

21世纪高等院校教材

制冷原理与技术

王如竹 丁国良 吴静怡 连之伟 谷波 编



科学出版社

www.sciencep.com

21世纪高等院校教材

制冷原理与技术

王如竹 丁国良 吴静怡 连之伟 谷波 编



科学出版社

www.sciencep.com

[TK-0047.0101]

策划编辑：钟 道

责任印制：刘秀平

封面设计：陈 敬



ISBN 7-03-011342-X



9 787030 113429 >

ISBN 7-03-011342-X
定价：48.00元(含光盘)

21 世纪高等院校教材

制冷原理与技术

王如竹 丁国良 吴静怡 连之伟 谷波 编

科学出版社
北京

内 容 简 介

本书首先介绍制冷与低温的热力学基础,然后介绍制冷技术、低温原理与技术、空气调节原理与技术,最后还介绍了制冷空调中的计算机仿真与控制。

本书适用于热能与动力工程专业、制冷与低温工程专业的本科教学,也可以作为建筑环境与设备专业本科的教学参考书。

图书在版编目(CIP)数据

制冷原理与技术/王如竹等编. —北京:科学出版社,2003

(21世纪高等院校教材)

ISBN 7-03-011342-X

I. 制… II. 王… III. ①制冷—理论②制冷技术 IV T86

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2003)第 027187 号

策划编辑:钟 谊/文童编辑:吴伶伶/责任校对:包志红
责任印制:刘芳平/封面设计:陈 敏

科 学 出 版 社 出 版

北京东黄城根北街16号

邮政编码:100717

<http://www.sciencep.com>

诸磊印刷有限责任公司 印刷

科学出版社发行 各地新华书店经销

2003年8月第 一 版 开本:85(720×1000)

2003年8月第一次印刷 印张:35 1/2

印数:1—3 000 字数:712 000

定价:48.00元(含光盘)

(如有印装质量问题,我社负责调换(杨中))

前 言

近十余年来,制冷与低温技术飞速发展,传统行业与信息产业得到了有效的结合,制冷空调技术和产品日新月异。新型热力循环得到应用,新型制冷压缩机得到发展,微电子技术已经应用到制冷产品的各个方面,仿真技术在制冷空调系统设计中得到推广应用,制冷空调技术与能源有效利用实现了真正结合,CFC₃替代促进了天然工质的开发研究和应用,各类热泵技术得到空前发展。这些可以归结为制冷技术的系统化、信息化和绿色化。

有关制冷原理及技术的教材国内已经比较多,但从现有情况看:①一些新的已经获得应用的原理与技术未能得到展现,用人单位感觉学生对新技术的了解普遍不够;②教材中,制冷原理及设备的介绍往往分开,低温技术教材也单独存在,作为制冷原理及技术的应用领域——空调往往在教材中不予考虑,可以这么说,制冷、空调、低温被分割成三个不同的领域;③控制技术在制冷空调及低温技术教材中没有得到重视,而这正是目前专业教材跟不上技术发展的重要原因;④现有教材均是根据原制冷设备及低温技术专业的设置编写的,专业口径窄,知识面不足,不能满足现在热能动力工程专业办学需求。

这本适合热能动力工程制冷专业的教材《制冷原理与技术》与现有教材有许多不同,书中所反映的专业方向与知识面大大拓宽,各类新技术和原理得到了充分体现,与热能动力工程基础课程衔接良好。本教材还配有电子版多媒体课件,为新一轮教学改革创造了基础。

参加编写的人员均为一线的年轻教授,他们都长期从事制冷、空调及低温技术的教学与科研。编写人员的有机结合能够将“制冷原理与技术”所覆盖的内容进行较好的阐述。本书可以说是将目前小专业办学的几门课程的教材“制冷原理及设备”、“空气调节基础”、“低温技术”、“制冷空调的自动控制”整合成的一本较为系统的专业教材,去掉了原来各教材的重复部分。参加本书编写的有:王如竹(第1章1.1节、1.2节1.2.5、1.3节;第2章2.2节;第3章),丁国良(第2章2.1节2.1.1~2.1.3和2.1.5;第5章5.1节),吴静怡(第2章2.1节2.1.4;第5章5.2节),连之伟(第4章)和谷波(第1章1.2节1.2.1~1.2.4;第2章2.3节)。

根据现代教学的发展要求,本书配备了电子教材,它能强化学生教学并促进师生交流。电子版多媒体教材也是由大家合作完成。

本书适用于热能与动力工程专业、制冷与低温工程专业的本科教学,也可以作为建筑环境与设备本科专业的教学参考书。

编 者

2003年1月10日

目 录

前言

第 1 章 制冷与低温的热力学基础	1
1.1 制冷与低温原理的热工基础	4
1.1.1 制冷与低温原理的热力学基础	1
1.1.2 制冷与低温的获得方法	15
1.1.3 制冷与低温温区的划分	24
1.2 制冷与低温工质	31
1.2.1 制冷剂的发展、应用与选用原则	31
1.2.2 制冷剂命名	33
1.2.3 制冷剂的物理化学性质及其应用	36
1.2.4 常用制冷剂	41
1.2.5 低温液体的性质	49
1.3 制冷技术与学科交叉	56
1.3.1 空气调节	56
1.3.2 人工环境	57
1.3.3 食品冷冻与冷冻干燥	58
1.3.4 低温生物医学技术	59
1.3.5 低温电子技术	59
1.3.6 机械设计	60
1.3.7 红外遥感技术	60
1.3.8 加工过程	60
1.3.9 材料回收	60
1.3.10 火箭推力系统与高能物理	61
第 2 章 制冷技术	62
2.1 蒸气压缩式制冷	62
2.1.1 蒸气压缩式制冷循环	62
2.1.2 蒸气压缩式制冷循环的热力计算	72
2.1.3 蒸气压缩式制冷系统的构成	91
2.1.4 蒸气压缩式制冷装置的自动调节	114
2.1.5 蒸气压缩式制冷的应用	170
2.2 吸收和吸附式制冷	199

2.2.1	吸收和吸附	199
2.2.2	吸收式循环	212
2.2.3	吸附式制冷循环	232
2.3	其他形式的制冷循环	243
2.3.1	空气制冷	243
2.3.2	热电制冷	247
2.3.3	蒸气喷射式制冷循环	252
第3章	低温原理与技术	256
3.1	气体液化与分离	256
3.1.1	气体液化	256
3.1.2	气体分离和纯化系统	281
3.1.3	膜分离技术	303
3.1.4	空气分离系统	304
3.2	低温制冷机	320
3.2.1	焦耳-汤姆逊制冷系统	320
3.2.2	膨胀机制冷系统	324
3.2.3	斯特林制冷机	327
3.2.4	维尔米勒制冷机	329
3.2.5	索尔凡制冷机	331
3.2.6	吉福特-麦克马洪制冷机	332
3.2.7	脉冲管制冷机	336
3.2.8	热声制冷机	345
3.2.9	吸附式制冷机	348
3.2.10	磁制冷	370
3.2.11	稀释制冷机	374
3.3	低温绝热	375
3.3.1	低温绝热原理	375
3.3.2	堆积绝热	376
3.3.3	高真空绝热	377
3.3.4	真空粉末(或纤维)绝热	379
3.3.5	高真空多层绝热	380
3.3.6	高真空多屏绝热	382
3.3.7	各类绝热方法的比较	386
3.3.8	低温储运	386
3.3.9	低温绝热容器的设计方法	391
第4章	空气调节原理与技术	395

4.1 集中式空调系统	395
4.1.1 空气调节的基础知识	395
4.1.2 空调系统负荷的确定	407
4.1.3 空调系统新风量与总风量的确定	416
4.1.4 空气处理及其设备	420
4.1.5 空气调节系统	422
4.1.6 空调房间气流组织	434
4.2 半集中式空调系统	437
4.2.1 风机盘管机组	437
4.2.2 诱导器系统	443
4.2.3 水环热泵系统	447
4.3 分散式空调系统	450
4.3.1 窗式空调器	450
4.3.2 柜式空调器	453
4.3.3 家用中央空调系统	455
4.4 附录	459
4.4.1 湿空气的密度、水蒸气压力、含湿量和焓	459
4.4.2 湿空气焓湿图	461
4.4.3 夏季空调日平均温度、日较差及室外设计计算温度表	462
4.4.4 夏季通过单层 3mm 厚普通玻璃进入室内的太阳辐射热	463
4.4.5 几种构造的传热系数 K	465
4.4.6 设备负荷强度系数	468
4.4.7 照明负荷强度系数	468
4.4.8 人员负荷强度系数	469
第 5 章 制冷空调中的计算机仿真与控制	470
5.1 制冷空调中的计算机仿真	470
5.1.1 仿真技术简介	470
5.1.2 简单对象的建模	471
5.1.3 单级压缩蒸气制冷理论循环的计算机分析	473
5.1.4 单级压缩蒸气制冷装置的计算机模拟	475
5.1.5 制冷装置优化与计算机辅助设计简介	494
5.2 制冷空调系统中的计算机控制	503
5.2.1 制冷空调计算机控制系统的组成	503
5.2.2 制冷空调计算机控制系统的输入输出技术	508
5.2.3 人机接口及抗干扰技术	510
5.2.4 计算机 PID 控制技术在制冷空调系统中的应用	527

5.2.5 现代控制理论在制冷空调系统中的应用	535
5.2.6 单片机在制冷空调系统中的应用	547
5.2.7 PLC 在制冷空调系统中的应用	552
参考文献	558

第1章 制冷与低温的热力学基础

1.1 制冷与低温原理的热工基础

1.1.1 制冷与低温原理的热力学基础

1.1.1.1 热力学第一定律

能量守恒与转换定律是自然界的基本规律之一。它指出：自然界中的一切物质都具有能量，能量不可能被创造，也不可能被消灭；但能量可以从一种形态转变为另一种形态，且在能量的转化过程中能量的总量保持不变。热力学第一定律是能量守恒与转换定律在热现象中的应用，它确定了热力过程中热力学与外界进行能量交换时，各种形态能量数量上的守恒关系。

1.1.1.1.1 热力学能和总能

法定计量单位中热力学能的单位是焦耳，用符号 J 表示；热力学能用符号 U 表示，1kg 物质的热力学能称比热力学能，用符号 u 表示，比热力学能的单位是 J/kg。

根据气体分子运动学说，热力学能是热力状态的单值函数。在一定的热力状态下，分子有一定的均方根速度和平均距离，就有一定的热力学能，而与达到这一热力状态的路径无关，因而热力学能是状态参数。由于气体的热力状态可由两个独立状态参数决定，所以热力学能一定是两个独立状态参数的函数，即

$$u = f(T, v) \quad \text{或} \quad u = f(T, p); \quad u = f(p, v) \quad (1-1)$$

除热力学能外，工质的总能量还包含工质在参考坐标系中作为一个整体，固有宏观运动速度而具有动能，因有不同高度而具有位能。前一种能量称之为内部储存能，后两种能量则称之为外部储存能。热力学能和机械能是不同形式能量，但是可以同时储存在热力系统内。我们把内部储存能和外部储存能的和，即热力学能与宏观运动动能及位能的总和，叫做工质的总储存能，简称总能。

若总能用 E 表示，动能和位能分别用 E_k 和 E_p 表示，则

$$E = U + E_k + E_p \quad (1-2)$$

若工质的质量为 m ，速度为 c_1 ，在重力场中的高度为 z ，则宏观动能为

$$E_k = \frac{1}{2} mc_1^2$$

重力位能为

$$E_p = mgz$$

式中, c_1, z 是力学参数, 它们只取决于工质在参考系中的速度和高度。

这样, 工质的总能可写成

$$E = U + \frac{1}{2} mc_1^2 + mgz \quad (1-3)$$

1kg 工质的总能, 即比总能 e , 可写为

$$e = u + \frac{1}{2} c_1^2 + gz \quad (1-4)$$

1.1.1.1.2 能量的传递和转化

能量从一个物体传递到另一个物体可有两种方式: 一种是做功, 另一种是传热。借做功来传递能量总是和物体的宏观位移有关。如气缸中的工质膨胀对活塞做功, 只有通过工质和活塞的分界面的宏观位移才有可能。这种位移停止了, 做功也就停止了。做功的结果是工质把一部分能量传递给了活塞和飞轮, 成为它们的动能。同时, 工质的能量就减少了与此完全相应的一个数量。反之, 当活塞压缩工质做功时, 飞轮和活塞把它们的动能传递给工质, 使工质的能量增加。借传热来传递能量就不需要有物体的宏观移动。当热源和工质接触时, 接触处两个物体中杂乱运动的质点进行能量交换, 结果是高温物体把能量传递给低温物体, 传递能量的多少用热量来度量。

由上面分析可知, 一般说来, 在做功过程中往往伴随着能量形态的转化。在工质膨胀推动活塞做功的过程中, 工质把热力学能传递给活塞和飞轮, 成为动能, 此时热力学能转变成了机械能。当过程反过来进行时, 活塞和飞轮的动能(机械能)又转变成了工质的热力学能。进一步还可看出, 热能变机械能的过程实际上是由两类过程所组成。一是能量转换的热力学过程, 在此过程中, 首先由热能传递转变为工质的热力学能, 然后由工质膨胀把热力学能变为机械能, 转换过程中工质的热力状态发生变化, 能量的形式也发生变化。二是单纯的机械过程, 在此过程中, 由热能转换而得的机械能再变成活塞和飞轮的动能, 若考虑工质本身的速度和离地面高度的变化, 则还变成工质的动能和位能, 其余部分则通过机器轴对外输出。

功的形式除了膨胀功或压缩功这类与系统的界面移动有关的功外, 还有因工质在开口系统中流动而传递的功, 这种功叫做推动功。对开口系统进行功的计算时需要考虑这种功。

图 1-1(a) 所示为工质经管道进入气缸的过程。设工质的状态参数是 p, v, T , 用 $p-v$ 图中点 C 表示, 移动过程中工质的状态参数不变。工质作用在面积为 A 的

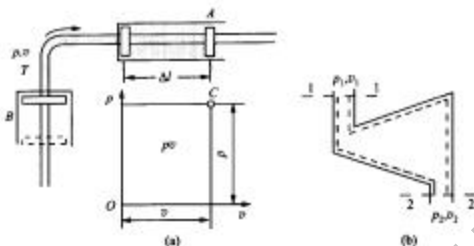


图 1-1 流动过程中的推动功

活塞上的力为 p_A ，当工质流入气缸时推动活塞移动了距离 Δl ，所做的功为 $p_A \Delta l = pV = m p v$ 。式中 m 表示进入气缸的工质质量。这一份功叫做推动功。1kg 工质的推动功等于 $p v$ ，如图 1-1 中矩形面积所示。

在作推动功时工质的状态没有改变，当然它的热力学能也未改变。传递给活塞的能量显然是别处传来的，譬如在后方某处有另外一个活塞在推动工质使它流动。这样的物质系称为外部功源：它与系统只交换功量。例如，对于汽轮机，蒸汽进入汽轮机所传递的推动功来源于锅炉中定压吸热汽化的水在汽化过程中的膨胀功。锅炉中不断汽化的水即是进入汽轮机蒸汽的外部功源。工质，如蒸汽，在移动位置时总是从后向前获得推动功，而对前面做出推动功，即使没有活塞存在时也完全一样。工质在传递推动功时没有热力状态的变化，当然也不会有能量形态的变化，此外工质所起的作用只是单纯地运输能量，像传输带一样。

需要强调的是，推动功只有在工质移动位置时才起作用。

下面进一步考察开口系统和外界之间功的交换。如图 1-1(b) 所示，取一开口系统，当 1kg 工质从截面 1-1 流入该热力系时，工质带入系统的推动功为 $p_1 v_1$ ，工质在系统中进行膨胀，由状态 1 膨胀到状态 2，做膨胀功，然后从截面 2-2 流出，带出系统的推动功为 $p_2 v_2$ 。推动功 $\Delta(pv) = p_2 v_2 - p_1 v_1$ 是系统为维持工质流动所需的功，称为流动功。在不考虑工质的动能及位能变化时，开口系统与外界交换的功量是膨胀功与流动功之差 $w - (p_2 v_2 - p_1 v_1)$ 。若计及工质的动能及位能变化，则还应计入动能差及位能差。

在各种方式的能量传递过程中，往往是在工质膨胀作功时实现热能向机械能的转化。机械能转化为热能的过程虽然还可以由摩擦、碰撞等来完成，但只通过对工质压缩做功的转化过程才有可能为可逆的，所以热能和机械能的转换总是与工质的膨胀和压缩联系在一起的。

1.1.1.1.3 焓

由于流体流动过程均包含内能和流动功($U + pV$)。因而为了简化起见可定义一个物理量焓,即

$$H = U + pV \quad (1-5)$$

1kg工质的焓称为比焓,用 h 表示,即

$$h = u + pv \quad (1-6)$$

式(1-6)就是焓的定义。从式中可以看出,焓的单位是J,比焓的单位是J/kg。从上式还可以看出,焓是一个状态参数。在任一平衡状态下, u 、 p 和 v 都有一定的值,因而焓 h 也有一定的值,而与达到这一状态的路径无关。这符合状态参数的基本性质,满足状态参数的定义,因而焓也就一定具备状态参数的其他特点。从式(1-1)知, u 既然可以表示成 p 和 v 的函数,所以

$$h = u + pv = f(p, v) \quad (1-7)$$

因此,焓也可以表示成另外两个独立状态参数的函数,即

$$h = f(p, T), \quad h = f(T, v) \quad (1-8)$$

同样还有

$$\Delta h_{1 \rightarrow 2} = \Delta h_{1 \rightarrow 2} = \int_1^2 dh = h_2 - h_1 \quad (1-9)$$

在热力设备中,工质总是不断地从一处流到另一处,随着工质的移动而转移的能量不等于热力学能而等于焓,故在热力工程的计算中焓有更广泛的应用。

1.1.1.1.4 热力学第一定律的基本能量方程式

热力学第一定律的能量方程式就是系统变化过程中的能量方程式,是分析状态变化过程的根本方程式,它可以从系统状态变化过程中各项能量的变化和它们的总量守恒这一原则推出。把热力学第一定律的原则应用于系统中的能量变化时可写成如下形式:

$$\text{进入系统的能量} - \text{离开系统的能量} = \text{系统中储存能量的增加} \quad (1-10)$$

式(1-10)是系统能量平衡的基本表达式,任何系统、任何过程均可据此原则建立其平衡式。对于闭口系统,进入和离开系统的能量只包括热量和做功两项;对于开口系统,因有物质进出分界面,所以进入系统的能量和离开系统的能量除以上两项外,还有随同物质带进、带出系统的能量。由于这些区别,热力学第一定律应用于不同热力系统时,可得不同的能量方程。

(1) 闭口系统的能量平衡

取气缸活塞系统中的工质为系统,考察其在状态变化过程中和外界(热源和机器设备)的能量交换。由于过程中没有工质越过边界,所以这是一个闭口系。当工质从外界吸入热量 Q 后从状态 1 变化到状态 2,并对外界做功 W 。若工质的宏观动能和位能的变化可忽略不计,则工质(系统)储存能的增加即为热力学能的增加 ΔU ,于是根据式(1-10)得

$$Q - W = \Delta U = U_2 - U_1$$

或

$$Q = \Delta U + W \quad (1-11)$$

式中, U_2 和 U_1 分别表示系统在状态 2 和状态 1 下的热力学能。式(1-11)是热力学第一定律应用于闭口系而得的能量方程式,是最基本的能量方程式,叫做热力学第一定律的解析式。它表明加给工质的热量一部分用于增加工质的热力学能,储存于工质内部,余下的一部分以做功的方式传递至外界。在状态变化过程中,转化为机械能的部分为 $Q - \Delta U$ 。

对于一个微元过程,第一定律解析式的微分形式是

$$\delta Q = dU + \delta W \quad (1-12a)$$

对于 1kg 工质,则有

$$q = \Delta u + w \quad (1-12b)$$

及

$$\delta q = du + \delta w \quad (1-12c)$$

式(1-12)直接从能量守恒与转化的普遍原理得出,没作任何假定,因此它对闭口系是普遍适用的。它适用于可逆过程也适用于不可逆过程。对工质性质也没有限制,无论是理想气体还是实际气体,甚至是液体都适用。为了确定工质初态和终态热力学能的值,要求工质初态和终态是平衡状态。

式(1-11)中热量 Q 、热力学能变量 ΔU 和功 W 都是代数值,可正可负。系统吸热 Q 为正,系统对外做功 W 为正;反之则为负。系统的热力学能增大时, ΔU 为正,反之则为负。

对于可逆过程($\delta W = p dV$),所以有

$$\delta Q = dU + p dV, \quad Q = \Delta U + \int_1^2 p dV \quad (1-13)$$

或

$$\delta q = du + p \delta v, \quad q = \Delta u + \int_1^2 p dv \quad (1-14)$$

对于循环过程,有

$$\oint \delta Q = \oint \delta U + \oint \delta W$$

完成一个循环后,工质恢复到原来状态 ($\oint \delta U = 0$), 因而有

$$\oint \delta Q = \oint \delta W \quad (1-15)$$

即闭口系完成一个循环后,它在循环中与外界交换的热量等于与外界交换的净功量。用 Q_{net} 和 W_{net} 分别表示循环净热量和净功量,则有

$$Q_{net} = W_{net} \quad (1-16)$$

$$q_{net} = w_{net}$$

(2) 开口系统的能量平衡

对于图 1-2 所示的开口系统,在 dt 时间内,质量为 δm_1 (体积为 dV_1) 的微元工质流入口截面 1-1, 质量为 δm_2 (体积为 dV_2) 的微元工质流出口截面 2-2, 同时系统从外界得到热量 δQ , 对机器设备做功 δW_i , W_i 是工质在机器内部对机器所做的功, 称为内部功, 以别于机器的轴上向外传出的轴功 W_s 。两者的差额是机器各部分摩擦引起的损失。完成该微元过程后系统内工质质量增加了 dm , 系统总能增加了 dE_{CV} 。

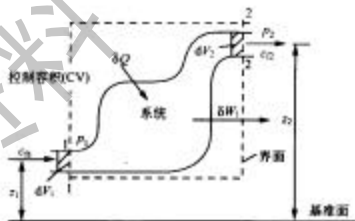


图 1-2 开口系统流动过程中的能量平衡图

考查该微元过程的能量平衡, 进入系统的能量 ($dE_1 + p_1 dV_1 + \delta Q$), 离开系统的能量 ($dE_2 + p_2 dV_2 + \delta W_i$), 控制容积中储存能的增量 dE_{CV} 。其中总能 ($E = U +$

$E_1 + E_2$ 。由式(1-10)有

$$dE_1 + p_1 dV_1 + \delta Q - (dE_2 + p_2 dV_2 + \delta W_1) = dE_{CV} \quad (1-17)$$

整理得

$$\delta Q = dE_{CV} + (dE_2 + p_2 dV_2) - (dE_1 + p_1 dV_1) + \delta W_1 \quad (1-18)$$

由 $E = me$, $V = mv$, $h = u + pv$, 得

$$\delta Q = dE_{CV} + \left(h_2 + \frac{1}{2} c_2^2 + gz_2 \right) \delta m_2 - \left(h_1 + \frac{1}{2} c_1^2 + gz_1 \right) \delta m_1 + \delta W_1 \quad (1-19)$$

如果流进、流出控制容积的工质有若干股, 则式(1-19)可改写为

$$\delta Q = dE_{CV} + \sum_i \left(h + \frac{1}{2} c_i^2 + gz \right) \delta m_{in} - \sum_j \left(h + \frac{1}{2} c_j^2 + gz \right) \delta m_{out} + \delta W_1 \quad (1-20)$$

对于稳定流动, $\frac{dE_{CV}}{dt} = 0$, $\sum \frac{\delta m_{in}}{dt} = \sum \frac{\delta m_{out}}{dt}$, 对于如图 1-2 所示的系统只有单股流体进出, 则 $q_{in} = \frac{\delta m_1}{dt} = q_{out} = \frac{\delta m_2}{dt} = q_m$, 代入式(1-19), 得

$$q = \Delta h + \frac{1}{2} \Delta c_i^2 + g \Delta z + W_1 \quad (1-21)$$

或写成微分形式

$$\delta q = dh + \frac{1}{2} dc_i^2 + g dz + \delta W_1 \quad (1-22)$$

式中, q 和 W_1 分别是 1kg 工质进入系统后, 系统从外界吸人的热量和在机器内部做的功。

当流入质量为 m 的流体时, 稳定流动能量方程可写为

$$Q = \Delta H + \frac{1}{2} m \Delta c_i^2 + mg \Delta z + W_1 \quad (1-23)$$

$$\delta Q = dH + \frac{1}{2} m dc_i^2 + mg dz + \delta W_1$$

1.1.1.1.5 能量方程式的应用

在制冷与低温设备中, 主要涉及压缩机、膨胀机、换热器、管道、节流阀等, 热力学第一定律能量方程式可以获得方便的应用。

如图 1-3 所示,工质流经压缩机时,机器对工质做功 w_c ,使工质升压,工质对外放热 q ,动能和位能差可以忽略不计。从稳定流动能量方程式(1-21)可得对于每千克工质需做的功,即

$$w_c = (h_2 - h_1) + (-q) \quad (1-24)$$

针对实际情况, q 值可以是0,此时表现为绝热压缩,压缩后气体升温显著。但如对压缩机汽缸进行冷却,当冷却足够好时,压缩过程可以是等温过程,等温压缩在制冷与低温设备中大量应用。

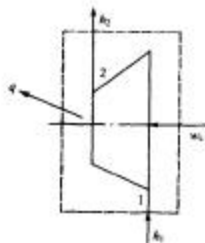


图 1-3 压缩机能量平衡图

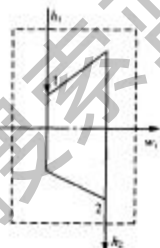


图 1-4 膨胀机能量平衡图

在图 1-4 所示的膨胀机系统中,高压气体工质进入膨胀机膨胀,对外做功,工质本身降温。为了提高膨胀效率,使工质降温显著,膨胀过程均采用绝热过程,其稳定流动能量平衡方程为

$$w_e = h_1 - h_2 \quad (1-25)$$

制冷工质流经换热器(图 1-5)时和外界有热量交换而无功的交换,动能差和位能差也可忽略不计。如工质流动是稳定的,则从式(1-21)可得 1kg 的工质吸热量为

$$q = h_2 - h_1 \quad (1-26)$$

工质流经一般管道时动能和位能均不改变。然而在流经喷管和扩压管这类设备时(图 1-6),不对设备做功,因为喷管长度短、工质流速大,来不及与外界进行热交换,故热量交换也可忽略不计。若流动稳定,则可得 1kg 工质动能的增加为

$$\frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) = h_1 - h_2 \quad (1-27)$$

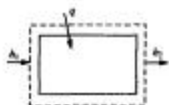


图 1-5 换热器能量平衡图

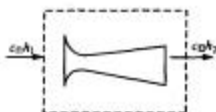


图 1-6 喷嘴能量转换图

如图 1-7 所示,工质流过阀门时流动截面突然收缩,压力下降,这种流动称为节流。由于存在摩擦和涡流,流动是不可逆的。在离阀门不远的两个截面处,工质的状态趋于平衡。设流动是绝热的,前后两个截面间的动能差和位能差忽略不计,由于过程中无对外做功,由此得节流前后的焓相等,即



图 1-7 节流现象图

$$h_1 = h_2 \quad (1-28)$$

式(1-28)只对节流前后稳定段成立,而不适合节流过程段。

1.1.1.2 热力学第二定律

功可以转化为热,而热不可以自动转化为功;热量从高温自动传向低温,而不能自动从低温传向高温;气体可以从高压自由膨胀到低压,然而不会自动压缩;两种流体可以在一起自动混合,然而混合物却不会自动分离。温差传热、自由膨胀、混合等过程是在温度差、压力差、浓度差等作用下进行的过程,而在有限势差作用下的过程是非准平衡过程,非准平衡变化是造成过程不可逆的因素。不可逆是自发过程的重要特征和属性,也即是一个熵增过程。热力学第二定律是研究与热现象相关的各种过程进行的方向、条件及限度的定律。

热力学第二定律可以表述为:热不能自发地、不付代价地从低温物体传到高温物体。制冷/热泵过程就是一个从低温热源吸热排放给高温热源的过程,为了实施这个过程需要消耗功。

1.1.1.2.1 制冷循环的热力学分析

热力学循环可分为正向循环和逆向循环两种。动力循环,即把热能转化为机械功的循环是正向循环。所有的热力发动机都是按正向循环工作的。在温-熵图或压-焓图上,循环的各个过程都是依次按顺时针方向变化的。

逆向循环是一种消耗功的循环。所有的制冷机或热泵都是按逆向循环工作

的。在温-焓图或压焓图上,循环的各个过程都是依次按逆时针方向变化的。

循环又可以分为可逆循环和不可逆循环两种。在构成循环的各个过程中,只要包含有不可逆过程,则这个循环就是不可逆循环。在制冷循环里,各种形式的不可逆过程可分成两类:内部不可逆和外部不可逆。制冷剂在其流动或状态变化过程中,因摩擦、扰动及内部不平衡而引起的损失,都属于内部不可逆;蒸发器、冷凝器及其他换热器中有温差时的传热损失,属于外部不可逆。

有些循环除了一二个不可避免的不可逆过程外,其余均为可逆过程。这样的循环以及可逆循环都称为理想循环。下面介绍的循环除特别指明外都假定为理想循环。

研究逆向理想循环的目的,是要寻找热力学上最完善的制冷循环,作为评价实际循环效率高低的标准。

热力学第二定律涉及的温度 T 为热力学温度(K),其值与摄氏温度 t 之间存在的关系式为

$$T = 273.16 + t \quad (1-29)$$

在热力学第二定律分析中,常用到物理量熵 s ,熵是热力学状态参数,它是判别实际过程的方向,提供过程能否实现、是否可逆的判据,其定义式为

$$ds = \frac{\delta q_m}{T} \quad (1-30)$$

式中: q_m ——可逆过程的换热量;

T ——工质温度(热源温度)。

显然从以上定义式可以看到 1kg 工质在恒温下吸热量与温度之比即为熵增。

可逆过程 1-2 的熵增可以表示为

$$\Delta s = s_2 - s_1 = \int_1^2 ds = \int_1^2 \frac{\delta q_m}{T} \quad (1-31)$$

对于可逆循环,显然有

$$\oint \frac{\delta q_m}{T} = 0 \quad (1-32)$$

以上积分称为克劳修斯积分, $\oint \frac{\delta q_m}{T}$ 等于零为可逆循环,小于零为不可逆循环,大于零为不可能实行的循环。

由于熵是一个相对量,因而往往通过基准点进行定义,对于 p, T 状态下的比熵可以定义为

$$s_{p,T} = s_{p_0,T_0} + \int_{p_0,T_0}^{p,T} \frac{\delta q}{T} \quad (1-33)$$

例如,理想气体标准状态选为基准点时, $s_p, r_p = 0$, 对应 $p_0 = 0.101\text{MPa}$, $T_0 = 273.15\text{K}$ 。

1.1.1.2.2 热源温度不变时的逆向可逆循环——逆卡诺循环

当高温热源和低温热源随着过程的进行温度不变时,具有两个可逆的等温过程和两个等熵过程组成的逆向循环,称为逆卡诺循环。在相同温度范围内,它是消耗功最小的循环,即热力学效率最高的制冷循环,因为它没有任何不可逆损失。

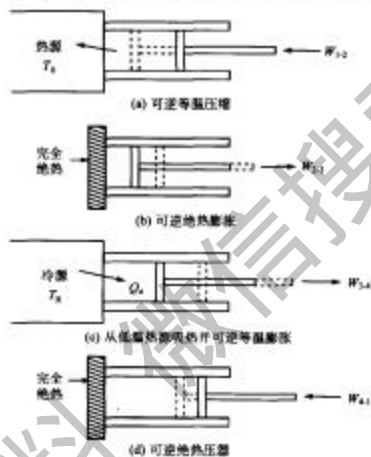


图 1-8 卡诺制冷机图

热力理想的等温制冷机是卡诺制冷机,如图 1-8 所示。卡诺制冷机中的过程如下:

过程 1-2,压缩工质,同时放热至热源,维持制冷剂温度恒定。

过程 2-3,工质从热源温度 T_0 可逆绝热膨胀到冷源温度 T_n 。

过程 3-4,热量从冷源转移到工质中,同时工质做功以使制冷剂维持一定的温度。

过程 4-1,制冷剂从冷源温度可逆绝热压缩(等熵过程)到热源温度。

因此卡诺循环包含两个可逆绝热过程和两个可逆等温过程,如图 1-9 所示。

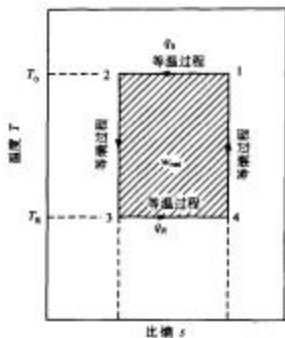


图 1-9 卡诺循环图

制冷工质向高温热源放出的热量

$$q_0 = T_0 \Delta s_{12} \quad (1-34)$$

制冷工质从低温热源吸收的热量(制冷量)

$$q_n = T_n \Delta s_{12} \quad (1-35)$$

为了实行循环过程,系统所消耗的功 w_{net} 等于压缩过程耗功与膨胀过程回收功之差,在 $T-s$ 图上表现为阴影部分的面积。其值可以表示为

$$w_{net} = q_0 - q_n = (T_0 - T_n) \Delta s_{12} \quad (1-36)$$

显然,衡量卡诺制冷机效率的卡诺

制冷系数可以表示为制冷量与耗功的比值,即

$$\epsilon_c = \frac{q_n}{w_{net}} = \frac{q_n}{q_0 - q_n} = \frac{T_n}{T_0 - T_n} \quad (1-37)$$

如果是热泵循环,即以供热为目的,则 q_0 为输出制热量,其与耗功之比称为卡诺热泵循环效率,即

$$\epsilon_h = \frac{q_0}{w_{net}} = \frac{q_0}{q_0 - q_n} = \frac{T_0}{T_0 - T_n} \quad (1-38)$$

制冷循环和热泵循环的热力循环特性相同,只是二者工作温度范围有差别。制冷循环以环境大气作为高温热源向其放热,而热泵循环通常以环境大气作为低温热源从中吸热。对于制冷循环,环境温度 T_0 低、制冷温度 T_n 高,则制冷系数大;对于热泵循环,环境热源温度 T_n 高,室内温度 T_0 低,则供暖系数大,显然热泵供热效率 $\epsilon_h > 1$ 。

实际制冷循环中由于传热温差、压缩机/膨胀机摩擦损耗和系统漏热等因素,表现为循环的不可逆性,一切实际循环的制冷系数 ϵ 与理想卡诺循环的制冷系数 ϵ_c 之比反映了制冷循环的热力完善度,其表达式为

$$\eta = \frac{\epsilon}{\epsilon_c} \quad (1-39)$$

显然热力完善度 $\eta < 1$ 。

1.1.1.2.3 热源温度可变时的逆向可逆循环-洛伦兹循环

卡诺循环含有两个不符合实际的假设,内部工质流体与两个外部热源传热容量是无限的,因而工质温度可以保持在环境温度 T_0 和制冷温度 T_n 下(无限大热源)。卡诺循环也假设工质与外部流体通过热交换器换热时没有热阻,因而在制冷系统中制冷剂在冷凝器和蒸发器中保持在 T_0 和 T_n 温度下。

洛伦兹循环认为内部工质流体与两个外部热源传热容量不是无限的,但仍假设工质与外部流体通过热交换器换热时没有热阻,因而工质温度在冷凝器和蒸发器中必须随外部换热流体而变化。制冷工质与外部流体表现为有限定热容,洛伦兹理想循环仍认为循环完全可逆。

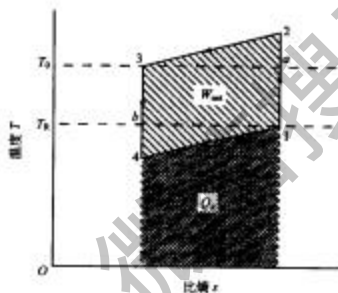


图 1-10 洛伦兹循环的 $T-s$ 图

图 1-10 为洛伦兹制冷循环示意 $T-s$ 图,与图 1-9 卡诺循环比,洛伦兹循环工作在两个变温热源之间。通过吸热制冷工质从状态 4 变为状态 1,在 $T-s$ 图上 4-1 过程可假设为线性过程,其取决于外部换热流体的热容;过程 1-2 是一个绝热压缩过程,此过程中温度升高;2-3 过程是冷却过程,制冷工质对外排热后温度降至环境温度热源温度 T_0 ;状态 3-4 之间则是发生绝热膨胀,制冷工质降压降温。

与卡诺循环的不同之处主要是蒸发吸热和冷却放热均为变温过程,卡诺循环工作在 $1-a-3-b-1$ 区域,也即在 T_0 和 T_n 温度限内。显然,与卡诺循环相比,洛伦兹制冷循环制冷量减少了阴影面积 4-1-b-4,而循环耗功增加了阴影面积 4-1-b-4 和 2-3-a-2。尽管如此,当制冷系统工作在两个单相流体间(如空气和水)换热时,洛伦兹循环是比卡诺循环更为实际的制冷循环基准。

如果假设制冷循环中制冷过程和冷却过程传热温差近似相等,均为 ΔT ,则洛伦兹循环的排热量、制冷量和耗功可以表示为

$$q_0 = [T_0 + (\Delta T/2)](s_2 - s_1)$$

$$q_R = [T_R - (\Delta T/2)](s_1 - s_4) = [T_R - (\Delta T/2)](s_2 - s_1) \quad (1-40)$$

$$w_{net} = q_0 - q_R$$

洛伦兹循环的制冷系数则可以表达为

$$\epsilon_L = \frac{q_R}{w_{net}} = \frac{T_R - (\Delta T/2)}{T_0 - T_R + \Delta T} \quad (1-41)$$

1.1.1.2.4 热源驱动的逆向可逆循环——三热源循环

图 1-11 示出了两类制冷循环的比较,第一类为高品位能或机械能驱动的制冷循环,第二类是低品位热能驱动的制冷循环。我们以卡诺循环作为比较依据,即假设这两类制冷机均工作在恒温热源之间,而且制冷工质与外部流体之间无传热热阻。第一类循环就是卡诺循环制冷机,而第二类循环则是理想的热源驱动逆向可逆循环——三热源循环制冷机,它工作在环境热源 T_0 、低温制冷热源 T_R 和高温热源 T_h 之间。

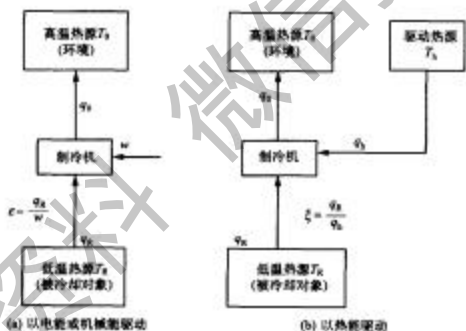


图 1-11 两类制冷循环能量转换关系图

显然,对热源驱动型制冷循环,如吸收式制冷和吸附式制冷,描述其制冷系数的关系式中没有做功项,其靠耗热 q_h 来实现制冷 q_R ,因而用热力系数 ξ 来表示循环的评价指标。对于可逆制冷机,热力系数 ξ_0 为

$$\xi_0 = \frac{q_R}{q_h} \quad (1-42)$$

按照热力学第一定律

$$q_0 = q_k + q_n \quad (1-43)$$

对于可逆制冷机,按照热力学第二定律,在一个制冷循环中熵增为零,即

$$\frac{q_0}{T_0} = \frac{q_k}{T_k} + \frac{q_n}{T_n} \quad (1-44)$$

由此可得

$$\xi_0 = \frac{q_n}{q_k} = \left(\frac{T_n}{T_0 - T_n} \right) \left(\frac{T_k - T_0}{T_k} \right) = \epsilon_r \cdot \frac{T_k - T_0}{T_k} \quad (1-45)$$

值得注意的是,式(1-45)中 $(T_k - T_0)/T_k$ 是工作在 T_k 与 T_0 之间的正卡诺循环热机的热效率,因而式(1-45)表明:三热源理想循环制冷机的热力系数等于工作在 T_0 与 T_n 之间的逆卡诺循环制冷系数 ϵ_r 与工作在 T_k 与 T_0 之间的正卡诺循环热机热效率的乘积。

1.1.2 制冷与低温的获得方法

1.1.2.1 焦耳汤姆逊效应

1.1.2.1.1 节流过程的热力学特征

大多数实际制冷系统和低温液化系统都是利用节流过程或称为焦耳-汤姆逊阀来获得低温。制冷工质通过膨胀阀时,由于局部阻力,压力显著下降,这种现象称为节流。因工质流经阀门时流速大,时间短,来不及与外界进行热交换,可以近似看做绝热过程。若忽略动能和势能变化,根据能量守恒原则得到 $h_1 = h_2$,就是说通过膨胀阀时焓不变。但在该阀中存在摩擦阻力损耗,所以它是个不可逆过程,节流后熵必定增加。

一般的制冷系统中,制冷工质经冷凝器冷凝后已经成为饱和或过冷液体,其节流过程将产生低压低温的气液两相混合物(对应于蒸发压力和蒸发温度),其中未汽化的制冷工质将在蒸发温度下吸热蒸发,产生制冷效应。显然节流后液相比比例越高,制冷量越大。因此节流前采用过冷或蒸发压力较高的情况都有利于制冷量的提高。制冷系统中的节流元件有节流阀、毛细管、热力膨胀阀和电子膨胀阀等多种形式,其中毛细管节流元件因结构简单、价格低廉,在小型制冷空调装置中有广泛的应用。

对于低温气体制冷机,气体经压缩并冷却后只能处在常温高压单相状态,如果将其进行节流,则可能出现降温,形成低压、低温的气液混合物。

理想气体的焓值仅是温度的函数,所以气体节流时温度保持不变,而实际气体

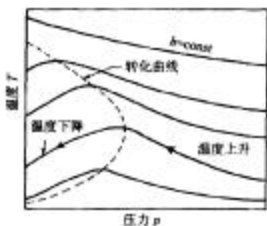


图 1-12 实际气体的等焓节流膨胀图

的焓值是温度和压力的函数,节流后温度一般会发生变化,这一现象称为焦耳-汤姆逊效应。图 1-12 给出了实际气体等焓膨胀的温度效应。从图 1-12 上可以看出,通过节流可以产生温升、温降及零效应。零效应的连线称为转化曲线,如图 1-12 上虚线所示。焦耳-汤姆逊系数 μ_J 反映的就是等焓下温度随压力改变的效应。

$$\mu_J = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h \quad (1-46)$$

焦耳-汤姆逊系数就是图 1-12 上等焓线的斜率。在转化曲线上, $\mu_J = 0$; 节流后温度升高, $\mu_J < 0$; 节流后温度降低, $\mu_J > 0$ 。

为了进一步看清焦耳-汤姆逊效应,做进一步的推导:

$$h = f(p, T)$$

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T dp + \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p dT$$

节流时, $dh = 0$, 所以

$$\mu_J = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h = - \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T / \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \quad (1-47)$$

应用热力学基本关系式,还可进一步推出

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p dT + \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T dp = C_p dT + \left[v - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] dp \quad (1-48)$$

从中可得

$$C_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \quad \text{和} \quad \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T = v - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \quad (1-49)$$

把式(1-49)代入式(1-46),可得

$$\mu_J = \frac{1}{C_p} \left[T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v \right] \quad (1-50)$$

对于理想气体, $v = RT/p$

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = \frac{R}{p} = \frac{v}{T}$$

因此,有

$$\mu_{\pi} = \frac{1}{C_p} \left[T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right) - v \right] = 0$$

实际气体 μ_{π} 表达式也可通过实验来建立。例如,对于空气和氧,在 $p < 15\text{MPa}$ 时,

$$\mu_{\pi} = (a_0 - b_0 p) \left(\frac{273}{T} \right)^2 \quad (1-51)$$

式中, a_0, b_0 是实验常数。对于空气: $a_0 = 2.73 \times 10^{-3}$; $b_0 = 0.085 \times 10^{-6}$ 。对于氧气: $a_0 = 3.19 \times 10^{-3}$; $b_0 = 0.884 \times 10^{-6}$ 。

1.1.2.1.2 节流过程的物理实质

由式(1-50)可知,当 $T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p > v$ 时, $\mu_{\pi} > 0$, 节流时温度降低; 当 $T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = v$ 时, $\mu_{\pi} = 0$, 节流时温度不变; 当 $T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p < v$ 时, $\mu_{\pi} < 0$, 节流时温度升高。

那么, 气体节流时为什么会产生上述三种情况呢? 这可以用气体在节流过程中能量转化来解释。因为节流是个等焓过程, 即

$$dh = d(u + pv) = d(u_k + u_p + pv) = 0$$

式中: u_k ——内动能, 它仅是温度的函数, 节流后温度升高、降低、不变取决于它;
 u_p ——内位能, 它随气体比体积的增大而增大。

$$du_k = -du_p - d(pv) \quad (1-52)$$

气体节流时压力降低, 比体积增大, u_p 增大, $du_p > 0$; 对于实际气体, pv 值的变化无常, 可能增大、不变或减少, 取决于气体节流时的状态参数。由式(1-52)可知, 当 $d(pv) \geq 0$ 时, $du_k < 0$, 气体节流后温度降低; 当 $d(pv) < 0$ 时, 若 $d(pv)$ 的绝对值小于 du_p , 节流后气体温度降低, 若 $d(pv)$ 的绝对值大于 du_p , 则节流后温度反而升高。当 $du_k = -d(pv)$ 时, 表明内位能的增量正好等于 (pv) 值的落差, 此时, $du_k = 0$, 节流后气体温度保持不变, 这样的温度称为转化温度。

1.1.2.1.3 转化温度与转化曲线

若真实气体符合范德华状态方程, 则通过分析可得到气体节流的转化温度与转化曲线。

范德华状态方程:

$$\left(p + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT \quad (1-53)$$

由式(1-50)和式(1-53),可得

$$\mu_{\pi} = \frac{(2a/RT)(1 - b/v)^2 - b}{C_p[1 - (2a/vRT)(1 - b/v)^2]} \quad (1-54)$$

当比体积 v 大时,式(1-54)可简化为

$$\mu_{\pi} = \frac{1}{C_p} \left(\frac{2a}{RT} - b \right)$$

此式表明,当 $T < 2a/bR$, μ_{π} 为正;当 $T > 2a/bR$, μ_{π} 为负。由式(1-54)可知,当 $(2a/RT)(1 - b/v)^2 = b$ 时, $\mu_{\pi} = 0$,从而可得转化温度 T_i 为

$$T_i = \frac{2a}{bR} \left(1 - \frac{b}{v} \right)^2 \quad (1-55)$$

式(1-55)、式(1-53)联解,消去 v 得

$$\left(\frac{b^2 p}{a} + \frac{3RbT_i}{2a} + 1 \right)^2 - \frac{8RbT_i}{a} = 0$$

$$T_i = \frac{2a}{9Rb} \left(2 \pm \sqrt{1 - \frac{3b^2}{a} p} \right)^2 \quad (1-56)$$

式(1-56)表示转化温度与压力之间的关系。它在 $T-p$ 图上为一连续曲线,称为转化曲线。

由式(1-55)可知,针对范德华气体的最高转化温度 $T_{i,\max}$ 为 $T_{i,\max} = \frac{2a}{bR}$,此时 $p = 0$ 或 $\frac{b}{v} = 0$ 。

表 1-1 最大转化温度

气体	最大转化温度/K	气体	最大转化温度/K
⁴ He	45	氩 Ar	794
He	205	氧 O ₂	761
氮 Ne	250	甲烷 CH ₄	909
氮 N ₂	621	CO ₂	1500
空气	603	氨 NH ₃	1994
CO	652		

表 1-1 列出了一部分气体的最高转化温度,原则上可以分成两类,第一类是最

高转化温度高于环境温度；第二类是最高转化温度低于环境温度，如氮、氢、氨。第一类气体是可以单独用焦耳-汤姆逊效应来液化，而第二类气体不能单独用焦耳-汤姆逊效应来液化，必须另外使用膨胀机或通过预冷来降低节流前的温度，这样才能得到液体产品。

1.1.2.2 绝热膨胀

气体绝热膨胀通常是用膨胀机来实现。在理想情况下，膨胀是可逆和绝热的，因此该膨胀过程是等熵的。气体等熵膨胀时，压力的微小变化所引起的温度变化称为微分等熵效应 μ_s ，即

$$\mu_s = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_s \quad (1-57)$$

利用焓的特性式

$$dh = C_p dT - \left[T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v \right] dp$$

可以导出

$$dq = dh - v dp = C_p dT - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p dp$$

$$ds = \frac{dq}{T} = C_p \frac{dT}{T} - \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p dp$$

对于等熵过程， $ds=0$ ，有

$$\mu_s = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_s = \frac{T}{C_p} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \quad (1-58)$$

由式(1-58)可知，对于气体总是 $\left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p > 0$ ($\mu_s > 0$)，因此气体等熵膨胀时温度总是降低的，产生冷效应。其原因在于：在膨胀过程中输出外功及膨胀后气体的内位能增大，这些能量都是靠内动能的降低来提供，因此气体的温度总是下降的。

对于理想气体，由状态方程可得

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = \frac{R}{p} \quad \mu_s = \frac{R}{C_p} \cdot \frac{T}{p}$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_s = \frac{R}{C_p} \cdot \frac{T}{p}$$

$$\int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{T} = \int_{p_1}^{p_2} \frac{R}{C_p} \frac{dp}{p}$$

由于

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (1-59)$$

所以

$$\Delta T_s = T_1 - T_2 = T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (1-60)$$

式中, γ 为气体的绝热指数。从式(1-60)中可以看出, 等熵膨胀过程的温差, 不但随着膨胀压力比 p_1/p_2 的增大而增大, 而且还随初温 T_1 的提高而增大。因此, 为了增大等熵膨胀的温降, 可以提高初温及增大膨胀比。

1.1.2.3 绝热放气

为便于分析, 见图 1-13 所示, 有一个容器, 内充高压气体, 状态参数为 p_1, T_1 , 设有一活塞将气体分成两部分, 右侧部分在放气过程中全部放出, 左侧部分在放气结束后将占据整个容器, 当压力降到 p_2 时, 温度降为 T_2 。考虑两种极限情况分析。

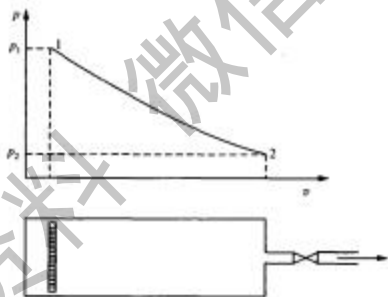


图 1-13 绝热放气过程图

1) 假定放气过程进行得很慢, 活塞左侧的气体始终处于平衡状态, 将按等熵过程膨胀, 所以 $T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$ 。在这种情况下, 活塞左侧气体所作功是按其本身压力计算, 因而对外作功最大, 温降也最大。

2) 设想在阀门打开后活塞右侧的气体立即从 p_1 降到 p_2 , 因而当活塞左侧的

气体膨胀时只针对一个恒定不变的压力 p_2 做功, 对外做功最小, 温降也最小, 1kg 气体做功为

$$w = p_2(v_2 - v_1)$$

$$\Delta u = u_2 - u_1 = -w = -p_2(v_2 - v_1)$$

针对理想气体 $u_2 - u_1 = c_v(T_2 - T_1)$, $p_2 v_2 = RT$ 及 $c_v = \frac{R}{\gamma - 1}$, 代入上式可得

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{p_2}{p_1} + \frac{1}{\gamma} \quad (1-61)$$

$$\Delta T = T_1 - T_2 = \frac{\gamma - 1}{\gamma} T_1 \left(1 - \frac{p_2}{p_1}\right) \quad (1-62)$$

上述两种情况下温度与压力的变化关系见图 1-14 所示。实际的放气过程总是介于上述两种极限情况之间, 因而它的温度是介于图 1-14 中两条曲线之间。过程进行得越慢, 愈接近等熵膨胀过程。

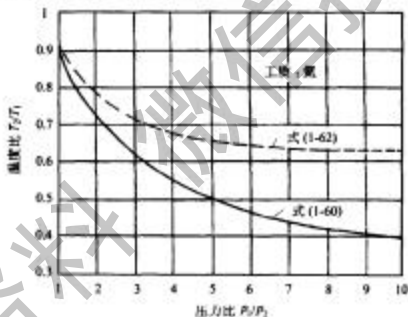


图 1-14 放气过程中温度与压力的变化关系图

从上述两种极限情况的分析, 可以得出如下两个结论。

1) 气体的绝热指数越大, 则温比 T_2/T_1 (当 p_2/p_1 一定时) 就越小, 温降越大, 因此用单原子气体可以获得较大的温降。

2) 从图 1-14 可以看出, 随压比 p_1/p_2 的增大, 温度比 T_2/T_1 减少得越来越慢, 因此从经济考虑, 单级压比不宜过大, 一般取 3~5。

1.1.2.4 低温气体制冷的热力学基础

1.1.2.4.1 热力理想等温源系统

热力理想系统是比较不同的实际制冷系统时的基准,但在制冷机中有两种低温源。假如用液体蒸发的办法来冷却,就制冷剂的蒸发器而言,能量是以等温的方式加入制冷剂的。另外,我们可使用像氮(在其液化前已经相当冷)这样的低温气体来冷却,能量即以等压的方式(对制冷剂来说)加入而不用液化气体,所以我们必须对等温源制冷机和等压源制冷机加以区分。放热的热源通常是大气环境,因而,在两种情况中我们都有等温热源,“冷源”这个字眼意为制冷机的热源,即需冷却的空间,“热源”则指的是制冷机放热的对象。

等温源卡诺制冷机的制冷系数可以表征为制冷循环 ϵ_c 和热泵循环 ϵ_h , 分别由式(1-37)和式(1-38)表示。

我们看到卡诺系统的性能系数与制冷剂无关。也就是说,在相同的温限下,不论是氮气、液氮还是液氢作为制冷剂,制冷系数都是相同的。

热力学第二定律的推论之一是:没有一个制冷系统的制冷系数可大于相同温限下工作的卡诺制冷机,否则就可以制造第二类永动机。要达到相同的制冷效应,所有实际的制冷机都要比卡诺制冷机花费更多的功。环境热源温度 300K 下,不同冷源温度下的性能系数如表 1-2 所示。从表 1-2 可以看出,当冷源温度降低时,要得到相同的制冷量,所需的功在增大。甚至对于热力理想制冷机而言,要维持非常低温度也需大量的耗功。低温工程之为维持低温需付出昂贵的代价,温度愈低时愈加昂贵。

表 1-2 卡诺制冷机在 300K 和低温 T_c 时的性能系数 COP

冷源温度/K	$COP_c = -Q_c/W_{in}$	$-W_{in}/Q_c$
111.7	0.5932	1.686
77.4	0.3477	2.876
20.3	0.072 58	13.778
4.2	0.014 20	70.43
1.0	0.003 344	299.0
0.1	0.000 333 4	2999.0
0.01	0.000 033 3	29 999.0

1.1.2.4.2 热力理想等压源系统

在工质未冷凝的气体制冷机系统中,吸热过程是变温的,而不像在卡诺制冷机中那样在等温下吸热。这样,实际系统与卡诺系统比较是不公平的,因为实际系统

的冷源温度不是恒定的。热力理想等压制冷循环的温熵图如图 1-15 所示,这是定压吸热的实际系统所必须参照的理想循环。

假设热源温度(通常是环境温度)为 T_0 ,冷源最低温度为 T_1 ,冷源最高温度为 T_2 ,制冷剂在 T_1 和 T_2 之间可逆等压吸热,放热过程是可逆等温过程,那么,系统放热量为

$$Q_1 = mT_0(s_4 - s_3) = -mT_0(s_2 - s_1) \quad (1-63)$$

因为吸热过程是等压过程,从而冷源吸热量为

$$\begin{aligned} Q_0 &= \int_1^2 mT ds \\ &= m \int_1^2 (dh - v dp) = m(h_2 - h_1) \end{aligned} \quad (1-64)$$

将热力学第一定律应用于整个循环,净功等于净热,即

$$W_{in} = Q_{in} = Q_1 + Q_0 = -m[T_0(s_2 - s_1) - (h_2 - h_1)] \quad (1-65)$$

利用性能系数的定义式,对理想等压源制冷机而言,COP 表达式为

$$COP_1 = \frac{-Q_0}{W_{in}} = \frac{h_2 - h_1}{T_0(s_2 - s_1) - (h_2 - h_1)} \quad (1-66)$$

方程(1-66)对任何工质适用。但是对许多气体制冷机而言,压力足够低时,工质气体可近似为理想气体。理想气体焓差为

$$h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1) \quad (1-67)$$

在等压过程中,理想气体的熵差为

$$s_2 - s_1 = c_p \ln(T_2/T_1) - R \ln(p_2/p_1) = c_p \ln(T_2/T_1) \quad (1-68)$$

代入方程(1-66),得到具有定压比热容的理想气体所适用的下列表达式

$$COP_1 = \frac{T_2 - T_1}{T_0 \ln(T_2/T_1) - (T_2 - T_1)} \quad (1-69)$$

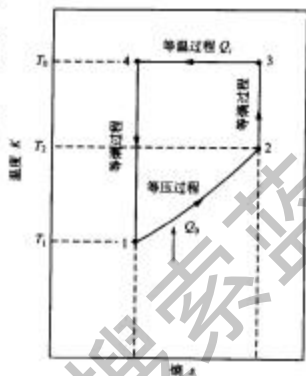


图 1-15 可逆等压源制冷循环图

若以温度比 T_2/T_1 和 T_0/T_1 表示,则可写为

$$\text{COP}_i = \frac{(T_2/T_1) - 1}{(T_0/T_1) \ln(T_2/T_1) - (T_2/T_1) + 1} \quad (1-70)$$

由方程(1-70), COP 与用做制冷剂的理想气体无关。COP, 仅与最高冷源温度与最低冷源温度之比和热源温度与最低冷源温度之比有关。方程(1-70)可图示于图 1-16 中。若 T_2/T_1 趋近于 1, 方程(1-70)变为卡诺制冷机的 COP, 表达式。

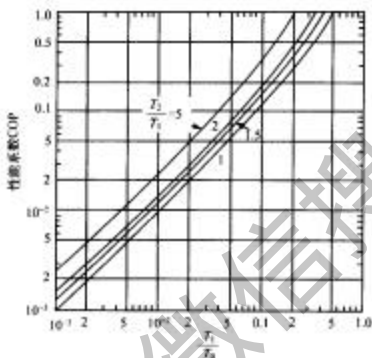


图 1-16 理想等压源制冷机的性能系数与温度比的关系曲线图
 T_0 是高温热源温度; T_1 和 T_2 分别是低温热源的最高和最低温度

1.1.3 制冷与低温温区的划分

1.1.3.1 制冷与低温温区的划分

制冷作为一门学科和技术是指用人工的方法在一定时间和一定空间内对某物体或对象进行冷却,使其温度降到环境温度以下。这里所说的“冷”是相对于环境温度而言的。灼热的铁块放在空气中,通过辐射和对流向环境传热,逐渐冷却到环境温度,是一种自发的传热降温,不属于制冷。在炎热的夏季,气温高达 35°C ,要使房间温度维持在 25°C 左右,就须采用制冷技术进行空气调节;在室温为 25°C 的情况下,要使电冰箱冷冻室内食品保持在 -18°C ,也同样需要采用制冷技术。

只有通过一定的方式将物体冷却到环境温度以下才称为制冷。为了降低房间的温度,最开始人们采用搬进一些冰,靠冰的融化吸热来降低室温,但这不能形成

降温;并让制冷剂从被冷却对象中吸热,达到对象被冷却降温的目的。

制冷的温度范围是从环境温度开始,一直可达接近绝对零度,即 0K。人们习惯于把较低温度称为低温。制冷(refrigeration)与低温(cryogenics)并没有明确的温区的划分界限。根据研究对象和人们习惯的不同,可以有不同的温区划分。例如对于空气调节(air conditioning)来说,0℃就可称为低温;对食品冷冻来说,[-30)~(-60)]℃可称为低温(图 1-17)。

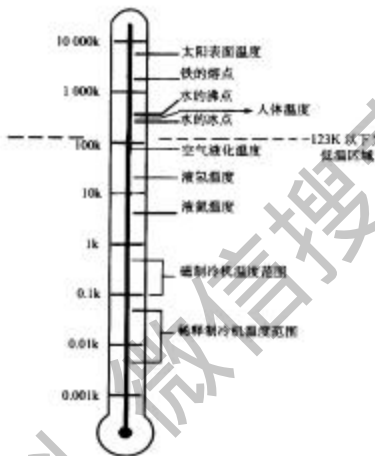


图 1-17 低温温度范围图

“冷”是相对于环境温度而言的,它一般是指环境温度至绝对零度(0K, -273.15℃)的温度范围。为了区别制冷温度的高低,制冷与低温往往通过 123K 来分界,123K 以上属于制冷温区,123K 以下则属于低温温区。制冷温区往往通过单级、多级或复叠式蒸汽压缩式循环制冷来达到,而低温温区则往往通过低温气体工质(甲烷、氧气、氮气、氢气、氦气)的节流/膨胀或通过磁性材料的绝热去磁来实现,为了实现低温制冷,系统中一般还需要回热器。

在制冷与低温工程领域,人们关心的是发展和改善制冷与低温技术、过程和 设备,使制冷与低温原理、过程或系统在其他领域获得广泛应用。

1.1.3.2 制冷与低温技术的发展历史

1.1.3.2.1 制冷技术的发展历史

制冷技术可追溯到人类最早将冬季自然界的天然冰雪保存到夏季使用,这在我国、埃及和希腊等文明古国的历史上都有记载。

人工制冷的方法是随着工业革命而开始的。1748年英国柯伦证明了乙醚在真空中蒸发时会产生制冷效应。1755年,苏格兰人 W. Callen 发明了第一台蒸发式制冷机;1781年,意大利人凯弗罗进行了乙醚蒸发制冷实验;1834年,美国人 J. Perkins 获得了乙醚在封闭循环中膨胀制冷的英国专利,并制得了冰;1856年,苏格兰人 J. Harrison 发明了压缩式制冷机,采用二氧化碳、二氧化硫、氨、氟甲烷作为制冷剂;1859年,法国人 F. Galtie 发明氨吸收式制冷机;1873年,美国人 D. Byok 制造了第一台氨压缩机;次年,德国林德建成了第一个氨压缩式制冷系统。此后,氨压缩式制冷机在工业上获得普遍应用。直至1929年氟利昂发现之后,氟利昂压缩式制冷机才快速发展起来,并在应用中超过了氨制冷机。

空气制冷机的发明比蒸气压缩式制冷机稍晚。1844年,美国人 J. Gorrie 发明了空气循环式制冷机,并于1851年获得美国专利,这是世界第一台制冷和空调用机器。1862年,英国基尔克发明了封闭循环的空气制冷机,并获英国专利。

1858年,美国人尼斯取得了冷库设计的第一个美国专利,从此商用食品冷藏事业开始发展。

由于制冷技术的发展和在工业生产中的应用,各发达国家率先建立本领域的学术组织。1888年,英国成立了英国冷库和冰协会;1891年,美国成立了美国冷藏库协会;1900年,法国成立了法国和殖民地冷藏工业理事会;1903年和1904年,美国先后成立了美国制冷设备制造协会和美国制冷工程师协会。在此基础上,国际制冷学会(International Institute of Refrigeration, IIR)于1908年在法国巴黎宣告成立。它是一个政府间的科技性国际组织,现在大约有60个国家会员。我国于1978年加入该会,为二级会员国。

在家用冰箱方面,世界上第一台电冰箱是由美国考布兰工程师于1918年设计的。自此之后,制冷技术在人民生活获得应用。空调技术的应用起始于1919年,美国芝加哥兴建了第一座空调电影院,次年开始在教堂配备空调。11年之后出现了舒适的空调火车。

随着制冷机型的不断发展,制冷工质的种类也逐渐增多。最早在压缩式制冷机中应用的制冷剂是空气、二氧化碳、乙醚。在吸收式制冷机中应用的是水和硫酸。以后渐渐在压缩式制冷机中应用氟甲烷、二氧化硫和氨等。1929年以后,随着氟利昂制冷剂的出现,制冷压缩机和制冷系统的种类也不断发展。

我国解放前制冷工业十分落后,基本上没有制造制冷机的能力。到1949年全

国解放时,全国冷库总容量只有 35 000t,相当于现在在一个城市的拥有容量。到第一个五年计划末期,全国制冷机制造厂发展到十几家,产品 30 多种。改革开放以来,我国的制冷技术获得迅猛发展,逐步形成门类齐全、基本满足国民经济发展的繁荣景象。

20 世纪 90 年代以来,我国的制冷空调工业发展迅猛。2001 年统计数字表明,空调器年产量达到了 2000 余万台,电冰箱社会拥有量达数千万台,制冷空调工业已成为国民经济中的重要支柱产业。随着家用电器的普及,人们开始追求快捷、方便、富有营养的食品。伴随着我国新型冻结设备的发展,全国冷冻食品的年产量已达 100 多万 t。21 世纪的中国已成为制冷空调业的制造大国,目前正在向制造强国而奋进。

1.1.3.2.2 低温技术的发展历史

公元 1726 年, Jonathan Swift 在《格利佛游记》中他的 Lagado 神学院之行时说:他(神学院画家)告诉我们他绞尽脑汁改善人类生活已经 30 年了。他有两间充满稀奇古怪东西的房间,有 50 个人在工作。一些人把空气压缩冷凝成一种干而有形的物质,方法是抽取硝酸钾,并过滤这种含水的流态物质。

在《格利佛游记》出版的年代,空气被认为是一种“永久”气体。由此可见,Swift 在空气液化实现前 150 年就预见了一种方法。

19 世纪 40 年代,在一次减轻病人痛苦的尝试中,美国佛罗里达州的一位科学家 John Gorrie 博士发明了一种能制冰的膨胀机。尽管 Gorrie 的膨胀机仅被用做病房空调对空气降温而非低温系统的一部分,但如今大多数大规模空气液化系统仍运用相同的原理,即通过一输出功装置,如膨胀机或膨胀透平来膨胀空气,吸收空气能量来液化空气。

直到 1877 年,一种“永久”气体首先被液化。法国矿业工程师 Louis Paul Cailletet 在容器中充满 30MPa 左右的氧气,然后预冷并打开阀门放气,让气体迅速膨胀,终于得到雾状的液氧滴。几乎同一时间,瑞士物理学家 Raoul Pictet 使用复叠过程成功地制取了液氧。

在 19 世纪 80 年代初期,第一批低温物理实验室之一——波兰 Cracow 大学实验室由 Szygmunt Von Wroblewski 和 K. Olszewski 建成。1883 年 4 月,他们获得了足够的液氧,让它们在试管内稳定地沸腾,并研究它们的性能。过了一段时间,他们又液化了氮气。在成功地制取了液氧和液氮后, Wroblewski 和 Olszewski 分别独立工作,想用 Cailletet 膨胀技术来液化氢气。 Wroblewski 在毛细管中预冷氢气至液氧温度,然后突然从 10MPa 膨胀到 0.1MPa,他于 1884 年获得雾状液滴,但不能得到液态的氢。

Cracow 大学实验室的波兰科学家主要对确定液化气体的物理性质感兴趣,然而环境漏热这一总是存在的问题困扰着早期的研究人员,因为低温液体只能保存

很短的时间就汽化。为了改进这种状况，Craew 成功了一种先进的实验技术：保存低温液体的试管四周包有一系列同心管，其一端封闭。液体蒸汽进入管子的环形空间，吸收了外界漏进来的热量，这种“蒸汽屏”的概念至今仍用在长期储存液氮的高性能绝热容器上。

1892 年，低温液体的保存技术获得了大的突破：伦敦皇家研究院的化学教授 James Dewar 成功地用真空夹层容器来保存低温液体。Dewar 发现，使用内表面镀银的玻璃夹套容器能使液体的蒸发率比一般容器降低 30%。这种简单的容器在氢与氮的液化中起了重要的作用。1898 年 5 月，Dewar 在真空绝热试管中得到了 20mL 稳态的液氢，而不是雾状物。

1895 年低温技术又出现了两大突破。Carvon Linde (他于 1879 年建立了 Linde 冰机公司)在德国申请了一项液化空气的专利。尽管 Linde 不是最早液化空气的人，但他是最早认识到气体液化的工业应用价值并付诸实践的人之一。如今，Linde 公司已低温工程行业的先导者之一。

经过 10 年的低温研究，Heike Kamerlingh Onnes 于 1895 年在荷兰莱顿大学建立了物理实验室。Onnes 于 1908 年最先液化了氮气，这得归功于他的实验技巧和精心计划。他用加热印度独居石的方法得到仅仅 360L 氮气但他在第一次实验中就得到了 60mL 液氮。1910 年 Onnes 在一次不成功的固化液氮的实验中(通过液氮容器减压)得到了 1.04K 的温度。

Leiden 实验室的物理学家感兴趣的是研究材料在低温下的性质并验证那些在常温下有效的自然原理在低温下是否有效。1911 年，正当 Onnes 检查液氮温度下固体电阻的各种理论时，他发现实验所用水银线电阻突然降为零。这件事标志超导电性——这一现今许多新颖装置的基础首次被发现。

1902 年，Georges Claude，一位法国工程师发明了一个实用的空气液化系统，该系统通过使用膨胀机得到了大量的冷效应。Claude 的第一台机器是使用皮革密封的往复式机器，这实际上是蒸汽机的简单改型。就在这年，Claude 创建了法国空气液化公司来生产他的系统。

尽管低温工程在美国被认为是比较新的领域，但美国工业早在本世纪初就开始应用液化气体。1907 年，Linde 在美国建立了第一个空气液化工厂，第一个由美国人建造的空气液化工厂于 1907 年竣工。1916 年在俄亥俄州的 Cleveland，Linde 公司投入使用了第一台商业供氮系统。1917 年，矿业局与 Linde 公司、空气产品公司、Jefferies - Norton 公司一起建了 3 个实验工厂，从得克萨斯州 Clay 郡的天然气中制取氮。这些氮气供第一次世界大战中的飞船使用。尽管 Claude 公司自从 1907 年起就在法国批量产氮，但到了 1922 年美国才开始商业供氮。

1926 年 3 月 16 日，在马萨诸塞州 Auburn 附近的一个农场，R. H. Goddard 博士成功地进行了世界上第一次用液氧推进剂的火箭飞行，这次飞行持续了仅仅两秒半钟，火箭最大速度仅 22m/s。20 世纪 30 年代初，Goddard 博士继续他的工作，到

1941年,他的低温火箭达到了一个相当完美的程度。事实上,Godard火箭系统的许多装置后来被用在德国的V-2武器系统上。

同一年(1926年),William Francis Giauque和Peter Debye分别提出了绝热去磁方法能达到超低温(小于0.1K)的想法。但直到1933年,Berkley大学的Giauque和Macedougall,Leiden大学的Dehaas,Wiensma和Krumens才运用这个技术达到0.3K到0.09K的温度。

早在1898年,Dewar就测试通过真空粉末的热传递。1910年,Smoluchowski公布了绝热方法上的一个重大改善,即使用真空粉末来绝热。1937年在美国,真空粉末绝热被首次应用在低温液体的球形储罐中。两年后,第一台使用真空粉末绝热的铁路槽车被用来运输液氧。

1942年,在Dr. Walter Dornberger的指导下,德国V-2武器在Peenemunde试验成功,全世界开始意识到低温技术的军事应用。V-2火箭是最早的大型实用的低温液体推进剂火箭。它由液氧和一种75%乙醇、25%水的混合物提供动力。

大约于1947年,麻省理工学院机械工程的Samuel C. Collins博士发明了一种有效的液氮实验室装置。这件事标志着液氮温度能简单且相当经济地获得的时代的开始。由Arthur D. Little公司销售的Collins氮恒温箱是一个真正安全经济的液氮系统,它能保持在环境温度与2K之间的任何温度上。

早在1956年,液氮技术大量积累的时候,Pratt和Whitney飞行器公司被授权为美国空间项目研制液氧燃烧的火箭发动机。第二年,Atlas ICBM就研制成功。Atlas由一种液氧RP1混合物提供动力,在海平面的推力达1.7MN。1961年10月27日,在肯尼迪航天中心,土星飞行器被首次试验。土星-V号是第一个使用液氧液氮混合推进剂的空间飞行器。

1966年,Hall,Ford,Thompson在曼彻斯特,Neganov,Borisov,Liburg在莫斯科分别成功地用 ^3He - ^4He 稀释制冷机成功地得到了0.1K以下的持续低温。这种新的制冷技术在1951年由H. London建议。稀释制冷机与磁制冷机相比有某些长处,因为绝热去磁原理制冷只能得到0.01K至0.1K范围的温度。因此在稀释制冷机的研制和改进上有较多的研究。

1969年,英国国际研究发展公司制成了一台3250马力、200rad/min的超导电机。1972年该公司在一条船上安装了一台超导电机来用做电力推进系统。

1987年,诞生的氧化物高温超导体由德国米勒和贝德诺茨博士最先发现,随即引发了全球性的高温超导体研究热潮。中国科学家赵忠贤在该研究领域有巨大影响。

1990年,由我国朱绍伟博士等所报道的有关双向进气型脉冲管制冷机受到了全世界低温制冷机领域研究人员的普遍关注,现在各种成功的脉冲管低温制冷机实例大多以此为基础。脉冲管制冷是Gifford于1963年提出的,1984年由Mikulin添加小孔并成为小孔型脉冲管制冷,由于其性能大为改善才受到重视。直到1990

年以后,由于双向进气的进一步发展,它才成为低温工程领域跨世纪的热门课题。到了21世纪初,利用双级脉冲管制冷,已成功实施了氮的液化,此外热声制冷也获得了工业化应用。

我国的低温研究工作是从20世纪50年代开始的。1953年,中国科学院物理研究所低温物理研究室成立,开始进行氢、氮液化设备的建立,1956年和1959年分别建成氢液化器和氮液化器。60年代以后,采用活塞式膨胀机的氮液化器在国内实验室得以应用,为超导技术研究提供了基础。

为了发展核能与火箭技术的需要,当时的化工部、航天部在20世纪60年代开始了大规模液氢生产和应用技术的研究。1966年,大连光明化工研究所等建成液氢精馏制取氢-氦(HD)实验装置。1971年,航天部建成1000t/h氢液化器,有关火箭发动机的液氢技术研究全面展开。日产吨级液氢装置投产,实现了液氢的公路和铁路槽车运输。同时,航天部物理所建成带20K温度氮板超高真空泵的第一台大型真空环境模拟设备。1984年,我国第一颗通信卫星用长征三号运载火箭发射成功。

我国从1951年开始自行设计和试制空气分离及液化设备,到1983年共生产了近4000套空气分离及液化设备。1960年杭州制氧机研究所成立,杭州制氧机厂在1966年开始生产6000m³/h全低压空气分离设备,自行设计的大型空分设备10000m³/h于1988年投入运转,随后实现5种稀有气体的提取。1993年,开封空分设备厂与美国空气制品公司合作制造大型制氧机,30000m³/h和35000m³/h空分设备分别在宝钢和鞍钢运转成功。

我国在小型制冷机技术领域的研究比较活跃。早在20世纪70年代,我国早期的卫星通信地面站采用了G-M制冷机冷却低噪声放大器。70年代开始,用气体节流制冷器冷却红外器件,氮节流制冷器用于航空红外照相机的冷却。80年代末,上海技术物理所等研制的辐射制冷器用于风云一号气象卫星的红外遥感系统中,这是我国首次在卫星上使用低温制冷器。近年来,许多单位在分置式斯特林制冷机、采用磁性蓄冷材料的G-M制冷机及脉管制冷机的研究取得了进展。这些制冷机的应用范围,包括高技术领域和更广泛的用途,温度范围可覆盖从低于室温至极低温。

经过最近几十年的迅速发展,中国的制冷与低温技术已日趋成熟,已形成一门独立的具有强大生命力,并正在为人类造福的技术学科。制冷与低温技术与其他科学技术之间相互关联,相互渗透,相互促进,已形成了不少边缘科学,如低温电子学,低温生物医学等。这门科学技术已广泛的应用于工农业各个部门及一切科学领域(表1-3)。

表 1-3 制冷与低温技术的应用

科学技术领域	应用实例
能源	低温输电, 超导电缆输电, 磁流体发电, 超导储能, 超导发电机及电动机, 受控热核反应, 液化天然气及液氢燃料生产、储运等
资源开发	超导选矿, 低温破碎, 低温粉碎, 资源勘探等
空间技术	火箭推进技术, 辐射屏蔽, 氢-氧燃料电池, 宇航员及生命呼吸气, 空间环境模拟等
真空技术	超高真空, 冷黑空间模拟, 薄膜技术(真空镀膜)等
电讯与电子计算机	宇宙通讯, 移动通信基站, 超导高速计算机等
计量检测技术	超高灵敏度的检测器, 红外探测器, 标准计测器(电流、磁场、电压等), 激光器等
冶金	纯氧炼钢, 金属冷处理, 有色金属冶金保护气等
机械	超导磁体, 高速气体轴承, 超导直线加速器等
化工	高能燃料(液氢, 液氧), 重氢提取, 稀有气体提取, 氢原子保护与利用, 各种气体分离等
交通运输	超高速列车的超导磁悬浮装置, 低温液化气体的储运等
食品	水产品, 畜产品, 蔬菜、水果等快速冷冻储存等
畜牧业	良种牲畜精液低温储存(人工繁殖)等
医疗卫生	低温治疗, 低温储存, 心脑仪, 脑磁仪, π 介子探测, 超导核磁共振仪, 低温生物医学研究等
环境保护	污水、重金属污染物的分离, 低温脱硝, 废物资的低能粉碎再利用, 低温冻结干燥等
原子能利用	H^3 的提取, 反应堆材料低温辐照试验, 低温吸附与液化精馏法回收反应堆裂变气, 重氢的低温精馏提取等
基础理论研究	高能物理加速器, 量子准晶, 超导与超流理论, 等离子体物理, 凝聚态物理, 超低温的获得, 自由基化学反应机制等

1.2 制冷与低温工质

1.2.1 制冷剂的发展、应用与选用原则

制冷剂是制冷机中的工作介质, 它在制冷机系统中循环流动, 通过自身热力状态的变化与外界发生能量交换, 从而实现制冷的目的。

蒸气制冷机中的制冷剂在低温下汽化, 从低温热源中吸取热量, 再在高温下凝结, 向高温热源排放热量, 所以只有在工作温度范围内能够汽化和凝结的物质才有可能作为制冷剂使用。多数制冷剂在大气压力和环境温度下呈气态。

乙醚是最早使用的制冷剂。它易燃、易爆, 标准蒸发温度(沸点)为 34.5°C 。用乙醚制取低温时, 蒸发压力低于大气压。1866 年, 威德豪森(Windhausen)提出使用 CO_2 做制冷剂。1870 年, 卡尔·林德(Carl Linde)对使用 NH_3 做制冷剂做出了贡

献,从此大型制冷机中广泛采用 NH_3 为工质。1874 年,拉乌尔·皮克特(Raul Pictel)采用 SO_2 做制冷剂。 SO_2 和 CO_2 在历史上曾经是比较重要的制冷剂, SO_2 沸点为 -10°C ,毒性大,它作为重要的制冷剂曾有 60 年之久的历史,后逐渐被淘汰, CO_2 的特点是在使用温度范围内压力特别高(如常温下冷凝压力高达 8MPa),致使机器极为笨重,但 CO_2 无毒,使用安全,所以曾在船用冷藏装置中做制冷剂,此历史也延续了 50 年之久,直到 1955 年才被氟利昂所取代。

作为制冷剂应该符合如下几个方面的要求。

1.2.1.1 热力学性质方面

1) 在工作温度范围内有合适的压力和压力比。即希望蒸发压力不低于大气压力,避免制冷系统的低压部分出现负压;冷凝压力不要过高,以免设备过分笨重;冷凝压力与蒸发压力之比也不宜过大,以免压缩终了的温度过高或使活塞式压缩机的输气系数过低。

2) 通常希望单位制冷量 q_0 和单位容积制冷量 q_v 比较大。因为对于总制冷量一定的装置, q_0 大可减少制冷剂的循环量; q_v 大可减少压缩机的输气量,故可缩小压缩机的尺寸。这对大型制冷装置是有意义的。但对于离心式压缩机,尺寸过小会带来制造上的困难,因此应当采用 q_0 和 q_v 稍小的制冷剂。

3) 比功 w 和单位容积压缩功 w_v 小,循环效率高。

4) 等熵压缩的终了温度 t_2 不能太高,以免润滑条件恶化(润滑油黏性下降、结焦)或制冷剂自身在高温下分解。

1.2.1.2 迁移性质方面

1) 黏度、密度尽量小,这样可减少制冷剂在系统中的流动阻力及制冷剂的充注量。

2) 导热系数大,这样可以提高热交换设备(如蒸发器、冷凝器、回热器……)的传热系数,减少传热面积,使系统结构紧凑。

1.2.1.3 物理化学性质方面

1) 无毒、不燃烧、不爆炸、使用安全。

2) 化学稳定性和热稳定性好,制冷剂要经得起蒸发和冷凝的循环变化,使用中不变质,不与润滑油反应,不腐蚀制冷机构件,在压缩终了的高温下不分解。

3) 对大气环境无破坏作用,即不破坏臭氧层,没有温室效应。

1.2.1.4 其他

原料来源充足,制造工艺简单,价格便宜。

1.2.2 制冷剂命名

制冷剂按其化学组成主要有三类。

无机物： NH_3 、 CO_2 和 H_2O 等。

氟利昂：二氟二氯甲烷(R12)、四氟乙烷(R134a)、二氟一氯甲烷(R22)、一氟三氯甲烷(R11)、三氟二氯乙烷(R123)、四氟二氯乙烷(R114)等。

碳氢化合物：甲烷、乙烷、丙烷、异丁烷、乙烯、丙烯等。

此外，某些环烷烃的卤代物、链烯烃的卤代物也可作为制冷剂使用，如八氟环丁烷、二氟二氯乙烯等，但使用范围远不如上述三类广泛。

上述三类制冷剂中，氟利昂属于人工合成制冷剂，其余为自然制冷剂。

为了书写方便，国际上统一规定用字母“R”和它后面的一组数字或字母作为制冷剂的简写符号。字母“R”表示制冷剂，后面的数字或字母则根据制冷剂的分子组成按一定的规则编写。编写规则为如下。

1.2.2.1 无机化合物

无机化合物的简写符号规定为 $\text{R}() ()$ 。括号中填入的数字是该无机物分子量的整数部分。例如：

NH_3 、 H_2O 、 CO_2

相对分子质量的整数部分分别为 17, 18, 44。

符号表示 R717, R718, R744。

1.2.2.2 氟利昂和烷烃类

烷烃类化合物的分子通式为 $\text{C}_m\text{H}_{2m+2}$ ；氟利昂的分子通式为 $\text{C}_m\text{H}_x\text{F}_y\text{Cl}_z\text{Br}_w$ ($n = x + y + z + w = 2m + 2$)；它们的简写符号规定为 $\text{R}(m-1)(n+1)(x)B(x)$ ，数值为零时省去不写，同分异构体则在其最后加小写英文字母以示区别。表 1-4 为一些制冷剂的符号举例。

表 1-4 制冷剂符号举例

化合物名称	分子式	m, n, x, z 的值	简写符号
一氟三氯甲烷	CFCl_3	$m=1, n=0, x=1$	R11
二氟二氯甲烷	CF_2Cl_2	$m=1, n=0, x=2$	R12
三氟一溴甲烷	CF_3Br	$m=1, n=0, x=3, z=1$	R13B1
二氟一氯甲烷	CHF_2Cl	$m=1, n=1, x=2$	R22
二氟甲烷	CH_2F_2	$m=1, n=2, x=2$	R32
甲烷	CH_4	$m=1, n=4, x=0$	R50
三氟二氯乙烷	$\text{C}_2\text{HF}_5\text{Cl}_2$	$m=2, n=1, x=3$	R123

续表

化合物名称	分子式	m, n, x, z 的值	简写符号
五氟乙烷	C ₂ HF ₅	m = 2, n = 1, x = 5	R125
四氟乙烷	C ₂ H ₂ F ₄	m = 2, n = 2, x = 4	R134a
乙烷	C ₂ H ₆	m = 2, n = 6, x = 0	R130
丙烷	C ₃ H ₈	m = 3, n = 8, x = 0	R290

值得指出的是,正丁烷和异丁烷例外。它们分别用 R600 和 R600a(或 R601)表示。

1.2.2.3 非共沸混合工质

非共沸混合工质的简写符号为 R4() ()。括号中的数字为该工质命名的先后顺序号,从 00 开始。若构成非共沸混合工质的纯物质种类相同,但成分含量不同,则分别在最后加上大写英文字母以示区别。例如,最早命名的非共沸混合工质写作 R400,以后命名的按先后次序分别用 R401、R402、…、R407A、R407B、R407C 等表示。

1.2.2.4 共沸混合工质

共沸混合工质的简写符号为 R5() ()。括号中的数字为该工质命名的先后顺序号,从 00 开始。例如,最早命名的共沸工质写作 R500,以后命名的按先后次序分别用 R501、R502、…、R507 表示。

表 1-5 制冷剂的标准符号表示

代号	化学名称	分子式	代号	化学名称	分子式
	氟利昂		R405A	R22/152a/142b/C318 (45/7/5, 5/42, 5)	
R10	四氯化碳	CCl ₄	R406A	R22/600a/142b(55/6/41)	
R11	一氟二氯甲烷	CFCl ₂	R407A	R32/125/134a(20/40/40)	
R12	二氟二氯甲烷	CF ₂ Cl ₂	R407B	R32/125/134a(10/70/20)	
R13	三氟一氯甲烷	CF ₃ Cl	R407C	R32/125/134a(23/25/52)	
R13B1	三氟一溴甲烷	CF ₃ Br	R408A	R125/R143a/22(7/46/47)	
R14	四氟化碳	CF ₄	R409A	R22/124/142b(60/25/15)	
R20	氯仿	CHCl ₃	R410A	R32/125(50/50)	
R21	一氟二氯甲烷	CHFC1 ₂	R411A	R1270/22/152a(1, 5/87, 5/11)	
R22	二氟一氯甲烷	CHF ₂ Cl	R411B	R1270/22/152a(3/94/3)	
R23	三氟甲烷	CHF ₃		共沸混合工质	
R30	二氯甲烷	CH ₂ Cl ₂	R500	R12/152a(73, 8/26, 2)	
R31	一氟一氯甲烷	CH ₂ FC1	R501	R22/12(75/25)	

续表

代号	化学名称	分子式	代号	化学名称	分子式
R32	二氟甲烷	CH ₂ F ₂	R502	R22/115(48.8/51.2)	
R40	氯甲烷	CH ₃ Cl	R503	R23/13(40.1/59.9)	
R41	氟甲烷	CH ₃ F	R504	R32/115(48.2/51.8)	
R50 ¹	甲烷	CH ₄	R505	R12/31(78.0/22.0)	
R110	六氟乙烷	CF ₃ CF ₃	R506	R31/114(55.1/44.9)	
R111	一氟五氯乙烷	CCl ₂ CFCl ₂	R507	R125/143a(50.0/50.0)	
R112	二氟四氯乙烷	CFC ₂ CFC ₂		碳氢化合物	
R112 ²	二氟四氯乙烷	CF ₂ ClCCl ₂	R50	甲烷	CH ₄
R113	三氟三氯乙烷	CF ₂ ClCFC ₂	R170	乙烷	CH ₃ CH ₃
R113 ¹	三氟三氯乙烷	CCl ₂ CF ₃	R290	丙烷	CH ₃ CH ₂ CH ₃
R114	四氟二氯乙烷	CFC ₂ CF ₂	R600	丁烷	CH ₃ CH ₂ CH ₂ CH ₃
R114 ¹	四氟二氯乙烷	CF ₂ ClCF ₂	R601	异丁烷	CH(CH ₃) ₂
R114B2	四氟二氯乙烷	CF ₂ BrCF ₂ Br	R1150 ²	乙烯	CH ₂ =CH ₂
R115	五氟一氯乙烷	CF ₂ COF ₂	R1270 ²	丙烯	CH ₂ CH=CH ₂
R116	六氟乙烷	CF ₃ CF ₃		有机氧化物	
R120	五氟乙烷	CHFCl ₂ CF ₃	R610	乙醚	C ₂ H ₅ OC ₂ H ₅
R123	三氟二氯乙烷	CHCl ₂ CF ₃	R611	甲酸甲酯	HCOOCH ₃
R124	四氟一氯乙烷	CHFClCF ₂		无机物	
R124 ¹	四氟一氯乙烷	CHF ₂ CF ₂ Cl	R702	氢(正氢和仲氢)	H ₂
R125	五氟乙烷	CHF ₂ CF ₃	R704	氦	He
R133 ¹	三氟一氯乙烷	CH ₂ ClCF ₃	R717	氮	NH ₃
R134 ¹	四氟乙烷	CH ₂ FCF ₂	R718	水	H ₂ O
R140 ¹	三氟乙烷	CH ₃ OCF ₃	R720	氖	Ne
R142 ¹	二氟一氯乙烷	CH ₂ CF ₂ Cl	R728	氩	Ar
R143 ¹	三氟乙烷	CH ₃ CF ₃	R729	空气	0.21O ₂ , 0.78N ₂ , 0.01Ar
R150 ¹	二氯乙烷	CH ₂ ClCH ₂	R732	氧	O ₂
R152 ¹	二氯乙烷	CH ₂ ClCF ₂	R740	氙	Xe
R160	氯乙烷	CH ₃ CH ₂ Cl	R744	二氧化碳	CO ₂
R170 ¹	乙烷	CH ₃ CH ₃	R744 ¹	一氧化二氮	N ₂ O
R218	八氟丙烷	CF ₃ CF ₂ CF ₃	R764	二氧化硫	SO ₂
R290 ¹	丙烷	CH ₃ CH ₂ CH ₃		脂肪族胺	
	环状有机物		R630	甲胺	CH ₃ NH ₂
R316	六氟二氯环丁烷	C ₄ F ₈ Cl ₂	R631	乙胺	C ₂ H ₅ NH ₂
R317	七氟一氯环丁烷	C ₄ F ₇ Cl		不饱和有机化合物	
R318	八氟环丁烷	C ₄ F ₈	R1112 ¹	二氟二氯乙烷	CF ₂ =CCl ₂
	非共沸混合工质		R1113	三氟一氯乙烷	CFC ₂ =CF ₂
R400	R22/114(80/20)		R1114	四氟乙烷	CF ₂ =CF ₂
R401A	R22/152a/124(53/13/34)		R1120	三氟乙烷	CHFCl=CCl ₂

续表

代号	化学名称	分子式	代号	化学名称	分子式
R401B	R22/152a/124(61/11/28)		R1130	二氟乙烯	$\text{CH}_2=\text{CHF}_2$
R401C	R22/152a/124(33/15/52)		R1132 ¹⁾	二氟乙烯	$\text{CH}_2=\text{CF}_2$
R402A	R125/290/22(60/2/38)		R1140	氟乙烯	$\text{CH}_2=\text{CHCl}$
R402B	R125/290/22(38/2/60)		R1141	氟乙烯	$\text{CH}_2=\text{CHF}$
R403A	R290/22/218(5/75/20)		R1150	乙烯	$\text{CH}_2=\text{CH}_2$
R403B	R290/22/218(5/96/39)		R1270	丙烯	$\text{CH}_2\text{CH}=\text{CH}_2$
R404A	R125/143a/134a(44/52/4)				

- 1) 甲烷、乙烷和丙烷按序号放在氟利昂类,但它们实际上属于碳氢化合物。
2) 乙烯、丙烯放在碳氢化合物里,但它们实际上属于不饱和有机物。

1.2.2.5 环烷烃、链烯烃及它们的卤代物

其简写符号规定:环烷烃及环烷烃的卤代物用字母“RC”开头,链烯烃及链烯烃的卤代物用字母“R1”开头,其后的数字排写规则与氟利昂及烷烃类符号表示中的数字排写规则相同。

此外,有机氧化物、脂肪族胺用 R6 开头,其后的数字是任选的。例如,乙醚为 R610,甲酸甲酯为 R611,甲胺为 R630,乙胺为 R631。详细可从表 1-5 中查出。

在臭氧层问题被提出来以后,为了能较简单地定性判别制冷剂对臭氧层的破坏能力,将氟氯烃类物质代号中的 R 改用字母 CFC,氢氟氯烃类物质代号中的 R 改用字母 HCFC,氢氟烃类物质代号中的 R 改用字母 HFC,碳氢化合物代号中的 R 改用字母 HC,等等,数字编号不变。例如, R12 改为 CFC12, R134a 改为 HFC134a。在本教材中如不另外说明,均采用 R 开头符号,而不用其他符号。

1.2.3 制冷剂的物理化学性质及其应用

在选用制冷剂时,除了要考虑热力学性质外,还需要考虑制冷剂的物理化学性质,如毒性、燃烧性、爆炸性、与金属材料的作用、与润滑油的作用、与大气环境的友好性等。有时这些因素可能是考虑选择制冷剂的主要因素。

1.2.3.1 安全性

安全性对操作人员是非常重要的,尤其是在制冷机昼夜连续运转的情况下。制冷剂的毒性、燃烧性和爆炸性都是评价制冷剂安全程度的性质,各国都规定了最低安全程度的标准,如 ANSI/ASHRAE 15—1992 等。

1.2.3.1.1 毒性

毒性通常是通过对动物的试验和对人的影响的资料来确定的。美国工业与环

境卫生专家大会用 TLVa(threshold limit values)指标作为毒性标准,美国社邦公司用 AEL(allowable exposure limit)指标作为毒性标准,这两个指标在数量上非常接近。它们都反映了人们在较长时间内接触制冷剂而不至于产生不良反应。如果这些指标的数值为 1000 或 1000 以上,相应单位为 ppm^①·h,则可认为这种制冷剂是无毒的。表 1-6 给出了一些常用制冷剂的 TLV 值或 AEL 值。值得指出的是,虽然一些氟利昂制冷剂其毒性都较低,但它们在高温或火焰作用下会分解出极毒的光气,这一点在使用时要特别注意。

表 1-6 制冷剂的毒性指标

制冷剂代号	TLV 或 AEL /ppm·h	制冷剂代号	TLV 或 AEL /ppm·h	制冷剂代号	TLV 或 AEL /ppm·h	制冷剂代号	TLV 或 AEL /ppm·h
11	1000	123	10	143a	1000	502	1000
12	1000	124	500	152a	1000	600a	1000
22	1000	125	1000	290	1000	717	1
23	1000	134a	1000	500	1000	718	1000
32	1000	142b	1000				

1.2.3.1.2 燃烧性和爆炸性

各种制冷剂的燃烧性和爆炸性差别很大。易燃的制冷剂在空气中的含量达到一定范围时,遇明火就会产生爆炸。因此,应尽量避免使用易燃和易爆炸的制冷剂。万一必须使用时,必须要有防火防爆安全措施。一些易燃制冷剂的爆炸特性见表 1-7。表 1-7 中, None 表示不燃烧, na 表示未知,爆炸极限表示在空气中发生燃烧或爆炸的体积百分比的范围。这一范围的下限值越小,表示越易燃;下限值相同,则范围越宽越易燃。

表 1-7 一些制冷剂的易燃易爆特性

制冷剂代号	爆炸极限 (容积)/%	制冷剂代号	爆炸极限 (容积)/%	制冷剂代号	爆炸极限 (容积)/%	制冷剂代号	爆炸极限 (容积)/%
11	None	123	None	143a	6.0 - na	502	None
12	None	124	None	152a	3.9 - 16.9	600a	1.8 - 8.4
22	None	125	None	290	2.3 - 7.3	717	16.0 - 25.0
23	None	134a	None	500	None	718	None
32	14 - 31	142b	6.7 - 14.9				

① 1ppm = 10⁻⁶, 下同。

1.2.3.1.3 安全分类

以前对制冷剂的安全性分别以毒性和可燃性做出规定,最近国际标准 ISO 5149—93 和美国标准 ANSI/ASHRAE 34—1992 制冷剂的安全分类做了较大的调整,将毒性与可燃性合在一起,规定了 6 个安全等级,表 1-8 给出了这 6 个等级的划分定义。表 1-9 给出了一些制冷剂的安全分类。

表 1-8 ASHRAE 34—1992 以毒性和可燃性为界限的安全分类

毒 性 可 燃 性		TLV 值确定或一定的系数,制 冷剂体积分数 $\geq 4 \times 10^{-4}$	TLV 值确定或一定的系数,制 冷剂体积分数 $\leq 4 \times 10^{-4}$
无火焰传播	不 燃	A1	B1
制冷剂 LFL $> 0.1 \text{ kg/m}^3$, 燃烧热 $< 19 000 \text{ kJ/kg}$	低度可燃性	A2	B2
制冷剂 LFL $\leq 0.1 \text{ kg/m}^3$, 燃烧热 $\geq 19 000 \text{ kJ/kg}$	高度可燃性	A3	B3
		低毒性	高毒性

注: LFL 为燃烧下限,在特定的实验条件下,能够在制冷剂和空气组成的均匀混合物中传播火焰的制冷剂最小浓度 (kg/m^3)。

表 1-9 一些制冷剂的安全分类

制冷剂代号	安全分类	制冷剂代号	安全分类	制冷剂代号	安全分类	制冷剂代号	安全分类
11	A1	123	B1	143a	A2	502	A1
12	A1	124	A1	152a	A2	600a	A3
22	A1	125	A1	290	A3	717	B2
23	A1	134a	A1	500	A1	718	A1
32	A2	142b	A2				

1.2.3.2 热稳定性

通常,制冷剂因受热而发生化学分解的温度大大高于其工作温度,因此在正常运转条件下制冷剂是不会发生裂解的。但在温度较高又有油、钢铁、铜存在长时间使用会发生变质甚至热解。例如,

氨:当温度超过 250°C 时分解成氮和氢。

丙烷:当含有氧气时,在 460°C 时开始分解, 660°C 时分解 43%, 830°C 时完全分解。

R12:在与铁、铜等金属接触时,在 $410 \sim 430^\circ\text{C}$ 时分解,并生成氢、氮和极毒的光气。

R22:在与铁相接触时 550℃开始分解。

1.2.3.3 对材料的作用

氟氯化物制冷剂与金属无腐蚀作用。

在正常情况下,氟氯化物制冷剂与大多数常用金属材料不起作用,但在某种情况下,一些材料将会和制冷剂发生作用,如水解作用、分解作用等。制冷剂与金属材料接触时发生分解作用强弱程度的次序(从弱到强)是铬镍铁耐热合金、不锈钢、镍、紫铜、铝、青铜、锌、银(分解作用最大)。

含镁量超过约 2% 的镁锌铝合金不能用在氟氯化物制冷剂的制冷机中,因为若有微量水分存在时就会引起腐蚀。氟利昂与润滑油的混合物能够水解,所以当制冷剂在系统中与铜或铜合金部件接触时,铜离子便溶解到混合物中,当和铜或铸铁部件接触时,被溶解的铜离子又会析出,并沉浸在钢铁部件上,形成一层铜膜,这就是所谓的“镀铜”现象。这种现象对制冷机的运行极为不利,因此制冷系统中应尽量避免有水分存在及尽量避免铜和铁同用。

氨制冷机中不能用黄铜、紫铜和其他铜合金,因为在水分时要引起腐蚀。磷青铜与氨不起作用。

某些非金属材料,如一般的橡胶、塑料等,与氟利昂制冷剂会起作用。橡胶与氟利昂相接触时,会发生溶解,而对塑料等高分子化合物则会起“膨润”作用(变软、膨胀和起泡),在制冷系统中要选用特殊的橡胶或塑料。

1.2.3.4 与润滑油的互溶性

在大多数制冷机里,制冷剂与润滑油相互接触是不可避免的。各种制冷剂与润滑油之间的溶解程度不同。有的完全互溶,有的几乎不溶解,而有的是部分溶解。若制冷剂与油不相溶解,可以从冷凝器或储液器将油分离出来,避免油带入蒸发器中,降低传热效果。制冷剂与油溶解会使润滑油变稀,影响润滑作用,且油会被带入蒸发器中,影响到传热效果。

几乎完全不溶于矿物油的制冷剂有 R717、CO₂、R134a、R32、R152a、R143a、R23 等。氟利昂同润滑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,则在矿物润滑油中的溶解度愈小。图 1-18 示出由实验确定的三种氟利昂与矿物润滑油的溶解曲线。实验结果表明,对每种氟利昂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同矿物润滑油是互溶的,不会出现分层现象。当低于临界温度时则为部分溶解,此时溶液将分为两层:贫油层及富油层。例如,图 1-18 中点 B 表示的 R22 同矿物润滑油的溶解将分为点 B' 表示的贫油层及点 B'' 表示的富油层,且其质量同至点 B 的距离成反比。

由图 1-18 还可看出,R22 制冷机的高压储液器中是不会出现富油层的,但在低压储液器及蒸发器中则会出现。对 R12 来说,在单级压缩系统中它同矿物润滑油

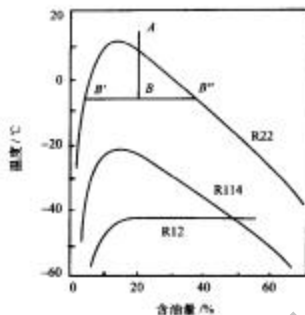


图 1-18 制冷剂与润滑油的溶解曲线图

始终是互溶的,但在两级压缩系统的蒸发器中也会出现分层现象。

在常温下,氟利昂与矿物润滑油相互溶解的关系可以用一个经验公式来判别。若用 n_1 、 n_2 、 n_3 和 n_4 分别表示制冷剂中氟、氯、氢和溴的原子数,则根据判别式

$$Z = \frac{n_1}{n_1 + n_2 + \frac{n_3}{4} + 2n_4} \quad (1-71)$$

可判别是互溶 ($Z \leq \frac{1}{2}$)、部分溶解 ($\frac{1}{2} < Z \leq \frac{2}{3}$) 和微量溶解 ($Z > \frac{2}{3}$)。

1.2.3.5 与水溶解性

不同制冷剂溶解水的能力不同。氨可以溶解于比它本身大许多倍的水,生成的溶液冰点比水的冰点低。因此在运转的制冷系统中不会引起结冰而堵塞管道通路,但会对金属材料引起腐蚀。氟利昂很难与水溶解,烃类制冷剂也难以溶解于水。例如,在 25℃ 时,水在 R134a 液体中只能溶解 0.11% (质量分数)。当制冷剂中水的含量超过上述百分数时就会有纯水存在。当温度降到 0℃ 以下时,水就会结成冰,堵塞节流阀或毛细管的通道,形成“冰堵”,致使制冷机不能正常工作。表 1-10 给出了水分在一些制冷剂中的溶解度。

前面已经提到,水溶解于制冷剂后会发水解作用,生成酸性产物,腐蚀金属材料。含有氯原子的制冷剂会水解并生成盐酸,不但会腐蚀金属材料,而且还会降低电绝缘性能,因此制冷系统中不允许有游离的水存在。

表 1-10 水分在一些制冷剂中的溶解度(25℃)

制冷剂代号	溶解度 (质量)/%	制冷剂代号	溶解度 (质量)/%	制冷剂代号	溶解度 (质量)/%	制冷剂代号	溶解度 (质量)/%
11	0.009 8	32	0.12	134a	0.11	290	na
12	0.01	123	0.08	142b	0.05	500	0.05
22	0.13	124	0.07	143a	0.08	502	0.06
23	0.15	125	0.07	152a	0.17	600a	na

注:na 表示没有找到可用的数据。

1.2.3.6 渗透性

制冷机工作时不允许有制冷剂向系统外泄漏,因此需要经常在设备、管道的接合面处检查有无制冷剂漏出。

氨有强烈的臭气,人们依靠嗅觉就容易判别是否有泄漏。由于氨极易溶于水,因此不能用肥皂水检漏。通常用酚酞试剂和试纸检漏,如有泄漏,试剂或试纸会变成红色。

氟利昂是无色无臭的物质,泄漏时不易发觉。检漏的方法有卤素喷灯和电子检漏仪两种。卤素喷灯是通过燃烧乙醇去加热一块紫铜,空气被吸入喷灯,当空气内含有氟利昂时气流与紫铜接触就会发生分解,并使燃烧的火焰变成黄绿色(当泄漏量小时)或紫色(当泄漏量大时)。

用电子检漏仪检漏是一种较精密的方法。仪器中有一对铂电极,空气由风机吸入并流过电极,当含有氟利昂时电极之间的导电率会发生变化,通过电流计可以反映出来。

1.2.4 常用制冷剂

1.2.4.1 无机物

氨是应用较广的中温制冷剂。其沸点为 -33.3°C ,凝固点为 -77.9°C 。

氨具有较好的热力学性质和热物理性质,在常温和普通低温范围内压力比较适中。单位容积制冷量大,黏性小,流动阻力小,传热性能好。

氨对人体有较大的毒性,也有一定的可燃性,安全分类为B2。氨蒸气无色,具有强烈的刺激性臭味。它可以刺激人的眼睛及呼吸器官。氨液飞溅到皮肤上时会引起肿胀甚至冻伤。当氨蒸气在空气中容积浓度达到0.5%~0.6%时,人在其中停留0.5h即可中毒。氨可以引起燃烧和爆炸,当空气中氨的含量达到16%~25%(体积分数)时可引起爆炸。空气中氨的含量达到11%~14%时即可点燃(燃烧时呈黄色火焰)。因此车间内的工作区里氨蒸气的浓度不得超过0.02mg/L。若系统中氨所分离的游离氨积累到一定程度,遇空气会引起强烈爆炸。

氨能以任意比例与水相互溶解,组成氨水溶液,在低温时水也不会从溶液中析出而冻结成冰,所以氨系统里不必设置干燥器。但氨系统中有水分时会加剧对金属的腐蚀,同时使制冷量减小,所以一般限制氨中的含水量不得超过 0.2%。

氨在矿物润滑油中的溶解度很小,因此氨制冷剂管道及换热器的传热表面上会积有油膜,影响传热效果。氨液的密度比矿物润滑油小,在储液筒和蒸发器中,油会沉积在下部,需要定期放出。

氨对钢铁不起腐蚀作用,但当含有水分时将要腐蚀锌、铜、青铜及其他铜合金。只有磷青铜不被腐蚀。因此在氨制冷机中不用铜和铜合金(磷青铜除外)材料,仅有连杆衬套、密封环等零件才允许使用高锡磷青铜。

目前氨用于蒸发温度在 -65°C 以上的大型或中型单级、双级活塞式制冷机中。

1.2.4.2 氟利昂

1.2.4.2.1 R12

我们已经知道,由于 R12 具有很高的 ODP 值和 GWP 值,要被禁止使用,但考虑到目前还有许多制冷系统仍用 R12 做制冷剂,同时作为新制冷剂的对照,下面仍介绍 R12 的一些特性。

R12(二氟二氯甲烷, CF_2Cl_2) 曾经是应用最广的中温制冷剂,其沸点为 -29.8°C ,凝固点为 -158°C 。

R12 无色,有较弱芳香味,当它在空气中含量达 20% 时人才会感觉到。R12 毒性小,不燃烧,不爆炸,是一种很安全的制冷剂。

当温度达到 400°C 以上时, R12 与明火接触会分解出极毒的光气。

水在 R12 中的溶解度很小,且随温度的降低而减小,所以在 R12 系统里应该严格限制含水量,一般规定 R12 中的含水量不得超过 0.001%。制冷系统、设备和管道在充灌 R12 之前必须经过严格的干燥处理,且需在充液管路中或系统中设有干燥器。

在常用温度范围内 R12 能与矿物性润滑油以任意比例相互溶解,因此矿物润滑油在 R12 制冷系统各部分中产生不同的影响。在冷凝器中,矿物润滑油将溶解于 R12 液体中,不易在传热表面形成油膜而影响传热。在储液器中, R12 液体与油形成均匀的溶液而不会出现分层现象。因而不可能从储液器中将油分离出来。矿物润滑油与 R12 一同进入到蒸发器后,对于满液式蒸发器来说,随着 R12 的不断蒸发,矿物润滑油在其中越积越多,使蒸发温度提高,传热系数降低。因此,在氟利昂制冷机中,一般采用蛇管式蒸发器(或管内蒸发的壳管式蒸发器),而且液体从上面供入,蒸气从下边引出,使矿物润滑油与 R12 蒸气一同返回压缩机中。在压缩机的曲轴箱里,油中会溶解有 R12。机器停用时,曲轴箱内压力升高,油中的 R12 溶解量增多。当压缩机启动时,曲轴箱内的压力降低到蒸发压力,油中的 R12 会

大量蒸发出来,使油起泡,这将影响油泵的工作,所以较大容量的 R12 制冷机在启动前需先对曲轴箱内的油加热,让 R12 先蒸发掉。

R12 对一般金属不起腐蚀作用,但能腐蚀镁及含镁量超过 2% 的铝镁合金。R12 对天然橡胶和塑料有膨润作用。R12 制冷机中使用的密封材料应该用耐腐蚀的丁腈橡胶或氯醇橡胶。R12 全封闭压缩机中的绕组导线要用耐氟绝缘漆。

R12 很容易通过机器的接合面的不严密处、铸件中的小孔及螺纹接合处泄漏。所以对铸件要求质量高,对机器的密封性要求良好。

1.2.4.2.2 R134a

R134a(四氟乙烷, CH_2FCF_2) 作为 R12 的替代制冷剂而提出,它的许多特性与 R12 很接近。

R134a 的临界压力比 R12 略低,温度及液体密度均比 R12 略小,标准沸点略高于 R12,液体、气体的比热均比 R12 大,两者的饱和蒸气压在低温时 R134a 略低,大约在 17°C 时相等,高温时 R134a 略高。因此,一般情况下, R134a 的压比要略高于 R12,但它的排气温度比 R12 低,后者对压缩机工作更有利。两者的黏性相差不大。

R134a 的毒性非常低,在空气中不可燃,安全类别与 R12 一样为 A1,是很安全的制冷剂。

与 R12 相比, R134a 具有优良的迁移性质,其液体及气体的导热系数显著高于 R12。研究表明,在蒸发器和冷凝器中, R134a 的传热系数比 R12 分别要高 35% ~ 40% 和 25% ~ 35%。

R134a 与矿物润滑油不相溶,但能完全溶解于多元醇酯类 (polyol ester, POE) 合成润滑油。

R134a 的化学稳定性很好,然而由于它的溶水性比 R12 要强得多,这对制冷系统很不利。即使少量水分存在,在润滑油等的一起作用下,将会产生酸、CO 或 CO_2 ,将对金属产生腐蚀作用,或产生“镀铜”现象,因此 R134a 对系统的干燥和清洁性要求更高,而且不能用与 R12 相同的干燥剂,必须用与 R134a 相容的干燥剂,如 XH-7 或 XH-9 型分子筛。R134a 对钢、铁、铜、铝等金属均未发现有相互化学反应的现象,仅对铜有轻微的作用。R134a 对塑料无显著影响,除了对聚苯乙烯稍有影响外,其他的大多可用。和塑料相比,合成橡胶受 R134a 的影响略大,特别是氯橡胶。

与其他 HFC 类制冷剂一样, R134a 分子中不存在氯原子,不能用传统电子检漏仪检漏,而应该用专门适合于 R134a 的检漏仪检漏。

1.2.4.2.3 R11

R11(一氟三氯甲烷, CFCl_3) 的沸点为 23.8°C,凝固点为 -111°C,适用于离心式

制冷压缩机中。传热性能与 R12 相接近,黏性比 R12 大。

R11 中有一个氟原子,毒性比 R12 更小。水在 R11 中的溶解能力与 R12 相接近。对金属及矿物润滑油的作用关系也与 R12 大致相似。R11 与明火接触时,较 R12 更易分解出光气,因此使用 R11 制冷剂的机房要严禁明火。

但由于 R11 的 ODP 和 GWP 值均很高,因此已被禁止使用。R11 的替代制冷剂早期曾用 R123,但随着对 HCFC 类制冷剂禁止使用日期的临近,近来用 R134a 作为 R11 的制冷系统越来越多。

1.2.4.2.4 R22

R22(二氟一氯甲烷, CHF_2Cl)也是较常用的中温制冷剂,在相同的蒸发温度和冷凝温度下,R22 比 R12 的压力要高 65%左右。R22 的沸点为 -40.8°C ,凝固点为 -160°C 。它在常温下的冷凝压力和单位容积制冷量与氨差不多。比 R12 要大,压缩终温介于氨和 R12 之间,能制取的最低蒸发温度为 -80°C 。

R22 无色,无味,不燃烧,不爆炸,毒性比 R12 略大,但仍然是安全的制冷剂,安全分类为 A1。它的传热性能与 R12 差不多,流动性比 R12 好,溶水性比 R12 稍大,但仍然属于不溶于水的物质。对 R22,含水仍然限制在 0.001%以内。同时系统内应装设干燥器。

R22 化学性质不如 R12 稳定,它对有机物的影响作用更强,密封材料可采用氯乙醇橡胶。

R22 能够部分地与矿物润滑油相互溶解,而且其溶解度随着矿物润滑油的种类及温度而变。

R22 对金属与非金属的作用与 R12 相似,其泄漏特性也与 R12 相似。

R22 属于 HCFC 类制冷剂,也要被限制和禁止使用。

1.2.4.3 碳氢化合物

1.2.4.3.1 R600a

R600a(异丁烷, $i\text{-C}_4\text{H}_{10}$)的沸点为 -11.73°C ,凝固点为 -160°C ,曾在 1920—1930 年作为小型制冷装置的制冷剂,后由于可燃性等原因,被氟利昂制冷剂取代了。在 CFCs 制冷剂会破坏大气臭氧层的问题出来后,作为自然制冷剂的 R600a 又被重新得到重视。尽管 R134a 在许多方面表现出作为 R12 替代制冷剂的优越性,但它仍有较高的 GWP 值,因此,许多人提议用 R600a 作为 R12 的永久替代物。

R600a 的临界压力比 R12 低,临界温度及临界比体积均比 R12 高,标准沸点高于 R12 约 18°C ,饱和蒸气压比 R12 低,因此,一般情况下,R600a 的压比要高于 R12 且容积制冷量要小于 R12。为了使制冷系统能达到与 R12 相近的制冷性能,R600a 制冷压缩机的排气量及压比要大于 R12。但它的排气温度比 R12 低,后者对压缩

机工作更有利。两者的黏性相差不大。

R600a的毒性非常低,但在空气中可燃,因此安全类别为A3,在使用R600a的场合要注意防火防爆。

R600a与矿物润滑油能很好互溶,不需价格昂贵的多元醇酯类合成润滑油。

除可燃外,R600a与其他物质的化学相容性很好,而且与水的溶解性很差,这对制冷系统很有利。但为了防止“冰堵”现象,制冷剂允许含水量较低,对除水要求相对较高。此外,R600a的检漏不能用传统的检漏仪检漏,而应该用专门适合于R600a的检漏仪检漏。

1.2.4.3.2 R290

R290(丙烷, C_3H_8)除了沸点和凝固点比R600a低,蒸气压较高和容积制冷量比R600a大以外,其他制冷特性及安全特性均与R600a相似,且同样工况下制冷系数比R600a小,所以,除了一些大制冷量等特殊场合外,一般情况不用R290纯度做制冷剂,但它经常被用做非共沸制冷剂的一个组分,如R402A、R402B、R403A、R403B等。

1.2.4.4 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。

1.2.4.4.1 共沸制冷剂

表1-11列出了目前使用的几种共沸制冷剂的组成和它们的沸点。

表 1-11 几种共沸制冷剂的组成和沸点

代号	组分	质量成分	相对分子质量	沸点/°C	共沸温度/°C	各组分的沸点/°C
R500	R12/R132a	73.8/26.2	99.3	-33.5	0	-29.8/-25
R501	R22/R12	84.5/15.5	93.1	-41.5	-41	-40.8/-29.8
R502	R22/R115	48.8/51.2	111.6	-45.4	19	-40.8/-38
R503	R23/R13	40.1/59.9	87.6	-88.0	88	-82.2/-81.5
R504	R32/R115	48.2/51.8	79.2	-59.2	17	-51.2/-38
R505	R12/R11	78.0/22.0	103.5	-30	115	-29.8/-9.8
R506	R11/R114	55.1/44.9	93.7	-12.5	18	-9.8/3.5
R507	R125/R143a	50.0/50.0	98.9	-46.7	—	-48.8/-47.7

共沸制冷剂有下列特点:

1) 在一定的蒸发压力下蒸发时,具有几乎不变的蒸发温度,而且蒸发温度一般比组成它的单组分的蒸发温度低。这里所指的几乎不变是指在偏离共沸点时,

泡点温度和露点温度(泡点和露点的概念见下面“非共沸制冷剂”部分)虽有差别,但非常接近,而在共沸温度时则泡点和露点温度完全相等,表现出与纯制冷剂相同的恒沸性质,即在蒸发过程中,蒸发压力不变,蒸发温度也不变。

2) 在一定的蒸发温度下,共沸制冷剂的单位容积制冷量比组成它的单一制冷剂的容积制冷量要大。这是因为在相同的蒸发温度和吸气温度下,共沸制冷剂比组成它的单一制冷剂的压力高、比体积小缘故。

3) 共沸制冷剂的化学稳定性较组成它的单一制冷剂好。

4) 在全封闭和半封闭压缩机中,采用共沸制冷剂可使电机得到更好的冷却,电机绕组温升减小。试验表明,在由制冷剂吸气冷却电机的半封闭式压缩机中,采用 R502 后电机的温升比 R22 降低 10~20℃,这是由于 R502 的质量流量和热容量比 R22 大的缘故。

由于上述特点,在一定的情况下,采用共沸制冷剂可使能耗减少。例如, R502 在低温范围内[蒸发温度在 $(-60) \sim (-30)^\circ\text{C}$],能耗较 R22 低,而在高温范围内(蒸发温度 $-10 \sim +10^\circ\text{C}$),能耗较 R22 高。通常 R502 用在低温冷藏冷冻中,而 R22 用在空调中。

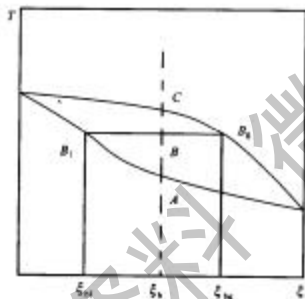


图 1-19 非共沸制冷剂的 $T-\xi$ 图

1.2.4.4.2 非共沸制冷剂

非共沸制冷剂没有共沸点。在定压下蒸发或凝结时,气相和液相的成分不同,温度也在不断变化。图 1-19 表示了非共沸制冷剂的温度-浓度($T-\xi$)图。由图 1-19 可见,在一定的压力下,当溶液加热时,首先到达饱和和液体点 A,此时所对应的状态称为泡点,其温度称为泡点温度。若再加热到达点 B,即进入两相区,并分为饱和液体(点 B_1)和饱和蒸气(点 B_2)两部分,其浓度分别为 ξ_u 和 ξ_w 。继续加热到点 C 时,全部蒸发完,成为饱和和蒸气,此时所对应的状态称为露点,其温度称为露点温度。泡点温度和露点温度的温差文献称之为温度滑移(temperature glide)。在露点时,若再加热即成为过热蒸气。

从这里我们可以看出,非共沸制冷剂在定压相变时其温度要发生变化,定压蒸发时温度从泡点温度变化到露点温度,定压凝结则相反。非共沸混合制冷剂的这一特性被广泛用在变温热源的温差匹配场合,实现近似的洛伦兹循环,以达到节能的目的。

与其他混合物一样,混合制冷剂具有各纯质制冷剂性质近似加和平均的性质。

我们可以利用混合制冷剂的这一特性,实现各纯质制冷剂的优势互补。例如,有些纯质制冷剂,它们除了可燃性以外,其他性质都较好,我们就可以在这一纯质制冷剂中加入一定量的不可燃制冷剂,构成混合制冷剂,使可燃性降低;又如,有些纯质制冷剂制冷系数大,但容积制冷量太小,为了提高容积制冷量,我们就可以在这一纯质制冷剂中加入一定量的容积制冷量大的制冷剂,构成混合制冷剂,使容积制冷量增大。此外,我们还可以利用混合制冷剂的特性,找到在一定的压力下具有我们所需要的相变温度的混合制冷剂。混合制冷剂所有这些特性,使得它们在传统制冷剂替代物的研究中得到了广泛的应用。目前应用较多的非共沸制冷剂的种类及组成示于表 1-12。

表 1-12 一些非共沸混合制冷剂

代号	组分	质量成分	泡点温度/°C	露点温度/°C	ODP	GWP	主要应用
R401A	R22/152a/124	53/13/34	-33.8	-28.9	0.03	1025	替代 R12
R401B	R22/152a/124	61/11/28	-35.5	-30.7	0.04	1120	替代 R12
R402A	R22/290/125	38/2/60	-49.2	-47.6	0.02	2650	替代 R502
R402B	R22/290/125	60/2/38	-47.4	-46.1	0.03	2250	替代 R502
R403A	R22/218/290	74/20/6	-48.0		0.037	2170	替代 R502
R403B	R22/218/290	55/39/6	-50.2	-49.0	0.028	2790	替代 R502
R404A	R125/143a/134a	44/4/52	-46.5	-46.0	0	3520	替代 R502
R407A	R32/125/134a	20/40/40	-45.8	-39.2	0	1960	替代 R502
R407B	R32/125/134a	10/70/20	-47.4	-43.0	0	2680	替代 R502
R407C	R32/125/134a	30/10/60	-43.4	-36.1	0	1600	替代 R22
R408A	R22/143a	45/55	-44.5	-44.0	0.03	2740	替代 R502
R410A	R32/125	50/50	-52.5	-52.3	0	2030	替代 R22

注:表中的泡点和露点温度是指压力为标准大气压(101.325kPa)时的温度。

在实用上,使用非共沸制冷剂的麻烦是当制冷装置中发生制冷剂泄漏时,剩余在系统内的混合物的浓度就会改变,因此需要向系统中补充制冷剂使其达到原来的数量和浓度,并需通过计算来确定两种制冷剂的充灌量。这一特点在一定程度上限制了非共沸混合制冷剂的应用。

在文献中,我们还可能经常看到“近共沸制冷剂”这一术语,实际上它是指那些泡点温度与露点温度很接近的非共沸混合制冷剂,但到底接近到什么程度为近共沸和非共沸的分界点,还没有一个明确的规定,通常认为泡露点的温度差小于 3°C 的混合制冷剂称为近共沸混合制冷剂。

1.2.4.4.3 常用混合制冷剂的特性

(1) 共沸制冷剂 R500

R500 的沸点为 -33.5°C,通常可代替 R12 用在活塞式制冷机中,其制冷量比

R12 大 20% 左右。

R500 由于其构成组分中含有 73.8% 的 R12, 因此, 它的 ODP 值较高, 在发达国家已经禁止使用。

(2) 共沸制冷剂 R502

R502 的沸点为 -45.4°C , 是性能良好的中温制冷剂, 可代替 R22 用于获得低温。当在相同的吸气温度和压比下, 使用 R502 时压缩机的排气温度比使用 R22 时低 $10\sim 25^{\circ}\text{C}$ 。

R502 的溶解性比 R12 大 1.5 倍, 在 82°C 以上有较好的溶油性, 低于 82°C 时, 对矿物油的溶油性差。油将与 R502 分层。

与 R500 类似, R502 的 ODP 值较高, 在发达国家也已经禁止使用。

(3) 共沸制冷剂 R503

R503 的沸点为 -88°C , 比 R23 和 R13 的沸点都低。它不燃烧, 无毒, 无腐蚀性。适用于复叠式制冷机的低温级, 制取 $-70\sim -85^{\circ}\text{C}$ 的低温, 可代替 R13 使用。由于它含有 R13, ODP 值较高, 在发达国家已经禁止使用。

(4) 共沸制冷剂 R507

R507 是一种新的制冷剂, 是作为 R502 的替代物提出来的。其 ODP 值为零。它的沸点为 -46.7°C , 与 R502 的沸点非常接近。相同工况下, 制冷系数比 R502 略低, 容积制冷量比 R502 略高, 压缩机排气温度比 R502 略低, 冷凝压力比 R502 略高, 压比略高于 R502。它不溶于矿物油, 但能溶于聚酯类润滑油。凡是用 R502 的场合, 都可以 R507 来替代。

(5) 非共沸制冷剂 R401A 和 R401B

R401A 和 R401B 这两种制冷剂是作为 R12 替代物提出来的, 它们虽然 ODP 值还不是零, 但已经比 R12 小得多, 而且易于获得, 价格比 R134a 或 R600a 低得多, 能溶于聚醇类和聚酯类润滑油, 饱和蒸气压与 R12 也较接近, 其他性能与 R12 也较接近, 作为过渡性替代物是合适的, 曾在美国等国得到广泛应用, 但由于其 ODP 值还不是零, 随着纯质替代制冷剂 R134a 和 R600a 生产技术的不断成熟, 价格的不断降低, 这两种非共沸混合制冷剂的使用量也逐渐被纯质制冷剂所代替。

(6) 非共沸制冷剂 R407C

R407C 是一种三元非共沸混合制冷剂, 它是作为 R22 的替代物而提出的。在压力为标准大气压时, 其泡点温度为 -43.4°C , 露点温度为 -36.1°C , 与 R22 的沸点较接近。与其他 HFC 制冷剂一样, R407C 也不能与矿物润滑油互溶, 但能溶解于聚酯类合成润滑油。研究表明, 在空调工况(蒸发温度 $\approx 7^{\circ}\text{C}$)下, R407C 容积制冷量及制冷系数比 R22 略低(约 5%)。因此, 将 R22 的空调系统换成 R407C, 只要将润滑油和制冷剂改换就可以了, 而不需要更换制冷压缩机, 这是 R407C 作为 R22 替代物的最大优点。但在低温工况(蒸发温度小于 -30°C)下, 虽然其制冷系数比 R22 低得不多, 但它的容积制冷量比 R22 要低得多(约 20%), 这一点在使用时要特

别注意。此外,由于 R407C 的泡露点温差较大,在使用时最好将热交换器做成逆流形式,以充分发挥非共沸混合制冷剂的优势。

(7) 非共沸制冷剂 R410A

R410A 是一种二元混合制冷剂,它的泡露点温差仅 0.2°C ,可称之为近共沸混合制冷剂。与其他 HFC 制冷剂一样,R410A 也不能与矿物润滑油互溶,但能溶解于聚酯类合成润滑油。它也是作为 R22 的替代物提出来的。虽然在一定的温度下它的饱和蒸气压比 R22 和 R407C 均要高一些,但它的其他性能比 R407C 要优越。它具有与共沸混合制冷剂类似的优点,它的容积制冷量在低温工况时比 R22 还要高约 60%,制冷系数也比 R22 高约 5%;在空调工况时,容积制冷量和制冷系数均与 R22 差不多。与 R407C 相比较,尤其是在低温工况,使用 R410A 的制冷系统具有更小的体积(容积制冷量大),更高的能量利用率。但 R410A 不能直接用来替换 R22 的制冷系统,在使用 R410A 时要用专门的制冷压缩机,而不能用 R22 的制冷压缩机。

1.2.5 低温液体的性质

低温工程中常用液体的一些热力学性质和输运性能列在表 1-13 中。

表 1-13 大气压下一些饱和低温液体的性质

物理性质	氟 3	氟 4	氮	氧	氩	空气	氟	氙	氧	甲烷
沸点/K	3.19	4.214	20.27	27.09	77.36	78.8	85.24	87.28	90.18	111.7
临界温度/K	3.32	5.20	33.2	44.4	126.1	133.0	144.0	150.7	154.6	190.7
临界压力/MPa	0.117	0.229	1.315	2.65	3.39	3.92	5.57	4.89	5.08	4.64
三相点温度/K	—	1)	13.9	24.54	63.2	—	53.5	83.8	54.4	88.7
三相点压力/kPa	—	2)	7.20	43.3	12.85	—	0.221	68.8	0.152	10.0
密度/(kg/m^3)	58.9	124.8	70.79	1206	807.3	874	1507	1394	1141	424.1
汽化潜热/(kJ/kg)	8.49	20.90	443	85.9	199.3	205	166.3	161.9	213	511.5
比热/($\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$)	4.61	4.48	9.68	1.83	2.05	1.96	1.54	1.136	1.695	3.461
黏度/($\text{pPa}\cdot\text{s}$)	1.62	3.56	13.2	130	158	168	244	252	190	118
热导率/($\text{mW}/(\text{cm}\cdot\text{K})$)	17.1	27.2	118.5	113	139.6	141	148	123.2	151.4	193.1
相对介电常数 ϵ_r	—	1.049	1.226	1.188	1.434	1.445	1.43	1.52	1.484	1.676
声速/(m/s)	115	181	1189	—	856	866	—	847	902	1411

1) 三相点温度 = 2.172K 。

2) 三相点压力 = $5.073\text{kPa} = 0.050 \times 101\ 325\text{Pa}$ 。

1.2.5.1 常规气体

液氮是一种纯净无色的液体,表面上看就和水一样。在标准大气压下,液氮在 77.36K 时沸腾,在 63.2K 时凝结成固体。在 0.1MPa 下饱和液氮的密度为

807kg/m³,而水的密度为999kg/m³。在液氮和水的性能之中,除了沸点不同之外,一个显著的不同点是氮的汽化潜热远小于水的汽化潜热。在正常沸点下,液氮汽化潜热是199.3kJ/kg,而水的汽化潜热是2257kJ/kg。

氮的原子数是14,它具有两种稳定的同素异形体,中子数分别为14和15。这两种同素异形体的相对含量为10 000:38,要使它们分离是相当困难的。

由于氮气是空气的主要组分(78.08%的体积比或75.45%的质量比),它可以从空气中分离出来,现工业化的氮气生产已非常成熟。

由于聚合体或长链体分子O₃的存在,使得液氧呈蓝色特征。在0.1MPa大气压下,液氧在90.18K时沸腾,在54.4K时凝固,并且该状态下的饱和液氧比15℃的水更稠密(液氧密度1141kg/m³)。同其他低温液体相比,液氧具有轻微的磁性。通过磁化率的测量,可测出其他气体中少量氧的含量。因为氧的化学性质活泼,在操作时存在着安全问题,氧与碳氢润滑油的混合可能会产生剧烈的爆炸。

氧的原子数是16,它有三种稳定的同素异形体,中子数分别为16、17和18。这3种同素异形体的相对含量是10 000:4:20。

通过分馏液态空气能生产大量的氧气,因为氧是空气中含量第二多的气体(占体积含量的20.95%,质量含量的23.2%)。

液氮是一种纯净无色的液体,性能同液氧相似。它是无毒的惰性气体。在0.1MPa下,液氮沸点是87.3K,在83.8K时凝固。正如人们预料,饱和液氮在0.1MPa下比氧稠密得多(氮的密度为1394kg/m³),氮的正常沸点与凝固点的温差只有3.5K。

氩有3种稳定的同素异形体,中子数分别为36、38和40。在大气中相对含量比为38:63:100 000。

氩目前在大气中的体积含量为0.934%,质量含量为1.25%。因为氩的沸点位于液氧和液氮沸点之间,在空气设备上加上一个小型的辅助氩回收塔就能得到原料氩(纯度为90%~95%)。

氦是另一种能从空气分离中获得的副产品。液氦是一种纯净无色的液体,在0.1MPa时沸点为27.09K,凝固点为24.54K,其沸点略高于液氮的沸点。但由于氦是惰性气体,单位容积汽化潜热大,密度很大,所以同氢相比,氦是一种更有吸引力的制冷剂。

氖有3种稳定的同素异形体,中子数分别为20、21和22。在大气中存在的相对含量为10 000:28:971。

液氖是一种淡黄色的液体,通常状态下沸点为85.24K。在0.1MPa,53.5K时,液氖凝结成一种黄色固体,但进一步过冷到45.6K时转变为一种白色固体。液氖是密度最大的低温液体之一。

氦的化学性质非常活泼,它几乎能与所有的无机物反应。氦同碳氢化合物接触会自燃并放出大量的反应热热量,该热量甚至可熔化存放氦的金属容器。在氦

系统中使用的金属,如低碳不锈钢和蒙乃尔(镍铜)合金,当同氟接触时,会产生一层保护层,该保护层能阻止表层的化学反应扩散到整块金属的内部。

氟有剧毒,当浓度达到 200ppm·h 时就可以致命,也就是说,在有氟的空间内,呆上 1h 200ppm 足以致命,呆上 15min 800ppm 足以致命,呆上 4h 50ppm 就足以致命。人类允许氟存在的最大值约为 1ppm·h。空气中的含氟量达 1~3ppm 就可以由它的强烈的刺激性气味来判定。因为氟有剧毒,液氟不能大量使用。

甲烷是天然气的主要成分,它是一种纯净无色的液体。在 0.1MPa 下沸点为 111.7K,并在 88.7K 时凝固。液态甲烷的密度大约是液氟的一半。甲烷与空气混合,体积含量达到 5.8%~13.3% 时将发生爆炸。液态甲烷能装在容器中大量运输。1959 年 1 月 28 日, Methane Pioneer 号轮船装着 5000m³ 的 LNG 进行了首次航行,从此以后, LNG 通过各种容器和各种途径来运输。

1.2.5.2 氦

液氦通常状态下的沸点是 20.3K,此时密度只有 70.79kg/m³。液氦的密度只有水的密度的 1/14,所以,液氦是所有低温液体中最轻的之一。液氦是一种无色无味的液体,不会自燃。当它与氧气或空气混合时,极易燃烧甚至爆炸。在有限空间内,当氦气在与空气的混合物中体积含量达到 18%~59% 时,就会发生爆炸。

天然的氦气是两种同素异形体的混合物:氦和氦。氦气是双原子分子,由含量之比为 3200:1 的两种分子 H₂ 和氦化合物 HD 组成。此外还存在第三种不稳定的氦的同素异形体氦,但是由于氦有放射性并且半衰期短,因而在自然界中极稀少。

氦与其他气体典型不同的性质之一是氦具有两种不同的分子形态: o-H₂ 和 p-H₂。高温下这两种形式的氦的混合物称为正常氦 n-H₂, 体积含量为 o-H₂ 75%, p-H₂ 25%。在任何给定温度下, o-H₂ 和 p-H₂ 的平衡态混合物称为平衡氦 e-H₂。表 1-14 中列出了 e-H₂ 中 p-H₂ 的平衡含量随温度的关系。在氦的正常沸点(20.3K)时, e-H₂ 由 0.2% 的 o-H₂ 和 99.8% 的 p-H₂ 组成,几乎全部是 p-H₂。

表 1-14 e-H₂ 中 p-H₂ 的含量

温度/K	20.27	30	40	50	60	70	80	90
摩尔含量	0.9980	0.9702	0.8873	0.7796	0.6681	0.5588	0.4988	0.4403
温度/K	100	120	140	160	180	200	250	300
摩尔含量	0.3947	0.3286	0.2980	0.2796	0.2676	0.2597	0.2526	0.2507

这两种不同形式的氦的区别在于组成氦分子的粒子的相对自旋方向不同。氦分子含有两个质子和两个电子,两个质子具有自旋,相应增加了原子核的角动量,如图 1-20 所示。当原子核的自旋方向相同时,两个质子的角动量方向也相同,

这种形式的氢称为 $o\text{-H}_2$ ；当原子核的自旋方向相反时，即两个质子的角动量方向相反，这种形式的氢称为 $p\text{-H}_2$ 。



图 1-20 氢的两种形态图

氘也有 $o\text{-D}_2$ 和 $p\text{-D}_2$ 存在。氘原子由 1 个质子和 1 个中子组成。高温时的平衡组分为 $2/3$ 的 $o\text{-D}_2$ 和 $1/3$ 的 $p\text{-D}_2$ 。在温度降低时，氘中的 $p\text{-D}_2$ 向 $o\text{-D}_2$ 转变，而氢在温度降低时则是由 $o\text{-H}_2$ 向 $p\text{-H}_2$ 转变。氢氘化合物 HD 不具有氢与氘所存在的对称性的性质，所以 HD 只存在一种形态。

正如人们可以从表 1-14 中所能见到的，如果把氢从室温(300K)冷至氢正常情况下的沸点(20.3K)， $o\text{-H}_2$ 的浓度将从 75% 下降到 0.2%，也就是说，当温度下降时， $o\text{-H}_2$ 要向 $p\text{-H}_2$ 转换。因为这种转变由分子间相互作用而产生能量交换，所以不是瞬间的，而是需一定时间；在转换过程中，原来的 $o\text{-H}_2$ 降到更低的分子能级，所以转换中释放出一定量的能量——“转换热”。转换热同氢原子核改变自旋动量有关。值得注意的是，放热反应中所释放的能量比液氢的汽化热要大。

当氢气液化时，如果不使用某些方法来加快转变过程，液氢事实上只具有室温时的成分比。如果将未转换的液氢储存在容器中，转换热将逐步释放在容器中，使得液体汽化的蒸发速率比人们从容器绝热估算出的漏热造成的蒸发损失大得多。在正常沸点时氢的转变热是 703.3kJ/kg，汽化潜热是 443kJ/kg，转换过程中有足够能量使贮液以每小时约 1% 的速率汽化，转换反应最终将使大量储液汽化。由于上述原因，就必须采用催化剂来加速转换，使转换过程在液体注入储存容器之前就在液化过程中完成。

1.2.5.3 氦 4

氦有两种同位素： ^4He 和 ^3He ， ^4He 是最常见的一种。常规氦气中含有 $1.3 \times 10^{-4}\%$ 的 ^3He ，因此当我们谈到氦或液氦时，除非是特别指定，否则我们都指 ^4He 。液态氦 4 (^4He 或简称为 LHe) 的标准沸点为 4.214K，在此沸点时的密度为 124.8kg/m^3 ，也即为水的 $1/8$ 。液氦在 101.3kPa 压力下无凝固点。事实上在液氦的蒸汽压下，即使温度降到绝对零度，液氦也不会凝固。在绝对零度时，液氦必须压

缩到 2529.8kPa 的压力才能凝固,如图 1-21 所示。液氮无色无味,而且折射率与气态氮 4 的很相近(对 ^4He , $n_r = 1.02$)。液氮在标准沸点时的汽化潜热为 20.90kJ/kg,这仅仅是水的 1/110。

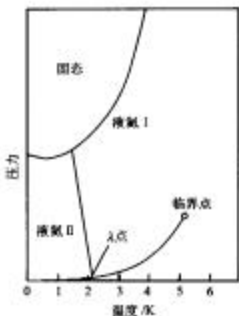


图 1-21 氮 4 的相图

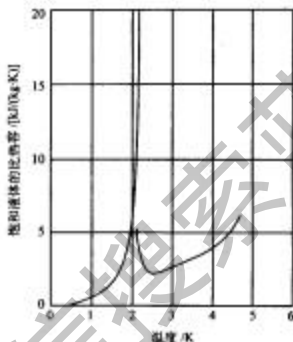


图 1-22 饱和和液态氮 4 的比热容与温度的关系图

尽管氮被分类为稀有气体,而且也是最难液化的气体之一,但是它存在不同寻常的特性,十分有趣,以至于比其他的低温液体更多地成为实验和理论探索的对象。我们注意到,图 1-21 中 ^4He 的相图与其他物质明显不同。如上所述,液态氮 4 在它的蒸气压下不会凝固,因此,不存在氮的固,液,气三相点,而其他物质都存在此三相点。又如图中所示, ^4He 有两种不同的液相:液氮 I (He I)-正常液体、液氮 II (He II)-超流体。区分两种液相的相转变曲线叫 λ 线。 λ 线与蒸气压曲线相交的点叫 λ 点,此点上温度为 2.172K,压力为 5.073kPa。

在图 1-22 中,我们看到液氮的比热容,与温度的关系和一般液体大不相同。当温度降低通过 λ 点时,液体比热容有一个大幅度跳跃。稍微想像一下,我们可以认为,比热容曲线形态上有些像希腊字母 λ ,因此这才命名了 λ 点。人们最初认为,从氮 I 到氮 II 的转化是一种二阶相变,可是以后的研究表明这种转化是一个更复杂的过程。由于液氮比热与其他液体有如此不同的特性,我们希望它的热力性能和运输性能也表现出不同寻常。氮 I 的热导率随温度的下降而下降,这类似于气体的热导率变化。

氮 II 的热传递现象更有趣。当装有氮 I 的容器用泵减压,液体剧烈沸腾(沸腾情况与泵抽速有关)。在泵工作期间,液面压力降低,液体发生沸腾,液体的温度也不断降低。当温度降到 λ 点,液体变成了液氮 II,所有沸腾现象将突然中止,液体

变得透明且平静,但此时在液面上它仍在迅速蒸发。液氮Ⅱ的热导率非常大,在气泡生成之前热量就已迅速传到液体表面,使液体中无法生成气泡。液氮Ⅰ在 3.3K 时的热导率大约为 $24\text{mW}/(\text{m}\cdot\text{K})$,而液氮Ⅱ的表现热导率则高达 $85\text{kW}/(\text{m}\cdot\text{K})$,远高于常温下纯铜的热导率。由于用一般方法确定的 He II 热导率不仅与温度有关,而且还与温度梯度和容器的尺寸相关,因此确定液氮Ⅱ的热导率还有一定的问题。但液氮Ⅱ的这种特性在自然界是独一无二的,它已成为超导磁体冷却的最佳制冷剂。

液氮Ⅱ的另一个不同寻常的特性是它的超流性。在特定条件下,它表现为黏度为零。在对液氮Ⅱ的特性的解释上,液氮由两种流体组成的理论得到了证明,即常流体和超流体组成液氮Ⅱ,超流体的黏为零,能无摩擦地通过其他液体和固体的表面。根据这种理论,液氮Ⅱ是一种由常流体和超流体组成的混合物,其常流体成分和超流体成分比随温度的变化而变化,见表 1-15。在绝对零度,液氮为 100% 的超流体;在 λ 点,液氮为 100% 的常流体。

表 1-15 两流体模型中常流体在 He II 中的质量比 ρ_c/ρ

温度/K	0	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	2.172
常流体含量	0.000	0.427×10^{-4}	9.66×10^{-4}	0.003 52	0.0292	0.0754	0.17	0.32	0.56	1.00
超流体含量	1.000	0.999 957	0.999 034	0.992 48	0.9708	0.9246	0.83	0.68	0.44	0.00

注:超流体含量 $\frac{\rho_s}{\rho} = 1 - \frac{\rho_c}{\rho}$ 。

对液氮Ⅱ定点加热,使被加热点周围局部温度升高,导致局部常流体氮分子浓度增加,而超流体氮分子浓度减少。为平衡超流氮的浓度,超流体会通过液体向此处移动。由于超流体无摩擦运动,因此移动非常迅速。所以,我们看到液氮Ⅱ的高表现热导率主要是由于迅速的对流过程而非单一的热传导。这种传热机制也用来解释液氮Ⅱ的所谓“喷泉效应”。如图 1-23,当加热装置中的粉末时(如从外部射进一束光),局部温度的上升将导致粉末中常流体氮浓度增大,装置外的超流体氮将流入该装置以平衡浓度。由于常流体氮的黏性,它不能在粉末状结构中通过小孔出口迅速离开,而超流体氮的流入使管内氮量迅速上升,最终液体喷出末端毛细管口形成喷泉,高度可达 25~30cm。

超流氮的另一种独特的现象是爬行膜,如图 1-24 所示。如果一烧杯装入从大容器中取出的液氮Ⅱ,烧杯置于大容器的上方,可看到一层液氮薄膜(约 30nm 厚)爬上烧杯的内侧,越过杯顶,落回大容器中。如果烧杯是空的,并且有一半浸入液氮Ⅱ中,爬行膜将会爬上外壁,进入杯内,直到杯内液面与杯外相平。爬行膜的速度与膜的温度和膜所越过的表面的条件有关。

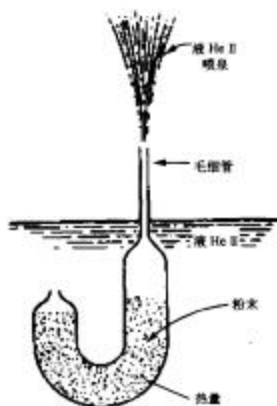


图 1-23 液态 He II 中的喷泉效应图

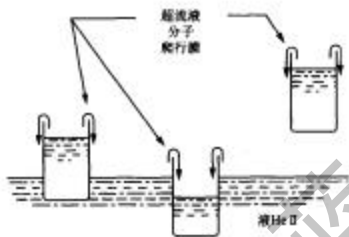


图 1-24 液态 He II 中的爬行现象图

第二声是发生在液氦 II 中的另一种有趣的现象。第二声类似于普通声音,有一个确定的速度(不同于第一声或普通声音的速度),而且形成了驻波,第二声波会被反射。第二声与普通声音不同之处在于它由温度波或温度的局部振荡构成,而普通声音由压力波或压力的局部振荡构成。Tizsa 在 1939 年从理论上预言了第二声现象。大约 7 年后, Peshkov 用实验观察到了它。第二声的速度随温度而变化, λ 点的第二声速为零,而绝对零度时第二声速达 239m/s。

1.2.5.4 氦 3

液态氦 3 是一种无色无味的液体,标准沸点为 3.19K。此沸点下的密度为 58.9kg/m^3 ,汽化潜热为 8.49kJ/kg 。这个值很小,以至于早期的研究者们怀疑在大气压下能否液化氦 3。就像液态氦 4 的情况,液态氦 3 在它的蒸气压下即使降到绝对零度也保持为液态。如图 1-25,在氦 3 凝固前,氦 3 必须在 0.32K 时被压缩到 2930.3kPa 才能到达凝固曲线的最低点。液态氦 3 在低温下的特点显然不同于液态氦 4,这是因为由于相对原子质量的不同和氦 3 的原子核里有奇数个粒子而氦 4 有偶数个粒子所造成的量子效应所引起。液态氦 3 在大约 3.5mK 时完成了另一种形式的超流体转变。

液态氦 3 和液氦 4 的混合物也显示出一些独特的性质。在 0.827K 以下的温度,液态氦 3 和液态氦 4 的混合物自发地分离为两相——一种是超流体(富含氦 4 相),另一种是常流体(富含氦 3 相)。这种相的分离现象成为氦稀释制冷机的基础,用它可成功地制得 1K 以下的低温。

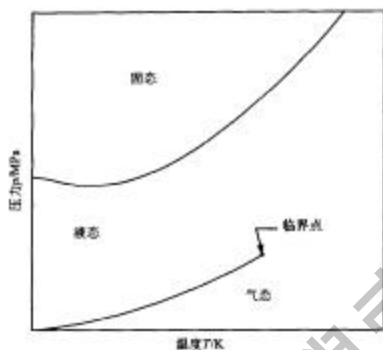


图 1-25 氨 3 的相图

1.3 制冷技术与学科交叉

制冷与低温技术在国民经济、人民生活、医疗卫生、环境保护、军事国防等广泛领域具有大量应用。表 1-3 已经列出了制冷与低温技术的应用领域。当今国民经济中,以 2001 年中国的国民生产总值为例,制冷与低温产品已经达到了 GDP 的 3% 以上。

制冷与低温技术的学科交叉领域举例如下:

1.3.1 空气调节

制冷和空调是相互联系的两个领域,但它们分属两个不同的学科,也有各自的范围。这种相互联系又相互独立的关系可用图 1-26 表示。



图 1-26 制冷与空调的关系图

制冷是一种降温冷却过程,其最大的应用就是空调,下面讲一下制冷在空调中的作用。

1.3.1.1 干式冷却

当空气的含湿量满足要求,而需要降低其温度时,可以通过制冷系统降低表面式冷却器的温度,但此温度必须高于湿空气的露点温度。当空气经过表面冷却器后,温度降低而含湿量不变,此处理过程称为干式冷却。空气经过干式冷却过程后,温度降低,焓值下降,但含湿量不变。

1.3.1.2 减湿冷却

如果制冷表面式冷却器的温度低于空气的露点温度,则既可降低空气的温度又可降低空气的含湿量。这种处理空气的过程称为减湿冷却。空气经过减湿冷却过程后,温度、焓值和含湿量均下降。

1.3.1.3 减湿与干式冷却混合方式

减湿冷却过程需要将表冷器降低到空气露点温度以下,一般常使得空调器系统蒸发温度降低到5℃左右,而实际空调系统空气温度在25~28℃,传统空调器减湿冷却方式使得系统能耗大大增加。如果将减湿与冷却分离,则可构成减湿与干式冷却混合方式,采用除湿剂或转轮干燥可有效地对处理空气减湿,然后再对干空气进行干式冷却。这种方式可以使空调系统节能20%~30%,比较适合于风管送风型中央空调系统。

1.3.2 人工环境

人工环境是指用人工方法构成各种人们所希望达到的环境条件,既包括地面的各种气候变化,也包括高空宇宙和其他特殊的要求。人机环境学科与航天航空学科相对应,主要以飞机、航天器内的温度和湿度控制为核心内容,但它的内涵也涉及制冷空调设备和技术。

与制冷有关的人工环境试验概括起来有以下几种:

- 1) 低温环境试验。它包括产品在低温环境中的性能试验、温度冲击试验(产品承受快速低温温度循环的能力)等。
- 2) 湿热试验。研究或检验温度、湿度对产品的工作性能的影响。
- 3) 盐雾试验。产品放在高湿的盐雾环境中进行试验,以检验产品及部件的耐腐蚀性能。
- 4) 多种气候试验。包括温度、风速、雨、雪、沙的试验,又称为全天候试验。
- 5) 空间模拟试验。模拟飞行器进入高空的情况,其环境特点是低温和真空。为达到外层空间的高真空,一个最有效的方法就是利用低温。低温抽真空或冻结

残余气体,被用于为空间模拟室和空间推进系统实验装置提供高真空。寒冷的外层空间可在环境箱里通过液氮冷却来模拟。20K 以下的稠密氮气或液氮被冷却用作冻结残余气体的深冷板。

对于人工环境试验来说,获取低温可以有以下几种方法:

1) 采用消耗制冷剂。在要求降温快、使用时间短的地方,可以采用消耗制冷剂,如液氮、干冰等。

2) 多级制冷。可用单一制冷剂进行两级或多级压缩、两级或多级节流,以达到制取低温的目的。

3) 复叠制冷。用两种或多种不同的制冷剂组成复叠制冷系统。例如,在复叠式蒸汽压缩制冷循环中,用高温制冷剂的低压蒸发来使低温制冷剂的高压蒸气冷凝,而用低温制冷剂的低压蒸发取得更低温度下的制冷效果。

4) 气体制冷。利用压缩气体推动膨胀机绝热膨胀,对外做功,使气体温度降低,而达到制冷目的。气体制冷循环也可以构成多级或复叠的形式。

1.3.3 食品冷冻与冷冻干燥

早在 1840 年,冰冻就作为一种保存食品的方法。如今有些冰冻食品的制备是将食品纸盒放在输送带上,并让其通过液氮容器或氮气冷却的通道。与液氮的直接接触能冻结外表面并保留味道和芳香。相比于需 30~48min 的传统加工方法,低温加工过程只需 7min 左右。在冰冻食品的运输卡车和铁路槽车中,液氮也被作为制冷剂来使用。根据对食品的处理方式不同,食品低温处理工艺又可分为以下三类。

1.3.3.1 食品的冷藏与冷却

将食品冷却至冻结温度以上的温度,并保藏在此温度(称冷藏温度)下。这是食品保鲜的常用方法之一。对于果蔬类食品冷藏能使其生命的代谢过程尽量缓慢进行,延迟其成熟期的到来,保持其新鲜度;对于动物性食品,冷藏能降低微生物的繁殖能力及生化反应速率,可作为暂时储藏或作为冻结冻藏的前处理。

1.3.3.2 食品的冻结与冻藏

将食品中的液体成分完全冻结成固态。食品冻结过程与溶液的冻结过程很类似,当温度降至最初冻结温度时,部分水分开始结冰,其余未冻部分的冰点就要降低。因此食品的冻结过程是冰点不断降低的过程。对于大多数食品,最初的冻结温度一般在 $-0.2 \sim -3^{\circ}\text{C}$ 。但要全部冻结,则要求达到 $-10 \sim -15^{\circ}\text{C}$ 或更低。

食品的快速冻结和在冻结温度下保藏能大大提高食品的保质期。但是在冻结和融化过程中,食品中的细胞会受冰晶生长的挤压而产生变形破裂,造成细胞质的流失,食品组织结构的破坏,而使食品的质量下降。食品冻结的速率越快,其冰晶

粒子越细小,对组织结构破坏程度也越小。

1.3.3.3 冷冻干燥

冷冻干燥是将食品或生物材料先进行低温固化,然后运用抽空的方法使冻结的水分以升华的形式从材料中抽出,使材料达成干燥的目的,所以又称“低温真空干燥”,或简称“冻干”,英文中名为 freeze drying。

冻干技术的特点是材料可以在常温下长期保存,而用冻干的方法除去水分要比一般干燥法能更好地保证材料的质量。

冻干的工艺一般包括预冷和二次干燥过程。预冷可用于干冰(固态二氧化碳)和乙醚混合,最低达 -72°C ;用液氮或其蒸气,最低达 -196°C 。用单级、双级、复叠式制冷循环,温度达 -40°C 和 $-60\sim-80^{\circ}\text{C}$ 。

冷冻干燥技术还可用于工业上制备超细微粒。其基本程序是先将材料制成均匀的溶液,然后用喷雾的方法,将溶液以雾状颗粒喷入 -196°C 液氮,使颗粒快速固化,再用真空泵将物料干燥。冻干法可制成毫微米(10^{-6}m)级的超细微粒。

1.3.4 低温生物医学技术

低温生物学是研究低温对生物体所产生的影响及其应用的学科。它包括动植物对寒冷环境的耐性、冻伤及其防治、低温酶学、极地生物学等,动植物细胞组织的低温保存和移植,食品、药品的低温保存和冷冻干燥,还包括电镀生物样品的低温制备技术等。

低温医学是研究温度降低对人类生命过程的影响,以及低温技术在人类同疾病做斗争中的应用的学科。它包括人的冻伤和防冻,低温麻醉,低温脑复苏等;人体重要细胞、组织、器官的低温保存、移植及临床应用;利用低温手术器械杀伤异常组织,如肿瘤等。

由上述可见,低温生物学和低温医学所研究的内容有很多是共同的,两者互相依赖、互相补充,故可把它们统一称为低温生物医学。

典型的应用例子有:①细胞组织程序冷却的低温保存,如用液氮容器被用来长期保存血液、组织、骨髓和动物精液;②超快速的玻璃化低温保存方法,以尽量减小低温生物组织受损伤;③利用低温器械,使病灶细胞和组织低温损伤而坏死的低温外科。低温外科被用来治疗帕金森综合症、眼外科及各种损伤,这种外科手术在许多方面比传统外科优越。

1.3.5 低温电子技术

敏感的微波放大器,即所谓的微波激射器,必须冷到液氮或液氦温度,以使放大器元素原子的热振荡不至于严重干扰微波的吸收与发射。低温冷却的微波激射器已被用于导弹观测器、接收远方星系的天文雷达和空间通信系统。

微型超导电子元件——超导量子干涉器,即 SQUIDS,被用在相当灵敏的数字式磁力计和伏安表上。这些装置的原理是一种叫 Josephson 效应的超导现象。它涉及通过一绝缘间隔的电子从一个超导体移到另一个超导体的量子机械隧道效应。

除了超导量子干涉器之外,其他使用超导的电子仪器包括超导放大器、整流器、变压器和磁体。在 MHD 系统、线性加速器和托克马克装置中,超导磁体被用来产生强磁场。超导磁体被用在时速达 500km 的高速悬浮列车上。

1.3.6 机械设计

运用与超导电性有关的 Meissner 效应,用磁场代替油或空气作润滑剂,可以制成无摩擦轴承。在船用推进系统中,无电力损失的超导电机已获得应用。偏差极小的超导陀螺也已经被研制出来。时速 500km/h 的低温超导磁悬浮列车已经在日本投入试验运行。

1.3.7 红外遥感技术

采用红外光学镜头可以拍摄热源外形,并可以对热源进行跟踪。一些红外材料往往工作在 120K 以下的低温下,使得热源遥感信号更为清晰,为了拍摄高灵敏度的信号往往需要更低的温度。这种技术已在研究外星体的远红外天文望远镜、民用中的气象卫星云图拍摄、军事中的导弹跟踪等方面得到了广泛应用。一般红外卫星需要 70~120K 的低温,往往通过斯特林制冷机、脉冲管制冷机、辐射制冷器来实现。空间远红外观测则需要 2K 以下的温度,往往通过超流氦的冷却技术来实现。

1.3.8 加工过程

炼钢时氧起到某些重要的作用。制取氨时也用到低温系统。压力容器加工时,将预成形的圆柱体放在冷却到液氮温度的模具中,在容器中充入高压氮气,让其膨胀 15%,然后容器被从模具中移开并恢复到室温。使用这个方法,材料的屈服强度能增加 4~5 倍。

1.3.9 材料回收

回收最困难的物体之一就是汽车和卡车的轮胎。把轮胎冷在液氮中,橡胶变脆,能被敲成碎块。轮毂和金属成分能很方便地从橡胶中分离出来。橡胶碎片能重新回收并用于其他目的。目前低温技术是回收钢结构轮胎中橡胶的惟一有效的方法,这种方法采用了低温粉碎技术。

低温粉碎技术是利用材料在低温状态下的冷脆性能,对物料进行粉碎。在常温状态下,材料内部的原子结合较为疏松,原子间的空隙比较大,当有外力作用在

材料上时,原子间的距离变小,从而使材料显示出弹性。如果把材料温度降低到一定温度,材料内部原子间距离显著地减小,这时如果受到外力作用,由于结合紧密的原子没有退让的余地,吸收外力使其变形的能力很差,因此也就失去了弹性而显示出脆性。对于橡胶等材料,只要被冷却到硬化温度或脆化温度以下,均能被粉碎,取得很细的胶粒。

1.3.10 火箭推力系统与高能物理

所有大型的发射的飞行器均使用液氧作为氧化剂。宇宙飞船的推进也使用液氧和液氢。观察研究大型粒子加速器产生的粒子的氢泡室要用到液氢。

以上是制冷与低温工程的一些应用领域——一个新的不断发展的领域,它与高新技术产业、国防科技、生物和医学、人民生活等密切相关,也是基础研究领域的重要工具。值得一提的是,从低温发展的历史看,利用低温工具,物理学家们发现了许多新的现象,已经有十多位科学家正是在低温下的研究成果使他们获得了诺贝尔物理奖。

第2章 制冷技术

2.1 蒸气压缩式制冷

在普通制冷温度范围内,蒸气压缩式制冷是占主导地位制冷方式,它属于液体蒸发制冷。液体蒸发制冷的特征是:利用制冷剂液体在气化时(蒸发时)产生的吸热效应,达到制冷目的。液体蒸发制冷构成循环的四个基本过程是:①制冷剂液体在低压(低温)下蒸发,成为低压蒸气;②将该低压蒸气提高压力成为高压蒸气;③将高压蒸气冷凝,使之成为高压液体;④高压液体降低压力重新变为低压液体,返回到①从而完成循环。

上述四个过程中,①是制冷剂从低温热源吸收热量的过程;③是制冷剂向高温热源排放热量的过程;②是循环的能量补偿过程。能量补偿的方式有多种,所使用的补偿能量形式相应的也有所不同。如果该过程的能量补偿方式是用压缩机对低压气体做功,使之因受压缩而提高压力,那么,这种制冷方式便称之为蒸气压缩式制冷。

2.1.1 蒸气压缩式制冷循环

制冷循环就是通过一定的能量补偿,从低温热源吸热,向高温热源排热。热源的温度决定制冷剂吸热与排热的温度与压力,相应地决定了制冷循环中的高低压侧的压力比。当高、低温热源的温度差不太大时,压力比不太大,采用单级压缩制冷循环。如果热源温差大到使压力比超过压缩机单级压缩允许的极限值,则采用压缩过程分级进行的多级压缩制冷循环,或者采用分段制冷的复叠式压缩制冷循环(视热源温差大的程度而定)。

2.1.1.1 单级蒸气压缩式制冷循环

容积式压缩机的单级压比受压缩机容积效率和压缩终了温度的制约,通常被限制在8~10;离心式压缩机的单级压缩比受工质相对分子质量大小与叶轮的周边速度制约,通常被限制在2~4。

单级蒸气压缩制冷的典型循环描述如下。

2.1.1.1.1 朗肯循环

朗肯循环是空调、制冷、食品冷藏温度范围大量使用的循环,又分基本朗肯循环与有回热的朗肯循环,其系统和循环原理分别如图2-1和图2-2所示。

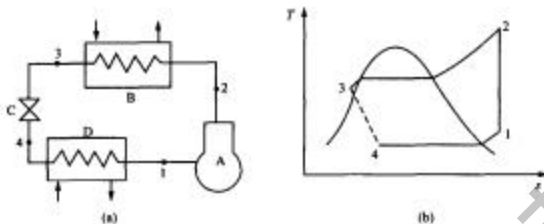


图 2-1 基本朗肯循环

(a) 系统图: A. 压缩机; B. 冷凝器; C. 节流机构; D. 蒸发器
(b) 循环 $T-s$ 图: 1-2 压缩过程; 2-3 冷却冷凝过程; 3-4 节流过程; 4-1 蒸发吸热过程

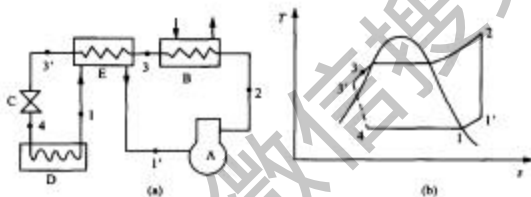


图 2-2 有回热的朗肯循环图

(a) 系统图: A. B. C. D. 同图 2-1(a); E. 回热器(气液热交换器)(b) $T-s$ 图: 1-2 压缩过程;
2-3 冷凝过程; 3-3' 液体过冷过程; 3'-4 节流过程; 4-1 蒸发过程; 1-1' 吸气过热过程

单级压缩制冷当蒸发温度比较低时,采用有回热的朗肯循环,以利提高循环效率和运行的稳定性,如冰箱、冷柜、低温商业冷库和食品陈列柜等。蒸发温度较高时便不必回热了。如空调、冷水机等。

