

离心式 / 螺杆式 制冷机组及应用



主编 董天禄
副主编 华小龙 姚国琦
项渊中 周启瑾

Carrier

开利空调



www.carrier.com.cn



机械工业出版社
China Machine Press

TB651
2002167

离心式/螺杆式制冷机组及应用

主 编：董天禄

副主编：华小龙 姚国琦 项弼中 周启瑾

主 审：姜尔宁 蒋能照 叶振邦

获取更多资料 微信搜索蓝领星球



机械工业出版社

京西工商广临字 200105008 号

本书总结了近年来国内外著名生产厂商设计制造离心式、螺杆式制冷机组的最新技术成果；介绍了该制冷机组的发展概况、热工基础知识、制冷循环和工作原理、制冷剂和润滑油、压缩机的结构特点、机组系统流程、换热器和辅助装置、机组性能特性和调节方法、微电子自控技术的应用、机组的安装调试、维护保养和管理；制冷和空调工程的设计与应用，包括机房设计、工程系统设计、工程应用实例；国内外著名厂商产品特点、性能、规格、技术参数，并提供了国内外有关标准、法规和规范。

本书内容丰富、由浅入深、图文并茂，是一本实用性很强的专业技术书。适用于从事离心式、螺杆式制冷机组和制冷空调工程设计、安装、维护及运行管理的技术人员，也可供有关专业大专院校师生参考。

图书在版编目 (CIP) 数据

离心式/螺杆式制冷机组及应用/董天禄主编. —北京: 机械工业出版社, 2001.10

ISBN 7-111-08907-3

I. 离… II. 董… III. 制冷机-机组-基本知识 IV. TB651

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2001) 第 064130 号

机械工业出版社 (北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037)

责任编辑: 蒋有彩 版式设计: 霍永明 责任校对: 吴美英

封面设计: 姚毅 责任印制: 路琳

北京机工印刷厂印刷 · 新华书店北京发行所发行

2002 年 1 月第 1 版 · 第 1 次印刷

787mm × 1092mm $\frac{1}{16}$ · 35 印张 · 6 插页 · 910 千字

0 001—4 000 册

定价: 49.00 元

凡购本书, 如有缺页、倒页、脱页, 由本社发行部调换

本社购书热线电话 (010) 68993821、68326677-2527

沟通信息，加强交流，
促进离心式、螺杆式
制冷机行业的发展与
技术进步

陆燕荪

二〇〇二年
七月廿一日

陆燕荪——中国机械工业联合会常务副会长

满足您不同的需要



双良中央空调又添新成员 — 水冷螺杆式冷水机组

1985年，双良成功研制的蒸气型溴化锂吸收式冷水机组顺利投放市场。

1992年，直燃型溴化锂吸收式冷热水机组在双良诞生。

2001年，双良中央空调大家族又添新成员——水冷螺杆式冷水机组及风冷冷热水机组。客户的需求，始终是双良人努力的方向。

所以，在中央空调领域，双良一直致力于完善产品系列，以满足客户多种多样的需求。目前，双良开发成功性能卓越的水冷螺杆式冷水机组和风冷冷热水机组等系列产品。

更加节能

压缩机根据负荷的变化对冷量从25%~100%实现无级调节。
满液式蒸发器技术使效率提高20%以上。
特制的油分离器保证更高的分油效率。
设计独特先进而且可靠的回油系统，保证机组在多种负荷工况下运行的可靠回油，最大限度地发挥了满液蒸发器的功效。
精细的整机组装，使COP值可达5.0，若另加配节能器，COP值可更高。

卓越品质保证

按ISO9000质量体系 and DFM工艺生产线组织生产。
每台机组出厂均按ARI550—1998进行全性能测试。
压缩机、高效换热管、阀、控制元件均选用国际一流品牌产品。

更加安全、可靠、便捷的控制系統

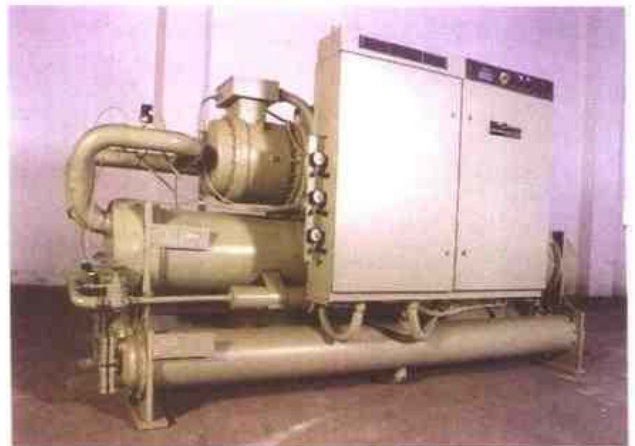
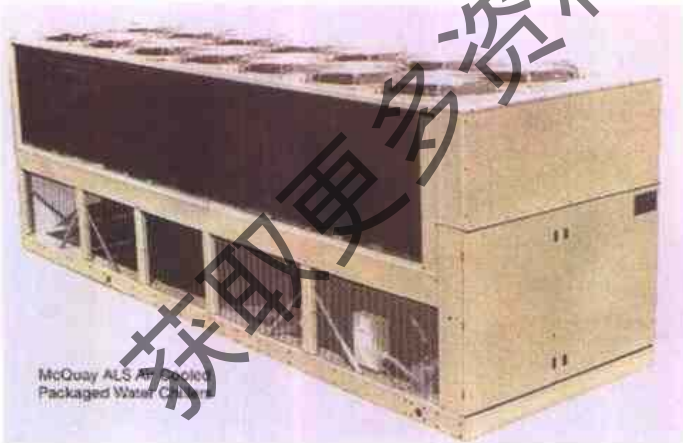
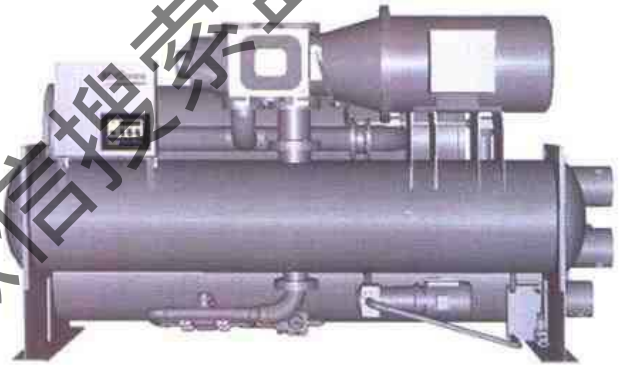
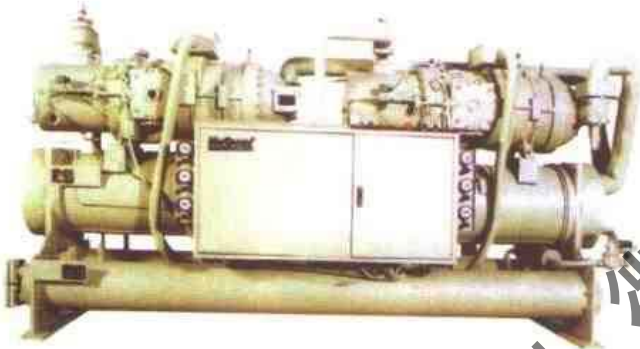
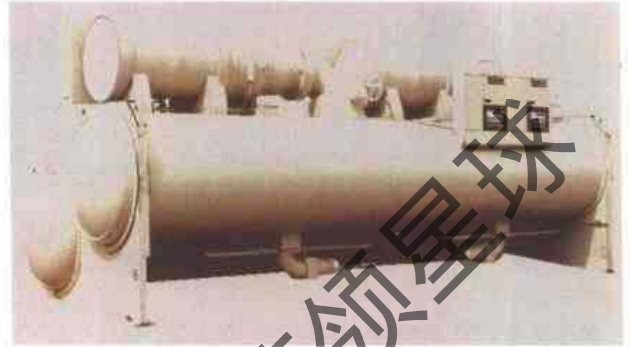
配置多种安全联锁保护装置，配有外围设备控制接口。
PLC全自动控制，触摸屏人机对话。
可进行远程监控，在双良公司就能知道制冷机运行情况。



S 双良集团 江苏双良空调设备股份有限公司
JIANGSU SHUANGLIANG AIR-CONDITIONING EQUIPMENT CO., LTD

地址：江苏省江阴利港双良工业园 电话：0510-6818899 6637436 邮编：214444





武汉麦克维尔空调制冷有限公司

地址 中国武汉市汉阳大道 365 号

网址: <http://www.mcquay.com.cn>

邮编: 430050

电话 86-27-84829446

传真: 86-755-84829441

克维尔空调(上海)有限公司

地址: 中国上海市武定西路 1189 号

静安律德大厦 418 室

邮编: 200042

电话 86-21-62494198

传真: 86-21-62490781

SINKO

我们的追求是做到顶尖



水冷式螺杆冷水机组 (150000-2070000kcal/h)



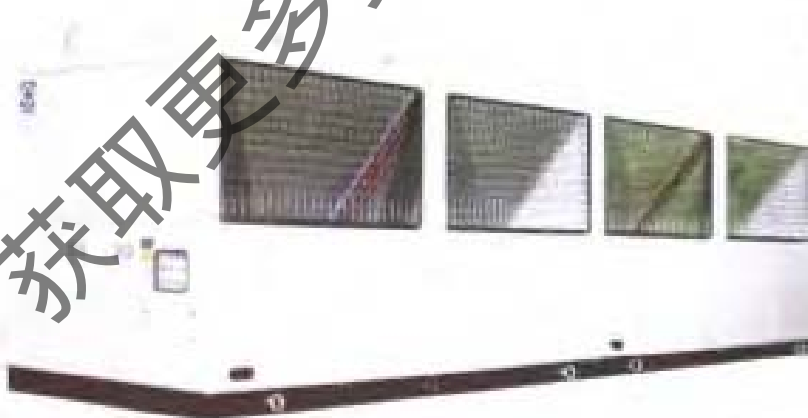
水冷式热泵冷热水机组 (10700-646000kcal/h)



风冷式热泵冷热水机组 (42200-1110000kcal/h)



水冷柜机 (15000-180000kcal/h)



风冷式热泵冷热水机组 (190000-860000kcal/h)

上海新晃制冷机械有限公司

上海市闵行区莘庄东闸路 886 号 邮编: 201100
电话: 021-64880982 (总机) 传真: 021-64881360 E-mail: sinkorefr@online.sh.cn

申达中央空调

 **SHENDA** air-conditioner



★ WKJ 风冷式洁净空调机组



★ SBLGRF-Z 风冷螺杆式冷热水机组



通过 ISO9001 国际质量认证



★ SBLG 水冷螺杆式冷水机组



中国 无锡申达空调设备有限公司

WUXI SHENDA AIR-CONDITIONER EQUIPMENT CO., LTD CHINA

<http://WWW.shendaac.com>

E-mail: shenda @shendaac.com

董事长、总经理: 陈林昌

公司地址: 无锡西漳锡澄南路 208 号

邮编: 214171

电话: (0510) 3102688 3116065

3113155 3752334

传真: (0510) 3751552



企鵝中央空調

高科技新產品

半封閉螺桿式冷水機組 (制冷量 300~2070kW)

半封閉螺桿式鹽水機組 (制冷量 106~363kW)
(載冷劑進出口溫度 -10℃ / -15℃)

機組特點：

1. 結構緊湊，效率高，噪音低，振動小。
2. PLC 智能化控制結合全中文觸摸式操作屏。
3. 圖形和文字的操作界面，為用戶提供人機對話的操作方式。
4. 電腦能實時顯示和記錄機組運行的各狀態參數並進行優化調節。
5. 機組的多重保護使得運行更為可靠、安全。
6. 機組具有防止和糾正操作的功能。
7. 機組安裝方便，適用範圍廣。



採用意大利 Refcomp
半封閉螺桿壓縮機



獲取更多資料

微信搜索 企鵝 全球

上海冷氣機廠

Shanghai Refrigerating Machine Works

地址：上海市共和新路 1301 號 電掛：1138 郵編：200070

電話：總機 56625030 直線：56625149 傳真：56639180 56701391

網址：[Http://www.srmw.com](http://www.srmw.com) E-mail:srmw@srmw.com



南京五洲制冷(集团)公司
(南京冷冻机厂)

中国制冷行业国有大型企业，具有 40 余年设计制造经验
联合国 CFCs 物质替代技术中国示范企业之一
江苏省南京市高新技术企业
ISO9001 国际认证企业



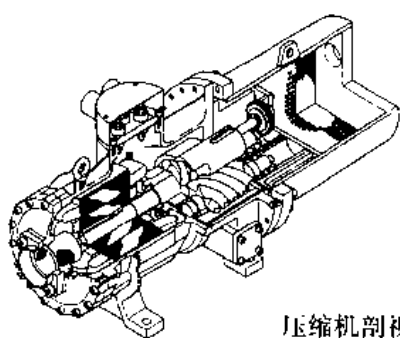
地址：南京市光华门外石门坎 115 号
电话：025-4499407 4597439 传真：025-4593727
网址：<http://www.wuzhou-ref.com>
电子信箱 wz-marketing@china.com
邮编：210007

烟台荏原 RHSCW 系列螺杆模块式冷水(热泵)机组

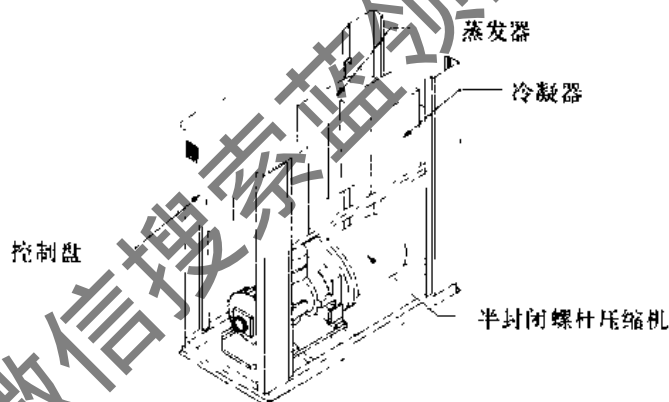


RHSCW180M 外观图

烟台荏原最新推出的 RHSCW 系列螺杆模块式冷水(热泵)机组, 选用环保型制冷剂 HFC-134a, 采用高性能半封闭螺杆式压缩机, 不锈钢制钎焊板式换热器等最新技术。标准型产品制冷量范围为 200~1000kW。可以实现冷暖两用, 并以其体积小、组合灵活、操作方便、可靠性高等优点深受市场欢迎, 可广泛应用与空调、食品、工业等领域。



压缩机剖视图



结构图



不锈钢板式换热器



采用瑞典 SWEP(舒瑞普)公司生产的不锈钢钎焊板式换热器, 与传统型壳管式换热器相比, 具有以下显著特点:

- 1、换热效率高: 可为壳管式换热器的 3 倍。
- 2、占地面积小: 仅为壳管式换热器的 1/5~1/10。
- 3、拆卸方便。
- 4、清洗效果好。
- 5、热量损失小。

制冷、制热能力表

型号	制冷量 (kW)	制热量 (kW)
RHSCW060M	200	220
RHSCW120M	400	440
RHSCW180M	600	660
RHSCW240M	800	880
RHSCW300M	1000	1100

主要特点

- 1、结构紧凑、科学合理。
- 2、采用环保型 HFC134a 制冷剂。
- 3、运转噪声低, 单个模块运转时仅为 67dB(A)。
- 4、可靠性高, 每个模块可选择单动与连动, 即使发生故障也不会影响其他模块的运转。
- 5、良好的部分负荷特性, 即使在低负荷范围内也能高效运转。
- 6、多种安全保护装置保护机组正常运转。

富田空調



ISO-9001-2000

关心世间冷暖



卧式暗装风机盘管机组
250-3000C/MH



立式空调机组
4000-30,000C/MH



全密风冷型热泵机组
18,200-75,300 kcal/h



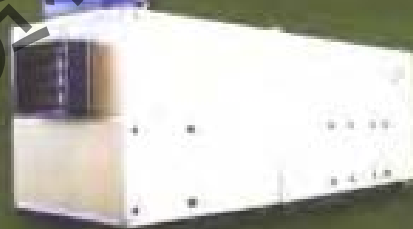
立式暗装风机盘管机组
250-3000C/MH



半密螺杆风冷屋顶式热泵机组
90,720-370,000 kcal/h



半密螺杆水冷/水暖热泵机组
81,100-2,000,000 kcal/h



组合式空调机组
20,000-200,000C/MH



半密螺杆风冷型热泵机组
81,700-2,200,000 kcal/h

上海富田空調冷凍設備有限公司

地址: 上海市闵行区光中路488号 邮编: 201108 电话: 021-64893536-64893544 传真: 021-64893504
 域名: www.futian-seasons.com 电子信箱: seasons@futian-seasons.com

上海分公司 021-62137928
 武汉分公司 027-85829593
 北京分公司 010-84551731
 成都分公司 028-3489085

重庆分公司 023-67503741
 杭州分公司 0571-88211969
 厦门分公司 0592-5159990
 安徽分公司 0551-3847882

南京分公司 025-6630613
 广州分公司 020-85250862
 南宁分公司 0771-5865489
 西安分公司 029-7103110



SINCE 1953

复盛 冷媒压缩机

新世纪最佳的选择

复盛 SR 系列 螺杆式冷媒压缩机



制冷螺杆压缩机



螺杆



制冷螺杆压缩机解剖图

洁净装配室

转子研磨专用加工机



荣获台湾精品标志

特点:

- ★ 英国、美国、日本专利转子齿型
- ★ 高精度螺杆研磨加工设备
- ★ 高效率、省能源
- ★ 低噪声、低振动
- ★ 运转寿命长
- ★ 精确容量控制
- ★ 适用范围广：冷冻、冷藏、空调、储水、制热
- ★ 零件少、低维修成本
- ★ 适用各种环保冷媒，如R134a、R470C、R22
- ★ 通过LL CE认证
- ★ ISO9001 品质保证认证，100% 出厂前的运转性能测试
- ★ 迅速完善的技术及服务支援，北京、上海、中山各有服务中心

荣获台湾精品标志

总公司：台北市南京东路二段 172 号

三重厂：台湾省台北县三重市光复路二段 60 号

上海：复盛实业(上海)有限公司

上海市古北路 686 号 4 楼 B 座

电话：021-62704880

传真：021-62784878

http://www.fusheng.com

E-mail:shfssr@public1.sta.net.cn

北京厂：北京市昌平区沙河镇沙阳路 15 号

电话：010-69732555

中山厂：广东省中山市中山港火炬开发区火炬大道

电话：0780-5591551

HEAVY DUTY and LONG LIFE

阴转子吸气端轴承(1只)

Female rotor suction bearing(1sets)

阴转子排气端轴承(4只)

Female rotor discharge bearings (4sets)

阳转子吸气端轴承(2只)

male rotor suction bearings (2sets)

α 型平衡鼓

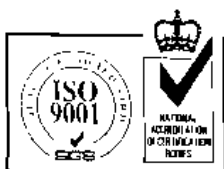
α balance piston

阳转子排气端轴承(4只)

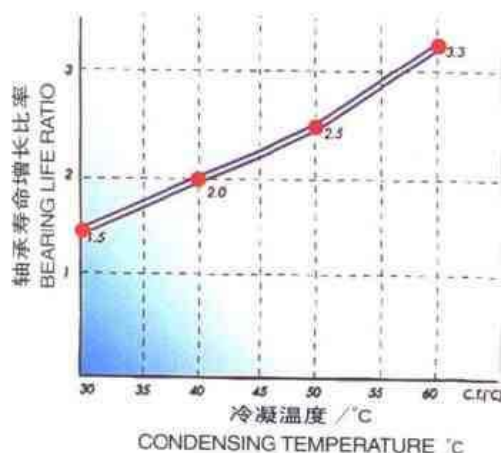
male rotor discharge bearings (4sets)

B type 轴承组合设计 + α 型平衡鼓

RB型压缩机采用径向与轴向共11只轴承组合设计,同时结合 α 型轴向推力平衡鼓,有效减轻轴承负荷,对冷冻、冷藏、低温储冰、高温空调、热泵(CT=60°C)……等工况大幅提升轴承寿命2.5~3.5倍。



上海汉钟机械有限公司
上海市金山区枫泾工业开发区亭枫公路8289号
电话: (021)57350279 57350280
传真: (021)57352004
<http://www.hanbell.com.tw>



螺杆技术

唯我独尊



获取更多资料 微信搜索 蓝领星球



DUNHAM-BUSH® 顿汉布什(烟台)
www.dunham-bush.com.cn

上海营销总部 电话: (021) 63373690 传真: (021) 63373031	北京 电话: (010) 68467154 传真: (010) 68812794	沈阳 电话: (024) 22191419 传真: (024) 22191930	厦门 电话: (0592) 2115650 传真: (0592) 2103839	西安 电话: (029) 3287423 传真: (029) 3287423	武汉 电话: (027) 83602586 传真: (027) 83602586
烟台工厂 电话: (0535) 6588999 传真: (0535) 6581988	济南 电话: (0531) 8065710 传真: (0531) 8065710	广州 电话: (020) 87321233 传真: (020) 87321233	成都 电话: (028) 6624779 传真: (028) 6624779	南京 电话: (025) 4525202 传真: (025) 4525202	郑州 电话: (0371) 7713224 传真: (0371) 7713224

《离心式/螺杆式制冷机组及应用》

编辑工作委员会

(排列不分先后)

主任：宋国强

副主任：吴新民 甘为霖 朱勤雄 马小龙 陈伟德

陈俊健 尚世任 何永恒 董天禄 姜尔宁

蒋能照 叶振邦 甘毅 华小龙 项弼中

周启瑾 金光熹 卜啸华 马福林

秘书长：姚国琦

委员：吕林泉 岳龙生 葛运进 庄寅 李军

陈国民 凌人杰 骆新荣 林世明 范振家

游百乐 卫宇 寿炜炜 顾建中 张华

唐良士 姜家麒 汪前彬 许梦琪 张卫星

周雷 单维莉 刘纯 王蔚 许蜀元

应坚强 王璐 刘杰 章立标 夏波

杨建春 何丹 王燕 严晓琼 赵宁凡

巢龙兆 汤令辰 杨施伟 关新宇 丁欢庆

陈雄飞 李晓磊 姚莹 饶斌 黄金田

徐金礼

获取更多资料

前 言

随着我国国民经济的发展，大中型制冷空调装置的需求日益增多。作为大中型制冷空调装置主机的离心式、螺杆式制冷机组的技术水平、品种及产量都在不断地提高和增多。为了适应经济发展的需要，促进其应用技术普及与提高，由中国制冷空调工业协会组织有关专家、教授、专业技术人员，在上海中孚制冷空调工程有限公司承办下，共同编写了《离心式、螺杆式制冷机组及应用》一书。

本书总结了近年来国内外著名生产厂商设计制造离心式、螺杆式制冷机组的最新技术成果；系统叙述了当代离心式、螺杆式制冷机组的有关知识，并介绍国内重点工程的应用实例。全书共分10章，分别介绍了离心式、螺杆式制冷机组的发展概况；热工基础知识；制冷循环和工作原理；制冷剂和润滑油；机组用压缩机的结构特点；机组系统流程；换热器和辅助装置；机组性能特性和调节方法；微电子自控技术的应用；机组的安装调试、维护保养和管理；机组在国内制冷空调工程中的应用实例；产品标准和规范及国内外主要生产厂商产品介绍。本书由浅入深，内容丰富，图文并茂，是一本实用性很强的专业技术书，适用于从事离心式、螺杆式制冷机组产品设计、制造和制冷空调工程设计、安装调试维护、运用管理方面的工程技术人员和管理人员学习和使用，也可作为有关专业大专院校师生学习参考。

