（猪双轨叉挡式）	0.3
		肉类、鱼类、冰蛋类（搁架式）	0.3
		肉类、鱼类、冰蛋类（吊笼式或架子式手推车）	0.6
2	鲜蛋类	0.25	
3	鲜水果	0.25	
4	鲜蔬菜	0.35	

6.1.12 包装材料或运载工具进入冷间时的温度应按下列规定取值：

1 在本库进行包装的货物，其包装材料或运载工具温度的取值应按夏季空气调节日平均温度乘以生产旺月的温度修正系数，该系数按表 6.1.12 取值；

表 6.1.12 包装材料或运载工具进入冷间的温度修正系数

进入冷间月份	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
温度修正系数	0.10	0.15	0.33	0.53	0.72	0.86	1.00	1.00	0.83	0.62	0.41	0.20

2 自外库调入已包装的货物，其包装材料温度应为该货物进入冷间时的温度，其运载工具温度按本条 1 款“运载工具温度”计算。

6.1.13 货物进入冷间时的温度应按下列规定计算：

1 未经冷却的鲜肉温度应按 35°C 计算，已经冷却的鲜肉温度按 4°C 计算；

2 从外库调入的冻结货物温度按 $-8^{\circ}\text{C} \sim -10^{\circ}\text{C}$ 计算；

3 无外库调入的冷库，进入冻结物冷藏间的货物温度按该冷库冻结间终止降温时或包冰衣后或包装后的货物温度计算；

4 冰鲜鱼虾整理后的温度按 15°C 计算；

5 鲜鱼虾整理后进入冷加工间的温度，按整理鱼虾用水的水温计算；

6 鲜蛋、水果、蔬菜的进货温度，按当地食品进入冷间生产旺月的月平均温度计算。

6.1.14 通风换气热流量应按下式计算：

$$\Phi_3 = \Phi_{3a} + \Phi_{3b} = \frac{1}{3.6} \times \left[\frac{(h_w - h_n) n V_n \rho_n}{24} + 30 n_r \rho_n (h_w - h_n) \right] \quad (6.1.14)$$

式中 Φ_3 ——通风换气热流量 (W)；

Φ_{3a} ——冷间换气热流量 (W)；

Φ_{3b} ——操作人员需要的新鲜空气热流量 (W)；

h_w ——冷间外空气的比焓 (kJ/kg)；

h_n ——冷间内空气的比焓 (kJ/kg)；

n ——每日换气次数可采用 2~3 次；

V_n ——冷间内净体积 (m³)；

ρ_n ——冷间内空气密度 (kg/m³)；

24——1d 换算成 24h 的数值；

30——每个操作人员每小时需要的新鲜空气量 (m³/h)；

n_r ——操作人员数量。

注：1 本条只适用于贮存有呼吸的食品的冷间。

2 有操作人员长期停留的冷间如加工间、包装间等，应计算操作人员需要新鲜空气的热流量 Φ_{3b} ，其余冷间可不计。

6.1.15 电动机运转热流量应按下式计算：

$$\Phi_4 = 1000 \sum P_d \xi b \quad (6.1.15)$$

式中 Φ_4 ——电动机运转热流量 (W)；

P_d ——电动机额定功率 (kW)；

ξ ——热转化系数，电动机在冷间内时应取 1；电动机在冷间外时应取 0.75；

b ——电动机运转时间系数，对空气冷却器配用的电动机取 1，对冷间内其他设备配用的电动机可按实际情况取值，如按每昼夜操作 8h 计，则 $b = \frac{8}{24}$ 。

6.1.16 操作热流量应按下式计算：

$$\Phi_5 = \Phi_{5a} + \Phi_{5b} + \Phi_{5c} = \Phi_d A_d + \frac{1}{3.6} \times \frac{n_k n_k' V_n (h_w - h_n) M \rho_n}{24} + \frac{3}{24} n_r \Phi_r \quad (6.1.16)$$

式中 Φ_5 ——操作热流量 (W);

Φ_{5a} ——照明热流量 (W);

Φ_{5b} ——每扇门的开门热流量 (W);

Φ_{5c} ——操作人员热流量 (W);

Φ_d ——每平方米地板面积照明热流量, 冷却间、冻结间、冷藏间、冰库和冷间内穿堂可取 $2.3\text{W}/\text{m}^2$; 操作人员长时间停留的加工间、包装间等可取 $4.7\text{W}/\text{m}^2$;

A_d ——冷间地面面积 (m^2);

n_k' ——门樘楼;

n_k ——每日开门换气次数, 可按图 6.1.16 取值, 对需经常开门的冷间, 每日开门换气次数可按实际情况采用;

V_n ——冷间内净体积 (m^3);

h_w ——冷间外空气的比焓 (kJ/kg);

h_n ——冷间内空气的比焓 (kJ/kg);

M ——空气幕效率修正系数, 可取 0.5; 如不设空气幕时, 应取 1;

ρ_n ——冷间内空气密度 (kg/m^3);

$\frac{3}{24}$ ——每日操作时间系数, 按每日操作 3h 计;

n_r ——操作人员数量;

Φ_r ——每个操作人员产生的热流量 (W), 冷间设计温度高于或等于 -5°C 时, 宜取 279W; 冷间设计温度低于 -5°C 时, 宜取 395W。

注: 冷却间、冻结间不计 Φ_5 这项热流量。

6.2 库 房

6.2.1 设有吊轨的冷却间和冻结间的冷加工能力应按下列式计算:

$$m_d = \frac{lm'_d}{1000} \cdot \frac{24}{t} \quad (6.2.1)$$

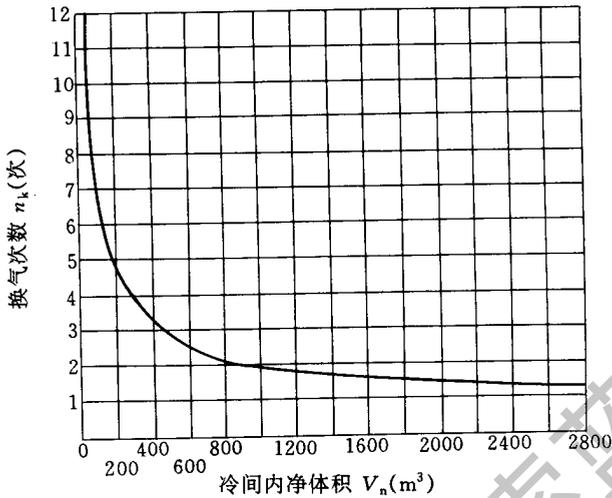


图 6.1.16 冷间开门换气次数图

式中 m_d ——设有吊轨的冷却间、冻结间每日冷加工能力 (t)；
 l ——吊轨有效总长度 (m)；
 m'_d ——吊轨单位长度净载货质量 (kg/m)；
 t ——货物冷加工时间 (h)。

6.2.2 吊轨单位长度净载货质量 m'_d 应按下列规定取值：

- 1 肉类：猪胴体，人工推动 $m'_d = 200 \sim 265 \text{kg/m}$ ；机械传动 $m'_d = 175 \sim 250 \text{kg/m}$ ；牛胴体，人工推动 1/2 胴体吊挂 $m'_d = 195 \sim 400 \text{kg/m}$ ，1/4 胴体吊挂 $m'_d = 130 \sim 265 \text{kg/m}$ ；羊胴体，人工推动 $m'_d = 170 \sim 240 \text{kg/m}$ 。
- 2 鱼：用冻鱼车盘装，20kg 盘 $m'_d = 486 \text{kg/m}$ ；15kg 盘 $m'_d = 405 \text{kg/m}$ 。
- 3 虾：用冻鱼车盘装，2kg 盘 $m'_d = 216 \text{kg/m}$ 。

6.2.3 吊轨的轨距及轨面高度，应按吊挂食品和运载工具的实际尺寸、通风间距及必要的操作空间确定，可按表 6.2.3 选用。

表 6.2.3 吊轨轨距和轨面高度 (mm)

食品类别	轨距	轨面高度
猪 1/2 胴体 (叉挡吊挂)	人工推动：7504850 机械传动：900 ~ 1000	2300 ~ 2500

食品类别	轨距	轨面高度
牛 1/2 胴体 牛 1/4 胴体	人工推动：不小于 850	不宜低于 3300 不宜低于 2400
羊胴体（单层叉挡吊挂） 每叉挡挂 3 只	人工推动：不小于 800	不宜低于 2200
鱼虾（用冻鱼车盘装）	人工推动：1000 ~ 1100	2100 ~ 2300

6.2.4 设有搁架式冻结设备的冻结间，其冷加工能力应按下列式计算：

$$m_g = \frac{Nm_g \cdot 24}{1000 t} \quad (6.2.4)$$

式中 m_g ——搁架式冻结间每日的冷加工能力 (t)；

N ——搁架式冻结设备设计摆放冻结食品容器的件数；

m_g ——每件食品的净质量 (kg)；

t ——货物冷加工时间 (h)。

6.2.5 成套设备的冷加工能力，可根据制造厂所提供的数据确定。

6.2.6 冷却设备的选型应根据食品冷加工或冷藏的要求确定，一般应符合下列要求：

1 所选用的冷却设备的使用条件和技术条件应符合现行的氨制冷装置用冷却设备标准的要求。

2 冷却间、冻结间和冷却物冷藏间的冷却设备应采用空气冷却器。

3 可根据不同食品的冻结工艺要求，选用合适的冻结设备，例如冻结隧道、平板冻结设备、螺旋式冻结设备、流态式冻结设备等。

4 冻结物冷藏间的冷却设备，宜选用空气冷却器。当食品无良好的包装时，也可采用顶排管、墙排管。

5 包装间的冷却设备当室温低于 -5°C 时应选用排管；当室温高于 -5°C 时宜采用空气冷却器。

6 包装间、分割肉间等人员较多的冷间，当采用氨直接蒸发式冷却设备时，必须确保人身安全。

6.2.7 冷间中冷却设备的布置应有利于提高库房体积利用系数，以及

便于安装、检修、操作和除霜。排管与墙面的净距离不应小于 150mm，与平顶或梁底的净距离一般不宜大于 250mm。落地式空气冷却器水盘底应与地面保持一定的架空距离。

6.2.8 冷却设备的传热面积应按下列式计算：

$$A_s = \frac{\Phi_s}{K_s \Delta\theta_s} \quad (6.2.8)$$

式中 A_s ——冷却设备的传热面积 (m^2)；
 Φ_s ——冷间冷却设备负荷 (W)；
 K_s ——冷却设备的传热系数 [$W/(m \cdot ^\circ C)$]；
 $\Delta\theta_s$ ——冷间温度与冷却设备蒸发温度的计算温度差 ($^\circ C$)。

6.2.9 光滑顶排管和光滑墙排管的传热系数应按下列式计算：

$$K = K' C_1 C_2 C_3 \quad (6.2.9)$$

式中 K ——光滑管在设计条件下的传热系数 [$W/(m^2 \cdot ^\circ C)$]；
 K' ——光滑管在特定条件下的传热系数 [$W/(m^2 \cdot ^\circ C)$]，按本规范附录 C 表 C.0.1 ~ C.0.3 的规定采用；
 C_1 ——构造换算系数和管子间距 S 与管外径 d_w 之比有关，按本规范附录 C 表 C.0.4 的规定采用；
 C_2 ——管径换算系数，按本规范附录 C 表 C.0.4 的规定采用；
 C_3 ——供液方式换算系数，按本规范附录 C 表 C.0.4 的规定采用。

6.2.10 氨搁架式冻结设备的传热系数应按表 6.2.10 的规定采用。

表 6.2.10 氨搁架式冻结设备的传热系数 [$W/(m^2 \cdot ^\circ C)$]

空气流动状态	自然对流	风速 1.5m/s	风速 2.0m/s
传热系数	17.4	20.9	23.3

6.2.11 冷间温度与冷却设备蒸发温度的计算温度差，应根据减少食品干耗、提高制冷机效率、节省能源、降低投资等方面，通过技术经济比较确定。可按下列规定采用：

- 1 顶排管、墙排管和搁架式冻结设备的计算温度差，宜按算术平均温

度差采用，并不宜大于 10°C ；

2 空气冷却器的计算温度差，应按对数平均温度差确定。可取 $7\sim 10^{\circ}\text{C}$ ，冷却物冷藏间也可采用更小的温度差。

6.2.12 冷却设备每一通路的压力降应控制在饱和温度降低 1°C 的范围内。

6.2.13 根据冷间的用途、尺寸、空气冷却器性能、贮存货物的种类和规定的温湿度条件，空气冷却系统可采用无风道的或有风道的空气分配系统。

6.2.14 无风道空气分配系统，宜用于装有分区作用的吊顶式空气冷却器或装有集中落地式空气冷却器的冷藏间，应保证有足够的气流射程，并应在货堆上部有 $0.6\sim 1\text{m}$ 的气流扩展空间。

在无风道系统中，吊顶式空气冷却器宜设空气导流板；落地式空气冷却器宜设喷嘴，用于库房空气分配。

6.2.15 风道空气分配系统，宜用于空气强制循环的冻结间和冷却间，以及设有集中落地式空气冷却器而货堆上部又缺乏足够的气流扩展空间的冷藏间。

风道空气分配系统，应设置送风风道，可利用货物之间的空间作为回风风道。

6.2.16 冷却间、冻结间的气流组织应符合下列要求：

1 吊挂白条肉的冷却间，气流应均匀下吹，肉片间平均风速应为 $0.5\sim 1.0\text{m/s}$ （采用二阶段冷却工艺的，第一阶段风速应为 $1.5\sim 2\text{m/s}$ ）；

2 吊挂白条肉的冻结间，气流应均匀下吹，肉片间平均风速应为 $1.5\sim 2.0\text{m/s}$ ；

3 盘装食品冻结间的气流应均匀横吹，盘间平均风速应为 $1\sim 3\text{m/s}$ 。

6.2.17 冷却物冷藏间内，货垛间平均风速应为 $0.3\sim 0.5\text{m/s}$ ；冻结物冷藏间内，货垛间平均风速不宜大于 0.25m/s 。

6.2.18 冷却物冷藏间的通风换气应符合下列要求：

1 冷却物冷藏间宜按所贮货物的品种设置通风换气装置，换气次数每日不宜少于 2 次；

2 面积大于 150m^2 或虽小于 150m^2 但不经常开门及地下室（或半地下室）的冷却物冷藏间，宜采用机械通风换气装置。进入冷间的新鲜空气应先

经冷却（或加热处理）；

- 3 新鲜空气的进风口，应设置便于操作的保温启闭装置；
- 4 冷间内废气应直接排至库外，出风口应设置便于操作的保温启闭装置；
- 5 新鲜空气入口和废气排出口不宜在同侧开设。若在同侧开设时，排出口应在新鲜空气入口的下侧，两者垂直距离不宜小于 2m，水平距离不宜小于 4m。

6.2.19 冷间内的通风换气管道、通风管道穿越围护结构处及其外侧 1.5~2.0m 长的管段、常温穿堂内排气管均须保温。

排气管道应坡向库外；进气管道冷间内的管段应坡向空气冷却器；风管最低点应有放水措施。

6.3 氨压缩机和辅助设备

6.3.1 所选用的氨压缩机和辅助设备的使用条件和技术条件应符合现行标准要求。

6.3.2 氨压缩机的选择应符合下列要求：

- 1 氨压缩机应根据各蒸发温度机械负荷的计算值分别选定，不另设备用机。
- 2 选用的活塞式氨压缩机，当冷凝压力与蒸发压力之比大于 8 时，应采用双级压缩；当冷凝压力与蒸发压力之比小于或等于 8 时，应采用单级压缩。
- 3 选配氨压缩机时，其制冷量宜大小搭配。
- 4 氨压缩机房内压缩机的系列不宜超过两种。如仅有两台机器时，应选用同一系列。
- 5 选用压缩机时，应根据实际使用工况，对压缩机所需功率进行计算，由制造厂选配适宜的电机。

6.3.3 制冷装置中的中间冷却器、油分离器、冷凝器和贮液器等辅助设备的选择，均应与设置的氨压缩机制冷量相适应。

6.3.4 制冷设备的设计灌氨量宜按表 6.3.4 规定选用。

表 6.3.4 制冷设备的设计灌氨量

设备名称	灌氨量 (体积百分比)	设备名称	灌氨量 (体积百分比)
冷凝器	15	氨液分离器	20
洗涤式油分离器	20	立式低压循环贮液器	30~35
贮液器	70	卧式低压循环贮液器	25
中间冷却器	30~50	氨泵强制供液：	
再冷却器	100	上进下出式排管	25
上进下出式空气冷却器	40~50	空气冷却器	70
下进上出式排管	50~60	搁架式冻结设备	50
下进上出式空气冷却器	60~70	平板式蒸发器	50
重力供液：		壳管式蒸发器	80
排 管	50~60		

注：1 灌氨量的氨液密度按 $650\text{kg}/\text{m}^3$ 计算。

2 洗涤式油分离器、中间冷却器和低压循环贮液器的灌氨量，如有产品规定时，则按产品规定取值。

6.3.5 中间冷却器的选择应根据其直径和蛇形管冷却面积的计算确定。

6.3.6 中间冷却器的直径按下式计算：

$$d_z = \sqrt{\frac{4\lambda V}{3600\pi W_z}} = 0.0188 \times \sqrt{\frac{\lambda V}{W_z}} \quad (6.3.6)$$

式中 d_z ——中间冷却器直径 (m)；

λ ——氨压缩机高压级的输气系数，应按产品规定取值；

y ——氨压缩机高压级的理论输气量 (m^3/h)；

W_z ——中间冷却器内的气体速度，不应大于 $0.5\text{m}/\text{s}$ 。

6.3.7 中间冷却器蛇形管冷却面积应按下式计算：

$$A_z = \frac{\Phi_z}{K_z \Delta\theta_z} \quad (6.3.7)$$

式中 A_z ——中间冷却器蛇形管的冷却面积 (m^2)；

Φ_z ——中间冷却器蛇形管的热流量 (W);

K_z ——中间冷却器蛇形管的传热系数, 应按产品规定取值, 若无规定时, 宜采用 $465 \sim 580 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;

$\Delta\theta_z$ ——中间冷却器蛇形管的对数平均温度差 ($^\circ\text{C}$)

6.3.8 中间冷却器蛇形管的对数平均温度差应按下列式计算:

$$\Delta\theta_z = \frac{\theta_1 - \theta_c}{2.31g \frac{\theta_1 - \theta_z}{\theta_c - \theta_z}} \quad (6.3.8)$$

式中 $\Delta\theta_z$ ——中间冷却器蛇形管的对数平均温度差 ($^\circ\text{C}$);

θ_1 ——冷凝温度 ($^\circ\text{C}$);

θ_z ——中间冷却温度 ($^\circ\text{C}$);

c ——中间冷却器蛇形管的出液温度 ($^\circ\text{C}$), 应比中间冷却温度高 $3 \sim 5^\circ\text{C}$ 。

6.3.9 油分离器的直径应按下列式计算:

$$d_y = \sqrt{\frac{4\lambda V}{3600\pi W_y}} = 0.0188 \times \sqrt{\frac{\lambda V}{3600\pi W_y}} \quad (6.3.9)$$

式中 d_y ——油分离器的直径 (m);

λ ——氨压缩机的输气系数 (双级压缩时取高压级的输气系数), 应按产品规定取值;

V ——氨压缩机的理论输气量 (双级压缩时取高压级的理论输气量) (m^3/h);

W_y ——油分离器内的气体速度, 填料式油分离器宜采用 $0.3 \sim 0.5 \text{m/s}$, 其他型式的油分离器宜采用不大于 0.8m/s 。

6.3.10 洗涤式油分离器的进液口应低于冷凝器出液总管 $250 \sim 300 \text{mm}$ 。

6.3.11 冷凝器的选择应符合下列规定:

1 采用水冷式和蒸发式冷凝器, 其冷凝温度应按现行国家标准《采暖通风与空气调节设计规范》GBJ 19 中规定的冷凝温度取值, 但均不应超过 40°C ;

2 冷却水进出口的温度差对立式壳管式冷凝器应取 $1.5 \sim 3^\circ\text{C}$; 对卧式壳管式冷凝器应取 $4 \sim 6^\circ\text{C}$;

3 冷凝器的传热系数和热流密度应按产品规定和参考投产后产生水垢

和油污等的影响确定；

4 冷凝器的传热面积按下式计算：

$$A_1 = \frac{\Phi_1}{K_1 \Delta\theta_1} = \frac{\Phi_1}{q_1} \quad (6.3.11)$$

式中 A_1 ——冷凝器的传热面积 (m^2)；

Φ_1 ——冷凝器的热负荷 (W)；

K_1 ——冷凝器的传热系数 [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$]；

$\Delta\theta_1$ ——冷凝器内的对数平均温度差 ($^\circ\text{C}$)；

q_1 ——冷凝器的热流密度 (W/m^2)。

6.3.12 贮液器的体积应按下式计算：

$$V_z = \frac{\psi}{\beta} v \sum q_m \quad (6.3.12)$$

式中 V_z ——贮液器的体积 (m^3)；

ψ ——贮液器的体积系数；

β ——贮液器的氨液充满度，应取 70%；

v ——冷凝温度下氨饱和液体的比体积 (m^3/kg)；

$\sum q_m$ ——制冷装置中每小时氨液的总循环量 (kg)。

6.3.13 贮液器的体积系数 ϕ 应按下列规定采用：

1 当冷库公称体积小于或等于 2000m^3 时，应为 1.2；

2 当冷库公称体积为 $2001 \sim 10000\text{m}^3$ 时，应为 1；

3 当冷库公称体积为 $10001 \sim 20000\text{m}^3$ 时，应为 0.8；

4 当冷库公称体积大于 20000m^3 时，应为 0.5；

5 如冷库有部分蒸发器因生产淡季或检修而需抽空时，体积系数可酌情增大。

6.3.14 排液桶的体积应按各冷间中排液量最大的一间确定，排液桶的充满度宜取 70%。

6.3.15 低压循环贮液器的选择应根据其直径和体积的计算确定。

6.3.16 低压循环贮液器直径应按下式计算：

$$d_d = \sqrt{\frac{4\lambda V}{3600\pi W_d \xi_d n_d}} = 0.0188 \times \sqrt{\frac{\lambda V}{W_d \xi_d n_d}} \quad (6.3.16)$$

式中 d_d ——低压循环贮液器直径 (m)；

λ ——氨压缩机的输气系数（双级压缩时取低压级的输气系数），应按产品规定取值；

V ——氨压缩机的理论输气量（双级压缩时取低压级的理论输气量）（ m^3/h ）；

W_d ——低压循环贮液器内的气体速度，立式低压循环贮液器不应大于 0.5m/s ，卧式低压循环贮液器不应大于 0.8m/s ；

ξ_d ——低压循环贮液器截面系数，立式低压循环贮液器采用 1，卧式低压循环贮液器采用 0.3；

n_d ——低压循环贮液器气体进气口的个数，立式低压循环贮液器为 1，卧式低压循环贮液器为 1 或 2（按实际情况确定）。

6.3.17 低压循环贮液器体积应按下列规定计算：

1 上进下出式供液系统：

$$V_d = \frac{1}{0.5} \times (\theta_q V_q + 0.6V_h) \quad (6.3.17-1)$$

式中 V_d ——低压循环贮液器的体积（ m^3 ）；

θ_q ——冷却设备蒸发器的设计灌氨量体积百分比（%）；

V_q ——冷却设备蒸发器的体积（ m^3 ）；

V_b ——回气管体积（ m^3 ）。

2 下进上出式供液系统：

$$V_d = \frac{1}{0.7} \times (0.2V'_q + 0.6V_h + t_b V_b) \quad (6.3.17-2)$$

式中 V'_q ——各冷间中，冷却设备灌氨量最大一间蒸发器的体积（ m^3 ）；

V_b ——一台氨泵的体积流量（ m^3/h ）；

t_b ——氨泵由启动到液体自系统返回低压循环贮液器的时间，可采用 $0.15 \sim 0.2\text{h}$ 。

注：当低压循环贮液器兼作排液桶使用时，应考虑排液所需的体积。

6.3.18 氨泵的选择应满足下列要求：

1 氨泵的体积流量应按下列式计算：

$$q_v = n_x q_z V_z \quad (6.3.18)$$

式中 q_v ——氨泵体积流量（ m^3/h ）；

n_x ——循环倍数。对负荷较稳定、蒸发器组数较少、不易积油的蒸发

器的下进上出供液系统，采用3~4倍；对负荷有波动、蒸发器组数较多、容易积油的蒸发器的下进上出供液系统，采用5~6倍；上进下出供液系统，采用7~8倍；

q_z ——氨泵所供同一蒸发温度的氨液蒸发量（kg/h）；

v_z ——蒸发温度下氨饱和液体的比体积（ m^3/kg ）

2 氨泵的排出压力必须克服氨泵出口至蒸发器进液口的沿程及局部阻力损失、氨泵中心至最高的蒸发器进液口上升管段静压阻力损失、加速度阻力损失。蒸发器节流阀前应维持足够的压力，以克服蒸发器及回气管的沿程、局部、上升管段静压、加速度阻力损失，并有一定裕量使多余氨液顺利流回低压循环贮液器；

3 氨泵进液处压力应有不小于0.5m液柱的裕度。

6.3.19 重力供液方式的回气系统属下列情况之一时，应在氨压缩机房内增设氨液分离器：

- 1 两层及两层以上的库房；
- 2 设有两个或两个以上制冰池；
- 3 库房的氨液分离器与氨压缩机房的水平距离大于50m时。

6.3.20 制冷装置中的辅助设备，其润滑油的排放应通过集油器。

6.3.21 制冷装置中不凝性气体的排放应通过不凝性气体分离器。

6.3.22 氨压缩机房和设备间的布置应符合下列规定：

1 设备布置应符合工艺流程、安全规程以及操作方便的要求，并需要有适当的空间，以便设备部件的拆卸和检修。同时亦应考虑到尽可能布置紧凑，充分利用机房的空間，以节省建筑面积。

2 机器间内主要操作通道的宽度应为1.5~2.5m，压缩机突出部分到其他设备或分配站之间的距离不应小于1.5m。两台压缩机突出部位之间的距离不应小于1m，并能有抽出曲轴的可能。非主要通道的宽度不小于0.8m。

3 设备间内的主要通道的宽度不应小于1.5m，非主要通道的宽度不应小于0.8m。

4 水泵和油处理设备不宜布置在机器间或设备间内。

6.4 安全保护和自动控制

6.4.1 氨压缩机安全保护装置应由氨压缩机制造厂成套配置，且应符合下列规定：

- 1 应设排气压力过高、吸气压力过低、油压差不足和电动机负荷超载，螺杆式压缩机应增设精滤油器前后压差过大等停机保护装置；
- 2 吸气、排气、润滑油系统和曲轴箱应设压力表或真空压力表；
- 3 排气管出口处应设止逆阀，螺杆式压缩机吸气管处应增设止逆阀；
- 4 出水管应设断水停机保护装置；
- 5 吸、排气口及润滑油系统应设温度计及排气温度过高停机保护装置，螺杆式压缩机应增设油温过高停机保护装置；
- 6 排气侧和吸气侧之间应有安全阀；
- 7 应设事故紧急停机按钮。

6.4.2 冷凝器应设断水及冷凝压力超压报警装置、压力表和安全阀；冷却水出口、给水主管应设温度计，蒸发式冷凝器应增设风机故障报警装置。

6.4.3 氨泵应设下列安全保护装置：

- 1 应设断液自动停泵装置；
- 2 排液管上应设止逆阀；
- 3 排液总管上应设旁通泄压阀；
- 4 排液管应设压力表。

6.4.4 所有设备、容器、加氨站集管及有管道与冷却设备相连的（液体的、气体的、融霜的）氨分配站集管上和不凝性气体分离器的回气管上，均应设压力表或真空压力表。

6.4.5 氨压力表和真空压力表应采用氨专用的，其精度要求高压侧不应低于 1.5 级，低压侧不应低于 2.5 级，并宜带饱和温度刻度，其量程不得小于工作压力的 1.5 倍，不得大于工作压力的 3 倍。距观察地面 2m 时，其直径不宜小于 100mm，距观察地面 2~3m 时，其直径不宜小于 160mm。压力表的安装高度距观察地面不应超过 3m。

6.4.6 低压循环贮液器、氨液分离器和中间冷却器应设超高液位报警装置及正常液位自控装置。低压贮液器应设超高液位报警装置。

6.4.7 贮液器、中间冷却器、氨液分离器、低压循环贮液器、排液桶、集油器等均应设氨用液位指示器或防霜液位计（0℃以下的容器用防霜液位计），其设计压力不应低于 2.5MPa（表压）。玻璃板（管）液位指示器两端连接件应有自动关闭装置，采用玻璃管应有防护设施。

6.4.8 各种压力容器（设备）应按产品标准要求设安全阀。

6.4.9 安全阀应设置泄压管。泄压管出口应高于周围 50m 内最高建筑物的屋脊 5m。防止雷击、防止雨水、杂物进入泄压管。

6.4.10 气体、液体、热氨分配站的集管、中间冷却器盘管进出口均应设温度计以测气体、液体的温度。

6.4.11 设在室外的冷凝器、油分离器等设备，应有防止非操作人员进入的围栏。贮液器设在室外时，应有遮阳棚。

6.4.12 冻结间、冷却间、冷藏间等冷间内不宜设氨阀。

6.4.13 库房应设温度自动记录仪或温度湿度计。根据需要可设温度湿度自控装置。

6.4.14 空气冷却器宜设人工指令自动除霜装置及风机故障报警装置。

6.4.15 冻结间宜设自动保冷装置，保证在不进行冻结时，库温处于 $-8 \pm 2^\circ\text{C}$ 范围，以免库体产生冻融循环。

6.4.16 宜采用自动型不凝性气体分离器，以便制冷系统中的不凝性气体及时放出。

6.4.17 不应采用任何一只仪表同时进行控制和保护。

6.4.18 氨压缩机房宜设控制室或操作人员值班室。

6.4.19 制冷系统宜装设紧急泄氨器，在紧急情况下，可将系统中的氨液溶于水中（每 1kg/mm 的氨至少应提供 171./min 的水）排至经有关部门批准的贮罐、水池。

6.5 管道

6.5.1 制冷系统的管子应采用无缝钢管，其质量应符合现行国家标准《流体输送用无缝钢管》GB 8163 的要求，应根据管内的最低工作温度选用钢号；管道的设计压力应采用 2.5MPa（表压）。

6.5.2 制冷管道系统应采用氨专用阀门和配件，其公称压力不应小于 2.5MPa（表压），并不得有铜质和镀锌、镀锡的零配件。

6.5.3 制冷管道管径的选择，其允许压力降和允许速度宜按表 6.5.3-1 和表 6.5.3-2 采用。

表 6.5.3-1 制冷管道允许压力降

类别	工作温度 ($^{\circ}\text{C}$)	允许压力降 (kPa)
回气管或吸气管	-45	2.99
	-40	3.75
	-33	5.05
	-28	6.16
	-15	9.86
	-10	11.63
排气管	90~150	19.59

注：1 回气管或吸气管允许压力降相当于饱和温度降低 1°C 。
2 排气管允许压力降相当于饱和温度升高 0.5°C 。

表 6.5.3-2 制冷管道允许速度 (m/s)

管道名称	允许速度	管道名称	允许速度
吸气管	10~16	溢流管	0.2
排气管	12~25	蒸发器至氨液分离器的回气管	10~16
冷凝器至贮液器的液体管	<0.6	氨液分离器至液体分配站的供液管（限于重力供液式）	0.2~0.25
冷凝器至节流阀的液体管	1.2~2.0	氨泵系统中低压循环贮液器至氨泵的进液管	0.4~0.5
高压供液管	1.0~1.5		
低压供液管	0.8~1.0		
节流阀至蒸发器的液体管	0.8~1.4		

6.5.4 管道布置应符合下列要求：

- 1 各种管道的挠度不应大于 $1/400$ ；
- 2 低压管道直线段超过 100m，高压管道直线段超过 50m 时，应采用补

偿装置，例如伸缩弯等；

3 管道穿过建筑物的沉降缝、伸缩缝、墙及楼板时，应采取相应的措施；

4 排液桶、集油器和不凝性气体分离器等而降压管应接在气液分离装置的回气入口以前，不应直接接在压缩机的吸气管上；

5 融霜用热氨管应连接在除油装置以后，其起端应装设截止阀和压力表；

6 氨压缩机的吸气管、排气管应从上面与总管连接，这样可避免润滑油和氨液积聚在不工作的管道中；

7 在管道系统中，应考虑能从任何一个设备（容器）中将氨抽走；

8 连接氨压缩机的管道不应与建筑物结构刚性连接；

9 连接氨压缩机和设备的管道应有足够补偿变形的弯头；

10 供液管应避免气囊，吸气管应避免液囊；

11 系统管道的坡度宜按表 6.5.4 的规定采用。

表 6.5.4 系统管道坡度（水平管段）（%）

管道名称	坡度方向	坡度参考值
氨压缩机至油分离器的排气管	坡向油分离器	0.3~0.5
与安装在室外冷凝器相连接的排气管	坡向冷凝器	0.3~0.5
冷凝器至贮液器的出液器	坡向贮液器	0.1~0.5
氨压缩机吸气管	坡向液体分离器或 低压循环贮液器	0.1~0.3
液体分配站至蒸发器（排管）的供液管	坡向蒸发器（排管）	0.1~0.3
蒸发器（排管）至气体分配站的回气管	坡向蒸发器（排管）	0.1~0.3

6.5.5 制冷系统的严密性应符合下列要求：

1 气密性试验：高压侧应进行 1.8MPa（表压）中低压侧应进行 1.2MPa（表压）的气密性试验。应采用干燥空气或氮气进行，并按现行国家标准《制冷设备、空气分离设备安装工程施工、及验收规范》GB 50274

有关规定执行；

2 抽真空试验：当系统内剩余压力小于 5.333kPa (40mmHg) 时，保持 24h，系统内压力无变化为合格；

3 充氮试验：充氮试验压力为 0.2MPa (表压)，系统应无泄漏。

6.6 管道和设备的保冷、保温与刷漆

6.6.1 凡管道和设备导致冷损失的部位，将产生凝结水滴的部位和形成冷桥的部位，均应进行保冷。

6.6.2 管道和设备保冷的设计、选材、结构及安全等应按现行国家标准《设备及管道保冷技术通则》GB 11790 及《设备及管道保冷设计导则》CB/T15586 执行。

6.6.3 穿过墙体或楼板等处的保冷管道应采取相应的措施，不使保冷结构中斷。

6.6.4 融霜用热氨管应保温。

6.6.5 制冷系统管道和设备经排污、严密性试验合格后，均应涂防锈底漆二道，色漆二道（有保冷层或保温层的在其保护面层的外表面涂色漆二道）。光滑排管可仅刷防锈漆二道。

6.6.6 色漆的颜色宜按表 6.6.6 采用。

表 6.6.6 制冷管道及设备的色漆

名称	颜色	名称	颜色
高、低压液体管	淡黄 (Y06)	氨液分离器、低压循环	天酞蓝 (PB09)
吸气管、回气管	天酞蓝 (PB09)	贮液器、中间冷却器、排液桶	
高压气体管、安全管、均压管	大红 (R03)	集油器	赭黄 (YR02)
放油管	赭黄 (YR02)	压缩机及机组、空气冷却器	按出厂涂色
水管	湖绿 (BG02)		

名 称	颜 色	名 称	颜 色
油分离器	大红 (R03)	各种阀体	黑色
冷凝器	银灰 (B04)	截止阀手轮	淡黄 (Y06)
贮液器	淡黄 (Y06)	节流阀手轮	大红 (R03)
放空气管	乳白 (Y11)		

6.6.7 油漆、粘结剂、保冷层材料的选用，其特性应相互匹配，并不得有物理、化学反应，并应符合食品卫生的要求。

6.7 盐水制冰和储冰

6.7.1 制冰池的制冰生产能力应按下列式计算：

$$m_b = \frac{24m'_b n_b}{1000t_j} \quad (6.7.1)$$

式中 m_b ——制冰池的每日制冰生产能力 (t)；

m'_b ——冰块质量 (kg)；

n_b ——冰桶数量；

t_j ——结冰时间 (h)；

24——1d 换算成 24h 的数值。

6.7.2 结冰时间可按下式确定：

$$t_j = 0.001 \times \frac{Cl_b^2}{-\theta_b} \quad (6.7.2)$$

式中 t_j ——结冰时间 (h)；

C ——系数，与制冰池的设计、盐水流速、冰块顶部与盐水水面高度差有关，一般可取 0.53 ~ 0.6；制不透明冰时宜取小值；

l_b ——冰块顶端横断面短边的长度 (mm)；

θ_b ——制冰池内盐水的平均温度，一般可取 -10°C 。

6.7.3 冰块重量、尺寸和冰桶的制作应符合现行国家标准《人造冰》GB 4600 和《制冰桶》GB 4601 的要求。

6.7.4 制冰池内冷却设备的传热面积应按下列式计算：

$$A_b = \frac{\Phi_b m_b}{K_b \Delta\theta_b} \quad (6.7.4)$$

式中 A_b ——制冰池内冷却设备的传热面积 (m^2)；

Φ_b ——当制冰的原料水初温在 $25 \sim 30^\circ\text{C}$ 时，每日生产 1t 冰的热流量，宜取 7000W/t ；

m_b ——制冰池的每日制冰生产能力 (t)；

K_b ——冰池蒸发器的传热系数，当冷却设备采用 V 型蒸发器，而盐水流速在 $0.70 \sim 0.75\text{m/s}$ ，宜取 $465 \sim 580\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ；当采用螺旋管型蒸发器时，宜取 $465 \sim 523\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ；

$\Delta\theta_b$ ——氨蒸发温度与盐水平均温度之差，可按 5°C 计算。

6.7.5 当制冰池的冷却设备采用 V 型或螺旋管型蒸发器时，应采用重力式氨液循环装置；其氨液分离器体积不应小于该蒸发器体积的 $20\% \sim 25\%$ ，分离器内的气体流速不应大于 0.5m/s 。

6.7.6 制冰池的四壁和底部应做好保冷层、防潮层和隔汽层。四壁顶部必须设防止生产用水渗入保冷层内的措施，池底保冷层下应采取防止地面冻胀的措施。

制冰池保冷层的总热阻应大于或等于 $2.84\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$ 。

6.7.7 冷库冷却设备的设置应符合下列要求：

- 1 冷库的建筑净高在 6m 以下的可不设墙排管，但顶排管必须分散满铺；
- 2 冷库的建筑净高在 6m 或高于 6m 时，应设墙排管和顶排管。墙排管的安装高度宜在堆冰高度以上；
- 3 顶排管或墙排管不得采用翅片管。

7 电 气

7.1 变配电室

7.1.1 冷库应按二级负荷供电。在负荷较小或地区供电条件困难时可采用一回路专用线供电。对公称体积在 2500m^3 以下的小型冷库，可按三级负荷供电。

7.1.2 当供电电源不能满足要求且条件许可时，可设置自备柴油发电机组电源。自备电源的容量应能满足冷库保温运行的需要。

7.1.3 冷库的电力负荷宜按需要系数法计算，全库总电力负荷需要系数可采用 0.55 ~ 0.70。

7.1.4 当冷库电力负荷大于 315kVA 且淡旺季负荷相差较大时，在保证氨压缩机可靠启动的条件下，宜选用 2 台变压器。变压器的负荷率可采用 0.8 ~ 0.9。

7.1.5 冷库宜设变配电室，并应尽量靠近氨压缩机房布置。

7.1.6 冷库应采用集中补偿或集中与分散补偿相结合的方式补偿无功功率，提高功率因数。冷库自然功率因数可采用 0.78。

7.1.7 高低压配电室宜布置应急照明。当变配电室布置有直流电源屏时，应急照明电源可取自电源屏，否则应选用自带蓄电池组的应急照明灯具。应急照明持续时间不应小于 30min。

7.2 氨压缩机房

7.2.1 氨压缩机房宜安装氨气浓度自动测量装置，当氨气浓度接近爆炸下限的 10% 时，应能发出报警信号。

7.2.2 氨压缩机房宜设控制室，控制室应位于机房一侧。在正常运行中会产生火花的氨压缩机启动控制设备、氨泵及空气冷却器（冷风机）等动力的启动控制设备不应布置在氨压缩机房中。库房温度遥测、记录仪表等不宜布置在氨压缩机房中。

7.2.3 每台氨压缩机或氨泵的电动机均应装设电流表。同一台空气冷却器（冷风机）的数台电动机可共用一块电流表，共用一组控制电器及短路保护电器，但每台电动机应单独设置过载保护。

7.2.4 每台氨压缩机应在机组控制台上装设紧急停车按钮。

7.2.5 氨压缩机房事故排风机应采用防爆型电动机，当制冷系统发生意外事故而被切断供电电源时，应能保证事故排风机的可靠供电。事故排风机的过载保护宜作用于信号报警系统而不直接停排风机。事故排风机的控制按钮箱应在氨压缩机房门外侧的墙内暗装。

7.2.6 氨压缩机房的动力设备宜由低压配电室按放射式配电。动力配线宜采用铜芯绝缘电线穿钢管埋地暗敷或采用无铠装铜芯电缆在电缆沟内敷

设。

7.2.7 氨压缩机房的照明方式宜为一般照明，照度设计宜为 50~75lx，应选用防爆类型的荧光灯具，在设备间操作平台部分也可选用防爆类型的白炽灯具。照明线路宜采用截面不小于 1.5mm^2 的铜芯绝缘电线穿钢管明敷。

7.2.8 氨压缩机房宜设置应急照明，可选用自带蓄电池组的防爆类型的应急照明灯具，应急照明持续时间不应小于 30min。

7.3 库 房

7.3.1 冷库库房属低温、潮湿场所，电气设计和设备选型应充分考虑到该场所的特点和要求。

7.3.2 库房部分的动力及照明配电设备应集中布置在常温穿堂或月台群房等干燥场所。

7.3.3 冷间内照明灯具宜选用外壳防护等级为 IP54 级并带有保护罩的防潮型白炽灯具。

7.3.4 冷却间、冻结间、冷藏间、冰库和穿堂等处照明的照度不宜低于 20lx；加工间、包装间等处照明的照度不宜低于 50lx。

7.3.5 冷间内照明灯具的布置应避开吊顶式空气冷却器（冷风机）和顶排管，在库内走道处应重点布灯，在货位内可均匀布置。

7.3.6 冷间内照明开关应采用防潮型开关或气密式开关，每间库房的照明开关应集中装于该间库房的门外，并应远离门口布置。

7.3.7 为提高库内照明的可靠性，每间建筑面积较大的库房内的照明灯具宜分成数路单独控制，按放射式配电。

7.3.8 冷库宜采用 AC220V/380VTN-S 或 TN-C-S 配电系统。冷间照明支路宜采用 AC220V 单相供电，当灯具安装高度等于或小于 2.2m 时，应采用 AC24V 安全电压供电。灯具金属外壳均应接保护线（PE 线）。

7.3.9 低于 0°C 的冷间内动力及照明线路均应采用铜芯耐低温橡皮绝缘电缆，并宜明敷。 0°C 及以上的冷间内可采用铜芯全塑电缆，并宜明敷，也可采用铜芯橡皮绝缘电线穿管暗敷，穿线管两端应采取密封措施。

7.3.10 穿过库房隔热层的电气线路，宜集中敷设，且必须采取可靠的防火及防止产生冷桥的措施。

7.3.11 冷藏门防冻可采用自限温电热带作为加热元件，加热电压不宜

超过 AC24V，加热元件严禁穿过库房隔热层。

7.3.12 库房阁楼层内不得装置电气设备及敷设电气线路。

7.3.13 根据需要冷间内可设呼唤信号装置，此时库内门上方墙上应装设常明灯。

7.3.14 冷库电梯应由低压配电室以专用回路配电。

7.3.15 冷库消防水泵应由低压配电室以专用回路配电。当冷库采用双电源供电时，消防水泵应双路供电，末端自投。

7.3.16 当冷库设有消火栓箱时，在控制室应设消火栓信号报警装置。

7.3.17 凡采用机械通风作为地下土壤防冻的冷库，通风机应能根据地下加热层的温度自动运行。

7.3.18 冷库宜按三类防雷建筑物设防雷设施。

7.4 制冷工艺自动控制

7.4.1 配合制冷工艺设计，冷库应设有安全保护装置及局部自控线路。

7.4.2 对具有投资能力和一定技术水平的冷库，制冷工艺自控系统的设计，除实现本规范第 7.4.1 条内容的要求外，可根据实际需要设计成制冷工艺系统半自动运行或全自动运行。

7.4.3 对有条件地区的冷库，应采用冷库微机管理及微机控制新技术。

8 给水和排水

8.1 给 水

8.1.1 冷库用水的水温应符合下列规定：

1 冷凝器的冷却水进出口平均温度应比冷凝温度低 5~7℃（蒸发式冷凝器除外）；

2 冲霜水的水温不应低于 +10℃；

3 冷凝器进水温度最高允许值：立式壳管式为 32℃；卧式壳管式为 29℃；淋浇式为 32℃。

8.1.2 冷却水宜采用淡水，其水质应符合表 8.1.2 的规定。

表 8.1.2 冷却水水质

设备名称	碳酸盐硬度 (mg - N/L)	pH 值	浑浊度 (mg/L)
立式壳管式冷凝器淋浇式冷凝器	6 ~ 10	6.5 ~ 8.5	150
卧式壳管式冷凝器蒸发式冷凝器	5 ~ 7	6.5 ~ 8.5	50
氨压缩机等制冷设备	5 ~ 7	6.5 ~ 8.5	50

注：1 洪水期浑浊度可适当放宽。
 2 当地无淡水时，立式冷凝器可采用海水为冷却水，但应有相应的防腐蚀、防堵塞措施。

8.1.3 制冰原料水和水产品冻结过程中加水的水质应符合现行国家标准《生活饮用水卫生标准》GB 5749 的规定。

8.1.4 冷凝器采用直流水冷却时，其用水量应按下列公式计算：

$$Q = \frac{3.6\Phi_1}{1000C\Delta t} \quad (8.1.4)$$

式中 Q ——冷却用水量 (m^3/h)；

Φ_1 ——冷凝器的热负荷 (W)；

C ——冷却水比热容， $C = 4.1868 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ ；

Δt ——冷凝器冷却水进出水温度差 ($^\circ\text{C}$)。

8.1.5 冷凝器采用混合循环水冷却时，其补充水量应按下列公式计算：

$$Q_b = Q \frac{t_2 - t_1}{t_2 - t_0} \quad (8.1.5)$$

式中 Q_b ——补充水量 (m^3/h)；

t_1 ——冷凝器冷却水进水温度 ($^\circ\text{C}$)；

t_2 ——冷凝器冷却水出水温度 ($^\circ\text{C}$)；

t_0 ——补充水温度 ($^\circ\text{C}$)；

8.1.6 冷却水宜采用循环供水，选用机械通风冷却塔为冷却构筑物。

8.1.7 机械通风冷却塔的选用条件：

1 冷却塔热力性能应满足设计对水温、水量及当地气象条件的要求；

2 风机设备应是效率高、噪声小、运转安全可靠、耐腐蚀、符合标准的产品；

3 冷却塔体、填料的制作、安装应符合国家有关产品标准。

8.1.8 计算冷却塔的最高冷却水温的气象条件，宜采用按湿球温度频率统计方法计算的频率为10%的日平均气象条件。气象资料应采用近期连续不少于5年，每年最热时期3个月的日平均值。

8.1.9 循环给水宜采取水质稳定处理措施。

8.1.10 冷却塔循环给水的补充水量，宜按冷却塔循环水量的2%~3%计算。

8.1.11 寒冷和严寒地区的循环给水系统，应采取防冻措施。

1 在冷却塔的进水干管上宜设旁路水管，应能通过全部循环水量；

2 冷却塔的进水管应设泄空水管或采取其他保温措施。

8.1.12 氨压缩机水套冷却水量应按产品样本规定。

8.1.13 制冰用水量应按每吨冰用水 $1.1\sim 1.5\text{m}^3$ 计算。

8.1.14 空气冷却器（冷风机）冲霜水量应按产品样本规定。冲霜淋水延续时间按每次 $15\sim 20\text{min}$ 计算。冲霜水宜回收利用。

8.1.15 空气冷却器（冷风机）冲霜配水装置前的自由水头不应小于5m。

8.1.16 冲霜水管应设坡度，坡向空气冷却器（冷风机）或泄空装置并采取防结露措施。

8.1.17 多层冷库穿堂或楼梯间应设室内消火栓，当温度低于 0°C 时，应采取防冻措施。如需启动水泵才能满足消防水压要求时，消火栓箱内应设消防水泵启动按钮。库区及氨压缩机房门外应设消火栓。

8.2 排水

8.2.1 冷却间、常温穿堂和氨压缩机房的楼面、地面应设地漏。电梯井、地磅坑等易于集水处应有排水及防止水流倒灌设施。

8.2.2 冲霜排水管道的坡度和充满度，应符合现行国家标准《建筑给水排水设计规范》GB J15（1997年版）的规定。管道明露部分应采取保温和防止结露措施。

8.2.3 冷却物冷藏间设在地下室时，其冲霜排水的集水井（池）应采

取防止冻结和防止水流倒灌的措施。

8.2.4 冲霜排水管道出水口应设置水封(井)。寒冷地区的水封(井)应采取防冻措施。

9 采暖通风和地面防冻

9.0.1 氨压缩机房室内的采暖温度宜采取 16℃。氨压缩机房内严禁明火采暖。

9.0.2 氨压缩机房应设事故排风装置,换气次数不应小于 8 次/h。排风机应选用防爆型。

9.0.3 冷间地面的防冻设计形式应根据库房布置、投资费用、能源消耗和经常操作管理费用等经过技术经济比较后选定。

9.0.4 采用自然通风管的地面防冻设计应符合下列规定:

1 自然通风管应两端直通,并坡向室外。直通管段总长度不应大于 30m,其穿越冷间地面下的长度不应大于 24m;

2 自然通风管管径宜采用内径 250mm 或 300mm 的水泥管,管中心距离不宜大于 1.2m,管口的管底宜高出室外地面 150mm,管口应加网栅;

3 自然通风管的布置宜与当地的夏季最大频率风向平行。

9.0.5 采用机械通风的地面防冻设计应符合下列规定:

1 机械通风的支风道管径宜采用内径 250mm 或 300mm 的水泥管,管中心距离可按 1.5~2.0m 等距布置,管内风速应均匀,一般不宜小于 1m/s;

2 机械通风的主风道断面尺寸不宜小于 0.8m×1.2m(宽×高);

3 采暖地区机械通风的送风温度宜取 10℃,排风温度宜取 5℃。

9.0.6 采暖地区机械通风地面防冻加热负荷应按下式计算:

$$\Phi_f = \alpha (\Phi_g - \Phi_{tu}) \times \frac{24}{t_g} \quad (9.0.6)$$

式中 Φ_f ——地面加热负荷(W);

α ——计算修正值,当室外年平均气温小于 10℃时宜取 1;当室外年平均气温等于 10~14℃时,宜取 1.15;

Φ_g ——地面加热层传入冷间的热流量(W);

Φ_{tu} ——土壤传给地面加热层的热流量(W);

t_g ——通风加热装置每日运行的时间,一般不宜小于 4h。

9.0.7 机械通风地面加热层传入冷间的热流量 Φ_g 应按下式计算：

$$\Phi_g = A_d (\theta_r - \theta_n) K_d \quad (9.0.7)$$

式中 Φ_g ——地面加热层传入冷间的热流量 (W)；

A_d ——冷间地面面积 (m^2)；

θ_r ——地面加热层的温度 ($^{\circ}C$)；

θ_n ——冷间内的空气温度 ($^{\circ}C$)；

K_d ——冷间地面的传热系数 [$W/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$]。

9.0.8 土壤传给地面加热层的热流量 Φ_{tu} 应按下式计算：

$$\Phi_{tu} = A_d (\theta_{tu} - \theta_r) K_{tu} \quad (9.0.8)$$

式中 Φ_{tu} ——土壤传给地面加热层的热流量 (W)；

A_d ——冷间地面面积 (m^2)；

θ_{tu} ——土壤温度 ($^{\circ}C$)；

θ_r ——地面加热层的温度 ($^{\circ}C$)；

K_{tu} ——土壤传热系数 [$W/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$]。

9.0.9 地面加热层的温度宜取 $1 \sim 2^{\circ}C$ ，并应在该加热层设温度监控装置。

9.0.10 土壤温度应采取地面下 3.2m 深处历年最低两个月的土壤平均温度，见本规范附录 D。当缺少该项资料时，可按当地年平均气温减 $2^{\circ}C$ 计算。

9.0.11 土壤传热系数 K_{tu} 应按下式计算：

$$K_{tu} = \frac{1}{\frac{\delta_{tu}}{\lambda_{tu}} + \sum \frac{\delta_{i-n}}{\lambda_{i-n}}} \quad (9.0.11)$$

式中 K_{tu} ——土壤传热系数 C [$W/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$]；

δ_{tu} ——土壤计算厚度，一般采用 3.2m；

λ_{tu} ——土壤的热导率 [$W/(m \cdot ^{\circ}C)$]；

δ_{i-n} ——加热层至土壤表面各层材料的厚度 (m)；

λ_{i-n} ——加热层至土壤表面各层材料的热导率 [$W/(m \cdot ^{\circ}C)$]。

9.0.12 机械通风送风量应按下式计算：

$$V_s = 1.15 \times \frac{3.6\Phi_f}{C_k \cdot \rho_k (\theta_s - \theta_p)} \quad (9.0.12)$$

式中 V_s ——送风量 (m^3/h);
 Φ_f ——地面加热负荷 (W);
 C_k ——空气比热容 [$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$];
 ρ_k ——空气密度 (kg/m^3);
 θ_s ——送风温度, 一般宜取 10°C ;
 θ_p ——排风温度, 一般宜取 5°C 。

9.0.13 架空式的地面防冻设计应符合下列规定:

- 1 架空式地面的进出风口底面高出室外地面不应小于 150mm , 其进出风口应设网栅。在采暖地区架空式地面的进出风口应增设保温的启闭装置。
- 2 架空式地面的架空层净高不宜小于 1m 。
- 3 架空式地面的进风口宜面向当地夏季最大频率风向。

9.0.14 采用润滑油或不冻液为热源的地面防冻设计应符合下列规定:

- 1 供液温度不应高于 20°C , 回液温度宜取 5°C 。
- 2 管内的液体流速不宜大于 $0.5\text{m}/\text{s}$ 。
- 3 加热管应设在冷间地面隔热层下的混凝土垫层内, 并应采用钢筋网将该加热管固定。

4 加热管必须焊接, 并应保证不堵、不漏。加热管在垫层混凝土施工前以 0.6MPa (表压) 的水压试漏, 并经 24h 不降压为合格。

5 凡冻结物冷藏间或冻结间地面下的加热管宜采用外径 $38\sim 57\text{mm}$ 的无缝钢管。载热液体必须经过滤后送入。

9.0.15 当地面加热层的热源采用热氨时, 氨压缩机同期运行的最小负荷值必须能满足地面加热负荷值。

附录 A 冷间设计温度和相对湿度

表 A 冷间设计温度和相对湿度

序号	冷间名称	室温 ($^{\circ}\text{C}$)	相对湿度 (%)	适用食品范围
1	冷却间	0	-	肉、蛋等
2	冻结间	-18 ~ -23	-	肉、禽、兔、冰蛋、蔬菜等 鱼、虾等
		-23 ~ -30	-	
3	冷却物冷藏间	0	85 ~ 90	冷却后的肉、禽 鲜蛋 冰鲜鱼 苹果、鸭梨等 大白菜、蒜薹、葱头、菠菜、香菜、胡萝卜、甘蓝、芹菜、莴苣等 土豆、橘子、荔枝等 柿子椒、菜豆、黄瓜、番茄、菠萝、柑等 香蕉等
		-2 ~ 0	80 ~ 85	
		-1 ~ +1	90 ~ 95	
		0 ~ +2	85 ~ 90	
		-1 ~ +1	90 ~ 95	
		+2 ~ +4	85 ~ 90	
4	冻结物冷藏间	-15 ~ -20	85 ~ 90	冻肉、禽、兔和副产、冰蛋、冻蔬菜、冰棒等 冻鱼、虾等
		-18 ~ -23	90 ~ 95	
5	冰库	-4 ~ -6	-	盐水制冰的冰块

注：冷却物冷藏间设计温度宜取 0°C ，储藏过程中应按照食品的产地、品种、成熟度和降温时间等调节其温度与相对湿度。

附录 B 冷间围护结构总热阻 R_0 的确定方法

B.0.1 冷间外墙屋面或顶棚总热阻，可根据夏季空气调节日平均温度与室内温度的温差乘以表 B.0.1-1 中修正系数 a 值进行修正，再按表 B.0.1-2 选用。

表 B.0.1-1 围护结构两侧温差修正系数 a 值

序号	围护结构部位	a
1	$D > 4$ 的外墙：	
2	冻结间、冻结物冷藏间	1.05
	冷却间、冷却物冷藏间、冰库	1.10
2	$D > 4$ 相邻有常温房间的外墙：	
	冻结间、冻结物冷藏间	1.00
	冷却间、冷却物冷藏间、冰库	1.00
3	$D > 4$ 的冷间顶棚，其上为通风阁楼，屋面有隔热层或通风层：	
	冻结间、冻结物冷藏间	1.15
	冷却间、冷却物冷藏间、冰库	1.20
4	$D > 4$ 的冷间顶棚，其上为不通风阁楼，屋面有隔热层或通风层：	
	冻结间、冻结物冷藏间	1.20
	冷却间、冷却物冷藏间、冰库	1.30
5	$D > 4$ 的无阁楼屋面，屋面有通风层：	
	冻结间、冻结物冷藏间	1.20
	冷却间、冷却物冷藏间、冰库	1.30
6	$D \leq 4$ 的外墙： 冻结物冷藏间	1.30
7	$D \leq 4$ 的无阁楼屋面： 冻结物冷藏间	1.60
8	半地下室外墙外侧为土壤时	0.20

第 2 篇 现代化冷库设备工艺设计技术

序号	围护结构部位	a
9	冷间地面下部无通风等加热设备时	0.20
10	冷间地面隔热层下有通风等加热设备时	0.60
11	冷间地面隔热层下为通风架空层时	0.70
12	两侧均为冷间时	1.00

注：1 D 为围护结构热惰性指标。

2 序号 9~12 两侧温度的取值应符合本规范第 6.1.8 条。

3 负温穿堂可按冻结物冷藏间选用 a 值。

4 表内未列的其他室温等于或高于 0℃ 的冷间可参照各项中冷却间的值选用。

表 B.0.1-2 冷间外墙、无阁楼的屋面、有阁楼的顶棚的总热阻 R_0 ($\text{m}^2 \cdot \text{℃} / \text{W}$)

室内外温差 $a \cdot \Delta t$ ($^{\circ}\text{C}$)	面积热流量 (W/m^2)				
	8	9	10	11	12
90	11.25	10.00	9.00	8.18	7.50
80	10.00	8.89	8.00	7.27	6.67
70	8.75	7.78	7.00	6.36	5.83
60	7.50	6.67	6.00	5.45	5.00
50	6.25	5.56	5.00	4.55	4.17
40	5.00	4.44	4.00	3.64	3.33
30	3.75	3.33	3.00	2.73	2.50
20	2.50	2.22	2.00	1.82	1.67

B.0.2 冷间隔墙总热阻可根据隔墙两侧室温及设计室温按表 B.0.2 选用。

第9章 冷库工程实例

表 B.0.2 冷间隔墙的总热阻 R_t ($m^2 \cdot ^\circ C/W$)

隔墙两侧室名及设计室温	面积热流量 (W/m^2)	
	10	12
冻结间 - 23 $^\circ C$ ——冷却间 0 $^\circ C$	3.80	3.17
冻结间 - 23 $^\circ C$ ——冻结间 - 23 $^\circ C$	2.80	2.33
冻结间 - 23 $^\circ C$ ——穿堂 + 4 $^\circ C$	2.70	2.25
冻结间 - 23 $^\circ C$ ——穿堂 - 10 $^\circ C$	2.00	1.67
冻结物冷藏间 - 18 ~ - 20 $^\circ C$ ——冷却物冷藏间 0 $^\circ C$	3.30	2.75
冻结物冷藏间 - 18 ~ - 20 $^\circ C$ ——冰库 - 4 $^\circ C$	2.80	2.33
冻结物冷藏间 - 18 ~ - 20 $^\circ C$ ——穿堂 + 4 $^\circ C$	2.80	2.33
冷却物冷藏间 0 $^\circ C$ ——冷却物冷藏间 0 $^\circ C$	2.00	1.67

注：隔墙总热阻已考虑生产中的温度波动因素。

B.0.3 冷间楼面总热阻可根据楼板上下冷间设计温度差按表 B.0.3 选用。

表 B.0.3 冷间楼面的总热阻 R_0

楼板上下冷间设计温度差 ($^\circ C$)	R_0 ($m^2 \cdot ^\circ C/W$)
35	4.77
23 ~ 28	4.08
15 ~ 20	3.31
8 ~ 12	2.58
5	1.89

注：1 楼板总热阻已考虑生产中温度波动因素。

2 当冷却物冷藏间楼板下为冻结物冷藏间时，其楼板热阻不宜小于 $4.08 m^2 \cdot ^\circ C/W$ 。

B.0.4 冷间直接铺设在土壤上的地面总热阻可根据冷间设计温度按表 B.0.4 选用。

表 B.0.4 直接铺设在土壤上的冷间地面总热阻 R_0

冷间设计温度差 (°C)	R_0 ($\text{m}^2 \cdot \text{°C}/\text{W}$)
0 ~ -2	1.72
-5 ~ -10	2.54
-15 ~ -20	3.18
-23 ~ -28	3.91
-35	4.77

注：当地面隔热层采用炉渣时，总热阻按本表数据乘以 0.8 修正系数。

B.0.5 冷间铺设在架空层上的地面总热阻可根据冷间设计温度按表 B.0.5 选用。

表 B.0.5 铺设在架空层上的冷间地面总热阻 R_0

冷间设计温度差 (°C)	R_0 ($\text{m}^2 \cdot \text{°C}/\text{W}$)
0 ~ -2	2.15
-5 ~ -10	2.71
-15 ~ -20	3.44
-23 ~ -28	4.08
-35	4.77

B.0.6 冷间外墙、屋面、隔墙当采用价格高的隔热材料时，一般可采用单位面积热流量较大的总热阻；当采用价格低的隔热材料时，可采用单位面积热流量较小的总热阻。

附录 C 墙排管、顶排管的传热系数和换算系数

C.0.1 氨单排光滑蛇形墙排管在特定条件下的传热系数(见表 C.0.1)

表 C.0.1 氨单排光滑蛇形墙排管在特定条件下的传热系数 K' [W/(m²·℃)]

高度方向上的横管数(根)	计算温度差 Δt (℃)	冷间内的空气温度(℃)									
		$\theta_n = 0^\circ\text{C}$	$\theta_n = -4^\circ\text{C}$	$\theta_n = -10^\circ\text{C}$	$\theta_n = -12^\circ\text{C}$	$\theta_n = -15^\circ\text{C}$	$\theta_n = -18^\circ\text{C}$	$\theta_n = -20^\circ\text{C}$	$\theta_n = -23^\circ\text{C}$	$\theta_n = -25^\circ\text{C}$	$\theta_n = -30^\circ\text{C}$
4	6	8.84	8.02	7.68	7.44	7.21	6.98	6.86	6.63	6.51	6.28
	8	9.30	8.72	8.02	7.79	7.56	7.33	7.21	6.98	6.86	6.63
	10	9.65	8.96	8.26	8.02	7.79	7.56	7.44	7.21	7.09	6.86
	12	9.89	9.19	8.49	8.26	7.91	7.68	7.56	7.44	7.33	7.09
	15	10.12	9.42	8.61	8.49	8.14	7.91	7.79	7.68	7.56	7.33
6	6	9.19	8.49	7.79	7.68	7.44	7.09	6.98	6.86	6.75	6.51
	8	9.54	8.96	8.14	8.02	7.68	7.44	7.33	7.21	7.09	6.86
	10	9.89	9.19	8.49	8.26	7.91	7.68	7.56	7.44	7.33	7.09
	12	10.12	9.42	8.61	8.49	8.14	7.91	7.79	7.56	7.44	7.21
	15	10.35	9.65	8.84	8.61	8.37	8.14	8.02	7.79	7.68	7.44
8	6	9.42	8.84	8.14	7.91	7.68	7.44	7.33	7.09	6.98	6.75
	8	9.89	9.30	8.49	8.26	8.02	7.79	7.56	7.44	7.33	7.09
	10	10.23	9.54	8.72	8.49	8.26	8.02	7.79	7.68	7.56	7.33
	12	10.47	9.77	8.96	8.72	8.37	8.14	8.02	7.79	7.68	7.44
	15	10.58	10.00	9.19	8.96	8.61	8.37	8.26	8.02	7.91	7.68

第 2 篇 现代化冷库设备工艺设计技术

高度方 向上的 横管数 (根)	计算 温度 差 Δt ($^{\circ}\text{C}$)	冷间内的空气温度 ($^{\circ}\text{C}$)									
		$\theta_n =$ 0 $^{\circ}\text{C}$	$\theta_n =$ -4 $^{\circ}\text{C}$	$\theta_n =$ -10 $^{\circ}\text{C}$	$\theta_n =$ -12 $^{\circ}\text{C}$	$\theta_n =$ -15 $^{\circ}\text{C}$	$\theta_n =$ -18 $^{\circ}\text{C}$	$\theta_n =$ -20 $^{\circ}\text{C}$	$\theta_n =$ -23 $^{\circ}\text{C}$	$\theta_n =$ -25 $^{\circ}\text{C}$	$\theta_n =$ -30 $^{\circ}\text{C}$
10	6	10.00	9.42	8.61	8.37	8.02	7.91	7.68	7.56	7.44	7.09
	8	10.47	9.77	8.96	8.72	8.37	8.14	8.02	7.79	7.68	7.44
	10	10.82	10.00	9.19	8.96	8.61	8.37	8.26	8.02	7.91	7.68
	12	10.93	10.23	9.42	9.19	8.84	8.61	8.49	8.26	8.14	7.91
	15	11.16	10.47	9.54	9.42	9.07	8.84	8.61	8.49	8.37	8.14
12	6	10.70	10.00	9.19	8.96	8.61	8.37	8.26	8.02	7.91	7.56
	8	11.16	10.35	9.54	9.30	8.96	8.72	8.49	8.26	8.14	7.91
	10	11.40	10.70	9.77	9.54	9.19	8.96	8.72	8.49	8.37	8.14
	12	11.63	10.82	9.89	9.65	9.42	9.07	8.96	8.72	8.61	8.37
	15	11.75	11.05	10.12	9.89	9.54	9.30	9.19	8.96	8.84	8.61
14	6	11.28	10.58	9.65	9.42	9.19	8.84	8.72	8.49	8.37	8.14
	8	11.75	10.93	10.00	9.77	9.42	9.19	8.96	8.84	8.61	8.37
	10	12.10	11.28	10.35	10.00	9.65	9.42	9.19	9.07	8.84	8.61
	12	12.21	11.40	10.47	10.23	9.89	9.54	9.42	9.19	9.07	8.84
	15	12.44	11.63	10.70	10.47	10.12	9.77	9.65	9.42	9.30	9.07
16	6	12.10	11.28	10.35	10.12	9.77	9.42	9.30	9.07	8.96	8.61
	8	12.56	11.75	10.70	10.47	10.12	9.77	9.54	9.30	9.19	8.96
	10	12.79	11.98	10.93	10.70	10.35	10.00	9.77	9.54	9.42	9.19
	12	13.03	12.10	11.16	10.82	10.47	10.12	10.00	9.77	9.65	9.30
	15	13.14	12.33	11.28	11.05	10.70	10.35	10.23	10.00	9.89	9.54
18	6	12.91	12.10	11.05	10.70	10.47	10.12	9.89	9.65	9.54	9.30
	8	13.37	12.44	11.40	11.16	10.82	10.47	10.23	10.00	9.89	9.54
	10	13.72	12.79	11.63	11.40	11.05	10.70	10.47	10.23	10.12	9.77

第 9 章 冷库工程实例

高度方 向上的 横管数 (根)	计算 温度 差 Δt ($^{\circ}\text{C}$)	冷间内的空气温度 ($^{\circ}\text{C}$)									
		$\theta_n =$ 0 $^{\circ}\text{C}$	$\theta_n =$ -4 $^{\circ}\text{C}$	$\theta_n =$ -10 $^{\circ}\text{C}$	$\theta_n =$ -12 $^{\circ}\text{C}$	$\theta_n =$ -15 $^{\circ}\text{C}$	$\theta_n =$ -18 $^{\circ}\text{C}$	$\theta_n =$ -20 $^{\circ}\text{C}$	$\theta_n =$ -23 $^{\circ}\text{C}$	$\theta_n =$ -25 $^{\circ}\text{C}$	$\theta_n =$ -30 $^{\circ}\text{C}$
	12	13.84	12.91	11.86	11.51	11.16	10.82	10.70	10.35	10.23	10.00
	15	14.07	13.03	11.98	11.75	11.40	11.05	10.82	10.58	10.47	10.23
20	6	13.84	12.91	11.75	11.51	11.16	10.70	10.58	10.35	10.23	9.77
	8	14.30	13.26	12.21	11.86	11.40	11.16	10.93	10.70	10.47	10.12
	10	14.54	13.61	12.44	12.10	11.63	11.28	11.16	10.82	10.70	10.35
	12	14.77	13.72	12.56	12.21	11.86	11.51	11.28	11.05	10.93	10.58
	15	14.89	13.84	12.79	12.44	12.10	11.75	11.51	11.28	11.16	10.82

注：表列数值为外径 38mm 光滑管，管间距与管外径之比为 4，冷间相对湿度为 90%，霜层厚度为 6mm 时的传热系数。

C.0.2 氨单层光滑蛇形顶排管在特定条件下的传热系数(见表 C.0.2)

表 C.0.2 氨单层光滑蛇形顶排管在特定条件下的传热系数 K' [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$]

冷间内的空气 温度 θ_n ($^{\circ}\text{C}$)	计算温度差 Δt ($^{\circ}\text{C}$)				
	6	8	10	12	15
0	8.61	9.07	9.42	9.65	9.88
-4	8.14	8.49	8.72	8.96	9.19
-10	7.44	7.79	8.02	8.26	8.49
-12	7.21	7.56	7.79	8.02	8.26
-15	6.98	7.33	7.56	7.79	8.02
-18	6.75	7.09	7.33	7.56	7.79

第 2 篇 现代化冷库设备工艺设计技术

冷间内的空气 温度 θ_n ($^{\circ}\text{C}$)	计算温度差 Δt ($^{\circ}\text{C}$)				
	6	8	10	12	15
-20	6.63	6.98	7.21	7.44	7.68
-23	6.51	6.74	6.98	7.21	7.44
-25	6.40	6.63	6.86	7.09	7.32
-30	6.16	6.51	6.75	6.86	7.09

注：表列数值为外径 38mm 光滑管，管间距与管外径之比为 4，冷间相对湿度为 90%，霜层厚度为 6mm 时的传热系数。

C.0.3 氨双层光滑蛇形顶排管和氨光滑 U 形顶排管在特定条件下的传热系数（见表 C.0.3）。

表 C.0.3 氨双层光滑蛇形顶排管和氨光滑 U 形顶排管在特定条件下的传热系数 K' [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$]

冷间内的空 气温度 θ_n ($^{\circ}\text{C}$)	计算温度差 Δt ($^{\circ}\text{C}$)				
	6	8	10	12	15
0	8.14	8.61	8.96	9.19	9.42
-4	7.79	8.02	8.26	8.49	8.72
-10	7.09	7.44	7.68	7.91	8.02
-12	6.86	7.21	7.44	7.68	7.91
-15	6.63	6.98	7.21	7.44	7.68
-18	6.40	6.75	6.98	7.21	7.44
-20	6.28	6.63	6.86	7.09	7.33
-23	6.16	6.40	6.63	6.86	7.09
-25	6.05	6.28	6.51	6.75	6.98
-30	5.82	6.16	6.40	6.51	6.75

注：表列数值为外径 38mm 光滑管，管间距与管外径之比为 4，冷间相对湿度为 90%，霜层厚度为 6mm 时的传热系数。

C.0.4 各型排管换算系数 (见表 C.0.4)

表 C.0.4 各型排管换算系数

排管形式	C ₁		C ₂	C ₃	
	S/d _w =4	S/d _w =2		非氨泵供液	氨泵强制供液
单排光滑蛇形墙排管	1.0	0.9873	$(\frac{0.038}{d_w})^{0.16}$	1.0	1.1
单层光滑蛇形顶排管	1.0	0.9750	$(\frac{0.038}{d_w})^{0.18}$	1.0	1.1
双层光滑蛇形顶排管	1.0	1.0000	$(\frac{0.038}{d_w})^{0.18}$	1.0	1.1
光滑 U 形顶排管	1.0	1.0000	$(\frac{0.038}{d_w})^{0.18}$	1.0	1.0

获取更多资料 微信: 13260132074

附录 D 主要城市地面下 3.2m 深处历年最低 两个月的土壤平均温度

表 D 主要城市地面下 3.2m 深处历年最低
两个月的土壤平均温度

城市名称	3.2m 深处地温 (°C)				
	月份	温度值	月份	温度值	平均值
北京	3	9.4	4	9.4	9.4
上海	3	14.8	4	14.5	14.7
天津	3	10.6	4	10.2	10.4
哈尔滨	4	2.4	5	2.1	2.3
长春	4	3.8	5	3.4	3.6
沈阳	4	5.4	5	5.7	5.6
乌兰浩特	3	2.4	4	2.2	2.3
呼和浩特	4	4.6	5	4.6	4.6
兰州	3	8.6	4	8.8	8.7
西宁	3	5.9	4	6.2	6.1
银川	4	6.7	5	7.0	6.9
西安	3	11.9	4	12.0	12.0
太原	3	8.4	4	7.9	8.2
石家庄	3	11.2	4	11.4	11.3
郑州	3	12.3	4	12.5	12.4
乌鲁木齐	3	6.5	4	6.6	6.5
南昌	3	16.0	4	15.7	15.9
武汉	4	15.6	5	15.8	15.7

第9章 冷库工程实例

城市名称	3.2m 深处地温 (°C)				
	月份	温度值	月份	温度值	平均值
长沙	3	16.6	4	16.4	16.5
南宁	3	22.0	4	22.0	22.0
广州	3	21.9	4	22.0	22.0
昆明	4	15.1	5	15.1	15.1
拉萨	2	7.6	3	7.6	7.6
成都	3	15.4	4	15.8	15.6
贵阳	3	15.3	4	15.4	15.4
南京	3	14.0	4	13.7	13.9
合肥	4	15.0	5	15.5	15.3
杭州	3	15.6	4	15.2	15.4
济南	3	13.8	4	13.6	13.7
蚌埠	3	14.1	4	14.0	14.1
齐齐哈尔	4	2.7	5	2.5	2.6
海拉尔	6	0.5	7	0.4	0.5

本规范用词说明

1 为便于在执行本规范条文时区别对待，对要求严格程度不同的用词说明如下：

1) 表示很严格，非这样做不可的用词：

正面词采用“必须”，反面词采用“严禁”；

2) 表示严格，在正常情况下均应这样做的用词：

正面词采用“应”，反面词采用“不应”或“不得”；

3) 表示允许稍有选择，在条件许可时，首先应这样做的用词：

正面词采用“宜”，反面词采用“不宜”；

表示有选择，在一定条件下可以这样做的，采用“可”。

2 规范中指定应按其他有关标准和规范执行时，写法为“应按……执行”或“应符合……要求或规定”。

冷库设计规范

GB 50072—2001

条文说明

1 总 则

1.0.2 本规范的适用范围由以下几个方面组成：

1 按规模划分：本规范适用于公称体积为 500m^3 及以上的冷库，相当于存放 100t 冻结物的冷库。因为几吨、几十吨冷藏量的冷库，其净高、体积利用系数、围护结构做法、温度要求和冷负荷情况等差别较大，且这些容量很小的冷库往往不以氨为制冷剂，而是以氟为制冷剂。

2 按基建性质划分：它适用于新建、改建、扩建的冷库。至于改建维修的冷库，因受原有条件限制，在某些方面不一定能符合本规范要求，但规范中的一些原则，在改建或维修工程时仍可适用，如有特殊情况，应因地制宜。

3 按冷库形式划分：本规范不适用于夹芯隔热板冷库、气调库、山洞冷库、石拱覆土冷库。因为这些形式的冷库其构造做法、冷负荷计算等与普通形式的冷库不同，而且这方面的生产实践经验和科研数据还不多，有待积累。

4 按制冷剂划分：本规范制冷部分只适用于以氨为制冷剂的制冷系统。因为氨用于公称体积为 500m^3 及以上的冷库较经济，且不会破坏大气臭氧层。

1.0.4 根据国家对编制全国通用设计标准规范的规定，为了精简规范的内容，避免重复，凡引用或参见其他全国通用的设计标准、规范和其他有关规定的內容，除必要的以外，本规范不再另立条文，故在本条中统一作了交待。

2 术语、符号

本规范所用的量和单位系根据现行国家标准《量和单位》。

3 基本规定

3.0.1 本规范规定冷库的设计规模，应以冷藏间或冰库的公称体积作为计算标准。公称体积为冷藏间或冰库的净面积（不扣除柱、门斗和制冷设备所占的面积）乘以房间净高。过去冷库的设计规模多以冷藏间或冰库的公称贮藏吨位计算。这种计算方法有许多缺点，主要表现在它的计算公式对冷库工程建设不能起到规范的作用。其计算公式为：公称贮藏吨位 = 堆装面积 × 堆装高度 × 食品计算密度。公式中堆装面积和堆装高度虽有若干规定，但漏洞很多。因此常常出现几个贮藏同一类食品，公称贮藏吨位也相同的冷库，其建筑面积、内净体积和基建投资却相差很大，难于对设计质量进行评比，且国际上久已以“体积”衡量冷库规模的大小。使用公称体积有以下优点：

1 可以避免对“堆装面积”等因素解释不一而出现许多矛盾，也便于控制冷库规模和基建投资。

2 可以促使设计人员充分利用冷藏空间，提高体积的利用系数，作出更为经济实用的设计，也便于评定设计的优劣。

3 促使使用单位通过改革工艺、改进包装和堆码技术，挖掘冷库贮藏的潜力。

3.0.2 由于改用“公称体积”代替我国长期以来使用的“公称吨位”作为衡量冷库规模的标准，在设计和经营、管理等部门必然要求能有一个简便的将“公称体积”换算成吨位的方法，因此我们在本条给了一个换算公式，并引用了一个“计算吨位”量称。

3.0.3 是有关冷藏间的体积利用系数“ η ”值的说明。

1 我们最初分析了商业、外贸、水产等 33 座不同规模、贮存不同食品的冷库，按原设计贮存量和原设计采用的食品计算密度，换算出堆货体积，它与冷藏间内净体积之比即为体积利用系数。按照冷库规模大小我们初步提出 4 种体积利用系数“ η ”值。

2 又对另外 17 座规模大小不等的冷库进行了验算，第一步按各库原设计的冷藏吨位等求出其体积利用系数“ η_1 ”值，并将它与按我们初步提出的 4 种“ η ”值计算的冷藏吨位等进行比较；第二步按原设计图及有关贮藏规定（走道宽度，货物距墙、顶距离，有无门斗等）求出按手推车运货留走道

的体积利用系数“ η_2 ”值和按电瓶车运货留走道的体积利用系数“ η_3 ”值，同时求出其相应的冷藏吨位。将“ η ”、“ η_1 ”、“ η_2 ”、“ η_3 ”比较，提出了本规范中5种不同公称体积的体积利用系数。其间我们还对天津商业、外贸、水产5座冷库的体积利用系数作了测定和比较。

3 1982年审查会对规范提出的体积利用系数作了审查，提出公称体积 $< 1000\text{m}^3$ 的冷库体积利用系数0.45偏大，最好改为0.4。

审查会后，我们又到辽宁、山东、北京、上海、浙江调查了54座冷库的体积利用情况（见表1）。其中北京、上海、辽宁6座蔬菜冷库的体积利用情况说明，除周水子冷库拱屋面空间浪费大，堆装时留的空地太多，造成体积利用系数太小外，其他蔬菜冷库的实测体积利用系数比规范值小13%~23%。因此，鉴于我国目前贮存蔬菜情况（例如某些蔬菜要搭架子挂存），我们提出了蔬菜冷库的体积利用系数，应按本规范表3.0.3规定值乘以0.8的修正系数。

4 有的反映贮存水果、鸡蛋的实际体积利用系数与规范值相差较大。为此我们又于1983年11月到河南、武汉对鲜蛋、水果冷库进行了测定（见表2中序号22~26），证明贮存鲜蛋、鲜水果的实际体积利用系数与本规范值相差上下均不到5%，本规范值基本可用。

5 过去冷库设计没有国家的统一规范，同样的10000t冷库，有的设计冷藏间内净体积为 39717m^3 ，有的却达 43265m^3 ，后者大9%。同样5000t鲜蛋冷库，有的冷藏间建筑面积为 6849m^2 ，有的却达 11637m^2 ，较前者大70%；冷藏间净体积前者为 31984m^3 ，后者为 47632m^3 ，较前者大49%；每吨鲜蛋用同样的木箱，实测其占用建筑面积和冷藏间净体积分别为 $1.4 \sim 1.71\text{m}^2$ 和 $6.28 \sim 7.03\text{m}^3$ ，相差都不小。因此规范有必要作些统一规定。过去各单位都是按照自己掌握的数据进行设计，各系统冷库因用途不同，包装、运输、堆码方法、形式以及管理等也各不相同。现在本规范按5种不同规模的公称体积划分，确定了体积利用系数值，对某些冷库可能还不尽合理，有待在今后试行中积累资料后再进行修订和补充。

表3.0.3中公称体积是指一座冷库各冷藏间公称体积之和，请注意该表注1。

插入卧表 1

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

插入卧表 1 (续)

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

插入卧表 2

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

插入卧表2(续)

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

插入卧表2(续)

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

6 实行新规范就要合理地考虑堆装设备、容器、合理的堆装高度和房间净高等，如果设计不考虑生产实际，盲目提高房间净高，其体积利用系数就可能达不到规范要求，实践中必然浪费资金和能源。

有人建议：公称体积在 $1001 \sim 2000\text{m}^3$ 、 $2001 \sim 10000\text{m}^3$ 、 $10001 \sim 15000\text{m}^3$ 的冷藏间，其相应的体积利用系数分别为 $0.40 \sim 0.50$ 、 $0.50 \sim 0.55$ 、 $0.55 \sim 0.60$ 较为合理。此次修订，我们未采纳。因为这样可使同一公称体积的冷库计算吨位结果相同。

3.0.4 冰库的利用系数“ η ”值 随房间净高而异。从表3调查可看出：

1 体积利用系数“ η ”与面积虽有关系，但当冰库内净面积分别为 246 、 540 、 680m^2 时，其 η 值则分别为 0.53 、 0.57 、 0.61 ，互相间仅差 4% 。但由表3可看出， η 值受净高的影响却比较大。如上述相同面积的冰库，当净高不同时， η 相差达 $13\% \sim 22\%$ （即净高越高，体积利用系数越大）。

2 从内净体积的大小方面也很难定 η 值。例如，内净体积相近分别为 2406m^3 、 2432m^3 时，其 η 值分别为 0.6 、 0.43 相差很大，若内净体积接近，如分别为 3243m^3 和 3060m^3 的两个房间，则 η 值分别为 0.57 、 0.47 相差也很大。

3 用吊车吊冰时，因吊车占空间大，故净高要高一些才经济。水产系统冰库趋向于做 12m 净高， η 值可达 0.7 。例如，冰库内净面积为 680m^2 ，净高 6m ，无吊车时， $\eta = 0.61$ ；而有吊车时，房间净高分别为 9m 、 8m 、 7m 时， η 值则分别为 0.64 、 0.59 、 0.52 ，显然低于 9m 时就不经济了。

以水产系统两套定型图纸验证： 200t 冰库内净面积为 68.86m^2 （ $11\text{m} \times 6.26\text{m}$ ），净高 6m ，内净体积 413m^3 ， η 值取 0.6 ，以计算密度为 $750\text{kg}/\text{m}^3$ 计，则能储冰 186t 。又如 500t 冰库，内净面积为 191m^2 （ $16.9\text{m} \times 11.35\text{m}$ ），净高 6.05m ，内净体积 1160m^3 ；碍值按 0.6 计，则可储冰 522t 。

表3 冰库体积利用系数表

型式	内净面积 (m^2)	净高 (m)	内净体积 (m^3)	堆冰面积 (m^2)	堆冰高度 (m)	堆冰体积 (m^3)	堆冰质量 (t)	体积利用系数
单层	246	6.00	1476	204	3.85	785	589	0.53
单层或 多层	246	5.00	1232	204	2.75	560	420	0.45
	246	4.45	1094	204	2.20	448	336	0.40

型式	内净面积 (m ²)	净高 (m)	内净体积 (m ³)	堆冰面积 (m ²)	堆冰高度 (m)	堆冰体积 (m ³)	堆冰质量 (t)	体积利用系数
单层	400	6.00	2406	377	3.85	1451	1088	0.60
单层或 多层	400	5.00	2000	377	2.75	1036	777	0.52
	400	4.45	1780	377	2.20	829	621	0.46
单层	540	12.00	6480	484	8.80	4259	3194	0.66
单层	540	6.00	3243	484	3.85	1863	1397	0.57
单层或 多层	540	5.00	2700	484	2.75	1331	998	0.49
	540	4.50	2432	484	2.20	1064	798	0.43
单层	680	12.00	8160	649	8.80	5711	4283	0.70
单层	680	6.00	4080	649	3.85	2498	1873	0.61
单层或 多层	680	4.50	3060	649	2.20	1460	1095	0.47

3.0.5 是有关冷库贮藏食品的计算密度值的说明。

1 最初确定食品的计算密度（即实际的堆装密度），系根据在河南、陕西、四川、广东、广西、湖北、湖南、江苏和内蒙九个省、自治区 42 座冷库中测定的数据加以整理、归纳得出的。第一步整理出 8 类 73 种商品的密度，再归纳为 25 种食品的密度（不包括装载用具的质量），并同原商业部设计院 1975 年编《冷藏库制冷设计手册》（以下简称《手册》）的数据作了比较，见表 4。在本规范初稿中，我们提出 41 种食品的堆装密度，后来在本规范的报审稿中，我们根据国内食品冷库贮存货物的类别归纳提出八种计算密度，提供审查会审定。这类数值与过去《手册》规定相比，肉类、鱼类冷库略有增加，分别增加 6.6% 和 4.4%，鲜蛋冷库略有减少，减少 6.2%，而水果减少比例较大为 26%。

2 审查会中，大家对猪肉、鱼、冰和冰蛋的计算密度认为可以。

3 审查会中，认为牛羊库的计算密度采用 $400\text{kg}/\text{m}^3$ 偏大，特别是羊腔达不到此密度。如贵州省 1981 年 10 月测定羊腔密度只有 $207 \sim 241\text{kg}/\text{m}^3$ 。我们于 1981 年 10 月在海拉尔肉联厂测定了几垛牛、羊肉，其密度：带骨牛

肉为 $362.94\text{kg}/\text{m}^3$ ，羊腔为 $216.97\text{kg}/\text{m}^3$ （这批羊较小），纸箱装剔骨牛、羊块肉为 $824.3\text{kg}/\text{m}^3$ 。同时在乌鲁木齐肉联厂也作了测定：羊腔为 $300 \sim 320\text{kg}/\text{m}^3$ ，劈半羊为 $375 \sim 400\text{kg}/\text{m}^3$ 。因此我们对表 3.0.5 加了附注，规定冻肉冷库如同时存放猪、牛、羊肉时，其密度均按 $400\text{kg}/\text{m}^3$ 计；当只存冻羊腔时，密度按 $250\text{kg}/\text{m}^3$ 计，只存冻牛、羊肉时，密度按 $330\text{kg}/\text{m}^3$ 计。这类数值不宜再少，因为今后总会有一部分作剔骨块肉存放。

4 审查会还确定食品计算密度中的鲜蛋由 $300\text{kg}/\text{m}^3$ 降低为 $260\text{kg}/\text{m}^3$ 较宜；鲜水果由 $250\text{kg}/\text{m}^3$ 改为 $230\text{kg}/\text{m}^3$ 。对蔬菜的密度认为 $250\text{kg}/\text{m}^3$ 也大了一点。

表 4 冷藏食品计算密度比较 (kg/m^3)

序号	名 称	密 度	
		1975 年《手册》	规范归纳后意见
1	冻猪白条肉	375	400
2	冻牛白条肉	400	330
3	冻羊腔	300	250
4	块装冻剔骨肉或副产品	650	600
5	块装冻鱼	450	470
6	冻猪大油（冻动物油）	540（桶装） 630（箱装）	650
7	块装冻冰蛋	-	730
8	听装冰蛋	550	700
9	箱装冻家禽	350	550（盒装）
10	盘冻鸡	-	350
11	冻鸭	-	450
12	冻蛇（盘装）	-	800
13	冻蛇（纸箱）	-	450
14	冻兔（带骨）	-	500

第 2 篇 现代化冷库设备工艺设计技术

序号	名 称	密 度	
		1975 年《手册》	规范归纳后意见
15	冻兔（去骨）	-	650
16	木箱装鲜鸡蛋	320	300
17	篓装鲜鸡蛋	-	230
18	篓装鸭蛋	-	250
19	筐装新鲜水果	-	220 (200 ~ 230)
20	箱装新鲜水果	340	300 (270 ~ 330)
21	托板式活动货架存菜	-	250
22	木杆搭固定货架存蔬菜（不包括架间距离）	-	220
23	篓装蔬菜	-	250 (170 ~ 340)
24	木箱装蔬菜	-	250 (170 ~ 350)
25	其他食品	300	370

审查会后我们又到 54 个冷库作了调查，证明审查会提出的意见基本可行，但蔬菜的密度过去国内没有统一规定，《手册》也没有提供数据，从调查中得知存货方法对密度影响很大。目前北方一些蔬菜冷库用搭架子存蒜薹，走道多，架间空隙多，堆装密度也就很小。同样存大白菜，北京左安门菜站有的篓装只有 $119\text{kg}/\text{m}^3$ ，而上海国庆路菜站用托板式活动货架存大白菜则可达 $233\text{kg}/\text{m}^3$ 。从北京蔬菜公司提供的表 5 看，不同品种的蔬菜其密度相差一倍多。现在北京蔬菜公司计算标准只好按建筑面积每平方米 250kg 计。我们调查冷藏间按每平方米净面积计贮菜量：存蒜薹 190kg （营口第二菜库）至 283kg （大连周水子菜库），存葱头可达 800kg （周水子菜库），相差也很大。我们认为蔬菜库计算密度取值可与水果冷库同，也定为 $230\text{kg}/\text{m}^3$ ，不宜太低；上海、湖北等有关单位认为这个数字可以。过去一些蔬菜冷库不考虑如何提高体积利用和堆装密度，空间浪费较大。

我们于 1983 年 11 月又到河南、武汉几个鲜蛋、水果冷库作了调查。木箱装鲜蛋堆装密度，四座冷库分别为 $304\text{kg}/\text{m}^3$ 、 $233\text{kg}/\text{m}^3$ 、 $266\text{kg}/\text{m}^3$ 和

233kg/m³，平均为 259kg/m³。三座冷库的篓装水果的堆装密度分别为 195kg/m³、235kg/m³ 和 242kg/m³，平均为 224kg/m³。以上调查的有关数字见表 1、表 5 和表 6。

表 5 北京蔬菜公司提供的不同品种蔬菜的堆装密度表 (kg/m³)

蔬菜名称	包装形式	堆装密度
甘兰 (元白菜)	堆 垛	300
大白菜	木箱装	150 ~ 170
葱 头	木箱装	260
葱 头	篓 装	340
土 豆	木箱装	300 ~ 350
柿子椒	篓 装	170
蒜薹 (蒜苗)	散 装	200
大 蒜	篓 装	260
鲜 姜	篓 装	260

表 6 四种室外计算温度值比较表

地名	夏季室外计算温度 (°C)					
	t _{wq}	t _{wj}	t _w	t _{wp}		
北京	34.1	31	32.8	29		
上海	34.2	31	34	30		
哈尔滨	31	29	30.3	25		
沈阳	32.8	29	31.3	27		
乌鲁木齐	32.1	31	33.6	30		
西安	35.2	32	35.6	31		
兰州	32.6	27	30.6	26		
武汉	34.4	33	35.2	32		

地名	夏季室外计算温度 (°C)						
	t _{wq}	t _{wj}	t _w	t _{wp}			
成都	32.1	30	31.6	28			
贵阳	32.2	28	29.9	26			
昆明	25.2	23	26.8	22			
南宁	33.6	31	34.5	30			
广州	33.6	31	33.6	30			
西宁	25.2	22	25.4	20			
拉萨	24.0	20	22.7	18			
郑州	35.2	33	36.3	31			

注：1 t_{wq}摘自《冷藏库制冷工艺设计手册》(1968年版)；t_{wj}摘自《空气调节与制冷设计手册》；t_w、t_{wp}摘自《暖通规范》(TJ 19—75)。

2 由于所引气候统计资料年代不同，用以比较不够精确。

3.0.6 过去国内冷库设计用的气象参数，没有统一规定。这次确定均采用现行国家标准《采暖通风与空气调节设计规范》GBJ 19（以下简称《暖通规范》）中室外气象参数。

1 库房外围护结构的传热计算（包括热阻、热流量）。本规范规定其室外温度采用夏季空气调节日平均温度 t_{wp}。对于采用 t_{wp} 值的理由，原商业部设计院 1974 年 23 期《技术资料》和 1978 年冷藏 01 号内部参考资料曾有两篇文章加以论述，目前各设计单位在这个参数上仍未能统一。

过去库房外围护结构传热计算采用的室外计算温度曾有以下几种：

1) 按照卡普林公式求室外计算温度 t_{wq}：

$$t_{wq} = 0.4t_{tp} + 0.6t_{w,max} \quad (1)$$

式中 t_{tp}——历年最热月平均温度 (°C)；

t_{w,max}——历年极端最高温度 (°C)。

2) 选用历年中每年最热一昼夜平均温度的平均值 t_{wj}。《空气调节与制冷设计手册》(原四机部十院等编)与《空气调节》(清华大学编)都主张用近 5~10 年的 t_{wj} 作围护结构夏季室外计算温度。

3) 按《暖通规范》中“夏季空气调节室外计算干球温度” t_w 值,即历年平均每年不保证50h的干球温度。

4) 按《暖通规范》中“夏季空气调节日平均温度” t_{wp} 值即历年平均每年不保证5d的日平均温度。

我国部分城市按上面四种方法取得的室外计算温度值,见表6。

从表6中可看出同一地点采用不同方法有一定差别:

$$t_{wq} - t_{wp} = 2 - 6.6^{\circ}\text{C}$$

$$t_{wj} - t_{wp} = 1 \sim 2^{\circ}\text{C} \quad \text{哈尔滨有 } 4^{\circ}\text{C}$$

$$t_w - t_{wp} = 3.2 \sim 5.4^{\circ}\text{C}$$

有些城市 t_{wq} 与 t_w 值很接近。

我们为什么选用 t_{wp} 值作室外计算温度,有以下几点原因:

1) t_{wq} 和 t_{wj} 不能确切表明它不保证的温度的天数。

t_{wq} 与 t_w 值比较接近, t_{wj} 与 t_{wp} 值也比较接近, t_w 与 t_{wp} 又均可从《暖通规范》直接查出,故可从 t_w 和 t_{wp} 中经过比较选用一种温度。 t_w 平均每年不保证50h,10年累计数为500h,对于 t_w 来说不保证几率为 $\frac{50}{24 \times (365 \times 10 + 2)}$
 $= 0.0057$ 即0.57%,其保证几率为99.43%。

而 t_{wp} 的不保证几率为 $\frac{50}{365 \times 10 + 2} = 0.0137$ 即1.37%,保证几率为98.63%。

虽然 t_w 的不保证条件是按照某一定限温度的累计小时计,其标准比 t_{wp} 更为精确。但在选用 t_w 或 t_{wp} 时,首先要考虑到贮藏温度允许波动的范围、不同结构的热工特点、当室外温度出现高于 t_{wp} 值时对室内温度波动的影响程度以及费用等情况。

冷库主要贮藏肉、鱼、蛋、果、蔬等,除了少数果蔬贮藏温度允许波动的范围希望控制在 $0.5 \sim 1^{\circ}\text{C}$ 外,其他食品贮藏温度允许波动的范围约在 $1 \sim 2^{\circ}\text{C}$ 内。

我国目前建设的冷库,外围护结构有它自己的特点,大多数为热惰性指标 $D > 6$ 的重型结构,其衰减度 v_0 很大,延迟时间 ξ_0 很长,可以从表7几种围护结构做法的 D 、 v_0 、 ξ_0 比较表看出。

表7 几种围护结构的 D 、 v_0 、 ξ_0 比较

部位及做法	热惰性指标 D	总衰减度 v_0	延迟时间 ξ_0 (h)
外墙 240mm 厚砖墙 200mm 厚软木	7.669	685.00	20.30
外墙 240mm 厚砖墙 600mm 厚稻壳	9.964	339.30	26.50
外墙 240mm 厚砖墙 200mm 厚聚苯乙烯泡沫塑料	4.750	353.00	12.40
外墙 150mm 厚钢筋混凝土 200mm 厚聚苯乙烯泡沫塑料	3.350	135.00	8.60
外墙 160mm 厚聚氨酯泡沫塑料板墙	1.777	37.53	4.40
屋顶 150mm 厚无梁楼盖上铺 900mm 厚稻壳	10.240	4325.00	27.20
屋顶 150mm 厚无梁楼盖上铺 250mm 厚软木	7.573	561.00	20.05

常见的重型结构一般采用稻壳或软木作隔热层的外墙或屋顶，其 D 值都大于 7，有的超过 10，衰减度都在数百倍至数千倍。较热的武汉地区室外空气温度振幅（日最高温度和日平均温度之差）经围护结构衰减后，传至内表面就很小了，约在 0.2°C 以下，采用 t_w 比 t_{wp} 增加的温度对内表面温度影响就更小了。我们常见的外围护结构作法，其延迟时间也在 19h 以上，有的超过一个温度波动周期（24h），达 26.5h，说明白天围护结构吸收的一部分热量会随着夜晚室外温度的降低而反传到室外。中型结构（ $6 > D > 4$ ）其衰减度也很大，延迟时间也在 10h 以上。从以上情况看，采用重型结构或中型结构时，采用 t_{wp} 对库内温度波动影响很小，能满足食品的贮藏要求。至于轻型结构（ $4 > D > 1.5$ ）因其造价很高、蓄热系数小，总衰减度较小，延迟时间只有 3~4h，停机后库内温升很快，消耗能源大，目前我国建库中所占比例还不小。但这种型式的库，建筑构件可以工厂生产，具有施工快、投产快等优点，今后将会有较大发展。这类冷库室外计算温度仍采用 t_{wp} 值，但室内外温差所乘的修正系数 a 值，是按不稳定传热计算得来的。

2) 采用 t_{wp} 可适当减少投资, 以一个 900t 冷库为例, 采用软木隔热设计, 允许屋顶或外墙每平方米进入的热流量均为 12.8W, 采用 $t_w = 33.8^\circ\text{C}$ 比采用 $t_{wp} = 29^\circ\text{C}$ 时, 软木需增厚 30mm, 即每平方米增加投资 12 元, 全库屋顶和外墙增加投资 17000 元。

2 校核库房外护结构高温侧是否会结露以及根据两侧空气水蒸气分压力计算隔汽层时需用的室外相对湿度。因《暖通规范》没有与 t_{wp} 相对应的相对湿度。故我们选用“最热月月平均相对湿度”比较可靠。

3 冷间通风换气一般在早晚进行, 采用“夏季通风”温度偏高, 但目前缺乏需要的统计资料, 故采用“夏季通风”温度。计算开门热量时, 室外温度也采用“夏季通风”温度。其相对湿度采用夏季通风室外计算相对湿度。

3.0.7 本规范附录 A 表 A “冷间设计温度和相对湿度”中的数据系经过大量调查、分析后得出的, 并吸收了 1982 年 8 月中国制冷学会在沈阳召开的冷藏鲜菜技术交流会的意见。对某些食品的贮藏温度范围定得较大, 主要原因是贮藏温度和冷库性质、冷库大小、食品品种、产地、成熟度、贮藏时间长短等有关, 某些食品贮藏温度不宜定死。

4 建筑

将原“库址选择及库区布置”名称改为“库址选择”和“总平面”两部分, 相应内容根据现行国家标准《肉类加工厂卫生规范》GB 12694 中的有关内容作了统一协调和增加, 对厂区路面、排水和绿化等均提出了要求。

4.1 库址选择

4.1.1 冷库是贮藏冷冻食品的仓库, 故库址的选择除应满足一般工程选址的条件外, 必须考虑避开对食品有污染的特殊要求, 若是附属于肉类联合加工厂或水产加工厂的冷库还必须综合考虑其建厂条件。因为肉类、水产加工厂的原料区、加工车间、污水废弃物处理场等都有异味, 一般不宜建于市区中心地带。单一冷库可根据供销方便选址于市区内适当地点。

4.2 总平面

4.2.1 根据多年来建设冷库的经验, 本条规定了冷库厂区总平面设计

中应注意的问题。这些问题对冷库建设的投资，投产后生产管理等都有很大影响。同时也提出了设计应贯彻近远朋结合，以近期为主，适当考虑扩建的可能性。

4.2.2 库房与有关建（构）筑物的卫生防护最小距离，本次修订原规范条文是依据原商业部设计院和原水产总局水产科学研究院调查材料所提供的，拟沿用。但审查会认为难以执行，故改为“应符合当地环保部门有关规定”。

4.3 库房的要求

4.3.1 过去有的设计，只考虑货物包装尺寸、堆码方式，而柱网尺寸或层高则不符合建筑模数；有的设计又不考虑货物包装尺寸和堆码的实际情况，因而浪费了空间。

库房的平面设计和竖向布置，应对不同温度的冷间进行合理安排，如将温度相同或温度接近的冷间布置在同一层或相邻几层中，这样可以收到库温稳定、节省隔热费用、延长使用寿命等良好效果。反之，就会造成很多不易补救的缺陷，例如：有的冷库冻结物冷藏间与冷却间或冷却物冷藏间混杂布置在同一层，使用几年后，泡沫混凝土隔墙已酥成粉状，并造成顶棚和穿堂滴水，不能存放食品。后来大维修时按温度分区布置，情况就有所改善。又如某定型设计的多层冷库平面布置中将冷却间、冻结间、冷藏间放在一起，进热货、出冷货共用一个穿堂，结果造成围护结构很快损坏。该库在大维修时，将冷却间和冻结间挪出另建，原有库房全部改为冻结物冷藏间，状况就完全改变，效果很好。

4.3.2 本规范表 4.3.2 中库房的耐火等级、层数和面积是总结我国 30 年建库经验得出的。从 50 年代建的库看，单层库房占地面积有的达 7600m^2 ，多层库房占地面积有的大于 5500m^2 ，单层冷库防火墙隔间占地面积最大达 5760m^2 。从调查的 380000t 多层冷库看，防火墙隔间占地面积大于 2000m^2 的占 50.7%，大于 2500m^2 的占 22.7%。我国冷库多为一、二级耐火建筑，只有少数较小的冷库系用承重木屋架、木吊顶的三级耐火建筑。本次修订经与公安部消防局会商，对一、二级单层冷库最大允许占地面积作了适当增加，即“冷间建筑”由 6000m^2 增至 7000m^2 ；“防火分区”由 3000m^2 增至 3500m^2 。

4.3.3 冷藏间的分间对于贮存食品的质量及经营管理都有很大的影响。

贮存期较长的食品要定期给以翻仓，如冷藏间太大，则有些食品压在里面往往得不到及时翻仓，也易造成食品先进后出，甚至长期出不了库，影响食品质量。反之冷藏间小了，虽然翻仓工作容易，但隔墙增加，冷藏间的利用系数也降低。果品、蔬菜的冷藏间由于品种繁多、要求各异，宜根据具体情况考虑分间，每间面积不宜过大，大小房间搭配布置。这样，有利于管理和进行科学试验。一些地方反映鲜蛋冷藏间一般以每间 300t 为宜，蔬菜冷藏间南方一般以每间存放 100 ~ 150t 为宜，北方每间净面积多在 200 ~ 400m²。冷藏间的大小还关系到库温的稳定，房间大的比小的库温要稳定。如大连外贸单层库，每间库容 1100t，开门 2h 库温升高不到 1℃，而每间 200t 的冷藏间，开门 2h 库温升高为 1 ~ 2℃。

这次修订本规范条文沿用了原规范的内容，但根据审查会意见，认为在社会主义市场经济条件下，不宜限制过死，要求删去。为了借鉴多年来冷库建设和使用管理的经验，仍保留了原规范条文说明。

4.3.4 50 年代和 60 年代初建成的冷库，大都采用温度在 0℃ 或以下不设空气冷却器的内穿堂，用以联系各冷却间，冻结间、冷藏间等。由于冷热货共同使用该穿堂，致使穿堂内冷热空气互相交混，产生大量雾气和凝结水。当穿堂门关闭后，温度下降，墙面、顶板、地面出现结霜、结冰现象，严重时则影响工人操作。穿堂处在反复冻融循环下，围护结构遭到破坏。另外此种内穿堂占用造价较高的冷间面积，从而增加投资。60 年代后期开始通过总结及改进，平面布置有了较大的突破，出现目前常用的常温穿堂。冷加工间与冷藏间也分开布置，采用了空气幕，使冷藏间内外冷热空气交换减少到一定程度。冷藏间的出口不必像以前那样要通过较大的缓冲地带，而是直接通向常温穿堂或站台。采用常温穿堂后，造价较高的冷间面积得到充分利用，发挥了投资效果，缩短了运距，避免了以往穿堂滴水、结霜、结冰等现象，减少了穿堂冻融循环，延长了冷库使用寿命，同时也改善了冷库工人操作条件。

4.3.5 本条除原规范条文对站台宽度等作了规定外，修订时根据近几年各地使用的需要和国外经验，增加了有关封闭站台等的规定。

公路站台的宽度和长度主要是根据吞吐货运量的多少来确定。站台宽度要考虑机械搬运的运行方便，如有一台铲车发生故障停在站台上时，仍能保证来往铲车畅通。

公路站台的长度则要考虑货运量吞吐高峰时（如节日）汽车等停车数量，还要同回车场地结合起来研究确定。故本规范未规定公路站台长度。

公路站台的高度主要是考虑搬运装卸的方便，过高过低都不方便。过去有的站台过高，致使冷藏车门不能开启。因此，站台高度要结合车辆有关尺寸确定，高度一般在 0.9~1.4m。

4.3.6 铁路站台的长度一般应按 12 节车厢的 B17 型机械保温列车的长度 220m 来考虑，至于 B16 型的机械保温列车因它太长，过去一般是解体后装卸的，现在铁道部已将它改型。新 B16 型车的保温车厢改为 10 节。在用地紧张的情况下，铁路站台按采用停靠半列 B17 型机械保温列车（5 节保温车加两节机械和值班车）的长度计，有 128m 长的站台，即可满足要求。

表 8 几种常用机械保温列车长度、吨位

列车型号	保温车厢数 (个)	冷冻机车、发电机车 及乘务员用车厢数 (个)	列车公称冷 藏吨位 (t)	列车长度 (不包 括机车)(m)
B16 (新)	10	3	300	209.54
B17	10	2	400	218.18
B18	9	1	315	179.32
B20	8	1	320	217.32
B21	4	1	160	107.69

当站台高度高出轨顶不大于 1.1m 时，直线段的站台边缘距相邻铁路中心水平距离为 1.75m。

站台柱子距站台边缘不宜小于 2m，主要考虑当车厢门与站台柱相对时仍可装卸，另外也考虑到柱子外侧可以安全地通过一辆电瓶车。

4.3.7 选择电梯的轿厢尺寸，应考虑食品装载运输工具（手推车或电瓶车）的尺寸和其装载总质量，以充分利用电梯的起重能力。过去有的设计选用 3t 电梯，但因手推车占地大、载重小，轿厢装不满 3t（车和货），不能充分利用 3t 起重能力。天津、上海、重庆、西安、广州、沈阳等电梯厂的

2t 或 3t 型电梯，都有几种轿厢尺寸，应选用大一些的。

4.3.8 电梯每小时运输食品能力 G_t ，的计算为：

$$G_t = 0.7T \times 10 \quad (2)$$

式中 G_t ——电梯每小时运输食品的能力 (t)；

0.7——装载系数，即电梯装载吨位减去运输食品工具后能装载净食品质量的比例；

T——装载吨位；

10——电梯每小时升降运货次数，系根据我国六层左右冷库调查而定的。

电梯装载吨位 3t，每小时运输食品能力计算为 21t，规范定为 20t；电梯装载吨位 2t，每小时运输食品能力计算为 14t，规范定为 13t。

本规范只对如何确定电梯数量作了一些原则规定，没有具体规定台数。

港口中转性冷库，主要从国内铁路进货暂存后中转出口或水路运至国内沿海城市。它的进出库数量需看港口停泊能力、船舶装卸允许时间等来确定。这类冷库电梯设置主要考虑铁路进货和向码头运货两个方面的要求，至于公路进出货一般都与向码头运输货物共用电梯，不再另设。靠内河码头的冷库，接受冷藏船运进已冷加工的货物，因大多是数百吨小型冷藏船；船只也属本系统，故电梯台数可与铁路进出货时同样考虑。

如已为铁路等进出货设置了电梯，一般不再为本库冷加工后的货物入库或公路进出货再增设电梯，可利用已有的电梯，以节约投资。对本厂冷加工量大或公路进出货经常繁忙的，则可按实际需要增设电梯，但要严格控制数量。近年来，一些冷库集中设置电梯，同时供作铁路、码头、公路等进出货用，效果较好。

4.3.9 楼梯的设置是根据国内建库的经验并与公安消防部门商订而制定的。修订时，对文字表达的确切性作了修改。

4.3.10 冷库一般不应将温度高、湿度大的房间与冻结物冷藏间紧靠连通。这样，可以防止大量热湿空气与冷湿空气经常交流，避免围护结构表面结露、结冰，经常冻融，遭受破坏。

4.3.11 表 9 为我们分析的几个冷库冷藏间设门数量情况，从中可看出冷藏间净面积 1000m^2 以内的只需开一个门，大于 1000m^2 的则宜开 2~4 个门。从便于进出货和发生火灾时抢救物资看，面积大于 1000m^2 应开两个以

上门，面积 1000m^2 以下允许只开一个门。这样可节约走道面积，增加库容量。

表9 冷库冷藏间设门数量

冷库名称	冷藏间每间净面积 (m^2)	开门数 (个)
营口 2300t 装配式冷库	404	1
北京石化冷库	693	1
桂林 5000t 冷库	547	1
北京蔬菜冷库 (定型图)	384	1
成都 9000t 冷库	882	1
衡阳 6500t 冷库	569	1
柳州万吨冷库	912	1
武汉万吨冷库	1186	2
天津食品二厂万吨冷库	2086	2
济南万吨冷库	691	1
	1190	2
天津食品二厂 20000t 冷库	1114	2
	2230	4

4.3.12、4.3.13 该 2 条将原规范第 4.2.13 条内容分述，并对冷库卫生间的设置作了具体规定，主要是从使用方便和卫生管理两方面考虑。

4.4 库房的隔热

4.4.1 地面、楼面使用的隔热材料要有一定的抗压强度，我们测了几种电瓶叉车的空车和载重后的前、后轮承受质量情况（详见表 10），并作了简单分析，以求得满载时隔热层承受压力（见图 1）。从表 10 可看出，空车时前轮承受质量占总质量的 $40\% \sim 50\%$ ，而当满载货物时，两个前轮要承受全部质量的 89% 。根据测定并考虑到隔热层上一般有不小于 100mm 厚的保护层和面层，因此，我们提出了地面、楼面用的隔热材料抗压强度不小于 0.25MPa 。

根据消防部门意见并从发展考虑，我们规定了宜选择难燃或非燃材料。

第9章 冷库工程实例

表 10 几种电瓶叉车技术数据

序号		1	2	3	4	
电瓶叉车型号、产地		QDC-1 常州	QDC-1 常州	上海(机器同前)	沈阳	
自身质量(kg)		2386	2400	2515	2860	
提升质量(kg)		1000	1000	1000	1500	
胎型		硬胶	硬胶	充气	充气	
实测提升质量(kg)		1073	696	696	1073	
前 轮	直径(mm)		430	430	520	550
	轮宽(mm)		150	150	150	130
	实称质量(kg)	空车	1095	1190	1043	1190
		载货	3140	2488	2289	超过地磅 秤重能力
	接触地面长度		50	50	170	150
后 轮	直径(mm)		290	290	450	440
	轮宽(mm)		125	125	130	110
	实称质量(kg)	空车	1400	1214	1468	1770
		载货	379	596	901	-
接触地面长度		50	50	90	130	
前轮距(mm)		760	760	870	860	
后轮距(mm)		670	670	790	800	
前后轴距(mm)		1100	1100	1200	1280	
车宽(mm)		910	910	1000	950	
车长(mm)		1700	1700	1800	1800	
铲长(mm)		1250	1250	1120	-	
外侧转弯半径(mm)		1650	1650	1700	1850	
功率(kW)		4	4	4	-	
电压(V)		30	30	30	-	
每个前轮接触地面面积(cm ²)		75	75	255	195	
每个前轮下隔热层表面		(25×35)	(25×35)	(37×35)	(35×33)	

序号		1	2	3	4
受力面积 $a \times b$ (cm^2)		875	875	1295	1155
每个前轮承受质量占总质量的比例 (%)	空车	$44 \div 2$ = 22	$50 \div 2$ = 25	$41 \div 2$ = 20.5	$40 \div 2$ = 20
	重车	$89 \div 2$ = 44.5	$81 \div 2$ = 40.5	$72 \div 2$ = 36	$(89 \div 2)$ = 44.5
满载时隔热层承受压力 (kN/m^2)		176.52	156.91	98.07	(166.71)

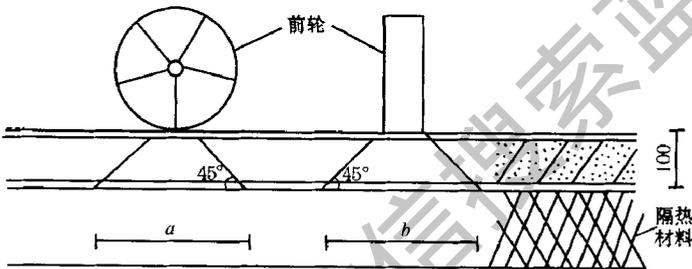


图 1 叉车前轮轮压分布示意

4.4.3、4.4.4 冷库常用的建筑材料的热物理系数，我国过去仅作过分散零星的测定，一般均沿用国外数据。本规范编制中委托建筑科学研究院建筑物理研究所对一批建筑材料的热物理性能进行了测定。我们把这批测定数据又与我国过去测定的资料和国外有关资料作了对比研究。除少量的数据由于我们测定手段等尚存在困难外，大多数的数据我们认为均可以作为本规范用的标准。考虑各地建材标准尚未统一，因此我们将它编入本说明，供设计单位参考，而在规范中只编入“隔热材料热导率的修正系数 b 值”（见本规范表 4.4.4）。现对“冷库常用建筑材料热物理系数”（见表 11）“冷库常用防潮、隔汽材料的热物理系数”（见表 12）和本规范表 4.4.4 统一作几点说明：

1 本次测定的矿渣制品、聚苯乙烯泡沫塑料和岩棉制品分别采用太原矿棉厂、北京泡沫塑料厂和北京新型建筑材料厂等我国主要建筑材料厂的产品。其中一部分按比例配制加工的材料系由本规范编制小组和有关厂配合制作的。

2 表 11 中一部分常用建筑材料的热物理性能，国内外多年来均有较多的测定，数据基本相近，因此本次未再测定。如砖砌体、混凝土、钢筋混凝土、岩石、土壤、混合砂浆、白灰砂浆、建筑钢、铝等的热物理系数采用建研院物理所编《建筑材料热物理性能》中的数据。这些材料的蒸汽渗透系数参考原苏联《房屋围护部分的建筑热工学》（福庚著，1964 年版）和原苏联《冷冻设施设计》（1978 年版）的有关数据。矿渣混凝土、干砂填料、胶合板、纤维板、刨花板、油毛毡和沥青的蒸汽渗透系数也参考上述原苏联资料中数据。岩棉板蒸汽渗透系数系建研院物理所为新型建筑材料厂测定数据。聚乙烯塑料薄膜的蒸汽渗透系数参考原苏联《冷藏库设计》（1972 年版）中数据。膨胀珍珠岩为本次测定值。

3 表 11 中“设计采用热导率”一栏的数据是考虑到隔热材料用于冷库中，长期受潮湿环境及水蒸气渗透的影响，含湿量将会加大，在低于 0°C 环境中，其热导率将会有所提高，为了保证若干年内，冷库能正常使用，热导率作了修正，以便设计使用。此设计采用热导率比测定的热导率增加的比值称作修正系数 b 值。

1) 稻壳：这次测定的热导率为 $\lambda = 0.058 \sim 0.070\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$ 。原建工部北京工业院编《建筑设计资料集》第 1 册中热工部分建筑材料热工指标表内稻壳的热导率为 $0.21\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$ 荳糠的热导率为 $0.084\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$ ，过去我们测定稻壳的热导率在 $0.070 \sim 0.093\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$ 之间，设计采用 $\lambda = 0.093 \times 1.7$ 即 $0.158\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$ 。

根据 240mm 厚砖墙内贴二毡三油，里面为 650mm 厚稻壳的这种构造，以上海为例每平方米墙面夏季和冬季自室外进入稻壳的月平均水分为 $0.165\text{kg}/\text{m}^2$ ，10 年进入水量为 $19.8\text{kg}/\text{m}^2$ ，稻壳密度为 $120\text{kg}/\text{m}^3$ ，开始装入墙体时，自然含湿的质量湿度为 11%，加在一起 10 年后换算成体积湿度为 4.33%。这样，如果测定值按 $\lambda = 0.07\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$ 计，在低于 0°C 环境中，其热导率也不大于 $0.12\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$ ，目前我国许多冷库在阁楼和外墙内大量采用稻壳隔热，由于投资和材料所限，在阁楼内隔热层水蒸气分压力高的一侧很难做到可靠的密闭式隔汽层，因此在顶棚和外墙、特别是顶部常会出现一定厚度的冰霜层，使稻壳的热导率大为增高（冰的热导率为 $2.79\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$ ）。另外，稻壳价格便宜，考虑到墙内稻壳的填充及更换等需要一定宽度。故我们仍沿用 $\lambda = 0.15\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$ 这个值。

插入卧表 11

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

插入卧表 11 (续)

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

插入卧表 12

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

2) 炉渣测定时质量湿度为0%，考虑其体积湿度5%比0%时的增加值，故设计采用的热导率按测定值乘以1.6。如测定时为自然含湿情况，则可按测定值乘以1.4取值。

膨胀珍珠岩（散料）的设计，采用热导率同样的是按测定值乘以1.7的系数。

3) 软木是用沥青粘结，沥青珍珠岩、乳化沥青珍珠岩（烘干的）吸水性小，它们的热导率均乘以1.2修正系数。

4) 计算泡沫混凝土（烘干）10年后体积含湿量将达4.6%，按参考资料，泡沫混凝土在0℃以下，体积湿度5%比0%时热导率将提高一倍。考虑到现在已改用沥青铺砌，故乘以1.3修正系数。烘干的水玻璃膨胀珍珠岩、水泥膨胀珍珠岩和加气混凝土用沥青铺砌，其热导率修正值也均采用1.3。

5) 塑料类隔热材料，其表面有一层很好的防水薄膜，又均用无水材料粘结，故热导率乘以1.3修正系数。聚氨酯泡沫塑料，这次测定的热导率很小，过去测定值较大，考虑各地产品质量不一，一些厂质量也不稳定，故乘以1.4修正系数。其设计采用值与国外标准相近。

4.4.5 本规范附录B为冷库围护结构总热阻 R_0 的确定方法。过去冷库传热计算过于繁琐，为了简化计算，便于设计人员应用，本规范除了将一些数据表格化外，对库房外围护结构不同部位的室内外温差值，提出了一个修正系数。（见本规范附录B表D.0.1-1），以 t_{wp} 与室内设计温度的温差值为基数乘以不同 α 值即为计算不同部位传热时的内外温差值。然后即可根据这个温差值查表（见本规范附录B表B.0.1-1）求出不同部位需要的热阻。

1 关于确定 α 值的几点说明：

1) 为了取得合理的 α 值，除作了一些必要的温度测定外，我们对不同部位、不同的做法均作了热工计算。在稳定传热中，室外温度采用综合温度 t_{zp} 即 $t_{wp} + t_{dp}$ （ t_{dp} 为太阳辐射的当量温度）。在不稳定传热中考虑了围护结构的衰减度、内表面的传热系数和综合温度昼夜波动振幅的影响。

2) 在计算热惰性指标 $D > 6$ 的重型结构时，因其衰减度 v_0 很大，延迟时间 ξ_0 很长，我们按稳定传热计算，对于 $6 > D > 4$ 的中型结构，现在采用较少。其衰减度也较大，比一般内外抹面的240mm砖墙衰减度大10~30倍，所以我们也与重型结构同样计算。

对于 $D \leq 4$ 的轻型结构，本应规定按不稳定传热计算，但这种计算较繁琐，因此本规范除规定其外墙和屋顶的外侧宜加通风空气间层，不使阳光直接照射到隔热板上，以降低隔热板外表面温度外，编制本规范时按不稳定传热计算以后，它比 $(t_{wp} - t_n)$ 增加的热量折算成 a 值，设计人员计算时，仍可按稳定传热计算。

3) 外墙太阳总辐射强度昼夜平均值 J_p 采用《暖通规范》中八个不同纬度城市各朝向的 J_p 平均值。

4) 我们所以定 a 为内外温差修正系数，而不定为室外温度修正系数，主要原因是定 a 值时考虑了许多影响内外传热的因素，不仅是对室外气温的修正。比如风速、围护结构外侧相邻有房间还是露天、是不通风阁楼还是通风阁楼、地面是直接铺于土壤上还是架空，以及围护结构的热惰性指标等的影响。

5) $D > 4$ 的外墙，未注明相邻有房间的指外墙外侧无遮阳设施，其 a 值考虑了外侧石灰粉刷和水泥本色两种吸收系数，也考虑了室外温度与冻结间、冻结物冷藏间 ($-18 \sim -23^\circ\text{C}$) 及冷却间、冷却物冷藏间 (0°C) 的不同温差情况。冻结物冷藏间、冻结间的外墙，由于太阳辐射热的平均强度照射所引起的靠近围护结构外部空气温度值的升高值 Δt_s 为 $(t_{wp} - t_n)$ 值的 $5.4\% \sim 6.3\%$ 。冷却间、冷却物冷藏间的外墙 Δt_s 值为 $(t_{wp} - t_n)$ 值的 $8.8\% \sim 12\%$ ，其 a 值分别定为 1.05 和 1.1。外墙外侧不是常温房间，而是站台时，其罩棚虽然遮挡了一部分墙面，但太阳的热量仍会从外地坪辐射到外墙上，此外墙 a 值我们也用 1.05 和 1.1。因此，对外墙 a 值只分两种：一种是外面相邻常温房间的，另一种只是外墙，不写外侧有无遮阳设施。

6) 外墙 $D > 4$ 相邻有常温房间时的 a 值。根据《暖通规范》规定邻室散热量很少时， $\Delta t_{is} = -2 \sim +2^\circ\text{C}$ 。我们按 $\Delta t_{is} = 0^\circ\text{C}$ 计算。因此冻结间、冻结物冷藏间和冷却间、冷却物冷藏间的外墙外侧相邻有常温房间时， a 值均为 1。

7) 外墙外侧无遮阳设施 $D \leq 4$ 的轻型结构外墙的 a 值。冻结物冷藏间室内考虑送风冷却装置，内表面的传热系数 $\alpha_n = 12\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 时，根据计算，由于太阳辐射的当量温度和不稳定传热造成的热量分别比由于 t_{wp} 造成的热量增加比例：外墙为 0.08 和 0.45，屋顶为 0.17 和 0.70。本来 a 值应分别取 1.53 和 1.87，但考虑到已规定应在轻型围护结构的外侧加设通风空气

层, a 值可适当减小, 故将 a 值乘以 0.85 修正值, 即外墙 $a = 1.3$, 屋顶 $a = 1.6$ 。

因为这种结构蓄热系数小, 停机后室温回升快, 而我国一些地方电力尚不能保证 24h 不停电, 对于贮藏温度波动要求很小的 0°C 冷藏水果库等, 这种结构有它不利的因素, 如采用时, 其 d 值应适当加大。

8) 冷间顶棚的 a 值。冷间上为通风阁楼时, 广东省食品公司冷冻厂 1980 年 8 月测得的阁楼内气温比同时室外气温高 7.2°C , 比 t_{wp} 高 6.2°C 。冷间上为不通风阁楼时, 1980 年广东测得的阁楼内气温可比室外气温高 10°C (一般都小于此值)。《空气调节与制冷设计手册》中对通风顶棚和不通风顶棚内气温分别为 $t_{wp} + 7 \sim + 9^{\circ}\text{C}$ 及 $t_{wp} + 9^{\circ}\text{C}$ 。因此冷间顶棚上为通风阁楼时: 冻结间和冻结物冷藏间 $a = 1.15$, 冷却间和冷却物冷藏间 $a = 1.20$; 冷间顶棚上为不通风阁楼时: 冻结间和冻结物冷藏间 $a = 1.20$, 冷却间和冷却物冷藏间 $a = 1.30$ 。

无阁楼屋顶 (上有大阶砖等架空通风层) 的 a 值与不通风阁楼取值相同。

9) 冷间的隔热地面下有加热的通风管、油管或电热网时的 a 值。加热层平均温度考虑 5°C , $(5^{\circ}\text{C} - t_n)$ 与 $(t_{wp} - t_n)$ 的比值为 $0.48 \sim 0.66$, a 值选用 0.6。

10) 库房架空地面的 a 值。《暖通规范》规定不采暖地下室楼板 (在外地坪上超过 1m) 外墙上窗, 其 a 值为 0.7。我们了解的资料: 广东 1980 年 9 月测定的架空层下气温为 21°C , 比室外温度低 7°C ; 而天津东沽冷冻厂反映架空层下气温只有 $4 \sim 8^{\circ}\text{C}$, 可用来贮存海带。架空层下气温与架空层平面尺寸、高度, 及其上楼面的隔热做法以及所在地理位置都有关系, 在进一步取得科研数据之前, 拟用《暖通规范》的规定值, $a = 0.7$ 。

11) 冷却间、冷却物冷藏间的地面直接铺设于土壤上, 隔热层下部无通风管道或电器、油管等加热装置时的 a 值。根据本规范附录 B 表 B.0.4 规定其兄值为 $1.72\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{W}$, 在这种情况下的 a 值和地面隔热层下温度值有关。我们按以下方法求得:

用《手册》中直接铺设在土壤上的隔热地面传热计算公式:

$$q_d = (t_w - t_n) \sum K_{df} F_m \quad (3)$$

假定其与一般平壁传热计算公式 $q_d = KF (t_{wp}' - t_n)$ 的传热是等效的。

式中 t'_{wp} 为地面隔热层下计算温度。于是令上述二式相等，即可解出 t'_{wp} 值，然后再以此值计算 a 值。经过这样换算，实质是把《手册》计算公式以本规范中 $q_d = KFa(t_{wp} - t_n)$ 的形式表示出来，其准确程度与《手册》公式是等同的。根据这个方法导出的地面隔热层下表面计算温度和计算温差修正系数的公式为：

$$t'_{wp} = \frac{(t_{wp} - t_n) \sum K_{df} m}{K} + t_n \quad (4)$$

$$a = \frac{\sum K_{df} m}{K} \quad (5)$$

由上面公式可看出地面隔热层下表面的计算温度与室内外计算温度，地面面积（ $\sum K_{df}$ 与地坪面积大小有关）和隔热结构的 K 值有关。但 a 值仅与地面面积和 K 值有关，与室内外计算温度无关。因此 a 值不受地区性限制。

经计算地面面积 $\leq 100\text{m}^2$ ， $a = 0.172$ ；

$< 800\text{m}^2$ ， $a = 0.114$ ；

$\geq 800\text{m}^2$ ， $a = 0.084$ 。

我们一律采用 $a = 0.2$ 值。按北京地区 $t_{wp} = 29^\circ\text{C}$ 室内 0°C 时隔热层下温度等于 5.8°C 。

2 关于围护结构总热阻的取值。总热阻 R_0 取决于围护结构每平方米面积每小时允许进入库内的热量（ $K\Delta t$ 值），此值应根据隔热材料的贵贱，经常生产费用的大小等比较后确定。过去国外一般用 $K\Delta t = 11.63\text{W}/\text{m}^2$ 左右，近年为了节约能源，此值日趋改小。有的还小于 $8.14\text{W}/\text{m}^2$ （轻型结构除外）。过去我国设计中用廉价稻壳时按 $K\Delta t = 10.47\text{W}/\text{m}^2$ ，用聚苯乙烯泡沫塑料也近似此值，用软木或聚氨酯泡沫塑料时，一般用到 $K\Delta t = 12.79\text{W}/\text{m}^2$ 。对外围护结构中外墙、屋顶，我们增加了 $K\Delta t = 8.14 \sim 9.30\text{W}/\text{m}^2$ 的 K 值和 R_0 值，供设计采用廉价材料时选用。但是 Δt 相同时， $K\Delta t$ 值越小，造价愈高，围护结构愈厚，占地面积愈多。例如用稻壳作隔热材料时，内外温差 $\Delta t = 50^\circ\text{C}$ ，外墙用 $K\Delta t = 8.14\text{W}/\text{m}^2$ 比 $K\Delta t = 10.47\text{W}/\text{m}^2$ 的厚度增加 200mm ，每米长外墙要多占 0.2m^2 面积。

本规范确定 K 值和 R_0 值时，作了以下比较：

1) 同国外和国内过去采用的标准比较：冷库围护结构热阻指标，国外作为国家标准颁布的很少，大多是各企业自己制订的。有些国家近年的国家

规范我们买不到，只能从该国其他有关规定、论文、设计的引用中了解其指标。从下面的比较表（见表 13、14、15、16、17、18）看，本规范规定值和国外数字或国内过去采用数字比较接近。我们用稻壳作隔热材料的， R_0 稍大一点。 0°C 房间地面过去多数库不作隔热层，耗冷增加，靠近地表的货物温升快，不少冷库反映地面应设隔热层，故这次对 0°C 房间地面也规定了总热阻值，要求做隔热层。

2) 作了一些经济比较：按北京、重庆两地区的室外参数对常用的几种型式的外墙作了比较，包括采用稻壳、聚苯乙烯泡沫塑料、软木和聚氨酯泡沫塑料等几种隔热材料，按 $K\Delta t$ 的几种不同标准计算其不同的需要厚度、单位造价， $K\Delta t$ 值每增减 $1.16\text{W}/\text{m}^2$ 要减增的造价和面积，也计算了不同厚度时的热惰性指标。但是我国生产费用的科学统计数字很难找到，无法作出经常费用的比较。

3) 我们对本次制定的 α 值和外墙、屋顶、隔墙采用的 R_0 值进行了验算，按不同围护结构求出不同隔热材料厚度，见“验算外墙、屋顶不同隔热材料的厚度表”（表 13）和“验算隔墙不同隔热材料的厚度表”（表 15）。从表中看出，它与我们过去常用的厚度是相近的，也是可靠的。从“楼板的传热系数、总热阻值比较表”（表 16）、“铺设在架空层上的冷间地面传热系数和总热阻比较表”（表 17）和“直接铺设在土壤上的冷间地面传热系数、总热阻比较表”（表 18）看，按规范计算的楼、地面隔热材料采用厚度与过去常用的厚度基本相同，也是可靠的。例如楼下为 0°C 房间，确定其顶板 R_0 值时，考虑了楼下房间温度为 $0\sim 13^\circ\text{C}$ ，相对湿度 95% 以下时，顶板不会结霜。我们还与过去国内和国外采用的 R_0 值作了比较验算，详见下面几个表：

表 13 验算外墙、屋顶不同隔热材料的厚度表；

表 14 外墙、屋顶的传热系数 K 值和总热阻 R_0 值比较表；

表 15 验算隔墙不同隔热材料的厚度表；

表 16 楼板的传热系数、总热阻值比较表；

表 17 铺设在架空层上的冷间地面传热系数和总热阻值比较表；

表 18 直接铺设在土壤上的冷间地面传热系数、总热阻值比较表。

插入卧表 13

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

插入卧表 13 (续)

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

插入卧表 13 (续)

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

插入卧表 14

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

插入卧表 15

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

插入卧表 16、表 17

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

插入卧表 18

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

4.4.6 库房围护结构的表面传热系数 (α_w 或 α_n) 是依据下列情况确定的:

1 无防风设施的屋面、外墙的外表面: 根据我国 111 个城市的夏季室外平均风速为 2.18m/s , 表面传热系数 α_w 可用 $21\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, 考虑沿海及牧区建库较多, 其风速略大, 因此选用 $\alpha_w = 23\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

2 顶棚上为阁楼或有房屋和外墙紧邻其他建筑物的外表面, 外侧风速均小于 0.5m/s , α_w 取 $12\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

3 外墙和顶棚的内表面、隔墙和楼板的表面、地面的上表面:

1) 冻结间、冷却间有强力鼓风装置时, 围护结构表面风速按 4m/s 计, α_n 采用 $29\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;

2) 冷却物冷藏间有强力鼓风时, 按南京肉联厂 18 号库 201 室测定, 吹到距风道中心 8.45m 墙面的上、中、下部时, 其风速分别为 1.22m/s 、 1.33m/s 、 1.36m/s , 按 1.5m/s 计, α_n 采用 $18\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;

3) 冻结物冷藏间设有鼓风装置时, 墙面风速按 $0.2 \sim 0.3\text{m/s}$ 考虑, 过去测定某冷库风道出风口处风速 4m/s , 距出风口 3m 处, 均在 $0.2 \sim 0.6\text{m/s}$, 库内货间风速 $0.1 \sim 0.2\text{m/s}$, 因此 α_n 采用 $12\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;

4) 冷间无机械鼓风装置时, α_n 采用 $8\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

4 地面下为通风架空层时, 其地面外表面 α_n 采用 $8\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

4.4.7 按本规范附录 B 表 B.0.1-1 确定的重型 (热情性指标 $D > 6$) 或中型 ($6 > D \geq 4$) 结构的外围护结构总热阻, 一般都比按本条求得的最小总热阻大得多, 不会有外表面结露情况。验算最小总热阻, 主要是为了防止有热桥的部位和轻型装配式结构冷库外围护结构的板缝处等表面结露。

4.4.9 这里只规定了同温冻结物冷藏间之间的隔墙和楼板可不设隔热层。对设计中均为 0°C 的冷却物冷藏间, 其隔墙和楼板则没有讲可以不作隔热层, 相反地在本规范附录 B 表 B.0.2 中, 对两侧均设计为 0°C 的冷却物冷藏间之间的隔墙却规定了一定的总热阻。因为从我们调查情况看, 不同种类的水果、蔬菜贮存温度差别很大。如同是 0°C 冷藏间, 生产中隔墙的一侧可能为 0°C , 另一侧则可能为 13°C , 如其间隔墙无隔热层, 则互有影响, 不利于食品贮存。至于两设计温度为 0°C 的冷却物冷藏间之间的楼板要否作隔热层, 也应按各个设计的具体情况而定。如有的库常年贮存货物为鸡蛋及苹果、鸭梨等, 生产室温均要求 0°C , 则楼板不一定作隔热层; 但如有的库也

可能从经济效益考虑，在某段时间内要贮存一部分房间温度要求为 $7\sim 16^{\circ}\text{C}$ 的货物（如黄瓜、柿子椒、番茄、菠萝、香蕉等）时，则楼板（或只在某一层楼板）上应设隔热层。

4.4.10 自 50 年代末以来，冷库地面不断有冻鼓，甚而有破坏结构的情况发生。有的库设置了地下机械通风加温防冻装置，但因管理不善（如长期不开风机等）或因没有监测装置，盲目认为没有问题，但地面下部已开始冻鼓，等到发现时，已造成难以修复的破坏。

4.4.11 过去 0°C 房间地面不设隔热层，调研中，各地反映如不做隔热层，传热量大，停机后升温快，室内温度波动大，不利于商品贮存，不符合节约能源的方针。因此要求 0°C 冷藏间等地面设隔热层。空气冷却器下地面总热阻系按空气冷却器内蒸发温度为 -15°C 考虑后确定的。

4.4.13 本规范规定了“库房屋面及外墙外侧宜涂白色或浅色。”主要是利用它的反射来辐射热量。

夏季太阳高度角很高的情况下、太阳辐射到地面的太阳辐射能量约在 $1046.7\text{W}/\text{m}^2$ 左右。太阳辐射能主要分布在波长 $0.3\sim 3.0\mu\text{m}$ 的短波段内，这个波段内的紫外线区、可见光区、红外线区的波长分别为 $0.3\sim 0.4\mu\text{m}$ 、 $0.4\sim 0.7\mu\text{m}$ 、 $0.7\sim 3.0\mu\text{m}$ ；各区所占有太阳辐射能量分别为 5%、52% 和 43%。建筑物材料表面吸收或反射太阳辐射能力的大小，主要取决于材料的化学成分、表面光滑状况和表面颜色。而表面颜色又是影响反射率的主要因素。表面颜色越浅，反射太阳辐射热的能力就越大。如白色表面对太阳辐射的反射率可达 0.8，而黑色表面的反射率只有 0.1。因此，夏季在强烈的太阳照射下，白色表面的温度可比黑色表面低 $25\sim 30^{\circ}\text{C}$ 。

根据建筑科学研究院物理所介绍：在常州自行车厂三轴车间，测定两座建筑做法相同的厂房的屋面温度，厂房净高为 7.2m ， 15m 跨度， 82m 长。大型屋面板上均无保温层。一座厂房面层为水泥本色，屋面南、北坡外表面温度分别为 67°C 、 62.4°C ，内表面温度分别为 59.4°C 、 56.6°C 。另一座厂房屋面上喷石灰水，南、北坡表面分别为 42.2°C 、 43.4°C ；内表面温度分别为 40.4°C 、 40.2°C ，内表面温度比面层为水泥本色的屋面下降 $16.4\sim 19^{\circ}\text{C}$ 。另据介绍：广东某院校宿舍屋面外表面温度不刷白时为 66.7°C ，刷白时为 40°C ；外表面全天平均温度，不刷白时为 37°C ，刷白时为 27.7°C 。屋面做法上为通风层，下为 80mm 厚钢筋混凝土板，板下部温度：屋面不刷白时为

34.3℃，刷白时为 27.9℃。板下部全天平均温度：屋面不刷白时为 30.4℃，刷白时为 26.3℃。

4.5 库房的隔汽和防潮

4.5.2 过去即用此围护结构蒸汽渗透阻经验公式 [见本规范公式 (4.5.2)] 原苏联《冷冻设施手册》(1978 年版) 仍用此式，他们的 H_0 值是指围护结构隔汽层必需的蒸汽渗透阻，而我们系指围护结构隔热层高温测各层材料 (不包括隔热层) 的蒸汽渗透阻之和。按上海夏季室外温度 $t_{wP} = 30^\circ\text{C}$ ， $\varphi = 95\%$ ，冷间温度 $t_n = -20^\circ\text{C}$ ， $\varphi = 95\%$ 计算： $H_0 = 1.6(e_w - e_n) = 5476.868\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{Pa}/\text{g}$ ，实际外墙稻壳外侧做 240mm 厚砖墙、二毡三油时的蒸汽渗透阻为 $H_0 = 5750.178\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{Pa}/\text{g}$ ， $5750.178 > 5476.868$ 设计用二毡三油隔汽层可以满足要求。

应当说明，在北方某些地区 0°C 库如用此公式 [见本规范公式 (4.5.2)] 验算，可能不作隔汽层也能满足要求，但考虑到砖墙等施工条件，从安全出发还是应专设隔汽层为宜。

4.6 构造要求

4.6.1 库房屋面要求加通风间层和隔热层的主要原因是：

- 1 可以降低阁楼内气温，减少冷间顶棚传入的热量；
- 2 可缩小屋面板与阁楼层的温差，减少其由于温差产生相对位移引起的对结构和防水层的破坏；
- 3 可避免屋面结构板露天暴晒后，由于天气变化，突降暴雨，造成屋面板急剧收缩引起防水层的破坏。

4.6.2 根据多年建设冷库的经验，库房屋顶增设阁楼层，主要是因采用松散隔热材料时，施工和维修等的需要。增设阁楼会使投资增加较多，但采用块状隔热材料时，做好施工组织和构造处理，不做阁楼层是完全可以保证施工质量和使用要求的。因此，这次修订增加了本条。

4.6.3 本条说明如下：

- 1 铺设松散隔热材料的阁楼，阁楼层采用预制构件时，如不将板与板，板与梁之间缝隙填实，由于空气渗透等影响，缝隙上的稻壳等松散隔热材料将很快受潮、凝水或结冰，如某鲜蛋冷库因阁楼层缝滴水不能存货。

2 据调查,阁楼内稻壳上部通常有下面几种做法:

1) 稻壳上部做牢固的基层,如做木板层再加隔汽层密闭,防止稻壳受潮的效果较好,但一次投资大,靠近外墙处稻壳下沉后不宜发现和填充;

2) 稻壳上部干铺塑料薄膜,上面再压少量稻壳。但这种做法,稻壳下部受潮很严重,效果不好;

3) 稻壳上不作隔汽层,一般稻壳下部受潮达到一定厚度后,往往出现湿平衡,受潮的厚度稳定在一定范围内。近年许多冷库将稻壳加厚至 1.2 ~ 1.5m,其下部潮湿结冰情况则大为减少,有的只有 10 ~ 30mm 厚冰霜或潮湿。

3 有的冷库阁楼柱包块状隔热材料不从楼面开始,而从距楼面一段距离处向上包,结果靠柱根部稻壳受潮仍很严重。有的设计在包柱的块状隔热材料外面又加抹砂浆,既浪费又造成新的冷桥很不妥当。

4.6.4 本条中所述“适当增铺隔热层的构造措施”即指根据不同的冷桥部位,采取在热传导表面一定范围内增设隔热层和隔汽层的构造措施,以减少热交换,使其避免结露和结霜以及减少冷耗。

4.6.5 块状隔热材料如用含水材料粘结,水分很难蒸发,投产降温后即冻成冰层,迅速破坏隔热层。

4.6.6 如水产冷库的冻结间,冻结过程中向货盘加水,地面经常结成冰坨,敲冰时极易将楼、地面面层破坏,甚至破坏防潮层和隔热层。现在多在地面上铺钢板。

4.6.8 过去规定库房不应做女儿墙、内天沟、内落水,也是为了防止屋面漏水破坏隔热层,而人们一时发现不了。有的冷库的冷藏间、穿堂等屋面上采用女儿墙、冬季雪溶结冰、沿外墙的屋面防水层、隔热层均遭破坏。

4.6.10 关于冷库防火和火灾情况,编制本规范时,我们做过两次调查。第一次调查了上海、浙江、广东、天津、辽宁、陕西 6 个省市,从 1968 ~ 1980 年间发生火灾的 17 个冷库,其中 16 个冷库是在施工中失火,另有一个冷库是在投产后发生的,而且系由于设计不当,将接线盒放在可燃的稻壳隔热层内,电线发生短路引起火灾。1982 年我们又了解了辽宁、烟台、青岛、北京、上海、浙江部分地区的商业(肉类、蔬菜、水果、蛋品等)、外贸、水产、轻工各系统总冷藏量达 513924t 的 277 座冷库的情况。这 277 座冷库,按每座冷库投产使用年限统计为 3175 座年,共发生火灾 21 起,造成

损失 163.33 万元。21 起火灾中属于施工中发生的有 19 起，造成万元以上损失的计 5 起，共损失 160 万元，占 21 起火灾损失的 98%。

$$\text{施工中发生火灾几率} = \frac{\text{发生火灾数}}{\text{座年}} = \frac{19}{3175} = 0.6 \text{ 次/100 座年}$$

$$\text{生产中发生火灾几率} = \frac{2}{3175} = 0.06 \text{ 次/100 座年。}$$

施工中发生火灾造成损失与 277 座冷库的原基建设资之比为 1:100，生产中发生火灾造成损失与 277 座冷库的原基建设资之比为 1:5000；21 起火灾中，由于电焊、电线、电热丝、灯泡等引起的计 14 起占 56%，由于包隔热材料等引起的计 4 起、占 19%。因此，我们认为防火重点应放在施工组织预防措施方面。但鉴于我国大多数冷库采用易燃材料稻壳做外墙、屋面的隔热层，不能排除其失火危险。1984 年我们了解到在 1963 年时长春蛋禽厂 1200t 冷库生产中曾发生火灾，自阁楼稻壳燃烧起，波及外墙，软木亦大部烧毁，损失近百万元（货物 45 万元、冷库维修费用达 50 万元）。为了防止火灾造成损失，除应加强投产后的安全保卫工作外，我们同意了公安部坚持提出的，外墙与阁楼楼面均采用松散可燃隔热材料时，其相交处宜设防火带。本条删去了原规范中“外墙内每层楼面处宜用非燃烧隔热材料作水平防火带”的规定，主要是从来没有按此规定设计和建造过冷库，实属技术上尚无法解决。

4.6.11 近年来多层冷库库房外墙与檐口及穿堂与库房连接部分的变形缝部位漏雨和漏水的问题常有出现。因此，本次修订规范时增加该条，提示设计中注意。

4.7 氨压缩机房、变配电室和控制室

4.7.1 按现行国家标准《建筑设计防火规范》GBJ 16 的规定，氨压缩机房的火灾危险性分类应属乙类，因此机房的耐火等级、层数、面积、防火间距、防爆、安全疏散等要求，均需按照该规范中对乙类生产厂房的规定。

4.7.4 氨压缩机房的噪声从在沈阳市食品公司冷冻厂，上海光复路冷库、江浦路水产冷库、外贸冷冻三厂和上海水产供销站冷库进行的测定情况看：

1 机器内噪声（室内中央、四角、机器或噪声源旁）除同时开 1~2 台噪声小的氨压缩机时噪声在 82~85dB(A) 之间外，绝大多数情况下噪声

都在 85 ~ 100dB (A) 之间。主要原因是机器制造厂生产氨压缩机和配用的电机没有消音设施和噪声指标，噪声大；

2 机器间内的自控室，虽然与机器间只隔有一层或两层玻璃，而噪声却降至 70dB (A) 以下；

3 即使开动多台机器（上海水产供销站冷库同时开 10 台氨压缩机），机器间门外 4m 处噪声一般可降至 80dB (A) 以下；

4 正常运转情况时，氨泵噪声在 80dB (A) 以下，水泵噪声一般在 68 ~ 93dB (A)，噪声比较大。

现行国家标准《工业企业噪声测量标准》GBJ 122 确定的车间内允许噪声分贝量是按工人每个工作日接触噪声时间来确定。在目前机器制造尚未能将噪声降低的情况下，可以采取减少工人接触噪声的时间，比如在机器间内隔间设值班室或自动控制室。当然也可用悬挂吸声板等其他措施减小噪声。值班室或自动控制室应视作氨压缩机房本身的一个组成部分，与现行国家标准《建筑设计防火规范》GBJ 16 中的规定不抵触。

4.7.6、4.7.7 氨压缩机房中有氨压缩机和贮氨的设备，但氨的爆炸下限较高（16%），并有强烈气味。因此，氨压缩机房为在不正常情况下形成爆炸混合物的可能性较小的场所。为了安全，参照有关规范，作了一些规定。

5 结 构

5.1 一般规定

5.1.1 考虑冷库 0℃ 及 0℃ 以下冻融循环对结构的影响，本条对冷库结构形式提出了建议。承重结构采用钢筋混凝土结构及钢结构，冻融循环对结构影响较小，局部损坏也易修复。

5.1.2 从经济上和冷库内便于用叉车运输考虑，虽然目前用手推车较多，但以后有可能采用叉车，提出冷库柱网尺寸不宜小于 6m × 6m。

5.1.3 冷库建筑结构在冷间降温以后，由于材料热胀冷缩，引起垂直及水平方向收缩变形，在构件之间相互约束作用下产生温度应力。如果设计不当就会使结构产生裂缝。通过合理的结构设计可以减少温度变化引起的内力及变形，并防止产生裂缝。

目前国内外对 0°C 以下环境中混凝土线膨胀系数及弹性模量尚无法提出供计算用的精确数值。另外钢筋混凝土收缩徐变对温度应力的松弛程度也缺乏定量的研究资料。因此,本次规范修订也只能按过去经验做法提出冷库结构设计的一般规定。

5.1.4~5.1.8 冷库结构温度应力是客观存在的,经调查观测,其最常见发生裂缝的部位在冷库外墙四角及檐口、顶层与底层柱上下两端。本着改善支承条件,减少内外结构相互影响的原则,若将屋面板适当分块,阁楼屋面采用装配式结构及底层采用预制梁板架空层等措施,可使温度应力显著减少,特别是阁楼层柱顶采用铰接时,可以消除柱端弯矩。屋面采用装配式结构应注意做好屋面防水处理。

5.1.9 钢筋混凝土构件除应保证结构上的安全使用外,尚应考虑耐久性的要求,在预期使用年限内,不致因受冻融、炭化、风化和化学侵蚀等影响,产生钢筋锈蚀而降低结构的安全度。

调查与实验研究表明,正常条件下的钢筋混凝土构件的耐久性,主要取决于混凝土保护层的质量、厚度和使用环境。耐久性要求的混凝土保护层最小厚度是按照构件50年内能保证混凝土保护层内的钢筋不发生危及结构安全的锈蚀来确定的。

5.1.10 考虑冷库温度收缩影响,减少收缩裂缝,本次规范修订提出冷间钢筋混凝土板二个方向全截面温度配筋率皆不应小于 0.3% 。温度配筋应为板受弯钢筋的一部分。

5.1.11 多次冷库维修情况表明,零度以下低温冷藏间常因使用及管理不当引起冷库地坪发生冻胀,造成冷库上部结构严重损坏,为减少冷库墙柱基础下地基发生冻胀,除设计中设置架空地坪、加热地坪等防冻胀措施外,墙柱基础埋置深度不宜过浅,本次规范修订提出墙柱基础埋深自室外地坪向下不宜小于 1.5m ,一般冷库室内地坪高于室外地面约 1.1m ,墙柱基础埋深自冷库室内地坪起不宜小于 2.6m 。

5.1.12 冷库一层地面长时间堆货,对软土地基易产生较大的不均匀变形,而影响冷库正常使用,本规范提出应予考虑。

5.1.13 根据冷库震害调查资料,多层冷库无梁楼盖结构有一定的抗震能力,地震区冷库采用无梁楼盖结构应符合现行国家标准《建筑抗震设计规范》GBJ 11的要求,无梁楼盖结构可按等代框架法计算内力和位移。针对冷

库结构形式特点，提出冷库无梁楼盖结构主要抗震构造的要求。

5.1.14 库房逐步降温使建筑及结构构件逐步收缩，减少因激烈降温而产生温度裂缝。逐步降温也有利于建筑及结构构件中的水分逐步得到蒸发。

5.2 荷 载

5.2.1 本次修订规范时，对库房楼面、地面均布荷载标准值仍采用原规范均布活荷载值。根据冷库正常使用情况，提出荷载准永久值系数。

冷库贮存品种随市场需要而变化，各种商品的密度不同，为适应这一变化，要求冷库能适应变更用途时应有较大的活荷载。

5.2.2 原规范牛胴体吊运轨道活荷载取 450kg/m 偏小，本次修订按牛两分胴体及四分胴体列出不同荷载标准值。

5.2.3 多层冷库的穿堂主要考虑临时堆货与叉车运行同时作用，其楼板一般为简支板，可能叉车重量由一块板承担，因此考虑活荷载为 15kN/m^2 。但计算梁板基础时，不可能每层都满载。冷库进出货时，同时工作的层数一般只有二层，因此，四层及四层以上穿堂应考虑活荷载的折减，梁柱活荷载宜乘以 0.7 折减系数，基础活荷载宜乘以 0.5 折减系数。

库房内仅对某一层楼板而言，其局部或全部都可能满载，故梁板活荷载不能折减。就冷库一般满载的情况而言，扣去通道后，库内地面只有 70%~80% 的面积上堆货。一般说，一座 10000m^2 的猪肉冷库，满载时只能存 10000t 冻肉，其楼板计算活荷载虽为 20kN/m^2 ，而实际平均活荷载每平方米仅 1t。因此，四层及四层以上的库房计算柱及基础时活荷载乘以 0.8 折减系数。

5.3 材 料

5.3.1 冷间内使用水泥的规定说明如下：

1 规范组做过四种水泥的抗冻性能实验，结果证明，矿渣水泥抗冻融性能与普通硅酸盐水泥相近，故确定矿渣水泥可以用于冷库结构。实验结果证明火山灰水泥抗冻融性能不好，故不能用于冷间结构。粉煤灰水泥虽然抗冻性能指标尚好，但试验所用的样品是试验室小批量配制的，还有待于对成批生产的水泥作进一步实验，本规范中没有列入。

过去冷库内只允许使用普通硅酸盐水泥，多年实践证明，普通硅盐水泥

泥用于冷库建设是可靠的，故本规范规定冻结间和负温房间应优先使用普通硅酸盐水泥，矿渣水泥也可使用。对冷却间及冷却物冷藏间，因一般无冻融现象，故两种水泥均可使用，没有优先之分。

2 普通水泥与矿渣水泥相比，早期强度高，凝结时间快，需水量少，如果两种水泥混合使用，因收缩时间不同，将会产生裂缝。故规定两种水泥不得混用，也不允许同一构件中使用两种不同的水泥。

3 水灰比越大，混凝土孔隙就越多，相对充水也多，抗冻融性能就差。但是水灰比过小，则施工困难，成型性差，不易密实，孔隙多，充水也多，抗冻融性能也差。试验结果证明，水灰比为 0.55 ~ 0.6 的混凝土抗冻融性能最佳，而施工也容易保证质量。因此规范规定冷间用混凝土强度等级不能低于 C20，水灰比不得大于 0.6；冻结间混凝土强度等级不得低于 C30，水灰比不得大于 0.60。如果减小水灰比应采取相应措施，添加外加剂，增加混凝土和易性，保证振捣密实。至于 C20 和 C30 混凝土水泥用量分别规定为不得少于 $275\text{kg}/\text{m}^3$ 和 $300\text{kg}/\text{m}^3$ ，是最低要求，与现行国家标准《混凝土结构工程施工及验收规范》GB 50204 规定值是一致的。

5.3.2 冷库公称体积为 4500m^3 的中型以上冷库，其主要承重结构的安全使用年限，应符合 30 ~ 50 年的使用要求。估计在这期间可能发生的冻融循环次数为 50 次。库房或冻结间门口等个别部位发生冻融循环次数还要多些，冻坏的可能性大些，但要求大部分结构都满足个别部位的要求是不合理的。除了可以采取加强管理，防止个别部位冻坏外，还可以用局部维修手段补救，以保证整个结构的安全使用。故本规范规定混凝土抗冻标号为 D50 级。

近年来各种混凝土外加剂发展较快，在不增加太多成本的前提下，掺适量外加剂可以大大提高混凝土抗冻融性能。如 FS 型混凝土膨胀剂掺量为水泥重量的 10%，经试验混凝土抗冻融循环次数可达 400 次，这样冷库的使用年限可延长很多。

5.3.4 当前混凝土外加剂种类很多，但外加剂中如果含有氯离子，则能使混凝土碱度降低，破坏钢筋的钝化状态，钢筋容易腐蚀，故本规范规定不得使用对钢筋有腐蚀作用的外加剂。

5.3.5 钢筋混凝土结构中的钢筋一般是单根或成束分散配置于混凝土中，其在低温条件下的工作情况与钢结构不同，存在着较为有利的因素。根

据调查,除原标准图“结109”薄腹梁因采用排筋和密焊接头不合理而发生过低温脆断事故外,在冬季严寒地区使用的其他钢筋混凝土和预应力混凝土构件,尚未发现低温脆断现象。试验研究表明,钢筋低温脆断除同材质和温度有关外,还同结构构造和施工工艺密切相关。黑龙江省低温建筑科学研究所对钢材低温选用问题进行了大量的实验研究,在《钢筋混凝土结构在负温下应用的几个问题》一文中提出:

1 “结109”T型截面薄腹梁在负温下发生脆断的主要原因,是由于采用了上附绑条下带缺口的排筋密焊接头。这种接头构造不合理,易在接头缺口处产生应力高度集中和焊接缺陷,因而在负温下发生脆断。后来的标准图改用工字型截面分散配筋的薄腹梁,迄今为止,再没有发生过低温脆断的事例。

2 钢筋混凝土结构中的钢筋,分散在混凝土中,接头少,产生应力集中和焊接缺陷的可能性小,即使个别钢筋断裂,也不会扩展到其他钢筋上去,加之钢筋受力状态简单,它同混凝土有一定粘结力。因此,在负温下,钢筋混凝土结构发生脆断的可能性极小。

3 通过大量调查、研究、试验证明(最低气温为 -45°C),采用Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ、Ⅳ级钢筋及冷拔低碳钢丝共10个钢种配筋,构件破坏时,钢筋(钢丝)应力可达到或超过屈服点,达到抗拉强度,在负温下均未发生脆断现象。国外有关资料也证明了这一点。

建国以来,在冷库建设中亦从未发生过钢筋混凝土构件冷脆断裂的情况。

黑龙江低温建筑科学研究所建议,编写《冷库设计规范》时,可考虑该所的《在负温条件下应用钢筋混凝土结构设计及施工的建议》一文有关内容。但冷库工程中过去和现在一般采用Ⅰ、Ⅱ级钢筋。为慎重起见,本规范只提“宜”采用Ⅰ、Ⅱ级热轧钢筋。

修订《钢结构设计规范》时提出钢结构的温度划线问题,给冷库负温环境钢结构构件指明了选用钢材的范围。钢结构构件分为四个工作温度,即计算温度划线分为 -15°C 、 -20°C 、 -30°C 、 -40°C 四种。对于承受动力荷载的结构,计算温度高于 -20°C 时,以 $+20^{\circ}\text{C}$ 的缺口冲击试验值为保证条件;等于或低于 $-20^{\circ}\text{C} \sim -40^{\circ}\text{C}$ 时,以 -20°C 的缺口试验值为保证条件。对于承受静力荷载的结构或间接承受动力荷载的结构,以 -30°C 划线,高于 -30°C

的构件采用沸腾钢；等于或低于 -30°C 时，则采用镇静钢。

按冷库内钢结构的受力特点及工作温度，可以认为是承受静力荷载的结构，故冷库内钢结构均可按最低工作温度高于 -30°C 条件来选用钢材。

6 制 冷

6.1 冷却设备负荷和机械负荷的计算

冷负荷计算方法，基本上沿用《手册》的计算方法，我们调查结果认为，这个计算方法存在计算繁琐，机械负荷偏大的问题。但目前还缺少充足的实验数据作为改进计算方法的依据。因此，本节的编写仍以《手册》为基础，根据调研和苏州、上海两次技术讨论会关于“在冷库冷负荷方面，适当地减少机械负荷，保持或稍增库房冷却设备负荷这一主导思想，参考了国内外的有关资料，力求简化计算，并通过必要的验算而编写成的。编写中着眼于现实生产状况，适当考虑将来的发展方向。对目前尚提不出具体数值而又比较重要的系数和数据，这里只提出原则和概念，由设计者根据具体情况计算取值，待今后条件成熟时再予增补。

“冷却设备负荷”计算是对所有冷间逐间进行计算。分别把各冷间的各项“计算热流量”汇总，即为各冷间“冷却设备负荷”值。冷却间、冻结间和货物不经冷却而进入冷却物冷藏间的货物热流量尚需乘以1.3的货物热流量系数。

“机械负荷”计算，是分别把相同蒸发温度所属冷间的各项“计算热流量”乘以系数后汇总，即得各蒸发温度系统的“机械负荷”值。

此次修订，本节仍沿用原规范的计算方法，仅对某些系数的取值作一些修订。

6.1.1、6.1.2 根据过去冷库使用经验，冷间冷却设备的配置尚符合使用要求。冷却间、冻结间的冷却设备热流量仍按《手册》中规定的方法，乘以货物热流量系数 $P=1.3$ 计算。国外大多把果蔬及鲜蛋经冷却后再进入冷却物冷藏间，而我国大多不经冷却就把果蔬及鲜蛋进入冷却物冷藏间。据反映，有些冷却物冷藏间，货物进入后需2周左右的时间，库温才能稳定，所以此次修订本规范时，把货物不经冷却而进入冷却物冷藏间的货物热流量系数 P 也取1.3。对冻结物冷藏间的冷却设备热流量，规定了进货温度、进货

质量等,使进货温度、进货质量更接近于实际调研情况,一般较《手册》的规定值有所提高。

在“冷却设备负荷”计算中,规定冷却间、冻结间不计算换气热流量 Φ_3 、操作热流量 Φ_5 ,这部分热流量归在该类冷间的货物热流量系数 P 内考虑。

6.1.3~6.1.5 规定的各条,是把属于同一蒸发温度的冷间各项计算热流量分别乘以各种修正系数之和作为“机械负荷”的。其计算公式见本规范公式(6.1.3)。

关于季节修正系数 n_1 《手册》中系按生产旺季不在夏季而根据不同库温加以修正的,不能确切体现生产旺季所在的不同月份的差别。原规范季节修正系数 n_1 值,是参照湖北工业建筑设计院所编的《冷藏库设计》(1980)一书中的季节修正系数计算原则,并按我国纬度的高低划分为五个区域,而制定了原规范中附录三季节修正系数 n_1 值表。正如原规范条文说明中所述:“由于我国幅员辽阔,区域差别较大,该表所列数值还是有它局限性。”根据近年来原商业部设计院及中国水产科学研究院水产规划设计所设计的冷库, n_1 大多采用1。其次是现在的冷库都是多种经营,淡旺季并不明显。所以,这次修订, n_1 宜取1。

由于 Φ_1 的运算中已由“ a ”值考虑了太阳辐射,为简化运算,这个季节修正系数值不再考虑太阳辐射的因素。

货物热流量折减系数 n_2 ,《手册》中未予考虑,这是造成以往配机过大的一个主要原因。本条加了修正值。其 n_2 值:当冷库中冷却物冷藏间的公称体积(见本规范3.0.3条的公称体积,下同)为大值时,取小值;公称体积为小值时,取大值。当冷库中冻结物冷藏间的公称体积为大值时,取大值;公称体积为小值时,取小值。冷加工间和其他冷间 n_2 取1。

在冷却物冷藏间蒸发系统的“机械负荷”计算中,货物热流量 Φ_2 计算公式[见本规范公式(6.1.9)]中的第4项 Φ_{2d} (即货物冷藏时的呼吸热流量),不存在货物机械负荷折减问题,应不乘以该系数 n_2 。本规范为计算方便计,仍与 Φ_2 公式[见本规范公式(6.1.9)]中其他3项一同乘以该系数;但差值不多,这样处理是可以的。

通风换气热流量 Φ_3 的同期换气系数 n_3 ,过去《手册》中未予考虑,本规范取值修正。其 n_3 ,当“同时最大换气量与全库每日总换气量的比数”

大时，取大值。

冷间用的电动机运转热流量 Φ_4 的同期运转系数 n_4 ，《手册》中将电动机运转热流量归入经营操作热流量内，分类混淆。本规范按用电的不同情况，特设置了电动机同期运转系数。

操作热流量 Φ_3 的同期操作系数 n_5 《手册》中按冷间性能和冷间面积考虑，体现不出不同条件的区别。因而本规范按不同操作情况下同期操作最多时的冷间考虑。贮存冷却物和冻结物两类不同的冷藏间，总间数应分别计算。冰库总间数也应单独计算。

计算机械负荷中，冷却间和冻结间的 Φ_3 和 Φ_5 不计。

制冷装置和管道等冷损耗补偿系数 R 仍按《手册》数值。

6.1.6 本条将《手册》中 10 个计算公式归纳为 1 个。即以室内外计算温度差 $\theta_w - \theta_n$ 乘以温差修正系数 a （见本规范附录 B 表 B.0.1-1）和围护结构的传热系数 K_w 、围护结构的传热面积 A_w 组成的稳定传热公式 [见本规范公式 (6.1.6)]，以简化计算。

6.1.7 围护结构的传热面积 A_w ，其计算法在《手册》上规定得太细。我们对此作了简化。但外墙、屋顶和地面等仍以该外表面积为准。

此次修订，在原规范图示的基础上，增加了文字叙述。

6.1.9 本条将冷却间、冻结间、冷却物冷藏间和冻结物冷藏间等冷间中与货物冷却、冻结及冷藏有关的各种热流量归纳为一个具有 4 项的通用公式，见本规范公式 (6.1.9)。

货物冷加工、冷藏的时间 t ，已与进货质量一起综合考虑；在本规范 6.1.10 条规定的进货质量下，冷藏间一律为 24h，冷却间、冻结间则按设计要求的冷却或冻结时间计算。

本规范公式 6.1.9 中第 4 项（即 Φ_{2d} ）的热流量只有在果蔬冷藏间内才有。因鲜蛋的呼吸热流量甚微，且缺乏该类数据，故鲜蛋贮存期的呼吸热流量暂忽略不计，待今后有具体数值时再予充实。

6.1.10 各种冷藏间的允许进货质量，根据实地调研情况以每间库容量的比例而定。对水产冷库往往因其“日冻结质量”很大，都进入一个冷藏间则负荷过大。此时，可根据具体情况分摊到几个冷藏间内。

6.1.11 包装材料和运载工具的质量，具体计算比较麻烦。现按各种包装材料和运载工具占其容纳货物质量的比值算出质量系数 B_b ，计算时，以

B_b 值乘进货质量 m 即可得出包装材料和运载工具的质量。本规范表 6.1.11 的 B_b 值系按表 19 的调查数据计算并归纳简化后得出的。

当包装材料和运载工具的材质不同时，由于其比热容的不同，则应分别列项计算。

表 19 质量系数 B_b 值调查表

名 称	包 装 (运载工具)	单位体积(长度) 货物质量 (kg/m^3 , kg/m)	单位体积(长度) 材料和工具质量 (kg/m^3 , kg/m)	质量系数 B_b
鲜蛋	木箱	333.85	83.39	0.250
	篓装	242.60	43.10	0.178
	纸箱	299.80	30.00	0.100
苹果	纸箱	323.30	30.80	0.095
	篓装	220.80	36.80	0.167
四季豆	木箱	192.80	47.10	0.244
白菜	木箱	104.80	52.30	0.499
	竹筐	222.20	22.20	0.100
洋葱	木箱	261.90	52.40	0.200
	篓装	341.80	19.50	0.057
冻白条肉	滚轮	(200.00)	(15.00)	0.075
冻鱼	鱼盘及吊笼	(300.00)	(190.00)	0.633
冷藏白条肉	托板(木制)	400.00	35.00	0.088
冷藏冻鱼	托板(木制)	569.00	35.00	0.062

6.1.13 本条 2 款所提到的冻结货物温度仅作为计算货物热流量的依据，不能作为冻结货物贮藏或运输过程中的依据。

由于有些货物冻结后需包冰衣或包装后再进入冻结物冷藏间，此次修订，把原规范第 5.1.14 条的三款改为“无外库调入的冷库，进入冻结物冷

藏间的货物温度按该冷库冻结间终止降温时或包冰衣后或包装后的货物温度计算”作为本条3款。

肉、鱼的进货温度按以往各设计单位习惯采用的数字，经实践证明比较合理。果蔬、鲜蛋的进货温度，过去的有的按收获季节昼夜平均气温；有的按每日最高和最低气温的平均值；还有的采用平均气温，但上午进货减 2°C ，下午进货加 2°C 。几种方法的共同点是与收获季节气温联系在一起。现为统一起见，本条6款规定果、菜、蛋进货温度用当地该食品进库旺月的月平均温度。

6.1.14 通风换气热流量分为两项：一项是货物换气热流量；另一项是长时期停留在加工间、包装间等操作人员需要更换新鲜空气所带进的热流量。为了节省能源和减少库温波动，通风换气时间一般应在早晚气温较低的时候进行。长时间在冷间内，操作人员的换气应按现行国家标准《工业企业设计卫生标准》TJ 36要求，更快新鲜空气。

6.1.15 电动机运行热流量，应根据不同情况按电动机的额定功率乘以安装系数、负荷系数、同期使用系数、热转化系数及低温下空气密度修正系数。但因目前缺少这方面具体数值，所以暂定按 $\Phi_4 = 1000 \sum P_d \xi_b$ 公式计算，待今后有上述具体数值时再作修改补充。

6.1.16 操作热流量包括与操作有关的照明、开门和操作人员三项热流量。

原规范第6.0.12条“冷却间、冻结间、冷藏间、储冰间和冷间内穿堂的照明照度可采用 $10 \sim 20\text{lx}$ ；加工间、包装间等的照明照度可采用 $30 \sim 50\text{lx}$ 。”据反映这样的照明照度不够，因此这次将原规范第6.0.12条修订为本规范7.3.4条：“冷却间、冻结间、冷藏间、冰库和穿堂等处照明的照度不宜低于 20lx ；加工间，包装间等处照明的照度不宜低于 50lx 。”根据原苏联国家制冷设计院编制的《分配性冷库工艺设计部门规范》BHIIIO3—86，照度 20lx 、 50lx ，折合到库房每平方米面积的热流量分别为 $2.3\text{W}/\text{m}^2$ 、 $4.7\text{W}/\text{m}^2$ 。据此，本条作了相应的修改。

开门热流量，参考美国和日本的每昼夜换气次数的数据，算得开门热流量。美国和日本的计算公式相同，换气次数则分为 0°C 以上和 0°C 以下两种情况分别列表。日本的比美国的简单，只给一个低于 0°C 的换气次数表。该表与美国 0°C 以下的数值相同，空气密度作为定数 $0.83\text{kg}/\text{m}^3$ ，空气冷却比

焓差按库温给出几个定值。我们认为日本的虽然简单，但对我们这样一个幅员广阔的国家是不够准确的。故空气密度仍按库温下的密度，比焓差则按各地各种库温具体计算，并根据我国目前多数冷库都设有空气幕的实际情况，加了空气幕修正系数。为可靠起见，空气幕修正系数 M 值不分电动门或手动门，一律取 0.5。

这个计算公式中，没有考虑门扇形状和大小，这对开门热流量的影响，是会有一定误差的。但为计算上简化起见，该类差值，本规范暂不予计算。

此次修订，对原规范中对开门热流量的说明，“当每间的冷藏门超过两樘时，应按两樘门的开门热流量计算”，说得含糊，现改为 Φ_{sb} ——每扇门的开门热流量，较为明白。另外，每日换气次数，对进出货频繁的冷间来说，按本规范图 6.1.16 取值，显得不够。此次修订，本规范对 n_k 的说明改成“ n_k ——每日开门换气次数，可按图 6.1.16 取值。对需经常开门的冷间，每日开门换气次数，可按实际情况采用”。

《手册》中操作人员热流量为 $n_r\Phi_r$ (n_r 为操作人数， Φ_r 为每个操作人员产生的热流量)，但没有规定每天操作时间。日本的算法简单， $\Phi_{sc} = \frac{3}{24} n_r 300$ 。本规范参考日本计算方法，改为 $\frac{3}{24} n_r \Phi_r$ ；每个操作人员产生的热流量 Φ_r 仍按不同冷间温度给出不同数值。为简化起见，我们只给出高于 -5°C 时 $\Phi_r = 279\text{W}$ ，低于 -5°C 时 $\Phi_r = 395\text{W}$ 数值。至于操作人数多少，随不同类别的冷库以及机械化程度不同而异，可由设计人员结合具体设计取值。操作时间每天取 3h。

冷却间和冻结间不计算 Φ_5 这项热流量。

6.2 库 房

6.2.1 ~ 6.2.4 这几条说明如下：

单位长度吊轨载货质量的取值：

1 肉类，有几种意见：

1) 《手册》(1975年) 为 225 ~ 280kg/m。

2) 原商业部设计院《商业冷藏库设计技术规定》(征求意见稿) 为 200 ~ 250kg/m。

3) 原商业部冷藏加工企业管理局编的《冷库制冷技术》(1980年) 规

定，一般的吊运轨道每米长度的负荷为 250 ~ 280kg/m，可以吊挂 2 ~ 3 个牛的 1/4 片肉体或 3 ~ 4 个猪的半片肉体；吊挂羊肉时，为了提高冷却间的利用率，可以采取特制的挂笼双层挂法或三钩挂法，使在每米长的轨道上能够挂 10 ~ 15 个羊腔。

4) 1981 年 5 月《冷库设计规范》(初稿)上海座谈会意见，猪白条：手动时(悬挂 4 头，每头 50kg) 200kg/m；机械传动时(悬挂 3.5 头，每头 50kg) 175kg/m。

5)《牛羊屠宰与分割车间设计规范》SBJ 08 规定：冷却间轨道上悬挂劈半后的牛二分胴体每米按 1.5 头计算；羊胴体(每叉挡挂 3 只)每米按 9 只计算。每头牛胴体按 300kg 计，每只羊胴体按 25kg 计。这样算来，牛胴体为 450kg/m，羊胴体为 225kg/m。

6)《上海农村经济》(1996 年第 2 期)报道：世界平均每头牛胴体重 206kg，日本产肉量最高，平均每头重达 392kg；我国每头牛平均 130kg。世界平均水平每头猪胴体重 76kg，以捷克产肉量最高，平均每头胴体重达 140kg，我国猪与世界平均水平相仿。

7)《快速冻结》(中国商业出版社 1996 年)一书对各种牲畜屠宰前每头的质量情况分列如下：

牛	250 ~ 370kg
公牛	350 ~ 530kg
小牛	45kg
猪	80 ~ 100kg
母猪	200 ~ 250kg
羊	25 ~ 35kg

各种牲畜的出肉率：

阉公牛	瘦 46% ~ 50% 中等 50% ~ 52% 肥 52% ~ 60%
母牛和牛	瘦 42% ~ 48% 中等 48% ~ 50% 肥 52% ~ 55%
小牛	瘦 52% ~ 56% 中等 56% ~ 60% 肥 60% ~ 65%
猪	瘦 63% ~ 71% 中等 71% ~ 78% 肥 78% ~ 86%
羊	瘦 43% ~ 47% 中等 47% ~ 49% 肥 49% ~ 53%
羊羔	51% ~ 53%

我国幅员广大，各地猪种不一，质量相差悬殊。如猪体较小的有浙江省

每吨约 28 头。猪体较大的如辽宁省每吨约 15 头。据东北地区反映最大的猪其毛重平均约 108kg，按出肉率为 67% 计则每头胴体为 72kg。但考虑到猪体小的吊轨每米所挂头数有所增加，猪体大的所挂头数相应减少。因此拟采纳上海座谈会的建议，即上述第 4) 项的取值为下限，并分别增加上限值：猪胴体，手动（县挂 3.5 头/m，每头 76kg）为 265kg/m，机械传动（悬挂 3.3 头/m，每头 76kg）为 250kg/m。

牛的品种不一样，每头胴体质量也不一样，有的仅 150kg（兖州及贵阳），有的达 200kg 以上，甚至达 300kg。其次吊挂形式也不一样：有的每米挂 3~4 个 1/4 胴体，有的以 1/2 胴体吊挂，每米挂 1 头或 1.5 头。我们取用每头牛胴体质量为 130~265kg，以 1/2 胴体吊挂每米挂 1.5 头，则 $m'_d = 195 \sim 400\text{kg/m}$ 。以 1/4 胴体吊挂，每米挂 1 头，则 $m'_d = 130 \sim 265\text{kg/m}$ 。

羊胴体的质量也大小不一，有的 10kg/个（贵阳），有的 14kg/个（海拉尔），有的 16kg/个（北京清真食品公司），大的可达 20kg/个以上。吊挂的方式有双层羊笼挂法或三钩叉挡挂法，一般可挂 10~15 个羊胴体。我们取用每米挂 12 个羊胴体，每个羊胴体质量 14~20kg 计，则 $m'_d = 170 \sim 240\text{kg/m}$ 。

2 鱼类：冻鱼类目前国内多为盘装，用冻鱼车运载悬挂。各水产冷库对鱼盘和冻鱼车的尺寸已趋向统一，已制订了《水产品冻结盘》GB 4602 及《冻鱼车 车体》SC140.1 标准。冻鱼车车体分 A、B、C 三种型式。A 型为 9 层与 DJP20 冻结盘配套，每层可放 2 盘，所以每一冻鱼车的装载量为 $20 \times 2 \times 9 = 360\text{kg}$ ，每米吊轨可放 1.35 个冻鱼车（长度方向与吊轨垂直，得 20kg 盘 $m'_d = 486\text{kg/m}$ 。B 型为 10 层与 DJP10、15 冻结盘配套，每层可放 2 盘，所以每一冻鱼车的装载量为 $15 \times 2 \times 10 = 300\text{kg}$ （以 15kg 盘为例），每米吊轨可放 1.35 个冻鱼车（长度方向与吊轨垂直），得 15kg 盘 $m'_d = 405\text{kg/m}$ 。

3 虾：目前生产冻虾，大多用 2kg 盘，每个冻鱼车可放 80 盘（每层放 8 盘共 10 层），则每个冻鱼车的装载量为 160kg，每米吊轨可放 1.35 个冻鱼车（长度方向与吊轨垂直），得 $m'_d = 216\text{kg/m}$ 。

此次修订增加了牛羊单位长度吊轨净载货质量并对猪及鱼虾的取值作了调整。但由于我国幅员广大，各地品种及吊挂方式与本条所述的不尽相同时，设计者可按实情调整取值。

吊轨轨距和轨面高度的取值，经调研了解到的吊轨轨距和轨面高度情

况，见下表。

表 20 吊轨轨距和轨面高度调查表 (mm)

资料来源	猪 肉			鱼	
	轨 距		轨面高度	轨距	轨面高度
	人工推动	机械传动			
《冷库制冷技术》	700 ~ 850	950 ~ 1000	—	1000	2900
《冷藏库设计》(湖北工业建筑设计院)	750 ~ 820	950 ~ 1000	2300 ~ 2450	830 ~ 1000	—
水产总局上海供应站	—	—	—	1000	2300
杭州肉联厂	800	—	2300	—	—
舟山冷冻加工厂	—	—	—	1050	2250
宁波海洋渔业公司	—	—	—	1050	—
宁波水产供销公司	—	—	—	1050	2250
沈阳市食品公司	—	—	2400	—	—
原商业部设计院《技术规定》(征求意见稿)	≲ 750	≲ 850	2400	—	—

此次修订，根据《牛羊屠宰与分割车间设计规范》SBJ 08，新增了牛羊胴体吊轨轨距及高度。

此次修订，对搁架式冻结间每日冷加工能力的计算公式作了修改，把原公式中的 $\frac{nF}{f}$ 归结为一个数 N——搁架式冻结设备设计摆放冻结食品容器的件数，由设计者自定，以适应各种不同容器。并相应取消原规范的第 5.2.5 条。

6.2.5 随着速冻食品的发展，各种成套的冷却或冻结设备也多起来了，所以本规范新增此条。

6.2.6 在原规范第 5.2.6 条的基础上，此次修订增加了 1 和 6 两款，增加 1 款的目的是现在制造制冷设备的厂家很多，并由有关单位制订了相应

的标准，为控制产品质量加了1款。对原规范第5.2.6条的二款也作了修改，修订为本条的3款。

6.2.9 本条采用的冷却设备传热系数是以理论计算值为母体，将现场测试结果和我国长期沿用的数据作为比较依据，并在各地冷库设计和生产实践的基础上综合归纳，经有关专业会议讨论同意后而制定的低限标准。

1 排管传热系数的确定和取值依据。本条中述及本规范附录C表C.0.1~C.0.4所列墙排管和顶排管的传热系数，是以湖北工业建筑设计院《冷藏库设计》(1980)一书的表7-2-8至7-2-18为蓝本，引进6mm霜层这一影响因素，经修正换算编制的。

2 本规范K值可靠性分析。本规范的排管传热系数，虽然脱胎于理论计算值，但与生产实践中沿用已久、且被证明是切实可靠、稍偏保守的一套数据比较，不仅具有同等的实用性，而且有更广泛的适用条件和工况范围。在考虑了供液方式影响之后的修正值，与我国现有的实测数据基本一致。

1) 本规范中所采用的K值与《手册》中采用的K值比较。

在 $\Delta t = 6 \sim 14^\circ\text{C}$ ，高度方向上的管子数 $n = 6 \sim 18$ 根的条件下，当采用重力供液方式时，本规范值略有下降（氨单排光滑蛇形墙排管平均降低3%左右；氨单层光滑蛇形顶排管平均降低7%左右；氨双层光滑顶排管平均降低6%左右），当采用氨泵强制循环供液方式时，本规范K值则略有提高（氨单排光滑蛇形墙排管平均提高6%；氨单层光滑蛇形顶排管平均提高3%；氨双层光滑顶排管平均提高5%）。

《手册》(1975)的K值表来源于原苏联资料。在数值上，它比美、日等国的要小，但美、日等国的计算温度差取值一般较小，而且用对数平均温度差，因此，所选配的冷却设备传热面积两者出入并不大。经过我国20多年的使用，证明这些数据是切实可行的，可以作为比较的依据。

2) 本规范K值与实测K值比较。

由上海水产学院、上海民用建筑设计院、上海市二商局、上海市食品公司等单位组成的传热系数测试组，于1979年5月及8月在江苏省浏河海洋渔业公司3000t水产冷库冻结物冷藏间内进行测试，实地测定了在生产时氨泵强制循环供液的几种光滑顶排管的传热系数。测试结果如下所示：

表 21 氨泵强制循环供液的光滑顶排管的传热系数

排管型式	库温 ($^{\circ}\text{C}$)	相对湿度 (%)	计算温度差 ($^{\circ}\text{C}$)	霜层厚度 (mm)	K 值 [$\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$]
氨单层光滑顶排管	-16.5	79	12.5	8	8.49
氨双层光滑顶排管	-17.2	75	10.7	6	8.14
氨 U 形顶排管	-16.7	76	12.0	7	6.86

用本规范 K 值与之比较，单层光滑蛇形顶排管和双层光滑蛇形顶排管的 K 值略有降低（约 1%~3%），而对 U 形顶排管则有所提高（约 5%）。

3 有关学术会议结论。1980 年 12 月和 1981 年 5 月的苏州、上海讨论会，对蒸发器传热系数取值问题，进行了反复的讨论。认为：由于我国目前仍然采用较大的计算温度差，冷间进货量也难以进行有效的控制，所以采用这种低限标准比较符合我国的国情。它既能保证足够冷却设备的蒸发面积，又能在热负荷较大的不利条件下维持库温，同时在采用氨泵强制循环供液时，经过修正的 K 值也不过分保守，从而确认了本规范这种取值方法和标准。

4 关于空气冷却器传热系数的确定。空气冷却器属工厂产品，其传热系数已由有关标准规定。

6.2.10 搁架式冻结设备传热系数的确定，由于我国目前尚缺少氨搁架式冻结设备传热系数的理论计算公式，也未进行过实地测试工作。因此，我们一向沿用国外文献中所提供的数值。

原苏联米高扬全苏制冷工业科学研究院公布的氨搁架式冻结设备的传热系数，在 $\Delta t = 10^{\circ}\text{C}$ 和空气自然对流条件， $K = 17.445\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$ 。日本《实用冷冻空调便览》第 9.11 表中，用直径 42.7mm 无缝钢管制作的氨搁架式冻结设备。当空气自然对流时， $K = 11.63\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$ ；半鼓风时， $K = 11.63 + 6.978\text{W}$ ；式中， W ——空气流速 (m/s)；当 $W = 1.5\text{m}/\text{s}$ 时， $K = 22.097\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$ ； $W = 2\text{m}/\text{s}$ 时， $K = 25.586\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$ ；当采用氨泵强制循环供液时，上列数值增加 15%。日本《冷冻空调技术》载文对管间距为 100mm，层间距为 250mm 的氨搁架式冻结设备，在计算温度差 $\Delta t = 10^{\circ}\text{C}$ 横向吹风的

条件下, $K = 24.423\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; 搅拌鼓风的条件下, $K = 20.934\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。

根据我国多年的生产经验, 也证明空气自然对流的氨搁架式冻结设备, $K = 17.4\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; 风速 1.5m/s 时, $K = 20.9\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; 风速 2.0m/s 时, $K = 23.3\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 是切实可行的。

6.2.11 根据美国专家 G.F.Sainsbury 在京讲学的《冷库设计资料》, “蒸发温度与进入蒸发器的冷却介质(空气或水)之间的温差在 $5 \sim 8^\circ\text{C}$ 范围内。”另据国际制冷学会出版的《热带发展中国家冷藏手册》推荐为 $4 \sim 5^\circ\text{C}$ 。原苏联国家制冷设计院编制的《分配性冷库工艺设计部门规范》——BHTII06—86 为 $7 \sim 11^\circ\text{C}$ 。此次修订把本条 2 款叙述为“空气冷却器的计算温度差, 应按对数平均温度差确定。可取 $7 \sim 10^\circ\text{C}$, 冷却物冷藏间也可采用更小的温度差。”

6.2.13 ~ 6.2.15 冷藏间使用空气冷却器作为冷却设备, 具有明显优点。国外冷库由于贮存货物多为包装食品, 早已广泛采用。国内冷却物冷藏间普遍采用空气冷却器送风系统, 冻结物冷藏间使用空气冷却器的情况也逐渐增多。此次修订本规范新增的 6.2.13 ~ 6.2.15 条是根据原苏联国家制冷设计院编制的《分配性冷库工艺设计部门规范》——BHTII03—86 相关内容编写的。

6.2.16 冷却间、冻结间的气流组织方式有各种各样, 有的设导风板, 有的设风管。不管哪种形式, 都需做到均匀及在货物间要保持一定的风速。对冷却白条肉的冷却间来说, 意大利出版的《冷冻食品工业》为 $0.5 \sim 1.0\text{m/s}$ (采用二阶段冷却工艺的第一阶段的风速为 $1.5 \sim 2\text{m/s}$); 原商业部冷藏加工企业管理局编的《冷库制冷技术》(1980) 为 $0.5 \sim 1.5\text{m/s}$ (采用二阶段冷却工艺的, 第一阶段的风速为 $1.5 \sim 3\text{m/s}$)。为减少干耗, 我们采用意大利出版的《冷冻食品工业》的数据, 成为本条新增的 1 款。

根据我国大多数肉联厂冻白条肉的经验 and 原商业部测定资料介绍, 影响白条肉冻结质量和冻结时间的因素较多, 其中很重要的条件是采用较低的蒸发温度和保持一定的均匀的温度场、速度场。普遍认为通过白条肉的表面风速以 $1.5 \sim 2.0\text{m/s}$ 为宜。风速过低对冻结速度有明显的影响; 若速度过大, 对冻结速度的提高并不明显, 反而风机电能消耗增加。

水产品冷冻加工, 国内多采用盘装冻鱼车吹风冻结间。根据辽宁省建筑

设计院的试验和测定资料介绍，水产品冻结间内气流组织情况对鱼品冻结速度和质量有十分明显的影响。实践证明，盘装冻鱼车的冻结间内，其气流必须尽可能防止出现死角、短路，保证气流能均匀的以 $1 \sim 3\text{m/s}$ 速度横向吹过盘间进行冻结，则具有较佳效果。

6.2.17 冷藏间内货垛间的风速，原规范为不宜大于 0.3m/s 。原苏联国家制冷设计院编制的《分配性冷库工艺设计部门规范》BHTII03—86 为不高于 $0.1 \sim 0.15\text{m/s}$ 。原商业部设计院编著的《冷库制冷设计手册》（1991）为 0.25m/s 。原商业部冷藏加工企业管理局编的《冷库制冷技术》（1980），冷却物冷藏间货垛间的气流速度一般为 $0.3 \sim 0.5\text{m/s}$ ，冻结物冷藏间要求货垛间风速不大于 0.25m/s 。根据美国专家 G.F.Sainsbury 《冷库设计资料》介绍，“果蔬都是以框装、篓装、木箱或纸箱装形式贮存于库内，因此要保持一定的气流速度，才能把货堆间的热量带走，气流速度过低就不能充分地移走货堆间的热量，气流速度过高，不仅增加了电耗，而且会增加商品干耗，因此选择合适的气流速度，以及使货堆间的气流均匀分布，对果蔬冷库来讲是十分重要的。”“气流速度又与库内热负荷情况和货堆情况密切有关，一般来讲，刚进货时，热负荷大，货间风速就要大一些，以便把产品热量很快移去，贮存期产品温度已经降低，热负荷减少，货间风速也要相应降低。设计时可按进货情况考虑，货间风速一般可以取 $100\text{ft}/\text{min}$ (0.51m/s)，贮存期风速应适当降低，因此最好采用双速风机，进货时全速，贮存期半速，这样就基本上能适应进货期和贮存期的不同要求。”

据此，我们把本条规定为“冷却物冷藏间内，货垛间平均风速应为 $0.3 \sim 0.5\text{m/s}$ ，冻结物冷藏间内，货垛间平均风速不宜大于 0.25m/s 。”

6.2.18 调研中发现，对水果、蔬菜冷库是否需要通风换气存在两种意见。一种意见认为通风换气作用不大，可以不设。如上海、浙江地区许多冷库，虽然设有通风换气装置，但大多数是设而不用；冷库有关人员反映，从直观感觉上没有发现因未进行通风换气而受到严重损害的情况。另一种意见认为，通风换气作用很大，非设不可。从北京、广东、广西等地区来看，许多设置了通风换气装置的冷库都坚持使用，有的冷库把通风换气列为冷库科学管理的一项重要内容。从果蔬、鲜蛋贮藏工艺要求，保证食品质量和安全生产等方面考虑，本规范作了肯定。

通风换气量的要求，根据国内实践经验，可按每天不宜少于 2 次换气考

虑。果蔬贮藏间，可根据二氧化碳的呼出量和允许浓度按下式计算确定：

$$L_w = \frac{K_c}{1000\rho_c (P_c - a_c)} = \frac{K_c}{4.7\rho_c} \quad (6)$$

式中 L_w ——新鲜空气量， $m^3/(t \cdot h)$ ；

K_c ——水果、蔬菜二氧化碳呼出量， $mg/(kg \cdot h)$ 或 $g/(t \cdot h)$ ；

P_c ——冷藏间内二氧化碳允许的（体积）浓度， $P_c = 0.5\%$ ；

a_c ——新鲜空气中二氧化碳的（体积）浓度， $a_c = 0.03\%$ ；

ρ_c ——二氧化碳密度， kg/m^3 。

公式（6）来源于湖北工业建筑设计院《冷藏库设计》（1980）。

利用库门开启达到通风换气的办法，只适用于非地下室面积较小的冷藏间。据实践经验，当平面尺寸大于 $12m \times 12m$ 时或地下室、半地下室、不经常开门的冷却物冷藏间，宜采用机械通风换气装置，以保证通风换气效果。此次修订，把原规范第 5.2.15 条二款，按上述内容修改，修订为本条 2 款。

原规范没有提及新鲜空气的进风口的要求，此次修订加上，修订为本条 3 款。

6.2.19 调查中发现，有些冷库通风换气系统的管道未作保温，没有关闭装置或关闭装置不严密，且管道敷设时又未坡向库外，而导致库外空气通过管道进入库内，使产生的凝结水滴在食品表面上，引起食品发霉、腐烂、变质。因此，本条对通风换气系统的设计和安装提出了要求。

6.3 氨压缩机和辅助设备

6.3.1 随着国民经济及制冷行业的发展，氨压缩机及辅助设备的生产厂家也逐渐增多。有关部门制订和颁发了一系列相关的标准，设计人员所选用的氨压缩机和辅助设备的使用条件和技术条件应符合这些标准的要求，以保证氨压缩机和辅助设备在运转中的可靠性和安全性。据此新增本条。

6.3.2 据对 50 多个冷库的现场普查和使用单位的反映，同一氨压缩机房内的压缩机，能量方面应有大有小，互相搭配，以免食品冻结或制冰等局部生产时，发生大马拉小车的的不合理现象，造成能源浪费。例如一个冷库有 4 间相同能量的冻结间，设计时不宜选用 2 台（或 2 套）能量相等的机器，而应选择 3 台（或 3 套）机器，即 2 台能量相等，各能满足任何一个冻结间生产的需要，另 1 台可以满足 2 个冻结间的需要。单级氨压缩机的电动机功

率，以前是按“标准工况”或“空调工况”来配的，现在是按“中温”、“低温”工况配的。在冷库氨制冷系统设计中，有的压缩机并不在这种工况下运行，有的用 2 个单级机组成配组式双级机组，此时所配的电动机功率要按实际工况核实，并由制造厂选配适宜的电机。这样可达到节省能源的目的。据此，此次修订，增加了本条 5 款。

6.3.4 本条列出了各制冷设备灌氨量的体积百分比，其数值是按照 20 多年设计冷库采用的数值编制的。并参考了《手册》、原商业部冷藏加工企业管理局编的《冷库制冷技术》(1980)等资料。其中“氨泵强制供液”方式各冷却设备的灌氨量(以前《手册》等资料中刊载较少)，除依据我国近 20 年设计中取用的数值外，还参考了国外有关冷藏设计书刊的数据。此次还根据原商业部设计院编著的《冷库制冷设计手册》(1991)的资料，对部分数据加以补充和修改。

6.3.9 油分离器断面的计算，这里列出了计算公式及填料式和其他型式油分离器中允许的气体速度。某些手册资料中也有以计算进气管道直径(以进气管道的气体速度计算)选定油分离器规格的。现摘录这类书刊中的数据(见表 22)，供参考。

表 22 油分离器中允许的气体速度 (m/s)

书 刊 名 称	油分离器断面流速
1968、1975 年版《冷藏库制冷设计手册》	0.8
1978 年版《空调实用制冷技术》* (清华大学教材)	0.8~1.0 (填料式 ≥ 0.5)
1975 年版《船舶设计实用手册》	≤ 0.75
1978 年版《制冷工程设计手册》*	0.8~1.0 (填料式 < 0.5)
1980 年版《冷藏库设计》	$\leq 0.8 \sim 1.0$
1980 年版《冷库制冷技术》	0.8
1980 年版《机械工程手册》*	0.8~1.0 (填料式 < 0.5)

书 刊 名 称	油分离器断面流速
俄文版《冷冻技术》第二版	≥0.7
1975年[日]《渔船制冷设备设计基准》	0.5~1.0
俄文版《制冷百科全书》	0.5
注：有*的书刊中，同时列出了以油分离器进出气管的流速（一般为10~25m/s） 计算进气管的直径来选定的方法。	

油分离的分离断面积，按理论应为 $d_y = \sqrt{\frac{4\lambda \cdot V \cdot v_p}{3600\pi \cdot W_y v_x}}$ 。但由于压缩机排出氨气比体积 v_p 与压缩机吸入氨气比体积 v_x 的比值 v_p/v_x 值小于1，以致形成油分离器的直径更小；而当前不乘以 v_p/v_x 值算出的油分离器直径，常在实际生产中认为偏小。为此我们在条文中仍采用了《手册》的算法。

6.3.11 对于冷凝器的选用，除本规范条文中列出的进出水温差和冷凝温度外（这类数据系我国冷库设计常用的经验数据），还取决于该设备的传热系数和热流密度。因冷凝器属标准产品，这些数据应按有关标准或制造厂提供的为准。设计时还应考虑投产后产生水垢、油污等的影响。

冷凝器冷却水进出口的温差，据某些设计单位的反映，在南方的炎热地区，如在长江以南气温较高的杭州、南昌、福建等地，由于冷却水进水温度较高，其立式壳管式冷凝器的进出水温差极小。为此，本规范条文中降低了以往冷却水温差的下限值，以符合生产的需要。冷却水水温与温升、冷凝温度的关系，一般为冷却水进水温度与进出水温升成反比，与冷凝温度成正比。表23数值，供参考。

表 23 冷却水水温与温升、冷凝温度的关系（℃）

冷却水进水温度	+10	+15	+20	+25	+30	> +35
冷却水的温升	8	6	4	3	2	1
氨液与出水的水温差	7	6.5	6	5.5	5	<4

冷却水进水温度	+ 10	+ 15	+ 20	+ 25	+ 30	> + 35
冷凝温度	25	27.5	30	33.5	37	40
蒸发温度	- 29	- 27	- 25.7	- 23	- 20	- 19.5

注：当冷却水水温高于 + 25℃ 或冷却水采取一次用水方式时，可不必用“再冷却器”。

6.3.12 按照我们以往的设计和对冷库的普查来看，使用单位普遍认为贮液器的体积不够。尤其是规模较小的冷库和淡季常需抽空的水产冷库，反映更多。查其原因，规模较小的冷库，往往地处县城或自治州，距供应制冷剂（99.8% 以上的纯氨）的化工厂甚远，供应上有困难且在建设时一般没有专用的氨库。水产冷库由于淡旺季明显，淡季时其冻结间、制冰设备的蒸发器常要抽空，致氨液无设备贮存。因此本规范对贮液器的容量，较以往的设计略予增大，以利生产。

贮液器的氨液充满度，以往各设计单位无一致的数据。一般采用 70% 和 80% 的两种。原商业部设计院 1964 年编的《冷藏库设计标准 讨论稿》、1968 年版的《手册》、1979 年《商业冷藏库设计技术规定 征求意见稿》和 1980 年湖北工业建筑设计院编的《冷藏库设计》，对贮液器充满度都采用 70%；原商业部设计院 1975 年《手册》、原商业部冷藏加工企业管理局编的《冷库制冷技术》（1980）等书，以及机械行业标准《氨制冷装置用贮液器》JB/T7658.8—95，贮液器充满度都采用 80%，本规范采用 70%。

6.3.15 ~ 6.3.17 几年来，对低压循环贮液器体积的选用各不相同，看法不一，国内外有关资料所列的计算公式也各不相同。当库房冷却设备用翅片管空气冷却器时，计算所得的结果差别不太显著，但当库房冷却设备为光滑排管时，计算所得的结果相差悬殊，一般都偏大。目前国内冷库采用光滑排管下进上出供液系统还很普遍，为此不加分析地采用某些计算公式和数据，显然是不合适的。

根据国内 20 多年氨泵强制循环系统运行的实际情况，低压循环贮液器的体积应根据它的功能来计算较为合理。

低压循环贮液器的体积，有以下三个方面的功能：

1 保证气体分离的体积 V_1 。

2 氨泵停止运行后，冷却设备的蒸发器和管道回液的体积 V_2 。该体积在正常运行时，可作为负荷波动引起的回液体积。

3 保证氨泵运行时不断液的体积 V_3 。

V_1 ：它与低压循环贮液器的型式（立式或卧式）有关。立式低压循环贮液器除了控制其气体流速 0.5m/s 要求有一定的截面积外，还应使气体进出口之间的距离不小于 600mm 。该体积根据国内立式低压循环贮液器的规格小于最大允许充满度所剩的体积，即 $0.6V_d < (1 - \beta_d) V_d$ 。

卧式低压循环贮液器，由于液面波动对桶身截面有影响，气体流速也随之变化。为了保证在接近最大允许充满度时亦能很好地分离，必须使该断面的气体流速不大于 0.8m/s 。即使最大允许充满度所剩的体积等于保证气体分离的体积。

因此，不论立式还是卧式低压循环贮液器， V_1 实际上可等于低压循环贮液器最大允许充满度所剩的体积。即：

$$V_1 = (1 - \beta_d) V_d = (1 - 0.7) V_d = 0.3V_d \quad (7)$$

V_2 ：它的大小与系统的供液方式有关。在上进下出供液系统，当氨泵停止运行时冷却设备的蒸发器和回气管的液体将全部流回低压循环贮液器，因此必须计算这部分的回液量，而供液管的液体一般不会流回来。所以

$$V_2 = \theta_q V_q + \theta_h V_h \quad (8)$$

在下进上出供液系统，回气管一般高于顶管，因此顶管的液体在停泵后不能从回气管流回低压循环贮液器。在单层和自动供液的多层冷库，由于供液管上设有止回阀，液体也不能从供液管流回低压循环贮液器。为了简化计算，在设计多层冷库手动操作时，系统管道设计应考虑停泵时液体不致通过液体管倒流。这样，冷却设备的回液量可以不计算，但墙、顶排管内的充满度随负荷变化而增减，因此要考虑负荷波动引起的回液体积。由于各库房负荷波动不在同一时间出现，并能起到互补作用，因此负荷波动的回液体积可按冷却设备最大一间的蒸发器体积的 20% 计算。在下进上出供液系统中

$$V_2 = 0.2V'_q + \theta_h V_h \quad (9)$$

V_3 ：它的大小与系统的供液形式有关。在上进下出供液系统，氨泵启动时低压循环贮液器内已有足够的氨液供泵使用，可以不计算氨泵启动时保证

不断液所需的液体体积，只考虑正常运行时保证低压循环贮液器出液口处不产生气化的液柱高度 300mm 所需体积就行了。该体积约为立式低压循环贮液器体积的 20%，因此 $V_3 = 0.2V_d$ 。

在下进上出系统中，当氨泵停止运行后，冷却设备蒸发器内的液体没有流回低压循环贮液器，在氨泵启动时就没有足够的液体供泵使用，故必须计算在氨泵启动时保证不断液所需的液体体积。它与氨泵每小时流量和氨泵启动到液体流回低压循环贮液器的时间有关。由于该体积大于正常运行时保证低压循环贮液器出液口不气化所需的体积，故后者可不计算。即

$$V_3 = t_b V_b \quad (10)$$

这样，低压循环贮液器体积的计算公式按供液形式分别为：

上进下出供液系统

$V_d = 0.3V_d + \theta_q V_q + \theta_h V_h + 0.2V_d$ ，移项得

$$V_d = \frac{1}{0.5} (\theta_q V_q + \theta_h V_h) \quad (11)$$

下进上出供液系统

$V_d = 0.3V_d + 0.2V'_q + \theta_h V_h + t_b V_b$ 移项得

$$V_d = \frac{1}{0.7} (0.2V'_q + \theta_h V_h + t_b V_b) \quad (12)$$

式中 V_d ——低压循环贮液器的体积 (m^3)；
 β_d ——低压循环贮液器氨液最大允许充满度，一般取 70%；
 V_q ——冷却设备蒸发器的体积 (m^3)；
 θ_q ——冷却设备蒸发器的设计灌氨量体积百分比 (%)；
 V'_q ——各冷间中，冷却设备灌氨量最大一间蒸发器的体积 (m^3)；
 V_h ——回气管体积 (m^3)；
 θ_h ——回气管的灌氨量，一般按 60% 计；
 V_b ——一台氨泵的体积流量 (m^3/h)；
 t_b ——氨泵由启动到液体自系统返回低压循环贮液器的时间，一般可采用 0.15 ~ 0.2h。

6.3.18 把原规范的第 5.3.17 条二及一款经修改后修订为本条 1 及 3 款。原规范对氨泵的排出压力没有提出要求，此次新增加为本条 2 款。由于某些氨泵产品样本中，对低压循环贮液器正常液面至氨泵轴中心线的液柱高

度有规定，此时可按样本规定采用。

6.3.19 本条将原规范第 5.3.18 条的一、二、三款内容合并。

6.3.22 将原规范第 5.3.21 条、5.3.22 条的内容合并，并根据原商业部设计院编著的《冷库制冷设计手册》(1991)有关内容，编写为本条。

6.4 安全保护和自动控制

6.4.1~6.4.3 此次修订，将原规范第 5.4.1 条的一、二、三款内容，按氨压缩机、冷凝器及氨泵的安全保护分条编写，并根据现今的设计情况增加了一些内容。

6.4.4 此条主要根据原苏联制冷工业科学研究设计院编制的《氨制冷装置和安全管理规范》(第 7 版)有关内容编写。

6.4.5 本条在原规范第 5.5.3 条内容的基础上，根据原商业部设计院编著的《冷库制冷设计手册》(1991)有关采用的氨压力表“带压力和温度刻度”，此次修订，本条增加了“宜带饱和温度刻度”字句，以使用同一块表可测得压力和饱和温度；原规范第 5.5.3 条有关压力表“量程不得小于工作压力的 1.5 倍”，此次修订根据原商业部《冷藏库氨制冷装置安全规程》(1985)有关内容，增加“不得大于工作压力的 3 倍”；另外，根据原苏联制冷工业科学研究设计院编制的《氨制冷装置安装和安全管理规范》(第 7 版)有关内容，增加了距观察地面多高，选用多大直径的压力表。

6.4.6 根据目前的设计情况，低压循环贮液器、氨液分离器和中间冷却器设有超高液位报警装置外，还设有正常液位自控装置，此次修订把它列上。本条替代原规范第 5.4.1 条五款。

6.4.7 本条主要根据原商业部《冷藏库氨制冷装置安全技术规程》(1985)及原劳动部《压力容器安全技术监察规程》(1990)有关内容编写。为此次修订新增。

6.4.8 冷库制冷系统中的压力容器，有的处于低压侧，有的处于高压侧。处于低压侧的压力容器，其安全阀必须校正 1.25MPa (表压) 开启；处于高压侧的压力容器，其安全阀必须校正 1.85MPa (表压) 开启。

根据美国和原苏联的资料，压力容器应设带有专用三通截止阀的双安全阀，如图 2。以便在一个安全阀检修时，另一个安全阀与容器(设备)相通。每个安全阀的通径应从整个容器(设备)的泄压考虑。

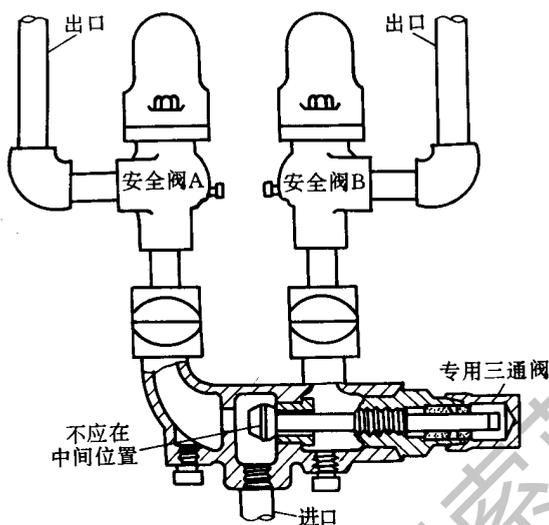


图2 带有专用三通阀的双安全阀示意图

鉴于目前专用三通截止阀国内尚未生产，近期仍可采用单个安全阀，为便于更换，可在容器（设备）与安全阀之间装截止阀，此阀的通径应不妨碍安全阀的正常泄放。压力容器（设备）正常运行时截止阀必须保持全开，并加铅封。本条替代原规范第5.4.1条四款。

6.4.9 本条根据现行国家标准《采暖通风与空气调节设计规范》GBJ 19的相关条文编写。替代原规范第5.5.5条七款。

6.4.10 为了观察气体、液体、热氨分配站及中间冷却器盘管进出口处的温度，所以新增本条。

6.4.11 有的冷库对设在室外的冷凝器、油分离器等设备，没有设围栏，对设在室外的贮液器也不设遮阳棚。为保障安全增设本条。

6.4.13~6.4.18 替代原规范第5.4.2~5.4.4条。在70年代中期，我国建设的冷库工程中，已逐步使用了我国自行设计和制造的氨制冷自控元件，使冷库在制冷的操作方面逐步地实现了自动化。但由于需增加投资约10%~15%；需培训和提高管理人员及维修人员的技术水平；电压不稳；元件质量等原因，因此每个冷库的自动化程度要根据生产需要、投资条件和维修人员的技术力量等实际情况来确定。

6.4.19 根据国家现行标准《氨制冷装置用紧急泄氨器》JB/T 7658.12

及美国采暖、制冷、空调工程师学会编制的《机械制冷安全规范》ANSI/ASHRAE15—1994的有关内容编写。此条系新增。

6.5 管道

6.5.3 氨管的管径计算已见于书刊手册者有原苏联和美、英、日等国外资料，其控制指标一般以允许压力降或允许速度为准。我们采用的控制指标已在本条文中阐明。此次修订，对制冷管道允许速度，根据《手册》给予补充。

6.5.4 本条1款为原规范5.5.1条一款。此次修订，根据原苏联国家制冷设计院编制的《分配性冷库工艺设计部门规范》——BHII03—86把原规范的“各种管道的挠度不宜大于1/350”，改为“各种管道的挠度不应大于1/400”；本条4、5款为原规范第5.5.5条五、六款；其他各款系根据原苏联制冷工业科学研究院编制的《氨制冷装置安装和安全规范》（第7版）及原商业部设计院编著的《冷库制冷设计手册》（1991）等资料的有关内容编写。

6.5.5 根据国家现行标准《制冷装置用压力容器》JB 6917及各制造厂的样本，目前制冷压力容器的设计压力：高压侧为2.0MPa、中低压侧为1.4MPa。所以本规范规定气密性试验压力：高压侧为1.8MPa（表压）、中低压侧为1.2MPa（表压）。

6.6 管道和设备的保冷、保温与刷漆

6.6.1 本条为原规范第5.6.1条的部分内容，指出了需保冷的部位。

6.6.2 现行国家标准《设备及管道保冷技术通则》GB 11790及《设备及管道保冷设计导则》GB/T 15586（以下简称《通则》及《导则》）。有关设备及管道保冷的计算公式和原规范第5.6.1条是一样的。不同的是原规范周围环境温度采用夏季空气调节日平均温度，而《通则》及《导则》是采用夏季室外空调计算温度。相对湿度原规范没有提到，而《通则》及《导则》采用最热月月平均相对湿度。另外，《实用制冷工程设计手册》（1994），也是采用与《通则》、《导则》相同的环境参数，所以此次修订以《通则》、《导则》为准。

保冷层的厚度计算是根据保冷层外表面不凝露作为计算原则的。对干燥地区计算出的保冷层厚度，虽可保持保冷层外表面不凝露，但冷损失量可能

超过要求。此时，可按允许冷损失量对保冷层厚度进行核算。

6.6.3 在某些设计中，需保冷的管道在穿过墙体或楼板时，图省事而中断保冷结构，这是不对的，所以增加此条并取消原规范第 5.6.5 条。

6.6.5 为这次修订时新增的条文。

6.7 盐水制冰和储冰

冷库中设制冰间和冰库有以下几个方面的用途：

- 1 通过铁路用普通加冰保温车调出食品；
- 2 为出海捕鱼保鲜用；
- 3 为过路的普通加冰保温列车补充冰量；
- 4 供应当地零售用冰。

在沿海水产加工厂的冷库和铁路加冰站中制冰、储冰的生产能力是很大的，许多水产品加工厂中一般储冰量和冷藏量往往相同；考虑到制冰、储冰有它独特的要求，故单写一节，便于设计使用。

制冰的方式有好几种：冰桶制冰（盐水制冰）、接触式制冰、砖状冰、片状冰、管状冰等。由于目前冰桶制冰用得较多，再加上其他制冰方式资料不多，因此，本节仅写盐水制冰。

6.7.2 本条所列计算结冰时间公式为美国通用的经验公式，一般用于厚度在 250mm 以上的大型冰块较为适宜。该经验公式，厚度原为厘米，本规范为统一起见，现已折成为毫米。根据日本资料介绍，当厚度 250mm 以下的冰块采用 Plank 公式为宜，算式为：

$$t_i = \frac{A'}{-\theta_b} l_b (l_b + B') \quad (13)$$

式中 t_i ——结冰时间 (h)；

θ_b ——制冰池内盐水平均温度，取 $\theta_b = -10^\circ\text{C}$ ；

l_b ——冰块顶端横断面短边的长度 (m)；

A' ——系数，($A' = 4540$)；

B' ——系数，($B' = 0.026$)。

厚度 250mm 以下的冰块用本规范 6.7.2 条计算公式 (6.7.2) 计算时，比用 Plank 公式算出的时间多 1 ~ 3h。本规范统一选用本规范公式 (6.7.2) 计算。

6.7.4 每日生产 1t 冰的热流量为 7000W/t，这已为大家公认数据，如要详细计算可按有关资料计算。

7 电 气

7.1 变配电室

7.1.1 冷库的正常运行，关系到广大人民的日常生活和食品卫生，如供电不能保证，一旦停电，势必会使库温升高，导致食品变质，从而造成较大的经济损失，因此从对供电可靠性的要求看，冷库应属二级负荷。对小型冷库因停电造成的损失较小，可按三级负荷供电。

7.1.2 当对冷库难以实现专用回路供电要求时，许多冷库为了保持正常运行，都希望有第二路电源供电，因此可以考虑采用自备电源的方法取得第二电源。

7.1.3 根据对 110 个冷库与肉联厂的统计资料进行分析，冷库总电力负荷需要系数采用 0.55 ~ 0.70 是合适的。

7.1.4 一般冷库的运行均有淡旺季之分，因此为了调节负荷，做到经济运行，宜选用 2 台变压器。由于我国大部分地区的供电部门是采用二步价计费方式，为了减少初投资及运行费用，同时又兼顾到变压器的运行效率并有一定的裕度，因此变压器的负荷率可采用 0.8 ~ 0.9。

7.1.5 冷库的主要用电设备在氨压缩机房，约占全库总用电负荷的 50% 以上，因此机房是冷库的负荷中心，变配电室应尽量靠近机房设置。

7.1.6 冷库的自然功率因数较低，而且用电负荷大部分集中在氨压缩机房，且冷库一般没有高压负荷，因此应在低压配电室集中设置补偿装置。对远离配电室且负荷又相对集中的污水处理厂、屠宰加工车间、分割肉加工车间等，为了提高补偿效果，减少线路上的电能损失，可分别在这些场所的配电室设置补偿装置。

7.1.7 一旦突然停电，为了及时地进行必要的倒闸操作，在高、低压配电室宜设置应急照明。

当应急照明电源取自直流电源屏时，应对电源屏的容量进行校核。

7.2 氨压缩机房

7.2.1 氨气比空气轻，有强烈的刺激气味，爆炸极限为 15.5% ~ 27%，根据现行国家标准《爆炸和火灾危险环境电力装置设计规范》GB 50058 中关于爆炸危险区域的划分应按释放源级别和通风条件确定的规定，氨压缩机房可划为 2 区，并应根据通风条件调整区域划分。

原规范考虑到氨压缩机房一般通风良好，且必须有人值班，因氨气具有强烈的刺激气味，爆炸下限较高（15.5%），当出现漏氨时，远未达到爆炸下限值就已被发现，又根据商业冷库多年的运行经验，尚未发生过氨压缩机房当出现漏氨时因电气火花引起爆炸事故的例子，因此没有要求氨压缩机房按爆炸危险区域进行电气设计。

本次修订原规范工作，根据现行国家标准《爆炸和火灾危险环境电力装置设计规范》GB 50058 中关于符合易燃物质可能出现的最高浓度不超过爆炸下限值的 10% 时，可划为非爆炸危险区域的规定，在本规范（送审稿）审查会上，与会专家要求增加本条内容，以保证氨压缩机房的运行安全。

7.2.2 为了进一步提高氨压缩机房的运行安全，在运行中会产生强烈电气火花的启动控制设备不应布置在氨压缩机房中。

因为氨气对温度测量和记录仪表的铜接点有腐蚀作用，因此不宜将该仪表布置在氨压缩机房中。

7.2.3 装设电流表除可监视电机运行情况外，还可用于监视制冷设备的运行情况，例如氨压缩机的制冷量，氨泵的上液量以及空气冷却器（冷风机）的结霜情况。

空气冷却器（冷风机）的电机台数多而容量小，属于同一台空气冷却器（冷风机）的数台电动机由于同时启停，工作环境和工作状态相同，因此可共用一块电流表，共用一套控制电器和短路保护电器。

7.2.4 氨压缩机在运行中会出现一些意外情况，如机械故障等，因此要紧急停车进行处理，以免事故扩大。

7.2.5 事故排风机虽然台数少、容量小，但其要在机房出现漏氨事故的情况下进行工作，因此对供电可靠性要求高，属于冷库的二级负荷，因此在供配电设计上，应在机房电源被切断的情况下保证事故通风机的可靠供电。

在机房漏氨的情况下，事故排风机如过载停止运行，会使事故进一步扩大，因此当排风机过载时，宜发出报警信号提醒值班人员注意观察，而不适宜直接作用于停机。

7.2.6 因为氨气比空气轻，为了安全起见动力配线宜在地下敷设。

7.2.7 在发生漏氨时，氨气会聚集在氨压缩机房的上部，为了提高氨压缩机房的运行安全，应选用防爆型灯具，照明线路宜穿管明敷。

7.2.8 当突然停电时，值班人员为了安全要对制冷设备的有关阀门进行必要的操作，因此氨压缩机房宜设应急照明。

7.3 库 房

7.3.1 冷库电气设计的一般要求。

7.3.2 由于冷间属于低温潮湿场所，电气设备易受潮损坏，且检修困难，因此如无特殊要求应将电气设备布置在干燥场所。

7.3.3 根据现行国家标准《肉类加工厂卫生规范》GB 12694 中对吊挂在肉品上方的灯具的要求，又考虑到冷间内属潮湿场所，因此规定冷间内照明灯具应采用具有防护罩的防潮型白炽灯具。

7.3.4 原规范规定冷却间等照明照度可采用 $10 \sim 20 \text{ lx}$ ，通过调查，一般冷库设计多为每 $6\text{m} \times 6\text{m}$ 布置一盏 $60 \sim 100\text{W}$ 白炽灯具，实际照度仅为 10 lx 左右，操作工人反映亮度不够，因此本次规范修改，将冷却间等设计照度适当提高定为不宜低于 20 lx 。

原苏联国家制冷设计院 1989 年编制的《分配性冷库工艺设计部门规范》中亦规定冷却物和冻结物冷藏间的设计照度为 20 lx 。

7.3.5 当冷间内布置有顶排管时，由于顶排管要定期融霜和人工扫霜，为防止损坏灯具和保障工人安全，故不应将灯具布置在顶排管下面，而应沿顶排管二侧布置。

7.3.6 一般说来，冷间外多为穿堂，对电气设备而言环境条件远较冷间内为好，因此为了操作与检修的安全与方便，照明开关应集中布置在冷间外。

当冷库进出货时，冷库门要打开较长的时间，由于库内外冷热空气的交换，库门外附近的墙面会因湿度大而凝水，对电气设备不利，因此照明开关宜远离门口布置。

7.3.7 为提高冷间内的照明可靠性而制定本条。

7.3.8 库房低温潮湿，属于有特殊触电危险的用电场所，为提高用电的安全性，对冷库部分的供电，宜采用带有专用保护线（PE线）的TN-S或TN-C-S系统，灯具金属外壳应与保护线可靠连接。

根据现行国家标准《工业企业照明设计标准》GB 50034中的规定，当冷间内灯具安装高度 $\leq 2.2\text{m}$ 时，供电电源应采用AC24V安全电压。

7.3.9 原规范规定“低于 0°C 的冷间电气线路应采用铜芯耐低温绝缘电线或电缆，并宜明敷”。通过调查，目前国内仅橡皮绝缘电力电缆具有较好的耐低温性能，考虑到绝缘电线仅一层绝缘，且不适于桥架明敷，因此本规范修订时，取消了原规范规定在冷间内使用绝缘电线，明确指出在 0°C 以下的冷间只允许使用铜芯橡皮绝缘电力电缆。

7.3.10 根据冷库的特点制定本条。

7.3.11 自限温电热带是新型的电加热材料，与电热线相比优点很多，安装方便，维修容易，安全可靠，故推广使用。

7.3.12 为了冷库的安全，阁楼层不得挪作它用，平时也不能上人，因此规定阁楼层内不应敷设电气线路，以防发生意外电气事故而引起火灾。

7.3.13 本条是为保障人身安全，防止人员被误关在冷间里面而规定的。由于现在冷藏门开门机构较前已大有改进，在库内可以较容易的将门开启，因此可根据需要装设。

7.3.14 电梯属于冷库中的二级负荷，供电应予以保证，不应与其他负荷共用一路电源。考虑到冷库一般采用3t货梯，电机容量较小，故多台电梯可共用一路电源。

7.3.15 消防水泵属于冷库中的二级负荷，供电应予以保证，不应与其他负荷共用同一路电源。

7.3.16 当某层冷库发生火警时，不仅可由该层消火栓箱处自动启动消防水泵，而且在控制室应发出该层火警的报警信号，以通知值班人员。

7.3.17 对冷库而言，地下土壤防冻是保证冷库正常运行的重要措施，因此当采用地下机械通风的方案时，除有温度显示外，通风机应能自动运行。

7.3.18 根据现行国家标准《建筑物防雷设计规范》GB 50057的规定，冷库宜按三类防雷建筑物设计。

7.4 制冷工艺自动控制

7.4.1 对一般冷库而言首先应该要求做到安全生产、改善工人劳动条件、提高制冷系统运行的稳定性和节能，为此目的制定了本条。

7.4.2 对有条件的冷库，可提高制冷工艺的自控水平，根据不同冷库的需要，制冷自控系统可设计成半自动运行和全自动运行二类。

7.4.3 实现冷库微机管理和微机自动控制是今后的发展方向，目前在国内个别地区的冷库做到了，并取得了很好的效果，因此对有条件地区的冷库，可根据需要推广采用这项新技术。

8 给水和排水

8.1 给 水

8.1.1 对本条说明如下：

本条中对冷凝器进出水温差未作规定。由于冷凝器设备的选用、温差的要求等均属制冷范围，因此由制冷专业提供设计数据。

2 冲霜水水温只作下限的规定，根据1968年集宁肉联厂冷库上、下水管道的测定资料，当水温不低于 $+10^{\circ}\text{C}$ ，冷库管道长度在40m内流动的水不会产生冰冻现象。

冲霜水水温的上限，根据日本、原苏联资料可为 $30\sim 50^{\circ}\text{C}$ ，当水温较高时，可缩短冲霜时间，减少冲霜水量。冲霜时间与水量水温成反比。考虑到目前国内情况及今后发展趋势，有条件时，可适当提高水温，以缩短冲霜时间和减少冲霜水量。

8.1.2 条文中所采用的冷却水浑浊度标准，根据广州市西村冷库所用增步河水浊度平均为 52mg/L 最高 450mg/L （持续2h）。当直接取用时，在冷凝器管壁形成的泥垢可用高压水冲洗，在气温高时增加用刷子清洗，就能冲掉，即能满足生产需要而不必作其他处理。广东、广西地区和其他地区某些冷库用河水为水源的情况也如此。

8.1.4 从节能节水角度考虑应提倡循环用水，但南方地区靠近江河的冷库，若水源充沛，水质又可直接使用，当冷凝器进出水温差较小时，略增大些冷凝器面积还是比增加一套冷却塔装置的一次投资及经常运转费用要省

些，故仍可考虑一次用水。

8.1.6 国务院办公厅国办发[1991]6号通知中提出，将直流排放的冷却水、洗涤水等尽可能合理地利用起来，推广循环用水一水多用。

过去在冷库设计中有采用自然通风冷却塔、喷水池等冷却构筑物，由于其冷却效率低，占地面积大，目前已很少采用。近年来小型玻璃钢机械通风冷却塔已工厂化生产，正趋向定型化、系列化，已被广泛采用。

8.1.7 本条提出对冷却塔的选用原则。目前，生产小型玻璃钢冷却塔的厂家有上百家，这些厂多数都有设计单位为技术指导，一般都有较完整的设计文件和较好的工艺管理措施及不同级别的鉴定，且取得了在某些市销售产品的证书。但也有些厂的产品存在较多的问题，质量差，缺少完整的设计技术资料和检测资料，依靠“灵活”的推销手段销售产品，设计选用时应当注意。

8.1.8 本条规定按湿球温度频率统计方法计算的频率为10%的日平均气象条件，在冷库工程设计中是恰当的。我国其他工业部门如火力发电厂设计技术规程（1985年版）规定：冷却水的最高计算温度宜按历年最炎热时期（一般以3个月计）频率为10%的日平均气象条件计算。

我国石油、化工和机械部门选用的频率为5%。

英国冷却塔规范 BS—4485（1977版）规定：根据不同工艺过程的需要，选择历年炎热时期（一般以4个月计）频率为1%~5%。

原苏联给水设计规范（1976年版）规定：按工艺对冷却水温的要求程度和由于冷却水温超过而引起的破坏选择设计保证率。如设计保证率为90%时，整个工艺过程和个别装置的经济性暂时降低。

根据冷库的实际运行情况，有些地区存在定期不定期的停电若干小时，亦有的地区在用电高峰期电价与平常时期的电价差别较大。因而有些厂在用电高峰期停机，错过用电高峰期后再开动机器制冷降温。这样运行操作既满足工艺过程在较长的时间内不受破坏，保证存储商品的质量，又能在常年运行中得到较好的经济效益。在冷库工程设计中采用近期连续不少于5年，每年最热3个月频率为10%时的空气干球温度及相应的相对湿度作为计算依据，可以满足工艺对水温的要求。

8.1.9 这是新增加的条文。目前多数冷库运行中未采取水质稳定处理措施。有的地区水的硬度较高，冷凝器结垢较严重，因而须采取水质稳定处

理措施，但由于地域不同，水质各异，可根据各地具体情况确定，本条未作硬性规定。循环水稳定处理的任务在于防止结垢和防腐蚀性，其方法有排污法、化学法、物理法（如电子除垢器、静电除垢器）等，至于选择哪种方法应进行技术经济比较，便于操作管理而定。

8.1.10 冷却塔的水量损失包括蒸发损失、风吹损失、渗漏损失、排污损失。

蒸发损失：根据现行国家标准《工业循环水冷却设计规范》GBJ 102 中冷却塔蒸发损失水量公式计算，当气温 30℃，冷却塔进出水温差 2℃时，蒸发损失率为 0.3%。

风吹损失：现行国家标准《工业循环水冷却设计规范》GBJ 102 中规定，机械通风冷却塔（有除水器）的风吹损失率为 0.2% ~ 0.3%，有的资料规定为 0.2% ~ 0.5%，对于冷库设计中常用的中小型机械通风冷却塔一般均未装除水器，尚无风吹损失水量资料。考虑到无除水器水量损失会增加，其风吹损失率按大于 1% 计。

渗漏损失：具有防水层护面的冷却塔的集水池中的渗漏，一般可忽略不计。

排污损失：损失水量占循环水量的 0.5% ~ 1.0% 或更大。

根据冷库设计多年的实践和各项损失累计，本条规定补充水量为冷却塔循环水量的 2% ~ 3%。

8.1.11 作为防结冰措施，在冷却塔进水干管上设旁路水管，能通过全部循环水量，使循环水不经过冷却塔布水系统及填料，直接进入冷却塔水盘或集水池。这项措施已在我国及美、英等国作为成熟经验普遍实施。

从循环水泵至冷却塔的进水管一般系明敷，在管道上应安装泄空管，当冬季冷却塔停止运转时，将管道内水放空，以免结冰。

8.1.14 制冷机厂对空气冷却器（冷风机）冲霜用水量有规定，从调查各冷库的冲霜时间看，一般一冻或两冻冲一次时，20min 左右即能将霜冲净。

冷库用冷却水、冲霜水调查表，见表 24。

插入卧表 24

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

插入卧表 24 (续)

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

插入卧表 24 (续)

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

插入卧表 24 (续)

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

8.1.15 本条规定空气冷却器（冷风机）冲霜配水装置前的自由水头不应小于5m，可以满足使用要求。

8.1.17 我们调研中了解到过去许多冷库即使在穿堂或楼梯间设了消火栓，也没有用过。但考虑冷库内大部分隔热材料和包装材料为可燃物，以往消火栓没有使用，并非其本身不起作用。为此，多层冷库还应在穿堂或楼梯间设消火栓，这样，一旦发生火灾，就能迅速扑救，及时阻止火势蔓延。单层冷库则利用室外消火栓扑救灭火。

氨压缩机房门外设室外消火栓，一是为救火；二是当机房大量漏氨时，可作水幕以保护抢救人员进入室内关闭阀门等。

9 采暖通风和地面防冻

9.0.2 事故排风是保证安全生产和保障工人生命安全的一项必要措施。对在事故发生过程中可能突然散发有害气体的氨压缩机房，在设计中均设置了事故排风系统。有些工厂虽然没有使用，但并不等于可以不设，应以预防为主，防止因设备管道大量逸出氨气而造成危害。

关于事故排风的排风量，根据现行国家标准《采暖通风与空气调节设计规范》GBJ 19 中的规定，“事故排风的风量，应根据工艺设计所提供的资料通过计算确定。当工艺设计不能提供有关计算资料时，应按每小时不小于房间全部容积的8次换气量确定。”因此本规范事故排风的换气次数定为不应小于8次/h。

9.0.4 根据建国以来的经验，体积在2250m³（500t）以下的冷库大多采用自然通风管地面防冻的方法。穿越冷间的通风管长度为24m，加上站台宽6m，每根通风管总长度为30m。使用情况表明，此种直通管自然通风地面防冻的方法，只要管路畅通是安全可靠的，均未出现问题。

据调查，辽宁、广东有几个冷库，由于设计时自然通风管进出风口未加网栅及使用管理不当，进出风口被垃圾等污物堵塞，有的还造成地面局部冻鼓，影响使用，因此本条指出应在进出风口设置网栅。

9.0.5 机械通风地面防冻装置虽然运转费用稍高，但目前尚有不少冷库使用。本规范中对支管风速规定了下限。

若风速低于1m/s，则表面传热系数数值下降很多，传热效果就差了。总风道尺寸定为不宜小于0.8m×1.2m，目的是便于进入调整 and 检查，有利于

保证各支风道布风均匀。

采暖地区的机械通风地面防冻设施强调设置空气加热装置，在整个采暖季节甚至过渡季都要每天定时运转。

9.0.6~9.0.11 过去进行地面防冻通风系统计算时，采用的理论公式要经过繁杂的计算，而实际施工时，往往不可能按理论计算结果来布置，所以按不等距离布置实际意义并不大。我国近年冷库地面防冻设计中，通风加热管按等距和不等距布置的都有。实践也证明，冷库地面冻鼓并非由于通风管的等距或不等距布置造成。采用等距布置既满足需要又简化了计算。

采暖地区地面防冻的加热计算，采用稳定传热计算公式。其中土壤传给地面加热层的热流量计算中，土壤厚度和土壤温度是按我国气候资料和有关测定，并参阅国外资料确定，基本上是合理的。土壤有关资料见表 25：

表 25 部分土壤热物理系数

土壤名称	密度 (kg/m^3)	热导率 [$\text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$]	土壤条件	
			质量湿度 (%)	温度 ($^\circ\text{C}$)
亚粘土	1610	0.84	15	融土
碎石亚粘土	1980	1.17	10	融土
砂土	1975	1.38	28	8.8
砂土	1755	1.50	42	11.7
粘土	1850	1.41	32	9.4
粘土	1970	1.47	29	7.7
粘土	2055	1.38	24	8.8
粘土夹砂	1890	1.27	23	9.7
粘土夹砂	1920	1.30	27	10.6

注：本表摘自《建筑材料热物理性能》中国建筑工业出版社。

冷库地面的加热防冻措施，由于埋设在冷间地面隔热层（指地面隔热层下面的混凝土板）的下方，对其效果不易直接地观察到，为保证冷库的安全运行和使用寿命，装设温度监控装置是必要的。

通过调查，一般认为加热层的平均温度取 $1\sim 3^{\circ}\text{C}$ 。有的冷库根据投产10多年的经验，取 $+3^{\circ}\text{C}$ 或更高的温度对冻结物冷藏间中靠近地面的货物的贮藏质量是有影响的，建议以 $1\sim 2^{\circ}\text{C}$ 为宜。因此本规范取 $1\sim 2^{\circ}\text{C}$ ，既满足要求，又可节约加热能量。原苏联资料，也规定为 1°C 。

9.0.13 架空地面自然通风防冻方法具有效果好、维护简单等优点，普遍受到各类冷库的欢迎，尤其是多层冷库。这种方法能否适合我国所有的地区，在调查过程中，据辽宁省介绍，架空地面在东北地区现在也在大量采用，他们仅在冬季用保温门将进出风口关（堵）好。在东北的某些寒冷气候条件下，只要能防止架空层内土壤冻结到基础埋深以下，俟来年气温升高的季节开启进出风口的保温门后，能使已冻结的土壤融化解冻，即不会发生由于土壤冻结过深造成柱基础冻鼓、结构损坏的现象。但在某些特别严寒、寒冷季节时间很长的地方，则要另行考虑。应该指出，目前有些冷库架空地面下架空高度过小，进风口小，通风不畅，且无排水沟，内存积水，影响效果。使用本条时，应结合本规范的4.6.9条同时考虑。

9.0.14 加热地面防冻设施的加热介质有润滑油、乙二醇、热氨等。液体加热系统设备布置较为灵活，无需设立专用的房间，可直接设在设备间内，由氨压缩机房值班工人随时观察和操作控制。

由于加热管浇筑在混凝土板内，不便维护和检查，因此施工时必须严格要求，做好清污、除锈、试压、试漏工作，并在施工过程中加强管理，确保不堵不漏。

若加热设施以热氨气为介质或加热热源时，应以氨压缩机的最小运行负荷为计算依据，否则地面加热系统就会出现加热量不足，影响使用。

第 **3** 篇

现代化冷库设备规范化管理

获取更多资料
微信搜索蓝领星球

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

第 1 章

冷库库房的管理

冷库是保证新鲜易腐食品长期供应市场，调节食品供应随季节变化而产生的不平衡，改善人民生活所不可缺少的一环。搞好库房的管理工作，对保证冷藏食品的质量和提高企业的经济效益非常重要。

第一节 库房操作管理

一、正确使用冷库，保证安全生产

冷库是用隔热材料建筑的低温密闭库房，结构复杂，造价高，具有怕

潮、怕水、怕热气、怕跑冷的特性。最忌隔热体内有冰、霜、水，一旦损坏，就必须停产修理，严重影响生产。为此，在使用库房时，要注意以下问题：

(1) 防止水、气渗入隔热层。库内的墙、地坪、顶棚和门框上应无冰、无霜、无水，要做到随有随清除。没有下水道的库房和走廊，不能进行多水性的作业，不要用水冲洗地坪和墙壁。库内排管和冷风机要定期冲霜、扫霜，及时清除地坪和排管上的冰、霜、水。经常检查库外顶棚，墙壁有无漏水、渗水处，如一旦发现，须及时修复。不能把大批量没有冻结的热货直接放入低温库房，防止库内温升过高，造成隔热层产生冻融而损坏冷库。

(2) 防止因冻融循环把冷库建筑结构冻酥。库房应根据设计规定的用途使用，高、低温库房不能随意变更（装配式冷库除外）。各种用途的库房，在没有商品存放时，要保持一定的温度，冻结间和低温间应在 -50°C 以下，高温间在露点温度以下，以免库内受潮滴水，影响建筑（装配式冷库除外）。原设计有冷却工序的冻结间，如改为直接冻结间时，要设有足够的制冷设备，还要控制进货的数量和掌握合理库温，不使库房内有滴水。

(3) 防止地坪（楼板）冻胀和损坏。冷库的地坪（楼板）在设计上都有规定，能承受一定的负荷，并铺有防潮和隔热层。如果地坪表面保护层被破坏，水分流入隔热层，会使隔热层失效。如商品堆放超载，会使楼板裂缝，因此，不能将商品直接散铺在库房地坪上冻结。拆货垛时不能采用倒垛方法。脱钩和脱盘时，不能在地坪上摔击，以免砸坏地坪或破坏隔热层。另外，库内商品堆垛重量和运输工具的装载量，不能超过地坪的单位面积设计负荷。每个库房都要核定单位面积最大负荷和库房总装载量（地坪如大修改建，应按新设计负荷），并在库门上作出标志，以便管理人员监督检查。库内吊轨每米长度的载重量，包括商品、滑轮和挂钩的总重量，应符合设计要求，不许超载，以保证安全。特别要注意底层的地坪没有作通风等处理的库房，使用温度要控制在设计许可范围内。设计有地下通风的冷库，要严格执行有关地下通风的设计说明，并定期检查地下通风道内有无结霜、堵塞和积水，并检查回风温度是否符合要求。应尽量避免由于操作不当而造成地坪冻胀。地下通风道周围严禁堆放物品，更不能搞新的建筑。

(4) 库房内货位的间距要符合要求。为使商品堆垛安全牢固，便于盘点、检查、进出库，对商品货位的堆垛与墙、顶、排管和通道的距离都有一

定要求，见表 3-1-1。

表 3-1-1 库房内货位的间距要求

建筑物名称	货物应保持的距离 (mm)
低温库顶棚	≦200
高温库顶棚	≦300
顶排管	≦300
墙	≦200
墙排管	≦400
风道底面	≦200
冷风机周围	≦1500
手推车通道	≦1000
铲车通道	≦1200

库内要留有合理宽度的走道，以便运输、操作，并利于安全。库内操作要防止运输工具和商品碰撞冷藏门、电梯门、柱子、墙壁、排管和制冷系统的管道等。

(5) 冷库门要经常进行检查。如发现冷库门变形、密封条损坏，电热器损坏，要及时修复。当冷库门被冻死拉不开时，应先接通电热器，然后开门。冷库门是冷热气流交换最剧烈的地方，地坪上容易结冰、积水，应及时清除。

(6) 库内排管扫霜时，严禁用钢件击排管。

二、加强管理工作，确保商品质量

提高和改进冷加工工艺，保证合理的冷藏温度，是确保商品质量的重要一环。食品在冷藏间如保管不善，易发生腐烂、干枯（干耗）、脂肪氧化、脱色、变色、变味等现象。为此，要求有合理的冷加工工艺和合理的储藏温度、湿度、风速等。各种商品的冷藏推荐条件见表 3-1-2。

表 3-1-2

易腐食品冷藏推荐条件

类别	品名	温度 (°C)	相对湿度 (%)	预计冷藏期限	备 注					
一、冷冻肉、禽、蛋类	冻猪肉	-12	95~100	3~5个月	肥度大的猪肉冷藏期限还应缩短					
		-18	95~100	8~10个月						
		-20	95~100	10~12个月						
	冻猪分割肉(包装)	-18	95~100	10~12个月		肥度大的猪肉冷藏期限还应缩短				
		冻牛肉	-12	95~100			6~10个月			
			-18	95~100			10~12个月			
	-20		95~100	12~14个月						
	冻羊肉	-12	95~100	3~6个月			肥度大的猪肉冷藏期限还应缩短			
		-18	95~100	8~10个月						
		-20	95~100	10~12个月						
	冻肉馅(包装,未加盐)	-18	95~100	6~8个月				肥度大的猪肉冷藏期限还应缩短		
		冻副产品(包装)	-18	95~100					5~8个月	
	冻猪油		(不包装)	-18					95~100	4~5个月
		(包装)	-18	95~100					9~12个月	
	冻家禽(包冰衣)	(包冰衣)	-12	95~100					3~4个月	肥度大的猪肉冷藏期限还应缩短
(包冰衣)		-18	95~100	6~10个月						
冻家兔	-18	95~100	5~8个月	肥度大的猪肉冷藏期限还应缩短						
二、冷冻水产类	肥鱼:鳊、沙丁鱼等	-25~-18	95~100		6~10个月				肥度大的猪肉冷藏期限还应缩短	
	中等肥鱼:鲮、鲳鱼等	-25~-18	95~100		8~12个月					
	瘦鱼:比目鱼、黄花鱼等	-25~-18	95~100		10~14个月					
	虾 类	-25~-18	95~100		6~10个月					
	蛭、贝、蛤	-25~-18	95~100		6~10个月					
三、冷冻水果、蔬菜类	杏(加糖)	-18	95~100		12个月	肥度大的猪肉冷藏期限还应缩短				

第 1 章 冷库库房的管理

类别	品名	温度 (°C)	相对湿度 (%)	预计冷藏期限	备注
酸浆果 (加糖)		-18	95~100	12 个月	
甜浆果 (加糖)		-18	95~100	8~10 个月	
桃 (加糖)		-18	95~100	8~10 个月	
桃 (加糖和维生素丙)		-18	95~100	12 个月	
复盆子 (加糖)		-18	95~100	18 个月	
杨梅 (加糖)		-18	95~100	12 个月	
椰子		0	80~85	1~2 个月	
葡萄		-1~0	80~90	1~2 个月	
荔枝		0	90	5~6 周	
芒果		10	90	2~5 周	
甜瓜		+4~+10	85~90	1 周	
核桃		+7	70	12 个月	
西瓜		+2~+4	75~85	2~3 周	
木瓜		+10	90	2~3 周	
桃子		-1~+1	85~90	1~4 周	
菠萝 (青的)		+10	90	2~4 周	
(熟的)		+7	90	2~4 周	
樱桃		0	85~90	1~5 天	
柑		+4~+7	85~90	3~6 个月	
橙		+4~+6	85	6 个月	
梨		+0.5~+1.5	85~90	6~8 个月	
土豆		+3~+6	85~90	6~8 个月	
韭菜		±0	90~95	1~3 个月	
莴苣		±0	90~95	1~3 周	
洋葱		-3~0	70~75	6 个月	
青豌豆		±0	80~90	7~21 天	
菠菜		0~+1	90	10~14 天	
西红柿 (生)		+11.5~+13	85~90	3~5 周	
(熟)		±0	85~90	1~3 周	
土豆 (晚期)		+4.5~+10	85~90	4~8 个月	

第 3 篇 现代化冷库设备规范化管理

类别	品名	温度 (℃)	相对湿度 (%)	预计冷藏期限	备 注
种子		+2~+7	85~90	5~8个月	
茄子		+7~+10	85~90	10天	
大蒜		-1.5~0	70~75	6~8个月	
芹菜		±0	90~95	1~3个月	
黄瓜		±11.5	85~90	1~2周	
花卷心菜		±0	85~90	2~3周	
蘑菇		±0	85~90	5天	
冷冻蔬菜包括：					
	青豌豆、青扁豆、花椰	-18	95~100	12个月	
	豆、文竹、胡萝卜、菠菜等	-18	95~100	12个月	
	蘑菇	-18	95~100	8~10个月	
	黄瓜片	-18	85~100	5个月	
四、冷冻熟制品和其他类					
	灌肠	-18	95~100	4~8个月	
	熏肉	-18	95~100	5~7个月	
	油煎鸡(包装)	-18	95~100	3~4个月	
	猪肉饼	-18	95~100	6~8个月	
	牛肉饼	-18	95~100	8~10个月	
	羊肉饼	-18	95~100	12个月	
	冰激凌	-18~-23	85	2~6个月	
五、冷却肉、禽、蛋类					
	猪肉	-1.5~0	85~90	1~2周	
	牛肉	-1.5~0	90	2~3周	
	羊肉	-1~0	85~90	1~2周	
	猪肉	-1~0	80~90	4~6天	
		-1~0	95~100	3~5天	
	腊肉	-3~-1	80~90	1个月	
	副产品	-1~0	75~80	2~3天	
	家禽	0~+1	85~90	1周	
	家兔	0~+1	85~90	3~5天	

第 1 章 冷库库房的管理

类别	品名	温度 (°C)	相对湿度 (%)	预计冷藏期限	备注
鲜蛋		±0	85~90	4~6个月	
		-0.5~-0.25	85~90	6~8个月	
六、冷却水果、蔬菜类					
苹果		-1~+1	86~90	3~8个月	有些品种也可在 2°C~4°C 下冷藏
杏		-1~0	90	2~4周	
香蕉(青的)		+11.5~+14.5	90	10~20天	
(熟的)		+14~+16	90	5~10天	
覆盆子		-1~0	85~90	2~3周	

在正常生产情况下，冻结物冷藏库的温度应控制在设计温度 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ 的范围内。冷却物冷藏库的温度应控制在设计温度 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 的范围内。货物在出库过程中，冻结物冷藏库的温升不超过 4°C ，冷却物冷藏库的温升不超过 3°C 。进入冻结物冷藏库的冻结货物温度应不高于冷藏库温度 3°C 。例如，冷藏库温度为 -18°C ，则货物温度应在 -15°C 以下。

商品在储藏时，要按品种、等级和用途情况，分批分垛位储藏，并按垛位编号，填制卡片悬挂于货位的明显地方。要有商品保管帐目，正确记载库存货物的品种、数量、等级、质量、包装以及进出的动态变化，还要定期对帐目，出库一批清理一批，做到帐货相符。要正确掌握商品储藏安全期限，执行先进先出的制度。定期或不定期地进行商品质量检查，如发现商品有霉烂、变质等现象时，应立即处理。

有些商品（如家禽、鱼类和副产品）在冷藏时，要求表面包冰衣。如长期冷藏的商品，可在垛位表面喷水进行养护，但要防止水滴在地坪、墙和冷却设备上。冻肉在码垛后，可用防水布或席子覆盖，在走廊边或靠近冷藏门处的商品尤应覆盖好，要求喷水结成 3mm 厚的冰衣。在热流大的时候，冰衣易融化，要注意保持一定的厚度。

第二节 库房卫生管理

食品进行冷加工，并不能改善和提高食品的质量，仅是通过低温处理，抑制微生物的活动，达到较长时间保藏的目的。因此，在冷库使用中，冷库的卫生管理是一项重要工作。要严格执行国家颁发的卫生条例，尽可能减少微生物污染食品的机会，以保证食品质量，延长保藏期限。

一、冷库的卫生和消毒

（一）冷库的环境卫生

食品进出冷库时，都需要与外界接触，如果环境卫生不良，就会增加微生物污染食品的机会，因而冷库周围的环境卫生是十分重要的。冷库四周不应有污水和垃圾，冷库周围的场地和走道应经常清扫，定期消毒。垃圾箱和厕所应离库房有一定距离，并保持清洁。运输货物用的车辆在装货前应进行清洗、消毒。

（二）库房和工具设备的卫生与消毒

冷库的库房是进行食品冷加工和长期存放食品的地方，库房的卫生管理工作，是整个冷库卫生管理的中心环节。

在库房内，霉菌较细菌繁殖得更快，并极易侵害食品。因此，库房应进行不定期的消毒工作。运货用的手推车以及其他载货设备也能成为微生物污染食品的媒介，应经常进行清洗和消毒。库内冷藏的食品，不论是否有包装，都要堆放在垫木上。垫木应刨光，并经常保持清洁。垫木，小车以及其他设备，要定期在库外冲洗、消毒。可先用热水冲洗，并用2%浓度的碱水（50℃）除油污，然后用含有效氯0.3%~0.4%的漂白粉溶液消毒。加工用

的一切设备，如秤盘、挂钩、工作台等，在使用前后都应用清水冲洗干净，必要时还应用热碱水消毒。冷库内的走道和楼梯要经常清扫，特别在出入库时，对地坪土的碎肉等残留物要及时清扫，以免污染环境。

(三) 消毒剂 and 消毒方法

1. 抗霉剂

冷库用的抗霉剂有很多种，常与粉刷材料混合在一起进行粉刷，消毒方法主要有以下几种。

(1) 氟化钠法：在白陶土中加入 1.5% 的氟化钠（或氟化铁）或 2.5% 的氟化铵，配成水溶液粉刷墙壁。白陶土中钙盐的含量不应超过 0.7% 或最好不含钙盐。

(2) 羟基联苯酚钠法：当发霉严重时，在正温的库房内，可用 2% 的羟基联苯酚钠溶液刷墙，或用同等浓度的药剂溶液配成刷白混合剂进行粉刷。消毒后，地坪要洗刷并干燥通风后，库房才能降温使用。用这种方法消毒，不可与漂白粉交替或混合使用，以免墙面呈现褐红色。

(3) 硫酸铜法：将硫酸铜 2 份和钾明矾 1 份混合，取此 1 份混合物加 9 份水在木桶中溶解，粉刷时再加 7 份石灰。

(4) 用 2% 过氧酚钠盐水与石灰水混合粉刷。

2. 消毒剂

库房内消毒有以下几种方法。

(1) 漂白粉消毒：漂白粉可配制成含有效氯 0.3% ~ 0.4% 的水溶液（1L 水中加入含 16% ~ 20% 有效氯的漂白粉 20g），在库内喷洒消毒，或与石灰混合，粉刷墙面。配制时，先将漂白粉与少量水混合制成浓浆，然后加水至必要的浓度。

在低温库房进行消毒时，为了加强效果，可用热水配制溶液（30℃ ~ 40℃）。用漂白粉与碳酸钠混合液进行消毒，效果较好。配制方法是，在 30L 热水中溶解 3.5kg 碳酸钠，在 70L 水中溶解 2.5kg 含 25% 有效氯的漂白粉。将漂白粉溶液澄清后，再倒入碳酸钠溶液。使用时，加两倍水稀释。用石灰粉刷时，应加入未经稀释的消毒剂。

(2) 次氯酸钠消毒：可用 2% ~ 4% 的次氯酸钠溶液，加入 2% 碳酸钠，

在低温库内喷洒，然后将门关闭。

(3) 乳酸消毒：每立方米库房空间需用 3~5mL 粗制乳酸，每份乳酸再加 1~2 份清水，放在瓷盘内，置于酒精灯上加热，再关门几小时消毒。

(4) 福尔马林消毒：在库温 20℃ 以上的库房，可用 3%~5% 的甲醛消毒（即 7.5%~12.5% 的福尔马林溶液），空间喷射 0.05~0.06kg/m³。在低温库房内喷射，效果较差。每立方米空间可用 15~25g 福尔马林，加入沸水稀释，与 10%~20% 的高锰酸钾同置于铝锅中，任其自然发热和蒸发，闭门 1~2d 后，经过通风，消毒工作即完成。因福尔马林气味很大，肉吸收后即不能食用。为了吸收剩余的福尔马林，可在通风时用脸盆等容器盛氨水放在库内。福尔马林对人有很大的刺激作用，使用时要注意安全。

3. 消毒和粉刷方法

库房在消毒粉刷前，应将库内食品全部撤出，并清除地坪、墙和顶板上的污秽，发现有霉菌的地方，应仔细用刮刀或刷子清除。在低温库内，要清除墙顶和排管上的冰霜，必要时需将库温升至正温。

库房内刷白，每一平方米消毒表面所消耗的混合剂约为 300mL 左右，在正温库房可用排笔涂刷，负温时可用细喷浆器喷洒，有时会出现一层薄溶液冻结层，经 1~3d 以后，表面会逐步变干。

冷库内消毒的效果，根据霉菌孢子的减少来评定。因此，在消毒前后均要做测定和记录。消毒后，每平方厘米表面上不得多于一个霉菌孢子。

4. 紫外线消毒

一般用于冰棍车间模子等设备和工作服的消毒，不仅操作简单，节约费用，而且效果良好。每立方米空间装置功率为 1W 的紫外线光灯，每天平均照射 3h。即可对空气起到消毒作用。

(四) 冷库工作人员的个人卫生

冷库工作人员经常接触多种食品，如不注意卫生，本身患有传染病，就会成为微生物和病原菌的传播者。因此对冷库工作人员的个人卫生应有严格的要求。

冷库作业人员要勤理发，勤洗澡，勤洗工作服，工作前后要洗手，经常保持个人卫生。同时必须定期检查身体，如发现患传染病者，应立即进行治

疗并调换工作，未痊愈时，不能进入库房与食品接触。

库房工作人员不应将工作服穿到食堂、厕所和冷库以外的场所。

二、食品冷加工过程中的卫生管理

(一) 食品冷加工的卫生要求

食品入库冷加工之前，必须进行严格的质量检查，不卫生的和有腐败变质迹象的食品，如次鲜肉和变质肉均不能进行冷加工和入库，

食品冷藏时，应按食品的不同种类和不同的冷加工最终温度而分别存放。如果冷藏间大而某种食品数量少，单独存放不经济时，也可考虑不同种类的食品混合存放，但应以不互相串味为原则。具有强烈气味的食品如鱼、葱、蒜、乳酪等和储藏温度不一致的食品，严格禁止混存在一个冷藏间内。

对冷藏中的食品，应经常进行质量检查，如发现软化、霉烂、腐败变质和异味感染等情况时，应及时采取措施，分别加以处理，以免感染其他食品，造成更大的损失。

正温库的食品全部取出后，库房应通风换气，利用风机排除库内的混浊空气，换入过滤的新鲜空气。

几种食品卫生的标准如下：

(1) 鲜猪肉卫生标准 GB。鲜猪肉系指生猪屠宰加工，经兽医卫生检验符合市场鲜销而未经冷冻的猪肉。

(2) 鲜牛肉、鲜羊肉、鲜兔肉卫生标准 GB。鲜牛肉、鲜羊肉、鲜兔肉系指活牛、羊、兔屠宰加工，经兽医卫生检验符合市场鲜销而未经冷冻的牛、羊、兔肉。

(3) 鲜鸡肉卫生标准 GB。鲜鸡肉系指活鸡宰杀加工，经兽医卫生检验符合市场鲜销而未经冷冻的鸡肉。

(4) 鲜蛋卫生标准 GB。鲜蛋可进行感观检验，鲜蛋蛋壳坚固完整，灯光透视时整个蛋呈微红色，蛋黄不见或略见阴影。打开后蛋黄凸起完整并带有韧性，蛋白澄清透明，稀稠分明。

各种鲜肉的感观指标见表 3-1-3。

表 3-1-3

鲜肉的感观指标

项 目 \ 品 种	鲜猪肉	鲜牛、羊、兔肉	鲜鸡肉
色泽	肌肉有光泽，红色均匀，脂肪洁白	肌肉有光泽，红色均匀，脂肪洁白或淡黄色	皮肤有光泽，肌肉切面发光
粘度	外表微干或微湿润，不粘手	外表微干或有风干膜，不粘手	外表微干或微湿润，不粘手
弹性	指压后的凹陷立即恢复	指压后的凹陷立即恢复	指压后的凹陷立即恢复
气味	具有鲜猪肉正常气味	具有鲜牛、羊、兔肉的正常气味	具有鲜鸡肉正常气味
肉汤	透明澄清，脂肪团聚于表面，具特有香味	透明澄清，脂肪团聚于表面，具特有香味	透明澄清，脂肪团聚于表面，具特有香味

(二) 除异味

库房中发生异味一般是由于储藏了具有强烈气味或腐烂变质的食品所致。这种异味会影响其他食品的风味，降低质量。

臭氧具有清除异味的性能。臭氧是三个原子的氧，用臭氧发生器在高电压下产生，其性质极不稳定，在常态下即还原为两个原子的氧，并放出初生态氧（O）。初生态氧性质极活泼，化合作用很强，具有强氧化剂的作用。因而利用臭氧不仅可以清除异味，而且浓度达到一定程度时，还具有很好的消毒作用。

利用臭氧除异味和消毒，不仅适用于空库，对于装满食品的库房也很适宜。臭氧处理的效能取决于它的浓度，浓度越大，氧化反应的速度也就越快。由于臭氧是一种强氧化剂，长时间呼吸浓度很高的臭氧对人体有害。因此，臭氧处理时，操作人员最好不留在库内，待处理后 2h 再进入。利用臭氧处理空库时，浓度可达 $40\text{kg}/\text{m}^3$ 。对有食品的库，浓度则依食品的种类而

定。鱼类和干酪为 $1 \sim 2\text{kg}/\text{m}^3$ ，蛋品为 $3\text{kg}/\text{m}^3$ 。如果库内存有含脂肪较多的食品，则不应采用臭氧处理，以免脂肪氧化变质。

此外，用甲醛水溶液（即福尔马林溶液）或 $5\% \sim 10\%$ 的醋酸与 $5\% \sim 20\%$ 的漂白粉水溶液，也具有较好的除异味和消毒作用。这种办法目前在生产中广泛采用。

（三）灭鼠

鼠类对食品储藏的危害性极大，它在冷库内不但糟蹋食品，而且散布传染性病菌，同时还能破坏冷库的隔热结构，损坏建筑物。因此，消灭鼠类对保护冷库建筑结构和保证食品质量有着重要意义。

鼠类进入库房的途径很多，可以由附近地区潜入，也可以随有包装的食品一起进入冷库。冷库的灭鼠工作应着重放在预防鼠类进入。例如在食品入库前，对有外包装的食品应进行严格检查，凡不需带包装入库的食品尽量去掉包装。建筑冷库时，要考虑在墙壁下部放置细密的铁丝网，以免鼠类穿通墙壁潜入库内。发现鼠洞要及时堵塞。

消灭鼠类的方法很多，可用机械捕捉、毒性饵料诱捕和气体灭鼠等方法。用二氧化碳气体灭鼠效果较好。由于这种气体对食品无毒，用其灭鼠时，不需将库内食品搬出。在库房降温的情况下，将气体通入库内，将门紧闭即可灭鼠。二氧化碳灭鼠的效果取决于气体的浓度和用量。如在 1m^3 的空间内，用浓度为 25% 的二氧化碳 0.7kg ，或用浓度为 35% 的二氧化碳 0.5kg ，一昼夜即可彻底消灭鼠类。二氧化碳对人有窒息作用，可造成死亡。操作人员需戴氧气呼吸器才能入库充气和检查。在进行通风换气降低二氧化碳浓度后，方可恢复正常进库。用药饵毒鼠，要注意及时消除死鼠。一般是用敌鼠钠盐来作毒饵，效果较好。

第三节 冷库节能

冷库是冷藏业中主要的用电部门，因此也是节能的核心部门。当前，冷

库的制冷系统，每冻结 1t 白条肉平均耗电为 110kW，其中高的耗电指标是每吨 180kW，低的耗电指标是每吨 70kW；对于冻结物冷藏间，储藏 1t 冻食品，每天耗电平均为 0.4kW，其中高的耗电指标是每天每吨 1.4kW，低的耗电指标是每天每吨 0.2kW；对于冷却物冷藏间，储藏一吨食品每天耗电平均为 0.5kW，其中高的耗电指标每天每吨 1kW，低的耗电指标是每天每吨 0.3kW。由此可见，冷库的能耗随着地区之间、企业之间、设计和管理水平的不同存在着较大的差别。因此，对冷库制冷系统进行技术改造和科学管理以达到节能目的，其潜力是很大的。

一、采用新工艺、新技术、新设备的设计方案

(1) 减少冷库围护结构单位热流量指标。在冷库设计中，低温冷库的外墙的单位热流量 q_F ，一般采用 $11.63W/(m^2 \cdot h)$ 左右，如果将 q_F 降到 $6.98 \sim 8.14W/(m^2 \cdot h)$ ，则对于一座 5000 ~ 10000t 级的低温冷库，据统计，动力费可下降 10% 左右。当然，由于单位热流量指标的降低，冷库围护结构的隔热层要加厚，一次投资要提高。但与冷库的运行费用的减少相比较，无论从经济角度，还是技术管理角度来考虑，采用降低冷库围护结构单位热流量指标的做法是合理的。

(2) 缩小制冷剂蒸发温度与库房温度的温差。当库房温度一定时，随着蒸发温度与库房温度温差的缩小，蒸发温度就能相应提高，此时如果冷凝温度保持不变，就意味着制冷压缩机制冷量的提高，也就是说要获得相同的冷量可以少消耗电能。据估算，当蒸发温度每升高 $1^{\circ}C$ ，则可少耗电 3% ~ 4%。而且，小的温差对降低库房储藏食品的干耗也是极为有利的。因为小的温差能使库房获得较大的相对湿度，能减缓库房内空气中热质交换程度，从而达到减少储藏食品的干耗，尤其是对未包装储藏食品，应该采用小的温度差。

提高蒸发温度的措施主要是适当增大蒸发器的传热面积和增加通风量。

(3) 根据不同的冷藏食品 and 不同的储藏期确定相应的储藏温度。人们可针对食品（特别是肉食品）在低温储藏期间的生化变化及嗜低温细菌滋长和繁殖被抑制的程度，确定相应较佳的储藏温度。如不超过半年的低温储藏，一般采用的储藏温度为 $-15^{\circ}C \sim -18^{\circ}C$ ，超过半年的低温储藏，储藏温度应

$\leq -18^{\circ}\text{C}$ ；对于含脂肪量大的食品，如鱼类，为防止低温储藏期脂肪的氧化，应采取低于 -18°C 的储藏温度，最好是 $-25^{\circ}\text{C} \sim -20^{\circ}\text{C}$ 的温度。由此可见，采取了不同储藏温度后，对于某些产品，特别是属短时期储藏者，就可适当提高制冷系统的蒸发温度，从而就提高了制冷压缩机的制冷量。

(4) 冻结间配用双速或变速电机的冷风机。食品在冻结间冻结过程中，热量的释放，实际上是不均匀的放热过程，所以冻结过程对冷却设备的需冷量也是不均匀的。食品的冻结过程由三个阶段组成：第一阶段是冷却阶段，食品温度由 0°C 以上降至 0°C 左右；第二阶段是冰晶形成阶段，食品温度由 0°C 降至 -5°C 左右；第三阶段是冻结降温阶段，食品由 -5°C 降至 -15°C 左右。在食品冻结的三个阶段中，第二阶段所需冷量最大，此时冻结间所配冻结设备要全部投入运转，而在第一和第三阶段，由于单位时间内热负荷较少，可适当降低风速，减少风量，以达到节能的目的。以往冻结采用的冷风机仅是一种转速，无法调节，如果冷风机配用双速或变速电机，冻结的循环风量可以得到调节，从而达到节能的目的。

(5) 冷却物冷藏库配用双速电机的冷风机。冷却物冷藏库一般都是既用作冷藏又用作冷却。在货物进库时，用作冷却，此时热负荷较大，冷风机需较大的风量，电动机为高速档。当货物经冷却后进入储藏期，其热负荷较小，冷风机风量可小些，电动机为低速档。以达到节能的目的。

二、及时进行冷藏食品的结构改革

(1) 在市场推广销售冷却肉。从卫生角度出发，市场出售的新鲜肉均应进行冷却，可达到明显的节能效果。推广销售冷却肉，不仅在外观、营养等品质方面保持肉的最佳质量，在能耗上也只有冻结肉的40%左右。

(2) 肉胴体进行分割剔骨后的节能，将肉胴体进行分割剔骨，改变过去白条肉冻结和冷藏的做法，据统计资料介绍，肉胴体经剔骨、去肥膘处理后进行冻结储藏，可节省劳动力25%，节省冻结能耗50%，节省低温冷藏空间50%。

(3) 冷藏肉食品包装后的节能效果。冷藏食品如无包装，在储藏时于耗较大，能量消耗也较大。包装的冷冻食品在储藏期间的干耗基本上接近零。由于食品的干耗大大减少，减少蒸发器融霜次数，制冷压缩机的无效功也降

低到最小的程度，实际也就起到了节约能源的作用。

三、加强科学管理

加强科学管理是达到节能目的的重要一环。应建立完善管理制度，积极进行技术改进，尽量降低能耗。科学管理的主要内容有：

(一) 建立能耗管理制度

1. 日常运行管理

(1) 填写工作日记。要坚持填写设备运行日记。主要填写内容是，压缩机、氨泵、水泵、风机等动力设备的启动和停车时间，每隔 2h 记录各种制冷设备工作的温度、压力状况（如蒸发温度、冷凝温度、中间温度和压力、排汽温度、吸汽温度、膨胀阀前液体温度、库温、水温、室外温度、相对湿度等），以便检查各种设备的工作状态和工作效率（日记填写内容见表 3-1-4）。

表 3-1-4 日记记录表格

压缩机号	工作条件	测量小时												日平均	工作小时	
		2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24			
1# 单级机	蒸发温度															开车： 停车： 开车： 停车： 运转小时：
	吸入温度															
	排出温度															
	冷凝温度															
	电流表读数															
	电压表读数															

第 1 章 冷库库房的管理

压缩机号	工作条件		测量小时												日平均	工作小时			
			2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24					
2# 单级机	蒸发温度																开车： 停车： 开车： 停车： 运转小时：		
	吸入温度																		
	排出温度																		
	冷凝温度																		
	电流表读数																		
	电压表读数																		
3# 双级机组	蒸发温度																开车： 停车： 开车： 停车： 运转小时：		
	吸入温度	低压缸																	
		高压缸																	
	排出温度	低压缸																	
		高压缸																	
	冷凝温度																		
	中间温度																		
	电流表读数																		
电压表读数																			
4# 单级机	蒸发温度																开车： 停车： 开车： 停车： 运转小时：		
	吸入温度	低压缸																	
		高压缸																	
	排出温度	低压缸																	
		高压缸																	
	冷凝温度																		
	中间温度																		
电压表读数																			
压缩机号	工作条件		测量小时												日平均	工作小时			
			2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24		开车	停车	运行	
1# 循环水泵	电流表读数																		
2# 循环水泵	电流表读数																		
1# 氨泵	电流表读数																		

第 3 篇 现代化冷库设备规范化管理

压缩机号	工作条件	测量小时												日平均	工作小时			
		2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24					
2# 氨泵	电流表读数																	
3# 氨泵	电流表读数																	
4# 氨泵	电流表读数																	
1# 风机	电流表读数																	
2# 风机	电流表读数																	
3# 风机	电流表读数																	
4# 风机	电流表读数																	
5# 风机	电流表读数																	
6# 风机	电流表读数																	
冷凝水	进水温度																	交接班签字 第一班： 第二班： 第三班： 车间主任：
	出水温度																	
气候	室外温度																	
	室外相对湿度																	

注：为了简化计算，月平均数可不以日平均数计算，而以全月记录合计数，除以全月记录次数求得。

(2) 按月进行统计。月平均工作状况，只有在一个月內，昼夜工作时数不变的情况下，才可以按算术平均数计算，否则要将每一个昼夜的日平均数乘以工作时数，然后将所有乘积加起来，除以一个月內总工作时数。

2. 制定单位冷量耗电量定额

单位冷量耗电量是按各制冷系统分别计算的每生产 1kW 冷量的耗电量。如，-15℃制冷系统压缩机的每月制冷量为 88430kW·h，压缩机每月耗电量为 23000kW·h，则每千瓦冷量耗电为 $23000 \div 88430 = 0.26\text{kW}\cdot\text{h}$ 。

单位冷量耗电定额是考核压缩机操作管理是否正常合理的指标。压缩机的蒸发温度应根据库房温度要求掌握。蒸发温度过低或压缩机无负荷运转，都会导致单位冷量耗电量增加。单位冷量耗电定额就是按库房设计温度要求达到的蒸发温度来计算的单位冷量耗电量。表 3-1-5 和表 3-1-6 是转速 $\leq 720\text{r}/\text{min}$ 和 $\geq 960\text{r}/\text{min}$ 的氨压缩机在各制冷系统不同冷凝温度下生产 1kW 冷量的耗电定额，它是根据压缩机的制冷量和功率计算编制的。每月终了时

计算出压缩机实际单位冷量耗电量和定额进行比较，以考核压缩机操作管理情况。

表 3-1-5 氨压缩机单位冷量耗电量(kW·h/kW) 转速 :720r/min 或以下

氨压缩机	高低缸容积比	蒸发温度(℃)	冷凝温度(℃)												
			15	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40
单级		-10	0.14	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.22	0.23	0.25	0.26	0.28	0.29	0.31
		-15	0.18	0.20	0.21	0.22	0.24	0.25	0.27	0.28	0.30	0.31	0.33	0.35	0.37
双级机组	1:2	-28	0.30	0.32	0.33	0.34	0.36	0.37	0.39	0.40	0.42	0.43	0.45	0.46	0.48
		-33	0.37	0.39	0.40	0.41	0.43	0.44	0.46	0.47	0.49	0.51	0.53	0.55	0.57
		-35	0.40	0.42	0.43	0.44	0.46	0.47	0.49	0.50	0.52	0.54	0.57	0.59	0.61
	1:3	-28	0.30	0.32	0.33	0.34	0.36	0.37	0.39	0.40	0.42	0.43	0.44	0.45	0.46
		-33	0.37	0.38	0.39	0.40	0.42	0.43	0.45	0.46	0.48	0.49	0.52	0.54	0.56
		-35	0.40	0.42	0.43	0.44	0.46	0.47	0.49	0.50	0.52	0.54	0.56	0.58	0.60

表 3-1-6 氨压缩机单位冷量耗电量(kW·h/kW) 转速 :720r/min 或以上

氨压缩机	高低缸容积比	蒸发温度(℃)	冷凝温度(℃)												
			15	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40
单级机		-10	0.14	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.22	0.23	0.25	0.26	0.28	0.29	0.30
		-15	0.18	0.20	0.21	0.22	0.24	0.25	0.27	0.28	0.30	0.31	0.33	0.35	0.37
双级机组	1:2	-28	0.29	0.31	0.32	0.34	0.36	0.37	0.38	0.40	0.41	0.43	0.44	0.46	0.48
		-33	0.35	0.38	0.39	0.40	0.41	0.43	0.44	0.46	0.48	0.50	0.51	0.53	0.55
		-35	0.39	0.41	0.42	0.44	0.45	0.46	0.48	0.49	0.51	0.53	0.54	0.55	0.57
	1:3	-28	0.29	0.30	0.31	0.33	0.34	0.35	0.36	0.38	0.39	0.40	0.42	0.43	0.45
		-33	0.34	0.36	0.38	0.39	0.40	0.42	0.43	0.44	0.46	0.47	0.49	0.50	0.52
		-35	0.38	0.40	0.41	0.42	0.44	0.45	0.47	0.48	0.50	0.51	0.53	0.55	0.56

计算单位冷量耗电定额时，蒸发温度按各制冷系统要求，冷凝温度按各制冷系统压缩机组实际月平均冷凝温度。

3. 制定单位产品耗电量定额

单位产品耗电量是按每吨产品耗电量来计算的。单位产品耗电量是衡量

冷库耗电的综合指标，它不但反映制冷设备的设计、运行和管理情况，而且还反映冷库结构的设计、使用情况和冷库储藏货物的管理情况（如库门的开启，人员进出时间和货物进出时间等）。每座冷库的单位产品耗电量是不可能相同的，应根据各自不同的情况制定单位产品耗电量定额。

冷库产品分冷冻品和冷藏品两大类。计算单位产品耗电量时，冷冻品如机制冰、冻肉、冻副产品或冻鱼等，应分别按不同制冷设备进行计算。冷藏品应分别按高温储藏（冷却物冷藏）和低温储藏（冻结物冷藏）进行计算。对于各制冷系统共用的设备（如水泵、冷却塔风机等），可按各制冷系统（冻结、制冰、储冰、高温冷藏、低温冷藏）制冷压缩机的制冷量大小进行分配计算。

对于冷冻品和机制冰，制定单位产品耗电量的定额比较容易，因为环境温度变化对其影响很小（围护结构渗入热只占总耗冷量的5%~10%），可直接按下列公式计算：

$$\text{单位产品耗电量} = \frac{\text{设备总耗电量}}{\text{冷加工产品总数量 (t)}}$$

对于冷藏品，制定单位产品耗电量的定额比较困难，因为环境温度变化对其影响较大。因而只能以设计工况下的单位产品耗电量作为定额依据，并随环境温度变化进行调整。可参照下列公式计算：

$$\text{单位产品耗电量} = \frac{\text{设备总耗电量 (设计)}}{\text{储藏数量 (t)}} \cdot \xi$$

ξ ——为环境温度修正系数，可按 $\xi = \frac{t_{\text{实}} - t_{\text{库}}}{t_{\text{设}} - t_{\text{库}}}$ 进行计算， $t_{\text{实}}$ 为实际环境温度， $t_{\text{库}}$ 为库房温度， $t_{\text{设}}$ 为设计环境温度。

另外可参照以往类似冷库的使用经验，其单位产品耗电量见表3-1-7。

表3-1-7 某5000t冷库单位产品耗冷、耗电量计算

产品名称	单位	产量	耗冷量 (kW)	耗电量 (kW·h)		单位产品耗冷量 (kW)	单位产品耗电量 (kW·h/t)
				制冷用电	风机用电		
猪肉冷加工	t	800	86458	45464	12500	108	72.45
机制冰	t	300	43981	15999		147	53.33

第 1 章 冷库库房的管理

产品名称	单位	产量	耗冷量 (kW)	耗电量 (kW·h)		单位产品耗冷量 (kW)	单位产品耗电量 (kW·h/t)
				制冷用电	风机用电		
储冰	t	3000	4356	2023		1.44	0.67
冷却物冷藏	td	32000	44450	16169	5000	1.38	0.66
冻结物冷藏	td	95000	61888	28749		0.65	0.30
合计		以月计	241133	108404	17500		

(二) 及时进行技术改造, 淘汰能耗大的设备

科学技术在不断地发展, 各种能耗低、效益高的设备会不断地出现。要及时进行技术改造, 用新技术、新设备替代旧设备、老技术。根据实际测定, 各类旧型号制冷压缩机单位轴功率制冷量普遍比新系列的制冷压缩机低, 能耗指标高。如五十年代生产的 5-135/12 和 5-200/12 这两种型号的氨活塞式制冷压缩机与 8AS-12.5 氨活塞式制冷压缩机相比, 单位轴功率制冷量分别降低 15% 和 4%。

(三) 合理堆垛, 提高库房利用率

对商品进行合理堆垛, 正确安排, 能使库房增加装载量, 即提高了库房的利用率 (在设计许可条件下)。

(1) 改进堆码方式或提高堆码技术可提高商品堆码密度。如冻猪肉的堆码, 四片井字垛头, 平均储存库容为 $375 \sim 394\text{kg}/\text{m}^3$; 三片井字垛头, 储存库容只能是 $331 \sim 338\text{kg}/\text{m}^3$ 。可见四片井字垛比三片井字垛能提高装载量约 13%。

近年来, 有的冷库广泛采用金属框架堆放猪肉为垛头, 中间进行分层错排填装, 平均储存库容可达 $420 \sim 435\text{kg}/\text{m}^3$ 左右。

(2) 充分利用有效容积。由于商品质量、批次、数量、级别等不同, 虽在货源充足的情况下也会有部分容积利用不足。因此, 在使用中应采取勤整并巧安排等办法, 减少零星货堆, 缩小货堆的间隙, 适当扩大货堆容量, 提高库房有效容积利用率。

(四) 其他措施

(1) 对制冷系统定期放油、放空气、融霜和除水垢,以保持热交换设备良好的传热效果和充分利用传热面积,以达到降低制冷系统的能量消耗的目的。

据资料介绍,蒸发器传热面如有 0.1mm 厚的油膜,为了保持已定的低温要求,蒸发温度就要下降 2.5℃,耗电增加 11%。当冷凝器的水管壁结水垢 1.5mm 时,冷凝温度要比原来上升 2.8℃,耗电增加 9.7%。当制冷系统中混有不凝结气体,其分压力达到 $1.96 \times 10^5 \text{Pa}$ 时,耗电要增加 18%。

(2) 对冷却水系统要注意改善水质,减缓热交换器上的结垢,保持热交换器良好的传热效果,降低冷凝压力(冷凝温度)以达到节能的目的。据计算可知,冷凝温度在 25℃ ~ 40℃ 之间,每升高 1℃,增加耗电量 3.2% 左右。

(3) 节约用水。节约用水既能达到节省水源,又达到节省电能的目的。制冷系统用水主要是下列三个方面:冷凝器用水,压缩机汽缸冷却用水和冷风机冲霜用水。为了节约用水,大多数都采用循环用水。

(4) 制冷系统运行时,应根据库房的热负荷和外界环境温度,合理调配制冷设备(压缩机、氨泵、水泵、冷却塔风机、冷风机等)。

第 2 章

制冷装置的运行管理

第一节 制冷系统的主要热力参数

制冷系统的主要热力参数是进行操作与调节的重要依据。正确掌握机器运行过程各阶段的主要热力参数，可以保证机器设备安全运行，保持贮藏货物所要求的温度，合理调配机器设备，充分发挥设备的效率，并节约电、油、水等的消耗。

制冷系统的热力参数有：蒸发温度与压力、冷凝温度与压力、过冷温度、压缩机的吸气温度、排气温度、中间压力与温度等。其中蒸发温度与压力和冷凝温度与压力是主要的热力参数。

在制冷系统实际运行中，由于决定主要热力参数的因素是不断变化的，因此各个热力参数也是相应变化的，如：外界气温的变化、机器和设备能力的变化、被冷却物体的温度变化以及冷却水量和温度的变化等。因此，实际运行时的参数，不可能与设计时计算的参数完全相同，需要根据实际条件和系统变化的特点，不断调整和控制，以使制冷系统在经济合理的参数数值下运行。

一、蒸发温度

蒸发器内制冷剂在一定压力下沸腾的温度称为蒸发温度。它可通过调节站上压力表的读数和查制冷剂热力性质表求得。氨、R22，R134a 和 R12 等的饱和温度是压力的函数，可方便得到。

蒸发温度的高低是根据食品加工工艺所需温度来确定的。目前冷库制冷系统的温度有：冷却 -15°C ；冻结 -33°C 与 -40°C ；冷藏 -28°C 与 -30°C 。

蒸发温度的变化与库房的热负荷、蒸发器的传热面积和压缩机的容量有关。这三个条件中某一个发生变动时，制冷系统的蒸发压力和温度也必然发生相应的变化。所以，只要改变这些条件，使它们相互适应，就可以控制和调节制冷系统的蒸发温度。

（一）库房热负荷的变化

既定的制冷装置，其排管和氨压缩机的组成是固定不变的，但由于库房的货物常有出、入，其负荷亦时有变化。此外，库房围护结构的传入热量也是随着外界气温的升降而变化的。所以，库房的热负荷也会经常发生变化。