从循环效率出发,朗肯循环处于工质的临界点以下,且远离临界点比较有利。因为近临界点情况下节流损失大。

2.1.1.1.2 劳伦茨循环

朗肯循环的主要特征是有两个定压定温的相变过程与纯质制冷剂及共沸混合物制冷剂的压力特性相适应。但若单级压缩制冷采用的制冷剂是非共沸混合物,由于该类物质在定压下相变时具有温度滑变,故循环中的两个相变过程变成伴随有降温的定压凝结和伴随有升温的定压蒸发。如图 2-3 所示,这便是劳伦茨循环。

劳伦茨循环由于可以在排热过程中将制冷剂的温度变化与热源的温度变化

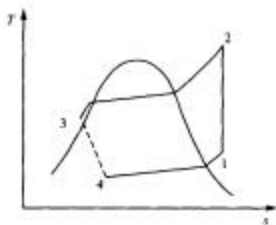


图 2-3 劳伦茨循环图

相协调起来,均衡整个传热过程中的传热温差,减小传热过程的不可逆损失,故从循环的热力学分析看,能够提高循环效率。不过从制冷机运行的实际出发,相变温度滑变引起分馏(气相与液相成分不同)。温度滑变愈大,分馏越严重。如果系统有泄漏,难以保证工质原来的成分比,同时,补充充注亦很难掌握。

2.1.1.1.3 跨临界循环

将 CO_2 作为制冷剂用于空调制冷的温度范围时,由于 CO_2 的临界温度低(仅 31.1°C),排热将在超临界区进行,而吸热则在临界点以下进行,整个循环跨越临界点,称这种单级压缩制冷循环为跨临界循环。其系统与循环原理如图 2-4 所示。

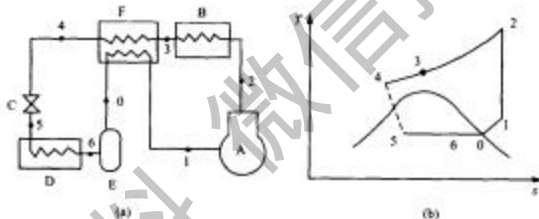


图 2-4 CO_2 跨临界循环图

- (a) 系统图: A: 压缩机; B: 气体冷却器; C: 节流阀; D: 蒸发器; E: 储液器; F: 内部热交换器;
 (b) T-s 图: 1-2 压缩过程; 2-3 气体冷却过程; 3-4 气体冷却过程; 4-5 节流过程; 5-6 蒸发过程;
 0-1 气体过热过程

它是一种与深冷装置中的高压(林德)流程气体液化与分离装置相类似的系统,只不过目的不是用作气体液化与分离,而是利用来制冷。系统由压缩机 A、气体冷却器 B、内部热交换器 F、节流阀 C、蒸发器 D 和储液器 E 及连接管道组成。 CO_2 被压缩到超临界压力,进入气体冷却器,被常温水或空气冷却,进入内部热交换器再进一步被冷却,经节流阀 C 压力降低,气体温度降低且大部分被液化,以低于露点的两相状态进入蒸发器,蒸发制冷。蒸发器中的液体并不全部气化,到蒸发器出口处制冷剂为湿蒸气状态(这有利于提高蒸发器传热效率),故在蒸发器后设储液器,储存未蒸发完的液体。饱和气体再经内部热交换器过热后被压缩机吸入,再

次压缩,如此周而复始完成循环。

2.1.1.2 多级蒸气压缩式制冷循环

在多级压缩制冷系统中,往复式压缩机常为两级压缩;离心式压缩机由于级压比小,故压缩级数分得更多。这里仅介绍往复式制冷机的两级压缩循环。

单级蒸气压缩制冷机运行时制冷剂的冷凝压力是由环境介质(如空气或水)温度所决定。在一定的冷凝温度下,随着蒸发温度的降低,冷凝压力和蒸发压力之差($p_k - p_s$)增大,因而使压缩比 p_k/p_s 变大。常规制冷系统里所使用的制冷压缩机,都是制造厂定型生产的。因此,使用这些压缩机的制冷系统,必须满足压缩机所规定的设计和使用条件。我国活塞式制冷压缩机标准 GB10875-89 中规定了不同制冷机使用温度在高温、中温和低温的不同温度范围。单级压缩循环所能达到的最低制冷温度是有限的。通常,最低只能达到 -40°C 左右。其主要原因是受单级活塞式压缩机的极限使用条件的限制。单级蒸气压缩活塞式制冷机,压缩比一般不超过 10。当蒸发温度过低,超出极限使用条件时会带来如下问题。

1) 压缩比增大时压缩机的输气系数 λ 大为降低,压缩机的输气量及效率显著下降。

2) 压缩机排气温度过高,使润滑油的黏度急剧下降,影响压缩机的润滑。当排气温度与润滑油的闪点接近时,会使润滑油碳化,以致在阀片上产生结碳现象。

3) 制冷剂节流损失增加,单位质量制冷量及单位容积制冷量下降过大,经济性下降。

所以,为了获得比较低的温度 $-40^{\circ}\text{C} \sim -70^{\circ}\text{C}$,同时又能使压缩机的工作压力控制在一个合适的范围内,就要采用多级压缩循环。从理论上讲,只要制冷剂的凝固温度足够低,随着级数的增加,能达到的蒸发温度就更低。但是,当蒸发温度很低时,蒸发压力也相应很低,蒸发压力过低时,一方面使空气渗入制冷系统内的可能性增加,不利于制冷机的正常工作;另一方面由于输气系数降低及蒸气比容增大,使压缩机气缸尺寸增大,运行经济性降低。对于活塞式压缩机,因阀门自动启闭特性,当吸气压力降低到 16kPa 以下时,压缩机已难以正常工作。因此,中温制冷剂的多级压缩制冷机的蒸发温度也不可能很低。例如,对于 R134a 及 R22 等当 $t_s = -80^{\circ}\text{C}$ 时蒸发压力已在 10kPa 以下,而氨在 -77.7°C 时已经凝固。在应用中温制冷剂时,三级压缩制冷循环的蒸发温度与两级压缩循环相差不大。所以,现代制冷机中,三级压缩循环应用很少,目前多应用于制造干冰的高压系统。

为了获得更低的温度,采用单一中温制冷剂的多级压缩循环将受到蒸发压力过低的限制,而如果采用低温制冷剂,例如,采用乙烷作为低温制冷剂,虽然在比较低的蒸发温度下,如 $t_s = -100^{\circ}\text{C}$ 时,其蒸发压力也不会过低 $p_s = 542\text{kPa}$,但其冷凝压力也大大提高,在 $t_k = 30^{\circ}\text{C}$ 时,其冷凝压力 $p_k = 4860\text{kPa}$,已经接近其临界状态。在接近临界状态时循环的节流损失大大增加。因此,制取比两级压缩制冷循

环更低的温度时,往往选用复叠式制冷循环。

两级压缩制冷机可用两台压缩机串联起来,制冷剂在系统中要进行两级压缩。一台压缩机称为低压级,另一台称高压级,每台压缩机的压缩比控制在 10 以内。系统的总压力比是两台压缩机压力比的乘积。

不同型式压缩机,其极限使用条件有所差异。螺杆式制冷机因采用喷油冷却,单级排气温度一般不超过 100°C ,因此,合理使用的最大压差和最大压比都比活塞式制冷压缩机大一些。故单级能达到的最低蒸发温度也比活塞式制冷机低。

离心式制冷机每一级能达到的压力比要比活塞式小。通常在使用氟利昂制冷剂时,压比不超过 4.5。因此,除了在冷凝温度不太高的空调系统中采用氟利昂单级制冷循环外,其他场合都需采用多级或复叠式制冷循环。

两级压缩制冷机可以按照节流级数分为一级节流和二级节流两种。一级节流是由冷凝压力 p_c 直接节流到蒸发压力 p_e ,而二级节流是指制冷剂液体先由冷凝压力 p_c 节流到中间压力 p_m ,再由中间压力节流到蒸发压力 p_e 。同时又可根据液体和蒸气中间冷却方式的不同分为中间完全冷却和中间不完全冷却及无中间冷却循环。所谓中间完全冷却是指将低压级的排气冷却成中压下的干饱和蒸气,如果只降低了温度而并未达到饱和状态时则称为中间不完全冷却,而无中间冷却的两级压缩循环实际上与一个单级压缩循环没有多大的区别,只不过是压缩过程分高低压两级来完成,这一循环常用于为了尽量简化设备的冷藏运输制冷装置中。

采用哪一种型式有利则与制冷剂种类、制冷剂容量及其他条件有关。常用的组成型式有以下五种。

- (1) 一级节流、中间完全冷却的两级压缩制冷循环
流程图和 $\lg p-h$ 图如图 2-5 所示。

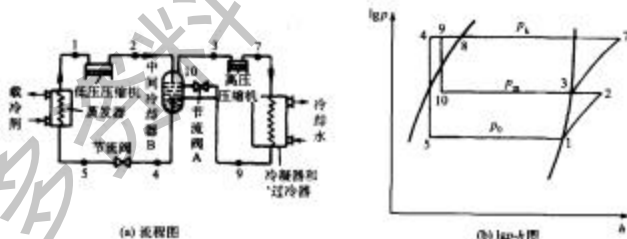


图 2-5 一级节流、中间完全冷却的两级压缩制冷循环图

在这个流程中,自冷凝器出来并经过中间冷却器盘管过冷的高压液体,通过一个节流阀 B 直接节流到蒸发压力。此外,由低压压缩机排出的气体,在中间冷却

器里冷却到中间压力下的饱和状态。

两级循环和单级循环的不同之处在于流经高压级压缩机的制冷剂流量 q_{m1} 和流经低压级压缩机的制冷剂流量 q_{m2} 不同。由图 2-5 可以看出,由高压压缩机排出并经冷凝器和过冷器流出的制冷剂液体分为两个部分:一部分经节流阀 A 进入中间冷却器,与低压压缩机排出的气体进行热、质交换而成为中间压力下的饱和气体,再去高压压缩机;另一部分流经中间冷却器的盘管内过冷,然后经过节流阀 B 流入蒸发器,蒸发后的气体流入低压压缩机。这种循环虽然使高压压缩机的流量增加,但高压压缩机所吸入的不再是过热蒸气,而是饱和蒸气,因此,高压压缩机的排气温度不致过高,这对等熵指数较大的制冷剂(如氨)是有利的。

(2) 一级节流、中间不完全冷却的两级压缩制冷循环

这是一种对于等熵指数较低的制冷剂(如 R134a)常用的两级压缩制冷循环。其流程图和 $\lg p-h$ 图见图 2-6。经低压级压缩机压缩的制冷剂蒸气与中间冷却器出来的状态 3 的饱和蒸气混合(成为过热状态 6)后,进入高压级压缩机,压缩后的制冷剂在冷凝器中冷凝成液体。依靠一部分冷凝后液体经节流阀 A 进入中间冷却器的盘管外而蒸发,使另一部分冷凝后液体制冷剂流过中间冷却器盘管后达到过冷状态 4,并经节流阀 B 流入蒸发器蒸发制冷。蒸发后的低压气体进入低压级压缩机压缩。

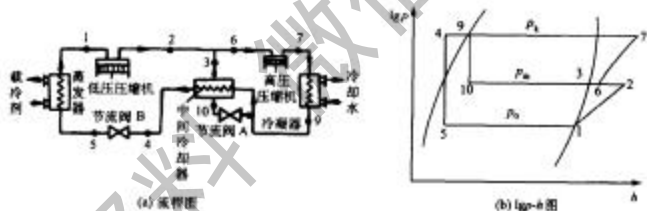


图 2-6 一级节流、中间不完全冷却的两级压缩制冷循环图

与前一循环一样,在这种循环系统中,去蒸发器的高压制冷剂液体在节流前经过过冷,达到相当低的温度,因此循环的单位制冷量较大,而且高压液体输送到较远或较高的地方时管路中不至于出现气化现象。

(3) 两级节流、中间完全冷却的两级压缩制冷循环

所谓两级节流是指进入蒸发器的制冷剂先由节流阀 A 节流到中间压力,并进入中间冷却器,然后从中间冷却器出来再经过节流阀 B 节流到蒸发压力。

两级节流中间完全冷却的优点是可以消除一级节流(图 2-7)中间冷却器盘管的传热温差。因此,在其他参数相同时,循环的制冷系数比一级节流略高。它的缺

点是当压缩机排气中含油时,特别是对氨制冷机,会在中间冷却器中积油,因此,这一循环对活塞式、螺杆式制冷系统不太适宜,而较适宜于氨离心式制冷系统。

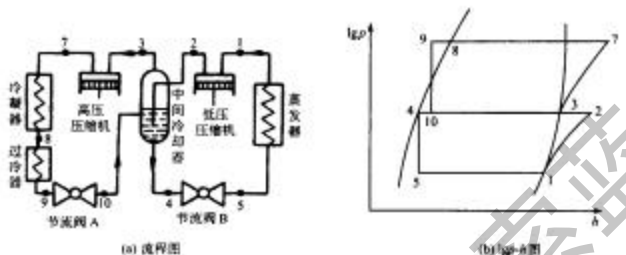


图 2-7 两级节流、中间完全冷却的两级压缩制冷循环图

(4) 两级节流、中间不完全冷却的两级压缩制冷循环
这一循环适宜于氟利昂离心式制冷机。图 2-8 表示了这一循环的流程图和 $\lg p-h$ 图。

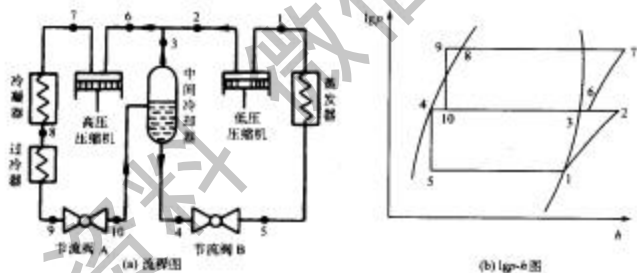


图 2-8 两级节流、中间不完全冷却的两级压缩制冷循环图

进入蒸发器的制冷剂先由节流阀 A 节流到状态 10,再由节流阀 B 节流到状态 5。进入高压级压缩机的制冷剂蒸气系由中间冷却器出来的状态 3 的饱和蒸气和低压级压缩机排出的(状态 2)过热蒸气相混合,其状态 6 为中间压力下的过热蒸气。

(5) 两级节流、具有中温蒸发器的中间完全冷却两级压缩制冷循环

图 2-9 为这种循环的流程图和 $\lg p-h$ 图。这种循环可以同时制取两种蒸发温度下的制冷量。例如,应用于冷库系统中同时提供冷藏间和冻结间的冷量。

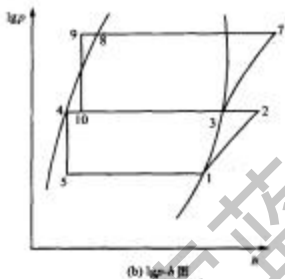
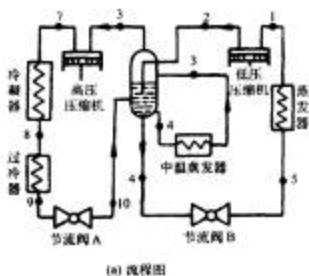


图 2-9 两级节流、具有中温蒸发器的中间完全冷却两级压缩制冷循环图

2.1.1.3 复叠式蒸气压缩式制冷循环

复叠式制冷循环通常是由两个(或数个)不同制冷剂工作的单级(也可以是多级)制冷系统组合而成。通常在高温系统里使用沸点较高的制冷剂,而在低温系统里使用沸点较低的制冷剂,各自成为一个使用单一制冷剂的制冷系统,其中高温部分系统中制冷剂的蒸发是用来冷凝低温部分系统中的制冷剂,而只有低温部分系统中的制冷剂在蒸发时向被冷却对象吸热(制取冷量)。因而它既能满足在较低蒸发温度下具有合适的蒸发压力,又能满足在环境温度下适中的冷凝压力。高温系统的蒸发器和低温系统的冷凝器合成一个设备,称为冷凝蒸发器。在冷凝蒸发器里,依靠高温系统制冷剂的蒸发,将低温系统的制冷剂冷凝成液体,高温部分系统中制冷剂再将热量传给环境介质(空气或水)。

表 2-1 复叠式制冷循环的组合型式与制冷温度和制冷剂种类的关系

最低蒸发温度/℃	制冷剂	制冷循环型式
-80	R22 - R23	R22 单级或两级压缩 - R23 单级压缩组合的复叠式循环
	R507 - R23	R507 单级或两级压缩 - R23 单级压缩组合的复叠式循环
	R290 - R23	R290 两级压缩 - R23 单级压缩组合的复叠式循环
-100	R22 - R23	R22 两级压缩 - R23 单级或两级压缩组合的复叠式循环
	R507 - R23	R507 两级压缩 - R23 单级或两级压缩组合的复叠式循环
	R22 - R1150	R22 两级压缩 - R1150 单级压缩组合的复叠式循环
-120	R507 - R1150	R507 两级压缩 - R1150 单级压缩组合的复叠式循环
	R22 - R1150	R22 两级压缩 - R1150 两级压缩组合的复叠式循环
	R507 - R1150	R507 两级压缩 - R1150 两级压缩组合的复叠式循环
	R22 - R23 - R50	R22 单级压缩 - R23 单级压缩 - R50 单级压缩组合的复叠式循环
	R507 - R23 - R50	R507 单级压缩 - R23 单级压缩 - R50 单级压缩组合的复叠式循环

复叠式制冷机可制取的低温范围是相当广泛的,至于采用由两个单级压缩循环的组合或由一个单级压缩循环和一个两级压缩循环的组合,还是由3个单级压缩循环的组合,主要取决于所需制冷温度。不同组合的复叠式制冷循环所能制取的低温见表2-1。

2.1.1.3.1 两个单级压缩循环组成的复叠式制冷机

图2-10示出两个单级系统组成的复叠式制冷循环系统图及 $T-s$ 图。低温系统中工作的制冷剂是R23,高温系统中工作的制冷剂是R22。高温系统由高温压缩机、冷凝器、节流阀和冷凝蒸发器组成。低温系统由低温压缩机、冷凝蒸发器、回热器、节流阀、蒸发器和膨胀容器组成。这种复叠式系统的最低蒸发温度可达到 -90°C 。在 $T-s$ 图中可以看出循环的工作过程:低温部分(R23)循环由1-1'-2-3-4-4'-5-1组成;高温部分(R22)循环由6-7-8-9-10-6组成。由于R22的蒸发和R23的冷凝是在同一个冷凝蒸发器内完成,并且在实际制冷系统中这个设备和环境是隔热的。因此,R22蒸发的吸热量应等于R23冷凝的放热量。且R22的蒸发温度低于R23的冷凝温度。其温差为冷凝蒸发器的传热温差,通常为 $5\sim 8^{\circ}\text{C}$,在图中以 Δt 表示。

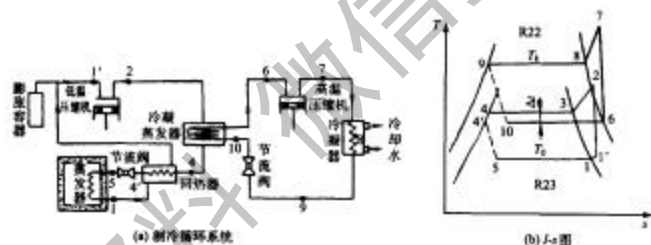


图2-10 由两个单级系统组成的复叠式制冷机图

2.1.1.3.2 一个两级压缩循环和一个单级压缩循环组成的复叠式制冷机

这一循环的高温部分为一级节流、中间不完全冷却、节流前液体过冷、带回热的两级压缩循环,采用制冷剂R22或R507。低温部分为带回热的单级压缩循环,采用制冷剂R23或R1150。最低蒸发温度可达 -110°C 。循环的系统原理图见图2-11,压-焓图见图2-12。

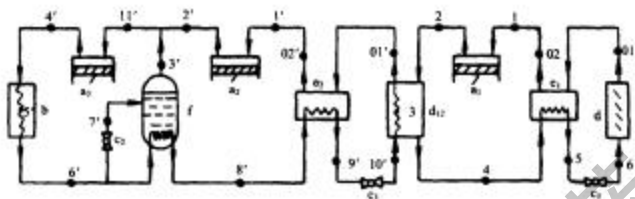


图 2-11 高温部分为两级压缩循环、低温部分为单级压缩循环组成的复叠式制冷循环系统

原理图

a_1 、低温部分压缩机； a_2 、高温部分低压级压缩机； a_3 、高温部分高压级压缩机； b 、冷凝器； c_1 、 c_2 、 c_3 、节流阀； d 、蒸发器； d_{12} 、冷凝-蒸发器； e_1 、低温部分气-液热交换器； e_2 、高温部分气-液热交换器； f 、高温部分中间冷却器

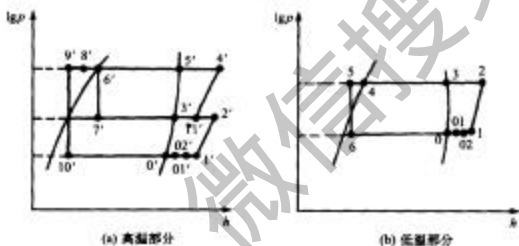


图 2-12 高温部分为两级压缩循环、低温部分为单级压缩循环组成的复叠式制冷循环 $\lg p-h$ 图

2.1.1.3.3 三个单级压缩循环组成的复叠式制冷机

这一循环由高、中、低温三部分组成，每个部分均为单级压缩循环。高温部分使用制冷剂 R22 或 R507，中温部分使用制冷剂 R23，低温部分使用 R50、R1150 或 R170 作为制冷剂。最低蒸发温度可达 $-120 \sim -140^\circ\text{C}$ 。循环的系统原理图和压-焓图见图 2-13。

2.1.1.3.4 用 CO_2 作为第二制冷剂的复叠式制冷机

在工业上生产干冰通常是先将二氧化碳冷凝成液体，然后再使液态二氧化碳节流降压后变成干冰。生产干冰的制冷机是以开式或半开式循环运转的，即 CO_2 既是原料又作为制冷剂。图 2-14 示出 CO_2 的压-焓图。从图中可以看出，当用自

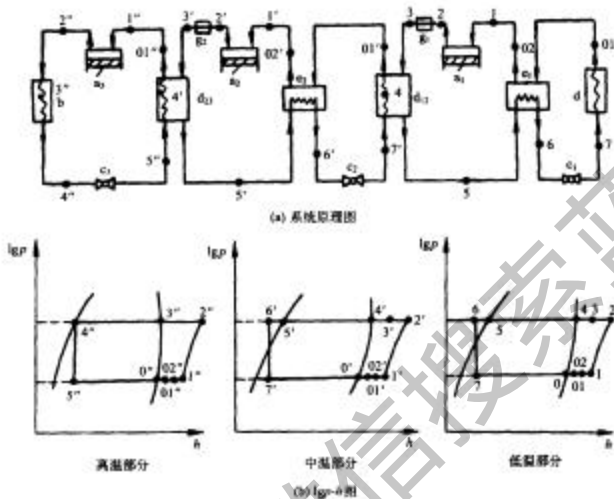


图 2-13 三个单级压缩循环组成的复叠式制冷循环系统

a_1 、低温部分压缩机； a_2 、高温部分低压级压缩机； a_3 、高温部分高压级压缩机； b 、冷凝器； c_1 、 c_2 、 c_3 、节流阀； d 、蒸发器； d_1 、 d_2 、冷凝-蒸发器； e_1 、低温部分气-液热交换器； e_2 、高温部分气-液热交换器； e_3 、水冷却器

然界冷却水冷却，在冷凝温度为 30°C 时，就需要将气体二氧化碳压缩到 7190kPa 。显然这样高的压力需要用三级压缩才能达到。为了降低二氧化碳的冷凝压力以减少压缩机的级数，可以用氨或氟利昂制冷机来使二氧化碳冷凝，这就是生产干冰的复叠式制冷机。图 2-15 示出生产干冰的复叠式循环原理图及其温-焓图。

2.1.2 蒸气压缩式制冷循环的热力计算

2.1.2.1 简单单级蒸气压缩式制冷的理论循环计算

为了能应用热力学理论对蒸气压缩式制冷机的实际过程进行分析，我们先提出一种简化的循环，称为理论循环，作为以后研究制冷机实际循环的基础。单级理论循环是建立在以下一些假设的基础上的：①压缩过程为等熵过程，即在压缩过程中不存在任何不可逆损失；②在冷凝器和蒸发器中，制冷剂的冷凝温度等于冷却介质的温度，蒸发温度等于被冷却介质的温度，且冷凝温度和蒸发温度都是定值；

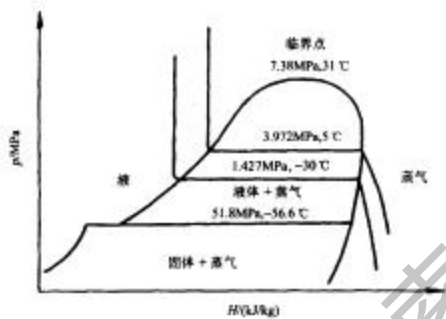


图 2-14 CO₂ 的压力-焓示意图

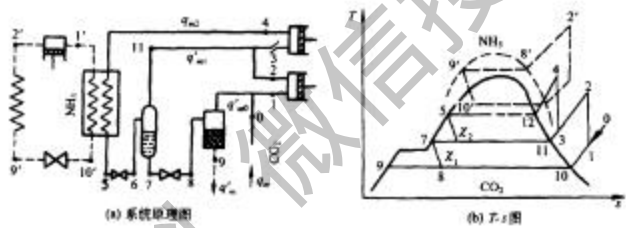


图 2-15 生产干冰的复叠式循环原理图及温-熵图

①离开蒸发器和进入压缩机的制冷剂蒸气为蒸发压力下的饱和蒸气，离开冷凝器和进入膨胀阀的液体为冷凝压力下的饱和液体；②制冷剂在管道内流动时，没有流动阻力损失，忽略动能变化，除了蒸发器和冷凝器内的管子外，制冷剂与管外介质之间没有热交换；③制冷剂在流过节流装置时，流速变化很小，可以忽略不计，且与外界环境没有热交换。

图 2-16 为上述理论循环在温-熵图和压-焓图上的表示。压缩机吸入的是以点 1 表示的饱和蒸气，1-2 表示制冷剂在压缩机中的等熵压缩过程。2-3-4 表示制冷剂在冷凝器中的冷却和冷凝过程，在冷却过程(2-3)中制冷剂与环境介质有温差，在冷凝过程(3-4)中制冷剂与环境介质无温差，在冷却和冷凝过程中制冷剂压力保持不变，且等于冷凝温度 T_c 下的饱和蒸气压力 p_c 。4-5 表示节流过程。制冷剂在节流过程中压力和温度都降低，但焓值保持不变，且进入两相区。5-1 表示制

制冷剂在蒸发器中的蒸发过程,制冷剂在温度 T_0 、饱和压力 p_0 保持不变的情况下蒸发,而被冷却物体或载制冷剂的热量被制冷剂带走。制冷剂的蒸发温度与被冷却物体间无温差。

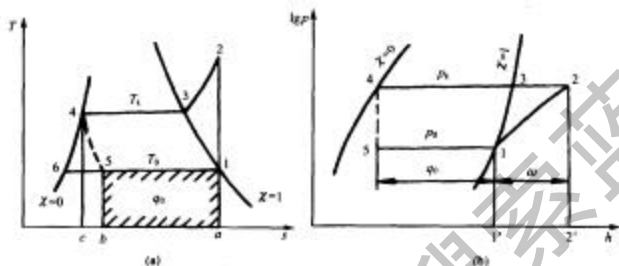


图 2-16 理论循环在 $T-s$ 图(a)和 $\lg p-h$ 图(b)上的表示图

按照热力学第一定律,对于在控制容积中进行的 状态变化存在如下关系

$$dq = dh - dw \quad (2-1)$$

这里,把自外界传入的功作为负值。对式(2-1)积分可以得到整个过程的表达式

$$q = \Delta h - w \quad (2-2)$$

按照式(2-1)和式(2-2),单级压缩蒸气制冷机循环的各个过程有如下关系

1) 压缩过程, $dq = 0$, 因而 $dw = dh$

$$w = h_2 - h_1 \quad (2-3)$$

式中, w 称为单位理论功,在 $T-s$ 图上用面积 1-2-3-4-c-b-5-1 表示,而在 $\lg p-h$ 图上以横坐标轴上的线段 1'-2' 的长度来表示。

2) 冷凝过程, $dw = 0$, 因而 $dq = dh$

$$q_s = h_2 - h_3 \quad (2-4)$$

式中, q_s 称为单位冷凝热,在 $T-s$ 图上用面积 a-2-3-4-c-a 代表,而在 $\lg p-h$ 图上是 以线段长度 2-4 表示。

3) 节流过程。节流过程为一不可逆过程,不能用微分符号表示,但对整个节流过程前后可用积分式表示,即 $w = 0$, $q = 0$, 因而

$$\begin{aligned} \Delta h &= 0 \\ h_4 &= h_5 \end{aligned} \quad (2-5)$$

这就是说,节流过程前后焓值相等,4.5两点在等焓线上。

4) 蒸发过程, $dw = 0$, 因而

$$\begin{aligned}dq &= dh \\q_0 &= h_1 - h_5 = h_1 - h_4\end{aligned}\quad (2-6)$$

q_0 称为单位制冷量, 习惯上取为正值, 在 $T-s$ 图上用面积 1-5-b-a-1 代表, 而在 $\lg p-h$ 图上则用线段 5-1 表示。

为了说明单级压缩蒸气制冷机制冷循环的性能, 采用下列一些性能指标, 这些性能指标均可通过循环各点的状态参数计算出来。

(1) 单位制冷量 q_0

压缩蒸气制冷循环单位制冷量可按式(2-6)计算。单位制冷量也可以表示成汽化潜热 r_0 和节流后的干度 x_5 的关系

$$q_0 = r_0(1 - x_5)\quad (2-7)$$

由式(2-7)可知, 制冷剂的汽化潜热越大或节流所形成的蒸气越少(x_5 越小), 则循环的单位制冷量就越大。

(2) 单位容积制冷量 q_v

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{h_1 - h_4}{v_1}\quad (2-8)$$

为了获得一定的制冷量, 若选用 q_v 大的制冷剂, 则压缩机需要提供的输气量就小。

我们已经知道, 循环的单位容积制冷量不仅随制冷剂的种类而变, 而且还随压缩机的吸气状态而变。对某一具体的制冷剂来说, 理论循环的蒸气比体积 v_1 随蒸发温度(或蒸发压力)的降低而增大, 若冷凝温度已经确定, 则单位容积制冷量 q_v 将随蒸发温度的降低而变小。

(3) 理论比功 w_0

理论循环中制冷压缩机输送单位(1kg)制冷剂所消耗的功称为理论比功。由于制冷剂在节流过程中不作外功, 因此, 压缩机所消耗的理论比功即等于循环的理论比功。对于单级蒸气压缩制冷机的理论循环来说, 理论比功可表示为

$$w_0 = h_2 - h_1\quad (2-9)$$

单级压缩蒸气制冷机的理论比功也是随制冷剂的种类和制冷机循环的工作温度而变的。

(4) 单位冷凝热 q_k

单位(1kg)制冷剂蒸气在冷凝器中放出的热量, 称为单位冷凝热。单位冷凝热包括显热和潜热两个部分, 即

$$q_k = (h_2 - h_3) + (h_3 - h_4) = h_2 - h_4\quad (2-10)$$

比较式(2-6)、式(2-9)和式(2-10)可以看出,对于单级压缩式蒸气制冷机理论循环,存在着下列关系

$$q_1 = q_0 + w_0 \quad (2-11)$$

这和用热力学第一定律分析循环时得出的结论完全一致。

(5) 制冷系数 ϵ_0

对于单级压缩蒸气制冷机理论循环,制冷系数为

$$\epsilon_0 = \frac{q_0}{w_0} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2-12)$$

在冷凝温度和蒸发温度给定的情况下,制冷系数愈大,表示循环的经济性愈好。由于 q_0 和 w_0 都随循环的工作温度而变,冷凝温度越高,蒸发温度越低,则制冷系数越小。

(6) 热力完善度

单级压缩蒸气制冷机理论循环的热力完善度按定义可表示为

$$\eta = \frac{\epsilon_0}{\epsilon_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \frac{T_1 - T_2}{T_0} \quad (2-13)$$

式中, ϵ_c 为在蒸发温度 (T_0) 和压缩机排气温度 (T_2) 之间工作的逆卡诺循环的制冷系数。热力完善度愈大,说明该循环接近可逆循环的程度愈大。

制冷系数和热力完善度都是用来评价循环经济性的指标,但是它们的意义是不同的。制冷系数是随循环的工作温度而变的,因此只能用来评定相同热源温度下循环的经济性,而对于在不同温度下工作的制冷循环,需要通过热力完善度的数值大小(接近1的程度)来判断循环的经济性。

2.1.2.2 液体过冷、气体过热及回热对理想循环性能的影响

上面所述的循环,是单级压缩蒸气制冷机的基本循环,也是最简单的循环。在实用上,根据实际条件对循环往往要作一些改进,以便提高循环的热力完善度。在单级制冷机循环中,这一改进主要有液体过冷、吸气过热及由此而产生的回热循环。

2.1.2.2.1 液体过冷

将节流前的制冷剂液体冷却到低于冷凝温度的状态,称为过冷。带有过冷的循环,称为过冷循环。

由制冷剂的热力状态图可知,节流前液体的过冷度愈大,则节流后的干度 x 就愈小,循环的单位制冷量就愈大。因此,采用液体过冷对提高制冷量和制冷系数都是有利的。图2-17表示了过冷循环1-2-3-4-4'-5'-1的 $T-s$ 图和 $\lg p-h$ 图。图

2-17 中 4-4' 为制冷剂液体在过热器中的过冷过程。过热器实际上就是一个换热器,来自冷凝器的饱和液体经过过热器再放出热量给冷却介质,使自己成为过冷状态。4'-5' 为节流过程,其余过程与基本循环相同。

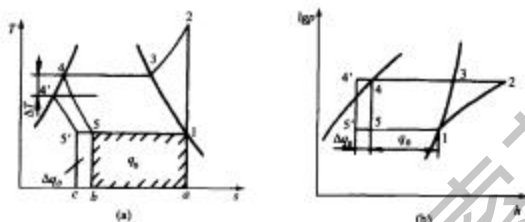


图 2-17 过冷循环在 $T-s$ 图(a)和 $\lg p-h$ 图(b)上的表示图

与无过冷的循环 1-2-3-4-5-1 相比,过冷循环的单位制冷量的增加量为

$$\Delta q_0 = h_5 - h'_5 = h_4 - h'_4 \quad (2-14)$$

在图 2-17(a)中, Δq_0 以面积 5'-5-b-c 表示,在图 2-17(b)中, Δq_0 以线段 5'-5 表示。因两个循环的理论比功 w_0 相同,过冷循环的制冷系数 ϵ' 比无过冷循环的制冷系数 ϵ 要大。

$$\epsilon' = \frac{(h_1 - h_4) + (h_4 - h'_4)}{h_2 - h_1} = \epsilon_0 + \frac{c' \Delta t}{h_2 - h_1} \quad (2-15)$$

式中: c' ——液体的平均比热容;

Δt ——过冷度。

由式(2-15)可知,采用过冷循环可以使循环的制冷系数提高,提高的数值等于 $\frac{c'}{h_2 - h_1}$ 和 Δt 的乘积,因此过冷度越大,循环的制冷系数提高得越多。此外,一定的过冷度还可以防止进入节流装置前制冷剂处于两相状态,从而使节流机构工作稳定。

制冷剂液体的过冷过程一般是在过热器中实现:当冷凝器用空气冷却时,过热器中需用水冷却,而当冷凝器用循环水冷却时,过热器需用深井水来冷却。总之,用于冷却过热器的介质温度通常都比冷却冷凝器的介质温度要低。冷凝器如果采用蛇管式或逆流套管式,则冷凝器的尾部(即充满液体的部分)也可起过热器的作用。当过热器单独设置时,要增加冷却水或深井水设施,水泵还要消耗功,在这种情况下采用过冷循环在经济上是否有利,需经技术经济分析才能确定。

2.1.2.2.2 吸入蒸气的过热

压缩机吸入前的制冷剂蒸气的温度高于吸气压力下制冷剂的饱和温度时,称为过热。具有吸气过热的循环,称为过热循环。

图 2-18 示出了过热循环 1-1'-2'-3-4-5-1 的 $T-s$ 图和 $\lg p-h$ 图。图中 1-1' 是吸气的过热过程,其余与基本循环相同。

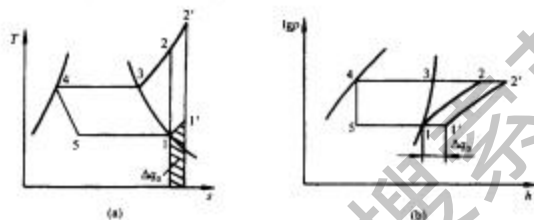


图 2-18 过热循环在 $T-s$ 图(a)和 $\lg p-h$ 图(b)上的表示图

如果吸入蒸气的过热发生在蒸发器的后部,或者发生在安装于被冷却空间内的吸气管道上,或者发生在两者皆有的情况下,那么由于过热而吸收的热量来自被冷却的空间,因而产生了有用的制冷效果,我们将这种过热称为有效过热。与无过热循环相比,有效过热循环的单位制冷量增大了,即

$$\Delta q_0 = h_1' - h_1 \quad (2-16)$$

而循环的理论比功也增大了 Δw_0

$$\Delta w_0 = (h_2 - h_1') - (h_2 - h_1) \quad (2-17)$$

因而有效过热循环的制冷系数可表示为

$$\epsilon' = \frac{q_0'}{w_0'} = \frac{q_0 + \Delta q_0}{w_0 + \Delta w_0} \quad (2-18)$$

由制冷剂的 $T-s$ 图我们可以得到,在过热度区,过热度越大,其等熵线的斜率越大,根据式(2-17),得

$$\Delta w_0 > 0 \quad (2-19)$$

因此,虽然有效过热的循环制冷量增大了,但耗功量也增大了。有效过热循环的制冷系数 ϵ' 是大于还是小于无过热循环的制冷系数 $\epsilon_0 \left(= \frac{q_0}{w_0} \right)$, 取决于比值 $\frac{\Delta q_0}{\Delta w_0}$ 是大

于还是小于 ϵ_0 。如果 $\frac{\Delta q_0}{\Delta w_0} > \epsilon_0$, 则过热有利。如果 $\frac{\Delta q_0}{\Delta w_0} < \epsilon_0$, 则过热不利。我们可以通过计算不同制冷剂在不同过热度条件下制冷系数的变化情况来定量分析上述结论。图 2-19 是当蒸发温度为 0°C 、冷凝温度为 40°C 时的计算结果。由图 2-19 可知, 制冷系数的增加还是减少仅仅与制冷剂的种类有关, 而改变量的绝对值几乎与过热度成正比。用同样的方法分析有效过热对容积制冷量的影响, 我们会得到与图 2-19 非常相似的结果。

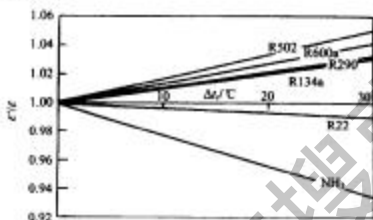


图 2-19 有效过热的过热度对制冷系数的影响图

上述分析是将吸气过热时所吸收的热量 Δq_0 作为可以利用的制冷量, 即有效过热。但也有另一种形式的蒸气过热, 即制冷剂蒸气在被冷却空间以外吸取环境空气的热量而过热, 这种过热称为无效过热。这时蒸气所吸收的热量不属于制冷量, 由式(2-16)~式(2-19)可知, 过热循环的制冷系数必然降低, 因此无效过热也称有害过热。制冷剂蒸气在吸气管中的过热一般为无效过热。蒸发温度越低, 则无效过热的影响越大。为了减轻无效过热, 吸气管需包绝热材料, 但尽管如此仍无法完全消除无效过热。

此外, 不管是有效过热还是无效过热, 虽然一定的过热度对容积式压缩机的吸气效果会有所改善, 也可避免吸入气体可能带液所导致的不利后果, 但是过热都将引起压缩机排气温度(t_2)的增加, 这一点对压缩机的工作是不利的。在实际操作过程中, 即使采用像 R502 这样的制冷剂, 也不要使过热度太大。表 2-2 给出了蒸发温度为 0°C 、冷凝温度为 40°C 时, 不同制冷剂在过热度分别为 0°C 和 30°C 时压缩机的排气温度计算结果。

表 2-2 过热度对排气温度的影响

过热度/ $^\circ\text{C}$	R502	R600a	R290	R134a	R22	NH_3
0	45.3	37.4	44.4	44.1	55.9	93.0
30	73.9	65.7	72.1	72.9	86.3	131.5

2.1.2.2.3 回热循环

我们已经知道,液体过冷对提高循环性能指标有好处,但要实现液体过冷需要有温度更低的冷却介质。自然界的这种冷却介质(如深井水)由于其温度不够低,从而不能实现较大的过冷度要求。利用回热使节流前的制冷剂液体与压缩机吸入前的制冷剂蒸气进行热交换,使液体过冷、蒸气过热,称为回热。具有回热的制冷循环,称为回热循环。利用回热循环是实现较大回热要求的有效措施,这一措施在低温领域得到更广泛的应用。

回热循环的流程图见图 2-20,其工作过程由图可以看出。制冷剂液体在回热器中被低压蒸气冷却,然后经节流阀进入蒸发器。从蒸发器流出的低压蒸气进入回热器,在其中被加热后再进入压缩机压缩,压缩后的制冷剂气体进入冷凝器中冷凝。

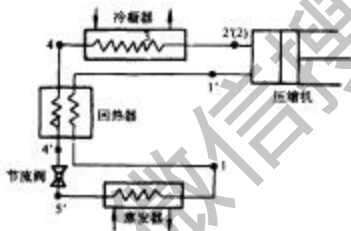


图 2-20 单级压缩蒸气制冷回热循环流程图

图 2-21 示出回热循环 $1'-2'-3-4-4'-5-1-1'$ 的 $T-s$ 图和 $\lg p-h$ 图。图中 $1-1'$ 是蒸气的过热过程, $4-4'$ 是液体的过冷过程。过热和过冷是在回热器内进行的。若不计回热器与环境空气之间的热交换,则液体过冷的热量等于使蒸气过热的热量,其热平衡关系为

$$h_4 - h_{4'} = h_{1'} - h_1 \quad (2-20)$$

或写成

$$c'(t_4 - t_{4'}) = c_p(t_{1'} - t_1) \quad (2-21)$$

式中: c' ——液体的比热容;

c_p ——低压蒸气的定压比热容。

由式(2-21)可以求出

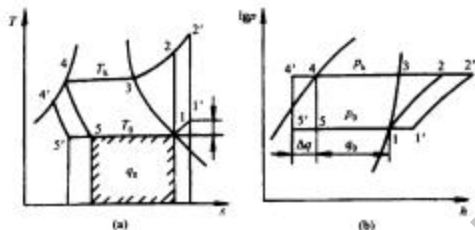


图 2-21 回热循环在 $T-s$ 图(a)和 $\lg p-h$ 图(b)上的表示图

$$t_e = t_0 - \frac{c_p^0}{c'}(t_r - t_0) \quad (2-22)$$

由于 c_p^0 总是小于 c' , 因此永远是 $t_e > t_0$, 即液体通过回热器不可能冷却到蒸发温度 t_0 。当选定 t_r 之后即可由式(2-22)求出 t_e 。

回热循环的性能指标如下:

单位制冷量

$$q'_0 = h_1 - h_e = h_r - h_4 \quad (2-23)$$

单位容积制冷量

$$q'_v = \frac{q'_0}{v_r} \quad (2-24)$$

单位功

$$w' = h_2 - h_r \quad (2-25)$$

制冷系数

$$\epsilon' = \frac{q'_0}{w'} = \frac{h_1 - h_e}{h_2 - h_r} \quad (2-26)$$

由图 2-21 可知, 与无回热循环 1-2-3-4-5-1 相比较, 回热循环的单位制冷量增大了

$$\Delta q_0 = h_4 - h_e = h_r - h_1 = c_p^0 \Delta t_R \quad (2-27)$$

但单位功也增大了

$$\Delta w_0 = w' - w_0 = (h'_2 - h'_1) - (h_2 - h_1) \quad (2-28)$$

吸气比体积增大到 v_r 。这样,自然要问,制冷系数及单位容积制冷量是增大还是减小呢?这需要具体加以分析才能做出回答。

回热循环的单位制冷量可表示成

$$q'_0 = q_0 + c_p \Delta t_n$$

循环的单位功可近似地表示成

$$w' = w_0 \frac{T_1}{T_0} = w_0 \left(1 + \frac{\Delta t_n}{T_0} \right) \quad (2-29)$$

单位容积制冷量和制冷系数可表示成

$$q'_e = \frac{q'_0}{v_r} = \frac{q_0 + c_p \Delta t_n}{v_1 \left(1 + \frac{\Delta t_n}{T_0} \right)} = q_e \frac{1 + \frac{c_p \Delta t_n}{q_0}}{1 + \frac{\Delta t_n}{T_0}} \quad (2-30)$$

$$\epsilon' = \frac{q_0 + \Delta q_0}{w_0 \left(1 + \frac{\Delta t_n}{T_0} \right)} = \epsilon_0 \frac{1 + \frac{c_p \Delta t_n}{q_0}}{1 + \frac{\Delta t_n}{T_0}} \quad (2-31)$$

由式(2-30)和式(2-31)可看出,回热循环的单位容积制冷量和制冷系数相对于无回热循环变化的程度是相同的。如果要使回热循环的单位容积制冷量及制冷系数比无回热循环高,其条件应是

$$1 + \frac{c_p \Delta t_n}{q_0} > 1 + \frac{\Delta t_n}{T_0}$$

即

$$c_p T_0 > q_0 \quad (2-32)$$

显然,对于一定的蒸发温度来说,式(2-32)成立,是取决于制冷剂的物性。凡是满足式(2-32)条件的制冷剂,采用回热循环后制冷系数可以提高,单位容积制冷量可以增大,因此是有利的,在实际应用中宜采用回热循环。对于不满足式(2-32)条件的制冷剂,回热循环的制冷系数及单位容积制冷量会比无回热循环低。

实际上,我们也可以通过与过热循环的比较来得到一些有用的结论。比较式(2-16)与式(2-27)及式(2-17)与式(2-28)可知,回热循环制冷量及制冷系数的改变量与有效过热循环一样,因此由图 2-19 和表 2-2 得出的结论同样适合于回热循环,即从单位容积制冷量和制冷系数角度看,R502、R290、R600a、R134a 等制冷剂采用回热循环有利,而 R22、R717 采用回热循环不利。此外,回热循环还具有过冷循环(由于制冷剂液体过冷)所带来的优点。

因此,在实用上是否采用回热循环,除了考虑制冷系数及单位容积制冷量是否提高以外,还应考虑下列一些因素:①采用回热后,使节流前制冷剂成为过冷状态,可以在节流过程中减少气化,使节流机构工作稳定;②采用回热后,自蒸发器出来的气体流过回热器时压力有所降低,因而增大了压缩机的压比,引起压缩功的增大。因此,究竟在什么情况下采用回热循环,要综合上述因素,具体分析,做出抉择。

还应指出,对于像 R113、R114 和 RC318 等类制冷剂,在 $T-s$ 图上的饱和蒸气曲线向左下方倾斜,当压缩机吸入的是饱和蒸气时其等熵压缩过程线将进入两相区内,而压缩机在湿压缩区通常是不宜工作的。因此,应该提高压缩机吸气温度或采用回热循环。

2.1.2.3 单级蒸气压缩式制冷实际循环计算

实际循环和理论循环有许多不同之处,除了压缩机中的工作过程以外,主要有下列一些差别。

1) 流动过程有压力损失。

2) 制冷剂流经管道及阀门时同环境介质间有热交换,尤其是自节流阀以后,制冷剂温度降低,热量便会从环境介质传给制冷剂,导致冷量损失。

3) 热交换器中存在温差,即冷却水或空气的温度 T 低于冷凝温度 T_c ,且 T 是变化的(进口温度低,出口温度高)。载冷剂或冷却对象的温度 T_0 高于蒸发温度 T_0 ,通常载冷剂的温度也是变化的(进口温度高,出口温度低)。

图 2-22 表示了实际循环的 $T-s$ 图和 $\lg p-h$ 图。图 2-22 中 5-6 为实际蒸发过程,它与被冷却物质之间存在温差。同时,由于热交换器中有流动损失,使制冷剂在蒸发器内有压力降,因此,5-6 是一条向右下方倾斜的直线。6-1,是蒸发器至压缩机开始压缩前这一过程中的压力和温度变化。为了表示清楚起见,我们把 6-1,过程看做制冷剂先由点 6 等压过热至状态点 a ,然后等熵节流至 1。压缩过程 1,至 2,是在气缸内进行的,压缩終了的气体状态为 2。由气缸内的点 2,排到冷凝器时的过程,也是一个有压力降低和温度降低的过程,图中 2,至 b 表示排气过程的冷却情况, $b-c$ 表示排气管道中的压降。 $c-3-4$ 表示在冷凝器中的冷却及冷凝过程。在这一过程中由于有流动阻力损失,因此压力是渐渐降低的,冷凝温度 T_c 也是变化的,同时,与冷却介质(如水、空气)之间存在着变化的温差 ΔT 。4-5 是实际的节流过程。它也是一个同环境介质有热交换的过程,过程前后焓值也稍有变化。

像图 2-22 所示的循环,难用手算法进行热力计算,工程设计中常对它做适当简化。简化的途径是:①忽略冷凝器及蒸发器中的微小压力变化,即以压缩机出口的压力作为冷凝压力(在大型装置中,压缩机的排气管道较长,应从排气压力减去

这一段管道压力损失后作为冷凝压力),以压缩机进口压力作为蒸发压力(在大型装置中尚需加上吸气管道的压力损失),同时认为冷凝温度和蒸发温度均为定值;
 ②将压缩机的内部过程简化成一个从吸气压力到排气压力的有损失的简单压缩过程;
 ③节流过程仍认为是前后焓相等的过程。经过上述简化,则实际循环可表示为图 2-23 中的 0-1-2-3-4-5-0,其中 1-2 是实际的压缩过程。经过这样的简化之后,即可直接利用 $\lg p-h$ 图进行循环的性能指标的计算,且由此而产生的误差也不会很大。

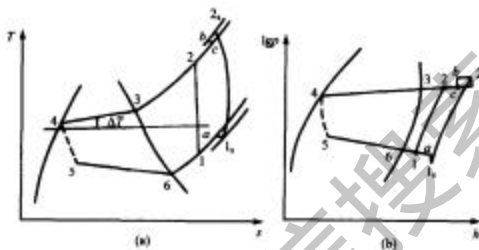


图 2-22 实际循环在 $T-s$ 图(a)和 $\lg p-h$ 图(b)上的表示图

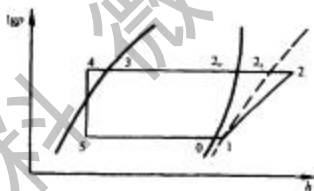


图 2-23 简化后的实际循环在 $\lg p-h$ 图上的表示图

下面是按照这样简化后的循环的性能指标的表达式,各下标对应于图 2-23 所示的状态点。

(1) 单位制冷量、单位容积制冷量及单位理论功

$$q_0 = h_1 - h_5 = h_1 - h_4$$

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} \quad (2-33)$$

$$w_0 = h_2 - h_1$$

这些同理论循环的计算完全一致。

(2) 单位冷凝热

$$q_k = h_2 - h_4 \quad (2-34)$$

式(2-34)中点2状态的焓值用下式计算

$$h_2 = (h_2 - h_1) / \eta_i + h_1 \quad (2-35)$$

式中, η_i 为压缩机的指示效率, 它被定义为等熵压缩过程耗功量与实际压缩过程耗功量之比。

(3) 制冷剂的循环流量

$$q_m = Q_0 / q_0 \quad (2-36)$$

式中, Q_0 为制冷量, 通常由设计任务给出。

(4) 压缩机的理论功率和指示功率分别为

$$N_0 = q_m w_0 \quad (2-37)$$

$$N_i = \frac{N_0}{\eta_i} \quad (2-38)$$

(5) 实际制冷系数

$$\varepsilon_s = \frac{Q_0}{(N_i / \eta_s)} \quad (2-39)$$

式中, η_s 为压缩机的机械效率。

(6) 冷凝器的热负荷

$$Q_k = q_m q_k \quad (2-40)$$

2.1.2.4 两级压缩制冷循环计算

在图 2-5 ~ 图 2-9 所示的二级压缩制冷循环中, 制取冷量的都是低压部分的蒸发过程, 其单位制冷量为

$$q_0 = h_1 - h_4$$

低压压缩机的单位理论功为

$$w_d = h_2 - h_1$$

当制冷机的冷负荷为 Q_0 时, 低压级制冷剂循环量为

$$q_{\text{ml}} = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{Q_0}{h_1 - h_4} \quad (2-41)$$

从而可算出低压压缩机消耗的理论功率为

$$P_{\text{ml}} = q_{\text{ml}} w_{\text{d}} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_4} Q_0 \quad (2-42)$$

流经高压级压缩机的制冷剂流量 q_{mH} 与低压级压缩机的制冷剂流量 q_{mL} 是不相同的, 需要根据中间冷却器的热平衡关系, 即取中间冷却器为控制体, 忽略它对四周环境的热交换。

对于中间完全冷却的两级循环:

$$\begin{aligned} q_{\text{mH}} h_3 + q_{\text{ml}} h_2 &= q_{\text{mH}} h_1 + q_{\text{ml}} h_4 \\ q_{\text{mH}} &= q_{\text{ml}} (h_2 - h_4) / (h_3 - h_4) \end{aligned} \quad (2-43)$$

高压压缩机的单位理论功为

$$w_{\text{H}} = h_7 - h_3$$

由此可得高压压缩机的理论功率, 即

$$P_{\text{H}} = q_{\text{mH}} w_{\text{H}} = \frac{Q_0}{h_1 - h_4} \frac{h_2 - h_4}{h_3 - h_4} (h_7 - h_3) \quad (2-44)$$

根据制冷系数的定义, 两级压缩制冷循环的理论制冷系数为

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{q_{\text{mH}} w_{\text{H}} + q_{\text{ml}} w_{\text{d}}} \quad (2-45)$$

则两级压缩中间完全冷却制冷循环的理论制冷系数为

$$\varepsilon = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1 + \frac{h_2 - h_4}{h_3 - h_4} (h_7 - h_3)} \quad (2-46)$$

对于中间不完全冷却的两级循环, 根据中间冷却器的热平衡关系

$$q_{\text{mH}} h_3 = (q_{\text{mH}} - q_{\text{ml}}) h_2 + q_{\text{ml}} h_4$$

可得到流经高压级压缩机的制冷剂流量为

$$q_{\text{mH}} = q_{\text{ml}} (h_3 - h_4) / (h_3 - h_2) \quad (2-47)$$

高压压缩机的单位理论功为

$$w_{\text{H}} = h_7 - h_4$$

式中 h_6 可根据高压压缩机吸气管道中绝热混合来计算:

$$q_{\text{m}} h_6 = (q_{\text{m}} - q_{\text{m}2}) h_3 + q_{\text{m}2} h_2$$

故

$$h_6 = \frac{q_{\text{m}} h_3 + q_{\text{m}2} (h_2 - h_3)}{q_{\text{m}}} = h_3 + \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_4} (h_2 - h_3) \quad (2-48)$$

高压压缩机消耗的理论功率为

$$P_{\text{H}} = q_{\text{m}} w_{\text{H}} = \frac{Q_0}{h_1 - h_4} \frac{h_3 - h_4}{h_2 - h_4} (h_7 - h_6) \quad (2-49)$$

中间不完全冷却的两级循环的理论制冷系数为

$$\varepsilon = \frac{h_1 - h_4}{(h_2 - h_1) + \frac{h_3 - h_4}{h_2 - h_4} (h_7 - h_6)} \quad (2-50)$$

对于前述两级节流、具有中温蒸发器的中间完全冷却两级压缩制冷循环进行高压级压缩机制冷剂流量计算时,应该加上流经中温蒸发器的制冷剂流量 $q_{\text{m}0}$ 。

$$q_{\text{m}} = \frac{Q_0}{h_1 - h_4}$$

式中, Q_0 为中温蒸发器的制冷量。

对于这一制冷系统,流经高压级压缩机的制冷剂流量和低压级压缩机的制冷剂流量之间有下列关系

$$q_{\text{m}} = q_{\text{m}2} + q_{\text{m}0}$$

根据中间冷却器的热平衡关系可求得高压压缩机和低压压缩机的制冷剂流量比,即

$$\begin{aligned} q_{\text{m}2} h_2 + q_{\text{m}} h_2 + q_{\text{m}0} h_3 &= q_{\text{m}2} h_4 + q_{\text{m}} h_3 + q_{\text{m}0} h_4 \\ \frac{q_{\text{m}2}}{q_{\text{m}}} &= \frac{h_2 - h_4}{h_2 - h_4} + \frac{q_{\text{m}0}}{q_{\text{m}}} \frac{(h_3 - h_4)}{(h_3 - h_2)} \end{aligned} \quad (2-51)$$

循环理论制冷系数为

$$\varepsilon = \frac{q_{\text{m}2} (h_1 - h_4) + q_{\text{m}0} (h_3 - h_4)}{q_{\text{m}2} (h_2 - h_1) + q_{\text{m}0} (h_2 - h_1)} \quad (2-52)$$

上述式(2-41)~式(2-52)中比焓的下标编号分别对应图 2-5~图 2-9 中有关状

态点的编号。

对于实际循环的热力计算和分析方法与单级压缩制冷循环相同,即在理论计算的基础上,在确定出压缩机的输气系数和效率之后,进一步计算压缩机的理论输气量、轴功率及实际循环的性能指标。但需要注意的是,在计算中间冷却器的热平衡及高低压级的流量比 q_{m1}/q_{m2} 和冷凝器热负荷时都需要用压缩机实际过程的排气焓值。

低压压缩机实际过程的排气焓值为

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{is}} \quad (2-53)$$

高压压缩机实际过程的排气焓值(中间完全冷却)为

$$h_3 = h_2 + \frac{h_{3s} - h_2}{\eta_{is}} \quad (2-54)$$

式中, η_{is} 、 η_{is} 分别为高、低压压缩机的指示效率;带 s 下标的为按等熵过程所求得的数据。

另外,低压压缩机的输气系数应按相同压力比的单级压缩机输气系数的 90% 左右估计,这是因为在两级压缩中,低压级压缩机吸入制冷剂蒸气的温度和压力都要比相同压力下的单级压缩机要低,这些因素的变化都将使输气系数降低。

通过计算,便可根据计算出的压缩机输气量和功率选配压缩机及电动机,根据制冷量 Q_0 和冷凝器热负荷 Q_c 选配蒸发器和冷凝器。

在进行两级压缩制冷循环计算时,首先要确定中间压力。正确而合理地选择中间压力,可以使所设计的循环具有高的经济性。

一些文献曾给出了确定中间压力(或中间温度)的经验公式或图线。下面列举几个推荐应用的公式。

(1) 按压力的比例中项确定中间压力

$$p_m = \sqrt{p_c \cdot p_0} \quad (2-55)$$

式中, p_c 、 p_0 和 p_m 分别为中间压力、蒸发压力和冷凝压力,单位为 MPa。

此式是两级压缩制冷机确定最佳中间压力的公式。推导时按高压级和低压级压缩机流量相同,吸气温度相同导出。这一点和两级制冷循环是有区别的,因此按式求出的中间压力和制冷循环的最佳中间压力有一定的偏差。但公式很简单,可用于初步估算。

(2) 按温度的比例中项确定中间压力

$$T_m = \sqrt{T_c \cdot T_0} \quad (2-56)$$

式中, T_m , T_e 和 T_k 分别为中间温度, 蒸发温度和冷凝温度, 单位均为 K。

实际使用表明, 在蒸发温度不太低时, 按式(2-56)算出的中间温度与最佳中间温度偏差不大。根据 T_m 可以从制冷剂的饱和蒸气物性表中查出中间压力 p_m 。

(3) 用经验公式直接计算最佳中间压力(或温度)

对于两级氨制冷循环, 拉赛(A. Rasi)提出了较为简单的最佳中间温度计算公式

$$t_m = 0.4t_k + 0.6t_e + 3 \quad (2-57)$$

式中, t_m , t_k 和 t_e 分别表示中间温度、冷凝温度和蒸发温度, 单位均为 $^{\circ}\text{C}$ 。

式(2-57)不只适用于氨, 在 $-40 \sim -40^{\circ}\text{C}$ 温度范围内, 对于 R12 也能得到满意的结果。

在选择确定中间压力之前, 应先选定循环的形式和使用的制冷剂, 然后根据设计任务中规定的蒸发温度、冷凝温度和制冷量的数值, 确定出中间压力, 并根据中间压力确定高压级和低压级压缩机的理论输气量。

在这种情况下, 中间压力须按“制冷系数最大”这一原则去确定。首先需要选定两级压缩制冷循环的形式, 之后, 根据给定的 p_1 , p_2 值先确定相应中间温度的近似值, 并在其附近选取若干个中间温度 t_{m1} , t_{m2}, \dots, t_{mn} , 分别计算出制冷循环的制冷系数 $\epsilon_1, \epsilon_2, \dots, \epsilon_n$, 绘出曲线图, 如图 2-24 所示。从曲线中找出最高点, 得到相应的最佳中间温度 $t_{m,opt}$ 。由 $t_{m,opt}$ 找出饱和压力, 即最佳中间压力。若需要更精确的计算结果, 可通过编制计算程序, 利用计算机来自动选定最佳中间压力。

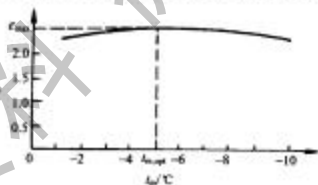


图 2-24 最佳中间温度的确定示意图

在工程设计上, 由于最佳中间压力(或中间温度)附近的制冷系数数值变化很小, 只要找到最佳中间压力附近的数值就可以了。

此外, 在工程中经常遇到规定了制冷循环中高压级压缩机的理论输气量及循环的蒸发温度和冷凝温度, 求相应的中间压力。由于制冷压缩机的生产已经系列化, 压缩机的理论输气量是根据现有生产机种的缸径、行程、转速和气缸数确定的。在这种情况下, 可以采用图解法求出符合压缩机输气量要求的中间压力。但应注

意,这时所求得的中问压力不一定是最佳中间压力。

2.1.2.5 复叠式制冷循环计算

复叠式制冷循环是由单级或两级压缩制冷循环组成的,在制冷机循环中除个别兼供中温冷量的循环外,割取冷量的均是低温部分的蒸发过程 5-1(图2-10),其单位质量制冷量为

$$q_{0d} = h_1 - h_5 \quad (2-58)$$

低温部分消耗的单位理论功为

$$w_d = h_2 - h_1 \quad (2-59)$$

低温部分的制冷量为 Q_{0d} 时,则其循环制冷剂流量为

$$q_{0d} = \frac{Q_{0d}}{q_{0d}} = \frac{Q_{0d}}{h_1 - h_5} \quad (2-60)$$

压缩机的轴功率为

$$P_d = q_{0d} \frac{w_d}{\eta_u \eta_m} \quad (2-61)$$

式中, η_u 为低温部分压缩机的指示效率, η_m 为低温部分压缩机的机械效率。

压缩机的理论输气量为

$$q_{0d} = \frac{q_{0d} v_1}{\lambda_d} = \frac{Q_{0d}}{h_1 - h_5} \frac{v_1}{\lambda_d} \quad (2-62)$$

式中, λ_d 为低温部分压缩机的输气系数。

为低温部分提供冷却的高温部分制冷量 Q_{0g} 等于低温部分的冷凝负荷 Q_{0d} 加上冷凝蒸发器及连接管路的冷量损失 ΔQ_g , 因此高温部分循环制冷剂流量为

$$q_{0g} = \frac{Q_{0g}}{q_{0g}} = \frac{Q_{0g}}{h_6 - h_{10}} \quad (2-63)$$

压缩机的理论输气量为

$$q_{0g} = \frac{q_{0g} v_6}{\lambda_g} \quad (2-64)$$

式中, λ_g 为低温部分压缩机的输气系数。

根据上述计算即可求出压缩机的轴功率 P

$$P = q_{0g} \frac{h_3 - h_6}{\eta_u \eta_m} = \frac{Q_{0g}}{h_5 - h_{10}} \frac{h_3 - h_6}{\eta_u \eta_m} \quad (2-65)$$

式中： η_m ——高温部分压缩机的指示效率；

η_{m_1} ——高温部分压缩机的机械效率。

电动机功率选配时应按压缩机的启动工况确定。高温部分压缩机可直接按前述单级或两级压缩机选配原则进行确定。低温部分压缩机启动工况可按下列条件确定：以高、低温部分的中间温度（即低温部分的冷凝温度）作为低温部分压缩机的启动工况时的蒸发温度，同时将低温部分冷凝热量与高温部分的蒸发热量平衡时的温度（压力）点作为低温压缩机启动工况时的冷凝温度。

复叠式制冷循环两个部分衔接的中间温度，即冷凝蒸发器内蒸发器侧制冷剂工作温度的合理确定，对制冷机的经济性具有重要的意义。通常是按各部分每个压缩级的压力比大致相等的原则来确定，如高温部分为两级压缩制冷系统时，则低温部分的压力比可与高温部分的低压级压缩机的压力比相等。一般要求每个压缩级的压力比不超过 10。总的来说，复叠式制冷循环中间温度的确定，既应考虑能量利用情况，也考虑压缩机气缸工作容积的利用率。

冷凝蒸发器中的传热温差通常为 5~8℃，最近，迈勒普拉萨特在考虑了中间传热温差后，得到如下计算中间温度的公式

$$T_m = (T_1 T_2)^{0.5} - 0.5\Delta T + 0.125\Delta T^2 / (T_1 T_2)^{0.5} \quad (2-66)$$

式中， T_1 、 T_2 为高温部分冷凝温度、低温部分蒸发温度，单位均为 K。

式(2-66)只适用于由两个单级压缩或两个两级压缩组成的复叠式制冷机。对于由一个两级压缩循环和一个单级压缩循环组成的复叠式制冷机，则应按各部分每个压缩级的压力比大致相等的原则来确定。

2.1.3 蒸气压缩式制冷系统的构成

蒸气压缩式制冷系统的构成包括：压缩机、热交换设备、节流机构、管道、各种控制阀及一些辅助部件。

2.1.3.1 压缩机

压缩机是压缩式制冷系统的核心，常称其为制冷系统的“主机”，足以说明它在系统中的重要地位。有用能的输入及制冷剂在系统中的循环流动都靠压缩机来实现。此外，制冷机的整机性能、可靠性、寿命与噪声等，也主要取决于压缩机。

压缩机按压缩原理有两大类：容积型和速度型。容积型压缩机通过对运动机构做功，以减少压缩容积，提高蒸气压力来完成压缩功能。速度型压缩机则由旋转部件连续将角动量转换给蒸气，再将该动量转为压力。图 2-25 示出目前制冷和空调常用压缩机的分类及其结构示意图。图 2-26 表示各类压缩机在制冷和空调工程中的应用范围。

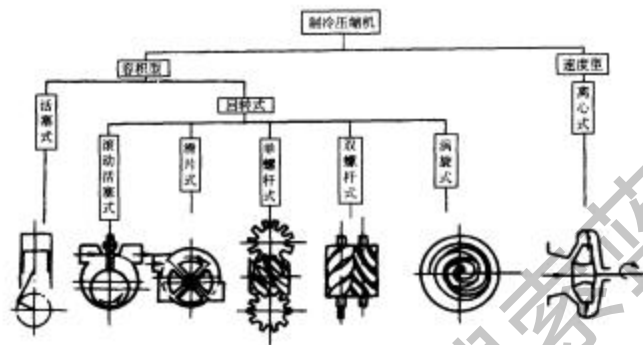


图 2-25 制冷和空调用压缩机的分类及结构示意图

用途	家用冷藏箱、冻结箱	房间空调器	汽车空调设备	住宅用空调器和热泵	商用制冷和空调设备	大型空调设备
压缩机形式						
活塞式	100W				200kW	
滚动转子式	100W			10kW		
涡旋式		5kW			70kW	
螺杆式					150kW	1400kW
离心式						350kW 及以上

图 2-26 各类压缩机在制冷和空调工程中的应用范围图

2.1.3.1.1 活塞式压缩机

主要由机体(曲轴箱)、气缸、活塞、吸气阀、排气阀和曲轴连杆机构组成。驱动机构传递来的旋转运动经曲轴连杆机构转变成活塞沿气缸内壁的往复运动,使气缸内的封闭容积发生周期性的变化,配合气缸端部吸排气阀的自动启、闭,每旋转一周完成一次“吸气—压缩—排气”循环。

往复式压缩机又有开启式与封闭式之分。开启式压缩机与原动机是完全独立

的,压缩机主轴伸出机壳外通过连轴节与原动机连接。大型压缩机多采用开启式机构。另外,以发动机为驱动机时,即使小型压缩机也只能做成开启式(如汽车空调用的斜盘式压缩机)。大型开启式压缩机结构较为复杂,通常为多缸,有四缸、六缸、八缸,并设有气缸卸载机构,使压缩机能力具有可调节性,便于根据负荷需要调节制冷量,同时还可以卸载启动。开启式压缩机的缺点是要求对主轴颈处采用专门的密封措施,尽管如此,制冷剂泄漏仍在所难免。

由于为满足制冷系统对密封性的特殊要求,发展了封闭式压缩机。封闭式压缩机有半封闭和全封闭两类,它们均由电动机驱动。半封闭压缩机是将电动机的转子直接安装在压缩机的主轴上,电动机的定子与压缩机在一个共同的壳体内,壳体的端部有盖,用螺栓固定在壳体上,因此不需要专门的轴封,不但简化了结构,也避免了开启式压缩机可能存在的轴封泄漏问题。由于电动机封闭在壳体内,半封闭压缩机的吸气先经过电动机再进入气缸,用吸气冷却电动机,以改善电动机的运行性能。半封闭是中等容量压缩机所采用的结构型式。

全封闭压缩机是将压缩机和电动机整个置于一个封闭的钢壳内,钢壳外部焊死,仅吸、排气口和电动机的接线柱与外部相连。与半封闭结构相比,全封闭压缩机进一步排除了前者各结合部(法兰、螺栓连接)泄漏的可能性,构造更简单。此外,它的曲轴一般都垂直布置,整个机器用弹簧支撑在壳体中,故压缩机振动和噪声将尽量少地传到壳体外部,特别适合家用制冷装置。

全封闭结构型一般为小容量压缩机。这是受全封闭壳体尺寸的限制。因为造大的全封闭机,深拉模工艺使大壳体的造价太高,不宜普遍采用。半封闭和开启式机便于做成多缸,是大容量、高压比普遍选择的机型。开启机提供更多的灵活方便性,尤其是需要维修时。

活塞式压缩机有以下五个特点。①因为是往复运动,转速不宜太高。②气缸工作腔有间隙容积,它是影响压缩机容积效率的主要因素,因而制约压缩比不宜过高(即使排气温度许可的话)。③气缸工作腔必须设置吸、排气阀,使吸、排气过程产生阻力损失,影响压缩机的效率和容积效率。气阀的运动规律对压缩机性能起重要影响,运行中当工况偏离设计条件时,气阀运动规律恶化,使压缩机效率和制冷量下降。此外,气阀寿命直接影响压缩机可靠性,气阀噪声也是压缩机的一个主要噪声源。④结构复杂,零部件多。使同样冷量下它的体积和质量比其他机型大。⑤往复式压缩机不允许吸气带液,因为这将导致压缩机的严重破坏。

由于活塞往复式压缩机的工艺技术与往复式发动机类似,故其加工制造技术相当成熟。有活塞环密封的往复机即使有明显的磨损仍能满意持续运行较长时间。考虑到它比其他机型容易修理,有充分的维修人员队伍,故往复式压缩机的应用最广泛。近年来,计算机辅助设计大大改善了其性能与结构,主要是由于采用新型、改进了的阀、孔和流道。压缩机辅助设计的研究成果现在已被大量的制造厂用于改善其内部的传热,故可望进一步获得性能和效率的提高。但是,显然其他结构

型式的压缩机具有原理方面的固有优势,在可靠性、容积效率和压力波动方面更具长处,所以看来除小型应用场合外,往复式压缩机已经并将继续丧失一部分市场,而让位给其他型式的压缩机。

2.1.3.1.2 回转式压缩机

最普通回转机为固定叶片式结构,常常又称作“滚动活塞式压缩机”。所谓“固定叶片”的意思是指叶片只滑动不转动。20年前更普遍流行的是叶片既转动又滑动的结构型式,称“滑片式压缩机”。现在滚动活塞式压缩机在家用冰箱和房间空调器很普遍。这类机比往复机更可靠,主要是因为它没有吸气阀。它的另一优点是同等能力下尺寸小。回转机的局限性在于:压缩机中任何基本磨损(轴承、轴、转子或叶片等磨损)都使间隙变大,并明显影响压缩机性能。因此,在系统清洁度有可靠保障的装置上使用回转机是很好的,它制造成本低,价格上也是很合算的选择。如上述冰箱、冷柜、空调器,它们都是在工厂封闭的系统。对于那些需要现场安装的装置,如集中式住宅空调系统或绝大多数商用制冷装置,选择回转机就不大好,因为系统中常常发现有大量脏物,致使压缩机磨损和性能迅速恶化。

回转机广泛在远东(尤其是日本)使用,装备在变频制冷系统上,如变频空调器。这是由于回转机的压比低,又比往复机更适合于变速(因无吸气阀),在变频空调器上可以在10:1转速变化范围运行(频率从10~15Hz到100~150Hz)。单缸回转机中存在很大的扭矩脉动,低转速时会对电动机产生一种齿槽效应(cogging effect)。为此,许多公司采用两个气缸转子以克服这种效应。另一种解决办法,则是逐步用涡旋式压缩机取代回转机,因为它具有更好的变转速特性。

回转机当前研究与开发的重点是降低振动与噪声、改善油处理和减小摩擦。

2.1.3.1.3 涡旋式压缩机

涡旋机是原理上十分先进的新型压缩机,它结构简单,但形线运动轨迹的机理相当复杂,复杂的形线和极高的精度要求使得制造上比其他型式压缩机困难得多,用普通的加工手段难以实现。数控机床技术的发展使涡旋机的加工制造成为可能,由于机床速度提高,现在涡旋压缩机在价格上逐渐越来越具有竞争力。涡旋机在技术上的特长在于:没有气阀,可靠性大大提高;轴的扭矩更均匀,运转平稳;压力脉动小;振动和噪声低。还有,在给定吸气条件下,涡旋机的容积效率几乎与压力比无关,故不存在余隙容积的影响,也就是说,真正做到了进入吸气腔的制冷剂压缩后几乎全部由排气口排出,除非由于微小泄漏引起少量损失。这种相对于压比几乎恒定的容积效率之优点,使涡旋机比之于往复机有以下三个主要长处:在制冷装置中,能够用小排量压缩机提供很低蒸发温度(或很高压力比)时需要的制冷能力,这使得压缩机能够用同一个电动机在很宽的工作范围内高效运转。

在热泵装置中,能够在低环境温度 and 高压比条件下,提供较大的加热能力,因

而使热泵的季节供热系数 HSPF 提高。

在空调装置中,通常设计上要求保证在相当高的环境温度下提供足够的制冷量。当处于正常和低温环境时,涡旋压缩机的制冷能力曲线上升较为平缓,使超出能力减少,因而,减轻了热交换器的负荷,使整个系统的效率提高,即季节能效比 SEER 提高。

涡旋机因是回转运动式,故同样制冷能力下比往复机尺寸小。它可以设计成高压比型以满足热泵的工况需要。由于具有完备的力学性质,使之易于容许吸气中含液体或污物而不会损坏或造成明显的性能下降。轴承和其他部件的磨损对压缩机的性能也几乎没有影响。当前对涡旋机的研究开发工作集中在提高效率,改善油处理、扩展容量范围和变容变速方面的应用。

2.1.3.1.4 螺杆式压缩机

近年来,随着螺杆机可靠性方面的改进,它在中等容量的制冷与空调装置上的应用更为广泛了。其应用领域还可望进一步扩大,正在开始取代某些大型往复机(低到 50kW)及较小的和中型的离心机(高到 1500kW)。过去在 350~1500kW 的较大容量装置上,一直是离心机占统治地位,改用螺杆机是因为它的部分负荷特性好。螺杆机在部分负荷时的效率比离心机高 8%~10%,而且不存在离心机的喘振问题。

螺杆机应用向较低容量装置上扩展(150kW 以下,原是往复机占统治地位的容量范围),则是由于它在可靠性、价格和效率方面的优势。螺杆机的组成零件明显地比往复机少,故价格降低,可靠性提高。当前在螺杆转子几何形线方面的改进和加工精度方面的提高导致螺杆机的效率超过往复机。

螺杆机有两种基本型式:双螺杆和单螺杆,两种结构各有所长。总体看来,双螺杆更为普遍,而欧洲有很多单螺杆。

双螺杆机主要由一对阴阳转子(螺杆)和机壳组成,阳螺杆上为凸齿形,阴螺杆为齿槽形,两者平行配置。转动时,两螺杆啮合线与机壳形成的封闭容积发生改变,实现气体的吸入—压缩—排出,进排气孔口在机壳上成对角线布置。阴阳螺杆可以由其本身的齿型啮合传动,也可以由轴上另装的一对齿轮传动。前者需要润滑,习称“湿式螺杆压缩机”;后者螺杆本身不需要润滑,故习称“干式螺杆压缩机”。

双螺杆通常用油密封和冷却,油量的多少取决于转子的结构与装置的应用特点。油量较大,同时必须将油从排气中分离出来。所以油循环对机器效率和压缩机过热有很大影响。当前开发了便宜的油分离器,现在油循环的控制已经更经济了。此外,螺杆转子的加工工艺现在已经取得明显进步,带来容积效率提高,减少喷油并改善了结构的灵活性。

与往复机相比,双螺杆机结构简单,尺寸、质量小,没有气阀等易损件,运行可靠、磨损小(湿式)或无磨损(干式),使机器寿命长;容积效率随压力比的变化小,吸

气带液不会造成液击,允许湿式压缩,甚至采用喷液内冷却方式降低功耗和排气温度;动平衡性好。由于制造与效率的原因,不大适宜于小容量。

单螺杆机由一个螺杆和两个星轮与壳体形成封闭容积,星轮齿扫过螺杆便实现了气体压缩。金属螺杆与工程塑料的星轮相啮合,压缩过程中需要冷却但无需润滑,这种独特的啮合方式使它不同于双螺杆,螺杆上不像双螺杆那样作用有轴向力,被认为是单螺杆的一大优点。单螺杆不要太多的油密封,喷液体制冷剂便可以实现冷却。

双螺杆和单螺杆都有正规的替代型号可以适用于压缩各种不同的制冷剂气体,从氨、丙烷到 R22 及其替代物。两种螺杆均能用改变转速法和滑阀结构调节制冷能力。滑阀结构螺杆压缩机能力的原理是使压缩起点推迟,从而减少待压缩的吸入气体量。有些螺杆机还没有能够改变排气孔口大小的滑阀,这样便具有改变容积比的能力。

螺杆压缩机进一步的研究工作看来是在大型、提高转速和可变转速及降低噪声方面。继续改进转子的几何特性也是提高效率 and 降噪研究的一个方面。在转子型线、加工公差和开发无油螺杆所用材料方面的研究,也将会对螺杆机的完善产生明显作用。

2.1.3.1.5 离心式压缩机

离心式压缩机依靠气流速度变化的动力学效应,起到压缩作用:吸入气体由叶轮旋转达到很高速度,然后导入蜗壳使速度能转变成压力能。因而,离心式压缩机所用的理论技术不同于上述各种容积式压缩机。一级叶轮可以达到的压力比(级压力比)一般为 3~4,级压力比受叶轮圆周速度与制冷剂性质的影响。轮周速度受制于材料强度和气体动力条件。一般限制轮周速度不超过制冷剂进口处音速的 1.4~1.5 倍,相对分子质量小的制冷剂音速高,故材料强度是级压力比提高的制约因素;相对分子质量大的制冷剂音速低,气体动力条件则成为制约级压力比提高的因素。所以当一级压力比达不到制冷循环要求的总提升压力比时,往往要采用多级叶轮、多级压缩。

离心机的特点是:①结构简单、转速高、输气量大,故体积、质量小;②制冷剂不与润滑油接触,避免了油对制冷剂的影响;③与前述各种容积式压缩机特性一个重要的不同之处是,它的吸、排气压力差(或压力比)与吸气量有密切关系,吸气量变化还影响机器效率,在部分负荷运行时,有可能出现喘振。喘振现象就是气流在流道内来回撞击而不能正常输出。这时将对机器产生冲击负荷,影响机器寿命,所以离心机能量调节范围限制不允许使工作点进入喘振区。

在大型制冷装置(制冷能力 1500kW 以上)上离心机一直是占统治地位。因为这种容量范围内,它的系统总体效率是别的机种无法与之竞争的。离心机还很简单,几乎没有运动部件,加工公差也比螺杆机高两个数量级。这些因素使离心机加

工费比较低,而可靠性高。此外,大型装置往往在一个很宽的压头范围内运行,因此极少引起离心机喘振。但将来,积分式减荷阀即 IPLV(integrated part load valve) 会变得更为重要,采用它将允许离心机在更宽的应用范围有效地运行,因为它可以使离心机效率维持在满负荷的水准上,又能适应降负荷要求,这将是下一代离心机的主要挑战。

无油压缩对离心机来说仍然是一项很重要的技术。陶瓷轴承和用液态制冷剂作为润滑剂的液动力轴承的出现,可望取消离心机的油处理系统和油轴承。

自 1993 年起,人们为 CFC 替代物开始重新设计离心机。重新设计为提高效率和改善机器的热力与气体动力学特性提供了许多机会。可以预料:采用高转速小离心透平机技术,使离心机小型化是可能的。还有其他方面从改进机会也是存在的,如提高可靠性使之更便于维修、降低噪声与振动、在机器的参数检测与控制上增加电子技术的应用、应用变频器调节转速,以及改进加工工艺,降低制造成本。

2.1.3.2 热交换设备

制冷系统的热交换设备主要是冷凝器和蒸发器,它们是制冷剂与外部热源介质之间发生热交换的设备。

热交换设备对制冷机性能和制造成本有很大影响。热交换器中介质(制冷剂及其对应的传热介质)的流动阻力影响制冷循环的经济性并引起泵或风机的附加功耗。热交换器的设计优化是在成本与系统效率二者之间取折中:为了提高制冷系统的循环效率,应尽可能取小的传热温差,这使热交换器尺寸较大,但尺寸增大,又会增加制冷机的制造成本和体积、质量。由于整个制冷机中,主机尺寸并不大,主要是热交换器决定整机的尺寸,所以千方百计提高热交换器的传热效率,对于提高制冷机综合性能指标具有重要意义。

冷凝器和蒸发器中所涉及的传热过程,在制冷剂侧为有集态改变的换热;在空气、水(或其他液体)侧,为无集态改变的换热。大多数情况下,热交换器中介质都是强制流动,呈紊流状态,换热强度与雷诺数有关。提高雷诺数(小管径、高流速)有助于加强换热,但又要注意到会引起流动阻力损失增加,所以二者须兼顾。一般说来,制冷剂与水发生热交换时,制冷剂侧的热阻是主要方面,重点在制冷剂侧采取强化换热措施;制冷剂与空气发生热交换时,空气侧的热阻是主要方面,重点在空气侧采取强化换热措施。强化的基本思想是扩展传热表面积和破坏热边界层。

好的热交换器设计,还必须有制造工艺方面的保证。此外,运行中的维护也十分重要。热交换器使用中不可避免会出现表面积垢,特别是水侧和空气侧容易形成水垢、尘垢,制冷剂侧也会有油膜。这些污垢对传热的影响很大,因此除垢和水质处理在制冷机的运行维护中占有相当重要的地位。

2.1.3.2.1 冷凝器

用冷凝器将制冷剂从低温热源吸收的热量及压缩后增加的热量排放到高温热源。冷凝器按冷却方式主要有空气冷却式、水冷式和蒸发冷却式。

空气冷却式冷凝器中,根据管外空气流动方式,可分为自然对流空气冷却式冷凝器和强制对流空气冷却式冷凝器两种类型。

自然对流空气冷却式冷凝器结构如图 2-27 所示。这种冷凝器依靠空气受热后产生的自然对流,将冷凝器的热量带走。由于空气流动速度慢,传热效果很差,这种冷凝器主要用于小型氟利昂装置,如冰箱。

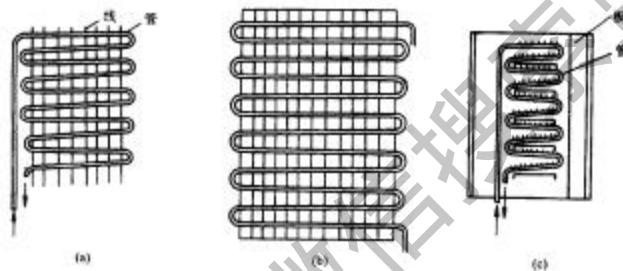


图 2-27 自然对流空气冷却式冷凝器图

强制对流空气冷却式冷凝器一般采用翅片管结构,如图 2-28 所示。翅片作为管外侧的扩展表面积,铝箔翅片套在铜管上,并用胀管工艺使之与管外壁紧密贴合,片间距 1.4~2.5mm。翅片型式有平片、波纹片和桥式切缝片,现在常用的是后两种翅片,它们的翅表面形状可以增加气流扰动和破坏热边界层扩展,比平片更有利于空气侧换热。管子以往用光管,现在更多采用内肋管,使内侧凝结换热系数成倍增大,不过阻力也有所上升。翅管 U 形弯盘成排,沿气流方向按需要错排布置成多排(2~6 排)。用轴流风机使空气吹过翅片的流速为 5~10m/s,对于噪声控制较严的场合,风速不宜过高。

水冷式冷凝器主要为卧式壳管式结构,热负荷小时,可以用更简单的套管式结构。

图 2-29 所示为一氟卧式壳管式冷凝器。在卧式壳管冷凝器中,水在管内流动并布置成多流程,管内流速不超过 2.5m/s。制冷剂在壳侧、水平管外凝结放热。水平冷凝管最初为光管(薄壁细管密排);第二代为外表面低肋管的强化管;第三代为外表面锯齿形肋管的强化管,是现在普遍采用的管型。锯齿肋管比低肋管的肋间

距更细密,并在肋的周缘切成锯齿形(齿距 $0.6 \sim 0.8\text{mm}$,齿深 $0.3 \sim 0.5\text{mm}$),这样的结构不仅比低肋管具有更大的外表面积,而且便于表面的凝液迅速脱离,有助于克服液膜热阻,因而凝结换热系数大大提高。锯齿管的采用,使卧式壳管冷凝器的体积明显减小了。

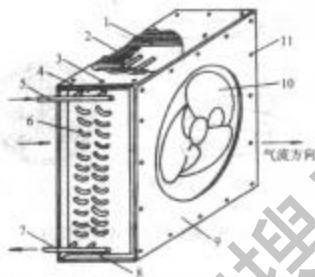


图 2-28 空气强制对流冷凝器图

- 1.肋片;2.传热管;3.上封板;4.左端盖;5.进液集管;
6.弯头;7.出液集管;8.下封板;9.前封板;10.鼓风机;
11.装配螺钉

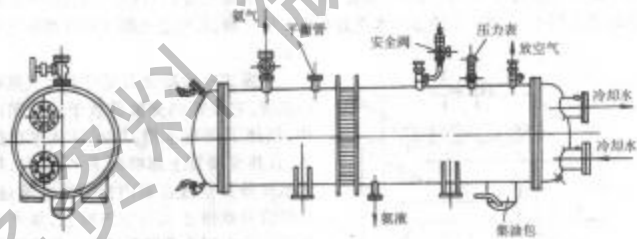


图 2-29 氨卧式壳管式冷凝器图

套管式水冷凝器由内管和外套管套起来构成,并且将它们整体盘弯成蛇形。主要用水冷式、柜式空调机上。最简单的套管内、外管均为光管。水在内管中流动,制冷剂在两管的夹套间与水呈逆流。改进的套管式水冷凝器其内管的外表面做成麻花状,与外套管的内表面形成螺旋形流道,水在管套间呈螺旋形流动,增强了

水侧换热。内管的内表面也采取了强化措施,使内侧制冷剂凝结换热增强。图 2-30 所示为一氟利昂套管式冷凝器。

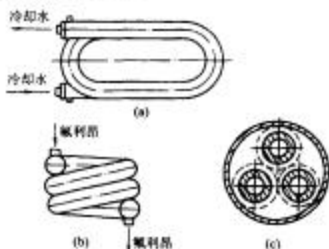


图 2-30 氟利昂套管式冷凝器图

套管式冷凝器由于保证了制冷剂与水完全逆流,所以便于获得明显的制冷剂液体过冷。

立式壳管式水冷凝器主要用于大型氨制冷系统,它在室外露天安放。水通过上部水槽从管内自上而下一次性流过,落入水池,氨在壳侧沿竖外壁凝结。采用纵槽管强化凝结换热,纵槽管的外壁开有许多轴向槽沟,便于凝液迅速脱离管表面,明显减少液膜热阻,所以,与光管相比,纵槽管外表面积增大 1.5 倍左右,但换热系数却要大到 4~6 倍。为使管内水充分与管内壁接触,每根管上部入口处都插有布水器。

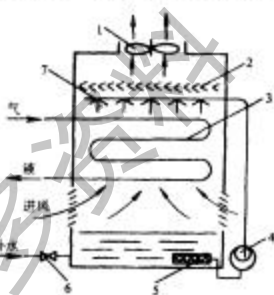


图 2-31 蒸发式冷凝器结构原理图

1. 通风机; 2. 挡水槽; 3. 传热管组; 4. 水泵;
5. 滤网; 6. 补水阀; 7. 喷水嘴

蒸发式冷凝器也主要用于大型氨制冷系统,它是将热交换器置于一个箱体中,箱体下部有水槽,用水泵从水槽抽水,自热交换管上部喷洒下来,同时,用风机使外界空气在箱内自下而上流过。这样管外既淋水又有空气吹过,靠水蒸发带走管内制冷剂的凝结热。热交换管为钢管翅片式,翅片过去是用薄钢带缠绕在钢管上,然后搪锡而成。现在用铝翅片套在钢管上,然后靠拉(钢管)固定。蒸发式冷凝器结构原理如图 2-31 所示。

2.1.3.2.2 蒸发器

蒸发器是制冷机中的冷量输出设

备。制冷剂在蒸发器中蒸发,吸收低温热源介质(水或空气)的热量,达到制冷的目的。

相比而言,蒸发器比冷凝器显得更麻烦些,它对制冷系统的影响也更重要些。蒸发器的工作温度低,而冷凝器的工作温度高,蒸发器在同样的传热温差下因传热不可逆造成的有效能损失要比冷凝器更大;蒸发器处于系统的低压侧工作,蒸发器中制冷剂的流动阻力对制冷量与性能系数的影响也比冷凝器严重。上述问题,越是在低蒸发温度时越突出。此外,与冷凝器不同的是蒸发器是“液入气出”。采用多路盘管并联时,进入的液体在每一管程中能否均匀分配是必须考虑的,如果分配不均匀则无法保证蒸发器全部传热面积的有效利用。还有,冷却空气的蒸发器由于空气经过时温度降低,在蒸发器表面会出现凝露和结霜,这也是它管外壁条件不同于冷凝器之处,所以在蒸发器设计和使用中必须精心考虑和正确处理这些问题。

蒸发器有用于冷却空气的,有用于冷却水或其他液载体冷剂的。蒸发器还有“干式”与“湿式”之分。所谓“干式蒸发器”是指制冷剂液体在蒸发器管内沿程蒸发,至出口处,全部蒸发完。故蒸发器管壁的湿润状态从入口到出口逐渐变差,出口部分管壁完全是干的。所谓“湿式蒸发器”是指全部蒸发器在制冷剂侧的管壁始终被制冷剂液体充分润湿。显然,湿式蒸发器要求系统中制冷剂充注量较多,并应妥善解决蒸发器的回油问题,它多用于氨制冷系统。

冷却空气的蒸发器主要有两种型式,空气自然对流时多采用光盘管结构;空气强制对流时,采用翅片管结构。

光盘管式蒸发器常见于直冷式家用冰箱、冷柜、厨房冰箱等小型装置和大型氨制冷的肉品冷藏库中(做成墙盘管形式)。

翅片管式蒸发器广泛用于空调和冷库中。空调中使用的翅片管式蒸发器,在翅片管结构上基本上与冷凝器相同(即翅片管的形成方法、片间距二者是一样的)。不同之处在于:管程的布置是使制冷剂与气流顺流(或逆流);为便于翅表面凝水在细密的翅间形成“水桥”,翅片表面采取亲水处理;空气进风侧设过滤网,以减少翅片上积垢;为提供必要的送风射程或机外余压,采用离心风机或贯流风机。

冷库中使用的翅片管蒸发器,因考虑到表面结霜将使空气流道变窄,故采用较宽的翅片间距(6~14mm)。出于除霜需要,小型装置采用电加热管。大型氨冷库中用的翅片管蒸发器采用热气与水冲霜混合除霜方式,故在蒸发器的进、出口管处分别设旁路支管供热氨的进入与氨凝液的排出之用,并在翅片管的上部设有喷水管。

冷却液体(水或其他液载体冷剂)的蒸发器有两类结构型式:壳管式和沉浸式。

壳管式蒸发器由壳体、传热管、端板和封头盖组成。又分满液式和干式两种。满液壳管式蒸发器是湿式蒸发器,被冷却液体走壳内,通过封头的内部分割使它多管程流动,制冷剂在壳侧。壳体内制冷剂几乎是充满的,其液位保证所有管子都被充分润湿。壳体上部设有气液分离包,保证从气液分离包上部引出的气中不携带

液体。在干式壳管蒸发器中,被冷却液体走壳侧,壳内按一定距离布置许多圆缺板起折流作用。被冷却液体从壳的一侧进入后,横掠管束再折流,反复多次至壳的另一侧出口流出。制冷剂液体从开在封头上的入口流入管内,封头内部的分割使制冷剂多管程流动。由于制冷剂沿程蒸发,体积不断变大,所以每一管程的管子数目不同(逐渐增多)。制冷剂在出口处全部成为气体。往复式和螺杆式冷水机组中常采用干式壳管蒸发器;离心式冷水机组中则采用满液壳管式蒸发器。它们都具有结构紧凑、占地面积小的优点。干式壳管蒸发器因有折流板,制造较复杂。另外,水侧流速不高,制冷剂在每一流程的管子中分布的不均匀性和管内壁润湿的不完全性使之传热系数不如满液式,但它需要的制冷剂充注量小,便于回油。

满液壳管式蒸发器采用管外强化传热的蒸发管。最典型的是表面多孔管和T形肋管。表面多孔管是用机械加工方式使管的外表面具有独特的多孔结构。在管表面上有许多三角形小孔,表面的下部有环形隧道,小孔与环形隧道相通。小孔的密度达 $300 \sim 400$ 孔/ cm^2 。这样,制冷剂可以经隧道循环加热,沸腾产生的气体经小孔以气泡状离开。它强化传热的机理在于,小孔提供大量稳定的气化核心,隧道结构又促使液体的气化过程变成在隧道壁上进行效率极高的液膜蒸发,还造成蒸发过程中频繁地进出隧道的运动。这种大量的液体内循环过程又促使单相对流传热强化。单管试验表明:单位面积热负荷相同的条件下,多孔管的沸腾传热温差可降低到光管的 $1/10$ 。工业现场试验表明,多孔管的单位面积热负荷比低肋管高 36% ,可以比低肋管节省 26% 的换热面积。

T形管是滚轧成型,使管外表面成为T字形的螺旋肋状。肋间仅有 $0.2 \sim 0.25\text{mm}$ 宽的狭窄小缝,小缝下面是螺旋形隧道。在T形管的隧道内,蒸气泡从生长到脱离沿加热面所走过的路程比低肋管更长,且由于已生成的气泡在流动过程中不断地冲刷壁面,加速了加热面上不断生成新的气泡,从而强化了沸腾换热。在T形管外表面加工的同时,管的内表面也形成螺旋肋,它们对管内侧的流动扰动,使内侧对流换热得到增强。

制冷剂走管内侧的干式蒸发器,要用到管内强化沸腾的高效传热管。主要有内肋管、单头螺旋槽管。与光管相比,内肋管的换热系数可增加到 $1.5 \sim 2.4$ 倍,而阻力仅增加 $3\% \sim 6\%$ 。单头螺旋槽管的内外侧均形成螺旋槽形,故两侧的换热系数都得到提高。研究表明,与光管相比,管外水侧换热系数提高 $30\% \sim 58\%$;管内氟利昂制冷剂沸腾换热系数提高 $50\% \sim 100\%$ 。

沉浸式蒸发器小型的用于制棒冰机,大型的用于氨制冰或制冷水装置。它们均是将整个蒸发器浸泡在盐水或水(载冷剂)池中。小型的用光铜管弯盘而成,十分简单。氨用沉浸式蒸发器为立式螺旋管结构,氨液在螺旋管内沸腾,载冷剂在管外冷却。

图 2-32 ~ 图 2-34 所示为几种常见的蒸发器的结构型式。

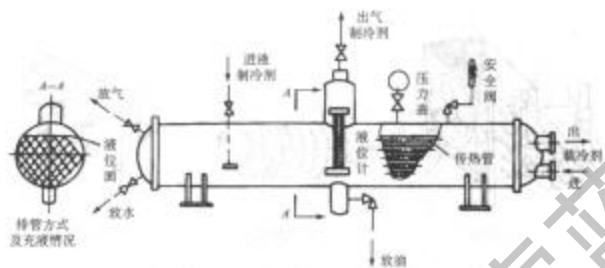


图 2-32 卧式满液式蒸发器结构图

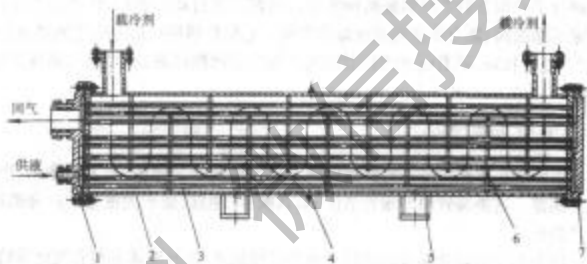


图 2-33 干式壳管蒸发器图

2.1.3.3 节流机构

节流机构是实现制冷循环所必须四个基本的系统组成部件之一。它位于冷凝器与蒸发器之间，对制冷剂的流动起扼制作用，使来自冷凝器的高压液态制冷剂压力降低，流入蒸发器，同时控制进入蒸发器的制冷剂质量流量。节流机构必须与制冷机的工况与容量相匹配，与压缩机、蒸发器、冷凝器相比，它尺寸虽小，但对制冷机的运行特性起重要影响。

节流机构有两类：毛细管和膨胀阀（节流阀）。毛细管属纯阻力元件。尺寸一定的毛细管，具有固定的通流截面，送往蒸发器的制冷剂流量由毛细管的通流能力决定，根据蒸发器负荷的变化调节流量的能力很差。膨胀阀具有可调的通流截面，因而在造成制冷剂流动压降的同时，可以根据蒸发器负荷的变化实现流量调节。

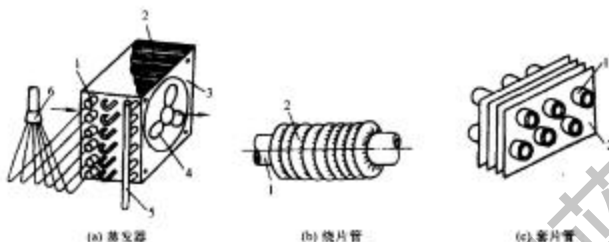


图 2-34 空气强制对流的蒸发器及其肋片管型式图

1. 传热管; 2. 肋片; 3. 挡板; 4. 通风机; 5. 集气管; 6. 分液器

膨胀阀有手动调节的手动膨胀阀和能够自动调节的自动膨胀阀,传统的自动膨胀阀有定压膨胀阀、热力膨胀阀和浮球调节阀。它们均属模拟信号的比例型调节阀。20 世纪 80 年代后,随着电子式控制应用于制冷系统控制的技术发展,出现了电子膨胀阀。

2.1.3.3.1 毛细管

毛细管用在小型而且不需要精确调节流量的制冷装置中,如家用冰箱、冷柜、房间空调器。这类装置用毛细管节流,取其简单、便宜、便于大批量生产降低制造成本之长处。

根据毛细管进口处制冷剂的状态分为过冷液体、饱和液体和稍有气化等情况。按照毛细管是否与吸气管存在热交换而分为回热型和无回热型两种。图 2-35 中曲线所表示的是绝热膨胀过程中,沿管长方向的压力和温度分布情况。进入毛细管时为过冷液体的绝热膨胀,前一段为液体,随着压力的降低,液体过冷度不断减小,并最终变成饱和液体,如图 2-35 中 1-a 段所示。当制冷剂到达点 a,也就是压降相当于制冷剂入口温度的饱和压力时,开始气化,变为两相流动。随着压力不断降低,液体不断气化,气液混合物的比体积和流速相应增大,且比焓值逐渐减小。同时由于管内阻力影响,一部分动能消耗于克服摩擦,并转化为热能被制冷剂吸收,使其比焓值有所回升。因而这种膨胀过程不可能等焓,制冷剂的比焓值将不断增大,所以该过程只能是介于等焓及等熵之间的膨胀过程,如图 2-35 中 a-2 段所示。2-3 段为管外自由膨胀,点 3 以后为蒸发器内的过程。

毛细管内流动的准确描述需要建立微分方程模型并进行求解,较为复杂,具体可参考第 5 章第 5-1 节。在工程上也有采用在某稳定工况下,对于不同管径和长度的毛细管进行实际运行试验,并将试验结果整理成线图。在选配时根据已知条

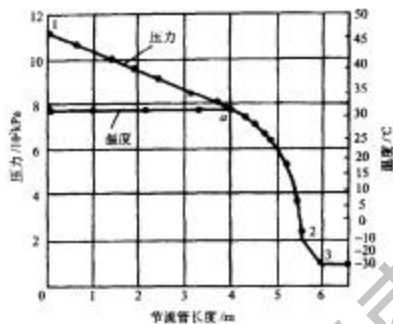


图 2-35 制冷剂在毛细管中流动的压力与温度分布特性图

试验条件: 节流管内径 1.07mm 管长 5.5mm

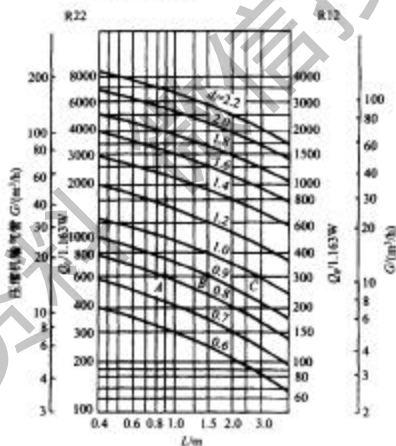


图 2-36 R22, R12 毛细管初步选择曲线图

件通过线图近似选择毛细管。图 2-36 示出 R22, R12 毛细管初步选择曲线图。若已知一 R22 制冷装置制冷量 $Q_0 = 600 \times 1.163\text{W} = 697.8\text{W}$, 在图 2-36 中可以有 A、

B、C 三个反映毛细管参数的点,即得到 3 种长度和内径的毛细管,即 d_c 为 0.8mm、0.9mm、1.0mm,长度 L 为 0.9m、1.5m 和 2.8m,可从此 3 个结果中选取一种作为初选毛细管的尺寸。

2.1.3.3.2 手动膨胀阀

通常与其他控制元件配合使用,一般只在短时期内使用,如在冷冻初期辅助送液,或者在自动膨胀阀出故障时作为旁路备用阀。

2.1.3.3.3 定压膨胀阀

从保持蒸发压力恒定为目的,自动调节蒸发器供液量。其结构原理是:由设定弹簧力和蒸发压力产生的流体压力之差提供阀打开方向的驱动力,当蒸发压力降低时,阀开大,供液量增多,以补偿蒸发压力的下降;当蒸发压力升高时,阀关小,供液量减少,抑制蒸发压力上升。它通过对蒸发器供液的补偿作用平衡压缩机负荷,防止压缩机超载。但由于按定压膨胀阀的这种控制规律,若负荷大幅度快速变化,会引起下述问题:负荷剧升(蒸发压力很快提高)时,蒸发器严重供液不足;负荷剧降(蒸发压力很快下跌)时,供液过剩,使压缩机吸气严重带液。因此,定压膨胀阀只适合于负荷变化小,冷却速度较慢的小型装置,而且只适用于一台压缩机配一个蒸发器的系统。采用定压膨胀阀的制冷系统不允许吸气管上再有其他压力控制器件(如吸气压力调节阀)。压缩机的正常开停机也只能接受温度信号的控制,而不可以用吸气压力控制压缩机启、停。

一般的制冷装置,运行中工况和负荷经常发生变动,需要根据负荷的变化调节供液量。我们知道,制冷机借助制冷剂蒸发带走被冷却对象的热量而实现制冷。显然,负荷越大,蒸发器中制冷剂的蒸发量越多,制冷量越大。但若蒸发器供液量超过负荷需求时,便有过剩的液体随吸气进入压缩机,液体进入气缸会造成液击破坏;液体浸入曲轴箱的润滑油中,也将破坏压缩机的工作或造成事故。因此,供液量自动调节的任务是将蒸发器供液量调节到最佳,既保证最大限度地发挥制冷能力,又保证压缩机无故障和蒸发器顺利回油。浮球调节阀、热力膨胀阀和电子膨胀阀均按这种要求自动调节供液量。

2.1.3.3.4 浮球阀

用液位控制供液量。以浮球-杠杆机构产生阀动作的驱动力。根据制冷机的情况,又分两种。对于制冷剂液体主要在高压侧(冷凝器或高压储液器)的制冷机,采用高压浮球阀。它的浮球感受冷凝器或高压储液器的液位。当液位升高时,阀开大,增大蒸发器供液量;当液位降低时,阀关小,减少供液量。对于制冷剂液体主要在低压侧的制冷机,采用低压浮球阀。它的浮球感受湿式蒸发器中的液位,当液

位下降时,阀开大,增大供液量;当液位升高时,阀关小,减少供液量。

对于用液泵强制向蒸发器供液的制冷系统,由于数倍于蒸发量的制冷剂液体在蒸发器与低压储液桶之间循环,所以用低压储液桶的液位控制向低压侧的供液量。通常是液位双位控制,由液位控制器、电磁阀和手动膨胀阀配合而实现。规定低压储液桶的上、下限液位值,液位控制器控制进液电磁阀在上限液位时关闭(停止进液);下限液位时打开(进液)。手动膨胀阀调节流经电磁阀的制冷剂液体流量,以使电磁阀的开闭频度合适。

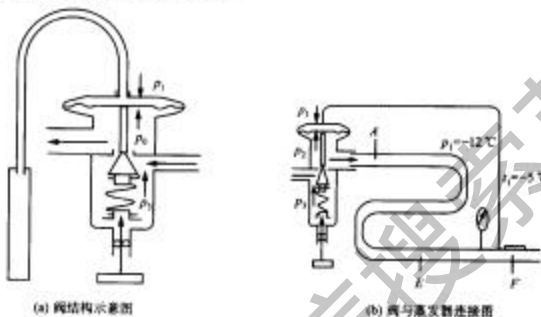
2.1.3.3.5 热力膨胀阀

广泛用于干式蒸发器的供液量调节。它以蒸发器出口处制冷剂的过热度为控制参数。通过弹簧力设定静态过热度(设定范围一般为 $2\sim 8^{\circ}\text{C}$),蒸发器出口制冷剂的过热度低于静态过热度时,阀处于关闭状态,过热度高于静态过热度时,阀才打开,并按二者之偏差成比例地改变阀开度,即成比例地调节送入蒸发器的制冷剂质流率。蒸发器出口有过热,表明液体在蒸发器中全部蒸发,控制过热度不过大,则使供液量满足制冷的负荷要求。

热力膨胀阀的结构原理是:以湿包中感温介质的压力提供阀打开方向的驱动力(开阀力);以蒸发压力和弹簧力作为阀关闭方向的平衡力(关阀力)。湿包感受蒸发器出口管的温度 t_1 ,开阀力 p_1 随温度 t_1 的变化称开阀压力曲线。它由湿包中充注的感温介质的压力-温度属性所决定。在关阀力中,蒸发压力随蒸发温度的变化关系是确定的(由制冷剂的种类决定);弹簧力在阀处于关闭位置时最小,由弹簧预紧力事先设定,不随温度改变,随着阀的开启,弹簧受压缩,弹簧力逐渐增大,至阀处于全开位置时达到最大。因此,最小关阀压力线 $p_0(t_0) + p_s$ 是已知的。通过在湿包中充注适当的感温介质,使在压力-温度平面上开阀压力曲线 $p_1(t_1)$ 处于最小关阀压力曲线 $p_0(t_0) + p_s$ 的下方。那么,当阀上作用力平衡时,开阀压力对应的温度 t_1 ,必然高于关阀压力对应的温度 t_0 (图 2-37)。二者之差($t_1 - t_0$)便是蒸发器出口过热度 Δt 。该过热度是使阀打开蒸发器出口必须具有的最小过热度,称静态过热度。阀达到全开时,关阀压力点上移,要求更高的开阀力,对应更高的温度 t_1 和过热度 Δt 。这时的过热度称全开过热度。当蒸发器出口过热度在静态过热度与全开过热度之间变化时,热力膨胀阀的开度成比例改变。这两个过热度之差称可变过热度。可变过热度是热力膨胀阀比例调节的比例带。它的大小,反映了调节的灵敏度。

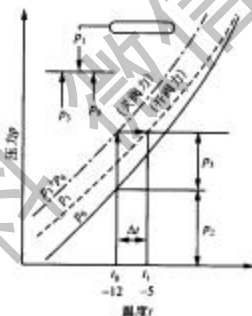
热力膨胀阀有两种结构型式:内平衡与外平衡式。内平衡式热力膨胀阀将节流后的制冷剂压力近似作为蒸发压力,因而可以直接从阀内提供关阀的流体平衡力,使阀结构简单,安装方便。用在低压侧流动阻力不大的场合,如蒸发温度较高、单路盘管的蒸发器。若低压侧流动阻力较大,节流后的压力明显高于蒸发压力,若

用内平衡式热力膨胀阀会引起较大的附加过热度甚至无法控制,则必须采用外平衡式热力膨胀阀,它有一个外平衡引压管,直接从蒸发器出口管引压至阀内,保证关阀的流体平衡力是蒸发压力。它多用于低蒸发温度或有分液器、多路并联盘管的蒸发器(用分液器分配低压液体)。



(a) 阀结构示意图

(b) 阀与蒸发器连接图



(c) 过热度控制原理

图 2-37 热力膨胀阀结构原理图

热力膨胀阀的历史发展中,对它的研究与改进工作集中在提高它的调节特性上。制冷机在整个工作过程中,往往要经历从启动、初期降温、宽范围工况与负荷变动、停机、再启动、除霜之后恢复制冷运行等各种复杂的运行条件,要求都能保证满意地自动供液,还要顾及压缩机的安全性,这对热力膨胀阀来说,可不是容易的。

热力膨胀阀控制上容易出的问题是调节振荡,造成压缩机出现周期性的回气

带液,运行不稳定。

下面简要概括与热力膨胀阀控制有关的内容与研究。

采用不同的温包充注方式,目的是改善开阀压力曲线,使之与关阀压力曲线有好的配合关系,从而改善热力膨胀阀的过热度控制特性,现有的温包充注方式很多。采用液体充注的有同工质液体充注和液体交叉充注。同工质液体充注的阀,所控制的过热度随蒸发温度降低而增大,可变过热度也增大,故不宜低蒸发温度时使用。另外,在启动降温初期,供液量大,蒸发压力高,容易造成压缩机超载。液体交叉充注的阀在低蒸发温度下的过热度控制特性有所改善。还有将感温液限量充注的气体充注方式(也分同工质气体充注和气体交叉充注)。气体充注的主要特点是具有最大工作压力(MOP)控制功能,能够防止启动降温初期压缩机超载,蒸发温度正常时,其过热度控制特性与液体充注相同。气体充注的温包中还可以加热稳定片,这种充注方式叫惰性充注。惰性充注的改善在于使阀的打开动作缓慢,而关闭动作迅速,从而有助于消除调节振荡。此外,还有吸附充注和混合充注方式,对调整温包内的压力曲线带来方便,使热力膨胀阀应用的温度范围扩展。

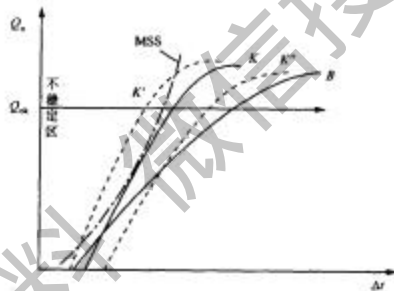


图 2-38 阀的静态特性曲线及 MSS 线图

Q_m —额定制冷能力; 图 B 静特性与蒸发器匹配不好; 图 K 静特性与蒸发器匹配好; 由曲线 K 静过热度设定最佳时, 图 K 的静特性; K' —静过热度设定过小时, 图 K 的静特性; K'' —静过热度设定过大时, 图 K 的静特性; 由图 B、图 B 的静特性; MSS—蒸发器的稳定信号线

研究热力膨胀阀-蒸发器系统的动态特性及稳定性问题,需解决热力膨胀阀与蒸发器的匹配以及最佳静态过热度的整定。热力膨胀阀控制中静态过热度设定得小,有利于蒸发器制冷能力充分发挥,但小到一定程度,会出现调节振荡。为了保证稳定控制,往往需要牺牲制冷能力,以求稳定,静态过热度设定的较大。对热力膨胀阀-蒸发器系统动态特性研究表明,在制冷能力-过热度($Q_s - \Delta t$)平面上存

在一条最小稳定信号线 MSS, 将整个平面分为两个区。MSS 线左边为不稳定区, 右边为稳定区。因此在选择和使用热力膨胀阀时应考虑阀的静态曲线与 MSS 线匹配最佳, 静态过热度的设定最佳。从而在确保稳定控制的前提下最大限度地发挥蒸发器制冷能力, 见图 2-38。

2.1.3.3.6 电子膨胀阀

热力膨胀阀从工作与结构原理上存在一些固有的缺陷: 它的模拟式比例调节方式无法适应现代电子与控制技术对制冷系统综合控制的要求, 阀的加工制造麻烦, 对制冷剂种类没有通用性。阀内流动方向固定, 在逆循环热泵中使用时必须设两只流向相反的阀, 还需要配合单向阀, 带来系统复杂和成本增加。就调节特性而言, 说它是比例调节也只在蒸发温度恒定不变的假设条件下才成立。事实上, 调节中流量变化必须伴随蒸发温度改变, 而蒸发温度变化时, 阀的静特性曲线斜率也随之改变。它用温包感温。温包感温迟后造成调节波动。温包安装与处理不当也对调节造成很大影响。使用中必须针对具体装置整定静态过热度, 整定不当, 整个制冷系统运行不稳定, 影响压缩机寿命或者造成冷量不足, 还影响运行经济性。尤其在低温装置或工况恶劣条件下运行的装置, 热力膨胀阀对操作人员的困扰是个突出的问题。此外, 热力膨胀阀的能力受冷凝温度的影响, 大体上冷凝温度提高 10°C , 阀能力增大 $5\% \sim 10\%$ 。冷凝温度下降时, 阀能力明显降低。阀能力还受人制冷剂过冷度的影响, 低过冷度范围 ($3 \sim 5^{\circ}\text{C}$) 内, 过冷度减少 1°C , 足以使阀能力下降 $10\% \sim 15\%$, 更不要说阀前若有闪蒸气出现的情况了。热力膨胀阀在调节中对上述阀前状态变化对能力影响又不具备补偿能力。

从根本上克服热力膨胀阀种种弊端, 很好地解决制冷系统流量控制问题的是电子膨胀阀。它是新一代的制冷自控元件, 20 世纪 80 年代后, 其研究与应用日益扩大。

电子膨胀阀取代热力膨胀阀用于蒸发器供液量调节的系统原理如图 2-39 所示。它的传感器、调节器和执行器分别是独立的, 通过导线连接, 以标准电量传递信号, 调节器为电子调节器, 对流量实施电子式控制, 以此特征而称之为电子膨

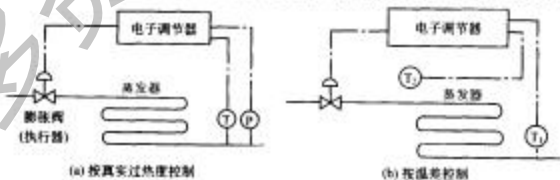


图 2-39 电子膨胀阀流量调节系统原理

胀阀。

目前,国际上流行的电子膨胀阀种类很多,按阀的结构型式主要有三类:热动式、电磁式和电动式(双金属片式的热电膨胀阀已很少应用)。

(1) 热动式膨胀阀

热动式膨胀阀靠阀头电加热的调节产生热力变化,从而改变阀的开度。

(2) 电磁式膨胀阀

电磁式膨胀阀结构如图 2-40 所示。电磁线圈通电前针阀处于全开位置,通电后,由于电磁力的作用,磁性材料制成的柱塞被吸引上升,从而带动针阀使开度变小。阀的开度取决于加在线圈上的控制电压(或电流),故可以通过改变控制电压调节流量。

(3) 电动式膨胀阀

电动式膨胀阀用电动机驱动(目前使用最多的是四相水磁式步进电动机),有直动型和

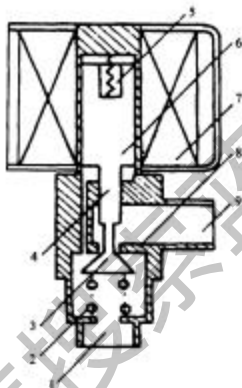


图 2-40 电磁式膨胀阀结构图

1. 出口; 2. 弹簧; 3. 阀针; 4. 阀杆; 5. 柱塞弹簧;
6. 柱塞; 7. 线圈; 8. 阀度; 9. 入口

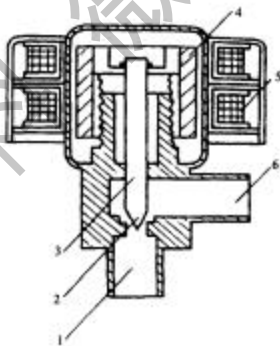


图 2-41 电动式膨胀阀(直动型)图

1. 入口; 2. 针阀; 3. 阀杆; 4. 电机; 5. 线圈;
6. 出口

速型是电机通过减速齿轮驱动阀杆,因此小转矩的电机可以获得较大的驱动力矩。电动式膨胀阀结构如图 2-41 所示。流量调节是靠步进电动机正向或反向运转带动阀杆上、下运动,使阀开度改变而实现的。电子调节器(或微电脑)接受制冷装置的运行信号,按一定的调节规律(或预设的调节程序)向步进电机输出脉冲信号。

2.1.3.4 管道

用管道将制冷机各组成部件连接成一个完整的制冷系统,使制冷剂在封闭的系统中循环。关于制冷剂管道应考虑的问题是:管道的材质应与制冷剂相容;管道与管道、管道与设备连接处必须可靠密封,采用焊接或可拆连接(法兰或螺栓连接);连接处采用密封材料时,密封材料也必须与制冷剂相容;管道与外界环境接触,将与管内制冷剂发生热交换;制冷剂在管道中流动会产生管道压降。

按制冷剂的四个主要组成部件分割,制冷剂管道有:排气管、高压液管、低压液管和吸气管。各部分管道压降及与环境热交换对制冷机性能的影响如下。

排气管输送压缩机排出的热气到冷凝器。其管道热交换情况是制冷剂向环境散热。这不仅无害,反而有利,相当于减少一部分冷凝器负荷。排气管压降使压缩机排气压力高于冷凝器压力,增加压比,造成一定的功率损失。

高压液管输送来自冷凝器或高压储液器的液体到节流机构。由于管内制冷剂比较接近环境温度,它的管道热交换的两种可能是:若是风冷式冷凝器,制冷剂液体温度略高于环境温度,制冷剂向环境散热,起到帮助液体过冷的作用是有利的。若是水冷式冷凝器,制冷剂液体温度低于环境温度而被环境加热,这将使节流前液体过冷度下降或出现闪蒸气,造成节流机构能力下降。所以高压液管应严格避免受到各种可能的被加热因素作用。高压液管的压降同样造成节流前液体过冷度下降或出现闪蒸气。所以必须按系统情况仔细计算高压液管的压降,通过提高高压液管入口处的液体过冷度予以补偿,过冷度最小要保证在高压液管可能的压降条件下,不至于出现节流前发生液体闪蒸。

低压液管输送来自节流机构出口的制冷剂到蒸发器。这段管内制冷剂处于低温,显然会被环境加热,从而造成冷量损失。因而要采取很好的管道隔热措施。低压液管的压降使节流后压力抬高,节流前后的压差变小,对节流机构的能力有所影响(下降),但若节流机构靠蒸发器安装,这些影响也就不复存在。

吸气管输送来自蒸发器的低压力气体到压缩机。吸气管内制冷剂处于低温低压。它被环境加热,造成吸气有害过热,使制冷能力下降。吸气管内压降使压缩机吸入气体比体积增大,吸入压力低于蒸发器压力。这不仅增大压缩比功,而且造成容积制冷量减小,尤其在低蒸发温度(压力)时,气体对压力的变化更敏感。其结果是制冷能力降低,循环经济性变差,所以吸气管的处理很重要,吸气管外应隔热,管内压降应严格控制。此外,吸气管布置时还应考虑便于压缩机回油。例如,吸气上升主管要保证足够的带油速度;吸气水平集管要向压缩机有一定的下倾斜坡度等。

制冷剂管道尺寸设计按控制管内压降不超过允许值进行。原则上,要求排气管压降不使排气压力对应的饱和温度超过冷凝温度 2°C ;吸气管压降不使吸气压力对应的饱和温度低于蒸发温度 1°C 。按此要求确定管内径和管内流速。传统制冷剂(R12、R22、R502)的经验流速为:吸气管 $8\sim 15\text{m/s}$;排气管 $10\sim 18\text{m/s}$;高压液管 $0.5\sim 1.5\text{m/s}$ 。氨的流动性好,流速相应的可以高些:吸气管 $10\sim 20\text{m/s}$;排气管 $12\sim 25\text{m/s}$ 。制冷工程中备有各种制冷剂管道的计算线图。可供管道详细计算使用。

2.1.3.5 其他部件

四个主要部件(压缩机、冷凝器、节流件和蒸发器)和管道是任何蒸发压缩式制冷系统组成都不可缺少的。此外,还有一些附加部件,可以根据具体系统的需要配置。它们主要是一些净化、储集和分离设备。

(1) 过滤器

有液用过滤器和气用过滤器。液用过滤器布置在节流机构入口前,防止系统中可能的污物堵塞毛细管或膨胀阀。气用过滤器布置在压缩机吸气口前,防止污物带入压缩机,加剧压缩机磨损。

(2) 干燥器

起排除制冷剂中水分的作用。防止水分的不良影响(冰堵和腐蚀),布置在节流机构入口前。它往往与液用过滤器做在一起,称干燥过滤器。

(3) 储液器

用来储集制冷系统中循环过剩的液态制冷剂,以平衡负荷变化时对液量需求的变化,并减少因溢漏而补充灌的次数。有高压储液器和低压储液器,高压储液器设在冷凝器之后。低压储液器设在吸气管之间,低压储液器同时还起气液分离的作用,避免蒸发器的过剩液体带入压缩机。

(4) 集油器

用于收集系统中各部分排出的润滑油。

(5) 油分离器

用于分离压缩机排气中夹带的润滑油,使随制冷剂进入系统循环的油降到最少,以减小油过热交换热的影响。油分离器布置在压缩机排气管上。

(6) 空气分离器

用于分离系统中可能存在的空气或其他不凝性气体,以免这些不凝性气体产生附加压力,造成压缩机工作恶化(排温高,压比增大)、传热不良及至整机制冷量和效率下降,甚至发生恶性事故(可燃性制冷剂中空气含量达到一定限度时,在高排温下会引起爆炸)。

2.1.4 蒸气压缩式制冷装置的自动调节

要确保制冷空调系统能够正常运行,并达到要求的运行参数指标,就要对制冷空调系统许多热工参数进行控制,如温度、湿度、压力、流量和液位等。

一个制冷装置有许多参数需要进行自动调节,一个自动化的制冷装置将有多个自动调节系统的存在,而且各调节参数之间常要求互相关联,有的互成因果,依次动作。这就要求从制冷装置整体来设计、分析、建立各参数的调节系统,综合分析。蒸气压缩式制冷装置的自动调节主要涉及对压缩机能量的调节,对蒸发器出口制冷剂过热度的调节,使系统的运行制冷量与外界热负荷相匹配;对冷凝器与蒸发器的调节,满足各种制冷要求等,本节中我们将一一叙述,并介绍典型制冷装置的自动调节策略。

2.1.4.1 制冷装置的基本控制回路

2.1.4.1.1 蒸发器的供液控制及其控制元件

人们常常将蒸发器的供液控制问题与制冷节流元件联系在一起。通常蒸发器的供液元件包括热力膨胀阀、毛细管、浮球阀及电子膨胀阀等。热力膨胀阀、毛细管和电子膨胀阀作为系统的节流元件,又作为调节制冷剂流量的调节元件,下面一一叙述。

(1) 热力膨胀阀的供液控制

迄今为止,热力膨胀阀仍是压缩式制冷装置中蒸发器制冷剂流量控制的主要元件。它在制冷装置中的作用主要包括:①使高压常温的制冷剂液体在经热力膨胀阀时节流降压,变为低压低温的制冷剂湿蒸气(大部分是液体,小部分是蒸气)进入蒸发器,在蒸发器内蒸发吸热,从而达到制冷降温的目的。②按照感温包感受到的蒸发器出口制冷剂蒸气过热度的变化,来改变膨胀阀的开启度,自动调整流入蒸发器的制冷剂流量,使制冷剂流量始终与蒸发器的热负荷相匹配。③通过热力膨胀阀的控制,使蒸发器出口的制冷剂蒸气保持一定的过热度,这样即能保证蒸发器传热面积的充分利用,又可以防止压缩机出现液击冲缸现象。热力膨胀阀的结构见图 2-42。它主要由阀体、阀针、调节杆座、调节杆、弹簧、过滤器、传动杆、感温包、毛细管、气箱盖、感应薄膜等组成。感温包、毛细管、感应薄膜互相互通,构成一个密闭容器,称为感温机构。感温包安装在蒸发器的出口,感温包内充注工质,用它来感受蒸发器出口制冷剂的过热度变化。毛细管传递感温包内的压力至感应薄膜上。感应薄膜由一块很薄的(0.1~0.2mm)合金片冲压而成,断面呈波浪形,它在受力后弹性变形性能非常好。

1) 热力膨胀阀的自动控制原理。热力膨胀阀的原理前面已经叙述,这里不再赘述。

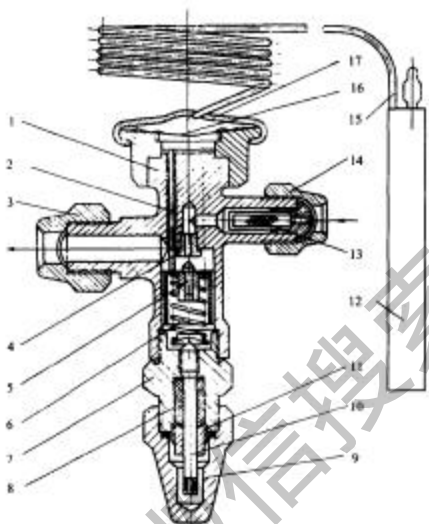


图 2-42 热力膨胀阀的结构图

1. 阀体; 2. 传动杆; 3. 螺母; 4. 阀座; 5. 阀片; 6. 弹簧; 7. 调节杆座; 8. 填料; 9. 帽罩;
10. 调节杆; 11. 填料压盖; 12. 感温包; 13. 过滤器; 14. 螺母; 15. 毛细管; 16. 感应薄膜;
17. 气箱盖

从调节特性来分析,热力膨胀阀属于直接作用式比例调节器。它的输出—阀的开度变化(即制冷剂流量的变化,也就是制冷量的变化)是与输入过热度的变化(即蒸发器热负荷的变化)成比例的。热力膨胀阀分为内平衡热力膨胀阀与外平衡热力膨胀阀。外平衡热力膨胀阀的安装示意图见图 2-43。内平衡热力膨胀阀膜片下部受到的力是蒸发压力 $p_0 + p_{\text{弹}}$ (弹簧力)。外平衡热力膨胀阀受到的力是来自与外平衡管引入的蒸发器出口的压力 $p_1 + p_{\text{弹}}$ 。外平衡热力膨胀阀与内平衡热力膨胀阀的主要区别在于它有一个专用的外平衡管接头,为引入外平衡压力所用。另外,调节杆的形式等也有所不同,其他大致相仿。

为了弄清楚内平衡与外平衡热力膨胀阀各自的特点和适用场合,我们先分析制冷剂流经蒸发器存在不同的压力损失时,内平衡膨胀阀的工作状况。假定有一制冷装置,制冷剂是 R22,感温包内充注的工质是 R22(工质时刻处于饱和状态),且在蒸发温度 5°C 的工况下运行,阀的弹簧预紧压力设定调整在 $p_{\text{弹}} = 0.048\text{MPa}$ 。

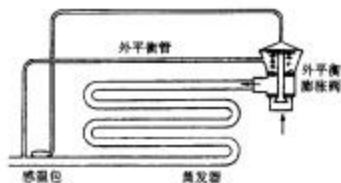


图 2-43 外平衡热力膨胀阀的安装示意图

第一种情况:

不考虑阻力损失,即理想情况下,制冷剂流经蒸发器没有阻力损失,见图 2-44,图中各点所对应的制冷剂温度与压力如下:

A 点为 5°C , 0.37MPa ; B 点为 5°C , 0.37MPa ; C 点为 5°C , 0.37MPa ; D 点为 9°C , 0.418MPa 。

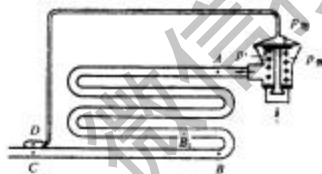


图 2-44 热力膨胀阀的工作原理图

5°C 的液体制冷剂,从 A 点逐渐蒸发到 B 点,全部蒸发成 5°C 的饱和蒸气。从 B 点到 C 点,制冷剂蒸气继续吸热,成为过热气体。A 点的温度为 5°C ,压力即是 5°C 下的蒸发压力 p_0 (绝对压力), $p_A = p_0 = 0.37\text{MPa}$ (绝对压力)。已知 $p_m = 0.048\text{MPa}$,则作用于膜片下部的总的压力为 $p_c + p_m = 0.418\text{MPa}$ 。若要使膨胀阀开启工作,必须使感温包内的压力大于 0.418MPa (绝对压力),而 0.418MPa 压力所对应的感温包温度 t_0 应为 9°C 。由于 $t_0 = t_c$,因此 C 点制冷剂的温度 $t_c = 9^{\circ}\text{C}$,它的过热度是 4°C ($t_c - t_0 = 4^{\circ}\text{C}$)。所以,只要蒸发器出口处的制冷剂过热度达到 4°C 时,膨胀阀就能开启工作(即开启过热度 $\Delta t = 4^{\circ}\text{C}$)。

第二种情况:

制冷剂流经蒸发器时实际上有阻力损失,假定它的阻力损失为 0.055MPa ,见图 2-44,图中各点所对应的制冷剂温度和压力如下:

A 点为 5°C , 0.37MPa ; B₁ 点为 0°C , 0.315MPa ; C 点为 5°C , 0.37MPa ; D 点为

9℃, 0.418MPa。

5℃的液体制冷剂自 A 点逐渐蒸发到 B₁ 点, 全部变为饱和蒸气。AB₁ 段的阻力损失为 0.055MPa, B₁C 段过热部分阻力忽略不计。B₁ 点和 C 点的压力为 0.37 - 0.055 = 0.315MPa, 其对应的饱和温度为 0℃。作用于膜片下部的压力 $p_0 + p_m = 0.37 + 0.048 = 0.418$ MPa。要使阀开启, 则需 $p_m \geq p_0 + p_m = 0.418$ MPa, 相应的温度是 9℃, 即要求 C 点制冷剂的温度达 9℃时阀才开启工作, 此时的开启过热度是 9℃($t_c - t_{s1} = 9^\circ\text{C}$)。从上述分析中可以看出, 由于蒸发器传热面积的利用率降低 (B₁ 点出现在 B 点之前), 制冷能力也相应减少, 所以在蒸发器的阻力损失比较大的场合, 使用内平衡膨胀阀是不太适宜的。现在分析一下, 同样存在的阻力, 若改用外平衡膨胀阀时的工作情况, 这时制冷温度与压力如下:

A 点为 5℃, 0.37MPa; B 点为 0℃, 0.315MPa; C 点为 4.5℃, 0.315MPa; D 点为 4.5℃, 0.363MPa。

5℃的液体制冷剂从 A 点逐渐蒸发到 B 点, 全部变为饱和蒸气, 因为 AB 段的阻力损失为 0.055MPa, 则 B 点的压力降至 0.315MPa; 对应的饱和温度为 0℃。BC 过热段的阻力忽略不计, C 点的压力 $p_c = 0.315$ MPa。作用于膜片下部总的压力 $p_c + p_m = 0.315 + 0.048 = 0.363$ MPa。要使阀开启工作, 则需 $p_m \geq p_0 + p_m = 0.363$ MPa。相应的饱和温度是 4.5℃, 即当 $t_0 = t_c = 4.5^\circ\text{C}$ 时 (此时 C 点制冷剂的过热度 $\Delta t = t_c - t_m = 4.5^\circ\text{C}$) 阀就能开启工作。由此可见, 蒸发器的阻力损失对外平衡膨胀阀的开启过热度影响极小, 它仍能保持较小的开启过热度, 从而使蒸发器的传热面积得到充分利用。如图 2-45(a) 所示, 使用内平衡热力膨胀阀时, 不考虑蒸发器阻力损失, 在蒸发温度为 t_s 时, 开启过热度为 Δt , 蒸发器阻力损失为 Δp , 开启过热度增大到 $\Delta t'$ 。如图 2-45(b) 所示, 使用外平衡膨胀阀, 蒸发器阻力损失为 Δp , 蒸发温度为 t_s 时, 它的开启过热度为 $\Delta t''$, $\Delta t'' < \Delta t'$, $\Delta t'' = \Delta t$ 。可见, 蒸发器虽然有阻力损失, 但使用外平衡膨胀阀能使蒸发器传热面积充分利用, 在这一点上, 外平衡比内平衡有利。

2) 热力膨胀阀的选择。为了使热力膨胀阀和所在的制冷系统, 特别是使得蒸发器能和热力膨胀阀很好地匹配, 最大限度地利用蒸发器, 并使蒸发器的冷量输出始终和热负荷相匹配, 就需要适当地选择热力膨胀阀。选择热力膨胀阀时, 主要考虑下列因素: ①按系统采用的制冷剂, 查阅相关工质的热力膨胀阀样本; ②要考虑系统的蒸发温度, 蒸发温度对膨胀阀容量影响明显, 见表 2-3。当蒸发温度降低, 相同阀的容量变小; ③阀前制冷剂过冷度会影响阀后两相制冷剂的干度。影响阀的流量系数, 因此阀前液体制冷剂过冷度影响阀的容量, 见表 2-4。阀的容量随阀前制冷剂过冷度增大而增大, 故膨胀阀前应避免制冷剂有气体闪发; ④冷凝器至阀前的液管肯定有压力降, 应增加制冷剂过冷度, 防止阀前气化, 表 2-5, 表 2-6 给出了参考数据。

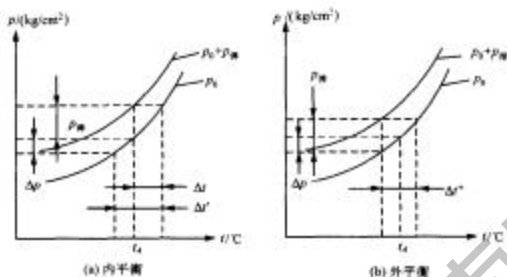


图 2-45 热力膨胀阀开启过热度的变化图

表 2-3 蒸发温度对膨胀阀容量的影响

蒸发温度/°C	5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40
相对容量	1.0	0.9	0.8	0.75	0.66	0.57	0.49	0.41	0.39	0.38

表 2-4 阀前液体过冷对膨胀阀容量的影响

过冷度/°C		4	8.35	11.1	16.7	22.2	27.8	33.4
相对容量	R12, R22, RS02	1.0	1.14	1.17	1.24	1.31	1.37	1.42
	R717	1.0	1.12	1.23	1.39	1.48	1.5	1.6

表 2-5 冷凝器/储液器与蒸发器之间的高差引起的静压损失 Δp

高差/m		3	6	9	12	15	18
Δp /MPa	R12	0.039	0.077	0.116	0.155	0.194	0.232
	R22	0.035	0.07	0.106	0.141	0.176	0.211
	RS02	0.036	0.072	0.107	0.143	0.179	0.215

考虑了上述因素后,在从比较可靠的热力膨胀阀容量表中,选择所需要的热力膨胀阀型号。允许有 20% 的容量裕度。

表 2-6 液体侧压力损失为 Δp 时不产生气体闪发必须的最小过冷度 Δt

工质	冷凝 温度/ $^{\circ}\text{C}$	$\Delta p/\text{MPa}$					
		0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30
		$\Delta t/^{\circ}\text{C}$					
R12	30	2.6	5.4	8.3	11.5	14.7	18.3
	40	2.1	4.4	6.3	9.2	11.8	14.5
	50	1.8	3.7	5.6	7.6	9.6	13.2
R22	30	1.6	3.3	5.1	6.9	8.8	10.8
	40	1.4	2.8	4.2	5.7	7.2	8.8
	50	1.2	2.3	3.5	4.7	6.0	7.2
R502	30	1.5	3.2	4.8	6.5	8.2	10.0
	40	1.3	2.6	4.0	5.4	6.8	8.3
	50	1.1	2.2	3.4	4.5	5.7	6.9

(2) 电子膨胀阀供液控制

热力膨胀阀用于蒸发器供液控制仍然存在着许多问题,如控制品质不高,调节系统无法实施计算机控制,系统的运行过程只能实施静态匹配,阀工作温度范围窄,温包迟延大,在低温调节场合,振荡问题比较突出等。因此自 20 世纪 70 年代开始,出现了电子膨胀阀,至 90 年代末,电子膨胀阀已逐步走向成熟。电子膨胀阀的引入,保证了蒸发器的稳定运行,同时在保证制冷压缩机不致因湿冲缸而发生事故的同时,保证了阀与蒸发器的匹配工作点始终能够位于最小稳定信号线(MSS 线)附近。这样保证了最大限度地利用蒸发器的面积。

电子膨胀阀供液控制原理请参见图 2-39。目前国内外流行的电子膨胀阀形式颇多,主要是在确保制冷系统密封前提下,驱动形式的不同,有热动式、电动式和电磁式等,早期尚有双金属片驱动,近年来已被逐渐替代。

1) 热动式电子膨胀阀供液控制系统。热动式也称参考压力系统(PRS)电子膨胀阀,为 Danfoss 公司的专利产品,适用中大型制冷装置的供液控制,该形式电子膨胀阀的结构见图 2-46。TQ 型为直接驱动式,PHTQ 型为带自给放大的结构,用于大冷量系统。该系统采用两只 1000 Ω 的铂电阻温度发信器,分别检测蒸发器的进出口温度,并将信号输入电子控制器,控制器将被测的进出口温差与要求的温差进行比较,若温差值偏离给定的温差值,则控制器向电子膨胀阀输送电脉冲,改变电子膨胀阀的开度,使温差回复至要求的给定值。从中可以看出,通过对蒸发器进出口温差的控制,解决热力膨胀阀的内外平衡式问题。

考虑到蒸发器存在压力降 Δp_e ,因此蒸发器两端的进出口温差小于实际过热度。

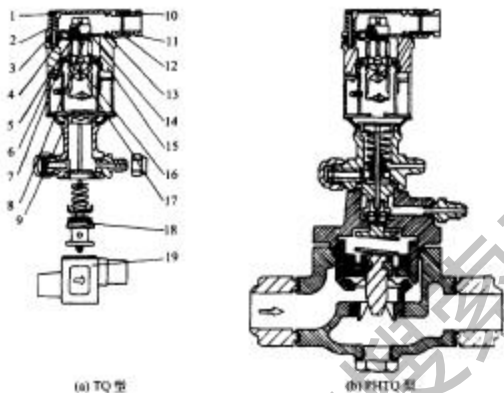


图 2-46 热动式膨胀阀的结构图

1. 阀头; 2. 止动螺钉; 3. O形圈; 4. 电线套管; 5. 6. 螺钉; 7. 电线; 8. 上盖; 9. 垫片; 10. 电线旋入口; 11. 密封胶; 12. 13. 垫片; 14. 磁板; 15. 螺头; 16. NTC 传感元件; 17. PTC 加热元件; 18. 节流组件; 19. 阀体图

TQ/PHTQ 型电子膨胀阀控制系统, 适用制冷剂 R12, R22, R502, R134a, R404a。蒸发器两端的进出口温度传感器 (Pt1000 Ω) 的测量范围是 $-70 \sim 160^{\circ}\text{C}$ 。电子控制器的温差设定范围为 $2 \sim 18^{\circ}\text{C}$ 。控制规律为比例积分 (PI), 比例系数 $K_p = 1 \sim 5$, 积分时间 $T_i = 30 \sim 300\text{s}$ 。输入电压是 24V, 50/60Hz, 消耗电功率为 5VA; 电子膨胀执行器的输入为交流脉冲电压 24V, 功耗为 50VA。

2) 电磁式电子膨胀阀供液控制。电磁式膨胀阀结构见上节图 2-40 所示, 电磁线圈通电前处于全开位置, 通电后, 由于电磁力的作用, 磁性材料所支撑的柱塞被吸引上升, 从而带动针阀使开度变小。阀的开度取决于加在线圈上的控制电压 (或电流), 故可以通过改变控制电压调节流量。阀的流量特性如图 2-47(a) 所示。

这种电磁式膨胀阀结构简单, 动作响应快, 但工作时需要一直为它提供控制电压。日本的电磁式膨胀阀采用这种形式。另外, 还有一种电磁式膨胀阀, 它事实上是一种特殊结构的电磁阀, 带有内置节流孔, 通电开型。电磁线圈上施加固定周期的电压脉冲, 一个周期内阀开、闭循环一次。阀流量由脉冲宽度决定。负荷大时, 脉宽增加, 阀打开时间长; 负荷低时, 脉宽减少, 阀打开时间短。断电时, 阀完全关闭, 还起到电磁截止阀的作用。工作中由于阀交替打开和关闭, 液管和吸气管中会产生压力波动, 但并不影响制冷机的运行特性。

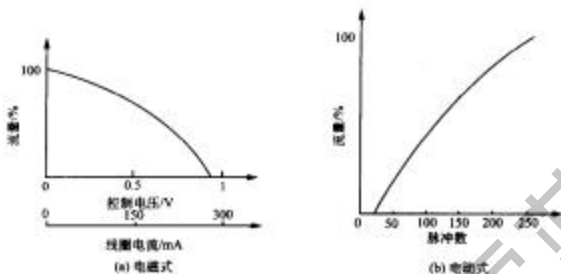


图 2-47 膨胀阀流量特性图

3) 电动式电子膨胀阀供液控制系统。和热动式相似,电动式电子膨胀阀也由发信器、控制器和电动式膨胀阀组成。与热动式的差别主要是阀的驱动部分,电动式膨胀阀由电动机驱动,目前使用最多的是四相永磁式步进电动机,有直接驱动型与减速型。目前国内制冷产品中,变频空调机多采用这种类型的阀,流量调节是靠步进电动机正向或反向运转带动阀杆上下运动,改变阀开度来实现的。控制器根据制冷系统的工况要求,按一定的控制规律向步进电动机输出脉冲驱动信号,以改变阀开度。阀的流量特性一般均近似线性状。图 2-47(b)所示是日本三花不二工机电膨胀阀不同容量时的流动特性,表 2-7 列出 KBM 型和 LAM 型电子膨胀阀的技术参数。

表 2-7 KBM 型和 LAM 型电子膨胀阀的技术参数

特性		利用四相步进电动机控制阀门开度,全开闭阀需 500 次脉冲,可用于制冷和热泵系统制冷剂流量控制,也可用于除霜、除霜控制				
质量/g	KBM 型	约 260(4×3.52kW 以下) 约 200(5×3.52kW 以下)	驱动电压/V	DC12	消耗功率/W	6
	LAM 型	约 220	使用工质	R22	工作压力/MPa	0~3
阀关闭时间/s		12	最大工作压力差/MPa	2.25	工作温度/℃	(-30)~70

由于采用电子膨胀阀控制,使得先进的控制手段运用于制冷剂流量调节成为可能,主要表现在以下几个方面:① 流量调节不受冷凝压力变化的影响;② 对膨胀阀前制冷剂过冷度的变化具有补偿作用;③ 由于电信号传递快,执行动作迅速、准确,故能够及时、准确地调节流量。即使负荷变化剧烈,也能避免振荡;④ 能够将蒸发器出口过热度控制到最小,从而最大限度地提高蒸发器传热面积的利用率;

⑤ 在装置的整个运行温度范围,可以有相同的过热度设定值;⑥ 可以根据装置的实际情况决定调节规律,不仅限于采用比例调节,还可以采用比例积分或其他调节规律,并且能够进行调节器参数整定。

这里要强调的是,电子膨胀阀控制系统除可获得较满意的流量特性外,再增加一些外辅件,还可扩展出其他功能,如最高工作压力限(MOP)控制、制冷温度控制、显示和报警。电动式膨胀阀还允许制冷剂逆向流动,利用此特点,在空调热泵系统和热气除霜系统中应用广泛,而制冷系统的组成又可大大简化。

(3) 浮球调节阀供液控制

浮球调节阀是根据液位变化进行流量控制的直接作用式比例控制器,有低压浮球阀与高压浮球阀两种。

高压浮球调节阀根据冷凝器或高压储液器中的液位变化,控制流向蒸发器的

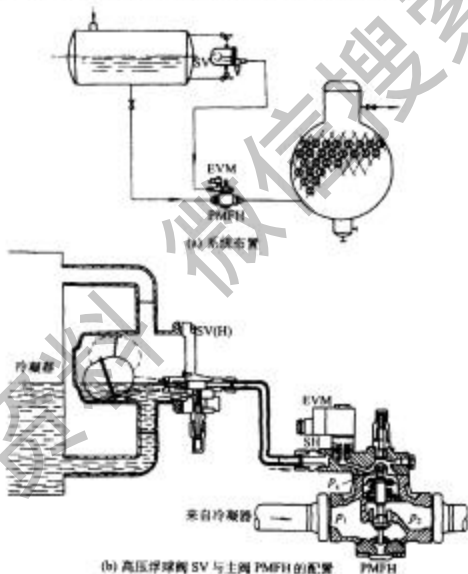


图 2-48 高压浮球调节阀例图

EVM, 电磁导阀; SV(H), 高压浮球阀; PMFH, 主阀

供液量,制冷剂流量调节导阀与主阀的配置见图 2-48。高压浮球阀通常用来控制冷凝器液位,它和冷凝器(或高压储液器)相连通,根据所控液位,通过导阀连接管控制进入到满液式蒸发器的制冷剂流量。低压浮球阀常直接和满液式蒸发器连通,按蒸发器液位的高低,调节从储液器进到满液式蒸发器的制冷剂流量,其结构与安装见图 2-49 所示。浮球调节阀的主要技术参数如下:制冷剂为 R717、R27、R134a、R404A、R12、R502 等,额定冷凝温度 32℃,阀前液体过冷度 4℃,蒸发温度 5℃。

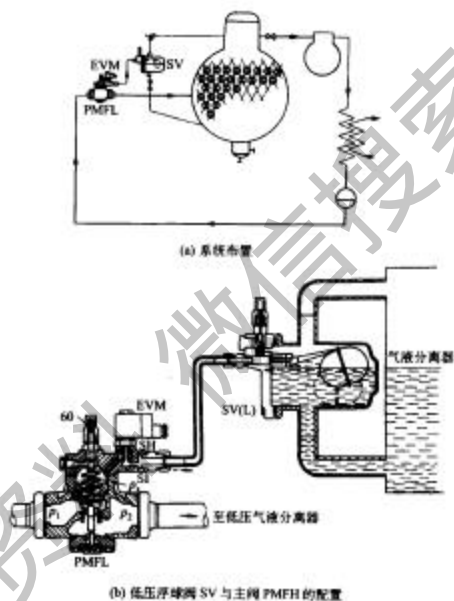


图 2-49 低压浮球阀调节用例图

EVM, 电磁导阀; SV(L), 低压浮球阀; PMFL, 主阀

SV 型浮球阀在液体制冷剂温度 28℃ 时的额定容量见表 2-8。

表 2-8 SV 型浮球阀的额定容量

阀型号	额定容量/kW					
	R717	R22	R134a	R404A	R12	R502
SV1	25	4.7	3.9	3.7	3.1	3.4
SV3	64	13	10.0	9.7	7.9	8.8

2.1.4.1.2 蒸发器各参数的调节

蒸发器各参数的调节包括供液调节、蒸发温度调节、蒸发压力调节及库温调节。上面已经介绍了蒸发器的供液调节,下面介绍蒸发温度调节、蒸发压力调节与库温调节。

(1) 库温调节

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,这就需要对制冷系统的制冷量进行连续无级调节。由于调节系统中各个环节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,因此采用任何调节器构成的调节系统均只能维持库温在某一个要求的范围内,即使使用最先进的控制规律,库温亦常有波动。只要该波动在允许的范围内就可以了。

冷库温度调节采用的调节手段难易视库温控制精度而截然不同。在一般情况下,不采用调节性能很高的调节设备,而用双位调节器(温度或压力继电器控制压缩机启停或供液给电磁阀)就可达到目的。图 2-50 为一个小型冷库的控制方案,它采用双位温度调节器控制压缩机启停实现库温控制。

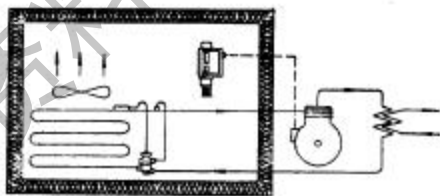


图 2-50 冷库双位温度调节器控制压缩机的启停图

对于库温控制精度要求较高的系统,可以采用串级调节,它对改善迟延较大的冷库的库温调节质量特别有效。串级调节即采用冷库的库温调节,又进行蒸发

压力的调节,其调节规律采用比例调节规律和比例积分微分调节规律。因此库温的静态调节精度可以达到 0.1°C 。是目前冷库库温高精度控制最为有效而实用的调节方法。

(2) 蒸发压力调节

在制冷装置中进行蒸发压力调节只要有两个目的:一个是保持蒸发温度恒定(压力恒定),使冷库温度波动减少,保证冷藏物品质量,减少干耗。对于一台压缩机配一个蒸发器和多台压缩机配一台蒸发器时需要用蒸发压力调节。另外一个目的是若一个压缩机配用多个蒸发器(一机多库),要使各蒸发器在不同蒸发压力下工作,如鱼、肉库在 -10°C 、乳品库在 2°C 、菜和水果库要求 5°C ,也需要在乳品库与菜和水果库的蒸发器的出口处装上蒸发压力调节器。

蒸发压力调节目前均用一只蒸发压力调节阀来实现。它是一只直接作用式比例调节器,对于大型制冷装置则用蒸发压力调节阀为导阀来带动主阀工作。值得注意的是,蒸发压力调节阀是回气压力调节阀,而不是吸气压力调节阀。因为它调节的是蒸发压力,而不是阀后的压缩机吸气压力。

图 2-51 为一机一库时蒸发压力调节系统的布置图与蒸发压力变动情况,图中

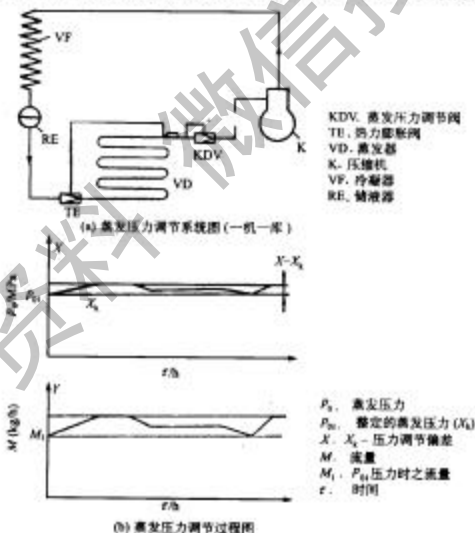


图 2-51 蒸发压力调节系统及其调节过程图

为希望达到的蒸发压力 p_{0E} ，其相应的制冷剂流量为 M_1 。当负荷增加，蒸发压力也会升高，蒸发压力调节阀全自动开大，泄放较多的制冷剂蒸气至压缩机吸入口；反之蒸发压力减小时，蒸发压力调节阀自动关小，以使蒸发压力回复至 p_{0E} 值。

对于一机多库时制冷系统的布置见图 2-52(a)。如前所述，在高温蒸发器出口均安装蒸发压力调节阀，以便对蒸发器出口制冷剂蒸气再次节流，直到和低温蒸发器出口压力相同为止。而同时必须在低温蒸发器出口安装单向阀，以防止停机时，高温库制冷剂蒸气倒流至低温库，以致破坏低温库正常工作。蒸发压力调节阀在制冷系统的作用，可从图 2-52(a)中的 $\lg p-H$ 图中分析，图中 EF 为高温蒸发器出口制冷剂

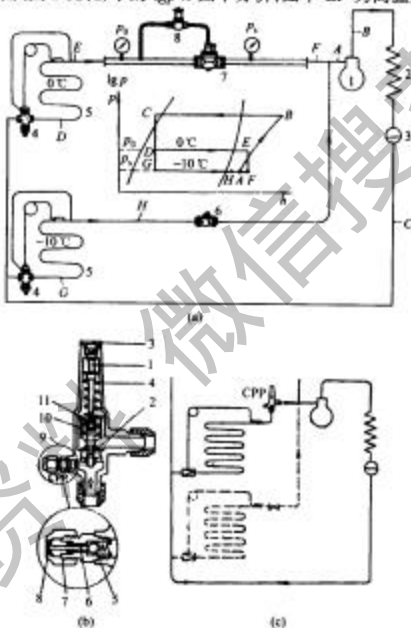


图 2-52 一机多蒸发器时蒸发压力调节原理图与蒸发压力调节器结构图

(a) 调节原理图：1. 压缩机；2. 冷凝器；3. 膨胀阀；4. 蒸发器；5. 蒸发器；6. 止回阀；7. 主阀；8. 压力导阀。(b) 调节原理图：1. 调整杆；2. 阀盘；3. 保护盖；4. 阀体；5. 钢珠；6. 接管；7. 密封垫片；8. 密封罩；9. 压力表接头；10. 压力平衡波纹管；11. 脉冲阻尼器。(c) 在系统中的安装部位

参数在调节阀中再次节流过程。A 点为高低温蒸发器出口制冷剂参数的混合点,作为压缩机吸气参数。

蒸发压力调节阀的结构形式很多,图 2-52(b)是其中的一种。它的特点是采用了与阀盘 2 承压面积相同的压力平衡波纹管 10,来消除出口压力对阀开度的影响,并在弹簧座上设有脉冲阻尼器 11,使阀的开度不会因制冷装置压力的微小波动而随之振荡。它是一种受阀前压力控制的比例型调节阀。蒸发压力作用在阀板的下部,当蒸发压力超过主弹簧的设定压力时,阀渐开,当蒸发压力低于主弹簧的设定压力时,阀渐关,阀门开度与二者之间的偏差量成比例。

图 2-53 为使用压力导阀与主阀组成一体的恒压主阀来控制蒸发压力的典型结构图。由于压力导阀和主阀组成了一体,因此结构紧凑,还简化了安装。其动作原理是:蒸发器制冷剂蒸气通过导阀的进口进入导阀膜片下部,克服辅助弹簧 4 的压力,把导阀口开启,使制冷剂蒸气进入主阀入口,推开止回阀片 14,到达主阀活塞上腔室,在制冷剂蒸气压力的作用下,推动活塞 17 下移,使主节流阀芯 20 处于一定的开度,此时的蒸发压力处于给定值。若蒸发压力上升,则导阀膜片下部受到的压力增大,导阀口开启度增大,从而使主阀活塞上腔室的压力增大,活塞下移,主阀口相应开大,因此制冷剂流出量增多,使蒸发压力下降回到给定值;反之,当蒸发压力下降时,导阀口关小,主阀活塞上移,主阀口关小,从而使蒸发压力回升到给定值。当蒸发压力低于压力导阀的辅助弹簧 14 的给定值时,导阀关闭,主阀活塞上腔的冷凝

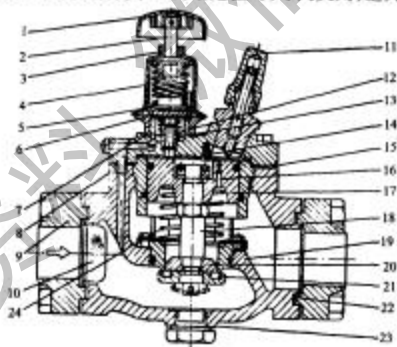


图 2-53 恒压主阀与导阀结构图

1. 手轮; 2. 调节阀; 3. 密封圈; 4. 辅助弹簧; 5. 节流阀; 6. 膜片; 7. 垫片; 8. 辅助孔道; 9. 进口接管; 10. 主活塞; 11. 手动强开机构; 12. 辅助座; 13. 过滤板; 14. 止回阀; 15. 垫片; 16. 压力平衡小孔; 17. 活塞; 18. 锥形; 19. "O"形圈; 20. 主节流阀芯; 21. 主阀板; 22. 垫片; 23. 锥形塞; 24. 主弹簧

剂通过活塞上的平衡孔 16 泄出,活塞在主弹簧 24 作用下,使主阀口关闭。从调节特性分析,用压力导阀加主阀(或恒压主阀)的形式组成控制蒸发压力的调节阀,它是属于比例动作类型的,即阀的开度变化与蒸发压力变化是成比例的。故其调节过程存在静态偏差,由于导阀和主阀灵敏度较高(比例系数 K_v 大),故它的静态蒸发压力差是很小的,基本上能维持蒸发压力恒定。

2.1.4.1.3 冷凝器控制及其控制元件

冷凝器的控制参数包括冷凝压力和冷凝温度。由于冷凝器中制冷剂所处的状态主要为饱和状态,因此最有代表性的控制参数为冷凝压力。冷凝压力偏高,压缩机排气温度会上升,压缩比增大,制冷量减少,功耗增大,冷凝压力偏高,还容易引起设备破坏事故。冷凝压力过低,特别是在冬季冷却水温与环境温度较低,导致冷凝压力过低。例如,冷却水温度为 2°C ,若把冷却水量开得很大,冷凝温度可能大大减小,假定为 $t_k = 5^\circ\text{C}$,则冷凝压力 $p_k = 0.37\text{MPa}$ (对于 R12),若蒸发温度 $t_0 = -10^\circ\text{C}$,则蒸发压力 $p_0 = 0.223\text{MPa}$,这种情况下,即使不计所有管路压力损失,在热力膨胀阀前后的压差最多也只有 $\Delta p = p_k - p_0 = 0.147\text{MPa}$,由于冷凝压力 p_k 的过分降低,导致热力膨胀阀前后压力差太小,供液动力不足,造成流经热力膨胀阀的制冷剂流量急剧减少,使制冷量大大降低,使制冷装置工作失调。因此,为保证制冷系统的正常工作,必须对冷凝压力实施控制。

冷凝器的种类不同,冷凝压力的控制形式也不同,但其基本方法相类似,不论是水冷式或是风冷式冷凝器的冷凝压力控制,都是通过改变冷凝器的换热能力来实现的。增加冷凝器的换热能力,就能降低冷凝压力,反之则会使冷凝压力升高。

(1) 水冷式冷凝压力控制

目前国内外采用的冷凝压力控制方法主要有两种:一种是根据冷凝压力的大小来控制;另一种是根据冷凝温度的大小实现间接控制,且都是通过控制冷凝水量来完成的。图 2-54 为典型的压力式水量调节阀结构图。图 2-54(a)为直接作用式,当冷凝压力升高时,波纹管被压缩,推动调节螺杆 11 向下,螺杆通过卡在其环槽中的簧片 4 推动阀芯 12,将水阀开大;当冷凝压力降低时,调节螺杆被调节弹簧 5 向上拉动,将阀关小。调整时可转动调节螺杆的六角头,使可调弹簧座 3 升降,从而改变调节弹簧的张力,以达到调整冷凝压力的目的。对于大型制冷装置,冷凝器的冷却水量较大,故采用由导阀间接作用的冷却水量调节阀[见图 2-54(b)],可以减少冷却水压力波动所引起的对调节过程的影响。主阀、导阀组件及节流通道用铜或不锈钢组成。在节流通道前面装有镍丝网的过滤器,以防止水中杂质堵塞通道,破坏导阀正常工作。冷凝压力通过传压毛细管接头 1 引至波纹管 3 上侧,在阀停用时,旋出泄放塞 10 和主阀底部的螺钉 9 后,可将主阀上部空间的水放出,以免冻裂。调节阀工作时,冷凝压力通过波纹管 3、推杆 4 传递到导阀阀芯 7 上。当冷凝压力已达到调定的开启压力时,推杆向下压开导阀,将主阀节流通道 13 上部