本书由上海市通用机械技术研究所原总工程师、上海市制冷学会《制冷技术》杂志主编董天禄教授级高级工程师任主编，负责制订编写大纲和各章节的统稿、审改及负责部分章节编写工作，上海市通用机械技术研究所所长华小龙高级工程师、中国华源集团上海工程成套建设有限公司姚国琦工程师、上海现代建筑设计（集团）有限公司项弼中教授级高级工程师、上海理工大学周启瑾教授任副主编，姜尔宁教授级高级工程师、蒋能照教授、叶振邦教授担任主审。中国制冷空调工业协会何永恒高级工程师负责策划、协调工作并参加审稿工作。姚国琦工程师还负责了具体的策划和组织工作。本书特邀西安交通大学金光熹教授（博士生导师）协助部分章节的编写，还特邀上海理工大学卜啸华高级工程师参加部分章节的审改工作。协助本书提供资料的主要有：汪前彬、应坚强、李军、李大庆、姚晓东、孙国平、陆宏等工程技术人员。工程应用实例图文整理由郑兵、章捷二位工程师完成。

本书各章编写人员是：第1章董天禄；第2章、第3章周启瑾；第4章张华；第5章华小龙、卫宇、姜家麒、单维莉；第6章张卫星、金光熹、华小龙、周雷、孙文喆、封晓伦；第7章周启瑾；第8章项弼中、寿炜炜、顾建中；第9章姚国琦；第10章唐良士；附录姚国琦、张华、董天禄。

在本书的编写出版过程中承蒙上海中孚制冷空调工程有限公司、上海市通用机械技术研究所、上海理工大学、中国华源集团上海工程成套建设有限公司、上海现代建筑设计（集团）有限公司通力合作，联合开利（上海）空调有限公司、上海一冷开利空调设备有限公司、上海合众-开利空调设备有限公司、约克国际空调（北亚）有限公司、TRANE（特灵）中国、广州日立冷机有限公司、大连冷冻机股份有限公司、浙江国祥制冷工业有限公司、上海冷气机厂、烟台荏原空调设备有限公司、武汉麦克维尔空调制冷有限公司、武汉新世界制冷工业有限公司、重庆通用工业（集团）有限责任公司、南京五洲制冷（集团）公司、无锡申达空调设备有限公

司、上海新晃制冷机械有限公司、顿汉布什（烟台）工业有限公司、江苏双良空调设备股份有限公司、上海富田空调冷冻设备有限公司、复盛实业有限公司、上海汉钟机械有限公司等 26 家国内外著名厂商的积极参与，工程实例征集工作也得到了广大设计人员的大力配合。最后，对在本书编写过程中提供资料、信息并付出辛勤劳动的全体人员，以及在编审过程中得到约克国际（北亚）有限公司的大力支持，在此一并致谢。

由于编者水平有限，本书中错漏之处在所难免，恳切欢迎读者批评指正。

编者

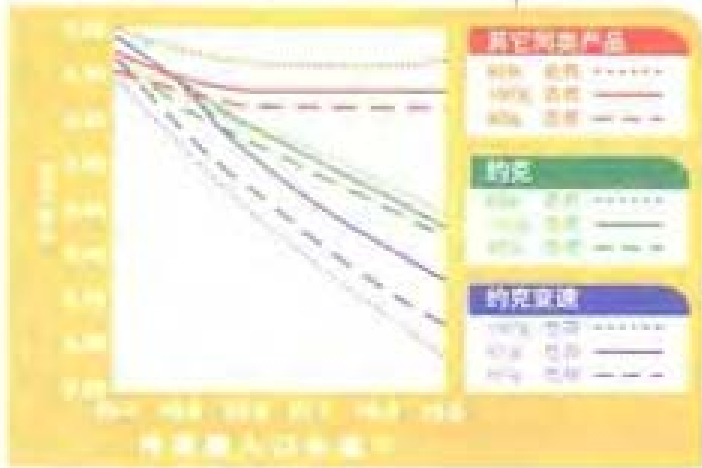
2001 年 9 月

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

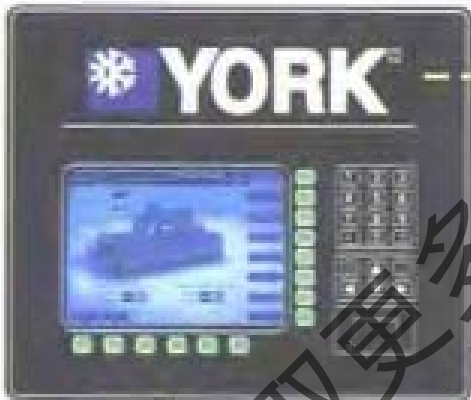
本书常用符号、名称和单位

A	面积	m^2	δ	厚度	m
b	宽度	m	ϵ	制冷系数	—
c	声速	m/s	κ	等熵指数	—
c	比热容	$J/(kg \cdot K)$	η	效率	—
c	流速	m/s	λ	热导率	$kW/(m \cdot K)$
c_p	质量定压热容	$kJ/(kg \cdot K)$	λ	输气系数	—
g	重力加速度	m/s^2	μ	动力粘度	$Pa \cdot s$
h	比焓	kJ/kg	ν	运动粘度	m^2/s
K	传热系数	$kW/(m^2 \cdot K)$	ξ	质量分数	%
L	声级	dB	θ_m	传热温差	$^{\circ}C$
m	质量	g	ρ	密度	kg/m^3
n	转速	r/min	σ	压缩比	—
P	功率	kW	ψ	系数	—
p	压力	Pa	ϕ	能量头系数	—
Q	热量, 制热量	kW			
q_c	面积热负荷	kW/m^2			
q_m	质量流量	kg/h	下标		
q_v	体积流量	m^3/h	a	空气	
R	热阻	$m^2 \cdot K/W$	c	冷凝	
r	气化潜热	kJ/kg	cr	临界	
s	比熵	$kJ/(kg \cdot K)$	d	排气	
T	热力学温度	K	e	蒸发	
t	摄氏温度	$^{\circ}C$	i	内部, 指示	
u	圆周速度	m/s	l	液体	
v	比体积	m^3/kg	v	蒸气	
W	功	kJ	m	平均	
w	比功	kJ/kg	o	外部	
α	表面传热系数	$kW/(m^2 \cdot K)$	w	水	

节能专家 约克制冷



配置变频驱动器机组部分负荷的能效比高达0.2kW/USRT，年节能达 **30%** 以上



Millennium™ 彩色图像显示控制中心, 创新科技全行独有

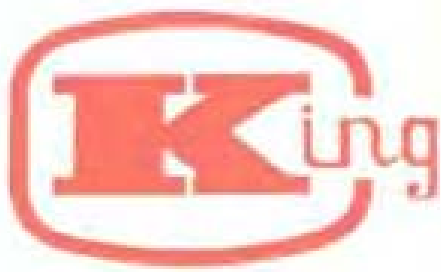
使用环保冷媒HFC134a



Y K 系列离心式冷水机组
Ecoplus™ Series 50-2000RT

获取更多资料

Model	Capacity (RT)	Power (kW)	Efficiency (EER)
YK-50	50	15.0	1.2
YK-75	75	22.5	1.2
YK-100	100	30.0	1.2
YK-150	150	45.0	1.2
YK-200	200	60.0	1.2
YK-250	250	75.0	1.2
YK-300	300	90.0	1.2
YK-350	350	105.0	1.2
YK-400	400	120.0	1.2
YK-450	450	135.0	1.2
YK-500	500	150.0	1.2
YK-550	550	165.0	1.2
YK-600	600	180.0	1.2
YK-650	650	195.0	1.2
YK-700	700	210.0	1.2
YK-750	750	225.0	1.2
YK-800	800	240.0	1.2
YK-850	850	255.0	1.2
YK-900	900	270.0	1.2
YK-950	950	285.0	1.2
YK-1000	1000	300.0	1.2



品质保证最高级认证: ISO-9001

国际环境管理认证: ISO-14001

亚洲第一家能够生产:

240万千卡(单一压缩机)冷水机厂商

王牌冷氣



让世界“凉爽”起来



单螺杆式冷水机组

- 体积小、重量轻、结构小
- 噪音少、故障低
- 容量从200RT至1000RT
- 可采用R22或R134冷媒



螺杆式冷水机组

- 新开发的螺旋式压缩机
- 起动力矩小, 起机电流低, 大幅度降低能耗
- 平均可降低10dB(A)以上噪音值



螺杆卤水机组

- 使用乙二醇溶液等载冷剂, 能提供零度以下的冷冻
- 机型外形美观
- 适用于轻工、化工、医药等场所

- 信用王牌
- 品质王牌
- 服务王牌

医院、大楼、学校、火车、
轮船、巴士、机场.....等
都用 **王牌冷氣**

浙江英特制冷工业有限公司
地址 浙江省上虞大三角工业区
电话 0575-2158816
传真 0575-2151888
邮编 321300
http://www.kingair.com
E-mail:shop@kingair.net

上海办事处
杭州办事处
厦门办事处
苏州办事处
北京办事处
深圳办事处
广州办事处

电话 021-62119988
电话 0571-7034736
电话 0592-2962828
电话 0512-8249069
电话 0731-2261097
电话 024-23868237
电话 0757-6779982

传真 021-62113119
传真 0571-7034725
传真 0592-2962727
传真 0512-5201246
传真 0731-2251097
传真 024-23868467
传真 0757-6780176

目 录

前言

本书常用符号、名称和单位

第1章 概论 1

- 1.1 蒸气压缩式制冷机组的分类和比较 1
- 1.2 离心式制冷机组的发展概述 3
- 1.3 螺杆式制冷机组的发展概述 4

第2章 热工基础理论 7

- 2.1 热力学基础 7
 - 2.1.1 理想气体状态方程式 7
 - 2.1.2 热力学第一定律 7
 - 2.1.3 气体的压缩过程 9
 - 2.1.4 热力学第二定律 10
 - 2.1.5 工质的热力学线图 $T-s$ 图和 $p-h$ 图 12
 - 2.1.6 逆卡诺循环与蒸气压缩制冷循环 13
- 2.2 传热学基础 15
 - 2.2.1 换热的基本方式与传热系数 15
 - 2.2.2 流体在管内受迫流动时的换热 16
 - 2.2.3 流体在管外沸腾时的换热 17
 - 2.2.4 蒸气在管外冷凝时的换热 17
 - 2.2.5 换热器计算 20

第3章 离心式、螺杆式制冷机组的工作循环 23

- 3.1 单级压缩制冷循环 23
 - 3.1.1 单级压缩理论制冷循环 23
 - 3.1.2 液体过冷和吸气过热对循环的影响 25
 - 3.1.3 单级离心压缩机的实际循环 27
 - 3.1.4 单级螺杆压缩机的实际循环 28
- 3.2 多级离心压缩机的制冷循环 29
 - 3.2.1 一级经济器循环 29
 - 3.2.2 封闭型经济器循环 30
 - 3.2.3 二级经济器循环 31
- 3.3 带经济器的螺杆压缩机制冷循环 32
 - 3.3.1 两次节流的螺杆压缩机制冷循环 32

- 3.3.2 一次节流的螺杆压缩机制冷循环 33

3.4 双级压缩的螺杆压缩机制冷循环 34

- 3.4.1 单级压缩和双级压缩机制冷循环的理论分析 34
- 3.4.2 双级压缩的螺杆压缩机制冷系统 36
- 3.5 制取两种蒸发温度的两次吸气螺杆压缩机制冷循环 36
- 3.6 螺杆压缩机的热泵循环 37
- 3.7 带膨胀机的离心压缩机制冷循环 40

第4章 制冷剂、载冷剂和润滑油 42

- 4.1 制冷剂的种类和编号 42
 - 4.1.1 制冷剂的种类 42
 - 4.1.2 制冷剂的编号 42
- 4.2 制冷剂的一般性质和要求 43
 - 4.2.1 制冷剂的热力性质 43
 - 4.2.2 制冷剂的化学、安全和环境性质 43
 - 4.2.3 CFCs、HCFCs 的限制与替代 50
 - 4.2.4 制冷剂的净化和回收 51
- 4.3 离心式、螺杆式制冷机组常用制冷剂的特性 52
 - 4.3.1 螺杆式制冷机组常用的制冷剂 52
 - 4.3.2 离心式制冷机组常用的制冷剂 55
- 4.4 载冷剂 57
 - 4.4.1 对载冷剂的要求 57
 - 4.4.2 盐水载冷剂 58
 - 4.4.3 有机化合物载冷剂 59
- 4.5 润滑油 59
 - 4.5.1 润滑油的作用 59
 - 4.5.2 润滑油的性能指标 60
 - 4.5.3 润滑油的选用 61

第5章 离心式制冷机组 66

- 5.1 离心式制冷压缩机工作原理 66
 - 5.1.1 压缩机工作过程 66
 - 5.1.2 叶轮做功的基本理论 68
 - 5.1.3 压缩机部件损失、效率和功率 71

5.2 离心式制冷压缩机型式和结构	73	意事项	134
5.2.1 单级离心式制冷压缩机	73	5.7.5 故障与处理	134
5.2.2 多级离心式制冷压缩机	74	第6章 螺杆式制冷机组	139
5.2.3 开启式和半封闭式离心式制 冷压缩机	76	6.1 双螺杆式制冷压缩机组	139
5.2.4 大型离心式制冷压缩机	80	6.1.1 工作原理	139
5.2.5 离心式制冷压缩机的性能分 析和容量调节	80	6.1.2 型式、结构和新技术	144
5.3 离心式制冷压缩机主要部件及结构	82	6.1.3 主要部件结构	159
5.3.1 叶轮	82	6.2 单螺杆式制冷压缩机组	177
5.3.2 扩压器	83	6.2.1 基本结构和工作原理	177
5.3.3 密封	84	6.2.2 型式和总体结构	190
5.3.4 弯道和回流器	87	6.2.3 单螺杆压缩机性能	196
5.3.5 蜗壳	88	6.3 螺杆式制冷机组和辅助装置	198
5.3.6 高精度增速齿轮	88	6.3.1 水冷式冷水机组	198
5.3.7 导叶调节结构	89	6.3.2 风冷式冷水机组	202
5.3.8 冷却系统和润滑系统	90	6.3.3 风冷热泵式冷热水机组	202
5.4 离心式制冷机组的典型机组	94	6.3.4 低温制冷机组	205
5.4.1 19XR 封闭型离心式冷水机组	94	6.3.5 节流装置	206
5.4.2 CVHE/G 三级压缩离心式冷 水机组	95	6.3.6 热气旁通装置	208
5.4.3 YK 型开启式离心冷水机组	98	6.4 螺杆式制冷机组性能、控制调节 和保护	208
5.4.4 PEH/PFH 型离心式冷水机组	102	6.4.1 螺杆式制冷机组性能评价	208
5.4.5 Unitop 系列离心式冷水机组	104	6.4.2 螺杆式冷水机组控制	209
5.4.6 CVAE 系列风冷离心式冷水 机组	106	6.5 螺杆式制冷机组安装、调试和使用	213
5.4.7 分体式离心冷水机组	106	6.5.1 机组安装	213
5.4.8 Millennium OM 型离心式冷水 机组	107	6.5.2 机组调试	214
5.4.9 19XRT 型离心式冷水机组	107	6.5.3 故障分析和对策	216
5.5 辅助装置	111	6.5.4 机组维护保养	217
5.5.1 抽出回收装置	111	6.5.5 运行管理和停机注意事项	218
5.5.2 经济器	113	第7章 冷凝器和蒸发器	219
5.5.3 节流装置	115	7.1 离心式和螺杆式制冷机组主要换 热设备的型式	219
5.6 离心式制冷机组控制调节和保护	117	7.1.1 冷凝器的型式	219
5.6.1 离心式制冷机组的容量调节	117	7.1.2 蒸发器的型式	219
5.6.2 喘振和热气旁通	120	7.2 各种冷凝器的构造	220
5.6.3 机组安全保护控制	123	7.2.1 水冷壳管式冷凝器	220
5.6.4 机组的启动	125	7.2.2 空冷冷凝器	221
5.7 离心式制冷机组安装调试和使用	127	7.2.3 蒸发式冷凝器	222
5.7.1 机组安装	127	7.3 各种蒸发器的构造	227
5.7.2 泵出系统	129	7.3.1 满液式蒸发器	227
5.7.3 开机前准备	130	7.3.2 下式蒸发器	228
5.7.4 离心式制冷压缩机的使用注 意事项	134	7.4 高效传热管	228
		7.4.1 强化管外冷凝的高效传热管	229
		7.4.2 强化管外蒸发的高效传热管	232
		7.4.3 翅片管	237

7.5 冷凝器和蒸发器设计参数及材料的选择	239	9.2 上海合众-开利空调设备有限公司	344
7.5.1 设计参数的选择	239	9.3 约克国际(北亚)有限公司	348
7.5.2 管子材料的选择	240	9.4 TRANE(特灵)中国	355
7.5.3 蒸发器的保温	240	9.5 广州日立冷机有限公司	369
第8章 制冷和空调工程中的应用	241	9.6 大连冷冻机股份有限公司	372
8.1 离心式、螺杆式制冷机组在常规中央空调工程中的应用	241	9.7 浙江国祥制冷工业有限公司	381
8.1.1 概述	241	9.8 上海冷气机厂	384
8.1.2 离心式、螺杆式机组空调工况工作域	243	9.9 烟台荏原空调设备有限公司	386
8.1.3 制冷机组的选择要点	243	9.10 重庆通用工业(集团)有限责任公司	390
8.1.4 空调冷冻水循环系统	246	9.11 武汉麦克维尔空调制冷有限公司	395
8.1.5 冷冻水系统的承压和压力图	251	9.12 武汉新世界制冷工业有限公司	401
8.1.6 冷冻水系统运行控制	252	9.13 南京五洲制冷(集团)公司	411
8.2 离心式、螺杆式制冷机组在蓄冷式空调系统中的应用	254	9.14 无锡申达空调设备有限公司	415
8.2.1 概述	254	9.15 上海新晃制冷机械有限公司	420
8.2.2 蓄冷基本原理	254	9.16 捷丰集团	425
8.2.3 制冷机组的选择要点	254	9.17 常州爱斯特空调设备有限公司	427
8.2.4 蓄冷方式	257	9.18 台佳实业昆山台佳机电有限公司	429
8.2.5 储冰系统的蓄冷模式、系统流程和运行模式	261	9.19 沈阳第一冷冻机有限公司	432
8.2.6 蓄冷空调系统辅助设备的选择要点	265	9.20 上海百富勒空调(集团)有限公司	434
8.3 螺杆式制冷机组在冷冻、冷藏工程中的应用	269	9.21 顿汉布什(烟台)工业有限公司	437
8.3.1 概述	269	9.22 惠州大金三石空调有限公司	442
8.3.2 制冷机组选用要点	269	9.23 上海富田空调冷冻设备有限公司	446
8.4 机房设计	276	9.24 复盛股份有限公司	451
8.4.1 机房位置及技术要求	276	9.25 上海汉钟机械有限公司	453
8.4.2 机房设备布置	278	9.26 江苏双良空调设备股份有限公司	455
8.4.3 机房的职业安全卫生设计和防火、防爆设计	280		
8.5 制冷和空调工程应用实例	284	第10章 离心式、螺杆式制冷机组标准和工程规范	459
8.5.1 图例	284	10.1 概述	459
8.5.2 离心式、螺杆式制冷机工程应用选录	285	10.2 型号编制的规定	460
8.5.3 典型工程实例	296	10.2.1 螺杆式制冷机组型号编制的规定	460
第9章 国内外离心式、螺杆式制冷机组主要生产厂商产品介绍	341	10.2.2 离心式冷水机组型号编制的规定	462
9.1 上海一冷开利空调设备有限公司	341	10.3 性能工况和使用范围	463
		10.3.1 压缩机、压缩机组和压缩冷凝机组性能工况规定	463
		10.3.2 压缩机、压缩机组和压缩冷凝机组使用范围规定	465
		10.3.3 冷水机组性能工况规定	465
		10.3.4 冷水机组使用范围规定	468
		10.3.5 部分负荷性能工况规定	469
		10.4 性能指标和主要技术要求	474

10.4.1 机组基本参数规定	474	14 武汉新世界制冷工业有限公司	509
10.4.2 污垢系数	477	15 南京五洲制冷集团公司	509
10.4.3 噪声	478	16 无锡申达空调设备有限公司	510
10.4.4 振动	479	17 上海新晃制冷机械有限公司	510
10.4.5 清洁度	479	18 捷丰集团	510
10.4.6 强度、气密性和真空要求	480	19 常州爱斯特空调设备有限公司	511
10.5 冷水机组安全保护规定	481	20 台佳实业昆山台佳机电有限公司	511
10.6 噪声测定	484	21 沈阳第一冷冻机有限公司	511
10.7 振动测定	485	22 上海百富勤空调设备有限公司	511
10.8 热工性能试验	486	23 顿汉布什(烟台)工业有限公司	512
10.8.1 螺杆式制冷压缩机组、压缩 冷凝机组热工性能试验方法	486	24 惠州大金三石空调有限公司	512
10.8.2 螺杆式冷水机组和离心式 冷水机组热工性能试验方法	496	25 上海富田空调冷冻设备有限公司	513
10.8.3 制冷性能系数的计算	498	26 复盛实业(上海)有限公司	513
10.9 相关工程规范	498	27 上海汉钟机械有限公司	513
10.9.1 设计规定	498	28 上海中孚制冷空调工程有限公司	513
10.9.2 安装、施工和验收规定	502	29 中国华源集团上海工程成套建 设有限公司	514
附录	505	30 江苏双良空调设备股份有限公司	514
附录 A 国内外有关生产离心式、螺 杆式制冷机组厂商简介	505	附录 B 附表	514
1 联合开利(上海)空调有限公司	505	表 B-1 R123 饱和状态下的热力性质	514
2 上海一冷开利空调设备有限公司	505	表 B-2 R134a 饱和状态下的热力性质	519
3 上海合众-开利空调设备有限公司	505	表 B-3 R22 饱和状态下的热力性质	523
4 约克国际(北亚)有限公司	506	表 B-4 R717(氨)饱和状态下的热 力性质	528
5 TRANE(特灵)中国	506	表 B-5 R407C 饱和状态下的热力性质	533
6 广州日立冷机有限公司	506	表 B-6 R404A 饱和状态下的热力性质	535
7 上海立德制冷设备有限公司	507	表 B-7 CaCl ₂ 水溶液的热物理性质	536
8 大连冷冻机股份有限公司	507	附录 C 附图	539
9 浙江国祥制冷工业有限公司	507	图 C-1 乙二醇水溶液热物理性质图	539
10 上海冷气机厂	507	图 C-2 R123 压-焓图	540
11 烟台桂原空调设备有限公司	508	图 C-3 R134a 压-焓图	541
12 重庆通用工业(集团)有限责任 公司	508	图 C-4 R22 压-焓图	542
13 武汉麦克维尔空调制冷有限公 司(上海分公司)	508	图 C-5 R717(氨)压-焓图	543
		图 C-6 R407C 压-焓图	544
		图 C-7 R404A 压-焓图	545
		参考文献	546

第 1 章 概 论

制冷技术是国民经济各部门广泛应用的一门科学技术，目前主要应用于空气调节、工业生产过程、食品冷冻冷藏、医疗卫生及日常生活各个方面。

制冷技术是从 19 世纪中叶开始发展起来的，到现在大约有 100 多年历史。在发展过程中，发明过各种不同的制冷方法，其中包括机械驱动和热驱动相变制冷循环（蒸气压缩式、吸收式、吸附式和喷射式），无相变的热驱动制冷循环，以及斯特林循环、热电制冷、磁制冷等。然而当前制冷空调工程中用得最广泛的是以下两种制冷循环。

1) 蒸气压缩式制冷循环。利用工质相变产生的潜热，通过压缩、冷凝、节流、蒸发 4 个过程的封闭循环实现制冷，是现在应用最广泛的一种制冷循环。

2) 吸收式制冷循环。由吸收剂和工质组成溶液，利用热能驱动，通过发生、冷凝、蒸发、吸收 4 个过程的封闭循环。目前最普遍的是水-溴化锂吸收式制冷机，大量应用于空调工程中。