如热负荷增大，排管中的蒸发量就要大于压缩机的吸气量，因而蒸发压力与温度自行上升。相反，如蒸发量小于压缩机的吸气量，蒸发压力与温度就逐渐下降。

(二) 传热面积发生变化

当库房热负荷及压缩机容量不变，如库房排管传热面积减小，则蒸发温度降低；如传热面积增大，则蒸发温度升高。在实际操作中，压缩机容量和蒸发器传热面积都是固定不变的，但是蒸发温度的变化可以通过膨胀阀的开启度来调节。如开启度小，供液量不足，排管内蒸发量小于压缩机吸气量，蒸发压力和温度就下降，这时排管的部分面积便成为气体的热交换器，从而使气体过热，压缩机的吸气和排气温度都升高。相反，如膨胀阀开启过大，排管充满液体，排管内蒸发量大于压缩机吸气量，蒸发温度和压力便相应升高，这样，压缩机可能形成湿行程。

(三) 压缩机的容量变化

压缩机的容量应该与库房的热负荷相适应，如果库房的热负荷不变，而压缩机的容量增大时，就会使系统蒸发温度降低，或使机器产生湿行程。反之，如果压缩机的容量减小时，由于机器未能及时吸回排管内形成的蒸气，又会使蒸发温度升高，库房降温困难。

此外，当库房热负荷和压缩机容量不变时，如排管内外表面有油污和霜层，也会影响冷却效果，使库房降温困难。

蒸发温度较设计要求过高或过低都是不正确的，过高不能满足食品加工工艺要求，过低使压缩机的能量指标与运转经济性变坏。

二、冷凝温度

冷凝温度指冷凝器内气体制冷剂在一定压力下凝结为液体的温度。冷凝温度可从冷凝器压力表上的读数查表求得。

如果冷凝器中进、出口冷却水的温差较大，可减少耗水量和设备投资。但由于出水温度升高，冷凝温度和压力也升高，从而增加了压缩机的耗电量。因此，应根据具体情况选择冷凝器的进、出水温差，较为经济合理的冷凝温度是比冷却水的出水温度高 $3 \sim 5^{\circ}\text{C}$ 。从能量利用的角度看，应力求水

温低、水量足、水质好，使制冷系统在较低的冷凝压力下工作。

冷凝温度升高，冷凝压力也相应升高。在蒸发温度不变的情况下，机器的压力比 P_K/P_0 增大；造成压缩机的容积效率降低，制冷剂的循环量减少，压缩机的制冷量减少，耗电量增加。同时，随着冷凝温度升高，压缩机的排气温度亦升高。

三、过冷温度

制冷剂液体在冷凝压力下冷却到低于冷凝温度时的温度称为过冷温度。制冷剂液体经过过冷后，其单位质量制冷量 q_0 增加。

对于双级制冷压缩机，液体制冷剂经过中冷器的冷却盘管后，一般较中间冷却温度高 $3 \sim 5^\circ\text{C}$ 。过冷温度可从膨胀阀前液体管上测得。

四、压缩机吸气温度

压缩机吸入气体的温度称吸气温度。它可从压缩机吸气阀上部测得。吸气温度高于蒸发温度的数值，取决于蒸发温度、回气管的长度和隔热状况以及外界气温等条件。

从理论上讲，压缩机吸入气体无有害过热时效果好。但为保证压缩机安全正常运行，防止液击，并且使回气管的隔热层造价不高，允许吸气温度稍微过热。一般过热温度比蒸发温度高 $5 \sim 15^\circ\text{C}$ 。

压缩机吸气温度是体现蒸发器工作情况和回气管道隔热情况的标志之一。如蒸发温度不变，吸气温度过高，说明回气过热，将使蒸气比容增加，压缩机排气量下降，制冷量减少，排气温度升高。吸气温度过高的原因有：膨胀阀开启过小、系统中制冷剂的循环量不足、回气管道的隔热层性能不好或损坏等。

压缩机吸气温度过低是因制冷剂气化不良所致，也是湿行程前兆，应尽量避免。

五、压缩机排气温度

压缩机的排气温度，可从排气管道上的温度计测得。排气温度取决于制冷剂的蒸发压力、冷凝压力和吸入气体的过热度，它是操作调整正确程度的标志之一。

排气温度的高低同压力比和吸气温度成正比。压力比越大，吸气时过热度越高，则排气温度就越高。

对氨压缩机单级压缩排气温度可按下式进行估算：

$$t_{\text{排}} = [(t_0 + t_k) \times 2.4] + \Delta t_{\text{过热}}$$

式中， t_0 为蒸发温度， t_k 为冷凝温度， $\Delta t_{\text{过热}}$ 为吸气过热度， t_0 ， t_k ， $\Delta t_{\text{过热}}$ 计算时，都不计正负号。

双级压缩按下式计算

$$t_{\text{排低}} = [(t_0 + t_{\text{中}}) \times 2.4] + \Delta t_{\text{过热}}$$

$$t_{\text{排高}} = [(t_k + t_{\text{中}}) \times 2.4] + \Delta t_{\text{过热}}$$

式中， t_0 为蒸发温度， t_k 为冷凝温度， $t_{\text{中}}$ 为中间温度， $\Delta t_{\text{过热}}$ 为吸气过热度（ $\Delta t_{\text{过热}}$ 值如表 3-2-1 所示）。

表 3-2-1 允许吸气温度

蒸发温度 t_0 (°C)	±0	-5	-10	-15	-20	-25	-28	-30	-33	-40
吸气温度 $t_{\text{吸}}$ (°C)	1	-4	-7	-10	-13	-16	-18	-19	-21	-25

（一）排气温度过高带来的危害

（1）润滑油的粘度降低，润滑性能恶化。当排气温度接近或超过闪点温度时，润滑油中的轻质馏分迅速挥发，造成积碳现象。积碳能使排气阀的阀

座和升程限制器的通道以及排气管道阻塞，使通道阻力增加，提高了压力比，增大了功率消耗。

积碳还会使活塞环卡在环槽里，以致失去密封作用。积碳中含有酸类物质，有腐蚀作用。积碳是一种硬质颗粒，积聚在活塞上，增加气缸、活塞和活塞环的磨损。如果积碳燃烧，还可能引起爆炸事故。

(2) 使吸气的温度升高，温度系数降低，机器的制冷量下降。

(3) 增加冷凝器的负荷和冷却水的消耗量。因此，机器在运行时，要注意排气温度不应超过允许的范围。

(二) 降低排气温度的措施

(1) 遵守有关活塞式制冷压缩机工作条件的规定进行操作。

(2) 管道隔热层好，回气过热度小；如发现排气阀等泄漏要及时修理，防止高温气体窜回气缸而降低吸气温度。

(3) 加强气缸的冷却，可以促使压缩指数下降。

六、中间温度

在双级压缩机中，低压级排出的过热气体，在中冷器冷却为干饱和气体，此时的压力称为中间压力，相应的温度称为中间温度。

双级压缩的中间压力与温度不是固定不变的，它随着高、低压压缩机的容积比，冷凝温度和蒸发温度的影响而变化。如果其中一个参数变化时，中间温度就会相应地发生变化。此外，中间温度还与制冷系统的节流方式有关。一次节流的中间温度取决于高、低压级的容积比；二次节流的中间温度根据联结中间冷却器上的蒸发系统温度而定。

中间压力过高或过低的原因和造成的后果，与冷凝压力升高或蒸发压力降低的情况基本相同。在不同的高、低压气缸容积比和工作温度下，相应的中间温度见表 3-2-2 和表 3-2-3。

插入卧表 3-2-2

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

插入卧表 3-2-3

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

第二节 制冷系统的操作管理

制冷系统投入使用以后，其操作管理尤为重要。它关系到能否延长机器设备的使用寿命，降低能耗，从而降低成本的问题；更涉及到能否安全生产，保证产品质量，保护员工安全的问题。要想很好的进行制冷系统的操作管理，必须做到：熟悉制冷系统的操作规程，懂得制冷系统的事故分析及制冷系统常见故障排除方法，掌握制冷系统的安全技术：

一、制冷系统的操作调整

(一) 制冷系统操作调整的依据

制冷系统是一个封闭的系统，制冷剂在系统中的运行情况，是通过各测试压力、温度来反映的。这些压力和温度可称为制冷系统的运行参数。制冷系统的运行参数有：蒸发压力与温度、冷凝压力与温度、压缩机的吸气温度、排气温度、过冷温度、中间压力与温度等。其中蒸发压力与温度和冷凝压力与温度是主要的运行参数。这些参数为我们进行制冷系统的操作调整提供了重要依据。

在制冷系统实际运行中，由于决定主要运行参数的因素是不断变化的，因此各个参数也是相应变化的。如：外界气温的变化，机器和设备能力的变化，被冷却物体的数量变化以及冷却水量和温度的变化等。因此，实际运行时的参数，不可能与设计时计算的参数完全相同，需要根据实际条件和系统变化的特点，不断调整和控制，以便制冷系统在经济、安全的参数数值下运行。

1. 蒸发温度

制冷剂在蒸发器中，在一定的压力下沸腾的温度称为蒸发温度。由于蒸发温度是压力的函数，从装在调节站上的压力表中，不仅可看出蒸发压力，

也可以知道系统的蒸发温度。

蒸发温度是由冷加工的工艺需要确定的。不同的冷加工工艺，决定了系统需要不同的蒸发温度。例如冷库的低温冷藏间，根据贮藏食品的工艺要求，房间的空气温度应保持在 -18°C ，如果蒸发器采用直接蒸发排管，考虑的温差为 10°C ，那么，制冷剂的蒸发温度即为 -28°C 。同理可确定冷却间和冻结间的蒸发温度。目前冷库制冷系统的蒸发温度有：冷却 -15°C ；冻结 -33°C 和 -40°C ；冷藏 -28°C 和 -30°C 。

制冷系统中的蒸发温度，虽然不应随意改变，但在实际运行操作中，蒸发温度却往往不是一成不变的。影响蒸发温度的因素主要有：冷负荷的大小；制冷压缩机的容量；以及换热器的面积与传热系数。几个因素中，只要有一个或几个因素发生变化，就会使蒸发压力发生变化，相应地使蒸发温度也产生变化。

2. 冷凝温度

冷凝器内的气体制冷剂，在一定压力下凝结为液体的温度称冷凝温度。冷凝温度可从冷凝器压力表或贮液器压力表上的读数查表求得。

冷凝温度与冷凝器及冷却水有关。在冷凝器形式和冷凝面积不变的情况下，冷凝温度主要取决于冷却水的温度和冷凝器的传热性能。因此应该尽量使用水温低、水量足、水质好的冷却水。传热面应保持清洁，及时清除水垢、油污和空气等热阻。冷凝温度也与进出水温差有关，比较合理的冷凝温度应比冷却水的出水温度高 $3^{\circ}\text{C} \sim 5^{\circ}\text{C}$ 。在蒸发温度不变的前提下，冷凝温度升高，不但可使压缩机的制冷量减少和压缩功增加（从压焓图上容易分析得出），同时还使压缩机的排气温度升高，润滑油消耗增多，机器的运转条件恶化。因此，为了增加制冷量，降低电耗，改善机器运转状况，应尽量维持较低的冷凝温度。

3. 压缩机的吸气温度

压缩机吸入气缸内的制冷剂气体温度称为吸气温度，可以从压缩机吸气阀上部的温度计测得。

虽然从理论上讲，当压缩机，压缩机的吸气温度等于蒸发温度时，制冷效率比吸入过热气体时为好。但是实际运行中，一般压缩机的吸气温度均稍有过热。原因之一是回气管不可能完全绝热；原因之二是为了防止压缩机排气温度。但是吸气温度的过热度不宜过大，否则，制冷系数下降，压缩机的

排气温度也将升高，对机器不利。一般使压缩机的吸气温度较蒸发温度高 $5^{\circ}\text{C} \sim 10^{\circ}\text{C}$ 。

4. 压缩机的排气温度

制冷剂气体经过压缩机压缩后，排出时的温度称为排气温度。排气温度可以在排气阀上部的温度计测得。

压缩机的排气温度与压缩比和吸气温度成正比例。即压缩比越大（冷凝压力越高、蒸发压力越低），排气温度越高；吸气温度越高，排气温度也越高。

压缩机的排气温度过高时，将使润滑油的性能恶化，失去润滑作用，甚至会炭化结焦，积聚在阀门中影响阀门的密封性。排气温度升高，使进、排气阀门的温度变化加剧，使零件容易变形或损坏，使安全弹簧加速疲劳，安全假盖的密封性变坏。因此制冷压缩机对排气温度有一定的限制，一般单级氨压缩机的排气温度不宜超过 135°C ，最高不超过 145°C ，双级氨压缩机高压级的排气温度不宜超过 120°C 。

5. 过冷温度

液体制冷剂在一定压力下进行过冷却的温度称为过冷温度，过冷温度可以从节流阀前液管上的温度计套管中测得。

在制冷循环中设立过冷过程，其目的是增加制冷剂的单位制冷量。过冷温度每降低 1°C ，约可提高制冷量 4% 。同时，过冷以后，制冷剂通过节流阀时所产生的闪发气体减少。

对于单级压缩制冷系统，利用以水冷却的再冷却器来使液体过冷，要求使用温度较低的冷却水，一般要求过冷温度应比冷却水的进水温度高 $1.5^{\circ}\text{C} \sim 3^{\circ}\text{C}$ 。而对于双级压缩制冷系统，可让制冷剂通过中间冷却器中的蛇形盘管来使其过冷。一般过冷温度应较中间温度高 5°C 。

6. 中间温度

在双级压缩制冷系统中，低压级压缩机排出的过热气体，在中间冷却器中被冷却成为饱和气体，此时的压力称为中间压力，相应的温度称为中间温度。

中间温度与高、低压压缩机的容积比、冷凝温度及蒸发温度有关，其中任何一个参数变化，都会使中间温度变动。当高压级压缩机容积增大时，中间温度降低。当低压级压缩机容积增大时，中间温度升高。我国大都采用不

完全中间冷却的双级压缩制冷系统，其容积比以 1:3 配置，较为合理和经济。当高、低压压缩机容积比不变，冷凝温度升高时，使高压机的压缩比增大，中间温度将升高。蒸发温度降低时，使低压压缩机的压缩比增大，也使中间温度升高。

由此可知，中间温度是容积比、冷凝压力和蒸发压力的函数，不能任意调节，而只能控制中间冷却器内的液面高度，使低压压缩机来的过热气体冷却成为饱和气体，以维护压缩机的正常运转。

(二) 制冷系统操作调整的要点

1. 压缩机的调整

选配压缩机的主要依据如下：

(1) 根据冷间热负荷和制冷设备的负荷，尽量使压缩机的制冷能力与冷却设备的传热面积和冷间热负荷相适应。

(2) 根据压力比或压力差配车。当冷凝压力与蒸发压力的绝对压力比值小于 8 时，应采用单级压缩；大于或等于 8 时，应采用双级压缩。当高、低压压力差小于 $13.7 \times 10^5 \text{ Pa}$ 时，应采用单级压缩；等于或大于 13.7×10^5 时应采用双级压缩。

以上两种情况，如有一项适合双级条件，即应采用双级压缩。

(3) 同一蒸发温度配车，应尽可能使不同蒸发温度系统由不同的压缩机分别负担。如果有的系统热负荷不大，单独开一台压缩机不经济，或调配有困难时，亦允许把相接近的蒸发温度系统（如 -28°C 和 -33°C ）混合降温。制冰与冷却间的蒸发温度虽然接近，最好仍由单独的压缩机分别降温，以免负荷变动时相互影响。

2. 制冷系统的调整

制冷系统的调整，主要是冷、热负荷发生变化时，对制冷剂供液量及蒸发器面积作适当的调整，与压缩机一起来控制适当的蒸发温度。另外根据压缩机的排气量及冷却水情况，对冷凝器运行情况作适当调整，以控制适当的冷凝温度。

(1) 制冷剂供液量及蒸发器面积的调整。

当冷间进货时，货物散出的热量增大，应使冷间的蒸发器面积全部投入

运行。但此时货物散出的热量，仍有可能大于蒸发器的吸热量，此时空气温度将上升，温差增大，制冷剂呈现强烈泡沫沸腾状态，容易使压缩机吸入湿蒸气形成湿冲程。所以对热负荷变动较大的冻结间或冷却间，一般在前批货物冷加工接近终了时，即停止供液，降低蒸发器内的液面，减少空气与制冷剂的 actual 热交换面积。这样，在进货时，排管上部能够容纳泡沫状态的制冷剂。

随着冷加工过程的进行，货物的温度有所降低，散出的热量逐渐减少，制冷剂沸腾状态相对减弱。此时，为了不使压缩机吸入过热气体，应该对蒸发器增加制冷剂供液量。但另一方面，冷间温度和蒸发温度将随热负荷的减少而降低，制冷剂的蒸发量也随着减少，这就需要减少对蒸发器的供液量。因此，在货物进库时，应根据冷间空气与蒸发温度差，保持在 10°C 左右的情况下，逐渐增加供液，当冷间温度下降到适当数值后，再逐步减少供液。制冷剂的供液数量应根据蒸发器、冷间空气温度和蒸发温度的差数，以及压缩机的吸气温度等情况来调整。

在整个系统中，可以通过调整投入运行的蒸发器面积来控制蒸发温度和吸气温度。当然，在冷冻生产中也应该根据制冷机械和设备的能力来适当控制热负荷，以保障制冷系统的正常运行。

(2) 冷凝器的调整。

对于冷凝器的调整，选择的余地较小。一则，冷凝器数量不会很多；再则，冷却水温受气候等影响，难于调整。在正常负荷下，冷凝器均应全部投入运行，仅在冬季气温较低，水温也较低，冷间热负荷较少，冷凝温度甚低的情况下，可适当减少投入运行冷凝器的数量。

(三) 制冷系统的几种特殊操作

1. 灌氨操作

对于以氨为工质的制冷系统来说，开始灌氨有两个过程，一是利用系统抽真空合格后，加注制冷剂；二是开动制冷压缩机加注制冷剂。

利用制冷系统抽真空合格后加氨时，制冷压缩机处于停止工作状态，利用系统的真空度，加入一部分制冷剂。

利用抽真空加氨程序是：

(1) 检查整个系统，与大气相通的阀门应关闭，其他阀门均应打开。

(2) 把氨瓶或者加氨槽车与加氨站上的加氨阀口用耐压橡胶管连接起来，再检查与氨瓶或槽车接口是否严密，应无泄漏。

(3) 为排出连接管段内的空气，以免注入系统，稍许松开与加氨站相联的氨管夹，打开氨瓶或槽车上的阀门，使氨充入管内，排出管内空气。然后紧好松开的接头，仔细检查是否严密，应无泄露。

(4) 将加氨站上的加氨阀和氨瓶或槽车上的阀门打开，氨Ⅰ质即进入制冷系统中。启动制冷压缩机，向系统加氨，操作程序如下：

①把贮液桶供液管总阀关闭，系统中其他各阀门均应处于正常工作运行时所处的状态（开启或关闭），蒸发器也与正常工作状态一样承担一定热负荷。

②连接好加氨站与氨瓶或槽车的阀口，做好加氨前的准备工作。

③空载启动制冷压缩机。将能量调节阀手柄从空载位置调至 $1/4$ （以 8 个汽缸压缩机为例）的位置。

④逐步打开制冷压缩机吸气截止阀，打开加氨站的加氨阀和氨瓶或槽车上的加氨阀门，则氨Ⅰ质经加氨站的节流阀节流降压后进入系统中。当制冷压缩机吸气压力高于 $1.96 \times 10^5 \text{ Pa}$ 时，即可将能量调节阀手柄逐级拨到最高档次，使制冷压缩机全负荷工作。

⑤按规定和计算要求，加入所需的制冷剂量。当然要注意记录加注制冷剂的数量。

在整个系统加氨过程中，要注意制冷压缩机的吸气温度、吸气压力和排气温度、排气压力，注意保持润滑油油压正常。特别是高压贮液器的液面变化情况更要注意。为了保证系统加氨时正常运转，可用加氨站的节流阀适当地辅助控制吸气压力。为防止管接头脱落或松动，可采用专用夹具固定管接头，以免造成漏氨事故。采用氨瓶加氨时，应将氨瓶瓶头向下，并倾斜 30° 左右，注意氨工质的灌注量。另外，对于冷库初次加氨投产时，新建库房围护结构及冷间内空气温度较高，传热温差很大，氨液沸腾激烈，蒸发系统内难以存液，会导致制冷压缩机发生湿冲程。因此，在首次充氨时应根据设备运行情况，分几次逐步加氨。当加氨量约为总注氨量的 60% 左右时，应停止一段时间，待库温降到负值以下时，再继续注入其余部分。以免高压贮液桶和循环贮液桶存液过多，回气时产生压缩机的湿冲程现象，影响制冷压缩

机的安全运行。整个系统中加氨完毕后，要放空气，放出进入系统中的空气和不凝性气体，以免影响系统的正常运行。

应该指出的是，在制冷系统初次注氨前，不但要对整个系统试压、检漏、抽空等，还要对系统充氨试漏以及管道设备保温工程都完工合格后，才能对整个制冷系统充氨。

2. 融霜操作

冷库库房内的顶排管、冷风机等蒸发器，在正常工作一段时间之后，由于冷却管表面温度低于空气的露点，食品和空气中的水分会析出，凝结在管子的外壁上，于是在光滑排管或翅片管上必然结有较厚的一层霜。由于管表面结了一层厚霜，冰霜的导热系数相对较小，影响了蒸发器排管的热交换效率。因此，为防止因结霜太厚，导致制冷量下降，耗能增加、库温下降迟缓等情况发生，必须对排管、冷风机等蒸发器进行定期及时除霜工作。利用热氨融霜是一种常用的除霜方法。这种方法是利用制冷压缩机排出的高压热氨气体通入排管、冷风机等蒸发器中，利用热氨的热量使管外面霜层融化脱落。这种方法可以节省劳力，同时能将蒸发器中的润滑油冲回排液桶。为了提高热氨融霜的效果，最好采用单级压缩机排出的高压汽体，它的温度较高，可以缩短融霜时间。也可以适当地控制并提高制冷压缩机的排气温度，在冬季可以适当地减少冷凝器的运行台数或冷却水量，提高排气温度。一般冷库中，为减少融霜时间，在热氨融霜的同时，给蒸发排管打霜或水冲霜，加速霜层的脱落。

在热氨融霜时，最好在库房货物出库和转库后进行，尤其是使用顶排管式蒸发器的库房。如果库内有货物，应在货物上加盖帆布，在地面上铺席子，以免将货物弄脏及地面结冰。冷风机的热氨融霜，一般伴有水冲霜过程。根据生产情况，冻结间出库后，一般要进行一次热氨融霜。如果是一次冻结，可在冻结过程中，当冻结物的内部温度降至零度左右时，增加一次融霜，目的是提高冷风机的传热系数，加速冻结过程。热氨融霜的操作程序是：

(1) 检查排液桶的液位和压力，必要时，先排液或减压，使排液桶处于准备工作状态。如用低压循环桶兼作排液桶，需调节低压循环桶的液氨量，使其液面不高于 40%，以备容纳融霜回来的液体。

(2) 进行热氨融霜时，先关小总调节站上的节流阀，并关闭分调节站卜

融霜库房的供液阀和回气阀，即停止库房工作。

(3) 打开排液桶的进液阀，分调节站的排液阀，这样蒸发器内的氨液回到排液桶的道路已经接通。

(4) 慢慢打开热氨融霜阀，向蒸发器内供热氨，注意调节站的压力表，其压力不能超过 $5.88 \times 10^5 \text{ Pa}$ 。然后，间歇开关分调节站排液阀，进行热氨融霜。排液桶内的贮氨量不得超过 80%。

(5) 当蒸发器管外壁上霜层全部融化脱落时，则冲霜工作完成，关闭热氨融霜阀以及分调节站上的排液阀和排液桶的进液阀，停止热氨融霜工作。

(6) 在恢复库房工作时，应缓慢开启分调节站的回气阀，使排管、蒸发器内的压力降低，当降至接近系统蒸发压力时，开启分调节站上的供液阀，同时调大总调节站上的节流阀门，恢复正常制冷状态。

在以热氨融霜时，进入蒸发器前的压力不得超过 $7.8 \times 10^5 \text{ Pa}$ 。禁止用关小或关闭冷凝器进气阀的方法加快融霜速度。融霜后，应缓开蒸发器的回气阀。对墙管、顶管以人工方式除霜时，只能扫霜或用木片等刮霜，不能用锤击、镐刨和用锐器刮霜。

3. 加、放油操作

目前，我国生产的系列制冷压缩机，均装有油三通阀，利用油三通阀，可以不停机加油。操作方法比较简单，先用一根管子，一端套在油三通阀的锥形油嘴上并且扎紧，另一端接一个油过滤器，浸在油桶中，然后将油三通阀手柄拨至“加油”位置，就可以向制冷压缩机加油了。一定注意不要把放在油桶内的管子吸入口露出油面，以免空气进入。当加油达到规定油面高度时，将油三通阀手柄拨回到“工作”位置，取下连接管，盖上油嘴，至此加油操作结束。

当制冷压缩机停止运行，由于维修等原因需要将曲轴箱内的润滑油放出时，可按上述加油方法接好管子，只是不用接油过滤器，然后将油三通阀的手柄拨到“放油”位置，曲轴箱内的润滑油即能放出机外。

对于非系列制冷压缩机，没有安装油三通阀。但是，加油、放油的原理与有油三通阀的原理基本一样。它是利用机器内外的压力差，向机器加油或放油，只要掌握这一点，就能正确完成加油、放油工作。

4. 放空操作

在制冷系统中，除制冷剂外，常有一些其他气体存在。这些气体在冷凝

温度、冷凝压力下不能凝结成液体，称为不凝性气体。在不凝性气体中主要成分是空气，故将不凝性气体统称为空气。

(1) 放空气的作用。

根据道尔顿定律，当某一容器中有多种气体存在时，其总压力等于各气体分压力之和。当冷凝器中不仅有制冷剂气体，还有空气存在时，其冷凝器的压力应等于制冷剂气体压力和空气压力之和。因此，空气的存在，必然使制冷系统的冷凝压力增加。同时，由于空气占据了冷凝器的一定空间，减少了有效冷凝面积，降低了冷凝器传热效率，从而使制冷剂的冷凝温度与压力都增大。在外界条件不变的情况下，冷凝压力的升高，使压缩机的实际排气量减少，即减少了压缩机的实际制冷能力，使耗电量增加，所以应及时进行放空操作。

(2) 空气的来源、征状及空气积存的部位。

制冷系统中空气的来源主要有以下几方面：

- ① 制冷系统安装后、投产前，抽真空试验时，真空度不足，残留了空气。
- ② 制冷系统运行中，当蒸发压力低于大气压力时，空气经由设备、管道的接头、阀盖及轴封等不严密处渗入系统。
- ③ 压缩机排气温度过高时，润滑油分解形成气体。
- ④ 充灌制冷剂、放油等操作不慎时，吸入空气。
- ⑤ 由于机器、设备和管道因故修理后，未排尽空气。

征状：

- ① 压缩机的压力表指针随活塞压缩行程剧烈摆动。
- ② 压缩机的排气温度高于冷凝压力相适应的正常温度。

当制冷系统中渗入空气后，经过循环，由于冷凝器或贮液器中有一定的液面，形成液封，空气被截住，大都积聚在冷凝器与贮液器内。

当冷凝器中有空气存在时，与制冷剂气体一起受冷却水冷却后，制冷剂气体会逐渐冷凝成液体，而空气不会冷凝，从而使混合气中空气的含量相对增大。所以，空气主要聚集在冷凝器的最冷部位。不同类型的冷凝器，最冷部位不同，空气积聚的位置也不相同。对于立式冷凝器，空气主要凝集在冷凝器的近下部，而淋水式冷凝器，空气主要聚集在冷凝器的顶部。在贮液器内，空气主要聚集在容器的上部。

(3) 放空气方法。

①放空气操作步骤。

开启需要放空气的冷凝器或贮液器的放空气阀后，开启放空气器的进气阀、回气阀。开启放空气器供液节流阀，制冷剂液体节流进入放空气器内吸热蒸发成为气体，由回气管排出去。此时放空气器内的混合气体被冷却降温，大部分制冷剂气体被冷凝成为液体留在下部。空气被降温，但不凝性气体仍处于上部。稍微开启放空气器的放空气阀，空气即被放出制冷系统。停止放空气时，先关闭混合气进气阀，再关闭供液节流阀，最后关闭放空气阀和回气阀。

②放空气操作注意事项。

A. 放空气器应在制冷压缩机运转情况下进行放空气操作，放空气器的节流阀开启不宜过大。因为放空气器冷却面积较小，若供液过多，不仅浪费制冷剂液体，甚至引起压缩机湿冲程，危及安全操作。一般节流阀的开启度应控制在回气管结霜长度不超过2米为好。

B. 放空气阀应开小些，以降低放空气器内气体的运动速度，使混合气体来得及被冷却和冷凝，以减少带出的制冷剂气体量。

C. 放出的空气应通过管道进入水中，这样既可以根据气泡情况便于观察，同时也比较安全、卫生。如果放出的气体为气泡，在上升水面时，体积不缩小，水温不升高，说明操作良好。相反，如果气泡上升时，体积缩小。或甚至消失；或者水温上升；说明操作不当，应关小放空气阀或停止放空气操作。

D. 混合气体进气阀应开大些，以充分发挥放空气器的作用。

(四) 压缩机发生湿冲程的操作调整

在制冷系统运行中，由于库房热负荷变小或节流阀开启度过大等原因，导致少量制冷剂液体回流到回气管内，随即进入制冷压缩机的气缸内。这部分制冷剂液体在气缸内蒸发吸热，使气缸结露或结霜，制冷压缩机在这种情况下的工作过程被称为湿冲程（或走潮车）。如果大量的制冷剂液体进入气缸内，因液体不可压缩，当活塞向上止点运行时，液体来不及从较小的排气阀通道内流出，瞬时气缸内压力急剧升高，顶起了制冷压缩机上的安全假

盖，液体从安全假盖与气缸套接触面之间的间隙泄向高压腔。当活塞向下止点运行时，压力迅速降低，安全假盖在安全弹簧的作用下，落回原来位置，敲击气缸套与安全假盖的接触面，发出敲击的不正常声音，即称之为“敲缸”现象。制冷压缩机一旦发生湿行程而没有及时调整，严重时，将会使阀片击破敲坏，润滑油粘度增大，不能正常润滑各个摩擦表面，发生摩擦面磨损，曲轴箱内的油冷却器发生冻裂，甚至造成整个制冷压缩机报废等严重事故。因此，在工作中，掌握如何排除制冷压缩机的湿冲程的操作是很重要的。

排除制冷压缩机湿冲程操作程序，要分为单级压缩、双级压缩两种情况，下面分别加以介绍。

1. 单级制冷压缩机排除湿冲程的操作调整程序

当制冷压缩机发生湿冲程时，要立刻关闭调节站的供液节流阀，停止向蒸发器供液，同时关小制冷压缩机的吸气截止阀，观察制冷压缩机的运转情况。如果还有“敲缸”现象，可将吸气截止阀全部关闭。调节能量调节阀，压缩机用最少的缸数工作，当制冷压缩机的排气温度上升时，再增加一组气缸投入工作，将制冷压缩机的吸气截止阀打开一点。当制冷压缩机排气温度渐渐上升到 $70^{\circ}\text{C} \sim 80^{\circ}\text{C}$ 时，或者吸气温度也在上升时，可将压缩机吸气阀开大。在操作调整中，应注意防止氨液再次进入气缸。当气缸全部投入工作，而吸气压力正常后，再将压缩机吸气阀全部开启，使制冷压缩机恢复正常工作。

在操作调整中，要注意调整油压，特别是润滑油内混有一定量制冷剂时，更要注意。因为在操作中，关闭制冷压缩机吸气截止阀后，机器的运行会使曲轴箱内压力下降，形成真空状态，油温下降，粘度增加，严重地影响了油泵的供油量，造成压缩机运行条件恶化。若油压下降到 $0.49 \times 10^5 \text{Pa}$ 以下，要停止机器运行，以免发生压缩机零部件严重磨损。在制冷压缩机发生湿冲程而被迫停车时，要加大曲轴箱内油冷却器和气缸冷却水套内的水量，防止水管和冷却水套冻裂。

2. 双级压缩制冷压缩机排除湿冲程的操作调整程序

低压缩压缩机排除湿冲程的操作调整程序与单级制冷压缩机相同，它产生湿冲程的原因一般是由于低压设备操作不当，如低压循环贮液桶，以及蒸发器内制冷剂蒸发量太少。只要及时找出原因，就能顺利排除。

高压级压缩机发生湿冲程主要是由于中间冷却器液面过高所致。操作调整方法是：先关小低压机吸气截止阀，把能量调节阀手柄拨到只有一组气缸工作状态，同时关闭中间冷却器的供液阀，停止向中间冷却器供液；再关小高压级压缩机的吸气截止阀，并卸载到最少缸数。待高压机恢复正常工作后，再开大低压机的吸气截止阀，使之正常运行，并向中间冷却器内供液。如果高压机结霜很严重时，应该停止机组运行，对中间冷却器进行排液处理，然后再进行操作调整。另外，单机双级制冷压缩机发生湿冲程时，其处理方法与上述操作调整方法基本相同。

二、制冷系统的事故分析及常见故障排除方法

制冷系统的机器或设备发生事故，其原因是多方面的。有主观的，也有客观的；有属机械故障，有属操作不当；有时各种因素相互交错，互相影响。因此，如发生事故，应该具体分析，抓住主要矛盾，紧急处理，及时排除。

（一）制冷系统的事故分析

制冷系统事故一般是指：压缩机、水泵等机器设备的部件，由于不正常磨损和不定期检修而发生的损坏；机器设备破裂、折断、爆炸、严重泄漏制冷剂以及因故障而被迫停止工作达 36 小时以上，或由此而发生人身伤亡等。

事故分为重大事故和一般事故两类。所谓重大事故，是指事故造成人身伤亡或需大修理后，才能使用者。所谓一般事故是指商品遭受大量变质损失，机器或设备遭受严重破坏，以致报废。因事故造成制冷剂轻微泄漏，机器或设备遭受损坏不甚严重，经过一般修理后仍能恢复使用。

根据统计资料分析，除个别的机器设备发生事故是由于制造或安装不良的原因外，多数事故（约占总事故 90% 以上），是由于操作或维修不当而造成的。

1. 大量制冷剂液体吸回压缩机气缸，发生严重敲缸甚至炸裂

这类事故的主要原因是系统调整不当，供液过多，以致大量液体被吸回压缩机气缸。由于压缩机排气通道较小，而这部分液体又不可压缩，如不能

及时排出，积聚在气缸中就会发生严重敲缸；如果安全假盖起跳后还不能排尽气缸内的液体，电机还不及及时停止工作，这样就会进一步酿成压缩机气缸炸裂的严重事故。

事故往往是由于下列情况造成的：

(1) 由于压缩机严重湿冲程引起。原因见本章第一节（压缩机发生湿冲程的操作调整）。

(2) 当配组式双级压缩机在运转中调换为单级压缩运转，或将运转中的单级压缩配组为双级压缩运转时，没有等运转中的压缩机停车后再调整阀门。这样容易发生操作误差，导致高压气体冲入中冷器，大量液体被高压缸吸回。

(3) 当压缩机在运行中增加系统负荷时，未与系统进行均压，直接与已停止工作的冷间连通降温。由于该冷间冷却设备内的压力过高，制冷剂沸腾剧烈，因而造成大量液体制冷剂吸回压缩机。

(4) 货物进出库时，没有与机房配合好，由于压力和温度突然升高，制冷剂剧烈蒸发，导致部分液体吸回气缸。

2. 气缸“拉毛”和轴瓦烧坏事故

这类事故主要是由于下列原因造成的：

(1) 操作不当。

① 活塞与气缸装配间隙太小。

② 气缸或气缸套温度变化过大，使活塞与气缸的间隙变小，破坏油膜造成干摩擦。

(2) 维修不当。

① 压缩机检修后再装复时，气缸与活塞，曲柄销和连杆轴瓦之间的间隙过小，运转时缺油或断油，致使气缸“拉毛”或烧瓦。

② 零部件装配不当，运转中开口销、螺母脱落，阀座掉入气缸发生敲击，或其他碎片落入气缸与活塞之间，使气缸“拉毛”。

③ 检修工艺不当，减弱了零部件的强度，使部件发生折断、破裂、碎片掉落，导致气缸“拉毛”。

④ 连杆中心线与曲轴颈中心线不垂直，造成活塞走偏，导致气缸“拉毛”。

3. 曲轴损坏或断裂

(1) 由于没有定期检修, 运转时间过长, 各轴承磨损不一致, 造成主轴中心线偏差(同心度偏差), 曲拐扭摆度增大, 发生疲劳而断裂。

(2) 检修曲轴时, 不正确地采用堆焊办法, 而使曲轴变形, 或发生裂缝。

(3) 操作不当, 在运转中发生严重敲击, 或曲轴密封器部位长期发热, 因疲劳而断裂。

(4) 曲轴质量不好, 如有些机器曲轴油眼部位有裂纹或铸件有夹渣, 因应力集中或强度减弱致使曲轴折断。

4. 设备或管道焊缝炸裂, 发生严重制冷剂泄漏

(1) 管内贮存制冷剂太多, 回气阀长期关闭, 当库温升高时, 排管中压力增大, 超过焊缝受压能力而发生炸裂。

(2) 液桶、放空气器、气液分离器等容器停止运转后, 没有及时积液降压, 因内部液体蒸发, 压力增大, 超过容器受压能力而发生炸裂。

(3) 冲霜压力过高, 使排管破裂。

(4) 回气管道由于焊接质量不良, 在冲霜时温差变化剧烈, 或因震动等原因而引起焊缝破裂。

(5) 玻璃指示器受外力作用或操作不当而破裂。角阀钢珠失灵不能关闭。

(6) 在扫霜、除冰或堆货时将排管凿破或压破。

(7) 错开备用管路阀门。

(8) 充灌制冷剂、放油时违反操作规程。

(9) 检修管道系统及设备容器时, 没有把设备内的制冷剂抽空并与大气接通后再行焊补, 发生炸裂而泄漏制冷剂。

5. 连杆螺栓断裂

(1) 材料质量差。

(2) 连杆螺栓紧固不均匀, 引起扭曲而断裂。因此, 安装时要紧度适宜, 左右对称。

(3) 螺帽、螺钉松动或轴承间隙过大, 使连杆螺栓承受冲击负荷超过极限应力而发生断裂。

(4) 连杆螺栓磨损过度, 强度降低, 运转时螺栓断裂, 使连杆脱开, 严重时甚至把曲轴箱打破。

(5) 连杆螺栓装偏, 运转时产生偏磨, 或因垫片过硬使螺栓外表面磨成凹孔, 由于应力集中而折断。

6. 由于产品质量差造成的事故

(1) 压缩机出厂时有缺陷。如有的系列机器的气阀螺栓, 用双螺母防松。但两个螺母间夹有钢碗, 在运转中由于震动, 造成螺母松动, 内阀座下落撞击活塞顶部, 使阀座破裂, 甚至打坏活塞、气缸。

(2) 装配不当。如气缸中心和轴不垂直、轴承中心不同心等, 造成气缸“拉毛”、曲柄销过度磨损等。

(二) 制冷系统的常见故障及排除方法

制冷系统各机器设备在操作运行中的故障, 一部分要借助指示仪表, 如温度指示、压力指示和液位指示等来加以分析和判断; 一部分要靠操作运行人员凭借多年的实践经验积累来判断处理。以下就压缩机、辅助设备反库房管理三个方面说明制冷系统的常见故障及排除方法。

1. 压缩机

在这里, 我们就常用的活塞式制冷压缩机和螺杆式制冷压缩机的常见故障及排除方法分别给予说明。

活塞式制冷压缩机的常见故障及排除方法:

(1) 压缩机不能正常启动。

①原因。

- A. 供电电压过低; 电动机线路接触不良。
- B. 温度控制器发生故障。
- C. 压力继电器失灵。
- D. 能量调节机构失灵。

②排除力法。

- A. 检查电压过低原因, 检修线路及电动机相关连接处。
- B. 调整温度控制器, 检修发生的故障。
- C. 检修压力继电器, 看是否需要重新调定压力参数。
- D. 检修能量调节机构, 看油路是否畅通, 油压是否过低, 油活塞是否卡住, 根据查出原因进行修理。

(2) 缩机启动、停机频繁。

①原因。

- A. 温度控制器幅差太小。
- B. 冷凝器缺水，或冷却水温度偏高，造成压力继电器动作。
- C. 排气阀关闭不严，高低压窜通，造成进气压力过高。

②排除方法。

- A. 调整或更换温度控制器。
- B. 检查冷凝器冷凝水量和进水温度，加大冷凝水量，降低冷凝水进水温度。
- C. 维修排气阀。

(3) 压缩机启动后，没有油压。

①原因。

- A. 油泵出现故障。如零件严重磨损，间隙过大。
- B. 油泵管路系统堵塞或漏油。
- C. 曲轴箱内油液面过低。
- D. 油压调节阀开启过大。

②排除方法。

- A. 修理或更换油泵零件。
- B. 疏通油路，紧固接头。
- C. 及时向曲轴箱内加油。
- D. 调整油压调节阀到所需压力值。如油压调节阀失灵，须更换。

(4) 耗油量过多。

①原因。

- A. 曲轴箱油液面过高。
- B. 油环严重磨损，刮油作用减小。
- C. 油环安装时锁口位于同一直线上。
- D. 排气温度过高，使润滑油被气流大量带走。

②排除方法。

- A. 将多余的油放出。
- B. 更换新油环。
- C. 重新装配油环。

D. 查明排气温度过高的原因并排除。

(5) 压缩机吸气温度过高。

①原因。

A. 系统中制冷剂数量不足。

B. 节流阀开启过小或失灵，对蒸发器供液不足。

C. 循环贮液桶液面过低或供液管路堵塞。

D. 当蒸发温度正常，吸气温度过高时，可能是回气管道保温层不好或损坏。

②排除方法。

A. 添加制冷剂。

B. 应加大节流阀开启度。增加对蒸发器供液。

C. 提高循环贮液桶液面，清理供液管路。

D. 应给以修理或更换。

(6) 压缩机排气温度过高。

①原因。

A. 冷凝器冷却水量不足。

B. 系统中存在不凝性气体。

C. 回气过热。

D. 气缸冷却水套水量不足。

②排除方法。

A. 增加冷凝器冷却水量。

B. 进行放空操作。

C. 检查回气管保温层，看是否需要更换保温材料，检查供液阀是否开启太小。

D. 保证气缸冷却水套水量充足。

(7) 压缩机敲缸。

①原因。

A. 开车时，吸气阀开启过快，或其他制冷操作时，阀门调整错误，压缩机吸入过湿气体，形成湿冲程。

B. 系统冲霜后，过快打开回气阀。

C. 压缩机零件装配不当，或零件严重磨损，引起金属对安全假盖或气

缸壁的敲击。

D. 由于大量润滑油进入气缸形成油敲缸。

②排除方法。

A. 减小节流阀开启度，降低循环贮液桶、氨液分离器或中间冷却器的液面。

B. 先关闭回气阀，处理后再慢慢打开。

C. 如发现气缸内有杂声，可能为金属敲缸，应即停车检查，分析原因，进行检修。看各配合间隙是否合适；进、排气阀门的缓冲弹簧是否失灵或固定螺母是否松弛等。

D. 放出曲轴箱内多余的润滑油；降低油泵油压。

螺杆式制冷压缩机的常见故障及排除方法：

(1) 不能启动，或启动后立刻停机。

①原因。

A. 能量调节未至零位。

B. 压缩机与电机不同轴度过大。

C. 压缩机内充满油或液体制冷剂。

D. 压缩机内磨损烧伤。

E. 电源断电或电压过低（低于额定值10%以上）。

F. 压力控制器或温度控制器调节不当，使触头常开。

G. 压差控制器或热继电器断开后未复位。

H. 电动机绕组烧毁或短路。

I. 温度控制器调整不当或出故障不能打开电磁阀。

②排除方法。

A. 减载至零位。

B. 重新校正同轴度。

C. 盘动压缩机联轴节，将机腔内积液排出。

C. 拆卸检修。

E. 排除电路故障，按要求正常供电。

F. 按要求调整触头。

G. 按下复位键。

H. 检修。

I. 调整温度控制器的调定值或更换温控器。

(2) 排气温度过高。

①原因。

- A. 冷凝器冷却水量不足或水温过高。
- B. 制冷剂充灌量过多。
- C. 膨胀阀开启过小。
- D. 系统中存有空气(压力表指针明显跳动)。
- E. 冷凝器内传热管上有水垢、油膜。
- F. 机内喷油量不足。
- G. 蒸发器配用过小。
- H. 热负荷过大。
- I. 油温过高。
- J. 吸气过热度过大。

②排除方法。

- A. 增加冷却水量, 开启冷却塔。
- B. 适量放出制冷剂。
- C. 适当调节。
- D. 排放空气。
- E. 清除水垢, 回收冷冻机油。
- F. 调整喷油量。
- G. 更换。
- H. 减小热负荷。
- I. 增加油冷却器冷却水量。
- J. 适当开大供液阀; 检查回气管保温层的完整性。

(3) 压缩机在运转过程中突然停机。

①原因。

- A. 吸气压力低于低压继电器调定值。
- B. 排气压力过高, 使高压继电器动作。
- C. 温度控制器调得过小或失灵。
- D. 电动机超载使热继电器动作或保护开关断开。
- E. 油压过低使压差控制器动作。

F. 油精滤器压差控制器动作或压差控制器失灵。

G. 油温过高，油温继电器动作。

②排除方法。

A. 查明原因，排除故障。

B. 调大控制范围，更换温控器。

C. 排除超载因素，保护开关复位。

D. 拆洗精滤器、压差继电器调到规定值，更换压差控制器。

E. 增加油冷却器冷却水量。

(4) 机组振动过大。

①原因。

A. 机组地脚未紧固。

B. 压缩机与电动机不同轴度过大。

C. 机组与管道固有振动频率相近而共振。

D. 吸入过量的润滑油成液体制冷剂。

②排除方法。

A. 塞紧调整垫铁，拧紧地脚螺栓。

B. 重新校正同轴度。

C. 改变管道支撑点位置。

D. 停机，盘动联轴节将液体排出。

(5) 蒸发温度过低。

①原因。

A. 制冷剂不足。

B. 节流阀开启过小。

C. 节流阀出现脏堵或冰堵。

D. 干燥过滤器堵塞。

E. 蒸发器结霜太厚。

②排除方法。

A. 添加制冷剂到规定量。

B. 适当调节节流阀开启度。

C. 更换干燥剂，或清洗节流阀。

D. 清洗、更换。

E. 关小膨胀阀。

(6) 油压过低。

①原因。

- A. 油压调节阀开启过大。
- B. 油量不足(未达到规定油位)。
- C. 油路管道或油过滤器堵塞。
- D. 油泵故障。
- E. 油压表损坏,指示错误。

②排除方法。

- A. 适当调节油压调节阀开启度。
- B. 添加冷冻机油到规定值。
- C. 清洗。
- D. 检查、修理。
- E. 检修、更换。

(7) 制冷量不足。

①原因。

- A. 吸气过滤器、干燥过滤器等堵塞。
- B. 喷油量不足。
- C. 冷却水量不足或水温过高。
- D. 蒸发器配用过小或结霜太厚。
- E. 蒸发器内有大量润滑油。
- F. 膨胀阀开得过大或过小。
- G. 制冷剂充灌量不足或泄漏过多。
- H. 节流阀脏堵或冰堵。
- I. 系统内有较多空气。
- J. 膨胀阀感温包内感温剂泄漏。

②排除方法。

- A. 清洗。
- B. 检修油路、油泵,提高油量。
- C. 调整水量,开启冷却塔。
- D. 减小热负荷或更换蒸发器,并定期融霜。

- E. 回收冷冻机油。
- F. 按工况要求调整阀门开启度。
- G. 查出漏处，检修后添加制冷剂至规定值。
- H. 排放空气。
- I. 修复或更换。

(8) 压缩机结霜严重或机体温度过低。

①原因。

- A. 热力膨胀阀开启过大。
- B. 系统制冷剂充灌量过多。
- C. 热负荷过小。
- D. 热力膨胀阀感温包未扎紧或捆扎位置不正确。
- E. 供油温度过低。

②排除方法。

- A. 适当关小热力膨胀阀阀门。
- B. 排出多余的制冷剂。
- C. 增加热负荷或减小冷量。
- D. 按要求重新捆扎。
- E. 减小油冷却器冷却水量。

(9) 压缩机能量调节机构不动作。

①原因。

- A. 四通阀不通。
- B. 油管路或接头处堵塞。
- C. 油活塞间隙大。
- D. 滑阀或油活塞卡住。
- E. 指示器故障。
- F. 油压过低。

②排除方法。

- A. 检修或更换。
- B. 检修、清洗。
- C. 拆卸检修。
- D. 调节油压调节阀。

(10) 压缩机运行中油压表指针振动。

①原因。

- A. 润滑油油量不足。
- B. 精过滤器堵塞。
- C. 油泵故障。
- D. 油温过低。
- E. 油泵吸入气体。
- F. 油压调节阀动作不良。

②排除方法。

- A. 补充润滑油。
- B. 清洗。
- C. 检修或更换。
- D. 提高油温。
- E. 查明原因进行处理。
- F. 调整或拆修。

(11) 制冷剂大量泄漏。

①原因。

- A. 蒸发器传热器冻裂。
- B. 传热管与管板胀管处未胀紧。
- C. 密封件磨损或破裂。
- D. 机体的铸件由于型砂质量较差或铸造工艺不合理而形成砂眼和裂纹。

②排除方法。

- A. 更换冻裂的传热管。
- B. 将蒸发器、冷凝器端盖拆下检查胀管处，有泄漏重新胀紧。
- C. 更换密封件。
- D. 修补。

2. 辅助设备

(1) 冷凝温度过高。

①原因。

- A. 冷凝器面积过小。
- B. 冷却水量不足或配水不均匀。

- C. 冷凝器冷凝管上积有油层、水垢,降低了热交换能力。
- D. 水温过高,周围空气温度过高。
- E. 高压贮液器已满或贮液器进液阀未全部打开,冷凝器内存液使冷凝面积减少。
- F. 冷凝器中有不凝性气体。
- G. 冷间热负荷增加,蒸发压力升高,压缩机排气量增加,使冷凝负荷增大。

②排除方法。

- A. 增加冷凝器面积。
- B. 供应足够的水量,并使配水均匀。
- C. 定期放油,清除水垢。
- D. 尽量采用温度较低的冷却水,提高冷凝效率。
- E. 排除高压贮液器内多余液体,全部打开贮液器进液阀。
- F. 定期进行放空操作。
- G. 减少冷间一次进货量,减少负荷大幅度波动。

(2) 中冷压力过高。

①原因。

- A. 高压机阀片损坏。
- B. 蒸发压力过高。
- C. 高压机配比小。
- D. 中冷器保温层损坏。
- E. 中冷内供液太少,使得低压级排出的气体得不到适当冷却。

②排除方法。

- A. 修理高压机,更换其阀片。
- B. 调整回气阀或因负荷太大增开压缩机。
- C. 调整压缩机配比。
- D. 修理包扎保温层。
- E. 开大供液阀并注意中间压力变化情况。

(3) 氨泵启动后不上液。

①原因。

- A. 氨液过滤器堵塞。

- B. 氨泵内有气体。
- C. 氨泵拆装后，装配不当。

②排除方法。

- A. 清洗氨液过滤器。
- B. 打开抽气阀抽掉多余气体。
- C. 重新装配氨泵。

3. 库房

(1) 库温降不下来。

①原因。

- A. 系统中制冷剂不足。
- B. 进入货物过多，热负荷过大。
- C. 蒸发器蒸发面积不足。
- D. 蒸发器管内有较厚油层或管外结霜过厚，使蒸发器传热效率不好。
- E. 配备压缩机容量过小。
- F. 隔热层隔热性能不好，如设计厚度不足或隔热层受潮，使库房跑冷过多。

- G. 冷库门开启次数过多或库门损坏，关闭不严。
- H. 节流阀未打开或堵塞。

②排除方法。

- A. 向系统增加制冷剂。
- B. 限制一次进货量和总贮存量。
- C. 根据需要增加蒸发器面积。
- D. 及时除垢或融霜。
- E. 增加压缩机台数。
- F. 检修隔热层。
- G. 检修冷库门，并减少开门次数。
- H. 适当开启节流阀，并及时检修阀门。

(2) 冷却排管不结霜。

①原因。

- A. 系统缺少制冷剂。
- B. 蒸发器内存油过多。

- C. 供液量太小。
- D. 管路堵塞或有“气囊”。

②排除方法。

- A. 补充制冷剂。
- B. 及时放油。
- C. 调整节流阀或供液阀的开启度。
- D. 检查修理。

第三节 制冷系统的安全技术

一、安全技术在制冷系统中的意义

氨制冷装置的危险性最大。

制冷系统所承受压力属于中低压范畴，而且有的制冷剂如氨还具有毒性和易燃易爆性。制冷系统的压力容器（如贮液器、冷凝器、蒸发器、钢瓶等）是有爆炸性危险的承压设备，它的质量优劣直接关系到设备和人身安全。为了保障操作人员的安全和健康，确保制冷系统的安全运行。安全技术必须贯穿于制冷系统的设计、制造、安装、使用、检修和改造全过程中。因此，加强安全技术管理，选购具有检验合格证的压力容器，提高安装施工质量，严格执行安全操作规程，也是保证制冷系统的安全运行的重要保证。

在运行中，为了严格监测、控制压力、温度等工况参数，就必须设置压力表、温度计、流量计等测量仪表，以随时掌握上述参数值及其变化，采取措施加以处理。为了防止超压运行而危及设备的安全，应在制冷系统的设备上设置安全阀、高压保护、低压保护等装置。安全装置是设备本身发生故障或事故时，可实行自动保护或自动显示故障的装置。先进的、可靠的安全装置，是保证机器和设备的安全运行、防止事故的重要保证。尤其是氨系统中，必须安装安全装置。

优质的制冷设备、可靠的安全装置和严格的操作规程，对制冷系统的安

全运行、防止事故起到了重要作用，其中任何一个环节发生问题，都可能引发故障或事故。

二、安全装置

(一) 压力监视及其安全设备

1. 压力监视

制冷系统的运转是否处于安全状态，其主要监视手段就是通过压力表显示系统各部位的压力。这一方面便于进行正常的操作管理，另一方面是为能及时地发现制冷设备有无异常或超常现象，并予以控制或报警。例如：电接触点的压力表和压力传感器等压力监视仪表，不仅具有显示功能，而且还可起到压力控制和报警的安全保护作用。

对分散式制冷设备的氨制冷系统，每台氨压缩机的吸排气口、中间冷却器、油分离器、冷凝器、贮氨器、氨液分离器、低压循环桶、排液桶、低压贮氨器、氨泵、集油器、加氨站、热氨管道、油泵、滤油装置以及冻结设备，均须装有相应的压力表。

对于氟利昂制冷系统，为了减少易泄漏的压力表接头，合理地省去了部分压力表。但具体可以省去哪只压力表，这是在设计中经过周密考虑才能确定的。否则将失去监视制冷设备运行的“眼睛”，不利于发现异常现象和故障。

这里必须强调指出，氨压力表盘上注有明显的“氨”字样，这是因为普通压力表是由铜合金制造的，若接触到氨制冷剂很快就被腐蚀。氨压力表是用钢材制造的，对氨有着相应的化学稳定性。所以，氨压力表不允许用普通压力表代替。

压力表每年须经法定的检验部门校核一次，以免因指示不准而造成不良后果。校验后应做好记录和铅封。

2. 压力保护安全设备

为了防止超压运行，在制冷设备上皆设置安全阀或压力控制器、油压差控制器以及自动报警等压力保护安全设备。一旦工作压力发生异常、设备超

压运行时，安全设备自动停机或把设备内的气体排至大气中，以保证制冷系统不致因超压运行而发生事故。因此，压力保护安全设备不得任意调整或拆除。

(1) 安全阀。在氨制冷系统的高压侧、冷凝器、贮氨器、排液桶、低压循环桶、低压贮氨器、中间冷却器等设备上均须装有安全阀。常用的安全阀有杠杆式安全阀和弹簧式安全阀及静重式安全阀。

①安全阀的结构。杠杆式安全阀（图 3-2-1）主要由阀芯、阀座、杠杆和重锤等部分组成。它是利用重锤的重量通过杠杆的作用，将阀芯紧压在阀座上，使承压容器内的压力保持在允许范围内。如果气体压力超过了重锤通过杠杆作用在阀芯上部的压力时，则阀芯就被顶起，离开阀座，气体即从排气口排出。排气压力大小的调节是通过改变重锤与杠杆支点间的距离来实现的。

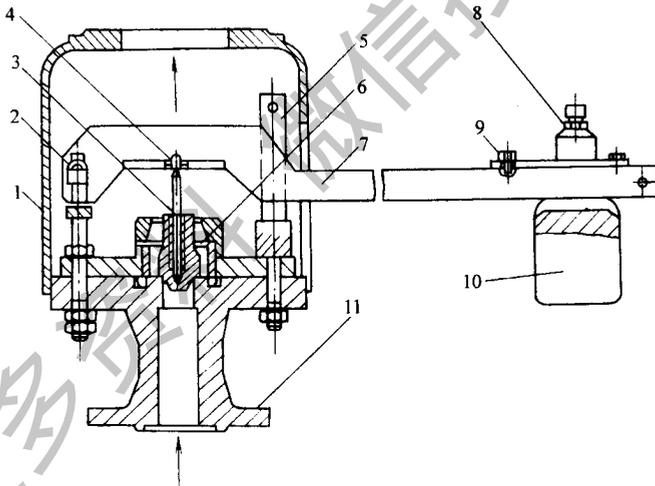


图 3-2-1 杠杆式安全阀

- 1—阀罩；2—支点；3—阀杆；4—力点；5—导架；6—阀芯；7—杠杆
8—固定螺钉；9—调整螺钉 10—重锤 11—阀体

弹簧式安全阀（图 3-2-2）主要由阀座、阀杆、弹簧和调节螺钉等部分组成。它是利用弹簧的力量将阀芯压在阀座上，使承压容器内的压力保持在允许的范围。弹簧的力量是通过拧紧或放松调整螺丝来调节的。如果气体压力超过了弹簧作用在阀芯上部的压力时，弹簧就被压缩，阀芯和阀杆被

顶起离开阀座，气体即从排气口排出。目前，在氨系统的氨泵回路和中间冷却器中，广泛应用的自动旁通阀是弹簧式安全阀的一种特定形式，也起着安全保护作用，即当压力超过调定值时，阀门自动开起，起旁通降压作用。

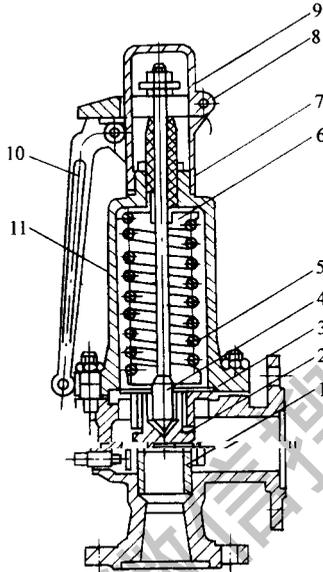


图 3-2-2 弹簧式安全阀

- 1—阀座；2—阀芯；3—阀盖；4—阀杆；5—弹簧；6—弹簧压盖
7—调整螺钉；8—销子；9—阀帽 10—手柄 11—阀体

②安全阀的安装要求：

A. 安全阀应铅直安装，并应装在压力容器液面以上的气相空间，或与连接在压力容器气相空间的管道相连接。

B. 压力容器与安全阀之间的连接管和管件的通孔，其截面积不得小于于阀的进口面积。

C. 压力容器一个连接口上设数个安全阀时，则该连接口入口的面积，应至少等于数个安全阀的进口面积总和。

D. 制冷系统对安全阀的要求是非常严格的。为了便于检修和更换，要求在安全阀前设置截止阀。但是这些阀都必须处于开起状态，并加以铅封，以免失去安全保护作用。

③安全阀的检验。制冷设备上的安全阀必须定期检验。每年应校验一

次，并加铅封。安全技术规程还规定，在运行过程中，由于超压安全阀起跳后，需重新进行校验，以确保安全阀的功能。

在校验和维护安全阀时，有时需要清洗和研磨，然后应进行气密性试验。试验压力为安全阀工作压力的 1.05 倍至 1.1 倍，气密性试验合格的安全阀经过校正调整到指定开起压力，最后加铅封。调整及复验时使用的压力表精度不低于 1 级。

例如，氨压缩机上的高压安全阀，当吸排气侧之间的压力差达到 1.57MPa 时，应自动打开。对于两级压缩，压力差达到 2.59MPa 时，应能自动开起，以保护氨压缩机。在冷凝器、贮氨器等高压设备上的安全阀，当压力达到 1.81MPa 时，应能自动开起。在中间冷却器、低压循环桶、低压贮氨器等设备上的安全阀，当压力达到 1.23MPa 时，安全阀应能自动开起。

(2) 压力控制器。制冷系统的压力安全保护设备，除安全阀、带电信号的压力表和紧急停机装置外，还有高低压力控制器、油压差控制器等安全设备，以实现压缩机的高压、中压、低压、油压以及制冷设备的断水保护。对中、小型氟利昂制冷系统，一般不设置安全阀，仅用高、低压力继电器作安全保护设备。

压缩机高压保护的目的是，当压缩机排出压力过高时切断电源，以防止发生事故。在运行中若由于冷却水断水故障，或制冷系统中进入大量空气，或高压系统的阀门误操作等原因，都会使压缩机的排出压力超过定值，此时高压保护装置立即动作，压缩机自动停机。

若高压压力控制器与安全阀并用，则高压控制器切断开关时的动作压力，应调整到比安全阀的开起压力稍低为宜。因为在发生异常高压时，压力继电器首先动作，可以避免安全阀开起后所带来的麻烦。只有在高压压力继电器发生故障不能动作或出现火灾等异常情况时，安全阀才开起。

低压保护的目的是，当压缩机在运转过程中，由于制冷剂泄漏，供液不足等原因，产生吸气压力过低，甚至出现抽空现象，将空气抽入制冷系统。此时低压保护装置动作，压缩机因故障停机，以便检查停机原因，排除故障。

油压差保护的目的是，当油压低于某一定值时，油压差控制器保护动作，延时 60 秒使压缩机停机，以免发生事故。

压力控制器和压差控制器还可用于断水事故保护。一般采用两种方法：发出断水警报信号，并作事故停机；或者发出断水警报，经过一段延时作事

故停机，延时时间约为 30s 左右。

(3) 熔塞。在贮液器和冷凝器上设置的熔塞也是一种安全设备。熔塞遇到高温时熔化，释放容器内的气体，防止因火灾而出现的爆炸事故。熔塞和安全阀等安全设备不同。异常高压时，熔塞不起安全保护作用。

熔塞是镶在压力容器壁上的易熔合金塞子，其主要成分是铋 (Bi)、铅 (Pb) 和锡 (Sn)，其熔点为 60~80℃。

(4) 防爆片。防爆片又称爆破片、防爆膜，是一种破裂型的安全泄压装置，常用于新型氟利昂钢瓶和乙炔钢瓶等容器中。它利用膜的破裂来达到泄压目的，泄压后容器不能继续使用。所以它只用于泄压可能性较小而又不宜装安全阀的压力容器上。

(二) 温度监视及其安全设备

有的制冷系统，在压缩机的吸排气口、轴封、分配站、热制冷剂的集管等部位安装了温度计，以便监视和记录制冷系统的运行工况。为避免排气温度过高，有的还在压缩机排气管上装上了温度控制器。

根据测量原理不同，温度检测仪表可分为膨胀式温度计、压力式温度计、电阻式温度计、热电偶温度计和辐射式温度计等。

压缩机的排气温度、冷冻机由温度和冷却水的进出口温度、电机温度以及库房温度等都是检查制冷系统安全运行的重要参数。所以，要求感温元件应全部浸入被测介质中，以保证温度计的显示值准确可靠。如果采用温度套管的形式，应在套管内加入润滑油，以便准确和迅速地反映温度的变化。

(三) 液位监视的安全附件

制冷系统中的许多容器均须维持一定的液面，这是保证制冷系统的正常工作和安全运转的重要条件，例如氨制冷系统中的低压循环贮液桶，要求维持液位在桶高的 30% 左右。若液位太低，氨泵容易产生气蚀现象，使氨泵损坏；若液位太高，压缩机有可能把液体直接吸入气缸，产生液击事故。因此，液位的控制对系统的安全运行是很重要的，特别是氨系统。

液位计可分为观察视镜、平行反射式玻璃液位计、平行透平式玻璃液位

计、浮标式液位计等。可安装液位计（包括油位计、观察镜等）的容器有贮液器、壳管式冷凝器、油分离器、压缩机的曲轴箱、吸收式制冷装置中的发生器等。

（四）电气参数的监视及其安全设备

为了保证制冷系统安全、平稳地运行，有的制冷系统上还把压力监视、液位监视、温度监视等组成一个自动控制电气回路，实行制冷系统的自动保护和报警（灯光信号报警、鸣笛信号报警等），例如压缩机安全保护信号电路、系统事故信号电路、库房呼救信号电路等。

（五）其它安全防护措施

除制冷系统压力、温度、液位、电气等诸方面的监视与安全保护外，还应作到如下几点：

（1）氨制冷系统应安装紧急泄氨器。当发生事故时通过泄氨器将氨泄出，以防止事故的扩大。

（2）制冷空调装置的外露运动部件如联轴器等，应安装防护装置。

（3）室外设备应搭凉棚，以防日晒雨淋。

（4），在机器间和设备间应安装排风设备、以便在事故发生时能及时排除有害气体，在平时运行或检修时也可减少室内空气的污染。其排风能力要求是每小时将室内空气更换不少于八次，而且在室内和室外都装设事故排风机的按钮开关。最好备有应急电源和应急灯等，以确保在紧急情况下风机能正常使用。

（5）机器间要设有事故开关、消火栓，氨机房要配备带靴的防毒衣、橡皮手套、木塞、管夹、氧气呼吸器等防护用具和抢救药品，并把它们放在易取的位置，要专人管理、定期检查、确保使用。

（6）冷库门的安全问题至关重要。库门的内侧应该有应急装置，在里面就能够将外面的库门锁装置打开。安全门要经常进行检查，以防止被冻结住。机器间和设备间的门应向外开，并应留有两个进出口，以保证安全。自动门要保证在失去动力的情况下，采用手动也可以进行操作，其安全系统和

各种功能要保持正常。

三、安全操作

制冷系统安全运转有三个必要的条件：第一是系统内的制冷剂蒸汽不得出现异常高压，以免设备破裂；第二是不能发生湿冲程、液爆、液击等误操作，以免设备被破坏；第三是运动部件不得有缺陷或紧固件松动，以免损坏机械。制冷系统的安全操作，主要是指在运转中或维修中，对不安全因素采取适当措施，以防止出现故障和事故。

（一）阀门的安全操作

阀门的安全操作主要分为以下几个方面：

（1）氨制冷系统中，对于长期不需启闭的阀门，应定期进行启闭灵活性的检查工作。压缩机至冷凝器总管上的各阀门应挂禁止关闭的牌子，只有全部停车检查时或因事故需要拆卸管路时，待压缩机全部停车后，才可以关闭有关阀门。事故排除完毕后要全部开起，挂上禁止关闭的牌子，以免开车时引起事故。各种备用阀、加氨阀、排污阀等，平时应关闭并拆除手轮并加铅封。对联通大气的管头应加闷盖，防止误开阀门造成事故。

（2）氨制冷系统中，有液态制冷剂的管道和设备，严禁将两端的阀门同时关闭，否则会使管内液体因吸收外界热量，因温度升高、压力升高，致使钢管爆裂，通常称为“液爆”。正确的操作应是：在关闭液管阀门时，应将管内的液体抽空后再关闭。在特殊情况下，液管不能抽空时，应将液管一端阀门关闭，而另一端与设备连接阀处于开起状态，如在压缩机全部停止运转时，首先应关闭贮液桶的供液阀，待系统及液管抽空后再关闭去调节站的总供液阀。这样就会避免“液爆”。

（3）玻璃管液面指示器阀门平时应呈开起状态。应在一个月左右开关一次，以试验其灵活性。开阀时应先开起气阀，然后开起液阀；关闭时，应先关闭液阀，后关闭气阀。这样操作的目的是使玻璃管先承受气体的压力，以免玻璃管不能耐压发生意外时，造成的事故可小些。

（4）在开起回气阀时，应缓慢操作，并注意倾听制冷剂的流动声音。禁

止突然猛开，以防止湿蒸汽进入压缩机引起事故。

(5) 在开启阀门时，为防止突然阀芯被阀体卡住，要求转动手轮不应过快，也不应过分用力，当开足后应将手轮回转 $1/8$ 圈左右。

(6) 设备上的安全阀前面可安装截止阀，以便安全阀的调试、检测和更换，但在正常情况下截止阀处于常开状态。

(7) 氨系统的放空气器、集油器上的减压阀应处于正常开状态，以防止容器内的压力过高产生危险。

(二) 设备的安全操作

设备的安全操作主要分为以下几个方面：

(1) 为防止环境污染和氨中毒，从制冷系统中排放不凝性气体，需经过专门设置的空气分离器排放入水中。

(2) 为防止负荷突然增加，规定贮液器液面不得低于其径向高度的 30%；为了防止贮液器、排液器出现满液影响冷凝压力，致使系统运行工况恶化，贮液器的液面不得超过径向高度的 80%。

(3) 氨制冷系统内的油和氨处于混合状态，为避免酿成严重的跑氨事故，严禁从制冷设备上直接放油。

(4) 氨系统的低压设备长期停用时，应定期进行设备降压或抽出氨液，以防止因环境温度过高造成的压力超高而产生危险。

(5) 中间冷却器在停用期间，压力不得超过 0.5MPa；如果超过 0.5MPa，要及时排液降压，并查明原因加以消除。

(6) 冬季制冷设备停用时，应将水系统内的水放尽，以防冻裂。

(三) 设备和管道检修的安全操作

设备和管道检修的安全操作，主要分为以下几个方面：

(1) 检修氨制冷系统时，应准备好防毒面具、橡皮手套、通风机、临时急救箱等，以便氨泄漏发生危险时进行抢救。

(2) 氨不仅有毒伤人，而且它在空气中浓度达 16% ~ 25% 时，遇明火会引起爆炸。遇到明火会分解出有毒物质。严禁在设备内残存制冷剂的情况

下，在解体修理现场进行焊接作业。机房和辅助设备间不能有明火，冬季严禁用明火取暖。

(3) 为了防止触电事故，在检修制冷设备时，特别是检修库内风机、电器等远离电源开关的设备时，应在其电源开关上挂上禁动牌，检修完毕后由检修人员亲自取下，其它人员不允许乱动。

(4) 在检查和维修机器间和泵房内的机器设备和阀门时，必须采用 36V 以下电压的照明电源，潮湿地区应采用 12V 以下的照明电源。

(5) 在检修制冷系统的管道时，若需更换管道或增添新管路，必须采用符合规定的无缝钢管（氟利昂制冷系统可以采用无缝紫铜管），严禁采用存缝管和水暖管件。

(四) 充灌氨制冷剂的安全操作

充灌氨制冷剂的安全操作，主要分为以下几个方面：

(1) 新建或大修后的氨制冷系统，必须经过气密试验、检漏、排污、抽真空处理，当确认系统无泄漏后方可充灌制冷剂。如用充氨试漏时，设备内的充氨压力不超过 $1.96 \times 105\text{Pa}$ 。

(2) 向制冷系统内充灌氨的数量应严格控制在规定的范围内，并认真做好秤量记录。

(3) 氨瓶或氨槽车与充氨站的连接管必须采用无缝钢管，或使用耐压在 $29.4 \times 105\text{Pa}$ 以上的橡皮管。与其相接的管接头，需有防滑沟槽，以防脱开发生危险。

(4) 由于充氨操作危险性大，应备有必要的抢救器材，如防毒面具、急救药品、橡皮手套等。

(5) 加氨现场，严禁吸烟或明火作业。

(6) 操作人员开关氨瓶时，应站在阀门接管的侧面，慢慢开启阀门。

(7) 若氨瓶阀门冻住时，应将氨瓶移到暖和的地方解冻或用温水浇角阀解冻，绝不允许用明火烘烤。

(五) 气焊安全操作常识

焊接是制冷系统安装与维修的主要操作，在焊接作业时应注意以下事项：

- (1) 进行焊接工作时，必须戴护目镜和焊接手套，必须穿上防护工作服。
- (2) 不得使用氧气对制冷剂系统加压检漏。
- (3) 不得在油和润滑脂附近存放氧气瓶。
- (4) 不得用带油的手或手套去接触氧气瓶。
- (5) 不得在充满制冷剂蒸汽的环境下进行焊接操作。
- (6) 氧气瓶和乙炔瓶不能紧靠存放。
- (7) 氧气和乙炔瓶不能靠近热源存放。
- (8) 不得使用损坏或磨损的软管。
- (9) 应注意气瓶和软管的颜色标志。

(六) 电工安全操作常识

制冷系统的安装、维修过程中，安全用电十分重要。

1. 安全用电常识

(1) 严格执行电工操作规章制度。不允许带电作业，断电检修时在闸上挂上电气安全工作标志牌，以禁止别人合闸。必须带电作业时，要由专业电工按要领进行操作。

(2) 正确安装用电设备。闸刀开关必须垂直安装，静插座应在上方，以免闸刀落下引起意外事故。电源线应接在闸刀之上，以保证断开闸刀后刀片上和熔丝上不带电，避免更换熔丝时触电。电灯开关应接在火线上，以保证断开开关后灯头上不带电。使用螺旋灯头时，不可把火线接在螺旋套相连的接线桩头上。以免调换灯头时触电。

(3) 控制用电负荷。用电设备在工作中不要超过额定负荷，保护电器的规格要合适，发现用电设备的温升过高时应及时查明原因，消除故障。

(4) 电器设备停止使用时应切断电源。电气设备拆除后，不应留有可

带电的电线。如果电线必须保留，则应将电源切断，并将裸线端用绝缘布包扎好。

(5) 建立定期安全检查制度。重点检查电气设备的绝缘和外壳接零或接地情况是否良好，还要注意有无裸线带电部分。检查各种临时用电线及移动电气用具的插头、插座是否完好。对那些不合格的电气设备要及时调换，以保证正常的工作安全。

2. 触电急救常识

现场急救是抢救触电者生命的关键！

(1) 发现有人触电，应尽快使触电者脱离电源。其方法是就近断开电源开关或切断电线，也可用绝缘物作为工具使触电者与电源分离。但营救人员要注意自身安全，避免发生连锁触电事故。抢救的同时应打电话报警。

(2) 如果触电者伤害不严重，神志还清醒，但心慌，四肢麻木，全身无力或一度昏迷但很快恢复知觉，应让其躺下安静休息 1~2h，并严密观察，防止意外。

(3) 如果触电者伤害较严重，无知觉，无呼吸甚至无心跳，应进行人工呼吸，同时送医院抢救。

四、制冷剂钢瓶的使用和管理

制冷剂钢瓶属于液化气体压力容器，必须符合劳动检查部门关于“压力容器安全监察规程”和“气瓶安全监察规程”的规定。

氨钢瓶的爆炸事故较多。据劳动部门统计，90%的爆炸事故是因为超装引起；此外，充满液氨的钢瓶，曝晒半个小时就可爆炸。为保证人身和设备的安全，对制冷剂钢瓶的充装、使用、运输和贮存都必须遵守安全技术要求。

(一) 钢瓶的安全检查

发现氨钢瓶有下列现象之一时决不允许使用：

(1) 经检验钢瓶不合格，例如腐蚀严重，出现结疤、凹陷、伤痕、重皮等缺陷的。

(2) 氨瓶的漆色、字样应是黄底黑字，若漆色、字样不符合规定，或字样、漆色脱落不易识别的。

- (3) 氨瓶阀门和安全阀不合格的。
- (4) 没有安全帽或安全帽难以旋紧的。
- (5) 氨瓶底座损坏，歪斜或松动的。
- (6) 已经超过检验期限的。
- (7) 怀疑贮存过其他气体的。
- (8) 没有余压的钢瓶。

(二) 氨钢瓶使用的安全要求

氨钢瓶使用的安全要求如下：

(1) 氨瓶充装时一定按钢瓶表明的注明标准充注量充装，决不可超量充装。

- (2) 起闭钢瓶阀门，应站在阀的侧面缓慢开起。
- (3) 瓶口阀冻结时，可用洁净的温水解冻，严禁用火烘烤。
- (4) 立瓶要防止跌倒，禁止敲击与碰撞。
- (5) 瓶中气体不能用尽，必须留有剩余压力。
- (6) 钢瓶使用完毕，要旋紧瓶帽密封。
- (7) 钢瓶不得靠近热源，要防止暴晒。
- (8) 搬运钢瓶要小心轻放，严禁抛滑与撞击。

(三) 氨钢瓶运输的安全要求

氨钢瓶在运输中，应遵守下述安全要求：

(1) 准备运输的氨瓶，应套上两个厚度不小于 25 毫米的防振胶圈，并须旋紧安全帽。

- (2) 氨瓶头部必须方向一致，并应妥善固定，不应有撞击。
- (3) 在夏季应有遮阳篷，以防烈日曝晒。
- (4) 押运人员禁止在车上吸烟和坐在氨瓶上。
- (5) 必须轻装轻卸，防止振动，严禁抛、滚滑的装卸方法。

(6) 严禁氨瓶与氧气、氢气等易燃易爆物品同车运输。

(四) 氨钢瓶储存的安全要求

贮存氨钢瓶应遵守下列安全要求：

(1) 储存氨瓶的仓库和其他建筑物之间，要保持 50m 的安全距离。

(2) 仓库必须是不低于二级耐火等级的单独的单层建筑，地面至屋顶最低点的高度不小于 3.2m，屋顶应为轻型结构，仓库应用阻燃材料砌成隔墙，仓库的门窗应向外开，地面应平整不滑。

(3) 仓库内的温度不得高于 35℃，仓库应设有自然通风或机械通风装置。

(4) 仓库的取暖设备，必须用水暖或气暖，严禁用明火取暖，仓库内应配有适当数量的消毒用具。

(5) 氨瓶应放置整齐，并留有适当宽度的通道。

(6) 氨瓶立放时，严防碰倒应设有专用拉杆或支架。无底座的氨瓶可以卧放，但必须在专用的支架上。头部方向一致，氨瓶的堆放高度，不应超过 5 层。

(7) 在氨瓶仓库周围 10m 以内，不得存放易燃物品和使用明火作业。

(8) 若没有专用氨瓶库，充氨的氨瓶数量不超过 500 个，可以将氨瓶暂贮存在临时的仓库内，但必须离生产厂房 25 ~ 30m 以外。

五、人身安全及紧急救护

制冷装置的安装、维修操作人员，不仅要掌握制冷专业操作技能，还要具备安全操作能力、劳动保护意识以及人身安全和急救常识。

(一) 制冷剂对人体生理的影响

氟利昂本身是无毒无味、不燃烧不爆炸的。但与火焰接触时则起分解作用，生成光气。光气对人体特别是对眼睛有害。此外，虽然制冷剂无毒，但空气中氟利昂过浓，会导致人的窒息。在通风条件差的环境下，制冷系统中

氟利昂的缓慢泄漏通常很容易被人们所忽视，应高度重视。

氨有毒有味，对人体危害很大。氨发生泄漏时，强烈刺激鼻子、咽喉、眼睛，引起强烈的咳嗽，氨过浓时会出现致命危险。

（二）预防措施

（1）重视安全技术的培训，制订严格的操作规程，树立安全生产、劳动保护意识。

（2）学习氨中毒后的急救知识和救护药品使用知识。

（3）加强预防的训练，掌握防火器具、防护用品和防毒面具的使用方法。

（4）备好防毒用具及救护药品，并定期检查。

（三）紧急救护

1. 事故处理

事故发生时，当班操作人员一定要沉着冷静，准确判断事故根源，关闭与事故有关的阀门，或切断最近的电源开关，切忌慌乱而把阀门关错，使事故进一步扩大。同时尽快报警，组织人员进行现场抢救。

2. 救护措施

氨对人体造成伤害大致可分为三类：①氨液溅到皮肤上引起类似烧伤的伤害；②氨液和氨气对眼睛产生刺激性或烧伤性伤害；③氨液被吸入体内，刺激呼吸器官，导致昏迷甚至死亡。

当氨液溅到皮肤和衣服上时，应将溅湿的衣服脱去，用水或硼酸水冲洗皮肤，在涂上消毒的凡士林或植物油。

当呼吸道受到氨气刺激引起的严重咳嗽时，可用毛巾或湿衣服捂住鼻子和口。由于氨极易溶于水，可以显著减轻氨的刺激作用。或用食醋把毛巾浸湿，再捂住鼻子和口，醋蒸汽可以与氨发生中和作用，使氨变成中性盐，这样也可以减轻氨对人体呼吸道的刺激和中毒程度。

当呼吸道受氨刺激较大而且中毒比较严重时，可用硼酸水滴鼻漱口，并给中毒者饮用 0.5% 的柠檬酸水或柠檬汁。但切忌饮白开水，因氨易溶于水

会助长氨的扩散。

当中毒者十分严重，致使呼吸微弱甚至休克、呼吸停止时，应立即进行人工呼吸抢救。并给中毒者饮用较浓的食醋。遇到这种严重情况，抢救苏醒后，应立即送至医院治疗。

凡是中毒者不论轻重，都应轻移到新鲜空气中进行救护，避免继续吸入含氨的空气。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

第 3 章

制冷装置的技术经济指标与综合管理

制冷循环的经济性，可以采用制冷系数和热力完善度这两个指标进行衡量。但实际上，这种衡量只是理论分析。对于一套实际的工业制冷装置，不论是为企业某个工艺服务的冷冻站，还是以制冷工艺为主的冷冻厂，对其实际经济指标的衡量，要比理论上详细并复杂得多。

对于工业制冷装置，显然应该从企业管理的角度，对其各方面技术经济性能进行全面的衡量。目前广泛应用的压缩式制冷机，常用的指标是单位冷量耗电量，单位产品耗冷量与耗电量，各种辅助材料的消耗量。对于冷库，还进一步衡量其库容利用率，食品干耗率。由于制冷技术的应用非常广泛，难以尽述，本章以冷藏库为例，讨论制冷装置的各种技术经济指标。对于不

同用途的制冷装置，可以根据所冷却对象的具体情况，参考以上指标，制定相应的技术经济指标。

第一节 单位冷量耗电量与单位轴功率制冷量

一、单位冷量耗电量

制冷装置生产冷量必须耗电，电力是制冷装置运行成本中的主要部分。节约用电，既降低了生产成本，又支援了其它行业的电力需要，对促进国民经济的发展有重大的意义。衡量制冷装置的耗电情况，通常采用制冷压缩机每生产一定单位的冷量所消耗的电量来计算。冷量的单位过去习惯上采用1000kcal，耗电量则采用kW·h，单位冷量耗电量的单位就是kW·h/Mcal。自《中华人民共和国法定计量单位》颁布后，kcal属于非法定单位，应废止使用。冷量的单位应采用法定单位J。因此，单位冷量耗电量的单位应为kW·h/kJ。

工厂企业的技术经济指标通常按月核算，单位冷量耗电量的计算也以月份以基准来计算。当制冷系统中有多个蒸发温度系统时，由于蒸发温度要求不同，单位冷量耗电量相差很大，因此要求各蒸发温度系统分别计算。在计算中，蒸发温度按各制冷系统的要求，冷凝温度则按各制冷系统压缩机组实际月平均冷凝温度。计算步骤是：先算出制冷压缩机的制冷量，再算出压缩机的耗电量，最后求出单位冷量耗电量。

（一）压缩机制冷量的计算

制冷压缩机的制冷能力，主要受蒸发温度和冷凝温度变化的影响。注意计算中蒸发温度和冷凝温度应取全月平均值。压缩机的制冷量可以用公式计算，也可以查压缩机的性能表或性能曲线。将压缩机的制冷量乘以当月压缩机运行的总时数，就得出压缩机全月的制冷量。

(二) 压缩机耗电量计算

压缩机的耗电量以 kW·h 作单位，计算方法有以下几种：

(1) 用压缩机的运行工况，在压 - 焓图上求得有关参数后，算出压缩机所需的指示功率，再求出压缩机的轴功率，再乘运行小时，即为压缩机的耗电量 (kW·h)。如果运行工况有变化，则需先求出计算时间内的平均工况作为计算工况。用此法算出的耗电量即理论耗电量。

(2) 如果每台压缩机单独装有电能表时，则耗电量可直接由电能表读数乘电表倍率得到。此耗电量系包括各种损耗在内的实际耗电量，也是最符合实际情况的耗电量。

(3) 如果每台压缩机未单独装电能表，但装有电流表和电压表时，可用下式计算：

$$\text{月耗电量} = 1.73 \times \text{月平均电流} \times \text{月平均电压} \times \text{月平均功率因数} \times \text{月开机时数} \div 1000$$

应该指出，由于运行电流并不是恒定的，这种方法计算出的耗电量可能误差较大。应该为每一台压缩机单独配备电能表，才能准确计量。

(4) 用分配法计算每台压缩机的耗电量

$$\text{月耗电量} = \text{月平均电流} \times \text{月运行时数} \times \text{月分配率}$$

$$\text{月分配率} = \frac{\text{月耗电总量}}{\text{各台压缩机月平均电流与月运行时数乘积的总和}}$$

例 1 有三台压缩机，月总耗电量为 83404kW·h。1 号压缩机月平均电流为 111.72A，月运行时间为 350h；2 号压缩机月平均电流为 112.89A，月运行时间 360h；3 号压缩机月平均电流 95.47A，月运行时间为 650h。求各压缩机的耗电量。

$$\text{解：月分配率} = \frac{83404}{111.72 \times 350 + 112.89 \times 360 + 95.47 \times 650} = 0.5882 \text{ kW/A}$$

$$1 \text{ 号压缩机耗电量} = 111.72 \times 350 \times 0.5882 = 23000 \text{ kW} \cdot \text{h}$$

$$2 \text{ 号压缩机耗电量} = 112.89 \times 360 \times 0.5882 = 23904 \text{ kW} \cdot \text{h}$$

$$3 \text{ 号压缩机耗电量} = 95.47 \times 650 \times 0.5882 = 36500 \text{ kW} \cdot \text{h}$$

(三) 单位冷量耗电量和定额

将全月各蒸发温度系统的耗电量，除以该系统全月的制冷量，即得出单位冷量耗电量。

按电度表或分配法求得的耗电量，再算出的单位冷量耗电量为实际的单位冷量耗电量。按平均工况求出最省耗电量，再算出的单位冷量耗电量为最省的单位冷量耗电量。实际的单位冷量耗电量可用下式计算：

$$\text{实际单位冷量耗电量} = \frac{\text{全月实际耗电量 (kW}\cdot\text{h)}}{\text{全月实际制冷量 (kJ)}}$$

实际耗电量比理论（最省）耗电量多耗的电量，主要是由于压缩机空运转，蒸发温度过低，系统中存在油和空气过多，操作调节不合理等多种原因造成。因此，单位冷量耗电量可以考核压缩机及制冷系统操作是否正常合理。

对于一个生产性企业，通常有多台制冷压缩机，制冷装置生产的冷量很大，采用单位冷量所消耗的电量来衡量其综合性能，有其实际意义，也便于统计计算。

二、单位轴功率制冷量

在普冷范围运行的制冷装置，按单位冷量耗电量来衡量，看起来不够直观，同时也不便于两台压缩机之间的比较。因此，人们又采用“单位轴功率制冷量”指标来衡量制冷机的能量消耗。即消耗 $1\text{kW}\cdot\text{h}$ 的功率所获得的冷量是多少 kJ ，并用符号 k_e [$\text{kJ}/(\text{kW}\cdot\text{h})$] 表示。

$$k_e = \frac{Q_0}{P_e}$$

式中 Q_0 ——制冷压缩机的制冷量 (kJ/h)；

P_e ——压缩机的轴功率 (kW)。

单位轴功率制冷量 k_e 值，表示了消耗每度电所能获得的冷量，与单位冷量耗电量比较， k_e 值的意义更加形象直观。因此，我国的制冷机制造行业中，过去常用 k_e 值来评价小型制冷装置或制冷压缩机的先进性。例如，

按照标准 JB955—67 制造的系列活塞式压缩机，其 k_e 值如表 3-3-1 和表 3-3-2。

表 3-3-1 氨制冷压缩机的 k_e 值

气缸直径/mm	100	125	170
$k_e / [\text{kcal} / (\text{kW} \cdot \text{h})]$	3000	3080	3200
$k_e / (\text{kW} / \text{kW})$	3.489	3.582	3.722

注：目前有些制冷机制造厂家还在产品中标上单位轴功率制冷量 $\text{kcal} / (\text{kW} \cdot \text{h})$

表 3-3-2 氟利昂制冷压缩机的 k_e 值

气缸直径/mm	70	100	125
$k_e / [\text{kcal} / (\text{kW} \cdot \text{h})]$	2700	2800	2900
$k_e / (\text{kW} / \text{kW})$	3.14	3.256	3.373

从文字的表达和单位上看，单位轴功率制冷量 k_e 值，似乎只是单位冷量耗电量的倒数。但从 k_e 值的表达式上，可以发现 k_e 值是制冷量与轴功率之比，而单位冷量耗电量则是耗电量与冷量（热量）之比。这种差别在改用法定计量单位后就更明显了。在法定计量单位中，制冷量采用 kW 表示，因而单位轴功率制冷量表达式就成了

$$k_e = \frac{Q_o \text{ (kW)}}{P_e \text{ (kW)}}$$

即单位轴功率制冷量 k_e 值成了一个无量纲数。换言之，由于法定计量单位制中功、能和热量单位的统一，单位轴功率制冷量就与制冷系数等同起来。

第二节 单位产品耗冷量和耗电量

工业制冷装置总是针对某种产品而制冷降温的，单位产品耗冷量、耗电

量是按每单位产品的耗用量，来衡量整个制冷装置的性能。实际生产中的产品多种多样，可以是化工生产工艺中的某种流体，也可以是制药中的某种物料等等。当存在着多种产品时，应按不同的制冷设备，不同的产品分别计算。

为了说明计算过程，下面以冷库为例进行讨论。冷库的产品分冷冻品和冷藏品两大类，计算单位产品耗冷量、耗电量时，冷冻品如机制冰、冻肉、冻鱼等，应按不同的冷冻设备分别计算。冷藏品应按高温贮藏和低温贮藏分别计算。在计算过程中，应先计算冷库的耗冷量和耗电量，然后按不同产品分别进行计算。

一、冷库耗冷量

冷库耗冷量是冷库为生产和贮藏冷加工产品所需消耗的冷量。这种冷量包括围护结构耗冷、冷加工耗冷、加工工具耗冷、库内动力设备和风机耗冷、操作和其它因素的耗冷。冷库耗冷量的详细算法可查冷库设计规范。

对于已建成的冷库，各项耗冷量的计算值，在设计计算书中已有详细数据。其中除围护结构耗冷量计算较繁，实际耗冷量又因室外气温随季节等因素变化，与设计时的计算温度有出入，因而与设计时计算的耗冷量往往不一致。所以在计算单位产品耗冷量和耗电量时，围护结构的耗冷量必须按照室外的实际温度来计算。在其它各项的耗冷量中，生产性耗冷可根据产量和加工前后的焓差来计算，算法并不复杂。尚存其它各项的耗冷量所占比例较小、其值也较固定。因此，只要能利用较简便的方法求出围护结构的耗冷量，则整个冷库的全部耗冷量的计算也就大为简化。

例如，可以利用冷库设计资料为基础，按库外不同温度时算出的围护结构耗冷量，分系统或分库房编制成表。应用时，只要知道本月库外平均温度，就可以立即查出本月围护结构的耗冷量。

据某 5000t 冷库的设计资料，在室外计算温度为 35℃ 时，各库房围护结构耗冷量见表 3-3-3。

表 3-3-3 按蒸发温度分配的围护结构耗冷量

库房名称	室温/℃	库房面积/m ²	不同蒸发温度时围护结构耗冷量/W		
			-15℃	-28℃	-33℃
冻结间	-23	218			7362
冰库	-10	109		3355	
冻结物冷藏间	-18	3528		49268	
冷却物冷藏间	0	1176	9335		
合计		5031	9335	52623	7362

根据表 3-3-3 可算得：

(1) 冻结间每度温差时围护结构耗冷量

$$7362 \div [35 - (-23)] = 126.93 \text{ W/K}$$

$$126.93 \times 720 \div 1000 = 91.39 \text{ kW/(K} \cdot \text{月)}$$

(2) 冰库每度温差围护结构耗冷量

$$3355 \div [35 - (-10)] = 74.56 \text{ W/K}$$

$$74.56 \times 720 \div 1000 = 53.68 \text{ kW/(K} \cdot \text{月)}$$

(3) 冻结物冷藏间每度温差围护结构耗冷量

$$49268 \div [35 - (-18)] = 929.58 \text{ W/K}$$

$$929.58 \times 720 \div 1000 = 669.3 \text{ kW/(K} \cdot \text{月)}$$

4) 冷却物冷藏间每度温度围护结构耗冷量

$$9335 \div (35 - 0) = 266.71 \text{ W/K}$$

$$266.71 \times 720 \div 1000 = 192.03 \text{ kW/(K} \cdot \text{月)}$$

如已知某月室外的月平均温度，例如 10℃，则利用上述算值，就能立即求出各库房围护结构的耗冷量如下：

$$\text{冻结间耗冷量} \quad 91.39 \times [10 - (-23)] = 3015.87 \text{ kW/月}$$

$$\text{冰库耗冷量} \quad 53.68 \times [10 - (-10)] = 1073.6 \text{ kW/月}$$

$$\text{冻结物冷藏间耗冷量} \quad 669.3 \times [10 - (-18^\circ\text{C})] = 18740.4 \text{ kW/月}$$

$$\text{冷却物冷藏间耗冷量} \quad 192.03 \times (10 - 0) = 1920.3 \text{ kW/月}$$

冷库的管理人员可以根据上述算法，按冷库室外月平均温度变化，编制所管理的冷库围护结构耗冷量表。这样在平时使用中就不用计算，直接从表中查得各库房在一定室外温度时围护结构的耗冷量。

二、冷库耗电量

冷库的耗电包括制冷用电、动力用电和照明用电。制冷用电包括压缩机、输送制冷剂的液泵和冷却水泵等用电。动力用电包括风机、电梯、叉车充电以及输送设备用电等。这些耗电量基本上可以从压缩机车间工作日记中汇总取得。计算单位产品耗电量时，只统计制冷用电和冷库中风机用电两项。其它动力用电和照明用电在制冷成本中计算。这样计算单位产品耗电量需用的原始资料，都可从工作日记中汇总而得。

如上述某 5000t 冷库的耗电量。从工作日记中汇总为：压缩机用电 83404kW·h，冻结间风机用电 12500kW·h，冷却物冷藏间风机用电 5000kW·h，氨泵和冷却水泵用电 25000kW·h，本月份冷库冷加工和贮藏共耗电 125904kW·h。该冷库不同系统的单位冷量耗电量列于表 3-3-4。

表 3-3-4 某 5000t 冷库的单位冷量耗电量

制冷系统	全月制冷量/ 10^3 kJ	全月耗电量/kW·h	单位冷量耗电量/(kW·h/ 10^3 kJ)
-15℃	318410	23000	0.07223
-28℃	238522	23904	0.1002
-33℃	311305	36500	0.1172
合计	868237	83404	

三、单位产品耗冷量和耗电量的计算

冷库的单位产品耗冷量和耗电量，是将压缩机的制冷量、制冷用电量、冷库风机用电计算结果，分配到冷库各种冷冻品和冷藏品后求得的。其中冷量损耗按耗冷量比例分摊，压缩机耗电按单位冷量耗电量计算，氨泵、水泵耗电按耗冷量比例分摊，冻结间风机由冻结间分担，冷却物冷藏间风机耗电由冷却物冷藏品分担。

为了说明计算过程，再以上述的 5000t 冷库为例，将接设计规范计算得的各项耗冷量汇总列于表 3-3-5。表中的冷量损耗是指计算的各项耗冷量

汇总值与压缩机制冷量的差额。它是由于操作不合理，隔热材料性能下降等原因造成。如冷量损耗超过计算汇总值的 $\pm 10\%$ ，应从各方面检查原因。

表 3-3-5 某 5000t 冷库全月耗冷量汇总

耗冷名称	项 目	按制冷系统计算的耗冷量/ 10^3kJ		
		- 15℃	- 28℃	- 33℃
围护结构耗冷	冻结间	—	—	14804
	冰库	—	6184	—
	冻结物冷藏间	—	96380	—
	冷却物冷藏间	15210	—	—
食品冷加工耗冷	猪肉冷加工	—	—	248193
	机制冰	161715	—	—
	冻结物入库	—	82061	—
	冷却物入库	110531	—	—
	冰入库	—	7526	—
库内用电设备耗冷	冻结间	—	—	45008
	冷却物冷藏间	18003	—	—
操作及其它耗冷	冻结间	—	—	1809
	冰库	—	913	—
	冻结物冷藏间	—	29542	—
	冷却物冷藏间	19695	—	—
冷量损耗		- 6954	15905	1482
小 计		318200	238511	311296
合 计		868007		

单位冷量的氨泵，冷却水泵耗电量

$$25000 \div 868017 = 0.0288\text{kW} \cdot \text{h} / 10^3\text{kJ}$$

(1) 猪肉加工

耗冷量 $311296 \times 10^3\text{kJ}$

耗电量 $311296 \times (0.1172 + 0.0288) + 12500 = 57949\text{kW} \cdot \text{h}$

(2) 机制冰

耗冷量 $161715 - 161715 \times 2.2\% = 158157 \times 10^3 \text{kJ}$

耗电量 $158157 \times (0.07223 + 0.0288) = 15979 \text{kW} \cdot \text{h}$

(3) 冰冷藏

耗冷量 $14633 + 14633 \times 7.1\% = 15678 \times 10^3 \text{kJ}$

耗电量 $15678 \times (0.1002 + 0.0288) = 2022 \text{kW} \cdot \text{h}$

(4) 冷却物冷藏

耗冷量 $163439 - 163439 \times 2.2\% = 159843 \times 10^3 \text{kJ}$

耗电量 $159843 \times (0.07223 + 0.0288) + 5000 = 21149 \text{kW} \cdot \text{h}$

(5) 冻结物冷藏

耗冷量 $207983 + 207983 \times 7.14\% = 222833 \times 10^3 \text{kJ}$

耗电量 $222833 \times (0.1002 + 0.0288) = 28745 \text{kW} \cdot \text{h}$

将上述计算结果列于总表 3-3-6 中。

表 3-3-6 某 5000t 冷库单位产品耗冷量、耗电量

产品名称	产量	耗冷量/ 10^3kJ	耗电量/ $\text{kW} \cdot \text{h}$		单位产品耗冷量	单位产品耗电量
			制冷用电	风机用电		
猪肉冷加工	800t	311296	45449	12500	$389.12 \times 10^3 \text{kJ/t}$	$72.44 \text{kW} \cdot \text{h/t}$
机制冰	300t	158157	15979	—	$527.19 \times 10^3 \text{kJ/t}$	$53.26 \text{kW} \cdot \text{h/t}$
冰冷藏	$3000 \text{t} \cdot \text{d}$	15678	2022	—	$5.226 \times 10^3 \text{kJ}/(\text{t} \cdot \text{d})$	$0.67 \text{kW} \cdot \text{h}/(\text{t} \cdot \text{d})$
冰冷物冷藏	$32000 \text{t} \cdot \text{d}$	159843	16149	5000	$4.995 \times 10^3 \text{kJ}/(\text{t} \cdot \text{d})$	$0.66 \text{kW} \cdot \text{h}/(\text{t} \cdot \text{d})$
冻结物冷藏	$95000 \text{t} \cdot \text{d}$	222833	28745	—	$2.35 \times 10^3 \text{kJ}/(\text{t} \cdot \text{d})$	$0.30 \text{kW} \cdot \text{h}/(\text{t} \cdot \text{d})$
合计		867807	108344	17500	—	—

注：生产性库房

单位产品耗冷量 = $\frac{\text{耗冷量} (\text{10}^3 \text{kJ})}{\text{产品重量} (\text{t})}$

单位产品耗电量 = $\frac{\text{耗电量} (\text{kW} \cdot \text{h})}{\text{产品重量} (\text{t})}$

贮藏性库房

单位产品耗冷量 = $\frac{\text{耗冷量} (\text{10}^3 \text{kJ})}{\text{贮藏量} (\text{t} \cdot \text{d})}$

单位产品耗电量 = $\frac{\text{耗电量} (\text{kW} \cdot \text{h})}{\text{贮藏量} (\text{t} \cdot \text{d})}$

必须注意，单位冷量耗电量只考虑了压缩机的耗电量。上述的单位产品耗电量则包括了压缩机、氨泵、冷却水泵和冷库中风机等制冷辅助设备的用电。

必须强调指出，上述的单位产品耗电量计算方法，是依据商业部冷藏加工企业管理局在1980年提出的。由于制冷的单位产品耗电量尚无全国的统一标准，不同行业的计算方法不统一。主要差别在于耗电量统计项目的范围不同。例如，农业部标准 SC156—87《冷冻水产品、冷藏水产品、人造冰单位产品耗电量》中，耗电量的统计项目包括了风幕、电梯、生产照明等一切相关的耗电量。对这种差别，可以理解为商业部的计算方法较为粗略，容易贯彻执行。而水产行业的标准较为精确，相应地对于管理和贯彻提出了更高的要求。

第三节 制冷辅助材料消耗量

在制冷过程中，制冷装置不仅要直接消耗能源，而且还要间接地消耗能源。例如制冷装置运行需要有制冷剂、润滑油、氯化钠或氯化钙等。这些物资都是通过直接或间接消耗能源制成的，所以一切物资的节约都可看作是间接节能。因此，这些物资材料的消耗情况，也是制冷装置运行的技术经济考核指标。目前制冷装置主要考核的辅助材料是制冷剂、润滑油、氯化钠或氯化钙的消耗量。

一、制冷剂的消耗量

制冷系统内的制冷剂，虽然密封在制冷装置和管道中，但各阀门启闭和压缩机的轴封处，都会或多或少地发生泄漏现象。另一方面，制冷设备的检修，放油，放空气等操作维护中，也不可避免会造成制冷剂的损耗。显然，制冷剂的消耗除了与其泄漏性大小有关，更主要的是与制冷装置的操作维护管理水平有关。表3-3-7为制冷剂正常消耗量参考值，所用的压缩机为开启式制冷压缩机。

表 3-3-7 氨制冷系统年耗氨量参考值

项 目	年耗量 k/g
冻结 1t 食品	0.18 ~ 10.25
冷藏 1t 食品	0.003 ~ 0.007
生产 1t 冰	0.09 ~ 0.25
贮藏 1t 冰	0.002

二、润滑油消耗量

加入制冷压缩机的润滑油，随排气一起进入制冷系统管道中，绝大部分油通过分离仍能回吸。因此，压缩机的耗油不能按加油量计，即实际耗油的定额，应根据本期加入油量减去回收后尚能使用的部分。

$$\text{冷冻油消耗定额} = \frac{\text{冷冻油实际消耗量}}{\text{本期产冷量}}$$

冷冻油的消耗量以 kg 计，本期产冷量原习惯用千大卡为计量单位。随着法定单位的推广，本期产冷量单位应改用 kJ 或 MJ。

三、氯化钠或氯化钙的消耗量

制冷装置中制冰通常采用盐水系统，即采用氯化钠或氯化钙作载冷剂。在生产中由于融冰、脱冰等过程，要损耗部分盐（氯化钙或氯化钠）。在其它一些工业过程中，也需要用盐水做载冷剂。对盐的消耗量，可以按蒸发器每平方米面积在一年内的消耗量来衡量，并提出参考标准见表 3-3-8。

表 3-3-8 盐水蒸发器单位面积盐的年消耗量

盐水冷却系统	盐的年消耗量 / (kg/m ²)
封闭式	30
敞开式	340

盐的消耗量也可以按制冷量或制冰产量来衡量

$$\text{盐消耗定额} = \frac{\text{应补充量 (kg)}}{\text{本期制冷量 (kJ 或 MJ) 或冰产量 (t)}}$$

根据国内经验，一般每生产一吨冰消耗氯化钠 0.8 ~ 1.2kg。

第四节 冷库利用率

冷库的产品分冷冻品和冷藏品两大类。冷冻品以吨为计算单位，冷藏品以吨日为计算单位。计算产值时，本企业生产的冷冻品可包括原料成本在内。冷藏品和企业外部委托加工的冷冻品，只计算冷藏成本和冷冻加工成本。编制生产计划时，冷冻品应分品种、规格、数量编制。冷藏品分高温贮藏、低温贮藏两类编制。

冷库利用率是考核冷库生产能力利用情况的指标，它对冷库成本的高低有密切的关系。冷库利用率包括冷却、冻结设备利用率和库房容量利用率。冷库利用率是根据冷库的生产能力和实际容量计算的。关于冷却、冻结间的生产能力和库房容量的计算方法，可参见有关设计手册。为了提高冷库利用率，必须正确使用冷库，防止库房围护结构和地坪的损坏，经常维修制冷机器设备，使所有压缩机和动力设备都处于正常状态，提高设备完好率。

一、冷却、冻结间利用率计算

(一) 生产能力

冷却、冻结间的生产能力由设计决定。实际生产能力决定于一次入库量、冷却或冻结时间、进出库时间、冲霜、清扫、其它生产性辅助时间以及机器、设备的制冷能力，操作、管理的合理程度等情况。冷库管理部门应按实际情况，制订每间冷却间或冻结间的生产能力定额，作为计算利用率的根据之一。

(二) 利用率

(1) 月利用率 全月生产天数按 25 天计算时, 则

$$\text{月利用率} = \frac{\text{全月实际冷却或冻结量 (t)}}{25 \times \text{冷却或冻结设备每昼夜生产定额 (t)}} \times 100\%$$

例 2 某 5000t 冷库每昼夜冻结能力 37t, 制冰能力 15t, 本月份实冻猪肉 800t, 制冰 300t。求冻结间和制冰间的月利用率

解: 冻结间月利用率 = $\frac{800}{25 \times 37} \times 100\% = 86.5\%$

制冰间月利用率 = $\frac{300}{25 \times 15} \times 100\% = 80\%$

(2) 年利用率 年利用率可按月利用率的算术平均值计算。

$$\text{年利用率} = \frac{\text{全年月利用率总和}}{12}$$

二、贮藏性库房利用率的计算

库房容量利用率用来计算库房有效容积的实际使用情况。首先要核定各个库房的有效容积或公称吨容量。冷库设计容量国内习惯上都以吨为单位, 如 500t 冷库, 1000t 冷库等。这是各设计部门以某种商品的公称容量定额来计算的库房容量, 亦称公称吨容量。如冻肉库采用 $400\text{kg}/\text{m}^3$, 水产库 $470\text{kg}/\text{m}^3$, 冰蛋库 $700\text{kg}/\text{m}^3$ 等。由于设计部门核定公称吨位的口径不一致, 造成名义上吨位相同的冷库, 实际有效容积不一样。因此, 各冷库必须根据实有库房进行计算, 核定库房有效容积, 使计算基础一致, 如乘以某种商品的容量定额即得冷库的公称吨位。

(一) 库房有效容积的计算

库房有效容积应按各个库房具体情况分别计算。首先计算库房的有效面积, 即以每个库房的建筑净面积减去走道、柱子以及冷却设备和货垛之间距离的面积。需要通风和翻垛的商品, 货垛之间空隙面积一般占堆货面积的

10%~15%。计算库房有效高度时，以库房净高扣除垫木和商品离顶棚、顶管、风道的高度。以库房有效面积乘有效高度即为库房有效容积。有些冷库由于结构损坏，楼板承载能力下降，应另行制定最高载荷量。在堆放容量定额较大货物时，应注意码垛高度不得超过楼板承载能力，以防发生事故。

2. 商品实际容量定额的计算

库房利用率是按库房有效容积的利用情况计算的，但商品进出库房是以质量计算的，因此必须换算成为容积单位，才能进行比较。各种商品的单位容积质量不同，应分别测定计算。测定时要合理码垛，充分利用堆装容积。每次测定计算它的堆装容积，并将码垛好的商品（包括包装物）过磅。经过多次测定，计算各种商品平均单位容积的质量，制定各种商品的容量定额。商品容量（计算堆密度）定额同商品的品种、外形和包装规格有关，码垛方法也有一定的影响。因此要不断加以改进，充分利用库房有效容积。

根据冷库设计规范和资料，各种食品的计算密度见表3-3-9。在实际工程中对于具体情况，应按实际密度计算。

表3-3-9 食品的计算堆密度 ρ

序号	食品名称	堆密度 $\rho / (\text{kg}/\text{m}^3)$
1	冻猪白条肉	400
2	冻牛白条肉	330
3	冻羊腔	250
4	块装冻剔骨肉或副产品	600
5	块装冻鱼	470
6	块装冻冰蛋	630
7	听装冻冰蛋	600
8	冻猪油（冻动物油）	650
9	盘冻鸡	350
10	盘冻鸭	450
11	盘冻蛇	700
12	纸箱冻家禽	550
13	纸箱冻兔（带骨）	500
14	纸箱冻兔（去骨）	650

第 3 章 制冷装置的技术经济指标与综合管理

序 号	食品名称	堆密度 $\rho / (\text{kg}/\text{m}^3)$
15	纸箱冻蛇	450
16	木箱鲜鸡蛋	300
17	篓装鲜鸡蛋	230
18	篓装鸭蛋	250
19	篓装蔬菜	250 (170 ~ 340)
20	筐装新鲜水果	200 (200 ~ 230)
21	箱装新鲜水果	300 (270 ~ 330)
22	托板式活动货担存菜	250
23	木杆塔固定货架存蔬菜 (不包括架间距离)	220
24	机制冰	750
25	食品罐头	600
26	其它	按实际密度采用

注：同一座冷藏库如同时存放猪、牛、羊肉、禽类、水产品等，其堆密度均按 $400\text{kg}/\text{m}^3$ 计。当只存羊腔时，密度按 $250\text{kg}/\text{m}^3$ 计算；只存冻牛、羊肉时，堆密度按 $330\text{kg}/\text{m}^3$ 计算。

（二）库房利用率的计算

库房利用率是食品实占容积与库房有效容积的比值。库房利用率按日分析时，可将当天各种食品实占容积的代数和，被库房有效容积除后的商表示。库房利用率按月计算时，可将各种食品实占的容积和天数乘积的代数和，被库房有效容积和当月天数的乘积除后的商来表示。

例 3 某库房二月份贮藏冻结品的种类，吨数和天数见表 3-3-10，库房有效容积为 500m^3 。求库房的月利用率。

解：

$$\begin{aligned} \text{月利用率} &= \frac{5 \times 457.876 + 3(300 + 147) + 5 \times 300 + 10(400 + 58.9) + 3(285.7 + 185.2)}{500 \times 29} \\ &\times 100\% = 86.08\% \end{aligned}$$

对于多层冷库，库房的利用率还应考虑楼板的负载能力。如某些堆密度较大的食品，按额定的码垛高度（库房有效高度）堆货时，楼板的实际载荷可能超出允许载荷。这时为了保证楼板的安全，必须降低码垛高度。并在计

算库房利用率时，将实际堆货高度乘上高度折合系数。

$$\text{高度折合系数} = \frac{\text{库房额定的码垛高度}}{\text{某食品按楼板负载能力计算的码垛高度}}$$

例 4 某库房有效面积为 293.39m^2 ，额定码垛高度为 3.4m ，楼板允许承载质量 $1500\text{kg}/\text{m}^2$ 。求冻羊腔和冻鱼块的高度折合系数。

解：(1) 贮藏冻羊腔时

$$\text{楼板实际承载质量} = \text{码垛高度} \times \text{堆密度} = 3.4 \times 250 = 850\text{kg}/\text{m}^2$$

实际载荷未超过楼板允许承载质量，高度折合系数为 1。

(2) 贮藏冻水产品时，若该水产品堆密度为 $546\text{kg}/\text{m}^3$ ，则

$$\text{楼板实际承载质量} = \text{码垛高度} \times \text{堆密度} = 3.4 \times 546 = 1856.4\text{kg}/\text{m}^2$$

实际承载质量超过楼板允许承载质量，这时应根据允许承载质量计算出限制码垛高度。

$$\text{限制码垛高度} = \frac{\text{允许承载质量}}{\text{食品堆密度}} = \frac{1500}{546} = 2.7472\text{m}$$

$$\text{高度折合系数} = \frac{3.4}{2.7472} = 1.2376$$

几种食品的堆密度不同时，按楼板允许承载质量和额定的码垛高度计算，得到的高度折合系数见表 3-3-11。

表 3-3-11 几种食品不同条件下的高度折合系数

商品名称	楼板允许承载质量 / (kg/m^2)	商品堆密度 / (kg/m^2)	规定码垛高度 / m	限制码垛高度 / m	高度折合系数
冰 蛋	2000	800	3.6	2.5	1.44
冰 蛋	1500	800	3.4	1.875	1.8133
冻分割肉	2000	756	3.6	2.6455	1.3608
冻分割肉	1500	756	3.4	1.9841	1.7136
冻副产品	2000	700	3.6	2.8571	1.26
冻副产品	1500	700	3.4	2.1428	1.5867
冻 鱼	1500	546	3.4	2.7472	1.2376

对于多层冷库的库房，考虑到楼板允许承载质量的影响，其库房利用率

可按下列式计算：

贮藏单品种食品时

$$\text{库房利用率} = \frac{\text{食品实际占用容积}}{\text{库房有效容积}} \times \text{高度折合系数} \times 100\%$$

贮藏多品种食品时

$$\text{库房利用率} = \frac{\text{各种食品实占容积与高度折合系数乘积的总和}}{\text{库房有效容积}} \times 100\%$$

例 5 某冷库本月贮藏苹果 15000t·d，鲜蛋 26660t·d，猪肉 43710t·d，牛肉 10540t·d，羊肉 10920t·d，鱼 16120t·d，分割肉 18600t·d，肉副产品 12600t·d，冰蛋 8000t·d，其他数据见表 3-3-12。求该月份库房容积利用率。

表 3-3-12 某冷库库房的贮藏情况

库房名称	有效容积 /m	储藏商品名称	储藏吨日	储藏天数	平均贮量/t	堆密度/(kg/m ³)	高度折合系数	商品使用库房容积 /m ³	库房利用率 /%	备注
高温冷藏间	3932.13	苹果	15500	31	500	352	—	1420.45	—	
		鲜蛋	26660	31	860	412	—	2087.37	—	
		小计	42160	—	1360	—	—	3507.82	89.21	
低温冷藏间	12631.74	猪肉	43710	31	1410	400	—	3525.00	—	楼板承载质量 1500kg/m ²
		牛肉	10540	31	340	340	—	1000.00	—	
		羊肉	10920	26	420	300	—	1400.00	—	楼板承载质量 1500kg/m ²
		冻鱼	16120	31	520	546	1.2376	1178.67	—	
		冻分割肉	18600	31	600	756	1.7136	1360.00	—	楼板承载质量 1500kg/m ²
		冻副产品	12600	28	450	700	1.5867	1020.02	—	
		冰蛋	8000	20	400	800	1.44	720.00	—	楼板承载质量
小计	120490	—	4140	—	—	10203.69	80.78	12000kg/m ²		
合计	16563.87		162650		5500		13711.51	82.78		

解：下面以苹果和冰蛋为例，说明表中实际使用容积的计算。

(1) 苹果的实际使用容积

$$\text{平均日贮量} = \frac{\text{贮藏吨日}}{\text{贮藏天数}} = \frac{15500}{31} = 500\text{t}$$

$$\text{实际使用库房容积} = \frac{\text{平均日贮量} \times \text{高度折合系数}}{\text{堆密度}} = \frac{500 \times 1}{0.352} = 1420.45\text{m}^3$$

(2) 冰蛋实际使用容积

$$\text{平均日贮量} = \frac{\text{贮藏吨日}}{\text{贮藏天数}} = \frac{8000}{20} = 400\text{t}$$

$$\text{实际使用库房容积} = \frac{\text{平均日贮量} \times \text{高度折合系数}}{\text{堆密度}} = \frac{400 \times 1.44}{0.8} = 720\text{m}^3$$

(3) 本月高温冷藏间总利用容积为 3507.82m^3 ，与库房有效容积 3932.13m^3 相比，则本月高温冷藏间库房的月平均利用率 = $3507.82 \div 3932.13 = 89.21\%$

同理可算出 低温冷藏间总利用容积 = 10203.69m^3

本月低温冷藏间的月平均利用率 = $10203.69 \div 12631.74 = 80.78\%$

全库的月平均利用率 = $13711.50 \div 16563.87 = 82.78\%$

第五节 制冷装置运行维护的综合管理

制冷装置运行的各项技术经济指标，着重从制冷机器设备本身来考察运行的性能和效益。从系统的角度看，制冷装置的运行技术指标、制冷装置的维护状况和制冷服务的质量，都应该全面综合考虑。制冷装置的应用大致可以分四方面：①食品的冷加工和分配；②各种工业过程中的物料冷却降温；③工业空调和舒适性空调中的降温；④各种特殊用途。这些制冷对象以及它们相关设施的状况，都应该进行管理。

以加工食品的冷库为例，不仅要采用本章所述的技术经济指标衡量制冷机器设备的运行水平，还应该对冷加工食品的质量，以及冷库库房、冻结间等设施的维护状况进行综合评价。实际上，运行技术经济指标的管理属于直接节能的管理。设备设施的维护管理减少了非正常的物资消耗，提高了工作效率和综合效益，属于间接节能的管理。

一、制冷装置综合管理的主要任务

制冷装置综合管理的主要任务是：保证制冷装置能正常不间断地运行、

使用好维护好所有的技术设备和设施，谋求最佳的制冷装置综合效益。具体包括以下几方面：

(1) 根据生产工艺要求，以及制冷系统和设备的实际情况，确定各种动力设备的最佳经济运行参数，定出允许波动的范围，以减少能耗。

(2) 科学地组织生产，合理地配置生产设备，使各种设备充分发挥效能，合理利用能源，达到节约能源的效果。

(3) 加强生产组织调度，搞好能源管理。开展企业的能量平衡测试，建立平衡图（能量平衡表）、能源图、配齐能耗计量仪表，加强能耗的数量统计分析，开展经济核算。

(4) 有计划地、定期地进行设备的维修和检修，保证所有机器设备处于良好的技术状态。制冷装置中的相关设施，同样也应进行定期维护工作，保证所有设备和设施随时能够正常运行使用，不影响制冷工艺生产的要求。

(5) 建立健全的规章制度。集中统一的指挥是保证制冷系统正常运行约基础。因此，必须要有一套以岗位责任制为中心的、完整科学的规章制度。并且经过严格的校核、审查、批准程序，认真贯彻执行，还要根据情况变化，不断总结、修订和提高。

(6) 加强对操作管理人员的技术培训考核。经常组织学习有关职责条例、规程、制度及基础理论。同时要定期进行操作和事故演习，提高操作人员的操作熟练程度。严格执行操作合格证制度，及时组织运行管理人员对事故进行分析讨论，提高事故处理和预防的能力。

(7) 根据国家“开发和节约并重，近期把节约放在优先地位，对国民经济实行以节能为中心的技术改造和结构改革”的能源工作方针，有计划地对企业现有设备进行挖潜、改造和更新，大力采用新技术、新工艺，提高能源利用率。

二、综合管理规章制度的建立和贯彻

实现制冷装置综合管理的任务，必须依靠一套科学的、符合实际的、以岗位责任制为中心的规章制度，并认真贯彻执行。这些规章制度根据不同的制冷装置有所不同，一般应包括如下内容：

（一）岗位责任制

主要内容为各级人员的工作范围，责任和权利。

岗位责任制是企业的基础性制度，企业的各项规章制度都应当以岗位责任制为中心来建立。对操作工人，岗位责任制的内容包括四大部分：基本职责；应知应会；权利；考核办法。随着企业经济管理的深入发展，不少企业将岗位责任制与企业经济指标及效益挂钩，并落实分解到个人，进行逐项计奖，形成岗位责任制。这样，个人的责权利与经济效益紧密结合，各种规章制度就能得到切实的贯彻落实，取得良好的效果。

（二）技术操作规程

一般分单台设备和整个系统两种。

单台设备操作规程的内容：

（1）设备概述。包括主要组成部分、设备型号、性能规范、主要参数、工艺流程、润滑、冷却方式、安全调节装置。

（2）设备正常操作。包括设备起动前的准备和检查、起动程序、正常运行监督和记录、正常设备维护、正常停机。

（3）事故预防和处理。包括设备的各种损坏、事故现象和原因、异常声响、润滑和冷却系统、参数不正常及各种事故、损坏、异常现象的处理措施。

系统运行操作规程的内容：

（1）系统概况。包括工艺流程、主要设备、控制部件、工艺参数。

（2）正常操作。包括起动前的准备和检查工作、各部分的联系工作、起动顺序、检查巡视调整、运行监督和记录、正常停止运行。

（3）事故预防和处理。包括查明系统参数不正常、性能下降和单机故障等的原因，以及预防和修理措施。

(三) 安全操作规程

一般分综合性规程和专业性规程两部分。前者包括一般要求、奖惩、工作条件、防火消防等；后者的内容是从各行业特殊的安全规定。

(四) 交接班制度

主要内容是设备运行方式、试验、检修情况、故障、缺陷情况、上级指示、运行通知、工具和用品、交接班事件等。

(五) 巡回检查制度

规定每班对管辖设备的检查次数和内容。检查设备要勤问、细看、细听，发现缺陷及时处理并记录到日志上，及时汇报。

(六) 安全、节约奖惩制度

对无事故运行和节约者应奖励。要制定奖惩考核办法、奖惩范围及奖惩方式、奖惩的呈报、审批手续等。

(七) 事故分析处理报告制度（包括人身及设备事故两部分）

事故的现场保护，事故的经过和现象叙述或记录，事故分析，处理过程及措施，报告办法及格式等。

(八) 设备运行经济技术指标的管理和考核办法

包括值班人员的原始记录，统计、计算和公布有关资料，开展经济考核，奖励和惩罚，信息传递等。

制冷装置是动力系统的一种，应参照动力系统的管理，参照行业颁布

的管理规范（办法），根据本企业、本装置的具体情况，制定切实可行的各种规章制度。

在规章制度建立后，重要的是要坚持严格贯彻执行。为此，必须不断组织学习有关的职责条例、规程、制度和基础理论，不断提高管理人员的理论水平和操作人员的熟练程度。必须严格技术考核制度，正式上岗人员均须经过安全和技术考核，合格后方可独立操作。对运行管理人员也要定期考核（一般每年一次）。注意开展思想教育，使职工爱岗敬业，认真自觉地做好各项工作。

英国在 70 年代提出了设备综合工程学（Terotechnology）的概念，其定义是：“为了求得经济的寿命周期费用而把适用于有形资产的有关工程技术、管理、财务及其有关业务加以综合的学科”。其内容包括了机器、设备、装置、建筑物与构筑物的规划和设计的可靠性与维修性，它们的安装、投产试车、维修、改造和更新，以及有关设计、性能和费用信息方面的反馈。

日本从本国的国情出发，从欧美多国吸取了预防维修、生产维修和设备综合工程学的经验，创立了全员生产维修（TPM），使许多企业的设备维修费降低了 1/2，故障停机时间减少了 3/4。

随着科学技术的迅速发展，现代化设备日益增加，其特点是：效率高、结构复杂、容量大、费用昂贵。由此带来的影响是：设备一旦出现故障，将造成很大经济损失，设备的性能、效率直接影响产品质量和生产成本。例如，在冻结高档水产品（如对虾）中，制冷装置若发生故障，将导致水产品变质，造成很大经济损失。因此，制冷装置的综合管理也应吸取设备综合工程学的经验，并结合我国国情加以归纳。从工程技术，经济核算和组织管理三个方面，对制冷装置进行全面的综合管理。

第 4 章

制冷装置节能的系统管理

从系统工程角度看，现役制冷装置的节能应该是包括节能设备、节能技术和节能管理体系的整个系统的节能。在这个系统中，节能新工艺和新设备等硬件技术，往往比较受到人们的重视。节能管理体系又称节能软技术，往往未受到足够的重视。一般节能软技术比起节能硬技术来，投资较少而收效较大，但贯彻落实的难度亦较大。在我国的实际工程中，设备和人员等硬件条件相同，能耗水平及效益差别极大的实例不胜枚举，其主要原因在于管理。因此，重视节能软技术，通过科学系统地管理而节能，是制冷装置节能中重要的一个方面。要全面提高管理水平，实现制冷装置节能的科学管理，必须建立一个完善的能源管理体系。这个管理体系包括能源计量，耗能设备

工作日记及报表，对计量统计核算和分析，定额管理，规章制度建设和节能队伍建设等各个环节。只有做好各个环节的工作，才能实现制冷节能的系统管理。

制冷装置的节能管理水平，不能脱离整个企业的管理水平，因为节能管理是企业管理的一个重要组成部分。实现制冷装置节能的系统管理，在产生直接节能效益的同时，将促进企业管理水平的提高，产生良好的综合效益。

第一节 能源计量

一些国家认为，能源科学管理至少有三项要求：

- (1) 用数值表示企业内部能源消耗情况。
- (2) 了解节能的潜力在哪个环节。
- (3) 能源可以节约到什么程度。

可以说计量管理是制冷装置节能管理的基础，没有健全的能源计量，就难以对能源的使用进行正确的统计和核算，也就谈不上定额管理、班组核算等一系列节能管理工作的开展。换言之，要开展节能管理工作，计量必须先行。如果缺乏系统有效的能源计量数据，也就无法准确地掌握企业的能源消耗情况，因而也就难以开展有效的能源管理。因此，计量是节能工作必须首先采取的重要的基本措施。

在我国的能源管理国家标准《企业能耗计量与测试导则》（GB 6422—86）中，对一切用能企业的用能计量作出了原则规定。它是制订企业用能计量，设备能量平衡测试标准，以及有关参数测量分析标准的依据。《企业能耗计量与测试导则》规定，能量计量范围包括一次能源、二次能源和耗能工质，企业应根据实际情况建立能源流程具体模型，并确定计量点。企业能源计量器具的配备和管理工作的，按国家经委颁布的《企业能源计量器具的配备和管理通则（试行）》执行。

企业的能量计量工作必须遵循《企业能耗计量与测试导则》，对企业的能源结构、分布、流向和用能设备状况进行调查分析，针对企业生产的特点和用能要求，本着先进合理、简便易行、经济可靠的原则，运行科学的管理

方法和管理手段，对企业的用能进行有效的计划、组织、监督的调整，为企业的节能工作奠定基础。国内许多节能先进企业经过多年总结，提出要做好能源计量工作必须注意以下几方面。

一、合理选配能源计量器具

对于企业来讲，能源计量器具能否稳定可靠地运行，至关重要。通常在选择计量器具时，均是在满足测量介质、测量温度等要求的前提下，优先选择型式最新、精度最高和技术先进性最强的新型产品。但是，在进行能源计量器具选型时，运行的稳定可靠性要比技术的先进性更为重要，应将其作为首选条件。并应充分做好市场调查，走访了解成熟的用户使用意见。对所拟选的计量器具，应从购买到维护，从先进性到实用性等进行全面考查和综合分析，算一笔综合经济帐。追求过高的技术先进性和测量精度是不必要的，应注重搞好计量器具的合理配套。

二、增强操作人员对计量工作重要性的认识

要通过各种形式和途径，使全体职工了解到计量与节能的密切关系，认识到能源计量工作是企业节能工作必不可少的一部分。使职工认识到计量工作是企业能源管理的基础，做好计量工作直接关系到企业的经济效益。操作管理人员要树立敬业爱岗的思想，增强主人翁意识，自觉地做好计量工作。

三、完善经济责任制，加强对班组能源计量的考核

班组的工作是企业管理工作的基础。班组能源计量工作的水平，与企业能源计量器具的准确性有十分密切的关系。制定班组能源计量器具的管理办法，简便易行的能源计量工作标准和职责明确的考核办法，把班组的能源计量器具管理状况和能源计量工作的质量，同职工的经济效益挂起钩来，就能够有效地加强班组的能源计量工作。这样，企业的能源计量管理工作才能真正贯彻落实。

应该看到，我国能源计量管理基础十分薄弱，许多制冷装置没有建立应

有的计量管理。在一级、二级和三级（即厂级、车间级和设备级）的能源计量中，二级和三级计量大多是空白。因此，建立健全能源计量管理，仍然是制冷装置节能中艰巨的基础工作。

第二节 制冷装置的工作日记

制冷装置的工作日记，是反映制冷装置运行和管理情况的原始记录。它记录了制冷装置每班操作管理的基本情况，各制冷对象的温度变化和各种冷加工产品的进出量。工作日记中的有关数据是进行经济核算和技术分析的依据，也是制冷装置节能管理的基础。因此，要求每个操作人员和管理人员必须重视工作日记，填写要及时、准确、清楚，并按月汇总装订存查，作为制冷装置运行考核和维护管理的依据。

工作日记是根据各种仪表指示填写的，要求经常检查和校正仪表，力求仪表保持正常，读数时要做到认真准确。工作日记的格式应根据制冷装置的具体情况制定，表 2-4-1 是用以计算压缩机制冷量、各种动力设备耗电量和辅助材料消耗量的记录格式，可供参考。

一、压缩机车间工作日记

（一）日记的填写

在日记中，首先要填写压缩机和制冷剂泵的开车和停车时间，每两小时记录各种制冷设备工作的温度和压力状况（如蒸发温度、冷凝温度、中间温度和压力、排气温度、吸气温度、膨胀阀前制冷剂液体温度、冷却水温度等），以便计算压缩机实际制冷量，检查制冷装置管理工作的合理程度。

第 4 章 制冷装置节能的系统管理

表 2-4-1

制冷装置机房工作日记

设备名称	工作条件													日 平 均	工作时间						运转 小时 数		
		2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24		开车	停车	开车	停车	开车	停车			
1号单级机	蒸发温度																						
	吸入温度																						
	排出温度																						
	冷凝温度																						
	电流表指数																						
	电度表指数																						
2号单级机	蒸发温度																						
	吸入温度																						
	排出温度																						
	冷凝温度																						
	电流表指数																						
	电度表指数																						
3号单级机组	蒸发温度																						
	吸入 温度	低压缸																					
		高压缸																					
	排出 温度	低压缸																					
		高压缸																					
	冷凝温度																						
	中间温度																						
	电流表指数																						
电度表指数																							

第 3 篇 现代化冷库设备规范化管理

设备名称	工作条件														日平均	工作时间						运转小时数					
			2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24		开车	停车	开车	停车	开车	停车						
4号单级机组	蒸发温度																										
	吸入温度	低压缸																									
		高压缸																									
	排出温度	低压缸																									
		高压缸																									
	冷凝温度																										
	中间温度																										
	电流表指数																										
电度表指数																											
全日耗电汇总																											

年 月 日 编号

设备名称	工作条件														日平均	工作时间						运转小时数				
			2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24		开车	停车	开车	停车	开车	停车					
1号循环水泵	电流表指数																									
2号循环水泵	电流表指数																									
1号氨泵	电流表指数																									
2号氨泵	电流表指数																									
3号氨泵	电流表指数																									
4号氨泵	电流表指数																									
1号风机	电流表指数																									
2号风机	电流表指数																									
3号风机	电流表指数																									
4号风机	电流表指数																									
5号风机	电流表指数																									

第4章 制冷装置节能的系统管理

设备名称	工作条件													日 平 均	工作时间						运 转 小 时 数			
		2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24		开 车	停 车	开 车	停 车	开 车	停 车				
6号风机	电流表指数																							
冷 凝 水	进水温度																							
	出水温度																							
气 候	室内温度																							
	室外温度																							
名 称	班 次																							
	第一班		第二班		第三班		合 计																	
耗 用 材 料	冷冻油																							
	氯化钙																							
	食 盐																							
	氨 液																							
放 油 量	从油分离器																							
	从冷凝器																							
	从蒸发器																							
	从液氨分离器																							
	从中间冷却器																							
	从排液桶																							
	从高压贮液桶																							
	合 计																							
备 注 交换班签字 第一班： 第二班： 第三班： 车间主任：																								

每班工作结束时，必须记录电表和水表的指示值，并将本班使用的各种材料消耗量填入日记，以便确定每班的实际耗电、耗水量和月终计算各种材料的消耗量。各台电动机没有单独设置电表时，每两小时要记录电动机的电流，以便月终计算各台电动机的耗电量。

2. 日记的日统计和月综合

压缩机间工作日记每天应由专人负责汇总，统计每台压缩机、泵、风机等的工作时数；计算设备一昼夜的平均工作状况。一昼夜的平均工作状况按

照算术平均值计算，即历次记录数字之和除以记录次数。表 2-4-2 为某日冷凝温度记录共 8 次，各次记录之和为 188，平均冷凝温度： $188 \div 8 = 23.5\text{C}$ 。

表 2-4-2 一天中冷凝温度的记录

测量时间	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	一昼夜平均冷凝温度/℃
冷凝温度/℃	制冷设备不工作				22	23	24	25	25	24	23	22	23.5

水、电的消耗量应按水表、电表的指示值差计算。各种材料的消耗量按每班记载的消耗量计算。月平均工作状况，只有在一个月內昼夜工作时数不变的情况下，才可以按算术平均数计算，否则要将每一个昼夜的日平均数乘以工作时数，然后将所有乘积加起来，除以一个月內总工作时数。如某台压缩机全月工作 130h，日平均冷凝温度累计之和为 2720，则月平均冷凝温度为 $2720 \div 130 = 20.9\text{C}$ ，详见表 2-4-3。

表 2-4-3 月平均冷凝温度的计算

日 期	1~21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	全月
工作小时/h	压缩机不工作	5	10	20	20	5	10	20	10	10	20	130
平均冷凝温度/℃	0	18	19	22	22	18	19	21	20	22	22	20.9
积数 ^①	0	90	190	440	440	90	190	420	200	220	440	2720

① 积数是指每天平均冷凝温度乘以工作小时数。

为了简化计算，月平均数可不以日平均数计算，而以全月记录合计数，除以全月记录次数求得，如 1 号压缩机蒸发温度全月共记录 250 次，各次记录合计数 -3900℃，则月平均蒸发温度为 $-3900 \div 250 = -15.6\text{C}$ 。

二、冷加工产品的产量统计

除了舒适性空调的制冷外，制冷装置总是为生产服务的。为了计算单位

产品的耗冷量、耗电量，显然必须对每天的产量进行详细记录，然后定期进行统计。例如对于冷藏库，为了计算冷库的耗冷量、冷冻干耗、冷藏成本和冷库利用率，每月月终必须汇总计算各种货物的冷却、冻结数量和冷藏间的进、出库货物量，累计贮藏量。

显然，制冷装置的服务对象不同，产品也不相同，日报表和月报表应根据具体产品而编制。表 2-4-4 是冷库中统计冷冻品的月报表，表 2-4-5 是用于统计冷藏品的月报表，可供参考。

表 2-4-4 货物冷加工月报表

冷加工名称	货物名称	冷加工前质量/t	冷加工后质量/t	干耗量/t
冷却				
	小计			
冻结				
	小计			

表 2-4-5 货物冷藏月报表

库别	货物名称	本月进库质量/t	本月出库质量/t	月末库存质量/t	累计贮藏量 /t·d
高温 冷藏间					
	小计				

库别	货物名称	本月进库质量/t	本月出库质量/t	月末库存质量/t	累计贮藏量 /t·d
低温 冷藏 间					
	小计				

注：根据日报表统计累计贮藏量。

第三节 能源统计分析 with 制冷运行指标分析

一、能源统计分析

企业能耗的计量、各耗能设备的运行工作日记和报表，为企业的能源管理奠定了基础。但是应该认识到，全面准确地获得企业和能源计量统计数据后，还必须用科学规范的方法分析这些数据，从中发现规律性的问题。这样才能及时总结能源管理工作中的成功经验，发现问题，提出切实可行的措施。

能源计量统计分析，应该结合企业耗能设备的能量平衡测试进行。根据我国《企业能耗计量和测试导则》，耗能设备的能量平衡测试，目的是对用能设备在规定的测试工况下的用能状况和性能水平进行考察。测试的内容一般包括输入能量、输出能量或供给能量、有效能量、损失能量及其有关参数。

设备的能量平衡测试一般分三级进行。一级测试适用于新研制产品、改型产品的鉴定，新建造、新安装设备、装置的验收和国家级的监测、检查评比。一级测试必须由经部委、省市（自治区）级部门认可的专业组织承担。二级测试适用于设备的定期能量平衡测试，以及对新安装的和经大修、改造后的设备的测试。承担二级测试的组织必须由经部委、省市（自治区）级部门认可。三级测试适用于对设备及其它设施与耗能有关的某些参数进行测

试。

根据企业能量平衡的基本数据，还可以绘制企业能流图。企业能流图是表示企业内部能量流向的图形，它直观形象地概括企业能源系统的全貌，描述企业能源消费结构，反映企业在能源收入贮存、加工转换、分配输送、使用外销等方面的数量平衡关系。企业能流图是分析用能状况，研究企业节能方向和途径，进行企业能源管理的重要依据和方法之一。绘制能流图时，必须符合《企业能流图绘制方法》的原则规定。

目前，我国许多能耗大的企业，尤其是大中型企业，能源计量和统计工作已走上制度化、科学化、法律化的轨道。然而，相当数量的企业对计量和统计数据的方法，仍停留在简单的数学计算阶段。其特点是总量计算与对比较多，结构探讨与分析很少；平均产值能耗水平讨论较多，总体产值能耗分布研究很少；能耗预测的人为因素较多，基于定量的科学计算很少等。总之，能耗计量统计数据的信息加工产出水平相对较低，统计的深化分析工作有待深入，分析能力仍待提高。完善的能源统计分析工作，应能够揭示大量统计数据隐含的信息及规律，从而指导企业进行节能技术改造，指导企业的全面节能管理工作。

二、制冷运行指标分析

（一）制冷的成本核算

制冷的成本主要由制冷装置的耗能、折旧费用和工资三部分组成。对于广泛应用的压缩式制冷，其消耗的能源是电能。根据制冷的用途不同，制冷的温度不同，不同制冷装置全年的利用率各不相同。因此，不同应用场合下制冷成本也各不相同。

一般来说，制冷的成本核算包括压缩机车间所发生的一切费用，其成本项目如下：

（1）动力用电——包括压缩机用电，制冷剂泵和冷却水泵用电。

（2）辅助材料——包括制冷剂、冷冻油、氯化钠或氯化钙等。制冷剂消耗量按每月充注数计算，至年度终了累计总数。冷冻油按耗用数减去尚能使

用的回收油计算。

(3) 固定资产折旧费——机器房房屋和压缩机制冷设备的折旧费用及大修理费用。

(4) 生产工人工资——制冷装置操作管理人员的工资。

(5) 生产工人工资附加费——按规定比例提取以上工人工资附加费和保健费。

(6) 车间经费——制冷装置维修费用和其它管理费用。

由于各制冷系统的单位冷量耗电量不同，因此制冷成本应以与各产品耗用冷量相应的用电量按比例分配比较合理。

以冷库为例，某冷库当月制冷成本 26500 元，其中辅助材料消耗 1500 元，动力用电 16000 元，折旧费 4000 元，工资 2500 元，工资附加费 400 元，车间经费 2100 元。如猪肉冷加工制冷用电 45464kW·h，机制冰制冷用电 15999kW·h，冰冷藏用电 2023kW·h，冷却物冷藏制冷用电 16169kW·h，冻结物冷藏制冷用电 28749kW·h，则制冷成本的分配可见表 2-4-6。

计算时，先求出各项产品用电量占总用电量的百分率，再以此百分率作为各项费用的分担率，分别算出各种产品的费用。

表 2-4-6 制冷成本的分配

名 称	制冷用电 /kW·h	分配率 /%	辅助材料 费/元	动力用电 费/元	折旧费 /元	生产工人 工资/元	生产工人 工资附加 费/元	车间经费 /元	合计/元
猪肉冷加工	45464	41.94	629.10	6710.40	1677.60	1048.50	167.76	880.74	11114.10
机制冰	15999	14.76	221.40	2361.60	590.40	369.00	59.04	309.96	3911.40
冰冷藏	2023	1.87	28.05	299.20	74.80	46.75	7.48	39.27	495.55
冷却物冷藏	16169	14.91	223.65	2385.60	596.40	372.75	59.64	313.11	3951.15
冻结物冷藏	28749	26.52	397.80	4243.20	1060.80	663.00	106.08	556.92	7027.80
合 计	108404	100.00	1500.00	16000.00	4000.00	2500.00	400.00	2100.00	26500.00

(二) 制冷运行指标的分析

制冷成本的分析，是根据制冷装置运营的主要技术经济指标完成情况来

进行的，即将制冷成本核算得出的数据，与定额或上期实绩比较，来判断制冷装置的管理达到的合理和经济的程度，进一步分析工作中的不正常现象，制定消除不正常现象的措施。通过对比分析，可以了解各设备利用情况和成本高低的原因，以便指导改进制冷装置的经营管理。

根据制冷装置的用途不同，其部分技术经济指标可能有所不同，但主要的运行技术经济指标是一致的。通常进行分析的技术经济指标有制冷量、耗冷量、单位冷量耗电量、单位产品耗电量等。

表 2-4-7 是某冷库中单位产品耗电量的分析。通过本期实绩与定额的比较，该冷库当月共节电 901kW·h。

表 2-4-7 冷冻、冷藏品耗电量分析

名 称	数 量	单位产品耗电量/kW·h			节约或超支用电量/kW·h
		定额	实绩	比较	
猪肉冷加工	800t	71	72.45	+ 1.45	+ 1160
机制冰	300t	52	53.33	+ 1.33	+ 399
冰冷藏	3000t·d	0.65	0.67	+ 0.02	+ 60
冷却物冷藏	32000t·d	0.62	0.66	+ 0.04	+ 1280
冻结物冷藏	95000t·d	0.34	0.30	- 0.04	- 3800
合 计					- 901

表 2-4-8 是冷库单位产品成本分析的一个例子，即把本期实际单位产品的成本和计划，与去年同期产品的成本进行比较，计算总成本的节约或超支数。由表可见，本月份总成本比计划降低 1626 元。

表 2-4-8 冷库单位产品成本分析表

名 称	数 量	单位成本/元			节约或超支/元
		计划	实绩	比较	
猪肉冷加工	800t	17.30	17.73	+ 0.43	+ 344
机制冰	300t	16.20	16.90	+ 0.70	+ 210
冰冷藏	3000t·d	0.34	0.35	+ 0.01	+ 30
冷却物冷藏	32000t·d	0.32	0.34	+ 0.02	+ 640
冻结物冷藏	95000t·d	0.30	0.27	- 0.03	- 2850
合 计					- 1626

通过对各项运行技术经济指标的列表分析，可以找出对能耗指标或成本等指标的影响因素。例如，冷库中冷藏的成本比较稳定，不因贮藏量的多寡有较大变化。因此，冷库库房利用率高时，冷藏品单位成本下降，以单位成本计算的总成本也下降。表 2-4-9 表明，由于库房利用率提高，使总成本下降了 2020 元。

表 2-4-9 库房容量利用分析表

名 称	计划单位 成本/元	贮藏量/t·d			节约或超支/元
		计划	实绩	比较	
冰冷藏	0.34	4000	3000	减 1000	+ 340
冷却物冷藏	0.32	34000	32000	减 2000	+ 640
冻结物冷藏	0.30	85000	95000	增 10000	- 3000
合 计					- 2020

应该指出，制冷装置的主要技术经济指标的制定、核算和分析，是为了更有效地完成生产任务。各项指标之间往往是相互制约的，必须进行综合平衡，以免影响整个经济效果。例如不能单纯为了节约用电，使制冷温度升高。但是，力求节约用电，提高制冷装置利用率和劳动生产率，是降低制冷装置运行成本的关键。根据国内 80 年代对国有冷库的统计，制冷和动力设备耗电费用约占总成本的 25% ~ 40%。库房和机器设备折旧（包括大修理）费用约占 25% ~ 35%，工人工资和附加工资等费用约占 10% ~ 15%，其中耗电费用占了主要部分。

节约用电主要决定于制冷机器与设备的先进性、完好程度、操作管理是否合理等因素。另外许多情况下还与制冷装置的利用率有关。例如对于冷库来说，因为由围护结构传入的热量不因库内贮存量的多少而变化，充分利用库房容量，不仅可以使分摊到每吨商品的折旧费减少，单位产品耗冷量、耗电量降低，还可以使冷藏品的干耗率减少。因为食品在同一贮藏期内的绝对干耗量，仅与库外侵入并被食品吸收的热量有关。

制冷成本核算和制冷装置运行指标的分析，要结合企业计划统计，便于计划管理工作的贯彻；又要与技术管理相结合，通过技术经济指标的分析来提高技术管理水平。

第四节 产品电耗定额的制定与管理

在对制冷装置运行指标的分析中，生产实绩需要与定额进行比较，来确定制冷装置的管理水平和达到的经济效益。为了科学地制定产品电耗定额，促进合理用电和降低电能消耗，我国制定了《产品电耗定额制定和管理导则》。该导则对定额的分类、产品的产量计算做出了明确的规定。

对于定额的制定，导则提出：产品电耗定额应在生产情况正常、工作方式经济合理、电能损耗最低的条件下，参照先进定额和考虑综合能耗最佳的原则制定。制定定额的方法有：数理统计法、实测法、技术计算法等。导则要求各有关部委、各省、自治区、直辖市加强对产品定额制定工作的领导和进行技术上的指导，拟定各类定额的具体制定方法和定额分等级的标准。导则规定，定额每年申报和核定一次。单项定额和车间定额由用电单位的主管部门，审批下达和考核。用电单位（及其主管部门）应做好定额的编制、上报、统计和分析工作，并根据批准的定额，制定和下达本单位车间、工段、班组的定额，定期考核，节奖超罚。详细可参见《产品电耗定额制定和管理导则》。这样，企业对产品电耗定额的管理有了明确依据和指导原则。

制冷装置的能耗定额，是指在一定的条件下，为生产一定数量的产品所规定的能量消耗的数量标准。能耗定额管理的主要内容是：

- (1) 建立能耗定额体系和定额管理体系。
- (2) 制订和修订能源消耗定额。
- (3) 采取有效的技术经济措施，保证定额的实现。
- (4) 考核和分析定额完成情况，总结经验，提出改进措施。

能耗定额的制订、贯彻执行和考核分析是能耗定额管理的三个基本环节。单位产品能耗是反映制冷装置能源利用效率和生产效率水平的综合性指标，也是最终反映制冷装置能源利用经济效果大小的总结性指标。制订先进的合理的能耗定额指标，是单位产品能耗不断降低的有力保证。企业实行了能耗定额管理，就能对能源消耗情况进行控制、监督和促进企业内部节能工作的开展，促进提高用能技术水平和能耗管理水平。

为了促使制冷装置操作和管理人员更好地使用和节约能源，制订的能耗定额必须具有先进性和合理性。定额的先进性，是指在满足制冷工艺需求的前提下，充分考虑所能实现的各项节能措施（包括技术和管理措施）所收到的效果，要求所制订的定额，比已达到的实际水平要先进，不能简单地按企业上年度计划消耗和实际消耗相加平均计算。定额的合理性，是指定额必须是切实可行的，有科学依据的，是大多数职工经过努力可以达到的。因此，制冷装置的能耗定额，应该参照本行业的先进水平，参照本厂历史最好水平和现行的生产工艺和设备状况，认真考虑各种具体因素后核定。已达到历史最好水平或同行业平均先进水平的，要求巩固提高。有重大节能措施项目的，要根据投产后的节能效益，合理修订定额。

对制冷装置能耗定额的考核有以下三种标准：①按定额指标考核；②按历史消耗水平考核；③按行业消耗水平考核。一般情况下，大多是按上级机关规定的能耗定额与实际能耗进行比较。能耗节约量的计算，一般按统计期与上年同期能耗进行比较。

由于我国国土辽阔，各地气候气温差别较大，即使同一行业，也很难采用一个严格统一的标准。因此，在制定产品电耗定额标准时，各制冷装置（企业）既要参考各行业、各地区的标准，又要实事求是，根据本单位的具体情况，制定适当可行的电耗定额标准。表 2-4-10 是农业部对水产冷藏企业规定的单位产品耗电定额指标（SC156—87）。表 2-4-11 是上海市标准计量局发布的上海市标准《冷库耗电考核标准》（沪 Q116-88，该标准，1989年5月1日开始实施。表 2-4-12 是福建省制定的地方标准《水产冷库耗电量》。

表 2-4-10 各区水产冷库单位产品耗电量（SC156—87）

区 号	I	II	III
鱼冻结/(kW·h/t)	93	95	100
小包装冻结/(kW·h/t)	93×1.5	95×1.5	100×1.5
虾冻结/(kW·h/t)	93×2	95×2	100×2

第 4 章 制冷装置节能的系统管理

区 号	I	II	III
水产品冷藏/〔kW·h/(t·d)〕	0.5	0.5	0.5
制冰/〔kW·h/(t·d)〕	50	52	60
贮冰/〔kW·h/(t·d)〕	0.3	0.3	0.3

注：Ⅰ区 辽宁、河北、北京、天津、山东等省市；Ⅱ区—江苏、浙江、上海等省市；Ⅲ区—福建、广东、广西、海南岛、湖南、湖北、江西等省。

上海市冷库耗电定额 (沪 Q116—88)

表 2-4-11

(适用于公称容积 1500m³ 左右的单体冷库)

序 号	项 目	单 位	定 额
1	猪肉、羊肉、兔肉、禽类、冰蛋、冰淇淋等冻结	kW·h/t	≤ 120
2	快速连续冻结蔬菜	kW·h/t	≤ 200
3	牛肉冻结	kW·h/t	≤ 124
4	分割肉冻结 (含冷却)	kW·h/t	≤ 186
5	鱼冻结	kW·h/t	≤ 104
6	虾冻结	kW·h/t	≤ 194
7	小包装冻结 (不含分割肉小包装)	kW·h/t	≤ 143
8	猪肉、羊肉、兔肉、禽类、冰蛋、冰淇淋等冷藏	kW·h/(t·d)	≤ 0.38
9	牛肉冷藏	kW·h/(t·d)	≤ 0.40
10	鱼冷藏	kW·h/(t·d)	≤ 0.39
11	冷却	kW·h/t	≤ 29
12	冷却品冷藏	kW·h/(t·d)	≤ 0.50
13	制冰	kW·h/t	≤ 56
14	贮冰	kW·h/(t·d)	≤ 0.30

注：①中转调运的冻结品需再冻时的产品单位耗电定额，按上表规定的定额 0.6 倍考核。

②中转调运的冻结品再冷藏时的第一个月产品单位耗电定额，按上表规定的定额 1.8 倍考核，以后按上表规定的定额考核。

福建省水产冷库耗电定额 (FDB/SC2434—90)

表 2-4-12 (适用于冷藏容量 500t 以下的冷库)

冷库规模/t	< 30	< 100	< 200	< 500
制冰/(kW·h/t)	80	75	70	68
贮冰/[kW·h/(t·d)]	0.75	0.70	0.68	0.65
冷藏/[kW·h/(t·d)]	1.20	1.15	1.10	1.08
鱼冻结/(kW·h/t)	130	125	115	110
虾冻结/(kW·h/t)	280	270	260	250

注：①中转调进的水产品再冻结时，耗电量为上表的 60%。

②中转调进的冻结水产品需再冷藏时，耗电量第一天按上表规定的冻结耗电量的 30% 计算，第二天开始按上表规定执行。

第五节 管理节能与科技进步节能

管理节能是通过各种管理手段，在不投资或少量投资的情况下，杜绝能源浪费，减少各种非正常的能源消耗，达到节能目的。因此，管理节能也被称为“非投资性节能”。这是一种最经济的节能方式，尤其在管理落后的企业中，是效益显著的节能方法。上述各节从管理系统的角度，阐述了节能管理的各个环节。

企业的能源消耗可以用下式表达：

$$\Sigma W_n = W_b + W_c + W_s + W_f + W_{sb}$$

式中 ΣW_n ——制冷装置的综合能耗量；

W_b ——设备（或产品）标准能耗；

W_c ——工人非正常操作浪费的能源；

W_s ——因维护保养不善设备损坏造成的能耗；

W_f ——运输、保管及其它非正常消耗；

W_{sb} ——设备状况不良，运行中浪费的能源。

由上式可见，在构成制冷装置能耗的各项因素中，除 W_b 项外，其余均

属应当节省下来而浪费掉的能源。管理节能的主要任务，就在于用各种管理手段，减少这些能源的浪费，可见这种节能效益的获得是最经济的。管理节能确实可以在不投资或少量投资的情况下，获得明显节能效果。

但是，管理节能需要大量的基础工作，需要建立一个系统的管理体系，需要企业生产中各环节所有操作管理人员的密切配合。因此，管理节能也需要付出巨大的工作量，而且各环节需要有高素质人员确实的配合，才能真正贯彻落实。

制冷装置的管理节能关键在于设备管理。长期以来，我国的设备管理在企业管理中未被放到应有的地位。设备部门作为企业的第二线，一旦机器发生故障影响生产，只要求设备部门抢修完毕就了事。各级设备管理人员缺乏明确的经济责任，国家投资购买设备，企业无偿占有。重技术，轻管理，不讲经济效益，忽略节能管理和经济管理。对于非全民所有制的企业，忽略设备管理的现象更为严重。因此，在我国的许多制冷装置中，管理节能具有巨大的潜力。

另外应该说明，在设备和技术状况一定的情况下，管理节能是有一定限度的。由能源消耗表达式可见，当一切浪费的能源都得到了控制，剩下的仅有设备或产品的合理消耗，这时管理节能就达到了极限，要进一步提高节能水平，就只有靠科技进步节能。科技进步节能也称为投资性节能，是通过对设备或工艺进行局部或全部改造，提高设备技术水平或工艺水平，降低能源消耗。科技进步节能通常要进行适当的投资。

由于技术和工艺的改进，可能使能耗呈较大幅度的下降，从而根本改变设备和产品的耗能状况，即改变了 w_b 。技术或工艺的改进常常可收到十分明显的节能效益，因此科技进步是节能的根本出路。应该说明，在新设备、新工艺的条件下，又会产生新的非正常消耗。例如，工人的技术熟练程度、设备的最佳状态及合理使用等等，又会造成新的浪费，仍需要通过管理手段来逐步提高，逐步解决，即又会出现新的管理节能效益。因此，管理节能又是长期的不断发展的。

由此说明，制冷科技的进步与制冷装置的管理存在密切的关系。由于管理水平的提高，不断取得管理节能效益，同时又发现和提出了需要解决的技术问题。通过科技进步，解决了生产中的技术问题，或提高了技术水平，又促进了管理水平的提高。

我国的制冷装置中压缩式制冷还占主要地位，即消耗的主要是电能。据一般估计，在我国的一般用电企业的总节电效益中，通过加强管理可收到的节电效益约占30%；通过改进工艺过程，实行一些基本不花钱的技术措施，可收到的节电效益约占40%，通过改造或增加设备且耗费较大的投资，可以收到的节电效益约占30%。这种估计虽然由于企业不同而不太准确，但从而也可认识到管理节能的重要性。

目前，我国正处于从计划经济向市场经济过渡的历史时期，原有的管理体制和各种规章制度许多已不适用，新的管理体制和规章制度仍在探索和建立中。根据农业部渔业局在1996年8月对全国十四省水产冷冻厂的专题调查，国有水产冷库普遍存在企业管理目标，出发点和基本准则发生了根本性变化。目前许多制冷企业的管理机制不完善，经济效益差，能耗管理松懈不到位。因此，在新形势下如何建立和完善节能管理机制和规章制度，为制冷科技进步和节能打下基础，仍然是一个需要深入探索的重大课题。

第六节 节能宣传和法制化

一、节能宣传

节能工作是关系到各行各业，各个方面的全社会的系统工程，既是政府行为也是企业行办，是全社会的共同责任。只有各级政府，各企事业单位，甚至每个家庭都认识到节能的必要性，千方百计、群策群力才能做好。要继续开展全国节能宣传周活动和经常性的宣传，树立能源“总量丰富，人均不足，厉行节约，杜绝浪费”，“浪费能源可耻，节约能源光荣”的全民节能意识。大力宣传建立节能型国民经济体系的必要性。

制冷空调属于重点耗能行业，国家现有十二类通用耗能设备中，制冷装置就拥有风机、电动机、压缩机、水泵、变压器等多种。一切节能技术和节能管理措施都要靠人去执行贯彻，没有一支具有较高素质的队伍，节能工作就不能贯彻落实。节能又是一门综合性跨学科的新兴科学，要增加节能的教

育，培育节能专门人才。目前，许多制冷装置的运行管理中，处在缺少或无专门人才的状态，急需一批专业人才的投入，去实践、去指导、去管理。因此，应有计划地开展分层次、分专题的节能培训，将节能知识纳入企业培训和各种教材中。发挥各行业协会、学会等社会和学术团体的桥梁和纽带作用，从各种渠道获取各类节能信息，促进节能工作的进步。

节能具有普遍意义，对于制冷装置而言，没有广大第一线操作人员的自觉参与，节能工作也难以贯彻落实。因此，既要有节能专门人才作为骨干，又要有广大操作人员的共同配合，才能使节能管理和技术进步转换成实际的效益。在实际工作中，有关领导的支持和参加是十分关键的一环。因为领导和领导机关给予的不仅仅是精神上的支持，还有财政上、计划上、人力上等多方面的支持。这是节能工作顺利开展的根本保证。

在节能宣传中，既要面向全社会，逐步营造全民节能意识，更要抓住重点，加强对各级能源管理干部、技术人员和操作工的培训。要有系统地对这三类人员进行能源形势、能源管理基础知识和节能技术的培训，尤其是各级领导干部的培训。通过培训，使他们对国家的能源方针、政策、能源供需形势、能源科学管理知识、热工基础理论和节能技术改造途径有较全面的了解，增强搞好节能工作的责任感和紧迫感。通过培训还可促进企业间的经验交流，有力地推动企业的节能工作。

二、节能的法制管理

制冷装置的设计和运行管理是否普遍采用节能技术措施，这是与技术、经济、政策多方面因素有关的问题。节能技术是随着能耗不断增长，世界性的能源危机日趋严重而迅速发展起来的一门新技术。

应该看到，有很多现役的制冷装置，因原来没有考虑节能措施，存在着严重的能源浪费。一些新建的制冷装置，也会由于设计人员对节能技术不熟悉，或者由于因循守旧而没有采用节能技术。另一方面，采用了节能技术固然会节省能量，降低运行费用，但通常却要增加一次投资费，同时要有更高的维护管理和操作水平。一般，增加的一次投资是可以很快从节省的能源费中回收的，但有时在不合理的经济核算办法和能源价格的情况下，单算经济帐会认为采用节能措施不合算。例如，我国一般在工程中，一次投资和运行

费用是完全不相干的两本帐，这样在工程设计中，往往会把要增加投资的节能技术项目砍掉。可见，单靠技术或经济杠杆是不能保证节能技术推广应用的。为了有力地推行节能技术，积极地限制能源的浪费，必须制定具体的节能标准，为设计部门和使用部门改进能量利用、提供设计依据和起法规的约束作用。实质上节能的意义比“省钱”要深远得多，因此在制定节能标准时，除了考虑经济的合理性外，着眼点应更多地放在“合理利用能量”方面，即在满足工艺要求的前提下，更多地节省能量。

在目前制冷装置的设计工作中，仍然存在“设计人员精心的高水平设计无奖、节能无功，浪费无过、求稳求全”的状况。这种状况是缺乏健全有力的管理办法和制度造成的，急需具体明确的节能标准和法规，将节能工作纳入法制轨道。政府有关部门应制定、发布节能新技术的技术政策和导向目录，适时开展节能产品质量认证和用能产品能耗标准制度，继续公布节能的机电产品和淘汰机电产品的目录。在引导企业采用节能新工艺、新技术、新设备的同时，强制淘汰高耗低效工艺和产品。制冷装置设计工程项目的可行性研究报告，应当包括合理用能的专题报告，其设计和建设，应当遵守节能的标准和规范。

凡是造成能源严重浪费与损失者，应当追究行政责任和经济责任。凡是触犯能源法者，应当追究法律责任。管理本身就是一种具有权力特性和组织特性的活动，而利用法律的手段、方法和形式进行组织和领导正是管理的要求。对于复杂的管理对象，只有采用周密拟定的科学的规范、法规做为共同的行动准则，才能达到准确高效的管理。

节能已经成为我国的基本国策，它既是企业行为又是政府行为。因此，建立和健全各种能源管理的规章制度，将科学的能源管理（包括方法、程序、对象、范围等）内容以法规的方式明确下来，成为（企业）各级各类人员的规范和准则，才能保证节能工作得以贯彻落实。

我国节能工作始于 80 年代初，1980 年确定了“开发与节约并重，近期把节能放在优先地位”的能源发展总方针，并把节能纳入国民经济和社会发展规划。我国政府陆续制定了《节约能源管理暂行条例》、《关于进一步加强节约用电的若干规定》、《关于基本建设和技术改造项目可行性研究报告增列节能篇（章）的暂行规定》、《节能技术政策大纲》等规定。八届人大四次会议批准的“九五”计划和 2010 年远景目标纲要指出：能源工业要“坚持节

约与开发并举，把节约放在首位”。

1997年11月，八届人大第二十八次会议通过了《中华人民共和国节约能源法》，自1998年1月1日起施行。显然，下一步工作是尽快制定配套法规，逐步完善节能法规体系。还要制定节能纲要，节能的产业政策和技术经济政策，节能的标准和规范，以及各项管理制度、规范和约束用能的行为，逐步形成适应社会主义市场经济体制的节约能源奖励机制，和浪费能源的约束机制。无疑，节能法的颁布实施，将使我国的节能工作逐步纳入法制化轨道，标志着我国节能工作进入一个新的历史阶段。节能法的颁布实施，必将有力地促进制冷行业和其它各行业的节能工作，推进我国国民经济向节能型发展。这对保障我国的现代化建设，实现国民经济可持续发展具有极其重要深远的意义。广大制冷工作者对制冷装置节能的重要意义应有充分的认识。

获取更多资料 微信搜索 制冷技术

冷库管理规范（试行）

一、总 则

1.1 冷库是食品冷藏加工企业的主要组成部分，担负着易腐食品的冷冻加工和储藏任务，起着促进农副渔业生产、调剂市场季节供求、配合完成出口任务的作用。

1.2 冷库结构复杂，技术性强，冷库的使用、维修、管理，必须严格按照科学办事，认真执行国家颁布的有关标准和法规，做到安全、卫生、低消耗。

1.3 冷库领导及各级主管部门在抓使用的同时，要抓好日常维护检修工作，切实做到使用好、管理好冷库。

1.4 冷库全体职工要钻研业务，掌握科学技术，热爱本职工作，爱护国家财产。要加强科学研究，充分发挥科技人员的作用，采用先进技术，努力赶超世界先进水平。

二、人 员

2.1 企业必须按有关规定配备受过专门教育和培训，具有冷藏、加工、制冷、电器、卫检等专业知识、生产经验和组织能力的各级管理人员和技术人员，有一定数量的技师、助理工程师、工程师、高级工程师负责冷库的生产、技术、管理、科研工作。

2.2 冷库的压缩机房操作人员，必须具有初中以上文化程度，经过专业培训，获得合格证书，方能上岗操作。

2.3 负责冷库生产和管理的企业领导人，应具有冷库管理的专业知识和实践经验。要定期组织专业技术人员和操作人员进行技术学习和经验交流，要对本规范的实施负全部责任。

三、库房的使用管理

3.1 冷库的使用，应按设计要求，充分发挥冻结、冷藏能力，确保安

全生产和产品质量，养护好冷库建筑结构。库房管理要设专门小组，责任落实到人，每一个库门，每一件设备工具，都要有人负责。

3.2 冷库是用隔热材料建成的，具有怕水、怕潮、怕热气、怕跑冷的特性，要把好冰、霜、水、门、灯五关。

3.2.1 穿堂和库房的墙、地、门、顶等都不得有冰、霜、水，有了要及时清除。

3.2.2 库内排管和冷风机要及时扫霜、冲霜，以提高制冷效能。冲霜时必须按规程操作，冻结间至少要做到出清一次库，冲一次霜。冷风机水盘内和库内不得有积水。

3.2.3 冷库内严禁多水性作业。

3.2.4 没有经过冻结的货物，不准直入冻结物冷藏间，以保证商品质量，防止损坏冷库。

3.2.5 要严格管理冷库门，商品出入库时，要随时关门，库门如有损坏要及时维修，做到开启灵活、关闭严密、防止跑冷。凡接触外界空气的门，均应设空气幕，减少冷热空气对流。

3.3 防止建筑结构冻融循环、冻酥、冻臃。

3.3.1 各类冷库库房必须按设计规定用途使用，冷却物、结冻物冷藏间不能混淆使用。原设计有冷却工艺的冻结间，如改为一次冻结时，要配备足够的制冷设备。冷却物冷藏间、结冻物冷藏间、原设计的两用间确需改换用途的，由设计部门设计并按程序报批。

3.3.2 空库时，冻结间和冻结物冷藏间应保持在 -5°C 以下，防止冻融循环。冷却物冷藏间应保持在零点温度以下，避免库内滴水受潮。

3.4 保护地坪（楼板），防止冻臃和损坏。

3.4.1 不得把商品直接散铺在地坪上或垫上席子等冻结；拆肉垛不得采用倒垛的方法；脱钩和脱盘不准在地坪上摔击，以免砸坏地坪，破坏隔热层。

3.4.2 商品堆垛、吊轨悬挂，其重量不得超过设计负荷。

3.4.3 没有地坪防冻措施的冷却物冷藏间，其库温不得低于 0°C ，以免冻臃。

3.4.4 冷库地下自然通风道应保持畅通，不得积水、有霜，不得堵塞，北方地区要做到冬堵春开。采用机械通风或地下油管加热等设备，要指

定专人负责，定期检查，根据要求，及时开启通风机、加热器等装置。

3.5 冷库必须合理利用仓容，不断总结、改进商品堆垛方法，安全、合理安排货位和堆垛高度，提高冷库利用率。堆垛要牢固、整齐，便于盘点、检查、进出库。

3.6 库内货位堆垛要求：

距冻结物冷藏间顶棚 0.2 米。

距冷却物冷藏间顶棚 0.3 米。

距顶排管下侧 0.3 米。

距顶排管横侧 0.2 米。

距无排管的墙 0.2 米。

距墙排管外侧 0.4 米。

距冷风机周围 1.5 米。

距风道底面 0.2 米。

3.7 库房要留有合理的走道，便于库内操作、车辆通过、设备检修，保证安全。

3.8 商品进出库及库内操作，要防止运输工具和商品碰撞库门、电梯门、柱子、墙壁和制冷系统管道等工艺设备，在易受碰撞之处，应加防护装置。

3.9 库内电器线路要经常维护，防止漏电，出库房要随手关灯

3.10 冻库不宜采用包库制度，防止违章使用。

四、商品保管与卫生

4.1 冷库要加强商品保管和卫生工作，重视商品养护，严格执行《食品卫生法》，保证商品质量，减少干耗损失。冷库要加强卫检工作。库内要求无污垢、无霉菌、无异味、无鼠害、无冰霜等，并有专职卫检人员检查出入库商品。肉及肉制品在进入冷库时，必须有卫检印章或其它检验证件。严禁未经检疫检验的社会零宰畜禽肉及肉制品入库。

4.2 为保证商品质量，冻结、冷藏商品时，必须遵守冷加工工艺要求。商品深层温度必须降低到不高于冷藏间温度 3℃ 时才能转库，如冻结物冷藏间库温为 -18℃，则商品冻结后的深层温度必须达到 -15℃ 以下。长途运输的冷冻商品，在装车、船时的温度不得高于 -15℃。外地调入的冻结商

品，温度高于 -8°C 时，必须复冻到要求温度后，才能转入冻结物冷藏间。

4.3 根据商品特性，严格掌握库房温度、湿度。在正常情况下，冻结物冷藏间一昼夜温度升降幅度不得超过 1°C ，冷却物冷藏间不得超过 0.5°C 。在货物进出库过程中，冻结物冷藏间温升不得超过 4°C ，冷却物冷藏间不得超过 3°C 。

4.4 对库存商品，要严格掌握储存保质期限，定期进行质量检查，执行先进先出制度。如发现商品有变质、酸败、脂肪发黄现象时，应迅速处理。商品储藏保质期如下：

品名 库房温度 保质期

带皮冻猪白条肉 -18°C 12个月

无皮肉 -18°C 10个月

冻分割肉 -18°C 12个月

冻牛羊肉 -18°C 11个月

冻禽、冻兔 -18°C 8个月

冻畜禽副产品 -18°C 10个月

冻鱼 -18°C 9个月

鲜蛋 $-1.5^{\circ}\text{C} \sim -2.5^{\circ}\text{C}$ 6~8个月

(相对湿度 80% ~ 85%)

冰蛋(听装) -18°C 15个月

(相对湿度 80% ~ 85%)

超期商品经检验后才能出库。

4.5 鲜蛋入库前必须除草，剔除破损、裂纹、脏污等残次蛋，并在过灯照验后，方可入库储藏，以保证产品质量。

4.6 下列商品要经过挑选、整理或改换包装，否则不准入库：

4.6.1 商品质量不一、好次混淆者。

4.6.2 商品污染和夹有污物。

4.6.3 肉制品和不能堆垛的零散商品，应加包装或冻结成型后方可入库。

4.7 下列商品严禁入库：

4.7.1 变质腐败、有异味、不符合卫生要求的商品。

4.7.2 患有传染病畜禽的肉类商品。

4.7.3 雨淋或水浸泡过的鲜蛋。

4.7.4 用盐腌或盐水浸泡，没有严密包装的商品，流汁、流水的商品。

4.7.5 易燃、易爆、有毒、有化学腐蚀作用的商品。

4.8 供应少数民族的商品和有强挥发气味的商品应设专库保管，不得混放。

4.9 要认真记载商品的进出库时间、品种、数量、等级、质量、包装和生产日期等。要按垛挂牌，定期核对帐目，出一批清理一批，做到帐、货、卡相符。

4.10 冷库必须做好下列卫生工作：

4.10.1 冷库工作人员要注意个人卫生，定期进行身体健康检查，发现有传染病者应及时调换工作。

4.10.2 库房周围和库内外走廊、汽车和火车月台、电梯等场所，必须设专职人员经常清扫，保持卫生。

4.10.3 库内使用的易锈金属工具、木质工具和运输工具、垫木、冻盘等设备，要勤洗、勤擦、定期消毒，防止发霉、生锈。

4.10.4 库内商品出清后，要进行彻底清扫、消毒、堵塞鼠洞，消灭霉菌。

五、设备管理

5.1 冷库中的制冷设备和制冷剂具有高压、易爆、含毒的特性，冷库工作人员要树立高度的责任感，认真贯彻预防为主方针，定期进行安全检查。每年旺季生产之前，要进行一次重点安全检查，查制度，查各种设备的技术状况，查劳动保护用品和安全设施的配置情况。

5.2 要加强冷库制冷设备和其它设备的管理，提高设备完好率，确保安全生产。冷库的机房要建立岗位责任制度、交接班制度、安全生产制度、设备维护保养制度和班组定额管理制度等各项标准。根据设备的特性和实际操作经验，制定本厂切实可行的技术规程，报主管部门备查，并严格执行。

5.3 冷库所用的仪器、仪表、衡器、量具等都必须经过法定计量部门的鉴定，同时要按规定定期复查，确保计量器具的准确性。

5.4 操作伤员要做到“四要”、“四勤”、“四及时”：

5.4.1 “四要”是：要确保安全运行；要保证库房温度；要尽量降低冷凝压力（表压力最高不超过 1.5MPa）；要充分发挥制冷设备的制冷效率，努力降低水、电、油、制冷剂的消耗。

5.4.2 “四勤”是：勤看仪表；勤查机器温度；勤听机器运转有无杂音；勤了解进出货情况。

5.4.3 “四及时”是：及时放油；及时除霜；及时放空气；及时清除冷凝器水垢。

5.5 操作人员要严格遵守交接班制度，要加强工作责任心，互相协作。

5.5.1 交接班时，要做到：

5.5.1.1 当班生产任务及机器运转、供液、库温等情况清楚。

5.5.1.2 机器设备运行中的故障、隐患及需要注意的事项明确。

5.5.1.3 车间记录完整、准确。

5.5.1.4 生产工具、用品齐全。

5.5.1.5 机器设备和工作场所清洁无污，周围没有杂物。

5.5.2 交接中发现问题，如能在当班处理时，交班人应在接班人协同下负责处理完毕再离开。

5.6 氨瓶的使用管理，必须严格遵守《气瓶安全监察规程》中的有关事项，特别注意：

5.6.1 不得使用已超过检验期的氨瓶。

5.6.2 充装量不得超过规定。

5.6.3 不得放在热源附近。

5.6.4 不得强烈震动。

5.6.5 不得在太阳下曝晒。

5.6.6 氨瓶必须按期鉴定。

5.7 大、中型冷库必须装设库温遥测装置，以保证冷库温度的稳定和设备的正常运转，降低能源消耗。

六、冷库维护检修

6.1 冷库要按有关规定提取大修理基金，做到专款专用。

6.2 冷库必须认真执行有关的维护检修制度。冷库维护检修工作要列

入领导议事日程，配备专人负责。要将冷库的定期检修和日常维护相结合，以日常维护为主，切实把建筑结构、机器设备等维护好，使其经常处于良好的工作状态。

6.3 为掌握建筑结构和机器设备的技术性能状况，便于管理和维修，要按标准建立完善的技术档案。

6.4 要定期对冷库屋面和其它各项建筑结构进行检查。

6.4.1 屋面漏水，油毡层臃起、裂缝，保护层损坏，屋面排水不畅，落水管损坏或堵塞，库内外排水管道渗水，墙面或地面裂缝、破损、粉面脱落，冷库门损坏等，应及时修复。

6.4.2 地坪冻臃，墙壁和柱子裂缝时，应查明原因，采取措施，不使其继续发展。

6.4.3 松散隔热层有下沉，应以同样材料填满压实，发现受潮要及时翻晒或更换。

6.4.4 冷库平顶和月台罩棚顶，不得做其他用途，有积雪、长草时应及时清除。

6.5 冷库的维修必须保证质量。积极采取新工艺、新技术，力求维修后的使用效果达到或超过原设计要求。要认真做好维修的质量检查，竣工后要组织验收。

6.6 冷库的机器设备发生故障和建筑结构损坏后，应立即检查，分析原因，制定解决办法和措施，并认真总结经验教训。对于那些玩忽职守、违章操作造成事故的人员，要追究责任，依章处理。

6.7 冷库发生重大事故要立即逐级向主管部门报告。一般事故亦要建立登记制度，报厂级劳动安全部门备案。各冷库每年要将各种事故书面报告主管部门，省级汇总后报商业部。

七、附 则

7.1 本规范是根据1978年商业部颁发的《商业部门冷库管理办法》修改的，自1990年1月1日起执行，《商业部门冷库管理办法》相应废止。

7.2 本规范修改、解释权属于中华人民共和国商业部。

注：1、冷库重大事故是指各种机器设备遭受严重破坏，以致报废或大修理后才能使用；由于爆炸、跑氨等事故造成严重的人身伤亡；商品变质损失达十万元以上；冷

库建筑坍塌，地坪严重冻融、沉陷，造成主要结构损坏，需要停产进行大修等。

2. 冷库一般事故是指各种机器设备的部件非正常磨损而发生的损坏，经过一般修理后仍能恢复使用；设备、容器、管道局部开裂、折断、跑氨以及一般的商品变质，建筑结构损坏等。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

第 **4** 篇

现代化冷库设备安装与调试技术

获取更多资料
微信搜索蓝领星球

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

第 1 章

制冷装置安装常用机具

本章主要介绍制冷系统的机器、设备、管道等在安装和试运转及维修过程中，常用的施工机具；冰箱（柜）、空调器（机）维修过程中，常用工具与设备的结构规格、种类、选择及使用方法等基本知识。

第一节 常用、专用工具及设备

一、管子切割机具

（一）切割器

又称割管器或管子割刀，是切割紫铜管的专用工具，如图 4-1-1 所

示。

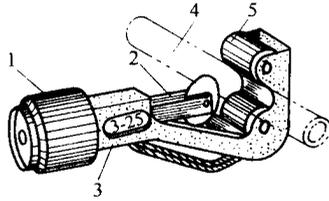


图 4-1-1 切割器

1—进刀旋钮；2—割轮及其滑动支座；3—支架体；4—被割铜管；5—滚轮

使用时管子置于两滚轮之间，转动进刀旋钮，使割轮切入铜管，然后每转动一至两圈进刀一次。切忌急成，以免损坏割轮和铜管。割管器一般可切割直径 3mm 到 25mm 的铜管。较细的铜管可用剪刀来回转动并折断，较粗的铜管一般采用钢锯锯断。

（二）管子割刀

也称切管器，是切割各种金属管的常用工具。在镀锌管施工中使用最为常见，如图 4-1-2 所示。

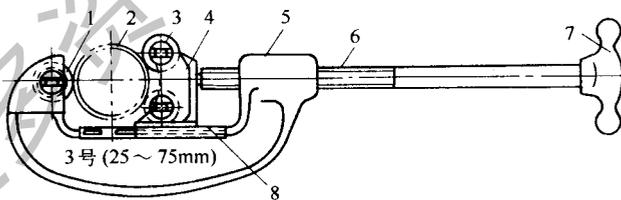


图 4-1-2 管子割刀

1—切割滚轮；2—被切管；3—压紧滚轮；4—滑动支座；5—弯臂；6—螺杆；7—手把；8—滑道

使用时，通常将管子夹紧在龙门台虎钳上，切管操作与上述切割管基本相似。值得注意的是，管子切割后管子内口形成锋利的飞边，倘若该管子用于仪表、电器穿线导管，必须去掉内口飞边。

管子割刀的规格，见表 4-1-1。

表 4-1-1 管子割刀规格

型 号	1	2	3	4
切割管公称直径 /mm	≤25	15~50	25~80	50~100

(三) 切割机

又称型材切割机，是切割钢管及其他型材的专用设备，如图 4-1-3 所示。使用时，应注意砂轮切割片的旋转方向。切割机的有关性能参数，见表 4-1-2。

表 4-1-2 型材切割机

型 号	砂轮外 径、厚度 mm	额定 电压 V	额定 电流 A	额定 功率 W	主轴转速 r/min	切割能力/mm				外形尺寸 (长×宽×高) mm	质 量 kg
						钢管	角钢	圆钢	槽钢		
J ₃ G-××-400	400×32×3	380	4.7~4.9	2.2	2900	φ135×6	100×10	φ50	120×53	742×456×600	80

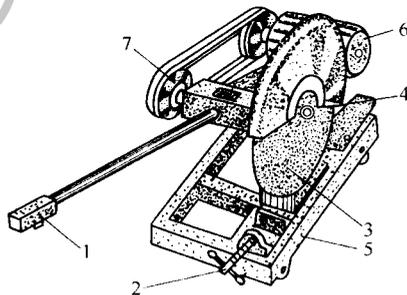


图 4-1-3 切割机

1—手把及电源开关；2—夹紧机构；3—砂轮切割机；
4—压紧端盖；5—底座；6—电机；7—皮带轮

二、扩管器

又称扩口器，常用于紫铜管螺纹连接管端喇叭口成形，更换压头后，也可用于紫铜管焊接胀口套接端的成型。因此也称之为胀管扩口管，如图 4-1-4 所示。

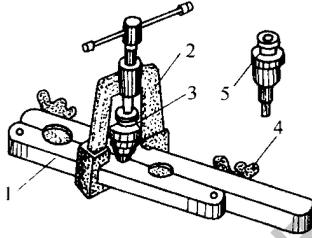


图 4-1-4 扩管器

1—管夹；2—压马；3—扩管压头；4—夹紧螺钉；5—胀管压头（有若干种规格）

使用时被扩、胀管头应退火，管口平整无内口毛刺，然后用管夹夹紧铜管，并使铜管口适量露出管夹上表面，装上带压头的压马，保证压头与铜管的同轴度，再转动压马手柄，使管口成形。

三、弯管机具

（一）弯管器

图 4-1-5 所示为手持式弯管器，用来弯曲紫铜管的专用工具。

使用时先将铜管需弯部位退火，将弯管器两手柄展开成相互平行而绞联对两手柄成垂直位置，再把铜管插入管钩、固定导轮、活动手柄相应的导槽内，然后顺时针扳动活动手柄进行弯管。

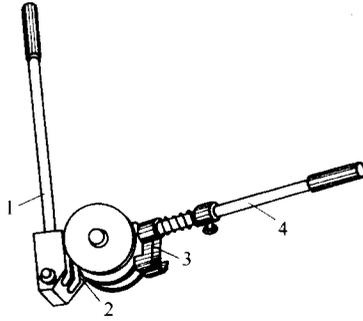


图 4-1-5 手持式弯管器

1—带导槽的活动手柄；2—绞联；3—活动管钩；4—带固定导轮的手柄

(二) 手动弯管机

图 4-1-6 所示为固定在工作台上的手动弯管机。根据手动弯管机的规格不同，通常可弯 DN25 及其以下的各种金属管。

手动弯管机的弯管操作与上述手持弯管器基本相似。

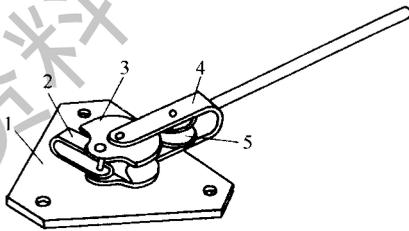


图 4-1-6 手动弯管机

1—固定座；2—管卡；3—固定扇轮；4—活动叉柄；5—活动轮

(三) 液压弯管机

图 4-1-7 所示为液压弯管机，它可以用于 DN15 ~ DN50 范围内的金属管的弯曲成形。

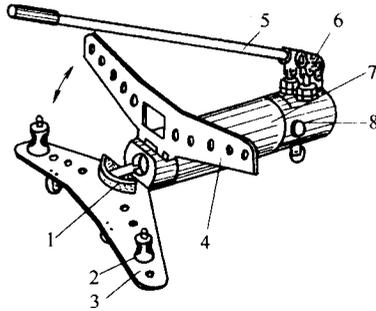


图 4-1-7 液压弯管机

- 1—活动压模；2—模桩；3—固定翼板；4—开启式翼板；
5—块压手柄；6—慢压手柄；7—液压千斤顶装置；8—泄压阀旋钮

使用时根据被弯钢管的规格来选定压模的大小。（配套压模分别为 DN50、DN40、DN32、DN25、DN20 和 DN15 六种规格）并套入千斤顶顶杆端，开启翼板将两模桩插入翼板上相应的模桩孔内。然后放被弯管于模桩、压模之间槽内，合上翼板，闭紧泄压阀，即可扳动二手柄之一进行弯管，成形后打开泄压阀，压模回缩后可取出弯管。

在弯管操作时，应根据管子的材质、管径、管壁的不同，来控制一定的过弯量，记下顶杆上的顶出刻度值，然后缓慢开启泄压阀使弯管部位成自然状态，若测量管子已弯成所需角度，再次弯同种管子仅凭顶杆上顶出刻度值即可。

四、封口钳

是封闭紫铜管管口的专用工具，如图 4-1-8 所示。

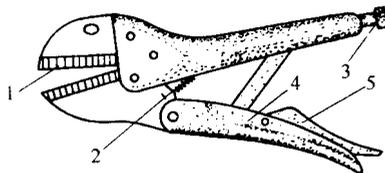


图 4-1-8 封口钳

- 1—钳口；2—钳口开启弹簧；3—钳口开度调节螺钉；4—封口钳手柄；5—钳口开启手柄

使用时先适当调节钳口开度调节螺钉，使钳口夹紧的开度略小于被夹件夹紧的厚度，然后张开钳口用力钳紧被夹件，此时钳口在被夹件上成锁紧状态，并产生很大的夹紧力，使被夹件不会松脱。若开启钳口，只需拨动钳口开启手柄，即可取下封口钳。

五、复式修理阀

也称复合式压力表，是制冷系统抽真空、充灌制冷剂的专用工具，如图4-1-9所示。由于复式修理阀的使用场合的不同，其用法也比较多，常见的使用方法是：高压端连接口接氟里昂钢瓶或计量充灌器，三通连接口接制冷系统，低压端连接口接真空泵。当进行制冷系统抽真空时，开启低压端三通阀，关闭高压端三通阀，在抽真空操作过程中，真空压力表将反映出制冷系统的真空度。在充灌制冷剂时，关闭低压端三通阀，开启高压端三通阀。在充灌制冷剂操作时，压力表能反映出制冷剂充入过程中制冷系统压力变化。

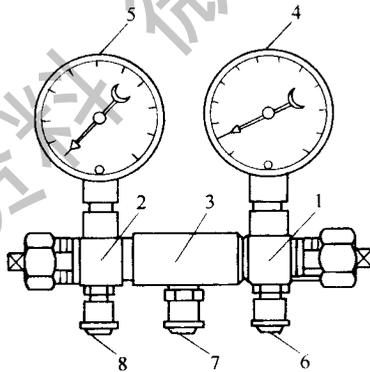


图 4-1-9 复式修理阀

- 1—低压端三通阀；2—高压端三通阀；3—三通；4—压力真空表；
- 5—压力表；6—低压端连接口；7—三通连接口；8—高压端连接口

六、真空泵

检查制冷系统在真空条件下的密封性和抽除制冷系统残留气体及水分

时，通常采用真空泵来抽真空。尤其是对于不能用制冷压缩机本身来抽真空的场合，如全封闭式制冷压缩机或电机冷却条件较差的半封闭式制冷压缩机组成的制冷系统等。

真空泵的种类较多，由于安装或维修现场条件的限制，大多需要安装或维修方配备真空设备。鉴于安装或维修流动的工作性质，因而多选用旋片式真空泵。其优点：具有较高的真空度，使用方便，运转平稳性好，重量轻，抽气速率相对较高。图 4-1-10 所示为 2XZ 型真空泵外形。

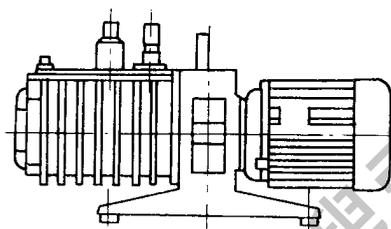


图 4-1-10 ZXZ 型真空泵外形

在空调器和电冰箱的流动维修中，为了便于携带，通常可选 2XZ-0.25 ~ 2XZ-1 型真空泵表 4-1-3，也可选用组合成配套的轻便制冷剂充注箱。它包括小型真空泵、定量充注器和制冷剂钢瓶等。

表 4-1-3 2XZ 型真空泵技术性能

型 号	2XZ-0.1	2XZ-0.25	2XZ-0.5	2XZ-1	2XZ-2	2XZ-4	2XZ-8
抽气速率/(L/s)	0.1	0.25	0.5	1	2	4	8
极限真空/Pa	气镇关	13.3	0.67	0.067			
	气镇开			1.33			
转速/(r/min)	1400			1400			
工作电压/V	220	220	220	220	380/220	380/220	380
电机功率/kW	0.04	0.12	0.18	0.25	0.37	0.55	1.1

七、检漏仪器

在氟里昂制冷系统中，检查制冷剂有无泄漏的常用检漏仪器有卤素检漏仪和卤素检漏灯等。

(一) 卤素检漏仪

也称电子检漏仪。其中一种是利用通电后炽热的铂丝为阴极，铂罩为阳极所构成的电场，借助微型吸风扇将检测处空气由吸气软管吸入并通过电场，电场中一旦出现卤素气体，离子电流就会产生变化。离子电流经放大，并通过仪表显示量值和发出声响。

另一种袖珍式卤素检漏仪，是用铂丝或钨丝为点电极。金属外罩为外电极的探头，在负高压脉冲电压的作用下，使点电极产生电晕放电的同时发生强烈的气体电离，当探头在检测处接触含有卤素的空气时，放电电流就会变化，此时仪器上的光电管由正常时的一个点亮变成逐个点亮；报警器频率也因此而加快，它与泄漏量成正比。图 4-1-11 为 AEIA-Ⅱ 型袖珍式卤素检漏仪外形。

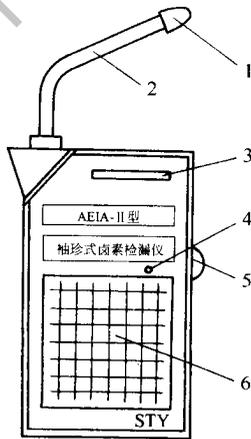


图 4-1-11 AEIA-Ⅱ 型袖珍式卤素检漏仪

1—探头；2—金属软管；3—信号指示光电管；4—电源指示灯；5—调节电位器；6—报警器

(二) 卤素检漏灯

卤素检漏灯是以酒精或丙烷为燃料的类似喷灯的一种检漏仪器，二者的检漏原理大体相同，均利用燃烧时喷嘴的射吸原理，由吸气软管将被检测处含卤素的空气吸入喷嘴，经燃烧分解成氟、氯元素气体。氯气遇燃烧口灼热的铜套（板）时，生成氯化铜，此时火焰的颜色随之发生变化，由正常色火焰随泄漏量的增大而变成由绿色到紫色的火焰。操作者根据火焰的颜色确认被检测处制冷剂的泄漏量。

表 4-1-4 几种常用卤素检漏仪的型号、技术参数

名 称	型 号	灵敏度/(g/a)	电压/V
卤素检漏仪	LX-2A	<5 (不可调)	24
	H-6 H-7	<5 (可调)	110/220
	H-6 H-7	14~280 (可调)	
袖珍式卤素检漏仪	AELA-II HAL-8 HLD400	14~1000 (可调)	6

图 4-1-12、图 4-1-13 所示分别为酒精卤素灯和丙烷卤素灯。

八、定量充注器

又称计量加液器。它是制冷系统充注制冷剂并能准确控制加液量的专用器具，如图 4-1-14 所示。

对于无储液器的制冷系统，加液量的多少直接影响系统工作性能的优劣，因此系统对充液量的要求比较严格，其误差不大于充注量的 5%。所以根据系统规定充液量实现准确的定量充注，采用真空泵、复式修理阀、定量充注器，也可再加制冷剂钢瓶所组成的一套制冷剂充液系统为最佳选择。连

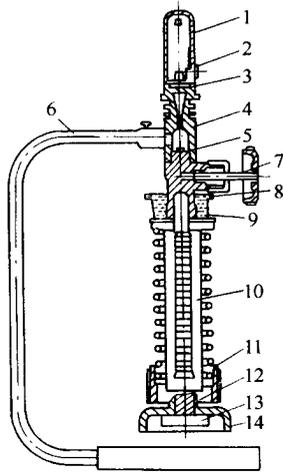


图 4-1-12 酒精碘素灯

1—燃烧口；2—火焰套；3—滤网；4—灯体；5—喷嘴；6—吸气软管；7—阀体；
8—滤网；9—酒精盆；10—灯芯；11—胶木座；12—垫片；13—空腔；14—底盖

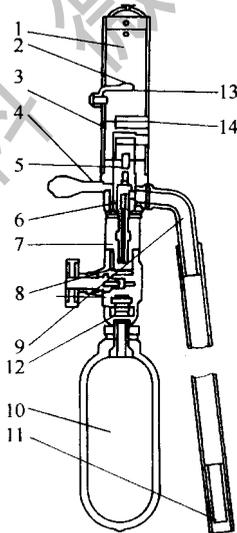


图 4-1-13 丙烷碘素灯

1—燃烧筒；2—铜板；3—点火口；4—支架（固定螺丝）；5—火口；6—喷嘴；7—接口；
8—阀门；9—吸气管；10—气瓶；11—过滤器；12—蝶型阀；13—火苗调节；14—火苗调节

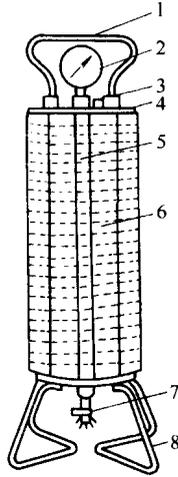


图 4-1-14 定量充注器

1—提把；2—压力真空表；3—出气阀；4—充注器筒体；
5—液面计；6—可转刻度套；7—进出液阀；8—支座

接方法如图 4-1-15 所示。该系统可完成系统抽真空、定量充液器抽真空、定量充液器进液及系统定量充液等。

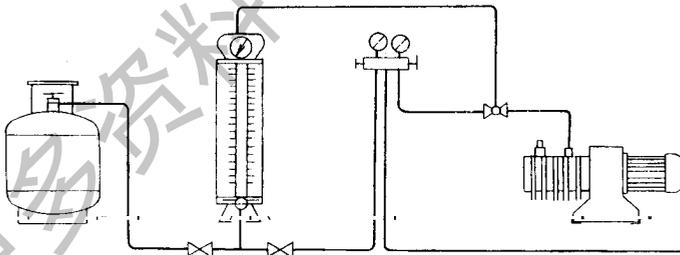


图 4-1-15 定量充液系统

九、气焊设备

在制冷系统安装或维修过程中，气焊设备主要是用于氟利昂制冷系统紫铜管的焊接，其工作量所占比率较小。此外为便于流动维修，维修人员通常配备一套轻便气焊设备，箱内有小型氧气、丁烷气钢瓶，焊炬及胶管等。

(一) 便携式氧 - 丁烷焊具

该焊具 (技术参数见表 4-1-5) 使用时将小型氧气钢瓶和小型丁烷钢瓶固定在手提式支架上, 现场焊接操作时挪动十分方便, 总重量^① 不超过 5kg。两钢瓶阀前均装有防回火装置, 使用安全可靠, 如图 4-1-16 所示。

表 4-1-5 便携式氧 - 丁烷焊具主要技术参数

氧气工作压力 MPa	丁烷气工作压力 MPa	氧气耗量 m ³ /h	丁烷耗量 g/h	焊接厚度 mm	火焰最高温度 °C	总重量 kg
0.1~0.3	0.02~0.35	0.2~0.4	37	0.5~30	2300	4.7

氧 - 丁烷焊具的使用方法:

(1) 按图 4-1-16 所示, 将氧、丁烷钢瓶分别用不同颜色的胶管与焊炬连接并卡紧, 关闭焊炬上调节阀。

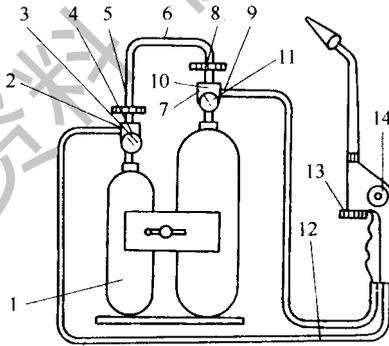


图 4-1-16 便携式氧 - 丁烷焊具

- 1—丁烷钢瓶; 2—注液阀芯; 3—丁烷气压力表; 4—丁烷气回火防止器; 5—丁烷气阀门;
6—固定支架; 7—充气接口; 8—氧气阀门; 9—充气高压阀; 10—充氧气回火器;
11—氧气压力表; 12—胶管; 13—丁烷气调节阀; 14—氧气调节阀

① 重量实为质量, 本书依习惯使用; 后同。

(2) 分别打开氧气、丁烷钢瓶上的阀门，打开焊炬氧气调节阀，试查通气情况，然后关上各个阀门。

(3) 使用时，先开启焊炬丁烷气调节阀，感觉少量喷出随即点火，然后打开丁烷气调节阀，同时打开氧气调节阀，最后调节成适合焊接大小的中性火焰。

(4) 焊接暂停后，先关丁烷气调节阀，再关氧气调节阀，收工时分别关闭两个钢瓶上的阀门。

氧气瓶和丁烷气瓶的充装方法：

(1) 丁烷气可在液化气供应站充气，也可自行充气，充气时用丁烷气管对准钢瓶上端的注液阀芯并推足，使丁烷自然流入瓶内。

(2) 氧气自行充气需配置专用充气接管，一端与40L大氧气钢瓶角阀口连接，另一端与小氧气钢瓶上部充气高压阀口连接，然后打开小氧气钢瓶充气高压阀，缓慢打开大氧气钢瓶角阀，至压力平衡。此时小氧气钢瓶的压力表通常显示在15MPa以内。充氧结束，先关闭大氧气钢瓶角阀，再关闭小氧气钢瓶充气高压阀。最后，在拆除充气接管时，应先松扣放出管内高压余气，再拆除接管。

使用注意事项：

- (1) 两个钢瓶的工作环境应通风干燥，温度不高于40℃。
- (2) 严禁氧气钢瓶及其氧气通路处沾染油脂。
- (3) 两个钢瓶内的压力不宜低于其工作压力的下限。氧气钢瓶不允许与其他气体混装。
- (4) 经常检查焊炬有无泄漏，若发现漏气，应及时排除。
- (5) 操作时，若发生爆鸣熄火的回火现象，应立即关闭焊炬丁烷气调节阀，再关闭焊炬氧气调节阀，待排除故障后再使用。

(二) 氧-乙炔焊具

该焊具以乙炔为可燃气体，氧气为助燃气体，由于乙炔中含有少量磷化氢，硫化氢及氨等物质，因而有刺鼻的气味。在使用时，乙炔气达到所需的中性火焰所消耗的助燃气体——氧气，约是乙炔耗量的两倍，稍低于丁烷气所需的氧气耗量。乙炔火焰在氧气助燃下，最高温度可达3100℃，高于氧

- 丁烷火焰的 2300°C ，因此也适应于碳钢件的焊接。

氧 - 乙炔焊具的使用方法和注意事项与氧 - 丁烷焊具基本相同。

十、常用检测仪表和工具

在制冷系统安装施工和流动维修中，除上述介绍的几种常用、专用工具及设备以外，还需根据工作的性质和范围配置若干工种的常用检测仪表及工具等，诸如，钳工类工具，电工类工具及仪表，焊工机具，管工工具等。

(一) 常用的钳工工具

台虎钳（钳口长度 125mm 左右）；钳工锉刀；钳工锤（0.66kg）；拉马；钢丝钳；尖嘴钳；挡圈钳；多种规格的活、呆、梅花、套筒、内六角扳手；水平仪；游标卡尺；卷尺；螺纹规；电钻及钻头；钢锯；木锤；铜棒；多种规格螺丝刀；常用规格线锤、板牙及其扳手等等。

(二) 常用电工仪表及工具

500V 兆欧表；钳型电流表；万用表；剥线钳；电烙铁；试电笔及部分通用工具等。

(三) 焊工机具

交流电焊机；电焊用具，如电缆（称龙头线 20~30m/台）、电焊钳（常用 500A）、面罩、渣锤、电焊手套；氧气钢瓶；乙炔钢瓶；氧气减压器和乙炔减压器；橡皮胶管（氧气胶管红色，乙炔胶管黑色）；射吸式焊炬和割炬（H01-6、H01-12、G01-30）；通针等。

(四) 部分管工机具

龙门台虎钳、管用螺纹铰板（普通型和轻便型）、管子钳；钢直尺 [30、

100 (cm)]; 角尺 [15、30、80 (cm)]; 木水平尺 (400mm); 线锤 (0.3 ~ 0.4kg); 钢卷尺 (5m); 石笔; 电锤等。

(五) 检测仪表和器具

压力表 (0 ~ 1.6MPa、0 ~ 2.5MPa); 压力真空表 (- 0.1 ~ 1.5MPa); 玻璃温度计 (- 30 ~ 50℃); 热敏电阻温度计 (- 70 ~ 100℃); 干燥箱 (300℃ , 30 ~ 50L); 速换接头; 光管接头; 转心三通阀; 氮气钢瓶; 制冷剂钢瓶等。

第二节 常用的起重机具

一、钢丝绳

常用钢丝绳的型号有 1×7 、 1×19 、 1×37 及 6×19 、 6×37 等, 编号中第一位数字为钢丝绳股数, 第二位数字表示每股钢丝中的根数。前三种型号的钢丝绳称单股钢丝绳, 通常用于永久性张拉の場合, 如电杆、铁塔、烟囱等的扶正与固定。后两种型号的钢丝绳通常用于起重、提升、牵引等场合。一般钢丝绳每一股中的钢丝越多, 钢丝绳越柔软。图 4-1-17 所示几种不同钢丝绳的断面结构。

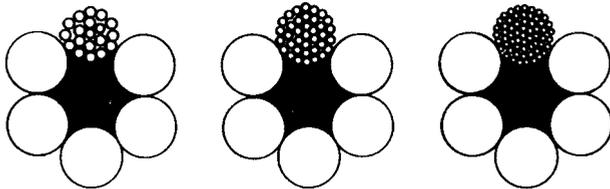


图 4-1-17 钢丝绳断面结构

根据钢丝表面处理不同, 钢丝绳可分为光面、镀锌甲与镀锌乙三种钢丝

捻制的钢丝绳。前者用于一般场合，后二者分别用于重腐蚀和一般腐蚀场合。

钢丝绳的许用拉力可按下式计算

$$[S] = \frac{PC}{N}$$

式中 [S]——钢丝绳许用拉力，kN；

P——钢丝绳破断拉力总和，kN，见表 4-1-6；

C——换算系数，6×19 为 0.85，6×37 为 0.82；

N——安全系数，见表 4-1-7。

表 4-1-6 钢丝绳的技术数据

钢丝绳 (6×19) 的技术数据

直径/mm		钢丝绳公称抗拉强度/MPa				
钢丝绳	钢丝	1400	1550	1700	1850	2000
		钢丝绳破断拉力总和/kN				
6.2	0.4	20	22.1	24.3	26.4	28.6
7.7	0.5	31.3	34.6	38	41.3	44.7
9.3	0.6	45.1	49.9	54.7	59.6	64.4
11.0	0.7	61.3	67.9	74.5	81.1	87.7
12.5	0.8	80.1	88.7	97.3	105.5	114.5
14.0	0.9	101	112	123	134	144.5
15.5	1.0	125	138.5	152	165.5	178.5
17.0	1.1	151.5	167.5	184	200	216.5
18.5	1.2	180	199.5	219	238	257.5
20.0	1.3	211.5	234	257	279.5	302
21.5	1.4	245.5	271.5	298	324	350.5
23.0	1.5	281.5	312	342	372	402.5
24.5	1.6	320.5	355	389	423.5	458
26.0	1.7	362	400.5	439.5	478	517
28.0	1.8	405.5	449	492.5	536	579.5
31.0	2.0	510	554.5	608.5	662	715.5
8.7	0.4	39	43.2	47.3	51.5	55.7

钢丝绳 (6×19) 的技术数据

直径/mm		钢丝绳公称抗拉强度/MPa				
钢丝绳	钢丝	1400	1550	1700	1850	2000
		钢丝破断拉力总和/kN				
11.0	0.5	60.9	67.5	74	80.6	87.1
13.0	0.6	27.8	97.2	106.5	116	125
15.0	0.7	119.5	132	145	157.5	170.5
17.5	0.8	156	172.5	189.5	206	223
19.5	0.9	197.5	218.5	239.5	261	282
21.5	1.0	243.5	270	296	322	348.5
24.0	1.1	295	326.5	358	390	421.5
26.0	1.2	351	388.5	426.5	464	501.5
28.0	1.3	412	456.5	500.5	544.5	589
30.0	1.4	478	529	580.5	631.2	683
32.5	1.5	548.5	607.5	666.5	725	784

表 4-1-7 钢丝绳的安全系数

使用场合	浪风	手动起重	机动起重	捆绑吊索	载人升降
安全系数	3.5	4.5	5~6	8~10	14

二、麻 绳

起重中常用的是三股捻制麻绳，由于它柔性好，易打结缠绕，因此多用于起重物的捆扎。麻绳在潮湿的环境中使用后，容易腐烂而降低使用的强度和缩短使用寿命，为缓腐变，将麻绳浸以松脂油，该麻绳称为浸油麻绳。未经浸油处理的麻绳称白麻绳。

麻绳的许用拉力可按下列公式计算

$$[S] = \frac{P}{N}$$

式中 [S]——麻绳的许用拉力，kN；

P——麻绳的破断拉力总和，kN，见表 4-1-8；

N——麻绳的安全系数，见表 4-1-9。

表 4-1-8 普通三股麻绳的技术规格

麻绳尺寸		白麻绳		浸油麻绳	
圆周长/mm	直径/mm	每百米长的重量/kg	破断拉力/kN	每百米长的重量/kg	破断拉力/kN
40	12.7	11.70	7.603	13.8	7.210
45	14.3	14.60	9.270	17.2	8.780
50	15.9	17.40	10.987	20.5	10.448
60	19.1	24.80	15.386	29.3	14.617
65	20.7	29.30	17.217	34.6	16.334
70	23.9	39.50	23.475	46.6	21.837
90	28.7	57.20	33.678	67.5	31.618
100	31.8	70.00	39.368	82.6	36.954

表 4-1-9 麻绳的安全系数

使用场合	一般起重	重要起重	用于捆扎
安全系数	6~8	10	≥12

三、钢丝绳夹

也称钢丝绳轧头或钢丝绳卡子，它是用于钢丝绳末端或二根钢丝绳夹紧固定在一起的标准连接件，如图 4-1-18 所示。

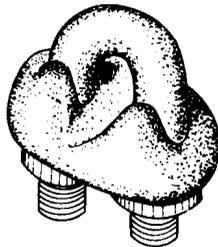


图 4-1-18 钢丝绳夹

钢丝绳夹规格型号 6~28 每 2mm 递增, 28~60 每 4mm 递增。其规格型号是指适用夹紧的钢丝绳的最大直径, 如型号为 12 的钢丝绳夹能夹的钢丝绳直径 $\phi 11\text{mm}$, 如果夹直径为 $\phi 12.5\text{mm}$ 的钢丝绳, 刚能套上, 但不一定卡得紧, 使用时容易发生意外事故。选用时应对照所选的钢丝绳直径来确定。钢丝绳夹的使用个数和间距可根据表 4-1-10 确定。

表 4-1-10 钢丝绳夹的个数和间距

钢丝绳直径/mm	13	15	18	21	24	28	32	35	39	42
钢丝绳夹个数	3			4			5			6
钢丝绳夹间距/mm	120		150		200		250		300	

四、起重滑车

也称铁滑车或滑轮。是一种使用简单, 携带方便的起重工具。一般与绞车配套使用, 轻便物体也可用麻绳滑车手拉吊升, 如图 4-1-19 所示。



图 4-1-19 起重滑轮

根据滑车上的滑轮数目多少, 分为单轮、双轮、三轮和多轮滑车, 见表 4-1-11 起重滑车规格表。表 4-1-12 为起重有关参数对照表。

第 1 章 制冷装置安装常用机具

表 4-1-11 起重滑车规格

结构型式			型式代号 (通用滑车)		额定起重量/kN	
单轮	开口	滚针轴承	吊钩型	HQGZK1	3.2, 5, 10, 20, 32, 50, 80, 100	
			链环型	HQLZK1		
		滑动轴承	吊钩型	HQGK1		3.2, 5, 10, 20, 32, 50, 80, 100, 160, 200
			链环型	HQLK1		
	闭口	滚针轴承	吊钩型	HQGZ1	3.2, 5, 10, 20, 32, 50, 80, 100	
			链环型	HQLZ1		
		滑动轴承	吊钩型	HQG1	3.2, 5, 10, 20, 32, 50, 80, 100, 160, 200	
			链环型	HQL1		
		吊钩型	HQD1	10, 20, 32, 50, 80, 100		
双轮	双开口		吊钩型	HQGK2	10, 20, 32, 50, 80, 100	
			链环型	HQLK2		
	闭口	滑动轴承	吊钩型	HQG2	10, 20, 32, 50, 80, 100, 160, 200	
			链环型	HQL2		
			吊钩型	LQD2	10, 20, 32, 50, 80, 100, 160, 200, 320	
三轮	闭口	滑动轴承	吊钩型	HQG3	32, 50, 80, 100, 160, 200	
			链环型	HQL3		
			吊钩型	HQD3		32, 50, 80, 100, 160, 200, 320, 500
四轮	闭口	滑动轴承	吊钩型	HQG4	80, 100, 160, 200, 320, 500	
五轮			吊钩型	HQD5	200, 320, 500, 800	
六轮			吊钩型	HQD6	320, 500, 800, 1000	
八轮			吊钩型	HQD8	800, 1000, 1600, 2000	
十轮			吊钩型	HQD10	2000, 2500, 3200	

表 4-1-12 起重滑车额定起重量与滑轮数、滑轮直径、钢丝绳对照表

滑轮直径/mm	额定起重量 / (kN × 10)																		使用钢丝绳直径范围/mm
	0.32	0.5	1	2	3.2	5	8	10	16	20	32	50	80	100	160	200	250	320	
	滑 轮 数 目																		
63	1																		6.2
71		1	2																6.2~7.7

滑轮直径/mm	额 定 起 重 量 / (kN × 10)																使用钢丝绳 直径范围/mm		
	0.32	0.5	1	2	3.2	5	8	10	16	20	32	50	80	100	160	200		250	320
	滑 轮 数 目																		
85			1	2	3														7.7 ~ 11
112				1	2	3	4												11 ~ 14
132					1	2	3	4											12.5 ~ 15.5
160						1	2	3	4	5									15.5 ~ 18.5
180							2	3	4	6									17 ~ 20
210							1			3	5								20 ~ 23
240								1	2		4	6							23 ~ 24.5
280										2	3	5	6						26 ~ 28
315									1			4	6	8					28 ~ 31
355										1	2	3	5	6	8	10			31 ~ 35
400															8	10			34 ~ 38
455																	10		40 ~ 43

滑轮在使用时，可以作定滑轮，也可作动滑轮，如图 4-1-20 所示。在重物牵引起重时，也可组合成滑轮组，如图 4-1-21 所示。图 4-1-21 (a) 为牵引端从定滑轮引出去导向轮至绞车。图 4-1-21 (b) 为牵引端从动滑轮引出去导向轮至绞车。从图 4-1-21 中不难看出，从定滑轮引出牵引端，承受物体重量的工作绳根数等于工作滑轮数。从动滑轮引出牵引端，承受物体重量的工作绳根数等于工作滑轮数加 1。

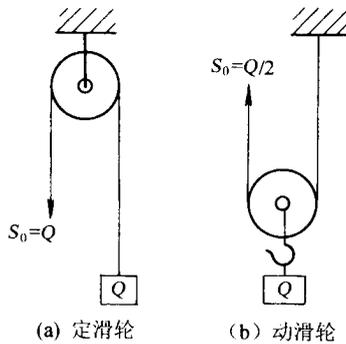


图 4-1-20 定滑轮和动滑轮

从图 4-1-20 中可以看出，用动滑轮起重，牵引力 $S_0 = Q/2$ ，利用滑轮组工作的滑轮数越多引出端的牵引力越小。其省力系数 K 的大小可根据表 4-1-13 确定。

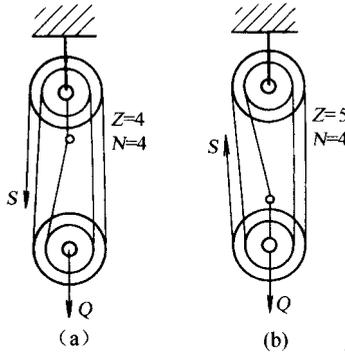


图 4-1-21 滑轮组的两种基本工作方式

表 4-1-13 滑轮组省力系数 K 的选择表

工作绳根数	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
省力系数 K	1.96	2.88	3.77	4.62	5.43	6.21	6.97	7.75	8.38	9.04	9.68	10.29	10.88

根据表 4-1-13，并按下式计算引出端的牵引力 S_c 大小。

$$S_c = \frac{Q}{K}$$

式中 Q ——起重物重量。

在实际施工中，绞车安放位置通常远离施工场地，对此牵引端的钢丝绳，需导向滑轮引导至绞车，而导向滑轮的机械效率 $\eta = 0.96$ ，因此计算起重的实际牵引力，可按下列公式计算。

$$S = \frac{Q}{K \cdot \eta^n}$$

式中 n ——导向轮个数。

当牵引端钢丝绳从定滑轮引至导向轮个数按 $n+1$ 计。

例如 起重物重 185kN，工作钢丝绳根数 6 根，等于滑轮组工作滑轮总数，牵引绳至绞车之间设两个导向滑轮，求实际牵引力 S 。

解：根据工作绳根数，由表 4-1-13 查出 $K=5.43$ ，
根据题意，导向滑轮 $n=2$ ，工作绳根数等于工作滑轮总数，
则牵引端是从定滑轮端引出，因此导向轮数按 $n+1$ 计。

$$S = \frac{Q}{K \cdot \eta^n} = \frac{185}{5.43 \times 0.96^3} = 38.5 \text{ kN}$$

若选用钢丝绳为 6×19 ，抗拉强度为 1400MPa 级，求钢丝绳规格。

$$P = \frac{S \cdot N}{C} = \frac{38.5 \times 5}{0.85} = 226.5 \text{ kN}$$

查表 4-1-7，安全系数 $N=5$ 。换算系数 $6 \times 19 \quad C=0.85 \quad 6 \times 37 \quad C=0.82$ 。

根据表 4-1-6，取钢丝破断拉力总和 245.5kN，则钢丝绳规格为： 6×19 ，
 $\phi 21.5\text{mm}$ ，抗拉强度 1400MPa。

根据表 4-1-14，按钢丝绳直径和额定起重量，取滑轮组为三轮起重滑轮车 2 只，额定起重量 200kN，滑轮直径 210mm。导向轮 2 只，额定起重量 80kN，滑轮直径 210mm。

五、套环和卸扣

(一) 套 环

套环用于钢丝绳或麻绳末端环状部分的内衬，保护钢丝绳或麻绳末端弯曲部位受力时强力变形而损坏，如图 4-1-22 所示。



(a) 套环



(b) 钢丝绳末端接头



(c) 麻绳末端接头

图 4-1-22 套环及末端接头

(二) 卸扣

也换卸甲或卡环。常用于连接钢丝绳或起重链等，其特点是装卸方便，适用于冲击性不大的场合，如图4-1-23所示。

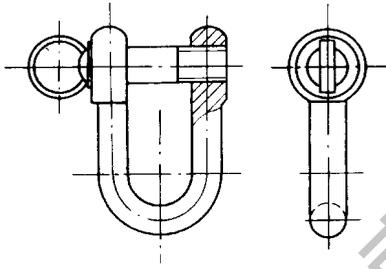


图4-1-23 卸扣

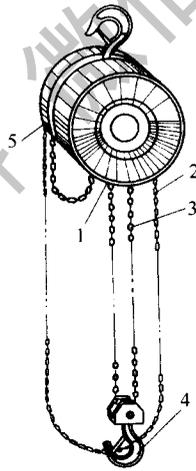


图4-1-24 手拉葫芦

1—起重链动端稍；2—手拉链；3—起重链；4—起重钩钩；5—起重链定端稍

六、手拉葫芦

手拉葫芦又称葫芦或神仙葫芦。它特别适用于流动施工的起重作业，如

图4-1-24所示。

手拉葫芦的型号分为SH型、WA型、SBL型。其中SH型属普通型，WA型是前者的改进型，SHL型是行星轮系减速机构的新型葫芦。后二者种型较前者自重轻，机械效率高、手拉力小。其规格见表4-1-14。

表4-1-14 SH型、WA型、SBL型手拉葫芦规格

起重量/t	0.5, 1	2	(2.5), 3, 5	10	(20)
起升高度/m	2.5	2.5~3	3	3~5	3

注：带括号的指只有WA型。

手拉葫芦在一般情况下，起重链为双链起重，如图4-1-24所示。倘若手拉葫芦的起升高度比实际的起重高度小，可以拆下起重链动端销，将起重链的末端用该销或一定粗度的螺栓锁紧在起重钩钩的上部的起重链上，成为单链起重，此时该手拉葫芦的起升高度将增加一倍。值得提醒的是，此时的提升速度也将提高一倍，而起重能力只有原额定起重量的1/2。也就是说30kN起重手拉葫芦，只能用于15kN及以下的起重场合。

第 2 章

冷库的安装

制冷设备可分为整体成套式和组件装配式两类。整体成套式如家用电冰箱等，无需人们另行安装，设备到位后，只要按技术要求供电、供水即可投入使用。组件装配式如各种类型的冷库等，则须在首先做好一切预备工作后，由施工或安装人员进行设备的就位安装和管道的连接，使各设备组件连接成一个整体系统，之后还须对系统进行吹污、气密性检查、抽真空、加注制冷剂及试运行和调整等工作，等到一切合格后方能投入使用。因此，冷库的安装质量直接影响到设备的运行性能、操作管理和维护检修等。

第一节 系统设备及管道的安装

与其他机械装置相比，制冷系统有其特殊性，安装时必须考虑下列情况：

第一，制冷系统中的所有部件及管路均为压力容器，它们组成了一个密闭的系统。系统内的制冷剂不能外漏，环境中的空气、水分及其他的机械性杂质也不允许进入系统，因而要求设备及管路有较高的机械强度和严格的气密性能。对存放已久、锈蚀严重的设备和管道，在安装前须进行机械强度和气密性试验。

第二，必须做好系统各部件及各连接管管道内的清污工作，将氧化皮、焊渣等其他机械性杂质彻底地清除出系统，以免损坏压缩机气缸和堵塞有关通道，影响制冷系统的正常运行。

第三，各制冷设备和管道在安装前和安装过程中必须保持干燥。

一、压缩机的安装

(一) 基础制作

在安装制冷压缩机前，应先检查压缩机基础的位置及尺寸是否符合技术要求。压缩机的基础应采用不低于 150 标号的水泥，与砂石和适量水拌合成混凝土，浇入事先预制好的基础框架中。基础的螺钉孔根据图样尺寸预先留出。在混凝土基础的浇制过程中应随时捣实，以排除空气，达到密实程度，以免运行中发生基础沉降、倾斜和机器振动过大等现象。

(二) 定位安装

在基础面上采用拉线的方法，找出纵、横中心线，然后用钢丝绳将压缩

机的整个机架吊起（吊装时钢丝绳不允许套在轴上起吊），将随机附带的地脚螺栓安在（连接在）公共底座上，然后将底座对准基础中心线，放置基础上。在每个地脚螺栓的两侧放置斜垫铁，利用调整斜垫铁的厚度来找正机架的水平。调整高度和水平时，可用撬棒或小千斤顶将机架抬起。找平后，用浇制基础相同的混凝土填满地脚螺钉孔，边浇边捣实，待混凝土干硬后，重新校正联轴器中心，并在校正后的电动机和压缩机的支座及公共底座上，各配钻 12mm 的锥孔，打入螺尾锥销，进行最后定位。然后拧紧地脚螺栓，在公共底座与基础间的空隙中用水泥砂浆填满、抹平。

如果电动机与压缩机无公共底座，应用拉线的办法，使电动机和压缩机的皮带轮在同一个平面上，其端面偏差应在 $0.1 \sim 0.25\text{mm}$ 以下，径向偏差在 $0.05 \sim 0.12\text{mm}$ 以下（视带轮直径的大小）。若压缩机与电动机之间是用联轴器连接的，则首先固定压缩机，用千分表来调整电动机和压缩机两轴的同轴度，其径向和端面允许偏差不大于 0.15mm 。

对于整体机组设备，无管道连接等问题，只需放平、防振即可。

二、冷凝器的安装

对于立式冷凝器，应先将其放置在按图纸要求划线的基础上，用铅垂线配合来保证安装的垂直度，其偏差不得超过 $2\text{mm}/\text{m}$ 。校正的浇入水泥砂浆，待干硬后拧紧地脚螺栓。

卧式冷凝器通常与贮液器一起安装，冷凝器在上，贮液器在下。冷凝器用螺钉固定在支架上，支架上般用混凝土作基础，并装有半圆形垫木，用水平仪校正。其水平允差为 $1.5\text{mm}/\text{m}$ ，略倾斜于放油端。冷凝器的冷却水管应从端盖下部进入，上部放出。制冷剂则从上端进入，下端流出。这样做，一方面能保证整个冷凝器内的传热管中充满冷却水，另一方面可以提高换热效率。

三、蒸发器的安装

安装水箱式蒸发器时，先用混凝土做好基础，在基础上放置用沥青处理过的垫木。垫木的长度与水箱的宽度相同，数量视水箱及蒸发器的质量而

定。然后将水箱放置在垫木上，再把蒸发器吊装在水箱中，并予固定。在水箱四周敷设隔热层，箱顶用本盖板覆盖。

卧式蒸发器的安装与卧式冷凝器类似，在支座上放置与隔热层厚度相同并经沥青浸泡处理过的圆弧型垫木，然后在蒸发器外侧敷设隔热层。

四、辅助设备的安装

制冷装置中，辅助设备有贮液器、油分离器、中间冷却器、放空气器、气液分离器和过滤器等。这些设备的安装有各自的技术要求。较大型的设
备，应在容器的底座下放置垫铁，并浇在水泥砂浆，待凝固后旋紧地脚螺栓。

(一) 安装和接管的原则

(1) 机房应宽敞，空气要畅通，必要时墙上应安装排风扇，加强机房通风。

(2) 在保证操作人员的操作位置和必要的检修位置的前提下，各设备应尽量靠近，以减小管道长度、减少管道中的流动阻力损失和冷量损失。各设备应远离热源。

(3) 机组的电动机应用专线供电。冷却水管也应专管供水。水管的敷设应考虑冬季能放尽冷凝器及水泵管路中的积水，以免冷凝器或水泵管路冻裂。

(4) 因整台成套设备出厂前已进行过运转试验，且已充灌了制冷剂，故用户一般无需拆检整套设备或其组件。

(5) 机组仪表盘的安放位置应便于操作和观察。

(6) 冷凝器的安装应高于贮液器，以利冷凝器的出液。

(7) 连接管道的内壁应保持清洁、干燥并无任何其他杂质。管路的布置应正确、合理和美观，尽量减少弯头。对氟利昂制冷系统，还应考虑润滑油顺利返回压缩机的问题。

(8) 管道包扎隔热层应在系统检漏、确认无泄漏后进行。

(二) 管道安装

制冷装置中的管道包括制冷剂管道、冷却水管道、冷媒水（制冷剂）管道等。管道的正确设计、布置和安装直接关系到制冷系统的运转稳定性和经济性。各管道管径大小应按产品说明书或设备要求规格配备，不应随便更改。

(1) 氟利昂管道可采用铜管，也可采用无缝钢管。管径较大时（ $d \geq 25\text{mm}$ ），采用无缝钢管，连接方式与氨管路相同。管径较小时则多采用紫铜管。

紫铜管安装前可用四氯化碳溶液充灌清洗。如管内残留氧化皮等污物，可用 20% 的硫酸溶液进行酸洗，然后用冷水冲洗，再用 3% ~ 5% 碳酸钠溶液中和，最后用冷水冲洗并吹干，封存后待用。

紫铜管的连接可采用银钎焊或铜钎焊。银钎焊的焊接温度较低，焊料流动性好。铜钎焊的焊接强度高、价格便宜，但因焊接所需温度较高，焊接时易产生机械性氧化杂质。

同直径管子多采用胀口插入，并以钎焊的方式进行连接。

(2) 氨制冷系统的管道必须采用无缝钢管，不能采用铜管或其他有色金属管道。

管子安装前必须进行管道内壁的除锈、清洗和干燥工作。对于管径较大的管道可用钢丝刷在管道内部往返拖拉，然后用空气吹除。对于小直径管道，可用干净白布浸以四氯化碳液体，对管道内壁进行擦洗。也可灌以四氯化碳液体，约 10 ~ 15min 后倒出，再将管道吹干，封存备用。

氨管道的连接一般采用电弧焊。钢管对接时，管口应事先加工成适当坡口，然后采用低碳钢焊条焊接，焊条直径按管壁厚度选择。在需要拆卸和检修处的管道连接，可采用法兰连接。用这种方式连接时，法兰盘密封面与管道轴心的垂直偏差不允许超出 0.5mm，两结合面用涂有黄油或石墨与机油混合密封剂的石棉橡胶垫加以密封，垫片厚度在 1.5 ~ 3mm 之间。管路中所需弯头，可采用热弯或冷弯两种方法。冷弯适用于小管径管，并须用专用的弯管器弯制。热弯则需要将管子加热后进行。若弯曲半径在 2.5 ~ 4 倍管径之间，为防止管子弯瘪，须采用填砂法进行弯制，且弯制结束后必须对管内壁

进行仔细的清砂处理。

(3) 冷却水及冷媒水管路一般采用无缝钢管、焊接钢管或镀锌钢管。其连接方式可采用电焊连接、法兰连接或丝扣连接。

丝扣连接时，先将管子挤轧出管牙螺纹，除去油污等杂物，在丝扣上涂抹一层由甘油和氧化铝配制而成的糊状密封剂，再缠绕细麻丝或聚四氟乙烯薄膜，最后用活接头将其拧紧。管道在 $\Phi 38 \times 3\text{mm}$ 以上时，一般不采用丝扣连接方法。

冷媒水管道一般采用无缝钢管，且用铜钎焊或锡钎焊连接。

所有管路安装完毕后，用氮气或干燥空气进行气密性试验。试验压力的大小应根据该管路实际工作时所要承受的压力来确定，如发现泄漏，则应采取补焊等措施。补焊时应注意：①不允许在管内有压力的情况下进行；②补焊部位需仔细清除焊渣及锈层等，并用砂纸将表面擦净；③钢管不允许用铜焊补漏；④原铜钎焊漏点可用银钎焊补焊，但原银钎焊漏点不允许用铜钎焊补焊；⑤焊缝修补次数不得超过 2 次，否则应割去或换管重焊。

(三) 管道安装注意事项

(1) 管道在安装前，必须清除管内泥沙、铁锈、焊渣、氧化皮等脏物，并保持干燥。

(2) 管路的布置应符合制冷工艺流程的要求，并应考虑到施工安装及运行管理的方便。管道的布置应不防碍压缩机及其他设备的运行和操作管理，不防碍设备的检修以及门窗的开启。

(3) 管道与墙面、天花板以及管道与管道之间应有合适的距离，以便安装隔热层、管道吊架和支架。在同一个立面上，如果既有低温管道又有高温管道，高温管道应布置在低温管道上方，并保持适当距离。

(4) 管道穿过墙壁或天花板时应装上套管，以便管道因温度变化时有伸缩的余地。对于低温管道，还应考虑留有足够厚度的保温层位置。

(5) 压缩机的吸、排气接管都应有一定的坡度。为了防止压缩机停车后，管道内的制冷剂蒸气凝结成的液体和润滑油倒流入压缩机，造成第二次启动时的液击现象，排气管的水平管段应有 0.01 的坡度，且倾向制冷剂的流动方向。对于水平段吸气管段，氨压缩机应有 0.01 ~ 0.03 的坡度，倾向

低压循环桶（或气液分离器）。氟利昂压缩机则应有 $0.01 \sim 0.02$ 倾向压缩机的坡度，以利回油。

(6) 当冷凝器布置在压缩机上方，且它们的高度差大于 2.5m 时，排气管的上升管下端应设 U 形积液弯头，如图 4-2-1a 所示。

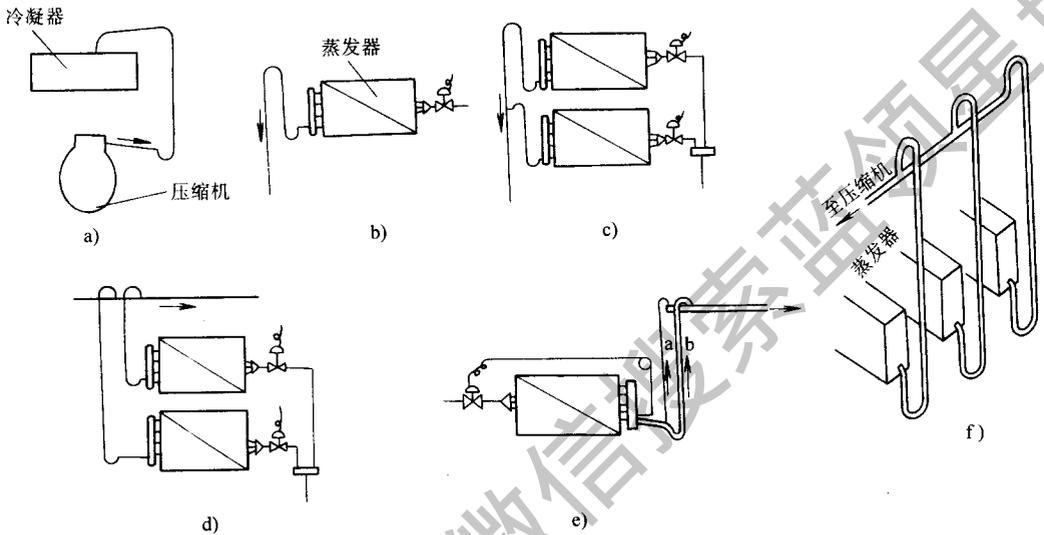


图 4-2-1 管路设计布置

(7) 对于多台压缩机并联的制冷系统，应设均压管和均油管，保证润滑油均匀地返回每台压缩机。

(8) 当蒸发器布置在压缩机上方时，蒸发器出口处立管应设 U 形弯头，如图 4-2-1b 和图 4-2-1c 所示。当多台蒸发器并联、而总回气管又在蒸发器之上时，蒸发器回气管应采用如图 4-2-1d 所示结构。对设在能量调节装置的氟利昂压缩机回气管，为适应压缩机输气量发生变化时，既不影响竖管中垂直向上的气流速度，又不会使管道中压降过大，可采用双吸气竖管的结构，如图 4-2-1e 所示。通常两根竖管的有效截面积之和等于或稍大于单根竖管的有效截面积。在两根竖管间用一个集油弯管连接。当制冷系统处于低负荷运行时，气流流速较低，因而润滑油逐渐积聚，形成油封，制冷剂蒸气只能从 a 管上升，气流流速增加，将润滑油带回压缩机。如制冷机负荷增加时，气流速度增大，破坏油封，使制冷剂从 a 与 b 管同时上升流向压缩机，而不致使气流速度过大，导致压力损失过大。当多台蒸发器并联使用

时，为了不因某一个或数个蒸发器的负荷变化而影响其他蒸发器的正常工作，可采用如图4-2-1f所示的连接方法。

(9) 从冷凝器（或贮液器）至节流阀之间的输液管道，应尽量减少流动阻力和上升高度，避免因闪发现象而影响节流机构的正常工作及均匀供液。

(10) 对于不设回热器的氟利昂系统，压缩机的吸气管与蒸发器的供液管可紧贴在一起安装，以提高系统的制冷能力。

(11) 为了防止吸气管道和排气管道在制冷机工作时的振动，需设置一定数量的支架或吊架。在钢制的支架或吊架上安装吸气管道时，应安置经过防腐处理的木垫块，防止产生“冷桥”现象。管道很长时，应设有膨胀节或软接管，以适应热胀冷缩的现象。

(12) 节流机构应尽量靠近蒸发器，以减少冷损。如采用热力膨胀阀，则其感温包不允许装在吸气管的积液处，否则将不能正确地反映过热度，从而使节流阀误动作。热力膨胀阀中的毛细管位置应高于感温包，以保证感温包内汽化为蒸气的感温剂能在毛细管内顺利流动。

(13) 管道高空敷设时，应尽可能沿墙、柱、梁布置，装在过道上方的管道，其安装高度由室内地坪至管道不应低于2m。如在室外架空敷设，管道能过行车道路时，管道与地面之间的净距应取4~4.5m。如果在地面以下敷设管道，必须要注意地沟的防水问题，要有防水措施，并用活动盖板覆盖。

(14) 在安装前要检查设备及管道中的阀门，必要时应拆卸清洗，并重新进行气密性试验。安装时，阀体不允许朝下，而且流体应从阀底的一端进入阀体。

(15) 所有测量温度、压力、流量等仪表，均应安装在光亮、清洁、干燥、便于观察和操作的地方。安装前须经过检查、校正，保证其灵敏度和准确性。

五、管道的保温与防潮

为了减少制冷系统中不必要的冷量损失，提高设备运行的经济性能，低温的管道和设备均应采取隔热和防潮措施。

理想的用作隔热、防潮使用的材料应能符合下列要求。

- (1) 材料的换热系数要小，一般要求不超过 $0.23\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。
- (2) 吸湿性小，不腐蚀金属。
- (3) 材料密度小，并且具有一定的孔隙率。
- (4) 抗冻性好，即材料在含水冻结后，应不降低其机械强度；在周期性的冻融循环后，能保持主要物理性质，不会出现裂缝和表面脱落现象。
- (5) 耐火性好，材料不会燃烧，即使能被引燃，在火源移去后应能立即停止燃烧。
- (6) 无气味，不易霉烂，并能避免虫蛀鼠咬。
- (7) 具有一定的机械强度，易于加工成形。
- (8) 价格低廉，易于获得并便于运输。

完全符合上述要求的材料是不存在的。因此，在实际选用绝热材料时，应根据隔热对象的种类和要求，对各种绝热材料的技术性能及货源情况进行全面的比较和分析，最后确定选用哪一种最合适的绝热材料。

绝热材料通常制成板块或管壳形，分层包在设备或管道的外面。敷设隔热层时，可用制成的管壳型材，也可将板材割成所需要的形状使用。在包扎隔热材料前，应预先清洗管道和设备表面的锈层、污垢和油脂，再涂上一层沥青油或红丹漆，形成防锈层后再敷设隔热材料。方法如下；先将沥青加热至粘稠状，再将隔热的型材蘸上沥青并砌敷在管道或设备的表面上。砌敷时应错缝排列，并在接缝处填以玛碲脂。第一层砌好后涂以热沥青，再用同样方法砌敷第二层、第三层、……，直至达到所要求的厚度。隔热层外表还需敷设降潮层，通常采用的防潮层材料有沥青玛碲脂平玻璃布、沥青油毡及塑料薄膜等。

通常在隔热层外面还应包裹保护层，常用的保护层有以下几种：

- (1) 铝箔；
- (2) 金属丝网或玻璃丝布包扎后外涂一层水泥；
- (3) 玻璃钢外壳保护层或镀锌铁皮保护层。

有时还在管道保护层外表面涂上规定颜色的油漆，以区别于其他管道。

有些管道及设备的隔热层也可用松散材料制成，方法是预先用薄木板或铁皮在被隔热物周围制成圆形或正方形外套，然后将材料填入压紧。几条平行管道较为接近时，可将它们的隔热层制作在一起。当用软质泡沫作为保温材料时，可将其直接包扎在管道或设备上，然后再包以防潮材料及保护层。

当用聚胺酯泡沫塑料作为保温材料时，可用现场发泡的方法，使其在管道或设备的表面直接成形，然后再加保温层。

对阀门、法兰、弯头等应采取特殊的隔热结构，如用聚胺酯现场发泡成形或用玻璃丝棉毡等加以妥善处理。应该注意，管道支架要托在管子的隔热层外部，隔热管道穿过楼板或墙壁时，隔热层不应中断，以防止产生“冷桥”现象。

第二节 系统吹污与气密性检查

一、系统吹污

制冷系统应是一个洁净、干燥而又严密的封闭式循环系统。如果系统中存在着机械杂质或其他污物，对设备可能产生如下影响：①加速摩擦面的磨损，严重时可产生拉缸现象损坏机器；②影响吸、排气阀片与阀座的密闭性能，使压缩机的排气压力降低、吸气压力升高；③可能造成某些通道较为狭窄的管件如热力膨胀阀、毛细管和滤网等堵塞，影响制冷剂的正常流动，进而影响制冷机的制冷能力。因此，系统内不允许有机械杂质或其他污物，系统安装完毕后必须进行清污工作。

系统中的机械性杂质及其他污物来源于设备和管道在制造加工、施工安装和维护检修时带来的铁屑、焊渣、氧化皮、砂粒、铁锈以及其他杂质。

对于小型制冷系统，清污的基本方法是：首先断开压缩机与制冷系统其他部件的连接口，接着将高压氮气经减压阀减压至 $0.5 \sim 0.6\text{MPa}$ 后接到冷凝器进口进行吹扫。在气压作用下，使氮气顺原制冷剂循环方向扫遍除压缩机以外的整个制冷系统。吹扫时间的长短应视具体情况确定。

对于较大系统，为了降低气体流动阻力和气体流量，清污工作可分段进行。排污口应设置在各清污段的最低点，排污可反复进行多次，直到在排污口排出的气体吹在白纸或白布上没有明显污点时，可认为系统已吹除干净。

如果系统中装有电磁阀，则吹污时应设法使电磁阀开启。如采用压缩机

本身的压缩空气吹污，压缩机的排气温度不应超过 130℃，否则，必须断续进行吹污。吹污前，可适量于相关部件中加入三氯乙烯溶液，以便溶解和排出油污，待油污溶解后再行吹污。

二、系统的气密性试验

目前使用的制冷剂（特别是氟利昂类制冷剂）多具有强烈的渗透性，因此，要求制冷系统必须具有良好的气密性能。在完成吹污工作后，必须对制冷系统进行认真、细致的气密性试验。

气密性试验一般分为压力试验、真家试验和工质试验三种方式。

（一）压力试验

试验压力的大小通常由制冷系统所使用的制冷剂品种和试验部位的不同来确定。下表是常用的气密性试验的压力值。

制冷系统气密性试验压力

制 冷 剂	高 压 系 统	低 压 系 统
R717	1.76	1.18
R22	1.76	1.18
R12	1.57	0.98

氟利昂系统中，因对残留水量有更为严格的要求，故多采用工业氮气进行试验。图 4-2-2 是 R12 制冷系统压力试漏示意图，其操作步骤如下。

（1）氮气瓶通过减压阀，与制冷压缩机的排气多用通道连接好。

（2）关闭除排气旁通口以外制冷系统所有通向大气的阀门，打通系统中所有的阀门。

（3）打开氮气瓶阀门，让系统先充氮升压到 0.3 ~ 0.5MPa，做初步试漏，认为基本无泄漏后，再对高压部分和低压部分分别进行具体的压力试验。

（4）加压到低压系统的试验压力值，待压力平衡后记下压力表的具体读

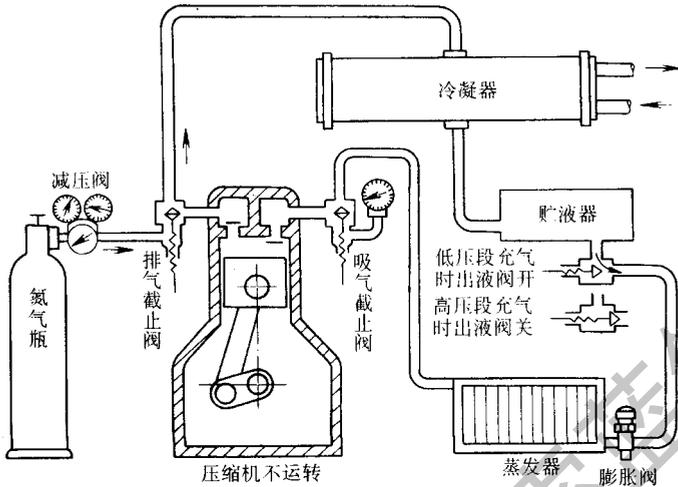


图 4-2-2 R12 制冷系统压力试漏示意图

数和环境温度。保持 6h，允许压降在 0.02MPa 以下，继续保持 18~24h，在环境温度变化不大的情况下，若表压无变化，即认为低压压力试漏合格。

(5) 关闭热力膨胀阀前的截止阀或手动旁通阀，只向系统的高压部分充压到高压系统的试验压力值，待压力平衡后记下压力表的具体读数和环境温度。保持 6h，允许压降在 0.02MPa 以下，继续保持 18~24h，在环境温度变化不大的情况下，若表压无变化，即认为高压试漏合格。

压力试验中应注意如下几点。

①若压缩机（或系统）本身无压力显示仪表，试验时可能临时安装。如设备可安装压力显示仪表，最好在高、低压系统分别永久性地装上真空压力表，这不仅方便压力试验，也便于日常操作、调整和检修。

②若发现系统泄漏，但检漏困难时，可对压缩机、冷凝器和蒸发器等各管、部件分开进行压力试验，以缩小检漏范围。

③压力试验中的压力气源也可采用先经干燥过滤，再经压缩机压缩后的压缩空气，但试验结束后必须对系统进行严格的真空处理。

④小型制冷系统的压力试验必须用干燥氮气进行。

（二）空家试验

真空试漏是让制冷系统处在适当真空下一定的时间，从真空压力表的读数是否变化来反映空气是否渗入系统，以检验系统的密封性能。对于蒸发压力接近或低于大气压力的制冷系统必须进行这项试验。真空试验通常有如下两种方法。

（1）使用外部机械真空泵进行真空试漏。这种方法一般适用于小型制冷系统，图 4-2-3 是制冷系统真空试漏操作示意图，具体操作步骤如下。

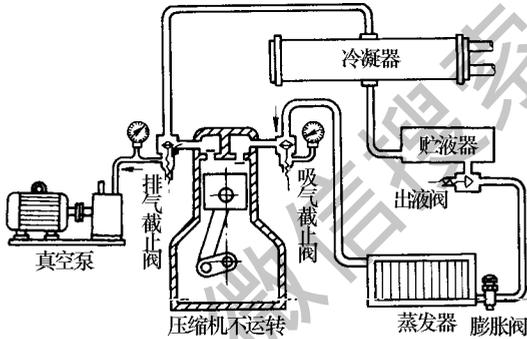


图 4-2-3 使用外部真空泵对制冷系统进行真空试漏示意图

- ① 逆时针旋下吸气截止阀多用通道的细牙螺塞，顺时针旋转吸气截止阀杆数圈，使吸气截止阀处于三通状态；
- ② 用带有三通修理阀和真空压力表的软接管将真空泵与吸气截止阀上的多用接口连通好；
- ③ 打通系统内的所有阀门（包括电磁阀和手动阀等）；
- ④ 接通真空泵电源，对系统抽真空，直至真空压力表的读数达到 -0.1MPa ，适当时间后将吸气截止阀杆逆时针旋转退出并旋紧；
- ⑤ 保持 $18 \sim 24\text{h}$ ，若真空度不变，则认为制冷系统真空试验合格。

（2）利用系统中的压缩机进行自抽真空试验。对于较大的制冷系统通常用这种方法进行真空试验，图 4-2-4 是采用系统中的压缩机进行自抽真空的操作示意图，具体操作步骤如下。

- ① 首先将排气截止阀杆顺时针旋到底，使系统在压缩机的排气口失去循

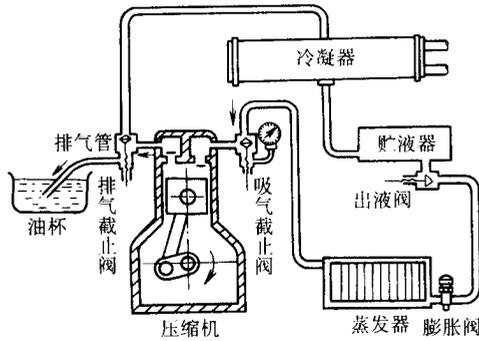


图 4-2-4 利用系统中的压缩机自抽真空的操作示意图

环通道；

- ②逆时针旋下排气截止阀多用通道的细牙螺塞，使排气口与大气相通；
- ③打通系统内的所有阀门；
- ④短接低压继电器的触点，临时性撤去保护功能（事后必须复原）；
- ⑤启动压缩机，使系统内的空气排入大气（压缩机的吸入阀门应缓慢打开，以免系统内的气体来不及排出，造成排气压力过高而引起高压保护等）；
- ⑥观察低压端的真空表，直至真空压力表的读数达到 -0.1MPa ，适当时间后将排气截止阀杆逆时针旋转退出并旋紧；
- ⑦保持 $18 \sim 24\text{h}$ ，如真空度没有变化即为合格。

试验中应注意：①对压力润滑的压缩机制冷系统进行自抽真空时，应将油压继电器的接点做临时性的强制接通；②自抽真空的时间不能太长，否则压缩机的运动部件长时间地在较高的温度下工作容易产生较大的磨损和金属疲劳；③在自抽真空试验中，可在排气口接一软管，将软管的另一端插入油中，观察油表面的气泡逸出情况。若在较长时间内无气泡逸出，则可停止抽真空，经 24h 真空度没有变化为合格。如果气泡长时间不止，可先关闭压缩机的吸气阀，检查压缩机本身是否泄漏，若油中不再出现气泡，说明压缩机本身不泄漏，系统中其他部位有泄漏；若气泡仍连续产生，说明压缩机有泄漏，这往往是轴封处不严密所造成的。

（三）工质试验

由于氟利昂等制冷剂的渗透性较强，当系统只存在微小的漏点时，仅用

上述两种方法往往难以确定系统是否存在泄漏隐患。因此，这样的系统还需要进行工质试漏。

工质试漏的基本方法是，系统抽真空后充入与该系统使用的制冷剂相同的物质，充入量以系统中的压力达到比环境温度下工质冷凝压力低约0.1MPa为准。若系统能保持16~24h无压降，即认为工质试漏合格。

工质试漏也可以用下述方法进行：先向系统内充入0.1~0.2MPa_a压力的工质，再充入干燥氮气，使总大气压力达到0.8~1MPa_a。若系统能保持16~24h无压降，即认为工质试漏合格。这种方法的试漏成功率较高。

第三节 制冷系统抽真空与充注制冷剂

一、制冷系统抽真空

制冷系统中不允许有水分和其他的不凝性气体存在，否则会严重影响制冷设备的正常工作，所以在制冷系统充注制冷剂前必须进行抽真空处理。

对制冷系统抽真空通常有如下两种基本方法。

(一) 外接真空泵抽真空

这种真空处理的具体方法如下。

(1) 逆时针旋下吸气截止阀多用接口上的细牙螺塞，顺时针旋进吸气截止阀调节杆数圈，使吸气截止阀呈三通状态；

(2) 用连接软管（或附带有三通修理表阀的软接管）将真空泵与制冷系统接通；

(3) 接通制冷系统内的所有阀件后，接通真空泵电源，抽出系统内的水分和不凝性气体，使其内部呈现要求较高的真空状态。真空处理的时间长短视具体情况而定。

操作时应注意：

①制冷系统至真空泵的连接件及管道都不能有泄漏的隐患，自身应具有高度的密封性能；

②为防止空气回流，在切断真空泵电源前，应先关紧接口工艺阀；

③抽真空时，若发现长时间达不到相应真空度要求，应停机检查各个环节及真空泵否有问题，待故障排除后再抽真空。

（二）自抽真空法

自抽真空法是利用系统中自身的压缩机进行抽真空，这种方式仅限于压缩机上装有吸气和排气截止阀的制冷系统，方法与本章上一节真空试验中“利用系统中的压缩机进行自抽真空试验”相似。具体步骤如下：

（1）旋下排气截止阀杆护盖，顺时针旋转并旋紧此阀螺杆，切断压缩机排气口与冷凝器之间的通道；

（2）旋下排气阀多用孔细牙螺塞，使压缩机的排气口通向大气；

（3）在排气多用孔口上顺时针旋上并旋紧预制的带有锥牙接头的“排气短管”，注意排气短管的弯头要向下倾斜；

（4）短接低压继电器的触点，临时性撤去压力保护功能（事后必须复原）；

（5）接通压缩机电源，将系统内的气体经排气多用孔道，再经“排气短管”排入大气；

（6）当排气口无多少气体排出时，把“排气短管”插入油杯中（如图4-2-4所示），继续自抽真空；

（7）当排气口无气泡冒出时，继续抽真空约5min（这时可以认为系统内气体已基本抽完，而且是整个系统已没有渗漏的情况）后逆时针退出并扳紧排气截止阀杆，切断系统与外界的联系，紧接着切断压缩机电源；

（8）旋下“排气短管”，旋上并扳紧细牙螺塞，使系统复原。

系统自抽真空时应注意以下问题：

①吸气截止阀不要开得太大，否则可能会因来不及排气而打坏压缩机排气阀片；

②各阀门的阀杆护盖应旋紧，以防阀杆填料渗漏；

③若有连续或间断的气泡冒出，往往是由于轴封摩擦而不密合面出现渗

漏造成的，这时，可继续运转 1~2h，让其磨合一段时间；

④若排气口总有气泡冒出，则系统必须重新做气密性检查。

二、充注制冷剂

一般冷库用制冷剂有氟利昂和氨两种，下面分别介绍两种不同的制冷剂系统充注制冷剂的方法。

(一) 对氟利昂制冷系统充注制冷剂

对氟利昂制冷系统充注制冷剂有定量加入和非定量加入两种基本方法。

(1) 定量加入法。“定量加入”只适用于原制冷系统初次充注制冷或系统已完全失去制冷剂，且在操作人员了解系统额定制冷剂充注量的情况下对制冷系统充注制冷剂。图 4-2-5 和图 4-2-6 是常见的两种定量充注氟利昂制冷剂的操作方法示意图，具体方法如下：

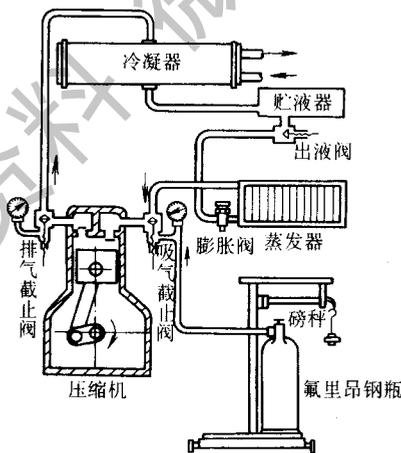


图 4-2-5 从系统的低压端定量充注氟利昂制冷剂示意图

①系统抽成“绝对”真空状态后关闭所有与大气相连的阀门；

②带有修理表阀的软接管与制冷剂钢瓶接口连接好，稍稍打开钢瓶截止阀，当排去了软接管管道及修理表阀内的空气后，将软接管的另一端与压缩

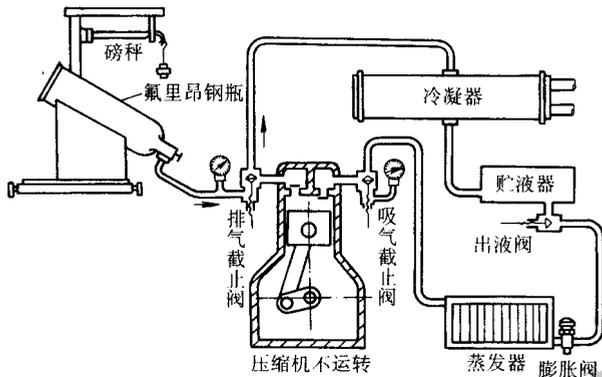


图 4-2-6 从系统的高压端定量充注氟利昂制冷剂示意图

机吸气截止阀（或排气截止阀）的多用接口接好；

③钢瓶倒置后连同制冷剂一起放到台秤上称量出总质量，然后先后打开吸气截止阀（或排气截止阀）和钢瓶截止阀，让液态制冷剂注入系统内，直至制冷剂注入量正好是系统额定充注量为止，先后迅速关闭吸气截止阀和钢瓶截止阀；

④开机试运行；

⑤一切正常后，将吸气截止阀杆（或排气截止阀杆）逆时针退出、板紧，旋上阀杆护盖，旋下软接管并重新将吸气（或排气）多用孔口用细牙螺塞封紧。

（2）非定量加入法。“非定量加入”多用于系统因泄漏等原因造成制冷剂部分缺损后的补充，操作时可参照图 4-2-5（但不用台秤），具体方法如下：

①制冷剂瓶口向上正放，将带有修理表阀的软接管与钢瓶接口连接好；

②稍稍打开钢瓶截止阀，当排去了软接管道及修理表阀内的空气后，将软接管的另一端与压缩机吸气截止阀的多用接口接好；

③开动压缩机，待系统达到稳定后，先后打开钢瓶截止阀和吸气截止阀，让气态制冷剂缓缓地注入系统，同时注意观察冷库各参数及运行状态，直至一切正常后先后关闭钢瓶截止阀和吸气截止阀，最后将吸气多用孔口用细牙螺塞封紧。

(二) 对氨制冷系统充注制冷剂

如图 4-2-7 所示，氨系统充注制冷剂的方法与步骤与氟利昂系统相似。初次充氨时，应先将系统抽成真空。方法如下：

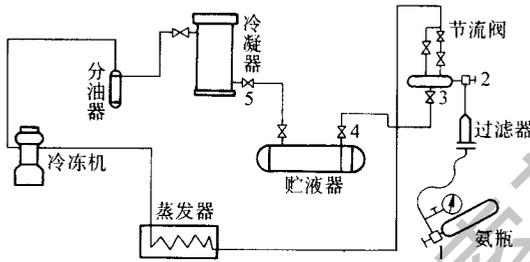


图 4-2-7 氨制冷设备充氨示意图

- (1) 按图中方法将氨瓶经软接管、修理表阀和干燥过滤器连接好；
- (2) 微微开启氨瓶截止阀 1 以及修理截止阀，利用氨瓶内的气压排尽软接管、修理表阀和干燥过滤器内的空气后将过滤器出口端与充氨阀相接；
- (3) 开大氨瓶截止阀 1 以及修理截止阀，并开启充氨阀 2，利用氨瓶与系统的压力差将氨注入系统；
- (4) 待系统的压力升至 0.2MPa 左右，把系统中的高压部分与低压部分切断，同时关闭贮液器出液阀 4 或总供液阀 3，然后开动冷却水泵，启动压缩机，加快充氨的速度，直至达到额定充入量的 80% 左右，暂停；
- (5) 试运转，注意观察冷库各参数及运行状态，分析认为制冷剂不足时及时添加，直至一切正常。

第 3 章

制冷系统方案的选择与确定

第一节 制冷系统的基本构成、分类及其特点

一、制冷系统的基本构成

(一) 制冷压缩机

制冷压缩机是制冷系统的核心设备，通常称为制冷主机。制冷压缩机的

种类和型式很多，在冷库制冷系统中常用活塞式压缩机和螺杆式压缩机。

1. 活塞式制冷压缩机

活塞式制冷压缩机是问世最早、应用最广的容积型压缩机，它依靠气缸工作容积的变化，把制冷剂蒸气从低压提升为高压，并使它在制冷系统中不断循环流动。

活塞式压缩机属于容积型往复式压缩机，按照其传动机构的形式可分为曲柄连杆式、斜盘式和滑管式，其中采用曲柄连杆机构的最为普遍。

按照制冷量的大小，活塞式压缩机分为大型、中型和小型三种。按GB10871—1989中温考核工况，单机制冷量在550kW以上的为大型压缩机，在25kW以下的为小型压缩机，居中者为中型压缩机。

按照使用温度范围，压缩机可分为高温、中温、低温三种机型。高温型为 $-10^{\circ}\text{C} \sim 10^{\circ}\text{C}$ ，中温型为 $-20 \sim 0^{\circ}\text{C}$ ，低温型为 $-40 \sim -10^{\circ}\text{C}$ 。

活塞式压缩机生产历史悠久，制造技术成熟，使用性能良好，其机型有几十种之多，单机名义制冷量从十几千瓦到几百千瓦，在目前制冷系统中使用最为普遍。但是，活塞式压缩机结构较复杂，易损件多，零部件也多，管理和维修比较麻烦，多用于中、小冷量范围。

2. 螺杆式制冷压缩机

螺杆式压缩机是利用螺杆的转动使基元容积周期性地扩大、缩小，使制冷剂蒸气被吸入、压缩和排出，完成工作循环。螺杆式压缩机属于容积型回转式压缩机，按结构分有单螺杆和双螺杆两种。

螺杆式压缩机容积效率高，运行寿命长，结构简单，动力平衡性好，排气温度低，能实现无级能量调节，维修方便。但另一方面，螺杆式压缩机运行噪声较大，对螺旋转子的加工精度要求较高，油系统复杂，耗油量大，排气压力低于活塞式压缩机，因此在使用上受到了一定的限制，多用于中等冷量范围。

(二) 冷凝器

冷凝器是制冷系统中主要的热交换设备之一，其作用是把制冷压缩机排出的高温制冷剂过热蒸气冷却和冷凝为高压液体。制冷剂在冷凝器中放出的热量由冷却介质带走。

1. 水冷式冷凝器

在水冷式冷凝器中，制冷剂放出的热量被冷却水带走。水冷式冷凝器按其形状有套管式、壳管式及板式等类别。

套管式冷凝器是在一根直径较大的钢管或铜管中，套一根或数根直径较小的铜管（光滑管或低肋管），然后根据机组布置的要求弯制成圆形或U形螺旋型式。制冷剂蒸气从上部进入外套管，冷凝液从外套管下部流出；而冷却水则由下部进入内管，与制冷剂呈逆向流动，沿程吸收制冷剂蒸气的热量，最后由上部流出，这种型式的冷凝器常用于小于40kW的小型氟利昂制冷系统中。

壳管式冷凝器分为立式和卧式两种。立式壳管式冷凝器，外壳是用钢板卷制焊接成的圆柱体，筒体两端焊有多孔管板，孔内对应有传热管，用于对制冷剂的冷却。其特点是结构庞大，耗材多；冷却水流速低，易结垢，冷却水消耗量大，传热系数比卧式要低，适用于水源充足、水质较差的地区。卧式壳管式冷凝器的结构与立式类似。当制冷剂为氨时，传热管采用无缝钢管，制冷剂为氟利昂时，传热管采用低肋铜管。卧式壳管式冷凝器的传热系数较高，冷却水耗用量较少，但对水质要求较高，广泛用于大、中、小型氨和氟利昂制冷系统。

板式冷凝器是以波纹板为换热表面的高效、紧凑型换热器，有螺栓紧固式和烧结式两种结构形式。板式换热器体积小、结构紧凑，比同样传热面积的壳管式换热器小60%；传热系数高，流动阻力损失小，制冷剂流灌量少；能适应流体间的小温差传热，可降低冷凝温度，提高压缩机性能；目前，板式冷凝器已广泛用于模块化冷水机组。

2. 风冷式冷凝器

风冷式冷凝器是利用常温的空气来冷却的，制冷剂在管内冷凝，空气在管外流动，带走制冷剂放出的热量。由于制冷剂蒸气在管内的传热系数远大于管外空气侧的传热系数，因而通常在管外都加翅片，以增强传热效果。

根据管外空气流动的动力情况，风冷式冷凝器可分为自然对流和强迫对流两种型式。自然对流的传热效果差，只适用于家用电冰箱及微型制冷装置。强迫对流式一般装有轴流式风机，传热效率高，不需水源，用于小型装配式（组合式、活动式）冷库中。

3. 蒸发式冷凝器

蒸发式冷凝器是利用水蒸发时吸收热量，使管内的制冷剂蒸气凝结的。蒸发式冷凝器设有风机，以使空气加大流速，不断带走水蒸气，加速喷淋水的蒸发。因此，蒸发式冷凝器的耗水量少，空气流量也不大。特别适用于缺水地区，通常安装在制冷机房的屋顶上。

4. 淋激式冷凝器

它由无缝钢管制成，制冷剂蒸气从下面进入蛇形管，而冷却水从上部的配水箱流入水槽中，经水槽下面的缝隙流到蛇形管外表面，吸收热量后流入水池。冷却水经冷却塔冷却后循环使用。淋激式冷凝器构造简单，可现场加工制作，水垢易清除，通常是露天安装，在大、中氨制冷系统中使用。

(三) 蒸发器

蒸发器是制冷系统的主要热交换设备之一。它利用节流后的制冷剂液体在蒸发器中蒸发吸收被冷却介质的热量，使被冷却介质的温度降低，达到制冷的目的。根据被冷却介质的种类，蒸发器分为冷却液体和冷却空气两大类。

1. 冷却液体的蒸发器

按供液方式的不同，冷却液体的蒸发器又分为满液式和非满液式两种。

满液式蒸发器广泛用于大、中型氨制冷系统中，由于蒸发器内充满了液态制冷剂，使传热面与液态制冷剂接触，所以传热系数较大。常见结构有立管式、螺旋管式和卧式壳管式。

非满液式蒸发器主要用于氟利昂制冷系统，在蒸发器中制冷剂处于气液共存的状态，部分传热面与气态制冷剂相接触，所以传热系数较满液式低，但其制冷剂充注量少，回油方便。常见的有干式壳管式蒸发器。

2. 冷却空气的蒸发器

按照空气流动的原因，冷却空气的蒸发器可分为自然对流式和强迫对流式两种。

(1) 排管广泛用于冷库，结构型式有立管式、水平管式、搁架式等。立管式沿墙壁安装，水平管和蛇管式可沿墙壁安装，也可吊顶安装，排管有光滑管和翅片管两种。搁架式安放在库房中央，作为冷库中的冻结设备，具有容易制作、结构紧凑、不需维修等优点。

(2) 冷风机是由几排带肋片的盘管和风机组成，依靠风机的强制作用，使被冷却房间的空气从盘管组的肋片间流过，管内制冷剂吸热气化，管外空气冷却降温后送入房间。与冷却排管相比，冷风机具有体积小，换热系数大，安装方便，库温均匀，易于调节等优点。缺点是因为采用了风机，不仅消耗电能，而且由于库内风速较大，食品干耗增加。

(四) 节流阀

制冷机的节流阀位于冷凝器（或贮液器）和蒸发器之间，从冷凝器来的高压制冷剂液体经节流机构节流后变为低压状态，进入蒸发器中。节流阀除了起节流降压作用外，还具有自动调节制冷剂流量的作用。常用的节流阀有：手动节流阀、浮球调节阀、热力膨胀阀、热电膨胀阀、恒压膨胀阀等。

手动节流阀的管理比较麻烦，工况难保持稳定，只在氨制冷系统中有所使用。

浮球调节阀用于具有自由液面的蒸发器、中间冷却器和气液分离器供液量的自动调节。

热力膨胀阀普遍用于氟利昂制冷系统，适用于没有自由液面的蒸发器。

热电膨胀阀由感温元件和阀体两部分组成，感温元件可以感受制冷剂蒸气的温度，调节灵敏度高，适用于一些小型氟利昂制冷装置中。

恒压膨胀阀是依靠蒸发压力来调节供液量的一种自动膨胀阀，其结构简单，调节性能差，只适用于蒸发温度及冷负荷比较稳定的情况。

(五) 辅助设备

为了保证制冷系统正常运转、提高运行经济性和安全可靠，制冷系统还需要一些辅助设备，一般有中间冷却器、油分离器、集油器、贮油器、气液分离器、空气分离器、过冷器以及必要阀门、仪表等。辅助设备的作用将在第二章介绍。

二、制冷系统的分类及其特点

根据所用制冷剂的情况，制冷系统可分为氨制冷系统和氟利昂制冷系统以及其它工质制冷系统。根据压缩级数，制冷系统可分为单级、多级及复叠式制冷系统。

(一) 单级压缩制冷系统

所谓单级压缩是指制冷工质在一个循环中只经过一次压缩，通常在制冷系统中只有一台制冷压缩机或几台制冷压缩机并联使用，如图 4-3-1。

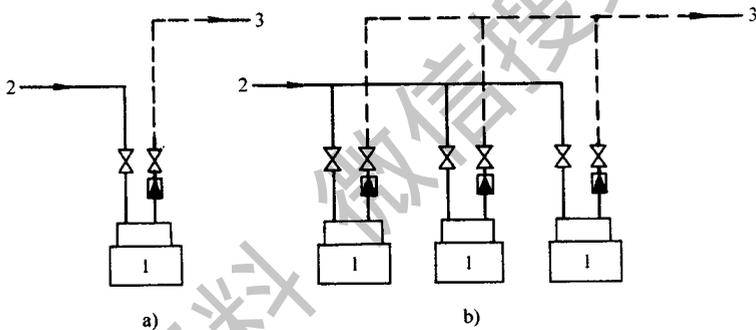


图 4-3-1 单级压缩形式

a) 单台压缩机 b) 多台压缩机

1—制冷压缩机；2—接蒸发器；3—接冷凝器

采用单级压缩制冷系统，要求冷凝压力与蒸发压力的比值不能太大；选用活塞式氨压缩机，冷凝压力与蒸发压力的比值应小于或等于 8；选用氟制冷压缩机，冷凝压力与蒸发压力的比值应小于或等于 10。同时单级压缩系统的蒸发温度也不能太低，一般在普通冷凝温度下蒸发温度可达 $-30 \sim -15^{\circ}\text{C}$ 。若冷凝压力与蒸发压力的比值超过单级压缩的限定值或需要较低的蒸发温度时，就必须采用多级压缩制冷或复叠式制冷。

(二) 多级压缩制冷系统

多级压缩制冷是指将制冷剂蒸气的压缩过程分几次来实现。对于活塞式及螺杆式压缩机，由于每次压缩的压力比较大，两次压缩即可达到足够低的蒸发压力，故一般只采用两级压缩循环。双级压缩形式又分为单机双级压缩和配组双级压缩。

单机双级压缩是采用一台制冷压缩机进行双级压缩，它具有占地面积小、系统管道简单、操作管理方便、施工周期短等优点，用于大、中型冷库中。缺点是不能根据工作条件变化灵活调整。图 4-3-2 为单机双级压缩形式。

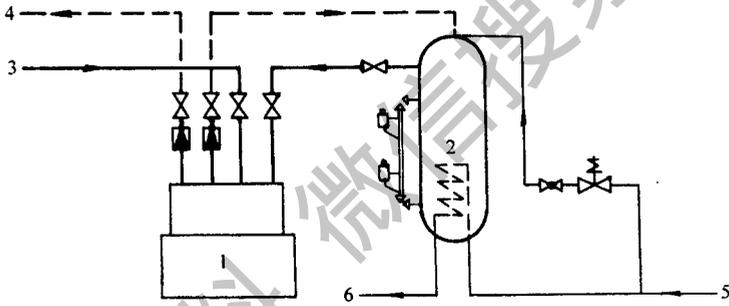


图 4-3-2 单机双级压缩形式

- 1—单机双级压缩机；2—中间冷却器；3—接低压循环桶
4—接油分离器；5—接总调节站；6—供液

配组式双级压缩形式是由几台单级压缩机配合来完成高、低压级压缩。

配组式双级压缩形式，可根据蒸发压力的变化灵活调整，使其单级运行或双级运行。这种形式对热负荷变动较大的冷库更为适宜，如图 4-3-3 所示。

(三) 复叠式制冷系统

复叠式制冷系统有多种组合方式，设备较多，系统比较复杂，一般用于制取 -70°C 以下的低温，在食品冷库中一般不采用。

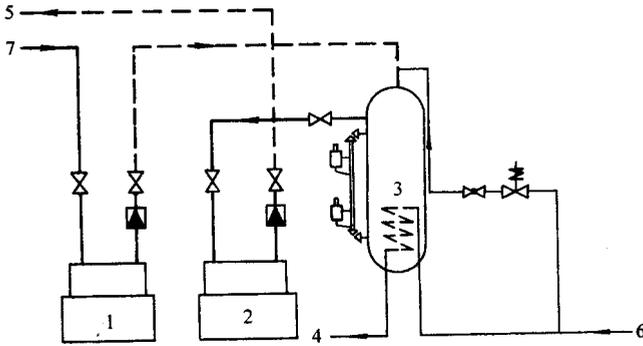


图 4-3-3 配组双级压缩形式

1—低压压缩机；2—高压压缩机；3—中间冷却器；4—供液
5—接油分离器；6—接高压贮液器；7—接氨液分离器

三、提高制冷效率的基本措施

影响冷库制冷效率的因素很多，除了在日常使用中加强管理、及时调整冷藏食品结构、降低单位产品的耗电量外，在设计时，尽量采用新工艺、新技术、新设备，以提高制冷效率。

(一) 减少冷库围护结构单位热流量指标

在冷库设计中，低温冷库的外墙的单位热流量指标，一般采用 $11.63\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ 左右，如果将此值降到 $6.98 \sim 8.14\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ ，对于一座 5000t 至 10000t 级的低温冷库，动力费可下降 10% 左右。当然，由于单位热流量指标的降低，围护结构的隔热层要加厚，一次投资要提高。但与运行费用的减少相比较，无论从经济角度，还是技术管理角度来考虑，采用降低冷库围护结构单位热流量指标的做法是合理的。

(二) 减小制冷系统蒸发温度与库房温度的温差

当库房温度一定时，随着蒸发温度与库房温度温差的缩小，蒸发温度就

能相应提高，如果冷凝温度保持不变，就意味着制冷压缩机制冷量的提高，也就是说要获得相同的冷量可以少消耗电能。再则，小的温差对降低库房贮藏食品的干耗也是极为有利的。小的温差能使库房获得较大的相对湿度，减少贮藏食品的干耗。

提高蒸发温度的措施主要是适当增大蒸发器的传热面积和增加通风量。

（三）根据不同的冷藏食品和不同的贮藏期确定相应的贮藏温度

针对食品（特别是肉食品）在低温贮藏期间的生化变化及嗜低温细菌滋长和繁殖被抑制的程度，确定相应较佳的贮藏温度，如低于半年的低温贮藏，一般采用的贮藏温度为 $-15\sim-18^{\circ}\text{C}$ ；超过半年的低温贮藏，贮藏温度 $\leq-18^{\circ}\text{C}$ ；对于含脂肪量大的食品，为防止低温贮藏期脂肪的氧化，应采用低于 -18°C 的贮藏温度，最好是 $-25\sim-20^{\circ}\text{C}$ 的温度。由此可见，采取了不同贮藏温度后，对于某些物品，特别是属短时期贮藏者，就可适当提高贮藏温度，从而就提高了制冷压缩机的制冷量。

（四）冻结间配用双速或变速电动机的冷风机

食品在冻结间冻结过程中，热量的释放实际上是不均匀的放热过程，所以冻结过程对冷却设备的需冷量也是不均匀的。食品的冻结过程由冷却、冰晶形成、冻结降温三个阶段组成；在冰晶形成阶段所需冷量最大，要求风量较大；在冷却和冻结降温阶段，单位时间内热负荷较小，可适当降低风速。如果冷风机配用双速或变速电动机，冻结的循环风量可以得到调节，从而达到节能的目的。

（五）冷却物冷藏库配用双速电动机的冷风机

冷却物冷藏库一般都是既用作冷藏又用作冷却。在货物进库时，用作冷却，此时热负荷较大，冷风机需较大的风量，电动机为高速档，当货物经冷却后进入贮藏期，其热负荷较小，冷风机风量可小些，电动机为低速档，以

达到节能目的。

第二节 制冷方式的选择

在设计选择制冷装置时，第一个问题就是确定制冷的方式。目前人工制冷主要有四种方法，即相变制冷、气体膨胀制冷、涡流管制冷和热电制冷。每种制冷方法各有其特点。显然只有针对制冷对象的具体条件，选择合理的制冷方法，才能满足制冷的要求，进一步实现制冷中的节能，达到良好的经济效益。因此，对各种制冷方法应有深入的认识和理解。

一、各种相变制冷方法的特点

相变是指物质集聚态的变化。例如冰变成水就是一种相变过程。物质在发生相变时，必然伴随着一定数量的能量交换，这是一种物理现象。相变制冷就是利用某些物质相变时的吸热效应，达到降低温度的效果。

固体物质的融解或升华，液体的气化，都是吸热的相变过程，通过这些过程吸收大量热量，就可获得低温。例如，在大气压力下冰融解的温度为 0°C ，每公斤冰可吸收 334.96kJ 的热量；干冰（固态二氧化碳）在大气压力下升华温度为 -78.9°C ，每公斤干冰可吸热 573.62kJ 。由于冰和干冰只能单次使用，不能连续使用，因此严格讲只是用冷，还不能称为制冷。

液体转化为蒸气称为气化，在现代制冷技术中，广泛利用制冷剂（液体）在低压下的气化过程来制取冷量。利用这种原理的制冷方式可分为蒸气压缩式制冷、吸收式制冷和蒸气喷射式制冷。

（一）蒸气压缩式制冷

在蒸气压缩式制冷中，工质（制冷剂）的蒸气首先被压缩到比较高的压力，被外部冷却介质（冷却水或空气）冷却而转变为液体，再经节流，使压

力和温度同时降低，利用低压力下工质液体的气化即可吸热制冷。气化后的蒸气再由压缩机吸入压缩，不断循环。采用这种制冷方法时，所用的工质必须具有这样的特性：在常温和普通低温下能够液化。图 4-3-4a 所示即为蒸气压缩式制冷流程，图 4-3-4b 和 c 为该循环的 T-s 图和 p-h 图。

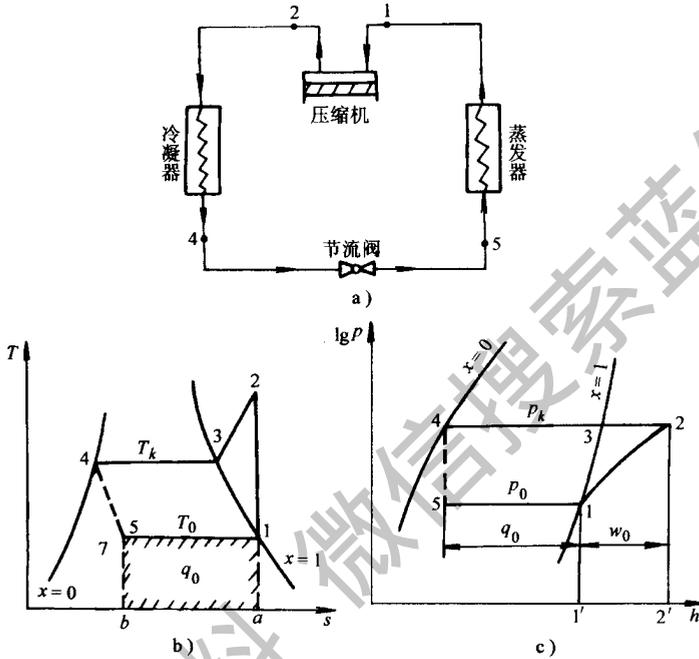


图 4-3-4 蒸气压缩式制冷

a) 单级压缩制冷循环系统 b) T-s 图 c) p-h 图

蒸气压缩制冷的压缩过程可以采用各种不同类型的压缩机，例如活塞式、螺杆式或离心式压缩机。蒸气压缩式制冷从 19 世纪 70 年代开始发展，至今已有 100 多年的历史，而且已发展到相当完备的程度。由于具有许多明显的优点，蒸气压缩式制冷是目前国内外应用最广泛的制冷方式。其主要特点如下：

(1) 能达到的制冷温度范围广。从稍低于环境温度至 -150°C 均可实现。可根据不同的温度要求选择不同的制冷剂和压缩级数。表 4-3-1 所示为不同压缩级数和不同制冷剂所能达到的最低蒸发温度。

表 4-3-1 压缩式制冷能达到的最低蒸发温度 (°C)

压缩级数	制冷剂	冷凝温度		
		30	35	40
单 级	R717	-25	-22	-20
	R12	-36	-34	-31
	R22	-36	-34	-31
	R502	-39	-36	-34
双 级	R717	-65		
	R22	-75		
	R12	-68		
单级复叠	R22 + R13	-85 ~ -90		
单一双级复叠	R22 + R13	-110		
三级复叠	R22 + R13 + R14	-110 ~ -140		
单一双-单级复叠	R22 + R13 + R14	-110 ~ -140		

(2) 单机容量范围大、规格多。蒸气压缩式制冷机的单机制冷量从最小 100W 左右，到数千 kW。有大、中、小各种容量，可以根据需要选择，非常方便。

(3) 在中、小容量范围设备比较紧凑，可适应不同场合的需要。目前广泛应用于空气调节、冰箱、食品冷加工、冷藏、石油、化工等各领域。

(4) 效率较高。蒸气压缩式制冷的最主要优点是在普冷领域的较高温度下，制冷系数较大。空调工况时，理论制冷系数可达 4.26，实际制冷系数为 2.3 左右。因此，蒸气压缩式制冷的运行经济性较高。

(5) 当使用温度较低时，其综合性能变差。通常当使用温度低于 -70°C 时，级数增加，机器变得十分复杂，可靠性低，维护使用麻烦，成本也大大提高。

(6) 要使用专门的制冷剂，这些制冷剂往往对环境有污垢，对人体有害。例如常用的氨，燃烧会爆炸，有毒、有强烈刺激性。常用的 CFC 和 HCFC 制冷剂，对大气臭氧层有破坏作用。

在制冷技术的应用中，以 -50°C 以上应用占绝大多数，故压缩式制冷在低温下不利的缺点影响不大。由于以上优点，压缩式制冷是目前制冷技术中的主流，在各行各业及生活中获得了广泛的应用。

(二) 吸收式制冷

吸收式制冷也利用液体（制冷剂）气化来实现制冷。其主要特点是以热能为动力，利用溶液的特性来完成工作循环。图 4-3-5 为氨水吸收式制冷循环的原理图。

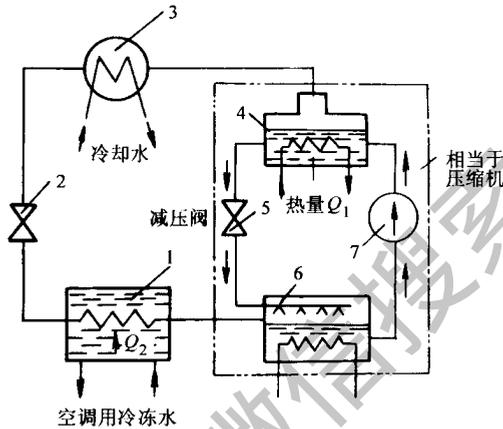


图 4-3-5 吸收式制冷原理图

1—蒸发器；2—膨胀阀；3—冷凝器；4—发生器；5—减压阀；6—吸收器；7—溶液泵

吸收器中的浓氨水由溶液泵升压后送入发生器。浓氨水在发生器内被加热，产生较高温度和较高压力的氨蒸气，这些氨气进入冷凝器被凝结为液体氨。液氨经过膨胀阀节流，降温降压后进入蒸发器，从通过蒸发器的冷冻水（又称载冷剂）中吸取热量而蒸发，冷冻水即可作为冷源使用。发生器中剩余的稀氨水通过减压阀降压后，送入吸收器进行喷淋，稀氨水在喷淋过程中吸收从蒸发器引来的低压氨蒸气，成为浓氨水，然后继续循环。