空间的水泄至主阀出口,使主阀上部压力降低。故主阀在阀前后压差作用下自动打开,冷凝压力升高值越大,导阀开度也越大,以增加水量,使冷凝压力回降至调定值。当冷凝压力降低于阀的开启压力时,导阀就在伺服弹簧 8 的张力作用下关闭,使主阀上部空间的压力升至下部空间相同。因为主阀上部有效面积大于下部,故主阀在上、下压差和伺服弹簧 8 的张力下关闭,切断冷却水的供应。图 2-55 示出冷凝压力控制系统布置。

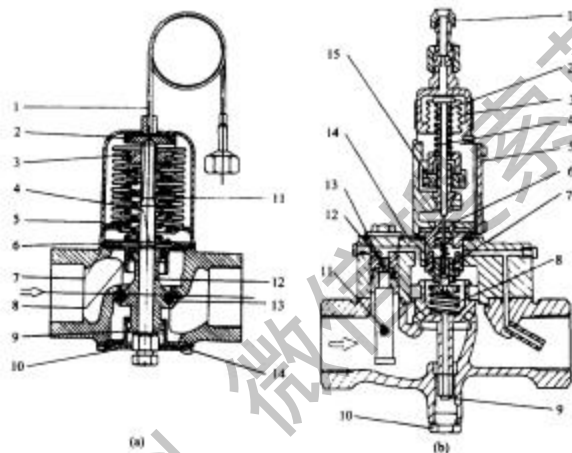


图 2-54 典型压力式水量调节阀结构图

(a)直接作用式:1.传压细管;2.波纹管承压板;3.可调弹簧;4.簧片;5.调节弹簧;6.下部调整压;7.O形圈;8.防漏小活塞;9.导向套;10.底板;11.调节螺杆;12.阀芯;13.阀盘密封橡胶圈;14.螺帽;15.调节螺母。(b)间接作用式(二次开启式):1.传压毛细管接头;2.调节弹簧;3.波纹管;4.推杆;5.上部调整压;6.导阀组件;7.导阀阀芯;8.伺服弹簧;9.螺钉;10.垫板;11.导阀进口滤网;12.主阀;13.节流通道;14.阀座;15.调节螺母

温度式水量调节阀的工作原理和结构,与压力式水量调节阀基本相同,只是它以温包来检测制冷剂的冷凝温度,其系统原理图及典型结构图见图 2-56。

采用冷凝温度发信的水量调节阀,比压力发信的水量调节阀动作响应慢,但工作平稳,安装发信器时,不需要打开制冷系统,减小了制冷系统密封受损。

各种形式的冷凝压力调节阀在高速时均应做到:压缩机在停机期间,确保阀处于关闭状态,压缩机刚停机时,由于冷凝压力较高,冷却水量调节阀保持开启,使冷凝压力逐渐下降,直至低于阀的调定关闭压力时,冷却水量调节阀才自动关闭,压缩机循环再冷启动时,冷却水量调节阀开始仍保持关闭,直到冷凝压力升高到阀的

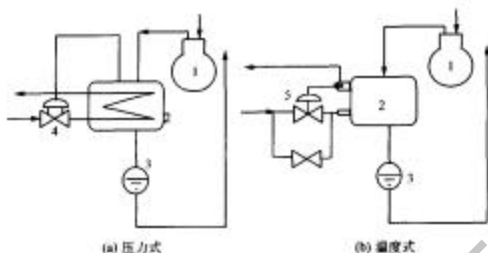


图 2-55 冷凝压力控制系统布置图

1. 压缩机; 2. 冷凝器; 3. 继电器; 4. 压力式水量调节阀; 5. 温度控制的水量调节阀

开启压力时, 水量调节阀才自动开启, 供水进入冷凝器。这样, 压缩机停机时, 水量调节阀就不会同时关闭。同样压缩机再一次启动时, 冷水调节阀也不再会同时打开, 一般水量调节阀的关闭压力, 总要比开启压力低 0.05MPa 左右。为保证停机时冷却水量调节阀总是关闭的, 以降低水量消耗, 阀的关闭压力总是调得高一些。调整时, 可以将阀的关闭压力设定在冷凝器安装环境处于夏季最高温度时所对应的制冷剂饱和压力值。

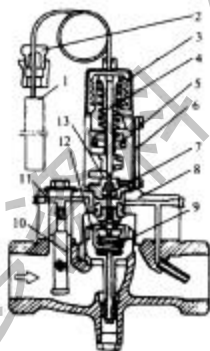


图 2-56 温度式水量调节阀结构图

1. 湿包; 2. 毛细管填料箱; 3. 波纹管; 4. 推杆; 5. 调节螺母; 6. 上群侧盖; 7. 隔热垫; 8. 阀盖; 9. 列服弹簧; 10. 进口滤网; 11. 节流通道; 12. 主阀; 13. 导阀组件

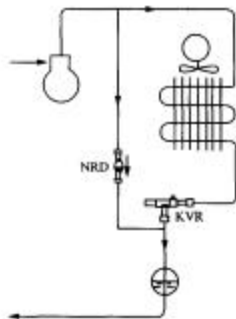


图 2-57 制冷剂侧冷凝压力控制系统图

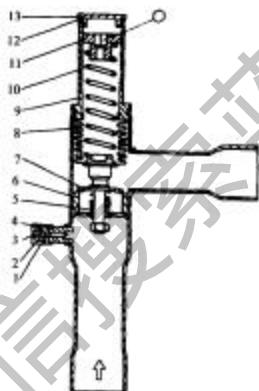
(2) 风冷式冷凝压力控制

风冷式冷凝压力控制方法主要有两种：一种是从空气侧控制，即改变冷凝器的空气流量；另一种是从制冷剂侧控制，即改变冷凝器中制冷剂两相流的有效传热面积。这样就形成了不同的控制方案与相应产品。

1) 从制冷剂侧采用旁通调节方法控制制冷压力。这种方法在国际上比较流行，并有定型产品。图 2-57 显示出冷凝压力控制系统。在冷凝器出口管上安装一只高压调节阀 KVR，在压缩机排气管与储液器入口管间接旁通管，在旁通管上安装一只差压调节阀 NRD。

高压调节阀 KVR 和差压调节阀 NRD 的结构如图 2-58 所示。KVR 的开阀压力可以在 $0.5 \sim 2.0 \text{MPa}$ 范围内设定，最高工作温度为 130°C 。差压调节阀 NRD 的开阀压力差为 0.14MPa ，全开时的压力差为 0.3MPa ，最高工作温度为 135°C ，适用工质为 R134a、R22、R404A 及 R12、R502。采用制冷剂侧控制冷凝压力的方法时，应注意：① 制冷系统中心必须设高压储液器。② 高压储液器要有足够的储液量，以保证在冷凝器可能的最大积液时，高压储液器内仍有液体。否则当冷凝器积液时，若储液器中无液，从差压阀旁通的热气会直接冲到膨胀阀前，影响膨胀阀正常工作。

冷凝压力调节的过程为：冬季压缩机开机前，冷凝器和储液器中压力都很低，高压调节阀 KVR 和差压调节阀 NRD 处于关闭状态。开机后，在冷凝压力升至高压调节阀的开启设定值前，高压调节阀仍处于关闭状态，压缩机排出的制冷剂积存在冷凝器内，积液使冷凝器的内空间和有效传热面积减小，冷凝压力逐步升高。由于调节的真正目的是使储液器维持在正常的压力上，以便为膨胀阀提供足够的供液动力，所以，差压调节阀在阀前后建立起压力差时即打开，将压缩机的排气通到储液器，使储液器压力升高。



(a) 高压调节阀 KVR



(b) 差压调节阀 NRD

图 2-58 高压调节阀 KVR 和差压调节阀 NRD 的结构图

1. 塞子；2. 密封垫；3. 盖；4. 压力表接头；5. 阻尼机构；6. 阀座；7. 阀板；8. 平衡波纹管；9. 阀体；10. 主弹簧；11. 设定螺钉；12. 垫片；13. 密封盖

当冷凝压力升到高压调节阀的开启值以上时,阀开启。由于高压调节阀的节流,差压调节阀前后的压力差仍存在,使差压调节阀依然保持开启状态。运转达到稳定平衡时,高压调节阀部分打开,冷凝器部分积液;差压调节阀部分打开,有热气旁通到储液器。随着外界气温变暖,维持正常冷凝压力平衡时,高压调节阀的开度增大,而差压调节阀的开度变小,直至高压调节阀全开,差压调节阀全关,制冷剂走正常循环路径。

选用高压调节阀 KVR 和差压调节阀 NRD 时,容量的大小可按不同工质查阅厂家样本,同时还应注意尺寸、管路与调节阀的连接方式。

2) 从空气侧控制冷凝压力方法。从空气侧控制主要是改变经冷凝器的空气流量。主要方法包括以下几个。

① 风机电机变速。常用的有变电压调速和变频调速两种。变频调速的效率高,因此国外空调冷凝风机常采用变频调速。一般以环境温度发信,冷凝压力控制比较稳定,波动较小。

② 风阀控制调节冷凝空气气流,减小冷凝器外侧的风速,可提高冷凝压力。

③ 冷凝风机开、停控制。这仅适用于多台冷凝风机场合。通常用环境温度控制该风机的运行台数,但应确保至少有一台风机在运行。单台冷凝风机场合则不宜采用此方法。

空气侧控制冷凝压力的方法,应用在常年环境温度高于 4°C 以上场合比较有效。

2.1.4.1.4 压缩机能量调节及其控制元件

压缩机的能量调节是指调整制冷装置中压缩机的产冷量始终与外界热负荷相平衡。它主要有以下三个作用。第一,使得制冷装置的产冷量始终与外界热负荷相匹配,提高系统运行的经济性。第二,如压缩机没有能量调节,仅靠热力膨胀阀来控制的话,那么蒸发压力(或蒸发温度)的波动会较大,制冷仓室的温度波动也随之增大,同时当蒸发压力小到一定程度后,会引起压缩机启动、停车频繁。使用压缩机能量调节后,两个方面都能得到改善。第三,能够保证系统的轻载启动,避免引起电网负载过大的波动。当压缩机无能量调节时,压缩机的起动力矩较大(达额定负载的 $1.8\sim 2.25$ 倍),易引起电机过载,这样既增大了电网负载的波动,又易引起电机过载而损坏。若选用大容量的电机来进行工作,则又降低了经济性。有了能量调节,启动时压缩机处于卸载状态,从而能轻载或空载启动,减小了启动负载。

压缩机能量调节的方法比较多,下面介绍几种常用的方法。

(1) 压缩机吸气卸载和运行台数控制

这种方法是根据吸气压力大小,以相应的压力控制器(通常为双位调节器)控制压缩机间断运转,以调节制冷量。因为吸气压力比蒸发压力测取更方便,同样可以代表系统运行负荷的变化,且反应迅速,故广为采用。另外,也可以根据温度进

行调节。

1) 吸气压力控制器直接控制压缩机投入运行时间与台数。若制冷装置仅有一台压缩机,为使压缩机能量与蒸发负荷相匹配,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,直接控制压缩机的起停与停车时间。如生产量很大的家用冰箱、各种型号厨房冰箱、冷柜的压缩机制冷量调节,均采用温度双位控制器来调节其制冷量与热负荷相匹配。若制冷装置具有多台压缩机,则可按图 2-59 实行制冷量调节。图 2-59 中,制冷装置有 4 台压缩机,每台压缩机的吸气管上均装有一个压力双位调节器,分别控制电动机的起和停。

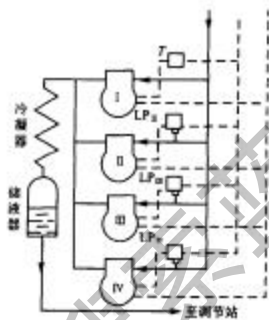


图 2-59 多台压缩机的能量控制系统图

这是一个冷库制冷系统。图 2-59 中 I 号机为基本能级,它受到冷库库房温度的控制,只要有一个库房温度未达到指定温度下限, I 号机便运行,全部库房温度都达到指定温度下限时, I 号机才停车。I 号机运行后,如果热负荷增加,吸气压力将逐渐上升,决定 II、III、IV 号机工作,用三台压力控制器分别控制一台压缩机的起停,每台压缩机开停压力设定值见表 2-9。为避免短期负荷波动,或运行不稳而引起的吸气压力波动,造成能量误调,在这个控制中一般均加入开机动作延时,延时时间通常在 30min 以内。

表 2-9 各台压缩机开停压力设定值

压缩机	I 号机	II 号机	IV 号机
压力控制器	LP_1	LP_2	LP_4
上限接通压力 p_1 /MPa	0.20(-9℃)	0.22(-7℃)	0.30(-2℃)
下限断开压力 p_2 /MPa	0.09(-20℃)	0.11(-18℃)	0.15(-14℃)
差动值/MPa	0.11(11℃)	0.11(11℃)	0.15(12℃)

2) 压力控制器——电磁阀式能量调节。凡是制冷压缩机本身有自动卸载机构的,均可有条件采用压力控制器——电磁阀式能量调节系统。图 2-60 表示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,由一套卸载机构控制。卸载机构的液压缸驱动气缸外侧的拉杆。其原理是:当液压缸有液压压力时,驱动拉杆,压下吸气阀片,该组气缸工作;当液压缸泄压,则吸气阀片由弹簧自动顶开,成空行程,该组气缸卸载。在图 2-60 中,仅示出推动卸载机构的液压缸,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、Ⅳ)调节气缸,分别由压力控制器 P3/4、P4/4 控制。这两个吸气压力控制器的差动值为 0.04~0.05MPa,其接通压力与断开压力值见表 2-10。其中 P4/4 为高负荷压力控制器,其接通压力按最高蒸发压力(温度)测定。两个压力控制器定值压力差为 0.01~0.02MPa。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 两组卸载机构的液压缸,直接与液压泵出口相通。当压缩机刚启动时,油压尚未建立,液压缸无油压,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 1min 以内),油压建立,基本工作缸便投入工作。当热负荷大于四缸工作的产冷量时,吸气压力上升,超过压力控制器 P3/4 的接通压力 0.26MPa,使 P3/4 接通,将电磁滑阀 1DF 吸上,压力油通过 a 孔,经 c 孔流入Ⅲ组气缸的卸载压力液压缸,使Ⅲ组气缸投入工作,压缩机运行于 75% 的工况。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 P4/4 压力控制器也接通,电磁滑阀 2DF 被吸上,压力油从 a 孔,经 1DF 滑阀下部孔 e、孔 b,流入Ⅳ组气缸的卸载压力液压缸,使Ⅳ组气缸也投入工作,此时压缩机作 100% 全负荷运行。

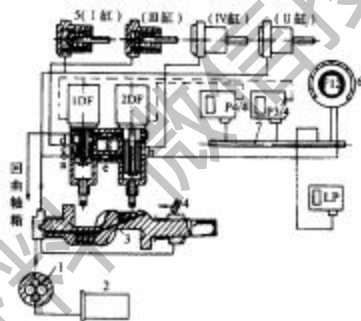


图 2-60 压力控制器——电磁阀式能量调节原理图
1. 液压泵;2. 滤油器;3. 曲轴;4. 液压调节阀;5. 气缸卸载机构的液压缸;6. 液压差表;7. 吸气管;1DF, 2DF. 电磁滑阀;P3/4, P4/4. 压力控制器;LP. 低压控制器

表 2-10 压力控制器的接通压力与断开压力

控制器	断开压力/MPa	接通压力/MPa	差动值/MPa
压力控制器 P4/4	0.23(2℃)(表压)	0.28(6℃)	0.05
压力控制器 P3/4	0.22(1℃)	0.26(4℃)	0.04
低压控制器 LP	0.2(-1℃)	0.34(3℃)	0.03

若负荷下降,吸气压力降至 0.23 MPa,则 P4/4 断开,电磁滑阀 2DF 失电关闭(如图示位置),则 IV 组气缸断油泄压,液压缸活塞被弹簧顶回,液压缸中油经孔 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 0.2 MPa(表压),则低压控制器 LP 动作,将压缩机停车。当停车后压力回升至 0.24 MPa,则 LP 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调节范围再增加一档(共 100%、75%、50%、25% 四挡),可由 3 个电磁阀和 3 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,仅取决于各厂家习惯与传统,在工作原理上并无实质差异。

3) 油压比例调节器式能量调节系统。这种压缩机能量调节系统在国内广泛采用。它不用任何电器元件,仅由一只油压比例调节器来实现,其结构如图 2-61 所示,十分紧凑。这种能量调节系统也要求压缩机气缸具备自动卸载机构与油缸。整个比例式能量调节器装在压缩机仪表盘上,目前我国生产的 8FS10 等压缩机均采用它。图 2-62 所示为其原理图。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。整个调节装置由信号接收器、喷嘴球阀放大器和滑阀液动放大器组成。压缩机 8 个气缸中 1、2、7、8 号缸为调节缸,滑阀

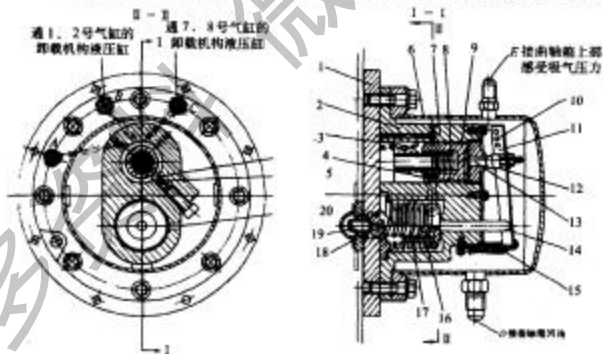


图 2-61 油压比例调节器式能量调节系统结构图

1. 底板; 2. 本体; 3. 配油室; 4. 限位钢珠; 5. 配油弹簧; 6. 外罩; 7. 配油滑阀; 8. 滑阀弹簧; 9. 恒节流阀; 10. 缸杆支套; 11. 缸杆; 12. 球阀; 13. 喷嘴; 14. 顶杆; 15. 拉簧; 16. 波纹管; 17. 定值弹簧; 18. 通大气孔; 19. 调节螺钉; 20. 孔道

液动放大器的外罩 6 的法兰上有管接头 A, B, C。其中 A 通过外接油管与压缩机油泵相连; B 与 C 分别与 1, 2, 7, 8 号缸的卸载机构压力油缸接通。在壳体 2 中开有内部孔道, 使接头 A, B, C 三孔分别与开在配油室 3 腔内壁的 A, B, C 孔相通。压缩机制冷量调节范围为 100% (八缸)、75% (六缸)、50% (四缸)。

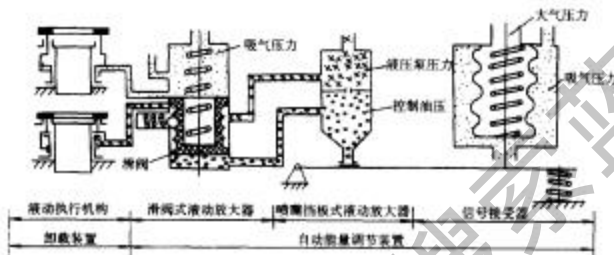


图 2-62 油压比例调节器式能量调节系统原理图

这套调节系统采用了比例型喷嘴球阀放大机构, 在油压系统中恒节流孔 9 和变节流孔 (由喷嘴、球阀 13 和 12) 组成了一组典型比例放大器。当吸气压力变化, 与定值弹簧 17 比较后, 转动杠杆 11, 使球阀与喷嘴间隙 (变节流孔) 成比例地变化, 在一定间隙范围内, 喷嘴腔 13 中压力也随之成比例地变化, 引起滑阀右侧顶部背压变化, 移动滑阀, 控制压缩机卸载机构动作。因此, 作用于配油滑阀的调节油压是随吸气压力的高低而成比例的增减, 它们之间的比例关系可以通过调整定值弹簧 17 的预紧力来调整。控制压力设定值见表 2-11。

表 2-11 油压控制压力设定值

控制器	吸气压力/MPa		工作气数缸	能量
	工作状态	加载状态		
高压比例控制器	0.24	0.20	8	100%
	0.23	0.19	6	75%
低压控制器	0.22(接通)	0.13(断开)	4	50%

当压缩机停车时, 润滑油泵也停止工作, 油压与大气压力相等, 波纹管伸至最长位置, 滑阀在弹簧 8 作用下推至最右位置, 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, 带有卸载机构的各组气缸全部处于空载启动。此时压缩机处于四缸运行。随着压缩机启动后, 油泵投入工作, 油压逐渐提高, 若外界热负荷较大, 吸气压力上升, 作用在感受波纹管 16 右侧的气

体压力,将克服定值弹簧 17 的张力,波纹管被压缩,带动顶杆 14 左移,于是拉簧 15 通过杠杆机构,使球阀 12 与喷嘴 13 压紧,泄油口就关小,滑阀右侧的油压便开始上升,达到一定值时,滑阀就克服弹簧 8 的张力和限位钢珠 4 的压紧力左移,从而使钢珠进入第二个槽中,使孔 B1 与压力油孔 A1 接通,通往卸载机构的第一路高压油路被接通,高压油进入卸载的液压缸内,由于液压缸中油压大于卸载弹簧的合力,就使这一组气缸的吸气阀片落下投入工作,成六缸(75%工况)运行状态。若外界负荷仍高于制冷量,则吸气压力会继续升高,由于感受波纹管、放大机构及滑阀的继续动作,使所有带有卸载机构的气缸均投入工作,成八缸(100%)全负荷运行。

当外界所需冷量减少时,膨胀阀的开度相应减小,吸气压力也随之降低,感受波纹管就在大气压力与定值弹簧力共同作用下伸长,推动球阀 12 离开喷嘴 13,滑阀左侧的控制压力相应降低。当降低到某一值时,滑阀就克服钢珠 4 的压紧力向下移动,钢珠就被推入第二凹槽中,此时第一路高压油路就被切断,该组气缸的吸气阀片就被弹簧顶开而卸载。如果热负荷继续下降,则带有卸载机构的气缸就会一组组相继卸载,最后因抽空,低压控制器动作而停车。

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。中间有一差动值,一般为 0.04MPa,该值太小会引起能量调节装置频繁动作而失去稳定性。

(2) 热气旁通能量调节

这是将制冷系统高压侧气体旁通到低压侧的一种能量调节方式,主要用于压缩机无卸载机构的压缩机组。采用该种能量调节系统的目的是保证当热负荷降低,吸气压力下降到低压控制值以下时,机组仍然开启。这样系统运行过程中仍然有较少的制冷量。热气旁通能量调节方式,一般有两种。

1) 热气向吸气管旁通附加喷液冷却。能量调节采用旁通能量调节阀(CPC),其系统原理图见图 2-63(a),典型旁通调节阀(亦称回流调节阀)结构如图 2-63(b),这是一种将压缩机的部分排气,经过旁通管由旁通调节阀控制,自动回流到压缩机吸气管,以改变压缩机有效排气量的一种简便方法。对于小型制冷装置,可以防止在热负荷很少时,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,当制冷装置热负荷减小,压缩机吸气压力下降到预先的设定值时,作用在阀盘 6 下方的吸气压力不足以克服波纹管 5 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热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,延长了压缩机的工作时间。图 2-64 为旁通调节阀的工作特性图。如制冷装置在低负荷 9885.5W 时,蒸发温度必须下降至 -23°C (点 3),为了使装置在蒸发器吸热能量为 9885.5W,仍能保持蒸发温度不低于 -15°C ,就需要旁通能量调节阀早在吸气压

力降为 0.11MPa (表压) 时就已开启, 降为 0.08MPa 时 (-15°C) 已有足够开度, 能回流一部分气体, 以补偿因蒸发器热负荷比压缩机冷量低 5815W 所造成的回气量不足。从图 2-64 也可以看出旁通调节阀的调整方法, 该阀的弹性元件 (弹簧及波纹管等) 已定, 阀的开启压力决定于初始预紧力, 在图上开启压力为 0.11MPa , 此值视工况需要可以加以调整。

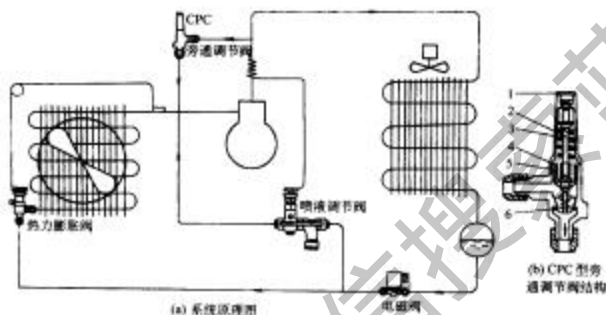


图 2-63 旁通能量调节系统原理图

1. 保护盖; 2. 调整杆; 3. 阀体; 4. 活塞; 5. 波纹管; 6. 阀座

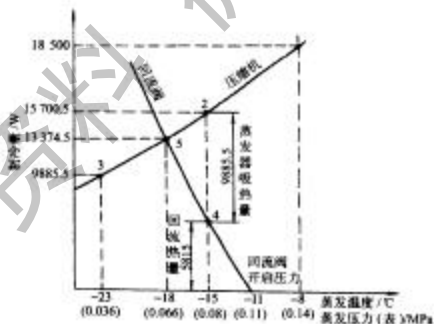


图 2-64 旁通调节阀的工作特性图

旁通能量调节常采用一只喷液阀,用来防止压缩机排气温度过高,喷液调节阀的典型结构见图 2-65。它由喷液阀、节流阀、过滤器三个部分组成,其关键部分为喷液阀。它的动作原理与热力膨胀阀相似,但为了提高灵敏度,采用了螺旋管状温包(整个温包长约 1.8m),全部绕在排气管的外周,并用夹子固定。为防止喷液过多而引起液击,喷液阀前设有手动节流阀 B,工作时需先将手动节流阀调整好,以限制其最大喷液量。当排气温度超过给定值,感温机构中压力增大,开启节流阀,使一部分制冷剂液体流经它时节流降压,进入吸气管中蒸发吸热,达到使排气温度下降的目的。对于 R12、R22 喷液阀调定的开阀温度为 80℃,可调范围为 50~110℃;对 R717 调定温度为 100℃,可调范围为 80~135℃,其波纹管最高耐压为 1.2MPa(表压),故喷液阀后面不允许装截止阀,以免工作时此阀忘开,液体压力将波纹管鼓破,喷液阀的前面最好装一个电磁阀,保证只有压缩机工作时,电磁阀才开,避免停机后液体流入吸气管内。

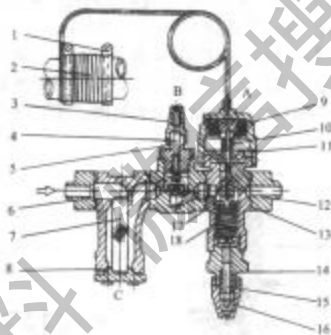


图 2-65 喷液调节阀的典型结构图

1. 温包固定夹; 2. 温包; 3. 盖帽; 4. 调整杆; 5. 填料箱; 6. 进口法兰; 7. 不锈钢滤网; 8. 垫片; 9. 感温波纹管; 10. 平衡密封波纹管; 11. 隔板; 12. 出口法兰; 13. 法兰垫片; 14. 填料箱; 15. 调节杆; 16. 盖帽; 17. 隔板; 18. 调节弹簧; A. 喷液阀; B. 节流阀; C. 过滤器

2) 热气向蒸发器中部或蒸发器前旁通。前一种方法存在一个缺陷,即负荷低到一定程度,蒸发器内制冷剂流速过低,造成回油困难。为此采用本方法,向蒸发器中部前旁通热气。采用该方法,相当于热气为蒸发器提供了一个“虚负荷”,尽管实际负荷较低,热力膨胀阀仍能控制向蒸发器供液量较多,保证蒸发器中有足够的制冷剂流速,不会带来回油困难。

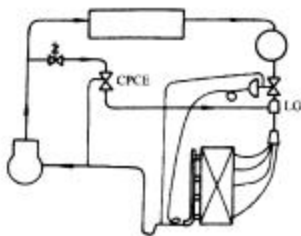


图 2-66 向蒸发器前旁通热气图

对于有分液器和并联多路盘管的蒸发器,不便于向蒸发器中部旁通热气,可以采用向蒸发器前旁通的办法,如图 2-66 所示。由于这类蒸发器的压力降较大,为了消除蒸发器压降的影响,必须采用带有外平衡引压管的能量调节阀。外平衡引压管从吸气管引控制压力,阀的开启只受吸气压力控制而不受阀后压力控制。旁通位置在热力膨胀阀出口与分液器入口之间。为了避免热气对热力膨胀阀的逆冲,影响热力膨胀阀的正常工作,必须使用一个专门的气液混合头。带平衡引压管能量调节阀(CPEE型)和气液混合头(LG型)的布置见图 2-67。CPEE型能量调节阀是一种推动式调节阀。膜片 5 的上、下方分别作用着主弹簧 6 的弹力和从引压管接口 9 引入的控制压力。当控制压力降到弹簧设定力以下时,通过顶杆 4 推开节流球,导阀孔 10 开启。于是,活塞 11 上部的压力释放,活塞向上运动,主阀孔 2 打开,热气流到低压侧。控制压力升到设定值以上时,导阀孔 10 关闭,活塞上腔封闭,经压力平衡孔 12,压力重新升高,主阀关闭。

对于有分液器和并联多路盘管的蒸发器,不便于向蒸发器中部旁通热气,可以采用向蒸发器前旁通的办法,如图 2-66 所示。由于这类蒸发器的压力降较大,为了消除蒸发器压降的影响,必须采用带有外平衡引压管的能量调节阀。外平衡引压管从吸气管引控制压力,阀的开启只受吸气压力控制而不受阀后压力控制。旁通位置在热力膨胀阀出口与分液器入口之间。为了避免热气对热力膨胀阀的逆冲,影响热力膨胀阀的正常工作,必须使用一个专门的气液混合头。

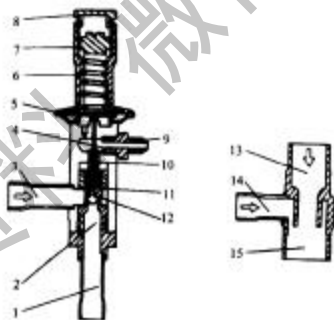


图 2-67 带平衡引压管能量调节阀(CPEE型)和气液混合头(LG型)图

1. 出口; 2. 主阀孔; 3. 入口; 4. 顶杆; 5. 膜片; 6. 主弹簧; 7. 设定螺钉; 8. 护盖; 9. 引压管接口; 10. 导阀孔; 11. 活塞; 12. 压力平衡孔; 13. 液体入口; 14. 热气入口; 15. 流出口

能量调节阀的技术参数(CPCE型):调节范围 $p_0 = 0 - 0.6\text{MPa}$;最高工作温度 140°C ;最高工作压力 2.15MPa ;适用制冷剂 R12、R22、R502。

(3) 压缩机变速能量调节

制冷压缩机的制冷量及功率消耗,与其转速成比例。利用压缩机变速方法进行能量调节,有很好的经济性,从电动机转速-转矩特性考虑,最佳方法是采用变频调速。过去由于变频调速装置价格偏高,在国内压缩机组中使用不多。随着机电-冷一体化技术发展、电子技术发展,硬件可靠性提高而价格下降,使变频调速成为一种有效的节能控制手段,国际上通用机械(泵、风机及空气压缩机等)开始广泛采用变频调速能量调节,获得很好的节能运行效果。

变频调节是以改变电动机电源频率的方式实现变速,电动机电压也随频率成比例变化,故又称变频变压。目前最广泛应用的首推空调压缩机变频能量调节。较佳的方式是高效变频器控制无刷式永磁电动机,驱动涡旋式压缩机,再以电子膨胀阀取代传统的毛细管和热力膨胀阀,形成相适应的流量控制,但大中型压缩机变频节能调节尚需大力推广。

(4) 吸气压力调节

和前面所介绍的蒸发压力调节正好相反,吸气压力调节是要控制阀后压力(吸气压力或称曲轴箱压力)恒定,通常用一只吸气压力调节阀来实现,它装在压缩机前的吸气管中(见图 2-68)。其主要功能是限制压缩机吸入压力,防止它超过最大允许值,在压缩机长期停车后启动、冷库融霜后启动均可能产生压缩机吸气压力过高,易使电动机超载。但使用吸气压力调节阀后,制冷机组就可配用容量较小的电动机,提高了电动机的运转效率并减少了电动机的发热量。这对吸气冷却式全封闭或半封闭压缩机组尤为重要。

吸气压力调节阀的典型结构见图 2-68(a)。对于大、中型制冷装置可采用主阀与导阀的组合形式来调节吸气压力。从图 2-68 中可看到,随着作用在阀盘下面的吸入压力降低,调节阀开大。对于图 2-68 所示的 CPL 型,只要吸入压力比调定值低 0.05MPa ,调节阀就全开。即这种直接作用式比例调节器的比例带范围 x_s 为 0.05MPa (图 2-69);当吸入压力高于调定值时,调节阀关闭,从而限制吸入压力超过限定值。所装备的压力平衡波纹管可使进口端的压力变化不影响阀的开度。该型调节阀一般的规格规定,只有吸气压力低于调定值约 0.05MPa 时,才能全开。如果正常工作时吸入压力是 0.05MPa (表压),则其调定开启压力不应低于 0.2MPa ,不然,阀是开不足的。

2.1.4.1.5 制冷装置的安全保护与附件

各种形式的制冷装置安全保护系统是实现装置自动化的基本组成部分。它能在制冷装置运行参数出现不正常时,做出处理,防止事故发生。

(1) 排气压力与吸气压力保护(高低压力保护)

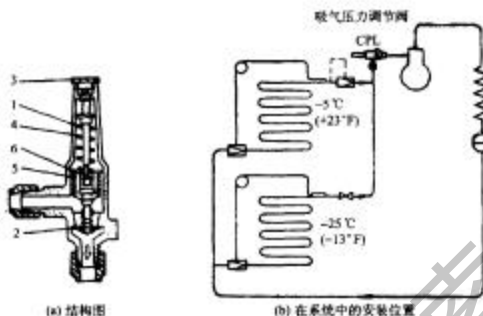


图 2-68 吸气压力调节阀

1. 调整杆; 2. 阀盘; 3. 保护盖; 4. 阀体; 5. 压力平衡毛细管; 6. 脉动阻尼器

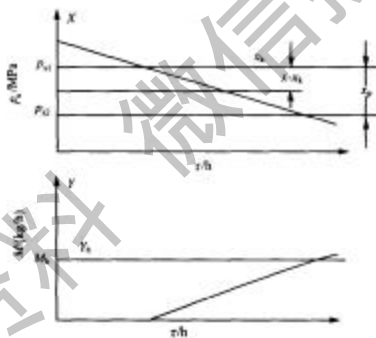


图 2-69 吸气压力调节时吸气压力及流量变化过程图

- p_s - 吸气压力; p_{s1} - 测定吸气压力 ($=x_1$); x_p - 比例带范围 ($x_p = p_{s1} - p_{s2}$); M - 流经调节阀的流量; M_s - 阀全开时流量; t - 时间

压缩机排气压力与吸气压力保护,是为了避免压缩机排气压力过高与吸气压力过低所造成的危害。制冷装置运行中,有许多非正常因素会引起排气压力过高。例如,操作失误(压缩机起动后,排气阀却未打开);系统中制冷剂充注量过多、不凝

性气体含量过高;冷凝器断水或严重缺水、冷凝器风扇卡死等。排气压力过高,超过机器设备的承压极限时,将造成人、机事故。另外,如果膨胀阀堵塞,吸气阀、吸气滤网堵塞等,会引起吸气压力过低。吸气压力过低时,不仅运行经济性变差,蒸发温度过低还会不必要地过分降低被冷却物的温度,增加食品的干耗,使冷加工品质下降。系统低压侧负压严重时,能够加剧空气、水分向系统内的渗入,又造成排气压力、排气温度的升高,这对采用易燃、易爆制冷剂(如 R717)的系统更是危险的。

用压力控制器进行上述压力保护。高压控制器在系统排气压力超过安全值时,切断压缩机电源,使机器停止工作,同时伴随灯光或铃声报警。低压控制器则在系统吸气压力低于安全值时,切断电源,使压缩机停车。许多制冷装置中,往往用低压控制器作为压缩机正常起停控制器,对库温实行双位调节。

压力控制器是压力控制的电开关,又叫压力继电器。针对制冷机常有同时控制高压和低压的要求,制冷用的压力控制器,除了可以做成单体的高压控制器、低压控制器外,还常常将二者做成结构上一体的所谓高低压力控制器。

目前国内外普遍用高低压力控制器来控制高压与低压,高低压力控制器是把两个压力控制器组合在一起,也有用两个单独的压力控制器来分别控制高压和低压的。图 2-70 所示是压力控制器的典型结构图。图 2-71 是高低压力控制器的结构图。图 2-72 是它们的开关动作图。图 2-73 是它们在使用系统中的使用安装图。

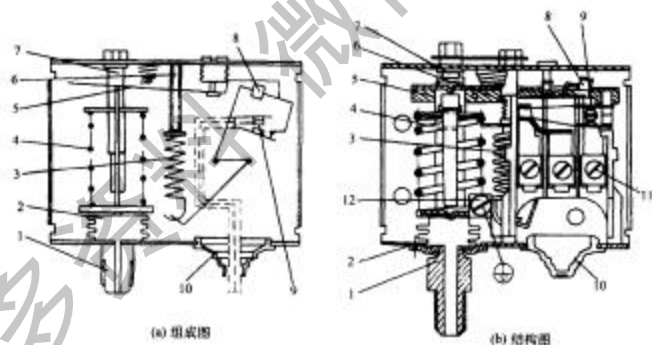


图 2-70 压力控制器的典型结构图

1. 压力信号接口;2. 波纹管;3. 差动弹簧;4. 主弹簧;5. 杠杆;6. 差动设定杆;7. 压力设定杆;8. 翻转开关;
9. 触点;10. 电套管;11. 接线柱;12. 接地端

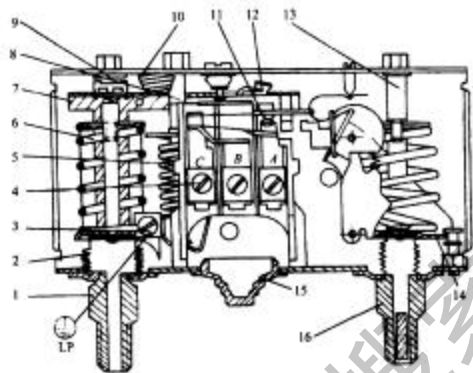


图 2-71 高低压力控制器结构图(KP15型)

1. 低压接口; 2. 波纹管; 3. 接地端; 4. 端子板; 5. 差动弹簧; 6. 主弹簧; 7. 主杠杆; 8. 低压差动设定杆; 9. 低压压力设定杆触电; 10. 盖板; 11. 触电; 12. 翻转开关; 13. 高压压力设定杆; 14. 杠杆; 15. 电线入口套; 16. 高压接口



图 2-72 高低压力控制器开关动作

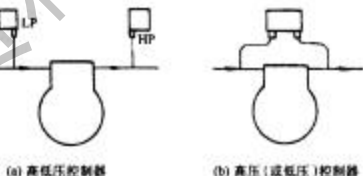


图 2-73 压力控制器的安装图

我国制冷空调行业作为压缩机排气与吸气高低压保安用的高低压力控制器品种很多,如 FP214 型、KD155 型等,但这类高低压力控制器均没有定值及差动刻度,不

便于现场调试。近年来已被 YK-366 型、YWK-11 型等带刻度的高低压控制器所取代,在国际上较有代表性的是丹麦 DANFOSS 公司的 KP15 型。低压控制器的设定值是使触点断开的压力,使触点自动闭合的压力值为:设定压力 + 差动值,有差动值不可调的,有差动值可调的。差动可调的低压控制器,其设定压力范围是 $-0.02 \sim +0.75\text{MPa}$ (表压),差动调整范围是 $0.07 \sim 0.4\text{MPa}$ 。差动不可调的低压控制器,其固定差动值一般是 0.07MPa ;设定压力范围是 $-0.09 \sim +0.7\text{MPa}$ (表压)。

高压控制器的设定值是使触点断开的压力。允许触点接通的压力为:设定压力 - 差动值。它的差动值大多是不可调的,固定差动值是 0.4MPa 或 0.3MPa (个别可调差动值为 $0.18 \sim 0.6\text{MPa}$),压力设定范围是 $0.8 \sim 2.8\text{MPa}$ 。高压控制器断开后,再复位接通的方式有自动和手动两种。考虑到由高压控制器动作所造成的停车,无疑是表明机器有故障,应查明原因、排除故障后才能再次运行,所以通常不希望高压控制器自动复位,以手动复位为宜。

压力控制器使用时应注意:①适用介质,有的压力控制器只适用于氟利昂制冷剂,有的则对氨、氟通用;②触头开关的容量,以便正确进行电气接线;③正确进行压力设定和差动值设定。表 2-12 列出常见的几种高低压控制器的主要技术指标。

表 2-12 常见的几种高低压控制器的主要技术指标

类别	型号	低压力/MPa		高压力/MPa		电触头容量	备注
		调节范围 (表压)	差动	调节范围 (表压)	差动		
高低压 控制器	YK366	$0.07 \sim 0.6$	$0.06 \sim 0.2$	$0.6 \sim 3.0$	$0.2 \sim 0.5$	AC300VA 220/380V DC50W 115/230V	R12
	YWK-11	$-0.02 \sim 0.4$	$0.025 \sim 0.1$	$0.6 \sim 2.0$	$0.1 \sim 0.4$		1) 型号后有 字母为 A 的 为氨、氟通用, 无字母 A 的 只适用于 氟利昂
	KP15	$-0.02 \sim 0.75$	$0.07 \sim 0.4$	$0.8 \sim 2.8$	固定 0.4	AC16A, 400V	
	KP15 KP15A	$-0.09 \sim 0.7$ $-0.09 \sim 0.7$	固定 0.07	$0.8 \sim 2.8$ $0.8 \sim 2.8$	固定 0.4	DC220V, 12W	2) KP 型为丹 麦公司的产 品
低压 控制器	KP1/(1A) KP1/(1A)	$-0.02 \sim 0.75$ $-0.09 \sim 0.7$	$0.07 \sim 0.4$ 固定 0.07			AC16A, 400V DC220V, 12W	
高压 控制器	KPS/(5A)			$0.8 \sim 2.8$	固定 0.4		

(2) 压差保护

制冷系统用到压差保护的地方包括:压缩机油泵压差保护和制冷剂液泵压差保护。采用油泵强制供油润滑的压缩机,如果由于某种故障因素,油泵不上油,建立不起油压差,或者油压差不足,就会使运动部位得不到充分的润滑而烧毁机器。另外,采用油泵供油的压缩机,多有油压卸载机构,如果油压不正常,压缩机卸载机构也不能正常工作,因此必须设油压差保护。

氨冷库制冷系统的蒸发器供液方式为采用泵进行强制循环。氨泵多为屏蔽泵,它的石墨轴承靠氨液冷却和润滑,屏蔽电动机也靠氨液来冷却,因此电动机起

动后,泵要能够正常输送液体,很快地建立起泵前后液体压力差,才能满足泵本身冷却和润滑的需要,得以继续维持运行。另外,为了防止泵受到气蚀破坏,泵前后的压力差也必须保持在一定的数值上,因此必须设氨泵压差保护。

压差保护用压差控制器来实现。油压差保护是在油压差达不到要求时,令压缩机停车。氨泵压差保护是在氨泵压差达不到要求时,令氨泵停止工作。但不管是油泵还是氨泵,其压差都只能在泵运行起来以后才建立的。为了不影响泵在无压差下进行正常启动,由压差所控制的停机动作应延时执行,因此在上述压差保护中,采用带有延时的压差控制器。如果压差控制器本身不带延时机构,则必须再外接一只延时继电器,与压差控制器共同使用。

现以国产 JC3.5 型油压差控制器为例进行结构和工作原理说明。工作原理如图 2-74 所示。控制器由压差开关(包括杠杆 1、主弹簧 2、顶杆 3、低压波纹管 5、压差开关 19 及高压波纹管 20)和延时开关(包括加热器 7、延时开关 17 和双金属片 18)两个部分组成。延时开关的电触点串接在压缩机自动控制回路中,基本控制过程为:高、低压包分别接油泵出口压力和压缩机曲轴箱压力,二者之差即为油压差。该压差信号与主弹簧 2 的设定压力比较,压差大于设定值时,顶杆 3 向上移动,拨动直角杠杆 1 偏转,扳动压差开关 19。图 2-74 中杠杆 1 和延时开关 17、压差开关 19 在压差正常时处于实线位置,电路处于压缩机通电、正常工作信号灯 16 通电的正常运行状态。油压差低于设定值时,顶杆 3 下移,杠杆 1 处于图中虚线位置,将

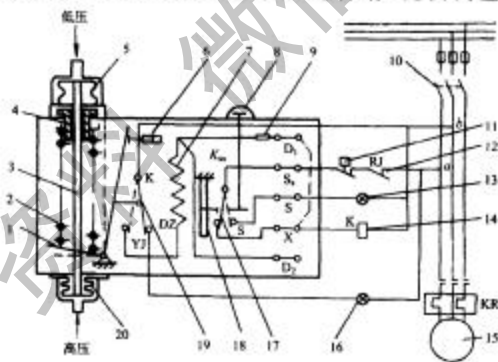


图 2-74 JC3.5 型油压差控制器的工作原理图

1. 杠杆; 2. 主弹簧; 3. 顶杆; 4. 压差调节弹簧; 5. 低压波纹管; 6. 试验按钮; 7. 加热器; 8. 手动复位按钮; 9. 降压电阻(电源为 380V 时用); 10. 压缩机开关电源; 11. 高低压力控制器; 12. 热继电器; 13. 事故信号灯; 14. 交流接触器线圈; 15. 压缩机电机; 16. 正常工作信号灯; 17. 延时开关; 18. 双金属片; 19. 压差开关; 20. 高压波纹管

动后,泵要能够正常输送液体,很快地建立起泵前后液体压力差,才能满足泵本身冷却和润滑的需要,得以继续维持运行。另外,为了防止泵受到气蚀破坏,泵前后的压力差也必须保持在一定的数值上,因此必须设氨泵压差保护。

压差保护用压差控制器来实现。油压差保护是在油压差达不到要求时,令压缩机停车。氨泵压差保护是在氨泵压差达不到要求时,令氨泵停止工作。但不管是油泵还是氨泵,其压差都只能在泵运行起来以后才建立的。为了不影响泵在无压差下进行正常启动,由压差所控制的停机动作应延时执行,因此在上述压差保护中,采用带有延时的压差控制器。如果压差控制器本身不带延时机构,则必须再外接一只延时继电器,与压差控制器共同使用。

现以国产 JC3.5 型油压差控制器为例进行结构和工作原理说明。工作原理如图 2-74 所示。控制器由压差开关(包括杠杆 1、主弹簧 2、顶杆 3、低压波纹管 5、压差开关 19 及高压波纹管 20)和延时开关(包括加热器 7、延时开关 17 和双金属片 18)两个部分组成。延时开关的电触点串接在压缩机自动控制回路中,基本控制过程为:高、低压包分别接油泵出口压力和压缩机曲轴箱压力,二者之差即为油压差。该压差信号与主弹簧 2 的设定压力比较,压差大于设定值时,顶杆 3 向上移动,拨动直角杠杆 1 偏转,扳动压差开关 19。图 2-74 中杠杆 1 和延时开关 17、压差开关 19 在压差正常时处于实线位置,电路处于压缩机通电、正常工作信号灯 16 通电的正常运行状态。油压差低于设定值时,顶杆 3 下移,杠杆 1 处于图中虚线位置,将

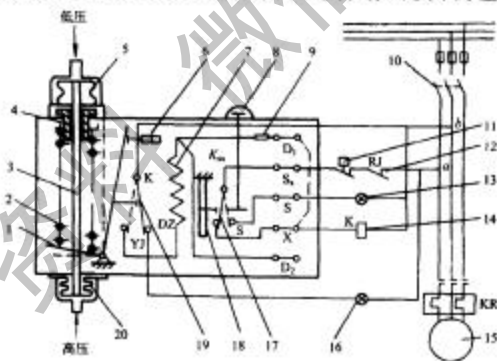


图 2-74 JC3.5 型油压差控制器的工作原理图

1. 杠杆; 2. 主弹簧; 3. 顶杆; 4. 压差调节弹簧; 5. 低压波纹管; 6. 试验按钮; 7. 加热器; 8. 手动复位按钮; 9. 降压电阻(电源为 380V 时用); 10. 压缩机开关电源; 11. 高低压力控制器; 12. 热继电器; 13. 事故信号灯; 14. 交流接触器线圈; 15. 压缩机电机; 16. 正常工作信号灯; 17. 延时开关; 18. 双金属片; 19. 压差开关; 20. 高压波纹管

压差开关 19 扳到虚线位置。正常工作信号灯 16 断电熄灭,立即给出油欠压的信号。同时电加热器 7 通电,开始加热双金属片 18,持续通电加热一段时间(60s 左右)后,双金属片变形,把延时开关 17 扳到虚线位置,切断压缩机启动控制电路,于是压缩机停车,同时事故信号灯 13 接通,表明是故障性停机。

启动前,双金属片处于冷态,延时开关 17 处于实线位置,只要电源合闸,启动控制电路便接通。这时尽管没有油压也不妨碍启动。启动后,油压建立的过程中,尽管压差开关 19 处于虚线位置,电加热器 7 通电,但通电尚未持续到足以使双金属片 18 变形至可以推动延时开关 17 动作,油压已达正常,于是压差开关 19 回到实线位置,电加热电路断开,同时接通正常工作信号灯 16。至此,启动完成。

油压差控制器在安装使用时应注意:

- ① 高、低压接口分别接油泵出口油压和曲轴箱低压,切不可接反。
- ② 控制器本体应垂直安装,高压口在下,低压口在上。
- ③ 油压差等于油压表读数与吸气压力表读数的差值,不要误以油压表读数为油压差。
- ④ 油压差的设定值一般调整为 $0.15 \sim 0.2$ MPa。
- ⑤ 采用热延时的压差控制器,控制器动作过一次后,必须待热元件完全冷却(需 5min 左右)、手动复位后,才能再次启动使用。

(3) 制冷装置的温度保护

压缩机排气温度过高会使润滑条件恶化、润滑油结焦,影响机器寿命,严重时,引起制冷剂分解、爆炸(R717)。压缩机安全工作条件规定对 R717、R22 和 R502 的最高排气温度限制值分别是 150°C 、 145°C 和 125°C 。因此,要设压缩机排气温度保护,尤其是对于 R717 压缩机,排气温度保护是必不可少的。采用排气温度控制器,在排气温度超过限制值时,温控器使压缩机断电停车。

压缩机曲轴箱内油的温度规定比环境温度高 $20 \sim 40^{\circ}\text{C}$,最高油温不得超过 70°C 。油温过高时,油黏度下降,加剧压缩机运动部件的磨损,烧坏轴瓦。对于氟利昂制冷系统,如果压缩机曲轴箱中有大量制冷剂混入(停机时),在压缩机启动时会影响油压的建立。为了避免这种现象,采用在曲轴箱内设电加热器的办法:启动前,先通电加热,使溶解在油中的液态制冷剂蒸发。在这种情况下,也需要控制油温,以免加热太过。用油温控制器执行保护,油温超过限制值时,令压缩机停车,或者在油温过高时,停止油加热作用。

(4) 安全阀、易熔塞和安全膜

对制冷系统高压侧容器的压力保护,常通过泄放容器中制冷剂的办法来实现。采用的保护件有:安全阀、易熔塞和安全膜。

安全阀常见的结构型式为弹射式,如图 2-75 所示,当阀的入口压力与出口压力的差值超过设定值时,阀盘被顶开。阀盘一旦离开阀座,由于它下部的受压面积突然增大,可以一下子将阀全部打开,使制冷剂从容器中大量排出,起到缓解容器

内部压力的作用。

安全阀的开启压力设定值由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设计额定压力的 5 倍。安全阀的排放能力按容器压力高出设计值 10% 计算, 即阀必须在容器超压 10% 以内打开, 并有足够的排放能力, 保证在阀打开后, 容器内压力不会继续升到设计值的 110% 以上。

安全阀的开启压力对于 R12 的高压侧为 1.6MPa; 对于 R22 和 R717 的高压侧为 1.8MPa。由于涉及安全责任问题, 出厂前调定安全阀的开启压力, 并加铅封。用户在使用中不得任意启封和调整。此外, 由于安全阀按固定的进出口压力差动作, 背压对阀的工作有影响, 故不允许在安全阀出口侧再增设安全膜。

易熔塞和安全膜的结构如图 2-76 所示。它们安装在压力容器上。易熔塞用低熔点合金制作。当容器内温度乃至压力升高到限定值时, 熔塞化掉, 安全膜则在规定的压力时破损。在上述情况下, 均使容器中的制冷剂排出、泄压。

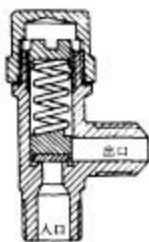


图 2-75 安全阀结构型式图

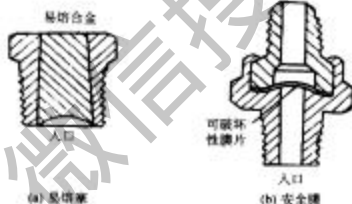


图 2-76 易熔塞和安全膜结构图

(5) 止回阀和观察镜

1) 止回阀。制冷系统管道中介质的流动方向有一定的规定。凡有可能出现反向压差引起制冷剂倒流并对制冷系统的正常工作造成危害的场合, 用止回阀起阻断制冷剂反向流动的保护作用。止回阀又叫单向阀或逆止阀。图 2-77 示出制冷用止回阀的典型结构。图 2-77(a) 是一机多温蒸发器系统中使用的小型止回阀。图 2-77(b) 是大容量的止回阀, 它采用双筒结构, 可以保证阀的动作平稳。从中不难看出, 止回阀靠正向流体压降克服弹簧力使阀打开。在出现反向压降或者正向压降小于最小开启压降时, 阀关闭。压在阀盖上的弹簧提供阀的关闭力。弹簧紧一些, 前期关闭较严, 但同时要求开启压力降增大。系统低压侧管道上使用的止回阀, 为了减小压力损失, 必须选择低压降的。一般止回阀的压降为 14~41kPa。最低压降虽然也可以做到 7kPa, 但压降太低的止回阀在低温工作时会不可靠, 因为弹簧力太弱可能克服不了油黏性而不能保证阀关闭。

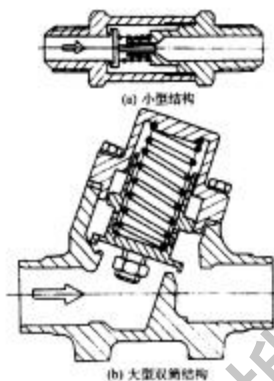


图 2-77 止回阀的典型结构图

止回阀在制冷系统中的主要使用如下。

① 用在压缩机排气管上。防止停机时制冷剂从冷凝器倒流回压缩机,或者防止多台压缩机并联使用的系统中制冷剂从运行的压缩机流向未运行的压缩机的吸入侧。

② 用在液体管上。在热泵系统中,防止制冷剂液体从不用的那只膨胀机构通过;在逆循环除霜系统中,防止热气返回低压液管;在液泵供液系统中,装在液泵出口管上,防止停泵时液体倒流。

③ 用在低压气管上。在一机多温冷库系统中,装在温度最低的那个蒸发器的回气管上,防止停机时制冷剂从高温蒸发器向低温蒸发器迁移。

止回阀在选择和使用时应注意:按系统设计所要求的容量及许可压降值选择阀的尺寸和型号,确保正向流动时阀在规定的流量下处于开启状态,避免振颤。安装时,必须按阀体上示出的流向连接进、出口管,切勿装反。弹簧负荷的止回阀可以水平安装,也可以垂直安装。重力负荷的止回阀必须水平安装(即活塞中心线处于铅垂方向)。

2) 观察镜。观察镜不直接起保护作用,但用它可以随时观察到制冷系统关键部位的内部状况,以便操作人员及时掌握系统运行是否正常。在不正常时,及时查找故障原因。这种监视对于安全保护也是很必要的。

制冷系统中常用的观察镜有以下三类。

① 液流观察镜。它安装在制冷剂液管、回油管、冷却水管或者冷煤水管上。

可以观察上述各管中流动情况是否正常,有无断流。

② 液位观察镜。它用耐压玻璃制作,安装在储液容器的控制液面附近,作为容器的一个透明窗口,常用来观察储液器的液位或曲轴箱中的油位。大型压缩机的曲轴箱上往往安装上、下两个观察镜,分别观察低限和高限油位。

③ 制冷剂含水量观察镜。它安装在制冷系统的高压液管上,用于观察氟利昂



图 2-78 水分观察镜图

制冷剂中的含水程度,又叫水分指示器。这是氟利昂制冷系统所特有的一种观察镜。水分指示器的结构如图 2-78 所示。在一般的液流观察镜中装入一只能显示含水量的纸心,就构成了含水量观察镜。纸心在某种金属盐溶液中浸泡过。金属盐与制冷剂中的水分相遇发生化学反应生成水化物,视含水量的不同,水化物呈

现出不同的颜色。观察镜的外环上有比色带,给出各种颜色所代表的含水量数值。观察时,将纸心的颜色与比色带的颜色对比,从而知道系统中制冷剂的含水量及其是否在许可的范围内。若水分指示器反映出含水量超过上述值,应及时更换干燥剂,以免发生冰堵和腐蚀。

2.1.4.1.6 电磁阀

电磁阀是制冷空调自动控制中最常用的流体控制元件,是受电气信号控制而动作的自动阀门,通常有二通、三通、四通等多种用途的控制流通或截止用电磁阀。按结构与控制方式,分为一次开启式、二次开启式或多次开启式电磁阀。

一次开启式电磁阀一般用于可靠性要求高而通径较小的场合;二次开启式电磁阀(或多次开启式),实际上是一种自给放大控制,它的最大好处在于:可把各种不同尺寸的电磁阀的电磁线圈做成共同的统一尺寸,减小电磁阀尺寸与质量,又便于系列化生产。

电磁阀按适用工质种类,分为制冷剂用电磁阀(不同制冷剂尚有要求),空气电磁阀、水电磁阀、蒸汽电磁阀等。此外,适用电压、电流也各有不同,选用时均需注意。

二通电磁阀在制冷空调自动控制中广泛应用,常作为双位控制器的执行器或作为安全保护系统的执行器。按其工作状态,可分为通电开型(常闭型)和通电关型(常开型)。按结构与控制方式,分为一次开启式电磁阀,也叫直接作用式电磁阀;它直接由电磁力驱动。制冷系统或油压系统中,其典型结构如图 2-79 所示。图 2-79 中所示为通电开型。工作原理是:当电源接通,线圈通过电流产生磁场,铁心 3 被电磁力吸起,装在铁心上的阀盘 5 也离开阀座 6,阀孔 7 被打开。当线圈电流由于控制器动作被切断时,磁场消失,铁心由于复位弹簧力与自身重力作用而落

下,阀门关闭。关闭后由于阀入口侧流体压力施加在阀盘上,使阀关闭更紧。直接作用式电磁阀工作灵敏可靠,也可在阀前后流动压力降为零的场合工作,常用于小口径管路控制,也用于控制毛细管流动或作电磁导阀使用。

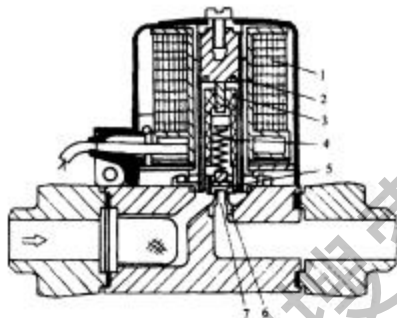


图 2-79 直接作用式电磁阀典型结构图

1. 电磁线圈套; 2. 阻尼铜套; 3. 铁心; 4. 复位弹簧; 5. 阀盘; 6. 阀座; 7. 阀孔

间接作用式电磁阀一般用于大管径(一般是 6mm 管径以上)场合,克服直接靠电磁力驱动导致电磁线圈尺寸大、耗电过多的缺点。

间接作用式电磁阀有活塞式和膜片式两种,电磁阀起导阀作用。其典型结构见图 2-80,阀的上半部分是小口径的直接作用式电磁阀,起导阀作用。下半部分为主阀,该型为膜片式二次开启电磁阀。当电磁阀线圈 4 通电后,铁心 3 被吸起,导阀口 5 打开,主阀膜片上腔与阀下游流体连通,故上腔降为阀下游的压力,在阀前后流体压力差作用下,膜片浮起,主阀口打开。可见,二次开启式电磁阀利用浮动膜片(或活塞)较大的截面积,借助阀前后流体压力差作自给放大,提供主阀开启的驱动力,因此二次开启式电磁阀要打开及维持开启状态,必须保持阀前后一定的压力差。最小开阀压力差是一个很重要的参数。

用于空凋制冷系统中的电磁阀,应根据电磁阀制造厂给出的技术参数进行选用。这些技术参数包括产品型号、通径、接管形式、流量系数和外形尺寸等。电磁阀与导阀组合在一起,可以形成控制式电磁阀,其工作原理与二次开启式电磁阀没有本质区别,主阀结构形式见图 2-81。它实际上是一个单独的放大执行机构。它不能单独使用,必须与导阀配合使用。导阀作为主阀的控制阀,可以是电磁导阀,也可以是压力导阀(恒压阀)和温度导阀(恒温阀),它们与主阀组合在一起,构成组合阀,分别起压力、温度控制作用。

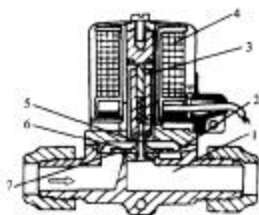


图 2-80 间接作用式电磁阀典型结构图

1. 主阀口; 2. 膜片式主阀组件; 3. 铁心; 4. 线圈; 5. 导阀口;
6. 阀盖; 7. 平衡孔

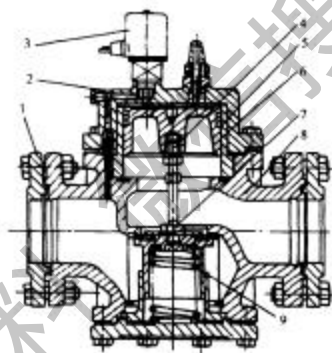


图 2-81 电磁主阀图

1. 连接法兰; 2. 阀盖; 3. 电磁线圈; 4. 阀杆; 5. 活塞; 6. 活
塞套; 7. 阀芯; 8. 阀体; 9. 弹簧

图 2-82 是另一种形式的控制式电磁阀。其不同点在于主阀上有一个控制压力接口 2 和两个电磁导阀(A、B)。导阀 A 为常闭型, B 为常开型。使用时, 外接口 2 必须用外接管引入系统的控制压力 p_2 , p_2 至少要比阀入口压力 p_1 高出 0.1MPa。当两个电磁导阀都通电时, A 打开, B 关闭, 控制压力 p_2 引入活塞上腔, 使全阀打开; 当电磁导阀 A、B 都断电时, A 关闭, B 打开, 活塞上腔与阀出口侧接通, 控制压力 p_2 释放, 主阀关闭。这种电磁阀由于引入外部控制压力作为驱动力, 故阀前后

流体压力降为零的情况下,也能够打开和继续维持开启状态,故称为无压降开启的控制式电磁阀。特别适用于制冷系统的吸气压力控制。在低蒸发温度的装置中,可以有效地防止吸气压力引起的制冷量减少。

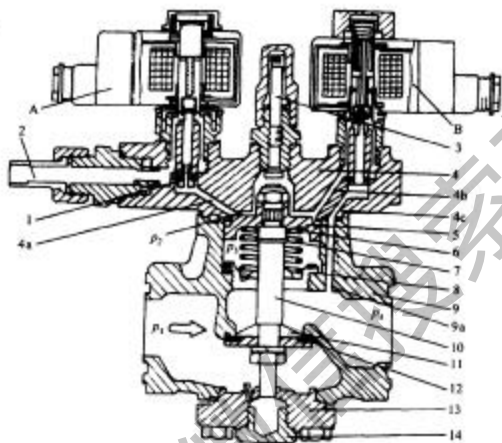


图 2-82 无压降开启的控制式电磁阀图

A. 电磁导阀(常闭型); B. 电磁导阀(常开型)。1. 阻尼比; 2. 外接口; 3. 手动顶杆; 4. 上盖; 4a, 4b, 4c. 上盖 4 中的通道; 5. 倒置活塞; 6. 弹簧; 7. 锁环; 8. 内衬套; 9. 阀体; 9a. 阀体中的通道; 10. 阀杆; 11. 阀芯; 12. 阀板; 13. 底盖; 14. 堵头

2.1.4.2 蒸气压缩式制冷系统的自动控制举例

随着制冷机组在技术上与应用上的不断发展,人们对机组的自动控制提出了更高的要求。自动控制系统已成为制冷机组的重要组成部分。伴随着近年来微机控制系统的引入和发展,机组的自动控制系统更简单、可靠、完善。自动控制系统不仅能够实现常规的控制功能,而且还增加了多项故障诊断与自我完善功能,使机组的运行参数能够长期稳定在合理的工况范围内,更经济、可靠、优化地运行。对于蒸气压缩式机组来说,自动控制系统主要包括安全保护系统和能量调节系统,以 PLC、单片机等为控制主机的系统又增加了程序控制系统与微机控制系统。安全保护系统完成机组监视与保护的任務;能量调节系统完成机组的控制、调整任务,它使机组的制冷量与外界热负荷相匹配;程序控制系统完成机组正常与非正常启动和停止任务;微机控制系统是机组检测、控制、协调工作的指挥中心。下面举例

来说明制冷机组控制系统的组成及其所实现的功能。

2.1.4.2.1 典型活塞式制冷机组的自动调节

活塞式制冷系统作为一种传统的机型,仍被广泛的应用,目前许多机型,包括各种冷水机组、各种冷库,仍使用常规仪表进行控制,而新型的、先进的活塞式系统则采用可编程控制器和专用单片机进行控制,变频压缩机、电子膨胀阀、自适应控制和模糊控制等先进的控制设备和方法被采用,大大提高了机组运行的效率和控制精度,但由于价格等问题,目前应用还受到一定的限制。这里我们列举使用常规仪表进行控制的空调用制冷装置和冷库用氨制冷装置,通过对它们的认识,了解活塞式制冷装置所采用的控制策略。

图 2-83 显示了一空调用制冷系统的原理图,该制冷系统所用的压缩机没有卸载装置,冷凝器风机也不变速。它常被用于中小型公共场所的空调系统中。系统主要包括能量调节系统和安全保护系统。

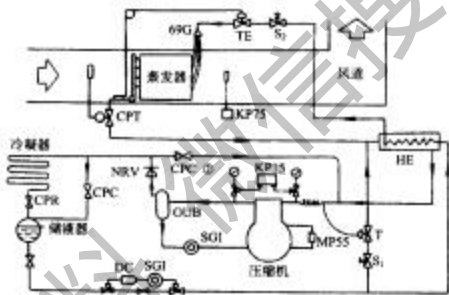


图 2-83 空调用制冷装置控制系统图

S₁, S₂: 电磁阀; TE: 外平衡热力膨胀阀; T: 注液阀; CPC: 能量调节阀; CPT: 制压调节阀; NRV: 止回阀; KP75: 温度控制器; KP15: 高压控制器; MP55: 压力差控制器; SGI: 观察镜; HE: 热交换器; DC: 干燥过滤器; 69G: 分液器; OUB: 回油器

1) 能量调节系统。压缩机能量调节,采用整机起停运行来控制冷量。在小冷量范围内,采用吸气节流和热气旁通两种能量调节方式,采用湿度式蒸发压力调节阀 CPT 实现吸气节流,采用旁通调节阀 CPC②实现热气旁通能量调节,既满足了宽范围的能量调节的需要,又保证了一定的湿度控制精度。

由于外界新风温度可作为空调系统的主要负荷干扰,因此为提高控制精度,使系统的制冷量能够更好地与所需要的热负荷相匹配,系统加入了新风温度补偿控

制,即采用专用温度式蒸发压力调节器 CPT,通过对新风温度的发信,控制流过蒸发器的制冷量,其结构图见图 2-84。它的感温包测量新风温度的变化,当其给定值通过定值调整弹簧 2 调定后,若新风温度升高,感温包温度也升高,调节阀 CPT 开启,引起蒸发压力也变化。图 2-85 给出了相应的压缩机特性线 C 和蒸发器特性线 $E''E'$ 的匹配图。它表明当外负荷变化时,蒸发器特性随之变化的规律。当温包温度因外负荷增大从 t_0 增大到 t'_0 时,温度式恒压调节阀 CPT 的开启度增大,压缩机的吸气量也增大,与此同时在阀上的压降减小,从 $\Delta p(t_0 - t_s)$ 变为 $\Delta p'(t'_0 - t'_s)$ 。因为吸气压力升高($t_s - t'_s$),蒸发温度降低($t_0 - t'_0$),因此压缩机制冷量增大,从 Q_0 增大到 Q'_0 ,适应了外负荷增大的需要。当外负荷下降,温包所感受的温度从 t_0 降为 t''_0 ,在定值弹簧力作用下,温度式恒压阀相应地关小,压缩机从蒸发器的吸气量减小,蒸发温度从 t_0 升高到 t''_0 ,吸入压力降低($t_s - t''_s$),冷剂在阀上的压降从 $\Delta p(t_0 - t_s)$ 增大为 $\Delta p''(t''_0 - t''_s)$,压缩机的制冷量从 Q_0 降至 Q''_0 。调节阀 CPT 按负荷的变化调节阀的开启度,引起蒸发压力与吸气压力的变化,使压缩机冷量与蒸发器产生新的匹配关系。

压缩机的启停控制根据送风温度的大小确定,温度控制器 KP75 发信送风温度,

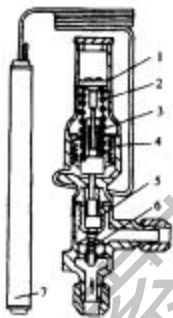


图 2-84 CPT 温度式蒸发压力调节器
1. 调整螺丝; 2. 定值调整弹簧; 3. 压力平衡波纹管; 4. 阻尼装置; 5. 阀盘; 6. 波纹管; 7. 感温包

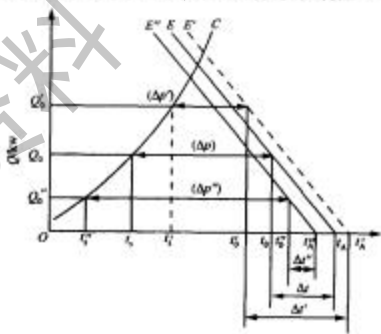


图 2-85 新风温度调节中压缩机特性线与蒸发器特性线的匹配图

采用双位控制规律控制压缩机的启停,使送风温度稳定在给定的上下限范围内。

冷凝压力调节采用恒压调节阀 CPR 和旁通调节阀 CPC 实现。通过调节恒压调节阀的开度,调节冷凝器中制冷剂的液面高度,从而调节有效冷凝面积,控制冷凝压力维持在设定下限值上。旁通阀根据储液器的压力控制其开度,保持储液器的压力维持在一定的值上。

2) 安全保护系统。为使机组正常工作,机组中采用了一些必要的保护措施,主要保护措施有以下三项。

① 高低压控制器。控制吸排气压力,防止其过低或过高。

② 油压差控制器。控制润滑油的压力稳定,保证压缩机的正常润滑。

③ 压缩机高温保护器。与旁通能量调节阀配套使用,一旦发生压缩机排气高温,则通过连接在冷凝器出口的注液阀向压缩机吸气口喷液,以降低压缩机的排气温度。

2.1.4.2.2 氟制冷装置的自动控制

以氟作为制冷剂的冷藏库的制冷系统原理图如图 2-86 所示。调节系统包括能量调节系统、安全保护系统等。

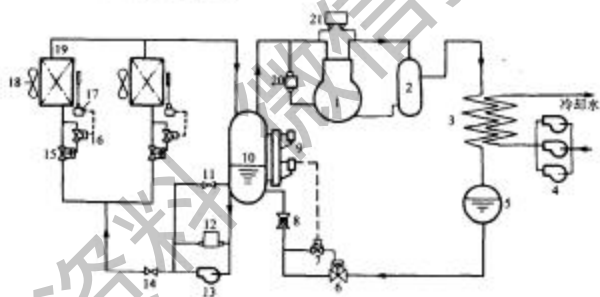


图 2-86 某冷库中氟制冷装置的系统原理图

1. 压缩机; 2. 分液器; 3. 冷凝器; 4. 冷却水泵; 5. 高压储液器; 6. 15. 主阀; 7. 16. 电磁阀; 8. 手动节流阀; 9. 遥控液计; 10. 低压储液器; 11. 旁通阀; 12. 压差控制器; 13. 氨泵; 14. 止回阀; 17. 温度控制阀; 18. 冷风机; 19. 蒸发器; 20. 油压差控制器; 21. 高低压控制器

(1) 能量调节系统

为使外界所需要的热负荷与机组的制冷量相匹配,就要进行压缩机的能量调节、冷库的温度调节及相应的冷凝压力的调节和氨泵的控制等。

压缩机能量调节:为使压缩机的产冷量与所需要的热负荷相匹配,系统安装 4

台压缩机,通过压力控制器控制吸气压力的方法来实现。第一台压缩机受库房温度控制器控制,只要有一个库房的温度高于给定上限值,该压缩机就开启。只有当所有库房的温度都到达温度下限时,该压缩机才关闭。第二、三、第四台压缩机均受压力控制器控制。其开启与关闭压力见图 2-87。第二台压缩机和第三台压缩机带有能量卸载装置,单机的能量调节也是通过压力控制器来控制的,按照吸气压力的变化,分别控制卸载油缸的油路,实现单机的能量调节。

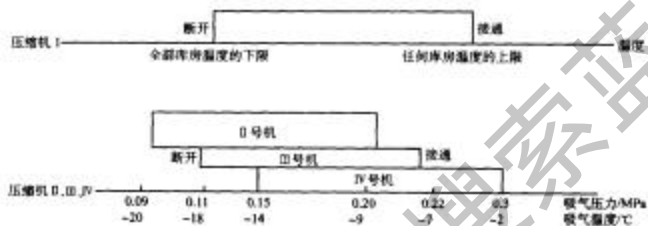


图 2-87 压缩机能量调节中四台压缩机的起停次序图

库房温度调节:将冷库库房温度稳定在所需要的范围内。采用双位控制规律的温度控制器,推动电磁导阀和主阀,并连动冷风机和氨泵,实现各库房的温度控制。当库温高于给定上限值时,温度控制器触头接通,发出降温信号,使电磁导阀打开,带动主阀打开,氨泵运转供液,冷风机启动工作,压缩机启动工作。若库温低于给定下限值时,电磁导阀关闭,带动主阀关闭,停止该库房供液,该库房冷风机也停止运转。当各库房的温度都达到给定下限值,不需要供液降温时,氨泵和压缩机自动停止工作。

冷凝压力调节:控制冷凝压力不低于下限值,采用3台水泵,用调节水量的方法来控制冷凝压力。水泵受温度控制器、压力控制器控制。第一台水泵的工作受温度控制器控制,只要有任意一库房的温度控制器发出降温信号,则在供液降温的同时该台水泵投入工作。另外,二台水泵受压力控制器控制。水泵动作顺序见图2-88。

水泵 I: 任意一个库房需要降温 → 开启水泵 I
水泵 II、III:

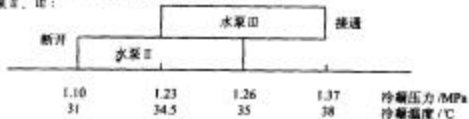


图 2-88 冷凝压力控制中水泵的起停顺序图

融霜控制:为防止蒸发器结霜太厚,降低机组运行性能。应用微压差控制器来控制蒸发器霜层的厚薄,实现不定时自动发信融霜。微压差控制器属双位控制规律。当霜层变厚时,风冷蒸发器进出口压差明显增大,超过微压差控制器的给定值,控制器触头闭合,将发出融霜信号,实现自动除霜。

(2) 安全保护系统

氨冷库制冷装置所采用的安全保护系统如下。

1) 低压储液器液位控制。为保证蒸发器供液和氨泵正常工作,要求保持一定的液位。另外,为保持气液分离效果,防止液位过高,使氨液进入压缩机而产生液击现象,要求限制低压储液器的最高液位。液位控制采用电感式浮球遥控液位计发信,通过电磁导阀和主阀来控制。当液位下降至下限值时,电磁导阀开启,主阀开启,向低压储液器供液,使液面回升;当液面回升至上限值时,电磁导阀关闭,主阀关闭,停止向低压储液器供液。

2) 氨泵供液量控制。由于一台氨泵向几个库房蒸发器供液,若一部分库房温度已达到给定值,停止进液降温时,会造成氨泵供液量过剩,引起排出压力过高。采取的措施是在泵的出口安装旁通阀,当排出压力超过给定值时,旁通阀打开,将多余的氨液旁通至低压储液器。

3) 氨泵气蚀保护。为防止氨泵缺液运转产生气蚀事故,在氨泵的进出口之间安装压差控制器,当这个压差值低于给定值时,氨泵停止运转。

4) 压缩机高低压保护。防止压缩机排气压力过高,吸气压力过低。采用高低压控制器,当排气高压与吸气低压时,即切断压缩机电源。

5) 压缩机油压差保护。防止油压过低及由于堵塞而引起的油压过高,保证压缩机正常供油。采用压差控制器,当压缩机油压差高于上限与低于下限时,切断压缩机电源。

6) 电机过载保护。防止电机烧坏。采用热继电器实施保护。

7) 压缩机冷却保护。保证只有在冷却水先接通的条件下才允许压缩机启动工作。安装水电磁阀及“714 晶体管液位继电器”控制压缩机缸套冷却水。

8) 缺油保护。防止压缩机供油缺乏。应用光电管来控制供油泵的工作,实现自动加油。

2.1.4.2.3 螺杆式制冷机组的自动调节

螺杆式冷水机组的自动控制多采用微电脑实现,包括采用单片机或可编程控制器等,除具有常规的能量调节及安全保护功能外,还具有机组的监视、故障诊断功能与远程通信功能。下面介绍有微电脑控制的螺杆式冷水机组的自动控制策略。

(1) 微机控制系统

螺杆式微机控制系统主要由 CPU、存储器、显示屏、模/数及数/模转换、温度传

感器、压力传感器、继电器等部件组成,通过这些部件的协调工作,微机控制系统可以完成机组的温度、压力等参数的数据检测,进行机组的故障检测与诊断,运行机组的正常开机、正常与非关机程序,执行机组的能量调节功能与机组的安全保护功能。另外,微机控制系统还具有存储记忆功能及远程通信及监视功能。

为便于机组的管理,运行经验的总结及机组运行趋势的分析、判断,微机控制系统设置了数据寄存单元,可寄存一些重要的数据。这种记忆功能包括机组资料的存储和以往运行数据的记录等。微机所存储的机组资料包括机组的工作原理、基本操作方法、维护保养方法等,用户可随时查阅这些资料。运行记录数据包括机组累计运行时间,机组的维修时间,以往运行参数,机组故障发生的次数,故障发生的内容及故障发生时的具体参数记录等。为限制机组开机过频,控制系统限定机组关机后重新开启的时间,因此保证了压缩机开关机具有一定的时间间隔。

微机控制系统可检测的参数见表 2-13。微机控制系统故障检测与报警、机组能量调节与安全保护功能及机组的远程通讯及监视功能我们将在后面一一介绍。

表 2-13 微机控制系统可检测的参数

温度检测	压力检测
冷凝器冷却水进口温度	蒸发器压力
冷凝器冷却水出口温度	压缩机供油压力
冷水进口温度	压缩机排气压力
冷水出口温度	
吸气温度	
电机绕组温度	
压缩机油温温度	

(2) 能量调节系统

螺杆式机组的能量调节主要从两个方面入手。一方面对压缩机的有效压缩量进行调节;另一方面对冷水温度进行调节。压缩机能量调节主要采用压缩机卸载的能量调节方法,热气旁通调节方式则作为辅助的调节手段,它可从满负荷的 10% 无级调节到 100%。

压缩机卸载装置由卸载滑阀组成(见图 2-89),它被安装在压缩机缸体的底部,通过滑阀杆与油缸活塞相连。由于油缸两端的油压变化,使得活塞在油缸中移动时,可以带动卸载滑阀移动,移动的滑阀改变了转子在起始压缩时的位置,从而减小了压缩腔的有效长度,也就减小了压缩腔的有效体积,达到了控制制冷剂流量,进而控制有效制冷量的目的。由于卸载滑阀可停留在压缩机的任何位置,因此该调节可实现平滑的无级能量调节,同时吸气压力也不发生变化。滑阀两端的油压由两个电磁阀控制,见图 2-89 中的加载电磁阀和卸载电磁阀,电磁阀受微机发出

的加载和卸载信号控制。压缩机卸载时,卸载电磁阀开启,加载电磁阀关闭,高压油进入油缸,推动油活塞,使滑阀向排气方向移动,滑阀的开口使压缩气体回到吸气端,减小了压缩机的输气量。压缩机加载时,卸载电磁阀关闭,加载电磁阀开启,油从油缸排向机体内吸气区域,高低压压差产生的力将滑阀向吸气端推动,从而使压缩机的输气量增大。

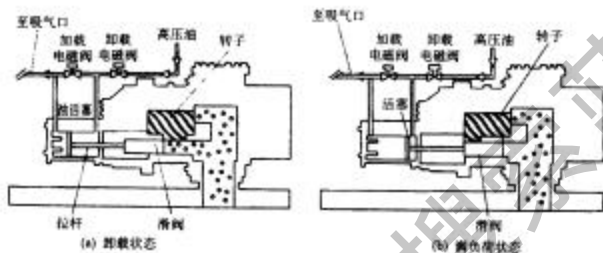


图 2-89 螺杆式压缩机卸载装置示意图

压缩机滑阀所处的位置根据冷水或盐水出口温度的大小进行控制。温度传感器、微处理器、加载、减载电磁阀和滑阀共同组成了对冷水温度(或盐水温度)进行控制的闭环系统。能量控制原理见图 2-90。另外,机组还可根据冷水进水温度来调节滑阀。采用冷水的进口温度和冷水的出口温度发信均可以控制冷水的温度,这两种控制方式的区别主要在于冷水的进口温度调节受外界负荷影响较大,机组控制反应迅速,但控制波动较大。采用冷水的出口温度控制,机组控制反映较慢,

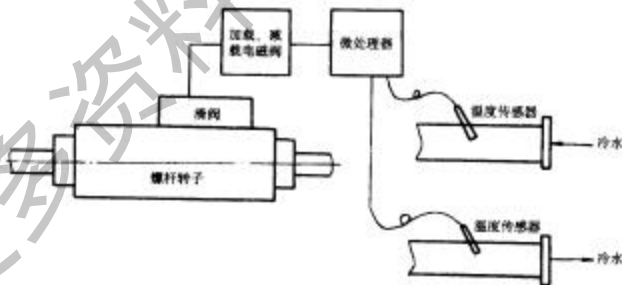


图 2-90 螺杆式压缩机能量调节原理图

但控制波动较小。通常,该控制器的控制规律采用比例调节规律。比例带可根据实际情况任意查看和修改。

当外界热负荷处于某一范围波动时,机组通过对压缩机的能量调节,能够将冷水的出水(或进水)温度保持在设定值上。但是当外界热负荷非常小的时候,滑阀处于最小能量调节状态,这时如果外界热负荷仍小于压缩机所产生的冷量,则冷水出口或进口温度将持续下降,当下降到一定温度时,控制系统将暂时关闭压缩机,待冷水温度回复后,再重新开机运行。如果系统中加入热气旁通能量调节方式,则在小负荷条件下,系统可以采用热气旁通方式,使整个能量调节系统的调节范围更宽。

(3) 安全保护系统

机组设有一套完整的安全保护装置,执行这一安全保护任务的是微电脑。微电脑监控所有的安全控制输入,发现异常,立即做出反应,必要时会关机或减小滑阀的开启度,保护机组不致发生事故而受到损坏。当机组发生故障并关机后,微电脑会在显示屏上显示故障内容,同时在控制中心面板上进行声光报警,同时该次报警会记录在微电脑的存储器中,用户可在报警历史表中查询到该次故障信息。

螺杆式机组通常所发生的故障以及所采用的安全保护方法如下。

1) 传感器故障检测。温度传感器和压力传感器故障,是机组进行运行情况监视的眼睛,一旦发生故障,机组将进入盲目的控制阶段。所采用的方法是当温度和压力传感器持续一段时间所提供的数据超出范围,则认定为传感器故障。

2) 压缩机保护与故障检测。

① 压缩机排气温度过高保护。压缩机排气温度过高,将损坏压缩机,所采用的保护方法是检测压缩机排气温度,出现过高现象,切断压缩机电源,微电脑报警。

② 电机绕组温度过高保护。电机绕组温度过高,将损坏电机,所采用的保护方法是检测电机绕组温度,出现过高现象,将实施冷量优先控制(冷量优先控制见下面介绍)。

③ 压缩机油压过低及油压过高保护。压缩机油压过低及油压过高,将增加压缩机的磨损而损坏压缩机。当油压过高,超过一定范围说明油过滤器可能堵塞,油压过低和油位过低均会引起压缩机供油不足,因此系统检测压缩机的油压,当超过或低于正常油压范围时,即切断压缩机电源,微电脑报警。

④ 压缩机反向旋转保护。对于螺杆式压缩机,反向旋转的错误是绝对不允许出现的,反向旋转主要是由于主电流接线相序接错而引起的。所采取的保护措施是通过微电脑检测压缩机主电流接线相序,判断接线是否正确,如有错误,则显示并报警。

⑤ 压缩机主机电流过大保护。压缩机主机电流过大,主要是由于压缩机过载或缺相等引起。所采取的保护措施是当无电机电信号及电机加速时间过长时均被认定为故障,如主机电流过大,将实施冷量优先控制(冷量优先控制见下面介

绍)。

3) 冷凝器保护及故障检测。

① 冷凝器压力过高保护。冷凝器压力过高将损坏冷凝器,微电脑将检测冷凝压力,出现过高压现象,即实施冷量优先控制(冷量优先控制见下面介绍)。

② 冷凝器冷却水流量保护。冷凝器中冷却水流量过小,会导致冷凝压力过高,所采取的措施是检测冷却水的流量,出现过低现象,即切断压缩机电源,微电脑报警。

4) 蒸发器保护及故障检测。

① 蒸发器内冷水或盐水流量过小保护。蒸发器内冷水或盐水流量过小,可能会使蒸发器内的管子冻结,所采用的保护措施是检测蒸发器内冷水温度或流量,发现过小,则切断压缩机电源,微电脑报警。

② 蒸发器制冷剂温度过低保护。蒸发器制冷剂温度过低,会导致蒸发器中的管子冻结而发生事故,所采用的保护措施是检测蒸发器制冷剂温度,出现过低现象,即实施冷量优先控制(冷量优先控制见下面介绍)。

5) 所采用的其他安全保护控制。除常规的控制方式外,该控制系统还可实现一些特殊的功能。

① 控制压缩机负载的上升速度,防止压缩机在机组初始启动的短时间内负载上升过快,使冷水温度缓慢地达到控制点,即可以延长压缩机的使用寿命,又可以减小机组启动过程中的电力需求量。控制方法有两种:一种是根据冷水温度来控制,主要是根据冷水出水温度(或进水温度)降低的速度来确定压缩机的加载速度;另一种是根据电机负载来控制,主要是根据压缩机电机电流(或压缩机负载)增加的速度来确定压缩机的加载速度。

② 冷量优先控制,避免系统不必要的故障停机。当机组出现某些异常工作情况时,如电流超出安全工作极限,制冷剂超出安全低温极限,电机超出安全高温极限及冷凝器超出安全高压极限时,系统不会立即关机,而对压缩机的移动滑阀进行控制,从而控制了压缩机的能量。如果异常工作情况不能因此而消除,系统则会关机报警,以待检修。

③ 油箱温度控制,控制油温在一定的温度范围内,防止因为压缩机的冷启动而造成的油泡沫化。压缩机油室中装有油加热器,机组停机时油加热器开始工作,机组启动或运行后,加热器则处于关闭状态。

④ 冷凝器防冻控制,防止冷凝器中冷却水或制冷剂冻结,所采用的控制措施是当冷却水或制冷剂低于某一温度时,就开启冷却水泵,保证冷凝器中的温度回升。

⑤ 冷却塔风机的启停控制,使机组能够保持较低的冷却水温度,实现最高的运行效率,因此控制系统只有当冷凝温度低于给定下限时,才关闭冷却塔的风机。另外冷却塔风机与机组压缩机连动工作。

(4) 程序控制系统

为使机组安全、可靠、正常地运行,螺杆式机组的微机控制系统根据自身的特点,建立了机组的开机、停机与再循环程序。

机组开机后,微机要执行一系列的开机检查,检查机组各安全保护系统及报警系统,确定机组各参数是否都在规定的范围内。如检验通过,则依次完成冷水泵开启,冷却水泵开启,冷水流量与冷却水流量检验等一系列程序,直至压缩机启动,机组进入正常的运行状态。

机组接到手动关机命令后,按顺序,首先关闭压缩机,随后根据压缩机电机电流的衰减情况关闭冷却水泵,再延时关闭冷水或盐水泵,最后关闭冷却水泵。如果关机过程中出现某些异常,则关机程序将被改变。如关机时冷凝水进水温度大于某一温度,则微机控制算法将会另外决定主机停机后,何时关闭冷却水泵。

机组停机程序能够保证机组的正常停机。压缩机在低负荷工况运行时,可能会使机组循环关机。这是由于压缩机的最低制冷量可能会大于外界所需要的热负荷,当压缩机运行时,冷水温度持续下降,最终导致关机。等冷水温度回升后,再重新开机。这种循环称为再循环,完成这个功能的程序称为再循环程序。当机组处于再循环程序运行时,冷水泵将持续开启。

除手动关机外,系统还设有安全关机,即故障关机,它的关机程序与手动关机程序基本相同,所不同的是微机屏幕将显示关机的原因,同时报警指示灯连续闪亮。安全关机必须按复位按钮才能解除报警信号。

螺杆式机组的开机、关机与再循环程序中机组各部件的运行顺序见表 2-14 及表 2-15。

表 2-14 机组正常开机、正常与非正常关机顺序

顺序	正常开机	正常关机	故障关机
第一步	开机安全检查	关闭压缩机	关闭压缩机
第二步	冷水泵开启	根据电机电流的衰减, 关闭冷却水泵	根据电机电流的衰减, 关闭冷却水泵
第三步	冷水流量检验	延时关闭冷水泵	延时关闭冷水泵
第四步	冷却水泵开启		微机屏幕显示故障
第五步	冷却水流量检验		报警指示灯连续闪亮
第六步	压缩机启动		

表 2-15 机组再循环开机与关机顺序

顺序	再循环开机	再循环关机
第一步	冷却水泵开启	关闭压缩机
第二步	冷却水流量检验	根据电机电流的衰减,关闭冷却水泵
第三步	压缩机启动	

(5) 机组的群控与远程通信

1) 机组的联控功能。冷水机组的群控结构图见图 2-91, 冷水机组的微机控制屏通过 RS-485 接口把信息传送到冷水机的通信接口, 多个通信接口的 RS-485 手拉手相连接, 把信息送到中心控制器, 中心控制器可以集中监控冷源系统中的所有设备, 包括监测冷水机运行状态和故障; 远程设定冷水机的冷冻水出水温度和满负荷电流; 遥控冷水机的开停; 监控冷水泵、冷却水泵、冷却塔的状态、故障和开停; 监测冷源系统冷冻供水回水的温度、流量和压差, 并可调整这个压差; 监测冷却水总供回水的温度; 监控各分支冷水、冷却水路的电动蝶阀等。

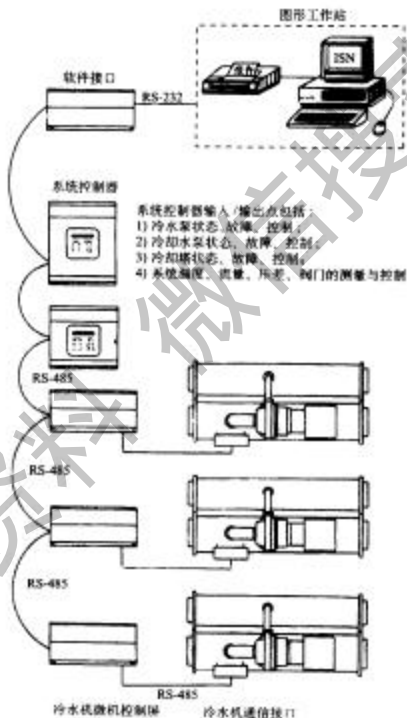


图 2-91 冷水机组的群控结构图

微机控制系统能够根据外界所需要的热负荷合理地调配多台机组,并能联动控制外部水泵与风机,使机组更经济、可靠地运行。

例如,某用户3台机组单机制冷量1163kW,总制冷量为3489kW。

机组运行过程中,通过安装在冷水进出口的温度传感器,以及冷水的流量值。计算出机组应产生的总制冷量(外界所需要的热负荷),当外界所需要的热负荷降至2326kW时,就停止一台机组,同时停止与该机组对应的水泵和风机;当外界所需要的热负荷升至2674kW时,重新启动该机组,与该方式相同,当外界所需要的热负荷降至1163kW时,就停止两台机组,同时停止与这两台机组对应的水泵和风机;当外界所需要的热负荷升至1512kW时,重新启动一台机组。依次类推。通过以上方式,实现各台机组之间既协调又经济的运行。同时,在机组运行过程中,各台机组也会根据外界热负荷的变化自动调节机组本身的制冷量。

2) 远程监控功能。为了使生产厂家能够对各地用户的机组进行监视和维护,了解各地用户的使用情况,帮助用户管理好机组,延长机组的使用寿命。同时为便于对已经具有楼宇智能化控制及其他控制网络的用户进行机组的监控,集中控制系统还具有远程监控功能,通过多种方式实现对机组的监控。

网络计算机与机组计算机进行通信,见图2-92。在该通信方式中,网络计算机通常使用NW网络或WINNW网络,这个网络由多台计算机和一个服务器组成。监控机组的计算机把采集的数据不断地以文件的形式储存在服务器中,其他监视机组用的计算机可通过自行编制的监视程序读取服务器中的数据文件,从而监视机组的运行状态。



图 2-92 网络计算机与机组计算机的通信方式图

机组计算机与其他计算机进行通信如图2-93。在该通信方式中,两台计算机均需安装FAGMLAN网卡,计算机之间通过双股双绞线连接进行通信。其他计算机可以在机组计算机允许的范围直接对它的数据进行读和写的操作,在这种方式下,其他计算机对机组计算机具有监视和控制功能。

生产厂家服务中心计算机与机组计算机进行通信(见图2-94),在该通信方式中,生产厂家与用户均需安装调制/解调器,双方均把要进行通信的数据信息通过调制解调器转换成电话网信息进行相互联系,生产厂家计算机还可以在用户计算



图 2-93 其他计算机与机组计算机的通信方式图



图 2-94 生产厂家计算机与机组计算机的通信方式图

机允许的情况下,对用户计算机进行读写数据的操作,协助用户做好机组的调试、运行和维护工作。

除此之外,生产厂家服务中心可以定期进行机组运行状态的分析,向用户拨打电话,对用户每台机组的运行状态及数据进行监视并保存,对机组的运行情况提出合理建议。当机组发生故障时,机组能自动传呼生产厂家服务中心热线电话或当地调试工程师的BP机,以便及时到现场分析和处理机组所出现的故障。生产厂家服务中心还可以通过电话网对用户机组进行参数设置和程序的传送工作等。

2.1.4.2.4 离心式制冷机组的自动调节

在大型制冷系统中,现在更多的是采用离心式制冷机组,下面我们以恒速驱动离心式及变速驱动的离心式等两类冷水机组为例叙述离心式机组所采用的自动控制策略,这两类机组的控制系统均采用可编程控制器,通过可编程控制器的控制实现机组的能量调节、安全保护及故障检测和程序控制。

(1) 能量调节系统

离心式机组是通过调节压缩机可调导叶的开闭大小来进行压缩机能量调节的。通常可调导叶被安装在压缩机叶轮的进口处,通过调节导叶的开启度就可调节进入压缩机的蒸气量,从而调节制冷量,图 2-95 显示出离心式压缩机及可调导叶所处的位置示意图。

与上面所述的螺杆式机组相同,离心式压缩机可调导叶的开闭位置受冷水的

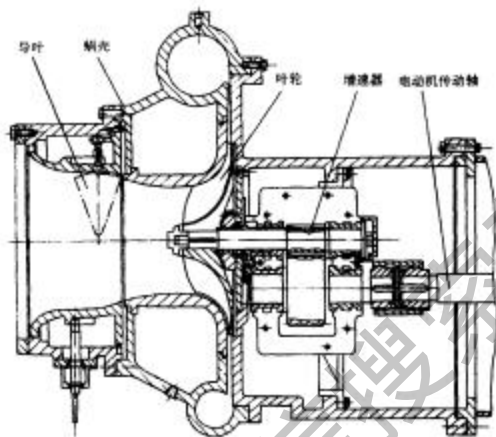


图 2-95 离心式压缩机及可调导叶所处的位置示意图

出口温度控制。机组投入运行后,将根据冷水的出水温度(即外界热负荷)的大小,自动调节导叶开度,当外界热负荷减小到压缩机能量调节的最小范围时,机组将自动关机。

测量冷水出水温度的温度传感器,可编程控制器,电动执行机构,导叶共同组成了机组的反馈能量调节系统(见图 2-96)。可编程控制器所采用的控制规律为 PID 控制规律,温度传感器采用铂电阻,既保证了温度测量的准确性,又保证了反馈控制的精确性。

除上述全自动控制外,机组还具有手动调节功能,可随时手动调节导叶的开闭。

除常规的恒速驱动的离心式压缩机外,目前还有新开发的变速驱动的离心式机组。该机组除使用导流叶片进行能量调节外,还通过调节离心压缩机的旋转速度来调节压缩机的有效排气量,从而大大地提高了压缩机的效率。如当外界热负荷下降时,压缩机的电机转速就减慢,同时优化调节导叶的开度。由于变频驱动装置的使用,使压缩机的能耗与恒速型压缩机相比大大减小,尤其是在低负荷的情况下,图 2-97 是恒速驱动离心式压缩机与变速驱动离心式压缩机在各负荷下单位制冷量耗电的比较曲线,变速驱动的离心机年运行费用可节省 30%。另外,变速驱动的离心机还可实现机组的轻载启动。

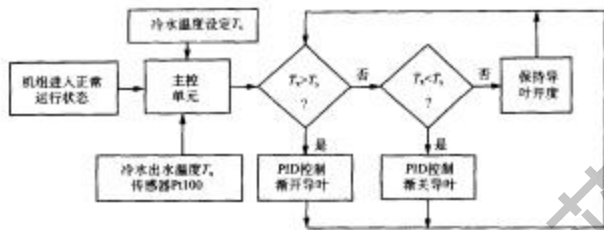


图 2-96 离心式机组的反馈能量调节系统图

图中 T_r 为被检测的冷水出水温度； T_s 为被设定的冷水出水温度

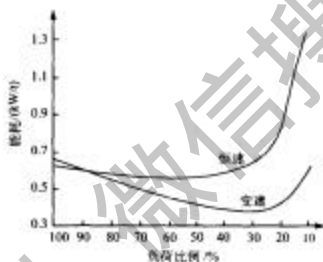


图 2-97 恒速驱动离心机与变速驱动离心机能耗比较曲线图

(2) 机组安全保护、保护型控制与故障处理

微机控制系统的应用使得机组具有更强的故障保护、自处理、停机报警，显示及寄存等功能。当微机控制系统接到启动指令后，就开始检测机组各参数的值及各部件所处的状态，同时判断这些参数及部件的状态是否正常。这些检测与判断伴随着机组的运行不断地进行，一旦有异常及故障发生即做出反应，自行处理或停机报警，并能将故障内容以代码的方式在屏幕上闪烁显示，故障发生后到停机前的有关参数将被寄存在微机系统内，供用户及检修人员查询。用户可根据显示的代码了解机组发生故障的类型，以便做出准确的判断，及时修理。

离心式机组的故障检测及保护内容如下。

1) 传感故障保护。由于主控机的控制信号完全根据机组的各运行参数，因此各传感器若有误差，轻者将影响控制，重者将发生事故。保护的方法是在主控机上

安装对各传感元件进行检测的程序,一旦发现传感器出现较大的失误,则机组将拒绝启动。

2) 喘振保护。防止离心式压缩机的损坏。机组运行后,若出现微喘振,则机组将自行处理,消除这一现象。若出现重喘振,则将停机、报警。

3) 主电机高温保护。为保证主电机不被损坏。在主电机上安装温度发信器,即可安装在定子上又可安装在外壳上,当该温度大于某一值时,即停机、报警。

4) 油压差保护。防止由于油压缺乏所引起的压缩机的损坏。采取的保护措施是通过微处理器检测油过滤器后面进主机的油压与蒸发压力的差值,确定供油压力,当这个值小于某一值时,即停机报警。

5) 油温保护。防止由于油温过高而丧失了润滑、冷却作用。采取的保护措施是当油温高于某一值时,即停机、报警。除此之外,有些机组还通过对轴承温度的保护,实现与油温保护一样的保护功能。

6) 冷凝器高压保护。防止冷凝器中的压力超高现象。采取的保护措施是当冷凝压力高于某一值时,即关机,进行故障报警。

7) 冷却水断流保护。防止由于冷却水的断流而引起的冷凝温度的升高。采取的保护措施是采用靶式流量计发信冷却水道路上的流量,当冷却水流量低于某一值时,即停机、报警。

8) 蒸发温度保护。防止冷水在蒸发器中冻结。采取的保护措施是当蒸发温度下降到接近冰点温度时,即停机报警。

9) 冷水出水温度保护。当外界热负荷小于压缩机能量调节的最小范围,冷水的出水温度将会持续下降,如果不采取保护措施,会发生管子冻裂的严重事故。采取的保护措施是当冷水出水温度低于某一值时,即停机。如机组处于手动运行状态时,将报警。机组处于全自动运行状态时,则不会报警。但如果机组发生冷水出水温度忽高忽低,即机组一次连续运行未超过 3h 时,机组将拒绝自行再启动,以避免小负荷下机组的频繁启动。

10) 真空保护。离心式机组工作在真空状态下,容易产生不凝性气体,一旦机组中出现不凝性气体,就会使机组的性能受到大大影响。该保护通过微压差传感器的间接检测,测量冷凝器中不凝性气体的含量,控制抽气回收装置的开与停。保证机组的运行性能。

(3) 其他控制

1) 主机电流控制。为使主机正常工作,机组在运行中主机电流将始终被控制在设定值的范围内。导叶开度越大,意味着电机的输出功率越大,也就是电流动过的电流越大,反之则越小,因此对电机电流的控制,就间接地控制了主机的输出功率。当主机电流处于正常的范围时,导叶由能量调节控制,当主机电流高于某一值时,导叶禁止打开,保持在某一位置,直到电流恢复,如果电流继续增大,控制器将自动渐关导叶,使主机输出能量减小,但如果主机电流还在持续增加,控制器则报

警, 机器出现过电流故障。控制框图见图 2-98。

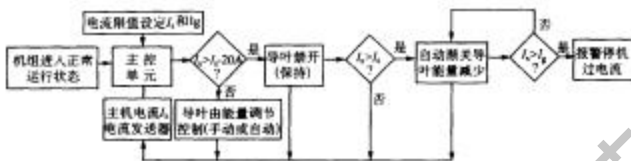


图 2-98 机组主机电流控制框图

2) 油温控制。使润滑油处于最佳的状态, 控制油温在一定范围内。油温过高, 对机器润滑、冷却不利; 油温过低, 油中溶解的制冷剂将增加, 同样对润滑不利。控制方法是在机体的油箱中加入油加热器及油冷却水回路, 它将根据油箱中的油温自动启停油加热器和油冷却水通路电磁阀, 保证压缩机的正常润滑。

3) 冷却水温度控制。为保证一定的冷凝压力, 必须控制冷却水的温度。根据冷却水的温度的高低, 控制冷却塔风机的启停, 达到控制冷却水温度的目的。如果冷却水的温度持续高于某一温度, 微机将自动记录在此情况下的运行时间。

4) 主电机的冷却控制。由于离心式机组是高速运转的机器, 故主电机需要冷却。在主电机上布置冷却水回路, 并在冷却回路中安装冷却水电磁阀, 控制冷却水的流量以冷却主电机。

(4) 机组的群控

与螺杆式机组相同, 离心式机组也具有群控功能及远程监测功能, 各机组通过微机的 RS-485 接口手拉手相连接, 再把信息传送到中心控制器, 中心控制器可以集中监控冷源系统中的所有设备, 包括监测冷水机运行状态和故障; 远程设定冷水机的冷冻水出水温度和满负荷电流; 遥控冷水机的开停; 监控冷冻泵、冷却泵、冷却塔的状态、故障和开停; 监测冷源系统冷冻供水回水的温度、流量和压差, 并可调整这个压差; 监测冷却水总供水回水的温度; 监控各分支冷冻、冷却水路的电动蝶阀等。

2.1.5 蒸汽压缩式制冷的应用

在普通制冷温度范围内, 蒸汽压缩式制冷方式占主导地位, 是其他任何制冷方式无法与之抗衡的。除微型制冷外, 它覆盖了几乎所有可能的应用领域。这主要是由于: 它以电能驱动, 便利简捷; 各种形式、尺寸的压缩机覆盖小到几十瓦, 大到几千千瓦的容量范围, 各种制冷剂配以各种系统与循环形式, 可以满足不同温度范围与容量范围和制冷要求; 整个系统的循环效率高; 热量的吸人与排放通过制冷剂流体相变换热而实现, 传热效率高, 同时便于采用各种强化换热的手段, 进一步提高效率、减小尺寸、降低成本造价; 系统各部件用管道连接, 为各种不同应用场合带

来结构布置与安装上的灵活性。现在,对于蒸气压缩式制冷从循环机制,内部热物理论过程的理论研究到系统所有组成部件的研究、改进及产品生产都已相当成熟。尽管当前面临更换新工质的挑战,却只能刺激它在新的历史阶段进一步发展。

压缩式制冷最早是用来保存食品和降低房间温度。随着科学技术和社会文明的进步,它的应用几乎渗透到各个生产技术、科学研究领域,并改善人类的生活质量方面发挥巨大作用。具体的应用领域如下。

(1) 商业及人民生活

食品冷冻冷藏和舒适性空气调节是制冷产品应用最为量大面广的领域。

商业制冷主要用于对各类食品冷加工,冷藏储存和冷藏运输,使之保质保鲜,满足各个季节市场销售的合理分配,并减少生产和分配过程中的食品损耗。现代化的食品工业,从生产、储藏到销售,有一条完整的“冷链”。所使用的制冷装置有:各种食品冷加工装置、大型冷库、冷运汽车、冷藏船、冷藏列车、分配性冷库,供食品零售商店、食堂、餐厅使用的小型装配性冷库、冷藏柜、各类冷饮设备、食品陈列柜,直至家庭用的电冰箱。

舒适性空气调节为人们创造适宜的生活和工作环境,如家庭、办公室用的局部空调装置或房间空调器;大型建筑、公共场所、车站、机场、宾馆、商厦、影剧院、游乐厅、办公楼等使用的集中式空调系统;各种交通工具,如轿车、客车、飞机、火车、船舱等的空调设施;文物收藏环境的空气调节装置等。

体育、游乐场所除采用制冷提供空气调节之外,还用制冷建造人工冰场。

(2) 工业生产及农牧业

许多生产场所需要用制冷提供一套生产性空气调节系统。例如,高温生产车间、纺织厂、造纸厂、印刷厂、胶片厂、精密仪器车间、精密加工车间、精密计量室、计算机房等的空调系统,为各生产环境提供其所必需的恒温、恒湿条件,以保证产品质量或机床、仪表的精度或精密设备的正常特性。

机械制造中,对钢进行低温处理($-70 \sim -90^{\circ}\text{C}$)可以改变其金相组织,提高强度和硬度。在机器的装配过程中,利用低温方便地进行零件间的过盈配合。化学工业中,借助于制冷,使气体液化、混合气分离,带走化学反应中和反应热。盐类结晶、润滑油脱脂需要制冷;石油裂解、合成橡胶、合成树脂、燃料生产、化肥生产需要制冷;天然气液化、脱水、储运也需要制冷。在钢铁工业中,高炉鼓风需要用制冷的办法先将其除湿,然后再送入高炉,以降低铁水的焦化比,保证铁水质量。

(3) 建筑工程与隧道交通

利用制冷实现冻土法开采土方。在挖掘矿井时、隧道、建筑江河堤坝时,或者在泥沼、沙水中掘进时,采用冻土法保持工作面,避免坍塌和保证施工安全。拌和混凝土时,用冰代替水,借冰的熔化热补偿水泥的固化反应热。这在制作大型独柱混凝土构件时十分必要,可以有效地避免大型构件因散热不充分而产生内应力和裂缝等缺陷。

我国未来的城市发展规模,由大城市→以大城市为中心的城市群→城市带。伴随而来的是城市轨道交通,最重要的是地下交通的发展。地下或海底隧道中,随地铁运行隧道内温度逐渐上升,隧道内和环境控制问题和车内的空气调节都将靠压缩式制冷来解决。例如,横穿英吉利海峡生长 52km 的地下隧道,采用压缩式制冷总装机容量达 48 000 ~ 56 000kW。

(4) 科学实验研究

各种环境模拟装置中,用制冷创造人工环境,为科学研究和生产服务。例如,国防工业领域中,高寒条件下工作的发动机、汽车、坦克、大炮等常规武器的性能需要先在相应环境条件下作模拟实验;航空、航天仪表,火箭、导弹中的控制仪,也需要在地面做模拟高空环境下的性能实验。低压低温环境实验装置提供这类的研究需要。

气象科学中,综合云雾室的制冷系统提供 35 ~ -45℃ 的温度条件。云雾室用于人工气候的实验中,研究雨滴、冰雹的增长过程,冷暖催化剂,各种催化方法及扰动时云雾的出现,微观影响,模拟云的物理现象等。

(5) 医疗卫生

制冷在卫生方面,发挥日益重要的作用。冷冻医疗是可靠、安全、有效易行和经济的治疗方法,特别是用于治疗恶性肿瘤。用局部冷冻,配合手术有很好的治疗效果,如肿瘤、扁桃腺切除,心脏、皮肤、眼球移植等。心脏大血管瓣膜冻存和移植。手术中采用低温麻醉。疫苗、药品需要冷冻保存;用真空冷冻干燥法制作饼干、皮干。骨髓胎肝和外周血干细胞的超低温冷冻,诸多的医疗器械、治疗仪、诊断仪(如基因扩增仪)等都使用了制冷手段。其中诸多的采用压缩式制冷。

下面对于常见或者典型的压缩式制冷的应用装置进行介绍。

2.1.5.1 食品冷冻冷藏装置

2.1.5.1.1 电冰箱

电冰箱与冷柜是最常见的小型制冷装置,电冰箱与冷柜这些概念都是通俗的说法,专业上按箱内温度分为冷藏箱(用汉语拼音字母 C 表示)、冷藏冷冻箱(用汉语拼音字母 CD 表示)、冷冻箱(用汉语拼音字母 D 表示)。例如,BC-150 表示 150L 的家用冷藏箱,BCD-185W 表示 185L 无霜式家用冷藏冷冻箱(W 表示无霜)。

冷藏箱至少应有一个冷藏室,其温度保持在 0 ~ 10℃。冷冻箱则是只有冷冻室的电冰箱,温度在零度以下,按温度分为“一星”级室、“二星”级室、“三星”级室,其储藏温度在按国标规定的试验条件和方法下测得的值分别不高于 -6℃、-12℃、-18℃。通常所用的双门与多门冰箱为冷藏冷冻箱。冷藏冷冻箱中至少有一个间室为冷藏室,适用于储藏不需冻结的食品;至少有一个间室为冷冻室,适用于冷冻食品和储藏冷冻食品,温度在 -18℃ 及 -18℃ 以下。冷柜与冰箱之间

并没有严格的区分,冷柜其实就是顶开门式的冷冻箱。

国内最早使用的冰箱为直冷式冷藏箱(单门冰箱),目前市场上直冷式或间冷式的冷藏冷冻箱(双门冰箱)占了主要份额,还出现了具有三个以上间室的冰箱。图 2-99 所示为直冷式电冰箱的冷却方式。

电冰箱采用压缩式制冷系统,除了压缩机、冷凝器、毛细管、蒸发器这四大件之外,干燥过滤器也是必不可少的。另外,根据实际情况可在蒸发器出口设置集液器。冰箱压缩机采用全封闭型,有利于减少制冷剂泄漏机会。节流元件采用毛细管,结构简单,造价低,运行可靠,但调节性能则较弱,系统结构参数的变化对于性能的影响将会比较显著,因此对于系统匹配的要求较高。电冰箱的门四周容易因为冷量导出而使温度降低,出现结露,甚至结冰而影响开门,因此门四周必须要有加热防露装置。

制冷剂的走向为:压缩机→副冷凝器→主冷凝器→防露管→干燥过滤器→毛细管→蒸发器→回气管→压缩机。

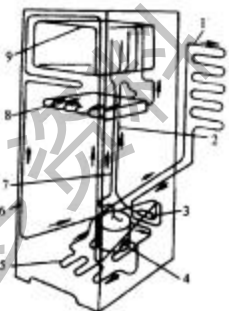


图 2-100 直冷式电冰箱的制冷系统图
1. 冷凝器;2. 毛细管;3. 干燥过滤器;4. 压缩机;5. 副冷凝器;6. 防露管;7. 回气管;8. 冷藏室蒸发器;9. 冷冻室蒸发器

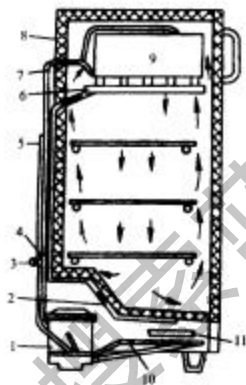


图 2-99 直冷式电冰箱的冷却方式图
1. 压缩机;2. 排水管;3. 干燥过滤器;4. 毛细管;5. 冷凝器;6. 排水管;7. 回气管;8. 隔热层;9. 蒸发器;10. 副冷凝器;11. 蒸发器

现在很多冰箱省去副冷凝器。对于采用内置式冷凝器的冰箱,高压侧制冷剂一般先流过一侧内置冷凝器,经过防露管,再流过另一侧冷凝器。图 2-100 为最常见具有一个冷藏室与冷冻室的直冷式冷藏冷冻箱的制冷系统图。对于直冷式冰箱具有冷冻室与冷藏室的蒸发器是分开的,而对于间冷式冰箱,则是采用一个蒸发器,通过风扇分别向冷冻室与冷藏室供冷。

对于一般采用单根毛细管的直冷式冷藏冷冻箱,只有一路制冷剂,流过冷藏室蒸发器和冷冻室蒸发器,发出冷量,保证冷冻室和冷藏室的温度都在规定的范围内。双毛细管系统中有两根毛细管,冷凝器后接一

个两位三通电磁阀,再接两根毛细管。电磁阀控制冷凝器出来的制冷剂只与其中一根毛细管相通。当第一毛细管接通时,制冷剂流过冷冻室与冷藏室蒸发器,使冷冻室和冷藏室同时降温。当冷藏室温度降到设定值时,电磁阀切换,使制冷剂改走第二毛细管。此时节流后的制冷剂只通过冷冻室蒸发器,使冷冻室继续降温,直到冷冻室温度也达到设定值时,使压缩机停机。而当冷藏室温度回升至设定的最高温度时,压缩机重新开机,制冷剂则仍是先走第一毛细管。双毛细管系统对于改进大冷冻室的冷藏冷冻箱的冷量分配,达到改进制冷性能与节能的总体效果较好。但由于增加了电磁阀,需要增加成本。如果设计不好,可能会出现冷冻室刚达到温度要求而使压缩机停机,而冷藏室温度升高到马上要压缩机开机的情况,此时系统性能将较差,因此双毛细管系统的设计有一定的难度。

2.1.5.1.2 开放式商品陈列柜

商店为了销售需低温保藏的货物,要用专门的陈列柜。对于小型商店,只用门或侧面为透明的冷柜或冰箱则可。但现在这类销售低温保藏的货物量最大的是超市,因此超市冷藏冷冻商品陈列柜(陈列冷柜)已成为很重要的制冷器具。

陈列冷柜的形式较多,具体的结构形式往往是生产企业根据商店要求专门设计,图 2-101 则示出了最常见的陈列冷柜的结构。对于图 2-101(a)的冷藏陈列柜,在风机 1 的作用下,通过蒸发器 2 的冷空气,沿着气流分配槽 4 向格栅,形成冷风幕,这样就取消了前面的密封门,以方便顾客。对于图 2-101(b)的冷冻陈列柜,气流分配槽 4 处有两股气流,其中一股是透过蒸发器的低温气流,通过配风格栅 6 之后作为冷风幕内侧;另一股旁通气流通过配风格栅 6 后,在上部形成保护冷风幕以减少低温风幕的冷损。

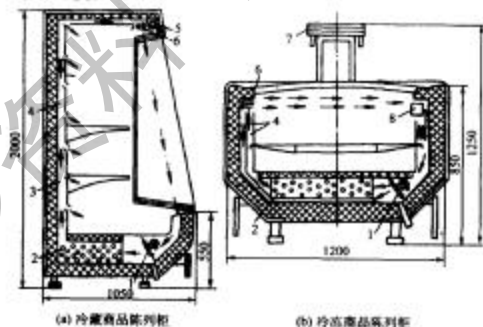


图 2-101 开放式商品陈列柜示意图

1. 风机; 2. 蒸发器; 3. 槽孔; 4. 气流分配槽; 5. 照明灯; 6. 配风格栅; 7. 非冻结区;
8. 温度控制器

2.1.5.1.3 冷库

冷库通常建成固定建筑物的形式，按其容量大小可分为小型和中大型冷库。小型冷库冷藏量只有几吨到几十吨，大中型冷库是容量几百吨到几万吨的冷库。小型冷库几乎全部采用氟利昂制冷装置，冷藏间内利用氟利昂直接蒸发冷却，冷却盘管沿墙布置，制冷设备安装在冷藏间的外面。

为适应各室温的要求，一般采用三种蒸发温度：冻结间为 $-33 \sim -40^{\circ}\text{C}$ ；冻结物冷藏间为 $-28 \sim -30^{\circ}\text{C}$ ；储冰及其他冷间 $0 \sim -15^{\circ}\text{C}$ 。对于蒸发温度在 -15°C 以上时，采用单级压缩就可以了，但对于更低的蒸发温度，为避免单级压缩的压比过大，往往采用两级压缩制冷机。也有冷库采用螺杆式压缩机，对于所有的蒸发温度范围，均采用单级压缩。

在冷库制冷系统中，制冷循环的几个主要过程，只有蒸发过程是在库内完成的，节流过程多数情况下是在机房或设备间完成的，而压缩过程及冷凝过程则全部在机房完成。建筑设计处理时，总是将机房及设备间布置在库房绝热建筑结构之外。

库房制冷系统的供液方式有：直接膨胀供液方式、重力供液、液泵循环供液等方式，视冷库的大小和冷却设备的型式而选用。直接膨胀方式适宜于单独的冷却设备或小型冷库的制冷系统。对于自动控制的小型氟利昂制冷系统，利用热力膨

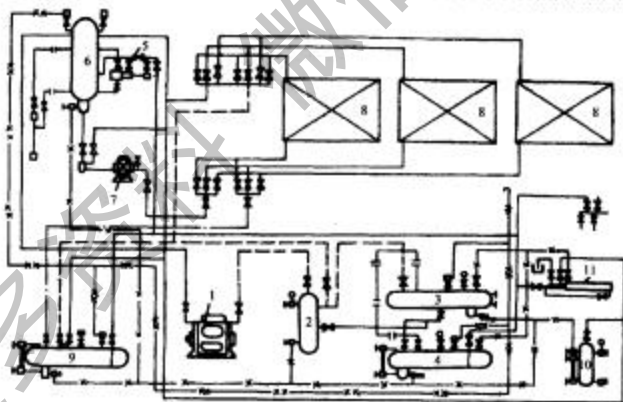


图 2-102 单级压缩液泵供液制冷系统图

1. 压缩机; 2. 油分离器; 3. 冷凝器; 4. 高压储液器; 5. 节流阀; 6. 气液分离器; 7. 液泵; 8. 蒸发器; 9. 排液桶; 10. 集油器; 11. 空气分离器

胀阀供液，大都采用这种供液方式。液泵供液系统是由液泵完成向冷库分配输送低温制冷剂液体任务，由于液泵供液系统具有许多优点，所以目前在国内外的冷库中广泛采用。过去采用重力供液的老冷库也已经或者正在改装成为液泵供液系统。对于采用氟利昂为制冷剂的大中型冷库的制冷系统，也可采用液泵供液系统。液泵供液制冷系统又有“下进上出”与“上进下出”两种型式之分。“下进上出”即自冷却设备的下部管道进液，强迫制冷剂液体自下而上流动，如图 2-102 所示。“上进下出”即自冷却设备的上部管道进液，制冷剂液体进入冷却设备后自上而下流动。目前在我国的冷库制冷系统中，基本上都采用下进上出供液方式。

2.1.5.1.4 食品速冻装置

冻结，是将食品的温度降低至低于食品汁液的冻结点，并达到某一指定温度，使食品中所含的水分变为冰。经过冻结的食品可以作较长时期的保藏。快速冻结的食品质量好于冻结速度慢的食品，因而人们采用的各种冻结设备都是希望提高冻结过程的速度。

螺旋带式冻结装置是一种较好的速冻装置。这种装置是把食品放置在金属传送带上，进行螺旋输送冻结，因而占地面积小，仅有一般水平输送带面积的 25%。这种装置由蒸发器、风机、转筒及其驱动装置、特制的弹性传送带、清洗装置、控制屏等组成，隔热的外壳在现场装配。弹性传送带是靠转筒的摩擦力带动的，传送带螺旋转动时，带上的张力很小，故驱动功率不大，传送带的寿命也很长。被冻食品直接放在传送带上，根据需要也可采用冻结盘，食品随着传送带进入冻结装置后，由下盘旋转传动而上，并在传送过程中冻结，冻好的食品从出料口排出。传送带是连续的，它由出料口又折回到进料口，见图 2-103。

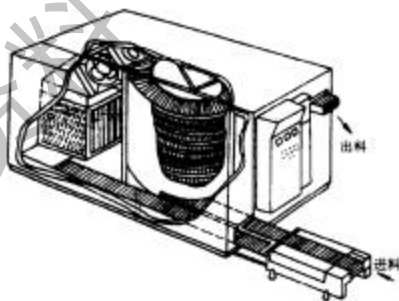


图 2-103 螺旋带式冻结装置图

平板冻结器也是一种应用较广的速冻装置。平板冻结器是在中空的金属板内通以制冷剂,金属板间放置食品,并在金属板间加压,使食品与之紧密接触而冻结。由于不存在蒸发板与食品之间的空气传热热阻,这种冻结装置传热效果好,冻结速度快,且不引起食品的干耗,可以在常温下操作,改善了劳动条件,图 2-104 为卧式平板冻结器结构示意图。其冻结平板为可移动式。在平板冻结设备中,冻结产品的厚度一般限制在 50mm,另外若要求较短的冻结时间,对包装产品则要装得满,当冻结食品与平板间存在空气层时会影响冻结速度。经平板冻结器冻结的产品外形整齐,便于包装规格化。由于平板冻结器与食品直接接触,传热温差小,相应地制冷剂蒸发温度可以提高,有利于提高运行经济性。

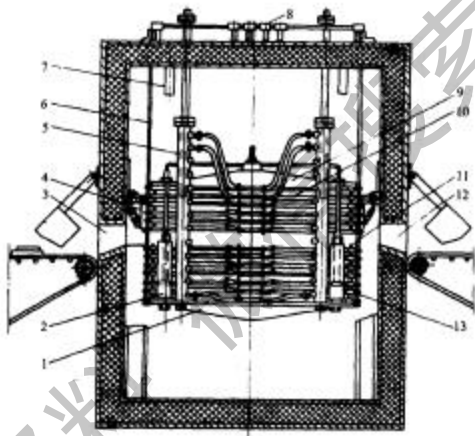


图 2-104 卧式平板冻结器图

1. 底座; 2. 增压缸; 3. 进料口; 4. 柱钩; 5. 液体接管; 6. 钢支架; 7. 支柱; 8. 升降设备;
9. 顶板; 10. 冻结板; 11、13. 限位锁; 12. 出料口

2.1.5.1.5 运输式冷藏装置

运输式冷藏装置是用来在低温条件下运输易腐食品,主要包括铁路保温车、冷藏汽车及冷藏船,以及近年来随集装箱发展而出现的冷藏集装箱。

(1) 冷藏集装箱

冷藏集装箱是用于冷藏运输的集装箱,图 2-105 为冷藏集装箱示意图。冷风

由箱顶的风道吹出，通过侧壁和箱门内侧的凸条，再经由箱底的回风道返回。为了提高冷藏集装箱的保温效果，在四壁加有隔热材料。冷藏集装箱在运输不需冷冻的新鲜水果蔬菜时，由于要使箱内的二氧化碳保持较低的标准，故在箱壁或箱门上装有通风口，以供应新鲜空气。

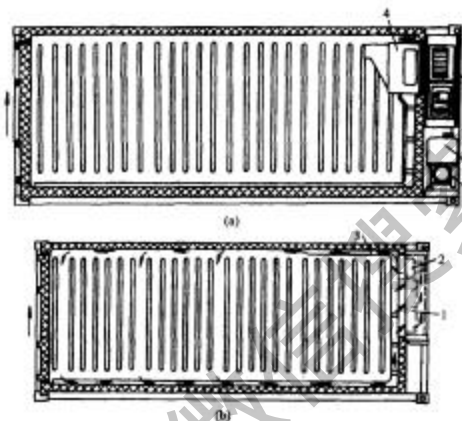


图 2-105 冷藏集装箱示意图

1. 空气冷却器；2. 风机；3. 风道；4. 空气冷却器

冷藏集装箱大都采用柴油发电机组作动力，采用制冷机制冷。此外尚有冰盐冷却、干冰冷却及液氮喷淋冷却。目前还应用冷冻板方式，即在运输前利用制冷机，先将用甘醇系统密封起来的冷却板冻结，在运输过程中就靠该冻结的冷冻板融化吸热，使箱内温度保持在调定值。

(2) 冷藏汽车

采用机械制冷的冷藏汽车，以前用 R12 小型氟利昂制冷机，目前则用 R134a 或 R22 及混合工质制冷剂。车厢壁常用泡沫塑料隔热，厚度一般为 150mm，相应的导热系数约 $0.5W/(m^2 \cdot K)$ 。图 2-106 为采用机械制冷的冷藏汽车中制冷系统布置示意图。拖动压缩机及风机所需的动力可由汽车发动机直接带动，亦可配专用的发动机。

(3) 铁路保温车

采用机械制冷的铁路保温车，按供冷方式分为整列车厢集中供冷和每个车厢分散供冷。集中供冷的铁路保温车，设有装有发电机组的动力车厢和装有制冷机

的车厢，其冷量通过盐水输送到各冷藏车厢。这类列车不能任意编组，机动性差，不适合小宗货物运输。分散供冷的铁路保温车通常由5节车厢组成，其中一个车厢为发电乘务车，另外四节车厢均为带有独立制冷设备的冷藏车厢，各冷藏车可任意换位。图2-107为五节式机械制冷的铁路保温车的示意图。压缩冷凝机组通常装在车厢端部的机器间，空气冷却器装于车厢端部上方，采用直接冷却方式，冷空气在风机的作用下在车厢内循环。

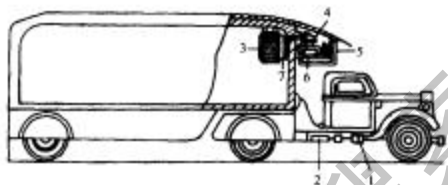


图 2-106 采用机械制冷的冷藏汽车图

1. 传动机构；2. 发电机；3. 空气冷却器；4. 压缩机；5. 冷凝器；6. 电动机；7. 风机

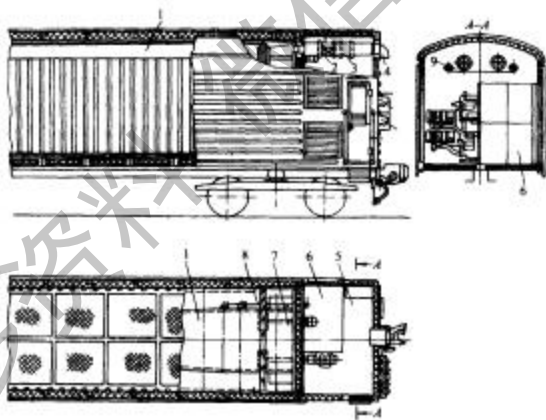


图 2-107 采用机械制冷的五节式铁路保温车车厢图

1. 风道；2. 风机；4. 新鲜空气入口；5. 机器间；6. 压缩冷凝机组；7. 空气冷却器；
9. 手柄孔

2.1.5.2 空调用制冷装置

2.1.5.2.1 房间空调器

房间空气调节器采用空气冷却冷凝器、全封闭型电动压缩机,制冷量在14 000W以下,电源为220V,50Hz。按结构型式分为整体式与分体式,其中整体式中又包括窗式、穿墙式、移动式等,分体式中按室内机分类为吊顶式、挂壁式、落地式、天井式、嵌入式等。

(1) 窗式空调器

窗式空调器是一种小型整体式的空气调节器,标准制冷量一般在1600~4000W,在市场上最常见的窗式空调器制冷量在2000W左右。窗式空调器过去一般安装在窗台上。对于采用整体式结构的窗式空调器,压缩机等部件的振动会引起整个空调器的振动,并传入室内增加噪声,而且安装在窗户上并不利于固定机器,容易引起窗户的振动,从而增加噪声,所以现在许多居室中安装窗式空调器时在墙上专门打出一个空位来安装,这对于降低振动与噪声有明显效果。

窗式空调器的制冷系统如图2-108所示。制冷系统由压缩机、冷凝器、蒸发器、干燥过滤器等组成。机器的通风循环,分室内和室外两部分,室内的空气经过滤尘网至蒸发器进行热交换后,由离心风机排出,达到降温除湿的目的。室外的空气由轴流风扇从机壳两旁百叶窗吸入,然后吹向冷凝器进行热交换后排至室外。当冬季做制热循环时,室内的换热器做冷凝器,而室外的换热器做蒸发器。

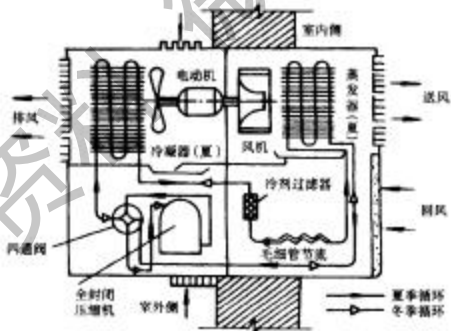


图 2-108 热泵型窗式空调器工作系统图

热泵型窗式空调器的制冷循环与热泵循环是靠电磁阀来改变制冷剂的流向,如图2-109所示。当电磁阀不通电时,如图2-109(a)所示,电磁阀芯在最低位置,

换向阀右端的空腔通过电磁阀下部与压缩机的吸气管连通,而其左端空腔的通路被堵住,于是左侧压力高而右侧压力低,滑块被推到右方。此时压缩机排气进入室外换热器,而室内换热器经四通阀上边的通道与压缩机吸气管连通,因而机组按制冷循环工作。当电磁阀通电时,如图 2-109(b)所示,电磁阀芯在最高位置,换向阀左端的空腔与吸气管连通,滑块被推到左方,此时压缩机的排气进入室内换热器,而室外换热器与吸气管连通,机组按热泵循环工作。用于冬季采暖的热泵型空调器比电热型经济。在通常条件下,当向室内供给同样的热量时,其耗电量只有电热空调器的 25%~50%。

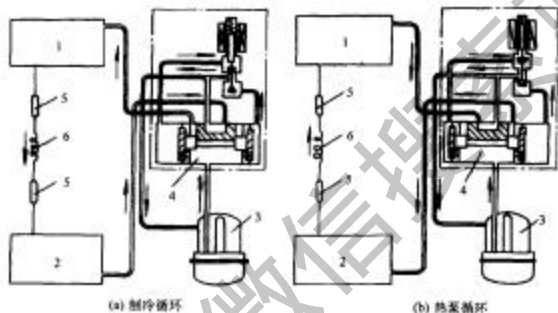


图 2-109 热泵型窗式空调器的工作过程图

1. 室外换热器; 2. 室内换热器; 3. 压缩机; 4. 电磁阀; 5. 过滤器; 6. 毛细管

(2) 分体式空调器

窗式空调器的最大问题是噪声较大,主要的噪声源是压缩机。分体式空调器中将压缩机、冷凝器、冷凝风机等部分置于室外机,室内部分主要为蒸发器与室内风机,室内外机通过制冷剂流管道连接。这样空调器中最主要的噪声源在室外机部分,对于室内直接产生噪声只有室内机的风机,而室内风机一般为贯流风机,噪声较小,这成为分体式空调器受欢迎的最主要原因。

挂壁式为家用分体式空调器中最常见型式,制冷量一般为 2500~5000W,室内机直接挂在墙壁的上部位置,节省室内安装空间。图 2-110 为挂壁式空调器结构简图。工作时,由于风扇的抽吸作用,使室内空气从过滤器的通道进入,经过蒸发器,送至风栅排到室内,使室内温度下降。空气一般是从室内机的上部吸入,从下部送出。

对于冷量较大的分体式空调器,室内机一般做成落地式,如图 2-111 所示。空气也同样经过滤器、蒸发器,再送至风栅排到室内。但空气一般是从柜机的下部吸

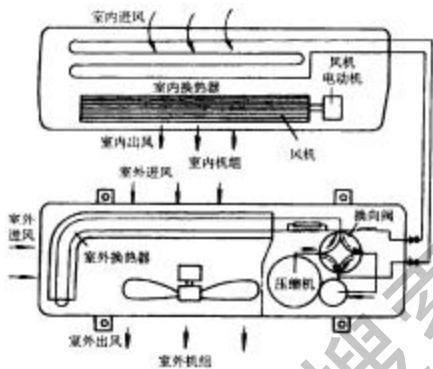


图 2-110 分体挂壁式空调器结构简图

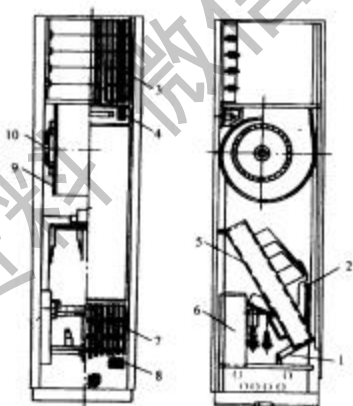


图 2-111 落地式空调器室内机图

1. 接水盘; 2. 节流装置; 3. 出风栅; 4. 控制屏; 5. 蒸发器; 6. 控制箱; 7. 进风栅; 8. 空气过滤器; 9. 离心风机; 10. 风扇电动机

人,从上部送出。

对于热泵型窗式空调器,由于系统比较简单,只用一根毛细管来完成制冷及制热的节流。但是对同一个系统来说,制冷剂的流量在制冷与制热时是不同的。在额定工况下,机组的制热量往往大于制冷量,而制冷剂的质量流量则相反。为了使系统在制冷和制热时均能达到最佳状态,系统设计时应该将制冷与制热工况的不同考虑进去,但这样会使系统稍微复杂一些。图 2-112 示出了双节流回路分体挂壁机工作原理,系统中主要增加了一根副毛细管和一个止回阀等附件。制冷时,制冷剂经过主毛细管节流,使系统制冷时达到最佳状态。在制热时,由于蒸发温度较低,流量较小,制冷剂先经过副毛细管后再经过主毛细管节流,使其达到设定的最佳流量和蒸发温度,从而使系统制热时也达到最佳。

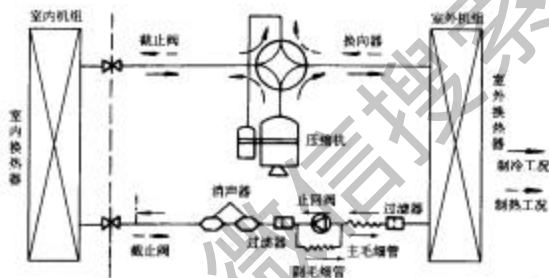


图 2-112 双节流回路分体挂壁机工作原理图

2.1.5.2.2 车辆空调装置

汽车空调的基本功能是用人为的办法在车厢中造成使人感到舒适的气候环境,即在夏天制冷,冬天采暖,当车内空气浑浊时补充新鲜空气或净化空气。由于汽车种类繁多,结构各不相同,同一种型的汽车,又由于使用对象不同而有不同的车内布置及要求,需要不同的空调机组与之相匹配,因此汽车用空调器的种类很多。下面就一些有代表性的汽车空调装置在汽车上的布置加以说明。

(1) 轿车空调

轿车空调的压缩机是由汽车主发动机直接驱动,压缩机与主发动机通过皮带轮连接。压缩机上装有电磁离合器,当不需要空调或怠速、加速或爬坡功率不足时,则电磁离合器脱开,汽车发动机不再带动压缩机运转。蒸发器通常置于仪表盘下。大多数轿车空调也能提供暖气,以发动机冷却水为热源。采暖时,压缩机停转,热水通过热水阀进入热交换器,加热后的空气用与蒸发器共用的风机送入车室,图 2-113 为该示意图。

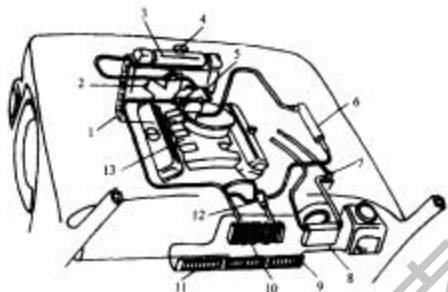


图 2-113 轿车空调装置布置图

1. 冷凝器; 2. 冷凝器风扇; 3. 散热器; 4. 散热器盖; 5. 压缩机; 6. 干燥过滤器;
7. 热水阀; 8. 热风吹出格栅; 9. 驾驶室; 10. 蒸发器; 11. 冷风吹出格栅; 12. 膨胀阀; 13. 主发动机

冷凝器通常放在发动机水箱前,靠水箱的风扇鼓动空气进行强迫对流换热。在行车时还可借助行车风来强化换热。这种布置对水箱散热有不良影响,易于使水箱开锅。近来,在冷凝器前增设风扇,且由蓄电池供电,这样就可根据需要改变风量,冷却能力不受发动机转速的影响。空调装置的各个组件之间的连接用耐氟橡胶软管,既可抵抗汽车的振动和颠簸,又便于安装。

(2) 客车空调

客车空调压缩机有采用汽车主发动机直接带动的,也有采用专用的辅助发动机来带动的。有的机组在冷气箱中增设暖风芯子,热源来自于发动机的冷却水。

许多客车空调采用车外顶置式,即将蒸发器和冷凝器安装在车顶外面。被降了温的冷风从车顶吹入(可直接吹入车厢,也可通过车内风管吹入车厢),回风可全部从车内吸入,也可吸入部分车外新鲜空气。

车顶式空调器具有不占用汽车有效空间,冷凝效果好这两大突出优点。对于大型客车,可根据需要安置一组或一组以上的车顶式空调器。对于中小型车顶式空调器,常将冷凝器置于蒸发器之前,这样可利用行车时的迎面风冷却冷凝器,可减小冷凝器风扇的功率及尺寸。对于大型车顶式空调器,为避免从冷凝器出来的热风影响蒸发器,一般将冷凝器置于蒸发器后面(也有为进风方便仍将冷凝器置于前面的)。蒸发器与冷凝器这两部分可合装在一个箱体,中间用隔板分开,也可分装在两个箱体,前后紧靠,管道连接在一起。图 2-114 展示了车顶式空调器的外部结构。

也有的客车空调器采用后置式,即将蒸发器与冷凝器上下垂直布置,放在汽

车后围。这种后置式空调器的压缩机动力源要后置才合理(无论是主机还是辅机驱动),压缩机离两个热交换器近,输送管路短,制冷剂压力损失小。后置式空调器利用了后排座椅后面的空间,尺寸很紧凑。由于安装位置低,维修保养比较方便。

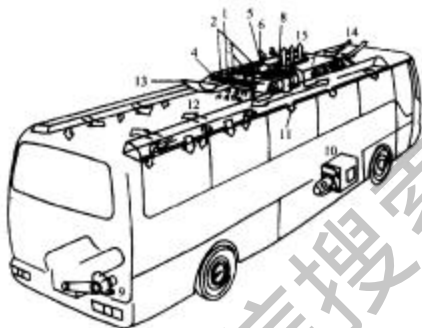


图 2-114 车外顶置式客车空调器

1. 蒸发器; 2. 供暖设备(加热器); 3. 压缩机; 4. 新鲜空气挡板; 5. 鼓风机;
6. 中央电气系统; 7. 冷凝器; 8. 冷凝器风扇; 9. 直连式驱动的压缩机; 10.
- 独立式驱动压缩机; 11. 由进风空气进行通风; 12. 回风; 13. 室外空气进
- 入; 14. 冷凝器进风; 15. 冷凝器排风

(3) 列车空调

铁路旅客列车中加装空气调节设备得到了广泛的重视,采用的空气调节系统有集中式、分散式或混合式三种,但以集中式为多。采用集中式列车空调系统,各节车厢的空气是集中处理后输入车厢内的。分散式空调系统在每节车厢内安装多台独立式空气调节机组,分散地向车厢内各部位送风;混合式空调系统夏季通过制冷机组和送风管系向车内送冷风,冬季风机仅向车内送入少量新风,另由热水循环取暖系统或辅助电热设备对车内加热。目前分散式列车空调系统已很少采用。

图 2-115 所示为较典型的集中式铁路客车空气调节系统原理图。离心式通风机 1 将室外新鲜空气从新进风口 13 吸入并与车内回风混合,空气经过滤器净化,而后送入空气冷却器和空气加热器被冷却或加热。经处理的空气以一定的速度沿送风管,再经顶式布风器均匀地送入室内。为了实现空气循环和保证新风量,车内空气一部分经回风管 10 返回,另一部分经排风口 12 排至室外。制冷压缩冷凝机组布置在车底架下部,悬挂支点装有橡胶减振器,以防止机器振动传入车内。制冷系统主要控制阀件及电气控制设备均设在乘务员室内,以方便操作管理和监测。空

气冷却器等空气处理设备,装在车端平顶板上部的通风系统内。

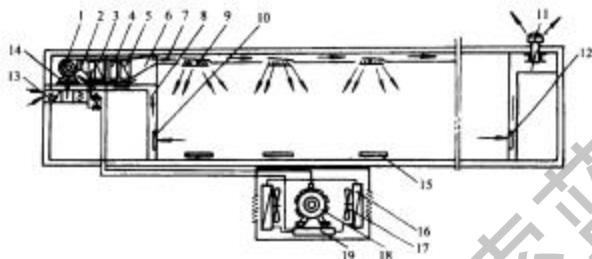


图 2-115 集中式铁路客车空气调节系统原理图

1. 通风机; 2. 过度风管; 3. 蒸发器; 4. 水分离器; 5. 电预热器; 6. 塞堵风道; 7. 主风管; 8. 回风管; 9. 送风管; 10. 回风管; 11. 排风扇; 12. 排风口; 13. 进风口; 14. 空气过滤器; 15. 补偿电热器; 16. 冷凝器; 17. 冷凝风扇; 18. 压缩机; 19. 储液器

(4) 其他用途车空调

不少卡车、工程车、起重车、冷冻冷藏车等车辆,也对其司机室进行空气调节。

对于冷藏车,本身已有制冷系统,因此可以在已有的制冷系统中分出一路来供给驾驶室空调用。如图 2-116 所示,该系统有一个压缩机,一个冷凝器,两个蒸发器(一个高温、一个低温),有电磁线控制到两个蒸发器的流向,一个蒸发器安装在冷藏车前端,蒸发压力比较低,一个蒸发器安装在驾驶室内,由蒸发压力调整网控制,使蒸发压力提高,当空调用。

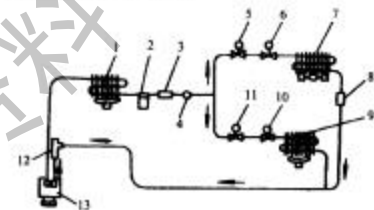


图 2-116 小型冷藏车空调制冷系统图

1. 冷凝器; 2. 储液器; 3. 干燥器; 4. 离合器; 5. 电磁阀; 6. 膨胀阀; 7. 空调用蒸发器; 8. 蒸发压力调整阀; 9. 冷藏箱用蒸发器; 10. 膨胀阀; 11. 电磁阀; 12. 吸入压力调整阀; 13. 压缩机

2.1.5.2.3 冷(热)水机组

在中央空调系统中,制冷机组产生冷水送到各个房间,再通过空调房间内的风机盘管实现室内的降温。我国相当大的地区属于夏季需制冷,而冬季需制热的范围。制热虽然可以通过电加热、锅炉供汽等方式,但在制冷与制热都需要的地区,采用热泵型冷热水机组比较合适。热泵型冷热水机组尽管有不同型式,但热泵工作原理相同。通过在制冷系统中安装四通换向阀,在正常工作时产生冷水,而当需要制热时,将四通换向阀换向,制冷剂逆向流动,使原来制冷时的蒸发器变为制热时的冷凝器,而原来的冷凝器则作蒸发器,这样来制取热水。

热泵机组可以采用安装两个容量不同的膨胀阀来满足制冷与制热循环的不同制冷剂流量的需求,也有的采用单一膨胀阀,在制热时串联一毛细管来达到流量控制。随着技术的发展,电子膨胀阀和双向热力膨胀阀开始使用。电子膨胀阀控制精度高,反应灵敏,运行工况稳定,目前已在大型热泵机组中应用,取代两只不同规格的热力膨胀阀,此时不仅流程简单,而且能充分发挥制冷及制热效能。

按热源可将热泵冷热水机组分为气源热泵与水源热泵。气源热泵在制热时是直接以外界空气为吸热源,在制冷时则直接向外界空气排热。水源热泵在制热时则以水作为吸热源,按作为热源的水不同,又可分为地下水热泵、地表水热泵、太阳能辅助热泵、废水源热泵等。

按压缩机类型分,热泵机组可分为往复活塞式、螺杆式、涡旋式、离心式。目前比较常用的压缩机为全封闭和平封闭往复压缩机及半封闭螺杆式压缩机,工质为R22,国外也有采用R134a等新一代机型。下面介绍几种典型的空调用机组。

(1) 往复活塞式机组

往复活塞式机组具有结构紧凑、占地面积小、安装快、操作简单和管理方便等优点。对于想装空调系统但已经落成的建筑物及负荷比较分散的建筑群,制冷量较小时,采用活塞式机组尤为方便。

图 2-117 为采用往复活塞式压缩机的风冷热泵冷热水机组流程图。制冷工况时,从压缩机 2 排出的制冷剂气体通过四通换向阀 3 进入空气侧换热器 1,冷凝液体通过右下侧的止回阀 5 进入储液器 10,通过带换热器的气液分离器 6 得到过冷。然后再经截止阀 9、干燥过滤器 8、电磁阀 12、视液镜 11 进入单向膨胀阀 7。节流后的低压气液混合物经左上侧的止回阀 5 进入板式换热器 4,吸热蒸发后的制冷剂蒸气经四通换向阀 3 进入带换热器的气液分离器 6 返回压缩机,如此连续不断地制取冷水。制热时,四通换向阀换向,经压缩机排出的制冷剂气体首先进入板式换热器 4,放出冷凝热,并加热水,供空调系统使用。冷凝液经左下侧的止回阀 5 进入储液器 10。经汽-液分离器过冷后节流由右上侧的止回阀进入空气侧换热器,吸收空气中的热量而蒸发,再经四通换向阀,汽-液分离器返回压缩机,即可向空调系统不断地供应热水。冬季制热工况下机组运行一段时间后,空气侧换热器的翅

片管表面会结霜,影响传热,以致制热量减少。此时机组会自动转换成制冷工况进行除霜,经短时融霜后,机组又转换成制热工况运行。

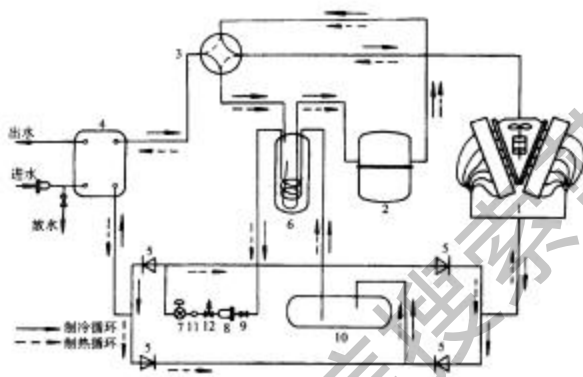


图 2-117 用全封闭压缩机的风冷热泵制冷流程图

1. 空气侧换热器; 2. 压缩机; 3. 四通换向阀; 4. 板式换热器; 5. 止回阀; 6. 带换热器的气液分离器;
7. 单向膨胀阀; 8. 干燥过滤器; 9. 截止阀; 10. 电磁阀; 11. 视镜; 12. 电磁阀

(2) 螺杆式机组

螺杆式机组由螺杆式制冷压缩机、冷凝器、蒸发器、热力膨胀阀及其他控制元件、仪表等组成。其主要特点为:

① 占地少,基础简单,基建造价低。整个机组结构紧凑,体积小,质量轻,可减少机房的占地面积。由于螺杆制冷机振动很小,对基础的要求较低。

② 安装调试方便,维修费用低。

③ 运行费用低。就单位功率制冷量而论,满负荷时螺杆式略低于活塞式,但由于螺杆式压缩机调节能性大大优于活塞式,且在 50% ~ 100% 负荷运行时,其功率消耗几乎正比于冷负荷,使得在大多数实际运行工况下,其运行费用低于往复式。

④ 螺杆式压缩机排气温度低,冷凝器结垢少,有利于保持较高的传热效率。

螺杆制冷压缩机的润滑方式与活塞式压缩机不同,润滑油系统的具体结构也不同。在排出的制冷剂气体中含有大量的油(一般喷油量为排气量的 2% 左右),润滑油如果进入系统,会带来不良影响,所以在螺杆式冷水机组中设有分油效率较高的两级油分离器以分离润滑油。螺杆机组设有供油泵,将储油器中的润滑油送到压缩机内的轴承处,使之润滑,并使能量调节机构的滑阀动作,具体流程为:储油

器→粗油过滤器→油泵→油冷却器→精滤油器→压缩机→油分离器→储油器,即完成一个循环。

图 2-118 为一典型的用螺杆压缩机的风冷热泵冷热水机组的制冷剂流程图。该系统采用半封闭螺杆压缩机。阳转子为 5 齿,阴转子为 6 齿,齿间润滑采用压差式供油。在制冷工况时,电磁阀 12 开启,电磁阀 6 关闭,从螺杆压缩机排出的高温高压气体经止回阀 16、四通换向阀 2,进入空气侧翅片管换热器 3,冷凝后的制冷剂液体经止回阀 10 进入储液器 4,经气液分离器 9 中的换热器得到过冷。过冷液体分两路,一路经电磁阀 14、喷液膨胀阀 15 降温降压后喷入螺杆压缩机压缩腔内进行冷却,另一路经干燥过滤器 5、电磁阀 12 和制冷膨胀阀进入水侧壳管式水换热器 8,在额定工况下,将冷水从 12℃ 冷却至 7℃,同时制冷剂液体吸热蒸发成气体,并经四通换向阀 2、气液分离器 9,进入压缩机。制热工况时,四通换向阀换向,电磁阀 12 关闭,电磁阀 6 开启,从螺杆压缩机排出的高温高压气体直接进入壳管式水换热器 8,将热水从 40℃ 加热到 45℃,送入空调系统。在换热器中冷凝后的液体,经止回阀 11、储液器 4,经气液分离器得到过冷后,再经干燥过滤器 5、电磁阀 6 和制热膨胀阀 7 进入空气侧翅片管换热器 3。蒸发后的制冷剂,经四通换向阀 2、气液分离器 9,回入压缩机。

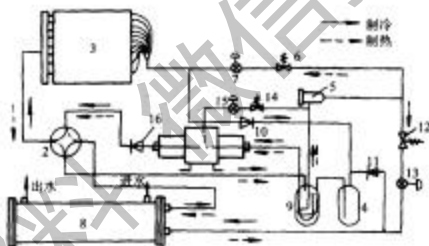


图 2-118 用螺杆压缩机的风冷热泵冷热水机组的制冷剂流程图
1. 双螺杆压缩机; 2. 四通换向阀; 3. 空气侧翅片管换热器; 4. 储液器; 5. 干燥过滤器; 6, 12. 电磁阀; 7. 制热膨胀阀; 8. 壳管式水换热器; 9. 气液分离器; 10, 11, 16. 止回阀; 13. 制冷膨胀阀; 14. 电磁阀; 15. 喷液膨胀阀

(3) 离心式机组

离心式机组将离心式压缩机、蒸发器和冷凝器等设备组成一个整体。图 2-119 是单级离心式冷水机组的示意图。电动机通过增速器,带动压缩机的转子。机组运行时,压缩机通过吸气管从蒸发器中抽吸制冷剂蒸气,经压缩机压缩后的高压蒸气送入冷凝器中,被冷却水冷凝。冷凝后的制冷剂液体再经高压球阀节流后送入蒸发器,吸收冷冻水的热量,使冷冻水得到冷却。

由于离心式压缩机的结构及工作特性，它的输气量一般不小于 $2500\text{m}^3/\text{h}$ ，因此决定了离心式冷水机组适用于较大的制冷量。此外，离心式冷水机组的工况范围比较狭窄。在单级离心式制冷机中，冷凝压力不宜过高，蒸发压力不宜过低。其冷凝温度一般控制在 40°C 左右，冷凝器进水温度一般在 32°C 左右；蒸发温度一般在 $0\sim 5^\circ\text{C}$ 之间，蒸发器出口冷冻水温度一般在 $5\sim 7^\circ\text{C}$ 。

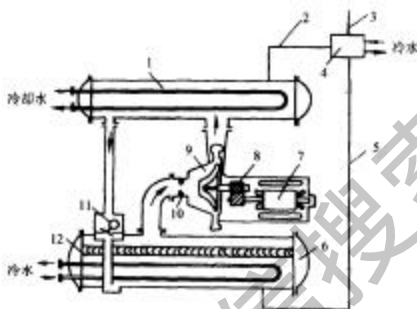


图 2-119 离心式冷水机组系统示意图

1. 冷凝器; 2. 抽气管; 3. 放空气管; 4. 制冷剂回收管; 5. 制冷剂回接管; 6. 蒸发器; 7. 电动机; 8. 增速器; 9. 压缩机; 10. 进口导叶; 11. 高压球阀; 12. 过滤器

空调用离心式冷水机组采用的制冷剂，以前用 R11 和 R12，目前大多采用 R123、R134a，也有采用 R22 以及 R717 等制冷剂。

2.1.5.2.4 冷冻除湿机

冷冻除湿机是利用制冷机配合通风系统除湿。与其他除湿方法(如升温除湿、通风除湿、吸附除湿等)相比，它的特点为除湿性能稳定，工作可靠，可连续工作；对于既要除湿，又需加热(如地下建筑)，由于采用热泵运行方式，而余热也得到了利用，所以很适用；用于高温高湿地区效果较好，一般室温 $15\sim 30^\circ\text{C}$ ，相对湿度 50% 以上时应用冷冻去湿经济性较好。但对要求含湿量较低的情况，效果将降低。冷冻去湿机使用方便，调节灵便，但初投资较大，运行费用高。

图 2-120 示出了冷冻去湿机的流程：需除湿的空气经空气过滤器被风机吸入，首先经蒸发器冷却，随着温度降低到空气露点温度以下时，其中所含水蒸气将被凝结下来，由蒸发器下部滴水盘排出，已除湿的冷空气经冷凝器使空气升温，这样可以防止室内温度降低，同时还可以使制冷机的冷凝压力下降，提高制冷效率。

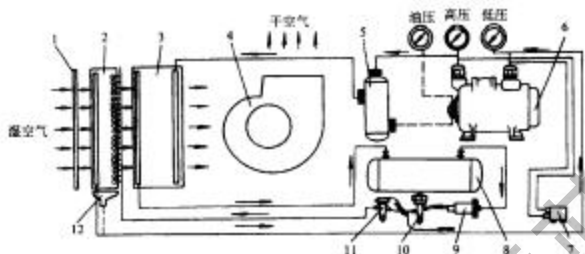


图 2-120 除湿机流程示意图

1. 过滤器; 2. 蒸发器; 3. 冷凝器; 4. 风机; 5. 油分离器; 6. 制冷压缩机; 7. 压力控制阀; 8. 干燥器; 9. 干燥过滤器; 10. 电磁阀; 11. 膨胀阀; 12. 积水盘

2.1.5.3 真空冷冻干燥装置

真空冷冻干燥是对热敏物质进行干燥保存的一种特殊方法。其原理是：将物质低温冻结，使其中的固态水分温度达到共晶点以下，在真空状态下，令固态水升华使物质脱水（即冻干）。冻干后的物质，其理化与生物性状基本不变，在密封条件下可以常温保存，保存期较长。使用时，能很快溶于水还原，恢复如新鲜状态。目前冻干技术应用于医学、解剖学、病理学、生理化学、植物学、动物学的研究。临床外科用的各种移植器官（如血液、动脉、骨髓、神经、组织、皮肤、角膜等）用冻干法保存；用冻干法生产大量的生物制品及食物，如活菌、活毒、激素、酶制剂、抗生素、咖啡、茶、肉类、海鲜品、果蔬及调味品等。

冻干过程包括预冻、初干燥、再干燥三个阶段。预冻温度必须低于制品的共晶温度；初干燥将其中 94% 的水分除去；再干燥使其中残留水分达到规定的指标要求。真空冷冻干燥装置如图 2-121 所示。它由真空冷冻干燥箱、水汽凝结器、真空系统、制冷系统、加热系统几个部分组成。真空冷冻干燥箱是一个能够按需要提供制冷与加热的真空密闭容器。箱体内有搁板，搁板内有制冷管道和加热管道（或夹层通道），制冷温度在 -40°C 以下，加热温度到 50°C 左右。制品放在搁板上，要求搁板整体温度场均匀（不均匀度 $\pm 2^{\circ}\text{C}$ 以内）。箱侧通过真空碟阀连接到水汽凝结器。水汽凝结器用来使真空箱内制品升华的水汽凝结。它的壳体内有制冷剂蒸发器，壳体上有抽气口连接到真空系统。真空系统为真空箱和水汽凝结器提供必需的真空度。例如，冻干生物制品，凝结器温度 $-40^{\circ}\text{C} \sim -60^{\circ}\text{C}$ ，对应的冰升华饱和压力为 $12.4 \sim 1.07\text{Pa}$ ，用旋转式真空泵与油扩散泵串连，两级抽空。制冷系统提供冻结和凝汽的用冷需求。两者可以共同一套制冷系统，也可以各用一套独立的制冷系统。小型冻干装置常用 R22 或 R502 单级压缩制冷；大中型冻干装置为了提高

生产效率,采用两级压缩压缩制冷;特殊制品要求 -80°C 以下低温时,则需要用复叠式制冷。加热系统用来提供制品中冰升华所吸收的升华热,否则冰品升华时制品温度下降,升华速度减慢直到停止升华。加热也不可过度,否则制品温度上升造成冰晶融化。通常采用电加热方式。整套装置备有自控和测量系统。目前先进的冻干装置采用自动程序控制,按冻干曲线自动完成冻干加工的各工艺过程。

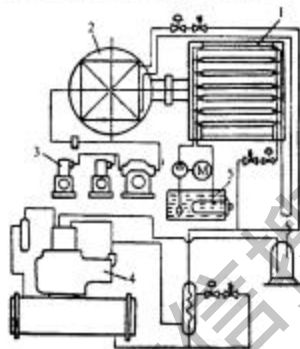


图 2-121 真空冷冻干燥装置流程图

1. 真空冷冻干燥箱; 2. 水汽压缩机; 3. 真空系统; 4. 制冷系统; 5. 加热系统

2.1.5.4 制冰及干冰装置

2.1.5.4.1 制冰机

用人工制冷的方法来制冰是现代制冷技术的一个重要方面。人造冰可以制成各种形状,有块状冰,管状冰,片状冰,颗粒冰及冰晶等,其中以块状冰应用较广泛。另外,近几年冰的用途也大大拓宽,除了用于食品冷冻保鲜外,冰蓄冷技术正在空调系统中显示出它的优越性。

(1) 盐水制冰设备

盐水制冰设备是将盛水冰模放在低温盐水池中,利用盐水作载冷剂,使冰模中的水结成块状冰,冰模制成长方形体,上部的面积大,底部小,以便脱模。盐水制冰设备由制冰池、溶冰池、倒冰架、加水箱、起冰吊车等主要设备组成。制冰池包括蒸发器、冰桶、盐水搅拌器等主要部件。制冰池内的盐水温度一般为 $-10\sim-14^{\circ}\text{C}$ 。

(2) 桶式快速制冰机

在快速制冰机中,除了从冰模外部进行直接蒸发冷却外,还在冰模内部安装了

直接蒸发冷却管,同时进行冷却,故大大缩短了冻结时间。当蒸发温度为 $-15\sim-16^{\circ}\text{C}$ 时,冰模中的水全部冻结成冰约需 90min ,大约只有盐水制冰的 $1/10$ 时间。快速制冰机的主要部件有冰桶、指形蒸发器、分路阀、氨泵、预冷水箱、氨液分离器、排液桶、运冰传动机构及控制柜等。图 2-122 是桶式快速制冰机的原理图。