随着科学技术的不断进步，人民生活水平的不断提高，制冷空调技术已成为保证人类生活质量的一项必要手段。据统计，发达国家制冷空调设备所消耗的能源，已占总能源的 30%。1997 年，全世界制冷空调设备销售量达 330 亿美元。

我国改革开放以来，制冷空调工业和其他工业一样，发展甚为迅速。根据中国制冷空调工业协会 1998 年统计表明，全国制冷空调设备生产厂共 543 家，年产值达 400 亿人民币。占世界产值的 12%。仅次于美国和日本，居世界第三位。

1.1 蒸气压缩式制冷机组的分类和比较

蒸气压缩式制冷技术以其适应温度范围宽广、清洁无污染、安装操作简便、效率高等优点，在制冷空调工业领域中占主导地位。根据蒸气压缩式制冷原理设计制造成的一种成套设备，称为蒸气压缩式制冷机组。

在蒸气压缩式制冷机组中，采用各种类型的制冷压缩机，它是制冷机组的关键核心部件，对系统的运行性能、噪声振动和使用寿命有着决定性的作用。制冷机组的分类，实质上也是由所配用的压缩机的型式来决定的。

根据蒸气压缩的原理，压缩机可以分为容积型和速度型两大类。容积型压缩机通过减少压缩空间容积，提高蒸气压力来完成压缩功能。螺杆压缩机属于容积型的一种。速度型压缩机是由旋转部件连续将角动量转给蒸气，再将该动量转为压力能。离心压缩机是速度型中最多且最典型的一种制冷压缩机。

图 1-1 示出目前制冷和空调领域常用压缩机的分类及其结构示意图。表 1-1 示出各类压缩机在制冷和空调工程中的应用范围。从图中可以看出，在小于 200kW 制冷量的领域中，活塞式、滚动活塞式和涡旋式占主要地位，大于 150kW 以上则是离心式和螺杆式的领域。

在大中型制冷量范围内，长期以来主要使用的是活塞式、螺杆式和离心式三种机型。这三种机型各有特点和适用范围。

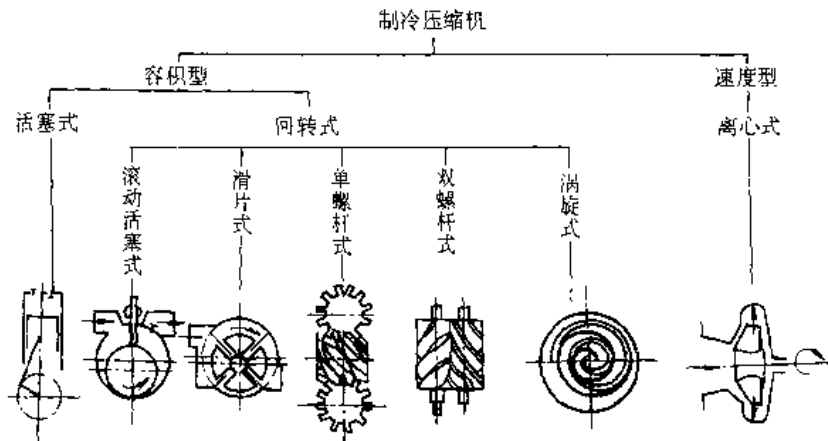


图 1-1 常用压缩机的分类和结构

表 1-1 各类压缩机在制冷空调工程中的制冷量范围

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

离心式制冷机组和活塞式机组相比具有以下优点：

- 1) 在相同制冷量的情况下，特别在大容量时，机器的重量和尺寸小，占地面积小。
- 2) 结构简单、工作可靠、几乎没有磨损，因而经久耐用，修理运转费用较低。
- 3) 运转时剩余惯性力极微，运转平稳，因而基础轻。目前对中小型制冷机组来说，离心式压缩机组可直接安装在壳管式热交换器上，无需另外设计基础。
- 4) 容易实现多级压缩和多种蒸发温度，在用中间抽气时，压缩机能得到较好的中间冷却以减少耗功。
- 5) 可利用进口导叶或变频，自动对制冷量进行无级调节，调节范围宽。
- 6) 对大型制冷机，可用高效率的蒸汽轮机或燃气轮机直接驱动，实现变速调节，节能效果好，还可实现能量回收循环。
- 7) 制冷机中混入的润滑油极少，对换热器传热效果影响小。

不足之处有：

- 1) 由于离心式制冷机转速高，为了保证叶轮有一定的宽度，必须适用于大流量（大制冷量）场合，不适用于制冷量小的场合。
- 2) 为了得到较高的压缩比，尤其对密度小的制冷剂，如 R717，必须增加级数，一般还要用增速齿轮，对开启式机组，还要有耐高速的轴端密封。这些都增加制造上的困难和结构上的复杂性。

3) 同一台机组工况适应范围狭，工况不能有大的变动。

螺杆式制冷机组和活塞式制冷机组相比，其优点如下：

- 1) 结构简单、零件少、可靠性高。

- 2) 没有进排气阀组，压缩效率高。
- 3) 相同制冷量情况下，体积小、重量轻。
- 4) 机器力矩变化小、振动少，运转平稳。
- 5) 能承受一定的液击。
- 6) 可实现中间补气的经济器循环，进一步提高压缩机效率。
- 7) 能量可以无级调节。
- 8) 转子喷油后排气温度低，气密性好，单机可在较大压缩比下运行。

不足之处有：

- 1) 转子部件表面呈曲面形状，加工要求高，必须用专用精密机床。
- 2) 同一台机组，由于有固定的内容积比（具有可调内容积比的机组除外），适应工况范围不及活塞式那样宽广。
- 3) 需庞大的油分离器来分离喷入机内的油，辅助设备复杂。

1.2 离心式制冷机组的发展概述

世界上第一台整体离心式制冷机组，是在 1922 年由美国开利博士设计，由开利建筑公司（Carrier Construction Co.）和德国一家制造公司（C.H.Jaeger & Company）合作试制成功的。首台产品用于空调，采用四氯化碳为制冷剂。此后，瑞士勃朗-波弗利公司生产了世界上第一台氨离心式制冷机。1934 年美国开利公司制造出以 R11 为制冷剂的空调用离心式冷水机组，为现代离心式制冷机的发展奠定了基础。

离心式制冷机组经过大半个世纪的不断发展和完善，已成为大型制冷空调装置的首选设备。有资料报道，仅空调用离心式制冷机，全世界在用量达 110000 台。美国是空调用离心式制冷机组的最大使用国，在用量达 80000 台，占全世界的四分之三。1997 年年产量达 3000 台。

我国第一台离心式制冷机组是由上海第一冷冻机厂于 1958 年试制成功，采用 R11 为制冷剂，使用于北京，制冷量 1160kW。以后该厂又为上海高桥化工厂试制成功国内首台用于石油精炼的丙烯离心式制冷压缩机，6 级压缩，转速 12000 r/min 蒸发温度 -43℃，制冷量 3500kW。1963 年，重庆通用机器厂与西安交通大学合作，试制成功用于纺织厂空调系统的制冷量为 1400kW 的 R11 离心式冷水机组，1971 年，上海第一冷冻机厂研制成功了单级封闭式空调用 R11 离心式冷水机组，首次采用了铸铝合金三元流动叶轮、内藏增速齿轮和电动机水冷却等新技术。以后又把双筒体结构改为单筒体，大大地减轻了机组的重量。1973 年，北京冷冻机厂研制成功了我国第一台氨离心式制冷机，同年，北京冷冻机厂和重庆通用机器厂合作试制成功脱腊装置用的氨离心式制冷压缩机。1976 年起，我国有关制造厂共同设计和制定了 R12 空调用离心式制冷机组国家系列，其中制冷量为 2800kW 的 KF240X 典型产品在重庆通用机器厂试制成功。1978 年，上海第一冷冻机厂为上海吴泾化工厂国产 30 万 t 合成氨大型化肥装置，试制成功国内第一台大型 11 级氨离心式压缩机，功率 11000kW，制冷量 18600 kW。锦西、兰州化工机械厂等，也生产了高压聚乙烯装置的丙烯和乙烯离心式制冷机。上海冷气机厂、大连冷冻机厂也试制了中小型 R11 离心式冷水机组。

80 年代开始随着我国改革开放政策的不断深入发展，世界各著名制冷机厂商先后进入我国，和我国企业合资，使我国离心式制冷机组的品种和质量水平有了一个新的飞跃。首先进入的是美国开利和上海第一冷冻机厂合资成立的合众开利空调设备有限公司，于 1987 年开始先

后试制和生产了空调用 19DK 系列 R11 离心式冷水机组、19XL 系列 R22 离心式冷水机组和 19XR 型 R134a 离心式冷水机组。接着美国特灵 (TRANE) 公司于 1996 年起投资在江苏江阴设厂生产空调用 CVHE 和 CVHG 型 R123 离心式冷水机组。瑞士苏尔寿公司于 1998 年和大连冷冻机股份有限公司合作生产 R134a、R22 离心式冷水机组。美国约克 (YORK) 公司和无锡锅炉厂合资成立约克 (无锡) 空调冷冻设备有限公司, 1998 年开始合资生产 YT 系列 R123 离心式冷水机组和 YK 系列 R134a 离心式冷水机组。美国麦克维尔 (McQuay) 和武汉冷冻机厂 1996 年合资生产 PEH 和 PFH 系列 R134a 离心式冷水机组。重庆通用机器厂和沈阳鼓风机厂曾联合从日本日立公司引进 R11 离心式冷水机组的全套设计制造技术, 还和美国约克公司合作生产 R123 离心式冷水机组。

近期离心式制冷机组的发展动态主要有:

- 1) 努力提高机组效率, 降低能耗。
- 2) 贯彻执行国际蒙特利尔协定, 做好 CFC 制冷剂的更新替代。
- 3) 不断提高智能化控制技术水平。

根据美国空调和制冷学会 (ARI) 1997 年统计表明, 近 20 年来, 通过各主要生产空调用离心式制冷机组厂商的不断研究改进, 离心式冷水机组的平均设计效率, 在 20 年中上升了 34%, 按美国 ARI 标准规定的工况下的 COP 值, 从 4.40 上升至 5.67, 目前最高效率机组的 COP 可达到 7.0。图 1-2 表明 20 年中机组平均设计效率 COP 的变化趋势。

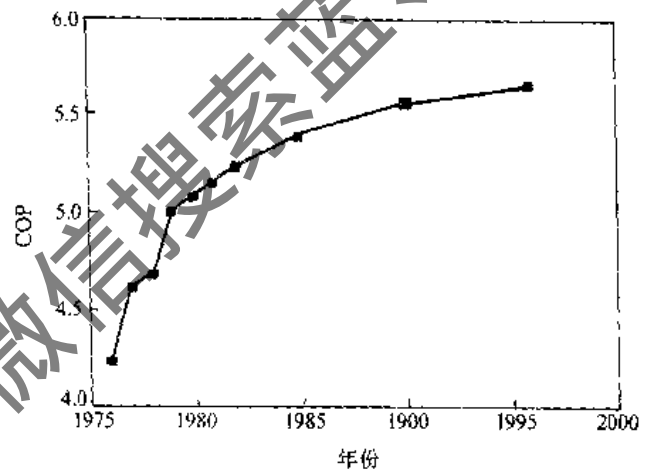


图 1-2 美国离心式冷水机组平均设计效率的变化趋势

在新工质替代方面, 原来在空调冷水机组中用得非常广泛的 R11 和 R12 等 CFC 制冷剂已经全部被淘汰, 目前采用的是 R123、R22 和 R134a。少数厂商还在大型制冷机中推广 R717 制冷剂。鉴于 R22 和 R123 是 HCFC 类工质, 属过渡性制冷剂, 目前尚在积极研究更理想的对臭氧层没有破坏作用的新型制冷剂。

随着计算机技术的飞速发展, 离心式冷水机组的控制系统的水平也在不断提高, 正向一体化、网络化和智能化发展, 不仅能故障诊断和显示, 还能对性能进行预测, 并能实现与楼宇智能化系网络连接。

1.3 螺杆式制冷机组的发展概述

和离心式制冷机组相比, 螺杆式制冷机组的发展较晚。1934 年瑞典皇家理工学院教授利斯霍尔姆 (A. Lysholm) 首先发明了第一台双螺杆式气体压缩机。最初螺杆压缩机开发是用于燃气轮机的充气压缩机, 属无油式, 有同步齿轮。1955 年喷油螺杆压缩机开始实用化, 油的注入可起到转子密封作用, 以减少内部泄漏, 同时可降低转速, 解决噪声问题, 还可取消同步齿轮。从 60 年代开始, 喷油双螺杆压缩机推广应用于制冷机组。瑞典 SRM 公司首先发明了双边不对称型线螺杆, 使螺杆压缩机效率大大提高, 为螺杆压缩机的扩大应用奠定了基础。以后

通过不断研究改进齿形，提高工艺加工精度，开发内容积比调节方法和中间进气经济器的采用，使当今的双螺杆制冷压缩机的压缩效率，达到和超过传统的、大量使用的活塞式制冷压缩机，从而在大中型制冷和空调领域中得到了迅速推广，大有取代活塞式制冷压缩机的趋势。

1960年，法国的辛麦恩（B.Zimmern）在1955年英国古德伊尔（J.W.Goodyear）发明的“压缩变换装置”的基础上又发明了单螺杆压缩机的新结构，1962年试制出第一台样机。开始也仅用于空气压缩机。在70年代初荷兰格拉索公司首创制成第一台单螺杆制冷压缩机。日本自1972年开始生产空气压缩机，1982年开始生产制冷空调用压缩机。单螺杆的工作原理和双螺杆基本相同，但由于力的平衡性好，振动噪声低，零部件更少，可以喷射制冷剂来降低排温和提高密封，近年来也得到重视和发展。目前国外生产单螺杆制冷压缩机的主要厂商有：英国APV公司（APV Hall Products）；日本大金工业公司（Daikin Industries, Ltd）及日本三菱电机公司（Mitsubishi Electric）等。

1975年，由上海第一冷冻机厂完成的我国第一台自行设计试制的氨喷油双螺杆压缩机安装于上海金山石化总厂晴纶厂，转子直径250mm，制冷量1050kW（30℃ \bar{z} -15℃）。此后大连冷冻机厂、武汉冷冻机厂和烟台冷冻机厂等先后开发试制了双螺杆制冷压缩机。1976年，大连冷冻机厂成功地设计和制造了我国第一台单机双级螺杆式制冷压缩机。1979年，武汉冷冻机厂首先通过了KA20C喷油双螺杆式单级制冷压缩机的部级鉴定。此外，上海704所、青岛四方机车车辆研究所和无锡制冷设备厂也研制过小型开启式和封闭式制冷压缩机，并取得了成功。与此同时，我国第一个螺杆式制冷压缩机标准《喷油螺杆式单级制冷压缩机型式、基本参数和尺寸》也被审查通过，推荐了自63~315mm共8种公称直径的双螺杆转子系列，采用单边非对称摆线-圆弧型线。这为我国制冷机行业发展螺杆式制冷压缩机奠定了良好基础。1986年武汉冷冻机厂又开发了XBY齿型的新型单边不对称圆弧齿型，进一步提高了国产螺杆式制冷压缩机的水平。近年来，国内厂家生产的双螺杆压缩机在转子直径的范围、长径比、型线、机组种类各方面都有长足的发展，效率也在不断提高。目前我国自行设计生产螺杆式冷水机组和盐水机组的企业主要有上海第一冷冻机厂、大连冷冻机股份有限公司、武汉冷冻机厂、烟台冷冻机厂、上海冷气机厂、重庆嘉陵制冷空调设备公司及江苏双良空调设备股份有限公司等。

90年代开始，国外著名厂商进入我国，在螺杆式制冷机组方面进行多家合资生产。其中主要有中美合资上海一冷一开利空调公司生产的23XL系列空调用螺杆式冷水机组；中日合资烟台荏原空调设备有限公司生产的螺杆模块式冷（热）水机组；中美合资烟台顿汉布什生产的空调用全封闭螺杆式冷水机组；中美合资武汉麦克维尔公司生产的WHS系列R22和R134a单螺杆冷水机组；美国特灵公司在江阴设厂生产RTHB系列螺杆式冷水机组；美国约克公司在无锡市设厂生产YS系列、YCWS系列螺杆式冷水机组；1998年开始大连冷冻机股份有限公司和日本前川公司合作生产单机双级双螺杆压缩机组；1998年日本大金在广东惠州开始生产单螺杆冷水机组；中国台湾地区的复盛亦在上海设厂生产双螺杆制冷压缩机。

近期螺杆式制冷机组的应用逐步扩大，大有取代往复活塞式制冷机组的趋势。这应归功于多年来研究成果，其中主要有：

- 1) 新齿形的开发。螺杆转子型线经历了不同阶段，有SRM非对称型线、X、Sigma（5+7齿）、GHH（5+6齿）、SRM-D- α 、 β 等，都是通过对摆线、圆弧、包络线、椭圆等曲线的不同组合使漏气三角形面积缩小，缩短接触线和齿顶密封线长度，降低齿槽间压力差，改善齿形加工工艺，加大面积利用系数，从而提高机组效率。

2) 加工精度的提高。转子的齿面是复杂的三维曲面，提高加工精度意味着减小啮合间隙，从而大大提高了容积效率和压缩效率。

3) 高精度滚动轴承的应用。改变过去采用径向滑动轴承无法保证转子啮合间隙的情况，滚动轴承可以保证径向间隙为 $0 \sim 0.01\text{mm}$ ，在运转时间隙更接近零，这样就可保证预期的性能和运转效率。

4) 合成冷冻油的应用。过去采用的矿物油已不适应螺杆机组的应用，它在高压下会有气体大量溶于油中，压力降低时会闪发大量蒸汽，同时由于制冷剂的溶入，大幅度降低油的粘度，直接影响密封效果。新型合成冷冻油的开发应用，为提高压缩机的性能创造了条件。

5) 经济器系统和内容积比自动调节的应用使运转中的能耗进一步的降低。

现代螺杆式冷水机组的 COP 值已经接近离心式冷水机组的水平，高于活塞式冷水机组。加上螺杆机能耐液击、零件少、运行平稳，其产量正在逐步扩大中。

螺杆式制冷机组适用于高低温范围，包括空调和商业冷冻设备中，长期以来主要采用 R22 和 R717 制冷剂，近期许多厂商开始使用 R134a 制冷剂。最近，特别是欧洲市场出现以 R404A 和 R407C 为制冷剂的螺杆式制冷机。

获取更多资料

微信搜索蓝球

第 2 章 热工基础理论

2.1 热力学基础

2.1.1 理想气体状态方程式

理想气体的状态方程式可表示为

$$pv = RT \quad (2-1)$$

对于质量为 m 的气体

$$\rho V = mRT \quad (2-2)$$

$$R = \frac{8314.3}{M}$$

式中 p ——绝对压力 (Pa);
 v ——比体积 (m^3/kg);
 R ——气体常数 [$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$];
 M ——气体的摩尔质量 (kg/mol);
 V ——气体所占体积 (m^3);
 T ——热力学温度 (K)。

制冷工程中遇到的各种气体 (如空气、氟气) 及远离液态的相对低压、高温的氨或卤代烃蒸气等, 均可视为理想气体。

2.1.2 热力学第一定律

热力学第一定律就是能量守恒和互换定律在热与功方面的转换关系, 即在任何发生能量转换的热力过程中, 转换前后能量的总量维持恒定。它是人们在长期的实践过程中总结出来的, 它否定了第一类永动机的可能性, 即任何动力机械都需要耗能的。

1. 热力学第一定律在封闭系统中的表示

图 2-1 所示为一封闭系统, 如系统中有 $m\text{kg}$ 工质, 则对单位质量工质的热力学第一定律表达式为

$$q = \Delta u + w_{\text{ex}} \quad (2-3)$$

式中 q ——外界加给系统中单位质量工质的热量 (J/kg);
 Δu ——系统中单位质量工质的热力学能的增量 (J/kg);
 w_{ex} ——系统中单位质量工质对外界作的膨胀功 (J/kg)。

必须指出: 热量与功都是能量的不同型式, 当物体与外界存在温差时, 发生的能量传递就是热量; 当物体在空间中由于体积、形状和位置变化, 与外界发生的能量交换就是功。所以热与功只发生在物体与外界相互作用的过程中, 它们量的大小决定于物体变化过程的性质。所以, 不能说工质在每一状态下含有多少热和功。工质的热力学能以 U 表示, 单位质量工质的热力学能以 u 表示, 称为“比热力学能 (比内能)”, 比热力学能也是状态参数。在式 (2-3) 中规定外界对工质加热时 q 为正, 而工质对外界放热时 q 为负, 同样工质在状态变化过程中

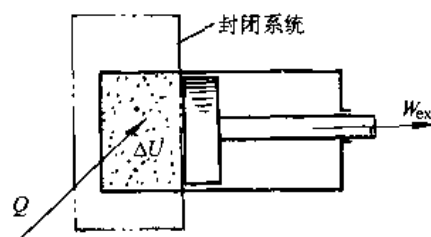


图 2-1 在封闭系统中的能量转换

工质膨胀对外界作功时 w_{ex} 为正，而外界对工质压缩时 w_{ex} 为负。

图 2-2 中所示为工质从状态 1 变化至状态 2 的过程在 $p-v$ 图上表示，如过程进行得非常缓慢，而且在工质的状态变化过程中始终维持工质与外界的压力平衡，则状态变化过程中工质对外界所作的膨胀功 w_{ex} 可以面积 1-2-b-a-1 表示，即

$$w_{ex} = \int_1^2 p dv \quad (2-4)$$

由 $p-v$ 图可以看出工质的膨胀功不仅取决于起始与终止态，还与过程的性质有关。工程上使用的动力机或制冷压缩机往往不是封闭系统，而是连续不断地输入和排出不同状态的工质。这种与外界不仅有能量交换，同时有质量交换的系统就称为开口系统。

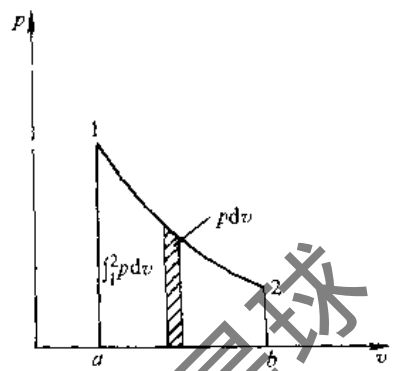


图 2-2 工质在封闭系统中作的膨胀功在 $p-v$ 图上的表示

2. 热力学第一定律在开口系统中的表示

无论活塞压缩机、螺杆或离心压缩机在热力学中都可以按开口系统进行分析。如图 2-3 所示，当 1kg 工质流进压缩机时，除了压缩机对工质作机械功外，还与上游及下游的流体发生了机械能的交换。工质流进压缩机（截面 1-1）时（截面为 A_1 ，位移 Δx_1 ）受后面流体对它作的推动功 $p_1 A_1 \Delta x_1 = p_1 v_1$ 为开口系统增加了 $p_1 v_1$ 的机械能。工质流出压缩机（截面 2-2）时（截面为 A_2 ，位移 Δx_2 ），前面流体对它作了推动功 $p_2 A_2 \Delta x_2 = p_2 v_2$ ，即开口系统又消耗了 $p_2 v_2$ 的机械能。根据热力学第一定律在稳定流动情况下，流进压缩机的能量应等于流出压缩机的能量，同时考虑到工质流动时的动能，当不计位能时，则有