吸收式制冷的工作原理虽然早在 18 世纪 70 年代就已提出，但直到 1859 年才试制成功第一台吸收式制冷机，即氨水吸收式制冷机。氨水吸收式制冷由于效率（热力系数）较低等原因，其应用受到限制。

随着制冷技术的发展，1945 年出现了溴化锂吸收式制冷机，开创了吸收式制冷机的新局面。溴化锂吸收式制冷以水为制冷剂，以溴化锂溶液为吸收剂。由于溴化锂吸收式制冷机效率较高，并具有许多独特的优点，特别是

节能效果较好，引起了人们广泛的重视。

氨水吸收式制冷装置和溴化锂吸收式制冷装置具有一些共同的特点，但也有许多不同的特点。下面分别介绍这两种制冷装置的特点。

氨水吸收式制冷装置的特点：

(1) 耗电少。由于其动力主要为热能，耗电量大大少于压缩式制冷装置。据国内 80 年代开发的利用地热的实用装置，用于冷库时其耗电量比氨压缩式制冷可节省 65%。

(2) 可利用废热、余热。由于吸收式制冷以热能为动力，许多情况可以直接利用工业生产中的废热和余热。

(3) 变负荷容易，调节范围广。可在 10% ~ 100% 范围内调节制冷量。

(4) 单级即可达到 -40℃ 的低温。

(5) 可以露天布置，操作方便，易于维护管理。

(6) 运行噪声低，可靠性高。装置中除了泵外，没有运动部件。

(7) 换热设备面积大，耗钢材量大。

(8) 冷却水消耗量大。

(9) 一次性投资大于活塞式制冷机。

(10) 效率较低。

(11) 没有系列成套的产品，必须现场设计。

根据以上特点，氨水吸收式制冷适用于有余热可利用或燃料低廉的场合。用蒸汽加热的氨吸收式制冷机，适用于电、热、冷相结合的企业；利用化工废热的氨水吸收式制冷机，适用于在化工过程高温放热，而在低温下又需要冷量的工艺过程；直接燃烧的氨吸收式制冷机，其制冷温度可达 -20 ~ -60℃，当制冷量大于 1163kW 时，利用廉价燃料是比较经济的。

溴化锂吸收式制冷机有如下特点：

(1) 以热能为动力，耗用电能很少。耗电量仅为蒸汽压缩式的 5%，甚至更少。对热源要求不高，可以利用各种废热、余热。例如高于 20kPa 表压的蒸汽、高于 75℃ 的热水，以及地热、太阳能等均可利用。具有很好的节电、节能效果。

(2) 整个机组除了功率很小的泵外，没有其它运动部件，振动小、噪声低。

(3) 机器处于真空下运转，无爆炸危险。溴化锂溶液作为工质，无毒、

无臭、无公害、安全可靠、有利于环境保护。

(4) 冷量调节范围宽。随着外界负荷变化,机组可在10%~100%的范围内进行冷量的无级调节。即使低负荷运行,热效率几乎不下降,性能稳定,能很好地适应负荷变化的要求。

(5) 对外界条件变化的适应性强。如标准外界条件为:蒸汽压力588kPa表压,冷却水进口温度32℃,冷媒水出口温度10℃的蒸汽双效机,实际运行表明,能在蒸汽压力196~784kPa表压,冷却水进口温度25~40℃,冷媒水出口温度5~15℃的宽阔范围内稳定运转。

(6) 成套出厂,国内已有系列产品。安装简便,对安装基础要求低。用户购买即为机组形式,安装时只需一般校平,按要求连接汽、水、电即可。由于机器运转时振动小,无需特殊基础,只考虑静负载即可。可以安装在室内、室外、底层、楼层或屋顶。

(7) 制造简单、操作、维修保养方便。机组中除屏蔽泵、真空泵和真空阀等附属设备外,几乎都是静止的换热设备,制造比较容易。由于机组性能稳定,对外界条件变化适应性强,因而操作比较简单。机组的维护保养工作主要是保持其气密性。

(8) 在有空气的情况下,溴化锂溶液对普通碳钢具有强烈的腐蚀性。这不仅影响机组的寿命,而且影响机组的性能和正常运转。

(9) 机组在真空下运行,空气容易漏入。即使漏入微量的空气,也会严重地损害机组的性能。为此,制冷机要求严格密封,这就给机器的制造和使用增添了困难。

(10) 机组的排热负荷较大,因为冷剂蒸汽的冷凝和吸收过程均为排热过程。此外,对冷却水的水质要求也比较高,在水质差的地方,使用时应进行专门的水质处理,避免影响机组性能的正常发挥。

根据以上特点,溴化锂吸收式制冷主要用于空气调节制冷和为生产工艺提供0℃以上的冷媒水。当有廉价热源可利用时,其运行经济性高于压缩式制冷。当有余热、废热可以利用时,其优势最为突出。

目前我国已经制定了蒸汽单效和双效溴化锂吸收式制冷机系列,还能生产热水机型和直燃机型,研制了与背压汽轮发电机联合运转的低压双效机型。近年来,我国的溴化锂制冷机技术进步很快。1994年4月在上海举办了第一届全国溴化锂制冷机、空调热泵机组技术展览会。溴化锂制冷机的控制

已发展到自动控制、可编程序控制。1993 年全国生产台数已达 1000 多台，占世界第二位。一些产品在蒸汽单耗技术指标方面已接近国际先进水平。溴化锂吸收式制冷机已成为我国大型空调设备的主要机型之一，引起各方面的极大关注。

(三) 蒸汽喷射式制冷

蒸汽喷射式制冷虽然在 1901 年制成了第一套锥型装置，但一直到 20 年代才开始用于工业。它与吸收式制冷相似，也是依靠消耗热能而工作。但蒸汽喷射式制冷只用单一物质为工质。虽然在理论上可应用一般的制冷剂，目前只有以水为工质的蒸汽喷射式制冷机得到实际应用。

蒸汽喷射式制冷装置主要由锅炉、喷射器、冷凝器、节流阀、蒸发器和水泵等组成，其工作原理如图 4-3-6 所示。作为代替压缩机功能的喷射器是由喷管、混合室和扩压管三部分组成。

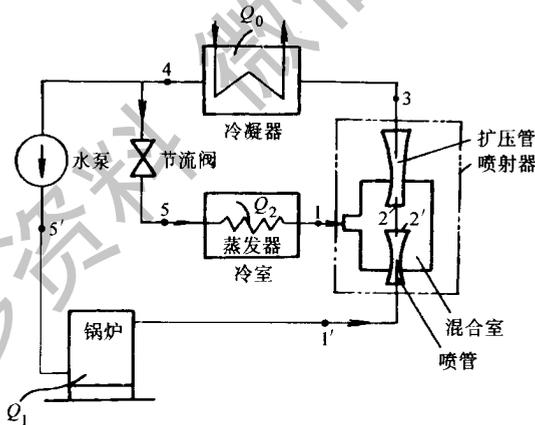


图 4-3-6 蒸汽喷射制冷闭式循环原理图

由锅炉出来的工作蒸汽（状态 $1'$ ）在喷射器的喷管中膨胀增速至状态 $2'$ ，在喷管出口的混合室内形成低压，将蒸发器内的制冷蒸汽（状态 1 ）不断吸入混合室。工作蒸汽与制冷蒸汽混合变成状态 2 ，经过扩压管减速增压至状态 3 ，进入冷凝器定压放热而凝结。由冷凝器流出的饱和液体（状态 4 ）分两路，一路由泵送入锅炉（状态 $5'$ ）再产生工作蒸汽（状态 $1'$ ），另一路

作为制冷工质经节流阀降压降温（状态 5），进入蒸发器气化吸热，就这样组成封闭循环实现制冷。

在工程上常使用开式循环，其循环系统如图 4-3-7 所示。在这种循环中由喷射器出来的工作蒸汽，与被引射蒸汽的混合汽直接冷凝在冷却水中，不再返回锅炉和蒸发器中，锅炉和蒸发器用水则另外补给。显然开式循环的原理与闭式循环是一样的。在蒸汽喷射式制冷机中，用于喷射器的工作介质和蒸发器的制冷工质都是水，这样就不存在制冷工质与工作介质分离的问题，使设备大为简化。

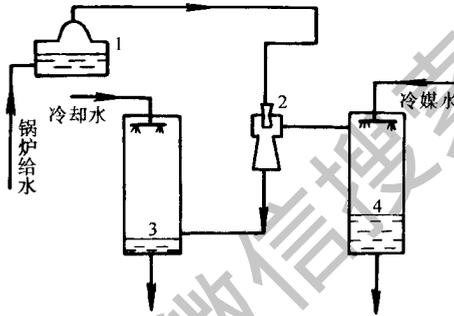


图 4-3-7 蒸汽喷射式制冷机开式循环原理图

1—锅炉；2—喷射器；3—冷凝器；4—蒸发器

同其它型式的制冷机比较，蒸汽喷射式制冷机有如下特点：

- (1) 可以利用余热、废热，70℃以上热源即可利用。
- (2) 没有运动部件，使用寿命较长。
- (3) 金属消耗量比吸收式少，造价较低。
- (4) 安装简便，占地面积小。
- (5) 操作管理方便安全，运行可靠。
- (6) 当制冷温度较高时，运转费低。通常在制取 10℃或温度更高的冷水时，运行经济性优于其它制冷机。

(7) 在低温工况下（8℃以下），运行经济性低于吸收式制冷机。

(8) 对工作蒸汽要求较高。当工作蒸汽压力降低时效率明显降低。

根据以上特点，蒸汽喷射式制冷主要适用于制取 2~20℃的冷媒水，尤其在制取 10℃以上冷媒水时效率较高。近年来，由于溴化锂吸收式制冷技

术不断取得进步，效率和性能不断改善。因此，蒸汽喷射式制冷的应用越来越少。

蒸汽喷射式制冷可以对被冷却物料直接进行冷却而不需要制冷剂或冷媒。在这方面它具有其它制冷方法无法替代的优势，因而在特定场合还具有生命力。例如，在药品生产、食品冷冻干燥、混凝土骨料预冷、腐蚀性溶液冷却等方面均可应用。

二、气体节流和膨胀制冷

压缩气体的绝热节流过程和绝热膨胀过程可以获得低温，利用这两种物理现象可实现人工制冷。从理论上说，各种气体均可使用。由于空气是无处不在的免费资源，因此这种制冷方法中的气体基本上采用空气。

实际上，气体的绝热节流和绝热膨胀两者有许多不同。气体的绝热节流采用的设备是节流阀，节流前后气体的焓值不变。而气体的绝热膨胀采用的设备是膨胀机，膨胀过程理论上沿着等熵线进行。绝热膨胀之后气体的温度大大低于绝热节流后的温度，即采用绝热膨胀的制冷效果明显优于绝热节流。因此，气体绝热节流很少应用，在工程上实际应用的是空气绝热膨胀制冷。

空气绝热膨胀制冷通常又称为空气压缩制冷，其制冷循环工作原理如图4-3-8所示。先将空气压缩，使其压力和温度升高，然后进入冷却器，用大气或水冷却（等压冷却），进入膨胀机绝热膨胀，压力降低温度也降低，这时将低温空气引入被冷却对象吸热，空气吸热升温后，又被压缩机吸入，进行新的循环。

空气压缩制冷与蒸汽压缩制冷相比较，具有下列特点：

(1) 空气压缩制冷所用的制冷剂是空气，容易取得，对环境无污染。它的动力源是普通的空压机，可以一机多用。一般工矿企业都有空压设备，因而提供压缩空气十分方便。在已有气源的场合建立低温室时，可以减少投资，加快建设速度，免除了蒸汽压缩制冷的制冷剂供应、运输和储存等问题。

(2) 制冷量便于调节。对一个要求有几种不同温度，或不同冷负荷的低温室来说，只要不同时使用，则可共用一套制冷设备，这样不但节约了设备

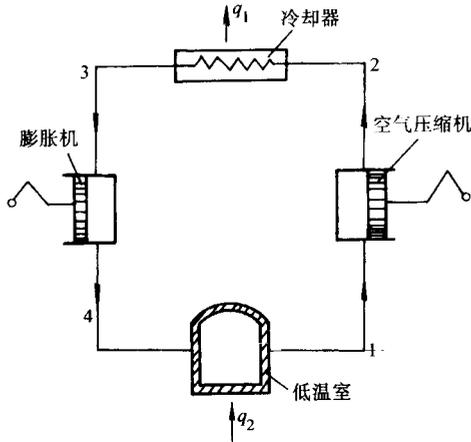


图 4-3-8 空气压缩制冷循环工作原理图

投资，也提高了设备的利用率。

(3) 压缩空气膨胀做功以后立即被冷却下来，只要控制一定的膨胀比，即可得到相应的温降。因为空气本身是制冷剂，又是冷媒，所以降温速度快，能量利用率高，容易获得低于 -60°C 的低温和较大的制冷量。

(4) 运行操作管理方便。一般情况下只需操作涡轮进口的调节阀门，就可保证其进出口压力的膨胀比，达到所需的低温。

(5) 性能可靠。在空气压缩制冷机中，除了涡轮冷却器因磨损等原因需维修更换外，一般情况下性能是十分可靠的。小型涡轮冷却器由于重量轻，体积小，使用安装都很方便。它还可以装成制冷车移动使用，减少管路系统的冷损耗。

空气压缩制冷循环的最大缺点是单位制冷量所消耗的功率，比蒸汽压缩式制冷循环大，这是它没有得到广泛应用的主要原因。蒸发温度在 -10°C 以上时，空气制冷循环的单位制冷量所消耗的功率，比蒸汽制冷循环大 4~5 倍，即使在蒸发温度 -60°C 时也要大一倍多。因此，对蒸发温度 -50°C 以上、长时间使用的场合，不宜采用空气压缩制冷循环。对于温度低于 -70°C 并需制冷量较大的用户来说，空气压缩制冷系统比蒸汽压缩制冷系统在基建投资、功率消耗和使用维护等方面都优越一些。因为采用蒸汽压缩制冷循环时，蒸发温度越低，则单机的制冷量越小，所需机组的台数则越多，其辅助设备也较多，消耗的总功率也就越大。

综上所述，空气压缩制冷适用于已有气源或气源可多种利用的场合，它可建立不同容量、不同温度、不长期使用的低温室。也适用于温度低于 -70°C ，具有专用气源的大、中型低温室或要求在较低温度下，短时间供给大冷量的冷冲击试验或快速冷却的场所。

三、涡流管制冷

涡流管制冷是法国工程师兰克（G. Ranque）1933年在实验室发现的，因此涡流管又称兰克管。涡流管制冷的实质，就是利用人工方法产生的涡流，使气流成冷热两部分，其中分离出来的冷气流便可用来制冷。这种制冷方法虽然在1933年就已提出，但直到1946年以后，才引起人们的注意，对涡流管制冷进行了比较全面的实验研究，获得实际应用。

涡流管的结构比较简单，如图4-3-9所示，主要由喷嘴、涡流室、孔板及冷热两端的管子组成。气体在涡流室内产生涡流而分离成冷热两部分，涡流室的内部形状为阿基米德螺线，喷嘴沿切线方向装在涡流室的边缘，其连接方法有不同的形式。

在涡流室的一侧装有一个分离孔板，其孔径约为管子内径的二分之一（或稍小一些），它与喷嘴中心线的距离大约为管子内径的二分之一。分离孔板的右侧为冷端管子，另一侧为热端管子，在管子端部装有一个控制阀，阀离涡流室的距离约为管子内径的10倍，可用手动调节控制阀的开启度。

工作时经过压缩并冷却到常温的气体由进气管进入，并在喷嘴2内膨胀，以很高的速度沿切线方向进入涡流室，形成自由涡流，经过动能的交换并分离成温度不相同的两部分。中心部分的气体经孔板3流出，即是冷气流，边缘部分的气体从另一端经控制阀7流出，即为热气流。所以涡流管可以同时得到冷、热两种效应。根据试验，高压气体经过涡流管可得到 $-10\sim-50^{\circ}\text{C}$ 的冷气流，热气流的温度可达 $100\sim 130^{\circ}\text{C}$ 。控制阀用来改变热端管子中气体的压力，因而可以调节两部分气流的流量比，从而也改变了它们的温度。如果控制阀全关，则全部气体从冷端管子流出，也就不存在冷热效应。如果控制阀全开，则会有少量气体从孔板处吸入，涡流管的工作就相当于一个气体喷射器。

涡流管制冷的主要特点如下：

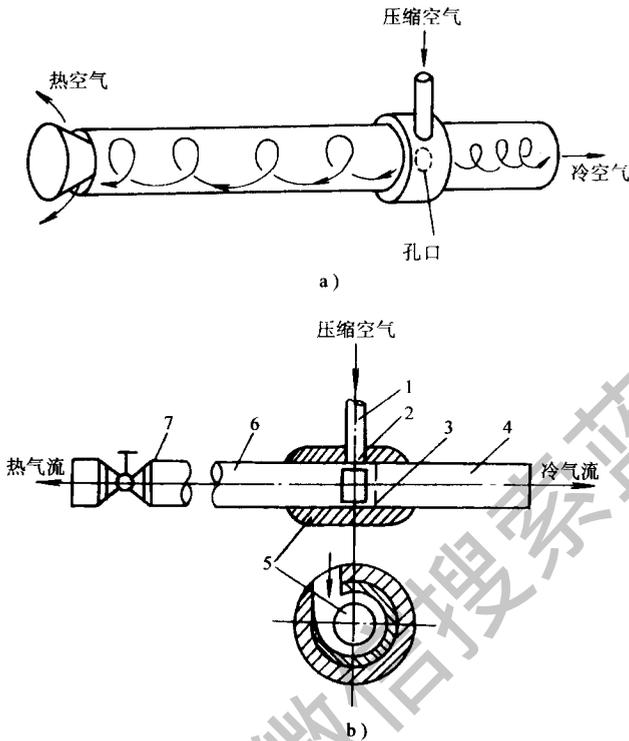


图 4-3-9 涡流管

a) 工作原理图 b) 结构示意图

1—进气管；2—喷嘴；3—孔板；4—冷端管子；5—涡流管；6—热端管子；7—控制阀

(1) 构造简单、操作维护方便。涡流管制冷器没有运动部件，实际上只是一根形状特殊的管子，操作维护简单。

(2) 体积小、重量轻。例如前苏联研制的 MX-2 型微型涡流管制冷器，其尺寸仅为 $\phi 18\text{mm} \times 50\text{mm}$ ，重量仅 15g。

(3) 制冷温度比较低。如上述的 MX-2 型涡流管，制冷温度可达 -55°C 。国内试验，当工质为空气，压力为 780kPa，温度为室温时，单级涡流管的制冷温度可达 -70°C 。

(4) 起动时间短。

(5) 制冷工质价廉易得。可以采用空气作工质，其它的气源也可利用。

(6) 效率较低。涡流管的效率较低是影响其应用的主要因素。近年来经不断地研究改进，涡流管的绝对效率已在 0.235 以上。

(7) 噪声较大。

根据以上特点，涡流管已成为微型制冷技术中很有发展前途的制冷器。例如，它可用于小型光电器件，低温外科器械、军用飞行器上。

对于有廉价压缩空气或天然气源可以利用，制冷量不大，或者使用空间较小而又不经常使用的场合，涡流管制冷显然具有优势。

四、热电制冷

热电制冷也叫温差电制冷、半导体制冷或电子制冷，是以温差电现象为基础的制冷方法。它是利用“塞贝克效应”的逆效应——珀尔帖效应的原理制冷的。

塞贝克效应就是一百多年前人们发现的温差电现象。即在两种不同金属组成的闭合线路中，如果保持两接触点的温度不同，就会在两接触点间产生一个电势差——接触电动势，同时闭合线路中就有电流流动，称为温差电流。反之，在两种不同金属组成的闭合线路中，若通以直流电流，就会使一个接点变冷，另一个接点变热。这种现象称为珀尔帖效应。此效应是由法国科学家 Jean C. A. Peltier 在 1834 年发现的，亦称温差电现象。

由于半导体材料内部结构的特点，决定了它产生的温差电效应比其它金属更显著。所以热电制冷都采用半导体材料，故亦称为半导体制冷。

由一块 P 型半导体和一块 N 型半导体联结成的电偶，如图 4-3-10 所示。当通过直流电流 I 时，P 型半导体内载流子（空穴）和 N 型半导体内载流子（电子），在外电场作用下产生运动。由于载流子（空穴和电子）在半导体内和金属片内具有的势能不一样，势必在金属片与半导体接头处发生能量的传递及转换。因为空穴在 P 型半导体内具有的势能，高于空穴在金属片内的势能，在外电场作用下，当空穴通过结点 a 时，就要从金属片 I 中吸取一部分热量，以提高自身的势能，才能进入 P 型半导体内。这样，结点 a 处就冷却下来。当空穴过结点 b 时，空穴将多余的一部分势能传递给结点 b 而进入金属片 II，因此，结点 b 处就热起来。同理，电子在 N 型半导体内的势能大于在金属片中的势能，在外电场作用下，当电子通过结点 d 时，就要从金属片 III 中吸取一部分热量，转换成自身的势能，才能进入 N 型半导体内。这样结点 d 处就冷却下来。当电子运动到达结点 c 时，电子将自身多余

的一部分势能传给结点 c 而进入金属片 II，因此节点 c 处就热起来。这就是热电偶制冷与发热的基本原理。如果将电源极性互换，则电偶对的制冷端与发热端也随之互换。

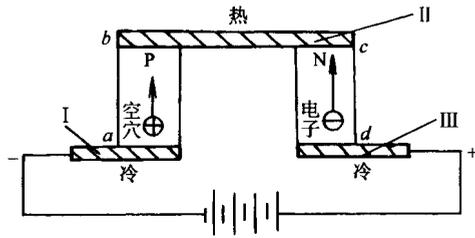


图 4-3-10 基本热电偶

一对电偶（由一块 P 型半导体和一块 N 型半导体组成）的制冷量是很小的，如 $\phi 6\text{mm} \times 7\text{mm}$ 的电偶对，其制冷量仅为 $0.92 \sim 1.16\text{W}$ 。为了获得较大的冷量，可将很多对电偶串联组成热电堆，称单级热电堆。单级热电堆通常只能得到大约 50°C 的温差。为了得到更低的冷端温度，可用串联、并联及串并联的方法，组成多级热电堆，上一级热电堆的热端贴在下一级热电堆的冷端，下一级热电堆实际上起着上一级热电堆的散热器作用。图 4-3-11a、b 为二级热电堆串联和并联型式。图 4-3-11c 为串并联三级热电堆结构示意图。

半导体制冷是靠空穴和电子在运动中直接传递能量来实现的。它与蒸汽压缩式和吸收式制冷比较有如下特点：

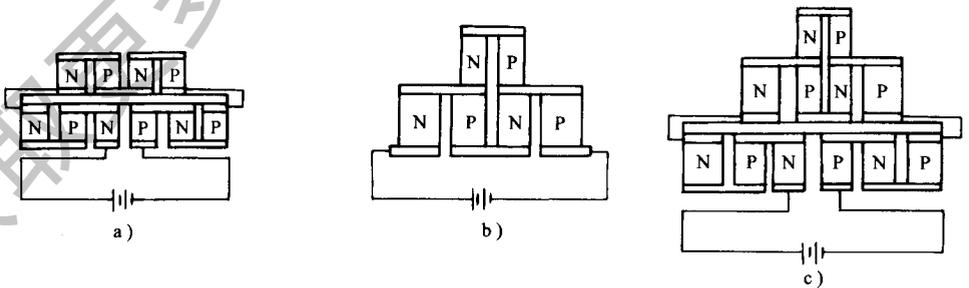


图 4-3-11 多级热电堆

a) 串联二级热电堆示意图 b) 并联二级热电堆示意图 c) 串并联型三级热电堆示意图

(1) 半导体制冷不用制冷剂，故无泄漏、无污染，清洁卫生。

(2) 半导体制冷无机械转动部分，因此工作无噪声、无磨损、寿命长、可靠性高、维修方便。

(3) 冷却速度和制冷温度可通过改变工作电流的大小任意调节，灵活性很大。冷却速度快。

(4) 可用改变电流极性来达到冷热端互换的目的，故用于高温恒温器等场合有独到之处。

(5) 体积可以做得很小。例如一个能达到 -100°C 低温的四级半导体制冷器，其外形尺寸只有一个香烟盒大小。

(6) 制冷量可以很小。制冷量可小至 1W 或更小。

(7) 半导体制冷需要供给直流电源。

(8) 半导体制冷器价格较高。

半导体制冷的主要缺点是大容量（制冷量）时效率太低，耗电量大约比蒸汽压缩式制冷大一倍。但是，蒸汽压缩式等制冷方法的效率，与其制冷装置本身的容量大小有关。容量越小，效率越低。而半导体制冷的效率与其容量大小无关，即在制冷量极小时，仍保持其效率不变。因此，对于制冷量仅几十瓦的场合，半导体制冷的效率高于其它制冷机。例如，当温差小于 50°C ，制冷量在 20W 以下时，半导体制冷装置的效率比蒸汽压缩式高。

由于半导体制冷具有上述特点，在小冷量，小体积等场合下，能够起到其他制冷无法替代的作用。目前半导体制冷在国防、电子、医疗等方面都已得到应用。半导体冰箱、半导体空调器等已有产品。

综上所述，当制冷量很小时，就应优先考虑采用半导体制冷。我国已生产半导体电偶元件，可以根据要求的制冷量选用，组成半导体制冷装置。

五、制冷方法选择要点

上述各种制冷方法各有其特点，在工程设计中，要根据特定的制冷要求选择一种合理的制冷方法。显然必须进行深入的调查分析，全面综合比较才能确定。下面是综合比较中必须考虑的要点。

（一）消耗能量的形式

制冷过程需要消耗大量的能量。因此，从节能的角度，选择制冷方法时首先应考虑能量消耗问题，当要求的制冷量大时更是如此。消耗能量的形式直接与制冷方法有关。各种制冷方法中消耗的能量可分为两大类：一类是消耗电能或机械能，另一类是消耗热能。当要求制冷的场合有廉价热能可利用，尤其是有废热、余热可以利用时，首先应考虑采用消耗热能的制冷方法。即此时应优先考虑用吸收式和溴化锂吸收式制冷，这对于节能和节电都有重要意义，并且有最佳的经济效益。

（二）适用温度范围

各种制冷方法各有其适用的低温范围。因此，只有正确地选择了制冷方法，才能满足所设计工程的具体温度要求。例如，蒸汽喷射式制冷不能获得 0°C 以下的低温。

（三）一次性投资

对于用户而言，在达到相同制冷要求时，显然一次性投资越少越好。实践表明，对于相同的制冷量、相同的温度范围，不同的制冷方法一次性投资是不相同的，有时甚至相差很大。因此，除了典型的常规情况外，应该对各种不同的制冷方法进行比较分析。尤其当对设计的制冷工程有特殊要求时，更应深入分析各种不同方案。

（四）运行管理费

对于制冷量大，全年运行时间长的制冷装置，显然运行管理费的高低极其重要，甚至比一次性投资更加重要。设计者和用户往往对一次性投资比较重视，对于长年运行费重视不够。由于各种制冷方法特点不同，全年运行管理费也不相同，设计选择时应该对各种方案做细致的分析比较。

(五) 运行的可靠性

根据制冷对象的不同，对制冷过程运行的可靠性要求也不同。对于制冷降温过程不允许中断的重要场合，显然应选择可靠性高的制冷方法，防止造成重大损失。

(六) 操作维护的方便性

不同的制冷方法，采用不同的制冷装置，它们的操作调节和日常维护的方便性也各不相同。显然，应该尽可能选择操作维护方便的制冷装置，以减少操作维护的人员和工作量。

(七) 安全和环境保护

不言而喻，制冷装置的安全性是一项十分重要的指标。目前各种制冷方法的工作压力不算太高，人们往往不够重视。而目前实用的部分制冷剂，例如氨具有毒性、燃烧性和爆炸性。因此，对制冷装置的安全性人们通常把注意力集中在制冷剂。我国已明确规定在人口稠密的场合和船舶上，不能使用会燃烧爆炸的有毒制冷剂。应该说明，尽管制冷装置中的设备只处于中压或低压，但作为压力容器同样具有爆炸等危险，应按规定严格管理。

制冷装置与保护环境的关系，设计者和用户往往不够重视。现在人们已经逐渐认识到环境与经济可持续发展的关系，并且随着生活水平的提高，对环境质量也提出了更高的要求。因此，在选择制冷装置时，应该认真考虑环境保护问题。具体说，有三方面是值得重视的：制冷装置运行的噪声；制冷剂对人和生物的直接危害性；制冷剂对环境，例如对大气臭氧层的破坏性。

显然，不同的制冷装置以上三方面指标是不同的，有的指标差别很大。因此，选择制冷方法时，应考虑到对环境的影响。

为了便于选择，现将各种制冷方法的主要特点和适用范围列于表 4-3-

2。

表 4-3-2 各种制冷方法的适用范围

制冷及制冷机种类		耗能形式	适用温度范围 /°C	单机制冷量 /kW	安全性	主要用途
相 变 制 冷	蒸气压缩式	机械能、电能	-140 以上	0.116 ~ 34890	随工质而定	广泛用于工、农业及民用生活各领域
	溴化锂吸收式	热能 (可利用废 热余热)	0 以上	12.8 ~ 6978	高	各种工业和民用空调或 工艺低温水
	氨吸收式		-65 以上	10.47 ~ 6978	中	化工工艺过程
	蒸汽喷射式		0 以上	34.89 ~ 3489	高	工业空调和工艺低温水
气 体 压 缩 膨 胀 制 冷	空气制冷机	机械能、电能	-150 以上	5.82 ~ 1163	高	人工气候室或空调
	气体回热式	机械能、电能	-100 ~ -253	0.005 ~ 25	高	液氮、红外技术等
涡流管制冷		机械能、电能	-70 以上		高	微型制冷器等
热电制冷		电能	-120 以上	0.001 ~ 3489	高	医用和仪器用、军事装备

六、混合工质制冷新技术

1975 年, 汤姆·爱德华兹 (T.C. Edwards) 发现了以空气和水的混合物为工质的新热力循环, 由此诞生了一种新的制冷方法——混合工质制冷技术。

这种新的制冷方法是热力学和制冷领域的一个重大技术突破, 它采用新的热力循环, 既有用干空气为工质的逆布雷顿 (Brayton) 循环, 又有相变成分作工质的逆兰金 (Rankine) 循环的特点。因此, 新热力循环可以视为逆向朗肯循环和逆向布雷顿循环的组合, 兼有两者的优点。

混合工质制冷循环的基本流程如图 4-3-12 所示。该循环由两个定压传热过程, 一个等熵压缩和一个等熵膨胀过程所组成。点 1 为饱和空气流出热交换器 II 的状态, 在点 1' 处喷入雾状水, 然后进入压缩器中被压缩。由于水的气化吸热, 使排气温度降低, 从而使压缩功减少。由压缩器流出的混合气体, 在点 2 进入热交换器 I 中。在其中大部分水蒸汽冷凝并放出气化潜热, 使混合气体沿热交换器 I 的流动方向作接近等温放热, 减少了过程的不可逆性。点 3 为出热交换器 I 的饱和空气状态, 在点 3' 处再喷入雾状水, 与

饱和空气一同进入膨胀器侧。由于等熵膨胀过程中空气温度不断降低，从而使饱和空气中的水滴和蒸汽发生相变，放出相变潜热，最后变为细小冰粒。由于空气中的水蒸汽在凝结和凝固中放出气化和熔解热，从而使回收的膨胀功增加。从膨胀器流出的饱和空气中夹带有细小冰粒，在点 4 处进入热交换器 II。在热交换器中冰粒熔解，同时有部分水气化，吸收了熔解热和气化热，从而能吸收较多的热量。因此制冷剂在热交换器 II 中流动时的吸热过程也接近于等温吸热，不可逆损失减少。

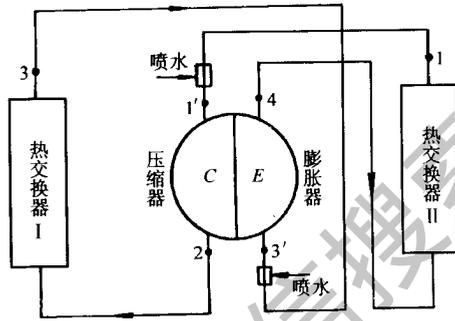


图 4-3-12 混合工质制冷机基本循环流程图

上述循环可视为以干空气为工质的逆向布雷顿循环和有相变以水为工质的逆向兰金循环的组合循环。它和单一的逆布雷顿循环相比，其四个过程从能量观点上看具有优势；和单一的逆兰金循环相比，压缩功减少，回收的膨胀功增加。因而新的组合热力循环的理论制冷系数比它们单独时要高。另外，由于膨胀器回收的膨胀功用于循环的压缩过程所消耗的功，所以由外部输入的功只是其不足部分。

这种新热力循环所用的工质，应包含气体成分和相变成分两部分。相变成分可以是一种或两种物质。新循环的工质应当满足下列必要条件：

- (1) 气体成分在整个循环中只发生状态变化，不发生相变。
- (2) 循环在某一过程中，相变成分应发生所要求的相变。
- (3) 气体成分和相变成分之间及相变成分之间不应发生化学反应。

目前在空调和普冷领域，大多用空气和水组成的混合成分做制冷工质。这是因为这两种物质最容易获得，且水的气化潜热很大，又易于雾化。

混合工质制冷的主要特点如下：

(1) 制冷系数高。这种循环既利用了制冷工质中相变成分相变时的吸、放热效应，又利用了气相成分膨胀时功率可回收的特点。和蒸汽压缩式制冷相比，在较高的使用温度下，它的理论制冷系数高，实际制冷系数与蒸汽压缩式相近。在较低温度下，它的制冷系数则远远高于蒸汽制冷机。

(2) 不需要专门的制冷剂。所用的水和空气十分容易获得，泄漏也不会污染大气和环境。

(3) 机器的总体积较小、转速低、功率输入容易。

(4) 使用和维护简便、寿命长、成本低。

综上所述，空气和水的混合工质制冷机具有许多优点。虽然这种制冷机出现较晚，但是它在热力学理论、实验研究、机器的工程设计和制造等多种领域的应用研究，已有了较大的进展，目前已处于商品化的开始阶段。混合工质制冷机作为一种新的制冷设备，从它的固有优点来看，发展潜力是很大的。尤其是它具有能耗小、无污染、体积小的突出优点，必将在普冷的较宽温度范围内都得到应用。在制冷装置的设计选择中，应该对这种新的制冷机的发展和产品给予足够的重视。

第三节 压缩式制冷循环中制冷剂的选择

在制冷装置中不断循环以实现制冷的工作物质，称为制冷剂或制冷工质。在蒸汽压缩式制冷中，就是利用制冷剂的相变来转移热量的。它的蒸发器中吸收被冷却物体的热量而气化。在冷凝器中经过冷却介质（水或空气）的冷却放出热量而冷凝。制冷剂是实现制冷不可缺少的物质。对于一个实用的制冷装置，制冷剂的选择不仅直接关系到装置的结构型式及操作管理，更重要的是制冷剂的不同，直接关系到运行的经济性（能耗）。因而，在制冷装置的设计中，对于制冷剂的选择应给予足够的重视。

一、制冷剂选择的原则

根据制冷剂的作用，不是任何物质都能作为制冷剂的。制冷剂应具备一

些基本要求，在选择时可以从热力学、热物理性质、化学性质和经济性四方面来考虑。

(一) 热力学的要求

(1) 在大气压力下，制冷剂的蒸发温度要低，这是一个必要条件。

(2) 压力适中。在蒸发器内制冷剂的压力最好和大气压力相近，并稍高于大气压力。因为当蒸发器中制冷剂的压力低于大气压时，外部的空气就可能从不密封处渗漏进去，这样就会降低制冷装置的制冷能力。另一方面，制冷剂在冷凝器中的压力不应过高，一般不超过 $(12 \sim 15) \times 10^5 \text{ Pa}$ 。这样可以减少制冷设备承受的压力，降低对密封性的要求和降低制冷剂渗漏的可能性。

(3) 单位容积制冷量应尽量大。单位容积制冷量是指压缩机吸入 1m^3 的制冷剂蒸汽所能产生的冷量，其单位为 kJ/m^3 。单位容积制冷量大，在制冷量一定时，可减少制冷剂的循环量，从而缩小压缩机的尺寸和减少压缩机的重量和金属消耗量。不过，对于小型微型制冷装置，则可以使用单位容积制冷量小的制冷机，这样可避免机器流道太窄而降低效率，并可避免机器尺寸太小而增加制造加工的难度。

应该说明，同一种制冷剂在不同的蒸发温度和冷凝温度下，其单位容积的制冷能力是不同的。在相同的温度范围内，不同的制冷剂的单位容积制冷量也不相同。表 4-3-3 列出了冷凝温度 30°C 。蒸发温度 -15°C 时几种工质的单位容积制冷量。

表 4-3-3 $t_c = 30^\circ\text{C}$ 、 $t_0 = -15^\circ\text{C}$ 时单位容积制冷量

工质	R717	R12	R22	R502
单位容积制冷量/ (kJ/m^3)	2167.1	1277.9	2098.3	2060.6
相对氨的比值	1	0.59	0.968	0.951

(4) 临界温度要高，凝固温度要低。临界温度高，便于用一般的冷却介质（水或空气）进行冷凝。现有制冷剂的临界温度一般在 $0 \sim 200^\circ\text{C}$ 之间，

例如 R11 为 198℃，R717 为 132℃。所以，它们可以用一般冷却介质去冷凝。低温制冷剂 R13 的临界温度为 28.8℃，就不能用一般冷却介质来将它冷凝，而只能用于复叠式制冷装置的低温部分。制冷剂的凝固温度低，就能避免凝结为固体，便于制取低的蒸发温度。

(5) 等熵指数 κ 要小。等熵指数 κ 为比定压热容 c_p ，和比定容热容 c_v 的比值，即 $\kappa = c_p/c_v$ 。不同制冷剂的等熵指数是不同时。在等熵压缩过程中，工质参数间存在如下关系：

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (4-3-1)$$

由上式可见，在制冷剂气体的初始温度 T_1 和压力比不变时，等熵指数越大则压缩终了的温度 T_2 就越高，即排气温度越高。反之，等熵指数小，压缩终了的温度就低。例如，R12 的等熵指数 $\kappa = 1.14$ 、R717 的 $\kappa = 1.3$ ，采用 R12 的压缩机排气温度就比 R717 的排气温度低得多。

(二) 热物理性质的要求

(1) 制冷剂的粘度和密度应尽可能小。这样可以减少制冷剂在制冷装置中流动时的阻力，降低压缩机的能耗，并且可以缩小管道的直径。

(2) 热导率和表面传热系数要高。这样蒸发器和冷凝器的传热效率高，传热面积减少。

(3) 具有一定的吸水性。当制冷系统中渗进极少量的水分时，虽会导致蒸发温度升高，但不致在低温下产生“冰塞”，不会影响制冷循环的正常进行。

(4) 电绝缘性能好。在半封闭和全封闭式制冷压缩机中，电动机的线圈是与制冷剂及润滑油直接接触的。因此，制冷剂应具有良好的电绝缘性能。

(5) 液态的比热容要小。这样可使节流过程的损失减小。

(6) 溶解于油的性质。制冷剂在润滑油中的溶解性可分为无限溶解和微溶解。它们各有优缺点。如制冷剂能和润滑油的无限溶解在一起，其优点是使机件润滑创造良好条件，在蒸发器和冷凝器的热交换表面上不易形成油膜而阻碍传热。其缺点是使蒸发温度有所提高。此外，制冷剂溶于油，还会使油的粘度降低（但这对低温装置是有利的），制冷剂沸腾时泡沫多，蒸发器

中的液面不稳定。对于微溶于油的制冷剂，其优点是蒸发温度比较稳定，同时在制冷设备中，制冷剂和油分成两层易于分离。但在蒸发器和冷凝器的热交换器表面上，会形成油膜影响传热。

(7) 相对分子质量。对离心式压缩机，应选用相对分子质量大的制冷剂。因为相对分子质量大，其蒸汽的密度也就大，在同样的旋转速度时所产生的离心力也大，因而每一级所产生压力比较大。这样在一定的冷凝压力和蒸发压力时，可使压缩的级数减少。

(三) 化学性质及生理学的要求

(1) 制冷剂的稳定性。制冷剂在制冷系统中不断循环，长期使用，所以要求其化学稳定性良好。尤其是在压缩后，较高的温度下有较好的热稳定性，不产生分解作用。在普冷温度范围内，制冷剂的分解温度都高于工作温度。通常，氟利昂在单独存在时，即使温度高达 500°C ，它仍然稳定。但有金属催化剂存在时，或与油、水、空气等接触时，其分解温度就要降低 $200\sim 300^{\circ}\text{C}$ 。常用的氨在 260°C 以上会分解成氮气和氢气。

(2) 燃烧性和爆炸性。一些制冷剂的蒸汽，当温度升高到一定值并与明火接触时，蒸汽与空气混合物产生闪火，并且继续燃烧，这时的温度叫燃点。显然，制冷剂的燃点越高，它的燃烧性就越低，这是有利的。如果制冷剂蒸汽在空气中的含量达到一定比例，就与空气构成爆炸性混合气体。即遇到火源会闪火发生爆炸，称这种制冷剂具有爆炸性。通常制冷剂在空气中构成爆炸性混合气体时，在空气中所占的比例是有一定范围的，这个范围叫爆炸极限。在这个范围以外，即使有明火也不发生爆炸。但在此上限以上的混合气体，遇火源时可以燃烧，在燃烧过程中，也可能发生爆炸。这是因为这些气体燃烧时，在空气中所占的体积比例达到爆炸极限。为了安全，制冷剂最好没有爆炸性。

(3) 对材料的相容性。制冷装置中的材料可分为金属和非金属两大类。制冷剂最好对各种金属材料无腐蚀性，这样才能保证设备不受腐蚀侵害。有些制冷剂本身对金属材料无腐蚀作用，但和水或润滑油结合后，会产生腐蚀作用。制冷剂对非金属材料应有良好的相容性，这样对制冷装置中的电器绝缘材料、垫片等材料就没有危害。目前常用的氟利昂，能溶解天然橡胶和树

脂，会使高分子化合物变软、膨胀和起泡，这对于材料选择是不利的。

(4) 制冷剂的毒性。制冷剂的毒性是评价其安全性的重要指标。由于制冷机昼夜连续运转，安全性对操作人员是非常重要的，各国都规定了最低安全程度的标准。有些制冷剂直接具有危害人体的毒性，有些制冷剂虽然无毒，但当浓度过大时，由于缺氧会使人窒息。

制冷剂毒性等级的划分，是根据豚鼠在制冷剂蒸汽的作用下发生的生理变化而划分的。共分为六级，一级毒性最大，六级最小。每一级之间还可划分为 a、b 两级，a 级的毒性比 b 级大。一些制冷剂的毒性参考数据见表 4-3-4。

表 4-3-4 一些制冷剂的毒性参考数据

制 冷 剂	相对毒性级别	引起严重或致命后果		停留 60 分钟无严重危险的体积分数/%	停留数小时能引起轻度症状的体积分数/%
		体积分数/%	时 间		
R764	1	0.7	5min	0.005 ~ 0.02	0.001 ~ 0.005
R717	2	0.5	30min	0.03	0.01
R10	3	2.0 ~ 2.5	1h	—	—
R40	4	2.5	2h	0.7	0.05 ~ 0.1
R113	4	5	1h	—	—
R21	4 ~ 5	10	30min	—	—
R30	4a	5	30min	—	—
CO ₂	5	30	30min	—	—
R11	5	10	2h	—	—
R290	5	—	—	—	—
R22	5a	—	—	—	—
R500	5a	—	—	—	—
R502	5a	—	—	—	—
R170	5b	—	—	—	—
R290	5b	—	—	—	—
R12	6	30	2h	28.5 ~ 30.4	20 ~ 40
R114	6	21	2h	—	—
R13	6	—	—	—	—

为了防止制冷剂泄漏对人体产生危害，应该使机房内空气中的制冷剂含量不要超过允许的限度，这一限度大致如下：

氨 (R717)	0.02g/m ³
碳氢化合物	30 ~ 40g/m ³
各种氟利昂	100 ~ 700g/m ³ (按毒性级别而定)

(5) 制冷剂对食品的影响。制冷剂在泄漏时对食品没有影响为最理想。如氨对水果、蔬菜没有危害，但接触时间过长，或氨的含量太高，会使食品焦烂，有不少食品与氨接触后改变滋味甚至不能食用。氟利昂蒸汽对乳品、肉类、蔬菜、皮毛或纺织品都无影响。氟利昂与食品接触后既不改变食品颜色或组织，也不使食品变味，这是十分理想的。

(四) 经济性的要求

显然，理想的制冷剂应价格低廉，容易获得。对于大型和中型制冷装置，由于制冷剂充注量很大，制冷剂的价格直接涉及到一次性投资和日常运行管理费用。因此，应尽可能选择价格较低的制冷剂。

实际上，完全符合理想的制冷剂是不存在的。在设计选择中，要根据制冷装置的用途、容量大小、型式、工作条件、使用场所等，作全面的技术经济比较。既要考虑热力性质、经济性，又要考虑实用上的各种因素。表 4-3-5 列出了一些制冷剂的一般适用范围。

表 4-3-5 制冷剂的一般适用范围

制冷剂	适用范围		
	温度/(°C)	制冷机型式	特点和用途
R717	10 ~ -60	活塞式、回转式、离心式	压力适中，用于制冷、冷藏、化学工业及其它工业。由于有毒，人密集的地方最好不用
R11	10 ~ -5	离心式	沸点较高 (23.7°C)，无毒，不燃烧。用于大型空调及其它工业

第 4 篇 现代化冷库设备安装与调试技术

制冷剂	适用范围		
	温度 / (°C)	制冷机型式	特点和用途
R12	10 ~ -60	活塞式、回转式、离心式	压力适中, 压缩终温低、化学稳定、无毒。用于冷凝、空调、化学工业及其它工业, 从家用冰箱到大型离心式制冷机
R13	-60 ~ -100	活塞式、离心式	沸点低、临界温度低、低温下蒸汽比容小, 无毒、不燃烧。用于低温化学工业和低温研究, 作复叠式制冷机的低温部分
R14	-60 ~ -120	活塞式	
R21	10 ~ -20	活塞式、离心式、回转式	即使在 70°C 时冷凝压力也不高。用于空调、化学工业小型制冷机, 特别适于高温车间, 起重机控制室的风冷式降温设备
R22	0 ~ -80	活塞式、离心式、回转式	压力和制冷能力与 R717 的相同, 制冷能力比 R21 高, 排气温度比 R12 高。广泛用于冷藏、空调、化学工业及其它工业
R113	10 ~ 0	离心式	相对分子质量大, 运输和贮存方便 (可装在铁桶中)。主要用于小型空调离心式制冷机
R114	10 ~ -20	离心式、回转式、活塞式	沸点为 3.6°C, 比 R21 低, 介于 R12 和 R11 之间。主要用于小型制冷机。当用作高温车间或起重机控制室的风冷式降温设备时, 其电气性能比 R12 优越
R500	10 ~ -60	活塞式、离心式	它是氟利昂的共沸混合物, 无毒、不燃烧, 制冷能力比 R12 高。用于空调、冷藏
R502	0 ~ -80	活塞式、离心式	它是氟利昂的共沸混合物, 热力学特性比 R12 好, 压力和制冷能力和 R22 差不多, 电气性能和 R12 一样良好, 排气温度比 R22 低、无毒、不燃烧, 是一种良好的制冷剂, 特别适用于全封闭式制冷机

制冷剂	适用范围		
	温度 / (°C)	制冷机型式	特点和用途
R50	-60°C 以下	活塞式、离心式	可燃烧, 有爆炸危险。用于低温化学和低温研究, 作复叠式制冷机的低温部分
R170			
R1150			
R290	-40 ~ -60	活塞式、离心式	可燃烧, 有爆炸危险。用于低温化学和低温研究
R1270			

二、制冷剂的热力完善度

(一) 不同工质的理论循环热力完善度

蒸汽压缩式制冷循环是建立在逆向卡诺循环的基础上的。所谓逆向卡诺循环, 是由两个可逆等温过程和二个可逆等熵过程所组成 (图 4-3-13)。

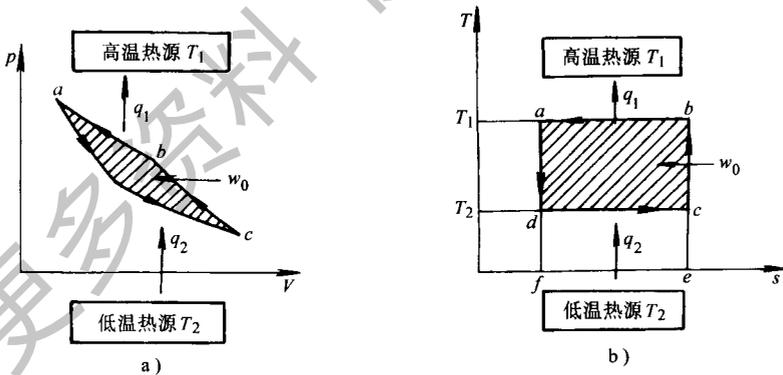


图 4-3-13 逆卡诺循环

a) p-V 图 b) T-s 图

逆卡诺循环由下列可逆过程所组成：

(1) 等熵膨胀过程 $a-d$ ：工质在等熵膨胀过程中熵不变， $s_a = s_d$ ，而温度由 T_1 降为 T_2 。

(2) 等温膨胀过程 $d - c$: 工质在等温膨胀过程中, 从低温热源 T_2 吸取热量 q_2 , 工质熵增加, 由 s_d 增大到 s_c 。

(3) 等熵压缩过程 $c - b$: 工质在等熵压缩过程中熵不变, $s_c = s_b$, 而温度由 T_2 升高到 T_1 。

(4) 等温压缩过程 $b - a$: 工质在等温压缩过程中向高温热源 T_1 放热 q_1 , 工质熵由 s_b 降为 s_a 。

工质经过上述四个可逆过程后, 又回复到状态, 完成了—个逆卡诺循环。结果是消耗了外界提供的循环净功 w_0 , 而将从低温热源吸收的热量 q_2 连同消耗的循环净功 w_0 一起, 排放给高温热源, 即 $q_1 = q_2 + w_0$ 。

该循环用于制冷时, 制冷系数 ϵ 为

$$\epsilon = \frac{q_2}{w_0} = \frac{T_2 (s_c - s_d)}{T_1 (s_d - s_a) - T_2 (s_c - s_d)}$$

由图可见, $s_b - s_a = s_c - s_d$, 所以以逆卡诺循环的制冷系数 ϵ_c 为

$$\epsilon_c = \frac{T_2}{T_1 - T_2} \quad (4-3-2)$$

由式 (4-3-2) 可得下列结论: 逆卡诺循环的制冷系数只决定于高温热源 T_1 和低温热源 T_2 的温度, 与工质的性质无关。制冷系数随着热源和冷源的温差减小而提高。

逆卡诺循环的四个过程均为可逆过程, 不存在任何不可逆损失。实际循环总是存在不可逆损失。因此, 在相同的温度界限内, 以逆卡诺循环的效率为最高效率。实际上逆卡诺循环的制冷系数是无法实现的, 但它为我们建立了衡量循环效率的最高标准。通常用热力完善度来反映一个制冷循环接近理想最高效率的程度, 即

$$\eta = \frac{\epsilon}{\epsilon_c} \quad (4-3-3)$$

式中; η ——制冷循环的热力完善度;

ϵ ——制冷循环的制冷系数;

ϵ_c ——逆卡诺循环的制冷系数。

热力完善度是制冷循环的一项技术经济指标, 它的数值越大, 说明循环的不可逆损失越小, 在蒸汽压缩制冷的理论循环中, 用节流阀代替了膨胀机, 用干压缩行程代替了湿压缩行程, 对逆卡诺循环的这两项改变都造成不

可逆损失。并且在理论循环中，制冷系数与制冷剂的性质等因素有关。例如，一台单级蒸汽压缩制冷机工作在高温热源为 30°C ，低温热源为 -15°C ，当采用图 4-3-4b 所示的饱和循环时，采用不同制冷剂的循环性能指标如表 4-3-6。

表 4-3-6 不同制冷剂理论循环的主要性能指标

项 目	单 位	R12	R22	R502	R717
单位制冷量 $q_0 = h_1 - h_4$	kJ/kg	116.4	162.9	104.4	1098.4
单位容积制冷量 $q_v = \frac{q_0}{V_1}$	kJ/m ³	1277.9	2098.3	2060.6	2167.1
单位理论功 $w_0 = h_2 - h_1$	kJ/kg	25.6	34.5	24.9	264.9
单位冷凝热量 $q_F = h_2 - h_3$	kJ/kg	141	198.3	129.4	1345.2
制冷系数 $\epsilon = \frac{q_0}{w_0}$		4.55	4.59	4.19	4.15
逆卡诺循环制冷系数 ϵ_c		5.74	5.74	5.74	5.74
热力完善度 $\eta = \frac{\epsilon}{\epsilon_c}$		0.793	0.8	0.731	0.723

由表 4-3-6 可见，当制冷循环的条件相同时，采用不同制冷剂，其理论循环的制冷系数不同，即采用不同制冷剂时循环的热力完善度不同。在表 4-3-6 条件下，采用 R22 时，制冷系数比采用 R717 大 10.78%。这意味着在理论上相同制冷负荷下，采用 R717 要比 R22 多耗电 10.78%。因此，正确地选用制冷剂对制冷装置的节能具有重要意义。

(二) 不同制冷剂的实际循环热力完善度

在蒸、汽压缩式制冷的理论循环中，忽略了制冷剂的液动阻力损失等不可逆因素。而在实际制冷循环中，制冷剂的流动阻力损失等不可逆因素是不可避免的。因此，实际制冷循环的耗电大于理论循环的耗电。实际循环的制冷系数低于理论循环的制冷系数，实际循环的热力完善度低于理论循环的热力完善度。

实际制冷循环的不可逆损失，使实际循环增加了附加功耗，这些不可逆损失与制冷剂的物理性质有关。影响到制冷循环不可逆因素的制冷剂性质主要有：

1. 制冷剂气态的密度

一般而言，对于阻力损失，制冷剂气态的密度越小越好。因为在相同的管径时，密度小则制冷剂在管道中流动的压力损失小。压力损失小即不可逆附加功耗较小。因此对于较大型的集中式工业制冷装置，尤其是制冷负荷较分散、管道较长时，制冷剂气态的密度也是选择制冷剂时需考虑的因素之一。另一方面，必须注意到如采用离心式压缩机时，选用气态密度小的制冷剂，将使离心式压缩机的效率大大降低。这是因为离心式压缩机产生的离心力，是与制冷剂气体的密度成正比的。

2. 制冷剂液态的密度

在制冷装置的液体管道中，虽然流速并不高，但不同制冷剂的液态密度有较大差别。因此，不同制冷剂的流动阻力损失也有一定差别。对于泵循环供液的制冷装置，泵的轴功率 p_b (kW) 可按下式计算：

$$p_b = \frac{q_v \rho H}{3600 \times 102 \eta_b} \quad \text{kW} \quad (4-3-4)$$

式中 p_b ——泵所需的轴功率 (kW)；

q_v ——泵的体积流量 (m^3/h)；

ρ ——工质的密度 (kg/m^3)；

H ——泵的扬程 (m)；

η_b ——泵的总效率 (%)。

由上式可见，泵的轴功率与流体的密度成正比。不同制冷剂的液态密度有较大的差别。例如在 -30°C 时的饱和液体，R22 的密度 $\rho = 1.382\text{kg}/\text{L}$ ，R717 的 $\rho = 0.677\text{kg}/\text{L}$ ，两者相差一倍。因此，采用 R22 时，液泵耗功将比 R717 增大一倍。虽然在泵循环系统，泵耗功只占制冷循环总功耗的 $1.1\% \sim 2.6\%$ ，但从节能的角度，这仍是一个值得考虑的因素。

3. 制冷剂的粘度

制冷剂流体具有粘性，它反映流体内部分子之间发生相对运动时的摩擦阻力。粘性的大小与物质的种类、温度、压力有关。工程上用动力粘度 μ ($\text{Pa}\cdot\text{s}$) 或运动粘度 ν (m^2/s) 来衡量物质的粘度。两者之间的关系为

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (4-3-5)$$

式中； ρ ——流体密度 (kg/m^3)。

制冷剂气体和液体的动力粘度越小越好，因为粘度对管道阻力有很大关系。粘度越大，流动阻力损失越大。通常，制冷剂气体的动力粘度随温度升高而增加，而饱和液体则相反，温度升高时动力粘度下降。

4. 制冷剂的比热容对热力完善度的影响

制冷剂的比热容对制冷循环的性能有很大的影响。直接影响的是饱和液体的比热容 c'_x ，饱和蒸汽的比热容 c''_x ，以及过热蒸汽的比热容 c_p 。

根据比热容的定义可以用以下式子表示：

$$c'_x = T \frac{ds'}{dT} \quad c''_x = T \frac{ds''}{dT} \quad c_p = T \frac{ds}{dT}$$

它们的数值可用 $T-s$ 图上过程曲线的切线在横坐标轴上的次切距表示，如图 4-3-14 所示。所有制冷剂的饱和液体比热容 c'_x 都是正值，即当温度升高时，饱和液体总是吸热的。 c'_x 越大，则 $T-s$ 图上的饱和液体线越平坦，这种饱和液体节流后的干度 χ 值越大，单位制冷量减小。对于这样的制冷剂，采用液体过冷就比较有效。

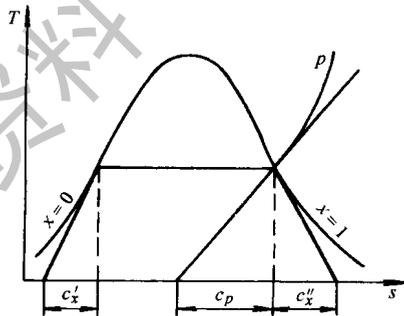


图 4-3-14 c'_x, c''_x 及 c_p 在 $T-s$ 图上的表示

大多数制冷剂的饱和蒸汽比热容 c''_x 都是负值。对于这类工质，如果 c''_x 越大，则 $T-s$ 图上饱和蒸汽线越平坦，因而饱和蒸汽等熵压缩以后，就离开饱和曲线较远，排气温度将提高。由此可见， c''_x 的数值小，对于压缩过程是有利的。对于 c''_x 为正值（即 $T-s$ 图上饱和蒸汽曲线向左下方倾斜）的工质，饱和蒸汽的压缩过程只能在两相区进行。

过热蒸汽的比定压热容 c_p 大时, 则过热区域内的等压线就趋于水平, 这样饱和蒸汽压缩后的终温就比较低, 压缩功亦较小, 使循环更接近于卡诺循环。所以 c_p 大时, 制冷循环由于压缩过程所引起的损失就减小。但是事实上对于同一种制冷剂, 当 c_p 大时, c'_x 也大, 此时节流损失将要增大。由此可知, 制冷机循环的节流损失和压缩过程的损失通常是成反比的。这也是不同制冷剂的制冷系数往往相差不太大的原因。在常用制冷剂中, 氟利昂通常具有较大的比定压热容 c_p , 压缩终温较低, 由压缩过程引起的损失小, 但它们的节流损失就比较大。R717 的比定压热容 c_p 较小, 因而它的压缩终温较高, 由压缩过程引起的损失较大, 但它的节流损失较小。

5. 制冷剂表面传热系数对热力完善度的影响

在逆向卡诺循环中, 没有考虑传热温差的不可逆影响。在实际压缩式制冷装置中, 蒸发器和冷凝器都是换热器, 都存在传热温差的不可逆损失。在传热过程中, 制冷剂的表面传热系数直接影响到传热的效率和传热温差。表面传热系数大的制冷剂, 在相同热负荷和相同传热面积下, 传热温差较小, 因此制冷循环所消耗的能量减少。

与氨比较, 氟利昂的表面传热系数较小。各种氟利昂的表面传热系数也各不相同, 例如, 管内冷凝时, R22 的表面传热系数比 R12 大 12% 左右, R502 和 R22 相接近; 管外冷凝时, R22 的表面传热系数比 R12 大 20% 左右。因此, 当冷凝器的表面传热面积相同时, 并且热负荷也相同时, 表面传热系数小的制冷剂就有较大的传热温差。

传热温差越大, 则循环的不可逆损失也越大, 即循环的附加功耗越大, 制冷循环的热力完善度越小。因此, 在选择制冷剂时, 也要考虑制冷剂的表面传热系数。表面传热系数较大的制冷剂, 其循环的热力完善度较高, 实际运行的能耗较小。

综上所述, 在蒸汽压缩式制冷的理想循环(逆向卡诺循环)中, 运行的性能系数(制冷系数)与制冷剂无关。但在用节流阀代替膨胀机, 干压行程代替湿压缩行程后, 即在压缩式制冷的理论循环中, 制冷系数与制冷剂有关。在相同工况下, 采用不同制冷剂循环的制冷系数不同, 即在理论循环中, 相同条件下采用不同制冷剂时, 制冷装置耗功不同。

在蒸汽压缩式制冷的实际循环中, 由于不可逆因素增加, 不同制冷剂对不可逆因素的影响增大。因此, 选用不同制冷剂, 对制冷循环的热力完善度

有更大的影响，即选用不同制冷剂的循环功耗有更大的差别。因此，在选择制冷剂时，必须认真考虑不同制冷剂对循环热力完善度的影响，选取实际制冷系数较大的制冷剂以实现节能运行。分析表明，在不同制冷剂中，对实际制冷系数影响较大的因素是传热效率和流动压力降损失。

资料介绍了两个采用螺旋冻结器的制冷系统，机器设备、管道及阀门设计完全相同，外界条件和热负荷也完全相同，惟一的差别是一个系统采用 R22，另一个采用 R717 作为制冷剂。实际运行的结果表明，采用 R22 的制冷系统，比采用 R717 的系统耗电量增加了约 18%。其主要原因是 R22 的流动阻力损失较大，密度较大，热交换的性能较差，这些因素使采用 R22 时，不可逆损失增加，热力完善度降低。

三、非共沸混合制冷剂

混合制冷剂是由两种或两种以上的纯制冷剂，以一定的比例混合而成的。按照混合后的溶液是否具有共沸的性质，分为共沸制冷剂和非共沸制冷剂两类。共沸混合制冷剂在使用上与普通的单质制冷剂没有差别，通常把它作为一种物质看待。

非共沸混合制冷剂没有共沸点。即在定压下蒸发或冷凝时，其气相和液相的成分不同，温度也在不断变化。图 4-3-15 表示了非共沸制剂的 $T-\xi$ 图。由图可见，在一定的压力下，当溶液被加热时，首先到达饱和液体点 A。若再加热到达点 B，即进入两相区，并分为饱和液体（点 B_l ）和饱和蒸汽（点 B_g ）两部分，其质量分数分别为 ξ_{bl} 和 ξ_{bg} 。继续加热到达点 C 时，全部蒸发完，成为饱和蒸汽。

近年来，国外对非共沸混合工质进行了大量研究和实验。特别是全球性保护大气臭氧层的蒙特利尔协定书签订以来，对破坏臭氧层的受控制制冷剂，限制使用的进展日益加快，使混合工质的应用研究更为活跃。非共沸混合制冷剂在生产上已获得一定的应用，其主要特点如下：

(1) 降低功耗，提高循环的制冷系数。非共沸制冷剂在蒸发和冷凝过程中，温度是变化的，其单级压缩循环的 $T-s$ 图如图 4-3-16 所示。这种特性较好地适应变温热源的情况，减少冷凝过程和蒸发过程中的传热温差，

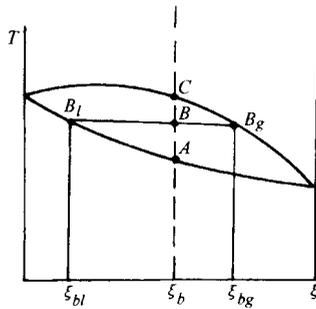


图 4-3-15 非共沸制冷剂的 $T-\xi$ 图

实现非等温制冷，提高循环的热力完善度。

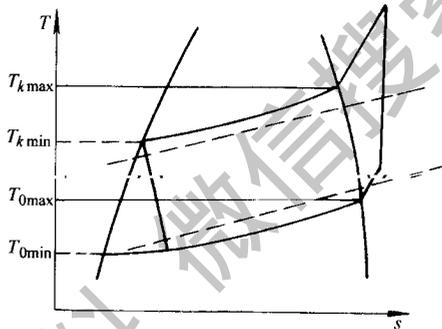


图 4-3-16 非共沸制冷剂单级循环的 $T-s$ 图

(2) 增加制冷机的制冷量。即对于一定尺寸的制冷机，与组成非共沸制冷剂的单一制冷剂相比，制冷量可增加。

(3) 降低了制冷循环中的压缩比，使单级压缩能获得更低的蒸发温度。因为工质在循环中会分离成单组分，然后再混合，这样就使压缩比显著减少。

(4) 相变过程中，放热系数一般要比纯制冷剂低得多。

一般情况下，当一种较少量的高沸点组分和另一种较多量的低沸点组分组成混合制冷剂时，与该种低沸点制冷剂相比，将使制冷系数提高，循环的经济性改善。但是，对一定尺寸的制冷机，此时的制冷量将会减少。相反，如果是一种量少的低沸点组分和另一种量多的高沸点组分组成的非共沸制冷剂，则降低了制冷系数，使循环的经济性下降。但由于吸入蒸汽的比体积减

少，制冷机的制冷量是增加的。

开发非共沸混合工质，不仅可利用其变温相变的特点，实现高效的劳伦兹循环，提高循环效率实现节能，而且可以利用工质互补的原理，组合成不同特性和性能较优的新制冷剂。按美国供暖制冷空调工程师学会对制冷剂命名的标准（ASHRAE34—1992），已经商业化的非共沸混合物在 400 系列编号。目前已获批准列入编号的非共沸制冷剂见表 4-3-7。表 4-3-8 列出了尚未批准列入编号的工质，有待公众审议最后认定。

在非共沸混合制冷剂的使用上，主要的麻烦是当制冷装置发生制冷剂泄漏时，剩余在系统内的混合物的质量分数就会改变。因此，泄漏时需要向系统中补充制冷剂，使其达到原来的数量和质量分数。这时还需要进行测定和计算，才能确定两种制冷剂的充注量。

当选用非共沸制冷剂用于劳伦兹循环的系统中时，其配比应考虑到工质相变温差能与变温热（冷）源的外部条件相适应，这样才能更大程度地提高循环效率，实现最大程度的节能。

综上所述，采用非共沸制冷剂可以利用其变温相变过程，减少循环的不可逆性，实现节能。在选用时，应结合工质的热力学性能、能效比、单位容积制冷量、传热特性、相变过程与外部的匹配等多种因素综合考虑，才能取得最佳的实际效果。

表 4-3-7 已列入编号的非共沸剂制冷剂

工质编号	品 名	成 分	配比/%	ODP 值	相对分子质量	泡点/°C	临界温度/°C	临界压力/MPa
R401A	MP39	R22/152a/124	53/13/34	0.037	94.44	-33.1	108.0	4.6
R401B	MP66	R22/152a/124	61/11/28	0.04	92.84	-34.7	106.1	4.68
R401C	MP52	R22/152a/124	31/15/52	0.03	101.04	-28.4	112.7	4.37
R402A	HP80	R125/290/22	60/2/38	0.021	101.55	-49.2	75.5	4.13
R402B	HP81	R125/290/22	38/2/60	0.033	94.71	-47.4	82.6	4.45
R403A	69—S	R290/22/218	5/75/20	0.041	91.06	-50	93.3	5.08
R403B	69—L	R290/22/218	5/56/39	0.03	102.06	-49.5	90	5.09

第 4 篇 现代化冷库设备安装与调试技术

工质编号	品 名	成 分	配比/%	ODP 值	相对分子质量	泡点/°C	临界温度/°C	临界压力/MPa
R404A	HP62 FX70	R125/143a/134a	44/52/4	0	97.6	-46.5	72.1	3.73
R405A	C2015	R22/152a/142b/C318	45/7/5.5/42.5	0.028	116	-27.3	106.1	4.26
R406A	GHG	R22/600a/142b	55/4/41	0.057	89.85	-30	123	9.7
R407A	Klea60	R32/125/134a	20/40/40	0	90.1	-45.5	82.6	4.54
R407B	Klea61	R32/125/134a	10/70/20	0	102.94	-47.3	76	
R407C	Klea66 SUVA 9000	R32/125/134a	23/25/52	0	86.2	-43.6	86.1	4.62
R408A	FX10	R125/143a/22	7/46/47	0.026	87.02	-43.5	83.5	4.34
R409A	FX56	R22/124/142b	60/25/15	0.08	97.45	-34.2	107.0	4.5
R410A	AZ20	R32/125*	50/50	0	188.2	-36.7	71.9	2.68

注 ① * 近共沸混合工质

② ODP 定义为每单位成分质量消耗臭氧量,与每单位 R11 质量消耗臭氧量之比。

表 4-3-8 未编号的一些非共沸混合工质

混合工质	配比/%	替代	混合工质	配比/%	替代
R32/125	60/40	COP 比 R22 低 10%	R125/143a	45/55	
R32/124a	5.4/94.6	R22 空调	R32/227ea	35/65	
R32/134a	12/88	R12 冰箱	R32/125/134a	10/70/20	
R32/134a	20/80		R32/125/134a	24/16/60	
R32/134a	25/75	R22	R32/125/134a	25/20/55	
R32/134a	30/70	R22	R32/125/134a	23/25/52	R22
R32/134a	40/60		R32/125/134a	30/10/60	cop 相当 R22
R32/134a	50/50	R22	R32/125/134a	25/18/57	R22
R23/32/134a	1.5/20/78.5		R32/125/134a/290	20/55/20/5	R22
R23/32/134a	1.5/27/71.5		R32/125/134a/143a	10/33/21/36	品名 HX4
R23/32/134a	2/29.4/68.4		R32/125/143a	10/45/45	FX40 代 R502

第四节 制冷装置控制方式与节能

一套制冷装置，如果其工作对象的热负荷是稳定不变的，而且与制冷装置的产冷量完全一致，该制冷装置在运转期间，就不需要任何手动或自动的调节。在实际生产中，由于外界条件的变化，热负荷总是不断地波动变化。在这种情况下，要使制冷装置的产冷量和制冷对象的热负荷趋于或达到平衡，就必须对整个制冷装置进行及时准确的调节，才能保证制冷装置在安全、准确和经济合理的条件下运行。

显然，制冷装置的调节控制是否及时、合理、直接关系到制冷装置的运行特性和能耗。早期的调节控制采用人工手动进行，即通过直观的检测和显示仪表（如压力表、温度计、液位计等）进行人工调节。这就需要比较熟练的操作工和高度的责任心才能达到这一目的。随着科学技术的发展，人们开发了各种自动化装置，用以代替操作人员的部分直接劳动和智力功能，使装置在不同程度上自动进行运行和调节。因此，在制冷装置的设计中，就存在控制方式的选择与节能问题。

根据自动化技术在制冷装置中应用的程度不同，制冷装置的控制方式大致可分为五级：第一级手动控制配合安全保护装置；第二级局部自动控制；第三级半自动控制；第四级全自动控制；第五级最佳工况调节。

一、手动控制与节能

对制冷装置采用手动调节控制，是一种最简单原始的控制方式，也是我国目前最广泛采用的控制方式。由于这种方式完全靠操作人员进行调节，对操作人员提出了较高的要求。要求制冷装置操作人员必须经过有关的技术培训，具有有关部门认可的操作维修资格。他们必须掌握以下几方面的基本知识：

- (1) 制冷的原理和制冷循环的特点。
- (2) 冷却水系统的作用和循环方式。

- (3) 制冷压缩机工作原理及结构。
- (4) 蒸发器、冷凝器和节流装置工作原理与结构。
- (5) 制冷量调节的特点及调节方法。
- (6) 压缩机润滑系统作用与工作方式。
- (7) 安全保护装置的设定值及整定方法。

制冷装置的操作人员除了必须掌握以上一般性知识外，在上岗前还必须熟悉该制冷装置的如下特点：

(1) 制冷系统的特点。因为制冷系统的型式不同，其具体调节控制方法也有所不同。例如，在重力供液制冷系统的调节控制中，应严格控制膨胀阀的开启度，注意氨液分离器中液面的水平。对于氨泵供液系统，则要注意控制循环贮液桶内的液面，并且还要注意氨泵的运行情况。

(2) 制冷装置各冷间冷却设备的特点。不同的冷却设备（蒸发器），具有不同的工作特性。操作者不仅要掌握各种蒸发器的一般工作特性，还必须熟悉所控制调节的蒸发器的特有特性。

(3) 熟悉各冷间热负荷的变化规律。由于冷却降温的对象不同，热负荷变化的情况也不同。操作人员必须熟悉所控制对象的热负荷变化特定规律，才能正确合理地调节控制。

(4) 熟悉各压缩机的制冷能力。由于运转条件随外界因素不断变化，所以压缩机的制冷量也随之变化。操作人员要熟悉每台压缩机，以及不同组合的压缩机在不同工况下的制冷量。这样才能根据制冷系统热负荷的变化，来调整压缩机台数及进行能量调节。

综上所述，制冷装置的手动控制，要求操作人员熟悉各种机器设备的性能、结构和操作方法和操作规程，还必须熟悉整个制冷系统的机器和设备正确配合方法，各控制阀与管道、设备的连结状况，所冷却对象的热负荷以及压缩机的运转变化特点等。

在手动调节控制中，操作人员要随时注意观察制冷系统中的各种仪表，根据仪表反映的参数，判断制冷装置的运行状况，及时进行必要的调节控制。由于运行参数是不断变化的，即使操作人员十分认真，也很难做到及时准确的调节控制。换言之，制冷装置采用手动调节控制方式时，很难维持在最经济合理的状态下运行。因此，这种控制方式对于节能显然是不利的。

必须强调指出，手动调节控制的效果，不仅取决于操作者的水平，更取

决于操作者的工作态度。在生产实际中，有些制冷装置尽管采用手动调节控制，通过精心操作调节、精心管理，也能达到较高的节能效益。但手动控制方式具有很大的主观随意性，有时要求的低温已经达到但仍在继续降温，有时却不能及时降温，延长了不必要的运行时间，增加了电耗。尤其是操作人员素质较低时，能耗将明显增大。

由于手动调节控制减少了自动化控制装置的投资，这种控制方式至今仍在国内大量采用。从节能的角度，采用这种控制方式时，操作人员必须具有较高的素质。一方面要有较高的技术水平，另一方面要有认真严谨的良好工作态度。最好对制冷装置的能耗实行定额管理制度，这样就能取得较好的节能效果。

现代制冷压缩机均实现了高速运转，制冷装置中出现的故障要求立即处理，不可延误。在这种情况下，手动调节控制的制冷装置均配备了各种安全保护自动装置。例如，制冷压缩机一般设有高、低压保护器、油压差保护器、断水保护器等。制冷系统的低压循环桶和中间冷却器设有液位超高保护装置……。这些自动保护装置控制的任何一项出现故障，就能自动切断压缩机电源，立即停止制冷装置运行，并发出报警信号。

由于安全保护自动控制元件的反应，比人工手动控制更灵敏、准确、动作快速，因此能确保制冷装置的安全运行，避免事故。目前制冷压缩机的安全保护装置通常作为压缩机的一部分配备，设计制冷装置时不需选择考虑。对于制冷系统中（压缩机之外）的安全保护装置，手动控制的制冷装置也应尽量采用它们。因为这些安全保护装置，能有效地避免误操作等引起的事故，减少了事故等不正常运行状况，也就减少了能量损失，实际上也是节能工作中的一环。

二、局部自动控制

所谓局部自动控制，从广义上说，制冷装置常规操作调节的任一部分，采用了自动控制方式，都属于局部自动控制。例如，制冷装置放空气操作的自动控制，也可以说属于局部自动控制。目前国内通常说的局部控制，是指在实现安全保护的基础上，增加液泵回路和蒸发器回路的自动控制。其原因是对制冷装置的运行调节控制而言，这部分的工作量最大，对运行的制冷效

果影响也最大。因此，在考虑局部自动控制时，总是优先考虑液泵回路和蒸发器回路的自动控制。

液泵强制供液系统在大、中型制冷装置中获得较广泛的应用，它利用液泵把制冷剂从低压循环桶输向蒸发器，是一种多倍供液的再循环形式。液泵回路的自动控制，通常配五种自控元件。由液位控制器控制电磁主阀，向低压循环桶供液。为了避免氨泵起动后不上液，损坏泵的部件，在泵进出口之间装设差压控制器。为了防止泵排出压力过高，设置自动旁通阀，让多余的液体可旁通回低压循环桶。为了防止泵停止运转时液体回流，防止多泵并联使用的串液，在泵出口设止回阀。

蒸发器回路的控制，实质上就是对被冷却对象温度（如冷库库温）的控制。一般通过温度控制器与电磁阀等组成的回路，控制蒸发器的供液和回气，实现对所要求温度的控制。这种控制是双位式的，即达到温度上限时对蒸发器供液制冷，下限时则停止，使温度在给定值允许的范围内波动。显然根据制冷的对象不同，要求温度、精度不同，采用的自控元件也有差别，但其控制原理是相同的。

采用液泵回路和蒸发器回路的自动控制，不仅可以减少操作调节的工作量，而且可以提高调节精度，稳定被冷却对象的温度，节省能耗。例如，在手动控制时，往往发生温度已经达到而没有及时停止蒸发器的制冷。采用了蒸发器回路的自动控制，就能按设定的温度，及时地关闭阀门，停止蒸发器的制冷。

近年来，国内对冷库的局部自动控制应用越来越多，已经总结了成熟的设计管理经验。有条件的制冷装置在设计时应尽量采用，这对于制冷设置运行的节能很有意义。

三、半自动控制

半自动控制是指除实现局部自动控制外，还增加制冷压缩机的自动开机和停机，以及能量自动调节内容。在目前广泛采用的压缩式制冷中，压缩机是制冷装置的“心脏”，也是制冷装置中最主要的耗能设备。因此，压缩机实现自动控制，就能根据需要及时开机和停机，减少了能耗。另一方面，压缩机的能量自动调节，可以根据实际运行中热负荷的变化，将压缩机部分卸载或

加载，使压缩机的制冷量比较接近于被冷却对象的热负荷。这样既合理地使用了机器，又节约了用电。

如果压缩机没有能量调节装置，就会使压缩机运行不合理或开、停频繁，同时使蒸发压力和蒸发温度波动增大，制冷对象的温度与给定值偏差增大，降低调节质量。能量自动调节装置不仅可以根据热负荷自动增减压缩机运行的台数，也可以增减压缩机投入运行的气缸数。它还能使压缩机轻载或空载起动，既避免了电动机产生过载，又可节约起动能耗。

与局部自动控制相比，半自动控制无疑有更大的节能效果。但同时，半自动控制需要更多的自控元件，需要更多的投资。

应该说明，国内对半自动控制的定义并不统一。另一种看法是，制冷压缩机用手指令开停，也属于半自动控制。许多专家认为，在我国特别是氨冷库，制冷系统一般均采用集中控制，机器较大、较多，国产机器质量又未必十分理想，比较适宜于采用机器用手指令开停的半自动控制。只要加强管理，认真操作，半自动控制就能达到良好的节能效果。

半自动控制的主要内容是制冷压缩机的控制，这只靠自控仪表是不够的，还需要使机器也成为自动型产品，供设计时选用。我国于80年代初开发了自动型氨压缩机，解决了这个问题。目前冷库用的机器设备均有自动型产品。对于冷库，制冷自控设计已变得非常容易。选用自动型机器设备，按库房回路配上必要的仪表、阀门，各个回路都有基本定型的电气控制程序，设计人员适当组合加工，就能实现半自动控制。许多专家提出，根据目前我国实际情况，制冷装置自动化应该广义地理解，实现了半自动控制，就可以认为是实现了制冷装置的自动化。

四、全自动控制与节能

制冷装置的全自动控制，是指除了半自动控制的内容外，还实现辅助设备操作及湿度等的自动控制。例如，制冷装置自动加油、自动放油、自动放空气、自动调节冷凝器冷却水量等等。

制冷装置中的辅助设备与压缩机相比，操作调节的工作量较少，即一般不需要经常调节控制。因此，辅助设备的自动控制对减少操作调节工作量而言，意义不太大。另一方面，辅助设备操作调节的及时性，对制冷装置运行

能耗的影响相对较小。只要制冷装置处于正常管理状态，及时加油、放油、放空气等，正常操作控制不会有问题。即使辅助设备的调节控制不够及时，例如推迟几小时放油或放空气，对制冷装置的运行影响也不大。

因此，可以认为制冷装置采用全自动控制，与半自动控制方式相比，节能的效果并不明显。而且由于辅助设备数量不少，需要增加较多自控元件，使投资增加，维护的工作量增加。从节能和其它因素综合考虑，对所有制冷装置辅助设备采用自动控制，可能对我国大多数制冷装置并无明显效益。因此，在选择控制方式时，不要盲目地追求自动控制的程度，而要注重实际效益。

五、最佳工况自动调节控制

在上述的局部自动控制、半自动控制和全自动控制方式中，控制系统采用的是定值调节系统。即所控制的参数为一确定的数值，这些控制参数值难以随时更改。而在实际生产中，热负荷及制冷装置运行条件的变化是复杂的。例如，对于冷库，冬季制冷装置的最佳控制参数值就可能不同于夏季。因此，定值调节系统就难以使制冷系统随时保持在最佳状况运行。

所谓最佳工况调节控制方式，是指所控制的参数不是一个确定的数值，可以按某一事先确定好的规律变化。这种调节系统又称为程序调节系统，其程序还可以根据需要而修订变化。这种控制方式需要引入微型计算机，它能按输入的程序，对各种条件作出判断，从预定的几种工况中，选出相对节能效率高的一种工况进行控制，使系统保持在最佳工况运行。即使制冷装置保持在最经济、最合理的工况下运行，使耗电量、耗水量等降低到最小限度。从而达到被冷却对象的效果最好，同时运行经营管理的费用最低。

具体来说，这种控制方式是将被控对象的状态给定值和数学模型或控制规律，通过应用程序输入微型计算机。然后，微型计算机执行应用程序定时、定点地采集被控对象的各项参数，经过计算后与给定值比较。对偏差则按控制规律求取调整值，通过执行机构及时纠正被对象运行状态。在这里，只要保证微型计算机采集数据和处理数据的速度，能满足被控对象调整的要求，就能达到闭环实时控制的目的。采用微机实时闭环控制过程如图 4-3-17 所示。

应该说明，微机本身相当于计算工具，它不会思考。因此，输入微机的控制程序和数学模型，需要人们去总结开发。不同制冷装置的服务对象不同，最佳工况可能就不一样。即使同一套制冷装置，在不同季节时，其最佳工况也会不同。所以，即使采用了微机实时闭环自动控制，其自动控制的水平，还取决于人们对制冷装置优化控制和数学模型的认识和开发。

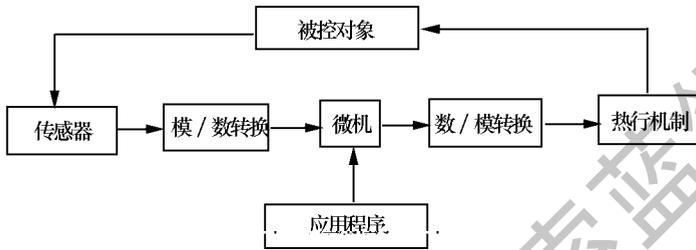


图 4-3-17 微机实时闭环控制方块图

例如，日本东京水产冷藏分配中心采用的“变蒸发温度控制”，就是最佳工况控制方案中的一种。常规全自动控制采用的是“定蒸发温度（压力）控制”，压缩机能量自动调节装置的各设定点都是定值，并且传热温差 $\Delta t =$ 库温 $t_N -$ 蒸发温度 $t_0 \approx$ 恒定值。“变蒸发温度控制”则提出了从最佳运行状态出发，制冷装置在运行中的 t_0 值应该是变化的。即在热负荷大时，应使系统在 t_0 较低状态下运行，此时 Δt 较大，因而蒸发器产冷能力较大；反之当热负荷较小，可使 t_0 升高，虽然 Δt 减小后，蒸发器的产冷量较小，但已能满足要求。这样制冷装置的运行电耗将显著降低，对节能十分有利。

采用常规自动控制仪表，要达到“变蒸发温度控制”是很困难的。采用微型计算机就能实现这种控制，因为它可以对所有参数进行运算、判断、预测控制，并能按预编程序来实现与各种运行工况相适应的众多的控制要求。在上例中，微机可以随时求出与冷库热负荷相对应的最佳 t_0 值并自动进行设定。当然首先人们要建立一个关于蒸发温度与各库房热负荷（或库温偏差）之间函数关系的数学模型：

$$f(t_0) = \sum_{i=1}^n [(T_{ci} - T_{set} + A) + B_i]$$

式中 $f(t_0)$ ——蒸发温度 t_0 的函数；

T_{ci} 、 T_{set} ——库房的实测温度与设定温度；

A——常数；

B_i ——各冷间运转状态系数。

利用实时测得的参数和数学模型，微机就能求出当时最佳的 t_0 值，并以所求出的 t_0 值为目标来进行最佳工况自动调节控制。据报道，日本东京水产冷藏分配中心采用这种“变蒸发温度控制”后，压缩机的轴功率约降低了 12%。

制冷装置采用微机控制，具有控制系统精度高、可靠性高、体积小、重量轻、功耗小、功能强等特点。但是微机毕竟还是“硬件”，利用“硬件改进”来节能毕竟有一个限度。只有当人们对制冷装置运行有更深入的认识，开发出更好的数学模型和控制模式，即利用人们的“智力软件”，才能使制冷装置的控制和节能提高到更高的水平。自动控制中硬件与软件改进后的效果见图 4-3-18。

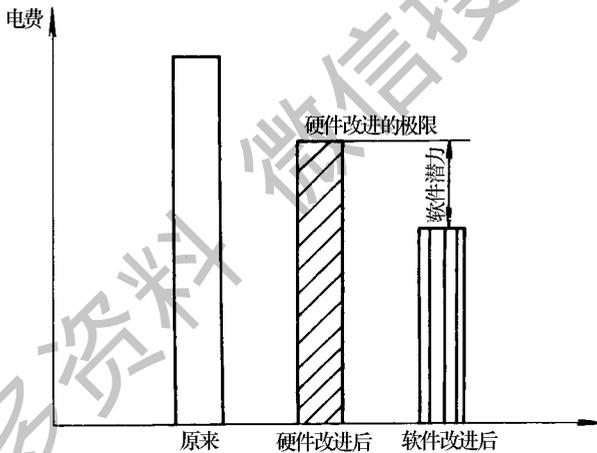


图 4-3-18 自动控制中硬件与软件改进后的效果示意

综上所述，在制冷装置的设计中，控制方式的选择是一个重要课题。从节能的角度，自动控制的水平越高，制冷装置节能降耗的水平越高。据国内实际测试，与手动操作比较，自动控制的最大节电效果达 44%。同时，随着自动控制程度的提高，控制精度提高，制冷的产品质量提高，产品成本降低。另一方面，自动控制可以明显防止事故发生，保障操作人员人身安全。自动控制使操作调节的劳动强度和工作量大大减少，可以减少操作人员，因此有条件时可以选用较高程度的自动控制方式。

但是，事物总是一分为二的，随着自动控制程度的提高，一次性投资将增加。据统计，投资增加幅度为5%~15%。另外，制冷装置的维护检修复杂性也随自控程度提高而提高，对操作管理人员的素质提出了更高的要求。因此，在选择制冷装置控制方式时，必须深入调查研究，全面考虑各种因素，进行各种方案的可行性分析比较。既要积极大胆地采用先进新技术，使制冷装置的节能提高到新水平，又要认真考虑实际经济能力和人员素质等条件。经过综合分析比较，确定最合理的制冷装置控制方式。

例如，即使控制系统中应用了微机，也不一定采用实时自动闭环控制，操作指导控制方式也是一种选择。所谓操作指导控制，是指微机采集到被控对象的各项数据后，按数学模型计算后输出控制方案，并把过程数据和方案用文字或图表方式打印或显示，供操作人员用以控制系统。由于微机得出的控制值和控制方案并不直接执行，故称这种方案为操作指导控制。这种控制方式的优点在于微机作出判断，最后还可以通过人的思考，审查该方案，提高控制的可靠性。

因此，在确定了制冷装置的自动控制程度之后，具体的控制模式（形式）也还有许多不同的方案，在设计制冷装置时要深入实际，全面分析比较，最终确定最合理的方案。

第五节 制冷系统方案设计与确定

制冷方案是设计单位根据设计任务书而提出的初步构想，是一个关键的环节。制冷方案的好坏与制冷装置的使用效果密切相关。因此在确定方案时，应从先进、实用、经济等方面对不同的方案进行分析比较，选择最合理的设计方案。

一、制冷方案设计的原则与内容

（一）制冷方案设计的原则

制冷方案设计应遵循的原则是：①满足食品冷加工工艺要求，保证质

量，降低干耗；②制冷系统要运转可靠，操作管理方便，有安全保障；③制冷系统应优先采用新设备、新工艺及新技术；④考虑经济性，综合比较初置费用和运转费用；⑤考虑技术经济发展趋势。

（二）制冷系统方案设计的主要内容

冷库制冷系统一般由供液系统、蒸发系统、压缩冷凝系统、中间冷却和液体再冷却系统组成，这些都是制冷系统方案设计的内容。本节主要介绍供液方式的确定，冷间冷却方式（蒸发系统）的确定、蒸发系统的融霜方式的确定以及制冷系统的安全保护措施。

二、制冷系统供液方式的确定

高压制冷剂液体经节流后，分别供给各蒸发器。供液方式有多种，它们各有优缺点，可根据不同的使用要求来确定。

（一）直接节流供液

直接节流供液是利用冷凝压力和蒸发压力之间的压力差，将液态制冷剂经节流阀膨胀后直接供给蒸发器。直接节流供液的特点是：

（1）系统简单，操作管理方便，依靠节流阀开启度直接调节蒸发系统供液量，工程费用低，但可靠性较差。

（2）对于多个冷间，当使用情况不均衡时，不易调节控制。

（3）因系统缺少气液分离器，回气中夹带的液滴得不到分离，容易造成“液击”和“湿冲程”。

（4）由于节流后有闪发气体产生，这将占去部分蒸发器内部的空间，从而降低了蒸发器的传热系数。

直接节流供液方式适宜于单一节流装置单一蒸发回路，且负荷比较稳定的小型氟利昂制冷系统，由于使用热力膨胀阀和回热交换器等设备，能根据系统负荷变化自动调节供液量，优点更为突出，应用较多。图4-3-19为典型的直接膨胀供液系统。

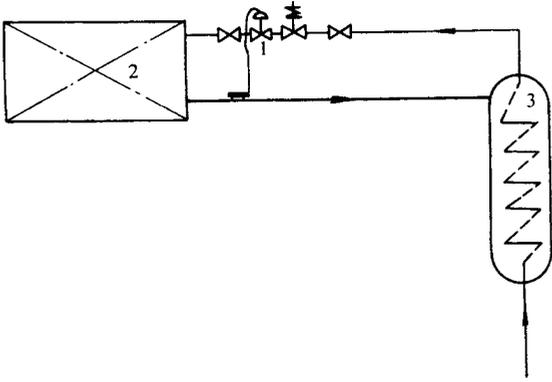


图 4-3-19 氟利昂系统直接膨胀供液

1—热力膨胀阀；2—蒸发器；3—热交换器

(二) 重力供液

重力供液是在蒸发器与节流阀之间增设一个气液分离器，使其中的液面高于冷却设备的工作液面，借助液柱的静压力来克服流动阻力，使液态制冷剂流入冷却设备如图 4-3-20 所示。

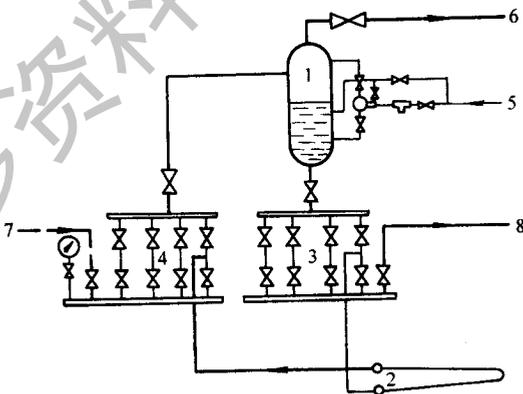


图 4-3-20 重力供液系统

1—气液分离器；2—蒸发器；3—液体调节站；4—气体调节站

5—供液管；6—吸入管；7—热氨管；8—排液管

重力供液方式的特点是：

(1) 高压液体制冷剂节流后进入气液分离器，将节流后产生的无效蒸气

进行分离，有利于提高冷却设备的传热系数。

(2) 进入液体调节站的不再是气液混合的状态，对并联排管的均匀供液有利。

(3) 蒸发器的回气经过了气液分离器的分离，避免了压缩机“湿行程”的发生，保证了压缩机的安全运行。

(4) 为了保证静液柱高度，重力供液一般要设阁楼放置氨液分离器，增加了土建投资，不便于集中管理。

(5) 由于液态制冷剂在蒸发器内作自然流动，流速较小，随制冷剂进入蒸发器的润滑油容易积存，降低蒸发器的传热系数。

由于重力供液的上述特点，所以它不适用于大型冷库，一般以小型冷库选用为主。

(三) 液泵供液

氨系统采用氨泵供液，是借助泵的压力克服制冷剂在管道、阀门及冷却设备中的各种流动阻力而向冷却设备强制供液的。因此，就供液可靠性，特别是几组并联冷却设备之间供液的均匀性而言，氨泵供液比重力供液可靠得多。目前，新建冷库主要选用氨泵供液。在该系统中，以低压循环桶和氨泵代替了重力供液的气液分离器（图 4-3-21）。

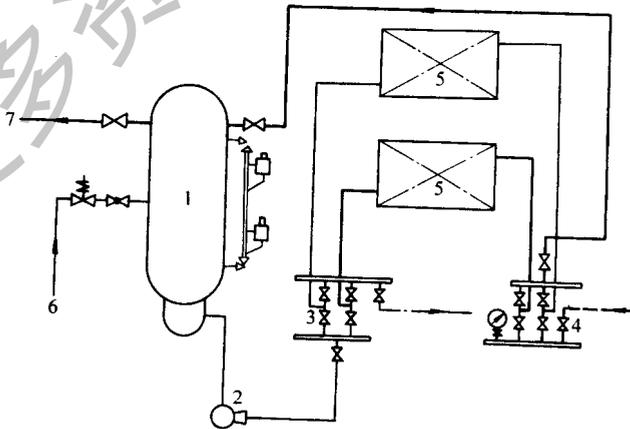


图 4-3-21 液泵供液系统

1—低压循环桶；2—液泵；3—液体调节站；4—气体调节站；
5—蒸发器；6—供液管；7—吸入管

在氨泵供液系统中，因制冷剂进出冷却设备的流向不同，可分为上进下出式和下进上出式两种。上进下出式是氨泵将制冷剂送至冷却排管的最高层，气体或未蒸发的液体自上而下回流至低压循环桶；下进上出式是氨泵将制冷剂从冷却排管的底层送入，并在管组内强迫流动，回气与余液由管组的顶部经回气总管返回低压循环桶，如图4-3-21所示。

上进下出式的特点是：

- (1) 冷却设备内充氨量少，静液柱小，蒸发温度与冷却设备介质之间的传热温差可相应提高。
- (2) 氨泵停止工作后，冷却设备内的存液和积油可自行排出，有利于融霜和利用自控元件实现库温自动控制。冷却设备排空存液后，库温随即停止下降，有利于将温度控制在一个规定的限度内。
- (3) 对制冷系统的多组冷却设备，有供液不易均匀的弊病且冷却排管内表面润湿性差，对传热系数有影响。
- (4) 所有冷却设备必须安装在低压循环桶之上，且所需低压循环桶的容积必须能够容纳所有回液。因此设备费用较大。

下进上出式的特点是：

- (1) 对冷却设备的供液均匀，传热效果好。
- (2) 冷却设备与低压循环桶间的安装位置不受限制。
- (3) 由于冷却设备内存氨多、静压大、对蒸发温度有影响，且积油不易排除。
- (4) 停止供液后，冷却设备内存氨，若机器不停可继续降温，对维持低温库温度的相对稳定有利。但对高温库有冻坏贮藏品的危险。

以上两种供液方式各有特点，下进上出式由于供液均匀可靠和适用性强，应用最为广泛，在氨制冷系统中被普遍采用。上进下出式适用于对温度控制比较灵敏的多层冷库，以高温库为主。

三、冷间冷却方式的确定

冷间冷却方式是冷库制冷方案的一个组成部分，从制冷剂产生冷效应的角度可分为两种方式：直接冷却方式和间接冷却方式。这两种冷却方式各有其特点和适用场合。

(一) 直接冷却方式

直接冷却方式是指冷却设备在库房内，制冷剂在冷却设备中直接吸收库内热量而蒸发，从而使库温下降的冷却方式。直接冷却方式如图 4-3-22 所示。

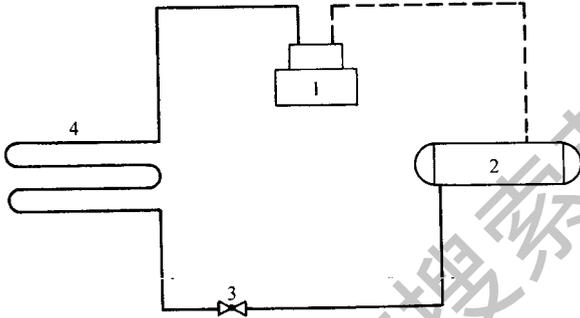


图 4-3-22 直接冷却方式

1—压缩机；2—冷凝器；3—节流阀；4—蒸发器

直接冷却方式的特点是：①制冷剂在蒸发器内直接蒸发吸热，发生相态变化，传热温差只有一次，能量损耗小；②与间接冷却方式比较，系统简单，操作管理方便，投资及运行费用都较低；③系统中如采用氨为制冷剂，一旦泄漏时，会危及人身安全或使食品受损。直接冷却方式因其费用低，管理方便，使用年限长等优点而被广泛采用。

直接冷却方式按冷却设备的不同，可以分为以下三类：

(1) 空气冷却式。根据空气流动形式，又分为自然对流冷却和强迫对流冷却两种。

自然对流冷却主要采用冷却排管，适用于较长时间贮藏货物的场合，如冷库中的冻结物冷藏间、贮冰间等。

强迫对流冷却主要采用冷风机，适用于工作周期短的冷加工场合，如冷库中的冷却间、冻结间等。

(2) 接触式。接触式是指被冷却物体表面与冷却设备壁面直接接触，如平板冻结器。传热形式以传导为主，被冷却物体温度下降迅速。适用于冷加

工比较小而又不怕挤压的食品。

(3) 混合式。混合式是指在冷间采用搁架式排管作冷却设备。该种形式介于空气冷却式和接触式之间，既有空气的对流传热，又有部分排管壁面直接与冻盘接触的传导传热。适用于冻结量较小的加工盘装食品。

(二) 间接冷却方式

间接冷却方式是冷间的空气不直接与制冷剂进行热交换，而是与冷却设备中的载冷剂进行热交换，然后，带有一定热量的载冷剂再与制冷剂进行热交换的冷却方式。间接冷却方式如图 4-3-23 所示。

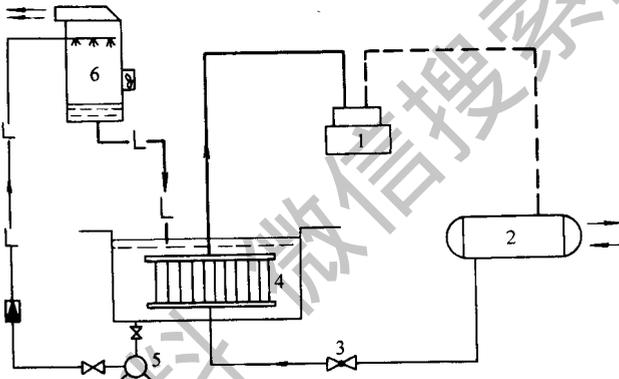


图 4-3-23 间接冷却方式

1—压缩机；2—冷凝器；3—节流阀；4—盐水蒸发器；5—盐水泵；6—冷却设备

间接冷却方式的特点是：

- (1) 间接冷却系统常用的冷媒是盐水、水，由于盐水、水的热容量大，有蓄冷作用，系统工作较稳定。
- (2) 载冷剂的吸热过程无相态变化。载冷剂无毒，使用范围较广。
- (3) 当蒸发系统较多时，采用直接冷却系统较复杂；若采用间接冷却，可选择一個蒸发温度最低的制冷系统，其他系统通过调节盐水流量来控制温度。
- (4) 不易出现“液击”，可远距离送冷。
- (5) 间接冷却方式的装置较多，费用高；且盐水对金属有腐蚀作用。

(6) 由于存在二次传热温差, 即制冷剂冷却载冷剂, 载冷剂再冷却库房的空气或货物, 热交换效率较低, 能量损失大。

间接冷却方式有敞开式系统和封闭式系统两种类型。

间接冷却方式虽然有很多优点, 但因为存在二次传热温差, 使经济性下降, 因此只有在特定情况下, 不宜直接使用制冷剂的地方(如盐水制冰、空调系统中)使用。

四、融霜方式的确定

当库内冷却设备使用一段时间以后, 管壁外表面就会有霜层产生。霜的热导率仅为 $0.116 \sim 0.139 \text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$, 而钢的热导率为 $46.55 \sim 67.48 \text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ 。这样就会直接影响到冷却设备传热, 尤其是冷风机的肋片管, 当结有霜层时, 不但传热阻力增大, 而且空气的流动阻力也增加, 严重时会导致风无法送出。因此, 必须定期及时地将冷却设备表面的霜层除掉。

(一) 热氨融霜

热氨融霜是利用压缩机排出的具有较高温度的过热氨蒸气, 经过油分离器后, 进入蒸发器中, 将蒸发器暂时当成“冷凝器”, 利用热氨冷凝时所放出的热量, 将蒸发器表面的霜层融化。

热氨融霜一般仅用于冷藏间的光管排管, 融化下来的霜和水必须立即清扫, 否则将重新冻结成冰。这种融霜方式, 系统简单, 便于操作管理。同时蒸发器内原来积存的氨液和润滑油, 借助热氨加压或者重力排入融霜排液桶或低压循环桶。

热氨气是融霜的热源, 必须保证有足够的热氨量以及适当的热氨压力和温度。一般用于融霜的热氨量不能大于压缩机排气量的三分之一。融霜热氨压力不小于 0.6MPa , 不大于 0.9MPa 。热氨融霜的缺点是融霜时间较长, 影响库温。

(二) 水融霜

水融霜是通过淋水装置向蒸发器表面淋水，使霜层被水流带来的热量融化。融霜水和霜层融化水从排水管排走。融霜用水的温度以 25°C 左右较为合适，过高将产生“雾气”，可能使冷库围护结构内表面上产生凝结水；过低则需要更多的水量，或者延长淋水时间。在冬季或寒冷地区，可以采用冷凝器排出的冷却水作为融霜用水。

这种融霜方式效率高，库温波动小，操作程序也比较简单，容易实现自动控制，已被广泛采用。一般用于上进下出供液的冷风机融霜。

(三) 热氨和水结合融霜

这种融霜方式是利用热氨在管内加热，使冰霜和排管表面脱开，然后在管外壁用水淋，把冰霜冲掉。冲掉后停水，利用热氨烘干蒸发器的表面，避免蒸发器表面的水膜结成冰而影响传热。这种融霜方式，速度快，效果好，但操作和自动控制程序较复杂。所以，一般性的融霜以水融霜为主，为了简化自动融霜程序和节省自控元件，热氨融霜可以手动操作，热氨阀和排液阀不必采用电磁阀。这种融霜方式适用于下进上出供液的冷风机。

(四) 电热融霜

电热融霜是利用电加热器对冷却设备加热使霜层融化。它较热氨融霜简单，操作也更方便，多用于吹风冷却的冷库制冷系统。

(五) 热盐水融霜

在间接制冷系统中，一般把 20°C 左右的热盐水直接送入盐水冷却盘管，利用热盐水使盘管外的霜层融化。采用热盐水融霜的制冷装置设有盐水加热及循环系统。

五、制冷系统的安全保护

制冷系统承受的压力虽属于中低压范畴，但有些制冷剂（氨）具有毒性、易燃和易爆，一旦发生泄漏和其他事故，不仅污染食品，而且危及人身和设备安全，设计时必须配置安全保护设备。

（一）压力安全保护

为了防止超压运行，在制冷设备上设置安全阀或压力继电器或压差继电器以及自动报警等压力保护安全设备，一旦出现超压运行，安全设备自动动作，把系统内的气体排至大气一部分，或自动停机，以保护制冷系统不致因超压运行而发生事故。

（1）在氨压缩机的高压侧、冷凝器、贮氨器、排液桶、低压循环桶、低压贮氨器、中间冷却器上均配置安全阀。对中、小型氟利昂制冷系统，一般不设安全阀，仅用高、低压力继电器作安全保护。配置的安全阀不仅要设定合适的开启压力，而且要有足够的排气能力。

（2）采用压力继电器，实现高压、中压、低压保护。在压缩机高压一侧除设安全阀外，增设压力继电器，当排气压力超过压力继电器、安全阀的开启设定值时，它们依次动作，起到高压双重保护作用。低压保护是当制冷剂泄漏、供液不足、吸气压力过低时，低压继电器动作，压缩机作故障停机；中压保护是指在双级压缩机中低压级排气压力超过继电器调定压力时，中压继电器动作，切断电源，压缩机作事故停机。

（3）采用压差继电器保护油压，是在压缩机运行时确保一定的油压。当油压低于某一定值时，压差继电器动作，压缩机必须停机。

压力继电器、压差继电器还可以用于断水事故保护。当冷却水断水，继电器动作并发出断水警报信号，同时作事故停机。

（4）在贮液器和冷凝器上设置熔塞，当外部发生火灾或异常高温时，熔塞熔化，塞口打开，系统泄压，防止设备出现爆炸事故。

(二) 液位安全保护

为防止压缩机“湿冲程”，必须在气液分离器、低压循环桶、中间冷却器上设置液位指示、控制和报警装置。

(三) 温度安全保护

压缩机的排气温度、润滑油温度、冷却水的进出口温度、电动机温度等都是检查制冷系统安全运行的重要参数，必须在设备上靠近热源的地方设置温度计，便于日常管理监视。

(四) 其他安全保护

(1) 在氨制冷系统应设置紧急泄氨器，在发生意外事故（如火灾等）时，将整个系统中的氨液溶于水后，泄入下水道，防止制冷设备爆炸及氨液外逸，以保护设备和人身安全。

(2) 在压缩机排气管道和氨泵出液管上应安装止回阀，防止制冷剂倒流。例如，安装在螺杆压缩机上的止回阀，当压缩机突然停车时，可防止冷凝器内的制冷剂回流到压缩机中，使螺杆机组内不会呈高压状态。

(3) 在制冷系统中应设置紧急停车装置。

第六节 制冷机器的配置方案

由于冷库性质的不同及贮存货物对库房温度要求的不同，所用的压缩机、冷凝器等设备的型号及台数各不相同，所以制冷机器设备的配置随具体条件各不相同。

一、压缩机部分

通常压缩机的配置是根据冷库的种类、大小以及冻结设备的特点来选用，对于非生产性冷藏库，通常配置单级压缩机；对于生产性冷库和带有速冻装置的系统，一般配置双级压缩机。

机房系统随冷库生产及贮存货物要求的不同，而有不同的库温以及蒸发温度，因此有单级压缩系统、双级压缩系统和单、双级混合系统之分。压缩机部分主要是压缩机、吸入管道、排出管道和双级系统的中间冷却器部分。

压缩机部分的排出管线，无论是单级、双级或单、双级压缩混合系统，都共用一根总排出管线，这是因为它们的冷凝温度只有一个，排出压力都是相同的。采用一根总排出管，能够简化管线。

吸入管道则比较复杂，一般一个蒸发温度应有一个总回气管线。

不同蒸发温度的吸气管道的配连方案很多，其主要目的是为了使其一机多用，灵活调配，便于在负荷变化、排除故障及检修时操作方便。但也应注意不要过多地采用过桥或其他配连方法，防止投资增加和误操作。

一般大、中型氨制冷装置，蒸发温度系统往往在两个以上，当冷凝温度较低，冷凝压力和蒸发压力之比小于或等于 8，并且蒸发温度在 -25°C 以上时，通常采用单级压缩系统。反之冷凝温度较高，压比大于 8 且蒸发温度在 -25°C 以下时，单级压缩经济性差，压缩机的工作状况也比较恶劣，因此往往采用双级压缩系统。

目前国内在氨双级压缩系统中，多采用一次节流中间完全冷却方式；在氟利昂双级压缩系统中，多采用一次节流中间不完全冷却方式。

实际的冷库工程中，绝大多数都是既有单级压缩系统，又有双级压缩的混合制冷系统。在压缩机的选择上双级压缩系统既可选用单机双级压缩机，也有选用单机配组双级压缩方式。不同蒸发温度的系统与压缩机配连时，除考虑单级、双级各自的灵活性外，尚应在单级、双级所对应的系统上采取措施，使它们能相互兼顾，灵活调度。

我国新系列压缩机没有反向工作阀，为了便于维修以及高压管路的抽空，可加设为了反向工作的阀门，其形式如图 4-3-24 所示。

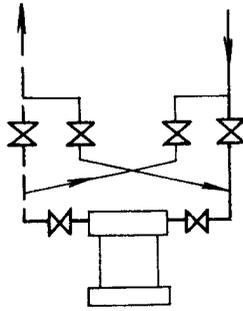


图 4-3-24 反向工作阀示意图

二、冷凝部分

冷凝器的种类、型式很多，在配置时要根据用户的实际情况制定方案，一般对于小型制冷系统，通常配置冷凝机组，其占地面积小、投资小。在通风良好，气温不高，水源缺乏的场所选用氟利昂风冷冷凝机组；在水源充足的地方，选用水冷冷凝机组（包括氟利昂水冷冷凝机组或氨水冷冷凝机组）。

在中、大型制冷系统中，通常选配卧式冷凝器或立式冷凝器。设计中，经常把立式冷凝器布置在机房外，把卧式冷凝器布置在机房设备间内。当前，在一些大型制冷系统中，把卧式冷凝器或立式冷凝器与蒸发式冷凝器相配置。这样配置不仅提高换热面积，大大提高换热效果，而且省去了凉水塔。

在设计中，无论配置哪一种水冷冷凝器，都必须注意以下几点：

(1) 冷凝器和高压贮液器上必须有安全阀及其连接管道。总安全管的出口应高出氨压缩机房檐口高度不小于 1m，高出立式冷凝器操作平台不应小于 2m。为了检修、试压的方便，安全阀前面要设截止阀，平时截止阀必须开启。

(2) 多台冷凝器和多台高压贮液器的系统，在各冷凝器之间，各高压贮液器之间及冷凝器和高压贮液器之间，必须设气体均压管，不能以安全管或放空气管来代替。两台以上贮液器间应设均液管。

(3) 为防止不凝气体对冷凝换热的影响，必须设置放空气器。一般系统

中的不凝性气体由于高压贮液器液封作用，多聚积在冷凝器和高压贮液器中，因此混合气体管是由这两个设备引出的。其他设备没必要引出放空气管道。

三、低压系统

低压系统设备的配置，就是根据上节介绍的制冷系统供液方式和冷间冷却方式来确定方案。

(一) 根据供液方式配置设备

1. 直接节流供液方式

由于直接节流供液方式常用于小型制冷装置中，在这类系统中的其他设备基本是生产厂家已经配置好的。根据冷却或冷冻对象的不同配置不同类型的蒸发器。

2. 重力供液方式

重力供液系统必须设置氨液分离器，同时配置控制其液面的装置。配置氨液分离器必须符合下列要求：

(1) 氨液分离器内气体的流速可采用 0.5m/s ，氨液分离器出液管截面积应为进液管截面积的两倍。

(2) 氨液分离器内的液面与排管液面间的高差（即静液柱高度）必须足以克服全部管道阻力，同时高差不宜过大，以免影响系统的蒸发压力。克服管道阻力后的静液柱，应不超过以下规定：

— 33°C 系统静压头不大于 5kPa （表压）。

— 28°C 系统静压头不大于 5kPa （表压）。

— 15°C 系统静压头不大于 12.5kPa （表压）。

在一般情况下，氨液分离器内液面应高于排管最高一根管子 $1\sim 2\text{m}$ 左右。

(3) 几个库房同时使用一个氨液分离器时，必须设有液体和气体分配站，以便在排管阻力不均匀的情况下，借关闭阀来调节。

(4) 由分配站至库房蒸发器的氨系统管道上，凡液体管道部分应防止

“气囊”的形成，气体管道部分应防止“液囊”的阻塞。

(5) D38管子组成的冷却排管，每一供液通路的长度不宜超过120m。

3. 液泵供液方式

液泵供液方式必配的设备有液泵、低压循环桶、液位控制装置。

液泵供液方式由于具有很大优越性，而为现代大中型冷库所广泛采用。

其优点是：

(1) 过热小。蒸发器内由于氨液循环量多于蒸发量4~5倍，内表面经常为制冷剂润湿，不会产生过热。回到低压贮液桶的两相流体中，带有大量液体。因此，制冷压缩机吸入气体的过热度也很小，不仅降低了制冷压缩机的排气温度，而且改善了制冷压缩机的运行工况。

(2) 制冷效果好。由于氨液循环量较大，蒸发器中的氨始终处于两相状态，而且由于气体的流速比液体大得多，使液体贴附于管壁流动而气体在中心流动，所以制冷剂吸热能力高，制冷效果较一般直接膨胀系统提高25%~30%，较重力供液系统提高10%。

(3) 积油少。由于液体循环量较大，蒸发器内不易存油，从而提高了蒸发器的传热效果。

(4) 操作简便。氨泵系统在维持氨泵正常运转的情况下，依靠浮球阀或其他液面控制器，保持低压循环贮液桶的液面高度，除此以外，不需要经常性的调节工作，就能维持系统的正常运行。其操作较直接膨胀系统和重力供液系统方便可靠，而且便于实现系统自动控制。

(5) 蒸发温度较稳定。蒸发器内由于有4~5倍于蒸发量的低温液体在循环，因此，蒸发温度较稳定，从而使库房温度较为稳定，因库温温度波动而引起的食品干缩损耗也相应减少。

(6) 冲霜期可以缩短。低压循环贮液桶兼作排液桶时，可将蒸发器内液体直接排至低压循环贮液桶，冲霜完毕后，可以借助于泵将低温液体直接送至蒸发器，不仅操作简便，且使库温能很快降下来。

(二) 根据冷却方式配置设备

1. 直接冷却方式

低压系统若确定为直接冷却方式，则这类设备应配置各种排管、空气冷

却器等设备。

2. 间接冷却方式

在低压系统中若采用间接冷却方式，通常配置卧式蒸发器或立式蒸发器，用这类设备来冷却载冷剂；用载冷剂冷却、冷冻其他物质。

四、总调节站

调节系统部分一般是指总调节站和分调节站，它们是节流阀、截止阀、压力表以及其他指示仪表组成的调节和监视中心站。

单级压缩系统、双级压缩系统和单级混有的压缩系统的总调节站，如图 4-3-25 和图 4-3-26 所示。

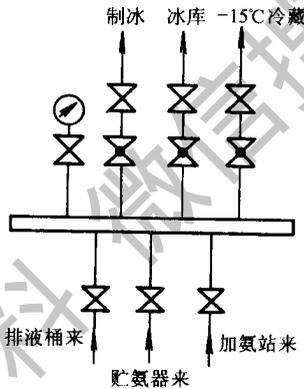


图 4-3-25 单级压缩系统的总调节站

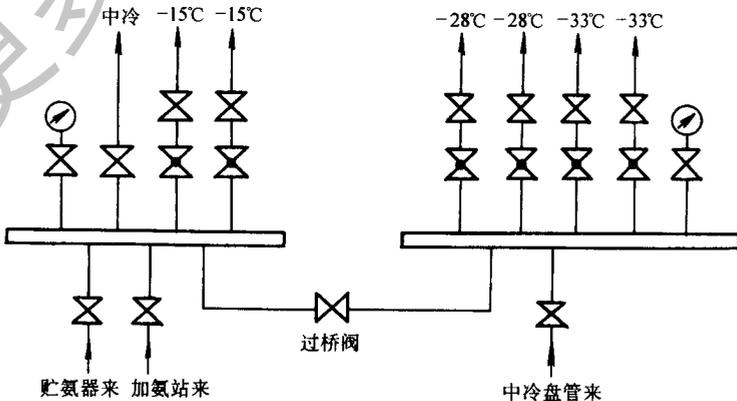


图 4-3-26 具有单、双级压缩系统的总调节站

总调节站的型式较多，无论哪种型式，它们都有如下的几个共同处：

(1) 液体的来源有：来自贮液器或再冷却器，来自加氨站，来自排液桶，双级系统有来自中冷蛇形盘管的再冷液体。

(2) 供出的液体，分别经节流阀减压后进入各自需要低压液体的部分，如氨液分离器、空分器、制冰装置等。

(3) 每个供液支路都有节流阀，其后又需加截止阀（个别支路不需减压者，可不设节流阀）。

(4) 总调节站都设置压力表，压力表前设压力表阀。

(5) 加氨站设在总调节站时，不另装节流阀而装两个截止阀。用氨槽车加氨要有热氨站加压管道。

五、典型制冷系统设备配置

前面介绍了压缩机部分、冷凝器部分、低压部分和总调节站部分的配置方案。在冷库设计中，需根据实际情况全面地对上述设备进行综合配置。因为各地区、单位的具体条件不同，所以仅列举常见的典型系统配置方案。图4-3-27是典型的双级压缩及单级压缩联合组成的机房系统原理图。

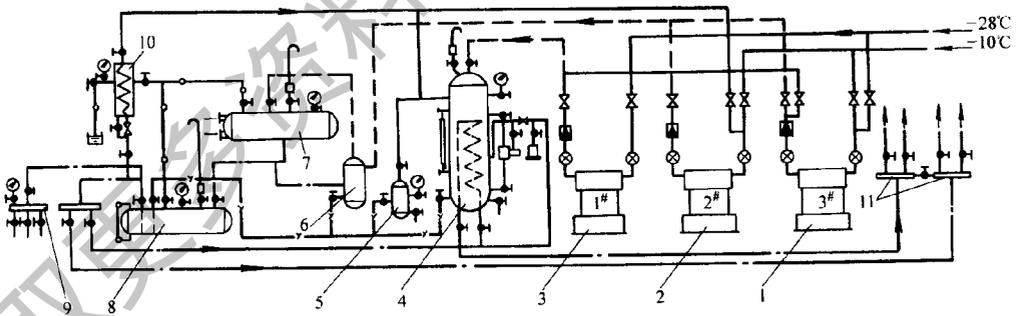


图 4-3-27 典型的双级及单级压缩联合机房系统图

1—单级压缩机；2—高压级压缩机；3—低压级压缩机；4—中间冷却器；5—集油器
6—油氨分离器；7—冷凝器；8—高压贮液器；9—加氨站；10—空气分离器；11—总调节站

1#机是低压压缩机，2#、3#是高压压缩机，3#机又可作为低压压缩机使用。当制冷负荷不大时，2#、3#机又可作为单级压缩机使用。

六、氨压缩机和设备配套参考方案

土建式冷库的制冷设备，多采用氨为制冷剂。装配式冷库基本上均选用氟利昂为制冷剂。大、中型冷库多选用气缸直径为100、125、170mm的2、4、6、8缸氨制冷活塞式压缩机或氟制冷活塞式压缩机；小型冷库则选用气缸直径为50、70、100mm的2、4、6、8缸氟制冷活塞式压缩机。大、中型冷库可选用螺杆压缩机。

100系列压缩机有单级机和单机双级压缩两种机型，均属高速多缸逆流式压缩机。压缩机采用直联传动，设有能量调节装置，可实现轻负荷启动。100系列压缩机组由压缩机、电动机、联轴器、控制台组成。两缸、四缸压缩机组通常与冷凝器组合成压缩冷凝机组。100系列氨压缩机的配套设备有冷凝器、蒸发器、分油器、贮氨器、集油器、氨液分离器、中间冷却器和空气分离器等。100系列活塞式氨制冷压缩机主要配套设备见表4-3-9，其使用条件见表4-3-10。

表4-3-9 100系列活塞式氨压缩机主要配套设备

氨压缩机型号		410A70	610A70	810A70	410A70J	810A70J
压缩机名义工况制冷量/KW		54	81.4	108	17.4(+35℃/-35℃)	37.2(+35℃/-35℃)
冷凝器型号	立式	LN-20	LN-30	LN-35	—	LN-20
	卧式	DWN-25	DWN-30	DWN-32	JLZA-85/0.2	DWN-25
蒸发器型号	立式	LZZ-20	LZZ-30	LZZ-40	LZZ-20	LZZ-20
	卧式	DWZ-25	DWZ-32	DWZ-50	DWZ-25	DWZ-25
油分离器型号		YF-50	YF-65	YF-50	YF-32	YF40、YF65
贮氨器型号		ZA0.25	ZA0.5	ZA0.5	—	ZA0.25
贮油器型号		JY-150	JY-150	JY-150	JY-110	JY-150
氨液分离器型号		AF65	AF05	AF80	AF50	AF65
空气分离器型号		KF-32	KF-32	KF-32	KF-32	KF-32

第 3 章 制冷系统方案的选择与确定

表 4-3-10 100 系列压缩机使用条件

工 质	单 级		双 级	
	R717、R22	R12	R717	R22
			低压级	高压级
最高排气表压力 (MPa)	≤1.5	≤1.15	≤0.7	≤1.5
最高排气温度 (°C)	≤150	≤130	≤120	≤150
最大压力差 (MPa)	≤1.4	≤1.2	≤0.8	≤1.4

100 系列压缩机用于冷凝温度 $\leq 40^{\circ}\text{C}$ ，蒸发温度单级 $-30 \sim 5^{\circ}\text{C}$ ，双级 $-45 \sim -25^{\circ}\text{C}$ 的工况范围。选用制冷工质为 R12、R22、R717。

125 系列活塞式氨制冷压缩机为传统型冷库制冷主机。近年来各厂经过不断改进，性能又有提高，故被大中型土建式冷库广泛采用。其主要技术参数及辅助设备见表 4-3-11。

表 4-3-11 125 系列氨制冷压缩机主要技术参数及辅助设备

压 缩 机 型 号	812.5A100	612.5A100	412.5A100	212.5A100	812.5A100J	
名义工况制冷量/kW	250	18.7	125	61	81	
名义工况轴功率/kW	70.5	53	35.5	18.2	44.2	
能量调节范围/kW	0, 1/4, 1/2, 3/4, 1	0, 1/3, 2/3, 1	0, 1/2, 1	0, 1/2, 1	0, 1/2, 1/3, 1	
排、进气管直径/mm	125、100	120、80	80、60	60、50	进气：高 80 低 25 排气：高 65 低 20	
配套冷凝器	立式	LN—75	LN—55	LN—35	LN—30	LN—35
	卧式	DWN—65	DWN—50	DWN—35	DWN—25	DWN—32
配套蒸发器	立式	LZZ—90	LZZ—75	LZZ—40	LZZ—30	LZZ—40
	卧式	DWZ—90	DWZ—90	DWZ—50	DWZ—32	DWZ—50
高压贮液器型号	ZA—1.0	ZA—1.0	ZA—0.5	ZA—1.0	ZA—0.5	
氨液分离器型号	AF—125	AF—100	AF—80	AF—65	AF—100	
集油器型号	JY—200	JY—200	JY—150	JY—150	JY—150	

第 4 篇 现代化冷库设备安装与调试技术

压缩机型号	812.5A100	612.5A100	412.5A100	212.5A100	812.5A100J
分油器型号	YF—120	YF—80	YF—80	YF—65	YF—65
中间冷却器型号	—	—	—	—	ZL—2.0
空气分离器型号	KF—32	KF—32	KF—32	KF—32	KF—32

注：上述数据主要取自大连冷冻机厂和上海第一冷冻机厂技术资料。

170 系列活塞式氨制冷压缩机多为大型冷库选用，常在冷凝温度 $\leq 40^{\circ}\text{C}$ ，蒸发温度 $-30 \sim 5^{\circ}\text{C}$ 或双级 $-50 \sim -25^{\circ}\text{C}$ 工况范围内使用。该系列氨压缩机均属高速多缸逆流式。压缩机设有能量调节装置，可实现轻负荷启动。它的主要技术参数及配套设备见表 4-3-12，其使用条件见表 4-3-13。

螺杆式制冷压缩机转速高，体积小，效率高，运行平稳，且可以实现能量的无级调节，一般用于大、中型土建冷库、装配式冷库等场合。螺杆式压缩机多为双螺杆单级压缩机。在以氨为制冷工质时，其基本使用工况：冷凝温度 $\leq 46^{\circ}\text{C}$ ，蒸发温度 $-50 \sim 5^{\circ}\text{C}$ ，最高排气温度 $\leq 105^{\circ}\text{C}$ ，润滑油压差 $0.15 \sim 0.3\text{MPa}$ ，并保持油温 $\leq 65^{\circ}\text{C}$ 。其主要技术参数见表 4-3-14。

采用氟利昂制冷工质的螺杆压缩机组有：YSKF₂ 12.5C，YRKF₂ 16，YSKF₂ 20C 等型，这些机组可提供 $-30 \sim -10^{\circ}\text{C}$ 的低温盐水，适用于冷库、制冰等。

表 4-3-12 170 系列活塞式氨制冷压缩机主要技术参数和配套设备
(气缸直径 170mm，活塞行程 140mm，转速 720r/min)

压缩机型号	417A140	617A140	817A140	817A140J	417A140J
标准工况制冷量/kW	256	384	512	163	81.4
轴功率/kW	71.9	107.1	142	83.9	42.75
进、排气管直径/mm	100、80	125、100	150、125	进气：高 65 低 125 排气：高 65 低 100	进气：高 65 低 100 排气：高 65 低 100

第 3 章 制冷系统方案的选择与确定

压缩机型号		417A140	617A140	817A140	817A140J	417A140J
冷凝器型号	立式	LN—75	LN—120	LN—150	LN—75	LN—35
	卧式	DWN—65	DWN—110	DWN—150	DWN—65	DWN—32
蒸发器型号	立式	LZL—90	LZL—160	LZL—200	LZZ—75	LZZ—40
	卧式	DWZ—90	DWZ—150	DWZ—200	DWZ—90	DWZ—50
油分离器型号		YF—80	YF—120	YF—125	YF—60	YF—65
贮油器型号		ZA—1.0	ZA—1.5	ZA—2.0	ZA—0.5	ZA—0.5
集液分离器型号		YY—200	YY—200	YY—300	YY—200	YY—150
氨液分离器型号		AF—100	AF—125	AF—150	AF—125	AF—100
中间冷却器		—	—	—	ZL—3.5	ZL—2.0
压缩机能量调节范围		0, 1/2	0, 1/3, 2/3, 1	0, 1/4, 1/2, 1	0, 1/2, 1/3, 1	0, 1/2, 1/3, 1
空气分离器型号		KF—32				

表 4-3-13 170 系列活塞式氨制冷压缩机使用条件

级数	单级	双级	
工质	R717	R717	
		低压级	高压级
最高排气表压力/MPa	≤1.5	≤0.7	≤1.5
最高排气温度/°C	≤150	≤120	≤150
最大压力差/MPa	≤1.4	≤0.8	≤1.4

表 4-3-14 螺杆式制冷压缩机主要技术参数及配套设备

压缩机型号	JZKA12.5C	JZKA16C	JZKA20C	JZKA25C	JZKA31.5C
标准工况制冷量/kW	137.2	288.5	581.5	1259	2470
轴功率/kW	41	80	171	368	712
机组噪声/[dB(A)]	≤85	≤87	≤90	≤93	≤99
型式	开启式喷油螺杆制冷压缩机				
转子直径/mm	125	160	200	250	315
转子长度/mm	190	240	300	421	530
转速/(r/min)	2900				

压缩机型号		JZKA12.5C	JZKA16C	JZKA20C	JZKA25C	JZKA31.5C
能量调节范围		10% ~ 100%				
吸排气管直径/mm		110、65	120、85	150、125	200、150	
冷凝器	立式	LN—75	LN—120	LN—200	LN—200×2	LN—370B×2
	卧式	DWN—50	DWN—90	DWN—180	DWN—180×2	DWN—360×2
蒸发器	立式	LZL—60	LZL—120	LZL—240	LZL—240×2	LZL—320×2
	卧式	DWZ—65	DWZ—110	DWZ—250	DWZ—250×2	DWZ—360×2
贮氨器		ZA—0.5	ZA—1.0	ZA—2.0	ZA—5.0	ZA—5.0×2
集油器		YJ—150	YJ—200	YJ—300	YJ—300	YJ—500
空气分离器		KF—32				
氨液分离器		AF—80	JF—80	AF—150	AF—200	AF—300

第七节 制冷剂、载冷剂及润滑油

制冷剂是制冷系统中不断循环变化以实现制冷的工作介质，又称制冷工质。载冷剂又称冷媒，用于向被间接冷却的物体输送制冷系统产生的冷量。润滑油又称冷冻机油，用于制冷压缩机的润滑，是压缩机能够长期高速有效运行的关键。

一、制冷剂

制冷剂的种类有几十种，但工业上常用的不过十余种。

(一) 制冷剂的种类

1. 无机化合物

如氨 (R717)、二氧化碳 (R744)、水 (R718) 等。

2. 氟利昂

氟里昂是饱和碳氢化合物的氟、氯、溴衍生物的总称，主要有甲烷、乙烷、丙烷和环丁烷系的衍生物，如二氟二氯甲烷（R12）、三氟一氯乙烷（R22）、四氟乙烷（R134a）等。

3. 碳氢化合物

主要有甲烷（R50）、乙烷（R170）、丙烷（R290）、乙烯（R1150）、丙烯（R1270）等。这类制冷剂主要用于石油化工部门制取低温。

4. 多元混合溶液

多元混合溶液又称混合制冷剂，有共沸制冷剂和非共沸制冷剂。共沸制冷剂同单一化合物一样，在一定压力下的蒸发温度或冷凝温度保持不变，且其气相和液相的组分保持不变，常见的有R500、R502等。非共沸溶液在固定压力下不能保持蒸发温度或冷凝温度恒定，且在饱和状态下气液两组成分也不相同，常见的有R407c、R410a等。

按标准蒸发温度和常温下冷凝压力范围的不同，又可把制冷剂分为高温低压制冷剂、中温中压制冷剂、低温高压制冷剂三类。

（1）高温低压制冷剂。其标准蒸发温度高于 0°C ，常温下冷凝压力低于 0.3MPa ，如R11、R21、R113、R114等，多用于空调系统的离心式制冷压缩机。

（2）中温中压制冷剂。其标准蒸发温度介于 $0\sim -70^{\circ}\text{C}$ ，常温下冷凝压力在 $0.3\sim 2\text{MPa}$ 之间，如R717、R12、R22、R502、R290等，适用于空调或 -70°C 以上制冷装置的活塞式或螺杆式压缩机。

（3）低温高压制冷剂。其标准蒸发温度低于 -70°C ，常温下冷凝压力在 $0.3\sim 4\text{MPa}$ 之间，如R13、R23、R503、R50等，适用于 -70°C 以下制冷装置或复叠式制冷装置的低温部分。

（二）常用制冷剂及其性质

1. 氨（R717）

氨具有良好的热水性能，单位容积制冷量大，压力适中，常温下冷凝压力不超过 1.5MPa ，只要蒸发温度不低于 -33.4°C ，蒸发压力总大于1个大气压。

氨的吸水性强，可与水任意比例互溶，组成氨水溶液，但氨中有水分时

会使蒸发温度升高，对锌、铜及铜合金（磷青铜除外）有腐蚀作用。一般氨液中含水量不能超过 0.2%。

氨无色，有强烈的刺激臭味。空气中含氨量在 11% ~ 14% 时，具有可燃性，在 16% ~ 25% 时遇明火会有爆炸危险，目前，规定氨在空气中的浓度不应超过 20mg/m³。

氨容易获得，价格便宜，目前，多在一些工业制冷设备的活塞式制冷压缩机中采用。

2. 氟利昂

氟利昂的性能随其所含的氟、氯、氢的原子数不同而变化，但其共同的特性是化学性质稳定、不燃烧、不爆炸，对金属不腐蚀，从一般意义上讲无毒，但渗透性强、易泄漏，流动性差，价格较高。

氟利昂不溶于水，当有水分存在时，水在低温下会结冰，堵塞膨胀阀或毛细管的通道，致使制冷机不能正常工作。因此，要求制冷循环系统保持干燥。

氟利昂与润滑油溶解会降低润滑油的粘度，影响润滑作用。各种氟利昂的临界参数、凝固温度及饱和蒸汽压力等各不相同，可根据不同工作温度合理选择，以满足不同使用要求。

目前，中、小型活塞式制冷压缩机、空调和螺杆式和离心式制冷机、低温制冷装置等几乎都采用氟利昂作制冷剂。

常用制冷剂的参数及使用范围如下表。

表 4-3-15 常用制冷剂主要参数及用途

制冷剂	标准蒸发温度/℃	凝固温度/℃	临界温度/℃	临界压力/MPa	ODP 值	用 途
R717	-33.3	-77.7	-132.4	11.4		用于大型制冷装置
R11	23.7	-111.0	198.0	4.37	10	用于大型空调及其他工业
R12	-29.8	-158.0	112.0	4.12	0.9~1.0	用于中小型制冷及大型离心制冷机
R13	-81.5	-181.0	28.8	3.86	1.0	用于低温制冷
R22	-40.8	-160.0	96.0	4.98	0.04~0.06	广泛用于冷藏、空调及工业制冷
R113	47.7	-36.6	214.1	3.415	0.8~0.9	用于小型空调离心式制冷机

制冷剂	标准蒸发温度/°C	凝固温度/°C	临界温度/°C	临界压力/MPa	ODP 值	用 途
R114	3.5	-94.0	145.8	3.275	0.6~0.8	用于小型制冷装置
R134a	-26.2	-96.6	101.1	4.07	0	替代 R12
R502	-45.6		90.2	4.367		特别用于封闭式制冷装置
R718	100.0	0.0	374.2	2.212	0	用于蒸汽喷射式制冷机或吸收式制冷机

(三) CFC_s 的替代问题

众所周知，距地球表面约 25km 的高空存在臭氧层，它能有效地减少太阳紫外线对地球表面的辐射危害，它是地球生物的防护罩，是一道天然屏障。研究表明，不含氢的氟利昂 - CFC（称作 CFC_s）和含氢的氟利昂 - HCFC（称作 HCFC_s）不仅消耗臭氧层，而且加剧温室效应。随着这些工质的大量使用，从生产、应用、废弃等多个环节，向大气中排放的数量增加，且几乎全部升浮进臭氧层。在紫外线作用下这些公害物质产生出游离的氯原子，而一个氯原子破坏近 100 万个臭氧分子，使臭氧层受到严重破坏，紫外线对地球表面辐射强度增加，将使人的免疫系统受到破坏。同时排放到大气中的 CFC_s 能够稳定地吸收太阳热，导致大气温度上升，全球变暖，海平面升高，沙漠化加速，危害地球的许多生物，破坏生态平衡。

反映 CFC_s、HCFC_s 对臭氧层的破坏和产生温室效应的能力分别用 ODP（消耗臭氧层潜能）、GWP（全球变暖潜能）或 HCWP 描述。制冷剂的 ODP、HCWP 值是以 R11 的 ODP = 1.0、HCWP = 1.0 为基准而测定的，如图 4-3-28 所示。

工质的 ODP、GWP 值越高，对环境的危害越大。CFC_s 工质的 ODP、HCWP 值均很大，属公害物质，应在近期淘汰；HCFC_s 工质的 ODP 值虽然较小，但 HCWP 的值较大，属低公害物质，应逐步淘汰。1992 年 11 月在哥本哈根召开的《蒙特利尔议定书》缔约国（我国于 1991 年正式加入）第四次会议上决定，对经济发达国家必须在 1995 年底前完全停止使用 CFC_s，对 CFC_s 工质人均年使用量在 0.3kg 以下的发展中国家可放宽 10 年期限；对 HCFC_s 作为

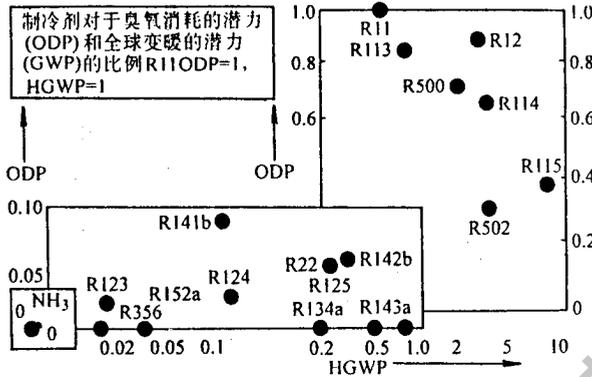


图 4-3-28 一些制冷剂的 ODP 值和 HGWP 值示意图

过渡性工质，逐步限制产量，到 2030 年前完全停止使用。可见，对常用制冷工质替代分两个阶段，即近期对 CFC_s 工质（主要是 R11、R12、R502 等）的替代，随后是对 HCFC_s（主要是 R22）的替代。

对 R11、R12 的替代，在短期内采用对大气臭氧层破坏能力小的 HCFC_s 纯制冷剂或非共沸混合制冷剂。从其标准蒸发温度及热力性质相近的角度出发，优先考虑用 R123 替代 R11，已有较成熟的报告认为，在离心式制冷机中用 R123 替代 R11，效果很好。但 R123 有毒性，似乎人们对 R123 的大量使用有所保留，且 R123 属于 HCFC_s，最终还是被淘汰。用 R22 或 R134a 来替代 R11 也是一种途径，但它们与 R11 的性能相差较大。对 R12 替代，大量的研究表明，最优先考虑的是用 R134a 替代，替代中的一系列技术问题（如制冷系统的耗电，制冷量，润滑油、干燥剂等）几乎已得到解决，仅从热力性能来说，用 R152a 替代 R12 更好些，但 R152a 的缺点是它的可燃性。对于小型 R12 的制冷装置（如家用冰箱或冷藏柜），因充注量小，用 R600a 替代是一种有效途径。

对 R12 的替代也可用二元或三元非共沸混合工质，较为成熟的 R22/R152a、R22/R142b、R134a/R152a 和 R22/R124/R152a、R134a/R22/R152a 等。但采用这些工质在系统热力计算与设计、工质的充注以及工质泄漏影响和补充等均比单工质要复杂。

对 R22 的替代，目前国际上仍在研究，迄今为止还提不出一种较理想的单工质。国际制冷界提出用天然制冷剂（如氨、二氧化碳及碳氢化合物等）

来替代 CFC_s与 HCFC_s是一个十分值得注意的动向。新制冷剂的应用也会影响到制冷系统的变革，主要涉及对某些天然制冷剂可燃性问题的处理以及制冷系统和机器设备结构上的改变。

二、载冷剂

(一) 对载冷剂的要求

载冷剂应具有下列性质：

- (1) 在使用温度范围内不凝固、不汽化。
- (2) 比热容要大，密度小，粘度小。
- (3) 导热系数大。
- (4) 不腐蚀设备、管道及其他附件，无毒，化学稳定性好。
- (5) 价格便宜，易于购买。

(二) 常用载冷剂

(1) 水。只适用于温度在 0℃ 以上的工况，在空气调节系统中应用广泛。

(2) 盐水。当制冷温度在 0℃ 以下时，可使用盐水作载冷剂。常用的有氯化钙和氯化钠的水溶液。

盐水的凝固温度取决于盐的种类和含量。选择盐水的浓度时，一般使盐水的凝固温度比制冷剂的蒸发温度低 6~8℃。为减少盐水的腐蚀作用，应尽量减少盐水与空气的接触，还可在盐水中加重铬酸钠和氢氧化钠等防腐剂。通带做法是：1m³的氯化钙水溶液中应加 1.6kg 的重铬酸钠和 0.432kg 的氢氧化钠；1m³的氯化钠水溶液中加入 3.2kg 的重铬酸钠和 0.864kg 的氢氧化钠。

(3) 有机化合物。对于较低温度的制冷装置，可以用有机化合物或其水溶液作为载冷剂。常用的有甲醇、乙二醇、丙三醇、二氯甲烷、三氯乙烯等。

三、润滑油

(一) 润滑油的功能

润滑油的功能主要有以下几方面：

- (1) 润滑摩擦表面，减少零件磨损，延长使用寿命。
- (2) 冷却摩擦零件，降低压缩机的功耗。
- (3) 起密封作用，防止制冷剂的泄漏。
- (4) 用作能量调节机构的动力。带有能量调节机构的制冷压缩机，利用润滑油的油压控制卸载机构。

作为制冷系统专用的润滑油，能够耐低温而不凝固是其主要特点。

(二) 规格与选用

(1) 规格。润滑油按国家标准 GB/T16630—1996 的规定分为 L—DRA/A、L—DRA/B、L—DRB/A、L—DRB/B 四类品种，每类品种又以粘度等级划分出 5~9 种规格，共 24 种规格。冷冻机油的规格划分是以 40℃ 时运动粘度为基准的，常见的牌号有 15、22、32、46、68 等。

(2) 选用。选用冷冻机油的要求是：①透明度高；②粘度适宜；③闪点高；④凝固点低；⑤有良好的化学稳定性和抗氧化能力；⑥低温流动性好；⑦纯净，不含水分、杂质、溶胶等。

GB/T16630—1996 标准规定的冷冻机油均为矿物油或合成烃油，主要适用于制冷剂为氨、CFC 类和 HCFC 类的制冷压缩机；对于制冷剂为 HFC 类（如 R134a）的压缩机应采用酯族油；对于混合制冷剂则采用烷基苯润滑油。

第 4 章

制冷管道的安装

第一节 制冷剂系统的典型流程

一、制冷剂系统及分类

把压缩机、蒸发器、冷凝器和节流机构这4个制冷基本设备按一定方式用管路连接起来，并完成制冷循环的制冷剂管路系统称作制冷剂系统。

为使系统能高效、可靠、安全地运转，在制冷剂系统中还需加入一些辅助设备或增设一些辅助系统。

制冷剂系统的分类：

- (1) 按制冷剂种类分，有氨制冷系统、氟利昂制冷系统、空气等为工质的制冷系统；
- (2) 按用途分，有空气调节制冷系统、商业制冷系统和工业制冷系统等；
- (3) 按供液方式分，有直流供液系统、重力供液系统和泵供液系统；
- (4) 按机房部分的系统分，有单级压缩系统和双级压缩系统。

二、制冷剂系统的典型流程

(一) 直流供液系统的流程

直流供液系统是指制冷剂通过膨胀阀，不经其他设备直接供给蒸发器的制冷剂系统，又称直接膨胀供液系统。

1. 直流供液的氨制冷剂流程

(1) 图 4-4-1 为氨制冷剂的流程图。制冷剂的循环路线为：压缩机 1 → 油分离器 9 → 冷凝器 8 → 贮液器 7 → 节流阀组 4、5 或 6 → 蒸发器 3 → 氨气过滤器 2 → 压缩机 1。

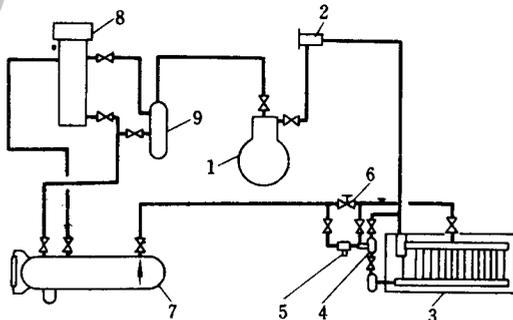


图 4-4-1 直流供液氨制冷剂流程图

1—压缩机；2—氨气过滤器；3—蒸发器；4—浮球膨胀阀；5—液体过滤器；6—手动节流阀
7—贮液器；8—立式冷凝器；9—洗涤式油分离器

(2) 排气管即从压缩机到冷凝器的管路。该管路为高压蒸气管，在这条管路中增设了辅助设备——油分离器，其作用是分离压缩机排气中所夹带的润滑油。

(3) 吸气管即从蒸发器到压缩机的管路。该管路为低压蒸气管，为防止杂质进入压缩机，一些现场安装的制冷剂系统，应在吸气管上装氨气过滤器。

(4) 高压液体管路即为冷凝器到节流阀组的管路。在该管路中增设了贮液器，其作用是稳定制冷剂的循环量及贮存系统的液体制冷剂。

(5) 低压液体管即为节流阀组到蒸发器的管路。节流阀组中设有两只膨胀阀——浮球膨胀阀和手动膨胀阀，前者是正常工作用，后者为备用，即在浮球膨胀阀检修或损坏时使用。为防止系统中脏物堵塞膨胀阀孔，常在阀前设液体过滤器。

(6) 冷凝器的液体通常是靠重力自流入贮液器，为此，在冷凝器和贮液器之间设平衡管将气空间连通。

2. 直流供液的 R12 制冷剂流程

(1) 图 4-4-2 为 R12 制冷剂流程图。制冷剂的循环路线为：压缩机 1 → 油分离器 9 → 冷凝器 8 → 干燥过滤器 7 → 回热交换器 2 → 节流阀组 4、5 或 6 → 蒸发器 3 → 回热交换器 2 → 压缩机 1。

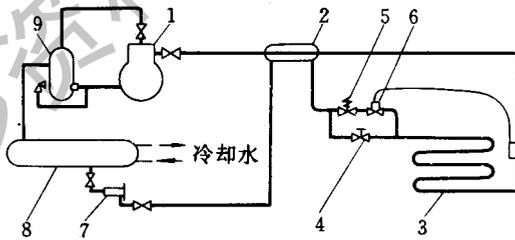


图 4-4-2 直流供液的 R12 制冷剂流程图

1—压缩机；2—回热交换器；3—蒸发器；4—手动膨胀阀；5—电磁阀；
6—热力膨胀阀；7—干燥过滤器；8—卧式壳管冷凝器；9—油分离器

(2) 该系统中的蒸发器可以是直接冷却房间的盘管（如在冷库、冷藏柜中应用），也可以是直接蒸发的空气冷却器（如在空调中应用），还可以是冷却水的干式蒸发器（如制备空调用冷冻水）。

(3) 该系统中未设贮液器，而由卧式冷凝器兼贮液器功能，但冷凝器的贮液能力很小，只适用于小型系统中。

(4) 由于采用了非满液式蒸发器，在节流阀组中采用了热力膨胀阀。为便于控制，节流阀前装有电磁阀。

(5) 小型氟利昂系统中的管路一般都用铜管，或是工厂组装的系统，故在系统中不设气体过滤器。

由图 4-4-1 和图 4-4-2 相比，可看出 R12 系统和氨系统有两点不同：

(1) 氟利昂制冷系统由于节流损失较大，故常采用回热式制冷循环，装有回热交换器。这样，不仅可以避免湿压缩，还可以增大系统的制冷量及制冷系数，从而提高系统的制冷能力。

(2) 氨溶于水，氟利昂不溶于水，故在氟利昂制冷系统中的节流阀前装有干燥过滤器，以吸收制冷剂中的水分，防止在蒸发温度低于 0°C 的情况下使节流阀处产生冰塞现象。

(二) 重力供液系统流程

重力供液系统是指液体靠重力作用给蒸发器供液的制冷剂系统。

图 4-4-3 为重力供液的氨制冷剂流程图。与图 4-4-1 的流程相比，其根本区别为该系统增设了液体分离器。高压液体经膨胀阀节流后送入液体分离器中，使气液分离，其中液体进入蒸发器中蒸发。制冷剂在液体分离器与蒸发器之间在重力作用下产生程度不同的小循环。因此，蒸发器的传热性能好。采用液体分离器后还可减少压缩机湿压缩的可能性。

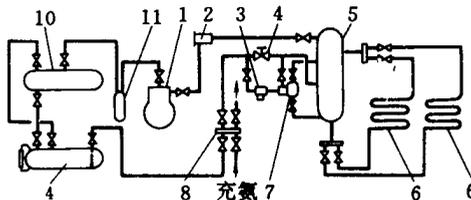


图 4-4-3 重力供液的氨制冷剂流程图

- 1—压缩机；2—氨气过滤器；3—液体过滤器；4—手动膨胀阀；5—液体分离器；6—蒸发器；
7—浮球膨胀阀；8—调节站；9—贮液器；10—卧式壳管冷凝器；11—油分离器

液体分离器应根据系统特点设置：

(1) 一般情况，液体分离器中液面应比蒸发器最上一层管高出物 0.5 ~ 2.0m，以使液体分离器与蒸发器之间静液柱压力差足以克服制冷剂的流动阻力。图 18-1-3 系统适用于小型系统。

(2) 对服务面积大或蒸发器间的高差大（如多层建筑）的制冷系统，采用多液体分离器系统，每个液体分离器供应同一高度、位置近的蒸发器，避免下层的或离液体分离器近的蒸发器供液多，而上层的或离液体分离器远的蒸发器供液少的现象发生。

(3) 当蒸发器负荷波动大或吸入管较长时，可在机房内压缩机的吸入管路上装液体分离器，以分离吸入蒸气中液体，提高压缩机运转的安全性。系统图式如图 4-4-4 所示：

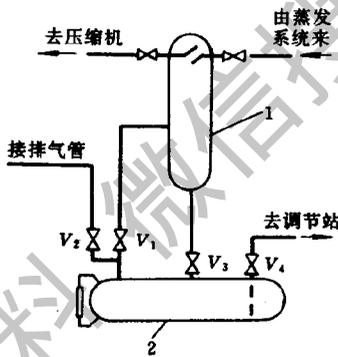


图 4-4-4 机房液体分离器管路系统

1—液体分离器；2—排液桶

- ① 正常使用时，阀 V_1 、 V_3 开启， V_2 、 V_4 关闭。
- ② 当排液桶中液位达到最高液位时，关闭 V_1 、 V_3 ，开启阀 V_2 、 V_4 ，这时排液桶中的液体进入制冷剂系统中。
- ③ 机房内液体分离器不需要维护一定液位，不必设供液管。安装高度能保证分离液流向排液桶（或低压贮液桶）即可。

（三）泵供液系统流程

泵供液系统即依靠泵的机械力对蒸发器系统进行供液的制冷剂系统。目

前大中型冷库、国内的人工冰场都采用这种系统。

1. 泵供液的制冷剂流程

图 4-4-5 所示为氨泵供液的制冷剂流程图。

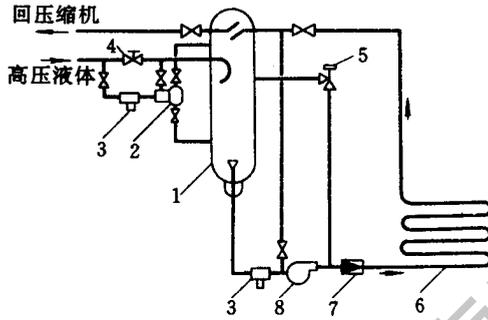


图 4-4-5 氨泵供液的制冷剂流程图

1—低压循环贮液桶；2—浮球膨胀阀；3—液体过滤器；4—手动膨胀阀
5—自动旁通阀；6—蒸发器；7—止回阀；8—氨泵

图 4-4-5 只表示了蒸发器的供液系统，高压部分的系统同其他系统。其制冷剂的循环路线为：来自总分配站的高压液体→节流机构 4、2→低压循环贮液桶 1→其中液体通过氨泵 8→蒸发器 6→低压循环贮液桶 1。

2. 泵供液系统的特点及主要辅助设备

(1) 低压循环贮液桶起着气液分离作用和储存低压制冷剂液体的作用。故有时可用液体分离器和贮液器组合来取代。

(2) 通常氨泵送入蒸发器的氨液量是蒸发器实际蒸发量的 3~6 倍，所以经回汽管返回循环贮液桶的氨含有 2/3~5/6 的氨液（按重量计）。

(3) 氨泵出口装有止回阀和自动旁通阀。当蒸发器中因某几组蒸发器的供液关闭而使其他蒸发器供液量过大和压力过高时，旁通阀可自动调节将氨液旁通到低压循环贮液桶中。

(4) 氨泵吸入口必须保持一定的液柱静压 H ，以防止工作时因压力损失而导致液体管中闪发蒸气和氨泵气蚀。低压循环贮液桶的设计液位线至氨泵中心的垂直高度 H 推荐如下：

齿轮泵： $H = 1 \sim 1.5\text{m}$ ；

离心泵：蒸发温度 -15°C 时， $H = 1.5 \sim 2.0\text{m}$ ；

蒸发温度 -23°C 时， $H = 2.0 \sim 2.5\text{m}$ ；

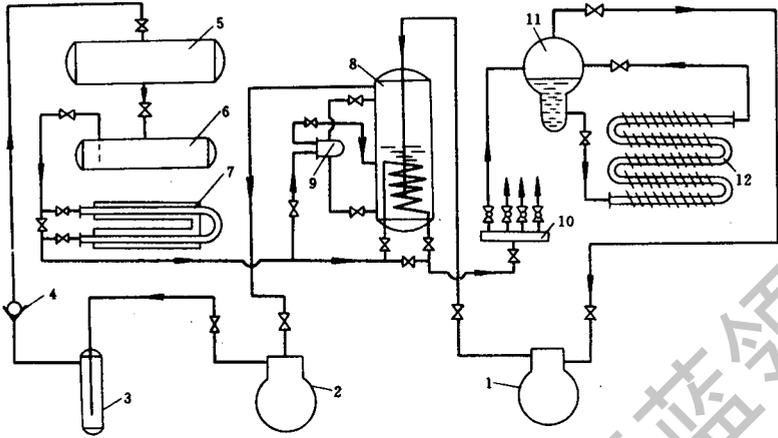


图 4-4-6 双级压缩氨制冷剂流程图

1—低压压缩机；2—高压压缩机；3—油分离器；4—单向阀；5—冷凝器；6—贮液器
7—过冷器；8—中间冷却器；9—浮球膨胀阀；10—调节站；11—气液分离器；12—蒸发器

蒸发温度 -33°C 时， $H = 2.5 \sim 3.0\text{m}$ 。

液泵制冷剂系统与重力供液系统相比，制冷装置的效率高，安全性好，造价低，易于管理。其优点是蒸发器供液均匀，传热性能高。由于蒸发器管内有一定流速，可以使蒸发器中润滑油返回低压循环贮液桶，便于集中排放。缺点是泵要多消耗 $1.0\% \sim 1.5\%$ 的能量。

(四) 双级压缩制冷剂系统流程

1. 双级压缩氨制冷剂系统流程

(1) 图 4-4-6 为双级压缩氨制冷剂流程图。其制冷剂循环路线为：高压压缩机排出的气体经油分离器进入冷凝器，冷凝下来的高压氨液排入贮液器中，经过冷器过冷后分为两路：一路高压液体经中间冷却器的盘管过冷却器后，在蒸发器中蒸发制冷；另一路经节流阀节流后进入中间冷却器，节流后的液体在中间冷却器内蒸发，冷却低压压缩机的排气和盘管内的高压制冷剂液体。从蒸发器系统中来的低压蒸气被低压级压缩机吸入并压缩，然后排到中间冷却器中除去过热度。经节流后产生的部分蒸气和因蒸发而产生的蒸气，随同低压压缩机的排气一同进入高压压缩机，压缩到冷凝压力后排入冷

凝器中。循环周而复始地进行。

(2) 主要辅助设备及作用：

- ① 贮液器的作用是根据蒸发器热负荷的需要供给足够的液氨；
- ② 中间冷却器用浮子调节阀供液，以便自动控制中间冷却器中的液位；
- ③ 调节站是把制冷用的氨液分配给各个库房中的蒸发器；
- ④ 气液分离器的作用一方面是将蒸发出来的低压蒸气中夹带的液滴分离出去，防止氨液进入压缩机而形成湿压缩；另一方面又可使节流后产生的部分蒸气不进入蒸发器（该蒸气在蒸发器内不起制冷作用），使蒸发器面积得到更为合理的利用；
- ⑤ 单向阀的作用是当压缩机一旦突然停车时，防止高压蒸气倒流入压缩机中。

2. 双级压缩氟利昂制冷剂流程

(1) 图 4-4-7 为双级压缩氟利昂制冷剂流程。其制冷剂循环线路为：高压级压缩机的排气经油分离器进入冷凝器，冷凝后的高压液体经干燥过滤器后，一部分液体经中间冷却器被过冷却，再经回热交换器进一步过冷却，然后通过热力膨胀阀节流后进入蒸发器中蒸发制冷；另一部分高压液体经热力膨胀阀节流后进入中间冷却器，其制冷量用于过冷却。蒸发器出来的蒸气被低压级压缩机吸入并压缩，其排气经油分离器后与中间冷却器出来的蒸气混合，再为高压级压缩机吸入并压缩。

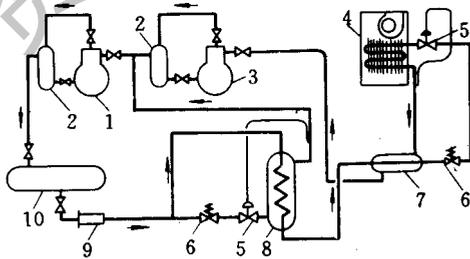


图 4-4-7 双级压缩氟利昂制冷剂系统流程

- 1—高压压缩机；2—油分离器；3—低压压缩机；4—蒸发器；5—热力膨胀阀
6—电磁阀；7—回热交换器；8—中间冷却器；9—干燥过滤器；10—冷凝器

(2) 主要辅助设备及作用：

- ① 回热交换器不但可使高压液体得到进一步过冷，使单位制冷量增大，

还能提高低压压缩机的吸气温度，以改善压缩机的润滑条件，并避免气缸外表面结霜；

- ②电磁阀供压缩机停止运行时自动切断供液管路用；
- ③油分离器的作用是分离润滑油、自动回油；
- ④热力膨胀阀的作用是节流和调节供液量。

第二节 制冷设备及附件

制冷设备各规格见表 4-4-1 ~ 表 4-4-2。

表 4-4-1 常用国产氨压缩机技术性能

型 号	产 冷 量 (kJ/h)		能量调节范围 (%)	公称直径 (mm)		冷却水 耗 量 (L/h)
	标准工况	空调工况		进气管	出气管	
6AW10	313.950	565, 110	0、33.3、66.6、100	90	80	750
8AS10	418, 600	753, 480	0、25、50、75、100	90	80	1000
8AS10	380, 089		0、25、50、75、100	90	80	1000
8AS10	390, 135		0、25、50、75、100	90	80	1000
2AZ12.5	219.765		0、100			
4V12.5	418, 600	1, 046, 500	0、50、100	80	65	
4V12.5	460, 460	1, 117, 662	0、50、100	80	65	
4V12.5	385.112	1, 038, 128	0、50、100	80	65	
6W12.5	627, 900	1, 465, 100	0、33.3、66.6、100	100	80	
6W12.5	724.178	1, 691, 144	0、33.3、66.6、100	100	80	
6W12.5	581.854	1, 557, 192	0、33.3、66.6、100	100	80	
8S12.5	837.200	2, 093, 000	0、25、50、75、100	100	100	
8S12.5	966, 966	2, 231, 138	0、25、50、75、100	100	100	
8S12.5	774, 410	2, 080, 442	0、25、50、75、100	100	100	
4AV17	1, 000, 454	2, 197, 650	0、50、100	100	80	2000
6AW17	1, 381, 380	2, 574, 390	0、33.3、66.6、100	125	100	3000

第 4 篇 现代化冷库设备安装与调试技术

型 号	产 冷 量 (kJ/h)		能量调节范围 (%)	公称直径 (mm)		冷却水 耗 量 (L/h)
	标准工况	空调工况		进气管	出气管	
	8AS17	2, 000, 908		4, 395, 300	0、25、50、75、100	
8AS17	1, 841, 840	3, 432, 520	0、25、50、75、100	150	125	4000
2AL16-I	313, 950			80	80	750
4AV15	627, 900			80	80	1500
4AJ15-I	627, 900			80	80	1500
2A8	62, 790	125, 580		32	25	104
4A8	125, 580	251 160		40	32	208

表 4-4-2 氟利昂活塞压缩式制冷机的
基本类型及其特性

系 列	形 式		
	开启式	半封闭式	全封闭式
新 系 列	<p>1. 气缸有 50、70、100 系列, 均为高速、多缸、逆流式。可实现三工质 (NH₃、F-12、F-22) 通用, 气缸布置形式分别有 V 型、W 型和 S 型, 转数 n = 1440 转/分。</p> <p>2. 标准产冷量: F-12: 12516 ~ 35162kJ/h; F-22: 20093 ~ 37506kJ/h。</p> <p>3. 轴功率: F-12: 1.138 ~ 31kW; F-22: 1.67 ~ 30.4kW。</p> <p>4. 机器装有吸、排油三通阀, 可在正常运转条件下, 不停车加油。</p> <p>5. 70、100 系列有能量调节装置。</p>	<p>1. 缸径有 50、70、100 系列, 均为高速、多缸、逆流式。可实现 F-12、F-22 两工质通用。气缸布置形式有 V 型、W 型和 S 型, 转数 n = 1440 转/分。</p> <p>2. 标准产冷量: F-12: 11470 ~ 341996kJ/h; F-22: 18000 ~ 359996kJ/h。</p> <p>3. 机器装有吸、排油三通阀, 可在正常运转条件下, 不停车加油。</p> <p>4. 70、100 系列有能量调节装置。</p> <p>5. 目前只有少部分产品。</p>	<p>缸径有 40、50、60 系列, 正在试制生产, 目前只有 2FM4 及 2FM4G 型, 产冷量很小、结构紧凑、密封性好、噪音低, 但维修困难。</p>
单 机 双 级 压 缩 制 冷 机	<p>1. 尚无系列产品。</p> <p>2. 目前已生产 2/6F10 型, 逆流式, 转数 n = 1440 转/分。其基本性能是: ①产冷量: 当 t₂₀ = -70℃ t₁₀ = 30℃ 时, F-22: 25116kJ/h; ②配用电机功率: 55kW; ③能量调节: 1: 1、1: 2、1: 3; ④气缸容积比: ξ = 1: 3。</p>		

第 4 章 制冷管道的安装

系 列		形 式		
		开启式	半封闭式	全封闭式
老 系 列	单级压缩制冷机	1. 有 2F4.8, 2F6.3 (6.5), 2F10 及 4F10 等几种产品, 逆流式, 转数 $n = 500 \sim 960$ 转/分。 2. 标准产冷量。 F - 12 : 4186 ~ 117208kJ/h。 3. 配用电机功率 : 1.1 ~ 22kW。 4. 无能量调节装置。		
	单级双级压缩制冷机	1. 无系列产品。 2. 目前生产 1/3F10, 逆流式, 转数 $n = 960$ 转/分。其基本性能是 : ①产冷量 : 当 $t_{2s} = -70^{\circ}\text{C}$ $t_{1s} = 30^{\circ}\text{C}$ 时 , F - 22 : 83720kJ/h ; ②配用电机功率 : 22kW ; ③无能量调节装置 ; ④气缸容积比 $\xi = 1 : 3$ 。		

表 4 - 4 - 3 空气冷却器性能

空气冷却器 型 号	冷却 表面 积 (m^2)	通 风 机					电 动 机			备注
		型 号	台数 (台)	风量 (l^3/h)		全风压 mm H_2O	型 号	功率 (kW)		
				一台	合计			一台	合计	
KLD - 100	100	T40 - 11 6* - 4 - 20	1	9990	9990	20.4	JO ₂ 21 - 4	1.1	1.1	
KLD - 150	153	T40 - 11 4* - 4 - 20	2	5920	11840	36.2	JO ₂ 21 - 4	1.1	2.2	
KLD - 200	204	T40 - 11 6* - 4 - 20	2	9990	19980	20.4	JO ₂ 21 - 4	1.1	2.2	
KLD - 250	256	T40 - 11 6* - 4 - 20	2	9990	19980	20.4	JO ₂ 21 - 4	1.1	2.2	
KLD - 300	301	T4c - 11 6* - 4 - 5	2	12900	25800	20.6	JO ₂ 21 - 4	1.1	2.2	
KLD - 350	344	T40 - 11 6* - 4 - 30	2	13900	27800	21.9	JO ₂ 2 - 4	1.5	3.0	
KLL - 150	153	T40 - 11 4* - 6 - 35	2	9780	19560	56.0	JO ₂ 22 - 2	2.2	4.4	
KLL - 250	256	T40 - 11 4* - 6 - 35	2	9780	19560	56.0	JO ₂ 22 - 2	2.2	4.4	
KLL - 350	344	T40 - 11 4* - 6 - 35	3	9780	20340	56.0	JO ₂ 22 - 2	2.2	6.6	
KLJ - 200	204	T40 - 11 6* - 4 - 20	2	9900	19980	20.4	JO ₂ 21 - 4	1.1	2.2	

第 4 篇 现代化冷库设备安装与调试技术

空气冷却器 型 号	冷却 表面 积 (m^2)	通 风 机					电 动 机				备注	
		型 号		台数 (台)	风量 (l^3/h)		全风压 mm H_2O	型 号		功率 (kW)		
					一台	合计				一台		合计
KLJ-300	301	T40-11	6* - 4 - 20	3	9990	29970	20.4	JO21-4	1.1	2.2		
KLJ-350	344	T40-11	6* - 4 - 25	3	12900	38700	20.6	JO21-4	1.1	3.3		
KLJ-400	400	T40-11	6* - 4 - 35	3	15700	47100	27.2	JO.31-4	2.2	6.6		
CN400B	412	03-11	6* - 6 - 35	3	16500	49500	26.5	JO231-4	2.2	6.6	旧型 号	

注：①KLD用于冻结物冷藏间，KLL用于冷却物冷藏间，KLJ用于冻结间。

②风机型号中6* - 4 - 20，第一个数字为风机机号，第二个数字为叶片数，第三个数字为叶片角度。

表 4-4-4 氨压缩机标准工况、正常工况及空调工况

温 度 工 况	蒸 发 温 度 ($^{\circ}C$)	吸 气 温 度 ($^{\circ}C$)	冷 凝 温 度 ($^{\circ}C$)	过 冷 温 度 ($^{\circ}C$)
标准工况	- 15	- 10	+ 30	+ 25
正常工况	- 10	- 10	+ 30	+ 25
空调工况	+ 5	+ 10	+ 40	+ 35

表 4-4-5 氟利昂制冷机的标准工况

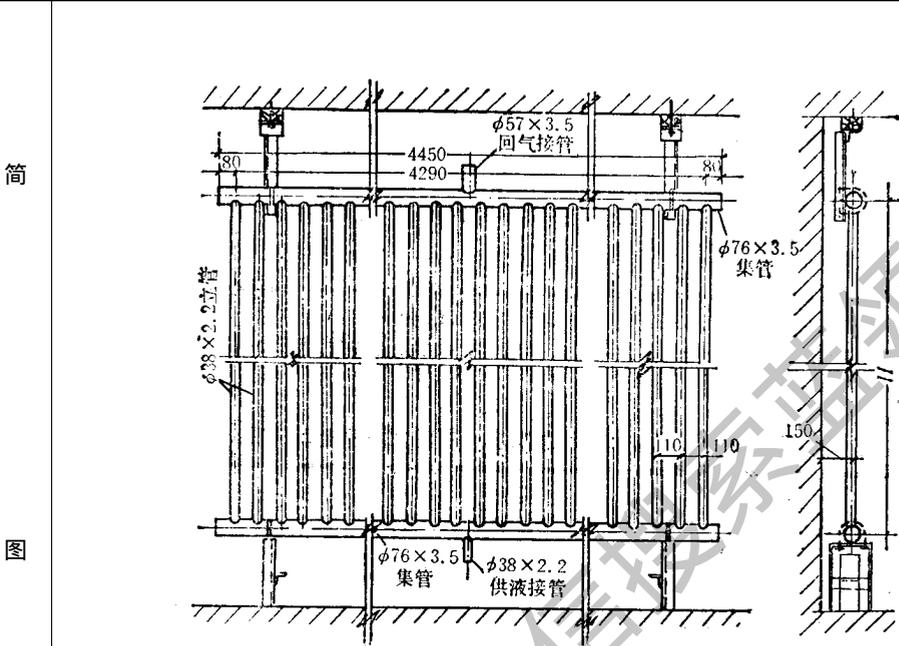
制 冷 剂	工 况			
	蒸发温度 t_D ($^{\circ}C$)	吸气温度 t ($^{\circ}C$)	冷凝温度 t_{1B} ($^{\circ}C$)	过冷温度 t ($^{\circ}C$)
F-12	- 15	15	30	25
F-22				

表 4-4-6 开启式单级压缩制冷机限定工作条件

工 作 条 件	制 冷 剂		工 作 条 件	制 冷 剂	
	F-12	F-22		F-12	F-22
蒸发温度 t_{ev} ($^{\circ}C$)	- 30 ~ 10	- 40 ~ 5	吸气温度 ($^{\circ}C$)	$t_0 + 30 \leq 15$	$t_0 + 30 \leq 15$
蒸发压力 P_{e0} (绝对) (MPa)	0.1 ~ 0.43	0.1 ~ 0.6	排气温度 ($^{\circ}C$)	≤ 130	≤ 150
冷凝温度 t_{10} ($^{\circ}C$)	≤ 50	≤ 40	安全阀开启压差 (MPa)	1.4	1.6
冷凝压力 P_{10} (绝对) (MPa)	≤ 1.24	≤ 1.58	油压差 (MPa)	0.15 ~ 0.3	0.15 ~ 0.3
压缩比	≤ 10	≤ 10	曲轴箱油温 ($^{\circ}C$)	≤ 70	≤ 70
最大压差 $P_{10} - P_{20}$ (MPa)	≤ 1.2	≤ 1.4			

第 4 章 制冷管道的安装

表 4-4-7 $\phi 38 \times 2.2$ 管制立式墙排管规格及材料用量

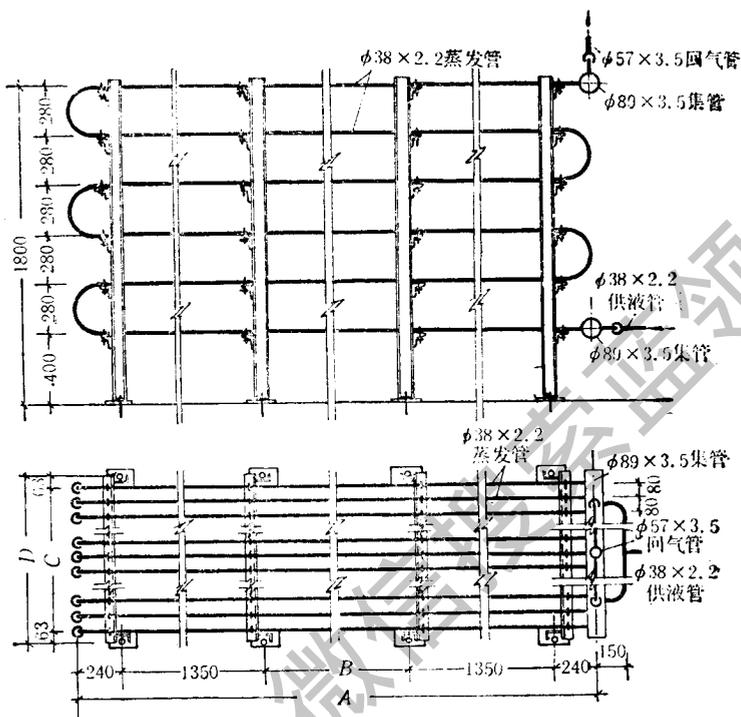


规格表	高度 H (mm)	管子根数	冷却面积 (m ²)		潜热量 (kg)
	2.5	40	14		45.8
	3.0	40	16.2		55
	3.5	40	18.6		64
材料用量	材料名称及规格	单 位	H		
			2.5m	3.0m	3.5m
	无缝钢管 φ76×4	m	8.9	8.9	8.9
	无缝钢管 φ57×3.5	m			
	无缝钢管 φ38×2.2	m	0.15	0.15	0.15
	角 钢 50×5	m	100	120	140
管 卡 φ12	个	根据建筑高度决定			
			4	4	4

第 4 篇 现代化冷库设备安装与调试技术

表 4-4-8 $\phi 38 \times 2.2$ 管制搁架式排管规格及材料用量

筒



图

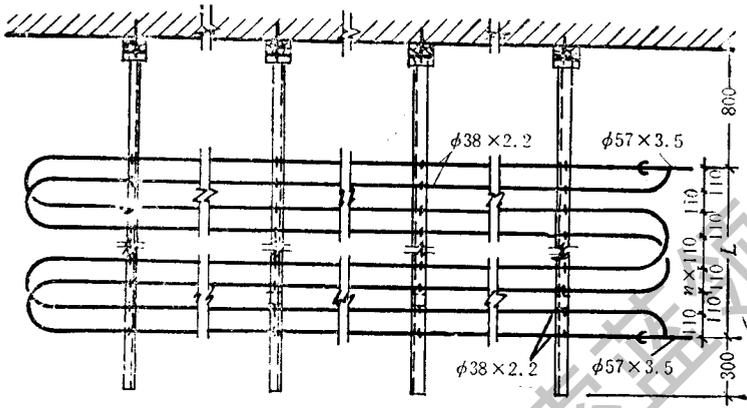
规格表	A	管子根数	B	C	D	角钢档数	冷却面积	灌氨量
	(m)		(m)	(m)	(m)		(m^2)	(kg)
4.53		54	1.35	0.64	0.77	4	29.4	70.6
		78	1.35	0.96	1.09	4	42.5	103
11.28		54	2 × 1.35	0.64	0.77	9	72.6	176
		78	2 × 1.35	0.96	1.09	9	105	254

材料用量	材料名称及规格	A		4.53m		11.28m	
		根数		54	78	54	78
		单位					
	无缝钢管 $\phi 38 \times 2.2$	m	246.2	356.3	610.8	881.3	
	无缝钢管 $\phi 57 \times 3.5$	m	1.0	1.32	1.0	1.32	
	无缝钢管 $\phi 89 \times 3.5$	m	1.56	2.4	1.56	2.4	
	槽 钢 8 × 43	m	14.68	14.68	33.03	33.03	
	角 钢 50 × 5	m	18.4	18.4	41.4	58.6	
	钢 板 $\delta = 10\text{mm}$	m^2	0.024	0.024	0.054	0.054	
	管 卡 $\phi 8$	个	216	216	486	702	

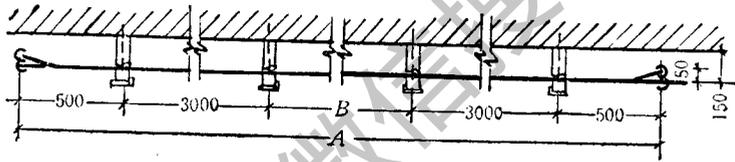
第 4 章 制冷管道的安装

表 4-4-9 两根 $\phi 38 \times 2.2$ 光滑盘算式墙排管规格

筒



图



规格表

A (m)	管子根数	B (m)	C (m)	n	角钢档数	冷却面积 (m ²)	灌氨量 (kg)
4	8	-3.0	0.770	1	2	3.8	11.0
	12	-3.0	1.210	5	2	5.7	16.5
	16	-3.0	1.650	10	2	7.6	22.0
	20	-3.0	2.090	14	2	9.5	27.5
7	8	0	0.770	1	3	6.6	19.25
	12	0	1.210	5	3	10.0	28.85
	16	0	1.650	10	3	13.3	38.50
	20	0	2.090	14	3	16.7	48.20
10	8	3.0	0.770	1	4	9.5	27.5
	12	3.0	1.210	5	4	14.3	41.25
	16	3.0	1.650	10	4	19.0	55.0
	20	3.0	2.000	14	4	23.8	68.64
13	8	2×3.0	0.770	1	5	12.4	35.75
	12	2×3.0	1.210	5	5	18.6	53.6
	16	2×3.0	1.650	10	5	24.8	71.5
	20	2×3.0	2.090	14	5	31.0	89.4
16	8	3×3.0	0.770	1	6	15.2	44.0
	12	3×3.0	1.210	5	6	22.8	66.0
	16	3×3.0	1.650	10	6	30.4	88.0

注：灌氨量按 60% 计算。

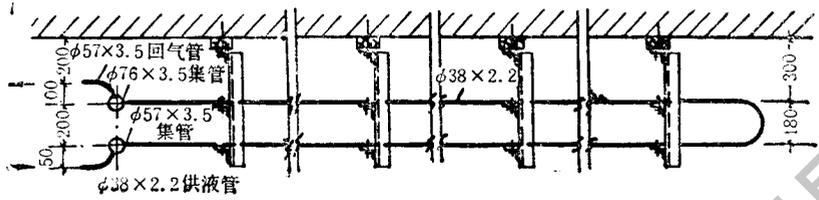
插入卧表 4-4-10

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

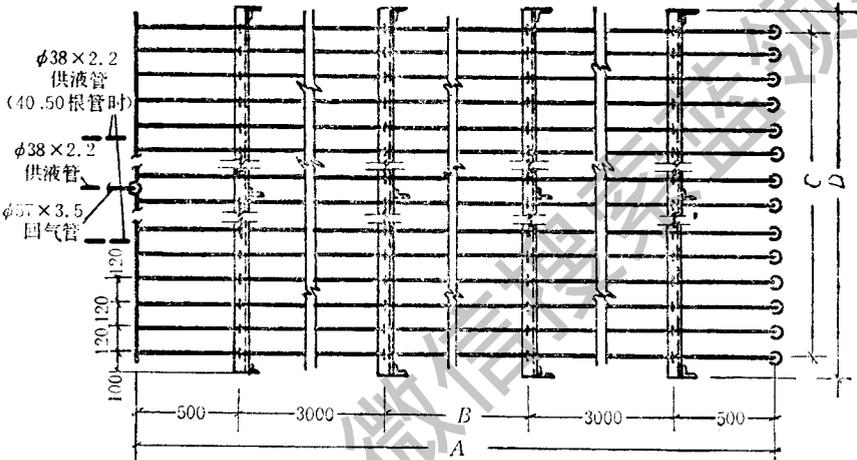
第 4 章 制冷管道的安装

表 4-4-11 $\phi 38 \times 2$ 管制双排集管式顶排管规格

筒



图



规格表

规格	A	管子	B	C	D	角钢	冷却	灌氮	A	管子	B	C	D	角钢	冷却	灌氮
	(m)	根数	(m)	(m)	(m)	档数	面积 (m ²)	量 (kg)		(m)	根数	(m)	(m)	(m)	档数	面积 (m ²)
4		20	-3.0	1.08	1.28	2	9.7	23.2	13	20	2×3.0	1.08	1.28	5	31.4	75.4
		30	-3.0	1.68	1.88	2	14.6	35.0		30	2×3.0	1.68	1.88	5	47.2	113
		40	-3.0	2.28	2.48	2	19.4	46.5		40	2×3.0	2.28	2.48	5	62.9	151
		50	-3.0	2.88	3.08	2	24.5	58.3		50	2×3.0	2.88	3.08	5	78.7	188.7
7		20	0	1.08	1.28	3	17.0	40.8	16	20	3×3.0	1.08	1.28	6	38.6	92.5
		30	0	1.68	1.88	3	25.5	61.3		30	3×3.0	1.68	1.88	6	58.0	130
		40	0	2.28	2.48	3	34.0	81.5		40	3×3.0	2.28	2.48	6	77.2	185
		50	0	2.83	3.08	3	42.6	102.0		50	3×3.0	2.88	3.08	6	96.5	231.8
10		20	3.0	1.08	1.28	4	24.3	58.3	19	20	4×3.0	1.08	1.28	7	45.7	100.5
		30	3.0	1.68	1.88	4	36.5	83.5		30	4×3.0	1.68	1.88	7	68.6	164.5
		40	3.0	2.28	2.48	4	48.6	117.0		40	4×3.0	2.28	2.48	7	91.5	218.5
		50	3.0	2.88	3.08	4	60.8	146.0		50	4×3.0	2.88	3.08	7	114.3	274

注：灌氮量按 50% 计算。

第 4 篇 现代化冷库设备安装与调试技术

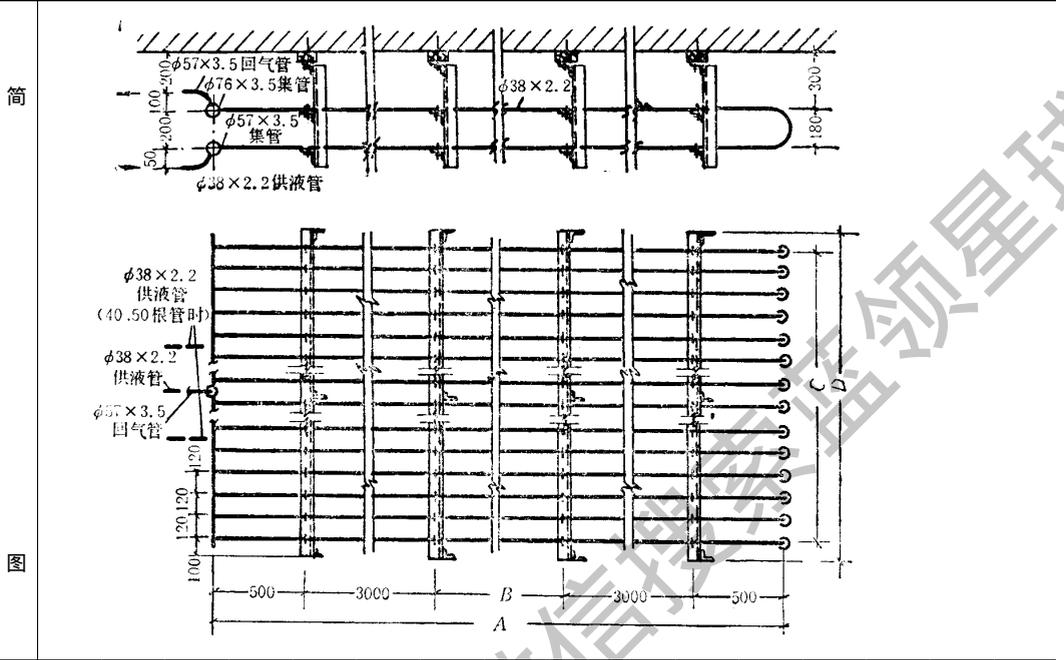
表 4-4-12 $\phi 38 \times 2$ 管制双排集管式顶排管材料用量

材料名称 及规格	A	4m				7m				10m			
	根数 单位	20	30	40	50	20	30	40	50	20	30	40	50
		无缝钢管 $\phi 38 \times 2$	m	81	121.5	162.5	203	141	211.5	282.5	353	201	301.5
无缝钢管 $\phi 57 \times 3.5$	m	1.45	2.05	2.85	3.25	1.45	2.05	2.85	3.25	1.45	2.05	2.85	3.25
无缝钢管 $\phi 76 \times 4$	m	1.25	1.85	2.45	3.05	1.25	1.85	2.45	3.05	1.25	1.85	2.45	3.05
角 钢 50×5	m	7.98	9.96	13.8	16.25	11.74	15.34	20.25	23.85	15.95	19.85	27.64	32.48
管 卡 $\phi 8$	个	40	60	80	100	60	90	120	150	80	120	160	200
垫 木 100×100×50	块	4	4	6	6	6	6	9	9	8	8	12	12

材料名称 及规格	A	13m				16m				19m			
	根数 单位	20	30	40	50	20	30	40	50	20	30	40	50
		无缝钢管 $\phi 38 \times 2$	m	261	391.5	622.5	353	321	481.5	642.5	803	381	571.5
无缝钢管 $\phi 57 \times 3.5$	m	1.45	2.05	2.85	3.25	1.45	2.05	2.85	3.25	1.45	2.05	2.85	3.25
无缝钢管 $\phi 76 \times 4$	m	1.25	1.85	2.45	3.05	1.25	1.85	2.45	3.05	1.25	1.85	2.45	3.05
角钢 50×5	m	19.49	25.49	34.6	40.6	23.47	30.67	40.5	47.7	27.25	35.65	48.5	50.82
管卡 $\phi 8$	个	100	150	200	150	120	180	240	300	140	210	280	350
垫木 100×100×50	块	10	10	15	15	12	12	18	18	14	14	21	21

第 4 章 制冷管道的安装

表 4-4-13 $\phi 38 \times 2.2$ 管制四排集管式顶排管规格



规格	A (m)	总根数	B (m)	C (m)	D (m)	角钢档数	冷却面积 (m ²)	灌氮量 (kg)	A (m)	总根数	B (m)	C (m)	D (m)	角钢档数	冷却面积 (m ²)	灌氮量 (kg)
	7		20	0	0.48	0.68	3	13.4	40.6	16	10	3×3.0	0.48	0.68	6	30.6
		28	0	0.72	0.92	3	18.8	57	20		3×3.0	0.72	0.92	6	42.8	134
		40	0	1.08	1.28	3	26.8	31.5	28		3×3.0	1.08	1.28	6	61.2	193
		48	0	1.32	1.52	3	32.3	98	40		3×3.0	1.32	1.52	6	73.5	230
10		20	3.0	0.48	0.68	4	10.1	58	19	20	4×3.0	0.48	0.68	7	36.3	113.5
		28	3.0	0.72	0.32	4	26.8	31.2		28	4×3.0	0.72	0.92	7	50.7	159
		40	3.0	1.08	1.28	4	38.4	116		40	4×3.0	1.08	1.28	7	72.5	227
		48	3.0	1.32	1.52	4	46	138		43	4×3.0	1.32	1.52	7	87	272
13		20	2×3.0	0.48	0.68	5	24.0	75.4								
		28	2×3.0	0.72	0.92	5	34.8	106								
		40	2×3.0	1.08	1.28	5	49.7	151								
		48	2×3.0	1.32	1.52	5	59.6	181.5								

注：灌氮量按 50% 计算。

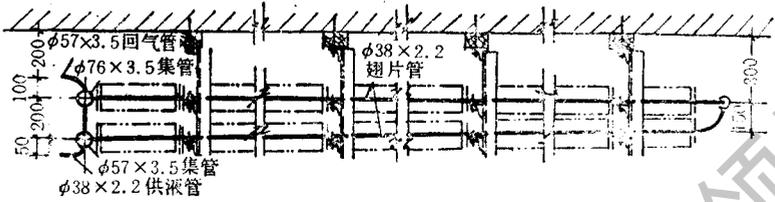
插入卧表 4-4-14

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

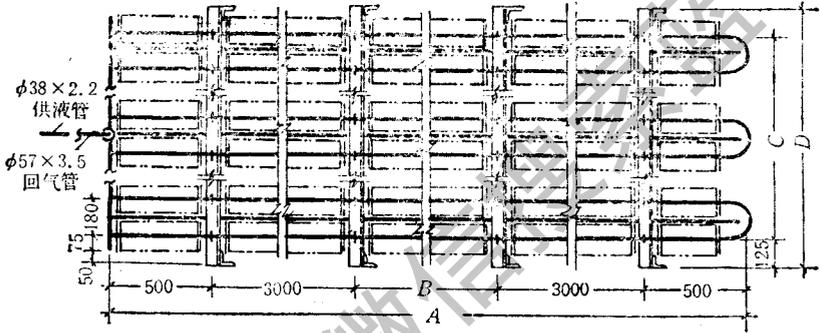
第 4 章 制冷管道的安装

表 4-4-15 $\phi 38 \times 2.2$ 翅片管制氮液内
循环式顶排管规格

筒



图



规

格

表

规 格 表	管子 根数	B (m)	C (m)	D (m)	角 钢 档 数	冷 却 面 积 m ²	灌 氮 量 (kg)	A (m)	管子 根数	B (cm)	C (cm)	D (cm)	角 钢 档 数	冷 却 面 积 (m ²)	灌 氮 量 (kg)	
																A (m)
10	3	3	0.18	0.43	4	24	5.77	19	3	12	0.18	0.43	7	45.6	10.86	
	6	3	0.54	0.79	4	48	11.50		6	12	0.54	0.79	7	69.6	19.81	
	9	3	0.90	1.15	4	72	17.24		9	12	0.90	1.15	7	93.6	30.68	
	12	3	1.26	1.51	4	96	23.05		12	12	1.26	1.51	7	117.6	43.40	
13	3	6	0.18	0.43	5	31.2	7.36	22	3	15	0.18	0.43	8	131.6	12.54	
	6	6	0.54	0.79	5	65.2	14.90		6	15	0.54	0.79	8	155.6	25.05	
	9	6	0.90	1.15	5	79.2	22.20		9	15	0.90	1.15	8	179.6	37.60	
	12	6	1.26	1.51	5	103.2	29.80		12	15	1.26	1.51	8	203.6	50.15	
16	3	9	0.18	0.43	6	38.4	9.16									
	6	9	0.54	0.79	6	62.4	18.30									
	9	9	0.90	1.15	6	86.4	27.45									
	12	9	1.26	1.51	6	110.4	36.60									

注：灌氮量按 33% 计算。

表 4-4-17 氨排管用翅片管规格表

光滑管规格 (mm)	翅片 片距 (mm)	翅片用 钢带规 格(宽 度×厚度) (mm)	每米 管子 上翅 片数 (片)	每米管 子上钢带 长度 (m)	每米翅 片管的 冷却面 积(m ²)	每米翅片管重量			每米 翅片 管的 容积 (L)	翅 化 度
						带钢重量 (kg)	光滑管 重量 (kg)	翅片管重量 (kg)		
57×3.5	35.7	50×1~1.2	28	11.5	1.11	4.50~5.40	4.62	9.12~10.02	1.96	6.20
57×3.5	35.7	46×1~1.2	28	10.9	1.01	3.94~4.73	4.62	8.56~9.35	1.96	5.65
38×2.2	35.7	46×1~1.2	28	9.5	0.80	3.44~4.12	1.94	5.38~6.06	0.88	6.67
38×2.2	30	46×1~1.2	33.3	11.3	0.92	4.09~4.90	1.04	6.04~6.84	0.88	7.74
38×2.2	20	46×1~1.2	50	17.0	1.33	6.14~7.37	1.94	8.08~9.31	0.88	11.1
32×2.2	35.7	40×1~1.2	28	8.2	0.61	2.57~3.08	1.62	4.19~4.70	0.59	6.0

表 4-4-18 应用于空气冷却器中的一些翅片管的技术特性

空气冷却器的应用范围	翅片 型式	管子 材料	翅片 材料	翅片 片距 (mm)	翅片 厚度 (mm)	管 子 (外径×壁厚) (mm)	紧凑性 S/V (m ² /m ³)	1m 外表面积的 质量 G/S (kg/m ²)		
整体式空调机用 的空气冷却器	板 式	铝 铜	铝	2	0.2	10×1	950	0.4		
				2	0.2	10×0.8	950	0.6		
结露的空气冷却器		铜	铝	3.4	0.4	12×0.8	550	1.9		
				结霜的空气冷却器	经常融霜时	5	0.4	16×1	260	0.8
					很少融霜时	10	0.4	16×1	200	0.9
水冷却的空气冷却器		绕片式	钢	钢	4	0.4	22×2	410	2.2	
氨与盐水冷却的空气冷却器	20				1.0	38×2.25	110	6.9		
美国“爱罗芬”工厂制空气冷却器	铜		铜	3.2	0.2	16×0.6	450	1.5		
水冷却的空气冷却器	滚轧式	铝	铝	3.6	0.7	17.5×2	340	1.4		

表 4-4-19 浮球阀的选用

型 号	产 品 代 号	制 冷 能 力 (kJ/h)	旁通管膨胀阀直径 (mm)	生 产 厂
ZF-15	A56-1	25.1 万	15	上海第一冷冻机厂
ZF-45		75.3 万	20	上海第一冷冻机厂
ZF-150		251.2 万	25	上海第一冷冻机厂
FQ-5		8.4~14.7 万		大连冷冻机厂

第 4 章 制冷管道的安装

型 号	产 品 代 号	制 冷 能 力 (kJ/h)	旁通管膨胀阀直径 (mm)	生 产 厂
FQ-10	A56-2	14.7~29.3 万		大连冷冻机厂
FQ-20	A50-3	29.3~58.6 万		大连冷冻机厂
FQ-50	A50-4	58.6~117.2 万		大连冷冻机厂
FQ-100	A56-5	117.2~234.4 万		大连冷冻机厂
FQ-200	A56-6	234.4~460.5 万		大连冷冻机厂

表 4-4-20 安全阀公称通径的确定

容器存氨量 (kg)	< 1000	< 2000	< 3000	< 4000	≥ 4000
安全阀通径 (mm)	15	20	25	32	50

表 4-4-21 PPF 型热力膨胀阀主要性能数据

型 号	口 径 (mm)	使用 工质	适用温度范围 ($^{\circ}\text{C}$)	可调节关 闭过热度 ($^{\circ}\text{C}$)	标准制 冷 量 (10^4kJ/h)	空 调 制 冷 量 (10^4kJ/h)	接 管 规 格 (mm)	
							进 口	出 口
Dg0.8FPF	0.8	R12	+10 ~ -30	$8 < t < 2$	4.18	3.76	$\phi 10 \times 1$	$\phi 12 \times 1$
		R22	-30 ~ -80	$8 < t < 2$	6.69		$\phi 10 \times 1$	$\phi 12 \times 1$
Dg1FPF	1	R12	+10 ~ -30	$8 < t < 2$	5.02	4.60	$\phi 10 \times 1$	$\phi 12 \times 1$
		R22	-30 ~ -80	$8 < t < 2$	8.37		$\phi 10 \times 1$	$\phi 12 \times 1$
Dg1.5FPF	1.5	R12	+10 ~ -30	$8 < t < 2$	7.95	7.12	$\phi 10 \times 1$	$\phi 12 \times 1$
		R22	-30 ~ -80	$8 < t < 2$	12.98		$\phi 10 \times 1$	$\phi 12 \times 1$
Dg2FPF	2	R12	+10 ~ -30	$8 < t < 2$	10.46	9.21	$\phi 10 \times 1$	$\phi 12 \times 1$
		R22	-30 ~ -80	$8 < t < 2$	17.16		$\phi 10 \times 1$	$\phi 12 \times 1$
Dg3FPF	3	R12	+10 ~ -30	$8 < t < 2$	20.93	26.79	$\phi 10 \times 1$	$\phi 12 \times 1$
		R22	-30 ~ -80	$8 < t < 2$	36.00		$\phi 10 \times 1$	$\phi 12 \times 1$
Dg4FPF	4	R12	+10 ~ -30	$8 < t < 2$	37.69	33.49	$\phi 10 \times 1$	$\phi 12 \times 1$
		R22	-30 ~ -80	$8 < t < 2$	62.79		$\phi 10 \times 1$	$\phi 12 \times 1$
Dg5FPF	5	R12	+10 ~ -30	$8 < t < 2$	47.30	41.86	$\phi 12 \times 1$	$\phi 16 \times 2$
		R22	-30 ~ -80	$8 < t < 2$	75.35		$\phi 12 \times 1$	$\phi 16 \times 2$

注：本表摘自上海恒温控制器厂样本。

表4-4-22 RF型热力膨胀阀主要性能数据

型号	孔径 (mm)	使用 工质	适用温度范围 ($^{\circ}\text{C}$)	可调节关 闭过热度 ($^{\circ}\text{C}$)	标准制冷量 (10^3kJ/h)	接管规格 (mm)	
						进 口	出 口
RF8	8	R12	+10 ~ -30	$8 < t < 2$	100.46	$\phi 16$	$\phi 19$
		R22	-30 ~ -30	$8 < t < 2$	167.44		
RF9	9	R12	+10 ~ -30	$8 < t < 2$	113.02	$\phi 16$	$\phi 19$
		R12	-30 ~ -80	$8 < t < 2$	192.56		
RF10	10	R12	+10 ~ -30	$8 < t < 2$	125.56	$\phi 16$	$\phi 19$
		R22	-30 ~ -30	$8 < t < 2$	230.23		
RF11	11	R12	+10 ~ -30	$8 < t < 2$	163.25	$\phi 16$	$\phi 19$
		R22	-30 ~ -80	$8 < t < 2$	251.16		
RF12	12	R12	+10 ~ -30	$8 < t < 2$	313.95	$\phi 16$	$\phi 19$
		R22	-30 ~ -80	$8 < t < 2$	460.46		
RF13	13	R12	+10 ~ -30	$8 < t < 2$	355.81	$\phi 16$	$\phi 19$
		R22	-30 ~ -80	$8 < t < 2$	565.11		
RF14	14	R12	+10 ~ -30	$8 < t < 2$	418.60	$\phi 16$	$\phi 19$
		R22	-30 ~ -80	$8 < t < 2$	627.90		

第三节 常用制冷系统管道设备布置安装

一、节流机构的布置安装

(一) 节流机构

节流机构是制冷装置中的重要部件之一，它的作用是将冷凝器或贮液器

中冷凝压力下的饱和液体（或过冷液体）节流降至蒸发压力和蒸发温度，同时根据负荷的变化，调节进入蒸发器制冷剂的流量。

常用的节流机构有手动节流阀、浮球节流阀、热力膨胀阀及毛细管等。

1. 手动节流阀（又称膨胀阀）这是最老式的节流阀，其外形与普通截止阀相似，开启的大小需要操作人员频繁地调节，以适应负荷的变化。因手动阀全凭经验调节，不能适应热负荷变化作相应调节，现已大部分被自动节流阀取代，只有氨制冷系统或试验装置中还在使用。在氟利昂制冷系统中，手动节流阀作为备用阀安装在旁通管路中，以便于自动节流机构维修时使用。

2. 浮球节流阀（或称浮球调节阀）它是用于具有自由液面的蒸发器（如卧式壳管式蒸发器，直立管或螺旋管式蒸发器）的供液量的自动调节。通过它的调节，在这些设备中可以保持大致恒定的液面。同时浮球节流阀还起着节流降压的作用。

3. 热力膨胀阀（又称感温调节阀或自动膨胀阀）

它安装在蒸发器进液口的供液管上，依靠附着于蒸发器出口端回汽管上的感温元件，根据蒸发器回汽过热度的大小，自动调节阀的开启度，控制进入蒸发器的制冷剂流量。根据其结构的不同，可分为内平衡式和外平衡式两种。对于小型蒸发器，宜采用内平衡式热力膨胀阀；对于用分液器或压力损失较大的蒸发器，宜采用外平衡式热力膨胀阀。

4. 热电膨胀阀

它是利用热敏电阻的作用来调节供液量的调节阀，这种膨胀具有结构简单，反应速度快的特点。

5. 毛细管

它是一种最简单的节流机构。所谓毛细管实际上就是一根直径很小的紫铜管。流体流经管子时，要克服管子的阻力，就有一定的压力降。而且，管径越小，管子越长，压力降就越大，所以制冷剂液体流经毛细管时，可起节流膨胀作用。

制冷剂在毛细管中的节流过程与在节流阀中的节流过程有较大区别。在节流阀中，制冷剂在通过阀孔的瞬间即完成节流过程，而在毛细管中，节流过程是沿毛细管总长的流动过程完成的。

(二) 节流机构的布置安装

1. 浮球调节阀

两种结构的接管方法如图 4-4-8a、b 所示。

(1) 图 4-4-8c 示出了非直通式浮球调节阀的连接管路系统。制冷剂液体可由最下面的实线表示的管子供入蒸发器，也可由上面虚线表示的管子供入蒸发器。

(2) 在浮球调节阀的管路系统中，一般都装有手动节流阀的旁路系统，一旦浮球调节阀发生故障或清洗过滤器时，可使用手动阀来调节供液。

(3) 为防止污物堵塞阀门，浮球阀前应设有过滤器。

2. 内、外平衡式热力膨胀阀

安装示意如图 4-4-9 所示。

(1) 热力膨胀阀的安装位置，必须在靠近蒸发器的地方，阀体应垂直放置，不能倾斜或颠倒安装。

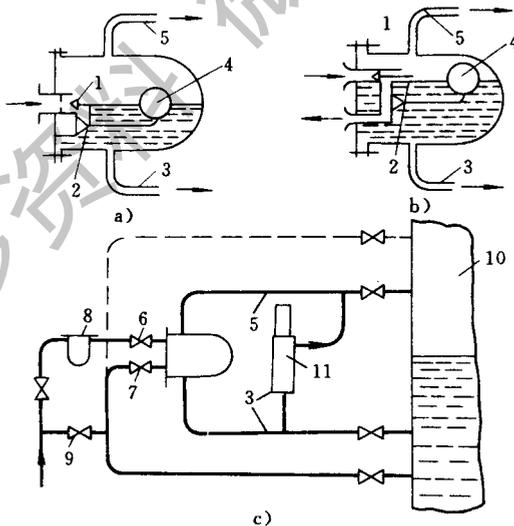


图 4-4-8 浮球调节阀

a) 直通式；b) 非直通式；c) 非直通式管路系统

1—阀针；2—支点；3—液体连接管；4—浮子；5—气体连接管；6—进液阀；7—出液阀；
8—过滤器；9—手动节流阀；10—蒸发器；11—远距离液面指示器

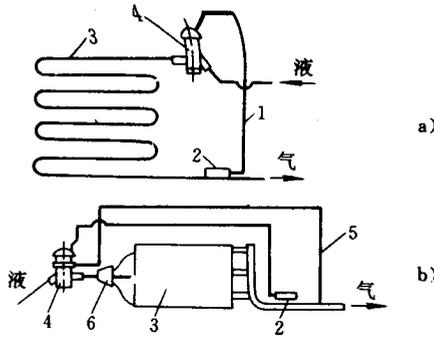


图 4-4-9 热力膨胀阀安装图

a) 内平衡式 b) 外平衡式

1—毛细管；2—感温包；3—蒸发器；4—热力膨胀阀；5—平衡管；6—分液器

(2) 安装热力膨胀阀前，应检查是否完好，特别是感温机构部分。安装时，应注意使感温机构内的液体，始终保持在感温包内。故感温包应比阀装得低一些。

(3) 感温包安装在蒸发器出口一段回气管上，一般应远离压缩机吸气口 1.5m 以上，并尽可能在水平管段上。

(4) 感温包的安装方法：将其置于蒸发器回气管上，使感温包紧贴管壁包扎紧密，接触处应将氧化皮清除干净，要求露出金属管道本色，必要时涂以铅漆以防生锈。

(5) 感温包的安装位置如图 4-4-10 所示。

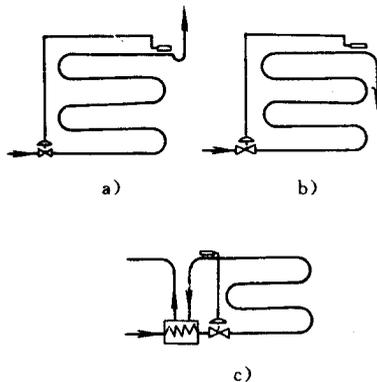


图 4-4-10 感温包的安装位置

a) 回气管有垂直向上管段；b) 回气管有垂直向下管段；c) 有气液交换器

应该特别指出的是，感温包绝不能设在有积液的地方。

(6) 图4-4-11为感温包安装点的选择示意图。当回气管直径 $DN > 25\text{mm}$ 时，感温包可扎在回气管的下侧 45° 处；当 $DN < 25\text{mm}$ 时，感温包可扎在回气管的顶部。

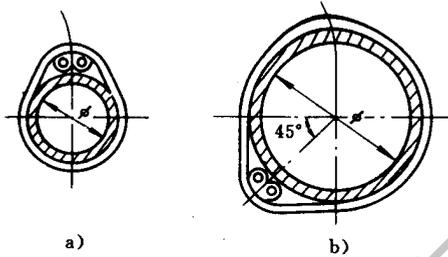


图4-4-11 感温包安装点的选择

a) 回气管直径小于 25mm b) 回气管直径大 25mm

3. 毛细管的安装

- (1) 采用毛细管后，制冷系统的制冷剂充注量一定要准确。
- (2) 毛细管入口部分应装设过滤器（网），以防污垢堵塞其内孔。
- (3) 当几根毛细管并联使用时，为使流量均匀，最好采用分液器。
- (4) 应特别注意系统内部的清洁和干燥。尤其是氟利昂系统，如残留水分，易在毛细管出口侧产生冰塞，破坏系统正常运行。

二、辅助设备及其布置安装

(一) 辅助设备

1. 制冷剂的贮存及分离设备

(1) 贮液器也称贮液桶：一般是用钢板焊制而成的柱形筒体。按外形分有立式和卧式两种；按工作压力分有高压贮液器和低压贮液器两种。

高压贮液器用以贮存由冷凝器来的高压液体，不致使液体淹没冷凝器传热面，以适应工况变动而调节和稳定制冷剂的循环量。此外，还起液封作

用，防止高压制冷剂气体窜入低压管路中；低压贮液器仅在大型氨制冷装置中使用，按用途的不同，可分为循环贮液器、低压贮液器和排液桶几种。

循环贮液器装设在泵供液制冷系统中，它取代重力供液系统中设在机房的气液分离器和低压贮液器，其功用是保证液泵所需的低压液体，同时也起着气液分离器的作用。低压贮液器是用来收集从压缩机总回气管路上气液分离器分离出来的低压液体。排液桶则用作收集机房液体分离器分离下来的液体，或在蒸发器进行热气除霜时接收蒸发器排出的液体。

(2) 气液分离器：为使制冷系统安全稳定地工作，应防止制冷剂液体进入压缩机。在氟利昂系统中，可利用气液热交换器，让液体和吸气进行热交换，使吸气过热。在氨制冷系统中，由于不允许吸气过热度过大，因而在有些氨蒸发器上，带有液体分离器以保证压缩机吸入干蒸气。而在没有液体分离装置的系统中，则须增设气液分离器，以保证压缩机的干压缩。

2. 润滑油的分离及收集设备

(1) 油分离器：主要有洗涤式、离心式、填料式及过滤式几种形式。压缩机在运转中，总是有润滑油随同排气一起排出。对于氨系统来说，如这些润滑油进入冷凝器和蒸发器中，将在这些设备的传热面上形成油膜，导致传热每当下降；对于与油溶解的氟利昂，制冷剂中润滑油的溶解量将影响饱和压力和温度的关系，导致压缩机的制冷量下降，故应在排气管上设油分离器，以减少润滑油带入系统。

(2) 集油器也称放油器：它是用来收集油分离器及其它设备排出的润滑油的。它只用于氨制冷系统中。集油器一般根据经验选用。当制冷系统标准工况制冷量小于 230kW，选用筒身直径 159mm 的集油器一台；当制冷量在 230 ~ 1163kW，选用筒身直径 325mm 集油器一台；当制冷量大于 1163kW，则可选用筒身直径 325mm 集油器两台。

3. 制冷剂的净化设备

(1) 不凝性气体分离器又称空气分离器：它是利用降温的方法，使混在不凝性气体中的制冷剂蒸气凝结成液体，然后将不凝性气体排出，使制冷剂损耗降低到较小程度。设计时可根据经验选择。一般当总标准工况制冷量在 1163kW 以上的制冷装置中，选用 219mm 筒体直径的不凝性气体分离器；当总标准工况制冷量在 1163kW 以下时，采用 108mm 筒体直径的不凝性气体分离器。

(2) 过滤器：它是用于清除制冷剂中的机械杂质，分气体过滤器和液体过滤器两种类型。过滤器装在节流装置、自动阀门、压缩机、润滑油泵、氨泵等设备前，以防固体杂质堵塞阀孔或损坏机件。氨过滤器一般用 0.4mm 网孔的钢丝网做滤网；氟利昂过滤器一般用 0.1 ~ 0.2mm 网孔的铜丝网做滤网。液体过滤器和气体过滤器可分别按液体和气体管的管径来选择使用。

(3) 干燥器：它只用于溶水能力小的氟利昂系统中，装在节流机构前，吸收氟利昂系统的水分，以防发生冰塞。干燥器中的干燥剂一般采用硅胶、分子筛等。

干燥器通常与过滤器结合在一起，称为干燥过滤器。装在冷凝器与热力膨胀阀之间的管路上，以除去进入电磁阀、膨胀阀等阀门前液体中的固体杂质及水分。干燥过滤器需装旁通管，因为干燥过滤器只在系统运行开始时使用 12 ~ 15h 即可吸取水分，因此平时可打开旁通管，以减少阻力。同时，干燥器也可拆下来，对硅胶作脱水再生处理。

设计干燥器时，液体流速通常在 0.013 ~ 0.033m/s 的范围内选择。流速过大时，易使干燥剂粉碎。

4. 安全设备

(1) 安全阀是保证制冷设备在规定压力下工作的一种安全设备。常装在冷凝器、贮液器等设备上，以避免容器内压力过高而发生事故；也可装在制冷压缩机上，连通进、排气管。

装在制冷压缩机上的安全阀直径，可按公式计算：

$$DN = C_1 \sqrt{V} \quad (4-4-1)$$

式中 DN——安全阀的直径 (mm)；

C_1 ——系数，见表 4-4-23；

V——压缩机的排气量 (m^3/h)。

装在压力容器上的安全阀直径，可按公式 (4-4-21) 计算：

$$DN = C_2 \sqrt{DL} \quad (4-4-2)$$

式中 DN——安全阀的直径 (mm)；

D——容器的直径 (m)；

C_2 ——系数；

L——容器的长度 (m)。

(2) 易熔塞主要用于小容量的不可燃制冷剂(如 R12、R22 等)系统或不满 1m^3 的容器上。可用它代替安全阀。

熔塞安装的位置应防止压缩机排气温度的影响,通常装在容器接近液面的气体空间部位。当容器内气体饱和温度高于熔塞熔点(易熔合金的熔化温度在 75°C 以下)时,合金熔化,制冷剂气体从孔中喷出。

(3) 紧急泄氨阀是系统中的应急安全设备。在遇火警或其它意外事故时,将制冷系统中全部氨液迅速地溶于水,排放到下水道去。

(4) 在制冷系统中,还常设置一些自动安全保护设备:

① 压缩机通常都设有高低压控制器和压差控制器,来保护压缩机的压力不过高也过低,油压差不过小;设温度控制器,是来感应排气温度和曲轴箱中润滑油温度,以防温度过高使压缩机停车。此外还设有断水保护和电动机保护措施。

② 在液体分离器、中间冷却器、低压循环贮液器等压力容器上、除设有自动泄压装置(安全阀)外,通常还装有超高液体控制器,以防这些容器的自动供液阀或浮球膨胀阀失灵,以及液位超高而引起湿压缩。

5. 其它辅助设备

(1) 中间冷却器用于两级压缩制冷系统,除用来冷却低压级压缩机的排气外,还对进入蒸发器的制冷剂液体进行过冷,以提高低压级压缩机的制冷量和减少节流损失。另外,还具有分离低压排气中夹带的润滑油的作用。

(2) 回热交换器是氟利昂系统中用于吸气与高压液体进行热交换的设备。

(3) 过冷器是在大型低温制冷装置中,为使节流前的液体制冷剂温度进一步降低,从而降低节流损失和提高装置运行的经济性,而设置于冷凝器(或贮液器)后的再冷却装置。

(二) 辅助设备的布置

1. 贮液器的布置

(1) 高压贮液器的布置:

① 一般布置在室内,如设在室外,应有遮阳装置。

② 应布置在冷凝器附近,其安装高度应保持冷凝器内液态制冷剂能借液

位差流入贮液器中。

③如采用两个或两个以上贮液器时，应在其底部或顶部设均压管相连接。各容器的均压管上应设截止阀。

④高压贮液器上必须设置压力表、安全阀、并在显著位置装设液面指示器。

⑤布置两台或两台以上高压贮液器时，其相邻间的通道应有 0.8~1.0m 的间距。

(2) 低压循环贮液器的布置：

①低压循环贮液器是专为氨泵系统所设，应按不同蒸发温度分别装置。

②应设在靠近氨泵处，其设置高度应使其内部贮存氨液的最低液面高于氨泵液体入口处 1.5~3.0m。

③低压循环贮液器上应设压力表，安全阀和液面指示器。

3) 排液桶的布置：

①排液桶一般布置在设备间内，并应尽量使其靠近蒸发器的一侧。当设备间为两层时，应布置在底层。

②排液桶的进液口必须低于机房氨液分离器的排液口，以保证氨液分离器的液体自流进入桶内。

③排液桶的进液口不得靠近该容器降压用的抽气管，以免液体进入吸气管道系统而造成压缩机的液击。

④排液桶应设高压加压管，并设隔热层。

⑤排液桶应设压力表，安全阀和液面指示器及降压用的抽气管。

2. 氨液分离器的布置

(1) 一般布置在设备间内。氨液分离器应设排液装置，其高度应使分离下来的氨液借助液位差能自流入下方的排液桶（或低压贮液器）。

(2) 氨液分离器与排液桶（或低压贮液器）之间应设气体均压管。

(3) 氨液分离器包隔热层后离墙面的距离不小于 0.2m。

(4) 必要时氨液分离器可设溢流管。

(5) 禁止在氨液分离器的气体进出管上另设旁通管。

(6) 氨液分离器上应设置压力表。

3. 油分离器的布置

(1) 通常将不带自动回油装置、无水套的油分离器（且压缩机总制冷量

大于 233kW 时)设置在室外,否则设在室内、外均可。系统中如采用卧式冷凝器或组合式冷凝器,则可不受此限。

(2) 油分离器的位置应同管路一起考虑。洗涤式油分离器应尽量靠近冷凝器,其进液管应从冷凝器出液管的底部接出,且进液口必须低于冷凝器出液口 200 ~ 300mm。

(3) 氨油分离器应尽可能离压缩机远些,以便使排气在进入氨油分离器前得到额外的冷却,提高分离效果。

(4) 专供冷库内冷分配设备(如冷风机、墙、顶管等)融霜用热氨的氨油分离器,可设置在压缩机间内。

(5) 采用两个以上油分离器时,配置压缩机至油分离器的排气管应尽量使排气分配均匀,以确保分油效果良好。

(6) 油分离器上可不设压力表和安全阀。

4. 中间冷却器的布置:

(1) 中间冷却器宜布置在室内,并靠近与之配连的高压级和低压级压缩机。

(2) 中间冷却器的基础应高于地面不小于 300mm,在其底脚下垫以经防腐处理过的 50mm 厚的木块,以避免产生冷桥现象。

(3) 中间冷却器必须设置自动液面控制器,液面高度应以淹没整个蛇形管为准。通常按制造厂规定的液面高度安装浮球阀,也可以采用液位计配合电磁阀来控制液面。

(4) 中间冷却器必须设压力表、安全阀和液面指示器。

5. 过冷器的布置:

(1) 过冷器通常布置在冷凝器与贮液器之间,并应使其靠近贮液器。

(2) 布置于室外时,应避免阳光直射或加设置遮阳装置。

(3) 在过冷器最低点必须设置放水阀门,以免冬季停止运行时冻裂设备。

(4) 过冷器上应设置有冷却水的进、排水管的温度测量点。

6. 其它辅助设备的布置:

(1) 集油箱一般布置在室内,其底座距地面应有不小于 300 ~ 500mm 距离,如采用人工操作,应将油管引至室外。集油器也可以与油分离器等放油设备一起布置于室外。在一般情况下,系统中高压、中压容器与低压容器不

宜共用一个集油器。在自动放油系统中，对于工作压力较低的容器的放油管应装设止回阀。

(2) 立式空气分离器可以设在氨贮液器或排液桶上，也可以设在室外。卧式空气分离器通常布置在设备间的墙上，安装高度以距地坪 1.2m 为宜，并使进氨液的一端稍高些（30~50mm），以便被分离出来的氨液能流进旁通管。

(3) 紧急泄氨阀一般布置在室外近门口的地方，便于操作。

(4) 氨泵应按不同蒸发温度分别设置，氨泵的位置应设在低压循环桶的下方，两台泵间距为 0.5m。为保护压缩机和氨泵，应设氨泵自控回路。氨泵四周应设排水明沟，以便停泵后泵体霜层融化水顺利排走。

第四节 制冷系统管道敷设安装

一、制冷系统管道的敷设

(一) 氟利昂制冷系统管道的敷设

1. 制冷压缩机吸气管的连接及敷设

所谓吸气管是连接蒸发器到制冷压缩机的低压气体管段。敷设时必须保证在任何运行工况下，润滑油能顺利返回到制冷机曲轴箱内；在多组蒸发器并联的系统中，应防止润滑油可能从任意一组返回到另一组；避免出现“液柱”或“油柱”进入制冷机的现象。

(1) 一组蒸发器与制冷压缩机在同一标高，或装于制冷压缩机上部的管道连接方法如图 4-4-12 和图 4-4-13 所示。

(2) 多组蒸发器位于同一标高并联工作、且与制冷压缩机同一标高的两种接管方法见图 4-4-14。

(3) 多组蒸发器位于同一标高并联工作、而制冷压缩机在其下部的接管

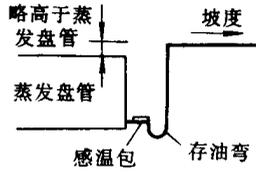


图 4-4-12 一组蒸发器与制冷压缩机在同一标高

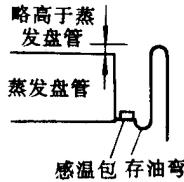


图 4-4-13 一组蒸发器在制冷压缩机上部的管道连接示意图

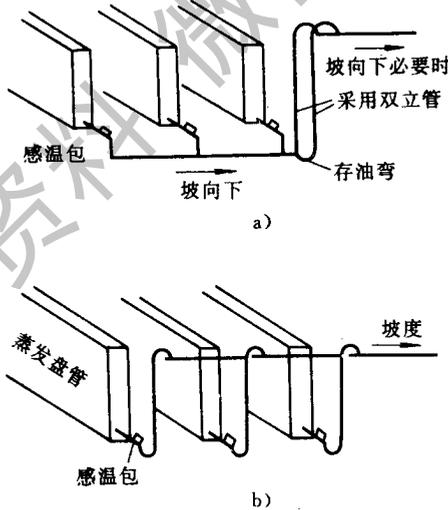


图 4-4-14 多组蒸发器同一标高并联工作与制冷机同一标高的两种接管方法

方法见图 4-4-15。

(4) 多组蒸发器位不同标高、制冷压缩机位于同一标高 (或上方) 的两

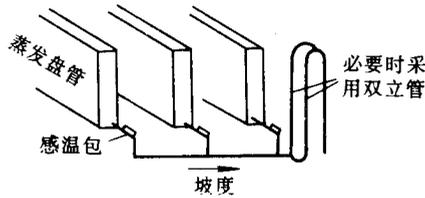


图 4-4-15 多组蒸发器位于同一标高
并联工作、而压缩机在其下部的接管方法

种接管方法见图 4-4-16 所示。

(5) 多组蒸发器位于不同标高，而制冷压缩机位于其下部及中间的接管方法分别见图 4-4-17。

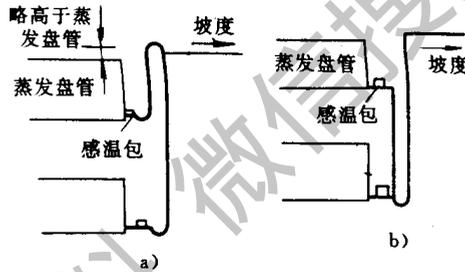


图 4-4-16 多组蒸发器位不同标高
且制冷压缩机位于同一标高（或上方）的接管方法
a) 各组间负荷波动较大时 b) 各组间负荷较稳定时

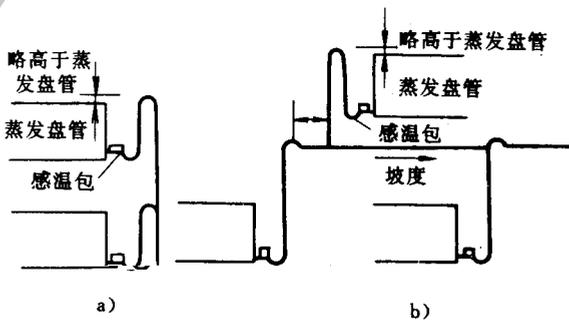


图 4-4-17 多组蒸发器位于不同标高的接管方法
a) 制冷机位于蒸发器下部时；b) 制冷机位于蒸发器之间时

(6) 上升吸气立管的管线较长时的连接方法见图 4-4-18。

(7) 制冷系统中采用单台制冷压缩机时，在制冷压缩机的吸气管道入口处不装设存油弯管。接管示意如图 4-4-19。

(8) 制冷系统中采用两台制冷压缩机并联接管时，吸气管道应对称布置，如图 4-4-20a 所示。

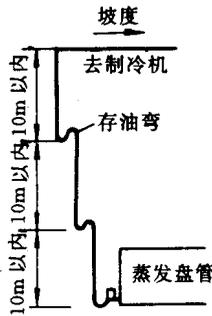


图 4-4-18 上升吸气立管的管线较长时的连接方法

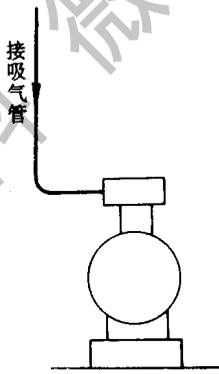


图 4-4-19 单台制冷压缩机吸气管道连接示意图

或者在直链接管处，设“U”形存油弯，当一台制冷压缩机停止运行时，用以防止另一台制冷压缩机的油流进停止运行的制冷压缩机的吸气管道入口处。此外，曲轴箱油面上部与油面下部均应装设平衡管（均压管与均油管），且平衡管上应装设阀门。其管道连接示意图 4-4-29b。

(9) 制冷系统中有 3 台以上制冷压缩机并联连接时，应设置集管使气体

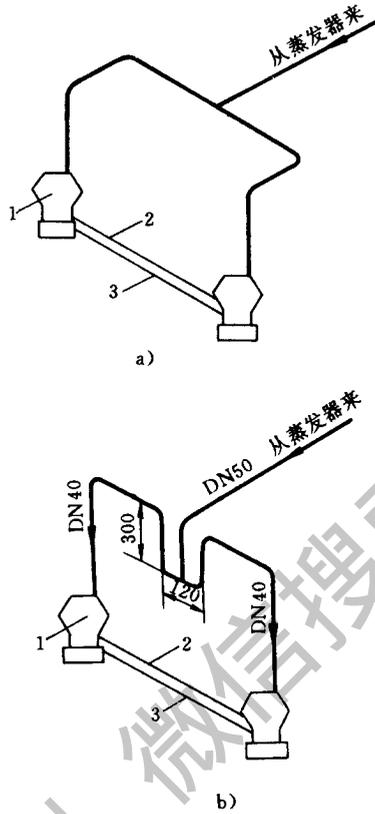


图 4-4-20 两台制冷压缩机并联时吸气管道连接示意

a) 吸气管对称布置 b) 设置“U”形存油弯
1—制冷压缩机；2—均压管；3—均油管

能顺利流入其中。为使润滑油能有效流经吸气管道，并均匀地返回各台制冷机，集管应尽可能短些，同时各吸气支管应插到集管的底部，并使各吸气支管的端部有 45° 的斜口。详见图 4-4-21 所示。

(10) 当制冷系统中满负荷与最低负荷相差较大时，可设上升双吸气立管，底部设存油弯，立管上部应高于上部水平管。图 4-4-22 为双吸气竖立管的两种连接形式。

(11) 水平管段应有 0.02 的坡度坡向制冷机。

2. 制冷压缩机排气管的敷设

(1) 布置排气管时必须防止产生噪声和振动。

(2) 排气管段应设不小于 0.01 的坡度，且坡向油分离器或冷凝器。

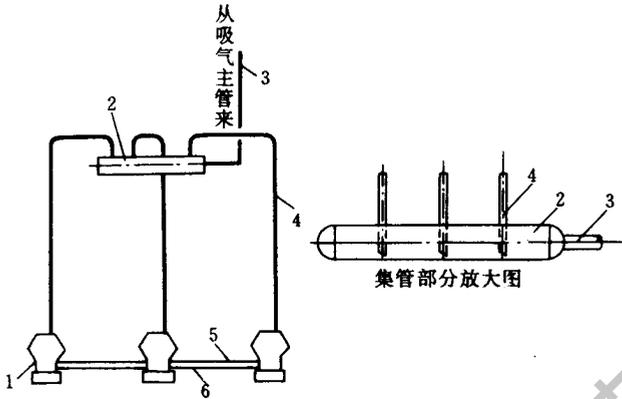


图 4-4-21 多台制冷压缩机并联时吸气管道连接示意图

1—制冷压缩机；2—集管；3—吸气总管
4—吸气支管；5—均压管；6—均油管

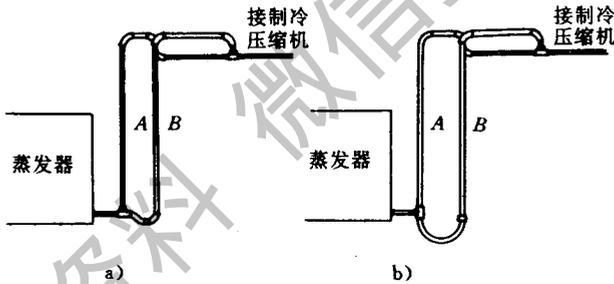


图 4-4-22 双吸气立管的两种连接形式

(3) 对于不设油分离器的制冷压缩机，当制冷压缩机低于冷凝器时，应使排气管先形成 U 形弯再接往冷凝器，如图 4-4-23 所示。

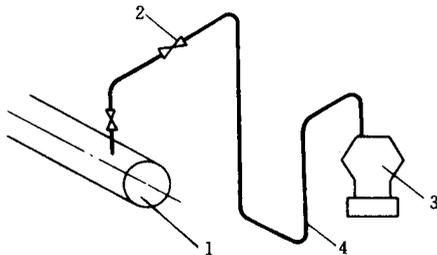


图 4-4-23 排气管 U 形弯管道连接示意图

1—冷凝器；2—止回阀；3—压缩机；4—排气管 U 形弯

(4) 竖向长度超过 3m 的排气管，应设集液弯管，如图 4-4-24 所示。

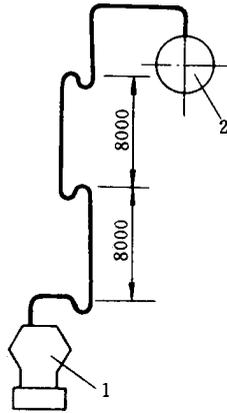


图 4-4-24 长排气竖管管道连接示意图

1—压缩机；2—冷凝器

(5) 两台以上压缩机并联时，每台制冷机的排气管以上可设止回阀。排气管线应尽量少设或不设阀门。

3. 冷凝器和贮液器之间的管道敷设

(1) 必须保证冷凝器与贮液器之间有足够的液位差，且应尽量减少用弯头。并须使管道有不小于 0.02 的坡度坡向贮液器。

(2) 图 4-4-25 为多台冷凝器并联运行时至贮液器的管道连接图。

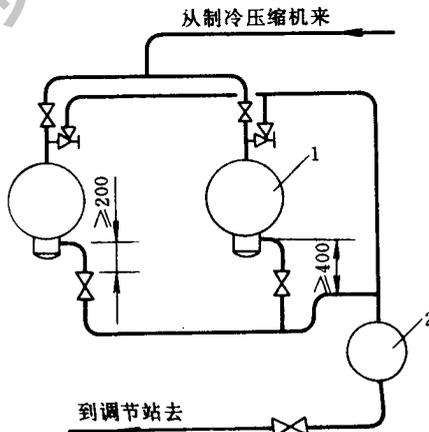


图 4-4-25 两台并联冷凝器至贮液器间的管道连接示意图

1—卧式冷凝器；2—贮液器

①当满负荷运行时，液体在管内流速不应超过 0.5m/s ；

②冷凝器下部的阀门距出液口间的距离应不小于 200mm ，出液口至出液总管间的距离应不小于 400mm 。

(3) 为保证冷凝器出来的液体的过冷度，可在贮液器顶部与冷凝器顶部连通一根平衡管，形成波动式贮液器的连接方式，如图 4-4-26 所示。平衡管直径按最大制冷量确定，见表 4-4-26。波动式贮液器间的液体在管道中流速与冷凝器出口至贮液器液面的必要高差 H 列于表 4-4-25。

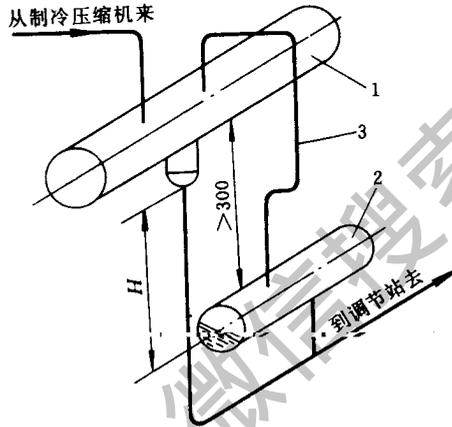


图 4-4-26 波动式贮液器管道连接示意图

1—壳管式冷凝器；2—波动贮液器；3—平衡管

表 4-4-24 平衡管的直径

平衡管直径 (mm)		15	20	25	32	40	50
最大制冷量 (kW)	R12	123	243	424	696	965	1582
	R22	173	312	514	888	1235	2046

表 4-4-25 管道内的液体流速

排液管内液体流速 (m/s)	冷凝器至贮液器间 阀门形式	H (mm)
≤ 0.5	球阀或角阀	350
≤ 0.8	无 阀	350

排液管内液体流速 (m/s)	冷凝器至贮液器间 阀门形式	H (mm)
≤ 0.8	角 阀	400
≤ 0.8	球 阀	700

4. 冷凝器或贮液器至蒸发器间管道的敷设：

(1) 为防止管路中闪发气体的发生，一般在系统中设回热交换器。在较大系统中可采用液泵，以一定的压力进行加压送液来克服管内阻力及液柱压差的影响。

(2) 当蒸发器位于冷凝器或贮液器下面，且液体管路上不设电磁阀时，管路应成倒“U”形液封，如图 4-4-27 所示。

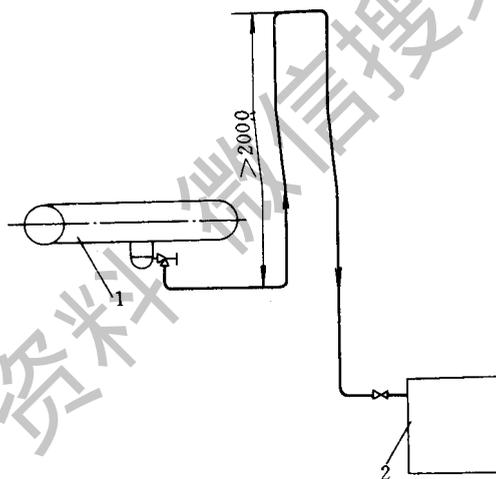


图 4-4-27 蒸发器在冷凝器或贮液器下面时的管道连接示意

1—冷凝器或贮液器；2—蒸发器

(3) 多台蒸发器放在冷凝器或贮液器上面时，管道连接见图 4-4-28 所示。

(二) 一般氨制冷系统（机房）的管道敷设

1. 制冷压缩机吸气、排气管道的敷设

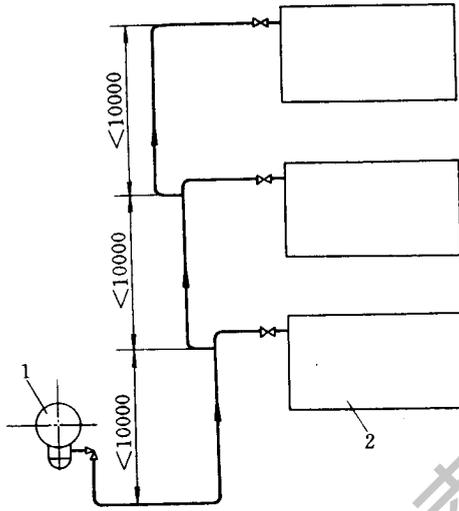


图 4-4-28 蒸发器在冷凝器或贮液器上面的管道连接示意

1—冷凝器或贮液器；2—蒸发器

(1) 管道一般采用架空敷设。为防止振动，应设置一定数量的固定支架或坚固的吊架。

(2) 吸气管应有不小于 0.003 的坡度且坡向蒸发器；排气管应有不小于 0.01 的坡度且坡向油分离器或冷凝器。

(3) 当吸、排气管设置在同一支、吊架上时，排气管在吸气管之上，管道间净距不应小于 200 ~ 250mm。

(4) 吸、排气支管均应由各主管顶部或向上呈 45°角接出。

(5) 管道穿墙应加套管，套管与管子间空隙不得小于 10mm，空隙间不得填充任何材料。

(6) 在配置多台压缩机排气管道时，应将支管错开接至排气主管，并考虑管道的伸缩余地，如图 4-4-29 所示。

(7) 两台以上压缩机并联时，每台压缩机的排气管上应设止回阀。

2. 冷凝器至贮液器间的管道敷设

(1) 卧式冷凝器出液管的阀门至少应低于出液口 300mm；立式冷凝器出液管与贮液器进液阀之间最小高差为 300mm；蒸发式冷凝器与壳管工冷凝器并联时，冷凝器排液口至少应高于壳管式冷凝器排液口 1500mm。

(2) 液体管道应有不小于 0.02 的坡度且坡向贮液器。

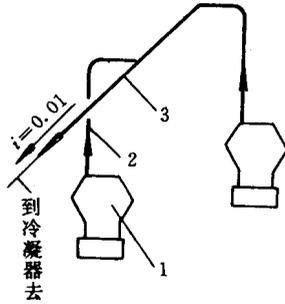


图 4-4-29 多台压缩机的排气管道连接示意

1—制冷压缩机；2—排气支管；3—排气主管

(3) 冷凝器与贮液器之间应装设均压管。

(4) 蒸发式冷凝器可以通过出液管上的阀门放空气。在蒸发式冷凝器与贮液器之间不设均压管时，则应在贮液器上装放空气管，与空气分离器连通（进气集管上可装就地放空气管）。

3. 氨油分离器、不凝性气体分离器的管道敷设

(1) 洗涤式氨油分离器的进液管标高应比冷凝器出液管标高低 300mm（蒸发式冷凝器除外），以维持氨油分离器的液面线。

(2) 洗涤式氨油分离器的进液管应自冷凝器出液管（多台时为总管）的底部接出。

(3) 从系统中排除不凝性气体必须经过空气分离器。放不凝性气体管应直接自冷凝器及贮液器接出，不得用其它管线代替作为不凝性气体管。

(4) 排放空气的管道出口必须浸入水箱中。

4. 安全阀管道的敷设

(1) 安全阀管道应接至室外，其管径不应小于安全阀的公称直径。

(2) 当几个安全阀共用一根安全管时，总管的截面积应不小于安全阀分支管截面积总和。

(3) 在安全阀上装设阀门时，必须装在安全阀之前，并须呈开启状态和加以铅封。

(4) 排至大气的安全管道，其排放管口应高于周围 50m 内最高建筑物的屋脊 5m，并须设防雨罩。

5. 浮球调节阀的管道敷设

(1) 图 4-4-30 为浮球阀的接管形式。

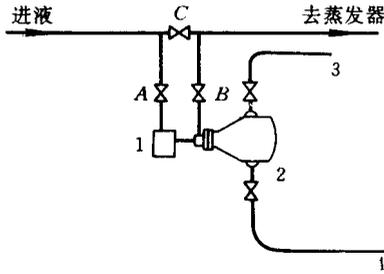


图 4-4-30 浮球阀接管示意图

1—过滤器；2—浮球阀；3—气体平衡管；4—液体平衡管

(2) 卧式蒸发器浮球阀的安装高度 h 和蒸发器的管板间长度 L 与筒身直径 D 的比值有关，其安装高度列于表 4-4-26。

表 4-4-26 浮球阀安装高度

L/D	h	L/D	h
< 5.5	0.8D	< 7	0.7D
< 6	0.75D	> 7	0.65D

6. 放油管及紧急泄氨管的接管

图 4-4-31 和图 4-4-32 分别为集油器及紧急泄氨管的接管示意图。

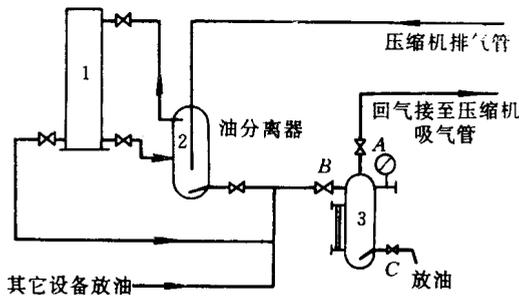


图 4-4-31 集油器接管图

1—冷凝器；2—油分离器；3—集油器

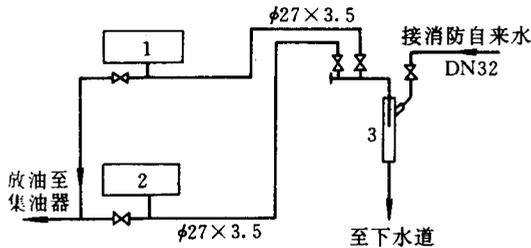


图 4-4-32 紧急泄氨器接管图

1—蒸发器；2—贮液器；3—紧急泄氨器

（三）氨制冷库房系统管道的敷设

在氨制冷库房系统中，直流供液式系统已很少被采用，在此不作介绍。

1. 重力供液系统的管道敷设

（1）氨液分离器应根据系统特点设置，多层冷库应分层设置，冷风机与冷却排管应分开设置，以氨液分离器为中心的作用半径不大于 30m 为宜。氨液分离器正常液面可高于冷分配设备最高点 0.5~2.0m。

（2）由分配站至库房蒸发器的氨系统管路，在液体管道部分应防止“液囊”，气体管道部分应防止“气囊”。

（3）供液管内径不应小于 20mm；回气管内径不应小于 30mm。

（4）由氨液分离器向冷分配设备供液必须采用下进上出，以使供液均匀。

（5）供液管的敷设应低于蒸发器的进液口，并从供液管的顶部开出支管向上供向蒸发器，以便于疏导沿途蒸发的气体。

（6）每环路并联多组蒸发器的供液总管管径，按该环路起始端总负荷选定后，不再因负荷的减小而缩小，直到最后一组蒸发器接通。

（7）供液调节站上每一冷间应有单独的供液管。有些容量较大的冷藏间，设有较多的墙管和顶管，可考虑分开供液。

2. 氨泵供液系统的管道敷设

（1）在氨泵进出管道上，应严格避免“气囊”和“液囊”现象的产生。

（2）为防止氨液在氨泵入口处产生涡流现象，造成汽蚀，应在管口上装导流片，并使管口沉浸在桶内正常液面以下 300mm 深度处。不设导流片时，

沉浸深度不少于 600mm。

(3) 氨泵进液管上应装抽气管，设于泵与过滤器之间，抽气管引至总回气管或直接与低压缩环贮液桶连接。抽气管直径为 $D_g = 25\text{mm}$ 。

(4) 在氨泵出液管上应装设止回阀、压力表及氨液旁通阀。

(5) 在氨液进液管上应尽量少设阀门、弯头、异径管等。管子尽量短，以减少阻力。

(6) 氨泵过滤器应尽量靠近氨泵安装，以减少液体气化机会。

二、制冷系统管道的安装

(一) 管材的选用

1. 氨制冷系统的管道

(1) 当温度 $> -50^\circ\text{C}$ 时，使用 10 号、20 号优质碳素钢的无缝钢管，管内壁不得镀锌。

(2) 当温度 $\leq -50^\circ\text{C}$ 时，使用经过热处理的无缝钢管或低合金钢管，管内壁不得镀锌。

2. 氟利昂制冷系统的管道

(1) 对于 $\text{DN} < 25\text{mm}$ 的小直径管道，一般均采用紫铜管，管内壁不宜镀锌。

(2) 对于 $\text{DN} \geq 25\text{mm}$ 的较大直径管道，一般均采用输送流体用无缝钢管，管内壁不宜镀锌。

3. 其它介质的冷冻管道

(1) 冷冻水管道可采用焊接钢管；冷却水管道可选用铸铁给水管、焊接钢管及石棉水泥管等。

(2) 盐水管道的可采用镀锌焊接钢管；润滑油管道与制冷剂管道相同。

(二) 管件、附件的选用及安装

(1) 氨制冷管道用的各种阀门、仪表等均为特制专用产品，不得用其它

产品代替。

(2) 氨管法兰采用 $PN = 2.5\text{MPa}$ 的凹凸面平焊法兰。

(3) 管道用弯头应采用冷弯或热煨弯头，弯曲半径不应小于管外径的 4 倍，椭圆率不应大于 8%。不得使用焊接弯头（虾米弯）及褶皱弯头。

(4) 制作三通时，宜采用顺流三通，Y 型羊角弯头，也可采用斜三通，不得使用弯曲半径为 $1D$ 或 $1.5D$ 的压制弯头。

(5) 温度计要有金属保护套管，在套管上安装时，其水银（或酒精）球应处在管道中心线上。套筒的感温端应迎着流体运动的方向。

(6) 高压容器及管道应安装 $0 \sim 2.5\text{MPa}$ 的压力表，低压容器及管道应安装 $0 \sim 1.6\text{MPa}$ 的压力表。

（三）管道的连接

1. 氨管道的连接

(1) 管与管之间一律用焊接连接。

(2) 设备、附件或阀门上带有法兰者用法兰连接。法兰垫圈用石棉纸板或青铅。

(3) $DN \leq 25\text{mm}$ 时可用比扣连接。管螺纹上应涂纯甘油调合的氧化铅或搪锡。

2. 氟利昂管道的连接

(1) 无缝钢管与无缝钢管之间采用焊接连接。在设备、附件及法兰上带有法兰者用法兰连接，但不得使用天然橡胶垫料，也不得涂矿物油，必要时可涂甘油。

(2) 铜管与铜管间的连接采用银焊；铜管与无缝钢管间的连接采用铜焊。

3. 其它介质管道的连接

(1) 对冷却水、盐水管，采用焊接、法兰连接、螺纹连接均可。

(2) 对润滑油管道，连接方式与制冷剂管道相同。

(四) 管道的清洗

管子及管件安装前必须将内外壁的铁锈及污物清理干净，并保持管内外壁的干燥。除锈可采用除锈机或人工方法，用于氨系统的应再用回丝沾煤油拉拖擦洗干净，用于氟利昂制冷系统的应用回丝沾汽油拉拖擦干净，然后用干燥的压缩空气吹刷，直至管口喷出的空气在白纸上无污物时方为合格。最后将管端封闭，妥善保存。

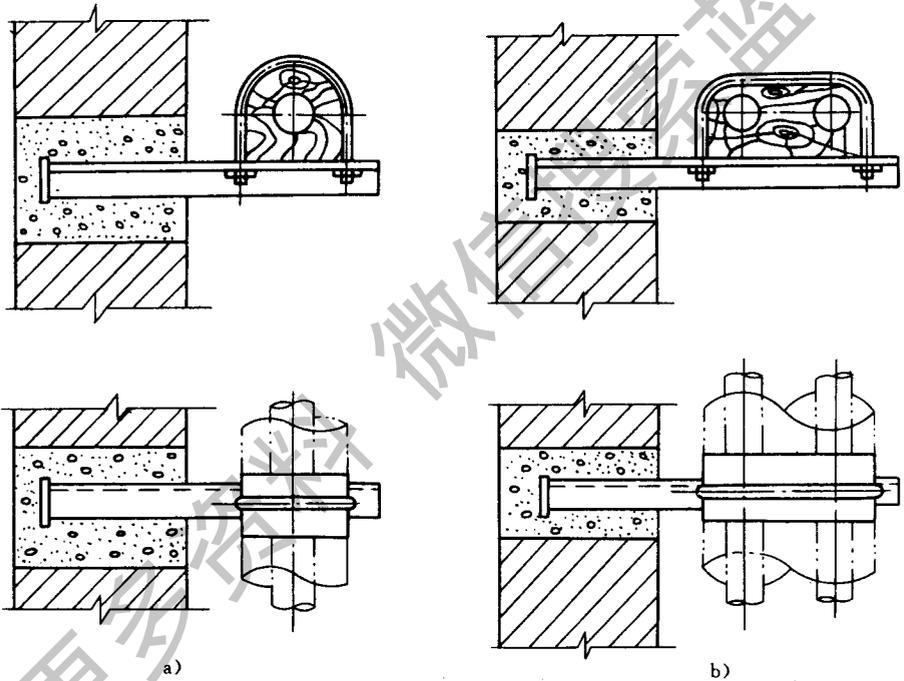


图 4-4-33 绝热管道支架图

a) 单管; b) 双管

(五) 阀门的选用及安装

(1) 制冷系统各种阀门都是专用产品，除安全阀外，阀门安装前应逐个解体清洗，除去油污和铁锈。

(2) 阀门清洗后，阀杆的填料应填加充足，并以 1.5 倍的工作压力作强度试验，以工作压力作严密性试验，合格后应保持干燥。

(3) 安装时，应注意介质流向，不得装错。阀应平直不歪斜，禁止将手轮朝下或置于不宜操作的部位。

(4) 氟利昂制冷系统中用的热力膨胀阀应垂直放置，不能倾斜，更不许颠倒安装。

(六) 管道的支吊架和热膨胀

(1) 对低压系统低温管道，为了减少冷损失，通常在管道与支吊架间垫入用沥青浸过的木块。图 4-4-33 和图 4-4-34。

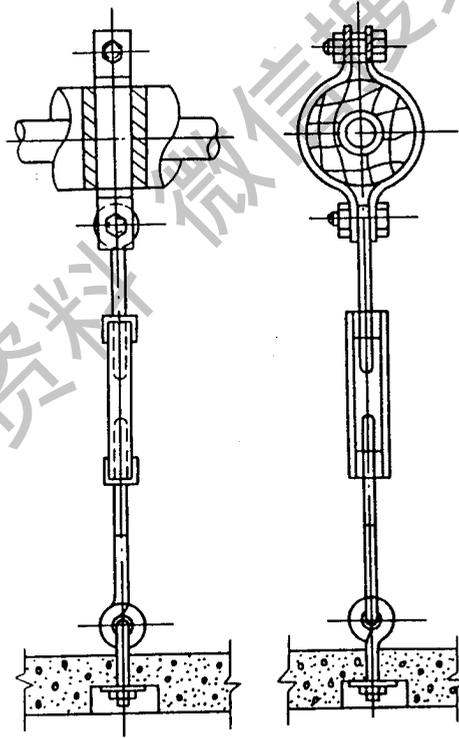


图 4-4-34 绝热管道吊架图

(2) 布置管道和支架时，应考虑排气管路的热膨胀，一般均利用管道弯曲自然补偿。

第五节 制冷管道安装与试验

制冷管道安装与试验各规格见表 4-4-27 ~ 表 4-4-35。

表 4-4-27 制冷管道安装要点

项目	内 容
管 材 及 管 件 的 选 用	<ol style="list-style-type: none"> 1. 氨制冷管道，工作温度大于 -40°C 者，采用 10#、20# 优质碳钢的无缝钢管；工作温度小于 -40°C 者，采用经过热处理的无缝钢管或低合金钢管。氟利昂制冷管道，当管径小于 20mm 时，通常采用铜管；当管径大于 20mm 时，采用无缝钢管。 2. 氨制冷管道用的各种阀门、仪表等均为特制专用产品，不得用其他产品代替。 3. 氨制冷管道与设备或阀门法兰连接时，其法兰为 $P_g = 2.5\text{MPa}$ 的凹凸面平焊法兰。 4. 管道用弯头应采用冷弯或热煨弯头，弯曲半径不应小于 4 倍管子外径。 5. 氨制冷管道的三通一般采用在管子上开口焊制的顺流三通（亦称脚背三通）。Y 形羊角三通，也可以采用斜三通。
管 子 及 阀 门 的 清 洗	<ol style="list-style-type: none"> 1. 管子及管件安装前必须将内外壁的铁锈及污物清除干净，并保持管内外壁干燥。除锈可采用除锈机或人工方法，用于氨制冷系统的应再用回丝沾煤油拉拖擦洗干净，用于氟利昂制冷系统的应用回丝沾汽油拉拖擦干净，然后用干燥的压缩空气吹刷，直至管口喷出的空气在白纸上无污物时方为合格。最后将管端封闭，妥善保存。 2. 阀门安装前应逐个解体清洗。清洗剂为煤油。阀门清后，阀杆的填料应添加充足，并用压缩空气进行严密性试验，合格后应保持阀体内的干燥。
管 道 连 接	<ol style="list-style-type: none"> 1. 无缝钢管全部采用焊接。铜管可采用对焊、承插式焊接及套管式焊接，其中承插口的扩口深度不应小于管径，扩口方向应迎介质流向。 2. 管子与设备或阀门连接。根据需要可以采用法兰连接或螺纹连接。法兰连接的垫片采用厚度 2~3mm 的中压橡胶石棉板。螺纹连接的填料采用黄粉和甘油的调合料，不准使用厚白漆和麻丝。

第 4 篇 现代化冷库设备安装与调试技术

项目	内 容
管道坡度	1. 压缩机排气管至油分离器的水平管段，坡度为 0.003 ~ 0.005，坡向油分离器。 2. 接往冷凝器的排气管，坡度为 0.003 ~ 0.005，坡向冷凝器。 3. 冷凝器至贮液器的出液管；坡度为 0.005 ~ 0.001，坡向贮液器。 4. 液体分配站至蒸发排管的供液管，坡度为 0.001 ~ 0.003，坡向蒸发排管。
管道坡度	5. 蒸发排管至气体分配站的回气水平管段，坡度为 0.001 ~ 0.003，坡向蒸发排管。 6. 压缩机吸气管，坡度 0.001 ~ 0.003，坡向氨液分离器或低压循环贮液器。
注意事项	1. 管道安装时，液体管道不应有局部向上凸起的管段，气体管道不应有局部向下凹陷的管段，以免产生“气囊”和液囊。 2. 从液体干管引出支管，应从干管底部或侧面接出；从气体干管引出支管，应从干管顶部或侧面接出。两根以上的支管与干管连接时，连接间距应相互叉开。 3. 温度较低的管道，管道与支吊架之间应垫以用柏油浸过的木块。木块厚度应与隔热层厚度相同，宽度与支架一致，表面平整。 4. 热力膨胀阀的安装位置应高于感温包。感温包应装设在蒸发器末端的回气管上。

表 4-4-28 制冷管道最小弯曲半径

管子规格 (mm)	最小弯曲半径 (mm)	管子规格 (mm)	最小弯曲半径 (mm)
< D57 × 3.5	> 3.5D	D133 × 4	400
D57 × 3.5	200	D159 × 4.5	500
D76 × 3.5	250	D219 × 6	700
D89 × 3.5	300	D245 × 8	740
D108 × 4	350		

表 4-4-29 氨、盐水管吊点最大间距

外径 × 管壁厚 (mm)	管 道 吊 点 最 大 间 距 (m)				
	氨气管不 带隔热层	氨液管不 带隔热层	氨气管带 隔热层	氨液管带隔热层	盐水管带 隔热层
10 × 2.0	—	1.05	—	0.27	—
14 × 2.0	—	1.35	—	0.45	—

第 4 章 制冷管道的安装

外径 × 管壁厚 (mm)	管道吊点最大间距 (m)				
	氨气管不带隔热层	氨液管不带隔热层	氨气管带隔热层	氨液管带隔热层	盐水管带隔热层
18 × 2.0	—	1.55	—	0.60	—
22 × 2.0	1.95	1.85	0.75	0.76	0.76
32 × 2.2	2.60	2.35	1.02	1.02	1.02
38 × 2.2	2.85	2.50	1.20	1.16	1.16
45 × 2.2	3.25	2.80	1.42	1.40	1.40
57 × 3.5	3.80	3.33	1.92	1.90	1.90
76 × 3.5	4.60	3.94	2.60	2.42	2.42
89 × 3.5	5.15	4.32	2.75	2.60	2.60
108 × 4	5.75	4.75	3.10	3.00	2.95
133 × 4.0	6.80	5.40	3.80	3.65	3.60
159 × 4.5	7.65	6.10	4.56	4.30	4.25
219 × 6.0	9.40	7.38	5.00	—	5.40
273 × 7.0	10.90	8.40	7.35	—	6.55
325 × 8.0	12.25	9.40	8.66	—	7.55
377 × 10	13.40	10.40	10.00	—	8.70

注：①正常间距应为最大间距的 0.8 倍；若管子拐弯或管上有附件时，应于一侧或二侧增加吊点。

②压缩机排气管线支架间距，当管径为 $\phi 108$ 及其以上时可采用 3m， $\phi 108$ 以下时采用 2m。排气管在拐弯处必须有一支架。

表 4-4-30 光滑顶管用吊点间距

序号	光滑顶管规格	最大的允许吊距 (a) m	正常的吊点间距 (0.8 × a) m	计算采取的单位长度顶管总重量 (包括 1cm 霜层及 100% 充氮重量) (kg/m)
1	D32 × 2.2	3.85	3.10	2.4
2	D38 × 2.2	4.35	3.50	3.1
3	D57 × 3.5	5.80	4.60	6.7

表 4-4-31 翅片顶管用吊点间距

顺序	翅片管规格 (mm)			最大吊点间距 (m)	正常吊点间距 (m)	备 注
	钢 管	钢 带	片距			
1	D57×3.5	50×1-1.2	35.8	4.40	3.50	计算时单位长度翅片管的总重量： (其中包括 1cm 厚度的结霜和 80% 的充氮量的重量) { 16kg/m 10kg/m 8kg/m
2	D38×2.2	46×1-1.2	35.8	2.97	2.50	
3	D32×2.2	40×1-1.2	35.8	2.60	2.00	

表 4-4-32 制冷系统试验

系统名称		气密性试验				真空试验		
		试验压力 MPa				合格标准	剩余压力 (kPa)	合格标准
		活塞式制冷机		离心式制冷机				
		R717	R22	R12	R11			
氟利昂系统	高压系统	1.8		1.6	0.1	试验保持 24 小时, 前 6 小时压力降不大于 0.03MPa, 后 18 小时除因环境温度变化误差外, 压力无变化为合格	≥7.7 (60mmHg)	保持 24 小时, 系统压力不发生变化为合格
	低压系统	1.2		1.0				
氨系统	高压系统	1.8		1.6	0.1	因环境温度变化误差外, 压力无变化为合格	≥5.2 (40mmHg)	保持 24 小时, 系统压力回升不大于 0.52kPa (4mmHg) 为合格
	低压系统	1.2		1.0				

表 4-4-33 系统充氨

项目	内 容
具备的条件	1. 系统必须吹污完毕。吹污压力一般为 0.5~0.6MPa, 以距排污口 300~500mm 处用白布检查, 无吹出污物为合格。 2. 系统气密性试验完毕并合格。 3. 系统真空试验完毕并合格。 4. 系统充液试验完毕, 系统在真空条件下充入氨, 使系统达到 0.2MPa, 停止充液, 进行检漏。用酚酞试纸或肥皂水对焊口、法兰等接口处进行检查, 无渗漏为合格。
准备工作	1. 组织充氮操作人员学习有关氨的性能及安全操作注意事项。 2. 确定充氨方法及充氨量。 3. 准备好加氨工具, 如充氨瓶架、磅秤、活络扳手、垫片和加氨嘴等。 4. 准备好防护用品, 如橡皮手套、毛巾、水盆、防毒面具和急救药品等。

第 4 章 制冷管道的安装

项目	内 容
充氮操作及注意事项	<p>1. 氨瓶秤重作好记录后放在具有一定倾斜度的瓶架上，氨瓶头部朝下，并与水平面成 $30^{\circ} \sim 40^{\circ}$ 交角。</p> <p>2. 用连接管将氨瓶与设备（氨贮液或调节站）连接起业，在连接管路上应装有校正过的氨压力表。</p> <p>3. 开始充氮时，将连接管上的活接头松开，开启瓶阀，排除连接管内空气后再上紧活接头，利用氨瓶与系统压差充入，根据声响、压力表的指示等确定钢瓶中的氨是否进入系统。</p> <p>4. 当氨瓶出现白霜时，表示瓶内氨液已充完，先关闭瓶阀，再关闭氨阀，更换钢瓶，继续充氮，换下的钢瓶应做好记号。</p> <p>5. 随着系统内氨液的增加，依靠压差充氮就比较困难，当系统内压力达到 0.4MPa 后，将调节阀关闭，使高低压系统断开。开启冷却水管路，开动压缩机，使氨冷凝后送入氨贮液器，当氨贮液器内贮液量达到 60% 左右时，应停止充氮并将机组投入运行，根据运行情况决定是否需要补充。</p> <p>6. 充氮过程中，高压系统压力不得超过 1.4MPa，低压系统压力不得超过 0.4MPa。</p> <p>7. 充氮现场严禁吸烟，并不得在附近从事电、气焊工作。</p>

表 4-4-34

制冷设备充氮量

设备名称	充注容量 (%)	设备名称	充注容量 (%)
各式冷凝器	15	立管式墙管	80
贮液器	80	横管式墙管	70 ~ 90
排液桶	70	盘管式墙管	60
中间冷却器	30	层流式墙管	6 ~ 12
再冷却器	100	顶管 (U 形、四层或盘管式)	50
立式低压循环贮液器	33	V 型顶管	33
氨液分离器	20	盘管式顶管	50
壳管式蒸发器	80	搁架式排管	50
立管式蒸发器	80	空气冷却器	50 ~ 60

表 4-4-35

系统充氟利昂

项目	内 容
大型系统充氟利昂	<ol style="list-style-type: none"> 1. 系统经过抽真空并确信无渗漏后,便可开始充氟利昂。 2. 一般在冷凝器或贮液器上设有充液阀,只要将该阀与经过过磅的钢瓶接通,开启充液阀,瓶内的氟利昂将全部进入系统中,如一瓶不够可灌第二瓶,此时应将出液阀关闭。 3. 当系统内压力升至 0.3~0.5MPa 时钢瓶与系统压力平衡,制冷剂就不易进入,这时就要将钢瓶接至压缩机吸入阀的旁通孔灌入。
高压段灌注法	<ol style="list-style-type: none"> 1. 小型制冷设备的高压段注入法,就是从压缩机排气阀旁通孔灌注,在灌注过程中压缩机不运转。 2. 将氟利昂钢瓶倾斜置于磅秤架子上(架子应高于系统的贮液器),用铜管把压缩机排气阀旁通孔与钢瓶连接起来。 3. 记下磅秤所指的重量,再将砝码减去所加制冷剂的重量,让磅秤的砝码向上翘。灌注前,宜用少量氟利昂把铜管接管内空气赶出去。 4. 开启钢瓶阀和压缩机排气阀,使旁通孔与系统相连接,氟利昂向系统内注入。当磅秤砝码下落,表明所加制冷剂已达到规定值,立即关闭钢瓶阀,并用酒精灯或其他设备加热连接铜管,将管内氟利昂压进系统内。 5. 关闭排气阀的旁通孔,拆下连接管,灌注工作完毕。
低压段灌注法	<ol style="list-style-type: none"> 1. 低压段灌注法,就是从压缩机吸气阀旁通孔灌注,在灌注过程中,要使压缩机运转。 2. 打开排气阀,开启冷凝器冷却水阀(对风冷式冷凝器则开动风机),这时让氟利昂蒸气缓慢地吸入压缩机,用手摸连接铜管会感到发凉,钢瓶表面也逐渐地结露后结白霜。 3. 随时查看磅秤,当加入量足够时,立即关闭钢瓶阀和吸气阀的旁通孔,灌注工作到此结束。

第 5 章

制冷系统的安装

第一节 安装前的准备工作

安装施工的承接方（即乙方），应对制冷系统的用户单位（即甲方）所提供的技术资料、技术文件、设备的到位情况、管路配件的入库率、现场的施工条件以及土建部门的施工状况，进行认真仔细的核实，以便制定出切实可行的施工计划。

在制冷系统工程施工以前，需从甲方获取的图纸和技术资料一般有几个方面：

- (1) 制冷系统施工流程图；

- (2) 制冷机器、设备布置图；
- (3) 制冷系统管路布置图；
- (4) 设备、管路、阀门、配件清单和原材料清单；
- (5) 制冷机器、设备随机图纸和有关技术文件；
- (6) 厂房建筑施工图；
- (7) 制冷机器、设备基础施工图及其他土建施工图；
- (8) 上、下水管道设计施工图；
- (9) 电气设计施工图；
- (10) 仪表、自控系统设计施工图。

一、安装工程的费用预算

工程费用预算在双方签定协议文本前，主要根据甲方提供的说明工作量、施工难度、设备重量的有关技术资料 and 图纸，并根据“全国统一安装工程预算定额某省或某地区单位估价表”中的相应分册，计算各安装单位（包括每一个阀门）的基价。该基价包括三项费用：人工费、材料费、机械费，所有基价之和为该工程的直接费。然后根据配套使用的“某省或某地区建筑安装费用定额”（以下简称费用定额）计算出安装工程的费用，项目构成见表4-5-1。

表 4-5-1 工程造价构成表

建筑安装工程费用	建筑安全工程造价	直接工程费	直接费
			其他直接费
			现场经费
		间接费	企业管理费
			财务费用
			其他费用
	利润		
	税金	营业税	
		城乡维护建设税	
		教育费附加	
劳保统筹基金			
预备费	不可预计费		
	价格指数		

第 5 章 制冷系统的安装

安装工程费用的计算程序，按表 4-5-2 或表 4-5-3 计算。具体的定额费率，根据《费用定额》中相应的工程项目取定。

表 4-5-2 建筑安装工程费用计算程序(适用于直接费用为计算基数)

序 号	费 用 项 目	计 算 公 式
	直接费	
一、	1. 人工费	
	2. 材料费	
	3. 机械使用费	
二、	其他直接费用	(一) × 定额费率
三、	现场经费	(一) × 定额费率
四、	直接工程费	(一) + (二) + (三)
五、	间接费	(四) × 定额费率
六、	利润	[(四) + (五)] × 定额费率
七、	税金	[(四) + (五) + (六)] × 定额费率
八、	建筑安装工程造价	(四) + (五) + (六) + (七)
九、	劳保统筹基金	(八) × 定额费率
十、	预备费	(八) × 定额费率
十一、	建筑安装工程费用	(八) + (九) + (十)

表 4-5-3 建筑安装工程费用计算程序(适用于以人工费为计算基数)

序 号	费 用 项 目	计 算 公 式
	直接费	
一、	1. 人工费	
	2. 材料费	
	3. 机械使用费	
二、	其他直接费用	(一) × 定额费率
三、	现场经费	(一) × 定额费率
四、	直接工程费	(一) + (二) + (三)
五、	间接费	(一) × 定额费率
六、	利润	(一) × 定额费率

序号	费用项目	计算公式
七、	税金	$[(四) + (五) + (六)] \times \text{定额费率}$
八、	建筑安装工程造价	$(四) + (五) + (六) + (七)$
九、	劳保统筹基金	$(八) \times \text{定额费率}$
十、	预备费	$(八) \times \text{定额费率}$
十一、	建筑安装工程费用	$(八) + (九) + (十)$

二、施工图纸的审阅

施工组织人员必须全面地熟悉施工图纸，并组织技术分管人员对分管的施工项目有关的施工图纸和资料进行认真仔细的审阅核实，正确地理解其设计意图，熟悉其施工的技术要求，发现设计中存在的问题，核实施工图纸与施工现场土建工程中构件的相符状况等，以确保施工的顺利进行。

三、设备的开箱验收

设备的开箱验收，对甲、乙双方都是一项非常重要的交接工作，因此，该项工作应会同甲方人员一起，核查箱号、数量，确信无误后，进行开箱检查。

开箱应自顶板开始，并须注意不得损坏设备。在开箱验收过程中，应从设备外包装的完好状况开始，一一做好检查记录。

(一) 开箱检查的内容

(1) 检查开箱后的设备名称、型号、规格，与订购单上型号、规格及外包装箱号是否相符。

(2) 根据装箱单清点随机的质量证明书、使用说明书及有关的技术文件。

(3) 根据装箱单清点随机配件，并确认配件完好与否。

(4) 认真检查设备外部及装配在外部的附属部件等有无缺损、锈蚀等现

象。

(5) 核对质量保证书中该设备检验、试验的项目及其日期与设备出厂日期是否相符。

(二) 开箱检查的目的

(1) 完好的设备由甲方移交给乙方。

(2) 开箱检查中发现设备型号规格不符，或不能认可的质量问题，由甲方向制造厂交涉。

(3) 复核设备管口连接尺寸，地脚螺栓安装尺寸，将可能出现的尺寸不符发现在施工之前。

(4) 随机配件可分类入库，不易丢失。

设备开箱检查后，将双方认可后的验收记录，各持一份备案。对开箱后的设备进行防护保管，做好防水、防尘、防砸之措施。

四、施工进场前的准备工作

在施工队进入施工场地以前，一般应根据该安装项目工程量的大小，施工场地的空间状况，安排以下几个方面的工作。

(一) 施工计划的制定

施工计划根据双方协议时限和工程量大小作依据而制定的计划性文件，该文件在施工前制定，并在施工过程中执行，其内容一般包括以下几个方面。

1. 施工进度表

该表根据协议时限和施工项目以及某些客观条件等因素而定，通常纵坐标为施工项目，横坐标为日期，绘制进程图表。

假设双方协议指定以下施工范围和时限，表 4-5-4 仅供参考。

表 4-5-4 氨机 260kW 冷冻盐水制冷系统施工进度表

项目 编号	月 份		日 期																															
			九														十																	
			18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10									
1	进场准备工作		■	■																														
2	设备场内运输就位		■	■	■	■																												
3	设备找正、找平、二次灌浆		■	■	■	■																												
4	制冷系统配管				■	■	■	■	■	■	■	■	■	■																				
5	上、下水、盐水管配管						■	■	■	■	■	■	■	■																				
6	自控、仪表安装						■	■	■	■	■	■	■	■																				
7	配电设备及电气酸线						■	■	■	■	■	■	■	■																				
8	制冷压缩机精平、拆卸、清洗														■	■	■	■	■															
9	系统吹扫, 试压																																	
10	系统真空检漏、制冷剂充注																																	
11	单机、系统试运转																																	
12	油漆、隔热																																	
13	不可预见工时																																	

2. 施工人员配备

在施工计划中，施工人员的配备以及工作量的安排，可参考表 4-5-5。该表有助于施工管理人员对施工人员进、退场的安排，避免人员窝工。

表 4-5-5 施工人员配备及工作量表

配备工种	安装钳工	起重机	管工	焊工	电器仪表工	辅助工	合 计 工 时 d
施工人数							
施工内容							
工作日期							
天数 × 人数							

3. 施工机具

施工机具视施工状况而定，除施工人员配备的机具以外，计划中应拟订出新置机具种类、数量，以及可能需借用的大型设备，如场内运输的叉车、汽车吊等。

4. 施工场地安排

场地安排，确切的讲是每一个作业小组，在施工过程中，动态的施工布局安排，以免施工过程中立体交叉作业而出现事故隐患。若在实际工作中，由于所需的材料、配件不到位等原因而无法实施施工计划安排，原安排可合理变更。但在大多数情况下，动用十余人的工程，均由工程技术人员根据现场实际情况，及时作出合理的施工布局。

(二) 进场准备工作

进入施工现场，需做的准备工作主要是现场堆放物清理，整出足够的施工通道和作业场地；安全的引入和合理的配置施工动力电源和照明电源；落实施工机具摆放处，并尽可能保证机具摆放位置不受施工的影响；部分施工预制件，简易起重抱杆的制作；设备基础的验收等。

混凝土设备基础的允许偏差和检验方法应符合表 4-5-6 的规定。但在

实际工作中，设备基础的位置误差和尺寸误差超过表4-5-6规定的情况还时有发生；通常在设备安装时，设法给予调整和借位，当无法保证设备安装要求时，就应果断决定，砸碎重注。对此引起的因果费用，按《定额费用》中相应的费用项目折算，由甲方单位支付。

表4-5-6 混凝土设备基础的允许偏差和检验方法

项次	项 目		允许偏差/mm	检 验 方 法
1	坐标位移（纵横轴线）		± 20	用经纬仪或拉线和尺量检查
2	不同平面的标高		0 - 20	用水准仪或拉线和尺量检查
3	平面外形尺寸		± 20	尺量检查
	凸台上平面外形尺寸		0 - 20	
	凹穴尺寸		+ 20 0	
4	平面水平度	每米	5	用水准仪或水平尺和楔形塞尺检查
		全长	10	
5	垂直度	每米	5	用经纬仪或吊线和尺量检查
		全高	10	
6	预埋地脚螺栓	标高（顶部）	+ 20 0	在根部及顶端用水准仪或拉线和尺量检查
		中心距	± 2	
7	预埋地脚 螺栓孔	中心线位置偏移	± 10	尺量纵横两个方向
		深度尺寸	+ 20 0	尺量检查
		孔铅垂度	10	吊线和尺量检查
8	预埋活动 地脚螺栓锚板	标高	+ 20 0	拉线和尺量检查
		中心线位置偏移	± 5	
		带螺纹孔锚板平整度	2	用直尺和楔形塞尺检查
		带槽锚板平整度	5	

第二节 制冷系统设备的安装

在制冷系统中，除制冷压缩机以外，满足制冷基本原理的静止设备通常称主要设备，如冷凝器、蒸发器，确保系统其他功能的静止设备，称辅助设备，如储液器、油分、汽液分离器、低压循环桶等。

一、主要设备的安装

(一) 冷凝器的安装

冷凝器按冷却介质、冷却方式、冷凝器的结构形式来分，可以说种类很多，在此主要是介绍管壳式冷凝器的安装。

1. 立式管壳式冷凝器的安装

一般安装在露天的钢筋混凝土水池上方，水池的标高高于储液器进液口的安装标高，因此就冷凝器安装高度和立式冷凝器本身的重量来讲，就位工作还是有一定难度的。

(1) 安装前的准备工作，立式冷凝器与水池的连接方法较多，最常见的是预埋锚铁或预埋地脚螺栓。水池上的预埋锚铁是焊有螺纹钢锚钩的钢板，在浇注水池时将其埋在水池上表面。安装时，立式冷凝器与水池的过渡连接件常用槽钢制作，如图 4-5-1 所示。如果立式冷凝器基础是预埋地脚螺栓，则在安装以前必须认真复核地脚螺栓的间距和对角线的距离，确认无误后才能安装。在立式冷凝器安装前，应根据设备布置图确认立式冷凝器安装的管口方位，清除水池上表面凸瘤，预埋锚板水池应弹出对中墨线，并刮净锚板，准备若干厚薄不等的垫板，根据立式冷凝器的重量，准备相应的起重机具。

(2) 立式冷凝器的吊装就位，由于立式冷凝器安装在室外，通常很难利用建筑物来承受吊装，而且不论立式冷凝器大小起吊全高均为 6.5m 左右，

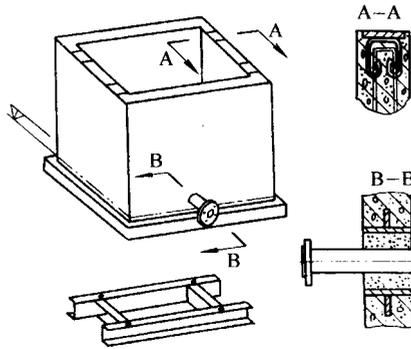


图 4-5-1 预埋锚板的水池和过渡连接件

所以常选用汽车吊来完成吊装工作，以提高安装的工作效率，此外，用抱杆来吊装立式冷凝器，也是常用的方法。

用抱杆吊装的方法较多，可用单杆、人字抱杆和双杆吊装，在确定吊装方案时，通常应考虑如场地、基础高度、抱杆高度等问题。采用双杆吊装，其抱杆的高度可低于立式冷凝器起吊全高。如图 4-5-2 所示。

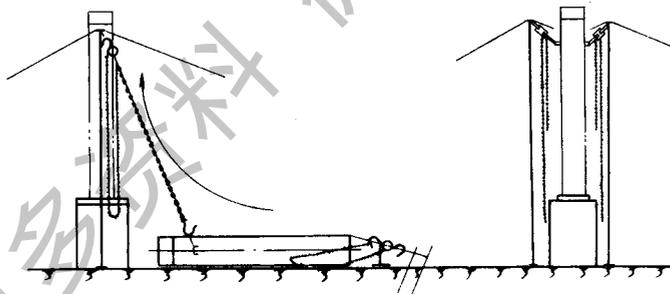


图 4-5-2 立式冷凝器的双杆吊装

在双杆吊装时，用两只起吊葫芦牵引，再用一只葫芦牵制，相互之间默契配合，保证牵引同步收放交替，指挥统一。所选用起重葫芦的起升高度和钢丝绳吊索的长度应进行核算，保证吊装一步到位。如果葫芦要放单链起重，应注意葫芦的起重量为原额定起重量的二分之一，且保证单个葫芦的起重量为设备起吊总重量。另外值得提醒的是，在起吊时应预先挂好两方向的垂线，以备就位时找立式冷凝器的垂直度用。

当吊装的立式冷凝器位于水池基础正上方时，按墨线摆正在槽钢上方。

(3) 立式冷凝器的垂直度找正。立式冷凝器在垂直度找正时，应有起重葫芦吊牢，在预先挂好的两根垂线下栓上重锤，作垂直基准。利用撬杠，葫芦和适宜的垫板进行调整，立式冷凝器的垂直度允许误差应不大于 $1/1000$ 。找正后，拧紧地脚螺栓，并将过渡连接件连同垫板与锚铁一起焊死。

(4) 立式冷凝器平台的制作。立式冷凝器顶部下方 1.4m 处的筒体外表面上，设有四个均布的槽钢短节，是平台框架的焊接头。在制作平台框架时考虑到方便和安全，平台的框架制作可在水池上方立式冷凝器下部焊接组装，然后再将平台的框架沿立式冷凝器筒体向上吊至筒体上的四个短节处进行组对焊接。框架的大小以四周留有 60cm 通道为宜。扶梯的宽度约 $50 \sim 55\text{cm}$ ，栏杆的高度约 $90 \sim 100\text{cm}$ ，通道上覆上防滑钢板，如图 4-5-3 所示。平台制作完毕后，将各立管上端的分水头装上。

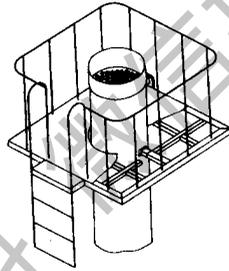


图 4-5-3 立式冷凝器平台

2. 卧式管壳式冷凝器的安装

在安装施工中，卧式管壳式冷凝器的安装位置在室内外的可能性都有，安装在室内的卧冷大多与储液器叠起来安装，以减少室内占地面积。

(1) 卧式管壳式冷凝器的安装位置。卧冷安装的空间位置，根据设备布置图而定，但是有几个方面的尺寸应引起安装人员的重视，如叠加安装的高度；靠墙一侧封头连接法兰端面离墙的距离；卧冷的安装支座大小等，都应认真核算，否则会给施工或今后维修带来困难，如图 4-5-4 所示。

对于叠加安装的卧冷轴线的高度 ($H_1 + H_2$)，主要是保证安装后储液器进液口及其上方卧冷出液口之间的垂直距离 H_3 ，这两个接管口在安装时切忌位于同一轴线，否则该接管装拆时较困难，且很难保证法兰面密封。因

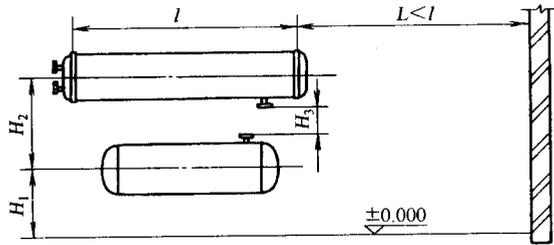


图 4-5-4 卧式管壳式冷凝器的安装位置

此，在安装时通常将两接管口轴线错开一定位置，也就是说， H_3 的尺寸一般必须大于两个弯头和一个阀门的尺寸之和。

无论是叠加安装还是单独安装的卧式管壳式冷凝器，其轴线标高都是 $H_1 + H_2$ 。另外，靠墙一侧封头端面到墙的距离 L ，应大于卧式冷凝器本身筒体的长度，以便今后列管疏通清洗。

(2) 卧式冷凝器支架。卧式冷凝器与储液器叠加安装，需要施工人员制作支架。在考虑支架结构时，主要是支架的稳定性、刚度和结构不影响配管等问题。支架一般用槽钢制作，槽钢与槽钢凹面的连接，应割榫焊接，槽钢榫头的划线模板，可取同规格的槽钢短废料，放在槽钢需割榫头处，用石笔划线，如图 4-5-5 所示。有些卧式冷凝器和储液器出厂时，筒体上只焊有鞍式支座衬板并无鞍式支座，而且卧式冷凝器与储液器两支座间距不一，一般卧式冷凝器支座间距要大些，因此支架制作应根据设备的实际尺寸和重量而定。如图 4-5-6 所示的支架，上面的鞍式支座间距大于下面储液器鞍式支座的间距。

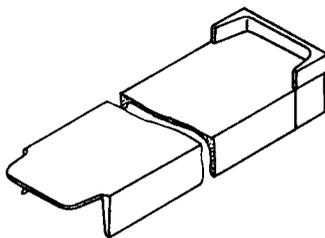


图 4-5-5 槽钢的割榫

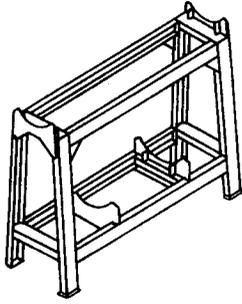


图 4-5-6 卧式冷凝器和储液器支架

(3) 储液器和卧式冷凝器的安装。储液器安装就位时，应注意安装方向，使出液口靠近节流阀一侧，一般情况进液口大于出液口，当进出液口相等时，应查实出液口，通常出液口接管是插入筒体近底部，比放油管插入略浅，其他接管均插入筒体内表面上，储液器无论是叠加还是单独安装，其下部接管口距地的安装高度必须大于一个弯头和一个阀门的尺寸之和。