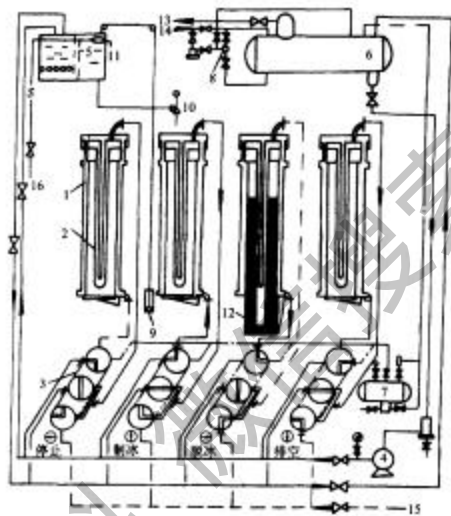


图 2-122 桶式快速制冰机的原理图

1. 冰桶; 2. 指形蒸发器; 3. 多路阀; 4. 氨泵; 5. 预冰器水箱; 6. 氨液分离器; 7. 排液桶; 8. 浮球阀; 9. 水位计; 10. 给水阀; 11. 溢水管; 12. 冰块; 13. 吸汽管; 14. 供液管; 15. 热氨管; 16. 上水管

其制冰工艺过程为:

①预冷水过程。在预冷水箱中进行,经装在水箱中的蒸发器降温,使水温降至 $6\sim 10^{\circ}\text{C}$ 即可加入冰桶。

②冰桶加水过程。向冰桶加水之前先使桶底的弹簧活动底盖密封,再加少量的水使桶壁和底盖湿润,同时将多路阀转至“制冰”位置,使氨液进入桶壁夹层蒸发吸热,桶壁和底盖的湿润水都冻结,起密封桶底的作用,然后缓慢地将水加入冰桶组。

③制冰过程。氨液连续地由氨泵经“制冰”位的多路阀,送入冰桶夹层,经夹

层顶部进入指形蒸发器顶部上夹层,再进入指形蒸发器内套管,转入内外套管之间的夹层,然后上升至指形蒸发器顶部的下夹层,由回气管经多路阀进入氨液分离器。在此过程中,氨液逐渐吸热蒸发,冰桶内壁和指形蒸发器外壁同时结冰,并向周围发展,直到全部冻结成冰块。

④脱冰过程。当冰块结成以后,即可将多路阀转向“脱冰”位置,此时氨泵供液通路被切断,热氨通路接通,热氨经多路阀由冰桶组的回气管进入冰桶组,最后从冰桶组的进液管经多路阀,将氨液排至排水桶。在此过程中,指形蒸发器外壁和冰桶内壁的冰层被融化,冰块借自重推开弹簧底盖落在托冰小车上。

⑤运冰过程。托冰小车载着一组从冰桶脱下的冰块,借运装置驱动,将冰块运至翻冰架,冰块经滑道去储冰间。

(3) 管状制冰机

图 2-123 示出了管状制冰机的示意图。

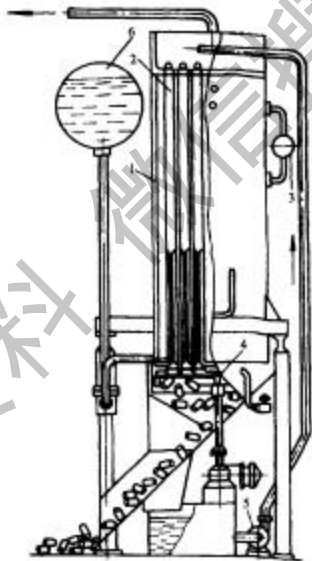


图 2-123 管状制冰机的示意图

1. 制冰机壳体; 2. 制冷管; 3. 浮子调节阀; 4. 机械刀; 5. 离心水泵; 6. 分离器

制冰机的制冰原理如下：冰的发生器（制冰管）是一个立式壳管式热交换器，水在管子内流动，管子直径一般为 50mm，管子外面为氨液吸热蒸发，冰层在管子内壁形成，厚度 5~13mm，结冰时间为 13~26min。在冻结过程中，由于水在水泵的作用下不断循环（由上而下），将析出的空气带走，故生产的冰为透明冰。结冰过程完成之后，停止向制冰管供水供氨液。脱冰是由压缩机排出的热氨气体来进行的，脱冰时间约为 30s 左右，结成的管冰向下滑动，制冰管下面的机械刀旋转时将管冰削成一定的长度，沿着滑冰台的斜面，由输送机将管冰送入冰库。

(4) 片冰机

制冰原理为制冷剂在夹套圆筒的环形空间内蒸发吸热，冷水从圆筒内壁或外壁喷淋而下，在壁面结冰，刮刀将壁面结成的冰刮下，冰的厚度一般为 1~3mm，这种制冰机的优点是不需要周期脱冰，可连续制冰，冰的冷却面积大，冷却效果好。但这种冰融化速度快，不易储存。在北美地区这种制冰机应用很广，渔船作业时也使用片冰。

图 2-124 示出了一种不用刮刀而采用变形轮结构的片冰机，它是由外壳、旋转缸、空心轴及变形轮等组成。制冰用的水盛于外壳与旋转缸之间，旋转缸内部可用载制冷剂冷却，也可用制冷剂直接蒸发冷却，冰层沿着旋转缸的外表面冻结，旋转缸转速很慢，旋转一周时，冻结冰层的取度可达 1~3mm，旋转缸与空心轴一起旋转，在旋转缸的上部内侧装有一个变形轮，它使旋转缸产生局部变形（突起）。当旋转缸上部发生变形时，冰层立即与圆筒表面脱离而折断，形成片状冰，沿滑冰道进入冰库。在旋转的外表面上，横向每隔一定距离固定有橡皮条，水在橡皮条上不冻结，因而结成的片冰便有一定的宽度。

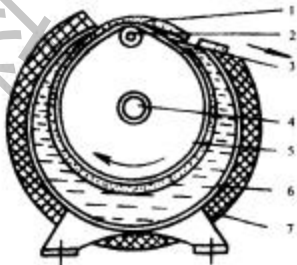


图 2-124 片冰机的示意图

1. 片冰；2. 变形轮；3. 滑冰道；4. 空心轴；5. 旋转缸；
6. 制冰机外壳；7. 隔热层

2.1.5.4.2 干冰的制造

干冰即是固体二氧化碳。利用固体二氧化碳在直接升华过程中,吸取被冷却物质的热量,以达到制冷效果。工业上制造干冰是将各种混合气体中分离出来的气体二氧化碳用人工制冷的方法将其冻结而成。一般是压缩成块状或制成丸状来供应用户的,也可以在临时由液体二氧化碳膨胀到一个大气压而制成雪花状干冰。生产干冰的工艺流程通常可分为高压循环及低压循环的流程。

图 2-125 是按高压循环制造干冰的流程。二氧化碳气体及部分从制干冰模来的气体被二氧化碳压缩机 1 吸入,在冷却器 2 中排放压缩热及在油分离器中分离液滴,在其中也起到使从压缩机出来的气体与上部回气混合且保证冷、热气流混合时产生的液滴分离出来。然后压缩气体通过干燥器 4 进入冷凝器 5,液体二氧化碳进入储罐,再节流到 2400~2700kPa,节流产生的蒸气进入三级压缩机,而液体由第一中间容器 7 节流到 730~980kPa 至第二中间容器 8,产生的气体被二级压缩机吸入,而液体进入制干冰模中(图 2-125 中只画出一个制干冰模)。此时由于吸收干冰模的热量将有一部分液体二氧化碳汽化,因而在干冰模的充液过程中需将干冰模与第二级压缩机连通,而关闭与第一级压缩机的通路,以抽出所产生的二氧化碳蒸气。当干冰模充满液体以后即关闭其与第二中间容器及第二级压缩机相连通的阀门,而打开与第一级压缩机相连接的阀门,以降低其中的压力。尺寸 190mm × 190mm × 800mm 的干冰模可得 42~44kg 重的干冰块。成冰时间需 40~60min。干冰形成后,打开冰模底部活盖,干冰自动脱落,送入储存容器。

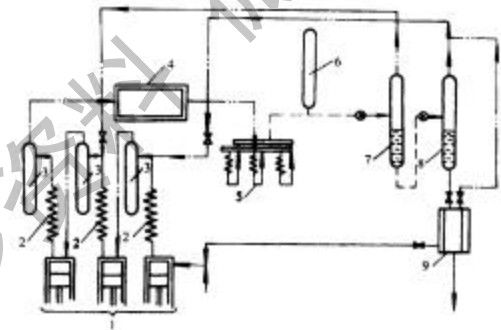


图 2-125 高压循环制造干冰的流程

1. 二氧化碳压缩机; 2. 冷却器; 3. 油分离器; 4. 干燥器; 5. 冷凝器; 6. 液体二氧化碳储罐; 7. 第一中间容器; 8. 第二中间容器; 9. 制干冰模

低压循环就是令 CO_2 在低压下冷凝。采用 CO_2 单级压缩, 与另一套制冷系统复叠起来。在冷凝压力 0.88MPa 时, 液化 CO_2 要求冷凝/蒸发器中上级制冷剂的蒸发温度 $-48 \sim -45^\circ\text{C}$ 。图 2-126 示出按低压循环生产干冰的工艺流程。二氧化碳气体经单级压缩机 1 压缩至 880 ~ 980kPa, 然后进入水冷却器 2、油分离器 3、具有氯化钙的塔 4、硅胶干燥过滤器 5 及液滴凝结器 6, 在冷凝蒸发器 7 中, 压缩后的二氧化碳气体被液化, 然后流入干冰模, 由于干冰升华出的气体再引入压缩机。

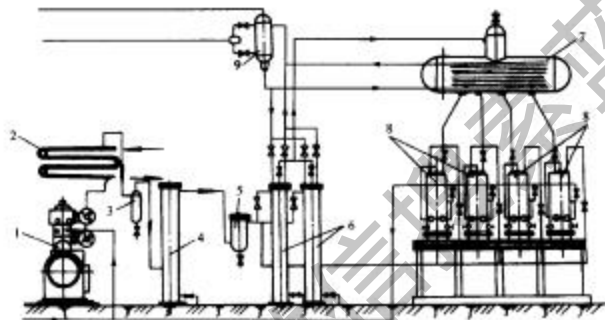


图 2-126 低压循环生产干冰的工艺流程图

1. 压缩机; 2. 水冷却器; 3. 油分离器; 4. 具有氯化钙的塔; 5. 硅胶干燥过滤器; 6. 液滴凝结器; 7. 冷凝蒸发器; 8. 制干冰模; 9. 氨液分离器

2.1.5.5 试验用制冷装置

试验研究用制冷装置是用来创造出一种模拟的实验条件供各种科学研究或产品、材料性能研究的试验使用。试验对象要求不同, 试验装置型式种类有具体的规定。大体上可分为三类。

(1) 小型低温箱和高低温箱

只创造一个要求的低温(或高低温)环境。可以用于研究一些生产工艺过程进行的条件和方式, 或者试验材料、制品在低温下的性能。例如, 钢材冷处理、石油制品在低温下的黏性、引燃性、润滑性等。钢材冷处理需要 $-80 \sim -120^\circ\text{C}$ 的低温, 采用复叠式压缩制冷循环提供该箱内温度。

(2) 高低温低压试验箱

创造一个高低温低压的试验环境。可供航空航天上使用的仪器、仪表、材料、器件做高空环境下使用时的性能模拟实验。

(3) 环境试验装置

创造一种人工气候和模拟的环境条件,用于对户外条件下工作的机电产品、建筑材料或构件、汽车、铁路车辆等进行性能考核及实验研究。还可以进行与自然条件有关的科学试验。例如,土壤学、植物学、气象学等方面的研究。这类用途的试验装置都比较大。因为除了需要实验室温度模拟自然条件的变化外,往往还要求其他自然条件的模拟,如气流(风)速度、真空度、霜、雪、雾、雨、日照等,也都需要相应的模拟系统。仅制冷系统而言,整个试验的温度变化范围大(例如,铁路车辆的模拟运行试验要求实验室温度范围 $-50 \sim +50^{\circ}\text{C}$,对系统控制的自动化水平要求比较高。

图2-127示出一个高低温试验装置的系统图。试验箱的温度范围 $-80 \sim +80^{\circ}\text{C}$,可以对电子元器件、仪器仪表、材料部件等作可靠性试验或例行试验。制冷系统采用R22和R13二元复迭循环。蒸发器设在试验箱内,箱内有电加热器,供高温时使用。

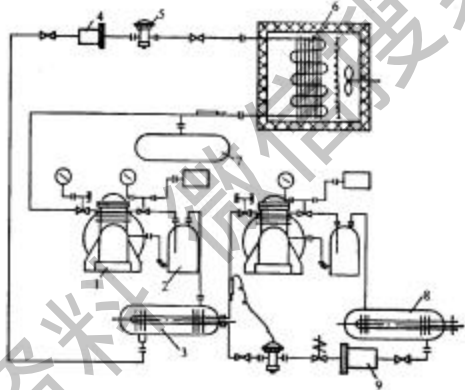


图 2-127 高低温试验装置的系统图

1. 压缩机; 2. 油分离器; 3. 蒸发冷凝器; 4. 过滤器; 5. 膨胀阀; 6. 低温蒸发器; 7. 膨胀阀;
8. 冷凝器具; 9. 干燥器

图2-128示出一个高低温低压试验箱图。这种试验箱与低温箱的主要不同点是箱内要保持较高的真空度,因而其壳体要承受外压,因此这种试验箱均采用金属结构,且制作成卧式或立式圆筒状,两端具有凸形封头。温度范围 $80 \sim -60^{\circ}\text{C}$,极限真空度 $5 \times 10^{-4}\text{MPa}$ 。用R22两级压缩制冷满足试验箱内的低温要求。

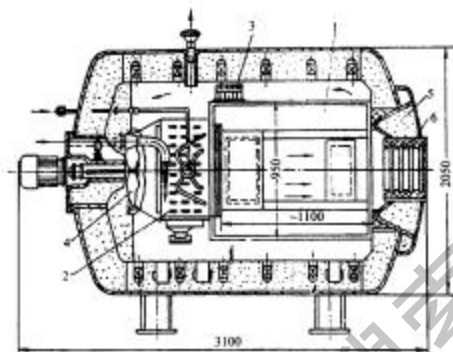


图 2-128 低温低压试验箱图

1. 工作室; 2. 蒸发室; 3. 电加热器; 4. 压机; 5. 箱门; 6. 窥视镜

2.2 吸收和吸附式制冷

2.2.1 吸收和吸附

2.2.1.1 吸收和吸附式制冷的特点

液体蒸发时要从周围环境吸收热量。吸收和吸附式制冷就是利用液体的这种特性制冷的。这也是一种最为广泛应用的制冷方法。为了连续制冷,已经蒸发成气体的制冷剂必须回复到液体状态,从而实现制冷循环。如图 2-129 所示,在压缩式制冷循环中,利用压缩机将制冷剂蒸气压缩,使它在较高的压力和温度下向环境放热,从而冷凝成液体。在吸收和吸附式制冷循环中,则是利用液体吸收剂或固体吸附剂对制冷剂蒸气进行吸收或吸附,再用驱动热源加热吸收或吸附工质对,所产生的制冷剂蒸气在较高的压力和温度下向环境放热,从而冷凝成液体。

吸收或吸附式制冷以热能驱动,利用二元或多元工质对实现制冷循环,与压缩式制冷相比有以下特点。

①可以利用各种热能驱动。除利用锅炉蒸汽的热能、燃气和燃油燃烧产生的热能外,还可利用废热、废气、废水和太阳能等低品位热能,热电站和气电共生系统等集中供应的热能,从而节省初级能源的消耗。

②可以大量节约用电,平衡热电站的热电负荷,在空调季节削减电网的峰值负荷。

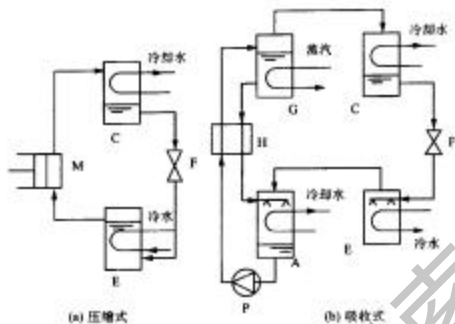


图 2-129 吸收式与压缩式制冷循环的比较图

A. 吸收器; C. 冷凝器; E. 蒸发器; F. 节流阀; G. 发生器; H. 溶液热交换器; M. 压缩机; P. 溶液泵

③结构简单,运动部件少,安全可靠。除了泵和阀件外,绝大部分是换热器,运行时没有振动和噪声,安装时无特殊要求,维护管理方便。

④以水或氨等为制冷剂,其 ODP、GWP = 0,对环境和大气臭氧层无害。

⑤热力系数 COP 低于压缩式制冷循环。例如,单效溴化锂吸收式制冷循环 COP = 0.7,双效溴化锂吸收式制冷循环 COP = 1.2,单级氨水吸收式制冷循环 COP = 0.4,吸附式制冷循环 COP = 0.5 ~ 0.6。

2.2.1.2 工质对的状态参数

压缩式制冷循环通常采用单一组分的工质。吸收式制冷循环采用制冷剂和吸收剂组成的工质对,通常为双组分的溶液。吸附式制冷循环则采用制冷剂和吸附剂组成的工质对,通常为双组分的固-液工质对。

除了压力、温度和密度等状态参数外,含量是多组分的工质对所特有的状态参数。对于吸收式制冷工质对,含量以质量分数 ξ 和摩尔分数 χ 等相对值表示。

2.2.1.2.1 溶液的质量分数

溶液中某一组分的质量分数 ξ_i 是以溶液中该组分的质量百分数表示的,即

$$\xi_i = G_i / (G_1 + G_2 + \dots + G_i + \dots + G_n) \times 100\% \quad (2-67)$$

式中, G_i 为溶液中 i 组分的质量,单位为 kg。

双组分的吸收式制冷工质对是一种二元溶液,其质量分数 ξ 是以溶液中溶质

的质量百分数表示的。如溴化锂溶液的质量分数为

$$\xi = G_{LiBr} / (G_{H_2O} + G_{LiBr}) \times 100\% \quad (2-68)$$

或氨水溶液的质量分数为

$$\xi = G_{NH_3} / (G_{H_2O} + G_{NH_3}) \times 100\% \quad (2-69)$$

式中: G_{H_2O} ——溶液中水的质量, kg;

G_{LiBr} ——溶液中溴化锂的质量, kg;

G_{NH_3} ——溶液中氨的质量, kg。

2.2.1.2.2 溶液的摩尔分数

溶液中某一组分的摩尔分数 χ_i 是以溶液中该组分的摩尔百分数表示的, 即

$$\chi_i = m_i / (m_1 + m_2 + \dots + m_i + \dots + m_n) \times 100\% \quad (2-70)$$

$$m_i = G_i / M_i \quad (2-71)$$

式中: m_i ——溶液中 i 组分的千克物质的量, $\text{kg} \cdot \text{mol}^{-1}$;

M_i ——溶液中 i 组分每千克摩尔的质量, $\text{kg} / (\text{kg} \cdot \text{mol})$ 。

双组分的吸收式制冷工质对是一种二元溶液, 其摩尔分数 χ 是以溶液中溶质的摩尔百分数表示的。如溴化锂溶液的摩尔分数为

$$\chi = m_{LiBr} / (m_{H_2O} + m_{LiBr}) \times 100\% \quad (2-72)$$

或氨水溶液的摩尔分数为

$$\chi = m_{NH_3} / (m_{H_2O} + m_{NH_3}) \times 100\% \quad (2-73)$$

式中: m_{H_2O} ——溶液中水的物质的量;

m_{LiBr} ——溶液中溴化锂的物质的量;

m_{NH_3} ——溶液中氨的物质的量。

2.2.1.2.3 吸附式制冷工质对的含量

吸附式制冷工质对的含量 x 是以单位质量吸附剂所吸附的制冷剂的质量表示的。如活性炭—氨的含量为

$$x = M_{NH_3} / M_C \quad (2-74)$$

式中: x ——吸附式制冷工质对的含量, kg / kg ;

M_{NH_3} ——工质对中 NH_3 的质量, kg;

M_C ——工质对中活性炭的质量, kg。

2.2.1.3 溶液的相平衡

2.2.1.3.1 多元体系的相平衡关系式

吸收或吸附式制冷工质对是多组分的。根据吉布斯定律,多元体系的自由度为

$$N_f = N_C - N_p + 2 \quad (2-75)$$

式中: N_f ——多元体系的自由度;

N_C ——多元体系的组分数;

N_p ——多元体系的相数。

因此,对于双组分的吸收式制冷工质对,在气液相平衡状态下的自由度 $N_f = 2$,可以用任意两个状态参数来确定它的气液相平衡状态。它的状态方程式可表示为

$$F(p, T, \xi) = 0 \quad (2-76)$$

同样,对于双组分的吸附式制冷工质对,在气固相平衡状态下的自由度 $N_f = 2$,可以用任意两个状态参数来确定它的气固相平衡状态。它的状态方程式可表示为

$$F(p, T, x) = 0 \quad (2-77)$$

2.2.1.3.2 气-液相平衡

(1) 溶液的压力 p

在吸收式制冷循环的吸收或发生过程中,气、液两相处于平衡状态。根据拉乌尔定律,对于理想溶液,某一组分的蒸气分压力 p_i 等于同一温度下该组分的饱和蒸气压力与摩尔分数的乘积,即

$$p_i = p_i^0 \chi_i \quad (2-78)$$

式中: p_i ——溶液中 i 组分的蒸气分压力;

p_i^0 ——溶液中 i 组分在同一温度下的饱和蒸气压力。

溶液的压力 p 就是各个组分的蒸气分压力之和,即

$$p = p_1 + p_2 + \dots + p_i + \dots + p_n \quad (2-79)$$

对于氨水溶液,气相中既有氨蒸气又有水蒸气,溶液的压力为

$$p = p_{\text{NH}_3} + p_{\text{H}_2\text{O}} = p_{\text{NH}_3}^0 \chi_{\text{NH}_3} + p_{\text{H}_2\text{O}}^0 \chi_{\text{H}_2\text{O}} \quad (2-80)$$

对于溶质不挥发的溶液,气相中只有溶剂的分子,溶液的压力就是溶剂的蒸气分压力。如溴化锂溶液的压力就是水的蒸气分压力,即

$$p = p_{\text{H}_2\text{O}}^0 \chi_{\text{H}_2\text{O}} \quad (2-81)$$

(2) 溶液的 $p-t$ 图

实际溶液的压力不一定遵循拉乌尔定律,通常根据实验测定的结果拟合出状态参数关系式 $F(p, T, \xi) = 0$, 并且绘制成 $p-t$ 图,供理论分析和工程设计应用。图 2-130 为溴化锂溶液的 $p-t$ 图,图 2-131 为氨水溶液的 $p-t$ 图。根据吉布斯定律,在图上可以用 p, T, ξ 中的任意两个参数确定溴化锂溶液或氨水溶液的平衡状态点。

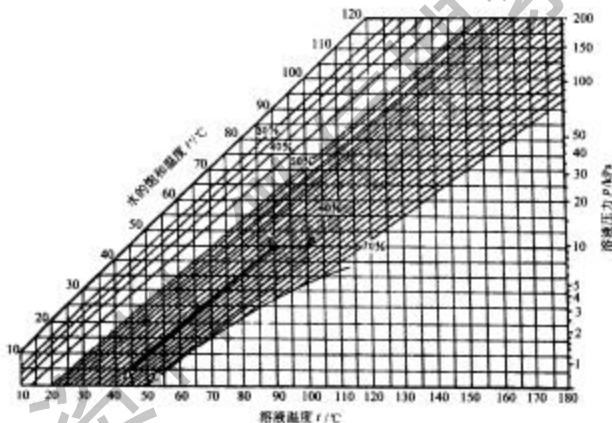


图 2-130 溴化锂溶液的 $p-t$ 图

对于图 2-130 溴化锂溶液的 $p-t$ 图,以溶液压力 p 为纵坐标,溶液温度 t 为横坐标。图 2-130 中标出等质量分数线簇,左侧的 $\xi=0$ 线代表水的特性,并标出了水的饱和温度 t' 。

对于图 2-131 氨水溶液的 $p-t$ 图,以溶液压力 p 为纵坐标,溶液温度 t 为横坐标。图 2-131 中标出等质量分数线簇,左侧的 $\xi=1$ 线代表氨的特性,右侧的 $\xi=0$ 线代表水的特性,并在右侧标出了氨的饱和温度 t' 。

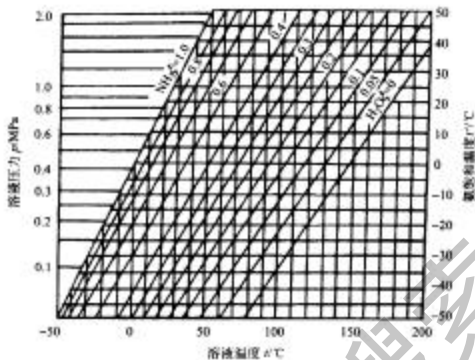


图 2-131 氨水溶液的 $p-h$ 图

(3) 溶液的 $h-\xi$ 图

溶液的焓 h 也是一个重要的状态参数。图 2-132 为溴化锂溶液的 $h-\xi$ 图, 图 2-133 为氨水溶液的 $h-\xi$ 图。根据吉布斯定律, 在图上可以用 p, T, ξ, h 中的任意两个参数确定溴化锂溶液或氨水溶液的平衡状态点。在 $h-\xi$ 图上还可以得到气相的平衡状态点。

例如, 图 2-132 为溴化锂溶液的 $h-\xi$ 图。图 2-132 上以溶液的焓 h 为纵坐标, 质量分数 ξ 为横坐标, 图的上部标出辅助压力线, 图的下部标出等压线和等温线。纵坐标上 $\xi=0$, 代表水的特性。在图的下部可以用 p, T, ξ, h 中的任意两个参数确定溴化锂溶液的平衡状态点。由该点出发的等质量分数线与图上部的辅助压力线的交点引一等焓线, 该等焓线与纵坐标的交点即为溶液的气相平衡状态点。

又如, 图 2-133 为氨水溶液的 $h-\xi$ 图。图 2-133 上以溶液的焓 h 为纵坐标, 质量分数 ξ 为横坐标, 图的上部标出蒸气等压线和辅助压力线, 图的下部标出等压线、等温线和蒸气质量分数线。左侧纵坐标 $\xi=0$, 代表水的特性。右侧纵坐标 $\xi=1$, 代表氨的特性。在图的下部可以用 p, T, ξ, h 中的任意两个参数确定氨水溶液的平衡状态点。由该点出发的等质量分数线与图上部的辅助压力线的交点引一等焓线, 该等焓线与蒸气等压线的交点即为溶液的气相平衡状态点。由溶液的平衡状态点可在蒸气质量分数线簇上直接查出气相的质量分数。可见, 气相的质量分数明显地大于液相的质量分数。

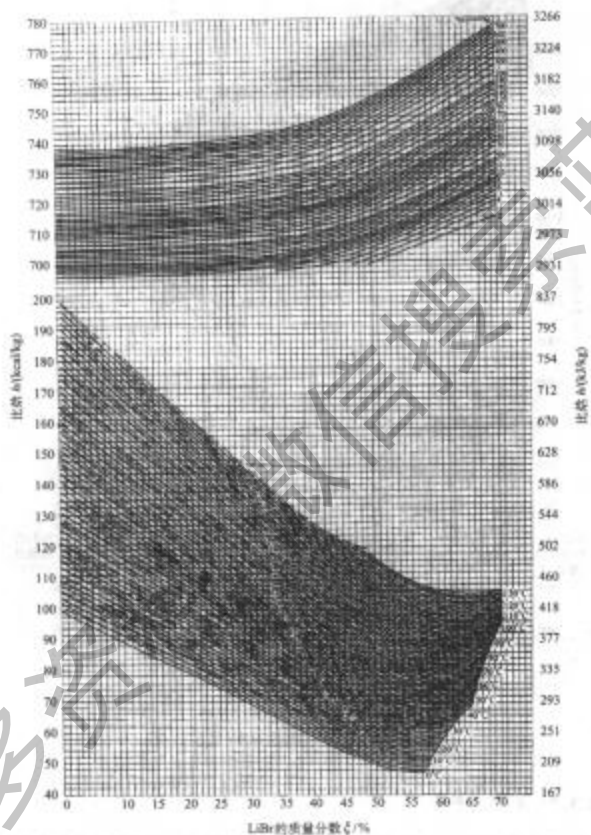


图 2-132 溴化锂溶液的 k - ξ 图

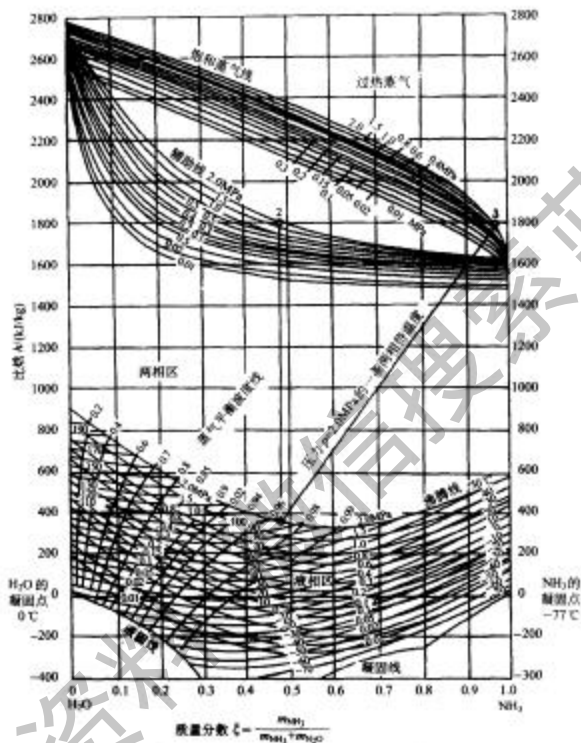


图 2-133 氨水溶液的 $p-\xi$ 图

2.2.1.3.3 液-固相平衡

在一定的温度下,溶质在溶剂中的溶解量是有限的。这时的溶液称为饱和溶液,这时的温度称为结晶温度。当溶液的温度下降到结晶温度时,其中就会有结晶析出形成液相与固相的平衡。在一定压力下,二元溶液的结晶温度是随质量分数而变化的。图 2-134 为溴化锂溶液的液-固相平衡图。可见,在溴化锂制冷机的

运行范围内,即当溴化锂溶液的质量分数在 60% 左右,其结晶温度与环境温度相当接近,必须充分注意并采取措施防止溶液结晶,从而保证机组运行的可靠性。在图 2-134 等质量分数线簇右下方的一条曲线就是溶液的结晶曲线。

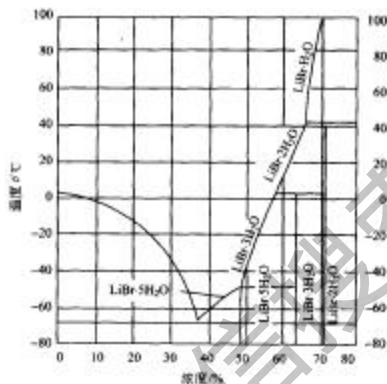


图 2-134 溴化锂溶液的液-固相平衡图

2.2.1.3.4 气-固相平衡

(1) 吸附类型

吸附质与吸附剂接触放置无限长时间的吸附量是平衡吸附量,它是被吸附物质的压力及吸附剂温度的函数,并且也是吸附剂-制冷剂体系中最重要参数,由下式表示

$$X_s = f(p, T)_{\text{吸附剂}}$$

关于特定体系表示如下

- $X_s = f(p)_T$ 等温吸附线
- $X_s = f(T)_p$ 等压吸附线
- $p = f(T)_X$ 等量吸附线

这三种吸附曲线从本质是一致的,相互之间可以转化。之所以区分开,是因为它们对于研究吸附现象各有长处。吸附等温线主要用于工业装置的微量吸附,因为这些场合大致是在等温状态下进行,而在加热再生(解吸)的操作设计中,等压吸

附线使用起来特别方便。对于等量吸附线,进行吸附热的计算和吸附工质对的选择时,使用起来比较便利。吸附式制冷中,吸附和解吸是在定压的工况下进行的,因此,研究定压状态下的吸附规律就显得更为重要。

等温(等压)吸附率方程是吸附制冷系统设计及仿真的基础。D-A 方程和 D-R 方程是研究微孔吸附现象中应用较广的等温吸附方程,具有形式简单、适用于多孔表面、对表面孔径均匀的物质能在较宽的温度、压力范围内与实验值吻合等优点,但对于表面孔径不均匀(即不均匀表面)的物质(如常用的活性炭、分子筛)吸附极性分子(如甲醇、水)时,便不能满足方程成立的前提条件,应谨慎使用。

(2) 吸附理论与吸附率方程

吸附势理论是从固体表面存在吸附势能场出发,描述多分子层吸附的理论模型,早在 1914 年就由 Polanyi 提出。这个理论基本上采用热力学观点,注意到吸附所引起的表面 Gibbs 函数的变化,但没有对吸附的物理图景作更多的描述。由于 M. M. Dubinin 对理论发展的贡献,这个理论也被称为 Dubinin-Polanyi 势能理论。

D-A 方程和 D-R 方程都是以 Polanyi 理论为基础,Polanyi 假定吸附势能 ϵ 在很广阔的温度范围内可视为与温度无关,即

$$\left(\frac{\partial \epsilon}{\partial T}\right)_p = 0 \quad (2-82)$$

式中, V° 代表吸附空间的容积,势函数 $\epsilon = f(V^{\circ})$ 对已知气体可代表一切温度下的情况,所以称为特征吸附函数,这个假设被非极性吸附系统和低覆盖率的极性系统所证实, Berenyi 在 Polanyi 对吸附层的状态描述的基础上,假定吸附的液膜是不可压缩的,形成液膜时表面所消耗的功可以忽略,而且气相可作为理想气体,这样可以得到离吸附表面 l 处摩尔气体吸附势能

$$\epsilon_l = RT \ln\left(\frac{p_0}{p}\right) \quad (2-83)$$

式中: p_0 —— 对应于吸附剂温度的吸附质饱和压力;

p —— 吸附平衡时的压力。

吸附达到平衡时的吸附率 $x = M_a/M_s = \rho V^{\circ}/M_s$, 其中 ρ 为对应状态下液膜的密度, M_a 为制冷剂质量, M_s 为吸附剂质量,因而 ϵ 就可表示为 $\epsilon = f_1(V^{\circ}) = f_2(x)$ 或转化为 $x = f(\epsilon)$ 。1956 年, Dubinin 和 Radushkevich 通过实验发现式(2-83)吸附势的分布函数可表示为一个 Gauss 型分布,于是便得到了 D-R 方程:

$$x = x_0 \exp\left[-k\left(\frac{\epsilon}{\beta}\right)^2\right] \quad (2-84)$$

式中: x_0 —— 极限吸附率;

k —— 与制冷剂无关、仅由吸附剂结构决定的常数;

β ——亲和系数,由吸附剂和制冷剂共同决定。

式(2-84)对 18~20Å 的微孔构成的活性炭(Dubinin 称之为第一类微孔)符合得较好,式(2-84)并非适用于所有类型的活性炭,并在实验中发现了三种与式(2-84)偏离的形式。Dubinin 等为解释这种现象,提出了活性炭中存在以下式表示的两类不同的微孔群的设想:

$$x = x_{01} \exp\left[-k_1 \left(\frac{\epsilon}{\beta}\right)^2\right] + x_{02} \exp\left[-k_2 \left(\frac{\epsilon}{\beta}\right)^2\right] \quad (2-85)$$

式中, x_{01} 、 x_{02} 、 k_1 、 k_2 分别表示两类吸附群对应的极限吸附率和结构常数。

其后, Dubinin 和 Astakhov 根据微孔填充理论提出了如下适合于各种均匀孔径的吸附剂的准高斯分布型方程

$$x = x_0 \exp\left[-\left(\frac{\epsilon}{E}\right)^n\right] \quad (2-86)$$

式(2-86)便是著名的 D-A 方程,式中含有 3 个常数, Dubinin 指出式中 n 取 2~6 之间的整数, E 为特征吸附功,由吸附体系能量特性决定。后来的许多实验证实 n 可以取小数,使式(2-86)得到了推广。此式形式简单,但仍只适合表面均匀的吸附剂和极性不强的制冷剂,而且 Dubinin 及其他一些学者指出这种方程还存在一些缺点:①在压力低时,吸附量不能自动地转化为 Henry 定律(即吸附量与吸附压力成正比),因 Henry 定律对物理吸附有严格的热力学基础;②特性曲线与温度无关的假说在许多体系中并不完全适用,特别是吸附质为极性物质时,其误差较大;③对表面孔径分布不均匀的情况没有给出很好的解释。因此有必要对其进行改进。

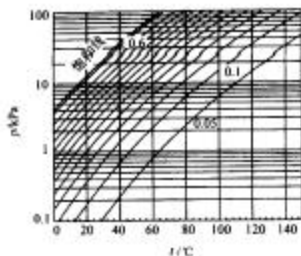
由于材质及加工工艺的差异,同种吸附制冷工作对的吸附性能会有较大的不同。为此在吸附制冷设计中对所选定的工作对拟进行实验测试,得到相应的关联参数。最后确定出有效的吸附率方程。

(3) 描述气固相平衡的 p - t - x 图

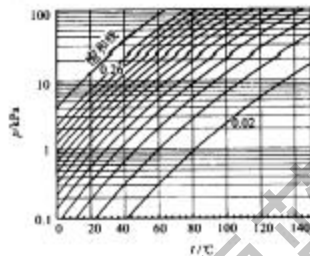
有些情况下可能存在物理吸附与化学吸附并存的形式,例如 Vasiliev 巧妙地将物理吸附与化学吸附相结合,提出了采用活性炭纤维-氨/氯化钙-氨复合吸附工作对,将氯化钙颗粒与活性炭纤维复合可提高吸附剂堆积密度,使单位质量吸附剂对氨的吸附率达到 0.85,因而使系统能量密度提高。

不管是物理吸附还是化学吸附,吸附工作对吸附率总是与平衡压力和温度有关。类似于吸收制冷循环描述,对于吸附制冷循环过程可以在 p - t - x 图上表示。如图 2-135 示出了活性炭-甲醇吸附等量线,其中(a)为活性炭纤维;(b)为活性炭。吸附制冷的循环过程在理想情况下是在两条等吸附率线和两条等压线上工作的。

有了 p - t - x 图,对于确定了的蒸发压力和冷凝压力,在吸附温度和解吸温度确定后即可在图上画出理想过程热力循环图。利用该图即能确定出循环吸附率的变



(a) 活性炭纤维-甲醇吸附制冷 $p-t$ 图



(b) 活性炭-甲醇吸附制冷 $p-t$ 图

图 2-135 活性炭-甲醇吸附等量线图

化,从而确定出循环制冷量。

2.2.1.4 工质对的热质传递过程

2.2.1.4.1 蒸发与冷凝过程

吸收式制冷工质对由制冷剂和吸附剂构成,通常为二元或多元溶液。其中,制冷剂是单组物质,吸附剂是单组分或多组分物质。

吸附式制冷工质对由制冷剂和吸附剂构成。其中,制冷剂是单组物质,吸附剂通常是单组分固体。

因此,在吸收和吸附式制冷循环中,制冷剂的蒸发或冷凝过程是在恒定的蒸发温度或冷凝温度下进行的。在蒸发过程中,制冷剂吸收蒸发潜热,由液体蒸发成气体;在冷凝过程中,制冷剂排放冷凝潜热,由蒸气冷凝成液体。

2.2.1.4.2 吸收与发生过程

在吸收式制冷循环中,制冷剂蒸气的吸收或发生过程是在恒定的压力下进行的。

以单效溴化锂吸收式制冷循环为例,吸收过程是在蒸发压力下进行的,制冷剂蒸气被溴化锂溶液吸收,溶液则在此过程中被稀释。由溴化锂溶液的 $p-t$ 图可见,在等压线上的吸收过程中,溶液的温度随着质量分数的减小而降低。这时,制冷剂蒸气因排放出冷凝潜热而回复成液体。溴化锂溶液则在吸收制冷剂时排放出吸收热,还因温度降低而排放出显热。

同样以单效溴化锂吸收式制冷循环为例,发生过程是在冷凝压力下进行的,制冷剂蒸气从溴化锂溶液中析出,溶液则在此过程中被浓缩。由溴化锂溶液的 $p-t$

图可见,在等压线上的发生过程中,溶液的温度随着质量分数的增加而升高。这时,溶液中的制冷剂因吸收蒸发潜热而气化。溴化锂溶液则在析出制冷剂时吸收解吸热,还因温度提高需要吸收热量。

在氨水吸收式制冷循环的发生过程中,氨蒸气和水蒸气同时从氨水溶液中析出,溶液则在此过程中被浓缩。由氨水溶液的 $h-x$ 图可见,在等压线上的发生过程中,溶液的温度随着质量分数的减少而升高,气相的质量分数明显地大于液相的质量分数。但是,气相不是纯氨,其冷凝液对蒸发过程和制冷效果都有很大的影响。通常在氨水吸收式制冷循环中,使发生过程中产生的蒸气经过预冷和精馏后再冷凝,可使气相的质量分数达到 99.8% 以上,从而保证蒸发过程的正常进行。

2.2.1.4.3 吸附与解吸过程

在吸附式制冷系统中吸附和解吸从理论上来说是恒压过程。如图 2-136 所示,固体吸附剂受热解吸出制冷剂,在制冷剂压力达到冷凝压力是即开始解吸-冷凝过程,制冷剂被冷凝成液体;反之当固体吸附剂受到冷却时,当吸附压力低于蒸发压力时即能开始吸附蒸气,造成蒸发器中制冷剂液体蒸发,实现制冷过程。

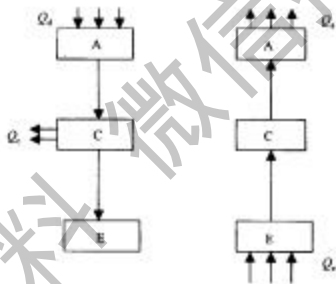


图 2-136 吸附和解吸过程图

A. 吸附器; C. 冷凝器; E. 蒸发器; Q_d . 加热显热及吸附热;

Q_c . 冷凝热; Q_e . 冷却显热及吸热; Q_r . 制冷量

例如,对于活性炭-甲醇吸附式系统,在蒸发压力、吸附温度下完成吸附,此为气固相平衡中的浓相 x_{con} ;在冷凝压力、发生温度(也叫解吸温度)下实现解吸,此为气固相平衡中的稀相 x_{di} 。在图 2-135 的 $p-x$ 图上可以清晰地表达吸附与解吸过程,此外也可由图 2-137 表示吸附等压线上的吸附与解吸的终点,由此得出 $\Delta x = x_{con} - x_{di}$ 为制冷剂循环量,它是衡量吸附-解吸效果的重要参数。

由于吸附式制冷通过加热解吸-冷凝、冷却吸附-蒸发两个过程来实现,因而

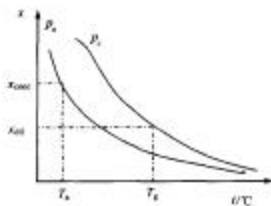


图 2-137 吸附与解吸状态在吸附等压线上的表示图
 吸附状态: 吸附温度 T_s 、蒸发压力 p_s ; 解吸状态: 解吸温度
 T_c 、冷凝压力 p_c

表现出间歇制冷的特性。若需实现连续制冷,则需要两台或两台以上吸附器换相运行才能实现。

2.2.2 吸收式循环

2.2.2.1 吸收式制冷循环

图 2-129(b)表示了吸收式制冷的工作原理。吸收式制冷机由发生器、冷凝器、蒸发器、制冷剂泵、溶液泵、吸收器及溶液热交换器等部件组成。工作介质除制取冷量的制冷剂外,还有吸收、解吸制冷剂的吸收剂,二者组成工质对。在发生器中工质对被加热介质加热,解吸出制冷剂蒸气。制冷剂蒸气在冷凝器中被冷却凝结成液体,然后降压进入蒸发器吸热蒸发,产生制冷效应。蒸发产生的制冷剂蒸气进入吸收器,被来自发生器的工质对吸收,再由溶液泵加压送入发生器。如此循环不息制取冷量。为提高机组的热效率,设有溶液热交换器;为增强蒸发器的传热效果设有制冷剂泵。由于它是利用工质对的质量分数变化,完成制冷剂的循环,因而被称为吸收式制冷。目前常用的吸收式制冷有氨水吸收式与溴化锂水溶液吸收式两种。氨水吸收式以氨为制冷剂,水为吸收剂,可用来制取 0°C 以下的低温。

图 2-138 是对应于图 2-129(b)的单效型吸收式制冷系统示意图。所谓单效指的是驱动热源热能只利用了一次。从图 2-138 可知,高温热源的热量总是供应给发生器,即

$$Q_{\text{in}} = Q_d \quad (2-87)$$

低温热源的热量供应给蒸发器,即

$$Q_{\text{out}} = Q_{\text{evap}} \quad (2-88)$$

反过来,在吸收式循环中,高温热量从吸收器中排放出去,低温热量从冷凝器中排放出去。从目前吸收式系统制冷剂和吸收剂看,在感兴趣的工作压力范围内对几个热量项可以概括如下

$$Q_{\text{exp}} = Q_{\text{cond}} \quad (2-89)$$

$$Q_d = Q_{\text{des}} \quad (2-90)$$

由于制冷剂工作状态远远偏离临界点,制冷剂工质蒸发潜热与冷凝潜热近似相等,因而以上两个关系式成立。显然,对于一个制冷系统来说,单个的热量独立调节是不可能的。

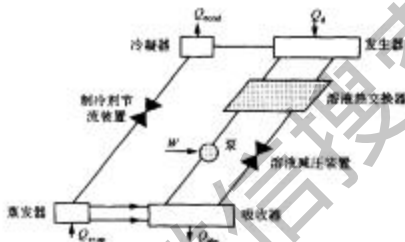


图 2-138 单效型吸收式制冷系统示意图

理想的单效吸收式制冷循环 COP 可以表达为

$$\text{COP}_{\text{ideal}} \leq \frac{T_d - T_{\text{des}}}{T_d} \times \frac{T_{\text{exp}}}{T_{\text{cond}} - T_{\text{exp}}} \times \frac{T_{\text{cond}}}{T_{\text{des}}} \quad (2-91)$$

式(2-91)中等于项的成立条件是各种温度下热量项可以调到特殊值,这种情况是不可能实现的。值得注意的是,以上四种温度 T_{exp} 、 T_{cond} 、 T_{des} 、 T_d 中只有 3 个温度可以独立选择,第四个温度则是相关量。

对于大多数吸收剂有以下关系式成立

$$\frac{Q_{\text{des}}}{Q_{\text{cond}}} \approx 1.2 \sim 1.3 \quad (2-92)$$

及

$$T_d - T_{\text{des}} \approx 1.2(T_{\text{cond}} - T_{\text{exp}}) \quad (2-93)$$

由此可以分析出理想单效吸收式制冷循环 COP

$$\text{COP}_{\text{ideal}} \approx 1.2 \frac{T_{\text{evap}} T_{\text{cond}}}{T_d T_{\text{abs}}} \approx \frac{Q_{\text{cond}}}{Q_{\text{abs}}} \approx 0.8 \quad (2-94)$$

实际上,按照温度限制条件估计出 COP 约为 0.9,而根据热量项估计出的 COP 约为 0.8。

在吸收式制冷中另一个有用的关系式为

$$T_{d \text{ min}} = T_{\text{cond}} + T_{\text{abs}} - T_{\text{evap}} \quad (2-95)$$

式中, $T_{d \text{ min}}$ 为要达到 T_{evap} 温度所需的最低发生温度。

与以上单效基本循环相比,吸收式制冷循环可以分为多级循环和多效循环。多级循环采用的是简单叠置方式,具有各自的发生器、吸收器、冷凝器和蒸发器的一个吸收式系统叠置于处于不同压力或浓度下另一个或多个吸收式系统上,这种布置方式可以使系统所需的高温热源温度降低(如 70~100℃ 热源)。图 2-139 为一典型的两级溴化锂吸收式制冷机系统构成,与单效吸收式系统比,其热力系数较低,冷却水耗量是单效机的两倍,而且设备成本大大增加,多效循环则是对于高温热源的热量予以多次利用,使得系统 COP 有明显的提高。

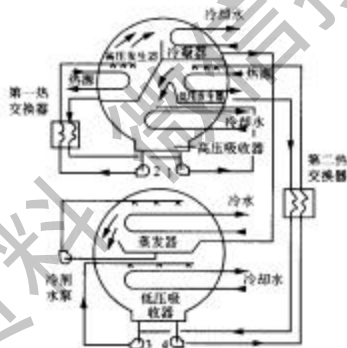


图 2-139 两级溴化锂吸收式制冷机系统构成溶液泵(1,2,3,4)图

图 2-140 表示了一个双效吸收式制冷循环,高温热源驱动高压发生器后所解吸出的高压制冷剂气体在冷凝器中释放出的冷凝热用于驱动低压发生器,因而热能被有效地利用了 2 次。在实际系统中“高压冷凝器”可以布置低压发生器内,系统实际上只有 1 个冷凝器、1 个蒸发器和 2 个发生器(温度和压力不同)。市场上双效溴化锂-水吸收式制冷机大多数采用该种形式。

通过热能的多效利用,吸收式制冷循环 COP 可以较显著地提高。通过压力复叠和(或)浓度复叠可以构成多种多效循环。例如,图 2-140 所示的双效吸收式制冷循环是由压力复叠的两个单效循环所组成。图 2-141 示出了 12 种三效吸收式制冷循环,其中循环 5 是压力复叠循环,循环 10 是浓度复叠循环,而循环 1 则是冷凝热和吸收热双重利用的三效循环。

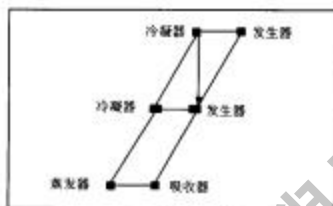


图 2-140 双效吸收式制冷循环图

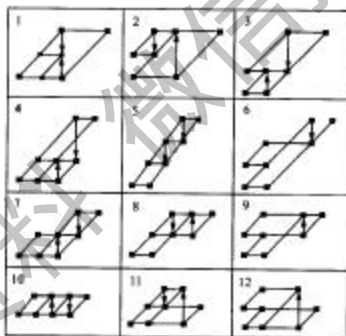


图 2-141 三效吸收式制冷循环图

如图 2-142, 对于溴化锂吸收式制冷机组, 出水温度为 7°C 时, 双效机组 COP 为 $1 \sim 1.2$, 热源温度范围 $150 \sim 180^{\circ}\text{C}$; 三效机组 COP 为 $1.67 \sim 1.72$, 热源温度范围 $200 \sim 230^{\circ}\text{C}$; 四效机组 COP 为 $1.93 \sim 2.0$, 热源温度范围 $250 \sim 280^{\circ}\text{C}$ 。因此高温溴化锂-水溶液物性、高温缓蚀剂的研究, 以及机组的轻量化均是开发多效溴化锂吸收式制冷应解决的主要问题。

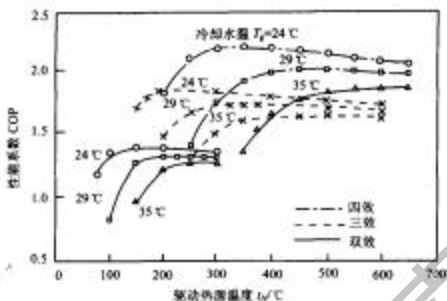


图 2-142 多效溴化锂-水吸收式制冷机性能曲线图

2.2.2.2 吸收式供热(采暖)循环

鉴于吸收式制冷的能源是热能,因此在同一机组中更容易实现制冷与制热(采暖)的双重目的。目前广泛应用的溴化锂吸收式制热技术有两种:一是以直接利用燃料的燃烧热为目的的溴化锂吸收式冷热水机组;二是溴化锂吸收式热泵机组。

1) 溴化锂吸收式冷热水机组。通常以燃油、燃气为能源。此时机组中的发生器相当于一台溴化锂溶液锅炉。通过发生器中产生的高温制冷剂加热,制得 60℃ 左右的采暖用热水。这种机组夏天可用于制冷,冬天可用于采暖。

2) 溴化锂吸收式热泵。溴化锂吸收式热泵又分为第一类和第二类两种。

①第一类吸收式热泵。工作循环如图 2-143(a)所示。与吸收式制冷循环相同,发生器、冷凝器处于高压区,而吸收器、蒸发器处于低压区。在蒸发器中输入低

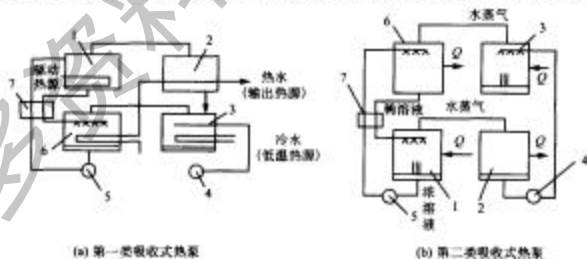


图 2-143 溴化锂吸收式热泵机组原理图

1. 发生器; 2. 冷凝器; 3. 蒸发器; 4. 吸收器; 5. 溶液泵; 6. 热交换器

温热源,发生器中输入驱动热源,从吸收器和冷凝器中输出中温热水。因以增加热量为目的,故又称增热型吸收式热泵。

②第二类吸收式热泵。工作循环如图 2-143(b)所示。与吸收式制冷循环相反,发生器、冷凝器处于低压区,而吸收器、蒸发器处于高压区。热源介质并联进入发生器和蒸发器。在吸收器中利用溶液的吸收作用,使流经管内的热水升温。单级吸收式热泵能使热水温度提高 30℃左右。若要获得更高的温升,则可采用二级、多级吸收式热泵或吸收压缩式热泵。这种热泵以升温为目的,故又称为热变换器。

2.2.2.3 吸收式机组

吸收式机组是一种以热能为驱动能源,以溴化锂溶液或氨水溶液等为工质的吸收式制冷或热泵装置。它利用溶液吸收和发生制冷剂蒸气的特性,通过各种

表 2-16 吸收式机组的种类

分类方式	机组名称	分类依据、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 向低温热源吸热,供应热水或蒸气或向空间供热
工质对	氨-水 溴化锂 其他	采用 NH ₃ /H ₂ O 工质对 采用 LiBr/H ₂ O 工质对 采用其他工质对
驱动热源	蒸气型 直燃型 热水型 余热型 其他型	以蒸气的潜热为驱动热源 以燃料的燃烧热为驱动热源 以热水的显热为驱动热源 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	向低温热源吸热,输出热的温度低于驱动热源 向低温热源吸热,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热温度
机组结构	单筒 多筒	机组的主要热交换器布置在一个筒体内 机组的主要热交换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

循环流程来完成机组的制冷、制热或热泵循环。吸收式机组种类繁多,可以按其用途、工质对、驱动热源及其利用方式、低温热源及其利用方式,以及结构和布置方式等进行分类。简单的分类如表 2-16 所示。

2.2.2.3.1 溴化锂吸收式制冷循环

在溴化锂吸收式冷水机组中,以水为制冷剂(以下称制冷剂),以溴化锂溶液为吸收剂,可以制取 7~15℃ 的冷水供冷却工艺或空气调节过程使用。为此,制冷剂的蒸发压力必须保持在 0.87~2.07 kPa。在溴化锂吸收式冷水机组中制冷剂在真空压力下蒸发制冷,通过溶液的质量分数在吸收和发生过程中的变化,来实现制冷剂的制冷循环。

溴化锂吸收式制冷循环如图 2-129 所示。在吸收器中溴化锂溶液吸收来自蒸发器的制冷剂蒸汽(水蒸气,以下称制冷剂蒸汽),溶液被稀释。溶液泵将稀溶液从吸收器经溶液热交换器提升到发生器,溶液的压力从蒸发压力相应地提高到冷凝压力。在发生器中,溶液被加热浓缩并释放出制冷剂蒸汽。流出发生器的浓溶液经溶液热交换器回到吸收器。来自发生器的制冷剂蒸汽在冷凝器中冷凝成制冷剂水。制冷剂水经过节流元件降压后进入蒸发器制冷,产生制冷剂蒸汽,制冷剂蒸汽进入吸收器。这样完成了溴化锂吸收式制冷循环。可见,溴化锂溶液的吸收过程相当于制冷压缩机的吸气过程;溶液的提升和发生过程相当于制冷压缩机的压缩过程。因此,吸收-发生过程是吸收式制冷循环的特征,它也被称为热压缩过程。在溶液热交换器的回热过程中,流出发生器的浓溶液把热量传递给流出吸收器的稀溶液,可以减少驱动热能和冷却水的消耗。上述吸收、发生、冷凝、蒸发和回热过程构成了单效溴化锂吸收式制冷循环。

2.2.2.3.2 氨水吸收式制冷循环

在氨水吸收式制冷机中,以氨为制冷剂,以氨水溶液为吸收剂,可以制取冷水供冷却工艺或空气调节过程使用,也可以制取低至 -60℃ 的冷量供冷却或冷冻工艺过程使用。当氨的蒸发温度大于 -34℃ 时,机组的压力保持在大气压力之上。

典型的氨水吸收式制冷系统如图 2-144 所示。在吸收器中氨水溶液吸收来自蒸发器的氨蒸气成为浓溶液。溶液泵将浓溶液从吸收器经溶液热交换器提升到发生器,溶液的压力从蒸发压力相应地提高到冷凝压力。在发生器中,溶液被加热释放出蒸汽。流出发生器的稀溶液经溶液热交换器回到吸收器。来自发生器的蒸汽在精馏器中被提纯为氨蒸气。氨蒸气在冷凝器中冷凝成氨液。氨液经预冷器,再经节流元件降压后进入蒸发器制冷,产生氨蒸汽。氨蒸汽经预冷器进入吸收器。这样完成了氨水吸收式制冷循环。上述吸收、发生、精馏、冷凝、预冷、蒸发和回热过程构成了单级氨水吸收式制冷循环。

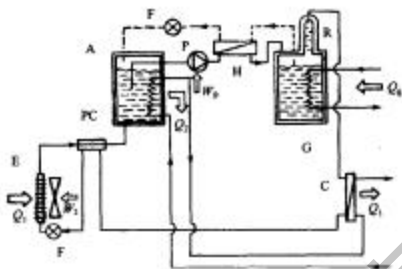


图 2-144 氨水吸收式制冷图

A. 吸收器; C. 冷凝器; E. 蒸发器; F. 节流阀; G. 发生器; H. 溶液热交换器; P. 溶液泵; PC. 预冷器; R. 再热器

2.2.2.4 单效蒸汽型溴化锂吸收式冷水机组的循环流程

单效溴化锂吸收式冷水机组的驱动热源常为 0.1 MPa (表压力) 的蒸汽、温度为 $95 \sim 150^\circ\text{C}$ 的热水或其他低品位的余热。尽管单效溴化锂吸收式冷水机组的热力系数比较小 ($\zeta \approx 0.7$), 但是其结构比较简单, 金属消耗量比较少, 操作维护简

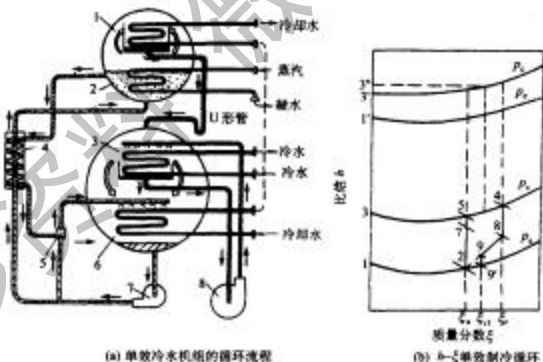


图 2-145 单效蒸汽型溴化锂吸收式冷水机组的循环流程图

1. 冷凝器; 2. 发生器; 3. 蒸发器; 4. 溶液热交换器; 5. 引射器; 6. 吸收器; 7. 溶液泵; 8. 制冷剂泵

便,适用于以热水、太阳能和其他低品位的余热为驱动热源的溴化锂吸收式冷水机组。

单效蒸汽型溴化锂吸收式冷水机组的应用系统由发生器和蒸汽锅炉、稳压阀、疏水器、凝水箱、凝水泵等构成热源回路,向机组提供蒸汽作为驱动热源;由吸收器与冷凝器和冷却塔、冷却水泵等构成冷却水回路,通过冷却水向环境排放吸收热和冷凝热;由蒸发器和空调器、冷水泵、膨胀水箱等构成冷水回路,通过冷水向空调或冷却设备供冷;由冷凝器、节流元件、蒸发器和制冷剂水泵等构成制冷剂回路;由发生器、吸收器、溶液热交换器和溶液泵等构成溶液回路。由制冷剂回路和溶液回路构成单效蒸汽型溴化锂吸收式冷水机组的循环流程如图 2-145 所示。

单效蒸汽型溴化锂吸收式冷水机组循环流程的溶液回路包括下列过程:

1) 稀溶液经溶液热交换器的加热升温过程,在 $h-\xi$ 图上的过程线为 2-7。

2) 稀溶液在发生器中的发生过程,在 $h-\xi$ 图上的过程线为 7-5-4。其中,7-5 为预热过程,5-4 为发生过程。质量分数为 ξ_1 的稀溶液被浓缩成为质量分数为 ξ_2 的浓溶液,所产生的制冷剂蒸汽为冷凝压力 p_k 下的过热蒸汽,其状态点为 3', 其温度为状态点 5 和状态点 4 的平均值。

3) 浓溶液经溶液热交换器的冷却降温过程,在 $h-\xi$ 图上的过程线为 4-8。

4) 浓溶液和稀溶液在进入吸收器之前的混合过程,在 $h-\xi$ 图上的过程线为 2/(8-9)。

5) 混合溶液在吸收器中的吸收过程,在 $h-\xi$ 图上的过程线为 9-9'-2。其中,9-9' 为闪发过程,9'-2 为吸收过程。混合溶液吸收来自蒸发器的制冷剂蒸汽,质量分数为 ξ_2 的浓溶液被稀释成为质量分数为 ξ_1 的稀溶液。

单效蒸汽型溴化锂吸收式冷水机组循环流程的制冷剂回路包括下列过程:

1) 制冷剂蒸汽在冷凝器中的冷凝过程,在 $h-\xi$ 图上的过程线为 3'-3'-3。其中,3'-3' 为制冷剂蒸汽的冷却过程,3'-3 为制冷剂蒸汽的冷凝过程。

2) 制冷剂水在蒸发器中的蒸发过程,在 $h-\xi$ 图上的过程线为 3-1-1'。其中,3-1 为制冷剂水的闪蒸过程,1-1' 为制冷剂水的蒸发过程。

2.2.2.5 吸收式制冷的系统构成

吸收式机组的应用系统通常由驱动热源回路、制冷剂回路和溶液回路、冷却水回路、冷水(或热水、热源水)回路,以及抽气装置、自动控制装置和安全保护装置等组成。由于热源回路中采用的驱动热源不同,而有蒸汽型、直燃型、热水型和余热型等不同类型之分。由制冷剂回路和溶液回路构成了制冷、制热、多效和多级等不同功能的循环流程。

(1) 蒸汽型溴化锂吸收式冷水机组的主要部件和结构型式

1) 单效蒸汽型溴化锂吸收式冷水机组的主要部件和结构型式。单效蒸汽型溴化锂吸收式冷水机组的应用系统由发生器和蒸汽锅炉、疏水器、凝水箱、凝水泵

等构成驱动热源回路,向机组提供驱动热源的蒸汽;由蒸发器、冷凝器和制冷剂泵等构成制冷剂回路,由发生器、吸收器、溶液热交换器和溶液泵等构成溶液回路,并由二者构成单效制冷循环;由吸收器、冷凝器、冷却塔和冷却水泵等构成冷却水回路,向周围环境排放溶液的吸收热和制冷剂蒸汽的冷凝热;蒸发器、空调器或冷却设备、冷水泵、膨胀水箱等构成冷水回路,向空调器或生产工艺中的冷却设备提供冷水。

常见的单效蒸汽型溴化锂吸收式冷水机组的结构型式有双筒和单筒两种。另外,还有一种三筒型式是船用机组特有的结构。

在双筒单效蒸汽型溴化锂吸收式冷水机组中,工作压力较高的发生器和冷凝器布置在上面的筒体内,而工作压力较低的蒸发器和吸收器布置在下面的筒体内。这种类型的机组有结构简单,热应力和传热损失小,制冷容量大的机组可分割运输、现场组装等优点。

图 2-146 为一种单筒型单效溴化锂冷水机组。冷凝器和发生器左右并列布置,蒸发器和吸收器为上下布置。发生器采用沉浸式结构,蒸发器和吸收器采用喷淋式结构,机组采用三台屏蔽泵,吸收器采用浓溶液和稀溶液混合喷淋。冷却水采用串联形式。

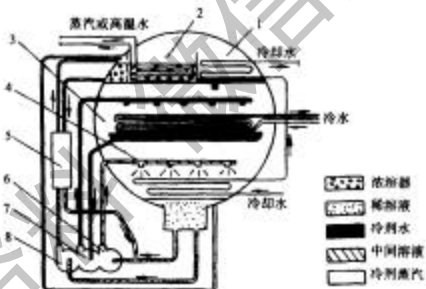


图 2-146 单筒单效蒸汽型溴化锂冷水机组图

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 I;
7. 制冷剂泵; 8. 溶液泵 II

2) 双效蒸汽型溴化锂吸收式冷水机组的主要部件和结构型式。双效蒸汽型溴化锂吸收式冷水机组的主要部件。

常见的双效蒸汽型溴化锂吸收式冷水机组的结构型式有三筒型和双筒型两种。此外,大容量机组或第二类热泵机组还采用多筒结构。

图 2-147 为一种三筒双效蒸汽型溴化锂吸收式冷水机组示意图。在上方的一个筒体内布置高压发生器；另一个筒体内布置成左右排列的低压发生器和冷凝器。在下方的筒体内，蒸发器布置在中间，两个吸收器分列在两旁。高压发生器采用沉浸式结构，低压发生器、蒸发器和吸收器采用喷淋式结构。溶液按并联回路流动，即从吸收器流出的稀溶液，由溶液泵经高温和低温溶液热交换器回热后同时送入高压和低压发生器，分别加热浓缩后成为浓溶液，然后在两个吸收器的传热管簇上直接喷淋并吸收来自蒸发器的制冷剂蒸汽。机组采用两台屏蔽泵。制冷剂水泵用于蒸发器中制冷剂水的喷淋循环。溶液泵则将稀溶液分成两路由吸收器送往发生器：一路经高温溶液热交换器送入高压发生器；另一路经低温溶液热交换器和凝水换热器送入低压发生器。冷却水按并联回路流动，即同时经过冷凝器和吸收器带走热量。

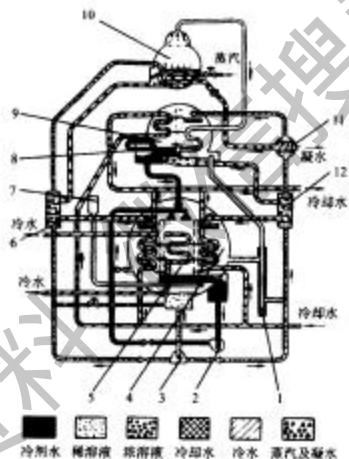


图 2-147 三筒双效蒸汽型溴化锂吸收式冷水机组示意图

1. 自动结晶管；2. 制冷剂泵；3. 溶液泵；4. 吸收器；5. 蒸发器；6. 高温溶液热交换器；7. 集气室；8. 低压发生器；9. 冷凝器；10. 高压发生器；11. 凝水热交换器；12. 低温溶液热交换器

图 2-148 为一种双筒双效蒸汽型溴化锂吸收式冷水机组示意图。图中，在上方的筒体内布置高压发生器；在下方的筒体内，低压发生器和冷凝器并列布置在上方，蒸发器和吸收器则上下布置在下方。溶液按串并联回路流动。溶液泵则将稀

溶液分成二路由吸收器送往发生器：一路经低温溶液热交换器、凝水热交换器和高温溶液热交换器送入高压发生器；另一路经低温溶液热交换器送入低压发生器。由高压发生器流出的中间浓度的溶液进入低压发生器；由低压发生器流出的浓溶液在引射器中与来自吸收器的稀溶液混合后在吸收器的传热管簇上喷淋。冷却水采用串联形式。机组采用两台溶液泵。一台溶液泵用于将稀溶液送入高压发生器；另一台溶液泵用于将稀溶液送入低压发生器和引射器。

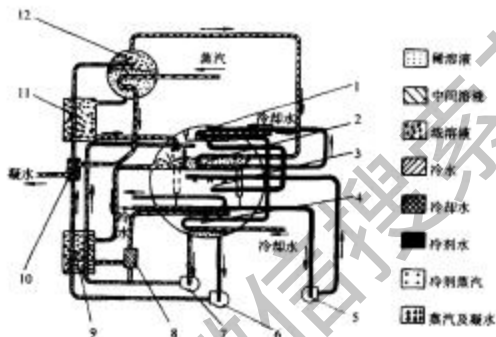


图 2-148 双筒双效蒸汽型溴化锂吸收式冷水机组示意图

1. 冷凝器；2. 低压发生器；3. 蒸发器；4. 吸收器；5. 制冷剂；6. 溶液泵 I；7. 溶液泵 II；8. 引射器；9. 低温热交换器；10. 凝水热交换器；11. 高温热交换器；12. 高压发生器

(2) 直燃型溴化锂吸收式冷热水机组的结构型式

直燃型溴化锂吸收式冷热水机组以燃料的燃烧热为驱动热源，一般按双效吸收式制冷循环制取冷水，直接利用制冷剂蒸汽的冷凝制取热水。直燃型溴化锂吸收式冷热水机组常见的结构型式有热水和冷水采用同一回路的、交替供应热水和冷水的机组，以及专设热水器和热水回路的同时制冷和采暖或供热水的机组。

1) 热水和冷水采用同一回路的溴化锂冷热水机组。机组运行时只处于制冷或采暖工况，通过转换阀实现工况的转换。在夏季，机组的作用即为冷水机组，制取冷水用于空调；在冬季，高压发生器产生的制冷剂蒸汽进入蒸发器，并在传热管簇上冷凝，从而制取热水用于采暖。在结构上，机组还可按溶液回路分成串联回路和并联回路两种类型。

图 2-149 所示为热水和冷水采用同一回路的串联溶液回路吸收式冷热水机组示意图。机组是三筒式结构。其主要热交换器中，蒸发器 1 和吸收器 2 并列布置在左侧的下筒体内；冷凝器 5 和低压发生器 6 并列布置在左侧的上筒体内；高压发

生器 9 则单独布置在右侧的筒体内。其特点是吸收器由布置在蒸发器两侧的两个传热管簇组成。机组运行时通过转换阀 A 和 B 实现制冷或采暖工况的转换。

在制冷工况,转换阀 A 和 B 关闭。冷却水按并联回路流动,即在吸收器 2 和冷凝器 5 中平行流动。溶液按串联回路流动,即从吸收器 2 流出的溶液,先由溶液泵 3 送入高压发生器 9,再进入低压发生器 6,最后流回吸收器。稀溶液经二次加热浓缩后成为浓溶液,然后在吸收器传热管簇上直接喷淋。机组按双效制冷循环运行,通过蒸发器 1 制取冷水。

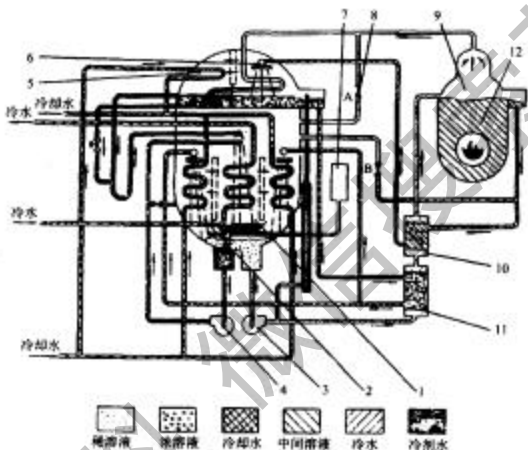


图 2-149 热水和冷水采用同一回路的串联溶液回路吸收式冷热水机组示意图

1. 蒸发器; 2. 吸收器; 3. 溶液泵; 4. 制冷剂泵; 5. 冷凝器; 6. 低压发生器; 7. 排气装置集气室; 8. 转换阀; 9. 高压发生器; 10. 高温溶液热交换器; 11. 低温溶液热交换器; 12. 燃烧器

在采暖工况,转换阀 A 和 B 开启。冷却水回路和制冷剂回路停止运行。冷水回路转换为热水回路。吸收器 2、冷凝器 5、低压发生器 6、高温溶液热交换器 10 和低温溶液热交换器 11 停止运行。溶液在高压发生器 9 和吸收器 2 之间循环流动。稀溶液在高压发生器 9 中被加热浓缩。所发生的制冷剂蒸汽经管道和阀 A 进入蒸发器 1,并在蒸发器管簇上冷凝制取热水。蒸发器水盘里的冷却水溢流进入吸收器 2 的液囊。自高压发生器 9 流出的浓溶液经阀 B 进入吸收器,并和进入其中的制冷剂水混合成稀溶液。稀溶液被溶液泵 3 送入高压发生器 9,从而完成制热循环。

在同时制冷和采暖工况,燃烧器 12 需改用大的喷嘴,转换阀 A 和 B 关闭。

冷却水按串联回路流动。溶液按并联回路流动。高压发生器9产生的一部分制冷剂蒸汽进入低压发生器6。机组按双效制冷循环运行,通过蒸发器1制取冷水。同时,高压发生器9产生的一部分制冷剂蒸汽进入热水器,并在热水器管簇上冷凝制取热水。这时,热水温度最高可达95℃,可供采暖或作生活热水之用。

2) 专设热水器和热水回路的吸收式冷热水机组。机组运行时通常只处于制冷或采暖工况,通过转换阀实现工况的转换。在夏季,机组的作用即为冷水机组,制取冷水用于空调;在冬季,高压发生器产生的制冷剂蒸汽进入专设的热水器,并在传热管簇上冷凝,从而制取热水用于采暖。在结构上采取一定的措施,这种机组可以做到在制取冷水用于空调的同时供应一部分生活用热水,也可以做到同时供应热水和冷水。这种机组也可按溶液回路分成串联回路和并联回路两种类型。

一种专设热水器和热水回路的并联溶液回路吸收式冷热水机组如图2-150所示。机组是三筒式结构,其特点是:蒸发器2和吸收器1为上下布置的,在高压发生器筒体的顶部有专设的热水器。机组运行时通过转换阀A和B实现工况的转换。

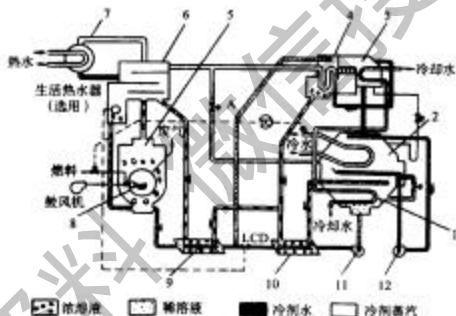


图2-150 专设热水器和热水回路的直燃型溴化锂吸收式冷热水机组示意图
1.吸收器;2.蒸发器;3.冷凝器;4.低压发生器;5.高压发生器;6.分离器燃烧器;7.热水器高温热
交换器;8.燃料器高温热交换器;9.高温热交换器分离器;10.高温热交换器热水器;11.溶液泵;
12.制冷剂泵

在制冷工况,转换阀A和B关闭。冷却水按串联回路流动。溶液按并联回路流动,即从吸收器1流出的稀溶液由溶液泵11输送,通过低温热交换器10后,平行地送入低压发生器4和高压发生器5,经加热浓缩后成为浓溶液,然后在吸收器管簇上直接喷淋。机组按双效制冷循环运行,通过蒸发器2制取冷水。这时,还可通过热水器制取热水。高压发生器5所发生的制冷剂蒸汽经分离器燃烧器6进入热

水器7,在其管壁上冷凝制取热水,供生活热水应用。

在采暖工况,转换阀A和B开启。冷却水回路和制冷剂回路停止运行。冷水回路转换为热水回路。吸收器1、冷凝器3和低压发生器4停止运行。溶液按并联回路流动,从吸收器1流出的稀溶液,在低温热交换器10后分流,平行地进入低压发生器4和高压发生器5。稀溶液在高压发生器5中被加热浓缩。所发生的制冷剂蒸汽经分离器燃烧器6和阀A进入蒸发器2,并在蒸发器管壁上冷凝制取热水。在蒸发器液囊里的制冷剂水经阀B进入吸收器1的液囊。来自两个发生器的溶液在低温热交换器前混合,进入吸收器2后和进入其中的制冷剂水混合成稀溶液。如此,完成了制热循环。这时,还可通过热水器制取生活热水。

在制冷或采暖的同时制取生活热水是这种机组的一种特殊应用型式。通常制取生活热水的热量以不超过总热量的15%为宜。

2.2.2.6 吸收式制冷循环的热力分析

吸收式制冷循环的数学物理模型包含了四类热力学方程:质量平衡、能量平衡、传热传质关系式、工质热物性。图2-151示意了单效溴化锂-水吸收式制冷循环 $p-t-x$ 图。制冷机由热水驱动,吸收热和冷凝热被冷却水带走,制取冷冻水。对于该单效吸收式制冷机的性能模拟需要做一些假设:① 发生器、冷凝器处于同一压力;② 离开发生器的制冷剂蒸汽为饱和水蒸气;③ 离开冷凝器的液态制冷剂为饱和水;④ 离开发生器的浓溶液处于沸腾态;⑤ 离开发生器的制冷剂蒸汽处于发生器压力下稀溶液的平衡温度;⑥ 离开吸收器的稀溶液处于饱和态;⑦ 从蒸发器中无液体带出;⑧ 流量控制管/阀处于绝热状态;⑨ 溶液泵处于绝热状态;⑩ 系统各部件壳体无热损;⑪ 对数平均温差表达式可以确切地表达潜热变化。

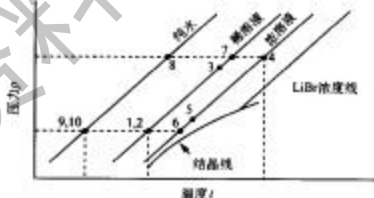


图 2-151 单效溴化锂-水吸收式制冷循环 $p-t-x$ 图

此外还需给出设计点的设计参数和操作工况。所谓设计参数主要包括所有热交换器(蒸发器、发生器、吸收器、溶液热交换器)的UA值和流态(顺流、逆流和又

流等,池或膜传热),以及溶液泵中稀溶液流量。

完整的输入操作参数可以是冷冻水和冷却水的设计温度 $t_{chf, in}, t_{chf, out}, t_{cof, in}, t_{cof, out}$, 热水流量 \dot{m}_{hot} , 制冷量 Q_c 。由此通过循环模拟可以计算出所需的热水温度,冷却水流量,循环内部状态点的温度、压力和浓度。通过一些假设可以减少计算未知量的个数。

由以上假设和表 2-17 所示的设计参数及操作工况,通过求解以下方程组可以进行循环的计算,计算结果示于表 2-18。

质量平衡方程

$$\dot{m}_{ref} + \dot{m}_{strng} = \dot{m}_{mtd} \quad (2-96)$$

$$\dot{m}_{strng} \hat{c}_{strng} = \dot{m}_{mtd} \hat{c}_{mtd} \quad (2-97)$$

能量平衡方程

$$\dot{Q}_{evp} = \dot{m}_{mtd} (h_{vapor, evp} - h_{liq, cond}) = \dot{m}_{chf} (h_{chf, in} - h_{chf, out}) \quad (2-98)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ref} (h_{vapor, gen} - h_{liq, cond}) = \dot{m}_{mtd} (h_{mtd, in} - h_{mtd, out}) \quad (2-99)$$

$$\dot{Q}_{dse} = \dot{m}_{mtd} h_{vapor, evp} + \dot{m}_{strng, gen} h_{strng, gen} - \dot{m}_{mtd} h_{mtd, dse} - \dot{Q}_{ref} = \dot{m}_{mtd} (h_{mtd, warm} - h_{mtd, in}) \quad (2-100)$$

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_{ref} h_{vapor, gen} + \dot{m}_{strng} h_{strng, gen} - \dot{m}_{mtd} h_{mtd, dse} - \dot{Q}_{ref} = \dot{m}_{hot} (h_{hot, warm} - h_{hot, out}) \quad (2-101)$$

$$\dot{Q}_{ref} = \dot{m}_{strng} (h_{strng, gen} - h_{strng, out}) = \dot{m}_{mtd} (h_{mtd, out} - h_{mtd, dse}) \quad (2-102)$$

传热方程

$$\dot{Q}_{evp} = UA_{evp} \frac{t_{chf, in} - t_{chf, out}}{\ln \left(\frac{t_{chf, in} - t_{vapor, evp}}{t_{chf, out} - t_{vapor, evp}} \right)} \quad (2-103)$$

$$\dot{Q}_{cond} = UA_{cond} \frac{t_{cond, out} - t_{cond, warm}}{\ln \left(\frac{t_{liq, cond} - t_{cond, warm}}{t_{liq, cond} - t_{cond, out}} \right)} \quad (2-104)$$

$$\dot{Q}_{dse} = UA_{dse} \frac{(t_{strng, dse} - t_{cond, warm}) - (t_{mtd, dse} - t_{cond, in})}{\ln \left(\frac{t_{strng, dse} - t_{cond, warm}}{t_{mtd, dse} - t_{cond, in}} \right)} \quad (2-105)$$

$$\dot{Q}_{\text{gen}} = UA_{\text{gen}} \frac{(t_{\text{hot in}} - t_{\text{evap, gen}}) - (t_{\text{hot out}} - t_{\text{cond, gen}})}{\ln\left(\frac{t_{\text{hot in}} - t_{\text{evap, gen}}}{t_{\text{hot out}} - t_{\text{cond, gen}}}\right)} \quad (2-106)$$

$$\dot{Q}_{\text{ref}} = UA_{\text{ref}} \frac{(t_{\text{evap, gen}} - t_{\text{cond, ref}}) - (t_{\text{evap, ref}} - t_{\text{cond, abs}})}{\ln\left(\frac{t_{\text{evap, gen}} - t_{\text{cond, ref}}}{t_{\text{evap, ref}} - t_{\text{cond, abs}}}\right)} \quad (2-107)$$

状态点流体物理量有： $h_{\text{sat, in}}(t, p)$, $h_{\text{sat}}(t, p, \xi)$, $t_{\text{sat, out}}(p)$, $t_{\text{sat, out}}(p, \xi)$ 。

表 2-17 单效溴化锂-水吸收式制冷机设计参数和操作工况

	设计参数	操作工况
蒸发器	$UA_{\text{evap}} = 319.2 \text{ kW/K}$, 逆流膜	$t_{\text{hot, in}} = 12^\circ\text{C}$, $t_{\text{hot, out}} = 6^\circ\text{C}$
冷凝器	$UA_{\text{cond}} = 180.6 \text{ kW/K}$, 逆流膜	$t_{\text{cond, out}} = 35^\circ\text{C}$
吸收器	$UA_{\text{abs}} = 186.9 \text{ kW/K}$, 逆流膜-吸收器	$t_{\text{sat, in}} = 27^\circ\text{C}$
发生器	$UA_{\text{gen}} = 143.4 \text{ kW/K}$, 池式-发生器	$\dot{m}_{\text{hot}} = 74.4 \text{ kg/s}$
溶液热交换器	$UA_{\text{sol}} = 33.8 \text{ kW/K}$, 逆流	
基本参数	$\dot{m}_{\text{cond}} = 12 \text{ kg/s}$	$\dot{Q}_{\text{evap}} = 2146 \text{ kW}$

表 2-18 单效溴化锂-水吸收式制冷机仿真计算结果

	内部参数	性能参数
蒸发器	$t_{\text{evap, ref}} = 1.8^\circ\text{C}$, $p_{\text{sat, evap}} = 0.697 \text{ kPa}$	$\dot{Q}_{\text{evap}} = 2146 \text{ kW}$, $\dot{m}_{\text{cond}} = 85.3 \text{ kg/s}$
冷凝器	$t_{\text{bc, cond}} = 46.2^\circ\text{C}$, $p_{\text{sat, cond}} = 10.24 \text{ Pa}$	$\dot{Q}_{\text{cond}} = 2322 \text{ kW}$, $\dot{m}_{\text{cond}} = 158.7 \text{ kg/s}$
吸收器	$\xi_{\text{sat}} = 59.6\%$, $t_{\text{sat}} = 40.7^\circ\text{C}$ $t_{\text{evap, abs}} = 49.9^\circ\text{C}$	$\dot{Q}_{\text{abs}} = 2986 \text{ kW}$, $t_{\text{cond, sat}} = 31.5^\circ\text{C}$
发生器	$\xi_{\text{evap}} = 64.6\%$, $t_{\text{evap}} = 103.5^\circ\text{C}$ $t_{\text{cond, gen}} = 92.4^\circ\text{C}$	$\dot{Q}_{\text{gen}} = 3158 \text{ kW}$, $t_{\text{hot, in}} = 125^\circ\text{C}$ $t_{\text{hot, out}} = 115^\circ\text{C}$
溶液热交换器	$t_{\text{sat, sol}} = 36.1^\circ\text{C}$, $t_{\text{sat, sol}} = 62.4^\circ\text{C}$	$\dot{Q}_{\text{sol}} = 825 \text{ kW}$, $\epsilon = 65.4\%$
基本参数	$\dot{m}_{\text{evap}} = 0.91 \text{ kg/s}$, $\dot{m}_{\text{evap}} = 11.06 \text{ kg/s}$	COP = 0.68

2.2.2.6.1 双效吸收式循环

双效吸收式制冷循环的计算与上述单效吸收式循环类似。图 2-152 所示的溴化锂-水双效吸收式循环系统的质量平衡方程和能量平衡方程可以通过表 2-19 的输入参数和假设来进行计算。值得注意的是,溶液热交换器的效率和高温冷凝器与低温发生器之间的温差会对循环 COP 有显著影响。双效吸收式循环算例的典型结果如表 2-20。

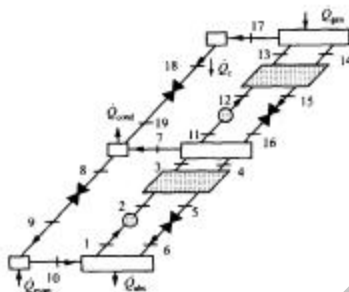


图 2-152 溴化锂-水双效吸收式循环系统和状态点图

表 2-19 溴化锂-水双效吸收式循环系统的输入参数和计算假设

输入参数		
制冷量	Q_{cool}	176kW
蒸发温度	t_{10}	-5.1℃
发生器溶液出口温度	t_{14}	170.7℃
冷凝器/吸收器低温侧温度	$t_1 = t_6$	42.4℃
溶液热交换器效率	ϵ	0.6
假设		
1.	稳态工况；	
2.	制冷剂是纯水；	
3.	除了通过流量控制机构和泵及压力变化外，系统其他任何部位均无压力变化；	
4.	状态点 1, 4, 8, 11, 14 和 18 为饱和液体；	
5.	状态点 10 为饱和蒸汽；	
6.	高温冷凝器与低温发生器温差为 5℃；	
7.	并联流动布置；	
8.	两台溶液热交换器效率相同；	
9.	高压流程制冷剂流量设计能保证高温冷凝器的冷凝热正好等于低压发生器所需热量；	
10.	流量控制阀处于绝热状态；	
11.	溶液泵均处于绝热；	
12.	容器和管路外壳均被很好地绝热，没有热损；	
13.	从蒸发器到吸收器没有水滴夹带；	
14.	离开(高、低压)发生器的蒸汽处于进入对应溶液热交换器的溶液平衡温度。	

2.2.2.6.2 氨-水吸收式循环

图 2-153 为一典型的单效氨-水吸收式循环。表 2-21 为单效循环计算中的输入参数和所用的一些假设，表 2-22 为对应于图 2-153 状态点的计算结果。

表 2-20 溴化锂-水双效吸收式循环系统的状态点参数

状态点	$h/(kJ/kg)$	$m/(kg/s)$	p/kPa	$Q/千度$	$t/^\circ C$	$xLiBr/\%$
1	117.7	9.551	0.88	0.0	42.4	59.5
2	117.7	9.551	8.36		42.4	59.5
3	182.3	9.551	8.36		75.6	59.5
4	347.3	8.797	8.36	0.0	97.8	64.6
5	177.2	8.797	8.36		58.8	64.6
6	177.2	8.797	0.88	0.004	53.2	64.6
7	2661.1	0.320	8.36		85.6	0.0
8	177.4	0.754	8.36	0.0	42.4	0.0
9	177.4	0.754	0.88	0.063	5.0	0.0
10	2510.8	0.754	0.88	1.0	5.0	0.0
11	201.8	5.498	8.36	0.0	85.6	59.5
12	201.8	5.498	111.8		85.6	59.5
13	301.2	5.498	111.8		136.7	59.5
14	378.8	5.064	111.8	0.107	170.7	64.6
15	270.9	5.064	111.8		110.9	64.6
16	270.9	5.064	8.36	0.008	99.1	64.6
17	2787.3	0.434	111.8		155.7	0.0
18	430.6	0.434	111.8	0.0	102.8	0.0
19	430.6	0.434	8.36	0.105	42.4	0.0

$COP = 1.195$
 $\Delta t = 5K$
 $\alpha = 0.6$
 $\dot{Q}_{des} = 2328kW$
 $\dot{Q}_e = 1023kW$
 $\dot{Q}_{cool} = 905kW$

$\dot{Q}_{reg} = 1760kW$
 $\dot{Q}_{gen} = 1472kW$
 $\dot{Q}_{abs1} = 617kW$
 $\dot{Q}_{abs2} = 546kW$
 $\dot{W}_{p1} = 0.043kW$
 $\dot{W}_{p2} = 0.346kW$

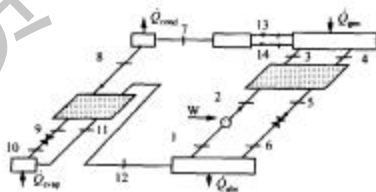


图 2-153 一典型的单效溴-水吸收式循环图

表 2-21 单效氨-水吸收式循环计算中的输入参数

输入参数		
制冷量	\dot{Q}_{ref}	1700kW
高压侧压力	P_{high}	1461kPa
低压侧压力	P_{low}	515kPa
吸收器出口温度	t_1	40.6℃
发生器出口温度	t_4	95℃
精馏器蒸汽出口温度	t_7	55℃
溶液热交换器效率	ϵ_{ds}	0.692
制冷剂热交换器效率	ϵ_{dr}	0.629
假设条件		
1) 稳态工况;		
2) 除了节流装置和泵外,其他地方均无压力变化;		
3) 状态点 1,4,8,11,14 均为饱和液体;		
4) 状态点 12,13 为饱和蒸汽;		
5) 节流装置绝热;		
6) 泵绝热;		
7) 壳体无热漏;		
8) 从蒸发器到吸收器无液体夹带;		
9) 离开发生器的蒸汽与进入溶液热交换器的液体温度相等		

表 2-22 对应于图 2-153 状态点的单效氨-水吸收式循环计算结果

状态点	$h/(kJ/kg)$	$w/(kg/s)$	p/kPa	$\dot{Q}/\text{千度}$	$t/^\circ\text{C}$	η_{th}
1	-57.2	10.65	515.0	0.0	40.56	0.500 94
2	-56.0	10.65	1461		40.84	0.500 94
3	89.6	10.65	1461		78.21	0.500 94
4	195.1	9.09	1461	0.0	95.00	0.416 12
5	24.6	9.09	1461		57.52	0.416 12
6	24	9.09	515.0	0.006	55.55	0.416 12
7	6	1.35	1461	1.000	55.00	0.998 09
8	1349	1.55	1461	0.0	37.82	0.998 09
9	178.3	1.55	1461		17.80	0.998 09
10	82.1	1.55	515.0	0.049	5.06	0.998 09
11	82.1216	1.55	515.0	0.953	6.00	0.998 09
12	1313	1.55	515.0	1.000	30.57	0.998 09
13	1429	1.59	1461	1.000	79.15	0.998 09
14	120.4	0.04	1461	0.0	79.15	0.500 94
OOP ₁ = 0.571			$\dot{Q}_{\text{ref}} = 1700\text{kW}$			
$\Delta t_{\text{ds}} = 7.24\text{K}$			$\dot{Q}_{\text{gen}} = 3083\text{kW}$			
$\Delta t_{\text{dr}} = 16.68\text{K}$			$\dot{Q}_{\text{dr}} = 145\text{kW}$			
$\epsilon_{\text{ds}} = 0.629$			$\dot{Q}_1 = 170\text{kW}$			
$\epsilon_{\text{dr}} = 0.692$			$\dot{Q}_{\text{ds}} = 1550\text{kW}$			
$\dot{Q}_{\text{ds}} = 2869\text{kW}$			$\dot{W} = 12.4\text{kW}$			
$\dot{Q}_{\text{cond}} = 1862.2\text{kW}$						

2.2.3 吸附式制冷循环

2.2.3.1 吸附制冷工质对

吸附剂-吸附质(在制冷中称为制冷剂)工质对的选择是吸附式制冷中最重要的因素之一,一个好的制冷系统不但要有好的循环方式,而且要有在工作范围内吸附性能强、吸附速度快、传热效果好的吸附剂和汽化潜热大、沸点满足要求的制冷剂。制冷机是否能适应环境要求,是否能满足工作条件,在很大程度上都取决于吸附工质对的选择。

对吸附工质对的研究从研究的早期一直到现在仍方兴未艾。比较成熟的有活性炭/甲醇,活性炭/氨,氯化钙/氨,沸石/水,金属氢化物/氢。R. E. Critoph 和 Voge 比较了沸石、活性炭分别与 R11, R12, R22, R114 作工质对的情况,发现活性炭是一种较为理想的吸附剂。Meunier 在比较沸石/水、沸石/甲醇及活性炭/甲醇以后指出,后者可得到较高一些的 COP。G. Cacciola 和 G. Restuccia 综合各工质对的性能后得出适合不同温区的“研究最成熟的”工质对(如表 2-23)。分析指出以甲醇为制冷剂具有许多优点。此外,Speidel 选用氯化锂/氨作成的太阳能冰箱,证明了其性能优良。

沸石分子筛-水的等温吸附曲线比较平坦,而且水的汽化潜热比较大(2258kJ/kg),这是该工质对的最大优点。但是沸石分子筛对水的吸附容量随温度变化不是很敏感,而且水在 0℃ 以下易结冰。因此,沸石分子筛-水比较适合于高温热源(120℃ 以上)驱动、0℃ 以上蒸发温度的空调系统。

表 2-23 比较成熟的工质对其使用范围

冷冻($T < 253\text{K}$)	制冷($T = 273$)	空调($T = 278 - 288\text{K}$)	采暖($T = 333\text{K}$)	工业热泵($T > 373\text{K}$)
沸石/氨 氯化钙/氨	活性炭/甲醇	活性炭/氨 活性炭/甲醇 沸石/水 硅胶/水	活性炭/氨 沸石/水	沸石/水

活性炭-甲醇的等温吸附曲线不太平坦,但是活性炭对甲醇的吸附容量比较大,而且吸附容量对温度变化比较敏感,甲醇的汽化潜热大,冰点低,沸点比室温高,对铜钢等金属材料不腐蚀。因此,该工质对适合太阳能或其他低温热能驱动的一般制冷系统。由于甲醇在 150℃ 左右将分解,因而活性炭-甲醇制冷系统的工作温度拟低于 150℃。

2.2.3.2 吸附式制冷存在的问题

吸附式制冷在其研制和应用中已显示了极大的发展前景,但离走向市场去和其他形式的制冷方式竞争,还存在一定距离。这主要是由于吸附式制冷存在下面

一些缺陷。

(1) 循环周期太长

吸附剂解吸和冷却吸附的过程比较缓慢,使吸附式制冷循环的周期比较长,尤其是吸附器的传热效果不佳时更甚。循环周期太长不仅限制了机器对能源的使用率,同时限制了单位时间的制冷量的提高。在单个吸附器的吸附式制冷机中,由于吸附剂受热解吸时蒸发器是停止工作的,这就使得制冷过程中存在着较长的时间间断,这对于制冷是很不利的。

(2) 制冷量相对较小

同蒸汽压缩式和吸收式机组相比较,吸附式制冷机的制冷量相对较小。受机器本身传热传质特性及工质对制冷性能的影响,增加制冷量时,就势必增加吸附剂并使换热设备的质量大幅度增加,增加了初投资,机器也会显得庞大而笨重。

(3) COP 有待进一步提高

吸附式制冷机的 COP 随着工质对和循环工况的不同而有较大的差距。但是,在相同工况下与蒸汽压缩式机组相比较,其 COP 一般偏小,约为蒸汽压缩式机组的 $2/3 \sim 1/2$ (但它们的价格效用比是相当的)。在吸附式制冷的实现过程中,工质对的性能、机器的传热传质性能及系统漏热等都影响 COP 的提高。

2.2.3.3 吸附制冷循环

2.2.3.3.1 基本型吸附式制冷循环

最简单的基本型吸附式制冷系统及相应热力循环图分别如图 2-154 和图 2-155 所示。

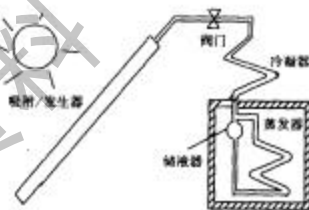


图 2-154 同款式吸附式制冷系统(太阳能制冷机)图

如图 2-154 所示,为一太阳能制冷机,它的组成部分主要有吸附器/发生器、冷凝器、蒸发器、阀门、储液器,其中阀和储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) 循环早上开始。关闭阀门,处于环境温度($T_a = 30^\circ\text{C}$)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_d 。

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_d 。

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_d 。

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_a 。

2.2.3.3.2 基本型循环热力计算与分析

如图 2-155 所示,基本循环涉及 7 种热量,分述如下。

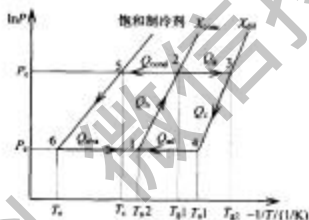


图 2-155 吸附式制冷热力循环图

(1) Q_1 ——吸附床等容升压过程中吸收的显热(图 2-155 过程 1-2)

$$Q_1 = \int_{T_a}^{T_d} c_a(T) M_a dT + \int_{T_c}^{T_d} c_r(T) M_r dT \quad (2-108)$$

式中: $c_a(T)$ ——吸附剂定容比热容;

$c_r(T)$ ——制冷工质定容比热容;

M_r, M_a ——制冷剂 and 吸附剂的质量,其中, $M_r = X_{max} \times M_a$ 。

式(2-108)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_2 ——脱附过程吸收的热量(图 2-155 过程 2-3)

$$Q_s = \int_{T_d}^{T_f} c_m(T) M_s dT + \int_{T_d}^{T_f} C_{pc}(T) M_c dT + \int_{T_d}^{T_f} M_s H_{ad} dx \quad (2-109)$$

式中: $c_m(T)$ ——吸附剂定压比热容;

$c_{pc}(T)$ ——制冷剂定压比热容;

ΔX ——温度从 T_d 升至 T_c 时吸附率的变化量,

$$\Delta X = X_{max} - X_{ad}$$

H_{ad} ——脱附热。

式(2-109)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剂质的显热,最后部分表示脱附所需热量。

(3) Q_c ——冷却吸附床带走的显热(图 2-155 过程 3-4)

$$Q_c = \int_{T_d}^{T_c} c_m(T) M_s dT + \int_{T_d}^{T_c} c_{pc}(T) M_c dT \quad (2-110)$$

第一部分是吸附剂显热,第二部分是留在吸附床内工质显热。

(4) Q_{ad} ——吸附过程中带走的热量(图 2-155 过程 4-1)

$$Q_{ad} = \int_{T_c}^{T_d} c_m(T) M_s dT + \int_{T_c}^{T_d} c_{pc}(T) M_c dT + \int_{T_c}^{T_d} M_s H_{ad} dx - \int_{T_c}^{T_c - T_0} c_{pm}(T) M_s \Delta x dT \quad (2-111)$$

式中, $c_{pm}(T)$ 为自由气态工质的定压比热容。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_c 吸收的显热。 H_{ad} 为吸附热。

(5) Q_{ad} ——制冷量

$$Q_{ad} = M_s L_v \Delta x \quad (2-112)$$

式中, L_v 为汽化潜热。

(6) Q_{cond} ——冷凝过程放出的热量(图 2-155 过程 2-5)

$$Q_{cond} = M_s L_v \Delta x + \int_{T_d}^{T_f} c_{pm}(T) M_s \Delta x dT \quad (2-113)$$

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_{in} ——液体制冷剂从 T_c 降至蒸发温度 T_e 放出的显热(图 2-155 过程 5-6)

$$Q_w = \int_{T_c}^{T_e} c_d(T) M_s \Delta x dT \quad (2-114)$$

其中, $c_d(T)$ 是液态制冷剂的定容比热容。

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

$$\text{COP} = \frac{Q_{ad} - Q_w}{Q_h + Q_s} = \frac{Q_{ad}}{Q_w} \quad (2-115)$$

式中: $Q_w = Q_h + Q_s$ 为供热负荷, 计算中的 T_d 与 T_c , T_e 和 T_a 关联, 对 X_{ad} 两端列 D-A 方程可得如下关系式

$$T_d = T_c \cdot T_a / T_e \quad (2-116)$$

同样对 X_{de} 两端列 D-A 方程可得如下关系式

$$T_d = T_e \cdot T_c / T_a \quad (2-117)$$

脱附热和吸附热可由 Clausius-Clapeyron 方程求得

$$\left. \begin{aligned} H_{ad} &= R \cdot A \cdot \frac{T}{T_c} \\ H_{de} &= R \cdot A \cdot \frac{T}{T_e} \end{aligned} \right\} \quad (2-118)$$

式中: T ——吸附剂温度, K;

T_c ——冷凝压力 p_c 对应的饱和温度, K;

T_e ——蒸发温度, K;

A ——工质系数, 对于甲醇工质系数 $A = 4432$;

R ——摩尔气体常量。

2.2.3.3.3 连续回热型吸附式制冷循环

基本型吸附式制冷循环效率较低, 因为在循环过程中, 没有采用回热措施, 吸附床的冷却放热及吸附放热白白流失了, 且循环中, 制冷过程是不连续的。典型的连续回热循环的吸附制冷系统图如图 2-156 所示, 图 2-157 示出了热力循环在 p - T - x 图上的表示方式。

如图 2-156 所示, 假定对吸附器 A 加热, 对吸附器 B 冷却, 当吸附器 A 充分解吸, 吸附器 B 吸附饱和后, 使吸附器 A 冷却, 吸附器 B 加热, 吸附器 A、B 交替运行组成了一个完整的连续制冷循环。同时, 为了提高能量的利用率, 在两过程切换

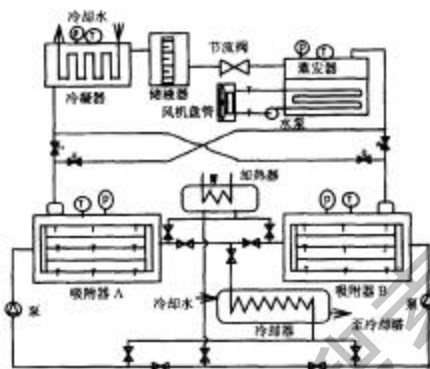


图 2-156 典型的吸附式空调系统图

中,利用高温吸附器冷却时放出的显热和吸附热来加热另一个吸附器,即进行回热,可减少系统的能量输入,提高 COP。这就是连续回热型循环。

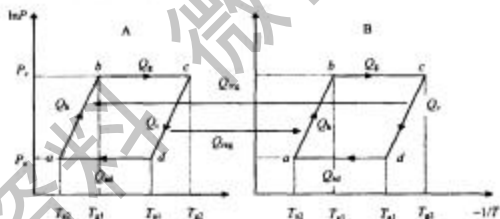


图 2-157 连续回热循环系统图

在连续回热循环中,可采用以下方法计算回热量,以 $Q_1(T)$ 表示加热量随受热吸附床的温度变化关系, $Q_2(T)$ 表示吸附床放热过程中放热量随温度的变化关系,则

$$Q_1(T) = Q_h + \int_{T_d}^T m_s c_{ps}(T) dT + \int_{T_d}^T m_s x c_{ps}(T) dT$$

$$+ \int_{T_d}^T H_{ad} m_s dx, (T_d < T < T_d) \quad (2-119)$$

$$Q_1(T) = \int_{T_d}^T m_s c_m(T) dT + \int_{T_d}^T m_s x_{sm} c_m(T) dT, (T_d \leq T < T_d) \quad (2-120)$$

$$Q_2(T) = Q_1 + \int_r^{T_d} m_c c_{pc}(T) dT + \int_r^{T_d} m_c x_{cm} c_m(T) dT + \int_r^{T_d} H_{ad} m_s dx - \int_r^{T_d} c_{pm}(T) m_s dx, (T_d \leq T < T_d) \quad (2-121)$$

$$Q_2(T) = \int_r^{T_d} m_c c_m(T) dT + \int_r^{T_d} m_c x_{cm} c_m(T) dT, (T_d \leq T < T_d) \quad (2-122)$$

解方程

$$Q_1(T) = Q_2(T) \quad (2-123)$$

便可得理想回热情况下的回热温度 T_{m0} , 而理想回热量为

$$Q_{m0} = Q_1(T_{m0}) = Q_2(T_{m0}) \quad (2-124)$$

若定义回热率为回热量与加热过程所需热量的比值, 则连续回热循环的回热率 A 和制冷系数 COP 分别为

$$A = \frac{Q_{m0}}{Q_{he}} \quad (2-125)$$

$$COP = \frac{Q_{m0}}{Q_{he} - Q_{m0}} = \frac{COP_0}{1 - A} \quad (2-126)$$

式中, COP_0 为基本循环的制冷系数。

连续回热循环中, 在理想的回热状态下, 回热就相当于将一个处于最高解吸温度的床与另一个处于冷却温度的床通过流体换热, 而热平衡时吸附床所达到的温度即为理想的回热温度。我们可以把吸附床冷却过程放出的热量划分为三部分: 一部分是吸附床从最高解吸温度 T_d 降低到回热温度 T_{m0} 的过程中被回收; 一部分在此过程中由于温差传热而损失; 一部分则在吸附床由回热温度 T_{m0} 降低到冷却温度 T_c 中被冷却水带走。由此可见, 连续回热型循环虽然在一定的程度上回收了吸附床冷却过程放出的热量, 但吸附床的冷却过程依然是连续回热循环中的主要损失部位。

2.2.3.3.4 吸附式制冷机及其在余热利用中的应用

如图 2-158 所示, 为以硅胶-水作为工质对的吸附式空调机组, 其机组内有两

个板翅换热器型吸附反应器,用 55~100℃的热水(一般 75~95℃)作为解吸热源,吸附时冷却吸附器则采用 25~35℃的冷水(一般来自冷却塔的冷水,温度在 29℃左右),制冷机组输出 9~14℃的冷媒水,循环时间 5~7min。其内部的换热器布置示于图 2-159。表 2-24 为日本前川公司公布的样机运行参数表。



图 2-158 前川公司吸附式制冷样机图

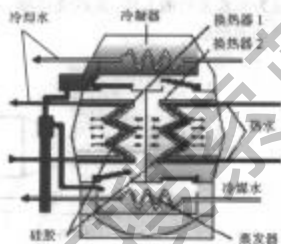


图 2-159 吸附式制冷样机内部结构示意图

表 2-24 吸附式制冷机参数表

Model no.:		ADR-20	ADR-30	ADR-100
热水	进出口温度/℃	75/70	75/70	75/70
	流量/(m ³ /h)	30	30	101
	加热量/kW	120	180	590
冷水	进出口温度/℃	29/33	29/33	29/33
	流量/(m ³ /h)	41	62	205
	冷量/kW	190	290	960
冷媒水	进出口温度/℃	14/9	14/9	14/9
	流量/(m ³ /h)	12	18	61
	制冷量/kW	70	106	352
COP		0.6	0.6	0.6
冷却水泵功/kW		3.7	5.5	18
制冷剂泵功/kW		0.3	0.3	0.6
真空泵功/kW		0.3	0.4	0.8
主机重/t		7.5	11	25
主机尺寸/(m×m×m)		2.4×2.1×2.8	3.1×2.2×2.8	6.3×3.1×3.5

采用分子筛-水作为吸附制冷工作对的内燃机车余热空调系统如图 2-160 所示。为了简化系统,并提高运行可靠性,该系统采用了单个吸附床间歇制冷与蓄冷相结合的方案。该系统中总共装有约 140kg 13X 沸石分子筛。实验研究表明,采用 12L/h 的燃油装置所产生的烟气以及 800m³/h 的冷却空气已经可实施连续供冷运行,在蒸发温度 5℃ 条件下,其供冷功率可稳定在 3.5kW 左右,最大制冷功率输出达 4.8kW。如果在机车运行工况下,由于加热烟气量为实验系统的 10 倍,冷却空气量为实验系统的 8 倍,该系统持续供冷功率可确保 5kW 以上,满足了机车驾驶室空调的要求。

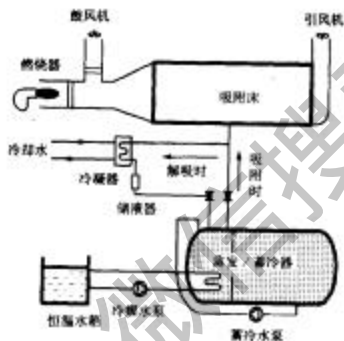


图 2-160 内燃机车余热驱动固体吸附空调实验系统图

2.2.3.3.5 吸附式蓄冷

由于能源的供应和需求在很多情况下都有很强的时间依赖性,为了合理地利用能源,人们常需要把暂时不用的能量储存起来,在需要的时候再让它释放出来。蓄冷是工业生产和日常生活中许多地方需要用到的一种能量储存方式,也是一种重要的节能方式。目前工业生产和日常生活中的蓄冷大多利用介质的温度变化即显热变化来储存冷量,也有利用物质的相变即潜热的变化来储存冷量的。这两种蓄冷均是以低温形式将冷量储存起来的储能方式。由于蓄冷器温度低于环境温度,蓄冷过程存在一定损失,冷量不能长期储存。

与一般蓄冷不同,吸附式蓄冷是利用固体吸附剂对制冷剂的吸附/解吸循环来实现冷量的储存的。在蓄冷前对系统输入的能量不是冷量,而是热量,即通过加热吸附床,使其所含制冷剂的吸附量降低,在吸附床温度较低时它便具有了吸附制冷

剂进行制冷的能力。只要吸附剂与制冷剂不接触,这种制冷的能力可以长期地保存,蓄冷过程中无能量损失。在需要冷量的时候将吸附床与蒸发器相通,蒸发器内的制冷剂蒸发并被吸附床吸附,便产生制冷效果。因此吸附式蓄冷的蓄冷与放冷过程的转换只需通过控制吸附床与蒸发器之间的阀门开关即可实现,蓄冷过程阀门关闭,而在需要冷量时打开阀门。

吸附式蓄冷在由余热或太阳能驱动的固体吸附式制冷中具有重要的研究意义和应用价值。吸附制冷系统在开始第一个循环之前或停止运行一段时间后,如安装于汽车或火车上的由发动机余热驱动的吸附式空调在刚启动或停车时,或太阳能吸附制冷系统在阴雨天时,吸附床的实际吸附量一般比其平衡吸附量低,处于蓄冷状态,这时无需外部对其进行强制加热或冷却,也可以通过释放所蓄的冷量而达到制冷的目的。除了在吸附式制冷中的应用外,吸附式蓄冷还具有很广泛的应用范围。吸附床在被解吸之后便具备了制冷的能力,因此解吸之后的蓄冷系统可以无冷量损失地移动到一些不能提供能量的地方产生冷量,用于冷藏或提供短时间的空调等。

(1) 蓄冷量

吸附式蓄冷的蓄冷能力反映在蓄冷时在放冷结束时吸附床所吸附的制冷剂的量不同。根据 Dubinin-Astakhov 方程,吸附床的平衡吸附量(单位质量吸附剂所吸附的制冷剂的质量)一般表示为

$$x = x_0 \exp \left[-K \cdot \left(\frac{T}{T_s} - 1 \right)^n \right] \quad (2-127)$$

式中: x_0 ——最大吸附量;

K, n ——吸附特征常数,均与吸附剂材料有关;

T, T_s ——吸附床的温度和制冷剂的蒸汽压力对应的饱和温度。

单位质量吸附剂的理论蓄冷量则可用下式表示

$$q_{\max} = (x_0 - x_1) h_g \quad (2-128)$$

式中的 h_g 为制冷剂在蒸发温度下的蒸发潜热, x_1 为吸附床在蓄冷过程中的吸附量,可由式(2-127)计算,它与蓄冷系统在加热解吸结束时的解吸温度 T_s 和冷凝温度 T_{cond} 有关。对于一个确定的吸附式蓄冷系统,其理论蓄冷量主要取决于蓄冷时吸附床的吸附量。

(2) 放冷过程

吸附式蓄冷系统蓄冷过程中,由于与环境间的换热,吸附床温度逐渐接近于环境温度,因此在放冷前的吸附床温度可以认为与环境温度相等。随着放冷开始,吸附床与蒸发器相通并吸附蒸发器内的制冷剂,由于吸附热的作用,吸附床的温度将迅速升高,这与一般吸附式制冷循环的冷却吸附过程是一个降温过程不同。

吸附式蓄冷系统的实际放冷量为

$$q_r = (x_2 - x_1)h_g \quad (2-129)$$

式中的 x_2 为放冷结束时的吸附量,受吸附温度 T_2 和蒸发器温度 T_m 的影响。

放冷率 ε 定义为实际放冷量与其蓄冷量之比,即

$$\varepsilon = \frac{x_2 - x_1}{x_0 - x_1} \quad (2-130)$$

如果放冷过程中不对吸附床进行冷却,即对应于绝热吸附过程,吸附热转变为吸附和吸附器金属材料的显热。吸附器的能量平衡方程表示为

$$m_{\text{ads}} dx = m_s (c_m + x c_{pc}) dT + m_s c_{ps} dT \quad (2-131)$$

式中: m_s, m_a ——吸附剂和金属材料的质量;

c_m, c_{ps}, c_{pc} ——吸附剂、金属和制冷剂的比热容。

吸附量随时间的变化关系可以用吸附速度方程表示为

$$dx/dt = k_1 \exp(-k_2/T) \cdot (x_m - x) \quad (2-132)$$

式中, k_1, k_2 为吸附速度特征常数,由实验确定。

由上述方程可以得到绝热吸附过程中吸附床的温度和吸附量随时间的变化关系。随着吸附量增加,吸附床温度升高,其吸附能力下降,而制冷量不断减少,直到吸附床的温度达到最大值。吸附床的最大温度 T_2 可由求解方程(2-131)的积分式得到。放冷终了时的平衡吸附量 x_2 可由式(2-127)计算,此时吸附床温度对应于 T_2 ,压力对应于蒸发温度 T_m 下的饱和压力。

第一次绝热吸附的总放冷量为

$$Q_r = m_s (x_1 - x_2) \cdot h_g \quad (2-133)$$

第一次绝热放冷后蓄冷系统仍然具有相当大的蓄冷能力,吸附床温度降低以后,还可以进行多次放冷。图 2-161 给出了一个以沸石-水为工质对的吸附蓄冷系统的逐次放冷过程中的吸附床温度与放冷率的理论计算值,图中的数字表示放冷次数,分析中假定吸附床的初始吸附量为 0,环境温度为 30℃,蒸发温度为 5℃。可以看出放冷结束时的吸附床温度和放冷率随放冷次数的增加而逐次降低。在环境温度 30℃,蒸发温度 5℃条件下,分子筛-水吸附蓄冷量随解吸温度的关系如图 2-162 所示,显然每千克分子筛可以蓄冷达 600kJ,而显热蓄冷中最常用的水蓄冷的蓄冷量仅为 4.2kJ/(kg·℃),利用相变潜热蓄冷的冰蓄冷的蓄冷量为 334kJ/kg。故吸附式蓄冷的蓄冷量比利用显热的蓄冷介质的蓄冷量大得多,也比一般利用液固相变潜热进行蓄冷的蓄冷介质的蓄冷量要大。

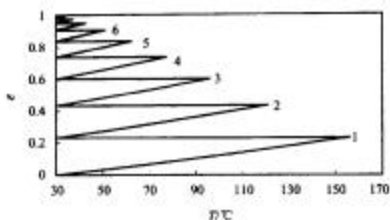


图 2-161 绝热放冷的逐次放冷过程中的吸附床温度与放冷率图

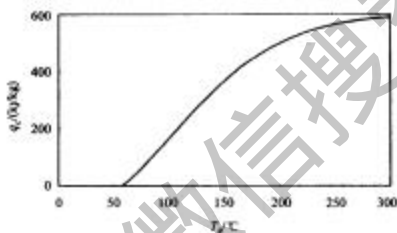


图 2-162 解吸温度对蓄冷量的影响图

如果在放冷的同时对吸附床进行冷却,吸附床的能量平衡方程将表示为

$$m_{\text{ads}} dz = m_s (c_{ps} + x c_{p\mu}) dT + m_s c_{p\mu} dT + \alpha \cdot A \cdot (T - T_f) dt \quad (2-134)$$

式中: α ——冷却流体与吸附床之间的换热系数;

A ——换热面积;

T_f ——冷却流体的温度。

由式(2-133)和式(2-134)可求得放冷过程中吸附床的温度和吸附量的变化关系。

冷却放冷过程可以一直进行到吸附床的温度接近于冷却流体的温度为止,因此其放冷率要比绝热放冷的大得多。

2.3 其他形式的制冷循环

2.3.1 空气制冷

历史上第一次实现的气体制冷机是以空气作为工质的,并且称为空气制冷

机,它是在 1850 年制成的。压缩式空气制冷机的工作过程也是包括等熵压缩,等压冷却,等熵膨胀及等压吸热四个过程,这与蒸汽压缩式制冷机的四个工作过程相近,其区别在于工质在循环过程中不发生集态改变。

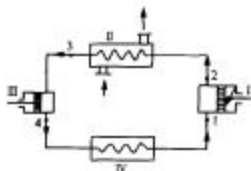


图 2-163 无回热空气制冷机系统图
I. 压缩机; II. 冷却器; III. 膨胀机; IV. 冷箱。

图 2-163 示出无回热空气制冷机系统图,空气由 p_0 压力被压缩到较高的压力 p_c , 然后进入冷却器中被冷却介质(水或循环空气)冷却,放出热量 Q_c , 而后空气进入膨胀机, 经历做外功的绝热膨胀过程, 使其达到很低的温度, 又进入冷箱吸热制冷。循环就这样周而复始地进行。

在理想情况下,我们假定压缩过程和膨胀过程均为理想绝热过程,吸热和放热均为理想等压过程(即没有压力损失),并且换热器出口没有端部温差,这样假设后的循环称为空气制冷机理论循环,其压容图及温-熵图如图 2-164 所示,图中 T_0 是冷箱中制冷温度, T_c 是环境介质的温度,1-2 是等熵压缩过程,2-3 是等压冷却过程,3-4 是等熵膨胀过程,4-1 是在冷箱中的等压吸热过程。

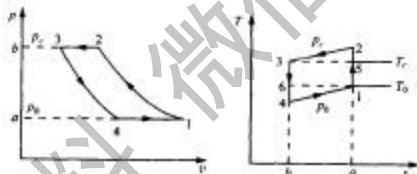


图 2-164 无回热空气制冷机理论循环的 $p-v$ 图与 $T-s$ 图

现在进行理论循环的性能计算,单位制冷量及冷却器的单位热负荷分别是

$$q_0 = h_1 - h_4 = c_p(T_1 - T_4) \quad (2-135)$$

$$q_c = h_2 - h_3 = c_p(T_2 - T_3) \quad (2-136)$$

单位压缩功和膨胀功分别是

$$w_c = h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1) \quad (2-137)$$

$$w_e = h_3 - h_4 = c_p(T_3 - T_4) \quad (2-138)$$

从而可计算出循环消耗的单位功及制冷系数

$$w = w_c - w_e = c_p(T_2 - T_1) - c_p(T_3 - T_4) \quad (2-139)$$

$$\epsilon = \frac{q_0}{w} = \frac{c_p(T_1 - T_4)}{c_p(T_2 - T_1) - c_p(T_3 - T_4)} \quad (2-140)$$

若不计比热随温度的变化,并注意到

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_c}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2-141)$$

则上式可简化为

$$\epsilon = \frac{1}{\left(\frac{p_c}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} = \frac{T_4}{T_3 - T_4} \quad (2-142)$$

由式(2-142)可以看出,无回热空气制冷机理论循环的制冷系数与循环的压力比或压缩机的温度比 T_2/T_1 、膨胀机温度比 T_3/T_4 有关。压力比或温度比越大,循环制冷系数越低,因而为了提高循环的经济性应采用较小的压力比。

因为热源温度是恒值,此时比较标准循环应当是可逆卡诺循环,其制冷系数为

$$\epsilon_c = \frac{T_1}{T_3 - T_4} \quad (2-143)$$

因此上述理论循环的热力完善度为

$$\eta = \frac{\epsilon}{\epsilon_c} = \left(\frac{T_1}{T_2 - T_1}\right) \left(\frac{T_3 - T_4}{T_1}\right) = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_1} \quad (2-144)$$

显然,由于 T_4 永远小于 T_2 ,无回热空气制冷机理论循环的制冷系数小于同温限下的逆卡诺循环的制冷系数,即 $\epsilon < \epsilon_c$ 。这是因为在 T_1 和 T_0 不变的情况下,无回热空气制冷机理论循环冷却器中的放热过程 2-3 和冷箱中的放热过程 4-1 具有较大的传热温差,因而存在不可逆损失,压力比越大,则传热温差越大,不可逆损失越大,循环的制冷系数越小,循环的热力完善度也越低。

以上所讨论的是当 T_c 及 T_0 给定时压力比对循环特性的影响,进一步由式(2-142)可以看出,当 p_c 及 p_0 给定时, ϵ 将保持不变,但随着 T_0 的降低(或 T_c 的升高)逆卡诺循环的制冷系数 ϵ_c 将下降,因此空气制冷机理论循环的热力完善度将提高,用空气制冷机制取较低的温度效率较高。

实际循环中压缩机与膨胀机中并非等熵过程,换热器中存在传热温差和流动阻力损失,这些因素使得实际循环的单位制冷量减小,单位功增大,制冷系数与热力完善度降低,并引起循环特性的某些变化。

图 2-165 示出无回热空气制冷机实际循环的 T_s 图,图中只考虑了压缩工程和

膨胀过程的不可逆性以及换热器端部温差所引起的损失。换热器与管道中的空气阻力损失,将引起压缩机吸气压力降低,排气压力增高,但其影响较小,可在计算压缩机过程的损失时加以考虑。因此,空气的冷却和吸热仍视为等压过程。

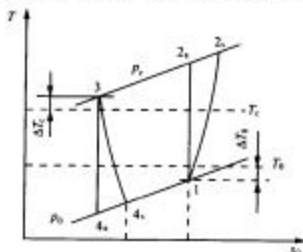


图 2-165 无回热空气制冷机实际循环图

图 2-165 中 1-2-3-4-1 为实际循环,而循环 1-2_c-3-4_e-1 可认为是只考虑换热端部温差,但没有考虑压缩和膨胀过程的不可逆的理论循环,在确定了循环的压力比,各关节点的温度,压缩机和膨胀机的绝热效率 η_c 与 η_e 之后就可以参照前述理论计算方法进行实际循环的计算,这样计算的实际循环的制冷系数为

$$\epsilon_p = \frac{\frac{1-x}{x-y} + \eta_c}{\frac{1}{y\eta_e} - \eta_e} = y\eta_e \frac{\frac{1-x}{x-y} + \eta_c}{1 - y\eta_e \eta_c} \quad (2-145)$$

式中

$$x = \frac{T_3}{T_1}$$

$$y = \frac{c_p(T_3 - T_{4e})}{c_p(T_{2c} - T_1)} = \frac{T_{4e} \left(\frac{T_3}{T_{4e}} - 1 \right)}{T_1 \left(\frac{T_{2c}}{T_1} - 1 \right)} = \frac{T_{4e}}{T_1} \quad (2-146)$$

y 称为循环的特性系数。

由式(2-146)可以看出,在 $T_1, T_0, \Delta T_c, \Delta T_n$ 给定的情况下, x 为定值,因而 ϵ_p 是循环特性系数 y 的函数,同时还可以看出,当压力比相当大时,使 $y = \frac{1}{\eta_e} [1 - x(1 - \eta_e)]$, 则 $\epsilon_p = 0$, 所以必然有一个最佳值 y_{opt} 使 ϵ_p 最大。为此对式(2-145),

求导,并令 $\frac{d}{dy}(\epsilon_p) = 0$, 可得

$$y_{\text{opt}} = \frac{1 - \sqrt{1 - \left(\frac{1}{x} + \frac{x-1}{x} \eta_w\right) \left(x - \frac{x-1}{\eta_w}\right)}}{\frac{1}{x} + \frac{x-1}{x} \eta_w} \quad (2-147)$$

因为 y 与压力比的关系为

$$y = \frac{T_{4a}}{T_1} = \frac{T_2}{T_1} \frac{T_{4a}}{T_2} = \frac{x}{\left(\frac{p_c}{p_0}\right)^{\frac{1}{k}}} \quad (2-148)$$

则按式(2-147)可求出最佳压力比

$$\left(\frac{p_c}{p_0}\right)_{\text{opt}} = \left(\frac{x}{y_{\text{opt}}}\right)^{k-1} \quad (2-149)$$

在分析理论循环时,认为提高循环经济性应采用尽可能小的压力比。但对于实际循环存在最佳压力比,此时制冷系数最高。可见,在实际循环中,由于压缩过程和膨胀过程偏离等熵过程和换热端部温差,不仅降低了循环的经济性,而且使循环特性发生变化。

2.3.2 热电制冷

2.3.2.1 热电制冷的原理

热电制冷(又名温差电制冷、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反应——珀尔贴效应的原理达到制冷目的。

所谓塞贝克效应就是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过,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,就会使一个接点变冷,一个变热,这种现象称为珀尔贴效应,也称温差电现象。

由于半导体材料内部结构的特点,决定了它产生的温差电现象比其他金属要显著得多,所以热电制冷都采用半导体材料,故也称半导体制冷。

由一块 P 型半导体和一块 N 型半导体联结成的电偶,如图 2-166 所示。当通以直流电流 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。

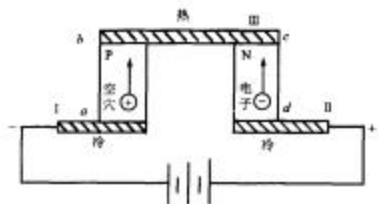


图 2-166 基本热电偶图

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，因此结点 c 处就热起来，这就是电偶对制冷与发热的基本原因。

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。

当电偶对通以直流电 I 时，因珀尔贴效应产生的吸热量与电流 I 成正比

$$Q_e = \pi I \quad (2-150)$$

式中， π 为珀尔贴系数，它与导体的物理化学性质有关，可按式(2-151)计算

$$\pi = (a_p - a_n) T_c \quad (2-151)$$

式中： a_p, a_n ——P 型及 N 型电偶臂的温差电系数；

T_c ——冷端温度；

a_p ——正值；

a_n ——负值，因此在一个接头上的珀尔贴系数是 a_p 及 a_n 的绝对值相加和温度 T_c 的乘积。

当电流通过电偶对时，热电元件内还要放出焦耳热。焦耳热与电流的平方成正比，即

$$Q_j = I^2 R \quad (2-152)$$

式中， R 为热电元件的电阻。

若电偶臂的长度为 L ，电阻率为 ρ_1 及 ρ_2 ，截面积为 s_1, s_2 ，则

$$R = L \left(\frac{\rho_1}{s_1} + \frac{\rho_2}{s_2} \right) \quad (2-153)$$

计算证明,有一半的焦耳热传给热电元件的冷端,引起制冷效应降低。

除了焦耳热以外,由于半导体的导热,从电堆热端还要传给冷端一定的热量 Q_k ,

$$Q_k = k(T_h - T_c) \quad (2-154)$$

式中, k 为长 L 的热电元件总导热系数。

若两电偶臂的导热系数及截面积分别为 λ_1, λ_2 及 s_1, s_2 , 则

$$k = \frac{1}{L} (\lambda_1 s_1 + \lambda_2 s_2) \quad (2-155)$$

因此,电偶对的制冷量 Q_0 应为珀尔贴热量与传回冷端的焦耳热量和导热量之差,即

$$Q_0 = (\alpha_p - \alpha_n) I T_c - \frac{1}{2} I^2 R - k(T_h - T_c) \quad (2-156)$$

电偶对工作时,电源既要电阻做功,又要克服热电势做功,故消耗的功率为

$$w = I^2 R + (\alpha_p - \alpha_n)(T_h - T_c) I \quad (2-157)$$

因此电偶对的制冷系数可以表示为

$$\varepsilon = \frac{(\alpha_p - \alpha_n) I T_c - 0.5 I^2 R - k(T_h - T_c)}{I^2 R + (\alpha_p - \alpha_n)(T_h - T_c) I} \quad (2-158)$$

2.3.2.2 热电制冷的特性分析

分析式(2-156)、式(2-157)及式(2-158)可知,在半导体材料及电偶对尺寸已选定的情况下,它的制冷量、功耗及制冷系数同 T_h, T_c 及电流 I 有关。

在电流 I 为某一定值的情况下,当外部无热负荷时(即 $Q_0 = 0$),电偶臂上建立的温差 $T_h - T_c$ 将达到最大值,冷端可达最低温度,令 $Q_0 = 0$,由式(2-156)得

$$T_h - T_c = \frac{1}{k} [(\alpha_p - \alpha_n) I T_c - 0.5 I^2 R] \quad (2-159)$$

可见,最大温差的大小与电流的大小有关。将上式对 I 取偏导数,并令其等于零,即 $\frac{\partial(T_h - T_c)}{\partial I} = 0$,就可以求出最佳电流值与其对应的最大温降

$$I_{opt} = \frac{(\alpha_p - \alpha_n) T_c}{R} \quad (2-160)$$

$$(T_h - T_c)_{\max} = \frac{(\alpha_p - \alpha_n)^2 T_c^2}{2Rk} \quad (2-161)$$

将式(2-153)及式(2-155)代入式(2-161),得

$$(T_h - T_c)_{\max} = \frac{1}{2} \frac{(\alpha_p - \alpha_n)^2 T_c^2}{(\lambda_1 s_1 + \lambda_2 s_2) \left(\frac{\rho_1}{s_1} + \frac{\rho_2}{s_2} \right)} \quad (2-162)$$

若两电偶臂的几何尺寸相同($s_1 = s_2$),具有相同的导热系数 $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda$ 及相同的电阻率 $\rho_1 = \rho_2 = \rho$,则式(2-162)变为

$$(T_h - T_c)_{\max} = \frac{1}{2} \frac{(\alpha_p - \alpha_n)^2 T_c^2}{4\lambda s \left(\frac{2\rho}{s} \right)} = \frac{1}{2} \frac{(\alpha_p - \alpha_n)^2 T_c^2}{8\lambda\rho} \quad (2-163)$$

或

$$(T_h - T_c)_{\max} = \frac{1}{2} \frac{(\alpha_p - \alpha_n)^2 r T_c^2}{4\lambda} \quad (2-164)$$

式中, r 为热电元件材料的电导率, $r = \frac{1}{\rho}$ 。

若 $\alpha_p = \alpha_n = \alpha$, 则

$$(T_h - T_c)_{\max} = \frac{1}{2} \frac{\alpha^2 r T_c^2}{\lambda} \quad (2-165)$$

由此可见,热电制冷的最大温差取决于材料的 α 、 r 、 λ 组成的一个综合参数及冷端温度 T_c 。此综合参数称为制造电偶对材料的优质系数 Z , 即

$$Z = \frac{\alpha^2 r}{\lambda} \quad (2-166)$$

从式(2-166)中 α 、 r 、 λ 的物理概念来看,它们之间既互相依存,又相互矛盾,因此在选择材料的优质系数 Z 时,要综合考虑。对于目前最通用的掺有杂质的碲化铋(Bi_2Te_3)合金材料来讲,当温度为 200~300K 时,优质系数 $Z = (2 \sim 3.5) \times 10^{-3}$ 。

以上研究了制冷量 $Q_0 = 0$ 时热电堆最大温降的变化情况。下面再来分析热电堆的制冷系数与供给热电堆的电流值的关系。将式(2-158)对电流取偏导数,并令其等于零,即 $\frac{\partial \epsilon}{\partial I} = 0$, 得到与最大制冷系数相对应的电流及电压值

$$I_{\text{opt}} = \frac{(\alpha_p - \alpha_n)(T_h - T_c)}{R(M - 1)} \quad (2-167)$$

$$U_{\text{opt}} = I_{\text{opt}} R + (\alpha_p - \alpha_n)(T_h - T_c) = \frac{M(\alpha_p - \alpha_n)(T_h - T_c)}{M - 1} \quad (2-168)$$

由此

$$\epsilon_{\text{max}} = \frac{T_c}{T_h - T_c} \frac{M - \frac{T_h}{T_c}}{M + 1} \quad (2-169)$$

其中

$$M = [1 + 0.5Z(T_h - T_c)]^{\frac{1}{2}}$$

故制冷系数 ϵ 与温差 $(T_h - T_c)$ 及材料优质系数 Z 有显著关系。

目前情况下,半导体制冷器的效率还是相当低的,因此只用在一些特殊场合,在这种情况下只要能达到温度或冷量要求即可,对效率是不多考虑的。

2.3.2.3 多级热电堆

一对电偶的制冷量是很小的,如 $\phi 6 \times 1.7$ 的电偶对,其制冷量仅为 $3.3 \sim 4.2 \text{ kJ/h}$ 。为了获得较大的冷量可将很多对电偶对串联成热电堆,称单级热电堆。单级热电堆在通常情况下只能得到大约 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 2-167 示出多级热电堆的结构型式。

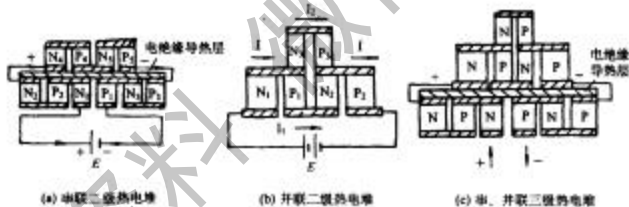


图 2-167 多级热电堆的结构型式图

(1) 半导体制冷设备的特点及应用

半导体制冷设备是靠空穴和电子在运动中直接传递能量来实现的,它与现行的压缩式与吸收式制冷机比较有其独特之处。

- ① 半导体制冷不用制冷剂,故无泄漏,无污染,清洁卫生。
- ② 半导体制冷无机械传动部分,因此无噪声、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。

④ 可用改变电流的极性来达到冷热端互换的目的,故用于高低温恒温器有独到之处。

⑤ 体积和功率都可做得很小。

目前,在大容量情况下,半导体制冷设备的主要缺点是效率太低。但当温差 $\Delta T < 50^{\circ}\text{C}$,制冷功率在 20W 以下时,半导体制冷设备的效率比压缩式还高。

由于半导体制冷具有上述一系列特点,在某些场合(如小冷量、小体积的情况下)往往起着机械制冷所不能起的作用。

(2) 半导体制冷的用途

① 半导体制冷器可方便的可逆操作,故用它作为小型空调器用于小轿车、飞机及家庭夏天降温,冬天取暖十分方便。

② 半导体制冷可做成家用冰箱。例如,用 200 对电偶制成 60L 电冰箱,从 20°C 室温降至 -8°C 需 2h,其内部盛水已结冰。此外用多级半导体制冷可制成小型低温冰箱,供医院冷藏药物、菌苗、血浆等使用。

③ 用多级半导体制成低温医疗器具,用于治疗各种皮肤癌及切除白内障,疗效显著。

④ 半导体制冷与电子仪器制成一体可对仪器进行冷却,减少热惰性。

⑤ 可做成零点仪,用来保持热电偶测温的固定点温度。

2.3.3 蒸气喷射式制冷循环

与吸收式制冷机相类似,蒸气喷射式制冷机也是依靠消耗热能而工作的,但蒸气喷射式制冷机只用单一物质为工质。虽然从理论上谈可应用一般的制冷剂,如氨、R12、R11、R113 等作为工质,但到目前为止,只有以水为工质的蒸气喷射式制冷机得到实际应用。当用水为工质所制取的低温必须在 0°C 以上,故蒸气喷射式制冷机目前只用于空调装置或用来制备某些工艺过程需要的冷媒水。

在图 2-168 中示出蒸气喷射式制冷机的系统图,它的工作过程如下。用锅炉 A 提供参数为 p_1, T_1 的高压蒸气,称为工作蒸气。工作蒸气被送入喷射器(它是由喷嘴 B、混合室 C 及扩压管 D 组成),在喷嘴中绝热膨胀,达到很低的压力 p_0 (例如,当蒸发温度为 5°C 时,相应的压力为 0.889kPa)并获得很大流速(可达 $800 \sim 1000\text{m/s}$)。在蒸发器中由于制取冷量 Q_0 而产生的蒸气便被吸入喷射器的混合室中,与工作蒸气混合,一同流入扩压管中,并借助于工作蒸气的动能被压缩到较高的压力 p_2 (例如,当冷凝温度为 35°C 时,相应的压力是 5.74kPa),然后进入冷凝器 H 中冷凝成液体,并向环境介质放出热量 Q_1 。由冷凝器引出的凝结水分为两路:一路经节流阀 C 节流降压到蒸发压力 p_0 后进入蒸发器 E 中制取冷量,而另一路则经水泵 F 被送入锅炉中,于是便完成了工作循环。

蒸气喷射式制冷机的工作过程也可以表示在温熵图上,如图 2-169 所示。图

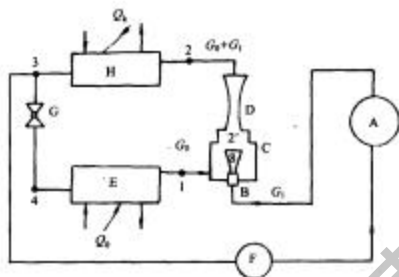


图 2-168 蒸气喷射式制冷机的系统图

A. 锅炉; B. 喷嘴; C. 混合室; D. 扩压器; E. 蒸发器; F. 泵; G. 节流阀; H. 冷凝器

中实线表示的是理想循环。7-8 是工作蒸气在喷嘴中的膨胀过程, 8-2' 和 1-2' 是两部分蒸气的混合过程, 2'-2 是在扩压管中的升压过程, 2-3 是冷凝器中的冷凝过程。此后冷凝水分成两个部分。一部分节流后进入蒸发器中制冷, 在图上用 3-4-1 表示; 另一部分用泵打入锅炉中又蒸发成工作蒸气, 用 3-5-6-7 表示。从以上的分析可知, 蒸气喷射式制冷循环是由两部分组成: 一个是正向循环 7-8-2'-2-3-5-6-7, 另一个是逆向循环 1-2'-2-3-4-1。在正向循环中蒸气要对外做功, 它表现为在喷嘴中使蒸气加速, 因而具有较大的动能。这一部分外功正好用于逆向循环中蒸气的压缩, 在蒸气喷射式制冷机中, 按正向循环工作的喷射器起着压缩机的作用, 故称为喷射式压缩机。

现在可根据图 2-169 进行理论循环的热力计算。制冷量 Q_0 。

$$Q_0 = G_0(h_1 - h_4) \quad (2-170)$$

式中, G_0 为被喷射制冷蒸气的流量。

锅炉的供热量 Q_1 。

$$Q_1 = G_1(h_7 - h_3) \quad (2-171)$$

式中, G_1 为工作蒸气流量。

冷凝器放热量 Q_2 。

$$Q_2 = (G_1 + G_0)(h_2 - h_3) \quad (2-172)$$

泵所消耗的功折合成热量 Q_p 。

$$Q_p = G_1(h_5 - h_3) \quad (2-173)$$

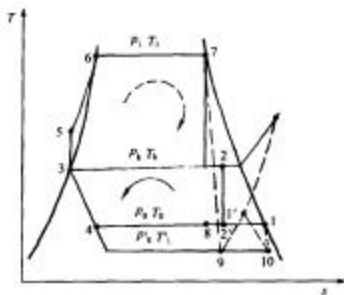


图 2-169 蒸气喷射式制冷系统的温熵图

泵功较小, 如果予以忽略, 则整个制冷机的热平衡式为

$$Q_0 + Q_1 = Q_2 \quad (2-174)$$

经济性指标也用热力系数来表示

$$\zeta = \frac{Q_0}{Q_1} = \frac{G_0 h_1 - h_4}{G_1 h_2 - h_2'} = u \frac{q_0}{q_1} \quad (2-175)$$

其中

$$u = \frac{G_0}{G_1} \quad (2-176)$$

称为喷射系数, 它表示 1kg 工作蒸气能引射的低压蒸气的数量。在理想情况下, 可由喷射器的热平衡式求得 u 的数值。因为

$$G_0 h_1 + G_1 h_2 = (G_0 + G_1) h_2' \quad (2-177)$$

故

$$u = \frac{G_0}{G_1} = \frac{h_2 - h_2'}{h_1 - h_2} \quad (2-178)$$

在实际情况下, 蒸气喷射式制冷机的工作过程与理想过程有较大差别, 实际过程在图 2-169 中用虚线表示。为了使蒸发器中的蒸气能自动流入混合室, 喷嘴出口的压力 p_0' 将低于蒸发压力 p_0 。同时, 工作蒸气在喷嘴中的膨胀过程不是等熵的, 而具有一定的能量损失。因此, 实际膨胀过程是 9-1' 和 10-1' 混合, 终了状态

为 l' 。在扩压管中,因具有能量损失,压缩过程不是等熵的,而是沿 $1' - 2$ 进行, $2' - 3$ 是实际的冷凝过程。以后的其他过程则实际与理论循环是一致的。实际循环同样可用上述方法计算,只是实际的喷射系数 u 不可能按喷射器的能量平衡式去求得,而是用实验方法去确定,设计时可按具有实验系数的空气动力学公式去计算。在图 2-170 中示出喷射系数的倒数 α , 与比值 $\frac{\Delta h_2}{\Delta h_1}$ 之间的实验关系曲线。其中 Δh_2 是被引射蒸气从压力为 p_0 的状态点 1 绝热压缩到 p_x 时的焓差, Δh_1 是工作蒸气从压力为 p_1 的起始点 7 膨胀到压力 p_0 时的焓差。喷射系数的倒数 $\alpha = G_1/G_0$ 也称为循环倍率。图 2-170 中的关系曲线也可用下式表示

$$\alpha_s = 0.25 + 1.6(\Delta h_2/\Delta h_1) + 15.8(\Delta h_2/\Delta h_1)^2 \quad (2-179)$$

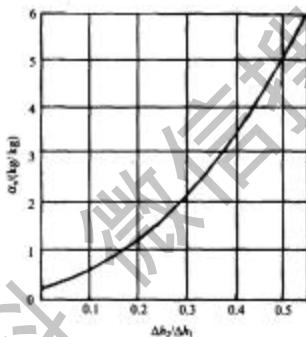


图 2-170 循环倍率 α_s 与 $\Delta h_2/\Delta h_1$ 的关系曲线图

在有些文献中也给出了如下简化计算式

$$u = 0.75 \sqrt{\frac{\Delta h_1}{\Delta h_2}} - 1 \quad (2-180)$$

第3章 低温原理与技术

3.1 气体液化与分离

要想把气体液化就需要有温度足够低的低温热源。首先是用低温热源把气体的显热吸收掉,把气体冷却到它的冷凝温度,这时气体就变为饱和蒸气了。接着再在该冷凝温度下继续吸收它的冷凝潜热,气体就从饱和蒸气变为液体了。这就是气体的液化过程。很显然,具有温度足够低的低温热源是使气体液化的重要条件。有很多气体的液化温度是低于或远远低于地球上自然环境所能达到的最低温度,所以这些气体的液化必须依靠人工制冷。其中以空气(氧气、氮气)、甲烷、氢气和氦气最为重要。

液化的气体往往不是单组分气体,要得到纯质的气体必须需要气体分离系统。目前气体分离主要由通过气体/液体混合物的精馏将不同沸点的气体进行分离,也有通过变压吸附、膜分离和直接冷凝等方式来完成气体分离过程的。

3.1.1 气体液化

3.1.1.1 基本概念(系统的性能参数)

可以用来反映液化系统性能的有三个参数。

① 单位质量气体的压缩功: $-w/m$;

② 单位质量气体液化功: $-w/m_L$;

③ 液化率: $y = m_L/m$ 。

三者之间的关系是

$$(-w/m) = y(-w/m_L) \quad (3-1)$$

采用上述性能参数反映液化系统的性能的缺点是,用同一液化系统当液化介质不同时,其性能参数也不同。因此,我们还需要另外一个性能参数以说明实际液化循环的经济指标,通常以理想循环所需的最小功 w_i 与实际循环液化功 w 比值作为评定的标准,称为循环效率 FOM(或热力完善度),即

$$\text{FOM} = \frac{w_i}{w} = \frac{-w_i/m_i}{-w/m_L} \quad (3-2)$$

该值在 0 到 1 之间。

反映实际液化系统中部件的性能参数有

- ① 压缩机和膨胀机的绝热效率;
- ② 压缩机和膨胀机的机械效率;
- ③ 换热器的效率;
- ④ 换热器和管道的压降;
- ⑤ 系统与环境的换热。

在开始讨论液化系统时,我们认为所有部件的效率为 100%,不可逆压降及漏热为零,这样的系统称为理论系统。待到考虑实际循环时再考虑这些部件的效率、压降和热漏对系统的影响。

3.1.1.2 热力学理想系统

为了用热力完善度来比较液化系统,先得分析热力学理想液化系统,图 3-1 示出了理想循环的 $T-s$ 图及系统流程图。该循环选择了卡诺循环中的两个过程,可逆等温压缩和可逆等熵膨胀,该系统在热力学上是理想的,而实际循环是不理想的。

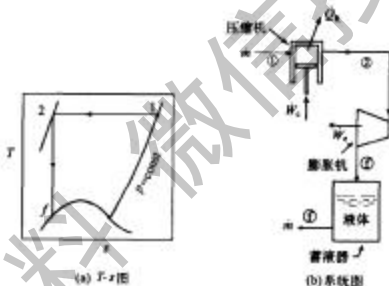


图 3-1 热力学理想液化系统图

液化气体从环境状态 1 点经可逆等温压缩到高压 2 点,从 2 点等熵膨胀到点 3,点 3 正好在初始压力下饱和和液线上。用该系统来液化氦时,等温压缩的压力 p_2 高达 70GPa 到 80GPa 之间,故该压力太高,实际设备无法承受该高压,所以,理想液化循环实际上是无法实现的。

稳定物流的热力学第一定律:

$$\dot{Q}_m - \dot{W}_m = \sum_{in} \dot{m} (h + v^2/2 + gz) - \sum_{out} \dot{m} (h + v^2/2 + gz) \quad (3-3)$$

表 3-1 液化气体的理论最小功(初始点 $p_1 = 101.3\text{kPa}$, $T_1 = 300\text{K}$)

气体名称	沸点/K	理论最小功/(kJ/kg)
氨-3	3.19	8178
氨-4	4.21	6819
氨	20.27	12019
氨	27.09	1335
氨	77.36	768.1
空气	78.8	738.9
一氧化碳	81.6	768.6
氨	87.28	478.6
氨	90.18	605.6
甲烷	111.7	1091
乙烷	184.5	155.1
丙烷	231.1	140.4
氨	239.8	359.1

通常动能和势能的变化相对于焓变而言小得多,可以忽略,则式(3-3)可简写为

$$\dot{Q}_m - \dot{W}_m = \sum \dot{m}h - \sum \dot{m}h \quad (3-4)$$

式(3-4)应用于图 3-1 的理想系统时,有

$$\dot{Q}_m - \dot{w}_i = \dot{m}(h_1 - h_2) = -\dot{m}(h_2 - h_1) \quad (3-5)$$

1-2 是可逆等温压缩过程,2-3 是等熵膨胀过程,所以 $s_2 = s_1$

$$\dot{Q}_m = \dot{m}T_1(s_2 - s_1) = -\dot{m}T_1(s_1 - s_2) \quad (3-6)$$

式(3-6)代入式(3-5),同时由于 100% 气体被液化, $\dot{m} = \dot{m}_2$ 或 $y = 1$

$$-\frac{\dot{w}_i}{\dot{m}} = T_1(s_1 - s_2) - (h_1 - h_2) = -\frac{\dot{w}_i}{\dot{m}_2} \quad (3-7)$$

式(3-7)给出了液化气体的理论最小功,表 3-1 列出了常用气体液化的理论最小功,计算中假设气体初始状态点参数为 $p_1 = 101.3\text{kPa}$, $T_1 = 300\text{K}$ 。

3.1.1.3 简单林德-汉普逊系统

林德-汉普逊系统是 1895 年德国林德和英国汉普逊分别独立提出的一次节流循环,因此文献上也常称之为简单林德(或汉普逊)循环,该循环是继复叠式气体液化循环后第二个用于工业上液化气体的循环,其流程见图 3-2 所示, T - s 图见图 3-3 所示。

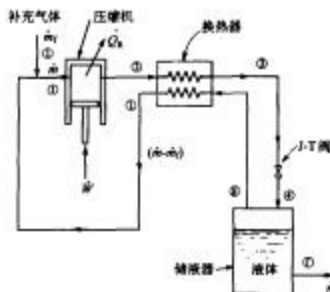


图 3-2 林德-汉普逊系统图

为了便于分析系统的性能,假定为理论循环(除节流阀外,没有不可逆压缩;没有热漏;无热交换不完善损失)。常温、常压 p_1 下的气体等温压缩至 p_2 , $T-s$ 图上用等温线 1-2 表示;随后高压气体在热交换器中被节流后的返流气体(⑥)冷却至温度 T_3 (③),这是一个等压冷却过程,用等压线 2-3 表示;然后高压气体经节流阀膨胀至常压 p_1 (④),温度降至 p_1 压力下的饱和温度,同时部分气体液化,节流过程用等焓线 3-4 表示;节流后产生的液体(⑤)自气液分离器引出作为产品;未液化的饱和气体(⑥)从气液分离器引出返回流经热交换器,以冷却节流前的高压气体,自身被加热至常温 T_1 (①),用等压线 $g-1$ 表示,至此完成一个气体液化循环。

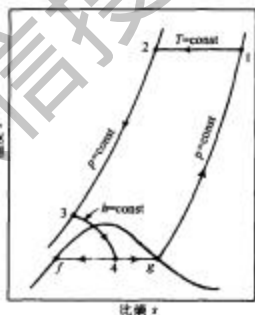


图 3-3 林德-汉普逊循环的 $T-s$ 图

把热力学第一定律应用于除压缩机外的所有设备,得到

$$0 = (m - m_2)h_1 + m_2 h_2 - m h_2$$

$$\frac{m_2}{m} = y = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2} \quad (3-8)$$

从式(3-8)可以看出气体的液化率 y 依赖于:大气条件下(①)的压力 p_1 和温

度 T_1 , 从而决定了 h_1 和 h_2 ; 等温压缩后的压力 p_2 , h_2 由 p_2 决定。

我们无法改变环境状态, 因此①和②事实是定的。因此系统的性能取决于压力 p_2 , 要使液化率 y 最大, 则必须使 h_2 最小。

$$\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_{T, \tau_1} = 0 \quad (3-9)$$

该条件等价于

$$\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_{T, \tau_1} = (\mu_{\text{H}} c_p)_{T, \tau_1} = 0 \quad (3-10)$$

也就是说, 对应 $h_1 - h_2$ 或 y 最大值的气体压力 p_2 必通过等温线 T_1 和转化曲线的交点。对于空气, 若 $T_1 = 303\text{K}$, $p_1 = 98\text{kPa}$, 则 p_2 约等于 $43 \times 10^3 \text{kPa}$ 时 y 最大。实际采用的压力 p_2 为 $(20 \sim 22) \times 10^3 \text{kPa}$, 因为压力过高设备费用增加, 同时装置的制冷量增加又比较小。

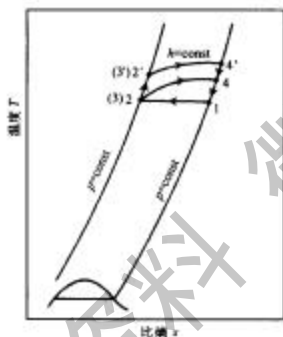


图 3-4 用氮或氧做工作流体简单林德-汉普逊系统的启动过程图

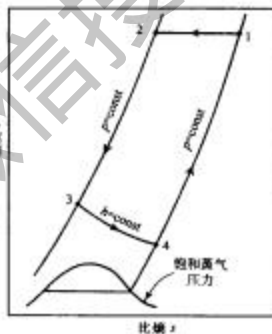


图 3-5 即使氮或氧的简单林德-汉普逊系统能按正确方向启动, 它仍不能传递足够的能量以获得液体氮

简单的林德-汉普逊循环并不能用于液化氮、氢和氦。有两个理由, 首先, 由于这些气体的转化温度低于环境温度, 所以无法降温启动。参见图 3-4 可以看出启动过程, 刚启动时, 在热交换器中无热交换, 2 和 3 点重合, 接着大气温度下从 3 点节流膨胀到 4 点, 温度升高, 所以回流气体反而在热交换器中加热高压气体, 因此, 无法实现温度降低; 其次, 因为氮、氢、氦环境温度下等温压缩时 h_1 比 h_2 小, 由等

式(3-18)可知,液化率 y 为负值,这表明,即使用林德-汉普逊系统能够获得降温,通过低温下节流后也完全都是蒸气,没有气体被液化。在环境状态下开始循环,不可能有足够的冷量使节流前的温度降低到通过节流能获得液体产品,见图 3-5 所示。这就是把液化系统分成两类的主要原因。

应用热力学第一定律到图 3-2 所示等温压缩机,就能决定林德-汉普逊系统的耗功,即

$$\dot{Q}_n - W = m(h_2 - h_1) \quad (3-11)$$

把可逆等温热交换式(3-6)代入,得单位质量耗功为

$$-W/m = T_1(s_1 - s_2) - (h_1 - h_2) \quad (3-12)$$

单位质量的液化功为

$$-\frac{W}{m_1} = -\frac{W}{my} = \left(\frac{h_1 - h_f}{h_1 - h_2} \right) [T_1(s_1 - s_2) - (h_1 - h_2)] \quad (3-13)$$

表 3-2 列出了使用不同工质的林德-汉普逊系统的性能指标。

表 3-2 使用不同工质的林德-汉普逊系统的性能指标

工质	正常沸点/K	液化率 y	单位质量压缩功/(kJ/kg)	单位质量液化功/(kJ/kg)	循环效率 FOM
N ₂	77.36	0.0706	477.5	6673	0.1151
Air	78.8	0.0906	454.1	5621	0.1313
CO	81.6	0.0871	468.9	5381	0.1428
Ar	87.28	0.1183	325.3	2750	0.1741
O ₂	90.18	0.1065	405.0	3804	0.1671
CH ₄	111.7	0.1977	782.4	3957	0.2758
C ₂ H ₆	184.5	0.5257	320.9	611	0.5882
C ₃ H ₈	231.1	0.6769	159.0	235.0	0.9976
NH ₃	239.8	0.8079	363.1	449.4	0.7991

3.1.1.4 带预冷林德-汉普逊系统

针对简单林德-汉普逊系统,液化率 y 随热交换器入口温度(点 2)的变化关系见图 3-6。从中可以看出,当热交换器入口温度低于环境温度时,可以改善简单林德-汉普逊系统的性能指标。一个改进的采用带预冷过程的系统显示在图 3-7,其 T_s 图见图 3-8。所采用的预冷措施可以有氟利昂、氨、二氧化碳制冷。因为这类制冷剂的临界温度高于环境温度,因此,用空气或冷却水即可冷凝制冷剂。

若不计热交换器中不完善损失,图 3-8 中点 3 和点 6 温度相同,根据热力学第二定律, T_3 和 T_6 不能低于附加制冷循环中 d 点沸腾温度,这些因素限制了带预冷

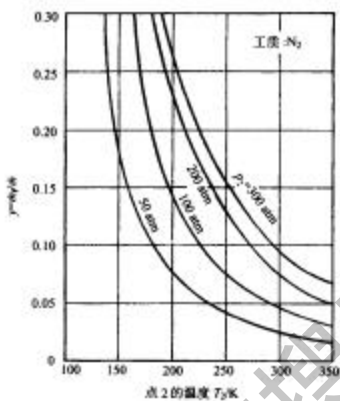


图 3-6 液化率随热交换器入口温度变化关系图
($p_{atm} = 101.325 \text{ Pa}$, 下同)

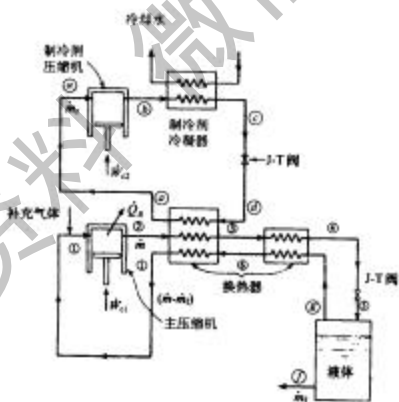


图 3-7 预冷林德-汉普逊系统图

的林德-汉普逊系统的性能。

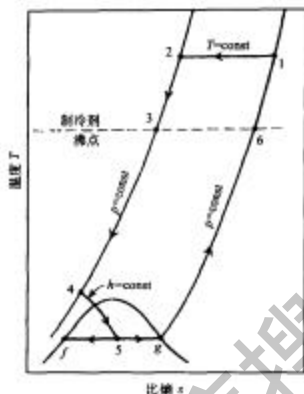


图 3-8 预冷林德-汉普逊循环的 $T-s$ 图

稳定流动的分析系统由三通道热交换器和主热交换器、节流阀及气液分离器组成,则在该系统中无功热交换。应用热力学第一定律

$$0 = (m - m_1)h_1 + m_2 h_2 + m_1 h_1 - m h_2 - m_1 h_2 \quad (3-14)$$

定义制冷剂的质量流率比 r 为

$$r = \frac{m_1}{m} \quad (3-15)$$

式中, m_1 为附加制冷剂的质量流率。联合式(3-14)、式(3-15)及 $y = m_1/m$, 可得

$$y = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_f} + r \frac{h_g - h_f}{h_1 - h_f} \quad (3-16)$$

式(3-16)中右边第一项与简单林德-汉普逊液化率相等,右边第二项表示了采用预冷所增加的液化率。如上面所提及的附加制冷剂的蒸发温度限制了液化率,否则采用适当的制冷剂流量比 r , 利用等式(3-16)计算液化率可达到 1。事实上带预冷系统的最大液化率是

$$y_{\max} = \frac{h_g - h_2}{h_g - h_f} \quad (3-17)$$

式中, h_3, h_6 对应的温度是 d 点制冷剂的沸腾温度。

制冷剂流量比太大时, 制冷剂在三股流换热器中液体不可能完全蒸发, 部分未液化的液体将进入压缩机, 这是不允许出现的情况, 因此式(3-15)中的 r 值有一定范围。当液化工质为氮气, 制冷剂为 R12, 低压为 101.3kPa, 初始温度 21℃, 高压为 585kPa 时, 液化率和极限液化率随制冷剂流量比的变化见图 3-9 所示。

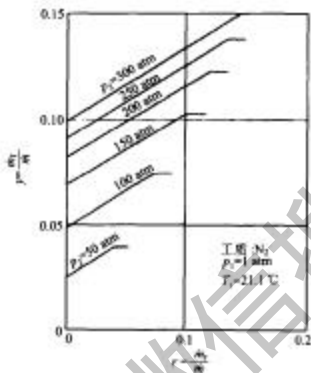


图 3-9 液化率与极限液化率随制冷剂流量的变化图

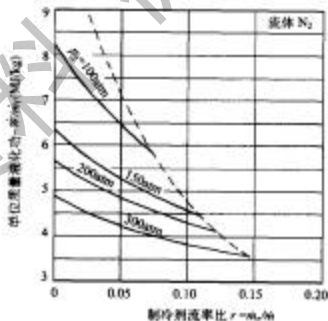


图 3-10 带预冷林德-汉普逊系统单位质量氮气液化功图
(虚线是 r 的极限值, 以确保无液体进入辅助压缩机)

假定主压缩机是可逆等温的,附加压缩机是可逆绝热的,那么单位质量加工气体压缩耗功为

$$-W/m = T_1(s_2 - s_1) - (h_1 - h_2) + r(h_3 - h_4) \quad (3-18)$$

右边后一项表示附加压缩机的耗功,因此,带预冷林德-汉普逊系统所需总耗功大于简单系统。通常后一项占 10%,然而液化率的增加大于耗功的增加,所以,带预冷系统的单位质量的液化功低于简单林德-汉普逊系统,见图 3-10 所示。一般来说,带预冷的林德-汉普逊系统比简单系统循环效率提高约 50%。

3.1.1.5 林德双压系统

如何进一步改善简单林德-汉普逊系统以降低耗功? 我们知道理想气体等温压缩耗功为 $RT_1 \ln \frac{P_2}{P_1}$, 很明显降低压比即可降低耗功。林德双压系统就是把高压气体节流到某一中间压力后,分成两个部分。一部分回收冷量后,再回到高压压缩机(这部分气体称为循环气体),这就提高了高压压缩机的进气压力,降低了高压压缩机的压比,减少耗功;另一部分从中压再次节流到低压并获得液体。林德双压系统流程图见图 3-11,相应 $T-s$ 图见图 3-12。气体首先等温压缩到一个中间压力,与循环气体 m_1 合并后 m 进入高压压缩机,被等温压缩至高压。高压气体经过三通道热交换器预冷至④,然后节流到中间压力下⑤,这时部分气体液化,在气液分离器中饱和液体和气体分开,饱和气体通过三通道热交换器复温回到高压压缩机,而

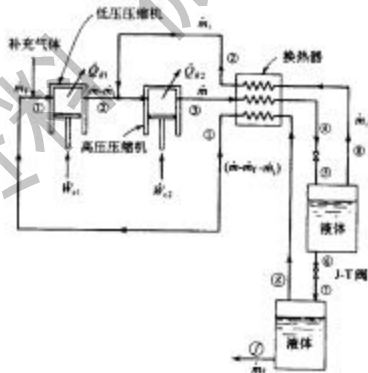
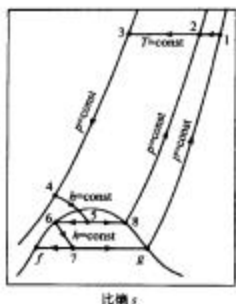