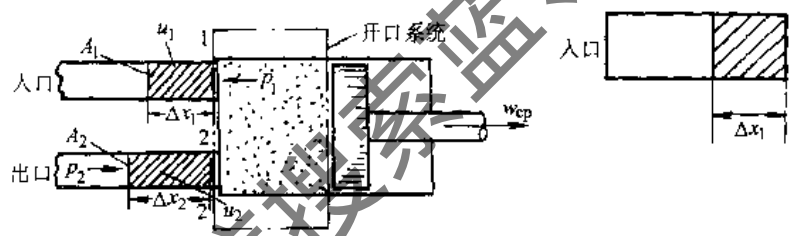


图 2-3 开口系统中的能量转换

当 1kg 工质流进压缩机（截面 1-1）时（截面为 A_1 ，位移 Δx_1 ）受后面流体对它作的推动功 $p_1 A_1 \Delta x_1 = p_1 v_1$ 为开口系统增加了 $p_1 v_1$ 的机械能。工质流出压缩机（截面 2-2）时（截面为 A_2 ，位移 Δx_2 ），前面流体对它作了推动功 $p_2 A_2 \Delta x_2 = p_2 v_2$ ，即开口系统又消耗了 $p_2 v_2$ 的机械能。根据热力学第一定律在稳定流动情况下，流进压缩机的能量应等于流出压缩机的能量，同时考虑到工质流动时的动能，当不计位能时，则有

$$q + u_1 + p_1 v_1 + \frac{c_1^2}{2} = u_2 + p_2 v_2 + w_{op} + \frac{c_2^2}{2}$$
$$q = (u_2 + p_2 v_2) - (u_1 + p_1 v_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + w_{op} \quad (2-5)$$

式中 w_{op} ——工质在开口系统中作的功 (J/kg)；
 c_1, c_2 ——工质在进口和出口处的流速 (m/s)。

式 (2-5) 中 $u + pv$ 用 h 表示，称为工质的“比焓”。它也是工质的一个状态参数，它代表工质流入或流出开口系统时携入或携出除动能、位能外的总能量。比焓的绝对值无法直接测定，只可以求得工质在状态变化过程中的相对变化。式 (2-5) 又称为稳定流动能量方程式，即

$$q = h_2 - h_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + w_{op} \quad (2-6)$$

将式 (2-3) 与式 (2-5) 进行比较，得

$$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + w_{op} = w_{ex} - (p_2 v_2 - p_1 v_1)$$

由式 (2-4) 工质的膨胀功 $w_{ex} = \int_1^2 p dv$ ，代入上式得

$$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + w_{op} = \int_1^2 p dv - (p_2 v_2 - p_1 v_1) = - \int_1^2 v dp \quad (2-7)$$

由式(2-7)可以看出:在开口系统中由于工质膨胀所获得的能量,在 $p-v$ 图上以面积 1-2-3-4-1 (图 2-4) 表示。能量的表现型式可以动能或对外输出功来表现。如:工质通过喷嘴时工质的膨胀功完全表现为工质动能的增加。工质通过膨胀机时工质的膨胀功则表现为外功对外输出。式(2-7)还可以用来计算压缩工质时的消耗功 w_{comp} 。根据功的符号规定 $w_{comp} = -w_{op}$, 则式(2-7)可改写为

$$w_{comp} = -w_{op} = \int_1^2 v dp + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

对于活塞式、螺杆式离心式压缩机,如进口与出口气体流速变化不大,即 $c_1 \approx c_2$ 则在不计损失的情况下,压缩功为

$$w_{comp} = \int_1^2 v dp \quad (2-8)$$

2.1.3 气体的压缩过程

工程上所使用的压缩机根据其压缩原理不同,可分为容积型和速度型两种。活塞式和螺杆式压缩机都属于容积型压缩机,即气体由于外力使其容积缩小而使气体压力升高的压缩机。速度型压缩机的工作原理是使外力首先使气体的流速增大,然后再通过扩压器使气体的流速减小,压力增高,离心式压缩机就属于速度型压缩机。

从热力学的观点来分析,无论是容积型或速度型压缩机只要被压缩气体的初、终速度变化不大,均可按式(2-8)计算,因而压缩机的耗功与压缩过程 $p=f(v)$ 有很大的关系。图 2-5 示出气体在 3 种不同压缩过程中压缩功的变化。

为了使分析简化,假设被压缩的气体为理想气体,下面对定温过程、绝热过程、多变过程三种压缩过程进行能量分析。

1. 定温过程

对理想气体在定温条件下

$$pv = RT = \text{常数} \quad (2-9)$$

即在 $T = \text{常数}$ 的过程中,气体的容积与压力的乘积为常数,对于初终状态,根据式(2-9)得:

$$p_1 v_1 = p_2 v_2 \text{ 或 } \frac{p_2}{p_1} = \frac{v_1}{v_2}$$

在图 2-5 中,曲线 1-2 即表示气体的定温压缩过程,曲线呈双曲线,按式(2-8)得

$$w_{comp} = \int_1^2 v dp = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (2-10)$$

在定温条件下气体的比焓不变,即 $h_1 = h_2$, 则根据式(2-6)

$$w_{comp} = -q \quad (2-11)$$

即在定温压缩过程中必须排出热量,排热量相当于消耗的压缩功。

2. 绝热压缩

图 2-5 中所示的 1-2'' 曲线表示绝热压缩过程。在绝热压缩过程中,气体与外界无热交换,

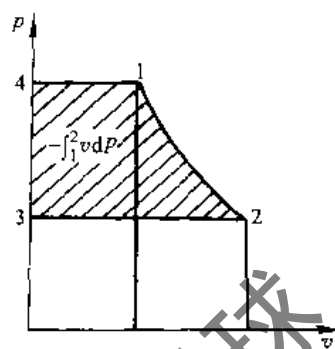


图 2-4 开口系统中能量转换在 $p-v$ 图上表示

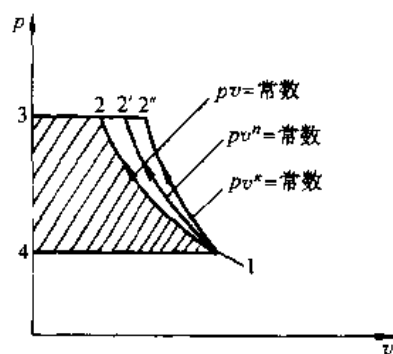


图 2-5 不同压缩过程在 $p-v$ 图上的表示

根据热力学的推导, 得出理想气体绝热压缩过程的过程方程式为

$$pv^\kappa = \text{常数} \quad (2-12)$$

式中 κ —— 等熵指数, $\kappa = c_p/c_v$;
 c_p —— 比定压热容 [(kJ)/(kg·K)];
 c_v —— 比定容热容 [(kJ)/(kg·K)]。

按式 (2-12)

$$w_{\text{comp}} = \int_1^2 v dp = \frac{\kappa}{\kappa - 1} (p_2 v_2 - p_1 v_1)$$

$$\text{或} \quad w_{\text{comp}} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (2-13)$$

3. 多变压缩

根据以上对定温压缩和绝热压缩的分析可以看出, 定温压缩过程是最为理想的压缩过程, 它的耗功最小。但是在实践中要做到定温压缩是很困难的, 因为只有压缩过程进行得无限缓慢, 将压缩产生的热量不断地排出, 才能使气体温度不升高。实际的压缩过程进行得很快, 压缩过程既不是绝热过程, 也不属于定温过程, 而是介于两者之间的过程, 这种过程称为多变过程, 过程方程式为

$$pv^n = \text{常数} \quad (2-14)$$

表示多变压缩的功耗为

$$w_{\text{comp}} = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (2-15)$$

在图 2-5 中的 1-2' 线即表示气体的多变压缩过程。

2.1.4 热力学第二定律

热力学第一定律阐明了热与功之间可以互相转换, 但未说明过程进行的方向性。实践证明, 任何过程的进行是有方向性的, 如热量只能从高温传向低温, 能量不能 100% 转换成机械功, 而机械功则能 100% 地转换为热。因而, 在总结无数次实践的基础上得出了众所周知的热力学第二定律。

热力学第二定律可表述如下: 热量不可能自发地、不付代价地从低温传向高温。上节中所述的利用工质的状态变化, 将过程中所加的热量转变为功是有限的, 因为当工质的压力与外界相等时, 热转变功的过程即终止。为了使工质能重复地膨胀做功, 必须使工质回复至初状态, 这就是说要将热量不断地转变为机械功, 必须使工质完成“循环”。

1. 循环与循环效率

在图 2-6 中表示出工质通过 $a-m-b-n-a$ 完成的循环。在 $a-m-b$ 过程中输出的功以面积 $a-m-b-c-d$ 表示, 而在 $b-n-a$ 压缩时消耗的功以面积 $a-d-c-b-n-a$ 表示, 这样工质在完成 $a-m-b-n-a$ 循环后对外作的功可以面积 $a-m-b-n-a$ 表示。这种在 $p-v$ 图上按工质顺时针方向变化的循环称为正循环或热机循环, 工质按逆时针方向完成的循环则称之为逆循环或制冷机循环。根据热力学定律在正循环中工质必须在某些过程中被热源加热而在另一些过程中放热给冷源,

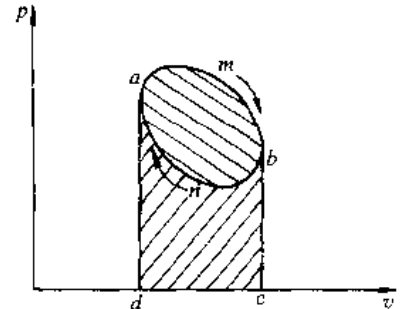


图 2-6 循环在 $p-v$ 图上的表示

在循环中加给工质的净热量就是转变为对外作的机械功。在图 2-7 中将工质的循环分出其加热过程段与放热过程段。作绝热过程线 I-I 与 II-II 与循环 $a-b-a$ 相切于 m 与 n 点, 则 $n-a-m$ 段表示工质的加热段, 而 $m-b-n$ 段则表示工质的放热段。在热机循环中如热源加给工质的热量为 q_1 而放给冷源的热量为 q_2 , 工质完成循环时对外

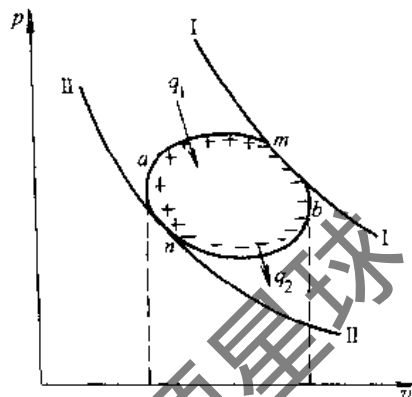


图 2-7 正循环中的加热过程段与放热过程段

做功为 w , 则根据热力学第一定律

$$q_1 - q_2 = w \quad (2-16)$$

将循环中工质完成的功 w 与热源加给工质的热量 q_1 之比用 η_t 表示, 并称之为循环热效率, 即

$$\eta_t = \frac{w}{q_1} \quad (2-17)$$

因为 $w = q_1 - q_2$ 则循环热效率也可表示为

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} \quad (2-18)$$

循环热效率一般都小于 1, 因为根据热力学第二定律热机循环不可能没有排热量 q_2

2. 卡诺循环

根据热力学第二定律得出: 任何循环热效率不可能达到 1。那么自然产生这样的问题, 就是在一定的温度范围, 循环的热效率 η_t 最高能达到多少? 1824 年卡诺提出的卡诺循环回答了这个问题, 即工作于热源温度为 T_1 和冷源温度为 T_2 之间的任何循环, 其循环热效率最高的是卡诺循环。

卡诺循环由两个定温过程和两个绝热过程组成。即在 T_1 温度下加热工质并使之体积膨胀达到一定压力后, 再进行绝热膨胀到温度 T_2 , 然后在 T_2 温度下进行压缩, 同时排出热量, 当压力升高到一定压力后, 再进行绝热压缩使工质回复至最初状态。通过推导可以得出卡诺循环热效率

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (2-19)$$

根据式 (2-19) 可以得出以下结论:

- 1) 卡诺循环的热效率与工质的性质无关, 因为在式 (2-19) 中, 不包含任何工质的物性 (如气体常数, 比热容等)。
- 2) 卡诺循环的热效率只决定于热源与冷源的热力学温度 T_1 与 T_2 。当 T_1 增大和 T_2 减小时循环热效率增大。
- 3) 卡诺循环的热效率通常都小于 1, 因为只有 $T_2 = 0$ 或 $T_1 = \infty$ 时, 热效率才能达到 1, 而上述情况实际上是不可能的。

3. 比熵

热力学中定义在任意可逆过程中对单位质量传热量 dq 与热力学温度 T 之比称为“比熵”的变化, 用 ds 表示, 单位为 $J / (kg \cdot K)$,

$$\text{即} \quad ds = \frac{dq}{T} \quad (2-20)$$

工质从状态 1 通过任何过程变化至状态 2 时, 工质比熵的变化

$$\Delta s = s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{dq}{T} \quad (2-21)$$

显然,工质比熵的变化 Δs 只决定于 dq 的符号,因为 T 永远是正的。因此,当工质被加热时,工质的比熵增加,而工质放热时比熵减小。工质比熵的绝对值是很难确定的,对大多数热力计算,都只要求计算工质比熵的变化,在定温过程中,由于 $T = \text{常数}$,则

$$\Delta s = \frac{q}{T} \quad (2-22)$$

在绝热过程中,由于 $dq = 0$, 则

$$\Delta s = 0 \quad (2-23)$$

在不可逆的绝热过程中虽然工质与外界无热交换,但由于在过程进行中的机件间摩擦,工质内部扰动等因素产生内热,因而导致

$$\Delta s > 0 \quad (2-24)$$

2.1.5 工质的热力学线图 $T-s$ 图和 $p-h$ 图

工质的比熵是状态参数,它可以与另一个状态参数组成线图,以表示工质所进行的过程和循环。用来研究过程和循环效率最为方便的是 $T-s$ 图,即以热力学温度 T 为纵座标,以比熵 s 为横坐标的坐标图,在坐标图上工质的每个状态以点表示。图 2-8 示出工质所进行的循环 $1-m-2-n-1$, 在 $1-2$ 过程中所加入的热量,根据式 (2-20) 可表示如下:

$$q = \int_1^2 dq = \int_1^2 T ds \quad (2-25)$$

在 $T-s$ 图中,曲线 $1-2$ 下的面积 $1-m-2-b-a-1$ 就正好代表过程中的加热量 q_1 。同理,在 $2-1$ 过程中的放热量 q_2 可以用面积 $2-n-1-a-b-2$ 表示,于是循环 $1-m-2-n-1$ 的循环效率 η_t 可表示为

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{\text{面积 } 2n1ab2}{\text{面积 } 1m2ba1} = \frac{\text{面积 } 1m2n1}{\text{面积 } 1m2ba1}$$

用工质的 $T-s$ 图来进行过程分析或循环效率分析是很直观的,但是用来进行量的计算是很麻烦的,因为工程上计算面积比较麻烦,误差也较大。为此,在制冷工程中广泛地使用制冷剂的压力 p 与比焓 h 组成的坐标图。为了缩小纵坐标 p 的尺寸,通常使用的是 $\lg p-h$ 图,即将制冷剂的压力坐标取成对数。图 2-9 就是制冷剂的 $p-h$ 示意图。一些常用制冷剂的 $p-h$ 图见本书附录 C。图 2-9 中全图可分为 3 个区, AK 线表示饱和液体线, BK 线表示饱和蒸气线。 AK 线的左侧为过冷液区。 AK 与 BK 之间的是湿蒸气区(两相区),其中的虚线代表等干度 (x) 线; BK 线的右侧为过热蒸气区。图中的等温线 t 在 3 个区域内变化很大,在过冷液体区由于液体的比焓只与温度有关,因而在液体区的等温线接近于垂直线;在两相区,由于等温线就是定压线,因而等温线就是一根水平线;在过热蒸气区等温线呈一根下弯的曲线,在低压区等温线又接近于垂直线。

在两相区和过热区的等比熵线 s 是一系列向上的倾斜线,它代表制冷剂蒸气在螺杆式或离心式压缩机中的理想绝热压缩过程。图中的等比体积线 v 是一系列用虚线表示的斜线,比体积大的线在下边,而比体积小的线在上边。为了减小读数误差,在附

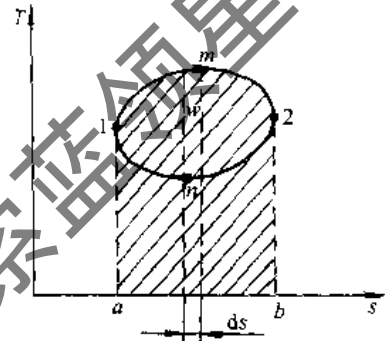


图 2-8 工质的过程和循环在 $T-s$ 图上的表示

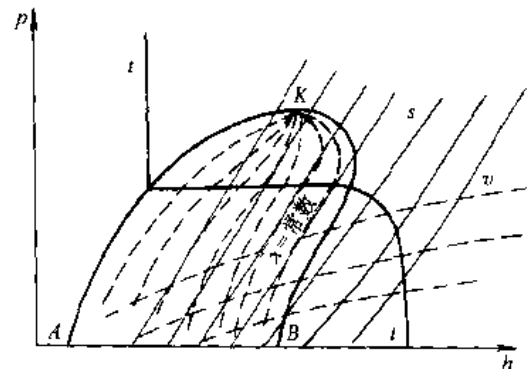


图 2-9 制冷剂 $p-h$ 的示意图

录 C 中的实用 $\lg p-h$ 图放大了液体区和过热区的标尺，删除了两相区部分，使用时更为方便。

2.1.6 逆卡诺循环与蒸气压缩制冷循环

卡诺循环与所有的可逆循环相同，可进行正循环也可进行逆循环。图 2-10 是逆卡诺循环在 $T-s$ 图上的表示。图中，循环 1—2—3—4—1 按逆时针方向进行，其目的是制取冷量，它工作于环境温度 T_1 与冷藏室温度 T_2 之间。制冷剂在低温 T_2 下吸取冷藏室的热量 q_2 ，然后进行绝热压缩到环境温度 T_1 ，在定温下排出热量 q_1 ，然后再经绝热膨胀到低温 T_2 完成循环。制冷循环的经济指标以制冷系数 ϵ 表示，即制冷剂在低温下吸取的热量 q_2 与耗功量 w 之比，即

$$\epsilon = \frac{q_2}{w} = \frac{q_2}{q_1 - q_2} \tag{2-26}$$

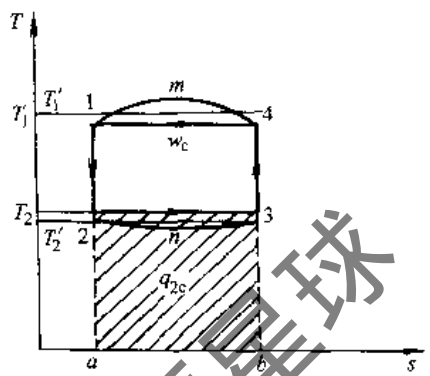


图 2-10 逆卡诺循环在 $T-s$ 图上的表示

对于逆卡诺循环

$$\epsilon_c = \frac{q_{2c}}{w_{2c}} = \frac{\text{面积 } 23ba2}{\text{面积 } 12341} = \frac{T_2 \Delta s}{(T_1 - T_2) \Delta s} = \frac{T_2}{T_1 - T_2} \tag{2-27}$$

对于工作于环境温度 T_1 和冷藏室温度 T_2 之间的其他逆循环，如图 2-10 中 1—2— n —3—4— m —1 所示。因为从 2→3 的过程，除定温过程是最理想的过程外，其他的吸热过程进行时，工质的温度必须低于冷藏室温度 T_2 ，制取的冷量 q_2 (面积 $2n3ba2$) 必然小于逆卡诺循环，即 $q_2 < q_{2c}$ 。在 4→1 的排热过程中除定温排热外，其他的排热过程中，工质的温度又必须高于环境温度 T_1 ，因而排热量 (面积 $4m1ab4$) 大于逆卡诺循环排热量 q_{1c} (面积 $41ab4$)，即 $q_1 > q_{1c}$ 。

根据制冷系数的定义

$$\epsilon = \frac{q_2}{q_1 - q_2}$$

式中分子 $q_2 < q_{2c}$ ，分母 $q_1 - q_2 > q_{1c} - q_{2c}$ ，故

$$\epsilon = \frac{q_2}{q_1 - q_2} < \frac{q_{2c}}{q_{1c} - q_{2c}} = \epsilon_c \tag{2-28}$$

因而得出结论： T_1 与 T_2 之间的制冷循环中，以逆卡诺循环的制冷系数为最高。

制冷装置中的工质可以用气体，也可以用蒸气。由于气体比热容小，制冷量小，现在已很少采用。现在广泛采用的是各种制冷剂，如氨、碳氢化合物或无氯卤代烃等 (见本书第 4 章)

蒸气压缩制冷循环系统如图 2-11 所示。装置的主要部件有：蒸发器，压缩机，冷凝器和节流阀。现以氨制冷剂为例，蒸发压力 p_e 为 0.24MPa 的液体氨进入蒸发器 1 盘管，吸收盐水的热量后气化；气化后的氨气进入压缩机 2 内，被压缩至冷凝压力 $p_c = 0.9 \sim 1.2\text{MPa}$ ；高压氨蒸气在冷凝器 3 内冷凝成液体并放出热量 q_1 ；冷凝后的氨液通过节流阀 4 后，压力从 p_c 降低至 p_e ，再进入蒸发器完成循环。图 2-12 将蒸气压缩

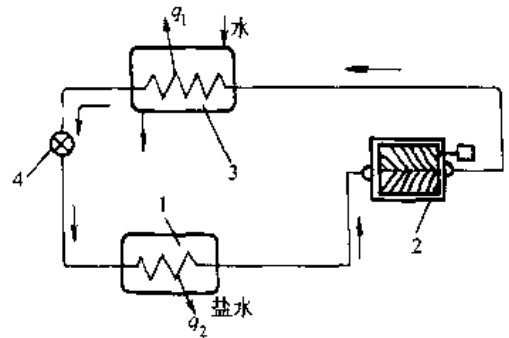


图 2-11 蒸气压缩制冷装置系统

1—蒸发器 2—压缩机 3—冷凝器 4—节流阀

制冷循环表示在 $T-s$ 图和 $\lg p-h$ 图上。在 $T-s$ 图中， $d-K$ 表示饱和液体线， $K-1$ 表示饱和蒸气线，图中 T_1 表示冷凝器中冷却水的平均温度， T_2 表示蒸发器中盐水的平均温度。工作于 T_1 和 T_2 之间的理想循环是逆卡诺循环 $e-f-g-h-e$ ，但实际上进行的蒸气压缩制冷循环与逆卡诺循环之间有几方面的差别：

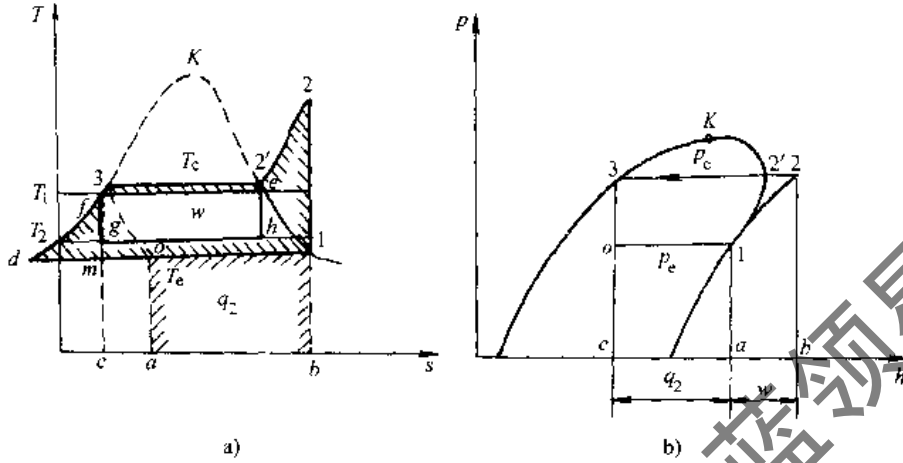


图 2-12 蒸气压缩制冷循环在 $T-s$ 图和 $\lg p-h$ 图上的表示

a) $T-s$ 图 b) $p-h$ 图

1) 由于传热温差的存在，实际在冷凝器内制冷剂蒸气的冷凝温度 T_c 要高于 T_1 ，在蒸发器内制冷剂蒸气的蒸发温度 T_e 要低于 T_2 。传热温差的大小决定于换热器的传热特性，传热性能愈好则温差愈小。