两设备在支架上叠加安装，应先安装储液器，吊装时可利用支架挂葫芦，并将储液器就位于其上。卧式冷凝器的吊装可用人字抱杆葫芦吊装。安装后两设备的水平度应符合有关技术文件的规定。

(二) 蒸发器的安装

蒸发器按被冷却介质不同分为冷却液体、空气两大类。从安装施工人员角度而言可笼统地分为箱式、管壳式和排管式蒸发器，排管式蒸发器在别的章节中已有阐述，管壳式蒸发器与卧式冷凝器、储液器的安装基本一样，只是就位前在支座上垫以 50~100mm 厚的软木，以防止出现冷桥。外形呈箱状的蒸发器，如冷风机、板式蒸发器，水箱类蒸发器等归属于箱式蒸发器。在此主要介绍螺旋管式蒸发器和冷风机的安装。

(1) 螺旋管式蒸发器的安装，螺旋管式蒸发器的载冷剂在水箱内采用开式循环，与立管式、蛇管式、V 形管式蒸发器并无区别，只是制冷剂蒸发管的结构各有不同，因此介绍螺旋管式蒸发器具有一定的代表性。

蒸发器安装的位置，根据已浇注的基础，但就位以前应复核基础的位置尺寸，如基础的标高应不小于 350mm，以保证安装后蒸发器的集油器底部能

高出地面；搅拌机侧离墙的距离应保证载冷剂输送泵及管件阀门的安装空间；回汽总管侧离墙的距离应保证蒸发器的氨液分离器，集油器和液面控制装置的施工空间（蛇管蒸发器除外）。基础尺寸复核以后，在基础表面上涂以沥青防潮层，铺上规定厚度的隔热层，一般情况包括外围均采用 100mm 厚的隔热层，然后将水箱连同箱内的螺旋管组一同吊装在基础上就位，查看四周与基础侧面间距是否均匀，摆放是否平稳，若一侧靠墙，应预先在墙面上铺设隔热层，并作防潮处理，水箱就位时必须紧贴该隔热层。就位后的蒸发器应保持管组下总管略向蒸发器集油器端倾斜，保证积油能流入集油器。集油器与管组之间由放油管连接，装配时将放油管穿入集油器端箱壁下部开有 $\phi 35\text{mm}$ 的孔内，与管组下总管管端的管螺孔连接，连接时螺纹处应涂以氧化铅——甘油混合物后拧紧，以防止长期工作制冷剂从螺纹处泄漏，然后再将放油管与箱壁焊接，防止载冷剂漏出，图 4-5-7 所示。

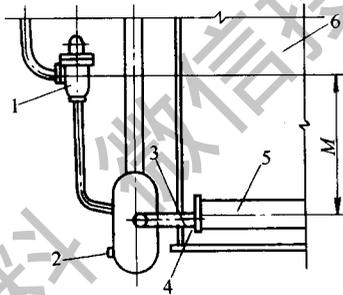


图 4-5-7 放油管及平衡管的连接

- 1—浮球传感器；2—集油器放油口；3—放油连接管；
4—管端管螺纹孔；5—管组下总管；6—箱体

根据生产厂家的不同，蒸发器上的液氨分离器有在箱内与管组连为一体的和在箱外组装焊接的两种。如图 4-5-8 螺旋管式蒸发器，其液氨分离器位于箱外。出厂时液氨分离器是散件。因此安装时液氨分离器与蒸发器上的回气总管，需要开孔和焊接，并确保该接口的焊接质量。

浮球传感器以旁路形式上连液氨分离器，下接集油器起压力平衡作用，使传感器正确灵敏地显示液面高度。安装浮球传感器必须垂直，使传感器工作时浮球升降灵活。下平衡管应向集油器倾斜 15° 以上，可避免油污堵塞浮球失灵。如图 4-5-7 所示。浮球传感器的安装高度 M ，在空调配套中 $M =$

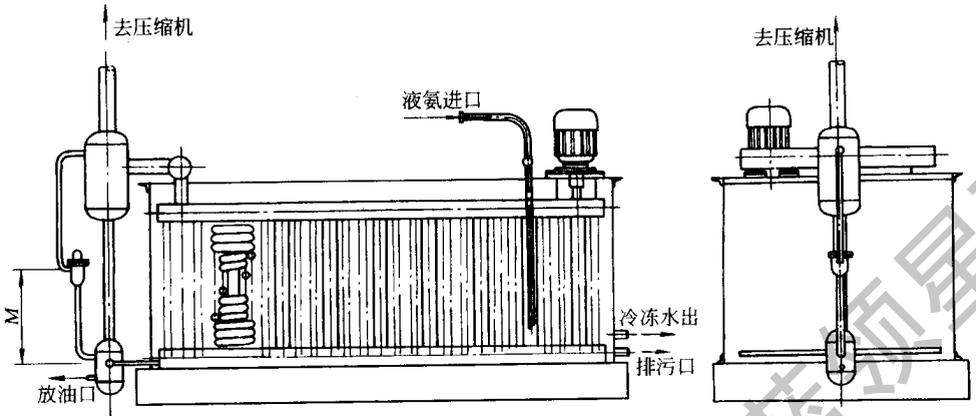


图 4-5-8 螺旋管式蒸发器

500mm，在盐水配套中 $M = 670\text{mm}$ 。

水箱上方配有立式搅拌机，用以推动载冷剂与蒸发器管组进行热交换。电机轴与搅拌轴通常用夹壳式联轴器连接，两轴连接时应注意联轴器两半的连接方向，旋紧连接螺栓，装上叶轮，将装好后的搅拌器放在机座上，并使叶轮外围与导流筒体保持均匀的间隙。转动机轴应无明显摆动，然后再将搅拌机与箱上机座进行连接。

外围的隔热防潮层，待制冷系统气密性试验合格后统一施工。

(2) 冷风机的安装，冷风机也称空气冷却器，是蒸发器排管与风机组装一体的箱式设备，它依靠风机强制空气通过箱体内的冷却排管使空气冷却，从而达到降低库温的目的。

冷风机在安装以前，为了避免冷风机箱体内的翅片排管组在运输过程中损坏而影响密闭性，应开箱认真检查，如有变形损坏迹象，应以 1.6MPa 气压检查管组的密闭性，可浸入水中或用肥皂水检漏，发现泄漏应予修补。

立柜式冷风机的基础应作好防漏防腐处理，水盘与地面应有一定的架空距离，并保持架空层不积水，安装后冷风机背离墙面的净距离，一般为 $400 \sim 500\text{mm}$ 。吊顶式冷风机与冷冻间的顶是悬吊安装的，因此冷风机与支架、建筑物之间的连接必须十分牢靠，并保证吸气侧离墙面的距离大于 500mm 。为防止冷风机盛水盘中积水，冷风机安装时应在框架表面找平。

冷风机在使用过程中，因结霜和淋水冲霜，这往往使水溅满轴流风机及

其集风罩而冻结，当开动风机时，叶片碰撞冰块而易引叶片受损或卡死。安装时应在风机启动装置中装上电流保护装置，并在集风罩下部打孔，保证进入集风罩的水能及时排除。

二、辅助设备的安装

根据系统配用情况的不同，常见的辅助设备有双级制冷的中冷器、重力供液系统的氨液分离器、氨泵供液系统的低压循环储液器（桶），以及放空器、集油器、紧急泄氨器，油分离器等。

这些设备中前三者是低温设备，当低温设备支座结构的稳定性较好时，应考虑用经防腐处理的垫木衬垫，以避免冷桥现象。在安装低温设备的液面传感器时应垂直，液面计应位于易于观察的位置。在安装氨液分离器、低压循环储液器的支架时，应考虑墙侧隔热层施工的方便，支架的高度应保证低压循环储液器最低液面高出氨泵进口 $1 \sim 3\text{m}$ ，氨液分离器正常液面高出蒸发器最高层管 $1.5 \sim 2\text{m}$ 。

洗涤式油分离器安装的高度，依据冷凝器出液管标高而定，油分离器进液管应低于冷凝器出液管 $200 \sim 300\text{mm}$ ，以保证油分离器内一定的液面，使氨液混合的高压气体能在液氨中充分洗涤后再进入冷凝器，洗涤式油分离器进液管的做法，如图 4-5-9 所示。

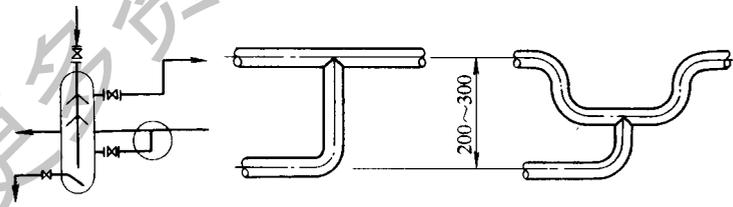


图 4-5-9 洗涤式油分离器进液管的做法

在制冷系统中，通常以设备之间的位差使相同压力的液态制冷剂流动，对此安装施工人员应非常了解设备之间的标高确定基准，如冷凝器、油分离器、储液器三者之间的位差，应以储液器为基准，并根据进液管坡向储液器的要求，确定冷凝器标高，再根据冷凝器出液管确定油分离器标高。氨液分离器与蒸发器之间的位差，应以蒸发器最高层管为基准。氨泵与低压储液器

之间的位差，以氨泵为基准。

第三节 电气及自控设备的安装

一、配管配线

(一) 预 埋

为保证建筑物的美观整洁，增强电气装置的安装可靠性和减少电气件施工的劳动强度，电气工程中有大量的固定件、连接盒、暗线管等预埋件需要根据电气施工图的要求进行预埋。

预埋件的埋设方法按土建结构而定。

(1) 砖墙埋入件的处理，与土建施工人员配合，在砌墙体的过程中将所需的暗线管、接线盒或嵌入式动力、照明箱等砌入墙内。也可根据埋入件所需的尺寸、位置，由土建施工人员预先留出，在墙抹面前将其埋入。

(2) 混凝土构件埋入件的处理，在混凝土构件中，埋入件必须在混凝土构件模板搭好以前，在钢筋上扎好定位。开口端，如接线盒应预先填满烂泥，线管末端应套好丝扣，并包裹端头，以免混凝土浇注时进入水泥等杂物。横穿梁柱楼板的线管，也可在混凝土浇注前预先放入钢管，作为今后线管通过的预留孔。

(二) 钢管配线

1. 钢管配线的要求

(1) 敷设的钢管应无管内毛刺、杂物、管口光滑无飞边，外部无凹陷变形。

(2) 钢管及附件应根据敷设的环境作相应的防腐处理。

明敷设线管刷油漆，埋入砖墙内的线管应刷防锈漆，埋入土中的线管应刷沥青、包缠玻璃丝布，再刷沥青，敷设在潮湿环境中或有腐蚀性环境中的线管，可选镀锌管。

(3) 线管弯头的弯曲半径应尽可能大些，弯头处不应有皱折、裂缝和明显的椭圆变形，以减少穿线时的阻力和线管的可靠性。

通常明敷设线管的弯曲半径应大于管径的 4 倍；暗管敷设线管的弯曲半径应大于管径的 6 倍；敷设在地下或混凝土楼板内的暗管，弯曲半径应大于管径的 10 倍。

(4) 为便于穿线，线管中应加装接线盒，控制穿线的长度。

一般直管段 45m；有一个弯头 30m；有两个弯头 20m；有三个弯头 12m 的范围内应加接线盒。

(5) 明敷设线管敷管应平直排列整齐，固定点分布应均匀，其间距一般不大于 1.5m。

(6) 地面引出的垂直线管，管口距地面不应小于 200mm，室外管口应制成防水弯头，室内管口在穿线后用绝缘胶带包扎防水。

(7) 线管间连接或线管与接线盒、配电箱等连接应采用螺纹连接。

(8) 线管敷设前应预先穿入引线用的镀锌铁丝或钢丝。

2. 钢管配线的主要工序

(1) 普通明管的敷设，确定电气元件的位置；划出线管走向线；确定管卡的位置；取管、套丝、弯管；钢管、接线盒、开关盒连接安装；焊接跳地线。

(2) 防爆明管的敷设，在完成按普通明管敷设的工序过程中，各螺纹连接处应用生料带密封，并保证螺纹的拧入深度和紧度。所有电气部件金属外壳都要接地，线管间、线管与附件之间要用细圆钢焊接跳地线，保证接地通畅。进出防爆场合的线管，必须用沥青密封端头。

3. 导线的连接

(1) 导线的中间连接和分支连接。根据具体情况可采用焊接、钎焊、线夹、瓷接头、压接管连接，铜芯导线的截面在 6mm^2 以下可采用绞绕连接。

(2) 单股铜芯截面在 10mm^2 及以下，多股铜芯截面在 2.5mm^2 及以下和单股铝心导线可直接与电气设备的铜接线端子连接。导线截面大于上述数据的导线终端，应焊接上或压接铜接线端子后再与电气设备的终端连接。

(3) 导线连接处或接线端子的根部与导线绝缘层的空隙处，应用绝缘带包缠严密。经过建筑物沉降缝或伸缩缝的导线，应留出适当的补偿量。

二、配电柜与控制柜的安装

配电柜与控制柜一般安装在电缆沟上方。电缆沟边缘应铺设平整的槽钢或角钢作底座，铺设时应找平型钢底座的水平度并与电缆沟内的预埋件焊接，且保证型钢底座构成的平面的水平度误差小于等于 $1/1000$ ，确保配电柜与控制柜就位后的垂直度。

为保证配电柜或控制柜接地可靠，型钢底座用扁钢与接地网连接，且不少于两处。

配电柜与控制柜的安装，立柜前对型钢底座进行防腐油漆处理，并在土建施工全部完成后进行立柜。立柜时应对其进行垂直度和水平度调整，成排安装时，通常将所有配电柜的水平度和垂直度进行大致调整，然后精调一台配电柜，再以这台配电柜为基准，依次逐台调整，使成排配电柜均位于同一立面上。无论是单体或成排安装，垂直度允许偏差在 $1.5/1000$ 以内。水平度允许偏差在 $1/1000$ 以内。

三、动力配电设备和控制设备的安装

(一) 动力配电箱的安装

动力配电箱的安装方式有明装和暗装两种，其安装高度如施工图中无特殊要求，暗装时的底板距地面 1.4m ，明装时为 1.2m 。如在 240mm 厚的墙内暗装配电箱时，其后需要 10mm 厚石棉板及铅丝直径 2mm 、孔洞为 10mm 的铅丝网钉牢，再用 $1:2$ 水泥砂浆抹好以防开裂。配电箱外壁与墙接触的部分应涂刷防锈底漆。

配电盘面后的配线应排列整齐，绑扎成束，并用卡钉紧固在盘板上。盘后的引出及引入导线，应留出适当的余量以利于日常的检修。导线应套上与相位颜色相同的软塑料管，即：A 相用黄色，B 相用绿色，C 相用红色，零

相用黑色。配电盘上的空气开关、熔断器等电器部件，上端接电源，下端接负荷。横装的插入式熔断器等电器部件，应在左侧接电源，右侧接负荷。

零线系统中的重复接地应做在引入线处，在末端配电盘上也应作重复接地。

(二) 电动机的电气安装

(1) 电动机的接线，电动机在接线前，应检查并保证铭牌上的额定电压与电源电压相符。如电源电压为 380V，铭牌电压为 220/380V，则需要将电动机的三相绕组接成星形使用。三相感应电动机有 3 个绕组，共有 6 个端头，各相的始端用 1、2、3 表示，末端用 4、5、6 表示，或者始端用 C_1 、 C_2 、 C_3 表示，末端用 C_4 、 C_5 、 C_6 表示。也有始端用 U_1 、 V_1 、 W_1 表示，末端用 U_2 、 V_2 、 W_2 表示。标号 1-4 为第一相，2-5 为第二相，3-6 为第三相。

电源配线端头与电动机引出桩头连接时，必须用可靠紧密的接点（如电源配线端头用铜鼻子压接）。配线引进电动机的一段，应用金属软管或塑料套管保护，软管与线管连接必须用轧头固定，而与电动机接线盒连接的一端应用管帽固定。防爆电机的配线安装要符合有关规范的技术要求。

电动机必须接地或接零，接地线应用螺栓固定在电动机的接地螺栓上。接地线应采用多股软铜线。

(2) 电动机运行前的检查，新安装的电动机在运行前必须做如下检查：

①各绕组间和绕组对地的绝缘电阻和各绕组的直流电阻，各绕组直流电阻的偏差不大于 0.2% 为合格，对于绕线式异步电动机，除检查定子绝缘电阻外，还应检查转子绕组和滑环对地及滑环之间绝缘电阻。绝缘电阻每 1kV 工作电压不得小于 $1M\Omega$ 。一般三相 380V 的电动机的绝缘电阻，应大于 $0.5M\Omega$ ，用 500V 兆欧表测量。

②电动机铭牌所示电压、频率与线路电压、频率应相符，接线应正确。

③电动机轴承是否有润滑油、转轴应旋转灵活。

④绕线式异步电动机滑环上的电刷表面应全部贴紧滑环面，导线间不能接触，电刷摆升机构要灵活，电刷的电压要正常。

⑤起动电器应动作灵活，触头接触良好，继电保护装置整定的电流要合理。

⑥对于须单方向运转的电动机，应检查实际运转是否与运转指示箭头方向相同。

(3) 电动机的干燥处理。电动机的绝缘电阻低于上述要求的数值时，在运转前应进行干燥处理。电动机干燥的方法较多，如涡流干燥、交流电干燥、烘箱干燥及灯泡干燥等。在施工现场常用下列两种干燥方法。

①涡流干燥法是利用交变磁通在定子铁芯里产生磁滞和涡流损耗使电动机发热到所需的温度进行干燥，所以也叫铁损干燥法。磁通由缠绕在定子铁芯和外壳上的激磁线圈通上交流电源产生的。干燥电源可采用电压为 40V、电流在 400A 以内的交流电焊机，并通过焊机对输出电流的调节，以控制干燥温度。

激磁线圈匝数

$$W = \frac{45U}{0.93Lh_c B} \quad (\text{匝}) \quad (\text{当电源频率 } f = 50\text{Hz} \text{ 时})$$

式中；U——激磁线圈电源电压，V；

L——定子铁芯长度，cm；

h_c ——定子铁芯轭高，cm；

$$h_c = (D_1 - D) / 2 - h_o$$

D_1 ——定子铁芯外径，cm；

D——定子铁芯内径，cm；

h_n ——定子槽深，cm；

B——磁通密度，一般取 $B = 0.6 \sim 0.7$ ，T。

磁化申流

$$I_1 = \frac{\pi (D_1 - h_c) \alpha \omega}{W} \quad (\text{A})$$

式中 $\alpha \omega$ ——一定子铁芯单位长度所需安匝，安匝/cm（见表 4-5-7）。

表 4-5-7

定子铁芯磁化安匝数

B	0.5	0.6	0.7	0.8
$\alpha \omega$	1.71	2.11	2.61	3.18

导线截面积

$$S = \frac{I_i}{j} \quad (\text{mm}^2)$$

式中： j ——导线的电流密度， A/mm^2 ；一般取 $j = 1 \sim 2.3$ 。

在加热干燥时，温度先逐渐升高至 $50 \sim 60^\circ\text{C}$ ，并保持 $3 \sim 4\text{h}$ ，以后再继续升温，期间应定时测量绕组温度和绝缘电阻，并作记录。开始每 15min 记录一次， 2h 后每 1h 记录一次。后阶段最高允许温度按绝缘等级，A 级为 90°C ，E 级为 100°C ，B 级为 110°C 。当测得绝缘电阻大于规定值，并稳定 $4 \sim 5\text{h}$ 不变后，则说明绕组已干燥，即可停止干燥。

上述干燥方法仅供参考，在干燥过程中应根据实际情况给予调整。

②交流电干燥法是在电动机的定子线圈中通入单相交流电流，改变接在电动机定子电路中的可变电阻，使绕组中通过 $50\% \sim 70\%$ 的电机额定电流进行干燥。电动机定子出线头如为 6 个，则应先将各相线圈进行串联连接后，再接入电源。对于绕线式异步电动机，应把转子滑环接入 3 相起动变阻器，并将转子夹住不得转动。此法适用于小容量感应电动机。

(三) 控制设备的安装

在制冷系统中的控制设备包括电气控制设备和自动调节设备两部分，其安装要求如下。

1. 电气控制设备的安装应符合如下要求

(1) 电器的部件应完整，安装在盘（柜）内要排列整齐牢靠，绝缘器件无裂纹缺损，其活动接触导电部分应接触良好；

(2) 电器铁心的表面无锈斑和油垢，而且吸合、释放正常、通电后无异常燥声；

(3) 电器操作机构安装后，应动作灵活，触头动作一致，各联锁、传动装置位置正确可靠；

电器的引线焊接应焊缝饱满，表面光滑，焊药清除干净，锡焊焊药无腐蚀性。

2. 自动调节设备的安装应符合下列要求

(1) 单体设备的调试应在安装前进行，要做好仪表调校前性能试验和仪

表精确度调校。①电动仪表在通电前应先检查电气开关是否可靠、电气线路的绝缘电阻。并对被校仪表的阻尼特性及指针移动速度进行检查。报警器应进行报警动作性能试验。执行机构要进行全行程时间试验。调节阀应按规定进行阀体强度试验等。②仪表或调节器应进行灵敏度、正行程和反行程基本误差及回差调校。调节器还应做手动操作误差试验、比例带、积分时间、微分时间刻度误差及附加机构的动作误差调校。

(2) 自动调节仪表的安装。①就地安装仪表的位置，应是光线充足、操作和维修方便的地方，其中心距地面的高度为 1.2 ~ 1.5m。就地安装的显示仪表应安装在手动操作阀门时便于观察仪表示值的位置。②仪表安装应外观完整、附件齐全，并按设计的要求检查其型号、规格。安装时不能敲击及振动，应安装牢固、平正。③直接安装在管道上的仪表，应在管道吹扫后压力试验前安装。仪表与管道连时，仪表上的法兰轴线应与管道轴线一致，固定时应使其受力均匀。④仪表及电气设备接线前应校线并标号，剥绝缘层时不能损伤线芯。电缆（线）与端子的连接处应固定牢固，并留有适当的余量。接线应正确、排列应整齐、美观。

第 6 章

制冷系统的调试

制冷系统的正确调试和维护，是保证制冷装置正常运行、节省能耗、延长使用寿命的重要环节。对于现场安装的大型制冷系统，调试前首先应按设计图纸要求熟悉整个系统的布置和连接，了解各个设备的结构和性能，以及电器控制和供水系统等。为此，调试时应有冷气和水电等工程技术人员共同参加。对于机组型制冷装置（如冷水机组、空调机组等），用户在调试前应认真阅读厂方提供的产品操作说明书，按操作要求逐步进行，对于中、大型机组，还应由经过专门培训并获得操作证书的冷气工承担。

大型制冷系统或机组的调试目的，除了验证系统和设备是否完好之外，其他工作主要围绕制冷系统内部的清洁、干燥、密封以及制冷剂的充加量进

行，因为只有做好上述四项工作，才能保证系统中制冷剂的正常循环，达到设计所需要的冷量。应该指出，目前制冷装置运行中的绝大多数故障均来源于上述工作处理不善，因此，作为制冷技术工程人员和冷气操作工，应牢记这些工作的重要性。

第一节 调试前的准备工作

现场安装和连接的大型制冷系统，在调试前应完成以下一些准备工作：

(1) 应由设计、施工、用户以及有关上级部门人员组成临时领导小组，根据验收要求，制订工作计划，指挥调试工作的进行。

(2) 调试人员应详细了解系统设计，设备构造，检查安装质量。

(3) 电路系统应在不带负载的情况下先进行供电和控制电路的通电试验，证明各项动作正确无误。

(4) 供水和通风系统应预先单独进行，流量应符合设计要求。

(5) 如果发现某些主要设备的出厂时间过长，应根据情况另作检查或拆检（如压缩机等）。

(6) 准备必要的测试仪表。

(7) 对于氨制冷系统，应准备必要的安全、防毒设备。

(8) 空气负荷试车。这是一项单独检查压缩机运行性能的工作，在试车前，应使压缩机的吸、排气管与制冷系统暂时分离。压缩机启动时，从大气中吸入空气，经气缸压缩后仍排入大气，当逐渐关闭排气阀时，压缩机的排气压力升高，当压力升至 $0.2 \sim 0.3 \text{ MPa}$ 表压时，停止关阀（阀门切不可关得太小），使压缩机连续运行 3 小时左右。在此期间，压缩机应无异常响声和振动；排气温度和润滑油温应低于规定要求；试调能量卸载装置时，电机电流应有明显变化。试车过程中如出现异常情况，必须立即停车检查。

(9) 制冷系统的排污。制冷系统内部必须十分清洁，否则残留在系统内部的垃圾将堵塞节流孔、润滑油道，或者拉毛各摩擦表面。对于氨系统，通常用制冷压缩机使系统中的空气升压，然后在各主要容器（如冷凝器、蒸发器、贮液器、氨液分离器等）的最低部位把系统中的空气急速冲出，使垃圾

排出系统。对于氟利昂制冷系统，通常用氮气排污，以防空气中的水分进入系统。

第二节 制冷系统的试漏

制冷系统的密封性通常是衡量制冷装置的安装或制造质量的一个重要指标。因为系统泄漏不但造成制冷剂渗漏或外界空气渗入，影响制冷装置正常运行，而且还造成经济损失，污染环境。对于大型制冷系统，由于安装或装配过程中的焊接点和接头较多，泄漏是难免的，这就要求调试人员对系统认真试漏，查出并排除各泄漏点。系统试漏是整个调试工作中的主要项目，必须认真负责、细致耐心地进行。

一、压力检漏

制冷系统的压力检漏是检查和寻找泄漏点的最有效方法，系统中的检漏压力与所用的制冷剂种类、制冷系统的冷却方式和管段部位有关。对高压系统，检漏压力约为设计冷凝压力的 1.25 倍；低压系统的检漏压力应近似于夏季环境温度下饱和压力的 1.20 倍（表 4-6-1）。这样，制冷装置无论在运行或停车时就能防止制冷剂泄漏。对于某些制冷系统，如果预先订有验收或检漏标准，则应按规定压力检漏。显然检漏压力也不能任意提高，否则将可能损坏设备，造成意外事故。

表 4-6-1 制冷系统的检漏压力（表压）

制冷剂	高压系统（MPa）		低压系统（MPa）
	水冷冷凝器	风冷冷凝器	
R22	1.8	2.3	1.4
R12	1.2	1.6	1.0
R717	1.8	—	1.4

制冷系统中的检漏压力应逐步提高，每升高 0.2~0.3MPa 时，就应对易漏部位进行一次检查，一旦发现泄漏点，应立即停止升压。在排除泄漏时，通常应放出泄漏部位的高压气体，特别是在补焊情况下，一定要放出高压气体，切不可在高压条件下焊接，以免产生事故。

对于氨系统，可用制冷压缩机使系统逐步升高。对于氟利昂系统，应使用氮气或经过干燥处理的空气升压，以防空气中的水分带入系统。

目前，常用的检漏方法有以下几种：

(一) 肥皂水检漏

这是目前使用最普遍的检漏方法，特别是中、大型制冷系统，基本上就是利用这种方法寻找泄漏点。肥皂水通常用肥皂或肥皂粉调制而成。肥皂水的溶液不能过稠，否则会因粘度过大而难以流动，检漏的灵敏性就较差，但调制的溶液也不能过稀，否则会因流动性过大而不易粘附在设备表面上，难以形成气泡。肥皂水可用毛刷直接涂抹在易漏处，观察其部位是否起泡。对于不易直接观察的部位，可利用镜面反射和手电筒检查。检漏结束后，应将所涂的肥皂水擦干，以防腐蚀。

对于中、大型制冷系统，在用肥皂水检漏之后，在 18~24h 之内尚须将高压气体封闭在系统内，观察其压力变化，最终确定系统是否还存在泄漏。

当系统内的高压气体与环境温度平衡后，记下系统压力和环境温度，在 18~24h 之内，系统内高压气体压力的变化应符合下列公式的计算值：

$$P_2 = P_1 \frac{273 + t_2}{273 + t_1}, \text{ MPa} \quad (4-6-1)$$

式中 P_1, P_2 ——系统内初、终状态的绝对压力，MPa；

t_1, t_2 ——系统内初、终状态的温度， $^{\circ}\text{C}$ 。

例 1 某制冷系统内检漏高压气体的温度与环境温度平衡后，读得表压力为 $P_1 = 1.8\text{MPa}$ ，环境温度 $t_1 = 25^{\circ}\text{C}$ ，24h 后高压气体表压力降至 $P'_2 = 1.781\text{MPa}$ ，环境温度 $t_2 = 22^{\circ}\text{C}$ ，试问该系统是否泄漏。

【解】如果该系统无泄漏，则 24h 后的绝对压力 P_2 应为

$$P_2 = (1.8 + 0.098) \times \frac{273 + 22}{273 + 25} = 1.879\text{MPa}$$

终态压力表读数应为 $(1.879 - 0.098) = 1.781\text{MPa}$ ，计算值与 24h 后的压力表读数相等，因此系统无泄漏。

例 2 某制冷系统内检漏高压气体的温度与环境温度平衡后，读得表压力为 $P_1 = 1.6\text{MPa}$ ，环境温度 $t_1 = 15^\circ\text{C}$ ，24h 后表压升至 $P'_2 = 1.62\text{MPa}$ ，环境温度 t_2 变为 25°C ，试问该系统是否泄漏。

【解】该系统无泄漏时，24h 后的绝对压力为

$$P_2 = (1.6 + 0.098) \times \frac{273 + 25}{273 + 15} = 1.757\text{MPa}$$

终态压力表读数应为 $(1.757 - 0.098) = 1.659\text{MPa}$ ，显然，24h 后的压力表读数小于终态表压计算值，系统仍有泄漏，必须继续检漏。

从上述两例计算中可知，系统是否泄漏，不能只观察终态压力的变化，还必须计及环境温度因素。

(二) 浸水检漏

浸水检漏的灵敏度高于肥皂水检漏，这种方法通常用于小型氟利昂制冷机组。当采用浸水检漏时，应拆除系统中不允许接触水的设备（如各种继电器、电器控制设备等）。浸水最好用清洁的温水，因为温水的表面张力小于冷水，容易形成气泡。若配以较强光源照射时，泄漏部位极易发现。浸水检漏后，应立即用压缩空气将表面吹干，防止腐蚀金属。

(三) 卤素灯和卤素仪检漏

这是检查氟利昂制冷系统的两个专用装置。因为氟利昂制冷剂中含有氟（ F_2 ）、氯（ Cl_2 ）、溴（ Br ）等卤素成分，当它们遇到灼热的铜件时，便能产生不同颜色的火焰，从而找出泄漏部位。

图 4-6-1 为卤素检漏灯的结构图。使用时首先将底盖旋下，向筒内充入一定量的乙醇或甲醇（浓度 99%），然后再将底盖拧紧，把灯竖直放平后，再将乙醇倒入酒精盆中，并把它点燃。当盆中的乙醇燃烧时，使筒体中的乙醇加热、气化、升压，待盆中乙醇接近烧完时，即把阀杆微微转动，使筒中气化的乙醇由喷嘴处喷出，并开始燃烧。由于喷嘴上部有一旁通孔，则

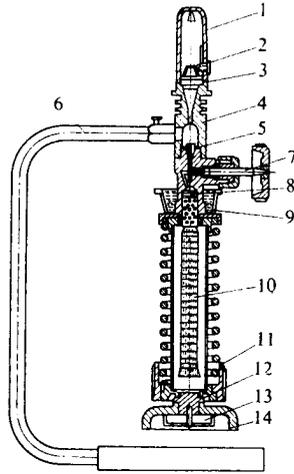


图 4-6-1 卤素检漏灯结构图

1—燃烧口；2—火焰套；3—滤网；4—灯体；5—喷嘴；6—吸气软管；7—阀针；8—滤网；9—酒精盆；10—灯芯；11—胶木座；12—垫片；13—空腔；14—底盖

外部空气将被高速喷射的火焰引入（在软管吸入口听到声响）。当吸气软管吸入含有氟利昂的空气时，上部火焰将产生绿色或蓝色等亮光。根据火焰颜色不但能找出泄漏点，而且可以判别其泄漏的严重程度（表 4-6-2）。应该指出，当卤素检漏灯发生紫色火焰时，应立即停止检查，因为大量氟利昂已分解为剧毒的光气。此时可改用肥皂水继续检漏。

表 6-7-2 火焰颜色与 R12 泄漏量的关系

火焰颜色	泄漏量 (g/月)
微绿色	24
淡绿色	32
绿色	42
深绿色	114
紫绿色	163
深紫绿色	500
紫色 (气体分解)	1400

卤素检漏灯的喷嘴孔径极小，很容易堵塞，此时可取出藏在底盖腔内的备用通针，利用通针排除喷嘴孔内的垃圾。目前的卤素检漏灯中大都充加丁烷等可燃物，使用更为方便。使用卤素检漏灯检漏皮细致耐心，平时应积累经验，这样就能提高检漏率，正确判断泄漏量。

图 4-6-2 为电子管式卤素检漏仪的原理图，它不需要燃烧物料，而是利用氟利昂电离使微安表偏转的检漏仪。它主要由电离室、风扇、变压器、微安表、喷嘴等部件组成。电加热器将阳极加热到 800℃ 左右，阴、阳极之间加直流高电压，吸入的氟利昂在此环境中电离，并引起微安表指针偏转。为了提高检测精度，采用电子放大器将信号放大。因此，这种卤素检漏仪具有极高的灵敏度（见表 3-2-3），当用它检漏时，只有在周围空气十分纯净的条件下才能正确无误地找到泄漏点。

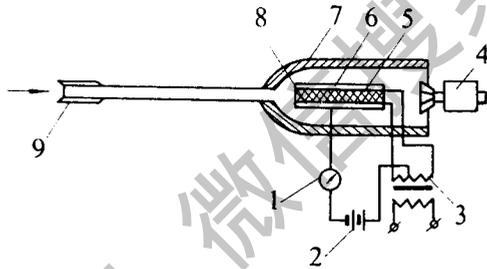


图 4-6-2 电子管式卤素检漏仪

- 1—微安表；2—阳极电源；3—变压器；4—风扇；5—阳极；
6—阴极；7—外壳；8—电热器；9—吸口

表 4-6-3 泄漏量与检测器的灵敏度

泄漏量 (g/年)	电子管式卤素检漏仪	卤素检漏灯	浸水法
1	可能		
10	可能	熟练者可能检出	5-10s 产生一个气泡
30	可能	基本能检出	2~3s 产生一个气泡
50	可能	可能	连续起泡

目前，检测氟利昂泄漏灵敏度最高的设备是氦质谱检漏仪，但该仪器的价格昂贵，经常使用费用也较大，国内仅少数企业使用。

二、真空检漏

制冷系统经压力检漏合格后，还需要进行真空检漏，因为有些部件可能存在单向泄漏，只有经过压力和真空检漏均符合要求后，才能确保制冷系统的密封性。另外，系统抽空还能去除水分，特别是氟利昂系统，利用抽空干燥是机组调试过程中的一项重要环节。系统抽空通常有两种方法。

（一）真空泵抽空

制冷系统应该用真空泵抽空，特别是封闭式压缩机的制冷系统，一定要用真空泵抽空。这不但能达到极高的真空度，去除系统中的空气和水分，而且能保护压缩机和电机。当大气压力为 760mmHg 时，系统的真空度应抽到 755mmHg 以上（即系统绝对压力为 5mmHg 以下），经过大气压和环境温度变化修正后，对于小型制冷机组的真空度应基本无变化，中、大型系统的真空度回升应不超过 5mmHg。

应该指出，真空泵长期使用后，系统中的水蒸气可能进入真空泵的润滑油中，影响其抽空能力，因此润滑油须经常更换。

例 3 当大气压力为 760mmHg，环境温度为 25℃，制冷系统抽得的真空度为 756mmHg，24h 后，大气压力变为 755mmHg，温度降至 20℃，制冷系统真空表的指示值变为 751mmHg，试问系统的真空度是否回升。

【解】制冷系统的绝对压力 $P_1 = 760 - 756 = 4\text{mmHg}$

温度变化使系统内部的绝对压力变为（按公式 19.1 计算）

$$P_2 = P_1 \frac{(273 + t_2)}{(273 + t_1)} = 4 \times \frac{273 + 20}{273 + 25} = 3.93\text{mmHg}$$

大气压力变化使系统中真空度 P_{b2} 的变化为

$$P_{b2} = 755 - 3.93 = 751.07\text{mmHg}$$

计算结果表明，24 小时后，制冷系统的真空表指示值（751mmHg）与计算值（751.07mmHg）基本相等，系统密封性良好。

(二) 制冷压缩机抽空

图4-6-3为制冷系统用压缩机抽空的操作图。由图可知，把压缩机的排气三通阀关闭，使排气旁通孔与大气相通，或者接一根排气管通向油杯，系统中的其他阀门全部呈开启状态。这样，当压缩机运行时，就能把系统中的空气排至大气。当空气通过油杯排出时，应抽至油杯中基本无气泡为止。对于大型压缩机，由于活塞排量较大，而旁通孔直径较小，因此，当压缩机刚启动抽气时，因系统内空气量较多，此时排气阀不能全部关闭，以防排气压力过高，损伤阀片及其他部件。只有当系统抽至一定真空度时，才能将排气阀逐渐关紧。

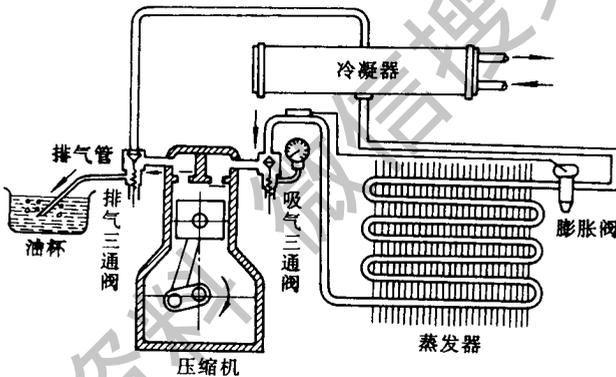


图4-6-3 制冷压缩机抽空操作图

由于制冷压缩机的抽空能力较真空泵差，而且排气腔中的空气无法排出，为了克服这一缺点，可在系统抽至一定真空度时，充加适量制冷剂（氟利昂制冷系统），然后再用压缩机抽空，用这种置换方法可以进一步排除残留在系统中的空气。

对于用油泵输送润滑油的压缩机，由于系统抽空后油面压力极低，油泵供油困难，可能导致摩擦面的损坏，必须引起注意。

第三节 制冷剂的充加和制冷系统的调试

当制冷系统经压力和真空检漏完全符合要求后，就可以着手充加制冷剂。并进行制冷系统的全面调试工作。

一、制冷剂的充加

目前，中小型制冷机组在出厂前，均已按规定充足制冷剂，现场安装后，经检查外观，如果未发现意外损伤，可直接打开有关阀门（应先阅读厂方的使用说明书）开机调试。如果发现制冷剂已经漏完或者不足，应首先找出泄漏点并排除泄漏现象，然后按产品使用说明书要求，加入规定使用的制冷剂及其充加量。

对于现场安装的非定型制冷系统，只能由调试人员估计确定。制冷剂的初次充加量不但与系统大小有关，而且与制冷设备的形式、制冷剂循环方式、制冷剂种类以及用冷温度等许多因素有关。因此，制冷剂充加量只能在估算的基础上通过逐步调试才能最终确定。表 3-2-4 所示的各制冷设备充液量仅供参考。

表 3-2-4 制冷系统中各个设备的充液量
(按所占容积的百分比计)

设备名称	充液量容积 (%)		设备名称	充液量容积 (%)	
	氨	氟利昂		氨	氟利昂
冷凝器	15	15	中间冷却器	30	30
油分离器	15	15	蒸发器墙排管	60	30
贮液器	50	50	蒸发器顶排管	50	20
液管	100	100	低温冷风蒸发器	50	20
过冷器	100	100			

例 4 某制冷系统中的贮液器容积为 $V = 0.1\text{m}^3$ ，环境温度为 20°C ，试求该容器中 R12 的充加量。

【解】根据 $t = 20^\circ\text{C}$ ，查 R12 的饱和蒸气表，求得 R12 的饱和液体比容为 $v = 0.753 (1/\text{kg})$ ，则贮液器中的 R12 充加质量为

$$M = 0.5V\rho = 0.5 \times 0.1 \times \frac{1}{0.753 \times 10^{-3}} = 66.4\text{kg}$$

整个系统中的制冷剂充加量，等于各个设备中的充加量之和。在实际充加时，当制冷剂充加量接近计算值的 80% 左右，即可开机调试，如果在调试过程中未出现制冷剂量不足的现象，可以暂停充加，继续调试。应该强调指出，任何制冷系统，过多地充加制冷剂不但会增加费用，而且对运行能耗、设备安全等均可能带来不利影响。如果一旦发生意外泄漏事故，过多的制冷剂贮藏充加量还会给环境带来更大的污染。

在充加制冷剂前，应预先备有足够的制冷剂，对于大型制冷系统，由于充入的制冷剂量较多，开始时可直接从贮液器或冷凝器上的专用阀门或三通阀处充入。由于系统处于真空状态，钢瓶中制冷剂与系统压差较大，当打开阀门时（应先用制冷剂吹出连接管中的空气），制冷剂迅速流入系统当系统中的压力与钢瓶中的制冷剂压力相平衡而充加量仍未达到要求时，此时可关闭有关阀门，将钢瓶移至压缩机吸入口连接，并起动压缩机，利用压缩机把瓶中制冷剂送入系统。但在此之前必须向冷凝器供应冷却水，否则将会使压缩机排气压力骤增，产生意外事故。另外，钢瓶的阀门不能开得过大，必须适当控制，以防大量液体制冷剂进入气缸，产生严重的液击现象。

二、制冷系统的调试

当制冷剂充加结束后，还须对系统进行一次泄漏复查，确实证明系统无泄漏后才可进行负荷试车。在负荷试车之前或试车过程中，应特别注意以下几个方面：

(1) 检查制冷系统中的各个阀门，是否处在正常的开启状态，特别是排气截止阀，切勿关闭。

(2) 打开冷凝器的冷却水阀门，若为风冷式冷凝器，则应开启风扇，检查转向。水量和风量应符合要求。

(3) 电器控制线路应预先单独进行试验,启动前应注意供电电压是否正常。

(4) 压缩机曲轴箱油面是否处在正常位置,一般应保持在视油镜的水平中心线位置。

(5) 对制冷压缩机进行点启动,检查是否正常。开启式压缩机的旋转方向是否正确。

(6) 当压缩机启动后,应查看高、低压压力表指示值,是否在压缩机正常运行的压力范围之内。

(7) 查看油压表指示值。带有能量卸载装置的压缩机,油压指示值应比吸气压力高 $0.15 \sim 0.3\text{MPa}$,没有卸载装置的压缩机,油压指示值比吸气压力高 $0.05 \sim 0.15\text{MPa}$ 。否则应对油压调整。

(8) 倾听膨胀阀是否有制冷剂流动声,观察膨胀阀后的管路是否有正常的结露(空调)和结霜(冷库)现象。

(9) 带有能量卸载的压缩机,运行初期应全负荷工作,这可以根据手摸气缸盖的温度而了解:缸盖温度较高,气缸在工作;缸盖温度偏低,则气缸已卸载。当进行卸载试验时,电机电流应有明显下降。

(10) 制冷系统中装设的安全保护装置,如高、低压力继电器,油压压差继电器,冷却水和冷冻水断水继电器,冷冻水结冻保护继电器以及安全阀等设备,在调试阶段应对其动作进行鉴定,以免产生误动作或不动作。

(11) 查看其他各种仪表指示值,是否在规定范围之内,如出现异常情况,应立即停机检查。

制冷系统调试时的常见故障是膨胀阀或干燥过滤器堵塞(特别是中、小型氟利昂制冷机组)。堵塞的主要原因是系统中的垃圾及水分未处理干净,或者是充加的氟利昂制冷剂含水量不符合标准。因此,在制冷系统的安装和调试前,一定要做好系统内部的清洁和干燥工作。如果前期工作不认真进行,在调试期间将会增加许多工作量,而且会给制冷装置以后运行带来隐患。

附：

制冷设备、空气分离设备安装工程施工及验收规范

(GB 50274-98)

第一章 总 则

第 1.0.1 条 为确保制冷设备和空气分离设备的安装质量和安全运行，促进安装技术的进步，制订本规范。

第 1.0.2 条 本规范适用于制冷设备和空气分离设备的安装工程施工及验收。

第 1.0.3 条 制冷设备和空气分离设备的安装应按工程设计进行施工。

第 1.0.4 条 制冷设备和空气分离设备安装工程施工及验收除应执行本规范外，尚应符合现行国家标准规范的规定。

第二章 制冷设备

第一节 一般规定

第 2.1.1 条 本章适用于活塞式、螺杆式、离心式压缩机为主机的压缩式制冷设备（制冷剂为 R717、R22、R502、R12、R11），及溴化锂吸收式制冷机组和组合冷库的安装。

第 2.1.2 条 整体出厂的制冷机组或压缩机组在规定的防锈保证期内安装时，油封、气封应良好且无锈蚀，其内部可不拆洗；当超过防锈保证期或有明显缺陷时，应按设备技术文件的要求对机组内部进行拆卸、清洗。

第 2.1.3 条 整体出厂的制冷机组安装时，应在底座的基准面上找正和调平；有减振要求的应按设计要求进行。

第 2.1.4 条 制冷设备安装时，配制与制冷剂氨（R717）接触的零件，不得采用铜和铜合金材料；与制冷剂接触的铝密封垫片应使用纯度高的铝材。

第 2.1.5 条 制冷设备安装时，所采用的阀门和仪表应符合相应介质的要求；法兰、螺纹等处的密封材料，应选用耐油橡胶石棉板、聚四氟乙烯膜带、氯丁橡胶密封液等。

第 2.1.6 条 输送制冷剂管道的焊接，除应符合本规范的规定外，宜采用氩弧焊封底、电弧焊盖面的焊接工艺。

第 2.1.7 条 制冷设备试运转过程中，应避免向周围环境排放氟利昂制冷剂，防止污染环境。

第二节 活塞式制冷压缩机和压缩机组

第 2.2.1 条 本节适用于整体出厂的单台制冷压缩机和带有公共底座的压缩机组的安装。解体出厂的活塞式制冷压缩机的安装，应按现行国家标准《压缩机、风机、泵安装工程施工及验收规范》的有关规定执行。

第 2.2.2 条 压缩机和压缩机组的纵向和横向安装水平偏差均不应大于 1/1000，并应在曲轴的外露部位、底座或与底座平行的加工面上测量。

第 2.2.3 条 压缩机与电动机的连接，对无公共底座的应以压缩机为准，按设备技术文件的要求调整联轴器或皮带轮，找正电动机；对有公共底座的，其联轴器的找正应进行复检。

第 2.2.4 条 开启式压缩机出厂试验记录中的无空负荷试运转、空气负荷试运转和抽真空试验，均应在试运转时进行。

第 2.2.5 条 压缩机和压缩机组试运转前应符合下列要求：

一、气缸盖、吸排气阀及曲轴箱盖等应拆下检查，其内部的清洁及固定情况应良好；气缸内壁面应加少量冷冻机油，再装上气缸盖等；盘动压缩机数转，各运动部件应转动灵活，无过紧及卡阻现象；

二、加入曲轴箱冷冻机油的规格及油面高度，应符合设备技术文件的规定；

三、冷却水系统供水应畅通；

四、安全阀应经校验、整定，其动作应灵敏可靠；

五、压力、温度、压差等继电器的整定值应符合设备技术文件的规定；

六、点动电动机的检查，其转向应正确，但半封闭压缩机可不检查此项。

第 2.2.6 条 压缩机和压缩机组的空负荷试运转应符合下列要求：

- 一、应先拆去气缸盖和吸、排气阀组并固定气缸套；
- 二、启动压缩机并应运转 10min，停车后检查各部位的润滑和温升，应无异常。而后应再继续运转 1h；
- 三、运转应平稳，无异常声响和剧烈振动；
- 四、主轴承外侧面和轴封外侧面的温度应正常；
- 五、油泵供油应正常；
- 六、油封处不应有油的滴漏现象；
- 七、停车后，检查气缸内壁面应无异常的磨损。

第 2.2.7 条 压缩机的空气负荷试运转应符合下列要求：

- 一、吸、排气阀组安装固定后，应调整活塞的止点间隙，并应符合设备技术文件的规定；
- 二、压缩机的吸气口应加装空气滤清器；
- 三、启动压缩机，当吸气压力为大气压力时，其排气压力，对于有水冷却的应为 0.3MPa（绝对压力），对于无水冷却的应为 0.2MPa（绝对压力），并应连续运转且不得少于 1h；
- 四、油压调节阀的操作应灵活，调节的油压宜比吸气压力高 0.15 ~ 0.3MPa；
- 五、能量调节装置的操作应灵活、正确；
- 六、压缩机各部位的允许温升应符合表 2.2.7 的规定；

表 2.2.7 压缩机各部位的允许温升值

检查部位	有水冷却（℃）	无水冷却（℃）
主轴承外侧面	≤40	≤60
轴封外侧面		
润滑油	≤40	≤50

- 七、气缸套的冷却水进口水温不应大于 35℃，出口温度不应大于 45℃；
- 八、运转应平稳，无异常声响和振动；
- 九、吸、排气阀的阀片跳动声响应正常；
- 十、各连接部位、轴封、填料、气缸盖和阀件应无漏气、漏油、漏水现象；

十一、空气负荷试运转后，应拆洗空气滤清器和油过滤器，并更换润滑油。

第 2.2.8 条 压缩机和压缩机组的抽真空试验应符合下列要求：

一、应关闭吸、排气截止阀，并开启放气通孔，开动压缩机进行抽真空；

二、曲轴箱压力应迅速抽至 0.015MPa（绝对压力）；

三、油压不应低于 0.1MPa（绝对压力）。

第 2.2.9 条 压缩机和压缩机组的负荷试运转应在系统充灌制冷剂后进行。试运转中除应符合本规范第 2.2.7 条中第四至第十款的规定外（油温除外），尚应符合下列要求：

一、对使用氟利昂制冷剂的压缩机，启动前应按设备技术文件的要求将热曲轴箱中的润滑油加热；

二、运转中润滑油的油温，开启式机组不应大于 70℃；半封闭机组不应大于 80℃；

三、最高排气温度应符合表 2.2.9 的规定；

表 2.2.9 压缩机的最高排气温度

制冷剂	最高排气温度（℃）
R717	150
R12	125
R22	145
R502	145

四、开启式压缩机轴封处的渗油量不应大于 0.5mL/h。

第三节 螺杆式制冷压缩机组

第 2.3.1 条 本节适用于压缩机、电动机、油分离器及油冷却器等部件在同一底座上的螺杆式制冷压缩机组的安装。

第 2.3.2 条 压缩机组的纵向和横向安装水平偏差均不应大于 1/1 000，并应在底座或与底座平行的加工面上测量。

第 2.3.3 条 压缩机组试运转前应符合下列要求：

- 一、脱开联轴器，单独检查电动机的转向应符合压缩机要求；连接联轴器，其找正允许偏差应符合设备技术文件的规定；
- 二、盘动压缩机应无阻滞、卡阻等现象；
- 三、应向油分离器、贮油器或油冷却器中加注冷冻机油，油的规格及油面高度应符合设备技术文件的规定；
- 四、油泵的转向应正确；油压宜调节至 0.15 ~ 0.3MPa（表压）；调节四通阀至增、减负荷位置；滑阀的移动应正确、灵敏，并应将滑阀调至最小负荷位置；
- 五、各保护继电器、安全装置的整定值应符合技术文件的规定，其动作应灵敏、可靠。

第 2.3.4 条 压缩机组的负荷试运转应符合下列要求：

- 一、应按要求供给冷却水；
- 二、制冷剂为 R12、R22 的机组，启动前应接通电加热器，其油温不应低于 25℃；
- 三、启动运转的程序应符合设备技术文件的规定；
- 四、调节油压宜大于排气压力 0.15 ~ 0.3MPa；精滤油器前后压差不应高于 0.1MPa；
- 五、冷却水温度不应大于 32℃，压缩机的排气温度和冷却后的油温应符合表 2.3.4 的规定；

表 2.3.4 压缩机的排气温度和冷却后的油温

制冷剂	排气温度（℃）	油温（℃）
R12	≤90	30 ~ 55
R22、R717	≤105	30 ~ 65

- 六、吸气压力不宜低于 0.05MPa（表压）；排气压力不应高于 1.6MPa（表压）；
- 七、运转中应无异常声响和振动，并检查压缩机轴承体处的温升应正常；

八、轴封处的渗油量不应大于 3mL/h。

第四节 离心式制冷机组

第 2.4.1 条 本节适用于整体出厂的离心式制冷机组（以下简称机组）的安装。

解体出厂的离心式制冷压缩机的安装应按现行国家标准《压缩机、风机、泵安装工程施工及验收规范》的有关规定执行。

第 2.4.2 条 离心式制冷机组的纵向和横向安装水平偏差均不应大于 1/1 000，并应在底座或与底座平行的加工面上测量。

第 2.4.3 条 机组试运转前应符合下列要求：

- 一、应按设备技术文件的规定冲洗润滑系统；
- 二、加入油箱的冷冻机油的规格及油面高度应符合技术文件的要求；
- 三、抽气回收装置中压缩机的油位应正常，转向应正确，运转应无异常现象；
- 四、各保护继电器的整定值应整定正确；
- 五、导叶实际开度和仪表指示值，应按设备技术文件的要求调整一致。

第 2.4.4 条 机组的空气负荷试运转应符合下列要求：

- 一、应关闭压缩机吸气口的导向叶片，拆除浮球室盖板和蒸发器上的视孔法兰，吸排气口应与大气相通；
- 二、应按要求供给冷却水；
- 三、启动油泵及调节润滑系统，其供油应正常；
- 四、点动电动机的检查，转向应正确，其转动应无阻滞现象；
- 五、启动压缩机，当机组的电机为通水冷却时，其连续运转时间不应小于 0.5h；当机组的电机为通氟冷却时，其连续运转时间不应大于 10min；同时检查油温、油压，轴承部位的温升，机器的声响和振动均应正常；
- 六、导向叶片的开度应进行调节试验；导叶的启闭应灵活、可靠；当导叶开度大于 40% 时，试验运转时间宜缩短。

第 2.4.5 条 应按本规范第 2.6.2 条的规定充灌制冷剂。

第 2.4.6 条 机组的负荷试运转应符合下列要求：

- 一、接通油箱电加热器，将油加热至 50 ~ 55℃；
- 二、按要求供给冷却水和载冷剂；

- 三、启动油泵、调节润滑系统，其供油应正常；
- 四、按设备技术文件的规定启动抽气回收装置，排除系统中的空气；
- 五、启动压缩机应逐步开启导向叶片，并应快速通过喘振区，使压缩机正常工作；
- 六、检查机组的声响、振动，轴承部位的温升应正常；当机器发生喘振时，应立即采取措施予以消除故障或停机；
- 七、油箱的油温宜为 50 ~ 65℃，油冷却器出口的油温宜为 35 ~ 55℃。滤油器和油箱内的油压差，制冷剂为 R11 的机组应大于 0.1MPa，R12 机组应大于 0.2MPa；
- 八、能量调节机构的工作应正常；
- 九、机组载冷剂出口处的温度及流量应符合设备技术文件的规定。

第五节 附属设备及管道

第 2.5.1 条 本节适用于以活塞式、螺杆式离心式压缩机为主机的压缩式制冷系统中附属设备及管道的安装。

第 2.5.2 条 制冷系统的附属设备如冷凝器、贮液器、油分离器、中间冷却器、集油器、空气分离器、蒸发器和制冷剂泵等就位前，应检查管口的方向与位置、地脚螺栓孔与基础的位置并应符合设计要求。

第 2.5.3 条 附属设备的安装除应符合设计和设备技术文件的规定外，尚应符合下列要求：

- 一、附属设备的安装，应进行气密性试验及单体吹扫；气密性试验压力，当设计和设备技术文件无规定时，应符合表 2.5.3 的规定；

表 2.5.3 气密性试验压力（绝对压力）

制冷剂	高压系统试验压力（MPa）	低压系统试验压力（MPa）
R717、R502	2.0	1.8
R22	2.5（高冷凝压力） 2.0（低冷凝压力）	1.8
R12	1.6（高冷凝压力） 1.2（低冷凝压力）	1.2
R11	0.3	0.3

二、卧式设备的安装水平偏差和立式设备的铅垂度偏差均不宜大于 1/1000；

三、当安装带有集油器的设备时，集油器的一端应稍低；

四、洗涤式油分离器的进液口的标高宜比冷凝器的出液口标高低；

五、当安装低温设备时，设备的支撑和与其他设备接触处应增设垫木，垫木应预先进行防腐处理，垫木的厚度不应小于绝热层的厚度；

六、与设备连接的管道，其进、出口方向及位置应符合工艺流程和 design 的要求。

第 2.5.4 条 制冷剂泵的安装，除应符合现行国家标准《压缩机、风机、泵安装工程施工及验收规范》的有关规定外，尚应符合下列要求：

一、泵的轴线标高应低于循环贮液桶的最低液面标高，其间距应符合设备技术文件的规定；

二、泵的进、出口连接管管径不得小于泵的进出口直径；两台及两台以上泵的进液管应单独敷设，不应并联安装；

三、泵不得空运转或在有气蚀的情况下运转。

第 2.5.5 条 制冷系统管道安装之前，应将管子内的氧化皮、污染物和锈蚀除去，使内壁出现金属光泽面后，管子的两端方可封闭。

第 2.5.6 条 管道的法兰、焊缝和管路附件等不应埋于墙内或不便检修的地方；排气管穿过墙壁处，应加保护套管，其间直留 10mm 的间隙，间隙内不应填充材料。有绝热层的管道在管道与支架之间应衬垫木，其厚度不应小于绝热层的厚度。

第 2.5.7 条 在液体管上接支管，应从主管的底部或侧部接出；在气体管上接支管，应从主管的上部或测部接出。供液管不应出现上凸的弯曲。吸气管除氟系统中专门设置的回油弯外，不应出现下凹的弯曲。

第 2.5.8 条 吸、排气管道敷设时，其管道外壁之间的间距应大于 200mm；在同一支架敷设时，吸气管直装在排气管下方。

第 2.5.9 条 设备之间制冷剂管道连接的坡向及坡度，当设计或设备技术文件无规定时，应符合表 2.5.9 的规定。

表 2.5.9 制冷设备管道敷设坡向及坡度

管道名称	坡向	坡度
压缩机进气水平管(氨)	蒸发器	$\geq 3/1\ 000$
压缩机进气水平管(氟利昂)	压缩机	$\geq 10/1\ 000$
压缩机排气水平管	油分离器	$\geq 10/1000$
冷凝器至贮液器的水平供液管	贮液器	1/1 000 ~ 3/1 000
油分离器至冷凝器的水平管	油分离器	3/1 000 ~ 5/1 000
机器间调节站的供液管	调节站	1/1 000 ~ 3/1 000
调节站至机器间的加气管	调节站	1/1 000 ~ 3/1 000

第 2.5.10 条 设备和管道绝热保温的材料、保温范围及绝热层的厚度应符合设计规定。

第 2.5.11 条 润滑系统和制冷剂管道上的阀门应符合下列要求：

一、对进、出口封闭性能良好、具有合格证并在保证期限内安装的阀门，可只清洗密封面；对不符合上述条件的阀门，应拆卸、清洗，并按阀门的要求更换填料和垫片；

二、每个阀门均应进行单体气密性试验，其试验压力，当设计和设备技术文件无规定时，应按本规范表 2.5.3 的规定执行。

第 2.5.12 条 阀门及附件的安装应符合下列要求：

一、单向阀门应控制制冷剂流动的方向装设；

二、带手柄的阀门，手柄不得向下；电磁阀、热力膨胀阀、升降式止回阀等的阀头均应向上竖直安装；

三、热力膨胀阀的安装位置宜靠近蒸发器，以便于调整和检修；感温包的安装应符合设备技术文件的要求。

第六节 压缩式制冷系统试运转

第 2.6.1 条 制冷系统的设备及管道组装完毕后，应按下列程序充灌制冷剂：

一、系统的吹扫排污；

二、气密性试验；

- 三、抽真空试验；
- 四、氨系统保温前的充氨检漏；
- 五、系统保温后充灌制冷剂。

第 2.6.2 条 出厂未充灌制冷剂的制冷机组，应按设备技术文件的规定充灌制冷剂。当无规定时，应按本规范第 2.6.1 条第二、三、五款规定的顺序充灌制冷剂。

第 2.6.3 条 制冷系统的吹扫排污应符合下列要求：

- 一、应采用压力为 0.5 ~ 0.6MPa（表压）的干燥压缩空气或氮气按系统顺序反复多次吹扫，并应在排污口处设靶检查，直至无污物为止；
- 二、系统吹扫洁净后，应拆卸可能积存污物的阀门，并应清洗洁净，重新组装。

第 2.6.4 条 制冷系统的气密性试验应符合下列要求：

- 一、气密性试验应采用干燥压缩空气或氮气进行；试验压力，当设计和设备技术文件无规定时，应符合本规范表 2.5.3 的规定。
- 二、当高、低压系统区分有困难时，在检漏阶段，高压部分应按高压系统的试验压力进行；保压时，可按低压系统的试验压力进行。
- 三、系统检漏时，应在规定的试验压力下，用肥皂水或其他发泡剂刷抹在焊缝、法兰等连接处检查，并应无泄漏；系统保压时，应充气至规定的试验压力，在 6h 以后开始记录压力表读数，经 24h 以后再检查压力表读数，其压力降应按下式计算，并不应大于试验压力的 1%；当压力降超过以上规定时，应查明原因消除泄漏，并应重新试验，直至合格。

$$\Delta P = P_1 - \frac{273 + t_1}{273 + t_2} P_2 \quad (2.6.4)$$

式中 ΔP ——压力降（MPa）；

P_1 ——开始时系统中气体的压力（MPa，绝对压力）；

P_2 ——结束时系统中气体的压力（MPa，绝对压力）；

t_1 ——开始时系统中气体的温度（℃）；

t_2 ——结束时系统中气体的温度（℃）。

第 2.6.5 条 制冷系统的抽真空试验应符合设备技术文件的规定。

第 2.6.6 条 氨系统的充氨检漏应符合下列要求：

一、抽真空试验后，对氨制冷系统，应利用系统的真空度向系统充灌少量的氨；当系统内的压力升至 0.1 ~ 0.2MPa（表压）时，应停止充氨，对系统进行全面检查并应无泄漏。

二、当发现有泄漏需要补焊修复时，必须将修复段的氨气放净，通大气后方可进行。

第 2.6.7 条 充灌制冷剂，应遵守下列规定：

一、制冷剂应符合设计的要求；

二、应先将系统抽真空，其真空度应符合设备技术文件的规定，然后将装制冷剂的钢瓶与系统的注液阀接通，氟利昂系统的注液阀接通前应加干燥过滤器，使制冷剂注入系统，在充灌过程中按规定向冷凝器供冷却水或蒸发器供载冷剂；

三、当系统内的压力升至 0.1 ~ 0.2MPa（表压）时，应进行全面检查，无异常情况，再继续充制冷剂，R11 制冷剂除外；

四、当系统压力与钢瓶压力相同时，方可开动压缩机，加快制冷剂充入速度；

五、制冷剂充入的总量应符合设计或设备技术文件的规定。

第 2.6.8 条 制冷系统负荷试运转前的准备工作应符合下列要求：

一、系统中各安全保护继电器、安全装置应经整定，其整定值应符合设备技术文件的规定，其动作应灵敏、可靠；

二、油箱的油面高度应符合规定；

三、按设备技术文件的规定开启或关闭系统中相应的阀门；

四、冷却水供给应正常；

五、蒸发器中载冷剂液体的供给应正常；

六、压缩机能量调节装置应调到最小负荷位置或打开旁通阀。

第 2.6.9 条 制冷系统的负荷试运转应符合下列要求：

一、制冷压缩机的启动和运转，应符合本规范第 2.2.9 条、第 2.3.4 条和第 2.4.5 条规定；

二、对双级制冷系统应先启动高压级的制冷压缩机；

三、压缩机启动后应缓缓开启吸气截止阀，调节系统的节流装置，其系统工作应正常；

四、系统经过试运转，系统温度应能够在最小的外加热负荷下，降低至

设计或设备技术文件规定的温度；

五、运转中应按要求检查下列项目，并做记录：

1. 油箱的油面高度和各部位供油情况；
2. 润滑油的压力和温度；
3. 吸、排气压力的温度；
4. 进、排水温度和冷却水供给情况；
5. 载冷剂的温度；
6. 贮液器、中间冷却器等附属设备的液位；
7. 各运动部件有无异常声响，各连接和密封部位有无松动、漏气、漏油、漏水等现象；
8. 电动机的电流、电压和温升；
9. 能量调节装置的动作应灵敏，浮球阀及其他液位计的工作应稳定；
10. 各安全保护继电器的动作应灵敏、准确；
11. 机器的噪声和振动。

六、停止运转应符合下列要求：

1. 应按设备技术文件规定的顺序停止压缩机的运转；
2. 压缩机停机后，应关闭水泵或风机以及系统中相应的阀门，并应放空积水。

第 2.6.10 条 试运转结束后，应拆洗系统中的过滤器并应更换或再生干燥过滤器的干燥剂。

第七节 溴化锂吸收式制冷机组

第 2.7.1 条 本节适用于以蒸汽或热水为热源的单、双效溴化锂吸收式制冷机组的安装。

第 2.7.2 条 机组就位后，其安装水平应在设备技术文件规定的基准面上测量，其纵向和横向安装水平偏差不应大于 1/1 000。

第 2.7.3 条 真空泵安装时，应符合下列要求：

- 一、抽气连接管应采用真空胶管，并宜缩短设备与真空泵间的管长；
- 二、真空泵运转前，采用真空泵油的规格及加油量应符合设备技术文件的规定；
- 三、应进行真空泵抽气性能的检验；在泵的吸入管上应装真空度测量

仪，并关闭真空泵与制冷系统连接的阀门，启动真空泵，并应将压力抽至 0.0133kPa 以下；然后，停泵观察真空度测量仪，应无泄漏。当有泄漏时，应消除故障。

第 2.7.4 条 管道的连接应符合设计或设备技术文件的要求；机组内部管道连接前，应将所有接管及阀门的铁锈、油脂及污物清除洁净，并应保持清洁和干燥；连接时，宜在管内加衬圈或在管外加套管焊接，并应防止焊渣及其他污物掉入设备内部。

第 2.7.5 条 系统的气密性试验应符合下列要求：

一、当采用氮气或干燥压缩空气进行试验时，试验压力应为 0.2MPa （表压）；检查设备及管道有无泄漏时，应保持压力 24h ；按本规范公式（2.6.4）计算，压力降不应大于 0.0665kPa ；

二、采用氟利昂进行试验时，应先将系统抽真空至 0.265kPa ，并充入氟利昂气体至 0.05MPa （表压）。然后，再充入氮气或干燥压缩空气至 0.15MPa （表压），并用电子卤素检漏仪进行检查，其泄漏率不应大于 2.03PamL/s 。

第 2.7.6 条 系统抽真空试验应在气密性试验合格后进行；试验时，应将系统内绝对压力抽至 0.0665kPa ，关闭真空泵上的抽气阀门，保持压力 24h ；按本规范公式（2.6.4）计算，压力的上升不应大于 0.0266kPa 。

第 2.7.7 条 系统气密性试验和抽真空试验后，应按设备技术文件规定进行系统内部的冲洗。

第 2.7.8 条 机组和管道绝热保温的材料、保温范围及绝热层的厚度应符合设计或设备技术文件的规定。

第 2.7.9 条 制冷系统的加液应符合下列要求：

一、按设备技术文件规定配制溴化锂溶液；配制后，溶液应在容器中进行沉淀，并应保持洁净，不得有油类物质或其他杂物混入；

二、开动真空泵，应将系统抽真空至 0.0665kPa 以下绝对压力；当系统内部冲洗后有残留水份时，可将系统抽至环境温度相对应的水的饱和蒸汽压力，其压力可采用本规范附录一；

三、加液连接管应采用真空胶管，连接管的一端应与规定的阀门连接，接头密封应良好；管的另一端插入加液桶与桶底的距离不应小于 100mm ，且应浸没在溶液中；

四、开启加液阀门，应将溶液注入系统；溴化锂溶液的加入量应符合设

备技术文件的规定，加液过程中，应防止将空气带入系统。

第 2.7.10 条 制冷系统的试运转应符合下列要求：

一、启动运转应按下列要求进行：

1. 应向冷却水系统和冷水系统供水，当冷却水低于 20℃ 时，应调节阀门减少冷却水供水量；
2. 启动发生器泵、吸收器泵，应使溶液循环；
3. 应慢慢开启蒸汽或热水阀门，向发生器供水，对以蒸汽为热源的机组，应使机组先在较低的蒸汽压力状态下运转，无异常现象后，再逐渐提高蒸汽压力至设备技术文件的规定值；
4. 当蒸发器冷剂水液囊具有足够的积水后，应启动蒸发器泵，并调节制冷机，应使其正常运转；
5. 启动运转过程中，应启动真空泵，抽除系统内的残余空气或初期运转产生的不凝性气体。

二、运转中检查的项目和要求应符合下列规定：

1. 稀溶液、浓溶液和混合溶液的浓度、温度应符合设备技术文件的规定；
2. 冷却水、冷媒水的水量和进、出口温度差应符合设备技术文件的规定；
3. 加热蒸汽的压力、温度和凝结水的温度、流量或热水的温度及流量应符合设备技术文件的规定；
4. 混有溴化锂的冷剂水比重不应超过 1.04；
5. 系统应保持规定的真空度；
6. 屏蔽泵的工作应稳定，并无阻塞、过热、异常声响等现象；
7. 各安全保护继电器的动作应灵敏、正确，仪表的指示应准确。

第八节 组合冷库

第 2.8.1 条 本节适用于以硬质聚氨酯泡沫塑料和聚苯乙烯泡沫塑料为隔热层，金属材料为面板的组合冷库的安装。

第 2.8.2 条 冷库的制冷系统设备的安装应符合本规范的有关规定。

第 2.8.3 条 组合冷库的库体安装前，应对库板进行检查。库板的表面应平整，并应无翘曲、无明显的划伤碰伤和凹凸不平。库板板芯泡沫塑料的

物理机械性能应符合表 2.8.3 的规定。

表 2.8.3 库板板芯泡沫塑料的物理机械性能

项目	芯层材料	
	硬质聚氨酯泡沫塑料	聚苯乙烯泡沫塑料
密度 (kg/m ³)	32 ~ 50	< 20
压缩强度 (kPa)	≥ 196	≥ 147
弯曲强度 (kPa)	≥ 245	≥ 177
导热系数 (W/m·K)	≤ 0.024	≤ 0.044
吸水性 (kg/m ²)	≤ 0.2	≤ 0.08
尺寸稳定性 (± %)	0.5	0.5
自熄性 (s)	3	2

第 2.8.4 条 组合冷库的库体安装应符合下列要求：

一、组装后的库板接缝错位不得大于 1.5mm，接缝应均匀、严密、表面平整；

二、库板接缝处应采用规定的密封材料；现场配制的发泡剂，其配合比应符合规定；

三、总装后，库体外观应无明显缺陷；库门开闭应灵活，并不得有变形，密封性能应良好。

第 2.8.5 条 气调冷库的气调系统设备安装应符合设备技术文件的规定，并应符合下列要求：

一、管道及阀门的接头和密封处，不得有漏气、滴水等现象；管道上不应设置下垂的 U 形弯管；管道应坡向气调间内；管道与气调机的连接处应采用软管连接；

二、气调设备的断水报警装置应灵敏、可靠。

第 2.8.6 条 气调冷库在库体安装后，应进行库体气密性试验，试验应符合下列要求：

一、将库门打开，库内外空气应充分交换，其时间不应小于 24h；

二、应堵塞所有与库外相通的孔洞，并应用密封胶密封；

三、关闭气密门，其密封应良好；

四、应启动鼓风机，当库内压力达到 100Pa（表压）后停机，并应开始计时；

五、库内压力值应每隔 1min 记录一次，读数应准确到 5Pa；

六、当试验至 10min 时，库内剩余压力应大于 50Pa（表压）；

七、应绘制库内压力随时间变化的曲线。

第 2.8.7 条 气调冷库的气调试验应符合下列要求：

一、气调系统的管线及阀门应畅通，非气调间阀门应关严；

二、启动气调设备，并应开始计时；

三、试验开始后，库内 O₂、CO₂ 的含量应每隔 1h 记录一次，测试精度应为 0.1/100；

四、当库内 O₂ 含量达到 3%，CO₂ 含量达到 5% 后，应关闭气调设备，并记录试验结束的时间，其气调试验时间应符合表 2.8.7 的规定；

表 2.8.7 气调试验的试验时间

单间库容 (m ³)	气调时间 (h)
500 ~ 800	≥96
801 ~ 1000	≥120

五、应绘制库内气体含量值随时间变化的曲线。

第 2.8.8 条 组合冷库的空库降温应符合下列要求：

一、地坪表层为混凝土的大、中型组合冷库空库降温时，宜先将库温缓慢地降至 1~3℃；高温库、气调库可直接降至设计温度，并应保持 24h。当地坪与库板结合处、地坪面等处无异常变化后，方可将库温降至设计温度；

二、地坪表层为非混凝土的小型组合冷库，空库降温时，可将库温直接降至设计温度；

三、库温降至设计温度后，应检查库体外表面，并应无结露、结霜等现象；

四、规定要求考核空库降温时间的组合冷库，其空库降温时间应符合表 2.8.8-1 的规定；组合冷库库温分类可按表 2.8.8-2 划分；

表 2.8.8-1 组合冷库空库降温时间

单间库容 (m ³)		降温时间 (h)			
		G	Z	D	J
冷冻冷藏	≤100	≤1.0	≤1.5	≤2.5	≤3.5
	101~500	≤2.0	≤2.5	≤3.5	≤5.0
	501~1000	≤3.0	≤3.5	≤4.5	-
气调	500~800	≤3.0	≤3.5	≤4.0	-
	501~1000	≤4.0	≤4.5	≤5.0	-

表 2.8.8-2 组合冷库库温分类

库温分类		高温	中温	低温	冻结
代号		G	Z	D	J
库温 (°C)	冷冻冷藏	-2~12	-10~-2	-20~-10	-30~-20
	气调	8~15	0~8	-2~0	-

五、组合冷库空库降温试验的方法应按下列要求进行：

1. 库体周围应无各种人为热流的影响；
2. 应关闭库体，熄灭库内照明灯，用电加热器预热；当库内温度达到 32°C、并稳定 1h 后方可进行测试；
3. 应保持库内温度为 32 ± 1°C，测定 1h 内加热器的输入热量，并应保持这个输入热量；
4. 测试时间内，输入热量的波动值不应大于 1%；
5. 应启动制冷机对冷库进行降温，同时记录降温起始时间；
6. 空库降温开始后，应记录库内初始温度，并应每隔 10min 记录一次；
7. 测试过程中环境温度发生变化时，向库内输入热量应每隔 30min 修正一次；单位时间的热量修正值应按下式计算：

$$\Delta Q = \frac{Q_0}{32 - t_0} \cdot \Delta t$$

式中 ΔQ ——单位时间热量修正值 (W);
 Q_0 ——试验初始时间输入热量 (W);
 t_0 ——试验初始时环境温度 ($^{\circ}\text{C}$);
 Δt ——环境温度变化值 ($^{\circ}\text{C}$)

8. 当库温达到设计温度时, 应记录降温结束时间, 并计算降温时间;
9. 应绘制库温随时间而变化的降温试验曲线。

第三章 空气分离设备

第一节 一般规定

第 3.1.1 条 本章适用于以深度冷冻方法制取气态的氧、氮和稀有气体的空气分离设备 (以下简称空分设备) 的安装。

第 3.1.2 条 空分设备在开箱检查时, 应按发送清册和装箱清单进行设备、材料及资料的清点、检查和验收, 并做好详细记录。随设备带来的材料规格、材质和数量, 当与设备技术文件不符时, 应有制造厂的代用许可证明方可使用。

第 3.1.3 条 分馏塔的抗冻基础应具有检验合格记录; 当采用膨胀珍珠岩 (珠光砂) 混凝土时, 其抗压强度不应小于 7.5MPa , 导热系数不应大于 $0.23\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, 并不应有裂纹。

第 3.1.4 条 吸附剂、绝热材料的规格和性能应符合设备技术文件的规定; 无规定时, 吸附剂和绝热材料应按国家现行标准《大中型空气分离设备技术条件》的规定选用。

第 3.1.5 条 空分设备的黄铜制件不得接触氨气; 铝制件不得接触碱液; 充氮气密封的部分, 在保管期间高压腔压力宜保持 $10\sim 20\text{kPa}$, 低压腔压力 (装平盖板一方) 应保持 1kPa 。

第 3.1.6 条 空分设备的脱脂应符合下列要求:

一、分馏塔内部各设备、管路、阀门, 分馏塔外部凡与氧或富氧介质接触的设备、管路、阀门和各忌油设备均应进行脱脂。脱脂应按现行国家标准《机械设备安装工程施工及验收通用规范》及国家现行标准《大中型空气分离设备技术条件》的有关规定执行;

二、当制造厂已作过脱脂处理, 且未被油脂污染时, 可不再脱脂; 当被

油脂污染时，应再作脱脂处理；

三、压力容器、阀门、管路中铝制件的脱脂应采用全氯乙烯或三氯乙烯溶剂，不得使用四氯化碳溶剂；压力容器、阀门、管路中非铝制件及各忌油设备均应采用四氯化碳及其他脱脂剂进行脱脂。

四、不得使用已经变质的脱脂剂。

第 3.1.7 条 受压设备就位前，应按下列规定进行强度试验和气密性试验：

一、制造厂已作过强度试验并有合格证的可不作强度试验，但必须作气密性试验；当发现设备有损伤或在现场作过局部改装时，仍应作强度试验；

二、强度试验应采用水为介质进行；对不宜用水作介质或结构复杂的设备（精馏塔、板翅式换热器、吸附过滤器等）宜采用洁净、干燥、无油的气体进行，但必须有可靠的安全措施；

三、强度试验和气密性试验压力与保压时间应按设备技术文件的规定执行；当无规定时，应符合表 3.1.7 的规定，且试验压力不得小于 0.1MPa。

表 3.1.7 试验压力与保压时间

项目		试验压力 (MPa, 表压)	保压时间 (min)
强度试验	液压	1.25P	10 ~ 30
	气压	1.15P	10 ~ 30
	板翅式换热器切换通道	2P	5
气密性试验		1P	30 ~ 60

注：P——设计压力。

四、液压试验应采用洁净的水或液体。当受压设备内充满液体后，应排出滞留在其内的气体，待内外壁温接近时，方可缓慢升至设计压力；当无泄漏后应继续升至试验压力，并根据受压设备大小保压 10 ~ 30min；而后，降至设计压力，其保压时间不应少于 30min，经检查应无泄漏、异常现象。液压试验后，应采用干燥、无油的压缩空气将其内部吹干、吹净。对奥氏体不锈钢压力容器以水为介质进行液压试验时，宜控制水中氯离子含量，并不应超过百万分之二十五（25ppm）。

五、气压试验应采用洁净、干燥、无油的空气或惰性气体；对碳素钢和低合金钢制造的压力容器，其试验气体温度不得小于 15°C ；其他材料制造的压力容器，试验气体的温度，应符合设计的规定。当进行气压试验时，应先缓慢升压至试验压力的 10% ，保压 $5 \sim 10\text{min}$ ；当无泄漏后，应继续升至试验压力的 50% ；当无异常现象后，应继续升压至试验压力，并按受压设备大小保压 $10 \sim 30\text{min}$ ；而后应降至设计压力，保压时间不少于 30min ，经检查应无泄漏和异常现象。

第 3.1.8 条 阀门应按系统压力作气密性试验，其泄漏量不应超过设备技术文件的规定；自动阀的密封面可采用煤油作渗漏检查，并应保持 5min 后，无渗漏现象。

第 3.1.9 条 调整安全阀应符合下列要求：

- 一、安全阀的开启压力应按设备技术文件规定的整定值进行调整，当无规定时，应按设计压力或系统最高工作压力进行调整；
- 二、调整达到要求后，应进行铅封。

第 3.1.10 条 管路上波纹节组装时，应按设备技术文件规定的预压量进行预压，并不应有拉伸、扭曲和错位。

第 3.1.11 条 当忌油设备进行试压和吹扫时，所用的介质应为清洁、干燥、无油的空气或氮气；当采用氮气时，应采取防窒息措施。当进行吹扫时宜将气流吹在白色滤纸或白布上，经 10min 后观察，在纸或白布上应无油污和杂质。

第 3.1.12 条 现场组装焊接铝制空分设备，铝及铝合金管道应按设备技术文件和国家现行有关焊接标准、规程的规定执行。

第 3.1.13 条 与空分设备配套的压缩机、风机、泵安装应按现行国家标准《压缩机、风机、泵安装工程施工及验收规范》的规定执行。

第二节 分馏塔组装

第 3.2.1 条 直接安放整体分馏塔的基础，其表面水平度不应大于 $1.5/1000$ 。

第 3.2.2 条 现场组装分馏塔的基础，其表面水平度不应大于 $5/1000$ 。全长上的标高偏差不应大于 15mm 。

第 3.2.3 条 保冷箱基础框架的纵、横向安装水平均不应大于 $1/1000$ ，

并应在型钢水平面上测量。

第 3.2.4 条 吊装有色金属的设备和管子时，应防止损伤其表面；当有伤痕时，其深度不应大于壁厚的负公差值。

第 3.2.5 条 设备的就位、找正和调平应符合下列要求：

一、应将选定的主管口中心与基础面上的基准线对准，其允许偏差为 3mm。

二、精馏塔现场拼装的几何尺寸、允许偏差和焊接质量的要求，应符合制造的图样及其焊接的技术要求。

三、各种精馏塔（上塔、下塔、精氩塔、粗氩塔）的铅垂度不应大于 1/1 000；当采用设备本身的校直器校正铅垂度时，其允许偏差为：

上塔： $\leq 2\text{mm}$ 下塔： $\leq 1.5\text{mm}$

精氩塔： $\leq 1\text{mm}$ 粗氩塔： $\leq 1\text{mm}$

四、其余设备的铅垂度不应大于 2/1 000。

五、整体分馏塔调平时，外筒壳的上下标记应对准所挂的铅垂线。

第 3.2.6 条 保冷箱的组装应符合下列要求：

一、冷箱面板每片对角线长度及四边垂直度的允许偏差应符合表 3.2.6 的规定。

冰箱面板每片对角线长度及四边

表 3.2.6 垂直度的允许偏差

面板尺寸 (mm)	> 1000 且 ≤ 2000	2 000 ~ 4000	4000 ~ 8000	8000 ~ 12000	12000 ~ 16000	16000 ~ 20000	> 20 000
允许偏差 (mm)	± 3	± 4	± 5	± 6	± 7	± 8	± 9

二、外表面的连续焊缝应无漏焊，并经外观检查应合格和无漏水现象；

三、安装立式液体泵的法兰，其平面的安装水平不应大于 1/1 000。

第 3.2.7 条 分馏塔平台标高的允许偏差不应大于 10mm；各立柱的铅垂度不应大于 1/1000，全长上的标高偏差不应大于 10mm。

第 3.2.8 条 冷箱内的配管应符合下列要求：

一、配管前，应加工焊缝坡口，管件应清洗洁净，并应严格脱脂；
二、配管的顺序应为先大管、后小管，先主管、后辅管，先下部管，后上部管。为了防止产生外加应力，不得强行配管；直径大于 45mm 的管道进行配接或预装时，应留一段作为最终接管，待其他管道连接焊好后方可单独接管；

三、管路上的温度计、压力表和分析管等接头应先开口，不得在配管后再开口；施工中，各容器和管道的开口应封闭，防止杂物掉进设备和管道内；

四、各管路不应相碰，其管间的最小距离应符合下列要求：

1. 冷热管道的外壁间距不应小于 200mm；
2. 热管道外壁距液体容器表面的间距不应小于 300mm；
3. 冷管外壁距保冷箱面板的间距不应小于 400mm；
4. 冷管外壁距分馏塔基础表面的间距不应小于 300mm；

五、液体排放管与设备连接后，宜向上倾斜，并在靠近保冷箱壁约 300mm 范围内的热区部分弯成倒 U 形通向排放阀，倒 U 形的高度宜为管子外径的 6~10 倍，并应防止阀门结霜；与液体容器连接的加热管、吹除管和安全阀管亦可按上述方法配管；

六、气体吹除管的坡度应符合设备技术文件的规定；当无规定时，应设 1/10 的坡度向吹除阀方向下降倾斜，并应无下凹死区，防止水份在管内冻结。

七、直径 $D_g \geq 25\text{mm}$ 的铝管应在焊接缝处加内衬圈；直径 $D_g < 25\text{mm}$ 的铝管，应加外套圈。

第 3.2.9 条 装配计器管应符合设备技术文件的规定；当无规定时，应符合下列要求：

一、计器管应作脱脂处理，并宜在试压后进行装配；
二、气体计器管、压力表管、液面计气侧管、分析仪表管等应从测点向上倾斜引出，至倒 U 形弯处，并应高于测点 500mm 以上。计器管不应与设备或冷管接触，其外壁间距不应小于 100mm；

三、当液面计液侧管阀门高于测点时，计器管应从容器测点向上倾斜 5% 引至保冷箱壁面，再沿保冷箱壁面水平方向敷设大于 1m 的管子通向阀

内；当阀门低于测点时，应从容器测点向上倾斜5%引至保冷箱壁面，再沿保冷箱壁面水平方向敷设大于1m的管子，而后向上弯成1m高的倒U形，通向阀门；

四、所有计器管应安置在保护架内，并用管卡或带子固定，严禁焊接固定；保护架应固定牢固和防止积水。

第3.2.10条 装配分馏塔外部管路时，管内应无锈蚀、杂物和油污。

第3.2.11条 管路装配完毕后，阀门应开闭灵活，无阻滞现象，并将阀门关闭。

第三节 吹扫

第3.3.1条 吹扫前后的准备工作应符合下列要求：

一、在吹扫系统中，当没有与大气相通的吹扫阀时，可在适当部位开设吹扫孔，待吹扫结束后，应用盲板封堵；

二、膨胀机和液氧泵的进、出口管应断开，其入口管过滤器芯子应拆除；

三、所有的流量计孔板应卸下，待吹扫后应按原样装复；

四、吹扫可逆式换热器时，应将自动阀箱入孔打开，其低压侧自动阀孔应用盲板封堵；吹扫后即应将自动阀装上，并检漏和将入孔封闭。

第3.3.2条 分馏塔的吹扫应先吹塔外系统，后吹塔内系统，防止脏物带入塔内；塔外管道吹扫时，凡与冷箱内相连接的阀门应关闭，以免脏物重新吹入塔内。

第3.3.3条 吹扫塔内系统时，应先吹板翅式换热器及其上的计器管，后吹其他设备和管路。

第3.3.4条 吹扫时的空气压力，中压系统直为0.25~0.4MPa（表压）；低压系统宜为0.04~0.05MPa（表压）。

第3.3.5条 各系统的吹扫应反复多次冲击进行（精馏塔除外）。吹扫时间不应小于4h；采用沾湿的白色滤纸或白布放在吹扫出口处，经5min后观察，在纸或白布上应无机械杂质。

第四节 整体试压

第3.4.1条 分馏塔吹扫洁净后，各压力系统应用盲板分开并进行气密

性试验。

第 3.4.2 条 解体出厂现场组装的分馏塔气密性试验压力、保压时间和残留率的要求应符合设备技术文件的规定；当无规定时，应符合表 3.4.2 的规定。

表 3.4.2 气密性试验压力、保压时间和残留率

项目	设计压力 (MPa, 表压)	试验压力 (MPa, 表压)	保压时间 (h)	残留率 Δ (%)
中压系统	0.60	0.60	12	≥ 95
低压系统	0.10	0.10	12	≥ 95
液氧循环系统	0.30	0.3D	12	≥ 97

残留率 Δ 应按下式计算；

$$\Delta = \frac{P_2(273 + t_1)}{P_1(273 + t_2)} \times 100\% \quad (3.4.2)$$

式中 Δ ——系统中气体的残留率 (%)；

P_1 ——开始时系统中气体的绝对压力 (MPa)；

P_2 ——结束时系统中气体的绝对压力 (MPa)；

t_1 ——开始时系统中气体的温度 (°C)；

t_2 ——结束时系统中气体的温度 (°C)。

第 3.4.3 条 气密性试验方法应符合下列要求：

一、试验的压缩空气应洁净、干燥、无油；升压应缓慢平稳，并无异常现象，并应逐步升压至试验压力；

二、应采用无脂肥皂液或二丁基萘硫酸钠溶液检漏，检漏后，应立即用热水将皂液或溶液擦洗干净；

三、气密性试验应在检漏后进行，并应在试验压力稳定 30min 后开始记录起点压力和起点温度，并准时记录终点压力和终点温度，其残留率应按本规范公式 (3.4.2) 计算，并应符合本规范表 3.4.2 的规定；

四、气密性试验合格后，应将盲板拆除复原，并按工作压力进行整体通气检查。

第 3.4.4 条 分馏塔内需切换再生操作的设备（如吸附过滤器、液氧循环吸附器等）应单独作气密性试验，停压 4h，其进、出口阀门范围内的残留率不应小于 99%。

第 3.4.5 条 整体安装的分馏塔就位和装完附件后，应按下列规定进行气密性试验：

- 一、应按设备技术文件的规定对分馏塔内、外系统进行吹扫，达到畅通无阻和洁净的要求；
- 二、在安全阀前不应加盲板；
- 三、应按高压、中压、低压系统分别试压及检漏；
- 四、分馏塔内、外的各主要设备气密性试验允许压力降应符合表 3.4.5 的规定；

表 3.4.5 分馏塔气密性试验允许压力降

试验压力 (MPa, 表压)		保压时间 (h)	允许压力降 (MPa, 表压)
高压系统	20	1	0.4
	10	1	0.2
	5	1	0.1
中压系统	2.5	1	0.075
	1.2	2	0.050
	0.6	4	0.020
低压系统	0.06	8	0.010

五、压力降 ΔP 应按下式计算：

$$\Delta P = P_1 \frac{273 + t_1}{273 + t_2} P_2 \quad (3.4.5)$$

式中 ΔP ——压力降 (MPa)；

P_1 ——开始时系统中气体的绝对压力 (MPa)；

P_2 ——结束时系统中气体的绝对压力 (MPa)；

t_1 ——开始时系统中气体的温度 (°C)；

t_2 ——结束时系统中气体的温度 (°C)。

第五节 整体裸冷试验

第 3.5.1 条 设备运行操作人员应熟练掌握本岗位的操作规程；分馏塔的操作人员还应熟悉成套空分设备的工艺流程；经培训合格方可上岗操作。

第 3.5.2 条 试验前，应对分馏塔进行全面加温和吹冷；空压机、膨胀机、切换阀和仪表控制系统、电气控制系统及安全保护装置，应作好运转的准备工作。

第 3.5.3 条 试验应按设备技术文件的规定进行，并依次将精馏塔、冷凝蒸发器等主要设备冷却到尽量低的温度，保持 1~2h，而后冷却整个分馏塔，所有的设备、管路外表面上结白霜，再保持 3~4h。

第 3.5.4 条 设备启动后，应密切监视各工况的变化情况，整个操作中各个环节有无异常，并应每隔 0.5h 作一次有关记录（压力、温度等）。在冷态下，应检查各部位有无变形，并可根据结霜的情况判断有无泄漏，并将泄漏点的位置作出标记。

第 3.5.5 条 在裸冷试验后和化霜前，应将保冷箱内所有法兰及阀门的连接螺栓再紧固一次。

第 3.5.6 条 分馏塔恢复到常温后，应以工作压力对整个系统通气检查，当有泄漏时应消除故障。

第 3.5.7 条 整体冷试后，当有补焊、密封面处理和局部改装时，必要时应再进行裸冷试验。

第六节 装填绝热材料

第 3.6.1 条 装填绝热材料应在整体裸冷试验合格后进行，并使分馏塔和基础上表面保持干燥。

第 3.6.2 条 装填绝热材料应符合下列要求：

- 一、绝热材料内不应混有可燃物；
- 二、绝热材料不得受潮，并不得在雨、雪天装填；

- 三、不应损伤计器管和电缆；
- 四、装填应密实，并不应有空穴；
- 五、应采取安全防护措施。

第 3.6.3 条 当装填绝热材料时，分馏塔内各设备、管路均应充气，充气压力宜为 45 ~ 50kPa（表压）；并应微开各计器管阀门通气，同时使各铂热电阻通电，观察计器管和电缆有无故障。

第七节 稀有气体提取设备

第 3.7.1 条 稀有气体提取设备的调平、配管和试压等应按本章相应各节的有关规定执行。

第 3.7.2 条 除润滑油、冷却水、蒸汽加热系统的管路外，其余管路均应按脱脂处理。

第 3.7.3 条 安装真空容器前，应进行外观检查；当有明显损伤时，应按真空度检查。

第 3.7.4 条 纯化和分离系统中需抽真空的区段，其气密性试验和真空检查应按设备技术文件的规定执行；无规定时，应符合下列要求：

- 一、应按工作压力采用氮气进行气密性试验，保压 24h 后，应无泄漏；
- 二、真空试验应在停泵后保持 24h，其泄漏率不应大于 $1.33 \times 10^{-2} \text{Pa} \cdot \text{L} / \text{s}$ ；
- 三、泄漏率 Q 应按下列式计算：

$$Q = \frac{\Delta P \cdot V}{\Delta t} \quad (3.7.4)$$

- 式中 Q ——泄漏率（ $\text{Pa} \cdot \text{L} / \text{s}$ ）；
 ΔP ——两次测量的绝对压力差（ Pa ）；
 V ——真空腔容积（ L ）；
 Δt ——两次测量的时间间隔（ s ）。

第 3.7.5 条 吸附器（纯化器）、催化器在装填吸附剂、催化剂前应采用干燥无油的热空气吹干、吹净；热空气的排出温度宜为 60 ~ 80℃。

第 3.7.6 条 吸附剂和催化剂在装填前应按设备技术文件的规定进行活

化处理。当无规定时，可按本规范附录二常用吸附剂、催化剂的活化条件进行。

第八节 透平膨胀机

第 3.8.1 条 不得使用膨胀机的蜗壳或箱盖的吊环进行整台吊装。

第 3.8.2 条 膨胀机的清洗和装配应符合下列要求：

一、机件的装配程序、方法和间隙等，均应符合设备技术文件的规定，并应作记录；

二、组装工作轮和风机轮的转子部件应按制造厂的标记进行；工作轮、风机轮和转轴的锁紧装置应可靠；

三、电机、齿轮轴、转子轴连接时，其同轴度应符合设备技术文件的规定；

四、润滑系统和冷却系统应清洗洁净，并保持畅通。

第 3.8.3 条 膨胀机的纵、横向安装水平应符合设备技术文件的规定。电机制动的膨胀机应在高速齿轮轴上测量。

第 3.8.4 条 膨胀机裸冷试验前应进行检查，并应符合下列要求：

一、制动风机阀门应处于全开位置；

二、加注润滑油的规格、性能和数量，应符合设备技术文件的规定；

三、润滑系统和冷却系统应清洗洁净并畅通；

四、接通密封气体，压力应符合设备技术文件的规定；

五、电机的转向应符合膨胀机的转向；

六、安全装置应准确、可靠；

七、运动部件和导流叶片的调节机构应灵活，无阻滞现象；

八、仪表和电气装置的调整应正确。

第 3.8.5 条 膨胀机裸冷试验应符合下列要求：

一、在装填绝热材料前应配合分馏塔进行；

二、每次裸冷试验前应加温吹扫，试验后应加温解冻吹扫；

三、膨胀机轴承的垂直双向振幅值，应符合设备技术文件的规定；

四、膨胀机的超速控制宜采用模拟方法试验，经连续三次试验，其动作应正确无误；

五、应进行紧急切断阀的关闭试验；

六、转动导流叶片的调节机构，应灵活，无卡阻现象。

第3.8.6条 膨胀机在成套空分设备试运转中应按下列项目进行检查，并应作记录：

- 一、润滑油的压力和温度；
- 二、轴承温度；
- 三、进、出口压力和温度；
- 四、喷嘴后压力；
- 五、流量；
- 六、电机制动功率。

第九节 活塞式膨胀机

第3.9.1条 活塞式膨胀机安装前，应进行清洗和检查，并应符合下列要求：

一、活塞式膨胀机应在出厂的防锈保证期内安装时，除拆卸、检查和清洗气阀外，其余部分可不进行拆卸、清洗和检查；超过防锈保证期安装时，应对活塞、连杆、气阀和填料等进行拆卸、清洗与检查；其中气阀和填料不得用蒸汽清洗。

二、进、排气阀杆与顶杆间的间隙，气缸的余隙应符合设备技术文件的规定。

三、润滑系统应清洗洁净，并保持畅通。

第3.9.2条 膨胀机的纵、横向安装水平均不应大于0.1/1000。

第3.9.3条 膨胀机应进行气密性试验，管路和接头应无泄漏；进、排气阀杆和活塞杆的填函处均不宜泄漏。

第3.9.4条 膨胀机裸冷试验前，除应符合本规范第3.8.4二至八款的规定外，应检查进、排气管路，并不应存有压缩空气。

第3.9.5条 膨胀机的空负荷试运转应在装填绝热材料前进行；超速控制试验（防飞车装置试验）宜采用模拟方法试验，经连续三次试验，其动作应正确无误。

第3.9.6条 膨胀机在裸冷试验时，除进、排气阀杆填函处可有微量泄漏外，其余各处均不得有泄漏。排除泄漏应在停机、解冻、卸压后进行。

第3.9.7条 膨胀机在成套空分设备试运转中应检查润滑油，进、排气

口的压力和温度以及膨胀机的转速，并应符合规定，同时作记录。

第3.9.8条 试运转完毕后，应及时进行加温吹扫，使各受潮部分完全干燥。

第十节 离心式低温液体泵

第3.10.1条 泵的清洗、装配和试运转应按设备技术文件的规定执行；脱脂应按本规范第3.1.6条的规定执行。

第3.10.2条 贮槽到泵的进液管应向泵的吸入口方向下降倾斜，防止泵内产生汽蚀；液体进贮槽的管路应向上倾斜，使气体流入贮槽内。

第3.10.3条 脱开联轴器检查电动机的转向应符合泵的转向；工作条件不具备时，不得随意启动泵。

第3.10.4条 泵在试运转前应充分预冷，预冷后应盘动数转，不应有轻重不匀或卡阻现象，严禁强行盘车。

第3.10.5条 试运转时，应检查泵的进、出口压力、密封气体压力和轴承温度，并作记录。

第十一节 柱塞式低温液体泵

第3.11.1条 泵就位前应按设备技术文件规定进行清洗和脱脂。脱脂方法应按现行国家标准《机械设备安装工程施工及验收通用规范》第五章的规定进行。

第3.11.2条 泵的纵、横向安装水平均不应大于 $0.1/1000$ 。

第3.11.3条 泵的柱塞与气缸顶部的间隙应符合设备技术文件的规定；各运动部件应灵活、无阻滞现象。

第3.11.4条 装设泵的吸入管和排出管应符合本规范第3.10.2条的规定。

第3.11.5条 泵启动前应进行检查，并应符合下列要求：

- 一、按设备技术文件的规定加注低温润滑油；
- 二、电动机的转向应符合泵的转向；
- 三、吸入液体前，气缸内应进行干燥处理；
- 四、柱塞和气缸应充分预冷；预冷后，运动部件应灵活、无阻滞现象。

第3.11.6条 泵试运转时，出口压力和润滑油的温升应符合规定，并

作记录。

第 3.11.7 条 泵停止运转后，应及时进行干燥处理。

第十二节 回热式制冷机

第 3.12.1 条 本节适用于供空气分离或液化设备配套用的回热式制冷机的安装。

第 3.12.2 条 制冷机外部表面的油封应清洗洁净，其余部分不宜拆卸和清洗；加注润滑油应符合设备技术文件的规定。

第 3.12.3 条 制冷机的气封压力低于 0.05MPa（表压）时，应及时充入干燥惰性气体。

第 3.12.4 条 制冷机用的冷却水应为清洁软化水，其压力不应低于 0.16MPa（表压）。

第 3.12.5 条 试运转前应检查电动机转向，应从电动机尾部向制冷机看，其转向应为顺时针方向。

第 3.12.6 条 制冷机试运转应符合设备技术文件的规定。

第十三节 其他设备

第 3.13.1 条 吸附器的安装应符合下列要求：

- 一、油封防锈的阀门安装前，应作脱脂处理；
- 二、应在管路、阀门装配完毕后，吸附剂装填前进行气密性试验；试验应保压 1h 无泄漏；
- 三、吸附剂应过筛活化处理后装填密实。活化处理条件在设备技术文件无规定时，吸附剂、催化剂的活化，可按本规范附录二的规定进行；
- 四、设备在吸附剂装填后和使用前应进行吹扫，并应防止留有粉末和碎粒。

第 3.13.2 条 安装冷却塔和二氧化碳洗涤塔应符合下列要求：

- 一、塔体的铅垂度不应大于 1/1 000；
- 二、管路、设备装配完毕后应以工作压力和无脂肥皂液进行泄漏检查；连接处和密封处应无气泡。

第 3.13.3 条 贮气囊的安装应符合下列要求：

- 一、就位前应除去内部滑石粉；

二、以工作压力进行气密性试验，保压 24h 应无泄漏。

第 3.13.4 条 灌充器的安装应符合下列要求：

- 一、以工作压力进行气密性试验，保压 1h 应无泄漏；
- 二、氧灌充器经脱脂、试压和干燥处理后，各接头应包封良好。

第 3.13.5 条 低温液体贮槽的安装应符合下列要求：

- 一、卧式贮槽的安装水平和立式贮槽的铅垂度均不应大于 1/1 000；
- 二、粉末真空结构的贮槽，应检查其夹层内的真空度，并应高于

1.33Pa；

- 三、按工作压力进行气密性试验，保压不应少于 30min，并应无泄漏和异常变形。

第十四节 试运转

第 3.14.1 条 参加空分设备试运转的人员，应经培训，并应熟悉成套空分设备的工艺流程，熟练掌握本岗位操作规程，合格后方可上岗操作。

第 3.14.2 条 成套空分设备试运转前，应具备下列条件：

- 一、分馏塔应经整体裸冷试验合格；
- 二、空压机应经试运转，其排气量、压力和温度应符合分馏塔的要求；
- 三、各配套的机组、仪表控制系统、电气控制系统和安全保护装置等应

符合试运转的要求。

第 3.14.3 条 成套空分设备的负荷试运转应符合下列要求：

- 一、在规定的介质、状态下进行；
- 二、无明显的漏气和漏液；
- 三、各机组运转正常；
- 四、安装单位应配合建设单位进行成套空分设备的负荷试运转，直到系

统工况稳定后连续测定 4h。

第四章 工程验收

第 4.0.1 条 制冷设备、空气分离设备经系统负荷试运转合格后，方可办理工程验收。

第 4.0.2 条 工程未办理工程验收，设备不得投入使用。

第 4.0.3 条 工程验收应具备下列资料：

- 一、设备开箱检查记录；
- 二、基础复检记录；
- 三、主要材料和用于重要部位材料的出厂合格证和检验记录或试验资料；
- 四、隐蔽工程施工记录；
- 五、设备安装重要工序施工记录；
- 六、管道焊接检验记录；
- 七、试运转记录；
- 八、设计修改通知单、竣工图及其他有关资料。

微信搜索蓝领星球

获取更多资料

第 **5** 篇

现代化冷库设备运行检测

获取更多资料
微信搜索蓝领星球

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

第 **1** 章

冷库试运行、运行调整

第一节 冷库的试运行

冷库安装完毕后要试运行，以保证日后冷库能正常、高效地运行。这是设备投入使用之前的一项重要工作。

一、试运行前的检查

设备在试运行之前，一定要对设备及与其相关的部分进行必要的检查，以防止事故的发生。检查的对象如下：

（一）电 源

在设备使用前必须对设备所需要的电源进行检查，以保证其正常供电。应特别指出的是，对于三相交流电，不能忽略对其相序的检查。

（二）阀 门

检查所有阀门是否都处在正确的位置上。

（三）润滑系统

不同的制冷压缩机的润滑系统有所不同，应针对不同形式的润滑系统做相应的检查，其中还包括油量和洁净度的检查。

（四）换热系统

制冷设备实际上就是一台热能转移机，它要把蒸发器从低温处吸收到的热量连同系统做逆向循环时设备补偿给它的、已经转化为热能的能量，通过冷凝器及时地释放给冷却介质，以保证整个设备吸、放热的平衡。因此，要重视对换热系统的检查，要保证换热系统吸、放热的顺利进行。

（五）安全保护元件

安全保护元件是制冷设备安全运行的保护装置。制冷设备中常用的安全保护元件有：压力继电器、压差继电器、安全阀、易熔塞等。在设备运行之

前，对各种保护装置都应进行仔细的检查。

（六）传动装置

传动装置是开启式压缩机与电动机的联系部件，它把电动机的动力传递给压缩机，使压缩机获得压缩动力。在压缩机启动时，应检查传动装置的可靠性能和安全性能。

二、试运行

试运行是设备安装后正式运转前的一项重要工作，只有通过试运行才能对设备的设计、配置、性能和安装质量等做出一个正确的评估。人们往往通过试运行来发现设备存在的问题，并及时地进行调整和改进，以确保制冷设备在以后能够正常、高效地运转。

在试运行的过程中，人们可以利用看、听、摸、嗅等多种方法，对设备的运行情况做全面监测。

（一）冷却系统试运行

启动冷却系统，注意观察电机的转向、温升以及冷却介质的流向、流速和流量。若发现问题应及时解决。

（二）制冷压缩机试运行

启动压缩机，使制冷系统运行。运行中注意观察排气压力、吸气压力、油压力、压缩机温升、冷凝器和蒸发器不同管道处的温度、机震情况等。如有异常，要认真、客观地分析，并及时、妥善地解决。

例 1 一个小型生西红柿冷藏库，其制冷剂为 R12，按冷库工作要求，制冷系统的蒸发温度为 5°C ，冷凝温度在 35°C 左右，问压缩机高低压侧的压力表读数应是多少？

解：

查 R12 的饱和蒸气热力性质表，5℃ 和 35℃ 对应的绝对压力分别为 0.3629MPa 和 0.8498MPa，

必须清楚，由饱和热力性质表中查出的压力值是绝对压力，而压力表反映的是相对压力（也叫表压力），即

相对压力 = 绝对压力 - 当地大气压 \approx 绝对压力 - 0.1MPa

故 蒸发压力： $P_0 = 0.3629\text{MPa} - 0.1\text{MPa} = 0.2629\text{MPa}$

冷凝压力： $P_k = 0.8498\text{MPa} - 0.1\text{MPa} = 0.7498\text{MPa}$

例 2 一台冷藏库，制冷剂为 R12，压缩机的排气压力表的读数为 0.6465MPa（冷凝表压力），吸气压力表的读数为 0.0827MPa（蒸发表压力），问其对应的蒸发温度和冷凝温度为多少？

解：

排气绝对压力约为： $0.6465\text{MPa} + 0.1\text{MPa} = 0.7465\text{MPa}$

吸气绝对压力给为： $0.0827\text{MPa} + 0.1\text{MPa} = 0.1827\text{MPa}$

查 R12 的饱和蒸气热力性质表得：

绝对压力为 0.7465MPa 的对应饱和温度是 30℃（冷凝温度）；

绝对压力为 0.1827MPa 的对应饱和温度是 -15℃（蒸发温度）。

例 3 一台低温库的制冷系统，其工质采用 R22，库内温度为 -40℃，其蒸发温度约需 -50℃，问其吸气表压力应为多少？

解：

查 R22 的饱和蒸气热力性质表，-50℃ 对应的绝对压力为 0.0646MPa

故吸气表压力 $P_0 = 0.0646\text{MPa} - 0.1\text{MPa} = -0.0354\text{MPa}$

三、热力膨胀阀的调试

当压缩机正常运转，制冷系统正常工作后，就可以对热力膨胀阀进行调试，调试的目的是使冷库能适应各种冷却物的需要。调试的主要对象是蒸发温度和制冷剂的供液量。

通常要求蒸发温度低一些，以保证制冷剂与被冷却物之间有足够的传热温差和较低的贮藏温度。但蒸发温度的降低会引起制冷剂供液量的减少，使制冷剂在蒸发器内的蒸发量也相应地减少，因此，制冷量也就随之减少。实

际中，应根据具体情况选取适当的蒸发温度。一般，在保证有足够的传热温差的基础上，应尽可能地提高蒸发温度，以保证有足够的制冷剂供液量。

我们一般通过人工调热力膨胀阀的调节杆来控制蒸发温度和制冷剂供液量，主要依据蒸发器出口处制冷剂的状态来进行调试，一般将过热度控制在 $3\sim 5^{\circ}\text{C}$ 的范围之内。若过热度过小，会造成制冷剂的供液量过多；若过热度过大，则会造成制冷剂的供液过少。

第二节 运行状态的调整

制冷系统的运行状态调整是指制冷设备在不同的外界条件和使用要求下，人为地改变相关的运行状态，以满足不同场合的使用要求。

制冷系统的运行状态与蒸发温度、冷凝温度、吸气温度和过冷度有着密切的关系，这四个参数一旦确定了下来，系统的运行状态也就基本确定。但是，上述参数在运行过程中并不是固定不变的，它们受被冷却物体的温度与数量、环境温度、冷却水温度与水量等影响。运行参数发生变化时，将影响到制冷机的性能（制冷量及功率消耗等），因而，当有某种因素引起蒸发温度、冷凝温度、吸气温度和过冷度等改变时，制冷系统的运行状态也必须进行调整，使设备的运行在设计所要求的范围内。

一、制冷量的调整

制冷量的调整一般用改变制冷系统制冷剂循环量的方法来实现。通常有如下三种方法。

- (1) 改变节流阀的流通截面。
- (2) 改变压缩机的排气量。
- (3) 改变气阀流通面积。

多数制冷设备用手动的方法调节节流阀的开启度，以此实现流量的改变，使进入制冷系统蒸发器的制冷剂流量改变，从而达到改变制冷量的目的。

改变压缩机的排气量，要因不同压缩机的结构确定操作方法。对多缸往复式压缩机，可用改变气缸的工作数目来改变制冷剂的循环量，这种操作方式仅适用于有能量调节系统的往复式压缩机制冷系统，它可以通过专用的卸载机构来改变压缩机气缸的工作数目，从而实现排气量的改变。对螺杆压缩机排气量的调节，通常是以改变滑阀的位置来改变螺杆的工作长度，从而改变压缩机排气量，以此达到调节制冷量的目的。

改变吸气阀通道是用手动的方法改变压缩机吸气截止阀的流通面积，以改变制冷剂的流量，达到改变制冷量的目的。

上述各种方法可以根据实际情况灵活运用，调节时应注意防止制冷剂流量变化过大而引起液击等。

对多个并联蒸发器供液的同一个供液系统而言，进行冷量分配的操作时，要根据各个蒸发器不同的需要来进行制冷剂流量的分配。

对于多个并联蒸发器的工作方式，各个蒸发器都必须有热力膨胀阀和背(恒)压阀共同控制它的流量，使制冷剂的流量能适应该蒸发器的实际需要，同时可以控制各个蒸发器的蒸发温度。

二、蒸发温度的调整

蒸发温度应始终低于库温，这样才能保证蒸发器内的制冷剂液体不断蒸发而吸取库内空气及被冷却介质的热量，达到冷藏、冷冻物品的目的。

蒸发温度与库温之差称为传热温差。它的大小与传热介质的种类等有关，温差大，传热效果好，设备的传热面积可以小一点。但温差大，意味着要求蒸发温度低。蒸发温度的降低，将导致压缩机的制冷量减少，制冷系数下降。因此传热温差有一个合理的选择问题，对于以空气作为传热介质的空气自然对流传热，其传热温差一般取 $8^{\circ}\text{C} \sim 12^{\circ}\text{C}$ ；对于以液体载冷剂（水或盐水）作为传热介质时，传热温差取 $4^{\circ}\text{C} \sim 6^{\circ}\text{C}$ 。

上述传热温差在运行过程中也不是固定不变的，例如机组刚开始运行时，由于热负荷较大，传热温差也较大。随着制冷机组的运行，热负荷逐渐减少，被冷却物体的温度逐渐下降，因而传热温差也在逐步减小。传热温差的变化将导致蒸发温度的变化，蒸发温度过高或过低对制冷系统都是不利的，因此要加以适当调整。

由热力学可知，制冷剂蒸发时的温度与压力之间是存在着对应关系的，所以蒸发温度的调整可通过调整蒸发压力来实现。

调整蒸发压力可通过改变节流阀的开启度或调制冷压缩机的输气量（具有输气量调节的压缩机）来实现。如关小节流阀的开启度，就减少了制冷剂的循环量，蒸发器内产生的蒸发量相应地减少，蒸发压力相应地降低。反之，如开大节流阀孔，蒸发压力将相应地提高。如改变压缩机的输气量，蒸发压力也将随之变化。

如果有多台蒸发器并联工作，改变蒸发器的工作台数，也可达到调整蒸发压力的目的。蒸发压力的高低，可通过装在压缩机吸气端的压力表上的读数反映出来。

三、冷凝温度的调整

冷凝温度是指冷凝器内制冷剂排气在一定压力下凝结时的饱和温度。冷凝温度不等于冷却介质的温度，两者之间也存在着传热温差。

冷凝温度的高低，主要取决于冷却介质的温度及流量、冷凝面积及冷凝的形式等。降低冷凝温度，可以提高设备的制冷量，减少功率消耗，从而提高制冷系数，提高运行的经济性。冷凝温度过高不仅会使制冷量下降、功率消耗增加，而且会使压缩机的排气温度增高，润滑油温度升高，粘度降低，影响润滑效果，甚至结炭，使气阀密封性能下降，直接影响压缩机运行的可靠性和寿命。因此，在实际运行过程中，必须密切注意冷凝温度，必要时应进行人为的降温调整。

人们对冷凝温度的调整通常用下述两种方法：

- (1) 提高冷却介质的流量或流速；
- (2) 增大冷凝器的换热面积。

因为对于确定的制冷剂工质，冷凝温度与冷凝压力之间存在着确定的对应关系，所以，我们可以通过观察装在压缩机排气端上压力表的读数来了解冷凝温度。

例 4 某冷库要求库内温度为 -18°C ，蒸发器为排管型，冷凝器采用立式壳管式冷凝器，冷却水温度为 32°C ，制冷剂为氨。试求在正常运行工况下，压缩机的吸、排气压力表的指示值应是多少？

解：吸气压力等同于蒸发压力，排气压力等同于冷凝压力。

(1) 蒸发压力

因为排管式蒸发器采用空气自然对流方式换热，故取传热温差为 10°C ，所以，蒸发温度 $t_0 = -18^{\circ}\text{C} - 10^{\circ}\text{C} = -28^{\circ}\text{C}$

查氨的饱和热力性质表，对应的压力为 0.132MPa 。

(2) 冷凝压力

因为立壳式冷凝器采用水冷换热方式，故取冷却水进、出冷凝器的温升为 2°C ，冷凝温度与出水温差为 6°C ，

所以，冷凝温度 $t_k = 32^{\circ}\text{C} + 2^{\circ}\text{C} + 6^{\circ}\text{C} = 40^{\circ}\text{C}$

查氨的饱和热力性质表，对应的压力为 1.557MPa 。

压缩机吸气压力表上的指示值约为：

$$0.132\text{MPa} - 0.1\text{MPa} = 0.032\text{MPa}，$$

压缩机排气压力表上的指示值约为：

$$1.557\text{MPa} - 0.1\text{MPa} = 1.457\text{MPa}。$$

例 5 一个厨房用冷藏库，制冷剂为 R12，压缩机吸、排气压力表上读数分别为 0.083MPa 和 0.984MPa 。试求冷凝温度及蒸发温度各为多少？箱内温度大约为多少度？

解：排气绝对压力值约为 $0.984\text{MPa} + 0.1\text{MPa} = 1.084\text{MPa}$

吸气绝对压力值约为 $0.083\text{MPa} + 0.1\text{MPa} = 0.183\text{MPa}$

查 R12 饱和热力性质表可知，此时的冷凝温度和蒸发温度分别是 45°C 和 -15°C 。由于厨房冷库中的蒸发器多为排管型，传热温差为 10°C 左右，因此箱内温度约为 -5°C 。

例 6 一个低温库房制冷系统，制冷剂为 R22，库内温度要求 40°C ，问吸气压力表上的读数应为多少？

解：库内温度为 -40°C 时，可以认为蒸发温度为 -50°C ，查 R22 的饱和热力性质表，与 -50°C 对应的压力为 0.0644MPa ，低于大气压力，即系统内低压侧处于真空状态。

吸气表压力为 $0.0644\text{MPa} - 0.1\text{MPa} = -0.0356\text{MPa}$

四、吸气温度的调整

吸气温度一般是指压缩机吸入阀处制冷剂的温度，可用温度计（或热电偶）测得。

吸气温度都高于蒸发温度，这种现象称为过热，其温度差称为过热度。过热度的大小取决于吸气管的长度、吸气管的隔热情况、节流阀的开启度以及制冷剂的循环量等因素。

对于氨压缩机制冷系统，虽然吸气过热对压缩机的制冷量、功率消耗及制冷系数都会带来明显的不利影响，但为了避免湿压缩，通常人为地设置 $5 \sim 10^{\circ}\text{C}$ 的过热度。对于氟利昂压缩机制冷系统，吸气过热度则设在 5°C 左右。若系统中设置了回热器（气液热交换器），吸气过热度可达 $15 \sim 30^{\circ}\text{C}$ 。

吸气过热度不能太大，否则会引起制冷量严重下降、排气温度及油温大大上升、耗功明显增大等现象。

吸气过热度的调整可以通过调节节流阀的开启度来实现。减少开启度时，制冷剂循环量减少，吸气过热度上升；增大开启度时，吸气过热度下降。

五、排气温度的调整

从压缩机排气口排出的制冷剂气体是过热气体，排气温度比冷凝温度高得多。氨压缩机在冷凝温度为 40°C 、蒸发温度为 -20°C 下运行时，按理论计算，它的排气温度高达 130°C ，比冷凝温度高 90°C ，实际循环中两者的差值更大。

排气温度与吸气温度、压缩比、制冷剂绝热指数等因素有关。吸气温度越高、压缩比越大、制冷剂的绝热指数越高，排气温度越高。

排气温度过高，将会给冷库的运行带来危害，它使设备的运行可靠性和经济性下降。因此在 GB10872—89 和 GB10875—89 中明确规定：R12、R22 和 R717 系统的制冷压缩机运行时排气温度分别不得超过 125°C 、 145°C 和 150°C （见表 5-1-1 和表 5-1-2）。因此在运行调节过程中，节流阀不宜开得过小，冷却水要充足，水温要低，在满足被冷却物要求的温度条件下，

应尽可能提高蒸发温度。如果要求的蒸发温度很低，使压缩比过大时，应采用两级压缩循环。

表 5-1-1 中型压缩机考核工况

使用温度	制冷剂	吸入压力饱和温度 (°C)	吸入温度 (°C)	排出压力饱和温度 (°C)		制冷剂液体温度 (°C)			
				低冷凝压力时	高冷凝压力时	低冷凝压力时	高冷凝压力时		
高温	R12	5	15	40	50	35	45		
	R22								
中、低温	R12	-15		30		—		25	—
	R22								
	R502								
	R717		-10						

表 5-1-2 小型压缩机设计和使用条件

项目	R12	R22	R502	
最高排气压力饱和温度 (°C)	60	60	49	
最大压力差 (MPa)	1.4	1.8	1.8	
最高吸气压力饱和温度 (°C)	10	10	-10	
最高排气温度 (°C)	125	145	145	
使用温度范围 (°C)	高温		10 ~ -10	—
	中温		0 ~ -20	—
	低温		-10 ~ -30	-10 ~ -35

第 2 章

制冷系统的试运转

第一节 试运转前的准备工作

制冷机器和设备安装就位，整个系统管道焊接完毕后，应按设计要求和管道安装试验技术条件的规定，对制冷系统进行吹污、气密性试验，真空试验以及充控制冷剂检漏试验，并做好试运转前的各项工作。

一、系统吹污

制冷设备和管道在安装之前已进行了单体除锈吹污工作。但是，很多管道在焊接时不可避免地会有焊渣、铁锈及氧化皮等杂质污物残留在系统管道内，有可能被压缩机吸入到气缸内，造成气缸或活塞表面划痕、拉毛等事故。有时，污物还会堵塞膨胀阀、毛细管和过滤器，使制冷系统无法正常工作。因此在正式运转以前，制冷系统必须进行吹污处理，进一步洁净系统，保证制冷系统安全运行。

系统吹污时要将所有与大气相通的阀门关紧，其余阀门应全部开启。吹污工作应按设备和管道分段或分系统进行，其排污口应选择在各段的最低点、具体可按下面要求进行：

（一）使用氮气或干燥的压缩空气进行吹污

给排污系统充入氮气或干燥的压缩空气，当压力升至 0.6MPa 以后，停止充压、可轻轻敲打吹污管、同时迅速打开排污阀，以便使气体急剧地吹出积存在管子法兰、接头或转弯处的污物，焊渣和杂质。这样反复进行多次，直至系统内排出的气体干净为合格。检查方法是用一块干净白布，绑扎在一块木板上，对着排污口，当白布上不见污物即为合格。

（二）用制冷压缩机进行吹污

吹污工作尽可能具备空气压缩机，如果条件不具备，可选定一台制冷压缩机专门进行吹污工作。其操作方法是先拆卸压缩机吸入阀过滤器法兰，并包扎好白绸子，再开后排气阀，关闭吸气阀，使空气通过白绸子过滤后进入。启动压缩机，调整压力至 0.5 ~ 0.6MPa，然后反复多次进行排污，至系统干净为止。

系统吹污结束后，应将吹污系统上的阀门清理，取出阀芯，清洗阀座内和阀芯上的污物，然后重新装配。

二、系统气密性试验

制冷系统气密性试验的目的在于检查设备和管路焊口、法兰等有无泄漏，以便进行修理，保证制冷系统的严密性。制冷系统的气密性试验一般在安装结束、系统吹污之后进行。制冷系统的气密性试验应尽量选用双级空气压缩机。若使用制冷压缩机，则应与系统吹污一样，指定一台专用机。

制冷系统气密性试验压力，应根据所用的制冷剂确定。如 R717、R22 气密性试验压力为 1.5MPa（高压），1.2MPa（低压）试验时间为 24 小时，前 6 小时因系统内的气体冷却时允许下降 0.02 ~ 0.03MPa。以后 18 小时内，当室内温度恒定不变时，压力不降为合格。

氨制冷系统的试压工作应采用空气压缩机，若无合适的空压机，也可以指定一台制冷压缩机代替。由于吸排气温度和试验压力都比较高，容易引起制冷压缩机磨损或损坏。因此，试压工作应按以下规定：

（1）在制冷机吸入口应包扎白绸子，运转时应间断进行，逐渐升压，严格控制排气温度不超过 120℃，油压不低于 0.3MPa。

（2）检查压缩机上的安全阀和压力继电器的调定值。压缩机的进、排气压力差不得超过 1.4MPa，严禁用堵塞安全阀的方法来提高压力差。当系统高压部分试压时，为了克服压缩机安全阀过早开启，可将整个系统的压力升高至 1.2MPa，再关闭高低压系统之间的阀门，使压缩机吸入低压系统的气体，此时，应关小低压吸气阀，启动压缩机，调节吸气压力 0.2 ~ 0.25MPa，使低压系统内的压缩空气经压缩机进入高压系统。由于低压系统有一定压力，则高压系统上升至 1.8MPa 时，安全阀不会启跳。

（3）试压时可以临时断开压力继电器电路。

氟利昂制冷系统不能用压缩空气进行试压，只能用氮气。因为氮气具有无腐蚀、无水分、不燃烧等优点，可以防止氟利昂系统产生冰塞现象。由于氮气气瓶压力很高，可达 15MPa，使用氮气瓶向系统充氮时一定要在气瓶上安装减压表。

制冷系统进行气密性试验时，必须采取以下安全措施：

无论氟利昂系统还是氨系统，严禁使用氧气等可燃性气体进行试压；若系统需要修理补焊时，必须将系统内压力释放，并与大气接通，决不能带压

焊接；修补焊缝次数不能超过两次，否则应割掉换管重新焊接；系统试压时可将氨泵、浮球阀及浮球液位器等有关设备的控制阀关闭，以免损坏。

三、系统的真空试验、检漏及制冷剂充注

(一) 系统的真空试验

制冷系统经过吹污、试压和保压等气密性试验合格后，需进一步进行真空试验。真空试验的目的，是检验系统在真空条件下有无渗漏，排除系统内残留的空气和水分，并为系统充注制冷剂作好准备。真空试验要求制冷系统内的绝对压力达到 $27 \sim 4\text{kPa}$ ($20 \sim 30\text{mmHg}$)。若在真空条件下，整个系统中的真空度在 24h 内无变化即为合格。

制冷系统的抽真空，如小型制冷机、电冰箱、空调器可用真空泵进行。对于大型制冷系统，可用压缩机自身抽真空，也可用压缩机把系统中的大量空气抽走，然后用真空泵把剩余气体抽净。

(1) 用真空泵抽真空。首先开启系统上所有连接的阀门，关闭与大气相通的阀门，开启压缩机的排气阀，然后将真空泵吸入口与系统制冷剂注入阀用耐压橡胶管连接好，启动真空泵进行抽真空工作，系统内空气由真空泵排气口排出。当真空度超过 97.3kPa (730mmHg)，关闭制冷剂的注入阀，停止真空泵工作，检查系统是否泄漏。

(2) 用制冷压缩机进行抽真空。首先开启系统上所有阀门，关闭所有与大气相通的阀门，然后关闭压缩机的排气阀，开启压缩机的吸气阀与排空阀，启动压缩机，使系统内的空气由排空间排出，进行系统抽空工作。

用制冷压缩机抽空时应注意油压大小，油压最低保持 0.05MPa 以上，过低可停机。对较大系统抽真空应间断进行，使压缩机能得到冷却。当系统内的真空度达到 97.3kPa (730mmHg) 以上时停机，关闭排空间、进行真空度检漏。

对于有高低压力继电器或油压继电器的设备，抽真空时应将继电器线路断开，防止因触头动作而停机。对于全封闭式制冷压缩机的制冷系统，不能用压缩机自身进行抽真空，必须使用真空泵抽真空。

(二) 系统的检漏及制冷剂充注

系统真空试验合格后，可以充注适量制冷剂再一次进行系统检漏。如果不做这一试验，一旦充入制冷剂后仍发生泄漏，可能要拆除隔热层寻找漏点，不仅修理困难，而且经济损失较大。目前常用的检漏方法有化学试纸检漏、卤素灯检漏和电子检漏仪等三种。

1. 充氮检漏及加氨

氨具有强烈刺激性臭味，对人体皮肤和呼吸道有毒害作用，遇明火有爆炸的危险。因此，充氮之前应准备以下安全措施：①充氮地点准备防毒（氨）面具，橡皮手套、毛巾、脸盆和水等防护工具和急救药品；②掌握急救方法，如氨液溅落到皮肤上时，立即用大量清水冲洗，若吸入大量氨气，应多饮柠檬水或3%的乳酸溶液；③严格遵守充氮操作规程。

系统充氮应在真空试验合格后进行，一般利用系统真空度直接向系统充注液氨，当系统内氨气压力达到0.3MPa时，关闭充氮阀，用酚酞化学试纸仔细检查各焊口、螺纹和法兰接合处，若发现酚酞试纸呈粉红色，即证明此处有泄漏现象。记下所有漏点，统一进行补焊。焊接前必须把泄漏部分有关系统内的氨抽空放净，并与大气接通，才能进行焊接修补。焊完以后，系统还应再次抽真空和充氮检漏，直至系统全部合格为止。

系统充氮检漏合格后进行系统隔热施工，隔热工作全部验收合格后再进行系统加氨工作：

①检查氨的出厂合格证，其含水率不得超过0.2%。②对氨瓶称重记录后，放置在斜木支架上，使瓶口朝下、瓶底部抬高与地面成30°角，用高压橡胶管连接氨瓶阀和加氨阀。稍微开启瓶阀并随之旋紧，再将加氨阀接头松一松，把接管内空气赶出，再把接头旋紧。用酚酞试纸检查氨管接口处有无泄漏现象，如无泄漏，可开启加氨间和氨瓶间，利用瓶内与系统压力差，将瓶内氨液加入系统中；③当氨瓶内压力与系统压力接近时，可启动压缩机降低系统内压力继续加氨；④当氨瓶的下部结霜融化时，表明氨液已加完，此时先关闭氨瓶阀，再关加氨阀，算出加氨量。当系统加氨量达到设计值60%时，可以暂停加氨。如果系统投入运行发现氨液不足，可以补充加氨。新系统一次加氨过多，会由于房间温度高、蒸发量大、易造成压缩机结霜。

系统加氮量可按设备型号计算出。

2. 充氟检漏及加氟

氟利昂制冷系统经过吹污、气密性试验和抽真空试验全部达到合格后，可向系统内充入一定量氟利昂，进行充氟检漏。为了避免水分进入系统，要求氟液的含水量按重量计不应超过 0.025%，而且充氟时必须经过干燥器干燥过滤后进入系统。

常用的干燥剂有硅胶、分子筛和无水氯化钙。如用无水氯化钙时，使用时间不应超过 24h，以免其溶解后带入系统内。向系统充注氟利昂时，可利用系统的真空度，使氟液注入系统。当系统内压力升至 0.2~0.3MPa 时，停止充氟，应用卤素灯进行检漏。

卤素灯是一种带有特殊燃烧的酒精喷灯。点燃卤素灯时检查管将一定数量的空气从被检查的连接处吸入，如系统泄漏出氟蒸气，即与喷灯的赤红火焰发生反应，火焰呈绿色，颜色越深表明氟利昂泄漏越严重。检查氟利昂泄漏的另一个方法是用卤素电子检漏仪。使用时，先接通电源，把接受器顶端朝着被检处慢慢移动，探口移动速度 50mm/s，被检部位与探口之间的距离为 3~5mm，如果遇到氟利昂泄漏，即可报警，同时指针摆动较大。卤素电子检漏仪灵敏度很高，一般不能在有卤素物质或其他烟雾污染的环境中使用。氟利昂制冷系统经检查发现泄漏即应进行修复，并再次充氟检漏，直至系统完全不漏为止。

第二节 活塞式制冷压缩机的试运转

活塞式制冷压缩机试运转之前应做好下列工作：机房应干净整洁，准备好试车工具、材料和记录。检查电机、电机运转方向和各仪表是否符合要求；检查安全阀、油压继电器、高低压继电器等安全保护装置的整定值。检查冷却水系统、核对曲轴箱油面高度。若没有发现问题，可以分步进行压缩机的试运转。

一、无负荷试运转

无负荷试运转的目的在于检查各部件经清洗、拆装后的运转情况，并提高各摩擦部件配合的密封性和摩擦面的光洁度。

无负荷试运转时要求拆下气缸盖，取出安全弹簧，安全块和吸排气阀组。运转前必须安装气缸压紧装置，向活塞环部加入少许润滑油，并用于抹布包扎好气缸顶部的缸盖部分，防止灰尘或异物落入气缸内。然后手动盘车无误再点动试运转。若无卡阻现象，开启压缩机间歇运转 5、15、30 分钟。如没有异常现象可以连续运转 4 小时。无负荷试运转应达到以下要求：缸体、轴承座和密封器等摩擦部位的温度不应高于室温 $25^{\circ}\text{C} \sim 30^{\circ}\text{C}$ ；运转电流稳定；运动部件没有杂音。

二、空气负荷试运转

空气负荷试运转的目的是为了观察压缩机工作性能，监听各运动部件在加载情况下的声音是否正常。

无负荷试运转合格后，应更换润滑油，清洗滤油器，装好吸排气阀、安全块、安全弹簧和缸盖，松开吸气过滤器法兰螺栓，留出一定空隙包上绸布做为空气吸入口。开启压缩机上的排气阀，关闭吸气阀，启动压缩机。调整排气压力在 0.3MPa 左右，连续运转 4 小时。空气负荷运转的要求是：吸排气阀起落跳动声响正常；冷却水的进口水温不超过 35°C ，出口水温不超过 45°C ；油压应较吸气压力高 $0.1 \sim 0.3\text{MPa}$ ，油温不应超过 70°C ；最高排气温度不超过 145°C ；各连接部分应无漏气、漏油现象，各摩擦部分的温度应符合技术要求。

三、制冷系统负荷试运转

活塞式制冷压缩机连通系统负荷试运转的目的，是检查压缩机在制冷工况下的工作性能和安装质量。系统负荷试运转应在系统吹污、试压和真空试验合格、系统充注制冷剂之后进行。在进行系统负荷试运转之前应先开启压

缩机进行排空，然后调整有关阀门与系统连通，再转入制冷系统负荷试运转，并担负某一系统的降温工作。在试运转中应根据系统实际情况，进行必要的调整，使油压、吸气压力和排气压力达到技术文件的要求。在一般情况下，试运转前应将卸载装置的指示箭头拨到最小容量，开启排气阀接通电源，启动制冷压缩机，缓慢开启吸气阀，并注意电流表指示数值，根据负荷情况，拨动卸载装置手柄，逐步增加容量，同时，逐步将吸气阀完全开启。调整油压，使其比吸气压力高 $0.1 \sim 0.3\text{MPa}$ ，油温低于 70°C 。若使用 R177 和 P22 制冷剂时，其排气温度不应超过 145°C ；活塞式制冷压缩机制冷系统负荷试运转的时间不应少于 4 小时。

第三节 螺杆式制冷压缩机的试运转

准备工作可参考活塞式制冷压缩机，并对以下事项进行检查：

- (1) 联轴器轴线同轴度不大于 0.08mm ，端面跳动不大于 0.5mm ；
- (2) 手动盘车，能轻易地旋转。观察油位应达到油面线；
- (3) 接通电源操作开关应在手动位置；
- (4) 喷油阀应开启 $1/5$ 圈，供油阀和排气阀应开启；
- (5) 滑阀应处于零位；

(6) 检查高低压是否平衡，若高低压不平衡，应开启平衡阀，使高低压力平衡后再关闭平衡阀。

试运转时，应先启动油泵，使油压上升后再启动压缩机。待主机运动正常、指示灯亮后，再慢慢开启吸气阀，调整滑间至所需要的能量位置。不应长时间地空载运转，并注意观察油压和各温度的变化。若有不正常声音或局部温度特别高时，应立即停机检查。单级螺杆式制冷压缩机运转 $10 \sim 30$ 分钟后，排气温度稳定在 $60^\circ\text{C} \sim 90^\circ\text{C}$ ，油温在 $40^\circ\text{C} \sim 45^\circ\text{C}$ ，油压在 $0.2 \sim 0.3\text{MPa}$ 左右，排气压力在 $1.1 \sim 1.5\text{MPa}$ ，并检查滑阀是否正常，进行增荷或减荷调节，监听有无异常声响。若无异常现象，再做短时间的全负荷运转。

螺杆式制冷压缩机供液操作与活塞式制冷压缩机的顺序相同，连续试运转的时间不少于 8 小时。制冷机组手动运转正常后，可投入自动运转，运转时间为 4 小时。

第 3 章

制冷装置的运行调节

根据热力学第二定律，制冷循环必须消耗能量。要使制冷过程提高效率，减少能耗，一方面要对制冷装置进行合理的设计。尤其是工业制冷装置，往往容量大，用冷的情况复杂，难以采用成套的制冷装置（机组）。因此工业制冷装置大多需要现场设计，各部分必须合理匹配，形成一个有机的系统。只有合理的设计，才有可能实现高效率的运行，取得节能的效果。另一方面，制冷系统的节能有赖于精心的正确操作调节。显然，制冷系统的设计只能依据一定的条件进行。在制冷系统的实际运行中，工作条件是不断变化的。因此，必须依靠操作和管理人员的精心操作调节，使制冷系统始终处在合理的工作状态。这样才能达到高效节能的效果。制冷系统的调整操作包

括对主要运行参数的调节控制，对系统包括各设备的调整和不正常现象的排除。

第一节 制冷系统主要运行参数及其控制

制冷系统是一个封闭系统，制冷剂在其中不断循环流动，其运行状况通过运行参数反映出来。这些参数包括温度、压力、流量、液位以及电流。

制冷系统的运行参数是进行操作调节的重要依据，对系统运行的经济性和安全性影响很大。其中比较重要的运行参数有：蒸发压力与温度、冷凝压力与温度、过冷温度、压缩机的吸气温度、排气温度、中间压力与温度等。其中蒸发压力与温度和冷凝压力与温度是最主要的参数。

上述运行参数，在设计制冷装置时，正确地选择和规定是十分重要的。在实际运行中，由于决定主要参数的因素是不断变化的，因此各个参数也是相应变化的。例如，环境气温的变化，机器和设备能力的变化，被冷却物体温度的变化，以及冷却水量和温度的变化等，都会引起各参数的变化。换言之，实际运行时的参数，不可能与设计时的参数完全相同。制冷装置操作调整的目的，就是要控制各个参数，使其在最经济、合理的条件下运行，以求达到耗功最省，制取冷量很大和保证安全运行。

一、蒸发温度和蒸发压力

蒸发器内制冷剂在一定压力下沸腾的温度称蒸发温度。制冷剂的饱和温度是压力的函数，因此可以通过调节站等处的压力表读数，查制冷剂热力性质表得知蒸发温度。例如氨的蒸发压力为 0.43MPa 时，其蒸发温度为 0°C ；当氨的蒸发压力为 0.093MPa 时，其蒸发温度为 -35°C 。

蒸发温度的高低是根据食品加工工艺或用冷场合所需的温度来确定的。例如在冷库制冷系统的设计中，冷却和制冰常用 -15°C ；冷藏 -28°C 或 -30°C ；冻结 -33°C 或 -40°C 。

在实际运行中，蒸发温度的变化与被冷却对象的热负荷、蒸发器的传热

面积和压缩机的容量有关。这三个条件中某一个发生变动时，制冷系统的蒸发压力和温度必然发生相应的变化。所以，只要调节改变这些条件，使它们相互适应，就可以控制和调节制冷系统的蒸发温度。

(一) 热负荷的变化

现役的制冷装置，其蒸发器和压缩机的标准制冷能力是固定的。但被冷却对象的热负荷与设计条件可能不一致，有时甚至有很大的差别。另一方面，被冷却对象需要与环境隔热，隔热围护结构的传热量随环境的气温升降而变化。仅以昼夜温差而言，不同地区的昼夜温差可达 $6 \sim 15^{\circ}\text{C}$ 。对于低温制冷装置，仅昼夜温度变化就对热负荷有较明显的影响。

当热负荷增大，蒸发器中制冷剂的蒸发量就会大于压缩机的吸气量，因而蒸发压力和温度将上升。相反，如制冷剂的蒸发量小于压缩机的吸气量，蒸发压力与温度就逐渐下降。

(二) 传热面积发生变化

当被冷却对象的热负荷及压缩机容量不变，如蒸发器的传热面积减少，则制冷剂的蒸发量将随之减少，即蒸发压力和蒸发温度降低。反之，如传热面积增大，则蒸发温度升高。对于现役制冷装置，其蒸发器的传热面积表面上看似乎是固定不变的。但实际上只有与液态或气液混合状态的制冷剂接触的面积，才是有效的传热面积。换言之，当蒸发器中没有制冷剂或只有气态制冷剂时，其传热面积等于零。因此，通过调节蒸发器的制冷剂供液量，就可以调节实际的蒸发面积，进而调节蒸发压力。例如，供液量小于需要量（供液不足），蒸发器中的蒸发量小于压缩机的吸气量，蒸发压力和温度就下降。相反，如供液量太大，蒸发器中充满液态制冷剂，蒸发量大于压缩机的吸气量，这时蒸发压力和温度便相应升高。必须说明的是，这种情况下很容易形成“倒霜”，即压缩机吸入液态制冷剂。

(三) 压缩机容量的变化

制冷压缩机的容量应该与被冷却对象的热负荷相适应。如果热负荷不变，压缩机的容量增大时，就会使系统蒸发温度降低，甚至使压缩机产生湿行程。反之，如果热负荷不变，压缩机的容量减小，由于压缩机不能及时吸回蒸发器内形成的制冷剂蒸气，就会使蒸发压力（温度）升高。

在制冷装置的设计中，蒸发温度是根据制冷工艺的要求，通过技术经济分析，综合考虑后确定的。如上所述，实际运行的蒸发温度是变化的。蒸发温度偏离设计要求过高或过低都是不利的。蒸发温度过高，满足不了系统的降温要求，被冷却对象达不到要求的低温或降温速度达不到要求。蒸发温度过低，制冷装置的效率下降，耗功增加，运行的经济性变差。

蒸发温度降低，运行经济性差的主要原因是，蒸发压力降低时，气体的比体积增大，单位容积制冷量减少，压缩机吸入的制冷剂质量减少，因此压缩机的制冷量减少。另一方面，蒸发温度降低时，压缩每公斤制冷剂蒸气的功耗增加。例如，一台 8AS-12.5 氨压缩机，在冷凝温度 30℃，蒸发温度 -15℃ 工况下运行，当蒸发温度降为 -30℃ 时，对压缩机运行参数的影响如表 5-3-1 所示。由表 5-3-1 可见，在上述假定条件下，制冷剂的质量循环量减少了 62.38%，吸入气体的比体积增大 89.39%，单位容积制冷能力降低 48.3%。单位压缩功增加 51.4%，压缩机的制冷能力减少 64.4%，制冷系数由 4.79 降至 3.11。由此可见，蒸发温度过低，对制冷装置的工作效率影响很大。随着蒸发温度降低，压缩机的制冷量减少，能耗增大。

因此，在制冷装置的操作调节中，一般应将蒸发温度稳定在设计温度，避免蒸发温度不必要地过低。造成蒸发温度过低的具体原因有如下几方面：

- (1) 压缩机的制冷量大于蒸发器在同一时间内的蒸发量。
- (2) 被冷却对象的热负荷减少。
- (3) 蒸发器内油污增加，或表面霜层太厚，使蒸发器制冷能力降低。
- (4) 蒸发器中制冷剂不足，使有效传热面积减少。

在操作中应针对蒸发温度过低的具体原因，采取相应的措施。如除霜、适当增大供液量、对蒸发器进行放油清理、减少运转压缩机的缸数或台数

等，使蒸发温度处于正常。

表 5-3-1 8AS-T2.5 压机在 -15℃ 和 -30℃ 运行的参数变化

参 数	蒸发温度/℃	
	-15	-30
活塞排气量 $qV_h / (\text{m}^3/\text{S})$	0.1572	0.1572
压力比 p_k/p_0	4.94	9.76
输气系数 λ	0.73	0.52
压缩机实际吸气量 $qV_s / (\text{m}^3/\text{S})$	0.1148	0.0817
吸气比体积 $/ (\text{m}^3/\text{kg})$	0.5088	0.9635
单位质量制冷量 $/ (\text{kJ}/\text{kg})$	1102.4	1082.7
单位容积制冷量 $/ (\text{kJ}/\text{m}^3)$	2166.7	1123.7
压缩机的制冷量/kw	248.7	91.9
单位压缩功 $/ (\text{kJ}/\text{kg})$	229.8	347.9
节流后的闪发气体量/%	16.1	26.3

根据上面分析可知，蒸发温度升高对节能是有利的。因此，在满足制冷工艺要求的前提下，适当地提高蒸发温度是合理并有利于降低运行费用。当然，蒸发温度过高也有不利的一面，它会对压缩机轴封工作带来不利，还会使压缩机轴功率接近最大值，严重时可能使电动机过载。在实际运行调节中，最主要的限制是制冷工艺的要求，蒸发温度过高将无法满被冷却对象的低温要求。

二、冷凝温度和冷凝压力

冷凝器中制冷剂由气体冷凝成饱和液体时的温度称冷凝温度。它与冷凝压力是相对应的，冷凝温度越高，冷凝压力也越高。

冷凝温度与许多因素有关，在设计制冷装置时，冷凝温度是通过技术经

济分析,综合考虑确定的。冷凝温度过高,将引起压缩机排气压力过高,排气温度升高,这对压缩机的安全运行十分不利,容易造成事故。另一方面,将使制冷装置效率降低,能耗增加。在第 1 章中,已经详细讨论了冷凝温度选取及其影响因素。并且提出了从节能角度,在设计时适当地选取较高的冷凝温度,即配置较大的冷凝器换热面积,达到节能运行的目的。

从操作调节的角度,应控制制冷装置在尽可能低的冷凝温度下运行,以提高制冷效率,降低运行费。

对于水冷式冷凝器,冷凝温度决定于冷却水的水温、水量、水的流速、冷凝面积、压缩机的排气量以及空气、油污、水垢等影响冷凝器传热效率的各种因素。一般情况下,水冷式冷凝器的冷凝温度比冷却水出口温度高 4~6℃。

风冷式冷凝器的冷凝温度主要决定于空气温度、空气流速、冷凝面积、压缩机排气量,以及影响冷凝器传热效率的其它因素。风冷式冷凝器的冷凝温度一般比空气温度高 8~12℃。

蒸发式冷凝器和淋激式冷凝器的冷凝温度,除了以上各种影响因素外,还与空气的相对湿度等影响水的蒸发效率的因素有关。一般蒸发式冷凝器的冷凝温度,控制在比夏季室外空气湿球温度高 5~10℃。

综上所述,冷凝温度受到许多因素的影响。从操作调节的角度,要使冷凝温度尽量低,主要从两方面入手:一是保持换热表面的清洁,消除影响热交换的因素,即及时除垢、放油、排除不凝性气体;另一方面,就是控制冷却介质的流量,保证冷却介质均匀地流过换热表面。因为冷却介质的温度受环境温度的影响,通常是难以调节的。当冷却介质为水时,除了保证流量和流速外,特别要注意水在冷凝器中分配的均匀性。例如,立式冷凝器的配水器如果堵塞,虽然总的水流量、流速不变,但被堵塞的传热管将完全没有水流过,失去了换热的作用。所以在操作调节中,要随时排除上述影响传热的各种因素,使制冷系统在尽可能低的冷凝温度下运行。

上述对冷凝温度的调节控制方式,已得到制冷行业的公认,并列入了操作调节规程中。但据调查和各种资料的介绍,各地贯彻执行水平参差不齐,总的来说对操作调整的重要性认识不足,管理尚不到位。具体表现是操作调节规程均已建立,但实际执行的情况普遍较差。据笔者对福建省各地的一些调查^[80 81],在国有企业中普遍技术力量较强,但管理体制与实际情况不相

适应，因此各种技术规程难以落实。近年来大量兴建的乡镇小型冷藏加工企业，则普遍存在技术力量薄弱的问题，缺乏相应的技术人员。因此，许多乡镇小型冷藏加工企业只注重生产经营管理，对制冷装置的技术管理的观念十分淡薄。不少企业只是停留在请几个操作工来开机器的观念中，对精心操作调节的节能，尚未提上议事日程。

综上所述，在对冷凝温度的调节控制中，应保证冷却介质有足够的流量和流速，并且分布均匀；应保证冷凝器换热表面洁净，排除影响传热的各种因素。使制冷装置在尽可能低的冷凝温度下运行。对于集中式制冷系统，在部分负荷时，应特别注意调节冷却介质系统的水泵或风机，避免无效的功耗

三、压缩机的吸气温度

压缩机的吸气温度又称“回气温度”。它是指压缩机吸入口处的气体温度，通常由设于压缩机吸气端的温度计测得。在氨制冷装置中，吸气过热将使制冷系数下降，即能耗增大。另一方面，吸气过热将使压缩机排气温度升高，直接影响压缩机的正常运行。因此，在操作调节中应按对吸气温度加以控制。

对于 R12，R502 及 R22，由于过热后制冷系数将增加或不变，故允许有较大的回气过热度。在国家标准 GB10874—89《中型活塞式单级制冷压缩机型式与基本参数》中，对采用 R12，R502 和 R22 的中型压缩机，考核工况的吸气温度采用 15℃。对低温范围的名义工况，这三种氟利昂的吸气温度规定为 5℃，中温和高温范围的吸气温度则为 18℃。

在制冷装置的操作调节中，压缩机的吸气温度是判断系统工作情况的标志之一。如果蒸发温度不变，吸气温度过高，说明蒸发器的供液量不足，或系统中缺乏制冷剂，也可能是回气管道的隔热层损坏等。

压缩机的吸气温度过低，说明回气中带来制冷剂液滴，这是湿行程的前兆，应当尽量避免。除了影响制冷系数外，压缩机的最高吸气温度主要受到排气温度的限制。因此，压缩机的吸气温度既是运行效率和能耗水平的标志，又是安全正常运行的标志。在实际操作中应保持密切的监控，及时调节，使之维持在合理的范围之内。

四、压缩机的排气温度

(一) 正常排气温度

压缩机的排气温度是指压缩机排气阀处的制冷剂温度，可以通过压缩机排气阀处的温度计进行测量。排气温度的高低取决于吸气压力、排出压力、吸入气体的过热度 and 干度。在其它参数不变的情况下，压缩机吸、排气压比越大，排气温度越高；吸气的过热度越大，排气温度越高；吸气的含湿量越大，排气温度越低。

压缩机的正常排气温度，可以用吸入状态和排气压力在制冷剂压—焓图上查得，正常的排气温度见表 5-3-2。氨压缩机可以用下列概算公式计算：

$$\text{单级氨压缩机 排气温度} = [(t_k - t_0) \times 2.4] + \Delta t_{\text{过热}}$$

$$\text{双级氨压缩机 高压级排温} = [(t_k - t_{01}) \times 2.4] + \Delta t_{\text{过热}}$$

$$\text{低压级排温} = [(t_{01} - t_0) \times 2.4] + \Delta t_{\text{过热}}$$

式中 t_0 ——蒸发温度 (°C)；

t_{01} ——中间温度 (°C)；

t_k ——冷凝温度 (°C)；

$\Delta t_{\text{过热}}$ ——吸入气体的过热度 (°C)。

我国国家标准规定了小型和中型活塞式压缩机的最高排气温度。为了保证压缩机的正常运行，操作调节中不能超出允许的最高排气温度 (表 5-3-2)。

对于螺杆式制冷压缩机，由于采用喷油式机型，工作容积中的大盘润滑油吸收了被压缩气体的热量，压缩过程不再是近似等熵过程，因此不能用上述公式和表 5-3-2 来判断正常排气温度。实际上，喷油式螺杆制冷压缩机由于油的冷却作用，排气温度总是较低的。

第 3 章 制冷装置的运行调节

表 5-3-2 氨单级压缩机排气温度 (°C)

蒸发温度	冷 凝 温 度						
	20	22.5	25	27.5	30	32.5	35
	排 气 温 度						
± 0	45	53	60	65	70	73	80
- 2	50	58	64	69	74	77	85
- 4	55	63	68	73	78	81	90
- 6	62	69	79	82	89	92	95
- 8	66	74	80	87	93	96	100
- 10	71	79	85	92	98	101	105
- 12	75	83	89	96	103	106	110
- 14	80	87	93	101	108	111	115
- 16	84	92	99	106	113	116	120
- 18	89	99	101	111	119	121	125
- 20	93	102	109	116	123	126	130
- 22	98	107	114	121	128	131	136
- 24	103	113	120	126	133	136	140
- 26	109	118	125	130	137	140	143
- 28	114	123	130	134	140	143	146
- 30	120	128	133	138	143	146	150

注：①双级压缩机高压级排气温度也适用，但蒸发温度应以中间温度代替。

②折线右下方的工况压缩比大于 8。

(二) 排气温度过高的危害

(1) 润滑油的粘度降低，润滑性能恶化。随着排气温度升高，润滑油的粘度下降，摩擦表面油膜不易形成，磨损增加，使运动部件寿命缩短，甚至

损坏。

(2) 易使润滑油碳化、结焦，影响压缩机正常运行。当排气温度接近或超过润滑油的闪点温度时，油中的轻质馏分迅速挥发，造成积碳现象。积碳会使排气阀的阀座和升高限制器的通道以及排气通道堵塞，使流动阻力增加，提高了压力比，增大了功率消耗。积碳还会使活塞环卡在环相内，以致失去密封作用。积碳中含有酸类物质，有腐蚀作用。同时，积碳是一种硬性颗粒，积聚在活塞等零件上，增加气缸、活塞和活塞环的磨损。如果积碳燃烧，还可能引起爆炸事故。

(3) 使活塞、气缸等零部件的温度升高，压缩机的温度系数减小，效率降低。

(4) 增加冷凝器的负荷和冷却水的消耗量。

(三) 排气温度过高的原因和相应措施。

(1) 由于冷凝温度升高，相应的冷凝压力升高，引起排气温度增高。此时应检查冷凝器的工作情况，控制冷凝温度在规定范围内。

(2) 系统中不凝性气体较多，使冷凝器中压力升高，引起排气压力升高，排气温度升高。应通过放空气器及时排除空气。

(3) 由于蒸发温度（蒸发压力）过低，压缩比增大，引起排气温度升高。应调整控制蒸发温度在规定范围内。

(4) 吸气管道隔热不好，或吸管道过长，回气过热度太大。应做好国气管道的隔热，减少回气过热度。

(5) 节流阀开启度过小或系统中制冷剂过少，引起回气过热度太大。由于操作人员的责任心不强，节流阀开启度过小的情况经常发生。应该加强管理，及时调整节流阀的开启度。对于系统中制冷剂不足的情况，应及时补充制冷剂。

(6) 压缩机气缸冷却水套冷却不良，引起排温过高。应检查冷却水套的水温、水量，采取相应措施，改善气缸的冷却，降低压缩指数。

(7) 压缩机零部件故障引起排温过高。排气阀片泄漏或损坏，活塞环失效或气缸拉毛，都会使排气温度升高。这时应停机打开缸盖进行检查维修或更换零件。

(8) 安全旁通阀、起动辅助阀泄漏，引起排气温度过高。这时应检查阀与吸气端相连的一侧，如果是热的，即表明泄漏，应停机拆检和调整。

对于在低温工况（压缩比较大）下长期运行的压缩机，可以在压缩机的吸入口处向吸入气体中喷入液态制冷剂，使吸气过热管减小或使吸入气体成为湿蒸气。但喷液工作必须谨慎，应通过专设的小通径调节阀来实现，避免喷液过多造成气缸液击。

五、双级压缩循环的中间温度

双级压缩循环的中间温度，是指中间压力相应的饱和温度，它可以由所测的中间压力查表得到。中间压力取决于低压级的排气量、中间冷却器的蒸发量和高压级的吸气量。因此，中间温度与蒸发压力、冷凝压力、高压与低压压缩机的容积比，以及影响中间冷却器蒸发量的各因素有关。只要其中一个参数变化，中间温度就会跟着变化。中间温度直接影响双级压缩制冷循环的经济性。在实际运行调节中，应调节中间压力尽可能接近最佳中间压力，使运行的制冷系数最大，能耗最少。调整中间压力一般采用增减压缩机运转台数的方法，对螺杆压缩机还可以利用滑阀来改变容积配比。此外，中间冷却器供液不足、隔热不良，积油过多，也会引起中间压力及中间温度不正常地升高，应注意排除。

第二节 制冷系统的调整操作

制冷系统的操作调整是压缩机和制冷设备单元操作的综合。因此，操作人员不仅要遵守各机器与设备的操作规程，做好单元操作，而且还要根据制冷工艺的要求，例如冷冻加工不同产品的具体要求，调整制冷系统的运行参数。保证要求的低温和降温速度，并维持制冷装置安全正常运行，这是制冷系统操作调整的基本要求 [84]。对操作调整更高层次的要求是高效节能，即通过操作调整，制冷装置实现要求的低温和降温速度，保证低温生产的数量和质量，同时使制冷装置运行实现高效节能。国内的研究发现，通过精心

操作调整，制冷装置的节能效果可达 40%。这说明操作调整对于制冷装置的节能极其重要。另一方面，也说明国内的制冷装置操作管理存在很大问题。

制冷系统的调整是根据系统各部位的温度、压力、液位等变化进行的。因此，要使系统操作正确，必须保证系统中所有测量仪表和指示仪表的正常工作 and 足够的精度，各种仪表应定期检验，及时更换失灵和损坏的部分。

为了能正确、迅速地调整制冷系统的工况，操作人员除了应熟悉机器和设备的构造、性能、操作规程以外，还必须熟悉整个系统中机器和设备的各种配合方法、各控制阀门的作用和布置位置、各管道的连接线路、制冷生产中被冷却对象的热负荷概值及其变化，制冷压缩机制冷能力的变化规律，以及水源、电源供应情况及可能发生的各种非正常情况。

一、不同制冷系统的调整要点

制冷系统的型式不同，其具体流程及控制方式就不同，调整的方法和部位也各不相同。在重力供液系统中，蒸发器中的液态制冷剂是由气液分离器依靠液位高差的静压供给的。因此维持气液分离器的足够液位对蒸发器的制冷效果起着决定性作用，应该根据蒸发器距液体调节站的距离、管路摩擦阻力、局部阻力的大小、冷间热负荷的大小，随时调整液体调节站供液阀的开启度。当气液分离器的液位采用浮球或液位计控制时，要定时检查液位控制设备的可靠性，随时观察液位指示仪表，防止气液分离器液位不足，或液位起高时引起压缩机液击。

对于泵循环供液系统，低压循环桶设有液位控制设备，液泵设有安全保护设备，蒸发器所需的液体由液泵强制供给。因此，泵循环系统的供液量最有保证。泵循环系统供液操作中调整的主要内容是根据当时的热负荷情况，调整供液阀门的开启程度，以及检查自控元件和安全保护设备的可靠性等。

对于自动化制冷系统，压缩机的开机台数、能量调节、制冷设备的液位控制、各种单元操作、各种阀门的开启度、开停间歇等都可实现自动控制。这样系统操作的主要任务就是监察各自控设备、元件、指示仪表、电器元件等的工作情况、监察制冷系统的运行工况，调整自控设备不能控制的部分。

对于直接膨胀供液系统，当节流装置采用热力膨胀阀时，能根据回气过

热度自动调整供液。热力膨胀阀前通常设置电磁阀，当压缩机启动时电磁阀开启。因此这种情况下，实际实现了供液自动调节，一般不需人工调整。当节流装置采用手动节流阀时，调节的工作量较大，只适用于负荷较稳定的场合。直接膨胀供液系统通常只用于小型制冷装置。

二、配用压缩机要点

根据热负荷的情况，正确地配用压缩机的制冷能力是保证制冷工艺的要求，并获得节省用电效果的主要技术措施，配用压缩机时应注意以下要点：

(1) 根据热负荷大小选择投入运行的压缩机，使运行的压缩机制冷量与热负荷相平衡。为此，操作人员应熟悉每台压缩机的制冷能力随制冷工况的变化情况，压缩机车间应备有每台压缩机的制冷能力图表或制冷性能曲线，供操作时参考。

(2) 根据被冷却对象的热负荷、蒸发器的制冷能力，选配压缩机投入运行的台数，使压缩机的制冷量与蒸发器的负荷相适应。

(3) 根据压力比的大小配用。当采用氨作制冷剂时，冷凝压力和蒸发压力之比小于8时，采用单级压缩。当压力比大于或等于8时，都应采用双级压缩。当采用氟利昂制冷剂时，压力比小于10时采用单级压缩，大于或等于10时应采用双级压缩。

(4) 双级压缩时，尽量选用单机双级机。因为配组式双级压缩时，高压级和低压级均为单级压缩机，配备的电动机功率较大。即此时运行中电动机负荷较轻，无功损耗大。当采用配组式双级压缩机时，应根据实际工况，按最佳中间压力来选择高、低压压缩机的容量。

(5) 根据不同的蒸发温度单独配用。为了保证制冷系统工况的稳定，应尽量使不同的蒸发温度由不同的压缩机分别负担。如果有的系统热负荷不大，单独开一台压缩机不经济，或调配有困难时，允许将蒸发温度相近的系统回气合在一起，由一台压缩机吸入。此时压力较高部分的回气在混合管道中，将节流降压成低压回气，构成回气压力损失，使压缩机的功耗增加。对于同一蒸发温度的系统，例如制冰与冰库，冷却间与冷却物冷藏间，可以合并成一个回气系统。但如果生产负荷变化范围较大，也容易影响各自的降温，有条件时也应分别配用。

(6) 投入运转的压缩机台数应尽可能少。

三、系统供液与压缩机的调整

制冷系统在稳定工作时，供液量与蒸发量应该是平衡的。对于设有高压贮液桶的制冷装置，反映在高压桶上的液位应该是稳定的，或者只在某一平衡位置上下作少量的波动。因此，供液阀调整合适后，可在相当长时间内不需重新调整。但对于生产性制冷装置，如食品冷却间和冻结间，情况就有不同。在需要冷加工的食品进货初期，由于货物放出的热量大于蒸发器的制冷能力，使冷间内空气的温度上升，蒸发器的传热温差增大，制冷剂液沸腾加剧，常呈强烈泡沫状沸腾。因此，回气中夹带的液体量增加，易使压缩机发生湿压缩。为了保证压缩机的正常运转，操作人员应在冷却间或冻结间结束前批食品的冷冻加工前夕，即停止供液（关闭液体分配调节站供液阀，回气阀仍处于开启状态），降低蒸发器内的液面。这样在再次进货时，就可减少有效换热面积，以抵销因传热温差增加而产生的过分剧烈沸腾程度。同时空出的蒸发器内容积，还可容纳强烈沸腾所引起的泡沫，减轻压缩机吸入过湿液体的危险。

当被冷却对象的温度降低，热负荷减少时，蒸发器内外的传热温差也相应减少，制冷剂液体沸腾的程度也逐渐减小。当传热温差达到设计要求时，为了保证充分发挥冷却设备的制冷能力，应适当加大供液量，使蒸发器内的制冷剂维持足够的量。

在具体操作调节中，蒸发器的供液量是否适当，可根据蒸发器的结霜情况、回气压力、回气的过热度和含湿量来判断。压缩机以吸入干饱和气体为宜，稍带一些液体或少量的过热度也属正常情况。

压缩机要根据热负荷的大小来调整。对于食品冻结装置，在食品冻结的初期，蒸发温度会急剧上升，如果符合单级压缩运行的条件，就先采用单级压缩降温。食品在 $0 \sim 5^{\circ}\text{C}$ 时，冻结负荷最大，可适当增加压缩机的制冷能力，如多投入压缩机台数或使卸载压缩机增载。

如果需要将单级压缩机改为组合式双级运行时，必须先将运行中的压缩机停车，然后调整进、排气管线上的有关阀门，重新启动。严禁在压缩机运转过程中，直接进行单级和双级转换的阀门调整工作，以免造成严重事

故。

压缩机的制冷量如大于冷间热负荷时，应调换制冷量较小的压缩机，或利用压缩机上的能量调节装置，部分卸载运行。此外，还可以在该系统的蒸发温度达到要求后停止工作，待蒸发温度回升后再开机降温。

压缩机在运行中，如需与已停止降温的蒸发器相连时，必须缓慢地开启分调节站的回气阀。同时密切注意回气温度和压力，如吸气过潮或吸气压力很快上升，应迅速调整压缩机的吸气阀，防止湿行程。

四、压缩机发生湿行程的操作调整

当制冷系统采用螺杆式压缩机时，由于它对湿压缩不敏感，故少量液体进入工作容积对运行没有影响。对于广泛使用的活塞式压缩机，发生湿行程（又称倒霜）是较为严重的操作事故，其危害较大。往往由于湿行程而使阀门破裂。同时湿行程会使润滑油失效，造成机器损坏，影响生产。

压缩机发生湿行程是因为液体制冷剂进入气缸所致。当进入气缸的液体数量很少时，由于液体制冷剂吸热蒸发，只使气缸外部结霜；但当进入气缸的液体数量较多时，就产生湿行程。这时压缩机排气管或曲轴箱也会出现结霜，同时，曲轴箱内的润滑油呈泡沫状态。系列化压缩机曲轴箱内的油冷却器（水管），还可能发生冻裂。由于液体是不可压缩的，当活塞向上运行时，因排气通道面积小，液体来不及从排气通道内排出，气缸内便产生很高的压力，把安全盖顶起；当活塞向下运行时，气缸内压力降低，安全盖随之落下。这样安全盖便敲击气缸而发出声音，通常即称为“敲缸”。严重时会把机器敲坏。

（一）单级压缩机湿行程的操作调整

在运行中如发生湿行程时，应立即关小压缩机的吸气阀，同时关闭节流阀。如吸气温度继续下降，应再关小一点吸气阀。同时刊利卸载装置，只留下一组气缸工作，使进入气缸中的液体气化，待温度回升后，再逐渐增大负荷。如吸气温度没有变化，且排气温度有上升趋势，可增加一组气缸，并将吸气阀开大一点。当排气温度逐渐上升到 70°C ，吸气温度亦上升时，可将

吸气阀开大。但要注意防止液体再次进入气缸。直到气缸全部上载，吸气压力正常，再全开吸气阀，恢复机器正常工作。

在处理湿行程中，要注意调整油压。尤其在润滑油内混有制冷剂时，更应密切注意。因为关小压缩机的吸气阀后，曲轴箱内逐渐形成真空状态；油温下降，粘度增加。这两方面都会影响油泵的输油量，使压缩机的润滑条件恶化。如果油压下降到接近于 0 时，应停止运行，以免发生机件严重磨损事故。

当发生严重湿行程时，应首先停车，待处理完液体制冷剂后再开机。此时，压缩机水套和曲轴箱油冷却器的供水量应加大，以防冻裂。为尽快恢复机器运转，可拨动联轴器，将机体内液体制冷剂通过放空阀放出；也可将曲轴箱的油放出，重新加冷冻油。

（二）双级压缩机湿行程的操作调整

双级压缩时，低压级出现湿行程，往往是由于蒸发系统或低压设备操作不当，其调整处理方法同单级机。

高压级压缩机出现湿行程，往往是由于中间冷却器液面过高所致。处理方法是：首先关小低压级的吸气阀，卸载到最少缸数运转；再关闭中间冷却器的供液阀，关小高压级的吸气阀，卸载到最少缸数运转。待高压级恢复正常工作后，再开大低压级的吸气阀，恢复正常运转，并再次向中间冷却器供液。如果高压级结霜严重，应停止机组运转，并对中间冷却器进行积液处理。其它处理类似单级机。

（三）对湿行程的预防

湿行程的发生，尤其是严重的湿行程，往往是由于调整不及时而引起。因此，只要操作人员具有高度责任心，及时调整就能避免发生湿行程。压缩机在运行中，要注意观察吸气温度，经常分析吸入状态，判断压缩机吸入气体是否过湿。正确调整各容器的液面，慎重调节吸气阀。

如果发现机器出现湿行程的征兆，如吸、排气温度下降很快，机体发凉，机器吸气腔结霜，运转声音沉重，阀门启闭声音不清晰等现象时，应立

即关小吸气阀，关小有关的供液阀，及时处理。

第三节 制冷系统不正常情况的分析和排除

从广义上看，要使制冷装置的运行获得最大效益，即实现最大限度的节能，必须使制冷装置在最佳状态下运行。换言之，当制冷装置出现不正常运转情况时，必然偏离了最佳运行状况。此时制冷装置的效率必然降低，能耗增大。因此，要在运行调节中节能，就应使制冷装置维持在正常并尽可能最佳的状态下运行，尽快地排除各种不正常的运行情况。

要进行制冷系统不正常运转情况的分析和排除，首先需弄清楚正常运转同不正常运转的界限，即明确正常运转的标志。

一、制冷系统正常运转的标志

(一) 制冷压缩机正常运转的标志

1. 工作参数

压缩机的吸气压力应同蒸发温度相对应（对于大型制冷装置应稍低），排气压力应同冷凝温度相对应（对于大型装置应稍高）。压缩机的吸气温度，氨机一般比蒸发温度高 $5 \sim 15^{\circ}\text{C}$ ，氟利昂机最高吸气温度不超过 15°C 。压缩机的排气温度一般不低于 70°C ，对于 R22、R717 不高于 150°C （新的国家标准 GB10875—89 中，R22 的最高排气温度改为 145°C ），对于 R12 不高于 130°C （新的国家标准改为 125°C ）。氨机的排气温度与蒸发温度、冷凝温度之间的变化关系，应大致符合表 5-3-3 给出的数值。

2. 润滑系统

油泵的排出压力应稳定。系列压缩机的油压应比吸气压力高 $0.15 \sim 0.3\text{MPa}$ ，非系列压缩机高 $0.05 \sim 0.15\text{MPa}$ 。如油压过低，输油量减少，易引起各摩擦部件的严重磨损；如油压过高，机器用油量增大，容易引起敲缸事

故。另外，油压过高会使随高压气体进入冷凝器的油量增加，影响冷凝效果。

油温一般保持在 $45 \sim 60^{\circ}\text{C}$ 之间，最高不超过 70°C ，最低不低于 5°C 。润滑油应不起泡沫（氟机除外）。油面应保持在油面视孔的 $1/2$ 处，或最高与最低标线之间。

非系列压缩机气缸的滴油量要适当，应符合制造厂说明书的规定。对于轴封的滴油量，制冷量小于 3.5kW ，允许微量渗出，大于 3.5kW 时，滴油量不多于每小时 10 滴。氟机则不允许轴封滴油。由油压控制的系列压缩机卸载机构要操作灵活，工作可靠。

3. 压缩机部件温度

压缩机机体不应有局部发热现象。气缸壁不应有局部发热或结霜现象，表面温差不大于 $15 \sim 20^{\circ}\text{C}$ 。轴封的温度一般不超过 70°C 。轴承温度不应过高，一般为 $35 \sim 60^{\circ}\text{C}$ 。压缩机各运转摩擦部件的温度不应超过室温 30°C 。对于冷冻和冷藏装置，吸气管结霜一般可到压缩机的吸气口。空调装置吸气管一般结露为正常。安全阀管道不应发热。气缸冷却水套的温度应稳定，一般出水温度不超过 $30 \sim 35^{\circ}\text{C}$ ，进出水温差一般为 $3 \sim 5^{\circ}\text{C}$ ，但冷却水的进水温度也不应过低。

4. 运转的声音

气缸中应无敲击声。压缩机在运转中，进、排气阀片应发出上、下起落的清晰声音，而气缸、活塞销、连杆轴承以及安全盖等部分都不应有敲击声。曲轴箱中应无敲击声，这表明主轴承与连杆轴承的间隙适中。

（二）制冷设备正常运转的标志

水冷式冷凝器的工作压力，对 R22 和氨不超过 1.4MPa ，R12 不超过 1.0MPa （老产品 R12 不超过 1.0MPa ）。

壳管式冷凝器冷却水的水压应不低于 0.12MPa ，且必须保持一定的进水温度与水量。风冷式冷凝器应保持一定的进风温度与风量。壳管式冷凝器运行中，外壳应是上热、下凉。冷凝器冷却介质的进出口温差为：立式 $2 \sim 3^{\circ}\text{C}$ ，卧式壳管式为 $4 \sim 6^{\circ}\text{C}$ ；强迫流动风冷式为 $8 \sim 12^{\circ}\text{C}$ ；自然对流风冷式为 $10 \sim 15^{\circ}\text{C}$ 。

贮液器液面指示应不低于筒高的 1/3，且最高液面应不超过筒高的 2/3。

氟油分离器自动回油管应时冷时热，冷热周期为 1h 左右。制冷系统液体管道上的过滤器、电磁阀，运行中应是温热，其前后不应有明显的温差，更不能出现结露与结霜情况。系统中各阀门、接头与焊接部位及保护装置，不应泄漏制冷剂。氟系统中各处不应有渗油现象。

单级运行中，热力膨胀阀出口处应结露或结霜均匀，但在进口处不能出现结霜。流体经过膨胀阀时，只能听到沉闷的微小声。

盘管式蒸发器表面应均匀结霜或结露（空调工况）。

设备上的安全阀应启闭灵活，其它保护装置如压力控制器、压差控制器、电流继电器应调到规定值，且动作正常。压力表指针应相对稳定，温度计指示正常。

二、制冷系统的异常现象及排除方法

在实际运行中，制冷系统可能出现各种异常现象。绝大部分的异常现象会在运行参数上反映出来。因此，在制冷装置的操作调节中，应该密切监视各种仪表，及时发现和分析各种异常情况，及时加以排除。制冷系统一般常见的异常现象及其产生原因和排除方法可参见表 5-3-3。

表 5-3-3 氨制冷系统的异常现象及其产生原因和排除方法

	异常现象	产生原因	排除方法
冷 凝 压 力 过 高	排气温度高于正常温度，增加冷却水后，冷凝压力仍不显著下降	冷凝面积过小	适当降低冷却水温度或增加冷凝面积
	冷凝温度较高	1) 冷却水量不足 2) 冷却水分布不均匀 3) 冷凝器表面有油垢、水垢	1) 增加冷却水 2) 调整分水器或配水槽 3) 清除油垢和水垢
	冷凝器上部温度较高而下部正常，贮液桶存液已满	系统存液太多，积聚在冷凝部中减少了冷凝面积	排除多余的液体制冷剂
	冷凝温度正常而压力表指针跳动	有不凝性气体存在	放空气

第 5 篇 现代化冷库设备运行检测

不正常现象	产生原因	排除方法
冷凝压力过低	1) 系统中制冷剂的数量不足 2) 压缩机实际制冷能力减退或排气阀损坏	1) 补充制冷剂 2) 检修压缩机
蒸发压力过高	气缸结霜, 吸汽温度下降 1) 膨胀阀开启过大, 系统中存液过多 2) 热负荷突然增加或超过规定容量	1) 关小膨胀阀 2) 关小膨胀阀, 控制热负荷容量
	冷间温度上升 1) 压缩机能量小, 与冷却设备负荷不符 2) 压缩机能力减退 3) 库房防汽隔热层损坏	1) 增开压缩机 2) 检修压缩机 3) 检修防汽隔热层
蒸发压力过低	吸气温度过高 1) 膨胀阀开启过小 2) 管道堵塞 3) 系统内制冷剂不足 4) 回气管道防汽隔热层损坏	1) 开大膨胀阀 2) 疏通管道 3) 补充制冷剂 4) 检修防汽隔热层
	吸气过热, 但开大膨胀阀后压缩机反而结霜, 吸气温度下降 1) 压缩机容量过大或蒸发面积过小 2) 蒸发器的内外表面有污垢或结霜 3) 盐水含盐量不足或蒸发器的外表面结冰	1) 调整压缩机与蒸发器的配合比 2) 排油, 除污垢, 除霜 3) 检查盐水含盐量, 调整到符合要求
冷却排管不给霜	1) 膨胀阀开启过小 2) 系统缺少制冷剂 3) 管道堵塞 4) 管道存油过多 5) 供液不均匀	1) 开大膨胀阀 2) 补充制冷剂 3) 检查修理 4) 排油 5) 调整阀门或修改设计重新安装
中间压力过高	1) 高压机阀片损坏 2) 高压机容积配比过小 3) 中冷器的蛇形管损坏	1) 检修高压机 2) 根据要求, 调整高、低压机配比 3) 停用蛇形管, 待大修理时修理

第3章 制冷装置的运行调节

不正常现象	产生原因	排除方法
压缩机湿行程	<ol style="list-style-type: none">1) 膨胀阀开启过大2) 系统中制冷剂过多3) 冷却设备积油过多4) 循环贮液桶液面过高5) 氨液分离器、低压贮液桶液面过高6) 系统冲霜后, 过快打开回气阀7) 压缩机吸气阀开得过快8) 中冷器内制冷剂过多9) 放空气器膨胀阀开启过大10) 压缩机能量过大	<ol style="list-style-type: none">1) 关小或关闭膨胀阀2) 排除多余的制冷剂3) 排油4) 排液或停止供液5) 调整膨胀阀, 低压贮液桶排液6) 关闭回气阀, 处理后再缓慢打开7) 关小或关闭吸气阀, 处理后再缓慢打开8) 检查中冷器液面过高的原因并排除9) 关小放空气膨胀阀10) 调配压缩机容量

第四节 制冷系统运行调整中的节能技术

在实际操作调节中, 人们认识到不仅应该把制冷系统调整在合理的运行范围, 而且可以进一步将制冷系统调整在最佳状态运行, 更进一步地提高节能水平。对此, 国内外都进行了有益的探索和实践, 提出了制冷装置运行调节中的各种节能技术。

一、适当调高冷凝压力实现节能

一般在一特定的制冷系统中, 冷凝压力升高, 压缩比增大, 压缩机的压缩功增大, 容积效率降低。在相同制冷量下, 系统的耗电量增加。反之, 冷凝压力降低, 系统的耗电量减少。因此, 制冷系统在较低的冷凝压力下运行, 一般认为可以获得节能的效果。

对于水冷式的冷凝器，冷凝压力的高低取决于环境气温、冷凝热负荷、冷凝器的传热面积、冷凝器的布水状况和冷却水的水量。对于一套现役制冷装置，如假定上述各项条件均不变，显然，冷凝压力将与冷却水的水量直接相关。冷却水量减少，冷凝压力将升高；冷却水量增大，冷凝压力将降低。换言之，冷凝压力降低固然可使压缩功减少，但此时冷凝压力的降低是以冷却水量增加，即水泵耗电增加为代价的。

显然，制冷装置的总能耗包括压缩机的能耗和水泵的能耗。在某些情况下，冷却水量的增加对冷凝压力影响不大。例如在冷却水量已经足够的情况下，再增大水量对冷凝压力几乎没有影响。因此，在一定的范围内，可以减少冷却水的水量，使冷凝压力适当升高。由于减少了水泵的能耗，这时制冷系统的总能耗还可降低，获得节能的效果。

资料 [86] 对一个 1000t 库容，冻结能力每日 15t 的冷库进行了实验和分析计算。该厂冷却水系统设有 4 台 11kw 的离心水泵，一般开启两台水泵向冷凝器供水。在冬季气温较低的情况下，发现若开一台循环水泵，冷凝压力虽然增加，但增加幅度不大。

表 5-3-4 列出了该厂在冬季某一特定工况下，分别投入一台与两台水泵的运行参数和能耗。系统的蒸发温度为 -28°C ，两台 S6-12.5 压缩机投入运行，制冷剂为氨。

表 5-3-4 不同冷凝压力下运行参数与总功耗

	P_k MPa	P_o MPa	$P_{\text{中}}$ MPa	$t_{\text{中}}$ $^{\circ}\text{C}$	压缩机功耗/ kW	水泵功耗/ kW	系统总功耗/ kW
两台水泵	0.97	0.134	0.335	-7	48.1	22	70.1
一台水泵	1.04	0.134	0.345	-6.3	51.2	11	62.2

表 5-3-4 的结果表明，在上述特定工况下，少开一台水泵虽然使冷凝压力升高，压缩机功耗增加，但少开水泵减少的功耗，大于压缩机增加的功耗。因此，少开一台水泵每小时可节电近 $8\text{kW}\cdot\text{h}$ 。该实例清楚地表明，制冷系统的冷凝压力是一个直接影响能耗的重要技术参数。简单地认为冷凝压力升高，制冷系统的能耗就增加，冷凝压力降低，能耗就减少，这种想法是不准确的。对于一个特定的制冷系统以及特定的工况，应通过分析和具体的计

算，得出最佳的系统运行冷凝压力。在运行调节中控制在最佳冷凝压力，便有可能做到冷凝压力适当提高而降低整个系统的能耗。

据笔者在厦门地区进行的调查和测试，控制合理的冷凝温度达到节能效果，在国内具有普遍的意义。因为国内制冷系统普遍采用集中式制冷，制冷系统各部分同期运行所占的时间较少。所以在大部分时间里，冷却水系统具有较大的裕量。尤其对具有冻结能力的制冷系统，由于冻结部分的负荷很大，而冻结部分的利用率又较低，在没有冻结任务时，冷却水系统具有很大的裕量。在这种情况下，应及时调节冷却水泵的投入数，避免不必要的运行造成浪费。实际测试表明，在这种情况下，增开水泵对冷凝温度基本没有影响。

适当升高制冷装置冷凝温度，达到节能的控制方法的提出，标志着人们对冷凝温度的控制有了更深入的认识。这与国外的研究结果是一致的。近年来，国外许多风冷式冷凝器，采用了部分负荷调节或调速装置。即在部分负荷时，停止部分风机运行或降低风冷式冷凝器风机的转速，减少空气（冷却介质）的流量，此时冷凝压力虽有所升高，但包括风机在内的总电耗下降，达到节能的效果。

应该指出，这种节能措施具有十分容易贯彻落实的优点。制冷装置的技术管理人员可以根据本系统的具体情况，计算出各种冷凝压力范围内应投入的水泵台数，交给操作人员。操作人员只需按规定执行，不需增加调节的工作量，就可实现节能的效益。因此，这种节能措施不仅具有不需增加投资，不需增加操作调节工作量，容易贯彻落实的优点，而且还减少了水泵的磨损维修工作量，值得大力推广应用。

二、采用较高的蒸发温度实现节能

在一定的冷凝温度下，提高蒸发温度将使制冷系统的压缩比减小、功耗减小，这对节能是十分有利的。问题是蒸发温度取决于被冷却对象，调高蒸发温度往往影响到需冷却对象的制冷工艺要求。因此，调整蒸发温度必须以不影响被冷却对象的工艺要求为前提。

以冷藏库为例，欧洲许多冷库在 -30°C 的库温下运行。从节能的角度，适当地提高一些库温是经济合理的。例如，可以把库温提高到 -25°C 甚至 $-$

18℃。计算表明,当用 -25℃的库温代替 -30℃的库温时,由于蒸发温度升高,将节约电能达 9.8%。

国际制冷学会 1986 年提出的“冻结食品加工与贮运推荐条件”(第三版),对冷库的贮藏温度提出了具体的指导性意见。当选择贮藏温度时,必须考虑冷库的用途。散装贮藏的冷藏库和生产性冷库,最好应控制在 -25℃或更低的库温,以尽量减少质量变化。分配性冷库因为周转量比较高,所以通常可将库温控制在 -18 ~ -20℃的范围。但如要保证产品的质量,推荐使用 -25℃的库温。

在我国,冻结物冷藏间的温度一般为 -20 ~ -18℃,蒸发温度采用 -28℃。少数小型冷库采用库温 -15 ~ -12℃。在冷藏库的实际营运中,可以根据贮存食品的品种、质量要求和贮存期的长短,采用不同的蒸发温度。对于贮存期较短,质量对低温要求不太高的情况,可以适当提高蒸发温度,达到节能的效果。

另外,文献[87]提出了在冷负荷较小时,采用较高的蒸发温度运行的节能措施。其原理是:一般制冷装置都按满负荷进行设计,而实际在满负荷(即设计负荷)运行的时间并不长,大部分时间是在小于设计负荷的条件下运行。在部分负荷即耗冷量减少时,提高蒸发温度,可以利用减小蒸发器的传热温差,达到同样的降温效果。

例如,当冷凝温度为 38℃时,制冷系统的蒸发温度由 -33℃提高到 -28℃,所用的机器为单机双级 SASJ17 氨压流机。当耗冷量减少为原设计的 50%时,原蒸发器传热温差由 10℃减小为 5℃。因此,被冷却降温的库房利用已有的制冷设备,仍然使库温维持在 -23℃。但此时由于蒸发温度提高,计算表明节能效果可达 15%。

在盐水制冰系统中,当制冰池型式、蒸发器、搅拌器,盐水流量都已确定时,盐水蒸发器的传热温差 Δt 绝对值将基本保持不变。此时盐水温度升高,就直接标志着蒸发温度的升高,不同的盐水温度,意味着制冷系统在不同的制冷系数下运行,制冰过程的能耗也就不同。

文献[70]对不同盐水温度时的制冰单耗进行了研究,所得的结果列于表 5-3-5。由表中可知,随着盐水温度升高,制冰单耗逐渐减少,但制冰的时间延长。因此盐水温度不宜过份升高。尤其当盐水温度在 -8℃以上,温度每升高 1℃,制冰时间将延长 6h 以上,而单耗仅减少 1.8kW·h,节能效

益很小而制冰池的产量将明显降低。因此，在盐水制冰中存在一个最佳蒸发温度（或盐水温度）的调节问题。在这一盐水温度（或蒸发温度）下制冰，时间适中、单耗较低，具有最佳的综合经济效益。

表 5-3-5 不同盐水温度下的制冰单耗变化

盐水温度 $t_p/^\circ\text{C}$	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-10	-11	-12	-13	-14	-15
制冰时间/h	63.4	50.7	42.3	36.2	31.7	28.2	25.4	23.0	21.1	19.5	18.1	16.9
时间缩短/h	0	12.7	8.4	6.1	4.5	3.5	2.8	2.4	1.9	1.6	0.6	1.2
制冰单耗/(kW·h/t)	37.00	38.62	40.32	42.09	43.94	45.87	47.89	50.00	52.20	54.50	56.90	62.10
单耗递增/(kW·h/t)	0	1.62	1.70	1.77	1.85	1.93	2.02	2.11	2.20	2.30	2.40	2.52

图 5-3-1 反映了实际运行中制冰单耗、制冰时间与盐水温度的关系。从图中的两条曲线可以看出，随着盐水的温度降低，制冰时间缩短；随着盐水温度升高，单耗降低。C 点为两曲线的交点，即盐水温度控制调节在 C 点附近，制冰比较经济合理。由图可见，当盐水温度控制在 $-8 \sim -9.5^\circ\text{C}$ 之间时，制冰的时间和单耗均较适宜。该图是在调查了几十家制冰厂后，根据实际运行情况绘制而成^[70]，值得参考选用。

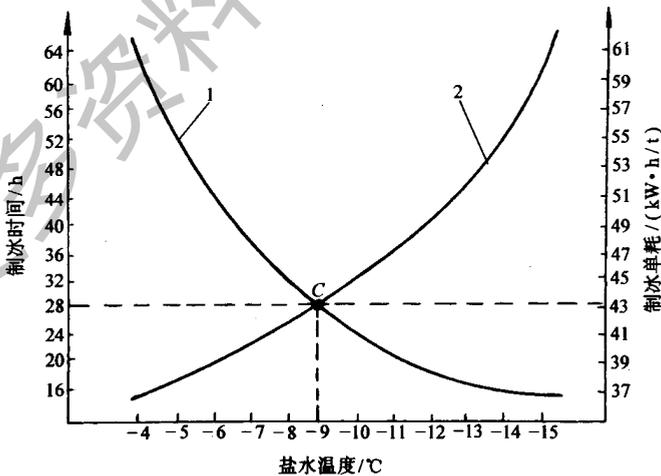


图 5-3-1 最佳盐水温度选择曲线

- 1—制冷时间与盐水温度关系曲线
- 2—制冰单耗与盐水温度关系曲线

三、制冷装置夜间运行的节能

(一) 夜间运行的直接节能效益

在我国的大中型制冷装置中，广泛采用水冷却式冷凝器。冷凝压力直接取决于冷却水的温度。如前所述，冷凝压力（温度）直接影响到制冷装置运行的性能。因此，冷却水的温度是影响制冷机性能的一个主要因素，而冷却水的温度是由湿球温度决定的。

湿球温度代表在当地气温条件下，水可能被冷却的最低温度，也就是水冷却设备出水温度的理论极限值。水冷却设备的实际出水温度一般比湿球温度高 3~5℃。湿球温度在白天和夜间是不同的。大气温度的改变影响着土壤温度的变化。土壤温度的变化又直接影响其上面空气湿球温度的变化。在白天，土壤表面温度升高，其表面和底层空气的湿球温度要增加；在夜间，随着温度的降低，湿球温度相应地也要减小。

文献 [88] 研究了湿球温度的昼夜变化规律。根据山东省气象局实测的济南地区湿球温度值，统计出 8 月份白天的湿球温度平均值为 23.2℃，夜间湿球温度的平均值为 21.5℃，夜间空气的湿球温度比白天低 1.7℃。也就是说，冷却设备的出水温度，制冷机的冷凝温度均比白天低 1.7℃。根据文献 [89, 90]，海洋性气候地区昼夜温差 $\Delta t = 6 \sim 10^\circ\text{C}$ ，大陆性气候地区昼夜温差可达 $\Delta t = 10 \sim 15^\circ\text{C}$ ，我国南方地区昼夜温差可达 $\Delta t = 8 \sim 12^\circ\text{C}$ ，夜间运行冷凝温度将比白天低。

在蒸发温度不变时，冷凝温度降低，将使制冷机的压缩比减小，输气系数增大，单位制冷量增大。在图 5-3-2 的 $p-h$ 图上，可以清楚地反映冷凝温度对制冷循环性能的影响。图上 1-2-3-4-1 为白天运行的工况，1-2'-3'-4'-1 为夜间运行的工况。

显然，对于一套确定的制冷装置，尽可能把运行时间调整在夜间，就能利用夜间湿球温度较低，使冷凝温度降低。这样，制冷装置的制冷量增加，耗功率降低，制冷系数增大，达到节能的效果。上述结论，对于风冷式冷凝器也完全适用。因此，在实际操作调节中，应尽可能让制冷装置在夜间运

行，以获得节能的效益。

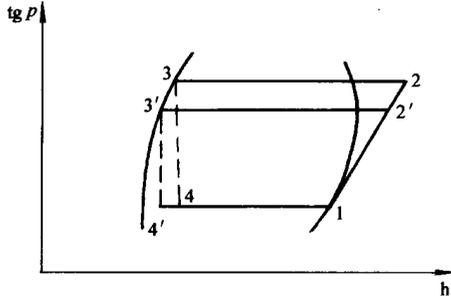


图 5-3-2 冷凝温度对制冷机性能的影响

(二) 制冷装置夜间运行的经济效益和社会效益

制冷装置的夜间运行，不仅使单位制冷量的电耗降低，具有直接的节能效益，而且，对于地区电力网的削峰填谷具有重大意义。随着我国峰谷电价的推广，制冷装置的夜间运行可以明显降低电费，获得显著的经济和社会效益。

电力系统的负荷总是变动的，例如在上午与黄昏，都可能出现峰值负荷，而晚上 10 点至早上 6 点的时段内，则可能是负荷的低谷期。根据电力系统负荷随时间的变化特征，可以将一年分成重负荷季节和其它负荷季节，可以将一天（24h）分成高峰负荷时间和低谷负荷时间，然后按不同时间的供电成本，制定不同的电价，由此构成季节电价和峰谷分时电价。

这种分类电价，可以给低谷时用电的用户以价格上的优惠、鼓励用户在低谷时用电。而对于高峰负荷期用电的用户，则实际高于正常用电的电价。这样既能体现用户的公平负担原则，又能促进电力系统负荷的削峰填谷，促进负荷的均衡化。世界上大多数国家均实行了峰谷分时电价，目的是应用经济手段进行用户侧的负荷调控。

实行峰谷分时电价符合市场经济规律，有利于合理使用电力，提高发电设备的利用率。这无论是对电力企业还是对用户都是有好处的，而且具有很好的社会效益。

我国自 1984 年开始在部分地区试行峰谷分时电价，具体实施情况逐步

得到改善。据统计到 1994 年上半年，对用户实施峰谷分时电价的就有 11 个省局。目前这一政策正在全国逐步实行。一般情况下，用户用电时间每天分为高峰、正常和低谷三个时段。据一些电网供电负荷曲线分析，每个时段以 8h 为宜。在具体实施时，各地通常根据具体情况自行划定各时段。例如广西电网采用每日的高峰时段为 7:00~11:00, 19:00~23:00；平常时段为 11:00~19:00；低谷时段为 23:00~次日 7:00。

我国的峰谷分时电价制度是以电网设备容量成本、电力生产成本为基础，在维持电网现行电价总水平基本保持不变的情况下，采用合理分担的原则制定的。根据 1983 年对华中电网的测算，电网峰谷分时电价为：

$$\text{高峰电价} = \text{正常电价} \times 172\% \text{ (两部制电价用户)}$$

$$\text{高峰电价} = \text{正常电价} \times 150\% \text{ (单一电价工业用户)}$$

$$\text{正常电价} = \text{原分类电价}$$

$$\text{低谷电价} = \text{正常电价} \times 50\% \text{ (河南、湖北)}$$

$$\text{低谷电价} = \text{正常电价} \times 60\% \text{ (江西、湖南)}$$

执行两部制电价的用户，峰谷电价只对电度电价部分实行，基本电价不变。

目前，在我国实行峰谷分时电价的城市，其分时电价均根据当地电网的具体情况来制定。由于各地电力资源和峰谷负荷特征的差异，峰谷电价比和峰谷电价差有所不同。为了推进和鼓励用户侧负荷管理的实行，1994 年 11 月国家计委和电力部出台了新分时峰谷电价政策，规定了商业用电的峰谷分时电价见表 5-3-6，高峰与低谷电价比已达 4.5 倍。

表 5-3-6 商业用电峰谷分时电价

	高峰期	低谷期	正常时段
时段	8:00~11:00 18:00~23:00	23:00~7:00	其余时间
电价/ [元/(kW·h)]	0.552	0.122	0.328

实行峰谷分时电价的用户，必须装配带分时装置的电度表，分别计量高

峰、低谷电量。电费的计算方法是：

$$\text{高峰电费} = \text{高峰期电量} \times \text{高峰电价}$$

$$\text{正常电费} = \text{正常期电量} \times \text{正常电价}$$

$$\text{正常期电量} = \text{总电量} - \text{高峰、低谷期电量}$$

$$\text{低谷电费} = \text{低谷期电量} \times \text{低谷电价}$$

$$\text{总电费} = \text{高峰电费} + \text{正常电费} + \text{低谷电费} + \text{基本电费}$$

实行按功率因数调整电费的用户，应以交付电费的总额进行奖惩。

制冷装置采用夜间运行，尤其是深夜运行，正好是电网的低谷期，电价比正常期和高峰期低得多。因此，制冷装置夜间运行不仅能够节能，同时电费低，企业具有明显经济效益，而且对电力网的削峰填谷具有重要的经济效益和社会效益。

四、食品冷却过程中的节能

上述的各种节能方法，主要从制冷系统和制冷循环的角度，而没有考虑被冷却对象及冷加工的工艺。国际制冷学会的技术专家针对食品冷却工艺过程，提出了如下切实可行的节能措施。

(1) 除了冷却食品的冷量外，应尽可能减少冷却过程的附加热源、减少冷却过程中“浪费”的冷量。

(2) 应尽可能减小风机热和水泵热，并保持均匀的风速和缩短冷却时间。在冷却过程完成后，应减小风机的动力。

(3) 在必须照明地方才安装照明，宜用高效率的荧光灯或标准钠灯取代白炽灯。

(4) 避免过度频繁的化霜，因为这会增加制冷装置的负荷。应经常检查由时间控制的熔霜装置，尽可能减少化霜的次数，特别是在冷却装置处于轻负荷运行时或部分使用时。

(5) 对于盒装肉类，去掉骨头采用剔骨小包装，可以明显节省冷却过程的能量，因为不需冷却骨头和脂肪了。这样冷却间的容积也可减小，无论是基建投资，还是运行成本都较低。运行成本降低是由于冷却间小，渗入热量少，冷间的热容量也小，所以节约了制冷装置运行时所消耗的能量。

(6) 调整好温度控制器，避免冷间内温度波动过大。

(7) 对使用冷水去喷淋食品或浸食品的冷却系统, 根据卫生标准, 需要补充新鲜水。这种情况下, 在补充水和出冷却器的冷水间安装一个逆流式热交换器, 可以获得节能效果。

(8) 采用多级冷却。多级冷却可以降低制冷剂和载冷剂间的传热温差, 所以可以节能。液体食品的冷却过程特别适宜使用多级冷却。例如, 牛奶场里牛奶的冷却, 就是一个很好的例子。开始可用环境温度 18°C 的水去预冷牛奶, 不需专门制冷就可取走牛奶中 62% 的热量, 余下的热量再采用制冷循环制冷取走, 最终可得到 7°C 的牛奶。

五、食品冻结过程中的节能技术

食品的冻结主要的有三种方法: 吹风冻结、接触式平板冻结、沉浸或喷淋冻结。其中应用最多的是吹风冻结方法。从能量观点看, 冷却过程和冻结过程是有本质差别的。冻结过程中取走的热量要更多, 它的温度也要求更低, 因而制冷循环的热力学效率也低。冻结过程中冷量的损失要比冷却过程中的损失多得多。因此, 食品冻结过程的节能也就具有更重要的意义。

对于吹风式食品冻结装置, 可采取以下节能措施:

(1) 设计均匀的气流。具体采用水平气流还是垂直气流, 应由具体情况而定。对冻结箱装食品, 使用水平气流效果较好。对于冻结整片肉的情况, 则应采用从天花板中压出的从上到下的均匀垂直气流为好。国内的研究表明, 气流的均匀性对隧道式鼓风冻结的能耗影响很大。实际研究测试表明, 仅通过优化冻结间的气流组织, 即可达到节能 15.8%。因此, 在鼓风冻结间的冻结过程中, 应采取各种措施, 保证冻结间内气流的均匀性。

(2) 注意根据流通的货物量来调节风量。在鼓风冻结中, 一个很大的热源是由风机消耗的功率转变的。因为所有循环空气的动能也都将变成热量, 故选择一个切合实际的风速十分重要。如果选择不当, 将吹过食品的风速提高一倍, 则风机所需耗的功率将增加约 8 倍。同时为带走风机增加的运转热量, 又须增加制冷装置消耗的能量。因此, 在冻结过程中, 应当根据热负荷的大小, 调节合理的风量, 减少能量的损失。

(3) 在间歇工作的冻结器中, 冻结过程完成后应关掉风机。在冻结过程中, 应尽可能降低风量以达到节能目的。

(4) 仅在必要时才进行化霜。化霜装置可以使用自动感受器来感受气流流经冷却盘管时的温度梯度或压降。采用压缩机排出的热气熔霜，并同时用水喷淋冲掉疏松霜层的方法，比仅用水来冲霜用时更短，并且加入冻结间的热量也少。

(5) 控制适当的化霜时间。不论采用热气化霜，水冲霜或电热化霜，化霜过程中都要增加冻结间中的附加热量。因此，化霜时间越短，进入冻结间的热量越少，能耗也越少。同时，化霜时间短，还可避免冻结间内温度升高，影响食品质量。在实际运行中有两种情况会造成化霜时间过长：一是化霜时间采用时间继电器控制而霜层较薄时，二是人工控制化霜，而操作人员缺乏责任心，任意延长冲霜时间。不管是人工控制还是时间继电器控制化霜，都应该对冲霜过程严密监测，及时进行调整。防止不必要地延长冲霜时间，造成能量损失。

(6) 外界空气渗漏入冻结间的量应降到最低限度。蒸发器冷却盘管上有严重的结霜，表明外界空气的渗漏量太多。在冻结装置进口段，安装自动门或风闸能减少外界空气的渗漏量。因为风机室吸入管段的静压较低，如果管壁损坏或有裂缝，就会增加外界空气的渗漏量。

(7) 如果冻结过程由于传热性能差而延长时间，就会浪费能量，使冻结过程的能耗增大。为了增强传热，货物要正确堆置，以创造一个良好的空气循环回路。对于阻碍传热的包装物（如瓦楞纸箱等），要尽可能避免使用。

(8) 采用分段冻结的冻结工艺，即将常规冻结过程分为几个时间段，制冷装置在各个时间段中采用不同的运行参数。利用连续变温调节时制冷系数大的原理，可以不增加投资实现冻结过程的节能。

六、系统能量管理技术

系统能量管理就是在满足使用要求的前提下，按照既考虑局部，更着重系统总体的节能原则，使系统中各设备在消耗能量最少，运行效率最高的状态下运行，达到充分有效地利用能源，获得最大的节能效益。

随着自动化技术的发展和计算机存储容量的增大，为能量管理技术的发展提供了物质条件。应用软件技术的发展及数学模型的逐步完善，使系统能量管理技术达到了实用阶段。国外有许多监控装置生产厂家，可以提供标准

节能程序用于实际工程，尤其在大型建筑的空调制冷中。目前的系统能量管理技术，主要从几个方面进行控制管理，包括峰值电力负荷控制、照明负荷控制、按制冷负荷的能量控制、动力设备启停时间及运行方式控制等^[95]。本节简要介绍电力负荷控制、动力设备的启停控制。

（一）电力负荷控制

电力负荷控制也称峰值负荷控制或电力需要控制。其控制方法随着电费计算方法不同而不同。因此，在介绍电力负荷控制前，先对电费计算问题加以说明。

1. 电能使用与电费支付

在一些工业发达国家中，电力公司的电费计算包含以下三方面内容：

- （1）按实际使用电能计算电费，即电能电费。
- （2）按规定最大计费期内平均需要电力计算电费，即合同范围内电力电费。
- （3）如果用电超过合同电力，则超过部分按高于合同规定的单价计算电费，即合同范围外电力电费。

其中第 3 项是由于没有信守合同，未能把电力限制在规定限额以内的附加电费，因此具有惩罚性质。

目前我国实行的是两部制电价，即将电价分成基本电价和电度电价两部分。基本电价代表电力企业中的容量成本，在计算电费时，根据用户设备容量（如变压器容量）或用户最大需求量（以用户在 15min 内的最大负荷为依据）来计算，与实际使用的电量无关，其计费单位为元/（kw·月）。电度电价代表电力工业企业成本中的电能成本，计算电费时以用户实际使用的电量计算，其单位为元/（kw·h）。

月户的月总电费包括月基本电费和月电度电费。

$$\text{基本电费} = \text{最高需求量} \times \text{基本电价}$$

$$\text{电度电费} = \text{月用电量} \times \text{电度电价}$$

月平均电价为月总电费除以月用电量，即

$$\text{月平均电价} = (\text{基本电费} + \text{电度电费}) / \text{月用电量}$$

两部制电价的作用是使不同的负荷率支付不同的电费、负荷率低的平均

电价高，负荷率高的平均电价低，从而促进用户抑制高峰负荷，提高负荷率。

所谓电力负荷控制，对于工业发达国家，就是用户采取措施，使最大计费期内平均需要电力尽量接近而又不超过合同电力。这时总电费只包括第一项和第二项，既充分发挥了设备作用，又合理地负担了电费。我国目前实行的是两部制电价，但最大负荷超过电业部门核准的最大需求量时，超过部分采用加倍收费，所以实际上与发达国家的计费方法是一致的。因此，我国的制冷装置也适合采用电力负荷控制。

2. 电力负荷的切除和投入

电力公司规定的计费期有 15min、30min、60min 几种。在规定计费期内，电力公司根据记录用电量 ($\text{kW}\cdot\text{h}$) 计算出平均需要电力，从多个平均电力值中选取最大平均电力值，作为计算电力电费的依据。

要使量大计费期内平均电力接近合同电力，就需要在计费期内不断检测使用电力，并与规定电力（为了安全使规定电力略低于合同电力）进行比较，一旦发现可能超过规定电力时，即切除有关负荷。如果发现实际电力过低时，可重新投入有关负荷，利用有关负荷的切除和投入，就可以使最大计费期内平均电力接近合同电力。电力控制负荷对大多数用电设备来说，实质上是推迟用电时间，以便把负荷从高峰期移到低负荷期。因而从理论上讲，总用量并没有改变。在实际控制中，将电力负荷按重要性程度分类，一类负荷为最重要的基本用电负荷，它不受电力负荷控制的限制。即在电力负荷控制中，只对二类和三类负荷进行控制，二类和三类负荷可按以下方法切除和投入。

(1) 优先制：根据负荷重要性不同分为几级，即优先等级，切除顺序从低优先等级到高优先等级，投入顺序则从高优先等级到低优先等级，同一等级的负荷按固定次序切除与投入。

(2) 循环制：负荷按循环顺序切除与投入，被首先切除的负荷也将首先被投入，因而每个负荷的切除与投入机率相同。

(3) 也可以把两种方法结合起来，即首先把负荷按优先等级分类，对不同优先等级负荷采用优先制处理，对同一优先等级负荷按循环制处理。

3. 电力负荷控制方法

电力负荷控制方法根据电费计算方法不同而不同。在一些发达国家通常

采用的电力负荷控制方法有：

(1) 按固定时间间隔计算法的电力负荷控制。固定时间间隔法是在计算一个固定时间间隔（计算期），例如 15min、30min 或 60min 内的电能量基础上进行电力负荷控制。每一个计算期，是从接收到硬件发出的同步脉冲信号时开始计算的。当电能累积值达到设定的切除线，则切除相应负荷。当电能累积值下降到设定的投入线时，则投入相应负荷。

(2) 按滑动窗口计算法的电力负荷控制。滑动窗口法是一种目前得到广泛应用的电力负荷控制方法，又称为连续积分法。它把每一个时刻都看作计算期终点。这个方法假设计算期是活动的，而对所有计算期都控制在预先设定的需要极限以内。这个方法的优点是不需要计算期起始时刻的输入信息，因而和电力公司采用的计算电能方法完全无关。目前国外市场上大多数能量管理系统，都提供标准的或根据使用要求而设计的滑动窗口法电力负荷控制程序。

(3) 按瞬时功率计算法的电力负荷控制。上述两种电力负荷控制方法都是以测量电能量为基础的，而瞬时功率计算法则以测量功率为基础。瞬时法又称自动瞬时电力控制法或功率控制法，其工作原理是在每一瞬时，电力控制器都从电力表接收到瞬时功率信号，然后与预设功率值作比较。根据比较结果控制负荷的切除或投入，使实际电功率维持恒定。这种方法适用于电力负荷变化不大，每一个负荷容量又较小的情况。

(二) 动力设备的启停控制

在工业和民用制冷空调系统中，有相当一部分使用对象，如一班或两班制的生产车间，办公大楼的工作室，饭店中的餐厅等等，它们或者是间歇用冷，或者使用时间经常变化。为了满足这些对象的使用要求，为其服务的制冷空调系统，应在其使用时间内保证达到所要求的环境条件。

这在较简单的制冷空调系统，可以靠操作人员凭经验启停制冷空调系统去满足各种不同要求。但是，当制冷空调系统复杂，用冷场所对象较多而分散时，靠人工操作调节就很难满足要求。为了满足用冷需要，容易出现过早启动，过迟停止制冷空调系统，从而造成延长设备运行时间和增大能量消耗的不合理现象。采用动力设备启停控制的能量管理程序，就可以解决既满足

用冷需求，又节能的问题。动力设备启停控制有以下三种方法：时间启停控制，间歇循环启停控制和最优启停控制。

1. 时间启停控制

对于多而分散的系统，可使不同系统的使用时间分成若干通道，各通道可分别制定一周启停时间程序。按预定时间程序，由集中监控装置启停各个通道系统。当通道内系统多而各系统的容量比较大时，可再通过多级延时逐一控制通道内各系统的启动，避免因动力设备集中启动而造成启动电流过大。

在逻辑电路的集中监控系统中，可通过矩阵插销板编程，一般可预编一周启停时间，其允许控制启停通道数，最小时间间隔及每日每通道启停次数等，均由硬件规定。在计算机集中监控系统中，时间启停程序控制主要由软件完成。启停时间可通过操作键盘送入存储器，由于内部设有保护电源，即便停电，数据也能保持不变。

2. 间歇循环控制

当制冷空调系统的实际负荷小于额定负荷时（实际运行中大部分属于这种情况），在调节系统作用下，蒸发器或冷却器运行于部分负荷状态，但在定风（水）量的空调系统中，作为输送空气或水的动力设备如风机、水泵等，仍运行在额定风（水）量状态。这就存在能量的浪费，采用间歇循环控制可减少或避免这种能量浪费。所谓间歇循环控制，就是在工作期内，按一种或几种周期循环启停设备。

间歇循环运行有两种控制方式：固定循环周期方式和可变循环周期方式。

固定循环周期方式是根据使用要求和设备性能分别选择某一固定的循环周期。对每一个设备，还可以通过预先编程的办法，在一天当中的不同时间，选择短到 10 分钟及长达 2 小时的“短”与“长”两种循环周期。间歇循环控制的有关参数如循环周期、循环周期内的停歇时间、被控对象要求温度及启停时刻等，在计算机集中监控系统中，可使用指令语言通过键盘输入和编程。

可变循环方式是根据测定或计算的负荷情况，确定设备的合理工作时间比。当负荷较小时，系统按最小工作时间比运行。随着负荷增大，工作时间比也相应加大，当负荷大到一定程度时，即变为连续运行状态。

间歇循环控制与电力负荷控制都是控制设备的启停，从控制功能上看有相似之处，只是启停控制的依据不同。前者是依据实际负荷与额定负荷的比值，而后者是依据实际电力与合同电力负荷的差值。为了获得更好的节能效果，还可以把两者结合起来使用。一种结合方法是在电力负荷控制程序中设有适当的接口，以便把间歇循环程序引进来。例如，当电力负荷程序切除了次要负荷而还要继续切除那些较为重要的负荷时，可以先转入间歇循环控制。这样既缓和了电力负荷的控制，也使较为重要的负荷用电得到一定程序的保证。另一种配合方法是两个程序同时使用，在整个工作期间，甚至在电力负荷远低于合同用电极限的情况下，也进行间歇循环控制以节省电能。

需要说明，间歇循环控制的循环周期内，停歇时间不能过长或过短，它受“最长停歇时间”与“最短停歇时间”的限制。因为停歇时间过短时，电机在起动电流引起的温升影响下，容易过热使设备损坏。“最长停歇时间”的限制主要是为了保证制冷降温的温度要求不受影响。

3. 最优启停控制

70年代初，最优启停控制技术随着集中监控和能量管理技术发展起来。它对于间歇运行的空调和制冷系统尤其适用。例如，间歇运行的制冷装置停机之后，在室外气温和围护结构传热等因素影响下，被冷却对象的温度偏离设定值。在第二天开始使用前，必须进行预冷，也就是需要提前启动制冷装置，使被冷却对象降温，以保证开始使用时，温度达到要求范围。

如果制冷装置启动前，被冷却对象的温度偏离设定值较大，则所需预冷负荷必然较大，相应地要求预冷期更长一些。影响系统预冷过程快慢的因素，主要是系统冷却能力的大小及围护建筑物热特性。在特定情况下，所需预冷期是确定的值。根据预冷期以及被冷却对象使用时间，即可合适地提前启动制冷空调系统，这就叫最优启动控制。所谓最优就是用最少能量，保证系统在使用时间达到所要求的参数范围。

另一方面，当制冷装置停机时，由于系统存在热惰性，被冷却对象的温度不可能很快发生变化。利用这一特点，就可以在系统停止使用前的某一时间提前停机，并保证在使用期结束前，温度仍保持在要求范围内，这就叫最优停止控制。

最优启停控制不仅可以节省用来预冷的能量，更主要的是由于推迟启动和提前停止风机、水泵等动力设备，缩短运行时间而节省动力耗电。除了制

冷空调系统外，最优启停控制技术也适用于间歇运行的采暖系统。

各国对最优启停控制的研究重点，放在预测最优启动时间的数学模型，以及实现预测与控制的手段上。近年国际市场上已有多种最优启停控制器出现。我国在这方面也进行了一定工作，提出用一元回归分析法预测最优启动期，并且已在工程实践中证明其数学模型简单，有一定准确性。

目前世界工业发达国家的集中监控装置生产厂家，如美国 Honeywell 公司、Johnson 公司，英国 Satchwell 公司，瑞典 Tour&Andersson 公司和瑞士 Landis&Gyr 公司等所提供的能量管理系统都配备有各种节能程序。不同的节能程序适用于不同的空调、制冷等设备。从表 5-3-7 中可见，很多程序都具有通用性。

表 5-3-7 节能程序及其应用

节能程序 设备类型	时间程序 控制	最优起停 控制	照明控制	焓值控制	电力负荷 控制	间歇循环 控制	最小负荷 控制	过程控制
电力驱动制冷机	✓	✓			✓		✓	✓
吸收式制冷机	✓	✓					✓	✓
换热器	✓	✓						✓
空调设备	✓	✓		✓	✓	✓	✓	✓
通风设备	✓				✓	✓		✓
照明设备	✓		✓		✓			

第 4 章

压缩机的测量技术及其自动控制系统

第一节 压缩机的测量技术

一、温度测量

温度是压缩机测量中最常见、最基本的工艺参数之一。在压缩机及其系

统中，温度测量的对象主要包括被压缩气体的温度、润滑油油温、冷却水水温、填料函温度、主轴承温度、主电机轴承温度及定子线圈温度等。

测量温度的方法从感受温度的途径来分有两类：一类是接触式的，即通过测温元件与被测物体的接触而感知物体的温度；另一类是非接触式的，即通过接收被测物体发出的辐射热来判断温度。常见的接触式测温仪表有如下几种。

（一）膨胀式温度计

这种温度计利用固体或液体热胀冷缩的特性测量温度，具有结构简单、使用方便、测量准确、价格低廉的优点，但测量上限和精度受玻璃质量的限制，易碎且不能远传和记录。

常用的液体温度计有充注水银的水银玻璃管温度计和充注有机液体（如酒精）的玻璃管温度计。在压缩机试验研究中，广泛采用精度为 0.1°C 的水银玻璃管温度计。水银的膨胀系数为 $0.00018/^{\circ}\text{C}$ 。普通水银温度计的测温范围为 $-30^{\circ}\text{C} \sim 300^{\circ}\text{C}$ ，但上限最高可高至 700°C ，这是通过加压的方法实现的。有机液体更适宜于测量低温，如酒精玻璃管温度计的测温范围为 $-100^{\circ}\text{C} \sim 75^{\circ}\text{C}$ ，而甲苯玻璃管温度计的测温范围为 $-90^{\circ}\text{C} \sim 100^{\circ}\text{C}$ 。

（二）压力式温度计

根据密封在固定容器内的液体或气体的压力随温度变化的特性，将温度的测量转化为压力的测量，适用于测量气体、蒸气及对感温包不起腐蚀作用的液体的温度。测量范围一般为 $-50^{\circ}\text{C} \sim 400^{\circ}\text{C}$ 。它具有结构简单、不怕震动、具有防爆性、价格低廉的优点。缺点是精度低，测温距离较远时，仪表的滞后性较大。

（三）电阻式温度计

根据金属或半导体的电阻值随温度变化的特性测量温度。一般金属的电阻值随温度的升高而增加，而半导体的电阻值却随温度的升高而减少。目前

使用最广泛的热电阻材料是铂和铜。热电阻温度计适用于测量液体、气体、蒸气及固体表面的温度。铂电阻温度计的测温范围为 $-200^{\circ}\text{C} \sim 500^{\circ}\text{C}$ ，铜电阻温度计的测温范围为 $-50^{\circ}\text{C} \sim 150^{\circ}\text{C}$ ，热电阻温度计具有远传、自动记录和实现多点测量等优点，而且它输出的信号大，测量准确。1968 年的新温标进一步规定，在 $-259.34^{\circ}\text{C} \sim 630.74^{\circ}\text{C}$ 的温度范围内，以铂电阻温度计作为基准器。

(四) 热电偶温度计

根据热电效应，将两种不同的导体接触并构成回路时，若两个接点温度不同，回路中便出现毫伏级的热电势，该电势就可准确反映被测物体的温度。将回路与适当的指示仪表结合，就组成了如图 5-4-1 所示的热电偶温度计。热电偶温度计的测温范围为 $-100^{\circ}\text{C} \sim 1600^{\circ}\text{C}$ ，上、下限根据需要还可以扩展。

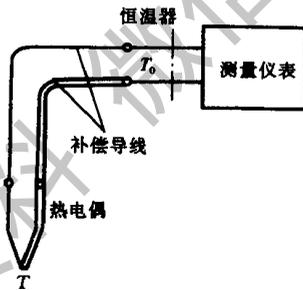


图 5-4-1 热电偶测温电路

热电偶温度计具有结构简单、价廉、测温范围宽、准确度高、热惯性小、输出信号为电信号、便于远传等优点，适合于测量流体、固体及固体壁面的温度。微型热电偶温度计还可用于快速、动态温度的测量。

在单元组合式仪表中，将温度传感器输出的信号转变为标准信号（如 $4 \sim 20\text{mA}$ 直流信号）的变换装置称为温度变送器（如图 5-4-2 所示）。

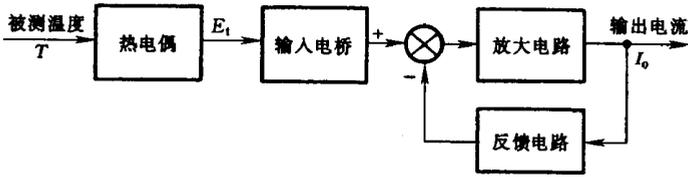


图 5-4-2 温度变送器的结构框图

二、压力测量

压力是压缩机设计中的重要工艺参数。不但压力本身是表征流体流动过程的重要参数，而且流速、流量等参数的测量也往往转换为压力测量问题。在压缩机及其系统中，压力测量的对象主要包括被压缩气体的压力、润滑油油压、冷却水水压等。

根据工作原理，目前所采用的压力指示仪器主要有液在式、弹性式、活塞式、电气式和电子式等。

(一) 液柱式压力计

液柱式压力计是根据流体静力平衡的原理制成的，分单管压力计和双管压力计（U形管压力计），具有结构简单、精度高、使用方便、价格低的特点。U形管压力计测量压差的范围很广，其测量上限取决于工作液体的密度，但受管子的强度限制，都有一个最高压力限度；下限由测量精度要求决定，不应小于 2000Pa。微压计用来测量很小的压差，如 20~5000Pa，是一种灵敏、精度高的测压仪器。

(二) 弹性式压力计

弹性式压力计用各种形式的弹性元件作为感受件，使弹性元件受压后发生的反作用力与被测压力平衡。此时，弹性元件的变形量就是被测压力的函数，通过测量变形的的方法可测得压力。根据测压范围的不同，常用的有膜片

(分平膜片与波纹膜片)、膜盒(分单膜盒与双膜盒)、波纹管(分单波纹管与双波纹管)、弹簧管(分单圈弹簧管与多圈弹簧管)。膜片、膜盒与波纹管等元件多用于微压和低压的测量;弹簧管则可用于高、中、低压,直到真空度的测量。多圈弹簧管压力计的最高压力为 16MPa。

(三) 活塞式压力计

活塞式压力计是以直接作用在已知面积上的重力来平衡被测压力的,它常被作为实验室的压力标准器,具有精度高的优点。简单活塞式压力计的测量上限为 $6 \times 10^7 \text{ Pa}$,具有差动活塞的压力计上限可达 $25 \times 10^7 \text{ Pa}$ 。

压力变送器是将弹性元件受压输出的位移或力等信号变成标准电信号的变换装置。在压缩机测量中,常用的压力测量仪表有以下几类:

(1) 霍尔片式远传压力表,其原理是通过压力—弹簧管位移—霍尔电势的产生,实现压力信号的远传或显示,适用于静态压力的测量。

(2) 应变片式远传压力表,它是通过应变片将被测压力转换成电阻值的变化,并远传至桥式电路,从而获得相应的毫伏级电量输出信号,然后在毫伏计或记录仪上显示,适用于测量快速变化的压力和高压力。

(3) 电容式远传压力表,它是利用变电容原理,用弹性元件受压变形来改变可变电容器的电容量,用测量电容的方法测出电容量,便可知被测压力的大小,从而实现压力—电容转换,适用于测量快速变化的压力和高压力。

(4) 差动式电感压力传感器。由弹簧管和差动式电感转换器组成差动式电感转换器,由公共衔铁和两个相同的简单电感转换器结合在一起构成,通过变化引起电感量变化、电流变化或输出电压变化,从而可知被测压力的大小,适用于静态压力的测量。

三、流量测量

流量是压缩机的主要性能参数之一,它表征了机组在单位时间内生产压缩气体的多少。流量可以采用质量流量 (kg/s) 表示,也可以用体积流量 (m^3/s) 表示。工程上常用 $\text{m}^3(\text{标})/\text{min}$ 来表示往复压缩机的容积流量。

流量测量方法分为直接测量和间接测量两种。直接测量就是同时测出流

体质量（或体积）和所用时间。间接测量主要是测出与流量有关的物理量（如压差），再换算成流量。工程上除了小流量有时用直接测量外，大多采用间接测量方法。间接测量常用以下方法。

（一）差压流量计

利用流体流经节流装置时产生的压力差来实现流量测量，通常是由能将被测流体的流量转换成压差信号的节流装置和能将此压差转换成对应的流量值并显示出来的差压流量计所组成，可用于测量液体、气体和蒸气的流量。目前国内外节流装置的形式已标准化，称为标准节流装置。标准节流装置的结构形式、尺寸要求、取压方式、使用条件等均有统一规定。

在管道通路上安装孔板、喷嘴或文丘利管等节流装置。当流体流过节流元件时，流束局部收缩，流速增加，静压降低，使节流元件前后产生静压差。静压差 ΔP 与体积流量 q_v (m³/s) 之间有如下关系：

$$q_v = \alpha F_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} = \alpha A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)}$$

式中， α 为流量系数，与节流元件的形式、孔口对管道的面积比以及取压方式等因素有关； ρ 为流体密度 (kg/m³)； A_0 为节流孔的流通面积 (m²)； p_1 、 p_2 为节流孔前后的绝对压力 (Pa)。

同理，质量流量 q (kg/s) 为：

$$q = \alpha A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)}$$

因此，测出节流元件前后的静压差，就可间接确定流体流量。上式也说明，可使用差压变送器测量节流元件前后的压差，并由此换算成流量。差压流量计的原理如图 5-4-3 所示。

（二）转子流量计

在小流量测量中广泛使用转子流量计。其节流元件是一个能上下浮动的、可以转动的转子，置于圆锥形测量管中。当被测流体自下而上通过时，由于转子的节流作用，转子前后出现压差 Δp 。此压差对转子产生一个向上

的推力，使转子向上移动，由于测量管上口较大，因而能取得平衡位置。平衡时， Δp 等于转子重量，为恒值，可以由相关公式计算得到流量值。指示型转子流量计的工作压力不得超过 2.0MPa，工作温度范围为 $-20^{\circ}\text{C} \sim 120^{\circ}\text{C}$ 。

（三）涡轮流量计

涡轮流量计的结构如图 5-4-4 所示。涡轮的轴装在导管的中心线上。流体横向流过涡轮时，推动叶片，使涡轮转动，其转速近似正比于流量。涡轮流量计具有测量精度高、反应快、耐压高、适用范围广的特点，但不适用于测量脏污介质的流量。涡轮流量计可用于测量压缩机冷却水的消耗量。精度一般为 $0.25\% \sim 1.0\%$ 。

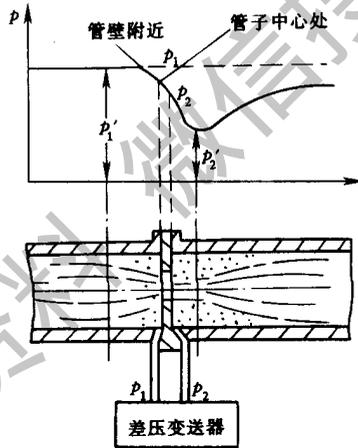


图 5-4-3 差压流量计的原理图

四、液位测量

压缩机组中需要测量的液位有主油箱润滑油液位、注油器油箱液位、中间分液罐凝液液位及填料漏气收集罐液位。

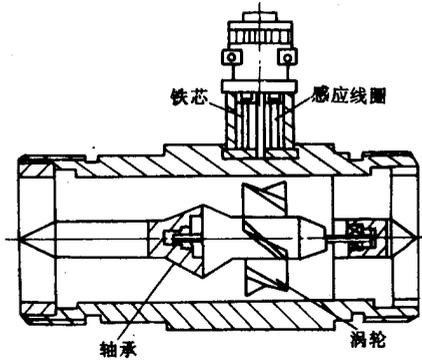


图 5-4-4 涡轮流量计的结构示意图

(一) 玻璃液位计

玻璃液位计是使用最早、结构最简单的一种直读式液位计。它的一端接容器的气相，另一端接液相。根据连通器的原理工作，有玻璃管和玻璃板两种形式，如图 5-4-5 所示。对于低压罐体（如油箱），可以采用透明材质镶嵌在容器上，以随时观测罐体内的液位。对于大的承压罐体（如中间分液罐），可利用连通器原理，在容器上引两嘴子接到一透明管两端，该管的液位就反映了承压容器内液位的高低（如彩色玻璃板液位计）。工业上应用的玻璃管液位计的长度为 300~1200mm，工作压力不大于 1.6MPa。玻璃板液位计的长度为 500~1700mm，最大耐压为 5.0MPa，耐温为 400℃。

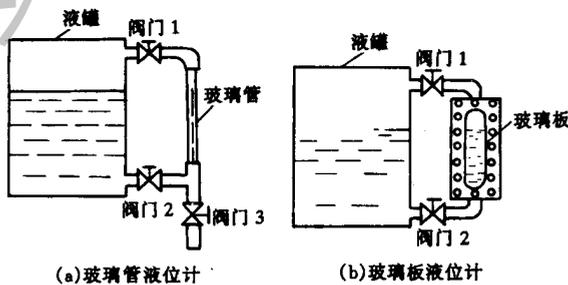


图 5-4-5 玻璃液位计

（二）浮力式液位计

浮力式液位计分恒浮力式液位计和变浮力式液位计两种形式，主要利用感测元件在液体中的浮力测量液位，适用于低压力场合的液位测量。

（三）差压式液位计

差压式液位计是利用当容器内的液位改变时，由液柱产生的静压也相应变化的原理来工作的。各种压力计、差压计和差压变送器都可以用来测量液位的高度。

液位变送器和液位开关可以对液位信号进行远传，它是利用传感器将液位信号转换成电压或电流信号。

五、转速测量

转速是压缩机的一个重要特性参数。测定活塞式压缩机的排气量时，若实际转速与设计转速不同，则需按照转速比修正。往复式压缩机在运行过程中，转速直接影响着机组的机械强度、振动及零部件的磨损情况。

转速是指单位时间内被测轴旋转的圈数，以每分钟的转数（ r/min ）表示。按照测量工作原理，转速测量仪表大致可分为模拟式、计数式和闪频式等。

（一）模拟式转速计

模拟式转速计是利用与瞬时转速成比例的物理现象（例如离心力、发电机输出电压等的变化），以转速单位连续指示在刻度盘上，故也称为瞬时式转速计。这类转速计精度较差（约 $1\% \sim 2\%$ ），但结构简单，使用方便。此类转速计有离心式转速计、感应式转速计、发电机式转速计等，可以测量低、中、高速。

(二) 计数式转速计

计数式转速计是用某种方法数出一定时间内的总转数，测量内容包括计数和测时。计数式是转速测量的一种主要方式，测量精度高，测量转速范围为 $30 \sim 480000 \text{r/min}$ 。

其测量方法有机械式和数字电子式两种。数字电子式是利用传感器将转速值变成电脉冲信号，然后用数字频率计显示出转速值。转速传感器通常有光电式和磁电式两类。投射式光电传感器是由装在旋转轴上的开孔圆盘、光源及光敏元件组成，开孔元件旋转一周，光敏元件感光的次数与圆盘的孔数相同，从而产生相应数量的电脉冲信号，磁电式传感器是利用旋转的齿盘与磁极之间的气隙磁阻感应出电势的原理制成的。

(三) 闪频测速法

闪频测速法是基于已知频率的闪光与被测轴转速的关系，用闪光照射以转速 n 旋转的圆盘，若以同一时间单位度量，则当闪光的频率 f 和转速 n 相同，或转速 n 比闪光频率大，且 $n/f = m$ (m 为正整数) 时，圆盘上的 P 点看上去是静止的。一般在 $f = mn$ ($m = 1, 2, 3, \dots$) 时， P 点看上去静止于一点、二点、三点……利用这种机械转速与闪光频率的关系测量转速的方法称为间频测速法。闪频测速法的测量精度一般为 $\pm 1\% \sim \pm 2\%$ ，为非接触式测速法。

六、功率测量

测量压缩机的功率一般采用以下方法：

- ①用测得的指示功乘以转速，再除以机械效率。
- ②用测量转矩和转速的方法，直接测量压缩机轴功率。
- ③当为电动机驱动压缩机时，测量电动机的输入功率（用两瓦计法得到），乘以电动机效率、传动效率等，便可得到压缩机的轴功率。
- ④对于透平压缩机，可采用热平衡方法间接确定其功率。

⑤当为内燃机驱动压缩机时，可通过测量内燃机油耗的方法获得。

转矩可以通过扭力架测功法或扭力测功法来测量。转矩测量仪由转矩传感器和数字显示仪表组成。转矩传感器是利用转轴受扭后产生的弹性变形来测量转矩的大小。对于大型往复式压缩机，一般通过在高电压回路中测量电压和电流来测量压缩机的轴功率。

七、振动测量

振动测量的目的在于测试压缩机装置的运转是否平稳，分析和解决与振动有关的故障等。各类型压缩机在出厂前的机械试运转及在现场安装之后的试车阶段，都必须对机械的振动量进行检验。

描述振动的三个主要参量是振幅、频率和相位。振动测量有两种：一种是测量随时间变化的位移、速度和加速度的直线振动值及其频率；另一种是测量随时间变化的角度、角速度和角加速度的扭转振动值及其频率。

(一) 振动测量的方法

常用的方法有机械测量、电测量、光学测量等。振动电测量是将振动运动量变为与之成正比的电量或其他便于观察、显示和处理的物理信号，然后经过适当放大，由记录装置和显示器显示出来。

电测振动传感器有电动式、电感式、电阻式和压电晶体式等几种。电动式传感器的主要部分是永久磁铁、磁路和运动线圈，磁路内留有气隙，运动线圈在磁路内的空气隙中。当测量振动时，线圈跟随振动体运动，并在固定磁场里切割磁力线，结果在线圈两端就产生感应电动势。此输出电压与相对运动速度成正比、其基本环节如图 5-4-6 所示。

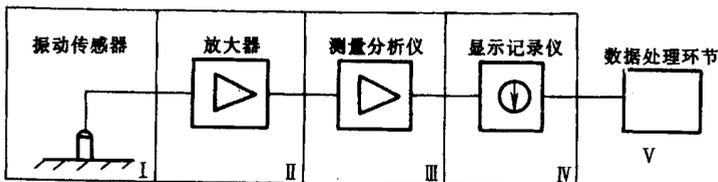


图 5-4-6 振动测量的基本环节

压电式传感器的原理是将传感器的基座固定在被测振动体上，压电元件受惯性质量块的惯性力作用而变形，在两导电极面上，由于压电效应而产生电荷，此传感器输出电量的瞬时值与感受到的机械振动的加速度成正比。该传感器是利用某些晶体在承受压力（或拉力）时，其表面产生电荷的性质来进行工作的，这种现象称为压电效应。石英、酒石酸钾钠、碳酸钡及锆钛酸铅等材料具有压电效应。

（二）机器振动故障诊断

机器在其传递能量和完成工作的过程中，会产生激发机器或结构中个别零件振动的力，处于力传递途径中的某些零件可以很容易地从外部接近，由此可以很方便地测量由激振力引起的振动。

只要工作过程保持不变或仅在一定限度内变化，则所测量的振动实际上是不变的。对于大多数机器来说，在正常工作条件下，振动频谱有一定的特征形状。

当机器开始出现故障时，机器的某些动态过程发生改变，作用在零件上的力或零件本身的力学特性也发生变化，从而导致振动频谱改变。这就是利用振动信号测量分析和进行机器故障诊断的基础。

八、噪声测量

压缩机的噪声性能也是一项重要指标。压缩机的噪声主要由空气动力性噪声和机械噪声组成。空气动力性噪声是由气体振动产生的，是压缩机噪声的主要来源。机械噪声是由固体振动产生的。

噪声是由不同频率的各种声音组成的。表征噪声的基本物理量有声压、声功率和声强。在噪声研究中还采用声压级、声强级和声功率级的概念。

（一）声 压

一般把没有声波存在时的大气压力称为静压力。有声波存在时，空气压力就在大气压附近发生起伏变化。此起伏变化量就是某瞬时的瞬时声压，单

位为 P_a 。把瞬时声压的有效值（即瞬时声压的均方根值）定义为声压。

（二）声强

声强是指在垂直于声波的传播方向上，单位时间内通过单位面积的声能，单位为 W/m^2 。声强与声压的关系为：

$$I = \frac{P^2}{\rho c}$$

式中： I 为声强（ W/m^2 ）； P 为声压（ N/m^2 ）； ρ 为介质密度（ kg/m^3 ）； c 为介质的声速（ M/s ）。

（三）声功率

声功率是声源在单位时间内辐射出来的总声能，单位为 W ，表示为：

$$W = \oint_S I_n ds$$

式中， W 为声功率（ W ）； I_n 为声强在基元面积 ds 法线上的分量（ W/m^2 ）； S 为包围声源的封闭面积（ m^2 ）。

噪声测量主要是声压级测量，通常将声压传感器信号转换成电信号后放大显示。常用的有声级计、频谱分析仪器和声级记录仪等。

所谓声音，就是物体的振动在弹性介质中以疏、密波的形式进行传播的过程。因此对噪声的测量也可采用类似振动测量的方法进行，测声传感器有电容式传声器、压电式传声器和电动式传声器等。它们的共同点是采用金属弹性振膜来感受声波而产生相应的位移。电容式传声器是在振膜背后有一极板与振膜构成电容，振膜的位移导致电容的变化。压电式传声器的原理是由振膜的位移导致压电晶体产生应变，从而因压电效应产生电压输出。电动式传声器是由振膜拖动一个线圈在固定磁场中往复运动，从而使线圈产生电压输出。

第二节 压缩机的自动控制系统

一、自动控制原理

现代化生产装备都是自动化的，由各种检测、控制器件及数字计算机等按照一定规律组成控制系统，对设备和生产过程进行自动控制。

自动控制是指在没有人直接参与的情况下，利用控制系统或自动化仪表，使被控对象或生产过程自动地按照预定的规律工作。应用自动控制技术可以实现生产过程自动化，确保设备安全运行，改善劳动条件，提高劳动效率，创造更多的经济价值。

压缩机系统是为完成某种工艺任务，提高气体压力而采用的一套机器设备。在完成其指定的工艺过程任务中，需要对有关参数进行调节和控制，以保证装置正常工作，并满足根据各项要求拟定的工艺指标。自动地实现这种调节和控制是压缩机自动化的任务。

（一）概述

一般的自动控制也称为自动调节。自动调节是使生产过程中的某些被调参数保持恒定，或者按照一定规律变化的一种自动控制过程。在研究自动控制系统时，通常以方框图来描述系统内各组成部分（环节）间的相互影响和信号传递的关系，如图 5-4-7 所示。图中的每个方框表示一个具体的作用环节，每个环节都有输入信号和输出信号。方框间的连线和箭头表示环节间的信号联系和信号传递方向。

自动调节系统是由调节对象、发信器、调节器和执行器这四个基本环节组成的。有时，又把发信器、调节器和执行器合起来叫做调节装置，因此自动调节系统由调节装置和调节对象两部分组成。

被调参数是调节对象中的某个受控工艺参数，发信器检测被调参数的变

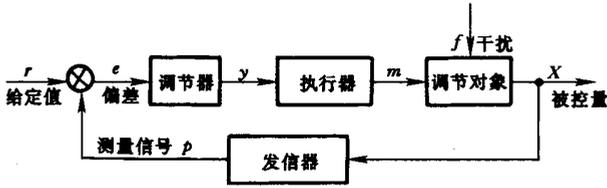


图 5-4-7 自动控制系统的方框图

化，并与给定值比较，向调节器输入偏差信号；调节器根据偏差信号，按照一定的调节规律传递调节指令；执行器按调节指令完成调节动作，作用于调节对象。在方框图中，被调参数是调节对象的输出信号。凡是引起被调参数波动的外来因素（除了调节作用外）统称为干扰作用。干扰作用和调节作用对被调参数产生影响的信号传递通道称为干扰通道和调节通道。

从信号传递的角度来说，自动调节系统是个闭合回路，故称为闭环系统。另外，系统的输出是被调参数，但它经过发信器后又返回到调节器的输入端。这种把系统的输出信号又引到系统输入端的做法叫反馈。若反馈信号使被调参数的变化减小，则称为负反馈，反之称为正反馈。

按被调参数给定值的变化规律，自动调节系统分类如下：

- (1) 定值调节系统：给定值为某一确定的数值。
- (2) 程序调节系统：给定值按指定的规律变化。
- (3) 随动调节系统：给定值事先不能确定，随机变化。

按照实现调节动作的特征，可以分为：

- (1) 连续调节系统：系统的所有参数在调节过程中连续变化。
- (2) 断续调节系统：在调节过程中，系统中有一个以上的断续变量。

按照调节规律可分为双位调节、三位调节、比例调节、比例积分调节、比例微分调节和比例积分微分调节等。

(二) 自动调节系统的调节品质

对于原来处于稳定平衡态的自动调节系统，当对象受到干扰时，被调参数开始变化，但通过调节作用可以克服干扰，使系统在一个新的平衡态下重新稳定下来，系统的稳定态称为静态。在从干扰发生、经历调节再到新的平

衡这段过程中，系统的各环节和各参数不断变化，这种状态称为动态。被调参数在动态过程中随时间的变化叫做过渡过程。通过对过渡过程的特性分析，可以获得调节系统的调节品质。

一般来说，对象受阶跃干扰后，系统的过渡过程有图 5-4-8 所示的四种基本类型。

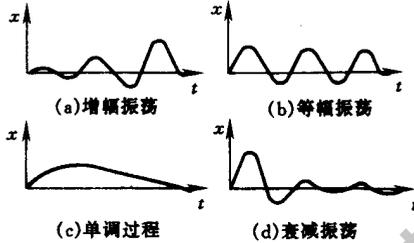


图 5-4-8 各种典型的过渡过程

(1) 增幅振荡

被调参数越来越偏离给定值，系统不能稳定。这种调节系统无法实现调节，在自动调节系统中是不允许的。

(2) 等幅振荡

被调参数呈既不发散也不衰减的等幅振荡。它也是不稳定过程，在双位调节中就呈现这样的过程，但在连续调节系统中是不允许的。

(3) 单调过程。

被调参数偏离给定值后，逐渐地趋近给定值。它属于非周期调节，系统能够回到稳定状态。这在自动调节系统中是允许的，但调节时间较长，并不理想。

(4) 衰减振荡。

被调参数偏离给定值后，经过两三个周期的振荡，能够很快趋于平衡值。这种过渡过程比较理想，在连续调节过程中希望得到它。

对照衰减振荡的过渡过程曲线（见图 5-4-9），可以得到调节系统的下述品质指标。

(1) 衰减比：

衰减比是反映被调参数振荡衰减程度的指标，它等于前后两个波峰之比，即：

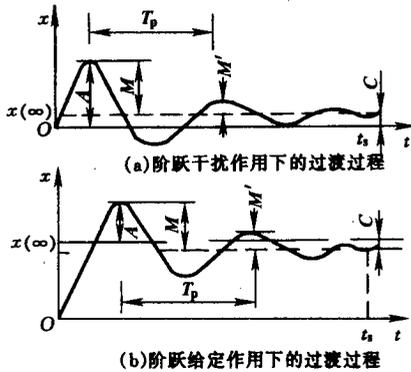


图 5-4-9 衰减振荡过程调节品质指标示意图

$$n = M/M'$$

用 n 来判断振荡是否衰减及其衰减程度。 $n > 1$ 时，系统稳定； $n = 1$ 时，等幅振荡； $n < 1$ 时，增幅振荡。通常希望 $n = 4 \sim 10$ 为宜，这表明调节作用能够很快克服干扰，将被调参数的波动恢复到允许的范围之内。

(2) 静差 C ：

过渡过程终了时，被调参数稳定在给定值附近，稳定值与给定值之差叫做静差， $|C| = 0$ 时为无静差； $|C| \neq 0$ 时为有静差。生产工艺要求静差限制在一个允许的范围之内。

(3) 超调量（动差） M

过渡过程中，被调参数相对于新稳态值的最大波动量叫做超调量（动差） M 。

(4) 最大偏差 $A = M + C$

它是被调参数相对于给定值的最大偏差。若 A 过大，且偏离时间过长，则系统离开指定的工艺状态越远，调节品质越差。

(5) 振荡周期 T_p 和振荡频率 f

相邻两个波峰所经历的时间为振荡周期 T_p ，其倒数为振荡频率 f 。

(6) 调节过程时间 t_s ：

调节过程时间是指调节系统受干扰后，从被调参数开始波动至达到新稳态值所经历的时间间隔。

(三) 调节对象的特性

调节对象的特性对于选择适当的调节装置极为重要。

1. 对象的负荷

自动调节对象处于稳态时，单位时间流入或流出对象的物流量或能量叫做对象的负荷。

2. 对象的容量及容量系数

容量是指当被调参数为给定值时，对象中能够储存的能量或物流量。容量系数是指当被调参数改变一个单位量时，对象容量的变化。容量系数用以反映同样干扰下被调参数偏离给定值的程度。容量系数越大，偏离程度越小，系统越容易稳定，反之就越不容易稳定。

3. 对象的自平衡特性

当干扰不大时，即使没有调节作用，被调参数变化到使对象流入与流出间建立起新的平衡时，也将稳定下来。这就是对象的自平衡特性。对象在受干扰时，靠自身参数调整自动恢复平衡的能力叫做自平衡能力。对象达到自平衡所经历的过程叫自平衡过程。

4. 调节对象的动态特性微分方程

理论分析调节对象特性的方法是根据支配对象的物理规律，如能量平衡、质量平衡、力平衡等，找出对象输出量与输入量的数学关系，从而建立起对象的动态特性微分方程。

5. 调节对象的特性参数

描述调节对象的特性参数包括放大系数 K_1 、时间常数 T_1 和滞后 τ 。下面以图 5-4-10 所示的有滞后的单容对象的反应曲线来加以说明。

(1) 放大系数 K_1 。放大系数又叫传递系数，它等于飞升过程中被调参数新、旧稳定值的差与干扰幅度之比。 K_1 只与干扰前后的两个稳态值有关，而与变化过程无关，所以它代表对象的静特性，反映了对象的自平衡性。 K_1 越大，自平衡能力越差；反之，自平衡能力越强。

(2) 时间常数 T_1 。时间常数是对象在受干扰后，被调参数以初始最大变化速度恒速变化到新稳态值所需的时间。时间常数也是被调参数变化到新稳态值的 0.632 倍时所经历的时间。时间常数反映对象过程时间的长短。

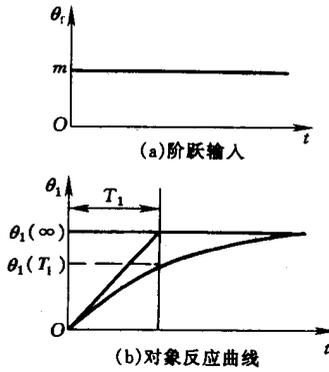


图 5-4-10 单容对象的反应曲线 ($\tau = 0$)

(3) 滞后 τ 。在对象的输入变化后，输出信号总要迟后一段时间才开始变化，这段时间间隔叫做滞后，滞后对调节过程产生不利影响。由于某种原因，不能对干扰和调节立即做出反应，在滞后时间内，被调参数将按原来的趋势继续变化，结果使调节系统的稳定性变差，被调参数的最大偏差增大，过渡过程时间延长，所以应注意尽量减小滞后。

对象的上述特性参数 K_1 、 T_1 、 τ 和特性比 τ/T_1 是选择调节装置和进行参数整定的重要依据。

(四) 调节器的构成原理

1. 常用调节器的调节规律

调节器是自动调节系统中的专用仪器。调节器根据被调参数测量值和给定值的偏差信号，按某一调节规律和精度进行自动调节，使被调参数保持在规定范围内或按指定的规律变化。它是调节系统的重要组成部分之一。调节器输出信号 y 与输入信号（偏差） e 的关系叫调节规律，通常按调节规律来划分调节器。

(1) 双位调节器。

双位调节器只有两种输出状态，正偏差量超过上限值时和负偏差量超过下限值时分别对应一种输出状态，如图 5-4-11 所示。特性方程为：

$$y = \begin{cases} y_m & \text{sgn}(e - \epsilon), de/dt > 0 \text{ 时} \\ y - y_m & \text{sgn}(e + \epsilon), de/dt < 0 \text{ 时} \end{cases}$$

$y = +y_m$ 表示接通状态； $y = -y_m$ 表示断开状态； 2ϵ 为呆滞区。双位调节器的调节作用是断续的。呆滞区的作用是不引起双位调节器产生输出作用的偏差区间。

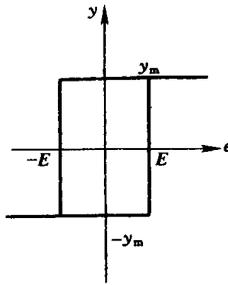


图 5-4-11 双位调节器的特征

与双位调节类似的还有三位调节，它的调节器有三种输出状态。三位调节器与电动执行器配合使用，可以实现正转、反转和不转三种调节动作。

(2) 比例调节器。

比例调节器（P 调节器）的输出与偏差成正比，特性方程为：

$$y = K_c e$$

式中， K_c 为比例调节器的放大系数。

上式说明，只要有调节作用，就有对应的偏差，因此比例调节存在不可避免的静态偏差。

(3) 积分调节器。

积分调节器（I 调节器）的输出值的速度和被调量的偏差值成正比，特性方程为：

$$y = -S_0 \int edt$$

式中， S_0 为比例常数，它是积分调节器的积分速度，它在数值上等于被调量偏差 e 为 100% 时调节器使问位移动的速度。积分调节器是一种无差调节器。对于无自平衡的调节对象，不能采用积分调节器进行调节。

(4) 微分调节器。

微分调节器（D 调节器）是以被调量的变化速度作为调节器输出的调节

器，特性方程为：

$$y = -S_1 \frac{de}{dt}$$

式中， S_1 为调节器的微分速度。

微分调节起到超前调节的作用，能加快调节速度，改善调节品质。应注意的是，仅仅由微分作用构成的微分调节器不能作为调节器独立使用，故它只起辅助调节作用。

(5) 比例积分调节器。

比例积分调节器（PI 调节器）是既含比例作用环节，又含积分作用环节的调节器，特性方程为：

$$y = K_c \left(e + \frac{1}{T_I} \int_0^t edt \right)$$

式中， T_I 为积分时间常数。

PI 调节器既有比例调节反应迅速的优点，又有积分调节消除静差的优点，可以获得较高的静态精度。

(6) 比例积分微分调节器。

PID 调节器（PID 调节器）是兼具比例、积分、微分三种作用环节的调节器，特性方程为：

$$y = K_c \left(e + \frac{1}{T_I} \int_0^t edt + T_D \frac{de}{dt} \right)$$

式中， T_D 为微分时间常数。

PID 调节器功能较全，可以具有很好的调节质量。上述 P 调节器、PI 调节器和 PID 调节器对于单位阶跃输入的动态响应如图 5-4-12 所示。

总之，比例作用按偏差量成比例地改变调节量，能迅速抑制干扰，是基本的作用环节；积分作用是有偏差量就要进行调节，有消除静差的作用；微分作用是按偏差量的变化速率成比例地改变调节量，有超前调节、缩短调节时间的作用。图 5-4-13 示出了同一对象在不同调节规律作用下的调节过程。

调节器按工作能源分，通常有气动控制仪表和电动控制仪表。气动控制仪表结构简单，价格便宜，性能稳定，可靠性高，而且本质上是防爆的，在石油化工等危险场所广泛的应用；电动控制仪表的信号传输、放大、变换、处理比气动控制仪表容易得多，便于远距离操作和与计算机接口，而且

防焊措施也得到了很好的改善，其应用也越来越广。

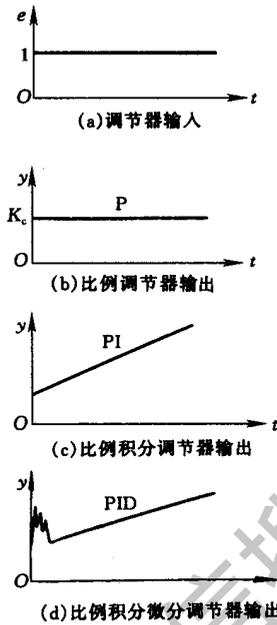


图 5-4-12 调节器对于单位阶跃输入响应

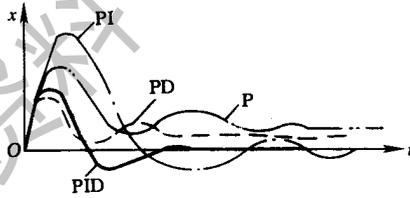


图 5-4-13 各种调节过程的比较

2. 气动调节器

各类气动调节器的具体结构各有特色，其构成原理基本一致，如图 5-4-14 所示，主要由以下四个部件组成。

(1) 比较环节。

比较环节的作用是把测量信号 P_F 与给定信号 P_G 进行比较，得出调节器的输入信号；然后将输入信号与反馈信号 P_H 、 P_E 进行比较，得到使控制元件产生位移信号的偏差信号，气动调节器的比较机构应用了力学原理的膜片

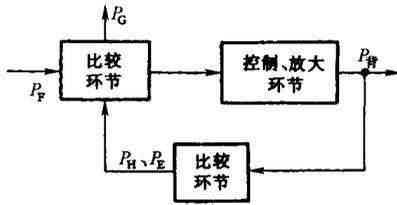


图 5-4-14 气动调节器的构成原理

和波纹管等。

(2) 控制元件。

气动调节器的控制元件通常是各种形式的喷嘴挡板机构。它的作用是把从比较环节送来的微小位移量转换成相应的气压信号 $P_{背}$ 。

(3) 功率放大器。

功率放大器的作用是对控制元件输出的微弱气压信号进行功率放大，以便远距离传送或推动执行机构。

(4) 反馈机构。

气动调节器中的反馈机构通常是各种形式的恒气阻、可调气阻、气容或杠杆等。它不仅具有负反馈，而且还有正反馈。其作用是为了实现比例、积分、微分控制规律。

比较常见的气动调节器有膜片式气动调节器、波纹管式力矩平衡调节器、气动集装式调节仪表等。

3. 电动调节器

电动调节器分为 DDZ-Ⅱ型和 DDZ-Ⅲ型。DDZ-Ⅱ型电动调节器是分立元件的隔爆型仪表；DDZ-Ⅲ型电动调节器是集成电路的安全火花型防爆仪表，结构更为合理，功能也更为丰富。下面主要介绍 DDZ-Ⅲ型电动调节器。

DDZ-Ⅲ型电动调节器如图 5-4-15 所示，它由控制单元和指示单元两部分组成。控制单元包括输入电路、PD 电路、PI 电路、输出电路、软手操和硬手操电路等。指示单元包括测量信号指示电路和设定信号指示电路。

测量信号和内设定信号均为 1~5V 直流电压，它们通过各自的指示电路变为 1~5mA 直流电流输出，两指示值之差即为调节器的输入偏差。外设定信号为 4~20mA 直流电流，可通过 250Ω 的精密电阻转换成 1~5V 直流电压

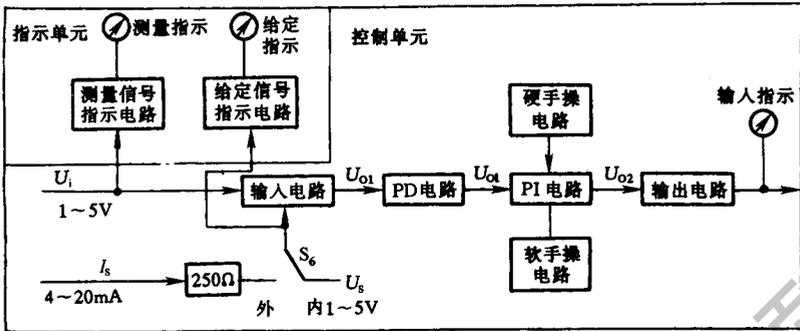


图 5-4-15 DDZ—III 型电动调节器的方框图

信号，内、外给定信号由开关 S_6 来选择。

偏差检测电路通常称为输入电路，将测量信号 U_i 和给定 U_s 相减，即得到偏差信号，再将偏差放大后输出信号 U_{o1} 。当调节器处于“自动”工作状态时，此信号经 PID 运算电路（由 PD 与 PI 电路串联）运算后，由输出电路转换成 4~20mA 直流电流输出，以控制执行机构。PID 运算电路是实现调节规律的关键部分，由运算放大器和 RC 电路组成。

电动调节器一般具有如下功能：

(1) 偏差显示：显示调节器接收的测量信号和给定信号的差值。

(2) 输出显示：显示输出信号的大小，该信号与调节间的开度有一一对应的关系，输出指示表又用作调节间的问位指示表。

(3) 提供内设定信号：内设定信号由调节器内部提供，其范围与测量信号范围相同。设定信号的大小根据工艺参数的要求人为地确定。调节器接收的信号由内外设定开关 S_6 来选择。

(4) 正反作用的选择：为保证压缩机组的安全性，要构成一个负反馈的调节系统，必须正确选用气开式或气关式调节阀。

(5) PID 参数：调节器的比例度、积分时间、微分时间的大小关系到调节系统的调节质量，所以应能对它们进行调整。

(6) 手动操作与手操—自动双向切换：调节器的手动操作是必不可少的，正如压缩机的开车，往往是手动启动，待机组稳定后才转向自动状态。当调节器发生故障时，也必须切向手动操作。

（五）组装式电子综合控制装置

组装式电子综合控制装置（简称控制装置）是在电动单元组合仪表的基础上发展起来的一种功能分离、结构组件化的成套仪表装置。它能与工业控制机、程控装置、图像显示装置配合，对压缩机组进行综合控制。

组装式电子综合控制装置具有如下特点：

（1）功能分离化。整套装置由调节、显示、操作等功能组件组成，每一组件只完成一种功能，将不同功能的组件组合起来，可方便地构成各种控制系统，以满足不同工业对象的需要。

（2）结构组件化。整套装置由功能组件插接装配而成。

（3）综合控制。整套装置是以模拟量控制技术为主，模拟量控制技术和数字量控制技术相结合的综合控制装置。数字量控制技术主要是对系统工况进行监视、控制、连锁，与工业控制机连接，以及进行各种逻辑判断。

（4）成套装置。整套装置是针对特定的对象，按照自动化系统的需要选择各种功能组件，在制造厂预先装配好，以成套设备的形式提供给用户。

整套装置由运算控制机柜和集中控制台（CRT）两部分组成。运算控制机柜用来高密度安装各种功能组件，是整个控制装置的主体。它接收来自压缩机组现场的各种信号，并进行运算、控制处理，同时把处理后的信号送至现场和集中控制台。集中控制台用来为操作人员提供必要的显示和操作手段，它装有操作显示等部件，具有监视压缩机运行情况所必须的指示和记录功能，而且还具有送出给定值和进行手动、自动切换功能。

控制装置的功能组件分模拟量功能组件和数字量功能组件两大类。模拟量功能组件包括转换、计算、调节、控制、设定、显示、操作和电源等组件。数字量功能组件用来构成监控系统、逻辑系统及工业控制机的专用接口，用以加强装置的监控功能，提高系统工作的安全性和可靠性，并使装置能与工业控制机兼容。

（六）可编程调节器

1. 概述

可编程调节器是一种可以由用户编制程序，构成各种控制方式的数字化仪表。它以微处理器为运算控制的核心，是单元组合式仪表向微机化发展和计算机控制向分散化发展两者结合的产物。它既有逻辑控制、计时、计数、分支及子程序等顺序控制功能，又有数字运算、数据处理、模拟量调节、操作显示及联网通信等多种功能，因而广泛应用于各种工业控制领域。

可编程调节器自 20 世纪 70 年代问世以来得到了很快的发展。国际上生产可编程调节器的厂家有很多，但其核心控制技术都大同小异，概括起来有如下特点：①系列化；②多处理器；③较大存储能力；④很强的输入、输出接口；⑤智能外围接口；⑥网络化；⑦紧凑性、高可靠性和保密性；⑧通俗化的编程语言。

2. 可编程调节器的构成原理

典型的可编程调节器如图 5-4-16 所示，由中央处理单元、存储器、输入/输出接口电路和其他一些电路组成。

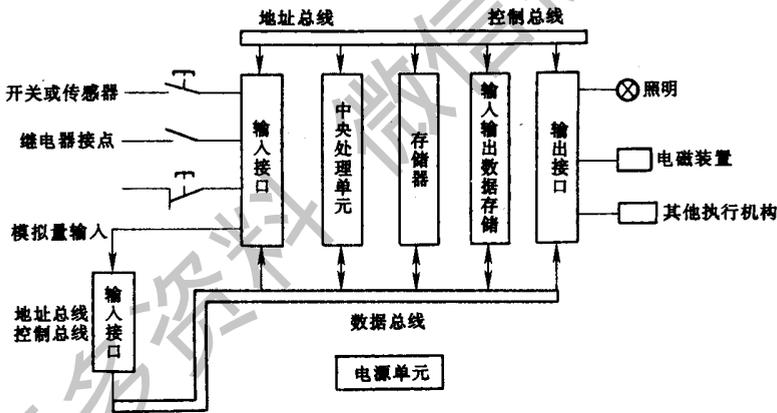


图 5-4-16 可编程调节器的结构示意图

中央处理器（CPU）是可编程调节器的主要部分，是系统的核心，主要完成数据传送、运算处理和判断等功能。它通过输入接口将外设的状态按照用户的要求去处理，然后根据处理结果，通过输出接口去控制外设。

存储器主要用于存放系统程序、用户应用程序及工作数据。系统程序由调节器的生产厂商确定，用户只能调用而不能修改。用户应用程序是随工作环境而定的，随生产工艺的不同而变动，一般由用户根据使用的场合要求而

编制，存放于 EPROM 中，其内容可以擦除，以便将新编制的程序通过编程器再行写入。工作数据是控制器在应用过程中经常变化、存取的一些数据，一般不需长久保持，因此这部分数据经常选用 RAM，以适应随机存取的要求。

可编程调节器是一种工业控制的计算机系统，控制对象是压缩机的工作过程或工业生产的全过程，对压缩机组或工业过程的监控是通过 I/O 模板来实现的。通过 I/O 接口模板，可以检测压缩机的各种参数，并以这些数据作为调节器进行控制的信息；同时，调节器通过 I/O 模板将处理结果送到调节阀来实现。为确保这些控制信号的正确无误，可编程调节器的 I/O 模板必须具有良好的抗干扰能力。对应这些要求，就有许多 I/O 接口模板，包括数字量输入模板、数字量输出模板、模拟量输入模板、模拟量输出模板。

可编程调节器通过顺序执行存储在它的存储器中的程序来完成其控制功能。根据压缩机操作要求编制出的控制程序通过一定的方式输入到存储器中，经过调试后成为可执行的控制程序。编程器的主要任务是输入程序、调试程序和监控程序的执行。

二、典型压缩机机电一体化系统

随着电子技术的迅猛发展，机电一体化技术在压缩机的监控方面得到了广泛的应用和发展。特别是使用了可编程控制器（PLC）及 CRT 后，压缩机控制系统将更安全、更可靠、更方便。

压缩机装置上的热工测量仪表可以就地安装，也可以集中安装。为了便于对机组进行运行集中监护和控制，宜单机集中安装或全机房集中安装。集中安装时，设有集中操作盘。

石油化工用工艺压缩机一般用来压缩易燃易爆的气体（如氢气、碳氢化合物等），故对控制系统的设计要求更高、更复杂。以下以此类压缩机的控制系统为例做较详细的说明。

（一）压缩机控制系统

1. 控制系统的组成

控制系统可分为硬件和软件两大部分。

(1) 硬件部分：

硬件部分主要包括就地仪表、接线盒（箱）、仪表盘（板）、操作柱、控制柜、操作台等。

①就地仪表：

包括所有测量仪表，如压力表、压力开关、压力变送器，温度计、温度开关、热电偶、热电阻，流量计、流量变送器，液位计、液位开关、液位变送器以及卸荷用电磁阀等。就地电动仪表有防爆型和非防爆型两种。

②接线盒（箱）：所有需要远传的仪表均要配线至有关的接线盒。接线盒有防爆型和非防爆型。

③仪表盘（板）：主要装有盘装压力表、温度计、负荷选择开关等。

④操作柱：主要装有升/停按钮、选择开关及指示灯，用于电气设备的开/停。操作柱一般设在电气设备的旁边，便于操作。根据使用场所的不同，可选择防爆型或非防爆型。

⑤控制柜：其具体配置取决于有无操作台。如果没有设置操作台，控制柜内主要有 PLC 主控制器、I/O 模块、电源卡、机架、信号分配器、安全栅、隔离继电器、蜂鸣器等，柜面主要有报警灯屏（LED）、显示屏（LCD 或 CRT）、开关、按钮、指示灯等。这种控制柜一般放在机组旁边，也可以放在操作室里。若放在机组附近则要考虑防爆的问题。如果设有单独的操作台，柜内布置没有什么变化，而柜面一般只配有一些指示灯。此时，控制柜和操作台一般放在操作室里。

⑥操作台：主要有工业级上位计算机、CRT、打印机、鼠标及硬灯屏等。

(2) 软件部分：

这部分主要包括 PLC 编程组态软件、上位计算机驱动软件及操作软件等。

2. 控制系统的选择

(1) PLC 的选择：

PLC 是控制系统的核心部分，压缩机的报警、安全连锁、启停控制均由 PLC 完成。PLC 的选型主要取决于 CPU、I/O 卡、通信卡的不同配置。目前常用的 PLC 有美国 GE - FANUC 公司的 90 - 30 系列、德国 SIEMENS 's' 系

列、美国 ALLEY - BRALEY 系列产品。如有特殊要求，PLC 上还可配置成冗余型（REDUNDANT），即要求 PLC 具有双 CPU、双 I/O、双电源，因而控制系统更安全可靠。

(2) 操作系统软件、驱动软件和控制软件的选择：

操作系统软件环境一般为 Windows 95 或 Windows NT（有中文环境）或者更高。驱动软件要求能适合于以太网接口。控制软件用专门厂商提供的产品，如美国 WONDERWARE 公司的 IN - TOUCH 控软件。

(3) 上位计算机及 CRT 的选择：

若无特殊要求，用户可根据实际需要进行配置。目前，计算机一般选择 PENTIUM 系列产品，CRT 选择 19 英寸以上的 SVGA 产品。

(4) 通信网络的选择：

采用以太网卡以及 TCP/IP 通信协议。计算机在以太网上与 PLC 实现安全、快速、可靠的数据通信。另外，还可设通信卡（RS 485/232 MODBUS 协议）与用户的 DCS 进行通信。

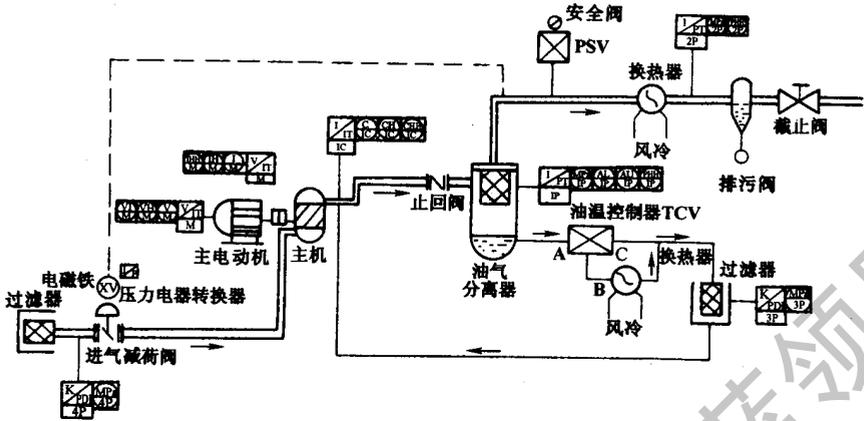
(5) CRT 画面的选择：

可根据用户的要求进行配置，但至少应包括压缩机气路系统、压缩机冷却水系统、压缩机润滑油系统、压缩机机身系统、压缩机系统报警窗、压缩机棒状图和压缩机历史记录。

(二) LGK 系列螺杆式压缩机的智能控制装置

目前，国外及国内合资企业生产的压缩机已经基本上采用了微电脑控制技术，这就大大提高了压缩机的整机控制、保护水平及应用的灵活性。国内压缩机生产企业也开始重视微电脑技术的应用。下面结合北京市计算中心研制的 LGK 系列螺杆式压缩机系列的智能控制装置进行一些简单介绍。图 5 - 4 - 17 给出了螺杆式压缩机的控制系统简图。

LGK 系列智能控制装置主要用于螺杆（单螺杆、双螺杆）式压缩机的启停、检测、运行、保护、报警、排污、减荷、显示记录、通信等方面的控制。检测及报警点为电网电压、电动机电源、系统压力、排气压力、油压、排气温度、油温、油过滤器、油气分离器、进气过滤器、空车过久停车、电器故障、急停热继电器、数据故障等内容。产品出厂时应根据用户需要设置



PD I. 压差开关 V. 电压符号 PT. 压力传感器 VL 电压低位报警 PHH 压力高高位停机 XV. 电磁阀 I. 电流符号 TT. 温度传感器 VH. 电压高位报警 CH. 温度高位警 AL. 自动加载 MPa. 压力符号 VT. 电压传感器 IH. 电流高位报警 CHH. 温度高高位停机 AU. 自动卸载 IT. 电流传感器 IHH. 电流高高位停机

图 5-4-17 螺杆式压缩机控制系统简图

检测点。

LGK 系列智能控制装置的基本组成结构分本地操作结构和远程操作结构两种。本地操作结构是指提供给用户操作作用的面板（键盘、显示、报警、按钮）与控制装置本身一体化安装。远程操作结构是指提供给用户操作作用的操作器（键盘、显示、报警、按钮）与控制装置分为两部分，在空间上彼此独立。

LGK 系列智能控制装置采用单片机控制、数码管或液晶显示、薄膜面板、轻触开关、多参量光电隔离输入输出通道技术以及先进的抗干扰技术，能够实现操作、远程信号传输、检测、启停、运行、控制、保护、报警、通信、显示、存储和打印等功能，也可以实现用户提出的特殊控制要求，其基本功能如下：

(1) 启动保护。当按下启动按钮时，微电脑自动对启动条件进行检测，当启动条件不满足时，不允许启动。

(2) 启动。分为直接启动、星形—三角形启动、软启动或变频启动。

(3) 运行。根据储气罐压力及用户情况，可按两种方式控制压缩机运行：一是根据实际耗气量，设置自动控制卸载压力、加载压力以及手动卸

载、手动加载；二是当用户用气量不大时，可采用空车过久停机方式。空车过久时间可由用户根据实际情况调节，空车压力可由用户设定。当用户用气量比较大时，可采用多台联动群控方式工作；若压力不足，则备用机自动启动，投入运行。

(4) 排污。微电脑自动控制装置根据用户的选择，按两种排污方式自动排污：一是液位方式；二是时间设定方式。

(5) 运行保护。在运行过程中对各种检测参数进行实时检测，并随时在显示器上显示相关数据。微电脑依据安全运行的要求，对一般性故障进行警示、警告，当可能造成机器损坏或危及压缩机安全运行时，进行停车保护，并显示相应故障。

(6) 停机。根据压缩机的停机情况，可以控制两种停机：一是减荷泄放正常停机，停机前自动关闭减荷阀，打开泄放阀；二是紧急泄放压缩机非正常停机，按下急停按钮时，电动机急停，同时微电脑控制减荷阀关闭、泄放阀打开。

(7) 数据显示。在操作控制器上设有两个显示器，根据操作选择，可以对空压机任一级参数同时成对显示。

(8) 命令操作。为用户提供了设置、修改、系统查询、压力查询、温度查询、打印、启动、停机、测试等操作功能。操作命令尽可能简单易学。

(9) 数据存储。控制装置中的微电脑具有掉电保护功能，能自动记录压缩机运行时间，根据用户需要可提供压缩机运行历史记录。

(10) 报警指示。操作面板上有十多个提示用报警指示灯。当压缩机运行时，微电脑监控整个系统，一旦发现参数超限或设备故障，立即发出声光报警，必要时自动停机保护。

(11) 打印。微电脑可定时或随机打印压缩机的各项工作参数及设定参数，作为运行记录。

(12) 群控。每台压缩机配置一套微电脑智能控制装置。微电脑上配有RS-485通信接口，只需通过一根通信电缆就可将需要联动运行的各台压缩机的微电脑控制装置串联在一起，实现多台压缩机的群控。这样既保证了可靠性，又降低了传统控制方式带来的设备复杂程度。

(13) 抗干扰。控制装置采用了光电隔离、程序看门狗、硬件抗干扰等多种抗干扰技术，大大提高了系统运行的可靠性。

(14) 现场控制。控制装置通过网络接口和通信电缆,就可与工厂或车间级的上位控制计算机进行通信,从而成为整个工厂自动化方案中的一个现场智能控制设备或节点。因此,带有现场控制功能的压缩机智能控制装置不再是一个孤立的设备,而将成为大系统中的一个有机组成部分。

(15) 运行时间累计功能。可以记录压缩机累计空载时间、累计重载时间、累计易损件时间、累计卸载、加载次数及电动机启动次数等。

总之,智能控制装置采用微电脑控制技术和高可靠性、可维护性设计技术,面向通信,面向网络,功能丰富,大大提高了压缩机运行的安全性和使用寿命,更便于操作和维护,是今后压缩机发展的一个新趋势。

(三) 往复式压缩机的状态监测与诊断系统

随着计算机技术的发展,对于大型往复式压缩机,采用计算机进行状态监测与故障诊断已成为一种发展趋势。下面介绍德国学者 Johann Lenz 在 1999 年欧洲往复式压缩机论坛上介绍的往复式压缩机在线监测系统。图 5-4-18 给出了该系统简图。

在图 5-4-18 中,在四缸双作用式往复压缩机上的合适位置上分别安装了温度传感器、压力变送器、加速度传感器、位移传感器以及触发式传感器,分别用于检测压缩机的温度、压力、转速、振动等参量。从传感器来的信号经过信号放大后,经过模数转换输入到下位计算机中进行存储和分析处理。下位计算机根据运行状态,可以输出报警信号、预报警信号及紧急停车信号。下位计算机可以通过电话线或专用光缆向远程终端(如压缩机制造厂)发送该压缩机的运行状态资料。同时,下位计算机还与工厂的中央控制室的上位计算机以及操作室的上位计算机相连,向上位计算机传递状态监测信息,并接受上位计算机的指令。操作室的计算机可以在线分析压缩机的示功图、振动频谱分布等,并根据专用软件 PROGNOST 发出合适的指令。

该系统不仅能实现压缩机的在线状态监测,而且利用现代网络技术将压缩机制造厂与运行厂紧紧联系在一起,更便于对大型压缩机的状态监控和故障进行分析和处理,因此是压缩机技术发展的方向。

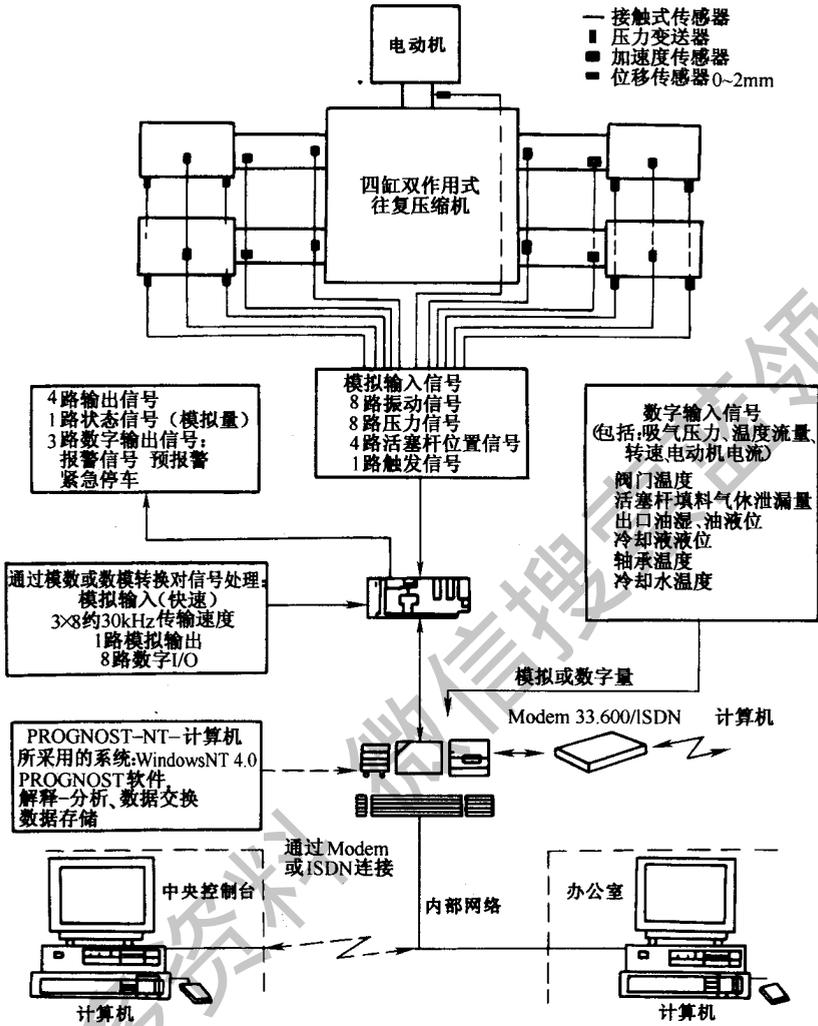


图 5-4-18 采用 PROGNOST-NT 软件的往复式压缩机在线监测系统

第 **6** 篇

现代化冷库设备故障诊断、设备
维修与保养

获取更多资料
微信搜索蓝领星球

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

第 1 章

制冷装置的故障分析和处理

第一节 检查故障的方法和正常运行的标志

一、检查故障的方法

由于制冷装置是由制冷机、冷凝器、蒸发器、膨胀阀以及许多设备附件

所组成的相互联系而又相互影响的复杂系统。因此一旦制冷装置出现了故障，不应把注意力仅仅集中在某一个局部上，而是要对整个系统进行全面检查和综合分析。这就需要实践经验的积累和理论的指导。操作人员通过长期实践的总结，摸索出不少检查故障的经验，归纳成“一听、二摸、三看、加分析”一套基本方法。

“一听”，听压缩机、膨胀阀等设备在运行中的声音是否正常；

“二摸”，摸系统中有关部件及管道连接处的冷热变化情况，摸压缩机的冷热情况和振动情况；

“三看”，看运行中高低压力值的大小、油压的大小、水压的大小；看压差继电器、温度继电器、压力继电器的调定值的大小；看油位、液位的高低；看蒸发器、回气管和输液管上的结霜、凝露情况；

“分析”，运用制冷装置工作的有关理论，对现象进行分析、判断，找到产生故障的原因，并有的放矢地去排除。

二、制冷装置正常运行的标志

当制冷机启动以后，首先应知道制冷系统运行是否正常。下面就运行正常的内容和标志作简要介绍：

(1) 制冷机启动后，汽缸中应无杂声，只能听见吸气阀片正常的起落声。运行时可用螺丝刀进行“听诊”，多听就能辨别排除其他声源干扰的正常与反常规律。

(2) 冷凝器冷却水应足够，水压应满足 0.12MPa 以上，水温不能太高。

(3) 对新系列产品，油泵压力表读数应比吸气压力高 0.15 ~ 0.3MPa；老系列产品，油泵压力表读数应比吸气压力高 0.05 ~ 0.15MPa。

例如，一台 2AL15 型老系列制冷机，油压表读数为 0.29MPa，在空调工况下工作，其吸气压力为 0.26MPa。显然油泵真正油压只有 $0.29 - 0.26 = 0.03\text{MPa}$ 是不正常的，应及时调节使油压上升到 0.31 ~ 0.4MPa，就算正常。

(4) 氨制冷机吸气温度比蒸发温度高 $5^{\circ}\text{C} \sim 10^{\circ}\text{C}$ ，氟制冷机最高不超过 15°C 。吸气温度在吸气管或制冷机吸气口温度计插座处测量。设备上没有的，安装时应增设温度计插座。小型制冷机组，一般没有温度计插座，可用半导体温度计测量制冷机吸气口外壁的温度，然后减去适当的温差，即为吸

气温度。

(5) 汽缸壁不应有局部发热和结霜情况，表面温差不大于 $15^{\circ}\text{C} \sim 20^{\circ}\text{C}$ 。对干冷藏和低温装置，吸气管结霜一般可到吸气口，而空调用的制冷机，吸气管应不结霜，一般结露为正常（结露情况还取决于空气露点温度的高低）。

(6) 曲轴箱油温在任何情况下，氟制冷机不超过 70°C ，氨制冷机不超过 65°C ，最低不低于 10°C 。正常运行情况下，润滑油应不起泡沫（氟制冷机除外）。

(7) 制冷机的排气温度，新系列产品氨和 R22 不超过 135°C ，R12 不超过 110°C ，R13 不超过 125°C 。排气温度进一步上升就与国产冷冻油的闪点（ 160°C ）相差极小，这对设备是不利的。所以从使用角度出发，排气温度不能太高，太高时应停车查明原因。制冷形式不同，对此温度的要求也应不同。如在空调工况下工作的制冷机，排气温度就比标准工况下工作的制冷机高，这都是正常的。

(8) 冷凝压力的高低，主要是根据水源情况、冷凝器结构形式及使用制冷剂所确定。一般情况下，对于新系列产品，水冷式冷凝器，R22 和氨不超过 1.37MPa ，R12 不超过 1.18MPa 。老系列产品 R22 和氨不超过 1.37MPa ，R12 不超过 1MPa 。在运行中，冷凝压力太高对制冷效率的提高是有害的。因此，使用中应根据具体条件尽可能降低冷凝压力，而不是非要达到上述操作上限值。另外，在刚开车时，由于冷凝器负荷较大，压力在较短时间内高一些也是正常的。