图 3-11 林德双压系统图

图 3-12 林德双压系统 $T-s$ 图

饱和液体从中压进一步节流至低压而获得低压饱和液体, 低压饱和和蒸气经三通换热复温回到低压压缩机吸入口。取热交换器, 两个气液分离器, 两个节流阀, 作为热力分析系统, 针对稳定流动, 根据能量守恒原则, 可得液化率 y 为

$$y = \frac{h_3 - h_2}{h_1 - h_f} - i \frac{h_3 - h_2}{h_1 - h_f} \quad (3-19)$$

式中: i ——中间压力蒸气质量流率比,

$$i = m_1 / m \quad (3-20)$$

m_1 ——中间压力蒸气的质量流量;

m ——经过高压压缩机的总的质量流量。

式(3-19)中右边第二项表示的是比简单系统液化率减小的量。

热力学第一定律应用于两个压缩机, 可以得出, 单位质量气体的压缩耗功为

$$-\frac{w}{m} = [T_1(s_1 - s_2) - (h_1 - h_2)] - i [T_1(s_1 - s_2) - (h_1 - h_2)] \quad (3-21)$$

从等式(3-21)可以看出, 与简单林德-汉普逊系统比, 耗功明显降低, 等式(3-21)右边第二项为耗功减少量。实际液化系统中通常采用 i 在 0.7~0.8 范围, 所以, 耗功的降低大于液化率的降低。与预冷系统一样, 林德双压系统单位质量气体液化功低于简单林德-汉普逊系统。液化空气的耗功随中间压力及中间压力蒸气质量流率比 i 的关系见图 3-13。

3.1.1.6 复叠式系统

复叠式系统是预冷系统的展开, 液化系统由其他制冷系统来预冷。复叠式系统是第一个用于生产液空的液化装置。复叠式系统于 1933 年由 Keesom 提出, 见图 3-14 所示。该系统用氨来

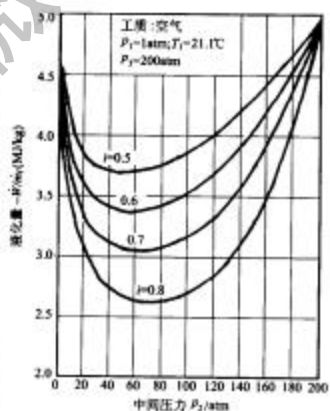


图 3-13 林德双压系统液化功图

液化 1925kPa 下的乙烯,再用乙烯来液化 2530kPa 的甲烷,最后用甲烷来液化 1885kPa 的氮气。另一个复叠式系统是用 R22、R13 和 R14 来液化氮、空气或氧。1954 鲍尔也介绍了仅使用两种氟利昂组分的复叠式系统。从热力学观点看,它比以上讨论任何系统更接近理想可逆系统,所以最适宜于作为液化循环。但从图 3-14 可以看出,它很复杂,并不像前面讨论系统那样可以写出液化率的简单表达式。基于通过节流阀的压降减少,不可逆损失降低这个事实,复叠式系统比上面提到的任何系统的性能都好,所需压力降低是该系统的另一个优点。但复叠式系统存在一个严重缺点,系统的每一级循环都必须完全不漏,以防止流体渗漏。这意味着确保不漏维护十分困难,且当有漏产生时,将带来危害。

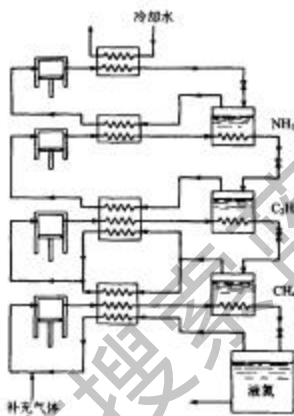


图 3-14 复叠式系统图

3.1.1.7 克劳特系统

通过节流阀膨胀从热力学上讲是个不可逆过程,若希望更接近于理想系统的性能,就必须采用一种获得低温的更好的过程。气体在膨胀机中膨胀做功转移能量就能达到这一目的。图 3-15 示出了克劳特系统,图 3-16 是克劳特循环的 T - S 图。当膨胀机内膨胀过程是可逆的和绝热的,则称为等熵膨胀,它比等焓膨胀可获得更低的温度。

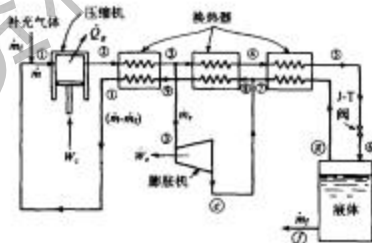


图 3-15 克劳特系统图

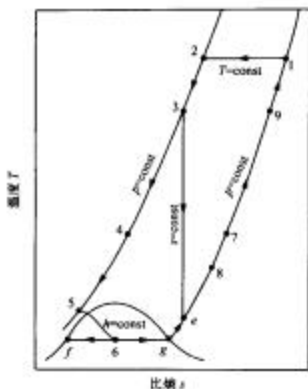


图 3-16 理论克劳特系统 T-s 图

在克劳特系统中,膨胀机的输出功可用于压缩需液化的气体。在小型系统中,这部分能量要么消耗于制动器,要么用于空气增压放空。浪费还是利用这部分能量并不影响液化率,但浪费这部分膨胀功时,压缩机的耗功将增大。

取热交换器、节流阀、气液分离器作为能量分析系统,该系统没有外部热功交换,对该系统应用热力学第一定律

$$0 = (\dot{m} - \dot{m}_1)h_1 + \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_2 h_2 - \dot{m} h_2 \quad (3-22)$$

定义进膨胀机质量流量占总流量比例为 x , 简称为膨胀机的流量比率,则

$$x = \dot{m}_1 / \dot{m} \quad (3-23)$$

从而,液化率为

$$y = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_c} + x \frac{h_3 - h_c}{h_1 - h_2} \quad (3-24)$$

从式(3-24)可以看出,液化率中等式右边第二项是比简单林德-汉普逊系统增加的部分。当然, $x + y$ 必然小于 1。

假若膨胀功不利用,单位质量的压缩功与简单的林德-汉普逊系统完全相等,该值由等式(3-12)决定。另外,假若膨胀功用于帮助压缩气体,则净耗功为

$$-\frac{\dot{W}}{\dot{m}} = -\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}}$$

对膨胀机进行能量分析,则膨胀功的表达式为

$$W_e = m_e(h_3 - h_4) \quad (3-25)$$

净耗功可写为

$$-\frac{W}{m} = [T_1(s_1 - s_2) - (h_1 - h_2)] - x(h_3 - h_4) \quad (3-26)$$

式中后一项表示了利用膨胀功后所需能量的降低。

当高压 p_2 及进膨胀机流量比率 x 一定时,提高膨胀前温度 T_1 ,膨胀机的焓降即单位质量冷量增大,膨胀后气体的温度 T_2 也同时提高。节流部分的高压空气出换热器的温度和 T_2 有关,最低只能达到 T_2 温度。若 T_2 太高,膨胀机产冷量不能全部传给高压气体,导致冷损增大,甚至破坏换热器的正常工作,所以必定存在一个 T_2 温度,使单位质量液化功最小。当给定 T_2 温度时,膨胀机流量比率 x 、高压 p_2 与单位质量液化功之间关系见图 3-17 所示。从中可以看出,对应一定的压力 p_2 ,存在一个 x 使单位质量液化功最小,且随着对应 p_2 的增大,最小液化功降低。

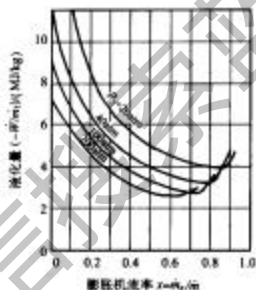


图 3-17 克劳特循环单位质量液化功图

3.1.1.8 卡皮查系统

1937年,前苏联的卡皮查实现了带有高效率透平膨胀机的低压液化循环,即卡皮查循环,其流程图见图3-18。卡皮查循环也是克劳特循环的一种特殊情况。它采用低压力,其等温节流效应及膨胀机焓降均较小。循环液化率不超过5.8%。卡皮查低压循环能实现是因为采用了绝热效率高的透平膨胀机,一般 η_e 可达0.8~0.82。以及采用了效率高的蓄冷器(或可逆式换热器)进行换热,并同时消除了气体中的水分及二氧化碳。

卡皮查低压循环流程简单,由于

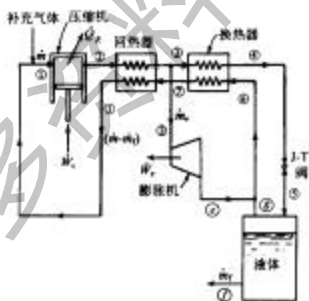


图 3-18 卡皮查系统图

采用了透平机械、单位能耗小、金属耗量及初投资低，操作简便，广泛用于大、中型空分装置。

卡查查系统的液化率、单位功耗与克劳特系统相似，参见式(3-24)、式(3-26)。

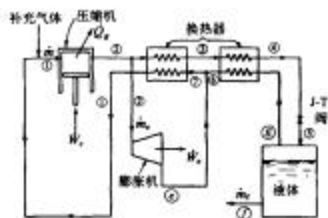


图 3-19 海兰特系统图

3.1.1.9 海兰特系统

从克劳特系统可知：提高循环压力 p_2 可降低单位质量气体的液化功。提高膨胀前温度，可增加绝热焓降和绝热效率。因此，1906年德国海兰特提出了带高压膨胀机的气体液化循环，即海兰特循环。实际上它也是克劳特循环的一种特殊情况。系统流程图见图3-19。

在海兰特循环中，气体被等温压缩至高压后，一部分高压气不经预冷直接进入膨胀机产冷。另一部分气体进入两个热交换器冷却后节流产生液体。海兰特循环的液化系数 γ 、单位质量的能耗与克劳特循环相似，参见式(3-24)、式(3-26)。

海兰特系统的优点是膨胀机的润滑问题很容易解决。在液化空气里，气体以大气温度进入膨胀机，离开膨胀机时温度约为 150K，所以可以使用轻质润滑油。针对海兰特系统中，膨胀机和节流阀在产生低温中作用几乎相等，而原始的克劳特系统中，膨胀机的作用远大于节流阀。

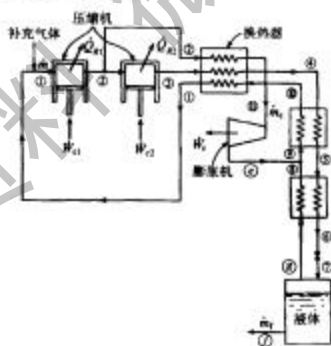


图 3-20 双压克劳特系统图

3.1.1.10 采用膨胀机的其他液化系统

为进一步改善基本克劳特系统的性能,有许多研究者提出了各种改进系统。图 3-20 给出一个双压克劳特系统。其原理与林德双压系统相似。在该系统中,仅通过节流阀的气体被压缩至高压。经过膨胀机循环气体仅压缩至中压。因此,可以降低单位质量液化功。该系统用于液化氮气获得最佳性能工况是:氮气从 101.3kPa 压缩到 3.5MPa,大约 75% 的流量通过膨胀机。

3.1.1.11 LNG 液化系统

20 世纪 70 年代后国外建立的 LNG 工厂,约有 60% 的液化装置运行在复叠式液化循环演变而来的混合制冷剂液化系统,简称为 MRC 系统,见图 3-21。Linnett 和 Smith 1970 年把该系统称为自动制冷复叠(ARC)系统。工作时利用多组分混合物中重组分先冷凝,轻组分后冷凝的特性,将它们依次冷凝、节流、蒸发得到不同温度级的冷量,使天然气中对应组分冷凝并最终全部液化。这样就可以用单个压缩机来代替原始复叠式系统中的几个压缩机。天然气通常以 3.9~5.3MPa 压力进入 MRC 系统。若天然气供给压力足够高,则不需要增加压缩机。

制冷循环中的混合气压缩后,高压混合气部分在冷却器冷凝,然后进入第一分离器,富丙烷液体经节流阀节流降温,在第一个三股流换热器内复热。分离器中气相在第一个三股流换热器内冷却而得到气液混合物,混合物经第二分离器分离成液体和气体,富乙烯液体经节流阀节流降温,在第二个三股流换热器内复热,分离器中气相组分在第二个、第三个三股流换热器内冷却而部分液化。在该点上,制冷循环蒸气主要是甲烷,经过节流阀节流降温后,返回三个三股流换热器冷却天然气。冷却成液体的天然气经节流到储存压力后储存于容器中。

MRC 系统非常适合 LNG 工厂,但是该 MRC 系统不适合于液化纯组分或者如空气这样的混合物。例如,空气液化厂,当液化空气时,其含量超过 1% 仅两个组分(氧和氮),而且冷凝温度相近,而天然气中至少 3 个组分其含量超过 1%,包括甲烷、乙烷、丙烷和氮气,这种混合物组分的冷凝温度相差较大。

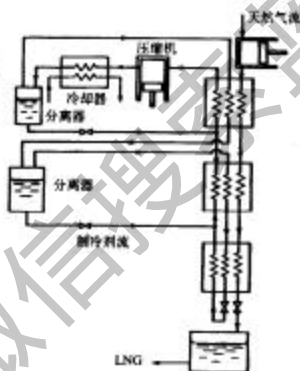


图 3-21 混合制冷剂液化天然气系统图

3.1.1.12 各种液化系统的性能比较

表 3-3 列出了前面讨论过的液化系统的性能参数,工质是空气,系统运行于 103.3kPa, 20°C 和表上所述状态之间。表 3-3 同时给出了一些系统性能测试值及可比较的计算值。

表 3-3 以空气为工质, $T_1 = 300\text{K}$, $p = 101.3\text{kPa}$ 液化系统的比较

编号	空气液化系统	液化率 γ	单位质量液化功(kJ/kg)	循环效率
1	理想可逆系统	1.0	738.9	1.0
2	林德-汉普逊系统, $p_2 = 20.27\text{MPa}$, $\eta_c = 70\%$, $\epsilon = 1.0$	0.079	5730	0.329
3	林德-汉普逊系统, $p_2 = 20.27\text{MPa}$, $\eta_c = 70\%$, $\epsilon = 0.965$	0.062	10 573	0.07
4	林德-汉普逊系统测试值 (1949 Rubemann)		10 327	0.07
5	带预冷的林德-汉普逊系统, $p_2 = 20.27\text{MPa}$, $T_3 = -35^\circ\text{C}$, $\eta_c = 100\%$, $\epsilon = 1.0$	0.158	2928	0.251
6	带预冷的林德-汉普逊系统, $p_2 = 20.27\text{MPa}$, $T_3 = -35^\circ\text{C}$, $\eta_c = 70\%$, $\epsilon = 0.965$	0.143	4691	0.158
7	带预冷的林德-汉普逊系统测试值 (1949 Rubemann)		5582	0.129
8	林德双压系统, $p_2 = 6.08\text{MPa}$, $p_3 = 20.27\text{MPa}$, $i = 0.8$, $\eta_c = 100\%$, $\epsilon = 1.0$	0.057	3056	0.242
9	林德双压系统, $p_2 = 6.08\text{MPa}$, $p_3 = 20.27\text{MPa}$, $i = 0.8$, $\eta_c = 70\%$, $\epsilon = 0.965$	0.039	6535	0.113
10	林德双压系统测试值 (1949 Rubemann)		6350	0.113
11	林德双压系统, 预冷至 -45°C (1949 Rubemann)		3582	0.201
12	克劳特系统, $p_2 = 4.05\text{MPa}$, $s = 0.7$, $\eta_c = \eta_e = 100\%$, $\epsilon = 1.0$	0.262	815	0.907
13	克劳特系统, $p_2 = 4.05\text{MPa}$, $s = 0.7$, $\eta_{al} = 0.8$, $\eta_{ca} = 0.9$, $\epsilon = 0.965$	0.198	1906	0.388
14	克劳特系统测试值 (1949 Rubemann)		3582	0.201
15	海兰特系统, $p_2 = 20.27\text{MPa}$, $s = 0.6$, $\eta_c = \eta_e = 100\%$, $\epsilon = 1.0$	0.377	873	0.846
16	海兰特系统, $p_2 = 20.27\text{MPa}$, $s = 0.6$, $\eta_c = 0.7$, $\eta_{al} = 0.8$, $\eta_{ca} = 0.9$, $\epsilon = 0.965$	0.305	1839	0.402
17	海兰特系统测试值 (1949 Rubemann)		3326	0.216
18	复叠式系统测试值 (1954 Ball)		3256	0.221

3.1.1.13 用于氮和氢的预冷林德-汉普逊系统

基本林德-汉普逊系统是适合于小规模液化厂,然而由于氮、氢和氦气体最高转化温度低于环境温度,所以不带预冷林德-汉普逊系统不能用于液化氮、氢和氦。通过选取合适的流体的预冷系统就可以使进入基本林德-汉普逊液化器的

气体温度低于转化温度。

原则上,具有三相点温度低于氮和氢最大转化温度的任何流体都能用做冷却剂。符合这样要求的流体有氟、氧、空气、甲烷、氨和氮,通常液氮是最便宜而且最安全的低温介质,因此,氮和氢的液化系统常用液氮作为预冷剂。

液氮预冷林德-汉普逊系统的流程见图 3-22。对于小型实验室用液化器,氮液化的子系统由一个储存容器所代替。来自于储存容器内液氮进入冷却槽内,汽化气通过三通道热交换器复温而直接入大气。对于大规模系统,则需进行经济分析以决定是否应采用独立的氮液化系统。因为在氮预冷槽以下的氢系统的部分是一个原始的林德-汉普逊系统,由等式(3-8)可知,液化率为

$$y = \frac{h_7 - h_4}{h_7 - h_1} \quad (3-27)$$

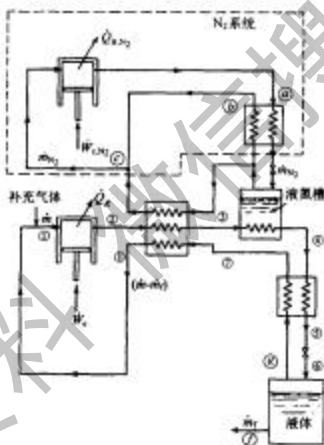


图 3-22 适用于液化氢和氮的液氮预冷林德-汉普逊系统图

该系统中感兴趣的另一参数是液氮的需要量,取三个换热器、液氮槽、液氢或氮的储罐和节流阀作为分析系统,针对没有热漏的稳定流动,可以得到

$$0 = m_N h_c + (m - m_1) h_1 + m_1 h_2 - m_N h_4 - m h_2 \quad (3-28)$$

式中： m_{N_2} ——液氮的质量流量，液氮用于冷却进入的氢或氮气；

m ——通过压缩机的氢或氮的质量流量；

m_r ——液化下来的氢或氮的质量流量。

定义单位质量压缩氢或氮所对应的氮的蒸发率为

$$z = m_{N_2} / m \quad (3-29)$$

联合式(3-29)和式(3-28)，可解得

$$z = \frac{h_2 - h_1}{h_c - h_a} + y \frac{h_2 - h_1}{h_a - h_s} \quad (3-30)$$

单位质量液化氢或氮下氮的蒸发率则为

$$\frac{m_{N_2}}{m_r} = \frac{m_{N_2} / m}{m_r / m} = \frac{z}{y} \quad (3-31)$$

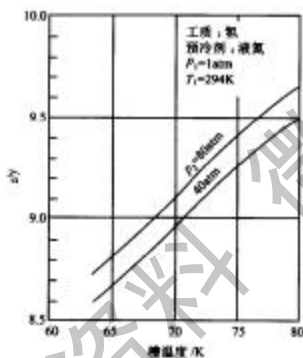


图 3-23 在液氮预冷林德-汉普逊系统中每液化单位质量氢所需氮的蒸发率与液氮槽温度的关系图

如前讨论的那样，我们可以看出，带预冷林德-汉普逊系统可以通过降低进入热交换器(图 3-22④)的温度来改善液化率。这点可以通过降低氢或氮液化系统中液氮槽的压力来实现。因为液氮在预冷槽内沸腾，随压力的降低，沸腾温度或槽温度相应也降低。实际降低槽温有一定限制，液氮在三相点压力以下固化，最低可达温度为 63.2K，再进一步降低压力将导致固体氮代替液体氮，由于在固氮与热交换器壁之间存在一层蒸气膜，所以在固氮与热交换器壁之间达到良好热接触是很困难的，这个现象把预冷槽的温度限制在了 63.2K 以上。单位质量液化氢或氮下氮的蒸发率 z/y 与预冷温度和压力 p_2 之间关系见图 3-23 所示。

3.1.1.14 用于液化氢的克劳特系统

克劳特系统降温并不主要依赖于节流阀，因此可用于氢或氮的液化。带液氮预冷的克劳特系统流程见图 3-24 所示。用于生产液氮的液氮预冷克劳特系统比液氮预冷的林德-汉普逊系统循环效率提高 50%~75%。

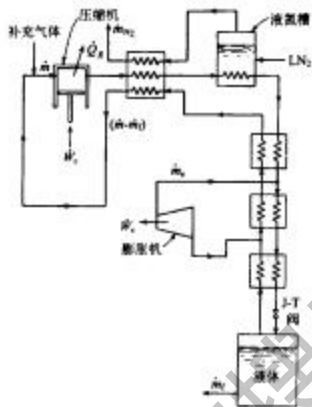


图 3-24 生产液氮或氧的液氮预冷克劳特系统图

3.1.1.15 氮制冷的氮液化系统

利用一套氮气制冷机来冷凝氢或氮,其流程见图 3-25。在该系统中,氢或氮首先被压缩,经液氮槽预冷而降低氮制冷机的耗功,最后在热交换器内被冷氮气冷凝为液体。氮制冷机采用改进的克劳特系统,在循环中氮气并不被液化,但达到的温度比液氢或氮更低。压缩氮气经液氮槽预冷,进入膨胀机膨胀产冷降温,冷氮气返回以冷却高压的氢或氮,以使其液化。

采用氮制冷系统与高压系统相比所具有的好处是,相应地降低了使用压力,缩小了压缩机的尺寸和减小了系统材料的壁厚,但需用两台压缩机。氢或氮仅压缩到足以克服实际系统中经过热交换器和管道的不可逆压降,氢或氮气回路中压力通常压缩到 300~800kPa 就足够了。该系统中对氮制冷机压头是不太敏感的。对于氮气压力为 1MPa,当包含产生液氮所需耗功时,实际系统中单位质量液化耗功约为 11 000kJ/kg 液氮,循环效率为 0.11。

3.1.1.16 氮液化器中正-仲氢转换

氢可能存在两种不同的状态:正氢和仲氢。在平衡氢中正氢的浓度主要取决于氢的温度。在通常环境温度下,平衡氢是 75%正氢和 25%仲氢的混合物。在液氮的标准沸点时,氢的平衡组成几乎全部为仲氢,占 99.8%。当氢气经过液化系统时,气体不可能在热交换器内保持足够长的时间以建立起一定温度下的平衡氢

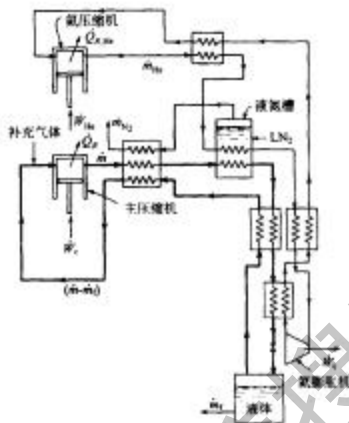


图 3-25 氮气制冷的氮液化系统图

组成,带来的结果是“新鲜”的液氮中实际上由接近环境温度下的正仲氢组成。假如单独放在液氮槽内,在那里将经历一个放热反应,正氢转化为仲氢时将放出比仲氢汽化潜热还大的转化热,若不采取预防措施,将导致严重的蒸发损失。这个特殊问题在氮液化系统中都会碰到。在液体储存于液氮槽前,在液化系统内必须吸收掉这部分转化热。使用催化剂可以加速这个转化过程。因为转化热导致液氮蒸发的加快,若在液氮槽内尽可能实现转化是有益的,液氮比液氢便宜得多。从表 1-14 中可以得知:相应于液氮真空沸腾温度 70K 下平衡的组分是 55%~60% 仲氢。因此,若在该温度下转化是彻底的,在液氮槽内释放的热量将降低几乎一半。

图 3-26 示出了两种可能的正仲氢转化的布置。第一种布置是:氢气通过液氮槽内催化剂,在热交换器内进一步降温后进入节流阀膨胀,再进入液氮槽。通过一个催化床进入外部的储存容器,由于转化热引起蒸发氢气通过热交换器回收冷量,给进来的气流提供了附加的冷却。第二种布置是与第一种相似,不同的是在节流前高压气流分成两个部分。一部分通过节流阀膨胀后流入插在液氮槽内催化床,经催化床内转化后液氮放入储存容器内;另一部分高压气流通过另一个节流阀膨胀进入液氮槽内,给催化床提供冷源,汽化的蒸气回流热交换器,而去冷却进入的高压气体。第二种布置与第一种布置相比液化率高 20%。

已经证明有效的催化剂是:①氢氧化铁;②铝粒上涂氧化铬;③活性炭和硅胶;④镍基催化剂。当然,氢氧化铁是最有效的,只需小容量的催化剂即可全部转化为

平衡组分。采用能够提供大量体表面积粉末催化剂更能加快转化过程。

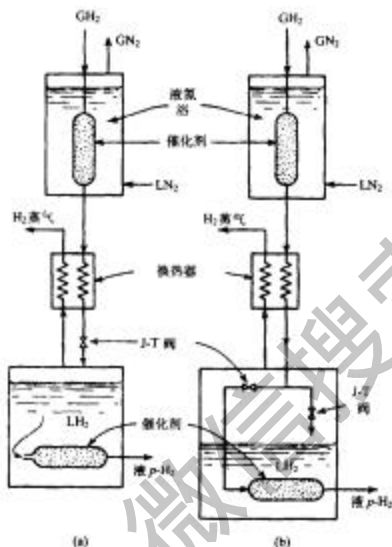


图 3-26 正仲氮转化布置图

当然,不纯物会使催化剂中毒或严重降低其效率。甲烷、一氧化碳和乙烯会使催化剂发生暂时的中毒。氯气、氢氯化物和氢硫化物会永久降低催化剂的活力。所以在进入液化器之前,从原料气中除掉这些材料是非常重要的。

3.1.4.17 考林斯氮液化系统

如氢和氮的情况一样,采用液氮作为预冷剂的带预冷林德-汉普逊系统可以用来液化氮气。早期氮液化器就是使用这样的预冷系统。

低温工程里程碑之一是麻省理工学院考林斯研制的氮液化器,该液化器流程如图 3-27 所示,是克劳特系统的进一步发展,在该系统中依据氮的进口压力采用 2~5 台膨胀机。

取除氮压缩机及膨胀机外的所有部件作为分析系统,对该稳定流动系统应用热力学第一定律,就可求得液化率 y 为

$$y = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_f} + x_1 \frac{\Delta h_{a1}}{h_1 - h_f} + x_2 \frac{\Delta h_{a2}}{h_1 - h_f} \quad (3-32)$$

其中, $x_1 = m_{a1}/m$; $x_2 = m_{a2}/m$; Δh_{a1} = 液体通过膨胀机 1 的焓降; Δh_{a2} = 液体通过膨胀机 2 的焓降。 m_{a1} , m_{a2} 分别表示流过膨胀机 1 和膨胀机 2 的质量流率, 针对超过两台膨胀机的系统, 在等式 (3-32) 右边加入类似于式中右边第二项的值。

通过使用液氮预冷槽可以使考林斯氮液化器冷却时间从 4h 降到 2h, 因此, 采用预冷改善了液化系统的性能, 液化率可以增加 3 倍。但不采用预冷槽同样可以获得液氮, 因为该系统中, 并不惟一依赖于焦耳-汤姆逊降温效应。

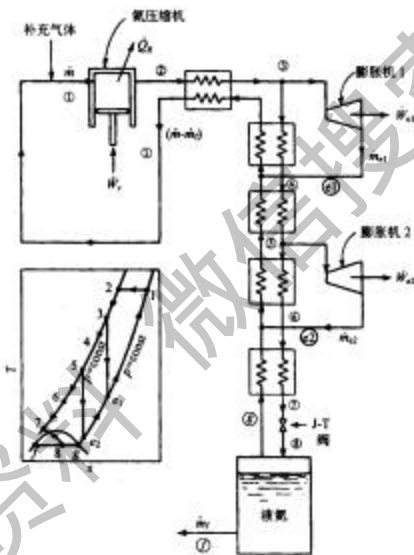


图 3-27 考林斯氮液化系统图

3.1.1.18 西蒙氮液化系统

1948 年皮卡特和西蒙采用间断的步骤液化了氮, 称为西蒙氮液化系统。其系统见图 3-28, $T-s$ 图见图 3-29。

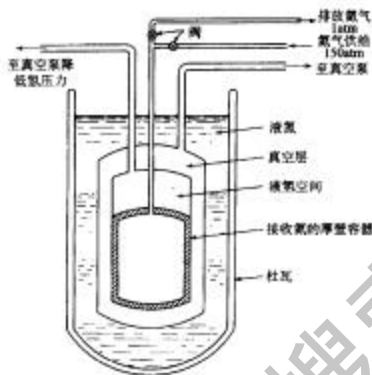


图 3-28 西蒙液化系统图

西蒙系统的运行过程如下。

过程 1-2: 氮气以环境温度和 10 - 15MPa 压力充入厚壁容器内。

过程 2-3: 液氮充入杜瓦内, 把整个厚壁容器和内部高压氮气冷却至液氮温度(77K)。该过程中, 真空夹层充入 $1\text{kg}/\text{cm}^2$ 氮气以起到内容和液氮槽之间传热介质的作用。厚壁容器氮气进口阀打开, 在降温过程中进一步补充氮气以使氮气压力保持恒定。该过程结束后, 两容器之间空间再抽成真空以使内容器绝热。

过程 3-4: 液氮充入内容器的上部空间, 以使高压氮气进一步冷却至液氮温度(20.4K)。

过程 4-5: 把液氮上部的压力大约降至 0.23kPa。在该过程中, 液氮随压力的降低而沸腾降温, 直至氮固化。该过程结束, 固态氮温度约 10K, 从而使厚壁容器内氮气也降至该温度。通过控制引入液氮量, 最后就可以使所有固氮升华, 这时厚壁容器绝热在 10K。

过程 5-6: 已降至 10K 的高压氮气开始绝热放气至大气压。在该过程中, 保留

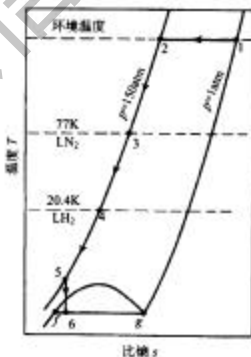


图 3-29 西蒙液化系统的 $T-s$ 图

在内容器内的氮气对放出去的氮气做功,因此,剩下的氮气温度进一步降低,在该冷却过程中,厚壁容器热量传给容器内剩余气体,因为在该温度范围内金属的比热容是如此小,以致该热传递并不严重影响系统的性能。该过程结束时,厚壁容器内含有 75% - 100% 液氮。

我们假定可逆地从厚壁容器传入热量,同时容器材料的比热容符合 T^3 德拜表达式,则可以估算液化率。针对可逆传热,

$$dQ = m_c T_c ds_c = c_c m_c dT_c \quad (3-33)$$

式中: m_c ——厚壁容器的质量;

T_c ——厚壁容器的温度;

c_c ——容器的比热容。

容器比热容用德拜表达式替代,容器的熵变为

$$ds_c = 233.78 R_c T_c^2 \frac{dT_c}{\theta_0^3} \quad (3-34)$$

式(3-34)积分,得

$$\int_s^6 ds_c = \int_{T_1}^{T_2} 233.78 R_c T_c^2 \frac{dT_c}{\theta_0^3}$$

$$\Delta s_c = -\frac{77.93 R_c}{\theta_0^3} (T_2^3 - T_1^3) \quad (3-35)$$

事实上由于存在漏热,厚壁容器和氮气的熵变可表示为 $s_{out} - s_{in} = \Delta s_{le} + \Delta s_c$ 或

$$(m_6 - m_5) s_5 - 0 = (m_6 s_6 - m_5 s_5) + m_c \Delta s_c \quad (3-36)$$

式中: m_6 ——膨胀后容器内总的氮质量;

m_5 ——膨胀前容器内总的氮质量;

s_5, s_6 ——⑤和⑥的熵值。

$$s_6 = s_5 - (m_c/m_6) \Delta s_c \quad (3-37)$$

若厚壁容器的熵变非常小,可以认为氮气的熵变为 0。

也可以把 s_6 表示成液化率 $y = m_l/m_6$ 的关系,则

$$s_6 = y s_l + (1-y) s_g \quad (3-38)$$

式中, s_l 及 s_g 是最后状态点饱和液体及饱和气体的熵。式(3-37)及式(3-38)右边相等,即可求得液化率 y

$$y = \frac{(s_g - s_l) + (m_s/m_0)\Delta s_s}{s_g - s_l} \quad (3-39)$$

⑥状态下氮气的质量也与液化率和氮比体积相关,即

$$v_0 = yv_l + (1-y)v_g = v_g - y(v_g - v_l) = V/m_0 \quad (3-40)$$

式中, V 是容器的内容积。

我们感兴趣的是,充满液体部分的容器体积,该比值 V_l/V 由下式决定

$$\frac{V_l}{V} = \frac{m_l v_l}{m_0 v_0} = \frac{yv_l}{v_0} \quad (3-41)$$

把等式(3-40)中比容积 v_0 代入,可得容积比的下列表达式

$$\frac{V_l}{V} = \frac{y}{(v_g/v_l) - y[(v_g - v_l) - 1]} \quad (3-42)$$

除非能测出容器中放出的量,不然计算是个迭代过程,其原因在于 m_0 也是 y 的函数。当然,也只有知道液化率后,才能得出⑥的质量。

3.1.2 气体分离和纯化系统

在大多数情况下,低温下混合物分离是所有分离法中最经济的。在过去的半个多世纪以来,工业化气体分离系统得到了非常迅速的发展。实际上大多数商业化产品如氧、氮、氩、氖、氦和氙是通过液空的精馏获得。其他一些分离方法(如物理吸附和制冷纯化)也随温度的降低分离效果将得到提高。

虽然液化系统与分离过程紧密相关,但本章重点将放在分离系统的性能,为了表明分离系统的性能,首先必须知道分离混合物的理论最小功。

3.1.2.1 热力学理想分离系统

如液化系统一样,首先我们要建立热力学理想分离系统,其目的在于为使用各种实际分离系统提供一个比较依据。因为混合气体没有外部作用是无法分离的,然而有一种方法能够实现可逆地分离和混合,那就是借助于半渗透膜。该膜仅允许一种气体自由完全地通过,而其他气体无法通过。使用这种装置,气体混合时就可以获得输出功,输入同样的功就可以把他们分开,因此,该过程是个可逆过程。

半透膜的想法并不是完全理论概念,因为具有这样特性(某种气体半渗透性)的材料是存在的。例如,一薄层的钯允许氢分子通过,但不允许其他气体通过。因为我们所关心的是理想可逆系统,所以适合于某种气体的半透膜是否存在并不重要。

先看如图 3-30 双汽缸布置的双组分气体混合物分离情况,左边活塞是允许气

体 A 通过,而不允许气体 B 通过;右边活塞是允许气体 B 通过,而不允许气体 A 通过。我们的目的是计算可逆地把两种气体分开所耗的功。因为整个分离过程是可逆的,所以分离过程应在恒温下进行,采用与外部热源的热交换就可达到。

在这种情况下可逆地分离气体所耗能量等价于把每一组分在混合气中分压恒温压缩到混合气的压力所需要压缩功之和。图 3-30 中左边活塞允许气体 A 通过,因此,气体 B 分子在活塞膜上施加压力等于气体 B 的分压,当左边活塞膜朝右边移动时,仅把气体 B 从分压压缩到混合气体的总压。同样右边活塞仅压缩气体 A。开始时混合气体温度 T_m , 压力为 p_m , 当两个活塞同时相对运动,并把每种气体压缩到原始混合气的压力时,混合气分成同温度同压力下的两种纯气体。

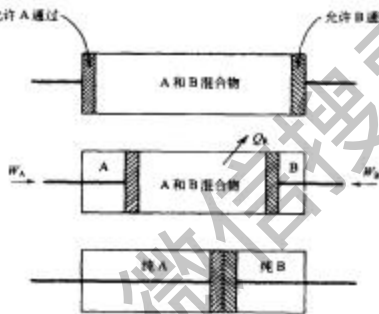


图 3-30 热力学理想分离系统模型图

左边的活塞只允许气体 A 通过,右边的活塞只允许气体 B 通过,通过把两个活塞移动到一起,由 A 气体和 B 组成的混合物就可逆地被分离成纯净的气体 A 和气体 B。300K 时,双组分气体混合物分离的理想耗功如表 3-4 所示。应用每一种气体的湿-熵图就可以决定可逆等温耗功

$$-W_i/m = T_m(s_1 - s_2) - (h_1 - h_2) \quad (3-43)$$

式中,下标 1、下标 2 分别代表分离前、后的状态。分离单位质量混合物的总耗功为

$$-W_i/m_m = (-W_{i,A}/m_A)(m_A/m_m) + (-W_{i,B}/m_B)(m_B/m_m)$$

每一组分理想耗功用式(3-43)代替,得到

$$-\frac{W_i}{m_m} = T_m[(m_A/m_m)(s_{1A} - s_{2A}) + (m_B/m_m)(s_{1B} - s_{2B})]$$

$$-[(m_a/m_a)(h_{1a} - h_{2a}) + (m_b/m_a)(h_{1b} - h_{2b})] \quad (3-44)$$

表 3-4 双组分气体混合物分离的理想耗功(300K)

气体	摩尔分量	单位摩尔混合气 耗功/(kJ/kmol)	分离出单位质量该种气体 组分所耗的功/(kJ/kg)
氮	0.780 84	1312	60.0
氧	0.209 46	1280	191.0
氮	0.009 34	132.1	353.9
CO ₂	0.000 33	7.42	511.0
氩	1.818×10^{-5}	0.540	1472.5
氙	1.14×10^{-6}	0.0404	438.1
氫	8.60×10^{-8}	0.003 70	328.1
氢氟化合物	3.12×10^{-8}	7.06	7485
重氢(氘)	1.56×10^{-8}	3.80	6090
氦 3	1.00×10^{-7}	0.004 27	14 222

由式(3-44)可以看出,分离的理想耗功随分离过程进行的温度降低而降低。通常 T_a 限制在大气温度。提供低于环境温度热平衡需要花费附加功。

大部分分离过程运行压力较低,可以当作理想气体的混合物,从而进一步简化式(3-44)。对于理想气体, $p_i = m_i RT$, 理想气体的熵 $s_i = c_{p,i} \ln T - R \ln p_i + s_{i,0}$, 理想气体的焓 $h_i = c_{p,i} T + h_{i,0}$, 其中 $s_{i,0}$ 和 $h_{i,0}$ 是参考状态点的熵和焓值。把这些关系式代入式(3-44), 并注意到从 1 到 2 过程是等温过程, $T_1 = T_2 = T_a$, 则我们可以得到理想气体混合物分离的理论功

$$-\frac{W_i}{m_a} = T_a \left[(m_a/m_a) R_a \ln(p_a/p_{1a}) + (m_b/m_a) R_b \ln(p_b/p_{1b}) \right] \quad (3-45)$$

整个过程是在恒温 and 恒总容积 V_m 下进行, 因此分压比可以表达成质量比, 即

$$\frac{p_m}{p_{1a}} = \frac{m_m R_m T_a / V_m}{m_a R_a T_a / V_a} = \frac{m_m R_m}{m_a R_a}$$

使用单位摩尔代替单位质量更为方便, 因为 $mR = n_a \mathcal{R} = m_a \mathcal{R} / M$, 上式可以写成

$$\frac{p_m}{p_{1a}} = \frac{n_m}{n_a} = \frac{1}{y_a} \quad (3-46)$$

式中, $y_a = n_a/n_m$ 为气体 A 的摩尔分量, 从而可以得出分离 1 摩尔混合物耗功为

$$-\frac{W_i}{n_m} = \mathcal{R} T_a [y_a \ln(1/y_a) + y_b \ln(1/y_b)] \quad (3-47)$$

式(3-47)可以扩展到 j 种组分理想气体混合物的完全分离,即

$$-\frac{W_i}{n_a} = RT_m \sum_j y_j \ln(1/y_j) \quad (3-48)$$

式中, y_j 是混合物中 j 组分的摩尔分量,一些气体混合物理想耗功见表 3-4。

类似于定义液化系统的循环效率那样定义分离系统的分离效率 FOM 为

$$\text{FOM} = \frac{-W_i/n_a}{-W/n_a} = \frac{-W_i/m_a}{-W/m_a} \quad (3-49)$$

3.1.2.2 混合物的性质

3.1.2.2.1 相律

对应单相的单组物质(如氮气,我们只需知道两个独立的热物性值,如温度和压力、压力和比体积、焓和熵等,就可以确定物质的热力学状态。换言之,若给定物质的任意两个物性值,就可以求出其他的物性值。

另外,把两组以上组分的混合物看成单相时,就必须知道除一种以外其他组分的摩尔分数。例如,针对氮、氧和氩组成混合物,我们知道压力、温度和氮和氧的摩尔分数,混合物的其他物性就可以确定。

若单组物质以两相出现时(如液氮和气氮),并非所有热静力学参数都是独立的。对于一组相态,在物性之间存在一个蒸气压力方程的关系式。例如,处于平衡态液氮和气氮,我们只需一个物性参数(例如饱和温度)就可确定液相和气相的其他物性值。

对于多于一相和超过一个组分物质,我们必须应用 Gibbs 相规律(1878 年 Gibbs 发现)来描述状态所需要独立变量的数目。Gibbs 相规律如下

$$T = C - P + 2 \quad (3-50)$$

式中, T ——描述体系状态所需要独立变量的数目;

C ——存在组分数;

P ——存在的相数。

在双组分混合物相平衡曲线中,有几种可能出现的形状,图 3-31 上给出了 3 种典型的曲线。第一种典型曲线是适用于压力低于双组分的临界压力,见图 3-31(a),把空气看做是氮和氧的混合物时,压力在 100 - 1000kPa 之间的液空属于这种情况。第二种情况是混合物中组分之一临界压力低于所作的温度-浓度图时的压力,见图 3-31(b)。氮-氮混合物压力在 2MPa 左右会出现这种类型的曲线。第三种情况表明了在一一定的浓度下混合物会转为共沸混合物。这时混合物的性能与单纯组物质完全一样。典型例子是在 101.3kPa 丙酮与三氯甲烷作为混合物

会产生这种现象。用精馏原理无法把这类共沸混合物分开。幸好，低温流体在分离时不会形成共沸混合物。

3.1.2.2 温度-浓度图

让我们详细考虑显示于图 3-31(a) 双组分性能，氧-氮混合物是典型例子。现在来看混合物在冷却时所发生的现象。假定冷却前混合物处于气相，见图 3-32 中点 1，在达到上分离线之前随冷却过程的进行，混合物浓度不变，但温度不断降低。上分离线称为露点线，因为在该状态下混合物首先开始凝结。假如整个混合物温度均匀，高沸点组分首先开始凝结，凝结液浓度见图 3-32 上 2f 点，而蒸气几乎保持原气组分的浓度，见 2g 点。下分离线称为泡点线，因为当加热液体时，在该状态下混合液首先开始沸腾。当混合物进一步冷却时，低沸点组分开始越来越多地凝结，所以液相组分向下移到了 3f 点，而蒸气相状态向下移到 3g 点，当所有的混合物全部冷凝时，最后液体的浓度与开始时气相浓度一致，见图 3-32 上 4f 点，而最后一点蒸气的浓度见 4g 点。值得注意的是，混合物的温度在冷凝过程中是不断降低的，因这些双组分混合物的冷凝和沸腾并不像单组分那样在恒温下进行。

通过以上分析可以看出通过部分冷凝可以分离混合物。当混合物部分冷凝在图 3-32 上 3f 和 3g 点时，液体中高沸点组分浓度增大，而气相中低沸点组分浓度增大。多次重复该过程就是精馏塔的基本原理。该原理是分离混合物的一个非常重要的方法。



图 3-31 典型双组分温度-成分图

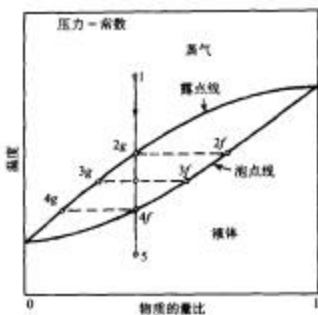


图 3-32 两组分混合物的冷凝图

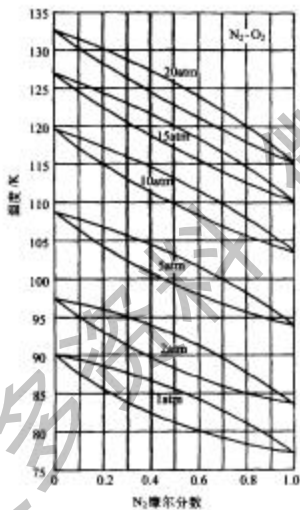


图 3-33 氧-氮混合物的温度-浓度图

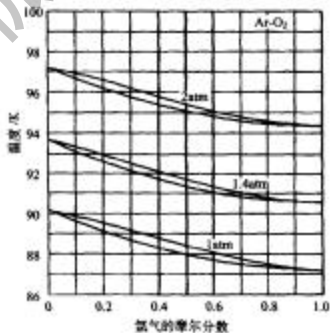


图 3-34 氧-氩混合物的温度-浓度图

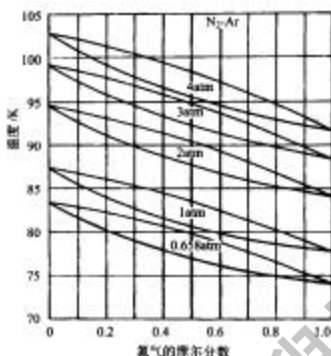


图 3-35 氮-氩混合物的温度-浓度图

相平衡曲线具体形式取决于构成混合物分子之间的内作用力。对于分子内作用比较弱的液体混合物,如稀溶液一样,可用著名的 Raoult 定律表式

$$p_j = \pi_j x_j \quad (3-51)$$

式中: p_j ——第 j 组分在液相上部气相中的分压;

π_j ——在混合物温度下第 j 组分的蒸气压;

x_j ——在液相中第 j 组分的摩尔分数。

所有浓度下都服从 Raoult 定律的混合物称为理想的溶液。

若在液体混合物上部蒸气相也可以看做理想气体,则蒸气相的分压与总压力之间关系由 Gibbs-Dalton 定律决定

$$p_j = p y_j \quad (3-52)$$

式中, y_j 指的是在蒸气相中第 j 组分的摩尔分数。把式(3-52)代入式(3-51),有

$$y_j = (\pi_j / p) x_j \quad (3-53)$$

因为蒸气压针对纯物质而言仅是温度的函数。若把气体看做理想气体,同时液体看做理想液体,则可以联合式(3-51)和式(3-52)来描述混合物组分与温度依赖关系。理想气体混合物的分压之和等于总压,即

$$p = \sum_j p_j = \sum_j \pi_j x_j \quad (3-54)$$

对于两组分混合物, $x_2 = 1 - x_1$, 因此, 服从 Raoult 定律双组分混合物式(3-54)可以改写成下式

$$p = \pi_1 x_1 + \pi_2 (1 - x_1) \quad (3-55)$$

对于恒定混合物压力, 式(3-55)可以用温度对组分 1 的摩尔分量作图表示双组分混合物的泡点线, 在已知泡点线情况下, 利用式(3-53)做出露点线。

3.1.2.2.3 平衡常数

气相和液相中摩尔百分比之间的关系可以用平衡常数 K 表达, K 定义为

$$K_j = y_j / x_j \quad (3-56)$$

适用于理想气体和理想液体的平衡常数由式(3-53)可以得到

$$K_j = \pi_j / p \quad (3-57)$$

适用于理想气体和非理想液体的平衡常数必须由实验得出。

双组分混合物的液相和气相组成由每个组分的平衡常数来确定, 从式(3-56)可得

$$y_1 = K_1 x_1$$

$$y_2 = K_2 x_2 = K_2 (1 - x_1)$$

针对双组分混合物, 有

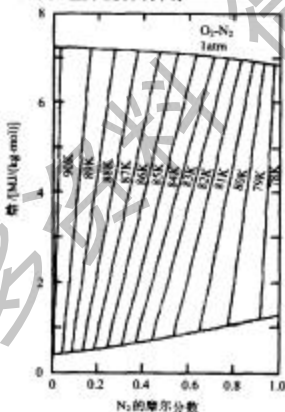


图 3-36 101.3kPa 下氮-氧混合物的露-浓度图

$$y_1 + y_2 = 1 = K_1 x_1 + K_2 (1 - x_1)$$

从而可求得液相中组分 1 的摩尔分数为

$$x_1 = \frac{1 - K_2}{K_1 - K_2} \quad (3-58)$$

由式(3-56)和式(3-58)可求出气相中组分的摩尔分数为

$$y_1 = K_1 x_1 = \frac{K_1 (1 - K_2)}{K_1 - K_2} \quad (3-59)$$

3.1.2.2.4 焓-浓度图

研究混合物非常重要的另一组热

力学曲线是焓-浓度图,典型氮-氧混合物系统的焓-浓度图见图 3-36。在图 3-36 中可以看出露点线(饱和蒸气)和泡点线(饱和液体)。如前节所述的那样,在温度-浓度图上,随双组分混合物冷凝,混合物的温度将降低,这意味着在露点线和泡点线之间等温线在焓-浓度图上并不是垂直线。从图 3-36 中同样可以看出等温线有一定的斜率。

3.1.2.3 气体的分离原理

3.1.2.3.1 简单冷凝或蒸发过程

从上节我们可以看出通过部分冷凝能实现混合物的分离。该简单过程的效率主要取决于温度-浓度图上相分离曲线的形状。对沸点相差较大的物质所组成混合物通过部分冷凝能达到有效的分离,而对沸点相近物质所组成的混合物该法将失去分离作用。

例如,2.027MPa 的氮和氧的混合物,摩尔组成为 80% 的氮和 20% 的氧。混合物的温度-浓度图见图 3-37。因为氮的沸点远比氧低,首先,111.2K 冷凝液体由 99.35% 的氮组成。温度降到 80K 时,液体的浓度是 99.43% 的氮,液相上部气相中浓度为 6.4% 的氧。在该过程中,79% 的原始气体被冷凝,在一些应用场合,该浓度是可以满足的。

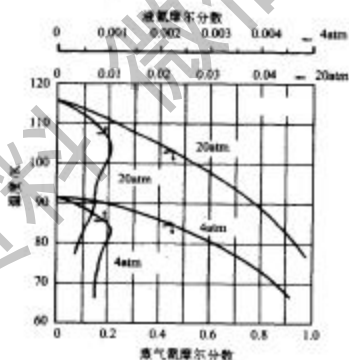


图 3-37 氮-氧混合物的温度-浓度图

另外,再来看看通过部分冷凝分离氮-氧混合物时会出现的情况。假定开始分离前状态为 101.3kPa,摩尔组成为 21% 的氧和 79% 的氮,氮-氧混合物的温度-浓

度图见图 3-33。冷凝约 88% 的原始气体时,可以获得液体产品组分为 77% 的氮和 23% 的氧,同时在液体上方的蒸气组成为 93% 的氮和 7% 的氧。若全部冷凝,导致的结论是液体的组成与原始气体完全一样,在液相上方的最后一点蒸气的组成为 94% 的氮和 6% 的氧。

从以上举例中我们可以看出,事实上通过简单的冷凝并不能把空气分离成纯组分,仅能达到部分分离,不能满足许多实际的应用。氮-氮混合物、氮-氢混合物等由于沸点相差很大,完全可以通过部分冷凝法实现满意有效的分离。

部分蒸发过程也可以用温度-浓度图表示出来,它与上面所述的部分冷凝过程相类似,仅方向相反而已。

从以上讨论可以得出二元组分相变过程的一些主要特性如下。

① 对于某一成分的二元混合物,在一定压力下,开始冷凝或开始蒸发到冷凝结束或蒸发结束时温度是不断变化的,这一点与纯组分不同。

② 在冷凝或蒸发过程中,液相和气相的浓度是连续变化的。

③ 通过部分冷凝或蒸发可以有效地分离沸点相差很大的二元混合物,但对沸点相差较小的二元混合物达不到有效的分离。

3.1.2.3.2 精馏原理

精馏就是以部分蒸发和部分冷凝用逆流方式进行复叠分离的过程。为了说明精馏过程,以空气的分离作为例子。把空气可以看做氮-氧的二元混合物,精馏塔的原理图见图 3-38,其可以在温度-浓度图 3-39 上示意。

假定引入塔的需求分离的混合气 1 点处于饱和蒸气。在理想稳定状态运行时,在进料口上的液层具有与进料气相同的浓度,尽管点 2 的液体温度比进料气低。温度较高的蒸气由塔板下方通过小孔向上流动,而温度较低的液体由上塔板经溢流装置流到下塔板,与通过小孔流动的蒸气进行热质交换。当蒸气泡通过液体层时,较高温度的蒸气把热量传给液体,见图 3-40 所示。气泡内的高沸点组分氧被冷凝,而液体内的低沸点组分氮被蒸发。因此,当气泡通过液体向上移动时,气泡中氮富集,而向下流的液体中氧富集。

在理想或理论塔板上,离开液体的蒸气与塔板上的液体处于同一温度,也就是说蒸气将以图 3-39 上点 3 状态离开,然后蒸气通过 4 点液层流动,其后整个过程重复。当蒸气逐次通过液层向上沿塔流动时,蒸气中氮组分越来越富集,而液体在塔内从上一层流到下一层时,液体中氧组分越来越富集。通过使用大量塔板,能够获得相当纯的单组分。在塔底,必须加入热量为进料口下的塔板提供蒸气,在塔的顶部,必须移去一些热量来为进料口上的塔板提供液体。

如通常情况一样,任何事情不可能达到完美。在实际的精馏塔中,蒸气不可能达到液体的温度才离开塔板。因此,需要比理论塔板数更多的塔板才能达到给定分离要求。定义塔板上的浓度变化与平衡时应达到的浓度变化之比称为塔板效率

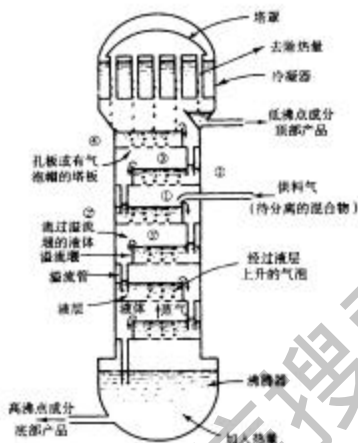


图 3-38 精馏塔的原理图

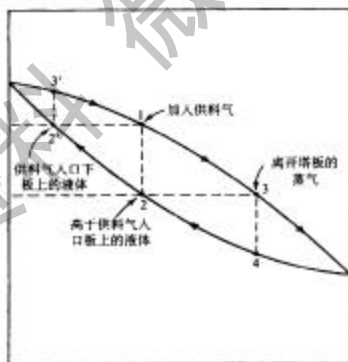


图 3-39 精馏过程中温度-浓度图

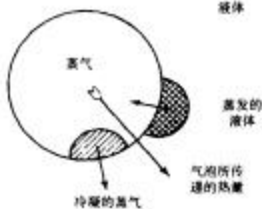


图 3-40 气泡通过塔板时热交换情况图

(图 3-41), 即

$$\eta_M = \frac{y_j - y_{j-1}}{y_j^0 - y_{j-1}} \quad (3-60)$$

式中: y_j ——离开第 j 块塔板的蒸气中低沸点组分的摩尔浓度;

y_{j-1} ——升到第 j 块塔板的蒸气相中低沸点组分的物质的量;

y_j^0 ——与第 j 块塔板液相相平衡的蒸气相中低沸点组分的物质的量。

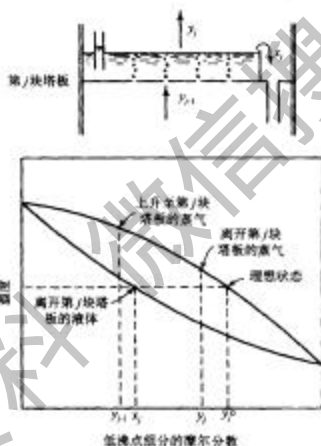


图 3-41 板效率的定义图

1946年, Geddes 分析了气泡与液体之间质传递的情况, 得到了塔板效率式

$$\eta_M = 1 - \exp(-3U_M t^0 / R_b) \quad (3-61)$$

式中: U_M ——气泡与液体之间的总质量传递系数;

t^0 ——气泡通过液体层的时间;

R_b ——气泡半径。

利用 Geddes 建议表达式,我们可以看出有益于提高塔板效率的因素为小气泡(小 R_b);长接触时间(大 t°);大的总质交换系数 U_w 。

若有大的 U_w 值,也必有大的热交换系数,原因在于热和质交换情况紧密相关。

3.1.2.3.3 闪蒸计算

蒸气供给精馏塔时,在进料口前通常通过节流阀膨胀。若蒸气以两相状态进入塔,则确定进料口的状态是非常重要的(液相占总流量的百分比)。因为闪蒸的温度是未定的,所以求解这类问题(闪蒸计算)的技术包含一个迭代。这类闪蒸计算的步骤如下。

假定进料以这样状态进入节流阀,摩尔流量 F 、摩尔焓 h_f 和第 j 组分摩尔分数 x_{fj} 。进料气可以全部是蒸气、气液混合物或全部为液体。离开节流阀的出料是气液两相混合物。我们先定义蒸气的摩尔流量为 V 、液体的摩尔流量为 L 、蒸气的摩尔焓为 H 、液体的摩尔焓为 h 、第 j 组分蒸气的摩尔分数为 y_j 、第 j 组分离体的摩尔分数为 x_j 及第 j 组分平衡常数为 $K_j = y_j/x_j$ 。

第 j 组分质量平衡:

$$x_{fj}/F = y_j V + x_j L = y_j(F - L) + x_j L \quad (3-62)$$

而 $x_j = y_j/K_j$, 所以从式(3-62)可以求得 y_j

$$y_j = \frac{x_{fj}}{1 + L/F(1/K_j - 1)} \quad (3-63)$$

能量守恒,则得

$$h_f F = hL + HV = hL + H(F - L) \quad (3-64)$$

从式(3-64)可求出离开系统液体物流的百分比为

$$\frac{L}{F} = \frac{H - h_f}{H - h} \quad (3-65)$$

因为蒸气相的摩尔百分比之和等于 1, 所以

$$\sum_j y_j = 1 = \sum_j \frac{x_{fj}}{1 + L/F(1/K_j - 1)} \quad (3-66)$$

若混合压力已知,式(3-66)仅含一个未知量,即混合物的温度。

计算步骤如下。

① 假定一个在露点和泡点之间的一个温度,露点和泡点的温度由混合压力及进料摩尔分数决定。

② 由式(3-65)计算液体百分比。

③ 计算式(3-66)右边的值,若该值等于1,则求解结束,开始假定的混合物温度正确,否则重新假定混合物温度,重复上述步骤。

3.1.2.3.4 精馏塔的理论塔板数计算

有两种基本方法用来计算精馏塔内所需的理论塔板数。方法之一是1921年 Ponchon 和 1922年 Savarit 建立的,它是一适用于所有情况的精确方法,但应用该方法需要详细的焓值数据。另一方法是1925年 McCable 和 Thiele 建立的,它在应用时仅需要平衡浓度数据。因为 McCable-Thiele 方法最适合于低温场合,所以我们在讨论时使用它。

先给塔内塔板记数,方法为:供料板上方精馏段,从供料板向上标数,用下标 n 表示;供料板下方提馏段,从沸器向上标数,用下标 m 表示。离开板的液体和蒸气用下标 n 标志(如 L_n 和 V_n)。在质量和能量平衡方程中用到的各量均标在图 3-42 上。

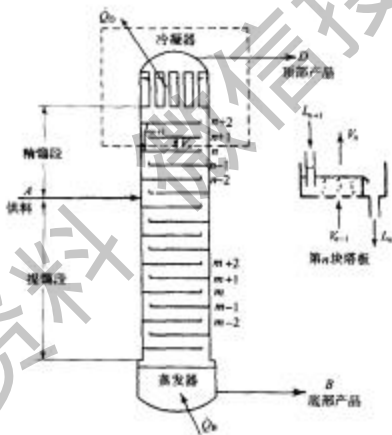


图 3-42 理想塔板计算公式推导中所用的系统

取第 n 块板上方塔的部分作为分析系统,应用质量守恒定律可以得到

$$V_n = L_{n+1} + D \quad (3-67)$$

式中: V_n ——离开第 n 块塔板的蒸气流量;

L_{n+1} ——离开第 $n+1$ 块塔板的液体流量;

D 是塔顶部产品总的摩尔流量。

若我们考虑仅是双组分混合物,把质量守恒定律应用于低沸点组分,得

$$y_n V_n = x_{n+1} L_{n+1} + x_0 D \quad (3-68)$$

式中, x_0 为在顶部产品中低沸点组分摩尔分数。把热力学第一定律应用于该分析系统。假定该系统没有热漏,无功输出,忽略动能和势能的变化,则

$$H_n V_n = h_{n+1} L_{n+1} + h_0 D + Q_0 \quad (3-69)$$

式中, H_n ——离开塔板蒸气的焓;

h_{n+1} ——离开冷凝器液体焓;

h_0 ——顶部产品的焓;

Q_0 ——塔顶部冷凝器中带走的热量。

等式(3-69)两边都除以产品流量 D 和从等式(3-67)求得 $L_{n+1}/D = V_n/D - 1$, 得到

$$(H_n - h_{n+1})(V_n/D) = (Q_0/D) + h_0 - h_{n+1} \quad (3-70)$$

从而可求得产品流量与蒸气相流量的比值为

$$\frac{D}{V_n} = \frac{H_n - h_{n+1}}{(Q_0/D) + h_0 - h_{n+1}} \quad (3-71)$$

利用等式(3-67),得到

$$\frac{L_{n+1}}{V_n} = 1 - (D/V_n) \quad (3-72)$$

最后,把式(3-68)两边除以蒸气相流量,得

$$y_n = (L_{n+1}/V_n)x_{n+1} + (D/V_n)x_0 \quad (3-73)$$

给定产品纯度后,理论塔板数可以通过以上关系式计算,式(3-73)也称为精馏段的操作线方程。

对于提馏段可采用类似分析方法,取 m 块板以下的塔部分作为分析系统,可得提馏段的操作线方程

$$y_m = (L_{m+1}/V_m)x_{m+1} - (B/V_m)x_B \quad (3-74)$$

现在我们可以开始求 McCabe-Thiele 解的理论塔板数。首先我们画出蒸气相的摩尔分数对与蒸气相热平衡液相中氮的摩尔分数图,这条曲线被称为平衡线,见

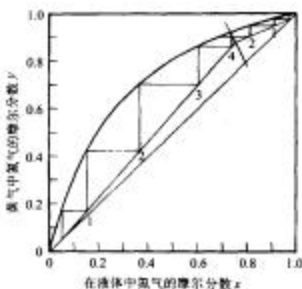


图 3-43 McCabe-Thiele 法的解图

图 3-43。在同一图上,再画上一条对角线和两条操作线。

离开冷凝器液体具有 98% 的氮组分,因此我们从精馏段操作线与对角线高点(对应液体中氮的摩尔分数为 98%)开始水平作线到平衡线。在平衡线上该点就是离开冷凝器下第一块塔板液体和蒸气的状态。接着,我们垂直向下画到操作线,在操作线上该点的含义是离开第一块塔板 y_{n-1} 下塔板的蒸气浓度和离开第一块塔板液体浓度 x_{n-1} 。再从操作线上该点水平画到平衡线,就得到了离开冷凝器下第二块塔板液体和蒸气的组分浓度。重复作图过程直到经过两条操作线的交点上。

在精馏段中理论塔板数等于垂直线的数(相应于离开每一块塔板的液体浓度)。在该例中,精馏段仅需三块塔板。

在经过了两操作线交点后,我们继续步进结构。从图 3-43 可以看出提馏段需要 4 块理论塔板。最后的垂直线相应的液体组分含氮量约为 5%,也相当于沸腾器中液体的表面浓度。

结论:在精馏段需要 3 块理论塔板加上冷凝器表面,在提馏段需要 4 块理论塔板加上沸腾器表面,该精馏塔共需 7 块理论塔板。

当顶部和底部产品纯度相当高时(如顶部产品中氮的摩尔分数大于 98%),在整个浓度范围内单个 McCabe-Thiele 图由于在 $x=0$ 和 $x=1$ 附近变得相当小而不实用。为此,对产品纯度要求很高的情况下,为操作线进口段发展一个简单分析表达式来计算理论塔板数。

当底部产品为气相时, M 是理论塔板数,当底部产品为液体, M 等于理想塔板数加 1(因子 1 代表沸腾器的表面)。

$$M = \frac{\ln(x_B/y_B)}{\ln(L_{n+1}/V_n K_1)} \quad (3-75)$$

式中: y_B —— 离开第 M 块塔板低沸点组分的摩尔分数;

K_1 —— 在纯高沸点组分饱和温度下低沸点组分的平衡常数。

同样可以为精馏段推导一个理论塔板数的简单分析表达式为

$$N = \frac{\ln\left(\frac{1-y_N}{1-x_D}\right)}{\ln(L_{n+1}/V_n K_2)} \quad (3-76)$$

当顶部产品是蒸气时,式中 N 表示组分浓度从 y_N 变到 x_D 所需理论塔板数;而当顶部产品为液体时, N 表示理论塔板数加 1,其中 1 表示了冷凝表面。当 y_N 低于 0.05 或当 y_N 大于 0.95 时,可以分别使用式(3-75)和式(3-76)计算。

3.1.2.3.5 最小理论塔板数

当操作线的斜率接近 1 时,给定分离过程的理论塔板数达到最小,因为这时在塔底到塔顶之间取的步数最少。从式(3-72)可以得出,要使 $L_{n+1}/V_n = 1$,这就需要 $(D/V_n) = 0$,也就是说没有产品从塔内取出。理论塔板最小数可以利用 45° 对角线作为操作线在 McCabe-Thiele 图上求得或使用 Fenske-Underwood 式求得。

$$N_{\min} = \frac{\ln \left[\frac{x_D(1-x_B)}{x_B(1-x_D)} \right]}{\ln(K_1/K_2)} - 1 \quad (3-77)$$

式中,平衡常数 K_1 和 K_2 都是温度的强函数,而 K_1/K_2 值与温度关系相对比较弱。当使用等式(3-77)时,推荐使用 K_1/K_2 的几何平均值。

另外,低温下的制冷量是非常宝贵的。通常在低温系统中采用小的回流比 L_{n+1}/V_n 以降低制冷量(也就是使 Q_D 小)。对于通常类型平衡曲线在整个长度上都是向下内凹,见图 3-44。最小回流比发生在两条操作线和进料线与平衡线相交于同一点的状态下。虽然该条件下回流比最小,但从图 3-44 可见,所需的理论塔板数是无穷大。很明显,在实际系统中,应在最小理论塔板数(固定产品速率下无穷大制冷量)和最小制冷量的塔板数(无穷大理论塔板数)之间取一折中值。在低

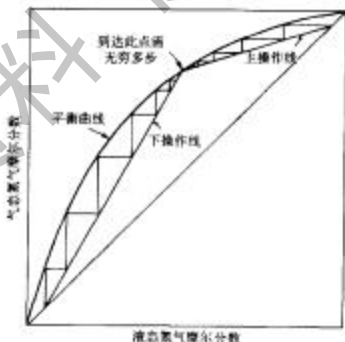


图 3-44 所需理论塔板数的说明图

温分离系统中,合理且经济的最佳回流比通常取在 1.1~1.2 最小回流比,原因是低温下制冷量价格远高于常温下制冷量的价格。

3.1.2.3.6 精馏塔的类型和结构

生产中常用的精馏塔有多种不同的塔型。根据塔的总体结构可分为板式塔及填充塔。板式塔又分为筛板塔、泡罩塔和浮阀塔。

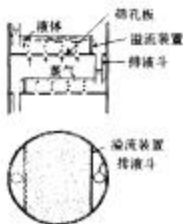


图 3-45 筛板塔的结构原理图

(1) 筛板塔

筛板塔是由塔板组成,其结构原理图见图 3-45。塔板主要由筛孔板、溢流装置组成。在小型精馏塔中筛孔板是整体的,大型精馏塔中筛孔板是由很多块扇形板拼接而成。采用扇形结构主要是为了便于拼接环型塔板及满足塔板刚度的要求。

筛孔板上有许多小孔,蒸气自下而上穿过小孔,经液体层鼓泡而上。液体按照一定的路线从塔板上流过,经溢流装置逐层往下流动。由于穿过小孔气流的托持,液体不会从筛孔漏下。蒸气经过各层塔板时,分散成许多股气流从小孔进入液体中与之接触,进行热质交换。空分塔中筛孔直径在 0.9~1.3mm 范围内。大型装置的塔板采用较大的孔径。筛孔之间的中心距一般采用 3.25mm。孔中心距与孔径之比对气、液接触有较大的影响,一般在 3~4 范围内选取。筛孔在塔板上按正三角形排列。

(2) 泡罩塔

泡罩塔板的结构图见图 3-46 所示。在塔板上按等边三角形排列许多泡罩。泡罩由气泡帽、升气管组成;泡罩边沿有齿缝,浸没在液体中。塔板上液层高度由溢流堰保证,通常使泡罩淹没到一定深度,上升蒸气通过升气管从齿缝处穿过液层鼓泡而出。上升蒸气通过泡罩齿缝形成喷射穿过液层时,一部分蒸气穿过液层鼓泡,形成泡沫,并使液体分散成液滴和雾沫;另一部分蒸气则夹带着泡沫、液滴和雾沫上升到塔板上的空间。在这个充满了泡沫、液滴和雾沫的空间里进行着两相的接触,这是热质交换的主要区域。然后蒸气上升到上面塔板,而液体通过溢流斗流到下一块塔板。

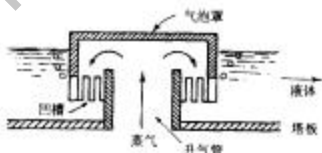


图 3-46 圆形泡罩的结构图

泡罩塔板的传质情况和上升蒸气速度、泡罩的浸没深度及齿缝的形状和大小有关,若泡罩结构一定,则传质效率主要取决于气流的速度。

泡罩塔的特点是操作十分稳定,即使气体负荷发生较大变动,对操作也影响不大;泡罩塔拦液量大,特别适用于从塔板上抽出或加入液体;泡罩塔板上蒸气流量大,因此不易被固体颗粒堵塞;对塔板水平度要求不像筛板塔那么严格。泡罩塔板在目前空分装置中主要用在以下两种情况:①下塔最下面一块塔板,这样不易被 CO_2 等颗粒堵塞;②负荷变化大,这时采用筛孔塔板和泡罩塔板相间的混合结构方案。

泡罩塔板的缺点是:结构复杂,耗材大,造价高,流阻大,在设计工况下塔板效率不如筛板塔。

(3) 浮阀塔

在浮阀塔内每层板上除有溢流斗外,尚在板上开有许多大孔,每个孔中装一个可活动的阀,称为浮阀,见图 3-47 所示。图 3-47 中(a)型结构简单制造方便省材料;(b)型阀孔为文丘里型,阻力小,适用于减压系统;(c)型操作弹性范围大,适用于中型装置。

浮阀的特点是浮阀可以在一定范围内自由升降,可以自动调节蒸气通路的面积,以适应蒸气量的变化。没有蒸气通过时,浮阀下落盖住阀孔,避免塔板上液体的泄漏。随着蒸气量增大,浮阀逐渐开大,蒸气通过开启的环形截面由水平方向吹向液体产生泡沫层,开启程度取决于蒸气流量的大小。其最大优点是变产量时塔板效率不会有很大降低。

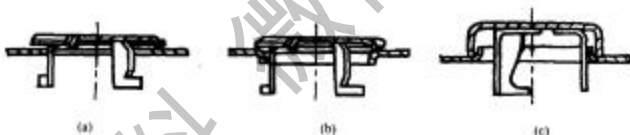


图 3-47 浮阀结构示意图

(4) 填料塔

填料塔由塔体、填料、喷淋装置、支撑栅板、再分配器、气液进口管等组成。填料可使气液两相高度分散,扩大相接触面积。喷淋装置可使液体均匀地喷洒在填料层上。支撑栅板用来支撑填料层,使蒸气均匀地通过填料层。再分配器使液体能够均匀地润湿所有填料,可避免液体沿筒壳流动而使中间填料得不到润湿。

填料塔填料除最早使用的拉西环(铜或陶瓷制的圆环)现在仍在用外,各种新型高效的填料不断出现,金属丝网鞍形和金属波纹填料已得到了广泛使用。它们具有比表面积大、传质效果好、阻力小、密度小、金属耗量少等优点。

3.1.2.4 变压吸附

过去的 20 多年来,吸附分离法已经有了惊人的发展。一些具有代表性的工业过程中的绝大多数都采用了变压吸附(PSA)循环。一个典型的 PSA 系统是由三到四个相互连接的吸附器组成,它可使原料进料和产物出料连续流动。精馏分离法(深冷法)在化学和石化工业中仍占着统治地位,并且这种状况很可能还会继续下去。如同所有新技术一样,采用 PSA 进行分离的比例将随着过程的改进会继续提高。就空气中分离氮和氧而言,当生产的能力低于每天 30t 的时候,使用 PSA 法比深冷法经济。

很多固体介质都有吸附气体和液体的能力,但在工业上能加以应用的只有少数。工业吸附剂还应具备下列性质:①对吸附质有大的吸附能力;②有高度的选择性;③能再生和多次使用;④有足够的机械强度;⑤化学性质稳定;⑥供应量大;⑦价格低。但具体应用场合对吸附剂满足上述要求的程度各有不同,有的吸附剂适宜于吸附有机物质;有的适合吸附极性分子。目前使用最多的主要有以下几种吸附剂:活性炭、硅胶、活性氧化铝和沸石分子筛。

作为吸附剂的沸石分子筛有下列特点:①有极强的吸附选择性。因为沸石分子筛的孔径大小均匀,故只能吸附小于其孔径的分子。部分吸附剂的孔径见图 3-48。此外,沸石分子筛是一种离子型极性吸附剂,它对极性分子,特别是水分子(分子直径 2.8Å)有极大的亲和力,易于吸附。氢(分子直径 2.4Å)是非极性分子,它虽能通过孔口进入孔穴,但却不易被吸附,仍可从沸石分子筛孔口逸出。②沸石分子筛在气体组分浓度低(分压低)的情况下,具有较大的吸附能力,这是因为沸石分子筛的表面积大于一般的吸附剂,达 800~1000m²/g。

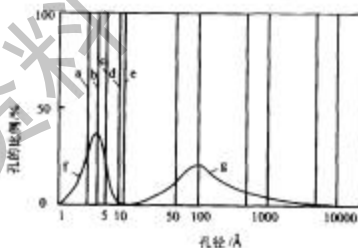


图 3-48 微孔径分布图

- a. 3Å型沸石; b. 4Å; c. 5Å; d. 10X;
e. 13X; f. 分子筛炭; g. 活性炭

当吸附剂吸附了一定量气体之后,吸附速率逐渐减小。另外,被吸附的气体由于热运动会发生脱附,脱附速度随着被吸附量的增大而增大。在一定温度和压力下,当脱附速度和吸附速度相等时,便达到吸附平衡。在平衡条件下吸附物质的多少用吸附量表示。

吸附平衡数据表示方式主要有三种:吸附等温线、吸附等压线和吸附等量线,最常用的是吸附等温线。到目前为止观察到的大部分等温线都可归为图 3-49 所示的五种类型。类型 1 和类型 2 是分离过程中经常遇到的。有许多理论和模型已被提出来解释这些不同类型的等温线。通常是采用有限次的实验来获得的,然后用最后得到的等温线方程来预测吸附量。

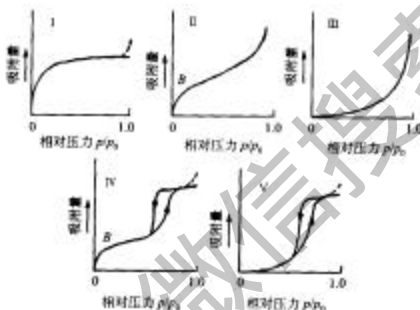


图 3-49 五种类型的吸附等温线图

最早被称为无热吸附的 Skarstrom 循环如图 3-50 所示,它是两床设备,循环过程为:在吸附阶段后,第一床被泄压到大气压,同时,受压缩的原料混合气被送到第二床以充压,然后在进料压力下开始吸附阶段。一部分由第二床出来的纯化气以逆流方式通过第一床,在低压(大气压)下吹扫床层,使吸附剂活化,以准备下一次循环。这样,通过经历两个半循环的交替来完成产品的分离。

Skarstrom 在他的发明中指出了两个有用点:①为“保存吸附热”应保持短的循环和低产量。因为长的循环会导致吸附时热床,而脱附时冷床的不利分离现象。②用于低压吹扫气的体积至少不少于高压原料气的体积。这两个概念为后来发展的变压吸附分离或纯化起到很重要的作用。

大约和 Skarstrom 专利同一时期提出的 Guerin-Domine 专利被转让给了 L'Air Liquide 公司。这个循环可以根据待分离混合气体的性质,改变吸附床的数目、相互连接方式和操作方案。两床的方案见图 3-51。在这个循环中每个床包含三个阶段:①用空气使 A 床加压,(而 B 床正被抽空);②通过 B 床使 A 床泄压(两床气都

往下流动)以收集氧气;③A床抽气。在下半个循环中A和B的作用相反而完成一个吸附分离循环。空气产品公司70年代后期已成功用于工业化生产氧和氮。

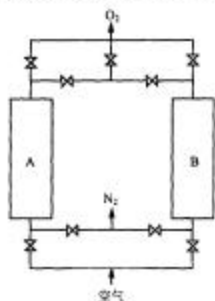


图 3-50 Skarstrom 变压吸附循环图

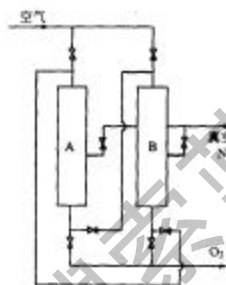


图 3-51 Guerin-Domine 循环图

变压吸附分离的性能指标通过三个参数来衡量,即产品纯度;产品回收率;吸附剂的生产能力。这三个参数不能同时兼顾,要获得高纯度的产品,产量就要降低,势必引起另外两个参数的降低。其原因在于吸附床中有死空间,死空间中的产品是无法回收的,在降压过程中白白放空,从而使产品回收率下降,产品气压越高,损失就越大。变压吸附循环经过许多专家完善,发展了许多成熟的构想,在降低能耗及克服死空间方面做出很大的改进,主要体现在以下几个方面。

① 采用供料吸附阶段后并流减压。利用这部分气体来吹扫脱附床,使床体脱附得更彻底,从而提高产品的纯度及回收率。

② 均压。它使两个相互连接的床内压力起到均衡作用。保存这部分气体的压能以降低能耗。

③ 增加预处理床。预处理床中吸附剂可以不同,可以采用较普通的吸附剂。

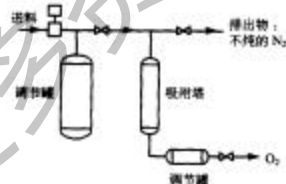


图 3-52 快速变压吸附分离氧示意图

如先采用硅胶和氧化铝之类吸附剂先吸附水蒸气和二氧化碳,以提高空气完全分离程度。

④ 强吸附气吹扫。积存于饱和床空隙中的进料气严重地限制了分离的性能,采用强吸附气吹扫空隙空间,可有效地提高强吸附气的产品纯度。

⑤ 向多床化发展。中间可设计较多的压力均衡措施,循环操作变得更为稳

定,减少升压的产品气,产品气及回收率均可提高。

⑥ 快速变压吸附。从 PSA 开发初期就已认识到,由于吸附热和脱附热引起床内温度波动的方向都不利于分离过程。当床几乎在等温下操作才能实现最好的分离。在工业上成功地用单沸石床小规模生产氧气,见图 3-52 所示,循环周期小于 30s,所以吸附与脱附在等温条件下实现。

3.1.3 膜分离技术

膜分离技术从 20 世纪 70 年代开始应用于工业技术,20 多年来发展迅速,已广泛应用于石油化工、生物医药、食品工业、环境保护和海水淡化领域。用膜分离技术来分离气体,也是在这段时间里发展起来的。尤其是最近几年,膜分离技术日趋成熟,用于空气分离的商业产品已相继问世。

用膜分离技术来进行气体分离,有其独特的优点:在分离过程中没有相变,过程简单,可在常温下进行操作,减少能源的消耗。与传统的空分装置相比,能耗要下降 30%~60%。特别是分离共沸物质,有独特的优越性。

膜分离装置还具有质量轻,占地面积小,效率高的特点,氮气纯度可达 99.9%,生产的氮气非常干燥,露点温度可达 -100°C 。工作压力的范围宽。

膜分离装置不但有很高的纯度,而且效率也很高,每千克膜纤维连续的生产能力比变压吸附要大。因为没有运动部件,几乎用不着维护,因此维护费用少,高效率和高可靠性降低了操作运行费用。

膜分离装置设备简单,机动性好,只要有一个压缩空气的气源,就可以连续地工作,而且可以省去储运气体或液体的设备。特别适用于船舶和车辆上使用。

膜分离设备中的关键是膜组件,按气体分离的机理可以分成多孔型膜和非多孔型膜,从材料性质可以分成有机膜和无机膜。有机膜是采用高分子材料制成,也称高分子膜。从膜组件的结构型式分类,还可以分成中空纤维型和平板型两种。用于空气分离装置的膜组件主要是中空纤维型。如 Generon Systems 公司生产的氮气装置和法国液化空气公司生产的 FLOXEL 氮气生产装置使用的膜组件,见图 3-53。

中空纤维型的膜组件是由上百万根空心纤维组成的纤维束。这种纤维

的粗细与人的头发差不多,每个膜组件纤维的总长度达百万英里以上。压缩空气从空心纤维膜组件的一端进入,空气在空心纤维的流动过程中,由于膜的特性,对某些气体有优先渗透或溶解的能力。如用于生产氮气膜分离组件,就具有使空气中运动相对“活泼”的气体氧、碳、二氧化碳和水蒸气从膜表面逸出,见图 3-54。由于



图 3-53 膜组件的结构图

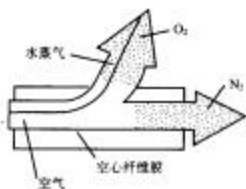


图 3-54 气体分离模型图

膜组件中纤维的密度非常大,因而为气体的快速渗透提供巨大的表面积(每立方米的中空纤维的表面积达 1500m^2),到最后剩下的便是纯度很高的干燥氮气。

气体膜分离装置是通过膜壁对气体渗透来实现的。当膜壁的微孔直径大于气体分子的平均自由程时,分离过程是膜的选择渗透作用使混合气体分离,宏观上与(过滤)有相似之处。膜壁的微孔直径小于气体分子的平均自由程时,气体分子之间的碰撞概率小于气体分子与壁面的碰撞概率。气体的渗透率与其分子量的平方根成反比,混合气体的分离则是基于各组分的分子量的不同。然而从微观的角度看,膜分离的过程取决于流体与膜的材料分子间的引力,由于各种组分与膜的结合力大小不同,形成了不同的传递速率和分离的可能性。这与膜的分子特性有关,渗透过程主要取决于气体分子在膜材料中的溶解与扩散特性,同时还与表面吸附、温度、压力等条件也有一定关系。

膜分离装置从技术上来说是很先进的一种装置,对膜的要求很高,要求膜具有很高的气体渗透通量和高的选择性(通常希望在 40 以上),能在高压下工作,抗杂质的能力要强,而且要长期保持高的效率。目前使用比较多的是聚砜中空纤维膜,是一种高分子聚合膜。它的制作技术只有少数公司掌握。

从膜渗透出来的气流中,氧的含量是 35% ~ 40%。这在很多地方是很有用的,如制药工业中,可用富氧气体来加速化学反应的速度。此外,在市场销售中富氧可以增加在水中的溶解度,能促进鱼的生长。助燃富氧空气在燃烧过程中可以减少散射和增加燃烧效率。家庭富氧疗法从膜分离装置中渗透出来的富含水分和氧气的气流,对呼吸困难的病人的护理是有利的。在发酵过程和环境废料的处理过程中,富氧空气可以增加细菌的活性。空间技术燃料系统的惰化,食品工业水果和蔬菜的保鲜(调压储存和运输)等都需要这种分离技术。

3.1.4 空气分离系统

3.1.4.1 林德单塔系统

最简单的空气分离系统之一是林德单塔系统,见图 3-55。进入压缩机的空气经压缩后,空气中的水汽及二氧化碳需通过吸附去除,高压空气进入换热器冷却。假如所需产品是氧气,则换热器是如图 3-55 所示三通道热交换器,冷的氧气用来冷却进入的高压空气;若所需产品是液氧,则需从流程图上去掉氧气的返回线,这时换热器变成了简单的二通道热交换器,液氧从塔的底部的沸腾器引出。冷的高压空气被沸腾器内的液体进一步冷却至部分冷凝。这个过程有两个目的:①高压

空气更冷,可以得到更大的液化率:②充分利用这部分热量以使沸腾器内的液体沸腾给精馏塔提供向上的蒸气流否则也需加入环境温度下的热量,白白损失掉低温下的制冷量。接着高压两相流在节流阀内节流膨胀到低压两相混合物,引入塔顶作为塔内的回流液,如前面所论的那样,塔内液体往下流时氧富集,而蒸气往上流时氮富集。到达塔底的部分液体又被进来的冷的高压空气加热而沸腾,沸腾的蒸气向上流动,在塔板上与下来的液体进行热质交换。部分液体引出储存于低温容器内或一部分氧气引出经三通道换热器回收冷量后作为产品气体。塔顶的气体通过三通道换热器(若需液体产品时,为二通道换热器)冷却高压空气。

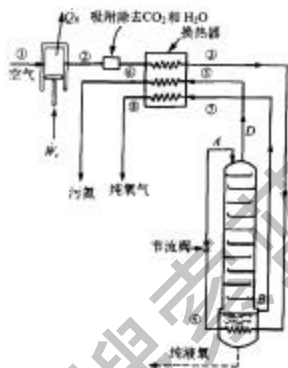


图 3-35 林德单塔气体分离系统图

可以看出林德单塔分离系统采用的是基本的林德-汉普逊液化系统,用精馏塔代替了储液器,当然也可以用其他液化系统来为塔内提供液体。当所需氧气时,仅需把空气压缩到 3~6MPa;当所需是液氧时,必须把空气压缩到 20MPa 才能有效地操作,塔内压力通常为 130~200kPa。图 3-56 为单塔系统精馏工作过程图。

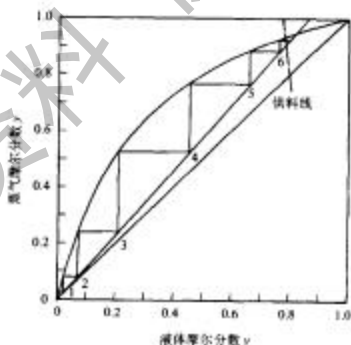


图 3-56 为单塔系统精馏工作过程图

3.1.4.2 林德双塔系统

林德的单塔系统有两大缺点：①仅能得到纯氧产品；②污氮放空浪费了大量的氧，离开塔的污氮中含有 10% 的氧，若作为惰性气体或其他应用场合，这么高的氧含量是很危险的，在空气分离的早期，污氮直接放空。然而，今天液氮已成为非常重要的低温流体，能与纯氧一起获得纯氮的系统将发挥更大的作用。第二大缺点也严重降低了经济指标。举例来说，若考虑一套空分装置每天生产 100t 纯氧，原料空气中氮、氧的摩尔百分比分为 21% 和 79%，用单塔生产纯氧时，顶部污氮最高的纯度为 94% 氮气和 6% 氧。通过计算可得污氮的流率为 18 191 kmol/d。则在污氮中浪费掉的氧量为

$$n_{O_2}(\text{浪费}) = 0.06 \times 18\,191 = 1091.46 (\text{kmol/d}) = 34.9 (\text{t/d})$$

这意味着进入系统的 $34.9 / (100 + 34.9) = 26\%$ 的质量百分比的氧在污氮中排放掉了，这是一个很大的损失，完全有办法可以降低这部分损失。

低温工程师受油田气分离的启发，考尔和林德于 1910 年解决了这一问题，见图 3-57。采用两个精馏塔，并把一个放在另一个顶上。下塔操作压力为 500 ~ 600 kPa，而上塔操作压力约为 100 kPa。压力为 507 kPa 时氮的沸点为 94.2 K，比 101.3 kPa 的氧的沸点 90.2 K 高，因此，下塔液氮液化作为下塔回流液可以通过上塔氧的沸腾来实现，同时上塔沸腾氧蒸气作为上塔的上升蒸气。下塔产生多余的液氮节流到上塔顶部作为上塔顶部回流液。林德双塔系统除精馏塔不一样外，其

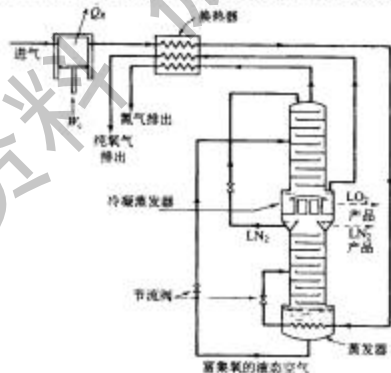


图 3-57 林德双塔空气分离系统图

余与单塔一样。压缩空气,吸附掉高压空气中水蒸气及二氧化碳,高压空气通过换热器而冷却,再通过下塔底部的沸腾器进一步冷却。沸腾器内沸腾蒸气可为下塔提供上升蒸气。冷却的高压空气在节流阀内节流膨胀产生的气液混合物进入下塔的中部,其中液体与塔板向下流动的液体合并,而蒸气与塔内上升蒸气合并。下塔上升蒸气在到达顶部冷凝蒸发器内冷凝侧而被上塔液氧冷凝,一部分冷凝液作为下塔的回流液,一部分的液氮可以作为产品氮取出(当需要液氮产品时),剩余的液氮节流到上塔压力,而作为上塔的回流液参与上塔的精馏过程。下塔沸腾器内富氧液空通过节流阀膨胀至上塔压力,引入上塔中部,液空一部分经过节流阀膨胀因蒸为蒸气,蒸气进入上升蒸气中而逐步富集氮,液体向下流动而富集氧。从上塔的沸腾器中可以取出纯氧气和液氧作为产品。只要使用足够多的塔板数,便可以得到很纯的单组分或很纯的两个单组分。当需要高纯氮和氧产品时,空气必须看做三组分:氧、氮和0.934%氩。

3.1.4.3 林德-弗兰克系统

随着化学和钢铁工业的飞速发展,对高纯氧气和氮气的需求量不断增大,林德公司研制了一套大流量的林德-弗兰克空气分离系统,见图3-58,它采用弗兰克1925年提出的专利产品蓄冷器和氮预冷及膨胀机。该系统的能耗降低到了林德双

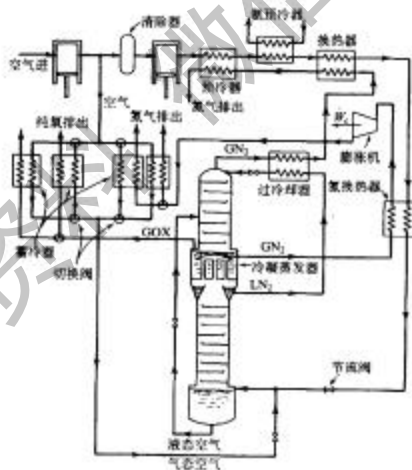


图 3-58 林德-弗兰克空气分离系统图

塔系统的一半左右。分离系统的液化部分是氮预冷的双压克劳特液化系统。

空气经过滤后进入离心式压缩机压缩到 560kPa,离心式压缩机最适合于大流量和小压比的场合。总流量的 96%的压缩空气进入两对蓄冷器。在蓄冷器的前半周期内,空气被蓄冷器内的蓄冷材料所冷却,同时 CO_2 和水蒸气也冻结在蓄冷材料表面。在蓄冷器的后半周期内,空气与冷氧气或氮气通道切换,把 CO_2 和水蒸气带走并冷却蓄冷材料。两通道反复交替切换来实现消除空气中的水蒸气及 CO_2 和冷却空气之目的。

冷的饱和空气导入下塔的底部,剩余的 4%压缩空气经过一个纯化器或分离器脱除 CO_2 后,再压缩至 12.7MPa,再经过一系列换热器冷却:预冷器、氮预冷器、两个氮气换热器。然后通过节流阀节流膨胀,随后与蓄冷器出来的压缩空气合并进入下塔底部。下塔的操作压力约为 500kPa。

从下塔的顶部引出纯液氮,液氮经氮气过冷器后节流膨胀至 123 kPa 进入上塔作为上塔回流液,过冷的目的是防止节流膨胀时产生闪蒸蒸气。从下塔顶部引出纯氮气进入氮换热器来冷却进来的高压空气,随后氮气通过进入膨胀机膨胀到 100 kPa 来使氮气降温产生制冷量,冷的氮气进入蓄冷器回收冷量来冷却压缩空气。

3.1.4.4 海兰特系统

在美国通常使用的空气分离系统之一是海兰特系统,见图 3-59。从该系统中可以得到液氮和液氧产品。空气进入 4 级往复压缩机内压缩至 10MPa,在压缩机的中间冷却器及后冷却器中分离掉空气中的水蒸气,去除水蒸气的压缩空气经过由膨胀机驱动的压缩机内进一步压缩至 13.7MPa,接着压缩空气进入预冷器和氮预冷器冷却至 -40°C 。然后压缩空气分成两路,一半进入膨胀机膨胀至 700kPa 和 110K;另一半压缩空气进入主换热器进一步冷却,随后进入节流阀膨胀至 700kPa。经分别膨胀后的压缩空气合并进入气液分离器,在气液分离器中 CO_2 和碳氢化合物全部包含在液空中。来自于气液分离器中气体引入下塔底部,而液空通过过滤器过滤掉 CO_2 和碳氢化合物冰粒。过滤后的液空与来自于下塔底部的节流后的液空合并进入上塔的中部参与精馏。气液分离器中气体引入下塔底部,而液空通过过滤器过滤掉 CO_2 和碳氢化合物冰粒。从下塔顶部冷凝器中引出液氮,并经氮气过冷器过冷,进入节流阀等膨胀后引入上塔顶部作为上塔精馏段回流液。从上塔的底部沸腾器中获得液氧产品,从下塔的冷凝器中获得液氮产品。从上塔的顶部放出污氮,经氮过冷器去过冷来自于下塔顶部冷凝器中的液氮,再经主换热器、预冷器而放入大气中。

在海兰特系统中,下塔的操作压力约为 700kPa,上塔的操作压力不超过 200kPa。液氮产品氧含量不超过 $7\mu\text{L/L}$,而氧产品中含氧量为 99.6%。在氧产品中

塔系统的一半左右。分离系统的液化部分是氨预冷的双压克劳特液化系统。

空气经过滤后进入离心式压缩机压缩到 560kPa,离心式压缩机最适合于大流量和小压比的场合。总流量的 96%的压缩空气进入两对蓄冷器。在蓄冷器的前半周期内,空气被蓄冷器内的蓄冷材料所冷却,同时 CO_2 和水蒸气也冻结在蓄冷材料表面。在蓄冷器的后半周期内,空气与冷气或氮气通道切换,把 CO_2 和水蒸气带走并冷却蓄冷材料。两通道反复交替切换来实现消除空气中的水蒸气及 CO_2 和冷却空气之目的。

冷的饱和空气导入下塔的底部,剩余的 4%压缩空气经过一个纯化器或分离器脱除 CO_2 后,再压缩至 12.7MPa,再经过一系列换热器冷却:预冷器、氨预冷器,两个氮气换热器。然后通过节流阀节流膨胀,随后与蓄冷器出来的压缩空气合并进入下塔底部。下塔的操作压力约为 500kPa。

从下塔的顶部引出纯液氮,液氮经氮气过热器后节流膨胀至 123 kPa 进入上塔作为上塔回流液,过冷的目的是防止节流膨胀时产生闪蒸蒸气。从下塔顶部引出纯氮气进入氮换热器来冷却进来的高压空气,随后氮气通过进入膨胀机膨胀到 100 kPa 来使氮气降温产生制冷量,冷的氮气进入蓄冷器回收冷量来冷却压缩空气。

3.1.4.4 海兰特系统

在美国通常使用的空气分离系统之一是海兰特系统,见图 3-59。从该系统中可以得到液氮和液氧产品。空气进入 4 级往复压缩机内压缩至 10MPa,在压缩机的中间冷却器及后冷却器中分离掉空气中的水蒸气,去除水蒸气的压缩空气经过由膨胀机驱动的压缩机内进一步压缩至 13.7MPa,接着压缩空气进入预冷器和氨预冷器冷却至 -40°C 。然后压缩空气分成两路,一半进入膨胀机膨胀至 700kPa 和 110K;另一半压缩空气进入主换热器进一步冷却,随后进入节流阀膨胀至 700kPa。经分别膨胀后的压缩空气合并进入气液分离器,在气液分离器中 CO_2 和碳氢化合物全部包含在液空中。来自于气液分离器中气体引入下塔底部,而液空通过过滤器过滤掉 CO_2 和碳氢化合物冰粒。过滤后的液空与来自于下塔底部的节流后的液空合并进入上塔的中部参与精馏。气液分离器中气体引入下塔底部,而液空通过过滤器过滤掉 CO_2 和碳氢化合物冰粒。从下塔顶部冷凝器中引出液氮,并经氮气过热器过冷,进入节流阀等焓膨胀后引入上塔顶部作为上塔精馏段回流液。从上塔的底部沸腾器中获得液氧产品,从下塔的冷凝器中获得液氮产品。从上塔的顶部放出污氮,经氮过热器去过冷来自于下塔顶部冷凝器中的液氮,再经主换热器、预冷器而放入大气中。

在海兰特系统中,下塔的操作压力约为 700kPa,上塔的操作压力不超过 200kPa。液氮产品氧含量不超过 $7\mu\text{L/L}$,而氧产品中含氧量为 99.6%。在氧产品中

不纯物主要是氩。污氮中通常含有 2% 的氧。若上塔采用足够多的塔板,顶部放出氮气中含氧量可小于 100 μ L/L,可以利用放出的氮气作为产品气以代替放空,系统经济指标可以进一步提高,这部分氮气很便宜。

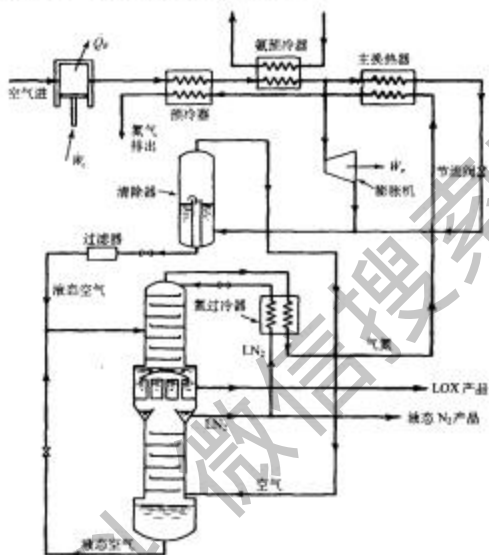


图 3-59 海兰特空气分离系统图

3.1.4.5 氩分离系统

大气中不仅仅是氧和氮的混合物,而是表 3-5 所列的 9 种气体所组成的混合物。被称为大气中稀有气体主要含量是占体积比为 0.93% 的氩。由于空气中存在小于 1% 的氩气,而它的数量又足以影响到对产品纯度的要求,因此,空气分离系统不抽取氩馏分时,不可能同时获得氧和氮的纯产品。

空气中其他稀有气体可以很方便去除,氖、氦的沸点比氧高,当空气进入下塔时会冷凝在下塔的液空中,并随液空进入上塔,最后汇集在上塔的液氧中,随液氧蒸发成气氧时随气氧离开系统。氮、氮气的沸点比氧、氖还要低,所以在精馏塔内氮、氦通常是和低沸点氮在一起。空气进入下塔后,氖、氦组分随气体上升至冷凝

蒸发器,形成“不凝性气体”,汇集于下塔顶部和冷凝蒸发器的冷凝器顶部,对不提取这部分不凝性气体的装置需定期放空排向塔外。

表 3-5 干燥空气的组成

成分	体积分数/%	质量分数/%
氮	78.084	75.521
氧	20.946	23.139
氩	0.934	1.288
二氧化碳	0.033	0.050
氖	18.18×10^{-4}	12.67×10^{-4}
氦	5.24×10^{-4}	0.724×10^{-4}
氪	1.14×10^{-4}	0.295×10^{-4}
氙	0.50×10^{-4}	0.035×10^{-4}
氫	0.086×10^{-4}	0.390×10^{-4}
其他	4.854×10^{-4}	5.886×10^{-4}

氮气的沸点介于氧和氩之间,约为 87.3K。空气进入塔后,经过精馏,将在上塔中间某些部位形成氮的富集区。氮对空气精馏过程的影响比其他稀有气体要大且复杂。首先表现在计算精馏塔的理论塔板数上。若把空气看成氧氮二元混合气时,计算所得到的理论塔板数与实际塔板数偏差很大,且根据这种计算确定的液空进料口的位置与实际也有很大的偏差。若按氧、氮和氩三元混合气计算,与实际情况偏差大大减小。

氮气分离系统通常由两个部分组成:①粗氮子系统,见图 3-60;②纯化子系统,见图 3-61 和 3-62 所示。从主塔的上塔氮气富集区抽出氮气馏分,该馏分中含有高浓度的氧和相对低浓度的氮,然后送入粗氮塔中精馏,该馏分通常含有体积浓度 12% 的氧,把它送入到粗氮塔的底部去精馏,从主塔沸腾器内抽一部分液空进入粗氮塔的冷凝蒸发器的沸腾器内,用于冷凝上升蒸气给粗氮塔提供回流液。因为氮的沸点比氧低所以在粗氮塔顶部得到浓缩氮组分,氮塔沸腾器内液体实际上是液氧,因此把它回送到主塔上塔某部位进一步精馏。在粗氮塔顶部收集到粗氮再送入氮纯化子系统内。

在工业上用于氮纯化的子系统有两种:①粗氮经化学除氧和低温精馏除氧后成为纯氮;②低温精馏除氧和低温吸附除氧而得到纯氮。第一种系统里,见图 3-60 所示,来自于粗氮塔的低温粗氮馏分经换热复温至常温,在粗氮内加入氢气,而成为氢、氮、氧和氩的混合气,接着将混合气压缩至 500kPa,然后把压缩气通入一个触媒炉,在该炉内氮与氧化合成水而除去了氧组分,离开炉的氮气中,仅含杂质 1μg/g 的氧、1% 氩和 1% 的氪,混合气通过水冷却除水和氧化铝干燥剂吸附水而除

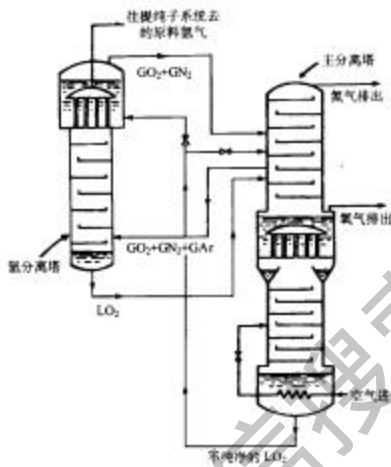


图 3-60 粗氮气系统图

去化合生成物水,接着氢气经换热器冷却后进入精馏塔去除剩余的氢和氮。从冷凝蒸发器冷凝侧的顶部排放化学反应中过剩的氢气,该放出的氢气重新加入粗氮气中参加化学反应除氧。在上面冷凝蒸发器中冷凝侧顶端收集到富集的氮通常回收冷量后放空,上冷凝蒸发器中制冷量来自于主塔的纯液氮,这样最后可以获得含 $40\mu\text{g/g}$ 杂质的纯氧产品,杂质中含 $1-10\mu\text{L/L}$ 的氮、 $0-5\mu\text{L/L}$ 的氧、 $0-5\mu\text{L/L}$ 的 CO_2 。

在第二种系统里(见图 3-62),去除氧的方法由吸附系统代替化学反应。纯化过程如下:来自于粗氮塔的粗氮进入精馏塔的中部参与精馏而去除氮组分,在塔沸腾器中取出氧和氮的混合物,然后液体混合物通入换热器气化,蒸气进入吸附器在低温下吸附除氧(吸附器是两个并联的,1个吸附,1个解吸,产生的吸附热来自于主塔的液体带走),除氧后的氮气进入一个过滤器去除吸附剂粉末,最后纯氮气在冷凝器中冷凝为液氮产品,精馏所需回流液的冷量及液化氮气所需冷量都来自于主塔中一部分纯液氮,主塔的沸腾器中取出少部分液氮来冷却吸附器,以确保低温下等温吸附氧。

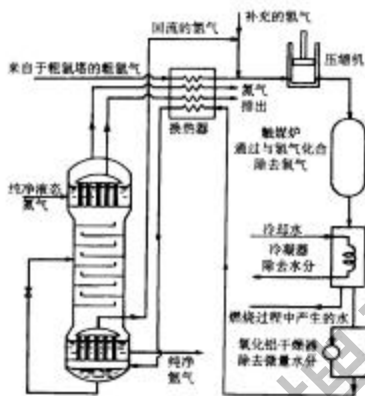


图 3-61 氮纯化子系统 1 图

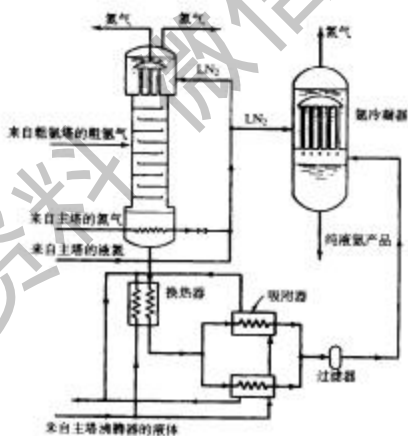


图 3-62 氮纯化子系统 2 图

3.1.4.6 氮分离系统

当双塔空气分离系统连续运转一段时间后,可以观察到主冷凝蒸发器的热交换效率开始下降,热交换效率的降低是由于不凝性气体“氮与氦”汇集于冷凝蒸发器冷凝侧顶部而造成的,不凝性气体的主要成分是氮气,是由于氮与氦的汇集降低了氧的分压,从而使氮气在冷凝温度下不能被冷凝。对不提取这部分不凝性气体的空气分离系统,则定期把这部分气体放空排放掉。这部分排放气中,含0.8%的氮、2.1%的氦、少量的氢和绝大部分氩气。

氮的沸点仅高于氧和氩,也是惰性气体,应用十分安全。它的蒸发潜热大,最适合在低温实验室内做制冷剂。氮的电导高,在真空下通电发红光,因此氮长期以来用来充填信号装置。从1960年开始人类就大规模地使用氮产品。

与前面讨论的氧系统一样,氮分离系统也由两个子系统所组成:①粗氮气系统(见图3-63);②纯氮气系统(见图3-64)。在粗氮气系统中,来自于双塔系统中的下

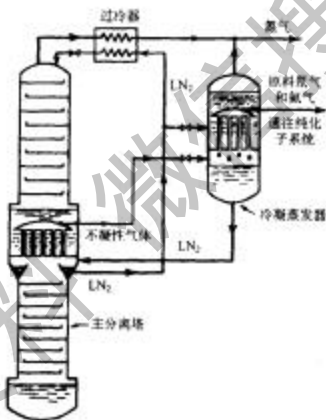


图 3-63 粗氮气系统图

塔顶部冷凝器顶部的不凝性气体,被引入分离器的管内,经分凝浓缩后,在分离器的顶部可获得粗氮的气体混合物,其组成为:46%氮、19%氩、33%氧和2%的氢。把粗氮-氩混合气送入纯化子系统(见图3-64),然后加氧在触媒炉内氢气与氧气燃烧形成水蒸气,接下来粗氮-氩气进入冷却器,水蒸气被冷凝,在干燥器内被吸附掉。在液氮冷却的吸附器内把燃烧多余的氧及氩气吸附掉。这时离开吸附器的蒸

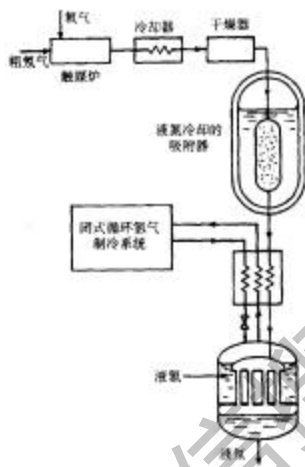


图 3-64 氮纯化子系统图

气流中含有 70% 的氮、29% 的氦及 1% 的其他杂质气体。用一个液氢预冷氢制冷系统来进一步冷却氮-氦混合气，最后在液氢的冷凝器中被冷凝，这时从冷凝器的底部可以得到纯液氮（含 0.01% 的氦），而冷凝器顶部的混合气（80% 氮和 20% 氦）被放掉，在放空的气体中氢含量占总氮量的 4%~5%。

3.1.4.7 氮分离系统

获得氮气的方法有：焦炉煤气、炼厂气、化工厂尾气、水煤气的分离、水电解、氨或甲醇的热催化分解、烃的蒸气重整、烃的部分氧化等。本节主要介绍从混合气中分离氮的低温系统，这些系统主要用来从焦炉煤气或富氮的副产品气中分离氮。本节将详细讨论两个低温分离氮过程。

工业氮原料气之一是焦炉煤气，一种由氢、氮、氧、一氧化碳、二氧化碳、甲烷、乙烷和其他一些碳氢化合物所组成，从焦炉煤气中分离氮明显不同于把空气分离成各个组分。空气中体积百分比超过 1% 的仅两个组分：氧和氮，然而焦炉煤气中上面所提到 8 种组分至少为 1%，见表 3-6 所示。因为氮的沸点与其他组分相差非常大，所以从混合物中分离氮用不着精馏塔，采用简单的冷凝-蒸发过程就可以满足分离的要求。

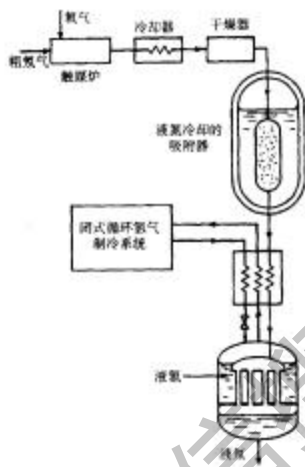


图 3-64 氮纯化子系统图

气流中含有 70% 的氮、29% 的氦及 1% 的其他杂质气体。用一个液氮预冷氢制冷系统来进一步冷却氮-氦混合气，最后在液氮的冷凝器中被冷凝，这时从冷凝器的底部可以得到纯液氮（含 0.01% 的氦），而冷凝器顶部的混合气（80% 氮和 20% 氦）被放掉，在放空的气体中氢含量占总氮量的 4%~5%。

3.1.4.7 氮分离系统

获得氮气的方法有：焦炉煤气、炼厂气、化工厂尾气、水煤气的分离、水电解、氨或甲醇的热催化分解、烃的蒸气重整、烃的部分氧化等。本节主要介绍从混合气中分离氮的低温系统，这些系统主要用来从焦炉煤气或富氮的副产品气中分离氮。本节将详细讨论两个低温分离氮过程。

工业氮原料气之一是焦炉煤气，一种由氢、氮、氧、一氧化碳、二氧化碳、甲烷、乙烷和其他一些碳氢化合物所组成，从焦炉煤气中分离氮明显不同于把空气分离成各个组分。空气中体积百分比超过 1% 的仅两个组分：氧和氮，然而焦炉煤气中上面所提到 8 种组分至少为 1%，见表 3-6 所示。因为氮的沸点与其他组分相差非常大，所以从混合物中分离氮用不着精馏塔，采用简单的冷凝-蒸发过程就可以满足分离的要求。

表 3-6 典型的焦炉煤气组成及组成物的沸点

组成物	大气下沸点/K	体积比例/%
H ₂	20.3	46.5
N ₂	77.4	13.1
CO	81.6	6.3
O ₂	90.2	1.0
CO ₂	194.7	3.2
CH ₄	111.7	26.2
C ₂ H ₆	184.5	1.0
碳氢化合物	—	2.6
其他	—	0.1

从焦炉煤气中分离氢的一个低温系统见图 3-65。该系统是林德和布卢尔 1924 年发展起来的,主要是为氨的合成提供原料氢气而设计的。合成氨需要体积比为 25% 的氮和 75% 的氢。若需要纯氢,在该装置上再增加一个冷凝-蒸发过程就可从氢氮混合气中分离出纯氢。

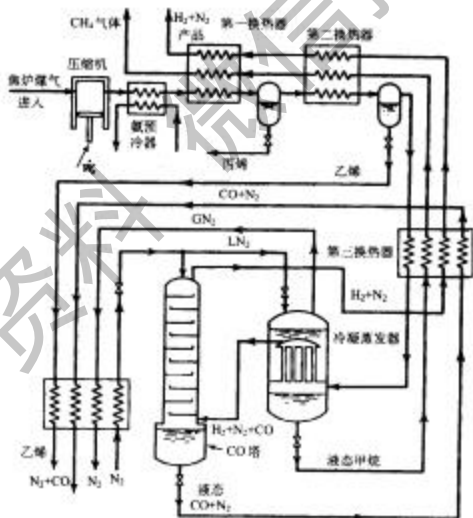


图 3-65 林德-布卢尔分离 H₂ 系统图

该系统首先把焦炉煤气压缩到 1.32MPa, 然后采用氨制冷系统来预冷高压焦炉煤气到 -45℃, 这时一些杂质水、奈、苯、甲苯等被冷凝下来而排放掉, 预冷后的混合气经过第一换热器冷却至 -100℃, 少量的丙烯被冷凝下来, 冷凝液经气液分离排出, 混合气继续被第二换热器冷却至 -145℃, 在该温度下, 大多数乙烯、乙烷、丙烯和一部分甲烷气从混合气中被冷凝下来。接着, 混合气通过第三个换热器冷却至 -180℃, 这时大部分甲烷气被冷凝下来, 由于甲烷的汽化潜热大, 在第三换热器中甲烷不可能全部被冷凝。气液混合物必须通入冷凝-蒸发器进一步用液氮来冷凝混合气。在冷凝-蒸发器内混合气被冷却到 -190℃, 这时几乎所有甲烷全被冷凝。液体甲烷返回第三、第二、第一换热器冷却进入原料气后离开系统, 离开的甲烷气中含 74% CH₄、10% CO、9% N₂。冷凝-蒸发器中剩余的气体由氢、氮、一氧化碳所组成, CO 的体积含量占 6.6%, 通过 CO 精馏塔来去除, 液氮从塔顶部引入作为回流液, 而 CO + N₂ + H₂ 冷的混合气从塔底部引入作为上升蒸气。经精馏后, 在塔底形成的液体由 18% CO、73% N₂、7% CH₄ 和 2% O₂ 组成。塔顶引出的气体由 25% N₂ 与 75% H₂ 所组成, 正好是合成氨的原材料。若需要获得纯氢, 则图 3-65 系统还需增加一个冷凝-蒸发器和硅胶吸附器, 氮氢混合气首先在冷凝-蒸发器中用液氮冷凝, 大部分氮气被冷凝, 接着混合气通入硅胶吸附器, 把剩余的氮组分吸附掉, 从而获得了纯氢。低温下纯氢返回第三、第二、第一换热器回收冷量, 复温后供用户使用。该系统中 CO 精馏塔及冷凝蒸发器所需的氮气来自于外部提供的气源, 一般来自于空分厂。

为了改善氮分离系统的经济性, 后来发展了一套如图 3-66 所示的氢分离系统, 该系统有别于林德-布卢尔系统。它不需要附加液氮, 而采用膨胀机来制冷。首先把焦炉煤气压缩到约 2.5MPa, 经第一换热器冷却至 -65℃, 这时通过气液分离器分离掉冷凝物。冷凝物是重碳氢化合物和一部分丙烯。接着经第二个换热器冷却, 把乙烯、乙烷和部分甲烷气冷凝出来, 通过气液分离器分离开。混合气通入管式冷凝蒸发器内, 在冷凝蒸发器管内甲烷被冷凝。冷凝液体(CH₄ + CO + 碳氢化合物)通过节流阀膨胀至大气压而进入冷凝蒸发器管外用于冷凝管内的混合气。从冷凝蒸发器顶部小室内可以获得分离出的氢气, 分离的氢气通入膨胀机等膨胀至大气压, 这时温度可降至 -205℃, 冷的氢气通过第二、第一换热器来冷却进入的原料气体。

3.1.4.8 氮分离系统

含氮天然气是目前工业规模提取氮的主要原料。迄今已发现的气田中, 氮的最高含量达 8%, 但多数气田的氮含量都在 1% 以下, 甚至只有万分之几。我国具有丰富的天然气资源, 其中含氮量为 0.03% - 0.16%。

目前工业上从天然气中提取氮的主要方法有三种: ①冷凝法。将天然气逐级

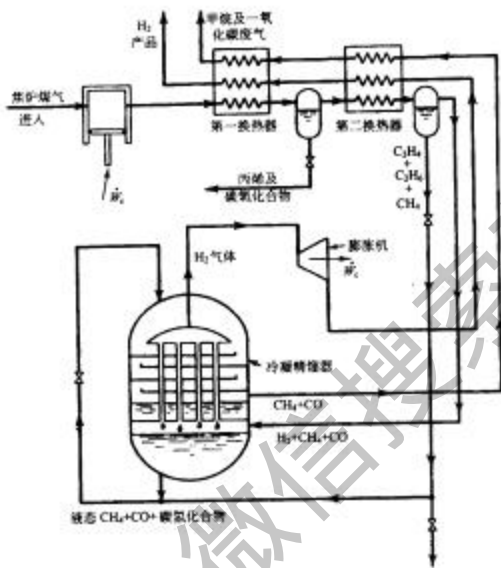


图 3-66 氢分离系统图

冷却,使各种烃类分凝,就可得到浓缩氮。用冷凝法可获得浓度为 50%~90% 的粗氮。②膜分离法。利用各种气体对有机薄膜透气性能上的差异,使氮从天然气中分离出来。③扩散法。利用氮所具有的高热扩散性使天然气中的氮浓缩,所用的扩散元件为石英玻璃毛细管。世界上已建成了许多天然气的提氮厂,都是采用低温分离法。下面介绍一个天然气分离氮系统,见图 3-67 所示。

该系统是美国矿业局为分离来自于 Otis 和 Kansas 附近气田氮而研制的。和从焦炉煤气中分离氮一样,天然气中的主要成分与氮气的沸点相差非常大,根本不需要精馏塔,只需采用简单的冷凝-蒸发器来分离就足够了。

天然气首先压缩至 4.26MPa,去除二氧化碳、硫化氢和水蒸气后进入换热器冷却,在换热器中大多数天然气被冷凝,冷凝气经节流阀膨胀至 1.82MPa 和 -145°C ,然后进入液氮冷凝分离器,在该冷凝分离器中 98% 的气体被液化,顶部未液化的粗氮气,其体积组成为 40% N_2 ,60% 的氮和少量的甲烷。从冷凝器中引出这股粗

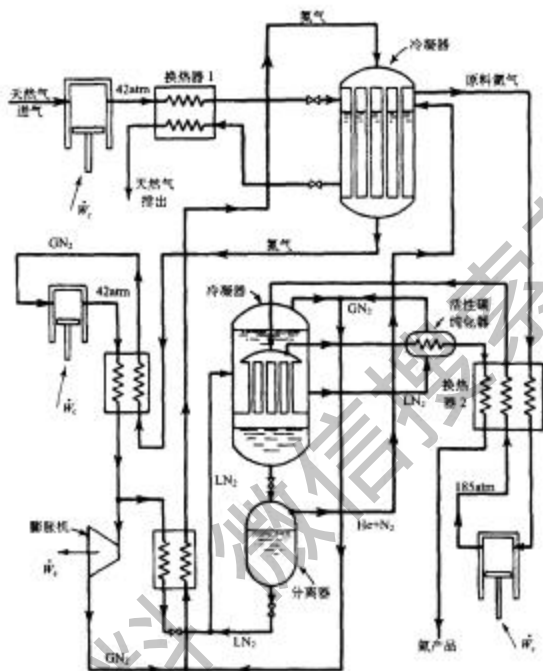


图 3-67 天然气分离氮系统图

氮气进入第二换热器复温至常温。冷凝液去换热器冷却原料气后,送入用户或其他系统使用。

接着把粗氮气重新压缩到 18.75MPa,经换热器返回冷却,已冷的高压气进入冷凝蒸发器,冷凝的冷源由附加的液氮系统提供。在冷凝侧粗氮气中的大部分氮气被冷凝,从冷凝蒸发器的底部排除冷凝液,该冷凝液还溶解了少量的氮。因为氮很稀少,所以不能如氮一样排放掉,溶解少量氮的液氮通过节流阀流到 1.82MPa,然后进入气液分离器,通过气液分离器分离出的气体返回第一冷凝器,而液氮给冷凝器提供冷源。

从冷凝蒸发器出来的气体均含 98.5%的氮和 1.5%的氮。最后再通过活性炭

吸附器吸附氮,氮气的纯度就提高到了99.995%。

为分离系统提供冷源的是用氮气作为工作流体的克劳特液化系统。氮气首先压缩到4.26MPa,经换热器预冷后,一部分进入膨胀机膨胀至大气压,然后去给冷凝器提供冷源;另一部分经另一换热器继续冷却后进入节流阀膨胀至大气压,而成为大气压下的液氮。这部分液氮与分离器出来的液氮合并给第二冷凝蒸发器作为冷源。

3.1.4.9 气体纯化方法

在各种低温气体分离系统中,去除少量杂质的方法主要有两种:①冷凝纯化,如从空气中去除 H_2O 、 CO_2 ;②物理吸附,如从空气中分离氮。

3.1.4.9.1 冷凝纯化

气体纯化最简单的方法是通过冷却将混合气中杂质气体冷凝或冻结。很明显,这种方法的分离效率取决于制冷温度下的杂质气体的分压。若气体间的蒸气压非常接近(如氧和氮),则冷凝纯化法无效。若气体间蒸气压相差很大(如水蒸气和空气),那么这种方法对去除杂质气体非常有效。

3.1.4.9.2 物理吸附

当气体与固体接触时,在固体表面或内部将会发生容纳气体的现象,称为固体对气体的吸附。吸附现象同样会发生在固体与液体之间。已被吸附的原子或分子返回气相或液相中去,称为解吸或脱附。两相界面处,被吸附的物质称为吸附质,而起吸附作用的物质称为吸附剂。由于吸附质与吸附剂之间吸附力的不同,吸附可分为物理吸附和化学吸附两类。物理吸附是气体分子靠范德华力吸附在固体吸附剂上,它类似蒸气的凝聚和液化。由于范德华力较弱,被吸附分子和表面的化学性质都保持不变,而接近原来的状态。化学吸附的作用力与化合物中原子之间的作用力相似,吸附后气体分子与固体表面原子之间形成吸附化学键,与原来气体中的分子相比,由于吸附键的强烈影响,其结构变化较大。气体分离系统中遇到的主要是物理吸附。

硅胶、活性炭、活性氧化铝这些吸附剂具有多孔性结构,因此,这些吸附剂都具有很大的有效表面积,在低温下对气体具有很好的吸附性能。

在许多系统里,冷凝纯化和物理吸附纯化组装在一个单元内(见图3-68)。待纯化的气体首先通入换热器内冷却,冷却气源来自于吸附器内蒸发出来的低温氮气。在该换热器中,把来自于压缩后纯化气体中的水和油被冷凝或冻结下来。经过换热器的干燥气体通入低温下的等温吸附器内吸附掉杂质气体,吸附是个放热过程(从吸附剂放出能量),吸附热靠蒸发液氮槽内液氮来带走。吸附单元总是成双出现,切换使用,一套在吸附时,而另一套在解吸。

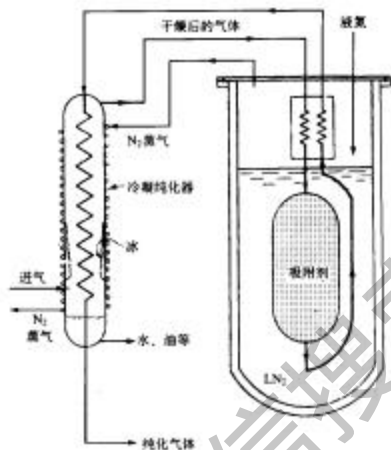


图 3-68 组合式纯化器图

3.2 低温制冷机

运行中使用低温的系统,如先进电子系统,超导磁体和马达,都要有高效的制冷系统来维持所需的低温。许多制冷系统与相关的液化系统有相同的部件和热力循环。制冷系统与液化系统的区别在于:在制冷系统中产生的是液体蒸发,而不是像在液化系统中那样将产生的液体用于系统之外。在本节中,将研究与液化系统相似的制冷系统,还将考虑一些基于完全不同概念的独特的气体回热型制冷机——斯特林制冷机、吉福特-麦克马洪制冷机、脉冲管制冷机等。另外,对一些新型的空间用低温吸附式制冷机等也做一定介绍。还将研究得到和保持 2K 以下温度的方法,如磁制冷机和稀释制冷机。

3.2.1 焦耳-汤姆逊制冷系统

不使用膨胀机的液化系统都可被归入焦耳-汤姆逊(Joule-Thomson, J-T)制冷机,因为它们都依赖于焦耳-汤姆逊效应来产生低温。它不是从制冷机中抽走液体,而是从低温源中吸热以蒸发液体。一种简单的林德-汉普森制冷机示意图如图 3-69 所示。它的循环温-焓图如图 3-70 所示。

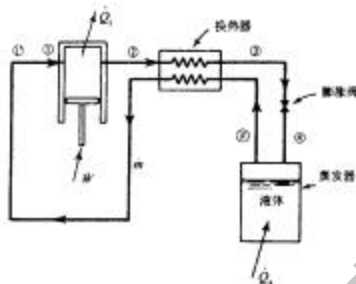


图 3-69 林德-汉普森制冷机示意图

图 3-69 中从①压缩到②在理想情况下是等温的。实际上,气体从②进入压缩机,由于换热器效率小于 1,②与①之间会有小小的温差。压缩后的气体经过换热器,与出来的冷气流热交换,冷却到较低的温度,然后经过焦耳-汤姆逊阀膨胀至蒸发器中。在蒸发器中(液化系统中相对应的是储液器),膨胀过程形成的液体通过对制冷空间吸热在定温下蒸发,蒸气通过换热器回到压缩机中。

在包含换热器、膨胀阀和蒸发器的系统中运用热力学第一定律,并假设环境无漏热,忽略工质的动能、势能变化,得到

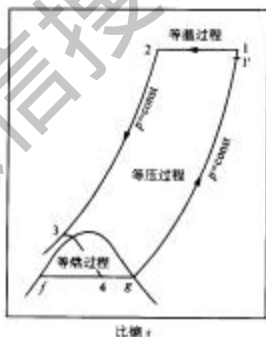


图 3-70 林德-汉普森制冷机的热力循环图

$$Q_2 = m(h'_1 - h_2) \quad (3-78)$$

式中, h'_1 是从换热器热端离开的气体的实际焓值。换热器效率定义为

$$\varepsilon = \frac{h'_1 - h_2}{h_1 - h_2} \quad (3-79)$$

运用方程(3-79)消掉 h'_1 , 制冷量可由工质物性与热交换器效率来表示

$$Q_2/m = (h_1 - h_2) - (1 - \varepsilon)(h_1 - h_2) \quad (3-80)$$

式中, h_1 是理想条件下热交换器出口的工质(也即处于与点 2 相同的温度上)的焓。

从方程(3-80)上我们有两个发现。首先,焦耳-汤姆逊制冷机不能使用氮、氢或氦为工质,除非这些气体首先预冷到它们的最大转换温度以下。因为制冷机吸热必须为正值,(以制冷机为热力系统),换热器的 h_1 应大于 h_2 以得到正的制冷量(\dot{Q}_s/m)。若工质在进入换热器热端时的温度高于最大转换温度,则此条件不能满足。其次,若热交换器效率低于某一值,制冷机将无法工作。

系统所需功为

$$\frac{-\dot{W}}{m} = \frac{T_2(s_1 - s_2) - (h_1 - h_2)}{\eta_{c.o.}} \quad (3-81)$$

式中, $\eta_{c.o.}$ 是压缩机总效率。由性能系数的定义,林德-汉普森制冷机的 COP 为

$$\text{COP} = \frac{-\dot{Q}_s}{\dot{W}} = \frac{\eta_{c.o.}[(h_1 - h_2) - (1 - \epsilon)(h_1 - h_2)]}{T(s_1 - s_2) - (h_1 - h_2)} \quad (3-82)$$

蒸发器中的液体在定温下沸腾,因此,这种制冷机是等温源型的。液氮制冷剂可维持在 65~115K 之间。蒸发器温度可用节流阀装置控制蒸发压力来调节,以氮

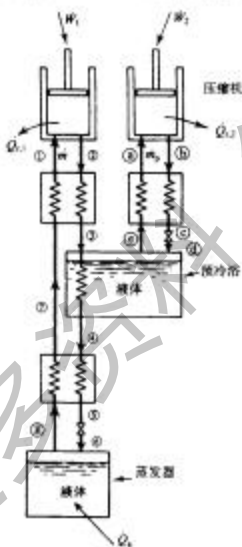


图 3-71 预冷型林德-汉普森制冷机图

为工质,65K 时,蒸发压力为 17.4kPa,115K 时,蒸发压力为 1.939MPa。制冷机的温度范围下限受工质三相点和大流量时维持真空压力的困难的限制,若压力低于三相点压力,蒸发器中会出现氮霜,还会导致膨胀阀堵塞。此外,蒸发器中壁面与多孔固体制冷剂间的传热是很差的。温度范围上限则受临界点的限制,当达到临界点时,液体的蒸发潜热为零。如果我们不介意是否为等温热源,林德-汉普森制冷机的温度上限可扩展到环境温度。然而,当我们进入大于 200K 的温区时,其他制冷剂如氟利昂类化合物作为制冷介质更具吸引力。

对于比液氮所能得到的温度更低的场合,合适可行的工质只能为氮、氢和氦。对这些工质,由于常温下节流会产生热效应,为了系统能够启动降温,必须将气体温度降低到转化温度以下以保证节流制冷,因而必须预冷。典型的预冷型液氮或液氢制冷机如图 3-71 所示。系统循环温-焓图如图 3-72 所

$$\epsilon_e = \frac{h'_e - h_e}{h_e - h'_e} \quad (3-86)$$

将式(3-85)和式(3-86)代入方程(3-84),得

$$Q_c/m = (h_1 - h_2) - (1 - \epsilon)(h_1 - h_2) + x[(h_3 - h_4) - (1 - \epsilon_e)(h_3 - h_4)] \quad (3-87)$$

式中, h_1 ——主制冷剂 T_2 下的焓;

h_2 ——预冷制冷剂 T_0 下的焓。

对低温换热器和蒸发器应用第一定律,得到

$$Q_c/m = h'_1 - h_4 \quad (3-88)$$

引入低温换热器的效率,即

$$\epsilon_c = \frac{h'_1 - h_4}{h_1 - h_4} \quad (3-89)$$

则制冷量可表示为

$$Q_c/m = (h_1 - h_4) - (1 - \epsilon_c)(h_1 - h_4) \quad (3-90)$$

所需的预冷制冷剂质量流量比可由方程(3-87)和方程(3-90)联立求得,假定点4的温度实际上等于预冷制冷剂温度,这样 h_4, h'_1 为已知值。

更低的温度可用三级复叠制冷机得到,以氨(或氟),氨(或氟)和氨为工质。这种型式的制冷机的例子如图3-73所示。

3.2.2 膨胀机制冷系统

克劳特液化系统或考林斯液化系统可被用做制冷系统。克劳特制冷机如图3-74所示。对三个换热器,膨胀阀和蒸发器应用热力学第一定律,忽略环境漏热和动能,势能变化,可得制冷剂的吸热量

$$Q_c/m = (h'_1 - h_2) + x(h_3 - h'_4) \quad (3-91)$$

式中: x ——膨胀机质量流率比,

$$x = m_e/m$$

m_e ——膨胀机中的质量流量;

m ——压缩机的质量流量。

下标代表图3-75中给出的点。

若 h_e 为从点3绝热膨胀到点e压力的焓值,那么制冷量的表达式可由膨胀机绝热效率表示

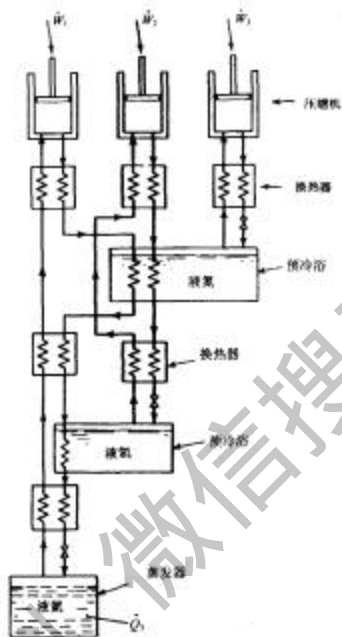


图 3-73 三级 J-T 液氮制冷机图

$$Q_0/m = (h'_1 - h_2) + x\eta_m(h_3 - h_4) \quad (3-92)$$

若假设膨胀功用来压缩气体, 则所需净功为

$$-W_{net}/m = [T_2(s_1 - s_2) - (h_1 - h_2)]/\eta_{c,m} - x\eta_{e,m}\eta_m(h_3 - h_4) \quad (3-93)$$

式中: $\eta_{c,m}$ ——压缩机的总效率;

$\eta_{e,m}$ ——膨胀机的机械效率。

对基本型克劳特系统的两大改进是: ①采用带液膨胀机(即湿膨胀机)在两相区工作而代替膨胀阀; ②采用低温压缩机。这种系统如图 3-76 所示, 循环湿焓图

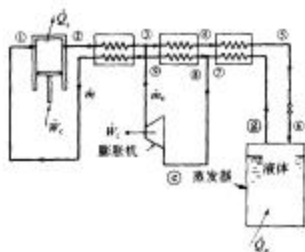


图 3-74 克劳特制冷机图

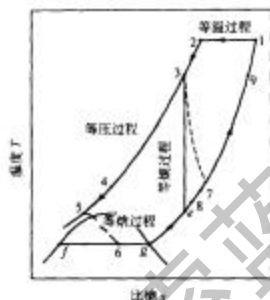


图 3-75 克劳特制冷机的热力循环图

如图 3-77。两相膨胀机主要用于涉及氨为工质的系统，因为压缩气体的热通常大于液相的潜热。不像空气或氮气膨胀机中，因液体的存在会严重影响效率，氨膨胀机在两相间运行不会使机器性能下降。系统的热力性能由于采用饱和蒸汽压缩机而得以改善。另外，所需的换热面积小于传统的克劳特系统中所需面积，因为当冷气流压力升高时传热效率提高。

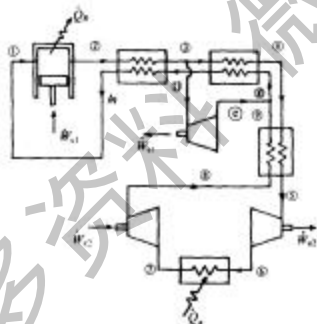


图 3-76 带湿膨胀机和饱和蒸汽压缩机的克劳特制冷机图

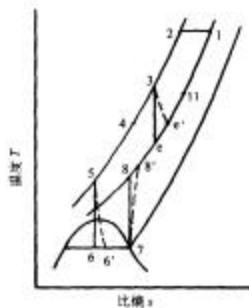


图 3-77 图 3-75 所示系统的热力循环图

3.2.3 斯特林制冷机

斯特林(Stirling)制冷机根据斯特林循环原理工作,斯特林循环由苏格兰 Robert Stirling 于 1816 年发明,并制成了斯特林热气机。早在 1834 年,John Herschel 就提出了这种发动机可用做制冷机的设想。第一台斯特林循环制冷机由 Alexander Kirk 在 1864 年前后建成,斯特林制冷机的真正发展是在菲利普(Philips)公司将其商业化以后,故而往往也将它称为菲利普制冷机。图 3-78 示出了斯特林制冷机的工作过程,其温-焓图如图 3-79 所示。

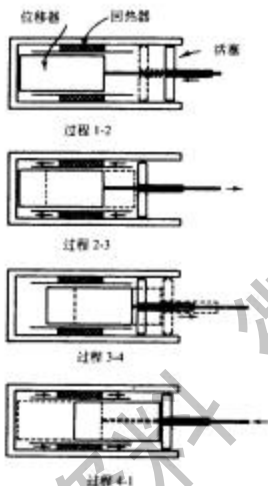


图 3-78 斯特林制冷机图

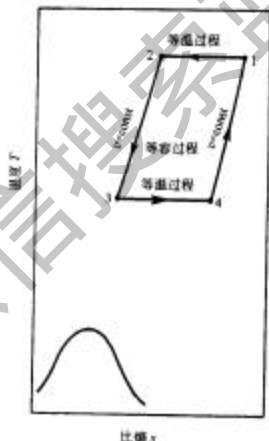


图 3-79 理想斯特林制冷机的热力循环图

斯特林制冷机由带活塞的气缸,位移器和回热器组成。活塞压缩气体,在理想情况下位移器仅仅将气体从一腔转移到另一腔而不改变气体容积。在回热器中实现的是等容过程的热交换。系统运行过程如下:

过程 1-2, 气体等温压缩, 放热给高温热源(外界环境);

过程 2-3, 位移器的运动迫使气体通过回热器, 此时气体等容降温。气体放出的热量并未至环境中, 而是积存在回热器基体中;

过程 3-4, 气体从低温热源吸热时等温膨胀;

过程 4-1, 位移器运动迫使冷气体通过回热器, 过程 2-3 中储存的热量传给气体。理想情况下(无漏热), 热量仅在过程 3-4 中传给制冷机(吸热), 而制冷机仅在过程 1-2 中放热。

若假设制冷机吸热、放热是可逆的, 则其中的传热量可由热力学第二定律求得

$$\text{放热 } Q_2 = mT_1(s_2 - s_1)$$

$$\text{吸热 } Q_1 = mT_3(s_4 - s_3)$$

其中, m 为制冷机气缸中的气体质量。由热力学第一定律, 对循环来说 $W_{\text{net}} = Q_1 + Q_2$, 因而理想的斯特林制冷机的性能系数为

$$\text{COP} = \frac{-Q_2}{W_{\text{net}}} = \frac{T_1}{T_1(s_1 - s_2)/(s_4 - s_3) - T_3} \quad (3-94)$$

若工质为理想气体, 则

$$s_1 - s_2 = c_v \ln(T_1/T_2) + R \ln(v_1/v_2) = R \ln(v_1/v_2) = R \ln(v_1/v_3) = s_4 - s_3$$

因为 $T_1 = T_2$, $T_3 = T_4$, $v_1 = v_4$, $v_2 = v_3$, 其中 v 为气体比体积, 因此以理想气体为制冷工质的理想斯特林制冷机的性能系数为

$$\text{COP} = \frac{T_1}{T_1 - T_3} \quad (3-95)$$

这与卡诺制冷机的 COP 相同, 因此理想的斯特林制冷机的特征因子 $\text{FOM} = 1$ 。由于摩擦损耗、回热器压降、吸热放热过程中必然的温差及回热器与工质间的温差都会降低实际斯特林制冷机的 FOM。

Philips 公司生产的斯特林制冷机被成功地应用到气体液化分离系统中, 它还用于电子部件的微型冷却系统。当冷源温度为液化空气温度(79K)时, 实际系统的 FOM 大约为 0.3。

斯特林制冷机的成功, 绝大部分是依靠系统所使用的回热器的效能。一台好的回热器应由热容大的材料制成, 其开关时间短(即换热器中流体循环频率高), 传热系数和传热面积要大, 另外通过回热器的气体质量流量小。在 Philips 制冷机中, 使用一种轻型的像毡一样的细金属丝作为回热器基质材料, 来实现大的热容和大的传热面积, 以得到良好的回热器性能。

若回热器效率低于 100%, 图 3-79 中气体离开回热器的点 3 的温度将高于冷源温度。这就意味着, 气体制冷机在冷源的制冷量将有一部分消耗在将制冷机气体冷却到冷源温度的过程中。从低温源吸收的实际的热量为

$$Q_1 = Q_{1,\text{ideal}} - \Delta Q$$

式中: $Q_{1,\text{ideal}}$ ——理想吸热量;

ΔQ ——克服换热器效率的不完善性而必须从工质中取走的热量。

换热器效率定义为

$$\epsilon = \frac{Q_{\text{actual}}}{Q_{\text{ideal}}} = \frac{Q_{2-3, \text{ideal}} - \Delta Q}{Q_{2-3, \text{ideal}}}$$

那么

$$\Delta Q = (1 - \epsilon) Q_{2-3, \text{ideal}} = (1 - \epsilon) mc_p (T_2 - T_3) \quad (3-96)$$

式中： $Q_{2-3, \text{ideal}}$ ——过程 2-3 中气体传到回热器的理想热量；

m ——流经回热器的气体质量；

c_p ——通过回热器的气体比热容。

假定工质为理想气体，在理想情况下从冷负荷中取走的热量为

$$Q_{\text{ideal}} = mT_3 (s_4 - s_3) = mRT_3 \ln(v_4/v_3)$$

即

$$Q_{\text{ideal}} = (\gamma - 1) mc_p T_3 \ln(v_4/v_3) \quad (3-97)$$

式中， $\gamma = c_p/c_v$ 为气体的绝热指数。方程(3-96)除以方程(3-97)，可得到由于换热器效率的不完善性而致理想制冷量损耗所占的比例

$$\frac{\Delta Q}{Q_{\text{ideal}}} = \left(\frac{1 - \epsilon}{\gamma - 1} \right) \left[\frac{(T_2/T_3) - 1}{\ln(v_4/v_3)} \right] \quad (3-98)$$

作为计算实例，假设氮作为工质，其 $\gamma = 1.67$ ，并假设 $v_4/v_3 = v_1/v_2 = 1.50$ 。在 300-78K 之间制冷工作，制冷量损失为

$$\frac{\Delta Q}{Q_{\text{ideal}}} = \frac{(1 - \epsilon)(300/78) - 1}{0.67 \ln(1.50)} = 10.48(1 - \epsilon)$$

若回热器效率为 99%，则 $\Delta Q/Q_{\text{ideal}} = 10.48\%$ ，即仅仅因为效率从 100% 降低了 1%，有 10% 以上的制冷量浪费了。在此例中，如果回热器效率为

$$\epsilon_{\text{max}} = 1 - 1/10.48 = 0.905$$

那么，所有的制冷量都将被浪费，此例表明决定整个制冷系统性能的回热器是多么重要！

3.2.4 维尔米勒制冷机

维尔米勒 (Vuilleumier) VM 制冷机，由 Rudolph Vuilleumier 于 1918 年首先取得专利，除了 VM 制冷机使用热压缩机而非机械压缩机之外，它同 Stirling 制冷机差不多。VM 装置的变种由 Vannevar Bush 于 1938 年发明，另一个版本则由 K. W.