2) 在逆卡诺循环中的压缩过程 he 是在两相区进行的。而实际上，在压缩机内进行湿蒸气的压缩是困难的，因为一是压缩机的吸气状态控制在 h 点是办不到的，二是压缩机压缩湿蒸气时效率很低，耗电很大。所以在实际循环中，都是使制冷剂在蒸发器内完全气化后吸入压缩机，压缩过程在过热区内进行，如图中 $1-2$ 线所示。

3) 逆卡诺循环中液体的绝热膨胀过程 fg 要求在膨胀机内进行。而膨胀机的构造相当复杂，体积也比较大，相反回收的膨胀功又很小，所以实际上，为了简化装置结构，往往用节流阀来代替膨胀机，损失的功在图 2-12a 中以 $3-d-m-3$ 表示。

综上所述，蒸气压缩制冷的理论循环在图 2-12a 中以 $1-2-2'-3-0-1$ 表示。 $1-2$ 表示压缩过程， $2-2'-3$ 表示蒸气的冷凝过程， $3-0$ 表示液体的节流过程， $0-1$ 表示液体在蒸发器内的蒸发过程。蒸气压缩制冷循环在 $\lg p-h$ 图上表示见图 2-12b。在各过程中的能量交换由式 (2-6) 计算。

对 $1-2$ 的压缩过程

$$q = h_2 - h_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + w_{op}$$

因绝热压缩过程中 $q = 0$ ， $c_1 \approx c_2$ 则

$$w_{op} = h_1 - h_2 \tag{2-29}$$

在 $T-s$ 图上，以面积 $122'3d1$ 表示，在 $p-h$ 图上以线段 ab 表示。

对 $122'3$ 的蒸气冷凝过程

$$q = h_3 - h_2 + \frac{c_3^2 - c_2^2}{2} + w_{op}$$

因蒸气的冷凝过程中 $w_{op} = 0$ ， $c_2 \approx c_3$ 则排热量

$$q_1 = -q = h_2 - h_3 \quad (2-30)$$

在 $T-s$ 图上, 以面积 122'3cb1 表示, 在 $p-h$ 图上以线段 cb 表示。

对于 3-0 的液体节流过程

$$q = h_0 - h_3 + \frac{c_0^2 - c_3^2}{2} + w_{op}$$

因节流过程中

$$w_{op} = 0, q = 0, c_0 \approx c_3 \text{ 则 } h_0 = h_3$$

在 $T-s$ 图上以虚线段 30 表示。由于节流过程是一个极端不可逆过程, 故以虚线表示, 过程线下的面积也不代表加热量。

对于制冷剂在蒸发器内的吸热量, 同理可得出

$$q_2 = h_1 - h_0 \quad (2-31)$$

在 $T-s$ 图上以面积 10ab1 表示, 在 $p-h$ 图中以线段 ca 表示。

蒸气压缩制冷循环的制冷系数

$$\epsilon = \frac{q_2}{w} = \frac{h_1 - h_0}{h_2 - h_1} = \frac{\text{线段 } ca}{\text{线段 } ab} \quad (2-32)$$

2.2 传热学基础

2.2.1 换热的基本方式与传热系数

换热可归结为三种方式: 导热、对流换热和热辐射。

由于物体内部分子和原子的微观运动, 热量从物体的一个部分传递到另一部分, 或从一物体传递到与之接触的另一物体, 这种热量的传递方式称之为“导热”。

对流只发生于流体中, 它是由于流体内部各部分密度不同而引起的位移。流体在对流过程中, 与固体壁面之间的换热则称之为“对流换热”。在换热过程中, 也包括流体分子间的导热。所以, 对流换热是导热和对流的联合作用。

热辐射是一种利用电磁波传递能量的现象。它的特点是不需要任何介质传递能量。辐射换热时热能先转化为辐射能, 再从辐射能转化为热能。

一般的传热过程可由以上一种、两种或三种方式结合进行。

传热现象中最简单的情况是高温流体通过一层平壁传热给低温流体 (图 2-13)。平壁的厚度为 δ , 材料的热导率为 λ 。设热流体的温度为 t_1 , 冷流体的温度为 t_2 , 平壁两侧的表面温度分别为 t_{w1} 和 t_{w2} , 平壁的表面积为 A , 要计算到达稳定后从热流体传给冷流体的热量 Q 。

根据传热学的基本原理, 在稳定情况可列出以下三个方程式:

$$\text{热流体对壁面的换热} \quad q = \frac{Q}{A} = \alpha_1(t_1 - t_{w1})$$

$$\text{通过平壁的导热} \quad q = \frac{\lambda}{\delta}(t_{w1} - t_{w2})$$

$$\text{壁面对冷流体的换热} \quad q = \alpha_2(t_{w2} - t_2)$$

式中 q ——通过单位传热面积传过的热量 (W/m^2);

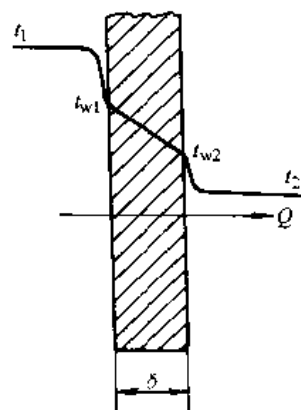


图 2-13 通过单层平壁的传热过程

α_1 、 α_2 ——与两侧流体流速、物性等因素有关的表面传热系数 [W/(m²·K)]。

将以上三个计算式消去壁面温度 t_{w1} 和 t_{w2} 后, 可得

$$q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (2-33)$$

将式 (2-33) 改写成

$$q = K(t_1 - t_2) \quad (2-34)$$

式 (2-34) 称为传热方程式。式中的 K 称为“传热系数”。比较式 (2-33) 和式 (2-34), 可得

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (2-35)$$

式中 $\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}$ 为通过单层平壁传热的总热阻 [(m²·K)/W]。在螺杆和离心式冷水机组中的蒸发器和冷凝器都属于换热器, 制冷剂与冷水之间都是通过金属管壁传热的。对金属管壁的壁厚 δ 很小, 而金属的热导率 λ 又很大, 此时可忽略金属壁的热阻 δ/λ , 式 (2-35) 可简化为

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_2}{1 + \frac{\alpha_2}{\alpha_1}} \quad (2-36)$$

由式 (2-36) 可以看出, 传热系数 K 永远小于 α_1 或 α_2 , 而且当两侧表面传热系数相差较大时 (即 $\frac{\alpha_1}{\alpha_2}$ 或 $\frac{\alpha_2}{\alpha_1} \ll 1$), 传热系数

$$K \approx \alpha_1 \text{ 或 } \alpha_2 \quad (2-37)$$

式 (2-37) 说明当两侧表面传热系数相差较大时, 传热系数 K 接近于较小的表面传热系数。式 (2-35) 是对单层平壁而言的, 对多层壁, 如蒸发器和冷凝器, 当管壁内结有水垢时, 由于水垢热阻很大, 计算 K 值时必须考虑污垢热阻, 这时传热系数 K 可表示为

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_s}{\lambda_s} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (2-38)$$

式中 δ_s ——水垢厚度 (m);

λ_s ——水垢热导率 [W/(m·K)];

$\frac{\delta_s}{\lambda_s} = r_s$ ——污垢系数 (m²·K/W)。

2.2.2 流体在管内受迫流动时的换热

上节中的表面传热系数 α 与对流换热过程中的很多因素有关, 主要因素有

- 1) 流体的物理性质 (密度、粘度和比热容等)。
- 2) 换热表面的几何和物理性质 (形状、尺寸、位置和表面粗糙度等)。
- 3) 流体的运动特性和运动因素 (自由运动或受迫运动)。其中, 尤以流体的运动特性对于对流换热影响最大。

在工程上使用的换热器中表面传热系数 α 大致在以下范围:

- 1) 加热或冷却空气时 $\alpha = 1 \sim 60 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ 。
- 2) 加热或冷却过热蒸气时 $\alpha = 60 \sim 1200 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ 。

3) 加热或冷却水时 $\alpha_2 = 240 \sim 2400 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

4) 水沸腾时 $\alpha = 600 \sim 52000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

5) 水蒸气冷凝时 $\alpha = 4800 \sim 18000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

流体在管内受迫流动是换热器中最常见的对流换热方式。水在冷凝器和蒸发器中的管内流动都属于这种换热方式。水在管内受迫运动时在 $Re > 10000$ 范围可用以下简化公式：

$$\alpha = (1395 + 23.2t_m) \frac{w^{0.8}}{d_i^{0.2}} \quad (2-39)$$

式中 t_m ——水的进出口平均温度 ($^{\circ}\text{C}$)；

w ——水在管内的流速 (m/s)；

d_i ——管子内径 (m)。

对于 $10 \sim 30^{\circ}\text{C}$ 的水在不大的管径 ($d_o = 16 \sim 24\text{mm}$) 内紊流运动 ($Re > 10^4$) 时，表面传热系数 α 与水流速的关系，可参见图 2-14。

2.2.3 流体在管外沸腾时的换热

螺杆式和离心式冷水机组中所使用的蒸发器多数属于满液式的，即制冷剂在管簇上由于吸收管内的热量而沸腾，这种沸腾现象又称为大空间沸腾。此时制冷剂液体气化时产生的气泡能自由浮升，气泡穿过液体自由表面进入容器空间，当液体温度达到饱和温度 t_s 时，实际上壁温 t_w 已高于饱和温度。气泡的产生与壁面过热度 $t_w - t_s$ 有关。图 2-15 中示出了气泡的生存条件。产生气泡的点称为“气化核心”，壁面上的凹缝、裂穴是最可能成为气化核心的地方，如图 2-15 所示，若在某一凹点处产生气泡，则气泡内的压力 p_v 必须大于气泡外的压力 p_s 。如果壁面过热度较低，相应气泡内的压力 p_v 不足以维持力的平衡，此时凹点无法产生气泡。只有当气泡内压力 p_v 达到一定的压力，足以克服液体表面张力在相应曲率半径 R 下所产生的压差时气泡才能生存。

可能孕育蒸汽泡的加热面上凹坑半径 R 的最小值，完全要和制冷剂沸腾时所承受的过热度 Δt 相适应。制冷剂在大空间沸腾时增加 $\Delta t = t_w - t_s$ 可使加热面上更小的凹坑部分开始变为气化核心，使气化核心的总数 Z 增加，沸腾加剧；另外，提高蒸发压力 p 时，也会引起气化核心数 Z 增加，沸腾加剧。在螺杆、离心式冷水机组的满液式蒸发器中，由于冷水平均温度 t_w 与制冷剂蒸发温度 t_e 间温差很小，也就是说在制冷剂侧的过热度 ($t_w - t_s$) 也很小 ($\Delta t < 5^{\circ}\text{C}$)，如果蒸发温度 t_e 又很低，则根据以上分析气化核心数 Z 较少，沸腾侧表面传热系数 α_B 就很低。为了强化低过热度 and 低蒸发压力下的沸腾强度，从 1970 年开始国际上已开始采用强化大空间沸腾的高效管，这种高效管可在相同过热度 (Δt) 下比光管的沸腾表面传热系数 α_B 提高五倍以上。关于高效传热管的详细情况可参看本书第 7 章。

2.2.4 蒸气在管外冷凝时的换热

如果制冷剂蒸气和温度低于饱和温度的壁面相接触，蒸气就被凝结成液体，并附着在壁面上。此时，可分为两种不同的凝结型式：“膜层凝结”和“珠状凝结”。膜层凝结时，冷凝液在壁面上形成一层完整的液膜；珠状凝结时，冷凝液在壁面上聚成个别的液滴。制冷剂蒸气在冷凝管上冷凝时，一般都有一层完整的液体膜，也就是说都属于“膜层凝结”。对于膜层凝结，假设冷凝液膜处于层流，通过液膜的传热完全依靠导热，传热学中已有理论解。

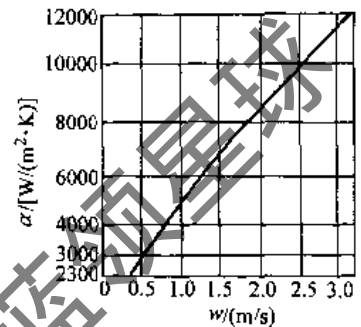


图 2-14 水在管内紊流运动时的表面传热系数 ($t_m = 10 \sim 30^{\circ}\text{C}$, $d_o = 16 \sim 24\text{mm}$)

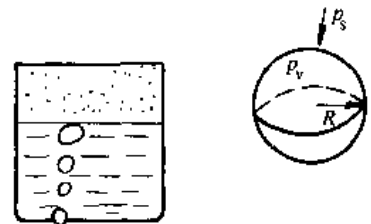


图 2-15 气泡的生存条件

竖壁的平均表面传热系数

$$\alpha = 0.94 \sqrt[4]{\frac{A}{H(t_s - t_w)}} \quad (2-40)$$

$$A = \frac{r\rho^2\lambda^3}{\mu}$$

式中 A ——凝结物性常数 [$\text{W}^4 / (\text{m}^7 \cdot \text{K}^3)$];

H ——竖壁高, (m)。

对于水平光管的平均表面传热系数

$$\alpha = 0.72 \sqrt[4]{\frac{A}{d_o(t_s - t_w)}} \quad (2-41)$$

式中 d_o ——管子外径, (m);

t_s ——蒸气的饱和温度 ($^{\circ}\text{C}$);

t_w ——管壁表面温度 ($^{\circ}\text{C}$);

r ——液体的蒸发潜热 (J/kg);

ρ ——液体密度, (kg/m^3);

λ ——液体的热导率 [$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$];

μ ——液体的动力粘度 ($\text{Pa} \cdot \text{s}$)。

根据传热学者的试验研究得出: 在竖壁上膜层冷凝时的平均表面传热系数的试验数据, 要比按式 (2-40) 计算的要高 20% ~ 22%, 水平光管上膜层冷凝时平均表面传热系数的试验数据与式 (2-41) 的计算值比较接近。分析其差别的主要原因是理论计算中未考虑液体表面张力的影响。对于竖管, 在管子的下部由于冷凝液的积聚, 表面张力使膜层运动由层流转变为紊流, 从而减小了液膜的热阻; 对于蒸气在水平管上的冷凝, 由于液膜平均厚度较薄, 表面张力的影响较小, 液膜仍处于层流运动, 因而试验数据与计算比较吻合。表 2-1 中列出在不同温度下 R22 制冷剂的凝结物性常数 A 。

表 2-1 R22 在不同温度下的凝结物性常数

$T/^{\circ}\text{C}$	$\rho' / (\text{kg}/\text{m}^3)$	$R / (\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K}))$	$\lambda / [\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})]$	$\mu / \times 10^4 \text{Pa} \cdot \text{s}$	$A / [\times 10^{-12} \text{W}^4 / (\text{m}^7 \cdot \text{K}^3)]$
20	1213	188410	0.0875	2.384	7.629
30	1176	177270	0.08236	2.296	5.854
40	1132	164750	0.07749	2.2171	4.335
50	1084	155330	0.0746	2.1288	3.500
60	1032	141930	0.07076	2.0797	2.526

在 R22 的水冷冷凝器中, 冷却水在管内流动, 冷却水一侧的表面传热系数 α_w 一般都在 5000 ~ 8000 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 之间, 远高于 R22 侧的冷凝表面传热系数 α_c 。为了提高冷凝器的传热系数 K , 都在 R22 侧增大冷凝面积, 最简单的方法是将光管轧成低螺纹管。如图 2-16 所示, 翅高 h 一般在 1.5mm 左右, 翅距通常以每 in 翅数来表示, 现在常用的有 21 翅/in、26 翅/in 和 28 翅/in。图 2-16b 中示出蒸气在翅片上的凝结情况, 由于冷凝液的表面张力, 使翅侧面的液膜厚度减薄, 试验研究表明, 低螺纹管不仅增加了制冷剂侧的冷凝面积, 同时也增加了单位翅片面积的表面传热系数 α_c 。近年来为了进一步提高冷凝器的传热系数 K , 开发出一种管内加螺旋肋, 管外滚轧成锯齿形的高效冷凝传热管。详细情况可参看本书第 7 章。用式 (2-42) 来

计算制冷剂蒸气凝结时的表面传热系数，严格讲只有当纯净蒸气在清洁表面上冷凝时才是正确的。在计算实际的表面传热系数时，还必须考虑以下的因素：

1) 蒸气的流速和流动方向的影响。根据假设，式(2-41)只有在蒸气不流动或者流速很低， $c < 10\text{m/s}$ 时才是正确的。当蒸气和液膜之间具有很大的相对速度时，就会彼此间引起摩擦，如果运动的方向与膜层流动的方向一致，则摩擦使膜层的流速增大，膜层的厚度减小，使冷凝侧表面传热系数增高。反之，则使冷凝表面传热系数减小。

2) 制冷剂蒸气中不凝结气体含量的影响。当蒸气中含空气或其他不凝结气体时，凝结表面传热系数将大大降低。这是因为只有蒸气本身才会凝结在管壁上，空气仍将保持其气体状态。在没有对流的情况下，空气逐渐积聚在壁面附近，使蒸气流向管壁遇到很大阻碍。由此可见，靠近壁面处的空气含量比较大，可以把它看成一种夹层，蒸气的分子只能靠扩散透过空气层。根据试验得出：蒸气中即使只有1%的空气含量，表面传热系数 α_c 就会下降60%。为此，在机组的冷凝器运行时，必须随时检查冷凝压力与冷凝温度 t_c 是否对应，如冷凝压力 p_c 大于冷凝温度 t_c 下的饱和压力 p_s ，则可判定有空气凝聚在冷凝器中，必须设法将空气抽出。

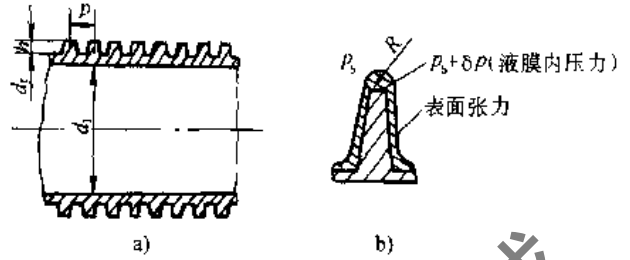


图 2-16 低螺纹管剖面图

a) 纵剖面图 b) 翅剖面
 h —翅高 p —翅片距 d_r —翅根直径
 d_i —内径 p_s —冷凝饱和压力 R —翅顶液膜曲率半径 δp —液膜表面张力引起的附加压力

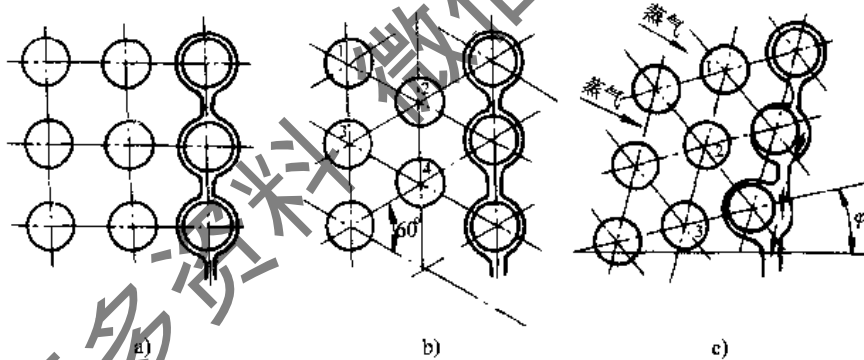


图 2-17 冷凝管的排列方式

a) 顺排 b) 叉排 c) 齐纳白排列

3) 管子排列方式的影响。无论螺杆式或离心机组的冷凝器都是管簇，因而管子排列方式不同时，对管簇表面传热系数也有较大的影响。如图 2-18 中，管子排列有顺排、叉排和齐纳白排列三种方式。因为冷凝液体要从上面各排流到下面各排，所以底下各排管子周围的液膜就比较厚，表面传热系数就要比上面一排来得低。至于修正系数 ϵ_n 的值取决于管子排列方式和从顶上一排算起的序号 n 。齐纳白排列是将叉排管簇对水平方向偏转一个 φ 角，这样可使冷凝液只沿管子某一侧从上面各排流向下面各排，蒸气则在管子的

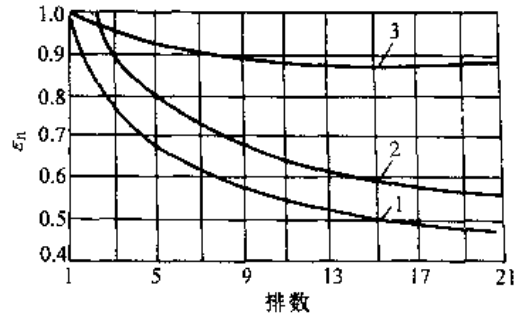


图 2-18 各种排列方式的管排修正系数 ϵ_n

1—顺排 2—叉排 3—齐纳白排列

另一侧，沿膜层较薄的一面流下，所以齐纳白排列的表面传热系数要比顺排或叉排方式都高。在图 2-18 中示出这 3 种排列方式的管排修正系数 ϵ_n 。

第 n 排的表面传热系数

$$\alpha_n = \epsilon_n \alpha_1 \quad (2-42)$$

式中 ϵ_n ——第 n 排管的修正系数；

α_1 ——第 1 排管表面传热系数 $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$ ；

α_n ——第 n 排管的表面传热系数， $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$ ；

n 排管簇的平均表面传热系数

$$\alpha_{\text{th}} = \frac{\alpha_1 i_1 + \alpha_2 i_2 + \alpha_3 i_3 \cdots + \alpha_n i_n}{\sum_{i=1}^n i_i = N} \quad (2-43)$$

式中 i_1, i_2, \dots, i_n ——冷凝器中第 1 排、第 2 排、……第 n 排的管子数；

N ——管簇的总管数。

图 2-18 中的管排修正系数是对光管管簇而言的。目前在冷水机组冷凝器中使用的多数是低螺纹管或锯齿形管。对于这些管子组成的管簇，其管子排列方式对平均表面传热系数的影响较小，而且管排修正系数与制冷剂种类和低螺纹管的翅高、翅距等参数都有关。目前还缺乏这方面的试验数据。

2.2.5 换热器计算

在螺杆、离心式冷水机组的系统中，除压缩机和节流阀外的主要部件，即蒸发器、冷凝器、油冷却器和过冷器等都属于换热器。现在在机组系统中所使用的换热器都属于间壁式换热器。这种换热器是用金属壁将进行传热的冷、热两种流体分开，通过金属壁与流体之间的对流换热及壁的导热来完成传热过程的。换热器计算主要是根据传热量 Q 的要求和给定冷热流体流量及进出口温度来确定需要的传热面积 A 。所使用的计算公式主要是传热方程式，即

$$Q = KA\theta_m \quad (2-44)$$

式中 Q ——传热量 (W)；

K ——传热系数 $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$ ；

A ——传热面积 (m^2)；

θ_m ——冷热流体间的平均传热温差 ($^{\circ}\text{C}$)。

式 (2-44) 中，只要确定出该换热器的传热系数 K 和平均传热温差 θ_m ，便可求得传热面积 A 。

1. 平均传热温差 θ_m 的计算

换热器的平均温差 θ_m 与换热器中冷热流体的相对流动方向有关。在换热器中两流体平行同向流动的称为“顺流”；平行反向流动的称为“逆流”；相互垂直交叉流动的称为“叉流”。在图 2-19 中示出顺流、逆流和叉流的情况，同时还表示出顺流和逆流时，冷热流体沿换热器长度方向的温度变化情况。