(9) 储液器液面不低于液面指示计的三分之一。曲轴箱油面不低于指示窗的水平中心线（如果是两块油面指示窗，其油面应在两块玻璃中心线之间）。

(10) 氟油分离器自动回油管，应时冷时热为正常，冷热周期为 1h 左右。液体管道的过滤器前后不应有明显的温差，更不能出现结霜情况，否则就是堵塞。氟制冷机汽缸盖上应半边凉，半边热。氟系统各接头不应渗油，渗油说明漏氟。氨系统各阀门及连接处，不应有明显漏氨现象。

(11) 运行中用手触摸卧式冷凝器时，应上部热下部凉，冷热交界处为制冷剂液面。油分离器也是上部热下部不太热，冷热交界处为油面或液面。制冷机安全阀或旁通间接低压一端应发凉，若不凉就说明高低压窜气。

(12) 运行中蒸气压力与吸气压力应近似，高压端的排气压力与冷凝压

力、储液器压力相近，如不相近就不正常。

(13) 在一定的水流量下，冷却水进出应有温差，如没有温差或温差极微，说明传热交换器设备传热面有污垢，需停车清洗。

(14) 制冷机本身应是密封的，不得渗漏制冷剂和润滑油。对于轴封，标准产冷量 $\leq 1.26 \times 10^5 \text{kJ/h}$ ，轴封允许有微量渗油，标准产冷量 $< 1.26 \times 10^5 \text{kJ/h}$ 的制冷机不许有多于 10 滴/h 的漏油现象。氟制冷机轴封不许有滴油。

(15) 制冷机轴封和轴承温度不超过 79°C 。

(16) 膨胀阀阀体结霜或结露均匀，但进口处不能出现浓厚结霜。流体经过膨胀阀时，只能听到沉闷的微小声。

(17) 系统中各压力表指针应相对的稳定，温度计指示正确。

第二节 制冷系统常见故障分析和排除方法

一、冷藏库常见故障分析处理

用于冷藏库的制冷系统设备，除本身制冷机组外，辅助设备和配套部件比其他类型制冷系统装置要多，因此在日常维修保养中也相应带来麻烦，产生故障也相应多些。如何应急抢修、减少停机时间，仍是要有一套有规则的检查程序和技术手段，见表 6-1-1，同时将整系统划区域列故障点，以缩小修理范围，具体划分为：

(一) 电器部分

电源部分除突发短路和电机损坏时才有故障，控制部分由控制元件产生动作除控制元件如温度控制器等本身损坏外，在控制回路中的电器元件易造成机械损坏和疲劳损坏。

(二) 安全装置

电磁阀：电磁线圈过热烧坏，同时易造成脏堵和搁刹位置，影响制冷剂循环。

压力控制器：电器控制触点老化积垢和失灵同时信号毛细管易积油和弯曲阻碍动作灵活。

压力表：长期抖动失灵，数值不正确。

有关安全类型仪表、部件和受压容器都得送专业计量单位定期检验鉴定。

(三) 控制部分

温度控制器：数值不准，上下幅度差值变值影响库温精度，同时会产生失灵即电触点粘连积垢，以及翻板断裂或移位，无法控制停开动作达到要求。

水量继电器：经常失灵，因长期混水，金属件搁刹，尤其冷却水流速不均匀时会造成电器反复动作。

(四) 冷却部分

冷却塔的冷却性能下降时，进出温差减小，逐步造成恶性循环，压缩机得到冷却水温太高影响制冷循环。

水泵：由于长期运转轴封易泄漏超标，使泵流量减小，另外要防止气蚀。

(五) 负荷部分

负荷不均匀是冷库制冷设备造成故障原因之一，进货量太多，温度太高，另外库门开启次数太多等都会给设备运行带来不利影响。

(六) 制冷系统

故障的集中处，尤其设备在变负荷运行中极易发生故障，随着气温升高，冷却条件反之下降。负荷增大，压缩机满载运行时故障也随之增加，同时压缩机效率也下降，制冷能力也减小。

表 6-1-1 小型氟利昂制冷的冷藏库故障分析

故障	原因	排除方法
排气压力过高	水冷冷凝器冷却水量不足或风冷冷凝器的冷却风量不足 冷凝器管簇表面水垢过厚或油污太厚，造成散热困难 制冷系统内有空气 制冷剂充注过多 排气管路中阀门发生故障，造成压力过高	检查水阀是否全开，加大供水或检查电动机电压，转速，传动皮带是否过松 清洗水垢，刷洗油污，使冷凝器管簇表面清洁干净 放掉空气 排出多余的制冷剂 检查修理阀门
排气压力过低	冷凝器的冷却过强 制冷剂不足或有泄漏 压缩机排气阀漏气 能量调节不当	减少冷却水量 检修、补充制冷剂 检修或更换 检修
排气温度过高	排气阀片、垫片破损串气 吸气过热度大 汽缸冷却不好 分离器出液口太小 负荷大	检查后更换 增加过液量 加大冷却水量 更换大口径出液管 减少负荷
排气温度过低	回液（压缩机吸入液体） 膨胀阀供液太多 蒸发器结霜太厚 蒸发器上结冰（盐水） 冷负荷不足	减少吸气阀开度 调整，使回气过热度在 $5^{\circ}\text{C} \sim 10^{\circ}\text{C}$ 冲霜或扫霜 加盐 调整
吸气温度过高	制冷剂不足或泄漏 蒸发器内制冷剂不足 膨胀阀开度过小	检漏，补充制冷剂 调整供液量 加大开度，使吸气温度比蒸发温度高 $5^{\circ}\text{C} \sim 10^{\circ}\text{C}$ 左右

第 1 章 制冷装置的故障分析和处理

故障	原因	排除方法
吸气压力过高	制冷剂过量 热负荷过大 膨胀阀开度不当 感温包安装不当 压缩机排量减少 油分离器回油失灵	放出多余制冷剂 调整负荷 调整适当 重新包扎 检查阀片，修复或更换 检查修复或手动回油
吸气压力过低	有冰塞 制冷剂不足 润滑油太多 蒸发器结霜太厚 蒸发器脏堵 膨胀阀开度太小 膨胀阀有冰塞、脏堵 感温包泄漏 供液管上的截门、出液阀、开度不足 电磁阀故障 液管堵塞 过滩器堵塞	去除系统内的水分 补足 放出一部分 除霜 清洗去污 调整 检查清洗 更换 开足 检修并更换 清除 拆下清洗
压缩机湿冲程	热力膨胀阀失灵，开启度过大 电磁阀失灵，停机后大量制冷剂进入蒸发器排管，再次开机时进入压缩机 系统灌注量过多 热力膨胀阀的感温包松动或入绑扎，致使热量膨胀阀开启度增大	关闭供液阀，检修热力膨胀阀 检修电磁阀 放出多余的制冷剂 检查感温包的绑扎情况
压缩机在运行过程中突然停机	吸气压力过低，低于压力控制器的低压下限值 排气压力过高，引起高压控制器动作断电 油压过低，油压控制器动作断电 电动机过载，热继电器动作断电	检查原因，属于管路堵塞的要疏通管路，是制冷剂不足的就补充 检查冷凝器的冷却水量或冷却风量 检查输油系统管路和油泵 检查电源电压是否偏低或冷负荷过大

二、小型氟利昂制冷的冷藏库故障分析处理

小型氟利昂制冷的冷藏库故障分析处理见表 6-1-2。

表 6-1-2 小型氟利昂制冷的冷藏库故障分析

故 障	原 因	排 除 方 法
压缩机不运转（电气原因）	电源断电或保险丝熔断三相电缺相或相间不平衡 压力继电器动作 启动器的接触点接触不良 温度控制器失调或发生故障 压力继电器的调定不适	检查电源换保险丝排除缺相或不平衡 检查压力或修复继电器 检查启动器，用纱布擦净触点 检查温度指示位置，检查各元件 检查压力控制器各元件和调定值
压缩机启动后又停止	启动补偿器接线错误电动机接法错误	检查线路 改装电路
压缩机开、停频繁	制冷系统压力不正常 压力控制器调整不当 制冷系统压力上低	检查高压，使压力正常重新调整，检查是否漏氟或堵塞
压缩机不停机	制冷剂不足或汇漏 温度、压力控制器、电磁阀失灵	检漏，补足制冷剂 检查后修复或更换
压缩机不运转（机械原因）或启动后停机	卡住或抱轴 油压不正常使油压控制器动作 压缩机的截止阀，冷却水阀，出液阀等未打开 温度控制器调整不当 电磁阀故障	打开机盖检查、修理 检查油路和供油情况 检查并使阀开启 重新调整 检查并修复
汽缸有敲击声	活塞顶部与排气阀相撞 阀片破损 活塞及活塞环卡住 活塞环磨损 液击 阀的弹簧压力不够 阀的螺钉松动 冷冻机油过多或不纯 有异物落入	加大间隙 更换 加润滑油或取出检修 更换 查明原因，排除 加大弹力 紧固 清洗汽缸、换油、检查并取出
汽缸磨损	汽缸与活塞间隙过小 有异物落入汽缸 冷冻油内有异物 冷冻油不纯，型号不对 温度不正常 活塞环间隙或锁口尺寸不对 曲轴曲拐或连杆大头 溅油所发生的油液击	按规定重新调整 检查后取出 更换 更换 不可过热，过湿 调整

第 1 章 制冷装置的故障分析和处理

故 障	原 因	排 除 方 法
曲轴箱内有杂音	间隙过大 配合松弛 螺栓松动或开口销折断，连杆螺母松动 轴承润滑不良 连杆大头轴瓦间隙过大	检查连杆大小头轴瓦与曲柄之间、曲轴与主轴承之间的间隙。并重新调整。检查飞轮与轴或键之间的配合，重新调整或修理。将松动部分紧固。更换开口销
轴封漏油	耐油橡胶圈损坏、石墨环损坏 接触而损坏	更换 修复或更换
轴封漏气	缺油或进油管堵塞 轴封密封不良	加油，排除油路堵塞 更换
压缩机卡死	润滑油中有杂质 油泵输油管阻塞，使汽缸缺油活塞卡死 油泵主齿轮插入曲轴中的柄销抓断，致使油系统断油	更换新润滑油 检修油泵管路 检修更换油泵主齿轮轴
制冷机制冷量不足	活塞环磨损或活塞与汽缸间隙因磨损而过大	更换新活塞环或检修更换新部件
压缩机与电动机地轴器有杂音	压缩机与电动机联轴器配合不当 联轴器的键和键槽配合不当 联轴器的弹性圈松动或损坏 皮带过松 联轴器内孔与轴配合松动	按正确装配要求重新装配 调整键与键槽的配合，换新键 紧固弹性圈或换新件 调整拉紧皮带 调整装紧联轴器
各种杂音	由压缩机故障引起	参照有关章节
耗电增加	压缩机内部机件装配过紧和热负荷加大	检修，去除部分负荷
油压压力控制器使压缩机启动后又停止	压缩机启动时无油压 油泵传动件失灵 油泵进油堵塞 油压表失灵 油过滤器内无油	拆开修理 去除污物 更换油压表 拆下油泵盖检修销子加油
油压过低	油量不足 调节失灵 油过滤网堵塞 进油口堵塞 真空条件下运转 油泵磨损	补充油 检查调整油压调节阀 拆下清洗 去除堵塞物 检查后调整 修复或更换

故 障	原 因	排 除 方 法
油压很快下降	吸油过滤网堵塞 油量不足 漏油 曲轴箱的油混有液态制冷剂 (起泡) 油泵吸入有泡沫的油 油乳化变质	拆下清理 补足 检查后补漏 抽出制冷剂 换油
油压过高	油压调节不当 加油过量 油管堵塞 油压表不准	重新调整(放松弹簧) 放油 检查清洗 更换
油温过高	排气温度过高 油冷却不好 压缩机压差大 装配间隙过小	排除压力升高原因 加大冷却水量 调整工况 重新调整
电动机棕热	电压低, 造成电流大 冷冻油不足, 润滑不良 超载运转 制冷剂内混有空气 电动机绕组绝缘破损	检查原因 加油 不可超载 排空气 检查并更换电机

第三节 制冷装置自动控制的故障分析

一、库房温度控制不准确

库房温度控制元件发出要求降温或停止降温讯号时的实际库房温度与要求控制的测定不相符合。主要原因是：

(一) 电接点温度计失灵

(1) 因库房大量进热货使库温升得过高，超过电接点水银温度计的最高刻度线等原因，而使温度计内的水银柱中断，电接点水银温度计失灵。

(2) 因控制电流超过电接点温度计的额定电流值等原因引起触点电蚀，使调整的接点温度变动。

(二) 压力式温度控制器失灵

(1) 因库房湿度大且外壳密封不严，使微动开关受潮或受氨腐蚀。

(2) 温包及导管受损漏气。

(3) 压力式温度控制器出了故障。

二、库房温度降不下来

(1) 压缩机制冷量不够。在用制冷剂蒸发温度或蒸发压力控制压缩机能量的情况下，调定值偏高，侧压缩机不能及时上载。

(2) 蒸发器供液量不足。

① 供液电磁阀失灵，没有打开或没有开足。

② 氨泵流量不够。

③ 旁通阀开启压力调得过低或渗漏。

④ 旁通阀开启压力调得过高，供液量过多，蒸发器内蒸发压力偏高。

⑤ 蒸发器回气电磁主阀失灵，打不开或开不足。

⑥ 排液电磁主阀或者旁通阀关不严，有泄漏。

三、库房温度在达到下限时继续下降

(1) 在只控制供液而不控制回气的情况下，供液电磁阀失灵，没有关闭或有泄漏。

(2) 停止供液后，蒸发器中存有氨液，继续蒸发降温。

四、氨泵不能启动或在正常运转中突然停止

- (1) 低压循环贮液桶液位过低。
- (2) 停泵时间过长，泵内制冷剂液体吸热蒸发，致使氨泵内及其前后一段管道中充满气体。
- (3) 压差控制器导压管连接错误，或“常开”、“常闭”触点接错。
- (4) 投入系统的压缩机台数突增，致使蒸发压力突然降低，发生气蚀。
- (5) 压差控制器未配时间继电器，或配有时间继电器延时时间调的过短。
- (6) 根据库房需要供液量来控制氨泵运行台数的自控装置失灵。

五、低压循环桶、中间冷却器等容器的液位超高或过低

- (1) 浮球液位控制器的线包受潮或受腐蚀，因而烧坏导致失灵。
- (2) 浮球液位控制器电气控制盒内的元件失灵。
- (3) 低压循环桶蒸发温度过低，使液位控制器零点漂移。
- (4) 低压循环桶、中间冷却器等容器的供液电磁阀线圈烧坏。
- (5) 中冷器蛇形管破裂，高压氨液漏出。
- (6) 导阀、主阀的密封面断损，致使关闭不严密。
- (7) 主阀活塞与活塞套间隙过大，开启不灵活。
- (8) 氨液中带入渣滓使主阀的活塞或动铁芯卡死而失灵。
- (9) 电控线路断线或接线端子松动。

六、压缩机启动不起来或启动后立即停车

- (1) 冷凝器、气缺套冷却水未接通。
- (2) 油压差控制器“常开”、“常闭”触点接错或因无油主动作后未复位。
- (3) 电动机过负荷保护装置未复位或电压过低。
- (4) 接触器的辅助接点被卡住。

- (5) 有关中间继电器失灵。
- (6) 卸载系统失灵，处于满负荷启动。
- (7) 低压循环桶或中间冷却器内液位过高。
- (8) 高、低压压力控制器的设定值调的不恰当。

七、压缩机正常运行中突然停车

- (1) 吸气压力过低。
- (2) 排气压力过高。
- (3) 油压降低至调定值以下。
- (4) 排气温度或油温过高。
- (5) 吸气压力过高，压缩机负荷过大，引起电动机过电流保护动作。
- (6) 电压过低致使电流过大。
- (7) 冷凝器或气缸水套断水或水压不足。
- (8) 低压循环桶或中间冷却器液位过高。
- (9) 在压缩机和氨泵连锁的自控系统中，氨泵因故障而停止运转。

八、压缩机停车后回气压力回升过快

- (1) 低压循环桶或中间冷却器因液面过低而继续补充氨液。
- (2) 低压循环桶或中间冷却器的供液电磁阀关闭不严。
- (3) 压缩机排气管路中的止回阀有泄漏。
- (4) 低压桶、低压管道隔热层质显不好

九、压缩机自动开、停（或加载、卸载）过于频繁

这是指在多台压缩机的程序控制中，以每台压缩机为能量调节单位，往往第一台压缩机由库房温度控制，第二台及以后各台压缩机由制冷剂液体温度或吸气压力控制，而第二台及以后的压缩机开停过于频繁，其原因大致如下：

- (1) 温度控制范围大小或吸气压力控制范围太小。

(2) 回气压力回升过快。

(3) 每台压缩机的制冷量太大，远大于系统热负荷，使投入运行则能量富余过多，不投入运行则能显不够。

十、压缩机曲轴箱油位控制不准确

(1) 用浮球液位控制器控制油位时，起始液位定的不适当，上液位未调准。

(2) 加油电磁阀关不严或失灵。

(3) 油泵出了故障，使流量和压力减小。

微信搜索蓝领星球

获取更多资料

第 2 章

泵与风机的故障及分析和检修

本章将介绍如何分析和检修泵与风机的故障。故障引起的原因多种多样，解决的办法也是五花八门，那么，如何准确而快速地进行故障分析和检修则绝非易事，但这其中肯定是有规律可循的。本章将以离心泵和一般通风机为例来介绍如何判断泵与风机工作失常的原因，以及确定解决方案的一般原理，相信通过这些内容的学习能让大家掌握泵与风机的故障分析和检修的一般原理和方法。

第一节 离心泵故障

一、离心泵的故障分析（一）

（一）离心泵的故障类型

本节将介绍工程技术人员和操作人员应当如何判断离心泵工作失常的原因，以及确定解决方案的一般原理。

表6-2-1列出的离心泵的14种性能下降类型都是工程师日常会遇到的，表6-2-2则给出了离心泵的常见故障原因。这些问题可分为三大类：真实的水力问题、真实的机械问题和非真实的水力问题。真实的水力问题可能是由于泵或泵的传动部件发生了故障，使泵不能按照流量、扬程和效率等性能参数来运行。有些水力问题（如汽蚀）可能引起第二种类型的问题，造成机械破坏。真实的机械问题表现为噪声、振动和过热等现象，并可能导致水力故障，致使泵的性能不能满足要求。非真实的水力问题实质上也是水力问题，一般是由于管道配置和试验方法不正确所引起的。要解决这类问题，相比起第一、二类问题来，要付出较大的代价，因为它不容易判断。

表 6-2-1 离心泵典型故障一览表

1. 完全不出水；
2. 输水区的液体比预定的少；
3. 压力表读数偏低；
4. 扬程—流量特性曲线与原来的不同；
5. 灌泵水在泵启动前漏掉了；
6. 动力消耗太大；

7. 有振动；
8. 有噪音；
9. 填料函漏汇严重；
10. 衬垫寿命短；
11. 机械密封泄漏严重；
12. 机械密封寿命短；
13. 轴承寿命短；
14. 泵过热，发生卡制

表 6-2-2 离心泵故障原因一览表

1. 测量仪校准有误或进配不当；
2. 泵运转中有空气进入或启动前泵输送系统中的空气未排尽；
3. 转速过低；
4. 泵旋转方向不对；
5. 泵系统要求的输送压力大于设计值；
6. 扬程太低（包括吸水高度太高）；
7. 液体内混入蒸汽量过多；
8. 承磨面处泄漏过多；
9. 液体粘度超过原设计值；
10. 叶轮或泵壳被固体局部或全部堵塞；
11. 叶轮或泵壳的流道粗糙；
12. 液体流道有鳍状切痕、毛边或锐缘等；
13. 叶轮损坏；
14. 叶轮经机械加工后直径小于图纸规定；
15. 吸入管或压力管阻塞；
16. 底阀卡死或堵塞；
17. 入口过滤器由固体物质堵塞；
18. 入口过滤器被纤维遮盖；

19. 吸入管或压力管配置不当；
 20. 进水池设计有毛病；
 21. 几台泵并串联或串并联运行中有一台泵受到严重影响；
 22. 进水池、水箱或水坑的水平面低于泵的吸入口；
 23. 转速过高；
 24. 输送液的比重比预计的大；
 25. 叶轮尺寸过大；
 26. 泵传输系统的总扬程比预计的高或低；
 27. 泵和传动装置的中心未对齐；
 28. 旋转件与静止件之间有磨擦；
 29. 轴承磨损；
 30. 盘根安装不当；
 31. 盘根规格不对；
 32. 机械密封承受压力过大；
 33. 密封压盖太紧；
 34. 轴承润滑不良；
 35. 管系变形造成对泵的应力；
 36. 泵以临界速度运转；
 37. 旋转件不平衡；
 38. 旋转件上的横向力太大；
 39. 叶轮外径和隔舌之间的距离不够；
 40. 隔舌形状不合格；
 41. 吸入管或排出管和管配件的尺寸过小；
 42. 系统中的阀成阀盘转动，泵内过早产生汽蚀；
 43. 轴弯曲；
 44. 叶轮内、外直径不同心或与其表面不垂直；
 45. 部件错位；
 46. 泵的运转流量过低；
-

47. 底板或某基础设计不当；
 48. 泵的转速和基础的自然频率同其他结构部件发生共振；
 49. 轴承磨损或部件损坏，使旋转件偏离回转中心；
 50. 轴承装配不当；
 51. 轴承损坏；
 52. 水封管堵塞；
 53. 填料函内密封环安排不当；
 54. 填料处轴或轴套磨损或损伤；
 55. 水冷填料函冷却液供应出故障；
 56. 填料函底处轴与泵壳之间的间隙太大；
 57. 密封液内有污物或粗砂；
 58. 填料函与轴偏心；
 59. 机械密封装配不当；
 60. 机械密封规格不符合给定的运行条件；
 61. 部件内部错位，从而影响了密封垫和密封环的正确配合；
 62. 密封面与轴线下垂直；
 63. 机械密封干运转；
 64. 因密封垫和 O 形环损坏而使得轴套下面有泄漏；
 65. 轴承体的内孔与尾水不同心；
 66. 轴承损坏或破裂；
 67. 轴承内的润滑脂过多；
 68. 润滑系统不符合要求；
 69. 轴承装配不合格：装配时有破坏，或装配不正确，或轴颈型号不对；
 70. 轴承未加润滑；
 71. 灰尘进入轴承；
 72. 水进入轴承箱；
 73. 平衡孔阻塞；
 74. 平衡装置有故障；
-

75. 进口压力太高；
 76. 中间轴承和轴承座之间配合太紧，导致轴向负载方向出现滑动现象；
 77. 泵未灌水，在于运转；
 78. 泵内有气囊和蒸汽；
 79. 工作流量过低；
 80. 并联运行泵相互失调严重；
 81. 管道应力很大、基础质量差或修理不善，导致内部失调；
 82. 静止件受转动付内的摩擦；
 83. 轴承磨损；
 84. 润滑油不足；
 85. 动磨环和静磨环用物理性能相同的同一材料制成
-

(二) 离心泵的典型故障

1. 对泵部件的冲击

硬质物体敲击光滑金属就好比锤子敲击混凝土板，会击出一凹痕，凹痕周围金属变形，导致金属表面的凹痕增加。如果有凹痕的金属表面与另一金属表面贴合，则这两个表面就不能认为是处于平行状态的。

这种凹痕在泵部件上并不罕见，如果它出现在叶轮轮毂或轴套的表面上，就会妨碍叶轮与回转轴成直角。如果轴套与轴紧贴，则轴套上的凹痕能使轴弯曲。紧靠滚珠轴承的轴套上的凹痕经常会引起轴承过热。

非损坏表面间有污物也会造成类似似情况。泵的任何部件如有隐患都会引起机械故障，并造成有关部件损坏。大部分部件损坏后造成的后果普遍有；轴承过热、密封过度磨损、有噪音和振动或输出功率超负荷。所有这些不良现象都可能是因为轴弯曲所造成的。流量或扬程降低的原因是由于受流体的冲击而使叶轮两盖板向内弯曲，从而缩小了流道面积。如果没有实际方法校正已弯曲的盖板，则可用锉削以扩大喉部面积的办法来加以解决。

2. 气囊

目前，有好多泵在吸入管内出现气囊后仍能正常运行，这就使用户疏忽

了气囊的危害。气囊一旦顺管道进入泵内，就会引起故障。

旋转的叶轮将较重的液体甩出后，叶轮出口处被气体堵塞，引起故障：一种情况是流经泵的液体被完全截断；另一种情况是，虽有液体流动，但流量下降。这种流量下降会导致下列后果之一：第一，随着吸入管内堵塞区流速和压力损失的增大，通过气锁的液流的绝对压力低于吸入口处的绝对压力，导致更多的气体脱离液体；第二，液体以较高的速度流过气囊，带走了较多的气体，气囊的扩大或消失将取决于气体的形成或带走量的多少。

因为预测上述两种情况有困难，所以最好是能消除吸入管、泵壳或排出管内出现的气囊，以避免发生故障。

(1) 吸入管道内的气囊

吸入管道内气囊的典型起因（如图 4-1 所示）有：①管道有置高点；②泵吸入管接头连接有同心异径管；③密封垫圈比管内径小或偏心。消除这些起因的措施是使吸入管逐渐倾斜，采用偏心异径管和比管内径大的密封垫圈。

如果工厂管道配置得不能使吸入管逐渐倾斜，并存在置高点，那么这些点不是与大气连通，就是与供水箱的蒸汽室相通。如果存在置高点而没有出现问题的话，那就是因为液体流速太低，使得吸入管的气体未被带入泵内。

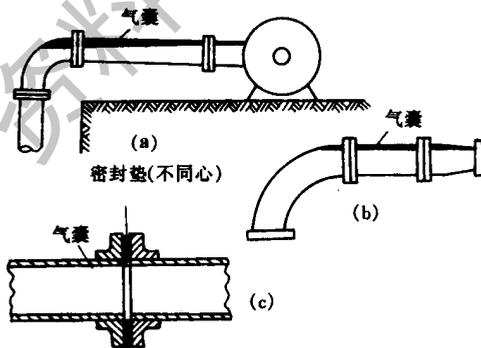


图 6-2-1 吸入管内气囊的起因

(2) 泵壳内的气囊

在单级泵中，气囊通常产生在蜗壳的最高处，如果气囊不大，那么在被移至叶轮入口前，它可能被液体带走。但是，气囊如因气体不断产生而变大，那就很可能进到叶轮入口，使流量和效率都下降。

如果泵的排出管是向上垂直的，那么蜗壳顶部形成的气体可通过蜗壳内隔舌上的钻孔排出，如图 6-2-2 所示。如果泵的排出管是水平放置的，那么气体必然经排气管排出，如图 6-2-3 所示。气囊也可能在叶轮进口上方的水平吸入管内形成，必须加以排放。

多级泵因有导流器，所以气囊就不可能从泵壳的顶端向后移至叶轮进口处，但会起破坏作用，使液体常常夹带着气体流入下一级叶轮的进口。

多级泵的压力是逐级递增的，因此气体在末级被溶解的趋势较大，而依次各级的气体排出量必然少于第一、二级。

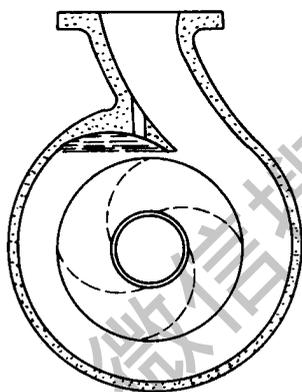


图 6-2-2 壳内气囊自钻孔排出

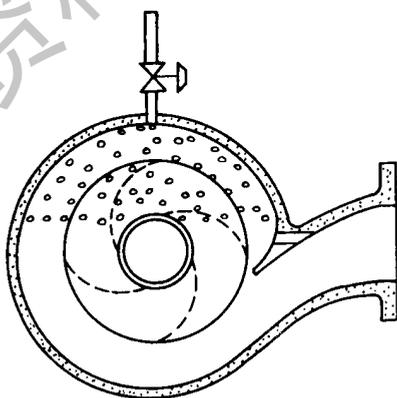


图 6-2-3 壳内气囊自排气管排出

(3) 排出管道中的气囊

尽管对气囊问题已很注意，但排出管道中的气囊仍对泵的特性有影响。当泵停转和排出阀关闭后，气囊通常在排出阀和止回阀之间形成。

有时，排出管道低于泵的中心线，在排出阀关闭后灌泵。同时，一般是在泵启动前打开排出阀，排出阀和止回阀之间积存的气体将返回泵壳内，对泵性能产生影响。

如果排出管道高于泵的中心线，那么排出阀和止回阀之间积存的气体可能产生阵发性的噪声，声如用锤敲打管子，原因是止回阀阀盘向前摆动，碰到挡块。因为阀盘在上流外漏的面积大于在下流的，所以为了使阀盘旋转打开，受到的泵压力要高于反压力。

但是，阀盘一旦离开阀座，就在上流面完全漏出，前面会受到扩大气囊的冲击。

3. 泵运转时的漏气

空气在泵输水时可经过进口或吸入管和连接垫的孔以及轴与轴套间的间隙进到泵内。通常，泵上装有启动灌水管，灌水时要关闭底阀，以检查泵启动前吸入管是否有泄漏处。

有时在水池中，泵吸入口周围有旋涡，而此旋涡端部的气旋道会引起难以解决的漏气问题。要防止旋涡的形成，则吸入管的入水深度与流量的关系应如图 6-2-4 所示。此外，防止旋涡形成可采取的措施是在水池液面放置浮块或在吸入管装设喇叭口或滤网。

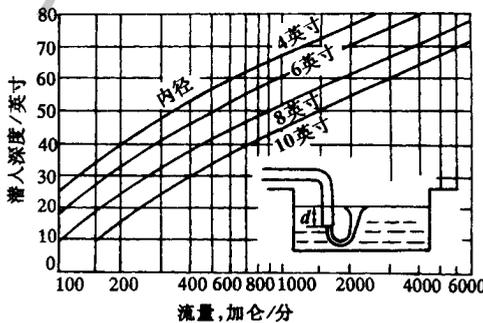


图 6-2-4 吸入管为避免漩涡的入水深度

不是从吸入口进泵的那部分空气通常是由于吸入端填料函、法兰、袖

衬、管接头、泄水塞、放气孔等发生泄漏造成的。当泵在安全地区时，上述各部位可用明火检查或往吸入管上面加水检查是否泄漏。如有泄漏，火苗会颤动；如漏流中有水，则火焰还会出现暂熄现象。此外，漏流还可用压力计测出，测时指针发生跳动。吸入端填料函通常装有水封环和专门用于防止空气泄漏的水封装置。因此，当填料函漏气时，应检查一下水封，看水滴是否自由流动。水封环必须正确地安装在填料函内，以使其真正起到水封的作用，而且水封环的入口处应该有水流入。若密封压盖处漏水，则表明这种密封不起作用。

二、离心泵的故障分析（二）

下面将分析冈泵安装、装配和机械加工或试验不正确而产生的故障。

一般来说，离心泵的故障大部分是不必要特别加以分析或解释的，但有少数情况例外，以防因为对泵性能畸变问题缺乏分析而造成时间和经济上的浪费。对泵性能畸变问题的解决，首先是按照机械损坏的可能性来检查，其次是进行特性曲线的分析。

机械损坏的检查是要表明叶轮安装及供水池和吸入管配置是否正确，以及因不正确所造成的异常现象。特性曲线的分析是通过水力试验获得扬程、流量、效率和功率等相关数据。

（一）装配毛病

有许多泵是通过主轴上的两个螺钉来确定叶轮的轴向位置的，这种泵在装配时应注意使叶轮出口中心线与泵壳中心线重合。两中心线错位会对泵的性能产生不良影响（如图 6-2-5 所示），特别是如果泵壳和叶轮之间的间隙过小，则影响更大。

其他零件的装配问题（如轴承的安装），则比较容易检查。带有平衡孔的叶轮允许压力液体经平衡孔从叶轮的一侧流到另一侧，从而减小轴向推力。立式泵的主轴重量较轻（如图 6-2-6 所示），不足以使止推轴承座和止推轴承的滚珠保持经常接触，因而容易产生噪声和振动，能使泵很快损坏。对此采取的简单补救办法是堵住平衡孔，增大轴承的轴向负载。

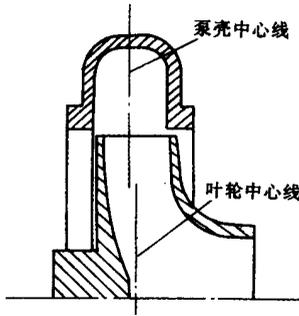


图 6-2-5 中心线错位对性能的影响

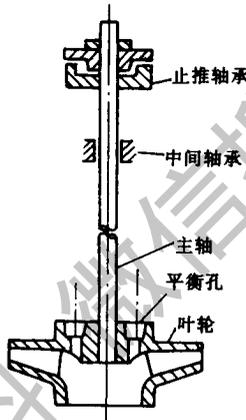


图 6-2-6 止推轴承对轴向负载的承受

泵叶轮在多数情况下受到的轴向负载大，因此泵托架一般外侧装有止推轴承，内侧装有中间轴承。为了使轴承运转良好，对轴承座的机械加工必须精确，使得轴承与泵壳之间不出现径向间隙。当中间轴承和轴承座之间的配合太紧时，中间轴承可能承受轴向负载，从而减小止推轴承应承受的轴向负载。若跟着出现较大的轴向负载，则中间轴承可能短时间损坏。当中间轴承的外座圈和轴承座之间落入灰尘时，即使泵壳加工精度符合公差值，也仍然会发生类似情况。为了消除上述过载现象，装配时应加以注意，不要使中间轴承装得太紧，否则将无法实现轴向窜动。

另外，轴承的装配不应该太松，使得轴承座圈在轴承座内发生转动。通常，滑动摩擦比滚动摩擦大 10~15 倍，所以滚珠轴承座圈怎么能在轴承座

内旋转还是一个谜。但这在实际中是常有的事，其结果是使轴承在较短时间内损坏。

(二) 试验结果说明

就任何已知的故障类型而言，尽管有许多原因使检查有困难且费时间，但只要仔细地研究泵的性能曲线，往往可以减少这种困难。

泵性能畸变的一些典型曲线和产生畸变的有关原因主要有：

(1) 当效率保持不变时，在泵的整个工作范围内扬程降低，消耗的动力也较少，如图 6-2-7 所示。造成这种现象的大部分原因是叶轮铸造变形，此外还可能是旋转速度低于规定的转速或叶轮直径过小。

(2) 当关死扬程实际上没有变化时，扬程会随着流量的增加而迅速下降（如图 6-2-8 所示）。该曲线表明蜗壳喉部面积减小，或导叶叶片之间的面积减小。同样，叶轮出口和侧压点之间某一位置有障碍物也是形成这类曲线的原因。

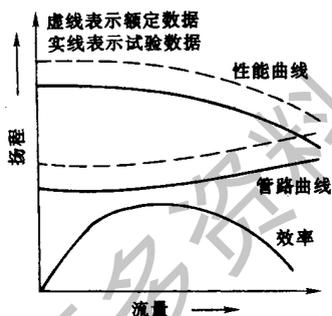


图 6-2-7 叶轮直径太小

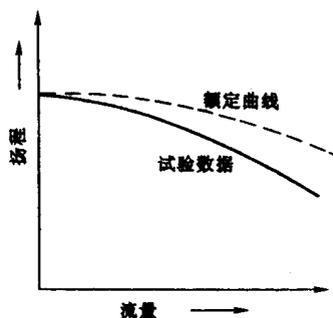


图 6-2-8 喉部阻塞或面积减小

(3) 试验流量比每一对应扬程下的额定流最小了一个稳定值（如图 6-2-9 所示）。对于闭式叶轮的泵，该曲线是因为磨损环泄漏过大引起的。该曲线通常表明环已磨损，并需要更换。对于半开式叶轮，这种曲线则表明耐磨件或叶轮叶片有磨损。

(4) 整个特性曲线上的扬程、流量、效率、功率都是下降的（如图 6-2-10 所示）。对于半开式叶轮，磨损环或叶轮叶片和耐磨件之间的间隙过大就会经常产生这种形状的曲线。如果耐磨件可靠，则间隙完全不存在。检

修工把泵拆开检修后忘了装耐磨环或耐磨件也会出现这种形状的曲线。

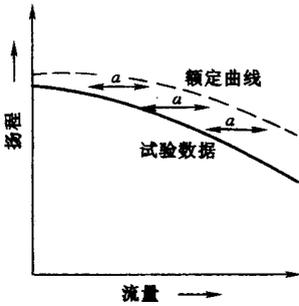


图 6-2-9 磨损环的泄漏

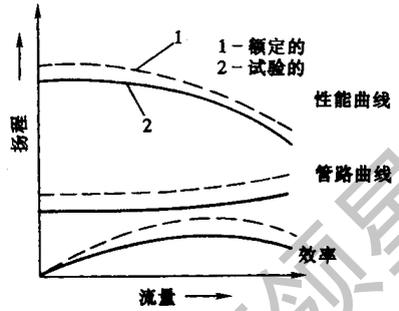


图 6-2-10 磨损环泄漏太多

(5) 扬程和效率降低，但功率不变（如图 6-2-1 所示）。这常常是由于叶轮和泵壳内的流道有铁锈和水垢。

(6) 扬程—流量曲线正确，但低效率区的功率增大。这通常是由机械损失引起的。这种机械损失起因于：填料或机械密封紧；机械密封和填料上的液体压力过高；轴承不合格；部件配合不当；泵和驱动机不一致；主轴弯曲；运转接近临界速度；管道或基础座的应力式泵壳变形。

(7) 曲线比规定的提前截断（如图 6-2-12 示），这通常是由于汽蚀余量不足。

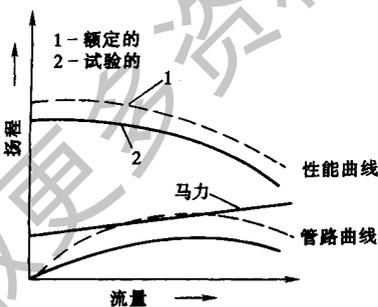


图 6-2-11 泵壳和叶轮内的流道粗糙

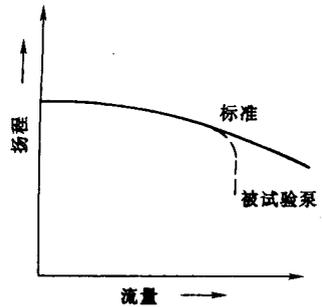


图 6-2-12 汽蚀余量不足

(8) 水泵的扬程随流及的增加而增加（如图 6-2-13 所示），这是因为泵的叶片是前弯式叶片、叶轮在轴上的装配方向相反或泵的转向不对。

(9) 在做汽蚀余里试验时，扬程—汽蚀余段曲线突然微断，而不是延伸到临界点（如图 6-2-14 所示）。做这种试验时，流量保持不变，汽蚀余量

逐渐下降，直到扬程被破坏为止。破坏点的汽蚀余量即表明是所需的最小汽蚀余量。有时在闭式试验中会无法保持所需的恒定流量，这是因为测量仪器的下流产生了汽蚀，液体因汽蚀余量下降而流动受到阻碍。对此惟一的补救方法是安装直径较大的排水管。

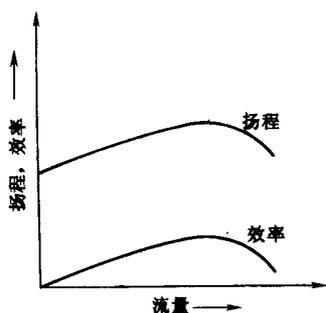


图 6-2-13 叶轮反向旋转

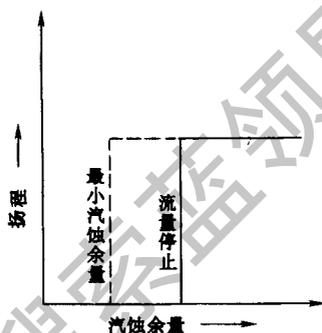


图 6-2-14 叶轮反向旋转

(10) 扬程随汽蚀余量的增大逐渐下降，而不是突然下降（如图 6-2-15 所示）。这种曲线在多数情况下是表示有空气漏入泵系统中，有时也表示泵的工作流量超出设计点。

(11) 整个流量范围需要的汽蚀余量都比较高（如图 6-2-16 所示）。整个曲线范围内 $NPSH_{req}$ 和 $NPSH_{raqtod}$ 之差如果是常数，则表明密封环磨损有泄漏；如果是变数，则表明流道不平滑或有突起部。

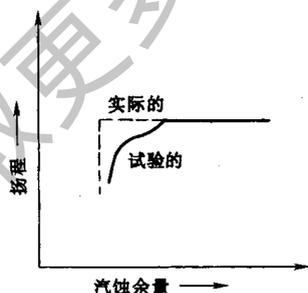


图 6-2-15 做汽蚀余量试验时有空气漏入

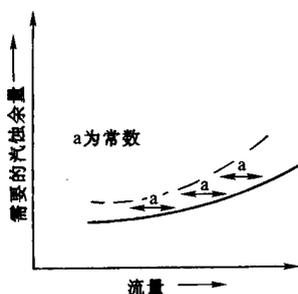


图 6-2-16 泄露对所需汽蚀余量的影响

(三) 试验泵的预防措施

工程技术人员掌握了这些典型曲线后，就能分析泵的各种问题，但是必须将这些典型曲线与泵的实际性能曲线进行比较，而这些性能又只能通过正确的试验获得，这往往不容易办到。

关于离心泵试验程序的规定，官方和半官方的的确有不少，可是却还没有一个确保试验可靠的依据。不过，对造成试验不完善的典型原因加以阐明也还是值得的。

造成压力计读数错误的极普遍原因是管道和压力计管接头的连接处有金属毛刺和锋利边缘，为此应把所有连接处的边缘倒圆。

液流横截面上压力分布的不均匀常常导致压力读数不正确。事实上，要确定某一给定管道横截面的平均压力是不太可能的。

为此，把同一管道横截面上许多等距离的孔与同一压力计并联，以减少这类误差。测压仪表装置内有气囊和管子被堵塞是造成压力计读数错误的另一个普遍原因。

液体预旋对吸入管的压力读数有很大的影响。低流量时，进入叶轮的液体和在吸入管内接近泵的液体会进行互相交换。因此，已受到叶片作用的一部分液体又返回到吸入管内，与进入泵的气流混合，并传送由叶片产生的旋转运动。于是，不仅进入泵的液体具有旋转运动，而且吸入管外径附近的液体压力也增高。

泵总扬程的定义是叶轮叶片传给液体的有效能的总和。在无预旋时，总扬程等于出口处测定的总扬程减去入口处测定的总扬程。但有预旋时，叶轮要将有效能传给泵上流的液体。因为液体吸收了一定数量的能量，所以吸入管内任一处的压力读数都是真正的吸入压力加上所增加能量的总和，并且等于测量泵本身某处所取得的这些测量结果。

当出现预旋时，确定真正吸入压力的惟一正确方法是定点测量吸水箱或供水池液体表面的压力。水箱或水池的液体没有涡列或有效速度。正确的吸入扬程等于液体表面的压力加上或减去液体表面和泵中心线水平高差后再减去吸入管内的损失。排出管内的压力读数有时受到管道系统的影响。

在少数实例中，衬垫的突出部稍稍伸进排出管法兰处的管道内就会把压

力计的读数降低 60 英尺，但有时即使衬垫突出部伸进得较多，压力计的读数也不会有变化。

测量仪器连接处或仪器本身的气穴现象也是造成读数错误的一个原因，即使在排出管线内，情况也如此。当泵在压力较低的闭合回路中时，这种情况也容易出现。一般认为，薄弱部位首先是文丘利管或喷嘴喉部，其次是排水管终端的阀或吸水槽返回液的调节部件。

最后，产生泵特性曲线误差的另一个原因是数据处理方法有问题，特别是计算速度头和相似损失时，情况更是如此。这种计算一般是采用现成的曲线图，但这种曲线图只与给定的管道有关，而试验管道又是按不同的计划装配的。为了避免上述错误，必须仔细测量实际管道的直径，并在计算中加以考虑。

三、离心泵的故障分析（三）

由于泵发生故障的许多特殊原因（如气囊、汽蚀、间隙过大等）都与泵的使用及设计有关，因此许多特殊故障可通过串联运行及并联运行的泵、中开式双吸泵、半开式叶轮泵或深井泵进行辨别。

（一）串联泵与并联泵

对于串联运行的泵，如果前面一台出了故障，汽蚀余量损失，就会使后面一台或几台接连发生故障。甚至当其中一台泵没运行时，一般地降低了流速的流体可照样流经串联着的泵。这股液流通过空载泵，使叶轮反向旋转，松开螺帽。空载泵此时重新启动，松动部件很快就会使泵发生事故。

对于用于数台并联泵的吸入支管的设计和尺寸要特别注意，因为一条吸入管线入口产生的汽蚀会沿着支管传到其他吸入管线。或者说，一台抗汽蚀性能下降的泵在并联吸入管上可以占有别的泵的吸入压力，于是减少了这些泵的有效汽蚀余量。

1. 中开式双吸泵

这类泵易遇到因双面、对称叶轮而引起的一些特殊问题。吸入管（如图 6-2-17 所示）的一根弯管可使进入叶轮的流量分配不均，结果降低了扬

程和效率，引起噪声和振动。如果一定要用这种弯管，那就要将其置于距入口上流至少 20in (1in = 2.54cm) 的地方，或装置特殊的整流装置。

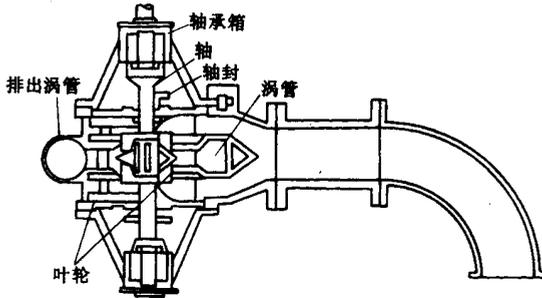


图 6-2-17 吸入弯管造成不均匀分配

由于双吸叶轮的对称性，因此可将这类叶轮在拆卸检修后反向安装在轴上。然而，成形叶片只能从一个方向进行旋转，反转将引起噪声和振动，效率也会严重降低，扬程—流量曲线也与规定的大不相同。同样，中开式泵被拆卸检修时，其两半壳体之间会出现错位现象（如图 6-2-18 所示），从而有损性能。如果重新装配的泵把上、下壳体之间的密封垫伸到流道内，那么会产生同样的问题。应调整双吸叶轮的轴向位置（如图 6-2-19 所示），以便使叶轮中心线与蜗壳中心线一致。这两条中心线的间距太大时会使叶轮两侧盖板同泵壳内表面相摩擦；不太大的间距也会引起过度的轴向负荷，从而降低性能。这类泵的吸入管和蜗壳之间的隔墙因磨蚀或腐蚀而生成小洞。洞太小，难以查找；但洞大了就足以造成严重的性能下降。

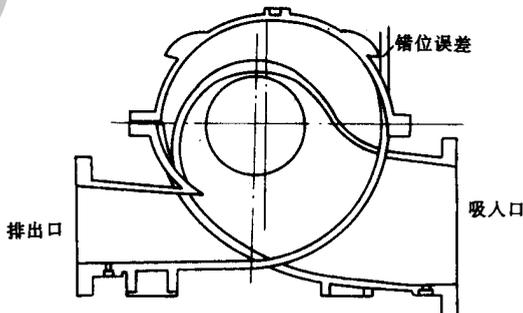


图 6-2-18 中开式泵的上、下泵壳可能错位

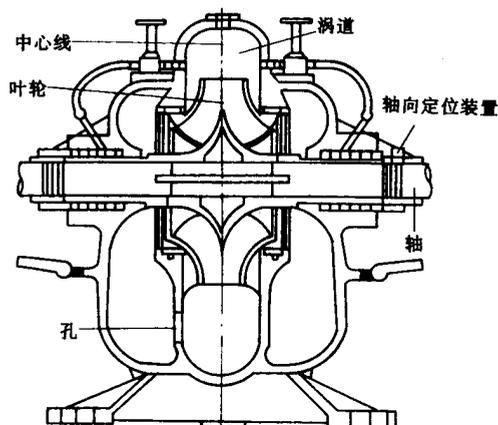


图 6-2-19 双吸叶轮中心线与蜗壳中心线重合

2. 半开式叶轮泵

半开式叶轮只有一个后盖板，另一个叶轮盖板为一块固定的防磨板或用泵壳与块铸成一体承磨面所代替（如图 6-2-20 所示）。叶片与承磨面之间的间隙对泵的性能有很大的影响。

因此，大部分半开式叶轮泵有几种在不拆卸泵的情况下就可以调整间隙的装置。

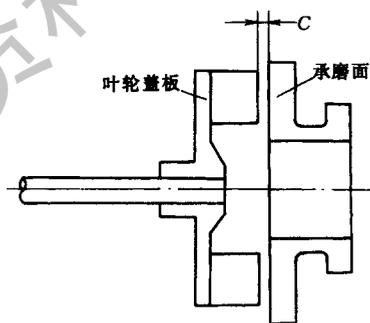


图 6-2-20 半开式叶轮具有盖板和承磨面

在卧式泵里，通常是在轴承箱里装有止排轴承，并且用垫片调整轴承箱的轴向位置。然而，由于某一叶轮的叶片的端面可能与泵壳承磨面不平行，因此使用这种垫片也不是很安全。每次若有理由确信是这种情况，就必须将

泵拆卸进行精确测量。有时半开式叶轮用于多级泵，当叶轮沿轴向装配次序有错时，叶轮之间的间隙发生变化，则可以重新安装。当泵送的流体含有绳线或纤维状固体时，遇到的问题就有所不同。这种固体很可能挤进叶片与承磨面之间，或打坏叶片，或打坏轴。

3. 深井泵

深井泵配小直径多级叶轮，并带有导叶，叶轮安装在长轴一端（如图 6-2-21 所示）。深井泵是根据叶轮的形式（闭合或半开形）和管柱结构分为开式（水润滑的橡胶轴承）或闭式（用油润滑的金属轴承）。任何形式的深井泵都会出现下述的一些问题，其余问题只是个别形式特有的问题。

（1）水位变化：深井泵没运行时，水位完全与地下水位相同。然而，当泵运行时，水位一直下降，直至进入井的水量和排出的流量之间达到平衡状态为止。平衡水位受季节和气候条件影响，它可使水位降低到使空气进入泵内的程度，于是泵排量立即降低，水位又上升，这样从增大流量到使水位下降依次反复进行。这样的反复可通过部分关闭排出阀而暂时得到补救。惟一的永久补救办法是加长管柱，因而需要把井加深。

（2）泥沙的影响：水中泥沙的直接影响是过度腐蚀，补救办法是既使用抗磨材料，又定期更换。经验证明，泥沙在新开凿的井中更加严重，通常经过一段时间才能降到允许的程度。水中含泥沙时，决不要突然停机，而要逐渐地、慢慢地关闭排出阀。倘若突然停泵，那么管柱里的泥沙就会堵塞叶轮和泵壳，使得泵无法工作。如果流量逐渐减少，水中的沙含量按比例减少，这样在停泵时就没有多少泥沙会沉淀下来。

（3）空气的影响：深井泵通常将逆止间安装在靠近排出口的地方。但是，这种间并不能阻止提升管柱里的流体返回到井里，从而使水平而与逆止阀之间形成真空。当泵重新启动时，由于上述原因造成的真空而引起的汽化现象会导致汽蚀冲击。同样，在开式管柱泵（如图 6-2-21 所示）里，少量空气会经填料函渗透，润滑剂从填料函中漏出。为了防止这类问题发生，带长管柱的深井泵应装有真空断路阀。提出的另一个问题是：停机期间允许让空气进入管柱，但在泵启动时又不能将其选出，这样会使逆止阀产生严重的“拍打”现象。

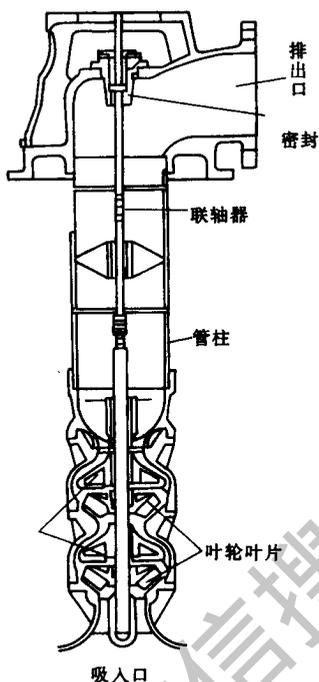


图 6-2-21 叶轮串联的深井泵

(4) 不合适的装置和不合格的井：深井泵是悬挂安装的，其上部置于坚固的基础上（如图 6-2-21 所示）。由于管柱很和，因此任何横向力都容易使其造成错位，从而使轴承上、下不对齐，结果引起噪声、振动，泵也受到损坏。如果所有的轴承和轴没有适当对齐的话，深井泵便不能正常运行。

因此，必须十分细心地安装泵的顶盖和电机，以避免来自井筒的横向力。当井是直线的和垂直的时候，泵的顶盖要安装得完全垂直，使其中心线与井中心线一致。如果井是倾斜的，则要将顶盖部件倾斜安装，使其倾斜度与井的倾斜度一致，因此泵中心线便成为井中心线的延伸部分。当井不是直线的时候，只有一台外径较小的泵才能有满意的垂直度。

深井泵上，每一节轴及每节管柱的螺纹同心度和端面垂直度要加工精确。然而，这种工艺可能由于种种原因而得不到保证，如装配中失掉了一节管柱，撞击了零件，或两个端面之间有了灰尘等。

(5) 水润滑的管柱：泵的润滑油耗尽后，这些管柱内的橡胶轴承就会有高的摩擦系数，并且在几秒钟内损坏。因此，这些轴承不仅应在泵启动前

给予润滑，而且这种预润滑应持续到泵送的水完全充满管柱，并且泵出口开始排水时为止。

绝大多数橡胶在受到含硫化物或含硫酸盐的水作用时就会膨胀。这种情况一旦发生，轴承就会对轴起约束作用，造成故障。在某些情况下，橡胶膨胀到一定程度后就停止膨胀，对此有效的补救办法是泵不间断地运转几星期，磨掉多余的橡胶，以使泵能正常运转。

然而，最好的办法是取深井水样，把不同种类的橡胶放进去做试验，确定一种耐磨橡胶，将其纳入泵规格使用。

第二节 风机的故障排除

一、故障检查的准备工作

(一) 安全保护措施

在检查风机和系统前应先把风机停下。在检查期间，风机必须断电，所有开关（包括其他控制机构的电源开关）都要放在“停止”位置上。如果这些设备不在风机旁边，则应在其现场放上写有“不要启动”的显眼的标牌。

(二) 影响系统性能的原因

- (1) 风机安装不良。
- (2) 在搬运或运输过程中碰坏。
- (3) 系统设计有问题。
- (4) 系统损坏。
- (5) 控制机构有毛病。
- (6) 风机选择不当。

(7) 多种因素的综合影响。

(三) 系统检查程序

(1) 当风机叶轮按惯性运动停止时，看看该叶轮的运转方向是否正确（如图 6-2-22 和图 6-2-23 所示）。

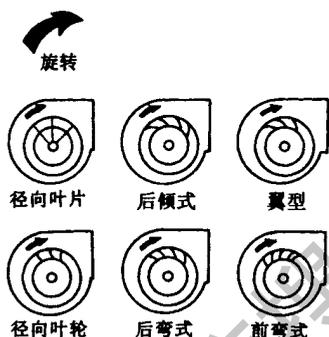


图 6-2-22 离心式风机叶轮形式

(2) 要确保风机叶轮相对机壳的运转方向正确，并且不要装反了（如图 6-2-22 和图 6-2-23 所示）。

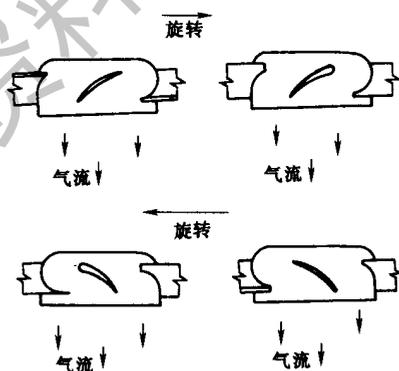


图 6-2-23 轴流式风机叶轮的旋转方向

(3) 对于带拖动风机，应按以下步骤检查：

① 驱动轮和从动轮是否保持同轴。带轮的同轴度不高会使功率过大（电流值大），并使带轮发出尖叫声（如图 6-2-24 所示）。

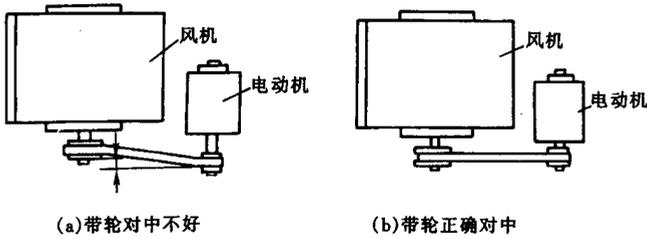


图 6-2-24 带轮的对中

②带是否松动。带松动时会产生滑动，导致噪声，并使其速度降低，造成带轮、轴承、轴和电动机发热。带应拉紧，在运转 48 小时后，驱动带会变松，应调整一下。若带绷得过紧，会降低风机和电动机轴承的使用寿命。

③检查带、带轮是否已磨损。如果已磨损，要更换一套新的匹配的带。

(4) 检查气流表面（进风口、叶轮、叶片和机壳内之间的通道）的清洁度，气流表面若积存厚的灰尘，则风机性能会受到影响。

(5) 检查叶轮叶片、轮缘或轮盘处以及入口或机壳中是否有擦伤、破损、孔、水点腐蚀或锈蚀。若有，应及时处理。

(6) 是否有外来杂质积存在叶轮、壳体或管网中（松散的绝缘纸片、冰块等）。如有，应及时除掉。

(7) 盘管、加热器、过滤器、风筒等是否积满了很多灰尘。若有，则应除净或更换。在弯管、挡风板、过渡管路、调节风门、防护网中除掉无关的气流障碍物。

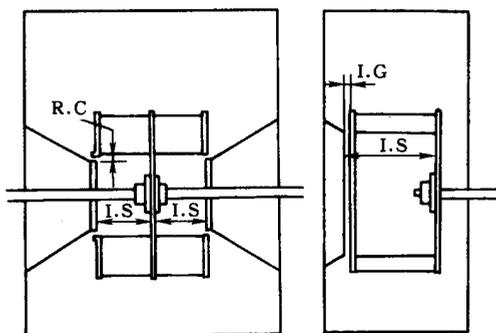
(8) 与风机一起提供的全部部件是否已安装。

(9) 风机进口处是否存在气流障碍物。

(10) 风机出口处的连接是否设计和安装得正确，风机出口的障碍物或风筒舌头能对风机的排风量产生影响。

(11) 图 6-2-25 为典型的风机进口与叶轮的相互关系。在图 6-2-25 中，通过几种简单的测量，可知道在这个区域中是否存在问题。

(12) 在一台双吸入风机上，两个进口情况是否相同。气流在风机壳体中心线上应是均匀的，均匀的进口气流如图 6-2-26 所示。气流不均匀会降低空气性能。如果带驱动机构、带护罩及电动机之间的距离太近，会使风机进口处产生不均匀气流。



I.S: 进口跨距 I.G: 进口间隙 R.C: 运行间隙

图 6-2-25 典型的风机进口与叶轮的相互关系

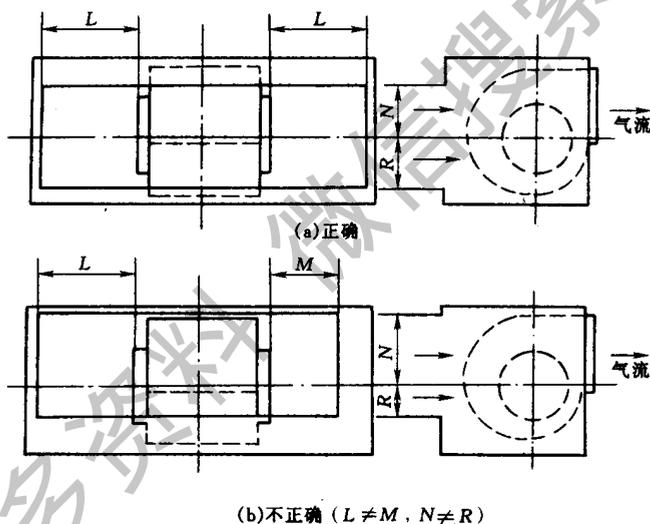


图 6-2-26 均匀的进口气流

(13) 安装在弯管里的旋转叶片是否过于接近风机进口或出口处。

(14) 如果风机备有各种可调进口导叶或进口调节门，则应检查下面的操作：

①不要仅依靠操纵杆的位置来确定导叶片风门的位置。

②如果该装置备有各种进口导叶或风门控制机构的双吸风机，那么进口导叶和风门必须要同步操作。如果进口导叶和风门不同步，那么就会在进口之间产生不平衡气流，从而引起空气性能不佳，使轴承上的推力不平衡或在

风机里产生喘振现象。

③要确保各进口导叶相对叶轮的旋转方向正确。调节导叶时，应使进入的空气能与叶轮沿相同的方向旋转，而不要逆向旋转。

④进口导叶与风门的安装位置是否正确。典型的调节特性曲线如图 6-2-27 所示。

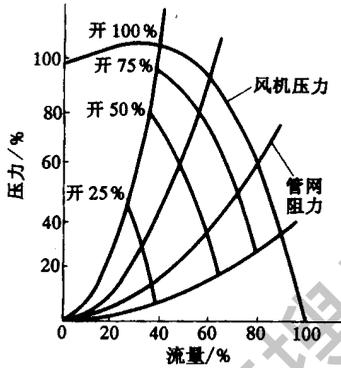


图 6-2-27 典型的调节特性曲线

(15) 检查接近风机进口处的管网或进气室是否有可能把空气涡流引入进口。典型的强制进口涡流情况如图 6-2-28 所示。“在完成上面几个系统检查步骤，并把风机紧固后，再取下切断开关和补偿系统上的“停止”标志，并使该装置重新投入运行。

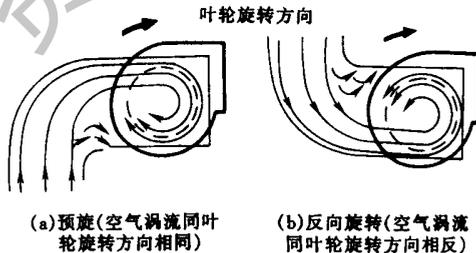


图 6-2-28 典型的强制进口涡流情况

(16) 检查整个系统（包括风机、风机进气室及所有管网）的泄漏情况，可根据声音、烟、感觉、肥皂水等情况检查泄漏。常出现的泄漏部位有检修门、盘管、风筒接缝及风机出口处的连接等，对于这些部位，必须密封好。

二、故障的判定与排除

离心式通风机、轮流式通风机、离心式鼓风机和压缩机的性能故障、机械故障、机械振动、润滑系统故障和轴承故障等产生的原因和消除方法见表6-2-1至表6-2-3。

表6-2-1 性能故障分析及其消除方法

序号	故障名称	产生故障的原因	消除方法
1	压力过高, 排出流量减小	①气体成分改变, 气体温度过低, 或气体所含固体杂质增加, 使气体的密度增大; ②出气管道和阀门被尘土、烟灰和杂物堵塞; ③进气管道、阀门或网罩被尘土、烟灰和杂物堵塞; ④出气管道破裂, 或其管法兰密封不严密; ⑤密封磨损过大, 叶轮的叶片磨损	①测定气体密度, 消除密度增大的原因; ②开大出气阀门, 或进行清扫; ③开大进气阀门, 或进行清扫; ④焊接裂口, 或更换管法兰垫片; ⑤更换密封圈、叶片或叶轮
2	压力过低, 排出流量过大	①气体成分改变, 气体温度过高, 或气体所含固体杂质减少, 使气体的密度减小; ②进气管道破裂, 或其管法兰密封不严密	①测定气体密度, 消除密度减小的原因; ②焊接裂口, 或更换管法兰垫片
3	通风调节系统失灵	①压力表失灵, 阀门失灵或卡住, 以致不能根据需要对流量和压力进行调节; ②由于需要流量减少或管道堵塞, 流量急剧减小或停止, 使得风机在不稳定区(飞动区)工作, 产生逆流反击风机转子的现象	①修理或更换压力表, 修复阀门; ②如是需要流量减小, 则应打开旁路阀门, 或减低转速; 如是管道堵塞, 则应进行清扫

第 2 章 泵与风机的故障及分析和检修

序号	故障名称	产生故障的原因	消除方法
4	风机压力降低	①管道阻力曲线改变，阻力增大，通风机工作点改变； ②通风机制造不良，或通风机严重磨损； ③通风机转速降低； ④通风机在不稳定区工作	①调整管道阻力曲线，减小阻力，改变通风机工作点； ②检修通风机； ③提高通风机转速； ④调整通风机工作区
5	噪声大	①无隔音设施； ②管道、调节阀松动	①加设隔音设施； ②紧固安装

表 6-2-2 机械故障分析及其消除方法

序号	故障名称	产生故障的原因	消除方法
1	叶轮损坏或变形	①叶片表面腐蚀或磨损； ②铆钉和叶片松动； ③叶轮变形后歪斜过大，使叶轮径向跳动或端面跳动过大	①如是个别损坏，应更换个别零件；如损坏过半，则应更换叶轮； ②用小冲子紧住，如仍无效，则需要更换螺钉； ③卸下叶轮后，用铁锤校正，或将叶轮平放，压轮盘某侧边缘
2	机壳过热	在阀门关闭的情况下，风机运转时间过长	停车，待冷却后再开车
3	密封圈磨损或损坏	①密计圈与轴套不同轴，在正常运转中被磨损； ②机壳变形，使密封圈一侧磨损； ③转子振动过大，其径向振幅的一半大于密封径向间隙； ④密封齿内进入硬质杂物，如金属、焊渣； ⑤推力轴衬熔化，使密封圈与密封齿接触而磨损	先清除外部影响因素，然后更换密封圈，重新调整并找正密封圈的位置

序号	故障名称	产生故障的原因	消除方法
4	带滑下或带跳动	①两带轮位置没有找正，彼此不在同一条中心线上； ②两带轮距离校近或带过长	①重新找正带轮； ②调整带的松紧度，其方法是：或者调整两带轮的间距，或更换适合的带

表 6-2-3 机械振动分析及其消除方法

序号	原因	特征	振动的因素分析	消除方法
1	转子静不平衡或动不平衡	风机和电动机发生一致的振动，振动频率与转速相符合	①轴与密封圈发生强烈的摩擦，产生局部高热，使轴弯曲； ②叶片质量不对称，或一侧部分叶片被腐蚀或磨损严重； ③叶片附有不均匀的附着物，如铁锈等； ④平衡块的质量与位置不对，或位置移动，或检查后未找到平衡； ⑤风机在不平衡区工作，或负荷急剧变化； ⑥双吸风机的两侧进风量不等	①更换新轴，并需同时更换密封圈； ②更换坏的叶片，或更换新的叶轮，并找平衡； ③清扫和擦干净叶片上的附着物； ④重找平衡，并将平衡块固定； ⑤开大闸阀或分路阀门，进行工况的调节； ⑥清扫进气管道灰尘，并调整挡板，使两侧进气口的负压相等
2	轴安装不良	振动为不定性的，空转时轻，满负荷时大	①联轴器安装不正，风机轴和电动机轴的中心未对正，基础下降； ②带轮安装不正，两带轮轴不平行； ③减速机轴与风机轴和电动机轴在找正时未考虑运转时位移的补偿量，或虽考虑盘不符合要求	①进行调整，重新找正； ②进行调整，重新找正； ③进行调整，留出适当的位移补偿余量

第 2 章 泵与风机的故障及分析和检修

序号	原因	特征	振动的因素分析	消除方法
3	转子固定部分松弛, 或活动部分间隙过大	发生局部振动现象, 主要在轴承箱等活动部分, 机体振动不明显, 与转数无关, 偶有尖锐的破击声或杂音	①轴衬或轴颈被磨损, 造成油间隙过大, 轴衬与轴承箱之间的紧力过小, 或有间隙而松动; ②转子的叶轮、联轴器或带轮与轴松动; ③联轴器的螺栓松动, 滚动轴承的固定圆螺母松动	①焊补轴衬合金, 调整整片, 或刮研轴承箱中分面; ②修理轴和叶轮, 重新配键; ③拧紧螺母
4	基础或基座的刚度不够或不牢固	产生邻近机房的共振现象, 电动机和风机整体振动, 而且在各种负荷情形时说一样	①机房基础的灌浆不良, 地脚螺母松动; ②基础或基座的刚度不够, 促使转子的不平衡度引起强烈的共振; ③管道未留膨胀余地, 与风机连接处的管道没加支持或安装和固定不良	①查明原因后, 进行适当的修补和加固, 拧紧螺母, 填充间隙; ②进行调整和修理, 加装支撑装置
5	风机内部有摩擦现象	振动不规则, 且集中在某一部分。噪声和转数相符合, 在启动和停车时可以听见风机内金属刮碰声	①叶轮歪斜, 与机壳内壁相碰, 或机壳的刚度不够, 左右晃动; ②叶轮歪斜, 与进气口圈相碰; ③推力轴衬歪斜、不平或磨损; ④密封圈与密封齿相碰	①修理叶轮和推力轴衬; ②修理叶轮和进气口圈; ③修补推力轴衬; ④换密封圈, 调整密封圈与密封齿的间隙

第 3 章

冷藏冷冻装置维修技术

第一节 线路学基础

一、电路及其物理量

(一) 电 路

电路是电流经过的闭合路径，是由一些电气设备或元器件为实现某种功

能组合后的总称。电路通常由电源、负载、中间环节（开关、导线、变压器等）三部分组成。用统一规定的符号来表示电路的组成和连接情况的图叫电路图，如图 6-3-1 为手电筒电路图。

在电路中，电源是产生电能的装置，它把其他形式的能量转换成电能，例如电池将化学能转换成电能，发电机将机械能转换成电能。负载是取用电能的装置，它将电能转换为其他形式的能量，例如电灯将电能转换成光能，电动机将电能转换成机械能等。中间环节是将电源和负载连接成闭合回路的部分，在电路中起着输送和分配电能等方面的作用。

手电筒电路虽然是一个最简单的电路，但它体现了电路由电源、负载和中间环节三个基本部分组成的共性。通常我们把由负载、连接导线和开关等所组成的电流通路，叫做外电路，而把电源内部的电流通路，叫做内电路。

电路存在着三种状态，即有载工作状态、开路状态和短路状态。例如在图 6-3-1 中，若开关 S 闭合，电源和负载接通成闭合回路，即称为电路的有载工作状态。有载工作状态也称为通路，此时电路中有工作电流。在图 6-3-1 中，若开关 S 或电路中某处断开、电源和负载未被接通成闭合回路的状态称为开路状态。开路状态也称为断路状态，此时电路中无电流。在图 6-3-1 中，若电源或负载两端被导线连接在一起，这种电源未通过负载而被接成闭合回路的状态称为短路状态。短路状态的闭合电路中有短路电流通过，其电流值很大，可大大超过电路在有载工作状态下的电流值，为了保护电源和其他电器设备，通常在电路中接入熔断器或断路器，以便在发生短路时，能迅速地将故障电路切除。

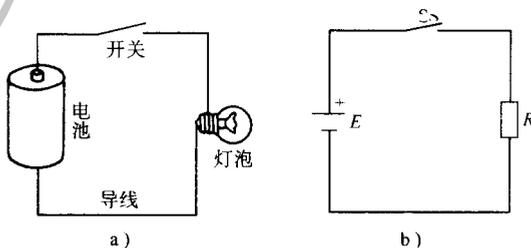


图 6-3-1 手电筒电路图

a) 示意图；b) 电路图

(二) 电路中的物理量

1. 电流

电荷有规则的运动就称为电流，电流是电荷在电场力的作用下做定向移动形成的。

电流的大小和方向不随时间而变化，称为恒定电流，又称直流电，简称直流。对于直流，其电流大小用单位时间内通过导体横截面的电量来度量，

$$I = \frac{Q}{t} \quad (6-3-1)$$

式中； I ——电流强度，单位为 A ；

Q ——电量，单位为 C ；

t ——时间，单位为 s 。

电流一词，既代表一种物理现象，又代表一个物理量。电流的单位还有毫安 (mA)、微安 (μA) 等。

$$1mA = 10^{-3}A; 1\mu A = 10^{-6}A$$

电流的方向通常规定为正电荷移动的方向。在金属导体中自由电子移动的方向与电流的方向相反。在电路中，当无法判定电流方向时，可先假定电流的参考方向（即正方向），然后列式求解。当求出的电流值为正值时，则表示电流的方向与参考方向相同见图 6-3-2b；反之，则表示电流的方向与参考方向相反见图 6-3-2c。

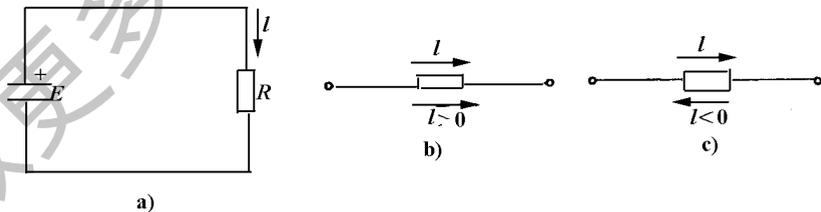


图 6-3-2 电流的方向

a) 电流的实际方向；b) 实际方向与参考方向相同；c) 实际方向与参考方向相反

——表示参考方向 ····表示实际方向

2. 电压与电位

(1) 电压。电压是衡量电场做功能力大小的物理量。在电路中若电场力将电荷 Q 从 a 点移动到 b 点, 所做的功为 W_{ab} , 则功 W_{ab} 与电量 Q 的比值称为 ab 两点间的电压, 用字母 U_{ab} 表示, 即

$$U_{ab} = \frac{W_{ab}}{Q} \quad (6-3-2)$$

电压的单位是伏特, 简称为伏, 用字母 V 表示。常用的单位还有千伏 (kV)、毫伏 (mV)、微伏 (μV)。

$$1kV = 10^3V; 1mV = 10^{-3}V; 1\mu V = 10^{-6}V$$

(2) 电位。电路中某点与参考点间的电压就称为该点的电位。通常把参考点的电位规定为零电位。电位的符号常用带右下脚标的字母 U 表示, 如 U_A 表示 A 点的电位。电位的单位也是伏特。

对照分析上述电压和电位的定义, 可知电路中 a 、 b 两点间的电压就是 a 、 b 两点的电位之差。即

$$U_{ab} = V_a - V_b \quad (6-3-3)$$

(3) 电压的正方向。规定电压降低的方向, 即由高电位端指向低电位端的方向为电压的实际方向, 如图 6-3-3 所示。当方向不容易判定时, 采用规定电压正方向进行计算得值的方法判定。方法与电流方向的判定相同。

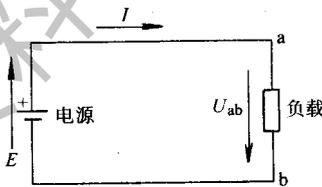


图 6-3-3 电压与电动势的方向

3. 电动势

电动势是衡量电源将非电能转换成电能能力的物理量。电动势的定义是电场力把单位正电荷从电源的低电位端经由电源内部移到高电位端电场力所做的功, 以字母 E 表示。由定义可知, 电动势的单位与电压的单位相同。

电动势的方向规定为在电源的内部由负极指向正极, 如图 6-3-3 所示。

对于一个电源来说, 既有电动势又有端电压, 但电动势只存在于电源的

内部，电源两端的开路电压（即电源两端不接负载时的电压）等于电源的电动势，但两者方向相反。电源的端电压方向规定为：在电源外部由电源的正极指向负极，如图 6-3-3 所示。

4. 电阻

(1) 导体的电阻。电流在导体中所受到的阻碍作用称为导体的电阻。电阻用 R 表示。电阻的单位为欧姆，简称为欧，用字母 Ω 表示。电阻的单位还有千欧 ($k\Omega$)、兆欧 ($M\Omega$) 等

$$1k\Omega = 10^3\Omega; 1M\Omega = 10^6\Omega$$

实验证明：在一定温度下，导体的电阻与导体的长度成正比，与横截面积成反比，还与材料导电性有关，即：

$$R = \rho \frac{l}{S} \quad (6-3-4)$$

式中： R ——导体的电阻，单位为 Ω ；

l ——导体的长度，单位为 m ；

S ——导体的横截面积，单位为 m^2 ；

ρ ——导体的电阻率，单位为 $\Omega \cdot m$ 。

电阻率 ρ 是反映材料导电性能的系数，单位为 $\Omega \cdot m$ ，不同金属材料电阻率的大小，可查电阻率表。银、铜、铝的电阻率很小，表示对电流的阻碍作用小，所以常用铜或铝制造导线和电器设备的线圈。银的电阻率更小，但因价格贵，一般不用作导线，只有在特殊要求的场合应用，如电器触点等。镍铬、铁铬铝合金的电阻率很大，而且耐高温，常用来制造发热器件的电阻丝。

实验发现，导体的电阻还与温度有关，通常金属导体的电阻随温度升高而增加。

(2) 电阻器。具有一定电阻值的元件叫做电阻器，简称为电阻，通常是用电阻率较高的材料制作在陶瓷骨架上而成的。

电阻器的种类很多。按结构不同，可分为固定电阻和可变电位器。按照制作材料不同，可分为碳膜、金属膜、金属氧化膜、线绕和有机合成电阻器等。常用电阻器的外形和特点见表 6-3-1。

电阻器的主要参数有：

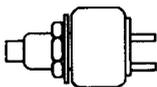
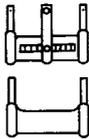
① 标称阻值：合格的电阻器上标记的电阻值。

②额定功率：电阻器允许长期工作的功率。额定功率超过 2W 的电阻器称为大功率电阻器。

③允许偏差：标称阻值所允许的偏差，也称为精度等级。通常规定有三级精度，Ⅰ级为 $\pm 5\%$ ，Ⅱ级为 $\pm 10\%$ ，Ⅲ级为 $\pm 20\%$ 。精密电阻器的精度要求高，允许的偏差有 $\pm 0.5\%$ ， $\pm 0.2\%$ ， $\pm 0.1\%$ ， $\pm 0.05\%$ 等。

电阻器的型号命名方法见附录 A。例如：

表 6-3-1 常用电阻器的外形和特点

名 称	外 形	主 要 特 点
碳膜电阻器 (RT 型)		阻值较稳定,受电压和频率影响小,价廉,应用广泛 阻值: $1\Omega \sim 10M\Omega$ 额定功率: $0.125 \sim 2W$
金属膜电阻器 (RJ 型)		耐热、噪声小,体积小,精度高,广泛应用于要求较高的电路 阻值: $1\Omega \sim 620M\Omega$ 额定功率: $0.125 \sim 2W$
金属氧化膜电阻器 (RS 型)		抗氧化,耐高温 阻值: $1\Omega \sim 200M\Omega$ 额定功率: $0.125 \sim 10W$
合成实芯电阻器 (RS 型)		机械强度高,可靠,体积小,价廉 阻值: $4.7\Omega \sim 22M\Omega$ 额定功率: $0.25 \sim 2W$
线绕电阻器 (RX 型)		阻值精度高,稳定,抗氧化,耐热,功率大,作为精密和大功率电阻器使用 阻值: $0.1\Omega \sim 5M\Omega$ 额定功率达 150W
电位器 (WT 型等)		阻值可以调节。阻值的输出特性有线性式。指数式、对数式。主要用于调节电路中的电阻、电流、电压等。

RJ73，表示精密金属膜电阻器

WXD3，表示多圈线绕电位器

RT12, 表示普通碳膜电阻器

电阻器的质量鉴别可从外观和内部两个方面来进行。外表的损坏、电阻体烧焦、引线折断等都很容易从外表看出。电阻器内部损坏或阻值变化过大, 则可利用万用表的欧姆档来鉴定。对于电阻器的其他一些参数, 应使用仪器或专用测试设备进行测量。

在电阻器的选用中, 对于应选用什么类型的电阻器并无严格的规定, 但是应遵循一个规律, 就是应根据各自电路的具体要求和使用条件, 并从电气性能到产品成本等方面综合考虑。不宜片面地选用高精度和非标准系列的电阻产品。为保证电阻器的可靠、耐用, 选用电阻器的额定功率应是实际承受功率的 1.5~2 倍。额定功率太低, 对电路的正常工作不利, 太高会增加成本, 造成浪费, 也无必要。

二、正弦交流电

大小和方向随时间按正弦规律作周期性变化的电流、电压、电动势分别称为正弦交流电流、正弦交流电压、正弦交流电动势, 统称为正弦交流电, 又叫做正弦量。

正弦量的特征表面在变化的快慢、变化的幅度和起始值 ($t=0$ 时的值) 三个方面。用来描述正弦量上述三方面特征的参数是频率、幅值和初相位, 它们被称之为正弦量的三要素。

(一) 频率、周期和角频率

交流电完成一次周期性变化所需的时间, 称为交流电的周期, 周期通常用 T 表示, 单位是秒 (s)。同时规定一个周期经历 2π 弧度。交流电在 $1s$ 内完成周期性变化的次数, 叫做频率, 频率通常用 f 表示, 单位是赫兹, 简称为赫 (Hz)。常用的单位还有千赫 (kHz)、兆赫 (MHz)。

频率和周期的关系是

$$f = \frac{1}{T} \text{ 或 } T = \frac{1}{f} \quad (6-3-5)$$

我国的生产和生活用的交流电的频率是 $50Hz$ (也叫工频)。它的周期是

$1/5 = 0.02\text{s}$ ，即每秒钟电流方向改变 100 次。图 6-3-4 中 $T = 6\text{s}$ ， $f = \frac{1}{6}\text{Hz}$ 。

正弦量变化的快慢除用周期和频率表示外，还可用角频率 ω 来表示。因为一个周期内经历 2π 弧度，所以角频率为

$$\omega = \frac{2\pi}{T} = 2\pi f \quad (6-3-6)$$

它的单位是弧度每秒 (rad/s)。

(二) 瞬时值、最大值、有效值

由于正弦量的大小时刻在变，所以每一时刻的数值是不相同的。我们把每一时刻正弦量的数值称为瞬时值，一般用小写字母 i 、 u 、 e ，分别表示瞬时电流、瞬时电压、瞬时电动势。瞬时值中最大的一个值，叫做正弦量的最大值（也叫做幅值），分别用大写字母并加下标 m 来表示最大电流、最大电压、最大电动势，即 I_m 、 U_m 、 E_m 。图 6-3-4 中 $I_m = 10\text{A}$ 。正弦交流电的大小和方向时刻在变化，这就给电路的计算和测量带来了困难。因此，在实际工作中常采用正弦交流电的有效值来表示交流电的大小。正弦交流电的有效值是这样规定的，如果有一个直流电流 I 通过电阻时产生的热量与正弦交流电 i 在相同的时间内通过这个电阻的热量相等，那么我们把直流电流 I 的大小就叫做这个交流电流 i 的有效值。正弦交流电的有效值分别用字母 I 、 U 、 E 来表示。理论证明正弦交流电的有效值与最大值之间的关系如下

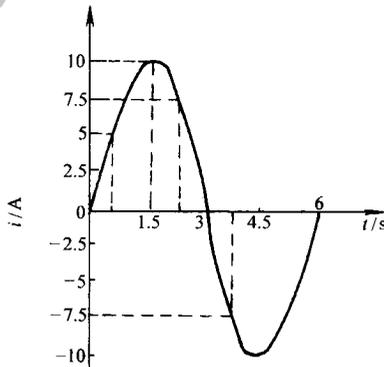


图 6-3-4 正弦交流电

$$I = \frac{I_m}{\sqrt{2}} = 0.707I_m$$

$$U = \frac{U_m}{\sqrt{2}} = 0.707U_m$$

$$E = \frac{E_m}{\sqrt{2}} = 0.707E_m$$

平时我们使用交流电压表和交流电流表所测得的数值便是有效值。使用交流电的电气设备上所标的额定电压和额定电流的数值也都是指有效值。通常若无特别说明，所说的正弦交流电的数值，都是指有效值。

(三) 初相角

正弦量是随时间而变化的，要确定一个正弦量还需从计时起点 ($t=0$) 上看。所取的计时起点不同，正弦量的初始值 ($t=0$ 时的值) 就不同，到达幅值或某一特定值所需的时间也就不是。

正弦量可用下式表示

$$i = I_m \sin(\omega t + \phi) \quad (6-3-7)$$

式中 $(\omega t + \phi)$ 称为正弦量的相角 (或相位)，它反映出正弦量变化的进程。当相角随时间连续变化时，正弦量的瞬时值随之作连续变化。

$t=0$ 时的相角称为初相角。在式 (6-3-7) 中初相角为 ϕ 。图 6-3-4 中 $\phi=0$ 。

初相角为正时，对应的初始值为正；初相角为负时，对应的初始值为负；初相角为零，对应的初始值为零。

两个频率相同的正弦交流电的初相角之差，叫做相位差。

例 1 已知正弦交流电的频率为 50Hz，求其周期和角频率。

解：周期 $T = \frac{1}{f} = \frac{1}{50\text{Hz}} = 0.02\text{s}$

角频率 $\omega = 2\pi f = 2 \times 3.14 \times 50\text{Hz} = 314\text{rad/s}$

例 2 用交流电压表测得照明电路上的交流电压为 220V，问交流电压的最大值是多少？

解：最大值 $U_m = \sqrt{2}U = 1.414 \times 220\text{V} = 311\text{V}$

例3 两正弦交流电流 $i_1 = 4\sqrt{2}\sin\left(314t + \frac{\pi}{2}\right)$ A, $i_2 = 6\sqrt{2}\sin\left(314t - \frac{\pi}{2}\right)$ A, 求它们的相位差。

$$\text{解：相位差 } \Delta\phi = \frac{\pi}{2} - \left(-\frac{\pi}{2}\right) = \pi$$

三、单相交流电路

电源为交流电源的电路称为交流电路。若电源只有一个交变电动势，则称为单相交流电路。交流负载一般是电阻、电感、电容或是它们的不同组合。我们把负载中只有电阻的交流电路称为纯电阻电路，只有电感的称为纯电感电路；只有电容的称为纯电容电路。

由于交流电路中的电压和电流都是交变的，因而有两个作用方向。为了分析电路方便，常把其中的一个方向规定为正方向，且同一电路中电流、电压及电动势的正方向完全一致。

(一) 纯电阻交流电路

在正弦交流电路中，尽管电流与电压随时间周期性变化，但只要电阻是线性的，那么电阻中的电流与它两端的电压服从于欧姆定律。所以，电阻的欧姆定律可写成

$$i = \frac{u}{R} \quad (6-3-8)$$

$$I = \frac{U}{R} \quad (6-3-9)$$

在交流电路中，一般计算电路的平均功率（有功功率） P 。通过数学推导，交流电路的有功功率 P 为

$$P = UI\cos\phi \quad (6-3-10)$$

式中； P ——有功功率，单位为 W ；

U ——电压的有效值，单位为 V ；

I ——电流的有效值，单位为 A ；

$\cos\phi$ ——电路的功率因数；

ϕ ——电流与电压的相位差。

在纯电阻交流电路中，电流和电压同相位， $\cos\phi = 1$ ，功率的计算公式与直流电路相同，电阻为耗能元件。

(二) 纯电容交流电路

电容器对交流电的阻碍作用叫电容的容抗，用字母 X_C 表示。容抗与电容容量 C 及交流电的频率成反比，即

$$X_C = \frac{1}{\omega C} = \frac{1}{2\pi f C} \quad (6-3-11)$$

式中 X_C ——电容器的容抗，单位为 Ω ；

C ——电容器的电容量，单位为 F ；

f ——交流电的频率，单位为 Hz ；

ω ——交流电的角频率，单位为 rad/s 。

在纯电容交流电路中，电流与电压的关系也服从欧姆定律，即

$$i = \frac{u}{X_C} \quad (6-3-12)$$

$$I = \frac{U}{X_C} \quad (6-3-13)$$

式中 i 、 u ——电流、电压的有效值，单位分别为 A 、 V ；

I 、 U ——电流、电压的有效值，单位分别为 A 、 V ；

X_C ——电容器的容抗，单位为 Ω 。

由式(6-3-11)可知，频率增高，则电容的容抗减小，其对电流的阻碍作用也减小，交流电流就容易通过。同一电容在高频交流电路中阻值就比在低频电路中小，这就是电容的高频旁路作用。我们常说的电容器具有阻止直流电流通过而允许交流电流通过的特点，由此而来。

在纯电容交流电路中，电流在相位上超前电压 90° ，即相位差为 90° ，故纯电容交流电路的平均功率（有功功率）为

$$P = UI\cos\phi = UI\cos 90^\circ = 0$$

表明电容在交流电路中是不消耗能量的，常称为无功元件。

(三) 纯电感交流电路

电感（电感器）是用金属丝烧制成的螺旋管线圈，又称为电感线圈。在变压器、继电器及电动机中都存在电感。电感在电路中用字母 L 表示。对于电感器，其电感量只与线圈的匝数、环绕面积、有无铁心等因素有关。电感的单位为亨利，用字母 H 表示。常见的单位还有毫亨（ mH ）、微亨（ μH ）。

$$1H = 10^3 mH = 10^6 \mu H$$

电感的作用是阻碍电路中电流的任何变化。在直流电路中，若忽略导线本身电阻，则可看成短接线，而在交流电路中，电感对交流电有一定的阻碍作用。电感对交流电的阻碍作用称为感抗，用字母 X_L 表示。感抗与电感的电感量 L 和交流电的频率 f 成正比，即

$$X_L = \omega L = 2\pi fL \quad (6-3-14)$$

式中 X_L ——感抗，单位为 Ω ；

L ——电感，单位为 H ；

f ——交流电的频率，单位为 Hz 。

电感电路也服从欧姆定律

$$i = \frac{u}{X_L} \quad (6-3-15)$$

$$I = \frac{U}{X_L} \quad (6-3-16)$$

式中 i 、 u ——电流、电压的瞬时值，单位为 A 、 V ；

I 、 U ——电流、电压的瞬时值，单位为 A 、 V ；

X_L ——感抗，单位为 Ω 。

由式（6-3-14）可知，交流电的频率越高，感抗越大，对电流的阻碍作用越大，而在直流电路中频率 $f=0$ ，电感可视为短接。所以电感具有通直流，阻交流的特性。

在纯电感的交流电路中，电流的相位落后于电压的相位 90° ，电流、电压的相位差为 90° ，所以纯电感电路的平均功率（有功功率）为

$$P = UI\cos\phi = UI\cos 90^\circ = 0$$

表明电感在交流电路中也是不消耗电能的，也称为无功元件。

四、三相交流电路

(一) 三相电动势

三相交流电是由三相交流发电机产生的。发电机的三组绕组在转动中产生了幅值相同，频率相同，初相位分别是 0° 、 120° 、 240° 的交流电动势。图 6-3-5 为三相电动势的波形图，很明显，它们之间只是初相位不同。其瞬时值表达式为

$$\left. \begin{aligned} e_U &= E_m \sin \omega t \\ e_V &= E_m \sin (\omega t - 120^\circ) \\ e_W &= E_m \sin (\omega t - 240^\circ) = E_m \sin (\omega t + 120^\circ) \end{aligned} \right\} (6-3-17)$$

由于它们的频率相同、幅值相等，相位上彼此相差 120° ，所以又称它们为对称三相电动势。

三相电动势到达零值或最大值的时间是不相同的，它们之间的先后次序叫相序。在图 6-3-5 中，从坐标原点到 $\omega t = 2\pi$ 的区间内，U 相电动势较 V 相电动势先到达零值或正的最大值；V 相电动势又较 W 相电动势先到达零值或正的最大值，这样的相序为 U-V-W，叫顺相序（顺序）。若相序是 U-W-V 则称为逆相序（逆序）。

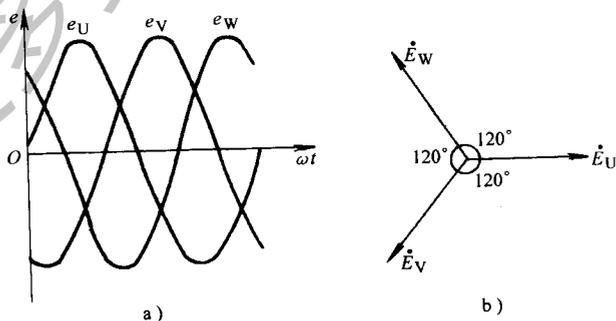


图 6-3-5 三相对称电动势

a) 波形图；b) 相量图

(二) 三相四线制

三相交流发电机的三个绕组上分别接上一个负载，就得到了三个独立的单相电路，构成三相六线制。这样的连接很不经济。因此，在实际中把连接在发电机绕组末端的三条导线合并为一条，称其为三相四线制，如图 6-3-6 所示。图中 Z 表示负载的阻抗（包括电阻、感抗、容抗）， NN' 就是由原来三条合并为一条的导线，为发电机三相绕组和三相负载的公共线，称之为中线或零线。其他的三条线 UU' 、 VV' 、 WW' 叫相线或火线，分别称为 U 相、 V 相、 W 相（或 L_1 相、 L_2 相、 L_3 相）。在三相四线制中，相序为顺序（图中为顺时针顺序）。

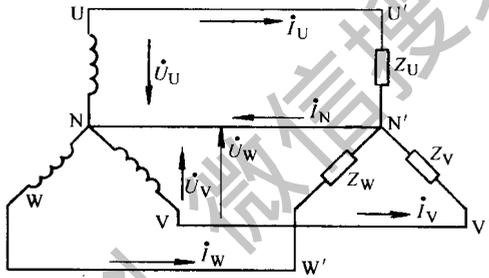


图 6-3-6 三相四线制

相线与中线之间的电压叫相电压，有效值用 U_U 、 U_V 、 U_W 或用 U_p 表示，正方向规定为由绕组的首端指向末端（即由相线到中线）。任何两根相线之间的电压叫线电压，有效值用 U_{UV} 、 U_{VW} 、 U_{WU} 或一般用 U_l 表示，线电压的正方向规定为由下标中的前一个字母指向后一个字母。如 U_{UV} 即由相线 U 指向相线 V 。

线电压与相电压在大小上的关系为：

$$U_l = \sqrt{3}U_p \quad (6-3-18)$$

在一般低压配电系统中，相电压为 220V，线电压为 380V（即 $380 = \sqrt{3} \times 220$ ）。没有特殊说明，一般所说三相电源的电压是指线电压。

采用三相四线制，能供给用户两种大小不同的电压。用户应根据负载的额定电压决定接法。如照明灯的额定电压为 220V，使用时就必须接在火线

与中线之间，取用相电压；如果额定电压为 380V 的交流接触器，使用时就应接在两根相线之间，取用线电压。

（三）三相负载的星形联结

如图 6-3-6 所示，把三相负载分别接在三相电源的一根端线和中线之间的接法，就叫三相负载的星形联结（即 Y 形）。

在图中，每相负载两端的电压称为负载的相电压，简称相电压。若忽略输电线上的电压降时，负载的相电压就等于电源的相电压。流过每相负载的电流叫相电流，用 I_p 表示；流过相线的电流叫线电流，用 I_l 表示；流过中线的电流叫中线电流，用 I_N 表示。在负载的星形联结中

$$I_{Yp} = I_l \quad (6-3-19)$$

通常把各相负载相同的三相负载叫做对称三相负载。对于对称三相负载的星形电路中，因为 $I_N = 0$ ，可省略中线，成为三相三线制电路，如图 6-3-7 所示。

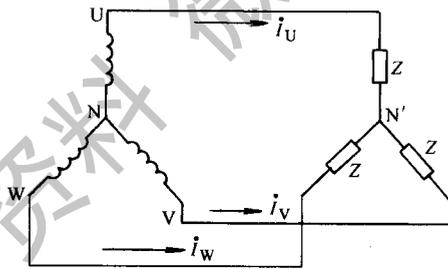


图 6-3-7 三相三线制电路

（四）三相负载的三角形联结

如图 6-3-8 所示，把三相负载分别接在三相电源的每两根相线之间，称为三相负载的三角形联结（ Δ 形）。

对于三角形联结的每相负载来说，也是单相交流电路，所以各相电流、电压和阻抗三者的关系与单相电路相同。作为三角形联结的各相负载是连接在两根相线之间，因此，负载的相电压就是线电压，即 $U_p = U_l$ 。当三相负

载对称时，线电流与负载的相电流之间的关系为

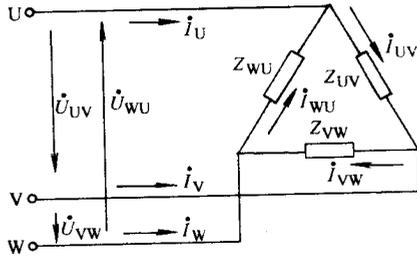


图 6-3-8 负载的三角形联结

$$I_l = \sqrt{3}I_p \quad (6-3-20)$$

(五) 三相负载的功率

在三相交流电路中，三相负载消耗的总功率为各相负载消耗功率之和，即

$$\begin{aligned} P &= P_U + P_V + P_W \\ &= U_U I_U \cos\phi_U + U_V I_V \cos\phi_V + U_W I_W \cos\phi_W \end{aligned} \quad (6-3-21)$$

对称三相负载的总功率为

$$\begin{aligned} P &= 3U_p I_p \cos\phi \\ &= \sqrt{3}U_l I_l \cos\phi \end{aligned} \quad (6-3-22)$$

式中；P——有功功率，单位为 W；

U_p 、 U_l ——相电压、线电压，单位为 V；

I_p 、 I_l ——相电流、线电流，单位为 A；

ϕ ——相电压与相电流间的相位差，单位为 rad (度)。

五、整流与滤波电路

(一) 整流电路

整流电路是利用二极管的单向导电性能，将交流电变成直流电的电子电

路。

1. 单相半波整流电路

图 6-3-9a 为单相半波整流电路。电路由变压器 T、整流二极管 V 和负载电阻 R_L 组成。其中变压器的作用，是将电源电压变换成适当数值的电压。

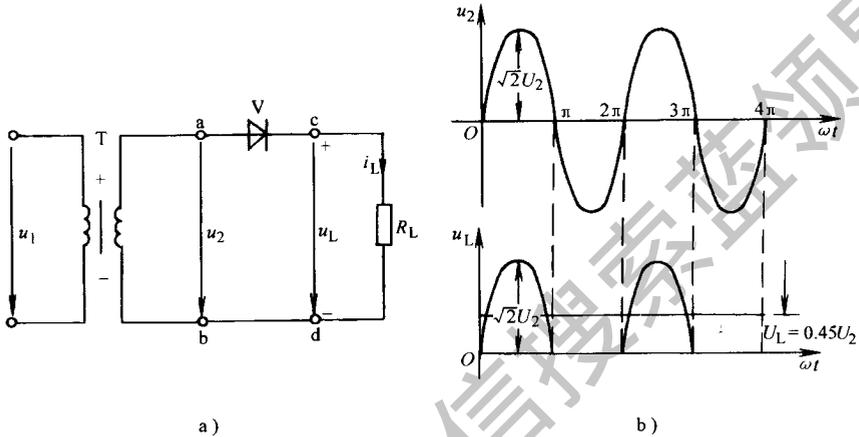


图 6-3-9 单相半波整流电路及电压波形

a) 整流电路；b) 电压波形图

假设变压器的二次电压为 $u_2 = \sqrt{2}U_2 \sin \omega t$ ，其波形图如图 6-3-9b 所示。若把二极管理想化，则当 u_2 为正半周时，二极管导通，回路中产生的电流在 R_L 上产生电压 u_L ；当 u_2 为负半周时，二极管截止，回路电流为零， $u_L = 0$ 。在整个周期内， u_2 和 u_L 的变化波形如图 6-3-9b 所示。因为这种整流电路在输入正弦电压的一个周期内，输出的电压只有半个正弦波形，所以称为半波整流。

半波整流电路简单，使用元件少，但输出波形脉动大而且交流电源有一半时间未被利用。

在输入正弦电压的一个周期内，负载获得脉动直流电压的平均值，称为负载的直流电压，用 U_L 表示。经计算可得

$$U_L \approx 0.45U_2 \quad (6-3-23)$$

根据欧姆定律，可得负载的直流电流为

$$I_L = \frac{U_L}{R_L} \approx 0.45 \frac{U_2}{R_L} \quad (6-3-24)$$

在输入正弦电压的一个周期中，流过二极管的电流平均值，叫做二极管的整流电流，用 I_D 表示，则有

$$I_D = 0.45 \frac{U_2}{R_L} \quad (6-3-25)$$

在二极管处于截止的负半周，尽管电路中没有电流，但是二极管实际上却承受着反向电压的最大值，二极管的最高反向电压，用 U_{RM} 表示，则有

$$U_{RM} = \sqrt{2}U_2 \quad (6-3-26)$$

在二极管的选用中，要特别考虑二极管的整流电流和最高反向电压这两个参数。

2. 全波整流电路

全波整流电路如图 6-3-10a 所示。全波整流电路实际上是两个半波整流电路的组合，由变压器 T、负载 R_L 和两个整流二极管 V_1 、 V_2 组成。变压器的二次绕组有个中心抽头。

按照前面半波整流的分析方法可知，在全波整流电路中， u_2 与 u'_2 相对于中心抽头相位相反而幅值相同，就是说 V_1 导通时 V_2 必然截止， V_2 导通时 V_1 也必然截止。从图上可知两个整流电流都以同一方向流过负载 R_L ，这时负载在整个周期内都有电流流过，其脉动成分得到明显改善，同时负载上得到如图 6-3-10b 所示的电压。所以，负载 R_L 的等效直流电压 U_L 为

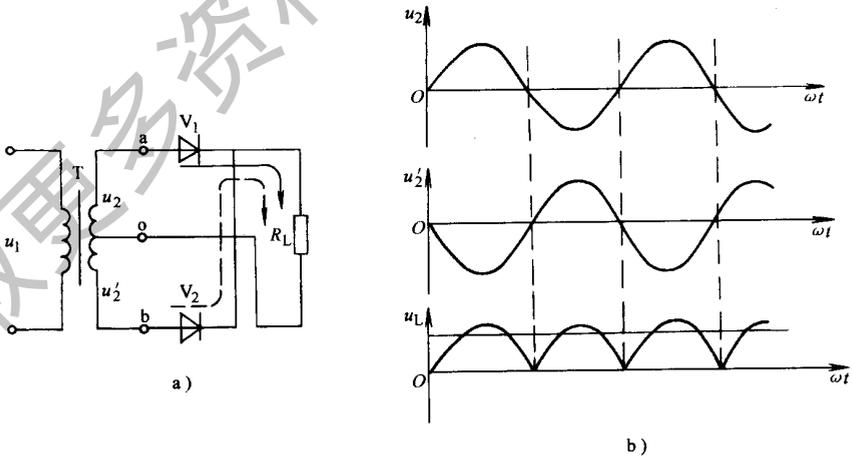


图 6-3-10 单相全波整流电路及电压波形图

a) 整流电路；b) 电压波形图

$$U_L = 0.9U_2 \quad (6-3-27)$$

负载直流电流 I_L 为

$$I_L = 0.9 \frac{U_2}{R_L} \quad (6-3-28)$$

流过每管的电流平均值（二极管的整流电流） I_D 为

$$I_D = \frac{1}{2} I_L = 0.45 \frac{U_2}{R_L} \quad (6-3-29)$$

每个二极管承受的最高反向电压 U_{RM} 为

$$U_{RM} = 2\sqrt{2}U_2 \quad (6-3-30)$$

可见，全波整流电压比半波整流提高了一倍，流过二极管的整流电流仍等于半波整流，但二极管所承受的最大反向电压是半波整流的2倍，因此全波整流对二极管的反向击穿电压参数有更高的要求。

3. 单相桥式整流电路

图6-3-11a为一种最常见的全波整流电路。它由变压器T、四个整流二极管 V_1 、 V_2 、 V_3 、 V_4 及负载 R_L 组成。由于这种整流电路中的四个整流二极管接成电桥形式，所以称为桥式整流。

桥式整流的电压波形图如图6-3-11b所示，当 u_2 为正半周时，二极管 V_1 、 V_3 导通，整流电流的路径是 $a \rightarrow V_1 \rightarrow R_L \rightarrow V_3 \rightarrow b$ ， V_2 、 V_4 此时承受反向电压而截止；当 u_2 为负半周时，二极管 V_2 、 V_4 导通，整流电流路径是 $b \rightarrow V_2 \rightarrow R_L \rightarrow V_4 \rightarrow a$ ， V_1 、 V_3 此时承受反向电压而截止。由图可知，尽管 u_2 的方向发生了变化，但流过负载的电流方向却没有变。其电压波形图如图6-3-11b所示。由于这种整流电路在整个周期内都有输出，所以称为全波整流。

电路中的各参数值多数与全波整流相同。

负载电压 U_L 为

$$U_L = 0.9U_2 \quad (6-3-31)$$

负载电流 I_L 为

$$I_L = 0.9 \frac{U_2}{R_L} \quad (6-3-32)$$

流过每个二极管的平均电流（整流电流） I_D 为

$$I_D = \frac{1}{2} I_L = 0.45 \frac{U_2}{R_L} \quad (6-3-33)$$

每个二极管承受的最高反向电压 U_{Rm} 为

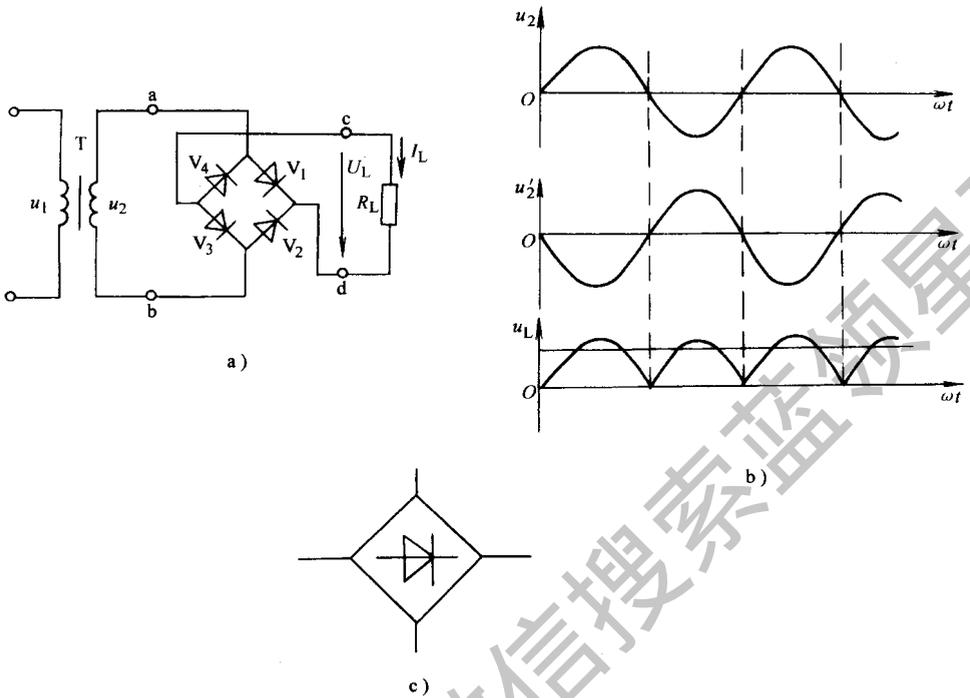


图 6-3-11 桥式整流

a) 桥式整流电路；b) 电压波形图；c) 桥式整流电路的简化形式

$$U_{Rm} = \sqrt{2}U_2 \quad (6-3-34)$$

桥式整流电路是一种较为理想的整流电路，尽管它使用的二极管数量多，但它不要求变压器有中心抽头，对二极管的反向击穿电压参数较全波整流也低一倍。

(二) 滤波电路

交流电经过整流后得到脉动的直流电。把脉动直流电变成较为平稳直流电的过程，称为滤波。担负滤波的电路称为滤波电路。通常的滤波电路是由电容、电感、电阻等元件组成。

1. 电容滤波电路

图 6-3-12 是电容滤波电路，在单相桥式整流电路的输出端和负载电

阻 R_L 之间并联了一只电容量较大的电容 C 。

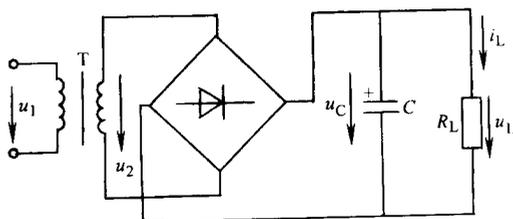


图 6-3-12 单相桥式整流、电容滤波电路

设变压器二次电压 $u_2 = \sqrt{2}U_2 \sin \omega t$ ，波形如图 6-3-13a 所示，如果整流电路未加电容滤波电路，输出电压的波形如图 6-3-13b 所示。现分析加入电容滤波电路后输出电压的变化。在 u_2 的正半周内，设电容 C 已充电，当 u_2 大于电容两端的电压 u_C 时，二极管 V_1 、 V_3 导通。一方面电源向负载电阻 R_L 供电，一方面对电容 C 充电，由于二极管的正向电阻和变压器的电阻很小，因此电容充电时间常数很小，充电很快。可以认为电容充电电压 u_C 与电源电压 u_2 近似相等，直充到 u_2 的最大值 $\sqrt{2}U_2$ ，如图 6-3-13c 中的 ab 段所示。过了 b 点后，电压 u_2 开始下降，此时电容开始向负载电阻 R_L 放电。由于电容放电时间常数 $\tau_{\text{放}} = R_L C$ 很大，放电很慢，因此电压 u_2 下降的速度大于电容电压的下降速度，当 u_2 下降到小于 u_C 时，四只二极管全部承受反向电压而截止。负载 R_L 两端的电压由电容 C 的放电电流来维持，如图 6-3-13c 中的 bc 段所示。 u_2 的负半周时， $|u_2| > u_C$ 时，二极管 V_2 、 V_4 导通，电容 C 重新充电，当充到 $|u_2|$ 的最大值时，又开始放电。如此不断重复上述过程，电容电压 u_C 的波形如图 6-3-13c 中的实线所示。由于电容 C 和负载 R_L 并联， R_L 两端的电压 u_L 的波形就是电容电压的波形。很明显，并接电容滤波后，输出电压 u_L 的脉动程度大大减小，波形比较平滑。

总之，电容滤波电路是利用电容的充、放电作用，使负载两端得到比较平滑的电压波形，所以电容 C 具有平波作用。

电容滤波不但能减小直流电压的脉动程度，而且可以提高负载所获得的直流电压，对于半波整流电路，负载电压为

$$U_L \approx U_2 \quad (6-3-35)$$

对于全波整流电路，负载电压为

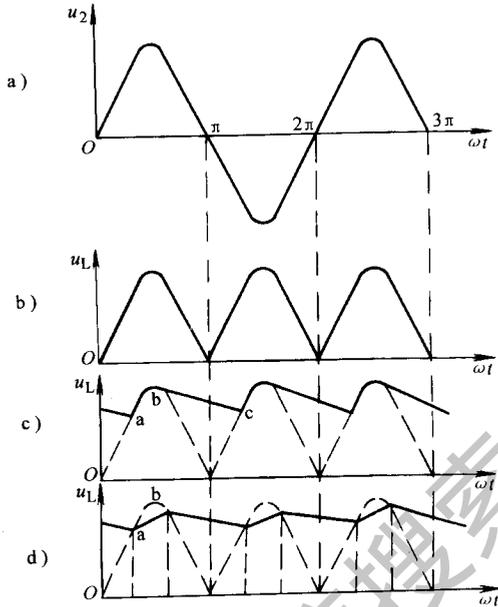


图 6-3-13 单相桥式整流、电容滤波的电压波形

- a) 电源电压 u_2 的波形；b) 未接电容时 u_L 的波形
- c) 接电容后 u_L 的波形；d) 考虑内阻后 u_L 的波形

$$U_L \approx 1.2U_2 \quad (6-3-36)$$

2. 电感滤波

图 6-3-14 是电感滤波电路，在单相桥式整流电路和负载 R_L 之间串联了一个电感量较大的带铁心的线圈 L 。

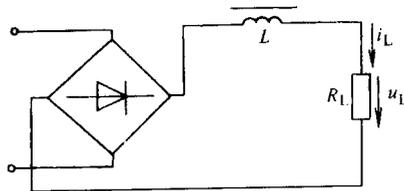


图 6-3-14 电感滤波电路

在电感滤波电路中，当流过电感的电流增加时，自感电动势的方向与电流的方向相反，自感电动势阻止电流的增加，同时把一部分电能转化成磁能

储存起来；反之，当电流减小时，自感电动势阻碍电流的减小，线圈释放储存的电感，以补偿流过负载的电流，从而使输出的电流和电压的脉动程度减小。由此可见电感滤波利用的是电感线圈的自感电动势有阻碍线圈中电流变化的原理来进行工作的。其电感 L 越大，滤波效果就越好。

电感滤波电路的输出电压平均值，按如下经验公式计算

$$U_L = 0.9U_2 \quad (6-3-37)$$

3. 复式滤波电路

电容滤波和电感滤波电路的输出电压脉动程度还是较大的，为了进一步减小脉动程度，可以将它们适当组合成为复式滤波电路。

图 6-3-15a 是电感 L 和电容 C 组合成的 T 型（或倒 L 型）滤波电路。

图 6-3-15b 是电容 C_2 和电感 L 和电容 C_1 组合成的 CLC π 型滤波电路，其输出的电压波动程度比 T 型滤波电路更小。

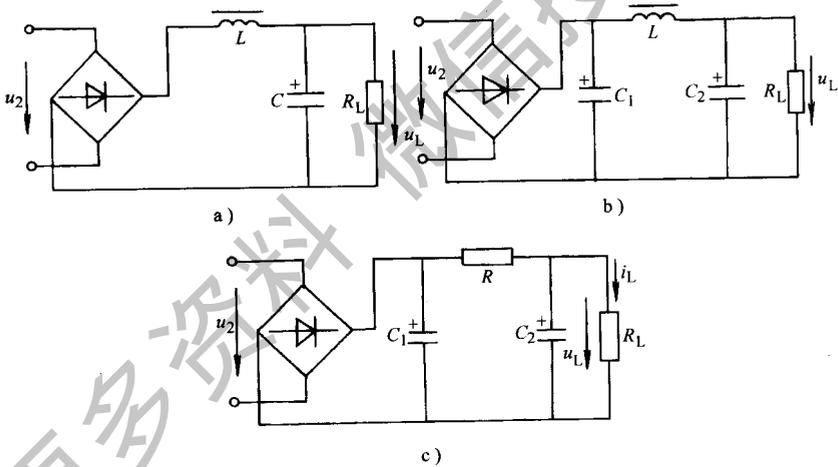


图 6-3-15 复式滤波电路

a) T 型滤波电路；b) CLC π 型滤波电路；c) CRC π 型滤波电路

为了减小设备的体积和重量，常采用电阻 R 代替带铁心的线圈，组成 CRC π 型滤波电路。如图 6-3-15c 所示。电阻 R 愈大，滤波效果愈好，但是 R 太大时，直流压降增大，功率损耗大，故意 CRC π 型滤波电路只适用于负载电流较小，要求输出电压脉动程度很小的电路。

第二节 制冷技术基本技术

一、物态的变化

自然界的任何物质都能够呈现三种不同的状态，即固态、液态和气态。

固态物质分子之间距离最小，分子间吸引力最大。分子只能在其平衡位置的上下左右前后作振幅很小的振动，而不能移动，它具有一定的形状。液态物质分子间距较大，引力较小，分子既能在平衡位置振动，又能够移动。因此，它具有一定的流动性而无一定形状，基本上不可压缩。气态物质分子间距最大，引力最小，分子作无规则的运动。它没有固定的形状，既可以无限膨胀，也可以大大压缩。

物质的任何一种状态，都是在一定条件下的状态，是相对稳定的。当条件改变到一定程度时，物质就会由一种状态变化为另一种状态，这种物质的固态、液态和气态在一定条件下的变化叫物质的三态变化。如在 $9.8 \times 10^4 \text{ Pa}$ (1at) 压力时，水在常温下为液态；当温度降到 0°C 以下则变为固态——冰；加热到 100°C 时，则又变为气态——水蒸气。由此可见，物质在发生三态变化时，伴随着热量的吸收或放出。物质三态变化关系如图 6-3-16 所示。

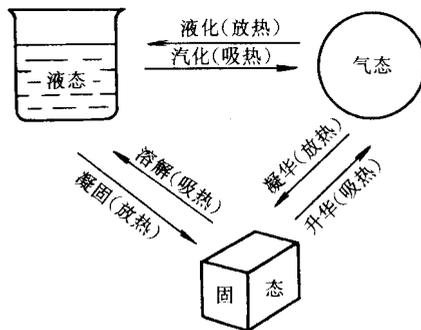


图 6-3-16 物态名称、变化及能量关系图

在物态变化中，由液态变为气态的现象叫汽化。汽化有两种形式，一是在液体表面产生的汽化现象——蒸发。如久旱无雨，河水慢慢干涸的现象，就是蒸发现象；二是液体被加热到沸点，在其内部产生的汽化现象叫沸腾。如水加热到 100°C 时的沸腾。应注意，在制冷工程技术中使用的“蒸发”一词，是蒸发和沸腾两种汽化现象的统称。

二、气体的物理性质

物质的物理性质，是指物质在物理变化过程中表现出来的性质。包括颜色、状态、气味、味道、熔点、沸点、密度、比体积、压强、温度等。气体的物理性质，则主要是指气体的压强、温度、比体积等。

三、温度与热量

(一) 温度

1. 温度的物理意义

任何物质都是由分子组成的，分子是独立存在的最小物质微粒。无论物质处于何种状态，分子间皆存在一定间隙，存在着相互作用力，且始终在不断地运动着。物质分子平均运动速度大小，决定了物质的温度。分子运动速度越大，物质的温度越高；分子运动速度越小，则物质的温度越低。

温度实际上反映了物质分子热运动的剧烈程度。温度既是衡量物质冷和热的尺度，又可以确定热量传递的方向。也就是说，温度高的物质热，温度低的物质冷；热量总是由温度高的物质向温度低的物质传递。

2. 温标

物质的冷热程度可用温度计来测量。如水银温度计、电阻温度计、热电偶温度计、膨胀式指针温度计、光学高温计等。而温度则可用摄氏温标、热力学温标、华氏温标来度量。

摄氏温标 ($^{\circ}\text{C}$): 在 $1.01 \times 10^5 \text{ Pa}$ (1 atm) 压力下，以水的冰点为 0°C ，沸点为 100°C ，把其间分为 100 等分，每一等分为摄氏温度的一度，记作

1℃。摄氏温度用符号 t 表示。按此比例分割制成的温度测量仪器——温度计，称为摄氏温度计。

热力学温标 (K): 在 $1.01 \times 10^5 \text{ Pa}$ (1atm) 压力下，以水的冰点为 273°C ，沸点为 373°C ，把其间分为 100 等分，每一等分为热力学温度一度，记作 1K。热力学温度的符号用 T 表示。当物质温度达到 0K 即 -273°C 时，物质分子停止了运动，故把这个温度称为绝对零度。热力学温标也称为绝对温标。

华氏温标 ($^\circ\text{F}$): 在 $1.01 \times 10^5 \text{ Pa}$ (1atm) 压力下，以水的冰点为 32°F ，沸点为 212°F ，把其间分为 180 等分，每一等分为华氏温度的一度，记作 1°F 。华氏温度的符号用 t_f 表示。工程上一般不用华氏温度，而常用摄氏温度和热力学温度。

3. 三种温度间的换算

摄氏温度、热力学温度和华氏温度之间可用下列公式进行相互换算

$$T = t + 273 \quad (6-3-38)$$

$$t_f = \frac{9}{5}t + 32 \quad (6-3-39)$$

式中； T ——热力学温度，单位为 K；

t ——摄氏温度，单位为 $^\circ\text{C}$ ；

t_f ——华氏温度，单位为 $^\circ\text{F}$ 。

如： $t = 0^\circ\text{C}$ ， $t_f = 32^\circ\text{F}$ ， $T = 273\text{K}$

$T = 0\text{K}$ 时， $t = -273^\circ\text{C}$

三种温度之间关系也可用图 6-3-17 表示。

4. 比体积

在工程热力学中，每单位质量的气体物质所占有的体积称为比体积，用符号 v 表示，单位是米³/千克 (m^3/kg)。若用大写字母 V 表示全部气体的体积，以 m 表示全部气体的质量，其比体积则为

$$v = V/m \quad (6-3-40)$$

比体积的倒数，即单位体积中所容纳的物质的质量，称为密度，用 ρ (kg/m^3) 表示。即

$$\rho = \frac{1}{v} = m/V \quad (6-3-41)$$

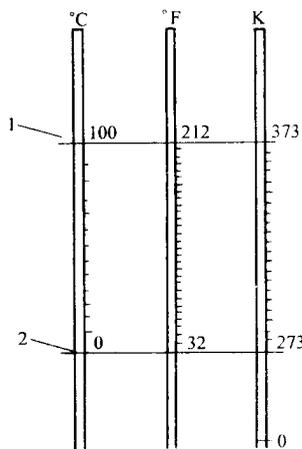


图 6-3-17 几种温度关系图

1—水的沸点；2—水的冰点

每单位体积中所容纳的物质的重量（重力），称为重度，用 γ 表示。 $\gamma = \rho g$ 。 g 为重力加速度，工程计算中取 $g = 9.81\text{m/s}^2$ 。

（二）热量与比热容

1. 热量

热量是表示物质吸热或放热多少的物理量。当物体与外界不存在做功的条件下，物体从外界吸收热量，则温度升高，放出热量，则温度下降。

工程单位制中热量的单位为卡（cal）或大卡（kcal）。1大卡是指1kg纯水温度升高1°C所吸收的热量。卡是非法定单位，我国规定不允许采用。

$$1\text{kcal} = 1000\text{cal}$$

国际单位制中热量的单位为焦耳（J）或千焦耳（kJ），J和kJ是国家规定的法定计量单位。

$$1\text{kJ} = 1000\text{J}$$

$$1\text{J} = 0.24\text{cal}$$

$$1\text{kJ} = 0.24\text{kcal}$$

在大型制冷工程中采用“冷吨”为热量单位。在24h内将1吨纯水从0°C冻结为0°C的冰所需要的热量称为1冷吨，冷吨是非法定计量单位，我

国不允许采用，其与法定计量单位的换算关系如下

$$1 \text{ 冷吨} = 13878 \text{ kJ/h}$$

2. 比热容

单位质量（1kg）物体温度升高或降低 1℃ 吸收或放出的热量，叫做质量热容，简称比热容，常用符号 c 表示，单位是 $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 。如水的比热容为 $4.2\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 。意思是说：1kg 水温度升高或降低 1℃ 时所吸收或放出的热量为 4.2kJ。

工程上用比热容（即质量热容）来计算某物体显热的增加或减少。

3. 热量传递形式

热量由一个物体传给另一个物体，或是一个物体吸收另一个物体的热量，必然存在着热量的传递转移过程。其传递的方式分为热传导、对流和热辐射。

（1）热传导。热量由物体内部某一部分传递到另一部分，或是相互接触的两个物体，由一个物体传给另一个物体。在这个传热过程中，物体各部分物质并未移动，称这种传热形式为热传导。将铁棒的一端放在火上加热，另一端握在手中，过一段时间，手会感到热，这就是典型的热传导。

物质不同，其传导热量的能力不同，为了表明物质材料传导热量的能力的大小，特引出热导率这一物理量。在稳定的条件下，面积为 1m^2 ，厚度为 1m ，两侧平面的温度差 1℃ 的某物质，在 1h 的时间内，由一侧面传递到另一侧面的热量，称为该物质的热导率（过去称导热系数），单位是 $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 或 $\text{kJ}/(\text{m}\cdot\text{h}\cdot\text{K})$ 。用符号 λ 表示。

单层平壁所传导的热量 Q ，与平壁材料的热导率 λ 、平壁两侧之间的温度差 Δt 、平壁面积 S 及传热时间 T 成正比，与平壁的厚度 δ 成反比，如图 6-3-18 所示。

$$Q = \frac{\lambda ST (t_1 - t_2)}{\delta} \quad (6-3-42)$$

式中； Q ——热量，单位为 kJ；

λ ——材料的热导率，单位为 $\text{kJ}/(\text{m}\cdot\text{h}\cdot\text{K})$ ；

S ——平壁厚度，单位为 m^2 ；

δ ——平壁厚度，单位为 m；

T ——传热时间，单位为 h；

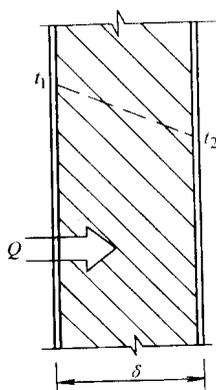


图 6-3-18 单层壁面热传导

t_1 、 t_2 ——平壁两表面温度，单位为 K。

根据材料的导热性能，把材料分为热的良导体和热的不良导体。热的不良导体称为保温材料或隔热材料。家用电冰箱的箱体，为了防止冷量散失，采用热导率小的绝热材料，如聚氨酯泡沫塑料、玻璃棉等。而电冰箱的蒸发器和冷凝器，为了加速热量的散发，采用热导率系数大的铜材和铝材。

(2) 对流。在气体或液体中，由于存在温度差、密度差和压力差而流动进行的热量传递称为对流。对流有自然对流和强迫对流。直冷式电冰箱箱内的空气，各处温度不同、重力不同，而形成上下自然对流而传递热量，称为自然对流传热。间冷式电冰箱内，靠微型电风扇吹动空气循环，强迫其流动传递热量，从而达到降温的目的，这是强迫对流传热。另外，发生在流体（气体和液体）与固体表面之间的热交换，热传导和热对流同时存在，这种情况称为对流换热。

(3) 热辐射。热辐射是在物体之间互不接触的情况下，由一个物体将热量以电磁波的形式向外界辐射，传给另一个物体。如太阳传给地球的热能，就是以辐射方式传递的。辐射热量的大小决定于两物体的温差及物质的性质等因素。物体表面越黑、越粗糙，发射和吸收的辐射能力越强；物体表面越白、越平滑，其辐射能力越弱。家用电冰箱为了减少吸收辐射能，箱体外壁表面白亮而光滑，而冷凝器为了增强辐射能力，加工成黑色，就是为了这一缘故。

实际上热传递过程往往是三种形式同时进行，当然也存在单一方式进行

传热的情况。

四、显热和潜热

(一) 显热

当物体不断吸收或放出热量，使物体温度升高或降低，同时又没有引起物质状态发生变化，这个过程中物体所吸收或放出的热量称为显热。比如：把水从 0℃ 加热到 80℃ 时，水所吸收的热量即为显热，或者水从 60℃ 降到 20℃ 时所放出的热量也叫显热。

显热的热量可用下列公式计算

$$Q = cm(t_2 - t_1) = cm\Delta t \quad (6-3-43)$$

式中； Q ——显热热量，单位为 kJ；

c ——物质的比热容，单位为 $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ；

m ——物质的质量，单位为 kg；

t_2 、 t_1 ——初、终状态下物质的温度，℃ 或 K。

如：将 2kg 水从 20℃ 加热到 80℃ 所需要的显热热量为

$$\begin{aligned} Q &= cm \cdot (t_2 - t_1) \\ &= 4.2\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{°C}) \times 2\text{kg} \times (80\text{°C} - 20\text{°C}) \\ &= 504\text{kJ} \end{aligned}$$

(二) 潜热

当物体温度不发生变化，因吸收或放出热量，而使物体的状态发生变化时，物体吸收或放出的热量，叫做潜热。如：给 100℃ 水加热，使之变为 100℃ 水蒸气所吸收的热量或将 100℃ 水蒸气冷凝为 100℃ 水所放出的热量，都是水在 100℃ 时的潜热。

潜热可分为汽化潜热和液化潜热。

1. 汽化潜热

通常将在一定温度一定压力下，将 1kg 液体转变为同温度的蒸气所吸收

的热量,叫做汽化潜热,简称汽化热。可用 γ 表示,单位为 kJ/kg 。如水在 $9.8 \times 10^4 \text{ Pa}$ (1at) 下, 100°C 时的汽化热为 2286kJ/kg ; R12 在 $9.8 \times 10^4 \text{ Pa}$ (1at) 下汽化温度为 -5°C 时,其汽化热为 157kJ/kg 。

2. 液化潜热

在一定温度和压力下,将 1kg 蒸气转变为同温度的液体所放出的热量,叫做液化潜热,简称液化热,也叫凝结热或冷凝热。

由于汽化和凝结是两个相反的过程,所以汽化过程吸收的热量在数值上等于蒸气凝结过程所放出的热量。

无论是汽化热,还是液化热,皆可用下列公式进行计算

$$Q = \gamma m \quad (6-3-44)$$

式中; Q ——潜热,单位为 kJ ;

γ ——汽化或液化热,单位为 kJ/kg ;

m ——物质的质量,单位为 kg 。

如:在 $9.8 \times 10^4 \text{ Pa}$ (1at) 下,将 2kg 100°C 水加热汽化为 100°C 水蒸气所吸收的热量为

$$Q = \gamma m = 2286\text{kJ/kg} \times 2\text{kg} = 4572\text{kJ}$$

五、压强与真空

(一) 压强

1. 压力和压强压力

压力和压强力是指气体或液体在密闭容器内的分子运动对容器壁所产生的垂直碰撞力。其数值大小与受力面积大小、物质的状态和性质有关。

压强是指单位面积容器壁上所受的压力,用 p 表示。在工程领域(含制冷技术领域)中常将压强称为压力。

$$p = F/S \quad (6-3-45)$$

式中; p ——压强,单位为 Pa ;

F ——压力,单位为 N ;

S ——压力所作用的面积,单位为 m^2 。

2. 压力单位

在国际单位制 (SI) 中, 压力的单位为: 牛 [顿] / 米² (N/m²), 称为帕 [斯卡] (Pa)。工程上常用兆帕 (MPa) 表示。Pa 及其倍数和分数单位都是国家规定的压力的法定计量单位。

$$1\text{MPa} = 10^3\text{kPa} = 10^6\text{Pa}$$

制冷技术中使用的压力表, 现都以 MPa 为单位进行刻度标注。

在工程技术中, 过去习惯用的工程单位制单位, 如工程大气压 (at) 和 kgf/cm², 现均为非法定单位, 我国已不允许采用。其与法定计量单位 Pa 或 MPa 的换算关系为

$$1\text{kgf/cm}^2 = 1\text{at} = 9.8 \times 10^4\text{Pa} \approx 0.1\text{MPa}$$

另外, 过去压力单位在某些情况下, 还用单位液柱高来表示。常用的液体有汞和水。相应的压力单位为毫米汞柱 (mmHg) 和毫米水柱 (mmH₂O)。这两个单位也是非法定单位, 我国也不允许采用。

$$1\text{mmHg} = 133.3\text{Pa}$$

$$1\text{mmH}_2\text{O} = 9.8\text{Pa}$$

3. 压力单位的换算

压力单位的换算可按表 6-3-2 进行。

表 6-3-2 压力单位换算表

bar	Pa	at	atm	mmH ₂ O	mmHg
1	10 ⁵	1.0197	0.9869	10197	750.1
10 ⁻⁵	1	1.0197 × 10 ⁻⁵	0.9869 × 10 ⁻⁵	0.10197	750.1 × 10 ⁻⁵
0.9807	0.9807 × 10 ⁵	1	0.9678	10 ⁴	735.6
1.01325	101325	1.0332	1	10332	760

(二) 真空度

压力通常用压力表、气压表、真空表或压力真空表来测量。这些测量仪器的结构原理均建立在压力平衡的基础上。根据弹簧的变形、液柱的重力或者用活塞上的载重等去平衡被测容器或系统内的压力。图 6-3-19 是用液

柱的高度来表示容器中压力的相对值。图 6-3-19a 表示容器中气体压力比外界大气压 p_b 大了 h_1 的液柱高度。我们把高出的这部分压力称作表压力，用 p_g 表示。容器中气体压力的绝对值称绝对压力，用 p 来表示。根据压力平衡可表达为

$$p = p_g + p_b$$

$$p_g = p - p_b$$

图 6-3-19b 表示容器内的气体压力比外界大气压力 p_b 低了 h_2 的液柱高度，这段高度表示了容器中气体的稀薄程度称作真空度，用 p_v 来表示。这种情况，根据压力平衡可表达为

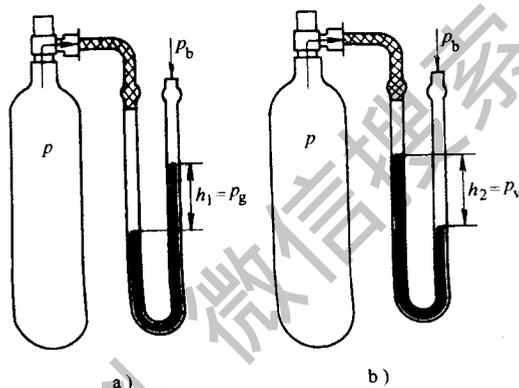


图 6-3-19 压力的相对值

a) $p > p_b$; b) $p < p_b$

$$p + p_v = p_b$$

$$p_v = p_b - p$$

从上述表达式可见，表压力 p_g 和真空度 p_v 都为相对值，也就是说，真空度实际上是一个具有负压的表压力。

物质的绝对压力 p 、表压力 p_g 和真空度 p_v 之间的关系如图 6-3-20 所示。

六、饱和温度和饱和压力

在一定压力下，对液体加热至沸腾时的温度，叫做沸点，或叫某一压力

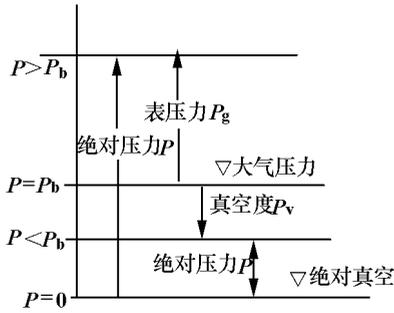


图 6-3-20 绝对压力、表压力和真空度关系图

下的饱和温度，常用 t_s 表示；而饱和温度对应的压力叫饱和压力，用 p_s 表示。

如在 1atm 下，对水加热到 100℃，水便沸腾为水蒸气，则 100℃ 就是水在 1atm 下的沸点即饱和温度，而 1atm 为水的饱和压力。

七、临界温度和临界压力

在图 6-3-21 中， P_a 表示大气压力， a_0 点表示 0℃ 的水， a' 点表示该压力下开始沸腾的水，称为饱和水。如果在 P_a 的大气压力下，对 a' 点的饱和水继续加热，则饱和水将逐渐在温度不再升高的情况下气化，最后达到 a'' 点状态，水全部气化为水蒸气。此时，点 a'' 状态的水蒸气即称为干饱和蒸气或干蒸气。如果对干蒸气继续加热，那么它的温度又逐渐升高，这时的蒸气称为过热蒸气。通常又把过热蒸气的温度与干蒸气的温度之差称为过热度。如压力不变，把 100℃ 的干蒸气加热到 110℃ 的过热蒸气，那么其过热度为 10℃。同样我们把 a' 点的饱和水进行冷却，那么低于饱和温度（100℃）的水称为过冷水，而把它的温度与饱和水温度之差称为过冷度。如压力不变把 100℃ 的饱和水冷却到 95℃，那么 95℃ 的水就称为过冷水，其过冷度为 5℃。

通过上述讨论可知：水蒸气的形成包括三个不连续的物理过程。在图 6-3-21 中， $a_0 - a'$ 是液体被加热到开始沸腾的过程， $a' - a''$ 是气化过程； $a'' - a$ 是蒸气的过热过程。在点 a' 与 a'' 之间的各点的状态是饱和水和干蒸气的混合物，这种混合物叫湿蒸气。 $a' - a''$ 气化过程的特征是湿蒸气的温度

不变、仍是饱和温度。

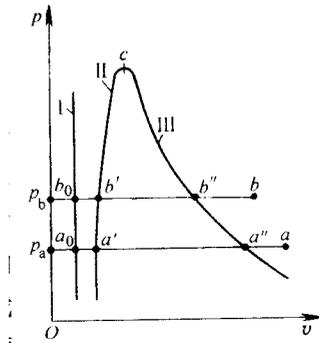


图 6-3-21 水蒸气形成过程在 $p-v$ 图上的表示

如果再以 0°C 的水，在较高的压力 p_b ($p_b > p_a$) 的条件下，重复上述加热过程，则其气化必在较高的温度下进行；而且达到沸腾点 b' 时，比体积也稍有增加，此时点 b' 将位于 a' 点之上且稍靠右的定容线上。若继续加热，则液体水将继续气化而得到湿蒸气，并且在 b'' 点得到干蒸气。其全部气化过程 $b' - b''$ 较 p_a 时为短，点 b'' 的位置在 a'' 之上且靠左的定容线上。

如果继续研究几个蒸气形成过程，同时提高每一次的压力，可知：随着压力升高，饱和水的状态点与干蒸气的状态点就逐渐接近，及至某一压力时，这两个状态点重合，见图 6-3-21 上的 c 点，若连接 a' 、 b' 、... 各点，可得曲线 II，这条曲线称饱和液体线或液体界限线。而连接 a'' 、 b'' 、... 各点的曲线 III 就称作饱和蒸气线或干蒸气界限线。两线交点 c 称为临界点，这点的温度和压力分别叫做临界温度和临界压力。水的临界温度和临界压力分别为 374.15°C 和 22.5MPa 。

临界温度是液体和饱和蒸气可能共存的最高温度。从图 6-3-21 还可以看出，饱和液体线 II 和饱和蒸气线 III 将图 6-3-21 整个地划分为三个不同状态的区域：I、II 线之间是液体水区；II、III 线之间是湿蒸气区；III 线以右是过热蒸气区。

八、热力学基本定律

飞机和火车的运行是以热机（喷气发动机内燃机）作为动力的。热机的

作用是把燃料所产生的热能转化为机械功。制冷机的作用是借着消耗一定量的机械能，而获得一定的冷量。对热机，我们希望消耗尽量少的热能而获得尽可能多的机械功；而对制冷机，则希望消耗尽量少的机械能而获得尽可能多的制冷量。为此，我们需要研究热能和机械能相互转换时的条件及其规律。这就是下面要讨论的热力学第一定律和热力学第二定律。

(一) 热力学第一定律

当物体从外界吸收热量 Q 时，物体的内能应增加，增加的数值等于 Q ；当物体对外作功 W 时，物体的内能应减少，减少的数值等于 W 。如果物体从外界吸收热量 Q ，同时又对外作功 W ，则物体内能的增加量应为 $\Delta E = Q - W$ ，通常写为

$$Q = \Delta E + W \quad (6-3-46)$$

式中； Q ——物体从外界吸收的热量，单位为 J；

ΔE ——物体内能的增加量，单位为 J；

W ——物体对外作的功，单位为 J。

上式表明：物体从外界吸收的热量，一部分使物体的内能增加，一部分用于物体对外作功。这就是热力学第一定律。

在运用式 (6-3-46) 进行理论计算时，应注意如下符号规定：物体从外界吸热， Q 取正值；物体向外界放热， Q 取负值。物体对外作功， W 取正值；外界对物体作功， W 取负值。物体内能增加， ΔE 取正值；物体内能减少， ΔE 取负值。

例 4 一定量的气体从外界吸收热量 $2.66 \times 10^5 \text{ J}$ ，其内能增加 $4.15 \times 10^5 \text{ J}$ 。问在此过程中是气体对外作功，还是外界对气体作功？作了多少功？

解：由公式 (6-3-46) 可得

$$W = Q - \Delta E = 2.66 \times 10^5 \text{ J} - 4.15 \times 10^5 \text{ J} = -1.49 \times 10^5 \text{ J}$$

W 为负值，表示外界对气体作功 $1.49 \times 10^5 \text{ J}$

(二) 热力学第二定律

人们在长期的实践经验中发现，自然界中多数的现象都有吸热或放热效

应，都涉及到热能与其他形式能量的转化，都存在热现象的方向性问题。诸如：热量传递、热功互变、化学反应、燃烧现象、气体扩散、混合、分离、溶解、结晶、辐射、生物化学、生命现象、信息理论、低温物理、气象以及其他许多问题，都需应用热力学第二定律的原理来判断其过程进行的方向、条件和深度。因而，针对各类具体问题，或是从不同的角度，热力学第二定律的叙述方式不同，但其本质是统一的、等效的。在此仅介绍热力学第二定律的两种最基本的表述形式。

1. 克劳修斯表述法

人们很早就发现两个温度不同的物体相接触时热量总是从高温的传向低温的，而不可能自发地反向进行。后来经过科学家反复探索和思考，终于认识到热是一种能量，传热是能量转移的一种方式。在此认识的基础上，克劳修斯在 1850 年终于对热力学第二定律有了首次简明扼要地论述：热不能自发地、不付出代价地、从低温物体传至高温物体。这就是热力学第二定律的克劳修斯表述法。

2. 开尔文表述法

蒸汽机出现以后，在生产实践的基础上，人们在提高蒸汽机热效率的研究中，逐渐认识到要使热能连续地转化为机械能，必须存在温度差，这是基本的条件，故至少需有两个（或多于两个）温度不同的热源、即高温热源和低温热源。只有一个热源的热动力装置是无法工作的。同时人们还认识到，热能转化成机械能是有限度的，高温热源所提供的热量，无论如何不可能全部转为机械能，其中不可避免地要有一部分排给低温热源，基于这些思想，在 1851 年，开尔文提出了热力学第二定律的另一种表述法：不可能制造出从单一热源吸热，使之全部转化为功而不留下其他任何变化的热力发动机。

克劳修斯和开尔文对热力学第二定律的不同描述，是学术界公认的热力学第二定律两种最基本的表述方法。

热力学第一定律和热力学第二定律，都是根据无数次实践经验得出的经验定律，具有广泛的适用性和高度的可靠性。但是热能的本质、热现象所以有方向性的原因，都不是宏观方法所能解释的，只有在统计力学中，用微观的以及统计的方法才能予以阐明。

理解热力学第一定律和第二定律，有助于掌握制冷原理。

第三节 维修工具的正确使用操作

一、常用检测仪器、仪表及专用工具的使用方法

(一) 万用表

万用表是一种多量程、多用途的电工仪表，一般可测量电阻、电流、电压等，有的还可以测量电容、功率及二极管、晶体三极管的特性。目前常用的万用表有指针式、数字式两种。

1. 指针式万用表

(1) 结构。万用表外形如图 6-3-22 所示。前面板安装有表头、转换开关、测量表笔插孔及欧姆调零旋钮。表头是万用表的关键部件，万用表的

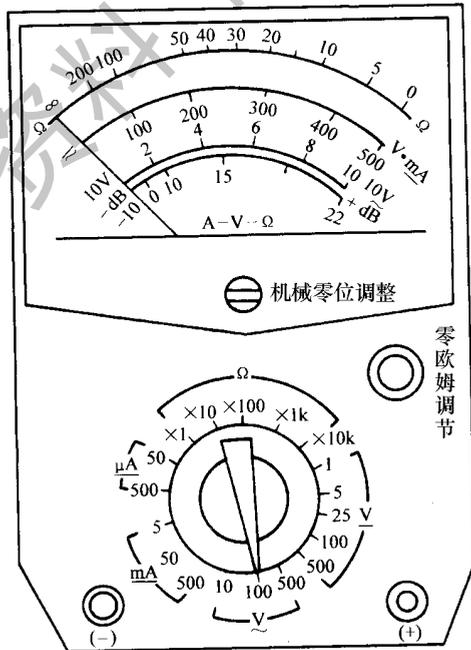


图 6-3-22 MF—27 型万用表

许多性能(如灵敏度、准确度等级等)都取决于表头的性能。所以,一般的万用表都使用量程为数十微安的磁电式电流表作为表头。表头上有几条刻度线,分别用来指示电流、电压及电阻等。使用时根据转换开关所指示的量程及电参量,从刻度线上读出相应的数值。

在万用表的表头面板上经常可见到一些符号及字母,它们的含义在表6-3-3中给出。

表 6-3-3 万用表常用字母与符号

符号与字母	表示意义
\square	表头的转动是永磁动圈式
⌚	交流显示为整流式
Ω	欧姆值刻度
DC 或 -	直流电参量测量
AC 或 ~	交流电参量测量
20000 Ω /V -	直流电压档灵敏度值
5000 Ω /V ~	交流电压档灵敏度值
-2.5	直流电压档准确度值(±2.5%)
~4.0	交流电压档准确度值(±4.0%)
3kV	电表的绝缘等级值
+, -	测量表笔的正、负极性

转换开关是多刀、多位开关。有的万用表有1个,有的万用表有2个。在转换开关的周围都标有处于此位置的测量功能及测量量程,图6-3-22为MF-27型万用表面板图。

(2) 功能。

①直流电流测量。将红色表笔插入有“+”号的插孔,黑色表笔插入有“-”号的插孔。转动转换开关至电流功能档中所需量程,将表笔按正确方向串接于待测电路中。

②交、直流电压测量。同①方法插好表笔,转动转换开关到所需量程,将表笔两端并联接于待测电压的两端。

③电阻测量。将表笔插好并插于测量电阻的插孔内,根据待测电阻的大小,转动转换开关于相应量程的电阻档上,后使两表笔短路,指针向满刻度

偏转，轻轻调整调零旋钮，使指针指零之后方可将表笔两端与待测电阻两端接触，进行电阻测量。测量时，指针越接近中心刻度处，读数越准确。

另外，利用万用表还可以对二极管、晶体三极管的管脚及某些性能进行判断。

(3) 正确使用万用表。只有正确使用万用表才能保证测量结果的准确度，同时又不损坏仪表。

使用时应注意：

①每次测量前应把万用表水平放置，观察指针是否指零。指针不指零时用旋具微微调整表头的机械零点螺钉，使指针指零。

②红、黑色表笔应正确插入万用表插孔。转换开关应放置在所要测量电参数的量程档上，决不可误放。

③如果不清楚所测电压、电流值的大概范围，应首先用表上的最大电压档，最大电流档预测，然后再改用适当的量程测量。

④如果不清楚被测电路的正、负极性，可将转换开关放在最高一档，测量时用表笔轻轻碰一下被测电路，同时观察指针的偏转方向，从而确定出电路的正、负极。

⑤如果不清楚所要测的电压是交流电压还是直流电压，可先用交流电压的最高档来估测，得到电压的大概范围，再用适当量程的直流电压档进行测量，如果此时表头指针不发生偏转，断定此电压为交流电压，若有读数则为直流电压。

⑥测量电流、电压时，不能因为怕损坏万用表而把量程选择得很大，正确的量程应该使表头指针指示在量程的 $2/3$ 位置附近，此时所得结果误差最小。

⑦测量电压时要加倍注意转换开关的位置，决不能放在电流或电阻档上。否则将使表头损坏，轻则造成表针被打弯，重则使万用表电路元件或游丝、偏转线圈烧毁等。

⑧测量高阻值电阻时，不要用双手接触电阻的两端，以免将人体电阻并联到待测电阻上。

⑨测量装在仪器上的电阻时应先关掉仪器电源，后将电阻的一端与电路焊开再进行测量。如电路待测部分有容量较大的电容存在，应先将电容放电后再测电阻。

⑩测量电阻时，每改变一次量程，都要重新调零。如发现调零旋钮不能使指针指零，不应使劲扭旋钮，而应更换新电池再进行测量。

⑪读数时两眼要垂直观察指针，不应斜视。

⑫万用表使用完毕时应把转换开关放到交流电压最高档处。当长时间不使用时，应先将电池从万用表中取出，后把万用表放置在干燥、通风、清洁的环境中存放。

(4) 常见故障维修。万用表功能多，量程转换开关使用频繁，容易出现错误操作，发生故障几率很高。例如，当量程转换开关在低压档时测量了高压，在电阻档上测量了电压等等，都会使万用表发生故障。

指针式万用表常见故障有两个方面：表头机械故障和电路故障。错误操作使大电流流过活动线圈，轻则使表针打弯，重则将表头线圈烧坏。判断表头是否良好的方法是用另一万用表电阻档的两个表笔轻而快速接触表头的两端，若指针偏转则表头正常。若指针被打弯，可打开表头玻璃罩板，用镊子将针拨正且不与玻璃发生摩擦。电路故障见表 6-3-4。

表 6-3-4 指针式万用表故障及产生原因

故障现象	产生故障原因
测量时表针无指示	1. 表笔导线断 2. 表头活动线圈断 3. 分流支路电阻短路 4. 转换开关没有接通 5. 二极管被击穿短路 6. 万和表内无电池 7. 电池与电路线断开 8. 调零电位器中心焊点脱焊 9. 欧姆电路中的电阻脱焊
指针调不到零	1. 电池老化，内阻太大 2. 串联电阻虚焊 3. 转换开关触点间存有氧化层 4. 调零电位器滑动点接触不良

2. 数字万用表

用数字显示测量电参量数值的万用表叫数字万用表。目前，随着半导体集成工艺的发展，由集成电路构成的数字万用表的使用已变得越来越普及。数字万用表具有灵敏度和准确度高，显示清晰直观，性能稳定，过载能力强，便于携带等优点，故深受电器维修人员欢迎。因它的测量原理与指针式万用表不同，故其结构和使用方法也不一样。

(1) 构造与使用。数字万用表种类很多，就便携式数字万用表而言有 DT830、DT860、DT890 型等，它们中的每一种又有若干序号。从显示的灵敏度来讲，有四位数字和五位数字之分。因最高位只能显示 0、1 两种数字，称作半位，故便携式数字万用表有三位半和四位半两种。如 DT830 数字万用表使用四个显示单元，不考虑小数点显示范围是 0000 ~ 1999。

DT830 数字万用表面板如图 6-3-23 所示。前面板装有数字液晶显示器、电源开关、量程选择开关、晶体三极管放大系数 (h_{FE}) 插孔、输入插孔等。

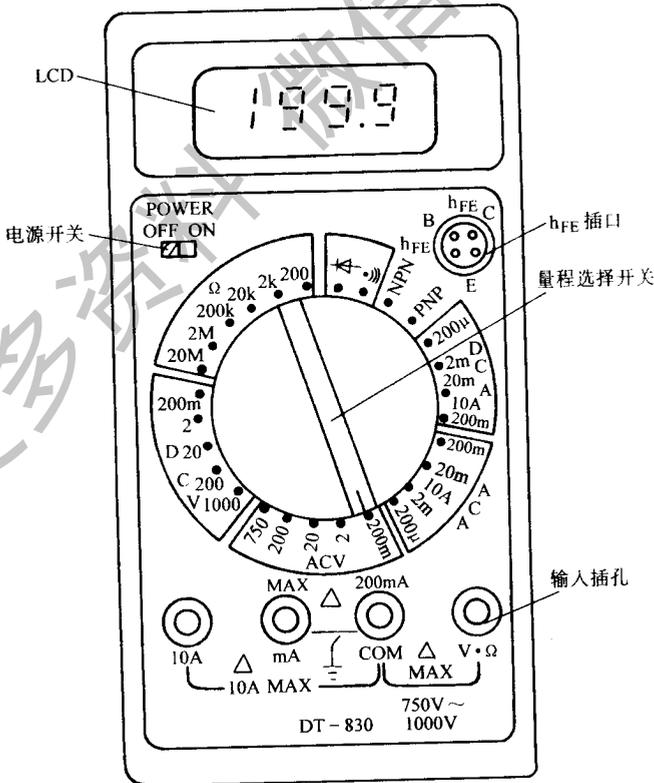


图 6-3-23 DT830 数字式万用表面板图

数字液晶显示器使用大字号 LCD，最大显示值为 199.9 或 -199.9，仪器具有自动调零和自动显示极性的功能。当电源电压低于正常工作电压时，显示屏左上方显示电压低符号“←”。测量时超过量程，显示屏显示“1”或“-1”，视被测电量的极性而定。小数点由量程开关同步控制，随量程变化左移或右移。

电源开关：在字母“POWER”下边注有“OFF”（关）和“ON”（开），把电源开关拨至“ON”，接通电源，显示屏显示数字，使用结束后，应把开关拨到“OFF”处。

量程开关：量程开关为 6 刀 28 掷，可同时完成测试功能和量程的选择。直流电压（DCV）有 5 档，最小量程“200mV”，灵敏度为 0.1mV。交流电压（ACV）有 5 档。交流电流（ACA）和直流电流（DCA）尽管有 4 档，但有 5 个量程，其中“20mA”和“10A”在同一档位置，其区分通过面板上的插孔来定，电阻（ Ω ）有 6 档，还有两档用于测量二极管极性和导通电压及导线的通断（同时蜂鸣器发出声音）。当量程开关指在 NPN，可通过 h_{FE} 插孔测 NPN 管的放大倍数，指在 PNP 处可通过 h_{FE} 插孔测量 PNP 管的放大倍数。

h_{FE} 插孔：采用四心插座，上面标有 B、C、E。E 孔有两个，在内部连在一起。测量时将晶体三极管的三只管脚相应插入，显示屏就显示出放大系数 β 。

输入插孔：有 4 个插孔，分别标有“10A”、“mA”、“COM”及“V· Ω ”。在“V· Ω ”和“COM”之间标有“MAX 750V ~ 1000V”字样，表示可输入的最高电压。“COM”表示“地”。

电池盒：位于万用表后面板。在标有“OPEN”（打开）的位置，按箭头指示方向拉出活动抽板，即可更换电池。盒内也放有 0.5A 的熔断管，当测量不慎严重超载时，熔断管内金属丝熔断，保护仪表不受损失。

（2）功能。从数字万用表的前面板可以看到数字万用表的功能。同指针式万用表相比，其测量电参数及量程都有增加。有的数字万用表（DT890C）还增加了测量电容和温度的功能。此时在面板上增加了 5 个电容档及两个仅用来测电容的插孔 C_x 。每个插孔上有几个彼此相通的小孔，以备测量体积大小不同的电容，面板上还有专为测电容用的零位调节旋钮“ZERO ADJ”。测量时首先通过零位旋钮调节，使初始值显示零，然后再放入待测电容，每次更换档时须重新调零。测量温度时，把量程开关放在测温档，把随仪表的

测温传感头插入前面板上的测温插孔，显示屏上就直接显示出待测温度。

(3) 使用注意事项。尽管数字万用表采取了过压保护和过流保护，但仍需防止操作上的失误（如用电流档或电阻档去测量电压）。测量前要仔细核查量程开关的位置是否合乎要求。为了延长数字万用表的寿命，使用中应注意以下几点：

- ①不要把数字万用表放置在高温（ $> 40^{\circ}\text{C}$ ）、高湿（相对湿度 $> 80\%$ ）、寒冷（ $< 0^{\circ}\text{C}$ ）的环境中，以免损坏液晶显示器。
 - ②严禁在测量中（电压 $> 220\text{V}$ 、电流 $> 0.5\text{A}$ ）拨动量程开关，防止电弧产生。
 - ③不要用电阻或万用表电阻去检查液晶显示器的好坏。
 - ④不要随意打开万用表后盖或拆卸元件，表盖内部贴有喷铝纸，不要揭下，在其下面的“COM”的连线不要弄断。
- 关于数字万用表的检修请参看高级制冷维修工教材。

(二) 兆欧表

1. 构造与功能

兆欧表又叫摇表，主要由一台手摇发电机和一个磁电式比率表组成，是专门用来测量电机绕组、变压器绕组及电缆等设备绝缘电阻的高阻表。它的高压电源是由手摇发电机产生的，有500、1000、5000V等几种。目前也有用晶体管逆变器代替手摇发电机的兆欧表。兆欧表面板如图6-3-24所示。图中A为摇把、E为接地端钮、L为线路端钮、G为保护端钮，表头为指针式显示。整个仪表由金属外壳封装。

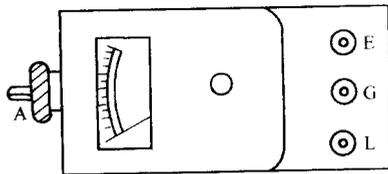


图 6-3-24 兆欧表面板

2. 测量前的准备工作

兆欧表本身在工作时产生高压电，测量对象又是高压电气设备，为避免事故，在用兆欧表测量之前应做如下准备：

(1) 切断被测设备电源，并接地进行放电。

(2) 用兆欧表测量过的电气设备，也要及时放电后方可进行再次测量。

(3) 测量前要对兆欧表进行开路 and 短路检查，即在兆欧表未接入被测电阻之前摇动手把，使发电机达到额定转速，观察指针是否指在“∞”位置，然后再将“L”和“E”短接，缓慢摇动手把观察指针是否在“0”位置。如不符合要求应对其检修后再用。

3. 测量与维护

(1) 测量时应将兆欧表水平放置，并切断被测设备的外电源。测量时，摇动手柄的速度由慢至快，并保持转速在 120 ~ 150r/min。如果所测设备短路，则表针指零，此时应停止摇动。

(2) 测量时被测电路接 L 端，电器外壳、变压器铁心或电机底座接 E 端。测量电缆芯与电缆外皮绝缘电阻时，除将 L 端接缆芯、E 端接电缆外皮外，还应将芯、皮之间的绝缘材料接 G 端。

(3) 要求绝缘电阻等级不同的电器应选用不同规格的兆欧表测量。对于额定电压在 500V 以下的电器设备，应选用电压等级为 500V 或 1000V 的兆欧表；额定电压在 500V 以上的电器设备，应选用 1000 ~ 2500V 的兆欧表。

(4) 测量后须待兆欧表停止转动、被测物接地放电后，方能拆除兆欧表与被测电器之间的连接导线。以免触电或因电容放电而损坏兆欧表。

4. 常见故障分析

兆欧表常见故障及产生原因见表 6-3-5。

表 6-3-5 兆欧表常见故障及产生原因

故障现象	故障原因
指针不指零	1. 电流回路中电阻值变化 2. 电压回路中电阻值变化 3. 游丝变质 4. 活动线圈有局部短路或断路

故障现象	故障原因
指针不指“∞”	<ol style="list-style-type: none"> 1. 电压回路中电阻值变化 2. 发电机电压不足 3. 游丝形变
发电机摇不动或手感沉重	<ol style="list-style-type: none"> 1. 发电机转子与极靴碰 2. 增速齿轮啮合不良或损坏 3. 转轴与轴承装配间隙过小 4. 固定螺钉松动使转子在轴承处不正 5. 轴承脏，油干涸
摇把打滑无电压输出	<ol style="list-style-type: none"> 1. 偏心轮固定螺钉松动，导致齿轮啮合不良 2. 调速器上螺钉弹簧失灵
电压很低或无电压	<ol style="list-style-type: none"> 1. 发电机绕组断线 2. 线路接头断线 3. 碳刷接触不良，碳刷磨损
机壳漏电	<ol style="list-style-type: none"> 1. 内部接线碰外壳 2. 发电机弹簧引线碰外壳 3. 仪表受潮后绝缘不良

（三）钳形电流表

钳形电流表又名卡表，是一种不用拆断电路而能测量电流的仪表，其外形像一只钳子，测量时只要将所测物（导线）置于钳中，即可读数。常用钳形表有 MG4 型交流电压表、MG20 型交直流电流表、MG24 型袖珍交流电流电压表、MG27 袖珍多用表、MG28 钳形多用表等，钳形电流表故障及产生的原因见表 6-3-6。

多功能的钳形表不仅可测导线中的交流电流，还可以测量交流电压、直流电流、直流电压、直流电阻、交流电阻等，显示方式有数字显示和指针显示两种。

1. 结构及功能

多用指针式钳形表的外形如图 6-3-25 所示。左半部分就是指针式万

用表，只是在转换开关处增加了交流大电流档。图右半部分是钳形电流互感器，二者通过连接旋钮、电极连接线柱连在一起。图中钳形铁心通过铁心按钮打开或闭合。

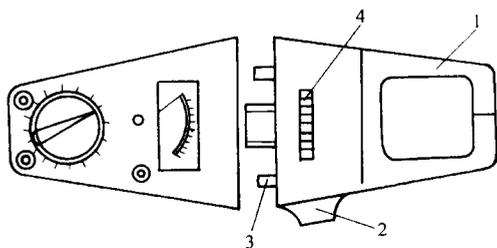


图 6-3-25 多用指针式钳形表

1—钳形铁心；2—铁心按钮；3—电极连接线柱；4—连接旋钮

2. 使用与维护

钳形电流表测量交流电流时，应将所测导线置于钳形铁心窗口内，适当改变量程就可读出电流值。若对所测量程的大小心中无数，应将转换开关置于最高档，然后再根据测量值的大小，变换到合适位置。测量电流时，使用钳形表应选好规格，测量前，指针应先调零。具体使用要点如下：

(1) 通过铁心按钮将被测导线放入窗口后，要注意钳口的两个面要有良好的吻合，无杂质、无油污。

(2) 钳形表的最小量程是 5A，当测量较小电流时显示误差会较大。这时可将通电导线在钳形铁心上绕几周后再测，所得读数除以圈数后便是所要求的结果。

(3) 其他注意事项同万用表。

3. 常见故障分析

表 6-3-6 钳形电流表故障及产生原因

故障现象	产生原因
指针无指示	1. 电流表线圈断 2. 电路与电流表连接的焊点脱焊 3. 电路与互感器连接的焊点脱焊

故障现象	产生原因
指示值偏低	1. 磁路接口有污物, 闭合不严密 2. 整流元件性能变坏 3. 指示机构有摩擦现象或已磨损 4. 测量电路分流电阻值变

(四) 各种压力表

1. 压力表 (低压表)

压力表包括真空表。压力表一般规格为 $0 \sim 1.6\text{MPa}$, 这样还需配置 $0 \sim -0.1\text{MPa}$ 的真空表来测量系统的真空度。这样配置时手上的表较多, 使用起来也不方便, 所以, 目前常用 $-0.1 \sim 1.6\text{MPa}$ 或 $-0.1 \sim 2.4\text{MPa}$ 的真空压力表。它既可测量制冷系统的高压压力, 又可测量抽真空时低于 10^5Pa 的低压压力。

一般压力表多为 kgf/cm^2 刻度, 也有 MPa 刻度和 bf/in 刻度的 (后者为英制, 非法定单位) 。有的压力表上还刻有制冷剂的饱和状态下与压力相对应的温度值, 如蒸发温度、蒸发压力等, 使用比较方便。

压力表上往往有几圈刻度, 在使用时要注意分清各圈所代表的含义。图 6-3-26 是一种常用的真空压力表。在表盘上由里向外有两圈数值刻度, 分别指出了两种单位压力数值。一种是英制表示, 一种是国际单位制表示。

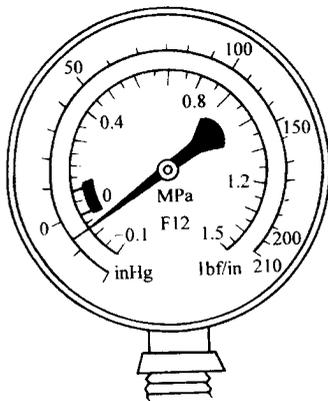


图 6-3-26 真空压力表

2. 复合压力表

复合压力表是近几年出现的一种新型压力表，也叫真空压力连成计。如图6-3-27所示。

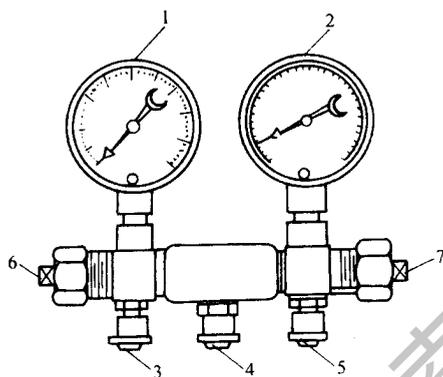


图6-3-27 复合压力表

1—压力表；2—真空表；3—高压接口；4—中间接口；5—低压接口 6、7—阀开关

在复合式压力表上有两块压力表：压力表和真空表。并三个管路接头，低压接口吸气管，高压接口放气管，中间的接口可以作抽真空用，也可以作为制冷剂的充入管接口。

复合式压力表的用法很多：如正常压力测定、抽真空、由低压侧充入制冷剂气体等。

(五) 真空泵

1. 结构及使用方法

(1) 结构。真空泵是抽取制冷系统里的气体以获得真空的专用设备，其基本结构如图6-3-28所示。

检修制冷设备时常用的真空泵为旋片式结构。利用镶有两块滑动旋片的转子，偏心地装在定子腔内，旋片分割了进、排气口。旋片在弹簧的作用下，时时与定子腔壁紧密接触，从而把定子腔分割成了两个室。偏心转子在电动机的拖动下带动旋片在定子腔内旋转，使进气口方面的腔室逐渐扩大容积，吸入气体；另一方面对已吸入的气体压缩，由排气阀排出，从而达到抽

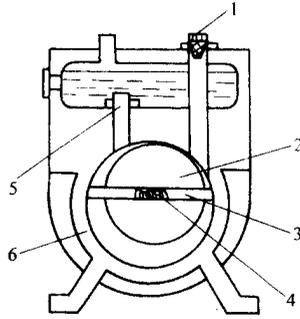


图 6-3-28 真空泵结构

1—进气口；2—偏心转子；3—旋片；4—弹簧；5—排气口；6—泵体

取气体获得真空的目的。实际操作中可用真空泵进行的抽空操作主要有以下三种：

- ① 低压单侧抽真空法；
- ② 高低压双侧抽真空法；
- ③ 复式抽真空法。

(2) 使用及注意事项。首先，放置真空泵的场地周围要干燥、通风、清洁；其次，真空泵与制冷系统连接的耐压胶管要短，而且要避免出现折弯；第三，在起动真空泵前要仔细检查各连接处及焊口处是否完好，泵的排气口胶塞是否打开，之后瞬间起动真空泵，观察泵的电动机旋转方向是否与V带轮上的箭头方向一致；第四，停止抽真空时要首先关闭直通阀的开关，使制冷系统与真空泵分离，不使用真空泵时要用胶塞封闭进、排气口，以避免灰尘和污物进入泵内影响真空泵的内腔精度。要经常保持真空泵整洁，随时观察油窗上的润滑油标志，加强对真空泵的日常保养，提高设备的完好率。

(六) 扩管器、弯管器、封口钳

1. 扩管器

扩管器又称为涨管器，主要用来制作铜管的喇叭口和圆柱形口。喇叭口形状的管口用于螺纹接头或不适于对插接口时的连接，目的是保证对接部位密封性和强度。圆柱形口则在两个铜管连接时，一个管插入另一个管管

径内使用。扩管器的结构如图 6-3-29 所示。

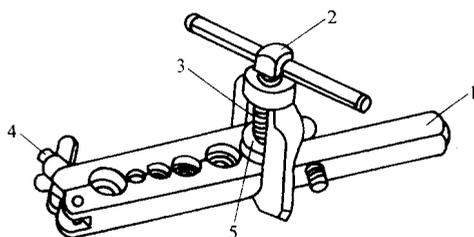


图 6-3-29 扩管器

1—扩管器夹具；2—弓形架（顶压装置）；3—螺杆；4—夹具紧固螺母；5—扩管锥头（涨头）

扩管器的夹具分成对称的两半，夹具的一端使用销子连接，另一端用紧固螺母和螺栓紧固。两半对合后形成的孔按不同的管径制成螺纹状，目的是便于更紧地夹住铜管。孔的上口制成 60° 的倒角，以利于扩出适宜的喇叭口。

扩管器的使用方法：扩管时首先将铜管扩口端退火并用锉刀锉修平整，然后把铜管放置于相应管径的夹具孔中，拧紧夹具上的紧固螺母，将铜管牢牢夹死。具体的扩口操作方法如图 6-3-30 所示。

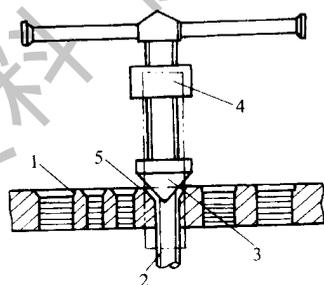


图 6-3-30 扩口操作方法

1—夹具；2—铜管；3—扩管锥头；4—弓形架；5—铜管的扩口

扩喇叭形口时管口必须高于扩管器的表面，其高度大约与孔倒角的斜边相同，然后将扩管锥头固定在螺杆上，连同弓形架一起固定在夹具的两侧。扩管锥头顶住管口后再均匀缓慢地旋紧螺杆，锥头也随之顶进管口内。此时应注意旋进螺杆时不要过分用力，以免顶裂铜管。一般每旋进 $3/4$ 圈后再倒旋 $1/4$ 圈，这样反复进行直至扩制成型。最后扩成的喇叭口要圆正、光滑、

没有裂纹。

扩制圆柱形口时，夹具仍必须牢牢地夹紧铜管，否则扩口时铜管容易后移而变位，造成圆柱形口的深度不够。管口露出夹具表面的高度应略大于涨头的深度。扩管器配套的系列涨头对于不同管径的涨口深度及间隙都已制作成型，一般小于 $\phi 10\text{mm}$ 管径的伸入长度大约为 $6 \sim 10\text{mm}$ ，间隙为 $0.06 \sim 0.10\text{mm}$ 。扩管时只需将与管径相应的涨头固定在螺杆上，然后固定好弓形架，缓慢地旋进螺杆。具体操作方法与扩喇叭口时相同。

2. 弯管器

弯管器就是弯曲紫铜管的专用工具。弯管器的构造和使用方法如图 6-3-31 所示。

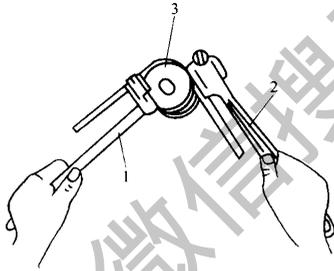


图 6-3-31 弯管器的构造和使用方法

1—固定杆；2—活动杆；3—带导槽的固定轮

使用方法：把退过火的紫铜管放入带导槽的固定轮与固定杆之间，然后用活动杆的导槽导住铜管，用固定杆紧固铜管，手握活动杆手柄顺时针方向平稳转动。这样，紫铜管便在导槽内被弯曲成特定的形状。操作时用力要均匀，避免出现死弯或裂痕。

在日常维修时，有时需要徒手弯曲紫铜管。这时要尽量以较大的半径加以弯曲，用力要缓慢平稳，否则容易将铜管弯扁。

3. 封口钳

封口钳主要用于电冰箱修理中，当制冷系统测试符合要求后，先用封口钳封闭工艺管口，再用气焊封口，封口钳的外形结构如图 6-3-32 所示。

实际操作时应首先要根据管壁的厚度调整钳柄尾部的螺钉，使钳口的间隙小于铜管壁厚的两倍，过大时封闭不严，过小时易将铜管夹断。调整适宜

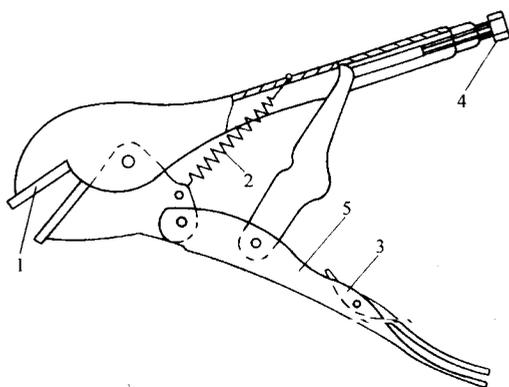


图 6-3-32 封口钳

1—钳口；2—钳口开起弹簧；3—钳口开起手柄；4—钳口调整螺钉；5—封口钳手柄

后将铜管夹于钳口的中间，合掌用力紧握封口钳的两个手柄，钳口便把铜管夹扁而铜管的内孔也随即被侧壁挤死，起到封闭的作用。封口后拨动开起手柄，在开起弹簧的作用下，钳口自动打开。

二、焊接技术

电冰箱制冷系统是由压缩机、冷凝器、干燥过滤器、毛细管、蒸发器、吸气管、排气管及连接管道焊接而成的全封闭系统，一般采用铜、铝等有色金属材料。在制冷系统的制造、安装和维修过程中，管道的焊接是很关键的一环。电冰箱中常见的泄漏、脏堵及维修中的焊堵等故障，许多是由焊接质量不高或不按操作规程要求去做而造成的。因此提高焊接质量，是保证冰箱制造和维修质量的关键。

电冰箱管路的焊接需要使用气焊设备，以便将管路焊开和将管路焊接在一起。

(一) 气焊设备与工具

常用的气焊设备有氧—乙炔气焊、氧—液化石油气焊，小型便携式乙炔气焊设备等。目前电冰箱管路焊接常用乙炔或液化石油气作为可燃气体，氧气作为助燃气体。设备组成包括：

1. 氧气钢瓶

氧气瓶是储存和运输氧气的一种高压容器。一般气瓶的容积为 40L，标准压力为 14.7MPa。维修使用的轻便型氧气瓶容积约 2~10L。

2. 减压器（氧气表）

减压器的作用是将瓶内高压气体调节成工作需要的低压气体（约 0.2MPa），并保证气体的压力和流量稳定不变。

3. 乙炔气钢瓶

乙炔气钢瓶的最高工作压力为 2.0MPa，须配置专用的减压器。

4. 液化石油气钢瓶

储气量一般为 3~15L，最大工作压力为 1.57MPa，一般都配置减压器，工作时无需调节。

5. 焊炬（焊枪）

焊炬的作用是将可燃气体（乙炔或液化石油气）和氧气按需要的比例混合，并由一定孔径的焊嘴喷出燃烧，产生符合焊接要求的、燃烧稳定的火焰。焊炬的构造如图 6-3-33 所示。

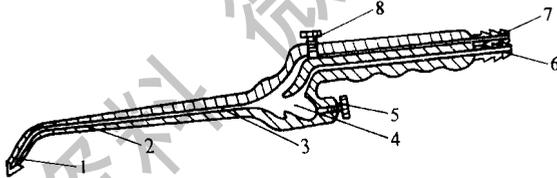


图 6-3-33 焊炬的构造

- 1—焊嘴；2—混合气管；3—射吸管；4—喷嘴；5—氧气阀
6—氧气导管；7—乙炔（液化石油气）导管；8—乙炔（液化石油气）阀

工作原理：打开氧气阀，具有一定压力的氧气经氧气导管进入喷嘴，并以高速喷入射吸管，使喷嘴周围空气形成真空，而将乙炔管道中的乙炔（打开乙炔阀针时）吸入射吸管，经混合管充分混合后由焊嘴喷出，点燃而成火焰。焊接火焰的大小可通过两个针阀控制调整，焊接不同的材料、不同的管径时，所需的焊炬大小和火焰温度的高低不同。

氧—液化石油气焊和氧—乙炔气焊的焊炬，可选用 H01-6 型射吸式焊炬。采用液化石油气作为可燃气体时，应采用相应的丙烷焊嘴或将原配焊嘴

的孔径扩大到 + 1.5mm 左右。

氧—乙炔气焊设备：该套设备由氧气瓶、乙炔气瓶、压力表、橡胶耐压软管和焊炬等组成。氧—乙炔气焊的焊接火焰分成三种，即碳化焰、中性焰和氧化焰。碳化焰易将碳粒带入金属而影响焊料的流动，氧化焰易烧坏和弄凹金属，并产生断裂；而中性焰能很好的避免这些问题，所以被认为是制冷系统焊接的理想火焰，在操作中要注意调整的方法。

氧—液化石油气焊设备：该套设备由氧气瓶、液化石油气瓶、压力表、橡胶耐压软管和焊炬等组成。该气焊的使用方法为：焊接点火前先关闭焊枪上的氧气和液化气调节开关，再接通可燃气体并开起氧气瓶阀，使低压表指示在 0.2MPa 左右，然后微开焊枪上的氧气阀，再微开可燃气体阀，并点火。点燃后将火焰调节至适当的火焰为止。

（二）焊接操作

1. 焊料和焊剂的选择

（1）焊料。气焊常用的焊料有银铜焊料、铜磷焊料及铜锌焊料等。为有效地保证焊接质量，要根据焊件材料正确地选择适宜的焊料，常用焊料见表 6-3-7。

表 6-3-7 国产钎焊焊料牌号和性能

焊料	牌 号	焊 接 温 度 /℃	适 用 范 围
铜磷焊料	料 909	715 ~ 730	铜—铜，不用焊剂
	料 204	640 ~ 815	
	料 203	650 ~ 700	
银铜焊料	料 301	815 ~ 850	铜—铜、铜—钢、钢—钢，使用焊剂
	料 312	595 ~ 605	铜—钢、钢—钢，使用焊剂
铜锌焊料	料 103	885 ~ 890	铜—铜、铜—钢、钢—钢，使用焊剂

铜与铜钎焊可选用含银量低的铜磷焊料。这种焊料价格比较便宜，且采用了良好的熔流、填缝和润湿工艺，不需要焊药。

不需要焊药的焊料称为自钎性焊料。这类焊料没有强腐蚀性，不会因残渣清洗不掉而带来隐患。自钎性焊料中的磷元素在钎焊过程中能还原金属化合物，因为在常温下铜表面要形成一薄层氧化铜，钎焊时铜的外层形成较厚的氧化铜（ CuO ），而内层为红色的氧化亚铜（ Cu_2O ）。由于其具有较低的熔点（ 44°C ）和沸点（ 280°C ），磷逐渐蒸发并与铜表面作用，生成 P_2O_5 ， P_2O_5 的沸点为 347°C ，在液体焊料中呈气态逸出，逸出过程又继续与铜表面的 Cu_2O 进行反应，生成的 CuPO_3 熔点低，密度小，很易上浮，呈液体覆盖于金属表面，起到防止氧化的作用。上述两种反应实际上几乎是同时进行的，亦即起到助焊剂（焊药）的作用。焊药中的磷，可以还原氧化铜和氧化银，但不能还原其他元素的氧化物，故在焊接铜和铁时，还需使用相应的焊药。

铜与钢或钢与钢的钎焊，可选用银铜焊料和适当的焊药，焊后必须将焊口附近的残留焊药用热水或水蒸气刷洗干净，以防产生腐蚀。使用焊药时最好用酒精稀释成糊状，涂于焊口表面，钎焊时酒精迅速蒸发而形成平滑薄膜不易流失。同时，也可避免水分浸入制冷系统的危险。

（2）焊剂。也称焊药。在焊接过程中，焊剂的作用主要是防止被焊工件金属及焊料的氧化。钎焊时若不使用焊剂，焊缝中夹杂的氧化物会使焊接处的强度降低，产生泄漏。

焊剂分非腐蚀性和活化性两种。非腐蚀性焊剂对钎焊温度在 800°C 以上的金属有效。活化性焊剂具有较强的清除氧化物和杂质的能力，但熔剂的熔渣对金属有腐蚀作用，焊完后必须全部清除。

钎焊时要根据焊件的材料、焊料选用焊剂。铜管与铜管的焊接，使用铜磷焊料可不用焊剂，若使用银铜焊料或铜锌焊料可选用非腐蚀性焊剂，如硼砂、硼酸或两者混合的焊剂。铜管与钢管或钢管与钢管的焊接，用银铜焊料或铜锌焊料时，要选用活化性焊剂。

2. 火焰的种类和选择

焊接火焰是气焊的热源，火焰的正确选用和调节是焊接质量的保证。制冷管道的焊接，要根据不同的材料选用不同的火焰。

氧—乙炔气焊火焰共分三大类：

（1）碳化焰。当乙炔气的含量超过氧气的含量时，火焰燃烧后的气体中尚有部分乙炔未曾燃烧，喷出气体的火焰为碳化焰，如图 6-3-34a 所示。碳化焰的火焰明显分三层，焰心呈白色，外围略带蓝色，内焰为淡白色，外

焰为橙黄色。火焰长而柔软，温度为 2700℃左右，适用焊接铜管与钢管。

(2) 中性焰。中性焰时氧和乙炔的含量适中。此时乙炔可充分燃烧，如图 6-3-34b 所示。中性焰的火焰也分三层，焰心呈尖锥形，色白而明亮，内焰为蓝白色，呈杏核形，外焰由里向外逐渐由淡紫色变为橙黄色。中性焰的温度在 3100℃左右，适宜焊接铜管与铜管、钢管与钢管。是制冷系统焊接的理想火焰。

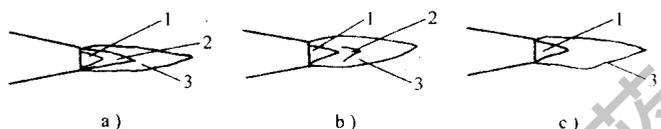


图 6-3-34；氧—乙炔气火焰

a) 碳化焰；b) 中性焰；c) 氧化焰

1—焰心；2—内焰；3—外焰

(3) 氧化焰。当氧气超过乙炔气的含量时，喷出的火焰为氧化焰，如图 6-3-34c 所示。氧化焰的火焰只有两层，焰心短而尖，呈青白色；外焰也较短，略带紫色。火焰挺直。氧化焰的温度在 3500℃左右。氧化焰由于氧气的供应量较多，氧化性很强，易烧坏和弄凹金属，造成焊件的烧损，致使焊缝产生气孔、夹渣，不适于制冷管道的焊接。

液化石油气的火焰与乙炔气类似。

在实际操作过程中，要注意多加摸索，熟练掌握中性焰的调节方法。

3. 焊接温度的掌握

为了确保焊接质量，掌握焊接温度是十分必要的。温度过高会使接口附近的铜管表面氧化，降低该部位的强度和韧性，温度过低又不能使焊料充分熔化、流动，容易产生疤痕和气孔。在焊接铜时，受热后其颜色反映了温度的高低。温度与颜色见表 6-3-8。

表 6-3-8 温度与颜色

颜 色	暗 红	鲜 红	浅 红	桔 黄	黄	淡 黄	白
温度/℃	600	725	830	900	1000	1080	1180

焊接时最好用强火焰快速焊接，尽量缩短焊接时间，以防止管道内生成过多的氧化物，氧化物会随着制冷剂的流动而导致堵塞管路（脏堵），甚至使压缩机受到严重损坏；火焰吹在套管端，不能吹在插入管上，为避免受热面积过大，应使焊接火焰与铜管成 90° 夹角。

4. 焊接的结构形式

(1) 相同管径铜管的对焊。两根直径相同的紫铜管相对焊接时，应采用插入式的焊接结构，如图 6-3-35 所示。紫铜管的一端用扩管器扩成圆柱形口，接口部分内外表面用纱布清理擦亮，不可有毛刺，锈蚀或凹凸不平，另一根紫铜管也按此方法清理干净，然后插入扩口内压紧，以免焊接时焊料从间隙流进管内。

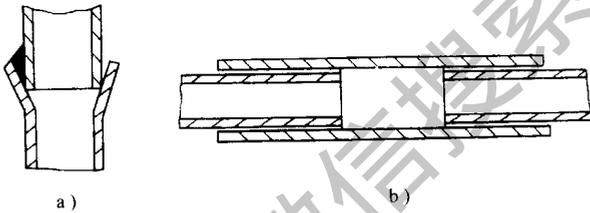


图 6-3-35 相同管径紫铜管的焊接结构

a) 喇叭形口结构；b) 短套管结构

插焊时要注意紫铜管插入圆柱形口的深度和间隙。扩圆柱形口时要扩足深度。一般插焊的深度和间隙见表 6-3-9。

(2) 压缩机导管与制冷剂管的焊接结构

制冷剂管插入压缩机导管的深度必须大于 10mm，若小于 10mm，在加热时插入管易变位（向外移动）导致焊料堵塞管口，如图 6-3-9 所示。

表 6-3-9 紫铜管焊接插入长度和配合间隙表（单位：mm）

接管外径	5~8	8~12	12~16	16~25	25~35	35~45
插入长度	6	7	8	10	12	14
配合间隙	0.05~0.35	0.05~0.35	0.05~0.45	0.05~0.45	0.05~0.55	0.05~0.55

电冰箱、空调器的制冷剂管插入压缩机导管的间隙要掌握在 0.05 ~

0.20mm。间隙过大，焊料难以均匀渗入，出现气孔，导致漏气；间隙过小，则流进间隙的焊料太少，造成强度不够或虚焊。

(3) 毛细管与管径不同的紫铜管焊接结构。毛细管与干燥过滤器或其他的管道焊接时由于两种管径相差悬殊，毛细管热容量很小，容易出现超热现象，使毛细管金相晶粒增大、变脆、容易折断。为防止毛细管过热，气焊火焰应避免毛细管，使其和粗管同时达到钎焊温度。也可利用一个金属夹在毛细管上夹持一块厚铜片，使其热量适当增大，即可避免超热现象。

为防止杂质微粒滞留在端面，焊接前要用夹钳把大于毛细管管径的紫铜管管口夹扁，夹时将毛细管先插入铜管内，插入长度约为 25~30mm。外管夹扁长度为 15~20mm，即毛细管伸入外管内距夹扁边缘至少 10mm，夹时不得将毛细管夹扁造成堵塞。

(4) 毛细管与干燥过滤器的焊接结构。焊接时要特别注意毛细管的插入深度，一般为 15mm，毛细管插入端面距滤网端面为 5mm。如插入过深，会触及滤网，杂质容易进入过滤网，增大堵塞的可能性；如插入过浅，焊料会流进毛细管端部，使阻力加大，造成堵塞，如图 6-3-37 所示。

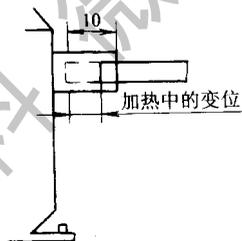


图 6-3-36 压缩机导管与制冷剂管的焊接结构

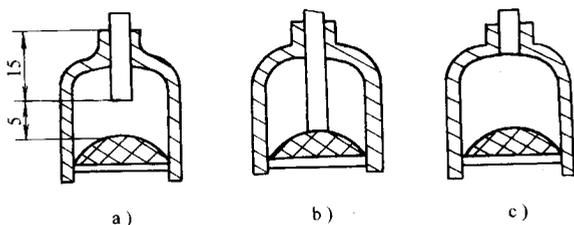


图 6-3-37 毛细管与过滤器焊接结构

5. 焊接操作方法

(1) 焊接前的准备工作。

①检查高压气体钢瓶。气瓶的喷口不得朝向人的身体，连接胶管不得有损伤，减压器周围不能有污渍、油迹。

②检查焊炬火嘴前部是否有弯曲和堵塞，气管口是否被堵住，有无油污。

③调节氧气减压器，控制低压出口压力为 $0.15 \sim 0.2\text{MPa}$ 。

④调节乙炔气钢瓶出口压力为 $0.01 \sim 0.02\text{MPa}$ 。如使用液化石油气气体则无需调节减压器，只需稍稍拧开瓶阀即可。

⑤检查被焊工件是否修整完好，摆放位置是否正确。焊接管路一般采用平放并稍有倾斜的位置，并将扩管的管口稍向下倾，以免焊接时熔化的焊料进入管道造成堵塞。

⑥准备好所要使用的焊料、焊剂。

(2) 调整焊炬的火焰。调整焊炬的火焰通过控制焊炬的两个针阀来进行。首先打开乙炔阀，点火后调整阀门使火焰长度适中，然后打开氧气阀，调整火焰，改变气体混合比例，使火焰成为所需要的火焰。一般认为中性焰是气焊的最佳火焰，几乎所有的焊接都可使用中性焰。调节的过程如下

由大至小：中性焰（大）→减少氧气→出现羽状焰→减少乙炔→调为中性焰（小）。

由小至大：中性焰（小）→加乙炔→羽状焰变大→加氧气→调为中性焰（大）。

调节的具体方法应在焊接时灵活掌握，逐渐摸索。

(3) 焊接。首先要对被焊管道进行预热。预热时焊炬火焰焰心的尖端离工件约 $2 \sim 4\text{mm}$ ，并垂直于管道，这时的温度最高。加热时要对准管道焊接的结合部位全长均匀加热。加热时间不宜太长，以免结合部位氧化。加热的同时在焊接处涂上焊剂，当管道（铜管）的颜色呈暗红色时，焊剂被熔化成透明液体，均匀地润湿在焊接处，立即将涂上焊剂的焊料放在焊接处继续加热，直至焊料充分熔化，流向两管间隙处，并牢固地附着在管道上时，移去火焰，焊接完毕。然后先关闭焊枪的氧气调节阀，再关闭乙炔气调节阀。若管道上出现麦粒大小的漏洞，或焊接不慎把管道某段熔出小孔，使用通常的焊料很难焊好，因为焊料的熔点较低，漏洞未焊平时焊料便会熔化流入漏孔

内，这时，可用一根较细的紫铜管作焊料，将紫铜管与被焊铜管同时烧红，接近达到熔点时，将铜管迅速放在漏洞上，焊好后将气焊移开，充入氮气，检查是否泄漏和堵塞，如果管道漏洞较大，可取一段比漏洞管直径稍粗、长3cm的紫铜管，沿长度方向锯开，用气焊加热退火，冷却后在管道上定型，至无缝隙时焊好。

要特别注意在焊接毛细管与干燥过滤器的接口时，预热时间不能过长，焊接时间越短越好，以防止毛细管加热过度而熔化。

为提高焊接质量，还可采用充氮焊接的方法。氮气是一种惰性气体，在高温下不会与铜发生氧化反应，而且不会燃烧、爆炸，使用安全、价格低廉。向铜管内充入氮气后进行焊接，可使铜管内壁光亮、清洁，无氧化层，从而有效地防止“脏堵”现象。向管道充入的氮气可将氧气逐出，其压力不能太大，以免焊接时管内的氮气将融溶焊料喷出，不能保证焊接质量。

(4) 焊接后的清洁与检查。焊接时，焊料没有完全凝固时，绝对不可使铜管动摇或振动，否则焊接部位会产生裂缝，使管路泄漏。

焊接后应进行如下检查：

① 焊接处密封性能是否良好，在加入制冷剂稳定一段时间后，用肥皂水或卤素灯检查焊接处是否泄漏。

② 在冰箱运转时，不因振动而使焊接处裂开。

③ 管路不应因焊接时进入杂物而堵塞，也不能因操作不当进入水分。

④ 焊接部分无腐蚀。

⑤ 焊接部分表面清洁，无油污、残渣。焊接常见的缺陷及原因见表6-3-10。

表6-3-10

焊接缺陷

缺陷	原因
焊接不牢开裂	焊条选用不当或质量不好 焊条与所焊金属的热膨胀系数差别太大，焊接未牢，有时振动未焊实、假焊、被焊处有油污所致
被焊金属开裂	被焊金属过热，火候掌握不好，焊条与所焊金属件之间由热胀而产生应力，外流熔化的焊条浸入被焊金属结晶粒之间

缺 陷	原 因
焊料不足一圈	焊料不足或加热不够 焊料选用不当，接头部分不洁
焊料外流	焊接温度过高或焊接时间过长（超热）
焊料液体中有气泡	焊口过热，焊接时间过长 有浮油氧化物浸入
焊料液体表面粗糙	焊料过热焊接时间长或焊料不足
焊剂中混入熔化的焊料	焊剂过多而焊料不足或加热不均匀，接头部分不洁，有油污

（三）气焊设备的安全操作知识

使用气焊焊接时，由于氧、乙炔气体及液化气体具有燃烧和爆炸的性能，因此在使用时必须严格遵守操作规程和安全生产要求，不能有丝毫的粗心大意和麻痹思想。微小的疏忽，都可能造成爆炸、火灾、烧伤、中毒等重大事故发生。所以在使用时需要特别细心。在使用气焊设备时应注意以下事项：

- （1）对充有制冷剂的系统、或制冷剂尚未泄放完毕时，不能进行焊接作业。
- （2）焊接前一定要检查气焊设备是否处于完好状态，焊接人员要带上护目镜（墨镜）和手套。
- （3）开起乙炔阀时动作要轻缓。
- （4）氧气阀的开起也要轻缓，不准同时开起乙炔阀和氧气阀，以免产生爆音。
- （5）当有黑烟出现时，应将氧气阀开大，如火焰不合适应调至中性焰。
- （6）点火时要取正确方向，以防火焰吹向气瓶。气瓶的调节阀在开起时不得向着人的身体方向，而应朝向体外，以保安全。
- （7）在进行焊接作业时，已点燃的焊炬不能随意挥动，要注意周围的人和物的安全。冰箱上焊接管路时，应注意不要烧烤箱体、导线等，必要时应采取防护措施。

(8) 应检查气瓶口、橡皮管是否漏气。火嘴的检漏应使用肥皂水。

(9) 发现火焰变成双道，应清洁风口。

(10) 不准在未关闭压力调节阀的情况下整理火嘴，不准将橡皮管折弯后换火嘴。

(11) 在没有关闭压力阀时，不准将焊炬和气瓶、调节阀接触。

(12) 不准用带油的布、棉纱擦拭气瓶及压力调节器。气瓶不应放在阳光下及靠近热源处，而应放在遮阳的通风干燥处。

(13) 气焊设备焊接完毕后应立即关闭氧气阀、石油液化气阀等。不准在未关闭的气阀熄火前离开现场。

(14) 焊炬和火嘴不应放在有泥沙的地上，以免堵塞。

(15) 不准用扳手转动气瓶上的安全阀。

(16) 如发现压力调节器有故障或不灵时，应予以更换，并立即停止使用。

(17) 工作场所不许放置易燃易爆物品，同时应有灭火器材，以免发生意外。

(18) 氧气瓶内的气体不允许全部用完，至少要留 0.20 ~ 0.50MPa 的剩余气量。

(19) 焊接是制冷、空调专业工作人员经常遇到的一项技术性强的操作，因此，要求焊接人员必须经过专业培训或有焊工证书方可操作。

第 4 章

冷库设备的维护与检修

第一节 冷冻机油的排放与添加

设有润滑油分离器的氨制冷系统，可以把制冷系统管道内的润滑油分离积聚于润滑油分离器的底部，当积油积量较多时，就必须进行放油的操作，把润滑油放回压缩机的曲轴箱或放出制冷系统之外，并要防止制冷设备内的制冷剂外漏和空气渗入。不同类型的润滑油分离器放油的操作各不相同。

一、氨制冷系统冷冻机油的排放

(一) 润滑油放回压缩机曲轴箱

氨制冷系统的润滑油分离器一般安装在压缩机的排气口附近，它将压缩机排出的高温高压制冷剂过热蒸气中混杂的润滑油分离出来，并积聚在油分离器的底部，当油面上升到预定位置后，浮球自动打开。由于设备工作时油分离器处于高压，而压缩机曲轴箱处于低压，因此，只要油分离器的浮球阀打开，油分离器中的润滑油就会在压差的作用下自动地流回压缩机曲轴箱。当油面降到一定的高度后，浮球阀自动关闭，以防止制冷剂高压蒸气进入曲轴箱而产生高低压串通的现象。

这种形式的润滑油分离器还有手动回油操作装置，一旦自动回油阀失灵，可用手动方法完成回油的功能。用手动回油操作时要特别注意油分离器的回油不能放尽，以防止高低压力串通现象的发生。

(二) 润滑油放出制冷系统

有些氨制冷设备在贮液器、冷凝器、蒸发器及中间冷却器中均设有放油口与集油器进口相连。图 6-4-1 是氨制冷设备的润滑油放出制冷系统的操作示意图，其放油步骤如下。

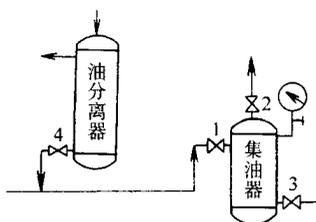


图 6-4-1 润滑油放出制冷系统的操作示意图

1—集油器回油阀；2—回气阀；3—集油器放油阀；4—油分离器放油阀

(1) 停止氨油分离器工作，静置一段时间后让润滑油与氨分离后下沉。

(2) 打开回气阀 2，以降低集油器内的压力，当与吸气压力接近时再关闭回气阀。

(3) 打开油分离器放油阀 4 和集油器回油阀 1，由于压差关系，氨油分离器中的油及少量氨进入集油器，待油放至集油器容积的 80% 时，关闭上述两阀。

(4) 微微打开回气阀 2，使混在油中的氨蒸发，并被吸走。当集油器内的压力降到吸气压力时，关闭回气阀 2。之后如果集油器内的压力上升，则重复前述吸氨操作，直到压力不再升高。

(5) 开启放油阀 3，把油放出制冷系统，至压力表读数接近但大于零时关闭放油阀 3。

二、氟利昂制冷系统冷冻机油的添加

当冷库由于某种原因使压缩机冷冻机油不足时，应及时给以补足。对于冷库用的开启式压缩机制冷系统，添加冷冻机油的方法有如下三种方法，且以第一种最为常见。

(一) 从吸气截止阀旁通口吸入

(1) 将足量的冷冻机油倒入广口容器中。

(2) 将曲轴箱中制冷剂排入系统中压缩机以外的其他部分。

① 旋下吸气截止阀护盖，顺时针旋转阀杆至关闭状；

② 临时撤去压力保护后，开动压缩机，使曲轴箱呈一定真空度；

③ 关闭并扳紧排气截止阀后，切断压缩机电源。

(3) 旋下排气截止阀旁通口螺塞，将腔内的剩气放掉。

(4) 旋下吸气截止阀旁通口螺塞，换上图 6-4-2 所示的转换接头和吸油管。

(5) 将曲轴箱内自抽成真空：用手指按住吸油管口，开动压缩机数分钟后停机（注意这时手指不能放开）。

(6) 使适量的冷冻机油经吸油管吸入曲轴箱内。

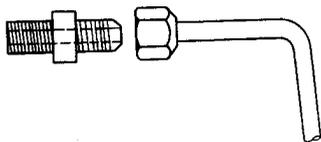


图 6-4-2 转换接头和吸油管

①把用手指按住的吸油管口浸入油中后放手；

②观察油面指示器，当油面达到额定油面线后，再用手指按住吸油口，并离开油面。（注意，由于吸油量与其显示存在着时间差，所以，吸油中，当油面接近额定油面线时，应减慢吸油速度，或断续地吸油。）

(7) 抽出曲轴箱内吸入的空气。

①拆下吸油管和接头，旋紧螺塞；

②开动压缩机，直至排气旁通口无气体排出时，旋上并旋紧排气螺塞后停机。

(8) 打开吸、排气截止阀。

(二) 从加油孔加入

方法与“从吸气截止阀旁通口吸入”相仿，具体方法为：

(1) 经接管将三通修理表阀与吸气旁通口连好。

①关断吸气旁通口，旋下吸气旁通口螺塞；

②在吸气旁通口接上锥形接口，并旋紧；

③在锥形接口接上接管（连同修理阀）；

④在修理阀打开的情况下，微微开启吸气旁通口，将接管、三通修理表阀内的空气排出后，关闭修理截止阀；

⑤关闭吸气截止阀。

(2) 将制冷剂排入曲轴箱以外的系统内其他部分：临时撤去压力保护，开动压缩机，直至表压稍大于零，关闭排气截止阀，并立即停机。

(3) 从加油孔加入适量的冷冻机油。

①旋下加油孔塞；

②用油壶加入同牌号的冷冻机油，直至机油刚好与额定油面线相平；

③重新旋上并拧紧加油孔塞。

(4) 将曲轴箱自抽成真空。

①将接管和三通修理表阀从吸气多用口取下，重新将吸气多用口用细牙螺塞旋上并拧紧；

②旋下排气旁通口螺塞，开动压缩机，直到排气旁通口无气体排出时，旋上并拧紧排气口螺塞，停机。

(5) 重新打开吸气和排气截止阀。

(三) 从曲轴箱下部加入

一般不采用此法，通常只是在压缩机大修时采纳。具体方法因压缩机结构的不同而有所区别，这里不做详细说明。

第二节 系统中残留空气和水分的排除

一、系统中残留空气的排除

有些制冷系统因含有少量的空气而使制冷能力明显下降，甚至造成设备不能正常工作，为此，必须将空气从系统内排除出去。

(一) 系统内存在空气的常见特征

(1) 制冷效果差，设备难以自行停机；

(2) 排气压力和吸气压力偏高，甚至造成高压保护；

(3) 排气管温度过高；

(4) 手摸冷凝器管路，感觉温度沿程下降迅速，中段无相对恒定温度，未及出口已接近室温，干燥过滤器无温热感；

(5) 手摸蒸发器中、后段管路感觉温度偏高，不能相应地结冰或霜；

(6) 回气管温度偏高。

(二) 排除冷库制冷系统中空气的方法

(1) 将系统内的制冷剂全部转移到高压部分中。

① 关闭贮液器或冷凝器出液阀；

② 临时撤去压力保护功能，开动压缩机，将低压段内制冷剂排入贮液器及冷凝器内；

③ 低压段抽成稳定真空状态后停机。

(2) 经排气旁通口排出系统内空气。

① 旋下排气旁通口螺塞，顺旋排气截止阀杆半圈左右，使阀成三通状态，让空气连同制冷剂气体一起从旁通口排出；

② 用洁净的白纸部分地挡往气流，直到白纸上出现油迹，表明空气基本放净。然后反时针旋紧排气截止阀杆，关闭排气旁通口，拧上旁通口螺塞。

(3) 重新开启贮液器或冷凝器出液阀。

(三) 注意事项

(1) 若通过上述方法，未能一次性有效地排除系统内的空气，残留空气的影响仍较明显，可再运用上述方法进行多次空气排除，直到残留空气基本排出系统。

(2) 若系统经上述操作后，制冷剂有所缺乏，应予以补充。

二、系统中残留水分的排除

当制冷系统存在水分时，会对设备的正常运转产生不利影响。当水分超量时还会出现冰堵现象，使制冷循环中断。下面介绍冷库制冷系统中水分的排除方法，具体步骤如下。

(1) 旋下吸气旁通口螺塞，将真空压力表经修理阀和接管与吸气旁通口连接好。

(2) 打开修理阀，微开吸气截止阀使其处于三通状态，待压力表、修理

阀及接管内的空气排尽后关紧修理阀。

(3) 临时性撤去压力保护，关闭出液阀，接通压缩机电源，将系统低压段（包含干燥过滤器、压力表、修理阀及接管）自抽空至负压后关闭排气截止阀，停机。

(4) 微微打开出液阀，使低压段压力升高到稍大于零表压后关闭并关紧。

(5) 拆下原干燥过滤器，换新过滤器或更换干燥剂。

(6) 重新装上干燥过滤器后，开动压缩机，将系统低压段再自抽真空。

(7) 当压力表读数达到 -0.1MPa 后，先后打开排气阀和出液阀，开机运转数小时，让干燥剂尽可能多地吸取系统中的水分。

多次重复上述 2~7 步骤，直到系统中的残留水分达到要求为止。

第三节 系统检漏与补充制冷剂

一、制冷系统检漏

制冷系统在通过一项或数项气密性试验后，若发现有泄漏存在，接下来就需要寻找并确定具体的泄漏部位，这项工作称为检漏。

(一) 使用开启式压缩机的制冷系统主要的检漏部位

(1) 制冷压缩机所有可拆卸的连接部位和轴封处、螺栓端部视油镜和加油孔等；

(2) 冷凝器和蒸发器的各焊接部位；

(3) 各管道和部件（干燥过滤器、截止阀、电磁阀、热力膨胀阀、液体分配器等）的连接处。

(二) 常用的检漏方法

(1) 声响检漏。当系统中制冷剂的压力较高时，泄漏处有时会出现微弱的“丝丝”声响，漏点较大时响声更明显。因此，可根据声响来确定泄漏的部位。

(2) 油迹检漏。因为氟利昂制冷剂与其冷冻机油的互溶液性，制冷剂在泄漏时会将冷冻机油一并带出，并在泄漏点周围留下一定量的冷冻机油。因此，对氟利昂制冷系统，可以通过仔细查找有关部位是否存在油迹来确定泄漏部位。

(3) 泡沫检漏。检漏前，先向相关系统充入一定压力的氮气或干燥空气，然后用清洁的海绵蘸上洗洁精水（或浓肥皂水）涂抹于被检处，静待数分钟后仔细观察是否有白色泡沫或气泡泛起，如有，即可断定该处存在泄漏点。

(4) 浸水检漏。本法适用于可拆卸的单个部件或局部系统的检漏。检漏前，先向系统充入一定压力的干燥空气或氮气，压力的大小视被检部件的耐压而定。然后将其全部浸入 40 ~ 50℃ 的清水中（离水面越近越有效）观察数分钟，有气泡冒出处即为泄漏部位。此法特别适用于微小泄漏点的确认定位。

(5) 卤素检漏。本法仅适用于制冷剂中含有氟、氯、溴或碘元素的制冷系统的检漏。早期是用卤素检漏灯来作卤素检漏的，它以乙醇（或甲醇）作为燃料，氟利昂蒸气与检漏灯产生的火焰接触时，就会分解出氟、氯元素气体，而氯气与灯内烧红的铜帽接触，便生成氯化铜气体，火焰的颜色就会变为绿色或紫绿色。

由于卤素检漏灯灵敏度不很高，且使用也不很方便，因此目前人们已很少用它检漏，而采用电子卤素检漏仪检漏。电子卤素检漏仪的基本结构如图 6-4-3 所示，其工作原理是：电子卤素检漏仪从被检部周围吸取气体并通过辉光铂丝，当气体中有卤素气体存在时，卤素被辉光铂丝分解，使铂丝与铂筒之间因存在一定量的电子和正离子，使阴极和阳极之间具有一定的导电能力。此电流经放大后通过一定的方式显示或报警。

电子卤素检漏仪可测出年漏量为 0.3 ~ 0.5g 的微漏，而且反应时间不大

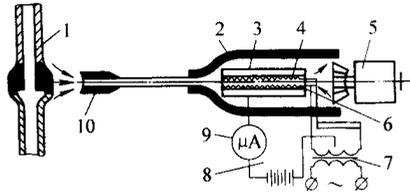


图 6-4-3 电子卤素检漏仪的基本结构

- 1—被检管道；2—电离管外壳；3—阴极；4—铂阳极；5—吸入空气风扇
6—加热灯丝；7—变压器；8—高压直流电源；9—电流表；10—探头

于 3s。应用电子卤素检漏仪检漏时必须注意，检测区域内的空气应保持洁净、流通，否则会产生误报或损坏仪表。

对于氨系统，除用嗅觉判断外，也可用泡沫检漏或采用化学方法检漏。如采用湿石蕊试纸检漏，遇氨后试纸颜色由红变兰；又如采用湿酚酞试纸检漏，遇氨后试纸颜色变为粉红。颜色愈深说明泄漏愈严重。在用酚酞试纸检漏时，应将检漏处的肥皂液擦干净，否则酚酞试纸遇肥皂后也会变红，造成错误判断。

二、制冷系统补充制冷剂

使用开启式压缩机的冷库制冷系统使用一段时间后，经常会由于泄漏的缘故，造成系统中的制冷剂逐渐减少。当泄漏量达到一定程度后，制冷设备就难以正常工作，这时就必须对系统补充制冷剂。在氟利昂制冷系统制冷剂缺少量不很多、制冷机不中断工作的情况下补充制冷剂的具体方法和步骤如下。

(1) 将制冷剂钢瓶与接管和三通修理表阀按图 6-4-4 所示的方法连起来。

(2) 逆时针旋转吸气截止阀杆，关紧吸气旁通口，然后拧下吸气旁通口螺塞，装上接头。

(3) 先后适度地开启修理阀和钢瓶截止阀，用气态制冷剂赶出接管及修理表阀内的空气，待赶尽后，迅速将接管旋紧在吸气口接头上。

(4) 开大修理阀和钢瓶截止阀，适度打开吸气截止阀，缓缓地将钢瓶中

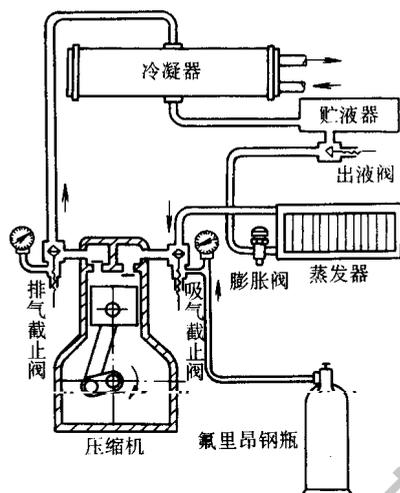


图 6-4-4 氟利昂制冷系统补充制冷剂示意图

的制冷剂充入系统中。

(5) 注意观察吸排气压力表的读数、库内温度计的读数以及蒸发器和回气管各部位结冰、霜、露的情况，必要时还可以用手触的方法去了解冷凝器和蒸发器各部位的温度。当上述各参数基本正常并保持稳定后，关闭钢瓶截止阀，停止补充制冷剂。

(6) 待一切稳定正常后，逆时针旋转并旋紧吸气截止阀杆，以关闭吸气旁通口。拧下接管和接口，拧上并旋紧旁通口螺塞。

在补充制冷剂时，有时还需要适当调整热力膨胀阀等。

第四节 压缩机的检修

制冷系统中压缩机出现故障是较为常见的现象。正确判断压缩机故障是维修工作中的一个重要环节。检修者必须在了解压缩机型号、规格和熟悉其结构的基础上，通过看、听、摸、嗅等手段进行系统的检查，在此基础上进行综合分析，准确地判断故障所在，最后制订合理的维修方案。

一、压缩机常见故障的表现

一台尚能运转的制冷压缩机发生故障后，工作时除了可能会发出异常声响等不正常现象之外，还可能会在吸、排气压力和运行电流上有所反映。具体表现为：①吸气压力过高；②排气压力过低；③运行电流过大。

二、在制冷设备上拆卸开启式压缩机

对一台使用开启式压缩机的制冷设备，如果判定压缩机确有故障并必须拆下修理时，应按照如下步骤和方法进行。

（一）将制冷剂排入系统其他部分

（1）临时将高低压力继电器置于常闭位置，使压缩机电源“常通”；

（2）关闭吸气截止阀；

（3）合上电源，开动压缩机，将曲轴箱内的制冷剂逐渐排入除压缩机以外的系统内其他部件中（主要是贮液器），直到吸气压力表的读数稍大于0时切断电源，关闭并扳紧排气截止阀。

（二）从机座上卸下压缩机

（1）稍稍旋松排气截止阀旁通孔螺塞，将排气腔中的少量高压制冷剂气体放净；

（2）旋下吸、排截止阀与压缩机连接的紧固螺钉，使吸、排气截止阀与压缩机分开；

（3）卸去皮带或联轴器；

（4）旋下压缩机底脚螺母，将压缩机从机架上卸下。

在“收液”过程中，若吸气压力难以达到0压力状态，很可能是吸、排气阀漏气，甚至损坏。如果能达到上述状态，但停车后压力又迅速回升，表明吸、排气阀漏气或轴封漏气。遇到这种情况，制冷剂就无法靠自身压缩机

抽掉。这时，对于小型压缩机来说，由于曲轴箱内剩下的制冷剂量不多，一般可以在停车后将排气阀关闭，旋松排气截止阀螺塞，让压缩机内剩下的制冷剂放入大气。而对于大中型压缩机，则最好用外部压缩机将制冷剂抽出，暂时贮存在制冷剂钢瓶中。

三、开启式压缩机的修理步骤

- (1) 清理维修场地；
- (2) 准备好金属清洗液、垫片、冷冻油、耐油橡胶台垫等必要的维护工具和材料；
- (3) 清理压缩机外表；
- (4) 按压缩机的结构特点拆卸机件并做好相关的记录，包括拆件次序；
- (5) 对拆下的零部件逐一仔细检查，发现问题及时修理或更换；
- (6) 所有零部件检查、处理完毕后，用金属清洗液进行清洗；
- (7) 把清洗后的零部件及垫片涂上同种清洁的冷冻机油；
- (8) 按零部件拆卸的相反顺序重新装配压缩机；
- (9) 进行气密性试验；
- (10) 加入额定量的冷冻机油；
- (11) 空载试运转；
- (12) 装入制冷系统；
- (13) 加载试运转。

四、将压缩机装上制冷设备

修好或换新后的压缩机应按如下步骤和方法装上制冷系统。

(1) 固定压缩机位置。

①将压缩机放置到原底座位置，并初步旋上底脚螺母，装上皮带或联轴器；

②调整压缩机的位置，使皮带适当张紧或使压缩机主轴与电机传动轴处于同一直线后，旋紧底脚螺母。

(2) 将吸、排气截止阀接上压缩机：分别旋上并旋紧吸、排截止阀与压

压缩机连接的紧固螺钉。

(3) 抽去曲轴箱内空气。

①将排气截止阀的旁通孔螺塞旋下；

②接通压缩机电源，使压缩机曲轴箱内的空气从排气旁通孔排入大气，进行自抽真空，直到吸气压力达到 -0.1MPa 后旋上并旋紧排气截止阀旁通螺塞。

(4) 先后完全打开排气和吸气截止阀，使压缩机与系统连通。

(5) 试运转、调整。

第五节 制冷系统的其他维修事项

一、制冷剂的取存

当制冷系统出现故障时，在打开系统进行检修前应把系统内的制冷剂处理好。系统内制冷剂的处理方法通常有两种，维护中采用何种方法，应根据不同情况来确定。

(一) 将制冷剂收集在系统内的贮液器（有时也包括冷凝器等其他管件、管路）中

这种处理方法较为方便，因此被广泛采纳。但对于无出液截止阀的小型系统不适用。具体方法如下：

(1) 关闭贮液器或冷凝器的出液阀；

(2) 临时将高低压力继电器置于常闭位置，使压缩机电源“常通”；

(3) 合上电源，开动压缩机，将曲轴箱内的制冷剂逐渐排入系统内贮液器（有时也包括冷凝器等其他管路）中，直到吸气压力表的读数稍大于0时关闭并关紧贮液器进液阀或排气截止阀，同时切断电源。

(二) 将制冷剂收集在系统外的贮液器 (制冷剂钢瓶) 中

这种方法适用于一切开启式压缩机制冷系统，图 6-4-5 是这种制冷剂取存方法的操作示意图，具体的步骤和方法如下。

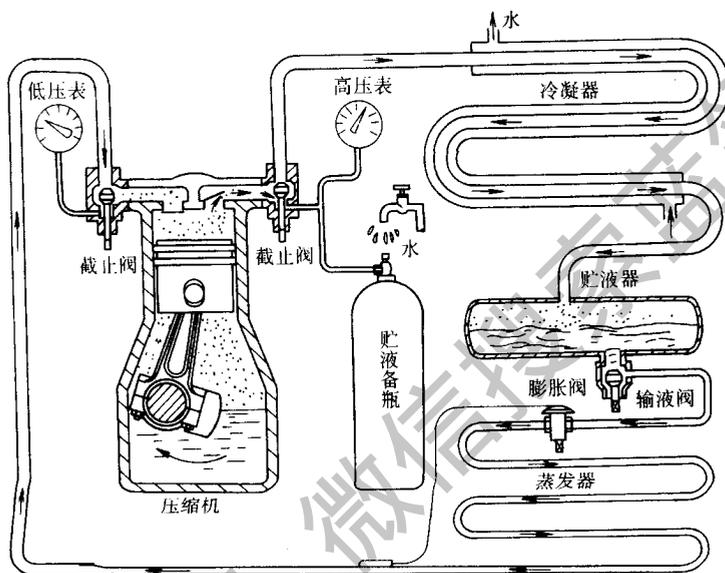


图 6-4-5 将制冷剂收集在系统外贮液器中的一般操作示意图

(1) 首先，准备一只容积足够 (估计比原制冷系统制冷剂液体的容积大 30% 左右) 的钢瓶，内部抽成真空。

(2) 将压缩机的排气截止阀阀杆逆时针退足，以关闭旁通孔。旋下旁通孔的螺塞，装上 T 形或直形接头 (用 T 形接头可附装一高压表)，用一段紫铜管 (一般用管径为 $\Phi 6 \times 1$) 把接头和备用钢瓶的阀接头连接起来并旋紧接扣。

(3) 略微旋松钢瓶一端的管接头后，顺时针旋开排气截止阀阀杆约半圈，让从系统放出的制冷剂蒸气将管内空气排净后，将接管与钢瓶的接口旋紧。

(4) 临时将高低压力继电器置于常闭位置，使压缩机电源“常通”。

(5) 开足钢瓶阀门，完全关闭排气截止阀门，启动压缩机，将系统内的

制冷剂由排气旁通孔经接管排入系统外的贮液器（制冷剂钢瓶）中。（为避免因排气过急而击坏阀片，或热蒸气来不及散热致使冷凝压力过高，可事先将吸气截止阀关小。）

（6）用冷水冲浇钢瓶外壳，或把钢瓶浸在冷水中，进行强冷却，以便排出的制冷剂蒸气迅速冷凝为液体，同时降低钢瓶内制冷剂的压力，以加速系统内制冷剂的转移速度。

（7）当吸气压力表的读数下降到接近0时，关闭钢瓶截止阀。

（8）等几分钟，若观察到吸气压力表指示值有较大的回升，这表明，由于系统中还存在一定数量的制冷剂。需重新进行上述（5）~（7）步骤，启动压缩机继续抽出残余的制冷剂；若停车后，吸气压力并不回升，则应先后关闭并关紧钢瓶截止阀和排气截止阀，然后切断电源。

（9）取下接管，重新旋上排气截止阀多用孔螺塞。

上述操作中，若没有足够大的备用钢瓶，可用同样的办法先后将制冷剂装入数只钢瓶中。若压缩机本身因故不能利用，则可另用一台开启式压缩机做辅助。对于容量较大的制冷系统，注入的制冷剂量大，如一台用4F-10压缩机组成的单级制冷系统，其制冷剂注入量就需要70kg左右，若用自身压缩机抽出制冷剂，容易发生危险，同时要耗费很长时间。这样的系统，若贮液器或冷凝器的出液阀具有旁通孔结构，则可以先从这个旁通孔连上接管，排除空气后与备用钢瓶接通，如图6-4-6所示。关闭出液阀，启动压缩机，让制冷剂液直接排入备用钢瓶，当系统的吸气压力低于0MPa（表压）时，可以停车。最后，因系统所剩的少量制冷剂无法从贮液阀排出，这时可再从排气旁通口处另接一台小型压缩机（如2F4.8或2F6.3型等）来抽吸剩余的制冷剂。

二、管壳式换热器的检修

（一）泄漏的检修

管壳式冷凝器或蒸发器经过长时间运行后，管子接口处会产生松弛和泄漏。检查泄漏的方法是充入空气或氮气进行分段检查，找出泄漏点。如为氨

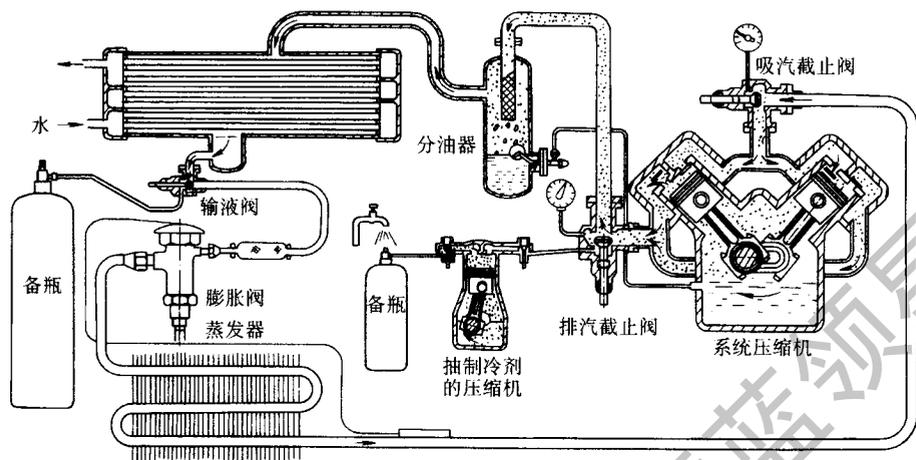


图 6-4-6 大型制冷系统外贮制冷剂的操作示意图

系统，可用酚酞试纸检查。如发现某处的管子泄漏，可采用补焊或更换新管的方法处理。

(二) 除 垢

接触水或盐水的换热设备管壁表面容易结上水垢，而水垢的附着力很强，用一般的方法难以除去，通常采用下列两种方法清除。

1. 酸洗除垢法

这种方法分六步进行，具体步骤如下。

(1) 酸洗除垢。准备好耐酸的水箱、水泵、水管及接头等组成图 6-4-7 所示的清洗系统。在酸水箱中倒入适量的 5%~10% 的稀盐酸，为防止稀盐酸腐蚀管壁，在每千克稀盐酸溶液中加入 0.5g 阻化剂。然后开动酸水泵，让循环流动的酸水不断地与管壁上的水垢产生化学反应生成盐类溶液并被冲刷带走。酸洗结束后，排尽酸水。酸洗时间的长短视结垢的严重程度而定。

(2) 碱水中和。在酸水箱中加入适量 10% 的烧碱水，然后开动酸水泵，让烧碱水循环中和 15min 左右，然后排尽烧碱水。

(3) 清水冲洗。单独对换热器用清水冲洗 1~2h。

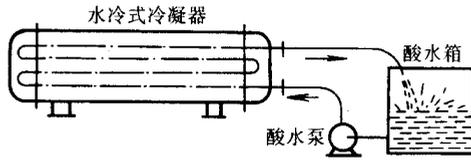


图 6-4-7 酸水除垢示意图

(4) 水压试验。对换热设备进行水压试验，要求在 2.5MPa 的压力下无渗漏。

(5) 气密性试验。对换热设备充入约 1.6MPa 的氮气或压缩空气，要求无泄漏。

(6) 干燥处理。对在酸洗及水压试验过程中留在管内的水分进行彻底的清除。

2. 机械除垢法

机械除垢法与酸洗法不同之处主要在于，这种除垢的方式是机械性的，即通过人工或电动工具经钢丝软轴用钢丝刷或刮刀对管内壁进行刮磨。除垢结束后要进行水洗排污，之后也要进行水压试验、气密性试验和干燥处理等。

三、油分离器的检修

氨制冷系统中设有油分离器，其回油浮球阀工作是否正常，可从如下三个方面去判断：①回油管的温度变化。集油期间与回油期间，回油管的温度应有所差别。②曲轴箱中的油位高低。回油时油位应不断升高。③分油器上部与下部的温度差。能正常回油时分油器上部与下部间应具有一定的温差。

油分离器的常见故障有：

(1) 过滤网太脏，使压缩机排气压力偏高。（通常每年需要清洗一次。）

(2) 浮球阀的阀针偏离阀孔，使阀不能关闭。

(3) 浮球被压扁或破裂，失去了浮力。

(4) 浮球阀传动机构被油污堵死或卡死。（一般的处理方法是，用木棒轻击回油阀部位，若仍无效果就要拆下回油阀法兰，对浮球阀和过滤网进行检修和清洗。）

四、管路及阀件的检修

(一) 管路、阀门的故障及检修

制冷设备投入使用后,由于设备工作时的振动,可能会破坏系统的密封性能而出现泄漏。泄漏的多发部位是系统管道的螺纹连接处和法兰连接处以及各种部件的平面结合处。例如,螺纹连接处的喇叭口损坏、法兰连接处的结合面因螺栓松紧不均匀等造成密封垫密封性能变坏、工作时振动过大造成管道出现裂纹等。因此,制冷设备在使用中必须做定期的检查,发现问题及时维修。

系统中的阀门和阀杆填料压盖处也是泄漏的多发部位。泄漏的原因有:

- (1) 阀杆弯曲或与填料结合面受损;
- (2) 填料太少或损坏;
- (3) 填料压盖太松。

在拆开阀件检修时,要仔细检查阀头的磨损情况。若磨损不大,可做手工或机械研磨,而且要求用煤油做密封试验。若阀体质量差、铸件有气孔、砂眼、裂纹等,应做更换。

(二) 热力膨胀阀的检修

对热力膨胀阀,除要求做一般阀门检修内容外,还要检修下列部位。

(1) 拆下感温机构,用拇指按压感温片,如感到膜片比较紧,弹力比较大,表明感温机构中有足够的感温剂。如果感觉弹力很小,表明其中的感温工质已泄漏,这时即使将膨胀阀杆开到最大,它仍然处于关死状态。

(2) 若膨胀阀液体进口过滤网被脏物、油泥堵死或阀孔被脏物堵塞,可用汽油清洗。

(3) 若出现冰堵现象,解决的办法是反复更换干燥剂,直至系统内水分消除。

在拆卸膨胀阀进行检修前，应先关死供液阀，按步骤开机，将系统中的制冷剂收集到贮液器或冷凝器里，并关死膨胀阀进出口端的截止阀，以免外界空气进入制冷系统。

（三）浮球阀的修理

如浮球阀门不严密，可采用研磨法或更换密封填料进行修复。若浮球发生裂纹或针形小孔，可放出浮球内的氨液后，用锡焊修复或更换浮球。如浮球阀供液量不均匀，可调整浮球，使浮球的中心略低于氨液的水平线位置，当设备中的氨液水平线在规定范围内时关闭。

（四）电磁阀的检修

电磁阀分直接启闭式和间接启闭式两种。直接启闭式电磁阀一般用于小型系统，大型系统中一般采用间接启闭式。

电磁阀经常遇到的故障有：

- （1）线圈烧坏；
- （2）电源接线脱落；
- （3）因配件制造质量或装配质量差造成动作失灵；
- （4）阀杆断掉或脱扣；
- （5）平衡孔被脏物堵死或孔径太小；
- （6）阀头的活塞和缸盖的间隙过大。

电磁阀安装时不得距热源太近，要求环境温度不高于 40°C ，相对湿度不大于 80% ，更不得有水分进入电磁阀的线圈内，否则线圈会短路烧坏。如阀门开启动作时间迟缓（超过 3s ），其原因在于卸压孔太小。用于水路系统的电磁阀，若停放3个月以上不运行，必须拆开清洗、除锈，以免运行时卡死。

下表列出了电磁阀常见故障及排除方法。

电磁阀常见故障及排除方法

常见的故障情况	原 因	排 除 方 法
关阀动作时间超过 3s	阀塞侧面的小孔堵塞	清除小孔内的脏物，在阀前装置过滤器
接通电源后阀门不开启	1. 电源电压低于 85%	1. 调整电源电压在 $\pm 10\%V$ 范围内 2. 必要时用手动装置打开阀门
	2. 线圈烧坏或接头脱落	检修或更换线圈，新绕线圈须浸渍烘干处理，并在线圈与外壳间浸灌一层石英粉和沥青（质量比 3:1）复合的胶
阀塞与阀座间隙不密封，有渗漏现象	1. 阀塞侧面的小孔堵塞难于传递介质压力	清除小孔中的污物
	2. 阀塞上的密封环磨损或变形	更换密封环
	3. 阀的前后压差低于公称压力值的 10%	遵守产品说明书的前后压差的规定
阀体的各静动密封点不密封	1. 密封垫放置不正，紧固不牢靠	放正密封垫，并紧固均匀可靠
	2. 密封垫变形磨损或腐烂	更换密封件
通电后阀塞不启动	1. 卸压孔内有脏物	清除卸压孔内的脏物
	2. 控制介质不合适，即粘度太小	介质粘度小，应适当加大卸压孔

五、氨泵的检修

氨泵的种类较多，如齿轮氨泵、屏蔽氨泵等。在修理前，首先应排除氨泵中的氨，即先将供氨阀门关闭，并将剩余氨导入水中中和，然后拆卸需要修理的零配件。氨泵的易损件主要有以下三个部件：

(一) 齿轮及齿轮轴

齿轮如磨损严重，一般须更换。齿轮轴如有划痕、拉毛，可用细砂纸手工磨光，磨损量在 0.08mm 以内者，可做镀铬处理，磨损严重者，应予更换。

(二) 轴封器

若固定环和活动环的接触面不平、有划痕，可在经过校验的研磨平板上，用细砂研磨粉或研磨膏滴入少量机油后，进行手工研磨，直至划痕消除。

(三) 安全阀的修理

造成安全阀失灵的原因主要是阀体内有脏物或锈蚀等，这时必须彻底清洗干净。若安全阀的弹簧变形，则须更换。安全阀修复安装好后，将压力调至规定范围，加铅封，安全阀的调整压力一般是氨泵正常排出压力的 1.5 倍。

第六节 冷库水泵和冷却塔的维修

一、水泵维修

(一) 故障的现象、原因及其排除

1. 开泵后不出水

(1) 水泵吸水管及压水腔内无剩水或积有空气阻碍水流。此时应向泵体上的注水杯中注水，待水从注水杯中溢出后，再将注水杯阀门关紧，然后开动水泵即能正常供水。

(2) 水泵吸水管漏气，使空气渗入泵体内，影响泵的正常运行。此时应停机检修，一般只需在吸水管接头法兰等处更换填料，或将松动的接头紧固即可。

(3) 水泵转速太低，与原设计不符。可用转速表测量转速，是否与泵铭牌上的转速相符。如果是电动机直接驱动，也应检查电源电压是否过低；如果是用三角皮带间接传动，则应同时检查皮带是否打滑，直至查明原因、消除故障为止。

(4) 检查电动机的旋转方向与水泵上箭头所示方向是否相符。如果不符，应予以纠正。

(5) 水泵吸水高度太大，或给水扬程大于水泵铭牌规定值。通常用真空表或压力表测量后决定是否更换水泵。

(6) 水泵吸水管底阀被吸水池底的污泥堵塞。应定期检查并清洗底阀。

2. 开泵后水泵的给水量不足

(1) 水泵内叶轮间被污泥等物堵塞。应拆开检查去除污泥。

(2) 有空气自吸水管或填料筒进入泵体内，形成空气囊，阻碍水流。可将泵体上放气旋塞打开排除空气。

(3) 水泵转速降低，原因及处理方法同上。

(4) 泵内摩擦环间隙太大，或叶轮损坏，或轴封套松动，或填料筒内盘根损坏，导致水量渗漏过多。应查明原因予以处理。

(5) 闸阀螺杆日久生锈，导致闸阀开启度不足。如果使用除锈剂仍无效，只能更换阀门。

3. 水泵启动后突然停止出水

(1) 吸水管接头突然松脱，大量空气渗入，或吸水管有空气囊存在，阻碍水流。应查明原因后加以处理。

(2) 注水太急，管道内空气未除尽。

(3) 水封管塞住，有空气从填料筒侵入。

4. 水泵运行时产生振动

其原因是由于水泵轴与电动机轴的中心线错位，或因水泵基础局部下

沉，导致泵轴变形弯曲，或因地脚螺丝松动而导致振动等。应查明原因予以纠正。

5. 轴承发热

因润滑干涸，或因水泵中心线错位等所致。应查明原因后处理。

(二) 水泵的保养

(1) 在开车前，应检查水泵出水口闸阀是否关闭，轴承内润滑油是否充分。如润滑油已呈黑色，应更换新油。再检查填料筒内的盘根，如已发硬，应取下用簧油还软后再装入。此外，还应检查管道法兰螺钉有无松动脱落。在开车前应将水泵盖上的放气旋塞打开，并注满水。

(2) 在运行中，值班人员应随时注意轴承是否发热，出水量是否正常，是否产生振动与噪声，电动机是否过热（一般应 $\leq 80^{\circ}\text{C}$ ）等。如发现异常，应立即停车检查修理。在开车初期，转速不高，待转速到额定值时，再逐渐将水泵出水阀门开大，直至水泵运行达到正常为止。

(3) 在停车前，应先关闭闸阀，再关闭水泵。此时，泵体内水量在闸阀关闭后会产生短时间旋转，这对泵体不会造成损伤，但切忌水泵内无水空转。

(4) 定期检查。水泵运行一定时间后，应视情况进行检修。此时应拆卸整个泵体，察看轴承有无蚀损、叶轮有无裂痕、固定叶轮的螺母是否松脱、水流通路是否堵塞、填料是否完好等。经全面检查合格后，再用煤油将水泵各部分配件清洗一遍。在装配时应测量叶轮与蜗壳之间的间隙是否符合规定。在拧紧盖子螺母前，应检查一下有无棉纱、小工具、螺丝螺母等物遗留在泵体内。装配完毕，用手扳动转轴，调整填料筒的松紧。通过试运行，观察无异常情况后再投入正常运行。

二、冷却塔维修

冷却塔的作用是使水冷式冷凝器的冷却水向空气散热降温，让冷却水得以循环使用。它利用水泵的动力带动水流循环在冷凝器与冷却塔之间。冷却塔常见故障、原因及其排除如下。

（一）风机不能转动

检查风机电机及电机与风叶的传动件是否损坏，并查明原因排除。故障多发处是传动键和螺丝。

（二）没有水流

故障原因可能是：①水泵不能工作；②滤水器堵塞；③水道堵塞。排除故障的方法是：检查风机电机转速是否正常，风叶是否有松动的现象，若有此现象即采取相应的措施处理。分水器不能工作的主要原因在于不能把水均匀地分布于散热填料中，这有可能是分水管道堵塞或角度不对而引起，也有可能被卡死不能转动，应寻找问题的原因做出处理，若散热填料太脏，可以拆出来进行清洗。

第七节 冷库制冷系统常见故障排除

现以 8FS10-LN 型水冷机组为例，介绍冷库制冷系统的常见故障及其排除。

一、轴封渗漏

在开启式压缩机中，为了防止制冷剂的泄漏和空气的渗入，曲轴的伸出部分与压缩机机体之间装有轴封。当轴封老化、磨损或因长期在欠缺润滑油的情况下工作后，可能发生渗漏现象，这时在轴封的周围可以看到来路不明的油迹。停机后可用前面介绍的几种不同的检漏方法加以证实。轴封渗漏的主要原因有如下几个：

（1）密封摩擦环磨损严重，使得密封面的密封能力下降，因而产生泄漏；

- (2) 弹簧压力不足，不能压紧摩擦表面；
- (3) 密封橡胶圈的密封能力差而使轴封发生泄漏现象。

发现轴封渗漏后，应拆下检查。若部件磨损严重，通常的维修方法是全套更换轴封；若部件磨损不严重，可先后经过粗磨和精磨达到要求的光洁度后再用。

二、能量调节部分失灵

8FS10 型压缩机有专门的能量调节系统，它采用油压卸载机构，故障的主要原因有以下几点：

(一) 油压不足

由于油压不足，使调节装置得不到正常的工作动力，从而无法实现卸载动作。

(二) 油缸故障

油缸是推动阀片动作的元件，油缸发生故障时，阀片也不能正常工作。

(三) 传动元件卡死

传动元件主要由转动环和推杆组成，若这些元件不能正常地传动，油缸活塞的移动就不能传至低压吸气阀。

(四) 供油通道有问题

供油系统包括油泵、油管、阀门、接头等。其中任一部分出现问题，都会使卸载机构不能正常工作。常见的故障是漏油和堵塞。

三、吸、排气阀泄漏

8FS10型压缩机采用环状气阀，它的直径较大、厚度较小，安装在气缸的上部，利用阀片与阀座的接触面实现密封。当气阀泄漏时，会引起压缩机工作不正常。

（一）气阀泄漏的常见现象

（1）压缩机的吸、排气压力不正常。由于阀片的泄漏，使吸气压力增大，排气压力减小。

（2）气缸顶部过热。由于气阀泄漏，使得高温排气气流反复流过阀口，造成气缸顶部过热。

（3）停机后高低压力平衡较快。本机组制冷系统配有电磁阀，当压缩机停止工作时，会停止制冷剂的供液，从而制冷系统的高低压力保持长时间的稳定。气阀泄漏会引起气体回流，使高低压力很快平衡。

（二）气阀泄漏的原因

（1）阀片变形，开裂，表面积炭；

（2）阀线裂纹，表面积炭。

（三）维修方法

若阀片或阀座损坏较为严重，应更换；若损坏并不严重，可采用研磨的方法予以修复。

四、堵塞现象

堵塞分为冰堵和脏堵两种。冰堵是混入系统中的少量水分在热力膨胀阀的阀心处结冰形成的堵塞现象，脏堵则是机械性杂质等污物在过滤器或有关

阀件的滤网上堆积形成的堵塞现象。两者的表现不相同，前者在停机一段时间后后可以暂时恢复制冷运行，而后者则不能。

解决冰堵的方法是，更换干燥过滤器或干燥剂，并对系统进行其他方式的干燥处理，彻底地清除系统中的残留水分。

解决脏堵的方法是，检查系统内的所有滤网并进行更换或清洗，必要时还须对系统进行吹污处理。

五、冷凝器换热性能变差

（一）冷凝器换热性能变差的常见现象

8FS10-LN型水冷机组采用壳管式水冷冷凝器，当冷凝器换热性能变差时，会出现如下现象：

- （1）吸、排气压力偏高；
- （2）运行电流加大；
- （3）冷凝器出液温度偏高；
- （4）制冷能力降低。

（二）引起冷凝器换热不良的原因

- （1）冷凝器换热管内壁积垢严重；
- （2）系统内制冷剂过多。

（三）排除故障的方法

首先应确定换热不良是否因系统内制冷剂过多造成，如果是，应排出多余的制冷剂，以保证制冷剂液体有足够的换热空间；如果是由于冷凝器换热管内积垢造成的换热不良，则应更换或清洗冷凝器。

六、故障个例分析及排除

(一) 故障现象

一台 8FS10-LN 型水冷机组的压缩机电机无法正常启动。

(二) 故障分析及其排除

压缩机电机不能正常启动，其原因多数为电源不正常。至于哪方面的电路有问题，需逐步检查才能找出根源。可从下面几方面检查。

(1) 主电路电源是否接通。查主电路电源是否接通，可从三方面进行：

①输入电源是否有电。即进入闸刀开关的线路是否有电，一般可用万用表电压挡或试电笔测定。

②闸刀开关的熔丝或其他型式的熔断器是否烧断。在三相电路中若烧断两相熔丝，电动机就不会启动运转。若烧断一相熔丝，电动机虽会启动，但会发出“嗡嗡”声，转速也很慢。发现这种情况应及时切断电源，时间过长会烧毁电动机绕组。发现熔丝烧断应查明原因，按原规格换上新的熔丝。

③电源开关的触头是否完好，空气自动开关是否跳脱，插头中若有一相接触不良，电机也会发出“嗡嗡”声，应切断电源加以修理。

(2) 电路电压是否正常。可用电压表测定。若电路电压明显低于额定值，电动机就难以正常启动，并发出“嗡嗡”声。此时应及时切断电源，否则会烧毁电动机绕组。

(3) 启动电压是否调得太低。较大功率的电动机（一般在 10kW 以上）都有降压启动装置，对于使用补偿起动机（自耦变压）的降压启动装置，若启动电压调得过低，会出现电动机启动困难的现象，此时可将电压调高一挡试试。

(4) 热继电器是否复位。热继电器可能曾因电动机超负荷跳脱后没有复位（指需人工复位情况）。此时可揿复位钮以检查复位与否。

(5) 压力继电器触头是否闭合。对老系列产品，可拆开盒盖看触头是否

闭合。对新系列产品可在切断电源的情况下用万用表电阻挡测定。若触头确是处在常开状态，应对压力继电器进行调整及试验。对有复位的压力继电器，可揿复位钮试探是否闭合。

(6) 压差继电器触头是否闭合。若压差继电器曾因油压过低使触头跳脱而未复位，可揿复位钮，试听是否有开关声，若听到响声电动机未能启动，则应立即检查油压情况。若确是油压过低，则其触头还会跳脱，应检查油路，找出故障并及时修理。揿复位钮时，若听不到响声，电动机也不启动，则说明油压继电器触头原来就处于闭合状态。

(7) 温度继电器触头是否闭合。拆下温度继电器盒盖查看触头，若是跳开的，其原因或是因为调整不当，或是感温包中的感温剂泄漏。这时可旋动继电器调节杆到低温标度区域，看触头是否闭合。若仍不闭合，可拆下感温包并将其浸入温水中，再看触头是否动作（闭合），若还不能，多数是感温包中的感温剂泄漏，需拆下修理。

(8) 电动机是否绕组烧毁或匝间短路。检查时，可先合上电源，若引起熔丝熔断或空气开关跳闸，而检查其他电器和电路无故障的话，多数是电机线圈烧毁或匝间短路。为进一步确认，可在切断电源后用万用表电阻挡检查接线柱与外壳间及电机各绕组之间的直流电阻值是否正常。

(9) 其他电器是否存在故障。其他控制电器存在故障时，也会引起电动机无法正常启动。

① 变压器的初级绕组烧毁短路。这时，当合上电源时会引起熔丝烧断。可以嗅一嗅变压器是否有烧焦的气味，并用万用电表或兆欧表予以测定。

② 交流接触器或中间继电器的励磁线圈烧毁短路，也会使熔丝烧断。

③ 交流接触器或中间继电器触头接触不良。

④ 温度继电器的触头接触不良。

⑤ 电子继电器内部电路有故障。

⑥ 水银导电表的水银中断或温包打碎。

⑦ 接线脱落或断开。

第 5 章

制冷装置的维护与保养

要使一套制冷装置在最佳状态运行，不仅要设计科学合理，安装正确无误，运行中操作调节及时准确，而且要做好制冷装置在整个使用期（包括运行中和停机期间）的维护和保养工作。制冷装置的维护和保养内容包括日常保养和定期检修，它是保证制冷装置长期正常运行、延长使用寿命、节省制冷能耗的有效措施。

对于工业制冷装置，不但要有每班运行记录，而且要建立维护和维修技术档案。完整的技术档案资料有助于发现故障，及早采取措施，防止故障出现。

目前广泛应用的压缩式制冷装置，是由压缩机和各种设备组成的一个有

机整体。制冷装置的维护，一方面是保证每台设备始终处于良好的待运行状态，另一方面是保证整个制冷系统处于良好的状态。另外，与制冷装置配套的相应设施和建筑（如冷却水设施，冷藏库等），也应该进行维护保养，使整个制冷装置（系统）始终处于最佳状态，达到节能和最佳的经济效益。

第一节 制冷系统的维护与保养

制冷装置是一个与外界空气完全隔绝的封闭式系统，制冷剂作为一种传热媒介在系统中循环，不允许有任何杂质进入系统内。如果有杂质进入了系统，尤其是系统外的杂质，就会使制冷装置不能正常运行，效益降低，能耗增加。严重时会产生一系列故障，甚至会发生事故。制冷装置中常见的几种杂质是润滑油、水、空气和机械杂质。本节介绍这四种杂质的危害和排除，这是制冷装置操作管理人员必须熟练掌握的，也是制冷装置的设计、安装人员必须掌握的。正确认识影响制冷装置正常运行的几种杂质的危害性，设法减少这些杂质，并及时将其排出系统，是保证制冷装置高效率运行，实现节能的重要内容之一。

一、制冷系统中的不凝性气体

制冷系统中除制冷剂外，往往有一部分混合气体，在冷凝压力和温度下是不凝结的，统称为不凝性气体，在工程上常简称空气。这些不凝性气体的主要成分是空气，此外还可能有制冷剂及冷冻油的分解物。这些不凝性气体是影响制冷装置高效运行的一个重要因素，对此必须有正确的认识并及时排除，才能保证制冷装置的高效节能运行。

（一）制冷系统内空气的主要来源

（1）在机器设备或管道经安装或检修后投产时，因为抽空不彻底，使空气残留于系统中。

(2) 充注制冷剂和冷冻机油时,因操作不慎而使空气进入系统。

(3) 低压系统或曲轴箱内工作压力低于外界大气压时,外界环境中的空气由阀门、轴封等系统中密封不严处渗入系统。

(4) 当压缩机的排气温度过高或系统管道等处焊补作业时,由于温度接近或达到冷冻油的闪点,将引起冷冻油的碳化裂变,产生不凝性气体。焊补作业时的高温,也能使制冷剂分解,产生不凝性气体。

系统中的空气,与制冷剂蒸气混合,被压缩机吸入,经压缩后排至冷凝器中。当制冷剂蒸气在冷凝器中冷凝成液体时,空气由于不能凝结而被分离出来。同时,由于高压贮液桶的液封作用,使空气无法进入系统的低压部分。所以,制冷系统中的空气主要聚集在冷凝器,少部分集聚于高压贮液桶的上部。

(二) 空气在系统中的主要危害

(1) 冷凝压力升高。根据道尔顿分压定律,系统中的压力等于制冷剂的分压力和空气的分压力之和。所以,聚集在冷凝器中的空气越多,则其分压力越大,系统的总压力(冷凝压力)也就越高。从而导致制冷循环的压缩比增大,压缩机的输气量减少,耗功量增加。

(2) 排气温度升高。由于空气的等熵指数($\kappa = 1.41$)大于制冷剂的等熵指数(氨 $\kappa = 1.28$; R12 的 $\kappa = 1.13$; R22 的 $\kappa = 1.18$; R502 的 $\kappa = 1.133$),造成压缩机排气温度升高,压缩机运转条件恶化。同时高温的制冷剂蒸气和空气的混合气体,遇到油蒸气或明火时有爆炸危险。

(3) 冷凝器中传热效率降低。空气在冷凝器中占用了传热面积。由于制冷剂在制冷系统中不断地循环,不断地在冷凝器换热表面上凝结成液态,而不能凝结的空气将聚集在换热表面,使制冷剂蒸气必须穿过不凝性气体才能接触冷凝面的换热表面,即凝结过程产生了附加热阻。这样冷凝器的换热效率降低,冷凝压力和冷凝温度升高。

(4) 腐蚀性增加。空气进入系统后,空气中的水分和氧气加剧对金属材料的腐蚀,加速了冷冻油的老化或氧化。

鉴于空气在系统中的危害,工作中要尽量防止空气进入系统。例如,停机时若曲轴箱内压力低于大气压,可打开吸气阀,使曲轴箱内压力等于或略

高于大气压。若系统内有空气，应及时放出。

(三) 系统中有空气的迹象

制冷系统中有较多不凝性气体（主要是空气）可出现如下现象：

- (1) 排气温度高于正常的排气温度。
- (2) 冷凝器内压力高于该冷凝温度所对应的饱和压力，或者说，冷凝温度低于该冷凝器内压力所对应的饱和温度。
- (3) 排气压力表指针剧烈抖动。

根据系统中空气越多，压缩机排气压力与制冷剂冷凝压力（饱和温度下对应的压力）的差值越大的原理，可以通过冷凝器上压力表和温度计的读数，估算空气在系统中的含量。例如氨冷凝器中压力指示值为 $11.77 \times 10^5 \text{ Pa}$ 绝对压力，出液温度 $t_k = 25^\circ\text{C}$ ，对应的冷凝压力 $p_k = 10^6 \text{ Pa}$ 绝对压力，这时冷凝器中空气的含量为 $(11.77 - 10) / 11.77 = 15\%$ （体积分数）。

在制冷装置的维护管理中，要根据上述的三种征兆，随时掌握系统中的不凝性气体数量，及时将不凝性气体排除出系统。

(四) 制冷系统的放空气操作

制冷系统中的空气和制冷剂混合在一起，直接排放将造成制冷剂的损失并污染环境。因此，放空气应通过空气分离器间接放出。空气分离器又称为放空气器，其工作原理是对混合气体冷却降温，使其中的制冷剂蒸气凝结成液体排出，然后将不凝性气体排出，这样就可以大大减少放空气过程中制冷剂的损失。

放空气器有自动和手动两种型式。自动放空气的优点是及时且效果好。手动放空气往往不及时，直到问题严重时才发现，影响制冷系统的效率。我国大多数氨制冷装置仍沿用手动放空气器，我国在 80 年代就开发了 ZKF 型自动放空气器，应大力推广采用自动放空气器。

1. 氨制冷系统手动放空气的操作（图 6-5-1）

- (1) 开启放空气器的混合气体进入阀 3，使混合气体进入放空气器；
- (2) 开启放空气器的降压阀 5（降压阀在运行中也可始终处于开启状

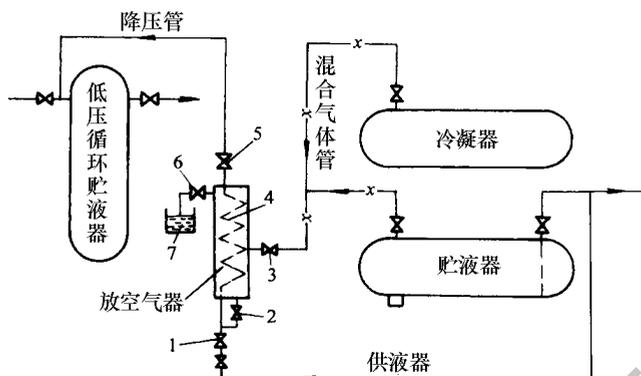


图 6-5-1 放空气系统管路连接图

1、2—膨胀阀；3—进气阀；4—盘管；5—降压阀；6—放空气阀；7—盛水容器

态)。

(3) 微开放空气器的供液膨胀阀 1 约 $1/6 \sim 1/12$ 圈，使制冷剂经节流进入放空气器内蒸发吸热。混合气体中的氨气被冷却降温后，凝结为液体沉于放空气器的底部，空气聚集于上部。

(4) 稍开放空气器上的放空气阀 6，将空气放入水中。放空气阀口上最好接一根橡胶软管插入水中。

(5) 关闭膨胀阀 1，打开膨胀阀 2，使凝结沉积于放空气器内的液氨进入盘管蒸发成气体，通过降压（回气）管由系统回收利用。

放空气结束时，应先关膨胀阀 1，混合气体进入阀 3，依次关放空气阀 6 和降压（回气）阀 5，放空气器停止工作。

放空气操作时应注意以下事项：

(1) 供液膨胀阀 1 不应开启过大，可根据回气管道的结霜情况进行调整，以防供液过多发生液击。回气管未包隔热层时，管上结霜长度不宜超过 1.5m，回气管包隔热层则回气（降压）阀不应结霜。

(2) 混合气体进入阀 3 应全开。

(3) 放空气阀 6 要开小些，减少放空气时氨的损失。其开启度可根据盛水容器中气泡变化情况及水温升高的程度来判断。如气泡呈圆形并在上升过程中无体积变化，水温也不上升，说明放出的是空气。如上升过程中气泡体积减小或逐渐消失，则说明放出的气体中含有较多的氨气，这时应关小放空

气阀。如水温明显上升，并发出强烈的氨味，水逐渐呈乳白色，并发出轻微的爆裂声，则说明有氨液放出，应停止放空气操作。

2. 氟利昂制冷系统的放空气

对于氟利昂制冷系统，由于空气比氟利昂气体轻，所以中小型氟利昂制冷系统一般不采用放空气器。氟系统手动放空气的操作如下：

(1) 关闭冷凝器出液阀。若有高压贮液桶，则只需关闭高压贮液桶出液阀。

(2) 起动压缩机，将低压系统内的制冷剂抽至冷凝器或高压贮液桶。

(3) 待低压系统抽至稳定的真空状态时，停机并关闭压缩机吸气阀。但排气阀不关闭，且开足冷却水量，使高压气态制冷剂充分液化。

(4) 10~15min后，拧松压缩机排气阀多用通道螺塞，或打开冷凝器顶部的放空气阀放出空气。

(5) 用手挡住排出气流，若没有凉快感或感觉比较热，则说明排出的大部分为空气。当有冷的感觉，则说明放出的是氟利昂气体，这时应暂停放空气工作，检查高压系统的压力所对应的饱和温度与冷凝器出液温度的温差。若温差较大，说明还有较多空气，应待混合气体充分冷却后再间歇放出。通常要间隔放几次才比较彻底。

(6) 放空气结束时，应拧紧压缩机排气阀的多用通道或关好冷凝器上的放空气阀，停止冷凝器供水。

对于大型的氟利昂制冷系统，应当设置放空气器。

(五) 影响放空气效果的因素

排除制冷系统中的不凝性气体可以使制冷装置高效运行，减少能耗。但在实际制冷装置中，由于种种原因，不凝性气体的排除效果往往并不理想。这些原因包括操作人员缺乏训练，没有管理规程或缺少积极性，放空气器安装得不合理，以及冷凝器和贮液器的管路设计得不正确。

1. 放空气点的位置

研究表明，最大限度地从制冷系统中放出空气，取决于放空气点位置的合理选择。因为系统中各处聚集的空气量是不同的，放空气点只有选在空气聚集量最多的位置，才能将大部分空气放出。在冷凝器和贮液器中，空气总

是聚集在温度最低、气流速度最低的位置。

氨制冷系统的各种冷凝器，为了使冷凝后的制冷剂液体能够及时地离开换热表面，提高换热表面的冷却效率，一般均设计过热气体自冷凝器较高部位进入，冷凝液体自较低部位排出。另外，空气密度比氨蒸气大（空气相对分子质量为 29，而氨蒸气相对分子质量为 17），这就使冷凝器的中下部空气含量较大。也就是说，空气大部分聚集于冷凝器的中下部。因此，对于工作中的冷凝器，从上部排放空气效果极差。

对于放空气点的位置设在冷凝器上部的系统，应避免在工作中放空气。可以在系统停止运行，冷却静置一段时间后再进行放空气。这时，由于没有压缩机排气的冲击、扰动，放空气的效果较理想。

对于贮液器，当从冷凝器来的进液管安装于贮液器的一端时，空气最有可能聚集在另一端的顶部，该处是温度和气体速度最低的部位。一般情况下只设一个放空气点即可。当制冷剂进液管接在卧式贮液器的中间时，空气一般聚集在贮液器较冷的两端上部，这时在两端各设置一个放空气点是比较合理的。

当制冷系统中有多个冷凝器、贮液器等时，要想确定空气聚积的准确位置是困难的。冷凝器的管路设计、部件布置以及运行管理都会影响空气的聚集位置，气候的季节性变化对此也有影响。在夏季，设于建筑物内温度较低的高压贮液器空气聚集的比例会增加；冬季则相反，温度较低的室外冷凝器空气聚集比例会增加，特别是停机期间。因此，经常有规律地定期从一个可能有空气的位置放空气是很重要的，这样就能保证所有的空气从整个系统中排除。

2. 放空气管路

当制冷系统有多台冷凝器和贮液器时，从冷凝器和贮液器的所有放空气点接出的放空气管可以汇集在一起，再用一根放空气管接至不凝性气体分离器即可。实际上，不论是手动还是自动放空气，都采用逐台设备进行。对于自动放空气器，可以控制各个放空气点的电磁阀逐个轮流开启。

对于蒸发式冷凝器，从放空气的观点考虑，在遵守合理的冷凝器管路设计原则下，应保证放空气点处没有液态制冷剂是很重要的。蒸发式冷凝器的放空气点，通常设于每一个回路的出口集管上部，此处是温度最低、流速最低之处。

氟利昂系统的不凝性气体分离器的安装和操作，与氨系统相同。但是，在通往分离器的不凝性气体管上，需安装干燥过滤器，用于除去制冷剂气体中的水蒸气和杂质。此外，不凝性气体分离器的制冷剂液体进入管上应设置干燥过滤器。这些干燥器主要是为了保护分离器不受冰粒堵塞，同时也对主系统液体管路的干燥器起补充干燥作用。

及时放空气是保证制冷装置高效节能运行的重要一环。在较冷的季节里，即使冷凝压力较低，也不应忽视放空气问题。排除制冷系统的空气确实能节省运行费用，应该把放空气操作纳入制冷装置的全面维护管理中去。

二、制冷系统中的润滑油

在压缩式制冷装置中，高速运转的压缩机需要有润滑油来润滑运动零部件。由于压缩机在运行中不断地输送制冷剂气体，机内的润滑油将或多或少地随气流排出，进入制冷系统的其它设备。这些润滑油进入冷凝器和蒸发器后，将产生不良影响。因此，必须采取措施，减少或排除这些不良影响，保证制冷装置高效节能运行。

（一）润滑油进入系统的原因

在压缩式制冷装置中，往复式活塞式和回转式压缩机，都需要用润滑油来润滑摩擦的零部件，螺杆式和滚动转子式压缩机还需要向机内喷入一定量的润滑油，来起密封和冷却作用。因此，这些压缩机的排气中便不可避免地带有一定的冷冻油。排气中的含油量与如下两个因素有关：

（1）压缩机的排气速度。制冷压缩机的排气速度一般为 $12 \sim 30\text{m/s}$ ，制冷剂气流的速度越快，能携带的油滴就越大，即排气中的含油量就越多。

（2）压缩机排气的温度。压缩机在运转中，排气温度可达 $70 \sim 150^\circ\text{C}$ 。这样就使一部分油受热蒸发为油蒸气，油的蒸发量随压缩机的排气温度升高而增加。根据试验，不同排气温度时油的蒸发率见表 6-5-1。

表 6-5-1 不同温度下冷冻油的蒸发率

温度/°C	80	100	120	140
蒸发率/%	3.13	7.68	16.03	34.68

混合在压缩机排出制冷剂中的润滑油，经过设在压缩机和冷凝器之间的油分离器，大部分被分离出来，沉积在油分离器的底部。但仍有一部分油随制冷剂进入冷凝器和管路系路内，并随着温度的降低，油以薄膜状态积附在换热设备的传热表面上，或沉积于设备底部。

(二) 油对氨制冷系统的危害

(1) 使冷凝温度升高，对应的冷凝压力也升高。冷冻油进入冷凝器后，会产生油膜使热阻增大。由于油的热导率只有 $0.14\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ (金属的热导率约为 $46.5\sim 58\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$)，水垢或霜层的热导率为 $0.3\sim 1.7\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ，故即使很薄的油膜，对传热系数的影响也很大。当冷凝器热负荷一定时，随着冷凝器传热系数的减小，冷凝时的对数平均温差增大，冷凝温度升高。据材料介绍，当冷凝器换热表面附有 0.1mm 厚油膜时，氨制冷装置的制冷量将降低 16% 。

(2) 使蒸发温度降低，对应的蒸发压力也降低。冷冻油进入蒸发器后，与进入冷凝器一样产生油膜，使热阻增大，传热系数减小。另外，由于积油，使蒸发器有效换热面积减少。当蒸发器热负荷一定时，随着传热系数和传热面积的减小，蒸发时的传热温差增大，蒸发温度降低。据介绍，在蒸发器表面附有 0.1mm 油膜时，将使蒸发温度降低 2.5°C ，多耗电 $11\%\sim 12\%$ 。

(3) 使制冷剂流动阻力增加，甚至使管路堵塞。油的粘度大，遇到系统内的污物和机械杂质，易混合形成胶状物质。这种物质常积聚在截面较小的管路通道或阀口处，使通道面积减小，增加制冷剂的流动阻力。严重时甚至造成堵塞，使系统不能正常工作。

总之，润滑油进入制冷系统，将造成冷凝器和蒸发器的热交换效果降低，使制冷装置的制冷量下降，功耗增加。因此，在操作中应采取相应的措施，如避免压缩机排气温度过高，曲轴箱内油面过高等现象，以减少油进入制冷系统，同时要提高油分离器的分油效率。另一方面，在平时维护管理

中，要及时放出各设备内沉积的冷冻机油。

(三) 油对氟利昂制冷系统的影响

润滑油（冷冻机油）对制冷装置中热交换设备的影响，实际上是与制冷剂和油的互溶度有关的。液氨在润滑油中的溶解度很小，可以认为几乎完全不溶于油。因此，氨制冷装置中传热表面及管道中会积有油膜，其影响如上节所述。在氟利昂制冷系统中，情况要复杂得多。

氟利昂制冷剂同油的溶解关系是随氟利昂的种类及温度而变的。氟利昂中所含的氟原子愈多，则在润滑油中的溶解度愈小。不同氟利昂制冷剂与油的溶解度差别很大，在常用温度下，按溶解性能的分类见表 6-5-2。常用制冷剂 R11 和 R12 与油完全溶解，可认为与温度无关。而 R22 则与温度有关，在冷凝器中一般可以完全溶解，而在蒸发器中则为部分溶解，分成富油层（浮在液体制冷剂上面）和贫油层（在制冷剂中）。

表 6-5-2 氟利昂制冷剂与油的溶解性能

完全溶于油	部分溶于油	微溶于油
R11、R12、R113	R22、R114	R115
R21、R500	R152、R502	R13、R14

实验结果表明，对每种氟利昂实际上存在一个溶解临界温度，即溶解曲线最高点的温度。当高于临界温度时，氟利昂与油是互溶的，不会出现分层现象。当低于临界温度时则为部分溶解，此时溶液将分成两层：贫油层和富油层。例如图 6-5-2 所示的三种氟利昂与油的实验溶解曲线，图中点 A 表示的 R22 同油的溶解，分为点 A₁ 表示的贫油层和点 A₂ 表示的富油层，且其质量同至点 A 的距离成反比。由图 6-5-2 还可看出，R22 制冷装置的高压贮液器中，是不会出现富油层的，但在低压贮液器及蒸发器中则会出现。而对 R12 来说，当温度低于 -45℃ 时，也会出现分层现象。

在常温下，氟利昂与润滑油相互溶解的关系，可以用一个经验公式来判别：

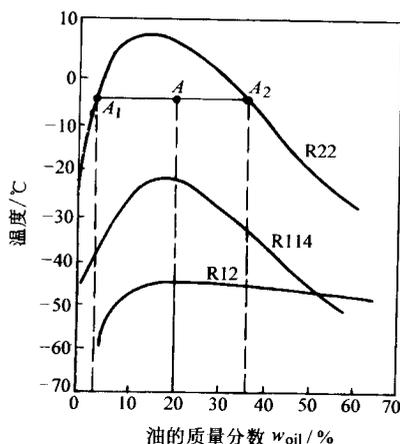


图 6-5-2 制冷剂与润滑油的溶解曲线

$$Z = \frac{n_1}{n_1 + n_2 + \frac{n_3}{4} + 2n_4}$$

$Z \leq \frac{1}{2}$ 时为互溶

$\frac{1}{2} < Z \leq \frac{2}{3}$ 为部分溶解

$Z > \frac{2}{3}$ 时为微量溶解

式中 n_1 、 n_2 、 n_3 、 n_4 分别为氟原子数、氯原子数、氢原子数和溴原子数。由此可见，氟利昂在油中的溶解程度，是随着氯原子数和溴原子数的减少而增加的。

如果所使用的氟利昂在设备的工作条件下，与油是互溶的，则此时进入该设备的油不会在换热表面形成油膜，因为氟利昂和油将形成均一的溶液。这样似乎对换热器的传热性能没有影响，但深入分析可以认识到，即使油与制冷剂完全互溶，进入冷凝器和蒸发器中仍有不良影响。

在冷凝器中，当制冷剂气体中含有油时，制冷剂蒸气在冷凝器的换热表面凝结为液体，含油的液体粘度增大，使凝结液较不易脱离换热表面。另外，蒸气中含油时，也会影响制冷剂蒸气与换热表面的接触面积，使冷凝效果降低。

在蒸发器中油的影响更为明显，当制冷剂与油的混合溶液蒸发时，最易挥发的部分——制冷剂转变为蒸气。这时，在蒸发器溶液中的油的含量将不断增大。与在同一压力下的纯制冷剂蒸发温度相比，这将引起蒸发温度升高。如果必须保持蒸发温度的话，就需要降低蒸发压力。另一方面，溶液中油的含量增加，会使溶液粘度增大而影响传热系数。同时，油中游离的石蜡也可能分离出来，沉积于换热表面，影响换热效果。表 6-5-3 示出 R12 制冷剂中含油量对蒸发器制冷能力的影响。因此，在一般大中型制冷机中都应设油分离器，以减少油带入系统中。

表 6-5-3 R12 中润滑油含量对蒸发器制冷能力的影响

R12 中油的质量分数/%	蒸发器制冷量降低/%	R12 中油的质量分数/%	蒸发器制冷量降低/%
0	0	8	6.5
1	0.5	9	7
2	1.25	10	8
3	2.25	15	13
4	3	20	18.5
5	4	30	32.5
6	4.75	40	48
7	5.5	50	63

(四) 氨制冷装置的回油和放油

在氨制冷装置中，有些氨压缩机出厂时在机器旁边配有油分离器。这种油分离器通常配备了浮球阀，分离后的润滑油自动流回压缩机曲轴箱。

对于进入系统中的油，应该及时放出，尽可能减少其不良影响。如果发现压缩机加油量增多，而放出的油量少于加入的油量，应检查原因，增加放油次数。在平时维护管理中，必须做到有计划地定期从各个设备放油。设备放油最好在停止运行时进行，这样不仅可以提高放油效果而且安全可靠。

为了减少氨的损失，保证操作安全，各设备都必须通过集油器放油。设备放油时，集油器必须处于低压工作状态。放油操作时，操作人员应戴上眼

镜和橡皮手套，站在放油管侧面工作，放油过程中不得离开操作地点。放油完毕后，应记录放油的时间和放出油的数量。

向集油器放油的操作方法如下（图 6-5-3）：

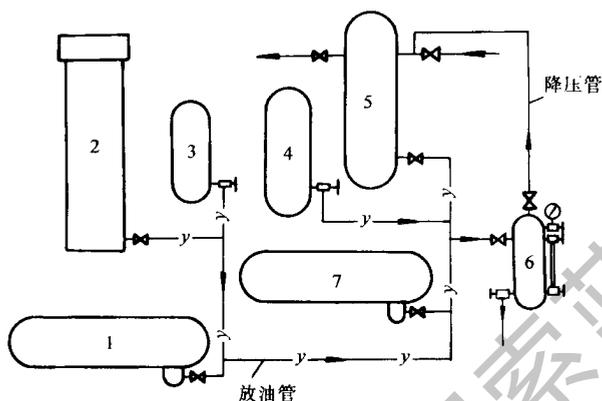


图 6-5-3 集油器系统管道连接

1—贮液器；2—冷凝器；3—油氨分离器；4—中间冷却器
5—低压循环贮液器；6—集油器；7—排液桶

（1）打开集油器 6 的降压阀，待压力降至回气压力后关闭。

（2）打开需放油设备的放油阀。当有多台设备时，应逐台放油而不应同时放油，以免相互影响。

（3）缓慢打开集油器 6 的进油阀，密切注视集油器上压力表指针的变化。当压力较高，进油困难时，关闭进油阀，慢慢打开降压阀（不可过快，以免集油器内氨液剧烈蒸发导致压缩机湿行程）。待压力降至回气压力时，关闭降压阀，再缓慢打开进油阀，继续进油。依次重复操作，逐步将设备内的油放出。

（4）集油器的进油量不应超过其高度的 70%，以免降压时由于液面过高引起压缩机液击。

（5）当集油器进油阀后面的管子上发潮或结霜时，说明设备内油已基本放完，应关闭放油设备的放油阀和集油器进油阀。

（6）微开集油器降压阀，使油内夹杂的氨液蒸发。若集油器外表面结霜，可用水淋浇，以加速氨液的蒸发。

（7）当集油器内压力稳定时，关闭降压阀。静置 20min 左右，观察集油

器内压力回升情况。若压力明显上升，说明油内还有较多氨液，此时应重新降压将氨液抽净。若压力不再回升，说明油中的氨液已基本抽净，可以打开集油器的放油阀开始放油。待油放净后，再关闭放油阀。

据调查，在用集油器放油时，往往存在进入集油器的氨液较多的情况。这就使抽气降压的过程相当长，集油器外壳常结满霜。有的厂采用淋水来加快抽气过程，使集油器外壳结了厚厚一层冰壳。抽气时间长的原因在于氨液必须吸热才能蒸发，当外界气温低时，传入集油器的热量较少，因此氨液难于蒸发。实际上在放油过程中，通过精心操作，可以大大缩短抽气降压的时间，并且可以节能。操作的关键是认真控制各设备放油阀的开启度，避免氨液进入集油器。尤其是洗涤式油分离器，高压贮液桶的放油，操作不认真将使大量液氨进入集油器。而这部分氨液蒸发是完全无效的制冷，增加了压缩机的能耗。当高压设备放油时，压差很大，若将高压设备的放油阀微开，这样该阀门实际上起了节流阀作用。如果液氨流过该阀门，将产生节流作用，温度大大降低。因此，通过触摸放油阀后管道的温度，可以及时关闭放油阀，大大减少进入集油器的氨量。这种精心的放油操作，不仅缩短了放油时间，操作方便，而且具有一定的节能效果，值得推广使用。

（五）氟利昂制冷装置的回油

氟利昂制冷剂易溶于润滑油的特性，决定了系统润滑油必须采取回流循环。运转期间保证润滑油的正常循环和压缩机曲轴箱内保持稳定的油面，是氟利昂制冷系统正常和安全运转的必要条件。要满足这必要的条件，必须使压缩机在排气过程中所带出的油量，在每一时间间隔内，都与回流入压缩机曲轴箱的油量相等。系统中回流入压缩机的润滑油，通常来自两个途径：一是从油分离器中分离出的润滑油定时返回压缩机，返回方法通常用浮球阀自动控制；二是在供液中带进蒸发系统的润滑油，必须及时地与吸回的气体一起流回压缩机。润滑油的返回方法，需在回气管道上设有确保润滑油回流的技术措施。

对于供液方式为上进下出的蒸发排管，冷风机等，当采用热力膨胀阀直接供液时，利用较高的回气速度，可以将蒸发器内的油带回压缩机。在氟利昂制冷装置的管道系统设计中，必须根据具体情况，计算回气管的最佳通

径，并设计成不同的型式。图 6-5-4 为回气管接法的几个实例，详细可参考有关设计手册。

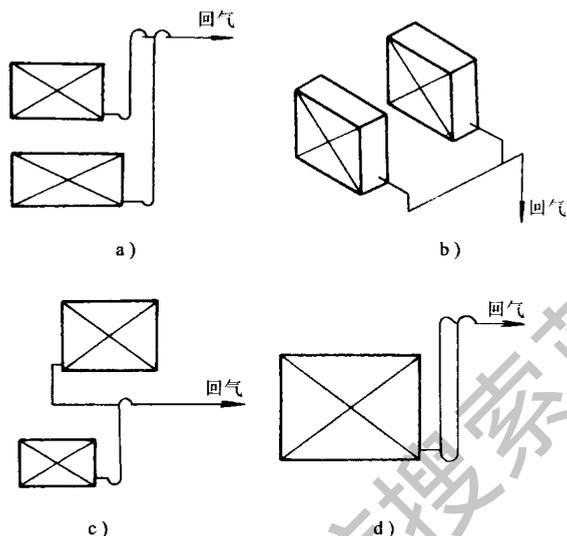


图 6-5-4 保证蒸发器回油的几种回气管接法

对于某些下进上出的蒸发排管、壳管式蒸发器等，设备内存有较多制冷剂，借回气速度无法将油带回压缩机。这时必须采取“抽液”的办法，即抽取设备内含油较多的混合液，经过热交换器，把油浓缩，然后再送回压缩机。图 6-5-5 为采用 R12 的管壳式蒸发器“抽液”回路示意图。

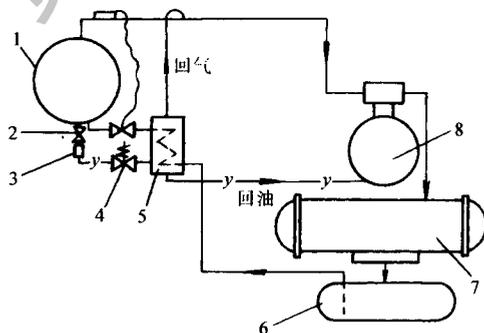


图 6-5-5 蒸发器“抽液”回路示意图

1—蒸发器；2—调节阀；3—视孔；4—电磁阀
5—热交换器；6—贮液桶；7—冷凝器；8—压缩机

综上所述，润滑油（冷冻油）进入制冷系统，无论对氨制冷装置还是对氟利昂制冷装置都是不利的。一般情况下，这将造成制冷循环冷凝压力升高，蒸发温度降低，使制冷装置的功耗增加。情况严重时，甚至会造成制冷装置无法正常运行。例如，氟利昂制冷装置如回油措施设计不当，将使润滑油大量沉积在蒸发器中，使蒸发器无法吸热制冷。因此，在制冷装置的设计、操作、维护中，应采取措施，尽可能减少油进入系统，氟利昂系统也应尽可能设置油分离器。对于进入系统中的润滑油，应该及时排放或采取回流措施，以减少油的不良影响，使制冷装置保持高效节能的运行。

三、制冷系统中的机械杂质

制冷装置系统中产生机械杂质的原因很多。首先，设备在工厂制成后，未能很好地将其内表面的翻砂（铸件）的铁屑和铁锈除净，以及由于这些表面的清洁及上漆工作做得不好，致使油漆干后从表面上脱落。

通常不干净的原因，大都是由于设备在安装时，内表面未进行彻底的清洗而引起的。有时，未将在弯管时灌入的砂全部除尽，或将焊接接头时形成的铁屑取出。此外，由于安装工作不注意，管内或设备中存在有小木块、焊渣，小金属零件等。

对设备操作得不好，亦会促使杂质的产生，进而使管子及设备的内表面生锈。例如：灌入系统的制冷剂及油中含有水，油中杂质多。所有这些杂质或由液体制冷剂从表面上冲下，或由气体带走，这种移动的结果，杂质就与制冷剂一起进入制冷装置的内部。大多数制冷剂，其中包括所有的氟利昂，具有从管子及设备表面冲刷各种脏物的性能。

压缩机及膨胀调节阀中，如果存有机机械杂质，就会破坏制冷装置的正常工作。在压缩机中，摩擦部件之间掉入了机械杂质，会使摩擦能消耗增大，加速设备的磨损，甚至会发生严重的事故。阀门和阀座之间，如果掉进了脏物，阀门就关不严。因此，压缩机中的机械杂质，会缩短机器的使用寿命，降低压缩机的产冷量，增加装置工作的耗电量。

在膨胀阀中，液体制冷剂通过很小的孔径。在小型装置中，这种孔径有时只有零点几毫米。正是这种很小的孔径，容易被各种杂质堵塞，致使供给蒸发器的制冷剂数量减少或完全停止。如果供给蒸发器的制冷剂数量太少，

则实际蒸发面积减少，造成制冷剂的蒸发温度降低，装置的产冷量减少。此外，机械杂质还影响装置的工作，使操作困难，因为膨胀阀堵塞后，必须打开清洗。如果自动装置中的膨胀阀堵塞，则更为麻烦，因为这时压缩机还将继续工作，而冷却间内所需的条件则不能保持。传热设备表面的锈迹，机械杂质在其上面的掉落，将使传热系数降低，造成蒸发温度下降。

清除杂质的有效方法，是在安装时，将管子和设备内的污物清除干净。在操作时，遵守操作规程。对自动装置及氟利昂装置的工作来说，这些措施显得更为重要。

为了使装置工作时，制冷剂能保持清洁，系统中装有过滤机械杂质的设备。对脏物灵敏度较高的是压缩机和膨胀阀，所以在它们前面，必须装设这种设备。装在压缩机气体管道上的称气体过滤器，装在液体管道上的称液体过滤器。这些过滤器都应定期清洗，及时清除各种机械杂质。

过滤器的原理很简单，即用金属丝网阻挡污物。氨用过滤器一般是由2~3层、网孔为0.4mm钢丝制成。氟利昂过滤器由网孔为0.1~0.2mm的铜丝网制成。图6-5-6和图6-5-7示出氨过滤器的构造图。这样的过滤器是装在管路上的。

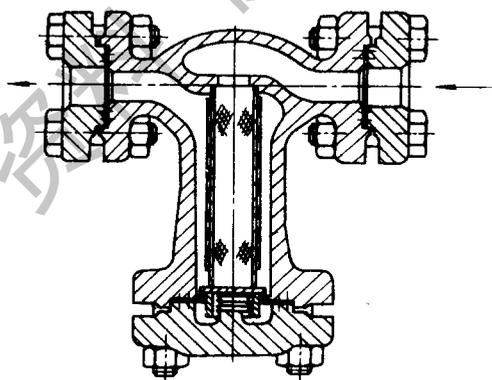


图 6-5-6 氨液过滤器

由于液体制冷剂运动的速度较慢，机械杂质会沉积在设备的下部。因此，在氨设备的下部，有时设有集油包，将油和杂质收集在一起，然后与油同时放出。

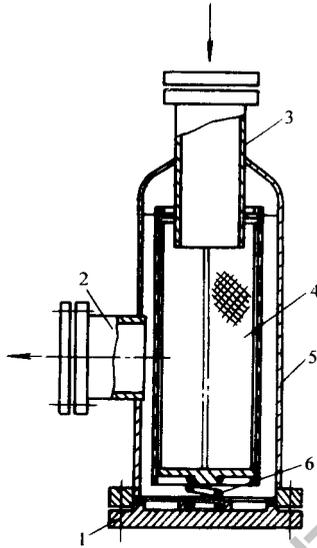


图 6-5-7 氨气过滤器

1—压盖；2—出口管；3—进口管；4—滤网；5—壳机；6—弹簧

四、制冷装置中的水

在制冷装置内部，是制冷剂在不断循环实现制冷。人们希望制冷剂是完全纯净的，但实际上制冷剂经常夹有杂质，其中包括水。水分进入制冷系统，与其它杂质一样，也会产生不好影响，使制冷装置的能耗增加。因此，避免水分进入制冷系统，及时排除已进入制冷系统的水分，也是制冷装置节能的一环。

(一) 系统中水分的来源

(1) 购买的制冷剂质量不符合标准，含有较多水分。按规定，作为制冷剂的氨含水量不得超过 0.2%。R12 和 R22 液体的含水量不得超过 25×10^{-6} 。我国的氨制冷装置中这个问题比较突出。因为大多数采用氨制冷装置的企业，往往就近向化肥厂购买液氨，有些化肥厂的质量控制不严，往往纯度不够，含有较多的水分，尤其是小型化肥厂的产品。据报道，有些冷冻厂发现

液氨中含水量高达5%。

(2) 加入压缩机的冷冻油含有水分。冷冻油是专门用于制冷压缩机的润滑油，在冷冻油的生产过程中进行了脱水处理。因此，冷冻机具有较强的吸水性，当冷冻油存放在开口容器中，就会吸收空气中的水分，其吸水量可达油自身重量的1%。