Taconis 于 1951 年取得专利。VM 制冷机如图 3-80 所示,理想的 VM 循环温-熵图如图 3-81 所示。

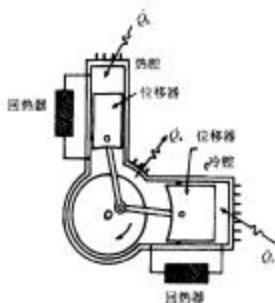


图 3-80 维尔米勒制冷机示意图

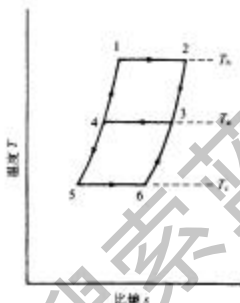


图 3-81 理想维尔米勒制冷机的热力循环 T-s 图

在理想 VM 循环中,在热气缸中热量从高温热源加到气体中,位移器向下移动以使气体温度维持在 T_h (过程 1-2)。同时,接近大气温度的气体从中间腔通过回热器流到热腔(过程 4-1)。然后位移器向上移动,气体从热腔进入中间腔(过程 2-3)。为维持腔内温度为 T_c ,中间腔对外放热(过程 3-4)。冷位移器左移时,冷腔中气体从低温源中吸热使气体温度维持在 T_c (过程 5-6)的同时,气体自中间腔通过冷回热器流入冷腔(过程 4-5)。而后冷位移器移回右侧,气体从冷腔经冷回热器进入中间腔(过程 6-3)。

假设所有的过程是热力理想的并且工质可看做理想气体,传热项如下列所示。

高温热源加热为

$$Q_h = m_h T_h (s_2 - s_1) = m_h RT_h \ln(v_2/v_1) \quad (3-99)$$

低温热源吸热为

$$Q_c = m_c T_c (s_6 - s_5) = m_c RT_c \ln(v_6/v_5) \quad (3-100)$$

式中, m_h 、 m_c 是最终分别留在热腔和冷腔中气体的质量。最后,至中间温度热源的放热量为

$$Q_s = (m_h + m_c) T_s (s_4 - s_3) = -(m_h + m_c) RT_s \ln(v_3/v_4) \quad (3-101)$$

从循环温-熵图可看出 $v_2 = v_3 = v_6$, $v_1 = v_4 = v_5$ 。

因为系统的净传热量为零(对理想系统没有外力对气体做功,气体也不对外做功)

$$Q_1 + Q_c + Q_2 = 0$$

以及

$$m_1 RT_1 \ln(v_2/v_1) + m_2 RT_2 \ln(v_2/v_1) - (m_1 + m_2) RT_3 \ln(v_2/v_1) = 0$$

即

$$m_1/m_2 = (T_1 - T_2)/(T_2 - T_3)$$

因此系统由高温热源传热驱动,而非机械功驱动,性能系数的定义应当有所区别。在此情况下, COP 为

$$\text{COP} = Q_c/Q_1 = m_2 T_2/m_1 T_1$$

将质量比率代换掉,即得

$$\text{COP} = \frac{T_2(T_1 - T_3)}{T_1(T_2 - T_3)} \quad (3-102)$$

VM 制冷机的 COP 低于斯特林制冷机,因为根据热力学第二定律,VM 制冷机中高温热源所加的一部分热量必须排走,而在斯特林制冷机中理想情况下输入的所有的机械功可加以利用但从式(3-102)可以看到 VM 制冷机的 COP 是工作在 T_1 和 T_2 之间的卡诺热机效率与工作在 T_2 和 T_3 之间的卡诺冷机效率的乘积。运用方程(3-102),温度为 $T_1 = 800\text{K}$, $T_2 = 360\text{K}$, $T_3 = 78\text{K}$ 理想的 VM 制冷机的 COP 为 0.1521,对于在 $T_1 = 360\text{K}$ 和 $T_2 = 78\text{K}$ 间运行的斯特林制冷机 COP 为 0.2766,比 VM 制冷机的 COP 大 82%。

维尔米勒制冷机的优点之一是热源输入可由太阳能或同位素能提供,这使得在长期的宇宙探索中的低温冷却中,和那些必须防止发动机机械振动的场合中 VM 制冷机非常具有吸引力。

3.2.5 索尔凡制冷机

索尔凡(Solvay)制冷机于 1887 年在德国发明,这是计划采用膨胀机实现空气液化的第一个系统。Solvay 的原型装置只能得到 178K 的低温,所以这个系统最初并未用做低温制冷,直到 20 世纪 50 年代末期, A. D. Little 公司的 Gifford 和 McMahon 描述了在微型远红外冷却器中这种制冷机的应用。

索尔凡制冷机示意图如图 3-82 所示。假如我们考虑单位质量气体流过系统,它将沿如图 3-83 所示的温-焓图的途径走。索尔凡制冷机的运行过程如下:

过程 1-2,活塞位于下死点,打开进气阀。高压气体流入回热器,气体在其中

冷却,系统压力从低压升高到高压。

过程 2-3,进气阀仍打开,活塞上移,将一部分气体赶入汽缸。气体经回热器预冷降温。

过程 3-4,进气阀关闭,汽缸中气体膨胀(理想情况下等熵)至初压,当气体膨胀时,对活塞做功,能量向外传递,所以气体温度降低。

过程 4-5,排气阀打开,活塞下移,迫使低温气体流出汽缸。在此过程中,低温气体流经换热器从所需冷却区域带走热量。

过程 5-1,气体最终经回热器流出,回热至室温。

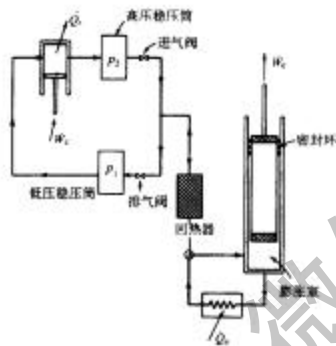


图 3-82 索尔凡制冷机示意图

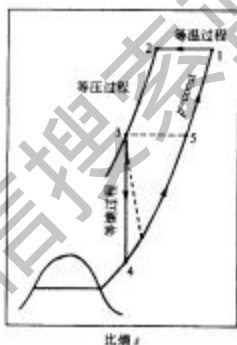


图 3-83 索尔凡制冷机中单位质量气体在 $T-s$ 图上的流程图

假设膨胀过程输出的功用于压缩过程,则系统所需净功为

$$-W_{net}/m = [T_2(s_3 - s_2) - (h_1 - h_2)]/\eta_{c,s} - \eta_{e,m}\eta_m(h_3 - h_4) \quad (3-103)$$

其中,第一项代表压缩机耗功,第二项代表膨胀过程的输出功。焓 h_4 是从点 3 绝热膨胀到压力为 p_1 的点 4 的焓值。从低温源取走的热量为

$$Q_c/m = h_5 - h'_4 = h_5 - h_4 - (1 - \eta_m)(h_3 - h_4) \quad (3-104)$$

此系统的膨胀活塞由低热导率的材料制成,如胶木,这样它可在热端密封,从而避免了低温下移动密封的问题。

3.2.6 吉福特-麦克马洪制冷机

吉福特-麦克马洪(Gifford-McMahon, GM)制冷机是 Gifford 和 McMahon 于 1960

年提出的,如图 3-84 所示,其单位质量气体的温-熵图示于图 3-85。系统包括压缩机、两端密封的气缸、气缸中的位移器和回热器。该系统与 Solvay 制冷机不同之处是膨胀过程中系统没有功的输出。位移器的作用是将气体在两个膨胀腔中移来移去,在回热器中无压降的理想情况下,该气体转移过程的净功为零。

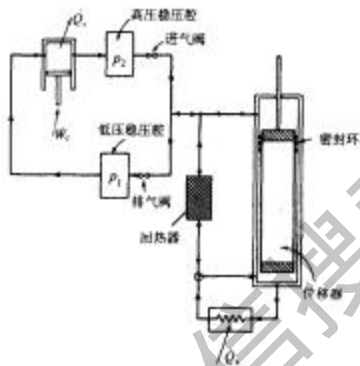


图 3-84 G-M 制冷机示意图

G-M 制冷机的运行过程如下:

过程 1-2, 位移器处在气缸下死点, 进气阀开, 排气阀关。上膨胀腔压力从低压 p_1 升到高压 p_2 , 此过程中下膨胀腔体积为零, 因为位移器在最低点。

过程 2-3, 进气阀仍开, 排气阀关闭, 位移器上移至气缸顶部使原先在上腔的气体流经回热器进入下膨胀腔。因为气体经回热器时冷却降温, 它的体积会减小, 此时进气阀仍打开进气以维持系统一定的压力。

过程 3-4, 位移器处在气缸的顶部, 进气阀关, 排气阀开, 下膨胀腔中的气体膨胀至初压 p_1 。此过程中最终留在气缸中的气体对离开气缸中的气体做了功, 这导致了下膨胀腔中的气体降至一较低温度。这个过程与西蒙

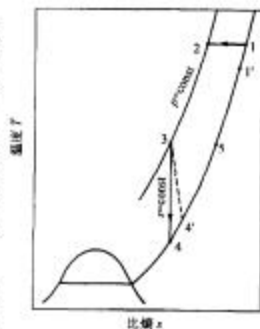


图 3-85 G-M 制冷机中单位质量气体在 $T-s$ 图上的流程图

(Simon) 液化器的膨胀过程相似。

过程 4-5, 位移器下移至气缸底部以迫使低温气体从下膨胀腔中流出。低温气体流经换热器, 从低温源吸热。

过程 5-1, 气体从换热器流经回热器, 回热到室温。

系统所需净功为

$$-W/m = [T_1(s_1 - s_2) - (h_1 - h_2)]/\eta_{ext} \quad (3-105)$$

从低温源带走的热量为

$$\begin{aligned} Q_c/m &= (m_c/m)(h_5 - h_4) \\ &= \eta_{in}(m_c/m)(h_5 - h_4) \end{aligned} \quad (3-106)$$

式中: m_c ——膨胀过程 3-4 终了膨胀腔中的气体质量;

m ——压缩的总气体质量。

因为膨胀过程中膨胀腔的体积保持不变, m_c/m 可表示为密度之比, 即

$$m_c/m = \rho_c/\rho_5 \quad (3-107)$$

影响 G-M 制冷机性能的因素包括: 回热器效率, 沿着位移器的导热和壳体漏热, 气体与回热器往复换热, 回热器中存在的一定容积。对一个实际 G-M 循环的小型远红外冷却器性能的测试表明, 实际制冷量为理想制冷量的 59%。

在 Solvay 和 G-M 制冷机中, 回热器是关键部件, 正如在斯特林制冷机中那样。一台较好的制冷机, 其回热器效率需高达 98% 以上。如图 3-86 所示, 以冲孔紫铜或黄铜片为回热器的填料, 为减少沿回热器长度方向的导热, 钻孔铜片由不锈钢丝网隔开。极低温回热器, 可用铅代替铜, 因为铅由于德拜温度低而在低温下具有更大的比热。

Solvay 和 G-M 制冷机有共同的优点。阀门和位移器活塞密封可在室温下实现, 因此不存在低温密封问题。通过使用回热器代替通常的换热器, 可得到很高的换热效率, 系统可使用稍不纯的气体为工质。由于气体在回热器中来回流动, 回热器中的杂质可在吸入过程中积存下来, 在排气过程中清除出去。相同表面积下, 回热器的造价比换热器低。

Solvay 系统与 G-M 系统相比有两大优点: ① Solvay 系统 COP 总是比 G-M 系统高, 因为工质在对外做功过程中, 可带走更多能量; ② G-M 系统中, 需要一个小马达来移动位移器, 而在 Solvay 系统中, 由膨胀气体来移动活塞。另外, G-M 系统与 Solvay 系统相比也有其自身的优点: ① 位移器两端压差小, 所以在 G-M 系统中经位移器的泄漏很少; ② 在 G-M 系统中位移器和曲柄不用承受很大的力, 因此驱动机构可以十分简单, 很少有振动的问题。

G-M 系统的突出优点之一便是它可实现多级化。图 3-87 为一个三级制冷机,

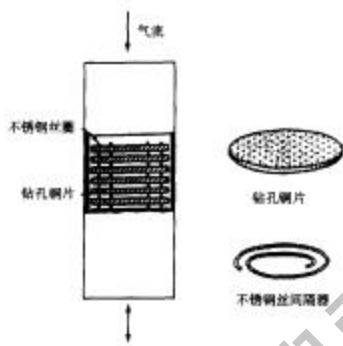


图 3-86 回热器示意图

不锈钢丝间隔器是用来减少基体长度方向上的热导

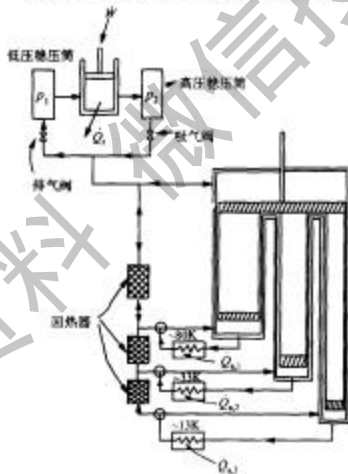


图 3-87 三级 G-M 制冷机

三个位移器由同一个驱动机构驱动,在此制冷机中
可同时制取三种不同的温度(30K, 33K, 13K)

系统使用氦为工质,系统稍稍复杂一些就可在三个不同的温度级上实现制冷。多级系统中的所有阀门都在室温下工作,三个位移器由一个驱动机构操纵。要达到 15K 的温度,多级系统所需的功少于单级系统。

3.2.7 脉冲管制冷机

脉冲管制冷于 20 世纪 60 年代问世,并在近年来得到迅速发展。它省去了诸如斯特林和 G-M 等常规气体制冷机中的冷腔膨胀活塞,采用一根低热导的管子来代替,从而在管子内产生很大的温度梯度,以实现制冷效果。因此,脉冲管制冷机从根本上解决了冷腔振动、密封、磨损和难以加工等问题,具有结构简单、运转可靠、冷头振动小、寿命长、成本低等优势。目前,脉冲管制冷机的研究已走出实验室,向实用化方向发展,成为微型低温制冷机技术中的一大研究热点。从事微型制冷机技术的研究者们认为:脉冲管制冷机在 21 世纪将成为新一代的主力低温制冷机。

脉冲管制冷最早由美国的 Gifford 教授于 1963 年提出,其结构如图 3-88 中的 No.0 所示,我们称之为基本型脉管。它依次由压力波发生器、冷却器、回热器、冷端换热器、脉管和热端换热器所组成。基本型脉管的制冷能力差。1984 年,前苏联的 Mikulin 教授提出了脉管的革新方案,即在基本型脉管的热端增加了小孔和气库,称之为小孔型脉冲管制冷机。其结构示于图 3-88 中的 No.1,它能较显著地提高脉冲管制冷机的制冷能力。紧接着,美国 NIST 的 Radabaugh 博士等采用小孔型脉冲管获得了 60K 的低温。这样脉冲管制冷机技术出现了向实用化发展的转机,由此受到了人们的极大关注。

1989 年,中国科学院低温技术实验中心在实验室中获得了 49K 的低温。与此同时西安交通大学的吴沛宜教授和朱绍伟博士等提出了“双向进气小孔型脉冲管制冷”的改进方案,其结构原理示于图 3-88 中的 No.2。采用一股旁通气流通过节流元件流入脉冲管的热端,进一步改善了脉冲管制冷机的制冷性能,所获得的 42K 的低温为当时世界上单级脉冲管制冷机所获得的最低温度。“双向进气小孔型脉冲管制冷”的改进方案为脉冲管制冷的后续研究所广泛采用。1992 年,中科院低温技术实验中心的周远教授等提出了“多路旁通型脉冲管制冷方案”(如图 3-88 中的 No.3),即在回热器和脉冲管的中部,通过一节流元件进行旁通,可进一步改善低温区制冷机的性能,获得了 23.8K 的低温,达到 1995 年以前单级小脉冲管制冷机的最好水平。

小孔型脉冲管制冷机结构最为简单、可靠,但效率略低。近年来效率较高的脉冲管制冷有了较大的发展,图 3-88 中的 No.4 为一双活塞型脉冲管制冷机,在脉冲管的热端采用一配气活塞来代替小孔和气库的作用,双活塞型比小孔型具有更强的制冷能力。日本 ETC 公司采用该方案获得了 23.5K 的低温。1993 年日本的松原洋一等提出了四阀型脉冲管制冷机(如图 3-88 中的 No.5),对比实验结果表明,

该方案比常规小孔型脉冲管具有更大的制冷量。以上两种制冷机在结构和效率上都非常接近斯特林和 G-M 制冷机。如上所述的六种脉冲管制冷机为目前常见, 它们的制冷机理将在下面的分析中详细叙述。图 3-88 中 No.0 - No.5 中左端的无阀压缩机均可以由带配气阀的压缩机系统替代。

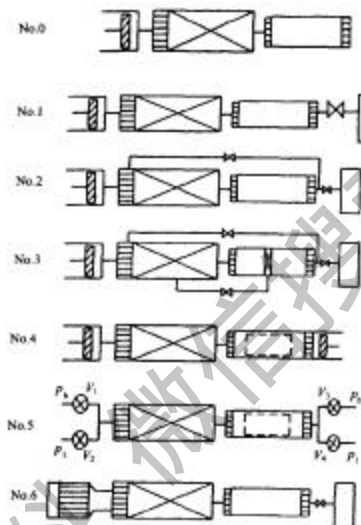


图 3-88 脉冲管制冷机的演变与发展图

20 世纪 90 年代开始以来, 脉冲管制冷研究还取得了以下显著成绩: 美国的 TRW 公司研制了微型小孔脉冲管制冷机, 总质量仅为 1.7kg, 输入功率 17.8W, 在 80K 时有 530mW 的冷量输出。其比功率为 33.6W/W, 优于他们使用的斯特林制冷机; 日本的松原洋一等采用三级小孔脉冲管制冷机首次获得了液氮温度以下的低温, 达到 3.6K; 美国 Los Alamos 国家实验室和 NIST 合作, 采用热声谐振管来代替压缩机用于驱动小孔型脉冲管制冷机获得成功, 研制成世界上第一台无运动部件的制冷机(如图 3-88 中的 No.6 所示)。这台制冷机消耗 3000W 的热能, 产生 600W 的冷能, 达到的最低温度为 89K, 在 120K 时有 5W 的制冷功率; 1996 年我国浙江大学的陈国邦教授等利用两个气库和小孔所构成的两级脉冲管制冷机, 在未有预冷的情况下实现了液氮温区制冷的突破。

3.2.7.1 基本型脉冲管制冷机

基本型脉冲管制冷机是1963年由Gifford和Longworth提出并研制的,最初的制冷流程由压缩机、切换阀、回热器、冷端换热器、导流器、脉冲管本体及脉冲管封闭端的水冷却器所组成。图3-89为基本型脉冲管制冷机结构原理图。1967年Longworth用直径为19cm,长为319cm的脉冲管进行实验,其中热端换热器由长31.8mm的紫铜制成,在高低压分别为2.38MPa和0.56MPa,频率为0.67Hz的情况下达到了最低温度为124K的纪录。

该方案的基本原理是利用高低压气体对脉冲管腔的充放气而获得制冷效果的。其制冷工作过程如下:

①高压气体通过被控制的切换阀流经回热器、冷端换热器、导流器而以层状流动形式进入脉冲管,渐次推挤管内气体向封闭端移动,同时使之受到挤压,沿管长压力升高,温度上升,在脉冲管封闭端气体的温度达到最高值;

②布置在封闭端的水冷换热器将热量带走,使管内气体因放热其温度和压力稍有降低;

③切换阀转动使系统内气体与气源低压侧连通,脉冲管内的气体又以层状流动渐次向气源推移扩张,气体膨胀降压而获得低温;

④切换阀再次转换使系统与气源高压侧连通,上述过程重复循环进行。



图3-89 基本型脉冲管制冷机结构原理图

1. 切换阀; 2. 回热器; 3. 冷端换热器; 4. 脉冲管; 5. 水冷器; 6. 导流器

基本型脉冲管制冷机利用充放气获得低温的方法实质上是西蒙膨胀制冷的一种型式。它与西蒙膨胀过程的不同点在于:①脉冲管制冷机运行时,脉冲管气体轴向存在一温度梯度,入口端温度低,封闭端温度高,而西蒙膨胀的容器内气体温度均匀;②充气完毕后,脉冲管取走热量的方式是靠封闭端的水冷换热器,而西蒙膨胀的热量是靠整个容器表面与外部环境的对流换热。

基本型脉冲管制冷机除了压缩气源和切换阀是室温运动部件外,在低温处无任何运动部件,因此其结构简单、运行可靠,但是其制冷效率低。为提高其制冷效率,吉福特提出了取消切换阀,直接以活塞在气缸内往复运动而产生脉冲管内气体的压力波动的可逆基本型脉冲管制冷机。

带有切换阀的基本型脉冲管制冷机由于气体在通过阀门时有节流损失而降低

了制冷效率。可逆基本型脉冲管制冷机是直接利用活塞在气缸内往复运动,使制冷系统内产生压力波动而导致脉冲管内气体的压缩和膨胀过程。

图 3-90 示出了该方案的原理图。图 3-90 中没有切换阀,活塞在气缸内的往复运动使气体经过水冷却器,通过冷端负荷换热器后进入不锈钢制成的脉冲管中,最后进入水冷却的热端换热器。活塞在气缸内每往复运动一次,整个脉冲管制冷系统就发生一次压力波动(图 3-91)。与原始的压缩气源加切换阀系统的不同之处是:脉冲管内压力变化波形不再是方形波而是正弦波。相同频率下正弦压力波比方形波的制冷量小,因此要想在单位时间内获得相同的制冷量,就必须提高可逆基本型脉冲管制冷机的运转频率。

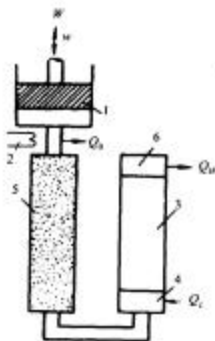


图 3-90 可逆基本型脉冲管制冷机的原理图

1. 活塞; 2. 水冷却器; 3. 脉冲管;
4. 冷端换热器; 5. 回热器;
6. 热端换热器

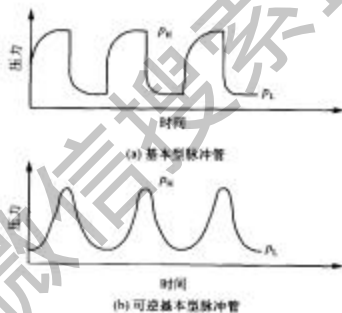


图 3-91 相同压比下带切换阀式脉冲管与可逆基本型脉冲管内部压力波图

可逆基本型脉冲管制冷机的最主要特点是:当活塞向后移动使气体膨胀时,气体对活塞所做的功可以传递到飞轮上储备起来,在下一个循环活塞向前推移再对气体做功时,其所需的能量一部分来自马达,另一部分则由飞轮储存的能量提供,这样就能大大减少外部所需的能量而提高热效率。

因为常规气体制冷机的冷腔膨胀活塞与压力之间有一定的运动相位差,因此冷端可获得制冷的膨胀功。而基本型脉冲管则不具备这个特点。由图 3-92 中的能量平衡有

$$H_c + Q_c = H_e \quad (3-108)$$

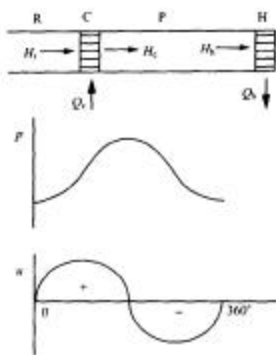


图 3-92 基本型脉冲管的能量传递及压力与流速的相位关系图

就是依靠气体与脉冲管壁面的热交换和气体微团在压缩、膨胀时的温度变化,将热量从管子的一端(低温端)泵送到另一端(高温端)。因而为了使气体与壁面的换热充分,脉冲管运转的频率很低(1~3Hz)。

3.2.7.2 小孔型脉冲管制冷机

小孔型脉冲管制冷机中由于小孔和气库的加入,其制冷机理发生了很大变化。小孔型脉冲管的运转频率也大幅度提高。在这种情况下,脉冲管与壁面的传热很小,可以忽略。因此有

$$H_c = H_h = \frac{AC_p}{R\tau} \int_0^\tau p u_1 dt \quad (3-110)$$

考查脉冲管热端的焓流变化,因为气库的容积大,其压力基本稳定为系统的平均压力,热端的气体流向取决于脉冲管与气库的压差(若换热器的容积可忽略),与基本型相比,其热端几乎调相了 90° ,从而使 p 与 u_2 接近同相。另外,小孔对 p 和 u 的振幅也有调节作用,小孔开度增大,压力振幅减小,流速振幅增大。这样小孔型脉冲管中冷端气团可以像斯特林制冷机中的膨胀活塞一般获得一定的相位需求,利用膨胀功制冷。因此,脉冲管由冷端向热端的泵热能力大大增强。

小孔脉冲管的出现使得人们对脉冲管制冷的观念发生了转变,并由此带来了脉冲管制冷机的一系列革新,推动了脉冲管制冷的迅速发展。

式中: H_c ——流出回热器的焓流;

Q_c ——冷端换热器的制冷量;

H_h ——脉冲管冷端的焓流。

脉冲管冷端的焓流是衡量脉冲管制冷能力的重要参数,它表示一周期内脉冲管冷端向热端传输的能量,可称之为脉冲管的毛制冷量。它可表示为

$$H_c = \frac{AC_p}{R\tau} \int_0^\tau p u_1 dt \quad (3-109)$$

式(3-109)中的压力 p 和流速 u_1 都是周期函数。因此,脉冲管传递热量的能力(即制冷能力)取决于 p 和 u_1 在相位上能否接近,以及两者振幅的大小。图3-89中基本型脉冲管 p 和 u_1 不能较好地匹配,制冷能力低。其制冷主要依靠表面泵热原理,也

3.2.7.3 双向进气脉冲管制冷机

在小孔处于最佳开度时, u 和 p 的相位匹配并不完美, 即使小孔开度再增大, u 和 p 的相位也无法同相, 这是小孔型脉冲管调节的局限性。双向进气方案对脉冲管中的动态参数同样存在调节作用, 这是双向进气能够增大脉冲管制冷量的另一个重要原因, 它可以在较大范围内调节 u 和 p 的相位, 使两者在相位上匹配得更好。另外, 双向进气对脉冲管中的动态参数具有调幅作用, 脉冲管中压力振幅随之增大, 也有助于提高制冷量。

双向进气法是由我国吴沛宜和朱绍伟等提出的。分析指出, 在小孔型脉冲管制冷机中, 通过回热器的气体中有一部分气体并不产生制冷效应, 因而降低了回热器效率。这部分不做功的气体在脉冲管中来回震荡, 既不通过小孔进入气库, 也不从冷端换热器进入回热器。这部分处于脉冲管中的气体柱塞就像斯特林制冷机或 G-M 制冷机中的排出器一样, 所不同的是气体柱塞随时间膨胀和收缩, 但并不产生制冷, 故称之为无功气体。为此, 建议设置第二进气口, 将不参加制冷的那部分气体不经过回热器, 直接从压缩机出口引入脉冲管热端, 以提高回热器单位质量气体的制冷量(见图3-93)。

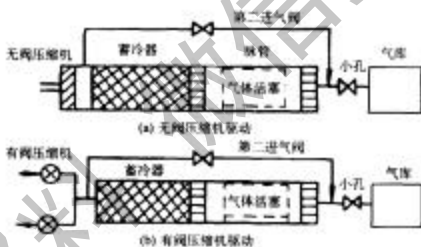


图 3-93 双向进气型脉冲管制冷机图

3.2.7.4 多路旁通脉冲管制冷机

多路旁通气流与双向进气对脉冲管参数的影响基本相同, 但由于回热器引起的多路旁通点的压力差较小, 所以其影响也较小。多路旁通方案对制冷过程的影响还主要在于它在旁通点处形成了一次膨胀制冷过程。图 3-94 示出了数值分析的多路旁通脉冲管制冷机中的能量传输, 其结果也已于实验所验证。在多路旁通处一股焓流由回热器流入脉冲管中, 旁通点成为制冷部位, 而双向进气则不同, 脉冲管热端焓流的一部分流入冷却器, 传到环境中去。因此脉冲管旁通部位需加一换热器以利于制冷。脉冲管中有两次膨胀制冷过程出现, 这是多路旁通方案在低

温区性能优越的主要原因。

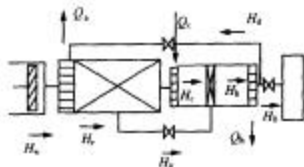


图 3-94 多路旁通脉冲管制冷机中的能量传输图

3.2.7.5 双活塞脉冲管制冷机

气体通过小孔的不可逆过程消耗了脉冲管中焓流的大部分,是个不可逆过程。小孔开度增大,导致了脉冲管中压比降低,不利于脉冲管制冷机潜在制冷能力的发挥。小孔的调节作用对于 p 和 u 的相位匹配并不是完美的。双活塞脉冲管制冷机恰好能克服上述缺陷,采用一配气活塞来调节脉冲管中 p 和 u 的相位。配气活塞与产生压力波的主活塞之间存在一定相位差,两者的运动规律如下

$$V_c = 0.5V_m [1 + \cos\varphi] \quad (3-111)$$

$$V_h = 0.5V_m [1 + \cos(\varphi + \theta)] \quad (3-112)$$

这样双活塞脉冲管制冷机与斯特林制冷机的工作特性非常相似,只是配气活塞工作在室温。如考虑脉冲管中为绝热过程,脉冲管热端配气活塞的膨胀功应等于脉冲管冷端的毛制冷量,脉冲管中的气体如同一个可压缩的气体活塞。所以,主、配气活塞扫气容积比 β 及其相位差 θ 的设计依据基本与斯特林制冷机相同,以获得一定的膨胀功。

3.2.7.6 四阀式脉冲管制冷机

脉冲管中的气团如同一可压缩的气体活塞,那么 G-M 制冷机中的制冷方式同样也可适用于脉冲管制冷,由此引发出四阀式脉冲管制冷法,其脉冲管冷端的理想当量 $p-v$ 示功图可表示于图 3-95。图 3-95 中过程 1-2 表示气体活塞在脉冲管的最冷端,进气阀 V1 和 V3 打开,在这个过程中,通过控制阀 V3 的流量保持当量膨胀容积为零,同样以后过程的建立也是通过控制脉冲管热端阀门流量来完成的。过程 2-3 中,进气阀 V1 仍旧开启, V3 关闭,排气阀 V4 继续开启,排气阀 V2 打开。过程 3-4 中,排气阀 V2 继续开启,排气阀 V4 关闭,进气阀 V3 打开。上述几个过程组成了四阀式脉冲管制冷循环。

四阀式脉冲管制冷机理还可以由脉冲管中 p 和 u 的变化来说明。根据四个阀

门的开关变化,脉冲管压力和脉冲管热端阀门两端的压力变化可定性示于图3-96,图中压差的正负对应气体的流向。由此可见,通过控制四个阀门的开关可以很好地完成 p 和 u 在相位上的匹配,增强制冷能力。

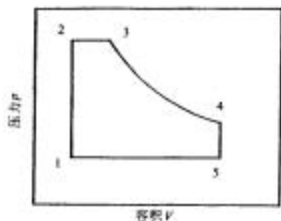


图 3-95 四阀式脉冲管制冷机的当量 p - V 图

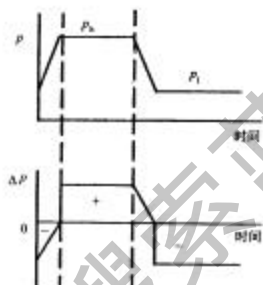


图 3-96 四阀式脉冲管中压力与小孔两端压差的关系图

3.2.7.7 多级脉管制冷机

为获得更低的制冷温度,可以采用多级脉管制冷方案。脉管制冷机冷端无运动部件,不存在机械运动的耦合,易于进行多级布置。多级脉管制冷是获得液氮温区低温的有效方法。早在 1967 年, Gifford 和 Longworth 就采用二级和四级基本型脉管制冷机,分别获得了 79K 和 32K 的低温。但由于当时对多级脉管的结构布置方式和在低温下具有高热容的磁性蓄冷材料的研究不足,离获得液氮温度还有很大距离。

1993 年,日本大学松原洋一和高金林采用了一种新的多级结构,首次在一台三级 G-M 型脉管制冷机中获得低于 4.2K 的温度。他们将各级脉管的热端均处于室温,各级脉管的冷端与对应的蓄冷器的冷端相连,并且在第三级脉管热端与室温之间设置了“回热管”,以减小热损。图 3-97 为该制冷机的结构示意图。

1996 年,中国科学院低温中心访问学者王超在德国 Giessen 大学研制了一台二级脉管制冷机,获得了 2.23K 制冷温度,在 4.2K 有 370mW 的制冷量,图 3-98 为该制冷机的结构示意图。

几乎在同一时期和不同地点,浙江大学陈国邦、邱利民等报道了研制的一台 4K 级二级脉管制冷机。他们采用国产的氮压缩机自主建立了二级脉管制冷机,去除了松原洋一在其三级机中采用的回热管,将三级结构简化为二级结构。同时对二级脉管制冷机中的各级蓄冷器与对应的脉管尺寸的匹配进行了实验研究,确

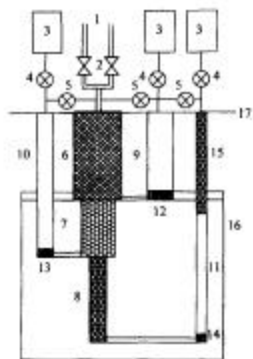


图 3-97 三级脉管制冷机

结构示意图

1. 压缩机; 2. 旋转阀; 3. 气库; 4. 小孔阀; 5. 双向进气阀; 6. 第一级蓄冷器; 7. 第二级蓄冷器; 8. 第三级蓄冷器; 9. 第一级脉管; 10. 第二级脉管; 11. 第三级脉管; 12. 第一级冷头; 13. 第二级冷头; 14. 第三级冷头; 15. 回热管; 16. 辐射屏; 17. 真空罩

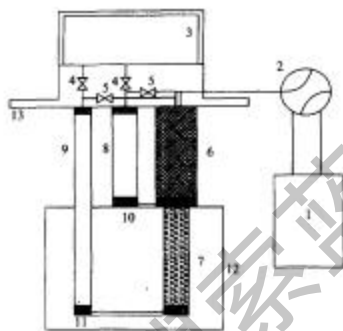


图 3-98 两级脉管制冷机结构示意图

1. 压缩机; 2. 旋转阀; 3. 气库; 4. 小孔阀; 5. 双向进气阀; 6. 第一级蓄冷器; 7. 第二级蓄冷器; 8. 第一级脉管; 9. 第二级脉管; 10. 第一级冷头; 11. 第二级冷头; 12. 辐射屏; 13. 真空罩

定了与国产的氮压机配套的合理尺寸, 图 3-99 为实验装置示意图。实验中他们发现将第二级脉管热端的气库通过一节流阀门与压缩机的低压管道相连, 可以改善脉管热端管壁上的温度分布反常现象, 显著降低脉管的制冷温度, 他们称该结构为双小孔方案。最后, 采用国产的 4.5kW 氮压机, 在双小孔型二级脉管机上, 获得了 3.1K 的制冷温度, 在 4.2K 约有 40mW 的制冷量。这是我国首次研制成功的可达到液氮温区的脉管制冷机。关于第二小孔对脉管制冷的作用, 在日本、德国、法国等得到了验证。目前许多学者认为第二小孔的作用主要是通过调节处于室温的可控直流来消除脉管冷端的寄生直流, 用以提高脉管制冷机的制冷性能。

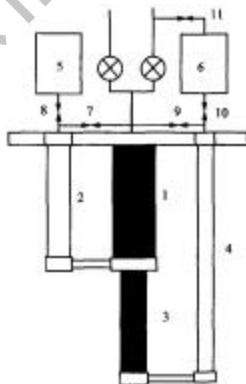


图 3-99 双小孔型二级脉管制冷机示意图

1. 第一级蓄冷器; 2. 第一级脉管; 3. 第二级蓄冷器; 4. 第二级脉管; 5. 6. 气库; 7. 9. 双向进气阀; 8, 10. 小孔阀; 11. 第二小孔

通常,脉管制冷机采用的工质为氦气。但为了获得更低的温度,荷兰 Eindhoven 技术大学 de Waale 教授等于 1999 年在一台三级脉管制冷机中采用氦 3 作为工质,获得了 1.78K 的低温。这是采用脉管制冷机的世界最低温度,其值低于氦 4 的 λ 点转变温度。

液氮温区脉管制冷机的研制对于低温超导和科学实验具有重要应用,经过多年发展,在制冷效率、制冷温度、结构流程和长期可靠运转等方面都取得了突破性进展。加之脉管制冷机固有的无低温运动部件的优点,已逐渐显示出广阔的应用前景。

3.2.8 热声制冷机

热声制冷机的基本工作原理图如图 3-100 所示。在谐振管的热端输入声波(驻波),声功 W 可由扬声器、热声发动机或其他方法提供。其余部件与热声驱动器基本相似。谐振管内的气体受到声压作用产生绝热压缩和膨胀。处于热声板叠左端的气团受到驻波的压缩,温度升高,于是向板叠放热。在热声板叠的右端,由于驻波低压相的绝热膨胀,气团的温度低于当地板叠温度,气团从板叠吸热。这样在声波的每一个循环中,气团将热量从热声板叠的右端向左端传递,使两端的温差增大。结果,热量 Q_c 从冷端换热器(T_c)输送到热端换热器(T_h),释放出热量 Q_h 。由热力学第一定律,制冷量 $Q_c = Q_h - W$ 。

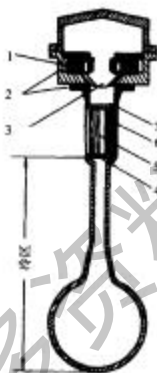


图 3-101 热声制冷机实验装置图

1. 激声线圈; 2. 冷却水夹套; 3. 谐振管; 4. 冷端换热器; 5. 塑料棒; 6. 热声板叠; 7. 热端换热器

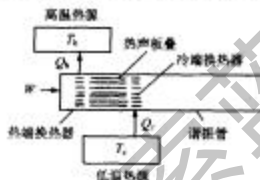


图 3-100 热声制冷机的基本工作原理图

热声制冷机与热声驱动器的不同之处,是其热声板叠上的温度梯度不同。热声制冷机具有较小的温度梯度。热声驱动器的高温端温度由加热温度决定($T_h = 700 \sim 1000\text{K}$),低温端换热器的温度由冷却剂决定($T_c = 300\text{K}$)。然而,热声制冷机热端换热器温度 T_h 通常为室温,其冷端温度则取决于制冷过程应能获得的最低温度(如 $T_c = 200\text{K}$)。可见热声驱动器板叠两端的温差比热声制冷机大。

热声制冷机与热声驱动器的不同之处,是其热声板叠上的温度梯度不同。热声制冷机具有较小的温度梯度。热声驱动器的高温端温度由加热温度决定($T_h = 700 \sim 1000\text{K}$),低温端换热器的温度由冷却剂决定($T_c = 300\text{K}$)。然而,热声制冷机热端换热器温度 T_h 通常为室温,其冷端温度则取决于制冷过程应能获得的最低温度(如 $T_c = 200\text{K}$)。可见热声驱动器板叠两端的温差比热声制冷机大。

图 3-101 示出了 Holfer 首先研制的热声制冷机实验装置图。这是一台总高度为 60cm 的 $1/4$ 波长谐振管,谐振管的底部带有一个球体,模拟管端是开口的。驱动

器为一动圈式扬声器,装于热端换热器的顶端。驱动器包括永磁线性马达磁声线圈和一只小活塞,活塞的行程为 $760\mu\text{m}$,排气容积为 0.45cm^3 ,驱动器活塞处正是驻波压力的波谷,以便向谐振管传输最强的声功,同时驱动器产生的热量可直接被换热器排除。压力波的波节在谐振管与球体连接的扩口处。谐振管由铜材料制成,但热声板叠部分为玻璃钢管。冷端换热器各由50片铜片条组成,板叠器由70层塑料膜及间隔物绕卷而成,直径38mm,长度76mm。工质为氦气或混合气体,工作压力为1.0MPa。谐振管的几何形状除了能保证获得希望的振动频率和压比外,还应有利于降低流体对器壁的黏性损失和热损失,抑制谐振波含量,保证输出正弦波。

实验结果表明,输入谐振管的声功率大约为10W,工质为氦,压比 $p_{\text{max}}/p_{\text{min}}=1.06$,获得的最低制冷温度为193K。

热声驱动器是一种没有机械运动部件的新型压力波发生器。脉管制冷机则是除了室温下的机械压缩机之外,在低温区没有运动部件。因此若采用热声驱动器取代脉管制冷机常规的机械压缩机就能构成从室温至低温均没有运动部件的新型制冷机。

雷德堡(Radebaugh)等采用图3-102所示的装置,成功地达到了90K,这是一台没有运动部件的低温制冷机。热声驱动器的长度大约为10m,振动频率大约为40Hz,压比可达1.1~1.2。

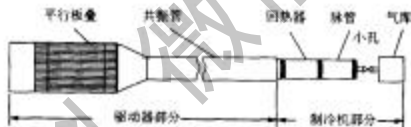


图3-102 热声驱动的脉管制冷装置

美国Cryonco公司研制出一台用于液化天然气的大型热声驱动器脉管制冷机。该装置采用天然气为燃气,以生产1900L/d液化天然气作为公用车辆的替代燃料。该装置长12m,采用2个直径为500mm的卷筒型板叠式蓄热器,工作压力为3.0MPa,可产生40kW声功率和40Hz频率。大约需要燃烧40%的天然气来液化其余60%的气体。由于这种装置使用了天然气作为热源,可使整个系统的效率比采用电加热要高许多。

浙江大学陈国邦教授等于1996年在国内首次研制成一台半波长驻波型热声压缩机,用氮气和氦气作工质时分别获得1.12和1.06的最大压比,基本能满足驱动脉管制冷机的要求。1998年他们开展了热声驱动脉管制冷的研究,建立了驻波型热声压缩机驱动单级双向进气型脉管制冷机实验台。驻波型热声压缩机由加热

器、热声板叠、水冷却器、谐振管和高温气库等部件构成。它是在谐振管的两端对称布置了两组热声核心单元而构成。该系统中采用的脉管制冷机为单级同轴双向进气型脉管。由于热声压机出口气体的温度往往达到 80°C 以上,为此在热声压机出口和脉管进气口之间设置了一个水冷却器夹套,用以预冷进入脉管的工作气体。在随后的实验中,他们以氦气为工质,获得了低于 120K 的温度;以氦-氮混合气体为工质时,获得了 117K 的制冷温度,在国内首次利用热声驱动脉管制冷机进入低温温区。

由于驻波型热声机的运行是基于内部不可逆性的热力学循环,其气体和板叠之间的不可逆换热导致的焓产限制了驻波热声机的效率,其热力学效率往往不可能很高,一般都在 0.20 以下。而行波热声机类似于 Stirling 热力学循环,其过程是本征可逆的,因此行波热声机的效率在理论上高于具有本征不可逆性的驻波热声机。正因为这样,利用行波声场的热声机越来越受到人们的关注。

图 3-103 分别给出驻波和行波的位移、速度及压力振荡之间的相位关系。从图 3-103 中可以看出,无论是驻波还是行波,由于速度是位移对时间的导数,故速度振荡与位移振荡都是相差 90° 相位。不同之处在于驻波的压力振荡与位移振荡同相,而行波的压力振荡与速度振荡同相。行波声场中的声速波形和声压波形一致,相位差为零,而驻波声场中的声速波形和声压波形相位差 90° 。

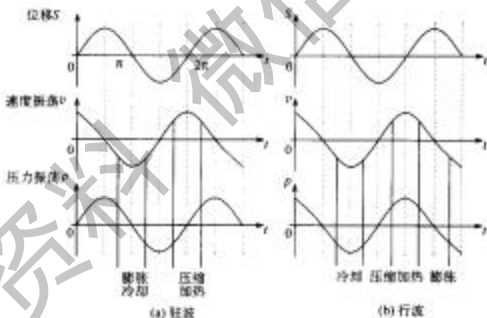


图 3-103 声波的位移、速度、压力振荡的相位关系图

显然行波型热声驱动脉管制冷机具有显著优点,目前已经成为热声脉冲管制冷研究的前沿热点。

3.2.9 吸附式制冷机

用于低温温区的吸附制冷工质对只能采用低温气体工质,如甲烷、氦气、氧气、氮气、氢气、氩气等,吸附剂也主要采用活性炭、分子筛或一些化学吸附物质(如金属氧化物用于吸附氧气,金属吸氢材料用于吸附氢气)。由于采用 J-T 节流制冷方式,解吸出的气体必须先经预冷至转化温度以下,否则不可能实现低温气体工质的液化。

有关吸附式低温制冷机其吸附工作对可以简单归纳成图 3-104 所示。制冷温度在液氮温区或以上时常采用活性炭(或分子筛)对制冷工质(Kr , CH_4 , N_2)的物理吸附,如果采用 O_2 作为工质,则可以采用金属氧化物 $PCO-O_2$ 化学吸附方式制冷。而在液氮温区以下时,只能采用 H_2 和 He 工质,采用金属吸氢材料- H_2 的化学吸附制冷方式可以获得 $14K$ 低温,甚至通过升华作用可获得低至 $7K$ 的温度,而对于 He 工质则多采用活性炭物理吸附方式,如果采用 He^3 工质,可以获得低至 $300mK$ 左右的超低温。

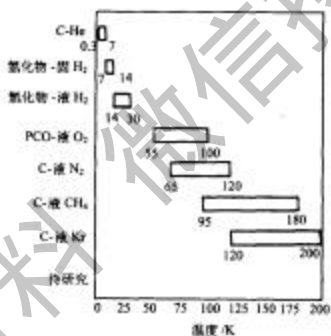


图 3-104 常用吸附式制冷工作对其工作温区图

3.2.9.1 吸附式低温制冷机的相平衡及吸附率方程

实验研究表明,在物理吸附工质对(如活性炭吸附一些低温气体)中,吸附剂对低温气体的吸附也可以由 Polanyi 吸附势理论来表述,对于活性炭-氢气的吸附,其吸附势方程可以表述为

$$\epsilon = \frac{RT}{\beta} \ln \left(\frac{p_a}{p} \cdot \frac{T}{T_a} \right)^2 \quad (3-113)$$

式中, p_a 和 T_a 表示了低温气体工质的临界压力和临界温度。但是对于活性炭吸附氮气和氦气, 采用下式作为吸附势方程更为合适

$$\epsilon = \frac{RT}{\beta} \ln \left(\frac{p_s}{p} \right)^2 \quad (3-114)$$

其中饱和压力 p_s (Pa) 和温度 T (K) 的关系可以表示为

$$\left. \begin{aligned} \lg p_s &= 8.268 - \frac{81.57}{T}, \text{Ne} \\ \lg p_s &= 8.9558 - \frac{306.3}{T}, \text{N}_2 \end{aligned} \right\} \quad (3-115)$$

根据实验测试结果, 采用经验拟合所得到的吸附率方程经验关系式为

$$x = \frac{M}{b} a \exp(-\gamma \epsilon) \quad (3-116)$$

式中: x ——单位质量吸附剂吸附的气体质量;

M ——气体分子质量;

b ——气体所对应的范德华体积;

a, γ ——实验数据拟合所得到的经验常数。

表 3-7 示出了各种低温气体对应于活性炭(椰壳炭)的吸附率方程常数。实际吸附剂在应用中要减小死容积的作用, 尽量增大有效的吸附, 使得 x_L 与 x_T 值相接近。

表 3-7 活性炭对几种低温气体吸附率方程常数

气体	变量	aM/b	a	γ
He	x_L	4.4×10^{-2}	0.563	0.060
	x_T	5.65×10^{-2}	0.731	0.063
Ne	x_L	0.64	0.539	0.152
	x_T	0.46	0.388	0.128
N ₂	x_L	0.55	0.758	0.118
	x_T	0.56	0.772	0.108

注: 下标 L 表示整个吸附剂所占体积内的吸附, 下标 T 则表示吸附剂有效吸附体积内的吸附。

椰壳活性炭和沸石对氮气的物理吸附系列等温线见图 3-105, 图 3-106 为 LaNi₅-H₂ 的等温吸附线, 从中可以看到物理吸附与化学吸附有较大差别, 化学吸附

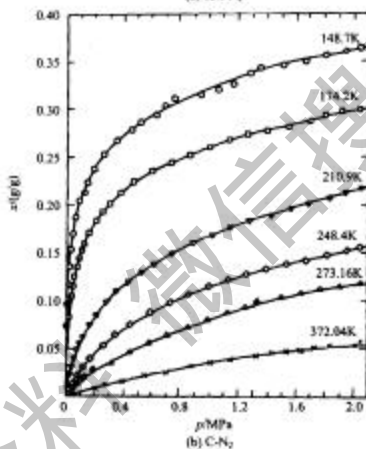
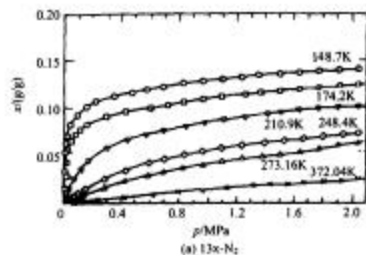


图 3-105 活性炭和沸石吸氮的等温吸附线图

主要受温度影响,而物理吸附则明显是温度和压力的函数。例如, $\text{LaNi}_5\text{-H}_2$ 的吸附为例,在吸附剂温度为室温时,压力为几个大气压下, LaNi_5 可以完成 6 H_2 的吸附,而如果将 LaNi_5H_6 从 40°C 、 0.4MPa 加热到 120°C ,则吸附床压力将升高到 12MPa ,显然这种高压比的吸附式工作对,对于吸附式低温制冷机来说是非常合适的。 $\text{LaNi}_5\text{Sn}_{0.2}$ 、 ZrNi 合金作为较好的吸氢材料已经在实际吸附式制冷机中获得应用,图 3-107 为 $\text{LaNi}_5\text{Sn}_{0.2}\text{H}_6$ 、 ZrNiH_2 和 VH_6 的等吸附率图(Van't Hoff 图)。

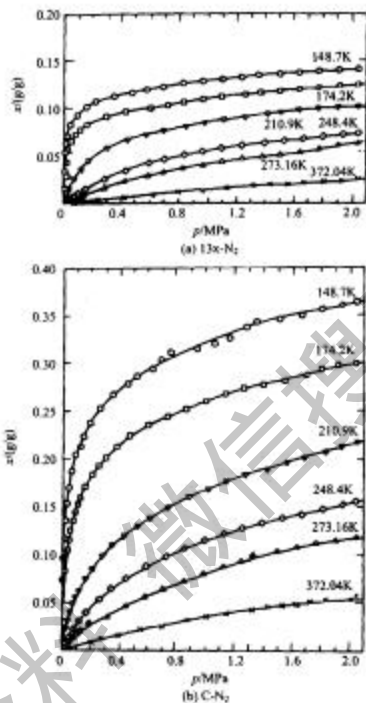


图 3-105 活性炭和沸石吸氢的等温吸附线图

主要受温度影响,而物理吸附则明显是温度和压力的函数。例如, $\text{LaNi}_5\text{-H}_2$ 的吸附为例,在吸附剂温度为室温时,压力为几个大气压下, LaNi_5 可以完成 6 H_2 的吸附,而如果将 LaNi_5H_6 从 40℃、0.4MPa 加热到 120℃,则吸附床压力将升高到 12MPa,显然这种高压比的吸附式工作对,对于吸附式低温制冷机来说是非常合适的。 $\text{LaNi}_5\text{Sn}_{0.2}$ 、 ZrNi 合金作为较好的吸氢材料已经在实际吸附式制冷机中获得应用,图 3-107 为 $\text{LaNi}_5\text{Sn}_{0.2}\text{H}_6$ 、 ZrNiH_2 和 VH_2 的等吸附率图(Van't Hoff 图)。

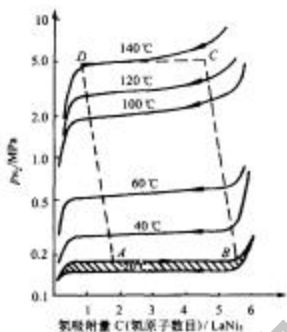


图 3-106 $\text{LaNi}_5\text{-H}_2$ 的等温吸附线图

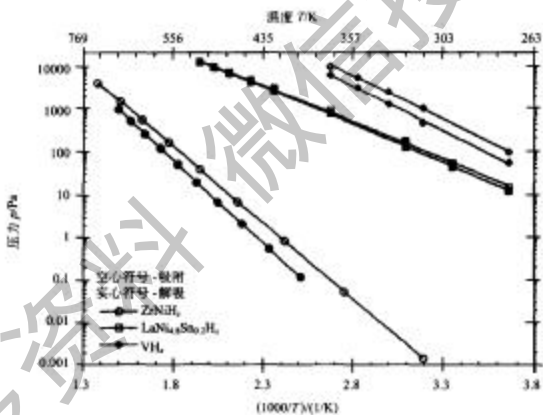


图 3-107 $\text{LaNi}_{4.8}\text{Sn}_{0.2}\text{H}_2$ 、 ZnNiH 和 VH 的等吸附率图(Van't Hoff 图)

3.2.9.2 吸附制冷循环及其热力计算

吸附式制冷机的工作原理可以用图 3-108 所示的等温吸附线来表示,该组等

温吸附线是分子筛对氮气的吸附线。从图 3-108 中可以看到,温度降低和压力升高可以使得吸附率增大。吸附床可以作为压缩机(加热时),也可以作为抽气泵(冷却时)。

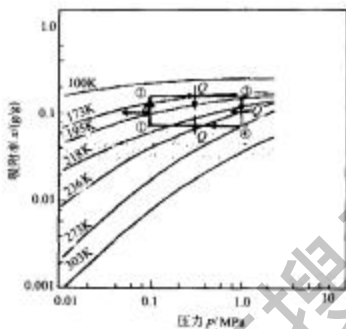


图 3-108 分子筛对氮气的吸附等温线及其吸附式制冷循环过程的表示图

如图 3-108 所示,考虑分子筛吸附床可以被冷却或加热,因为吸附床通过管道与低压筒或高压筒相连接,因而吸附床可以处在等压状态。如对状态 1 吸附床进行降温(等压吸附),则吸附床可以进一步吸附气体,吸附率从状态 1 增加到状态 2,状态 2 表征了冷却吸附的平衡态。当吸附床加热,而此时气体没有外流,则气体解吸,吸附床压力升高,2-3 过程是一个等容加热过程,吸附床吸附率变化较小;在状态 3,当气体压力达到排气压力,吸附床与外部管道连接的阀门打开,吸附床吸附率下降,气体在等压下排放,吸附床温度继续上升,直到最高解吸温度状态 4;在状态 4,如果热流反方向运行,而且此时不允许气体流入或流出吸附床,则由于冷却作用,吸附床温度和压力均下降,而吸附率则基本上保持不变(等容冷却)。显然吸附床在过程 2-3 和过程 3-4 中起到了压缩机作用,而在过程 4-1 和过程 1-2 中起到了抽气泵的作用。

利用吸附床加热解吸获得高压压缩,吸附床冷却吸附获得低压抽气,就可以方便地构造吸附式气体压缩制气机。图 3-109 为采用 2 组吸附器的 J-T 节流吸附式制冷机工作示意图,图 3-110 为其 T-s 图。如果对吸附床 A 进行加热,则吸附床 A 温度升高,腔内气体压力升高,当气体压力高于某一值时,单向阀 1 打开,吸附床 A 中解吸出的高压气体与外部管道联通,气流经预冷器冷却后再进入逆流式换热器进一步降温,然后低温气体经 J-T 节流阀节流后形成气液混合物进入蒸发器。由于吸

附床 B 处于冷却状态,因而它可以吸附蒸发器中的低压气体,它起到了抽气作用,此时由于蒸发器压力高于吸附床 B 压力,单向阀 4 处于打开状态。由于吸附床 B 的吸附作用,造成了低温液体的蒸发吸热,蒸发的气体经逆流式换热器对来流高压气体进行冷却后再被吸附床 B 吸附。如果逆流式换热器热交换效率为 100%,则气体状态 5 和状态 1 具有相同的温度。上述过程中阀 2 和阀 3 均处于关闭状态。

如果对吸附床 B 加热,吸附床 A 冷却,则吸附床 B 起到压缩机作用,吸附床 A 起到抽气作用。此过程期间,阀 2 和阀 3 均处于打开状态,而阀 1 和阀 4 均处于关闭状态。

根据能量平衡方程,可以得到吸附

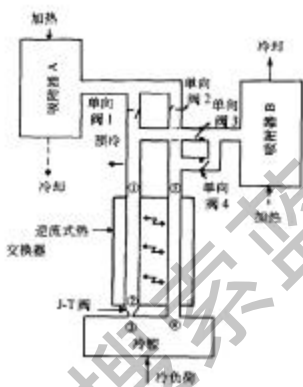


图 3-109 采用 2 组吸附器的 J-T 节流式制冷机工作示意图

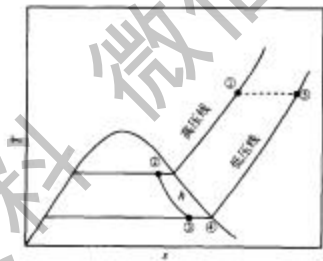


图 3-110 J-T 节流吸附式制冷机的 T-s 图

式制冷机的制冷量为

$$Q = m(h_5 - h_1) \quad (3-117)$$

式中: m ——通过 J-T 节流阀的气体流量;

h_5, h_1 ——逆流式换热器低压侧出口焓和高压侧进口焓。

对于给定的制冷温度 T_s , 可以根据等压线确定其对应的饱和压力, 如图 3-110

所示,状态 3、4、5 均处于同一压力状态。显然要改变制冷量,可以通过改变高压气体进入逆流式换热器的温度 T_1 和改变高压压力两种方式来实现。

3.2.9.2.1 吸附剂质量 m 的确定

吸附式制冷机设计中,在确定了制冷温度和压比后,就确定了单位制冷量所对应的气体质量流量 m ,该值与吸附床升温过程及吸附床中吸附剂质量 m 有关

$$\frac{m}{m} = \left(\frac{\partial x}{\partial T}\right)_p \frac{dT}{dt} \quad (3-118)$$

式中, x 为吸附剂中所吸附气体的吸附率(浓度), $\left(\frac{\partial x}{\partial T}\right)_p$ 表示了等压下吸附率 x 随温度 T 的变化,一般来说,它是吸附剂温度 T 和吸附床压力 p 的函数。式(3-118)表明吸附剂质量是与单位制冷量所对应的气体质量流量 m 成正比、与升温速率 $\frac{dT}{dt}$ 和等压下吸附率随温度的变化率 $\left(\frac{\partial x}{\partial T}\right)_p$ 成反比。升温速率 $\frac{dT}{dt}$ 是与吸附床结构设计紧密相关的参量,如果设计中通过加强吸附床导热(传热强化),可以显著地增大升温速率,从而减小吸附剂质量需求。同样,如果所选择的吸附剂对气体工质的吸附等压线很陡(即吸附率随温度变化很敏感),则也可以有效地减小对吸附剂质量的需求。

这里以分子筛-氮气为例,如果选定的单位 W 制冷量下的气体质量流量 $m = 0.272\text{g/s}$,吸附压缩机压力为 0.68MPa ,温度为 250K ,那么 $\left(\frac{\partial x}{\partial T}\right)_p = 3.5 \times 10^{-3}\text{K}^{-1}$,如果设 $\frac{dT}{dt} = 0.03\text{K/s}$,则所需分子筛吸附剂质量 $m = 2.6\text{kg}$ 。

3.2.9.2.2 吸附器容器质量的确定

在低温气体吸附式制冷机中,吸附器大都设计成圆筒体,以承受因加热造成解吸所产生的气体高压。如果圆筒体中充灌了吸附剂,则可以根据筒体最大内压 p 和金属材料胡克应力 σ 来关联吸附器质量 m_s 与吸附剂质量 m 之比,即

$$X = \frac{m_s}{m} = \frac{2\rho_s p}{\sigma} \quad (3-119)$$

式中, ρ 和 ρ_s 分别为吸附剂和吸附器材料的密度。例如,对应采用分子筛吸附剂的系统,如果吸附器采用不锈钢材料,其 $\rho_s = 7.86\text{g/cm}^3$,许用应力 $\sigma = 62\text{MPa}$,如果最大工作压力 $p = 6.9\text{MPa}$,那么 $X = 0.16$ 。也就是说吸附器材料的质量大约为分子筛吸附剂质量的 20%。

3.2.9.2.3 加热功率设计

空间用低温吸附式制冷机往往考虑采用空间飞行器电动装置的余热,其通过热辐射将热量传递给吸附剂而达到加热解吸的目的。同样,采用将热压缩机的热量通过辐射给外层空间可以实现对吸附床的冷却。这可以通过百叶窗设计来实现。如图 3-111 所示,在压缩过程中,与加热面相对的百叶窗开启,而与冷源相对的百叶窗关闭。这样,热量就传递给了吸附床热压缩机;在减压降温过程中,与加热面相对的百叶窗关闭,而与冷源相对的百叶窗开启,这样热量就从压缩机传递给了外部。在确定产生单位质量气体流量所需的热量时,为了简化起见,这里假设传递给吸附床表明的热量可以立即传递给吸附剂,这个热量使得吸附床升温,并使得气体解吸。如果忽略加热气体本身所消耗的热量,则

$$Q_s = mc_p \left(\frac{dT}{dt} \right) + m_s c_{ps} \left(\frac{dT}{dt} \right) + m \Delta u \quad (3-120a)$$

将式(3-118)及式(3-119)代入,得

$$\frac{Q_s}{m} = \left[\left(\frac{\partial x}{\partial T} \right)_p \Delta u + c_p + X c_{ps} \right] / \left(\frac{\partial x}{\partial T} \right)_p \quad (3-120b)$$

根据式(3-120)所计算的不同温度和压力下吸附床加热解吸或冷却吸附所需的热量 Q_s 和 Q_c 示于图 3-112 中,计算中采用分子筛-氢气吸附工作对,其中 Q_s 表示了加热解吸所需的显热和脱附热, Q_c 表示了冷却吸附的显热和吸附热。显然压力对热量的影响关系较小,而温度对热量的影响关系非常显著。式中 $\Delta u = R \cdot \left[\frac{\partial \ln p}{\partial (1/T)} \right]_p$ 为吸附热,它可以由 Clausius-Clapeyron 方程来计算。

如果吸附床加热解吸通过一恒温源 T^* 向吸附床热辐射来实现,设吸附床热压缩机温度为 T_s ,辐射传热面是黑体,面积为 A_s ,辐射角系数为 1,则

$$Q_s = A_s \sigma (T^{*4} - T_s^4) \quad (3-121)$$

$$\frac{A_s}{m} = \frac{\left(\frac{\partial x}{\partial T} \right)_p \Delta u + c_p + X c_{ps}}{\left(\frac{\partial x}{\partial T} \right)_p [\sigma (T^{*4} - T_s^4)]}$$

(3-122)

显然 A_s 与压力关系不大,但与吸附剂温度相关。由于加热过程中吸附床温度从初始温度 T_s 逐步上升到最大解吸温度 T_s ,因而 T_s 值是一个变数,设计中可以

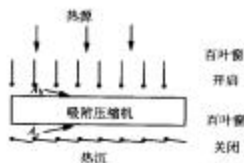


图 3-111 气体吸附式压缩机的百叶窗设计图

按照 $T_b = T_a$ 进行计算, 这样所计算的 A_b 会比较保守些(比实际需求大)。

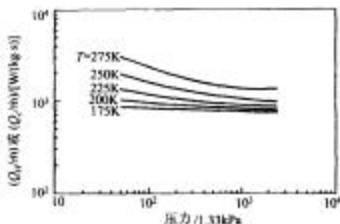


图 3-112 吸附床压力和湿度对热量需求的关系图

类似地可以计算吸附热压缩机冷却时, 吸附单位质量气体所需排放的热量, 见图 3-108 中过程 1-2, 式(3-120)和图 3-111 可以用来计算散热量 Q_c 。为了计算散热面积, 可以假设吸附床向绝对零度的环境中进行热辐射, 因而有

$$\frac{A_c}{m} = \frac{\left(\frac{\partial x}{\partial T}\right)_p \Delta u + c_p + Xc_{p, a}}{\left(\frac{\partial x}{\partial T}\right)_p \sigma T_a^4} \quad (3-123)$$

图 3-113 示出了分子筛-氮气吸附式制冷机吸附压力为 51.7mmHg, 解吸压力为

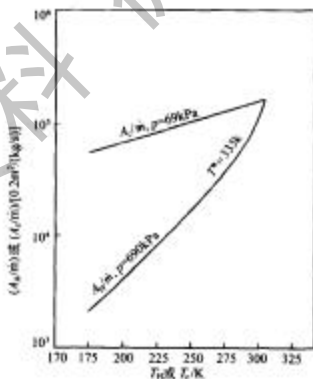


图 3-113 吸附压缩机温度对换热面积的影响图

517mmHg(压比=10)所对应的 A_s/m 和 A_H/m 随吸附温度 T_s 和解吸温度 T_H 的变化关系。

3.2.9.2.4 温度循环设计

吸附器基本参数确定后,就必须确定其操作参数,也就是图 3-108 中的①、②、③、④状态。制冷工质确定后,吸附压力(低压)就受制冷温度限制,可以认为是一个设计常数。例如设计 74K 的 J-T 型氮气低温制冷机,其低压压力固定在 0.068MPa。因此只有解吸压力可调。解吸压力越高,系统气体流量需求就越小,当然 T_s 温度也越高。

如果 T_2 固定(冷却温度),则有一温度循环, $(\Delta T)_{\text{max}} = T_1 - T_2$ 。这是吸附剂为了获得气体吸附浓度差 Δx ,所必需的;对应的在解吸过程中为了解吸出气体,造成对应的吸附浓度差,过程 3-4 也经历了一个温度循环。循环温差加大或 T_2 降低均会促使循环吸附量的提高。从质流量角度看, T_2 越低越好,但从传热角度看 T_2 高可以有效地减小传热面积。吸附式制冷机循环最大温差为 $(\Delta T)_{\text{max}} = T_4 - T_2$ 。

3.2.9.2.5 循环时间

吸附剂吸附气体,实现吸附率差 Δx 所需的时间为

$$\Delta t = \frac{m}{m} \Delta x \quad (3-124)$$

式(3-124)计算出的 Δt 大约为循环时间的 1/4。

根据具体吸附式制冷机的构成方式可确定其相应的循环周期计算方法。值得一提的是低温吸附式制冷机往往采用了 2 台、4 台、8 台吸附器,以充分地回收热量,提高吸附式制冷的效率。相应的循环时间表示方式也有所不同。

3.2.9.2.6 制冷系数

吸附式制冷循环的制冷系数可以表示为循环制冷量除以循环加热量,即

$$\text{COP} = \frac{Q_c}{Q_h} \quad (3-125)$$

早期的空间用低温吸附式制冷机中,较多地考虑采用余热对吸附器加热,采用对外层绝对零度空间的热辐射对吸附器进行冷却,很少用回热循环,因为其需要系统简单。由于单向阀可以随热力过程自动进行工作,因而需要电磁阀控制的回质循环的方式也很少采用。

然而近年来,在低温吸附式制冷机研究开发中已经较多的受吸附式空调制冷

的影响,高效回热循环方面已经有成功实例。如图 3-114 所示,采用多床回热方式的吸附式低温制冷机的效率完全可以与机械压缩式相媲美。

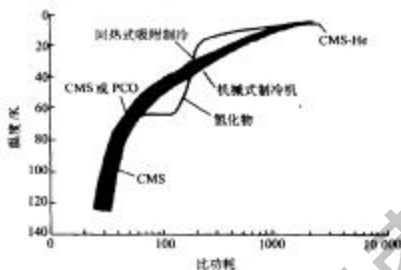


图 3-114 吸附式制冷机与机械式制冷机的比功耗比较图

3.2.9.2.7 回热回路设计

对应两台吸附器交替运行工作的吸附式制冷系统,如果采用流体进行循环加热或冷却,则还可以采用回热措施,使高温吸附床降温的显热和吸附过程中产生的吸附热传递给低温吸附床,提供低温吸附床部分热量,该部分热量称为回热量,其值为 $Q_r = rQ_a$,其中 r 被称为回热率。

回热循环的制冷系数 COP_r 与基本循环制冷系数 COP 的关系为

$$COP_r = \frac{COP}{1-r} \quad (3-126)$$

如果采用多床回热,则回热率可以显著提高,制冷系数 COP_r 会有较大提高。不过系统会变得复杂。

为了使得系统结构简单,在吸附式制冷系统中还采用了回质循环方式,实际上是在高压解吸吸附床与低压吸附吸附床之间串接了一连接管道和阀门,当两台吸附器完成高压解吸和低压吸附过程,在两者切换以前,打开串接管道的连接阀门,使得高压气体流入低压吸附床,两台吸附器平衡在一接近于平均压力的中间压力下,这样会造成高压解吸床解吸更充分(受抽吸),而低压吸附床则产生了附加吸附,因而循环吸附率变化可以增大,制冷量可以提高。

图 3-115 为回热型吸附式制冷机所采用的吸附筒结构图,在不锈钢筒内它填充了泡沫铜活性炭,吸附筒外钎焊了盘管换热器,管内流体为氦气。为了强化传热,泡沫铜吸附床也与吸附筒内壁通过钎焊连接成一体。利用这种方式的吸附筒可以方便地构筑回热型吸附式制冷机,以提高吸附式制冷机的制冷系数。

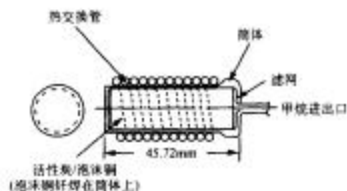


图 3-115 回热型吸附式制冷机所采用的吸附筒结构图

采用回热型吸附式系统需要构建加热/冷却流体回路,以实现对多个吸附床之间的热量传递。图 3-116 为一典型的吸附器加热/冷却流体回路,吸附式系统采用了六台吸附器,一个冷却器,一台循环泵,一根入口集气管(六只电磁阀),一根出口集气管(六只电磁阀),六只电加热器,六只单向阀及管道等。加热/冷却流体为 2.068MPa 的氟气,其质量流量为 0.57g/s 。图 3-116 中示出了一组流动回路,氟气通过循环泵产生流动,当换热气体通过冷却器被冷却到 240K 后,即通过集气管进入 6 个回路之一的通路,图中为阀 1 处于打开状态,这样换热气体将冷却吸附器 1,进而预热吸附器 2 和 3,此后换热气体被电加热器 3 加热(电加热器 3 处于合上状态),获得热量的气体进而加热吸附器 4 (大约至 600K),并预热吸附器 5 和 6。然后换热气流经集气管中的某一管路(图中状态为阀 6 处于打开状态)出口再回到循环泵。该换热流体回路切换时间是 540s ,因而系统总的循环周期为 3240s 。

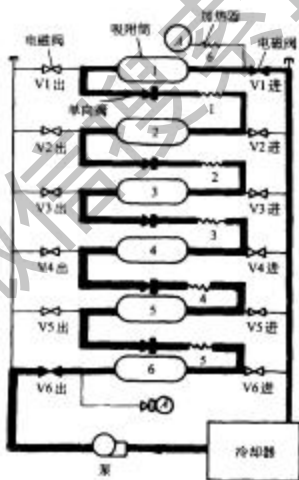


图 3-116 多吸附床回热型吸附式制冷机的换热流体回路构成图

关于回热型吸附式制冷机换热流体回路的工作原理,可以方便地由图 3-117 来说明。图 3-117 是针对 8 台吸附器运行而设计的,按照顺时针方向对吸附器 1 加热时,吸附器 1 处于解吸状态,吸附器 2、3、4 处于预热状态,在流出吸附器 4 时氟气

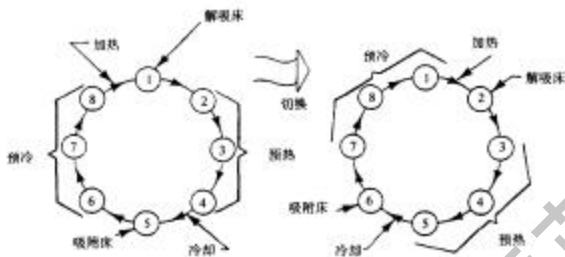


图 3-117 加热/冷却流体回路设计(8台吸附器)图

换热流体已经很接近于热沉温度,然后由热沉降温,进而进入吸附器5,此时由于对吸附器5的冷却作用,吸附器5处于吸附状态,而吸附器6,7,8则处于预冷状态,氟气气流经回收热量后,温度已经得到显著提高,在进一步吸收外界热量后再进入吸附器1对其加热。在这组工作状态完成后,开始实施对吸附器2的加热,其处于解吸状态,传热流体进而对吸附器3,4,5预热,而吸附器6则处于冷却状态,通过吸附器6可以实现吸附过程,吸附器7,8,1则随后处于预冷状态。由于充分利用了换热流体的热量,使得外部输入热量或向外界耗散的热量有较大幅度的减小,因而这种回热型多床系统制冷系数可以有较显著的提高。

3.2.9.3 低温吸附式制冷机的设计原则

低温吸附式制冷系统可根据工作温度范围进行划分,也可以通过工质对进行划分。由于吸附式制冷机实际上是与J-T节流阀结合的制冷机,解吸高压气体必须经过预冷,只有在气体温度低于转化温度后节流才能产生制冷效应,因而如氟气、氟气等制冷气体吸附式制冷机必须由其他低温制冷机预冷。即使对于氟气、氟气、甲烷等制冷气体,如果有条件通过其他处于较高温度的冷源预冷的话,也可以较有效地提高系统制冷热效率。

适合于不同温度水平的长寿命、无振动的吸附式制冷系统有很多,在制冷系统设计中必须考虑的是最大限度地减小制冷机的功耗和质量,以下几个原则是吸附式制冷机系统设计需要考虑的。

1) 如果可能,尽量采用化学吸附代替物理吸附,化学吸附往往在高温热源下工作,其效率较高,这样的话排热系统可以做得较轻。

2) 如果采用物理吸附,尽可能采用沸点高的气体作为工质,这样其与吸附剂间的范德华吸附力会大些,因而不需要过高的操作压比。吸附剂应具有吸附率大、

吸附空隙容积小的特性,这样可以减小对总耗能的需求,并使得制冷效率得到提高。

3) 尽量在较高温度水平对吸附式压缩机进行冷却,吸附式压缩机散热应通过热辐射或对流方式进行,尽量避免采用其他形式制冷源来冷却。

4) 对制冷气流应尽可能降低温度,甚至在其到达 J-T 节流阀前使其液化,这样可以有效地提高 J-T 节流冷却装置的节流效果。

对于不同制冷温区,可采用下列吸附式制冷方式(含多级):110~150K 活性炭-甲烷($C-CH_4$)物理吸附;55~90K CH_4 + 镨铈氧化物($Pr_{1-x}Ce_xO_3$, PCO)化学吸附;14~30K CH_4 + PCO + LH_2 金属吸氢材料吸氢化学吸附;7~10K CH_4 + PCO + LH_2 金属吸氢材料吸氢 + SH, 金属吸氢材料吸氢化学吸附;4~5K CH_4 + PCO + LH_2 金属吸氢材料吸氢 + 氨机械压缩式系统;1K 采用带液氮预冷的活性炭-氦3(C/He^3)物理吸附。

在吸附式制冷系统设计中,吸附式热压缩机是最重要的部件,预冷冷源选择及逆流式热交换器设计也是至关重要的,此外,对于节流元件必须做仔细的考虑。这里以下两个典型例子予以说明。

JPL 的 $LaNi_5-H_2$ 吸附式制冷机用节流系统如图 3-118,节流阀的开启度由节流阀上、下流的压差和弹簧的预紧力所决定,其原理和开启压力可调节的自动旁通阀(或自动压力调节阀)一样,这种调节阀的优点是比小孔节流阀的抗堵性能好。美国 AESC 公司的氢吸附式制冷机节流阀结构如图 3-119,它采用了侧向出气形式,节流阀的通截通过弹簧预置,显然它也需要一定的压差驱动。

热开关型吸附器(见图 3-120),加热器在吸附筒中心,筒外为低温热沉,吸附筒和热沉之间为气体间隙型热开关。当需加热时,先抽去气体维持 0.1Pa 的真空度,再用电加热器加热;当需要冷却时,先切断加热器,再充入传热气体,维持约 100Pa 的压力,以冷却吸附筒。为保证热开关的良好“通”、“断”特性,气隙间还设有一层或几层辐射屏,以减少切断时的辐射漏热。气隙式热开关与各种热开关相比,非常适用于吸附式压缩机。

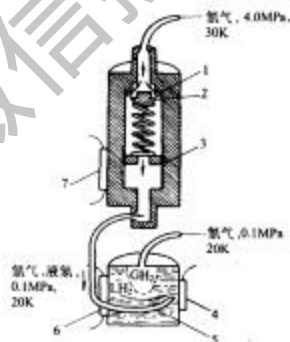


图 3-118 JPL 氢制冷系统节流阀图
1. 金属-聚四氟乙烯圈; 2. 可动阀芯; 3. 弹簧力调节阀; 4. 温度计; 5. 液氢罐; 6. 加热器(模板热负荷); 7. 解冻加热器

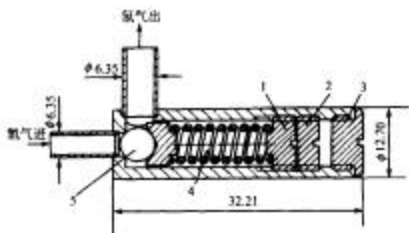


图 3-119 AESC 氮制冷系统节流阀图

1. 调节螺母; 2. 锁紧螺母; 3. 后盖; 4. 弹簧; 5. 球体(6.35mm)



图 3-120 热开关型吸附制冷结构示意图

1. 气体向阀式热开关(0.25~2.5mm); 2. 加热器; 3. 吸附剂;
4. 辐射屏; 5. 热沉; 6. 进气阀; 7. 排气阀

3.2.9.4 典型的吸附式制冷机

3.2.9.4.1 活性炭-甲烷物理吸附制冷机(110~150K)

对于 175K 以上冷却温度的探测器或其他设备,最简单高效的制冷系统是热电制冷系统(TEC),这种系统采用了 Peltier 效应,也即在作用一电压的情况下会在不同材料的两端产生温差。这种制冷方式没有任何运动部件,因而具有寿命长的优势,然而在温度低于 175K 时效率就很差了。

在 110~150K 温区内,从长寿命、无振动角度考虑,采用活性炭-甲烷物理吸附制冷机(见图 3-121)是比较有效的,其工作原理是 0.63MPa 的甲烷被低空隙、高密度的活性炭所吸附,吸附温度为 275K。当吸附器被加热到 575K,大多数气体在 4.54MPa 下解吸。解吸的气体由一逆流式热交换器预冷,然后被 190K 的热电制冷器液化,在下一个逆流式热交换器进一步过冷后经 J-T 节流阀节流膨胀到 0.63MPa、140K。低温液体在蒸发储液器吸热后蒸发,冷气体经第二逆流热交换器冷却来流液体,然后进一步在第一逆流热交换器冷却来流气体。蒸发的低压气体最后由冷态的吸附床吸附,从而完成一个循环过程。

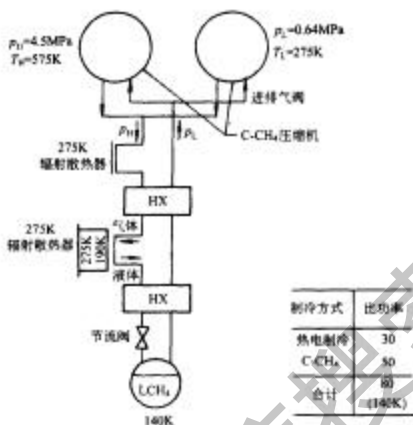


图 3-121 活性炭-甲烷物理吸附制冷机工况图

采用这种形式的吸附式制冷机需要消耗热电制冷的电功率以及吸附器加热解吸的电功率,为了获得 140K 下 1W 的制冷量,两者耗电分别为 30W 和 50W。因而这种吸附式制冷机在 140K 下的比功耗为 1:80。

对于活性炭-甲烷(C-CH₄)吸附式制冷系统,可以设定较宽的温度和压力工作范围。如果吸附器冷却温度(排热温度)低的话,则可以显著地减小 C-CH₄ 和 TEC 的功耗和质量。如果排热温度高,则会使系统性能差,由于在空间中系统排热主要是通过热辐射方式,排热温度高的话,单位排热量的辐射器面积就比较小。以 300K 排热温度与 275K 排热温度进行比较的话,TEC 功耗从 30W 升至 45W, C-CH₄ 系统功耗则从 50W 升至 60W。

采用同样的方式,可以获得 100~120K 制冷温度的活性炭-氟气制冷机。这种系统只不过是改变了气体工质,在 JPL 有成功的例子。

为了提高吸附式制冷机的热效率,可以通过回热设计来实现回热型制冷循环,对于 C-CH₄ 吸附式制冷机,采用回热设计后, JPL 获得了 2W, 137K 的成果,而且比功率也获得了较大提高。

2W, 137K 回热型吸附式制冷机系统原理示于图 3-122,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。

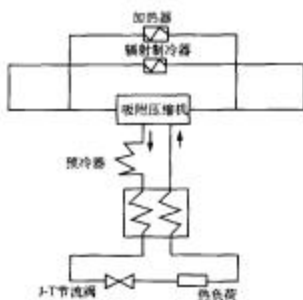


图 3-122 2W, 137K 回热型吸附式制冷系统原理图

个单向阀。

压缩机的热流体回路由热交换管, 氮气冷却器, 氮气循环泵, 进出口电磁阀(每台压缩机系统对应四只电磁阀), 四只加热器, 四个高压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连接管内流过的恒温氮气来实现。

实际操作中, 氮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, 之后氮气被加热元件加热到吸附压缩机解吸温度(大约 450K)。被加热过的氮气随后加热第三台压缩机及预热第四台压缩机, 最后进入氮气循环泵, 该过程大约维持 15min 即进行切换。切换后用冷氮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, 冷氮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。

该种吸附式低溫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。

3.2.9.4.2 镧钡氧化物($\text{Pr}_{1-x}\text{Ce}_x\text{O}_3$, PCO)化学吸附制冷机

美国 JPL 实验室在 20 世纪 70 年代末到 80 年代初曾对氧气具有较强化学吸附性能的氧化物材料进行了深入研究分析, 研究结果表明只有氧化锶(SrO_2)和镧钡氧化物($\text{Pr}_{1-x}\text{Ce}_x\text{O}_3$, PCO)材料对氧气的吸附在 1 个大气压和 700℃ 温度以下具有完全可逆性。 SrO_2 化合物(含 10% 不可用氧分)在 500℃、1MPa 下烧结, 不再具有对氧气的再吸附能力。只有 PCO(含 1% 的不可用氧分), 可在 0.01 ~ 10MPa 下针对

吸附式压缩机的结构设计如图 3-115 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。为了保证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。

四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 11

所有温度具有吸附完全可逆性。

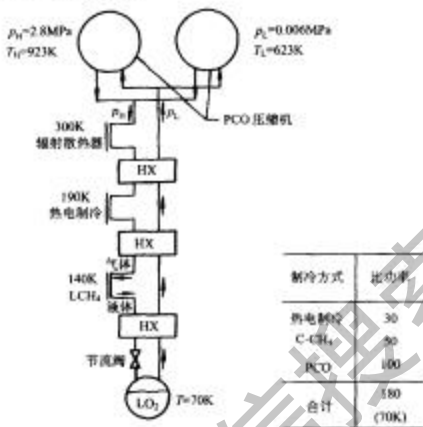


图 3-123 PCO-O₂ 化学吸附式制冷机工况图

如果采用活性炭-甲烷作为第一级吸附式制冷,预冷温度为 140K,那么采用 PCO 吸附氧气的吸附式制冷机可达到 90~55K 的温度。典型的工况如图 3-123 所示,该系统排热温度为 300K,热电制冷 TEC 预冷温度为 190K,第一级吸附式制冷机 C-CH₄ 冷却温度为 140K,2.8MPa 下的高压氧气经三步冷却后在 140K 下成为了液体,经过冷器进一步冷却后,在 J-T 膨胀阀中节流膨胀,产生 0.006MPa、70K 的液态氧气。显然采用化学吸附的 PCO-O₂ 吸附压缩机具有较大的压比(458)。为了获得 70K 的低温,对于 1W 的制冷量,系统中 TEC 需消耗 30W, C-CH₄ 耗能 50W, PCO-O₂ 耗能 100W,因而其比功耗为 1:180。如果采用 PCO 吸附过程的释热来驱动 C-CH₄ 吸附器的解吸过程,这种系统的能耗还可以有较显著的降低。

研究表明,PCO-O₂ 是一种非常稳定的化学吸附工作对,其循环工作次数在上万次时,吸附性能也不会有明显衰减。

采用活性炭-氦气(C-Kr)物理吸附压缩机作为第一级,PCO-O₂ 是作为第二级的低温吸附制冷系统如图 3-124,制冷机以 PCO 为吸附剂,以氧气为制冷剂,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, 200g PCO)发出的氧气必须通过一个大约 140K 的吸附制冷机预冷。预冷用吸附式制冷机采用聚氮

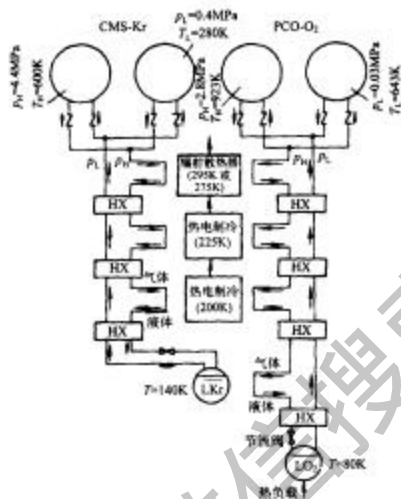


图 3-124 二级 80K/140K 吸附式低温制冷机系统图

乙烯活化的活性炭做吸附剂，氮气为制冷剂，吸附压缩机（ $\phi 22.6\text{mm} \times 114.3\text{mm}$ ，32g 活性炭）所采用的活性炭在 275K 温度下可大量吸附氮气。

140K 的活性炭-氮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 膨胀阀前的氮气可被液化。将工作介质经液化后再节流可大大提高系统效率。

该系统采用的吸附压缩机形式如图 3-120 所示，这种吸附式压缩机可以很好的实现热通断功能。

3.2.9.4.3 金属吸氢材料吸氢的化学吸附式制冷机（14-30K）

1972 年，荷兰的 Van Mal 等就研制了金属吸氢材料-氢吸附式低温制冷机，他们采用了 LaNi_5 作为吸附剂吸附氢气，获得了 20K 的低温。美国 JPL 在 1985 年报道了有关金属吸氢材料吸氢制冷的研究成果，图 3-125 为 JPL 所采用的金属吸氢材料吸氢的化学吸附式制冷机系统，室温下低压的氢气被 LaNi_5 所吸附，当将其加热到 100°C ，氢气压力将从 0.1MPa 上升到 4MPa，高压氢气经辐射器、TEC 等预冷后，再被 140K 的 C-CH_4 ，70K 的 PCO-O_2 吸附式制冷机冷头冷却，然后 70K 的高压气体

经过进一步冷却后在 J-T 节流阀中节流膨胀, 达到 0.01MPa 压力和 14K 的低温。由于氢气的节流转化温度为 200K, 将其预冷到 70K 可以较为有效地产生膨胀制冷效果。采用这种制冷形式, JPL 成功地进行了 14~29K 的上万小时的寿命试验。

采用图 3-125 的系统, 对于 14K 下每 W 制冷量, TEC 耗能 30W, C-CH₄ 耗能 50W, PCO-O₂ 耗能 100W, LH₂ 耗能 250W, 系统比功耗为 1:430。

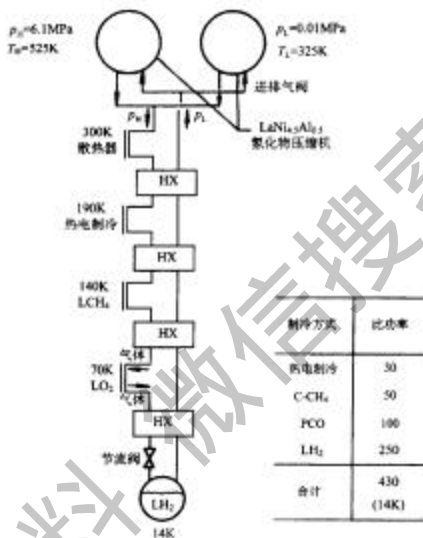


图 3-125 金属吸氢材料吸氢吸附式制冷机工况图

按照经典连续型设计的 25K 吸附式制冷机系统原理图如图 3-126。其以 4 个吸附床构成吸附压缩机, 采用 LaNi₅Sn_{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 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。

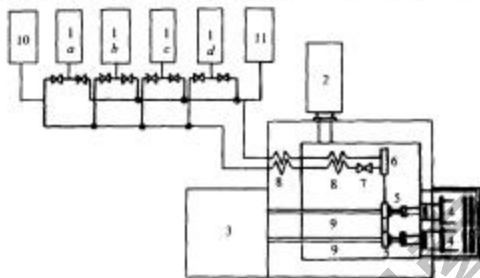


图 3-126 25K 吸附式制冷机系统原理图

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. 热导管; 10. 高压筒; 11. 低压筒

该制冷机的独特之处是采用 ZnNi 合金构造了附加吸附压缩机以通过冷却和加热来控制 LaNi_5Sn_2 吸附压缩机中气相空间热开关以免去阀门的操作。ZnNi 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 $1.87 \times 10^7 \text{ Pa}$, 而若将吸附床冷却到 300K, 则床内压力可降为 0.587Pa。

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。

3.2.9.4.4 SH_2 金属吸氢材料吸氢化学吸附低温制冷机(7~10K)

为了获得 7~10K 的低温, 可以通过对 LH_2 的减压来实现, 通过低压吸氢材料(如钆)吸氢可以将氢气饱和和蒸气压降得很低。金属吸氢材料在 0°C 下对氢气吸附, 可以将氢气的压力降低到 226Pa, 这样的话 LH_2 可在 10K 下固化, 并升华, 如图 3-127 所示。如采用两只液氢杜瓦, 通过采用热开关进行切换, 就可以使得低温器件连续保持在 10K 温度下。

该制冷机工作时不需耗能, 其主要能耗均在氢气的液化过程中, 将液态氢气减压使其转化为固态氢气所需能耗与液化过程比是可以忽略的。

如图 3-128 所示为一 10K 间断式氢气吸附式低温制冷系统, 它采用了 60K 左

右的冷源预冷,以 $\text{LaNi}_{4.8}\text{Sn}_{0.2}$ 为吸附剂使氢气在 24 ~ 30K 的 J-T 中间制冷级循环,并采用 ZrNi 吸附材料达到真空低压(压力小于 266Pa),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。

其工作原理为:储气筒中储存了 10.3MPa 的氢气,节流阀前的冷端热交换器预冷在 60 ~ 80K 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 ~ 30K 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。由于蒸气压的降低,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。

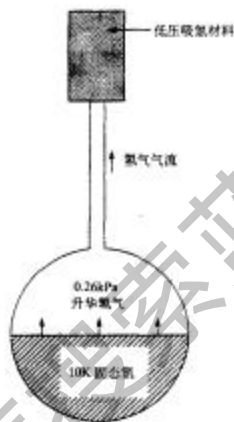


图 3-127 SnL 金属吸氢材料吸氢示意图

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。

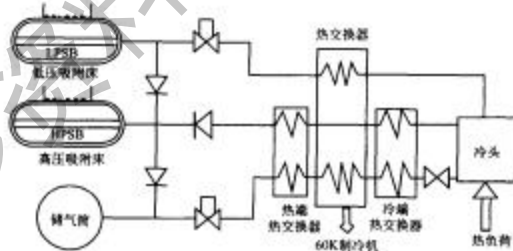


图 3-128 10K 间断式氢气吸附式低温制冷系统图
LPSB, 低压 ZrNi 吸附床; HPSB, 高压吸附床

3.2.9.4.5 其他低温吸附制冷机

采用低压吸附材料吸附氢气,使得液氢固化,固态氢气升华制冷的特殊办法,由于受蒸汽压的限制,并不能达到7K以下的低温。为了获得7K以下的低温,就必须采用氮制冷工质,让高压氮气通过20K或更低温度预冷。对于C-He物理吸附式制冷机,在5K下每制取1W的制冷量,就必须对14K温度环境排放100W的热量。按照此推算,为了获得5K下1W的制冷量,采用C-He吸附式制冷机就必须消耗60kW的功率。显然,采用C-He吸附式制冷机是不实际的。

要获得4~5K的低温,有两种可能的办法,其一是磁制冷,采用顺磁盐材料绝热去磁,排热温度为14K,要获得4.2K的温度,如果卡诺效率为75%,其在14K下的排热量为4.2K时的4倍;其二是采用氮机械压缩机让氮在室温下排热,由此估计出获得1W制冷量的总能耗为1100W,系统采用多重复叠制冷可以满足氮制冷要求。需要指出的是,机械压缩式氮制冷系统应注意其润滑油与He气的分离问题,以避免其进入J-T节流阀造成堵塞。

然而在第一级预冷时,如果采用G-M制冷机,获得70K的低温,由其来作为金属吸附材料-氢气吸附式制冷机的预冷级,从而获得20K的液氢,进而通过高、低压吸附床方式获得14K的液氢,通过绝热去磁制冷可以通过对14K热沉的排热,获得4.5K的低温,从而使得氮气得到液化。

如果让LiH₂金属吸附材料吸附吸附式制冷机与氮脉冲管制冷机进行复合,则可以构成一基本上无振动的4~5K复合制冷机,通过这种制冷机甚至有可能获得2K左右超流氦温度。

3.2.10 磁制冷

在前面讨论的系统中,用液体或气体作为工质。这些系统的制冷温区高于0.6K。为达到这样的低温,我们只能用液氮4或液氮3减压蒸发,因为在0.6K时所有其他材料为固体。蒸发氮所得到的低温取决于液体上方的压力。1K时液氮4的蒸汽压为16Pa,而0.6K时液氮4的蒸汽压仅为37.5mPa。液氮3达到0.6K更容易一点,因为0.6K时液氮3的蒸汽压为72.6Pa。实际系统中所能得的温度下限为0.4K,因为即使在中等速率下维持低压也十分困难。假如这是所能达到的最低温度,低温物理学家会感到非常悲哀的。

Giauque于1927年和Debye于1926年各自独立地提出方案以攻破这个“温度壁垒”。它们指出顺磁物质可代替气体或液体,磁场可代替流体的膨胀来得到低温。若在常温下压缩气体,系统的有序度增加(即熵减少),因为在未增加平均速度的前提下我们使分子间靠得更近。然后,若气体可逆绝热膨胀,系统有序度并未改变(因为熵保持定值)。然而,应使分子相互远离,以使分子平均速度下降(气体温度随之下降)来维持相同的有序度(即熵)。当气体温度足够低时,系统没有更大的

空间可以有序化,几乎已达到了极限。

但是顺磁物质有一种有序化方法。无外磁场作用时,顺磁材料的偶极子沿任意方向排列,甚至在低温下也是如此。若在等温下加入一磁场(相当于等温压缩气体),顺磁材料原子的磁动量方向趋于一致,这样增加了材料有序度或减少了熵。若磁场可逆绝热地移开(相当于气体可逆绝热膨胀),熵保持不变,但偶极子动量便不那么一致,为保持有序度(即使得熵不变),顺磁材料的温度下降。此过程称为绝热去磁,并且这是进入低于0.6K温区的过程之一。

图3-129是实现绝热去磁过程的装置。顺磁盐粒由丝线或尼龙线悬挂在小腔中。小腔起先充满了氦气,然后浸入液氮浴。液氮减压蒸发,氮的温度和顺磁盐的温度变为1K。氮浴由液氮屏包围以减少从环境到氮浴的传热。整个装置置于电磁体的两极间,使磁场正好集中在盐粒上。磁场维持了1h以使磁化热(与气体压缩热相似)由小室中的氦气传到氮浴,这样使盐粒处于起始温度。达到热平衡后,氦气(称为交换气)抽空以使顺磁盐粒绝热。若移走磁场,盐的温度即下降。据 de Klerk、Steenland 和 Gorter 于1950年的报告,这种方法可得到0.0014K,即1.4mK的温度。White 于1979年给出了绝热去磁过程的详细总结。

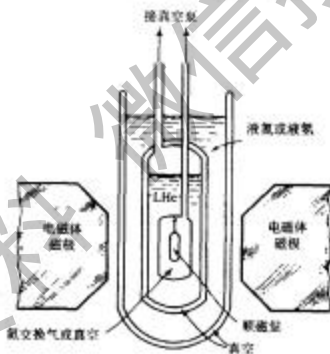


图3-129 实现绝热去磁过程的装置图

绝热去磁过程只能在极低温下实现,因为大于2K或3K时存在声子热效应。若要实现显著的降温,晶格熵必须远小于顺磁盐的磁熵。在极低温下,晶格熵为

$$s(\text{晶格}) = 77.9R(T/\theta_0)^3 \quad (3-127)$$

后面将提到,简单自旋系统的最大偶极子熵为

$$s(\text{偶极子}, H=0) = R \ln 2 \quad (3-128)$$

为确保绝热去磁过程的成功,我们必须使品格熵约为1%的偶极子熵。从方程(3-127)和方程(3-128)可得到此温度条件

$$77.9R(T/\theta_0)^3 = (0.01)R \ln 2$$

即温度上限 T_0 为

$$T_0 = \theta_0 [(\ln 2)/7790]^{1/3} = 0.0446\theta_0 \quad (3-129)$$

此结果表明材料的德拜温度 θ_0 越大,磁制冷就越有利。

图 3-130 显示要维持温度低于 1.0K 所采用的绝热去磁制冷机,图 3-131 则为理想循环的温-熵图。因为工作介质是顺磁材料(铁铵矾),温-熵图上等磁场强度线代替了等压线。理想情况下,制冷循环为卡诺循环。由于环境漏热及磁场变化需一定时间的不可逆性,引入了绝热过程的熵增和理想等温过程的温升。Zimmerman 等于 1962 年对基本的制冷机做了改进,用超导体代替了常规磁体。

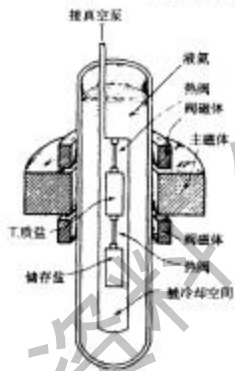


图 3-130 磁制冷机图

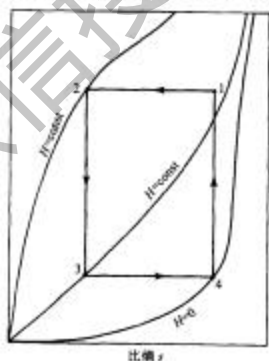


图 3-131 磁制冷机的理想循环的温-熵图

磁制冷机的操作过程如下:

过程 1-2, 加入磁场, 上热阀打开, 下热阀关。当上热阀开时, 热量从工质盐传到液氮浴, 保持盐的温度基本不变, 该过程中工质盐和储存盐间的热阀关闭, 这样热量不会回流到低温储存盐器中;

过程 2-3, 两个热阀均关闭, 工质盐上的磁场绝热减弱至一中间值, 此过程

中,工质盐的温度下降;

过程 3-4,工质盐和储存盐间的热阀打开,工质盐上的磁场减弱到零,工质盐从储存盐中等温吸热;

过程 4-1,两个热阀均关闭,工质盐上的磁场绝热地增强到原值。

理想状况下,从储存盐中吸热量为

$$Q_2 = mT_2(s_4 - s_3) \quad (3-130)$$

因为过程 3-4 在理想情况下可逆等温, m 是工质盐的质量,下标与图 3-131 的点一致。理想情况下,工质盐对外放热为

$$Q_1 = mT_1(s_2 - s_1) = -mT_2(s_4 - s_3) \quad (3-131)$$

对整个循环应用热力学第一定律,循环净功为

$$W_{\text{net}} = Q_2 + Q_1 = -m(T_1 - T_2)(s_4 - s_3) \quad (3-132)$$

由方程(3-130)和式(3-132),可推出理想磁制冷机的 COP 同卡诺制冷机的相同。

因为不可逆性,制冷机实际上不可能达到理想状态。Daunt 等给出了磁制冷机的实际性能,并在图 3-132 中与理想性能做了比较。试验中工质盐的质量为 15g, 氮浴温度为 1.11K, 实现如上每一循环需时 2min。

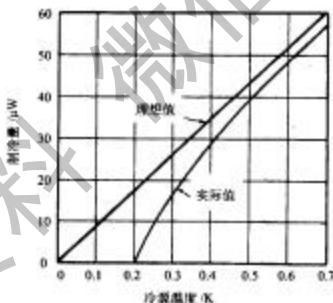


图 3-132 磁制冷机的实际和理想性能图

在 Daunt 等制作的磁制冷机中,采用了铁铍矾作为工质盐,铬钾矾作为储存盐。这些盐的热导率很低,因此,盐中热量的传递是个问题。他们采用铜片和长 3mm 的细铜丝(直径为 0.05mm 和 0.08mm)埋在盐丸中来改善传热。大约 1g 铜丝和 1g 硅真空脂混在 15g 顺磁盐中,盐丸由 20MPa 的压力压制而成。真空脂用来作为黏合剂,并提高盐丸的力学稳定性。

磁制冷机的优点之一是它可以在失重状态下运行。正是由于这一特性,磁制冷机已用于冷却 NASA 空间系统的红外辐射热测量仪。

3.2.11 稀释制冷机

H. London 于 1951 年首先提出用超流氦 4 稀释氦 3 的办法来制冷。那时氦 3/氦 4 混合物的相分离尚未发现,所以在研制实际的稀释制冷机方面并无多少兴趣。在 Walters 和 Fairbank 于 1956 年发现相分离现象之后, London 等提出了稀释制冷机的实用技术。Hall 等于 1966 年和 Nesqanov 等于 1966 年制造并运行了稀释制冷机,分别得到 0.065K 和 0.025K 的低温。图 3-133 所示是目前可买到的商业化稀释制冷机系统流程,它所制取的温度为 0.005K。

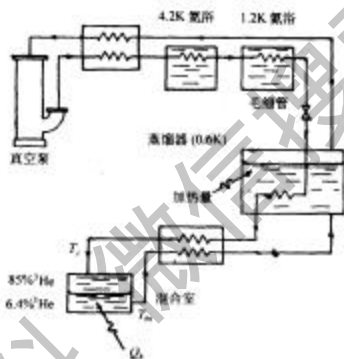


图 3-133 氦 3/氦 4 稀释制冷机图

气体(实际为纯氦 3)由真空泵从 4Pa 压缩到 4kPa,然后在—换热器和 4.2K 的液氮浴中冷却。压缩气体然后通过 1.2K 的氮浴冷却而冷凝。液氦 3 经—毛细管膨胀,进一步在温度为 0.6K 左右的蒸馏器中冷却。液体进入混合室(氦 3 在 0.005K 和 0.050K 间与氦 4 混合)之前在另一换热器中冷却。

在混合室中,液体分离成两相——氦 3 的稀释相和氦 3 的浓相。氦 3-氦 4 混合物的温度-成分图如图 3-134 所示。氦 3 分子从浓缩相膨胀到稀释相(实际上是向稀释相扩散),混合物的温度下降,而混合室从低温区吸热以维持定温。此过程相当于气体等温膨胀,只是混合室中的氦 3 没有做外功。

稀释混合物经换热器回到蒸馏器,其中混合物中氦 3 吸热蒸发。蒸馏器中液相氦 3 浓度约为 1.0%,气相则为 95% 到 98%。

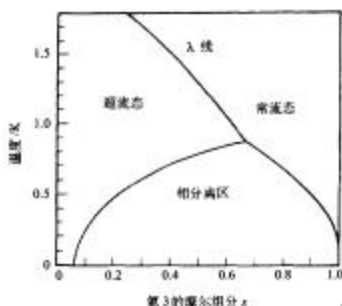


图 3-134 氮-氪 4 混合物的相图

3.3 低温绝热

低温储运流体被液化并纯化到一定水平后就必须设法储存和运输。由于低温液体在许多领域的广泛应用,相应推动了低温储运技术的迅速发展。目前低温储运容器的规格繁多,小至 1L,大至 3600m³ 以上。液化天然气储槽容积甚至已达到 1 × 10⁵ m³。低温液体的运输一般有两种方法。①用低温槽车或低温容器运送。该方法机动灵活,适用于各种场合,但运输费用较大,且运输过程中伴有汽化损失。目前国内外已广泛应用如几百升的移动式储槽由汽车拖挂或如 1.2m³、5m³、10m³、20m³ 的低溫槽车。②管道输送,其适用于短距离大流量的场合,如液化天然气的输送,航天地面站对运载火箭的液氢和液氧的加注等。

低温储运设备的关键在于其绝热性能和特定的结构设计。往往根据储存式或运输式容器的特点来确定其结构设计,选用绝热形式则根据储存介质和容器体积及所需的绝热性能来确定。

3.3.1 低温绝热原理

“绝热”并不是完全的热隔绝,绝热技术则是尽可能地把热量传递(导热、对流和辐射)减少到尽量低的程度。与普通的绝热(或称保温)相比,低温绝热在低温领域具有特别重要的意义。首先,低温液体的沸点很低,汽化潜热小,室温环境相对于低温液体来说就是一个很大的热源;其次,为了获得低温液体必须消耗很多能量。因此为了经济地获得、储运和使用低温液体就必须有良好绝热措施。不仅如此,在一些低温实验中,如材料低温下的热物性测量等,必须基本上消除周围环境

的热影响,因而低温测量用的某些恒温器对绝热技术也有特定的要求。

低温绝热可分为五种类型:①堆积绝热;②高真空绝热;③真空粉末(或纤维)绝热;④高真空多层绝热;⑤高真空多屏绝热。低温储运设备在设计中选用何种绝热形式主要取决于成本、可操作性、质量及刚度等综合因素。

热膨胀率大是刚性泡沫材料绝热的最大问题。例如,在于 $-30 \sim +30^{\circ}\text{C}$ 温区内聚苯乙烯泡沫塑料的热膨胀率为 $7.2 \times 10^{-5}/^{\circ}\text{C}$,因而若将泡沫材料充填在一金属容器的外侧以储存液氮,则在容器中充入液氮后泡沫材料即裂开,因为其冷收缩较金属内容器大得多。故而一般应在泡沫中设置预防冷缩裂开的连接,而且泡沫外侧设置防潮膜如塑料布、迈拉(Mylar)膜等。表3-8表示了泡沫绝热材料的表观热导率。

粉末型(如珠光砂,又称膨胀珍珠岩、气凝胶、软木等)以及纤维型(如玻璃纤维、矿棉、石棉等)绝热主要利用材料的多孔性限制气体的对流传热。对于超细粉末,颗粒间距可能会小于绝热层中气体分子的平均自由程,气体导热即从常规的连续型机理变为自由分子导热,因而气体的有效热导降低,相应粉末绝热的表观热导率下降。表3-9示出了典型的粉末型及纤维型堆积绝热的表观热导率。

表 3-8 泡沫绝热材料的表观热导率(设冷热边界温度分别为 77K 和 300K)

泡沫塑料	密度/(kg/m^3)	热导率/[$\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$]
聚氨酯	14	0.033
聚苯乙烯	39	0.033
	46	0.026
橡胶	80	0.026
硅(石英)	160	0.025
玻璃	140	0.025

表 3-9 粉末型或纤维型堆积绝热的表观热导率(设冷热边界温度分别为 90K 和 300K)

绝热材料	密度/(kg/m^3)	热导率/[$\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$]
珠光砂	50	0.026
	210	0.044
气凝胶	80	0.019
蛭石	120	0.052
玻璃纤维	110	0.025
矿棉	160	0.035

3.3.2 堆积绝热

堆积绝热一般可分为泡沫型绝热和粉末型或纤维型绝热两种类型。

泡沫型绝热材料(如泡沫聚氨酯、泡沫聚苯乙烯、泡沫玻璃、橡胶等)为非均质

材料,其导热率主要取决于其密度及发泡气体,此外还有绝热层的平均温度。许多泡沫材料的发泡气体为 CO_2 ,其在液氮温度下具有低的蒸气压。当新的泡沫材料一侧冷至液氮温度,由于 CO_2 气体的大量冷凝,使泡沫热导率减小,但泡沫材料在大气中暴露较长时间后,空气即扩散入泡沫机体中取代 CO_2 。若泡沫材料暴露在氢气(H_2)或氦气(He)中较长时间,则由于 H_2 或 He 的高热导作用,使泡沫的热导率增加 3—4 倍。

粉末型或纤维型绝热的主要缺点是水蒸气和空气能透过绝热层渗入到冷表面,除非设置蒸气阻挡层即防潮层。通过向绝热层中充入高于大气压的干氮气也可防止水分的渗入,如液化天然气储槽中即采用此形式。

3.3.3 高真空绝热

高真空绝热广泛应用于实验室规模的小型杜瓦容器中。采用真空绝热即能消除传热的两个主要因素即固体导热和气体对流换热。能量通过辐射形式从热的外壳传入冷的内胆中,此外内外壳之间真空间隔中的残余气体热导也对传热有小部分贡献。

两表面之间的辐射传热可由斯蒂芬-玻耳兹曼定律描述,

$$Q = F_1 F_{1-2} \sigma A_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (3-133)$$

式中: F_1 ——辐射因子;

F_{1-2} ——形状因子;

σ ——斯蒂芬-玻耳兹曼常数;

A_1 ——表面 1 的面积, m^2 ;

T_1, T_2 ——二表面的热力学温度, K。

对于低温容器,内胆 1 被外壳 2 包围,因而 $F_{1-2} = 1$ 。此外对于同心球体或圆柱体,漫辐射的辐射因子可写成

$$\frac{1}{F_1} = \frac{1}{\epsilon_1} + \frac{A_1}{A_2} \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right) \quad (3-134)$$

式中: ϵ ——表面辐射率;

A ——表面积。

通过在冷热两表面之间间隔辐射屏(一般为高反射率的材料)可大大减少热辐射。若设冷热表面间设置 N 个辐射率为 ϵ_s 的平行辐射屏,且面积均相等,则

$$\frac{1}{F_c} = \left(\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_c} - 1 \right) + (N-1) \left(\frac{2}{\epsilon_s} - 1 \right) + \left(\frac{1}{\epsilon_2} + \frac{1}{\epsilon_c} - 1 \right) \quad (3-135)$$

高真空绝热中,内外容器壳体之间存在的残余气体,由于分子热运动不断撞击

冷热表面,因而产生导热。残余气体导热与气体分子平均自由程 l 和内外壳壁面之间的距离 δ 紧密相关。高真空绝热的低温容器或恒温器, $l \gg \delta$, 因而传热量 Q 可表示为

$$Q = 18.2A_1 \frac{k+1}{k-1} \frac{a_0 p}{\sqrt{MT}} (T_2 - T_1) \quad (\text{W}) \quad (3-136)$$

式中: A_1 ——冷表面积, m^2 ;

k ——绝热指数,

$$k = C_p/C_v,$$

M ——气体相对分子质量;

T ——真空计处的热力学温度, K;

T_1, T_2 ——冷壁、热壁的热力学温度, K;

p ——残余气体压力, Pa;

a_0 ——气体分子在 T_1, T_2 表面的总的适用系数。

$$a_0 = \frac{a_1 a_2}{a_1 + \left(\frac{A_1}{A_2}\right) (1 - a_2) a_2} \quad (3-137)$$

若冷表面积 A_1 近似等于热表面积 A_2 , 则

$$a_0 = \frac{a_1 a_2}{a_1 + a_2 - a_1 a_2} \quad (3-138)$$

式(3-137)和式(3-138)中的 a_1, a_2 分别为气体分子在表面 T_1, T_2 的温度适用系数(表 3-10)。

表 3-10 不同温度下几种气体的 a 值

温度/K	氦气(He)	氢气(H ₂)	氖气(Ne)	空气
300	0.28	0.29	0.66	0.8-0.9
27	0.42	0.53	0.83	1.00
20	0.59	0.97	1.00	1.00
4	1.00	—	—	—

系统处于平衡状态时,并假设 $T = 300\text{K}$, 则式(3-136)可简化为

$$Q = 1.05 \frac{k+1}{k-1} \cdot a_0 \frac{(T_2 - T_1)}{\sqrt{M}} pA \quad (3-139)$$

或

$$Q = K a_0 p (T_2 - T_1) A \quad (3-140)$$

式(3-140)中的系数 K 的数值示于表 3-11。

表 3-11 计算系数 K [单位: $W/(m^2 \cdot K \cdot Pa)$]

气体种类	N_2	O_2	H_2	Ne	He	空气
T_1 与 T_2 的范围	$< 400K$	$< 300K$	$300 - 77K$	$77 - 20K$	任意	$< 360K$
$K \times 10^4$	1.193	1.118	3.961	2.986	2.101	1.114

3.3.4 真空粉末(或纤维)绝热

由于粉末(或纤维)绝热中气体热导起了很大作用,显然绝热层被抽成真空可显著地降低表观热导率。典型绝热层的表观热导率与气体压力的关系示于图 3-135。

从图 3-135 可以看出,残余气体压力从大气压力降到 $10kPa$ 时,表观热导率保持为常数,即该压力范围内表观热导率与绝热层中气体压力无关。当压力进一步降低,即进入第二区域,表观热导率几乎随压力线性变化,该区域 $1 - 1 \times 10^4 Pa$ 为绝热层中气体自由分子导热区。在压力低于 $1Pa$ 时,由于气体分子导热和固体导热小,则表观热导率完全取决于辐射传热和固体导热,因而趋于常数。

对于高度抽空的粉末(或纤维)绝热,室温下辐射传热份额较固体导热份额大,而在液氮与液氢或液氦温度之间,辐射传热份额小于固体导热份额。因此在室温和液氮温区内真空粉末绝热性能优于单纯的高真空绝热。由于低温下固体导热变得更显著,因而在 LN_2 和 LH_2 (或 LHe) 之间采用单独的高真空绝热更为有利。表 3-12 示出了几种真空粉末(或纤维)绝热的表观热导率。

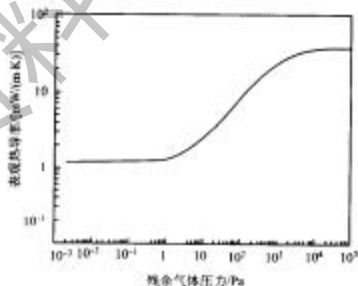


图 3-135 气体压力对真空粉末(30-80 目珠光砂)绝热性能的影响图
残余气体为 N_2 绝热层冷热侧温度分别为 $77K$ 和 $300K$

表 3-12 真空粉末(或纤维)绝热的表现热导率
(冷热两侧温度分别为 77K 和 300K,残余气体压力小于 0.1Pa)

绝热材料	密度/(kg/m ³)	热导率/[W/(m·K)]
细珠光砂	180	0.95×10^{-3}
粗珠光砂	64	1.90×10^{-3}
气凝胶	80	1.60×10^{-3}
硅酸钙	210	0.59×10^{-3}
铜黑灰	200	1.20×10^{-3}
玻璃纤维	50	1.70×10^{-3}

由于真空粉末绝热中从热表面传递到冷表面的较大部分热量为辐射传热,因而人们设想尽量减少该部分辐射热。真空粉末中掺入铜或铝片(包括颗粒)可有效地抑制辐射热,该类绝热被称为真空阻光剂粉末绝热。采用该种绝热形式必须考虑合适的配比,一般阻光剂含量(质量)在 40% - 50% 时效果最佳。实际设计使用中应考虑经济性因素及振动对阻光剂分布的影响,此外由于铜与氧混合具有较大的燃烧热,因而液氧容器阻光剂粉末绝热往往不允许采用铝阻光剂,以选用铜片或铜粉为宜。

3.3.5 高真空多层绝热

高真空多层绝热于 1951 年由瑞典的彼得逊提出,它由许多具有高反射能力的辐射屏与具有低热导率的间隔物交替层所组成,绝热空间被抽到 0.01Pa 以上的真空度,由于其绝热性能卓越,因而也被称为“超级绝热”。辐射屏材料常有铝箔、铜箔或喷铝涤纶薄膜等;间隔物材料常用玻璃纤维纸或植物纤维纸、尼龙布、涤纶膜等。也有采用填炭纸的,其不仅能起到间隔物作用,而且在绝热真空环境中起到吸附作用。高真空多层绝热的典型性能数据示于表 3-13。

表 3-13 几种典型的多层绝热表现热导率
(对应冷热边界分别为 77K 和 300K,残余气体压力小于 1.3MPa)

绝热层	层密度/(kg/m ³)	热导率/[W/(m·K)]
6 μ m 铝箔 + 0.15mm 玻璃纤维	20	3.7×10^{-5}
6 μ m 铝箔 + 2mm 人造纤维布	10	7.8×10^{-5}
6 μ m 铝箔 + 2mm 尼龙布	11	3.4×10^{-5}
8.7 μ m 铝箔 + 填炭玻璃纤维纸	30	1.4×10^{-5}
50 μ m 单面喷铝植物纤维纸	40	1.4×10^{-6}
20 μ m 双面喷铝涤纶薄膜	75	1.5×10^{-6}
8 μ m 单面喷铝进口涤纶薄膜	121	0.92×10^{-6}

高真空多层绝热与残余气体压力的关系示于图 3-136, 从图 3-136 中可以看到为保证其高效的绝热性能, 真空度应达 0.01Pa 以上, 但一般来说, 只要保证真空度达到 0.01Pa 即可。

高真空多层绝热卓越的绝热性能可由所有传热方式来分析, 辐射、固体热导及残余气体热导都减少到了最低程度。多层高反射性辐射屏大大减小了热辐射; 间隔物材料热导率低且以点接触形式与辐射屏相接触, 因而接触面积小, 若辐射屏上涂上 SiO_2 粉末则可进一步减小间隔物与辐射屏的接触面积, 因此通过多层的固体热导也得到了有效的抑制。由于高真空, 气体分子的平均自由程远大于多层间距, 对流传热基本消除, 仅存在与压力成正比的自由分子热导, 由于残余气体压力很低, 因而残余气体热导已降至很低程度。

多层绝热体密度取决于辐射屏的厚度和密度, 所采用的间隔物材料及层密度, 可用下式表示

$$\rho_s = (S_s + \rho_r \delta_r) (N/\Delta X) \quad (3-141)$$

式中: S_s ——单位面积间隔物的质量;

ρ_r ——辐射屏材料的密度;

δ_r ——辐射屏的厚度;

$N/\Delta X$ ——层密度(这里一层表示一个辐射屏和一个间隔物的组合)。

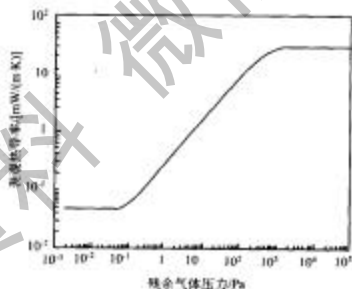


图 3-136 典型真空多层绝热与残余气体压力的关系图
绝热层密度 24 层/cm, 冷热边界分别为 77K 和 300K

典型多层绝热体密度为 $\rho_s = 32 \sim 320 \text{kg/m}^3$, 层密度一般为 $N/\Delta X = 8 \sim 40$ 层/cm。

高真空, 多层绝热的热量传递主要由热辐射和绝热层内固体热导组成, 表现热

导率可表示为

$$\lambda_{\text{eff}} = (N/\Delta X)^{-1} [\lambda_s + \sigma(T_0^2 + T_1^2)(T_0 + T_1)/(2 - \epsilon)] \quad (3-142)$$

式中： λ_s ——间隔物材料的固体热导；

σ ——斯蒂芬-玻耳兹曼常数；

ϵ ——辐射屏材料有效辐射率；

T_0, T_1 ——绝热层两侧的边界温度。

由式(3-142)可知,通过将层密度增加到一定值可减小多层绝热的表观热导率 λ_{eff} ,但若绝热层压得太紧则固体热导 λ_s 增长快于 $N/\Delta X$ 的增长, λ_{eff} 增加。

有效地将残余气体从绝热层中抽出是多层绝热的重要问题,因而在实际多层包扎工艺中可在绝热层间扎许多小孔以利多层次间压力平衡,保证里层的残余气体能被充分地抽走。采用填炭纸作为间隔物材料可有效地利用活性炭在低温下的高吸附性能,吸附真空夹套中的放气,因而能长时间保证容器的高真空。

3.3.6 高真空多层绝热

采用由挥发蒸气冷却的气冷屏作为绝热层的中间屏可有效地抑制热量从环境对低温液体的传入,如图3-137所示,挥发的蒸气可以带走一部分传入的热量,其效果取决于挥发气体的显热与潜热之比。分析如下:从室温传给蒸气冷却屏的热量

$$Q_{2..} = U_1(T_2 - T_1) = U_2[(T_2 - T_1) - (T_0 - T_1)] \quad (3-143)$$

其中

$$U_2 = (\lambda \cdot A/\Delta X)_{\text{ins}} + (\lambda \cdot A/\Delta X)_{\text{sup}} + (\lambda \cdot A/\Delta X)_{\text{piping}} \quad (3-144)$$

式中： λ ——绝热层(ins)、支撑构件(sup)和管道(piping)的热导率；

A ——相应传热面积；

ΔX ——对应导热路径长度。

屏与内胆之间的传热可类似地表达成

$$Q_{..1} = U_1(T_0 - T_1) = m_v h_v \quad (3-145)$$

式中： m_v ——蒸发气体质量流量；

h_v ——低温液体的汽化潜热。

若设蒸发排气在整个沿屏途径上被加热至屏温 T_1 ,则排气吸收的显热为

$$Q_s = m_v C_p (T_1 - T_0) \quad (3-146)$$

由能量平衡方程

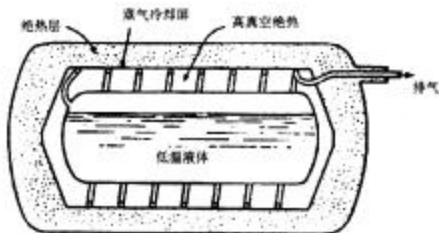


图 3-137 蒸汽冷却屏低温储存容器图

$$Q_{2-1} = Q_{-1} + Q_g \quad (3-147)$$

并由式(3-143)、式(3-144)和式(3-146),得

$$U_2[(T_2 - T_1) - (T_s - T_1)] = U_1(T_2 - T_s) + U_1 C_p (T_s - T_1)^2 / h_w$$

设 $\pi_1 = C_p(T_s - T_1)/h_w$, $\pi_2 = U_1/U_2$, $\theta = (T_s - T_1)/(T_2 - T_1)$, 则

$$\pi_1 \cdot \pi_2 \cdot \theta^2 + (\pi_2 + 1)\theta - 1 = 0$$

即

$$\theta = \frac{\pi_2 + 1}{2\pi_1 \cdot \pi_2} \left\{ \left[1 + \frac{4\pi_1 \cdot \pi_2}{(\pi_2 + 1)^2} \right]^{1/2} - 1 \right\} \quad (3-148)$$

汽冷屏温度对于不同 π_1 值(即为显热与潜热之比)随 π_2 的变化关系示于图 3-138。由此可以看出, π_1 值越大, 汽冷屏降温越大。对于环境温度为 21℃, 不同气体的 π_1 值示于表 3-14。由此可以看到液氮容器采用蒸汽冷却屏效果最为显著, 对其他液体的容器, 其效果不是太明显。

表 3-14 低温介质的显热与潜热比 π_1

介质	$\pi_1 = c_p(T_s - T_1)/h_w$
He	72.9
H ₂	6.37
Ne	6.40
N ₂	1.14
O ₂	0.87

若通过汽冷屏的蒸气质量流量 $m_g = 0$, 则汽冷屏屏温比为

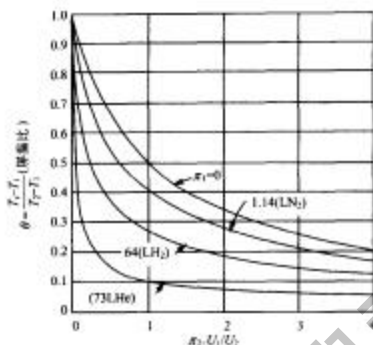


图 3-138 带汽冷屏的低温储存容器的汽冷屏温度比与热导比的关系图

$$\theta_0 = 1 / (\pi_2 + 1) \quad (3-149)$$

具有汽冷屏的漏热与无汽冷屏的漏热之比为

$$Q/Q_0 = \theta/\theta_0 \quad (3-150)$$

该表达式可画成图 3-139 形式。由此可见对于液氮储存采用汽冷屏可将漏热减少 4~5 倍,由于液氮昂贵,设置汽冷屏多耗的费用就不足一提了;对于液氦储存,采用汽冷屏只能将容器的绝热性能提高到 1.2 倍,由于液氮价廉,就没必要采用结构复杂的汽冷屏结构了。

汽冷屏的设置除了如上所述的蒸气冷却屏外,使用中用得较多的还有传热屏。传热屏结构简单,制作成本低且具有较好的效果,图 3-140 为一液氦杜瓦典型实例,在容器颈管外测沿颈管长度方向设置若干个翅片,分别与各层辐射屏相连,以将蒸发气体的显热尽量充分地引入屏中以降低屏温,或者说将外部颈管传入该屏的热量中的一部分通过热传导引入颈管由蒸气带走。屏与屏之间仍设置多层绝热,传热屏的材料通常为 20~25 μm 的铝箔,为了提高绝热性能,近内胆处的第一个屏往往采用紫铜屏。此类绝热结构往往被称为高真空多屏绝热。很明显屏数越多,绝热性能越好,但屏数过多,绝热性能提高不明显,且结构复杂,工艺困难。为了防止第一屏与内胆直接接触而失去意义,往往在内胆和第一屏之间设置鼠笼架。

多屏绝热由于复合了多层绝热,因而绝热性能十分优越,在液氮或液氦容器中有广泛的应用。

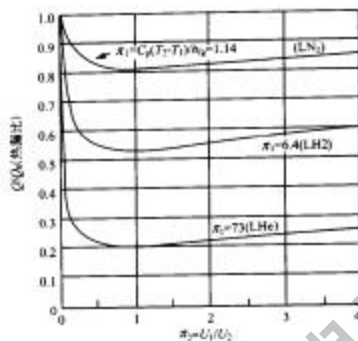


图 3-139 具有汽冷屏的漏热与无汽冷屏的漏热之比随热导比的关系图

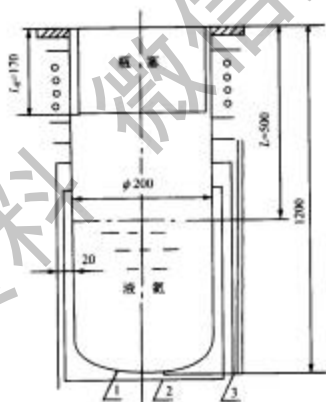


图 3-140 大口径多屏绝热液氮杜瓦图

1. 不锈钢内胆, 壁厚 0.5mm; 2. 铜屏, 厚 0.5mm;
3. 铝屏 (厚 20μm), 由 120μm 厚的填充纸隔开

3.3.7 各类绝热方法的比较

各种绝热方法在低温系统中都有广泛应用,相应其优缺点概括如下。

3.3.7.1 堆积绝热

(1) 泡沫型

优点:成本低,有一定的机械强度,不需真空罩。缺点:热膨胀率大,热导率会随时间变化。

(2) 粉末型或纤维型

优点:成本低,易于不规则形状,不会燃烧。缺点:需防潮层,粉末沉降易造成热导率增大。

3.3.7.2 高真空绝热

优点:易于对形状复杂的表面绝热,预冷损失小,真空夹层可做得很小也不致影响绝热性能。缺点:需持久的高真空,边界表面的辐射率要小。

3.3.7.3 真空粉末(或纤维)绝热

优点:不需要太高的真空度,易于对形状复杂的表面绝热。缺点:振动负荷和反复热循环后易沉降压实,抽空时必须设置滤网以防粉末进入抽空系统。

3.3.7.4 多层绝热

优点:绝热性能充裕,质量轻,与粉末绝热比相对预冷损失小,稳定性好。缺点:费用较大,难以对复杂形状绝热,抽成高真空不易,抽空工艺较复杂。

3.3.7.5 高真空多层绝热

优点:绝热性能最优。缺点:仅对于液氮或液氩有较显著的效果,结构复杂,成本较高。

3.3.8 低温储运

低温储运设备的总体结构一般包括:①容器本体,即储液内容器、绝热结构、外壳体和连接内外壳体的构件等;②低温液体的注入、排出及蒸发气体回收系统;③压力、温度、液位、真空等检查仪表及管道阀门配件;④安全设施,如内外壳体的防爆装置、安全阀、紧急排液阀等;⑤其他附件,如底盘、把手、抽气口,对自增压储运设备还有增压器等。

低温储运设备的有效容积是指工作状态下该容器的最大盛液量。为了储存和运输的安全,它的几何容积应大于有效容积,以保留5%~10%的气相空间,原化

工部、石油部和一机部颁发的《钢制石油化工压力设计规定》、JB 741—80、JB/Z 105—73 等规定与标准和国家劳动总局颁发的《压力容器安全监察规程》(1981年5月),对此均有具体规定。JB 3356-83 专门规定了低温液体容器的容器参数。

球状容器单位体积的表面积最小,受力性能也最好,既节约原料又减少了冷损耗,缩短预冷时间。条件具备的情况下应优先采用。

圆柱形容器成形、加工方便,有较好的结合尺寸,若采用标准椭圆封头或蝶形封头,国家已制定了一系列标准封头规格(标准椭圆封头 TB 1154—73,蝶形封头 TB 576—64)可供设计时选择。与球形容器相比,圆柱形容器较适用于车辆运输及操作压力不太高的场合。

3.3.8.1 绝热形式

绝热形式的选择应以绝热性能、经济性、坚固性、容器尺寸、质量、可靠性及施工方便等多种因素综合考虑。一般可按下列原则决定。

- 1) 低沸点的液体储存采用高效绝热形式。
- 2) 大型容器选用成本低的绝热形式,而不必过多考虑质量和所占空间的大小。
- 3) 运输式及轻便型容器应采用质量轻、体积小绝热形式。
- 4) 形状复杂的容器一般不宜选用高真空多层绝热。
- 5) 间歇使用或短期使用的容器宜采用高真空绝热,对于 LHe 或 LH_2 容器可考虑采用液氮屏绝热方式。
- 6) 中、小容量的液氮容器尽可能采用高真空多屏绝热结构。

3.3.8.2 结构材料

低温容器内胆的结构材料必须保证在低温下足够的机械性能,即必须强度高,抗冲击性能好。因而往往选用奥氏体不锈钢(如 $0Cr18Ni9Ti$)、铝合金(如防蚀铝)和铜合金(如蒙铜)等;液化天然气的内容器还可用 9% 镍钢;液氮容器的内胆则用蒙乃尔合金或不锈钢。由于内胆材料价格较贵,因而在内胆设计时应从强度及安全性允许的条件下尽可能采用薄的壳体,以减少容器成本及降低预冷损耗。

低温容器的外壳一般可选用价廉的碳钢(如 16MnR 等)。

连接内外壳体的管道等构件常用热导率低的不锈钢、蒙乃尔合金等。

3.3.8.3 支撑构件

低温容器设计中内外筒体的支撑固定是一个关键问题,其既要保证支撑强度(拉伸、剪切应力等)要求,还必须是低漏热。因而支撑构件常选用热导率低而强度高的材料如玻璃钢、不锈钢等,也可采用接触热阻大的结构型式如吊索、叠片支撑等。一些支撑构件设计的典型例子如图 3-141 所示。

受拉伸的构件两固定端应留有一定的活动余量,否则由于内胆的冷收缩拉杆受力太大,会在两固定端产生很大应力。

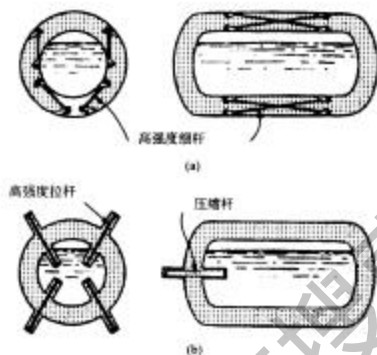


图 3-141 低温储运设备内外壳支撑构件的典型例子图

3.3.8.4 管道

低温储槽设计中常遇到管道问题。管道用于连接内胆与外界环境,用于储槽的液体充注,排液或排气等。因而设计的管道应采用薄壁且尽量长些,以减少沿管道从外界导入内胆的热量。此外,管道从内胆穿过绝热夹套从外壳引出,由于使用中内胆的冷收缩,因而管道内必须设置挠性连接。

图 3-142 示出了四种管道连接方法,方法①常用于多层绝热容器,通过分别将冷热端的真空空间延伸至内容器和外壳外侧中去的办法使管子的冷热端之间有一个较大的长度,管子相应具备一定的收缩余量;方法②设计不合理,内胆液体中管线水平部分将有蒸气冷凝,冷凝的液体可沿水平管流向热端,在热端蒸发,从而导致管线冷热端之间的蒸发—冷凝对流传热过程,产生很大的热流;方法③采用了一垂直上升弯头可避免②中的对流问题,采用一波纹管用以冷热收缩补偿,由于波纹管设在绝热层中,因而难以修理,相应可靠性较差,不到万不得已,一般不采用;方法④为最佳设置,与③相比,将波纹管设置在容器壳体外侧,因而修理方便。

此外若管子在真空夹套中设置成盘管,则既能增加管道长度,又可起到伸缩补偿作用。

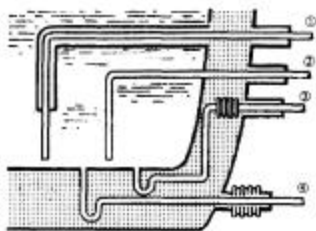


图 3-142 低温储运设备的管道设置图

3.3.8.5 容器的排液

低温容器的液体排放一般有三种方法,即内胆的自增压;外部气体对容器内胆的加压;液泵输送。图 3-143 示出了这三种输液方式。

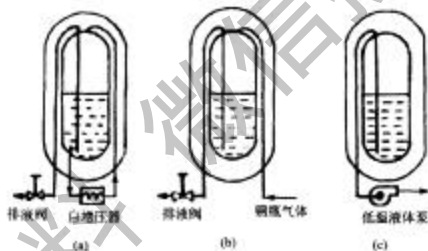


图 3-143 低温容器的三种输液方式图

3.3.8.6 安全装置

大型低温储运设备的安全装置主要有:①内胆安全阀;②内胆防爆膜装置;③绝热夹套防爆膜装置,见图 3-144。

内胆安全阀通常为弹性安全阀,它保证内容器的压力不超过设计压力的 110%,因此内容器中的过高压力在达到危险之前就能释出。安全阀的容量根据绝热层真空破坏时所造成的最大蒸发速率而决定,安全阀的尺寸由下式决定(美国 ASME 标准)

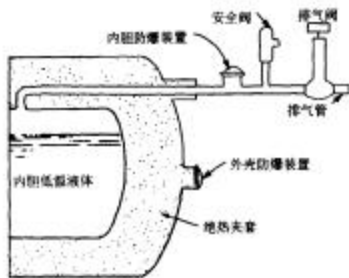


图 3-144 低温储罐上的基本安全装置图

$$A_s = \frac{m_g (RTM)^{1/2}}{C K_D p_{ms}} \quad (3-151)$$

式中： A_s ——安全阀的排气面积；

m_g ——通过安全阀的最大泄放量；

R ——摩尔气体常量；

T ——阀门进口气体的绝对温度；

M ——气体相对分子质量；

K_D, K ——额定泄放系数和泄放系数（ $K = \text{实际泄放量} / \text{理论泄放量}$ ，通常由安全阀生产厂提供）， $K_D = 0.9K$ ；

p_{ms} ——安全阀泄放压力（绝对压力）；

$k = c_p / c_v$ ——气体绝热指数；

C ——气体特性系数， $C = \left[k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/(k-1)} \right]^{1/2}$ 。

式(3-151) ASME 标准与我国 GB 150—89 相一致，适用于大多数低温储运设备

$\left[p_0 / p_{ms} < \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \right]$ ，此处 p_0 为安全阀出口侧绝对压力。值得注意的是，安全阀有全启式和微启式两种，根据所计算的排气面积 A_s ，来确定安全阀通径时必须予以考虑。若记 d_s 为阀座喉部直径， d 为阀座口径， h 为阀瓣开启高度，则对全启式安全阀， $h \geq \frac{1}{4} d_s$ ， $A_s = 0.785 d_s^2$ ，对微启式安全阀， $h \geq (1/40 - 1/20) d_s$ ，平面型密封面 $A_s = \pi d_s h$ ，锥形密封面 $A_s = \pi d_s h \sin \phi$ ， ϕ 为锥形密封面的半锥角。

内胆防爆膜装置与安全阀并列布置，其起到当安全阀失灵或容量不够造成内胆过压时第二道安全保护作用，其爆破压力一般为内胆设计表压的 120%。爆破

膜一旦爆破,就必须更换。

绝热夹套防爆膜装置用于防止外壳受破坏或内胆因外部受压而变形。若内胆上出现漏孔,则低温液体进入夹套后蒸发,造成夹套绝热层真空破坏,并导致压力过高;若外壳上有裂缝,则内胆冷却时可导致大量气体凝聚在夹套中,若容器需修复,内胆回温可导致夹套气体膨胀升压。一般来说,夹套防爆装置的爆破压力设计为0.035~0.05MPa表压。

3.3.9 低温绝热容器的设计方法

低温绝热容器设计中主要应考虑两个方面:热设计和结构设计,使其既能保证良好的绝热性能,又保证相应长期安全可靠地使用。

3.3.9.1 热设计

低温容器的热设计包括绝热结构设计的各类热流计算。绝热形式的选择与储存介质及容积相关,主要考虑在满足绝热性能指标的条件下选用成本低廉、工艺简单及生产周期短的形式。如对于小型储存容器,高真空绝热或高真空多层绝热在液氮柱瓦中广泛应用,而液氢、液氦容器则采用液氮屏或气冷屏的绝热形式;对于大型储罐,储存液氮、液氧、液氩等介质一般采用真空粉末绝热,特殊情况下也采用高真空多层绝热形式(一般对容积在 5m^3 以下的容器)。

通常热量通过传导、对流和辐射途径传入低温液体。对于不同绝热结构的容器,热量传入的途径也有所不同,但一般都包括下列几个方面的热流量:①残余气体分子的热导 Q_1 ,计算公式见式(3-140);②绝热空间及管口的辐射传热 Q_2 。

对于单纯高真空绝热容器或大口径的低温容器,辐射传热量是相当大的。在不考虑气体的辐射时,辐射传热量 Q_2 可由式(3-133)计算,对应式中辐射因子 F_r 可由式(3-134)表示。低温容器由于内胆被外壳所包围,因而辐射角系数 $F_{1-2}=1$ 。

表 3-15 在 $F_{1-2}=1$ 时,不同情况下的 F_r

序号	两表面的形状	F_r
1	无限长同心圆筒,半径为 r_1, r_2 , 内圆筒计为1	$\left[\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{r_1}{r_2} \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right) \right]^{-1}$
2	半径为 r_1, r_2 的同心球面,内球面计为1	$\left[\frac{1}{\epsilon_1} + \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right) \right]^{-1}$
3	无限长两平行表面	$\left[\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right]^{-1}$
4	面1被比它大得多的面2所包围, 1,2表面形状不定	ϵ_1

对于式(3-134)的辐射因子或称有效辐射角系数可参见表3-15。某些材料在

不同温度下的辐射率示于表 3-16 中。各类材料的平均热导率见表 3-17。

表 3-16 低温容器常用材料的辐射率 $[\epsilon(T) = C T^n]$

材料名称	表面与加工情况	4K	20K	77K	300K	备注
铝	抛光的光洁表面	0.011		0.018	0.03	$C = 7.39 \times 10^{-4}, n = 0.667$
	粗糙表面				0.055	
	铝箔			0.018		
	森伦薄镀双面喷铝			0.04		
紫铜	抛光的干净表面	0.01	0.016		0.030	$C = 6.67 \times 10^{-3}, n = 0.292$
	铜箔			0.011		
不锈钢		0.02		0.05	0.06	$C = 1.135 \times 10^{-2}, n = 0.342$
黄铜	抛光干净表面	0.018		0.029	0.03	$C = 8.55 \times 10^{-2}, n = 0.125$

注:有关辐射角系数可参见有关传热学资料。

表 3-17 各类材料的平均热导率 $\bar{\lambda}$ [单位: W/(m·K)]

材料	77~300K	4~300K	4~77K	1~4K	0.1~1K
尼龙	0.31	0.27	0.37	0.006	0.001
亚克力斯玻璃	0.82	0.68	0.25	0.06	0.006
不锈钢	12.5	10.5	4.5	0.2	0.06
康铜	20	18	14	0.4	0.05
黄铜	81	67	26	1.7	0.35
无氧铜	190	160	80	5	(1)
电解铜	410	370	980	200	(40)
铜接管	—	—	12	—	—

③ 机械构件的热导 Q_3

低温容器的机械构件漏热分为两种情况:一种是没有冷气冷却的构件,即机械构件设置在绝热体;第二种是有冷气冷却的构件,如容器的颈管等。

对于没有冷气冷却的构件, Q_3 可写成

$$Q_3 = \frac{A}{L} \int_{T_1}^{T_2} \lambda(T) dT = \frac{A}{L} \left[\int_4^{T_2} \lambda(T) dT - \int_4^{T_1} \lambda(T) dT \right] \quad (3-152)$$

式中: $\int_{T_1}^{T_2} \lambda(T) dT$ ——积分热导;

A, L ——构件的横截面积和长度;

T_1, T_2 ——低温和高温端温度。

或写成

$$Q_3 = \bar{\lambda} \frac{A}{L} (T_2 - T_1) \quad (3-153)$$

对于冷气冷却的构件如颈管导热, 则需引入冷量回收因子 φ 进行计算, 更为精确地可采用有限差分法对微元体立方程求解。

④ 通过绝热体的综合漏热 Q_4 。

在真空型的绝热体中, 热量通过绝热体是以辐射、固体传导和气体传导等几种方式进行传递的。要精确计算这部分热量是很困难的。为此, 工程中用总的表观热导率来处理。表观热导率实际上可以看成上述几种传热现象的综合效应, 表 3-8、表 3-9 列出了真空粉末绝热和真空多层绝热的表观热导率 λ_m 。因而通过绝热体的综合漏热

$$Q_4 = \lambda_m \cdot A_m \cdot \frac{\Delta T}{\delta} \quad (3-154)$$

式中: A_m ——计算传热面积;

δ ——绝热层厚度。

对于真空粉末或高真空多层绝热, 采用综合漏热计算后, 就不必再考虑通过绝热层的辐射传热、残余气体热导及绝热体热导了, 因为综合漏热已包括了这几个因素, 但机械构件热导则必须计入。

总之, 低温容器的热设计应根据性能要求及结构设计进行, 有关热计算需根据具体结构类型进行。

3.3.9.2 结构设计

图 3-145 为一低温容器的典型结构。低温容器的结构设计一般包括内外壳体设计、支撑构件设计、管道设计、输排液设计和安全装置设计。

低温容器结构设计的关键是强度和刚度设计及安全装置设计, 低温容器设计计算书的基本参数表(对于圆柱形容器)为: ①压力参数(MPa) [设计压力(外壳/内胆)、内胆工作压力、内胆气密性试验压力、内胆强度试验压力]; ②容器(I类、II类或III类压力容器); ③有效容积 V_0 (m^3); ④夹层几何容积; ⑤储存介质; ⑥充满率

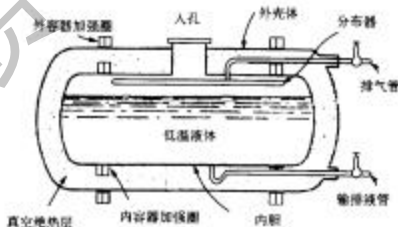


图 3-145 低温容器的典型构造图

$\leq 95\%$; ⑦焊缝系数(外壳/内胆); ⑧设计温度(外壳/内胆); ⑨材质(外壳/内胆); ⑩腐蚀裕度(外壳/内胆); ⑪绝热形式; ⑫夹层真空度。

根据低温容器的结构配置,相应通过 GB 150—89 规范即可确定内外筒体及封头厚度,并进行开孔补强计算、支撑构件应力分析,以及内外壳体安全防爆设计。

小型低温容器(杜瓦瓶)内胆通过颈管与外壳及外部相连,输排液通过颈管进行。对于小型储存杜瓦,颈管还兼作内胆稳定支撑构件,结构设计中往往只需考虑内胆强度及外壳刚度。

第4章 空气调节原理与技术

依据对空气处理设备设置情况的分类方法,本章在将空调系统分成集中式、半集中式和分散式三种系统的基础上,对空气调节的原理与技术给予介绍。

4.1 集中式空调系统

本节主要介绍空气调节的基础知识、空调系统负荷的确定、新风量与总风量的确定、空气处理及其设备、空调系统、空调房间气流组织的主要内容。限于篇幅,空调系统的运行调节和测定与调整在此不予介绍。

4.1.1 空气调节的基础知识

空气调节的主要任务,就是在所处自然环境下,使被调节空间的空气保持一定的温度、湿度、流动速度及洁净度、新鲜度。因此,对于空调技术人员来说,首先要全面了解空气的性质。在本章的学习过程中,要了解空气的组成和物理性质,理解绝热饱和与湿球温度的概念,熟悉空气的主要状态参数及空气调节工程中的常用工具——焓-湿图。

4.1.1.1 湿空气的概念

大气由一定量的干空气和一定量的水蒸气混合而成,我们称其为湿空气。干空气的成分主要是氮、氧、氩及其他微量气体。它们多数成分比较稳定,少数随季节变化有波动,但从总体上可将干空气作为一个稳定的混合物来看待。

空气环境内的空气成分和人们平时说的“空气”,实际是干空气加水蒸气,即湿空气。

在湿空气中水蒸气的含量虽少,但其变化却对空气环境的干燥和潮湿程度产生重要影响,且使湿空气的物理性质随之改变。因此研究湿空气中水蒸气的含量在空气调节中占有重要地位。

地球表面的湿空气中,尚有悬浮尘埃、烟雾、微生物及化学排放物等,由于这些物质并不影响湿空气的物理性质,因此本章不涉及这些内容。

4.1.1.2 湿空气的基本状态参数

湿空气的状态通常可以用压力、温度、相对湿度、含湿量及焓等参数来度量和描述。这些参数称为湿空气的状态参数。

在热力学中,常温常压下(空调属于此范畴)的干空气可认为是理想气体。所谓理想气体,就是假定该气体分子是不占有空间的质点,分子间没有相互作用力。而湿空气中的水蒸气由于处于过热状态,同时数量极少,分压力很低,比体积很大,也可以近似地当作理想气体来对待。所以由空气和水蒸气所组成的湿空气也应遵循理想气体的变化规律,其状态参数之间的关系可以用理想气体状态方程式表示,即

$$pv = RT \quad \text{或} \quad pV = mRT \quad (4-1)$$

式中: p ——气体的压力, Pa;

v ——气体的比体积, m^3/kg ;

R ——摩尔气体常量,取决于气体的性质, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 。对于干空气, $R_g = 287 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 。对于水蒸气 $R_g = 461 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$;

V ——气体的总容积, m^3 ;

T ——气体的热力学温度, K;

m ——气体的总质量, kg。

下面分别叙述空调工程中几种常用的湿空气的状态参数。

4.1.1.2.1 压力

环绕地球的空气层对单位地球表面积形成的压力称为大气压力(或湿空气总压力)。大气压力通常用 p 或 B 表示。其单位用帕(Pa)或千帕(kPa)表示。

大气压力不是一个定值,它随各地海拔高度不同而存在差异。

在空调系统中,空气压力是用仪表测定的,但仪表上指示的压力称为工作压力(过去称表压力),工作压力不是空气的绝对压力,而是与当地大气压的差值,其相互关系为

$$\text{绝对压力} = \text{当地大气压} + \text{工作压力}$$

只有绝对压力才是湿空气的状态参数。今后凡未标明是工作压力时,均应理解为绝对压力。当地大气压力值可以用“大气压力计”测得。

湿空气中,水蒸气单独占有湿空气的容积,并具有与湿空气相同的温度时,所产生的压力称之为水蒸气分压力。用 p_v 表示。

根据道尔顿定律,理想的混合气体的总压力等于组成该混合气体的各种气体的分压力之和。每种气体都处于各分压力作用之下,参与组成的各种气体都具有与混合气体相同的体积和温度,即

$$p = \sum_{i=1}^n p_i \quad (4-2)$$

由前所述,湿空气可视为理想气体,它是由空气和水蒸气组成的混合气体。如

果湿空气的总压力为 p , 则 p 应是干空气的分压力 p_k 与水蒸气的分压力 p_v 之和, 即

$$p = p_k + p_v$$

或

$$B = p_k + p_v \quad (4-3)$$

从气体分子运动论的观点来看, 压力是由于气体分子撞击容器壁面产生的宏观效果, 因此水蒸气分压力大小直接反映了水蒸气含量的多少。

4.1.1.2.2 密度

单位容积的湿空气所具有的质量, 称为密度, 用 ρ 表示。湿空气的密度等于干空气密度与水蒸气密度之和, 即

$$\rho = \rho_k + \rho_v = \frac{p_k}{R_k T} + \frac{p_v}{R_v T} = 0.00348 \frac{B}{T} + 0.00132 \frac{p_v}{T} \quad (4-4)$$

在标准条件下(压力为 101 325 Pa, 温度为 293 K, 即 20°C)干空气密度 $\rho_k = 1.205 \text{ kg/m}^3$, 而湿空气的密度取决于 p_v 值的大小。由于 p_v 值相对于 p_k 值而言数值较小, 因此湿空气的密度比干空气密度小, 在实际计算时可近似取 1 kg/m^3

4.1.1.2.3 含湿量

湿空气是由干空气和水蒸气组成的。在湿空气中与 1 kg 干空气同时并存的水蒸气量称为含湿量, 即

$$d = \frac{m_v}{m_k} \quad (4-5)$$

式中: d ——湿空气的含湿量, kg/kg;

m_v ——湿空气中水蒸气的质量, kg;

m_k ——湿空气中干空气的质量, kg。

若湿空气中含有 1 kg 干空气及 d kg 水蒸气, 则湿空气质量为 $(1+d)$ kg。

由于干空气、水蒸气都具有与湿空气相同的容积与温度, 即 $V_k = V_v = V$, 及 $T_k = T_v = T$, 同时常温常压干空气和水蒸气都可以视为理想气体, 均遵循理想气体状态方程, 又已知 $R_k = 287 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$, $R_v = 461 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$, 将这些关系代入式(4-5)中, 经整理可得

$$d = \frac{R_k p_v}{R_v p_k} = \frac{287 p_v}{461 p_k} = 0.622 \frac{p_v}{p_k} \quad (4-6)$$

式中, d 的单位也可用 g/kg 表示。

由前已知 $B = p_a + p_v$, 所以式(4-6)又可写为

$$d = 0.622 \frac{p_v}{B - p_a} \quad \text{或} \quad p_v = \frac{Bd}{0.622 + d} \quad (4-7)$$

分析式(4-7)不难看出, 当大气压力 B 一定时, 水汽分压力 p_v 只取决于含湿量 d 。水汽分压力 p_v 越大, 含湿量 d 也就越大。如果含湿量 d 不变, 水汽分压力将随大气压力的增加而上升, 随大气压力的减少而下降。

干空气在温度和湿度变化时其质量不变, 含湿量仅随水蒸气量多少而改变。因此, 用含湿量可以确切而方便地表示空气中的水蒸气含量。今后, 对空气进行加湿、减湿处理时, 都是用含湿量来计算空气中水蒸气量的变化。含湿量是湿空气的一个重要的状态参数。

4.1.1.2.4 相对湿度

另一种度量湿空气中水蒸气含量的间接指标是相对湿度。其定义为湿空气的水蒸气压力与同温度下饱和湿空气的水蒸气压力之比, 即

$$\varphi = \frac{p_v}{p_{v,s}} \times 100\% \quad (4-8)$$

式中: φ ——湿空气的相对湿度, %;

$p_{v,s}$ ——与湿空气同温度下饱和水蒸气压力, Pa。

由式(4-8)可见, 相对湿度表征湿空气中水蒸气接近饱和含量的程度, 式中 $p_{v,s}$ 是温度的单值函数, 可在一些热工手册中查到。

湿空气的相对湿度与含湿量之间的关系可导出。由式(4-7)得

$$d = 0.622 \frac{p_v}{B - p_a} = 0.622 \frac{\varphi p_{v,s}}{B - \varphi p_{v,s}} \quad (4-9)$$

及

$$d_b = 0.622 \frac{p_{v,s}}{B - p_{v,s}} \quad (4-10)$$

式(4-9)与式(4-10)相比, 代入式(4-8)并整理, 可得

$$\varphi = \frac{d}{d_b} \left(\frac{B - p_{v,s}}{B - p_v} \right) \times 100\% \quad (4-11)$$

式(4-11)中的 B 值远大于 $p_{v,s}$ 和 p_v 的值, 工程中如认为 $B - p_v = B - p_{v,s}$, 只会造成 1% - 3% 的误差, 因此相对湿度可近似表示成

$$\varphi = \frac{d}{d_b} \times 100\% \quad (4-12)$$

4.1.1.2.5 焓

在空气调节中,空气的压力变化一般很小,可近似于定压过程,因此可直接用空气的焓变化来度量空气的热量变化。

湿空气的焓也是以 1kg 干空气作为计算基础的,湿空气的焓是 1kg 干空气的焓加上与其同时存在的 d kg 水蒸气的焓,称为 $(1+d)$ kg 湿空气的焓。

取 0℃ 时干空气的焓值和 0℃ 时水的焓值为零,已知干空气的定压比热容 $c_{p,a} = 1.005 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$,近似取 1 或 1.01,水蒸气的定压比热容 $c_{p,v} = 1.84 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$,则

$$\text{干空气的焓: } i_a = c_{p,a}t \quad \text{kJ/kg}$$

$$\text{水蒸气的焓: } i_v = c_{p,v}t = 2500 + c_{p,v}t \quad \text{kJ/kg}$$

式中,2500 为 $t=0^\circ\text{C}$ 时水蒸气的汽化潜热。

于是 $(1+d)$ kg 湿空气的焓为

$$i = c_{p,a}t + (2500 + c_{p,v}t)d = 1.01t + d(2500 + 1.84t) \quad \text{kJ/kg} \quad (4-13)$$

或

$$i = (1.01 + 1.84d)t + 2500d \quad \text{kJ/kg} \quad (4-14)$$

由式(4-14)可看出, $(1.01 + 1.84d)$ 是与温度有关的热量,称为“显热”; $2500d$ 是 0℃ 时 d kg 水的汽化潜热,与温度无关,仅随含湿量变化而变化,称为“潜热”。当湿空气的温度和含湿量都增加时,其焓值也增加,但当其温度升高、含湿量下降时,由于 2500 比 1.01 和 1.84 大很多,所以湿空气的焓值不一定增加,可能不变,甚至还会减少。

4.1.1.2.6 露点温度

由湿空气的性质表可以看出,空气的饱和含湿量随着空气温度的下降而减少。如将未饱和的空气冷却,且保持其含湿量 d 在冷却过程中不变,则随着空气温度的下降,表中对应的饱和含湿量减小,当温度下降到使得空气的 d 值等于表中某一饱和含湿量 d_s 值时,这个 d_s 所对应的温度称为该未饱和空气的露点温度,用符号 t_l 表示。因此,对于含湿量为 d 的空气, d 不变,温度降到 t_l 时,空气达到饱和状态, $\phi = 100\%$,如果再冷却,则空气中的水蒸气就会析出,从而凝结成水。由此可见, t_l 为空气结露与否的临界温度。显然,空气的临界温度只取决于空气的含湿量,含湿量不变时, t_l 也为定值。

如果在某种空气环境中有一冷表面,表面温度为 t_s ,当 $t_s < t_l$ 时,该表面上就有凝结水出现;当 $t_s \geq t_l$ 时,不会出现结露现象。由此可见,是否结露,取决于表面温度和露点温度两者间的关系。

4.1.1.3 湿空气的焓湿图

在空气调节中,经常需要确定湿空气的状态及其变化过程。单纯地求湿空气的状态参数用前述各计算式即可满足要求,或可查阅已计算好的湿空气性质表(见附录 4.4.1)。对于湿空气状态变化过程的直观描述则需借助于湿空气的焓-湿图($i-d$ 图)。

湿空气的焓-湿图是在不同的大气压力 B 下,纵坐标是其焓值,横坐标是含湿量值(见图 4-1)。图 4-1 中由四个独立的状态参数(温度、含湿量、相对湿度、焓值)组成了四组等值线。图中 4-1 的每一个点代表了湿空气的一个状态点,而每一条线代表了湿空气的状态变化过程。因此, $i-d$ 图既能联系前面讲过的湿空气的状态参数,又能表示它的各种状态变化过程,利用它可以方便地进行空调工程中大量的分析与计算。完整的湿空气的焓-湿图见附录 4.4.2。

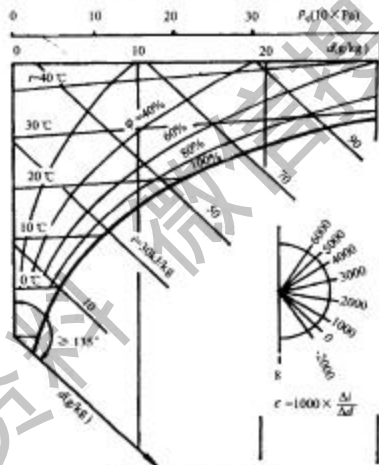


图 4-1 湿空气焓-湿图

下面介绍该图的绘制过程。

(1) 等焓线和等含湿量线

确定坐标比例尺之后,就可以在图上绘出一系列与纵坐标平行的等 d 线及与横坐标平行的等 i 线。 $i=0$ 和 $d=0$ 的干空气状态点为坐标原点。

(2) 等湿线

等湿线是根据公式 $i = 1.01t + d(2500 + 1.84t)$ 绘制的。

由上式可知,当温度为常数时, i 和 d 为直线关系。所以等温线在 $i-d$ 图上是一系列的直线。公式中 $1.01t$ 为截距, $(2500+1.84t)$ 为斜率,当 t 值不同时,每一条等温线的斜率是不相同的。显然,等温线为一组互不平行的直线,但由于 $1.84t$ 远小于 2500 ,温度 t 对斜率的影响不显著,所以各等温线之间又近似平行。

(3) 等相对湿度线

根据公式 $d = 0.622 \frac{\varphi p_{s,b}}{B - \varphi p_{s,b}}$ 可以绘出等相对湿度线。

在一定的压力 B 下,当相对湿度 φ 为常数时,含湿量 d 就只取决于 $p_{s,b}$,而 $p_{s,b}$ 又是温度 t 的单值函数,其值可以从附录4.4.1中查出。因此,给定不同的温度 t ,可求得对应的 d 值,根据 t 、 d 值,就可以在 $i-d$ 图上找到若干点,连接各点即成等 φ 线。等 φ 线是一组发散形的曲线。 $\varphi = 0\%$ 的等 φ 线是纵坐标轴, $\varphi = 100\%$ 的等 φ 线是湿空气的饱和状态线,该曲线左上方为湿空气区(又称“未饱和区”),右下方为水蒸气的过饱和状态区。由于过饱和状态是不稳定的,常有凝结现象,所以该区内湿空气中存在悬浮的水滴,形成雾状,故也称“有雾区”。在湿空气区中,水蒸气处于过热状态,其状态是稳定的。

(4) 水蒸气分压力线

公式 $d = 0.622 \frac{p_s}{B - p_s}$ 可变换为 $p_s = \frac{B \cdot d}{0.622 + d}$ 。当大气压力 B 一定时,上式为 $p_s = f(d)$ 的函数形式,即水蒸气分压力 p_s 仅取决于含湿量 d ,每给定一个 d 值,就可以得到相应的 p_s 值。因此,可在 d 轴的上方绘一条水平线,标上 d 值所对应的 p_s 值,即为水蒸气分压力线。

(5) 热湿比线

为了说明空气由一个状态变为另一个状态的热湿变化过程,在 $i-d$ 图上还标有热湿比线 ϵ 。

在空气调节过程中,被处理的空气常由一个状态变为另一个状态。在整个过程中,如果认为空气的热、湿变化是同时、均匀发生的,那么,在 $i-d$ 图上状态 A 到状态 B 的直线连线就代表空气状态变化过程线,如图4-2所示。湿空气状态变化前后的焓差和含湿量差之比值,称为热湿比,用符号 ϵ 表示,即

$$\epsilon = \frac{i_B - i_A}{d_B - d_A} = \frac{\Delta i}{\Delta d} \quad (4-15)$$

热湿比 ϵ 表示干空气状态变化的方向和特征。

将式(4-15)分子、分母同乘总空气量 G 后得到

$$\epsilon = \frac{\Delta i}{\Delta d} = \frac{G \Delta i}{G \Delta d} = \frac{Q}{W} \quad (4-16)$$

可见,总空气量 G 在处理过程中所得到(或失去)的热量 Q 和湿量 W 的比值,

与相应 1kg 空气的比值 $\frac{\Delta i}{\Delta d}$ 是完全一致的。

式(4-16)中, Δd 和 W 是以 kg 为单位。若 Δd 的单位为 g, 则式(4-16)变为另一形式

$$\epsilon = \frac{\Delta i}{\Delta d} = \frac{Q}{W} \quad (4-17)$$

我们知道, 平面坐标系中纵坐标与横坐标之比表示直线的斜率。因此, 在图 4-2 所示的 $i-d$ 图上, ϵ 就是直线 AB 的斜率。因它代表了过程线 AB 的倾斜角度, 故又称为“角系数”。所以, 对于起始状态不同的空气, 只要斜率相同(即 ϵ 值相同), 其变化过程线必定相互平行, 又因斜率与起始位置无关, 根据这一特征, 就可以在 $i-d$ 图上以任意点为中心做出一系列不同值的 ϵ 标尺线, 如图 4-3 所示。实际应用时, 只需将等值的 ϵ 标尺线平移到起始状态点, 就可以给出该空气状态的变化过程线了。

此外, 值得提出的是, 附录 4-2 给出的 $i-d$ 图是以标准大气压 $B = 101.325\text{kPa}$ 做出的。当某地区的海拔高度与海平面有较大差别时, 使用此图会产生较大的误差。因此, 不同地区应使用符合本地区大气压的 $i-d$ 图。

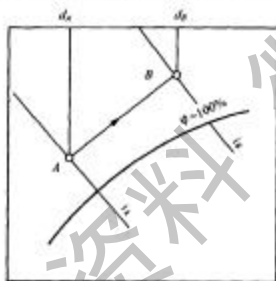


图 4-2 空气状态变化在 $i-d$ 图上的表示图

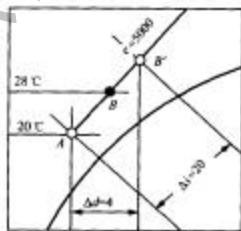


图 4-3 用 ϵ 线确定空气终状态图

4.1.1.4 湿球温度

湿球温度的概念在空气调节中至关重要。在理论上, 湿球温度是在定压绝热条件下, 空气与水直接接触达到稳定热湿平衡时的绝热饱和温度, 也称热力学湿球温度。现以图 4-4 说明如下。

设有一个空气与水直接接触的小室, 保证二者有充分的接触表面和时间, 空气

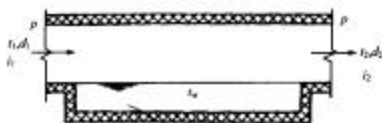


图 4-4 绝热加湿小室图

以 p, t_1, d_1, i_1 状态流入, 以饱和状态 p, t_2, d_2, i_2 流出。由于小室为绝热的, 所以对应于每千克干空气的湿空气, 其稳定流动能量方程式为

$$i_1 + [(d_2 - d_1)]i_w = i_2 \quad (4-18)$$

式中, i_w 为液态水的焓, 其值 $i_w = 4.19t_w$, 单位为 kJ/kg 。

由式(4-18)可见, 空气焓的增量就等于蒸发的水量所具有的焓。利用热湿比的定义可以导出

$$\varepsilon = (i_2 - i_1)/(d_2 - d_1) = i_w = 4.19t_w$$

显然, 在小室内空气状态的变化过程是水温的单值函数。由于在所述条件下, 空气的进口状态是稳定的, 水温也是稳定不变的, 因而空气达到饱和时的空气温度即等于水温 ($t_2 = t_w$)。展开式(4-18), 得

$$i_1 + 4.19(d_2 - d_1)t_w = 1.01i_2 + (2500 + 1.84t_w)d_2 \quad (4-19)$$

可以说, 满足式(4-19)的 t_2 或 t_w , 即为进口空气状态的绝热饱和温度, 也称为热力学湿球温度。

由于绝热加湿小室并非实际装置, 一般则用湿球温度计所读出的湿球温度 t_w , 近似代替热力学湿球温度。

在 $i-d$ 图上, 从各等温线与 $\varphi = 100\%$ 饱和线的交点出发, 作 $\varepsilon = 4.19t_w$ 的热湿比线, 则可再得等湿球温度线 (见图 4-5)。显然, 所有处在同一等湿球温度线上的各空气状态均有相同的湿球温度。另外, 当 $t_w = 0^\circ\text{C}$ 时, $\varepsilon = 0$, 即等湿球温度线与等焓线完全重合; 当 $t_w > 0$ 时, $\varepsilon > 0$; $t_w < 0$ 时, $\varepsilon < 0$ 。所以, 严格来说, 等湿球温度线与等焓线并不重合, 但在工程计算中, 考虑到 $\varepsilon = 4.19t_w$ 数值较小, 可以近似认为等焓线, 即为等湿球温度线。

在 $i-d$ 图上, 若已知某湿空气状态点 A (见图 4-6), 由 A 沿 $i = \text{const} (\varepsilon = 0)$ 线找到与 $\varphi = 100\%$ 的交点 B , B 点的温度 t_B 即为 A 状态空气的湿球温度 (近似值)。同样, 如果已知某湿空气的干球温度 t_d 和湿球温度 t_w , 则由 t_B 与 $\varphi = 100\%$ 线交点 B 沿等焓线找到与 $t_d = \text{const}$ 线的交点 A , 即为该湿空气的状态点。同样方法, 如沿

等湿球温度线 $\varepsilon = 4.19t_s$ 与 $\varphi = 100\%$ 线交于 S , 则 t_s 即为准确的湿球温度。可见, 湿球温度也是湿空气的一个重要参数, 而且在多数情况下是一个独立参数, 只是由于它的等值线与等焓线十分接近, 在 $i-d$ 图上, 想利用已知焓值和湿球温度两个独立参数来确定湿空气的状态点是困难的, 且在湿球温度为 0°C 时, 它成为非独立参数, 这时的等焓线与等湿球温度线重合。

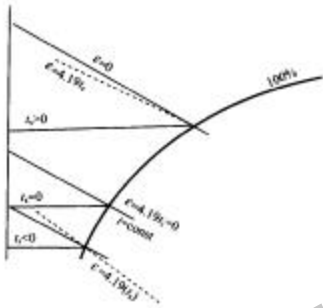


图 4-5 等湿球温度线图

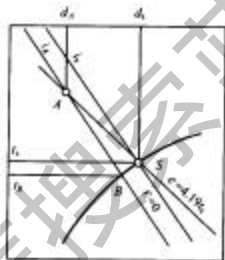


图 4-6 已知湿球温度确定空气状态图

4.1.1.5 焓湿图的应用

湿空气的焓湿图不仅能表示其状态和各状态参数, 同时还能表示湿空气状态的变化过程, 并能方便地求得两种或多种湿空气的混合状态。

4.1.1.5.1 湿空气状态变化过程在 $i-d$ 图上的表示

(1) 湿空气的加热过程

利用热水、蒸气及电能等类热源, 通过热表面对湿空气加热, 则其温度会增高而含湿量不变。在 $i-d$ 图上这一过程可表示为 $A \rightarrow B$ 的变化过程 (见图 4-7), 其热湿比为,

$$\varepsilon = \Delta i / 0 = +\infty$$

(2) 湿空气的冷却过程

利用冷水或其他冷媒通过金属等表面对湿空气冷却, 在冷表面温度等于或大于湿空气的露点温度时, 空气中的水蒸气不会凝结, 因此其含湿量也不会变化, 只是温度将降低。在 $i-d$ 图上这一等湿冷却 (或称干冷) 过程可表示为 $A \rightarrow C$ (见图

4-7), 其热湿比为

$$\epsilon = \frac{-\Delta i}{0} = -\infty$$

(3) 等焓加湿过程

利用定量的水通过喷嘴与一定状态的空气长时间直接接触, 则此种水或水滴及其表面的饱和空气层的温度即等于湿空气的湿球温度。因此, 此时空气状态的变化过程(A→E)就近似于等焓过程, 见图 4-7 所示。其热湿比 $\epsilon = 0$ (实际应为 $\epsilon = 4.19t_s$)。

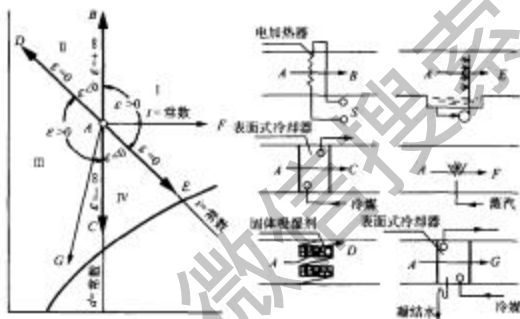


图 4-7 几种典型的湿空气状态变化过程图

(4) 等焓减湿过程

利用固体吸湿剂干燥空气时, 湿空气中的部分水蒸气在吸湿剂的微孔表面上凝结, 湿空气含湿量降低, 温度升高, 其过程如 A→D, 近似于一个等焓减湿过程 (见图 4-7)。其热湿比 $\epsilon = 0$ 。

以上四个典型过程由热湿比 $\epsilon = \pm \infty$ 及 $\epsilon = 0$ 两条线, 以任意湿空气状态 A 为原点将 $i-d$ 图分为四个象限。在各象限内实现的湿空气状态变化过程可统称为多变过程, 不同象限内湿空气状态变化过程的特征如表 4-1 所示。

向空气中喷蒸气, 其热湿比等于水蒸气的焓值, 如蒸汽温度为 100°C , 则 $\epsilon = 2684$, 该过程近似于沿等温线变化, 故常称喷蒸气可使湿空气实现等温加湿过程 (见图 4-7 中 A→F)。

如使湿空气与低于其露点温度的表面接触, 则湿空气不仅降温而且脱水, 因而可实现如图 4-7 所示的 A→G, 即冷却干燥过程。

表 4-1 $i-d$ 图中不同象限内湿空气状态变化过程的特征

象 限	焓湿比	状态参数变化趋势			过程特征
		i	d	t	
I	$e > 0$	+	+	=	增焓增湿, 湿蒸气可近似实现等湿过程
II	$e < 0$	+	-	+	增焓, 减湿, 升温
III	$e > 0$	-	-	+	减焓, 减湿
IV	$e < 0$	-	+	-	减焓, 增湿, 降温

前述各节中,一直使用“湿空气”以区别于干空气,以免混淆。同时,在有关单位(量纲)中,也均注明 kg 干,说明是针对每千克干空气而言的。考虑到水蒸气在湿空气中的含量很小,为方便起见可将湿空气简称为空气,将每千克干空气近似称为每千克空气。

4.1.1.5.2 不同状态空气的混合态在 $i-d$ 图上的确定

不同状态的空气互相混合,在空调中是常见的。有两种不同状态的空气 A 与 B,其质量分别为 G_a 与 G_b ,根据质量与能量守恒原理,则可写出

$$G_a i_a + G_b i_b = (G_a + G_b) i_c \quad (4-20)$$

$$G_a d_a + G_b d_b = (G_a + G_b) d_c \quad (4-21)$$

式中, i_c , d_c 分别为混合态的焓值与含湿量。

由式(4-20)及式(4-21),可得

$$G_a/G_b = (i_c - i_b)/(i_a - i_c) = (d_c - d_b)/(d_a - d_c) \quad (4-22)$$

$$(i_c - i_b)/(d_c - d_b) = (i_a - i_c)/(d_a - d_c) \quad (4-23)$$

在 $i-d$ 图上(见图 4-8)示出 A, B 两状态点,假定 C 点为混合点,由式(4-23)可知, A→C 与 C→B 具有相同的斜率。因此, A, C, B 在同一直线上。同时,混合点 C 将 AB 线分为两段,即 AC 与 CB,且有

$$CB/BA = (i_c - i_b)/(i_a - i_c) = (d_c - d_b)/(d_a - d_c) = G_a/G_b \quad (4-24)$$

显然,参与混合的两种空气的质量比与 C 点分割两状态联线的线段长度成反比。据此,在 $i-d$ 图上求混合状态时,只需将 AB 线段划分成满足 G_a/G_b 比例的两段长度,并取 C 点使其接近空气质量大的一端,从而不必用公式求解了。

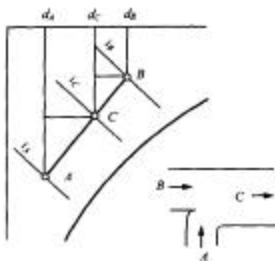


图 4-8 两种状态的空气混合规律图

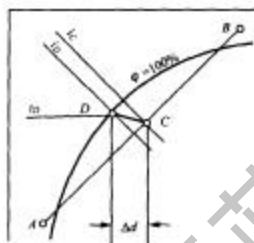


图 4-9 过饱和区空气状态变化过程图

两种不同状态空气的混合,若其混合点处于“结雾区”(见图 4-9),则此种空气状态是饱和空气加水雾,是一种不稳定状态。假定饱和空气状态为 D ,则混合点 C 的焓值 i_c 应等于 i_0 与水雾始值 $4.19t_0\Delta d$ 之和,即

$$i_c = i_0 + 4.19t_0\Delta d \quad (4-25)$$

在式(4-25)中, i_c 已知, i_0 、 t_0 及 Δd 是相关的未知量,可通过试算找到一组满足式(4-25)的值,则 D 状态即可确定。

4.1.2 空调系统负荷的确定

4.1.2.1 室内外空气计算参数

4.1.2.1.1 室外空气计算参数

室外空气计算参数的取值,直接影响室内空气状态和设备投资。若夏季取很多年才出现一次而且持续时间较短(如几小时)的当地室外最高干、湿球温度作为计算干、湿球温度,则会因设备庞大而形成投资浪费。因此,设计规范中规定的设计参数是按照全年大多数时间里能满足室内参数要求而确定的。下面介绍我国《采暖通风与空气调节设计规范》(GB J19—87)中规定的室外计算参数。

(1) 夏季空调室外计算干、湿球温度

夏季空调室外计算干球温度应采用历年平均不保证 50h 的干球温度;夏季空调室外计算湿球温度应采用历年平均不保证 50h 的湿球温度。

(2) 夏季空调室外计算日平均温度和逐时温度

夏季计算经围护结构传入室内的热量时,应按不稳定传热过程计算,因此必须已知设计日的室外日平均温度和逐时温度。

夏季空调室外计算日平均温度应采用历年平均不保证 5d 的日平均温度。

考虑到室外逐时气温值受日照影响呈周期性变化,同时因受到一系列随机因素(如风、雨、云等)的影响,夏季空调室外计算逐时温度,可以用正弦(或余弦)函数项的级数表达,即可将其变换为傅里叶级数展开式,分解为多阶谐波的组合,则 τ 时刻的室外气温为

$$t_{\tau} = A_0 + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos(\omega_n \tau - \varphi_n) \quad (4-26)$$

式中: A_0 ——零阶外扰,即计算周期内室外空气平均温度, t_{τ_p} , $^{\circ}\text{C}$, 见附录 4.4.3;

A_n ——第 n 阶室外气温变化的振幅, $^{\circ}\text{C}$;

ω_n ——第 n 阶室外气温变化的频率, rad/h ;

τ_n ——室外气温的计算时刻, h ;

φ_n ——第 n 阶室外气温变化的初相角, rad 。

工程上也可以按一阶简谐波近似计算室外逐时气温值,并给定气温峰值出现在下午 3 时(即 15 时),则式(4-26)可简化为

$$t_{\tau} = t_{\tau_p} + (t_{\tau_{\max}} - t_{\tau_p}) \cos(15\tau - 225) \quad (4-27)$$

式中, $t_{\tau_{\max}} - t_{\tau_p}$ 为设计日室外气温波动幅度即日较差,单位为 $^{\circ}\text{C}$, 见附录 4.4.3。

4.1.2.1.2 室外空气综合温度

由于围护结构外表面同时受到太阳辐射和室外空气温度的热作用,外表面单位面积上得到的热量为

$$\begin{aligned} q &= \alpha_w(t_w - \tau_w) + \rho l = \alpha_w \left[\left(t_w + \frac{\rho l}{\alpha_w} \right) - \tau_w \right] \\ &= \alpha_w(t_s - \tau_w) \end{aligned} \quad (4-28)$$

式中: α_w ——围护结构外表面与室外空气间的换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$;

t_w ——室外大气计算温度, $^{\circ}\text{C}$;

τ_w ——围护结构外表面温度, $^{\circ}\text{C}$;

ρ ——围护结构外表面对太阳辐射的吸收系数;

l ——围护结构外表面接受的总的太阳辐射强度, W/m^2 。

$$t_s = t_w + \frac{\rho l}{\alpha_w} \quad (4-29)$$

则 t_s 称为综合温度。

所谓综合温度,实际上相当于将室外大气温度 t_w 提高了一个由太阳辐射引起的附加值 $\left(\frac{\rho l}{\alpha_w}\right)$,并非实际存在的空气温度。

式(4-29)只考虑了来自太阳对围护结构的中短波辐射,没有考虑围护结构外表面与天空和地面之间存在的长波辐射。

近年来对式(4-29)做了如下修改

$$t_i = t_w + \frac{\rho I}{\alpha_w} - \frac{\epsilon \Delta R}{\alpha_w} \quad (4-30)$$

式中: ϵ ——围护结构外表面的长波辐射系数;

ΔR ——围护结构外表面向外界发射的长波辐射和由天空及周围物体向围护结构外表面的长波辐射之差, W/m^2 。

夏季的 ΔR 值可近似取:

$$\text{水平面} \quad \frac{\epsilon \Delta R}{\alpha_w} = 3.5 \sim 4^\circ\text{C}$$

$$\text{垂直面} \quad \Delta R = 0$$

可见,考虑了长波辐射作用后,综合温度 t_i 值下降了。若不考虑长波辐射对围护结构外表面的热作用,夏季空调冷负荷计算偏安全。

由于太阳辐射强度因朝向而异,吸收系数 ρ 因外围护结构表面材料而有别,所以一个建筑物的屋顶和各朝向的外墙表面有不同的综合温度值。

4.1.2.1.3 室内空气计算参数

(1) 舒适性空调室内温、湿度标准

根据“采暖通风与空气调节设计规范”规定,舒适性空调室内计算参数如下:

夏季 温度	应采用 24~28℃
相对湿度	应采用 40%~65%
风速	不应大于 0.3m/s
冬季 温度	应采用 18~22℃
相对湿度	应采用 40%~60%
风速	不应大于 0.2m/s

(2) 工艺性空调室内温、湿度标准

工艺性空调可分为一般降温性空调、恒温恒湿空调和净化空调等。

降温性空调对温、湿度的要求是夏季工人操作时手不出汗,不使产品受潮,因此只规定温度或湿度的上限,对空调精度没有要求。例如,电子工业的某些车间,规定夏季室温不大于 28℃,相对湿度不大于 60%。

恒温恒湿空调室内空气的温、湿度基数和精度都有严格要求,如某些计量室,室温要求全年保持 $(20 \pm 0.1)^\circ\text{C}$,相对湿度保持 $(50 \pm 5)\%$ 。也有的工艺过程仅对温度或相对湿度有严格要求,如纺织工业某些工艺对相对湿度要求严格,而空气温度则以劳动保护为主。

净化空调不仅对空气温、湿度提出一定要求,而且对空气中所含尘粒的大小和

数量也有严格要求。

必须指出,确定工艺性空调室内计算参数时,一定要了解实际工艺生产过程对温、湿度的要求。对于夏季室温 and 相对湿度低于舒适性空调的场所,在工艺条件允许的前提下,夏季应尽量提高室温和相对湿度,这样可以节省设备投资和能源消耗,而且有利于工人健康。