从图上可以看出，顺流时，冷流体的出口温度总是低于热流体的出口温度，而在逆流时，冷流体的出口温度可以高于热流体的出口温度。在冷热流体的性质、流量、进口温度和传热面积都相同的条件下，在逆流换热器中，冷热流体间的平均传热温差最大，叉流换热器次之，顺流换热器中最小。故在一般情况下，均采用逆流换热器。通过理论推导，当冷热流体的比定压热容、传热系数 K 沿换热器长度上变化不大，可视为常数时，对于顺流换热器的平均温差

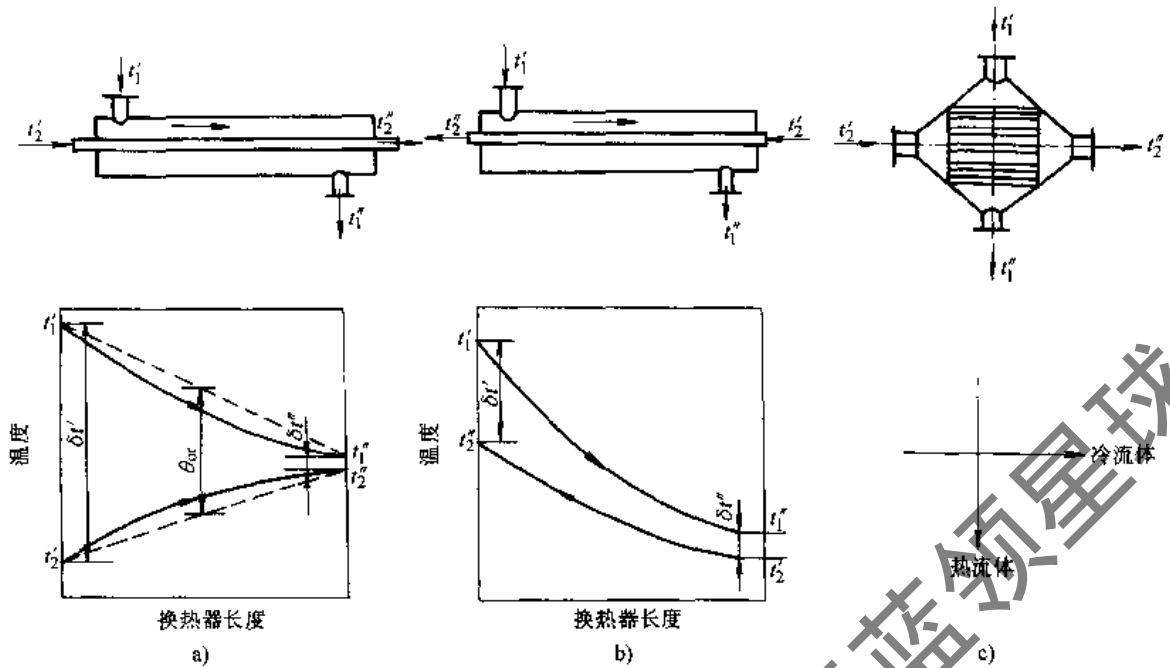


图 2-19 流体的相对流动方向和温度分布

a) 顺流 b) 逆流 c) 叉流

$$\theta_{\text{mpa}} = \frac{(t'_1 - t'_2) - (t''_1 - t''_2)}{\ln \frac{t'_1 - t'_2}{t''_1 - t''_2}} \quad (2-45)$$

对于逆流换热器的平均温差

$$\theta_{\text{mco}} = \frac{(t'_1 - t''_2) - (t''_1 - t'_2)}{\ln \frac{t'_1 - t''_2}{t''_1 - t'_2}} \quad (2-46)$$

无论是顺流或逆流时的传热平均温差，都可统一写成

$$\theta_m = \frac{\delta t' - \delta t''}{\ln \frac{\delta t'}{\delta t''}} \quad (2-47)$$

式中 $\delta t'$ ——换热器的进出口温差中数值较大的； $\delta t''$ ——换热器的进出口温差中数值较小的。

由于在式 (2-47) 的分母 $\delta t''$ 中出现了自然对数项，所以习惯上把这个平均温差叫做“对数平均温差”。在冷水机组的蒸发器和冷凝器中，由于制冷剂液体蒸发和制冷剂蒸气冷凝时，其饱和温度均不变，所以在蒸发器中的对数平均温差为

$$\theta_{\text{mco}} = \frac{(t'_1 - t_e) - (t''_1 - t_e)}{\ln \frac{t'_1 - t_e}{t''_1 - t_e}} = \frac{t'_1 - t''_1}{\ln \frac{t'_1 - t_e}{t''_1 - t_e}} \quad (2-48)$$

式中 t'_1 ——被冷却介质的进口温度 (°C)； t''_1 ——被冷却介质的出口温度 (°C)； t_e ——制冷剂的蒸发温度 (°C)。

在冷凝器中的对数平均温差为

$$\theta_{mc} = \frac{(t_c - t'_2) - (t_c - t''_2)}{\ln \frac{t_c - t'_2}{t_c - t''_2}} = \frac{t''_2 - t'_2}{\ln \frac{t_c - t'_2}{t_c - t''_2}} \quad (2-49)$$

式中 t'_2 ——冷却介质的进口温度 (°C);

t''_2 ——冷却介质的出口温度 (°C);

t_c ——制冷剂的冷凝温度 (°C)。

当冷、热流体在进、出口处的温差 $\delta t'$ 和 $\delta t''$ 相差不大时 ($\frac{\delta t'}{\delta t''}$ 或 $\frac{\delta t''}{\delta t'}$ < 2)，也可按冷热流体的算术平均温差 θ_{ar} 计算，即

$$\theta_{ar} = \frac{\delta t' + \delta t''}{2} \quad (2-50)$$

此时的计算误差 $\leq 4\%$ 。在蒸发器和冷凝器中，冷热流体在进出口处的温差 δt 比约在 2°C 左右，还应按对数平均温差计算。

2. 传热系数 K 的计算

在蒸发器和冷凝器中所使用的传热管有光管、低螺纹管或高效传热管等。

(1) 对光管换热器 可按内表面计算，也可按外表面计算。因传热方程式可表示为

$$Q = K_i A_i \theta_m = K_o A_o \theta_m$$

式中 K_i 、 K_o ——内表面和外表面的传热系数 [$W/(m^2 \cdot K)$];

A_i 、 A_o ——换热器的内表面积和外表面积 (m^2)。

K_i 与 K_o 之间的关系是

$$K_i = K_o \frac{A_o}{A_i} = K_o \frac{f_o}{f_i} = k_o \frac{d_o}{d_i} \quad (2-51)$$

用 2.2.1 节的相同方法推导出通过圆管的传热系数为

$$K_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + r_i + \frac{\delta}{\lambda} \frac{f_i}{f_m} + \left(r_o + \frac{1}{\alpha_o}\right) \frac{f_i}{f_o}} \quad (2-52)$$

$$K_o = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_i} + r_i\right) \frac{f_o}{f_i} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{f_o}{f_m} + r_o + \frac{1}{\alpha_o}} \quad (2-53)$$

式中 f_i 、 f_m 、 f_o ——单位管长的内表面积、平均表面积和外表面积 (m^2/m);

r_i 、 r_o ——管壁内外侧的污垢系数 ($m^2 \cdot K/W$);

α_i 、 α_o ——介质对内表面和外表面的表面传热系数 [$W/(m^2 \cdot K)$]。

(2) 低螺纹管换热器 表面传热系数一般以总外表面积 f_i 为基础，其型式与式 (2-53) 相似，即

$$K_{of} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_i} + r_i\right) \frac{f_i}{f_i} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{f_i}{f_m} + \left(r_o + \frac{1}{\alpha_{of}}\right)} \quad (2-54)$$

式中 f_m ——去掉低翅片后管子的平均表面积 (m^2);

r_o ——总外表面侧的污垢系数 ($m^2 \cdot K/W$);

α_{of} ——介质对外表面的表面传热系数 [$W/(m^2 \cdot K)$]。

第3章 离心式、螺杆式制冷机组的工作循环

3.1 单级压缩制冷循环

3.1.1 单级压缩理论制冷循环

在一定温度范围的制冷循环中，以逆卡诺循环的制冷系数为最高。但是，在实际工程上难于执行逆卡诺循环，实用的是蒸气压缩制冷循环。图 3-1 所示是一台单级蒸气压缩制冷机的系统图。它是由 4 个基本设备组成：

- 1) 压缩机。它的作用是将蒸发器中的制冷剂蒸气吸入，并将其压缩至冷凝压力，然后排至冷凝器。
- 2) 冷凝器。将来自压缩机的高压制冷剂蒸气冷凝成液体。在冷凝过程中，制冷剂蒸气放出的热量被冷却水或空气带走。
- 3) 节流阀。制冷剂液体通过节流阀时，压力由冷凝压力降低到蒸发压力，部分液体闪发为蒸气。
- 4) 蒸发器。节流后的制冷剂液体在蒸发器内蒸发成气体，同时吸收被冷却物体的热量。被冷却物体可以是液体载冷剂或空气。

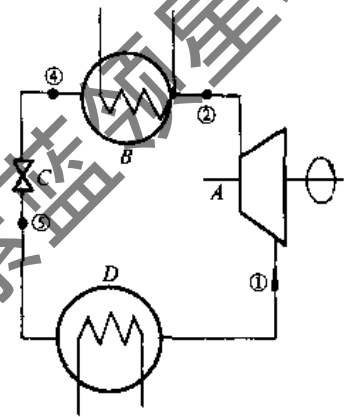


图 3-1 单级压缩制冷机系统
A—压缩机 B—冷凝器
C—节流阀 D—蒸发器

进行理论循环分析时必须作如下的假设：①压缩过程为等熵过程；②在蒸发器和冷凝器内无传热温差；③制冷剂在管道内流动时，无流动阻力和热交换损失。

图 3-2 中示出单级压缩理论循环在 $T-s$ 图和 $p-h$ 图上的表示。图中 1-2 表示制冷剂蒸气在压缩过程中的等熵压缩过程。2-3-4 表示制冷剂蒸气在冷凝器内的冷却和冷凝过程。4-5 表示制冷剂液体的节流过程。5-1 表示制冷剂在蒸发器中的蒸发过程。

根据稳定流动能量方程式 (2-6)

$$q = h_2 - h_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + w_{op}$$

可计算出各设备中的换热量和功。在压缩过程中，因 $c_1 \approx c_2$ ， $q = 0$ ，则压缩功

$$-w_{op} = h_2 - h_1 \quad (3-1)$$

$-w_{op}$ 称为单位理论压缩功，在 $T-s$ 图上用面积 1-2-4-6-1 表示，在 $p-h$ 图上用横坐标上截距 $h_2 - h_1$ 表示。

在冷凝过程中因 $c_1 \approx c_2$ ， $w_{op} = 0$ ，则冷凝放热量为

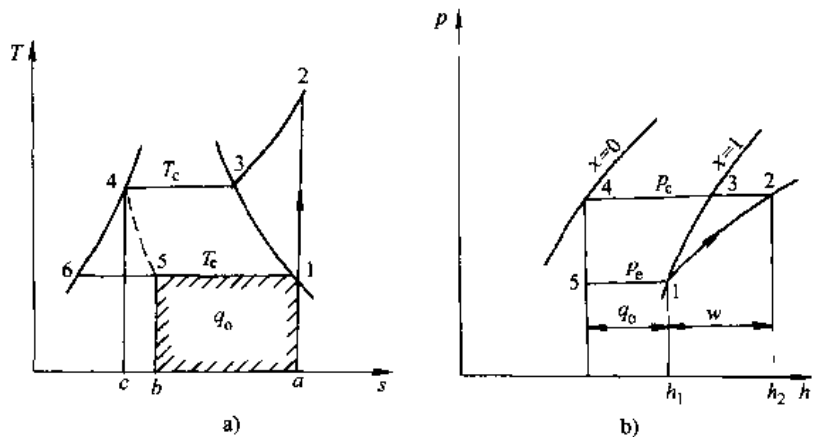


图 3-2 单级压缩理论循环在 $T-s$ 图和 $p-h$ 图上的表示
a) $T-s$ 图 b) $p-h$ 图

$$q_c = -q = h_2 - h_4 \quad (3-2)$$

q_c 称为单位冷凝放热量, 在 $T-s$ 图上以 2-3-4-c-a-2 表示, 在 $p-h$ 图上以线段 2-4 表示。在节流过程中因 $c_1 \approx c_2$, 而 $q=0$ 和 $w_{op}=0$, 则

$$h_4 = h_5 \quad (3-3)$$

节流前与节流后比焓相等, 在蒸发过程中因 $c_1 \approx c_2$, 并且 $w_{op}=0$, 则单位质量制冷量为

$$q_o = h_1 - h_5 \quad (3-4)$$

对于单级压缩制冷机的理论循环, 存在下列关系

$$q_c = q_o + (-w_{op}) = q_o + w_o \quad (3-5)$$

式中 w_o ——单位压缩功 (kJ/kg)。

循环的经济性一般可以用制冷系数 ϵ_o 和热力完善度 η 来表示。制冷系数的定义是单位制冷量与单位压缩功之比。对于单级压缩制冷机的理论循环, 制冷系数 ϵ_o 为

$$\epsilon_o = \frac{q_o}{w_o} = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1} \quad (3-6)$$

制冷系数是制冷循环的一个重要经济指标, 制冷系数愈大, 表示循环的经济性愈好。对一定的制冷剂, 单级压缩理论循环的制冷系数 ϵ_o 主要与冷凝温度 t_c 和蒸发温度 t_e 有关。冷凝温度越低, 蒸发温度越高, 则制冷系数也越大。制冷系数又称为性能系数, 工程上以 COP 表示。

衡量单级压缩制冷机经济性的另一个经济指标是热力完善度 η 。热力完善度的定义是制冷系数 ϵ_o 与在相同冷凝温度和蒸发温度下逆卡诺循环的 ϵ_c 之比, 即

$$\eta = \frac{\epsilon_o}{\epsilon_c} = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1} \frac{T_c - T_e}{T_e} \quad (3-7)$$

循环的热力完善度越大, 说明该循环越接近逆卡诺循环, 热力完善度恒小于 1。

【例 3-1】 试比较使用 R22、R123 和 R134a 三种不同制冷剂, 在空调工况 (冷凝温度 $t_c = 40^\circ\text{C}$, 蒸发温度 $t_e = 5^\circ\text{C}$) 下单级压缩制冷循环的性能指标。

【解】 循环的 $T-s$ 和 $p-h$ 图见图 3-2。各点状态参数见表 3-1。

表 3-1 例 3-1 各点状态参数

状态点及参数	R22	R134a	R123	
点 1	$p_1/10^5\text{Pa}$	5.837	3.496	0.4095
	$t_1/^\circ\text{C}$	5	5	5
	$v_1/(\text{m}^3/\text{kg})$	0.04035	0.058019	0.3625
	$h_1/(\text{kJ}/\text{kg})$	407.145	400.085	383.147
点 2	$t_2/^\circ\text{C}$	56	43.5	40
	$p_2/10^5\text{Pa}$	15.335	10.164	1.5442
	$h_2/(\text{kJ}/\text{kg})$	432.8	422.0	403.8
点 4	$t_4/^\circ\text{C}$	40	40	40
	$p_4/10^5\text{Pa}$	15.335	10.164	1.544
	$h_4/(\text{kJ}/\text{kg})$	249.686	256.171	238.3
点 5	$h_5/(\text{kJ}/\text{kg})$	249.686	256.171	238.3

按式 (3-1)、式 (3-2)、式 (3-4) 和式 (3-5) 计算的循环性能指标列于表 3-2。

表 3-2 例 3-1 计算出的性能指标

性能指标	R22	R134a	R123
单位制冷量 / (kJ/kg) $q_o = h_1 - h_5$	157.46	143.91	144.84
单位容积制冷量 / (kJ/m ³) $q_v = q_o / v_1$	3902.3	2480.4	399.55
单位理论功 / (kJ/kg) $w_o = h_2 - h_1$	25.65	21.91	20.65
单位冷凝热 / (kJ/kg) $q_c = h_2 - h_4$	183.11	165.83	161.7
制冷系数 $\epsilon = q_o / w_o$	6.13	6.57	7.01
卡诺循环的制冷系数 $\epsilon_c = T_c / (T_c - T_e)$	7.94	7.94	7.94
热力完善度 $\eta = \epsilon_o / \epsilon_c$	0.77	0.827	0.88

从相同工作条件下的分析计算结果可以看出：

1) R22 的工作压力和单位容积制冷量最大，R123 的工作压力和单位容积制冷量最小（比 R22 小 90%），故 R22 和 R134a 较适用于螺杆压缩机而 R123 适用于离心式压缩机。

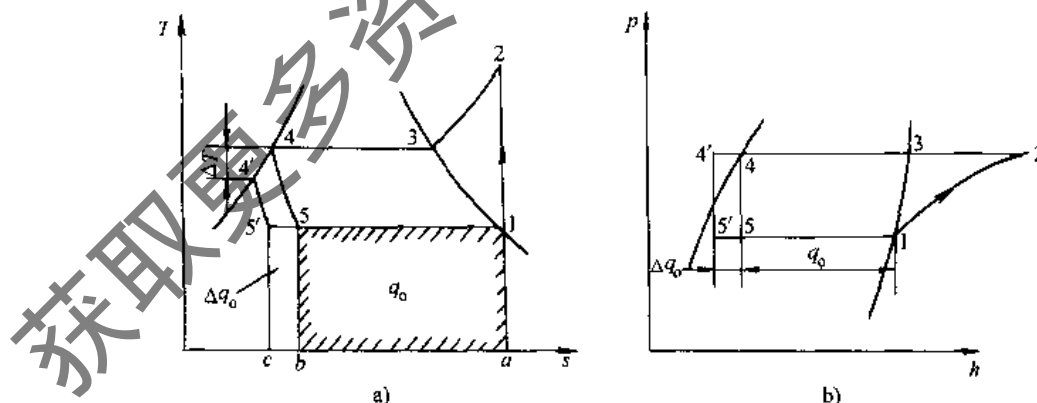
2) 以 R123 工作的蒸气压缩理论制冷循环的制冷系数和热力完善度均高于 R22 和 R134a。

3.1.2 液体过冷和吸气过热对循环的影响

上述单级压缩制冷机的基本循环，也是最简单的循环。实际上，为了提高循环的制冷系数和热力完善度，在单级压缩基本循环的基础上，增加一些措施，主要有液体过冷和吸气过热；仍按理论进行分析。

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。带有过冷的循环叫做“过冷循环”。在图 3-3 示出了基本循环 1-2-3-4-5-1 和过冷循环 1-2-3-4-4'-5'-1。由图上可以看出，节流前液体的过冷度 Δt 越大，则节流后的制冷剂蒸气干度 x 就越小，循环的单位制冷量 q_o 就越大。所以，采用制冷剂液体过冷对提高制冷量和制冷系数都是有利的。比较过冷循环和过无

图 3-3 过冷循环的 $T-s$ 图和 $p-h$ 图a) $T-s$ 图 b) $p-h$ 图

冷循环的单位制冷量，过冷循环单位制冷量的增加量为

$$\Delta q_o = h_5 - h_{5'} = h_4 - h_{5'} \quad (3-8)$$

在 $T-s$ 图上， Δq_o 以面积 5-5'-c-b-5 表示。在 $p-h$ 图上，以线段 5-5' 表示。过冷循环的制冷系数 ϵ' 比无过冷循环的制冷系数 ϵ_o 要大，因为

$$\epsilon' = \frac{q_0 + \Delta q_0}{w_0} = \frac{(h_1 - h_4) + (h_4 - h_4')}{h_2 - h_1} = \epsilon_0 + \frac{c' \Delta t}{h_2 - h_1} \quad (3-9)$$

式中 c' ——制冷剂液体的比定压热容 [kJ/(kg·K)];

Δt ——液体过冷度 (°C)。

式 (3-9) 示出, 采用过冷循环可提高循环的制冷系数, 提高值为 $c' \Delta t / (h_2 - h_1)$ 。因此, 过冷度越大, 循环的制冷系数也提高得越多。

螺杆式和离心式冷水机组中的过冷器一般都设在水冷冷凝器内, 在冷凝器下部专门有一空间设置过冷器, 冷却水先通过过冷器中的过冷管再进入冷凝管。

2. 吸入蒸气的过热

压缩机吸入蒸气的温度高

于吸气压力下制冷剂的饱和温度时, 称为“吸气过热”。具有吸气过热的循环, 称为“过热循环”。

图 3-4 示出了过热循环 1-1'-2'-3-4-5-1 的 $T-s$ 图和 $p-h$ 图。图中 1-1' 是吸气的过热过程。与无过热循环相比, 过热循环的单位制冷量增加了

$$\Delta q_0 = h_{1'} - h_1 \quad (3-10)$$

循环的单位理论功也增大了 Δw_0 。因而过热循环的制冷系数可表示为

$$\epsilon_0' = \frac{q_0'}{w_0'} = \frac{q_0 + \Delta q_0}{w_0 + \Delta w_0} \quad (3-11)$$

过热循环的制冷系数 ϵ_0' 是大于还是小于无过热循环的制冷系数 ($\epsilon_0 = q_0 / w_0$), 只决定于比值 $\frac{\Delta q_0}{\Delta w_0}$ 大于还是小于 ϵ_0 。如果 $\frac{\Delta q_0}{\Delta w_0} > \epsilon_0$, 则过热有利; $\frac{\Delta q_0}{\Delta w_0} < \epsilon_0$, 则过热不利。必须指出, 在制冷循环系统中采用吸气过热, 往往不是为了提高循环制冷系数 ϵ_0 , 而是为了防止压缩机液击。对于活塞压缩机, 如吸气中带液会引起压缩机敲缸, 损坏阀片。为此, 在吸气管前装有气液分离器或热交换器, 以保证吸气有 10~15°C 的过热度。螺杆压缩机具有较强的抗液击能力, 允许吸气中少量带液。对于离心压缩机, 虽不允许吸气带液, 但在满液式蒸发器出口装有挡板, 能将液滴分离, 再经过气体进叶轮前的绝热膨胀过程, 进气中一般不会带液, 所以, 在螺杆式和离心式制冷机组的系统中, 为了防止吸气过热后, 压缩功增大, 在吸气管上包绝热材料, 减轻有害过热的影响。

利用回热使节流前的制冷剂液体与蒸发器出口的制冷剂蒸气进行热交换, 既使液体过冷, 又使蒸气过热的循环, 称为回热循环。回热循环的制冷系数与无回热循环相比较, 是提高还是减小, 要决定于制冷剂的物性。经分析, 对 R123、R22 和 NH_3 采用回热循环均不利; 对 R134a 采用回热循环稍有利。现在在螺杆式、离心式制冷机组中, 一般都不采用回热循环而采用过冷循环。

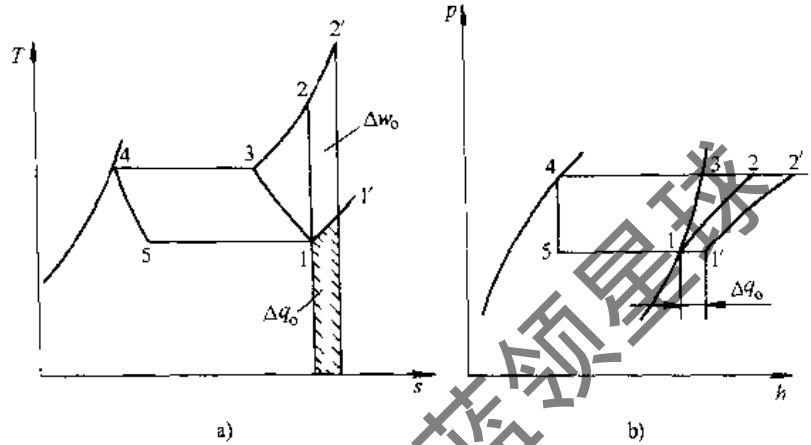


图 3-4 过热循环的 $T-s$ 和 $p-h$ 图

a) $T-s$ 图 b) $p-h$ 图

3.1.3 单级离心压缩机的实际循环

图 3-5 所示是单级离心压缩机的工作原理图。制冷剂蒸气从吸气管流入吸气室 1，并进入到旋转叶轮里。闭式叶轮 2 由轮盖、叶片和轮盘组成。由于叶轮的高速旋转，叶片推动气体沿流道自中心向外流动。气体从叶轮出来时，其压力和绝对速度都提高了。然后，高速的气流流入扩压器 3 内，由于扩压器流通截面逐渐扩大，气体的速度能转化为压力能。最后，从扩压器流出的气体再汇聚到蜗壳 4，在蜗壳内气体的速度能进一步转化为压力能，压力升高后的气体通过排气管排入冷凝器。