(3) 制冷设备水压试验的残留水。制冷装置中的一些制冷设备和部件在制成后，必须经过水压试验。试验之后，如水未放净，则将残留在设备内进入系统。

(4) 制冷系统安装时抽空不足，部分空气留在系统内，或者运行中空气渗入系统。空气中总是含有水分的，这些水分就将存留在系统内。

(二) 水对制冷装置的影响

(1) 在氟利昂制冷装置中，水在氟利昂中的溶解度非常小（见表6-5-4），可以大致认为水与氟利昂是不溶解的。因此在氟利昂制冷装置中的水，仍以纯水状态存在，当温度降到0℃以下时，水就会结成冰，堵塞毛细管或节流阀的通道，致使制冷装置无法工作。

表6-5-4 水在制冷剂中的溶解度 (%)

温度/℃	R11	R12	R21	R22	R113	R114	氯甲烷
35	0.0154	0.0147	0.1840	0.1690	0.0154	0.0134	0.1200
20	0.0086	0.0072	0.110	0.110	0.0086	0.0071	—
0	0.0036	0.0025	0.0539	0.0596	0.0036	0.0027	0.0350
-10	0.0022	0.0014	0.0347	0.0415	0.0022	0.0015	—
-20	0.0014	0.00073	0.0238	0.0282	0.0013	0.0009	—
-30	0.0008	0.00035	0.0150	0.0186	0.0008	0.0004	—
-40	0.0004	0.00017	0.0090	0.0120	—	0.0002	0.0100
-50	0.0002	0.00008	0.0052	0.0073	—	0.0001	0.0060
-60	0.00009	0.00003	0.0030	0.0042	—	0.00005	0.0030
-70	0.00004	0.00001	0.0015	0.0024	—	0.00002	—

(2) 在氨制冷系统中，氨可以溶解比它本身大许多倍的水，生成的溶液凝固点比水的冰点低。因此，当氨液中含水量不大时，不会发生冰堵现象。

但是，当蒸发器中含有水分时，蒸发压力与蒸发温度将升高。使制冷效果下降。表 6-5-5 为不同的回气压力下氨中含水量对蒸发温度的影响。这时为了维持原蒸发温度，蒸发压力就必须降低，压缩机的功耗增大。

表 6-5-5 在不同的回气压力下氨中含水量对蒸发温度的影响

回气压力（表压力）/ MPa	含水量/%			
	0	5	10	15
	蒸发温度/℃			
0.2	-8.5	-6	-3.5	0.5
0.172	-11.4	-9	-6	-2
0.137	-14.7	-11.5	-9.5	-6
0.105	-18.3	-15	-13	-10.5
0.069	-22.2	-19	-18.5	-16
0.034	-27.2	-24	-22.2	-20

一般认为，由于氨与水能很好地溶解，形成氨水溶液，所以氨制冷系统中不会发生冰堵。但有报道在若干冷冻厂中，氨制冷系统中发生冰堵的实例。分析表明，由于购入的液氨质量差，含水量高达 3%~5%，含水量较高的液氨进入蒸发器后，在低温下水会凝结成冰，从液氨中析出，使蒸发器部分管路逐渐形成冰堵。唐山市某冷冻厂在回气调节站上也发现了冰堵现象。

蒸发器中的部分回路若发生冰堵，在这些回路中制冷剂将完全不流动。因此，蒸发器的实际换热面积将减少，制冷量减少，制冷装置运行时间大大延长。如唐山市外贸第一冷冻厂，由于冷风机蒸发器发生冰堵，冻结时间由原来 8~10h 延长到 16~20h，能耗大大增加。

(3) 水溶解制冷剂后会发生水解作用，生成酸性产物，腐蚀金属材料。含有氯原子的制冷剂与水在一起，会水解生成盐酸，不但会腐蚀金属材料，而且还会降低电绝缘性能。例如，纯氨对钢铁不起腐蚀作用，但当含有水分时，将会腐蚀锌、铜、青铜及其它铜合金。只有磷青铜不被腐蚀。

(4) 在氟利昂制冷装置中，因有不溶解的水存在，还会出现一种特殊现象，称为“镀铜”现象。系统中如有铜零件，并且直接与溶于油的制冷剂接触，则铜与制冷剂会起化学反应，在钢零件上形成一铜层。如果轴颈上布有

铜层，就会使轴承的正常间隙变小；而带有铜层的阀门，则不能与阀座紧密贴合。因此，“镀铜”现象会对压缩机的运行产生不良影响。

当制冷系统中含有水分时，会产生弱酸，促使金属腐蚀。腐蚀不但会缩短机器的寿命，还会带来其它不良后果。金属的锈屑混入制冷剂后，会将节流阀的洞孔堵死、弄脏并堵塞过滤器。传热表面上如有锈蚀层，就会影响热交换。在封闭式压缩机中，腐蚀性物质将接触到电动机的绝缘，使电绝缘遭到逐渐的破坏。

(5) 制冷系统中有水分时，还会使压缩机中的冷冻机油粘度降低，油发生乳化，油的质量下降，影响润滑性能。

综上所述，制冷系统中的水分不仅直接造成运行能耗的增加，而且还会产生许多不良的后果，影响制冷装置的正常工作。因此，在安装、维修及日常运行维护中，都应该采取措施，避免水分进入系统。

(三) 制冷系统中水的排除处理

对于氟利昂制冷系统，通常采用干燥过滤器。利用干燥过滤器中的干燥剂，吸取系统中的水分。常用的干燥剂有无水氯化钙、硅胶和分子筛。若系统内水分较多，可选用无水氯化钙。无水氯化钙的吸水率较大，但它在吸收水分后，易潮解成为粉糊状物质，易被带往系统中；造成新的堵塞和增加压缩机的磨损。因此仅在水分较多时，作为临时性的干燥使用，一般使用时间6~8h，最长不超过24h。当水分很多时，2~4h就应更换。

当所需工作时间较长时，可选用变色硅胶。变色硅胶干燥时呈深兰色，吸水后转变为粉红色，可以较长时间放置在制冷系统内使用。当吸水失效时，硅胶还可以加热再生处理，重复使用。

分子筛是一种白色球状或条状的吸附剂，它对含水低、流速高的液体和气体均有极高的干燥能力，是一种高效率的干燥剂，而且使用寿命长。吸水后经再生处理可获得活化。活化次数可达上千次。它的缺点是首次使用时需经过活化处理，同时价格较贵，主要用于小型制冷装置（如冰箱）中。

对于氨制冷系统，水分容易聚积在中冷器和蒸发器中。对于中冷器中的水分，可以通过放油放出。尤其在新加氨后，要注意增加从中冷器放油的次数，及时将水排出系统。对于蒸发器中的水分，可以通过热氨冲霜，将水分

冲到排液桶，然后从排液桶和油一起放出。

第二节 制冷压缩机的维护与检修

一、压缩机维护和检修的必要性和计划

(一) 制冷压缩机维护和检修的必要性

在广泛应用的压缩式制冷装置中，压缩机是最复杂、最主要的设备。现代压缩机普遍采用高转速运行。要保证机器始终保持良好的技术状态，就必须进行经常的维护保养和定期的检查修理。加强经常性的维护保养工作，主要是要严格遵守操作规程，不使压缩机超负荷运转，经常保持机器摩擦部件有良好的润滑条件，保持机器运动部件的温度和运转声音正常，以及对机器进行细致的清洁卫生工作，经常洗擦污垢和灰尘，清除铁屑和杂物等等。这些工作一项一项做好了，就能使压缩机经常处于良好的技术状态，一方面防止事故的发生，另一方面可实现高效节能运行。

加强机器设备的维护保养工作，虽然能防止和减少机器设备遭受意外的损坏，但是并不能防止机器设备的正常磨损或损坏。机器设备在运转过程中，由于受到负荷、摩擦的影响，以及介质的腐蚀，一些部件、零件的形状、尺寸、力学性能、结构性质和化学性质都会逐渐发生变化，以致零部件被磨损或损坏。这种在正常工作条件下发生的磨损，又称为“自然磨损”。“自然磨损”会造成零部件配合间隙变大，润滑性能变差，甚至出现干摩擦现象，加剧运动副（配合面）之间的磨损。机器在运行中，某些连接螺钉也会发生松动。机器的零部件磨损，连接螺钉松动以后，机器的运转就不正常，其生产能力性能就要降低，必须经过检修才能恢复其固有的性能，达到正常运转。

如果压缩机的零部件磨损了，螺钉松动了，而不及时修理，让机器“带

病工作”，当磨损超出了机器出厂时规定的尺寸和配合公差后，就会使零件丧失工作能力。严重时会发生弯曲、扭曲、甚至断裂，造成突然故障，不得不进行事故检修。所以为防止突然故障的发生，需要定期对压缩机的零部件进行检查、测量、修复、更换，确保压缩机处于良好的技术状态。因此，要使制冷装置中的压缩机始终保持在良好的技术状态，除了要建立机器使用的责任制，加强日常的维护保养工作外，还必须对机器设备进行合理的定期检查修理。

做好维护保养和定期检修可以带来如下效益：

- (1) 制冷机器设备的可靠性增加，基本上可以防止突然事故的发生。
- (2) 制冷机器设备的使用寿命延长。
- (3) 可有计划地贮备检修用材料和备件，缩短检修时间，减少大修次数。
- (4) 保持长期的安全、稳定、高效地运行，带来明显的经济效益。
- (5) 深化对制冷设备的认识，提高维修人员的技术水平，丰富维修人员的实践经验。

(二) 维护和检修的制度和计划

维护和检修制度是保持制冷装置固有生产能力的一种组织形式。正确制订和贯彻维护检修制度，是保持制冷装置正常持续生产的一项根本性措施。同时也是使机器始终高效运行，实现制冷装置节能中的一环。

制冷机器设备的维护保养制度，通常与运行操作调节管理规程结合在一起。它要求操作管理人员在机器运行的全过程，按照制冷装置正常运行的各项标志和指标，对制冷装置进行全面的认真监测和检查，使制冷机器设备始终处于良好的状态下运行。

所谓检修制度，就是根据制冷压缩机的性能、质量、使用情况和运转规律，制定出运转多长时间就要进行小修，中修和大修。无论机器设备的运转情况如何，到了规定的检修期限，就要按期、按计划进行检查和修理。这种制度的最大优点是具有科学的预见性，能够及时消除机器设备的隐患，防止意外事故的发生。实行计划检修、可以事先妥善地安排生产和检修时间，准备必要的检修力量和备品备件。比起无计划的临时检修，更能缩短修理施工

时间，提高检修质量，增加机器设备的正常安全运转率。

制冷压缩机的检修计划，应根据机器零件的磨损规律和企业的生产情况而定。机器零件磨损越快，其工作效能降低越快。修理就需越频繁，即修理的间隔期就越短。机器的工作性能降低越大，修理的工作量就越大。在制定检修计划时，还要考虑到生产条件，尽可能使修理工作均匀地分配到全年进行。以保证修理设备和修理人员有均衡的工作负担，并应量缩短机器设备同时停机的时间。检修工作量大，停机时间长的项目，应尽可能安排在生产淡季进行。

由于不同的机器设备或机器中不同的部件、零件，其结构、尺寸、重量都有所不同，在运转中的作用及受工艺操作因素的影响也不同。因此，其损坏的速度和检修所需花费的劳动量是不一样的。这样就有必要把修理分为三个等级进行，即小修、中修和大修。

(1) 小修。小修的目的是消除机器内部重要机件的事故磨损和达到极限容许值的自然磨损。在小修时，可以拆卸机器的某些部件（不拆卸主要部分），更换某些易损零件，清洗和修整某些工作量不大的零件，更换润滑油，调整配合，消除过大的间隙，紧固整台机器等。小修的停机时间一般为4~6h。

(2) 中修。中修的工作量比小修大，拆卸的范围也比小修广泛。在中修时，除需完成小修所需完成的工作外，还可以拆卸、清洗或更换某些重要的部件和零件。中修的停机时间一般为3~4天。

(3) 大修。为了完全恢复机器的工作能力，压缩机在运转一定时间之后，需进行大修理。拆卸全部机器，更换全部磨损的零部件，并对机器进行彻底的清洗、重新装配调整，有时还对机器加以改进。在每次高一级检修时，也需包括低一级检修的全部工作。在每一级检修间隙时间内，机器的工作能力逐渐降低。但是在大修时，机器的工作能力又大致恢复到标准的水平。

两次大修之间实际运转时间称为修理周期。如果小修、中修进行得正确和及时，则可大大延长机器设备的修理周期。

检修计划确定之后，企业就应该认真贯彻执行，并且长期坚持。检修工作必须保证质量，按照一丝不苟的精神，认真检查、彻底修理、不留隐患。为了保证检修质量，应该认真推行检修后的质量验收制度。一切经过检修的

机器和设备，在检修工作完成以后，都要经过试验鉴定过程，认真进行验收并做好相应的记录。

二、制冷压缩机的正常维护保养

制冷压缩机的正常维护保养，一般是指在运行期间按规定应进行的维护保养（故障处理不在此例）。其目的是保证制冷压缩机的正常运行，满足供冷的需要，协调各附属设备与压缩机的工作配合。

（一）注意压缩机的油压、油位、油温的变化

压缩机正常工作时，应保证油位在视油镜的中线附近，过高过低都是不对的。新安装的机组试车时，可适当地高一点，但不应该超过视油镜的 $2/3$ 高度。为保证油位和足够的润滑流量，试车时适当地多加一点，这对压缩机的润滑是有利的。试车结束后，应将润滑油全部换掉，进行内部清洗，然后加油至标准高度。在运行中，当油位下降至油镜最低限位以下，经调节而不能使油位升高时，可按不停机情况下的加油程序补充润滑油。若油位继续下降，这时则不能盲目加油，应停机分析漏油原因，进行处理。

油泵的供油压力是否满足要求，是保证压缩机安全运行至关重要的大事。必须认真调节满足要求。为保证压缩机运行时的正常油压，在日常的保养工作中（特别是在新机组投入运行后的一段时间内），除必须保持正常的油位以外，还应根据油压的变化，随时对油过滤网和输油管道进行清洗、吹除以及对润滑油进行更换。在换油时，应按规定使用规定牌号的润滑油，不允许二种不同牌号的油混用，或用其它牌号的润滑油代替。

润滑油的工作温度一般要求在 $35 \sim 50^{\circ}\text{C}$ 之间（有的机型要求在 $50 \sim 60^{\circ}\text{C}$ 之间）为正常。这是因为润滑油除了起着润滑作用外，还起着带走摩擦热的作用。为控制油温，在离心式、螺杆式和部分活塞式压缩机的油槽中，装有油加热器，同时在润滑系统中还设有油冷却器，用来调节润滑油的工作温度，保证润滑的需要。保养时应注意油加热器的工作，定期清除油冷却器管道中的杂物或水垢，调整进水温度，以保证对润滑油的温度要求。

(二) 注意压缩机的振动和异常噪声

压缩机工作时，按技术条件规定允许有一定的振动和噪声级别，但不允许有强烈的振动和异常噪声。在日常的保养工作中，应注意检查机组容易产生振动和噪声的部位，如地脚螺栓的松动、垫铁的位移、开启式压缩机联轴器中减振橡胶套的磨损、带传动的压缩机组带打滑或断裂等。如果振动和噪声来自机组内部，则应停机组，判断部位进行检修，不允许机组继续工作，否则将有损坏机组的可能。

(三) 注意压缩机轴封或其它部位的泄漏

开启式压缩机的轴封是最容易泄漏的部位。泄漏的原因很多，在日常保养工作中应注意对它的检查，同时应保证有足够的油压、清洁的润滑油对轴封供油。如果发生大量泄漏，则应停机进行检修。国内厂家说明书上一般规定开启式压缩机轴封处的泄漏量，以每小时不超过 10 滴为合格。

压缩机的各密封部位一般都采用螺栓固定、石棉橡胶垫密封。压缩机工作时，由于振动或压力的冲击，螺栓容易松动，石棉橡胶垫会发生损坏，平时保养工作中发现螺栓、螺母松动，应及时紧固，防止制冷剂或润滑油的大量泄漏。在处理过程中，高压部位泄漏，在紧固螺母时，不允许施力过猛或任意加长套管，在停机时处理更为安全。

三、制冷压缩机定期检修的内容

制冷压缩机的定期检修计划和内容的制订，应根据制造厂家对产品的建议检修具体时间和要求，以及广大制冷工程技术人员的经验总结。机型不同，检修内容不同。具体的检修时间，应视制冷压缩机的工作性质、使用单位的具体情况而定。

对于广泛使用的活塞式压缩机，一般分为大修、中修和小修。制造厂通常会提供具体的检修时间。一般情况下，活塞式压缩机每运行 700h 左右需进行小修，3000h 左右需进行中修。全年连续运行使用的制冷压缩机和用于

空气调节的制冷压缩机，一般可每年进行一次大修。由于使用情况不同，维护管理的水平也不同，所以制冷装置的操作管理人员应根据压缩机的实际状况，逐渐摸索总结出本厂各台机器大修的周期。

（一）小修内容

（1）清洗、检查阀片的密封性能，更换磨损、变形或有裂纹的阀片。检查阀簧的弹性，更换疲劳失去弹性或折断的阀簧，最好一次全部换掉，保持阀簧弹性一致。

（2）检查阀板结构的气阀防松垫片，固定螺栓等的紧固情况，更换不好的防松垫片。

（3）检查、修理气缸内壁的轻微拉毛、划痕。

（4）清洗油过滤器、更换或补充润滑油。

（5）紧固缸盖、端盖、压盖、连接部件的螺栓。

（6）试验能量调节电磁阀的通断，检查清洗卸载装置的油缸，更换失去弹力的拉簧。

（7）检查联轴器减振橡胶套的磨损，更换老化断裂的V带。

（二）中修内容

中修时除小修内容外，还应包括：

（1）检查测量活塞环开口间隙、轴向间隙、径向间隙，更换磨损超限的活塞环。

（2）检查测量连杆大头瓦的配合间隙，瓦面的接触面积及磨损情况，进行必要的瓦面刮修。薄壁瓦磨损严重不再进行刮修，应换上新瓦。

（3）检查清洗轴封，更换失去弹性的弹簧、橡胶密封环，研磨石墨环和定环的结合面。

（4）测量联轴器的同轴度、端面圆跳动、更换磨损的减振橡胶套。

（5）检查清洗干燥过滤器，更换干燥剂。

（6）检查卸载装置的顶杆长度，更换磨损的顶杆。

（7）清洗油泵，检查油泵配合间隙。

(三) 大修内容

对压缩机进行解体，对可拆卸的零件全部进行拆卸、清洗和检查，对不合格件进行修理或予以更换。

(1) 清洗检查气阀组件或更换气阀组件损坏的零件，用煤油做阀片的气密性检查。

(2) 检查安全阀并进行动作试验，合格后加铅封。

(3) 拆修进、排气截止阀，更换耐腐蚀填料，用煤油检查阀门的密封性，并对关闭不严的阀进行阀心与阀座的研磨。

(4) 测量气缸圆度，更换磨损超限的缸套。

(5) 测量曲轴的圆度、圆柱度。根据情况测量曲柄的扭摆度、水平度、主轴颈与连杆轴颈的平行度。

(6) 检查连杆大小两孔的平行度及连杆小头铜套内孔和外径的磨损量。按照修复后的曲轴轴颈，修整连杆大头轴瓦。

(7) 更换气环及刮油环。

(8) 检查机体各受力部分有无裂纹。清理氨压缩机气缸水套内的水垢。

(9) 进行曲轴箱内部的清理。

(10) 校验吸、排气压力表、油压表、压力保护控制器。吹除和清洗连接管道。

对于离心式和螺杆式制冷压缩机，由于没有易损件，所以它们的检修主要是针对随机的各种辅助设备。通常可以按照厂家说明书的要求进行。

第三节 制冷装置中相关设施的维护

制冷装置中除了上述的各种机器设备外，还有一些相关设施或系统。例如冷却水系统、冷库的隔热结构、冷藏门等。从广义节能（即直接节能和间接节能）的角度看，制冷装置中一切设施设备的合理操作和维护，都与节能有关。本节只从与制冷装置能耗直接有关的角度，讨论相关设施的合理操作

维护，以保证制冷装置的高效节能营运。

一、冷却水系统

制冷剂在冷凝器中进行凝结过程放出的热量，一般通过空气或水带走。以空气为冷却介质的冷凝器，多用于小型制冷装置及缺水地区。在我国的工业制冷装置中，广泛采用水作为冷却介质。显然，水冷却系统的工作情况，直接影响水冷式冷凝器的运行状况，直接影响制冷装置的运行能耗。因此，冷却水系统的正确操作和合理维护，将保证制冷装置的高效节能运行。

(一) 对供水的要求

制冷装置的用水量较大，除了冷凝器的冷却水，压缩机、再冷却器也需要用水。还有冲霜用水、制冰用水。因此制冷装置应有完整的供水系统。对供水的要求主要指水质、水温和水压三方面。

冷却水温度较低，有利于降低冷凝温度，减少压缩机的能耗。冷却水的水温取决于水源的水温及当地的气候条件。为了保证制冷系统的冷凝温度，不超过制冷压缩机的允许工作条件，各设备的冷却水进、出水温度一般不应高于表 6-5-6 所列的值。

表 6-5-6 冷却水水温允许值 (°C)

设备名称	进水水温	出水水温
压缩机	≤32	≤45
立式冷凝器	≤33	≤35
卧式冷凝器	≤32	≤35
淋激式冷凝器	≤33	≤34

目前我国尚无统一的制冷设备用冷却水的水质标准。但如冷却水的水质较差，就会造成设备结垢，制冷装置制冷量下降，能耗增大。或者造成腐蚀严重而缩短设备的使用寿命。因此，需要对冷却水的水质按一定标准管理。对于敞开式系统的水质标准，可参见中华人民共和国国家标准 GB50050—95

《工业循环冷却水处理设计规范》。对于封闭式系统的冷却水水质要求可参考表 6-5-7。

表 6-5-7 冷却水的水质要求

项 目	单 位	容 许 值		危 害 性	
		冷 却 水	补 充 水	腐 蚀	结 垢
酸碱度 (pH)		7.0~8.0	6.0~8.0	√	√
总硬度	mg/L	< 200	< 50		√
电导率	μS/cm	< 500	< 200	√	
总碱度	mg/L	< 100	< 50		√
铁含量	mg/L	< 1.0	< 0.3	√	√
氯离子	mg/L	< 200	< 50	√	
硫酸根离子	mg/L	< 200	< 50	√	
硫离子	mg/L	应测不出	应测不出	√	
铵离子	mg/L	应测不出	应测不出	√	
二氧化硅	mg/L	< 50	< 30	√	

冷却水进入制冷机(站)房的水压,一般情况下应为 0.15~0.2MPa,但不宜大于 0.3MPa。冷风机配水装置前的自由压头,不应小于 0.049MPa。

(二) 冷却水系统的设备运行管理

冷却水系统投入运行之前,应对整个水系统进行全面检查。对于冷却塔,应检查喷头是否堵塞,淋水装置有否损坏,集水槽和集水池是否清洁,进风百叶窗是否通畅。集水池内水位应达到最高标高,所有管路应充满水。还要检查电动机的绝缘和防潮情况,叶轮旋转是否灵活、有无松动现象,集水池有无渗漏现象等。

对于水泵,应检查泵和电动机轴承的润滑情况,泵转动部分是否灵活,以及保护装置是否完善,密封器松紧度是否适当。检查吸、排水管道的阀门和泵的吸水阀是否开启,排水阀是否关闭。对于管路中的阀门,主要检查开或关是否符合要求。

离心式水泵启动操作时，应先打开泵吸水管的放气阀，将吸水管和泵体内灌满水；启动水泵，当电动机达到正常转速时，开启泵的排水阀。启动时，应注意电流表的负荷，不能超过正常工作数值。运转中应无杂音，轴承温度不能超过 $60 \sim 70^{\circ}\text{C}$ ，电流表和压力表指针应稳定，排水管上压力表读数应与要求相对应，密封器和法兰处不应有漏水。停泵时先关闭排水阀，切断电动机电源。当电动机停止运转时，关闭吸水阀，做好运行记录。

冷却塔的运行和日常维护主要有：①随时注意配水装置的配水均匀性，发现问题及时调整；②及时清除管道、喷头和喷嘴的结垢、脏污及杂物，通常每月应清洗一次；③运行中要经常检查风机轴承的温升情况，要求轴承温升不大于 35°C ，最高温度不大于 70°C ；④电动机和联轴节轴承的润滑脂须定期更换，一般每年加一次；⑤风机运行要平稳、振动小，钢制叶片及其部件应涂漆防腐，及时清除附着物；⑥为了节省能源，当多台风机并联安装时，应根据情况适当调节风机的投入运行台数。

（三）水质控制及水量补充

对冷却水水质的要求如前所述，对水质的控制主要是避免微生物生长，防止出现被苔藻生物堵塞的现象。另一方面是通过排污和补充水来控制水质，减缓结垢速度。目前多应用氯气来杀死水中生长的微生物。使用氯苯酚来消除藻类等微生物比用氯气更安全，而且控制藻类和粘膜生物的能力更强。交替使用氯气和氯苯酚是控制微生物生长的最好方法。如粘膜生物已生长出来，就必须先用氯气，当系统消除微生物后，则可用氯苯酚等防止其再生。

最常见水垢为碳酸钙（ CaCO_3 ），它由水中不稳定性溶解盐类（主要是重碳酸钙 $\text{Ca}(\text{HCO}_3)_2$ ）分解形成的。氯化铁的沉淀物（ Fe_2O_3 ）也是较常见的一种水垢，它常由井水分解产生。在冷却塔的循环水中，形成水垢的无机物含量还与被风吹失的水滴有关。通常被风吹失的水滴占循环水量的 $0.1\% \sim 0.3\%$ ，再加上 1% 左右的蒸发水量，因此必须不断地补充自来水或其它清洁的水，以保证足够的循环水量，且可以减少循环水中无机物的含量。通常要求循环水中重碳酸钙质量分数小于 170×10^{-6} ，否则易结垢。

补充水量应比蒸发掉的水多。多补充一些水是为了放掉一些含盐量较多

的水，以降低循环水中盐的含量，这就是排水补水除垢法。此法简便，使用在水量充足，且盐含量较小的地区。当补充水盐含量等于循环水的极限含量（即大于此含量会产生结垢）时，此法不起作用；而当补充水盐含量大于循环水的极限含量，结垢反而会增加，此时只能用化学除垢法进行水质稳定处理。

化学除垢法是利用化学方法，使溶解度小的盐变为溶解度大的盐，借以提高循环水的极限碳酸盐含量（并非使含盐量显著减少），以增加循环水的稳定性。化学除垢法有酸化法、磷化法和烟气处理法等。

除结垢问题外，水对金属的腐蚀作用也会影响系统的使用。为减少腐蚀，循环水应略呈碱性，保持水的 $\text{pH} = 7.0 \sim 7.5$ 。

二、冷库建筑的正确使用和维护

对于冷冻厂、冷藏间、冻结间等冷库建筑，实际上是制冷装置的制冷对象。正确使用和维护好这些冷库建筑，就能减少制冷装置的热负荷，降低了制冷的能耗。另一方面，冷库是低温、高湿、密封性建筑，结构复杂，造价高，其使用和维护管理的水平，直接关系到企业的效益及冷库的使用寿命。因此，冷库的使用和维护管理必须严格按科学办事，认真执行有关的规章制度和操作规程，建立健全岗位责任制，用好管好冷库，取得最佳的经济效益。冷库建筑使用和维护管理的注意事项，主要有以下几方面。

（一）严格控制库内温度

按要求严格控制库内温度，对保证食品质量，延长冷库使用寿命，提高经济效益具有十分重要的意义。冻结物冷藏间的库内温度应按设计要求保持稳定，其波动幅度应控制在 2°C 或 3°C 以内。当冷库开门进货时，如温度回升 2°C 或 3°C 时，应立即关门停止进货。

（二）严防水、汽渗入隔热层

水、汽渗入隔热层、建筑构件和地坪，不仅使冷库的隔热性能明显降

低，而且还会损坏冷库建筑。

(1) 穿堂和库房的墙、地坪、顶棚和门框要求无冰、霜、水，做到随有随扫，及时清除。在库内不准做多水的作业。不得把高、低温库改作其它用途。

(2) 库内的排管和冷风机要及时冲霜和扫霜。冲霜要注意安全，速度要快。冷风机承水盘内不得积水、结冰，以免冲霜水外流溢到地面。

(3) 没有经过冻结的热货，不准直接进入低温库，以防止带入热汽损坏建筑，并影响库内原有食品的贮藏质量。

(4) 严格管理冷库门。库门要开启灵活，关闭严密。开门时间尽量要短，开门次数要尽量少。如有损坏要及时修理。凡与外界及穿堂相通的门，均应设置空气幕或门帘。

(三) 防止冻融循环对冷库建筑的损坏

冷库建筑物在 0°C 以下的低温下冻结，又在 0°C 以上的温度下解冻，称为冻融循环。冻融循环对土建冷库有较大的损坏作用。

(1) 各种库房应按设计规定使用。高、低温库不许混淆使用。原设计的两用库按一种用途使用后，不得轻易改为另一种用途。

(2) 各种土建冷库在空库时，也要保持一定的低温。冻结间和低温库应保持在 -5°C 以下，高温库应保持在露点温度以下，以免库内滴水受潮。

(3) 原设计有冷却工序的冻结间，如改为直接冻结时，冻结间要有足够的制冷设备。同时要掌握进货数量，控制库温。库内不得出现滴水现象。

(四) 保护地坪和楼板，防止冻鼓损坏

(1) 不得把物品直接铺在地坪上冻结。拆内垛时不得采用倒垛的方法。脱钩和脱盘时，不准在地坪上摔砸，以免损坏地坪和隔热层。

(2) 物品堆垛与吊轨悬挂的重量，不得超过规定。

(3) 地坪没有做防冻措施的高温库，其温度不得低于 0°C ，以免地坪冻鼓。

(4) 冷库地坪下用于加热的自然通风通道应保持畅通，不得积水、堵

塞。北方地区应冬闭春开。如果用机械通风的，应有专人经常测量地坪下的温度，定时开启通风机、如设有地下油管加热装置的，要掌握进出油温度，并定时开动油泵。

（五）合理使用库容，提高库房利用率

研究改进物品堆垛方法，合理安排货位，在具有合理间隔保证降温效果的前提下，要提高堆放密度，增加堆放高度，提高容积利用率。这样可以降低单位产品电耗，达到节能。

第四节 活塞式制冷设备的维护和保养

活塞式制冷压缩机的修理，是一项技术性较高的工作，整个修理过程包括拆卸、检测、修理、装配、气密性试验和试运转。因此对于专业修理技术人员而言，除了熟悉制冷系统流程和掌握操作技能外，还必须具备熟悉制冷压缩机结构、工作原理、电气控制原理、油路以及控制器结构原理和掌握测量方法、评定零部件有无修复或继续使用价值的的能力，了解压缩机应测量的配合间隙和配合公差，有熟练的钳工技能，包括电工、焊工、管工技能。

一、活塞式制冷压缩机拆前的准备和拆卸

（一）拆洗用品准备

（1）汽油、煤油、冷冻机油。汽油主要用于零件的清洗，有快干、较强的去污力、清洗后零件表面易生锈等特点，用于主要零件的清洗，然后浸泡在煤油中，或涂以冷冻机油防止表面生锈。煤油挥发较汽油慢，但渗透性较强，浸泡锈蚀零件易除锈，也用于主要零件的清洗。煤油中浸泡以后的零件，擦净油迹，撒上白吸收粉，能观察零件表面的疲劳裂纹。

（2）棉纱、绸布，棉纱是压缩机拆卸、清洗、修理、装配中必备擦抹用

品，而绸布则用于气缸镜面，曲轴等高精度表面的擦拭，以免纤维残留。

(3) 压缩机高压密封床垫，压缩机被拆卸端盖后，密封床垫必须全部更新，因此必须预先准备成型的高压密封床垫或高压石棉橡胶板。

(4) 工业氮气或压缩空气主要用于润滑油循环系统的油管、曲轴、连杆内输油通道的吹净等。

(5) 拆修工具和量具，除常用的钳工工具外，还应准备清洗油盒、钢印、钳桌、台虎钳、研磨平板以及随机专用工具。常用的量具是游标卡尺、内、外径千分尺、塞尺、水平仪等。

(二) 压缩机的拆卸

1. 拆卸时基本要求

(1) 拆卸的步骤应先上后下，由外及里，先部件后零件。气缸、活塞、活塞销、连杆先打上辨明位号和方位的标记，然后拆卸。

(2) 拆卸时敲击零件应辨明击退方向，并用铜棒间接锤击。

(3) 拆卸和修复过程中应定人作业，避免他人代替。拆下的零件应按精度高低分类摆放，避免碰撞破坏精度。

(4) 拆下的零件清洗后，必须涂上冷冻机油或浸泡在油中，防止零件表面生锈。洗净的零件应分类摆放在洁净处，并用净物遮盖，以免粘附尘埃。

(5) 拆下的油管、气管等，煤油清洗后用压缩空气或氮气吹净，并封好管口。

2. 压缩机的拆卸

活塞式制冷压缩机的拆卸步骤和要求，因机型的结构形式差异略有不同，如开启式与封闭式机型，二者的拆卸形式有所差异，现以 2F10 型和 6FW7B 型压缩机拆卸步骤（见表 6-5-8）为例。

表 6-5-8 活塞式制冷压缩机拆卸步骤

序号	2F10 型	6FW7B 型
①	断电、放油、抽出制冷剂	本步骤相同 2F10 型的
②	拆掉与压缩机外部连接的各种管道、阀门、仪表	本步骤相同 2F10 型的

第 5 章 制冷装置的维护与保养

序 号	2F10 型	6FW7B 型
③	拆联轴器飞轮固定螺栓，取下飞轮后将电动机后移，使电动机与压缩机脱离	无
④	拆下气缸盖连接螺栓，用木锤振松缸盖，取下缸盖，拿出阀组，卸下吸气过滤器	拆气缸盖连接短螺栓，松两个长螺栓，缸盖随安全弹、簧逐渐顶起，卸下缸盖，取出安全弹簧和阀组
⑤	打开曲轴箱侧盖，盘车至易拆位置，拆连杆螺栓取出下瓦	本步骤相同 2F10 型的
⑥	用活塞吊栓吊住活塞，扶正连杆，将活塞连杆组用吊栓缓缓提出缸外。另一组盘车至易拆位置，用同样方法拆取	用吊栓吊住活塞，将活塞连杆组连同套一起取出，其他各拐组分别盘车至易拆位置，用同样方法拆取
⑦	拆油过滤器、油泵	拆能量调节装置和二次油过滤器、油泵、吸气过滤器
⑧	拆轴封法兰，取出轴封，拆卸前后轴承法兰，托住曲轴，用铜棒将曲轴从油泵端轴承座孔侧打出	拆下前端盖固定螺栓，卸下电机转于固定螺母，取出曲轴，拆下曲轴箱内的油过滤器

二、压缩机零部件修前测量和质量评定

压缩机的零部件测量，在可能的情况下应与拆卸工作同步进行，以便正确测得各零部件配合间隙和磨损程度，并根据测量结果，确定修复方案。

表 6-5-9 列出了压缩机主要运动零部件磨损允许最大极限值，供测量和质量评定参考。

表 6-5-9 压缩机运动件磨损允许最大极限值

零部件名称	缸 径			极限值/mm	耐用时间/h
	100 以下	101 ~ 150	151 ~ 200		
气缸	磨损极限值/mm				
(500r/min 以上)	0.25	0.30	0.35		

零部件名称		缸 径			极限值/mm	耐用时间/h
		100 以下	101 ~ 150	151 ~ 200		
活塞		0.20	0.20	0.25		
活 塞 环	环与环槽轴向间隙	0.15	0.15	0.15		
	工作时活塞环在气缸内的锁口间隙	2.5	3.0	3.5		
活塞销					0.1	15000 ~ 4000
连杆小头牵					0.1	
活塞与气缸套 配合间隙	50 以下				0.15	
	51 ~ 100				0.3 ~ 0.4	
	101 ~ 150				0.4	
	151 ~ 200				0.4 ~ 0.5	
曲柄轴与大头瓦间隙					0.2 ~ 0.25	
活塞销与连杆小头套间隙					0.10 ~ 0.15	
主轴颈与主轴瓦间隙					0.15 ~ 0.20	
吸、排气阀片						5000 ~ 10000
活塞杆						7000 ~ 10000
活塞与气缸						20000 ~ 45000
曲轴轴颈						4 年

三、压缩机主要零部件的修理

(一) 气缸、活塞组的修理

(1) 气缸磨损、拉毛的修理，气缸分镶有缸套和整体式气缸两种结构，对整体式气缸磨损或拉毛严重无法修理时，应更换缸体。新系列制冷压缩机多采用缸套结构，当缸套镜面有轻微拉毛时，允许用半圆形条状油石或金相砂纸，加少许煤油进行手工研磨。研磨时应成网状纹理，当拉毛痕迹消失后，用标准活塞环推入气缸内的被研磨部位，可用红铅油着色检查二者间的

接触面积，反复几次直至符合接触面积要求，最后用金相砂纸沾冷冻机油进行抛光。

当气缸磨损、拉毛情况比较严重时，可先用刮刀刮去大毛刺后，上珩磨机进行磨缸。

当气缸磨损、拉毛严重时，新系列压缩机应更换气缸套。整体式气缸也可进行镗缸，珩磨加大一级缸径，即直径增大 0.25mm（按内燃机修理规定准则），一般可消除拉毛痕迹和磨损产生的圆柱度误差。

（2）活塞及活塞环的修理，活塞的自然磨损量很小，它的损坏主要是缺油卡缸或异物落入气缸与活塞间隙内，当卡伤或拉毛程度不大时，可用油石修整，如伤痕深度超过 0.5mm，损伤面周向范围总和达 90°时，则应更换新活塞。

气缸上部润滑条件最差，当活塞行至上止点时，气体受压产生高温高压，高压气体窜入活塞环背隙，增大活塞环对气缸的压力，因此第一道活塞环磨损量最大，所以第一道活塞环常需要更换新环。活塞环的磨损形式是径向、轴向和圆度走失，径向磨损使活塞环锁口的间隙增大，此外，除高温使活塞环逐渐削弱弹力外，活塞环的径、轴向磨损使其断面减小，也会使其弹力削弱。再则，卸下后的活塞环不可能按原槽和原方位装入与该活塞环磨合已久的气缸中，这样也就难以保证活塞环外圆与气缸镜面之间的密合，因此其他活塞环也最好更换新环。更换新环或旧环磨损量在允许范围内需继续使用，应做以下几项检测。

①活塞环的锁口间隙，检测锁口间隙可用专用量规，将量规平放在平台上，再将活塞环装入量规，推平至平台表面，用塞尺测量活塞环锁口间隙。也可将活塞环装入气缸内，并平整放置测量其锁口间隙。该间隙为 0.004 ~ 0.006D 之间符合技术要求，若旧环的锁口间隙大至 0.015D 时建议更换，超过 0.02D 时就更换新环。

②活塞环的弹力测试，如图 6-5-8 所示，将细钢丝一端固定在横梁上，并缠绕活塞环外圆表面，另一端挂上砝码，使活塞环锁口间隙由自由开口压至工作状态的间隙，此时砝码的重量就是活塞环的切向弹力 G，砝码重量可由以下公式近似求出：

$$G = 0.102hDp_k$$

式中；h——活塞环的轴向厚度，cm；

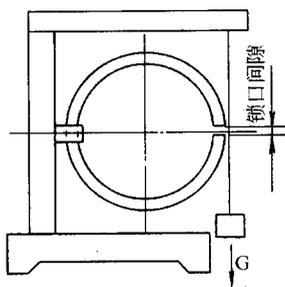


图 6-5-8 活塞环弹力测试

D ——气缸内径，cm；

p_k ——活塞环预紧比压， N/cm^2 ；低、中压级 $p_k = 2.85 \sim 9.60 N/cm^2$ ，
制冷压缩机取 $p_k = 5.6 \sim 6.8 N/cm^2$ （小直径取上限）；

G ——切向弹力或砝码重量（kg），砝码重量 G 允差规定在 $\pm 20\%$ 范围内。

活塞环的径向弹力 Q （kg）可按以下公式求出

$$Q = G/0.318 \quad (1kg = 9.81N)$$

活塞环的锁口间隙 δ_{mm} 可按以下公式求出

$$\delta = \pi D \alpha \Delta t$$

式中； α ——材料的线膨胀系数，铸铁 $\alpha = 1.1 \times 10^{-5}/^\circ C$ ；

Δt ——排气温度与室温之差， $^\circ C$ ；

D ——气缸内径，mm。

③活塞环的漏光检验，将被检活塞环放入专用环规中，用灯光检查中，每一处漏光弧长对应角不超过 25° ，同一片环上漏光总和不超过 45° ，在开口 30° 范围内不允许有漏光，上述漏光处最大光隙应小于 $0.03mm$ 。

④活塞环两端面翘曲度检验，检验时可将活塞环放在平台上，用手指在活塞环上端面沿圆周方向轻敲，根据振动差异感觉活塞环的翘曲度，也可用于分表在平台上测量环端面。当活塞环直径小于等于 $150mm$ 时，端面翘曲度允差为 $0.04mm$ ，大于 $150 \sim 400mm$ 时，允差为 $0.05mm$ 。

（二）气阀组的修理

气阀是压缩机的主要易损件之一，它的好坏直接影响压缩机运转的经济

性和可靠性。运行中的气阀，阀片与阀座的阀线之间承受频频冲击，二者的接触面会产生磨损和疲劳破坏，如凹痕和麻面，甚至产生阀片的翘曲和裂纹，造成严重漏气和高低压窜气，致使压缩机不能正常工作。

气阀在修理中，如发现阀座密封线边缘、阀片有裂纹或沟痕，应予以更换。若阀座和阀片磨损或擦伤不大时，可用研磨的方法进行修复。研磨时，在平板上涂上 100~180[#] 研磨砂和冷冻机油调制成的薄糊液，放上被研零件进行圆周或“8”字形轨迹研磨。在研磨时，用力要均匀，直到磨出完整的阀片平面或阀座密封线，然后，用煤油洗净平台和被研零件，再用 1200[#] 细研磨粉或 W40~W50 精磨粉加冷冻机油进行精研或抛光，最后将阀座的密封线与阀片二者进行对研。检查阀片与阀座密封线之间的严密，用涂色法，二者间应整圈接触，也可用煤油作渗漏试验，3~5min 内不滴漏为合格。

如果阀座的密封线上有较深的伤痕，无法用研磨的方法消除时，可将该面予以车削或磨削加工，然后再进行研磨。

弹簧在阀组工作状态时，每小时有几万次的脉动循环扭转应力和弹簧外径、弹簧端面相对摩擦，容易造成弹力松弛或断裂，导致阀片运动规律破坏。因此在修理中，应认真地检查气阀弹簧，若有个别弹力松弛、磨损和疲劳裂纹，建议将该阀组上的气阀弹簧全部更新，确保弹力一致。

（三）主轴承的修理

制冷压缩机的主轴承一般多采用滑动轴承，滑动轴承有厚壁瓦和薄壁瓦两种，而厚壁瓦结构早已被薄壁瓦所取代。滑动轴承产生动压油膜形成液体润滑条件，与轴和轴承之间的配合间隙有关，一般该间隙为 $(0.001 \sim 0.0015)D$ ，当磨损使间隙增大到 $0.002D$ 以后，轴承的正常工作条件被破坏，由液体摩擦进入半液体摩擦状态，最终很快地产生事故磨损，因此，主轴承的磨损量达到 $0.002D$ 时，就不宜再进行使用。此外，因润滑不当、过载、高温等引起的咬合、疲劳破裂、拉毛等缺陷，通常也不再使用，因薄壁瓦巴氏合金层厚度不超过 1mm，无过多的刮研余量，再则整体轴承、内孔愈刮愈大，因此更换轴承即可使用。

倘若修理中遇厚壁瓦需要进行修复，通常可采用堆焊法或重铸法，其中堆焊法较经济也适合流动性修理业简便、快捷的修理特点。

堆焊前，先用刮刀刮净轴承补焊区域的巴氏合金外表，使其露出金属光泽，用热碱溶液洗去油污，然后把钢壳部位浸入水中，使堆焊表面高于水平面约 10mm 左右，选用原轴承巴氏合金相同牌号的焊条，用氧乙炔或氧丁烷火焰熔化并堆焊。堆焊后，对其内表进行切削加工，并根据配合间隙留少许精刮余量，然后在曲轴颈上涂上一层薄薄的红铅油，将主轴承套入轴颈后对研几圈，取出后用刮刀刮去轴承孔内表面粘附的色斑，如此反复多次，接触点逐渐增加并分布均匀，直到接触点达到 $2 \sim 3$ 点/ cm^2 和所需的配合间隙为止。

（四）轴封的修理

从轴封的原理出发，就是使两个密封元件之间相互紧贴，中间并保存薄层油膜，从而达到密封介质的目的，而密封元件的相互紧贴保持油膜润滑与密封件材料、温度、压力、速度、介质、冷却、加工、安装精度等因素都有直接关系。当这些参数不能满足一定要求时，油膜就会破坏，磨损就会加剧，从而降低使用寿命使密封失效。因此轴封失效，导致泄漏是制冷压缩机常见的故障。

在修理中，对变形、老化、失去弹性和溶胀的“O”形密封圈应更换。弹簧的弹力不足或疲劳变形都应更换。在检测弹簧弹力时，将轴封一套动密封件压入轴颈密封部位至工作长度，松开后，轴封能在弹簧力的作用下柔和平稳地弹出为合格，若弹不出是弹力失效，应更换新弹簧，若快速弹出应检查“O”形密封圈，如果密封圈并无老化、变形和尺寸问题，是弹簧弹力过大，也应更换。弹簧的疲劳变形，在弹簧自由状态下，弹簧两支承端面对其轴线的垂直度偏差应不大于 1° ，该偏差值大小通常可在平台上用直角尺测量。

动环和静环密封端面的划痕，须进行仔细的研磨。该密封端面的表面粗糙度为 $0.2\mu\text{m}$ ，端面的平面度为 $0.4\mu\text{m}$ ，动、静环的装配基准端面相对其密封端面的平行度为 0.05mm ，因此要满足上述技术要求，除高超的研磨技术外，还需三块相互对研过的一级精度平板。

研磨动、静环平板先作压砂处理，压砂的方法是选用 0.5、1.5、2.5 (μm) 三种金刚砂，用汽油浸泡后分别洒在三块平板上，加少许煤油抹平，

略加润滑脂抹匀，用一表面粗糙度为 $0.8\mu\text{m}$ ，直径约 80mm ，重量约 $3\sim 3.5\text{kg}$ 的圆钢来回辗压，使金刚砂均匀地镶嵌在平板表面，然后用布擦净便可见暗灰色亚光镜面。

研磨时，应定制一胎具，坐落在被研磨的环上，以避免手压被研环时产生不均匀的压力。研磨由粗砂平板逐步磨到细砂平板，平板在研磨过程中脱砂后，应重新压砂。在研过程中，应一边旋转一边沿“8”形轨迹运动，并加汽油作润滑剂，以免磨面干涸。若动环材料是石墨，在粗、精磨时，不用磨料，只需用汽油作润滑剂在平板上进行研磨，抛光时干磨即可。

经修复后的动、静环，应符合动、静环有关技术要求。检验动、静环密封端面的研磨质量，可用简便方法，只需动、静环两密封面紧贴，如各圆周方位均吸住不掉，表示表面粗糙度、平面度能符合要求。

轴封在装配前，应将所有零件包括轴封腔，轴颈和轴封端盖均用煤油清洗干净，特别是动、静环密封端面上不允许有任何污物粘附，然后用干净的绸布将其擦干，并在密封端面上涂沫一层冷冻机油。在装配过程中，不能敲击零件。装配时应注意到弹簧与动环之间的定位结构和静环防转销，并控制轴的轴向串动量不超过 0.25mm 。

（五）连杆的修理

（1）连杆螺栓使用后可能存在疲劳裂纹，检查时可用 5 倍放大镜观察，凡有裂纹应予以更换，连杆螺栓端面与连杆螺栓孔端面应确保接触均匀，接触面应在 80% 以上。连杆螺栓装配时拧的过紧，使预紧力太大而产生塑性变形或损坏螺纹，拧的过松则联接松弛，最好用测力扳手上紧，上紧后用专用卡规或千分卡尺测量连杆螺栓的弹性伸长量，其伸长量不应超过被连接长度的 $1/1000$ 。在修理中如发现连杆螺栓的残余变形量大于 $2/1000$ 时，应予以更换。

（2）连杆大头的剖分面，检修时应涂色检查两剖分面之间的接触面积，其接触面积不应小于 70% 。若因磨损和毛刺使接触面积过少，应进行研磨修整，修理后除保证接触面积以外，还应保持剖分面平行不偏斜。

（3）连杆大头瓦与曲拐轴颈的配合表面，涂色检查时接触点的数量与主轴承相同。此外钢壳瓦背与连杆大头轴承孔应均匀贴合，用涂色检查不小于

总面积的 70% ~ 80%。对于薄壁瓦其合金层约 0.5mm，若不合格应予以更换。

(4) 连杆弯曲的检修，连杆大小头孔轴线的平行度误差不大于 $\phi 0.03/100\text{mm}$ 。检查的方法如图 6-5-9 所示，测量时用两根专用芯轴分别装入连杆大小头孔，然后将连杆大头端芯轴置于检验平台上的 V 形铁槽内。用千分表测量小头芯轴上距离为 L 的两个点，分别得读数 a 和 b，再将连杆连同芯轴转 90° 平置，测量小头芯轴上距离为 L 的两个点，得读数为 c 和 d，用计算方法即可求得两轴线的平行度误差。

$$\Delta = \frac{a(c) - b(d)}{L} \times 100\% \quad (\text{mm}/100\text{mm})$$

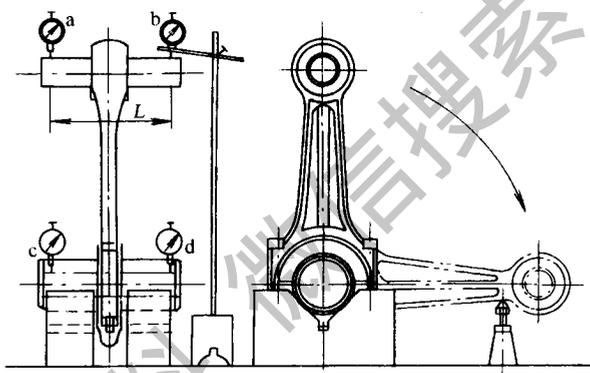


图 6-5-9 连杆大小头轴线平行度测量

但该测量的方法所得到的平行度误差，指实际轴线包容在截面为 $\Delta_{ab} \times \Delta_{cd}$ 长度为 100mm 且平行于大头轴线的理想柱体内，即公差带形状为理想的长方体，并非技术要求中直径为 $\phi 0.03$ ，长度为 100mm 的理想圆柱体公差带，因此两轴线的实际平行度误差可能还要大些，但最大不会超过公差带截面对角线。

当测量结果平行度超差时，弯曲（即 a、b 两点上的误差）可用手动丝杠矫直，扭曲（即 c、d 两点上的误差）可在台钳上设法敲击校正。

(六) 卸载机构

卸载机构中，顶杆比较容易磨损。磨损过短的顶杆使气缸不能卸载，应

更换新的顶杆。新的顶杆应测量其长度，过长的顶杆会使阀片顶变形，并使吸气阀片始终处于开启状态，因此须用锉削方法使顶杆缩短到要求尺寸。

卸载机构装配时，应注意零件的装配位置，缸套上的转动圈分右向和左向，卸载拉桿在同一台压缩机上，长度都不一样，V型、W型、S型分别有2、3、4种长度规格，装配时只需稍加留意，就能保证原位装配。装配完毕后，盖上油活塞端盖，拧下端盖中间的堵头螺钉，换上一只较长的螺钉旋入该螺孔，顶动油活塞使拉杆、转动圈、顶杆动作，以观察顶杆能否灵活升降，以及顶杆升降最高点和最低点的位置是否能满足功能要求。

四、活塞式制冷压缩装配

压缩机的零件经过清洗、测量、修理和个别零件更新后，可进行整体装配。装配时按规定的技术要求，先将零件装配成部件，然后将各零部件组装成机器。如果装配不当或将某一零件遗忘，压缩机在运行中就会造成严重事故。

压缩机在装配以前，应清理装配场地，把更换下来的旧零件及无关构件移离现场。需装配的零件按拆卸时作的钢印标记进行检查、核对、配对放置。运动零件在装配前两相对运动的摩擦面上应涂抹一层冷冻机油，机身上的各密封端盖在装配前，应在端盖的密封端面 and 密封床垫表面上抹上少量黄油。

压缩机装配时，先将气阀组、气缸套、活塞连杆组、油泵、油过滤器等组装成部件待装配。

下面介绍活塞式制冷压缩中，比较具有共性的主要零部件装配顺序。

(1) 连杆活塞组的装配，将油环、活塞环从活塞顶部依次套入活塞环槽中。把新更换的连杆小头轴承压入连杆小头孔中，压前应摆正位置，并使小头轴承孔内的油槽与连杆基本轴线交成 45° ，这样可以使油槽避开油膜承载区。试装活塞销，测量配合间隙，用手转动稍有均匀柔和的摩擦阻力，但无一丝摆动的感觉，然后取出活塞销，将活塞、连杆相接，轻击或推入活塞销，留出挡圈槽，卡入弹性内孔挡圈。

(2) 气缸套部件的装配，在气缸套二档凸缘的端面上，均布有六个同轴小通孔，是吸气阀片顶杆的安装孔。顶杆装入该孔时，应套入顶杆弹簧，并

在顶杆中间位置的小孔中装上开口销，使顶杆弹簧定位在其上方。认定左向还是右向转动圈，然后将确认无疑的转动圈斜面缺口，面向顶杆套在气缸套外圆上，并留意转动圈上的拉杆凹槽与气缸套顶部外圆上定位销之间的相对位置，最后装上垫环卡入弹性圈。

(3) 曲轴及其支承件的组装，可先将二主轴承分别装入前后端盖的轴承座孔内，装入时使主轴承上的定位销孔与端盖上的定位销对准，并推入使两轴向端面贴合。在后端盖上套上涂有黄油的密封床垫，将后端盖螺栓孔及定位销孔对准曲轴箱的后盖孔端面上的螺栓及定位销，并将后端盖推入，用铜棒间接锤击，然后对称拧动螺母，逐渐压紧后端盖，接着将曲轴经前端盖孔送入曲轴箱内，托稳后将曲轴闭端主轴颈缓缓推入后盖主轴承孔内，然后将曲轴搁平摆稳，最后装前端盖，其过程与后端盖装配相同，装配完毕后转动曲轴数圈，应感觉轻松柔和无卡阻现象也无轴向串动。

(4) 曲轴上部零部件的组装，这类零部件指卸载装置、活塞连杆组、气缸套、气阀组及缸盖等，组装顺序和部分零件结构名称视机型不同略有差异。在此所介绍的是常见典型结构的组装顺序。

首先将拉杆套入油缸孔内，装上弹簧拧上带垫圈的螺钉，再在油缸外套上密封垫，然后逐个对号入座从机身侧面装入气缸体内腔，最后装入油活塞、密封垫，盖上油缸端盖并拧紧螺钉。

接着在各气缸座孔端面上垫上调整垫片。测量连杆大头最宽处，看看是否能够通过缸套内孔，若能通过，可先装气缸套，再将连杆活塞组在不擦伤气缸镜面的前提下，稳稳地放入气缸，各环进缸可用螺丝刀轻轻顶压环口，晃动一下活塞即可进入气缸内。通常连杆大头不能通过缸套内孔，则先将活塞上各环的环口调整到互成 120° ，将活塞从气缸套下口推入气缸，气缸套下口是一导向锥面，各环很容易进缸，然后用三只吊栓，两只旋入气缸套顶端螺孔内，一只旋入活塞顶端螺孔内，并在吊栓环孔内穿入短杆作为提把，提起连杆活塞缸套组合件装入气缸座孔内。在装入的过程中需注意气缸套定位销和转动圈凹槽对准定位槽和拉杆凸缘，盘开该装配处的曲拐轴颈，避免连杆大头刻伤轴颈。接着缓缓推下连杆活塞组，并向连杆大头的瓦窝方向盘动曲轴，扶正连杆并在曲拐轴颈与连杆大头瓦孔间装入连杆大头瓦，使瓦背上的凸台扣入连杆大头瓦孔上的凹口内，再盘动曲轴使其接触严实，最后穿入连杆螺栓，合上带下瓦的大头瓦盖，旋上螺母，分别拧紧连杆螺栓，装上开

口销，完成一只缸的装配。其余各缸的装配可重复上述过程，但在盘动曲轴时，应避免气缸套被活塞上行带出产生移位。

对顶杆的动作检验，可用螺钉逐个顶动油活塞，观察顶杆升降状况和长短，当升降灵活，长短统一且符合吸气阀片的启闭要求，即可在各气缸套端面上放吸气阀片，然后放上气阀组、假盖弹簧、气缸床垫，最后盖上气缸盖。压紧气缸盖时，应先拧两只对角的长螺柱，当其他的螺柱端头露出气缸盖后，套上螺母，逐步地对紧螺母，直至完全压紧。

在装配过程中，不能用铁锤直接锤击，也不允许在没有搞清装配方向和位置时狂敲猛打。螺栓紧固前倘若螺纹有毛刺或锈蚀，必须用板牙或丝攻回松。紧固螺栓时必须对称依次逐渐拧紧，并根据螺纹规格大小给予一定的预紧力。因此最好采用测力扳手，如 M8、M10、M12、M16、M18，其紧因力矩分别为 22、44、96、170、280 (N·m)。零件装配时，应按拆卸时所做的钢印标记或记号，装回到原位，调整到原方位。整台压缩机完成装配后，应仔细清理现场，发现有多余的小零件必须查明原因。

压缩机上其余的零部件装配不再赘述。

第五节 溴化锂制冷机的运行管理及其故障检修

一、溴化锂制冷机的操作与维护管理

(一) 制定操作与维护管理制度

溴化锂机组的运行与维护需要严格的制度和科学的管理。其基本准则应遵循安全、可靠、经济、合理的八字方针。大力加强日常维护与保养工作，使设备处于良好的运转状态，延长设备的使用年限，取得良好运行经济效益。

(1) 强化操作人员技能培训，严格执行操作规程和技术规范。

(2) 制定年度管理计划。结合机组维护的长、短期目标,制定年度管理计划,使机组维护保养工作有计划、有步骤地展开。

(3) 建立健全各项规章制度,如岗位保养责任制、设备使用操作制、交接班制等,这些是使设备正常运行、确保安全生产的必要手段。

(4) 建立设备年度计划预修制度,编制修理计划、修理卡片、典型设备修理工艺和技术标准,保证备件供应。

(5) 制定年度测试计划,加强测试手段。在设备运行一定时期后,设备的性能要发生改变,因而定期地对设备进行性能测试是很有必要的。根据测试结果和运行时期,可制定合理的维修计划。

(6) 对于大中型机组,还必须下达年度耗油、耗电、耗水、耗制冷剂的指示,尽量节省生产费用。

(7) 开展本年度技术培训。设备的运行状况与操作者技术水平是密切相关的。提高操作人员专业知识和技能,对保证设备性能、降低运行成本是非常有利的。

(8) 作好运行日记。运转日记是溴化锂机组运行情况的重要资料。作好记录机组运转记录,以便分析运转情况,提高运转管理水平。运转记录的内容包括机组各种参数、故障情况及其排除过程,一般两小时记录一次。每天的运行记录,应参照制造厂家使用说明书和提供的资料制定运行日记,记录检查结果,并与规定的极限值比较,使之不超过极限值。还可把极限值打印在运行日记上,便于及时分析机组运转情况。

(二) 蒸汽型溴化锂吸收式制冷机组的开、停机操作

由于溴化锂吸收式机组结构型式及种类较多,下面就目前常用的蒸汽型溴化锂吸收式制冷机组和直燃型溴化锂吸收式冷热水机的开、停机加以介绍。

1. 单效溴化锂吸收式制冷机组的操作

(1) 机组起动。机组的起动步骤如下:

① 起动冷却水泵和冷媒水泵,徐徐打开冷却水泵及冷媒水泵排出阀,向机组输送冷却水和冷媒水,并调整流量至规定值或规定值 $\pm 5\%$ 。打开水管路系统上的放气阀,以排除管内空气。

②按下控制箱电源开关，接通机组电源。

③按下“启动”按钮，启动溶液泵，并调节溶液泵出口的调节阀门，分别调节送往发生器的溶液量和吸收器喷淋所需要的稀溶液量（若采用浓溶液直接喷淋，则只需调节送往发生器的溶液量），使发生器的液位保持一定，且吸收器溶液喷淋状况良好。

④打开蒸汽管路上的凝水排泄阀，并打开蒸汽凝水管路上的放水阀，放尽凝水系统的凝水，以免引起水击现象。然后慢慢打开蒸汽截止阀，向发生器供汽，对装有减压阀的机组，还应调整减压阀，调整进入机组的蒸汽压力达到规定值。

⑤随着发生器中溶液沸腾和冷凝器中冷凝过程的进行，吸收器液面降低，冷剂水不断地由冷凝器流向蒸发器，冷剂水逐渐聚集在蒸发器水盘（或液囊）内，当蒸发器水盘（或液囊）中冷剂水的液位达到规定值时，启动冷剂泵，机组逐渐进入正常运行。

（2）机组停机。机组停机操作主要是防止溴化锂溶液结晶，因此除机组需要充分稀释外，还要看机房内可能到达的最低温度，视下列两种情况处理。

①环境温度在 0°C 以上或暂时停机的停机操作步骤：

A. 徐徐关闭蒸汽截止阀，停止向机组供汽。

B. 溶液泵及冷剂泵继续运行，机组进入稀释状态，在机组稀释过程中，如果蒸发器冷剂水液位很低，冷剂泵吸空，应关闭冷剂泵。

C. 溶液泵及冷剂泵运行 $20\sim 30\text{min}$ ，或者发生器浓溶液出口温度降低到 70°C ，依次停止冷剂泵和溶液泵。

D. 分析溶液质量分数，确认停机期间溶液不会产生结晶。

E. 停止冷媒水泵、冷却水泵及冷却塔风机。

F. 切断电气控制箱上电源。

②当环境温度低于 0°C 或停机时间较长时的停机步骤：

A. 慢慢关闭蒸汽截止阀。

B. 打开冷剂水旁通阀，关闭冷剂泵出口阀门，将蒸发器中的冷剂水全部旁通至吸收器，关停冷剂泵。

C. 溶液泵继续运转，分析溴化锂溶液质量分数，确认在停机期间溶液不会结晶，再关停溶液泵。

D. 停止冷媒水泵、冷却水泵及冷却塔风机。

E. 切断电气控制箱上的电源。

F. 将冷凝器水室、吸收器水室、蒸发器水室、发生器水室及凝水管路上的放水阀打开，放尽存水，以防冻结。

G. 必要时在冷剂泵内注入一些溴化锂溶液，以防停机期间，冷剂泵内的存水冻结而损坏冷剂泵。

2. 双效溴化锂吸收式制冷机组的操作

(1) 机组起动。机组起动步骤如下：

① 起动冷却水泵和冷媒水泵，徐徐打开冷却水泵和冷媒水泵排出阀，向机组输送冷却水和冷媒水，并调整流量至规定值或规定值 $\pm 5\%$ 。同时，打开水管路系统上的放气阀，以排除水路内的空气。

② 按下机组控制箱内的电源开关，接通机组电源。

③ 起动溶液泵，通过调节溶液泵出口阀门，分别调节送往高压发生器和低压发生器的溶液量。对串联流程的双效机组，只需调节送往高压发生器的溶液量，将高、低压发生器的液位稳定在顶排传热管。同时使吸收器喷淋良好。

④ 打开蒸气管路上的凝水排放阀，打开蒸气凝水管路上的放水阀，放尽凝水管路系统的存水，以免发生水击。

⑤ 慢慢打开蒸气阀门，向高压发生器供汽。对装有减压阀的机组，还应调整减压阀，调整进入机组的蒸汽压力到规定值。

⑥ 随着发生过程的进行，冷凝器中来自高压发生器管内的冷剂蒸气凝水和凝的冷剂水一起流向蒸发器，当蒸发器水盘（苹液囊）中的水达到规定值时，起动冷剂泵，机组便逐渐进入正常运行。

(2) 机组停机步骤。慢慢关闭蒸气截止阀，逐步停止向高压发生器供汽。其余程序同单效溴化锂吸收式制冷机停机步骤。

(三) 直燃型溴化锂吸收式冷热水机组的开、停机操作

1. 直燃型溴化锂吸收式冷热水机制冷工况的操作

(1) 机组起动。机组起动步骤如下：

① 起动冷却水泵和冷媒水泵，徐徐打开冷却水泵和冷媒水泵排出阀，并

调整流量到规定值或规定值 $\pm 5\%$ ，打开水室上的排气阀，以排除空气。

②按下控制箱电源开关，接通机组电源。将制冷—采暖转换开关置于制冷档。

③关闭机组中制冷—采暖阀，也就是说将机组从制热循环变换到制冷循环。

④起动溶液泵，调节溶液泵出口的调节阀门，分别调节送往发生器和吸收器喷淋所需要的稀溶液量。发生器的液位应在顶排传热管，吸收器喷淋状况应良好（若采用浓溶液直接喷淋，则只需调节送往发生器的溶液量）。

⑤打开燃料供应阀门，先使燃烧器小火燃烧，发生器内溶液经预热后沸腾。约10~15分钟后，燃烧器转入大火燃烧。与其同时，给燃烧器供应足够的空气，且打开排气风门到适当位置，通过对排烟情况的分析，了解燃烧是否充分。

⑥随着发生器中溶液沸腾、浓缩，冷剂水不断流向蒸发器，当蒸发器水盘（或液囊）中水位达到规定值时，起动冷剂泵，机组逐渐进入正常运行。

⑦若机组由采暖工况直接转入制冷工况，则机组起动前应先开起真空泵，抽除采暖工况运行时漏入机内的空气，以及因腐蚀产生的氢气等不凝性气体。

（2）机组停机步骤。关闭燃料供应阀，停止向高压发生器供热。其余步骤同蒸汽型双效溴化锂吸收式制冷机组。

2. 直燃型溴化锂吸收式冷热水机采暖工况

（1）机组起动。机组起动步骤如下：

①将控制箱内制冷—采暖转换开关置于采暖档。

②将蒸发器中冷剂水全部旁通至吸收器。

③打开机组中制冷—采暖切换阀。

④将冷却水管路的水放尽。

⑤起动热水泵（即制冷工况中的冷媒水泵），慢慢打开排出阀，并调整流量至规定值或规定值 $\pm 5\%$ ，打开水室上的排气阀，以排除空气。一般情况下采暖工况热水进出口温度均不超过 60°C ，因此冷媒水泵和热水泵为同一水泵，有关的管路也互用。若另设热水加热器，或热水温度较高时，热水泵与冷媒水泵的通用应根据管路布置与热水温度而定。

⑥起动溶液泵，调节溶液泵出口的调节阀门，调节送往发生器的稀溶液

量，发生器的液位至顶排传热管附近。

⑦打开燃料供应阀，先使燃烧器小火燃烧，发生器内溶液经预热沸腾、浓缩。一定时间后，燃烧器进入大火燃烧。与其同时，应供给燃烧器足够的空气，且打开排气风门至适当位置，通过对排气情况的分析，了解燃烧是否充分等。

(2) 机组停机。机组停机步骤如下：

- ①关闭燃料供应阀，停止向高压发生器供热。
- ②停止热水泵运转。
- ③其余步骤同蒸气双效溴化锂吸收式制冷机组。

(四) 起动及停机期间的检查事项与维护

1. 起动时的注意事项

- (1) 检查机组的电源和蒸气是否满足要求。
- (2) 检查冷媒水泵、冷却水泵、冷却塔风机的运转是否正常，连接管道是否漏水等。
- (3) 检查主机的真空度，不符合要求的用真空泵抽至合格为止。
- (4) 检查真空泵是否处于完好状态，油位、油质是否正常。
- (5) 应保证溴化锂溶液的 pH 值在 9.5 ~ 10.5 范围内，溶液浓度处于正常范围内，铬酸锂的含量不低于 0.1%，且没有锈蚀等污物存在。
- (6) 检查安全保护装置动作是否正常，检查各指示仪表指示是否正确，机组上各阀门开关状态是否符合要求。
- (7) 检查蒸发器、冷凝器、吸收器中传热管结垢情况，不允许有杂物堵塞。
- (8) 如果是直燃型机组，还应检查燃烧器喷嘴是否堵塞，燃烧装置动作是否正常。

2. 溴化锂机组停机时的注意事项

(1) 在停止供气后，应将机组内的溶液充分稀释，有必要时可将蒸发器中的冷剂水全部通至吸收器，充分稀释机组内的溴化锂溶液，保证在当地的最低环境下不发生结晶。

(2) 注意保持机组内的真空度。停机期间应将所有通向大气的阀门全部

关闭。起动真空泵将机内全部不凝性气体抽尽，否则会引起溴化锂溶液对机组的腐蚀。

(3) 打开冷凝器、蒸发器、高压发生器、吸收器、蒸汽凝结水排出管上的放水阀，冷凝蒸气凝水旁通阀，放尽存水，防止冻结。

(五) 低负荷运行时的检查事项与维护

蒸汽型溴化锂吸收式机组能量调节范围一般为 20% ~ 100%；燃气型为 25% ~ 100%。当低于能量调节范围下限时，机组作间歇运行。对于热水及蒸气型机组，间歇运行相对来说比较可靠，但对于直燃型机组，间歇运行使点火和熄火的次数显著增多，发生事故的概率增大。为保持直燃型机组的安全燃烧，应注意下列几点：

- (1) 控制燃烧的供应压力；
- (2) 保持一定的空燃比；
- (3) 使用火焰不易熄灭的燃烧器；
- (4) 定期检查点火装置的动作灵敏性；
- (5) 加强对火焰检测装置的管理，加强对火焰的监测；
- (6) 定期检查电极棒点火的间距，减少点火失败的次数；

(7) 定期检查点火燃烧器喷嘴。如果点火燃烧器喷嘴一旦被灰尘堵塞，火焰的长度缩短，火焰的燃烧就不能顺利地进行，发出轻微的爆炸声，若不及时处理，则会引起重大事故。

(六) 机组的日常管理与维护

对溴化锂机组的日常管理及维护主要分以下几个方面：

1. 检查气密性

对于溴化锂吸收式机组，保持其气密性是最重要的工作。溴化锂机组是在真空中运行的，外界气体极容易渗入，即使是少量的不凝性气体，也会大大降低机组的制冷量。因此，在机组正常运转过程中，要做好机组气密性的测定，同时要及时利用自动抽气装置抽出不凝性气体，如未安装自动抽气装置，可以经常开动机械真空泵把不凝性气体抽出。因此，必须定期地掌握机

组的密封状态。检查机组气密性可用下列方法检查：

(1) 吸收损失上升至 1°C 所需时间。起动抽气装置，把机组内不凝性气体排出，使之吸收损失低于 1°C 。然后停止抽气，测定吸收损失上升至 1°C 所需时间，应达到表 6-5-10 所规定的数值。如大于表中所规定的数值，便可判断机组气密性不良，应及时检漏并修复。

(2) 平均排气量。起动自动抽气装置（图 6-5-10）进行 24h 自动抽气（中间不排放），使不凝性气体在贮气室中积存起来。将 1000ml 量筒 1 仔细清洗干净，然后灌满水，倒在装有清水的桶中，将排气阀出口的塑料管插入量筒中。关闭回液阀 5，打开气阀 2，收集所有不凝性气体量，测出所排出的不凝性气体量，与表 6-5-10 内允许值加以比较，若超过表中允许值，应进行检漏。

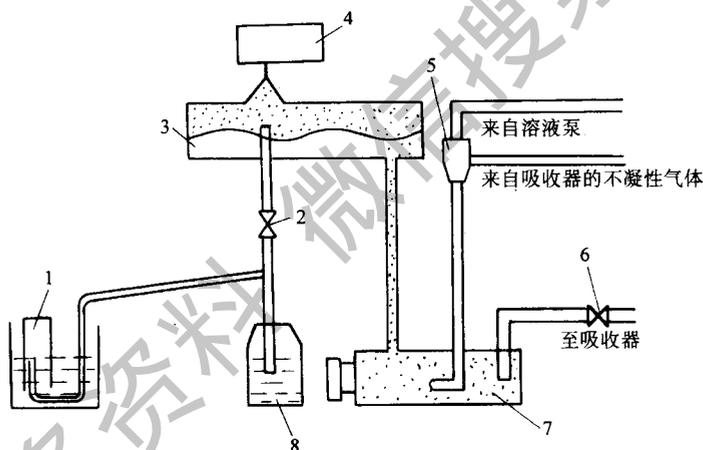


图 6-5-10 自动抽气装置

1—1000ml 量筒；2—排气阀；3—储气室；4—压力指示报警装置
5—液气喷射器；6—回液阀；7—液气分离室；8—排气瓶

表 6-5-10

气密性允许值

制冷量 /kW	吸收器上升 1°C 所需的时间 /h	容许泄漏量 /(ml/h)	制冷量 /kW	吸收器上升 1°C 所需的时间 /h	容许泄漏量 /(ml/h)
350	27	6.5	1050	47	12.0
525	27	8.0	1750	60	16.5

第 5 章 制冷装置的维护与保养

制冷量 /kW	吸收器上升 1℃所需的时间 /h	容许泄漏量 /(ml/h)	制冷量 /kW	吸收器上升 1℃所需的时间 /h	容许泄漏量 /(ml/h)
700	36	8.0	2625	60	29.0
875	37	12.0	3500	60	33.0

机组若采用其他类型的自动抽气装置时，亦可根据上述原理测定通过抽气装置排出的不凝性气体量。

2. 冷剂水管理

不允许用自来水或地下水作为溴化锂制冷机的冷剂水。若其中的氯离子及杂质进入溶液中，就会降低溴化锂溶液的吸水性，并加大了溶液的腐蚀性，影响机组的运行效率及寿命。作为冷剂水的水质，应符合表 6-5-11 要求。

表 6-5-11 冷剂水水质的要求

项 目	容 许 限 度	项 目	容 许 限 度
pH 值	7	Na ⁺ 、K ⁺	0.005% 以下
硬度 (Ca、Mg)	0.002% 以下	Fe ⁺	0.005% 以下
油份	0	NH ₄ ⁺	少
Cl ⁻	0.001% 以下	Cu ⁺⁺	0.005% 以下
SO ₄ ²⁻	0.005% 以下	—	—

如果蒸发器冷剂水中含有溴化锂溶液，这就形成“冷剂水污染”。冷剂水轻度污染后，机组性能有所下降；污染严重时，机组性能大幅度下降，甚至不能运行。

(1) 运行中的冷剂水管理。冷剂水的管理分为下述两种情况：

① 间歇运行的机组，每次停机前都要进行稀释循环，有时将冷剂水旁通至吸收器，使浓、稀溶液充分混合。稀释运行，一方面可防止机内溶液在停机时结晶；另一方面可进一步净化冷剂水。

②连续运行的机组，其冷剂水的检查尤其重要，应对冷剂水的密度作定期检查。从冷剂泵出口取样，测量其密度。机组正常运行时，相对密度在1.04以内，若冷剂水密度大于1.04，应进行再生。

(2) 停机后的冷剂水管理。机组在停机中，若外界环境温度低于 0°C 以下，蒸发器中残留的冷剂水会结冰，使冷剂泵损坏。此时可将冷剂水中注入一定量的溴化锂溶液，以防冷剂水冻结。

3. 溶液管理

(1) 做好溶液循环量的调整。当机组正常运转时，应对高、低发生器的溶液量进行调整。若循环量过小，不仅会影响机组的制冷量，还可能因发生器的放气范围过大，使溶液浓度偏高，产生结晶而影响制冷机的正常运行。反之，若循环量过大，同样也会使制冷量降低，还可能出现因发生器中液位过高而引起冷剂水的污染，影响制冷机组的正常运行。因此，应调节好溶液的循环量，使浓溶液和稀溶液处在设定的范围内，以取得较好的运转效果。

(2) 做好溶液浓度的测定工作。在机组的运转过程中，为了分析机组的运转情况，需对溶液的浓度进行测定。通常高、低压发生器的放气范围为 $3.5\sim 5.5\%$ 。放气范围偏小，可关小阀门减少进入发生器的溶液循环量。放气范围偏大，则开大阀门，增大进入发生器的稀溶液循环量。溶液的浓度调整，一般在低负荷时，高压发生器出口的溶液浓度为 60% ，低压发生器出口的溶液浓度为 65.5% ，稀溶液的浓度为 56% 。高负荷时，高压发生器出口的溶液浓度为 62% ，低压发生器出口的浓度为 62.5% ，稀溶液浓度为 58% 。

(3) 测定分析溶液的pH值。机组在运转初期，溶液中所含的铬酸锂，因生成保护膜会逐渐下降。当铬酸锂的含量低于 0.1% 时，应添加到 $0.1\sim 0.2\%$ 。溶液的pH值应保持在 $9.5\sim 10.3$ 之间，pH值过高，可用氢溴酸(HBr)调整，pH值过低，可用氢氧化锂(LiOH)调整。调整时应把HBr或LiOH稀释，通过取样阀慢慢加入。若溶液含有空气，即使是极微量的，也会促使化学反应，引起机器的腐蚀。因此，制冷机运行一段时间后，应取样分析溶液的pH值以及铁、铜、氯离子等杂质的含量。

(4) 添加缓蚀剂。溴化锂溶液是由金属锂(Li^+)和卤素(Br^-)组成的一种盐类物质，具有强烈的吸湿性，是吸收式制冷机中最广泛使用的一种吸收剂。溴化锂机组的主要结构材料是铜和铁等金属，溴化锂溶液对这些金

属具有很强的腐蚀性，如果管理不当，会使溶液对机组产生腐蚀，使溶液变混浊，吸水性变差。腐蚀物还会引起吸收器喷嘴堵塞或溶液泵及冷却管路的堵塞，直接影响机组的性能和使用寿命。因此，必须在溶液中加入缓蚀剂以防止腐蚀。常用的缓蚀剂除了前面在配制溶液中提到的铬酸锂（ Li_2CrO_4 ）外，还有钼酸锂（ Li_2CrO_4 ）和硝酸锂（ LiNO_3 ）等。缓蚀剂之所以能缓蚀，是因为缓蚀剂首先在金属的表面生成一层保护膜，使溶液与深层金属隔离，从而达到防腐的目的。

(5) 添加辛醇。为了提高溴化锂吸收式制冷机的性能，目前运转的机器，一般都在溶液中加入辛醇，而在机组运转较长时间后，由于启用真空泵，辛醇会随同机内的不凝性气体被排出机外，使辛醇量减少，影响机组的性能，因此当制冷量下降时，应酌情添加辛醇。

(6) 去除杂质。溴化锂溶液中若杂质含量过高，必须进行溶液的再生处理。溶液再生的常见方法有以下两种：

① 沉淀法。就是将溴化锂溶液置于一大容器内，放置一段时间后，沉淀物就沉至缸底，溶液则澄清，然后从上面将溶液吸出。为了不让沉淀物随同清洁的溶液一道吸出，可在吸入管口装上浮筒。

② 过滤法。为保证再生效果，使用此方法时最好先将溶液沉淀后再进行过滤，最好选用网孔为3微米的丙烯过滤器。值得注意的问题是，在使用上述方法处理后的溶液，应保存在密封的容器内。因为溶液会与空气中的二氧化碳反应生成沉淀物。

4. 冷媒水与冷却水的管理

机组所用的水必须符合溴化锂吸收式制冷机组技术标准中对水质管理的要求，应对水质做定期检查。冷媒水最好是软化水，pH值在7~8之间。在冷媒水管路上应设计、安装过滤器，防止脏物进入机组。此外，冷媒水中也应加适量的缓蚀剂，减少腐蚀。

冷却水的管理状况与溴化锂机组的性能和寿命有很大关系。若冷却水在传热管内形成硬性的矿物质水垢，会使得热阻变大，传热性能变差，从而导致机组性能下降。冷却水和冷媒水的水质要求参见表6-5-12。

表 6-5-12 溴化锂吸收式制冷机用水水质要求

项 目	单 位	用 水 水 质			补充水水质标准
		标准值	腐蚀趋势	结垢趋势	
pH 值 (25℃)		6.5 ~ 8.0	+	+	6.5 ~ 8.0
导电率 (25℃)	$\mu\Omega/\text{cm}$	< 800	+		< 200
氯离子 Cl^-	mg/L	< 200	+		< 50
硫酸根离子 SO_4^{2-}	mg/L	< 200	+		< 50
总铁 Fe	mg/L	< 1.0	+	+	< 0.3
总碱度 (以 CaCO_3 计)	mg/L	< 100		+	< 50
总硬度 (以 CaCO_3 计)	mg/L	< 200		+	< 50
硫离子 S^{2-}	mg/L	测不出	+		测不出
二氧化硅 SiO_2	mg/L	< 50		+	< 30
铵离子 NH_4^+	mg/L	< 1.0	+		测不出

保持冷却水适当的温度，是溴化锂制冷机组安全高效运行的必要条件。若冷却水进口温度过高，则会使吸收器中溶液温度和质量分数都升高，致使机组性能下降；还可能导致机组熔晶管旁通或保护装置动作，使机组自动停止运行。若冷却水温度过低，则会使机组产生结晶，甚至会使冷媒水及冷剂水结冰。一般冷却水进口温度范围在 22 ~ 32℃。

5. 燃烧管理

直燃型溴化锂吸收式制冷机组中，燃烧管理有着重要的实际意义。

要定期测定排气中 O_2 、 CO_2 、 CO 的含量，保证燃油（或燃气）充分燃烧。排气中 O_2 的体积比通常在 2% ~ 6% 范围内较为合适，而排气中尽量控制 CO ，其容量应不超过 0.005%。若 CO 含量过高，表明空气与燃料混合不完全，燃烧不充分。

燃气型机组应对燃气配管系统进行气密性检查，以防燃气泄漏，造成危险。气密性试验时，对燃气配管加以规定压力，然后在焊缝、螺纹及法兰等连接处涂以洗涤灵溶液，检查有无泄漏，若有漏气，应进行修补。

应对点火喷嘴进行定期检查，若点火喷嘴堵塞，点火火焰长度缩短，火的延续不够，则会发生轻微爆炸声，若不及时处理，会引起事故。

6. 屏蔽泵的管理

屏蔽泵是溴化锂机组的运转“核心”，因而在机组运转过程中要特别注意屏蔽泵的运转情况。要经常检查泵的工作电流、振动和噪音，检查泵壳及冷却水管的温度是否过高等，及时找出泵产生故障的原因，避免泵的损坏。

7. 真空泵的管理

要注意检查真空泵的润滑油的质量，若油中含有的水分已使润滑油产生乳化，应及时更换真空泵的润滑油，以保持真空泵的抽真空性能。另外，还要定期检查带放气真空电磁阀动作的可靠性和密封性。真空泵在运转时，吸收器中液位不能过高，否则抽气管就会被埋没，把溶液抽入真空泵内。所以要在发生泵将溶液送往高、低压发生器，两个发生器液位达到正常开机液位，再启动真空泵。

8. 做好机组的运行记录

运行记录是机组的重要的参考资料，通过它可以全面掌握机组的正常的运转状态，可以及时发现机组运行中的异常情况。通过运行数据的对比分析，可及时对机组进行调整和处理，预防故障的出现。

9. 进行定期检查

为了保证机组安全、长期、有效地运行，除了搞好运行管理外，还要做好机组的定期检查。蒸汽型溴化锂吸收式机组定期检查项目见表 6-5-13。

表 6-5-13 蒸汽型溴化锂吸收式机组的检查保养项目

项 目	检 查 内 容	保养检查期限				
		每日	每周	每月	每半年或每年	其他
真空泵	油的污染情况		0			
	真空度		0			
	传动带或联轴器松紧情况			0		
	电动机绝缘情况				0	
	分体检查				0	
真空电磁阀	动作检查		0		0	
	分解检查					
溶液泵、冷剂泵	有无异常声音	0				
	定子绝缘电阻				0	
冷剂水密度测定	用密度计测定，必要时再生	开始时 0		0		

第 6 篇 现代化冷库设备故障诊断、设备维修与保养

项 目	检 查 内 容	保养检查期限				
		每日	每周	每月	每半年或每年	其他
冷却水、冷媒水水质	pH 值、导电率及水质分解	开始时 0		0	0	
传热管、管板	腐蚀				0	
	清洗				0	
自动保护装置	动作检查				0	
	设定值检查				0	
自动调节装置	动作检查	0				
	检查（包括拆开检查）				0	
溶液	质量分数	开始时 0				
	污染再生					因污染
	pH 值调整				0	必须再
	缓蚀剂				0	生时
	加入表面活性剂				0	
机内气密性	吸收器损失上升至 1℃所需时间			0		
	测定不凝性气体累积量			0		
隔膜阀	泄漏检查				0	必要时
	调换膜片					更换
控制箱	绝缘情况				0	
	控制程序				0	
	指示灯调换				0	
	清洁检查		0			
	接线及端子松弛检查				0	
	电源接地检查				0	
自动抽气装置	动作检查				0	
	设定值检查				0	
传感器	性能检查				0	
温度压力指示计	性能检查				0	
进行记录及日记		0				
液位观察		0				
冷却塔	清洗					

注：表中“0”为保养期限内进行的检查内容。

二、溴化锂制冷机的常见故障及处理

溴化锂制冷机常见的故障有溶液结晶、冷媒水及冷剂水结冰、冷剂水污染、机组性能下降、机组气密性差及燃烧器故障等。

(一) 结晶及其处理

从溴化锂溶液的特性曲线(结晶曲线)可以知道,结晶取决于溶液的质量分数和温度。在一定的质量分数下,温度低于某一值时,或温度一定而溶液质量分数高于某一数值时,就要引起结晶。溶液结晶是溴化锂吸收式制冷机常见的故障之一。机组在起动、运行和停机期间都会出现结晶,一旦出现结晶就应进行熔晶处理。熔晶时,机组冷剂水减少,而且很费时,机组性能在此期间大为下降,因而机组应避免结晶。为了防止机组在运行过程中产生结晶,机组都设有熔晶装置。此外,为了防止机组停机后溶液结晶,还设有机组停机时的自动稀释装置。

1. 机组在起动时的结晶

机组在起动时,由于冷却水温度过低、机内有不凝性气体或热源阀门打开过大等原因,会使机组在低温热交换器或发生器中产生结晶。可采用下面方法进行熔晶:

(1) 低温热交换器溶液结晶的处理。如果结晶情况较轻微,可提高稀溶液的温度,当溶液经过热交换器时加热壳体侧结晶的浓溶液,经过一段时间后结晶一般会消除。如果结晶较严重,可借助外界热源如蒸汽或蒸汽凝水,直接对热交换器进行全面加热来消除结晶。

(2) 发生器结晶时可微打开热源阀门,向机组微量供热,通过加热管加热使之熔晶。也可外用蒸汽全面加热发生壳体,加速熔晶。

(3) 如果低温溶液热交换器和发生器同时结晶,可按上述方法处理,先处理发生器结晶,再处理溶液热交换器结晶。

2. 机组在运行时的结晶

机组在运行期间,最容易结晶的部位是溶液热交换器的浓溶液以及浓溶液出口处。因为这里的溶液质量分数最高而且浓溶液温度最低,当温度低于

该质量分数下的结晶温度时，结晶会逐渐产生。一旦出现结晶，由于浓溶液出口被堵塞，发生器的液位就会越来越高。当液位高到熔晶管位置时，溶液就绕过低温热交换器，直接从熔晶管回到吸收器。因此，熔晶管发烫是溶液结晶的显著特征。

当结晶比较轻微时，机组本身能通过熔晶管自动熔晶。如机组无法自动熔晶，可采用下列方法：

(1) 机组继续运行法。可关小热源阀门，减少热量供应，使发生器溶液温度降低，溶液质量分数也降低。再关闭冷却塔风机（或减少冷却水量），使稀溶液温度升高。机组继续运行，稀溶液在经过热交换器时，加热壳体侧结晶的浓溶液。经过一段时间后，结晶一般可以消除。

(2) 如果机组结晶较严重，上述方法一时难以解决，可使机组继续运行，同时用蒸汽或蒸汽凝水直接对换热器进行加热的方法来消除结晶。

3. 机组在停机期间的结晶

停机期间，由于溶液在停机时稀释不足或环境温度过低等原因，使得溴化锂溶液发生结晶，从而使溶液泵无法运行。可采用下列方法进行熔晶：

(1) 用蒸汽对溶液泵壳和进出口管加热，直到泵能运转。

(2) 不能直接观察到屏蔽泵是否在运行，但可以通过真空压力表的读数来判断其里面的结晶情况。如溶液泵出口处未安装真空压力表，可在取样处装真空压力表。若真空压力表上读数为1个大气压，表示泵内及出口处结晶未消除，若指示为高真空则表示机内部分结晶，应继续用蒸汽加热，使结晶溶解；若读数高于大气压，则结晶已溶解，泵能正常运行。

(二) 结冰及其处理

由于冷媒水出口温度过低或冷媒水量过小等原因，可导致蒸发器中冷剂水结冰，或冷媒水结冰。

1. 冷剂水结冰

(1) 结冰原因。其结冰原因如下：

- ①冷媒水出口温度过低。
- ②冷媒水量过小。
- ③安全保护装置发生故障。

(2) 解冻方法。其结冻方法如下：

- ①将冷却塔风机停下，使冷却水温度升高。
- ②将冷却水泵出口阀门关小，使冷却水流量减小。
- ③按通常方法起动机组，一段时间后方可解冻。

如上述方法仍不能解冻，可采用下面方法：

(1) 将热源阀门关闭。

(2) 将溶液泵排出阀关闭。

(3) 让冷媒水继续通过蒸发器，加热水盘中冻结的冷剂水，即可使蒸发器冷剂水解冻。

2. 冷媒水结冰

实际使用中，冷媒水冻结与冷媒水温度过低或安全保护装置发生故障等因素有关。通常是由于冷媒水泵发生故障突然停止运转，或冷媒水管路系统某部分堵塞，使蒸发器传热管内冷媒水不能流动呈静止状态或冷媒水流量过小而安全保护装置失灵所致。

一旦发生冷媒水冻结，损失是巨大的，应当加以防备。应说明的是，由于水在结冰时体积增大，传热管内的水结冰，将管胀破，此时管径要比原来的大，因而很难从机内将胀破的传热管拔出。此外，虽然胀裂的管子容易发现，但损伤的管子则不易发现。经过一段时间后，受损的管子又要破裂，影响机组正常运行和使用。因此，在更换蒸发器传热管时，至少要更换一流程内受损的所有传热管。

从上可以看出，定期检查和校验安全保护装置是十分重要的，同时应定期检查或清洗冷媒水系统。

(三) 冷剂水污染及其处理

溴化锂吸收式机组的运行过程中，溴化锂溶液混入冷剂水中，这种现象称为冷剂水污染。冷剂水污染后，机组的性能下降，严重时机组的性能大幅度下降，甚至无法运行。检查方法是从冷剂泵出口的取样阀取样，测量其相对密度，若相对密度大于 1.04 时，冷剂水应当再生。

1. 冷剂水污染原因

(1) 溶液循环量过大，或发生器液位过高。

(2) 加热热源压力过高, 发生器中溶液沸腾过于剧烈, 将溶液带入冷凝器, 特别是机组起动初期, 溶液质量分数较低, 沸腾更剧烈。

(3) 冷却水温度过低。

(4) 冷媒水温度过高, 溶液质量分数低, 沸腾剧烈。

(5) 溶液中有气泡, 表明含有易挥发物质, 溶液质量不好。

2. 冷剂水污染的排除方法

(1) 冷剂水迅速再生。其操作方法是:

①关闭冷剂泵出口阀门, 打开冷剂水再生阀(旁通阀), 将混有溴化锂溶液的冷剂水全部旁通到吸收器, 然后送往发生器进行冷剂水再生。

②当蒸发器液位很低时, 关闭再生阀和冷剂泵(冷剂泵有液位自动控制则不必手动关系)。

③待蒸发器液位达到规定值后, 打开冷剂泵出口阀门, 起动冷剂泵, 机组进入正常运行。

④重新测量冷剂水的密度, 如达不到要求, 可反复进行冷剂水的再生, 直至合格为止。

⑤热源温度过高, 冷却水温度过低, 溶液循环量过大, 进入发生器的溶液过稀等, 都会影响冷剂水的再生效果。冷剂水再生时要妥善处理。

(2) 冷剂水缓慢再生。其操作方法是:

①适当关小冷剂泵出口阀门(有时可不关小)。

②慢慢打开冷剂水再生阀。再生阀开度不要太大(更不要全开), 将部分混有溴化锂溶液的冷剂水旁通到吸收器, 然后经发生器进行冷剂再生。

③隔一段时间后, 测量冷剂水的密度, 如达不到要求, 则继续再生。

④每隔一定时间, 重新测量冷剂水的密度, 直至冷剂水的密度达到要求为止。

⑤关闭再生阀, 打开冷剂水出口阀门, 机组进入正常运行。

这种冷剂水再生方法, 机组性能略有下降, 但机组仍能维持使用。若冷剂水迅速全部旁通到吸收器, 会使机组性能下降很大, 运行出现剧烈变化。同时, 这种方法在冷剂水再生期间, 不会由于冷剂水再生而重新引起冷剂水的污染。但这种方法冷剂水再生时间较长。

(3) 冷剂水污染的辅助排除方法。如果通过冷剂水反复再生后, 冷剂水的相对密度仍然达不到要求, 可采用如下辅助排除方法:

①由于溴化锂溶液质量分数过低，发生效果加剧，使溶液随冷剂蒸汽通过挡液装置进入冷凝器，应采取下列措施消除：A. 关小热源阀门，降低加热热源压力或减小加热热源阀开度，降低发生器溶液沸腾程度。B. 关小冷却水进口阀，减少冷却水量，降低冷凝效果。C. 减少溶液循环量，降低发生器液位高度。

②在机组运行中，可从发生器视镜中观察溴化锂溶液沸腾时有无气泡。结构紧凑、体积小的机组，若操作不当，则溶液中的溴化锂溶液更易随冷剂蒸汽进入冷凝器，造成冷剂水的污染。可通过减少溶液循环量，降低发生器液位的高度来消除。但是发生器中溴化锂溶液气泡若呈蟹沫状，说明溴化锂溶液质量存在问题，含有过多易挥发物质，应对溴化锂溶液进行分析检查，若溶液确有问题，应换上质量符合要求的溶液。

(4) 查找冷剂水污染源的方法。如果采取上面措施之后，冷剂水中仍然含有溴化锂溶液，即冷剂水污染无法消除，则可通过下面步骤，查明机组何部位引起冷剂水污染。

①通过高压发生器冷剂蒸汽凝水取样阀取样，并测量其相对密度。若冷剂水的相对密度大于 1.0，则说明高压发生器冷剂蒸汽凝水中混入溴化锂溶液，或因为高压发生器液位过高，或因高压发生器挡液装置效果较差，应查明原因及时处理。若冷剂水的相对密度为 1.0，则说明高压发生器冷剂蒸汽系统无污染。

②通过冷凝器凝水出口管上取样阀取样，并测量其相对密度。若相对密度为 1.0，说明冷凝器凝水无污染；若冷凝器凝水相对密度大于 1.0，说明溴化锂溶液混入冷凝器，则可认为低压发生器蒸汽凝水系统污染，或因低压发生器液位过高，或因低压发生器挡液装置效果较差，应查明原因及时处理。

③若高压发生器冷剂蒸汽凝水和冷凝器冷剂凝水都没有混入溴化锂溶液，那么冷剂水的污染则是来自蒸发器和吸收器之间。

如高压发生器冷剂蒸汽凝水和冷凝器冷剂凝水，两者之中有一处产生污染，但不能说明蒸发器和吸收器之间无污染，只有先处理已查出的受污染的部位后再检查其他部位，一步步消除污染源，最后消除机组的污染。

④蒸发器吸收器间污染冷剂水的主要根源是：A. 由吸收器喷淋造成污染。喷淋在吸收器传热管簇上的溴化锂溶液，由于挡液装置效果差，溅入蒸

发器；B. 蒸发器液囊和吸收器壳体间有渗漏；C. 吸收器溶液液位过高，溶液通过挡液板进入蒸发器；D. 冷剂水旁通阀泄漏。

（四）抽气能力低下及其处理

溴化锂吸收式机组不管是运行，还是停机期间，保持机内真空度是十分重要的。要保持高真空，必须具有良好的抽气系统。若机组抽气性能下降，应及时找出原因，尽快排除故障，恢复抽气系统的抽气能力。

1. 真空泵故障

真空泵是抽气系统的核心，影响真空泵抽气效果主要有以下几点：

（1）真空泵油的选用。真空泵应选用专用的真空泵油，其牌号也应符合要求。

（2）油的乳化。在抽气过程中，冷剂水蒸气会随不凝性气体一起被抽出，即使机组中装有冷剂分离器，也会有一定的冷剂水蒸气随不凝性气体进入真空泵，冷剂蒸汽凝水使油乳化，油呈乳白色，粘度下降。

（3）溴化锂溶液进入真空泵。机组抽气时，由于操作不当，机组内溴化锂溶液可能被抽至真空泵，这样不仅使抽气效率降低，而且溴化锂溶液的腐蚀性，还会使泵体内腔腐蚀生锈，应及时放尽旧油，并将真空泵内部清洗干净，换上新的真空泵油。

（4）油温太高。真空泵运行时间过长或冷却不够，致使油温升高，粘度下降，不仅影响抽气效果，还会使泵发生故障。通常油温应小于 70°C 。

（5）真空泵零件的损坏。如排气阀片变形、损坏或螺钉松脱，阀片弹簧失去弹性或折断，旋片偏心或定子内腔有严重痕迹等，都会导致抽气能力下降。

（6）杂物进入真空泵。杂物的进入，不仅使零件损坏，也可能在缸体内壁刻痕，影响气密性，还可能使油孔堵塞，造成真空泵极限真空度下降。

（7）气镇阀故障。装有气镇阀的机组，气镇阀故障对真空泵的抽气性能也有较大的影响。

2. 真空电磁阀故障

真空电磁阀内有线圈与弹簧，通过电流后产生磁力。当启动真空泵时，线圈通电，真空电磁阀切断外界通路，打开抽气通路；当真空泵停止时，电

电磁阀断电，靠弹簧的作用，使通往机组的抽气管路关闭，而使真空泵吸气管路与大气相通，以防止真空泵油被压入机内。常见故障有：

(1) 二极管损坏。打开真空电磁阀罩盖，更换二极管。

(2) 熔丝损坏，更换熔丝。

(3) 滑杆或弹簧生锈。由于环境湿度大，或者抽气时溴化锂水溶液或冷剂水进入真空电磁阀，使之生锈而卡住。应拆开清除铁锈等杂物。

3. 真空隔膜阀故障

若空隔膜阀手柄打滑，或隔膜与阀杆脱落，虽然开关动作，但膜片未产生位移，使阀无法打开或关闭，应更换手柄或真空阀隔膜。另外，由于隔膜老化等原因，都会影响抽气效果。

4. 抽气系统操作不当

操作失误可导致抽不出气体，甚至将溴化锂溶液抽出，应掌握抽气系统的正确操作方法。若溶液泵出口无旁通溶液至抽气装置，应检查旁通阀是否开启，或旁通管路是否因结晶堵塞。

(五) 机组性能低下及对策

溴化锂吸收式制冷机组的性能低下，大致划分为下列几方面原因：①冷凝器性能降低；②蒸发器性能降低；③发生器性能降低；④吸收器性能降低。

1. 冷凝器性能降低

冷凝器性能降低主要表现为冷凝压力升高，其主要原因如下：

(1) 机组密封性不好，空气漏入机内，或因机组内部溴化锂溶液的腐蚀而产生氢气。二者均为不凝性气体。

(2) 真空泵抽气性能下降；抽气系统阀门不能开启或关闭；真空泵抽气方法不恰当；自动抽气装置操作有误。

(3) 冷凝器传热管内表面结垢。

(4) 冷却水量减少。

(5) 冷却塔性能下降，冷却水温度升高。

(6) 冷却水泵吸口位置不当，冷却水中含有气泡。

(7) 由于冷却水室隔板或垫片损坏，冷却水在水室内旁通，有效水量减

少。

(8) 冷却水部分传热管口被杂物堵塞，有效传热管减少。

(9) 外界负荷过大。

2. 蒸发器性能降低

蒸发器性能降低主要表现为机组在制取同样温度冷媒水时，蒸发压力降低，即蒸发温度下降，主要有下列原因造成：

(1) 机组密封性不好，空气漏入机内，或因机组内部溴化锂溶液的腐蚀而产生氢气。二者均为不凝性气体。

(2) 真空泵抽气性能下降；抽气系统阀门不能开启或关闭；真空泵抽气方法不恰当；自动抽气装置操作有误。

(3) 蒸发器传热管内表面结垢。

(4) 冷剂水污染。

(5) 冷剂水充注量不足。

(6) 冷媒水水量减少。

(7) 冷媒水泵吸口位置不恰当，冷媒水中含有气泡。

(8) 冷媒水在水室中旁通，有效冷媒水量减少。

(9) 蒸发器部分传热管口被杂物堵塞，有效传热管减少。

(10) 外界负荷降低。

(11) 蒸发器喷嘴有堵塞，冷剂水喷淋不良。

(12) 冷剂泵旋转方向相反。

3. 发生器性能降低

机组发生器性能下降，主要有下列原因：

(1) 机组密封性不好，空气漏入机内，或因机组内部溴化锂溶液的腐蚀而产生氢气。二者均为不凝性气体。

(2) 真空泵抽气性能下降，抽气系统阀门不能开启或关闭，真空泵抽气方法不恰当，自动抽气装置操作有误。

(3) 发生器传热管结垢，尤其是热水型及直燃型机组。

(4) 加热量减少。

(5) 热源温度降低或热源晶位（压力）下降。

(6) 对蒸汽型机组，阻气排水阀出现故障。

(7) 对热水型及蒸汽型机组，水室内隔板或垫片损坏。

(8) 对直燃型机组，制冷—采暖切换阀密封不严。

(9) 对双效机组，高压发生器产生的冷剂水蒸气经低压发生器冷凝后，进入冷凝器，但节流装置不可靠。

(10) 发生器传热管损坏或胀管松动泄漏，发生器传热管内的热水或蒸汽泄漏入机组。若泄漏量大，则机组蒸发器及吸收器液位上升，不仅制冷量大幅度下降，且增强腐蚀性。

(11) 溶液循环量不恰当，偏大或偏小，即发生器液位偏高或偏低。

4. 吸收器性能降低

吸收器性能降低主要原因如下：

(1) 机组密封性不好，空气漏入机内，或因机组内部溴化锂溶液的腐蚀而产生氢气。二者均为不凝性气体。

(2) 真空泵抽气性能下降；抽气系统阀门不能开启或关闭，真空泵抽气方法不恰当；自动抽气装置操作有误。

(3) 吸收器传热管内表面结垢。

(4) 辛醇有消耗，机组中辛醇量减少。机内若无辛醇，则机组制冷量下降。

(5) 冷剂水由冷剂再生阀（旁通阀）进入吸收器。

(6) 冷剂水通过蒸发器水盘泄漏或溢流进入吸收器。

(7) 冷剂水滴经挡液板进入吸收器。

(8) 吸收器传热管损坏或胀管松动，冷却水漏入机内，吸收器液位与冷剂水液位均升高，制冷量下降，腐蚀性增强。

(9) 吸收器喷嘴或淋激孔被堵塞，喷淋效果差。

(10) 吸收器喷淋量偏大或偏小。若喷淋量过大，则喷淋的浓溶液（或中间溶液）喷至传热管外，直接进入吸收器；若喷淋量过小，则喷淋效果不佳，吸收效果差。

(11) 溶液泵旋转方向相反。

(六) 屏蔽泵常见的故障及排除

屏蔽泵是溴化锂吸收式机组中的主要运动部件，可以说屏蔽泵是溴化锂机组的“心脏”部位，因而维护和管理好屏蔽泵是保证溴化锂机组正常运转

的重要工作之一。在现实使用过程中，引起屏蔽泵发生故障的原因很多，应具体情况，具体分析。下面只列出了屏蔽泵的一些常见的故障及其排除方法。

1. 屏蔽泵的气蚀

屏蔽泵对气蚀余量的要求比较苛刻，如果屏蔽泵入口不达到一定的压力，泵就会产生气蚀，造成泵的异常运行和过早损坏。屏蔽泵常见的原因及排除方法有下列几条：

(1) 若是溶液量或冷剂水供应不足，可以采取添加溶液或冷剂水至预定的数量；

(2) 若是热交换器结晶，导致发生器液位升高而引起的气蚀，可采取熔晶措施，并将冷剂水旁通至吸收器中，根据具体情况注入冷剂水或溶液；

(3) 若是负荷太低，可按照负荷调节冷剂泵排出的冷却水量；

(4) 若是机组运转时间太长的原因，可以调节稀释控制继电器，缩短稀释时间等。

2. 屏蔽泵的振动及噪声过大

若屏蔽泵有异常的振动及噪声，产生的原因及排除的方法如下：

(1) 轴承磨坏引起的振动，检查轴承磨损原因并排除，若磨损值超过规定值，应根据生产厂家提供的型号更换轴承；

(2) 泵发生了气蚀引起的振动或噪音，检查入口处的液位高度，使泵的吸程达到规定要求；

(3) 泵的转子部分不平衡引起的振动，检查泵的动平衡并消除故障；

(4) 泵的流量过大或过小引起的噪声，可以检查机组的运转情况，使泵的流量在规定的范围内；

(5) 泵内或管道内有杂物堵塞，检查并排除异物，必要时可以在泵的入口处设置过滤网。

3. 泵的流量及扬程达不到要求

其原因及排除的方法如下：

(1) 泵产生的气蚀造成的，可以检查泵产生气蚀的原因并消除；

(2) 泵内吸入空气，紧固吸入管道的连接部位、焊接部位或管道有无损坏；

(3) 泵或管道内吸入杂物，应进行检查并清洗。

4. 热继电器保护装置动作频繁

产生的原因及排除的方法如下：

(1) 泵电机过载，若泵的流量过大，会使泵发热，应检查泵的工作流量是否在设计流量范围之内；

(2) 电动机过热，检查线路及接头，是否为二相运行；检查工作液体温度是否过高等；

(3) 热继电器故障，检查或调换热继电器。

5. 屏蔽泵的轴承的磨损或损坏

屏蔽泵的轴承通常是由石墨制成的，石墨轴承的润滑和冷却靠自身排除液体的一部分。因此，石墨轴承的磨损或损坏是屏蔽泵常见的故障之一，产生的原因及排除的方法如下：

(1) 泵产生气蚀，泵产生气蚀会使泵的润滑和冷却液减少，致使轴承磨损加剧或损坏，应检查泵的吸入高度是否满足，检查泵的气蚀原因并清除；

(2) 工作流量处在不恰当的范围，若工作范围不恰当，会使泵轴向负荷过重，会使轴承磨损或损坏，此时，应将泵流量调整到适当的流量范围；

(3) 溴化锂溶液内有杂物，由于溶液内的杂物将过滤网堵塞，使泵润滑不良，轴承磨损。此时，应将溴化锂溶液再生，且检查泵过滤网并清洗之。

(4) 回转部件的动平衡破坏，会使泵的径向负荷过大，同样损伤轴承，应检查并修理回转部件。

6. 屏蔽泵起动不灵，并发出嗡嗡声

(1) 检查电压是否过低，若是应调整电压至 380V 左右；

(2) 检查电阻锭子是否烧坏，修理或调换锭子；

(3) 检查电源是否有一相断电，应检查线路、接头、插头或插座是否接触良好。

值得注意的是，上述所列的故障往往是由多种原因造成的，且各原因之间又相互影响，因而在分析故障原因时，不能单独归咎于某一原因，要一个一个地加以分析和排除。

(七) 燃烧器故障处理

直燃型溴化锂吸收式冷热水机组，以燃油或燃气为能源，靠燃烧器燃烧

燃油或燃气来取得热源。因此，燃烧器的管理和故障排除，是直燃型机组的重要管理工作之一。

燃烧器有燃油燃烧器、燃气燃烧器以及燃油燃气两用燃烧器三类。其主要故障如下：

1. 点火失败

点火失败的主要原因有：

(1) 没有供电。合上电源，对系统进行供电。

(2) 手动燃料供应阀门关闭，无燃料供应。按下燃烧器起动按钮后，燃烧器应进入正常的点火阶段。但由于主燃料供应阀未打开而无燃料供应，无法点火，则燃烧器反馈保护装置作用，发出报警声。此时应打开燃料阀门，以供给燃料，同时按燃烧器复位按钮，再按下起动按钮。

(3) 点火电极间距离太大。由于电极棒的磨损，使火花间距加大，应调节电极间距离到规定值。

(4) 点火电极和电路绝缘不良。由于点火电极受潮及电极和电路绝缘下降，应排除并接地，同时清洁电极或更换受损的电极和电线。一般来说，电极棒使用 2 年就要更换一次。

(5) 燃烧器控制器失灵。检修控制器，更换零件。

(6) 燃烧器马达不运转。

2. 燃烧器马达不运转

燃烧器马达不运转的原因有：

(1) 没有电源。

(2) 熔丝损坏，更换熔丝。

(3) 燃烧器电动机故障。检查电动机接线是否正确，测量电动机绕线和壳体之间电阻，绝缘性能。应检修或更换电动机。

(4) 控制器失灵或控制线路中断。应换控制器，检查控制线路，寻找、接通断开点。

(5) 燃料供应中断。检查燃料系统，检查主燃料供应阀。打开燃料供应阀门，检查油泵是否运转。

3. 油泵故障

油泵主要有下述两种故障：

(1) 油泵不输油。对于燃油燃烧器，油泵不供油主要有下述几种原因：

①泵本身有故障，如齿轮损坏，应检修或更换；②吸入阀不密封、泄漏，应拆下清洁或更换；③吸入管不密封、泄漏。应查漏点，拧紧接头；④过滤器被杂质堵塞，应清洁过滤器，必要时更换过滤器；⑤燃料量少或压力控制阀有故障。

(2) 油泵机械噪声过大。泵内有空气造成噪声，应旋紧接头并将泵内空气排除；泵油管内真空度太高，是由于过滤器堵塞或阀门未全打开而引起，应清洗或更换过滤器，打开所有阀门，以防泵吸空。

4. 喷嘴故障

对燃烧器来说，喷嘴的好坏直接影响燃料的燃烧状况。其主要故障有：

(1) 雾化不均匀。喷嘴受损或被杂质阻塞，应拆下喷嘴，进行清洗或者更换；使用时间过长，喷嘴磨损，应拆下、更换喷嘴；过滤器堵塞，应拆下清洗过滤器；旋流盘松动，应拆下喷嘴，上紧旋流盘。

(2) 无油喷出。可能是喷嘴堵塞无法喷油，应拆下喷嘴进行清洗。

(3) 喷嘴泄漏。可能关闭机构有故障，应更换。

(八) 安全装置动作时的处理

为了保证溴化锂吸收式机组安全而可靠地运行，机组设有安全保护装置。机组在运行过程中，若出现异常情况或超过安全边界值时，则安全保护装置动作，机组就会自动停止运行，并进行报警。接警后，应先切断热源的供应，然后按消声器按钮消声，查明原因、排除故障后，可重新起动机组。

表 6-5-14 列出了双效溴化锂安全保护装置参考值。主要安全装置动作时的处理方法参见表 6-5-15。应说明的是，安全装置的误动作，也可能非安全装置本身的原因，而是由于低压、接线、接头不良等原因，引起安全装置的误操作。因此，应清洁接点，拧紧接点或更换连接件。

表 6-5-14 双效溴化锂吸收机组安全保护装置参考设定值

名 称		设 定 值
溶液泵电机过流继电器	600kW 制冷量以下机组	10.8A
	1150kW 制冷量以上机组	17.6A

第 6 篇 现代化冷库设备故障诊断、设备维修与保养

名 称	设 定 值	
冷剂泵电机过流继电器	10.8A	
发生泵电机过流继电器	600kW 制冷量以下机组	5A
	1150kW 制冷量以上机组	17.6A
	2300kW 制冷量以上机组	23A
真空泵电机过流继电器	4A	
高压发生器溶液温度控制器	蒸汽压力 0.25MPa	140℃
	蒸汽压力 0.4MPa	145℃
	蒸汽压力 0.6MPa	155℃
	蒸汽压力 0.8MPa	160℃
低压发生器溶液温度控制器	90℃	
结晶温度控制器	60℃	
冷媒水出水温度控制器	40℃	
冷剂水低温控制器	10℃	
吸收器低温控制器	35℃	
冷媒水流量压差控制器	0.03MPa	
冷却水流量压差控制器	静压 + 0.05MPa	
冷量调节温度控制仪	70℃或根据需要	

表 6-5-15 安全装置动作时的处理方法

动作情况	处 理 方 法
冷媒水、冷却水流量开关动作	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检查水泵的运转是否正常，反转时调换三相电机中任意两相的接线 2. 检查压力是否正常，若吸入空气，应检查吸入管的吸入位置 3. 把排除阀全开 4. 叶轮堵塞，拆开清除
冷剂水、冷媒水恒温控制开关动作	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检查冷剂水、冷媒水出口温度调定值是否低于设计值 2. 检查冷媒水量是否正常，当冷媒水量减少时，应根据上面第一项检查冷媒水泵 3. 负荷低于制冷量调节范围时，改变自动起动和停机方式或停止运行 4. 检查冷却水温度是否过低
屏蔽泵过载继电器动作	如果发生气蚀，加入溶液或冷剂水；如果泵内结晶，应从外部通蒸汽熔晶

动作情况	处 理 方 法
溶液液位控制器动作	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检查液位控制器的动作是否灵敏 2. 检查液位控制器的控制点是否准确 3. 检查溶液泵的运转是否正常 4. 检查吸收器的液位是否正常
高压发生器压力继电器动作	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检查机组的气密性，抽气装置工作是否正常，机组是否泄漏 2. 检查冷却水温度是否过高 3. 检查冷却水是否断流或流量过小 4. 检查冷却水传热管是否结垢

（九）机组突然停机时的处理

为了保证溴化锂吸收式机组的安全，除自动控制系统外，机组还备有许多安全保护装置。机组在运行中，由于突然停电或运行参数超过规定值导致安全装置动作等原因，机组就会按设定程序停机。

1. 机组报警停机时的处理

当机组安全保护装置动作时，机组报警并按设定的程序停机，这时应按下列步骤处理：

- （1）立即关闭热源手动截止阀，停止热能供应。
- （2）若机组正在抽气，应迅速关闭抽气阀门，以防外界空气漏入机组。
- （3）将溶液泵开关放到手动位置，报警开关放到报警位置。
- （4）检查停机报警原因，并及时进行处理。
- （5）按下机组复位开关，恢复机组正常运行。

2. 因停电停机时的处理

机组在运行中因停电而突然停机时，溴化锂溶液质量分数较高，一般为 60% ~ 65%。机组又不能进行稀释运转，随着停机时间的延长，机内的溴化锂溶液会发生结晶。

（1）短时间停电（1h 以内）。如果停电时间较短，机组内溶液温度较高，一般来说，溶液结晶的可能性不大。按下列程序进行起动：

① 起动冷媒水泵和冷却水泵。

② 按下复位开关。

③ 将自动——手动开关置于手动位置，起动溶液泵及冷剂泵，进行稀释运转。要注意蒸发器中冷剂水的液位，若液位过低，冷剂泵就会发生吸空现象，这时应停止冷剂泵运转。

④ 将自动——手动开关置于自动位置，按正常顺序进行机组的起动。

⑤ 检查冷剂水，其相对密度超过 1.04，应进行再生处理。

(2) 长时间停电 (1h 以上)。由于机组内溶液质量分数较高，停电时间又长，溶液温度逐渐降低，容易发生结晶。应按下面步骤进行处理：

① 立即关闭热源截止阀，停止热能供应。

② 如果机组正在抽气，应立即关闭抽气主阀，以防空气漏入机组，停止真空泵运转。

③ 停止冷却水泵运转。

④ 把熔晶开关放在开的位置 (运行指示灯亮)。

⑤ 将溶液泵置于停止位置。

⑥ 若恢复供电时，将热源调节阀门放在 30% 的位置，注意溶液温度不应超过 70℃。

⑦ 此时应将熔晶开关置于开的位置，即 30min 内进行熔晶操作。

⑧ 起动冷却水泵及溶液泵。

⑨ 在注意观察吸收器液面的同时，进行 30min 左右的试运转。

⑩ 如果在 30min 以内，吸收器液位过低，溶液泵发生气蚀现象，则不可继续运行，这就说明机组中溶液发生了结晶，应当立即切断电源，使机组停止运转。

⑪ 通过上述步骤，确认机组溶液结晶，则按熔晶及排除方法有关内容进行熔晶。

⑫ 机组熔晶结束后，可正常起动机组，并测量冷剂水相对密度是否在 1.04 范围内，使机组正常运行。

3. 发生意外紧急情况时的处理

发生意外紧急情况时，应作如下处理：

(1) 切断电源。

(2) 迅速关闭热源手动截止阀。

- (3) 机组正在抽空时，立即关闭抽气阀。
- (4) 在再起动机组前，应检查机组是否结晶，是否安全。

(十) 蒸汽型冷水机组常见的故障及排除

蒸汽型溴化锂吸收式机组的主要故障概括起来主要有以下几个方面：①溴化锂溶液的结晶故障；②机组的气密性故障；③冷剂水污染；④冷剂水及冷媒水结冰而损坏机组等。现将蒸汽型冷媒水机组常见的故障及排除方法列入表 6-5-16。

表 6-5-16 蒸汽型冷水机组常见的故障及排除

故障现象	故障原因	故障排除
溴化锂溶液的结晶		
停车期间溶液结晶	<ol style="list-style-type: none"> 1. 溶液稀释时间太短 2. 冷却水通入时间太长 3. 停车后蒸汽阀未完全关闭 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 增加稀释时间，使溶液温度达 60℃ 以下，并使各部分充分混合均匀 2. 关闭冷却水泵 3. 检查调节阀的关闭情况
运行期间溶液的结晶	<ol style="list-style-type: none"> 1. 蒸汽压力过高 2. 冷却水量不足 3. 机组内有空气泄入 4. 冷却水温过低或过高 5. 稀溶液循环量太少 6. 表面活性剂不足 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 降低蒸汽压力 2. 调整冷却水量 3. 抽气并检查原因 4. 检查冷却塔风机的运转情况，使冷剂水温度不致下降过低 5. 加大送往发生器的溶液循环量 6. 添加表面活性剂
起动时溶液的结晶	<ol style="list-style-type: none"> 1. 机组内漏入空气 2. 抽气不良 3. 冷却水温太低 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 抽气、检查原因 2. 检查抽气装置 3. 调整冷却水温度
机组无法起动	<ol style="list-style-type: none"> 1. 控制电源开关断开 2. 无电源进控制箱 3. 控制箱熔丝熔断 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 合上控制箱中控制开关及主空气开关 2. 检查主电源及主空气开关 3. 检查回路接地或短路，换熔丝

故障现象	故障原因	故障排除
运转中机器突然停车	<ol style="list-style-type: none"> 1. 电源停电 2. 电动机因过载而不运转 3. 冷剂水低温继电器不动作 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检查供电系统，排除故障，恢复供电 2. 使过载继电器复位，查找过载原因 3. 重新将继电器的调正至设计值，检查冷却水温度是否过低
冷剂水受污染	<ol style="list-style-type: none"> 1. 送往高压发生器的循环量过大，液位过高 2. 冷却水温过低，而冷却水量又过大，冷凝压力过低 3. 提供的蒸汽压力过高 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 适当调整高压发生泵出口阀的开启度 2. 适当减少冷却水的水量 3. 适当降低蒸汽压力
制冷量降低	<ol style="list-style-type: none"> 1. 空气漏入机内 2. 冷凝器传热管结垢，冷剂水温度逐渐升高 3. 抽气效果不良 4. 表面活性剂不足 5. 蒸汽调节阀调定值不恰当 6. 冷却水量不足或冷却水温过高 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 抽真空，排除空气 2. 清除传热管内的污垢 3. 检查抽气装置的所有手动阀，通过运行检查是否具有实际抽气能力 4. 补充表面活性剂 5. 调整蒸汽调节阀的调定值 6. 调整冷却水的旁通量，检查冷却塔风机是否运行，检查冷却水管路中的滤网
抽气装置运转不正常	<ol style="list-style-type: none"> 1. 没有溶液到抽气装置 2. 抽气装置结晶 3. 抽气阀门开启不对 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检查所有阀门是否处于正常状态 2. 用蒸汽从外部消除结晶 3. 检查阀门及掌握操作方法

(十一) 直燃型冷热水机组常见故障及排除

由于直燃型机组需要有燃烧系统，其中燃烧器会带来一定的故障；另外，机组的燃烧系统是由很多部件组成，如油泵、阀门、过滤装置等，也会带来一定的故障。因此，直燃型机组要比蒸汽型机组故障复杂的多。其常见的故障见表 6-5-17。

第 5 章 制冷装置的维护与保养

表 6-5-17 直燃型冷热水机组常见的故障及排除

故障现象	故障原因	故障排除	
溴化锂溶液的结晶	停车期间溶液结晶	1. 稀释不充分 2. 冷却水停机后长时间通以低温冷却水	1. 检查稀释温度或冷剂水旁通阀的动作情况 2. 关闭冷却水泵
	运行期间溶液的结晶	1. 冷却水量过高或过低 2. 冷却水量过少或过多 3. 传热管结垢 4. 空气漏入机内 5. 燃烧装置动作不良 6. 水室或气室隔板泄漏 7. 表面活性剂不足 8. 冷剂水冲量不足	1. 调整冷却水旁通阀，检查冷却塔和冷却水进口温度控制器 2. 检查冷却水配管中的阀门开启度，检查冷却水泵 3. 清除传热管中的污垢 4. 抽出空气 5. 检查燃烧系统及温度控制器 6. 打开水室进行检查并按要求进行安装 7. 添加表面活性剂 8. 补充冷剂水
	起动时溶液的结晶	1. 冷却水进口温度过低 2. 空气漏入 3. 超负荷	1. 把冷却水旁通，检查冷却水进口控制器 2. 抽真空必要时做气密性实验 3. 缓加负荷
机组无法起动	1. 控制电源开关断开 2. 无电源进控制箱 3. 控制箱熔丝熔断	1. 合上控制箱中控制开关及主空气开关 2. 检查主电源及主空气开关 3. 检查回路接地或短路，换熔丝	
点火时燃烧器熄灭	1. 供气压力不正常 2. 风门或燃料供应阀不联 3. 燃烧空气不足 4. 燃烧器故障	1. 检查燃料供给及压力调节阀 2. 检查并调整阀门 3. 开大风门 4. 采取相关措施排除故障	
燃烧火焰不正常	1. 空燃比不恰当 2. 燃烧器喷嘴堵塞	1. 若燃料压力变动，检查其原因并调整空燃比 2. 检查燃烧器喷嘴	

第 6 篇 现代化冷库设备故障诊断、设备维修与保养

故障现象		故障原因	故障排除
制冷量下降		<ol style="list-style-type: none"> 1. 空气漏入机内 2. 冷凝器传热管结垢, 冷剂水温度逐渐升高 3. 燃烧装置的动作不良或调定值不当 4. 表面活性剂不足 5. 水室隔板泄漏 6. 冷却水量不足或冷却水温过高 7. 制冷、采暖转换阀没有完全关闭 8. 制冷水补充过多 9. 冷剂水从冷剂水旁通阀中旁通走 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 抽真空, 排除空气 2. 清除传热管内的污垢 3. 检查燃烧系统及温度控制器 4. 补充表面活性剂 5. 打开水室进行检查并按要求进行安装 6. 检查冷却水配管中阀门的开度并检查冷却水泵 7. 检查转换阀 8. 放出冷剂水 9. 关闭冷剂水旁通阀, 必要时拆开冷剂水旁通阀进行检查
泵的气蚀	溶液泵气蚀	<ol style="list-style-type: none"> 1. 结晶引起 2. 溶液量不足 3. 溶液的循环量过大 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 采取熔晶措施 2. 充加溶液 3. 调节溶液循环量
	冷剂泵气蚀	<ol style="list-style-type: none"> 1. 冷剂水量不足 2. 冷却水温度过低 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 加入冷剂水 2. 调节冷却水的温度或添加冷剂水
采暖量下降		<ol style="list-style-type: none"> 1. 燃烧装置不良, 燃烧量减少 2. 水室或隔板泄漏 3. 冷暖转换阀没有完全关闭 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检查燃烧系统(包括燃烧流量、燃烧压力等), 检查温度控制器 2. 打开水室进行检查, 并按要求进行安装 3. 检查转化阀

第 **7** 篇

现代化小型制冷设备安装调试、
运行检测、故障诊断与维修保养

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

第 1 章

小型冷库

第一节 概 述

小型冷库冷藏量只有几吨到几十吨，它主要用于机关、工厂、商店等部门，其贮藏量不大，贮藏时间也不长，冷库温度一般为（0—18）℃，它几乎全部采用氟利昂制冷装置，库内空气采用制冷剂直接蒸发冷却，制冷装置运转实现全自动。

小型冷库的型式有组合式（装配式又称活动式）冷库和固定式冷库两种。

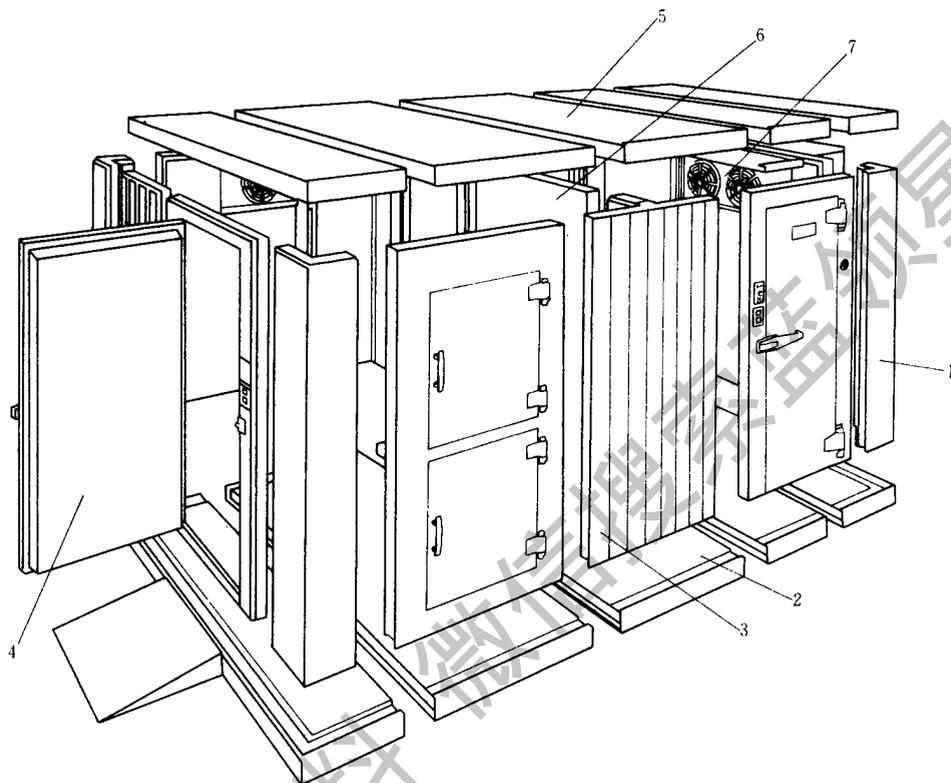


图 7-1-1 组合式冷库简图

1—角板；2—底板；3—立板；4—库门；5—顶板；6—隔板；7—冷风机

用得最多的小型冷库型式是组合式冷库。它的围壁、库顶、门和地坪预先在制造工厂加工好，根据设计要求订购。在制冷设备和系统选择好后，可以在现场很快安装好，因此组合式冷库建造速度快是它最主要的优点。另外，根据需要可任意选择库内容积的大小。组合式冷库大都是单层形式，其承重结构由薄壁型钢骨架组成，库内跨度可达 20~30m，中间一般没有柱子，高度一般为 2.5m，也有 6~7m 的。各种构件均按制造厂统一的标准在工厂成套预制，现场只要用螺栓连接。地坪下用通风管道，不冻液加热管等方式进行防冻，如果库温不是很低（0℃以上）的话，地坪也可直接敷在地面上。制冷装置采用成套压缩冷凝机组，冷却设备多用强制对流的空气冷却器（冷风机）。在现场只要接上水电，冷库即可投入运行。组合式冷库的简

图如图 7-1-1 所示。组合式冷库规格之一见表 7-1-1。

表 7-1-1 部分组合式冷库标准规格

型 号	库体外形尺寸	库内容积 /m ²	库板厚度 /mm	库门尺寸 /m × m	制冷剂	库温 /°C	电源参数	冷藏量 /t	日进鲜 货量 (+30°C/-15°C) /t	制冷量 /kW	主机 功率 /kW
	$\frac{\text{长}}{\text{m}} \times \frac{\text{宽}}{\text{m}} \times \frac{\text{高}}{\text{m}}$										
ZL-20S	3.6 × 2.7 × 2.6	20	100	0.8 × 1.8	R22	-18	3P 380V 50Hz	5.0	0.5	8.7	3.7
ZL-26S	4.5 × 2.7 × 2.6	26						6.5	0.5		
ZL-28S	3.6 × 3.6 × 2.6	28						7.0	0.8		
ZL-31S	5.4 × 2.7 × 2.6	31						8.0	0.8		
ZL-35S	4.5 × 3.6 × 2.6	35						9.0	0.7	12.4	5.5
ZL-37S	6.3 × 2.7 × 2.6	37						9.0	0.7		
ZL-42S	5.4 × 3.6 × 2.6	42						10.5	0.7		
ZL-48S	8.1 × 2.7 × 2.6	48						12.0	1.2	17.5	7.5
ZL-50S	6.3 × 3.6 × 2.6	50						12.5	1.2		
ZL-57S	7.2 × 3.6 × 2.6	57						14	1.1		
ZL-65S	8.1 × 3.6 × 2.6	65						16	1.7	25.4	10.5
ZL-72S	9.0 × 3.6 × 2.6	72						18	1.6		
ZL-80S	9.9 × 3.6 × 2.6	80	20	1.6							

固定式小型冷库为砖木或混凝土结构，建成固定的建筑物型式。围壁结构内部用软木或泡沫塑料保温，冷却设备多用自然对流的空气冷却器（冷排管），它沿墙四面布置。制冷装置安装在冷藏间外面的机房内。图 7-1-2 表示的是固定式土建小冷库的平面图。

近年来随着经济繁荣，人民生活水平不断提高，对速冻食品的需要量也日渐增多，许多食品商店工厂都加工生产销售经过速冻的点心如馄饨、水饺、汤圆、包子等。但它们每天的速冻量不大，因此带有速冻库的小型冷库型式也能经常遇到。由于有速冻库，要求的库温更低，一般达 -25°C 以下，制冷装置的制冷量也要求大，制冷系统也较复杂，多数采用单独的制冷系统和冷藏库的制冷系统分开运行。图 7-1-3 表示带有速冻库的组合式小型冷库的平面图。

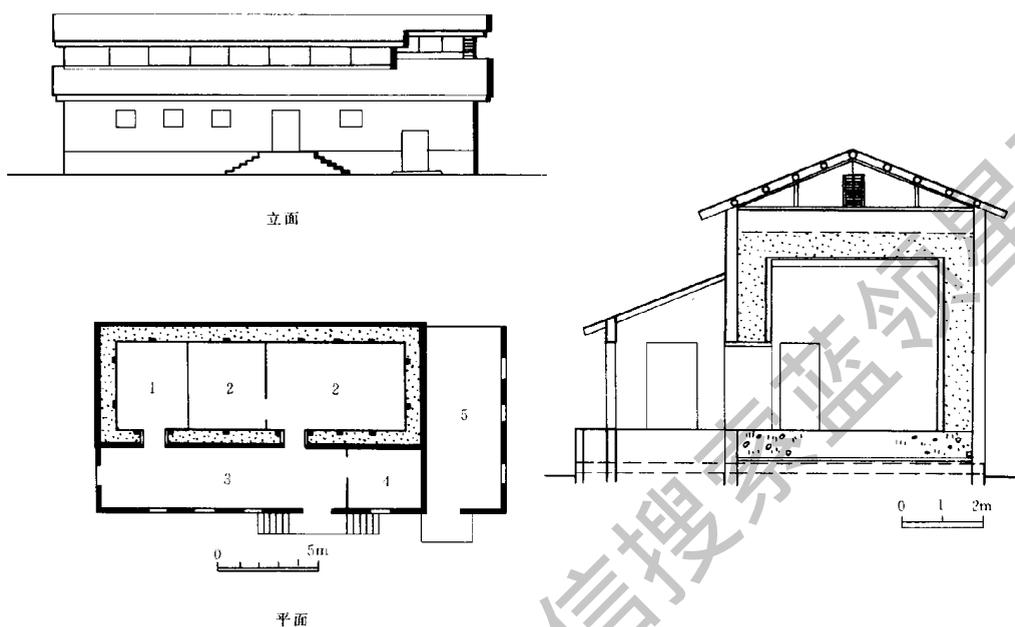


图 7-1-2 固定式土建小冷库的平面图

1—冻结间；2—冷藏库；3—脱盘走道；4—值班房；5—机房

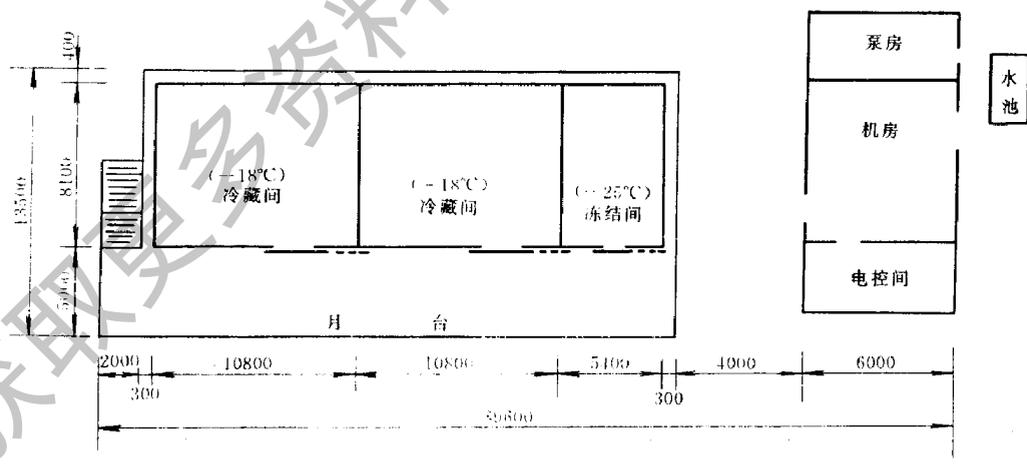


图 7-1-3 有速冻库的组合式小型冷库平面图

第二节 小型冷库围壁结构的隔热与防潮

由于冷库的库温都低于外界气温，不可避免地会发生由外界通过围壁结构向库内的传热，成为冷库耗冷量的一个组成部分。减少这部分耗冷量不仅可以节省制冷装置的设备费用和经常的运转费用，更重要的是得以确保食品冷藏的“低温少波动”的工艺要求，且可降低食品的干耗。

另外，由于库内温度低，空气中的含湿量小，外界空气中的水蒸气会不断渗入围壁结构的隔热层中，隔热材料受潮后，其隔热性能显著恶化，当受潮严重时，会造成隔热材料变质失效，使冷库建筑构件内结冰结霜并受侵蚀，缩短冷库的使用寿命。

因此设计者不仅要进行传热计算还必须校核隔热层中的凝水区，把围壁的隔热层和隔气层设计得既经济合理，又可靠耐用。

一、围壁的隔热计算

通过围壁结构的传热，实际上是导热、对流换热和热辐射共同作用的结果。在外墙和冷库顶上有太阳辐射，在围壁结构和隔热材料层中主要通过导热，而对于围壁内表面的空气则为对流换热。为简化计算工作，围壁的隔热计算，按稳定传热计算。

图 7-1-4 表示一组合式冷库围壁的外墙结构，它由三层材料组成：面板为镀塑钢板，中间隔热层为聚氨脂硬质泡沫塑料，内胆为玻璃钢板。由稳定传热理论，其传热系数 K [单位为 $W/(m^2 \cdot K)$]

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_n}}$$

式中 α_w 、 α_n ——围壁外表面和内表面对空气的表面传热系数，单位为 $W/(m^2 \cdot K)$ ；

δ_1 、 δ_2 、 δ_3 ——面板、隔热层、内胆的厚度，单位为 m ；

λ_1 、 λ_2 、 λ_3 ——面板、隔热层、内胆的热导率，单位为 $W/(m \cdot K)$ 。
其传热量 Q (单位为 W)

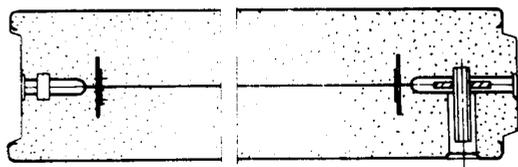


图 7-1-4 组合式冷库围壁的剖面图

$$Q = \frac{(t_h - t_m) A}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_n}}$$

式中 A ——外墙的面积，单位为 m^2 ；

t_h 、 t_m ——库外，库内空气的温度，单位为 $^{\circ}C$ 。

事实上，对组合式冷库，围壁的热阻主要在中间的隔热材料层即聚氨酯硬质泡沫塑料层内。计算它的传热系数时可按单层平壁计算。

对固定式土建冷库的围壁结构，应考虑为多层壁结构。它的传热系数 (单位为 $W/m^2 \cdot K$) 和传热量 (单位为 W) 计算式分别为

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \dots + \frac{1}{\alpha_n}} \quad (7-1-1)$$

$$Q = \frac{(t_h - t_m) A}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \dots + \frac{1}{\alpha_n}} \quad (7-1-2)$$

式中 δ_1 、 δ_2 ……——各层材料的厚度，单位为 m ；

λ_1 、 λ_2 ……——各层材料的热导率，单位为 $W/(m \cdot K)$ 。

二、隔气防潮的计算

由于冷库内外存在温度差，使空气中的水蒸气分压力不同，且冷库内的水蒸气分压力低于外界空气中的水蒸气分压力，这样就会发生水蒸气渗透现象，为了便于分析，我们把通过冷库围壁结构的水蒸气渗透过程按稳定条件

考虑，如图 7-1-5 所示。

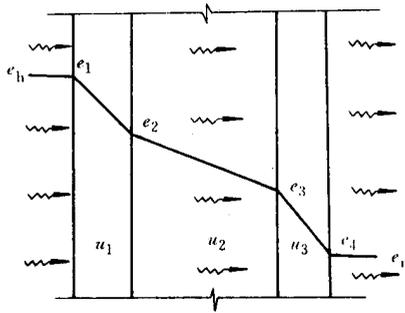


图 7-1-5 围壁的蒸气渗透过程

在稳定条件下，通过围壁结构的蒸气渗透量 P ，与冷库内外水蒸气分压力差成正比，与渗透过程中受到的阻力成反比，即

$$P = \frac{1}{H_0} (e_w - e_n) \quad (7-1-3)$$

式中 P ——水蒸气渗透量，单位 $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ ；

H_0 ——围壁结构的总蒸气渗透阻，单位为 $(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{Pa})/\text{kg}$ ；

e_w ——库外空气中的水蒸气分压力，单位为 Pa ；

e_n ——库内空气中的水蒸气分压力，单位为 Pa 。

由 m 层材料组成的围壁结构，其总蒸气渗透阻可按式确定：

$$H_0 = H_1 + H_2 + H_3 + \dots + H_m = \frac{\delta_1}{\mu_1} + \frac{\delta_2}{\mu_2} + \frac{\delta_3}{\mu_3} + \dots + \frac{\delta_m}{\mu_m} \quad (7-1-4)$$

式中 H_1 、 H_2 、 H_3 、 \dots 、 H_m ——围壁结构各层的蒸气渗透阻，

单位为 $\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{Pa}/\text{kg}$ ；

δ_1 、 δ_2 、 δ_3 、 \dots 、 δ_m ——各层材料的厚度，单位为 m ；

μ_1 、 μ_2 、 μ_3 、 \dots 、 μ_m ——各层材料的蒸气渗透系数，单位为 $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{h} \cdot \text{Pa})$ 。

由于围壁结构内外表面附近空气边界层的蒸气渗透阻与结构材料层的相比是很小的 ($H_w = 0.1 \text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{Pa}/\text{kg}$ 和 $H_n = 0.2 \text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{Pa}/\text{kg}$)，所以在计算总蒸气渗透阻 H_0 时可忽略不计，因而围壁结构内外表面的水蒸气分压力也近似

地可取为 e_n 和 e_w 。

为了判断围壁结构在水蒸气渗透过程中内部是否会出现水蒸气的冷凝现象，可按下述步骤进行：

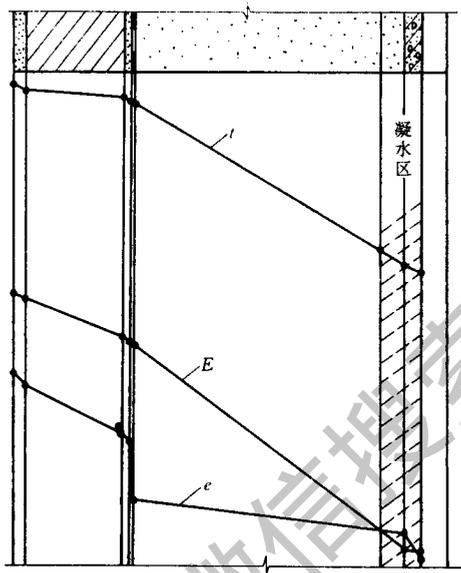


图 7-1-6 判别围护结构内部凝水区

(1) 根据库内外计算温度和相对湿度，确定 e_n 和 e_w ，然后计算出围壁结构各层的水蒸气分压力，并作出 e 的分布线。

(2) 根据库内外计算温度，确定各层的温度，并查表作出相应的最大水蒸气分压力 E 的分布线。

(3) 根据 e 分布线和 E 分布线是否相交来判别围壁结构内部是否会出现冷凝现象。如 E 分布线与 e 分布线不相交，说明没有水分在其内部冷凝；若两条分布线相交，则会出现冷凝，如图 7-1-6 所示。这是因为相交点 $e = E$ ， $\varphi = 100\%$ ，两相交点间即为凝结区。

隔气防潮计算的目的是校核围壁结构内有无凝水区存在，如围壁内存在凝水区，就需合理布置围壁结构的各层材料和增加防潮性能良好的防潮材料层，以保证围壁内部水分不凝结。

对组合式冷库的围壁结构，由于它的表面层是防潮能力极好的不锈钢板或玻璃钢板，因此它们是不透水汽的，无需进行隔汽防潮计算。

常用隔热材料和防潮材料的性能如表 7-1-2 所示。

表 7-1-2 常用隔热材料和防潮材料的性能

材料名称	密度 ρ kg/m ³	热导率 λ W/(m·K)	比热容 KJ/(kg·K)	蒸气渗透系数 μ kg/(m·h·Pa)
膨胀珍珠岩混凝土	600	0.17	0.84	3×10^{-7}
石灰砂浆	1600	0.81	0.84	1.2×10^{-7}
松和云杉(垂直木纹)	550	0.17	2.5	6×10^{-8}
松和云杉(顺木纹)	550	0.35	2.5	3.2×10^{-7}
水泥纤维板(木丝板)	300	0.14	2.1	3×10^{-7}
软木板	250	0.07	2.1	3.75×10^{-8}
玻璃棉	100	0.06	0.75	4.9×10^{-7}
膨胀珍珠岩	90	0.08	0.67	
聚氨酯泡沫塑料	40~50	0.028		
聚苯乙烯泡沫塑料	30	0.038	1.46	6×10^{-8}
稻壳	135~160	0.15	1.88	4.5×10^{-7}
石油沥青	1050	0.17	1.67	7.5×10^{-9}

三、组合式冷库围壁的生产工艺

组合式冷库的围壁有用现成隔热板(如聚苯乙烯板材)两边贴上金属面板的,也有用两层金属面板(喷塑钢板、彩色钢板、防锈铝板或不锈钢板)中间直接灌注发泡材料,使在一定的温度下发成多孔的隔热材料而成的这两种制造方法。

灌注时，在室温下极快地搅拌发泡材料，它们是聚醚树脂与多元异氰酸酯，催化剂三乙烯二胺或三乙醇胺，稳定剂硅油，发泡剂 R113、R11 等液体原料，使其充分混合反应，然后很快地倒入两层面板中间空间，经发泡反应制得闭孔型聚氨脂泡沫塑料，它能自粘于金属、木板、水泥等基材之上，而不需任何支撑，灌注所成的隔热层，没有接缝，制成的隔热板隔热性能好且制造方便。但在发泡过程中会产生很大的膨胀力，故对围壁面板要夹紧。另外，灌注时会逸出有毒的异氰酸蒸气（其最大允许体积分数是 0.02×10^{-6} ，因此生产车间必须有完善的通风设施，以保证施工人员的卫生条件。

硬质聚氨脂泡沫塑料具有密度小、热导率低、强度高、吸水率低、有自熄性能、能用于低温隔热（ -100°C ）等优点，它的主要性能指标为：

热导率	$\sim 0.028\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$
抗压强度	不低于 0.15MPa
密度	$50 \sim 80\text{kg}/\text{m}^3$

最近国内外正有人用一种名为聚乙烯化学交联高发泡体（PEF）的材料来代替聚氨脂作隔热材料的试验，结果表明这种 PEF 材料有热导率小而稳定，吸水率小，蒸气渗透系数小，阻燃性好和抗老化性能好等优点。同时研究报告表明，这种新型的隔热材料目前还仅限于低温管道，设备的隔热上。组合冷库的围壁内还未见有用 PEF 材料的。

第三节 小型冷库计算举例

设上海地区某单位需建造一个带冻结食品能力的小型冷库。冷藏食品主要是鱼肉禽类，规定的冷藏量是 32t ，冻结食品为鱼肉禽类，冻结量每天 3t ，冻结时间为 12h ，要求的冷藏温度为 -18°C ，冻结温度为 -25°C 。试为该单位设计满足上述要求的小型冷库。

一、冻结库、冷藏库容积确定

因该小型冷库不仅要求冷藏食品而且需要冻结食品，故小型冷库应由冷

藏库和冻结库组成。

(一) 冻结库容积确定

考虑到单位的冷库进食品种类较多，冻结库容积按设有搁架的公式计算

$$G' = \frac{n'A}{f} \cdot \frac{24g}{\tau}$$

已知：

$$G' = 3000\text{kg/d}$$

取搁架利用系数

$$n' = 0.85$$

取鱼肉盘面积

$$f = 0.5\text{m}^2/\text{盘}$$

取每盘食品净重

$$g = 20\text{kg}/\text{盘}$$

$$\tau = 12\text{h}$$

则总面积

$$A = \frac{G'f\tau}{24n'g} = \frac{3000 \times 0.5 \times 12}{24 \times 0.85 \times 20} \text{m}^2 = 44.11\text{m}^2$$

取

$$A = 44\text{m}^2$$

设搁架分设四层，则它的占地面积为 $44/4\text{m}^2 = 11\text{m}^2$ 。

考虑到库内需留有供安装冷风机、操作和搬运的空间，故取冻结库的面积为 15m^2 。它的高度因搁架有四层，故取 2.4m 。

冻结库的内容积为

$$V = 15 \times 2.4\text{m}^3 = 36\text{m}^3$$

(二) 冷藏库容积的确定

冷藏库容积按公式计算：

$$G = \rho\eta V$$

式中 ρ ——冷藏食品的密度，单位为 kg/m^3 ；

η ——容积利用系数，对 $< 100\text{m}^3$ 的组合冷库取 0.6 ，对 $> 100\text{m}^3$ 的组合冷库取 0.4 ；

G ——冷藏库的贮藏量，单位为 kg ；

V ——冷藏库容积，单位为 m^3 。

若将冷藏库分设两间，则每间冷藏库的贮藏量 $G = 16$ 吨。假设冷藏食品为冻牛肉，查表 8-3 得 $\rho = 400\text{kg}/m^3 = 0.4\text{t}/m^3$ 。则

$$V = \frac{G}{\rho\eta} = \frac{16}{(0.4 \times 0.6)} m^3 = 66.7 m^3$$

冷藏库与冻结库一样高，取 2.4m ，所以冷藏库的面积为 $66.7 m^3 \div 2.4\text{m} = 27.77 m^2$ 。

二、冷库类型选择

根据要求，本冷库可以设计成固定式的小型冷库，也可以选用现成的组合式冷库，由于组合式冷库一系列的优点，特别适用于小型冷库场合。为此查产品目录，选用 ZL-65S 型的组合式冷库两个加 ZL-35S 型的一个。

它的平面布置如图 7-1-7 所示。两间冷藏间总的冷藏量为 32t ，冻结间的冻结量为 $3\text{t}/24\text{h}$ ，冷藏温度 -18°C ，冻结温度 -25°C 。冷藏间两间总面积为 $55.54 m^2$ ，一间冻结间的面积为 $15 m^2$ ，库房高度为 2.4m ，因此均能满足设计要求。

三、库板传热系数计算

由组合式冷库标准规格可知，冷库库板隔热材料采用硬质聚氨脂泡沫塑料，库板内外面板采用喷塑钢板，隔热材料厚度 100mm 。如果不计库板内外喷塑钢板面板的热阻，则可按下式计算传热系数〔单位为 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 〕

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

式中 α_1 ——库板外侧面板的表面传热系数，取 $\alpha_1 = 23.26\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ；

α_2 ——库板内侧面板的表面传热系数，取 $\alpha_2 = 17.45\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ；

λ ——隔热材料的热导率， $\lambda = 0.028\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。

所以

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{23.26} + \frac{0.1}{0.028} + \frac{1}{17.45}} \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) = 0.22\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

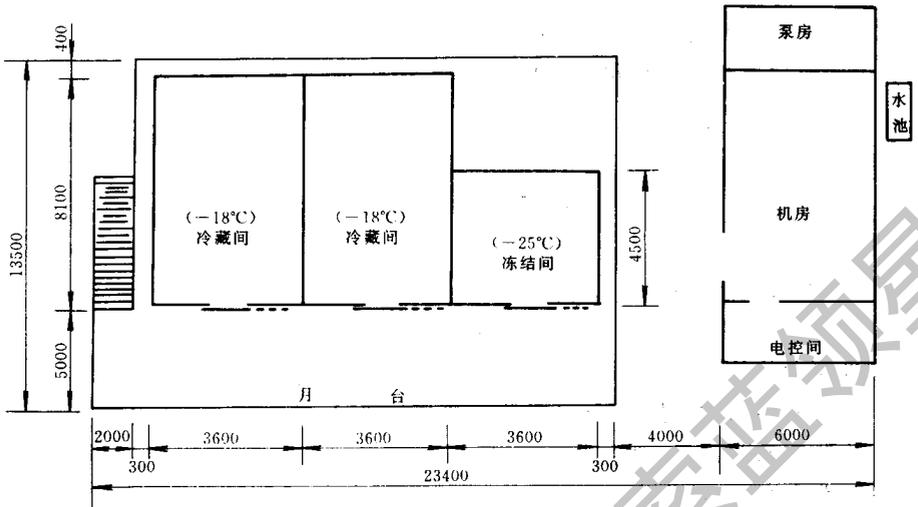


图 7-1-7 小型冷库平面图

四、库房耗冷量计算

(一) 渗入热计算

因为本冷库顶上有凉棚，正面有遮阳月台，所以计算时可不考虑太阳辐射热引起的渗入热量。渗入热量仅为库内外温差渗入的热量。

对冷藏库

$$Q_{IT} = KA (t_h - t_m)$$

式中 t_h ——库外计算温度，对上海地区，根据冷库设计规范取 $t_h = 34^\circ\text{C}$ ；

t_m ——库内设计温度， $t_m = -18^\circ\text{C}$ ；

A——冷藏库的总面积。因冷藏库有一内墙与冻结库相邻，略去它的传热量，则

$$A = (2 \times 7.2 \times 2.4 + 2 \times 7.2 \times 8.1 + 8.1 \times 2.4 + 3.6 \times 2.4) \text{ m}^2 = 179.28 \text{ m}^2$$

$$Q_{IT} = KA (t_h - t_m) = 0.22 \times 179.28 \times [34 - (-18)] \text{ W} = 2050 \text{ W}$$

$$= 2.05\text{kW}$$

$$q_{1A} = K (t_h - t_m) = 0.22 \times 52\text{W/m}^2 = 11.44\text{W/m}^2$$

对冻结库，略去它与冷藏库间的传热量，则它的传热面积

$$A = 2 \times 3.6 \times 2.4 + 2 \times 4.5 \times 3.6 + 4.5 \times 2.4\text{m}^2 = 60.48\text{m}^2$$

此时 $t_m = -25^\circ\text{C}$ 。所以

$$Q_{1T} = KA (t_h - t_m) = 0.22 \times 60.48 \times [34 - (-25)]\text{W} = 0.785\text{kW}$$

$$q_{1A} = 0.22 \times 59\text{W/m}^2 = 12.98\text{W/m}^2$$

我国冷库设计标准规定 $q_{1A} = K (t_h - t_m)$ 应在 $(11.6 \sim 14.0)\text{W/m}^2$ 之内，本例的 q_{1A} 基本符合标准的规定。

(二) 食品热计算

根据要求，食品先经 12h 冻结至 -15°C ，然后再搬运至冷藏库内贮藏，但由于食品不可能冻透，假设先冻至 -15°C ，而从冻结库取出进入冷藏库时温度回升为 -12°C 。经冷藏库贮藏后才冻至 -18°C 。

对冻结库的食品热计算如下

$$Q_2 = \frac{G (h_1 - h_2)}{nZ}$$

式中 $G = 3000\text{kg}$ ；

$n = 2$ ；

$Z = 12\text{h}$ ；

h_1 ——食品进冻结库时的比焓，取 $t = 34^\circ\text{C}$ 鱼肉禽类的平均比焓 $h_1 = 347.5\text{kJ/kg}$ ；

h_2 ——食品冻结后的比焓，也取平均值， $t = -15^\circ\text{C}$ 时鱼肉禽类的平均比焓值 $h_2 = 13.1\text{kJ/kg}$ 。

$$Q_2 = \frac{G (h_1 - h_2)}{nZ} = \frac{3000 \times (347.5 - 13.1)}{2 \times 12}\text{kJ/h} = 11.6\text{kW}$$

对冷藏库的食品热计算如下

$$Q_2 = \frac{G (h_1 - h_2)}{nZ}$$

式中 $G = 16\text{t} = 16000\text{kg}$ ；

$$n = 1 ;$$

$$Z = 24\text{h} ;$$

$$h_1 = 22.2\text{kJ/kg} ;$$

$$h_2 = 4.7\text{kJ/kg} ;$$

h_1, h_2 均得

$$Q_2 = \frac{G(h_1 - h_2)}{nZ} = \frac{16000 \times (22.2 - 4.7)}{1 \times 24} \text{kJ/h} = 3.24\text{kW}$$

由于贮藏的是鱼肉禽类食品，不需要换气，所以冷藏库，冻结库都没有换气热 Q_3 。

(三) 操作热计算

组合式冷库的冷却设备都用冷风机。本设计冷藏库和冻结库也分别采用冷风机冷却，因此库内有冷风机电机产生的热量。对每间冷藏库选用两台 DD-3.7/22 的冷风机，查表得冷风机电机的功率为 $6 \times 0.09 = 0.54\text{kW}$ 。对冻结库选用 DJ-19.6/115 冷风机，它的电动机功率为 $4 \times 0.55\text{kW}$ 。

对每个冷藏库

$$Q_4^{\text{II}} = \eta N_{\text{CB}} = 2 \times 3 \times 0.09\text{kW} = 0.54\text{kW}$$

对冻结库

$$Q_4^{\text{II}} = \eta N_{\text{CB}} = 1 \times 4 \times 0.55\text{kW} = 2.2\text{kW}$$

操作热中还应计入库门开启时渗入的热量。对冷藏库

$$Q_4^{\text{IV}} = q_4^{\text{IV}} A \times 10^{-3}$$

式中 q_4^{IV} ——每 m^2 冷库地板的开门渗入热，得 $q_4^{\text{IV}} = 13\text{W/m}^2$ ；

A ——每间冷藏库地板的面积， $A = 29.16\text{m}^2$ 。

$$Q_4^{\text{IV}} = q_4^{\text{IV}} A \times 10^{-3} = 13 \times 29.16 \times 10^{-3}\text{kW} = 0.379\text{kW}$$

对冻结库，得 $q_4^{\text{IV}} = 18.5\text{W/m}^2$ ， $A = 16.2\text{m}^2$ 。

$$Q_4^{\text{IV}} = q_4^{\text{IV}} A \times 10^{-3} = 18.5 \times 16.2 \times 10^{-3}\text{kW} = 0.299\text{kW}$$

组合式冷库耗冷量汇总表如下：

序号	库名	$t_m/^\circ\text{C}$	$t_0/^\circ\text{C}$	Q_1/kW	Q_2/kW	Q_3/kW	Q_4/kW	$\Sigma Q/\text{kW}$
1	冷藏	-18	-25	1.025	3.24	0	0.919	5.184
2	冷藏	-18	-25	1.025	3.24	0	0.919	5.184
3	冻结	-25	-35	0.785	11.6	0	2.499	14.884

五、冷却设备和制冷压缩机选择

(一) 冷却设备的选择

对冷藏库

$$Q_s = P (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4)$$

取安全系数 $P = 1.2$

$$Q_s = P (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4) = 1.2 \times 5.184 \text{ kW} = 6.22 \text{ kW}$$

对冻结库

$$Q_s = P (Q_1 + 1.3Q_2 + Q_3 + Q_4)$$

取 $P = 1.1$

$$Q_s = P (Q_1 + 1.3Q_2 + Q_3 + Q_4) = 1.1 \times (0.785 + 1.3 \times 11.6 + 0 + 2.499) \text{ kW} = 20.2 \text{ kW}$$

由表 8-9 对每间冷藏库选用两台 DD-3.7/22 的冷风机。当它使用 R22 时应乘上修正系数 CF, 由表 8-11, $CF = 1.07$ 。因此两台 DD-3.7/22 冷风机使用 R22 时的制冷量为

$$Q_0 = 2 \times 1.07 \times 3.7 \text{ kW} = 7.9 \text{ kW}$$

它大于需要的 6.22kW, 可以满足使用要求。

由表 8-9 对冻结库选用 DJ-19.6/115 的冷风机。当它使用 R502, $\Delta t = 10^\circ\text{C}$ 时应乘上修正系数 CF, 由表 8-11, $CF = 1.43$ 。则 DJ-19.6/115 冷风机的制冷量为

$$Q_0 = 1.43 \times 19.6 \text{ kW} = 28 \text{ kW}$$

它大于需要的 20.2kW, 可以满足使用要求。

(二) 制冷压缩机组的选择

制冷压缩机组可选用表 8-13 或表 8-14 所列出的泰州商机厂或沈阳第一冷冻机厂生产的风冷或水冷机组。对每间冷藏库

$$Q' = (1.05 \sim 1.07) Q_s$$

取 $Q' = 6.6\text{kW}$ ，设冷库的工作时间系数不高于 0.7。则

$$Q'' = Q'/b = 6.6/0.7\text{kW} = 9.43\text{kW}$$

本设计制冷机组采用水冷式，冷凝温度考虑上海地区气象条件设为 $t_k = 40^\circ\text{C}$ 。当 $t_0 = -25^\circ\text{C}$ 时，查图表得沈阳第一冷冻机厂生产的 S102-WL 水冷机组比较合适。同理对冻结库 $Q' = 21.4\text{kW}$ ， $Q'' = 30.6\text{kW}$ ，选用沈阳第一冷冻机厂生产的 6L22-WL 水冷机组。

制冷系统原理图如图 7-1-8 所示。

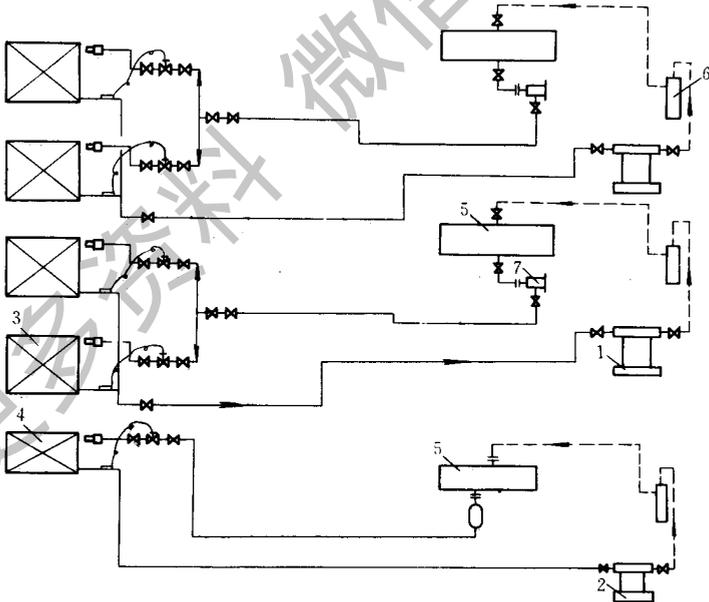


图 7-1-8 冷库制冷系统原理图

- 1—S102-WL 型制冷压缩机；2—6L22-WL 型制冷压缩机；3—DD-3.7/22 型冷风机；
4—DJ-19.6/115 型冷风机；5—冷凝器；6—油分离器；7—干燥过滤器

计算结果汇总如下表：

	冷藏量/ (t/d)	冻结量/ (t/12h)	库容/ m ²	库内高/ m	库内尺寸 BL/mm	冷风机型号	机组型号	制冷剂
冷藏库 1	16.0		64.4	2.4	3.4 × 7.9	DD-3.7/22	SI02-WL	R22
冷藏库 2	16.0		64.4	2.4	3.4 × 7.9	DD-3.7/22	SI02-WL	R22
冻结库		1.5	36	2.4	3.4 × 4.4	DJ-19.6/115	6L22-WL	R502

第四节 组合式冷库性能的测定

为保证组合式冷库各项性能指标达到标准规定的要求，应对组成它的面板，隔热材料和粘结层等分别进行物理性能、机械性能、传热性能等项指标的测定。具体测试的项目有隔热材料的热导率、密度、吸水性、抗压强度、抗弯强度、抗拉强度、相对挠度、与面板的粘接强度、传热系数等项目。

组装成套后的冷库应对其整体的传热性能进行测试，测定库体的传热系数，空库打冷时降温的时间和停止运行后库温回升的时间，另外还需测定它的工作时间系数和进行凝露及除霜的试验。本节仅介绍几项主要性能的测试方法。

一、组合冷库围壁板相对挠度的测定

图 7-1-9 表示围壁板试样在试验装置上的位置。

试验时开动试验机，在 1~3min 内，匀速加均布压力 P，用百分表记录位移量（图上垂直方向均布测点不少于四个）。同时测出试样受压后的下垂量，则它的相对挠度可按下式计算

$$S = \frac{f_s - f_b}{L}$$

式中 S——围壁的相对挠度；

f_s ——最大使用载荷下，试样的位移量，单位为 mm；

f_b ——最大使用载荷下，试样支座的下垂量，单位为 mm；

L ——试样的长度，单位为 mm。

围壁板在 49.05N/m^2 均布载荷下其相对挠度不应超过 $1/250$ 。

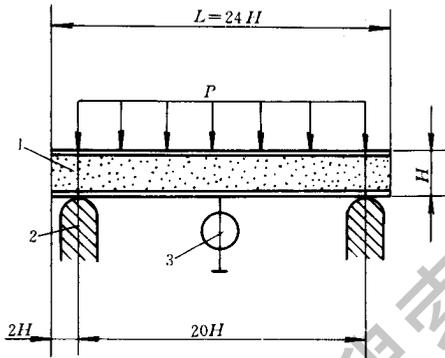


图 7-1-9 围壁板相对挠度的测定

1—试样；2—支座；3—百分表

二、组装成套后冷库性能测定

组合式冷库装配成套后，应测定其实际库容。其实际库容当在 100m^3 以下时，不得小于名义值的 98%，当在 $101 \sim 500\text{m}^3$ 时，不得小于名义值的 95%。

库体外观应无重大缺陷，密封性能良好，库门开关灵活，制冷机组和冷风机安装位置合理。

组装成套的冷库性能测定项目已如前述，试验前应完成制冷系统的压力试验、真空试验、充注制冷剂和进行管道的隔热，并将自控系统，电路系统调整到规定值。各种元件动作都应准确灵活。

(一) 库体传热系数 K 值的测定

测定库体传热系数 K 值，一般用库内装电加热器的内部加热方法。

库内加热时，至少应使库内外温差保持大于 20°C ，当稳定后，记录数

据，根据

$$K = \frac{Q}{A(t_1 - t_0)}$$

$$A = \sqrt{A_1 A_2}$$

$$Q = P_1 + P_2$$

计算出库体的传热系数 K 值。

式中 K ——库体传热系数，单位为 $[W/(m^2 \cdot K)]$ ；

A ——库体围壁的传热面积，单位为 m^2 ；

A_1 ——冷库外表面积，单位为 m^2 ；

A_2 ——冷库内表面积，单位为 m^2 ；

Q ——通过库体围壁的传热量，单位为 W ；

P_1 ——电加热器功率，单位为 W ；

P_2 ——扰动风机电动机功率，单位为 W ；

t_0 ——库外空气温度，单位为 $^{\circ}C$ ；

t_1 ——库内空气温度，单位为 $^{\circ}C$ ；

库体传热系数 K 值应取三种不同的库内外温差（每种温差之间差别不小于 $5^{\circ}C$ ）且每种温差测定四次以上取其平均值。

图 7-1-10 表示温度测点的位置。其中 A、B、C、D、E、F、G、7 点温度的平均值表示库内空气温度 t_1 。M、N、O、P、Q、5 点温度的平均值表示库外空气温度 t_0 。

空库库体的传热系数应符合表 7-1-3 的规定。

（二）空库降温和温度回升试验

试验时，关闭空库库门，熄灭库内照明灯，启动制冷机组，将温度控制器调整到设计库温，当库温达到设计温度 $\pm 1^{\circ}C$ 时，记录降温时间。在温度控制器的控制下使机组连续运转 4~6h 停车，记录库温回升到环境温度的时间。各种库温下空库的降温速度应符合表 7-1-4 的规定。

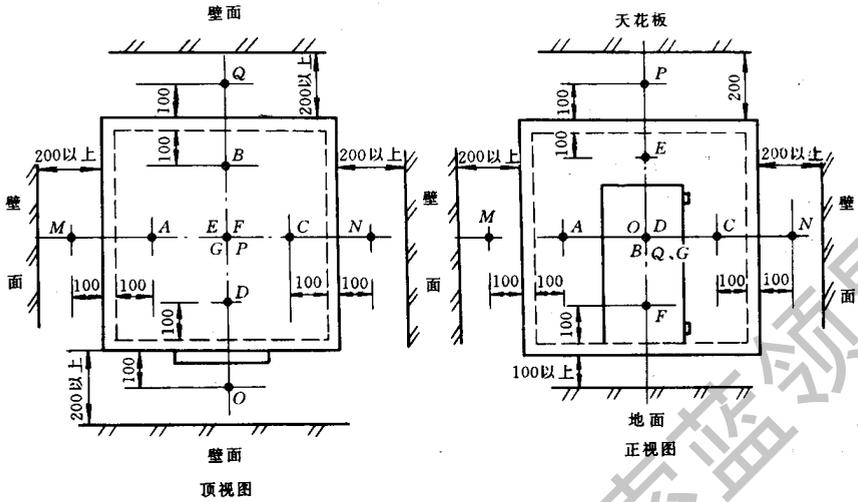


图 7-1-10 温度测点位置图

表 7-1-3 空库库体的传热系数 (h)

单位	库温 $^{\circ}\text{C}$	-2 ~ +12	-10 ~ -2	-20 ~ -10	-30 ~ -20
$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$		≤ 0.48	≤ 0.38	≤ 0.29	≤ 0.23
$[\text{kCal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C})]$		(0.42)	(0.33)	(0.25)	(0.20)

表 7-1-4 空库降温速度 (h)

库容/ m^3	库温 $^{\circ}\text{C}$	-2 ~ +12	-10 ~ -2	-20 ~ -10	-30 ~ -20
≤ 100		≤ 1	≤ 1.5	≤ 2.5	≤ 3.5
101 ~ 500		≤ 2.0	≤ 2.5	≤ 3.5	≤ 5.0

(三) 制冷装置工作时间系数测定

让冷库保持在设计温度 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ 左右运行，由温度控制器控制制冷装置的

开停，记录每次开机的时间和停机的时间，连续测定 24h。则制冷装置工作时间系数按下式计算

$$f = \frac{\sum \tau_K}{\sum \tau_K + \sum \tau_S}$$

式中 f ——制冷装置工作时间系数；

$\sum \tau_K$ ——连续 24h 内开机的时间总和，单位为 h；

$\sum \tau_S$ ——连续 24h 内停机的时间总和，单位为 h。

在名义工况下，制冷机组的工作时间系数，对库容 $\leq 100\text{m}^3$ 时 < 0.7 ，对库容在 $101 \sim 500\text{m}^3$ 时 ≤ 0.8 。

(四) 凝露试验

进行凝露试验时，关闭库门，熄灭库内照明灯，起动制冷机组，对空库进行降温，直至库温达到设计温度 $\pm 1^\circ\text{C}$ ，由温度控制器控制制冷机组连续运转，6h 后测定冷库外表面的温度。

冷库外表面温度，至少应在某一围壁板的中心部位，板间拼缝部位，拼缝的交叉部位及库门的中心部位 4 处进行测定。它们的值应高于外界空气的露点 2°C 以上。

第 2 章

陈列柜的安装与布置

第一节 室内设施的安装与陈列品的布置

一、安 装

陈列柜安装及其定位正确与否以及柜内物品布置得是否合适，都直接影

响到陈列柜能否正常工作及工作效果的好坏。因此，安装前，要仔细阅读厂家的说明书。例如对集中式机组陈列柜，制冷剂管道在设计区域中可能会从一只陈列柜穿到另一只陈列柜。为此，就得在陈列柜侧边穿孔。如果陈列柜由压力控制器来控制，那么管子就应避免穿过这些陈列柜到另外的机器中去，这是因为系统中的压力是与最冷的部位相对应的。从第一个系统贯穿到第二个系统的管道可能会被冷却到一点，在该点其压力控制将与第二个系统的压力相对应，构成交叉控制。所以，必须避免这种情况。

用焊枪焊接管子时，必须保证焊枪和热焊料不得碰上玻璃纤维排水盘。同时，必须保证膨胀阀感温包避开热源。必要时可取下感温包，待焊接完毕后重新安装。

在制冷剂管道进入陈列柜的地方，采用合成橡胶密封器加以密封。这种密封对防止空气渗漏和其他问题的产生是非常重要的。

在对系统充注制冷剂之前，应旋紧陈列柜中膨胀阀的喇叭形螺母。它们可能会由于装运过程中产生的振动而松动。同时还要旋紧控制箱上所有的电气螺丝，以避免安装后短时间内烧毁这些接线柱。至于陈列柜上的胶带和其他的污斑可用酒精去掉。

在安装时，如果搁板放在合适的位置，有助于空气的流通。一旦搁板被移动，必须注意把他们重新放回原来的正确位置，以保证适当的冷空气流动。

二、定位

陈列柜位置的选择对其可靠的运行和顾客购物均关系重大。在考虑陈列柜位置时，必须考虑如下四个条件：

（一）陈列柜应该远离阳光直射和有排气的地方

阳光直射在陈列柜上，甚至直接射在其内存放的物品上，对陈列柜的可靠运行是非常不利的。而很多陈列柜的设计对空气分布比较敏感，因此在这些陈列柜周围应确保没有空调机组、电风扇、开着的窗或门产生的气流，因为在其周围空气的流动会严重影响陈列柜的运行。

(二) 陈列柜应放置在顾客便于停留和进行选择的地方

大型商店或超级市场存在的问题之一是它的冷区和热区。这里指的是陈列柜的冷冻室或冻结食品周围被冷却的区域，有时会使顾客回避这个区域。为了不使顾客在这些区域绕道而行，必须采取措施来改善这个环境。图 7-2-1 表示了冻结设备之间温度是如何变化的。

如图 7-2-1(a) 所示，当陈列柜下面有回风系统时，设备之间的空气温度分布良好，最低温度也在 18°C 之上。而当空调风扇关闭时，设备之间的空气温度最低能达 13°C 左右 [如图 7-2-1(c) 所示]，该温度将使人感觉到很冷，非常不舒适。

对于这种情况，可以通过采取适当的措施加以控制与改善。设在冻结食品陈列柜下面的冷空气回收系统，将有助于防止过道中的低温出现，如图 7-2-2 所示。而让回收的冷空气在商店的空调系统中重新循环又将会降低空调系统的冷却费用。

(三) 在陈列柜周围应该有足够的通道

除了通风之外，还可便于顾客购物。

(四) 陈列柜背部外表面与墙壁面或与其后的其他陈列柜之间应留有一定间距

这个间距一般要至少 3cm 以上。即使陈列柜与墙壁或陈列柜之间具备必要的间距，仍然可能有凝露出现，因这里湿度较高。根据这些情况，必须采用一些强迫通风的方法，比如采用装上内装式风扇的成套通风设备。

成套通风设备可改善商店走道的温度分布，特别是当许多多层陈列柜集中在商店内某一部分时，更需要如此。

三、柜中物品的陈列

不论陈列柜是开式的还是闭式的,它们的设计都应使陈列柜内能保持所需要的温度,并注意其内的空气流动形式和温度分布,以取得最佳的冷却效果。

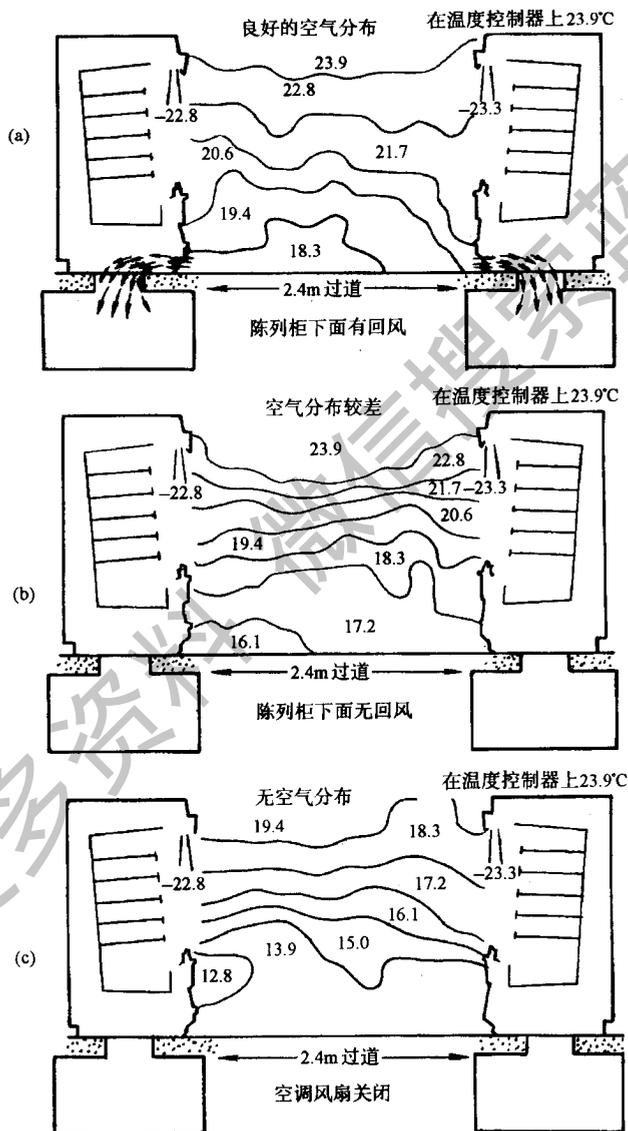


图 7-2-1 当空气分布良好、较差和没有回风时,冻结食品柜过道中的温度场

通常在陈列柜中陈列物品的表面温度比柜中流通的空气温度要高，这主要是由于辐射作用及柜内物品的陈列方式所引起。

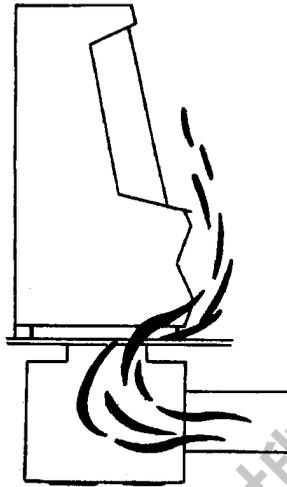


图 7-2-2 冷藏陈列柜前面的回风路线

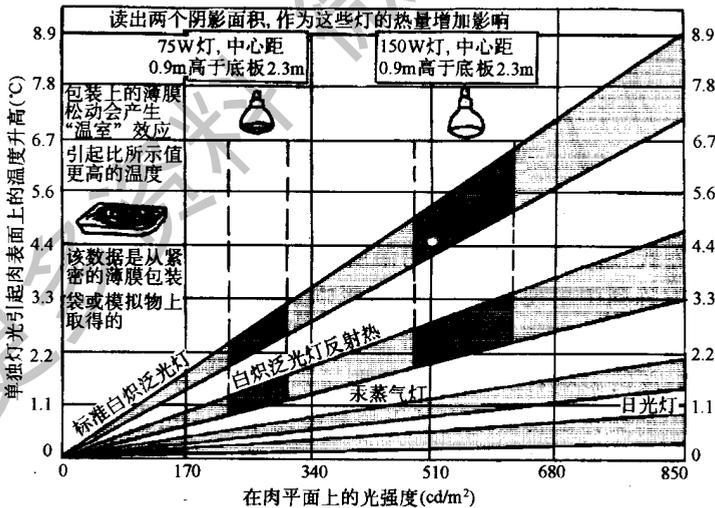


图 7-2-3 照明对包装肉的影响

辐射热的两个主要来源是照明和天花板。如图 7-2-3 反映了各种照明灯具形成的辐射热对开式肉类陈列柜中包装肉的影响程度。这其中每种照明灯具都给出了较宽的温度范围, 但这些数据在许多情况下仍比较保守, 例

如，它并没有考虑包装肉上的薄膜松动而产生的“温室”效应所引起的肉类表面温度的升高。另外，图中横坐标的单位 cd 是国际单位制发光强度的基本单位，汉译名为坎德拉。

一般房间中，天花板的表面温度较之别处的温度要高，图 7-2-4 表示了开式肉类陈列柜上面的天花板是如何影响柜内包装肉的温度。

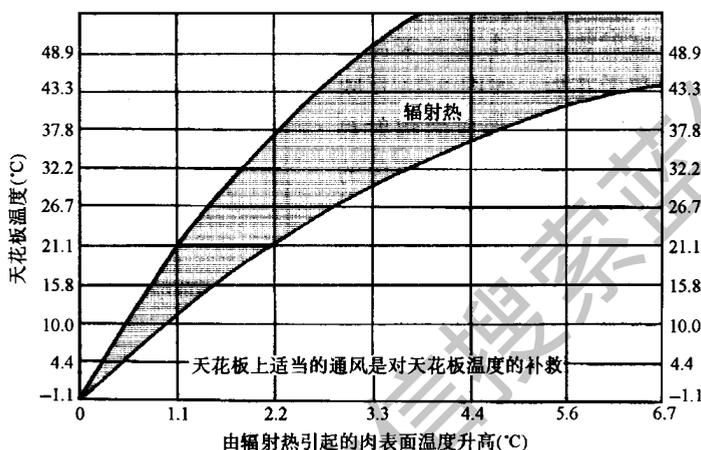


图 7-2-4 天花板温度对包装肉的影响

陈列柜内物品的陈列方式，会直接影响到柜内空气的流动方式，进而影响到其内的温度分布。因此，柜中物品陈列过多或陈列中出现的空隙，均可影响到柜中陈列品的温度。图 7-2-5 (a) 表示了陈列柜中的空隙对空隙前陈列的包装品的表面温度的影响，图 7-2-5 (b) 说明了所有型号与种类的陈列柜结构都要保证物品放在低于负载线以下约 5cm 处，以消除气流分布不均匀对陈列品表面温度的影响。图 7-2-5 (a, b) 所示的这种影响通常会造成柜内物品表面温度升高 1.1~3.3°C。

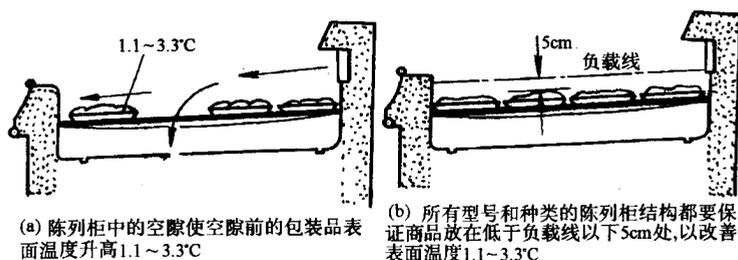


图 7-2-5 肉类陈列柜中的空隙和陈列品的负载线

因此，在陈列柜中陈列物品时，应尽量设法消除各个因素对陈列物品表面温度的不利影响。例如，通过对天花板进行适当的通风以降低其表面温度，可以对其辐射热的影响得到一定的补救。陈列柜内物品要注意不能阻塞气流，改善空气流通的一种良好方法就是使用导流板。图 7-2-6 表示的就是一种空气导流板在某种果品陈列柜中的应用。这些导流板将使空气定向流进陈列柜中，避免冷空气在柜中的短路循环。

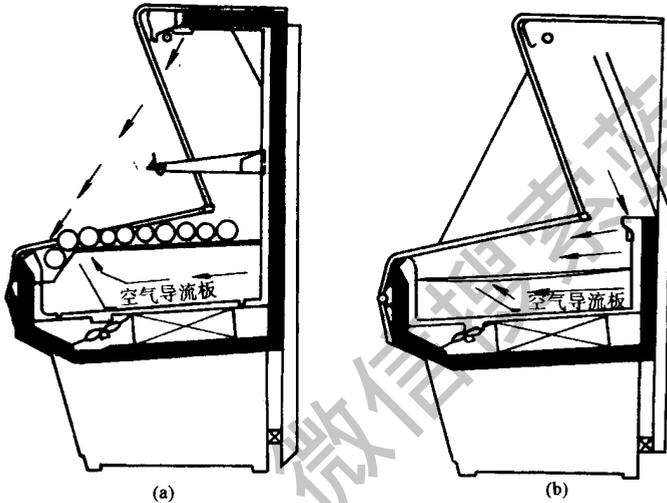


图 7-2-6 果品陈列柜中的空气循环

如果不注意防止各个因素对陈列柜内物品的不利影响，将会使制冷机组的运行效率降低，物品的表面温度升高，达不到要求的冷却效果，甚至使物品提前损坏。如对于肉类陈列柜，当柜内物品表面温度高于 $7 \sim 8^{\circ}\text{C}$ 时，细菌和霉菌会快速繁殖，使肉类过早变质，导致不必要的损失。以下两个例子表明了几个不利因素是如何使肉类表面温度提高的。

例 1

陈列柜中肉制品上面和周围的空气温度	-1.1°C
从高架泛光灯反射 $510\text{cd}/\text{m}^2$ 所增加的温度	2.8°C
天花板温度为 26.7°C 时所增加的温度	1.9°C
高负荷工况所增加的温度	1.1°C
陈列空隙所增加的温度	1.1°C

肉类表面温度净增量	5.8℃
-----------	------

例 2

陈列柜中肉制品上面和周围的空气温度	1.1℃
-------------------	------

来自落地式高架泛光灯（照光半径 $R = 4\text{m}$ ）	
-----------------------------------	--

510cd/m ² 能量所增加的温度	4.4℃
-------------------------------	------

由天花板 37.8℃ 温度所增加的温度	2.8℃
---------------------	------

高负荷工况所增加的温度	1.1℃
-------------	------

陈列空隙所增加的温度	1.1℃
------------	------

肉类表面温度净增量	10.5℃
-----------	-------

从以上例子可看出，由于这些不利因素的影响，致使陈列的物品表面温度都有不同程度的增加，特别是例 2，物品表面温度净增达 10.5℃，这极易使肉类变质损坏。

第二节 室外装置的安装

设备安装在室外可节省宝贵的室内场地。如果制冷机组的压缩机以及辅助设备在屋顶上或沿着商店四周安放，那么设备间就可以省去，特别是对于集中供冷的陈列柜，其意义更大。室外冷凝机组也为改建具有较拥挤设备间的商店提供了一个理想的方案。

如图 7-2-7 所示的是一带有严密连接的分体式制冷系统的立式商用陈列柜。

该陈列柜安装费用低，不需要任何管道，只要求在电源箱底部有一电气连接件。这种机组可以安放在屋顶上或室外地坪面上及混凝土板上。它有一根用于直接连接到室外冷凝机组的液体软管和吸气软管，快速管接头使它的安装非常容易。

冷凝机组置于室外可以排除压缩机冷凝器的热量，这就减少了商场室内的空调负荷，同样也减少了启动空调系统对电功率的需要量。压缩机组结构

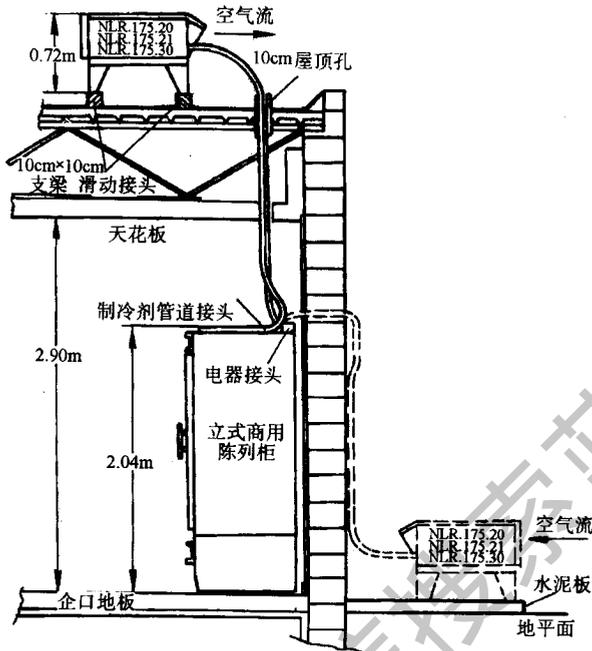


图 7-2-7 带有制冷剂管道快速接头的分体式陈列柜

紧凑，并有一层能耐风雨侵蚀的烘过的聚丙烯涂层。

第三节 陈列柜的常见故障及排除方法

陈列柜同前边讲的食物冷藏柜的故障原因、检查与排除方法均基本相同，如下表所列为其部分常见故障的原因与排除方法。

由于陈列柜主要用于商店、超市，这些地方本身空气相对湿度较高，同时陈列柜融霜产生的水也通过加热器加热蒸发，更使陈列柜周围空气湿度加大，甚至出现凝露现象。所以除了采取强制通风的办法外，陈列柜的融霜应给予足够的重视。

表 陈列柜部分常见故障、原因及排除方法

故障现象	可 能 原 因	排 除 方 法
机组不运行 (冷凝器风扇 不转)	①保险丝是否烧断或断路器是否跳闸 ②系统是否在化霜 ③定时器是否有故障 ④温度控制器是否有故障	①检查更换保险丝, 检查断路器 ②等待 ③检查、更换 ④检查、更换
机组不能启动 (或者勉强启动, 但是过载运行)	①冷凝器是否脏了 ②线路电压是否偏低 ③冷凝器风扇是否坏了 ④系统充灌制冷剂量是否过多 ⑤继电器或电容器是否坏了	①检查、清扫 ②调整电压 ③检修, 必要时予以更换 ④将多余的制冷剂放掉 ⑤检查、更换
机组运行但制 冷效果差或根 本不制冷	①盘管是否结冰 ②冷凝器是否较脏 ③排气压力是否太高 ④陈列柜风扇是否没有工作 ⑤系统内是否有水分 ⑥机组充灌制冷剂是否过少 ⑦冷凝机组是否坏了 ⑧毛细管是否堵塞 ⑨是否商品堆放不当	①检查原因、除霜 ②检查、清扫 ③检查原因 ④检查、修理或更换 ⑤检查原因、排除故障 ⑥检查是否有泄漏, 给机组充灌 适量制冷剂 ⑦检查、修理 ⑧清洁或更换 ⑨重新合理摆放陈列品
盘管反复结冰	①融霜定时器设定的时间和次数是否不对 ②机组充灌制冷剂量是否过少 ③定时器是否有故障	①一般每天融霜4次, 每次不少于30min ②检查系统是否有泄漏并充灌适量制冷剂 ③检查, 更换

第 2 章 陈列柜的安装与布置

故障现象	可 能 原 因	排 除 方 法
运行噪声较大	<ul style="list-style-type: none"> ①管路是否振动 ②压缩机内部是否有噪声 ③是否箱体框架受压缩机影响而振动 ④水蒸发器皿是否松动 ⑤是否失去后部机箱盖 ⑥压缩机是否在高压头下运行 ⑦冷凝器风扇电机是否不起作用 	<ul style="list-style-type: none"> ①检查、校正管路 ②检修或更换 ③予以调整 ④固定 ⑤装配 ⑥减少或排除空气流过冷凝器时的流动阻力 ⑦检查保险丝、电流断路器和风扇电动机的状况，必要时予以更换

获取更多资料 微信搜 星球

第 3 章

小型冷藏柜的常用故障及排除

第一节 小型制冷设备维修工具及常用材料

维修冷藏柜等小型制冷设备所用工具分为通用工具和专用工具。对于通用工具，一般有以下三类：

(1) 机械维修工具。

- ① 锉刀（扁锉、圆锉、方锉和组合锉）
- ② 螺丝刀（大小规格若干及十字螺丝刀）

- ③扳子（管扳子、梅花扳子、六角扳子）
- ④钢锯
- ⑤钳子（电工钳、尖嘴钳、钢丝钳、挟扁钳子、封口钳子）
- ⑥榔头（大小规格若干）
- ⑦剪刀
- ⑧三角刮刀
- ⑨凿子
- ⑩油壶
- ⑪尖冲
- ⑫钻头（各种规格若干）

(2) 电器维修工具。

- ①试电笔
- ②电筒
- ③自耦调压器一个
- ④小型配电盘一个（配有各种插头和双刀单掷开关）
- ⑤钳形交流电流表一块
- ⑥万用表一块
- ⑦兆欧表
- ⑧电烙铁（需大小规格，焊锡、焊油若干，砂布等）

(3) 其他工具及材料。

- ①制冷剂（各种类钢瓶若干）
- ②氮气（氮气瓶若干）
- ③冷冻油
- ④厚 6mm 左右、长和宽各 300mm 玻璃板一块
- ⑤粗细金刚砂、氧化铬等
- ⑥汽油
- ⑦酒精
- ⑧药棉、纱布、过滤网
- ⑨焊条、焊药（助焊剂）
- ⑩石棉橡胶纸箔（厚 0.5mm、0.8~1mm 两种）
- ⑪吸潮剂（硅胶、分子筛、无水氯化钙）

⑫煤油

⑬玻璃温度计（各种规格若干）

⑭磅秤

⑮检漏用具（肥皂、检漏灯、检漏仪等）

⑯真空泵

⑰充灌制冷剂工具（充灌设备、接管、阀等）

对于维修制冷设备所用专用工具，一般有如下几种：

(1) 压力表。

维修常用压力表分高压表（量程有 0 ~ 1568kPa，0 ~ 1960kPa 和 0 ~ 2450kPa）和低压表或称真空压力表（量程有 0 ~ 980kPa 和 0 ~ 1568kPa）。

图 7-3-1 所示为真空压力表的一种。表盘上从里向外第一圈刻度和第二圈刻度为压力值，其单位分别是 lbf/in^2 ^① 和 kgf/cm^2 ；第三圈刻度是氯甲烷的蒸发温度，单位是 $^{\circ}\text{C}$ ；最外圈刻度是 R12 的蒸发温度，单位也是 $^{\circ}\text{C}$ 。这种真空压力表能指示出两种制冷剂（R12、氯甲烷）的蒸发压力和相应的蒸发温度。在修理工作中，使用这种真空压力表方便直观。

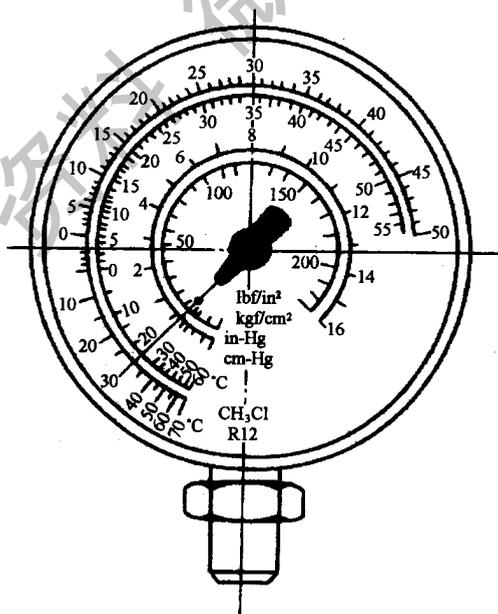


图 7-3-1 真空压力表

① $1\text{lbf/in}^2 = 6.89476 \times 10^3\text{Pa}$ ，下同。

(2) 切管器。

金属切管器如图 7-3-2 所示，它用于切断紫铜、黄铜、铝等金属管，割管直径一般为 3~25mm。

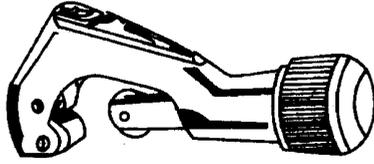


图 7-3-2 切管器

切管器由支架、切轮和调整钮组成。切管时顺时针缓慢旋紧切轮 1/4 圈，然后缓慢旋转切管器一周，再紧 1/4 圈并旋转一周，直到铜管被切断为止。切割时要注意，轮的刀口要垂直压向铜管，不要歪扭或侧向扭动。由于切轮是用较硬、较脆的工具钢制作的，如不注意垂直加压和进刀深度，切管时刀口边缘很容易崩裂。切割完后用管口上的铰刀将铜管的飞边铰掉。

(3) 扩口工具。

① 扩喇叭口。

采用螺纹接头时，为确保连接处的密封性，管口须扩大成喇叭口形状。扩口工具是铜管扩口的专用工具，如图 7-3-3 所示。

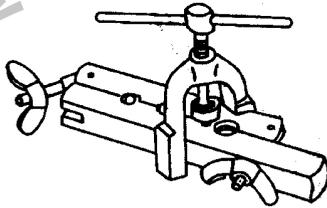


图 7-3-3 扩口工具

操作时将已退火且已割平的管除去毛刺与飞边，放入与管径相同的孔径的孔中，管口朝向喇叭面，铜管露出喇叭口深度的 1/3（如图 7-3-4 所示）。然后将工具旋紧，用顶压器的锥形支头压在管口上，缓慢旋紧螺杆，扩成 90°喇叭形。其接触面不应有裂口和麻点，以防密封不严。

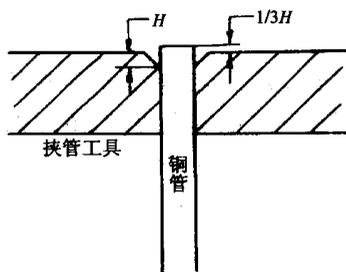


图 7-3-4 扩口尺寸

②扩杯形口。

管和管连接时需将一个管插入另一管内，这就需要将其中一管扩成杯形口，如图 7-3-5 所示。

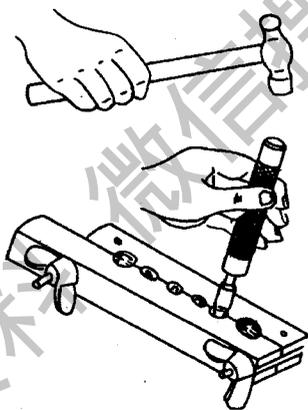


图 7-3-5 扩杯形口操作

扩杯形口时，将铜管夹于相同直径的口内，铜管露出高约 H ，需稍大于直径 D 约 $1 \sim 2\text{mm}$ ，将冲头涂上一层冷冻机油并插入管内，用铁锤或木锤敲击，每次敲击后，必须轻微转动冲头，冲孔时要注意，冲头要垂直，不要用力过猛。

冲出杯形口的长度 L 等于铜管直径 D ，如图 7-3-6 所示。

(4) 弯管器。

有时需要将直管弯曲，对直径小于 20mm 的铜管可采用弯管器，如图 7-3-7 所示。为了不使管子弯管内侧的管壁有凹瘪，各种管子弯曲半径应

不小于管径的 5 倍。

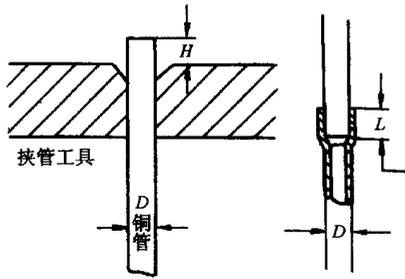


图 7-3-6 扩杯形口尺寸

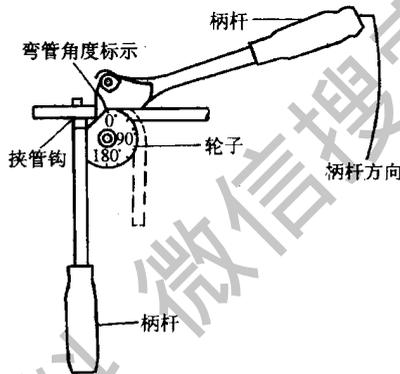


图 7-3-7 杆式弯管器结构

操作时，将管子放入轮子槽沟内，用挟管钩钩紧，管端与柄杆按箭头方向转动，直弯到所需的弯曲角度为止，然后将弯管退出。不同的弯曲角度可通过调整轮上与之相对应的角度，然后按上述方法进行操作。

(5) 焊接工具。

焊接工具主要由三部分组成，如图 7-3-8 所示。

① 氧气瓶。

瓶内储存高压氧气，其最大压力 1466kPa，瓶上接头处装有压力表，指示氧气压力，还装有减压调节阀，指示调节后的氧气压力。

② 乙炔瓶。

瓶内为乙炔气体，最大压力 1666kPa，乙炔含有约 93% 的碳和 7% 的氢，与纯氧适当混合，点燃后能产生高温火焰。

③焊枪。

焊枪使氧气与乙炔经两个针阀调节后按正确比例混合，喷出的混合气体点燃后可产生高温，用来焊接管路的接头。

焊接时火焰的大小可通过两个针阀控制、调整，不同的材料、不同的管径，所需焊枪的大小和火焰温度的高低也不同，这须在焊接时逐渐摸索，灵活掌握。

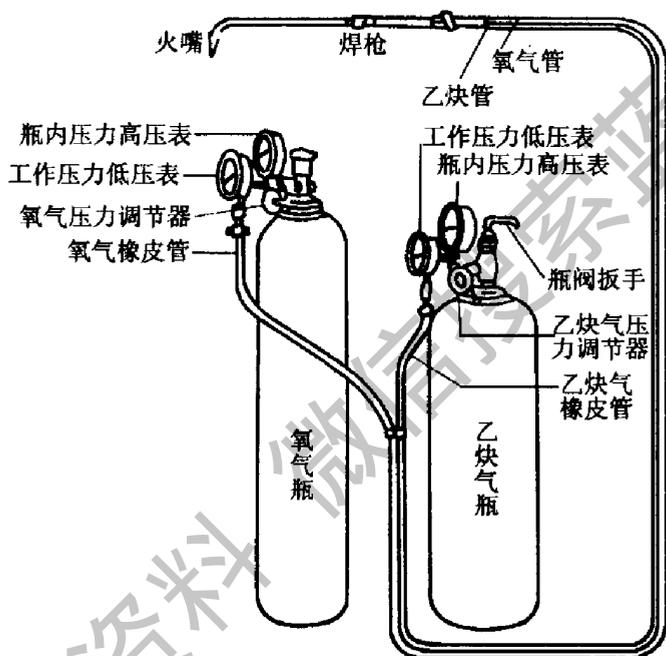


图 7-3-8 氧气乙炔焊接设备

(6) 制冷剂钢瓶。

常用的制冷剂均贮存于专用钢瓶内。氟利昂瓶漆成银灰色，氨瓶漆成黄色，并在瓶上标出制冷剂名称。贮存不同制冷剂的钢瓶不得互相调换使用。钢瓶不要放在太阳下曝晒或靠近火焰及高温热源处，运输时要避免相互碰撞，以免引起爆炸。

应经常检查制冷剂钢瓶有无泄漏。常见的泄漏在开关阀处，应检查压紧螺母是否旋紧和完好，发现渗漏时，应及时修复，以免损失制冷剂。制冷剂钢瓶规格见表 7-3-1。

表 7-3-1 制冷剂钢瓶规格

钢瓶容积 (L)	外径 (mm)	壁厚 (mm)	瓶高 (mm)	瓶口直径 (mm)	瓶重 (kg)
5	141	5	445	38	8.7
8	141	5	665	38	12.4
10	141	5	815	38	14.9
12	141	5	960	38	17.3
25	219	7	925	46	35.0
30	219	7	1080	46	41.0
35	219	7	1235	46	47.0
40	219	7	1390	46	52.0
45	219	7	1545	46	58.0
50	219	7	1700	46	64.0

由大瓶向小瓶倒入制冷剂时，每次倒入量应准确记录。瓶内是否有制冷剂，可用摇动或敲击方法判断，也可在接头处接压力表。钢瓶内装入制冷剂的最大限度为其容积的 85%，不允许充满，以防制冷剂受热膨胀，使钢瓶破裂。

(7) 管路的接头和接头螺母。

小型氟利昂装置使用的连接管大多是紫铜管。常用的紫铜管外径为： $\phi 6$ ， $\phi 8$ ， $\phi 10$ ， $\phi 12$ ， $\phi 16$ （mm）等几种，它们的接管附件为各种接头和接管螺母。

① 氟利昂铜管接头。

图 7-3-9 所示为接头尺寸图，表 7-3-2 列出了公制接头规格，表 7-3-3 列出了英制接头规格。

表 7-3-2 氟利昂公制接头规格 (mm)

管 径	d	d ₁	d ₂	d ₃	L	L ₁	L ₂	S
φ6×1	M12×1.25	4.8	5.6	8.7	14	12	4	14
φ8×1	M14×1.5	6	7	11.5	17	15	5	17
φ9×1	M16×1.5	7.2	8	13	18	15	5.6	20
φ10×1	M16×1.5	8	9	13.5	19	17	6.0	20
φ12×1	M18×1.5	10.3	11	15	21	18	6.4	24
φ16	M22×1.5	12.7	13.5	19	24	21	7	28
φ19	M27×2	16.3	18	23	28	25	7	32
φ22	M30×2	19	21	26	30	27	7	36
φ25	M36×2	22.2	23.8	32	32	29	8	42

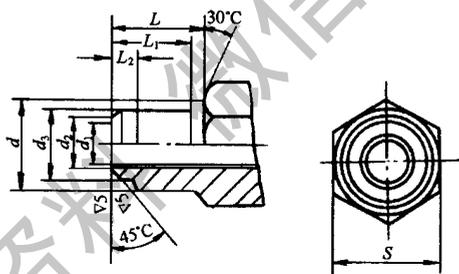


图 7-3-9 氟利昂铜管用接头

表 7-3-3 英制接头规格

管径	管外径	螺纹 d	d ₁ ^{-0.15}	d ₂	d ₃	L	L ₁	L ₂	S
1/4"	6.35	7/16" - 20 牙/in	4.8	5.5	9.2	13.5	11.3	3.7	14
3/8"	9.52	5/8" - 18 牙/in	7	8	13.5	16.5	14	4.8	20

第 3 章 小型冷藏柜的常用故障及排除

管径	管外径	螺纹 d	$d_1^{-0.15}$	d_2	d_3	L	L_1	L_2	S
$\frac{1}{2}$ "	12.7	$\frac{3}{4}$ " - 16 牙/in	10	11	16	19.5	16.8	5.5	24
$\frac{5}{8}$ "	15.88	$\frac{7}{8}$ " - 14 牙/in	12.5	13.5	19	23	19.9	6	28
$\frac{3}{4}$ "	19.05	1 $\frac{1}{16}$ " - 14 牙/in	16	18	24	26.5	23.4	6	32

② 氟利昂铜管接管螺母。

图 7-3-10 所示为接管螺母的尺寸图，表 7-3-4 列出了公制接头螺母规格；表 7-3-5 列出了英制接管螺母规格。

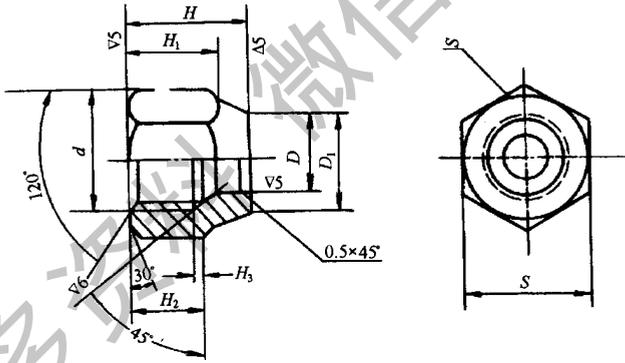


图 7-3-10 氟利昂铜管用接管螺母

表 7-3-4 氟利昂公制接管螺母规格 (mm)

管径	螺纹 d	D	D_1	H	H_1	H_2	H_3	S
6 × 1	M12 × 1.25	$6^{+0.20}$	14	20	12	8	1.5	18
8 × 1	M14 × 1.5	$8^{+0.20}$	16	22	13	9	1.5	20
9 × 1	M16 × 1.5	$9^{+0.20}$	17	24	14	11	1.5	22

管径	螺纹 d	D	D ₁	H	H ₁	H ₂	H ₃	S
10×1	M16×1.5	10 ^{+0.20}	18	26	15	12	1.5	24
12×1	M18×1.5	12 ^{+0.25}	20	28	16	14	1.5	26
16×1	M22×1.5	16 ^{+0.25}	23	32	20	17	1.5	30
19×1.2	M27×2	19 ^{+0.25}	26	36	22	20	2	34
22×1.5	M30×2	22 ^{+0.25}	29	38	24	20	2	38
25×1.5	M36×2	25 ^{+0.25}	38	40	27	20	2	44

表 7-3-5

英制接管螺母规格

管径	管外径	螺纹 d	D ^{+0.15}	D ₁	H ^{±0.5}	H ₁ ^{±0.8}	H ₂	H ₃	S
$\frac{1}{4}$ "	6.35	$\frac{7}{16}$ " - 20 牙/in	6.5	12	15	11	8.5	2.2	17
$\frac{3}{8}$ "	9.52	$\frac{5}{8}$ " - 18 牙/in	9.7	15	18	12.5	10.2	2.4	22
$\frac{1}{2}$ "	12.7	$\frac{3}{4}$ " - 16 牙/in	12.9	19	22	16	13	3	24
$\frac{5}{8}$ "	15.88	$\frac{7}{8}$ " - 14 牙/in	16.1	24	26	20	15.5	3	27
$\frac{3}{4}$ "	19.05	1 $\frac{1}{16}$ " - 14 牙/in	19.2	28	30	24	19	3	36

使用这些接头和接管时，将接头与紫铜管焊接，而接管螺母应先套在紫铜管上，然后将铜管扩成 90°喇叭口，最后将螺母拧紧在接头上即可。

第二节 食品冷藏柜常见故障及排除方法

一、正常运行标志

冷藏柜启动后，首先要知道制冷系统运行是否正常。其正常运转的标志是：

(1) 压缩机内无杂声。压缩机正常运转，膨胀阀开度调节合适，活塞、连杆、活塞销及各轴承等配合适当，结合牢固。运转中只有压缩机吸、排气阀清脆的起落声，不产生敲击或其他不正常声响。

(2) 吸气温度比蒸发温度高出 15°C 以内均属正常。吸气温度在吸气管或吸气口处测量，冷藏柜一般设有温度计插座，可用半导体温度计测量吸气口外壁的温度，然后减去适当的温差，即为吸气温度。

(3) 压缩机气缸壁不应有局部发热和结霜情况，表面温差不大于 $15 \sim 20^{\circ}\text{C}$ 。吸气管结霜一般可到吸气口，但若气缸壁和机体结霜则属不正常现象。

(4) 油压及油温应正常。采用压力润滑的压缩机，要求润滑油压与回气压差为 $0.1 \sim 0.15\text{MPa}$ (即 $1 \sim 1.5\text{kgf}/\text{cm}^2$ ^①)，最低不低于 0.075MPa ($0.75\text{kgf}/\text{cm}^2$)。油压过低，会造成各摩擦部件表面的干摩；油压过高不但易损坏油泵轴、键及传动件，而且会使各摩擦面之间进油过多，增加摩擦阻力，同时会使更多的润滑油进入制冷系统，导致换热设备的换热效果下降，压缩机耗油量增加。

(5) 通常情况下，排气温度不应超过 110°C 。排气温度进一步上升就与国产冷冻油的闪点相差偏小，这对设备是不利的。所以从使用角度出发，排气温度不能太高，太高时应停机查明原因。

(6) 制冷系统正常工作时，其冷凝压力与冷凝温度呈对应关系。冷凝压

^① $1\text{kgf}/\text{cm}^2 = 9.80665 \times 10^4\text{Pa}$ ，下同。

力的高低，主要是由冷凝器结构形式及水源情况（对于水冷式冷凝器）等所确定。如对水冷式冷凝器，通常情况下，冷凝压力的表压为 $0.6 \sim 0.8\text{MPa}$ ($6 \sim 8\text{kgf/cm}^2$)，最高不超过 1.2MPa (12kgf/cm^2)。在运行中，冷凝压力太高对制冷效率的提高是有害的。因此，使用中应根据具体条件尽可能降低冷凝压力，而不是非要达到上述操作的上限值。另外，在刚开车时，由于冷凝器负荷较大，压力在较短时间内高一些也是正常的。

(7) 贮液器液面不低于液面指示计的 $1/3$ 。曲轴箱油面不低于指示窗的水平中心线（如果是两块油面指示窗，其油面应在两块玻璃中心线之间）。

(8) 氟油分离器自动回油管，时冷时热为正常。液体管道的过滤器前后不应有明显的温差，更不能出现结霜情况，否则就是堵塞。气缸盖上应半边热、半边凉，同时系统各接头处不应渗油，若渗油则说明漏氟。

(9) 运行中蒸发压力与吸气压力应近似，高压端的排气压力与冷凝压力及贮液器压力应相近，否则工作异常。

(10) 压缩机本身应是密封的，不得渗漏制冷剂和润滑油。

(11) 膨胀阀阀体结霜或结露均匀，但进口处不能出现浓厚结霜。流体经过膨胀阀时，只能听到沉闷的微小声音。

(12) 制冷系统各辅助设备处于正常工作状态：即压缩机吸、排气阀，分油器进、出口阀，冷凝器和贮液器进、出口阀等均处于正确开启位置；膨胀阀开度适当；各风机及电机运转平稳；水循环系统的水泵运转正常，无异常声响；水循环管路及各连接处无严重漏水现象；蒸发器盘管如果挂霜，应均匀结满“干霜”；更重要的是所有设备连接管路不允许有制冷剂泄漏现象。

二、故障检查方法

食品冷藏柜出现故障后，通常采用“一看、二听、三摸、四分析”的方法进行检查与判断。

(一) 看

所谓看，是指观察冷藏柜各个组成部件及其连接管路的工作状况，具体为：

(1) 看制冷系统各管路是否有断裂, 各焊接处是否有渗漏, 如有渗漏, 必有油渍出现。

(2) 看压缩机吸、排气(高、低压)压力值是否正常。正常工作压力值见表 7-3-6(表中为冷凝温度 30℃时的数值, 由于制冷工况不相同, 加上环境温度的变化及压力的相应变化等, 表中数值不一定十分准确, 仅供维修时参考)。

表 7-3-6 冷藏柜在 $t_k = 30^\circ\text{C}$ 时的正常工作压力 (kPa)

功 能		冷 藏	冷 冻
R12	排 气	784 ~ 833	784 ~ 882
	吸 气	78.4 ~ 88.2	39.2 ~ 49.0
R22	排 气	980 ~ 1176	1225 ~ 1323
	吸 气	196.0 ~ 215.6	147.0 ~ 166.6

(3) 看蒸发器和吸气管挂霜情况。如蒸发器只挂一部分霜或不结霜, 均属不正常现象。

(4) 注意冷藏室或冷冻室的降温速度, 若降温速度比正常运转时显著减慢, 则属不正常现象。

(5) 看压缩机曲轴箱内的润滑油是否处在油面指示器(或视油镜)所规定的水平线附近, 小型压缩机的油面则处于曲轴中心线附近。若有明显下降, 则是缺油的表现。

(二) 听

所谓听, 是指听压缩机、膨胀阀等设备在运行中的声音是否正常, 具体为:

(1) 听压缩机运转时的各种噪音。全封闭压缩机出现“嗡嗡”的声音是电机不能正常启动的过负荷声音, 同时也可听到启动继电器内有“嗒嗒”的启动接点不能正常跳开的声音。“滋滋”声是压缩机内高压引出管断裂发生的高压气流声。“咯咯”声是压缩机内吊簧断裂后发出的撞击声。

开启式压缩机正常运转时，一般都会发出轻微但又均匀的“嚓嚓”的摩擦声，或阀片轻微的“滴滴”的敲击声。如出现“通通”声，是压缩机液击声，即有大量制冷剂湿蒸气或冷冻机油进入汽缸。“吱吱”声是压缩机轴封器的干摩擦声。“嗒嗒”声是压缩机内部金属撞击声，这响声说明内部运动部件有松动。“嘭嘭”声是压缩机飞轮键槽配合松动后的撞击声。“啪啪”声是皮带损坏后的拍击声。

(2) 听蒸发器里气体流动声。在压缩机工作的情况下打开箱门，侧耳细听蒸发器内的气流声，“滋滋滋”并有流水似的声音是蒸发器内制冷剂循环的正常气流声。如没有流水声而只有气流声，则说明制冷剂已渗漏。蒸发器内没有流水声、气流声，说明过滤器或毛细管有堵塞。

(3) 听膨胀阀内制冷剂流动声。正常情况下是连续而轻微的“嗤——”声，反常的是连续而较响的“嗤——”声或断续而较响的“滋滋”声。

(三) 摸

所谓摸，是指用手触摸系统中有关部件及管道连接处的冷热变化情况，摸压缩机的冷热情况和振动情况，具体为：

(1) 摸压缩机运行时的温度。压缩机正常运转时，温度不会升高太多，一般不超过 70℃，若运行一段时间后，手摸感觉烫手，则压缩机温升太高，此时应停机检查原因。

(2) 压缩机正常运转 5~10min 后，摸冷凝器的温度，其上部温度较高，下部温度较低（或右边温度高，左边温度低，视冷凝器盘管形式而异），说明制冷剂在循环。若冷凝器不发热，则说明制冷剂渗漏了。若冷凝器发热数分钟后又冷下来，说明过滤器、毛细管有堵塞。对于风冷机组，可手感冷凝器有无热风吹出，无热风说明不正常。

(3) 摸过滤器表面的冷热程度，单级压缩机制冷系统的过滤器表面温度应比环境温度稍高些，手摸会有微热感。若出现显著低于环境温度的凝露现象，说明其中滤网的大部分网孔已阻塞，致使制冷剂流动不畅通，从而产生节流降温。

(4) 摸制冷系统的排气管冷热程度。开启式压缩机的制冷系统一般正常运转时吸气管应结霜或结露，否则就是不正常。排气管应是很热的，烫手，

否则是不正常的。采用封闭压缩机制冷系统，一般吸气管不挂霜、不凝露，如挂霜和凝露则属不正常。

(5) 长久搁置不用的冷冻设备，首先要确定它是否能运转，可盘动压缩机的飞轮或联轴器，看是否能旋转一圈，如盘不动，说明压缩机内部出了故障。若能盘动，即可打开各阀门，装上压力表，开动压缩机，在运转中继续检查。

(四) 分 析

所谓分析，是指运用制冷系统工作的有关理论，对出现的现象进行分析和判断，找到产生故障的真正原因，具体为：

由于冷藏柜是各个部件的组合物，它们是彼此相互联系和相互影响的，因此通过上述各项检查后，如果查出一种反常现象，先不要急于做出判断。须找出两种或两种以上的反常现象，也可借助于仪表和其他方法来综合判断，才具有较高的准确性。这是因为，一种反常现象很可能是多种故障所共有的，由于某种故障，两种或两种以上反常现象会同时出现，可以从中排除一些可疑的故障，从而作出较为准确的判断，以便有的放矢地去排除。

三、维修工具及常用材料

维修冷藏柜等小型制冷设备所用工具分为通用工具和专用工具。

对于通用工具，一般有以下三类：

- (1) 机械维修工具
- (2) 电器维修工具
- (3) 其他类工具和材料

对于维修制冷设备所用专用工具，一般有如下七种：

- (1) 压力表
- (2) 切管器
- (3) 扩口工具
- (4) 弯管器
- (5) 焊接工具

(6) 制冷剂钢瓶

(7) 管路接头和接头螺母

关于维修工具及常用材料的详细内容，请参见本书附录一。

四、故障产生原因及其排除方法

(一) 压缩机不能启动

食品冷藏柜压缩机不能启动，若不是电源方面问题，则多是电机和电气方面出了故障。下面分几个方面来分析其原因和排除方法。

1. 检查电路电源是否接通

故障分析：冷藏柜不能启动，一般都能从电源电路上表现出来，如断电、开关接触不良、保险丝熔断等，发现这些现象要综合分析，查找出根源后加以排除。

排除方法：

(1) 检查输入电源电路是否有电，即进入闸刀开关的线路是否有电，一般可用万用表和测电笔测定。

(2) 检查闸刀开关处保险丝和其他形式的熔断器是否烧断。在三相电路中，若烧断两相熔断丝，电机就不能启动运转，若烧断一相熔断丝，电机虽能启动，但会发生“嗡嗡”的噪声，转速也较慢。发现这种情况，应立即停机，否则通电时间过长会烧断电机绕组。发现熔断丝烧断，应查明原因，接原规格换上新的熔断丝。

(3) 查看电源开关的触头是否完好，插头是否紧合，有无损坏。如果插头中有一相接触不良，电动机也会发出“嗡嗡”的响声。

2. 检查电路电压是否正常

故障分析：电路电压若显著低于额定值时，电机就不易启动，并发出“嗡嗡”响声。

排除方法：用电压表测量电压，若确属电压低，可升高电压值进行运转。

3. 检查各继电器的触头是否接通

(1) 温度继电器触头是否跳开。

故障分析：感温包制冷剂泄漏等原因有时会引起触头接点断开。

排除方法：拆下继电器盒盖查看触头，如果是跳开的，则说明原调定值未调好，或是感温包内制冷剂泄漏，可旋动继电器的调节杆至低温标度区域，看触头是否闭合，若不闭合，拆下感温包并浸入温水中，再看触头是否动作，若还没有动作，可初步判断是制冷剂泄漏了，必须修理或更换新的温控器。

(2) 压力继电器触头是否闭合。

故障分析：有时因调节不当，压力继电器会处于常开状态。

排除方法：可拆开盒盖检查触头是否闭合，也可切断电源后用万用表直接测量，若触头确实处在常开状态，应对压力继电器进行调整和试验。

4. 电机及电气方面的故障

(1) 电机绕组烧毁或匝间短路。

故障分析：当电机绕组烧毁或匝间短路时，往往会出现保险丝反复熔断的现象，特别是一推上闸刀开关时熔断，对于开启式压缩机，此时可闻到电机里传出的漆包线烧焦的臭味。

排除方法：用万用表检查接线柱与外壳是否短路，并测量各相电阻，如是短路或某相电阻小，说明绕组、匝间短路，绝缘被烧毁。检查时也可用兆欧表测其绝缘电阻，若其电阻接近于零，则说明绝缘层已被击穿。如电机烧毁，可拆换电机。

(2) 接触器和中间继电器故障。

故障分析：一般易出现触头过热、烧毁、磨损等现象，这些现象会使触头接触不良。

排除方法：拆下修理或更换新的。

(3) 温度控制器触头接触不良。

故障分析：一般有触头烧焦或感温包制冷剂泄漏等现象。

排除方法：检修后排除或更换新的。

(4) 检查各接线头是否有脱落或断开现象，并检查其他电气方面有无不正常现象等。

(二) 冷藏柜不制冷

冷藏柜能启动并正常运转,但经过较长时间后蒸发器仍不结霜(或有少许霜),柜内温度降不下来,这种现象称不制冷。不制冷的原因很多,也较复杂,检修时要特别注意造成这种现象的直接原因是什么。

1. 系统内制冷剂全部渗漏

故障分析:制冷系统出现渗漏点后,没能及时发现维修,制冷剂会全部漏掉。渗漏有两种:一种是慢漏,冷藏柜一段时间没使用,到使用时才发现渗漏;有时是使用过程中发现逐渐地不冷,最后不制冷了;另一种情况是快漏,由于系统管路突然破裂等情况,会使制冷剂迅速逸完。

制冷剂全部渗漏完的主要表现是:压缩机启动很轻松(压缩机部件没损坏时),吸气压力呈真空状,排气压力极低,排气管很凉,蒸发器里听不到液体的喷流声。

排除方法:应对整机进行检查,主要检查易漏部位。发现渗漏部位后,可根据具体情况维修,最后抽空、充灌制冷剂。

2. 制冷系统堵塞

(1) 膨胀阀孔冰塞。

故障分析:制冷系统中主要零部件干燥处理不当,整个系统抽空效果不理想以及制冷剂含水分超量,冷藏柜工作一段时间后,膨胀阀会出现冰塞现象。出现冰塞的表现是:冷藏柜开始工作时是正常的,持续一段时间后,膨胀阀处开始结霜,蒸发温度达 0°C 以下,水分在膨胀阀孔处聚集,逐渐将阀孔堵死。然后膨胀阀、蒸发器处出现融霜,也听不到气流声,吸气压力呈真空状态。要注意,这种现象是间断的,时好时坏。为了及早判断是否是冰塞,可用热水对膨胀阀加热,使阀孔处冰体融化,片刻后,如听到突然喷出的气流声,吸气压力也随之上升,可证实是冰塞。

排除方法:如果制冷系统中水分过多,可以放掉制冷剂,重新充入经过过滤器处理的制冷剂。但一般采用的方法是在制冷系统中串入一个装有吸潮剂(硅胶、无水氯化钙)的过滤器,将系统中的水分过滤掉,然后拆下过滤器。

(2) 膨胀阀过滤网处脏堵。

故障分析：膨胀阀进口处过滤网最易被系统中的较粗的粉状污物堵塞，污物较多时会将整个过滤网堵死，制冷剂无法通过。脏堵与冰塞的表现有相同之处，即吸气压力低，排气温度低，从蒸发器听不到气流声。不同的是，脏堵时经敲击膨胀阀，有时可通过一些制冷剂，有些变化，而对加热无反应，且无周期变化；而冰塞时经敲击无变化。

排除方法：将过滤网拆下清洗、干燥，重新装入系统观察，如出现反复堵塞的现象，则要彻底修理。

(3) 过滤器堵塞。

故障分析：过滤器完全堵塞一般不多见，大多是由于系统中填充的分子筛、氯化钙因使用时间较长而成糊状封住了过滤器，或污物逐渐积于过滤器内。有时，敲击过滤器后会出现液流导通的现象，用手触摸时有比正常时凉的感觉。

排除方法：将过滤器从系统上拆下并将其拱形盖拆下后，将吸潮剂取出。原有吸潮剂若要继续利用，须进行再生处理后方可使用，但氯化钙不能再生，必须换用新的。过滤网若没有破损，清洗后可以再用。换过滤网时，其接缝处应焊锡，经烘干后装上。干燥剂和过滤网换好后，可将拱形盖旋紧，然后焊锡密封，经 1568kPa 的压力氮气试漏 5min，如无渗漏，才可装在系统管路上。一端有法兰装置的干燥过滤器，只要将法兰拆开就可清洗过滤网和调换吸潮剂，然后盖好法兰和旋紧螺栓，并作氮气压力试漏。

3. 膨胀阀感温包内制冷剂泄漏

故障分析：膨胀阀感温包中制冷剂渗漏后，膜片下面两个向上的作用力推动膜片向上移，使阀孔关闭，系统中的制冷剂无法通过，也就无法制冷了。阀孔关闭后，膨胀阀不结霜，低压呈真空，蒸发器内听不到喷气声。

判断方法：第一步，先将膨胀阀进口处用扳手打开，看是否有制冷剂喷出，如有制冷剂喷出，可迅速拧紧螺帽；第二步，打开膨胀阀的出口，观察出口是否有制冷剂喷出，如无，则证明是膨胀阀关闭了；第三步，停机，关闭截止阀，拆下膨胀阀查看过滤网是否堵塞，若无堵塞，可用嘴吹膨胀阀进口，看是否通气。也可目测和拆开阀体检查，如确认是感温包中制冷剂渗漏，可调换。

4. 压缩机故障

(1) 压缩机吸、排气阀片击碎。

故障分析：压缩机是靠吸、排气阀的关闭、打开将制冷剂排出、吸入来进行工作的，如果阀片碎断，制冷剂就无法正常循环，也就不能制冷了。

排除方法：检修时，可首先注意压缩机有无异常声响（有时阀片破碎会顶缸）；触摸压缩机是否烫手也有助于判断。其次，在压缩机高、低压截止阀处接压力表观察，吸气阀片被击碎时，吸气压力表指针摆动很激烈，吸气压力很高；当排气阀片被击碎时，排气压力表指针摆动激烈，排气压力低。这时应立即停车，关闭吸、排气截止阀，打开气缸盖检查阀片，进行修理。

检查压缩机吸、排气阀是否有毛病也可采用如下方法进行：检查吸气阀时，可连接仪表阀座的进气管到压缩机上的维修专用阀，并开启维修专用阀，如图 7-3-11 所示。然后关闭吸气维修阀并观察吸气压力（此时压缩机处于工作状态），吸气压力应至少降低 $3770\text{kPa} \cdot 1 \sim 2\text{min}$ ，如果没超出这一读数，则表明吸气阀不正常，必须更换。如果是封闭式压缩机，需要整机更换。若检查压缩机的排气阀是否有毛病，可连接仪表阀组的进气管到压缩机上的维修阀，开启维修阀，如图 7-3-11 所示。关闭吸气维修阀，启动压缩机，让其尽可能抽真空，停止压缩机，观察真空压力两用表，如果压力增高，启动压缩机，再次抽真空，停止压缩机，再观察真空压力两用表，如果压力再次升高，关闭排气维修阀，如果真空压力两用表的压力读数不再升高，则表明排气阀已损坏，必须更换。对于全封闭式压缩机，需要更换整机。

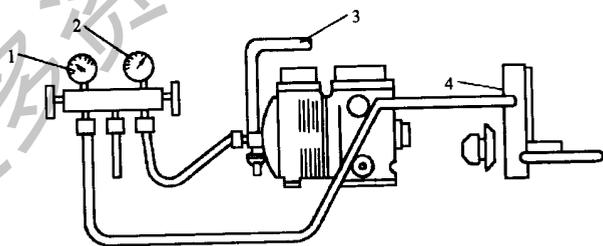


图 7-3-11 检查吸气阀与排气阀

1. 压力表；
2. 真空压力两用表；
3. 至蒸发器的吸气管路；
4. 至冷凝器的排气管路

(2) 压缩机汽缸盖垫片的纸箔中筋被击穿。

故障分析：气缸盖密封纸箔垫片中部有一条筋，由于它承受的压力较

大，安装不当或使用时间过长，易于被击穿。一旦被击穿，制冷剂就会在高低腔内短路回流，使压缩机不能制冷。这时，会出现吸气压力过高、排气压力偏低、高低压差很小、压缩机气缸盖烫手等反常现象。发现这些现象时必须立即停机，以防压缩机损坏。

排除方法：先关闭吸、排气截止阀，从排气截止阀旁孔处放掉压缩机内制冷剂，然后拆下气缸盖，更换新垫片，然后启动压缩机，排出机内空气，旋紧旁通孔螺栓，依次开启排气、吸气截止阀，进行运转。

3. 冷藏柜制冷效果差

制冷效果差是指冷藏柜能正常运转制冷，但在规定的工作条件下，其柜内温度降不到原定温度。由于造成这种现象的原因较多，下面分几个方面分析。

(1) 制冷剂渗漏。

故障分析：系统中制冷剂渗漏后，制冷量就不足，现象是吸、排气压力低而排气温度高得烫手。膨胀阀处能听到比平时大得多的断续的“吱吱”气流声。蒸发器不挂霜或挂较少量的浮霜，若调大膨胀阀孔，吸气压力仍无大的变化。停机后，系统内平衡压力一般低于相同环境温度所对应的饱和压力。

排除方法：制冷剂渗漏后，不能急于向系统内充灌制冷剂，而应立即查找渗漏点，经修复后再充灌制冷剂。

采用开启式压缩机的冷藏柜接头多，密封面多，潜在的渗漏点相应就多。检修时，必须注意摸索易漏的环节，根据经验来查找各主要渗漏点是否有渗油、管路断裂、接头松弛等现象。如没有发现较大渗漏点，可按正常的检修方法充灌氮气、检漏、修复渗漏点、抽真空、充加制冷剂，然后运转。制冷系统中容易产生渗漏的部位有以下几处：

①轴封渗漏。

轴封渗漏一般有两种情况：一是经长期使用的轴封磨损后，其动、静摩擦环的磨损不均匀，因而出现缝隙。缝隙较小时，会被冷冻机油填充而保持密封，缝隙扩大后，冷冻机油就无法起密封作用，此时氟利昂就要渗漏出来；二是对长期未使用的压缩机，因为轴封长期不运转，磨合面处冷冻机油蒸发干了，没有冷冻机油帮助密封，重新使用时有可能出现微漏，这时不要急于拆下修理或换轴封，可让其运转几小时后再检漏，一般微漏会自行消

失。

② 阀门的阀杆填料处渗漏。

在维护和检修时，膨胀阀、截止阀等阀门的阀杆须经常转动，加上制冷剂和冷冻机油的腐蚀，会使填料疏松而渗漏。这时可用扳手拧紧填料螺丝，必要时重新更换密封填料。维修结束以及正常运转时应将阀杆的螺帽旋紧，可有助于密封。

③ 电磁阀阀芯的套管与阀体焊接处渗漏。

电磁阀本身经常处于开、停工作状态，当磁力吸开阀芯时，阀芯上移的冲击力很大，易使阀体与套管钎焊的焊缝处裂开，个别阀体本身也有渗漏点，应对这种部位经常检漏。

④ 系统中接头和法兰处渗漏。

冷藏柜管路连接处为了拆卸方便，大多采用接头或法兰形式，由于压缩机的震动，有些连接处，特别是与压缩机吸、排气截止阀相连接的喇叭口或法兰口，容易震裂或松动，要经常检查各点是否有油迹，若反复出现油迹，可作为渗漏疑点，应仔细检查。

⑤ 蒸发器、冷凝器连接点处渗漏。

要特别注意蒸发器进、出口接头、焊接部位、壳管式蒸发器的端盖密封处和出水管口，一般可停机和不开冷却水阀来检漏。

要重点检查冷凝器进、出口接头、风冷式冷凝器弯头焊缝、壳管式冷凝器的端盖密封处和出水口，可在停机和停水情况下检漏。

⑥ 压缩机各密封处和连接管处渗漏。

压缩机渗漏点多在油面指示器和各盖板的密封面接头处，有的压缩机缸体也有砂眼，由于压缩机暴露在外边，一般可直接观察渗油情况，如有疑问可用仪器检查。

(2) 系统中充灌制冷剂过多。

故障分析：系统中充灌的制冷剂量超过系统的容量，制冷剂就会占去冷凝器一定的容积，减少散热面积，使其制冷效率降低，出现的异常现象是吸、排气压力普遍高于正常压力值，蒸发器结霜不实，柜温降得慢。

排除方法：按操作程序，须在停机几分钟后，在高压截止阀处放出多余制冷剂，同时也能将系统中的残余空气一并放出。

(3) 制冷系统内有空气。

故障分析：空气在制冷系统中会使制冷效率减低，突出的现象是吸、排气压力升高（但排气压力还未超过额定值），压缩机出口至冷凝器进口处温度明显增高，由于系统内有空气，排气压力、温度都有升高。

排除方法：可以在停机几分钟后，连续几次从高压截止阀放出空气，还可根据实际情况适当充灌一些制冷剂。

（4）压缩机效率低。

故障分析：制冷压缩机效率低是指在工况不变的情况下，其实际排气量下降，这必然使压缩机制冷量相应地减少。这种现象多发生在经过较长时间使用的压缩机上，压缩机运动件已有相当大程度的磨损，各部件配合间隙增大，气阀密封性能下降，进而引起实际排气量的下降。

判断方法：如图 7-3-12 所示，关闭吸气截止阀，让压缩机运转几分钟，将曲轴箱内制冷剂排入冷凝器内，停机并立即关闭排气阀，在吸、排气截止阀的旁通孔分别装上低压压力表与高压压力表，再开机，旋松吸气截止阀旁通孔接管处的接扣（见图中的 A 处），让空气缓缓吸入压缩机，使压缩机的排气腔内压力慢慢上升。升至一定压力（一般为 980kPa）时，旋紧接扣停止吸入空气，并让压缩机继续运转几分钟停机。停机 10min 后看低压真空度回升情况。若 10min 内高、低压力平衡了，说明阀板有严重渗漏，须予以拆修。然后再做 980kPa 压力的充气工作，并继续运转，根据吸气压力下降值（一般降为 66.66kPa 的真空度）来判断压缩机的效率。若吸气压力达不到要求数值，说明这台压缩机效率很低，需拆检修理。若吸、排气压力能达到要求数值，它还可继续使用。

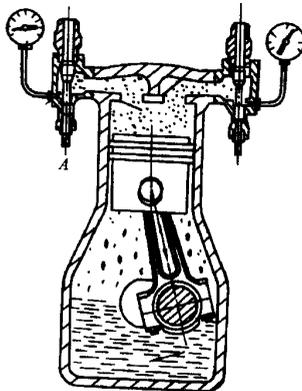


图 7-3-12 压缩机效率试验

(5) 蒸发器霜层过厚。

故障分析：长期使用的冷藏柜蒸发器要定时化霜，如不化霜，蒸发器管路上霜层越积越厚，当把整个管路包住成透明冰层时，将会严重地影响传热，致使柜内温度降不到要求范围内。

排除方法：应停机化霜，打开柜门让空气流通，也可用风机等加速流通，减少化霜时间。切勿用铁器、木棒等敲击霜层，以防损坏蒸发器管路。

(6) 蒸发器管路中有冷冻机油。

故障分析：在制冷循环过程中，有些冷冻机油残留在蒸发器管路内，经过较长时间的使用，蒸发器内残留机油较多时，会严重影响其传热效果，出现制冷效果差的现象。

排除方法：判断蒸发器管路内冷冻机油的影响是较困难的，因为这种现象同其他几种故障易于混淆。一般来说，可以从两个方面来判断：一是从视油孔观察油液面变化，必要时也可打开膨胀阀出口观察制冷剂中的带油情况；二是从蒸发器挂霜上来判断，若蒸发器上白霜稀稀拉拉结得不厚，也结得不实，此时若未发现有其他故障，可判断是带油所致的制冷效果恶化。清除蒸发器内的冷冻机油，需将蒸发器拆下来，进行吹洗烘干。不易拆卸的，可从蒸发器进口用压缩机打气，然后用喷灯烘干。

(7) 制冷系统不畅通。

故障分析：由于制冷系统清洗不干净，经若干时间使用后，污物渐淤积在过滤器中，部分网孔被堵塞，致使流量减少，影响了制冷效果。

制冷系统中膨胀阀过滤网也有微堵现象，个别系统中输液、吸气管路也有堵塞现象。

系统中微堵的反常现象是排气压力偏低，排气温度下降，被堵塞的部位比正常时温度低，堵塞严重时会出现凝露和结霜现象。

排除方法：可将微堵部件拆下清洗、干燥后再装上。

4. 压缩机不停机

压缩机有时会出现连续运转的现象（数小时或不停地运转）。一般有两种情况：制冷系统正常，柜内温度极低，这种情况很有可能是控制系统有故障；另一种是控制系统正常，则是制冷系统或其他方面有问题。

(1) 温度控制器失灵所致不停机。

故障分析：温度控制器失灵，会使压缩机连续运转，并使柜内温度降得

很低，一般是温度控制器接点不能断开。

排除方法：拆下温度控制器检查，如确是温控器失灵，可换用新的温控器。

(2) 制冷系统蒸发温度过高，制冷量降低，造成不停机。

故障分析：在制冷系统中，制冷剂渗漏和系统堵塞等会直接影响制冷量。制冷量减小，柜内温度达不到额定值，温控器不动作，压缩机连续运转。系统中蒸发温度过高时，温控器感温包内制冷剂温度也高，无法切断电源而停机。

排除方法：如发现制冷剂不足，可充灌制冷剂；系统堵塞，可拆除堵塞部分；蒸发温度过高，可适当调整制冷剂的量来解决。

(3) 柜体绝热层损坏、门封损坏所致不停机。

故障分析：当柜体绝热层绝热效果降低或门封不严时，柜内冷量损失严重，温度升高，使压缩机连续运转。

排除方法：检查绝热层受损部位，改善绝热条件。柜门变形、门封不严的，更换门封或修理柜门。

5. 压缩机在运转中突然停机

压缩机在运转中突然停机，若不是正常停机或电源电路断电所引起，则主要是吸、排气压力超过规定的范围所致压力保护继电器切断电源而引起。

(1) 排气压力过高引起停机。

① 冷凝器散热效果差。

故障分析：采用风冷冷却的制冷设备中，风机未开、风机电机损坏、风机反向、周围环境温度太高（超过 40°C ）或冷凝器散热片被油污灰尘堵死使空气不流通等，都会造成冷凝器散热效率降低和排气压力显著上升，进而使压力继电器、热继电器动作而停机。

采用水冷式冷凝器的系统中，冷却水阀未开或开得过小，进水压力过低（正常压力为 117.6kPa ），会导致供水不足，影响散热效果；水量调节阀失灵以及冷凝器管壁上水垢结得较厚，也会造成散热效率降低。

排除方法：检查风机是否反转，可用手对着冷凝器，如感觉不到有风吹出（也有风扇往回吸气，可把手放在风机后部），说明叶片是反转了，应将三相电源中任意两相对换一下。

检查风冷式冷凝器结灰和排除方法是：目测或用手电筒查看散热片的透

光情况，若绝大部分的翅片间空隙已不能透光，说明冷风量不足，此时可用细钢丝刷将冷凝器前后的外表面灰尘和油污刷净，里面的灰尘可用压缩空气冲吹干净。

若水冷式冷凝器水量小，可用温度计测量冷凝器进、出水的温度差。夏季时，进、出水温差不应超过 10°C ，如超过此值，说明供水量不足，必须增加水量。

检查水量调节阀是否有故障，当弹簧压力调得不适当时会使阀门开启过小，此时可调节弹簧力来降低开阀压力，即将调节阀螺母反转。如果水的流量过大，将调节杆螺母正旋，使其流量减小。

由于水冷式冷凝器管壁易结水垢，同时水垢的附着力强，一般不易除去，所以通常采用酸洗法或机械等方法除垢，具体请参见第四章第四节实例二。

②系统中充入制冷剂过多。

故障分析：制冷系统中制冷剂充入过多，会发现结霜不实、制冷效果差的现象。过多的制冷剂占去蒸发器一部分容积，会使散热面积减小，也可能产生液击现象，同时排气压力显著上升，超过正常值后压力保护继电器断电。

排除方法：停车，在高压排气孔将多余的制冷剂排出系统外。

③系统内有残余空气。

故障分析：系统内有空气循环，主要表现是排气压力高，排气温度高，排气管路烫手，制冷效果差。压缩机运转不久，排气压力将超过正常值，迫使继电器动作而停机。

排除方法：检查空气是怎样进入制冷系统内的。一般有两个环节须注意：一种是维修时不慎，空气被吸入或抽真空时空气没有抽尽；另一种是制冷系统的低压端有渗漏点，多发生在低温设备中，因低温设备蒸发温度低，低压端压力也低，空气易于进入系统内。

一旦断定系统中有空气存在，可停机在排气阀孔放空气。空气最容易在高压处被分离出来，因为空气密度较小，绝大部分积在冷凝器中，并总是浮在氟利昂上，所以在此处放气带走的制冷剂也较少。

(2) 吸气压力过低引起停机。

故障分析：当系统中吸气压力低于压力继电器的调定值时，其触点就动

作而切断电源。如发现压缩机确因低压停机，可进一步分析原因和检查。

判断方法：将低压压力继电器的触头暂时闭合成短接（用绝缘体将触点隔开即可）。在高、低压截止阀处安装压力表，然后启动压缩机，观察吸、排气压力表的变化，如果是低于压力继电器的调定值，就应查找原因。一般吸气压力过低的原因主要有如下两个方面：一是制冷剂渗漏；另一原因是制冷系统中过滤器、膨胀阀、输液管路、吸气管路堵塞。

查出故障后，根据实际情况进行维修。

(3) 电气方面出现故障引起停机。

① 温度控制器失控。

故障分析：温度控制器调节失灵或感温包安装不当时，也易于出现频繁停、开机现象。

排除方法：调整感温包位置，如能正常开、停属正常，如仍是停机频繁，很有可能是机械部分或触点出现了故障，可拆下温控器检修、调整。

② 电机超负荷。

故障分析：用户在使用冷藏柜时放入了过多的物品，热负荷超过制冷机的产冷量；或是电源电压下降，使电机电流急剧上升，热继电器就会动作，保险丝熔断，电机停转，没有过载保护设备的，电机长时间运转后绕组将被烧毁。

排除方法：减少热负荷，注意电源电压的变化。

(4) 其他原因引起的突然停机。

① 操作不当引起的停机。

故障分析：在使用和维修过程中，往往需要开、关及排气、吸气、贮液器等截止阀，有时因疏忽未将截止阀打开，就使排气压力骤升，有时压缩机会发出异常响声。

排除方法：此时应立即停机，以防发生危险。然后按正常步骤开机。

② 正常停机。

冷藏柜一般都由温度控制器来控制压缩机的开、停，当柜内温度降到所要求的温度时，温度控制器自动停机，这是正常的，不要误作为故障，检修时要特别注意判别。

6. 故障原因与排除方法速查表

前面对食品冷藏柜的常见故障进行了分析，并对其排除方法作了叙述。

为了进一步帮助维修人员能够迅速地检查和处理故障，现将主要故障的产生原因及排除方法用表格列于表7-3-7，以便查阅。

表7-3-7 冷藏柜的故障检查与排除方法

故障现象	可能原因	排除方法
压缩机不能启动（无“嗡嗡”声）	①停电 ②开关断开或线路断开 ③保险丝熔断 ④压缩机电动机烧坏 ⑤电动机启动器工作不正常 ⑥控制电路开路 ⑦油控制失效 ⑧过载保护器断开 ⑨恒温器调定值太高 ⑩低压控制开路 ⑪高压控制开路 ⑫电线松动	①等待 ②检查线路，接好、接通开关 ③更换保险丝，检查原因并更正 ④更换 ⑤修理或更换 ⑥检查原因，修理至完好 ⑦重调和检查控制 ⑧检查过载保护装置 ⑨调至较低温度 ⑩重调和检查压力 ⑪重调和检查压力 ⑫紧固导线
压缩机不能启动（有“嗡嗡”声并切断过载保护器）	①接线不正确 ②供给机组的电压过低 ③启动电容器损坏 ④启动继电器开路 ⑤压缩机电动机烧坏 ⑥压缩机出现机械故障 ⑦压缩机曲轴箱有液体制冷剂 ⑧运转电容器损坏 ⑨永久分相电容式电动机受压力不均衡	①正确接线 ②检查原因，更正并设法稳压 ③检查原因，更换电容器 ④检查原因，更换启动继电器 ⑤更换压缩机电动机 ⑥更换压缩机 ⑦安装曲轴箱加热器 ⑧检查原因，更换运转电容器 ⑨使压力均衡，或安装辅助启动装置

第 3 章 小型冷藏柜的常用故障及排除

故障现象	可 能 原 因	排 除 方 法
压缩机启动并运转，但周期短	①过载保护器有故障 ②供给机组的电压过低 ③运转电容器有故障 ④排气压力过高 ⑤吸气压力太低 ⑥吸气压力太高 ⑦压缩机太热 ⑧电动机绕组短路 ⑨蒸发器脏堵或结霜或风扇部分出毛病 ⑩低压控制差动调节太接近 ⑪高压控制差动调节太接近 ⑫冷凝器水调节阀失效 ⑬冷凝器水温太高 ⑭恒温器不稳定	①更换过载保护器 ②检查原因并更正，设法稳定 ③检查原因，并更换运转电容器 ④开启压缩机排气维修阀，排出过量的制冷剂，或对机组冷凝器提供足够的和适当的冷却 ⑤用适量的制冷剂充入系统 ⑥减少蒸发器上的空气流动，或排出过量的制冷剂，或更换压缩机阀 ⑦用适量的制冷剂充入系统 ⑧更换压缩机 ⑨清洁蒸发器或除霜，增加蒸发器上的空气流动，或更换损坏的皮带，或更换损坏的风扇电动机 ⑩调节差动至适当 ⑪重调或更换控制器 ⑫清洁、修理或更换 ⑬清洁、修理水泵、管路、喷嘴 ⑭重新定位或更换恒温器
压缩机运转时间过长	①制冷剂不足 ②恒温器触点粘死闭合 ③负载过度 ④蒸发器盘管结霜 ⑤制冷系统阻塞 ⑥冷凝器肮脏 ⑦蒸发器上空气流动阻塞 ⑧压缩机失效	①修理泄漏，再充入适量制冷剂 ②清洁触点或更换恒温器 ③检查负载或更换机组 ④除霜并检查工作情况 ⑤找出原因并排出阻塞 ⑥清洁冷凝器 ⑦检查原因并更正 ⑧检查压缩机阀，修理或更换

故障现象	可能原因	排除方法
排气压力过低	①制冷剂不足 ②冷藏柜所处环境温度太低 ③冷凝器的冷却水过冷 ④压缩机阀片失效 ⑤油分离器的回油阀泄漏	①修理泄漏，充入适量制冷剂 ②找适当的地方安放冷藏柜 ③调节水阀，减小流量 ④更换泄漏的阀 ⑤修理或更换
吸气压力过高	①膨胀阀粘死开启 ②膨胀阀太大 ③压缩机吸气阀泄漏 ④蒸发器太大	①修理或更换膨胀阀 ②更换 ③更换吸气阀或压缩机 ④用适当尺寸的蒸发器来更换
吸气压力过低	①制冷剂不足 ②蒸发器过载 ③液体管路过滤器堵塞 ④膨胀阀堵塞 ⑤恒温膨胀阀电控元件失灵 ⑥柜内温度太低 ⑦膨胀阀太小 ⑧通过蒸发器压力降过度 ⑨压缩机规格尺寸过大	①修理泄漏，再充入适量制冷剂 ②清洁蒸发器或除霜 ③清洁或更换过滤器 ④清洁或更换膨胀阀 ⑤更换电控元件 ⑥调节或更换恒温器 ⑦更换 ⑧检查外部均衡器是否阻塞 ⑨选择适当尺寸的压缩机更换
排气压力过高	①制冷剂过量 ②系统内存在空气 ③冷凝器肮脏 ④冷藏柜所处环境温度太高 ⑤水冷式冷凝器堵塞 ⑥冷凝器水温太高 ⑦冷却水关闭	①排出过量的制冷剂 ②排除空气 ③清洁冷凝器 ④找适当的地方安放冷藏柜 ⑤清洁或更换冷凝器 ⑥采用温度较低的冷却水或调大水量调节阀 ⑦接通冷却水

第 3 章 小型冷藏柜的常用故障及排除

故障现象	可 能 原 因	排 除 方 法
启动继电器 烧坏	<ul style="list-style-type: none"> ①压缩机短循环 ②继电器安装不当 ③继电器振动 ④继电器规格不当 ⑤运转电容器规格不当 ⑥供电电压过高 ⑦供电电压过低 	<ul style="list-style-type: none"> ①参考上述“压缩机启动并运转，但周期短”的有关说明予以排除 ②重新装好继电器 ③在较坚实的位置安装继电器 ④选用适当的继电器更换 ⑤选用适当的电容器更换 ⑥降压到电动机的最大额定值（10%） ⑦升压到电动机的最小额定值（10%）
启动继电器触 点粘死	<ul style="list-style-type: none"> ①机组短循环 ②分泄电阻损坏 	<ul style="list-style-type: none"> ①参考上述“压缩机启动并运转，但周期短”的有关说明予以排除 ②更换电阻器或电容器
启动电容器 烧坏	<ul style="list-style-type: none"> ①压缩机短循环 ②启动绕组长期工作 ③继电器触点损坏 ④电容器规格不当 	<ul style="list-style-type: none"> ①参考上述“压缩机启动并运转，但周期短”的有关说明予以排除 ②减少启动负荷，升压 ③更换继电器 ④用适当的电容器来更换
运转电容器烧 坏	<ul style="list-style-type: none"> ①线电压过高 ②电容器规格不当 ③压缩机负载小 	<ul style="list-style-type: none"> ①使电压不超过电动机额定值的10% ②选用适当的电容器来更换 ③检查电容器电压，更换电容器

故障现象	可能原因	排除方法
柜内温度过高	①控制器调节太高 ②膨胀阀太小 ③蒸发器太小 ④空气循环失效 ⑤制冷剂不足 ⑥膨胀阀阻塞 ⑦压缩机工作效率下降或失效 ⑧制冷剂管路过细或阻塞 ⑨蒸发器结霜或肮脏 ⑩冷凝器肮脏 ⑪冷凝器风扇失效 ⑫冷冻室风扇失效 ⑬柜门开启过于频繁 ⑭门封衬垫密封不良 ⑮负载过度 ⑯过滤器、干燥器或毛细管阻塞	①调节控制器 ②更换 ③更换盘管 ④更正空气循环 ⑤修理泄漏，再充入适量的制冷剂 ⑥清洁或更换膨胀阀 ⑦检查压缩机效率或更换压缩机 ⑧清除阻塞或改换适当尺寸 ⑨清洁蒸发器或除霜 ⑩清洁干净、排除阻塞 ⑪更换风扇电动机 ⑫使风叶自由运转，或更换电动机 ⑬减少开门次数 ⑭调节门或更换门封衬垫 ⑮注意负载适当 ⑯更换，再充入适量的制冷剂
吸气管路冰塞或出汗	①过热度调定太低 ②膨胀阀粘死 ③蒸发器风扇不运转 ④制冷剂过量	①调节过热度调定值 ②清洁或更换膨胀阀 ③检查原因、排除故障、恢复运转 ④排出过量的制冷剂
液体管路冰塞或出汗	①干燥器或过滤器堵塞 ②液体管路截流阀局部闭合	①更换干燥器或过滤器 ②开启阀
液体管路发热	①膨胀阀开启过大 ②制冷剂不足	①调节膨胀阀 ②修理泄漏，再充入适量的制冷剂
机组工作时，冷凝器盘管的顶部温度较低	①制冷剂不足 ②制冷剂过量 ③压缩机效率下降	①修理泄漏，充入适量的制冷剂 ②排出过量的制冷剂 ③检查工作效率并更正

第 3 章 小型冷藏柜的常用故障及排除

故障现象	可 能 原 因	排 除 方 法
噪声大	①压缩机缺油 ②管路“咯咯”响 ③安装松动 ④油阻塞 ⑤制冷剂液体涌入压缩机 ⑥轴密封干燥或有刻痕 ⑦压缩机内部零件断裂或磨损严重 ⑧压缩机驱动联轴器松动	①加油至正确油位 ②重新调整管路 ③修理松动 ④调节油位或充灌制冷剂 ⑤检查膨胀阀是否泄漏，或检查小孔尺寸是否过大 ⑥检查油位 ⑦大修压缩机或更换 ⑧紧固联轴器，检查直线性
压缩机失油	①在排气或吸气管路上造成“气陷” ②制冷剂在提升处速度太低 ③制冷剂不足 ④液体制冷剂涌入压缩机 ⑤气、油比低 ⑥膨胀阀或过滤器堵塞 ⑦压缩机短循环 ⑧压缩机吸气过热	①修改管路，提供正确的高度 ②恢复适当的提升器，安装回油收集器 ③修理泄漏，再充入适量的制冷剂 ④调节膨胀阀，在毛细管系统改变制冷剂 ⑤再加入适量的机油 ⑥清洁或更换膨胀阀或过滤器 ⑦参考“压缩机启动并运转，但周期短”的有关说明予以排除 ⑧改变恒温膨胀阀泡的定位，调节过热，以使制冷剂返回压缩机
冷藏柜底部积水	①排泄管堵塞 ②排泄管冰结 ③排泄盘破裂 ④排泄盘和密封垫之间泄漏 ⑤储存新鲜食品的冷藏室的衬垫扭曲 ⑥蒸发器隔板安装不当 ⑦湿盘调节不当 ⑧门封衬垫密封不良	①清洁排泄管 ②检查排泄发热元件，必要时修理或更换 ③更换排泄盘 ④用适当的密封剂密封 ⑤用适当的衬垫更换或密封 ⑥重新安装隔板至适当 ⑦重新调节湿盘 ⑧调节或更换门封衬垫

故障现象	可能原因	排除方法
柜外凝露	①门封衬垫密封不良，泄漏 ②门框发热器烧坏 ③接门框发热器的导线松动 ④环境湿度过高	①调节门或更换门封衬垫 ②更换门框发热器 ③检查，接好各导线 ④待环境湿度减少或改变放置地方
机组运转时蒸发器结冰，但能除霜	制冷剂内水分含量过高	排除湿气、抽真空，安装新的干燥器，再充灌适量的制冷剂
蒸发器盘管结霜	①自动除霜控制器不稳定或不工作 ②自动除霜控制器接线不当 ③自动除霜控制器热元件有故障 ④自动除霜控制器热元件安装不当 ⑤除霜控制器终点太低	①更换自动除霜控制器 ②重新接线 ③更换控制器 ④重新安装元件 ⑤调节或更换控制器
冷藏柜保持在除霜循环	①除霜控制器接线不当 ②自动除霜控制器失效 ③自动除霜控制器终点太高 ④除霜电磁阀粘死 ⑤室温太低（低于 13℃）	①重新给除霜控制器接线 ②更换除霜控制器 ③调节或更换自动除霜控制器 ④清洁或更换除霜电磁阀 ⑤把机组安装到适当的地方或者供热
除霜电路失效	①除霜定时电动机失效 ②除霜加热器失效 ③除霜限制器有故障	①更换定时电动机 ②更换除霜加热器 ③更换除霜限制器
冷藏室温度太高	①对冷藏室的冷气分配不当 ②恒温器调定过高 ③恒温器控制包接触不良 ④恒温器损坏	①调节控制器，以得到较好的冷气分配 ②调节恒温器 ③重装恒温器至接触良好 ④更换恒温器

故障现象	可能原因	排除方法
冷冻室温度太高	① 恒温器调在暖位置 ② 恒温器损坏 ③ 冷冻室风扇不运转 ④ 蒸发器上结霜过厚 ⑤ 冷冻室门封衬垫密封不良 ⑥ 冷冻室门开关损坏 ⑦ 自动除霜控制器有故障 ⑧ 除霜阀线圈烧坏 ⑨ 热气旁路阻塞 ⑩ 自动除霜控制器或电磁阀的导线松动 ⑪ 冷冻室负载过大 ⑫ 排泄盘加热器损坏 ⑬ 冷冻物品阻塞冷气分配	① 调节恒温器 ② 更换恒温器 ③ 使风叶自由转动或更换电动机 ④ 参考上述“蒸发器盘管结霜”的有关说明予以排除 ⑤ 调节门或更换门封衬垫 ⑥ 更换开关 ⑦ 更换除霜控制器 ⑧ 更换线圈 ⑨ 更换热气旁路 ⑩ 重新连接好导线 ⑪ 注意使用适当的负载 ⑫ 更换加热器 ⑬ 适当合理地放置冷冻物品

五、修理后的试车步骤

食品冷藏柜故障排除后，一般按下述步骤进行试车：

- (1) 检查冷凝器，必要时进行清洁。
- (2) 检查所有轴承，必要时进行润滑。
- (3) 检查所有皮带的张力，必要时调整。
- (4) 检查压缩机接触器触点情况，必要时清洁。
- (5) 检查所有电气连接的松紧情况。
- (6) 启动机组，检查吸气和排气压力。
- (7) 检查压缩机油位。
- (8) 检查制冷剂量。
- (9) 检查所有电动机的电流。
- (10) 检查蒸发器进出口的温度降，如图 7-3-13 所示。
- (11) 清洁安装场地。
- (12) 让机组工作 24h，检查其温度，看是否与恒温调定值相应。

机玻璃制成的罩，可搬动；下部布置制冷系统、杀菌灯等部件；棺内前

部有一枕架；棺体四周有围护板，底部有 4 个可移动脚轮。

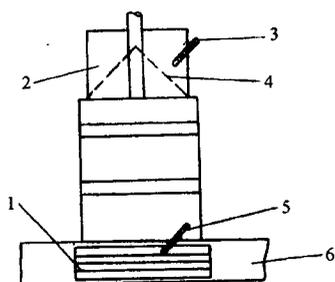


图 7-3-13 蒸发器温度降的检查

1. 回气栅格；2. 排气通风装置；3. 温度计；4. 蒸发器；5. 温度计；6. 回气装置

玻晶棺的制冷系统及电气控制系统在此从略。

第三节 医用冷藏柜常见故障及排除方法

医用冷藏柜出现故障时，也要采用看、听、摸等初步检查方法来判断，然后可根据制冷原理、机件构造、控制电路等基本原理加以综合分析，并结合仪表进行判断，以正确分析故障产生的原因，采取正确的排除方法。

医用冷藏柜常见故障、故障产生的可能原因及排除方法，详见表 7-3-8。

表 7-3-8 医用冷藏柜常见故障、原因及排除方法

故障现象	可 能 原 因	排 除 方 法
不运转	①电源是否接上 ②是否停电 ③电源保险丝或断路器是否开路 ④血液柜所有电路开关是否接通 ⑤是否是电压问题 ⑥过载继电器动作后复位否 ⑦热继电器是否有故障 ⑧温控器是否失灵或调整不当	①接上电源 ②等待供电 ③更换，闭合 ④检查所有电路开关，尤其注意接通柜后顶部装饰条外表的开关 ⑤调整电源电压 ⑥检查过载原因，排除故障复位 ⑦检查、修理或更换 ⑧重新调整，修复或更换

第 3 章 小型冷藏柜的常用故障及排除

故障现象	可 能 原 因	排 除 方 法
压缩机运转 时间过长	<ul style="list-style-type: none"> ①是否一次放入过多保存品或放入高温物品 ②膨胀阀是否开度过小或过大 ③是否直接受到日光照射 ④是否频繁开门 ⑤制冷剂是否部分泄漏 ⑥制冷剂是否充灌不足或太多 ⑦系统中是否有空气 ⑧冷凝管散热片是否被污物堵塞或冷却水量过小,水温太高 ⑨柜体是否与墙体相距太近 ⑩蒸发器风扇是否运转 ⑪蒸发器翅片是否被霜或冰堵塞 ⑫门磁条密封是否不严 ⑬是否制冷系统不通畅 ⑭温控器是否调整不当或损坏 ⑮环境温度较高等 	<ul style="list-style-type: none"> ①分批适量放入 ②调节膨胀阀开度至要求工况 ③移开、避免阳光直接照射 ④减少开门次数,缩短开门时间 ⑤查漏、补漏后补充适量制冷剂 ⑥补充或放出多余制冷剂 ⑦停机几分钟,连续几次从高压截止阀旁通孔处放空气 ⑧用刷子或真空吸尘器清除,或加大冷却水量,降低水温 ⑨使柜体与墙体间留有一定空隙,使空气流通 ⑩检查风扇 ⑪检查翅片并清除 ⑫更换 ⑬清洗膨胀阀、过滤网等易发生堵塞的地方 ⑭重新调整温控器工作范围,检修,更换 ⑮此类情况导致运转时间长是正常的
温度报警	<ul style="list-style-type: none"> ①电源插头是否脱落 ②保险丝是否熔断 ③电压是否正常 ④门是否关严 ⑤是否柜内物品过多或取物频繁,时间太长 ⑥是否柜温过高或过低引起报警 	<ul style="list-style-type: none"> ①插牢电源插头 ②检查并换上新保险丝 ③测量观察电压高或低 ④关严门 ⑤适量放入物品,减少开门次数 ⑥参照“柜温过高或过低”的故障现象,检查、排除

故障现象	可 能 原 因	排 除 方 法
按报警检验按钮时报警装置不工作	①是否镍镉电池放电完了 ②是否报警蜂鸣器或报警灯损坏	①连续运转 3h，给其充电 ②更换
柜温过低或过高	①是否温控器调整不当或失灵 ②感温管是否完全插入套管内	①重新调整或更换 ②检查、重插
血液柜后底部排水管不畅通	①外露排水管是否向下倾斜 ②后部排水盘输送管是否完好地与穿过后壁的塑料管连接 ③外部排水管是否中断	①检查外露排水管 ②检查连接情况 ③检查、更换
灯不亮而制冷正常	①灯开关是否没有接通 ②灯管是否损坏 ③灯管是否接触不良	①检查开关 ②更换 ③检查灯管固定支座
自动温度记录仪工作异常	①干电池是否放入或已放电完了 ②启动杆是否没有拨动 ③纸仓是否放好或其堆纸太满 ④记录纸折叠是否正确或是否与链轮脱离 ⑤不记录温度时，上盖是否扣好或拧紧	①检查、更换 ②拨动启动杆 ③检查纸仓 ④检查记录纸 ⑤检查、拧紧
噪声大	①地面是否平整 ②压缩机固定螺栓是否松脱 ③柜体是否稳定 ④柜体背面是否与墙壁接触 ⑤压缩机是否发生湿冲程	①调整地脚螺丝或变动位置 ②调整螺栓松紧 ③将柜体安放稳定 ④保持柜体与墙壁间留有一定距离 ⑤调整膨胀阀流量

第 8 篇

现代化商业制冷、冷藏设备应用
与维护、故障排除维修

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

第 1 章

商业制冰与贮冰

第一节 盐水制冰

盐水制冰是应用较广泛、历史悠久的一种间接冷却制冰方法，制出的冰坚实，不易融化，便于贮藏和搬运，目前在国内冷库中，使用得比较普遍。

一、对盐水的要求

(一) 有关温度的确定

(1) 盐水平均温度 t_p 。 t_p 直接影响到结冰速度及冰的质量。 t_p 降低, 结冰速度加快, 但要求蒸发温度较低, 使制冷系数下降; t_p 升高, 则不利于盐水与冰桶之间的换热, 结冰速度减慢。一般 t_p 取 -10°C 。

(2) 盐水平均温度与蒸发温度的温差 Δt 。取较大的 Δt , 虽可加快盐水和制冷剂的换热, 有利于盐水的降温。但随着 Δt 增大, 必将要求更低的蒸发温度, 会导致压缩机单位功耗的增加。因此, 蒸发温度与盐水温度之差取 5°C 。

(3) 盐水的凝固温度。要使盐水在制冰池中不断循环, 就必须保证它在低温下不会冻结。如果盐水的凝固温度接近蒸发温度, 盐水就有冻结的危险; 如果盐水的凝固温度过低, 则因盐水浓度的增加使搅拌器的功耗增大; 因此, 一般将盐水凝固温度定为比蒸发温度低 $6 \sim 8^{\circ}\text{C}$ 。

(二) 盐水的配制

制冰常用的盐水是氯化钠或氯化钙溶液。盐水的配制应考虑既要满足制冰工艺所要求的温度, 又要尽量减少对金属的腐蚀。

(1) 浓度的确定。盐水的温度与浓度的关系如图 8-1-1 所示。

在图中共晶点的左侧, 盐水凝固温度随浓度增大而下降; 在共晶点的右侧, 则凝固温度反而随浓度的增大而上升。因此可根据确定的凝固温度, 由氯化钠、氯化钙溶液特性表查到对应的盐水浓度。

(2) 酸碱度。盐水对金属的腐蚀性与盐水的 pH 值有关, 一般略带碱性为好, 即 pH 值在 $7 \sim 9$ 之间。为使盐水的腐蚀作用减弱, 可向其内加缓蚀剂。常用的缓蚀剂用重铬酸钠和氢氧化钠配制, 其配比为每 100kg 重铬酸钠加 27kg 氢氧化钠。

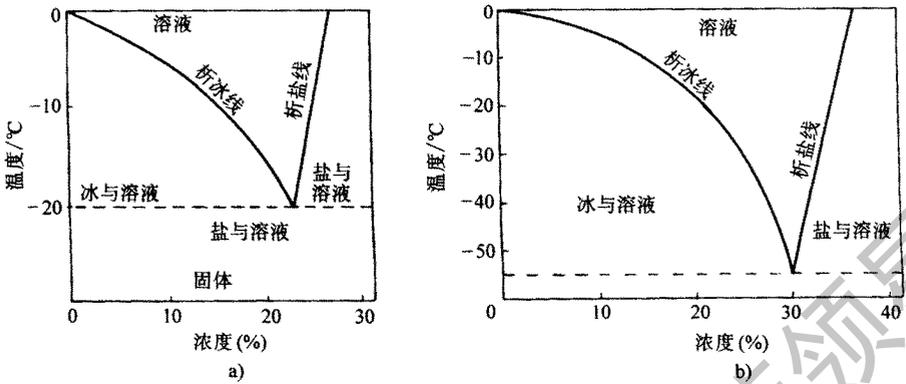


图 8-1-1 盐水的温度 - 浓度图

a) NaCl b) CaCl₂

二、盐水制冰主要设备

盐水制冰主要设备已有标准成套设备，根据生产能力有日产 3、5、10、15、20、30、60、120、180、240t 等定型产品。

制冷设备主要包括制冰、融冰、倒冰、运输、注水、起吊等设备。

(一) 制冰池

制冰池用于盛装盐水溶液、蒸发器及制冰桶等，一般由 6~8mm 厚的钢板焊成方形，高度为 1~4m。在制冰池中焊有横隔板，将制冰池分成放置蒸发器和制冰桶两部分空间。隔板上有孔，便于盐水循环流动，制冰池上部有溢水管接头，底部有泄水管接头。在制冰池内有用角钢焊成的架子，用以搁置冰桶架。为了减少外部热量的传入，池底及四周敷设隔热层和隔气层，也有在制冰池底部设置通风管道或防冻加热装置，以防地坪冻臃。制冰池面敷设木盖板，木盖板用 50~80mm 厚的双层木板制作，中间夹有防水油毡。为减少盐水对金属材料的腐蚀，池壁、蒸发器及搅拌器等，均涂有防锈漆。留 8-1-2 为盐水制冰设备的制冰池。

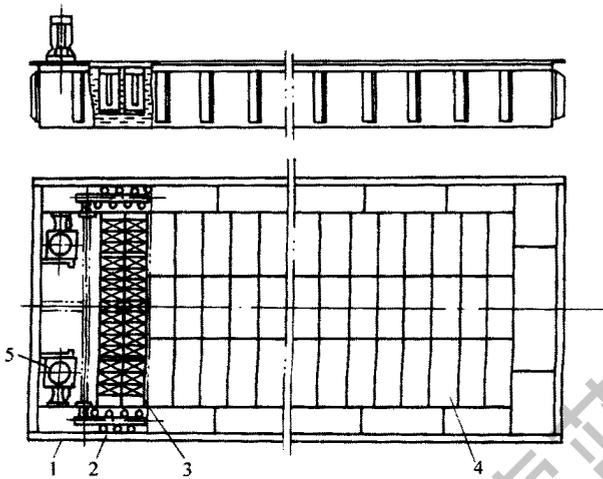


图 8-1-2 盐水制冰池

1—制冰池；2—蒸发器；3—冰桶；4—盖板；5—搅拌器

（二）蒸发器

常用的蒸发器有螺旋管式、V形管式、立管式等。根据制冰池的大小和结构，蒸发器在制冰池中有集中布置和分散布置等方式。

（三）冰桶架和冰桶

冰桶架是搁置在制冰池上的钢制框架，用于搁置冰桶和提冰，冰桶用 1.5~2.0mm 厚钢板焊制而成，桶的上下两端均有钢板箍加固。为了便于脱冰，应做成上大下小的矩形。冰桶制成及试漏后需涂刷防锈漆。冰桶常用的规格有每块冰重 25、50、100、125kg 等。

（四）搅拌器

盐水制冰设备中的搅拌器有立式和卧式两类。

卧式搅拌器由外壳、轴承架、轴、叶轮以及填料压盖等组成，如图 8-

1-3 所示。

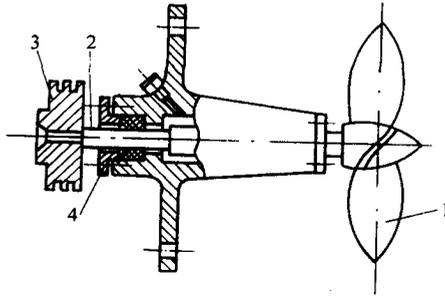


图 8-1-3 卧式搅拌器

1—叶轮；2—传动轴；3—带轮；4—填料压盖

搅拌器伸进制冰池内，由安装在制冰池一端上部的电动机通过皮带轮带动工作，因而传动轴与制冰池壁面的密封性要求高，安装维修麻烦，但卧式搅拌器工作时阻力较小。

立式搅拌器也是成套设备，它由叶轮、主轴、电动机等组成，如图 8-1-4 所示。

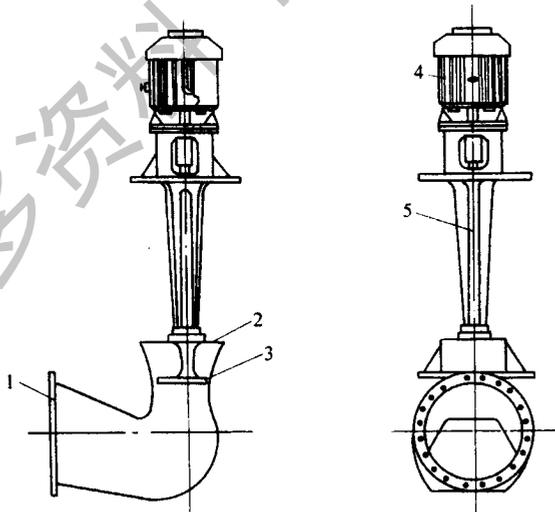


图 8-1-4 立式搅拌器

1—出水口；2—进水口；3—叶轮；4—电动机；5—传动轴

立式搅拌器的电动机安装在制冰池一端上部，电动机与叶轮通过联轴器

连接。工作时，盐水由斗型外壳的上面进入，通过叶轮搅拌，从侧面的出水口送出。出水口设置在蒸发器底板下部，使盐水全部通过蒸发器。立式搅拌器不存在传动轴与制冰池壁面的密封问题，维修较方便，但立式搅拌器工作时阻力较大。

(五) 融冰池

融冰池是用钢板焊成或用混凝土浇注的长方形水池，尺寸应比冰桶架大一些。通常在池中设摇摆架，以加快冰块脱模。池上设有进水和排水管道，以便补充高温水及排除低温水、由钢板制作的融冰池结构如图 8-1-5 所示。

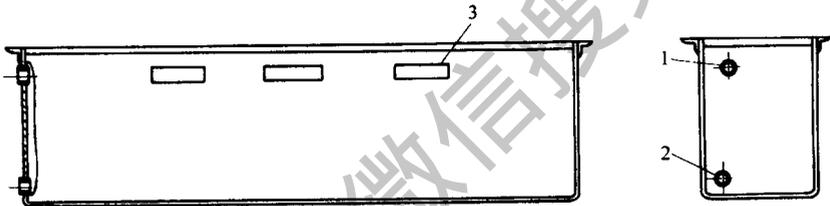


图 8-1-5 融冰池

1—进水管；2—放水管；3—溢流口

(六) 倒冰架

倒冰架是将融冰后的冰桶翻倒，使块冰滑出冰桶的设备。倒冰架多用槽钢、角钢和钢板制作，成 L 形，两端用轴承支撑，两端装有平衡锤，用于减缓倒冰时的速度和易于复位，其结构如图 8-1-6 所示。

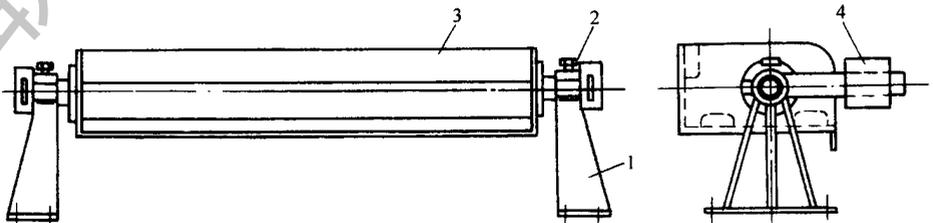


图 8-1-6 倒冰架

1—支座；2—轴承；3—L 形架；4—平衡锤

(七) 滑冰道

滑冰道是将冰桶中倒卸出来的冰块顺利滑入冰库、码头、月台的专设冰道。它利用冰块的重力，在一定坡度的滑道内输送冰块。滑冰道有木结构、钢结构和钢筋混凝土结构等形式。滑冰道按输冰要求有平面输送和垂直输送两种形式。

(1) 平面输送采用直行滑冰道，用于制冰间至冰库、月台等之间的冰块平面输送。

(2) 垂直输送采用螺旋滑冰道，多用于制冰池建在冰库上方的制冰系统中。冰块靠重力沿螺旋滑冰道从制冰池送至不同方向、不同标高的冰库中。

各种滑冰道的结构尺寸取决于倒卸冰块的数量、大小。距冰库或其他用冰处的距离和滑冰道的形式。滑冰道各段的坡度是不同的，起始段坡度较大，可使冰块能以加速度滑行；中间段坡度小些，使冰块等速滑行；末端坡度较小，使冰块能减速滑行，避免碰撞损耗。表 8-1-1 列举了几种常用滑冰道的坡度。

表 8-1-1 常用冰块滑行道尺寸

冰块重 /kg	冰块顶端横截面尺寸 /mm	直行滑道			螺旋滑道		
		坡 度/(%)			坡 度/(%)		
		起始段	中间段	末端段	起始段	中间段	末端段
50	380×190	15	5	0	15	7.4	7.4
100	500×250	12	4.5	0	12	7.0	7.0
125	550×275	10	4	0	12	6.5	6.5

(八) 水预冷器

水预冷器是用于制冰水的预冷，以减少制冰池内蒸发器的负荷，缩短制冰时间的设备。水预冷器为长方体水箱，可设置在加水器上方，也可单独安装。箱内装有蒸发器，箱端有搅拌机，以加速热量传递。

(九) 冰桶加水器

它是把自来水或预冷后的制冰水加注到冰桶的装置。冰桶加水器由与冰桶数相应的旋转水嘴、定量水箱组成(图 8-1-7), 以确保向各个冰桶中同时等量加水。

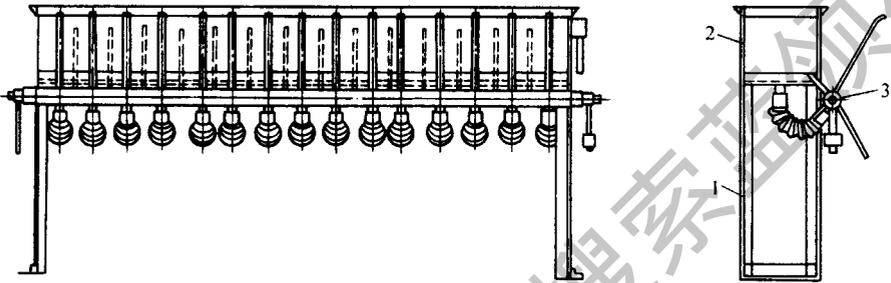


图 8-1-7 冰桶加水器

1—支架; 2—水箱; 3—旋转水嘴

(十) 吹气装置

吹气装置是用于制取透明冰的专用设备, 主要包括罗茨风机、空气罐及送气管道。在制取透明冰时, 罗茨风机将压缩后的高压气体存贮在空气罐里, 通过送气管道送入冰桶中, 以排出制冰水中溶入的空气, 达到制取透明冰的目的。其工作原理如图 8-1-8 所示。