4.1.2.2 负荷计算

4.1.2.2.1 室外扰量形成的负荷

室外扰量主要来自三个方面:①太阳辐射热;②室内外温差的传导热;③补充新鲜空气带来的负荷。

(1) 太阳辐射热

太阳辐射热对负荷的直接作用是通过玻璃窗进入室内形成的。太阳光照在玻璃表面上,有相当一部分透过玻璃进入室内,小部分反射到室外,在透射玻璃时还有极少部分被吸收。透过玻璃窗进入室内的日射得热形成的逐时冷负荷 Q_s 可按下述公式计算

$$Q_s = FC_z D_{i,max} C_{10} \quad (W) \quad (4-31)$$

式中: Q_s ——透过玻璃窗进入室内热量形成的负荷, W;

F ——窗玻璃的净面积, m^2 , 是窗口面积乘以有效面积系数 C_w ;

C_z ——窗玻璃的综合遮挡系数, 无因次;

$D_{i,max}$ ——日射得热因数的最大值, W/m^2 ;

C_{10} ——冷负荷系数, 无因次。

(2) 室内外温差的传导热

室内外温差的传导热是通过外墙和屋顶传入室内热量的。通过外墙、屋顶因温差造成的传导热马上转化为房间的负荷 Q_c 。 Q_c 借助冷负荷温度的概念可以按稳定传热计算

$$Q_c = K \cdot A \cdot [(t_i + t_e) - t_n] \quad (W) \quad (4-32)$$

式中: K ——围护结构的传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$, 查附录 4-5;

A ——围护结构传热面积, m^2 ;

t_i ——室外冷负荷计算温度, $^\circ C$, 查表 4-2;

t_e ——冷负荷计算温度地区修正值, $^\circ C$, 查表 4-3。表中未列地区, 按邻近同类地区确定;

t_n ——室内空气温度, $^\circ C$ 。

表 4-2 室外冷负荷计算温度 t_e (单位: $^{\circ}\text{C}$)

时间	南	西南	西	西北	北	东北	东	东南	屋顶
0	36.1	38.2	38.5	36.0	33.1	36.2	38.5	33.1	47.2
2	36.2	38.6	39.1	36.5	33.2	36.0	38.2	37.9	45.4
4	35.9	38.4	39.1	36.5	33.1	35.6	37.6	37.4	43.1
6	35.3	38.6	38.6	36.1	32.8	35.0	36.9	36.6	40.6
8	34.6	37.1	37.8	35.4	32.3	34.3	36.0	35.8	38.1
10	33.9	36.1	36.8	34.7	31.8	33.6	35.2	34.9	36.4
12	33.2	35.2	35.9	33.9	31.4	33.5	35.0	34.5	35.6
14	32.8	34.6	35.2	33.4	31.2	33.9	35.6	34.3	37.0
16	33.1	34.3	34.8	33.2	31.3	34.6	36.6	35.7	40.1
18	33.9	34.7	34.9	33.3	31.6	35.2	37.5	36.7	43.7
20	34.9	35.8	35.8	33.9	32.1	35.7	38.2	37.5	46.7
22	35.7	37.2	37.3	35.0	32.6	36.1	38.5	38.0	47.8

表 4-3 冷负荷计算温度地区修正值 (单位: $t_e/^{\circ}\text{C}$)

城市	南	西	北	东	水平
北京	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
天津	-0.4	-0.1	-0.2	-0.1	-0.5
上海	-0.8	0.5	1.2	0.5	0.1
石家庄	0.5	0.8	1.0	0.8	0.4
太原	-3.3	-2.7	-2.8	-2.7	-2.8
呼和浩特	-4.3	-4.4	-4.6	-4.4	-4.2
沈阳	-1.4	-1.9	-1.6	-1.9	-2.7
长春	-2.3	-3.1	-3.1	-3.1	-3.6
哈尔滨	-2.2	-3.4	-3.4	-3.4	-4.1
南京	1.0	2.1	2.7	2.1	2.0
杭州	1.0	2.1	3.1	2.1	1.5
合肥	1.0	2.5	2.8	2.4	2.7
福州	-0.8	1.1	2.2	1.1	0.7
南昌	0.4	2.4	3.0	2.4	2.4
济南	1.6	2.2	2.3	2.2	2.2
郑州	0.8	1.3	2.1	1.3	0.7
武汉	0.4	1.7	2.2	1.7	1.3
长沙	0.5	2.4	3.1	2.4	2.2
广州	-1.9	0.0	1.7	0.0	-0.5
南宁	-1.7	0.2	1.9	0.2	-0.3
成都	-3.0	-2.0	-0.9	-2.0	-2.5
贵阳	-4.9	-3.4	-2.0	-3.5	-3.5
昆明	-6.5	-6.7	-5.2	-6.7	-7.2
拉萨	-13.5	-10.2	-11.0	-10.2	-8.9
西安	0.5	0.9	1.8	0.9	0.4
兰州	-4.8	-4.0	-3.9	-4.0	-4.0
西宁	-9.6	-8.4	-8.9	-8.4	-7.9
银川	-3.8	-3.2	-3.6	-3.2	-2.4
乌鲁木齐	0.7	0.2	-0.4	-0.2	0.1
包头	-1.9	0.5	1.8	0.5	0.4
海口	-1.5	1.0	2.9	1.0	1.0
桂林	-1.9	0.0	1.3	0.0	-0.2
重庆	0.4	2.0	2.8	2.0	1.7

(3) 补充新鲜空气带来的负荷

这部分负荷常称为新风负荷 Q_v 。其冷负荷可采用下面方法计算

$$Q_v = 1000m_v(i_w - i_x) \quad (\text{W}) \quad (4-33)$$

式中: m_v ——新风量, kg/s;

i_w ——室外空气的比焓, kJ/kg;

i_x ——室内空气的比焓, kJ/kg。

散湿量可采用下面方法计算:

$$M_v = m_v(d_w - d_x) \quad (\text{kg/s}) \quad (4-34)$$

式中: M_v ——新风的散湿量, kg/s;

m_v ——新风量, kg/s;

d_w ——室外空气的含湿量, kg/kg;

d_x ——室内空气的含湿量, kg/kg。

4.1.2.2.2 室内扰量形成的负荷

空调室内负荷扰量主要来自:①人体散热;②照明灯具散热;③用电设备散热;④其他设备散热。

(1) 人体的散热

人体散热 Q_a 可分为两个部分:显热和潜热。显热是体温与室温的温差造成的;潜热是由汗水蒸发及肺泡表面蒸发造成的。人体总散热计算如下

$$Q_a = (q_a + q_s) \cdot n \cdot n_p \quad (4-35)$$

式中: q_a ——不同室温 and 劳动性质成年男子显热散热量, W, 可查表 4-4;

q_s ——不同室温 and 劳动性质成年男子潜热散热量, W, 可查表 4-4;

n ——人数;

n_p ——群集系数, 可查表 4-5。

表 4-4 不同温度条件下成年男子散热散湿量

体力活动性质	热、湿 量/W	室内温度/℃										
		20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
静坐	显热	84	81	78	74	71	67	63	58	53	48	43
	潜热	26	27	30	34	37	41	45	50	55	60	65
	全热 湿量	110	108	108	108	108	108	108	108	108	108	108
轻劳动	显热	90	85	79	75	70	64	58	51	47	40	35
	潜热	47	51	56	59	64	69	73	77	83	89	93
	全热 湿量	137	135	135	134	134	134	134	134	134	134	134
劳动	电子元件	69	76	83	89	96	102	109	115	123	132	139

体力活动性质		热、湿量/W	室内温度/℃										
			20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
轻度劳动	百货商店	显热	93	87	81	76	70	64	58	51	47	40	35
	化学实验室	潜热	90	94	100	106	112	117	123	130	135	142	147
	电子计算机房	全热	183	181	181	182	182	181	181	181	182	182	182
		湿量	134	140	150	158	167	175	184	194	203	212	220
中等劳动	纺织车间	显热	117	112	104	97	88	83	74	67	61	52	45
	印刷车间	潜热	118	123	131	138	147	152	161	168	174	183	190
	机加工车间	全热	235	235	235	235	235	235	235	235	235	235	235
		湿量	175	184	196	207	219	227	240	250	260	273	283
重度劳动	炼钢车间	显热	169	163	157	151	145	140	134	128	122	116	110
	铸造车间	潜热	238	244	250	256	262	267	273	279	285	291	297
	排球厅	全热	407	407	407	407	407	407	407	407	407	407	407
	室内运动场	湿量	356	365	373	382	391	400	408	417	425	434	443

表 4-5 群集系数

资料来源	群集系数	
	国内资料	国外资料
影剧院	0.89	0.91
百货商店	0.89	1.00
旅馆	0.93	0.86
体育馆	0.92	0.90
银行	1	0.79
工厂轻劳动	0.9	0.9
工厂重劳动	1.00	1.00
图书馆阅览室	0.96	1.00

(2) 照明灯具散热

照明灯具消耗了电热也转化为热能散发室内。可按下式计算

$$Q_0 = nN \quad (\text{W}) \quad (4-36)$$

式中： Q_0 ——照明灯具散热量，W；

N ——照明灯具功率，W；

n ——镇流器耗能系数，白炽灯取 $n = 1.0$ ，带有镇流器的荧光灯取 $n = 1.2$ 。

(3) 用电设备散热

用电设备有电热设备和电机等，它们的散热可按下式计算

$$Q_e = nN \quad (\text{W})$$

式中： Q_e ——用电设备散热量，W；

N ——用电设备总的装机容量，W；

n ——用电设备的效率，对于电热设备 $n = 1$ ，电动机效率可参照表 4-6。

表 4-6 电动机效率 η

电动机功率/kW	0.25-1.1	1.5-2.2	3-4	5.5-7.5	10-13	17-22
电动机效率 $\eta/\%$	76	80	83	85	87	88

(4) 其他设备散热

其他设备散热 Q_6 , 如燃烧煤气、乙醇及其他燃料时的散热, 开水炉、储热装置及室内水槽、积水及湿性作业等带来的显热、潜热及水气蒸发量等, 均应由工艺部门及有关人员提供。

(5) 设备、照明和人体在室内散热形成的室内冷负荷 Q' , 在工程上可用下式简化计算

$$Q' = QJX_{t-r} \quad (\text{W})$$

式中: Q ——设备、照明和人体散热量, W;

T ——设备投入使用时刻或开灯时刻或人员进入房间时刻, h;

$t - T$ ——从设备投入使用时刻或开灯时刻或人员进入房间时刻到计算时间的时间, h;

JX_{t-r} —— $t-T$ 时间的设备负荷强度系数(附录 4.4.6), 照明负荷强度系数(附录 4.4.7), 人体负荷强度系数(附录 4.4.8)。

4.1.2.2.3 室内湿源散湿形成的湿负荷

室内湿源包括人体散湿和工艺设备散湿。室内湿源的散湿量即形成空调房间湿负荷。

人体散湿量应与散热量同样考虑和计算。不同温度下成年男子散湿量可直接由表查得。

其他湿源散湿量:

(1) 敞开水槽表面散湿量

$$W = \beta(p_{qs} - p_a) F \frac{B}{B'} \quad (\text{kg/s}) \quad (4-37)$$

式中: p_{qs} ——相应于水表面温度下的饱和空气的水蒸气分压力, Pa;

p_a ——空气中水蒸气分压力, Pa;

F ——蒸发水槽表面积, m^2 ;

β ——蒸发系数, $\text{kg}/(\text{N}\cdot\text{s})$

$$\beta = (\alpha + 0.00363)10^{\nu-5}$$

B ——标准大气压力, 其值为 101325Pa;

B' ——当地实际大气压力, Pa;

α ——周围空气温度为 15~30℃时,不同水温下的扩散系数, kg/(N·s);

v ——水面上周围空气流速, m/s。

(2) 地面积水蒸发量

计算方法与水槽蒸发量计算方法相同。

在工业厂房中,随着工艺流程可能有各种材料表面蒸发水汽或管道漏汽,其散湿量确定方法视具体情况而定,可从现场调查得其数据,也可从有关资料中查得。

4.1.2.2.4 再热负荷

$$Q_r = 1000m(i_s - i_L) \quad (\text{W}) \quad (4-38)$$

式中: m ——空气总循环量, kg/s;

i_s ——送风状态空气的比焓, kJ/kg;

i_L ——再热器前空气的比焓, kJ/kg。

4.1.2.2.5 室内负荷与制冷系统负荷

以上介绍的热负荷的总和称室内负荷 Q_N 。

$$Q_N = Q'_{r1} + Q'_{r2} + Q'_{r3} + Q_{r4} + Q_{r5} + Q_{r6} \quad (\text{W})$$

对于制冷系统来说,除了要移去室内负荷 Q_N ,尚需移去新风热负荷 Q_X 和为保证空调精度的再加热负荷 Q_Z ,即

$$Q_0 = Q_N + Q_X + Q_Z \quad (\text{W})$$

式中, Q_0 为制冷系统热负荷,单位为 W。

利用此式计算时,注意各种热负荷同期存在的可能性,不同时出现,就不必统计进去,用同期出现各种热负荷统计的最高值来确定制冷系统热负荷 Q_0 。

除人体散湿量外,室内其他散湿量总和为 M_0 。

$$M_0 = M_s + M_x \quad (\text{kg/s})$$

利用此式来计算其他湿负荷,其中的 M_s 认为是其他散湿量的来源,是由工艺或有关人员来提供的。

4.1.2.2.6 空调负荷的概算指标

在实际工程中,有时要事先知道设备费用等,而时间上又不允许按上述方法计算,此时可以根据概算指标做初步计算。所谓空调负荷的概算指标是指折算到建筑物中每平方米空调面积所需的制冷系统或供热系统的负荷值。

(1) 夏季空调制冷系统负荷概算指标

办公楼	95 ~ 115	(W/m ²)
超高层办公楼	105 ~ 145	(W/m ²)
旅馆	70 ~ 95	(W/m ²)
餐厅	290 ~ 350	(W/m ²)
百货商店	210 ~ 240	(W/m ²)
医院	105 ~ 130	(W/m ²)
剧场	230 ~ 350	(W/m ²)

(2) 冬季采暖负荷的概算指标

办公楼、学校	60 ~ 80	(W/m ²)
医院	65 ~ 80	(W/m ²)
旅馆	60 ~ 70	(W/m ²)
餐厅	115 ~ 140	(W/m ²)
剧场	95 ~ 115	(W/m ²)

4.1.3 空调系统新风量与总风量的确定

4.1.3.1 总风量

在已知空调房间冷(热)湿负荷的基础上,需要确定消除室内余热、余湿以维持空调房间所要求的空气参数所需的送风状态及送风量。

4.1.3.1.1 空调房间送风状态的变化过程

图4-10表示一个空调房间送风示意图,室内余热量(即室内冷负荷)为 Q (kW),余湿量为 W (kg/s),送入 G (kg/s)的空气,吸收室内余热余湿后,其状态由 $O(i_o, d_o)$ 变为室内空气状态 $N(i_N, d_N)$,然后排出室外。

根据总热平衡:

$$Gi_o + Q = Gi_N$$

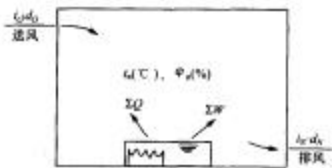


图4-10 空调房间送风示意图

或

$$i_N - i_0 = \frac{Q}{G} \quad (4-39)$$

根据湿平衡:

$$Gd_0 + W = Gd_N$$

或

$$d_N - d_0 = \frac{W}{G} \quad (4-40)$$

由于送风量同时吸收室内余热余湿,则根据式(4-39)和式(4-40)

$$G = \frac{Q}{(i_N - i_0)} = \frac{W}{d_N - d_0}$$
$$\epsilon = \frac{Q}{W} = \frac{i_N - i_0}{d_N - d_0} \quad (4-41)$$

式(4-41)代表了空气从状态 O 吸收余热、余湿后变到状态 N 的角系数。

由上可得,送风状态 O 在余热 Q 、余湿 W 作用下,在 $i-d$ 图上是沿着过 N 点 $\epsilon = Q/W$ 的过程线变化到室内状态 N 的。

4.1.3.1.2 夏季送风量和送风状态的确定

已知余热 Q 、余湿 W ,室内状态为 $N(i_N, d_N)$,在 $i-d$ 图上利用热湿比 $\epsilon = Q/W$ 的过程线来表示送入空气状态变化过程的方向(图4-11)。

只要再知道 i_0, d_0, t_0 之一就可以在 ϵ 线上确定送风状态点 O 。送风状态点确定后,送风量可由下式求得

$$G = Q/(i_N - i_0) \quad (\text{kg/s}) \quad (4-42)$$

或

$$G = W/(d_N - d_0) \quad (\text{kg/s}) \quad (4-43)$$

从式(4-42)和式(4-43)中可见,送风量 G 和 i_0 (或 d_0, t_0)可以有一系列的组合, i_0 (或

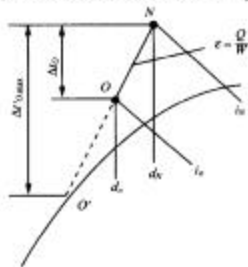


图4-11 室内送风状态变化过程图

d_o, t_o) 的取值大小决定送风量 G 的大小, 因此选定 O 点状态参数要从技术和经济两方面考虑。工程上常用送风湿差 $\Delta t_o = t_o - t_o$ 来考虑 O 点状态的选定。

显然, Δt_o 大, 则送风量小, 处理和输送空气的设备相应减少, 系统运行费和初投资都可小些。但送风温度过低, 送风量小会使室内空气温度和湿度分布的均匀性和稳定性受到影响。

空调系统夏季送风湿差, 应根据风口类型、安装高度和气流射程长度及是否贴附等因素确定。舒适性空调, 送风高度小于或等于 5m 时, 不宜大于 10℃, 送风高度大于 5m 时, 不宜大于 15℃, 工艺性空调, 按表 4-7 采用。

表 4-7 送风温度与换气次数

室温允许波动范围/℃	送风湿差 Δt_o	换气次数 n (次/h)
$> \pm 1.0$	≤ 15	
± 1.0	6~10	5(高大空间除外)
± 0.5	3~6	4
$\pm 0.1 \sim 0.2$	2~3	12(工作时间不送风的除外)

换气次数是通风和空调工程中常用来衡量送风量的指标。其定义是: 房间送风量 L (m^3/h) 和房间体积 V (m^3) 的比值, 常写作

$$n = \frac{L}{V} \quad (\text{次/h})$$

采用表 4-7 推荐的送风湿差所算得的送风量折合成换气次数应大于表 4-7 推荐的 n 值。

对于洁净度要求较高的洁净室, 换气次数可能高达每小时数百次, 不在此限。

选定送风湿差之后, 即可按以下步骤确定送风状态和送风量: ① 在 $i-d$ 图上找出室内空气状态点 N ; ② 根据算出的余热 Q 和余湿 W 取求出热湿比 $e = Q/W$, 并过 N 点画出过程线 e ; ③ 根据所选定的送风湿差 Δt_o , 求出送风温度 t_o , 过 t_o 的等湿线和过程线 e 的交点 O 即为送风状态点; ④ 按式(4-42)或式(4-43)计算送风量。

4.1.3.1.3 冬季送风量与送风状态的确定

冬季通过围护结构的温差传热往往是由内向外传递, 只有室内热源向室内散热, 因此冬季室内余热量往往比夏季少得多, 有时甚至为负值。余湿量冬夏一般相同。这样, 冬季房间的热湿比值常小于夏季, 也可能是负值。所以送风温度 t'_o 往往接近或高于空温 t_o , 而 $i_o > i_o$ (见图 4-12)。

送热风时送风湿差可比送冷风时大, 所以冬季送风量可比夏季小。当然, 冬季送风量也必须满足最小换气次数的要求, 同时送风温度不应超过 45℃。

空调送风量是先确定夏季送风量,冬季可采取与夏季送风量相同,也可以低于夏季送风量,全年采用固定送风量运行方便,而冬季减少送风量可节省电能,尤其对较大的空调系统减少风量的经济意义更突出。

4.1.3.2 新风量

既然在处理空气时,大多数场合要利用相当一部分回风,所以,在夏、冬季节混入的回风量愈多,使用的新风量愈少,就愈显得经济。但实际上,不能无限制地减少新风量,一般规定,空调系统中的新风占送风量的百分数不应低于10%。

确定新风量的依据有下列三个因素。

(1) 卫生要求

在人长期停留的空调房间内,新鲜空气的多少对健康有直接影响。人体总要不断地吸进氧气,呼出二氧化碳。表4-8给出了一个人在不同条件下呼出的二氧化碳量,而表4-9则规定了各种场合下室内二氧化碳的允许浓度。

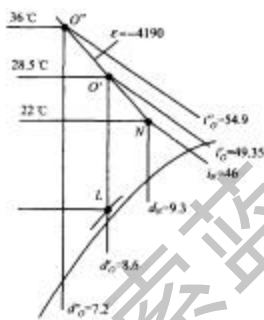


图4-12 冬季送风状态焓湿图

表4-8 人体在不同状态下的二氧化碳呼出量

工作状态	CO ₂ 呼出量/[L/(h·人)]	CO ₂ 呼出量/[g/(h·人)]
安静时	13	19.5
轻松的工作	22	33
轻劳动	30	45
中劳动	46	69
重劳动	74	111

表4-9 二氧化碳(CO₂)允许浓度

房间性质	CO ₂ 的允许含量	
	L/m ³	g/kg
人长期停留的地方	1	1.5
儿童和病人停留的地方	0.7	1.0
人周期性停留的地方(机关)	1.25	1.75
人短期停留的地方	2.0	3.0

在一般农村和城市,室外空气中二氧化碳含量为 $0.5 \sim 0.75 \text{g/kg}$ 。

根据以上条件,可利用《工业通风》课程中确定全面通风量的基本原理,来计算某一房间消除二氧化碳所需的新鲜空气量。在实际工作中,一般可按规范确定:不论每人占房间体积多少,新风量按大于等于 $30 \text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{人})$ 采用,对于人员密集的建筑物,如采用空调的体育馆、会场,每人所占的空间较少(不到 10m^3),但停留时间很短,可分别按吸烟或不吸烟的情况,新风量以 $7 \sim 15 \text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{人})$ 计算,由于这类建筑物按此确定的新风量占总风量的百分比可能达 $30\% \sim 40\%$,从而对冷量影响很大,所以在确定新风量时应十分慎重。

(2) 补充局部排风量

当空调房间内有排风柜等局部排风装置时,为了不使车间产生负压,在系统中必须有相应的新风量来补偿排风量。

(3) 保持空调房间的“正压”要求

为了防止外界环境空气(室外的或相邻的空调要求较低的房间)渗入空调房间,干扰空调房间内温湿度或破坏室内洁净度,需要在空调系统中用一定量的新风来保持房间的正压(即室内大气压力高于外界环境压力)。

图 4-13 表示空调系统的空气平衡关系。从图 4-13 中可以看出:当把这个系统中的送、回风口调节阀调节到使送风量大于从房间吸定的回风量(如 $0.9L$)时,房间即呈正压状态,而送、回风量差 L 就通过门窗的不严密处(包括门的开启或从排风孔渗出)。室内的正压值正好相当于空气从缝隙渗出时的阻力。一般情况下,室内正压在 $5 \sim 10 \text{Pa}$ 即可满足要求,过大的正压不但没有必要,而且还降低了系统运行的经济性。

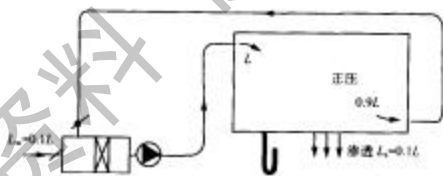


图 4-13 空调系统的空气平衡关系图

在实际工程设计中,如前所述,对于绝大多数场合来说,当按上述方法得出的新风量不足总风量的 10% 时,也应按 10% 计算,以确保卫生和安全。

4.1.4 空气处理及其设备

为满足空调房间送风参数的要求,在空调系统中必须有相应的热质处理设备,

以便能对空气进行各种热质处理,使之达到所要求的送风状态。限于篇幅,本章对空气与水表面及其与固体表面之间的热质交换原理不做介绍,将专门介绍对空气进行各种处理的方法和过程及其有关的设备知识。

4.1.4.1 空气处理过程

由 $i-d$ 图分析可见,在空调系统中,为得到同一送风状态点,可能有不同的处理途径。以完全使用室外新风的空调系统(直流式系统)为例,一般夏季需对室外空气进行冷却减湿处理,而冬季则需加热加湿,然而具体到将夏、冬季分别为 W 、 W' 点的室外空气如何处理到送风状态点 O ,则可能有如图 4-14 所示的各种空气处理方案。表 4-10 是对这些空气处理方案的简要说明。

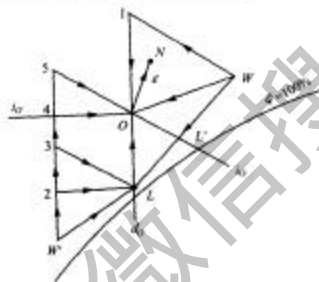


图 4-14 各处空气处理的方案图

表 4-10 空气处理各种途径的方案说明

季节	空气处理途径	处理方案说明
夏季	(1) $W \rightarrow L \rightarrow O$	喷淋室喷水(或用表面冷却器)冷却减湿→加热器再热
	(2) $W \rightarrow 1 \rightarrow O$	固体吸湿剂减湿→表面冷却器等准冷却
	(3) $W \rightarrow O$	液体除湿剂减湿冷却
冬季	(1) $W' \rightarrow 2 \rightarrow L \rightarrow O$	加热器预热→喷雾室加湿→加热器再热
	(2) $W' \rightarrow 3 \rightarrow L \rightarrow O$	加热器预热→喷雾室绝热加湿→加热器再热
	(3) $W' \rightarrow 4 \rightarrow O$	加热器预热→喷雾室加湿
	(4) $W' \rightarrow L \rightarrow O$	喷雾室喷热水加热加湿→加热器再热
	(5) $W' \rightarrow 5 \rightarrow L' \rightarrow O$	加热器预热→一部分喷雾室绝热加湿→与另一部分未加湿的空气混合

表 4-10 中列举的各种空气处理途径都是一些简单空气处理过程的组合。由此可见,可以通过不同的途径,即采用不同的空气处理方案,得到同一种送风状态。

至于究竟采用哪种途径,则须结合各种空气处理方案及使用设备的特点,经过分析比较才能最后确定。

4.1.4.2 空气处理设备

对于空调系统来说,一个空气调节的全过程是由空气处理过程及送入房间的空气状态变化过程组成的。为了实现这些空气处理过程就要采用不同的空气处理设备,其中包括空气的加热设备、冷却设备、加湿设备及减湿设备等。有时在一个设备中同时能完成两种空气热湿处理过程,如加热加湿过程和冷却干燥过程等。尽管空气的热湿处理设备名目繁多,构造上五花八门,但它们大多数是空气与其他介质进行的热湿交换设备,只有少数不属于热湿交换设备。

作为热湿交换的介质,有水、水蒸气、液体吸湿剂和制冷剂。

根据各种热湿交换设备的工作特点不同又可将它们分为两大类:直接接触式热湿交换设备和表面式热湿交换设备。

对空气进行热湿处理的喷水室、蒸气加湿器、局部补充加湿装置(喷水加湿装置)及使用液体吸湿剂的装置都属于第一类;光管式和肋片管式空气加热器(热水及蒸气做热源)及空气冷却器(冷水或制冷剂做冷媒)属于第二类。有的空气处理设备兼有这两类设备的特点,如喷水式表面冷却器就是这样一种设备。

第一类热湿交换设备的特点是,与空气进行热湿交换的介质与被处理的空气直接接触,做法是让空气流经热湿交换介质的表面或将热湿交换介质喷淋到空气中。

第二类热湿交换设备的特点是,与空气进行热湿交换的介质不与空气直接接触。空气与介质间的热湿交换是通过设备的金属表面来进行的。

空气电加热器及使用固体吸湿材料的设备不属于热湿交换设备,在用它进行的空气处理过程中没有上面提到的那些参与热湿交换的介质,其作用原理与上面列举的那些热湿交换设备有所不同。

空气与水直接接触时的热湿交换问题,是直接接触式热湿交换设备的理论基础,然而在用表面冷却器处理空气,而且冷却器表面温度低于被处理空气的露点温度时,在冷却器表面上形成一层冷凝水膜,变成了空气与水膜的直接接触。这时,在表面冷却器上和在水室里发生的物理现象极其相似。

4.1.5 空气调节系统

4.1.5.1 空调系统的分类

空气调节系统一般均由被测对象、空气处理设备、空气输送设备及空气分配设备所组成。空调系统的种类很多,在工程上应根据空调对象的性质和用途、热湿负荷特点、室内设计参数要求,可能为空调机房及风道提供的建筑面积和空间、初投

资和运行费等许多方面的具体情况,经过分析和比较,选择合理的空调系统。下面首先介绍空调系统的分类情况。

4.1.5.1.1 根据空气处理设备的集中程度分类

(1) 集中式空调系统

集中式空调系统的所有空气处理设备(加热器、冷却器、过滤器、加湿器等)及通风机全都集中在空调机房。通常,把这种由空气处理设备及通风机组成的箱体称为空调箱或空调机,把不包括通风机的箱体称为空气处理箱或空气处理室。

集中式空调系统的冷、热源一般也是集中的,集中在冷冻站和锅炉房或热交换站。单风道空调系统、双风道空调系统及变风量空调系统均属此类。

(2) 半集中式空调系统

半集中式空调系统除有集中在空调机房的空气处理设备可以处理一部分空气外,还有分散在被调房间内的空气处理设备,它们可以对室内空气进行就地处理或对来自集中处理设备的空气再进行补充处理。诱导器系统、风机盘管系统等均属此类。

(3) 分散式空调系统

分散式空调系统又称局部空调系统。这是指将空气处理设备全分散在被调房间内的系统。空调房间使用空调机组者属于此类。空调机组把空气处理设备、风机及冷热源都集中在一个箱体内,形成了一个非常紧凑的空调系统,只要接上电源就能对房间进行空调。因此,这种系统不需要空调机房,一般也没有输送空气的风道。

在工程上,把空调机组安装在空调房间的邻室,使用少量风道与空调房间相连的系统也称为局部空调系统。

4.1.5.1.2 根据负担室内热湿负荷所用的介质不同分类

(1) 全空气系统

这是指空调房间的室内负荷全部由经过处理的空气来负担的空调系统。上面介绍的集中式空调系统属于此类[图 4-15(a)]。“全空气”诱导器系统也属此类。由于空气的比热和密度都小,所以这种系统需要的空气量多,风道断面尺寸大。

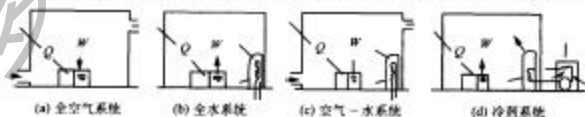


图 4-15 按负担室内负荷所用介质的种类对空调系统分类示意图

(2) 全水系统

如果空调房间的热湿负荷全部由冷水或热水来负担则称为全水系统[图 4-15(b)]。风机盘管及辐射板系统属于此类。由于水的比热容及密度比空气大,所以在室内负荷相同时,需要的水管断面尺寸比风道小。不过靠水只能消除余热和余湿,达不到通风换气的目的。

(3) 空气-水系统

如果空调房间的负荷由空气和水共同负担,则称为空气-水系统[图 4-15(e)]。诱导器系统和风机盘管加新风系统均属此类。局部再加热或再冷却的系统也属此类。它们的优、缺点介于前二者之间。

(4) 制冷剂系统

制冷剂系统指空调房间的负荷由制冷剂直接负担的系统。安装在空调房间或其邻室的空调机组属于这类系统[图 4-15(d)]。空调机组控制冷循环运行可以消除房间余热、余湿;空调机组按热泵循环运行可为房间供暖,因此使用非常灵活、方便。

4.1.5.1.3 根据空调系统使用的空气来源分类

(1) 封闭式系统

与直流式系统刚好相反,封闭式系统全部使用室内再循环的空气,见图 4-16(a)。因此,这种系统最节能,但是卫生条件也最差,它只适用于无人操作、只需保持空气温、湿度的场所及很少进人的库房。

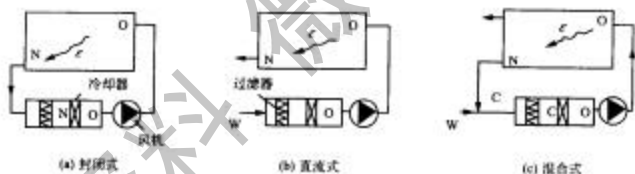


图 4-16 按处理空气的来源不同对空调系统分类示意图

N 表示室内空气;W 表示室外空气;C 表示混合空气;O 表示冷却器后空气状态

(2) 直流式系统

直流式系统使用的空气全部来自室外,吸收余热、余湿后又全部排掉,因而室内空气得到百分之百的交换,见图 4-16(b)。所以,这种系统适用于产生剧毒物质、病菌及散发放射性有害物的空调房间。它是一种耗费能量最多的系统。

(3) 回风式系统

回风式系统使用的空气一部分为室外新风;另一部分为室内回风,见图 4-16(c)。所以,它具有既经济又符合卫生要求的特点,使用比较广泛。在工程上根据

使用回风次数的多少又分为一次回风系统和二次回风系统。详细情况将在下节介绍。

上面列举了三种最主要的分类方法。实际上空调系统还可以根据另外一些原则进行分类。例如,根据系统的风量固定与否,可以分为定风量空调系统和变风量空调系统;根据系统风道内空气流速高低,可以分为低速($v=8\sim 12\text{ m/s}$)和高速($v=20\sim 30\text{ m/s}$)空调系统;根据系统的用途不同,可以分为工艺性和舒适性空调系统;根据系统的控制精度不同,可以分为一般空调系统和高精度空调系统;根据系统的运行时间不同,可以分为全年性空调系统和季节性空调系统。

4.1.5.2 普通集中式空调系统

普通集中式空调系统属典型的全空气系统。

无论在集中式空调系统和局部空调机组中,最常用的是混合式系统,即处理的空气来源一部分是新鲜空气,一部分是室内的回风。夏季送冷风和冬季送热风都用一条风道,此外管道内风速较低(一般不大于 8 m/s),因此风管断面较大,它常用于工厂、公共建筑等有较大空间可供设置风管的场合。

根据新风、回风混合过程的不同,工程上常见的有两种形式:一种是回风与室外新风在喷水室(或表面式空气冷却器,简称表冷器)前混合,称一次回风;另一种是回风与新风在喷水室(或表冷器)前混合并经热湿处理后,再次与回风混合,称二次回风。下面着重对这两种系统的空气处理过程进行分析和计算。在以下介绍中,主要以室内空气参数全年固定(恒温恒湿)的空调作为讨论的对象。

4.1.5.2.1 一次回风系统

(1) 装置图式[图4-17(a)]和夏季过程在*i-d*图上的确定

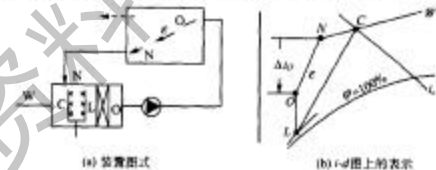
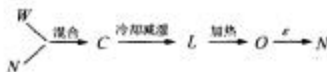


图 4-17 一次回风系统图

根据前面介绍的送风状态点和送风量的确定方法,可在*i-d*图上标出室内状态点*N*[图4-17(b)],过此点作室内热湿比线。根据选定的送风温差 Δt_0 ,画出 t_0 线,该线与*e*线的交点*O*即为送风状态点。为了获得*O*点,常用的方法是将室内、

外混合状态 C 的空气经喷水室(或表冷器)冷却减湿处理到 L 点(L 点称机器露点,它一般位于 $\varphi = 90\% \sim 95\%$ 线上),再从 L 加热到 O 点,然后送入房间,吸收房间的余热余湿后变为室内状态 N ,一部分室内空气直接排到室外,另一部分再回到空调室和新风混合。因此整个处理过程可写成:



按 $i-d$ 图上空气混合的比例关系:

$$\frac{NC}{NW} = \frac{G_o}{G}, \text{ 而 } G_o/G \text{ 即新风百分比, 如取 } 15\%, \text{ 则 } NC = 0.15NW. \text{ 这样 } C \text{ 点}$$

位置就确定了。

(2) 一次回风系统夏季设计工况所需的冷量

根据 $i-d$ 图上的分析,为了把 C 空气从 C 点降温减湿(减焓)到 L 点,所需配置的制冷设备的冷却能力,就是这个设备夏季处理空气所需的冷量,即

$$Q_0 = G(i_c - i_l) \quad (4-44)$$

在采用喷水室或表冷器时,这个冷量是由制冷机或天然冷源提供,而对于采用直接蒸发式冷却器,这个冷量是直接由制冷机的制冷剂提供的。

如果从另一个角度来分析这个“冷量”的概念,则可从空气处理和房间所组成的系统的热平衡关系来认识(图4-18),它反映了以下三个部分。

1) 风量为 G , 参数为 O 的空气到达室内后,吸收室内的余热余湿,沿 ε 线变化到参数为 N 的空气后离开房间。这部分热量就是前面所计算的“室内冷负荷”。它的数值相当于

$$Q_1 = G(i_v - i_0)$$

2) 从空气处理的流程看,新风 G_o 进入系统时的焓为 i_o , 排出时为 i_N , 这部分冷量称为“新风冷负荷”,其数值为

$$Q_2 = G_o(i_o - i_N)$$

3) 除上述二者外,为了减少“送风温差”,有时需要把已在喷水室或表冷器中处理过的空气再一次加热,这部分热量称为“再热量”,其值为

$$Q_3 = G(i_o - i_v)$$

抵消这部分热量也是由冷源负担的, Q_3 称为“再热负荷”。

上述三部分冷量之和就是系统所需要的冷量,即 $Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_3$, 因此这一关系也可写成

$$Q_0 = G(i_N - i_0) + G_R(i_R - i_N) + G(i_0 - i_L) \quad (4-45)$$

由于在一次回风系统的混合过程中 $G_R/G = (i_C - i_N)/(i_R - i_N)$, 所以代入式(4-44), 可得

$$Q_0 = G(i_N - i_0) + G(i_C - i_R) + G(i_0 - i_L) = G(i_C - i_L)$$

这一转换进一步证明了一次回风系统的冷量在 $i-d$ 图上的计算法和热平衡概念之间的一致性。

对于送风温差无严格限制的空调系统, 若用最大送风温差送风, 即用机器露点送风, 则不需消耗再热量, 因而制冷负荷也可降低, 这是应该在设计时考虑的。

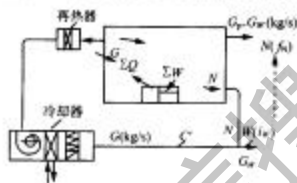


图 4-18 一次回风系统冷量分析图

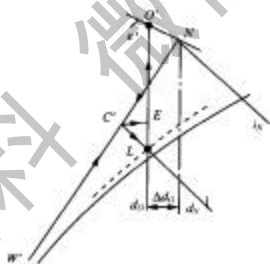


图 4-19 一次回风系统冬季处理过程图

(3) 一次回风系统的冬季处理过程

设冬季室内状态点与夏季相同。在冬季, 室外空气参数将移到 $i-d$ 图的左下方(图 4-19)。室内热湿比 ϵ 因房间有建筑耗热而减小(也可能成为负值)。假设室内余湿量为 W (kg/s), 同时, 一般工程中冬季往往与夏季采用相等的风量, 则送风状态点含湿量 d_0 可确定如下:

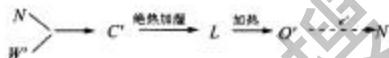
由于

$$\Delta d_0 = d_v - d_0 = \frac{W}{G}$$

故

$$d_0 = d_v - \frac{W}{G}$$

因此,冬季送风点就是 e' 线与 d_0 线的交点 O' , 这时的送风温差当然与夏季不同。若冬夏的室内余湿量 W 不变, 则 d_0 线与 $\varphi = 90\%$ 线的交点上将与夏季相同, 如果把 i_L 与 NW' 线的交点 C' 作为冬季的混合点, 则可以看出: 从 C' 到 L 的过程, 采用绝热加湿法即可达到, 这时如果 $C'N / W'N \geq m\%$, 那么这个方案完全可行。这一处理过程的流程是:



上述处理方案中除了用绝热加湿方法达到增加含湿量外也可以采用喷蒸气的方法即从 C' 等温加湿到 E 点, 然后加热到 O' 点, 这两种办法实际消耗的热量是相同的。

当采用绝热加湿的方案时, 对于要求新风比较大的工程, 或是按最小新风比而室外设计参数很低的情况, 都有可能使一次混合点的焓值 $i_{C'}$ 低于 i_L , 这种情况下应将新风预热(或室内外空气混合后预热), 使预热后的新风和室内空气混合后的混合点落在 i_L 线上, 这样就可采用绝热加湿的方法。至于应该预热到什么状态, 则可通过混合过程的关系确定。

已知 $G_w / G = CN / W'N = (i_N - i_C) / (i_N - i_{m1})$ 且 $i_C = i_L$, 所以化简可得:

$$i_{m1} = i_N - \frac{G(i_N - i_L)}{G_w} = i_N - \frac{(i_N - i_L)}{m\%} \quad (\text{kJ/kg}) \quad (4-46)$$

因此, i_{m1} 就是经预热后既满足规定新风比和仍能采用绝热加湿方法的焓值, 所以根据设计所在地的冬季室外参数就可确定是否用预热器以及所需的预热量。

(4) 夏、冬季室内参数不同的一次回风式系统

前面所考虑的对象都是空调系统全年要求室内参数不变(恒温恒湿)的系统。对于大多数舒适空调, 夏季冬季要求维持的室内状态是不同的。这时夏季冬季可以采用各自的机器露点温度。

图 4-20 就是这种系统在 $i-d$ 图上的表示。夏季室内状态点为 $N_1(t_1, \varphi_1)$, 冬

季为 $N_2(t_2, \varphi_2)$ ，对于过渡季节，室内状态允许在 $t_1, t_2, \varphi_1, \varphi_2$ 所包围的这一范围内变动。

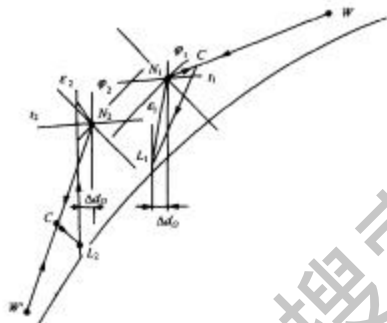


图 4-20 夏、冬季室内参数要求不同的空调方式图

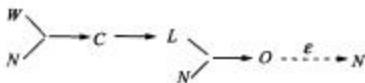
如果夏季的热湿比线为 ϵ_1 ，用机器露点送风 (L_1 点)，则可根据室内余热或余湿算出夏季的风量 G 。当冬季空调室内参数要求为 N_2 ，但室内仅有余热变化而余湿不变时，则 ϵ_2 必小于 ϵ_1 。若冬季采用与夏季相同的风量 G ，那么可根据其 Δd_C 冬、夏相同的原则在 ϵ_2 线上定出冬季送风点 O ，从图中可知， O 点可由加热达到。而加热的起点就是冬季的机器露点 L_2 ，它可由新、回风的一次混合后经绝热加湿获得。

4.1.5.2.2 二次回风式系统

(1) 装置图式和在 $i-d$ 图上夏季过程的分析

一次回风系统用再热器来解决送风温差受限的问题，这样做不符合节能原则。二次回风系统则采用在喷水室(或表冷器)后与回风再混合一次的办法来代替再热器，以节约热量或冷量。

典型的二次回风系统的夏季过程如图 4-21(a) 所示。空气处理过程在 $i-d$ 图上的表示见图 4-21(b) (图中画出了在相同新风比时与一次回风系统处理过程的区别)，其处理过程为



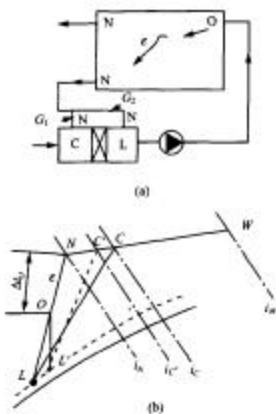


图 4-21 二次回风系统的处理流程和在 $i-d$ 的空调方式图

由于这个过程中回风混合了二次, 所以称为“二次回风”。

从图 4-21(b) 中看出, 既然 O 点是 N 与 L 状态处空气的混合点, 三点必在一条直线上, 因此第二次混合风量比例也已确定。但第一次混合点 C 的位置不像一次回风系统那样容易得到。这里必须先算出喷水室风量 G_1 后才能进一步确定一次混合点。从二次回风的混合过程可求得

$$G_1 = \frac{ON}{NL} G = \frac{(i_v - i_c)}{(i_v - i_n)} G = \frac{Q}{(i_n - i_c)} \quad (4-47)$$

于是可知, 通过喷水室的风量 G_1 就相当于一次回风系统中用机器露点送风(最大 Δt_{10}) 时的送风量。

求得了 G_1 , 则一次回风量 $G_2 = G_1 - G_p$, 这样 C 点的位置可由混合空气焓 i_c 与 N_n 线的交点所确定:

$$i_c = (G_1 i_v + G_p i_r) / (G_1 + G_p) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (4-48)$$

从 C 点到 L 点的连线便是空气在处理室内的降温去湿过程, 这个处理过程消耗的冷量为

$$Q_0 = G_x (i_c - i_n) \quad (\text{kW}) \quad (4-49)$$

如果分析二次回风系统的冷量, 可以证明它同样是由室内冷负荷和新风冷负荷构成的, 如果与相同条件下(指 N 、 W 、 D 和 e 线及室内冷负荷相同)的一次回风系统比较, 它节省的是再热器冷负荷。但另一方面从图 4-21(b) 中可看出, 它的机器露点一般比一次回风系统的低(当 $\epsilon \neq \infty$ 时), 这样制冷系统运转效率较差, 此外, 由于机器露点低, 也可能使天然冷源的使用受到限制。

(2) 冬夏具有同一机器露点的二次回风系统的冬季工况(图 4-22)

和前述一次回风系统一样, 假定室内参数和风量冬、夏一样, 同时考虑二次回风的混合比也不变, 则机器露点的位置也与夏季相同。

对冬夏室内余湿相同的房间, 虽然因有冬季建筑耗热而使 $\epsilon' < \epsilon$, 但其送风点 O' 仍在 d_0 线上, 可通过加热使 $O \rightarrow O'$ 点, 而 O 点就是原有的二次混合点。为了把

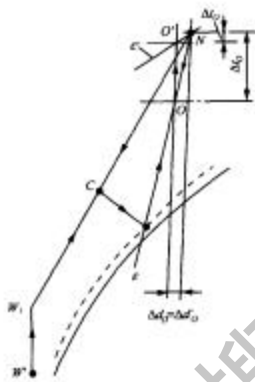


图 4-22 二次回风系统的冬季工况图

空气处理成 L 点, 仍采用预热(或不预热)、混合、绝热加湿等方法。其流程为



这里和一次回风系统一样, 同样有是否需设预热器的问题, 除了可根据一次混合后的焓值 i_c 是否低于 i_N 来确定外, 也可像一次回风系统那样推出一个满足要求的室外空气焓值 i_{w1} (图 4-23), 然后与实际的冬季室外设计焓值相比较后确定。

从 $i-d$ 图上的一次混合过程看, 设所求的 i_{w1} 值能满足最小新风比而混合点 C 正好在 i_N 线上时, 则

$$(i_N - i_w) / (i_N - i_{w1}) = G_w / (G_1 + G_w)$$

其中, $i_c = i_c$, 即

$$i_{w1} = i_N - \frac{(G_1 + G_w)(i_N - i_w)}{G_w} \quad (\text{kJ/kg}) \quad (4-50)$$

又从第二次混合的过程可知

$$(G_1 + G_w)(i_N - i_c) = G(i_N - i_0) \quad (4-51)$$

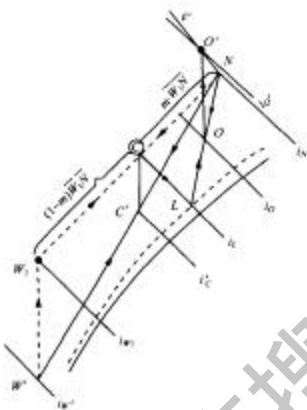


图 4-23 二次回风系统冬季一次加热的两种方案图

将式(4-50)代入(4-51)式,得

$$i_{w1} = i_n - \frac{G(i_n - i_0)}{G_w} = i_n - \frac{G(i_n - i_0)}{m\%} \quad (\text{kJ/kg}) \quad (4-52)$$

式(4-46)和式(4-52)具有相同的意义,它可以用来判别二次回风系统(全年固定露点,冬季绝热加湿)是否需要设预热器。从式(4-52)可以看出:对于某一既定负荷的具体工程对象来说, i_{w1} 值与送风焓差大小和新风百分数有关,对于 Δt_0 用得较小和新风比大的系统,算出的 i_{w1} 往往高于当地的室外空气设计焓值 i'_w ,因而应进行预热,其预热量为

$$Q = G_w(i_{w1} - i'_w) \quad (\text{kW}) \quad (4-53)$$

此外,从图4-23可知,如果先将室外外空气一次混合后再预热,也能实现这一处理方案,而所耗的预热热量必然与式(4-53)的热量相等。

和一次回风系统一样,空调箱内也应设再热器,但它在夏季不需使用,而是为冬季和过渡季节服务的。冬季设计工况下的再热器加热量为

$$Q = G(i'_{\phi} - i_0) \quad (\text{kW}) \quad (4-54)$$

(3) 冬季用蒸气加湿的二次回风方案处理过程的确定

如果二次回风系统的夏季处理过程和前述方式相同,而冬季采用喷蒸气加湿的方法,则处理过程如图4-24所示,即

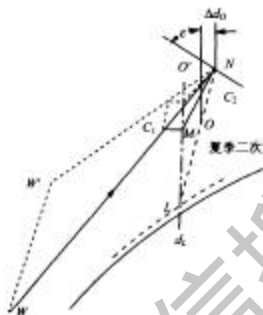
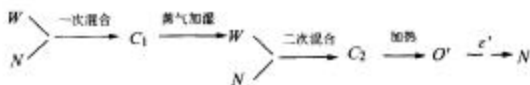


图 4-24 冬季用蒸气加湿的二次回风处理过程图

在室内散湿量不变和送风量不变的情况下,冬季的送风含湿量差 Δd_0 与夏季相同,即送风点为 d_0 与 e' 的交点 O' ,而二次混合点 C_2 也应在 d_0 线上。此外还应该注意,当二次混合比不变时,经一次混合并加湿后的空气应在夏季的 d_t 线上,这是从图 4-24 中两个三角形相似($\triangle NML \sim \triangle NC_2O$)所决定的。据此,可以看出,应如下确定加湿后的状态点。

① 用与夏季相同的一次回风混合比定出冬季一次混合点 C_1 ;

② 过 C_1 作等温线与 d_t 相交得 M 点,则 M 点就是冬季经喷蒸气加湿后应有的状态点。同时可以看出 $NC_1/C_1M = NO/OL =$ 二次混合比。

从以上分析可知:当室外参数较高,一次混合点的 d_{c1} 一般也较大,在 $d_{c1} < d_t$ 的范围内,都需要进行不同程度的加湿。

以上对一次回风式系统和二次回风式系统在夏、冬设计工况下进行了分析,可以看出:前者处理流程简单,操作管理方便,故对允许直接用机器露点送风的场合都应采用。当 Δt_0 有限制时,为了夏季节省再热量则可用二次回风式系统。但因二次回风式系统的处理流程较复杂,给运转管理带来了不便。

此外,对于集中式空调系统设计,不仅要考虑到夏冬两个设计工况,还应根据全年(包括过渡季)运行的要求考虑调节的可能性(详细讨论略,可参阅有关文献),

必须做到节能和使运行管理方便。基于这种考虑,在实践中,在一、二次回风系统的基础上又派生出其他系统。

(4) 二次回风方式的应用

前已述及,二次回风方式通常应用在室内温度场要求均匀,送风温差较小,风量较大而又不采用再热器的空调系统中,如恒温恒湿的工业生产车间等。此外,对于洁净度要求极高的净化车间,其风量取决于满足洁净度要求,所采用的换气次数远大于空调消除余热余湿所需的换气次数,这种系统有时也采用二次回风方式。

4.1.6 空调房间气流组织

按照送、回风口布置位置和型式不同,可以有各种各样的气流组织形式。大致可以归纳为以下五种通风方式:侧送侧回,上送下回,中送上下回,下送上回和上送上回。

4.1.6.1 侧送侧回

侧送风口布置在房间的侧墙上部,空气横向送出,气流基本吹到对面墙上后转折下落,以较低速度流过工作区,再由布置在侧墙下部的回风口排出。根据房间跨度大小,可以布置成单侧送、单侧回和双侧送、双侧回,如图4-25所示。

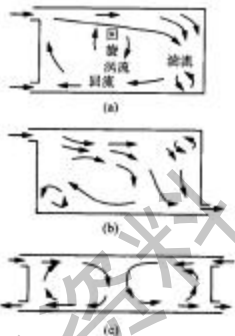


图4-25 侧送气流流型图

侧送侧回形式使工作区处于回流区,具有以下优点。

1) 由于送风射流在到达工作区之前,已与房间空气进行了比较充分的混合,速度场和温度场都趋于均匀和稳定,因此能保证工作区气流速度和温度的均匀性。所以对于侧送侧回来说,容易满足设计对于速度均匀性的要求。

2) 工作区处于回流区,故而排风湿度等于室内工作区温度。

3) 由于侧送侧回的射流射程比较长,射流来得及充分衰减,故可加大送风温差。

基于上述优点,侧送侧回是用得最多的气流组织形式。

4.1.6.2 上送下回

孔板送风和散流器送风是常见的上送下回形式,如图4-26和4-27所示。

孔板送风和密布散流器送风,可以形成平行流流型,涡流少,断面速度场均匀。

对于温湿度要求精度高的房间,特别是洁净度要求很高的房间,是理想的气流组织形式。

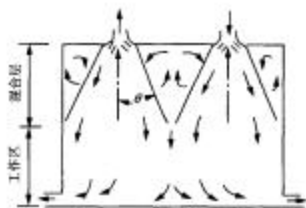


图 4-26 散流器上送下回气流流型图

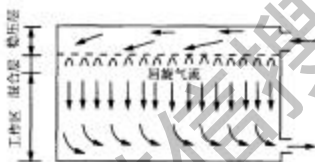


图 4-27 孔板送风气流流型图

这种形式的排风温度也接近室内工作区平均温度。

4.1.6.3 中部送风下、上回风

图 4-28 是中部送风下部回风或下部上部同时回风的气流流型图。



对于温湿度要求精度高的房间,特别是洁净度要求很高的房间,是理想的气流组织形式。

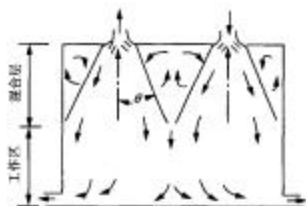


图 4-26 散流器上送下回气流流型图

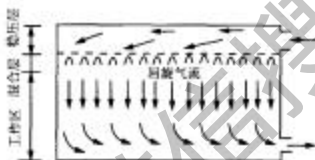


图 4-27 孔板送风气流流型图

这种形式的排风温度也接近室内工作区平均温度。

4.1.6.3 中部送风下、上回风

图 4-28 是中部送风下部回风或下部上部同时回风的气流流型图。

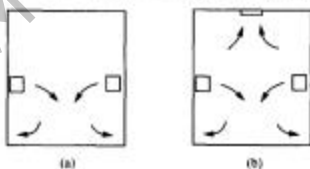


图 4-28 中部送风气流流型图

对于高大房间来说,送风量往往很大,房间上部和下部的温差也比较大,因此将房间分为上、下两个部分处理是合适的。下部视为工作区,上部视为非工作区。

采用中部送风,下部和上部同时排风,形成两个气流区,保证下部工作区达到空调设计要求,而上部气流区负担排走非空调区的余热。

显然,下部气流区的气流组织就是侧送侧回。

4.1.6.4 下送上回

下送上回形式的送风口布置在下部,回风口布置在上部,如图4-29(a)所示,也有送回风口都布置在下部的,如图4-29(b)所示。

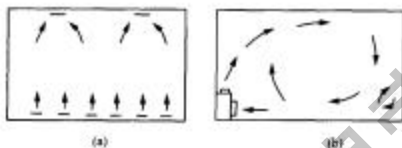


图4-29 下送风气流流型图

对于室内余热量大,特别是热源又靠近顶棚的场合,如计算机房、广播电台的演播大厅等,采用这种气流组织形式是非常合适的。

由于下送上回时的排风温度大于工作区温度,故而室内平均温度较高,经济性好。下部送风湿差不能太大,为此可采用旋流送风口。因其旋流的强烈混掺作用,特别是旋流中存在回流区,使得送风与室内空气迅速混合和均化,从而可控送风湿差加大。可以认为,在上述条件下,采用旋流送风口的下送上回形式是一种较为理想的气流组织形式。

4.1.6.5 上送上回

上送上回气流组织形式是将送风口和回风口叠在一起,布置在房间上部,如图

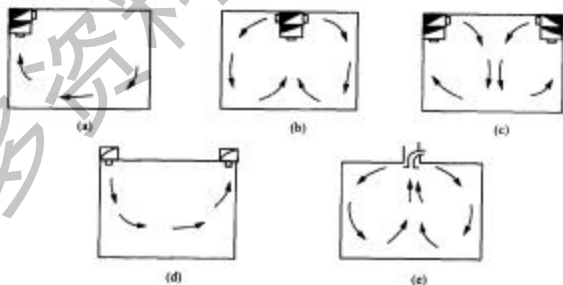


图4-30 上送上回气流流型图

4-30 所示。对于那些因各种原因不能在房间下部布置风口的场合是相当合适的。但应注意气流短路现象的发生。

4.2 半集中式空调系统

前面介绍的集中式空调系统,由于所有空气都在调机房的空调箱中处理,所以有风道过粗、过长和机房面积大的缺点。为此常常占用较多的建筑面积和空间。为了解决这些矛盾产生了半集中式空调系统和分散式空调系统。本节介绍半集中式空调系统,主要有风机盘管系统、诱导器系统和水环热泵系统。

4.2.1 风机盘管机组

4.2.1.1 风机盘管的构造和特点

风机盘管机组简称风机盘管,它也是一种末端装置,普通风机盘管的构造如图 4-31 所示。

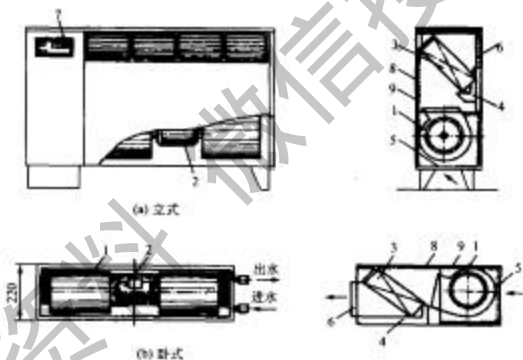


图 4-31 风机盘管结构示意图

1. 风机; 2. 电动机; 3. 盘管; 4. 凝水盘; 5. 循环风进口及过冷凝器; 6. 出风格栅; 7. 控制箱; 8. 吸声材料; 9. 箱体

风机盘管式空调系统在每个空调房间内设有风机盘管机组。风机盘管既是空气处理输送设备,又是末端送风装置。系统内设有集中冷却和加热装置,对水进行冷却或加热,通过泵和水循环系统将冷热水送入室内风机盘管机组,空气就地被冷却或加热后直接送入房间。

风机盘管机组利用小型多翼离心风机或贯流式风机来送风。空调室内冷热负荷可由机组内的盘管承担,其盘管热负荷较大,通常机组采用3~4排的冷热流体管式换热器。负荷2.3~7kW,机组风机容量250~850m³/h,水循环量500~800L/h。夏季空调,考虑湿工况运行,则在机组下部设凝水排放管路。

风机盘管内部的电机多为单向电容调速电机,可以通过调节电动机输入电压使风量分为高、中、低三档,因而可以相应地调节风机盘管的供冷(热)量。

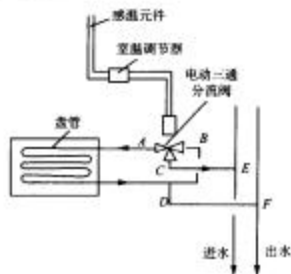


图 4-32 风机盘管室温控制图

供水时: E—C—A—D—F;
 断水时: E—C—B—D—F

风机盘管式空调系统的调节方式有风量调节和水量调节两种。采用水量调节的风机盘管系统在盘管进出水管路上装有水量调节阀,水量调节阀由室内温度控制器控制,实现室内温度的自动调节。最简单的调节方式是采用水电磁阀与温度控制器配合,也有采用双位调节器、电动三通分流阀与温控器配合的,如图4-32所示。在大型风机盘管空调机组中可采用三通阀进行比例分流调节如图4-33所示。

风机盘管式空调系统,在较多的场合负担全部室内负荷,称“全水”系统,但为了补充房间新鲜空气,则辅以新风供给系统,称为“空气-水”系统。

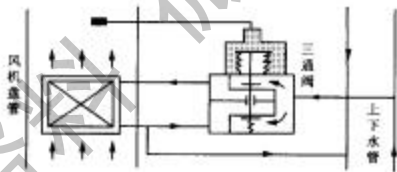


图 4-33 三通阀比例分流调节图

给系统,称为“空气-水”系统。

风机盘管式空调的特点是布置灵活,减少制冷管道长度,便于制冷设备维修;各房间空气就地处理,互不干扰;有利多档调节风速和自动调节冷水量,易实行自动化控制,并提高运行的经济性。

从结构型式看,风机盘管有立式、卧式和柱式等,也有兼有净化与消毒功能的风机盘管产品。风机盘管的型式仍在不断发展,近些年来已有冷量超过十几千瓦

和高余压的风机盘管出现。有些地方就用它们代替小空调系统的空调箱。每台风机盘管都是独立控制的,仅为盘管供应冷、热媒的系统是集成的,加之供新风系统也多为集中的,所以通常都把风机盘管系统称为半集中式空调系统。

风机盘管式空调系统的缺点是,应用它时全年室内温湿度要求较难保证;又由于运转件在室内,为减小噪声,限制了风机的转速,因而风的压头小,气流分布受到影响;为了保证新鲜空气还要增补新风处理供给系统;水管因水质好坏总要产生水垢,用一定时间便需清洗。

4.2.1.2 风机盘管系统的新风系统

风机盘管机组新风供给方式有多种,如图 4-34 所示。

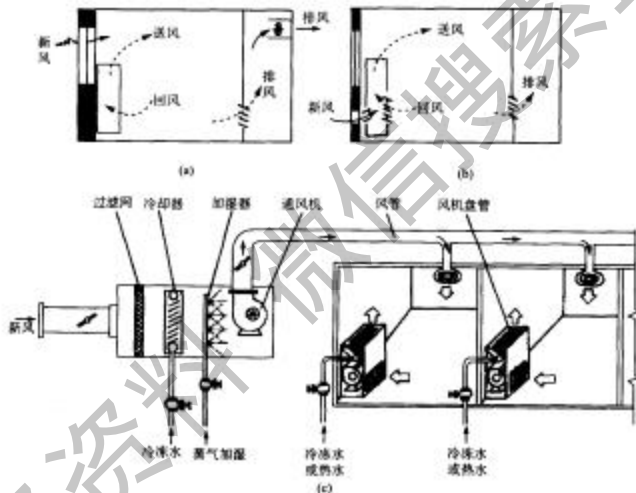


图 4-34 风机盘管机组新风供给方式举例图

1) 靠室外渗入新风,浴室或厕所机械排风方式,如图 4-34(a)所示。这种方案风机盘管机组仅处理再循环空气。该方案简单,初投资和运行费用经济,但室内卫生条件差,气流分布也不均匀,只适用于室内人少的场合。

2) 装设新风引入风口,新风口可进行调节,以适应季节变化的空调送风要求,见图 4-34(b)。这一新风供给方式,室内空气参数因受新风负荷的变化,可能产生

较大的波动。

3) 设有独立的新风系统,即把新风处理到一定参数,再送入室内,以承担一部分室内负荷,见图 4-34(c)。在气候适宜的季节,新风系统直接向室内送风,提高了设备的运行经济性和灵活性。而在新风进行处理后,风机盘管的负荷可以减少,其内循环的冷热水温度可以适当提高或降低。夏季空调时,盘管结露现象可以得到改善。

独立新风的新风处理和室内空气处理过程如图 4-35 所示。图 4-35(a)为新风口不与风机盘管连通,大多数采用这种方式;图 4-35(b)为新风口与风机盘管连通,这种系统风机盘管内流通风量较多,使用很少。

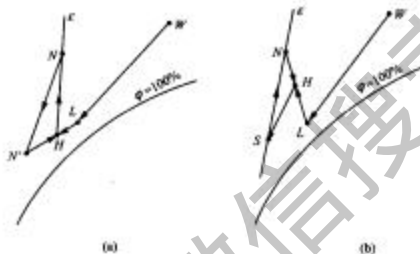


图 4-35 独立新风——风机盘管空气处理过程图

4.2.1.3 风机盘管的冷媒水系统

风机盘管夏季可以对空气实行冷却干燥,冬季也可以供热水实现加热升温处理。仅有一根供水管和一根回水管的型式为双管系统,如图 4-36(a)所示。有两根供水管和一根回水管的型式为三管系统,如图 4-36(b)所示。有两根供水管和两根回水管的型式为四管系统,如图 4-36(c)所示。

双水系统夏季供冷水和冬季供热水都在同一管路中进行,系统简单,投资省。但在过渡季节有些房间要求供热,有些房间要求供冷就不能全部满足要求。

三水管系统保证了每个风机盘管在全年内都可以使用热水和冷水,即一根热水管,一根供冷水管通入各个风机盘管。这种系统的回水管造成冷热混合,是不经济的,因而很少采用。

四水管实现冷和热各一进一出,都接入风机盘管,冷热使用灵活方便,但是投资较大。

风机盘管的水系统设计、安装应考虑必要的坡度,并设置膨胀水箱、凝水、排水

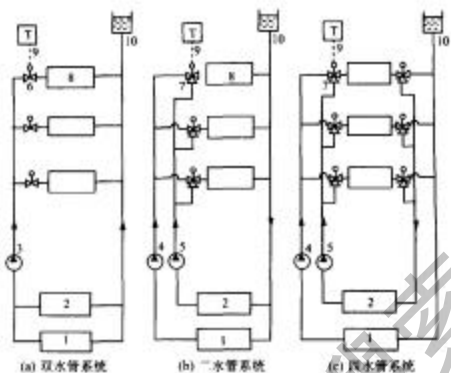


图 4-36 风机盘管水系统接管方式图

1. 热源; 2. 冷源; 3. 冷、热水泵; 4. 热水泵; 5. 冷水泵; 6. 三通阀;
7. 三通阀; 8. 风机盘管; 9. 温度控制器; 10. 膨胀水箱

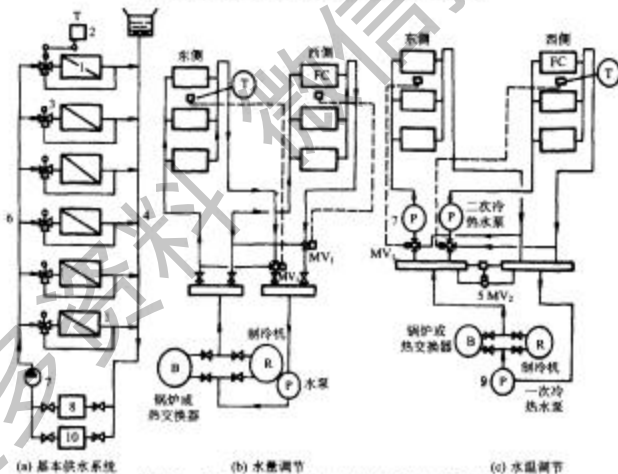


图 4-37 风机盘管水系统的水量及水温调节原理图

1. 风机盘管; 2. 温度控制器; 3. 回水三通阀; 4. 回水总管; 5. 旁通阀;
6. 供水总管; 7. 二次热水泵; 8. 淡水冷却器; 9. 一次冷热水泵; 10. 淡水加热器

管道。大型建筑为保证水力工况的稳定,水系统应设计成同程式,高层建筑应设置接力水泵,以提高水的扬程,保证盘管不变的水量。

对一般建筑,风机盘管水系统可按朝向分区供水(见图4-37)。这类水系统在供(回)水管上装有三通阀,它根据室内温度控制器给定温度调节进入盘管的水量,而系统总水量不变,通常在允许温度变化范围较大的一般空调系统,也可采用二通阀替代三通阀,以控制进入盘管的水量,即实现变水量调节。而在变水量调节系统中,为了避免供水管压力过高,有时在供、回水总管间设置旁通阀,以实现旁通回流。

风机盘管水系统除进行水量控制调节外,还可采用分区水温控制的方法。它在二次泵与供水总管间设三通阀,利用回水与供水混合来调节水温。这种系统多用于大型和高层建筑的空调中。

4.2.1.4 风机盘管机组的选择

风机盘管在夏季提供的冷量为

$$Q = G_r(i_n - i_m) \quad (\text{kW}) \quad (4-55)$$

式中: i_n, i_m ——风机盘管前后的空气焓值, kJ/kg ;

G_r ——风机盘管风量, kg/s 。

因此选择风机盘管的关键是如何实现从 $N \rightarrow M$ 的处理过程,即检查所选定的风机盘管在要求风量、进风参数和水初温、水量等条件下,能否满足冷量和出风参数。所以,这实际上是表冷器的校核计算。

国内或国外风机盘管机组产品性能资料完善者,都提供有某机组不同档次(高/中/低速)在不同水初温、水量、风量等条件下,各种进风参数(t_r, t_m)时的总冷量和显热冷量值,实际上也可以推知其出风参数,当没有详尽的性能资料查用时,还可采用以下方法:

(1) 利用风机盘管的全热冷量焓效率和显热冷量选用风机盘管

1) 全热冷量焓效率的定义式和实验式为

$$\epsilon_t = \frac{i_n - i_m}{i_n - i_{at}} = AW^*/v_s^* \quad (4-56)$$

则全热冷量为

$$Q_T = G_r \epsilon_t (i_n - i_{at}) = G_r A \frac{W^*}{v_s^*} (i_n - i_{at}) \quad (4-57)$$

式中: i_n, i_{at} ——相应于进水温度的饱和空气焓值, kJ/kg ;

W ——风机盘管的水量, kg/s ;

v_s ——风机盘管的面风速, m/s ;

A, x, y ——某一型号风机盘管的实验系数,由产品制造厂提供。

2) 显热冷量效率的定义和实验式为

$$\epsilon_s = \frac{t_a - t_m}{t_a - t_w} = BW^m / v_a^h \quad (4-58)$$

则显热冷量为

$$Q_s = G_r \epsilon_s (t_a - t_w) c = G_r B \frac{W^m}{v_a^h} (t_a - t_w) c \quad (4-59)$$

式中: t_a, t_m ——风机盘管前后的空气干球温度, $^{\circ}\text{C}$;

t_w ——风机盘管的进水温度, $^{\circ}\text{C}$;

c ——空气比热容, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$;

B, g, h ——为某一风机盘管的实验系数, 由产品制造厂提供。

(2) 风机盘管机组变工况的冷量换算

为了把机组的额定(铭牌)工况下所提供的冷量换算成空调设计工况下的冷量, 即确定工况变化后的冷量, 如风量一定(某一档风量)时, 任何工况(水量、进口湿球温度及进水温度)下的冷量 Q' 可按下式计算:

$$Q' = Q \left(\frac{t'_{a1} - t'_{w1}}{t_{a1} - t_{w1}} \right) \left(\frac{W'}{W} \right)^n \times e^{m(t'_{a1} - t'_{w1})} \times e^{p(t'_{a1} - t'_{w1})} \quad (4-60)$$

式中: t_{a1}, t_{w1}, W ——额定工况下进口湿球温度、进水温度和水量;

t'_{a1}, t'_{w1}, W' ——任一工况下的进口湿球温度、进水温度和水量;

n, m, p ——系数, $n=0.284$ (二排管)、 0.426 (三排管)、 $m=0.02$, $p=0.0167$ 。

当风机盘管其他工况不变而仅是风量变化时, 则可按下式计算

$$Q' = Q \left(\frac{G'}{G} \right)^{\alpha} \quad (4-61)$$

式中, α 为系数, 可取 0.57。故当风量比为 0.6 时, 冷量比为 0.75; 风量比为 0.8 时, 冷量比为 0.88。

4.2.2 诱导器系统

4.2.2.1 工作原理

诱导器系统中有一个关键设备叫诱导器。诱导器也是一个末端装置, 它由静压箱、喷嘴、和冷热盘管等组成(图 4-38)。经过集中处理的一次风首先进入诱导器的静压箱, 然后以很高速度自喷嘴喷出。由于喷出气流的引射作用, 在诱导器内形成负压, 室内回风(称为二次风)就被吸入, 然后一次风二次风混合构成整个房间的送风。盘管可以加热空气也可以冷却空气。上面介绍的这种诱导器叫冷热诱导器或称“空气-水”诱导器。在工程上还存在一种不带盘管的诱导器叫简易诱导器, 又

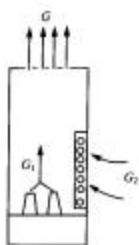


图 4-38 诱导器的诱导比图

称“全空气”诱导器。简易诱导器不能对二次风进行冷热处理,但可以减少送风温差和加大房间的换气次数,常常在轮船或客机空间较小的地方使用,有时也可在简易诱导器内装置电加热器以适应室内负荷变化时的需要。

装有“全空气”诱导器的空调系统叫“全空气”诱导器系统;装有“空气-水”诱导器的空调系统叫“空气-水”诱导器系统。

诱导器有一个重要的性能指标叫诱导比。它等于诱导器工作时吸入的二次风与供给的一次风量比值,即

$$n = \frac{G_2}{G_1} \quad (4-62)$$

式中: n ——诱导比;

G_1, G_2 ——诱导器吸一次风量和二次风量。

由于 $G = G_1 + G_2 = G_1(1 + n)$, 所以

$$G_1 = G / (1 + n) \quad (4-63)$$

可见在 G 相同时,使用诱导比大的诱导器送风量也大,使用诱导比小的诱导器送风量也小。如果送风量要求相同,使用诱导比大的诱导器就可以用较少的一次风,反之则需要较大的一次风。

除诱导比外,诱导器还有几个性能指标,如工作压力、水阻力、二次盘管的冷、热量及噪声大小,这些都取决于诱导器的构造,需要时可从手册或产品说明书中查到。

4.2.2.2 空气调节过程分析

4.2.2.2.1 “全空气”诱导器系统

在 $i-d$ 图上先找到室内设计状态点 N (图 4-39),过 N 点作角系数线 e ,再按要求的送风温差 Δt_0 可以得到送风状态点 O 。由于使用诱导器时一次风状态点 I 应该落在 NO 的延长线上,点 I 与一次风的机器露点 L 含湿量相同,但二者的温差等于风机温升(由于诱导器系统往往采用高速系统,而且诱导器阻力又大,故风机温升不能不考虑)。点 I 的确切位置可由作图法得到。

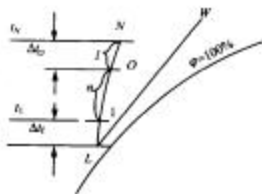


图 4-39 “全空气”诱导器系统空气调节过程在 $i-d$ 图上的表示图

分析按上述方法建立的 $i-d$ 图, 可以得出需要的“全空气”诱导器的诱导比为

$$n = \frac{G_2}{G_1} = \frac{O1}{NO}$$

如果所选择的诱导器实际诱导比为 n' , 且 $n' > n$, 则实际的送风温差将比 Δt_0 小, 这对空调房间来说并无坏处。如果所选诱导器的 $n' < n$, 则实际的送风温差将大于 Δt_0 , 无法保证空调精度。所以必须选择诱导比 $n' > n$ 的诱导器才行。

由图 4-39 还可以看出, 如果空调房间送风温差不受限制, 即可将 1 状态的空气直接送往室内, 则 O 点变成了 1 点。 $O_1 = 0, n = 0, G_2 = 0$, 说明在这种情况下, 空调房间的送风量就是诱导器的一次风量, 此时使用诱导器已无意义。所以, “全空气”诱导器的使用条件必须是送风温度高于可能得到的一次风温度。

为了求出诱导器需要的一次风量 G_1 , 可以建立房间的热平衡关系图如图 4-40 所示。由图 4-40 可知

$$G_1 i_1 + Q = G_1 i_n$$

所以

$$G_1 = \frac{Q}{(i_n - i_1)} \quad (4-64)$$

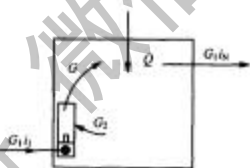


图 4-40 “全空气”诱导器系统房间热平衡关系图

将式(4-64)与普通集中式的二次回风系统求露点风量的公式 $G_L = Q / (i_n - i_w)$ 比较, 可见, G_1 就相当于二次回风系统中的 G_L , 而 G_2 就相当于二次回风量 G_w , 只不过在诱导器系统中强调了考虑风机升温, 而将 L 点换成 1 点罢了。

4.2.2.2.2 “空气-水”诱导器系统

“空气-水”诱导器系统[图 4-41(a)]。该系统的空调负荷一部分由一次风负担; 另一部分由通过二次盘管的水负担, 图 4-41(b)是这种系统的空气调节过程在 $i-d$ 图上的表示。在这里二次风通过盘管时被冷却。根据盘管内流动的水温高低, 盘管表面可能产生凝结水, 也可能不产生凝结水, 即盘管中可能发生湿工况, 也

可能发生干工况。

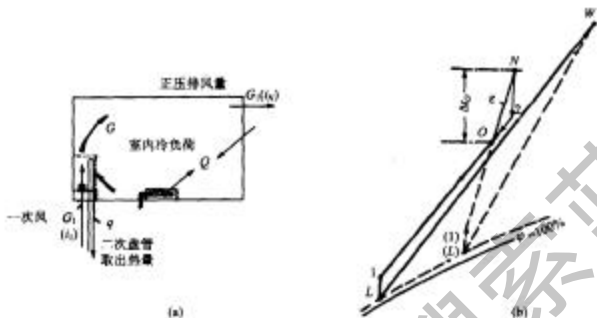


图 4-41 “空气-水”诱导器的热平衡和在 $i-d$ 图上的分析图

在图 4-41(b)中,点 1 是一次风状态,点 2 是二次风状态(室内回风状态)。由于送风状态点 O 是由一次风和二次风混合而得,所以状态点 1、2、 O 必然在一条直线上,而且线段比值 $O1/2O$ 等于诱导比。由此可见,当送风温差与使用“全空气”诱导器相同时,采用“空气-水”诱导器可以采用更大的诱导比和更低的一次风状态。显然,这时需要更低的一次风机器露点和较大的一次风处理温差(i_N-i_L)。

在“空气-水”诱导器系统中,一次风可以全部用新风,也可以用一部分新风、一部分回风。由于不用回风可以免去回风管道,使系统简化,所以工程上常用这种方案,但此时必须解决房间正压过高的问题。

为了确定一次风量 G_1 ,可以使用“空气-水”诱导器的系统房间热平衡关系式[见图 4-41(a)]。

$$G_1 i_L + Q = G_1 i_N + Q \quad \text{或} \quad Q = G_1 (i_N - i_L) + q$$

式中: $G_1 (i_N - i_L)$ ——一次风负担的空内冷负荷;

q ——通过盘管的水负担的室内冷负荷。

由此可得,

$$G_1 = \frac{(Q - q)}{(i_N - i_L)} \quad (4-65)$$

与式(4-64)比较可知,由于式(4-65)的分子更小,所以需要的一次风量也更少。根据前面介绍的确定诱导比的原则,按几何原理用作图法可以得到这种系统

的一次风状态和二次风状态〔图 4-41b〕,不过对于夏季工况,诱导器盘管是按湿工况还是按干工况工作而要事先规定。

对于“空气-水”诱导器系统,在确定了诱导器的诱导比、一次风及二次风的状态之后,便可按下列公式确定一次风量 G_1 、一次风处理设备需要的冷量 Q_1 及二次风处理盘管需要的冷量 Q_2 。

$$G_1 = \frac{Q}{(1+n)(i_N - i_O)} \quad (4-66)$$

$$Q_1 = G_1(i_R - i_L) \quad (4-67)$$

$$Q_2 = G_2(i_N - i_L) \quad (4-68)$$

根据 n 、 G_1 及 Q_2 ,依产品样本可选择合乎要求的诱导器。

关于诱导器的水系统,因其与风机盘管的水系统基本相同,故在此不再赘述。诱导器系统与风机盘管系统的比较见表 4-11。

表 4-11 风机盘管系统与诱导器系统的比较

比较项目	风机盘管系统	诱导器系统
新风量	室内空气循环由风机带动,新风取决于室内人数和卫生要求,同时是独立系统,因此能比诱导器节约新风量	除卫生要求外,还取决于带动二次风的“动力”要求,否则室内空气循环量不足,因而新风量减少
外形尺寸	盘管用 2~4 排,空气温差较大,相同负荷下风量可较小,空气流动靠风机,容易克服盘管阻力,到风速可取 1~1.5m/s,传热系数较大且水初温可用海胶纸,故相同冷量下比较外形尺寸较小	盘管用 1~2 排,用一次风做动力,风速用 0.6~0.8m/s 为宜,同时为减小喷嘴阻力和噪声,必须使静压箱有一定的大小,故相同的冷量下比较,外形尺寸较大
过滤器	因系风机作动力,可采用效率较高的过滤器	只能用粗孔网状过滤器,过滤器阻力增大后诱导作用降低
转动部件	有电机,如采用密闭形无油式电机时,事故效率较低	无转动部件,但用旁通风门控制者,也有执行机构电机故障问题
设置方面	卧式、立式选用灵活	因与一次风风管布置有关,卧式、立式选用受一定的限制
控制性能	电机三相变速,还可控制水量,故调节冷、热量较易,风机能随时停开,新风系统可进行独立调节	有旁通风门和水量控制两种调节,但旁通风门控制不及电机变速方便,一次风不能随意停止
噪声方面	取决于制造质量,但多档变速使噪声水平有选择性,噪声频率主要是低频(风机噪声)	取决于设备优劣,无选择性,噪声频率较高(喷嘴出风噪声)
运行费	新风系统省电,但有风机的电机耗电,然而由于调节灵活,费用较低	系统动力消耗较大
其他	风道材料多,因新风风机压头小,消声处理容易	风管内高速高压,管壁较厚;风机要作较好的消声处理

4.2.3 水环热泵系统

水环路热泵(water-loop heat pump, WLHP)空调系统是近几年在外商投资的建

筑物中出现的一种空调系统型式,它不同于传统的集中式空调系统,不仅能够回收和利用低位热能,既可以供冷也可以供热,而且 WLHP 系统的末端设备——水环热泵机组具有较高的能效比。美国从 20 世纪 60 年代起开始采用 WLHP 系统,至今该项技术已十分成熟, WLHP 系统的性能已有可靠保证。80 年代以来,西方发达国家纷纷以减税来鼓励应用 WLHP 系统,目前世界上有 100 多万台水源热泵机组在运行。以美国为例,1990 年在商业建筑中约有 3% 的空调冷量为 WLHP 系统所提供,其中新建筑占 60%,改造工程和更换系统占 40%。

在国内,虽然 WLHP 系统的应用尚处于起步阶段,但是技术经济分析证明,此类热泵技术在我国大部分区域是适用的,对于出租性质的商业建筑具有明显的竞争优势。下面简要介绍 WLHP 空调系统的工作原理、系统特点、设计方法和运行操作。

4.2.3.1 基本工作原理和四种典型运行状态

水环热泵系统由用以传递热能的水循环环和多个独立的可逆制冷循环环路组成。它的基本工作原理是,当热泵机组按供冷工况运行时,将排放多余热量到水循环环路中。若热泵机组以供暖工况运行,则从水循环环路中吸收热量。各热泵机组所散发的多余热量与需补充的不足热量通过水循环环路给予传递,实现有效的热回收。

由于季节变化及建筑各区所处的朝向和使用功能不同,水环热泵空调系统运行状态也随着变化。下面以四种典型运行状态来说明。

1) 在炎热的夏季,整幢建筑都需要供冷,所有热泵机组都以供冷工况运行,每台机组都将建筑物内的余热排放到水循环环路。这些热量需借冷却装置排放到大气[见图 4-42(a)]。

2) 在寒冷的冬季,整幢建筑都需要供暖,所有热泵机组都按供暖工况运行,此时各台机组都要从水循环环路中吸取热量。这样就必须启动辅助加热设备将热量加到水循环环路中,见图 4-42(b)。

3) 有些季节,建筑物的周边区已开始供暖,其热泵机组要从水循环环路吸取热量,而内区由于较少受外界气候影响还需要供冷,这时内区的热泵机组将其余热排放到水环路中,再传递给周边区域供暖用,实现热回收。如果内区排出的热量等于周边区需要的热量,则该系统的循环水就不需要启动冷却装置或辅助加热设备,是最经济的运行工况[见图 4-42(c)]。

4) 如果建筑物某区域有照明、人体或电器设备等散发较大的余热,需要全年性供冷,而另一些区域需要供暖,同样可以实现建筑物内部的热量转移[见图 4-42(d)]。

在空调系统实际运行中,有很多时间是在以上四种典型工况的中间状态运行,其冷却装置或加热设备何时投入工作和工作时效视循环水水温情况而定。

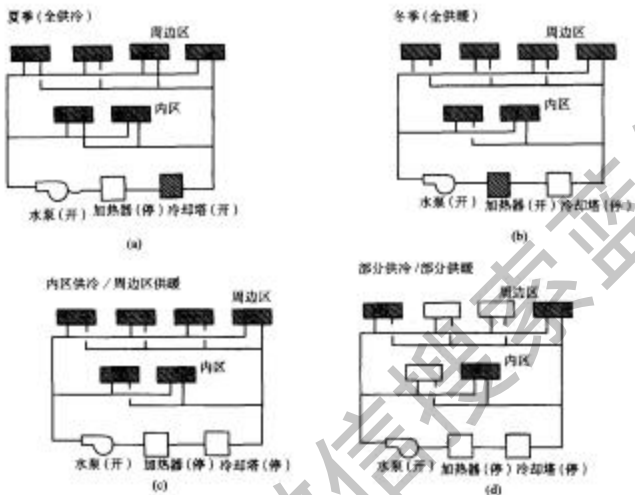


图 4-42 水环热泵空调系统典型运行状态图

4.2.3.2 水环热泵空调系统的特点

水环热泵空调系统主要具有如下特点。

1) 调节方便。水环热泵系统各个热泵机组是独立的制冷环路,并自带带有安全保护和温度控制装置,它能为各类型建筑提供全年性的非集中控制的空调服务。用户根据室外气候的变化和各自的要求,在一年内的任何时候可随意进行房间的供暖或供冷调节,以保证室内的舒适条件。

2) 节能。安装水环热泵系统的建筑,若只有部分房间使用时,只需开启这些房间的机组和循环水系统,可避免大机组低负荷低效率运行。水环热泵机组本身比风冷热泵机组效率高、电耗低,又具有热回收功能。热泵机组可与用户的单独电表连接,实行分户计费,促进用户节约用电。

3) 可同时供冷供暖。虽然水环热泵空调系统的循环管是双管系统,但与四管制风机盘管一样可以达到同时供冷供暖的效果。

4) 经济性好。水环热泵系统把大主机分成若干小分机,直接安装在各个区域各房间,无需制冷机房、空调机房和冷冻水系统,所需的风管也较少,可减少设备用

房面积,降低建筑层高,同时也节约大量管材,循环水管道不需保温,可节省大量保温材料。

5) 系统布置简洁灵活。由于没有体积庞大的风管、冷水机组等,故可不设空调机房(或机房面积小),从而增大了使用面积及有效空间;环路水管可不设保温,并可与自动喷水灭火系统共用。若建筑房间组合和使用功能发生变化,可以较方便的对水管路和机组安装位置进行更改,有些需二次装修的新建大楼也可以先安装循环水管路,热泵机组待装修时再配合安装,对建筑平面的组合适应性强。

6) 设计方便,设计周期短。只要布置好水环热泵和计算水循环系统即可,设计周期通常只有常规空调系统的一半。

7) 施工及运行管理方便。该系统设备简单、安装方便、启动调节容易、故障少,即使有一台机组出现故障也不会影响其他用户使用。

8) 噪声大。由于机组在室内,所以噪声较大。可通过安装在走道夹层内或在机组的送、回风口处加设消声弯头或消声短管来克服。

9) 无新风。该系统本身无新风供给系统,考虑室内空气品质问题,对此需要专门予以考虑。

4.2.3.3 水环热泵空调系统的应用

从水环热泵空调系统的热回收功能出发,其应用的范围是:

1) 气候适中,冬季不太冷而需要供暖的地方,或者阳面需要供冷而背阴面需要供暖的建筑;

2) 建筑体型大,有明显的周边区和内区,如果内区面积大于周边区或相当,则更理想;

3) 适用于冬季内区热负荷较大的商场,白天热负荷较大、人员集中的办公楼建筑,如有洁净的江河水或废水余热可利用的地方也适合于该系统的应用。

4.3 分散式空调系统

上节介绍了半集中式空调系统。本节介绍分散式空调系统,主要有窗式空调器、立柜式空调器和家用中央空调系统。

4.3.1 窗式空调器

窗式空调器又称整体式或穿墙式空调器。由于它具有体积小,安装、使用、维护方便,价格低廉等优点,因而被广泛应用在一般宾馆、旅店、餐厅、办公室、实验室和住宅等场所,目前国内拥有量很大。所不足的是窗式空调器不能像分体式空调那样将压缩机置于远离室内的室外机组内,因此,它的运行噪声较大。

4.3.1.1 窗式空调器的型式

窗式空调器按功能可分为冷风型和冷暖型。

冷风型空调器只能制冷、降温去湿,不能制热。

冷暖型空调器夏季可制冷降温去湿,冬季可制热运行,供给暖风,一机两用。

冷暖型空调器又可分为以下三种形式。

(1) 热泵型

热泵型空调器主要是在冷风型的基础上增加了一个四通换向阀,通过四通换向阀控制制冷系统中制冷剂的流向,从而达到向室内供暖或制冷的目的。

(2) 电热型

电热型空调器比冷风型多了一个电加热器。向室内供暖时,制冷系统不工作。由电加热器加热空气,通过风扇吹入室内。制冷时与冷风型一致。

(3) 热泵辅助电热型

热泵辅助电热型空调器是在热泵型的基础上再增设一电热元件而进行制冷或供暖。

4.3.1.2 窗式空调器的规格

国产窗式空调器一般采用 220V 单相交流电源,频率 50Hz。空调器的规格通常按制冷量大小来分,一般在 5600W(4800kcal/h)以下。市场上常见的窗式空调器多在 1250~3500W 之间。

4.3.1.3 窗式空调器的工作原理

冷风型空调器工作原理如图 4-43 所示。电热型空调器工作原理如图 4-44 所示。

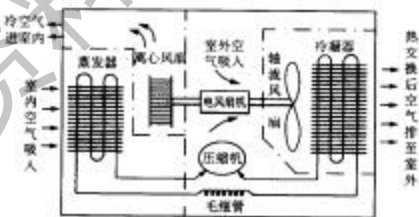


图 4-43 冷风型空调器工作原理图

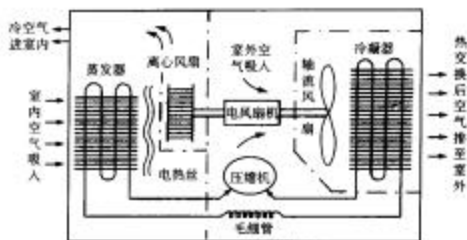


图 4-44 电热型空调器工作原理图

4.3.1.3.1 空调器制冷

空调器制冷时,压缩机将高温、高压的气态制冷剂排至冷凝器,轴流风机吸入室外空气冷却冷凝器,同时将热空气推至室外。气态制冷剂在冷凝器中放出热量,冷凝成高压的液态制冷剂,然后通过室内外机组的连接管道送至室内机组的毛细管中,在毛细管中节流降压后,进入蒸发器中蒸发。制冷剂在蒸发器里气化时,吸收室内循环空气的热量,冷却后的空气吹至室内,使室温下降。气化后的低压制冷剂,通过室内外相连接的低压管过热器,被室外压缩机压缩成高温高压制冷剂,再排至冷凝器中冷凝。如此循环,达到制冷的目的。

4.3.1.3.2 空调器除湿

制冷循环中,蒸发器的管壁和翅片温度通常低于被冷却空气的露点温度。流经蒸发器的空气在降温冷却的同时,还有部分水蒸气凝结成水,沿管壁和翅片排出空调器,使空气的相对湿度降低。

4.3.1.3.3 空调器制热

制热时,电热型空调器的压缩机不工作,电热器通电发热,向室内送出热风。

热泵型空调器在制热时,利用四通电磁换向阀,使高低压管道的通路改变。此时,蒸发器实际上做冷凝器用,而冷凝器作蒸发器用。

冬季供暖时,热泵型空调器比电热型经济。因电热型空调器供给室内的热量全部由电能转化而来,而热泵型空调器供给室内的热量等于电能及室外换热器所吸收的热量之和。一般情况下,从室外换热器吸入的热量比所耗电能大一些。在通常条件下,当向室内供给同样热量时,热泵型空调器耗电量只有电热型的 25% ~ 50%。

4.3.2 柜式空调器

立柜式空调器是一种较大型的空调装置。制冷能力比窗式空调器大许多,常用于小型公共场所。现在广泛应用的是立柜式恒温恒湿机组,它是将制冷机的蒸发器(肋片管式)装在被处理空气的通道中,利用制冷剂的蒸发直接冷却空气。当空气流经蒸发器表面时,同时降温降湿。为保证被调空间所要求的湿度,在空调机中设有加湿器,加湿器是一个盛有水的容器,内有电加热器使水加热汽化,以增加所处理空气的含湿量。此外,在空调机中还装有几组电加热器,可对空气进行干式加热,用以改变空气的温度和降低相对湿度,或者在冬天供暖。恒温恒湿机适用的范围一般为:温度基数 $18 \sim 25^{\circ}\text{C}$,精度 $\pm 1^{\circ}\text{C}$;相对湿度基数 $40\% \sim 70\%$,精度 $\pm 10\%$ 。

4.3.2.1 柜式空调器的基本结构

柜机的结构图见图 4-45。它主要分为室内机组和室外机组两大部分。

室内机组为立柜形,正面的上部是出风口,立式和横式出风格栅,带有自动摇风装置。正面的中部为 LCD 操作控制板。正面的下部为进风格栅,装有空气过滤网。室内机组主要是由金属外壳、热交换器、毛细管、冷凝水接收装置、制冷剂管接孔、排水孔、离心风扇、电气盒、面板、底座等部件组成。

室外机组与分体壁挂式空调器的室外机组一样,外壳为长方盒形。主要由冷凝器、压缩机、轴流风扇、风扇电机、四通电磁换向阀、除霜开关、压力保护器、储液罐、制冷剂连管用高低压阀门及电气盒等组成。

4.3.2.2 柜式空调器的工作原理

与窗式空调器一样,柜式空调器也有单冷却型(冷风型)和冷、热两用的电热型或热泵型。其工作原理和窗式空调器的工作原理基本相同,在此不再赘述。

若仅需通风时,则可将空调器的主控开关旋至通风位置,此时压缩机及室外轴流风扇均不工作,仅室内的风机运转。若需制冷时,则将空调器的主控开关旋至制冷位置,此时压缩机及室内、外风机均工作。

对于冷、热两用的电热型柜式空调器,若需制热时,则将冷风型空调器变为电热型空调器,此时仅室内风机及电加热器工作,向室内供暖,压缩机及室外机组的轴流风扇均不工作。

对于冷、热两用的热泵型柜式空调器,则在冷风型空调器基础上安装一个电磁换向阀。若需制热时,只需调转电磁换向阀,于是制冷剂流向逆转,这样冷凝器就变成蒸发器吸热,而蒸发器则变成冷凝器放热,即将制冷剂从室外吸收的热量带到室内,使室内温度上升,达到取暖的目的。为避免室外机组在冬季运转时结霜,还必须在热泵型空调器上安装除霜控制器。

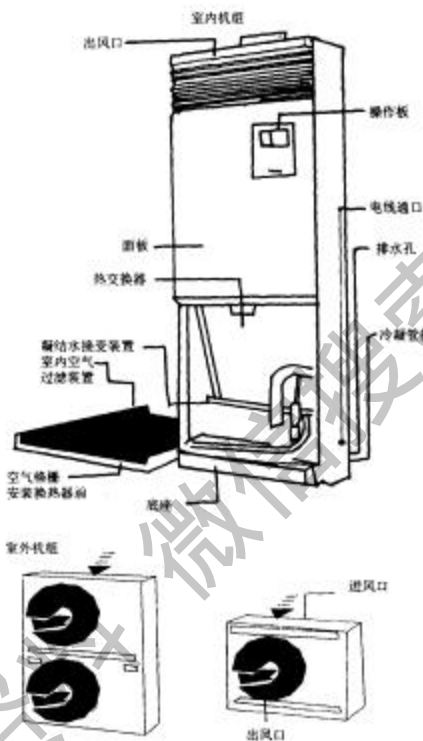


图 4-45 柜机结构图

4.3.2.3 柜式空调器的特点

与窗式空调器相比,柜式空调器具有下列主要特点。

1) 制冷(热)量大。窗式空调器的制冷(热)量一般在 3500W 以下,而柜式空调器的制冷(热)量一般在 4000~12 000W,甚至更大,故它特别适用于较大空间的室内使用,如实验室、会议室、商店、招待所等。

2) 噪声低。由于柜式空调器均采用分体式,其室内机组多采用低噪声风机,故噪声和振动均很小,一般低于 40dB(A),而窗式空调器的噪声一般在 60dB(A)左右。

3) 冷凝温度适中。因冷凝器放在室外不受外形尺寸限制,冷凝器的传热面积和风量都可适当放大。不像窗式空调器受外形尺寸及噪声的限制。

4) 安装和检修方便。它可将较笨重的机组安放在室外,如阳台、屋顶等,检修时也方便。而室内的蒸发器则较轻,故拆、装、修均较容易。

5) 外形美观、富于装饰性。

6) 价格较贵,为窗式空调器的 3~6 倍。

7) 耗电量大。柜式空调器一般使用三相 380V 交流电,也可使用单相 220V 电,而窗式空调器一般使用单相 220V 交流电,前者的耗电量远大于后者。

4.3.3 家用中央空调系统

4.3.3.1 家用中央空调的分类和使用范围

中央空调系统是一种集中处理空调负荷的空调系统型式,它由集中的制冷机组产生冷/热量,并利用适当的介质把冷/热量输送到需要消除冷成负荷的空间,从而实现空调的目的。将这种空调方式应用于住宅中,即为家用小型中央空调,它具有节能、舒适、容量调节方便、噪声低、振动小等突出的优点。家用中央空调一般有两种:一是风机盘管式,二是全风系统式。

风机盘管式采用一台主机与多个末端分离安装的方式。主机可安装在室外阳台上,根据实际负荷自动运行。末端的设备即风机盘管具有多样化、易配套的特点,可根据用户的喜好选配设计管路、位置,也可实现单独的有效控制,任意调节各房间的温度。

全风系统式,采用系统风管向各个房间输送清新空气,使各房间温度一致,也可随意调节各房间温度。同时,由于具有送回风系统形成室内空气循环,所以从根本上改变了环境空气质量,使居室更为舒适。

家用中央空调特别适用于 100~600m² 的商住楼、高级公寓、单元住宅楼和别墅等建筑。

4.3.3.2 家用中央空调系统的型式

中央空调是集中处理空调负荷的系统型式。其冷/热量是通过管路由介质输送到空调房间里去的。按照输送介质的不同,常见的家用中央空调可以分成以下三种主要型式。

4.3.3.2.1 风管式系统

风管式系统以空气为输送介质,其原理与大型全空气中央空调系统的原理基

本相同,是一个小型化的全空气中央空调系统。它利用室外主机集中产生冷/热量,将从室内引回的回风进行冷却/加热处理后,再送入室内消除其空调冷/热负荷。图 4-46 中(a)、(b)、(c)给出了几种风管式系统的原理图,图中室外主机采用的均为水冷方式,也可以采用风冷方式。

按照处理回风的介质的不同,风管式系统又可分为风管式单元空调系统和风管式空调箱系统。图 4-46(a)和(b)分别是这两种系统的原理图。风管式单元空调系统是将空气直接与内部是制冷剂流动的直接蒸发式换热器相接触,由制冷剂直接对空气进行处理。风管式空调箱系统是由冷机产生冷/热水,然后将其送入空调箱内,由冷/热水集中处理空气。

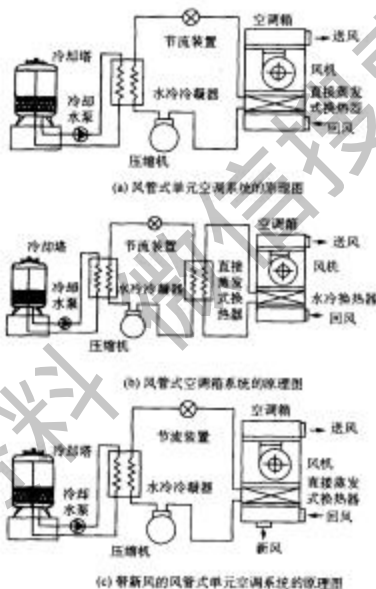


图 4-46 几种风管式系统的原理图

此外,由于风管式系统对空气进行集中处理,因此新风的引入比较方便。如若在系统中加上新风道引入一部分新风,将之与回风混合后进行集中处理,则成为带新风的风管式家用中央空调系统。图 4-46(c)给出了带新风的风管式单元空调系

统的原理图。新风可以如图所示与回风混合后统一处理,也可以单独进行处理。

相对于其他的家用中央空调型式,风管式系统初投资较小。如若引入新风,室内空气品质能得到较大的改善。但风管式系统的空气输配系统所占建筑物空间较大,一般要求住宅要有较大的层高。而且它采用统一送风的方式,在没有变风量末端的情况下,难以满足不同房间不同的空调负荷要求。而变风量末端的引入将会使整个空调系统的初投资大大增加。

4.3.3.2.2 冷/热水机组

冷/热水机组的输送介质通常为水或乙二醇溶液,它的基本原理与前面所说的风机盘管系统类似。通过室外主机产生出空调冷/热水,由管路系统输送至室内的各末端装置,在末端装置处冷/热水与室内空气进行热量交换,从而消除房间空调负荷。它是一种集中产生冷/热量,但分散处理各房间负荷的空调系统型式。图4-47给出了它的基本原理图。



图 4-47 冷/热水机组原理图

该系统的室内末端装置通常为风机盘管。目前风机盘管一般均可以调节其风机转速,从而调节送入室内的冷/热量,因此该系统可以对每个空调房间进行单独调节,满足不同房间不同的空调需求,同时其节能性也较好。此外,由于冷/热水机组的输配系统所占空间很小,因此一般不受住宅层高的限制。但此种系统一般难以引进新风,因此对于通常密闭的空调房间而言,其舒适性较差。

4.3.3.2.3 变制冷剂流量系统

变制冷剂流量(varied refrigerant volume, VRV)空调系统是一种冷剂式空调系统,它以制冷剂为输送介质,室外主机由室外侧换热器、压缩机和其他制冷附件组成,末端装置是由直接蒸发式换热器和风机组成的室内机。一台室外机通过管路能够向若干个室内机输送制冷剂液体。通过控制压缩机的制冷剂循环量和进入室内各换热器的制冷剂流量,适时地满足室内冷、热负荷要求,是一种可以根据室内负荷大小自动调节系统容量的节能、舒适、环保的空调系统。图4-48给出了VRV系统的基本原理图。



图 4-48 VRV 系统的基本原理图

VRV 系统具有节能、舒适、运转平稳等诸多优点,而且各房间可独立调节,能满足不同房间的不同空调负荷的需求。但其系统控制复杂,且其初投资高。

家用中央空调除了风管式系统、冷/热水机组、VRV 系统这三种基本型式以外,还可以互相交叉,衍生出一些新型的系統。例如,将冷/热水机组和风管式系统进行组合,往室内送冷热水处理房间空调负荷,而新风统一由室外机处理后分别送入各个房间。

此外,在燃气利用便利的地区,冬季由燃气炉提供热量的方式使用得也较多。燃气炉可以集成在家用小型中央空调系统里,也可以单独设置。

4.3.3.3 家用中央空调的特点

1) 家用中央空调系统是小型化的中央空调系统,以家庭为单元,可适应用户的个性化需求,不受其他用户影响,可满足用户多居室的不同需求。

2) 由于采用了分体式空调室内机与室外机分离的结构形式,保证了宁静的家居环境,符合空调低噪声的发展趋势。

3) 室内末端装置可采用多种方式安装,如暗藏、半暗藏、明装等方式,极适宜配合室内装修,尤其适合高档装修。

4) 由于主机由微电脑控制,在室内可完成全部操作,且操作简便;采用先进的电子控制技术,系统可根据实际负荷自动化运行,节约能源及运行费用。

5) 对于物业管理及房地产商来讲,系统运行可靠,维护量极小;不需要像常规的大型中央空调系统那样必须配备专门的维修、操作人员;收费直观、合理;空调系统为用户所有,产权关系明确,可简化空调设施物业管理。

6) 由于不设机房,无需占用设备层,减少公用设施和土建投资,从而降低房地产价格。可根据物业发展情况,分期分批投资添置用户的空调系统以有效利用开发资金,从而降低一次开发所需的资金。

7) 可以避免破坏建筑物整体外观,又可使用户充分享受高档家居环境。

8) 相对于常规的大型中央空调系统,家用中央空调系统初投资少。

4.4 附 录

4.4.1 湿空气的密度、水蒸气压力、含湿量和焓

湿空气的密度、水蒸气压力、含湿量和焓等参数(大气压力 $B = 1013\text{mbar}$)如表 4-12 所示。

表 4-12

空气温度 $t/^\circ\text{C}$	干空气密度 $\rho/(kg/m^3)$	饱和空气密度 $\rho_s/(kg/m^3)$	饱和空气的水蒸气 分压力 $p_{s,s}/(\text{mbar}^2)$	饱和空气含湿量 $d_s/(g/kg)$	饱和空气焓 $i_s/(kJ/kg)$
-20	1.396	1.395	1.02	0.63	-18.55
-19	1.394	1.393	1.13	0.70	-17.39
-18	1.385	1.384	1.25	0.77	-16.20
-17	1.379	1.378	1.37	0.85	-14.99
-16	1.374	1.373	1.50	0.93	-13.77
-15	1.368	1.367	1.65	1.01	-12.60
-14	1.363	1.362	1.81	1.11	-11.35
-13	1.358	1.357	1.98	1.22	-10.05
-12	1.353	1.352	2.17	1.34	-8.75
-11	1.348	1.347	2.37	1.46	-7.45
-10	1.342	1.341	2.59	1.60	-6.07
-9	1.337	1.336	2.83	1.75	-4.73
-8	1.332	1.331	3.09	1.91	-3.81
-7	1.327	1.325	3.36	2.08	-1.88
-6	1.322	1.320	3.67	2.27	-0.42
-5	1.317	1.315	4.00	2.47	1.09
-4	1.312	1.310	4.36	2.69	2.68
-3	1.308	1.306	4.75	2.94	4.31
-2	1.303	1.301	5.16	3.19	5.90
-1	1.298	1.295	5.61	3.47	7.62
0	1.293	1.290	6.09	3.78	9.42
1	1.288	1.285	6.56	4.07	11.14
2	1.284	1.281	7.04	4.37	12.89
3	1.279	1.275	7.57	4.70	14.74
4	1.275	1.271	8.11	5.03	16.58
5	1.270	1.266	8.70	5.40	18.51
6	1.265	1.261	9.32	5.79	20.51
7	1.261	1.256	9.99	6.21	22.61
8	1.256	1.251	10.70	6.65	24.70
9	1.252	1.247	11.46	7.13	26.92
10	1.248	1.242	12.25	7.63	29.18
11	1.243	1.237	13.09	8.15	31.52
12	1.239	1.232	13.99	8.75	34.08
13	1.235	1.228	14.94	9.35	36.59

续表

空气温度 $t/^\circ\text{C}$	干空气密度 $\rho_d/(\text{kg}/\text{m}^3)$	饱和空气密度 $\rho_s/(\text{kg}/\text{m}^3)$	饱和空气的水蒸气 分压力 $p_{s,1}/(\text{Imbar})^1$	饱和空气含湿量 $d_s/(\text{g}/\text{kg})$	饱和空气焓 $i_s/(\text{kJ}/\text{kg})$
14	1.230	1.223	15.95	9.97	39.19
15	1.226	1.218	17.01	10.6	41.78
16	1.222	1.214	18.13	11.4	44.80
17	1.217	1.208	19.32	12.1	47.73
18	1.213	1.204	20.59	12.9	50.66
19	1.209	1.200	21.92	13.8	54.01
20	1.205	1.195	23.31	14.7	57.98
21	1.201	1.190	24.80	15.6	61.73
22	1.197	1.185	26.37	16.6	64.06
23	1.193	1.181	28.02	17.7	67.83
24	1.189	1.176	29.77	18.8	72.01
25	1.185	1.171	31.60	20.0	75.78
26	1.181	1.166	33.53	21.4	80.39
27	1.177	1.161	35.56	22.6	84.57
28	1.173	1.156	37.71	24.0	89.18
29	1.169	1.151	39.95	25.6	94.20
30	1.165	1.146	42.32	27.2	99.65
31	1.161	1.141	44.82	28.8	104.67
32	1.157	1.136	47.43	30.6	110.11
33	1.154	1.131	50.18	32.5	115.97
34	1.150	1.126	53.07	34.4	122.25
35	1.146	1.121	56.10	36.6	128.95
36	1.142	1.116	59.26	38.8	135.65
37	1.139	1.111	62.60	41.1	142.35
38	1.135	1.107	66.09	43.5	149.47
39	1.132	1.102	69.75	46.0	157.42
40	1.128	1.097	73.58	48.8	165.80
41	1.124	1.091	77.59	51.7	174.17
42	1.121	1.086	81.80	54.8	182.96
43	1.117	1.081	86.18	58.0	192.17
44	1.114	1.076	90.79	61.3	202.22
45	1.110	1.070	95.60	65.0	212.69
46	1.107	1.065	100.61	68.9	223.57
47	1.103	1.059	105.87	72.8	235.30
48	1.100	1.054	111.33	77.0	247.02
49	1.096	1.048	117.07	81.5	260.00
50	1.093	1.043	123.04	86.2	273.40
55	1.076	1.013	156.94	114	352.11
60	1.060	0.981	198.70	152	456.36
65	1.044	0.946	249.38	204	598.71
70	1.029	0.909	310.82	276	795.50
75	1.014	0.868	384.50	382	1080.19
80	1.000	0.823	472.28	545	1519.81
85	0.986	0.773	576.69	828	2281.81
90	0.973	0.718	699.31	1400	3818.36
95	0.959	0.656	843.09	3120	8436.40
100	0.947	0.589	1013.00	—	—

1) bar 为非法定单位, 1Imbar = 100Pa, 下同。

4.4.2 湿空气焓湿图

湿空气焓湿图如图 4-49 所示。

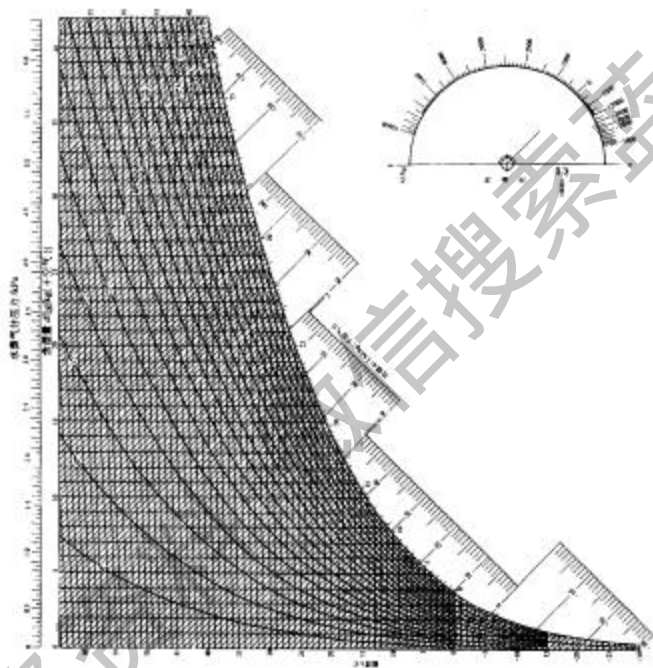


图 4-49 湿空气焓-湿图

大气压力 101325Pa

$$A = 0.01t + 0.001d(2500 + 18.4t) \text{ kJ/kg (干空气)}$$

4.4.3 夏季空调日平均温度、日较差及室外设计计算温度表

各城市夏季空调日平均温度、日较差及室外设计计算温度如表 4-13 所示。

表 4-13

序号	城市	夏季空调日平均温度/℃	夏季空调干球温度/℃	计算日较差/℃
1	北京	28.6	33.2	8.8
2	石家庄	29.7	35.1	10.4
3	呼和浩特	25.0	29.9	9.4
4	太原	26.1	31.2	9.8
5	沈阳	27.2	31.4	8.1
6	长春	25.9	30.5	8.8
7	哈尔滨	26.0	30.3	8.3
8	上海	30.4	34.0	6.9
9	南京	31.4	35.0	6.9
10	杭州	31.5	35.7	8.3
11	合肥	31.7	35.0	6.3
12	南昌	30.4	35.2	9.2
13	福州	32.1	35.6	6.7
14	济南	31.5	34.8	6.7
15	广州	30.1	33.5	6.5
16	长沙	32.0	35.8	7.3
17	武汉	31.9	35.2	6.3
18	南宁	30.3	34.2	7.5
19	郑州	30.8	35.6	9.2
20	成都	28.0	31.6	6.9
21	贵阳	26.3	30.0	7.1
22	昆明	22.2	25.8	6.9
23	拉萨	18.1	22.8	9.0
24	西安	30.7	35.2	8.7
25	兰州	25.8	30.5	9.0
26	西宁	20.7	25.9	10.0
27	乌鲁木齐	29.0	34.1	9.8
28	银川	25.9	30.6	9.0
29	天津	29.2	33.4	8.1
30	台北	30.5	33.6	6.9

4.4.4 夏季通过单层 3mm 厚普通玻璃进入室内的太阳辐射热

夏季通过单层 3mm 厚普通玻璃进入室内的太阳辐射热如表 4-14 所示。

表 4-14

(单位: W/m^2)

地名	方位	时刻(当地时间)												
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
北 京	南	26	54	80	144	226	288	310	288	226	144	80	54	26
	东南	179	328	432	474	448	361	229	127	113	98	78	54	26
	东	373	530	586	543	415	233	123	121	113	98	78	54	26
	东北	341	426	401	293	162	121	123	121	113	98	78	54	26
	北	91	73	78	98	113	121	123	121	113	98	78	73	91
	西北	26	54	78	98	113	121	123	121	162	293	401	426	341
	西	26	54	78	98	113	121	123	233	415	543	586	530	373
	西南	26	54	78	98	113	127	229	361	448	474	432	328	179
水平	81	246	436	605	737	819	846	819	737	605	436	246	81	
上 海	南	15	41	65	87	127	163	176	163	127	87	65	41	15
	东南	133	251	350	376	341	250	146	107	99	84	65	41	15
	东	298	471	536	504	385	213	111	107	99	84	65	41	15
	东北	279	399	409	331	205	114	111	107	99	84	65	41	15
	北	79	80	71	84	99	107	111	107	99	84	71	80	79
	西北	15	41	65	84	99	107	111	114	205	331	409	399	279
	西	15	41	65	84	99	107	111	213	385	504	536	471	298
	西南	15	41	65	84	99	107	146	250	341	376	350	251	133
水平	47	198	391	566	703	787	818	787	703	566	391	198	47	
福 州	南	14	43	71	92	132	132	141	132	112	92	71	43	14
	东南	112	239	320	341	299	211	130	117	108	92	71	43	14
	东	258	444	523	500	389	221	121	177	108	92	71	43	14
	东北	245	390	425	367	253	145	121	117	108	92	71	43	14
	北	73	98	91	93	108	117	121	117	108	93	91	94	73
	西北	14	43	71	92	108	117	121	145	253	367	425	390	245
	西	14	43	71	92	108	117	121	221	389	500	523	444	258
	西南	14	43	71	92	108	117	130	211	299	341	320	239	112
水平	36	186	385	569	710	800	831	800	710	569	385	186	36	
厦 门	南	13	44	74	98	114	125	132	125	114	98	74	44	13
	东南	97	215	293	310	269	191	129	124	114	98	74	44	13
	东	224	411	495	481	378	222	128	124	114	98	74	44	13
	东北	214	367	415	374	275	165	128	124	114	98	74	44	13
	北	66	99	102	105	114	124	128	124	114	105	102	99	66
	西北	13	44	74	98	114	124	128	165	275	374	415	367	214
	西	13	44	74	98	114	124	128	222	378	481	495	411	224
	西南	13	44	74	98	114	124	129	191	269	310	293	215	97
水平	30	174	370	552	692	781	810	781	692	552	370	174	30	

续表

地名	方位	时刻(当地时间)												
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
西 安	南	20	50	78	113	165	209	225	209	165	113	78	50	20
	东南	132	260	353	389	367	286	181	127	116	100	78	50	20
	东	281	431	506	485	380	225	129	127	116	100	78	50	20
	东北	261	356	378	306	192	127	129	127	116	100	78	50	20
	北	76	79	79	100	116	127	129	127	116	100	79	79	76
	西北	20	50	78	100	116	127	129	127	192	306	378	356	261
	西	20	50	78	100	116	127	129	225	380	485	508	431	281
	西南	20	50	78	100	116	127	181	286	367	389	353	260	132
水平	57	207	391	558	686	770	797	770	686	558	391	207	57	
重 庆	南	14	40	65	86	118	151	162	151	118	86	65	40	14
	东南	128	256	342	367	328	239	139	111	101	86	65	40	14
	东	292	469	536	506	389	216	114	111	101	86	65	40	14
	东北	274	401	418	344	221	122	114	111	101	86	65	40	14
	北	78	84	74	86	101	111	114	111	101	86	74	84	78
	西北	14	40	65	86	101	111	114	122	211	344	418	401	274
	西	14	40	65	86	101	111	114	216	389	506	536	469	292
	西南	14	40	65	86	101	111	139	239	328	367	342	256	128
水平	41	193	390	570	709	798	828	798	709	570	390	193	41	

C₁ 值

玻璃类型			C ₁	
普通玻璃	单层	5mm	0.93	
		6mm	0.89	
	双层	3mm	0.86	
		5mm	0.78	
	6mm	0.74		
着色玻璃	浅蓝色	单层	3mm	0.96
		5mm	0.88	
		6mm	0.83	
着色玻璃	茶色	单层	3mm	0.84
		6mm	0.71	

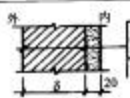
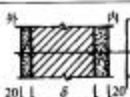

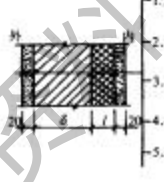
C₂ 值

内遮阳类型	C ₂
白帘帘(浅色)	0.50
浅蓝帘帘(中间色)	0.60
深黄、紫红、深绿帘帘(深色)	0.65
活动百叶帘(中间色)	0.60


4.4.5 几种构造的传热系数 K

几种构造的传热系数如表 4-15 所示。

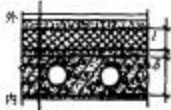
表 4-15 几种构造的传热系数 K

类别	构造	壁厚 δ /mm	保温层		传热系数 K [W/(m ² ·℃)]
			材料	厚度 l /mm	
外墙 (1)		240			2.05
		370			1.55
		490			1.26
外墙 (2)		240			1.97
		370			1.50
		490			1.22
外墙 (3)		370			1.16
		490			0.99
外墙 (4)		240	水泥砂浆珍珠岩	190	0.45
				140	0.57
				110	0.66
				80	0.80
				60	0.93
				40	1.12
		370	页岩珍珠岩	180	0.44
				110	0.58
				80	0.71
				65	0.80
				50	0.92
				40	1.01
		370	页岩珍珠岩	120	0.57
				90	0.67
				60	0.81
45	0.91				
页岩珍珠岩	100			0.56	
	70			0.69	
	50	0.80			
		40	0.87		

续表

类别	构造	壁厚 δ /mm	保温层		传热系数 K [W/(m ² ·℃)]
			材料	厚度 l /mm	
屋面 (1)	 <ol style="list-style-type: none"> 1. 砾砂外表层 5mm 2. 卷材防水层 3. 水泥砂浆找平层 4. 保温层 5. 隔气层 6. 水泥砂浆找平层 7. 钢筋混凝土层面板 8. 内粉刷 	15	水泥珍珠岩	25	1.86
				50	1.33
				75	1.04
				100	1.85
				125	0.72
				150	0.62
			175	0.55	
			200	0.49	
			沥青珍珠岩	25	1.59
				50	1.07
				75	0.80
				100	0.64
		125		0.53	
		150		0.47	
		沥青石板	175	0.41	
			200	0.36	
			25	1.78	
			50	1.24	
			75	0.97	
			100	0.87	
		125	0.66		
		150	0.52		
		175	0.50		
		200	0.44		

续表

类别	构造	壁厚 b /mm	保温层		传热系数 K /[W/(m ² ·℃)]
			材料	厚度 l /mm	
屋面 (2)	 <p>1. 外表层 5mm 厚白色小石子 2. 卷材防水层 3. 20mm 厚水泥砂浆找平层 4. 保温层 5. 隔气层 6. 水泥砂浆找平层 7. 预制钢筋混凝土空心板 8. 内粉刷</p>	120	水泥膨胀珍珠岩	25	1.64
				50	1.21
				75	0.97
				100	0.79
				125	0.67
				150	0.59
			175	0.52	
			200	0.48	
			沥青膨胀珍珠岩	25	1.42
				50	0.99
				75	0.76
				100	0.62
		125		0.51	
		150		0.44	
		175	0.40		
		200	0.35		
		150	沥青蛭石板	25	1.57
				50	1.14
				75	0.90
				100	0.74
				125	0.63
				150	0.55
			175	0.49	
			200	0.43	
水泥膨胀珍珠岩	25		1.58		
	50		1.17		
	100		0.98		
	150		0.58		
	200	0.47			
	沥青膨胀珍珠岩	25	1.38		
50		0.97			
100		0.60			
150		0.44			
200		0.35			
沥青蛭石板		25	1.52		
	50	1.12			
	100	0.73			
	150	0.53			
	200	0.43			

4.4.6 设备负荷强度系数

设备负荷强度系数如表 4-16 所示。

表 4-16 设备负荷强度系数

房间类型	连续使用总时数	投入使用后的小时数 $t-T$																							
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
轻	1	0.56	25.06	03.20	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01
	2	0.56	81.31	09.05	04.03	02.02	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01
	3	0.56	81.87	34.11	07.05	03.03	03.03	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01
	4	0.57	81.87	90.36	13.08	06.04	03.03	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01
	6	0.57	81.87	90.92	93.38	15.09	07.05	04.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01
	8	0.57	82.87	90.92	94.95	95.40	16.11	08.06	05.04	03.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01
	12	0.58	83.88	91.93	94.95	96.97	97.97	97.42	17.12	09.07	06.05	04.04	03.03	02.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01
16	0.60	84.89	92.94	95.96	97.97	98.98	98.98	98.98	99.43	18.13	10.08	06.05	05.04	03.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
中	1	0.56	19.04	03.03	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
	2	0.56	75.24	08.06	05.04	03.03	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
	3	0.56	76.80	27.11	08.07	06.05	04.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
	4	0.57	76.80	83.30	13.10	08.07	06.05	04.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
	6	0.57	76.80	84.86	88.34	16.13	11.09	08.05	05.04	03.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
	8	0.58	77.81	84.87	89.90	92.37	19.15	12.10	09.07	06.05	05.04	03.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
	12	0.60	78.82	85.88	90.91	92.93	94.95	96.97	97.97	98.98	98.98	98.98	99.43	18.13	10.08	07.06	05.04	03.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01
16	0.63	81.85	88.90	91.93	94.95	96.97	97.97	98.98	98.98	98.98	99.43	18.13	10.08	07.06	05.04	03.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
重	1	0.56	16.05	04.03	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
	2	0.56	72.31	09.07	05.04	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
	3	0.56	72.31	25.12	09.08	06.05	04.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
	4	0.56	72.31	81.28	15.11	09.08	07.06	05.04	04.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
	6	0.57	72.31	81.84	86.52	18.15	12.10	09.07	06.05	04.04	03.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
	8	0.58	73.78	81.84	86.88	90.36	21.17	14.12	10.09	08.07	06.05	04.04	03.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
	12	0.60	75.80	83.86	88.89	91.92	93.94	95.40	25.20	17.14	12.11	09.08	07.06	05.04	04.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
16	0.64	79.83	86.88	90.91	92.93	94.95	96.97	97.97	98.42	27.22	19.16	14.12	10.08	07.06	05.04	03.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01		

注：因表太长故把小数点前的“0”省略，下同。

4.4.7 照明负荷强度系数

照明负荷强度系数如表 4-17 所示。

表 4-17

房间类型	连续开灯总时数	开灯后的小时数 $t-T$																							
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
轻	1	0.41	31.06	05.03	02.02	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
	2	0.41	73.39	13.08	06.04	03.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
	3	0.42	73.81	44.16	10.07	05.04	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
	4	0.42	73.81	85.47	18.12	03.06	05.04	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
	6	0.42	73.81	86.89	91.51	21.14	10.08	06.05	04.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
	8	0.43	74.82	86.89	91.93	94.54	25.16	11.09	07.05	04.04	03.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
	12	0.44	75.83	87.90	92.94	95.96	96.97	97.97	98.98	98.98	98.98	99.43	18.13	10.08	06.05	05.04	04.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
16	0.46	77.84	89.91	93.95	96.97	97.97	98.98	98.98	98.98	99.43	18.13	10.08	06.05	05.04	04.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01		

续表

房间 类型	连续开灯 总时数	开灯后的小时数 +T																							
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
中	1	0.41	28.07	06.04	04.04	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01
	2	0.41	61.13	13.10	03.07	05.04	04.03	03.02	02.02	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01
	3	0.41	62.69	33.17	14.11	09.07	06.05	04.04	03.03	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01
	4	0.42	62.69	74.38	21.17	13.11	09.07	06.05	04.04	03.03	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01
	6	0.42	62.69	75.79	82.44	26.21	17.14	12.10	08.07	06.05	04.04	03.03	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01
	8	0.43	63.70	75.79	83.85	88.49	30.24	20.16	18.11	09.08	07.06	05.04	04.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01
	12	0.46	66.72	77.81	84.87	89.91	92.93	94.95	96.96	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97
16	0.51	70.76	80.84	87.89	91.92	93.94	95.96	96.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	
重	1	0.41	19.06	05.04	04.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
	2	0.42	60.24	10.09	08.07	06.05	04.04	03.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
	3	0.42	60.65	29.14	12.11	09.08	07.06	05.05	04.04	03.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
	4	0.42	61.66	70.33	18.15	13.12	10.09	08.07	06.05	05.04	04.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01
	6	0.43	61.67	71.74	78.39	24.20	18.16	14.12	10.09	08.07	06.05	05.04	03.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01
	8	0.45	63.68	72.75	78.81	83.45	28.24	21.19	16.14	12.10	09.08	07.06	05.05	04.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01
	12	0.49	66.71	74.77	80.83	85.87	89.90	91.91	92.93	94.95	95.96	96.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97
16	0.55	72.76	79.81	84.86	88.89	91.92	93.94	95.96	95.96	95.96	95.96	95.96	95.96	95.96	95.96	95.96	95.96	95.96	95.96	95.96	95.96	95.96	95.96	95.96	

4.4.8 人员负荷强度系数

人员负荷强度系数如表 4-18 所示。

表 4-18

房间 类型	连续开灯 总时数	工作开灯后的小时数 +T																							
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
轻	1	0.51	27.07	04.03	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01
	2	0.51	78.34	11.06	04.03	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01
	3	0.51	78.85	37.13	08.06	04.03	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01
	4	0.52	78.85	89.40	15.10	07.05	04.03	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01
	6	0.52	79.85	89.91	93.43	17.11	08.06	04.04	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01
	8	0.52	79.86	89.92	93.94	95.43	19.12	09.07	05.04	03.03	02.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01
	12	0.53	80.86	90.92	94.95	96.96	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97
16	0.55	81.88	91.93	95.96	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	
中	1	0.51	19.06	04.03	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
	2	0.51	70.25	10.08	06.05	04.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
	3	0.51	70.75	29.14	11.09	07.06	05.04	03.03	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
	4	0.51	70.76	30.32	16.13	10.09	07.06	05.04	03.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
	6	0.52	71.76	80.83	86.36	21.16	13.11	09.08	03.05	05.04	03.03	02.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
	8	0.53	71.77	81.84	86.89	90.41	23.19	15.13	11.09	07.06	05.05	04.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
	12	0.55	73.78	82.85	88.90	91.92	94.94	95.45	27.22	18.15	12.10	09.08	06.05	04.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
16	0.59	77.81	85.87	89.91	93.94	95.95	96.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97		
重	1	0.51	16.05	04.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
	2	0.51	67.21	09.07	06.05	05.04	03.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
	3	0.52	68.72	25.12	10.09	03.07	06.05	04.04	03.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
	4	0.52	68.73	76.26	15.13	11.09	08.07	06.05	05.04	03.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
	6	0.53	68.73	77.80	83.34	20.17	14.12	11.09	08.07	06.05	05.04	03.03	03.02	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
	8	0.54	69.74	78.81	83.85	87.38	23.20	17.15	13.11	10.08	07.06	05.05	04.04	03.03	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
	12	0.57	72.76	80.82	85.87	88.90	91.92	93.93	28.24	20.18	15.13	12.10	09.08	07.06	05.05	04.04	03.03	02.02	02.01	01.01	01.01	01.01	01.01	01.01	
16	0.62	73.80	83.85	87.89	90.92	93.94	95.95	96.96	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97	97.97		

第5章 制冷空调中的计算机仿真与控制

5.1 制冷空调中的计算机仿真

5.1.1 仿真技术简介

仿真就是用一个能代表所研究对象的模型去完成的某种实验,以前常称为模拟。

在进行实际系统的分析、综合与设计的过程中人们除了对系统进行理论上的分析计算以外,常需要对系统的特性进行实验研究。这种实验研究一般有两种:一种是在实际系统上进行;另一种则是在模型上进行。在许多情况下,如果直接用真实系统进行实验,往往不经济或不安全,有时甚至做不到或者没有意义。因此在实践中出现了用模型代替真实系统做实验的方法,发展了仿真技术。

仿真是在模型上进行的,按照模型的性质不同,分为物理仿真与计算机仿真。

所谓物理仿真是一个与实际系统物理本质相同的模型去完成实验。例如,利用船模去完成船舶阻力的试验,船模的水下部分与实船有相同的几何比例,船模拖曳时与实船有相似的水动力学性质。飞机模型、汽车模型等在风洞中吹风试验也是物理仿真。

所谓计算机仿真,是用数学形式表达实际系统的运动规律,数学形式通常是一组微分方程或差分方程,然后用计算机来解这些方程。在这里,描述实际系统运动规律的数学形式称为数学模型,用来解数学方程的计算机可以是模拟计算机,也可以是数字计算机。

随着计算机的飞速发展,计算机仿真越来越多地代替了纯物理的仿真,因此现在通常所说的仿真,指的都是计算机仿真。

在计算机仿真研究的过程中,一般要经过这样四个步骤。

- 1) 写出实际系统的数学模型。对于不同的要求可以采用不同的模型,对于热力系统的动态仿真,较多采用偏微分方程。
- 2) 将它转变成能在计算机上进行运转的数学模型。比如,要在数字计算机上进行仿真,应当将描述实际连续过程的方程,变成一组离散方程。
- 3) 编出仿真程序。
- 4) 对仿真模型进行修改、校验。

仿真系统按照有无实物介入来区分,可分为实时仿真系统及非实时仿真系统。

仿真按照计算机的类型不同来区分,可分为:用模拟计算机组成的仿真系统,用数字计算机组成的数字仿真系统及用混合模拟机组成的或用数字-模拟混合计

算机组成的混合仿真系统,以及用微型机阵列组成的全数字式仿真系统等等

从发展趋势看,数字仿真大有后来居上之势。现代计算机中,数字计算机占了主要成分,在没有专门说明的情况下,通常所说的计算机指的都是数字计算机。

由于计算机仿真技术尚未得到普遍应用,很多制冷产品设计中需要制作大量的样机进行实验,通过在这种最接近批量生产的实际产品的模型上进行物理仿真,弥补设计的不足。不断制作样机并做实验的过程费时费力,所以发展制冷装置的计算机仿真成为急迫的任务。

5.1.2 简单对象的建模

在制冷空调装置仿真中,有些部分在一定假设下,可用一阶微分方程近似描述。下面举例说明。

[例 5-1] 货物冷却

对于货物送入冷藏箱中进行冷却(见图 5-1)。设冷藏箱中空气温度为 θ_1 ; 设货物的温度为 θ , 质量为 M , 定容比热容为 c , 与空气传热面积为 F , 货物与空气的当量传热系统为 K 。

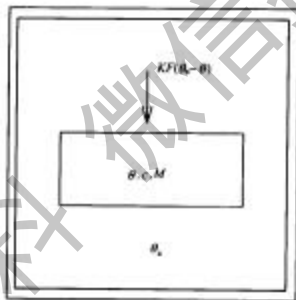


图 5-1 冷藏货物示意图

货物的蓄热量 U 为

$$U = cM\theta \quad (5-1)$$

传给货物的热量应等于货物蓄热量的变化,即

$$\frac{dU}{dt} = KF(\theta_1 - \theta) \quad (5-2)$$

将式(5-1)代入式(5-2)并整理,得

$$\frac{d\theta}{dt} + \frac{KF}{cM}\theta = \frac{KF}{cM}\theta_s \quad (5-3)$$

式(5-3)即是包含 θ 对 t 求导的一阶微分方程。反映了一定条件下,货物随冷藏室内空气温度的变化规律。

用一阶微分方程描述的只能是非常简单与理想化的对象,在制冷空调装置仿真中,如果考虑稍多一些影响参数的话,则必须采用更高阶的方程。下面举例说明。

【例 5-2】 变空气温度下的货物冷却

仍然是货物送入冷藏箱中进行冷却的过程计算。与例 5-1 不同的是,空气温度是变化的,而送入箱内的热量是一定的,设为 Q 。设冷藏箱中空气温度为 θ_s , 质量为 M_s , 定容比热容为 c_s ; 设货物的温度为 θ , 质量为 M , 定容比热为 C , 与空气传热面积为 F , 货物与空气的当量传热系统为 K 。货物送入冷藏箱中进行冷却,箱体结构为绝热(图 5-2)。

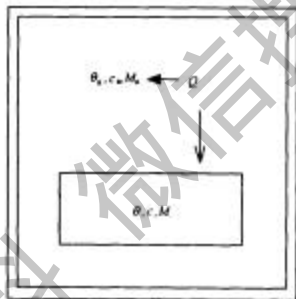


图 5-2 考虑空气蓄热时的货物冷藏示意图

空气的蓄热量 U 为

$$U_s = c_s M_s \theta_s \quad (5-4)$$

货物的蓄热量 U 为

$$U = cM\theta \quad (5-5)$$

传给货物的热量应等于货物蓄热量的变化,即

$$cM \frac{d\theta}{dt} = KF(\theta_s - \theta) \quad (5-6)$$

传给空气的热量与传给货物的热量之和为总的热量 Q , 即

$$cM \frac{d\theta}{dt} + c_s M_s \frac{d\theta_s}{dt} = Q \quad (5-7)$$

由式(5-6)得

$$\theta_s = \theta + \frac{cM}{KF} \frac{d\theta}{dt} \quad (5-8)$$

将式(5-8)代入式(5-7), 得

$$\begin{aligned} cM \frac{d\theta}{dt} + c_s M_s \frac{d\theta}{dt} + \frac{cM c_s M_s}{KF} \frac{d^2 \theta}{dt^2} &= Q \\ \frac{cM c_s M_s}{KF} \frac{d^2 \theta}{dt^2} + (cM + c_s M_s) \frac{d\theta}{dt} &= Q \end{aligned} \quad (5-9)$$

上面的二阶常微分方程描述了冷藏箱内货物的冷却过程。如果考虑空气与箱体结构的传热, 而把箱体结构作为一阶惯性环节, 则得到的式子为三阶微分方程。如果对于厚的货物, 需要考虑表层与内部温度变化的不一致, 则所得到的方程阶数还要高。

一般地, 描述系统的高阶微分方程可统一用如下形式

$$\begin{aligned} \frac{d^n y}{dt^n} + a_1 \frac{d^{n-1} y}{dt^{n-1}} + \dots + a_{n-1} \frac{dy}{dt} + a_n y &= c_0 \frac{d^n u}{dt^n} + c_1 \frac{d^{n-1} u}{dt^{n-1}} + \dots + c_{n-1} \frac{du}{dt} + c_n u \end{aligned} \quad (5-10)$$

对于式(5-3)这样的微分方程模型, 可以通过推导求得分析解。

对于一般的微分方程, 难以直接求得分析解, 一般采用数值求解方法。对于精度要求较低而速度要求较高的场合, 可以采用欧拉法、梯形法, 如果精度要求较高, 则四阶龙格库塔法是常用的求解方法。

5.1.3 单级压缩蒸气制冷理论循环的计算机分析

最常见的制冷装置如家用冰箱、家用空调器等均采用单级蒸气压缩制冷循环, 对于单级蒸气压缩制冷理论循环的计算机分析是一种非常简化的制冷循环模拟, 可以作为实际制冷装置模拟的基础。

图 5-3 示出了单级蒸气压缩制冷循环的 $\lg p-h$ 图, 对于该种循环的分析是制冷系统分析与设计的基础。以前通过查图表的方法, 可以计算出所要求的各个量, 但每次计算都比较复杂。采用在计算机上计算, 虽然编程需要花时间, 但以后每次计算特别快, 这对于工况等参数改变时的分析特别能体现出其优势。

假定输入参数为四个: 蒸发温度 T_e , 冷凝温度 T_c , 压缩机吸气过热度 ΔT_s , 冷

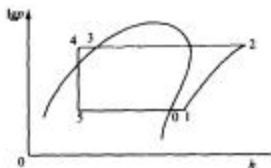


图 5-3 单级蒸汽压缩制冷循环的 $\lg p-h$ 图

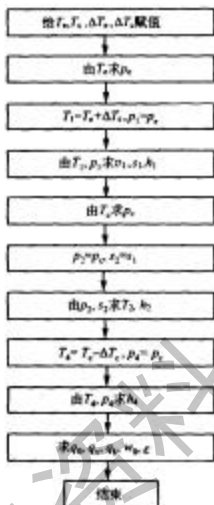


图 5-4 计算单级蒸汽压缩制冷循环性能的程序框图

需要知道制冷工质的热力性质,与工质的传输性质及具体的装置结构均无关,现经常被用来比较不同工质的性能。

上面的方法虽然简单,但同实际装置性能之间是有差距的。对于一般的制冷装置来讲,当蒸发温度、冷凝温度变化时,其压缩机吸气过热度、冷凝器过冷度也会

凝器过冷度 ΔT_c 。按理论循环的假设条件,蒸发温度和冷凝温度均为定值,系统的流动阻力忽略不计。压缩过程为等熵过程,节流过程为等焓过程。则理论循环的性能指标均可以算出。

$$\text{循环的单位制冷量 } q_0 = h_1 - h_2 = h_1 - h_4 \quad (5-11)$$

$$\text{单位容积制冷量 } q_v = \frac{q_0}{v_1} \quad (5-12)$$

$$\text{单位理论热负荷 } q_h = h_2 - h_4 \quad (5-13)$$

$$\text{制冷系数 } \epsilon = \frac{q_0}{w_0} \quad (5-14)$$

制冷工质的物性计算程序需要预先编制。对于常见工质,国际上都有标准方程,并有商业化的软件,作者这里也可以提供。由工质物性程序,可由任意两个物性参数求出该状态的其他物性参数值。

图 5-4 为计算单级蒸汽压缩制冷循环性能的程序框图。

由该程序可以方便地求出当蒸发温度、冷凝温度、压缩机吸气过热度、冷凝器过冷度变化时,理论制冷循环性能的变化。该种计算中只

变化, 定值假定是不符合实际情况的。由于上面分析过程没有牵涉到外界环境对于实际装置的影响, 因此不能预测外界环境变化时制冷装置的性能变化。

5.1.4 单级压缩蒸气制冷装置的计算机模拟

5.1.4.1 部件模型

制冷装置的计算机模拟, 是用来代替部分在实际装置上的实验。对于实际制冷装置来讲, 一旦结构以及外部条件定了, 其内部的状态是惟一确定的。因此在计算机模拟时, 并不能任意指定这些状态, 如蒸发温度、冷凝温度、过热度、过冷度, 而是应该能把这些参数正确地计算出来。在模型和算法的选取上, 应当根据实际需要, 在精度、计算稳定性和运算速度之间达到平衡。

对于一个简单的单级蒸气压缩制冷装置, 设其由往复活塞式压缩机、毛细管、冷凝器与蒸发器这四大件组成。蒸发器与换热器均采用干式换热器, 其本身热容可以忽略不计, 这两个换热器均采用温度不变的空气冷却。需要模拟压缩机开机过程到系统接近稳定的整个过程, 主要是要预测制冷剂状态及制冷量随时间的变化。

下面来建立各个部件的模型。由于需要模拟制冷装置在压缩机开机这个扰动下的过渡过程, 因此是个动态仿真问题。但是具体建模时, 不一定对于所有的部件都采用动态方程。如果有可能的话, 应该对其中尽可能多的环节采用稳态模型, 以使整个模型比较简单。

5.1.4.1.1 压缩机模型

对于压缩机来讲, 活塞每一个运动周期所需要的时间约为 $0.02s$, 远小于制冷系统压力变化过程的时间。对于制冷装置来讲, 活塞在一个运转周期中的流量的变化, 是一个频率过高的信号, 可以取每个周期的平均值来滤掉该高频信号。这样一来, 压缩机进出口状态对于压缩机流量的影响是没有时间延迟的, 因此压缩机流量计算的模型可以采用稳态模型。功率则可根据理论功和压缩机的效率确定。

$$m_{\text{com}} = \frac{\lambda V_s}{v_s} \quad (5-15)$$

式中: m_{com} ——压缩机的制冷剂流量;

λ, V_s ——压缩机的输气系数;

v_s ——吸气比体积。

$$N = \frac{m}{m-1} \lambda V_s p_s \left[\left(\frac{p_c}{p_s} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] / \eta \quad (5-16)$$

式中: N ——压缩机的功率;

- η ——压缩机的理论功率;
 p_c ——冷凝压力;
 p_e ——蒸发压力;
 m ——多变指数。

5.1.4.1.2 毛细管模型

毛细管中制冷剂的流速很高,制冷剂流过毛细管所需要的时间也远小于系统的时间常数,因此毛细管进出口状态的影响也可以认为是即时的,故其模型采用稳态模型即可。由于管内流体流动的高度非线性,各种较为精确的分布参数模型在数值求解时速度较慢且存在计算的稳定性问题,因此建立精确,同时又简单、通用的毛细管模型对于实际装置的设计与优化具有重要意义。下面介绍的绝热毛细管的近似积分模型是一种较好的模型。

对于一维等焓均相流动,有如下控制方程

$$-dp = G^2 dv + \frac{1}{2} \frac{f}{D} v G^2 dL \quad (5-17)$$

式中: p , v , G ——流体的压力、比体积和质流密度;

D , L ——毛细管内径和长度;

f ——沿程摩擦系数。

(1) 过冷区模型

过冷区液体比体积和沿程摩擦系数可认为不变,对式(5-17)积分,得过冷区长度

$$L_{sc} = \frac{2\Delta p_{sc} D}{f_{sc} v_{sc} G^2} \quad (5-18)$$

式中: Δp_{sc} ——过冷区压降;

下标 sc ——过冷区。

(2) 两相区模型

用 p_1 和 v_1 表示两相区的进口压力和比体积, p_2 和 v_2 表示两相区的出口压力和比体积。为了能积分求解方程(5-17),建立如下经验方程

$$v/v_1 = 1 + k_1(p_1/p - 1) \quad (5-19)$$

因沿程摩擦系数 f 变化不大,故在积分过程中设为定值,取进、出口摩擦系数之算术平均。将式(5-19)代入式(5-17)积分,得二相区长度

$$L_{TP} = -\frac{2D}{f} \left\{ \ln \frac{v_2}{v_1} - \frac{p_1}{v_1 G^2 (1-k_1)} \left[\frac{p_2}{p_1} - 1 - \frac{k_1}{1-k_1} \ln \left(\frac{p_2 v_2}{p_1 v_1} \right) \right] \right\} \quad (5-20)$$

式(5-19)、式(5-20)中, k_1 是一个仅与边界条件相关的常量,按式(5-21)计算

$$k_1 = \left(\frac{p_2 v_2}{p_1 v_1} \right)^{0.98533} \left[\left(1 - \frac{v_1}{v_2} \right) / \left(1 - \frac{p_2}{p_1} \right) \right]^{1.00126} \quad (5-21)$$

(3) 过热区模型

对于低压下的过热气体,可近似看做理想气体。因此在等焓过程中温度不变

$$pv = RT = \text{常数} \quad (5-22)$$

式中, T 和 R 分别是热力学温度和摩尔气体常量。

由式(5-22)得

$$dv = - \frac{RT}{p^2} dp \quad (5-23)$$

将式(5-22)和式(5-23)代入方程(5-17)并积分,得过热区长度

$$L_{\text{过}} = [(p_1^2 - p_2^2)/(RT) + 2G^2 \ln(p_2/p_1)] d / (f_{\text{过}} G^2) \quad (5-24)$$

式中,下标 1 和 2 分别表示过热区的进口和出口参数。在实际计算中,为方便起见,取

$$RT = (p_1 v_1 + p_2 v_2) / 2; \quad f_{\text{过}} = (f_1 + f_2) / 2$$

(4) 壅塞流

当工质在毛细管出口处的流速达到当地音速时,毛细管处于壅塞流动。此时毛细管出口压力大于或等于背压,背压的降低对毛细管质流率已无影响。此时的质流率 G_c 称为毛细管的壅塞质流率或临界质流率,可按式(5-25)~式(5-27)计算

$$G_c = \left(\frac{x}{G_{0c}} + \frac{1-x}{G_{lc}} \right)^{-1/2} \quad (5-25)$$

$$\frac{1}{G_{lc}^2} = \frac{v_c - v_l}{s_c - s_l} \frac{ds_l}{dp} - \frac{dv_l}{dp} \quad (5-26)$$

$$\frac{1}{G_{0c}^2} = \frac{v_c - v_l}{s_c - s_l} \frac{ds_c}{dp} - \frac{dv_c}{dp} \quad (5-27)$$

式(5-25)~式(5-27)表明毛细管的临界质流量只是当地干度和制冷剂热物性的函数,而与毛细管结构尺寸无关。式(5-26)和式(5-27)可以由制冷剂热物性数据拟合成关联式。另外,为了简化计算,若在过冷流动或过热流动中发生壅塞,分别按饱和液体和饱和气体处理。

(5) 其他参数的确定

对于毛细管流动的沿程摩擦系数 f 的计算,采用 Churchill 关联式

$$f = 8 \left[(8/\text{Re})^{12} + 1/(A+B)^{5.2} \right]^{1/12} \quad (5-28)$$

$$A = [2.457 \ln \{1 / ((7/Re)^{0.9} + 0.27(e/d))\}]^{16}$$

$$B = (37.530/Re)^{16}$$

式中, Re 为 Reynolds 数,

$$Re = Gd/\mu_c$$

上面关联式可覆盖整个 Re 数区域,且考虑了毛细管内粗糙度的影响,一般毛细管相对粗糙度约为 3.27×10^{-4} 。

对于两相区的动力粘度 μ_{TP} 按式(5-29)计算。

$$\mu_{TP} = x\mu_c + (1-x)\mu_L \quad (5-29)$$

(6) 管长计算

在进口状态及出口背压已知条件下,利用上述简化模型,可以方便地按要求的质流密度确定毛细管长度。此时,先要确定进口有无过冷,过冷度有多大。一般情况下,毛细管进口为过冷,出口为二相,此时只要按上面的方法,求出过冷区和二相区的管长,并相加即可。如果是其他的情况,则先确定存在哪几相,再分别求出各相的长度,并相加得到总的管长。

(7) 质流量计算

在装置仿真中,毛细管的结构尺寸都是已知的,而需要求得的是流量等参数。其基本实现步骤如下。

步骤 1,假设毛细管的出口压力等于其背压,结合进口条件,确定毛细管内是否存在过冷、两相或过热流动区域及存在的各流动区域的进、出口状态,并求出毛细管出口为背压时的壅塞质流率 G_0 。

步骤 2,假定毛细管的流量为 G_0 ,对于存在的各流动区域,计算该区域的长度,并将不同流动区域的计算长度相加后得到毛细管的计算长度。

步骤 3,将毛细管的计算长度与实际长度比较。若计算长度在误差限之内,则毛细管出口的压力等于背压,质流率等于 G_0 。若计算长度偏长,则说明实际质流率大于 G_0 ,毛细管的出口压力高于背压,此时需要重新假定新的出口压力,重复以上的过程。若计算长度偏短,则说明实际质流率小于 G_0 ,不出现壅塞,出口压力等于背压,此时只要在小于 G_0 的质流率范围内搜索一个正确的质流率。

5.1.4.1.3 蒸发器和冷凝器模型

对于蒸发器和冷凝器,虽然必须采用动态方程,但在很多情况下,阻力损失不是太大。为简化起见,下面建模与求解中忽略蒸发器与冷凝器中制冷剂的阻力损失,制冷剂两相区的温度可近似认为是一致的,因此系统不必采用分布参数模型,只要将两器按过冷、二相、过冷分成几个大块即可。相对于全分布参数模型,需要计算的结点数大大减少。

对于冷凝器,根据制冷剂的质量和能量守恒方程式,得

$$\frac{d}{d\tau}(M_{SH} + M_{TP} + M_{SC}) = m_u - m_{out} \quad (5-30)$$

$$\frac{d}{d\tau}(M_{SH}h_{SH} + M_{TP}h_{TP} + M_{SC}h_{SC}) = m_u h_u - m_{out} h_{out} - q \quad (5-31)$$

式中: M , h , m ——制冷剂的质量、焓和质流率;

q ——总的热流;

下标 SH, TP, SC——换热器的过热区、两相区和过冷区。

令

$$M = M_{SH} + M_{TP} + M_{SC} \quad (5-32)$$

$$E = M_{SH}h_{SH} + M_{TP}h_{TP} + M_{SC}h_{SC} \quad (5-33)$$

式(5-30)和式(5-31)在一个短的时间步长内积分,得

$$M^1 = M^0 + (m_u - m_{out})\Delta\tau \quad (5-34)$$

$$E^1 = E^0 + (m_u h_u - m_{out} h_{out} - q)\Delta\tau \quad (5-35)$$

式中,上标 1 和 0 分别表示当前时刻和上一时刻的物理量。

当进出口流量、进口焓值已知时,冷凝器中其他参数仍然需要通过迭代才能确定。对于上述模型进行求解的一种较为稳定的算法是质量引导法,把质量平衡作为迭代标准。首先估计一个冷凝压力,然后根据能量守恒方程式计算出高压侧制冷剂的状态和质量,从而可得高压侧的制冷剂总质量。将该值和由式(5-34)计算出的质量值进行比较,当误差较大时,调整所估计的冷凝压力,并重新计算高压侧各部分的制冷剂状态和质量;当误差小于允许范围后,再依次计算出其他状态参数。

对于蒸发器,完全可以采用同样的方法,只是在蒸发器中没有过冷区而已。

5.1.4.1.4 围护结构模型

制冷装置的性能不仅取决于制冷系统的特性,而且还跟围护结构的性能密切相关。对于冰箱、冷柜这类小型装置,其围护结构即是其箱体,是产品整体的不可分割的部分,撇开围护结构研究装置的仿真显然是有问题的。即便对空调系统、冷库这类大型装置来讲,其工作过程中的降温变化也直接受制于围护结构,这反过来又影响制冷系统的工作特性。因此围护结构动态负荷模型与算法的研究是制冷装置仿真不可缺少的一个环节。

(1) 反应系数法与 Z 传递系数法计算围护结构特性的原理

对于一个只有一种材料组成的最简单的围护结构,可以看成如图 5-5 所示的

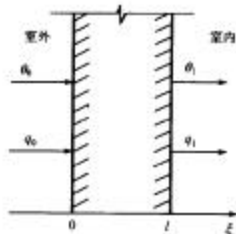


图 5-5 平壁热力系统图

单层均质平壁热力系统,除导热方程外,还有与热流有关的导热定律

$$q(x, t) = -\lambda \frac{\partial \theta(x, t)}{\partial x} \quad (5-36)$$

平壁两侧表面上有四个时间函数:

$$\text{内表面温度 } \theta(x, t)|_{x=l} = \theta_1(t)$$

$$\text{内表面热流 } q(x, t)|_{x=l} = q_1(t)$$

$$\text{外表面温度 } \theta(x, t)|_{x=0} = \theta_0(t)$$

$$\text{外表面热流 } q(x, t)|_{x=0} = q_0(t)$$

其中两个量给定,另两个量待求。现假定外侧表面上的温度和内侧的热流为

已知,内侧温度和外侧为未知,采用过剩温度表示,初始状态设为零,数学模型为

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \theta(x, t)}{\partial t} &= a \frac{\partial^2 \theta(x, t)}{\partial x^2} \\ q(x, t) &= -\lambda \frac{\partial \theta(x, t)}{\partial x} \\ \theta(x, t)|_{x=l} &= \theta_1 \\ \theta(x, t)|_{x=0} &= \theta_0(t) \\ q(x, t)|_{x=l} &= q_1(t) \end{aligned} \right\} \quad (5-37)$$

对于上述微分方程可通过差分进行数值求解,计算每一时刻的各个参数值,但比较费计算时间,而且在系统仿真中计算时刻较多,每个时刻均需要多次迭代,因此计算量将会很大。实际的围护结构大多为由多种材料组成,方程更为复杂,求解的量更大。

反应系数法和 Z 传递系数法是对此问题可采用的较好的方法。其思路是先通过计算求得与围护结构特性有关的反应系数或传递系数,以后在系统仿真中,只根据这些系数与扰量进行合成。虽然有计算反应系数或传递系数时计算较繁,但是这个过程一次就完成了,以后温度与热流量的计算中涉及的这些系数与扰量的合成则非常简单,因此总的计算量就大大降低了。

在反应系数法中,假定室外温度变化引起室内温度和室外热流变化的反应系数分别为 h_{11} 、 h_{21} ,而室内热流变化引起室内温度与室外热流变化的反应系数分别为 h_{12} 、 h_{22} 。计算的时间步长为 Δ ,则在第 $n \Delta$ 时刻的室内温度与室外热流分别为的输出值为

$$\theta_1(n) = \sum_{i=0}^{n-1} h_{11}(i) \theta_0(n-i) + \sum_{i=0}^{n-1} h_{12}(i) q_1(n-i) \quad (5-38)$$

$$q_0(n) = \sum_{i=0}^n h_{21}(i)\theta_0(n-i) + \sum_{i=0}^n h_{22}(i)q_1(n-i) \quad (5-39)$$

Z 传递系数法与反应系数法有一定的相似性。Z 传递函数定义为输出和输入函数的 Z 变换之比,常把它表示为两个 z^{-1} 多项式之比。如对于平壁热力系统,其 Z 传递函数记作

$$G(z) = \frac{b_0 + b_1 z^{-1} + \dots + b_n z^{-n} + \dots}{d_0 + d_1 z^{-1} + \dots + d_m z^{-m} + \dots} = \frac{N(z)}{D(z)} \quad (5-40)$$

为保证分子、分母的系数惟一,取定分母多项式的首项恒为 $d_0 = 1$ 。

如果只考虑室内热量引起温度变化的关系,只要先求出对应此两个参数输入输出关系的 Z 传递函数,确定了此函数的各个系数,则有

$$\frac{Z[\theta_1(t)]}{Z[q_1(t)]} = \frac{\sum_{i=0}^{\infty} b_i z^{-i}}{\sum_{i=0}^{\infty} d_i z^{-i}} \quad (5-41)$$

$$\theta_1(n) = \sum_{i=0}^n b_i q_1(n-i) - \sum_{i=1}^n d_i \theta_1(n-i) \quad (5-42)$$

反应系数法项数得取较多,而 Z 传递函数所取系数少得多。

(2) 状态空间法求反应系数

在状态空间法中使用标准形式的状态方程和输出方程

$$\dot{X}(t) = AX(t) + BU(t) \quad (5-43)$$

$$Y(t) = CX(t) + DU(t) \quad (5-44)$$

对于平壁围护结构,为了建立状态空间,将平壁适当分层,作为一个 n 层的集中热容系统处理(见图 5-6),从而可建立起一个 m 维($m = n + 1$)的状态空间。图 5-6 中,阴影部分分别表示内外边界及内部的控制体。由能量守恒知控制体的内能变化等于进出控制体的热流量的代数和,由此可以列出一组常微分方程,即状态方程。

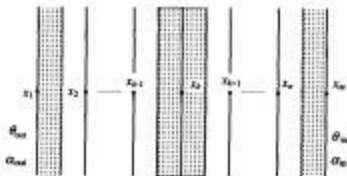


图 5-6 平壁分层图

$$\begin{cases} \frac{1}{2} C_1 \frac{dx_1}{dt} = \alpha_{in}(\theta_{in} - x_1) - \frac{x_1 - x_2}{R_1} \\ \frac{1}{2} (C_1 + C_2) \frac{dx_2}{dt} = \frac{x_1 - x_2}{R_1} - \frac{x_2 - x_3}{R_2} \\ \vdots \\ \frac{1}{2} (C_{i-1} + C_i) \frac{dx_i}{dt} = \frac{x_{i-1} - x_i}{R_{i-1}} - \frac{x_i - x_{i+1}}{R_i} \\ \vdots \\ \frac{1}{2} C_n \frac{dx_{n+1}}{dt} = \frac{x_n - x_{n+1}}{R_n} - \alpha_{in}(x_{n+1} - \theta_{in}) \end{cases} \quad (5-45)$$

式中: C_i ——热容,

$$C_i = l_i \rho_i c_{pi}$$

l_i ——厚度;

ρ_i ——密度;

C_{pi} ——比热容;

R_i ——热阻,

$$R_i = l_i / \lambda_i$$

λ_i ——材料导热系数;

$\alpha_{in}, \alpha_{out}$ ——墙体外侧和内侧的空气换热系数。

所要求的内表面热流为

$$q_{in} = \alpha_{in}(x_{n+1} - \theta_{in}) \quad (5-46)$$

当我们进行暖热反应计算时,内表面的过剩温度 $\theta_{in} = 0$,将输入输出关系整理成标准的状态方程和输出方程,如式(5-43)、式(5-44)。主要的参数为 $X(t) = [x_1 \ x_2 \ \dots \ x_{n+1}]^T$ 各状态点温度, $\dot{X}(t) = [\dot{x}_1 \ \dot{x}_2 \ \dots \ \dot{x}_{n+1}]^T$ 各状态点温度变化率, $Y(t)$ 内表面热流, $U(t) = \theta_{in}$ 室外温度变化,

$$A = \begin{bmatrix} \frac{-2\alpha_{in} + 1/R_1}{C_1} & \frac{2}{C_1 R_1} & & & \\ \frac{2}{(C_1 + C_2)R_1} & \frac{-2}{C_1 + C_2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) & \frac{2}{(C_1 + C_2)R_2} & & \\ & \ddots & \ddots & \ddots & \\ & & \frac{2}{(C_{n-1} + C_n)R_{n-1}} & \frac{-2}{C_{n-1} + C_n} \left(\frac{1}{R_{n-1}} + \frac{1}{R_n} \right) & \frac{2}{(C_{n-1} + C_n)R_n} \\ & & & \frac{2}{C_n R_n} & \frac{-2\alpha_{in} + 1/R_n}{C_n} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} \frac{2\alpha_m}{c_1} & 0 & \cdots & 0 \end{bmatrix}^T, C = [0 \ 0 \ \cdots \ \alpha_m], D = 0.$$

根据前面的状态方程和输出方程,可以求解在一定扰量作用下的系统的参数输出。在计算单个反应系数时,系统的输入是单个量,输出也是单个量。只要能构造与前面定义的反应系数相一致的输入,则所得到的输出即为相应的反应系数。

对于三角波反应,可以由斜坡反应构成。设 U 为一个斜坡扰量,如能根据前面的状态方程和输出方程,求出时间间隔为 Δ 时的响应系数列 $Y(i)$, 根据线性迭加原理,即可求出三角波反应系数 $h(i)$

$$\begin{cases} h(i) = [Y(i-1) - 2Y(i) + Y(i+1)]/\Delta \\ h(0) = Y(1)/\Delta \end{cases} \quad (5-47)$$

现在的问题是如何求得斜坡反应的解。

对于状态方程(5-45),其解的一般形式为

$$X(t) = e^{At}X(0) + \int_0^t e^{A(t-\tau)}BU(\tau)d\tau \quad (5-48)$$

式中, e^{At} 称为矩阵指数,与其相关的积分在本书中统称为矩阵指数的积分。若设 Δ 为离散化时间步长,并在上式中分别令 $t = k\Delta, t = (k+1)\Delta$,则可以求得

$$X(k+1) = e^{A\Delta}X(k) + \int_{k\Delta}^{(k+1)\Delta} e^{A((k+1)\Delta-\tau)}BU(\tau)d\tau \quad (5-49)$$