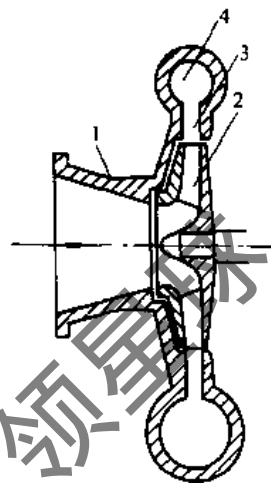


图 3-5 单级压缩离心制冷机的工作原理图
1—吸气室 2—叶轮
3—扩压器 4—蜗壳

单级离心压缩机有很多优点：它体积小、重量轻、单机容量大、部件少、效率高、寿命长、运行维护方便等，适合于空调范围使用。

单级离心压缩机中气体的实际过程与理论过程有以下差别：

1) 气体在吸气管道内流动时，有压力和热交换损失。在吸气室进口，由于气体速度增加而使压力进一步降低。由于摩擦阻力和吸气管的传热，使压缩机吸气室进口处的温度高于蒸发器出口气体温度。

2) 被压缩气体在叶轮流道内流动时，有热交换和摩擦损失。摩擦损失所转化的热量仍加入到被压缩气体中去，使压缩过程偏离等熵压缩而耗功增大。

图 3-6 所示是单级离心压缩机的实际循环在 $T-s$ 图和 $p-h$ 图上的表示。

图中制冷剂出蒸发器的状态为 0，而压缩机的进口状态为 $0'$ ， $0-0'$ 过程可看由 $0-0''$ 和 $0''-0'$ 组成。 $0-0''$ 是由于环境传入热量而使吸气温度升高， $0''-0'$ 是由于管道阻力引起的压力降低。

当气体由压缩机进口流至叶轮进口时，由于流道截面缩小和叶轮的高速旋转，使气体的绝对速度增大而压力降低。这一段过程可看作是等熵过程。图中 1 点表示气体在叶轮进口的状态。

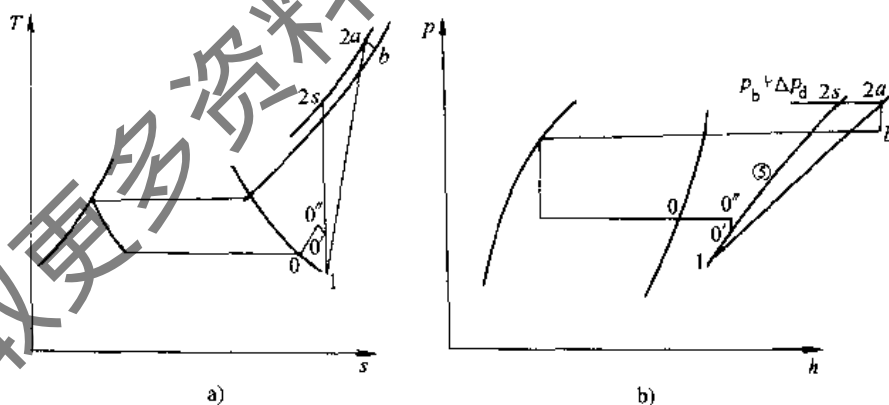


图 3-6 单级离心压缩机的实际循环在 $T-s$ 图和 $p-h$ 图上的表示

a) $T-s$ 图 b) $p-h$ 图

气体在叶轮、扩压器及蜗壳中的实际压缩过程为 $1-2a$ 。由于气体与轮盘、扩压器和蜗壳壁间的摩擦产生的热量重新加给气体，使气体的压缩过程 $1-2a$ 偏离等熵过程成为熵增过程。

气体从压缩机经排气管排入冷凝器的过程，在 $T-s$ 图上可以用等焓过程 $2a-b$ 表示。

单级离心压缩机的单位理论功

$$w_0 = h_{2s} - h_1 \quad (3-12)$$

单位实际功 $w_a = h_{2a} - h_1$ (3-13)

压缩机的等熵效率 $\eta_s = \frac{w_o}{w_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1}$ (3-14)

压缩机的排气比焓 $h_{2a} = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_s}$ (3-15)

气体从离心压缩机进口 O' 至叶轮进口 1 的流动过程中，由于路程短、流速高，可以认为无热交换 ($q=0$)，并且无外功输入和输出，即 $w_{op}=0$ 。应用稳定流动能量方程式，有以下关系

$$h_1 - h_{O'} + \frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = 0$$

$$h_1 = h_{O'} - \frac{c_1^2 - c_0^2}{2} \quad (3-16)$$

通常 $c_0 = 10 \sim 20\text{m/s}$ ，则

$$c_1 = (0.35 \sim 0.5) a_{O'} = (0.35 \sim 0.5) \sqrt{\kappa R T_{O'}} \quad (3-17)$$

式中 $a_{O'}$ —— O' 点状态下制冷剂蒸气的声速 (m/s)；

R ——气体常数；

κ ——等熵指数；

$T_{O'}$ —— O' 处的热力学温度 (K)。

3.1.4 单级螺杆压缩机的实际循环

图 3-7 示出单级螺杆压缩机系统。机组中除压缩机 1 外，还包括油分离器 3，油过滤器 4，油泵 5，油冷却器 6 和能量调节装置 2 等。

图 3-8 示出单级压缩喷油螺杆制冷机的实际循环。图中 1 表示吸气状态，随着气体在阴阳转子间被压缩，压力逐步升高，由于压缩初期喷入的油温高于制冷剂温度，因而此段压缩过程属于油加热气体的多变压缩过程。当气体被压缩至 4 点时，气体温度等于油温。过了 4 点以后，则是油冷却气体的压缩过程，4-5 即表示后阶段的气体压缩过程。如压缩机的内压比小于外压比，则排气口打开时，外部气体很快地充入，成为 5-6 的等容压缩过程。所以单级压缩喷油螺杆压缩机中气体的压缩过程分 3 段组成，即 1-4、4-5、5-6。

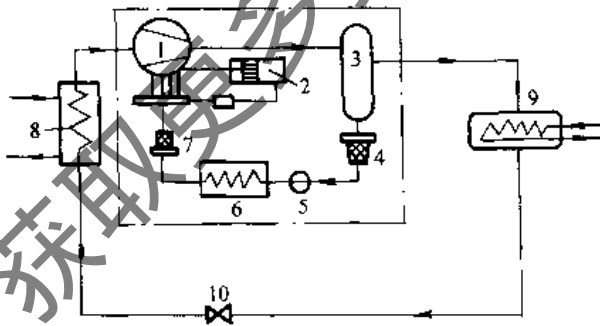


图 3-7 单级螺杆制冷机系统图

- 1—螺杆压缩机 2—能量调节装置 3—油分离器
- 4、7—油过滤器 5—油泵 6—油冷却器
- 8—蒸发器 9—冷凝器 10—膨胀阀

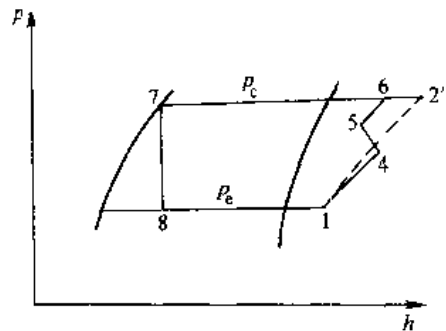


图 3-8 单级压缩喷油螺杆制冷机的实际循环在 $\lg p-h$ 上的表示

1. 单级喷油螺杆压缩机的单位制冷量 q_o (kJ/kg)

$$q_o = h_1 - h_7 \quad (3-18)$$

2. 制冷剂质量流量 q_m (kg/s)

$$q_m = \frac{q_{v1} \eta_v}{v_1} \quad (3-19)$$

式中 q_{v1} ——压缩机理论输气量 (m^3/s);

η_v ——压缩机的容积效率;

v_1 ——吸气点气体的比体积 (m^3/kg)。

3. 压缩机制冷量 Q_0 (kW)

$$Q_0 = q_m q_0 \quad (3-20)$$

4. 压缩机总的指示功率

$$P_i = P_{11-4} + P_{4-5} + P_{5-6} \quad (3-21)$$

式 (3-21) 中各段指示功率计算比较复杂, 影响因素很多。故对于制冷喷油螺杆压缩机所消耗的功率, 可根据压缩工质的热力性能, 常用效率法。

1) 首先根据压缩工质的热力图表, 计算理论等熵压缩所需功率 P_s (kW)

$$P_s = q_m (h_2 - h_1) \quad (3-22)$$

2) 再根据类似机器的试验结果, 选定等熵效率 η_s , 计算实际所需轴功率 P_e (kW)

$$P_e = \frac{P_s}{\eta_s} \quad (3-23)$$

3.2 多级离心压缩机的制冷循环

卤代烃类离心式制冷机的每级叶轮的温升大致为 40°C 。这正好能满足空调的要求, 因此空调用离心式压缩机几乎都是单级的。如果要求更低的温度, 则必须应用两级以上的叶轮。另外, 为了提高循环效率, 经常采用带经济器的循环。

离心式压缩机所设的吸气口, 只能和叶轮级数相等, 因此能够设置中间补气的经济器的数目总比级数少 1。在制取低温情况下, 叶轮数增加, 因此很容易增加中间补气的经济器的数目来提高循环效率。

3.2.1 一级经济器循环

图 3-9 所示为带一级经济器的离心式压缩机的制冷循环系统。在冷凝器中冷凝的制冷剂, 经冷凝器的浮球阀流入经济器腔, 在节流过程中闪发的气体经管道进入第二级叶轮, 闪发制冷剂量为 q_{m1} , 余下的制冷剂 q_{m0} 被冷却到中间压力下的饱和温度, 增加了单位制冷量。这部分制冷剂再经过经济器浮球阀, 进入蒸发器。在蒸发器内吸收载冷剂热量后的闪发蒸气吸入离心压缩机的第一级叶轮。在第二级叶轮中将这部分蒸气连同经济器中闪发的蒸气一起压缩后排入冷凝器。

带一级经济器的循环表示在图 3-10 所示 $p-h$ 图上。循环的单位制冷量 q_0 (kJ/kg) 为

$$q_0 = h_0 - h_7 \quad (3-24)$$

制冷量为 Q_0 (kW) 时, 进入蒸发器的循环量 q_{m0} (kg/s) 为

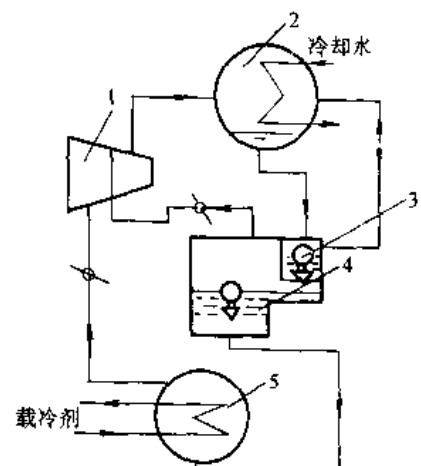


图 3-9 带一级经济器的离心压缩机的制冷循环系统

1—压缩机 2—冷凝器 3—冷凝器浮球阀 4—经济器 5—蒸发器

$$q_{m0} = Q_o/q_o \quad (3-25)$$

设通过经济器的流量为 q_{m1} ，与循环量之比为 $\chi = q_{m1}/q_{m0}$ 。由制冷剂的 $p-h$ 图知存在以下热平衡关系：

$$\chi(h_{1'} - h_5) = h_5 - h_6$$

得

$$\chi = \frac{h_5 - h_6}{h_{1'} - h_5} \quad (3-26)$$

$$q_{m1} = \frac{h_5 - h_6}{h_{1'} - h_5} q_{m0} \quad (3-27)$$

$$q_{m2} = (1 + \chi)q_{m0} = \left(\frac{h_{1'} - h_6}{h_{1'} - h_5} \right) q_{m0} \quad (3-28)$$

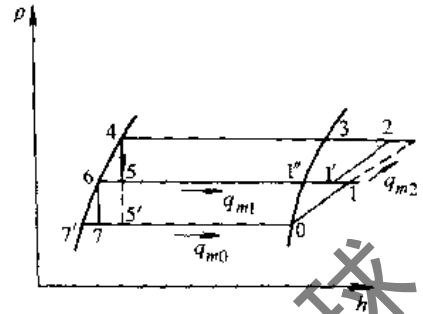


图 3-10 带一级经济器的离心压缩机制冷循环在 $p-h$ 图上的表示

单位冷凝放热量 q_c (kJ/kg) 为

$$q_c = (h_2 - h_4)(1 + \chi) = \frac{(h_{1'} - h_6)(h_2 - h_4)}{(h_{1'} - h_5)} \quad (3-29)$$

单位压缩功 w_o (kJ/kg) 为

$$w_o = (h_1 - h_o) + (1 + \chi)(h_2 - h_{1'}) \quad (3-30)$$

进入第二叶轮的蒸气状态 $1'$ 可由以下热平衡式求得：

$$h_{1'}(1 + \chi) = \chi h_{1'} + h_1$$

$$h_{1'} = \frac{h_1 + \chi h_{1'}}{1 + \chi} \quad (3-31)$$

带一级经济器制冷循环的制冷系数为

$$\epsilon_t = \frac{q_o}{w_o} = \frac{h_o - h_6}{(h_1 - h_o) + (1 + \chi)(h_2 - h_{1'})} \quad (3-32)$$

单位容积制冷量 q_{vc} (kJ/m³) 为

$$q_{vc} = \frac{q_o}{v_o} \quad (3-33)$$

一级叶轮的吸气量 q_{v0} 和二级叶轮的吸气量 q_{v1} 分别为

$$q_{v0} = v_o q_{m0} \quad (3-34)$$

$$q_{v1} = (1 + \chi) q_{m0} v_{1'} \quad (3-35)$$

3.2.2 封闭型经济器循环

在食品、化工、医药等工业部门，通常可将低温载冷剂（如乙二醇、盐水等）输送至工艺流程处。但是，在某些情况下，需要直接将制冷剂送往远处蒸发器进行冷却。在此情况下，由于输送制冷剂液体的管路的阻力，使制冷剂液体的压力降低。当压力降低到低于液体温度下的饱和压力时，就会产生闪发蒸气，更增大了制冷剂的压降。为了防止制冷剂液体在输送管中气化，必须使制冷剂液体过冷。图 3-11 所示的封闭型经济器，就是使一部分制冷剂

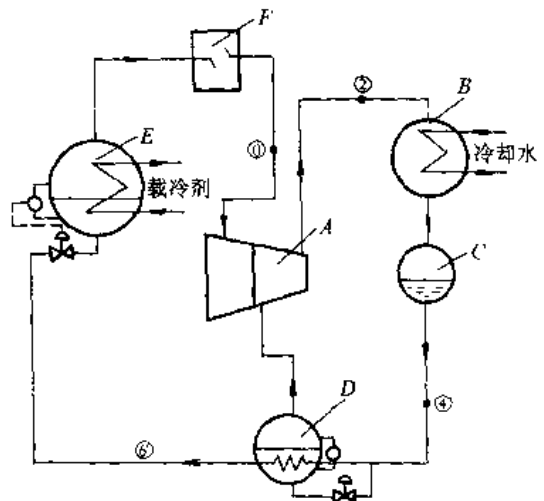


图 3-11 具有封闭型经济器的离心压缩机的循环系统

A—压缩机 B—冷凝器 C—贮液器
D—封闭型经济器 E—蒸发器 F—气液分离器

蒸发，使其余制冷剂过冷的设备（图中带圈的数字是 $p-h$ 图上相应的状态点）。

图 3-12 所示为具有封闭型经济器循环在 $p-h$ 图上的表示。由蒸发器来的制冷剂蒸气 q_{m0} ，在第一级叶轮内被压缩，然后与经济器出来的闪发蒸气一起，在第二级叶轮内再压缩。从冷凝器来的制冷剂液体 q_{m2} 中，一部分 q_{m1} 进入经济器内蒸发，使 q_{m0} 由点 4 过冷至点 6'。

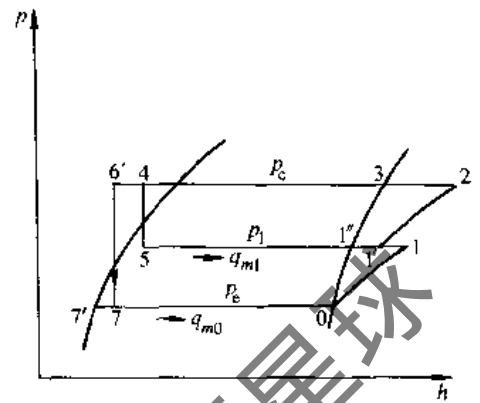


图 3-12 封闭型经济器循环在 $p-h$ 图上的表示

3.2.3 二级经济器循环

在要求蒸发温度很低的情况下，采用二级叶轮就不够。例如 CO_2 液化装置一般必须采用三级叶轮的离心压缩机。在这种情况下，可采用二级经济器，以求提高循环效率。一般蒸发温度在 -7°C 以上，可用二级叶轮；在 -23°C 以上用三级；在 $-40 \sim -45^\circ\text{C}$ 以上用四级。经济器级数应比叶轮级数少 1。图 3-13 所示为带二级经济器的离心压缩机制冷循环系统。图 3-14 为该循环在 $p-h$ 图上的表示。

按制冷剂的 $p-h$ 图可求得各点参数和各项指标。单位制冷量 q_0 (kJ/kg) 为

$$q_0 = h_0 - h_9 \quad (3-36)$$

制冷剂循环量 q_{m0} (kg/s) 为

$$q_{m0} = Q_0 / q_0 \quad (3-37)$$

设一级经济器闪发气体量为 q_{m2} ，二级经济器闪发气体量为 q_{m1} ，通过蒸发器的制冷剂液体为 q_{m0} ，则根据热平衡关系可求出

$$\chi_1 = \frac{q_{m1}}{q_{m0}} = \frac{h_7 - h_8}{h_{1'} - h_7} \quad (3-38)$$

$$\chi_2 = \frac{q_{m2}}{q_{m0} + q_{m1}} = \frac{h_5 - h_6}{h_{2'} - h_5} \quad (3-39)$$

由式 (3-38) 和式 (3-39) 消去 $q_{m0} + q_{m1}$ ，可求得

$$\frac{q_{m2}}{q_{m0}} = (1 + \chi_1) \chi_2 = \frac{h_{1'} - h_8}{h_{1'} - h_7} \frac{h_5 - h_6}{h_{2'} - h_5} \quad (3-40)$$

第二级叶轮压缩的气体量为

$$q_{m3} = q_{m0} + q_{m1} = (1 + \chi_1) q_{m0} \quad (3-41)$$

第三级叶轮压缩的气体量为

$$\begin{aligned} q_{m4} &= q_{m0} + q_{m1} + q_{m2} \\ &= q_{m0} + \chi_1 q_{m0} + (1 + \chi_1) \chi_2 q_{m0} \\ &= (1 + \chi_1)(1 + \chi_2) q_{m0} \end{aligned} \quad (3-42)$$

每 1kg 制冷剂在冷凝器中的放热量为

$$q_c = (1 + \chi_1)(1 + \chi_2)(h_3 - h_4) \quad (3-43)$$

三级离心式压缩机的单位理论压缩功为

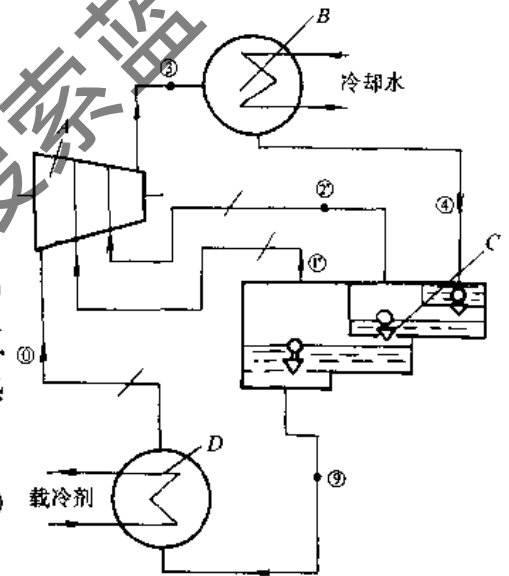


图 3-13 二级经济器的离心压缩机制冷循环系统
A—离心压缩机 B—冷凝器
C—二级经济器 D—蒸发器

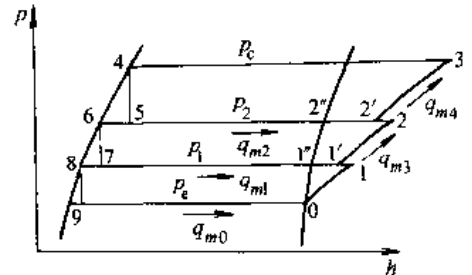


图 3-14 二级经济器循环在 $p-h$ 图上的表示

$$\begin{aligned}
 w_0 &= (h_1 - h_0) + \frac{q_{m3}}{q_{m0}}(h_2 - h_{1'}) + \frac{q_{m4}}{q_{m0}}(h_3 - h_2) \\
 &= (h_1 - h_0) + (1 + \chi_1)(h_2 - h_{1'}) + (1 + \chi_1)(1 + \chi_2)(h_3 - h_2) \quad (3-44)
 \end{aligned}$$

点 1' 和 2' 的比焓可由以下两式求得：

$$h_{1'} = \frac{h_1 + \chi_1 h_{1'}}{1 + \chi_1} \quad h_{2'} = \frac{h_2 + \chi_2 h_{2'}}{1 + \chi_2}$$

二级经济器循环的制冷系数为

$$\epsilon_c = \frac{q_0}{w_0} = \frac{h_0 - h_9}{(h_1 - h_0) + (1 + \chi_1)(h_2 - h_{1'}) + (1 + \chi_1)(1 + \chi_2)(h_2 - h_2)} \quad (3-45)$$

单位容积制冷量 q_{Vc} (kJ/m³)

$$q_{Vc} = \frac{q_0}{v_0} \quad (3-46)$$

第一级叶轮的吸气量 q_{V0} (m³/s)

$$q_{V0} = v_0 q_{m0} \quad (3-47)$$

第二级叶轮的吸气量为 q_{V1} (m³/s)

$$q_{V1} = v_1 q_{m2} = v_1 (1 + \chi_1) q_{m0} \quad (3-48)$$

第三级叶轮的吸气量为 q_{V2} (m³/s)

$$q_{V2} = v_2 q_{m3} = v_2 (1 + \chi_1)(1 + \chi_2) q_{m0} \quad (3-49)$$

3.3 带经济器的螺杆压缩机制冷循环

螺杆制冷压缩机的特点之一是单级压缩比大。但随着压比的增大，循环的节流损失增加，机器的泄漏损失也增加，效率急剧下降。为了提高效率，改善性能，常利用螺杆压缩机吸气、压缩、排气为单方向进行的特点，在压缩机的中部设置一个中间补气口，吸入从经济器来的闪发蒸气。带经济器的螺杆压缩制冷循环系统常用的有两种：一种是两次节流的系统；另一种是一次节流，使液体过冷的系统。