此外, 对于大、中型制冰间还应设置冰桶架推进机构和双钩桥式吊车等设备。制冰设备在制冰间的布置如图 8-1-9 所示。

三、盐水制冰工艺流程

在盐水制冰设备中, 制冷剂在蒸发器内吸收制冰池中盐水溶液的热量, 使盐水溶液降温并保持在 -10°C 左右的温度。通过搅拌器的工作将盐水溶液

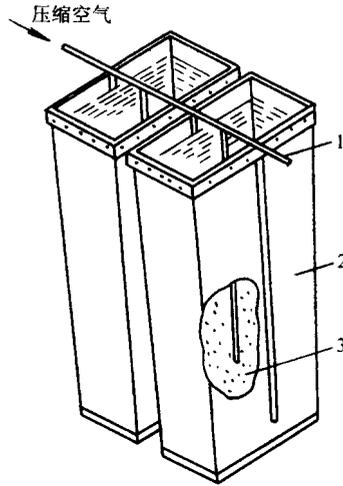


图 8-1-8 制取透明冰吹气示意图

1—吹气管；2—冰桶；3—制冰水

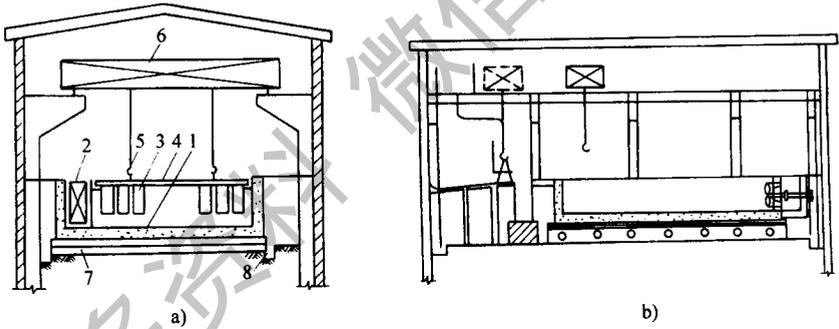


图 8-1-9 制冰设备在制冰间的布置

a) 制冰间横剖面 b) 制冰间纵剖面

1—制冰池；2—蒸发器；3—冰桶；4—冰桶架；5—起吊钩；6—吊车 7—通风管；8—排水沟

循环于蒸发器与冰桶之间，以加速热量从制冰水传向制冷剂。当冰桶中的水被冻结后，由桥式行车依次将冰桶组吊出制冰池，放进融冰槽融冰和倒冰架上脱冰，并经滑冰道送入冰库贮存，或直接从月台、码头等装走。脱冰后的空冰桶经注水后再放入制冰池中继续生产。因此盐水制冰成套设备包括了制冷循环部分和制冰设备部分。盐水制冰工艺流程如图 8-1-10 所示。

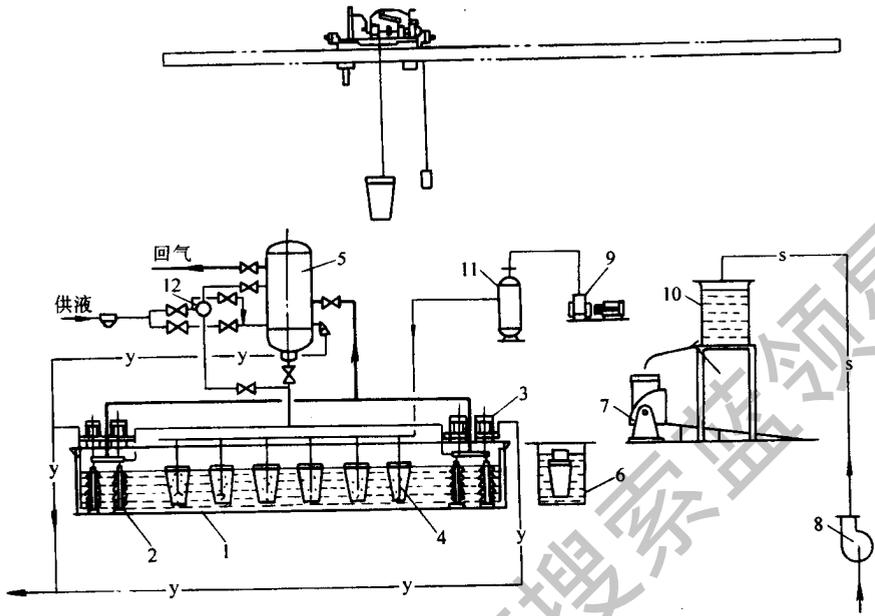


图 8-1-1-10 盐水制冰的工艺流程

1—制冰池；2—蒸发器；3—搅拌器；4—冰桶；5—制冷剂气液分离器；6—融冰槽
7—倒冰架；8—离心式清水泵；9—罗茨风机；10—冰桶加水器；11—空气罐；12—浮球阀

四、盐水制冰的优缺点

(一) 优点

- (1) 盐水制冰装置操作方便，安全可靠。
- (2) 制冷工况稳定，易于管理。
- (3) 冰块体积较大，质地密实，强度大，不宜破损。
- (4) 形状规则，便于贮存、堆放和运输。
- (5) 在使用中，单位体积冰块的制冷量大，融化慢，使降温空间、物体的恒温性较好。

(二) 缺点

- (1) 建造盐水制冰设备时，耗钢材多，占地面积大。
- (2) 施工周期长，基建投资较高。
- (3) 制冰时，耗电多，制冰时间较长。
- (4) 冰块重、大，工人搬运劳动强度大。

五、盐水制冰的有关计算

(一) 冰块冻结时间计算

冰块冻结时间与盐水平均温度、冰块大小有关，可按下式计算

$$t = -A\delta(\delta + B) / t_p$$

式中 t ——水在冰桶中的冻结时间 (h)；

δ ——冰块上端厚度 (m)，见表 8-1-2；

t_p ——制冰池内盐水的平均温度 (°C)，一般情况下， t_p 取 -10°C；

A、B——系数，与冰块横断面长边与短边之比有关，见表 8-1-3。

表 8-1-2 三种冰块重量相对应的冰桶规格

冰块重量 /kg	冰桶内部尺寸/mm		
	上部	下部	高
50	400 × 200	375 × 175	985
100	500 × 250	475 × 225	1180
125	550 × 275	525 × 250	1190

表 8-1-3 系数 A、B 值

冰块横断面的长短边之比	1	1.5	2	2.5
A	3120	4060	4540	4830
B	0.036	0.030	0.026	0.024

(二) 盐水制冰负荷的计算

盐水制冰热量包括下列五项：

(1) 制冰池传热量

$$Q_1 = \sum FK (t - t_p)$$

式中 Q_1 ——制冰池传热量 (W)；

$\sum F$ ——制冰池底、壁、顶的面积之和 (m^2)；

K ——制冰池的传热系数 [$W/(m^2 \cdot ^\circ C)$]，取 0.58；

t ——制冰间空气温度 ($^\circ C$)，一般取 15 ~ 20 $^\circ C$ ；

t_p ——盐水平均温度 ($^\circ C$)。

(2) 水冷却和冻结的热量

$$\begin{aligned} Q_2 &= 1000G [c_1 (t_s - 0) + L + c_2 (0 - t_b)] \times 0.2778/24 \\ &= 277.8G (c_1 t_s + L - c_2 t_b) / 24 \end{aligned}$$

式中 Q_2 ——水冷却和冻结的热量 (W)；

G ——制冰池生产能力 (t/h)；

c_1 ——水的比热容 $kJ/(kg \cdot ^\circ C)$ ， $c_1 = 4.18kJ/(kg \cdot ^\circ C)$ ；

t_s ——制冷用水的温度 ($^\circ C$)；

L ——水的潜热 (kJ/kg)，可取 $L = 334.9kJ/kg$ ；

c_2 ——冰的比热容 [$kJ/(kg \cdot ^\circ C)$]， $c_2 = 2.093kJ/(kg \cdot ^\circ C)$ ；

t_b ——冰的终温 ($^\circ C$)，一般较盐水温度高 2 $^\circ C$ 。

(3) 冰桶的热量

$$Q_3 = 1000G_gd (t_s - t_p) c \times 0.2778/24g$$

式中 Q_3 ——冰桶的热量 (W)；

G ——制冰池生产能力 (t/h)；

- g_d ——每个冰桶的重量 (kg);
 t_s ——原料水温度 (°C);
 t_p ——盐水平均温度 (°C);
 c ——钢的比热容 [kJ/(kg·°C)];
 g ——每块冰的重量 (kg)。

(4) 盐水搅拌器热量

$$Q_4 = 1000P$$

- 式中 Q_4 ——盐水搅拌器热量 (W);
 P ——搅拌器功率 (kW)。

(5) 融冰的热量

$$Q_5 = 917F_b \delta Q_2 / g$$

- 式中 Q_5 ——融冰的热量 (W);
 F_b ——每块冰的表面积 (m²);
 δ ——冰块融化层厚度 (m), 一般取 0.002;
 Q_2 ——水冷却和冻结的热量 (W);
 g ——每块冰的重量 (kg)。

盐水制冰冷负荷应与以上五项总热量相平衡, 同时考虑冷桥及其他热量损失等因素, 应留 15% 的余量, 其计算公式为:

$$\Sigma Q = (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5) \times (1 + 15\%)$$

(三) 盐水制冰蒸发器面积计算

盐水制冰蒸发器常用立管式、V 形管式和螺旋管式三种。蒸发器面积按下式计算:

$$F = Q / (K \Delta t_m) = Q / q_F$$

- 式中 F ——蒸发器面积 (m²);
 Q ——蒸发器负荷 (W);
 K ——蒸发器传热系数 [W/(m²·°C)];
 Δt_m ——制冷剂与盐水之间的对数平均温差, 取 4~6°C;
 q_F ——蒸发器单位面积负荷 (W/m²)。

第二节 贮冰间

一、人造冰的贮藏

用于贮藏冰的场所称为贮冰间，贮冰间又称冰库，贮冰间是一种特殊的低温建筑物，其建筑结构要求隔热、保温和防潮、隔气。贮冰间一般要求紧靠制冰间，以便于生产出来的冰及时入库，减少冰的融化损失。如条件所限，贮冰间不能与制冰间相连，则只能用专门的运输机器将冰送入贮冰间。

在冰的贮存中，应注意以下几点：

(1) 生产出的冰块及时送入冰库，尽量缩短在常温中的滞留时间，以减少融化损失。

(2) 在冰的运输、堆垛、装卸过程中，不能剧烈撞击冰块，减少不必要的破碎损失。

(3) 由于冰块的温度低且表面光滑，人工作业十分不方便，应尽量使用机械作业，以减少冰的损失和防止发生伤亡事故。

(4) 为防止冰块堆垛或出冰时冰垛倒塌砸坏冰库的墙体，可在内墙面设置钢、木护栅，其高度与冰垛高度相同，有条件时应采用钢、木制成的盛冰筐、箱堆放，可保持堆垛时的稳定性和防止冰垛倒塌。

(5) 贮存中应保持库温的相对稳定，不得有较大的波动。库温波动较大，易使冰块表面融冻加剧而使冰块相互冻结，给出冰造成麻烦。当不同形状或种类的冰混放在同一贮冰间时，应以融化点低的冰的贮存要求控制好贮冰间温度。

二、贮冰间容量的确定

贮冰间容量是根据贮冰量计量确定的，贮冰量则根据冰的生产和使用情况而定，通常分长期贮冰和短期贮冰两种情况。短期贮存一般存放为 2~3 天或一星期的产冰量，长期贮存一般为 15~20 天产冰量，根据具体情况有

时也贮存 30 ~ 40 天的产冰量。片冰、板冰、管冰等是直接蒸发冷却制冰，基本上是随时制冰随时使用，不作长期贮存。设计时，要根据具体情况进行确定。

三、贮冰间设计

(一) 贮冰间的温度 t_n

贮冰间的温度可根据冰的种类和制冰原料水的不同来确定。

盐水制冰，淡水冰块 $t_n = -4^{\circ}\text{C}$ ；快速制冰，淡水冰块 $t_n = -8^{\circ}\text{C}$ ；淡水片冰， $t_n = -12^{\circ}\text{C}$ ；海水片冰， $t_n = -20^{\circ}\text{C}$ 。

(二) 贮冰间的建筑要求

1. 贮冰间的地面标高

贮冰间和制冰间同层相邻布置时，进冰洞应与制冰间的滑冰台直接相通，贮冰间地面的标高应低于滑冰台。进冰洞口下表面应是向内倾斜的斜面，水平高差不小于 20mm，进冰和出冰共用一个洞口时，贮冰间地面标高与进冰口下表面最低点标高取平。贮冰间和制冰间不是相邻布置，且进出冰均是采用机械设备时，贮冰间地面标高不受限制。

2. 贮冰间的建筑净高

(1) 人工堆码冰垛时，单层库的净高宜采用 4.2 ~ 6m，多层库的净高宜采用 4.8 ~ 5.4m。

(2) 行车堆码时，建筑高度应不小于 12m。

3. 贮冰间地面排水

对于不常年使用的贮冰间，在空闲时不一定还维持使用时的温度。这时，排管的化霜水和冰屑的融化水必须及时排除，不应采用下水管排水的方法，可将地面设计有排水坡度，使水至门口排出，坡度不大于 1/100。

4. 贮冰间出冰由贮冰间出冰应有单独的出路，尽量避免与其他冷间共用穿堂、走道，更不应与之交叉穿过。

(三) 贮冰间堆冰高度

冰的堆装高度应根据使用情况和堆冰条件具体确定。

- (1) 人工堆装以不超过 2.0~2.4mm 为宜；
- (2) 地面机械提升以不超过 4.4mm 为宜；
- (3) 吊车提升以不超过 6.0mm 为宜。

冰堆上表面到顶排管下表面应留净空间 1.2mm，以便操作。

(四) 贮冰间的冷却设备

(1) 贮冰间的建筑净高在 6m 以下时，可不设墙排管，但顶排管必须分散铺满贮冰间顶棚。

(2) 贮冰间的建筑净高在 6m 或高于 6m 时，应设墙排管和顶排管。墙排管的高度应在冰堆高度以上。

(3) 墙排管和顶排管不得采用翅片管。

第三节 其他制冰方法

通常，制冰的方法大体可分为两种：间接冷却方式（如盐水冷却冰桶制冰法）和直接冷却方式（如桶式、片冰、管式等快速制冰法）。直接冷却制冰是制冰的发展方向，与盐水制冰相比，具有冻结快，设备小巧，占地小，投资少，无腐蚀，成套性强等优点。下面介绍几种直接冷却方式制冰的方法。

一、原理

桶式快速制冰采用指形蒸发器和冰桶组成的直接蒸发式冰桶，氨液在冰桶夹层和指形蒸发器内同时蒸发，直接吸收冰桶内水的热量，使冰桶内壁和

指形蒸发管上同时结冰，从而大大加速了冻结过程，达到快速制冰的目的。
图 8-1-11 为 AJB—15/24 型快速制冰系统原理图。

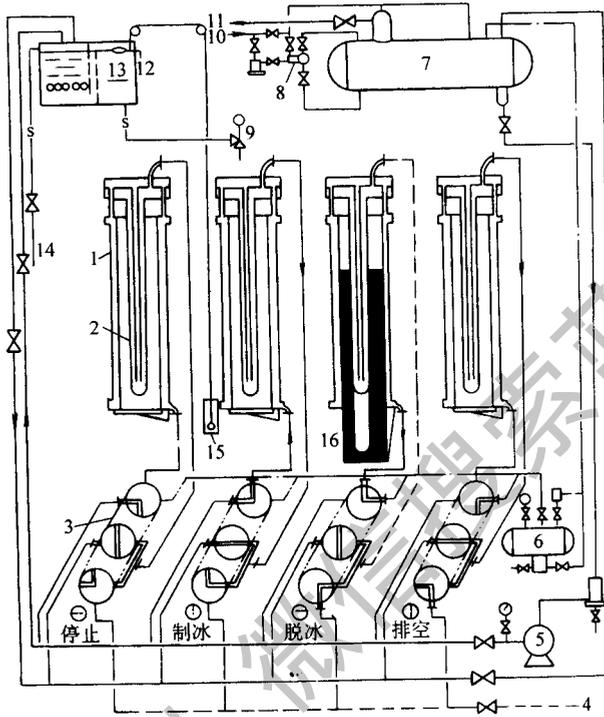


图 8-1-11 AJB-15/24 桶式快速制冰机原理图

- 1—冰桶；2—指形蒸发器；3—多路阀；4—热氨管；5—氨泵；6—排液桶
7—低压循环桶；8—浮球阀；9—拉线给水阀；10—供液管；11—吸水管
12—溢流阀；13—预冷器水箱；14—上水管；15—水位计；16—冰块

二、制冰工艺流程

(1) 预冷水过程。当水箱充满一组冰桶所需要的水时，经装在水箱中的蒸发器吸热降温，使水降温至 $6 \sim 10^{\circ}\text{C}$ ，即可加入冰桶。

(2) 冰桶加水过程。向冰桶加水以前，必须使冰桶底的弹簧活动底盖密封。因此，首先向冰桶中加少量的水，使冰桶壁和底盖都被润湿，同时将多路阀转制冰位置，使氨液进入桶壁夹层蒸发吸热，桶壁和底盖的润湿水都冻结，起密封桶底的作用，然后徐徐将水加入冰桶。

第 2 章

商业用冷柜

第一节 概 述

商业用冷柜是指采用单级蒸气压缩式制冷系统实现制冷的冷柜。它适用于商业食品零售、饮食服务、团体食堂及宾馆、饭店、酒家和大、中、小型超市的食品冷冻、冷藏、销售和陈列展示。商用冷柜的结构型式很多，应用广泛，近年得到了迅速发展。

一、商业用冷柜的分类、基本型式和参数

(一) 商业用冷柜的分类

冷柜是具有适当容积和制冷装置的隔热柜体，通过制冷的作用降低柜内的温度，并能对其进行温度控制的设备。冷柜按其用途分为冷藏柜、冷冻柜、冷藏冷冻柜、冷藏陈列（展示）柜和冷冻陈列（展示）柜 5 类，见图 8-2-1。

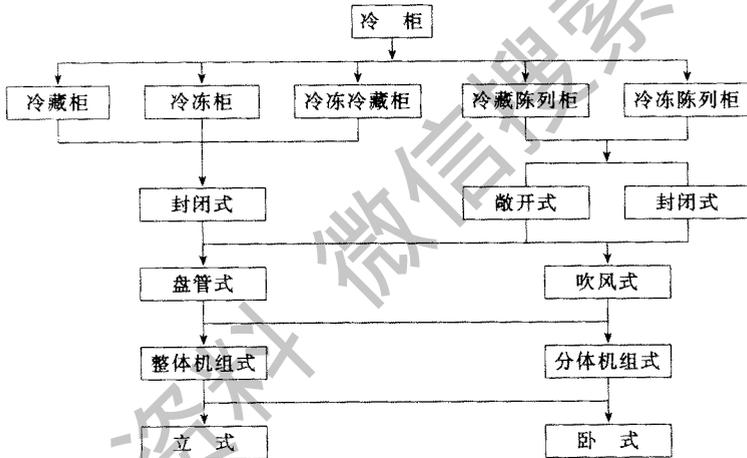


图 8-2-1 商用冷柜的基本分类

冷柜一般设有冷藏室和冷冻室。冷藏室用以贮藏非冻结食品，一般冷藏温度保持在 0°C 以上，最低不低于 -6°C 。较大体积的冷藏柜尚可分成多个小间。冷冻室是用以冷冻或贮藏冻结食品，通常冷冻室温度可分为“一星”、“二星”和“三星”级室，其室内温度分别不高于 -6°C 、 -12°C 和 -18°C 。某些特殊用途的冷冻柜，室内温度可达 -25°C 或更低。

1. 冷藏柜

主要组成是制冷机组及冷藏室，仅用于贮藏不需冻结的食品，其温度应保持 0°C 以下，最低不低于 -6°C 。

2. 冷冻柜

主要组成是制冷机组和冷冻室，用于冷冻或贮藏冻结食品，其温度视冷冻室“星”级而定。

3. 冷藏冷冻柜

主要由制冷机组和冷藏室及冷冻室组成，分别用于贮藏和冻结食品，其温度按要求而定。冷藏室一般在 0°C 上下，最低不低于 -6°C ，冷冻室则按“星级”要求分 -6°C 、 -12°C 和 -18°C 三级。特殊冷藏冷冻柜冷冻室温度可达 -25°C 或更低。

4. 冷藏陈列柜

又称冷藏展示柜，主要由制冷机组和冷藏室组成。用于贮藏、销售和陈列展示非冻结食品，其温度一般在 0°C 上下，最低不低于 -6°C 。它可以是敞开式冷柜，也可以是带有透明围护结构的封闭式冷柜。

5. 冷冻陈列柜

又称冷冻展示柜，由制冷机组和冷冻室组成。用于贮藏、销售和陈列展示冻结食品，兼有食品冻结功能。室内温度按星级要求而定。这类冷柜的冷冻室可以是敞开式，也可以是封闭式。

冷藏和冷冻陈列柜为方便食品存放、取出，则柜体设有开口。在开口面上设有密封用门盖的冷柜称封闭式冷柜；开口面上无密封用门盖的冷柜称敞开式冷柜。

整体式冷柜的制冷机组与冷柜柜体以固定方式连成一体；分体式冷柜的制冷机组与柜体是分开连接的。

另外，冷柜按其冷却方式，又分盘管式冷却和吹风式冷却，吹风式冷却装置中设有自动融霜及排除融霜水装置。

冷柜用的制冷装置均为蒸气压缩式制冷，采用 R134a 或 R22 等制冷剂。当制冷机组与冷柜柜体以固定方式连成一体的冷柜，称整体式冷柜；两者分开连接的称分体式冷柜。

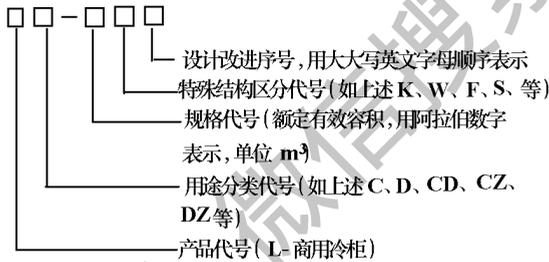
盘管冷却是以空气自然对流直接与冷却盘管或冷却平面换热，实现冷室的冷却。这种冷柜也可称作直接盘管冷却式冷柜。吹风冷却式冷柜，是以空气强迫对流直接与冷却盘管组进行换热，实现冷室的冷却。这种冷柜亦称无霜冷柜，因为在空气强迫对流循环下，冷却室的表面无冰和霜层的积聚。无霜冷柜设有自动或手动融霜和排除融霜水的装置。

冷柜用蒸气压缩式制冷装置，其制冷系统由压缩机、冷凝器、节流阀和蒸发器组成。以水作为冷凝器的冷却介质的制冷机组，称为水冷式机组，以空气作为冷凝器的冷却介质的制冷机组，称为风冷式机组。

(二) 商业用冷柜的型式

冷柜按其使用特点或特殊结构，用国家统一的汉语拼音字母表示：C—冷藏柜，D—冷冻柜，CD—冷藏冷冻柜，CZ—冷藏陈列（展示）柜，DZ—冷冻陈列（展示）柜。K—敞开式冷柜，W—无霜冷柜，F—分体式冷柜，S—带水冷机组的冷柜等。

冷柜产品型号及含义如下：



例 1 LD—0.8A——第一次改型设计的商用冷冻柜，有效容积为 $0.8m^3$ 。

例 2 LCZ—2.5KWFS——商用冷藏敞开式无霜带水冷机组分体式陈列（展示）柜，有效容积为 $2.5m^3$ 。

按冷柜使用的气候环境一般分为四种类型：①亚温带型（SN），气候环境温度 $10 \sim 25^\circ C$ ；②温带型（N）， $16 \sim 32^\circ C$ ；③亚热带型（ST）， $18 \sim 38^\circ C$ ；④热带型（T）， $18 \sim 43^\circ C$ 。国内冷柜可参照亚热带型（ST）。

(三) 冷柜的基本参数

1. 冷柜额定有效容积

冷柜额定有效容积，是指冷柜冷室的毛容积中减去冷室内各部件所占据的容积和那些认定不能用于贮藏食品的空间后，所余的容积。国家标准推荐的规格系列为： $0.30m^3$ 、 $0.40m^3$ 、 $0.50m^3$ 、 $0.60m^3$ 、 $0.80m^3$ 、 $1.00m^3$ 、

1.20m³、1.50m³、1.80m³、2.00m³、2.50m³、3.00m³。

2. 冷柜的工作温度

(1) 冷藏室。亚温带型 (SN) 温带型 (N), 温度最低不低于 -6℃, 可调范围可取 -1 ~ 10℃。亚热带型 (ST) 和热带型 (T), 最低温度为 -6℃, 可调温度范围可取 0 ~ 12℃。

(2) 冷冻室。一、二、三星级的冷冻室温度, 分别不高于 -6℃、-12℃和 -18℃。特殊用途的冷柜, 按使用温度设计。

3. 冷柜制冷装置电源

单相, 交流额定电压 220V, 额定频率 50Hz; 三相, 交流额定电压 380V, 额定频率 50Hz。

二、商业冷柜的技术条件

商业冷藏柜的制造应符合 26.1 节所述的类型、型式和基本参数要求, 同时应按照规定程序批准图样和技术文件或协议条件。用于贮藏食品的冷柜, 还应符合中华人民共和国食品卫生的有关规定。

(一) 冷柜的名词术语

1. 冷柜的外形尺寸

外形尺寸是指柜门或盖关闭时, 用外接于柜的底为水平的长方体的尺寸 (长 × 宽 × 高) 表示。包括附件, 但不包括把手。当有其他突出物时, 应予以说明。

2. 冷柜温度

按《商用冷柜试验方法》的有关规定, 测得的柜内温度。冷柜温度可分为冷藏室温度和冷冻室温度。

(1) 冷柜内平均温度。

①冷藏室平均温度 t_l , 是指同一时刻冷藏室温度的算术平均值: $t_l =$

$\sum_{i=1}^n t_i / n$ (n 为布置在冷藏室内的温度测点总数)。

②冷冻室平均温度 t_d , 是指同一时刻冷冻室温度的算术平均值: $t_d =$

$\sum_{i=1}^n t/n$ (n 为布置在冷冻室内温度测点总数)。

(2) 冷柜工作温度。

①冷藏室工作温度 t_{cm} ，是按《商用冷柜试验方法》测量温度期间，不同时刻冷藏室平均温度的算术平均值：

$$t_{cm} = \frac{\int_0^{\tau} t_c(\tau) d\tau}{T}$$

②冷冻室工作温度 t_{dm} ，是按《商用冷柜试验方法》规定的测量温度期间、不同时刻冷冻室平均温度的算术平均值：

$$t_{dm} = \frac{\int_0^{\tau} t_d(\tau) d\tau}{T}$$

③对于单一温度的冷冻柜、冷藏柜、冷藏陈列柜和冷冻陈列柜，其工作温度是指冷藏室工作温度 t_{cm} ，或冷冻室工作温度 t_{dm} 。

对冷藏冷冻柜，冷柜工作温度是指冷藏室工作温度 t_{cm} 和冷冻室工作温度 t_{dm} 。

(3) 冷柜内平均温度波动值。

①冷藏室平均温度波动值 Δt_{c1} 、 Δt_{c2} ，是指在不同时刻冷藏室平均温度 t_c 的最大值 t_{cmax} 及最小值 t_{cmin} ，与冷藏室工作温度 t_{cm} 的差值，即 $\Delta t_{c1} = t_{cmax} - t_{cm}$ 、 $\Delta t_{c2} = t_{cm} - t_{cmin}$ 。

②冷冻室平均温度波动值 Δt_{d1} 、 Δt_{d2} ，是指在不同时刻冷冻室平均温度 t_d 的最大值 t_{dmax} 及最小值 t_{dmin} ，与冷冻室工作温度 t_{dm} 的差值，即 $\Delta t_{d1} = t_{dmax} - t_{dm}$ 、 $\Delta t_{d2} = t_{dm} - t_{dmin}$ 。

(4) 柜内温度不均匀性。是指在按《商用冷柜试验方法》规定的测量温度期间，不同时刻冷藏室或冷冻室温度差值 Δt_c 或 Δt_d 的最大值。

3. 制冷机组工作时间系数

通常在规定的工作环境条件和冷柜内温度条件下，机组开机时间 d (h、min) 与机组运转周期内开机和停机时间 D 之和的比， $R = d/D$ 。对于自动融霜的冷柜，融霜周期的时间不计入总时间 D 内。

4. 融霜

冷柜在制冷过程中，由于冷却器表面温度很低，造成空气中的水蒸气在

其表面凝结并结霜。结霜以后导致冷却器换热不良，制冷效率下降，吹风冷却式冷柜将阻止气流流动，影响冷风循环，因此冷柜，特别是冷冻柜必须进行定期融霜。冷柜的融霜方式有三种：自动、半自动和人工融霜。

(1) 自动融霜。融霜时无须人工起动融霜装置，融霜过程全部是自动完成，融霜结束后，也无需人工恢复其正常工作及排出融霜水。

(2) 半自动融霜。需人工起动融霜装置，融霜结束后，自动恢复正常工作。融霜水的排除及处理，可以是人工或自动。

(3) 人工融霜。需要人工起动融霜装置，融霜后也需要人工恢复其正常工作。

5. 耗电量

冷柜在规定的试验条件下，稳定运行 24h 的耗电量，称额定耗电量。一般由生产厂标出。

(二) 冷柜的技术要求

1. 一般要求

(1) 冷柜正常工作条件，是指冷柜正常工作的环境温度。封闭式冷柜 SN 型、N 型气候环境温度 $\leq 32^{\circ}\text{C}$ ，ST 型 $\leq 38^{\circ}\text{C}$ ，T 型 $\leq 40^{\circ}\text{C}$ ；陈列柜、SN、N 型气候环境 $\leq 25^{\circ}\text{C}$ ；ST、T 型 $\leq 32^{\circ}\text{C}$ ；环境相对湿度 $\leq 75\%$ 。对水冷式机组，冷却水温度一般不高于 32°C 。

(2) 为保证冷柜的安全运行，冷柜的放置场所应无导电尘埃、爆炸性气体及能严重破坏金属和电气绝缘的腐蚀性气体，同时无明显的振动和颠簸。

2. 冷柜结构和材料性能

(1) 冷柜柜体（含门、盖）应有良好的隔热性能，隔热材料不应有明显的收缩和膨胀变形。封闭式冷柜在规定的试验条件下进行试验时，外壁面（含门、盖）不得出现凝露。

(2) 冷柜的气密性应良好，即当冷柜门、盖合上后，柜壁与门、盖的密封件之间吻合严密。

(3) 冷柜的搁架、挂钩及其他类似附件，应有足够的机械强度。又在使用中或在规定条件下试验，不产生变形。

(4) 冷柜电镀件质量良好，不允许有锈点锈迹。外壁面应具有良好耐冲

击性能和足够的硬度，其平面度公差一般不大于 3mm/m ，外壁面之间的垂直度不大于 0.3% 。

3. 冷柜尺寸

冷柜的外型尺寸（长、宽、高）偏差不大于 3mm/m ，其有效容积实际值不小于标称值的 97% 。对陈列柜，其展示陈列窗口面积实测值，不小于标称值的 97% 。

4. 冷柜结构、设计要求

(1) 冷柜外壁面间接缝严密，防止潮气渗入。冷柜内壁与食品接触部件所有材料，不得对食品引起气味污染，并能抗腐蚀。冷柜内壁面的尺寸在材料规定的幅度内，一般不允许拼接。

(2) 冷柜内、外壁与柜体隔热层应密实接触，不得有空隙、膨胀。

(3) 冷柜的门、盖应有足够大的开启度、并开关灵活、可靠。

(4) 冷柜门铰链和把手应有足够的机械强度和良好的耐磨性能，应能经受至少 10000 次开关动作，不产生可能导致密封性能下降的磨损和故障。

(5) 所有搁架、挂钩及其附件位置安排合理，紧固件不得松动。

5. 配套设备和仪表要求

(1) 所有配套设备和仪表容量应选择合理。

(2) 配用的制冷压缩机应符合现行 GB10079—1988《全封闭活塞式制冷压缩机》或 GB10872—1988《小型活塞式单级压缩机技术条件》的规定，或其他种类压缩机的相关标准。

(3) 配用的电动机应符合 GB755—1997《旋转电机基本技术要求》的有关规定。半封闭、全封闭制冷压缩机用电动机，应符合制冷压缩机专用电动机的有关规定。

(4) 配用的压力容器必须符合 GB150—1998《钢制压力容器》的有关规定。

(5) 冷柜用的所有自动控制元器件、设备及仪表，均应有产品合格证书。自制控制元器件等应符合质量标准，并经试验检查合格。

6. 电气配线及电气保护要求

(1) 电气配线整齐，线两端应有标记或用色线区分。接于螺栓上的单根导线的端部，应弯成环状，多根导线应使用无酸性焊料焊接。

(2) 线端及铜制接头与接线柱，应连接牢固，并有足够的机械强度。导

线应予固定，不得承受预紧力和扭力。

(3) 母线沿金属壁敷设的导线应有保护层，导线通过金属板时，应以衬套保护。导线因接点松动而脱落时，不能触及金属部件。

(4) 工作电压或对地电压大于 36V 时，应有可靠的接地装置。接地线应妥善锁紧不得松动。接地接线柱的主体必须采用黄铜或是抗腐蚀性能不亚于黄铜的其他金属。

7. 制冷系统及制冷性能要求

(1) 制冷系统管路走向合理、排列整齐、牢固避振。管路不得有碰伤、压扁。制冷系统管路应清洁，并作干燥处理。

(2) 制冷系统应有高、低压保护等安全保护措施。

(3) 制冷系统充注的制冷剂，应符合保护大气臭氧层的环保要求。近期可采用 R22、R134a、R507/404a 等制冷剂。

(4) 冷柜的工作温度、平均温度和平均温度的波动，可按本第二计算。

(5) 冷柜内温度的不均匀性，封闭式冷柜不大于 6℃；带有玻璃盖的闭式陈列柜不大于 8℃；敞开式冷柜不大于 12℃。

(6) 冷柜制冷装置起动后，在规定的试验条件下，达到工作温度的时间：额定有效容积小于 1.5m³，不超过 2h；额定工作容积大于或等于 1.5m³ 时，不超过 3h。

(7) 冷柜制冷机组工作时间系数：一般封闭式冷柜为 0.25~0.6；带有透明围护结构的冷柜为 0.7 以下；敞开式冷柜不大于 0.8。对分体式冷柜，应有温度控制机组冷量调节的功能，其工作系数可以在 0.8~0.9 范围调整。另外，冷柜的耗电量，在规定试验条件下，应不大于额定值的 115%。

(8) 制冷系统的融霜性能良好。融霜结束，机组能自动恢复正常工作，蒸发器表面及排水管路中不应残留影响正常工作性能的霜和冰。

8. 力学性能要求

(1) 冷柜运行平稳，不产生剧烈的振动，在规定的试验条件下，其振动速度的有效值不大于 1.8mm/s。

(2) 冷柜运行时，不应有冲击声和其他噪声。冷柜及机组运行时的噪声对周围环境的影响，应符合 GB3096—1993《城市区域环境噪声标准》的规定。当运行噪声超过标准时，应采取措施隔离噪声，同时也应注意机组的散热条件。

三、冷藏、冷冻柜的结构及应用

(一) 冷藏、冷冻柜的结构

冷藏柜、冷冻柜和冷藏、冷冻柜，源于厨房冰箱，其基本结构有立式、卧式两大类，均属封闭成型冷柜。立式冷柜有二门、三门、四门、五门、六门等，公称内容积有 0.5m^3 、 0.6m^3 、 0.75m^3 、 1.0m^3 和 1.5m^3 等，多为整体机组式。传统式冷藏柜机组均置于柜体下部，采用开启式或半封闭式制冷压缩机风冷机组，方便安装与维护。新型冷柜多把机组置在柜体上部，并采用全封闭式或半封闭式制冷压缩机，其柜内冷却方式，吹风冷却（无霜型）盘管冷却兼而有之。上置机组式冷柜能更充分利用柜内空间，有效容积较大。六门以上的封闭式冷柜，可作为组装式冷库使用，采用分体式机组，柜内可采用不同分割形成多个小冷间，通过制冷管系的不同组合，控制实现冷藏、冷冻或冷藏冷冻。立式冷柜典型结构如图 8-2-2 所示。

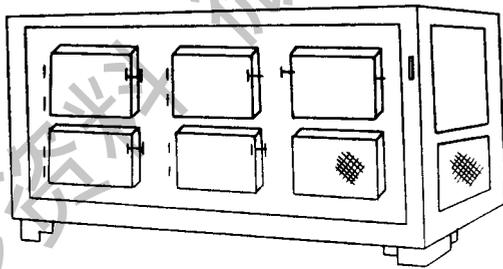


图 8-2-2 立式冷柜

新型多门冷柜（封闭式）冷间内设有间格可调式栅条形搁板，方便存放食品。冷间冷却用蒸发器多为自然对流的盘管冷却，其冷却盘管可采用连续弯曲式结构，或内藏式、铝复合板式，布置在柜内四周。柜内温度可控 -6°C 、 -12°C 、 -18°C 等。

卧式封闭式冷柜。采用上开门或左右拉门式（滑动门式），整体结构，全封闭压缩机风冷机组，柜内温度可控。用于饮品贮藏控制温度 $0\sim 5^{\circ}\text{C}$ ；若贮藏冰淇淋等食品，可控温度为 $-12\sim -18^{\circ}\text{C}$ 。也可根据气候及使用要求，控制温度升高或降低。卧式上开门式冷柜典型结构如图 8-2-3 所示。

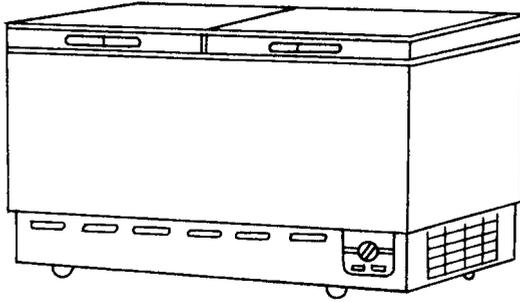


图 8-2-3 上开门卧式冷柜结构

新型卧式上开门小型冷柜进入家庭使用，以实现食品的冻结贮藏。商业用上开门卧式冷柜，更多地选用透明式滑动玻璃门。具有金属边框的滑动门又多采用双层玻璃或在玻璃夹层内设电热结膜的防结露措施，具有更好的贮藏展示效果。

图 8-2-4 所示为封闭式冷柜结构及制冷原理图，为整体风冷机组式。新型冷柜均选用全封闭型制冷压缩机，性能良好，运行可靠。冷柜制冷系统采用 R22 制冷剂，小型冷柜采用毛细管节流供液。中型以上的冷柜多采用性能优良的热力膨胀阀节流供液，具有更好的制冷降温性能和节能效果。

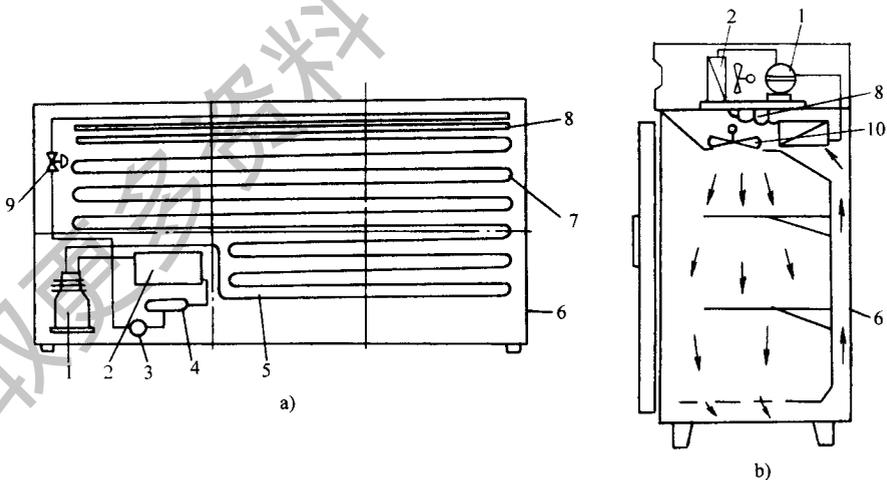


图 8-2-4 封闭式冷柜结构及制冷原理

a) 盘管冷却；b) 吹风冷却

1—压缩机；2—冷凝器；3—过滤干燥器；4—贮液器；5—下蒸发盘管；6—柜体
7—上蒸发盘管；8—顶盘管；9—热力膨胀阀；10—冷风机

新型冷柜均采用聚胺酯整体发泡隔热结构，保温性能更好。内藏式蒸发器为花纹防锈铝内胆，换热面积大，制冷效果好。这类冷柜各种控制、指示装置均装在柜体外面的控制板上，方便使用和调节，具有冷冻冷藏两种功能。也有新型卧式冷柜采用折门箱盖，端挡上直接带手把，铰链为子母式结构的塑料铰链，并带有限位上挡，折门开启、关闭结构合理。有的采用双层门结构的门盖，上层采用 PVC 复合钢板，聚胺酯发泡，内层采用钢化玻璃拉门，保温性能好、开启门盖时，箱内冷量损失少，操作也方便。

新设计冷柜，多属亚热带型产品，并扩大适用温度范围。保温层采用高压发泡成型，密度大，隔热性能好。门盖密封条采用多腔式结构，与箱体的接触面积大，密封性能好。底部安装万向脚轮，移动方便。

(二) 冷藏、冷冻柜的应用

冷藏冷冻柜是应用较多的一种冷柜，均为封闭式结构。冷柜采用盘管式冷却，小型冷藏冷冻柜为内藏式花纹防锈铝内胆式冷却器，冷饮品冷藏柜设有一定容量的水槽。实际应用的冷柜设有良好温度调节与控制功能，制冷机组运行符合制冷机安全工作条件，制冷性能良好。制冷机的工作系数一般在 0.25~0.6 之间。新型冷柜采用全封闭制冷压缩机组，运行噪声很低。一般柜内容积为 0.3~1.0m³、1.2~2.0m³ 和 2.5~3m³ 的采用风冷式机组，噪声限制分别不超过 62dB(A)、64dB(A) 和 66dB(A)。对水冷式制冷机组，噪声应不大于 64dB(A)。另外，冷柜选用的制冷机组均具有良好的电气性能，在 ±10% 电压波动条件下，仍能正常运行和起动。

用于商业的小型冷冻冷藏柜，立式滑动上开门，常用于贮藏销售冰淇淋、冰糕等低温饮品，其使用温度调节范围为 -15~-23℃，选用 R22 制冷剂、全封闭式压缩机组。当冷柜容量较大时，可选用半封闭式制冷压缩机组。新近生产的冷藏冷冻柜，已不再采用开启式压缩机。随着冷柜生产和制造工艺不断提高，内外壁金属壁板选材也更加讲究，原先的喷塑壁板，已逐步为不锈钢板所替代，方便柜内外清洁，外形平整美观。冷柜内温度有单温、双温或可调，方便使用。全封闭风冷 R22 制冷压缩机组，置于冷柜上方，实现吹风冷却，柜内降温速度快、温度分布均匀、制冷效率高。具有吹风冷却的冷藏冷冻柜，多采用电热融霜，机组工作效率高。对大容量的新型

冷藏冷冻柜，多为分间式，各冷间温度可分别调节控制。

图 8-2-5 所示为新型上置风冷制冷机组式四门和六门单、双温冷冻冷藏柜结构。冷柜可分两个冷间，实现双温自动控制，冷藏室温度可调 $0 \sim 5^{\circ}\text{C}$ ，冷冻室可调 $-12 \sim -15^{\circ}\text{C}$ ，最低 -18°C 。全封闭 R22 制冷压缩机噪声低，工作性能稳定、可靠。冷柜内外壁板及门内外包板多采用不锈钢板，也可采用塑钢板制作。壁板隔热结构为聚胺酯整体发泡，隔热性能良好。

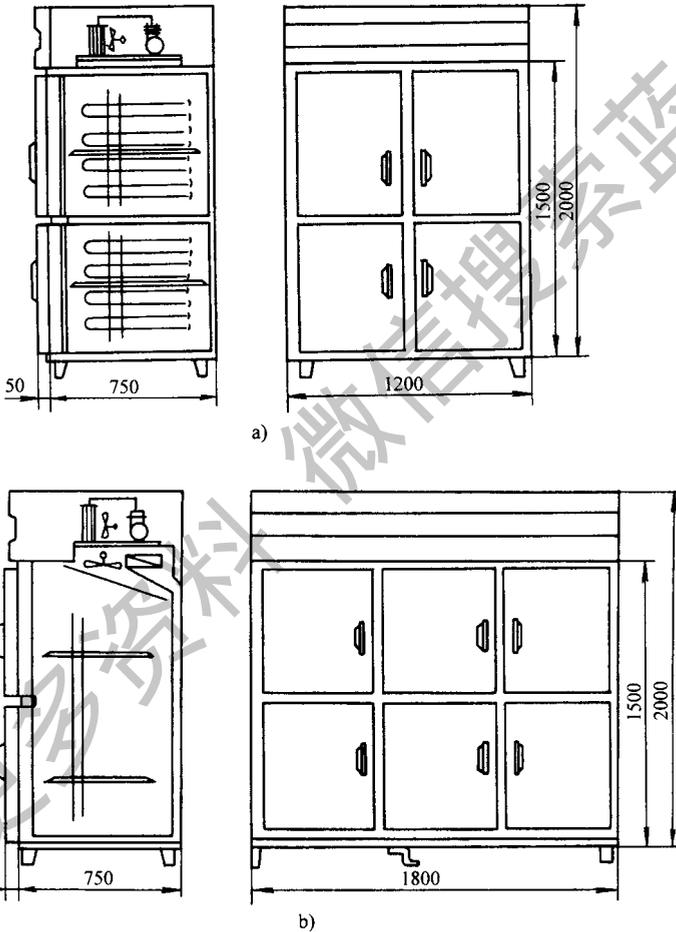


图 8-2-5 立式上置机组式冷藏冷冻柜

a) 四门盘管冷却冷柜；b) 六门吹风冷却双温冷柜

为了满足餐饮业和宾馆、酒店的特殊要求，一种新型工作台式冷柜已进入市场，其基本结构如图 8-2-6 所示。台式冷柜具有结构强度较大且隔热

性能良好的台面，配以自动开启复位的柜门，全封闭风冷式制冷压缩机组，直接盘管冷却。该冷柜温度调节范围大， $-5 \sim -18^{\circ}\text{C}$ 任意调节。典型产品如上海海鸥电器总厂生产的台式冷柜，有 TGBO.3L 型及 TGBO.5L、TGBO.6L 和 TMO.3、TMO.4L 等型。型号中 T、B、L 分别表示冷柜结构为台式、封闭式和立式；G、M 则表示柜内温度为高温（ $-2 \sim 5^{\circ}\text{C}$ ），中温（ $-12 \sim 2^{\circ}\text{C}$ ）；数字 0.3、0.4、0.6 等表示冷柜的公称容积。

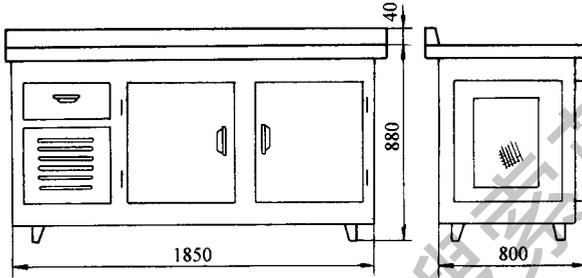


图 8-2-6 工作台式冷柜

冷柜技术的发展已大大超越了传统厨房冰箱的结构和工艺水平。它的制冷性能、控制手段和外观造型均有很大的提高和进步。小型低温冷柜已进入家庭，大型冷藏冷冻柜有取代活动冷库的趋势。表 8-2-1 列出了我国部分典型冷柜的技术参数。

表 8-2-1 国内典型冷柜型号及主要技术参数

型号	容积/ m^3	柜内温度/ $^{\circ}\text{C}$	制冷剂	外形尺寸 (宽 \times 深 \times 高) (mm \times mm \times mm)	生产厂
BCGS-1	1 (立式)	$-25 \sim -15$ ± 5	R22、R502	1210 \times 820 \times 2000	大连冷冻股份有限公司
BLG-1	1 (立式)			1210 \times 820 \times 2000	
BLGS-1.5	1.5 (立式)			1800 \times 800 \times 2000	
BLG-1.5	1.5 (立式)			1800 \times 800 \times 2000	
BLGS-2.3	1.5 (立式)			2700 \times 800 \times 2000	

第 8 篇 现代化商业制冷、冷藏设备应用与维护、故障排除维修

型号	容积/m ³	柜内温度 /℃	制冷剂	外形尺寸 ($\frac{\text{宽}}{\text{mm}} \times \frac{\text{深}}{\text{mm}} \times \frac{\text{高}}{\text{mm}}$)	生产厂
QBO.7L3	0.7 (立式)	-5 ~ +5	R12、R22	1400 × 840 × 1550	上海海鸥超市冷藏设备有限公司
QB113	1.0 (立式)			1610 × 840 × 1650	
QB1.5L5	1.5 (立式)			2210 × 840 × 1650	
QB2L5	2.0 (立式)			2900 × 840 × 1720	
ZB1L4XE	1.0 (立式)	-12	R12、R22	1205 × 850 × 2030	上海海鸥超市冷藏设备有限公司
ZB1.5LXE	1.5 (立式)			1805 × 850 × 2070	
B0.7L2	0.7 (立式)	-5	R12、R22	1360 × 890 × 1720	上海海鸥超市冷藏设备有限公司
B1L3	1.0 (立式)			1640 × 890 × 1650	
B1.5L5	1.5 (立式)			2408 × 890 × 1645	
B3L6	3 (立式)			3470 × 1030 × 1860	
QZ1.1L4XA	1.1 (立式)	-12.5	R12、R22	1205 × 850 × 2030	上海海鸥超市冷藏设备有限公司
QZ1.6L6XA	1.6 (立式)			1805 × 850 × 2070	
Z1.1L4X	1.1 (立式)	-12	R12、R22	1205 × 850 × 2030	上海海鸥超市冷藏设备有限公司
Z1.6L6X	1.6 (立式)			1805 × 850 × 2070	
TB0.6L3X	0.6 (台式)	-5	R12、R22	2300 × 860 × 800	上海海鸥超市冷藏设备有限公司
TOB3LZX	0.3 (台式)			1520 × 750 × 800	
TGBO.5LZX	0.5 (台式)			1870 × 885 × 920	
TGBO.6L3X	0.6 (台式)			2400 × 800 × 920	
BD155	0.16 (卧式)	-18	R12	—	杭州双龙制冷设备厂
BD180	0.18 (卧式)			—	
BD260	0.26 (卧式)			—	

第 2 章 商业用冷柜

型号	容积/m ³	柜内温度 /°C	制冷剂	外形尺寸 ($\frac{\text{宽}}{\text{mm}} \times \frac{\text{深}}{\text{mm}} \times \frac{\text{高}}{\text{mm}}$)	生产厂
RD—T218	218 (上开门)	- 18	R12、R134a	934 × 604 × 875	上海双鹿中野冷机 有限公司
RD—T270	270 (上开门)			1204 × 604 × 875	
RD—T280	280 (上开门)			1215 × 615 × 913	
RD280A	280 (上开门)			1215 × 615 × 913	
RD—T300	300 (上开门)			1204 × 604 × 875	
RD—T351	351 (上开门)			1464 × 604 × 875	
RD—T381	381 (上开门)			1464 × 604 × 875	
RCD—182A	182 (上开门)			1030 × 567 × 821	
RCD—215B	215 (上开门)			1030 × 567 × 858	
BD—195BZ	195 (上折门)			762 × 567 × 897	
BD—285Z	285 (上折门)			1027 × 567 × 897	
BD—395Z	395 (上折门)			1352 × 567 × 897	
BD—195	195 (上开门)			762 × 604 × 897	
BD—285	195 (上开门)	< - 18	R12、R134a	1027 × 618 × 897	上海双鹿中野冷机 有限公司
BD—395	195 (上开门)			1352 × 618 × 897	
BD96	96 (上开门)	0 ~ - 30		634 × 575 × 855	青岛海尔冷柜有 限公司
BD100	96 (上开门)			564 × 615 × 854	
BD120	120 (上开门)			734 × 575 × 855	
BD160	160 (上开门)			844 × 575 × 855	
BD200	200 (上开门)			1054 × 575 × 855	
BD62	62 (上开门)	0 ~ - 32	R22、R134a	400 × 585 × 855	
BD102	102 (上开门)			580 × 585 × 835	
BD139S	139 (上开门)			790 × 585 × 860	
SD139SA	139 (上开门)			790 × 585 × 860	
BD198SA	198 (上开门)			1000 × 585 × 86	
BD178S	178 (上开门)			920 × 585 × 860	

第二节 商业冷藏、冷冻、陈列柜

一、陈列柜概述

(一) 陈列柜的特点

随着人民生活水平的提高和生活节奏的加快，商品零售业日趋活跃，超级市场和居民区便利店发展迅速，它们为顾客提供各种生鲜食品，包括蔬菜、水果、精肉、鲜鱼、日配品、各种熟食和半熟食品等，而这些食品必须配置相应的保鲜储存设备才能出售，这里所指的保鲜储存设备即陈列柜。陈列柜最早于 1922 年出现于美国，后经 20 多年的发展，越来越受到商家的青睐，现已成为超级市场必不可少的商用设备。因为陈列柜不仅可以保证零售商品的质量，而且可以全方位陈列展示商品，方便了顾客挑选商品，美化了商店的购物环境，可为商家赢得更多利润。陈列柜除用于食品零售外，现还用于鲜花的保鲜零售、医疗卫生行业疫苗、血浆及一些药品的短期存放等。带冷藏功能的陈列柜是食品冷藏链中最后一个环节。为了达到冷藏和陈列商品的目的，对陈列柜提出以下要求

- (1) 维持适当的温度、湿度，能在商品贮藏期间保持其品质；
- (2) 结构形状应能使顾客看清商品且容易拿取，并与商店环境和谐一致；
- (3) 向柜内补充商品方便，不必花费售货员太多时间；
- (4) 柜内结构应方便清扫，食品陈列相应用符合卫生标准的材料制作；
- (5) 噪声低，电气安全性能要好，安装、操作简单，易维修；
- (6) 结构牢固，不易受外力作用而变形；
- (7) 制造成本低，耗电量少。

因此，与其它制冷装置相比，陈列柜主要具有以下特点

- (1) 陈列柜具有展示商品的功能，一般冷藏装置没有；
- (2) 根据其不同的用途，陈列柜的结构形状多种多样；
- (3) 陈列柜上常采用透明玻璃，要防止玻璃上凝露和结霜；
- (4) 陈列柜要对贮藏商品保持适宜的温度，所以不同用途的陈列柜可提供的温度范围不同；
- (5) 陈列柜的有效容积、冷冻能力比一般冰箱大许多；蒸发器的面积也较大，且要定期融霜。

(二) 陈列柜的分类

陈列柜形式很多，很难准确地进行分类，下面主要从使用温度、制冷系统布置、外形结构等方面对陈列柜加以区分。

按使用温度不同，陈列柜可分为：

冷却型，主要用于贮藏陈列水果、蔬菜、肉制品、鲜鱼、精肉、饮料等，其内部空气温度为 -6°C 以上；

冷冻型，用于贮藏陈列冰淇淋、冻鱼、冻肉等冷冻食品，其内部空气温度为 -6°C 以下；

冷却冷冻型（也称双温型），兼有冷藏柜、冷冻柜的功能，同时贮藏不同的食品；

温热型，用于贮藏陈列各种熟食，如用于快餐店，其内部空气温度为 35°C 以上；

非冷型，无制冷、制热系统，柜温正常，主要与其它柜连接时起装饰作用。

按制冷系统的布置方式不同，陈列柜可分为：

内藏式和分体式。

内藏式陈列柜制冷机组与柜体做成一体（一般制冷机组置于柜体底部），冷凝器靠店内空气冷却，这会增大商店空调系统的冷负荷，且噪音较大，但其结构紧凑、布置灵活，适合于中、小型便利店和小规模改建或扩建的店铺使用；

分体式陈列柜的制冷压缩机、冷凝器和电控柜与柜体分开设置，可以将压缩机、电控柜放在机房内，冷凝器放在室外通风良好的地方，也可以将压

压缩机、冷凝器均置于室外通风良好的地方，如悬挂在超市的外墙上，就像分体式空调器一样，所以噪音低，冷凝器散热对店内环境影响小，有助于创造一个良好的购物环境。分体式陈列柜可以是一台柜用一台压缩机和冷凝器，也可以几台柜共用一台压缩机和冷凝器，而且压缩机可以是单机头的（中、小型店铺），也可以是多机头的（大型店铺用），这样也有助于降低设备费用和运行费用。但其性能好坏与施工质量密切相关，而且一旦定位，再要移动就很困难。所以它特别适合于大型超市使用。

按柜体陈列部位结构，陈列柜可分为闭式和敞开式两种。闭式陈列柜四周全封闭，但有多层玻璃做成门或盖，供展示食品或顾客拿取食品之用，如图 8-2-7 所示。闭式陈列柜内的物品与外界隔离，冷藏条件好，适合于陈列对贮藏温度条件要求高，对温度波动较敏感的食品，如冰淇淋、奶油蛋糕等；也用于陈列对存放环境的卫生要求较为严格的医药品。闭式陈列柜能耗较低，用于客流量较小的店铺时，可起到陈列和贮藏的双重作用。开式陈列柜取货部位敞开，顾客能自由的接触或拿取货物，如图 8-2-8 所示。敞开式陈列柜能为顾客提供一个随意、轻松的购物环境，促进商品销售，所以特别适合于客流量较大、顾客频繁取用商品的大型超市。开式陈列柜的敞开部位一般靠风幕将柜内食品与外界隔开，风幕可以是一层、二层或三层，而风幕处外界环境空气不断地渗入带进热量。因此，与闭式陈列柜相比，它的能耗较大。

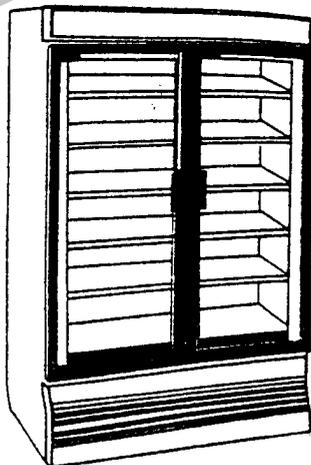


图 8-2-7 闭式陈列柜

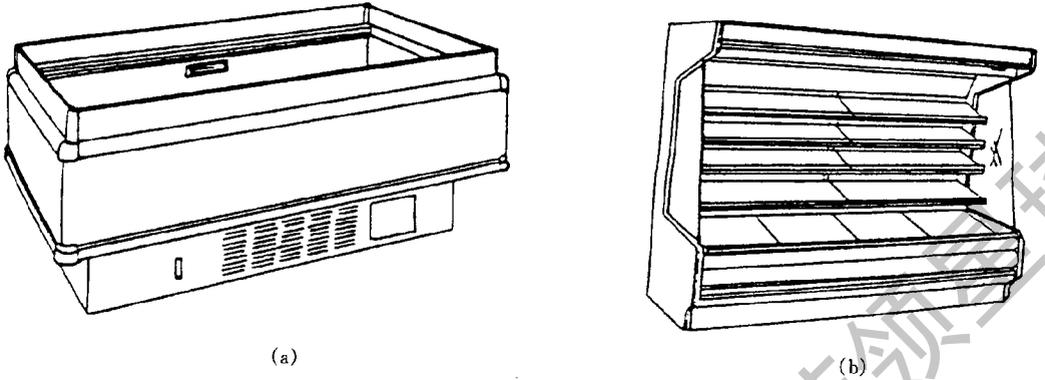


图 8-2-8 开式陈列柜
(a) 平式陈列柜 ;(b) 货架式陈列柜

按陈列商品的方式不同，陈列柜又分为平式、多段式、岛式等。平式陈列柜陈列面与地面平行，柜体低于人体高度，一般从上面取货，图 8-2-8 就是平式陈列柜。多段式陈列柜柜体高于人体高度，后部板上有多层搁架，可增加展示面积，以体现商品的丰富多彩，从前面取货，它也被称为货架式陈列柜，图 8-2-7 (b) 所示的就是货架式陈列柜。岛式陈列柜四周都可以取货，一般布置在超市食品部的中间部位，多数岛式陈列柜四周设围栏玻璃，顾客无论从哪个位置都能看清柜内商品，如图 8-2-8 所示，它一般做成开式柜。

二、陈列柜的热负荷的估算

(一) 陈列柜内空气温度、湿度的确定

陈列柜内空气的温度和相对湿度根据存放商品的种类来确定。表 8-2 是美国采暖制冷空调工程师协会 (ASHRAE) 1994 年推荐的常见食品的适宜陈列温度。

表 8-2-2 常见食品的适宜陈列温度

食品种类	陈列方式	温度	
		最低 a/℃	最高 b/℃
乳制品	多层	2	3.5
带包装的农产品（果蔬）	单层	1.5	3.5
	多层	1.5	3.5
无包装肉（密闭陈列）	2	b	
熏肉	多层	0	1
带包装肉（敞开陈列）	单层	4.5	-3.5
	多层	-4.5	-3.5
冻结食品	单层	c	25d
	多层	c	-23.5d
	玻璃门冷柜	c	-21d
冰淇淋	单层	c	-31d
	玻璃门冷柜	c	-24.5d

注：a——表示所示温度为在送风口测得的空气温度，温度计不与陈列食品接触；

b——表示无包装的新鲜肉只陈列在密闭陈列柜中，放入陈列柜前要预冷到 36°F（2℃），且柜内温度维持在此温度以下，使肉失水少，保质期长，依生产厂家不同，陈列柜内温度稍有不同；

c——对冻结食品和冰淇淋来说，最低温度不是关键，最高温度对食品品质的影响才是最重要的；

d——视冻结食品和冰淇淋在不同陈列柜中温度有差异，这是由冷风幕的送风方向及敞开口的形状和尺寸不同而产生的结果。

根据 ISO1992 标准，陈列柜外空气温度和相对湿度可分为以下 5 个等级：

第 1 等级：干球温度 16℃左右，相对湿度 80%

第 2 等级：干球温度 22℃左右，相对湿度 65%

第 3 等级：干球温度 25℃左右，相对湿度 60%

第 4 等级：干球温度 30℃左右，相对湿度 55%

第 5 等级：干球温度 40℃左右，相对湿度 40%

我国一般选用第 3 等级。

(二) 敞开式陈列柜热负荷的组成及其估算

敞开式陈列柜的热负荷由柜体传热量 Q_1 ，从敞开口辐射进入的热量 Q_2 ，风幕热负荷 Q_3 ，柜内热负荷 Q_4 组成。

Q_1 约占总负荷的 10% ~ 15%，可以由下式做近似计算

$$Q_1 = kF (T_w - T_n) \quad (8-2-1)$$

式中： k ——围壁的传热系数， $W/(m^2 \cdot K)$ ；

F ——围壁外表面积， m^2 ；

T_w ——柜外商店环境温度， K ；

T_n ——柜内空气平均温度， $T_n = \frac{T_1 + T_2}{2}$ ， T_1 、 T_2 分别为蒸发器前后的温度 (K)。

通过柜的敞开口辐射进入的热量可由灰体间辐射换热的简化公式计算

$$Q_2 = \epsilon F_2 C_0 \left[\left(\frac{T_w}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{n0}}{100} \right)^4 \right] \quad (8-2-2)$$

式中： ϵ ——柜内陈列品（或其包装材料）及柜内壁的黑度；

F_2 ——陈列柜敞开口面积， m^2 ；

C_0 ——黑体辐射系数， $5.67W/(m^2 \cdot K^4)$ ；

T_w ——外温度， K ；

T_{n0} ——柜内壁或最上层货物表面温度， K 。

虽然因辐射换热使柜内货物的表面温度有所提高，但货物吸收辐射热的数量并不大，通常可以认为所有的辐射热均由空气幕带走，这时 Q_2 又可以按下式计算

$$Q_2 = \alpha F_3 (T_{n0} - T_n) \quad (8-2-3)$$

式中： α ——风幕与货物表面间的表面换热系数， $W/(m^2 \cdot K)$ ；

F_3 ——空气幕与货物的接触面积， m^2 ；

通过风幕外界空气渗入带进陈列柜的热量 Q_3 ，对高温柜约占总热负荷的 60% ~ 70%，对低温柜约占总热负荷的 50% ~ 60%，所以风幕的隔热性能直接影响到陈列柜的冷藏效果和能耗大小。风幕热负荷可用下式表示

$$Q_3 = G_w (h_w - h_n)$$

式中： G_w ——通过空气幕外界空气渗入的量， kg/s ；

h_w ——外界空气的比焓， J/kg ；

h_0 ——蒸发器出口空气的比焓， J/kg 。

工程上，外界空气渗入量 G_w 可根据陈列柜的融霜水量来计算

$$G_w = D / [3600H (z_w - Z_0)] \quad (8-2-5)$$

式中： D ——一个周期的排水量， kg ；

H ——一个周期的时间， h ；

Z_w ——外界空气的含湿量， kg/kg ；

Z_0 ——蒸发器出口空气的含湿量， kg/kg 。

由此可见，风幕热负荷不仅与陈列柜的结构、风幕形式、使用温度有关，而且还与敞开口的尺寸、周围环境的温度、湿度有关。周围环境温度或湿度的提高，均会导致风幕热负荷增大，从而导致陈列柜内货物冷却不良。

内部热负荷 Q_4 包括风机发热量 Q_{41} ，防露加热器发热量 Q_{42} ，照明发热量 Q_{43} ，融霜恢复热量 Q_{44} 。其中风机发热量 Q_{41} ，防露加热器发热量 Q_{42} 均以各自的实际功率记入。照明发热量 Q_{43} 包括柜内的照明功率和商店照明传入陈列柜的部分光能，后者与商店内的照明强度及陈列柜的占地面积有关。融霜恢复热量 Q_{44} 是指在融霜期间柜内空气温度升高，在融霜结束后必须在一定时间内将柜内空气温度降低到陈列柜使用温度所需的制冷量，它与融霜前后温差、陈列柜内空气质量、冷却时间有关。通常

$$Q_4 = (Q_{41} + Q_{42} + Q_{43} + Q_{44}) \eta \quad (8-2-6)$$

式中， η 应是一个小于 1 的数，因为风机、防露、照明热负荷只有部分传入柜内，其大小由实验来确定，一般取 0.4 ~ 0.6。

陈列柜总热负荷为

$$Q = (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4) \alpha \quad (8-2-7)$$

式中， α ——是安全系数，取 1.1 ~ 1.2。

以上所述的各项热负荷占陈列柜总热负荷的百分比随陈列柜使用温度、柜体结构、风幕形式、环境温度和湿度不同而异。表 8-2-3 列出的数据可供参考。

表 8-2-3 陈列柜各项热负荷所占比例/%

陈列柜分类		风幕形式	各种热负荷所占比例/%			
			柜体传热量 Q_1	辐射传热量 Q_2	风幕渗入热负荷 Q_3	内部热负荷 Q_4
货架式	冷藏柜	二层	6	11	67	16
	冷冻柜	三层	7	14	38	41
岛式	冷冻柜	一层	14	55	2	9

由此可见，柜体传热所占比例最小；岛柜风幕比货架柜风幕隔热效果要好，而三层风幕比两层风幕的隔热效果好得多，这也是陈列柜优化设计的一个方向；岛式陈列柜辐射热负荷占了很大的比例。

三、陈列柜的结构特点

图 8-2-10 为内藏式陈列柜的内部结构简图，图 8-2-11 为分体式陈列柜的内部结构简图。

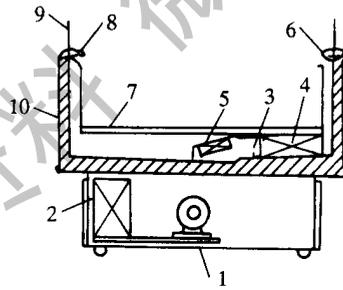


图 8-2-10 内藏式陈列柜的内部结构简图

- 1—压缩机；2—冷凝器；3—膨胀间；4—蒸发器；5—风扇；6—出风口；
7—搁板；8—回风口；9—玻璃；10—保温层

陈列柜的内外壁面多采用彩色铝板、不锈钢板、彩色钢板或镀锌钢板制作，也可以用 FRP、ABS 塑料板或高强度纤维板制作，在外壁面主要的凸起部位采用不锈钢板包装以对外力损伤加以保护，同时兼作装饰之用。

保温材料可以用玻璃棉、聚苯乙烯、硬质聚氨酯，近年来在内外壁之间用聚氨酯直接发泡的结构较多。

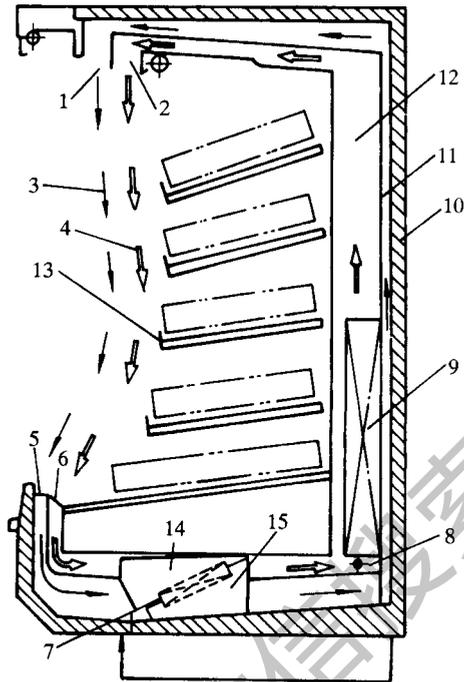


图 8-2-11 分体式陈列柜的内部结构简图

- 1—非冷风出风口；2—冷风出风口；3—非冷风风幕；4—冷风风幕；5—非冷风回风口；
6—冷风回风口；7—风扇；8—融霜加热器；9—蒸发器；10—保温层；11—非冷风道；
12—冷风道；13—搁板；14—冷风空气腔；15—非冷风空气腔。

内藏式陈列柜的压缩机多为封闭式，冷凝器采用强制通风冷凝器，压缩机和冷凝器一般置于柜体底部，但为了保持冷凝器的冷却效果，冷却空气要过滤，即冷凝器前要设置空气过滤器。分体式陈列柜压缩机一般采用半封闭式，且是几台压缩机并联成一个压缩机组，为使用温度相同的多台陈列柜供冷，这样既便于制冷量的调节，压缩机备用条件又好。冷凝器可以是水冷或空冷，但一般以强制对流空冷冷凝器为多，布置在室外。在陈列柜中使用的蒸发器有铝制平板式、金属丝翅蛇盘管式、交叉翅盘管式和管板式等型式，这些蒸发器的适用情况见表 8-2-4。对于交叉翅盘管式蒸发器的翅间距的确定在低温柜中取值较大，冷却面积是在传热温差（柜内温度与蒸发温度之差） 10°C 时计算出来。陈列柜的节流机构通常采用热力膨胀阀，小型内藏式陈列柜有时也采用毛细管作为节流机构，这时制冷剂的充灌量要严格控制。

对于陈列果蔬或鲜花的陈列柜，可以选配加湿装置，以防果蔬或鲜花因柜内空气湿度小而脱水。一般加湿装置有两种型式，自动散水装置和加湿器。

由于外界空气不断侵入陈列柜内，使柜内水分增加，造成蒸发器结霜。当霜层厚度在 1mm 左右时，相当于增加了传热面积，陈列柜冷却效果随之增加；但当霜层厚度超过 1mm 后，由于传热热阻的增加而导致陈列柜冷却不良，也就难以维持柜内温度。

表 8-2-4 陈列柜适用的蒸发器及其特点

蒸发器种类	适用冷却方式	适用陈列柜	备注
铝制平板式	自然对流	小型冰淇淋陈列柜	蒸发器本身和柜内壁兼用
管板式	自然对流	小型冰淇淋陈列柜	作柜内壁用的任意蒸发器
金属丝翅蛇盘管式	自然对流	小型平式（台式）陈列柜	简易地安装在壁面、顶面，冷藏专用
交叉翅盘管式	强制对流	适用多种类型的陈列柜	机组分离安装的陈列柜都用这种型式

所以陈列柜必须采取相应的融霜措施。陈列柜常采用的融霜方式见表 8-2-5。

表 8-2-5 陈列柜常用的融霜方式

融霜方式	融霜方法	适用柜内温度	融霜时间/min	特点	适用陈列柜
切断制冷循环式	制冷机停止运行，霜自然融化	-2℃以上	30~50	定时融霜，融霜时间长，融霜时没有能耗	广泛用于蔬菜、水果、饮料、乳制品陈列柜
电加热式	制冷机停止工作，电加热器加热仍循环的柜内空气	0℃左右或0℃以下	冷藏：15~30 冷冻：20~40	融霜时间短，但要增加电加热器费用和融霜电耗，加热器的功率一般等于或小于压缩机的功率，且要有过热保护	常用于存放肉、鱼的低温陈列柜

融霜方式	融霜方法	适用柜内温度	融霜时间/min	特点	适用陈列柜
热气体式	将贮液器上方的气态制冷剂引入蒸发器来融霜	任何温度	冷藏：5~15 冷冻：15~25	融霜时间短，但冷冻陈列柜采用时需用小功率电加热器来辅助融霜	低温陈列柜

融霜开始时间是人为设定的，一般应避开销售高峰。融霜次数与陈列柜结构、周围环境、使用温度、陈列食品种类有关，一般由实验确定。融霜时间与融霜方式、结霜量、融霜次数有关。融霜不仅要使蒸发器上的霜除尽，而且要除尽出风口、回风口、柜内的结霜，同时要使融霜水排尽，否则会产生柜内结冰现象，一般融霜结束采用定时和温度联合控制，这样既保证融霜时间与结霜量相匹配，又能防止融霜时间过长或因温控器损坏而使融霜过程无法结束。因为融霜时，柜内温度必须上升到 0°C 以上，而除霜后柜内温度恢复到规定温度也需要一定的时间，故刚结束融霜的陈列柜不能马上入货。

为了充分展示商品，陈列柜中经常使用透明玻璃，而玻璃的热阻很小，故玻璃外表面的温度较低，因而容易产生凝露或结霜现象。陈列柜的防凝露或结霜的措施有两种，采用多层玻璃结构提高玻璃热阻，或采用加热器提高玻璃表面温度。但工程上一般最多采用三层中空玻璃，对于低温陈列柜宜采用电加热方法。

敞开式陈列柜的风幕对其制冷性能有很大影响，通常应保证风幕气流平稳流动，减少柜内食品与外部空气的热、质交换及消除冷气溢流。按照陈列柜型式的不同，有平式和立式风幕两种。

良好的平式风幕会在陈列柜的敞口处形成一层稳定的积存空气，使外部空气与柜内空气的热、质交换减小。另外，平式陈列柜容易受店堂辐射热的影响，为减少陈列商品表面的辐射热，最好使风幕略带波动，如图 8-2-12 所示。平式风幕出风口风速不能太大，也不能太小。风速太大会使部分冷风不能回到吸风口，形成冷气外溢，造成冷损失，同时增强风幕与外界空气的质交换，增大风幕热负荷。风速太小时敞口处形不成完整的风幕，起不到隔热的作用。

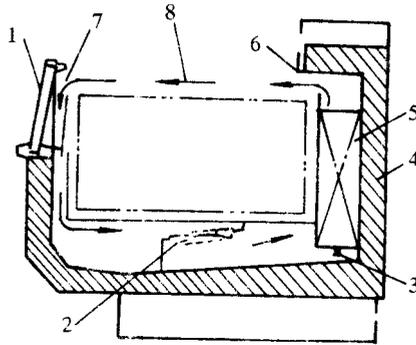


图 8-2-12 平式风幕结构示意图

1—玻璃；2—风扇；3—融霜加热器；4—保温层；5—蒸发器；

6—出风口；7—回风口；8—风幕气流

立式风幕是向内弯曲的弓形空间形成的气流，带动柜内冷空气的循环。立式风幕的气流不如平式风幕的平稳，它与外界空气的动量、热量交换较大，所以一般采用二层或三层风幕。图 8-2-11 所示的陈列柜即为二层立式风幕。内层风幕是经过蒸发器的冷风幕，主要起到对陈列商品的冷却作用；外层风幕是不经过蒸发器的循环风幕，主要起隔绝内外空气的作用。与平式风幕一样，过高或过低的风速都将降低立式风幕的性能。但多层风幕各层的风速和方向都有差异，外层风幕风道长，阻力大，风速低，以减少对外界空气的卷吸和内层冷空气的外溢；内层风幕风道短，阻力小，风速高，以增强对柜内商品的冷却和防止柜内冷量的外溢。图 8-2-13 为三层空气幕的结构示意图。外层称为舒适空气幕，空气直接来自环境，出风口风速 2.2m/s ；内层为经过蒸发器的冷空气幕，风速为 3.3m/s ；中间层为柜内空气循环风幕，风速为 2.8m/s 。

四、陈列柜的技术规格

以大连三洋冷链有限公司的产品为例，表 8-2-6，表 8-2-7 列出了常用陈列柜的技术规格。

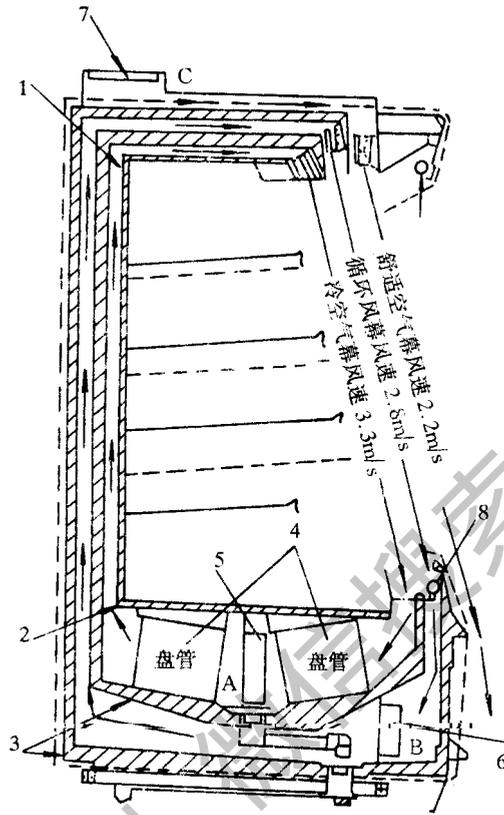


图 8-2-13 三层立式风幕结构示意图

1—搁板；2—支架；3—保温层；4—蒸发盘管；5—内层风幕风机；
6—中间层风幕风机；7—外层风幕风机；8—照明灯

表 8-2-6 几种分体式陈列柜技术性能一览表

型号	商品类别	使用温度 / $^{\circ}\text{C}$	蒸发温度 / $^{\circ}\text{C}$	冷冻能力 /kcal/h (25 $^{\circ}\text{C}$, 60%)	柜内热负荷/W					合计
					除箱加热器	风机	照明	照明	防露加热器	
							(库内)	(库外)		
					3 Φ 380V	1 ϕ 220V				
CVS-CK9065	青果	5~10	-10	900	-	66	365	91	10	532
CVS-CK9085	青果	5~10		1200	-	66	376	76	30	585
CPW-CK9065	日配品	2~8		1100	-	99	380	76	30	585

第 2 章 商业用冷柜

型号	商品类别	使用温度 /℃	蒸发温度	冷冻能力 /kcal/h (25℃60%)	柜内热负荷/W					
					除箱加热器	风机	照明	照明	防露加热器	合计
							(库内)	(库外)		
		3Φ380V		1φ220V						
CPW - CK9085	日配品	2 ~ 8	- 10 ℃	1450	-	99	470	94	40	703
CPW - CK085T	日配品 乳制品	2 ~ 8		1600	-	99		188	41	328
FPW - CK9065	精肉鲜鱼	- 2 ~ 2		1700	1350	99	380	76	30	585
FPW - CK9085	精肉鲜鱼	- 2 ~ 2		2250	1800	99	470	94	40	703
FPS - CK2065	精肉鲜鱼	- 2 ~ 2		1650	1350	66	183	91	30	378
FPS - CK2065	精肉鲜鱼	- 2 ~ 2		2200	1800	66	188	94	40	400
CSM - CK065 (S)	精肉鲜鱼	- 2 ~ 2		600	550	38			54	92
CSM - CK087 (S)	精肉鲜鱼	- 2 ~ 2		800	750	38	-	-	74	112
TVQ - CK067P	冷冻食品 冰淇淋	- 20 ~ 18	- 40 ℃	600	2250	19	-	-	171	190
TVQ - CK087P	冷冻食品 冰淇淋	- 20 ~ - 18 - 22 ~ - 20		780						
TVQ - CK067WF	冷冻食品 冰淇淋	- 20 ~ - 18 - 22 ~ - 20		800	3000	38	-	-	228	266
TVQ - CK067WFJ	冷冻食品 冰淇淋	- 18 ~ - 16 - 20 ~ - 18		1025						
TVQ - CK067WFJ	冷冻食品	- 18 ~ - 16		700	2900	38	-	-	413	451
TVQ - CKCWFJ	冷冻食品	- 20 ~ - 18		1050						
TVQ - CKCKF	冷冻食品	- 18 ~ - 16		450	2900	38	-	-	368	406
TVQ - CK067	冷冻食品 冰淇淋	- 20 ~ - 18 - 22 ~ - 20		510						
TVQ - CK067	冷冻食品	- 18 ~ - 16		360	1500	19	-	-	232	251
TVQ - CK067	冷冻食品	- 20 ~ - 18		400						
TVQ - CK067	冷冻食品	- 18 ~ - 16		440	1875	19	-	-	277	296
TVQ - CK067	冷冻食品	- 20 ~ - 18		490						
LTD - CK9065	冷冻食品	- 20 ~ - 18	1900	4800	175	76	152	693	1096	

型号	商品类别	使用温度 /°C	蒸发温度	冷冻能力 /kcal/h (25°C60%)	柜内热负荷/W					
					除霜加热器	风机	照明 (库内)	照明 (库外)	防露加热器	合计
					3Φ380V	1φ220V				
LTD-CK908C5	冷冻食品	-20 ~ -18	-40°C	2550	6300	227	94	188	956	1465
TVQ-CK068LF	冷冻食品	-18 ~ -16		1000	2700	57	-	-	352	409
	冰淇淋	-20 ~ -18		1275						
TVQ-CKCLF	冷冻食品	-18 ~ -16		530	2250	19	-	-	265	580
	冰淇淋	-20 ~ -18		590						
CZR-CK9066	冷冻食品	-20 ~ -18		870	4090	119	238	75	688	1120
	冰淇淋	-22 ~ -20	1180							

表 8-2-7 几种内藏式陈列柜技术规格一览表

型号	商品类别	使用温度 /°C	冷冻机		柜内热负荷/W					
			输入功率 /W	电源	除霜加热器	风机	照明 (库内)	照明 (库外)	防露加热器	合计
					3Φ380V	1Φ220V				
FEW-CK9065	精肉鲜鱼	-2 ~ 2	1700	3Φ380V	1350	99	304	76	30	509
FEW-CK9085	精肉鲜鱼	-2 ~ 2	2300	3Φ380V	1800	99	376	94	40	609
TEW-CK069P	冷冻食品	-20 ~ -18	1210	3Φ380V	2250	19	-	-	171	190
	冰淇淋	-22 ~ -20								
TEW-CK089P	冷冻食品	-20 ~ -18	1500	3Φ380V	3250	38	-	-	228	266
	冰淇淋	-22 ~ -20								
TEW-CK068WF	冷冻食品	-20 ~ -18	1500	3Φ380V	2900	38	-	-	413	451
	冰淇淋	-22 ~ -20								
TEW-CK087FA	冷冻食品	-18 ~ -15	1200	3Φ380V	2400	38	-	-	215	253
	精肉鲜鱼	-2 ~ 2								
	日配品	2 ~ 8								
SAR-CD693D	冷藏食品	5 ~ 20	1540	3Φ380V	-					250

第三节 商业冷柜用制冷系统

一、商业冷柜用制冷机组

商业冷柜选用的制冷机，目前多为全封闭或半封闭式制冷压缩机及机组。这类制冷压缩机及机组性能可靠、使用寿命长、效率高、噪声低、振动小，再加上配电的电源保护系统中，特设有低电压保护器和缺相保护器等，则使压缩机和机组更安全运行。

商业冷柜选用的制冷机组多为风冷式，容量较小的冷柜为内藏机组式，选用全封闭式制冷压缩机。容量较大的冷柜，特别是分体式冷柜，则多选用半封闭式或功率较大的全封闭式制冷压缩机。另外，由于近年大型超市的不断出现，冷柜的容量不断扩大，数十米长的岛式陈列柜和货架式陈列柜群的使用，要求制冷机组容量不断增加。为此，国内不少冷柜公司，如上海“双鹿中野”、青岛“海尔”和“开利冷冻（上海）”等公司先后推出多机头并联式制冷机组，有效地提高了机组的工作效率和节能。

图 8-2-14 所示为装有单台半封闭制冷压缩机的风冷冷柜制冷机组。该机组选用性能良好的 SR 系列半封闭压缩机。机组配有回气气液分离器和容积较大的贮液器，自动控制系统设有高、低压控制开关、起动延时控制等。目前商业冷柜用制冷压缩机基本上均为 R22 制冷压缩机，其制冷温度较低。

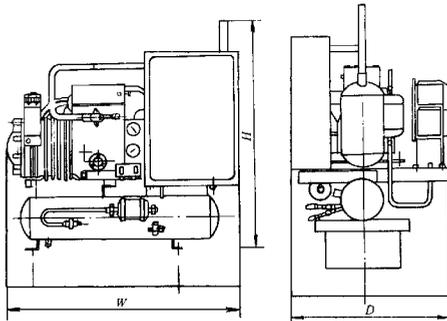


图 8-2-14 分体式冷柜用单台半封闭制冷压缩机组

图 8-2-15 所示为大型分体式冷柜用的两台半封闭式制冷压缩机并联

的制冷机组。两台半封闭压缩机并联运行，选用风冷式冷凝器，并配有油分离器、气液分离器、贮液器、补油器，以及压缩机排气消声器等。为了改善高气温条件下制冷压缩机的工作，增设一个喷液管路，当压缩机排气温度过高时，通过控制系统，喷出一定量的制冷剂液体，以降低压缩机的吸气温度。喷液管路中有电磁阀和节流毛细管。图 8-2-16 示出两台压缩机并联机组制冷管路的流程。

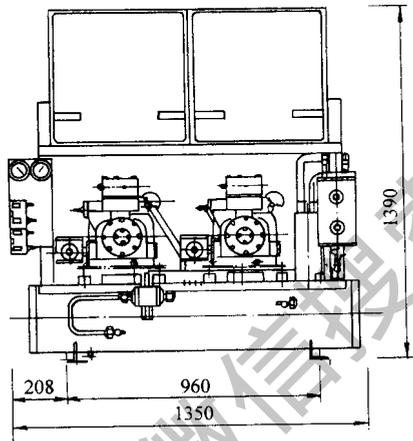


图 8-2-15 分体式冷柜用双台压缩机机组

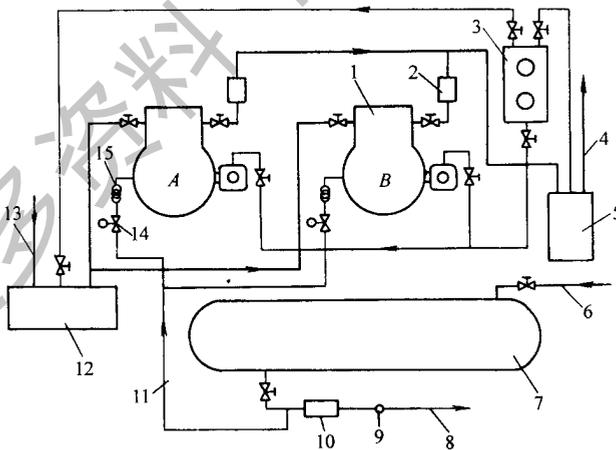


图 8-2-16 两台压缩机并联机组制冷管路的流程

1—压缩机；2—消声器；3—补油器；4—至风冷冷凝器管路；5—分油器；6—自冷凝器来的液体制冷剂；7—贮液器；8—至冷柜的供液管路；9—视镜；10—过滤-干燥器；11—喷液管路
12—气液分离器；13—自冷柜来的回气 14—喷液电磁阀；15—喷液节流毛细管

表 8-2-8 给出商业冷柜可选用的制冷压缩机及机组的基本参数。

插入卧表 8-2-8

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

冷柜选用的制冷机组多为风冷式冷凝器，其结构简单、紧凑、安装方便。新设计的风冷冷凝器均采用波纹肋片管，换热效率高，加上特殊设计的低噪声风机，使风冷冷凝器噪声大大降低。另外，这类风冷式冷凝器的风机运转，多采用压力开关控制，可根据制冷系统高压压力的变化来控制风机的起、停，以实现节能，并改善制冷系统的工作。表8-2-9给出常用的风冷冷凝器结构基本参数。

二、商业冷柜技术发展及典型产品举例

商业冷柜从传统的厨房冰箱，迅速发展成为大中型超市、食品店广泛应用的主要设备，也是显示超市豪华典雅的重要标志。

商业冷柜的技术发展和应用，促进了各生产厂产品的激烈竞争。优良的保鲜性能、多种节能措施、可靠的使用效果、豪华的外形设计、先进的自动控制与显示系统、异常运行故障的记录与报警等，已成为促进冷柜技术迅速进步的主要追求。设计新颖、美观豪华、制冷快速、耗电量小、制冷量大、噪声低、振动小、制作工艺精，已成为购置冷柜的最佳选择。

冷柜，特别是陈列柜，非常重视食品的保鲜质量，因此以往公认的三星级 -18°C 的低温冷柜，已不能满足要求，随着出现了温度更低的四星级深冷速冻，冷冻能力大、制冷速度快，更能保持食品陈列贮藏质量。为了冷柜的快速制冷，冷柜生产者总是选择优质名牌、新型、节电的制冷压缩机和强冷凝装置，以构成最合理的制冷系统匹配。

新型冷柜结构设计方面，对外型结构上给予极大的重视。传统的方体设计、美观大方，圆弧形体大流线设计，豪华新颖，加上高度透明的镀膜钢化玻璃门体，起到陈列柜内食品一目了然，陈列展示效果更佳。

冷柜柜体保温层采用高压发泡成型，密度大，热导率小，保温效果好。采用钢化中空玻璃的透明窗封闭陈列柜，实现了双隔热层，再加多腔式密封条设计，密封性能、隔热性能俱佳，节能省电。

大容积商用冷藏、冷冻柜的新型设计，采用双压缩机、双制冷系统、双温控器控制；或者采用单压缩机、双温控器控制。这类冷柜提供了冷冻、冷藏的功能选择，扩大了冷柜贮藏范围，更加实用灵活。

面对 21 世纪家用冷柜的普及，新设计的智能型双抽屉冷冻柜，开创性地运用了智能控制技术：采用电子感温，可靠的单片机检测控制，温度控制精确可靠；具有超温报警、自检报警、压缩机起动延时保护功能；灵活方便的触摸式按键开关，温度调节直观方便。

新气候型设计，商用冷柜可以在 38℃ 环境温度下，尚能正常运行，柜内温度仍然达到 -18℃ 以下，甚至更低。

新型冷柜已广泛采用防凝露设计，做到防止柜口结露，门体冰冻，且不影响冷柜内的最佳温度给定。

冷柜温度控制，已从传统的稳态控制，开始向动态控制发展。新型环境追随型电子温控技术的应用，将根据环境变化自动调整给定温度。因为环境追随型电子温控器内含微电脑，能对柜内温度进行精度为 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 的精确控制。

为了适应大型超市冷柜群供冷更加合理，传统的单台大容量开启式制冷压缩机组，已为多台并联半封闭式或全封闭式机组所替代。新型涡旋式全封闭制冷压缩机组，已在冷柜中应用。采用多台压缩机并联机组型式，通过微电脑控制系统，自动调节不同季节机组运行负荷，使压缩机在最佳工况下运行，并自动计算各台压缩机的运转时间，保证机组中各台压缩机运转时间的均匀性，进而延长机组使用寿命。微电脑压力控制器，能精确检测冷冻机的吸、排气压力及吸气过热度，使制冷压缩机在精确控制下高效运转，并实现节能。

新型冷柜更追求为超市、商场创造舒适明亮的卖场空间。货架式陈列柜的合理设计，柜内无视觉死角，岛式陈列柜，宽敞的开口，使商品一目了然。货架陈列柜的货架倾角、间距、上下宽差阶梯的可调及顶层反射镜的应用，为顾客提供了良好的购物环境。

另外，新型冷柜在结构设计和装饰上，增设了顶部宣传牌插座，货架价目栏及商品宣传栏等，又增加了冷柜的实用性。

为了便于用户选用，下面以表格的型式，介绍目前我国商业冷柜市场的主要典型产品。表 8-2-10 至表 8-2-19 分别给出我国市场上较为典型厂家——开利冷冻、青岛海尔、上海双鹿中野、大连三洋、上海海鸥、洛阳制冷及北京富连京等的产品。

表 8-2-10 开利 (carrier) 冷冻分体陈列柜技术数据 (Tyler 工厂)

产品型号	主要用途	进风温度 /°C	制冷能力 /W	有效容积 /m ³	尺寸		风机功率 /W	备 注
					(长 mm × 宽 mm × 高 mm)			
L6DL6	奶制品/熟食品	1.1	2623	1.46	1839 × 1105 × 2007		36.6	
L6DL8	奶制品/熟食品	1.1	3498	1.95	2438 × 1105 × 2007		36.6	
L6DL12	奶制品/熟食品	1.1	5247	2.92	3658 × 1105 × 2007		54.9	
L6DR8	奶制品/熟食品	2	4143	1.95	2438 × 1105 × 2007		36.6	背后装货, 导轨推入
L6DR12	奶制品/熟食品	2	6214	2.92	3658 × 1105 × 2007		54.9	背后装货, 导轨推入
L5D4	奶制品/熟食品	-1.1	2315	0.82	1839 × 864 × 2057		5	内藏式
L5D6	奶制品/熟食品	-1.1	3472	1.23	2438 × 864 × 2057		10	内藏式
L5D8	奶制品/熟食品	-1.1	4630	1.64	3658 × 864 × 2057		15	内藏式
L5NGA2DR	奶制品	-1.1	765		1575 × 1079 × 2070		10	玻璃门, 2 门
L5NGA3DR	奶制品	-1.1	1147		2348 × 1079 × 2070		15	玻璃门, 3 门
L5NGA4DR	奶制品	-1.1	1530		2359 × 1079 × 2070		20	玻璃门, 4 门
L5NGA5DR	奶制品	-1.1	1978		3107 × 1079 × 2070		25	玻璃门, 5 门
LFB8	速冻食品	-26	844	0.76	2438 × 2096 × 902		20	背对背式岛柜
LFB12	速冻食品	-26	1266	1.13	3658 × 2096 × 902		30	背对背式岛柜
LCB8	冰淇淋	-32	1078	1.52	2438 × 2096 × 902		20	背对背式岛柜
LCB12	冰淇淋	-32	1618	3.04	3658 × 2096 × 902		30	
LFN8	速冻食品	-26	844	0.76	2438 × 1092 × 889		10	
LFN12	速冻食品	-26	1266	1.13	3658 × 1092 × 889		15	
LCN8	冰淇淋	-32	844	0.76	2438 × 1092 × 889		10	
LCN12	冰淇淋	-32	1266	1.13	3658 × 1092 × 889		15	
LFJ8	速冻食品	-26	1078	1.44	2438 × 1956 × 889		10	超宽式岛柜
LFJ12	速冻食品	-26	1618	2.16	3658 × 1956 × 889		15	超宽式岛柜
LCJ8	冰淇淋	-32	1078	1.44	2438 × 1956 × 889		10	超宽式岛柜
LCJ12	冰淇淋	-32	1618	2.16	3658 × 1956 × 889		15	超宽式岛柜
LM6	鲜肉	-4	834	0.3	1839 × 686 × 965		10	
LM8	鲜肉	-4	1112	0.4	2438 × 686 × 965		10	
LM12	鲜肉	-4	1668	0.6	3658 × 686 × 965		15	
LMG6	鲜肉	-4	834	0.3	1839 × 686 × 965		10	
LMC8	鲜肉	-4	1112	0.4	2438 × 686 × 965		10	
LMG12	鲜肉	-4	1668	0.6	3658 × 686 × 965		15	
L4M8	鲜肉/熟食品	-4/-2	3072	1.0	2438 × 1143 × 1905		36.6	
L4M12	鲜肉/熟食品	-4/-2	4608	1.57	3658 × 1143 × 1905		54.9	

第 2 章 商业用冷柜

产品型号	主要用途	进风温度	制冷能力	有效容积	尺寸	风机功率	备 注
		/℃	/W	/m ³	($\frac{\text{长}}{\text{mm}} \times \frac{\text{宽}}{\text{mm}} \times \frac{\text{高}}{\text{mm}}$)	/W	
L4MG8	鲜肉/熟食品	-4/-2	3072	1.07	2438 × 1143 × 1905	36.6	
L4MG12	鲜肉/熟食品	-4/-2	4608	1.6	3658 × 1143 × 1905	54.9	
L5MG8	鲜肉/熟食品	-4/-2	4000	1.72	2438 × 1143 × 1981	36.6	
L5MG12	鲜肉/熟食品	-4/-2	6000	2.59	3658 × 1143 × 1981	54.9	
LP8	蔬菜/水果	1	1000	0.66	2438 × 1143 × 1092	15	
LP12	蔬菜/水果	1	1500	1	3658 × 1143 × 1092	22.5	
LFW8	速冻食品	-26	1055	0.98	2438 × 1377 × 889	10	宽体岛柜
LFW12	速冻食品	-26	1582	1.48	3658 × 1377 × 889	15	宽体岛柜
LCW8	冰淇淋	-32	1290	0.98	2438 × 1377 × 889	10	宽体岛柜
LCW12	冰淇淋	-32	1934	1.48	3658 × 1377 × 889	15	宽体岛柜
L6F8	速冻食品	-26	4082	1.85	2438 × 1149 × 2017	10	立柜
L6F12	速冻食品	-26	3126	2.78	3658 × 1149 × 2017	15	立柜
L5FG2A	速冻食品/冰淇淋	-20/-24	970	1.29	1575 × 1079 × 2067	10	玻璃门, 2 门
L5FG3A	速冻食品/冰淇淋	-20/-24	1456	1.93	2348 × 1079 × 2067	15	玻璃门, 3 门
L5FG4A	速冻食品/冰淇淋	-20/-24	1941	2.57	3121 × 1079 × 2067	20	玻璃门, 4 门
L5FG5A	速冻食品/冰淇淋	-20/-24	2427	3.2	3945 × 1079 × 2067	25	玻璃门, 5 门
L2TG8 上	速冻食品	-20	903		2438 × 1187 × 895		可以上、下组成一套
L2TG12 上	速冻食品	-20	1354		3658 × 1187 × 895		可以上、下组成一套
L2TG8L 下	冰淇淋	-23	994		2438 × 1187 × 1111		可以上、下组成一套
L2TG12L 下	冰淇淋	-23	1491		3658 × 1187 × 1111		可以上、下组成一套
LLM/LLF6	肉类/鱼类	-6.7	615		1829 × 1092 × 1314		曲面提升玻璃门
LLM/LLF8	肉类/鱼类	-6.7	820		2438 × 1092 × 1314		曲面提升玻璃门
LLM/LLF12	肉类/鱼类	-6.7	1230		3658 × 1092 × 1314		曲面提升玻璃门
LLH4	加热食品	60			1219 × 1092 × 1314		湿/干二种加热方法
LLH6	加热食品	60			1829 × 1092 × 1314		湿/干二种加热方法
LLH8	加热食品	60			2438 × 1092 × 1314		湿/干二种加热方法
LLH12	加热食品	60			3658 × 1092 × 1314		湿/干二种加热方法
LVH4	加热食品	60			1219 × 1092 × 1314		湿/干二种加热方法
LVH6	加热食品	60			1829 × 1092 × 1314		湿/干二种加热方法
LVH8	加热食品	60			2438 × 1092 × 1314		湿/干二种加热方法
L2P6	蔬菜/水果	1	1896	0.65	1839 × 1092 × 1283	15	
L2P8	蔬菜/水果	1	2528	0.87	2438 × 1092 × 1283	15	
L2P12	蔬菜/水果	1	3792	1.3	3658 × 1092 × 1283	22.5	

第 8 篇 现代化商业制冷、冷藏设备应用与维护、故障排除维修

产品型号	主要用途	进风温度	制冷能力	有效容积	尺寸	风机功率 /W	备 注
		/°C	/W	/m ³	($\frac{\text{长}}{\text{mm}} \times \frac{\text{宽}}{\text{mm}} \times \frac{\text{高}}{\text{mm}}$)		
L3P8	蔬菜/水果	3	2112	0.83	2438 × 1092 × 1867	15	
L3P12	蔬菜/水果	3	3168	1.25	3658 × 1143 × 1905	22.5	
L4P8	蔬菜/水果	1.7	2112	0.66	2438 × 1143 × 1905	15	
L4P12	蔬菜/水果	1.7	3168	1	3658 × 1143 × 1905	22.5	
L4PD8	蔬菜/水果			0.66	2438 × 1143 × 1905	15	
L4PD12	蔬菜/水果			1	3658 × 1143 × 1905	22.5	
L5P8	蔬菜/水果	1.7	2960	1.38	2438 × 1143 × 2111	15	
L5P12	蔬菜/水果	1.7	4440	2.08	3658 × 1143 × 2111	22.5	

表 8-2-11 开利 (Carrier) 冷冻 (上海)
分体式陈列柜技术数据 (LG2T)

产品型号	主要用途	储存温度	蒸发温度	制冷能力	展示面积	有效容积	尺寸	总功率 /W	备 注
		/°C	/°C	/W	/m ²	/L	($\frac{\text{长}}{\text{mm}} \times \frac{\text{宽}}{\text{mm}} \times \frac{\text{高}}{\text{mm}}$)		
LMA—V1820EA	蔬菜/水果	5/10	-10	1.92	4.13	1942	2000 × 1875 × 1092	438	
LMA—V2520EA	蔬菜/水果	5/10	-10	2.56	5.50	2590	2000 × 2501 × 1092	545	
LMA—V3720EA	蔬菜/水果	5/10	-10	3.84	8.25	3885	2000 × 3750 × 1092	802	
LMA—VCR20EA	蔬菜/水果	5/10	-10	2.09	4.49	2113	2000 × 2200 × 1092	468	
LMA—V4E20EA	蔬菜/水果	5/10	-10	1.27	1.57	1180	2000 × 2200 × 1092	243	
LMA—D1820EA	奶制品	2/8	-10	2.38	4.97	2055	2000 × 1875 × 1092	540	
LMA—D2520EA	奶制品	2/8	-10	3.17	6.63	2740	2000 × 2501 × 1092	631	
LMA—D3720EA	奶制品	2/8	-10	4.76	9.94	4110	2000 × 3750 × 1092	961	
LMA—DCR20EA	奶制品	2/8	-10	2.59	5.41	2235	2000 × 2200 × 1092	540	
LMA—D4E20EA	奶制品	2/8	-10	1.58	2.12	1249	2000 × 2200 × 1092	272	
LMA—F1820EA	鲜肉/鱼	-3/2	-10	2.60	4.97	1966	2000 × 1875 × 1092	2228	
LMA—F2520EA	鲜肉/鱼	-3/2	-10	3.46	6.63	2622	2000 × 2501 × 1092	2911	
LMA—F3720EA	鲜肉/鱼	-3/2	-10	5.19	9.94	3933	2000 × 3750 × 1092	4367	
LMA—FCR20EA	鲜肉/鱼	-3/2	-10	2.83	5.41	2139	2000 × 2200 × 1092	2550	
LMA—F4E20EA	鲜肉/鱼	-3/2	-10	1.73	2.12	1195	2000 × 2200 × 1092	1116	
LHA—L1815EA	速冻食品/ 冰淇淋	-22/-20 -25/-23	-30	1.73 2.30	2.18	650	890 × 1875 × 1506	5688	

第 2 章 商业用冷柜

产品型号	主要用途	储存温度 /℃	蒸发 温度 /℃	制冷 能力 /W	展示 面积 /m ²	有效 容积 /L	尺寸 ($\frac{\text{长}}{\text{mm}} \times \frac{\text{宽}}{\text{mm}} \times \frac{\text{高}}{\text{mm}}$)	总 功率 /W	备 注
LHA—L2515EA	速冻食品/ 冰淇淋	-22/-20 -25/-23	-30	2.31 3.07	2.90	864	890×2500×1506	7744	
LHA—L3715EA	速冻食品/ 冰淇淋	-22/-20 -25/-23	-30	3.47 4.60	4.35	1296	890×3750×1506	11614	
LHA—LCR15EA	速冻食品/ 冰淇淋	-22/20 -25/-23	-30	0.78 1.05	1.17	349	890×1506×1113	1803	
LHA—L1818EA	速冻食品/ 冰淇淋	-22/-20 -25/-23	-30	1.97 2.62	2.82	840	890×1875×1854	5688	
LHA—L2518EA	速冻食品/ 冰淇淋	-22/-20 -25/-23	-30	2.62 3.49	3.76	1120	890×2500×1854	7744	
LHA—L3718EA	速冻食品/ 冰淇淋	-22/-20 -25/-23	-30	3.93 5.23	5.62	1675	890×3750×1854	11614	
LHA—LCR18EA	速冻食品/ 冰淇淋	-22/-20 -25/-23	-30	0.98 1.32	1.47	438	890×1854×1113	1858	
LMB—V1822EA	蔬菜/水果	5/10	-10	2.14	4.13	1691	2200×1875×1092	4.08	豪华型
LMB—V2522EA	蔬菜/水果	5/10	-10	2.85	5.50	2255	2200×2501×1092	4.36	豪华型
LMB—V3722EA	蔬菜/水果	5/10	-10	4.27	8.25	3382	2200×3750×1092	6.47	豪华型
LMB—VCR22EA	蔬菜/水果	5/10	-10	2.33	4.49	1840	2200×2200×1092	4.23	豪华型
LMB—V4E22EA	蔬菜/水果	5/10	-10	1.41	1.57	1028	2000×2200×1092	2.50	豪华型
LMB—D1822EA	奶制品	2/8	-10	2.64	4.97	1803	2200×1875×1092	5.71	豪华型
LMB—D2522EA	奶制品	2/8	-10	3.52	6.63	2405	2200×2501×1092	5.88	豪华型
LMB—D3722EA	奶制品	2/8	-10	5.28	9.94	3607	2200×3750×1092	8.90	豪华型
LMB—DCR22EA	奶制品	2/8	-10	2.87	5.41	1962	2200×2200×1092	5.71	豪华型
LMB—D4E20EA	奶制品	2/8	-10	1.76	2.12	1096	2200×1875×1092	3.22	豪华型
LMB—F1822EA	鲜肉/鱼	-3/2	-10	2.92	4.97	1715	2200×1875×1092	3.38	豪华型
LMB—F2522EA	鲜肉/鱼	-3/2	-10	3.90	6.63	2287	2200×2501×1092	6.26	豪华型
LMB—F3722EA	鲜肉/鱼	-3/2	-10	5.84	9.94	3431	2200×3750×1092	24.4	豪华型
LHC—L1815EA	速冻食品/冰 淇淋	-22/-20 -25/-23	-30	1.28 1.71	2.31	545	900×1875×1506	3111	平岛柜
LHC—L2515EA	速冻食品/冰 淇淋	-22/-20 -25/-23	-30	1.71 2.28	3.08	727	900×2500×1506	4229	平岛柜

第 8 篇 现代化商业制冷、冷藏设备应用与维护、故障排除维修

产品型号	主要用途	储存温度 /℃	蒸发 温度 /℃	制冷 能力 /W	展示 面积 /m ²	有效 容积 /L	尺寸		总 功率 /W	备 注
							($\frac{\text{长}}{\text{mm}} \times \frac{\text{宽}}{\text{mm}} \times \frac{\text{高}}{\text{mm}}$)			
LHC—L3715EA	速冻食品/冰淇淋	-22/-20 -25/-23	-30	2.56 3.42	4.62	1090	900×3750×1506		6343	平岛柜
LMC—D0915EA	奶制品	2/8	-10	0.56	1.50	387	1550×938×1090		126	内藏式
LMC—D1215EA	奶制品	2/8	-10	0.75	2.00	516	1550×1250×1090		171	内藏式
LMC—D1815EA	奶制品	2/8	-10	1.12	3.00	774	1550×1875×1090		294	内藏式
LMC—D2515EA	奶制品	2/8	-10	1.50	4.00	1033	1550×2500×1090		373	内藏式
LMC—D3715EA	奶制品	2/8	-10	2.24	6.00	1549	1550×3750×1090		544	内藏式
LMC—D9E15EA	奶制品	2/8	-10	1.20	1.42	471			71	内藏式
LMC—F0915EA	鲜肉/鱼	-2/2	-10	0.70	1.50	387	1550×938×1090		970	内藏式
LMC—F1215EA	鲜肉/鱼	-2/2	-10	0.94	2.00	516	1550×1250×1090		1297	内藏式
LMC—F1815EA	鲜肉/鱼	-2/2	-10	1.41	3.00	774	1550×1875×1090		1982	内藏式
LMC—D2515EA	鲜肉/鱼	-2/2	-10	1.87	4.00	1033	1550×2500×1090		2623	内藏式
LMC—F3715EA	鲜肉/鱼	-2/2	-10	2.81	6.00	1549	1550×3750×1090		3920	内藏式
LMC—F9E15EA	鲜肉/鱼	-2/2	-10	1.50	1.42	471			915	内藏式
LSA—M18NGEA LSA—F18NGEA	鲜肉 鱼	-2/2	-10	0.61	1.66	161	859×1875×1176		4.59	服务玻璃柜
LSA—M25NGEA LSA—F25NGEA	鲜肉 鱼	-2/2	-10	0.81	2.22	215	859×2500×1176		6.13	服务玻璃柜
LSA—M37NGEA LSA—F37NGEA	鲜肉 鱼	-2/2	-10	1.22	3.32	322	859×3750×1176		9.13	服务玻璃柜
LSA—M18SGEA LSA—F18SGEA	熟菜	-2/2	-10	0.73	1.66	229	1193×1875×1176		5.33	移门玻璃柜
LSA—M25SGEA LSA—F25SGEA	熟菜	-2/2	-10	0.98	2.22	306	1193×2500×1176		6.89	移门玻璃柜
LSA—M37SGEA LSA—F37SGEA	熟菜	-2/2	-10	1.47	3.32	459	1193×3750×1176		10.27	移门玻璃柜
LSA—M18LREA	鲜肉	-2/2	-10	0.73	1.66	229	1193×1875×1176		5.33	提升玻璃柜
LSA—M25LREA	鲜肉	-2/2	-10	0.98	2.22	306	1193×2500×1176		6.89	提升玻璃柜
LSA—M37LREA	鲜肉	-2/2	-10	1.47	3.32	459	1193×3750×1176		10.27	提升玻璃柜
LDA—D0919EA	熟食品	4/10	-10	0.93	1.83	504	1934×938×687		145	
LDA—D1219EA	熟食品	4/10	-10	1.24	2.44	671	1934×1250×687		170	
LDA—D1819EA	熟食品	4/10	-10	1.86	3.66	1007	1934×1875×687		247	

第 2 章 商业用冷柜

产品型号	主要用途	储存温度 /℃	蒸发 温度 /℃	制冷 能力 /W	展示 面积 /m ²	有效 容积 /L	尺寸			总 功率 /W	备 注
							长 /mm	宽 /mm	高 /mm		
LMB—FCR22EA	鲜肉/鱼	-3/2	-10	3.18	5.41	1866	2200	2200	1092	14.86	豪华型
LMB—F4E22EA	鲜肉/鱼	-3/2	-10	1.94	2.12	1043	2200	1875	1092	7.06	豪华型
LHB—L1111EA	速冻食品/冰淇淋	-22/-20 -25/-23	-30	0.64 0.85	0.96	286				1476	
LHB—L1511EA	速冻食品/冰淇淋	-22/-20 -25/-23	-30	0.87 1.17	1.30	387				2005	
LHB—L1811EA	速冻食品/冰淇淋	-22/-20 -25/-23	-30	1.09 1.45	1.63	486	890	1875	1113	2475	背对背岛柜
LHB—1.2511EA	速冻食品/冰淇淋	-22/-20 -25/-23	-30	1.45 1.95	2.18	650	890	2500	1113	3394	背对背岛柜
LHB—L3711EA	速冻食品/冰淇淋	-22/-20 -25/-23	-30	2.18 2.92	3.22	960	890	3750	1113	5111	背对背岛柜
LHB—LCR11EA	速冻食品/冰淇淋	-22/-20 -25/-23	-30	1.23 1.65	1.84	548	890	2500	1854	2970	皇冠式岛柜

表 8-2-12 分体式陈列柜基本技术参数 (双鹿中野)

产品型号	主要用途	使用温度 /℃	冷冻能力 /W	内容积 /L	陈列面积 /m ²	功率/W (220V)				功率 (380V)/kW
						风机	防露	照明	合计	融霜
H19—12	精肉 鲜鱼 加工 肉用	-2~3	5248	1607	8.54	135	60	639	834	2.1
H17—08			3554	934	4.67	135	40	347	522	1.2
H12—08			2506	480	2.60	81	40	140	261	1.2
PC—08A			1272	549	2.2	27	20	94 (可选)	47	0.9
PC—06A			954	414	1.85	27	15	88 (可选)	42	0.7
PC—08B			1272	549	2.2	27	20	94 (可选)	47	0.9
PSB—08			937	676	2.14	27	233	-	260	2.4

第 8 篇 现代化商业制冷、冷藏设备应用与维护、故障排除维修

产品型号	主要用途	使用温度 /℃	冷冻能力 /W	内容积 /L	陈列面积 /m ²	功率/W (220V)				功率 (380V)/kW
						风机	防露	照明	合计	融霜
H21L—12	饮料 牛乳 日配 用品	3~5	5763	2470	10.16	162	60	743	965	2.1
H19—12			4385	1607	8.54	135	60	639	834	2.1
H17—08			3313	934	4.67	135	40	347	522	1.2
H17—06			2485	700	3.50	108	30	329	467	0.9
H19H—08	蔬菜 水果 用	5~7	3248	162	2.47	54	20	188	262	
H19H—06			2436	122	1.85	54	15	176	145	
H19—08			2923	980	3.15	81	40	280	401	1.4
H19—06			2192	735	2.43	81	30	266	377	1.0
D15G—12A	冰淇 淋用	-22~-20	2143	1620	4.15	108	368		476	5.8
D15G—0.8A			1429	1075	2.76	54	236		290	4.4
D15G—06A			1072	811	2.08	54	180		234	2.8
D18G—12A			2660	2041	5.14	108	368		476	5.8
D18G—08A			1773	1361	3.49	54	236		290	4.4
D18G—06A			1330	1026	2.63	54	180		234	3.3
D20G—12			3121	2396	6.14	108	354		462	5.8
D20G—08			2042	1553	3.98	54	236		290	4.4
D20G—06			1560	1198	3.07	54	180		234	3.3
PDG—08A			840	815	2.07	54	301		355	2.4
PDG—06A			720	611	1.55	54	243		297	1.8
ZD—08			2078	1071	556	135	897	428	1460	3.4

第 2 章 商业用冷柜

产品型号	主要用途	使用温度 /℃	冷冻能力 /W	内容积 /L	陈列面积 /m ²	功率/W (220V)				功率 (380V) /kW
						风机	防露	照明	合计	融霜
D15G—12A	冷冻食品	-20 ~ -18	1962	1620	4.15	108	368		476	5.8
D15G—EA			516	424	1.09	27	124		151	1.4
D18G—12A			2496	2041	5.24	108	368		476	5.8
D18G—08A			1664	1361	3.49	54	236		290	4.4
D18G—EA			638	522	1.34	27	137		164	1.76
D20G—12			2929	2396	6.14	108	354		462	5.8
D20G—E			666	580	1.49	27	136		163	1.8
PDG—08A			775	815	2.07	54	301		355	2.4
PDG—06A			665	611	1.55	54	243		297	1.8
PSB—08			937	576	2.14	27	233		260	2.4
ZD—08			1958	1071	5.56	135	897	428	1460	3.4
ZD—06			1468	804	4.13	108	680	342	1130	2.5
GC—08A			加工食品 熟食用	0 ~ 3	529	200	2.12	54	20	70
GC—0.6A	397	150			1.60	54	15	70	139	0.7
GCK—08	529	200			2.12	54	20	70	144	0.9
GR—08A	烤鸡、 烤鸭、 热炸食品 用	40 ~ 50		200	2.12	56	660	600	786	
GR—06A				150	1.60	28	585	400	683	
GRK—08				200	2.12	56	660	600	780	
GRK—06				150	1.60	28	585	400	786	

表 8-2-13 内藏机组双温及熟食陈列柜基本技术参数

产品型号	主要用途	使用温度 /℃	制冷剂	内容积 /L	陈列面积 /m ²	电源	功率/W		
							压缩机	风机、防露、照明	融霜
DNS—0.6	冻结食品 冷藏食品	-12	R12	327	1.52	三相、 380V	1100	88	700
		0					1100	142	700
GNC—0.8	加工食品 熟食用	0 ~ 3	R22	200	2.12	单相、 220V	674	144	900
GNC—0.6				150	1.6		505	139	700
GNCK—0.8				200	2.12	674	144	900	
GNCK—0.6				150	1.6	505	139	700	

注：上海、双鹿中野产品样本。

表 8-2-14 便利店用闭式陈列柜基本技术参数

产品型号	主要用途	使用温度 /°C	冷冻能力 /W	内容积 /L	陈列面积 /m ²	功率/W (220V)				功率/kW (380V)
						风机	防露	照明	合计	融霜
BH19—08A	饮料, 日配品加工食品用	2~5	2951	928	4.43	81	54	67	202	
BH19—06A			2213	695	3.32	81	44	63	188	
LD3A	冷冻食品 用	-22~	1531	1715	8.93	95	990	188	1273	1.5
LD—2A		-18	1021	1154	5.95	68	680	141	889	1.0
LC—3A	饮料、 乳品用	0~5	947	1715	8.93	95	990	188	1273	
LC—2A			631	1154	5.95	68	680	141	889	
BHN19—06	饮料、加工食品	2~5	制冷 机内 藏,制 冷剂 R22	683	3.32	(220V) 压缩机 1446W、风机照 明、防露 188W				
LND-2	冷冻食品	-18		1154	5.95	(220V) 压缩机 1446W、风机照 明、防露 889W、融霜 1000W				

注：上海“双鹿中野”产品样本。

表 8-2-15 青岛海尔冷柜公司部份产品技术参数

型 号	用 途	工作温度 /°C	有效容积 /m ³ (L)	展示面积 /m ²	制冷剂	电源	备注
DK1.3W	冷冻食品陈列	≤ -18	1.0	3.03	R22/R502	380V, 3相	分体岛式
DK1.9W	冷冻食品陈列	≤ -18	1.5	4.54	R22/R502	380V, 3相	分体岛式
DK0.4W	冷冻食品陈列	≤ -18	(358)	0.848	R22/R502	220V	整体机岛式
DK0.5W	冷冻食品陈列	≤ -18	(490)	1.156	R22/R502	220V	整体机岛式
DK0.7W	冷冻食品陈列	≤ -18	(622)	1.463	R22/R502	220V	整体机岛式
GK0.2L	食品冷藏陈列	0~10		0.84	R22	220V	整体机、柜台式
GK0.3L	食品冷藏陈列	0~10		1.13	R22	220V	整体机、柜台式
GK0.4L	食品冷藏陈列	0~10		1.69	R22	220V	整体机、柜台式
GK0.5L	食品冷藏陈列	0~10		2.25	R22	220V	整体机、柜台式

第 2 章 商业用冷柜

型 号	用 途	工作温度 /℃	有效容积 /m ³ (L)	展示面积 /m ²	制冷剂	电源	备注
GK0.7L	食品冷藏陈列	0~10		3.37	R22	220V	整体机、柜台式
GK1.0L	食品冷藏陈列	0~10		4.5	R22	220V	分体拼接、柜台式
GK1.2L	食品冷藏陈列	0~10		5.62	R22	220V	分体拼接、柜台式
GK1.4L	食品冷藏陈列	0~10		6.74	R22	220V	分体拼接、柜台式
DB0.4W	冰淇淋陈列柜	≤ -18	展示 90L/冷藏 174L	0.529	R22	220V	整体机岛式(加罩)
GK1.9L5	食品冷藏保鲜	0~10		6.72	R22	380V, 3相	分体机、壁式
GK2.8L5	食品冷藏保鲜	0~10		10.07	R22	380V, 3相	分体机、壁式
GK1.9L3	食品冷藏保鲜	0~10		4.53	R22	380V, 3相	分体机、壁式
GK2.8L3	食品冷藏保鲜	0~10		6.78	R22	380V, 3相	分体机、壁式
BC—156	食品冷藏保鲜	0~10	156L		R22	220V	整体机、立柜
BC—126	食品冷藏保鲜	0~10	126L		R22	220V	整体机、立柜
BC—80	食品冷藏保鲜	0~10	80L		R22	220V	整体机、立柜
SD—75	食品冷冻冷藏	0~ -18	75L		R22	220V	整体机卧式
SD—253A	食品冷冻冷藏	0~ -18	253L		R22	220V	整体机卧式
BE/BD—100	食品冷冻冷藏	0~ -18	100L		R22	220V	整体机立柜

表 8-2-16 大连三洋冷冻公司陈列柜技术参数

型号	用途	使用温度 /℃	陈列面积 /m ²	电源 融霜加热/风机、照明等	备 注
TEM—CK068WF	冷冻食品、冰淇淋	-20~ -18	2.04	380V, 3相/220V, 1相	平型、内藏式
TEM—CK0.88WF	冷冻食品、冰淇淋	-20~ -18	2.73	380V, 3相/220V, 1相	平型、内藏式
FEW—CK9065	精肉、鲜鱼保鲜	-2~0	3.9	380V, 3相/220V, 1相	壁式、多段型
TVQ—CK067P	冷冻食品、冰淇淋	-20~ -18	1.66	380V, 3相/220V, 1相	平型、分体式
TVQ—CK067WF	冷冻食品、冰淇淋	-22~ -18	2.04	380V, 3相/220V, 1相	平型、分体式

第 8 篇 现代化商业制冷、冷藏设备应用与维护、故障排除维修

型号	用途	使用温度 /℃	陈列面积 /m ²	电源		备 注
				融霜加热/风机、照明等		
CZM—CK067	冷冻食品、冰淇淋	-22 ~ -18	1.36	380V, 3相/220V, 1相		平型、分体式
CZM—CK0.27	冷冻食品、冰淇淋	-22 ~ -18	2.71	380V, 3相/220V, 1相		平型、分体式
CZM—CK0.870	冷冻食品、冰淇淋	-22 ~ -18	4.0	380V, 3相/220V, 1相		平型、分体式
CSM—CK067	精肉、鲜鱼保鲜	-2 ~ 2	1.60	380V, 3相/220V, 1相		平型、分体式
FPW—CK9065	精肉、鲜鱼保鲜	-2 ~ 2	4.65	380V, 3相/220V, 1相		平型、多段型
CPW—CK9065	乳制品、冷菜、日配品	2 ~ 8	4.88	380V, 3相/220V, 1相		平型、多段型
CPW—CK9025	乳制品、冷菜、日配品	2 ~ 8	9.76	380V, 3相/220V, 1相		平型、多段型
CVW—CK9085	水果冷藏陈列	5 ~ 10	4.13	380V, 3相/220V, 1相		平型、多段型
CVW—CK9025	水果冷藏陈列	5 ~ 10	6.20	380V, 3相/220V, 1相		平型、多段型
LTD—CK9065	冷冻食品	-20 ~ -18	4.0	380V, 3相/220V, 1相		平型、多段型
CZR—CK9066	冷冻食品、冰淇淋	-20 ~ -18	3.40	380V, 3相/220V, 1相		壁式、多层多段型
CZR—CK9086	冷冻食品、冰淇淋	-20 ~ -18	4.54	380V, 3相/220V, 1相		壁式、双层多段型
DEM—CK062F	熟食	0 ~ 5	2.51	380V, 3相/220V, 1相		柜台式、多段

表 8-2-17 上海海鸥电器总厂部分陈列柜技术参数

型号	应用	有效容积/m ³	工作温度/℃	功率/kW	备注
SDKD0.45W	冷冻食品陈列	0.45	-18		岛式、吹风冷却
SDKD0.55W	冷冻食品陈列	0.55	-18		岛式、吹风冷却
TDK0.4W	冷冻食品陈列	0.4	-18		岛式、吹风冷却
TDK0.5W	冷冻食品陈列	0.5	-18		岛式、吹风冷却
SGK5L5	冷饮品陈列	1.7	5		壁式、双风幕
SGK4.5L5	冷饮品陈列	1.3	5		壁式、双风幕
TG0.4W2A	冷饮品陈列	0.4	5	0.7	壁式、吹风冷却
TG0.5W2A	冷饮品陈列	0.5	5	0.7	壁式、吹风冷却
TG0.8L2A	冷饮品陈列	0.8	5		壁式、吹风冷却
TG1.2L3A	冷饮品陈列	1.2	5		壁式、吹风冷却

第 2 章 商业用冷柜

型号	应用	有效容积/m ³	工作温度/°C	功率/kW	备注
TG1L2I	“蛋糕”	1.0	5	1.6	壁式、吹风冷却
TGK0.36W	鲜肉、鱼及果蔬	0.36	5	1.0	平式、风幕式
TG0.8L	果蔬、豆制品陈列	0.8	2~18	0.75	立式、吹风冷却
TG1.2L	果蔬、豆制品	1.2	2~8	0.75	立式、吹风冷却
TG0.45	蛋糕等陈列	0.5	5		立式、吹风冷却
TG1.6L3A	冷饮品等陈列	1.6	5	0.95	立式、盘管直冷
TZ0.4W	肉、鱼等保鲜	0.6	-2~-12	0.75	壁式、吹风冷却
TZK0.42W	水产品保鲜	0.42	-2~-12	1.1	壁式、吹风冷却
TG0.5W	果蔬保鲜	0.5	+5	0.7	壁式、吹风冷却
G0.6L	蛋糕等	0.6	0~10	0.7	立式、盘管直冷

表 8-2-18 洛阳制冷机厂食品陈列柜基本技术参数

型号	用途	有效容积/m ³	柜内温度/°C	制冷剂	配用机组	电源及功率/kW
G0.4L	食品冷藏陈列	0.4	0~5	R12	NJFQF-1.3/Z	1.8
D0.4L	冷冻陈列	0.4	-15~-18	R12	NJFQF-0.8/D	2.0
DKB0.3W	冷冻陈列	0.3	-15~-18	R12	NJFQF-0.8/D	2.0
DK0.5W	食品冷冻陈列	0.5	-18~-23	R502	NJFQF-1.6/D	2.8
GK0.4L	食品保鲜陈列	0.4	0~5	R12	NJFQF-1.3/ZK	1.53
G0.5L (I、II)	食品冷藏保鲜	0.55	0~5	R12	NJFQF-1.5/ZS	1.45
G0.8L (I、II)	食品冷藏保鲜	0.83	0~5	R12	NJFQF-2.5/ZS	1.87
DK0.7W (II)	冷冻食品陈列	0.7	-9~-28	R502	NJFBF-2.9/DD	2.6
DK1.1W (II)	冷冻食品陈列	1.1	-9~-28	R502	NJFBF-4.1/DD	3.4
DK1W (I)	冷冻食品陈列	1	-9~-28	R502	NJFBF-4.1/DD	3.6
DK1.5W (I)	冷冻食品陈列	1.5	-9~-28	R502	NJFBF-5.6/DD	5.2
GK1.2L	食品保鲜陈列	1.2	3~7	R12	NJFBF-5/ZG	3.4
GK2L	食品保鲜陈列	2.0	3~7	R12	NJFBF-6.7/ZG	
GK1.2L (II)	乳品保鲜陈列	1.2	3~7	R12	NJFBF-5/ZG	2.2
GK2L (II)	乳品保鲜陈列	2.0	3~7	R12	NJFBF-6.7/ZG	2.2

表 8-2-19 北京“富连京”陈列柜基本技术参数

型号	用途	工作温度/℃	有效容积/L	陈列面积/m ²	备注
SXD—23	精肉、鲜鱼、保鲜	-2~2	2980	7.9	外置机组货架式
SXD—83	精肉、鲜鱼、保鲜	-2~2	1990	5.3	外置机组货架式
SXD—63	精肉、鲜鱼、保鲜	-2~2	1490	3.9	外置机组货架式
SXN—83	精肉、鲜鱼、保鲜	-2~2	1600	4.3	薄型机组货架式
CLD—83	精肉、鲜鱼、保鲜	-2~2	490	2.0	机组货架式
CLD—63	精肉、鲜鱼、保鲜	-2~2	365	1.5	机组货架式
CLN—83	精肉、鲜鱼、保鲜	-2~2		1.6	薄型机组货架式
CLN—63	精肉、鲜鱼、保鲜	-2~2	285	1.2	薄型机组货架式
SXD—23	蔬菜、水果	5~10	2980	6.3	机组货架式
SXD—83	蔬菜、水果	5~10	1990	4.2	机组货架式
SXD—63	蔬菜、水果	5~10	1490	3.2	机组货架式
SXN—83	蔬菜、水果	5~10	1600	3.4	薄型双冷机组货架式
SXD—23	乳品、饮料	3~7	2980	7.9	双机组货架式
SXD—83	乳品、饮料	3~7	1990	5.3	双机组货架式
SXD—63	乳品、饮料	3~7	1490	4.0	双机组货架式
SXN—83	乳品、饮料	3~7	1600	4.3	薄型双机组货架式
BCW—83	冷冻食品、冰淇淋	< -20	834	2.6	外置机组、岛式
BCW—63	冷冻食品、冰淇淋	< -2	626	1.95	外置机组、岛式
BCW—43	冷冻食品、冰淇淋	< -2	320	1.1	外置机组、岛式
BXS—83	冷冻食品、冰淇淋	< -2	676	2.3	外置机组、岛式
CLD—83	冷冻食品、冰淇淋	< -2	629	2.0	外置机组、平式
CLD—63	冷冻食品、冰淇淋	< -2	472	1.5	外置机组、平式
CLN—83	冷冻食品、冰淇淋	< -2	487	1.6	薄型外置机组、平式
MLD—85	冷藏食品	-2~2	285	2.0	外置机组、平式
MLN—85	冷藏食品	-2~2	220	1.6	薄型外置机组、平式
ADH—81	冷藏食品	-3~0	529	3.0	外置机组、封闭台式

第 3 章

冷藏运输技术与设备

第一节 冷藏运输的种类、要求和发展

一、冷藏运输的种类

食品由于受地理分布、气候条件以及其他许多条件因素的影响，原料产

地、加工基地与消费中心往往相隔很远，为了供应各地消费需要，维持市场供应均衡，必须进行调度运输。尤其对于易腐食品来说，在自然条件下很快腐败变质，失去食用价值，因此，其运输必须处在最适的温度和相对湿度条件下，即采用冷藏运输方式。

冷藏运输包括食品的中、长途运输及短途送货，是食品和冻结食品低温流通的主要环节，它应用于冷藏链中食品从原料产地到加工基地到菜场冷藏柜之间的低温运输，也应用于低温冷藏链中冷冻食品从生产厂到消费地之间的批量运输，以及消费区域内冷库之间和销售店之间的运输，主要涉及铁路冷藏车、冷藏汽车、冷藏船、冷藏集装箱、冷藏飞机等低温运输工具。

食品从原料基地到生产性冷库到公共机关或零售点，可以通过公路、铁路、水路、空运或上述几种的联运。采用装有制冷系统的隔热车辆或集装箱，以保持设备内有足够低的温度。这种运输可以由单一的运输工具进行，中间无需货物的转运；也可能会中途停留在有库站的地方，把原来的货物分成小批量；运输可以是国内的，也可以是国际的。为了经济，采用大型车辆或集装箱，而在分配性冷库与大型零售点之间，通常采用较小的车辆，但也要隔热并制冷。所冷藏运输的货物在装车前必须预冷至足以抵消装车过程侵入热量的温度，然后方可装车运输。

公路运输是目前冷藏运输中最普遍、最常见的重要方式。冷藏汽车通常有两种：一种是装有小型制冷设备的冷藏汽车，另一种是仅用隔热材料使车箱保温的保冷车。在长途运输中，机械制冷是最常用的方法，因为从它的重量、所占空间和所需要费用来考虑是有利的。不倾向于采用干冰或液氮的冷藏汽车的原因是操作费用较高，所需制冷剂沿途再补充有一定困难。低温共熔液系统对 30t 以下载重量的车辆来讲，显得太重。长距离的运输，热量平衡取决于渗透过车辆壁的热量以及渗透过地板由路面反射的热量，如果墙壁气密性良好，则空气渗漏的影响很小。在短距离运输和冻结食品的分配时，一般采用小型车辆，市区分配常用 2~5t 车辆。这种车辆的热负荷主要来自经常开门造成的空气渗漏，5t 车辆常用低温共熔液系统。对距离较短的运输来说，如果中途不开门，则可以采用无制冷装置的隔热保冷车，在这种情况下，应根据室外温度、隔热层的隔热效果和运输距离等因素将货物预冷，使温度在运输途中保持在所需的安全范围内。运输冷冻食品的冷藏汽车必须使食品的品温保持在 -18°C 以下，所以应采用有制冷设备的冷藏汽车，但国内

因条件限制，目前还有相当数量的冷冻食品采用保冷车运输，很难实现维持 -18°C 的品温。尤其是高温季节时，对于不再贮藏、尽快消费的产品，温度管理目标也可规定在3h内不超过 -15°C 。

由铁路运输冻结食品时都采用良好隔热的冷藏列车。目前我国使用的冷藏列车主要有机械保温车和冰保温车两种。机械保温车是在车厢上装有小型制冷设备，车厢温度可保持为 $-18^{\circ}\text{C} \sim -24^{\circ}\text{C}$ 。冰保温车是在车厢的两端或车顶加冰和盐来保冷的车辆，车箱内的温度冬、春季可保持为 -8°C ，夏季可保持为 $-6 \sim -7^{\circ}\text{C}$ ，沿途每500km设有加冰站，可进行加冰。近年来，我国还研制了共晶液冷板冷藏列车，设有温度调节装置，控温范围为 $+5 \sim -15^{\circ}\text{C}$ 。国外还有采用干冰、液氮等冷却方式的冷藏列车。利用平板车运送拖车和冷藏集装箱的方法，可从发货地点直接运到收货地点，中途可避免多次装卸，不仅降低了成本，也保证了货物的质量，越来越多地被广泛采用。

水上冷藏运输的主要交通工具为冷藏船，冷藏船上都装有制冷设备，船舱隔热保温，常用冷藏货仓来装运放在托盘上的或单箱的货物。在许多航线上，常规的冷藏货物运输舱已大部分被冷藏集装箱所取代。冷藏集装箱一律采用机械制冷，隔热保温要求严格，能在一定的时间适度地保护预冷货物而不用制冷。但对任何长时间暴露在大气温度下的集装箱则设有快接式制冷机组，由内燃机驱动，或采用液氮制冷。在等待装货时，可由固定的制冷装置提供冷风，使之在箱内循环，这种供冷方式可由一台或几台机械制冷机组完成，也可向空气循环系统不断注入少量液氮，还可以一次注入液体二氧化碳或液氮。

冷藏飞机是近来国际上较多采用的低温运输手段，它是将货运飞机的货舱低温化，当飞机飞到1000m以上高空时，由于空气很冷，可关闭冷冻机。由于国际上现在已普遍使用集装箱，有的飞机上的货舱也改为可直接装集装箱的货舱。

二、冷藏运输的要求

每种食品都有一定的贮藏温、湿度条件的要求，表8-3-1列出了几种易腐食品的贮藏条件。在冷藏运输中应满足食品贮藏条件的要求，并保持其稳定性。

表 8-3-1 几种易腐食器的贮藏条件

品名	贮藏温度/℃	相对湿度/%	品名	贮藏温度/℃	相对湿度/%
冷却鱼	0	95~100	冷却肉	-1~0	90
冻结鱼	-18	95~98	冻结肉	-18	95~98
冻结虾	-18	95~98	苹果	-1.1~1.4	90
冻结贝类	-18	95~98	菠菜	0	90~95

因此，在冷藏运输中必须进行控温运输，车内温度应保持与所运易腐食品的最佳贮藏温度一致，各处温度分布要均匀，并尽量避免温度波动。如果不可避免出现了温度波动，也应当控制波动幅度和减少波动持续时间。为了维持所运食品的原有品质，保持车内温度稳定，冷藏运输过程中可从如下几个方面考虑。

（一）食品预冷和适宜的贮藏温度

易腐食品在低温运输前应将品温预冷到适宜的贮藏温度。如果将生鲜易腐食品在冷藏运输工具上进行预冷，则存在许多缺点，一方面预冷成本成倍上升，另一方面运输工具上所提供的制冷能力有限，不能用来降低产品的温度，只能有效地平衡环境传入的热负荷，维持产品的温度不超过所要求保持的最高温度。因而在多数情况下不能保证冷却均匀，而且冷却时间长、品质损耗大。因此易腐食品在运输前应当采用专门的冷却设备和冻结设备，将品温降低到最佳贮藏温度以下，然后再进行冷藏运输，这样更有利于保持贮运食品的质量。

（二）要有冷源

运输工具上应当具有适当的冷源，如干冰、冰盐混合物、碎冰、液氮或机械制冷系统等，能产生并维持一定的低温环境，保持食品的品温，利用冷源的冷量来平衡外界传入的热量和货物本身散出的热量。例如果蔬类在运输过程中，为防止车内温度上升，应及时排除呼吸热，而且要有合理的空气循环，使得冷量分布均匀，保证各点的温度均匀一致并保持稳定，最大温差不超过 3℃。有些食品怕冻，在寒冷季节里运输还需要用加温设备如电热器

等，使车内保持高于外界气温的适当温度。在装货前应将车内温度预冷至所需的最佳贮藏温度。

(三) 良好的隔热性能

冷藏运输工具的货物间应当具有良好的隔热性能，总的传热系数 K 要求小于 $0.4\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$ ，甚至小于 $0.2\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$ ，能够有效地减少外界传入的热量，避免车内温度的波动和防止设备过早地老化。一般来说， K 值平均每年要递增 5% 左右。车辆或集装箱的隔热板外侧面应采用反射性材料，并应保持其表面清洁，以降低对辐射热的吸收。在车辆或集装箱的整个使用期间应避免箱体结构部分的损坏，特别是箱体的边和角，以保持隔热层的气密性，并且应该定期对冷藏门的密封条、跨式制冷机组的密封、排水洞和其他孔洞等进行检查。以防止因空气渗漏而影响隔热性能。

(四) 温度检测和控制设备

运输工具的货物间必须具有温度检测和控制设备。温度检测仪必须能准确连续地记录货物间内的温度，温度控制器的精度要求高，为 $\pm 0.25^\circ\text{C}$ ，以满足易腐食品在运输过程中的冷藏工艺要求，防止食品温度过分波动。

(五) 车箱的卫生与安全

车箱内有可能接触食品的所有内壁必须采用对食品味道和气味无影响的安全材料。箱体内壁包括顶板和地板，必须光滑、防腐蚀、不受清洁剂影响，不渗漏、不腐烂，便于清洁和消毒。除了内部设备需要和固定货物的设施外，箱体内壁不应有凸出部分，箱内设备不应有尖角和褶皱，使进出困难，脏物和水分不易清除。在使用中，车辆和集装箱内碎渣屑应及时清扫干净，防止异味污染货物并阻碍空气循环。对冷板所采用的低温共熔液的成分及其在渗漏时的毒性程度应予以足够的重视。

此外，运输成本问题也是冷藏运输应该考虑的一个方面。应该综合考虑货物的冷藏工艺条件、交通运输状况及地理位置等等因素，采用适宜的冷藏运输工具。

冷藏运输的组织管理工作是一项复杂细致而又责任重大的工作，必须对各种冷藏运输工具的特性、易腐货物的冷藏条件、货源的组织、装车方法、调度工作等问题十分熟悉，加强运输过程中各个环节的管理工作，保证易腐货物高品质而又快速地达到目的地。

三、冷藏运输的发展

(一) 我国冷冻冷藏运输的概况

近几年来，我国的肉、蛋、奶、水产、果蔬等每年增产 10% 以上，其中 75% 为易腐食品。这些易腐货物主要靠铁路和公路运输。目前，我国的铁路冷藏车共有 5400 多辆，能满足全国运量的 50% 左右。尽管随着公路和水路运量的增加，铁路运量从前几年的 90% 减少到现在的 50%，但铁路运输还是在冷藏运输中起到了重要作用。铁路冷藏运输同时也存在若干问题：① 铁路冷藏车数量仍显不足。② 缺少预冷装置。世界各国为了保证食品的质量、对预冷相当重视。美国、欧洲一些国家 80% ~ 100% 的易腐货物经过预冷后进行运输。而我国 80% 的易腐货物不经过预冷就装车运输，特别是未冷却的水果、蔬菜的田间热、呼吸热都很大，不经过预冷就装车运输，不但增加了运输工具的热负荷，而且使 30% ~ 50% 的货物质量明显降低。特别是在运输叶菜时，黄叶、腐烂率都比较高，用冷藏车运输的损耗在 20% 以上。③ 负载运行期机械铁路冷藏车的厢体温度实难保证达到要求的温度（-18℃），严重影响冷冻食品运至终点时要求的品质。

随着我国高速公路的兴建和延伸，公路冷藏延伸的规模化发展已在日程之中。1996 年，我国的冷藏汽车总量为 15000 多辆，而其中带制冷机组的仅占 15% 左右。其余的均为隔热保温车，而且大部分都是载重 1 ~ 4t 的中小型冷藏车，6t 以上的大型车较少。预计到 2000 年，我国的冷藏汽车将增加到 38000 辆，年产量也由目前的 2500 辆增加到 4000 辆，我国不仅要提高冷藏汽车的年产量，而且应向机械制冷、大型化方向发展。

冷藏集装箱有着冷藏汽车无可比拟的优点。目前，我国有集装箱生产企业 40 多家，总生产能力达一百万标准箱，但国内至今还没有陆运集装箱专用的半挂车。目前，国内只有一家企业试制成功了柴油发电 - 制冷机组陆用

集装箱，其余的厂家都只生产海运冷藏集装箱，这与我国的冷冻食品运输现状是不相符的。只有公路、水路和铁路冷藏运输共同担负起我国易腐食品的冷藏运输任务，我国的冷藏运输环节才能进入世界先进水平行列。

(二) 世界冷藏运输的发展趋势

随着食品冷藏业的迅速发展，冷藏运输的各个方面也得到了普遍发展，其发展趋势主要表现在以下几个方面。

1. 采用新材料、新技术

采用新材料、新技术，提高冷藏运输设备的技术性能，保持易腐食品原有的质量，同时，降低其设备的造价和运输成本。如车体隔热层采用新型隔热材料（如聚氨酯、PEF 隔热材料等），具有良好的隔热性能、化学稳定性和机械性能。广泛采用如自动化技术、计算机技术、数字控制技术等新技术，优化冷藏运输设备结构，提高设备可靠性和自动化水平，强化运输管理工作。

2. 采用新的制冷方法

积极应用新的制冷方法，利用不同的冷源。目前在冷藏运输中除了机械制冷外还利用液化气体如液氮、液化二氧化碳、液化空气等来制冷。车内采用液氮制冷系统，冷藏温度范围从 $15 \sim -25^{\circ}\text{C}$ ，并保持温度稳定，温差不超过 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ 。二氧化碳制冷的办法是以直接喷射 $-18 \sim -20^{\circ}\text{C}$ 的液化二氧化碳为基础的。利用液化空气制冷的办法是向货物间喷射液化空气，以吸热而降低温度。这些新的制冷方法的引入，使得冷藏运输过程中温度的控制更为迅速和稳定。

3. 广泛采用冷藏集装箱

冷藏集装箱的迅速发展，实现了易腐货物的联运网络。冷藏集装箱广泛应用于铁路、公路、水路和空中运输，是一种经济合理的运输方式。近几年来，冷藏集装箱的发展速度已超过其他冷藏运输工具的发展速度，它具有装卸效率高、人工费用低；调度灵便，周转速度快，运输能力大；简化管理手续，大大减少了运输货损和货差等优点，可在世界范围内流通使用，并具有冷藏运输通用性和国际标准化。冷藏集装箱的尺寸和性能正日趋标准化、完善化。

总之，随着食品冷藏链的地位与日俱增，作为冷藏链的一个重要环节的冷藏运输，目前正处在一个围绕保持食品品质和提高效率为中心的迅速发展阶段。为了保持食品在运输流通过程中具有品质，冷藏运输的方方面面将日趋完善。

第二节 铁路冷藏（保温）车

在食品冷藏运输中，铁路冷藏车具有运输量大、速度快的特点，它在食品冷藏运输中占有非常重要的地位。

良好的铁路冷藏车具有良好的隔热、气密性能，并设有制冷、通风和加热装置。它能适应铁路沿线和各个地区的气候条件变化，保持车内食品必要的贮运条件，迅速地完成食品运送任务。它是我国食品冷藏运输的主要承担者，也是食品冷藏链的主要一环。

铁路冷藏车的主要类型：

(1) 加冰冷藏车——利用冰或冰盐作为冷源，以保证食品冷藏贮运条件。

(2) 机械冷藏车——装有机电制冷机，为食品冷藏贮运提供冷源。

(3) 冷冻板式冷藏车——以一定凝固点的冻晶液为冷源，保证车内食品冷藏贮存条件。

(4) 无冷源保温车——具有良好的隔热、气密性能，保证在一定时间内食品的运送条件。

(5) 液氮和干冰冷藏车——车内设有液氮或干冰喷洒设备，将液氮或干冰喷洒在食品表面，以冷却食品，保证运输条件。

上述几种冷藏车中，加冰冷藏车、机械冷藏车使用最为广泛，在我国铁路冷藏运输中的拥有量最大。冷冻板式冷藏车仍在试用阶段。液氮、干冰冷藏车和无冷源保温车我国刚开始研究。

一、加冰铁路冷藏车

加冰铁路冷藏车具有一般铁路棚车相似的车体结构，但设有车壁、车顶

和地板隔热、防潮结构，装有气密性好的车门。我国铁路典型加冰保温车有B11、B8、R6b型等。其车壁用厚170mm、车顶用厚196mm的聚苯乙烯或聚氨酯泡沫塑料隔热防潮，地板采用玻璃棉及油毡复合结构隔热防潮，还设有较强的承载地板和镀锌铁皮防水及离水格栅等设施。

加冰铁路冷藏车是以冰或冰盐作为冷源，利用冰或冰盐混合物的融解热，使车内温度降低，冷藏车内获得 0°C 及 0°C 以下的低温。由于冰的融解温度为 0°C ，所以以纯冰作冷源的加冰保温车，只能运送贮运温度在 0°C 以上的食品——蔬菜、水果、鲜蛋之类。然而当采用冰盐混合物作冷源时，由于在冰上加盐，盐吸收水而形成水溶液，并与未融冰形成两相（冰、水）混合物。因为盐水溶液的冰点低于 0°C ，则使两相混合物中的冰亦在低于 0°C 以下融解。试验证明，混合物的融解温度最低可降到 -21.2°C （加NaCl时）。所以，在冰内适当加盐后，将使加冰铁路冷藏车内获得 $-4\sim-8^{\circ}\text{C}$ 或更低的温度。此时，可以适应鱼、肉等的冷藏运输条件。

加冰铁路冷藏车，一般在车顶装有6~7只马鞍形贮冰箱，2~3只为一组。为增加换热，冰箱侧面、底面设有散热片。每组冰箱设有两个排水器，分左右布置，以不断清除融解后的水或盐水溶液，并保持冰箱内具有一定高度的盐水水位。加冰铁路冷藏车车内，在冰箱下面装有防水板，冷气靠自然对流在车内循环，使车内降温，并得到均匀的气流分布，见图8-3-1。表8-3-2列出B6型加冰铁路冷藏车的主要技术参数。

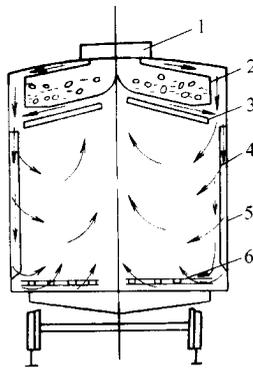


图8-3-1 加冰铁路冷藏车结构与制冷原理

1—冰箱盖；2—冰箱；3—空气循环挡板；4—通风槽；5—车体；6—离水格子

表 8-3-2 B6 型加冰铁路冷藏车主要技术参数

主要技术参数	数值
车辆全长/mm	17938
车体外长/mm	17006
车体外宽/mm	3016
最大宽度/m	3206
外顶板到钢轨面高度/mm	4473
最大高度/mm	4647
装载长度/m	16.494
装载宽度/m	2.504
装载高度/m	2.206
装载面积/m ²	41.3
装载容积/m ³	85
名 称	数 值
净载重量/t	38.0
冰箱容积/m ³	10.9
冰箱容冰量/t	7.0
车辆自重/t	34.0
车体冷却部分重量/kg	20324
名 称	数 值
自重系数	0.89
比体积/(m ³ /t)	2.2
车体外表面积/m ²	221
冰箱散冷表面积/m ²	125
车体传热系数/[W/(m ² ·K)]	0.38~0.42
车体平均表面积/m ²	205
车体比热容/[(kJ/kg·K)]	0.67
门孔尺寸(宽×高)/mm	1430×2034.5

加冰铁路冷藏车结构简单，造价低，冷源（冰和盐）价廉易购，但车内温度波动较大，温度调节困难，使用局限性较大。加上行车沿途加冰、加盐

影响列车速度，冰盐水不断溢流排放，腐蚀钢轨、桥梁等，近年已为机械冷藏车等逐步替代。

二、铁路机械冷藏车

铁路机械冷藏车是以机械式制冷装置为冷源的冷藏车。它是目前铁路冷藏运输中的主要工具之一。

铁路机械冷藏车具有制冷速度快、温度调节范围大、车内温度分布均匀和运送迅速等特点。机械铁路冷藏车适应性强，能实现制冷、加热、通风换气，以及融霜的自动化。新型机械冷藏车还设有温度自动检测、记录和安全报警装置。

我国从1958年开始研制铁路机械冷藏车，60年代从当时的民主德国进口B18型机械冷藏车，70年代后期又进口了B20、B21、B22型冷藏车，加上国内生产的B19、B23型，目前我国铁路机械冷藏车已有B18、B19、B20、B21、B22及B23六种。然而，这些车型除编组车辆数有所不同外，冷藏车基本结构十分相近。

铁路机械冷藏车在我国大多是以车组的型式使用，（有些亦可作单节车使用）。在运输易腐食品时，工况要求是：对没有预冷的果菜，能从 $25 \sim 30^{\circ}\text{C}$ 冷却到 $4 \sim 6^{\circ}\text{C}$ ；在 $0 \sim 6^{\circ}\text{C}$ 的温度下运送冷却货；在 $-6 \sim -12^{\circ}\text{C}$ 温度下运送冻结货；在 -12°C 温度以下运送深度冷冻货；在 $11 \sim 13^{\circ}\text{C}$ 温度下运送香蕉等货物。典型的B18、B20、B22、B23型铁路机械冷藏车，车内温度可调范围为 $-18 \sim 12^{\circ}\text{C}$ 、 $-24 \sim 14^{\circ}\text{C}$ （外温 $-45 \sim 40^{\circ}\text{C}$ ）。

目前我国铁路机械冷藏车中，B23型车为我国引进国外技术生产。它是在B18型车的基础上不断改进，经过B20、B21、B22等车运用经验，技术上不断提高而得到的新型车。但B18型车具有我国铁路机械冷藏车的代表性，下面介绍以此车型为主。

（一）铁路机械冷藏车的结构

我国传统型（B18）铁路机械冷藏车，以10辆车固定编组，其中一辆为机械发电车兼乘务员生活车；另有9辆货物车，货物车的制冷装置设在每辆

车的两端，冷风机部分向两端插入车体内部，向车内吹送冷风，实现车箱内的降温。制冷机组车外部分有外罩，外罩两侧面有冷凝器风机进、排风百叶窗，其端面还设有新风进口。典型的铁路机械冷藏车结构如图 8-3-2 所示。

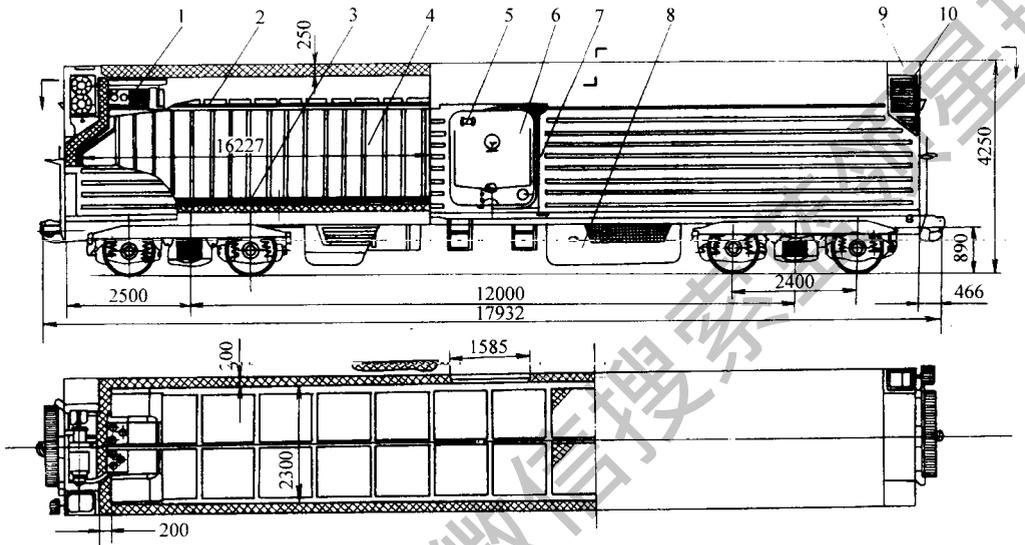


图 8-3-2 铁路机械冷藏车典型结构

- 1—制冷机组；2—车顶通风风道；3—地板离水格子；4—垂直气流格墙；5—车门排气口
6—车门；7—车门温度计；8—独立柴油发电机组；9—制冷机组外壳；10—冷凝器通风格栅

(二) 铁路机械冷藏车的制冷装置

铁路机械冷藏车一般当选用 R22 或 R12 制冷剂时，均采用一机二级制冷压缩机，以保证在气温高、制冷机工作压比较大时能正常制冷。B18 型铁路机械冷藏车采用两台 9.3kW (-15℃、50℃) 制冷机组，并设有 7.5kW 车内电加热器。制冷机组的工作是自动控制的，它按预定的温度参数有三种使用工况：制冷、融霜和加热。

1. 制冷 制冷机的工作系统，如图 8-3-3。

压缩机 26 通过起动调节器和蒸发器止回阀 7，从蒸发器中吸入制冷剂气体。在三个低压缸内，从吸入压力压缩至中间压力，然后在一个高压缸

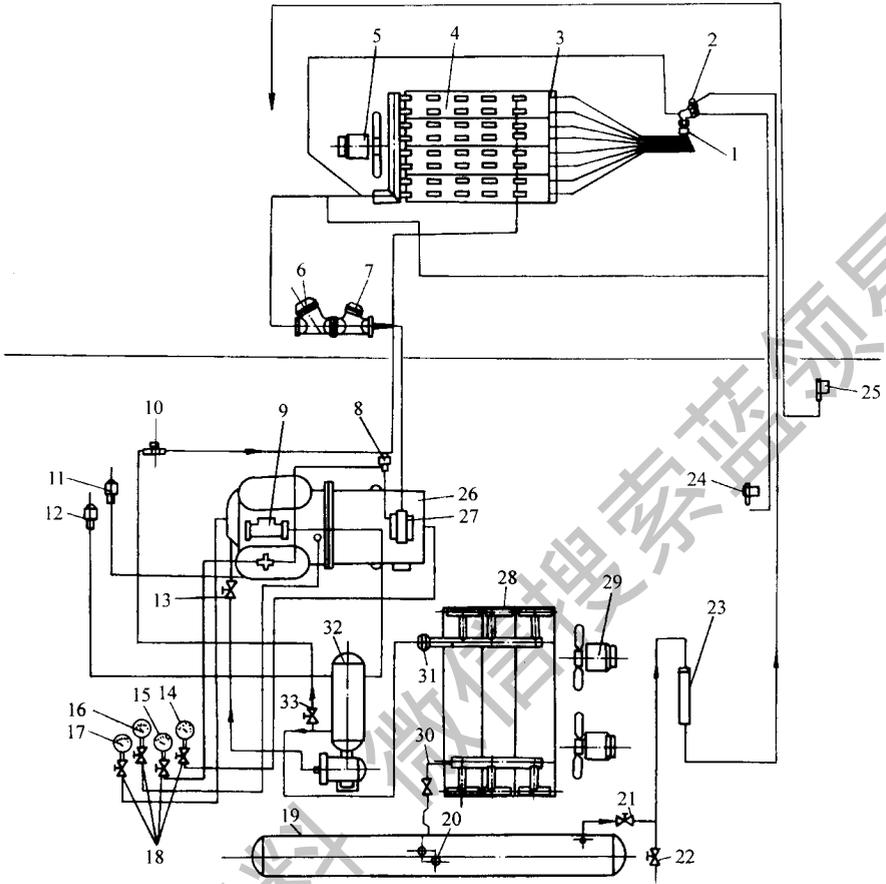


图 8-3-3 铁路机械冷藏车制冷系统

- 1—液体分配器；2—膨胀阀；3—电加热器；4—蒸发器（空气冷却器）；5—蒸发器风机
 6—起动调节器；7—蒸发器止回阀；8—旁通管路的电磁阀；9—压缩机排气阀；10—融霜电磁阀
 11—RT5 型压缩机高压压力开关；12—RT5 型冷凝器风机高压压力开关；13—压缩机回油阀
 14—油压表；15—中压压力表；16—低压压力表；17—高压压力表；18—压力表截止阀
 19—贮液器；20—贮液器视镜；21—贮液器出液截止阀；22—加氟利昂的截止阀
 23—过滤干燥器；24—融霜压力开关；25—温度调节器；26—压缩机；27—压缩机吸气阀
 28—冷凝器；29—冷凝器风机；30—贮液筒进液截止阀；31—冷凝器止回阀
 32—油分离器；33—融霜管路截止阀

内，从中间压力压缩至冷凝压力。排出的高压高温制冷剂蒸气，通过油分离器 32、又经冷凝器止回阀 31 进入冷凝器 28。制冷剂由两台冷凝器风机 29 通风冷却、冷凝。液体制冷剂经截止阀 30 进入贮液器 19，再流至截止阀 21，

过滤干燥器 23, 到热力膨胀阀 2。经节流的低压制冷剂, 又经分配器 1 进入蒸发器 4 中。在蒸发器中制冷剂气化, 从两台蒸发器风机 5 吹送的空气中吸热。冷却后的空气直接进入车辆货间。气化后的制冷剂气体, 再被压缩机吸入并重复循环。

2. 融霜

制冷系统采用热气融霜方法。蒸发器结霜过厚, 将导致蒸发温度和蒸发压力下降。此时, 融霜压力开关 24 动作, 打开融霜电磁阀 10, 关闭蒸发器和冷凝器的通风机 5 和 29。这样压缩机排出的一部分热蒸气, 即通过电磁阀 10 和融霜管路进入蒸发器 4, 于是蒸发器表面的霜层即被融化。由蒸发器出来的制冷剂, 沿回气管路经过起动调节器 6 和止回阀 7 进入压缩机 26。融霜时间由时间控制器给定, 融霜 60min 后, 时间控制器动作, 关闭融霜电磁阀 10, 制冷系统又恢复正常工作。

3. 加热 在冷藏车货间必须加热时, 制冷设备不工作, 只要接通蒸发器前的电热器, 加热后的空气即被蒸发器风机 5 送入货间。

冷藏车货间的温度, 可以从柴油发电机车内遥测, 也可以用携带式测温计, 通过每辆车的开关箱上的测温插头进行测量。此外, 每辆车的车门上, 装有膨胀式指针温度计指示温度。遥测温度计的测温元件, 是由一个测温敏感元件和保护罩组成, 精度 1.5 级, 敏感元件装在货间侧墙壁面上, 通过 21 个位置的转换开关进行 $-20 \sim 20^{\circ}\text{C}$ 的温度遥测。

近年进口的 B20 型直接吹风冷却机械铁路冷藏车的基本条件、制冷设备和控制系统, 与 B18 型相近, 只是压缩机的具体结构、融霜的时间控制和润滑方式等有一定的区别, 在此不再赘述。表 8-3-3 给出我国铁路机械冷藏车主要技术参数。

表 8-3-3 我国铁路机械冷藏车的主要技术参数

车 型	B18	B19	B20	B21	B22	B23	B10 单节
车组全长/m	179.32	92.69	195.38	106.75	106.75	107.75	21.00
货物车 车体外部 尺寸	长/mm	17006	17006	21000	21000	21000	21.000
	宽/mm	2960	2955	2824	2824	2874	2874
	高/mm	3140	3245	3215	3215		3215

第 3 章 冷藏运输技术与设备

车 型		B18	B19	B20	B21	B22	B23	B10 单节
货 物 间 内 部 尺 寸	长/mm	16200	16340	18000	18000	18000	18000	1800
	宽/mm	2300	2430	2550	2550	2550	2560	2560
	高/mm	1800	2300	2000	2000	2300	2300	2300
有效装货面积/m ²		37	38.4	46	46	46	46	46.6
有效装货容积/m ³		70	83	92	92	105	105	106.5
自重(每辆/车组)/t		35/372.5	39/207	36.7/367.5	38.5/218	38/215	38.2/205.8	38.2
载重(每辆/车组)/t		35/315	40/160	40/520	45.5/320	46/184	45.5/182	43.5
自重系数		1.19	1.29	1.15	1.2	1.17	1.13	1.14
比体积/(m ³ /t)		2.0	2.08	2.30	2.02	2.28	2.31	2.44
隔 热 层 厚 度/mm	侧墙	200	210	115	115	115	115	138.5
	端墙	250	上 200/下 280	177	177	180	180	184.5
隔热材料		聚苯乙烯	聚苯乙烯	聚氨酯	聚氨酯	聚氨酯	聚氨酯	聚氨酯
传热系数[W/(m ² ·K)]		≤0.41 F _计 = 178m ²	0.31~0.33 192m ²	≤0.29 205m ²	≤0.29 205.1m ²	≤0.27	≤0.27	≤0.27
制 冷 设 备	压缩机 类型	二级半封闭	4FS7B	二级半封闭	二级半封闭	二级半封闭	1/3FV7B	开式开 利 05G
	总制冷 量 t/kW	9.3×18 (-15/50)	18×8 (-15/30)	15.1×16 (-15/40)	15.1×8 (-15/40)	15.1×8 (-15/40)	15.1×8 (-15/40)	10.5kW, t _c = -18℃ t _c = 38℃
设 计 温 度	外温/℃	±40	±40	36~45	±45	45	±45	±45
	内温/℃	-18~12	-18~14	-24~14	-24~14	-24~14	-24~14	-30~25
门 孔 口 尺 寸(宽×高) /mm		1600×1800	1600×2000	2700×1900	2700×1900	2700×2300	2702×2306	2702×2306

(三) 新型机械铁路冷藏车制冷机组举例

随着我国铁路冷藏运输技术的不断发展和车速的不断提高，原先自民主德国进口和国内生产的几种型式的冷藏车及车组，已不能满足铁路运输的要求。根据铁道部 1999 年机车车辆工业科技计划，铁路有关研究机构和工厂，对 B23 型机械铁路冷藏车及车用制冷机组进行了改进，提高其可靠性和技术经济性。为此，由铁道部石家庄车辆厂开发研制了 LFT98NR 型和 LFT98 型铁路车用制冷机组。LFR98NR 型制冷机组为本机内燃机驱动，适用于快速（120km/h）铁路机械冷藏车及公路半挂车等。LFT98 型制冷机组为电驱动，适用于快速铁路机械冷藏车组和客货混编单节机械冷藏车等的制冷机组。两种制冷机组经过性能测试和实车试验，其可靠性和技术经济性均达到国家主管部门的要求。

另外，我国铁路部门进行了 B10 型单节机械冷藏车的研制。在与美国开利公司合作下，B10 型单节机械铁路冷藏车已投入铁路试运行。

1. LFT98NR 型（蓝鲸 I）铁路车用制冷机组

采用 R22 制冷剂。机组可以在 $\pm 45^{\circ}\text{C}$ 气温环境下正常制冷（或加热），保持车内 $-24 \sim 14^{\circ}\text{C}$ 的温度。机组设有新风调节装置，以满足不同货物的运送条件。机组采用微电脑全自动控制，也可采用手动通风、制冷、加热、融霜等功能。机组具有较强的适用性，必要时甚至可以远程控制。机组的主要技术参数见表 8-3-4。

表 8-3-4 LFT98NR 型铁路车用制冷机组主要技术参数

机组制冷量/kW	9.8（蒸发器进风 -20°C ，冷凝器进风 36°C ）
	21.0（蒸发器进风 -3°C ，冷凝器进风 36°C ）
加热量/kW	12.0 + 蒸发风扇轴功率
循环风量/ (m^3/h)	9000（蒸发器无霜时，出口余压 80Pa）
蓄电池电压/V	DC24
发动机型号	13ME（日本 MITSUBISHI 公司）

第 3 章 冷藏运输技术与设备

机组制冷量/kW	9.8 (蒸发器进风 -20℃, 冷凝器进风 36℃)
	21.0 (蒸发器进风 -3℃, 冷凝器进风 36℃)
压缩机型号	FK40/385 德国 BOCK 公司
制冷剂	R22 (充注量 10kg × 2)
冷冻机油	N46 (充注量 3.4L × 2)
机组总重/kg	1100

制冷机组的使用条件：环境温度 $\pm 4^{\circ}\text{C}$ ；允许倾斜纵向 3° 、横向 6° ；振动冲击；纵向小于 30m/s^2 、横向小于 10m/s^2 。

冷藏车每辆车配两套制冷机组，并可同时运行或单独运行。两套系统由两台柴油发动机分别驱动。冷凝器横向进出风，并冷却压缩机。蒸发器为下进风，正向送风。

制冷机组工作原理如下（见图 8-3-4）：

(1) 制冷。当机组接到微电脑或手动指令开机后，机组开始进入运行。蒸发器风机 16 运转，油加热器开始工作，延时 6min（当环境温度 $< 15^{\circ}\text{C}$ 时，时间加倍）后，压缩机 1 起动，油加热器停止，供液电磁阀 11 打开，进行制冷。压缩机的排气压力达到给定压力后，冷凝器风机 5 开启。制冷剂经干燥过滤器 9、供液电磁阀 11、热力膨胀阀 12，进入蒸发器。制冷剂气化后，经回气压力调节阀 19 返回压缩机，如此不断循环。

(2) 融霜。当机组运行累计时间达到给定的融霜间隔或蒸发器前后空气压差达到给定值时（或手动指令），供液电磁阀 11 关闭，融霜电磁阀 18 打开，盛水盘内电热器 15 开始加热，压缩机排出的高温、高压制冷剂即进入蒸发器进行融霜。当蒸发器表面温度达到 15°C 时，温度控制器动作，关闭融霜电磁阀 18，开启供液电磁阀 11，再延时 2min 后，融霜盛水盘电热器 15 停止，融霜结束，制冷机转入制冷运行。

(3) 加热。当车辆运行在寒冷地区，为了防止车内运输的冷却货冻坏，则通过电脑或手动发出加热信号，机组进入加热工况，但此时蒸发器风机继续运行。

FK40/385 型开启式压缩机为 4 缸转速 1450r/min 的压缩机，当排气温度

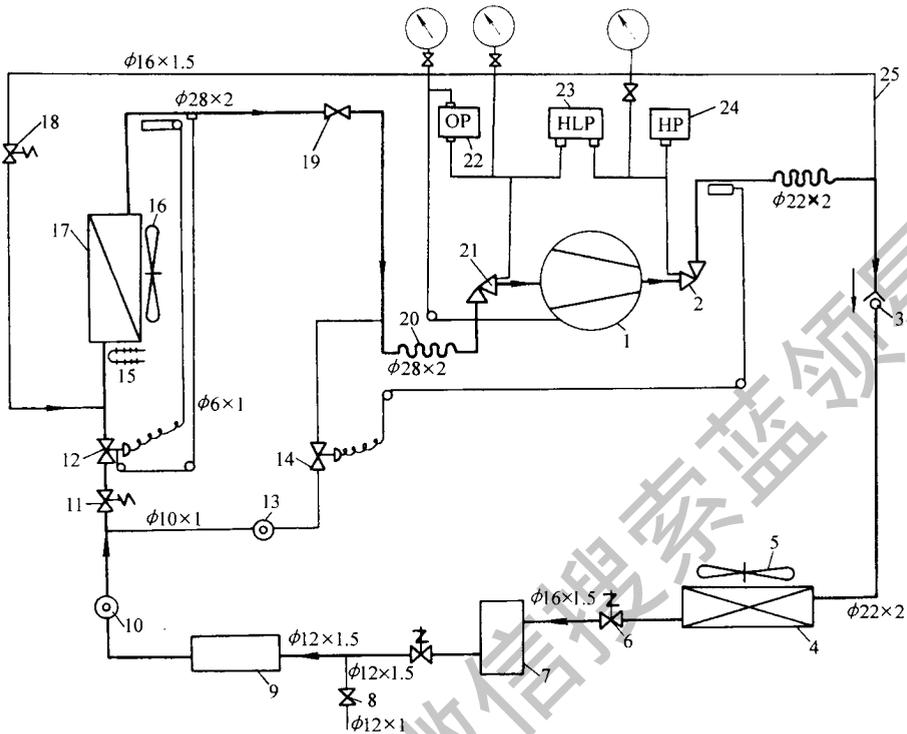


图 8-3-4 新型铁路机械冷藏车 (LFT98NR 型机组) 制冷系统图

- 1—制冷压缩机；2—压缩机排出阀；3—冷凝器止回阀；4—风冷冷凝器；5—冷凝器风机
 6—电磁阀；7—贮液器；8—充注制冷剂阀；9—过滤干燥器 10、13—视镜
 11—供液电磁阀；12—热力膨胀阀；14—喷液冷却用热力膨胀阀；15—融霜盛水盘加热器
 16—蒸发器风机；17—蒸发器；18—融霜电磁阀；19—回气压力调节阀；20—防振软管
 21—压缩机吸气阀；22—油压控制器 23—高低压控制器；24—高压压力控制器；25—融霜管

高于 105℃ 时、喷液膨胀阀自动喷液，以降低排气温度。

2. LFT98 型铁路车用制冷机组 此制冷机组原理图如图 8-3-5 所示，选用 R22 制冷剂，机组可在 ±45℃ 环境温度范围对冷藏车内货物进行制冷或加热，保持货物间温度在 -24 ~ 15℃，机组另设有新风调节装置，以满足不同运输条件。机组采用微电脑全自动控制，也可采用手动通风、制冷、加热、融霜等。制冷机组可用于铁路机械冷藏车组、客货混编铁路机械冷藏车组，或提速铁路机械冷藏车等。还可以根据不同场合实现集中控制或远程控制。机组的主要技术参数见表 8-3-5。

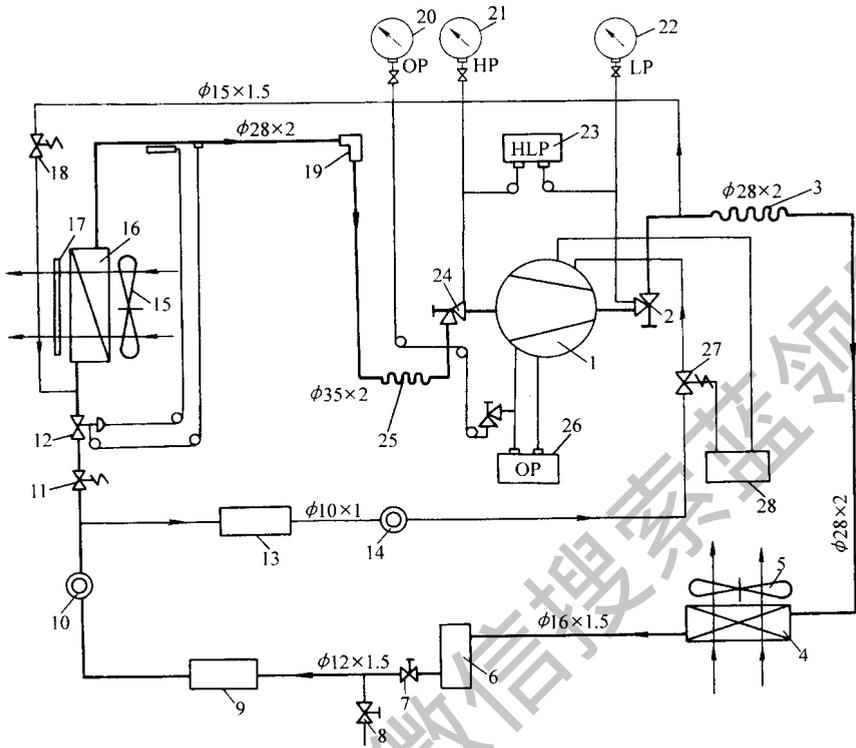


图 8-3-5 新型机械冷藏车 LFT98 型制冷机组制冷系统

- 1—制冷压缩机；2—压缩机排出阀 3、25—减振软管；4—冷凝器；5—冷凝器风机；6—贮液器
7—出液阀；8—充注制冷剂阀 9、13—过滤干燥器 10、14—视液镜；11—供电电磁阀
12—热力膨胀阀；15—蒸发器风机；16—蒸发器；17—电热器；18—融霜电磁阀
19—回气压力调节阀 20、21、22—油区、高压及低压压力表；23—高、低压控制器
24—压缩机吸入阀；26—油压控制器；27—喷液冷却电磁阀；28—喷液控制装置

表 8-3-5 LFT98 型铁路车用制冷机组主要技术参数

制冷量/kW	9.8 (蒸发器进风温度 -20℃, 冷凝器进风温度 36℃)
加热量/kW	21 (蒸发器进风温度 3℃, 冷感器进风温度 36℃)
循环风量/(m ³ /h)	9000 (蒸发器无霜时, 出口余压 80Pa)
控制电源	220V, 50Hz
最大输入功率/kW	23
压缩机型号	3DB3—0150 (美国 Copeland 公司)

制冷剂	R22 (注入量 10kg × 2)
冷冻机油	N46 (注入量 3.4L × 2)
机组总重/kg	1000
机组噪声	96dB (A) (声功率级)

LFT98 型制冷机组的使用条件：环境温度 $\pm 45^{\circ}\text{C}$ ；允许倾斜度：纵向 3° ，横向 6° ；电源：地面供电电压 $380 \pm 20\text{V}$ ，频率 50Hz；发电车供电电压 $390 \pm 20\text{V}$ ，频率 50Hz。振动冲击：纵向小于 30m/s^2 ，横向小于 10m/s^2 。机组为浅插入式安装。安装在货间内的蒸发器与安装在货间外的冷凝器，由聚氨酯发泡的玻璃钢保温壳隔开，在机组与货物间端墙结合处，设有隔热密封条。

每辆铁路冷藏车装有两台机组，分设在两端。组成一个完整的制冷系统，两台机组可以单独运行或同时运行。冷凝器端面进风，两侧出风，同时冷却压缩机。蒸发器采用下回风，正向水平送风，其出风口与车顶送风道风口对接。蒸发器风机有较大的全压，使机组在结霜期内仍有较大的冷量，并能保证货间内温度的均匀性。机组具有高性能、高可靠性和良好的拆卸、安装和维修条件。

机组采用微电脑控制，具有测温、数字记温、故障显示、监测和记录功能，自动化控制程度较高。

机组工作原理如下（图 8-3-5）：

(1) 制冷。当机组接到微电脑或手动发出的制冷指令时，机组即进入运行。蒸发风机 15 运转，油加热器开始工作，延时 6min（可调，当环境温度低于 -15°C 时，延时自动加倍）后，压缩机 1 开始运行，油加热器随即停止工作，同时供液电磁阀开启，压缩机从蒸发器吸入制冷剂并压缩送至冷凝器 4，冷凝器风机 5 强制冷却，液化后的制冷剂再进入贮液器 6。然后经过滤干燥器 9、视镜 10、供液电磁阀 11 和热力膨胀阀 12。制冷剂进入蒸发器 16 后，吸收货物间空气的热量而气化后，经回气压力调节阀 19 返回压缩机，如此进行制冷循环。

(2) 融霜。系统采用热气融霜。当压缩机累计工作时间达到给定的融霜间隔时间或蒸发器前后空气压差达到给定值时，即发出融霜信号，供液电磁阀 11 关闭，融霜电磁阀 18 打开，盛水盘内电热管 17 开始加热，压缩机排

出的高温高压制冷剂蒸气即进入蒸发器 16, 使蒸发器表面霜层融化, 并落入盛水盘, 并排至车外。当蒸发器回气管表面温度达到 15°C 时, 融霜电磁阀 18 关闭, 供液电磁阀 11 打开, 进入制冷。再延时 2min 后, 盛水盘电热器 17 停止加热, 融霜结束。

(3) 加热。当机组接到加热指令时, 即进入加热运行。此时压缩机不工作, 装在蒸发器端部的电热器 17 工作, 蒸发器风机 15 将热空气送入货房间, 实现货间的保温或升温。

另外, 机组选用的 3DB3—0750 型活塞式压缩机, 其电动机采用内置式热保护, 保证压缩机安全运行。压缩机工作中, 当排气温度过高时, 喷液冷却装置自动向吸气腔喷液, 以降低排气温度, 保证压缩机正常运行。机组还设有油压控制系统, 在油泵内设置一个压力传感器, 通过它向控制模块传递信号。当油压低于给定值并持续 2min 后, 压缩机停止运转。

3. NDM—94A 型制冷/制热机组

B10 型单节机械冷藏车于 1997 年研制成功。该车型制冷系统有备用动力设备, 不需要与发电车联挂。因此, 可以与任何货车或客车编组。该车型适用于多品种, 小批量的铁路运货要求, 能适应市场经济的发展方向。

B10 车型采用美国开利公司生产的 NDM—94A 型制冷/制热机组。机组运行完全由电脑自动控制, 可以在 $\pm 45^{\circ}\text{C}$ 的环境温度下维持货间 $-30 \sim 25^{\circ}\text{C}$ 温度。机组可根据不同货物要求选择和设定温度, 进行自动控制显示, 并设有故障诊断功能。压缩机由柴油发动机直接带动, 也可以由电动机带动。机组还设有新风控制装置。NDM—94A 机组采用 R22 制冷剂, 也可选用 R404A 制冷剂。

图 8-3-6 为制冷和制热和融霜循环流程原理图, 利用压缩机排出的高温制冷剂融霜, 制冷机热泵工况运行进行加热。对蒸发器加热融霜由三种方式控制: 定时、蒸发器两侧风压差及手动控制。融霜时蒸发器风机自动停止。

在机组运行过程中, 电脑可根据货物类型、负荷情况, 对机组中的发动机转速和压缩机卸载进行自动优化调节, 以达到最快的降温速度和最佳的厢体温度, 同时达到最佳节省燃料状态。该机组压缩机可以有高速、低速、停止三种状态。六缸压缩机可进行两级卸载, 即可分为二缸、四缸或六缸工作。因此, 发动机转速与压缩机卸载方式可采用不同组合达到精确控制的目的。

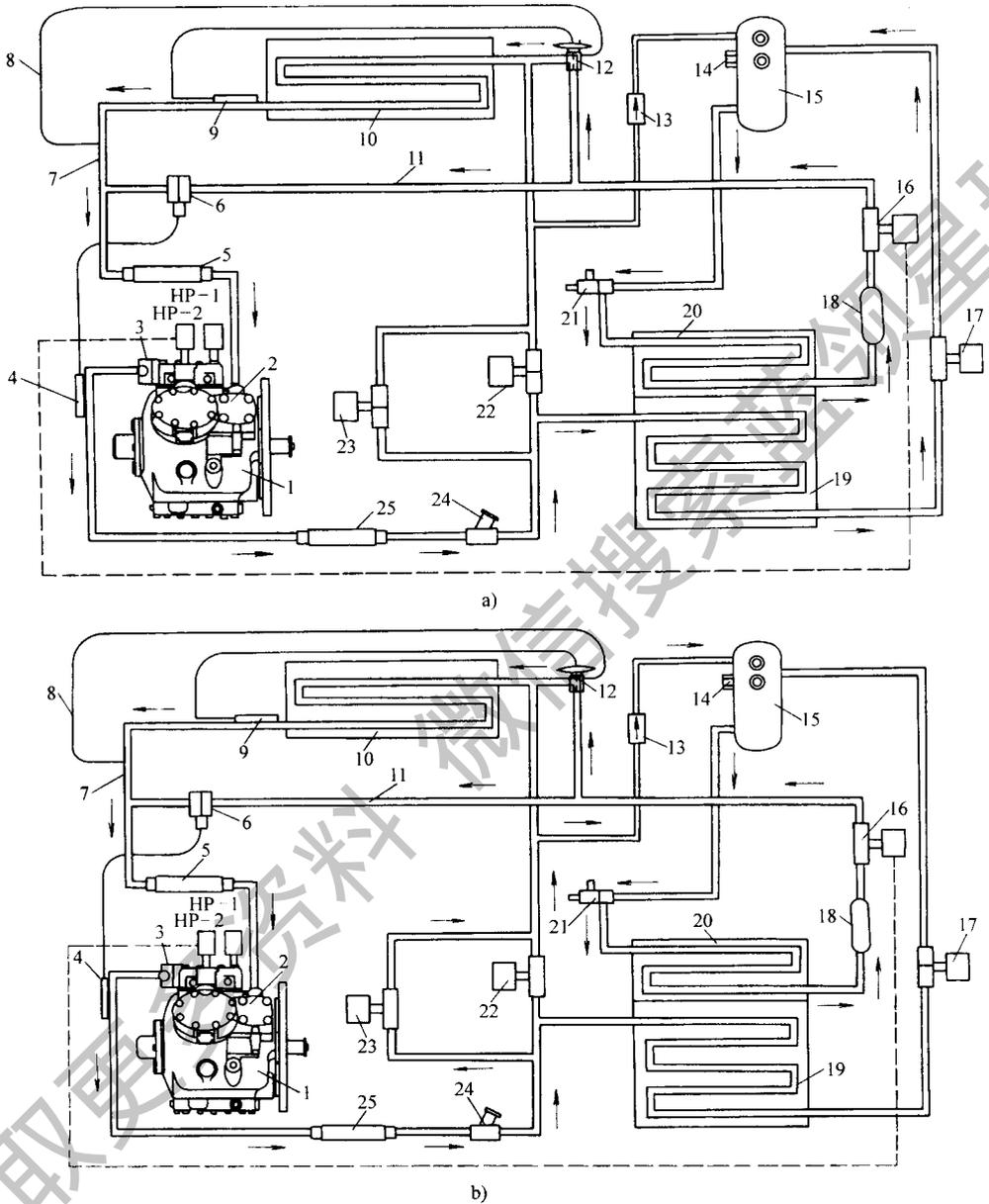


图 8-3-6 B10 型单节机械冷藏车“开利”制冷机组制冷系统

a) 制冷循环 b) 制热和融霜循环

- 1—制冷压缩机 2、3—压缩机吸、排气阀；4—热气旁通阀温包；5—防振软管；6—热气旁通阀
 7—回气管；8—热力膨胀阀外平衡管；9—热力膨胀阀温包；10—蒸发器；11—液体管
 12—热力膨胀阀；13—旁通截止阀；14—易熔塞；15—贮液器；16—液体电磁阀
 17—冷凝压力控制电磁阀；18—过滤干燥器；19—冷凝器；20—过冷器；21—截止阀
 22、23—热气电磁阀；24—压缩机排气止回阀；25—防振软管

的。

NDM—94A 机组具有自检诊断功能，主机组运行中出现故障或出现某些工况超出正常范围，电脑会及时报警并指出问题原因及部位。另外，在每次开机时，电脑会对整个机组进行全面检测以保证正常运行。

NDM—94A 型机组还备有数据存储设备，可以按指定时间间隔存储机组运行工况数据。另外，机组还可加装卫星联络系统，总调度室可以通过卫星对机组所在地理位置及基本运行状态进行监控。

开利公司生产的 NDM—94A 型机组拥有独特的先进技术，可靠性高制冷量大、运行经济性高，已在国际上和我国铁路冷藏车、公路半挂车和冷藏集装箱中使用，取得良好效果。

三、铁路冷冻板冷藏车

冷冻板冷藏车是在一辆隔热车体内安装冷冻板。冷冻板内充注一定量的低温共晶溶液，当共晶溶液充冷冻后，即贮存冷量，并在不断融解过程中吸收热量，实现制冷。铁路冷冻板车的冷冻板装在车顶或车墙壁。充冷时可以地面充冷，也可以自带制冷机充冷。低温共晶溶液可以在冷冻板内反复冻结、融化循环使用。目前常用的共晶溶液见表 8-3-6。

表 8-3-6 低共晶溶液的基本特性

溶液中盐的名称	盐的化学分子式	溶液的含盐量 (%)	溶液容重 / (kg/L)	冰点 / °C	融解热 (kJ/kg)	溶液的比热容 / [kJ / (kg·K)]
氯化铵	NH ₄ Cl	15.7	1.06	-15.8	314	3.35
硝酸钾	KNO ₃	11.2	1.09	-3.0	337.9	3.85
氯化钾	KCl	19.3	1.15	-11.1	298.1	3.31
氯化钙	CaCl ₂	29.9	1.28	-55.0	212.7	2.6
硝酸钠	NaNO ₃	37.0	1.29	-18.5	240.8	3.06
氯化钠	NaCl	23.1	1.17	-21.2	236.1	3.31

冷冻板冷藏车制造成本低，运行费用也小，目前我国铁路部门正对其进行开发研究。新设计的冷冻板冷藏车主要技术参数见表 8-3-7。

表 8-3-7 冷冻板冷藏车主要技术参数

技术参数	货物车	带乘务室的车	车组
自重（含溶液重）/t	44	42.3	174.3
载重/t	38	30	144
溶液重/t	7.4	5.3	27.5
有效装载容积/m ³	87	63	324
地板装载面积/m ²	41	30	
比体积 m ³ /t	2.3	2.1	
轴重/t	21	21	
车辆最大宽度/mm	3252	3252	
车辆最大高度（空车）/mm	4549	4549	
底架长度/mm	17000	17000	
重车重心高度（约）/mm	2223	2223	
空车重心高度（约）/mm	1981	1981	
车门尺寸（宽×高）/mm	2200×2000	2200×2000	
两车钩中心距离/mm	17938	17938	
车体传热系数/[W/(m ² ·K)]	≤0.41	≤0.41	
两车钩中心线距轨面高/mm	880	880	
构造速度/km/h	100	100	
通过最小曲线半径（正线）/m	145	145	

四、铁路液氮冷藏车

液氮冷藏车是在具有隔热车体的冷藏车上，装设液氮贮罐，利用罐中的液氮通过喷淋装置喷射出来，突变到常温常压状态，并气化吸热，造成对周围环境的降温。氮气在标准大气压下 -196℃ 液化，因此在液氮气化时便产生 -196℃ 的气化温度，并吸收 199、2kJ/kg 的气化热而实现制冷。液氮制冷

过程吸收的气化热和温度升高吸收的热量之和，即为液氮的制冷量，其值为385.2~418.7kJ/kg。液氮冷藏车兼有制冷和气调的作用，能较好地保持易腐食品的品质，在国外已有较大的发展，我国也已着手进行研制。

第三节 冷藏汽车

冷藏汽车的车厢壁面是用薄钢板或铝合金板制成，中间填入绝热材料。车厢厢体采用硬质聚氨脂泡沫塑料发泡成型，其厚度一般为40~60mm。

冷藏汽车有两种形式：一种是绝热车厢内不设冷却装置，仅适合于市内运输；另一种是带有冷却装置的冷藏汽车。按其冷却方式的不同可分为冰冷式、冷板式、机械式和液氮喷淋式冷藏车。

一、冰冷冷藏汽车

冰冷冷藏汽车是用冰或冰盐作为冷源。在车厢两侧的上方有两个可拆卸的三角形箱子，箱子内部可装入冰或冰盐。每次装入的冰量有限，在冰或冰盐吸热熔化后，需要将箱内的水或盐水倒出，重新装入冰或冰盐才能保持箱内的温度。也可用干冰冷却，干冰可放入干冰箱内或将干冰直接放置在冻结食品垛上。

冰冷冷藏汽车结构简单，操作方便，但由于需要途中加冰，故只适用于短途运输。

二、机械冷藏汽车

机械冷藏汽车采用机械制冷来冷却车厢内的货物和保持厢内的低温。制冷机组采用小型氟里昂风冷冷凝机组。风冷冷凝机组常装在驾驶室顶上，或装在驾驶室与车厢之间。空气冷却器安装在车厢前部的上方，如图8-3-7所示。

压缩机与风机所需的动力是由专用发电机供给。发电机可由汽车发动机

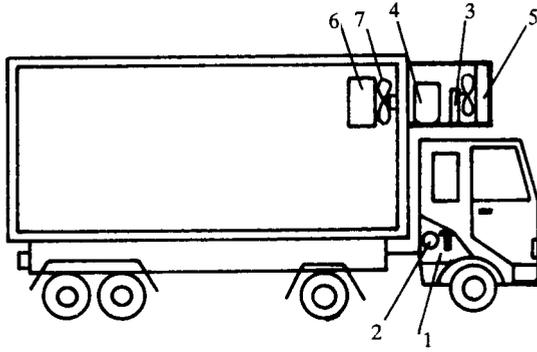


图 8-3-7 机械冷藏汽车

1—传动机构；2—发电机；3—冷凝风机；4—压缩机；5—冷凝器；6—蒸发器；7—电动通风机

带动，也可采用柴油发电机组。

机械冷藏汽车也可实现双温控制。THERMOKING（冷王）生产的 VM300/305 冷藏汽车的结构如图 8-3-8 所示。制冷机组可采用电力驱动或汽车引擎驱动。车厢分隔为两个区，一个区的温度可达 -20°C 用于冷冻食品运输，另一个区的温度可控制在 0°C ，用于冷藏货物的贮运。VM300/305 和 VM300/305MAX 采用的制冷剂分别是 R134a 和 R404a，其制冷能力如表 8-3-8 所示。

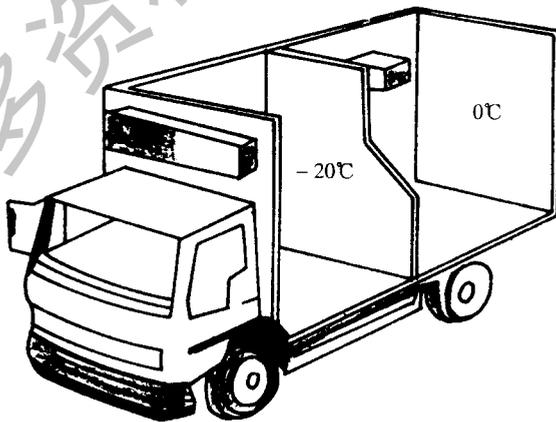


图 8-3-8 VM300/305 冷藏汽车

表 8-3-8

VM 冷藏车的制冷能力

单位：W

蒸发器入口温度	驱动方式	VM300/305	VM3000/305MAX
0℃	引擎	3180	4000
-20℃		1430	2200
0℃	电力	2180	3100
-20℃		825	1500

注：环境温度为 30℃。

三、冷板式冷藏汽车

冷板式冷藏汽车采用在车厢内安装蓄冷板，依靠冷板中冻结的共晶溶液吸热融解特性吸收周围物体的热量，实现制冷降温作用。蓄冷板采用铝合金做成 50~100mm 厚的中空壳体，内装蓄冷剂。在蓄冷板中，设有制冷蒸发器盘管。蓄冷剂直接与金管接触。图 8-3-9 表示蓄冷板结构。蓄冷板充冷时只需外接制冷机组，制冷剂在蒸发盘管中吸热而使蓄冷剂冻结以贮存冷量，其充冷过程如图 8-3-10 所示。

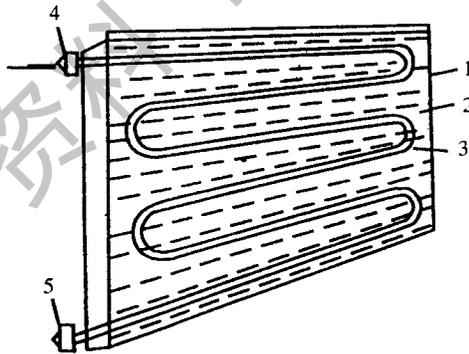


图 8-3-9 蓄冷板结构

1—蓄冷板外壳；2—蓄冷液；3—蒸发器管；4—制冷剂进口快速接头；5—制冷剂出口快速接头

蓄冷板可装在车厢内顶部或两侧，如图 8-3-11 所示，利用空气自然对流来冷却厢内货物。蓄冷板也可安装在车厢内前端，用风机强制空气循环保持厢内低温。

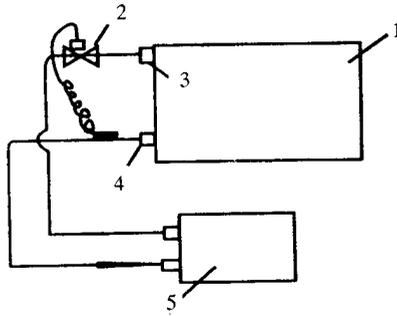


图 8-3-10 蓄冷工作原理图

1—蓄冷板；2—热力膨胀阀；3—进口快速接头；4—出口快速接头；5—制冷压缩冷凝机组

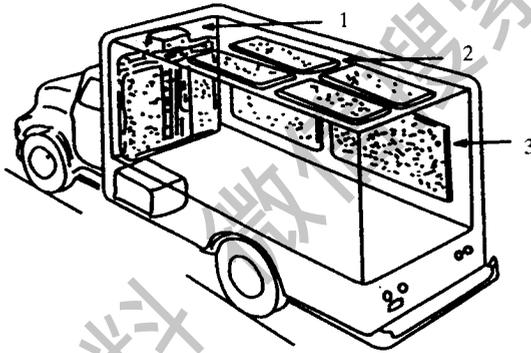


图 8-3-11 蓄冷板式冷藏汽车

1—前置型；2—顶置型；3—侧置型

冷板式冷藏汽车具有结构简单，操作维护方便，投资低，冷藏量较大的优点。其缺点是冷藏运输距离受蓄冷板蓄冷量的限制，长途运输时需在途中充冷，因而要求定点设置充冷站。

为了克服冷板式冷藏汽车的缺点出现了机械冷板式冷藏汽车，类似于机械冷藏汽车，其制冷机组采用小型氟里昂风冷压缩冷凝机组并安装在驾驶室顶上，压缩机与风机所需动力由地面电源供给。因此，当汽车靠站时，可将制冷机组接到电源上运转，冻结共晶溶液即蓄冷。当汽车行驶时制冷机不工作，而蓄冷板向车厢供冷。

四、液氮 (N₂) 喷淋冷藏汽车

液氮喷淋冷藏车采用液氮向厢内喷淋，液体吸热气化从而使厢内货物冷却降温。液氮喷淋冷藏车的冷却系统如图 8-3-12 所示。

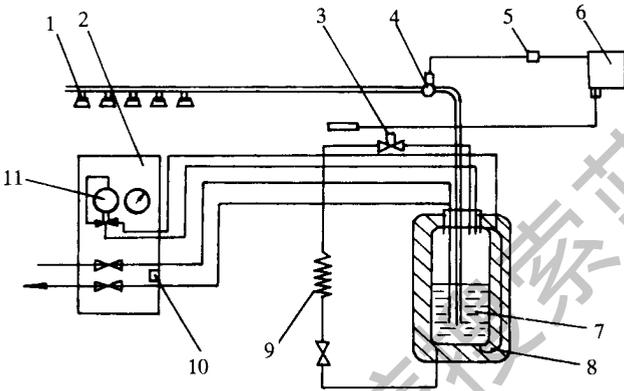


图 8-3-12 液氮冷却系统图

1—分配集管；2—仪表盘；3—压力调节器；4—电磁阀；5—停止开关（在门上）；6—温度控制器；
7—液氮；8—杜瓦容器；9—蒸发器；10—安全阀；11—液位计

在车厢内放置有液氮杜瓦容器，用蒸发器 9 及压力调节器 3 维持液氮压力恒定（约比大气压高 50~100kPa）。沿车厢长度设置分配集管 1。厢内的温度由温控器控制。当需要冷却时，温控器 6 使电磁阀 4 打开，液氮进入分配集管并向喷淋。仪表盘 2 装在车厢外，其上设有充液氮的接头。

液氮冷藏车的特点是结构和操作简单，降温快，温度范围广，控制精度高，工作可靠，无噪音，且氮气有利于食品的贮藏；但液氮价格高，因而运行费用高。

第四节 冷藏船

船舶冷藏包括海上渔船、商业冷藏船、海上运输船的冷藏货舱和船舶伙

食冷库。另外，尚有海洋工程船舶的制冷及液化天然气的贮运槽船等。

渔业冷藏船通常与海上捕捞船组成船队。船上制冷装置为本船和船队其他船舶的渔获物进行冷却、冷冻加工和贮存。商业冷藏船作为食品冷藏链中的一个环节，完成各种水产品或其他冷藏食品的转运，保证运输期间食品必要的运送条件。运输船上的冷藏货舱，主要担负进出口食品的贮运。船舶伙食冷库为船员提供各类冷藏的食品，满足船舶航行期间船员生活的必需。此外，各类船舶制冷装置还为船员生产出在船上生活所需的冷饮和冷食。

一、船舶冷藏货舱

我国海上冷藏运输任务主要由冷藏货船承担。为了适应运输的要求，提高船舶的通用性，海上冷藏运输大部分由设置冷藏货舱的一般杂货船完成，其吨位从几百吨到千吨以上。冷藏货轮既可用于装冷藏货，也可用于装载杂货。

冷藏船所采用的制冷装置有氨制冷装置和氟利昂制冷装置。专业冷藏船和渔船以氨制冷机为主，而一般冷藏船或冷藏货舱多采用氟利昂制冷机。制冷压缩机目前仍以活塞式为多。冷却方式有盘管冷却和吹风冷却两种。采用氟利昂制冷剂时，较多选用吹风冷却。冷藏船的供冷方式有干式直接供液、重力供液、氨泵供液及满液式直接供液等。

图 8-3-13 所示为船舶典型冷藏货舱的布置图。该船及冷藏货船均符合我国“海船建造规范”及国际造船通用技术要求。

该船的冷藏货舱分 A、B、C、D 四层，划分成 A、B 和 C/D 三个冷藏分舱，总舱容积为 2400m^3 。采用 R22 制冷剂的活塞式压缩机，吹风冷却，其制冷系统，见图 8-3-14。

(一) 制冷装置及系统

冷藏货舱的制冷装置选用 SABROESMC10—8S 型活塞式压缩机 3 台，每台制冷量为 55.8kW ($40^\circ\text{C}/\sim 28^\circ\text{C}$)，选用壳管式冷凝器 2 台，卧式贮液器 2 只。设肋片空气冷却器 6 台，附冷风机循环双速风机 14 台和新风换气风机 3 台。装置设离心式冷却水泵 3 台。另外，还有臭氧发生器 1 台， CO_2 气体分

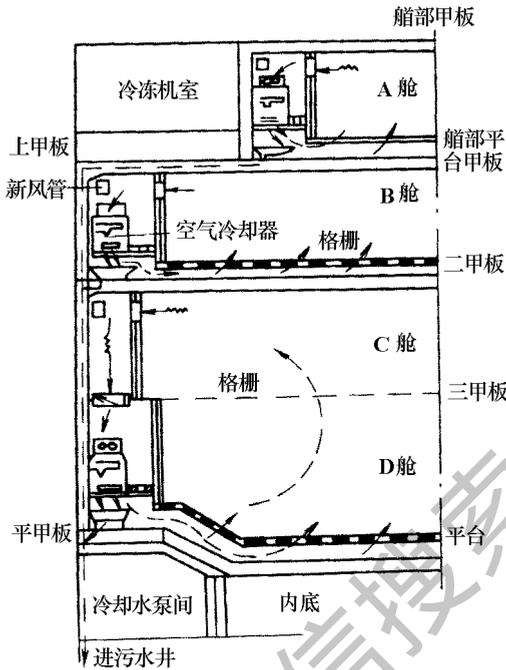


图 8-3-13 船舶典型冷藏货舱布置图

析仪 1 台，R22 制冷剂泄漏探测警报器 1 台。制冷装置的工作，满足冷冻货 -20°C ，冷却货 8°C 的运载降温要求。运载冷却货时，新鲜空气换气次数为 2 次/h。全舱冷风循环次数：水果类冷却货 80 次/h，冻肉类冷冻货 40 次/h。制冷装置的运行工况及制冷机运行台数，冷却水泵运行台数及冷风机换气风机转换，可以根据运载货物种类、降温冷却、运载保温要求任意选择。

R22 制冷系统的工作（图 8-3-14）；压缩机 1 排出气体经分油器 2 和排气管进入冷凝器 5，R22 液化后送入贮液器 6，同时经过滤干燥器 3 至供液总管 9、供液总管分 3 路，每路又分别向两组空气冷却器供液。

制冷剂先经供液电磁阀 10，又经膨胀阀 11 节流而送入蒸发器，气化后的制冷剂经蒸发压力调节阀 17，进入回气总管 18 或 19。最后经气液分离器 21 返回压缩机。系统中设有手动膨胀阀 14。为了压缩机润滑油冷却，设有润滑油冷却器及相应的补油管系 24。本系统采用手动热气逆流式融霜。需融霜时，先关闭供液电磁阀、回气阀，并将热气引入融霜总管 20 后，开启融霜阀，制冷剂即流入蒸发器。融霜后的 R22 经排液阀 12、单向阀 13 流入

供液总管再向其他冷藏室供液。蒸发器融下的冰霜落入承霜盘，并被另一路热气管 15 热气融为水，排至污水井。该路热气放热冷凝后，经单向阀流入供液总管。

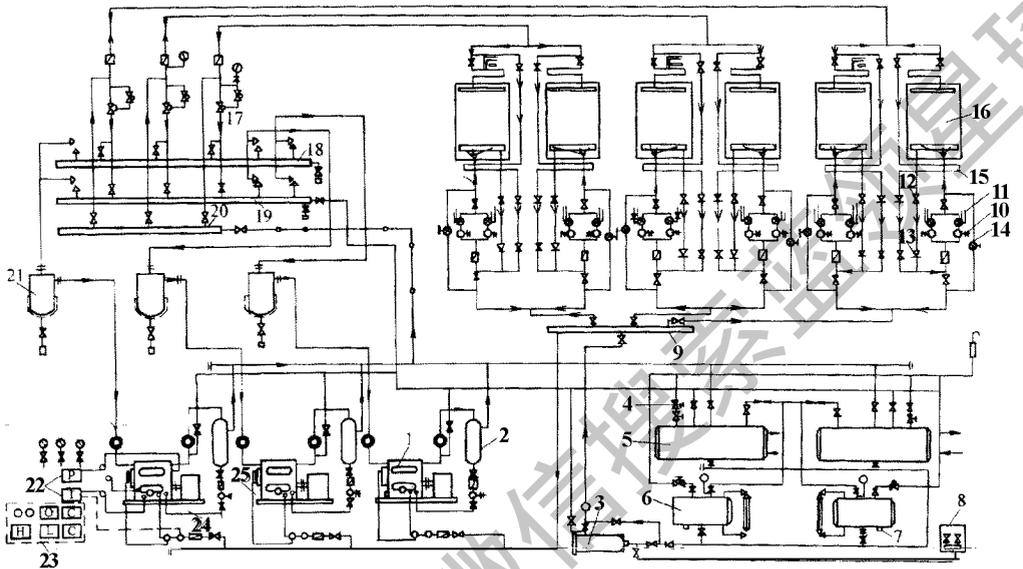


图 8-3-14 典型船舶冷藏货舱制冷系统

- 1—压缩机；2—分油器；3—过滤干燥器；4—安全阀；5—冷凝器；6—贮液器；7—排污阀
 8—补充制冷剂阀；9—供液总管；10—供液电磁阀；11—热力膨胀阀；12—融霜排液管 13—单向阀；14—手动膨胀阀；15—融霜盘管；16—冷风机；17—回气压力调节阀；18—回气总管
 19—回气副管兼安全释放管；20—融霜管；21—气液分离器；22—压缩机排气压力及油温控制开关
 23—高、低油压控制开关；24—压缩机补油管；25—压缩机回油管

(二) 制冷系统的自动控制

为了调节和控制各冷藏室温度，每个冷藏室设一套 DPT60 型温度比例调节器和由一套电动导阀与主阀组成的调节阀组。自控系统以空气冷却器的出口温度为调节信号，输入 (EPT90 型) 调节器。按输入信号与调节器给定值的偏差值，发出动作信号起动电动导阀，自动地调节回气管路的主调节阀开度，改变空气冷却器的蒸发压力，达到对送风湿度的自动控制。为了提高调节精度，该系统还与制冷压缩机的自动能量调节配合使用。系统中设有双

电磁阀式的能量自动调节系统。根据两组压力控制器（ 8°C 、 -20°C ）按压缩机吸气压力信号，控制卸载—能量调节电磁阀的启闭，对压缩机进行50%、75%、100%三档能量自动调节。该系统能达到送风湿度 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ 的精度。

本系统采用气动隔膜调节阀自动调节冷却水温度，以稳定制冷系统的冷凝压力。它以冷凝器出口温度为信号，改变气动隔膜三通阀开度，调节冷却水回水量和排水量比例，稳定冷却水温度，见图8-3-15。

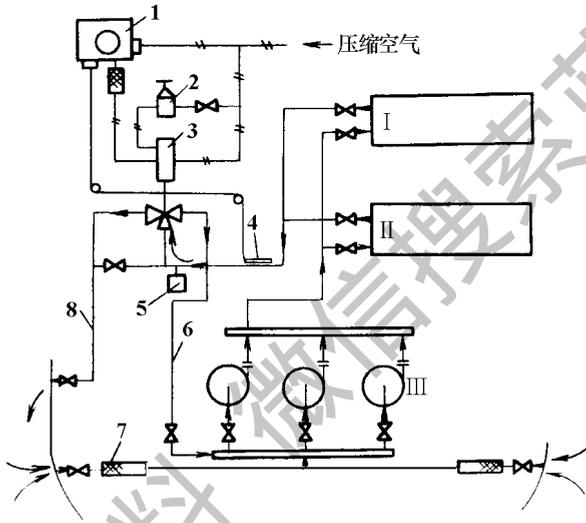


图8-3-15 船舶冷藏舱制冷装置冷却水温度自动控制系统

1、II—冷凝器；III—海水泵

1—温度控制、指示器；2—调节阀；3—隔膜控制阀；4—温包及毛细管；5—流量开关

6—回流管；7—海水过滤器；8—排水管

该冷藏装置设有较完善的监测、报警和安全系统。系统的功能包括；压缩机电动机过载报警与自动停车；压缩机排气超压、超温、润滑油低压、润滑油超温报警与自动停车；冷藏货舱低温报警；冷风循环风机、换气风机过载报警；R22 泄漏报警及冷却水循环异常报警并自动停车。在出现上述故障时，该系统自制冷机室向机舱集中控制室发出声光报警信号，并自动打印记录。

另外，本系统设有两点式冷藏货舱及送风温度控制装置。可以数字显示和自动记录。测温点为每层舱三点，其测量精度达 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ 。各冷藏舱的臭

氧供给，由臭氧发生器通过新鲜空气进风管送入，见图 8-3-16。

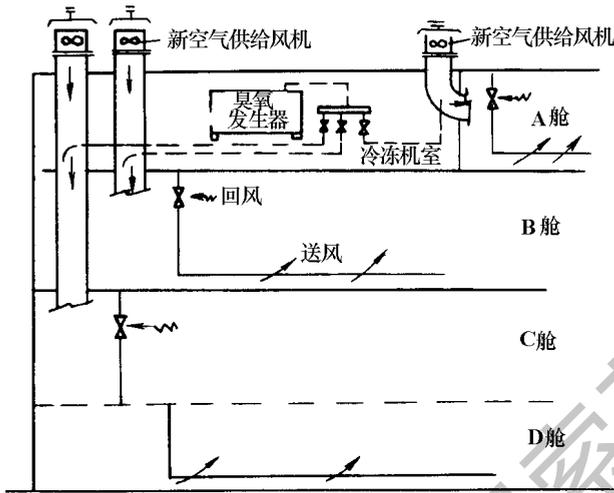


图 8-3-16 船舶冷藏货舱臭氧供给系统

(三) 冷藏舱结构与隔热

冷藏舱隔热层主要用玻璃纤维棉和聚氨酯泡沫硬质板组合而成。按不同情况分别取 125~170mm 和 50~70mm 厚度。隔热层的传热系数 K 为 $0.26 \sim 0.38 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。隔热层外设 12~25mm 厚胶合板，外覆 1mm 厚铝板。所有敷设在隔热层内的木搁栅均作防腐处理，对甲板边缘则作包热桥处理。此外，对舱底隔热结构的隔热层厚度、地板强度作了加强设计，其允许负荷为 $3 \text{ t}/\text{m}^2$ ，对舱底的排水口等部位作了绝热隔离。

制冷系统的管系，除部分泄放管采用纯铜管银焊焊接外，对 R22 越舱管系以垫片、垫圈隔热，并保证气密要求。所有 R22 低温管系采用聚苯乙烯泡沫和聚氨酯成型管材料隔热，并以抗低温胶粘结于管壁，其外层涂以低温玻璃纤维带旋统包扎作防水、加固。

二、船舶伙食冷库

图 8-3-17 所示为我国出口 27000t 散装货轮伙食冷库制冷系统。该饮

食冷库设有鱼库 (5.7m³)、肉库 (20m³)、蔬菜库 (20.7m³)、乳品蛋库 (8.0m³) 及缓冲间。制冷采用 2 套日本浪冷公司 (Namireico, OTD) 制造的组装式机组, 选用 R22 制冷剂, 每台压缩机制冷量为 9100W (-25℃/40℃)、电动机功率 7.5kW、转速 1150r/min。壳管式水冷冷凝器 A_c = 3.93m²)。4 间冷库中, 鱼、肉库维持库温 -12℃、蔬菜、乳蛋品库维持库温 2℃, 均采用直接吹风冷却。整个系统在自动控制和保护下工作。

根据冷库热负荷大小, 两套机组可以同时运行, 也可单一机组运行, 向 4 间冷库同时供冷。二套机组可以交替使用, 每套机组连续运行一般不超过 20h。4 间冷库均设有指针式温度计和温度控制器, 以指示各库温度和启闭供液电磁阀。若 4 间冷库均达到库温要求, 4 只电磁阀均关闭, 而使压缩机抽空, 自动停车。任一冷库温度回升而供液电磁阀开启后, 低压上升到给定值 0.08 ± 0.002MPa 时, 压缩机自动起动。压缩机超压后, 高压控制器动作, 使压缩机停车。产生异常高压时, 安全阀打开, 制冷剂被自动释放至舷外。

制冷系统采用 CPP—15 型蒸发压力调节阀, 以稳定高温库的蒸发压力。系统采用热气逆流式定时融霜系统, 由疏水器自动排水。为保证食品贮存质量和冷库消毒杀菌, 选用了 GM₂ 型臭氧发生器, 定时向冷库供给定量的臭氧。4 间冷库均采用聚氨酯隔热材料, 冷库内壁采用铝合金板 ($\delta = 2\text{mm}$) 以橡胶型不干性腻子密封, 再施以压条固定, 外表平滑美观、清洁耐用。

三、海上渔船制冷设备

图 8-3-18 为我国 198t 拖网渔船制冷系统。该船为近海捕捞拖网渔船, 设有 150m³ (约 66t) 鱼舱, 舱温为 ±2℃。采用直接盘管冷却和碎冰冷却, 用于鱼品保鲜。设计的渔船用于拖网作业, 每船每天起网 3 次, 每网产鱼 20t, 日产 60t, 平均每航次作业 11 天。

装置采用 4F—10 型制冷压缩机, 标准制冷工况为 32500W (R12), 制冷机及辅助设备均装在主机舱内, 采用集中控制和远距离温度测量。装置在给定温度下可自动起动、运行、停车。另外, 渔船出海时带冰 28t, 以备制冷装置发生故障时应急之用。

制冷系统的组成: 压缩机、分油器、冷凝器、贮液器、过滤器、干燥

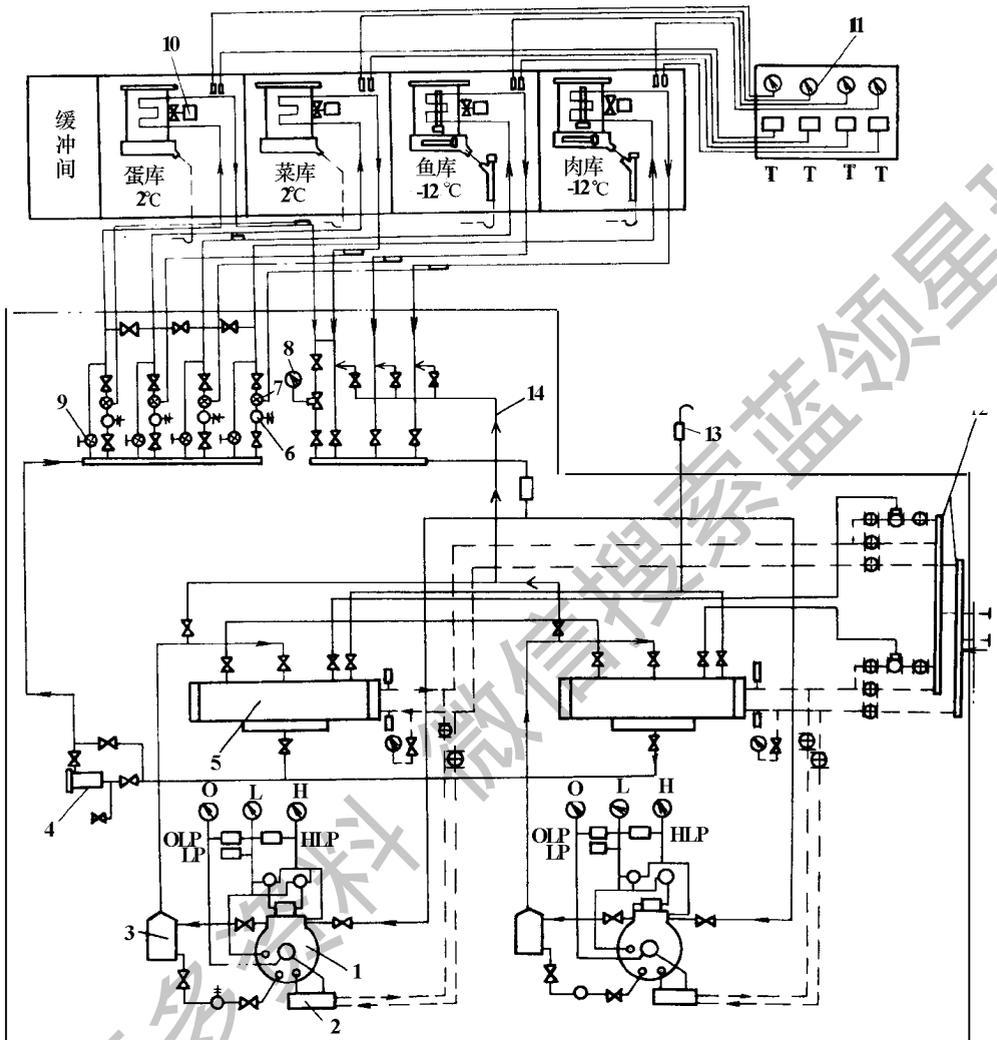


图 8-3-17 船舶伙食冷库典型制冷系统

1—压缩机；2—润滑油冷却器 3—分油器；4—过滤干燥器；5—冷凝器；6—电磁阀

7—热力膨胀阀；8—蒸发压力调节阀；9—手动节流阀；10—风机；11—冷库温度控制器和指示器

12—冷却水管路；13—紧急释放管路；14—融霜管路

器、供液电磁阀（FDF—13 型 2 只）、膨胀阀（RF2 型 8 只）、蒸发盘管（ $\phi 38\text{mm} \times 3\text{mm}$ 无缝钢管）、气液分离器。压缩机配用 22kW 电动机，系统选用 25m^2 壳管式冷凝器 1 只， 17m^3 排量、15m 扬程离心泵 1 台， 0.3m^3 卧式贮液器 1 只，蒸发盘管分 8 组，每组管长 100m。

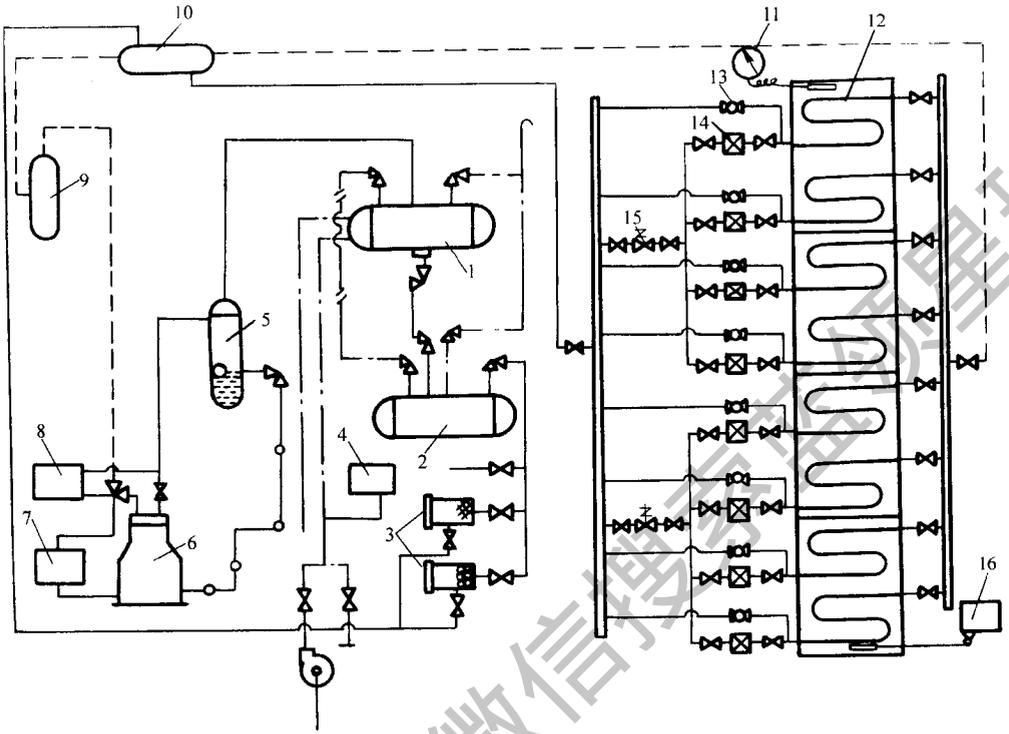


图 8-3-18 198t 拖网渔船制冷系统

- 1—冷凝器；2—贮液器；3—过滤器；4—水压控制器；5—分油器；6—压缩机
 7、8—高、低压压力控制器；9—气液分离器；10—回热器 11、16—舱温指示器
 12—蒸发盘管；13—手动节流阀；14—热力膨胀阀；15—电磁阀

装置的自动控制及安全保护有：KD155 型高低压控制器、JC3.5 型油压控制器，冷却水系统 YT—1226 型水压控制器，调定压力 0.15~0.25MPa，另外 WIZ—288 型电接点压力式舱温控制器（-20~-60℃）两只，与 FDF—13 型电磁阀配合控制舱温。为保证制冷系统的工作，冷却水泵与压缩机之间采用连锁控制，即温度控制器开启供液电磁阀，同时接通水泵，只有在冷却水压力达 0.15MPa 后，压缩机压力控制器才起动压缩机。在两个鱼舱均达到温度控制器给定值后，冷却水泵与压缩机才停车。

图 8-3-19 所示为用于海上工程船伙食冷库制冷系统，其工作原理与图 8-3-17 类同。

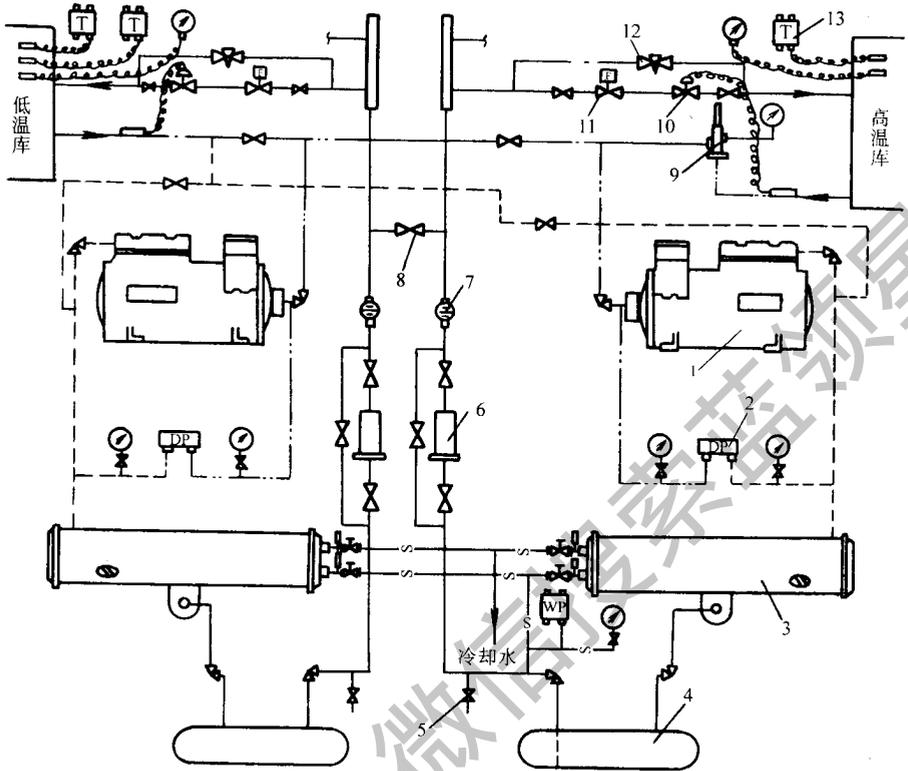


图 8-3-19 海上作业工程船伙食冷库制冷系统

- 1—压缩机；2—高低压控制器；3—冷凝器；4—贮液器；5—加制冷剂筒；6—过滤干燥器
7—视液镜；8—截止阀；9—蒸发压力调节阀；10—膨胀阀；11—电磁阀
12—手动节流阀；13—温度控制器

第五节 冷藏集装箱

冷藏集装箱是为运输易腐货物而专门设计制造的集装箱。它的箱体结构材料是采用钢、铝合金和薄钢板，箱体的主承力框架由高强度的钢材构成，壁面用薄钢板或铝合金板，内外壁面中间填入隔热材料，隔热层多采用聚氨酯硬质泡沫塑料现场发泡。箱体的平均传热系数为 $0.4W/(m^2 \cdot K)$ 左右。

常见的冷藏集装箱尺寸应符合国际标准。集装箱的外部尺寸为：IA 型长 40ft (12192mm)，宽 8ft (2438mm)，高 8ft (2438mm)；IC 型长 20ft

(6058mm), 宽 8ft, 高 8ft。

冷藏集装箱具有下述优点:

(1) 易保证货物的质量。易腐败货物可以在发货地点装入集装箱直接运到收货单位, 而中途即使经过多种运输方式(如汽车、铁路、海运等)也无需对货物进行装卸。若不采用冷藏集装箱而将易腐物品从一种运输工具换装到另一种运输工具则不可避免地要将货物暴露在高温的环境中, 这易使货物的温度回升, 增强了货物的呼吸作用以及微生物的繁殖, 从而使货物的质量受到影响。

(2) 可减少装卸费用。有利于装卸作业的机械化和自动化。易腐败货物从产地到市场销售一般要经过多种运输方式, 由于途中多次装卸势必增加了装卸费用。采用冷藏集装箱在不同运输方式之间联运时, 仅对集装箱换装, 而箱内的货物不需要倒装。集装箱可采用托盘装货使装卸作业的机械化程度提高。

(3) 适用国际联运。随着世界海运事业的发展, 船舶运输趋于专门化、大型化、自动化和装卸机械化。在船舶上有专门装运冷藏集装箱的货舱, 有的船上有专供冷藏集装箱用电的电源插口, 有的船上还有供给集装箱冷量的制冷设备。因此, 利用冷藏集装箱进出口易腐货物很适合国际海运联运。

(4) 适宜于小批货物的运输。小批货物的特点是量小但对运输条件要求高。因此, 采用冷藏集装箱可将这类货物高质量地从产地运到销售地或加工地。

一、冷藏集装箱的种类及制冷方式

(一) 冰冷冷藏集装箱

冰冷冷藏集装箱是采用冰或冰盐冷却的集装箱。在集装箱的顶部装有两个盛冰的冰箱, 两个冰箱是互相联通的, 从而使两个冰箱中的冰水或盐水保持同一水平上。在集装箱顶部设有加冰口。

这种集装箱结构简单, 造价便宜。但由于用冰和冰盐作冷源, 所以沿途需加冰; 箱内空气循环依靠自然对流, 箱内温度不易均匀且不易控制; 箱内

只能保持 -8°C 以上的温度。

（二）冷板式冷藏集装箱

冷板式冷藏集装箱类似于冷板式冷藏汽车，它的特点是箱内设有一个提供冷源的冷板。运输易腐败货物时，用冷板散发的冷量以抵消外界传入的热量，以保持箱内的低温状态。

冷板式冷藏集装箱有两种结构，一种是配置有制冷机组，充冷时接上电源即可；另一种是不配制冷机组，充冷工作在充冷站进行。

冷板可安装在集装箱内的顶上或侧壁上。冷板可做成固定式和活动式。对于活动式冷板，需取下在充冷站或冷库进行充冷，运货时装上。一个冷板可装共晶溶液 $220 \sim 56\text{Gkg}$ ，充冷时间约为 8h 。集装箱内的最低温度可达 -18°C 。

冷板式冷藏集装箱的优点是结构简单、冷源可靠，制造成本低，维修费用少，但由于中途需充冷，故只适用于短途运输。

（三）一次扩散式冷藏集装箱

一次扩散式冷藏集装箱是指通过向箱内喷淋液氮 (N_2)、液空、液体二氧化碳 (CO_2) 等物质，使箱内的温度降低的集装箱。在集装箱的一端设有贮液罐。罐中可装入液 N_2 、液空或液体 CO_2 ，由温控器控制喷液电磁阀可实现自动向箱内喷淋液体。由于贮液罐放置在底板上，要占据一定的面积，因而贮液罐容积不能太大，以免影响集装箱的装货量，这样贮液量有限，若途中不给予补充，这种集装箱只适合短途运输。

液氮喷淋冷藏集装箱的优点是冻结迅速；能保持货物的外形、营养和味道，但液氮价格高，运营费用高。采用液体空气喷淋的集装箱的优点是没有窒息的危险，预冷后装货或到站卸货时不需要对箱体通风换气，既节省时间又减少冷耗，但液体空气具有爆炸性，应严禁与易燃或其它有机物一起存放。喷淋液体 CO_2 集装箱的优点是操作简单可靠，维修费用低，但 CO_2 有窒息性，箱内 CO_2 含量超过 10% 时，对工作人员和货物会产生有害影响，因而在装卸前需将箱内 CO_2 气体排出。

(四) 机械冷藏集装箱

机械冷藏集装箱示意图如图 8-3-20 所示。这种集装箱采用小型氟里昂风冷冷凝机组，放置在箱体一端。在箱内装有冷风机，冷风通过风道送入箱中各部位。若箱体过长，为了保证箱内温度均匀，可采用两端送风方式。压缩机与风机所需动力可由自备柴油发电机或外接电源供给。

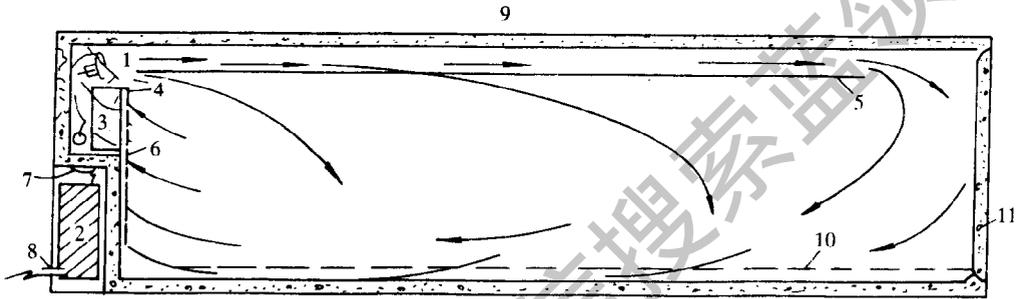


图 8-3-20 机械冷藏集装箱结构及冷风循环示意图

- 1—风机；2—压缩-冷凝机组；3—空气冷却器；4—端部送风口；5—软风管；6—回风口；
7—新鲜空气入口；8—外电源引入；9—箱体；10—通风、离水格栅；11—箱门

箱内温度由温控器控制，根据设定的温度值自动停开压缩机。

蒸发器的融霜可采用定时电加热融霜的方式，还可以采用薄膜式空气微压差控制器，根据霜层厚度决定融霜。这种微压差控制器有两根感压管，分别放置在蒸发器前后。当蒸发器结霜过厚，空气阻力增大到控制器的压差设定值时，自动停止压缩机，开启电加热器自动融霜。融霜完毕后，自动切断电热器，制冷系统恢复正常工作。

机械冷藏集装箱温控精度高，温度调节范围大，可在 $-25 \sim +25^{\circ}\text{C}$ 之间调控，但造价高。

我国研制的 LJ-20 型机械冷藏集装箱的主要技术参数外部尺寸（长 \times 宽 \times 高）： $6058\text{mm} \times 2438\text{mm} \times 2591\text{mm}$ （属 IC20ft 系列）；隔热结构为 $83 \sim 100\text{mm}$ 厚聚氨脂泡沫塑料；传热系数为 $0.38\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ；箱内温度为 $-18 \sim 25^{\circ}\text{C}$ ；制冷机压缩机为半封闭式；标准制冷量 6106W ；使用环境温度为 $-30 \sim 38^{\circ}\text{C}$ 。

(五) 气调冷藏集装箱

气调冷藏集装箱主要由两个系统组成，即制冷系统和气调系统。制冷系统的作用是降低温度，控制细菌繁殖；气调系统的作用是抑制果蔬类的呼吸作用，防止肉类脱水氧化。

气调系统是调节贮运环境中的气体成分，主要是氧气 (O_2) 和二氧化碳 (CO_2) 的含量。对大多数果蔬，氧含量控制在 2% ~ 4%、二氧化碳含量控制在 0% ~ 5% 时能有效地抑制果蔬的呼吸作用，使其处于冬眠状态而延长保鲜时间。气调系统由氧气反应机、控制器和液氮罐组成。氧气反应机主要检测箱内氧气的含量，控制器根据氧气反应机所提供的信号决定是否向箱内注入氮气。

气调冷藏集装箱的优点是保鲜时间长，但结构复杂，成本高。

(六) 低压冷藏集装箱

低压冷藏集装箱是由制冷系统，真空系统和加湿系统三部分组成。制冷系统向箱内提供冷量以保持箱内温度的需要。箱内温度由温控器控制，箱内温度调控范围为 $-2 \sim 16^{\circ}C$ 。真空系统用于保持箱内的低压。箱内的气压为 10 ~ 80mmHg，利用真空泵将箱内的空气抽出并排放到大气中。加湿系统由贮水箱、过滤器和电加热器构成，箱内空气的相对湿度一般为 90% ~ 95%。

低压冷藏集装箱还能控制箱内的气体成分，箱内 O_2 的含量为 $0.1\% \pm 0.03\%$ ，为了限制乙烯和 CO_2 的含量，箱内需要定时换气。箱外空气经过专门的控制口并经过滤后和压入的水蒸气混合，一同进入集装箱内。

这种集装箱的优点是能控制箱内的气体成分和相对湿度，抑制果蔬的呼吸作用，缺点是果蔬经低压贮藏后不能进行很好的成熟。

除上述几种冷藏集装箱外还有供船舶使用的通风集装箱和用盐水冷却的集装箱。通风集装箱是由绝热结构的集装箱与冷风管系构成，集装箱的端部有进回风口，通过专用管与冷风机送回风管相连，由冷风机将冷风送入箱内。盐水冷却的冷藏集装箱内有冷却盘管，通过软管与盐水循环系统相接，利用低温盐水使箱内温度降低。这两种冷藏集装箱所需冷量是依靠船上的制

冷机提供。

二、航空冷藏集装箱

近年来，随着食品、鲜货和花卉空运量的增加，出现了一种供飞机运输使用的航空冷藏集装箱。箱体采用夹层铝板结构，中间为隔热材料，隔热板厚为 50~60mm，用超硬铝板作为底板及叉孔的垫板，以便于叉式提升机作业。

航空冷藏集装箱采用强制式热交换装置，制冷工质为干冰，其工作原理如图 8-3-21 所示。

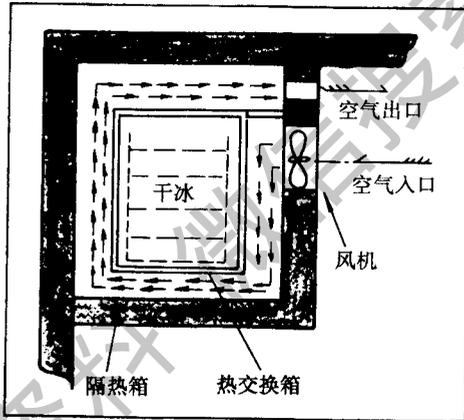


图 8-3-21 制冷装置原理图

在集装箱内有一个热交换箱，热交换箱中放置一个装有干冰的换热器。当集装箱内的货物需要冷却时，开启风机，箱内的空气被导入热交换箱内进行热交换，利用换热器中干冰的升华热而使空气得到冷却并送回到集装箱内，而升华后变为气体的 CO_2 不会混入集装箱内。风机是利用直流电源驱动。

瑞典 Frigotainer 公司生产的 LD3 型 RKN 冷藏集装箱，内部容积 3.2m^3 ，制冷温度为 $-5\sim 10^\circ\text{C}$ ，干冰最大装载量为 80kg，自重 250kg。它在 30°C 环境温度下保持箱内 -5°C 温度 15h 需干冰 34kg。

第 **9** 篇

现代化冷库设备制冷工程设计实例与分析

微信搜索蓝领星球

获取更多资料

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

第 1 章

冷冻站控制系统

冷冻结（一级泵）控制系统说明

本冷冻站由 3 台冷水机组、4 台冷冻水循环泵、4 台冷却水循环泵、2 台补水泵、3 台冷却塔、补水箱及分、集水器组成。控制系统的现场元件为冷冻水供、回水温度传感器，冷冻水供、回水压力传感器，冷冻水供水流量计，水流开关，补水箱液位计、冷却水供、回水温度传感器，冷水机组冷冻

水电动蝶阀，冷却水电动蝶阀，冷却塔冷却水进口电动蝶阀和压差旁通阀组成。

监测与控制功能：

(1) 冷水机组的监测：因现有冷水机组基本均带有以微处理器为核心的单元控制器，在本图中按单元控制器与楼宇自控系统直接通信的方案，未考虑其占用 I/O 点。根据不同情况，也可采用由冷水机组提供监测的干接点，控制系统对此进行监测和控制的方案，一般从每台冷水机组上可取冷水机组状态反馈、故障状态反馈和启停控制，不同品牌、不同型号的冷水机组可取的信号不完全相同，应根据现场情况确定。

(2) 监测冷冻水供、回水温度，以了解冷冻水的工作温度是否在合理的范围之内。

(3) 监测冷冻水供、回水压力，根据冷冻水供、回水压差，调节压差旁通阀的开度。

(4) 监测冷冻水供水流量，与冷冻水供、回水温差相结合，可计算出流量，以此作为能源消耗计量的依据。

(5) 监测冷却水供、回水温度，以了解冷却水的工作温度是否在合理的范围之内。

(6) 冷冻水循环泵、冷却水循环泵、冷却塔风机监测与控制点为：运行状态反馈、故障状态反馈、手/自动状态反馈和水泵启停控制（反馈点的数量可根据实际工程需要决定），循环泵与风机可根据现场情况进行启停控制。

(7) 补水泵监测与控制点为：运行状态反馈、故障状态反馈、手/自动状态反馈和水泵启停控制（反馈点的数量可根据实际工程需要决定），补水泵可根据冷冻水供水压力的范围来决定启停控制，当供水压力超过警戒压力时，补水泵关闭，当供水压力过小时，补水泵开启。

(8) 监测补水箱的高液位、低液位和溢流液位，在水箱液位高于溢流液位和低于低液位时，报警启动。

(9) 接于冷却塔进水管的电动阀一般采用电动蝶阀，用于当冷却塔停止运行时切断水路，以防短路，同时可适当调整进入各冷却塔的水量，使其分配均匀，以保证各冷却塔都能达到最大出力。

(10) 冷水机组冷冻侧与冷却侧的阀门均采用电动蝶阀，用于当该台冷水机组停止运行时切断水路，以防水流短路。

(11) 群控功能：根据冷冻水供回水温度与流量，计算出空调系统的实际负荷，将计算结果与当时冷水机组投运台数下的总供冷量作比较，若理论总供冷量与空调系统的实际负荷大于一台冷水机组的供冷量时，则发出停止一台冷水机组的运行的提示，管理人员确认后停止该机组运行。冷水机组停止运行后，则其相应的冷却塔、冷冻水泵和冷却水泵停止运行。

冷冻站（二级泵）控制系统说明

本冷冻站由3台冷水机组、4台冷冻水一次循环泵、4台冷冻水二次循环泵、4台冷却水循环泵、2台补水泵、3台冷却塔、补水箱及分、集水器组成。控制系统的现场元件为冷冻水供水温度传感器，冷冻水一次、二次回水温度传感器，冷冻水供、回水压力传感器，冷冻水供水流量计，水流开关，补水箱液位计，膨胀水箱液位计，冷却水供、回水温度传感器，冷水机组冷冻水电动蝶阀，冷却水电动蝶阀、冷却塔冷却水进口电动蝶阀组成。

监测与控制功能：

(1) 冷水机组的监测：因现有冷水机组基本均带有以微处理器为核心的单元控制器，在本图中按单元控制器与楼宇自控系统直接通信的方案，未考虑其占用 I/O 点。根据不同情况，也可采用由冷水机组提供监测的干接点，控制系统对此进行监测和控制的方案，一般从每台冷水机组上可取冷水机组状态反馈、故障状态反馈和启停控制，不同品牌、不同型号的冷水机组可取的信号不完全相同，应根据现场情况确定。

(2) 监测冷冻水供水温度，冷冻水一次回水、二次回水温度，以了解冷冻水的工作温度是否在合理的范围之内。

(3) 监测冷冻水一次水供、回水压力。

(4) 监测冷冻水供水流量，与冷冻水供、回水温差相结合，可计算出冷量，以此作为能源消耗计量的依据。

(5) 监测冷却水供、回水温度，以了解冷却水的工作温度是否在合理的范围之内。

(6) 冷冻水一级循环泵、冷冻水二级循环泵、冷却水循环泵、冷却塔风机监测与控制点为：运行状态反馈、故障状态反馈、手/自动状态反馈和水泵启停控制（反馈点的数量可根据实际工程需要决定），循环泵与风机可根据现场情况进行启停控制。

(7) 补水泵监测与控制点为：运行状态反馈、故障状态反馈、手/自动状态反馈和水泵启停控制（反馈点的数量可根据实际工程需要决定），补水泵可根据冷冻水供水压力的范围来决定启停控制，当供水压力超过警戒压力时，补水泵关闭，当供水压力过小时，补水泵开启。

(8) 监测补水箱的高液位、低液位和溢流液位，在水箱液位高于高液位和低于低液位时，报警启动。

(9) 监测膨胀水箱的高液位、低液位，在水箱液位高于高液位和低于低液位时，关闭或启动补水泵。

(10) 接于冷却塔进水管的电动阀一般采用电动蝶阀，用于当冷却塔停止运行时切断水路，以防水流短路，同时可适当调整进入各冷却塔的水量，使其分配均匀，以保证各冷却塔都能达到最大出力。

(11) 冷水机组冷冻侧与冷却侧的阀门均采用电动蝶阀，用于当该台冷水机组停止运行时切断水路，以防水流短路。

(12) 在二级泵系统中，一级泵负责冷水机组蒸发器和机房内管道的阻力，二级泵负责从机房到用户的阻力。一级泵与冷水机组一一对应，随冷水机组的启动和关闭而启动和关闭，二级泵则根据用户的负荷情况来调整二级泵的开启台数以达到调整负荷的目的。

冷冻站（风冷机组）控制系统说明

本冷冻站由三台风冷机组、四台冷冻水循环泵、两台补水泵、补水箱及分、集水器组成。控制系统的现场元件为冷冻水供、回水温度传感器，冷冻水供、回水压力传感器，冷冻水供水流量计，水流开关。补水箱液位计。冷冻水电动蝶阀和压差旁通阀组成。

监测与控制功能：

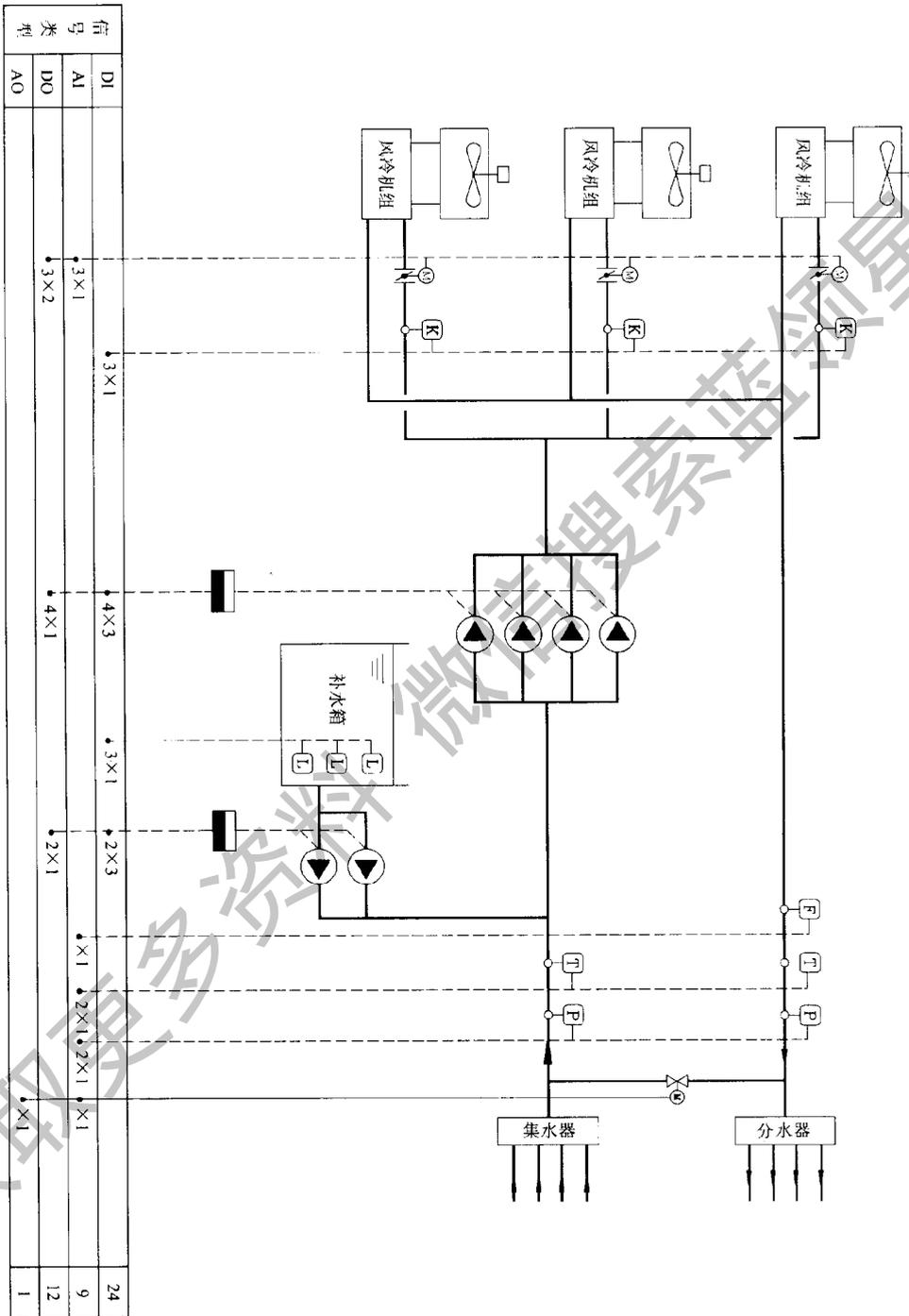


图 3 冷冻站（风冷机组）控制系统

(1) 风冷冷水机组的监测：因现有冷水机组基本均带有以微处理器为核心的单元控制器，在本图中按单元控制器与楼宇自控系统直接通信的方案，未考虑其占用 I/O 点。根据不同情况，也可采用由冷水机组提供监测的干接点，控制系统对此进行监测和控制的方案，一般从每台冷水机组上可取冷水机组状态反馈、故障状态反馈和启停控制，不同品牌、不同型号的冷水机组可取的信号不完全相同，应根据现场情况确定。

(2) 监测冷冻水供、回水温度，以了解冷冻水的工作温度是否在合理的范围之内。

(3) 监测冷冻水供、回水压力，根据冷冻水供、回水压差，调节压差旁通阀的开度。

(4) 监测冷冻水供水流量，与冷冻水供、回水温差相结合，可计算出冷量，以此作为能源消耗计量的依据。

(5) 冷冻水循环泵监测与控制点为：运行状态反馈、故障状态反馈。手/自动状态反馈和水泵启停控制（反馈点的数量可根据实际工程需要决定），循环泵与风机可根据现场情况进行启停控制。

(6) 补水泵监测与控制点为：运行状态反馈、故障状态反馈、手/自动状态反馈和水泵启停控制（反馈点的数量可根据实际工程需要决定），补水泵可根据冷冻水供水压力的范围来决定启停控制，当供水压力达到警戒压力时，补水泵关闭，当供水压力过小时，补水泵开启。

(7) 监测补水箱的高液位、低液位和溢流液位，在水箱液位高于溢流液位和低于低液位时，报警启动。

(8) 冷水机组冷冻侧的阀门均采用电动蝶阀，用于当该台冷水机组停止运行时切断水路，以防水流短路。

(9) 群控功能：根据冷冻水供回水温度与流量，计算出空调系统的实际负荷，将计算结果与当时冷水机组投运台数下的总供冷量作比较，若理论总供冷量与空调系统的实际负荷大于一台冷水机组的供冷量时，则发出停止一台冷水机组的运行的提示，管理人员确认后停止该机组运行。冷水机组停止运行后，则其相应的冷冻水泵停止运行。

第 2 章

制冷机组自控系统

活塞式制冷机组

一. 机组概况：以 JFZ18 型冷水机组为例，该机组是提供冷冻水的间接制冷装置，整套设备包括有压缩机，冷凝器，蒸发器以及对主机配有降压启动电器控制柜，该机组通过改变机组缸数实现能量调节，以适应负荷变化需要，并有冷冻水温过低停车等保护，适用于宾馆，商场，影院等空气调节。

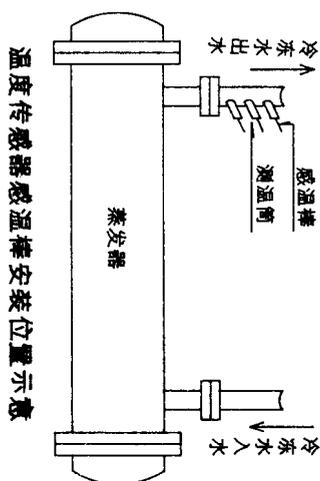


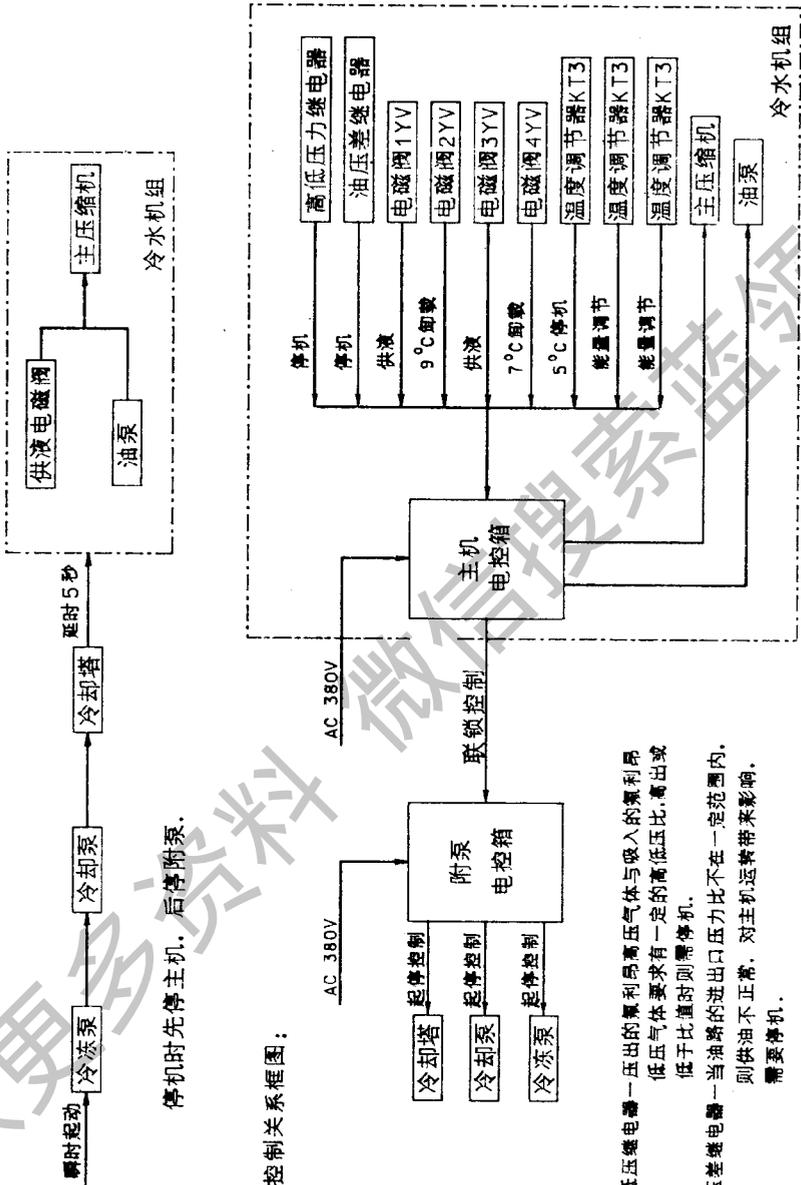
图4 活塞式制冷机组(一)

二. 主要技数参数：制冷量—180000kcal/h 冷冻水出水温度—9~10℃
 冷却水进口温度—28℃ 压缩机缸数—8 压缩机功率—55kW 能量调节—
 100%~75%~50% 外形尺寸—3200×1658×2280

三. 能量调节：机组的能量调节是通过温度控制器控制电磁阀，从而调节压缩机的工作气缸数以实现能量调节。具体过程如下：于蒸发器出水法兰接管处共加有三个测温筒，分别各放置一个温度感温棒，如下图。其中一个是防止蒸发器因水温过低冻裂管子用，调节温度控制器 KT3 至 5℃。当冷冻水水温低于 5℃ 时，压缩机将自动停车。另两个温度控制器控制电磁阀，从而控制压缩机缸数。设定冷冻水出口温度为 10℃。可将温控器 KT1 调节到 9℃。当冷冻水出口温度低于 10℃ 至 9℃ 时，温控器 KT1 作用，其接点闭合，接通电磁阀 2YV，使压缩机在冷冻水出口温度为 9℃ 时工作缸数由原正常负荷时 8 个缸减至 6 个。若冷冻水温回升到 10℃ 时，温度调节器接点断开，从而断开电磁阀 2YV，压缩机又恢复到 8 个缸的额定负荷状态。若冷冻水出口温度由 9℃ 继续下降至 10℃，温度调节器 KT2 (预设定 8℃) 作用，其接点使电磁阀 3YV 断开，电磁阀 4YV 接通，从而卸去 2 个缸，使压缩机变为 4 个缸工作。

四. 机组外部设备：本机组外部设备包括有冷冻泵，冷却泵，冷却塔及其电气控制箱等，均需用户自备。其中冷冻泵，冷却泵起动需与主机连锁。

其起动流程如下：



停机时先停主机，后停附泵。

五. 冷水机组控制关系框图：

注：高低压继电器一压出的累积高压气体与吸入的累积低压气体要求有一定的高低压比，高出或低于比值时则需停机。
 油压差继电器—当油路的进出口压力比不在一定范围内，则供油不正常，对主机运转带来影响，需要停机。

图5 活塞式制冷机组（二）

螺杆式制冷机组

一. 机组概况：以 KF12·5 型冷水机组为例。该机组是喷油螺杆压缩机。整套设备包括有螺杆式制冷压缩机、冷凝器、蒸发器、油泵、油分离器、滤油器、油冷却器及主机电控仪表箱等。

该机组通过螺杆下部装设可控制滑阀，由四通阀通过液压手动控制，以实现无级能量调节。本机适用于宾馆、饭店、医院、影院等空气调节。

二. 主要技数参数：制冷量—200000kcal/h
 冷冻水出水温度—5℃ 冷却水进口温度—32℃
 油泵功率—1.5kW 压缩机功率—65kW
 电加热器功率—1kW 能量调节—15% ~ 100%

外形尺寸—3692 × 1462 × 1880

三. 能量调节：本螺杆制冷压缩机的能量调节控制是通过滑阀装置以手动方式完成的。即通过向卸载油缸供给压力油的方向以移动容量控制用的滑阀来实现。滑阀的位置受油活塞的位置来控制。当手动四通阀处于增载位置，从油泵来的高压油通过手动四通阀进入油缸的右部，则油活塞带动滑阀向在移动，靠紧可调滑阀。此时压缩机为全负荷工作（100%），其工作腔的有效工作长度为图中所示 A。油缸左部的油则通过手动四通阀流回压缩机的吸入腔。反之，若手动四通阀调至减载位置时，则油路正好相反，滑阀向左移动（即向排气端移

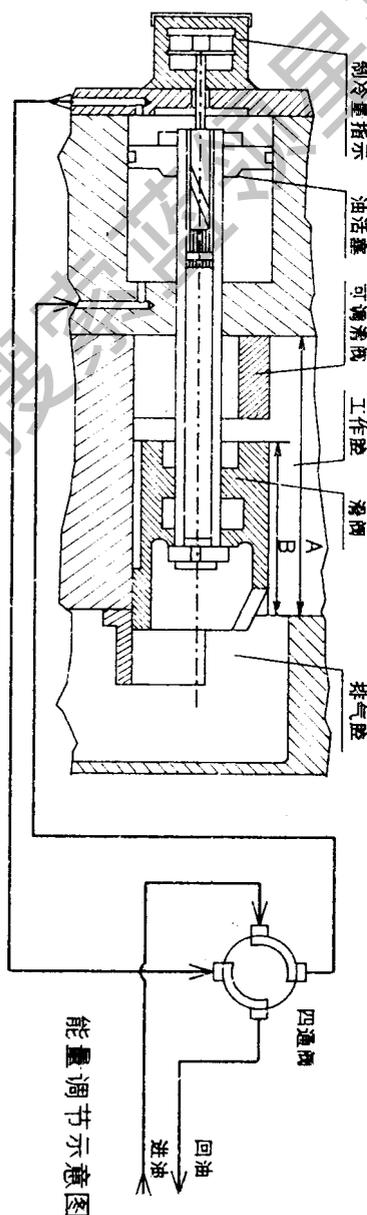


图6 螺杆式制冷机组（一）

压缩工作段缩短，工作腔的有效长度为图中所示 B。此时机器在部分负荷下运转（制冷量下降）。当滑阀继续向右移动到右上点，则 B 为最小值，此时机器能量为最小，为全负荷的 10%。所以，本机由滑阀调节其能量可在 15% ~ 100% 之间无级调节。

滑阀的位置可通过能量指示器指示出来。

四、机组外部设备：本机组外部设备包括有冷冻泵、冷却泵、冷却塔及其电气控制箱等，均需用户自备。其中冷冻泵、冷却泵起动需与主机联锁。其起动流程如下：

离心式制冷机组

一、机组概况：以 FLZ—500 型冷水机组为例，该机可用于制取 5℃ ~ 10℃ 的空调机工艺用水。其整套设备包括有半封闭离心式压缩机（主电机）、单筒式蒸发器—冷凝器、油泵、回收装置、机旁箱、起动柜、主控制柜等，并具有冷凝压力过高、油温过高、蒸发器温度过低、油压差过低、冷却水及制冷水断水、主机过电流保护等。此机组可根据外界负荷变化进行制冷量的自动或手动调节。

二、主要技数参数：制冷量—500000kcal/h 冷冻水出水温度—8℃（5℃ ~ 10℃）冷却水进口温度—32℃ 压缩机功率—150kW 油泵功率—1.5kW 电加热器功率—1kW 回收装置电机功率—0.55kW 能量调节—30% ~ 100% 外形尺寸—4715 × 1400 × 2425

三、能量调节：本机组的能量调节是通过控制在叶轮进口前设置的导流叶片的开度来实现的。其方式有手动或自动方式两种。手动方式即在停机或开机达到稳定运行后，通过操作控制柜或机旁柜上的手动按钮，使导流叶片开大或关小。自动方式即根据外界负荷变化，由冷冻水温度控制器自行调节。当水温高于上限（设定 10℃）时，导叶会自动断续开大。当水温低于水温下限（设定 8℃），导叶自动关小。处于中间位置时导叶则保持不动。

运行中当主机过电流时，导叶不再开大。停车时导叶会自动关小。

图 8 离心式制冷机组（一）

控制原理：

1. 系统正常运行时，冷冻水泵、冷却水泵、冷却塔风机按时序控制原则——对应运行。当只运行一套系统时，二台冷冻泵或二台冷却泵可互为备用。手动操作有关水路阀门及转换开关，接通或断开相应的水泵控制回路。

2. 冷却水回水总管上装设温度传感器，通过检测其回水温度，同时输出控制两台冷却塔风机的启停及电动三通阀的开度，调节流入冷却塔的水量。

3. 对变流量系统，利用冷冻水压差控制器，检测系统供回水之间的压差，控制旁通阀的旁通量，使系统基本稳定。

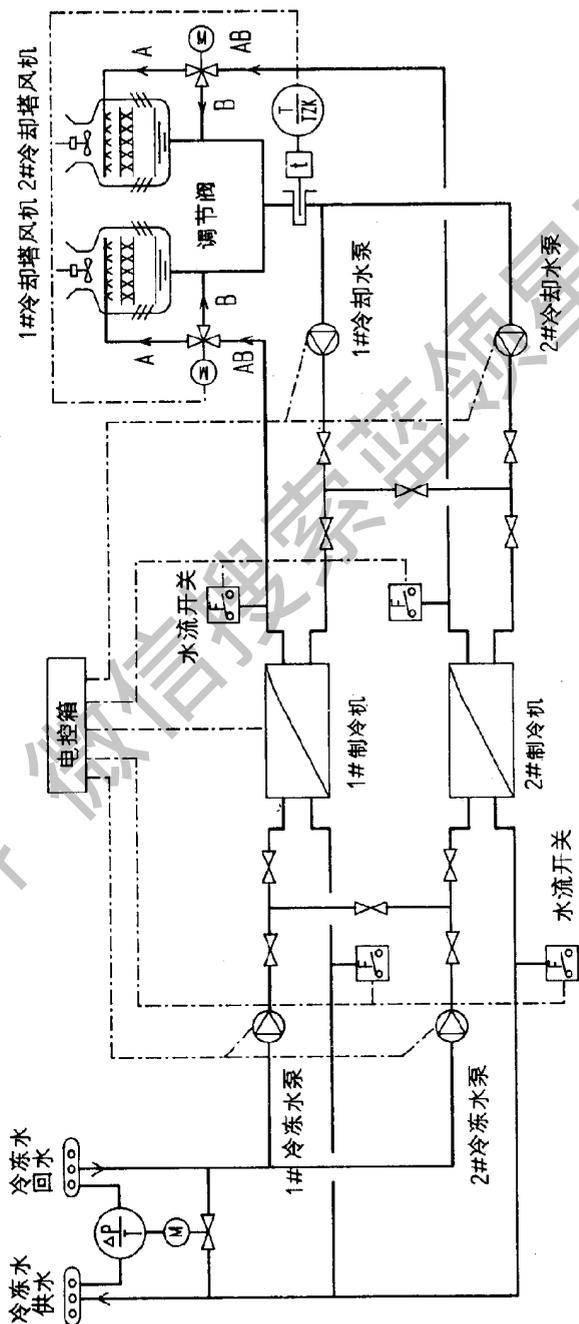


图 10 二台制冷机二套附泵系统控制原理图（一）

实例：洋图10-91 采用E3000系列电子式暖通空调

仪表。

1. 温度调节器为连续输出P或PI调节，根据工艺要求设置冷却水回水温度给定值为T0，对应调节器输出电压为V0，偏差为0。当偏差为正值时，输出控制二步继电器动作，遥控冷却塔风机启停，当偏差为负值时，输出控制电动阀的开启度（反向作用），调节送入冷却塔的水量。
2. 根据冷冻水进回水的差压值控制电动阀的开启度。
3. 可根据设计要求选用指针式仪表显示探测部位温度。

所需器件

编号	器件名称	型号
01	温度传感器及其套管	EVF020/40, XTV/VWT
02	连续式定值调节器	ESRL11
03	指针式温度显示器	FA1 T020/40
04	二步继电器	ESRM
05	电动调节阀(带定位器)EGSV D	EGSV D
06	差压控制器	P74JA
07	电动调节阀	EGSV D
08	水流开关	F61KB-9001

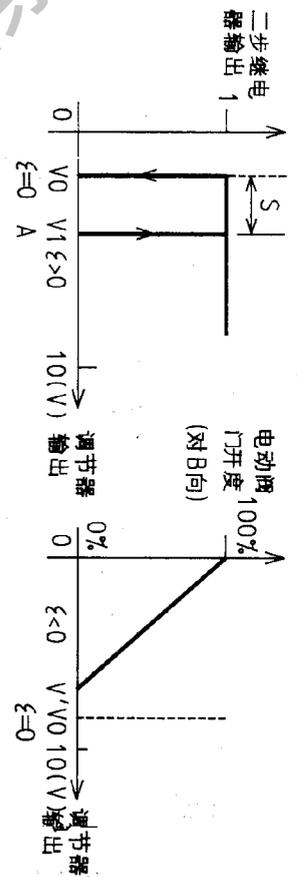
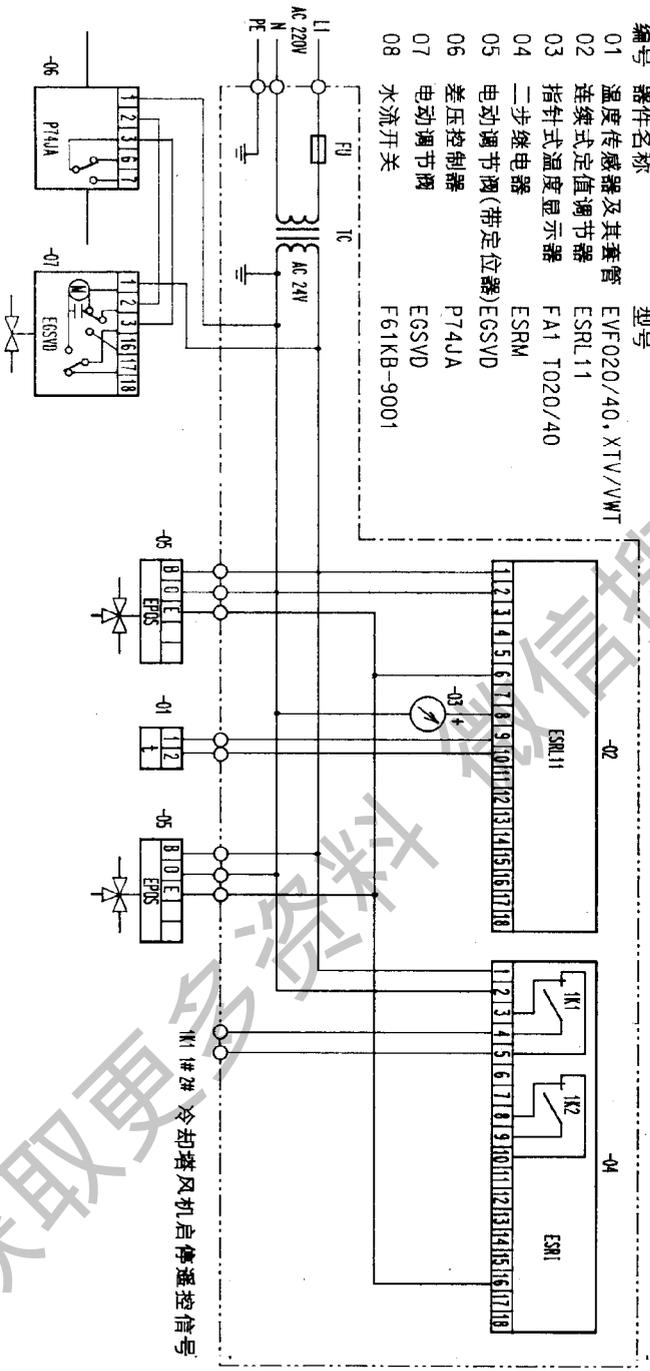


图 11 二台制冷机二套附泵系统控制原理图 (二)

控制原理：

1. 冷冻水回水总管上设温度传感器，通过检测其回水温度，控制制冷机组启停。平时工作时，首先手动控制选定任意一台制冷机及其附泵运行，另一系统则由温度控制投入或退出。当只运行一套系统时，二台冷冻泵或二台冷却泵可互为备用。手动操作有关水路阀门及转换开关，接通或断开相应的水泵控制回路。

2. 冷却水回水总管上装设温度传感器，通过检测其回水温度，同时输出控制两台冷却塔风机的启停及电动三通阀的开度，调节流入冷却塔的水量。

3. 对交流量系统，利用冷冻水压基控制器，检测系统供回水之间的压差，控制旁通阀的旁通量，使系统基本稳定。

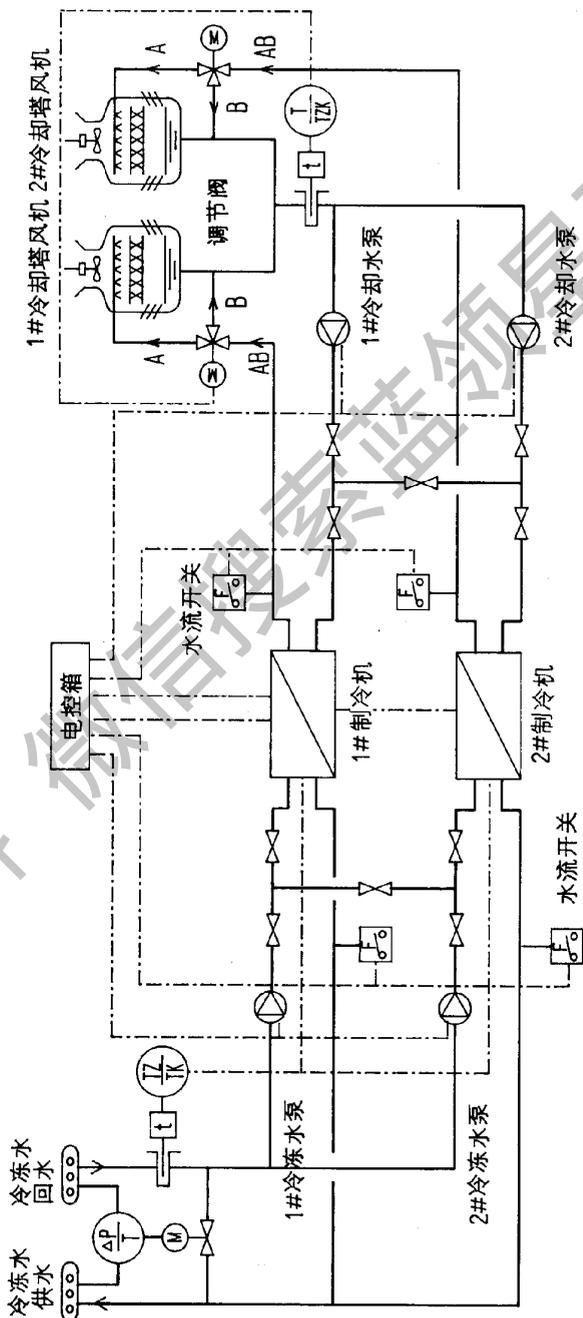


图 12 二台制冷机二套附泵（并接）系统控制原理图（一）

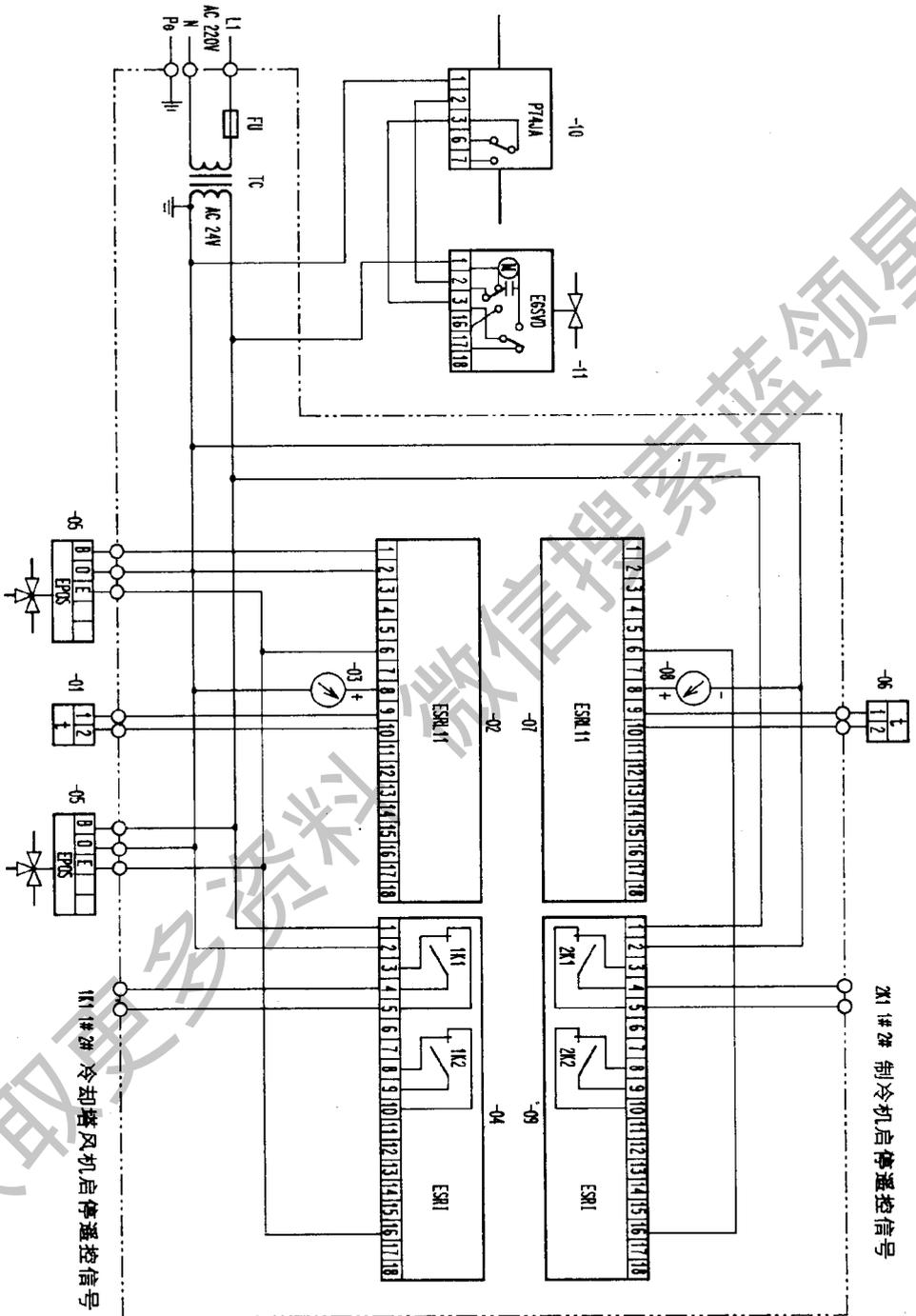


图 13 二台制冷机二套附泵（并接）系统控制原理图（二）

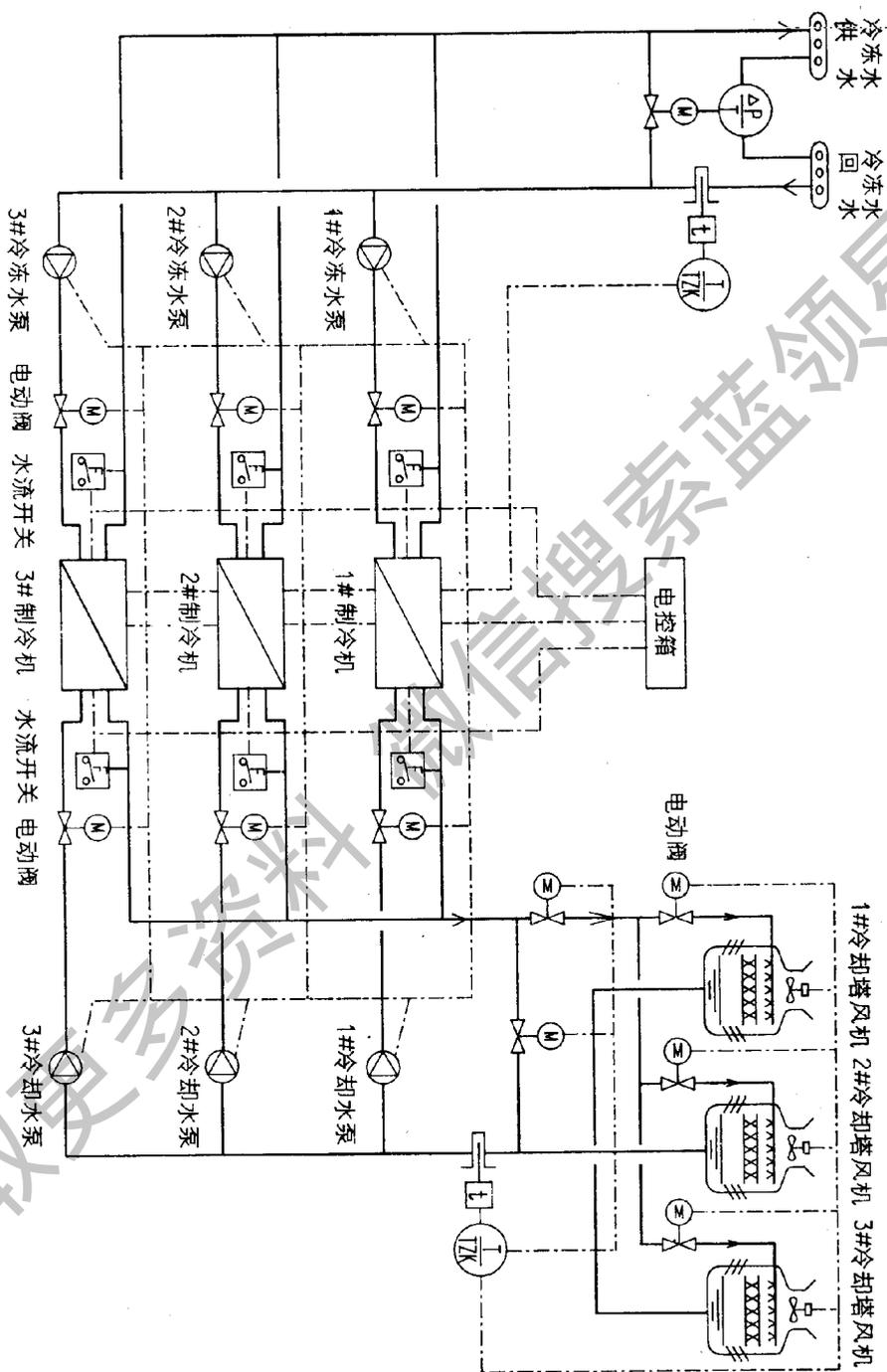


图 14 三台制冷机三套附泵系统控制原理图 (一)

控制原理：

1. 冷冻水回水总管上设温度传感器，通过检测其回水温度，控制制冷机组启停。平时工作时，首先手动控制选定任意一台制冷机及其附泵运行，另外两系统由温度控制依次投入或退出。

2. 冷却塔进水管上设电动阀，与冷却泵动作联锁，使其与机组对应运行。

3. 冷却水回水总管上装设温度传感器，通过检测其回水温度，控制逐台投入或退出冷却塔风机，并同时输出控制电动阀的开度，调节流入冷却塔的水量。

4. 对变流量系统，利用冷冻水压差控制器，检测系统供回水之间的压差，控制旁通网的旁通量，使系统基本稳定。

实例：详图 10-111 采用 E3000 系列电子式暖通空调仪表。

1. 温度调节器为连续输出 P 或 PI 调节，根据工艺要求设置冷却水回水温度给定值为 $1T_0$ ，对应调节器输出电压为 $1V_0$ ，偏差为 0。当偏差为正值时，输出控制三步继电器动作，遥控冷却塔风机启停。当偏差为负值时，输出控制电动阀的开度（反向作用）。