上面的解中既有自由项,又有强制项,计算复杂。如能把控制量 $U(t)$ 增广到状态量中去使状态方程变成齐次的,求解就简便多了。对于 $U(t)$ 为斜坡函数的情况,增广是能够实现的。令

$$X_{m+1} = U(t) = t \quad (5-50)$$

$$\dot{X}_{m+2} = \dot{X}_{m+1} = 1 \quad (5-51)$$

从而构成齐次的增广状态方程

$$\begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{x}_{m+1} \\ \dot{x}_{m+2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B & 0 \\ 0 & 0 & -\omega \\ 0 & \omega & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ x_{m+1} \\ x_{m+2} \end{bmatrix} \quad (5-52)$$

可简记为

$$\dot{\tilde{X}} = \tilde{A}\tilde{X} \quad (5-53)$$

对于齐次状态方程

$$\dot{X}(t) = AX(t) \quad (5-54)$$

其解的形式为

$$X(t) = e^{At}X(0) \quad (5-55)$$

取时间步长为 Δ , 可得如下的递推方程

$$X[(n+1)\Delta] = e^{A\Delta}X[n\Delta] \quad (5-56)$$

矩阵指数及其积分的计算方法有很多, 下式所示的直接级数展开程序实现比较简单。

$$F = e^{A\Delta} = I + \Delta A + \frac{A^2\Delta^2}{2} + \dots = \sum_{k=0}^{\infty} \frac{A^k\Delta^k}{k!} \quad (5-57)$$

式中, I 为单矩矩阵。

(3) 状态空间法求 Z 传递系数

对于方程(5-43), 其解的离散形式为式(5-49), 但是除了一些特殊输入函数外, 该式无法直接用于计算。因此, 有必要在保证一定精度的条件下, 采取一些近似方法。常用的近似方法有两类: 一是保持器法; 二是数值积分法。

保持器法中零阶保持和一阶保持比较简单, 高阶保持比较复杂, 而且对于不同的扰量输入, 精度并不与保持器的阶数成正比, 因此常用零阶保持和一阶保持。对于零阶保持, 数学上表述为

$$U(\tau) = U(k\Delta) = U(k), \quad k\Delta \leq \tau < (k+1)\Delta \quad (5-58)$$

代入式(5-49), 可得

$$X(k+1) = FX(k) + GU(k) \quad (5-59)$$

其中

$$F = e^{A\Delta}, \quad G = \int_0^{\Delta} e^{A(\Delta-t)} dt \cdot B$$

对于一阶保持, 数学上可表示为

$$U(\tau) = U(k) + \frac{U(k+1) - U(k)}{\Delta}(\tau - k\Delta), \quad k\Delta \leq \tau < (k+1)\Delta \quad (5-60)$$

代入式(5-59), 可得

$$X(k+1) = FX(k) + G_a U(k) + G_b U(k+1) \quad (5-61)$$

其中

$$G_1 = \int_0^{\Delta} \frac{t}{\Delta} e^{A t} dt \cdot B$$

$$G_2 = G - G_1$$

数值积分法就是对式(5-59)右边第二项直接进行数值积分。从数学上讲,该项只是关于 t 的积分,因此任何有关的数值积分公式都可以应用在这里。出于避免复杂化及对后文求取 Z 传递函数的考虑,这里只给出梯形公式的结果:

$$X(k+1) = FX(k) + \Phi_1 U(k) + \Phi_2 U(k+1) \quad (5-62)$$

其中

$$\Phi_1 = \frac{\Delta}{2} FB, \quad \Phi_2 = \frac{\Delta}{2} B$$

式(5-61)与式(5-62)形式相同,只是 $U(k)$ 和 $U(k+1)$ 的系数矩阵不同,后者的精度稍差,但计算量要小得多。

要完成上面的计算,需要计算下面三个矩阵指数。

$$F = e^{A\Delta} = I + A\Delta + \frac{A^2\Delta^2}{2} + \cdots = \sum_{k=0}^{\infty} \frac{A^k\Delta^k}{k!} \quad (5-63)$$

$$G = \int_0^{\Delta} e^{A t} dt B = \sum_{k=0}^{\infty} \frac{A^k\Delta^{k+1}}{(k+1)!} B = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{A^{k-1}\Delta^k}{k!} B \quad (5-64)$$

$$G_1 = \int_0^{\Delta} \frac{t}{\Delta} e^{A t} dt B = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{kA^{k-1}\Delta^k}{(k+1)!} B \quad (5-65)$$

完成状态方程的求解后,结合输出方程的离散化形式,得平壁离散状态空间模型:

$$\begin{cases} X(k+1) = FX(k) + GU(k) \\ Y(k) = CX(k) + DU(k) \end{cases} \quad (5-66)$$

$$\begin{cases} X(k+1) = FX(k) + G_1 U(k) + G_2 U(k+1) \\ Y(k) = CX(k) + DU(k) \end{cases} \quad (5-67)$$

$$\begin{cases} X(k+1) = FX(k) + \Phi_1 U(k) + \Phi_2 U(k+1) \\ Y(k) = CX(k) + DU(k) \end{cases} \quad (5-68)$$

式(5-67)和式(5-68)可以通过线性变换转化为式(5-66)的形式。

对于一个 $n+1$ 阶的系统, Z 传递函数 $H(Z)$ 的形式如下:

$$H(Z) = \frac{b_0 + b_1 z^{-1} + b_2 z^{-2} + \cdots + b_{n+1} z^{-(n+1)}}{1 + d_1 z^{-1} + d_2 z^{-2} + \cdots + d_{n+1} z^{-(n+1)}} \quad (5-69)$$

问题归结为如何确定分子与分母中的系数 b_i 与 d_i 。

以标准离散状态空间模型(5-66)为例,取 Z 变换,有

$$\begin{cases} zX(z) = FX(z) + GU(z) \\ Y(z) = CX(z) + DU(z) \end{cases} \quad (5-70)$$

整理得

$$\begin{aligned} H(z) &= \frac{Y(z)}{U(z)} = z^{-1} C(I - z^{-1} F)^{-1} G + D \\ &= z^{-1} C \frac{\text{adj}(I - z^{-1} F)}{\det(I - z^{-1} F)} G + D \end{aligned} \quad (5-71)$$

其中

$\det(I - z^{-1} F) = 1 + d_1 z^{-1} + \cdots + d_{n+1} z^{-(n+1)}$ 为矩阵行列式,

$\text{adj}(I - z^{-1} F) = B_1 + B_2 z^{-1} + \cdots + B_{n+1} z^{-n}$ 为伴随矩阵

B_i 为 $(n+1) \times (n+1)$ 阶常数阵, B_i 及 d_i 由 Leverrier-Faddoeva 算法确定。这样 b_i 也就确定了。具体计算按式(5-72)、式(5-73)

$$\begin{cases} B_0 = 0, d_0 = 1 \\ B_i = FB_{i-1} + d_{i-1} I \\ d_i = -\text{tr}(FB_i)/i \quad (i = 1, \cdots, n+1) \end{cases} \quad (5-72)$$

$$\begin{cases} b_0 = D \\ b_i = CB_i G + Dd_i \quad (i = 1, \cdots, n+1) \end{cases} \quad (5-73)$$

如果已知反应系数序列 $Y(i)$, 则 b_i 也可由下述关系简便地求得

$$b_i = \sum_{k=0}^i Y(i-k) d_k \quad (i = 0, \cdots, n+1) \quad (5-74)$$

5.1.4.1.5 充注量计算模型

制冷剂充注量与制冷装置的工作特性是紧密相关的,尤其对于小型压缩式制冷装置,由于采用毛细管作为节流元件,调节能力较热力膨胀阀要差,充注量的变化明显影响系统的工作特性,如果充注量过大,将引起蒸发温度、冷凝温度上升,蒸发器不能将冷量充分发出来,制冷剂以两相态出蒸发器,造成冷量损失,而此时压缩机的电机功率却是增加了,系统的工作特性明显恶化,在某些情况下,甚至不能正常工作。当制冷剂充注量过小时,蒸发、冷凝压力都下降,蒸发器的传热温差增加了,但制冷剂流量下降导致制冷量减少,系统工作特性也不符合要求。对于一机多蒸发器的装置,如冷藏冷冻箱,各间室的温度将严重偏离要求,在某些极端情况下,还会产生其他严重问题。因此,对于制冷装置,适宜的制冷剂充注量是非常重要的。

对于一个典型的小型制冷装置,制冷剂质量可一般地表示成如下形式

$$M = M_{\text{m, ev}} + \int_0^{V_{\text{m, ev}}} \rho(T_V) dV + M_{\text{m, con}} + \int_0^{V_{\text{m, con}}} \rho(T_V) dV + \int_0^{V_{\text{m, c}}} \rho_l(T_V) dV + \rho(T_{\text{c}}) V_{\text{c}} + M_{\text{in}} + M_{\text{oi}} \quad (5-75)$$

式(5-75)中等式右边各项分别对应蒸发器二相区,蒸发器过热区(包括回气管),冷凝器二相区,冷凝器过热区,冷凝器过冷区,压缩机空腔,干燥过滤器和润滑油。

对于单相区的制冷剂密度容易确定,但对要计算二相区的制冷剂密度,则必须计算空泡系数。如果空泡系数 α 已知,则两相区中的制冷剂质量可结合具体结构参数等来计算。

$$M_{\text{m}} = \int_0^{L_{\text{m}}} [\alpha \rho_g + (1 - \alpha) \rho_l] A d\xi \quad (5-76)$$

式中: A ——流道内截面积;

L_{m} ——两相区长度。

空泡系数是两相混合物在任一流动截面内气相所占的总面积份额,又称为截面含气率或真实含气率,其表达式为

$$\alpha = A_g / A \quad (5-77)$$

式中, A , A_g 分别表示流道面积与气体流通面积。

需要注意的是空泡系数与干度这两个概念之间的区别。

干度,也叫质量含气率,是指单位时间内流过流道截面的两相流总质量中,气相质量所占的份额,其定义为

$$x = M_g / M = M_g / (M_g + M_l) \quad (5-78)$$

式中, M , M_g , M_l 分别表示总的两相流质量流率及气相、液相的质量流率。

在传热计算中, 我们首先得到的是制冷剂的干度。制冷剂质量的计算却不能直接利用干度来进行, 而需要由空泡系数来确定。二相区制冷剂的密度可用下式来表示

$$\rho = a\rho_g + (1-a)\rho_l \quad (5-79)$$

如果希望通过干度来计算二相区空泡系数, 则还需要知道气相和液相之间的滑动力, 这三者之间存在以下的关系

$$a = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{x} - 1\right) \cdot S \cdot \frac{\rho_g}{\rho_l}} \quad (5-80)$$

式中, S 为滑动力。

现有的空泡系数模型, 可分为四种类型, 即均相模型、滑动力修正、 x 修正、考虑质量流的模型。

(1) 均相模型

均相模型是最简单的一种, 它认为两相均匀混合, 滑动力为 1, 则

$$a = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{x} - 1\right) \frac{\rho_g}{\rho_l}} \quad (5-81)$$

(2) 滑动力模型

滑动力模型中, 关键是滑动力的确定。对此不同的学者提出了不同的计算公式, 其中以 Zivi 和 Smith 的公式比较有影响。

Zivi 提出:

$$s = [P \cdot I_1]^{-1/2} \quad (5-82)$$

其中

$$P \cdot I_1 = \frac{\rho_g}{\rho_l} \quad (5-83)$$

这一关系式是对无流体夹带的环状流, 在管壁摩擦为零, 焓增为零的原则下得出的。

Smith 基于均匀混合物核心与环状液相具有相等的速度头的假设, 提出了滑动力修正模型

$$s = K + (1-K) \left[\frac{1/P \cdot I_1 + K \left(\frac{1-x}{x} \right)}{1 + K \left(\frac{1-x}{x} \right)} \right]^{1/2} \quad (5-84)$$

式中, K 为夹带系数, 推荐值为 0.64。

(3) X_a 修正模型

$$\alpha = (1 + X_a^{0.8})^{-0.285} \quad (X_a \leq 10) \quad (5-85)$$

$$\alpha = 0.823 - 0.157 \ln X_a \quad (X_a \leq 10) \quad (5-86)$$

其中

$$X_a = \left[\frac{1-x}{x} \right]^{0.9} P \cdot I_z^{0.5} \quad (5-87)$$

$$P \cdot I_z = \left[\frac{\mu_l}{\mu_g} \right]^{0.2} \cdot \frac{\rho_g}{\rho_l} \quad (5-88)$$

(4) 质流率的修正模型

质流率的修正模型中主要有 Tandon、Hughmark 和 Premoli 模型。

1) Tandon 模型是在 Zivi 模型基础上计及管壁摩擦之后的一种改进, 它计算空泡系数还考虑了质量量的影响。其数学形式为

$$\begin{cases} \alpha = 1 - 1.928 Re_t^{-0.285} / F(X_a) + 0.9293 Re_t^{-0.43} / F(X_a)^2, & (50 < Re_t < 1125) \\ \alpha = 1 - 0.38 Re_t^{-0.08} / F(X_a) + 0.0361 Re_t^{-0.076} / F(X_a)^2, & (Re_t > 1125) \end{cases} \quad (5-89)$$

其中

$$F(X_a) = 0.15(1/X_a + 2.85/X_a^{0.476}) \quad (5-90)$$

2) Premoli 模型。这是一个经验修正模型, 它是能过滑动比的计算进行的, 滑动比的计算过程如下

$$S = 1 + F_1 \left[\frac{y}{1+yF_2} - yF_2 \right]^{1/2} \quad (5-91)$$

其中

$$F_1 = 1.578 Re_t^{-0.29} (\rho_l / \rho_g)^{0.22} \quad (5-92)$$

$$F_2 = 0.0273 We_t Re_t^{-0.28} (\rho_l / \rho_g)^{-0.08} \quad (5-93)$$

$$y = \frac{x\rho_l}{(1-x)\rho_g} \quad (5-94)$$

液相 Reynolds 数

$$Re_t = \frac{GD_t}{\mu_t}$$

液相 Weber 数

$$We_l = \frac{G^2 D_i}{\sigma \rho_l}$$

式中, σ 为表面张力。

3) Hughmark 模型。这是 Hughmark 在 Banksaff 的实验工作基础上加以整理而得到的经验模型, 其数学形式为

$$\alpha = \frac{K_H}{1 + \left(\frac{1-x}{x}\right) \frac{\rho_s}{\rho_l}} \quad (5-95)$$

表 5-1 Hughmark 流动参数 K_H 与 Z 关系

Z	K_H
1.3	0.185
1.5	0.225
2.0	0.325
3.0	0.490
4.0	0.605
8.0	0.675
6.0	0.720
8.0	0.767
10	0.780
15	0.808
20	0.830
40	0.880
70	0.930
130	0.980

式中, $K_H = f(Z)$, 其具体关系式如表 5-1 中所列。

$$Z = \frac{Re_s^{1/4} Fr_s^{1/4}}{y_l} \quad (5-96)$$

其中

$$Re_s = \frac{D_i G}{\mu_f + \alpha(\mu_s - \mu_f)} \quad (5-97)$$

$$\text{Froude 数} \quad Fr = \frac{V^3}{g D_i} \quad (5-98)$$

$$y_l = \frac{1}{1 + \left(\frac{x}{1-x}\right) \frac{\rho_l}{\rho_s}} \quad (5-99)$$

系数 Z 计算中包含 α , 所以此模型在计算空泡系数 α 时, 必须经过迭代, 计算量较大。

5.1.4.2 稳态仿真

制冷空调装置的系统仿真, 是将部件模型组合成一个有机的整体, 以表现实际装置的特性。根据不同的对象和不同的研究目的, 可以对部件模型进行不同的组合。例如, 对房间空调器做国标规定工况下的系统性能预测时, 我们可以组合成一个稳态的系统仿真模型, 且不用考虑围护结构的动态负荷计算, 而对于家用电冰箱的系统性能预测, 应该组合成一个动态的系统仿真模型, 并且需要考虑围护结构的动态负荷计算。这里先介绍稳态仿真的思路, 动态仿真的介绍放在稳态仿真的后面。

对于稳态仿真, 以空调器设计企业设计需要为目的仿真包括两种算法。

第一种算法是已知蒸发器过热度、冷凝器过冷度(毛细管的内径和并联数给定, 其他结构参数与环境参数也已知), 求整机的充注量和毛细管长度, 以及制冷

量、压缩机功率等。算法如图 5-7 所示。这种算法适用于新产品的的设计。

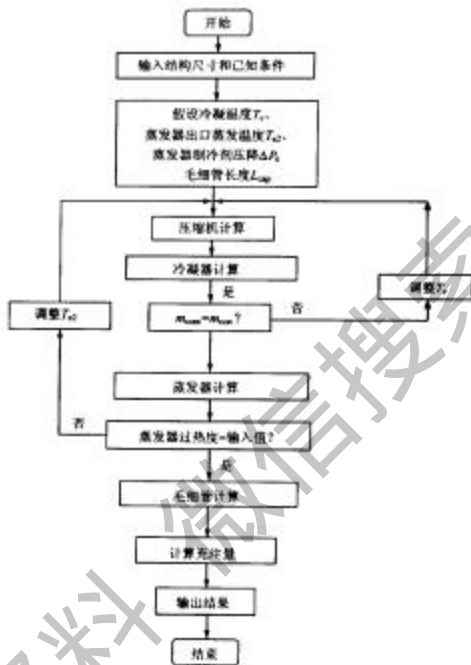


图 5-7 系统稳态仿真算法流程图(一)

过热度、过冷度为输入,充注量、毛细管长度为输出

第二种算法是已知系统充注量和毛细管长度(毛细管的内径和并联数给定,其他结构参数与环境参数已知),求系统性能(制冷量、压缩机功率、蒸发器过热度、冷凝器过冷度等),算法如图 5-8。这种算法适用于预测已有产品在不同工况下的系统性能,以便找出产品设计上的不足,为产品的改进提供指导。

依据上述两种算法所编制的空调器仿真程序已在企业中得到应用。我们对某品牌的系列窗式空调器(四种类型)进行的稳态仿真显示,仿真的制冷量和压缩机输入功率两个指标的仿真误差不超过 7%,平均在 3%左右。对毛细管长度的预

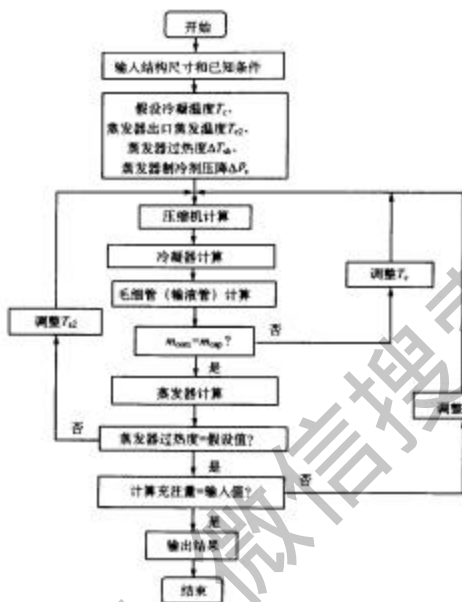


图 5-8 系统稳态仿真算法流程图(二)

充注量、毛细管长度为输入,过热度 and 过冷度为输出

测,基本上可以控制在 2% 以内。

5.1.4.3 动态仿真

动态仿真较稳态仿真更为复杂,下面结合电冰箱动态仿真进行介绍。

电冰箱中,各个参数间的相互影响关系可分成两类:① 通过制冷剂质量流动发生的各部件间的参数联系;② 通过热量的传递发生的各部件参数的联系。

在制冷剂流动回路中,某个部件的边界条件需要其他部件来提供,而各个部件的输入条件选择好坏直接影响到模型的求解简还是易,甚至决定了模型是否可解。

图 5-9 所示为一种可行的边界条件选择。压缩机的输入边界条件为蒸发压力 p_e 、冷凝压力 p_c 、蒸发器出口焓 h_m ,毛细管的输入边界条件为蒸发压力 p_e 、冷凝压

力 p_c 、冷凝器出口焓 h_m ，蒸发器的输入边界条件为压缩机流量 m_{cm} 、毛细管流量 m_{cp} 、毛细管的出口焓 h_{cp} ，冷凝器的输入边界条件为压缩机流量 m_{cm} 、毛细管流量 m_{cp} 、压缩机的出口焓 h_{cm} 。从图 5-9 上可以看出，对于每一个部件的输入边界条件都是其他部件的输出参数，因此都可以从其他部件计算得到。

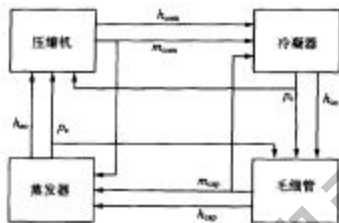


图 5-9 制冷系统进出口参数耦合图

对于图 5-9 所示部件进出口参数联结形成的闭环回路较为复杂，按照闭环系统的计算方法，必须在某一环节断开，从估计反馈值开始进行开环计算。经过比较，从压缩机进口断开较好。

对于由热传递形成的闭环回路，带标准货物负载——试验包时的冰箱内传热情况为例，其各参数的联系用图 5-10 表示。 t_i 为箱内空气温度， t_e 为箱外侧温度， Q_c 为制冷剂侧的制冷量， Q_e 为蒸发器外侧放出来的制冷量， Q_m 为试验包的制冷

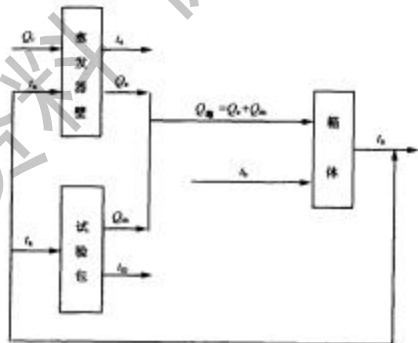


图 5-10 箱内参数联系图

量, t_w 、 t_s 分别为试验包和蒸发器壁面的温度。将上述问题进一步简化成图 5-11, 归结为求某一输入 x , 使得 $y = x$, 即求出函数 $y = y(x)$ 与 $y = x$ 的交点。



图 5-11 简化示意图

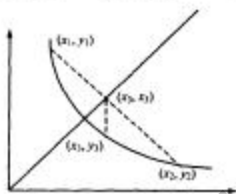


图 5-12 函数的交点

当已知两点 (x_1, y_1) 、 (x_2, y_2) 时, 根据线性插值, 可得图 5-12 中的 x_3 值。

$$x_3 = (x_2 y_1 - x_1 y_2) / (y_1 - y_2 + x_2 - x_1) \quad (5-100)$$

当已知三点后, 可以通过拉格朗日插值公式, 确定一条二次曲线, 用它和 $y = x$ 的交点作为新的估计值。经过推导, 得到该点为

$$x_4 = x_3 + \lambda(x_3 - x_2) \quad (5-101)$$

其中

$$\lambda = 2c_1 / [-b_1(1 + \sqrt{1 - 4a_1 c_1 / b_1^2})]$$

$$a_1 = f_1 \lambda_1^2 - f_2 \lambda_1 \delta_3 + f_3 \lambda_3$$

$$b_1 = f_1 \lambda_1^2 - f_2 \delta_1^2 + f_3(\lambda_3 + \delta_3) - \delta_3(x_3 - x_2)$$

$$c_1 = f_3 \delta_3 - x_3 \delta_3$$

$$\lambda_3 = (x_3 - x_2) / (x_2 - x_1)$$

$$\delta_3 = 1 + \lambda_3$$

实际使用时, x 为估计的箱内空气温度值, y 为在此估计值下经过蒸发器、试验包、箱体这几部分计算后所得的箱内空气温度值。当用程序求得 $y = x$ 的点时, 则找到了正确的箱内空气温度值。

5.1.5 制冷装置优化与计算机辅助设计简介

5.1.5.1 优化的含义

制冷空调装置的优化首先要使装置设计最佳, 其次要保证系统能够工作在最

优的工作状态下,因此制冷空调装置的优化包括最优设计与最优控制。

制冷装置优化设计,首先要建立研究对象的目标函数 $f(x)$,使它在一组设计变量 (x_1, x_2, \dots, x_n) 时达到最大值 $\max f(x)$,比如制冷装置的效率;最小值 $\min f(x)$,比如制冷装置的能耗。由于对于函数最大值的求解可以转化为对于函数最小值的求解,如 $\max f(x)$ 即相当于 $\min [-f(x)]$,因此优化中一般统一归结为函数最小值的求解。

目标函数 $f(x)$ 中的设计变量 (x_1, x_2, \dots, x_n) 必须满足一定的关系和要求,描述这些关系和要求的方程称为约束方程。这些方程可以为等式,也可以为不等式。采用小于号的不等式,通过两边加上负号,可以转化为采用大于号的不等式,因此不等式约束统一为采用大于号的不等式。

上面讨论的数学总是可以采用如下的数学形式来描述

目标函数 $\min f(x)$

约束条件 $h_i(x) = 0, \quad i = 1, 2, \dots, m$

$g_j(x) \geq 0, \quad j = 1, 2, \dots, n$

对于制冷装置动态过程性能进行综合优化,就需要建立系统仿真模型,这时 $f(x)$ 实际上是一组很复杂的微分方程。约束条件有时也不能用简单的代数方程写出。这些在具体的对象研究中确定。

优化过程就是上面这些方程确定后,通过合适的优化算法,求得目标函数最小值,以及此时的设计变量值。

5.1.5.2 制冷装置的优化原则

对制冷装置进行优化,首先要确定优化的原则,即要确定优化目标、优化参数、优化计算的约束条件,然后才是优化的方法的确定。

5.1.5.2.1 优化目标的确定

对于不同的装置,不同的人员,所选择的优化目标都会有所不同,但一般来讲,优化的目标应该包括:①装置能够正常工作,达到其功能要求;②效率与经济性最高。

5.1.5.2.2 优化参数的选择

优化参数是指优化计算中的可变量。改变这些参数,寻找其最佳组合,即是优化计算过程。对制冷装置来讲,压缩机的容量大小,冷凝器与蒸发器的管径与外表面的面积等许多参数都可以成为优化参数。这些参数有些是允许在设计过程中连续取值的,如毛细管的管长,管板式换热器的散热面积,但还有相当多的参数是不能连续变化的,如在系统设计时选择压缩机,一般只能在有限个类型中进行选择,通常膨胀阀的选择也是这样。由于优化程序一般只对连续参数进行计算,所以包

括非连续变量的优化问题比较复杂。影响制冷装置的因素很多,如果选择太多的参数作为优化参数必然使得计算十分复杂。

5.1.5.2.3 约束条件的选取

适当选择约束有两个作用

1) 实际装置各参数值的优化都必须在一定范围内进行,超过这个范围得到的优化值是毫无意义的。所以优化计算必须要加一定的约束。

2) 当参数可变化范围增大时,可能出现多个极值,寻优过程在不为最值的某一极值处停止。数学模型的准确性都是在一定范围内有效的,如超出适用范围,模型的精确度就要降低,因此在优化计算时,有时还需要人为地定一些约束条件,以使优化计算更有效地搜索到实际的最佳点,这类约束条件的选择就要有相当的经验。

对于第1)类约束条件,它的存在会使得计算时间变大,迭代次序增加,而第2)类约束条件则是有利的。

5.1.5.3 制冷装置优化方法

5.1.5.3.1 建立在动态仿真基础上的制冷装置优化对优化方法的要求

一般说来,利用函数梯度信息的优化方法的寻优速度较快。但在实际应用中,此类方法往往受到一定的限制。例如,以功耗最小为目标进行寻优时,虽然可以在许多局部用差分代替微分,近似采用解析法的优化方法,但对于我们的实际优化对象来说未必能收到好的效果。下面来分析其原因。

假定某个参数 x 的增加使压缩机的开机时间增加,而功率略有下降,打冷到同样时刻的功耗增加。这时功耗对 x 的偏导数是正值。但在仿真时,如果 x 的变化很小,开机时间的变化小于计算时间步长,很可能使数值仿真得到的开机时间不变。这样由于功率变小,使得功耗对 x 的偏导数为负值,同实际情况相反。如果要用差分代替微分,则必须减小仿真计算时间步长,这足以抵消间接法优化方法的好处,而且还必须使差分的步长取得较大,以至在极值点附近收敛很慢,通过以上分析说明建立在制冷装置动态数值仿真基础上的优化计算用间接法是要很慎重的。

5.1.5.3.2 多维寻优方法的选择

在直接法优化方法中,坐标轮换法最简易。但是坐标轮换法的效能,很大程度上取决于目标函数的性质。当目标函数的等值线为圆形或长短轴都平行于坐标轴的椭圆形时,这种方法很有效,两次迭代即可达到极值点。但当目标函数的等值线类似狭长的椭圆,长短轴又是倾斜时,用坐标轮换法必须多次迭代才能曲折地达到最优值。此时,方法的效能很低。

另一种较为简单的方法是模式搜索法。模式搜索法的应用范围很广,对变量的极值问题分析是较有效的,程序也较方便,算法收敛速度同步长选择有较大的关系。

步长加速法在寻优开始阶段应用,可获得较快的逼近速度,但在后期搜索中的收敛速度不是最理想。

Powell 方法则是目前多变量寻优直接法中较好的一种方法。

5.1.5.3.3 一维优化方法的选择

二次插值法比较简单,在最优点附近收敛速度很快,其最大的限制是要求初始知道高一低一高三点。成功失败法虽然最后的收敛速度不是太高,但在最优点所在区间的寻找上却是有效的。把这两种方法结合在一起,先用成功失败法寻找高一低一高三点,然后用二次插值法找出最优解,可使一维寻优快速可靠。

5.1.5.3.4 约束条件的处理

对不同的约束类型可以用不同的处理方法,通常对不等式约束用内点法构造惩罚项,而对等式约束用外点法构造惩罚项。对于一般同时有等式与不等式约束的优化问题,可以用混合罚函数法,其惩罚函数具体形式为

$$P(x, r) = f(x) + r \sum_{i=1}^m \frac{1}{g_i(x)} + \frac{1}{r} \sum_{j=1}^l [h_j(x)]^2 \quad (5-102)$$

式中: $g_i(x)$ ——不等式约束;

$h_j(x)$ ——等式约束;

r ——罚因子,是一个递减的无穷正数数列。

尽管混合罚函数法是一种比较成熟的方法,但在实际使用中仍有一些需要注意的地方。在式(5-102)中,必须保证 $\frac{1}{g_i(x)}$ 为正,否则,不等式惩罚项所起的作用正好远离最优点,因此在每一维的寻优中都必须检验不等式约束是否满足要求,也就是说,使用混合罚函数法时,不等式约束作用需要在程序中两次体现。在没用等式约束的情况下,我们完全有可能取消优化程序中罚函数循环收敛这一层次,借用无约束的多维优化方法求解有不等式约束的问题,不等式约束的作用在一维寻优中体现。循环减少一个层次,计算时间可大大减少。

5.1.5.4 优化设计实例

下面以冰箱为例,对优化过程加以进一步的说明。

5.1.5.4.1 优化目标

对于冰箱,在性能可靠的前提下,要求制造成本低,使用费用即耗电率低。由

于制造成本的考虑在初步设计方案的制订时就已定框架,所以在设计时主要是尽可能降低耗电量。冰箱工作过程可分为初始打冷工况和常规开停工况,装置的绝大多数时间工作于开停工况(图 5-13),选择此工况的耗电量最小为优化目标比较合理。

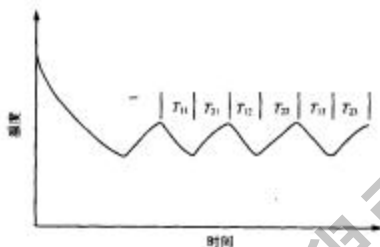


图 5-13 制冷装置工作过程

从理论上讲,当环境条件不变、系统工作完全稳定时,每一个周期的工作过程都应该相等。实际状况有些偏差,数值仿真是以一定的步长进行的,每个周期都有些差异,因此不宜仅以一个周期的平均功耗最小作为最后的优化目标,而适当多取几个周期。写成数学表达式为

$$f = \frac{1}{\sum_{i=1}^n (T_{1i} + T_{2i})} \sum_{i=1}^n \int_{T_{1i}}^{T_{2i}} W dt = \min \quad (5-103)$$

一般来说 n 取 3 或 4 就够了。

5.1.5.4.2 优化参数

对家用冰箱进行优化计算,可选择以下四个可连续变化参数作为优化参数。①系统充注量;②冷凝管的长度;③毛细管的管长;④冷藏室蒸发器的传热面积,或当肋化系数一定时的流道长度。

箱壁结构参数尽管是非常重要的参数,但对于生产者来说,也是不容易变的参数。它的选择可以通过改变尺寸,然后调用仿真程序检验效果来实现,即宜把它作为非连续变量处理。这样在计算上,可以把比较费时间的箱体反应系数计算在仿真及优化计算的迭代过程之前完成,大大减少计算时间。

5.1.5.4.3 约束条件

在冰箱优化计算中选择的几个主要约束条件:①毛细管的长度应大于最小布

置长度；②冷藏室蒸发器应该小于最大可布置的面积；③冷凝器的传热面积应小于最大可能布置面积；④冷冻室空气温度应该达到国标要求。

5.1.5.4.4 优化方法

优化方法是一个约束优化问题。在上面这些约束条件中，既有结构参数的约束，又有非结构参数的约束。如果把这些优化的约束条件同等对待，会使得计算与收敛都很困难。因此把它们分别处理，把约束条件④这类非结构参数的约束条件通过修改仿真部分的程序，使其作用在仿真程序中体现出来。这样在优化部分的约束中，都是清一色的结构参数，可以用相近的方法处理，带来许多方便之处。

由于上面的几个约束条件均为不等式约束，按照前面的论述，可以取消优化程序中罚函数循环收敛这一层次，借用无约束优化的计算方法来解决此类有约束的优化问题，只要在一维寻优过程中检验不等式约束条件是否满足，这样可使计算时间可大大减少。采用这种方法时，计算函数离约束边界的靠近程度是程序中经常处理的事务，边界计算的精度是否合适，程序能否在恰当的时候从边界计算返回来是影响优化计算有效性的重要因素。

多维无约束优化采用 POWELL 方法。一维优化采用成功失败法寻找高低高三点，再用二次插值法找出最优解。

5.1.5.4.5 优化设计步骤

前面所述的冰箱优化计算是在系统结构基本定下来的情况下，以耗电量最小作为优化目标的。实际设计过程中，光有这样一个过程是不够的。首先需要初定箱体结构与制冷系统，然后才能调用优化设计程序计算以耗电量最小作为优化目标的最佳结构参数。由于在这个过程中，只能使部分的性能指标达到要求，另外还有许多要求无法全部体现，如在一个工况下优化的结果，在另一个工况下是否也能保证性能较好等，这些都需要通过对优化结果作进一步验证才能得知。所以实际设计过程中，还有一个反复对优化结果作进一步检验，修改参数并再一次调用优化设计程序的过程，如图 5-14 所示。

下面为应用仿真优化软件于家用冰箱的实例。

【例 5-3】设计 ST 型 BCD-188 单回路制冷系统直冷式冷藏冷冻箱，具体要求如下：

- ① 电冰箱冷冻室的有效容积为 57L，冷藏室的有效容积为 133L；
- ② 冷冻室的储藏温度为四星级，冷藏室为 3℃；
- ③ 冰箱整机耗电量小于 0.95kW/24h；
- ④ 冷冻能力不小于 3.5kg/24h；
- ⑤ 冷藏室的冷却速度要求小于 110～130min；
- ⑥ 负载温度回升时间大于 1000min；

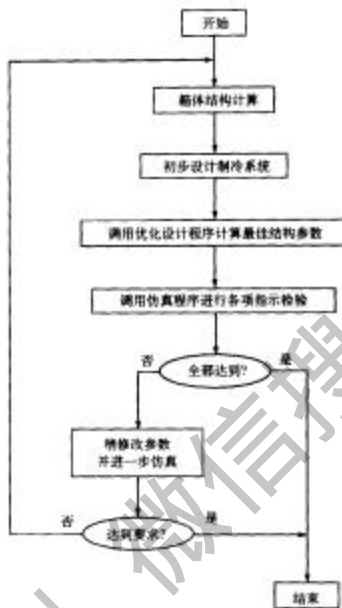


图 5-14 优化设计步骤

⑦ 38℃环境条件下,冰箱工作时间系数小于 80%。

对这样一个设计例,首先根据要求进行箱体结构设计。设计的一些基本限制,如压缩机室的大小,外形的宽度等,厂家已根据他们的生产线的模具条件做出了限制。设计中需要做的是确定箱体各面的厚度,然后根据容积要求确定箱体的高度与最后结构尺寸。从经济性考虑,箱体薄一些可以节省制造费用,因此我们首先选定一个较薄的尺寸,并确定箱体的具体结构,在初步设计制冷系统后,以耗电量最小为目标调用优化程序进行计算,结果得到的最优结果是耗电量 $1.0(\text{kW}\cdot\text{h})/24\text{h}$,这个结果没有达到原设计要求,所对应的优化参数的值也就没有作用了。逐渐增加箱体厚度,重复上面的步骤,使得最后的耗电量达到设计要求,同时箱体也尽可能较薄。在某一个箱体结构尺寸下,我们得到耗电量为 $0.90(\text{kW}\cdot\text{h})/d$ 的优化结

果,同时得到该耗电量情况下的制冷系统参数。耗电量指标已达到设计要求,这时就要调用仿真程序检验该结构下其他性能是否满足设计要求。经计算,在38℃环境条件下,冰箱工作时间系数为81%,其他性能满足要求。经过调整,增加10g的充注量,结果耗电量为0.92(kW·h)/d,38℃环境条件下的工作时间系数为78%,其他指标仍满足要求。这样我们就得到了设计结果。如果经反复调整仍有个别性能不能满足要求,那就需要进一步改变箱体结构,重复上面的过程,直到得到满意的结果。

5.1.5.5 制冷装置计算机辅助设计入门

5.1.5.5.1 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。一个CAD系统一般应该包括有专业计算、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系统的一个很重要的组成部分,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,而且也常被称为CAD系统。包括我国目前进口的许多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。

5.1.5.5.2 计算机辅助设计系统的组成及基本功能

一个完整的计算机辅助设计系统是由一系列硬件系统和软件系统组成的。

(1) 硬件环境

应该有带有高分辨率显示器的计算机主机、打印机、数字化仪或图形扫描仪、绘图仪等。

(2) 软件环境

主要包括:所选机型的系统软件,如操作系统,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,这实际上是计算机辅助设计中所需要的绘图系统。目前在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:

计算功能。这是任何计算机系统中最基本功能。对于工程设计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,其中任何一个内容均有大量的计算,因此对所选择的硬件设备,其主机应有足够的运算速度。

存储功能。

输入功能。除了一般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备,如数字化仪、图形扫描仪等。

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,并能反映出图形编辑过程(如增加、删除、修改等)的结果,如果已得出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。

5.1.5.5.3 制冷装置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纸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、自动图纸绘制这样四个部分。

(1) 结构规划

结构规划是工程或产品设计的第一步,不是单纯的机械设计或制冷设计,而是以机械设计为主体,涉及电子学、制冷、工艺学、材料学、美学等多学科的综合设计技术。如在冷库设计中,首先要考虑的是如何通过冷库整体设计的合理性来保证提高冷库的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。在家用冰箱设计中,是先根据市场的要求确定冰箱的大致规格,并初步确定结构,在这个过程中,要充分顾及到产品的美观,造价便宜,制冷系统与其他必要的配件容易布置等。

(2) 系统初步分析计算

对于制冷设备,专业工程师们都积累了一套基本的设计计算方法,即便对于全新的装置,也可以按照基本的传热传质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,并没有太多的困难,而这样做的好处是明显的:首先,计算机的高速度可以大大提高工作效率,减少计算时间;第二,通过把原来各人所用的方法,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、高压储液器等各种部件的尺寸及布置方式。对于家用冰箱来讲,通过热负荷的估算,可初定供最后选用的几种压缩机,确定可能的蒸发器的布置方式与尺寸,冷凝器的类型与尺寸等。

(3) 仿真与优化

把原来所用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,系统初步分析计算是装置设计中的一个重要环节,而不应该是最后的结果。装置的很多性能不能通过简单的计算得到,人们在制冷装置的设计中所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装置的性能,但却难以减少计算的误差,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。如何借用计算机这个有效的计算工具,开发有效的精确进行装置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。

(4) 自动图纸绘制

根据计算结果,通过绘图软件自动绘制图纸。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的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。

5.2 制冷空调系统中的计算机控制

5.2.1 制冷空调计算机控制系统的组成

与其他工业控制系统相同,计算机控制系统在制冷空调中也得到了越来越广泛的应用,它可以实现对各种物理量的控制,如温度、湿度、压力、流量、液位等。计算机控制系统能够实现对制冷空调系统运行参数的检测,运行状态的监视,系统以往工作的记录,系统的故障处理、监测与报警及系统各个参数的控制等。在制冷空调系统中,按照计算机在控制系统中所实现的功能可以将计算机控制系统划分为:计算机巡回检测和数据处理系统、操作指导控制系统、直接数字控制系统(即所谓的 DDC 控制系统)、监督控制系统、集散控制系统等。下面简单介绍各个控制系统所实现的功能。

5.2.1.1 计算机巡回检测和数据处理系统

计算机巡回检测和数据处理系统的构成见图 5-15,是计算机在制冷空调系统中最简单的应用。该系统把制冷空调系统中各种需要收集的参数,经测量传感器、变送器、采样及模/数转换后,定时地巡回送入计算机内存中;然后由计算机对数据进行分析 and 处理。当出现异常情况时发出声光报警,需要时可人工请求打印输出或选点显示,或者按要求定时制表打印或将数据处理的结果记录在存储器中,作为资料保存和供分析使用。



图 5-15 计算机巡回检测和数据处理系统的构成

5.2.1.2 操作指导控制系统

操作指导控制系统的构成见图 5-16。在操作指导控制系统中,计算机的输出不直接作用在控制元件上,而只是输出一些数据,由操作人员按照这些数据去操作。在这样的控制系统中,每隔一定的时间间隔(随被控对象的不同而不同,一般为几分钟),计算机就把各种测量信号经过模/数转换送入计算机,计算机就按照工艺要求计算各控制量合适或最优的值。在显示屏上显示出来,或由打印机打印出

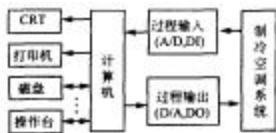


图 5-16 操作指导控制系统的构成

来,操作人员就按照这些数据去改变各个控制器的给定值,或者操作执行机构。计算机系统就起到了一种操作指导作用。

操作指导控制系统的优点是比较灵活和保险,计算机给出的操作指导,操作人员如果认为不合适就可以不采纳。因此这种控制方法常用于对控制规律尚未完全掌握的生产过程中,也常用于计算机控制系统设置的初始阶段,或者用于试验新的数学模型和调试新的控制程序。

5.2.1.3 直接数字控制系统

直接数字控制(direct digital control, DDC)系统的构成见图 5-17。在这个控制系统中,计算机对制冷空调系统中多个被控参数,如温度、湿度、压力、流量等进行巡回检测,根据给定值及控制规律计算控制指令。计算机输出经数/模转化后直接去控制执行机构。使各个被控参数保持在给定值上。DDC 系统属于计算机闭环控制系统,是计算机在制冷空调系统中最普遍采用的一种应用方式。由于 DDC 系统中的计算机直接承担控制任务,所以要求实时性好、可靠性高和适应性强。工业生产现场的环境恶劣,干扰频繁,直接威胁着计算机的可靠运行。因此,必须采取抗干扰措施来提高系统的可靠性,使之能适应各种工业环境。

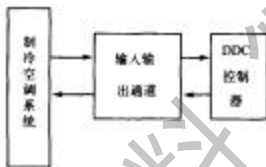


图 5-17 直接数字控制系统的构成

5.2.1.4 监督计算机控制

监督计算机控制(supervisory computer control, SCC)系统的构成见图 5-18。计算机根据对生产过程中各种参数的测量值,给定值,操作限制,按照生产过程的数学模型计算出最佳的控制方案,为 DDC 控制系统提供最佳给定值或最佳控制量等。然后由 DDC 控制系统直接控制制冷空调系统的被控量,从而使系统总是处于最佳的工作状态下运行。由监督计算机控制与直接数字控制系统组成了两级计算机控制系统。DDC 用计算机与制冷空调系统连接,并直接承担控制任务。因此,要求

可靠性高,抗干扰性强,并能独立工作。一般选用单片机、PLC或低档微型机作为 DDC 用计算机。SCC 用计算机承担高级控制与管理任务,它的信息存储量大,计算任务繁重。一般选用高档微型机或小型机作为 SCC 用计算机。



图 5-18 监督计算机控制系统的构成

5.2.1.5 集散控制系统

集散控制系统也称为总体分散控制装置(total distributed control system),它的组成示意图见图 5-19。它是一个分层次的控制装置,既有在管理、操作、显示三方面集中的特点,又有在功能、负荷和危险性三方面分散的特征。作为最简单的形式,它由各个基本控制站与数据总线构成。每个基本控制站可控制若干个回路,相互间由数据总线连接,并可配备屏幕显示器操作站等。如果需要过程阶梯控制系统,则可配置上位计算机。这些系统的灵活性都很大,完全可以按积木方式叠加扩展。总体分散控制系统集中的特点体现在上位机和 CRT(屏幕显示器)操作站上。它可以组成阶梯系统,由上位机执行操作优化控制直至管理调度的任务,实现控制和管理的一体化。CRT 操作站可对基层控制站进行管理,并可对工况作全面的显示。

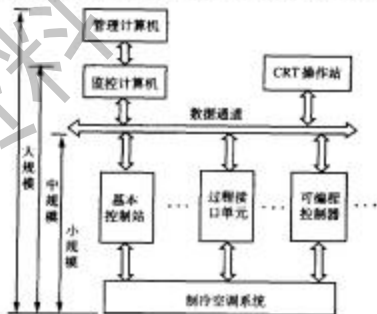


图 5-19 总体分散控制装置的组成示意图

分散的特点体现在基本控制站上。每个控制站控制若干个回路,控制算法则相当丰富,多数系统都是积木式的,在数据通道中可以逐一地加挂控制站,也可以加挂其他单元(如 PLC),执行所需要的其他功能。一个控制站的失效,不影响其他回路,而且,在配置结构有余时,可自动由其他控制站取代。

与其他工业控制系统一样,制冷空调计算机控制系统的典型结构图见图 5-20。通常表征制冷空调系统过程特性的物理参数大部分是模拟信号,如温度、湿度等。计算机采用的信号是数字信号,因此两者之间必须采用模数转换器和数模转换器,以实现这两种信号之间的转换。计算机控制系统主要由硬件和软件两个部分组成。



图 5-20 制冷空调计算机控制系统的典型结构图

5.2.1.5.1 硬件组成

计算机控制系统的硬件主要由主机、外部设备、过程输入输出设备、人机联系设备和通信网络设备等组成,见图 5-21。

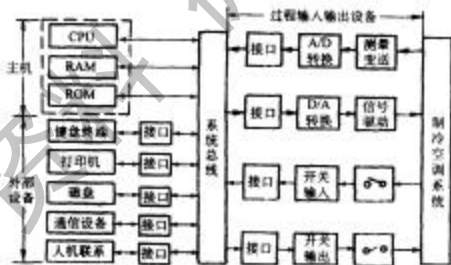


图 5-21 计算机控制系统的硬件组成

主机:由中央处理器(CPU)和内存存储器(RAM,ROM)组成的主机是控制系统的核心。主机根据过程输入设备送来的各种信息,实时反映制冷空调系统的工作状

况,并以预定的控制算法,自动地进行信息处理和运算,及时地选定相应的控制策略,通过过程输出设备向制冷空调系统发送控制命令。在内存存储器中预先存入了实现信号输入、运算控制和命令输出的程序,这些程序反映了对制冷空调系统进行控制的控制规律。系统启动后,CPU就从内存存储器中逐条取出指令并执行,以达到预先的控制目的。

外部设备:常用的外部设备按功能可以分为三类:输入设备、输出设备和外存储器。常用的输入设备是键盘和终端,用来输入程序、数据和操作命令。常用的输出设备是打印机、绘图机、CRT显示器等,它们以字符、曲线、表格和图形等形式来反映制冷空调系统的运行工况和控制信息。常用的外存储器是磁盘、磁带等,他们兼有输入和输出两种功能,用来存放程序和数据,作为内存存储器的后备设备。这些常规的外部设备用于一般的科学计算和管理已经能够满足要求。如果用于制冷空调系统的控制,还需要增添过程输入输出设备。

过程输入输出设备:计算机与制冷空调系统运行过程之间的信息传递是通过输入输出设备进行的,它在两者之间起到了桥梁作用。过程输入设备包括模拟量输入通道、开关量输入通道和脉冲计数器,分别用来输入模拟量信号(如温度、湿度、压力、流量和液位等)、开关量信号或数字量信号和脉冲信号。过程输出设备包括模拟量输出通道、开关量输出通道和脉冲输出通道,模拟量输出通道将数字信号转换成模拟信号后再输出,开关量输出通道则直接输出开关量信号或数字量信号,脉冲输出通道输出脉幅较大、脉宽较小的脉冲信号。

人机联系设备:操作人员与计算机之间的信息交换是通过人机联系设备进行的。例如,按键和LED数码显示器,CRT显示器和键盘,专用的操作显示面板或操作显示台等。其作用一是显示制冷空调系统的运行状况,二是供操作人员操作,三是显示操作结果。

通信网络:为便于大型制冷空调系统的控制与管理,通常需要几台计算机完成集散控制。这样在不同位置、不同功能的计算机之间或设备之间就需要通过通信网络进行信息交换。为此需要把多台计算机或设备连接起来,构成计算机通信网络。

5.2.1.5.2 软件组成

硬件为计算机控制系统提供了物质基础。还要编制必要的软件,才能把各种控制算法和控制策略应用于对制冷空调系统的控制。软件是各种程序的统称,软件的优劣不仅关系到硬件功能的发挥,而且也关系到计算机对制冷空调系统的控制品质和管理水平。软件通常分为两大类:系统软件和应用软件。

系统软件:系统软件一般包括数据结构、操作系统、数据库系统、通信网络软件、诊断程序、汇编语言、高级算法语言、控制语言等。计算机专业人员负责研制系统软件,而计算机控制系统设计人员则要了解系统软件并学会使用,从而更好地编制应用程序。

应用软件:应用软件是系统设计人员针对各个制冷空调系统而编制的控制和管理程序,它的优劣直接影响控制品质和管理水平。应用软件一般分为过程输入程序、控制程序、过程输出程序、人-机接口程序、打印显示程序和各个公共子程序等。其中控制程序是应用软件的核心,是基于经典或现代控制理论的控制算法的具体实现。过程输入、输出程序分别用于过程输入输出通道,一方面为过程控制程序提供运算数据,另一方面执行控制命令。计算机实时地对制冷空调系统进行控制与管理。所谓实时是指信号的输入、运算和输出都要在规定的时间内完成,并能根据系统运行工况的变化及时地进行处理。实时性不仅取决于计算机硬件指标,而且更主要地依赖于系统软件和应用软件。同样的硬件、配置高性能的软件,可以取得较好的控制效果。反之,不仅发挥不出硬件的功能,而且还达不到预定的控制目标。

5.2.2 制冷空调计算机控制系统的输入输出技术

在制冷空调计算机控制系统中,被控参数主要包括温度、湿度、压力、流量和质量分数等连续变化的物理量。统称为模拟量。模拟量不能直接送给计算机进行处理和控制,首先应将这些量变成电信号,再经过输入通道把表示这些量的电压或电流转换成计算机能够接受的数字信号。当计算机控制某一部件动作时,往往又要将数字信号转换成模拟信号。实现模拟量与数字量之间转换的装置就是模数(A/D)或数模(D/A)转换器。在计算机控制系统的输入输出设备中,除模数(A/D)或数模(D/A)转换器外,还包括开关量输入、输出和脉冲计数器、脉冲输出等。

5.2.2.1 模拟量输入-A/D转换

模拟量输入一般为0~5V DC、0~10V DC、4~20mA等讯号。温度、湿度、压力和流量等物理量通过检测仪表或传感变送器提供这些标准的模拟量信号。模拟量输入设备的任务就是把这些传感变送器所输出的模拟量信号转换成数字量后送入计算机。模拟量输入设备,即A/D转换器的技术性能主要包括精度,转换时间和分辨率等。

A/D转换器的精度分为绝对精度和相对精度。绝对精度是指对应于一个给定量A/D转换器的误差,其误差大小由实际模拟量输入值与理论值之差来度量。例如,理论上,5V模拟量输入电压应产生12位数字量的一半,即100 000 000 000,但实际上从4.997V到4.999V都能产生数字量100 000 000 000,则绝对误差为: $(4.997 + 4.999)/2 - 5 = -0.002V = -2mV$ 。从这个例子可以看出,一个数字量对应的模拟输入量不是固定值,而是一个范围,一般情况下,产生已知数字量的模拟输入值,定义为输入范围的中间值。此外,绝对误差还包括增益误差、零点误差和非线性误差等。相对误差是指绝对误差与满刻度值之比,一般用百分数(%)来表示。对A/D转换器也常用 $\mu g/g$ (百万分之一)或最低有效值的位数LSB来表示:

1LSB = $1/2^N$ 满刻度。例如,对于一个8位的0~5V的A/D转换器,如果其相对误差为 ± 1 LSB,则其绝对误差为 ± 19.5 mV,相对百分误差为0.39%。一般来说,位数越多,其相对误差(或绝对误差)越小。

A/D转换器完成一次转换所需时间叫做转换时间。它直接影响到A/D转换器的采样速度。通常A/D转换器的采样速度,低速的一般为10~50点/s,高速的可达几万点/s,甚至几百万点/s。

分辨率是A/D转换器对微小输入量变化的敏感程度,即二进制数的末位变化1所需的最小输入电压对满量程值之比称为分辨率。分辨率越高,转换时对输入量微小变化的反应越灵敏。通常用数字量的位数表示。如8位、10位等。分辨率为8位,表示它可以为满刻度值的 $1/2^8 = 1/256$ 的变化量作出反应。对于N位的A/D转换器,其分辨率为:分辨率 = $1/2^N$ 满刻度值,实际上就是等于1LSB。

5.2.2.2 开关量输入

开关量输入是在控制系统中,代表一个开或关状态的信号输入给计算机。例如,电动机是已经上电了,还是没有上电;阀门是开着还是关着;一个移动的机械,已经到达规定的位置还是尚未到达等。计算机可以根据对这种状态的判断,配合其他条件,做出控制决策。计算机还可以利用开关量输入来检查以前计算机给出的开关量输出在系统中的执行情况。一般的开关量输入不申请中断,它要等CPU主动去读取后,才进入CPU,称为不带中断的开关量输入。另有一种用于报警等场合的开关量输入,只要有一个开关量转变为指定的状态(例如闭合),它就立即向CPU申请中断,这就是所谓中断的开关量输入。制冷空调系统发生某种紧急事件时,例如某个物理量超过了规定的限制。就引起相应的继电器动作,而该继电器的接点状态,则被用为带中断的开关量输入。这样,继电器动作后,该开关量输入通道设备就向CPU申请。CPU响应这个申请后,就立即进行紧急处理。例如进行开关输出、切断阀门或同时发出声光报警信号,以引起操作人员的注意等。

5.2.2.3 脉冲计数器

某些检测仪表的输出是一连串的脉冲。例如涡轮流量计,它的输出就是一连串的脉冲。脉冲时间由发出的脉冲数除以速率得到。脉冲速率由脉冲计数器的

$1\text{LSB} = 1/2^n$ 满刻度。例如,对于一个8位的0~5V的A/D转换器,如果其相对误差为 $\pm 1\text{LSB}$,则其绝对误差为 $\pm 19.5\text{mV}$,相对百分误差为0.39%。一般来说,位数越多,其相对误差(或绝对误差)越小。

A/D转换器完成一次转换所需时间叫做转换时间。它直接影响到A/D转换器的采样速度。通常A/D转换器的采样速度,低速的一般为10~50点/s,高速的可达几万点/s,甚至几百万点/s。

分辨率是A/D转换器对微小输入量变化的敏感程度,即二进制数的末位变化1所需的最小输入电压对满量程值之比称为分辨率。分辨率越高,转换时对输入量微小变化的反应越灵敏。通常用数字量的位数表示。如8位、10位等。分辨率为8位,表示它可以为满刻度值的 $1/2^8 = 1/256$ 的变化量作出反应。对于 N 位的A/D转换器,其分辨率为:分辨率 $= 1/2^N$ 满刻度值,实际上就是等于 1LSB 。

5.2.2.2 开关量输入

开关量输入是在控制系统中,代表一个开或关状态的信号输入给计算机。例如,电动机是已经上电了,还是没有上电;阀门是开着还是关着;一个移动的机械,已经到达规定的位置还是尚未到达等。计算机可以根据对这种状态的判断,配合其他条件,做出控制决策。计算机还可以利用开关量输入来检查以前计算机给出的开关量输出在系统中的执行情况。一般的开关量输入不申请中断,它要等CPU主动去读取后,才进入CPU,称为不带中断的开关量输入。另有一种用于报警等场合的开关量输入,只要有一个开关量转变为指定的状态(例如闭合),它就立即向CPU申请中断,这就是所谓中断的开关量输入。制冷空调系统发生某种紧急事件时,例如某个物理量超过了规定的限制。就引起相应的继电器动作,而该继电器的接点状态,则被用为带中断的开关量输入。这样,继电器动作后,该开关量输入通道设备就向CPU申请。CPU响应这个申请后,就立即进行紧急处理。例如进行开关输出、切断阀门或同时发出声光报警信号,以引起操作人员的注意等。

5.2.2.3 脉冲计数器

某些检测仪表的输出是一连串的脉冲。例如涡轮流量计,它的输出就是一连串的脉冲,单位时间内发出的脉冲数就代表流量,输入通道设置脉冲计数器,专门接收指定来源的脉冲信息,进行计数。这种方法在检测仪表输出为脉冲序列的场合得到了广泛的应用。

5.2.2.4 模拟量输出-D/A转换

模拟量输出信号一般为0~5V DC,0~10V DC,4~20mA等信号。对制冷空调系统的控制通常是通过阀门执行机构等模拟量装置来完成的。把数字量变成模拟量后向模拟装置(如阀门执行器、记录仪等)输出的工作是由模拟量输出通道设备

完成的。对模拟量输出通道设备有一个重要的要求,就是每个模拟量输出点每次接受模拟量输出以后,必须保持所达到的数值,直到下一次再接受新的模拟量输出为止。

5.2.2.5 开关量输出

开关量输出是计算机及其输出通道设备向控制系统提供的一种继电器接点的闭合动作(反之,关断即提供接点的断开动作),它在控制中可用于电动机的启动和停车,电磁阀的开关,指示灯的点燃和熄灭,某种控制动作的切换等。

5.2.2.6 脉冲量输出

在有的控制系统中,控制元件是有步进电机驱动的,这就要求计算机具有脉冲输出的通道设备,以便给出较大的脉冲(例如,幅值达 120V,宽度达 3~10ms 的脉冲)。需要的脉冲数则由程序决定。另有一种脉冲输出方式,叫做脉冲持续时间方式,在这种方式中,输出脉冲的持续时间由程序决定。这种方式用于驱动那种移动距离与脉冲持续时间有直接函数关系的控制元件。

5.2.3 人机接口及抗干扰技术

计算机控制系统在运行过程中,通常要具备人机对话功能。比如,计算机实时地显示制冷空调系统状态和控制信息,而操作人员为了配合计算机对生产过程的控制,往往要根据生产转台及时地向计算机发出各种操作控制命令。为此,计算机和操作人员之间应设置显示器和操作器,其中一种是 CRT 显示器和键盘,另一种是针对某个制冷空调系统控制的特点而设计的操作控制台。通常把上述两类设备简称为人机接口。其作用是显示生产过程的状态,供操作人员操作,并显示操作结果。

所谓干扰,就是有用信号以外的噪声或造成计算机设备不能正常工作的破坏因素。过程计算机的环境恶劣,干扰频繁。干扰将影响过程计算机控制系统的可靠性和稳定性,给系统调试增加了难度。干扰是客观存在的,研究干扰的目的是抑制干扰进入计算机。为此,必须分析干扰的来源,研究对于不同的干扰源采用哪些相应的行之有效的抑制或消除干扰的措施。另外,为了提高系统的抗干扰能力,应当重视接地技术和供电技术。

5.2.3.1 按键和键盘接口

键盘是一组按键或开关的集合,键盘接口向计算机提供被按键的代码。常用的键盘有两种:一种是编码键盘,自动提供被按键的编码(如 ASCII 码或二进制码);另一种是非编码键盘(“0”或“1”电位),仅仅简单地提供按键的通或断状态,而按键的扫描和识别则由用户的键盘程序来实现,前者使用方便,但结构复杂,成本

高;后者电路简单,便于用户自行设计。

这里只介绍最简单的一种独立式键盘,每键互相独立地接通一条数据线,如图 5-22 所示,其中 $K_0 \sim K_1$ 为电动按钮, $K_4 \sim K_7$ 为开关,这里统称为按键。任何一键被按下,与之相连的输入数据线被置“0”(低电平);反之,断开键,该线为“1”(高电平)。采用并行输入方式,可利用位处理指令识别按键是否闭合。

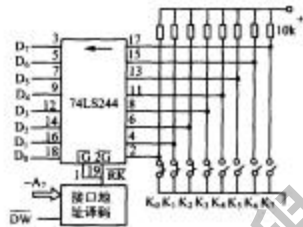


图 5-22 独立式按键电路示例

常用的机械式按键,由于弹性触点的振动,按键闭合或断开,将会产生抖动干扰(见图 5-23),抖动干扰会引起键盘扫描程序的误判断。为此,必须采用硬件或软件的方法来消除抖动干扰。硬件通常采用单稳态触发器或滤波器来消振,软件采用延时或重复扫描的方法,即多次扫描状态皆相同,则认为此按键状态已稳定。

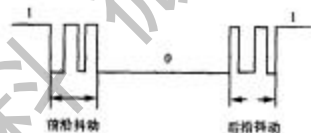


图 5-23 按键的抖动

独立式按键的优点是电路简单,适用于按键数较少的情况。但其缺点是浪费电路,对于按键较多的情况,多采用矩阵连接式键盘。

5.2.3.2 LED 显示器接口

LED 显示器有多种形式,其中七段或十六段 LED 可以显示数字、字母和符号,单段 LED(圆形或方形)可以显示状态。七段 LED 显示器由七条发光线段组成,它们排列成“日”字形,各段依次记为 a、b、c、d、e、f、g,另外还有一个小数点,记为 dp,如图 5-24(a)所示。每条发光线段是一只发光二极管,可以排列成共阴极或共阳极

形式,如图 5-24(b)、(c)所示。

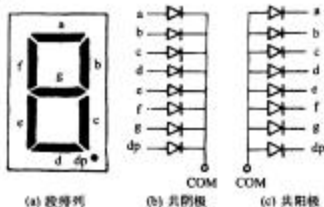


图 5-24 七段 LED 显示器结构图

通过驱动电路可使 LED 的各段亮灭(图 5-25),如果段选信号 $S_i (i=1 \sim 7)$ 为高电位,片选信号 $C_i (i=1 \sim 7)$ 也为高电位,使三极管 $T_i (i=1 \sim 7)$ 导通,那么该片的相应段中有电流流过,使该段亮。比如,使 a、b、c 段亮,而其余段灭,则显示 7。如果使 g 段灭,而其余段亮,则显示 0。通过段的亮灭组合,可显示数字 0~9、字母 p 和负号(-)等。究竟让哪一段亮灭,可以用一个字节数字位 $D_0 \sim D_7$ 作为段选信号 $S_0 \sim S_7$,来控制段 a-g 和 dp,称之为字符译码或段选。

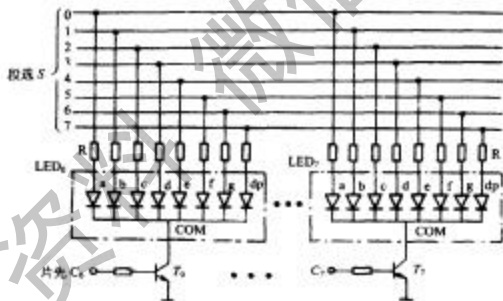


图 5-25 七段 LED 显示器驱动电路图

如果用几片七段 LED 组成一行数字,究竟改变其中哪位数字,还应该进行位选和片选,如图中,用片选信号 $C_i (i=1 \sim 7)$ 的高低来控制是否选该片。

在计算机控制系统中,为了便于操作员了解系统工作状态,除了采用 LED 数字显示器外,还应设置状态指示灯和声光报警器。例如, PID 控制回路的自动/手

动指示,内给定/外给定指示,被控参数的上限和下限报警指示,设备的运行、停止及故障状态指示等。

一般的状态和报警指示用单段 LED(圆形或方形),危险事故的报警采用闪光报警器、蜂鸣器或电铃等。不管采用那一种指示和报警方式,对于 CPU 来说都属于数字量(或开关量)输出。

在图 5-26 所示的指示报警接口电路示例中,用输出指令将报警字节($D_0 \sim D_7$)存入锁存器(74LS374),其输出端 1Q~7Q 接单段 LED,分别指示各种状态,而输出端 8Q 则接继电器驱动电路。当输出“1”时,LED 亮和继电器通电,而继电器触点可以接电铃或蜂鸣器等。

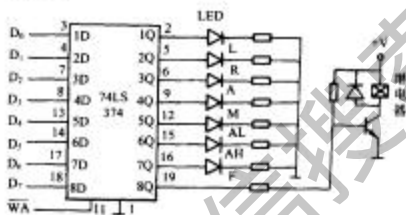


图 5-26 指示报警接口电路示例

5.2.3.3 干扰的来源和传播途径

干扰的来源是多方面的,有时甚至是错综复杂的。对于计算机控制系统来说,干扰既可能来源于外部,也可能来源于内部。外部干扰与系统结构无关,是由外界环境因素决定的;内部干扰则是由系统结构和制造工艺等因素所决定的。外部干扰主要是空间电或磁的影响。例如,输电线和电气设备发出的电磁场,通信广播发射的无线电波,太阳或其他天体辐射出的电磁波、空中雷电、火花放电、弧光放电、辉光放电等放电现象,甚至气温、湿度等气象条件也是外来干扰。内部干扰主要是分布电容、分布电感引起的耦合感应,电磁场辐射感应,长线传输的波反射,多点接地造成电位差引起的干扰,寄生振荡引起的干扰,甚至元器件产生的噪声也属于干扰。从机理上看,外部干扰和内部干扰的物理性质相同,因而消除或抑制它们的方法没有本质上的区别。

5.2.3.3.1 干扰传播途径

在计算机控制系统的现场,往往有许多强电设备,它们的启动和工作过程将产生干扰电磁场,另外还有来自空间传播的电磁波和雷电的干扰,以及高压输电线周

图交变磁场的影响等。典型的计算机控制系统的干扰环境可以用图 5-27 来表示。干扰传播的途径主要有以下几种：静电耦合，磁场耦合，公共阻抗耦合。

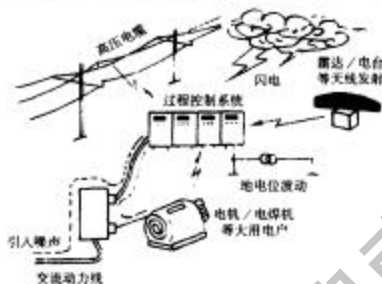


图 5-27 干扰环境图

(1) 静电耦合

静电耦合是电场通过电容耦合途径窜入其他线路的。两根导线之间会构成电容。另外，印刷线路板上各印刷电线之间、变压器线圈之间和绕组之间也都会构成电容。既然有分布电容存在，就可以对 ω 频率的干扰信号提供 $1/j\omega C$ 的电抗通道，电场干扰就可以取道窜入。图 5-28 给出两根平行导体之间电容耦合的表示方法及等效电路。图 5-28 中 C_{12} 是导体 1 和导体 2 之间的分布电容的总和， C_{1g} 和 C_{2g} 是导体 1 和导体 2 分别对地的总电容， R 是导体 2 对地电阻。如果导体 1 上有干扰源 V_1 存在，导体 2 为接受干扰的导体，则导体 2 上就出现干扰电压 V_2 。

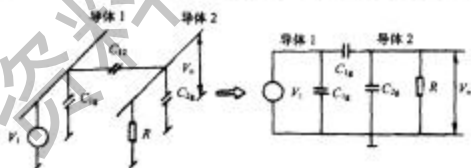


图 5-28 两根平行导体之间电容耦合的表示方法及等效电路图

(2) 磁场耦合

空间磁场的耦合是通过导体间的互感耦合形成的。在任何载流导体周围空间中都会产生磁场，而交变磁场则对其周围闭合电路产生感应电势。在设备内部，线

圈或变压器的漏磁会引起干扰；在设备外部，当两根导线平行架设时，也会产生干扰（见图 5-29）。这是由于感应电磁场引起的耦合。

例如，设某信号线电压为 220V AC、负荷为 $10\text{kV}\cdot\text{A}$ 输电线的距离为 1m，并平行行走线 10m，两线之间互感为 $4.2\mu\text{H}$ ，可计算出信号线上感应的干扰电压 V_s 为 58~98mV。

电磁场辐射也会造成干扰的耦合。当高频电流流过导体时，在该导体周围产生向空间传播的电磁波。此时整个空间充满了从长波到微波范围的电磁波，一般称为无线电波干扰。这些干扰极易通过电源线和长信号线耦合到计算机中。另外，长信号线具有天线效应，即能辐射干扰波或接收干扰波。

(3) 公共阻抗耦合

公共阻抗耦合发生在两个电路的电流流经一个公共阻抗时，一个电路在该阻抗上的电压降会影响到另一个电路。例如，在过程计算机控制系统中，总是通过汇流条将电源引入，又将返回信号引入地线。汇流条不可能是理想的，实际上它也有一定的电阻和电感。当流过较大的数字信号电流时，它的作用有如一根天线。同时，各汇流条之间具有电容，数字脉冲可以通过这个电容耦合到别的汇流条上；印刷电路板上的“地”，实质上就是公共回流线，由于它仍然有一定的电阻，各电路之间就通过它产生信号耦合，形成干扰（见图 5-30）。

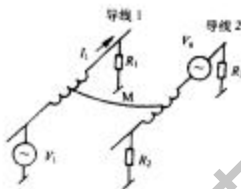


图 5-29 两导线间的磁场耦合图

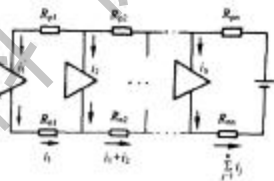


图 5-30 公共电源线的阻抗耦合图

如果系统的模拟信号和数字信号不是分开接地的，如图 5-31(a)、(b)所示，则数字信号就会耦合至模拟信号中去。图 5-31(c)中模拟信号和数字信号是分开接地的，两种信号分别流入大地，这样就可以避免相互干扰，因为大地是一个无限吸收面。

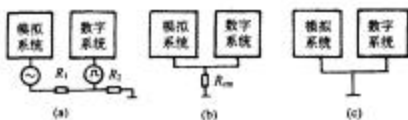


图 5-31 公共地线阻抗耦合图

5.2.3.3.2 串模干扰

所谓串模干扰,就是串联于信号源回路之中的干扰,也称横向干扰或正态干扰。其表现形式如图 5-32(a)所示。其中 V_s 为信号源, V_n 为叠加在 V_s 上的串模干扰。在图 5-32(b)中,如果邻近的导线(干扰线)中有交变电流 I_n 流过,那么由 I_n 产生的电磁干扰信号就会通过分布电容 C_1 和 C_2 的耦合,引入放大器的输入端。



图 5-32 串模干扰图

产生串模干扰的原因有分布电容的静电耦合,长线传输的互感,空间电磁场引起的磁场耦合,以及工频干扰等。

5.2.3.3.3 共模干扰

用于过程控制的计算机的地、信号放大器的地以及现场信号源的地之间,通常要相隔一段距离,长达几十米以至几百米,在两地之间往往存在着一个电位差 V_c ,如图 5-33(a)所示。这个 V_c 对放大器产生的干扰,称为共模干扰,也称纵向干扰或共态干扰。其一般表现形式如图 5-33(b)所示,其中 V_s 为信号源, V_c 为共模电压。这种干扰可以是直流电压,也可以是交流电压,其幅值可达几伏甚至更高,取决于

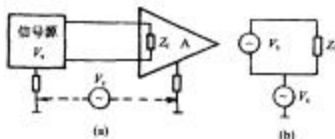


图 5-33 共模干扰图

现场产生干扰的环境条件和计算机等设备的接地情况。

共模电压 V_c 对放大器的影响,实际上是转换成串模干扰的形式加入到大器输入端而起作用的。图 5-34 分别就放大器为单端输入和双端输入两种情况表示共模电压是如何引入输入端的。

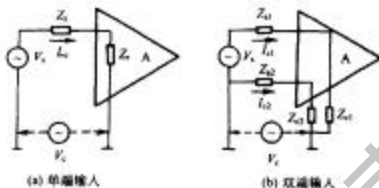


图 5-34 单端和双端输入时共模电的引入图

5.2.3.3.4 长线传输干扰

过程计算机控制系统是一个从生产现场的传感器到计算机,再到生产现场执行机构的大范围系统。由生产现场到计算机的连线往往长达几十米,甚至数百米。即使在中央控制室内,各种连线也有几米到十几米。应该说明,由于计算机采用高速集成电路,所谓长线的“长”是一个相对的概念,它取决于集成电路的运算速度。这里所指的“长线”其实际长度并不长。例如,对于毫微秒级的数字电路来说,1m左右的连线就应当作长线来看待了,而对于十毫微秒级的电路,几米长的连线才需要当作长线处理。

信号在长线中传输会遇到三个问题:一是长线传输易受到外界干扰;二是具有信号延时;三是高速度变化的信号在长线中传输时,还会出现波反射现象。

当信号在长线中传输时,由于传输线的分布电感的影响,信号会在传输线内部产生正向前进的电压波和电流波,称为入射波。另外,如果传输线的终端阻抗与传输线的波阻抗不匹配,那么当入射波到达终端时,便会引起反射。同样,反射波到达传输线始端时,如果始端阻抗也不匹配,也会引起新的反射。这种信号的多次反射现象,使信号波形严重地畸变,并且引起干扰脉冲。

5.2.3.4 干扰的抑制

干扰是客观存在的,研究干扰的目的是抑制干扰进入计算机,采取各种预防措施尽量减少干扰对计算机控制系统的影响。干扰的来源是多方面的,有串模干扰、共模干扰和长线传输干扰三类。

5.2.3.4.1 共模干扰的控制

共模干扰产生的主要原因是不同“地”之间存在共模电压,以及模拟信号系统对地的漏阻抗。因此,共模干扰的抑制措施主要有以下三种:变压器隔离,光电隔离,浮地屏蔽。

变压器隔离是利用变压器把模拟信号电路与数字信号电路隔离开来,也就是把模拟地与数字地断开,以使共模干扰电压 V_{cm} 不成回路,从而抑制了共模干扰。另外,隔离前和隔离后应分别采用两组互相独立的电源,切断两部分的地线联系。被测信号 V_s 经放大后,首先通过调制器变换成交流信号,经隔离变压器 B 传输到副边,然后用解调器再将它变换为直流信号 V_{s1} ,再对 V_{s1} 进行 A/D 变换(图 5-35)。

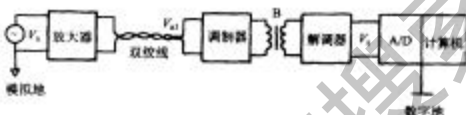


图 5-35 变压器隔离图

光电隔离采用光电耦合器,它是由发光二极管和光敏三极管封装在一个管壳内组成的,发光二极管两端为信号输入端,光敏三极管的集电极和发射极分别作为光电耦合器的输出端,它们之间的信号传输是靠发光二极管在信号电压的控制下发光,传递给光敏三极管来完成的。光电耦合器有以下几个特点:首先,由于是密封在一个管壳内,或者是模压塑料封装的,所以不会受到外界光的干扰;其次,由于是靠光传递信号,也就切断了各部件电路之间地线的联系;第三,发光二极管动态电阻非常小,而干扰源的内阻一般很大,能够传送到光电耦合器输入端的干扰信号就变得很小;第四,光电耦合器的传输比和晶体管的放大倍数相比,一般很小,远不如晶体管对于干扰信号那样灵敏,而光电耦合器的发光二极管只有在通过一定的电流时才能发光,即使是在干扰电压幅值较高的情况下,由于没有足够的能量,仍不能使发光二极管发光,从而可以有效地抑制掉干扰信号。此外,光电耦合器提供了较好的带宽,较低的输入失调漂移和增益温度系数。因此,能够较好地满足工业过程控制信号传输速度的要求。在图 5-36 中,模拟信号 V_s 经放大后,再利用光电耦合器的线性区,直接对模拟信号进行光电耦合传送。由于光电耦合器的线性区一



图 5-36 光电隔离图

般只能在某一特定的范围内,因此,应保证被传输信号的变化范围始终在线性区内。为了保证线性耦合,既要严格挑选光电耦合器,又要采取相应的非线性校正措施,否则将产生较大的误差,另外,光电隔离前后两部分电路应分别采用两组独立的电源。与变压器隔离相比,光电隔离实现起来比较容易,成本低,体积小。因此,在计算机控制系统中光电隔离得到广泛的应用。

在测温热电偶上往往有较高的共模电压叠加在被测信号的热电势上。为了抑制较大的共模干扰,在图 5-37 中采取了三项措施:首先,把测量和放大分成两个不直接连接的部分,使热电偶和放大电路的输入级处在测量电势上,放大器的输出级处在另一个零电位上,这样就构成一个线性光电耦合放大器;其次,为了减少电源变压器线圈之间杂散电容带来的干扰,放大器输入级采用二次浮地电源,只要将放大器输出级用的接地直流电源首先经过高频正弦波振荡器逆变,再经变压器 B 耦合、整流、滤波、稳压后,便得到放大器输入级的浮地电源,其地电位(浮地)就是隔离放大器的负极输入端;第三,为了降低屏蔽电缆和信号线之间的寄生电容,进一步提高隔离放大器的共模抑制能力,为此,屏蔽层应与低端(负端)相接,然后再将其接在隔离放大器输入级的负端。图 5-37(b)表示出热电偶负极屏蔽电缆的屏蔽层、多路切换模拟开关的电源地线和隔离放大器负极输入端相互连接的情况。

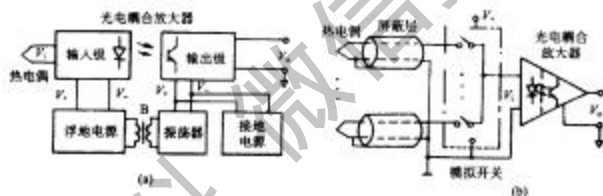


图 5-37 多路热电偶输入图

浮地屏蔽如图 5-38 所示,采用单层屏蔽双线采样(S_1, S_2)浮地隔离式放大器,或双层屏蔽三线采样(S_1, S_2, S_3)浮地隔离式放大器来抑制共模干扰电压。这种方式之所以具有较高的抗共模干扰能力,其实质在于提高了共模输入阻抗,减少了共

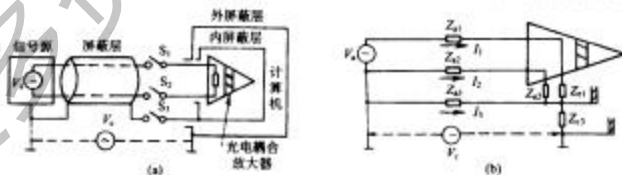


图 5-38 浮地屏蔽图

模电压在输入回路中引起的共模电流,从而抑制共模干扰的来源。

5.2.3.4.2 串模干扰的抑制

对串模干扰的抑制较为困难。因为干扰 V_i 直接与信号 V_s 串联,只能从干扰信号的特性和来源入手,分别不同情况采取相应措施。

(1) 用双绞线做信号引线

串模干扰主要是来源于空间电磁场干扰,采用双绞线做信号线的目的是减少电磁感应,并且使各个小环路的感应电势互相呈反向抵消。用这种方法可使干扰抑制比达到几十分贝,其效果见表 5-2。为了从根本上消除产生串模干扰的原因,一方面对测量仪表进行良好的电磁屏蔽;另一方面应选用带有屏蔽层的双绞线或同轴电缆做信号线,并应有良好的接地。

表 5-2 双绞线节面对串模干扰的抑制效果

节距/mm	干扰衰减比	屏蔽效果/dB
100	14:1	23
75	7:1	37
50	112:1	41
25	141:1	43
平行线	1:1	0

(2) 滤波

采用滤波器抑制串模干扰是最常用的方法。根据串模干扰频率与被测信号频率的分布特性,决定选用具有低通、高通、带通等传递特性的滤波器。一般采用电阻 R 、电容 C 电感 L 等无源元件构成无源滤波器,其缺点是信号有很大的衰减。为了把增益和频率特性结合起来,可以采用以反馈放大器为基础的有源滤波器。这对于小信号尤其重要,它不仅可提高增益,而且可提供频率特性,其缺点是线路复杂。

在过程控制对象中,串模干扰都比被测信号变化快,故常用无源阻容低通滤波器(图 5-39)或采用有源低通滤波器(图 5-40)。

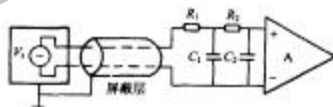


图 5-39 无源阻容低通滤波器图

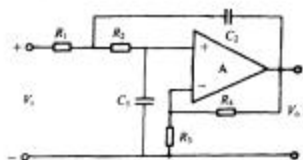


图 5-40 有源低通滤波器图

5.2.3.4.3 长线传输干扰的控制

令终端阻抗匹配或始端阻抗匹配,可以消除长线中的波反射或者把它抑制到最低限度。

(1) 终端匹配

为了进行阻抗匹配,必须事先知道传输线的波阻抗 R_0 ,波阻抗的测量如图 5-41 所示。调节可变电阻 R ,并用示波器观察门 A 的波形,当达到完全匹配,即 $R = R_0$ 时,门 A 输出的波形不畸变,发射波完全消失,这时的 R 值就是该传输线的波阻抗。为了避免外界干扰的影响,在计算机中常常采用双绞线和同轴电缆做信号线。双绞线的波阻抗一般在 $100 \sim 200\Omega$ 之间,绞花愈密,波阻抗愈低。同轴电缆的波阻抗在 $50 \sim 100\Omega$ 范围。最简单的终端匹配方法如图 5-42 所示。如果传输线的波阻抗是 R_0 ,那么当 $R = R_0$ 时,便实现了终端匹配,消除了波反射。此时终端波形和始端波形的形状一致,只是时间上迟后。由于终端电阻变低,则加大了负载,使波形的高电平下降,从而降低了高电平的抗干扰能力,但对波形的低电平没有影响。



图 5-41 测量传输线波阻抗

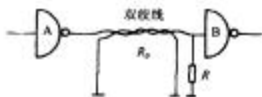


图 5-42 终端匹配图

(2) 始端匹配

在传输线始端串入电阻 R , 如图 5-43 所示, 也能基本上消除反射, 达到改善波形的目的。一般选择始端匹配电阻为 $R = R_p - R_w$ 。其中, R_w 为门 A 输出低电平时的输出阻抗。

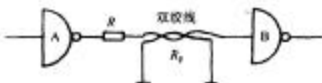


图 5-43 始端匹配图

这种匹配方法的优点是波形的高电平不变, 缺点是波形低电平会抬高。其原因是终端门 B 的输入电流 I 在始端匹配电阻 R 上的压降所造成的。显然, 终端所带负载门个数越多, 则低电平抬高得越显著。

5.2.3.4.4 信号线的选择和敷设

在计算机控制系统中, 如果能合理地选择信号线, 并在实际施工中能正确地敷设信号线, 那么便可以抑制干扰; 反之, 将会给系统引入干扰, 造成不良影响。

(1) 信号线的选择

对信号线的选择, 一般应从实用、经济和抗干扰这三个方面考虑, 而抗干扰能力则应放在首位。不同的使用现场, 干扰情况不同, 应选择不同的信号线。在不降低抗干扰能力的条件下, 应该尽量选用价钱便宜, 敷设方便的信号线。

信号线类型的选择: 对信号精度要求比较高, 或干扰现象比较严重的现场, 采用屏蔽信号线是提高抗干扰能力的可行途径。表 5-3 中列出了几种电缆主要的屏蔽结构及其屏蔽效果。信号线价格、强度及施工方便等因素出发, 信号线的截面积在 2mm^2 以下为宜, 一般采用 1.5mm^2 和 1.0mm^2 两种。采用多股线电缆较好, 其优点是绕性好, 适宜于电缆沟有拐角和狭窄的地方。

表 5-3 几种电缆主要的屏蔽结构及其屏蔽效果

屏蔽结构	干扰衰减比	屏蔽效果/dB	特点
铜网 (密度 85%)	103:1	40.3	电缆的可绕性好 (短距离敷设较好)
铜带叠套 (密度 90%)	367:1	51.5	带有焊药, 便于接地 (适用性好)
铝聚酯网 铜带叠套	6610:1	76.4	为了便于接地, 使用电缆沟 (抗干扰效果好)

(2) 信号线的敷设

选择了合适的信号线, 还必须合理地进行敷设。否则, 不仅达不到抗干扰的效果, 反而会引进干扰。信号线的敷设要注意以下事项: ①模拟信号线与数字信号线

不能合用同一根电缆,绝对避免信号线与电源线合用同一根电缆。②屏蔽信号线的屏蔽层要一端接地,同时要避免多点接地。③信号线的敷设要尽量远离干扰源,比如避免敷设在大容量变压器、电动机等电器设备的近旁。如果有条件,将信号线单独穿管配线,在电缆沟内从上到下依次架设信号电缆、直流电源电缆、交流低压电缆、交流高压电缆。表 5-4 列出信号线和交流电力线之间最少间距,供布线时参考。④信号电缆与电源电缆必须分开,并尽量避免平行敷设。如果由于现场条件有限,信号电缆与电源电缆不得不敷设在了一起时,则应满足以下条件:电缆沟内要设置隔板,且使隔板与大地连接,如图 5-44(a)所示;电缆沟内用电缆架或在沟底自由敷设时,信号电缆与电源电缆间距一般应在 15cm 以上,如图 5-44(b)、(c)所示。如果电源电缆无屏蔽,交流电源 220V AC 电流 10A 时,两者间距应在 60cm 以上;电源电缆使用屏蔽罩,如图 5-44(d)所示。

表 5-4 信号线与电力线的最小间距

电力线容量		信号线和电力线 的最小间距/cm
电压/V	电流/A	
125	10	12
250	50	18
440	200	24
5000	800	> 48

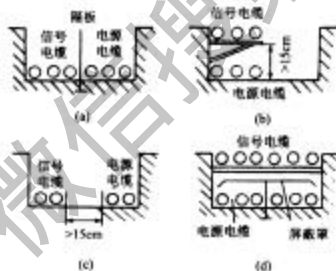


图 5-44 信号线的敷设

5.2.3.4.5 接地技术

接地技术对计算机控制系统是极其重要的,不恰当的接地会造成极其严重的干扰,而正确接地却是抵制干扰的有效措施之一。接地的目的有两条:一是抵制干扰,使计算机工作稳定;二是保护计算机设备和操作人员的安全。通常接地可分为工作接地和保护接地两大类。保护接地主要是为了避免操作人员因设备的绝缘损坏或下降时遭受触电危险和保证设备的安全,而工作接地则主要是为了保证控制系统稳定可靠地运行,防止地环路引起的干扰。

(1) 地线系统的分析

在计算机控制系统中,一般有以下几种地线:模拟地、数字地、安全地、系统地和交流地。模拟地作为传感器、变送器、放大器、A/D 和 D/A 转换器中模拟电路的

零电位。模拟信号有精度要求,有时信号比较小,而且与生产现场连接。因此,必须认真地对待模拟地。数字地作为计算机中各种数字电路的零电位,应该与模拟地分开,避免模拟信号受数字脉冲的干扰。安全地的目的是使设备机壳与大地等电位,以避免机壳带电而影响人身及设备安全。通常安全地又称为保护地或机壳地,机壳包括机架外屏屏蔽罩等。系统地就是上述几种地的最终回流点,直接与大地相连,如图 5-45 所示。众所周知,地球是导体而且体积非常大,因而其静电容量也非常大,电位比较恒定,所以人们把它的电位作为基准电位,也就是零电位。交流地是计算机交流供电电源地,即动力线地,它的地电位很不稳定。在交流地上任意两点之间,往往很容易就有几伏至几十伏的电位差存在。另外,交流地也很容易带来各种干扰。因此,交流地绝对不允许与上述几种地相连,而且交流电源变压器的绝缘性能要好,绝对避免漏电现象。

显然,正确接地是一个十分重要的问题。根据接地理论分析,低频电路应单点接地,高频电路应就近多点接地。一般来说,当频率小于 1MHz 时,可以采用单点接地方式;当频率高于 10 MHz 时,可以采用多点接地方式。在 1~10MHz 之间,如果用单点接地时,其地线长度不得超过波长的 1/20,否则应使用多点接地。单点接地的目的是避免形成地环路,地环路产生的电流会引入到信号回路内形成干扰。

在过程控制计算机中,对上述各种地的处理一般是采用分别回流法单点接地。模拟地、数字地(机壳地)的分别回流法如图 5-45 所示。回流线往往采用汇流条而不采用一般的导线。汇流条是由多层铜导体构成,截面呈矩形,各层之间有绝缘层。采用多层汇流条以减少自感,可减少干扰的窜入途径。在稍考究的系统中,分别使用横向及纵向汇流条,机柜内各层机架之间分别设置汇流条,以最大限度地减少公共阻抗的影响。在空间上将数字地汇流条与模拟地汇流条间隔开,以避免通过汇流条间电容产生耦合。安全地(机壳地)始终与信号地(模拟地、数字地)是浮离开的。这些地之间只在最后汇聚一点,并且常常通过铜地板交汇,然后用线径不小于 30mm² 的多股铜软线焊接地板上后深埋地下。

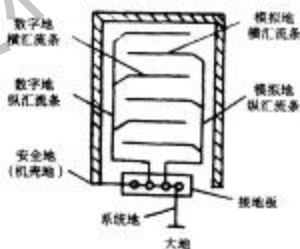


图 5-45 分别回流接地示意图

(2) 输入系统的接地

在计算机输入系统中,传感器、变送器和放大器通常采用屏蔽罩,而信号的传送往往使用屏蔽线。对于屏蔽层的接地要慎重,也应遵守单点接地原则。输入信号源有接地和浮地两种情况,接地电路也有两种情况。这样,不同的屏蔽接地方式会带来共同的抗干扰效果。在图 5-46(a)中,热电偶(信号源端)接地,而放大器(接收端)浮地,则屏蔽层应在信号源端接地(A点),而图 5-46(b)中却相反,图中信号源浮地,而接受端接地,则屏蔽层应在接收端接地(B点)。这样分别情况接地是为了避免流过屏蔽层的电流,通过屏蔽层与信号线间的电容产生对信号线的干扰。一般输入信号比较小,而模拟信号又容易接受干扰。因此,对输入系统的接地和屏蔽应格外重视。

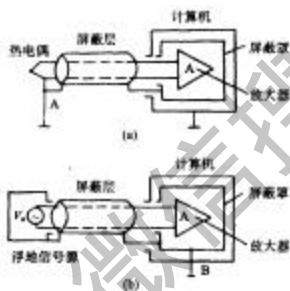


图 5-46 输入接地方式图

(3) 主机系统的接地

计算机本身接地,同样是为了防止干扰,提高可靠性。下面介绍几种主机接地方式。

1) 全机一点接地。计算机的主机架内采用图 5-45 所示的分别回流法接地方式。主机地与外部设备地连接后,采用一点接地,如图 5-47 所示。为了避免多点

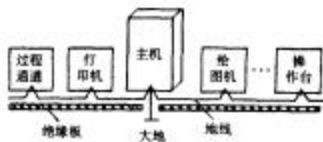


图 5-47 全机一点接地图

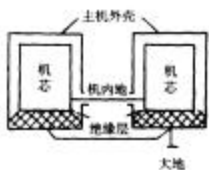


图 5-48 外壳接地,机芯浮空

接地,各机柜用绝缘板垫起来。这种接地方式安全可靠,有一定的抗干扰能力,一般接地电阻选为 $4 \sim 10\Omega$ 。接地电阻越小越好,但接地电阻越小,接地极的施工就越困难。

2) 主机外壳接地,机芯浮空。为了提高计算机的抗干扰能力,将主机外壳作为屏蔽罩接地。而把机内器件架与外壳绝缘,绝缘电阻大于 $50M\Omega$,即机内信号地浮空,如图 5-48 所示。

5.2.3.4.6 供电技术

过程控制计算机一般由交流电网供电(220VAC, 50Hz)。电网的干扰,频率的波动将直接影响到计算机系统的可靠性与稳定性。另外,计算机的供电不允许中断,如果电源中断,不但会使计算机丢失数据,而且会影响生产。因此,必须采取电源保护措施,防止电源干扰,保证不间断供电。

(1) 供电系统的一般保护措施

计算机的一般供电系统如图 5-49 所示。为了抑制电网电压波动的影响而设置交流稳压器,保证 220V AC 供电。交流电网频率为 50Hz,其中混杂了部分高频干扰信号。为此,采用低通滤波让 50Hz 的基波通过,而滤除高频干扰信号。最后由直流稳压电源给计算机供电,建议采用开关电源。开关电源用调节脉冲宽度的办法调整直流电压,调整管以开关方式工作,功耗低。这种电源用体积很小的高频变压器代替了一般线性稳压电源中的体积庞大的工频变压器,对电网电压的波动适应性强,抗干扰性能好。



图 5-49 计算机的一般供电系统图

(2) 电源异常的保护措施

过程计算机的供电不允许中断,一旦中断电源,将会影响生产,为此,可采用不间断电源 UPS,其原理如图 5-50 所示。正常情况下由交流电网供电,同时给电池组充电。如果交流供电中断,电池组经逆变器输出交流代替外界交流供电,这是一种无触点的不间断切换。

UPS 用电池组作为后备电源。如果外界交流电中断时间长,就需要大容量的蓄电池组。为了确保供电安全,可以采用交流发电机或第二路交流供电线。



图 5-50 不间断电源原理图

5.2.4 计算机 PID 控制技术在制冷空调系统中的应用

在制冷空调控制系统中,以往采用较多的是双位和比例调节器。随着制冷空调系统的不断发展,它对系统的节能和控制精度要求越来越高,因此越来越多的制冷空调系统采用更先进的控制规律和控制方法。按偏差 $e(t)$ 的比例(P)、积分(I)和微分(D)进行控制的 PID 控制规律是应用最多的一种控制规律。它原理简单,易于工程实现,且鲁棒性强,适用面广。在计算机用于自动控制系统以前,人们采用气动、液动和电动 PID 调节器实现 PID 控制规律,如早期的溴化锂制冷机的控制等。计算机的出现和它在自动控制系统中的应用,使这种情况有所改变。近 20 年来相继出现了一批复杂的,只有计算机才能实现的控制算法。但计算机控制系统也仍然是以实现 PID 控制算法为主流,而且用计算机实现的 PID 控制器,不仅仅是简单地把 PID 控制规律数字化,而是进一步与计算机的强大运算功能和逻辑判断功能相结合,使 PID 控制更加灵活多样,更能满足控制要求。

5.2.4.1 数字 PID 控制算法

在自动控制系统中,常采用如图 5-51 所示的 PID 控制方案,含有理想微分的 PID 控制算法见公式(5-104)。



图 5-51 PID 控制方案图

$$u = K_p \left(e + \frac{1}{T_i} \int e dt + T_d \frac{de}{dt} \right) \quad (5-104)$$

其传递函数形式为

$$u = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (5-105)$$

式中： K_p ——增益；

K_p ——与比例带 δ 成倒数关系，即 $K_p = 1/\delta$ ；

T_i ——积分时间；

T_d ——微分时间；

u ——控制量；

e ——被控量 y 与给定值 r 的偏差。

用计算机实现 PID 控制算式，必须把微分方程式(5-104)离散化，改写成差分方程。为此，可以作如下近似，即

$$\int edt = \sum_{j=0}^n Te(j) \quad (5-106)$$

$$\frac{d}{dt} \approx \frac{e(n) - e(n-1)}{T} \quad (5-107)$$

式中： T ——采样周期(或控制周期)；

n ——采样序号， $n=0,1,2,\dots$ ；

$e(n-1), e(n)$ ——第 $n-1$ 次和第 n 次采样所得的偏差信号。

将式(5-106)和式(5-107)代入式(5-104)，可求得差分方程

$$u(n) = K_p \left\{ e(n) + \frac{T}{T_i} \sum_{j=0}^n e(j) + \frac{T_d}{T} [e(n) - e(n-1)] \right\} \quad (5-108)$$

式中， $u(n)$ 为第 n 时刻的控制量。如果采样周期 T 与被控对象的时间常数 T_p 比较相对很小，那么这种近似是合理的，并与连续控制十分接近。理想微分 PID 算法又常有位置型 PID 算式和增量型 PID 算式两种应用方案。

位置型 PID 算式的调节动作是连续的，任何瞬间的输出都对应于执行机构(如调节阀)的位置。由式(5-108)可知，数字 PID 控制器的输出也和执行机构(如调节阀)的位置对应，故称此为位置 PID 算式。计算机实现位置型 PID 算式不够方便，这是因为在积分项要累加偏差，不仅要占用较多的存储单元，而且不便于程序编制，为此必须改进位置型 PID 算式。

增量型 PID 算式考虑控制器的输出非位置式，而采用增量式。求 n 时刻控制量的增量为

$$\begin{aligned} \Delta u(n) &= u(n) - u(n-1) = K_p \left\{ e(n) + \frac{T}{T_i} \sum_{j=0}^n e(j) + \frac{T_d}{T} [e(n) - e(n-1)] \right\} \\ &\quad - K_p \left\{ e(n-1) + \frac{T}{T_i} \sum_{j=0}^{n-1} e(j) + \frac{T_d}{T} [e(n-1) - e(n-2)] \right\} \\ &= K_p \left\{ e(n) - e(n-1) + \frac{T}{T_i} e(n) + \frac{T_d}{T} [e(n) - 2e(n-1) + e(n-2)] \right\} \\ &= K_p [e(n) - e(n-1)] + K_i e(n) + K_d [e(n) - 2e(n-1) + e(n-2)] \end{aligned}$$

(5-109)

式中: K_p ——比例增益(放大系数),

$$K_p = 1/\delta$$

K_i ——积分增益,

$$K_i = K_p T / T_i$$

K_d ——微分增益,

$$K_d = K_p T_d / T$$

由于式(5-109)中的 $\Delta u(n)$ 对应于第 n 时刻执行机构的增量, 故称此式为增量型 PID 算式。因此, 第 n 时刻的实际控制量为

$$u(n) = u(n-1) + \Delta u(n) \quad (5-110)$$

式中, $u(n-1)$ 为第 $n-1$ 时刻的控制量。从上可知, 计算 $\Delta u(n)$ 和 $u(n)$ 要用到第 $n-1$ 、 $n-2$ 个采样时刻的历史数据 $e(n-1)$ 、 $e(n-2)$ 和 $u(n-1)$, 这三个历史数据也已在前一个采样时刻存于内存存储器, 通常采用平移法保存这些历史数据。比如, 计算完 $u(n)$ 后, 首先将 $e(n-1)$ 存入单元 $e(n-2)$, 然后将 $e(n)$ 存入单元 $e(n-1)$, 以及把 $u(n)$ 存入单元 $u(n-1)$, 如图 5-52 所示, 这样就为下一采样时刻的计算做好准备。由此可见, 采用增量型 PID 算式计算的优点是, 程序编制简单, 历史数据可以递推使用, 且占用存储单元少, 运算速度快。

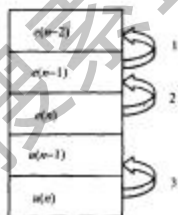


图 5-52 保存历史数据图

为了程序编制方便, 也可将式(5-109)整理成如下形式

$$\Delta u(n) = q_0 e(n) + q_1 e(n-1) + q_2 e(n-2) \quad (5-111)$$

其中

$$q_0 = K_p \left(1 + \frac{T}{T_i} + \frac{T_d}{T} \right), \quad q_1 = -K_p \left(1 + \frac{2T_d}{T} \right), \quad q_2 = K_p \frac{T_d}{T}$$

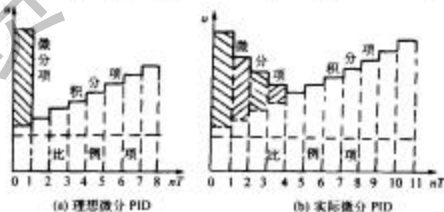


图 5-53 PID 数字控制器的阶跃响应图

理想微分 PID 控制的实际控制效果并不理想,从阶跃响应看,它的微分作用只能维持一个采样周期,见图 5-53。由于工业用执行机构(如气动调节阀或电动调节阀)的动作速度受到机械限制,致使偏差较大时,微分作用不能充分发挥。因此,在实际应用中,通常采用含有实际微分的 PID 控制算式。

在计算机直接数字控制系统中,通常是采用以下两种实际微分 PID 控制器。

5.2.4.1.1 实际微分 PID 控制算式之一

该算式的传递函数为

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_p \left[1 + \frac{1}{T_i s} + \frac{T_d s}{1 + T_d s / K_d} \right] \quad (5-112)$$

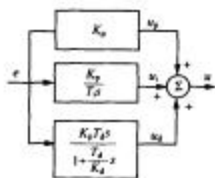


图 5-54 算法之一的框图

式中: K_p ——比例增益;

T_i ——积分时间;

T_d ——微分时间;

K_d ——微分增益。

为了便于编写程序,可用图 5-54 的框图来表示式(5-112)。首先分别求出比例、积分和微分这三个框的输出差分方程式 $\Delta u_p(n)$ 、 $\Delta u_i(n)$ 和 $\Delta u_d(n)$,然后再求总输出 $\Delta u(n)$ 。这样,可得实际程序编制用的增量型差分方程式为

$$\Delta u_p(n) = K_p [e(n) - e(n-1)] \quad (5-113)$$

$$\Delta u_i(n) = \frac{K_p T}{T_i} e(n) \quad (5-114)$$

$$u_d(n) = \frac{T_d}{K_d T + T_d} [u_d(n-1) + K_p K_e [e(n) - e(n-1)]] \quad (5-115)$$

$$\Delta u_d(n) = u_d(n) - u_d(n-1) \quad (5-116)$$

$$\Delta u(n) = \Delta u_p(n) + \Delta u_i(n) + \Delta u_d(n) \quad (5-117)$$

$$u(n) = u(n-1) + \Delta u(n) \quad (5-118)$$

其中, $u_d(n)$ 和 $u_d(n-1)$ 分别为实际微分环节第 n 、 $n-1$ 个采样时刻的输出。

实际微分 PID 控制算式的优点是微分作用能维持多个采样周期,如图 5-53(b)所示。这样就能更好地适应一般的工业用执行机构(如气动调节阀或电动调节阀)动作速度的要求,因而控制效果比较好。

5.2.4.1.2 实际微分 PID 控制算式之二

该算式是带一阶惯性延迟滤波器的 PID 控制器,其传递函数为

$$\frac{U(s)}{E(s)} = \frac{1 + T_d s}{1 + T_d s / K_d} K_p \left[1 + \frac{1}{T_i s} \right] \quad (5-119)$$

式中, K_p , T_i , T_d 和 K_d 同式(5-112)。

为了便于编写程序将式(5-119)用框图来表示,见图 5-55。首先分别求这三个框图的输出差分方程式 $u_d(n)$ 、 $u_p(n)$ 和 $u_i(n)$, 然后再求总输出 $u(n)$ 。

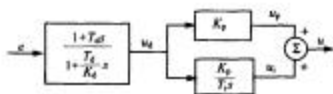


图 5-55 算式之二的框图

微分作用的输出差分方程为

$$u_d(n) = a_1 u_d(n-1) + a_2 e(n) + a_3 e(n-1) \quad (5-120)$$

其中

$$a_1 = \frac{T_d}{K_d T + T_d}, \quad a_2 = \frac{K_d (T_d + T)}{K_d T + T_d}, \quad a_3 = \frac{-K_d T_d}{K_d T + T_d}$$

积分作用的输出差分方程为

$$u_i(n) = u_i(n-1) + a_4 u_d(n) \quad (5-121)$$

其中

$$a_4 = \frac{K_p T}{T_i}$$

比例作用的输出差分方程为

$$u_p(n) = K_p u_d(n) \quad (5-122)$$

将式(5-121)加式(5-122), 得位置型 PID 算式为

$$u(n) = u_p(n) + u_i(n) = K_p u_d(n) + u_i(n) \quad (5-123)$$

通过上述推导, 可得式(5-109)的增量型递推差分方程式为

$$u_e(n) = a_1 u_e(n-1) + a_2 e(n) + a_3 e(n-1)$$

$$u_i(n) = u_i(n-1) + a_4 u_d(n)$$

$$\Delta u_e(n) = u_d(n) - u_d(n-1)$$

$$\Delta u_i(n) = u_i(n) - u_i(n-1) \quad (5-124)$$

$$\Delta u(n) = K_p \Delta u_d(n) + \Delta u_c(n)$$

$$u(n) = u(n-1) + \Delta u(n)$$

理想微分 PID 数字控制器和实际微分 PID 数字控制器的阶跃响应如图 5-53 所示,比较这两种 PID 数字控制器的阶跃响应,可以得知:

1) 理想微分 PID 数字控制器的控制品质较差,其原因是微分作用仅限于第一个采样周期有一个大幅度的输出。一般的工业用执行机构,无法在较短的采样周期内跟踪较大的微分作用输出,而且理想微分还容易引进高频干扰。

2) 实际微分 PID 数字控制器的控制品质较好,其原因是微分作用能缓慢地持续多个采样周期,使一般工业用执行机构能比较好地跟踪微分作用输出。由于实际微分 PID 算式中含有一阶惯性环节,具有数字滤波的能力,因此抗干扰能力也较强。

5.2.4.2 数字 PID 控制算法的改进

自动控制系统中所遇到的一些实际问题,模拟仪表 PID 调节器往往无法解决。计算机的应用为解决这些问题提供了必要的条件。为提高 PID 算法的控制性能,可以对数字 PID 控制算法做某些改进。这些改进主要是针对积分作用和微分作用。

在 PID 控制中,积分作用是消除残差,为了提高控制性能,对积分项可采取以下四条改进措施。

5.2.4.2.1 积分分离

在一般的 PID 控制中,当有较大的扰动或大幅度改变给定值时,由于此时有较大的偏差,以及系统有惯性和滞后,使积分的累加量变大,故在积分项的作用下,往往会产生较大的超调和长时间的波动。特别对于温度、成分等变化缓慢的过程,这一现象更为严重。为此,可采用积分分离措施,即偏差 $e(n)$ 较大时,取消积分作用;当偏差 $e(n)$ 较小时,才将积分作用投入,即当 $|e(n)| > \beta$ 时,用 PD 控制;当 $|e(n)| \leq \beta$ 时,用 PID 控制。

积分分离值 β 应根据具体对象及要求确定。若 β 值过大,达不到积分分离的目的;若 β 值过小,一旦被控量 y 无法进入积分区,只进行 PD 控制,将会出现残差(见图 5-56)。

为了实现积分分离,程序编制时必须从 PID 差分方程式中分离出积分项。例如,式(5-109)应改写成

$$\Delta u_{10}(n) = K_p [e(n) - e(n-1)] + K_i [e(n) - 2e(n-1) + e(n-2)]$$

$$u_1(n) = K_i e(n) \quad (5-125)$$

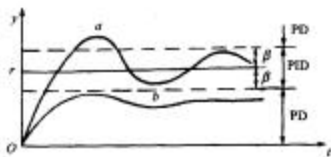


图 5-56 积分分离曲线图

$$u(n) = u(n-1) + \Delta u_{PI}(n) + \Delta u_I(n)$$

若积分分离,则取

$$u(n) = u(n-1) + \Delta u_{PI}(n) \quad (5-126)$$

5.2.4.2.2 抗积分饱和

由于长期存在偏差或偏差较大,计算出的控制量有可能溢出或小于零。所谓溢出就是计算机运算出的控制量 $u(n)$ 超出 D/A 所能表示的数值范围。例如,8 位 D/A 的数值范围为 00H ~ FFH(H 表示十六进制)。一般执行机构有两个极限位置,如调节阀全开或全关。 $u(n)$ 为 FFH 时,调节阀全开;反之, $u(n)$ 为 00H 时,调节阀全关。为了提高运算精度,通常采用双字节,甚至三字节的定点数或浮点数计算 PID 差分方程式。如果执行机构已到极限位置仍然不能消除偏差时,由于积分作用,尽管计算 PID 差分方程式所得的运算结果继续增大或减小,而执行机构已无相应的动作,这就称为积分饱和。当出现积分饱和时,势必使超调量增加,控制品质变坏。作为防止积分饱和的办法之一,可对运算出的控制量 $u(n)$ 限幅,同时把积分作用切除掉。若以 8 位 D/A 为例:当 $u(n) < 0$ 时,则取 $u(n) = 0$;当 $u(n) > FFH$,则取 $u(n) = FFH$ 。

5.2.4.2.3 梯形积分

在 PID 控制器中,积分项的作用是消除残差。为了减少残差,应提高积分项的运算精度。为此,可将矩形积分改为梯形积分(见图 5-57),梯形积分的计算式为

$$\int_0^t e(t) dt = \sum_{j=0}^n \frac{e(j) + e(j-1)}{2} T \quad (5-127)$$

5.2.4.2.4 消除积分不灵敏区

PID 数字控制器的增量型 PID 算式(5-109)中积分作用的输出为

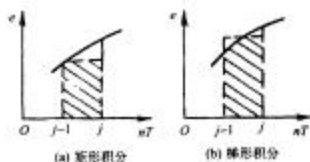


图 5-57 两种积分形式图

$$\Delta u_i(n) = \frac{K_p T}{T_i} e(n) \quad (5-128)$$

由于计算机字长的限制,当运算结果小于字长所能表示的精度时,计算机就将此数作为“零”丢掉。从式(5-128)可知,当计算机的运算字长较短,采样周期 T 也短,而积分时间 T_i 又较长时, $\Delta u_i(n)$ 容易出现小于字长的精度而丢数,此时也就无积分作用,这就称为积分不灵敏区。

例如,某温度控制系统,温度量程为 $0 \sim 1275^\circ\text{C}$, A/D 转换为 8 位,并采用 8 位字长定点数运算。设 $K_p = 1$, $T_i = 10\text{s}$, $e(n) = 50^\circ\text{C}$, 根据式(5-127)得

$$\Delta u_i(n) = \frac{K_p T}{T_i} e(n) = \frac{1}{10} \times \frac{255}{1275} \times 50 = 1 \quad (5-129)$$

这就说明,如果偏差 $e(n) < 50^\circ\text{C}$, 则 $\Delta u_i(n) < 1$, 计算机就作为“零”将此数丢掉,控制器就没有积分作用。只有当偏差达到 50°C 时,才会有积分作用。这样,势必造成控制系统的残差。

为了消除积分不灵敏区,通常采用以下措施:①增加 A/D 转换位数,加长运算字长,这样可提高运算精度;②当积分项 $\Delta u_i(n)$ 连续出现小于输出精度 ϵ 的情况时,不要把它们作为“零”舍掉,而是把它们一次次累加起来,即

$$S_i = \sum_{j=1}^k \Delta u_i(j) \quad (5-130)$$

直到累加值 S_i 大于 ϵ 时,才输出 S_i , 同时把累加单元清零,其程序流程如图 5-58 所示。

微分项是 PID 数字控制器中响应最敏感的一项应尽量减少数据误差和噪声,以消除不必要的扰动。为此,可做以下两项改进。

1) 偏差平均:

$$\bar{e}(n) = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m e(j) \quad (5-131)$$

式中,平均项数 m 的选取,取决于被控制对象的特性,一般流量信号取 10 项,压力

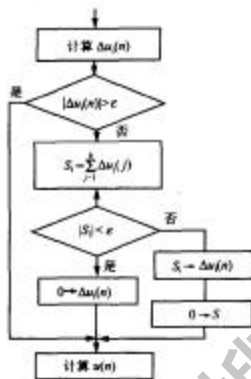


图 5-58 消除积分不灵敏区程序流程图

信号取 5 项, 温度、成分等缓慢变化的信号取 2 项或不平均。

2) 测量值微分。测量值微分也称微分先行, 当控制系统的给定值 $r(n)$ 发生阶跃变化时, 微分动作将导致控制量 $u(n)$ 的大幅度变化。这样不利于生产的稳定操作。因此, 在微分项中不考虑给定值 $r(n)$, 只对测量值 $y(n)$ (即被控量) 进行微分。考虑到在正反作用下偏差的计算方法不同, 即

$$\text{正作用} \quad e(n) = y(n) - r(n)$$

$$\text{反作用} \quad e(n) = r(n) - y(n)$$

参照式(5-109)中的微分项:

$$\Delta u_d(n) = K_d [e(n) - 2e(n-1) + e(n-2)] \quad (5-132)$$

改进后的算式为

$$\text{正作用} \quad \Delta u_d(n) = K_d [y(n) - 2y(n-1) + y(n-2)]$$

$$\text{反作用} \quad \Delta u_d(n) = -K_d [y(n) - 2y(n-1) + y(n-2)]$$

必须注意, 对串级控制的副回路而言, 因给定值是主回路提供的, 上述仅对测量值微分的做法并不适用, 仍应按原微分项算式对偏差进行微分。

PID 控制算法被广泛地应用在制冷空调控制系统中, 控制包括温度、湿度、压力、流量等各种热工参数, 使其达到要求的控制精度。

5.2.5 现代控制理论在制冷空调系统中的应用

随着计算机控制技术的不断发展, 现代控制理论也越来越多地被应用于制冷

空调系统中,包括模糊控制、自适应控制等。这些先进控制技术的引入,使得制冷空调系统实现了智能化,系统运行更节能,也更接近于人们的实际需要。

在制冷空调系统的智能控制中,需要设定控制目标,控制系统所采用的控制方式就是围绕这个目标而实施的,如以舒适度为控制目标的空调系统的控制和以高效节能为目标的制冷系统的控制均属于这种控制,下面我们通过具体的事例叙述它们的实现过程。

5.2.5.1 以舒适度为控制目标的空调系统的控制

目前对空调控制方式的研究,除了精确地控制房间的温度,考虑节能的要求外,更多的是考虑人类自身的要求,即考虑人们对热舒适性的要求。随着人类生活水平的不断提高,这种要求越来越被人们所重视,因此产生了一个评价热舒适性要求的参量“舒适度”。

舒适度(predicted mean vote, PMV)是被应用于空调系统控制的基本舒适度评价参数,它是 ISO 标准。影响 PMV 的主要因素包括:人体的活动量、着衣量、室内外温度、湿度,气流的强度、方向及辐射热的大小等。PMV 能够通过公式(5-133)表达。在这个表达形式上,PMV 与空调用户个体对于“冷”“热”的感觉有关。用户的热感觉程度可以划分为六个等级,见表 5-5,相对应的平均不满意率(predicted percentage of dissatisfied, PPD)也被显示在表 5-5 中。从中可以看出,当 PMV 为零时,人们的平均不满意率为 5%,通常控制 PMV 在 ± 0.5 范围内波动时,能够满足人们对舒适性要求。因此,用户房间的空调温度可以根据 PMV 目标值实时设定,这个温度设定值更贴近于人们在各个不同的季节对于热舒适性的要求。

$$PMV = (0.352e^{-0.182M/A} + 0.032) L \quad (5-133)$$

式中: M ——活动量, kcal/h;

A ——人体的表面积, m^2 ;

L ——根据 Fanger 舒适公式计算的人体热负荷, kcal/($m^2 \cdot h$)。

表 5-5 PMV 热舒适表

PMV	+3	+2	+1	0	-1	-2	-3
人类热感觉	太热	热	微热	适中	微凉	凉	冷
PPD/%	100	75	25	5	25	75	100

下面以列车空调控制系统为例,介绍一个以 PMV 舒适度为目标的室内被控温度的设定方法。

列车空调系统见图 5-59,其制冷系统见图 5-60。该控制系统的框图见图 5-61。系统中,一个室外温度传感器被放置在车体的下方,一个湿度传感器和一个辐射传

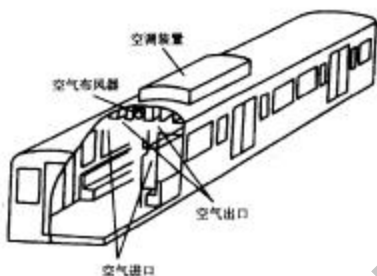


图 5-59 列车空调制冷系统图

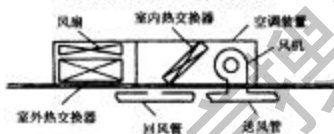


图 5-60 列车空调制冷系统图

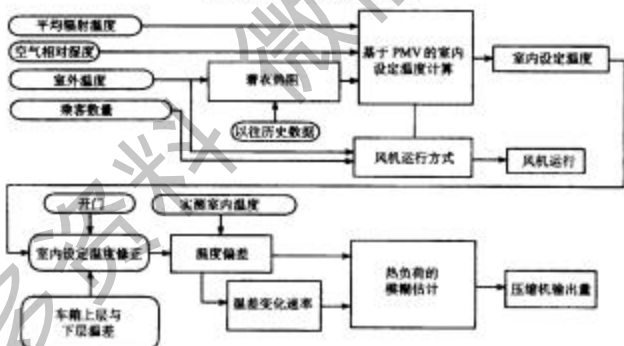


图 5-61 列车空调控制系统的框图

传感器被放置在车体外壁上,辐射传感器用来检测来自于外壁和车窗的辐射热。控制系统能够记录最近几天的室外温度数据。另外,多个室内温度传感器被放置在

车室的内壁、上层和下层的位置上。在车室下面有一个重量传感器以检测乘客的数量。空调室内的设定温度以 PMV 为目标,根据平均辐射温度,空气湿度,室内空气流速,着衣量和人们的活动量来确定。室内的气流速度根据室内风机的运行模式估计,而室内风机的运行模式有两种:一种为高速;另一种为低速。运行模式的选择根据室外温度、室内乘客的数量及车门的状态确定。当室外温度高,乘客人数多及车门敞开的时候,风机处于高速运转中。当室外温度低,乘客人数少的时候,风机停止运行。其他条件下,风机处于低速状态运行。人们着衣量的评价参数为着衣热阻系数,因为人们经常根据室外温度来改变他们的着衣量,因此着衣热阻系数根据室外温度和计算机以往记录的数据确定。着衣热阻系数与室外温度之间的关系见表 5-6。以往记录的数据用来修正这个系数。运动量的估计是非常困难的,因此这里采用固定的值。另外,当车门打开,车室内上层和下层温度差比较大的情况下,对室内设定温度进行修正。

表 5-6 着衣热阻系数的估计

室外温度/℃	20	21	22	23	24	25	26	27	28
着衣热阻系数/ clo^1	0.75	0.75	0.75	0.75	0.65	0.55	0.45	0.45	0.45

1) $\text{clo} = 0.155(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{W}$,下同。

根据上述原则所确定的各种条件下室内温度的设定点见图 5-62、图 5-63 和图 5-64。图 5-62 表示室外温度对室内设定温度的影响,在这个计算中,假设平均辐射温度与室内温度相等。当室外温度较高的时候,考虑到人们着装也较少,因此将设定点温度增加。图 5-63 显示平均辐射温度对室内设定温度的影响。当平均辐射温度高的时候,室内温度设低,这样在具有强烈阳光照射的条件下,乘客不会觉得太热。图 5-64 显示空气的相对湿度对室内设定温度的影响。当相对湿度高的时候,室内温度设低,这样在室内相对湿度较大的情况下,乘客不会觉得闷热。在

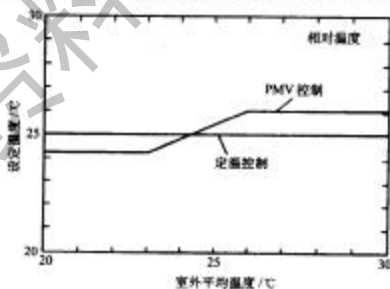


图 5-62 室外温度对室内设定温度的影响图

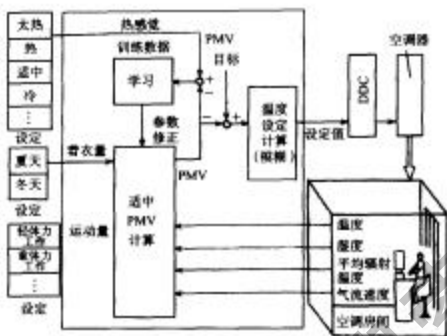


图 5-65 舒适空调控制系统功能设置图

首先介绍一下神经网络的计算。图 5-66 显示使用神经网络的 PMV 计算部件。神经网络包括了三层设置、六个输入和一个输出。当舒适空调控制系统开始运行的时候，理论上的 PMV 计算值作为一个训练数据从舒适度计算公式(5-133)中获得。个体用户能够在任何时候将个人热舒适的感觉通过输入部件输入到系统中去，如“冷”，“适中”，“热”等信息。夜晚，当系统处于较低负荷状态下运行的时候，该计算部件根据空调个体用户所输入的数据开始学习过程，获取空调个体用户实际的 PMV 值和目标 PMV 值。其中神经网络的权重系数通过遗传方法修正。

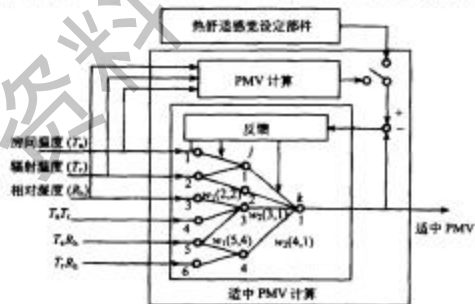


图 5-66 采用神经网络计算空调个体用户的 PMV 图

其次,采用模糊计算方法设置房间温度,模糊计算部件的输入是存在,在实际PMV值与目标PMV值之间的偏差 E_p 和这个偏差的变化量 ΔE_p 。模糊计算部件的输出是房间设定温度的修正值。当前的设定温度则是将过去的设定温度加上这个修正值所获得的温度。模糊控制计算部件最初的规则见表5-7。当实际偏差和偏差变化量较大的情况下,就会产生较大的修正值。制冷工况下,PMV目标值设定在+0.3,这个值接近于舒适范围的上限,但可以达到节能的目的。同样,供热工况,PMV的目标值设定在-0.3,也位于舒适范围的下限,这样可以维持一个略微低的温度。该控制器被应用到一个商业建筑,建筑面积为110 000m²的实际系统中去,即达到了人们对空调舒适度的要求,又达到了节能的目的。图5-67、图5-68比较了舒适空调控制系统与传统控制系统的控制节能效果。在夏天相同室外气候条件下进行了两个系统的对比测量。在传统的控制中,空调房间的温度通常维持在23℃上,PMV值维持在-0.5左右,有时会更低一些。采用舒适空调控制系统,PMV值接近于+0.1,这时房间的温度维持在25℃左右。舒适空调控制中,冷水盘管每天的能量消耗为1154Mcal,传统空调控制系统每天的能量消耗为1387Mcal,可以节能17%。图5-67显示传统空调控制系统与舒适空调控制系统的房间温度设

表 5-7 模糊控制计算部件最初的规则表

E_p	ΔE_p							
		NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	NB	PB	PB	PM	PM			
NM	NB	PB	PM	PM	PM			
NS	NB	PM	PM	PS	PS			
ZO	NB	PM	PM	PS	ZO	NS	NM	NM
PS	NB				NS	NS	NM	NM
PM	NB				NM	NM	NM	NB
PB	NB				NM	NM	NB	NB

注:NB为负大,NM为负中,NS为负小,ZO为零,PS为正小,PM为正中,PB为正大。

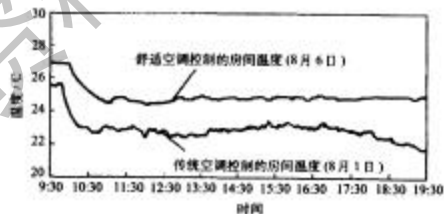


图 5-67 传统空调控制系统与舒适空调控制系统的房间温度设定值对比图

定值对比。图5-68显示在两种系统的控制下PMV值的变化情况。由于舒适空调控制通过冷水盘管的冷量减少,因此通过冷水盘管的水流量也可以相应减少,因此对应水流量的水泵耗电也可相应减少。图5-69显示一天中冷水盘管中的水流量在两种控制方式下的比较,从图5-69中可以看出,舒适空调控制系统的水流量要比传统空调控制系统的水流量少得多。因此从整个系统来分析,舒适空调系统要比传统空调系统节能20.2%。另外,所进行的实验是在一个以办公建筑为主的建筑物内,建筑面积为21 000m²,对采用舒适空调控制和采用传统空调控制的两个系统进行了对比测试,也显示出舒适空调控制系统消耗在冷水盘管中的冷量与传统的空调控制系统相比,节约了18%的冷量。

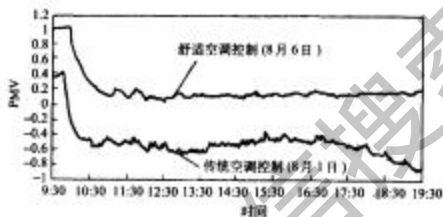


图 5-68 传统空调控制系统与舒适空调控制系统
PMV 值变化规律对比图

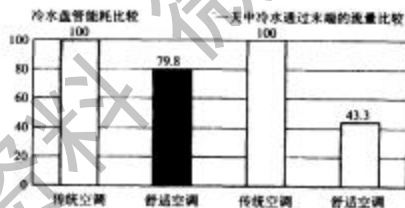


图 5-69 两种系统控制下冷水盘管流量消耗对比图

事实上,在解决空调系统的热舒适控制问题上,模糊控制方法更加适用,该方面的研究工作正在不断地发展,将会越来越成熟地被应用到实际系统中去。

5.2.5.2 以高效节能为目标的制冷系统的控制

采用计算机实现制冷系统控制后,控制器在保证系统冷量输出,并安全、可靠运行的前提下,更明确的任务就是要使得系统在更经济地条件下运行,因此在系统

的控制中就加入了一系列的自适应控制与智能控制方法,与常规控制系统相比,能够达到更高的能效比。

机组中普遍采用的智能控制方法包括以下三种。

5.2.5.2.1 采用变频器并应用现代控制理论控制

在压缩式机组中为了使压缩机能够连续地调节冷量的输出,像活塞式压缩机与离心式压缩机均出现了变速调节,也就是所说的变频调节从而实现变速调节。活塞式压缩机的变速调节导致了机组制冷剂流量的变化,从而导致了制冷量的变化。在这个控制中,常规的节流元件—热力膨胀阀的调节方式已经不能满足时刻变化的制冷剂流量的节流与控制需要,因此节流控制元件电子膨胀阀逐渐地发展起来。控制器的控制就是要使得压缩机的变频控制与电子膨胀阀的开度相匹配,最大限度地发挥压缩机的功率,提高系统的能效比。如家用分体式变频空调系统,就是一个典型的应用事例。在对变频压缩机和电子膨胀阀的联合控制中,更多的现代控制方法被采用。下面我们叙述一个家用分体式变频空调系统模糊控制的实现过程。

模糊控制系统的方框图见图 5-70。模糊控制器的输入为房间实际温度与设定温度之差(简称房间温差)及房间温差的变化率,输出则为变频器的频率、电子膨胀阀的开度及室外热交换器风机的转速。房间温差输入变量的语言值模糊子集设为:|负大,负中,负小,负很小,正很小,正小,正中,正大|



图 5-70 分体式变频空调系统模糊控制系统的方框图

此模糊子集的隶属函数为:

$$\text{正大} \quad \mu(X) = 1 - 1/(1 + 0.5X^2) \quad (X > 0)$$

$$\text{正中} \quad \mu(X) = 1 - 1/(1 + (X - 2)^2) \quad (X > 0)$$

$$\text{正小} \quad \mu(X) = 1 - 1/(1 + (X - 1)^2) \quad (X > 0)$$

$$\text{正很小} \quad \mu(X) = 1 - 1/(1 + 0.5X^2) \quad (X > 0)$$

$$\text{负很小} \quad \mu(X) = 1/(1 + 0.5X^2) \quad (X < 0)$$

$$\text{负小} \quad \mu(X) = 1/(1 + (X + 1)^2) \quad (X < 0)$$

$$\text{负中} \quad \mu(X) = 1/(1 + (X + 2)^2) \quad (X < 0)$$

$$\text{负大} \quad \mu(X) = 1 - 1/(1 + 0.5X^2) \quad (X < 0)$$

房间温差变化率模糊子集的隶属函数也用类似的方法构成。模糊控制器输出

变量的模糊子集构成如下:描述压缩机变频器控制参数的语言值模糊子集为|最低,低,中,高,最高|;描述电子膨胀阀控制参数的语言值模糊子集为|最小,小,中,大,最大|;描述室外热交换器风机转速控制参数的语言值模糊子集为|最慢,慢,中,快,最快|。

知道了输入变量的模糊子集的隶属度,要根据人工调节经验,拟定模糊控制规则。基本原则是,根据房间温差,房间温差变化率的实时状态,推导变频器频率、电子膨胀阀开度及室外机的风机转速。例如,如果房间温差“正大”,温差变化率“负很小”,认为机器严重出力不足,运行状态置为:变频器频率“最高”,电子膨胀阀开度“最大”,室外风机转速“最快”。如果房间温差“正小”,温差变化率“正中”,认为机器出力不足,运行状态置为:变频器频率“中”,电子膨胀阀开度“中”,室外风机转速“中”。如果房间温差变化率的相应语言值模糊子集数和温差的模糊子集数相同,均为八个,那么,类似的上述规则有64条。

最后根据模糊控制规则及输入变量情况求出输出变量(变频器的频率、电子膨胀阀的开度及室外热交换器风机的转速)模糊子集的隶属度,从而得到控制量。例如,变频器频率对相应模糊子集的隶属度为|0, 0.1, 0.8, 0.7, 0.1|,计算出变频器频率为45Hz。

由于变频压缩机控制实现了冷量的连续调节,使得被控温度波动更小,即满足了人们对于热舒适性的需要,也实现了系统的高效节能。

表 5-8 离心式压缩机转速与功耗的关系

压缩机转速/%	100	90	80	70
压缩机功耗/%	100	72.9	51.2	34.3
节能/%	0	27.1	48.8	65.7

目前变速驱动的离心式机组,除使用常规的导流叶片进行能量调节外,还通过调节离心压缩机的旋转速度来调节压缩机的有效排气量,从而大大地提高了压缩机的效率。从理论上讲,压缩机的功耗与转速的三次方成比例,当转速降低时,功耗将急剧下降。表 5-8 显示不同转速时压缩机的功耗情况,从表中可以看出,通过降低转速可带来很好的节能效果。但是控制的弱点在于机组的下载范围较小,在较低负荷时,如果通过降低压缩机速度来控制部分负荷的话,机组会产生喘振。速度控制时,压缩机的运行曲线见图 5-71。变速驱动的离心机组控制系统将变频控制与导流叶片控制有机地结合起来,共同来控制压缩机。这就充分利用了两种控制方式的优点,即使机组有较大的运行范围,又可以达到很好的节能目的。这种结合控制的控制逻辑是:在 70%~100% 负荷范围内,机组保持导流叶片全开,通过变频来控制机组下载;当负荷低于 70%,导流叶片开始关闭,当负荷低于 50%,为避免出现喘振,适当增加压缩机转速。这样可加大机组运行范围。运行曲线见图 5-72。

当压缩机的工况沿着图 5-72 中的 ab 线接近满负荷冷量时,导流叶片全开,转

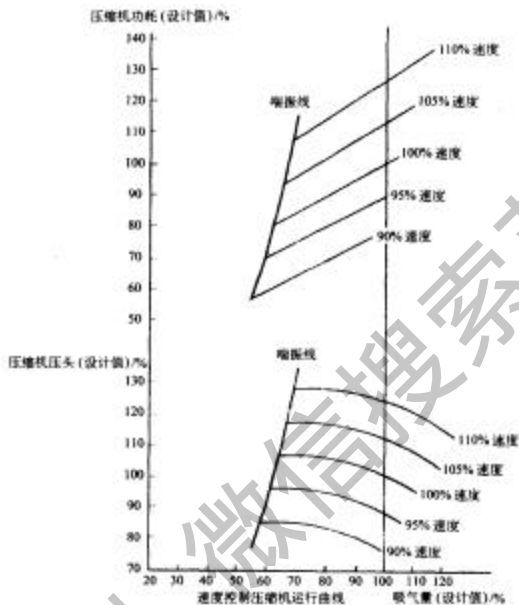


图 5-71 离心式压缩机速度控制压缩机运行曲线图

速裕度在安全限值的范围以内,随着冷量的减少,压缩机工况向 b 点移动,电机的实际速度接近于压头和最低转速传感器所指示的最小转速或者 42Hz 所对应的转速之中的一个最高转速值。在 b 点,电机保持定速,并且开始减少导流叶片的开度。沿着图 5-72 中 bc 线,冷量逐渐减少,到达 c 点后,沿着 cd 线,为了防止喘振,电机将提速。通过导流叶片与变频相结合的能量控制,可以大大降低部分负荷时的能耗。对某一台 600r 的离心式冷水机组的能耗实验对比见表 5-9。从表中可以看出,机组在额定负荷下运行时,带变频驱动装置的机组能效比反而差,主要是由于变频驱动装置会存在 3%~4% 的能耗。但是通常机组满负荷运行只占总体运行时间的 0.13%。随着负荷的降低,变频驱动装置的能效越来越好,负荷降低到 40% 以下时,能效比提高 90% 以上,充分体现了部分负荷下变频驱动装置节能的优势。

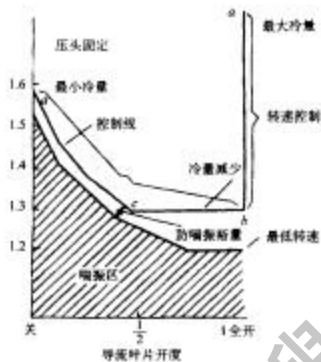


图 5-72 转速与导叶开度随冷量的变化关系图

表 5-9 离心式冷水机组的能耗实验对比

负荷%	制冷量/t	冷却水进水温度/℃	选项 1 ¹⁾ /(kW/t)	选项 2 ²⁾ /(kW/t)	节能率/%
100	600	89.6	0.668	0.671	-4.5
90	540	84.7	0.618	0.589	4.9
80	480	79.8	0.588	0.521	12.9
70	420	74.8	0.574	0.449	27.8
60	360	69.6	0.575	0.381	50.9
50	300	65	0.539	0.328	64.3
40	240	65	0.646	0.337	91.7
30	180	65	0.733	0.408	79.7
20	120	65	0.904	0.5	80.8

- 1) 无变频驱动装置的机组每冷吨耗电。
- 2) 装有变频驱动装置的机组每冷吨耗电。

目前生产的变速驱动的离心式机组具有一个冷量控制板,冷量控制系统的方框图见图 5-73,这个冷量控制板具有智能化的自适应控制功能。它通过对机组压力的检测来判断机组运行是否处于喘振点。如果机组运行于喘振点,控制中心通过变频器的控制来增加电机的转速,或者关闭导流叶片,使机组脱离喘振点。同时,冷量控制板可以将这个喘振点自动储存起来。另外,还可以通过人工输入来加入喘振点。有了这些喘振点以后,机组在运行时,通过控制中心及冷量控制板的控制,就可以使机组运行在可避开这些喘振点的最低转速上,达到机组运行的最佳效率。控制过程为:随着负荷的降低,自适应控制逻辑使导叶保持全开,并降低电机的转速以适应要求;当转速降低到机组允许的最低转速后,如果负荷继续下降,其转速将保持不变,导流叶片逐渐关闭;当导流叶片开度足够小时,在自适应逻辑的

控制下将停止关小导流叶片,提高电机转速,从而避开喘振区,保证机组的安全运行。

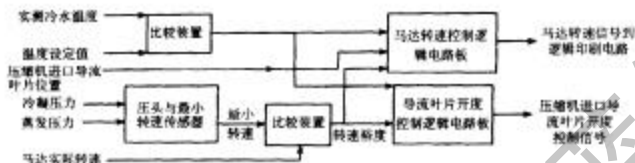


图 5-73 冷量控制系统的方框图

除此之外,如溴化锂冷水机组的溶液泵也多采用变频控制,使机组的能量调节连续。

5.2.5.2.2 控制压缩机的启动负载

在现代控制系统中,为防止螺杆式、离心式压缩机在机组初始起动的短时间内,负载上升过快,通常控制压缩机启动时负载的上升速度。使冷水温度缓慢地达到控制点,既可以延长压缩机的使用寿命,又可以减小机组运行过程中的电力需求量。在螺杆式压缩机的控制中,可采用两种方法,一种方法是将冷水温度作为确定压缩机加载速度的依据,控制器主要根据冷水出水温度(或进水温度)降低的速度来确定压缩机的加载速度。另外一种方法是将电动机负载作为确定压缩机加载速度的依据,控制器主要根据压缩机电动机电流(或压缩机负载)增加的速度来确定压缩机的加载速度。在变速驱动的离心式压缩机组的控制中,控制器可以控制电机启动时的频率,从 1Hz 开始,逐渐增加,电机的启动扭矩很大,但启动电流最小,不超过机组的满负荷工作电流,与传统定速离心式压缩机组相比,可以大大降低启动电流,减少了对电网的冲击。

5.2.5.2.3 实施冷量优先控制,避免系统不必要的故障停机

在大型机组的控制中,如螺杆式机组,当机组出现某些异常工作情况时,如电流超出安全工作极限,制冷剂超出安全低温极限,电动机超出安全高温极限及冷凝器超出安全高压极限时,系统不会立即关机,而对压缩机的能量进行控制,从而控制了压缩机输出功率。如果异常工作情况不能因此而消除,系统才会关机报警,以待检修。

5.2.6 单片机在制冷空调系统中的应用

通常大型的机组采用 PLC 控制,而小型的机组则多采用单片机,即采用专用

芯片实施控制。这样即实现了机组的智能控制,同时也节约了控制系统的制作费用。例如,家用空调与家用电冰箱等小型制冷系统多采用专用芯片实施控制。

下面我们以一个家用分体式房间空调机为例,叙述单片机在制冷空调中的应用。

单片机的任务是通过遥控器接收人的命令并根据房间的温度、室内热交换器的温度、室外热交换器的温度及压缩机的状态等来控制空调器的运行过程。具体地说就是控制压缩机、室外风扇、换向阀、室内风扇、室内风向电机,并能够将室内温度和房间设定温度用发光二极管显示出来。另外,系统软件中还有过流检测以保护压缩机,其状态也可以通过发光二极管显示出来。系统的组成见图 5-74。

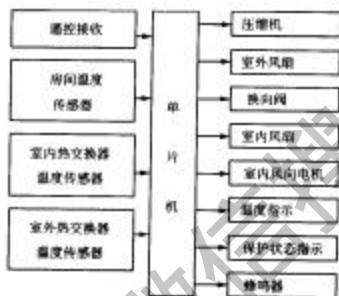


图 5-74 房间空调器控制系统的组成图

家用分体式空调器室内机的遥控器必不可少,单片机能够准确地接收遥控信号并进行解码是实现遥控的关键。红外遥控反射器每次将一串数据信号进行脉冲编码调制,并且加上引导码和结束码,并将脉冲编码用红外载波进行二次调制后发射。在接收端,由红外接收头接收后去掉红外载波,将脉冲编码信号送单片机,由软件进行解码后供使用。

红外遥控信号的信息流由五部分组成:引导码、识别码、起始码、数据码、结束码等,其中数据码又由用户码、控制码及校验码组成,如图 5-75 所示。引导码为 5ms 低电平,识别码为 4ms 高电平,起始码为 0.5ms 低电平,数据码由 112bit 位的数据组成,其中 0.5ms 高电平代表 bit0,1.5ms 高电平代表 bit1,每两个比特码之间为 0.5ms 低电平,最后一个 0.5ms 低电平为结束码。每比特位表示不同的遥控信号,由红外接收电路接收后,提供给单片机处理。红外遥控接收头通过 INT 中断服务程序完成解码,接收一次完整的遥控信号需发生 INT 中断 114 次。用定时器 TMR1 对相邻中断的时间进行计时,以确定接收到的相应位是“1”或“0”。最后一次中断时,中断服务程序还将对结束码进行确认,对 112 位接收到的数据进行和数校验。

程序流程图见图 5-76。

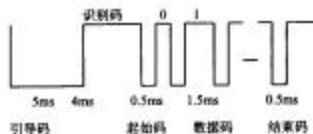


图 5-75 红外遥控信号编码图

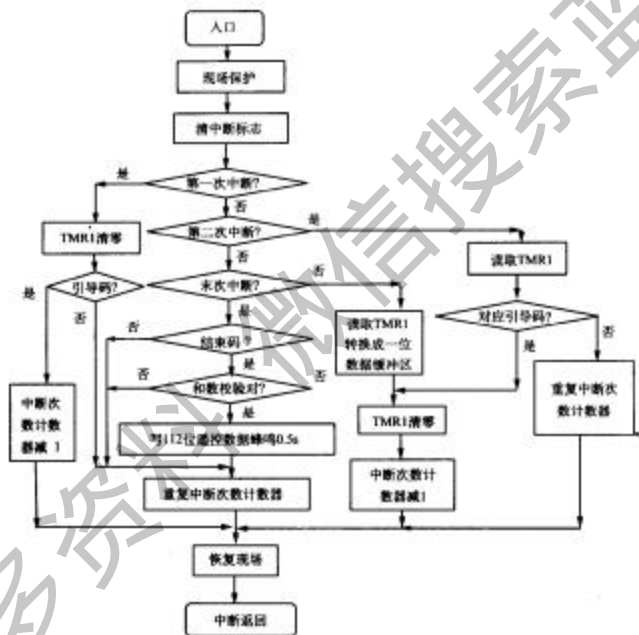


图 5-76 遥控中断服务程序流程(实现解码过程)图

系统的温度检测电路采用由负温度的热敏电阻传感器、分压电阻及滤波电容组成。温度随热敏电阻传感器阻值的变化而变化,分压电压值也随之变化。单片

机通过 A/D 转换查表,即可检测出相应的温度值。

压缩机、室外风扇和换向阀的控制采用开关量控制,由单片机的 I/O 口输出的三路控制信号经驱动后分别去控制继电器。室内风扇的控制采用双向可控硅控制,可以调速。控制触发脉冲的 α 角就可控制室内风扇的转速。 α 角是以电源正弦波的过零点为基准的,因此,该电路中加入了对于室内风扇电源正弦波的过零点检测。室内风向风机采用四相步进电机。步进电机的功率比较小,可以由单片机输出的波形经 2003 驱动后即可直接驱动电机转动。

空调器有四种工作模式:自动模式、制冷模式、除湿模式和制热模式。在自动运转模式中,控制器根据房间温度自动判定空调器的运转模式。当房间温度大于 25°C 时,空调器进入制冷运行模式;当房间温度小于 25°C 且大于 22°C 时,空调器进入除湿运行模式;当房间温度小于 22°C 时,空调器进入制热运行模式;自动运转时设定温度为 24°C 。风速将根据房间温度与设定温度之差自动调节。制冷模式中,室内风机、风向风机按设定方式运行。当房间温度大于设定温度时,压缩机室外风机开始运转,换向阀断开,此时空调器实行制冷运行,室内机吹出冷风;当房间温度低于设定温度时,压缩机、室外风机停止运行,如此循环不断实现制冷运行功能。在制热模式中,当房间温度低于设定温度时,换向阀动作,4s 后压缩机动作,8s 后外风机运转,等室内盘管温度大于 25°C 时,室内风机启动,空调器实现制热运转。当房间温度大于设定温度时,压缩机、室外风机停止运转;当室内盘管温度小于 18°C 时,室内风机关闭。在除湿模式中,空调器首先以制冷方式运转,房间温度达到设定温度时,即转入除湿运转,压缩机继续运行,室内风机以低速运转,压缩机及室内风机每运转 10min 停止 6min 的规律往复运转。除湿运转时,设定风速和温度均无效。

除可实现上述功能外,单片机还可实现循环风功能、定时运行功能、睡眠功能及自动除霜功能等。选择循环风功能后,控制器只有室内风机及风向风机运转,压缩机、换向阀、室外风机均停止运转,风速及风向均可设定。空调器可以通过遥控器设定定时开机、定时关机及双重定时功能。制冷状态下设定睡眠功能后,房间设定温度在第一小时后自动提高 1°C ,第二小时后再次提高 1°C ,此后设定温度保持不变,8h 后空调器自动关机;制热状态下设定睡眠功能后,房间设定温度在第一小时后自动降低 1°C ,第二小时后再次降低 2°C ,此后设定温度保持不变,8h 后空调器自动关机;空调器处于制热运行时,室外环境温度较低,室外热交换器上会有结霜现象,当结霜达到一定厚度时,会影响室外热交换器的传热,影响空调器的效率。制冷机自动除霜控制功能是,当压缩机累计运转时间大于 50min 时,室外盘管温度若低于 -4°C ,则判定结霜较多。空调器进入除霜运行,此时压缩机、室外风机停止;5s 后换向阀断开,30s 后压缩机运转,室内风机超低速运转,系统进入制冷运行方式,室外冷凝器上的结霜逐步去除;当检测到室外盘管温度大于 12°C 或除霜时间达到 8min 时,认为霜已除尽,空调器转入正常制热运行。

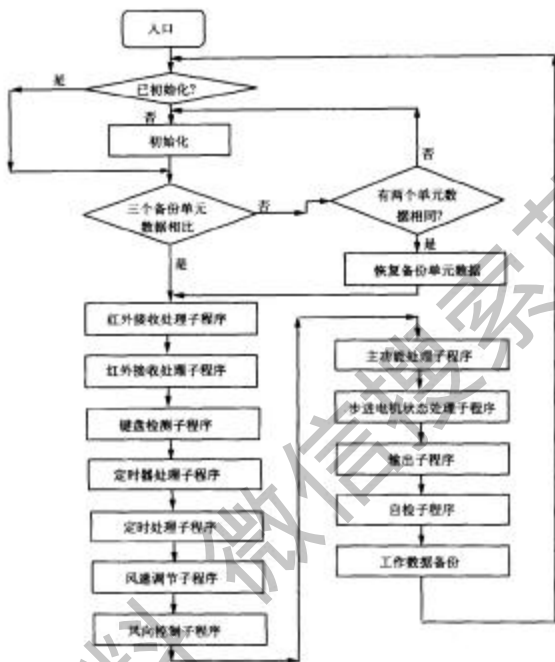


图 5-77 单片机控制软件的主程序流程图

单片机控制软件的主程序流程图见图 5-77。软件采用模块结构,由一个主程序和若干子程序组成。主程序通过调用各个子程序来完成所有的空调控制器功能。其中,初始化子程序完成单片机端口、控制寄存器、RAM 单元的初始设定工作。在内存中三个单元已有设定的工作模式,风速等重要信息数据。主程序对三个单元中的数据进行比较,若有一个单元中的数据与另外两个单元不同,则将两个相同单元中的数据恢复到不同单元中;若三个单元中的数据均不相同,程序重新初始化,空调器关机进入待机状态。温度检测子程序完成室内温度、室内盘管温度、室外盘管温度的采样、处理工作;红外接收处理子程序完成红外信号的接受和相应的处理工作;键盘检测子程序完成按键的检测和处理;定时器处理子程序完成各种

定时器的计时工作;定时处理子程序完成程序中所需的各种定时处理工作;风速调节子程序根据实际转速差值,调节可控硅的导通角的大小;主功能处理子程序完成制冷、制热、除湿、自动运行等各种工作状态下的压缩机、室内风机、室外风机、风向电机、换向阀的处理;步进电机状态处理子程序完成步进电机在开、关风向、摆风状态、各种定位状态的处理;自检子程序完成控制器各个输入、输出口的自我测试功能,检查控制器硬件电路是否正常;工作数据备份子程序完成将工作模式等重要数据储存到三个内存单元。

5.2.7 PLC 在制冷空调系统中的应用

随着计算机控制技术的不断发展,它越来越广泛地被应用到工业领域中,制冷空调系统也不例外。目前,越来越多的制冷空调机组采用计算机进行检测、实施控制与管理,使产品的自动化提高到了一个新的水平。

制冷空调系统的自动控制,可采用继电器与其他控制仪表组成的全自动控制器、工业可编程控制器,即 PLC、单板计算机和工业控制计算机等。目前大型制冷装置,如溴化锂冷水机组、螺杆式压缩机组等大多采用 PLC 控制。事实上,PLC 也是一种计算机控制系统,只不过具有更强的与工业控制元件相连接的接口,具有更直接地适应控制要求的编程语言。所以 PLC 与计算机控制系统的组成相似,也具有中央处理器、存储器、输入输出接口、电源等。其基本组成见图 5-78。

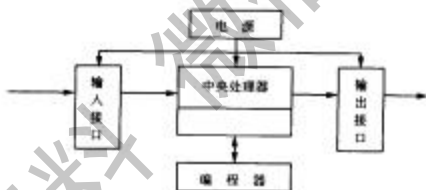


图 5-78 PLC 的基本组成图

与其他控制器相比 PLC 具有独特的优点如下。

与继电器控制相比较,继电器控制逻辑采用硬接线逻辑,利用继电器机械触点的串联或并联及延时继电器的滞后动作等,组合成控制逻辑,其连线多而复杂,体积大、功耗大,一旦系统构成后,想再改变或增加功能都很困难。另外,继电器触点数目有限,每个只有 4~8 对触点,因此灵活性和扩展性很差。PLC 采用存储逻辑,其控制逻辑以程序方式存储在内存中,要改变控制逻辑,只需改变程序,故称为软接线,其连线少、体积小,加之 PLC 中每个软继电器的触点数理论上无限制,因此灵活性和扩展性好,并且 PLC 由中、大规模集成电路组成,功耗小。

与工业控制计算机相比较,工业控制计算机具有丰富的软件支持,可以编制出生动的动画图像,运行速度快。但软件编制复杂,不宜被电器工程师迅速掌握,且价格高,抗干扰能力不如 PLC 强。一般来说,工业控制计算机用于与 PLC 相连接,作为上位机比较好。

与单板计算机相比较,单板计算机具有结构简单、使用方便、价格较便宜等优点。一般用于数字采集和工业控制。但由于单板机不是专门针对工业现场的自动化控制而设计的,因此不如 PLC 可靠,抗干扰能力差、编程复杂、不宜掌握。编程人员对单板机的硬件也需要相当的了解,增加了电器人员的技术难度。

因此,采用 PLC 对制冷空调机组实施控制是非常合适的。除 PLC 控制外,为实现系统与外界友好的交流,目前大、中型制冷机组的主机多采用大屏幕彩色或单色触摸控制屏实现人机对话,其主要功能是显示机组的运行参数、运行工况和动态流程图,还可以显示故障记录等。触摸屏的屏幕上具有触摸键,这些触摸键可以作为机组的控制开关。用户只要触摸屏幕,即可控制机组开机、关机、消声、翻屏等功能。当需要查询历次故障时,只要根据屏幕提示,触摸屏按钮,即可显示机组出现故障的年、月、日及故障状况。触摸控制屏还可以编制帮助菜单,即机组操作说明书,能够随时帮助用户操作机组。

由 PLC 与触摸控制屏组成的制冷空调机组的控制系统,能够做到一键开机、一键关机。能够实现机组的能量调节、轻故障自动处理与重故障报警、开停机程序控制等功能。与常规的控制系統相比,可以实现包括自适应控制、模糊控制在内的更复杂的调节控制规律、改善调节品质,提高机组运行的经济性。

根据制冷空调机组的工作要求,PLC 所实现的功能可以划分为检测功能、记忆功能、预报功能和执行功能等四个主要的功能。

为实现机组运行状态的监视、参数的控制、故障的诊断及安全保护等功能,PLC 必须对机组各部件中的主要参数进行检测与显示。制冷空调系统的主要检测参数为温度、湿度、压力、流量、液位、质量分数等。以蒸汽型溴化锂机组为例,PLC 的主要检测参数包括:冷水进出口温度、溶液喷淋温度、冷剂水冷凝温度、熔晶管温度、冷却水进出口温度、冷剂水蒸发温度、高发溶液出口温度、低发浓溶液出口温度、加热蒸汽压力、蒸汽凝水温度及高压发生器压力、自动抽气装置压力、冷水流量、冷剂泵电流、变频器频率、溶液泵电流等。除此之外,PLC 还可以进行机组运行状态的监视,包括机组控制方式、运行状态、参数动态流程图及运动部件的运行状况等。如溴化锂吸收式冷水机组的监测中,机组控制方式包括制冷和供热以及自动和手动;机组运行状态包括运行中、稀释运行和停止中;运动部件的运行状况包括冷水泵、冷剂水泵及溶液泵的启停状况等;参数动态流程图则显示浓溶液动态运行图如图 5-79 所示,时刻监测浓溶液的运行状况,防止结晶问题产生,图 5-79 中包括了浓溶液随温度和浓度变化的结晶线和安全线及浓溶液当前所处的溶液浓度和温度。从图 5-79 中可以看出,当浓溶液的状态点位于虚线以上范围时,浓溶液在

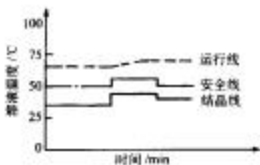


图 5-79 溴化锂机组浓溶液动态运行图

法、维护保养方法等。用户可随时查阅这些资料。运行记录数据包括机组累计运行时间,以往运行参数,机组故障发生的次数,故障发生的内容以及故障发生时的具体参数记录等。除此之外,以往数据的记录还可以指示机组运行的趋势,如在溴化锂机组的浓溶液分析中,PLC 记录的历史数据可以显示浓溶液的动态运行趋势,预测浓溶液未来的动态运行图,见图 5-80。

为使机组安全可靠地运行,PLC 控制系统充分利用了自身的优势,加入了对机组运行故障的预报功能,称之为故障管理系统。故障管理系统能够通过 PLC 的操作界面,在机组出现故障时,提示故障部位、故障原因和故障处理方法,使操作人员能够更快地处理故障,提高了机组的使用效率和运行可靠性。PLC 的故障诊断方式分为两种。

5.2.7.1 直接诊断

通过对机组主要运行参数的采集,将采样值与设定值或规定值进行比较,得出相应的结论。如在压缩式制冷机组中,如检测到压缩机的出口压力超高,则实施高压报警。与常规控制系统不同的是,PLC 除完成报警功能外,还可提示故障原因和故障处理方法。为操作人员尽快排除故障提供了帮助。

5.2.7.2 间接诊断

通过对机组主要运行参数进行采集,根据这些运行数据及历史运行数据进行综合计算、分析,判断机组异常工作或将要发生异常的设备或部件,实现故障预报的功能。这种方法能够综合分析系统,对各个部件进行综合评价,保证机组的各

安全工作区域内。因此无论是对机组运行参数的检测还是对机组运行状态的监视,都是机组实施控制与安全保护的前提。

PLC 系统与常规的控制系统的存在的一个较大的不同点在于它可以记录以往的运行数据,实现记忆功能。这样才能更好地实施机组的管理,进行运行经验的总结及机组运行趋势的分析和判断。这种记忆功能包括机组资料的存储和以往运行数据的记录等。所存储的资料包括机组的工作原理、基本操作方

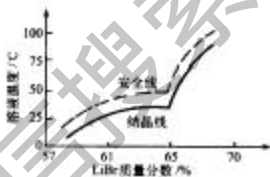


图 5-80 溴化锂机组浓溶液未来的动态运行图

件时刻处于最佳的状态下运行,防止事故发生。以一种溴化锂冷水机组异常检测系统的分支之一吸收器的故障检测系统为例,该系统的流程图见图 5-81,首先它测定冷水、冷却水和吸收器溶液的一组温度与流量,包括冷却水的进出口温度、冷却水流量、吸收器溶液进出口温度、冷水进出口温度及冷水流量等。然后将测得的数据进行计算。计算主要包括三个回路:计算回路 1——根据简单的四则运算计算式计算实际平均温差;计算回路 2——计算吸收器中的热交换量;计算回路 3——计算出制冷负荷,与回路 2 所算得的热交换量相比较,推算出理想的平均温度差,并将此温差与计算回路 1 的数据进行对比,从而判断出吸收器处于异常工作状态的程度。这种间接诊断系统更能体现 PLC 的控制优势。

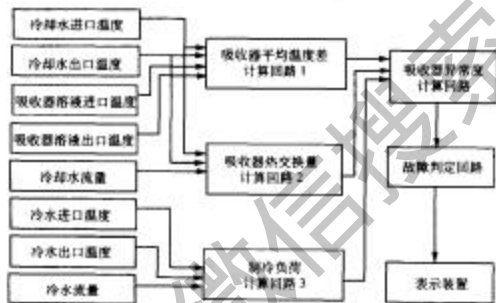


图 5-81 吸收器故障检测系统的流程图

与常规的控制器相同,PLC 可实现机组所需要的各种控制功能,包括实现机组的能量调节,执行安全保护功能,执行正常的开停机程序和故障停机程序等。PLC 用于系统的控制后,不但实现了常规的控制规律,而且可以将最先进的控制方法应用于机组的控制运行中,使得机组的运行能效比更高。另外,PLC 控制系统还可以实现远程监测功能,它具有 RS-485 等通讯接口,可以实现与其他计算机的连接与通讯,实现远程监控。

下面以一个溴化锂机组开机、关机和故障停机的实现为例叙述 PLC 控制器实现控制的过程。

溴化锂直燃型机组主要的开机程序为:先开溶液泵→延时 3s 后开发生泵→通过制冷剂水泵开启的条件判断制冷剂水泵的开启与关闭(当液位高于某一位置时,液位继电器接通,3min 后开制冷剂水泵;当制冷剂水泵液位低于某一位置时,液位继电器断开,3min 后关制冷剂水泵)→进入正常运行状态。

溴化锂直燃型机组主要的关机程序为:关机→溶液进入稀释状态,稀释 15min

→关溶液泵、发生泵、冷剂水泵。

实现溴化锂蒸汽型机组的开机、关机与故障停机功能的 PLC 工作位表与梯形图见表 5-10 和图 5-82。

表 5-10 PLC 工作位表

输入	开机	00000	
	关机	00001	
	复位	00002	
	冷水缺水	00003	
	冷却水缺水	00004	
	变频器故障	00005	
	燃烧器故障	00006	
	制冷剂液位	00007	
输出	开溶液泵	10000	
	开发生泵	10001	
	开冷剂泵	10002	
	报警输出	10003	
时间继电器	溶液泵、发生泵 开机间隔时间	# 30(3s)TIM000	
	冷剂泵液位高 延迟时间	# 1800(3min)TIM001	
	冷剂泵液位低 延迟时间	# 1800(3min)TIM002	
	机组稀释时间 关机后延迟	# 9000(15min)TIM003	
	中间继电器	开机状态	01600
		关机状态	01601
稀释状态		01602	
故障状态		01603	
上电时置位		01604	

控制系统中的 25313 是一个特殊继电器,该继电器的功能是:当 PLC 上电时,第一个扫描周期即产生一个 ON-OFF 脉冲,从而确保锁存继电器 01604 置位。

PLC 开机控制过程为:PLC 上电后,按开机按钮,00000 开机按钮触点接通,则 01600 开机状态继电器接通(机组处于开机状态),01601 关机状态继电器失电(OFF),01602 稀释状态继电器失电(OFF),10000 溶液泵控制继电器得电→开溶液泵,开机间隔时间继电器 TIM000 线圈得电,3s 后 TIM000 常开触点接通,使 10001 发生泵控制继电器得电→开发生泵,冷剂泵受液位控制和机组状态控制。当液位从低到高后,00007 冷剂水液位继电器得电,从而使时间继电器 TIM001 线圈得电,180s 后 TIM001 触点接通,10002 冷剂泵控制继电器得电→开冷剂泵,系统进入正常的运行状态。

PLC 正常关机控制程序为:按关机键 00001,开机状态继电器 01600 失电,稀释

参 考 文 献

- 陈国邦等. 2003. 新型低温技术. 上海: 上海交通大学出版社
- 陈光明, 陈国邦主编. 2000. 制冷与低温原理. 北京: 机械工业出版社
- 陈国邦等. 1997. 最新低温制冷技术. 第一版. 北京: 机械工业出版社
- 陈耀刚. 2001. 空调工程与设备. 上海: 上海交通大学出版社
- 陈芝久等. 1998. 制冷系统热动力学. 北京: 机械工业出版社
- 戴水庆主编. 1999. 液化气体吸收式制冷空调技术实用手册. 北京: 机械工业出版社
- 丁国良, 张春路. 2001. 制冷空调装置仿真与优化. 北京: 科学出版社
- 刘立华. 1992. 窗式空调器工作原理与故障检修. 家用电器, (1): 2-5
- 沈维道, 董均耕. 2000. 工程热力学. 北京: 高等教育出版社
- 寿荣中. 1992. 空气调节技术. 北京: 北京航空航天大学出版社
- 王如竹, 周远主编. 2000. 制冷与低温工程. 北京: 电力出版社
- 王如竹等. 2002. 吸附式制冷. 北京: 机械工业出版社
- 王如竹, 丁国良等. 2002. 最新制冷空调技术. 北京: 科学出版社
- 王如竹, 汪秉顺. 2000. 低温系统. 上海: 上海交通大学出版社
- 尉迟斌主编. 2001. 实用制冷与空调工程手册. 北京: 机械工业出版社
- 吴业正, 韩宝琦等. 1987. 制冷原理及设备. 西安: 西安交通大学出版社
- 徐烈, 方荣生, 马庆芳, 曹雪生. 1987. 低温容器——设计、制造与使用. 北京: 机械工业出版社
- 薛殿华. 1991. 空气调节. 北京: 清华大学出版社
- 俞光均, 陈耀刚等. 1999. 计算机控制技术. 第三版. 北京: 电子工业出版社
- 赵荣义, 范存养, 薛殿华, 钱以明. 1994. 空气调节. 北京: 中国建筑工业出版社
- 郑贤德主编. 2001. 制冷原理与装置. 北京: 机械工业出版社
- ASHRAE. ASHRAE Handbook. 2001. Refrigeration System and Applications
- Gooney W B. 1982. Principles of Refrigeration. Cambridge: Cambridge University Press
- Soot R B. 1959. Cryogenic Engineering. Princeton, N.J.: Van Nostrand Co
- Timmerhaus K D. 1989. Cryogenic Process Engineering. New York: Plenum Press