2. 设置冷冻水回水温度给定值为 $2T_0$ ，对应调节器输出电压为 $2V_0$ ，偏差为 0。当偏差为正值时，输出控制二步继电器动作，遥控制冷机组启停。

3. 根据冷冻水进回水的差压值控制电动阀的开度

4. 可根据设计要求选用指针式仪表显示探测部位温度。

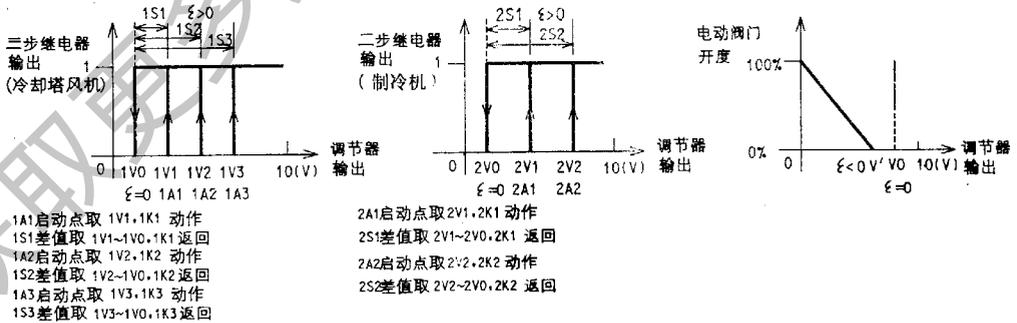


图 15 三台制冷机三套附泵系统控制原理图（二）

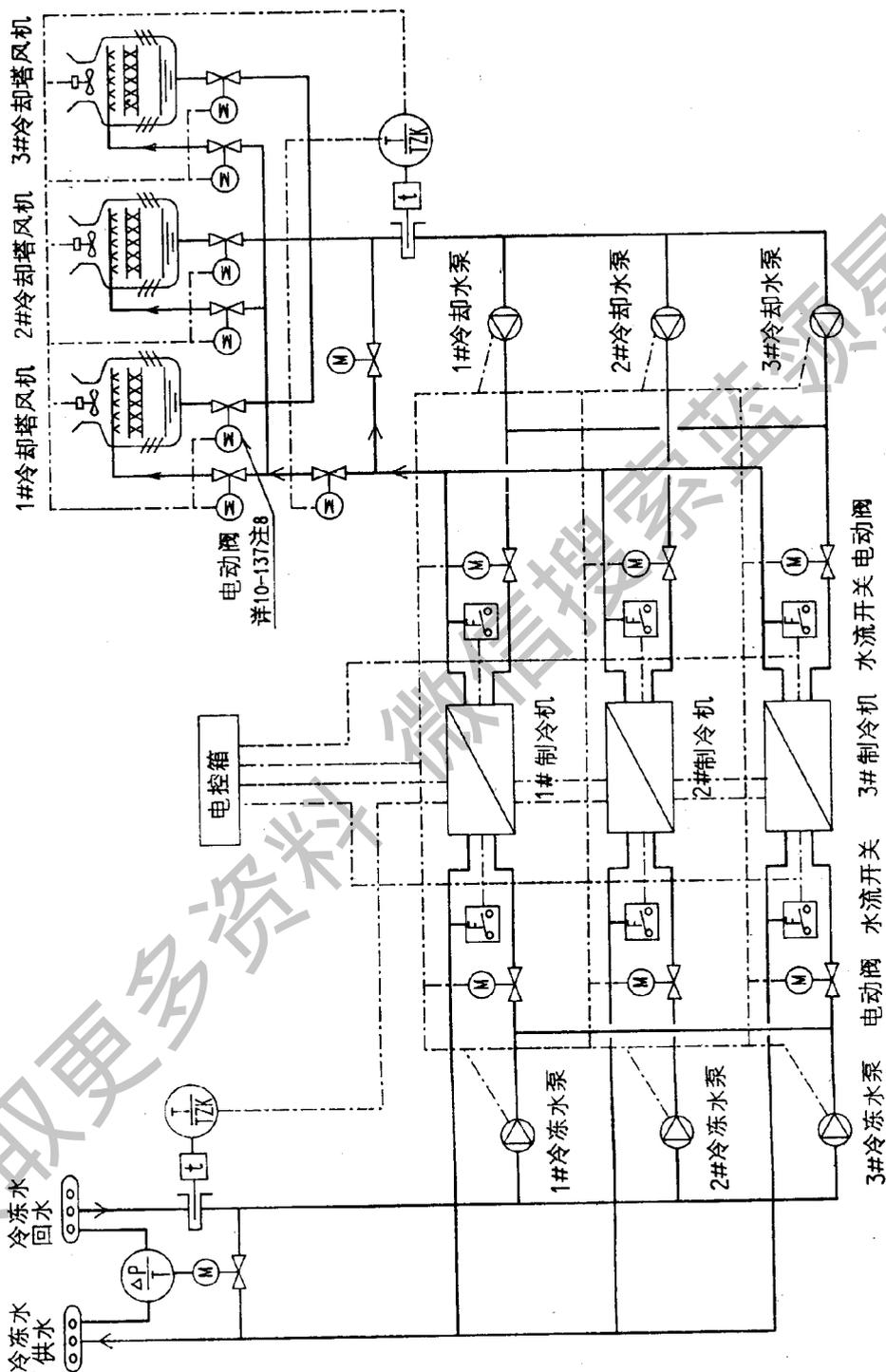


图 16 三台制冷机三套附泵（并接）系统控制原理图（一）

控制原理：

1. 冷冻水回水总管上设温度传感器，通过检测其回水温度，控制冷冻机组启停。平时工作时，首先手动控制选定任意一台冷冻机及其附泵运行，另外两系统由温度控制依次投入或退出。

2. 系统正常运行时，冷冻泵冷却泵与制冷机可以一一对应运行，也可以任意组合与制冷机不对应编号运行。当故障情况下或只需运行一套或两套系统时，同类泵还可以互为备用。

3. 冷却塔进水管上设电动阀，与冷却泵动作联锁，对应运行。

4. 冷却水回水总管上装设温度传感器，通过检测其回水温度，控制逐台投入或退出冷却塔风机，并同时输出控制电动阀的开度，调节流入冷却塔的水量。

5. 对交流量系统，利用冷冻水压差控制器，检测系统供回水之间的压差，控制旁通阀的旁通量，使系统基本稳定。

实例：详图 10-124 采用 E3000 系列电子式暖通空调仪表。

1. 温度调节器为连续输出 P 或 PI 调节，根据工艺要求设置冷却水回水温度给定值为 $1T_0$ ，对应调节器输出电压为 $1V_0$ ，偏差为 0。当偏差为正值时，输出控制三步继电器动作，遥控冷却塔风机启停。当偏差为负值时，输出控制电动阀的开度（反向作用）。

2. 设置冷冻水回水温度给定值为 $2T_0$ ，对应调节器输出电压为 $2V_0$ ，偏差为 0。当偏差为正值时，输出控制二步继电器动作，遥控冷动机组启停。

3. 根据冷冻水进回水的差压值控制电动阀的开度

4. 可根据设计要求选用指针式仪表显示探测部位温度。

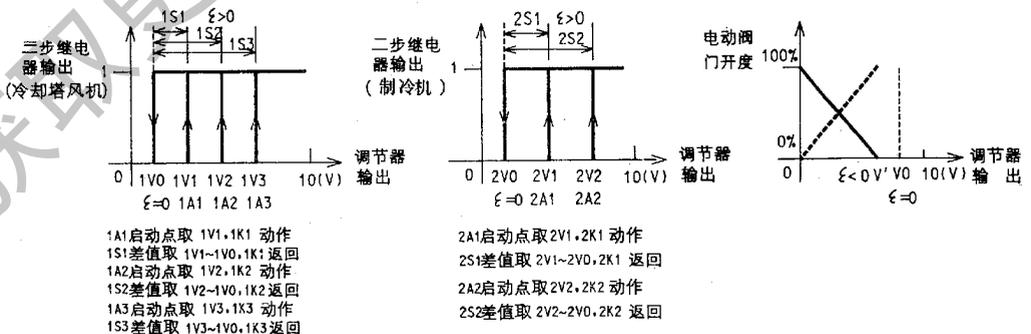


图 17 三台制冷机三套附泵（并接）系统控制原理图（二）

第 3 章

计算机控制系统

DDC 外部线路表

符号	用 途	状态	型号规格
A	回水温度	AI	BVVP-2×1.0
B	1# 冷却塔水位信号	DI	BV-2×1.0
C	1# 冷却塔风机启/停	DO	SV-2×1.5
D	1# 冷却塔风机过载	DI	BV-2×1.0
E	1# 水流开关信号	DI	BV-2×1.0
F	1# 冷却水泵启/停	DO	BV-2×1.5
G	1# 冷却水泵过载	DI	BV-2×1.0
H	1# 冷却塔蝶阀开关	DO	BV-3×1.5
I	2# 冷却塔水位信号	DI	BV-2×1.0
J	2# 冷却塔风机启/停	DO	BV-2×1.5
K	2# 冷却塔风机过载	DI	BV-2×1.0
L	2# 水流开关信号	DI	SV-2×1.0
M	2# 冷却水泵启/停	DO	BV-2×1.5

第 3 章 计算机控制系统

符号	用途	状态	型号规格
N	2# 冷却水泵过载	DI	BV-2×1.0
O	2# 冷却塔蝶阀开关	DO	BV-3×1.5
P	3# 冷却塔水位信号	DI	BV-2×1.0
Q	3# 冷却塔风机启/停	DO	BV-2×1.5
R	3# 冷却塔风机过载	DI	BV-2×1.0
S	3# 水流开关信号	DI	BV-2×1.0
T	3# 冷却水泵启/停	DO	BV-2×1.5
U	3# 冷却水泵过载	DI	BV-2×1.0
V	3# 冷却塔蝶阀开关	DO	BV-3×1.5

注：一、监控对象：冷却水泵、冷却水塔 各三台。

二、监控功能

1. 温度控制：根据冷却水温度自动控制冷却塔风机启/停。
2. 水泵控制：根据冷却塔运行状态，按程序自动启/停。
冷却水塔蝶阀与冷却水泵联锁开关。
3. 监测：回水温长，水泵，冷却塔风机运行状态。
4. 报警：温度超限报警，水泵故障报警，冷却塔集水盘低水位报警。
5. 显示打印：参数，状态，动态流程图（设定值，测量值）。

图 18 制冷机冷却水系统监控原理图（一）

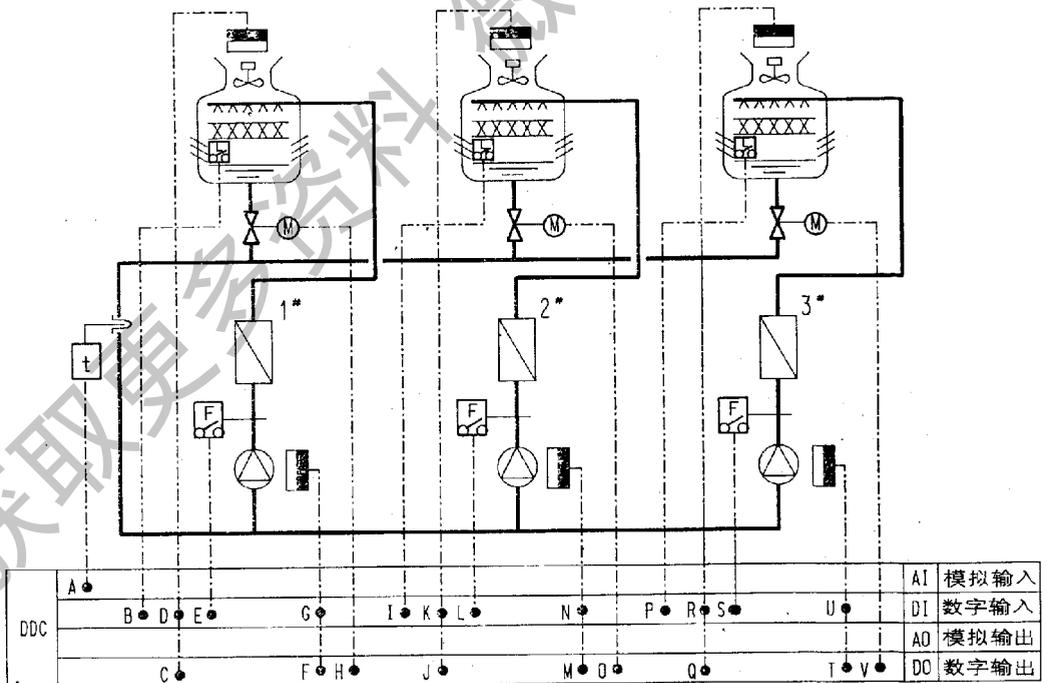


图 19 制冷机却水系统监控原理图（二）

第3章 计算机控制系统

DDC 外部线路表

符号	用途	状态	规格型号
A	冷冻水供水温度	AI	BVVP-2×1.0
B	冷冻水供水流量	AI	BVVP-2×1.0+BV-3×1.5
C	冷冻水供回水差压	AI	BVVP-2×1.0+BV-2×1.5
D	1#冷冻水泵过载	DI	BV-2×1.0
E	1#冷冻水泵启/停	DO	BV-2×1.5
F	1#制冷机冷冻水水流信号	DI	BV-2×1.0
G	1#制冷机过载	DI	BV-2×1.0
H	1#制冷机启/停	DO	BV-2×1.5
I	调节冷冻水旁通电动阀	AO	BVV-3×1.0
J	2#冷冻水泵过载	DI	BV-2×1.0
K	2#冷冻水泵启/停	DO	BV-2×1.5
L	2#制冷机冷冻水水流信号	DI	BV-2×1.0
M	2#制冷机过载	DI	BV-2×1.0
N	2#制冷机启/停	DO	BV-2×1.5
O	3#冷冻水泵过载	DI	BV-2×1.0
P	3#冷冻水泵启/停	DO	BV-2×1.5
Q	3#冷水机冷冻水水流信号	DI	BV-2×1.0
S	3#制冷机过载	DI	BV-2×1.0
R	3#制冷机启/停	DO	BV-2×1.5
V	冷冻水回水温度	AI	BVVP-2×1.0

注：一、监控对象：冷源系统 冷水机组 500T 二台 300T 一台

二、监控功能

1. 负荷控制：根据供回水温差及流量计算空调负荷台数。

参考供回水差压及负荷趋势改变启停台数及次序。

2. 差压控制：根据供回水差压自动调节旁通阀门保持供回水差压平衡。当差压超过一台泵的流量时，发出启停机组信号，按程序自动进行。

3. 联锁控制：配套机组先启冷冻水泵→冷却水泵→冷却塔风机→制冷机。停机首先停制冷机→冷冻水泵→冷却水泵→冷却塔风机。运行时间分别累积，组织均衡检修。

4. 监测：供回水温度，水泵运行状态，制冷机运行状态。

5. 报警：供回水温度超限报警，水泵故障报警。

6. 显示打印：参数，状态，动态流程图（设定值，测量值）。

图 21 制冷机及冷冻水系统监控原理图（二）

第 **10** 篇

现代化冷库设备安装及性能试验
监测相关技术标准

获取更多资料
微信搜索蓝领星球

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

全封闭涡旋式制冷压缩机

GB/T 18429—2001

1 范 围

本标准规定了全封闭涡旋式制冷压缩机的名义工况、技术要求、试验方法、检验规则、产品规格书和标志、包装、运输、贮存的要求。

本标准适用于全封闭涡旋式制冷压缩机。

船用及特殊用途全封闭涡旋式制冷压缩机可参照执行。

2 引用标准

下列标准所包含的条文，通过在本标准中引用而构成为本标准的条文。本标准出版时，所示版本均为有效。所有标准都会被修订，使用本标准的各方应探讨使用下列标准最新版本的可能性。

GB 191—2000 包装储运图示标志 (eqv ISO 780:1997)

GB 4706.17—1996 家用和类似用途电器的安全 电动机—压缩机的特殊要求 (idt IEC 335-2-34:1980)

GB/T 5773—1986 容积式制冷压缩机性能试验方法 (eqv ISO 917:1974)

GB/T 6388—1986 运输包装收发货标志

GB/T 13306—1991 标牌

JB/T 4330—1999 制冷和空调设备噪声的测定

JB/T 7249—1994 制冷设备术语

3 定 义

本标准采用下列定义。

3.1 全封闭涡旋式制冷压缩机 hermetic scroll refrigerant compressor

由一个固定的渐开线涡旋盘和一个呈偏心回旋平动的运动渐开线涡旋盘组成可压缩容积的压缩机，压缩机和电动机装在一个由熔焊或钎焊焊死的外

壳内的制冷用途的压缩机（以处简称压缩机）。

3.2 性能系数（COP） coefficient of performance

在规定的工况下，压缩机的制冷量与其输入功率的比值，其值用 W/W 表示。

3.3 名义工况 rating conditions

性能工况中的一种工况，即铭牌工况。

3.4 压缩机电动机额定功率 nominal power

压缩机配用的电动机在额定电源参数下，其轴输出的名义功率（以下简称额定功率）。

4 名义工况与使用范围

4.1 名义工况

压缩机的名义工况如表 1 所示。

表 1 压缩机名义工况

类型	吸气饱和（蒸发）温度 ℃	排气饱和（冷凝）温度 ℃	吸气温度 ℃	液体温度 ℃	环境温度 ℃
高温	7.2	54.4	18.3	46.1	35
中温	-6.7	48.9	4.4	48.9	35
低温	-31.7	40.6	4.4	40.6	35

4.2 使用范围

高温型：蒸发温度 $-23.3 \sim 12.5^{\circ}\text{C}$ ，冷凝温度 $27 \sim 60^{\circ}\text{C}$ ，压缩比小于等于 6.0；

中温型：蒸发温度 $-23.3 \sim 0^{\circ}\text{C}$ ，冷凝温度 $27 \sim 60^{\circ}\text{C}$ ；

低温型：蒸发温度 $-40 \sim -12.5^{\circ}\text{C}$ ，冷凝温度 $27 \sim 60^{\circ}\text{C}$ 。

5 技术要求

5.1 一般要求

压缩机按照经规定程序批准的图样和技术文件制造。

5.2 性能要求

5.2.1 按 6.1 和 6.5 规定的方法进行试验，实测制冷量不得低于名义制冷量的 95%，且压缩机的性能系数（COP）不得低于名度值的 95%。

5.2.2 起动性能

按 6.4 规定的方法进行试验，压缩机均能正常起动。

5.2.3 输入功率和工作电流

按 6.5 规定的方法进行试验，其实测输入功率值和工作电流值不应超过额定值的 105%。

5.2.4 电气安全要求

电气安全项目符合 GB 4706.17 中的安全要求规定。

5.2.5 噪声

按 6.7 规定的方法进行试验，其噪声值不大于名义值。

5.2.6 振动

按 6.8 规定的方法进行试验，压缩机在其规定的各测点测得的各个方向的峰-峰振幅值不得高于名义值。

5.2.7 整机残余水分含量

按 6.9 规定的方法进行试验，其整机残余水分含量不应大于表 2 规定的限值。

表 2 压缩机残余水分限值

额定功率范围，kW	≤2.2	>2.2~4.5	>4.5~6.0	>6.0
整机残余水分量，mg	500	500	600	1100

5.2.8 整机内部杂质含量

按 6.10 规定的方法进行试验，其整机内部杂质含量不应大于表 3 规定的限值。

表 3 压缩机杂质含量限值

额定功率范围，kW	≤2.2	>2.2~4.5	>4.5~6.0	>6.0
内部杂质含量，mg	80	100	120	140

5.2.9 压缩机壳体的气密性

按 6.11 规定的方法进行试验，壳体（含被焊接在壳体上的零件）不允许渗漏。

5.2.10 可靠性

按 6.12 规定的方法进行试验，试验结束时，制冷量及性能系数（COP）的下降不应超过原实测值的 5%。声压级噪声值不应超过原实测值 3 dB。

5.2.11 起动耐久性

压缩机按 6.13 规定的试验方法进行 6×10^4 次试验后，压缩机应能继续工作不应出现下列故障：

- a) 压缩机机械性损坏，试验压比无法维持；
- b) 支承或连续性部件损坏，引起噪声明显增加或导致压缩机起动和停机时出现撞机；
- c) 压缩机内部出现电气短路或断路。

5.3 其他技术要求

5.3.1 根据需要，压缩机可配备有合适的电动机过电流、过热保护装置。

5.3.2 根据需要，压缩机可配备合适的电动机起动装置。

5.3.3 根据需要，压缩机可配备有合适的减振装置（如减振垫等）。

5.3.4 压缩机成品应封入不低于大气压力的干燥氮气或空气。

5.3.5 压缩机通常应按设计要求和规定的注油量注入冷冻机油。

5.3.6 压缩机壳体表面涂漆应均匀光滑，不应有漏涂、划痕、锈斑等缺陷。

5.4 质量保证期

在用户遵守产品使用说明书所示各项规定的条件下，从制造厂发货之日起 18 个月，产品因制造不良而发生损坏或不能正常工作时，制造厂应负责更换。

6 试验方法

6.1 制冷量试验

压缩机在表 1 规定的工况下，按 GB/T 5773 进行试验，应符合 5.2.1 的规定。

6.2 其他试验

6.2.1 试验条件

6.2.1.1 环境温度：一般试验室的环境温度为 $25^{\circ}\text{C} \pm 10^{\circ}\text{C}$ 。

6.2.1.2 被测压缩机周围应是正常使用状态，除对气流敏感的试验有特殊规定外，一般其周围空气流速应在 1.0m/s 以下，周围 500mm 距离内不应有影响试验的冷热源。

6.2.1.3 被试压缩机电流电压的波动值不应大于 2% ，频率的波动值不应大于 1% 。测量用仪表应在有效使用期内，并附有检定合格证，其型式和测量精度应符合表 4 的规定。

表 4 一般试验仪器仪表的精度

仪表分类	仪表类型	仪表精度或等级
温度测量仪表	玻璃水银温度计	精密型 2 级
	热电偶 电阻温度计 温差计	0.5 级
压力测量仪表	水银压力计 压力表 压力变送器	不低于 1 级
电工测量仪表	指示仪表 累积仪表	不低于 1 级
噪声测量仪表	精密声级计等	
振动测量仪器	测振仪	
质量测量仪表	天平	$\pm 1\text{mg}$
	台秤	$\pm 10\text{g}$

6.3 外观和外形尺寸测定

6.3.1 外观：压缩机外观检验采用目测。

6.3.2 外形尺寸：压缩机外形尺寸采用直尺测量。

6.4 起动性能试验方法

带有全部电气附件的压缩机接入起动性能试验装置（见图 1）。每次试验前其截流阀预先按 6.13 规定的工况调到适合位置。将系统抽真空并充入适量的制冷剂，打开均压阀，压缩机动转 5min 后停机，调整充入的制冷剂量，使系统的平衡压力为 $40^{\circ}\text{C} \pm 3^{\circ}\text{C}$ 对应的饱和压力（高温型压缩机）和 $21^{\circ}\text{C} \pm 3^{\circ}\text{C}$ 对应的饱和压力（中温型和低温型压缩机），关闭均压阀。

a) 升电压起动：在压缩机接线端子处测量的端电压为 1.06 倍的额定电压时，连续起动压缩机三次，每次起动进入工况后，立即停机，并用均压阀使系统压力恢复到平衡压力；

b) 降电压起动：在压缩机接线端子处测量的端电压为 0.85 倍的额定电压时，连续起动压缩机三次，每次起动进入工况后，立即停机，并用均压阀使系统压力恢复到平衡压力。

6.5 输入功率和工作电流测量

在按 6.1 规定测定制冷量时，同时用功率表和电流表测定压缩机在该试验温度条件下运行时的输入功率和工作电流值。

6.6 电气安全项目的试验方法依据 GB 4706.17 中的规定要求。

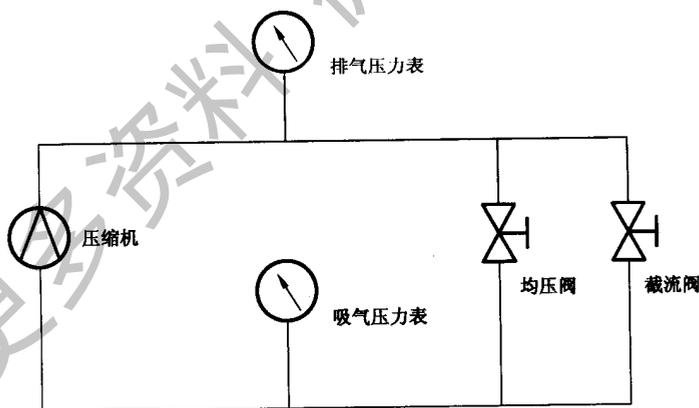


图 1 起动性能试验装置

6.7 噪声测定

本标准采用 JB/T 4330—1999 的附录 C 作为压缩机 A 计权声压级噪声水平的测定方法。测试环境为半消音室，压缩机应装上自身配用的减振垫，压缩机用非刚性接管接入置于半消音室外的制冷系统或代用制冷系统（图 2 为

推荐的代用制冷系统)。对系统抽真空并充入该压缩机适用的制冷剂,运转压缩机。调整吸、排气压力使其稳定在名义工况时对应的压力条件,并调整恒温控制水阀门,使回气温度保持在 $18.3^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$,待系统进入稳定状态 30min 后,即可开始按 JB/T 4330 的规定,测量所规定各测点的 A 计权声压级噪声值,然后求出测量表面平均 A 计权声压级噪声值 L_p 。

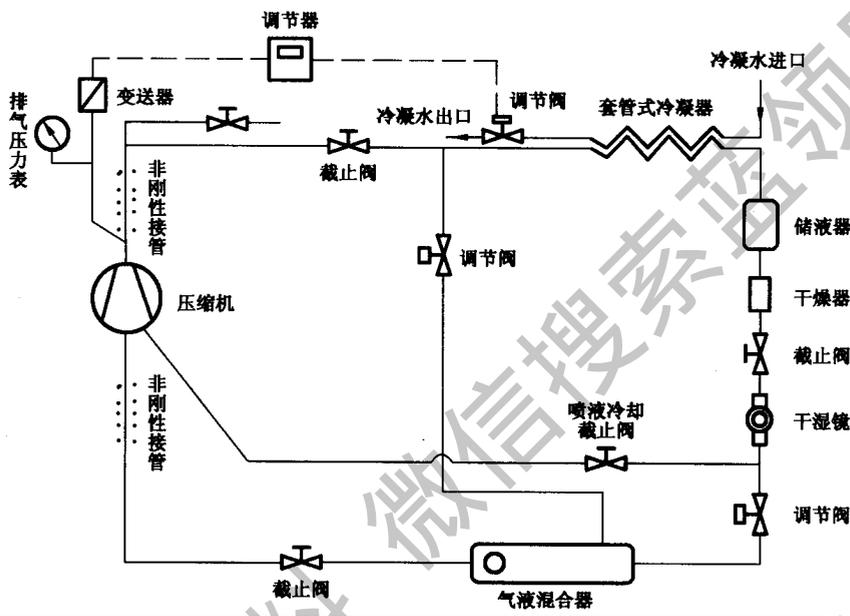


图 2 推荐的代用制冷系统

6.8 振动测量

6.8.1 在噪声测定后,维持压缩机和制冷系统或代用制冷系统的工作状态不变,用测振仪测量规定点的振幅。

6.8.2 测点必须在所有安装位置进行测量,并尽可能靠近安装点。另外,在压缩机机壳或者机体上吸气和排气管接头处也应当进行测量。

6.8.3 测量方向在吸气和排气接头处,必须在三个正交方向上进行测量;在安装位置处,在三个方向上进行测量。在吸气和排气接头处,一个方向必须平行于接头处的管道方向,剩余两个方向中的一个应当描述接头处压缩机机体的切向运动,第三个方向根据正交要求定。如图 3 所示。

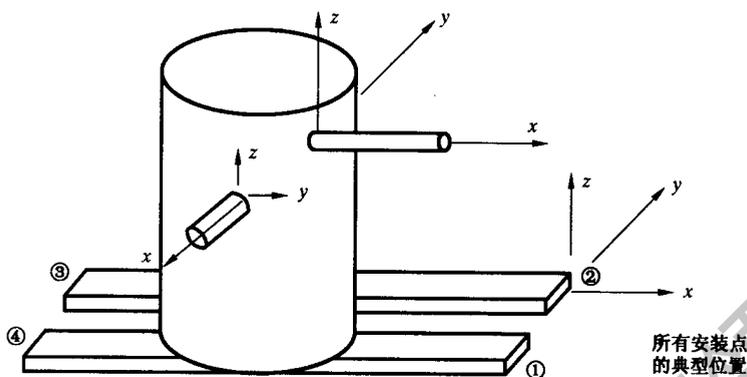


图 3 振动试验装置图 (典型的)

6.9 残余水分含量测定

将压缩机置于恒温干燥箱内 (如果压缩机中已充入了保护气体, 则应将保护气体放出, 直到压力与环境压力平衡)。将吸排气管同时接入水分测量装置 (如图 4 所示), 使干燥箱内温度达到 $145^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$ 。在截止阀关闭的状态下, 起动真空泵, 当系统内绝对压力达到 4Pa 后, 将冷凝管放入低温桶冷浴, 低温桶内温度维持在 -70°C 以下, 然后逐渐打开截止阀。试验应持续 4h , 4h 后系统内压力不应超过 4Pa , 这时停机, 反之试验无效。

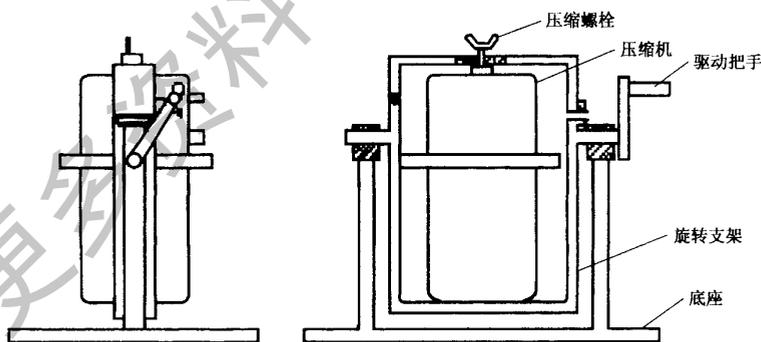


图 4 整机残留水分含量测试装置

注: 低温桶可以内装半桶甲醇或酒精, 再放入干冰; 也可以内装液氮。但必须保

持其要求的温度。

停机后，从装置上取下冷凝管，往冷凝管内注入乙醚，使冷凝管内温度升至常温，将冷冻在冷凝管内壁的油与水的混合物溶解，待油水分离后，从其刻度上读出水含量。

6.10 清洁度测量

6.10.1 测量仪器

- a) 感量 0.1mg 的天平；
- b) 孔隙度为 $5\mu\text{m}$ 的过滤纸。

6.10.2 清洗方法

a) 取孔隙度为 $5\mu\text{m}$ 的过滤纸，放入烘箱，加温到 $60\sim 70^{\circ}\text{C}$ ，保持 30min，从烘箱内取出过滤片立即称重并记录过滤片的重量（可同时烘干若干片，取一片称一片）。然后立即放入干燥器中保存。

b) 将压缩机中的冷冻油倒出，用已知重量的滤片过滤，然后将带滤出物的滤片放入清洁的酒精等溶剂中浸泡足够时间，以稀释滤片吸附的冷冻机油。取出带滤出物的滤片，待溶剂挥发后，放入烘箱加温到 $60\sim 70^{\circ}\text{C}$ ，保持 30min 后，称重。此重量减去滤片重量即为油中杂质的重量。

c) 将不少于 0.8L 已过滤的冲洗液（HCFC141b）灌入压缩机壳体内密封好，用适当的方法充分冲洗压缩机内部，将清洗液倒出并过滤，然后将带滤出物的滤片按 b) 条规定，放入清洁酒精等溶剂中浸泡足够时间，并烘干称重。把从油中和壳体清洗液中收集到的杂质重量相加即为压缩机内部杂质含量。图 5 给出一种推荐的清洗装置图。

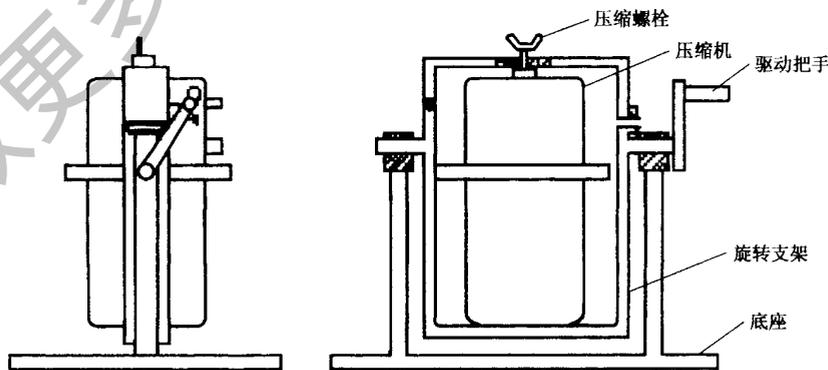


图 5 推荐的清洗装置图

6.10.3 由于结构限制，冲洗液及冷冻机油无法全部倒出时，可在装配前对相应的待装零部件进行检测，冷冻机油要按设计要求取样检测。

6.11 气密性试验

气密性试验介质用干燥洁净空气或氮气进行。试验时先给被试压缩机充入气体，缓慢加压至相应制冷剂 60℃ 对应的饱和压力，然后放入水池中或外部涂沫发泡液，保压 1min 再进行检查，不应有渗漏。

6.12 可靠性试验

将做完 6.1 和 6.7 试验的压缩机接入代用制冷系统，按表 5 或表 6 所示的条件连续运行。每个工况采用一台压缩机运行 2 000h，如需要时，可采用强制通风冷却。试验结束后，重新进行 6.1 和 6.7 试验，试验完应符合 5.2.10 的技术要求。

表 5 可靠性试验条件（一）

类型	电源	吸气饱和（蒸发）温度 ℃	排气饱和（冷凝）温度 ℃
高温	额定工作电压及频率	12.5	60
		-6	60
		-23.3	33
中温	额定工作电压及频率	0	60
		-23.3	60
低温	额定工作电压及频率	-12.5	60
		-40	60

对于高温型压缩机也可按表 6 条件任选一种进行试验。

表 6 可靠性试验条件（二）

电 源	吸气饱和（蒸发）温度 ℃	排气饱和（冷凝）温度 ℃	时间 h
额定工作电压及频率	6	91	500
额定工作电压及频率	6	71	1 000
额定工作电压及频率	6	66	2 000

6.13 起动耐久性试验

将压缩机接入起动性能试验装置（见图 1），将其抽真空后，充入适量制冷剂，关闭均压阀。起动并运行压缩机，调整截流阀，使吸、排气压力稳定在如表 7 所规定的饱和温度对应的压力值，然后停机，试验前准备工作结束。

在每个试验周期中，压缩机工作必须达到或超过上述的试验压比。在压缩机重新起动前，机芯与外壳之间的连接件应达到静止状态，系统内的压力应达到平衡（可通过电控均压阀使系统压力快速平衡）。

试验一直连续进行 6×10^4 次循环为止。试验期间，系统内的平衡压力应保持稳定，发现其平衡压力降低时，应及时补充制冷剂。允许压缩机外部采用强制冷却，以避免试验期间过热保护器动作。

表 7 耐久性试验

类型	吸气压力对应饱和温度 ℃	排气压力对应饱和温度 ℃
高温	8 ± 1	60 ± 2
中温	-10 ± 1	60 ± 2
低温	-32 ± 1	60 ± 2

7 检验规则

7.1 出厂检验

7.1.1 凡提出交货的压缩机均应进行出厂检验。出厂检验项目包括必须项目和抽检项目。

7.1.1.1 出厂检验的必检项目技术要求和试验方法见表 9 所示的 1~5 项。

7.1.1.2 出厂检验的抽检项目技术要求和试验方法见表 9 所示的 10~15 项。

7.1.2 正常成批生产的每种型号的压缩机按表 8 规定的台数进行抽检。如抽检不合格时，应以双倍数量重新试验。如仍有一台不合格，该批产品应逐台试验。

表 8 抽检数量

批产量	1 000 台以下	1 000~2 000 台	2 000 台以上
抽查数	1	2	3

7.2 型式检验

压缩机在下列情况之一时，应进行型式检验：

- a) 新产品或老产品转厂生产的试制定型鉴定时；
- b) 正式生产后，如结构、材料、工艺有较大改变，可能影响产品性能时；
- c) 连续生产的产品，自上一次型式检验起已连续生产超过两年时；
- d) 质量不稳定，认为有必要时；
- e) 时隔一年以上再生产时。

7.2.1 型式检验应包括表 9 中规定的全部试验项目。

7.2.2 型式检验样品总数为 8 台，其中一台为开盖的样品供结构检查用；一台为由制造厂单独制造的堵转样品，供堵转试验用。

出厂检验和型式检验试验项目及不合格分类见表 10 的规定，型式检验所采用的抽样方案、判别水平、样本大小、不合格质量水平、合格判定数见表 11 的规定。抽样检验不合格，则判型式检验不合格。

第一次抽样的 2 台样品完成性能试验后，任选其中一台进行安全试验（即 A 类试验项目的测试）。在安全试验中，若出现一台项不合格，则判型

式检验不合格。

在起动耐久性试验、可靠性试验、残余水分试验、内部杂质含量试验、堵转试验和结构检查中，若出现一台项不合格，则判型式检验不合格。

表 9 检验项目

序号	检验项目	技术要求		试验方法	
		GB 4706.17	本标准	GB 4706.17	本标准
1	冷态电气强度	16 章		16 章	
2	绝缘电阻	16 章		16 章	
3	壳体气密性试验		5.2.9		6.11
4	外观及外形尺寸要求		5.3		6.2
5	防触电保护	8 章		8 章	
6	工作温度下的泄露电流	13 章		13 章	
7	潮态绝缘电气强度	15、16 章		15、16 章	
8	潮态绝缘电阻	15、16 章		15、16 章	
9	内部杂质含量		5.2.8		6.10
10	接地装置	27 章		27 章	
11	起动性能试验		5.2.2		6.4
12	输入功率		5.2.3		6.5
13	制冷量试验		5.2.1		6.1
14	噪声		5.2.5		6.7
15	振动		5.2.6		6.8
16	残余水分含量		5.2.7		6.9
17	非正常工作	19 章		19 章	
18	壳体机械强度试验	21 章		21 章	
19	其他安全试验	14, 21 ~ 31 章		14, 21 ~ 31 章	
20	可靠性试验		5.2.10		6.12
21	起动耐久性试验		5.2.11		6.13

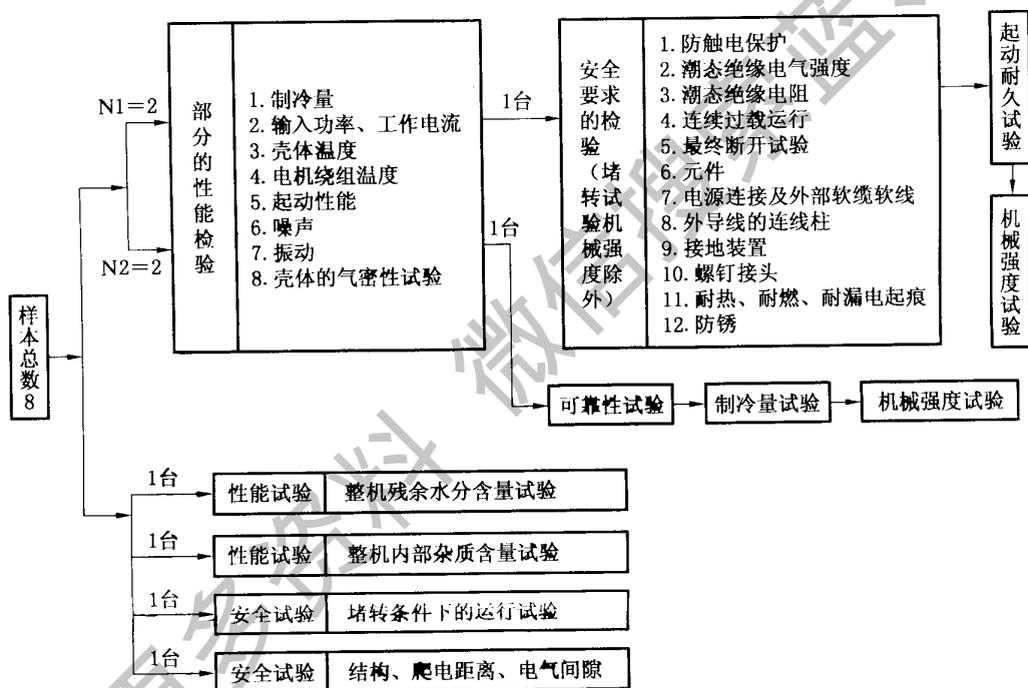
表 10 不合格项分类

检验项目名称	不合格性质		
	A 类不合格项	B 类不合格项	C 类不合格项
冷态电气强度	✓		
冷态绝缘电阻	✓		
接地装置	✓		
壳体气密性试验		✓	
外观及外形尺寸要求			✓
防触电保护	✓		
工作温度下的泄露电流	✓		
潮态绝缘电气强度	✓		
潮态绝缘电阻	✓		
连续过载试验	✓		
最终断开试验	✓		
转子堵转试验	✓		
爬电距离、电气间隙、穿通绝缘距离	✓		
耐电、耐燃、耐漏电起痕	✓		
其他安全试验	✓		
制冷量试验		✓	
起动性能试验		✓	
输入功率		✓	
噪声		✓	
振动		✓	
机械强度试验	✓		
残余水分含量		✓	
内部杂质含量		✓	
可靠性试验		✓	

表 11 型式检验抽样判定方法

判别标准	抽样方案 二次抽样	样本大小	不合格质量水平			
			B 类不合格 RQL = 80		C 类不合格 RQL = 100	
			A _c	R _e	A _c	R _e
II	第一次	N1 = 2	0	2	0	3
	第二次	N2 = 2	1	2	3	4

7.2.3 型式检验的抽样样品分组检验方案见图 6。



注：检验顺序可参考此图的检验顺序进行。

图 6 型式检验的分组检验方案图

8 产品规格书

压缩机制造厂商应向压缩机用户提供产品规格书，产品规格书应包括压缩机使用范围、名义制冷量、输入功率、性能系数、工作电流、名义噪声值、名义振动值等项目及其测试条件。

9 标志、包装、运输、贮存

9.1 标志

9.1.1 每台压缩机上应有耐久性铭牌固定在明显位置，铭牌的技术要求应符合 GB/T 13306 的规定，铭牌上应标识下列内容：

- a) 制造厂名称；
- b) 产品型号和名称；
- c) 主要技术参数（额定电压、电源频率、制冷剂等）；
- d) 制造年月或编号。

9.1.2 接线标志

铭牌上无接线标志的压缩机，在接线端子附近的壳体上或接线端子盖上应有耐久性接线标志。

9.2 包装和运输

压缩机包装应符合 GB 191 的有关规定，压缩机的包装和运输，可按订货合同的规定办理。压缩机在包装箱内应固定可靠，并有防潮和防振措施。保证产品在正常运输装卸和保存时，不致损坏和碰伤，包装箱外面应使用不褪色料表明下列内容：

- a) 产品名称、型号及规格；
- b) 产品批号；
- c) 净重、毛重；
- d) 包装外形尺寸；
- e) 制造厂名称；
- f) 储运注意事项：如：“小心轻放”、“向上”、“防潮”等文字或符号。

9.3 贮存

9.3.1 贮存在通风良好的仓库中，并且周围不应有腐蚀气体存在。

压缩机只有在使用时，才允许拔出密封堵头，如在运输和贮存过程中发现堵头脱落或松动，应及时检查处理。

活塞式单级制冷压缩机

GB/T 10079—2001

1 范围

本标准规定了活塞式单级制冷压缩机的名义工况、技术要求、试验方法、检验规则和标志、包装、运输、贮存等。

本标准适用于有机制冷剂（R12、R22、R404A、R134a、R407C、R410A 等）和无机制冷剂（R717）汽缸直径不大于 250mm 的单级活塞式全封闭、半封闭、开启式制冷压缩机。

本标准不适用于以下产品中的压缩机：

- a) 家用冷藏箱和家用冻结箱；
- b) 运输用及特殊用途制冷空调设备。

2 引用标准

下列标准所包含的条文，通过在本标准中引用而构成为本标准的条文。本标准出版时，所示版本均为有效。所有标准均会被修订，使用本标准的各方应探讨使用下列标准最新版本的可能性。

GB 191—2000 包装储运图示标志（eqv ISO 780：1997）

GB 4706.17—1996 家用和类似用途电器的安全 电动机—压缩机的特殊要求（idt IEC 335-2-34：1980）

GB/T 5773—1986 容积式制冷压缩机性能试验方法（eqv ISO 917：1974）

GB/T 6388—1986 运输包装收发货标志

GB/T 13306—1991 标牌

GB/T 13500—1992 封闭式制冷压缩机用三相异步电动机 通用技术条件

JB/T 4330—1999 制冷和空调设备噪声的测定

JB/T 9058—1999 制冷设备清洁度测定方法

3 定 义

本标准采用下列定义。

3.1 名义工况 normal conditions

性能工况中的一种工况。在此工况下，压缩机按规定条件进行试验，并作为性能比较的基准性能工况。

3.2 性能系数 coefficient of performance

全封闭、半封闭式制冷压缩机其性能系数指某一工况下制冷量与同一工况下输入功率的比值 (W/W)，开启式制冷压缩机其性能系数指某一工况下制冷量与同一工况下轴功率的比值 (W/W)。

3.3 压缩机电动机额定功率 normal power

压缩机配用的电动机在额定电源参数下其轴输出的名义功率（以下简称额定功率）。

3.4 开启活塞式制冷压缩机 open - type refrigerant piston compressor

靠原动机来驱动伸出机壳外的轴或其他运转零件的活塞式制冷压缩机。这种压缩机在固定件和运动件之间必须设置轴封（以下简称压缩机）。

3.5 半封闭活塞式制冷压缩机 semi - hermetically refrigerant piston compressor

可在现场拆开维修内部机件的无轴封的活塞式制冷压缩机（以下简称压缩机）。

3.6 全封闭活塞式制冷压缩机 hermetically sealed refrigerant piston compressor

压缩机和电动机装在一个由熔焊或钎焊焊死的外壳内的活塞式制冷压缩机。这类压缩机没有外伸轴或轴封（以下简称压缩机）。

4 名义工况及使用范围

4.1 名义工况

有机制冷剂压缩机名义工况见表 1，无机制冷剂压缩机名义工况见表 2。

表 1 有机制冷剂压缩机名义工况

类型	吸入压力饱和温度	排出压力饱和温度	吸入温度	环境温度
高温	7. 2	54. 4 ¹⁾	18. 3	35
	7. 2	48. 9 ²⁾	18. 3	35
中温	- 6. 7	48. 9	18. 3	35
低温	- 31. 7	40. 6	18. 3	35

1) 为高冷凝压力工况。
2) 为低冷凝压力工况。
表中工况制冷剂液体的过冷度为 0℃。

表 2 无机制冷剂压缩机名义工况

类型	吸入压力饱和温度	排出压力饱和温度	吸入温度	制冷剂液体温度	环境温度
中低温	- 15	30	- 10	25	32

4.2 使用范围

有机制冷剂压缩机使用范围见表 3。无机制冷剂压缩机使用范围见表 4。

表 3 有机制冷剂压缩机使用范围

类型	吸入压力饱和温度 ℃	排出压力饱和温度 ℃		压缩比
		高冷凝压力	低冷凝压力	
高温	- 15 ~ 12.5	25 ~ 60	25 ~ 50	≤ 6
中温	- 25 ~ 0	25 ~ 55	25 ~ 50	≤ 16
低温	- 40 ~ - 12.5	25 ~ 50	25 ~ 45	≤ 18

表 4 无机制冷剂压缩机使用范围

类型	吸入压力饱和温度 ℃	排出压力饱和温度 ℃	压缩比
中低温	- 30 ~ 5	25 ~ 45	≤ 8

4.3 型式与基本参数及型号表示方法

压缩机型式与基本参数见附录 E (提示的附录); 型号表示方法可参照附录 D (提示的附录)。

5 技术要求

5.1 一般规定

压缩机按本标准的规定, 并按经规定程序批准的图样和技术文件制造。

5.2 压缩机的润滑

5.2.1 压缩机润滑系统应满足以下要求:

a) 压缩机采用飞溅润滑或压力润滑方式。采用压力润滑系统的压缩机, 其润滑系统的油压和压缩机曲轴箱中制冷剂压力的差值应保证在油路无堵塞情况下, 压缩机正常可靠工作。

b) 当环境温度高达 43℃ 或冷却水温度 33℃ 时, 半封闭式压缩机曲轴箱中润滑油的温度不高于 80℃, 开启式压缩机不高于 70℃。

c) 压缩机应根据用户要求或环境需要设置电加热器。

d) 采用飞溅润滑时应保证电动机在正转或反转 (当允许反转时) 情况下润滑系统均能够可靠工作。

5.2.2 开启式压缩机轴封处油的渗漏应不超过 0.5mL/h。

采用无机制冷剂的压缩机其润滑油的奔油量限值见表 5。

表 5 无机制冷剂压缩机润滑油奔油量限值

名义工况制冷量 kW	最大奔油量限值 g/h
≤ 35	35

名义工况制冷量 kW	最大奔油量限值 g/h
> 35 ~ 55	55
> 55 ~ 110	80
> 110 ~ 225	110
> 225 ~ 450	180
> 450 ~ 600	220
> 600 ~ 800	300
> 800	420
注：奔油量的测定方法见附录 B（标准的附录）。	

5.3 全封闭、半封闭式压缩机电动机

压缩机电动机应符合 GB/T 13500 的规定。

5.4 安全阀

带有安全阀的压缩机其阀动作应灵敏，不漏气，安全可靠。

5.5 零部件材料

压缩机零部件采用的标准在工作中对使用的制冷剂和润滑油应有稳定的化学性质，而不被其破坏性能。

5.6 压缩机承压零部件的耐压和气密性要求

5.6.1 压缩机承受低压部分（低压腔、曲轴箱、电机端盖、轴承座、吸气总管）和承受高压部分（高压腔、汽缸盖、排汽总管）零部件的耐压和气密性试验按附录 C（标准的附录）进行，保证 1min，不允许渗漏。其试验压力见表 6 和表 7。

表 6 有机制冷剂压缩机承压零部件的耐压和气密性试验压力 MPa

试验项目	承受高压部分		承受低压部分
	高冷凝压力	低冷凝压力	
气密试验	65℃制冷剂对应的饱和蒸汽压力	55℃制冷剂对应的饱和蒸汽压力	45℃制冷剂对应的饱和蒸汽压力
耐压试验	所对应的气密试验压力的 1.5 倍		

表 7 无机制冷剂压缩机承压零部件的耐压和气密性试验压力 MPa

试验项目	承受高压部分		承受低压部分
气密试验	50℃制冷剂对应的饱和蒸汽压力		45℃制冷剂对应的饱和蒸汽压力
耐压试验	所对应的气密试验压力的 1.5 倍		

5.6.2 带有冷却水套的压缩机其冷却水套应经 0.6MPa 耐压试验，保压 5min，不应有渗漏。

5.7 压缩机气密性要求

压缩机气密性试验按附录 C 的规定进行。压缩机气密试验压力为 45℃ 所对应制冷剂的饱和蒸汽压力。

5.8 制冷量及性能系数

制冷压缩机按表 1、表 2 规定的工况条件进行试验，配用电动机额定功率小于等于 2.2kW 的制冷压缩机实测制冷量及性能系数应不小于其名义值的 93%，配用电动机额定功率大于 2.2kW 的制冷压缩机实测制冷量及性能系数应不小于其名义值的 95%。

5.9 全封闭、半封闭压缩机残余水分

压缩机整机残余水分含量应不超过表 8 的规定。

表 8 压缩机残余水分限值

机型	额定功率 kW	残余水分含量 mg
全封闭	≤ 0.37	≤ 100
	$> 0.37 \sim 0.75$	≤ 200
	$> 0.75 \sim 1.5$	≤ 300
	$> 1.5 \sim 3.0$	≤ 450
	$> 3.0 \sim 5.5$	≤ 600
	> 5.5	≤ 800
半封闭	≤ 1.5	≤ 500
	$> 1.5 \sim 3.7$	≤ 700
	$> 3.7 \sim 5.5$	≤ 900
	$> 5.5 \sim 7.5$	$\leq 1\ 000$
	$> 7.5 \sim 11$	$\leq 1\ 500$
	$> 11 \sim 15$	$\leq 1\ 900$
	$> 15 \sim 22$	$\leq 2\ 300$
	> 22	$\leq 3\ 500$

注：压缩机整机残余水分含量测试方法见附录 A（标准的附录）。

5.10 压缩机的清洁度

压缩机整机的清洁度见表 9、表 10 的规定。

表 9 全封闭、半封闭压缩机残留物量限值

机型	额定功率 kW	残留物限值 mg
全封闭	≤ 0.37	≤ 40
	$> 0.37 \sim 0.75$	≤ 60
	$> 0.75 \sim 1.5$	≤ 80
	$> 1.5 \sim 3.0$	≤ 100
	$> 3.0 \sim 5.5$	≤ 140
	> 5.5	≤ 180
半封闭	≤ 1.5	≤ 500
	$> 1.5 \sim 3.7$	≤ 600
	$> 3.7 \sim 5.5$	≤ 700
	$> 5.5 \sim 7.5$	≤ 800
	$> 7.5 \sim 11$	≤ 900
	$> 11 \sim 15$	$\leq 1\ 000$
	$> 15 \sim 22$	$\leq 1\ 100$
	> 22	$\leq 1\ 200$

表 10 开启式压缩机残留物量限值

名义工况制冷量 kW	残留物限值 mg
≤ 35	$\leq 1\ 000$
$> 35 \sim 55$	$\leq 1\ 150$

名义工况制冷量 kW	残留物限值 mg
> 55 ~ 110	≤ 1 300
> 110 ~ 225	≤ 1 450
> 225 ~ 450	≤ 1 800
> 450 ~ 600	≤ 2 000
> 600 ~ 800	≤ 2 200
> 800	≤ 2 500

5.11 噪声限值

按 6.4 规定的方法进行试验，其名义工况下的噪声值应不大于制造厂公布的名义值。

5.12 升降电压启动性能

按 6.6 规定的方法进行试验，压缩机均能正常启动。

5.13 可靠性要求

5.13.1 开停试验

封闭式压缩机开停试验按 6.7 的规定进行，开停次数高温用压缩机不少于 6×10^4 次，中低温用压缩机不少于 12×10^4 次，应无机械性损坏和电气部件的损坏。

5.13.2 极限工况试验

压缩机按 6.8 规定的方法进行试验，试验后压缩机噪声应不高于试验前的 3 dB (A)，制冷量及性能系数 (COP) 的下降不应超过原实测值的 5%。

5.14 外观

压缩机外表面应清理干净，漆层应附着牢固，油漆色彩调和耐久，色泽一致，不应有影响外观质量的缺陷。

5.15 易损件

压缩机的备用易损件由制造厂根据正常使用产品，一年内不需再提供配件的条件下提出。

5.16 质量保证期

在用户遵守产品使用说明书所示各项规定的条件下，从制造厂发货日期起的 18 个月内，产品因制造质量不良而发生损坏或不能正常工作时，制造厂应免费更换或修理。

6 试验方法

6.1 外观和外形尺寸测定

6.1.1 外观：压缩机外观检验采用目测。

6.1.2 外形尺寸：压缩机外形尺寸采用直尺测量。

6.2 清洁度测量

6.2.1 测量仪器

a) 感量 0.1mg 的天平；

b) 400 目的滤网（开启式）或 $5\mu\text{m}$ 的滤膜（全封闭、半封闭）。

6.2.2 清洗剂：R-141b。

6.2.3 清洗方法

6.2.3.1 封闭式压缩机清洗方法

a) 装入清洗剂：将与封装油同样量的清洗剂从压缩机的封装口或吸入口边抽真空边封装；

b) 用升降机等，在悬吊压缩机的状态下摇动，充分地清洗内部。

6.2.3.2 开启式压缩机的清洗方法按 JB/T 9058 的规定进行。

6.2.4 残留物的测定方法按 JB/T 9058 的规定进行。

6.3 制冷量和性能系数试验

压缩机在表 1 或表 2 规定的工况下，按 GB/T 5773 规定的方法进行试验。

6.4 噪音测定

按 JB/T 4330—1999 附录 C 规定的方法测定声压级。

6.5 电动机绕阻温升试验

按 GB/T 13500—1992 中的 5.2 规定的方法进行。

6.6 压缩机升降电压启动试验

带有全部电气附件的压缩机按图 1 接入代用制冷系统，将系统抽空并充入适量的制冷剂，打开均压阀，调整充入的制冷剂量，使系统平衡在所用制

冷剂 $35^{\circ}\text{C} \pm 3^{\circ}\text{C}$ 对应的饱和压力，关闭均压阀。

a) 升电压启动：在压缩机接线端子处测量的端电压为 1.1 倍的额定电压时，连续启动压缩机三次，每次启动后，立即停机，并用均压阀使系统压力恢复到平衡压力。

b) 降电压启动：在压缩机接线端子处测量的端电压为 0.9 倍的额定电压时，连续启动压缩机三次，每次启动后，立即停机，并用均压阀使系统压力恢复到平衡压力。

6.7 开停试验

压缩机按图 1 所示连续管路，将其抽空后，充入适量制冷剂。关闭均压阀，启动并运行压缩机，调整三通阀开度，使排气压力和吸气压力稳定在表 1 所规定的名义工况，然后停机。试验前准备工作结束。

试验时，压缩机工作必须达到或超过名义工况下的试验压比，压缩机重新启动前，系统内的压力应达到平衡，压力应保持稳定，发现平衡压力降低时，应及时补充制冷剂。试验时允许压缩机采用外部强制冷却。

6.8 极限工况试验

6.8.1 压缩机极限工况试验按表 11 和表 12 中的最大负荷工况和最大压差工况运转，运转时间全封闭、半封闭式为 1 000h（每个工况 500h），开启式为 500h（每个工况 250h）。

6.8.2 在极限工况试验中所规定的时间内，允许中途停车以检查机器运转情况。如遇有主要零部件损坏需要更换时，已进行的试验无效。在采取措施后，仍按表 11 和表 12 所规定的试验工况重新进行试验。

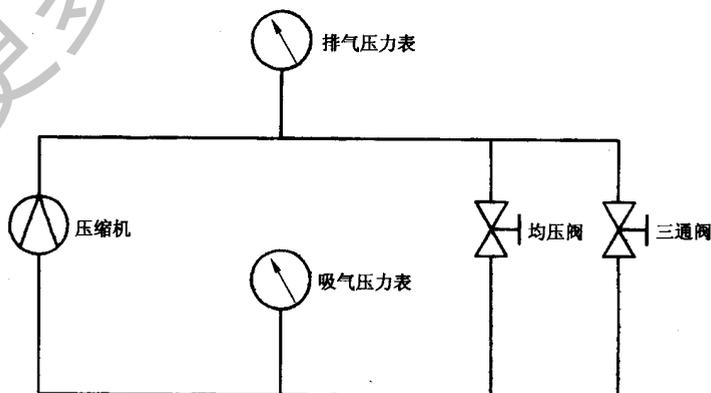


图 1 开停试验装置

表 11 压缩机最大负荷工况

制冷剂	吸气压力饱和温度 ℃	排气压力饱和温度 ℃	回气温度 ℃
有机制冷剂	最高吸气压力饱和温度	最高排气压力饱和温度	18.3
无机制冷剂			13

表 12 最大压差工况

MPa

制冷剂	最大压力差	
	全封闭、半封闭式压缩机	开启式压缩机
有机制冷剂	1.8	1.6
无机制冷剂	1.6	1.6

7 检验规则

7.1 检验项目

压缩机出厂检验、抽样检验和型式检验项目、技术要求和试验方法按表 13 的规定。

表 13 检验项目

检验项目	机型	出厂 检验	抽样 检验	型式 检验	技术要求		试验方法	
					本标准	GB 4706.17	本标准	GB 4706.17
外观和外形 尺寸要求	全机种	△	△	△	5.14		6.1	
压缩机气密 试验	全机种	△	△	△	5.7		附录 C	

第 10 篇 现代化冷库设备安装及性能试验监测相关技术标准

检验项目	机型	出厂 检验	抽样 检验	型式 检验	技术要求		试验方法	
					本标准	GB 4706.17	本标准	GB 4706.17
冷态绝缘 电阻	全封闭 半封闭	△	△	△		参照 16 章进行		16 章
冷态电气 强度	全封闭 半封闭	△	△	△		参照 16 章进行		16 章
制冷量及性 能系数试验	全机种	—	△	△	5.8		6.3	
清洁度	全机种	—	△	△	5.10		6.2	
残余水分 含量	全封闭 半封闭	—	△	△	5.9		附录 A	
噪音	全机种	—	△	△	5.11		6.4	
升降电压 启动	全封闭 半封闭	—	—	△	5.12		6.6	
润滑油奔油 量试验	开启式	—	—	△	5.2.2		附录 B	
开停试验	全封闭 半封闭	—	—	△	5.13.1		6.7	
防触电保护	全机种	—	—	△		8 章		8 章
工作温度下 泄露电流	全封闭 半封闭	—	—	△		13 章		13 章
潮态绝缘 电气强度	全封闭 半封闭	—	—	△		15、16 章		15、16 章

检验项目	机型	出厂 检验	抽样 检验	型式 检验	技术要求		试验方法	
					本标准	GB 4706.17	本标准	GB 4706.17
潮态绝缘 电阻	全封闭 半封闭	—	—	△		15、16 章		15、16 章
非正常工作	全封闭 半封闭	—	—	△		19 章		19 章
其他安全 试验	全封闭 半封闭	—	—	△		14、21、22、23、 24、25、26、27、 28、29、30、31 章		14、21、22、23、 24、25、26、27、 28、29、30、31 章
耐压试验	全机种	—	—	△	5.6.1		附录 C	
极限工况试验	全机种	—	—	△	5.13.2		6.8	

注：“△”表示需要检，“—”表示不需要检。

表 13 中未规定的检验项目生产厂家需在保证压缩机安全及性能的基础上适当增设。

7.2 型式检验

压缩机在下列情况之一时，应进行型式检验，检验项目和试验方法按表 13 的规定。

- 新产品；
- 老产品转厂生产的试制定型鉴定；
- 若结构、材料、工艺有较大改变，可能影响产品性能时；
- 质量不稳定，认为有必要时；
- 停产一年以上再生产时；
- 出厂检验结果与上次型式检验有较大差异时；
- 国家质量监督机构提出进行型式检验的要求时。

7.3 出厂检验

每台压缩机均应做出厂检验，检验项目和试验方法按表 13 的规定。

7.4 抽样检验

抽样检验应从出厂检验合格后的产品中进行抽样，检验项目和试验方法按表 13 的规定。抽样台数按表 14 的规定。

表 14 抽样台数

全封闭	批产量	< 1 000	1 000 ~ 2 000	> 2 000	
	抽样数	1	2	3	
半封闭	批产量	< 100	100 ~ 500	501 ~ 1 000	> 1 000
	抽样数	1	2	3	4
开启式	批产量	< 100	100 ~ 500	501 ~ 1 000	> 1 000
	抽样数	1	2	3	4

注

1 为连续生产的，则每批产量允许以每天产量按表 14 执行。

2 若为非连续生产，则以每天实际产量的 1‰ 进行抽样，但不得少于 1 台。

若第一次抽样产品经查不合格，则应加倍进行第二次抽样，若再次不合格则应逐台进行检查。

8 产品规格书

压缩机制造厂商应向压缩机用户提供产品规格书或产品使用说明书。产品规格书应包括压缩机使用范围、名义制冷量、输入功率、性能系数、工作电流、名义噪声值和保证压缩机正常工作的油压差值等项目及其测试条件。

9 标志、包装、运输和贮存

9.1 标志

9.1.1 每台压缩机应有耐久性铭牌固定在明显位置，铭牌的尺寸和技术要求应符合 GB/T 13306 的规定，铭牌上应包括下列内容：

- a) 制造厂名称；
- b) 产品型号；
- c) 主要技术参数（额定电压、电机额定功率、电源频率、制冷剂）；
- d) 制造年、月，出厂编号。

9.1.2 压缩机上应注明工作情况的标志，如压缩机旋转方向，冷却水进、出口标志，指示仪表和控制按钮等。

9.2 包装

9.2.1 压缩机及其易损件在包装前，应进行清洁处理，外露加工表面

应涂防锈油。

9.2.2 压缩机的包装应牢固和防潮，备用易损件和工具涂防锈油后应加以包装，并固定在箱中，以保证在正常的贮存、运输中不致损坏和受潮。

包装箱上应清晰标出下列内容：

- a) 发货站和制造厂名称；
- b) 到货站和接货单位名称；
- c) 产品型号和名称；
- d) “小心轻放”、“向上”和堆放层数等有关包装、贮运标志。

包装标志应符合 GB/T 6388 和 GB/T 191 的有关规定。

9.3 包装箱中应附有下列产品随带文件：

9.3.1 产品合格证

产品合格证内容包括：

- a) 产品型号和名称；
- b) 产品出厂编号；
- c) 检验结论；
- d) 检验员签章；
- e) 检验时间。

9.3.2 产品使用说明书

产品使用说明书内容包括：

- a) 产品型号和名称、主要参数（名义制冷量、名义工况、性能系数、电源相数、电压、频率、额定电流）、性能特点、使用范围、压缩机的外形图；
- b) 安装说明和基础图；
- c) 配件目录；
- d) 使用说明、维护和保养注意事项及安全技术说明。

9.3.3 装箱单

9.4 贮存

9.4.1 压缩机包装前应充入高于大气压力的干燥氮气或相应的制冷剂气体（有危险性的除外）。

9.4.2 包装后的压缩机应贮存在干燥、通风处。

附录 A 残余水分试验方法

(标准的附录)

A1 残余水分含量测定是检验压缩机内部干燥程度的方法，其装置见图 A1。

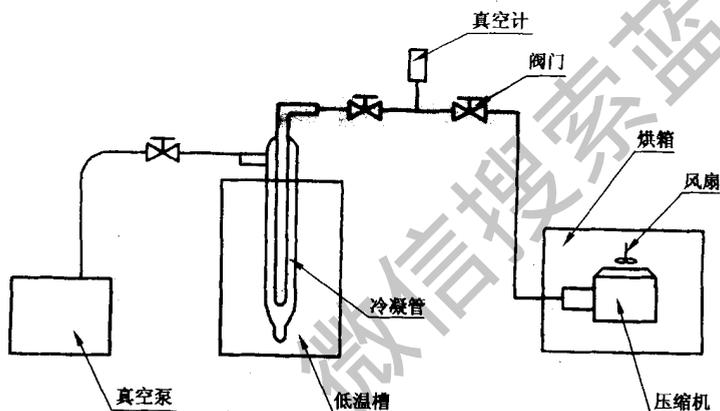


图 A1

A2 试验环境：要求无阳光直射，无对试验有影响的气体、蒸汽、灰尘等通风良好的场所。

A3 试验装置：未封入冷冻机油的压缩机，温度能达到零下 70℃ 以下的低温槽，真空泵（排气能力 150L/min 以上，达到真空度 14Pa 以下），硅酮润滑酯（密封用）。

A4 在预先洗干净、干燥了的冷凝管的两头部分涂上硅酮润滑酯（防漏用）并固定在试验装置的指定位置。

A5 关闭压缩机进、出口阀，开动真空泵，确认试验装置的回路无泄露（若有泄露则修理之），此时回路的真空度确认为 14Pa 以下。

A6 确认无泄露时将冷凝管放入低温冷却槽中冷却，继续开动真空泵，打开压缩机进出口阀开始试验。

A7 运转：烘箱内温度设定在 130°C ，插上烘箱加热器及炉内风扇电流，开始从压缩机外部加热，真空泵的排气时间为压缩机线圈温度达到 $100 \sim 130^{\circ}\text{C}$ 后进行 4h，此时的真空度要达到 14Pa 以下。

A8 运转完了残余水分量的测定：达到排气所规定的时间，关闭试验回路各阀门、烘箱加热器、炉内风扇及真空泵电源。一切运转完毕，将冷凝管从回路中取下，从冷却槽中取出。往冷凝管内注入乙醚，使冷凝管温度升到常温。将冻结在冷凝管内壁的油与水分的混合物溶解。待油水分离后，从其刻度上读出水的含量。

A9 真空检测仪表一般采用热电偶真空计。

附录 B 单级活塞式无机制冷剂压缩机奔油量的测定

(标准的附录)

B1 本方法适用于单级活塞式无机制冷剂制冷压缩机奔油量的测定。

B2 为避免试验系统对奔油量的影响，试验开始前仔细将油分离器、调节阀、缓冲器等处的积油排除干净。试验过程中油分离器的回油阀应关闭。

B3 先将规定牌号的冷冻油加入曲轴箱中，使油位达到规定高度，按照程序启动压缩机，在名义工况下运转 4h，在吸气压力为 0.1MPa 时，停机放油，直至放油口达到滴油时为止。然后重新将油加入曲轴箱并记录加入的油重量。

B4 重新启动压缩机，使压缩机在名义工况下连续运转 20h。在吸气压力为 0.1MPa 时停机放油，并称量放出油的重量。运行前后两次之差即为 20h 总奔油量，再计算出每小时耗油量。

B5 运转中应注意操作，严防压缩机吸入气体带液。影响奔油量测定的正确性。

附录 C 压力试验

(标准的附录)

C1 耐压试验

C1.1 耐压试验介质为不低于 5℃ 的洁净液体 (一般为水)。

C1.2 将被试零件灌满液体排除空气后,缓慢加压到试验压力,保压不少于 1min,然后进行检查,不应有渗漏和异常变形。

C2 气密试验

C2.1 气密试验介质:氮气、干空气等 (严禁使用氧气、危险性气体等)。

C2.2 气密试验时给被试零件加压,气体压力应缓慢上升到试验压力,然后放入不低于 15℃ 的水池中 (水应清洁透明) 或外部涂沫发泡液,保压不少于 1min,进行检查,不应有渗漏。

C3 压力表精度:压力试验应用两个量程相同,并经过校正的压力表。压力表的量程应为试验压力的 1.5~2 倍,刻度盘直径应不小于 75mm,精度应不低于 1.5 级。

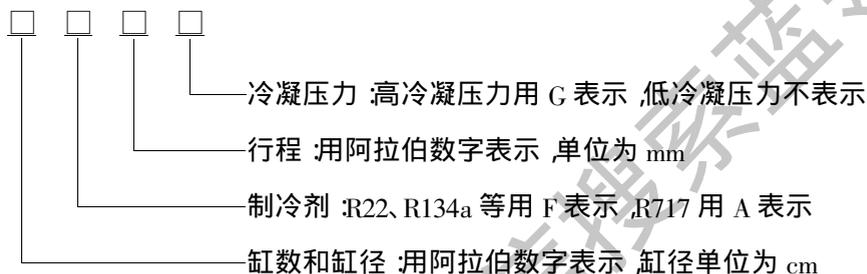
附录 D 型号编制方法

(提示的附录)

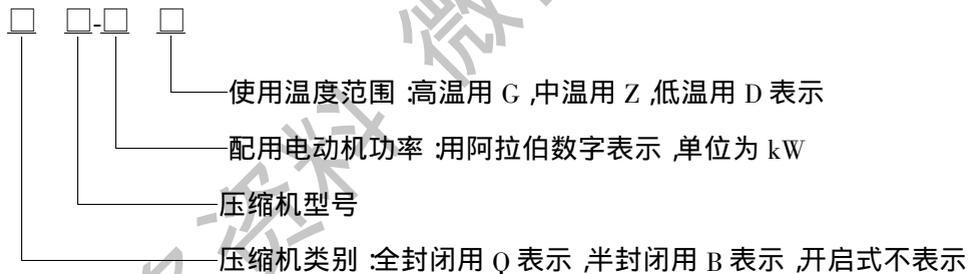
D1 型号表示方法

压缩机型号表示方法应符合下列规定。

a) 压缩机型号表示方法



b) 压缩机组型号表示方法



D2 型号标记示例

a) 812.5A110G: 表示 8 缸扇型角度式布置, 汽缸直径 125mm, 制冷剂为 R717, 行程为 110mm 的高冷凝压力压缩机。

b) Q24.8F50-2.2D: 表示 2 缸 V 型角度式缸径 48mm, 制冷剂为氟里昂, 行程 50mm, 配用电动机功率 2.2kW, 低温用全封闭压缩机。

c) B47F55-13Z: 表示 4 缸扇型 (或 V 型) 角度式布置, 汽缸缸径 70mm, 使用工质为氟里昂, 行程为 55mm, 配用电动机功率为 13kW, 中温用低冷凝压力半封闭式压缩机。

d) 610F80G-75G: 表示 6 缸 W 型角度式布置, 汽缸直径 100mm, 制冷剂为氟里昂, 行程 80mm, 配用电动机功率 75kW, 高温用高冷凝压力的开启式压缩机。

附录 E 型式与基本参数

(提示的附录)

E1 压缩机的气缸布置型式按表 E1 规定。

表 E1 活塞式压缩机气缸布置型式

型式 压缩机类型		缸 数				
		2	3	4	6	8
全封闭		V 型角度式 或 B 并列式	Y 型角度式	X 或 V 型角度式		
气缸直径小于 70mm 的单级半封 闭压缩机		Z 型直立式	Z 型直立式或 W 型角度式	V 型角度式		
70mm 气缸直径的 单级半封闭式压 缩机		V 型角度式 或直立式	W 型角度式	扇型或 V 型 角度式	W 型角度式	S 扇型角度式
开 启 式	100mm 气缸直径	V 型角度式 或直立式		扇型或 V 型 角度式	W 型角度式	S 扇型角度式
	125mm 气缸直径			V 型角度式		
	170mm 气缸直径					
	250mm 气缸直径					

E2 压缩机基本参数应符合表 E2 的规定。

表 E2 压缩机基本参数

类别	缸径	行程	转速范围 r/min	缸数 个	容积排量 (8 缸)			
	mm				最高转速 r/min	排量 m ³ /h	最低转速 r/min	排量 m ³ /h
半封闭式	48、 55、62		1 440	2				
	30、 40、 50、60			2、3、 4、				
	70	70 55	1 000 ~ 1 800	2、3、 4、6、8	1 800	232.6 182.6	1 000	129.2 101.5
开启式	100	100 70	750 ~ 1 500	2、4、 6、8	1 500	565.2 395.6	750	282.6 197.8
	125	110 100	600 ~ 1 200	4、6、 8、	1 200	777.2 706.5	600	388.6 353.3
		170	140			500 ~ 1 000		1 000
	250	200	500 ~ 600	8	600	2 826	500	2 355

E3 70mm 以下缸径的半封闭压缩机结构为单作用逆流式。

E4 70mm 以上 (包括 70mm) 缸径、4 缸以上 (包括 4 缸) 高速多缸压缩机需配置冷量调节机构和卸载启动机构。

E5 开启式压缩机采用联轴器直接传动或 V 带传动。

制冷和供热用机械制冷系统安全要求

代替 GB/T 9237—1988

1 范 围

本标准规定了与制冷系统的设计、制造、安装和运行有关的人身和财产的安全要求。

本标准适用于制冷剂在封闭的制冷回路里蒸发和冷凝的各种制冷系统。制冷回路包括热泵和吸收系统，但不适用于用水或空气作为制冷剂的系统。

对于可看作同类型的制冷系统的专用安全标准，在能达到同样安全水平的情况下，可以改变本标准所提出的要求，以适应特殊的要求。在不降低安全要求的条件下，其他同类型制冷系统专用安全标准的某些规定可以替代本标准¹⁾。

本标准适用于新的制冷系统、原有系统的改进型、变型系统以及改变使用地点的旧系统。只有在保证具有同等安全效果时才允许有变动。

本标准也适用于变更制冷剂的系统。

2 引用标准

下列标准所包括的条文，通过在本标准中引用而构成为本标准的条文。本标准出版时，所示版本均为有效。所有标准都会被修订，使用本标准的各方应探讨使用下列标准最新版本的可能性。

GB 4706.13—1998 家用和类似用途电器的安全 电冰箱、食品冷冻箱和制冰机的特殊要求 (idt IEC 335-2-24:1992)

GB 4706.17—1996 家用和类似用途电器的安全 电动机—压缩机的特殊要求 (idt IEC 335-2-34:1980)

GB 4706.32—1996 家用和类似用途电器的安全 热泵、空调器和除湿

¹⁾ 也可以有更严格的规定，例如在矿井和运输方面（铁路、公路、船拨乱反正和航空运输），凡是有更严格规定的地方，就必须执行严格规定。

机的特殊要求 (idt IEC 335 - 2 - 40 : 1980)

GB/T 5226.1—1996 工业机械电气设备 第 1 部分:通用技术条件
(eqv IEC 204 - 1 : 1992)

GB/T 7778—2001 制冷剂编号方法和安全性分类 (neq ISO 817 : 1974)

GB/T 12241—1989 安全阀 一般要求 (eqv ISO 4126 : 1984)

JB 8654—1997 容积式和离心式冷水(热泵)机组 安全要求

JB 8655—1997 单元式空气调节机 安全要求

JB 8656—1997 溴化锂吸收式冷(热)水机组 安全要求

3 定义

本标准采用下列定义。

3.1 异常火险 abnormal fire risk

市政消防设施不能控制的特大火险。

3.2 吸收式(或吸附式)制冷系统 absorption (or adsorption) refrigerating system

制冷剂蒸汽被吸收剂(或吸附剂)吸收(或吸附)后,加热时在较高的蒸汽分压下逸出,随后又冷却而液化的制冷系统。

3.3 审查人员 authorized person

指定执行安全方面规定职责的人士,必须具有丰富的技术经验和知识。

3.4 硬钎焊接头 brazed joint

用熔点高于 450℃但低于被焊部件熔化温度的合金,将两个金属部件联接起来而产生的气密性焊接接头。

3.5 爆破片 bursting disc

在预定压力下爆破的膜片或金属箔。

3.6 转换装置 changeover device

可控制二个保护器件,设置时应保证任何时候只有一个保护器件不起作用。

3.7 盘管、管排 coil, grid

制冷系统中由弯管、直管或能适当连接的管子而组成的热交换器(蒸发器或冷凝器)。

3.8 成对组合截止阀 companion valves ; block valves

成对使用的组合截止阀，它们能把制冷系统分隔成几部分，并保证打开阀门前可将各部分连接相通，而关闭阀门后，又可将这些部分断开。

3.9 压缩机 compressor

提高制冷剂蒸汽压力的机械设备。

3.10 压缩机组 compressor unit

不带有冷凝器和储液器的压缩机部分。

3.11 冷凝器 condenser

通过散热而将制冷剂蒸汽液化的一种热交换器。

3.12 冷凝机组 condensing unit

指使用给定制冷剂的特定的制冷机组，它由一组或多组动力驱动的压缩机、冷凝器、储液器（需要时）和其他附件组成。

3.13 临界密度 critical density

临界温度及临界压力下的密度。

3.14 设计压力 design pressure

用来确定设备结构特性的设计表压，它应不低于最高工作压力。

3.15 蒸发器 evaporator

系统中的一部分，液态制冷剂在其中蒸发而产生制冷作用。

3.16 蒸发机组 evaporating unit

指使用给定制冷剂的特定的制冷机组，它由一组或多组动力驱动的压缩机、蒸发器、储液器（需要时）和其他附件组成。

3.17 安全出口 exit

紧靠门的、供人员离开建筑物的通道。

3.18 易熔塞或易熔件 fusible plug, fusible component

内有在预定温度下材料能熔化的安全器件。

3.19 表压 gauge pressure

系统中的绝对压力与外部大气压力之间的压差。

3.20 过道 hallway

供人通行的走廊。

3.21 集管 header

是制冷回路中的管子构件，它把其他管子或管路组合到一起。

3.22 载热剂 heat - transferring liquid

传热而不改变其状态的任何液体。

3.23 全封闭制冷压缩机 hermetic refrigerant motor – compressor

由压缩机和电动机组成，它们封闭在同一壳体中，无外伸轴或轴封，电动机在制冷剂氛围中运行。

3.24 高压侧 high – pressure side

制冷系统中压力接近冷凝压力的部分。

3.25 人的占用空间 human – occupied space

除机房和用于贮存的冷藏间之外的供人员常用或占用的空间。

3.26 内部总容积 internal gross volume

根据容器内部尺寸计算的容积，不考虑内部部件的体积。

3.27 内部净容积 internal net volume

根据容器内部尺寸计算的容积并扣除内部部件体积后剩余的容积。

3.28 内在压力安全保护 intrinsic pressure safety

为防止无安全器件的部件中的制冷剂压力超过最大工作压力，则通过最高温度下的制冷剂充装量与系统内部容积的关系来达到的（详见 5.7.2.3）。

3.29 前厅 lobby

入口大厅或作为等候室用的较大门厅。

3.30 低压侧 low – pressure side

制冷系统中压力接近蒸发压力的部分。

3.31 气密性试验压力 leakage test pressure

用于检测制冷系统或其任一部分气密性的表压。

3.32 有限充装的制冷系统 limited – charge refrigerating system

该系统内部容积及制冷剂总充填量为：系统停机时，即使充装的制冷剂全部蒸发，也不会超过最大工作压力。

3.33 设备 machinery

组成制冷系统的制冷设备。包括以下的一部分或全部：压缩机、冷凝器、发生器、吸收器（吸附器）、储液器、接管、蒸发器。

3.34 机房 machinery room

用来容纳与安全有关的制冷系统部件的房间，但不包括含有蒸发器、冷凝器或管道系统的房间。

3.35 最大工作压力 maximum working pressure (MWP)

制冷系统不论在运行或停机时都不应超过的表压，不包括泄压器件（见表 4）。它是本标准中所有其他压力的依据。

3.36 非容积式压缩机 non - positive - displacement compressor

不改变压缩腔的内部容积而达到提高蒸汽压力的压缩机。

3.37 管道 piping

用来连接制冷系统内各部分的管路和管子。

3.38 容积式压缩机 positive - displacement compressor

通过改变压缩腔的内部容积而达到提高蒸汽压力的压缩机。

3.39 限压器件 pressure - limiting device

压力控制器（例如高压开关），它是这样设计的：可以使加压设备停止工作或发出警报，但是该器件的机器在处于停机状态时并不能阻止压力变化。

3.40 泄压器件 pressure - relife device

能够自动释放过高压力的阀或爆破片。

3.41 安全阀 pressure - relife valve

用弹簧或其他方法使其保持关闭的压力驱动阀。它是这样设计的：当压力超过设定值时，就会自动泄压，当压力降到其设定值以下后，又会重新关闭和阻止流体进一步流动。

3.42 压力容器 pressure vessels

是除下述以外的制冷系统中所有含制冷剂的部件：

——压缩机；

——泵；

——封闭式吸收系统部件；

——蒸发器，其各独立部分的制冷剂容量均不超过 15L；

——盘管和管排；

——管道及其阀门、接头和支撑；

——控制器件；

——集管和其他内径不大于 152mm 及内净容积不超 100L 的部件。

3.43 快速关闭阀门 quick - closing valve

是一种自动关闭（例如采用重力、弹簧力和快速关闭球）或关闭角小的器件。

3.44 储液器 receiver

进、出口管与系统永久连接的、用于贮存液体制冷剂的容器。

3.45 制冷剂 refrigerant

制冷系统中用于传递热量的液体，在低温、低压时吸收热量，在高温、高压时放出热量，此过程中通常伴随流体状态的变化。

3.46 制冷装置 refrigerating installation

构成制冷系统及其运行所必要的所有设备的组合。

3.47 制冷系统 refrigerating system

含有制冷剂的部件通过内部互相联接，组成一个封闭的制冷回路，制冷剂就在这个回路里循环吸热和发热。

3.48 封闭式吸收系统¹⁾ sealed absorption system

除易熔塞以外的所有含制冷剂的零部件组成的充有第 2 组制冷剂的构件，用熔焊或钎焊永久密封以防制冷剂损失。

3.49 成套系统 self-contained system

在一个合适的结构或围墙内由工厂制造、工厂充装和试验的系统，在一个和/或几个部门制造和运输，现场不再进行与含有制冷剂的部件连接而是用组合式截止阀联接。

3.50 切断器件 shut-off device

阻断制冷剂流动的器件。

3.51 钎焊接头 soldered joint

用熔点在 200 ~ 450℃ 之间的金属混合物或合金，将金属部件联接起来而得到的气密性焊接接头。但不适用于以泄压为目的的易熔塞或易熔部件。

3.52 强度试验压力 strength-test pressure

系指用于测试制冷系统或其部件强度的试验表压。

3.53 型式试验的限压器件 type-tested pressure-limiting device

限压器件应设计成当设备内部发生故障时用来停止加压设备的运行。

现有的限压器件如下：

——自动复位器；

——人工复位器；

1) 这仅仅是本标准的定义。

——使用工具的人工安全复位器。

3.53.1 带有自动复位器的限压器件 pressure - limiting device with automatic reset

当压力升高到预定值时将断开电路，当压力降到预定接通值时将自动复位。

3.53.2 带有人工复位器的限压器件 pressure - limiting device with manual reset

当压力升高到预定的断开值时将电路断开，只有在压力降到预定值后才能手动复位。

3.53.3 带有人工安全复位器的限压器件 pressure - limiting device with safety manual reset

当压力升高到预定断开值时将电路断开，当压力降低到预定值后使用工具才能将器件复位。

3.54 机组系统 unit system

在系统安装前已装配和试验的自成独立系统，它安装时不连接任何含有制冷剂的部件，包括工厂装配的组合式截止阀连接的系统。

3.55 门厅 vestibule with doors (air lock)

带有单独的进出口门的独立房间，可以从一个地方到相互隔开的另一个地方去。

3.56 焊接接头 welded joint

在塑性状态或熔化状态下将金属部件连接在一起而产生的气密性焊接接头。

4 分类

4.1 使用类别

考虑制冷系统的安全性时，应考虑到使用地点和该地点容纳的人数及使用类别。

使用类别列于表 1。它们是指安装这些设备后会影响到安全性的场地。

4.1.1 在多于一个使用类别时应按照最严格的类别要求执行，除非这些地点是独立的，例如有严密密封的胶板、地板和天花板隔开，在这种情况下，就按照单独的使用类别执行。

4.1.2 必须考虑制冷设备附近建筑物及居民的安全。

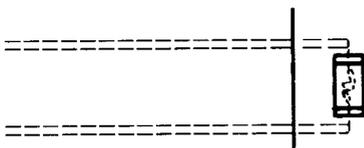
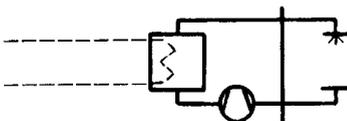
表 1 使用类别表

类别名称	一般特性	举例
A：制度化	限制人自由活动的地方	医院、法院、监狱
B：公共集会	人可以自由集会的地方	剧院、舞厅、百货商店、车站、学校、教堂、演讲厅、饭店
C：居住	供人睡眠的场所	家庭、旅馆、住宅区、俱乐部、学院
D：商业	不论多少人都可聚集的地方，有时这些地方必须熟悉所制定的安全措施	商务或专业办公室、小商店、小饭店、实验室、一般制造和工作地点、自由市场
E：工业	只有经过允许才可进入的地方，以及制造、加工或存放材料和产品的地方	化学品、食物、饮料，冰淇淋和冰制造厂、炼厂、冷库、牛奶场、屠宰场

4.2 制冷系统

制冷系统按被处理的空气或其他物质吸、放热的方法分类，如表 2 所示。

表 2 制冷系统分类

条目	名称	制冷系统	被处理空气或物质
4.2.1	直接系统		
4.2.2.1	间接开式系统		

条目	名称	制冷系统	被处理空气或物质
4.2.2.2	间接开口敞开系统		
4.2.2.3	间接闭式系统		
4.2.2.4	间接开口封闭系统		
4.2.2.5	双重间接系统		
制冷剂管路..... 载热剂管路——			

4.2.1 直接制冷系统

制冷系统的蒸发器、冷凝器与被冷却或加热空气或其他物质直接进行热交换。

4.2.2 间接制冷系统

制冷系统中的蒸发器安装在排放或传递被处理空气或物质热量的空间的外面，用来加热或冷却载热剂（见 3.22），使之在系统中循环加热或冷却有关物质。

4.2.2.1 间接开式系统

用喷淋或其他类似方式，使蒸发器冷却或冷凝器加热的载热剂与被处理物质直接接触进行热交换。

4.2.2.2 间接开口敞开系统

该系统与 4.2.2.1 相似，只是蒸发器或冷凝器被置于敞开的或具有一个效果较好的合理开口的储罐里。

4.2.2.3 间接闭式系统

被蒸发器冷却的或被冷凝器加热的载热剂流过一个封闭循环，直接与被冷却的空气或物质进行热交换。

4.2.2.4 间接开口封闭系统

该系统和 4.2.2.3 相似，只是蒸发器或冷凝器被置于一敞开的或具有一个效果较好的合理开口的储罐里。

4.2.2.5 双重间接系统

该系统和 4.2.2.1 相似，只是载热剂流经 4.2.2 所述空间外部的第二个热交换器，冷却或加热的第二种载热剂后，用喷淋或其他类似方法使它与被处理空气或其他物质直接接触进行热交换。

4.3 制冷剂

制冷剂是根据它们下述特性来进行分类的〔见附录 B（提示的附录）〕。

第一组：对人体健康基本上无害的、不易燃的制冷剂。

第二组：有毒或有腐蚀性的制冷剂，当与空气形成混合物时，其引燃体积分数下限（起爆点）不低于 3.5%。

第三组：当制冷剂与空气形成混和物时，其引燃体积分数下限（起爆点）低于 3.5%。

当不同的制冷剂用于不同的制冷系统时，有不同的安全规定。

4.3.1 制冷剂分组

4.3.1.1 第 1 组

该组的制冷剂是不易燃的，可用于总充装量能满足有关制冷空间要求的系统。当其不超过表 3 规定时，即使逸出，也不会对周围的环境带来危害。

使用直接冷却对有人空间最重要的是安全问题，在 6.3 中用中毒和窒息危险来限制直接制冷系统的制冷剂量。

有毒物质在一定条件下接触火焰和灼热表面时有可能分解，第 1 组制冷剂的主要分解产物除二氧化碳外，还有盐酸和氢氟酸。对于有毒物质即使在低浓度时也会因其强烈的刺激性气味自动报警。

第 1 组制冷剂的最大充装量由表 3 中规定的有人空间的最小限值决定，

除非整个空间中的冷却空气由另一个空气循环系统供给，否则每个空间的供气量不能低于空间总容积的 25%。如果系统中的制冷剂泄漏到外界，则这一浓度限制可能要突破。

如果间接系统中的第一组制冷剂量超过表 3 的规定，除管路外所有含制冷剂的部件应安装在一个机房中或建筑物的外面。

应避免比空气重的制冷剂滞留在低处。

向大气排放制冷剂应减至最低。

表 3 第 1 组制冷剂实际浓度限值

制冷剂编号 R	化学名称	化学分子式	实际限值 ¹⁾ (见 4.3.1.1) kg/m ³
11	一氟三氯甲烷	CCl ₃ F	0.3
12	二氟二氯甲烷	CCl ₂ F ₂	0.5
12B1	二氟一氯一溴甲烷	CBrClF ₂	0.2
13	三氟一氯甲烷	CClF ₃	0.5
13B1	三氟一溴甲烷	CBrF ₃	0.6
22	二氟一氯甲烷	CHClF ₂	0.3
23	三氟甲烷	CHF ₃	0.3
113	三氟三氯乙烷	CCl ₂ FCClF ₂	0.4
114	四氟二氯乙烷	CClF ₂ CClF ₂	0.7
134a	1,1,1-三氟乙烷	CF ₃ CH ₂ F	—
407c	R32(23%)+R125(25%)+R134a(52%)	CH ₂ F ₂ /CF ₃ -CHF ₂ /CF ₃ -CH ₂ F	—
410a	R32(50%)+R125(50%)	CH ₂ F ₂ /CF ₃ -CHF ₂	—
500	R125(73.8%)+R152a(26.2%)	CCl ₂ F ₂ /CH ₃ -CHF ₂	0.4
502	R22(48.8%)+R115(51.2%)	CHClF ₂ /CH ₃ CHF ₃	0.4
503	R22(40.1%)+R125(59.9%)	CHF ₃ /CClF ₃	0.4
744	二氧化碳	CO ₂	0.1

1) 第 1 组制冷剂的 actual 限值低于标准麻醉限值的一半。

当海拔高度大于 2 000m 时, 这些值应降到表中值的 2/3; 当海拔高度大于 3 500m 时, 这些值应降到表中值的 1/3。

4.3.1.2 第 2 组

本组制冷剂的主要特性是有毒，其中有些制冷剂是易燃的。当其体积分数等于或大于 3.5% 时，对这些制冷剂需作适当的附加限制。

该组中氨是惟一广泛使用的一种制冷剂，由于氨特有的气味，使其在浓度远低于危险浓度时，也具有对泄漏自动报警的优点。氨仅在高温高浓度以及小的浓度范围内才易燃（见 5.8.2.3 氨系统）。

该组中其他制冷剂都很少使用，且被认为是不适宜使用的，仅具有理论价值。

4.3.1.3 第 3 组

该组制冷剂的主要特性是易燃易爆，其引燃体积分数下限低于 3.5%。一般来讲，毒性较小。

4.3.2 物理性能

有关制冷剂的物理性能见附录 B。

5 设备的设计和制造¹⁾

5.1 压力要求

5.1.1 制冷系统或制冷部件的试验

5.1.1.1 强度试验

5.1.1.1.1 部件：制冷系统中的部件若事先没有进行试验，例如型式试验，则应根据其在制冷系统中的位置单独或成批地在制造厂或在现场根据表 4 的要求进行压力强度试验。

5.1.1.1.2 对公认的规范或标准中不包括的各种承压部件，除部件制造所必需的变形外，试验压力不应使部件产生永久变形。如果设计的部件能承受大于等于 3 倍的 MWP（最大工作压力）而不破坏，那么可以认为其强度是足够的。

5.1.1.1.3 强度压力试验应用水或其他液体进行。液压强度试验，除非由于技术原因不能用液体进行压力试验。在此种情况下，可用空气或其他非易燃气体进行试验，但应采取足够的措施防止人身伤害和财产损失。

5.1.1.1.4 如果控制设备的护罩按 5.1.1.1.1 处理时，压力表和控制设

1) 本标准中除 5.7.7 条外，“压力”均指表压。

备可以使用较低的试验压力。

5.1.1.2 全系统试验

5.1.1.2.1 如果系统所有的部件事先按 5.1.1.1 进行了压力试验，那么在总装后投入使用前，应用空气或其他合适的气体按表 4 规定的压力对各系统进行压力试验。

5.1.1.2.2 当被试验系统内为第 1 组制冷剂，其充装量小于等于 10kg；第 2 组制冷剂充装量小于等于 2.5kg，且配管内径不超过 16mm 时，制冷剂的工作压力应不低于其 20℃ 时所对应的饱和压力。

5.1.1.2.3 对于工厂装配好的制冷系统，如果所有部件已预先按 5.1.1.1 进行过试验，那么按 5.1.1.3 进行密封性试验就足够了。

5.1.1.2.4 这种试验可以按系统分段进行。

表 4 各种压力和最大工作压力 (MWP) 的关系

压力	压力限值
设计压力	$\geq 1.0 \times \text{MWP}$
铸件强度试验压力	$\geq 1.5 \times \text{MWP}$
轧制或冷拔材料制造的部件强度试验压力	$\geq 1.25 \times \text{MWP}$
系统装配后的试验压力	$\geq 1.0 \times \text{MWP}$
密封试验压力	$\leq 1.0 \times \text{MWP}$
限压器件的调定压力	$< 1.0 \times \text{MWP}$
减压器件的调定压力	$1.0 \times \text{MWP}$
安全阀的起跳压力	$\leq 1.1 \times \text{MWP}$

注：建议限压器件的压力限值低于减压器件的压力限值。

5.1.1.3 密封性试验

若整个系统是在工厂或现场安装和充装的，则该系统应按照表 4 的规定分别由制造厂或在现场进行密封性试验，也可按系统分段进行。

5.2 材料

在选择制冷系统的结构、焊接和钎焊材料时，应考虑它们能够经受住化学、机械应力及热应力。它们不应受所使用的制冷剂的影响，不可能含有杂质和污染物的制冷剂——油混合物以及载热剂的影响，对压力容器，应遵循

5.3 的专门条款。

5.2.1 钢铁材料

5.2.1.1 铸铁和可锻铸铁可用于制冷回路的附件和机体，也可用于载热剂回路。

5.2.1.2 钢、铸钢、碳钢和低合金钢可用于含有制冷剂的所有部件，也适用于载热剂回路。在低温设备中，应采用有足够冲击韧性的钢材，同时应考虑到钢材的厚度及焊接性能。

5.2.1.3 在温度较低、压力较高和存在腐蚀的情况下，可以要求使用高合金钢材料，它应具有足够的冲击韧性和可焊性。

5.2.2 有色金属及其合金（铸、锻、轧、冲）

5.2.2.1 铜和铜合金

5.2.2.1.1 与制冷剂接触的铜应是不同含氧或脱氧的。

5.2.2.1.2 铜和含铜量比较高的合金不能用来制造充装氨或甲酸盐制冷剂的部件，除非已确定它们与接触的材料不发生反应。

5.2.2.2 铝及其合金不应用于与含氯甲烷制冷剂接触的部件，如用于其他制冷剂，则应事先确定铝及其合金与制冷剂不发生反应。

5.2.2.3 不应使用金属镁，除非镁合金中的镁含量较低，且仔细试验了与充填制冷剂的适应性后方可使用。

5.2.2.4 锌不能用于充装氨或氯甲烷制冷剂的部件。

5.2.2.5 铅不能用于含氟的制冷剂，但可用作填料。

5.2.2.6 锡和锡合金会被氟化烃腐蚀，不推荐用于工作温度低于 -10°C 的场合。

5.2.2.7 钎焊料和铜焊料合金。

5.2.2.7.1 由于新材料和新方法的发展，尤其是在铝部件的焊接方面，所以没有给出推荐性建议。含锌材料或其他与某些制冷剂不相适应的金属材料通常只有在设备制造厂已充分证明这些材料可以安全使用时才允许使用。

5.2.2.7.2 以锡为主的软钎焊料合金可用于机械应力较小的地方，但当工作温度低于 -10°C 时不推荐使用。合金元素如锡、铅等的影响应考虑在内。

5.2.3 非金属材料

5.2.3.1 用于密封接头和密封填料函等的密封材料应耐受制冷剂和所

用冷冻机油，且适合于所用的压力和温度，不应产生会引起泄漏和危险的腐蚀。

5.2.3.2 制冷剂回路、载热剂回路中的机器、设备以及管路上的流量计和观察孔可以采用玻璃制造。

5.2.3.3 塑料，只要具有足够的抗机械应力、化学应力、热应力和长期蠕变的能力，且不会引起火灾都可使用。

5.3 压力容器

5.3.1 压力容器试验

压力容器试验应经机械的权威主管人员按国家规范或国际法规进行试验。

5.3.2 压力容器的泄压器件

泄压器件的定义见 5.7.1.1，并按 5.7.6 进行安装。

5.3.3 标志的要求

5.3.3.1 容器的内部容积以 L 计、最大工作压力以 kPa 计时，对于最大工作压力超过 100kPa 的容器，当它们的乘积大于 20 000kPa·L 时，应根据 5.3.4.1 和 5.3.4.3 进行标志。

5.3.3.2 内部净容积大于 0.1L 的其他容器，或内部净容积与最大工作压力的乘积大于 1 200kPa·L 的容器，应按 5.3.4.2 进行标志。

5.3.4 标志

5.3.4.1 需要按 5.3.3.1 进行标志的所有压力容器，备有的标牌上至少应包含以下内容：

- 制造厂家或供方名称；
- 出厂编号；
- 制造年份；
- 最大工作压力；
- 最高工作温度。

对低温容器，如果在 $-10 \sim 50^{\circ}\text{C}$ 范围之外，应标出最低允许温度。

5.3.4.2 批量制造的容器除 5.3.3.1 的规定外，还应提供下述内容：

- 制造厂名或商标；
- 型号和/或出厂编号；
- 最大工作压力；

——如果温度超出 $-10 \sim 50^{\circ}\text{C}$ 的范围，应标出允许温度。

如果一个系统的部件是按 6.2.7.1 进行标志，那么就不必对每个压力容器逐个标志。

5.3.4.3 标牌应永久固定于压力容器上，如果标牌不易看到，那么应在易于观察到的位置固定其复制件。

5.3.5 强度试验合格证

必须的强度试验合格证及其副本都应由试验人起草并由监检人对实验负责证明。

5.3.6 重复强度试验

在返修及进行其他会影响强度的工作后，或使用中发生变化使容器受较高应力时，应进行重复试验。所有必须的强度试验合格证和所有必须的副本都应由负责重复试验的人起草并由监检人对实验负责证明。

5.4 制冷剂管路、阀门及其部件

5.4.1 管路

管子的材料、壁厚、抗拉强度、韧性、耐腐蚀性及其成型、试验方法都应适用于所用的制冷剂并满足使用工况下的压力、机械应力和热应力。

5.4.2 连接

除列出的不适用方法外，可使用胀管、压管、法兰、螺栓、焊接、铜焊、钎焊这些适用各种管子、管子材料、制冷剂、压力和机械应力、热应力的连接方式。

下述情况除外：

a) 低温钎焊——不适用于排气管或 R717。

b) 铜焊——不适用于 R717。

c) 螺纹连接管——不适用于内径大于 25 mm 的液体管和内径大于 40mm 的气体管。

5.4.3 熔焊和铜焊方法

凡是法定主管机构认可的适用于标准中规定的焊接工艺评定和熔焊、铜焊工艺规程都应用来控制管路系统的制造、返修和扩建。

5.4.4 管道的现场安装（见 6.3）

5.4.4.1 制冷剂管路应采用支撑，支撑架间的距离取决于管道的尺寸和设施的重量。

5.4.4.2 管道周围要留有足够的空间以便于构件维修，通道不能堵塞。

5.4.4.3 通过防火墙和天花板的管子应密封，以免火势蔓延至邻近的房间里。为了防止火势蔓延，导管和通风管应和其他房间隔绝。易燃、有毒制冷剂的管道应向安全场所设置排气口，以免泄漏的蒸汽聚积而产生危险。

5.4.4.4 在管路较长的情况下，应有防膨胀和收缩的措施。

5.4.4.5 柔性管应做好保护以防机械损坏，并定期检查。

5.4.4.6 应采取充分措施以防振动过大。

5.4.4.7 处于自由通道的管道、阀门和其他管件应安装在高于地面 2.2m 处或靠近在天花板处，对架空管道应可靠定位以免管子损坏。

5.4.4.8 制冷剂管路的管道和导管中不应有其他管路和电线，否则应对两者进行充分的保护。制冷剂管路不应处于电梯、小型提升机和其他带有运动部件的通道上，也不应处于通向生活区和主要出口通道外，除非第 1 组制冷剂的充装量低于实际极限值（见表 3）。

5.4.4.9 制冷剂管路不应处于公共通道、门厅和楼梯口处。但如果在公共通道处制冷剂管路没有连接接头，外径不大于 29mm 且置于刚性金属管中的有色金属管就可以通过公共通道。

5.4.5 管道内物质的标志

当管道内物质逸出会影响人身、财产的安全时，应在靠近阀门和墙洞处作出标志进行说明。

5.4.6 切断器件

5.4.6.1 公称内径小于等于 150mm 的切断器的壳体或用锻钢制造的壳体的最大强度应能承受不小于 5 倍的系统最高压力的作用。

公称内径大于 150mm 的非锻钢制造的切断器件壳体应经受住 6.5 倍的系统最高工作压力的作用。

5.4.6.2 切断器设计时应使手柄和/或帽罩不能旋转松动，而当其关闭时可阻止双向流动。除了空气侧带密封填料的切断器之外，压盖填料在承压情况下应能压紧或调换。

5.4.6.3 切断器应依下布置：

a) 当系统中第 2 组制冷剂充装量超过 2.5kg 或第 3 组制冷剂充装量超过 1kg，或使用非容积式压缩机时，其切断器应安装在下述位置：

——各压缩机、压缩机组、冷凝器的每个进口；

- 各压缩机、压缩机组、冷凝器和贮液器的每个出液口；
- 液体收集器的出液口。

b) 制冷剂充装量超过 50kg 或使用非容积式压缩机的系统，其切断器应布置在 a) 中规定的地方以及各贮液器的进口处，则在冷凝器液体收集器的进口或作为冷凝器一部分的集液器的进口除外。

5.4.6.4 用外径小于等于 23mm 的退火软铜管或冷拔铜管的切断器，应安装可靠，不受管路支撑和紧固件的限制。

5.4.6.5 在看不到切断器的控制部件时，应有适当的标记，可用数字作为切断器的标志。

5.4.6.6 所有油路上应串联安装两个切断器，第一个阀可以使用快速关闭阀。

5.4.6.7 系统运行中不能关闭的切断器应防止非专职人员操作。

5.5 其他接触制冷剂部件

除控制机构的压力表之外的制冷系统部件以及本标准其他部分未提到的制冷系统部件的设计制造和装配都应承受压力试验（见表 4）而没有永久变形和损坏。

5.6 指示和测量仪器

如第 5 章所示制冷系统应配备检修和操作用的指示和测量仪器。

5.6.1 制冷剂压力表

本条中的压力表应包括模拟和数字显示仪。

5.6.1.1 刻度和标记

本条要求仅适用于永久性安装的压力表，高压侧压力表的刻度不应小于最大工作压力（MWP）。如果压力表上的刻度和读数用压力和相应的饱和蒸汽温度标志，那么应标出压力表所适用的制冷剂。

5.6.1.2 配置

5.6.1.2.1 当制冷剂的充装量超过下述值时，制冷系统各压力侧和压力段应配备压力表：

- 第 1 组制冷剂 10kg；
- 第 2 组制冷剂 2.5 kg；
- 第 3 组制冷剂 1.0kg。

当系统中第 1 组制冷剂充装量超过 10kg 或第 2 组制冷剂充装量超过

2.5kg 时，应配备压力表接头（永久性压力表的配件可任选）。

5.6.1.2.2 带有截止阀、内部净容积大于或等于 100L，且可能装有制冷剂液体的压力容器应配备压力表接头。

5.6.1.2.3 具有加热或冷却夹套的压力容器应配备压力表和温度计。

5.6.1.2.4 人工控制的热和热气融霜或者冲霜设备应配备压力表。

5.6.1.2.5 当系统中制冷剂充装量小于等于下述值时，可不配备压力表或压力表接头：

——第 1 组制冷剂 10kg；

——第 2 组制冷剂 2.5kg；

——第 3 组制冷剂 1.0kg。

5.6.2 液面指示器

5.6.2.1 液面指示器的试验压力至少应等于那些系统部件所施加的试验压力。小圆窥孔或和螺栓固定平面玻璃液面指示器不要求安装自动切断器，外用玻璃管式液面指示器的上、下连接件应备有自动切断器。这样的玻璃管式指示器应配备适当的保护，以避免不正常或意外的损坏，并防止玻璃破碎时伤害观察者。

5.6.2.2 系统中制冷剂集液器中的制冷剂充装量超过下述值时，且有可能被关闭密封时应配备液位指示器：

——第 1 组制冷剂 10kg；

——第 2 组制冷剂 2.5kg；

——第 3 组制冷剂 1.0kg。

5.7 超压保护

压缩机运转或制冷系统及其部件在运输、贮存、安装和运行过程中暴露在过高温度下可能会产生过大的压力。本条是针对由这些原因引起的超压而进行保护。

制冷系统的所有部件在设计、制造时应考虑到足以承受运行、存放和运输中由于超高温而引起的超压。

制冷系统在运行、存放和运输过程中产生的压力都不应超过任何零部件最大工作压力的 10%。

5.7.1 保护器件

5.7.1.1 安全阀

阀门调节器在试验和调定后应铅封，密封处应标上阀门制造厂或其他主管部门或主管人的鉴定标记。设定压力、额定排放量、规定制冷剂的流量系数和流通面积（ mm^2 ）都应在铜封处或阀体上标记出来。

5.7.1.2 爆破片及夹持器

爆破片应牢固地夹紧在夹持器上，夹持器的内圆横截面就作为爆破片的自由开口面，整个器件的开口横截面都不得小于该面积。

每个爆破片或金属薄片应以不影响其性能的方法标出制造厂的名称和名义爆破压力。

5.7.1.3 易熔塞

易熔材料的熔化温度应标记在易熔塞的不熔化部分。

5.7.1.4 限压器

具有调节功能的限压器应具有有限止标记或铅封以防止调压器达到表 4 的压力。

5.7.2 保护器的应用

5.7.2.1 系统的保护——概述

5.7.2.1.1 每个制冷系统都应根据 5.7 中第 2、3 段的要求具有保护器，即应至少有一个泄压器件。易熔塞或其他一些安全泄放过高压力的保护器，除非系统本身设计就是安全的或已按 5.7.2.2 的要求具有超压保护。

5.7.2.1.2 除非系统本身设计就是安全的，否则每个制冷系统的设计都应具备带有切断加压元件的限压器。

需要时，应设置一高压限压器件，用以限制加压元件使系统压力不会超过表 4 的规定。在所需限压器件与施压元件之间不应有截止切断器（见 5.7.3.1.3）。

5.7.2.2 限压器对系统的保护

如果系统仅具有限压器保护，那么制冷剂回路中所有部件应至少能承受下述温度下制冷剂的饱和压力：

外界温度条件¹⁾

1) 对高压侧而言，运行时温度最高，该温度高于停机时的温度。对低压侧而言，以压缩机停机时的预期温度为基础设计压力值就足够了。本条所述的这些温度都是最小温度值，它确定了制冷剂管线、仪器和压力容器所必须承受的最小压力值。

32℃以下	43℃以下	
55℃	63℃以下	空冷冷凝器的高压侧
43℃	43℃以下	水冷或蒸发式冷凝器的高压侧
32℃	43℃以下	低压侧

需要型式试验的限压器：

a) 如果系统中第 1 组制冷剂充装量小于 100kg 和压缩机工作容积排量小于 15L/s，那么一个限压器件就可以了。

b) 手动复位的限压器和另一个用工具复位的并联后与泄压器件组合在一起共同向低压侧、特制容器或大气泄压。

c) 加热量小于 5 kW 的吸收系统须配有一个限温或限压器。

d) 用工具复位的限压器件与压力或温度限制器件组成后可作为吸收系统的另一种型式试验的限压器。

5.7.2.3 内在压力安全性保护：如果已确认制冷系统处在 5.7.2.3.1 和 5.7.2.3.2 所述的不利或故障工况下也不会超出最大工作压力，那么就认为第 1 组制冷剂充装量不超过 10kg 和第 2 组制冷剂充装量不超过 5kg 的制冷系统是不会超压，完全安全的。

如果存在以下工况，应考虑其内在固有的安全性：

5.7.2.3.1 停机期间

最大工作压力高于：

a) 63℃时制冷剂的饱和蒸汽压力；

b) 63℃时测得的压力。

5.7.2.3.2 运行时

最大工作压力高于下述试验条件时得到的压力：

a) 根据使用条件环境温度大于 30℃；

b) 液体冷却器的进口温度与提供的最高温度一致，不低于 32℃；

c) 工作电压为 0.94 到 1.06 倍的额定电压时最不利情况；

d) 开门或开盖时不产生附加载荷；

e) 不论产生多大压力，膨胀元件处于打开或关闭状态；

f) 蒸发器

1) 冷却空气蒸发器

——自然对流 [高环境温度低于 a) 的规定和平静的空气对流]，或

——强迫对流 [高环境温度低于 a) 的规定和最大的质量流量], 或
2) 冷却液体蒸发器 [液体最高温度如 b) 规定和最大质量流量]
g) 冷凝器

1) 空气冷却冷凝器

——自然对流 [a) 中的最高环境温度写入制造说明书 (以备维修时参考)], 或

——强迫对流 [风扇停机时的最高环境温度低于 a) 规定, 不论系统中有一个或多个强制冷却的风扇, 都不能打开]

2) 液体冷却冷凝器 [无论产生多高压, 当进液口打开或关闭时液体最高温度应低于 b)]

h) 外部电动切断器 [如施压元件 (压缩机或锅炉) 的过热或电力超载安全器件] 和冷却水或空气流量控制设备是并联的, 但应采取专门的型式试验证明其在压力升高时是可靠的。

i) 吸收式制冷系统如果没有一个防止多个热源加热的闭锁装置, 就有可能同时使用各种加热方式。如果存在这样的闭锁装置, 则应采取产生最高压力的加热方法。

j) 如果适用, 应同时接通融霜加热器, 除非有闭锁器件切断。

5.7.2.4 内压安全规定, 要达到最大工作压力之前且制冷回路又没有制冷剂泄漏的条件下, 只要达到下列条件之一, 就可认为达到内压安全的条件:

- a) 电动压缩机连续运转直至达到稳定压力;
- b) 因过载压缩机停机;
- c) 供给施压元件的能量由型式试验的过载保护器切断;
- d) 制冷剂回路内一个部件损坏, 如阀板或全封闭压缩机缸头垫片;
- e) 高压侧通向低压侧的减压阀打开。

如仅使用易熔塞保护, 那么保护部件的极限强度应至少能承受相当于易熔塞标记温度下 2.5 倍的制冷剂饱和蒸汽压力或 2.5 倍所用制冷剂的临界压力, 取两者中的较低值。

5.7.3 机械部件的保护

5.7.3.1 容积式压缩机

5.7.3.1.1 压缩机的输入功率大于 10kW 或排气量大于 25L/s 时, 应配

备一个减压器件使压缩机不会因压力升高而损坏，减压器件应向大气或制冷剂系统的低压侧排放。

5.7.3.1.2 建议压缩机排气减压器件向大气排压，这是因为减压器件向低压侧排压会影响低压侧压力而使压缩机吸气压力增高，这会使压缩机产生破坏性的过热。

5.7.3.1.3 具有排气切断器和输入功率大于 10kW 的压缩机应按表 4 采用限压器件保护。

5.7.3.2 非容积式压缩机

非容积式压缩机如果不可能超过最大工作压力时，就不需要减压器件。

5.7.3.3 制冷系统回路里的容积式泵应在排出侧使用减压器件保护，它可向大气或与泵低压侧相联的制冷系统泄压。

5.7.4 压力容器（见 5.3）

5.7.4.1 可以贮存液体制冷剂，并能与制冷系统其他部件隔断的压力容器应使用减压器件和易熔塞来保护，其方法规定如下：

a) 内部净容积大于等于 300L 的压力容器应配备用换向阀连接的两个减压器件，每个减压器件都应具备向大气排压的能力。当符合 5.7.6.5 的规定时，可以只使用一个减压阀，并向低压侧排放。

b) 内部净容积大于等于 100L 而小于 300L 的压力容器，当符合 5.7.6.5 规定时，应配备一个向大气或向系统低压侧排压的减压器件。

c) 内部容积小于 100L 的容器可用一个减压器件的方式保护，但下述情况例外：

——内径小于 152 mm 的容器可用一个易熔塞保护；

——内径小于 76 mm 的容器既不需要减压器件也不需要易熔塞。

5.7.4.2 各压力容器的上减压器件或易熔塞所需最小排放能力由式 (1) 决定。

$$Q_R = qA/r \dots\dots\dots (1)$$

式中： Q_R ——减压器件所需的最小排放能力，kg/s；

q ——热流密度（10kg/m²）；

A ——容器的外表面积，m²；

r ——汽化潜热，kJ/kg。

5.7.5 液体膨胀

系统中充满制冷剂并可和系统中其他部分隔断的部件在液体膨胀时会出现断裂的危险，应提供保护以防止这种危险。

5.7.6 保护器件的布置

5.7.6.1 减压器件应装在压力容器或它所保护的制冷系统的其他部件上或其附近处，减压器件应在人员容易接近处连接。除液体减压器件外，它们应安装在高于液体制冷剂的水平面以上。

5.7.6.2 易熔塞应安装在压力容器或它所要保护的部件上或其附近处，且易熔塞不应隔热。

5.7.6.3 被保护的制冷系统回路和减压器件之间不应安装切断器，但为了便于修理和试验，应安装一换向器件。

5.7.6.4 爆破片不应单独作为泄压器件。因为爆破片起作用时会引起制冷剂的流失，为了尽可能降低制冷剂的流失，在正常工况下，爆破片应与减压阀串联使用且位于减压阀的进口侧。为了检查压力，测压点应位于爆破片与减压阀之间的管路上，用来测量压力。安装于减压阀前的爆破片尺寸不需大于但也不应小于减压阀的进口截面，爆破片的设计应使其碎片不会堵塞减压阀或妨碍制冷剂的流动。

5.7.6.5 高压侧的减压器件可以向系统的低压侧排放压力，只要它们不会明显地受背压的影响，而且系统的低压侧配备有足够能力，能同时保护受超压的所有压力容器，其设计计算可依据压力容器保护器件所用的式(1)。

5.7.7 排量

减压器件的排量系数或排量按 GB/T 12241 根据试验确定，优先选择排量系数法。

5.7.7.1 安全阀的排量

在制冷工业中，热力学数据表使用得很普遍，考虑到第 1 组制冷剂具有高的可压缩性，因此优先选用式(2)来计算安全阀的尺寸，并假设在正常的临界流体压力下：

$$A_0 = \frac{Q}{\Psi \cdot K_d \cdot \sqrt{2P/v}} = \frac{Q}{\Psi \cdot K_d \cdot \sqrt{2P\rho}} \dots\dots\dots (2)$$

式中： A_0 ——阀座前最小流通截面积， m^2 ；

Q ——流量， kg/s ；

Ψ ——流量系数按式 (3) 计算：

$$\Psi = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k}{k+1}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{k \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \dots\dots\dots (3)$$

K_d ——阀的排量系数¹⁾；

P ——压力腔的绝对压力 (即 MWP), Pa；

v ——压力腔中介质的比容, m^3/kg ；

ρ ——压力腔中介质的密度, kg/m^3 ；

k ——压力腔中即阀前介质的等熵指数。

根据表 4, 额定排量应在小于等于 1.1 倍 MWP 的压力下确定。

对通常的制冷剂, k 和 Ψ 值由图 1 曲线查得。

对一般常用单位, 式 (2) 可表示为：

$$A_0 = \frac{Q}{C \cdot K_d \cdot P} = \sqrt{R \cdot T \cdot Z} \dots\dots\dots (4)$$

式中： A_0 ——阀座前最小流通截面积, mm^2 ；

Q ——流量, kg/h ；

R ——气体常数, $J/kg \cdot K$, (附录 B)；

T ——压力腔中即阀座前的绝对温度, K ；

Z ——压缩系数；

C ——流量系数；

K_d ——阀的排量系数；

P ——压力腔中的绝对压力, kPa 。

对普通制冷剂, Z 和 C 的值在图 2 中给出。

5.7.7.2 爆破片或易熔塞的排量按式 (2) 或式 (4) 计算, 根据安装的

的容器和容器与安全器件之间的管道情况从下述值中选用：

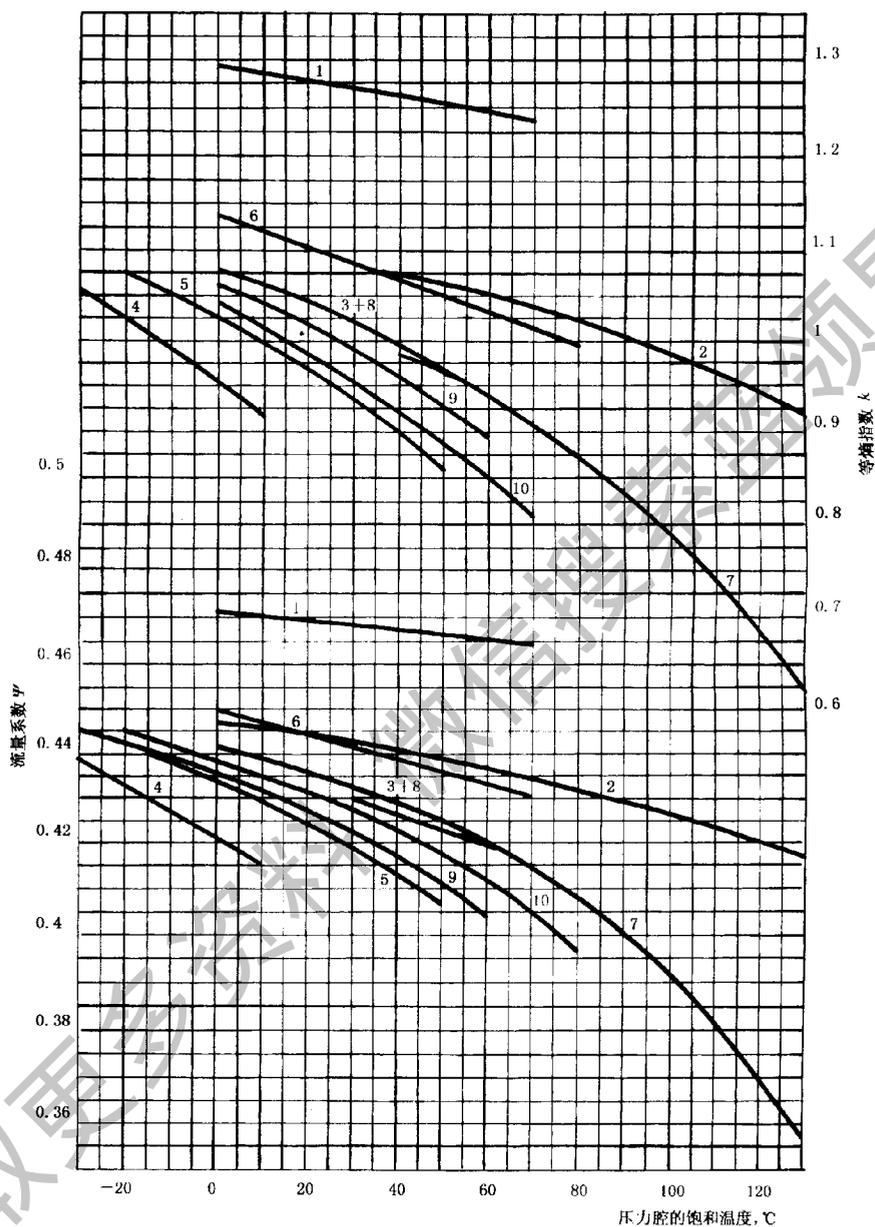
通过墙壁安装 $K_d = 0.55$ ；

埋入式安装 $K_d = 0.70$ 。

如果安全器件本身的 K_d 值低于上述适用值, 那么计算时应使用其中的较小值。

5.7.7.3 并联使用的二个或二个以上的器件可认为是一个器件。

1) 根据 ISO 4126, 合格的或规定的排量系数相当于由试验确定的排量的 90%。



1 R717/NH₃; 2 R11; 3 R12; 4 R13; 5 R13B1;
6 R22; 7 R114; 8 R500; 9 R502; 10 丙烷

图 1 主要制冷剂的等熵指数 k 和流量系数 ψ

由一个转换器控制的二个压力安全器件应给出各个保护器件的尺寸。

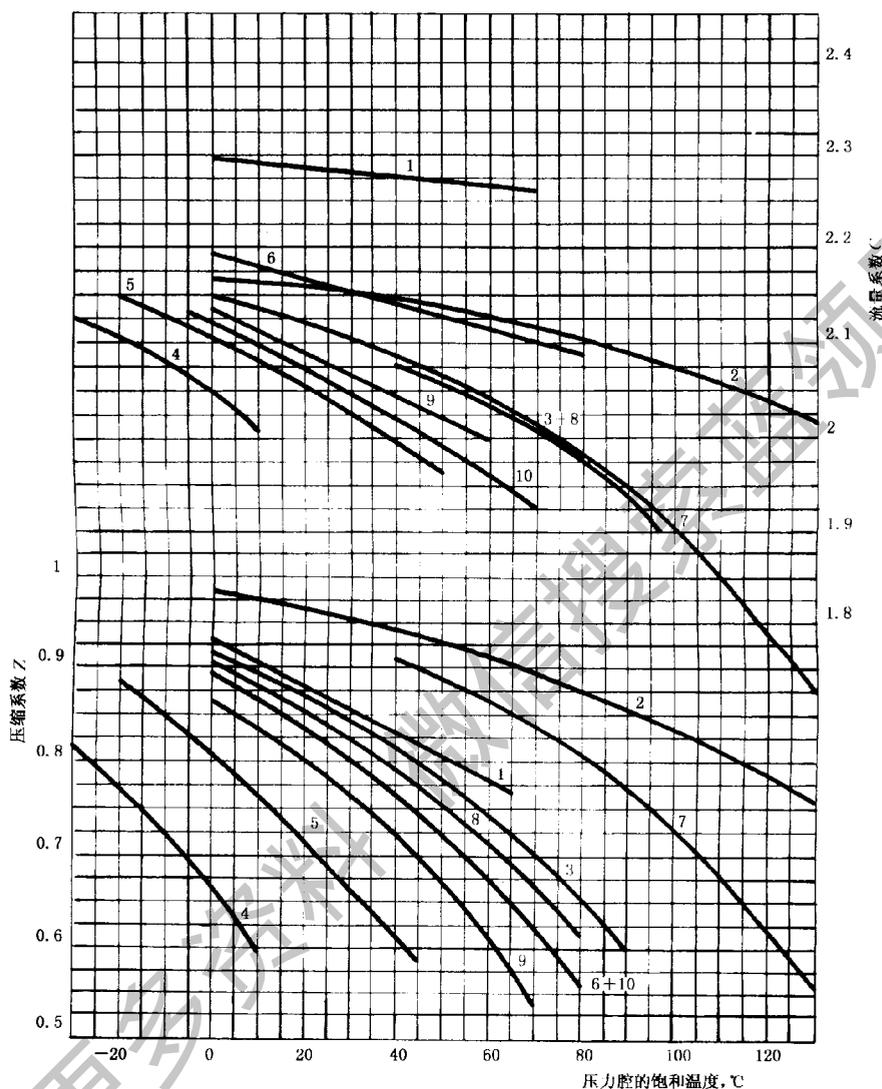


图 2 主要制冷剂的流量系数 C 和压缩性系数 Z

5.7.7.4 进液管线上的压力降（包括转换器件）不应超过 3% MWP，也就是器件的表压，可以认为最大的质量流量通过排出管。

5.7.7.5 背压影响的排量修正

如果减压器件的背压超过按式（5）计算的临界压力 P_{CF} 或即使在开启高

度不变的情况下，器件的排量不再与背压有关时，应用排量修正系数 X 进行排量修正，以减少排量，系数 X 用式 (6) 计算：

$$P_{CF} = P \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \dots\dots\dots (5)$$

$$X = \frac{P_{CF}}{P} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \dots\dots\dots (6)$$

图 3 给出了与压力腔饱和温度有关的 X 值。

对于补偿量为背压函数的器件，应要求制造厂提供适用场合下的专门资料。

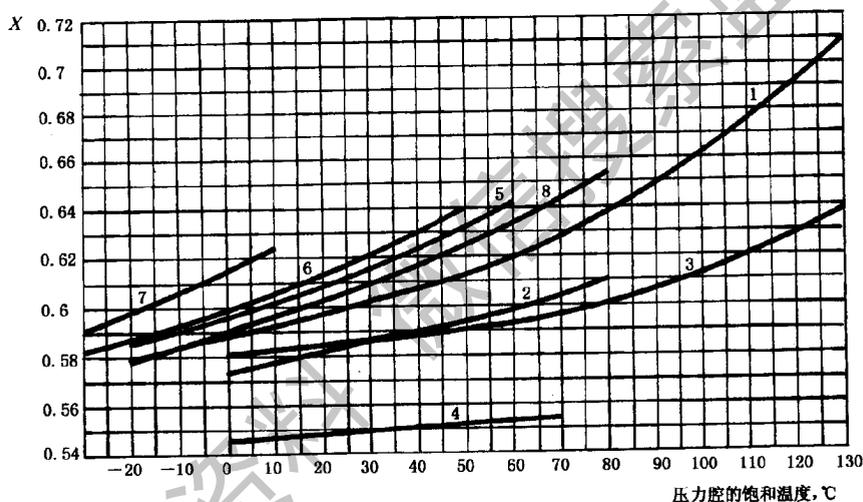


图 3 临界压力的系数 X

5.7.8 排压器件的布置

5.7.8.1 压力安全器件排压口和易熔塞应处于不会使人遭受逸出制冷剂伤害的位置。泄放的制冷剂可以用适当的方法以排放至大气中，但应远离建筑物的通风进气处，也可以排入适当的吸收溶液里。

如果系统内第 1 组制冷剂的充装量低于 6.3.1.1.1 中对 A、B、C、D 类别所给定的限值，也可以向室内扩散，但排放的液态制冷剂不能直接接触及人体。

5.7.8.2 所有的保护器件和管子都应有保护措施不受恶劣气候条件的

影响。

5.7.8.3 压力安全器件的高压侧和低压侧应分别设置排压管子，除非排压管子的尺寸规格与整个排压器件一样，犹如在安全器件的最小设定压力下泄压。

5.7.9 紧急手动泄压

在发生火灾或其他紧急情况下，使用紧急手动泄压来控制制冷剂的排放，但应遵循 5.7.9.1 至 5.7.9.3 的规定。

5.7.9.1 排压管的连接点应高于管内液面。

5.7.9.2 切断器应加以保护以防误用，例如封闭在要打碎玻璃才能控制开关的封闭盒内，应有明确的标记，以备紧急使用。

5.7.9.3 排压管和排压阀应选择安装，以达到设计排压速率。排压管的布置应符合 5.7.8 的要求。

5.8 电器安装

电器的设计、结构、安装、试验和使用应符合 GB 4706.13—1998、GB 4706.17—1996、GB 4706.32—1996、GB/T 5226.1—1996、JB 8654—1997、JB 8655—1997 和 JB 8656—1997 的规定。

5.8.1 一般安装

5.8.1.1 主电源

制冷系统的电源应这样布置，使其能分别切断其他设备的电源，尤其是照明系统和通风机组。

5.8.1.2 辅助电源

5.8.1.2.1 机械通风：制冷机械所在空间的安全要求，要求通风机的开关在室内外都能控制。

5.8.1.2.2 正常照明：制冷机械所在空间应安装永久照明设备，为了安全操作必须具有足够的亮度。

5.8.1.2.3 应急照明：设有固定的或手提式应急照明系统，以便在正常照明发生故障的情况下控制操作并使人员撤离。

5.8.1.2.4 报警系统：制冷剂泄漏报警系统（见 5.8.3.3）应按照 GB 4706.13—1998，安装独立的应急系统电源（如电池）。

5.8.2 特殊装置

5.8.2.1 冷凝

凡是冷凝产生的潮气可能与电路接触的地方，应选用适于潮湿地点使用的电器。

5.8.2.2 易燃的制冷剂

第 3 组所有的制冷剂和第 2 组的部分制冷剂都是易燃的。任何制冷系统，当制冷剂含量超过下述数值，即第 3 组制冷剂 2.5kg 和第 2 组制冷剂 25kg 时（对氨见 5.8.2.3），制冷系统任何部件所在空间的所有电器设备都应按危险场地要求安装。

5.8.2.3 氨（R717）

氨制冷剂制冷系统的机房应符合 5.8.2.3.1 ~ 5.8.2.3.3 中提出的易燃制冷剂的要求。

5.8.2.3.1 为了切断所有进入房间的电路（低压报警电路除外），应配备开关。这些开关应为封闭型的或安装在室外。

由符合 5.8.3 的探测仪用自动开关来切断电路，也可使用安装于机房外的人工开关，使用人工开关的地方由专人操作。

5.8.2.3.2 机房中应使用机房专用的机械通风设备，该设备的通风量应不低于 6.1.3.2 的规定，并由符合 5.8.3.3 规定的自动开关开启。风扇电机和有关电路设备应为全封闭型的或安装于机房或通风范围以外。若机房内一直有操作人员在场，允许用手动代替自动开关来控制通风设备，该开关应安装在室外。

5.8.2.3.3 机房中可专门配置一连续运转的机械通风设备，其通风量应不低于 6.1.3.2 的规定。

机械通风装置失灵时，应能够引起监控报警，从而采取正确动作。

5.8.2.3.4 第 1 组制冷剂和不易燃的第 2 组制冷剂系统不需要有其他特殊设备，氨系统亦不需要在机房外有特殊设备。

5.8.3 制冷剂浓度探测仪

5.8.3.1 5.8.2.3 中规定，当制冷剂浓度低于在空气中爆炸的下限浓度值的 25% 时，浓度探测仪应动作，见附录 B。

5.8.3.2 机房内应有一个或多个以上的制冷剂浓度监测点。

5.8.3.3 当探测到制冷剂浓度超过预先设定值时，探测仪应报警以采取措施。

6 使用要求

6.1 机房

机房是用来安置制冷机械的，但不是仅仅容下该机械就可以了，整个机房的大小应给全部部件的检修、保养和操作都留有足够的空间。

处于设备下方的过道，净空高度不能低于 2m。

6.1.1 一般要求

制冷机房应有安装良好、朝外开的门（门如开在建筑物内则应能自动关闭）。机房应有足够数量的门，以确保人们在紧急情况下能自由离开，不应有使逸出的制冷剂流向建筑物内其他部分的开口。

机房应向室外通风，除非本标准中另有机械通风的要求，否则，可以借助窗口和格栅达到自然通风。但是，在考虑到制冷剂蒸汽的密度，而不能设置通风口时，就不能使用自然通风。

通风口的总面积与机房中最大制冷系统制冷剂量有关，机房中的通风面积都根据 6.1.3.1 给出的计算公式（7）来计算。

自然通风的气流不应受到墙、烟囱、周围环境建筑物或类似物体的阻碍。

机械通风是指使用动力传动的风机，排出量至少应按 6.1.3.2 给出的公式（8）计算的换气量。为了减小非紧急状态下的换气流量，可以使用多速风机。

风机的吸入端或导管应在机器附近，并有适当的保护。空气应以不会引起麻烦或危险的方式排至建筑外，新风进口应设置在有利于机房内空气流通的位置上，为此可能要使用进风管道。

无自然通风的机房如处于地下室中，考虑到有关人员的健康和舒适，应根据公式（8）计算的换气量进行足够的连续机械通风。

6.1.2 特殊要求

6.1.2.1 在某些情况下，如 6.3 和表 5 的规定中，机房除了满足 6.1.1 的规定外，还应符合以下附加要求：

a) 和机房邻接的房屋，无论是居住的或一般使用的，都应使用密封良好、自动关闭、耐火性能大于等于 1 h 的门。

- b) 墙、地板和天花板应严密密封，至少有 1 h 的耐火性能。
- c) 所有通过墙、地板、天花板的管线或管道应有严密密封。
- d) 向外开口不应处于紧急出口或楼梯的下面。
- e) 至少应有一个开口直接通向大气的紧急出口或通过装有自动关闭带有密封门走廊的出口。
- f) 应在机房外靠近机房处安置一遥控停机开关。
- g) 具有独立紧急控制的机械通风机应安装在机房外靠近机房的位置。
- h) 应有长期安装和使用不会引起火花的装置。

6.1.2.2 在使用第 3 组制冷剂时，机房应符合前言中提及的国家或国际法规的规定。

6.1.3 通风

6.1.3.1 自然通风

机房通风口的横截面面积至少应等于

$$F = 0.14G^{1/2} \dots\dots\dots (7)$$

式中：F——通风口面积，m²；

G——安装在机房中最大制冷系统或部件所充装的制冷剂量，kg。

6.1.3.2 机械通风

机械通风系统从机房排出的空气量至少应为：

$$Q = 13.88G^{2/3} \dots\dots\dots (8)$$

式中：Q——通风系统排气量，L/s；

G——安装在机房中最大制冷系统或部件所充装的制冷剂量，kg。

但是，没有必要使用每小时排气量大于 15 倍机房容积的通风系统。

6.2 其他特殊预防措施

6.2.1 风机和其他运转机械的维护

风机和所有运转机械都应有安全防护措施。

6.2.2 机房中制冷剂的储存

机房中制冷剂的储存量除制冷系统中制冷剂的充装量外不应超过 150kg。

除充装于制冷系统中的外，易燃、易爆的制冷剂不能储存在机房中，对这类制冷剂应专门提供储存场所。制冷剂从制冷系统中排出时只能装入经认可的容器内，制冷剂不应排向下水道、河流、湖泊中。

对用于盛装回收的制冷系统中的制冷剂的容器，在每次使用时都应仔细

称重，容器的盛装量不得超过其允许盛装量。

6.2.3 蒸发器附近加热元件的影响

直接膨胀盘管或蒸发器位于类别 A 类、B 类（见表 1）的通风中，并能用阀门关闭时，阀门关闭截面的温度一体积关系超过设计压力时，就应安装向外界大气排压的减压阀或爆破片。

6.2.4 未经许可不能进入的情况

冷库、具有危险气体的房间、机房等都应在门上清楚标明未经许可不得随意入内的警告以及未经许可不准操作的禁令。

6.2.5 冷库人员的安全

应考虑到由于意外情况、人员不能移动或陷入睡眠状态或无意被锁在冷藏间尤其在 0°C 以下库房里时的危险性，为此增加了一些安全措施见附录 A（标准的附录）。

6.2.6 用于氨泄漏的喷水器

由于水有很高的吸氨能力，可以根据条件考虑使用喷水器或水幕，例如带挠性连接接头的氨板式冷凝器泄漏情况下的保护或冷藏库蒸发器泄氨时的保护等。

6.2.7 在现场装配与安装的制冷系统的标志

6.2.7.1 制冷系统

在机器附近或其上面应设置一个清晰可见的标牌，至少应包括如下内容：

- a) 安装或制造单位的名称、地址；
- b) 型号或系列编号；
- c) 安装或制造年份；
- d) 标准的制冷剂代号（见 GB/T 7778）；
- e) 制冷剂充装量；
- f) 最大工作压力：高压侧，低压侧。

如果制冷系统中制冷剂的充装量不超过：第 1 组 10kg，第 2 组 2.5kg，第 3 组 1 kg，制造年份可作为系列编号的一部分。上述各项内容可全部或部分反映在使用标牌上。

6.2.7.2 压缩机、压缩机组、冷凝机组、蒸发机组和制冷剂输送泵的 标志

每台压缩机（组成压缩机组的压缩机、冷凝机组或蒸发机组的压缩机）和每台制冷剂输送泵都应有至少包括以下内容的标牌：

- a) 制造厂或代理商名称；
- b) 型号或型式；
- c) 系列编号；
- d) 标准制冷剂代号（见 GB/T 7778）；
- e) 最大工作压力；
- f) 每分钟的最大转数；
- g) GB 4706.17—1996 所要求的电器特性。

对功率消耗小于等于 3kW 的压缩机可以省去 e)、f) 两项。

6.2.7.3 主要停机设备和各种设施的控制（煤气、空气、水、电）
遥控设备及压力指示仪表都应清楚标明其相应功能。

6.2.7.4 在机房外裸露的制冷剂管道标志
在机房外裸露的制冷剂管道应标志出根据 GB/T 7778 规定的制冷剂编号。

6.2.8 水管

给、排水管的连接应遵守国家和国际法规的规定。

6.2.9 空气管道系统

当安装空调装置，尤其是安装在有人活动的场所时，空气管道系统要遵守消防部门的规定和前言中所述的国际或国家法规。

6.2.10 载热剂

当这些液体用于使用类别为 A、B、C、D 的任何间接系统时，只能用于在大气压力下的沸点以下的温度。在此条件下，它们应无闪点或闪点高于 55℃，且不应有太大的毒性。

6.2.11 制冷剂的排放

任何时候都应尽可能少地向大气中排放制冷剂，应特别避免比空气重的制冷剂在低处沉积。

6.3 制冷或加热系统的使用以及与使用类别有关的制冷剂

当安装制冷或制热系统时，要选择制冷和制热系统的类型，还应考虑使用的制冷剂与建筑物的使用类别。

对于每种使用类别，在一定的制冷或制热系统，一定的设备位置下和管

道与制冷剂相配时，有的会受到禁止、有的会受到限制或者可以相配而不受限制。

表 5 给出了允许的和不允许的组合，对允许但又受到限制的情况用规定其限制条件的条款号表示。

表 5 与使用类别相关的制冷系统的使用要求

制冷剂 分组	制冷系统 ¹⁾	制冷机位置					
		使用类别 A、B、C、D ²⁾		使用类别 E			
		机房 ³⁾	居民区	机房 ³⁾	居民区		
1	直接间接敞开	6.3.1.1.1 } 6.3.1.2.2 } 6.3.1.2	6.3.1.1.1 } 6.3.1.2.2 } 6.3.1.2	6.3.1.1.1	6.3.1.1.1		
	间接开口敞开 间接封闭 间接开口封闭 双重间接	6.3.1.1.2 6.3.1.2.2	6.3.1.1.2 6.3.1.2.1	无限制			
2	制冷系统 ¹⁾	使用类别 A, B, C		使用类别 D		使用类别 E	
		机房 ³⁾	居民区	机房 ³⁾	居民区	机房 ³⁾	居民区
	直接	5.8.2.2	5.8.2.2	5.8.2.2	5.8.2.2	5.8.2.2 5.8.2.3 5.8.2.3 6.3.2.1.2 6.3.2.2.2	5.8.2.2 5.8.2.3 6.3.2.1.2 6.3.2.2.2
		5.8.2.3	5.8.2.3	5.8.2.3	5.8.2.3		
		6.3.2.1.1	6.3.2.1.1	6.3.2.1.2	6.3.2.1.2		
		6.3.2.2.1	6.3.2.2.2	6.3.2.2.1	6.3.2.2.2		
		6.3.2.2.3	6.3.2.2.3	6.3.2.2.3	6.3.2.2.3		
间接敞开 间接开口敞开 间接封闭	不允许		5.8.2.2	5.8.2.2	5.8.2.2 5.8.2.3 6.3.2.1.2 6.3.2.2.2	5.8.2.2 5.8.2.3 6.3.2.1.2 6.3.2.2.2	
			5.8.2.3	5.8.2.3			
			6.3.2.1.2	6.3.2.1.2			
			6.3.2.2.1	6.3.2.2.2			
间接开口封闭 双重间接	5.8.2.2	5.8.2.2	5.8.2.2	5.8.2.2	5.8.2.2 5.8.2.3	5.8.2.2 5.8.2.3 6.3.2.2.2	
	5.8.2.3	5.8.2.3	5.8.2.3	5.8.2.3			
	6.3.2.1.3	6.3.2.1.3	6.3.2.1.3	6.3.2.1.3			
	6.3.2.2.1	6.3.2.2.2	6.3.2.2.1	6.3.2.2.2			
	6.3.2.2.3	6.3.2.2.3	6.3.2.2.3	6.3.2.2.3			
			6.3.2.2.3	6.3.2.2.3			

制冷剂 分组	制冷系统 ¹⁾	制冷机位置			
		使用类别 A、B、C、D ²⁾		使用类别 E	
		机房 ³⁾	居民区	机房 ³⁾	居民区
3	全部	5.8.2.2 6.3.3			
1) 见表 2。 2) 见表 1。 3) 见 6.1。					

6.3.1 第 1 组制冷剂

6.3.1.1 使用第 1 组制冷剂的制冷剂系统的使用要求

6.3.1.1.1 直接和间接敞开系统（见 4.2.1 和 4.2.2.1）

使用类别 A、B、C、D 这些系统可用于以下情况，以 kg 表示的制冷剂充装量不能超过下述 a) b) 之积：

a) 制冷剂的允许浓度， kg/m^3 （见表 3）；

b) 安装充装制冷剂设备的屋内，人所占有的最小空间的容积， m^3 。

用于空调系统制冷剂或采暖房间的总容积可作为判别是否把每个房间的新风供给量限制在应供给量 25% 下的标准。

使用类别 E 在正常人数情况下，地上或地下楼层没有足够的应急出口时，应该使用 A、B、C、D 类别限制。除此之外，没有限制。

6.3.1.1.2 间接通风的敞开式系统、间接封闭式系统、间接通风闭式系统和双重间接系统（见 4.2.2.2 至 4.2.2.5）

使用类别 A、B、C、D 如果所有的机械都按 6.1.1 的规定安装在机房中就有限制，否则制冷剂的充装量应遵守 6.3.1.1.1 的规定。

使用类别 E 无限制。

6.3.1.2 含有第 1 组制冷剂制冷系统的安置

6.3.1.2.1 机房外的制冷系统或其部件

使用类别 A、B、C、D 在 A 类的过道、前厅及各种房间里，在 B、C、D 类中的过道和前厅里，只能安装制冷剂含量不大于 6.3.1.1.1 规定的组装系统，不应妨碍人的自由行动。制冷系统或它的部件不能安装在公共楼梯、

进出口或阻碍自由通道的地方。

这些设备应总是安装在密封良好、不易燃且带有排气孔的机罩内。为了维护方便，机罩应能整体或部分移开。

使用类别 A 在存在明火或灼热表面的空间里，应保持良好的通风来消除分解物产生的危险，否则不能安装制冷系统或其部件。

6.3.1.2.2 机房外的制冷剂管道

使用类别 A、B、C、D 在房间里制冷剂的连接管道应尽可能短，且应加以保护以防碰人。在过道、前厅及楼梯里，管道应尽可能接近天花板安装；对地面低于 2.2m 的管道，应加以保护以防碰人。

使用类别 A、B、C 不用于系统的或间接用于系统的穿过房间的管道都应安装在通向大气或通向安装制冷系统部件空间的耐火管道里。在这些导管中，除非有足够的保护，否则不能使用铺设其他管道或电线。没有其他保护的垂直管道，应确保高出地面不低于 2.2m。

使用类别 A 像截止阀和控制器件这样的附件应加以保护，以防意外损坏。在存在明火的使用类别 A 中，由于分解产物可能引起的危险，应始终保持足够的通风，否则就不能使用直接和间接开式系统。

第 1 组制冷剂的使用限制（见表 3）和 4.3.1.1 中涉及的制冷剂突然大量泄漏情况下，都没有论述到符合安全要求的每天泄漏量，因此在表中还应列出一项安全泄漏量限值。

6.3.2 第 2 组制冷剂

6.3.2.1 装有第 2 组制冷剂制冷系统的使用要求

6.3.2.1.1 直接系统（见 4.2.1）

使用类别 A、B、C 这种系统不允许用在人类舒适性空调系统及 A 类房间里，以 B、C 类，该系统只允许在使用吸收系统（见 3.3.4.8）且制冷剂充装量不超过 2.5kg 的小型封闭式机组中。

6.3.2.1.2 直接系统、间接开式系统、间接通风开式系统、间接封闭系统（见 4.2.1 和 4.2.2.1~4.2.2.3）

使用类别 D 该系统不允许用于人类舒适性空调系统，如用于其他制冷目的，系统内的总制冷剂量不应超过 30kg。

使用类别 E 直接和间接开式系统不允许用于人类的舒适性空调系统。此外，当考虑正常在场的人数时，如果没有足够的通畅的出口，那么可以使

用 D 类的限制。其他方面没有使用限制。

6.3.2.1.3 间接通风的闭式系统和双重间接系统（见 4.2.2.4 和 4.2.2.5）

使用类别 A、B、C、D 这些系统在考虑 5.8.2.3 的使用类别时，制冷剂充装量限值可达：

——A 类：250kg；

——B 类：500kg；

——C 类：无限制；

——D 类：如果全部机械都按照 6.1.2.1 的要求安装在机房外或置于露天（见 6.3.5）则没有限制。

如果所有的机器按照 6.1.1 安装在机房中，其限量为 250kg。

6.3.2.2 装有第 2 组制冷剂制冷系统的装置

6.3.2.2.1 机房里的制冷系统部件

使用类别 A、B 机房里满足 6.1.2.1 要求，但不应与公共场所中的房间直接相通。

使用类别 C 机房应符合 6.1.2.1 要求，但不应与任何有关房间直接相通。

使用类别 D 机房应符合 6.1.1 和 6.1.2.1 的要求。

6.3.2.2.2 不在机房内的制冷系统部件

使用类别 A、B、C、D 在过道、前厅及其他房间里，只可安装吸收式、且制冷剂充装量不超过 2.5kg（见 3.48）的封闭机组，但是不能安装在妨碍人活动的房间里。制冷系统或其他部件不应安装在公共楼梯、进出口或阻碍自由通道的地方。

使用类别 E 如果系统里制冷剂充装量超过 50kg，且人口密度高于 1 人/10m²，那么除了建筑物外面的零、部件和制冷剂管道外，高压侧的零部件根据 6.1.2.1 的要求，应安装在机房里。

如果系统中制冷剂充装量不超过 50kg 就没有限制。

阻碍自由通行的地方，进出口或楼梯处都不应安装制冷系统或其部件。

6.3.2.2.3 不在机房里的制冷剂管路

使用类别 A 这是不允许的。

使用类别 B、C、D 管道不应铺设在职 C 类房间中。在过道、前厅里，

水平管道应尽可能地安装在靠近天花板处。全部管道应安装在一耐火且通向大气的导管里，除非有足够的保护，否则不应在导管里铺设其他管子或电线。不允许有可拆的接头、管件及控制器件。

6.3.3 第 3 组制冷剂

通常这些制冷剂不允许用在 A、B、C、D 类别里，因为这些地方经常在场的并不是专门操作制冷设备的人。但是在 D 类的实验室里，考虑到 5.8.2.2 的规定，当机组系统中总量不超过 2.5kg 时，允许使用这些制冷剂。

在工业上使用的 E 类中，考虑了 5.8.2.2 的规定，第 3 组制冷剂就可以用在特定的场合，制冷系统应符合前言中规定的国家或国际法规。

6.3.4 溜冰场

6.3.4.1 室内溜冰场

4.1.1 的规定适用于室内溜冰场，应该知道用足够的、加固的、严密封闭的水泥地面把制冷系统和公共场所分隔开来。应配备一个制冷剂贮液器，以便容纳充装的制冷剂。对于第 1 组制冷剂则不需要这种贮液器。

根据这些条款，可以认为适用于使用氨（R717）的直接系统。

6.3.4.2 室外溜冰场

4.1.2 的所有规定都适用于室外溜冰场。所有机械、管道和配件都应布置得便于检修，并还应严格保护以免未经许可的触动。应有足够的措施使人能够脱离发生的意外危险，按照 6.3.4.1 的规定配备一个制冷剂贮液器。

这些条款可以认为也适用于使用氨（R717）的直接系统。

6.3.5 露天的机械和设备

安装在室外的机械应防风雨及日晒，它们应满足本条和表 5 的全部要求和限制。未经许可的人不能接近机械和设备。当设备安装在屋顶上时，应严防制冷剂泄漏而流入建筑物内。

6.3.6 有爆炸危险的使用场合

应参照前言中规定的国家或国际法规。

7 运行

7.1 培训、操作和维修

每个制冷系统都应按其大小和型式进行管理和维修，操作人员应接受足够的训练，并应具备足够的技能且懂得有关的设备。

7.1.1 培训

7.1.1.1 人员的培训

操作人员有必要接受足够的培训，建议安装者和制造者应向用户提醒这种必要性，并指出要注意所用制冷剂的特殊性能会引起对人身的危害。

新制冷系统在投入使用之前，最好由安装者和制造者就有关结构、操作和采用的安全措施对操作人员进行培训。

当现场安装时，在安装、抽真空、充装制冷剂和调试设备时，操作人员亲临现场是有好处的。

7.1.1.2 使用说明书

对于制冷剂含量超过 25kg 的制冷系统，在尽可能靠近制冷压缩机的明显位置处设置卡片说明系统的使用指南是负责人员的职责。卡片上还应包括发生以下泄漏和破裂情况时的防护措施：

- a) 紧急情况下关闭制冷系统的说明；
- b) 消防部门、警察局及医院的名称、地址；
- c) 救援部门的名称、地址、昼夜电话号码。

建议在卡片上表示出安装流程图，并表示出切断器件的数量和其他相关内容（见 5.4.6）。

7.1.1.3 指导手册

制造者或安装者对每套制冷系统提供一册或更多册用国家正式语言书写的指导手册，同时提供足够的安全说明，机器使用者应把手册常备在手边。

手册至少应包括以下项目：

- 对卡片上符合 7.1.1.2 的项目给出较详细的资料；
- 说明系统的用途；
- 机械和仪表的说明书，最好附有制冷流程图和电路图；
- 设备启动和停止的详细资料；
- 有关一般故障的原因和修理方法的资料；
- 有关维修措施，最好有一览表。

7.1.2 制冷剂的充装

增添制冷剂时重要的是应十分注意气瓶内的物质，以防充入不合格的物质而引起剧烈爆炸或其他意外事故。制冷剂钢瓶在充装完制冷剂后应立即与系统分离。钢瓶不能充装过量，应经常测定制冷剂量，决不能超过钢瓶的允

许充装量，允许充装量应标在钢瓶上。

7.1.3 维护保养

所有的设备部件都应由指定的负责人员看管，以避免损伤设备和危害人员，一旦有故障和泄漏应立即修理。假如操作人员不能胜任，就应通知适当人员排除故障。所有为安全需要而安装的仪器仪表及控制器件都应定时维护和检查。制冷系统不论在何时进行过修理，都应进行检查。

7.1.4 修理（产生电弧和火焰设备的使用）

如果在修理和改进时需要使用会产生电弧和火焰的设备，如电焊、铜焊、钎焊等设备，只有在房间彻底通风后才能进行这些工作。当修理工作进行时，应该打开所有窗户和门，而且一直保持机械通风。在修理制冷回路的部件时，不仅修理人员而且还应有其他人员在现场进行观察和协助。

应有必要的安全保护器具，在使用明火和电弧的情况下，还应备有灭火设备。

焊接和铜焊应由合格的人员操作。

7.2 保护器具

为了保护人员及财产免受损失，应具备有适合制冷系统和制冷剂种类的下述设备。

7.2.1 灭火器应符合前言中规定的国家或国际法规，由于某些液体和某些制冷剂会发生危险的反应，所以应谨慎地选择使用灭火液体。

7.2.2 保护罩、防毒面具（气体防毒面具）和保护手套要仔细并可靠地保存，不应互相干扰，并存放在设备附近，但在危险区域之外。

人员保护的适当标准，包括过滤防毒面具或作为防毒保护器具的呼吸器的规定取决于制冷剂的性质。例如过滤防毒面具对二氧化碳无效，除了氨泄漏以外也不能满足其他物质的保护。对大多数用途，都要求有空气输送管或独立的呼吸器具。空气输送管需要的培训和维护量最小。

如果第 2 组制冷剂含量超过 10kg，就需要至少两个防毒面具。

7.2.3 最重要的辅助设备应符合前言中规定的国家或国际法规。

附录 A 冷库工作人员的安全规则

(标准的附录)

A1 通常不应一个人单独在冷库中工作，但如果不可避免时，则应至少 1 h 检查一次人员的安全状况。

A2 在照明发生故障的情况下，通向应急出口或呼救电话的通道应由另外的单独照明装置或夜光涂料或其他认可的方法指示。

A3 停止工作后的几分钟里，负责人有责任清查冷库，确保无人滞留在内。在确定冷库内确定无人以后，锁上冷库。

A4 在任何时候都应有可能让人离开冷库。应保证锁在冷库里的人能及时被冷库外面的人发现或锁在冷库中的人能自己打开库门出来。为此应选择并采取以下措施：

a) 门既能从库外打开，也能从库内打开；

b) 应在冷库外经常有人的地方安装带有闪烁信号或蜂鸣器振铃的报警器，报警器应很容易被人看到或听到。可以在冷库里、库门附近或走廊附近操作报警器的照明按钮或悬吊挂链；

c) 每个冷库靠近门的地方应放置一把消防斧；

d) 每个冷库里应设置一部电话，按 A1 的规定用电话定时检查；

e) 每个冷库内应设置一个电灯开关（与室外指示灯相连）；

f) 在气动或电动门的情况下，还应有手动开门器件；

g) 打开锁的、隔离的安全应仅能从里将门打开；

h) 冷库门上应安装一块可从里面拆卸的活动嵌板，其大小应足以使一个人能很容易地通过。

插入卧表附录 B 表 B1

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

插入卧表附录 B 表 B1 (续)

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

在制冷剂系统中冷冻机油的化学 稳定性试验法（密封玻璃管法）

SH/T 0698—2000

1 范围

本标准规定了评定冷冻机油在制冷剂系统中的化学稳定性方法。

本标准适用于以 R-12 或 R-134a 为制冷剂的冷冻机油。

本标准涉及某些有危险性的材料、操作和设备，但是无意对与此有关的所有安全问题都提出建议。因此，用户在使用本标准之前应建立适当的安全和防护措施，并确定有适用性的管理制度。

2 引用标准

下列标准所包括的条文，通过引用而构成本标准的一部分，除非在标准中另有明确规定，下述引用标准都是现行有效标准。

GB/T 699 优质碳素结构钢 技术条件

GB/T 5231 加工铜 化学成分和产品形状

GB/T 7372 工业用二氟二氯甲烷（F-12）

3 方法概要

将钢、铜等金属材料作为催化剂装入特制试验管中，按比例注入一定量的冷冻机油和制冷剂后，密封试验管。将密封后的试验管在 175℃ 下加热规定的时间（14 d）后，根据冷冻机油及催化剂的外观、颜色等评价冷冻机油与制冷剂的化学稳定性。

4 仪器与材料

4.1 仪器

4.1.1 试验管：由硼硅玻璃管制成，外径为 9 mm，内径为 7 mm，一

端为球形封底，管内装入制冷剂和待测材料后，另一端用尖嘴焊枪密封，密封后试验管总长约 180 mm。

4.1.2 制冷剂加注装置

加注装置的作用是对装入试样的试验管进行抽空，注入制冷剂后熔封。

4.1.2.1 玻璃型加注系统如图 1 所示。该系统包括适用的玻璃管线和活塞，并与制冷剂钢瓶、真空泵、干燥氮气、过滤干燥器、真空规、水银压力计和待加注的试验管相连接。

4.1.2.2 金属型加注系统如图 2 所示。该系统包括：金属管线、真空泵、真空压力计、真空规、开口毛细管水银压力计、制冷剂钢瓶、过滤干燥器、阀和铜加注口等。

4.1.3 铝块浴：如图 3 所示，用于在高温下老化试验管。铝块浴和圆柱形孔用于放置试验管，起防止试验管炸裂时相互影响和保持温度恒定的作用。孔应完全钻通，可分离的活动底部便于清洁。孔的深度要求能够容纳试验管。孔的底部填装玻璃棉以下支撑试验管。

4.1.4 套管：为方便起见，样品数量少时，可代替铝块浴使用。它由铝块或钢管制成，两端用螺帽固紧。

4.1.5 烘箱；控制温度范围 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ ，应有足够空间放置铝块浴并能保证空气循环。

4.1.6 开管装置：如图 4 所示。该装置可以安全方便地打开密封了的试验管，将管内试样用于分析，另一种开管装置见图 5。

4.1.7 注射器：5 mL，带有长 150 mm 针头。

4.1.8 干燥器：足够放置试验管。

4.1.9 金属杜瓦瓶。

4.1.10 真空干燥器。

4.1.11 玻璃管：直径 2 mm，长 140 mm。

4.1.12 安全防护板。

4.2 材料

4.2.1 制冷剂：R-12 或 R-124a。

4.2.2 催化剂：根据实验目的通常选择一种或多种不同金属作为催化剂。

4.2.2.1 钢：符合 GB/T 699 要求，可以是 3 mm × 50 mm × 0.15 mm 的

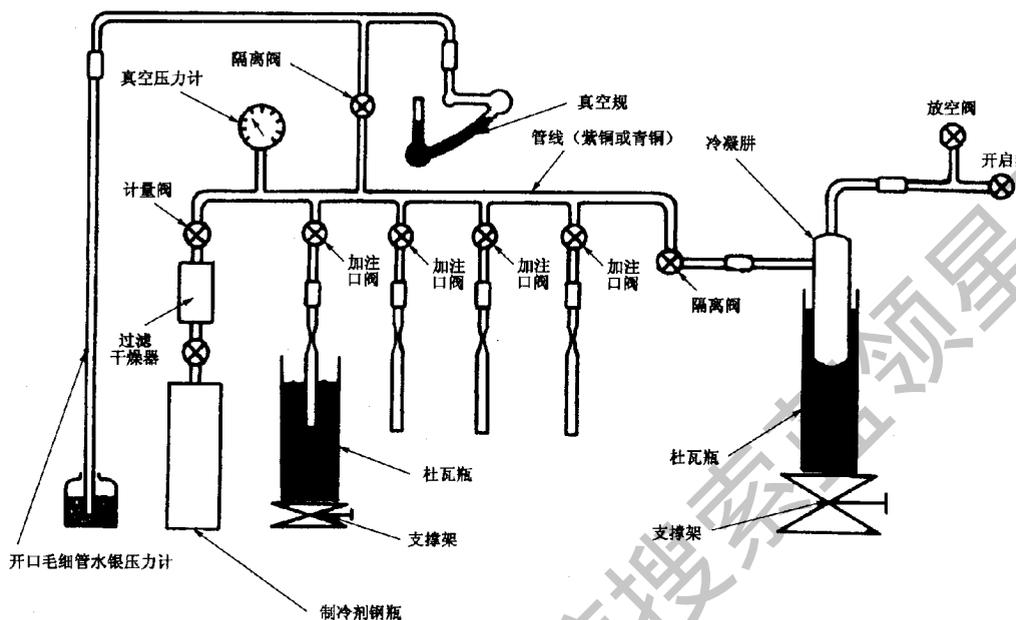


图 2 制冷剂金属型加注系统

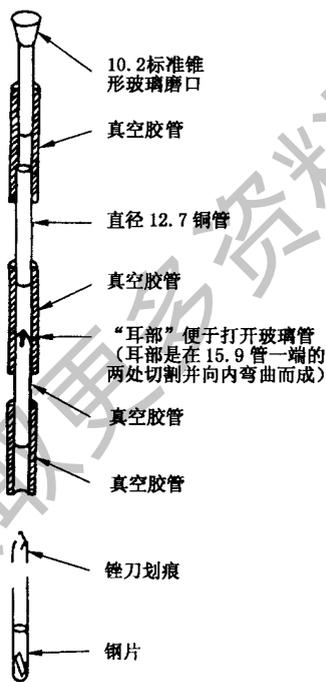


图 4 开管装置

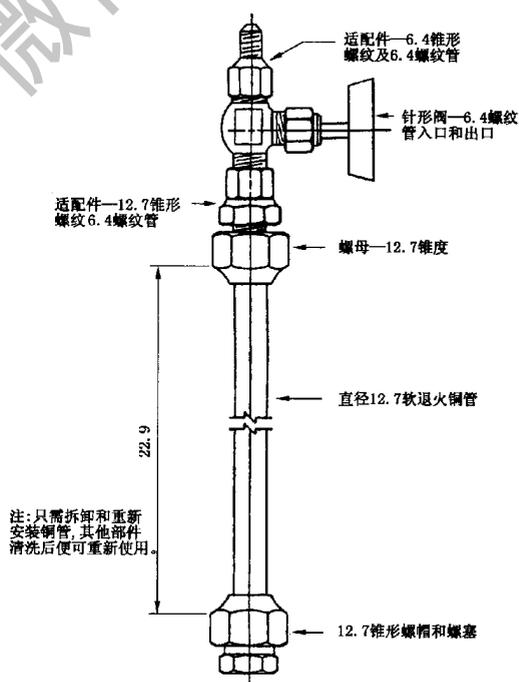
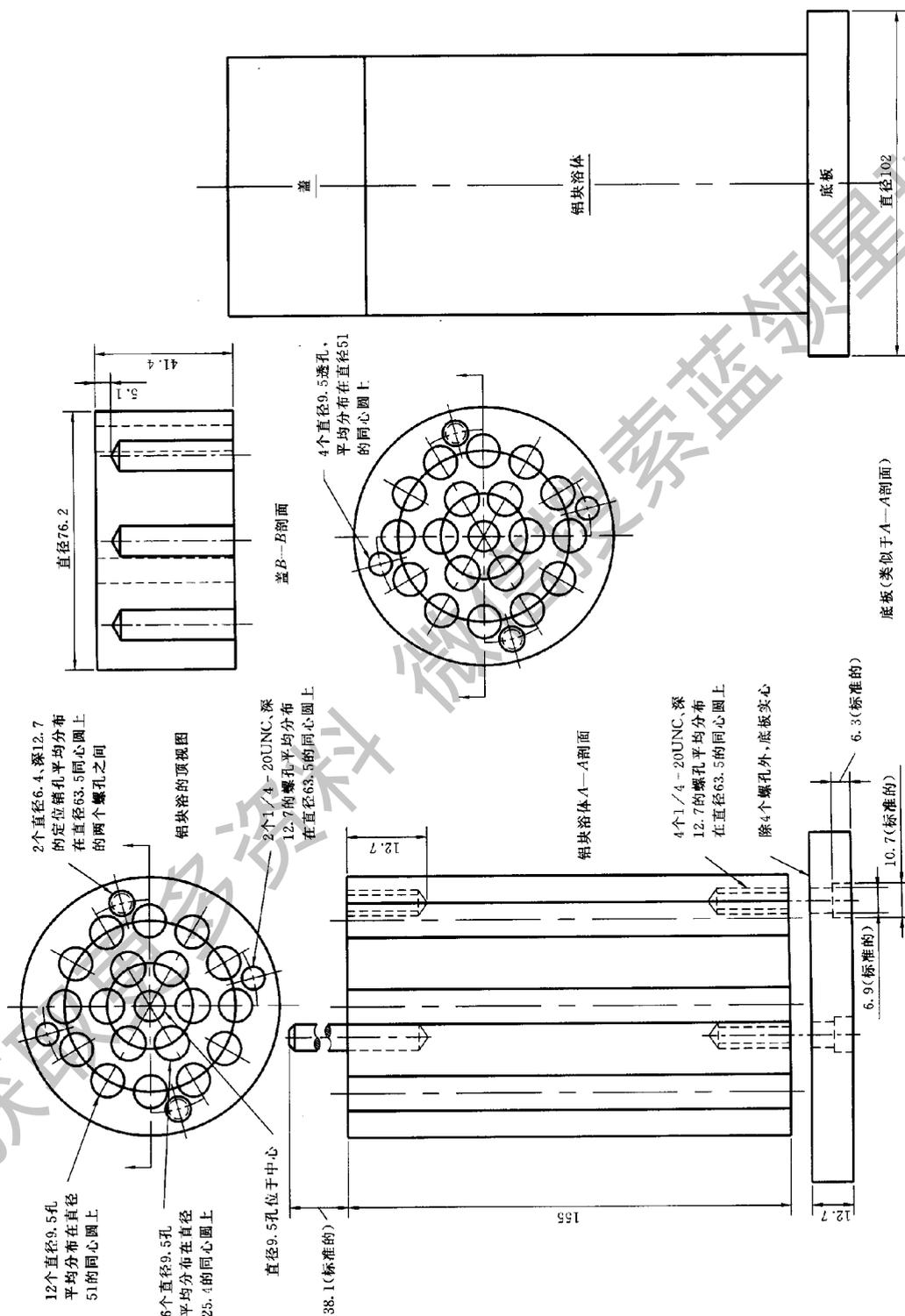


图 5 另一种开管装置



5 试剂

- 5.1 水：蒸馏水或去离子水。
- 5.2 丙酮：分析纯。
- 5.3 乙醇：分析纯。
- 5.4 正庚烷：试剂级。

6 准备工作

6.1 试验管的准备

6.1.1 试验管由熟练的玻璃细工用硼硅玻璃吹制而成，其外径 9 mm，内径 7 mm，每根长 240 mm，一端球形封底，另一端烤光。

6.1.2 试验管必须彻底清洗，试验管应放在密闭容器内以免被杂质污染。试验管封底后要用蒸馏水或去离子水清洗，再用再酮清洗，然后在 125℃ 下干燥，在干燥器中冷却。如果需要可在 580℃ 下锻烧以进一步清洁。干燥后，将试验管存放于干燥器中。

6.1.3 使用前检查试验管的清洁度和有无裂痕、严重的划痕或其他缺陷，有任何缺陷的试验管均应报废。

6.1.4 每个试样至少准备四支试验管，三支用来老化，一支用作对比。

6.2 材料的准备

6.2.1 从容器内取出冷冻机油试样，加注制冷剂前油必须脱气。

6.2.2 根据实验目的选择一种或几种金属材料作为催化剂。

6.2.2.1 钢：用正庚烷清洗钢片并用柔软的纱布擦干。用正庚烷清洗剪刀，将其剪成 3 mm × 50 mm 的片。若采用钢丝作为催化剂，则需将钢丝用砂布打磨出新表面，再用清洁的剪线钳剪成 50 mm 的段；用清洁的镊子夹住剪下的钢丝，用正庚烷清洗，然后在清法的滤纸上干燥。将钢片或钢丝放入一个小的真空干燥器内，在室温下真空干燥后，充入干燥氮气破坏真空，将其保存在干燥器中待用。

6.2.2.2 铜：按 6.2.2.1 中准备钢丝的步骤准备铜丝，将铜丝剪成 10 mm 的段，放入 6.2.2.1 中干燥器内保存。

6.2.2.3 若选用其他材料也应仔细准备。

6.2.3 标刻度。

将相当于试样、制冷剂和催化剂总体积量的乙醇注入试验管，用玻璃笔在试验管上标好刻度。然后将试验管按 6.1.2 干燥、冷却，并存于干燥器中。

注：密封管超压非常危险，加热时可能发生强烈的爆炸，为了避免发生上述情形，25℃时液体制冷剂建议最大安全加注量为 0.7 mL。

7 试验步骤

7.1 装样

用清洁的镊子将催化剂放入试验管中，用带 150 mm 针头的 5 mL 注射器注入 0.7 mL 试样。然后用细的干燥氮气流吹洗试验管，盖上铝箔后，放入干燥器中待用。为了避免油沾污试验管上部管壁，可先将一根长 140 mm，直径 2 mm 的玻璃管插入试验管，玻璃管的一端用夹子夹住防止滑入试验管中，将针头沿着玻璃管内管插入试验管后注入试样。

7.2 制冷剂加注装置检查

制冷剂加注装置内部应清洁、干燥，没有泄漏，密封系统应能被抽空到 2.0Pa (15 μmHg)，1h 内的汞柱升高不应大于 26.7Pa (200 μmHg)。在制冷剂加注前应对系统抽空 15 ~ 20 min，以达到满意的操作条件。

7.3 试验管脱气

7.3.1 从干燥器中取出试验管，取下铝箔，在试验管的开口端将 30 mm 长的真空像脱软管套入约 15 mm，离开口端约 60 mm 处用手提喷灯拉细试验管，加热部位不能有油，这一步必须由熟练的玻璃细工操作。

7.3.2 小心握住套管的部位将试验管和制冷剂加注装置上的加注口连接。

7.3.3 慢慢打开加注口阀对试验管进行抽空，刚开始试样会产生较多气泡，应避免气泡上升到要熔封的部位。可用吹风机吹出的热空气消泡，用铅笔轻敲试验管壁也能加速脱气。当敲击试验管时试样不再产生气泡或系统压力低于 6.7Pa (50 μmHg) 时，则可加注制冷剂。

7.3.4 若采用金属加注系统则需重复 7.3.1 到 7.3.3 的步骤，直到所有支管口都连接上试验管。

7.4 加注制冷剂^①

7.4.1 打开钢瓶上的针形阀充入制冷剂，制冷剂的绝对压力约为 93.3 kPa (700 mmHg)，然后抽空，抽空压力至少为 66.7 Pa (500 μ mHg)。重复充气和抽空，使试验管内空气完全由制冷剂气体置换。在系统抽空状态下，关闭加注口阀。

7.4.2 将试验管放入液氮中，使试验管刻线位于液面下约 20 mm，充入制冷剂至绝对压力达到 93.3 ~ 100 kPa (700 ~ 750 mmHg)，慢慢打开加注口上的阀将制冷剂冷凝至试验管上的刻线处，关闭加注口阀。采用金属加注管线需要重复 7.4.2，使所有试验管都加注完制冷剂。

7.4.3 将试验管在液氮中停留几分钟，以保证管内物质完全凝固。对系统进行抽空至 6.7 Pa (50 μ mHg) 以下，打开加注口阀。

7.5 试验管熔封

7.5.1 将试验管从液氮中取出，用手（注意：应套上棉或薄皮手套）握于熔封部下面 30 mm 处，用手提喷灯熔封试验管。取走杜瓦瓶后，为防止制冷剂蒸发，管内压力升高，熔封速度要迅速（20 ~ 30 s），熔封完后，试验管的熔封部要退火。采用金属加注管线需用重复 7.5 的步骤，直到所有的试验管都加注熔封好。熔封好的试验管放入铝块浴或套管中。在室温下放置一夜后小心取出观察（见安全注意事项），用绸布擦拭每支试验管并按如下内容检查试验管：

- a) 催化剂和液体外观；
- b) 液体体积；
- c) 试验管内表面的外观，尤其是熔封部位附近；
- d) 有无外来干扰物质，如金属细粉等。

如果试验管不能通过目测，按图 4 或图 5 和 7.7 所描述的方式打开试验管。

注：检查试验管时要戴上薄皮手套，站在安全防护板后保护整个身体，还要戴上防护面罩，穿上厚工作服，并确保附近没有直接暴露在试验管前的人员。

7.5.2 加注和熔封完所有试验管后，关闭真空泵，并让钢瓶和加注管线脱离。

① 采用说明：未采用 ASHRAE 97—1983 中压力差法加注制冷剂的相关内容。

7.6 加热老化

将按 7.5 熔封好的密封试验管放入铝块浴或套管中，在 175℃ 的烘箱中加热 14 d。根据需要在相同时间间隔内观察几次试验管并记录现象。观察或试验结束后应从烘箱中取出铝块浴或套管并彻底冷却。

7.7 试验管开封

开管的最佳方法见图 4。将试验管的一半浸入液氮中直到试验管内物质凝固。将试验管取出片刻用锉刀在靠近顶部锉一划痕，然后把试验管重新放入液氮中冷却，取出试验管插入图 4 所示夹具中，使试验管顶部被铜管末端的“耳部”卡住，然后侧向将试验管从顶部断开，如果需要进行分析，可以将夹具和一顶先抽空的气体的采样系统连接，收集管内气体。

另一种开管方式见图 5。先将试验管放入液氮中冷却，然后放入图 5 所示装置中，在 6.7 Pa (50 μ mHg) 下抽空后，用夹钳夹住铜管中心打开试验管。

7.8 试验管的分析

根据实验目的可以选择不同分析方法，一般通过试验完后目测管内物质状态，包括检查液相和管内金属，将其状态和已知稳定状态的参照物对比来判断试验结果。

8 安全要求

8.1 熔封试验管时存在着很大的危险性，管内压力应在 5.86 MPa 范围内。熔封好的试验管炸裂并非异常，因此操作者必须遵守下述安全注意事项，熟悉每一步可能存在的危险。

8.2 熔封试验管时管内有压力，因此操作者应站在由防护玻璃或塑料制成的一块大的安全隔板后面操作。安全隔板保护操作者的头部、脸部和身体。另外，还要采取戴上面罩的专用防护措施，宽厚的工作服保护手臂，戴上薄皮手套保护手。用这种方式检查试验管时操作者要采取适当的防护措施，防止附近的其他人员直接暴露于密封好的试验管前，因为试验管可能炸裂。

8.3 熔封完后，取热或冷的试验管时也要戴上薄皮手套。

8.4 丙酮和正庚烷是极易燃溶剂，应保持通风，避免火星、火苗或热源。熟悉最近的灭火器位置，采取适当的防火措施。

8.5 使用玻璃加注系统，必须采取充分的防护措施避免系统超压造成炸裂。即使按要求采取了防护措施，操作者也应戴上面罩，穿上厚的工作服，戴上皮手套并采取防护措施以防意外。操作者还应检查玻璃加注系统有足够的壁厚承受低真空以防发生内裂的危险。

8.6 用氧气-天然气焊枪进行熔封时，戴上黑色眼睛防止火焰的强光损伤眼睛。

8.7 向钢瓶内加注液体制冷剂时，一般要留有 20% 的蒸气空间。温度升高时为蒸发的液体提供空间。由于液体的不可压缩性，钢瓶或其他封闭空间充满液体就存在爆炸的危险。这种充满液体制冷剂的系统只要温度稍微升高会导致系统内压力的大大升高。因此制冷剂钢瓶不能充满液体。制冷剂钢瓶温度不能超过 54℃。

8.8 杜瓦瓶内的液氮用于加注制冷剂时冷却试验管和试验管开封。使用液氮时要载好防护服装包括皮手套，厚的工作服，面罩或防护镜，以免操作者和液氮接触造成严重冻伤。用于盛装液氮的杜瓦瓶要用钢制成。

8.9 试验管存在缺陷最初加热时极易炸裂，甚至在加注完后升温至室温就可能炸裂。因此操作者应特别小心，熔封完后立即将熔封好的正在升温的试验管放入保护套中。试验管放入铝块浴中一起放入烘箱进行试验前应在室温下放置几小时或一个通宵。必须采取适当的防护措施防止试验管炸裂损坏烘箱。

8.10 试验管在液氮中冷冻后的分析过程中，不再存在“制冷剂的压力”。但如果管内反应产生“非冷凝”气体（诸如氢气或一氧化碳），即使在液氮中冷冻，管内依然可能存在相当大的压力。另外试验管还可能被试验中可能产生的含氟酸腐蚀。所有的安全步骤中，包括液氮中的冷冻过程，采取安全屏蔽是最重要的。

9 结果报告

报告试样与制冷剂混合物的颜色、沉淀物生成情况、催化剂的变色及腐蚀状态。

冷库主要热工性能试验方法温度检测

SC/T 9008.1—1997

1 范 围

本标准规定了各种类型冷库主要性能参数温度的检测方法。

本标准适用于新旧冷库的冻结间、冷藏间（包括冰库）中温度场分布的测定。

2 引用标准

下列标准所包含的条文，通过在本标准中引用而构成为本标准的条文。本标准出版时，所示版本均为有效。所有标准都会被修订，使用本标准的各方应探讨使用下列标准最新版本的可能性。

ANSI/ASHRAE 25—1990 强制通风与自然通风空气冷却器的试验方法

ANSI/ASHRAE 41.1—1986 (RA91) 温度测量的标准方法

3 定 义

本标准采用下列定义。

3.1 干球温度

选用准确度合适的温度计对单一气体或混合气体的温度进行测量，并经过对辐射修正后的指示值。

3.2 湿球温度

某一温度的液态或固态水，通过蒸发到大气中使空气在相同温度下绝热地达到饱和的温度。在工程应用中湿球温度是指用纱布包扎的湿球温度计来指示的温度。

4 仪表

4.1 在测试温度时应采用下列仪表：

a) 热电阻温度计；

- b) 精密的铂电阻温度计；
- c) 热敏电阻温度计；
- d) 热电偶；
- e) 干湿球温度计；
- f) 毛发湿度计；
- g) 阿斯曼干湿球温度计。

4.2 温度测量所用仪表的准确度和精密度要求可根据 ANSI/ASHRAE 41.1—1986 (RA91) 中 4.3 的规定。温度测量仪表试验允差见表 1。

表 1

℃

测量项目	仪表准确度	仪表精度	推荐的试验工况允差	推荐的试验操作允差	通常的测量范围
空气干球温度	± 0.1	± 0.05	± 0.3	± 0.5	- 29 ~ 60
空气湿球温度	± 0.1	± 0.05	± 0.2	± 0.3	- 18 ~ 32
水或非挥发性 制冷剂温度	± 0.1	± 0.05	± 0.1	± 0.3	- 1 ~ 43
挥发性制冷剂温度	± 0.6	± 0.3	—	± 0.3	- 34 ~ 121

5 测量方法

5.1 冷库内环境温度的测量

5.1.1 温度场分布的检测宜采用多点均匀分布方式进行。

5.1.2 对于大中型冷库，受仪表测点数和检测工作量及堆货等限制，可适当拉开间距，将库内空间划分为若干个立方体或长方体，在库体中至少每 8m³ 的近中心处布置一个测点，测量各点温度，掌握库内温度分布或求出平均温度。

5.1.3 对空库冷库平均温度也可根据 ANSI/ASHRAE 25—1990 中 7.2.8，在库体六个面的八个角布置八个测点，各测点离壁体 50 ~ 100mm，如图 1 以八个测量值求取平均值代表库体内平均气温。

5.1.4 大中型冷库环境温度也可采用上述测量温度布置的方法，根据经验选择其温度值，相当于平均温度的特定代表点来表示。

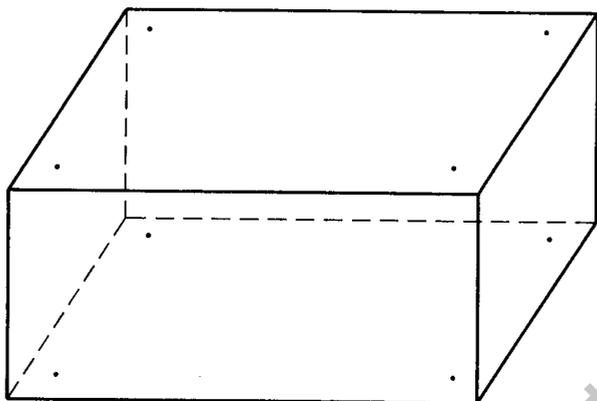


图 1 测点布置示例

5.2 表面温度的测量

5.2.1 表面温度测量范围包括围护结构天顶、墙面、地平表面温度。

5.2.2 测点布置，根据需要确定多个测点。

5.2.3 被测表面平整光洁。

5.2.4 为了避免气流干扰，需将热电偶插入距被测表面下一定深度（5~10mm）。安装热电偶时，在避面凿开 5mm 直径小孔。然后用黄油填满，把热电偶弯成 90°角插入，其余部分用胶带结于表面（参见 5.2.6）。

5.2.5 在表面难以凿孔时也可将热电偶用胶带粘贴于经清洁处理后的表面上，然后覆盖一块不小于 100mm×100mm 大小的橡胶或泡塑。

5.2.6 为了减少热电偶本身传导的损失，应把一部分（约 50 倍热电偶直径）热电偶导线与等温表面接触。

5.3 挥发性制冷剂温度的测量

5.3.1 制冷剂侧焓值法对比试验计算制冷剂焓值变化时，温度检测允许误差 $\pm 0.3^{\circ}\text{C}$ 。

5.3.2 确定制冷剂的温度时，热电偶元件安装应采用将感温元件直接插入制冷剂，或者插入测套再将测套插入制冷剂流的方法，并用轻质油（如硅油）充满测套内，以获得良好的热接触，测套直径应尽可能小，较好做法是将测套插入管道三通处而制冷剂正在三通内作 90°转弯流动处。测套深度应考虑感受元件的正常浸没深度。

5.3.3 在现场测试确定管道内制冷剂温度，感温元件不能插入管道

时，或在非关键性部位测量时，可用胶布把热电偶与金属表面粘牢，或焊接在管道外表面，为了减少表面与环境之间温度差的误差（约有 10% 误差），取 30 ~ 50mm 的热电偶导线与金属管壁紧密接触后，用长约 150mm 的隔热保温材料包扎好。如果热电偶在测量点处于电学上的接地，必须采取措施清除测量点和测量仪表之间的电位差。

5.3.4 对制冷系统供液或回气道上用热电偶粘贴于管壁方法测量制冷剂温度时，在管壁上、下方或相对两侧布置两个热电偶，取二省平均温度代表制冷剂温度，除非管径小于 16mm 可布置一点。

5.3.5 画出现场测点布置图，并标出位置编号，各种情况温度检测数据记录按附录 A 表 A1 格式填写。

5.4 相对湿度测量

5.4.1 0℃ 以上冷库中湿度测量。

5.4.1.1 利用干湿球温度计测出相对湿度。

a) 干球球体应总是在湿球球体上风，以使干球温度免受来自湿球水分蒸发的影响；

b) 掠过湿球的风速，对于玻璃温度计要求风速 3.5 ~ 5m/s，热电偶温度计需要风速仅 1.8m/s。

5.4.1.2 使用热电偶测量时，用一支热电偶（或数对热电偶串联）一端作为干端，一端作为湿端测出干湿差，另用一支热电偶测出干球温度，再通过计算或查表，获得相对湿度值。干湿球温度数据按附录 A 表 A2 填写。

5.4.2 0℃ 以下冷库中测量湿度可使用毛发湿度计或阿斯曼干湿球温度计进行测量。

冷库主要热工性能试验方法风速检测

SC/T 9008.2—1997

1 范围

本标准规定了各种类型冷库主要热工性能参数风速的检测方法。

本标准适用于各型新旧冷库的冻结间、冷藏间（包括冰库）中风速分布的测定。

2 仪表

2.1 热球式电风速计，范围 $0.05 \sim 30\text{m/s}$ 。测量误差 $\pm (0.05 \pm 0.05V)$ ， V 指风速。

2.2 操作步骤：

2.2.1 探头与二次仪表连接，调整仪表机械零点。

2.2.2 二次仪表调满度（先粗调后细调），调零位（先粗调后细调），反复调满度、零位 $2 \sim 3$ 次，达到要求为止。

2.2.3 测量时探头红点对着风向进行读数，并根据测量仪表提供校正曲线进行校正，风速数据按附录 A 表 A1 填写。

3 测量方法

3.1 冻结间冻结对象周围风速

3.1.1 冻结物之间平均风速应为 $1.2 \sim 2.0\text{m/s}$ 。

3.1.2 冻结物前后空间截面一般按 $0.5\text{m} \times 0.5\text{m}$ 设一矩形，上下设四个矩形，前后共设八个矩形，每个矩形对角线相交处为一个测风点，如图 1 所示。

3.1.3 测量时，探头送至测点处，测量者应沿截面方向远离测点以免影响风速分布。

3.1.4 每一测点测量风速不少于 3 次，计算算术平均值。

3.1.5 冻结物相距 2m 为一段，可选取 $3 \sim 4$ 个有代表性的测量段，求

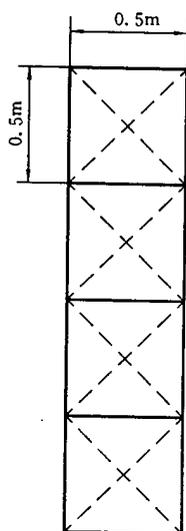


图 1 冻结物测点布置图

出各段冻结物间平均风速。

3.2 冻结盘间食品表面平均风速

3.2.1 冻结盘食品表面平均风速应在 $1.0 \sim 3.0\text{m/s}$ 。

3.2.2 食品盘置于吊车上，测点距形由吊车大小决定，一般每 $0.5 \sim 1\text{m}$ 设一矩形，横向两个矩形，纵向三个矩形，共 6 个测点，前后共 12 个测点，如图 2 所示。

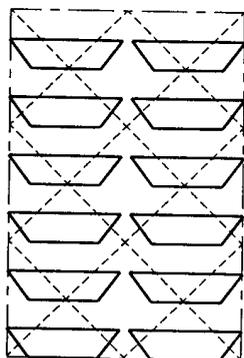


图 2 冻结盘测点布置图

3.2.3 选 3~4 部吊车为一个测量段，求出平均值。

3.2.4 测量方法同 3.1.3, 3.1.4。

3.3 冷藏间、冰库间平均风速

3.3.1 空气以自然循环为好, 不宜大于 0.3m/s 。

3.3.2 冷藏间空气设一立方体, 尺寸为 $2\text{m} \times 2\text{m} \times 2\text{m}$, 划分若干测点, 求出各方向风速平均值。

3.3.3 测量方法同 3.1.3, 3.1.4。

3.3.4 测量风速需画出现场测点布置图, 并标出截面序号。检测数据记录按附录 A 表 A1 格式填写。测试报告数据需根据测量仪表提供的风速校正曲线校正后, 方可有效。

附录 A 检测数据原始记录表式样

(标准的附录)

表 A1 冷库冻结间、冷藏间风速场检测原始记录

冷库编号 _____

环境温度 _____ 相对湿度 _____

截面序号 风速, m / s	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
	1														
2															
3															
4															
平均值															

检测 _____ 校对 _____ 审核 _____ 日期 _____ 地点 _____ 仪表编号 _____

冷库主要热工性能试验方法

围护结构热流量检测

SC/T 9008.3—1997

1 范围

本标准规定了土建冷库及装配式冷库保温性能中围护结构热流量或传热系数的检测方法。

本标准适用于各型新旧冷库冷间隔热性能的测定。

2 引用标准

下列标准所包含的条文，通过在本标准中引用而构成为本标准的条文。本标准出版时，所示版本均为有效。所有标准都会被修订，使用本标准的各方应探讨使用下列标准最新版本的可能性。

GBJ 72—84 冷库设计规范

ZB X99 003—86 室内装配式冷藏库

3 定义

本标准采用下列定义。

3.1 热流

从一个温度较高的物体或环境，向另一个温度较低的物体或环境，在单位时间、单位面积里传输的热量。即热流密度 q ，单位 W/m^2 。

3.2 围护结构

在冷库的内外壁面之间，采用多层具有较高热阻的材料构成的隔热体。

3.3 冻结间

对食品进行冻结冷加工的冷间。

3.4 冷藏间

在适合食品固有特性的温、湿度环境中，最大限度地延长食品贮藏期限的冷间。冷藏间分为冷却物冷藏间、冻结物冷藏间及多种用途冷藏间等。

4 试验方法

测试冷库围护结构传热量可采用热平衡法及热流计法。结果应符合 GBJ 72—84 中 3.3.5 规定，如表 1 所示。

表 1 围护结构传热量设计值

结构材料	软 木 聚氨酯泡沫塑料	稻 壳 聚苯乙烯泡沫塑料
热流量 W/m^2 ($kcal/m^2 \cdot h$)	≤ 12.8 (11)	≤ 10.5 (9)

4.1 热平衡法（分新库与旧库两种情况）

4.1.1 原理：新库不能致冷情况下，根据 ZB X99 003—86 中 4.6.1 在冷库内设置电加热装置，建立库内、外温差 20°C 以上条件下的热平衡。调节电加热装置的耗电量和通过库体围护结构的热流量之间的热平衡。

4.1.1.1 试验条件：

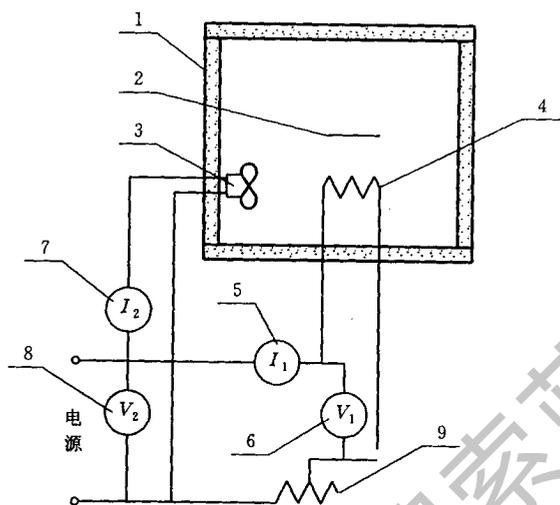
- a) 库内外温差应在 20°C 以上；
- b) 库内加热装置要有辐射屏，使加热均匀；
- c) 库内装设风扇搅动空气，使温度场分布均匀，允许库内平均温度波动 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ ；
- d) 试验期间，冷库要密闭，所有通风孔都应密闭，防止空气流通；
- e) 试验期间，外侧各布点温度的平均值允许波动 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ ，各个测点之间温度差别不得超过 3°C ；
- f) 试验期间，电压波动不超过 $\pm 3\%$ 。

4.1.1.2 仪器和设备：

- a) 电热元件、风扇和调压器；
- b) 电压表、电流表、功率表，精度不高于 1 级；
- c) 铜-康铜感温元件，使用误差 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 。

4.1.1.3 试验步骤：

a) 试验按图 1 所示；



1—库体；2—辐射屏；3—风扇；4—电加热器；
5、7—电流表；6、8—电压表；9—调压器

图 1 电平衡装置示意图

b) 温度测点布置，视库房大小把空间划分为若干个立方体，一般划分为 8 个或 16 个立方体，在各立方体中心布一测点，外侧气温测点离壁为 0.15m，每个面均匀布 4~6 个测点；

c) 试验应在达到需要的试验条件后保持稳定不少于 4h；

d) 试验应在达到需要试验条件进入稳定状态 30min 后开始正式记录，连续读取四组数据，每组中需重复四次，每次相隔 15min。

4.1.1.4 计算：

将每次读数按式 (1) 计算传热量

$$Q = (I_1 \times V_1 + I_2 \times V_2 \eta) \dots\dots\dots (1)$$

式中：Q——传热量，W；

I_1 ——电加热装置电流，A；

V_1 ——电加热装置电压，V；

I_2 ——电风扇电机电流；A；

V_2 ——电风扇电机电压，V；

η ——风扇电机功率因素。

4.1.2 原理：旧库需空库情况下，在库房内均匀布置若干电加热装置，调节发热量使库内空气温度维持在规定的低温度（如 $-18^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$ 或更低）。由已知该工况下制冷量 Q_0 及其他冷耗 Q_3 按式（2）计算出围护结构传热量 Q_2 。

$$Q_2 = Q_0 - Q_1 - Q_3 \dots \dots \dots (2)$$

式中： Q_2 ——围护结构传热量，W；

Q_0 ——规定工况下制冷量，W；

Q_1 ——工况平衡时电加热装置发热量，W；

Q_3 ——其他冷耗、照明等，W。

4.1.2.1 试验条件：

- a) 库内温度 -18°C ，允差 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ ；
- b) 蒸发器出口温度，允差 $\pm 0.5^{\circ}\text{C} \sim 1^{\circ}\text{C}$ ；
- c) 制冷剂压力，允差 $\pm 5\text{kPa}$ ；
- d) 制冷剂流量，允差 2%；
- e) 其他条件同 4.1.1.1。

4.1.2.2 仪器设备，同 4.1.1.2。

4.1.2.3 试验步骤，同 4.1.1.3。

4.1.2.4 计算每组中四次原始数据，按式（2）算出一个平均值，四组平均值再求出总平均值为试验结果值。

4.2 热流计法

4.2.1 原理：热流计是由约千对铜-康铜热电偶串联而成的薄板，其本身热阻较小，而冷库围护结构热阻较大，把热流计敷贴在围护结构表面上，不会影响热量的传递，因此通过围护结构的热量，按式（3）计算热流量 q 值：

$$q = c \cdot \Delta E \dots \dots \dots (3)$$

式中： q ——热流量， W/m^2 ；

c ——热流计常数， $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{mV}$ ；

ΔE ——热流计温差电势读数，mV。

4.2.2 仪器设备：

- a) 热流计板，精度 $\pm 5\%$ ；
- b) 热电偶，精度 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ ；

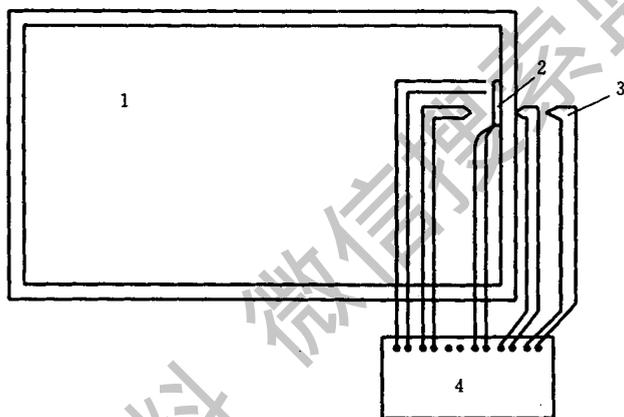
c) 显示仪表, 精度 0.5 级。

4.2.3 试验步骤:

4.2.3.1 选点: 根据测量需要每 $4 \sim 6\text{m}^2$ 至少布一测点, 壁面要求平整光洁。

4.2.3.2 敷板: 在壁面上涂上一层薄黄油, 在热流计贴面上均匀涂一层黄油, 在贴板中心处及对应的外壁处各放置一支热电偶, 空气中也放一支热电偶, 然后紧密敷贴在壁面上不得留有空隙。

4.2.3.3 接线: 热流计板接线、内外壁面热电偶及空气中热电偶接线与显示仪表的连接按图 2 进行。



1—冷库; 2—热流计; 3—热电偶二支壁温、二支气温; 4—数字电压表

图 2 热流测量接线图

4.2.3.4 贴板后稳定一段时间 ($6 \sim 10\text{h}$) 开始记录数据, 每隔 0.5h 打印一次, 连续测试不少于 24h 或 48h 。

4.2.3.5 注意事项: 在测试周期之内严禁开启库门进出货物。

4.2.4 数据记录及处理:

- a) 外壁温度, $^{\circ}\text{C}$;
- b) 气流温度, $^{\circ}\text{C}$;
- c) 内壁温度, $^{\circ}\text{C}$;
- d) 库内气流温度, $^{\circ}\text{C}$;
- e) 热流计温差电势值, mV ;
- f) 热流计常数 c , $\text{E}/\text{m}^2 \cdot \text{mV}$;

- g) 试验期间机房运行情况；
- h) 压缩机开机、停机时间；
- i) 库房供液和停止供液时间、温度、库房开、停风机时间；
- j) 记录 48 对或 96 对数据进行整理。热流计位置号需按现场画出贴板位置编排，检测数据按附录 A 表 A1 格式填写。按式 (3) 计算出测试周期内冷库围护结构平均热流量。

4.3 测试报告

- a) 试验编号；
- b) 试验冷库编号，环境条件；
- c) 试验日期、地点；
- d) 试验检测、校正、审核人签名；
- e) 试验结果和结论，热平衡法或热流计法试验结果数值对照表 1 围护结构传热量设计值，作出符合规范或不符合规范结论。土建冷库以平衡法作为仲裁依据。

附录 A 检测数据原始记录表式样

(标准的附录)

表 A1 冷库围护结构热流计现场检测数据记录

冷库编号 _____

环境温度 _____ 相对湿度 _____

测试 时间	序 号	热流计位置编号													库内气 温℃	库内气 温℃		
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13			14	15
		热电 势 mV			热电 势 mV	热电 势 mV												
	1																	
	2																	
	3																	
	4																	
	5																	
	6																	
	7																	
	8																	
	9																	
	10																	
	11																	
	12																	
	13																	
	14																	

第 10 篇 现代化冷库设备安装及性能试验监测相关技术标准

测试 时间	序 号	热 流 计 位 置 编 号														库内气 温℃	库内气 温℃	
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15		
		热 电 势 mV																
	15																	
	16																	
	17																	
	18																	
	19																	
	20																	
	21																	
	22																	
	23																	
	24																	
	25																	
	26																	
	27																	
	28																	
	29																	
	30																	
	31																	
	32																	
	33																	
	34																	

第 10 篇 现代化冷库设备安装及性能试验监测相关技术标准

测试 时间	序 号	热 流 计 位 置 编 号														库内气 温℃	库内气 温℃	
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15		
		热 电 势 mV																
	35																	
	36																	
	37																	
	38																	
	39																	
	40																	

检测：_____ 校对：_____ 审核：_____ 日期：_____ 地点：_____

容积式制冷压缩机性能试验方法

GB 5773—86

本标准适用于名义功率不小于 0.75kW 的容积式制冷压缩机（以下简称压缩机）的性能试验。

名义功率小于 0.75kW 的压缩机和家用冰箱压缩机可参照本标准执行。
本标准等效采用国际标准 ISO 917—1974《制冷压缩机的试验》。

1 目的

由本试验可以确定：

1.1 压缩机的制冷量；由试验直接测得的流经压缩机的制冷剂质量流量乘以压缩机吸气口的制冷剂气体比焓与排气口压力对应的膨胀阀前制冷剂液体比焓的差之值。

1.2 输入功率：开启式压缩机为输入压缩机的轴功率，封闭式（包括半封闭式和全封闭式）压缩机为电动机输入功率。

1.3 单位功率制冷量（K_e 值）：制冷量与输入功率的比值。

2 试验规定

2.1 一般规定

2.1.1 排除试验系统内的不凝性气体。确认没有制冷剂的泄漏。

2.1.2 系统内应有足够的符合有关标准规定的制冷剂。压缩机内保持正常运转用润滑油量。

2.1.3 循环的制冷剂液体内含油量应不超过 2%（以质量计），测量方法见附录 A（补充件）。

2.1.4 压缩机吸、排气口的压力与温度在同一部位测量，该测点应在吸、排气截止阀外（不带阀的封闭式压缩机为距机壳体）0.3m 的直管段处。

2.1.5 排气管道上应设置有效的油分离器。

2.1.6 试验系统装置的周围不应有异常的空气流动。

2.1.7 试验装置环境温度为 $30 \pm 5^{\circ}\text{C}$ 。

2.1.8 提供测量含油量而抽取制冷剂—油混合物样品的设备。

2.2 试验规定

2.2.1 压缩机性能试验包括主要试验和校核试验，二者应同时进行测量。

2.2.2 校核试验和主要试验的试验结果之间的偏差应在 $\pm 4\%$ 以内，并以主要试验的测量结果为计算依据。

2.2.3 压缩机试验时，系统应建立热平衡状态，试验时间一般不少于 1.5h。测量数据的记录应在试验工况稳定半小时后，每隔 20 min 测量一次，直至连续四次的测量数据符合 2.3.1 表中和 2.2.2 的规定为止。第一次测量到第四次测量记录的时间称为试验周期，在该周期内允许对压力、温度、流量和液面作微小的调节。

2.2.4 主要试验方法

- a. 第二制冷剂量热器法 (3.1)；
- b. 满液式制冷剂量热器法 (3.2)；
- c. 干式制冷剂量热器法 (3.3)；
- d. 制冷剂气体流量计法 (3.4)。

2.2.5 校核试验方法

- a. 水冷冷凝器量热器法 (3.5)；
- b. 制冷剂液体流量计法 (3.6)；
- c. 压缩机排气管道量热器法 (3.7)。

2.3 试验参数规定

2.3.1 试验时允许试验参数偏差的范围按下表的规定。

试验参数	每一个测量值与规定值间的最大允许偏差 \pm	测量值的任一个读数相对于平均值的最大允许偏差 \pm
吸气压力	1.0%	0.5%
排气压力	1.0%	0.5%
吸气温度	3.0℃	1.0℃

试验参数	每一个测量值与规定值间的最大允许偏差 \pm	测量值的任一个读数相对于平均值的最大允许偏差 \pm
轴转速	3.0%	1.0%
电压	3.0%	1.0%
频率	1.0%	0.5%

2.3.2 量热器冷却或加热介质的进、出口温差在标定或试验时，均应不小于 6°C 。

2.4 测量仪表和精度的规定

2.4.1 一般规定

2.4.1.1 试验用仪表的类型，可采用一种或数种进行测量。

2.4.1.2 试验用仪表应在有效使用期内，并应有近期经国家计量部门或有关部门校正的合格证明。

2.4.2 温度测量仪表和精度

2.4.2.1 仪表：玻璃水银温度计、热电偶、电阻温度计、半导体温度计和温差计。

2.4.2.2 精度：

a. 量热器的加热或冷却介质和制冷剂的进、出口温度：准确率 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ ；

b. 冷凝器用于校核试验时的冷却水温度：准确度 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ ；

c. 压缩机吸气温度、流量节流装置前温度：准确度 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ ；

d. 其它温度：准确度 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ 。

2.4.2.3 温度测量的规定：

a. 温度计套管采用薄壁钢管或不锈钢薄壁管，垂直插入流体。管径较小时可斜插逆流或用测温管，插入深度为 $1/2$ 管道直径。套管内注冷冻机油，读数时不应拔出温度计；

b. 可能时，在用于测量量热器加热或冷却介质和制冷剂进、出口温差时，应在每次读数之后，交换进、出口温度计进行测量，以提高测量准确度；

c. 量热器环境温度的测量为距离量热器外表面 0.5m ，高度为量热器

中心位置处四个方向测量的温度平均值。

2.4.3 压力测量仪表和精度

2.4.3.1 仪表：弹簧管式压力表、U 型管压差计、压力传感器和水银柱大气压力计等。

2.4.3.2 精度：所有压力测量仪表，其绝对压力读数或压差读数的准确度为 $\pm 1\%$ 以内。

2.4.3.3 压力测量的规定：

a. 用水银大气压力计测量大气压力时，读数应作温度修正，或向当地气象局询问大气压力值；

b. U 型压差计的玻璃管内径不小于 6 mm。

2.4.4 流量测量仪表和精度

2.4.4.1 仪表：液体计量容器、流量节流装置和液体流量计等。

2.4.4.2 精度：

a. 量热器加热或冷却介质、制冷剂液体的流量：准确度为测量流量的 $\pm 1\%$ 以内；

b. 制冷剂气体流量：准确度为测定流量的 $\pm 2\%$ 以内。

2.4.4.3 流量测量规定：

a. 流量节流装置的设计、制造、安装与计算应按照 GB 2624—81《流量测量节流装置的设计安装和使用》的规定；

b. 流量节流装置的压差读数应不小于 250mm 液柱高度。

2.4.5 电工测量仪表和精度

2.4.5.1 仪表：功率表（包括指示式和积算式）、电流表、电压表、功率因数表、频率表和互感器。

2.4.5.2 精度等级：

a. 功率表：指示式为 0.5 级精度、积算式为 1 级精度；

b. 电流表、电压表、功率因数表和频率表：0.5 级精度；

c. 互感器：0.2 级精度。

2.4.5.3 电工测量规定：功率表测量值应在满量程的 $1/3$ 以上。用“两功率表”法或“三功率表”法测量三相交流电动机功率时，指示的电流和电压值应不低于功率表额定电压和电流值的 60%。

2.4.6 压缩机功率测量仪表和精度

2.4.6.1 仪表：转矩转速仪、天平仪测功计、标准电动机和其它测功仪表等。

2.4.6.2 精度：准确度为测定轴功率的 $\pm 1.5\%$ 以内。

2.4.6.3 测量规定：

a. 测量三相交流电动机输入功率采用“两功率表”法或“三功率表”法；

b. 有皮带或齿轮传动时，其传动效率如下：

直联传动：1.0；

精密齿轮传动（每级）：0.985；

三角皮带传动：0.965。

2.4.7 转速测量仪表和精度

2.4.7.1 仪表：转速计数法、转速表和闪光测频仪等。

2.4.7.2 精度：准确度为测定转速的 $\pm 1\%$ 以内。

2.4.8 时间测量：采用秒表测量。准确度为测定经过时间的 $\pm 0.1\%$ 。

2.4.9 重量（质量）测量：采用各类台秤、天平和磅秤。准确度为测定重量（质量）的 $\pm 0.2\%$ 。

2.5 试验数据整理和试验报告

2.5.1 试验数据整理

2.5.1.1 计算用制冷剂热物理性质参数值，应采用机械工业出版社出版的《制冷工质热物理性质表和图（SI制）》。

2.5.1.2 压缩机吸气压力及其它有关压力，应按试验时的当地大气压力值修正。

2.5.1.3 所有测量值应按试验周期内连续四次测得的平均值为计算依据。

2.5.1.4 开启式压缩机的制冷量、轴功率采用轴转速修正。封闭式压缩机的制冷量、输入功率采用电网频率修正（第5章）。

2.5.2 试验报告

2.5.2.1 一般数据：

a. 试验日期、启动时间、结束时间和测量时间；

b. 压缩机类别、型号和出厂编号；

c. 压缩机主要结构参数；

- d. 压缩机理论输气量；
- e. 压缩机名义转速；
- f. 制冷剂。

2.5.2.2 试验工况：

- a. 压缩机吸气压力（蒸发温度）、吸气温度；
- b. 压缩机排气压力（冷凝温度）、过冷温度。

2.5.2.3 试验方法：

- a. 主要试验方法；
- b. 校核试验方法。

2.5.2.4 试验测量值的平均值：

- a. 环境温度、大气压力；
- b. 压缩机吸气压力、温度；
- c. 压缩机排气压力、温度；
- d. 压缩机转速；
- e. 压缩机润滑油压力、温度；
- f. 电源电压、频率、电动机输入功率；
- g. 冷却水进、出口温度和流量；
- h. 其它数据。

2.5.2.5 试验结果：

- a. 漏热系数；
- b. 制冷剂流量；
- c. 有关的制冷剂比焓和比焓差；
- d. 压缩机制冷量；
- e. 开启式压缩机的轴功率和封闭式压缩机的输入功率；
- f. 单位功率制冷量；
- g. 校核试验和主要试验的偏差。

3 试验方法

3.1 第二制冷剂量热器法（图 1）

3.1.1 构造：第二制冷剂量热器由一组直接蒸发盘管作蒸发器，该蒸发器被悬置在一个隔热压力容器的上部，电加热器安装在容器底部并被容器

中的第二制冷剂 (R11 或 R12) 浸没着。

制冷剂流量由靠近量热器安装的膨胀阀调节。为了减少外界热量的影响,膨胀阀与量热器之间的管道应隔热。

量热器的漏热量应不超过压缩机制冷量的 5%。

应以 $0.05\text{kgf}/\text{cm}^2$ 分度的压力测量仪表测量第二制冷剂压力。并使第二制冷剂压力不超过量热器的安全限度。

3.1.2 漏热量的标定: 关闭量热器制冷剂进、出口截止阀后进行漏热量的标定。

调节输入第二制冷剂的电加热量,使第二制冷剂压力所对应的饱和温度比环境温度高 15°C 左右,并保持其压力不变。环境温度应在 40°C 以下,保持其温度波动不超过 $\pm 1^\circ\text{C}$ 。

电加热器输入功率的波动应不超过 $\pm 1\%$,每隔 1h 测量一次第二制冷剂压力,直至连续四次相对应的饱和温度值的波动不超过 0.5°C 时。

漏热系数用下式计算

$$K_1 = \frac{Q_h}{t_p - t_a} \text{ kcal h} \cdot \text{C} [\text{W K}] \dots\dots\dots (1)$$

注:公式中符号见附录 B (补充件),下同。

3.1.3 试验程序

3.1.3.1 压缩机制冷剂吸气压力通过膨胀阀调节,吸气温度由输入给第二制冷剂的电加热量调节。

3.1.3.2 压缩机制冷剂排气压力通过改变冷凝器冷却水量、换热面积或冷却水温度进行调节,也可由排气管道中压力控制阀调节。

3.1.3.3 在试验周期内,输入电加热量的波动引起压缩机制冷量的变化应不超过 1%。

3.1.3.4 附加数据

- a. 量热器出口制冷剂气体压力、温度;
- b. 膨胀阀前的制冷剂液体压力、温度;
- c. 量热器环境温度;
- d. 第二制冷剂压力;
- e. 输入量热器的电加热量。

3.1.4 制冷量计算

3.1.4.1 由试验测得的制冷剂流量为：

$$m_f = \frac{Q_i + K_1 (t_a - t_s)}{h_{g2} - h_{f2}} \quad \text{kg/h [kg/s]} \dots\dots\dots (2)$$

3.1.4.2 规定工况制冷量：

$$Q_0 = mf (h_{g1} - h_{f1}) \cdot \frac{V_1}{V_{g1}} \quad \text{kcal/h [W]} \dots\dots\dots (3)$$

3.2 满液式制冷剂量热器法 (图 2)

3.2.1 构造：满液式制冷剂量热器由一个承压的蒸发容器或几个并联的承压蒸发容器构成，在蒸发容器中热量直接输给由试验压缩机进行循环的制冷剂。

制冷剂流量由靠近量热器安装的膨胀阀或液面控制器调节。为了减少外界热量的影响，膨胀阀与量热器之间的管道应隔热。

量热器的漏热量应不超过压缩机制冷量的 5%。量热器应安装有安全保护器，使制冷剂压力不超过蒸发器的设计压力。

3.2.2 漏热量的标定

3.2.2.1 量热器充入正常运转所需的制冷剂液体。关闭制冷剂液体和气体截止阀。调节输入的热量，使制冷剂温度比环境温度高 15℃ 左右。环境温度应在 40℃ 以下，保持其温度波动不超过 ±1℃。

3.2.2.2 若用液体进行加热时，进、出口温度波动不超过 0.3℃，并控制流量使进、出口温差不小于 6℃。热平衡建立后，在流量不变的情况下，每隔 1 h 测量加热液体进、出口温度一次，直至进、出口温度连续四次则量值的波动不超过 0.3℃。

若用电加热时，输入功率的波动应不超过 ±1%。热平衡建立后，每隔 1 h 测量制冷剂饱和温度一次，直至连续四次温度值波动不超过 0.5℃。

3.2.3.3 输入量热器的热量：

用液体加热时 $Q_h = c (t_1 - t_2) m_1 \quad \text{kcal/h [W]} \dots\dots\dots (4)$

用电加热时 $Q_h = 0.86P \quad \text{kcal/H} \dots\dots\dots (5)$

3.2.2.4 漏热系数用下式计算：

$$K_1 \frac{Q_h}{t_r - t_a} \quad \text{k cal/h} \cdot \text{°C [W/K]} \dots\dots\dots (6)$$

3.2.3 试验程序

3.2.3.1 压缩机制冷剂吸气压力通过膨胀阀调节，吸气温度由输入热量调节。只有在控制液位的情况下，吸气压力由输给量热器的热量调节，吸气温度由输入过热器的热量控制。

3.2.3.2 压缩机制冷剂排气压力通过改变冷凝器冷却水量、换热面积或冷却水温度进行调节，也可由排气管道中压力控制阀调节。

3.2.3.3 若用液体加热时，进、出口温度波动不超过 0.3°C ，并控制流量使进、出口温差不小于 6°C ，加热液体流量波动不超过 $\pm 0.5\%$ 。若用电加热时，输入功率的波动应不超过 $\pm 1\%$ 。

3.2.3.4 在试验周期内，输入热量的波动引起压缩机制冷量的变化应不超过 1% 。

3.2.3.5 附加数据：

- a. 蒸发器出口制冷剂气体压力、温度；
- b. 膨胀阀前制冷剂液体压力、温度；
- c. 量热器环境温度；
- d. 量热器加热液体的流量和进、出口温度；
- e. 输入量热器的电加热量。

3.2.4 制冷量计算

3.2.4.1 由试验测得的制冷剂流量为：

a. 用液体加热时

$$m_f = \frac{C(t_1 - t_2)m_1 + K_1(t_a - t_r)}{h_{g2} - h_{f2}} \quad \text{kg/h [kg/s]} \quad \dots\dots\dots (7)$$

b. 用电加热时

$$m_f = \frac{Q_i + K_1(t_a - t_r)}{h_{g2} - h_{f2}} \quad \text{kg/h [kg/s]} \quad \dots\dots\dots (8)$$

3.2.4.2 规定工况制冷量：

$$Q_0 = m_f(h_{g1} - h_{f1}) \cdot \frac{V_1}{V_{g1}} \quad \text{kcal/h [W]} \quad \dots\dots\dots (9)$$

3.3 干式制冷剂量热器法（图 3）

3.3.1 构造：干式制冷剂量热器由一组套管构成，由压缩机进行循环的制冷剂液体在管内蒸发并过热。管间通入已知其性质的加热液体，提供使管内制冷剂蒸发和过热所需的热量。该量热器也可以由一组具有适当长度和

直径的管状压力容器构成，在其中液体制冷剂进行蒸发，此时，管状容器应是电绝缘的，并且装有电加热装置。电加热装置可以装在管式容器内，也可以装设在管式容器外表面。

制冷剂流量由靠近量热器安装的膨胀阀调节。为了减少外界热量的影响，膨胀阀与量热器之间的管道应隔热。

量热器的漏热量应不超过压缩机制冷量的 5%。

当加热器在量热器外表面加热时，加热器电绝缘外表面或使用粘结材料时的粘结材料外表面应安设 10 个以上等距离分布的温度测量点，以确定计算漏热量时所需的表面平均温度。

3.3.2 漏热量的标定

3.3.2.1 当量热器为套管式时，管间通入加热液体，调节其流量和进口温度，使其进口温度高于环境温度 15℃ 左右，波动不超过 0.3℃，并控制流量，使其进、出口温度不小于 6℃。当量热器为管状容器时，输入电加热量使其表面平均温度比环境温度高 15℃，且输入功率的波动应不超过 ± 1%。环境温度在 40℃ 以下时，保持其温度波动不超过 ± 1℃。

3.3.2.2 若用液体加热时，在流量稳定的情况下，每隔 1 h 测量一次加热液体进、出口温度，直至进、出口温度连续四次测量值的波动不超过 0.3℃。

若用电加热时，每隔 1 h 测量一次制冷剂饱和温度，直至连续四次温度值波动不超过 0.5℃。

3.3.2.3 输入量热器的热量：

用液体加热时：
$$Q_h = C (t_1 - t_2) m_1 \quad \text{kcal/h [W]} \quad \dots\dots\dots (10)$$

用电加热时：
$$Q_h = 0.86P \quad \text{kcal/h} \quad \dots\dots\dots (11)$$

3.3.2.4 漏热系数用下式计算：

用液体加热时：
$$K_1 = \frac{Q_h}{\frac{1}{2} (t_1 + t_2) - t_a} \quad \text{kcal/h} \cdot \text{°C [W/K]} \quad \dots\dots\dots (12)$$

用电加热时：
$$K_1 = \frac{Q_h}{t_c - t_a} \text{kcal/h} \cdot \text{°C [W/K]} \quad \dots\dots\dots (13)$$

3.3.3 试验程序

3.3.3.1 压缩机的制冷剂吸气压力通过膨胀阀调节，吸气温度由输入热量控制。

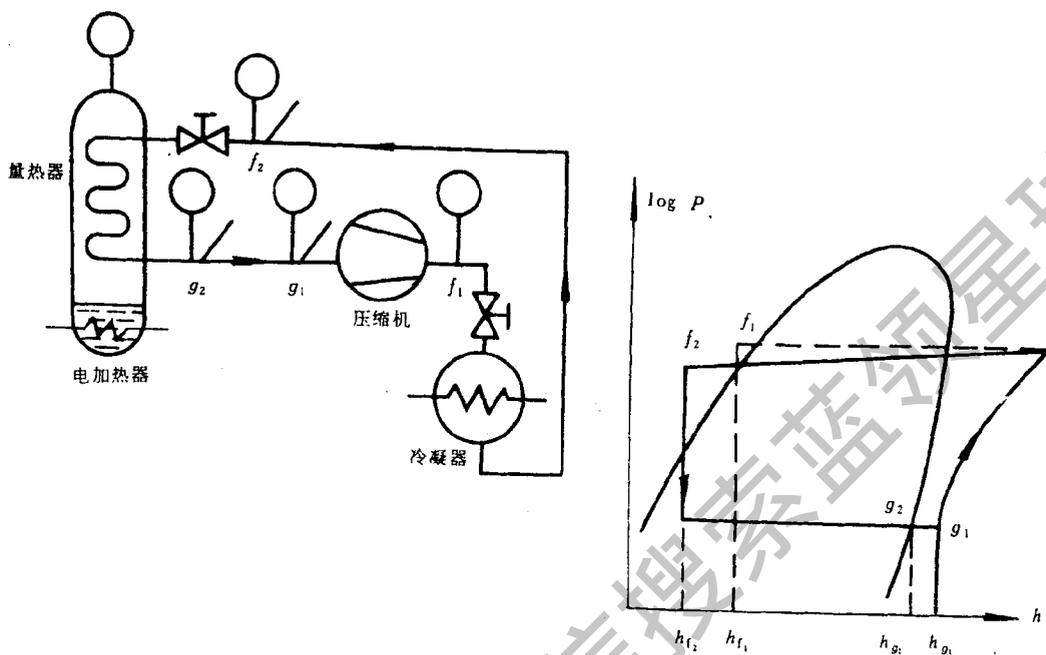


图 1

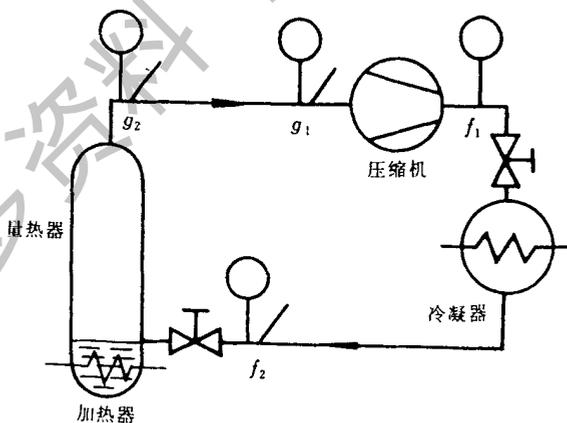


图 2

3.3.3.2 压缩机的制冷剂排气压力通过改变冷凝器冷却水量、换热面积或冷却水温度进行调节，也可由排气管道中压力控制阀调节。

3.3.3.3 用液体加热时，进、出口温度波动不超过 0.3°C ，并控制流

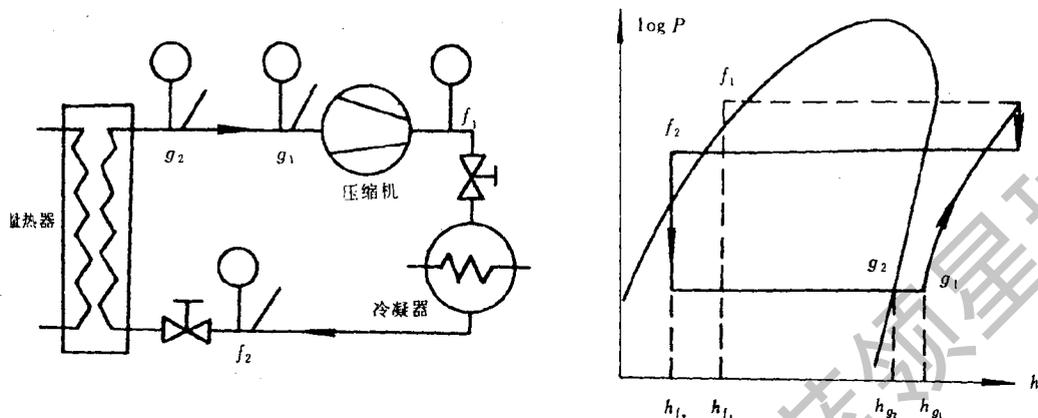


图 3

量使进、出口温差不小于 6°C ，加热液体流量波动不超过 $\pm 0.5\%$ 。用电加热时，输入功率的波动应不超过 $\pm 1\%$ 。

3.3.3.4 在试验周期内，输入热量的波动引起压缩机制冷量的变化应不超过 1% 。

3.3.3.5 附加数据：

- a. 蒸发器出口制冷剂气体压力、温度；
- b. 膨胀阀前制冷剂液体压力、温度；
- c. 量热器环境温度；
- d. 量热器加热液体的流量和进、出口温度；
- e. 输入量热器的电加热量。

3.3.4 制冷量计算：

3.3.4.1 由试验测得的制冷剂流量为：

a. 用液体加热时

$$m_f = \frac{C(t_1 - t_2)m_1 + K_1(t_a - t_c)}{h_{g2} - h_{f2}} \quad \text{kg/h [kg/s]} \quad \dots\dots\dots (14)$$

b. 用电加热时

$$m_f = \frac{Q_i + K_1(t_a - t_c)}{h_{g2} - h_{f2}} \quad \text{kg/h [kg/s]} \quad \dots\dots\dots (15)$$

3.3.4.2 规定工况制冷量：

$$Q_0 = mf(h_{g1} - h_{f1}) \cdot \frac{V_1}{V_{g1}} \quad \text{kcal/h [W]} \dots\dots\dots (16)$$

3.4 制冷剂气体流量计法 (图 4)

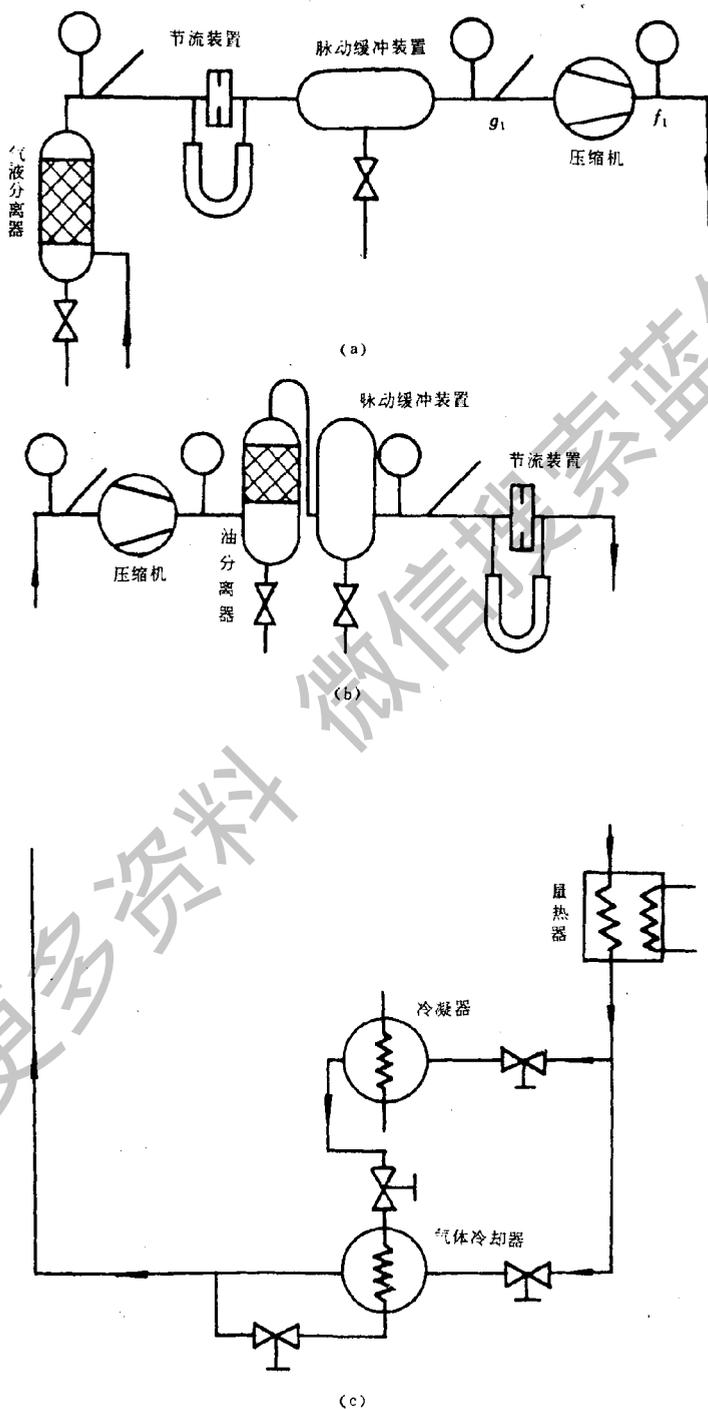


图 4

3.4.1 构造：制冷剂气体流量计是一个喷嘴或孔板式流量测量节流装置，由其测量气体制冷剂体积流量。节流装置安装在压缩机的吸气或排气侧的管道上（图 4（a）和（b））。节流装置应安装在一个封闭系统中，该系统由被试压缩机、排气压力降为吸气压力的调节阀和气体过热度调节装置组成（图 4（c））或者由被试压缩机与图 5 或图 6 组成封闭系统。

节流装置若装设在压缩机吸气管道上，则制冷剂气体应过热均匀并且完全不带液滴地全部流经节流装置。

为减少或消除制冷剂气体流量的脉动，在相应管道上应装设脉动缓冲器（图 4）。

为减少节流装置的测量误差，应设置有效的油分离装置，使流经节流装置的制冷剂气体中含油量不超过 1%（以质量计）。

3.4.2 试验程序

3.4.2.1 压缩机的吸气压力由制冷剂气体调节阀调节（图 4（c））或者由膨胀阀调节（图 5 或图 6）。

3.4.2.2 压缩机的排气压力通过改变冷凝器冷却水量或冷却水温度进行调节，也可由排气管道中压力控制并调节。

3.4.2.3 压缩机的吸气温度由液体膨胀阀来调节（图 4（c））或者由蒸发器加热介质调节（图 5 或图 6）。

3.4.2.4 附加数据：

- a. 节流装置前的制冷剂气体压力、温度；
- b. 节流装置的压力降。

3.4.3 制冷量计算

3.4.3.1 由试验测得的制冷剂流量为：

$$m_v = 0.012\ 51 \cdot \alpha \cdot \epsilon \cdot d^2 \sqrt{\Delta P \rho_g} \quad \text{kg/h} \quad \dots\dots\dots (17)$$

$$[= 1.110\ 72 \cdot \alpha \cdot \epsilon \cdot d^2 \sqrt{\Delta P \cdot \rho_g}] \quad \text{kg/s} \quad \dots\dots\dots (18)$$

3.4.3.2 规定工况制冷量：

$$Q_0 = m_v (h_{g1} - h_{f1}) \frac{V_1}{V_{g1}} \quad \text{kcal/h [W]} \quad \dots\dots\dots (19)$$

3.5 水冷冷凝器量热器法（图 5）

3.5.1 构造：水冷冷凝器是组成被试压缩机试验系统设备之一，按照 2.4 的规定，应设置测量温度、压力和冷动水流量的仪表而作为量热器。

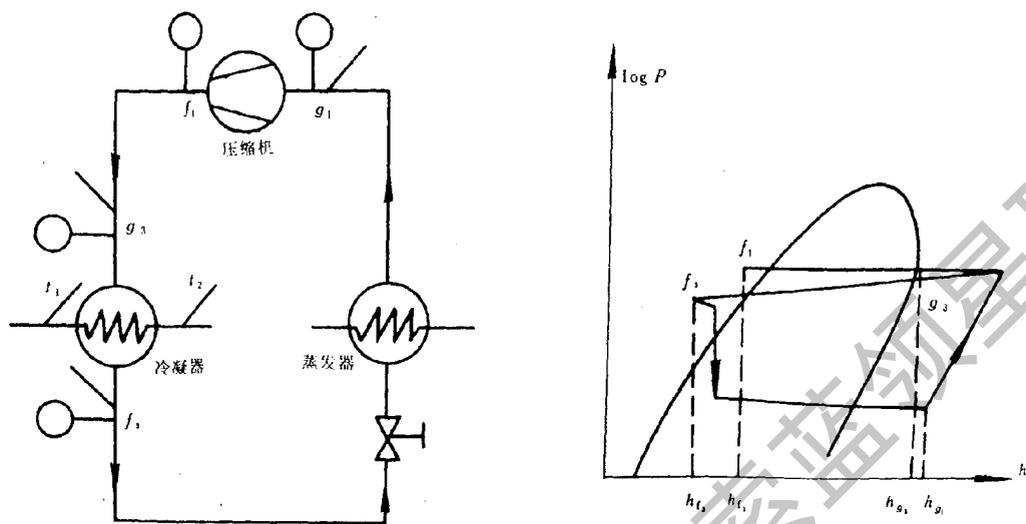


图 5

作为量热器的冷凝器的漏热量应不超过压缩机制冷量的 5%。

3.5.2 漏热量的标定：用截止阀将冷凝器与试验系统隔绝或用同一型式和尺寸的冷凝器进行。

3.5.2.1 冷凝器中充入一定量的制冷剂液体，在冷却水回路中输入加热水并维持制冷剂温度比环境温度高 15℃ 以上，且接近于试验时的制冷剂饱和温度。

也可以采用电加热制冷剂液体的方法。

环境温度应在 40℃ 以下并保持温度波动不超过 ± 1℃。建立热平衡后，每小时测量一次，直至连续四次制冷制度波动不超过 1℃。

3.5.2.2 漏热系数用下式计算：

$$K_1 = \frac{Q_h}{t_r - t_a} \quad \text{kcal/h} \cdot ^\circ\text{C} \quad [\text{W/K}] \quad \dots\dots\dots (20)$$

3.5.3 试验程序

3.5.3.1 冷凝器压力通过改变冷却水量或温度进行调节。

3.5.3.2 附加数据：

- a. 冷凝器进口制冷剂气体压力、温度；
- b. 冷凝器出口制冷剂液体压力、温度；
- c. 冷却水进、出口温度；

- d. 冷却水流量；
- e. 冷凝器环境温度。

3.5.4 制冷量计算

3.5.4.1 由试验测得的制冷剂流量为：

$$m_f = \frac{C(t_2 - t_1)m_c + K_1(t_r - t_a)}{h_{g3} - h_{f3}} \text{ kg/h [kg/s]} \dots\dots\dots (21)$$

3.5.4.2 规定工况制冷量：

$$Q_0 = mf(h_{g1} - h_{f1}) \frac{V_1}{V_{g1}} \text{ kcal/h [W]} \dots\dots (22)$$

3.6 制冷剂液体流量计法（图 6）

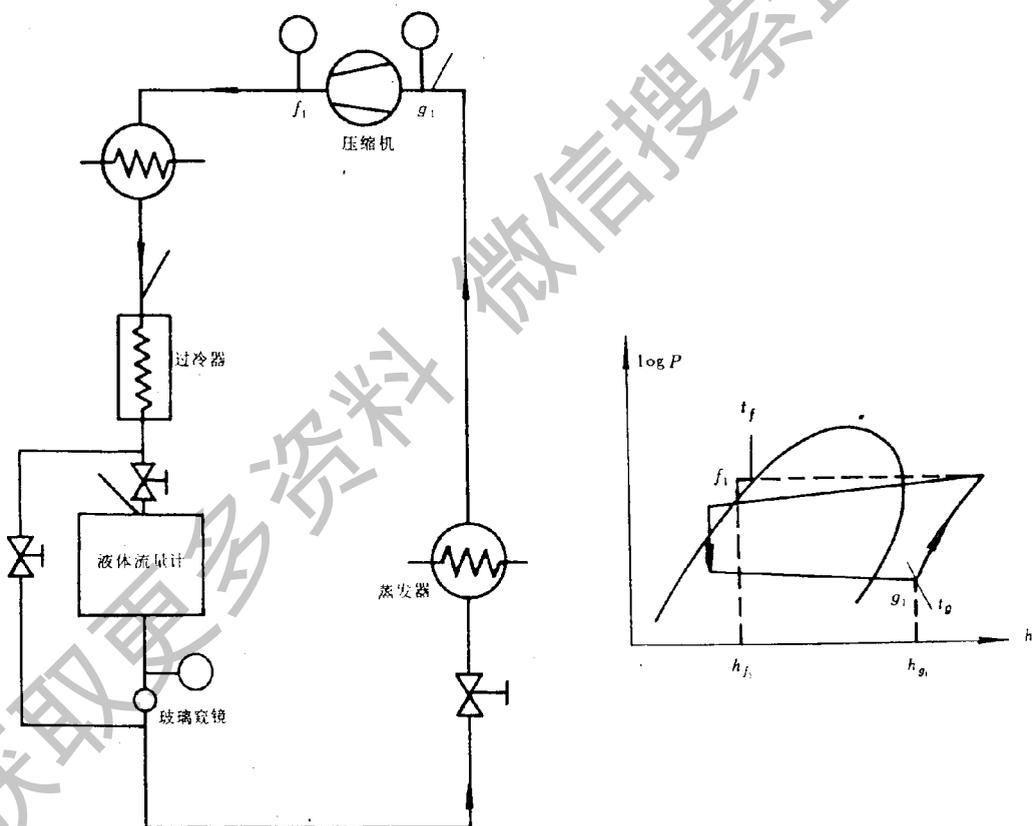


图 6

3.6.1 构造：制冷剂液体流量计为测定制冷循环中的制冷剂液体流量，可使用积算式或指示式流量计，制冷剂流量以容积为单位。流量计安装在过冷器与膨胀阀之间的液体管道上。为了保证流量计在所有情况下精确测量，还应配置如下设备：

为防止制冷剂在流量计中气化，在其前面应装一个制冷剂过冷器。在此，制冷剂由冷却水进行过冷。为观察制冷剂液体中是否有气泡，在紧接流量计后面安装一个玻璃窥镜。

流量计还应配置一旁通管道，其中旁通管道上的截止阀和管路的阻力应和流量计的阻力大约相等，除了测量流量的时间以外，旁通管道应是畅通的。

将温度计测点配置在过冷器和流量计的制冷剂液体进口处，以测量制冷剂液体温度。压力表安装在流量计的出口处。

3.6.2 标定：流量计应定期校正，校正液体的粘度为使用制冷剂粘度的 0.5~2 倍。校正时的流量用流量计刻度范围内的最小、中间、最大值等至少进行三点。

3.6.3 试验程序

3.6.3.1 打开旁通管道上的截止阀使系统动转，达到工况规定值后关闭截止阀，使制冷剂液体通过流量计。进入流量计的制冷剂温度应至少比流量计出口压力对应的饱和温度过冷 3℃。按规定与主要试验同时记录测量值，并按附录 A 规定的方法进行制冷剂液体中含油量的测定。

3.6.3.2 附加数据

- a. 流量计的读数；
- b. 过冷器进口和流量计进口制冷剂液体温度；
- c. 流量计出口压力对应的制冷剂饱和温度。

3.6.4 制冷量计算

考虑含油量的影响，则规定工况下的制冷量为

$$Q_0 = \frac{V \cdot \rho}{1 - X(1 - V_0 \cdot \rho)} \{ (1 - X)(h_{g1} - h_{f1}) - C_0 X(t_f - t_g) \} \cdot \frac{V_1}{V_{g1}}$$

kcal/h [W] (23)

3.7 压缩机排气管道量热器法 (图 7)

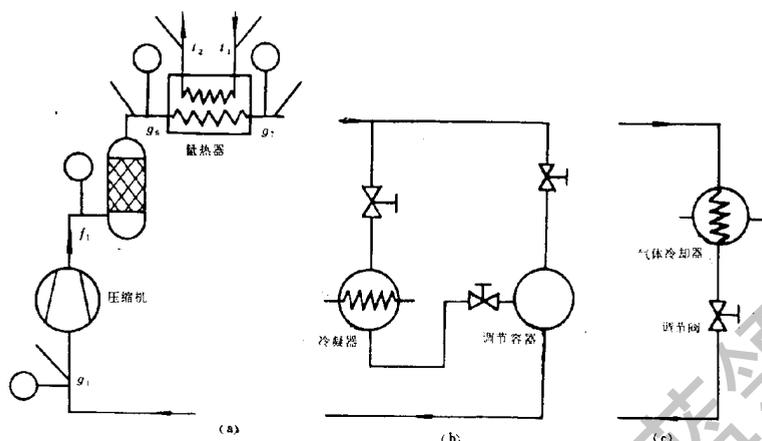


图 7

图 7

3.7.1 构造：在压缩机的排气管道上，设一使制冷剂气体全部流经的热交换器型式的量热器。

冷却（或加热）制冷剂气体要设置冷却（或加热）水回路。为了不使制冷剂气体在量热器中冷凝，则冷却水进口温度（加热时为出口温度）应高于

压缩机排气压力对应的冷凝温度 10℃ 以上。

也可以采用电加热制冷剂气体的方法。

压缩机吸气温度可采用气体过热度调节装置，图 7 (b) (c)。

为了减少热量损失，量热器应予隔热。量热器的漏热量应不超过压缩机制冷量的 2%。

3.7.2 漏热量的标定

3.7.2.1 量热器环境温度应在 40℃ 以下，并保持温度波动不超过 $\pm 1^\circ\text{C}$ 。输入量热器的热量保持量热器表面平均温度约高于环境温度 15℃。表面平均温度应为安装在量热器表面 10 支以上温度测量的平均值。

3.7.2.2 若用液体加热，则进、出口温差应不小于 6℃，建立热平衡后，在保持流量不变的条件下，以小时为间隔测量进、出口温度，直至连续四次测量值的波动不超过 0.3℃。

若用电加热，输入功率波动不超过 $\pm 1\%$ 。建立热平衡后，以小时为间隔测量，直至量热器的表面温度连续四次测量值波动不超过 0.5℃。

3.7.2.3 输入量热器的热量：

用液体加热时 $Q_h = C (t_1 - t_2) m_l \quad \text{kcal/h [W]} \quad \dots\dots\dots (24)$

用电加热时 $Q_h = 0.86P \quad \text{kcal/h} \quad \dots\dots\dots (25)$

3.7.2.4 漏热系数用下式计算：

$$K_1 = \frac{Q_h}{t_c - t_a} \quad \text{kcal/h} \cdot ^\circ\text{C [W/K]} \quad \dots\dots\dots (26)$$

3.7.3 附加数据：

- a. 量热器进、出口制冷剂气体的压力、温度；
- b. 量热器表面温度；
- c. 量热器环境温度；
- d. 冷却水（加热水）进、出口温度；
- e. 冷却水（加热水）流量；
- f. 或量热器电加热量。

3.7.4 制冷量计算

3.7.4.1 由试验测得的制冷剂流量为：

$$mf = \frac{m_l (t_2 - t_1) + K_1 (t_c - t_a)}{h_{g6} - h_{g7}} \quad \text{kg/h [kg/s]} \quad \dots\dots\dots (27)$$

3.7.4.2 规定工况下的制冷量：

$$Q_0 = m_f (h_{g1} - h_{f1}) \cdot \frac{V}{V_{g1}} \text{ kcal/h [W]} \dots\dots\dots (28)$$

4 输入功率计算

4.1 电动机输入功率

4.1.1 电动机输入功率测量：电动机输入功率应在电动机入线端测量，测量方法按 2.4.6.3 的规定，测量仪表精度按 2.4.5.2 和 2.4.5.3 的规定。

4.1.2 电动机输入功率计算

$$N = \sum P \quad \text{W} \dots\dots\dots (29)$$

4.2 压缩机轴输入功率计算

4.2.1 转矩转速仪：直接测定压缩机轴的输入扭矩和转速。

4.2.2 天平式测功计：轴功率由下式计算

$$N_z = \frac{G n_1}{974 \quad \text{W}} \dots\dots\dots (30)$$

4.2.3 标准电动机：根据测得的输入电流、电压、输入功率查电动机实测效率曲线，求得压缩机轴功率。

4.2.4 若有齿轮或皮带传动时，则由 4.2.1 ~ 4.2.3 测得的功率乘 2.4.6.3 规定的传动效率。

5 压缩机单位功率制冷量 K_c 值

$$K_c = \frac{Q_c}{N_c} \quad \text{kcal/kW} \cdot \text{h [W/W]} \dots\dots\dots (31)$$

而 $Q_c = Q_0 \frac{n}{n_1}$ 或 $Q_0 \frac{f}{f_1} \quad \text{kcal/h [W]} \dots\dots\dots (32)$

$$N_c = N_z \frac{n}{n_1} \text{ 或 } N_c = N \frac{f}{f_1} \quad \text{W} \dots\dots\dots (33)$$

注：将封闭式压缩机的 K_c 值单位换算为 kcal/W·h，即为能效比 EER。

6 校核试验和主要试验之间的偏差

$$\Delta (\%) = \frac{Q_{01} - Q_{02}}{Q_{01}} \times 100 = \frac{m_1 - m_2}{m_1} \times 100 \dots\dots\dots (34)$$

附录 A 含油量测量方法

(补充件)

A.1 运转工况：含油量测量工况按有关标准或规定进行运转。当工况稳定到连续四次测量符合 2.3.1 表中的规定后进行含油量测量。

A.2 抽样位置：在贮液器和膨胀阀之间的制冷剂液体管道上抽取制冷剂——油混合物的样品。

A.3 测量程序和计算方法

A.3.1 把抽样容器抽空并准确称重。

A.3.2 将抽样容器与制冷剂液体管道相连，并将连接管道中的气体排除。抽取制冷剂——油混合物的样品。

A.3.3 对盛有抽样样品的容器称重。

A.3.4 对瓶口带有松的棉花塞的清洁空烧瓶称重。

A.3.5 用一根管子穿过棉花塞并伸到烧瓶口下方，将容器中的制冷剂——油混合物液体缓慢放进烧瓶里。

A.3.6 重新将已放空的容器称重。取该质量与按 A.3.1 方法确定的容器质量的平均值为该空容器的质量。用按 A.3.3 测得的盛有抽样样品容器的质量减去空容器的质量就是制冷剂——油样品的质量。

A.3.7 将烧瓶里的制冷剂缓慢蒸发。

A.3.8 重新对带有棉花塞的烧瓶称重，该质量减去按 A.3.4 确定的空烧瓶质量就是油的质量。

A.3.9 从按 A.3.6 确定的制冷剂——油样品的质量中减去油的质量就是样品中制冷剂的质量。

A.3.10 含油量即为从按 A.3.8 确定的油的质量除以按 A.3.9 确定的制冷剂质量所得的商乘以 100%。

附录 B 公式中使用的符号

(补充件)

K_1 ——漏热系数	kcal/h·°C [W/K]
Q_h ——标定时输入量热器的电加热量	kcal/h [W]
t_p ——标定时第二制冷剂压力对应的平均饱和温度	°C [K]
t_a ——量热器平均环境温度	°C [K]
m_f ——测量的制冷剂流量	kg/h [kg/s]
Q_i ——输入量热器的电加热量	kcal/h [W]
t_s ——第二制冷剂饱和温度	°C [K]
h_{g2} ——量热器出口的制冷剂气体比焓	kcal/kg [kJ/kg]
h_{f2} ——膨胀阀前制冷剂液体比焓	kcal/kg [kJ/kg]
Q_0 ——规定工况制冷量	kcal/h [W]
h_{g1} ——规定工况下压缩机吸入的制冷剂气体比焓	kcal/kg [kJ/kg]
h_{f1} ——规定工况下，对应于压缩机排气压力的膨胀阀前制冷剂液体比焓	kcal/kg [kJ/kg]
V_1 ——压缩机吸气口制冷剂气体实际比容	m ³ /kg
V_{g1} ——规定工况下压缩机吸入的制冷剂气体比容	m ³ /kg
C ——加热（或冷却）液体的比热	kcal/kg·°C [kJ/kg·K]
t_1 、 t_2 ——加热（或冷却）液体的进、出口温度	°C [K]
m_1 ——加热（或冷却）液体的流量	kg/h [kg/s]
P ——电加热功率或每个功率表测得的电动机输入功率	W
t_r ——制冷剂的平均饱和温度或冷凝器中制冷剂液体平均温度	°C [K]
t_c ——量热器表面平均温度	°C [K]

m_v	由流量测量节流装置测量的制冷剂流量	kg/h [kg/s]
α	工作状态下的流量系数	—
ϵ	流体通过流量测量节流装置时的膨胀系数	—
d	流量测量节流装置的孔径	mm [m]
ΔP	流量测量节流装置前后的压差	kgf/cm ² [Pa]
ρ_g	流量测量节流装置前压力、温度相对应的制冷剂气体密度	g/cm ³ [kg/m ³]
m_c	冷却水流量	kg/h [kg/s]
h_{g3}	冷凝器进口制冷剂气体比焓	kcal/kg [kJ/kg]
h_{f3}	冷凝器出口制冷剂液体比焓	kcal/kg [kJ/kg]
V	制冷剂 - 油混合物液体的容积流量	m ³ /h [m ³ /s]
ρ	相于测量流量时压力、温度下的制冷剂液体密度	kg/m ³
X	制冷剂 - 油混合物液体中的含油量	kg/kg
V_0	油的比容	m ³ /kg
C_0	油的比热	kcal/kg·°C [kJ/kg·K]
t_f	对应于压缩机排气压力的制冷剂饱和温度	°C [K]
t_g	压缩机吸气温度	°C [K]
h_{g6} 、 h_{g7}	量热器进、出口制冷剂气体比焓	kcal/kg [kJ/kg]
N	电动机输入功率	W
N_z	压缩机轴输入功率	W
G	放在电动机定子外壳固定横杆上, 用以平衡压缩机制动力矩的砝码质量	kg
l	砝码至电动机转子中心距离	m
n_1	压缩机实际转速	r/min
K_e	压缩机单位输入功率制冷量	kcal/kW·h [W/W]
Q_c	经转速或频率修正后的制冷量	kcal/h [W]
N_c	经转速修正的轴功率 (开启式) 或经频率修正后的电动机输入功率 (封闭式)	W

n ——压缩机名义转速	r/min
f_1 ——电源实际频率	Hz
f ——电源额定频率	Hz
Q_{01} ——主要试验测量的制冷量	kcal/h [W]
Q_{02} ——校核试验测量的制冷量	kcal/h [W]
m_1 ——主要试验测量的制冷剂流量	kg/h [kg/s]
m_2 ——校核试验测量的制冷剂流量	kg/h [kg/s]

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

封闭式制冷压缩机用三相异步电动机 通用技术条件

GB 13500—92

1 主题内容与适用范围

本标准规定了封闭式制冷压缩机用三相异步电动机（以下简称电动机）的型式、基本参数与尺寸、技术要求、试验方法、检验规则、标志与包装的要求。

本标准适用于在 R12、R22 或 R502 制冷剂中工作的，功率为 0.37 ~ 90kW 的电动机。

2 引用标准

GB 755 旋转电机 基本技术要求

GB 1032 三相异步电动机试验方法

GB 191 包装储运图示标志

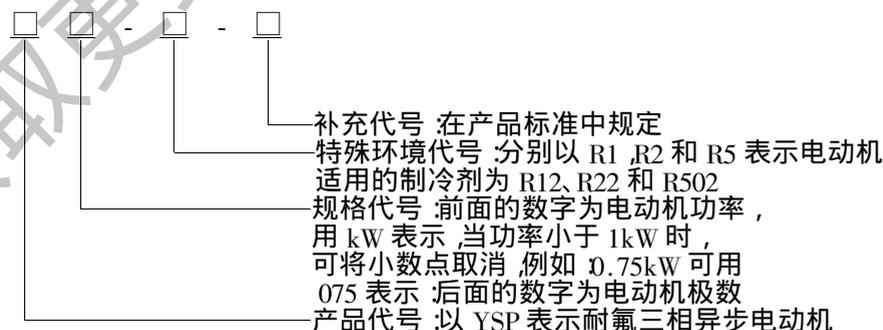
GB/T 13501 封闭式制冷压缩机用电动机绝缘耐氟试验方法

JB/Z 294 交流低压电机散嵌绕组匝间绝缘试验方法

JB/Z 346 交流低压电机散嵌绕组匝间绝缘试验限值

3 型式、基本参数与尺寸

3.1 电动机型号的编制应符合如下规定：



例：YSP5.5-2-R2 表示功率为 5.5kW，2 极的电动机，适用的制冷剂为 R22。

3.2 电动机的定额是以连续工作制 (S1) 为基准的连续定额。

3.3 电动机额定频率 50Hz, 额定电压为 380V。

3.4 电动机的额定功率应按下列等级制造:

0.37, 0.55, 0.75, 1.1, 1.5, 2.2, 3.0 (3.7), 4.0 (4.5), 5.5, 7.5 (9.0), (10), 11 (13), 15 (17), 18.5, 22, 30, 37, 45, 55, 75, 90kW。注: 括号内的数值下推荐使用。

3.5 电动机的步转速有 3000, 1500, 1000r/min 三种。

3.6 电动机的定子铁芯外径应从下列的数值中选取:

96, 110, 120, 130 (145), 155 (167), 175, 210 (245), 260 (280), 290, 327, 368, 400, 445mm。

注: ①多边形定子铁芯的外径为其外接圆的直径。

②括号内的数值不推荐使用。

3.7 电动机安装尺寸及其公差应在产品标准中规定, 对用定子铁芯外圆定位的电动机, 其外圆公差应选用 h7。

4 技术要求

4.1 电动机应符合本标准的要求, 并按照经规定程序批准的图样及技术文件制造。

凡本标准未作规定的要求, 均应符合 GB 755 的规定。

4.2 电动机运行期间电源电压和频率发生变化时, 应符合下列规定。

4.2.1 当电源电压 (频率为额定值) 在额定值的 90% ~ 110% 之间变化时, 电动机的输出功率应仍能维持额定值, 但性能允许与产品标准的规定不同, 温度限值允许超过表 3 的规定。超过的数值应在电动机的产品标准中规定, 但在电压变化达上述极限而电动机作连续运行时, 表 3 所规定的温度限值允许超过的最大值为 10℃。

4.2.2 当电源频率 (电压为额定值) 与额定值的变化不超过 $\pm 1\%$ 时, 电动机的输出功率应仍能维持额定值。

4.2.3 当电源电压和频率同时发生变化 (两者变化分别不超过 $\pm 10\%$ 和 $\pm 1\%$) 时, 若两者的变化都是正值, 两者之和不超过 1%; 或两者变化都是负值或分别为正与负值, 而两者绝对值之和不超过 10%, 则电动机的输出功率应仍能维持额定值, 但性能允许与产品标准的规定不同, 温度限值

允许按 4.2.1 条规定。

4.3 电动机应能在规定的制冷剂和冷冻机油混合介质中正常工作。

4.4 在额定电压及额定频率下，电动机的堵转转矩对额定转矩之比的保证值应不低表 1 的规定，其容差为保证值的 - 15%。

表 1

功 率 kW	同 步 转 速 r/min		
	3000	1500	1000
	堵转转矩/额定转矩		
0.37	2.2	—	—
0.55		2.0	2.0
0.75			
1.1			
1.5			
2.2			
3.0			
3.7			
4.0			
4.5			
5.5			
7.5			
9.0			
10			
11			
13			
15			
17			
18.5	1.8	1.8	
22			
30			
37			
45			
55			
70			
90			

4.5 在额定电压及额定频率下，电动机起过程中最小转矩的保证值应不低于 0.5 倍堵转转矩的保证值（不计及容差），并应不低于额定转矩，其容差为保证值的 - 15%。

4.6 在额定电压下，电动机最大转矩对额定转矩之比的保证值，对 2 极和 4 极应不低于 2.2，6 极应不低于 2.0，其容差为保证值的 - 10%。

4.7 在额定电压及额定频率下，电动机的堵转电流对额定流之比的保证值应不大表 2 的规定，其容差为保证值的 + 20%

表 2

功 率 kW	同 步 转 速 r/min		
	3000	1500	1000
	堵转转矩/额定转矩		
0.37 ~ 1.5	7.0	6.5	6.0
2.2 ~ 90	7.0	7.0	6.5

注：计算转电流对额定电流之比时，所采用的额定电流值应按额定功率、额定电压、效率和功率因数的保证值（不计及容差）求得。

4.8 电动机的效率、功率因数和转差率的保证值应在产品标准中规定。

4.9 电动机的铁芯应进行表面处理，以提高耐腐蚀性能。

4.10 电动机采用 E、B 或 F 级绝缘，在与压缩机组装后，并在 5.2 条规定和电动机输出功率不超过额定功率的条件下，用电阻法测得的绕组温度不超过表 3 所规定的限值。

表 3

绝 缘 等 级	E	B	F
绕组温度限值 C	115	120	145

4.11 电动机在负载或温升试验后，绕组对铁芯及绕组相互间的热态绝缘电阻，对功率为 7.5kW 及以不者应不低于 $5M\Omega$ ，大于 7.5kW 者应不低于 $25M\Omega$ ，但电动机的冷态绝缘电阻均应不低于 $20\%M\Omega$ 。

4.12 电动机的绕组应能承受匝间冲击耐电压试验而不击穿，试验电压限值按 JB/Z 346 的规定。

4.13 电动机绕组对铁芯及绕组相互间应能承受为时 1min 的耐电压试验而不发生击穿。试验电压的频率 50Hz，并尽可能为正弦波形，试验电压的有效值为 1000V 加 2 倍额定电压。对大批连续生产的电动机进行检查试验时，允许用提高试验电压到 120%，历时 1s 的试验代替，试验电压用试棒施加。

4.14 在绝缘结构进行耐氟性能定型试验时，采用氟里昂-高压釜-正反转法进行试验，其寿命应不低于 140×10^3 次；在正常生产过程中进行绝缘结构耐氟性能型式试验时，其寿命应不低于 65×10^3 次。

4.15 当用户提出要求时，转子须较动平衡，其精度应不低于 G2.5 级。

4.16 电动机应装有过热保护装置，如号有协议，可以免装。

4.17 电动机的定、转子在进行残渣含量的测定时所测得的残渣含量是以定、转子每千克的重量来计算，应不超过表 4 的规定，且残渣中应无导电物质。

表 4

项 目	允 许 残 渣 含 量
定 子	0.03
转 子	0.02

4.18 在用户按使用维修说明书的规定，正确地使用与存放电动机的情况下，制造厂应保让电动机在使用一年内，但自制造厂起运的日期不超过一年半的时间内能良好地运行。如在此规定时间内电动机因制造质量不良而

发生损坏或不能正常工作时，制造厂应无偿地为用户修理或更换零件或电动机。

5 试验方法

5.1 电动机应按本标准规定的方法进行试验，本标准未作规定的则应按 GB 1032 的规定进行。

5.2 电动机绕组温度的测定应组装成电动压缩机进行，在压缩机运行至热稳定后，用电阻法测定绕组的温度。对有制冷剂冷却的电动机，温度测定应在最大压力差工况和环境温度 43℃ 的状态下进行；对无制冷剂冷却的电动机，应在最大轴功率工况和环境温度 43℃ 状态下进行。

5.3 绕组匝间冲击耐电压试验 JB/Z 294 进行。

5.4 绕组的耐电压试验，电压施加于绕组与铁芯或相与相之间，施加的电压从不超过试验电压全值的一半开始，然后以下超过全值的 5% 均匀地或分段地加至全值，从半值增加至全值的时间应不少于 10s，全值电压试验时间应持续 1min。

试验设备的电压量程为 0 ~ 5000V，容量不小于 0.5kVA，设备的整定动作电流按电动机的功率分档，应符合表 5 的规定。

表 5

电动机功率 kW	0.75 及以下	> 0.75 ~ 7.5	> 7.5 ~ 90
整定动作电流 mA	5	10	30

5.5 绝缘结构耐氟性能定型试验按 GB/T 13501 进行。电动机在正反转试验次数大于 140×10^3 次时停机，在高压釜中及试验温度、压力条件下进行耐电压试验，试验电压值 4.13 条所规定数值的 0.5 倍，试验时间 1min，如不发生击穿则认为合格。

5.6 绝缘结构耐氟性能型式试验按 GB/T 13501 进行。电动机在正反转次

数达 65×10^3 次时停机，其耐电压试验值和合格条件与 5.5 条同。

5.7 电动机定、转子残渣含量的测定是将定子或转子安装在图 1 所示的夹具上，并浸没于盛有清洗液氟里昂 113 的容器中，定子或转子的最高部位应在液面下 25 ~ 30mm。对于定子或转子外圆直径为 155mm 及以下者，将夹具以 200 ~ 220r/min 的转速旋转；对定子或转子外圆直径大于 155mm 者，则将夹具以定子或转子外圆过线速度为 1.60 ~ 1.75m/s 的转速旋转，30min 后取出清洗液，用 500 目的滤网过滤，将残渣烘干用感量为 1/1000 的天平称出其重量，测出残留杂质的重量。

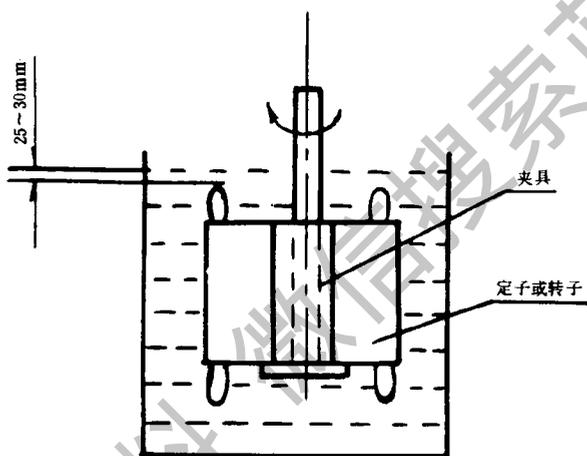


图 1

6 检验规则

6.1 每台电动机须经检验后才能出厂，并应附有产品合格证。

6.2 电动机应进行绝缘结构耐氟性能定型试验，不同的绝缘结构应每种送 2 台样机进行试验，2 台均合格，则认可该绝缘结构合格。凡遇下列情况之一者，必须进行绝缘结构的定型试验。

a. 采用新的绝缘结构时：

b. 主绝缘材料如电磁线、槽绝缘、浸渍漆等有重大改变，影响绝缘结构的耐氟性能时。

6.3 每强电动机应经过检查试验，检查试验项目包括：

- a. 机械检查（在产品标准中规定）；
- b. 定子绕组对铁芯及绕组相互间冷态绝缘电阻的测定；
- c. 定子绕组对铁芯及绕组相互间耐电压试验；
- d. 匝间冲击耐电压试验；
- e. 定子和转子分别与标定的转子和定子的空载对比试验。

6.4 凡遇下列情况之一者，必须进行型式试验：

- a. 新产品试制完成时；
- b. 当电动机设计、工艺或材料上的变更，足以引起某些特性和参数发生变化时；
- c. 已定型的产品，当检查试验结果和以前进行的型式试验结果发生不可容许的偏差时；
- d. 批量生产的电动机，每年应进行抽试，抽试数量在产品标准中规定。

6.5 电动机的型式试验项目包括：

- a. 检查试验的全部项目；
- b. 堵转转矩和堵转电流的测定；
- c. 空载特性曲线的测定；
- d. 负载特性曲线的测定；
- e. 最大转矩的测定；
- f. 起动过程中最小转矩的测定；
- g. 绝缘结构耐氟性能型式试验；
- h. 定、转子残渣含量的测定；
- i. 定子绕组对铁芯及绕组相互间热态绝缘电阻的测定；
- j. 绕组温度限值的测定。

6.6 进行型式试验时，耐电压试验和绝缘电阻的测定应在负载试验后，接近于工作温度时进行。

6.7 绝缘耐氟性能型式试验允许在同结构、同材料、同工艺的产品中，以具有代表性的规格进行，如试验合格，则可以认为与其同结构、同材料、同工艺的其他产品耐氟性能合格。

在进行型式试验时，应在受检的每种绝缘结构产品中随机抽取 2 台，2 台均合格，则判定型式试验合格。如有不合格者，工厂应对其所用原材料及

制造工艺进行检查及整顿后，再重新抽样，如再不合格，则应重做绝缘结构定型试验。

6.8 电动机的型式试验、绝缘结构耐氟性能定型和型式试验，应用被试的定、转子做成带的轴伸，并能正常运转的整机进行。

7 标志、包装

7.1 电动机铭牌材料及铭牌上数据的刻划方法应保证其字迹在电动机整个使用期内不易磨灭。

7.2 电动机铭牌上应标明的项目如下：

- a. 电动机型号；
- b. 额定电压；
- c. 额定电流；
- d. 额定功率；
- e. 额定转速；
- f. 绝缘等级；
- g. 接线方法；
- h. 制造厂名；
- i. 制造厂出品年月和出品编号。

7.3 电动机定子绕组出线端的标志应保证其字迹在电动机整个使用期内不易磨灭，其标志按表 6 的规定。

表 6

定 子 绕 组	第一相	第二相	第三相
首 端	U_1	V_1	W_1
末 端	U_2	V_2	W_2

7.4 电动机的包装应保证其清洁、密封、防潮，并难保证在正常的贮运条件下，不致因包装不善而导致受潮和损坏。

7.5 包装箱外壁上的文字和标记应清楚整齐，内容如下：

- a. 发货站及制造厂名称；
- b. 收货站及收货单位名称；
- c. 电动机型号和出品编号；
- d. 电动机的净重及连同包装箱的毛重；
- e. 包装箱外形尺寸：长×宽×高；
- f. 在箱外的适当位置应标有“小心轻放”、“防潮”等字样，其图形符

合 GB 191 的规定。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

封闭式制冷压缩机用电动机绝缘耐氟试验方法

GB/T 13501—92

1 主题内容与适用范围

本标准规定了评价封闭式制冷压缩机用电动机（以下简称电动机）绝缘结构耐氟性能的试验设备与仪器，样品准备，试验方法，参数与程序，检测和记录。

本标准适用于在 R12、R22、或 R502 制冷剂中工作的、功率在 90kW 及以下单相或三相电机的绝缘结构。

2 引用标准

ZB E34 003 冷冻机油

3 试验设备与仪器

3.1 高压釜应符合下列要求

- 能长期承受 5MPa 气压；釜内升温至 180℃ 时有良好的密封性；
- 具有满足试验条件所规定精度的控制系统；
- 具有保证试验安全性和可靠性的保护系统。

3.2 高压试验台

电压量程范围为 0 ~ 5000V，试验变压器的容量应不小于 0.5kV·A。试验台的整定动作电流按电动机的功率分档，应符合表 1 的规定。

表 1

电 机 功 率 kW	0.75 及以下	> 0.75 ~ 7.5	> 7.5 ~ 90
整定动作电流 mA	5	10	30

3.3 气体检漏仪

检测浓度范围为 $10^{-6} \sim 10^{-2}$ (体积比), 响应时间为瞬时。

3.4 电接点压力表

压力量程范围 $0 \sim 6\text{MPa}$, 准确度应不低于 1.5 级。

3.5 直流电阻电桥

准确度应不低于 0.1 级。

3.6 兆欧表

应采用 500V 的兆欧表。

4 样品的准备

耐氟绝缘结构应由经过耐氟性能评定的材料组成。

绝缘结构耐氟性能试验的样品应由采用该绝缘结构的被试定、转子, 做成带有轴伸, 并能正常运转的整机进行, 对功率大于 4kW 的电动机, 可采用同结构、同工艺、同极数而功率为 1.1 ~ 4kW 的电动机进行试验。

注: 评价漆包线、槽绝缘、浸渍漆、绑扎绳、引出线, 接插座等绝缘材料耐氟性能的试验方法见附示 A (参考件)。

5 试验方法、参数与程序

5.1 电机绝缘耐氟性能试验方法、参数

试验采用氟里昂-高压釜-正反转 (或频繁起动) 法, 对只在规定的制冷剂中使用的绝缘结构, 可用对应的制冷剂进行试验, 对在 R12、R22 及 R502 三种制冷剂中通用的绝缘结构, 采用 R22 制冷剂进行试验, 其试验参数与试验用工质按表 2 的规定。

表 2

试验参数	适用制冷剂		
	R12	R12、R22、R502	R502
试验用工质	冷冻机加 R12	冷冻机油加 R22	冷冻机油加 R502
试验温度	为各级绝缘结构的极限温度加 20℃ 即: E 级为: $(140 - \frac{0}{3})^{\circ}\text{C}$ B 级为: $(150 - \frac{0}{3})^{\circ}\text{C}$ F 级为: $(175 - \frac{0}{3})^{\circ}\text{C}$		

试验参数		适用制冷剂		
		R12	R12、R22、R502	R502
试验压力		(2.5 ± 0.3) MPa		
试验周期（电动机正反转或频繁起动）	三相	正转 14s——断电 82s——反转 14s——断电 2s 为一个周期，计作一次		
	单相	运转 14s——断电 2s 为一个周期，计作一次		

注：①试验用工质中冷冻机油与制冷剂重量比为 1:1。

②冷冻机油应符合 ZB E34 003 的规定，并经加热至 120℃，保持 1h 的干燥处理。

③制冷剂含水量应小于 80ppm。

5.2 试验程序

5.2.1 试品的安装

在进行绝缘结构试验时，将被试电动机安装于高压釜内，接好引出线。架高釜盖，使内外空气流通。

5.2.2 干燥处理

接通电源，将釜体和试品加热至 120℃ 时，保持 4h，然后加入冷冻机油，全上釜盖，抽真空，使釜内真空度达到 50Pa，保持 0.5h。

5.2.3 冷却

关闭高压截止阀，断开电源，使高压釜和试品自然冷却至室温。

5.2.4 通入制冷剂

经高压截止阀通入所需数量的制冷剂。

5.2.5 检漏

用气体检漏仪检漏，应确保在试验期间不漏气。

5.2.6 升温与升压

试验开始时，先测量电机绕组的电阻和环境温度，然后接通电源，使釜体升温，釜内压力自然上升，在试验期间内，应将温度和压力调节并控制至符合表 2 所规定的数值。

在釜体升温 and 升压时即开始使电动机正反转或作频繁起动。

试验温度的测定采用测量电动机绕组的电阻，按下计算：

$$t = \frac{R}{R_1} (235 + t_1) - 135$$

式中： t_1 ——试验开始时的绕组温度，℃；

R_1 ——试验开始时的绕组电阻, Ω ;

t ——在测量时的绕组温度, $^{\circ}\text{C}$;

R ——在测量时的绕组电阻, Ω 。

6 检测

6.1 试验前的检测

电动机在试验安装前应测量绕组对地的绝缘电阻, 安装后测量绕组的直流电阻及当时的环境温度。

在干燥处理、冷却、通入制冷剂和检漏后, 对绕组进行 1min 的耐电压试验, 试验电压为 1000V 加两倍电动机的额定电压, 但应不低于 1500V。

6.2 试验期间的检测

在试验开始绕组达到规定的试验温度 1h 后立即测量绕组对地的绝缘电阻。

试验期间每天测量一次绕组对地绝缘电阻和绕组直流电阻。

6.3 试验结束后的检测

对考核绝缘结构的耐氟正反转 (或频繁起动) 极限寿命次数时, 试验应进行至电动机绝缘结构损坏为止, 记录寿命次数, 并在高压釜中及试验温度、压力条件下, 测量绕组对地绝缘电阻和绕组直流电阻。

对考核绝缘结构的耐氟正反转 (或频繁起动) 次数时, 试验应进行至规定的次数时停止, 在高压釜中及试验温度、压力条件下, 测量绕组对地绝缘电阻和绕组的直流电阻, 并按规定进行耐电压试验。

试验后, 拆机检查线组绝缘的外况, 作出记录。

7 记录

试验过程应按表 3 所规定的项目作出记录。

表 3

试验日期	试验时间	釜内温度 $^{\circ}\text{C}$	试验压力 MPa	周期或 次数 次	绕组温度 $^{\circ}\text{C}$	绕组直 流电阻 Ω	绕组绝缘 电阻 M Ω	耐电压 情况	外观检查

附录 A 绝缘材料耐氟性能试验方法

(参考件)

A1 样品的准备

绝缘材料耐氟性能试验的样品应从受试的绝缘材料中随机抽取。

A2 试验方法、参数与程序

A2.1 试验方法、参数

试验采用氟里昂——高压釜法。对只在规定的制冷剂中使用的绝缘材料可用对应的制冷剂进行试验，对在 R12、R22 及 R502 三种制冷剂中通用的绝缘材料，采用 R22 制冷剂进行试验，其试验参数试验用工质按下表的规定。

试验参数	适用制冷剂		
	R12	R12、R22、R502	R502
试验用工质	冷冻机加 R12	冷冻机油加 R22	冷冻机油加 R502
试验温度	为各级绝缘材料的极限温度再增加 20℃ 即：A 级为： $(125_{-3}^{0})^{\circ}\text{C}$ E 级为： $(140_{-3}^{0})^{\circ}\text{C}$ B 级为： $(150_{-3}^{0})^{\circ}\text{C}$ F 级为： $(175_{-3}^{0})^{\circ}\text{C}$		
试验压力	(2.5 ± 0.3) MPa		
试验周期	试验连续进行，以 24h 为一个周期		

A2.2 试验程序

A2.2.1 试品的安装

在进行绝缘材料试验时，将温度测量线圈架空装于高压釜的中央位置，线圈二端分别接二根引出线至釜外。线圈可用耐氟漆包线绕制，匝数为 100

匝，直径为 60mm，所用漆包线线径为 $\phi 0.6 \sim 0.8$ 。被度材料装在测温线圈周围，其体积应不超过釜内容积的 $1/3$ 。架高釜盖，使内外空气流通。

A2.2.2 干燥处理

接通电源，使釜体和试品热至 120°C 时，保持 4h，然后加入冷冻机油，合上釜盖，抽真空，使釜内真空度达到 50Pa，保持 0.5h。

A2.2.3 冷却

关闭高压截止阀，断开电源，使高压釜和试品自然冷却至室温。

A2.2.4 通入制冷剂

经高压截止阀通入所需数量的制冷剂。

A2.2.5 检漏

用气体检漏仪检漏，应确保在试验期间不漏气。

A2.2.6 升温与升压

试验开始时，先测量测温线圈的电阻和环境温度，然后接通电源，使釜体升温，随着温度的升高釜内压力自然上升。在试验期间内，应将温度和压力调节控制至符合上表所规定的数值。

进行绝缘材料试验时，应在 4h 内使温度升到规定的数值并开始计时。

试验温度的测定采用测量测温线圈的电阻，按下式计算：

$$t = \frac{R}{R_1} (235 + t_1) - 135 \dots \dots \dots (A1)$$

式中： t_1 ——试验开始时的测温线圈温度， $^{\circ}\text{C}$ ；

R_1 ——试验开始时的测温线圈电阻， Ω ；

t ——在测量时的测温线圈温度， $^{\circ}\text{C}$ ；

R ——在测量时的测温线圈电阻， Ω 。

A3 检测

在试验前和试验结束后，应对绝缘的电气和机械性能进行检测并作记录，测试方法和要求按相应的材料标准的规定。

活塞式单级制冷机组及其供冷系统节能监测方法

GB/T 15912—1995

1 主题内容与适用范围

本标准规定了活塞式单级制冷机组及其冷冻、冷藏、空调供冷系统的节能监测内容、监测方法和合格指标。

本标准适用于制冷剂为 R12、R22、R717，电动机额定功率为 30kW 及其以上的活塞式单级制冷压缩机组。

本标准不适用于船舶用制冷机组。

2 引用标准

GB 10875 中型活塞式单级制冷压缩机 技术条件

GB 11790 设备及管道保冷技术通则

3 术 语

3.1 制冷机组的制冷量 cooling capacity of the refrigerating unit

制冷机组的制冷能力。单级制冷压缩机组的制冷量可以根据产品说明书设备性能曲线图按制冷压缩机组的工作温度查得。

3.2 单位输入及功率制冷量（半封闭式机组） cooling capacity of unit input power (semi-hermetic unit)

制冷机组消耗单位输入功率所获得的制冷量。

3.3 单位轴功率制冷量（开启式机组） cooling capacity of unit shaft power (open-type unit)

制冷机组消耗单位轴功率所获得的制冷量。

4 监测项目

4.1 监测检查项目

4.1.1 制冷机组主机应完好，附件（阀、表）齐全。

4.1.2 输送管道（冷风管、冷水管、冷媒管）不得泄漏，地下管道不得有积水，管道保温应符合 GB 11790 的规定。

4.2 监测测试项目

4.2.1 半封闭式机组单位输入功率制冷量。

4.2.2 开启机组单位轴功率制冷量。

4.2.3 冷冻管隔热层表面温度与环境露点温度之差。

5 监测方法

5.1 制冷机组的监测应在正常运行状态下进行。

5.2 吸、排气压力测试仪表的精度不低于 2.5 级，输入功率、轴功率测试仪表精度不低于 1.5 级。仪表应保持完全好，并在检定周期之内。

5.3 吸、排气压力和输入功率、轴功率应连续监测，每 20min 读记一次数，取四次读数的算术平均值。

5.4 单位输入功率制冷量按下式计算：

$$EER = Q_0 / P_1 \dots\dots\dots (1)$$

式中：EER——单位输入功率制冷量，kW/kW；

Q_0 ——制冷机组的制冷量，kW。根据压缩机组的吸、排气绝对压力由该工质的“饱和液体和饱和蒸气热力性质表”查得蒸发温度和冷凝温度，再根据蒸发温度和冷凝温度由设备的性能曲线图查得该机在此工作状态下的制冷量；

P_1 ——制冷机组的输入功率，kW。

5.5 单位轴功率制冷量按下式计算：

$$K_e = Q_1 / P_e \dots\dots\dots (2)$$

式中： K_e ——单位轴功率制冷量，kW/kW；

P_e ——制冷机组的轴功率，kW。

5.6 冷冻管（包括载冷管）隔热层表面温度 T_b 。

在企业的冷冻管（包括载冷管）道上，抽选一段作测试区，其长度不少于 20m（应包括一个弯头）沿测试区长度均布 4 个测试截面（其中一个测试截面布在弯头处），每个测试截面均布 4 个测点，测出冷冻管（包括载冷管）隔热层表面温度。

5.7 环境露点温度 T_w 。

在被测位置 1m 处，测出相对应的空间干、湿球温度，查湿空气的焓—含湿量图，得出露点温度。

6 监测合格指标

6.1 制冷量合格指标见表 1。

表 1

	制冷压缩机组型式	单位输入功率制冷量 EER, kW/kW		单位轴功率制冷量 K _a , kW/kW	
		冷冻、冷藏用	空调用	冷冻、冷藏用	空调用
R12	低冷凝压力开启式机组			≥1.8	
	高冷凝压力开启式机组			≥1.1	≥2.1
	低冷凝压力半封闭式机组	≥1.6			
	高冷凝压力半封闭式机组	≥1.0	≥1.6		
R22	低冷凝压力开启式机组			≥1.9	≥2.9
	高冷凝压力开启式机组			≥1.2	≥2.3
	低冷凝压力半封闭式机组	≥1.8	≥2.5		
	高冷凝压力半封闭式机组	≥1.0	≥1.6		
R717	低冷凝压力开启式机组			≥2.1	

6.2 冷冻管隔热层表面温度 T_b 与环境露点温度 T_w 之差应大于等于 1℃。

7 监测结果的评价

7.1 本标准规定的活塞式单级制冷机组及其供冷系统节能监测检查项目及测试项目合格指标是监测合格的最低标准，监测单位应以此进行合格与不合格的评价。

全部监测指标同时合格方可视为“节能监测合格的活塞式单级制冷机组及其供冷系统”。

7.2 对监测不合格的，监测单位作出浪费能源程度的分析和提出改进处理意见。

附录 A 活塞式单级制冷机组及其供冷系统节能监测报告

(补充件)

编号：

被监测单位		监测通知书	
被监测系统		监测日期	
监测依据			
监测结果	监测项目	监测数据	合格指标
	半封闭式机组 单位输入功率制冷量, kW/kW		
	开启式机组 单位轴功率制冷量, kW/kW		
	温度 $T_b - T_w$, °C		
评价结论、处理意见及建议：			
监测负责人：(签字)		监测单位：(盖章)	
		年 月 日	