3.3.1 两次节流的螺杆压缩机制冷循环

图 3-15 所示的是两次节流的螺杆压缩制冷循环系统。从压缩机 A 排出的气、油混合物，经油分离器 B 将油分离后，纯净的制冷剂蒸气进入冷凝器 C 和贮液器 D。从贮液器出来的高压液体经节流阀 E 后，进入经济器 F。在经济器中部分液体蒸发，使其余液体降温至中间压力下的饱和温度。降温后的制冷剂液体再经过第二次节流后，进入蒸发器 G。在蒸发器中，蒸发的气体回入螺杆压缩机，而在经济器中闪发的气体，经螺杆压缩机的中间补气孔进入，在基元容积（接触线封闭后的气腔）内继续被压缩。由于闪发的制冷剂液体吸收了其余液体的热量而使其过冷，故制冷量增加。由于在蒸

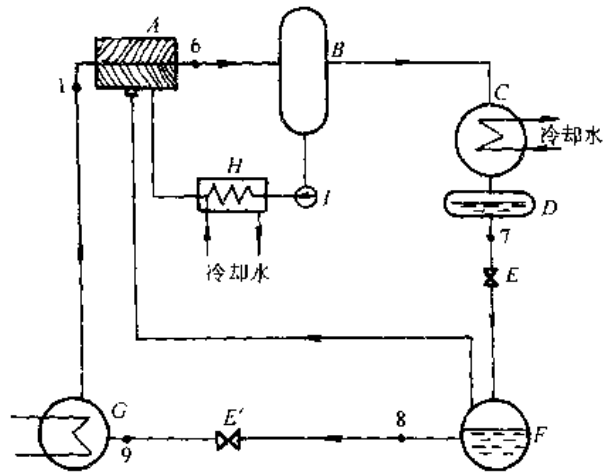


图 3-15 两次节流的螺杆压缩机制冷循环系统

- A—螺杆压缩机 B—油分离器 C—冷凝器
- D—贮液器 E、E'—节流阀 F—经济器
- G—蒸发器 H—油冷却器 I—油泵

由于闪发的制冷剂液体吸收了其余液体的热量而使其过冷，故制冷量增加。由于在蒸

发器内蒸发的气体和闪发气体一起在基元容积内被压缩, 所以压缩功也略有增加。试验证明当用 R22 为制冷剂时, 在 $t_c = 30 \sim 40^\circ\text{C}$, $t_e = -15 \sim -40^\circ\text{C}$ 范围内, 制冷量增大 19% ~ 44%, 单位功率制冷量提高了 7% ~ 30%, 节能效果十分明显。

螺杆压缩机增设中间补气口后, 单级螺杆压缩机变成成为双级压缩, 在同一压缩腔内进行的“准二级压缩”螺杆压缩机。整个压缩过程为 (见图 3-15、图 3-16): 压缩机先吸入 1 点状态的气体, 吸气終了该齿槽与吸气口脱离, 基元容积封闭, 随即与中间补气口连通。理论上, 由经济器 F 来的 αkg 压力为 p_m 的气体立刻充进来, 使齿槽内压力瞬时升高到 p_m 。但实际上, 中间补气口先随着螺杆的旋转逐步

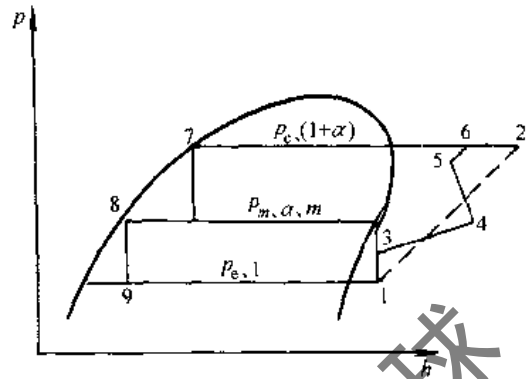


图 3-16 两次节流的螺杆压缩循环在 $p-h$ 图上的表示

开大, 充气量逐步增加, 腔内压力逐步升高; 随着腔内压力的升高, 补气压差减小, 补气量也减少, 直到补气过程结束, 腔内压力也达不到 p_m , 而是在点 3 的状态 ($p_3 < p_m$)。因此, 中间补气过程是一个既旋转增压, 又绝热充气混合的联合作用过程。如图 3-16 中的 1-3 所示。其次是高压级的压缩过程, 当中间补气口与该齿槽脱离后, 开始了第二级的压缩过程, 在第二级压缩的初期, 由于喷入的油温仍高于制冷剂气体的温度, 因此该压缩过程是油加热气体的多变压缩过程, 在 $p-h$ 图上的斜率, 应大于绝热压缩过程 (1-2 虚线), 在图 3-16 中以 3-4 表示。点 4 状态的温度等于油温, 过了点 4 以后, 则是油冷却气体的压缩过程, 即过程 4-5。如螺杆压缩机的内压力比小于外压力比, 则压缩后的气体压力 $p_5 < p_c$, 则最后的排气过程接近等容压缩过程。

国内某厂曾对带经济器的螺杆压缩机在冷凝温度 $t_c = 35^\circ\text{C}$ 和蒸发温度 $t_e = -35^\circ\text{C}$ 下进行过试验, 得出的试验结果列于表 3-3。由表 3-3 可见, 制冷量比不带经济器有明显提高。

表 3-3 带经济器与不带经济器的制冷量比较

工况	制冷量 Q/kW	轴功率 P_s/kW	制冷系数 ϵ	制冷量比不带经济器增加比例 (%)
$t_c = 35^\circ\text{C}$ $t_e = -35^\circ\text{C}$	63.1	46.06	1.369	34.8

3.3.2 一次节流的螺杆压缩机制冷循环

图 3-17 所示为一次节流的螺杆压缩循环系统, 它与两次节流循环的区别, 仅是经济器构造不同而已。一次节流循环是用中间压力下蒸发的制冷剂液体来冷却盘管内的高压液体, 使之过冷。所以, 一次节流循环有利于制冷剂的远距离输送, 其节能效果与两次节流循环相同。一级次节流循环在 $p-h$ 图上的表示见图 3-18。由于带经济器的螺杆压缩机中的中间补气是在吸气过程后进行的, 因此对吸气量没有影响, 制冷量增加是由于单位制冷量的增加。然而中间补气后, 被压缩的气体增加了, 所以压缩功也略有增加。图 3-19 是 R22 带经济器螺杆压缩机与单级螺杆压缩机的比较。由图上可以看出: 蒸发温度越低, 带经济器螺杆比单级螺杆的制冷量增加得越多, 而功率则增加得很少, 也就是说蒸发温度越低, 单位轴功率的制冷量越大。

经济器螺杆压缩机的单级压缩比大, 与双级压缩的螺杆系统相比较, 占地面积小、操作简单、容易控制。从压缩机的性能分析, 经济器螺杆在 -30°C 低温工况下, 几乎与双级压缩螺杆循环系统的制冷效果相同, 因此在 -30°C 低温工况下, 经济器螺杆压缩机循环, 完全可以取代

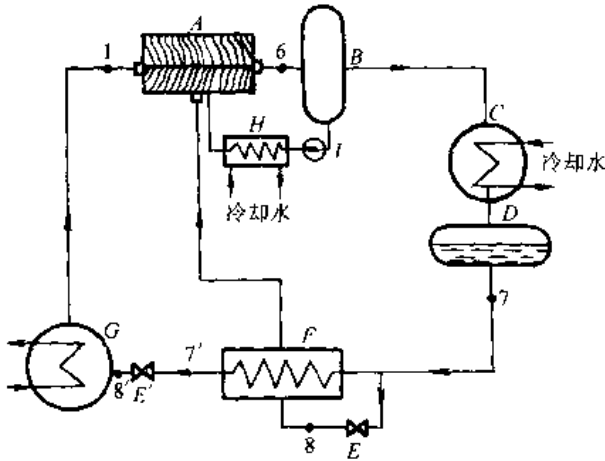


图 3-17 一次节流的螺杆压缩机制冷循环系统

A—螺杆压缩机 B—油分离器 C—冷凝器 D—贮液器
E、E'—节流阀 F—经济器 G—蒸发器 H—油冷却器 I—油泵

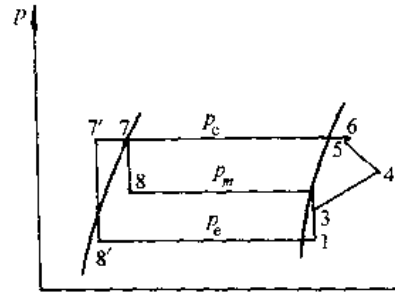


图 3-18 一次节流螺杆压缩循环在 p-h 图上的表示

双级的螺杆压缩机循环。螺杆压缩机增加经济器后，主要是由于经济器中液体过冷，制冷量增大。液体过冷产生的效果与制冷剂的性质有关，在相同工况下，对那些液体比热容小（即饱和液体线较陡）、气化潜热也比较小的制冷剂，液体过冷的效果最好。如带经济器的螺杆压缩机与不带经济器的螺杆压缩机的制冷量比以 A 表示，则

$$A = \frac{Q_{0e}}{Q_0} = 1 + \alpha \quad (3-50)$$

式中 α ——中间补气量比 (kg/kg)。

在 $t_c = 30^\circ\text{C}$ ，中间温度 $t_m = -15^\circ\text{C}$ 的情况下，R717 为 $\alpha = 0.191$ ；R22 为 $\alpha = 0.362$ ；R502 为 $\alpha = 0.506$ 。由此可见，带经济器的效果用 R502 最好，其次是 R22，而 R717 最小。实际试验也得出同样结果。例如，在 $35^\circ\text{C}/-35^\circ\text{C}$ 工况下，用 R22 时，单位功率制冷量提高了 24%；而用 R717 时仅提高了 16.7%。

在蒸发温度要求低于 -30°C ，而且连续运行的条件下，经济器螺杆压缩机由于内容积比过高和排温高等原因，从节能的观点考虑，仍应采用双级压缩的螺杆压缩机制冷循环。

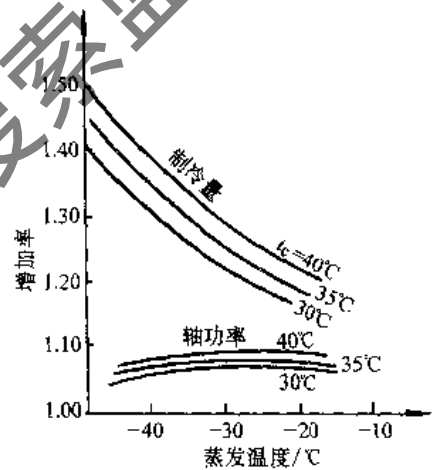


图 3-19 经济器螺杆压缩机与单级螺杆压缩机的比较 (R22, 过冷 5°C)

3.4 双级压缩的螺杆压缩机制冷循环

3.4.1 单级压缩和双级压缩机制冷循环的理论分析

图 3-20 为氨单级压缩机制冷循环和双级压缩机制冷循环在 p-h 图上的表示。对氨的单级压缩循环，如冷凝液体的过冷度为 5°C 则节流前液体温度 $t_{3'} = t_c - 5^\circ\text{C}$ ，单级压缩机制冷循环的理论制冷系数为

$$\epsilon_s = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

在表 3-4 中列出不同蒸发温度 t_e 和冷凝温度 t_c 下的理论制冷系数 ϵ_s 。

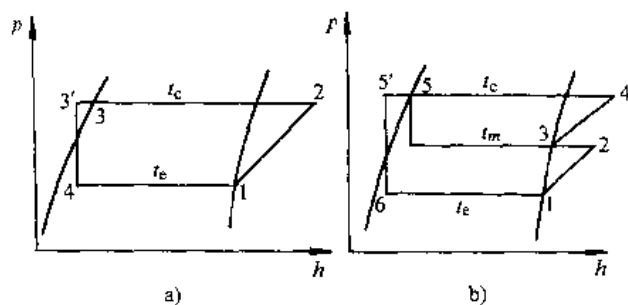


图 3-20 氨单级压缩机和二级压缩制冷循环

a) 单级压缩 b) 二级压缩

表 3-4 氨单级压缩循环的
理论制冷系数 ϵ_s

$t_c / ^\circ\text{C}$ \ $t_e / ^\circ\text{C}$	-15	-20	-25	-30	-35	-40
30	4.83	4.15	3.61	3.17	2.81	2.52
35	4.26	3.76	3.25	2.84	2.55	2.32
40	3.84	3.29	2.93	2.58	2.33	2.14

由上表可以看出氨单级压缩循环的理论制冷系数 ϵ_s 随蒸发温度的降低减小很快，当 $t_c = 30^\circ\text{C}$ 蒸发温度 t_e 从 -15°C 降至 -40°C 时，制冷系数几乎减小了一半。对于氨的双级压缩制冷循环，一般都采用一次节流，中间完全冷却的系统（见图 3-20b）。中间温度 t_m 和液体过冷温度 t_s 按以下经验公式选取：

$$t_m = 0.4t_c + 0.6t_e + 3^\circ\text{C}$$

$$t_s = t_m + 5^\circ\text{C}$$

双级压缩制冷循环的制冷系数

$$\epsilon_d = \frac{h_1 - h_6}{(h_2 - h_1) + \frac{h_2 - h_5}{h_3 - h_5}(h_4 - h_3)} \quad (3-51)$$

表 3-5 中列出在不同蒸发温度 t_e 和冷凝温度 t_c 下的理论制冷系数 ϵ_d 。

表 3-5 氨双级压缩制冷循环的理论制冷系数 ϵ_d

$t_c / ^\circ\text{C}$ \ $t_e / ^\circ\text{C}$	-15	-20	-25	-30	-35	-40
30	5.20	4.60	3.97	3.62	3.18	2.83
35	4.65	4.16	3.60	3.23	2.97	2.62
40	4.21	3.63	3.24	2.92	2.66	2.39

以单级压缩制冷循环的理论制冷系数为 1，可求出不同工况下双级压缩理论制冷系数的增加百分比，并列于表 3-6 中。

$$\Delta\epsilon = \frac{\epsilon_d - \epsilon_s}{\epsilon_s} \times 100\%$$

表 3-6 氨双级压缩比单级压缩理论制冷系数增大的比率

(%)

$t_c / ^\circ\text{C}$ \ $t_e / ^\circ\text{C}$	-15	-20	-25	-30	-35	-40
30	7.66	10.84	9.97	14.20	13.17	12.30
35	9.15	10.64	10.77	13.73	16.47	12.93
40	9.64	10.33	10.58	13.18	14.16	11.68

由表 3-6 可以看出：在同一冷凝温度 t_c ，不同的蒸发温度 t_e 的工况下，双级压缩比单级理论制冷系数增加的比率 $\Delta\epsilon$ 有一最大值 $\Delta\epsilon_{n,max}$ 。 $\Delta\epsilon_{n,max}$ 发生在氨蒸发温度 $t_e = -30 \sim -35^\circ\text{C}$ 之间。因此，在氨蒸气压缩制冷系统中当蒸发温度 t_e 低于 -30°C 时都应采用双级压缩中间冷却的系统。对于节能和限制压缩机排气温度都是十分有利的。

3.4.2 双级压缩的螺杆压缩机制冷系统

图 3-21 所示是高、低压级组合的双级压缩螺杆制冷机系统，并带有中间冷却器和中温蒸发器的流程。

图 3-22 为高、低压级组合的双级压缩螺杆制冷机系统带有液体过冷器的流程。此系统不设中间冷却器，高、低压级压缩机均有单独电动机带动，从过冷器中闪发的气体与低压级的排气一起进入高压级压缩机。

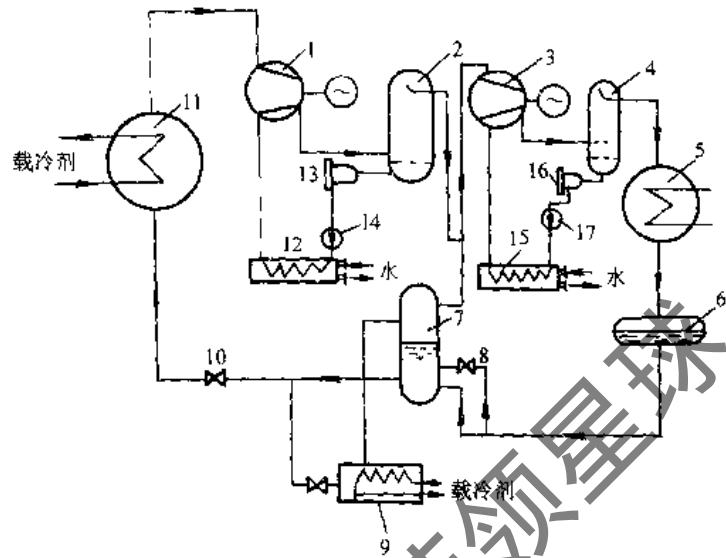


图 3-21 高低压级组合的双级压缩螺杆制冷机系统

- 1—低压级螺杆压缩机 2、4—油分离器 3—高压级螺杆压缩机
- 5—冷凝器 6—贮液器 7—中间冷却器 8、10—节流阀 9—中温蒸发器
- 11—低温蒸发器 12、15—油冷却器 13、16—过滤器 14、17—油泵

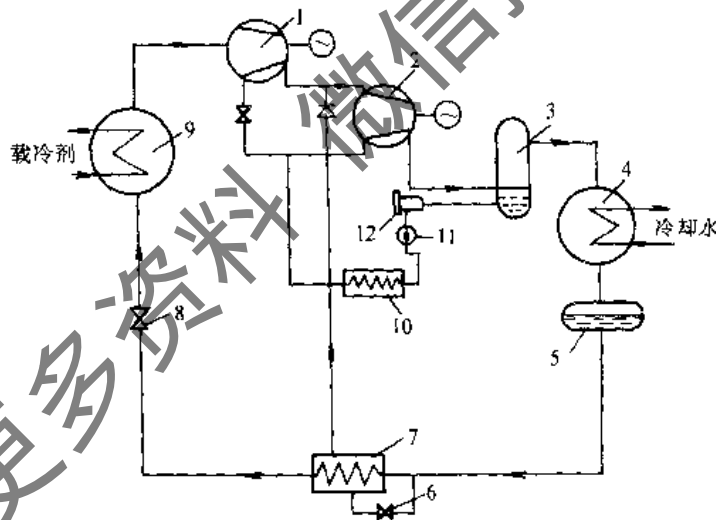


图 3-22 高低压级组合的双级压缩螺杆制冷机系统（有液体过冷器）

- 1—低压级螺杆压缩机 2—高压级螺杆压缩机 3—油分离器 4—冷凝器 5—贮液器 6、8—膨胀阀
- 7—液体过冷器 9—蒸发器 10—油冷却器 11—油泵 12—过滤器

3.5 制取两种蒸发温度的两次吸气螺杆压缩机制冷循环

应用 1 台压缩机的制冷系统中要求获得两种不同温度的冷藏室，必须采用两种不同蒸发温度的蒸发器。传统的方法是靠压缩机回气端的蒸发压力调节阀来实现，运行很不经济。采用单机组二次吸气的螺杆压缩机的双温冷源系统，能够提高运行的经济性，降低单位制冷量的设备投资费用。

图 3-23 是螺杆压缩机的单机双温冷源系统。从螺杆压缩机出来的高压气体经冷凝器 2 冷凝后的液体，一路经膨胀阀 3 进入中温蒸发器 5，蒸发后的气体进入螺杆压缩机 1 的中压吸气口；另一路经膨胀阀 4 进入低温蒸发器 6，蒸发后的气体进入低压吸气口。

在图 3-24 中，8-1'-2-3 为压缩过程；3-4 为冷凝过程；4-5 为经过阀 3 的节流过程；5-0'-7 为液体在中温蒸发器 5 中的蒸发过程；7-1' 为中压补气与低压排气的混合过程；4-6 为流过低温蒸发器 6 液体的节流过程；6-0-8 为流过低温蒸发器 6 液体的蒸发过程；1-1' 为低压排气与中压补气的混合过程，状态 1' 为低压排气与中压补气混合的最终状态。它的特点是中压气体直接进入螺杆压缩机的中压吸气口，利用压差继续向基元容积充气，增加压缩机高压级的流量；由于中压补气与中压吸气口压力比较接近，因而大大减少了节流损失。

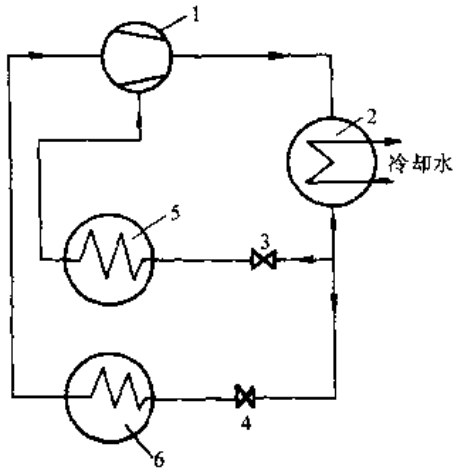


图 3-23 单机双温冷源系统

1—螺杆压缩机 2—冷凝器 3、4—膨胀阀
5—中温蒸发器 6—低温蒸发器

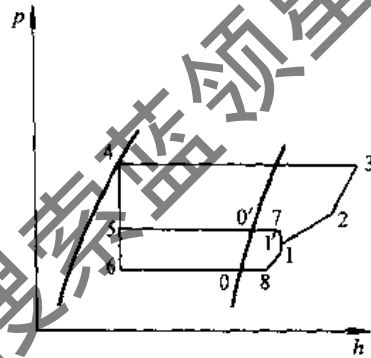


图 3-24 单机双温制冷循环的 $p-h$ 图

在国内某厂曾对 IS/JLGF12.5—34/65 双温螺杆压缩机组进行了中、低温冷量试验和轴功率试验，得出如下的试验结果：

1) 单机双温系统与单机单温系统相比，除提供基本相等的低温冷量外，还额外增加一部分中温冷量。如果低温恒定，则中间温度越高，中温冷量上升也越多，而低温冷量只略有下降。

2) 随中间温度的上升，中温冷量与低温冷量之比越来越大；最大时中温冷量可达到低温冷量的 2.7 倍；而低温冷量随中间温度的增加，略有下降，减少量一般小于 6%。

3) 双温系统的中温冷量大幅度上升时，轴功率上升得不多，也就是说额外增加的一部分中温冷量所花代价很少，即双温系统的效率很高，机组的轴功率几乎只与中温蒸发温度有关，而与低温蒸发温度关系不大。

螺杆式单机双温系统相对于中温循环使用蒸发压力调节阀的系统而言，由于中温部分制冷量是在维持低温冷量基本不变的情况下额外增加的，这样可大大减小单位冷量的设备投资和功率消耗。是一个很值得推广的系统。尤其对石化、水利、啤酒、制药等领域中原料的分级降温，采用该系统是十分有利的。

3.6 螺杆压缩机的热泵循环

热泵循环和制冷循环没有实质上的区别，如果说制冷循环的目的是通过蒸发器吸收热量达

到制冷目的，那么热泵循环即是通过冷凝器的排热而达到供热目的。热泵循环是通过消耗一定量的机械能，将环境介质中的热能转移到较高温度的供热系统去的一种蒸气压缩循环。

热泵循环的经济指标用制热系数 ϵ_h 表示：

$$\epsilon_h = \frac{q_h}{w_o} = \frac{q_h}{q_h - q_o} \quad (3-52)$$

式中 q_h ——供热系统获得的热量；
 w_o ——循环所耗的机械功；
 q_o ——从低温热源吸收的热量。

螺杆压缩机由于具有许多优点，近年来在中、大型空冷热泵冷（热）水机组中被大量采用，具体的工作流程可见第 6 章。

螺杆压缩机作热泵使用时的制热量可近似地用下式计算：

$$Q' = Q + P_c \quad (3-53)$$

式中 Q' ——螺杆压缩机的排热量 (kW)；
 Q ——螺杆压缩机的制冷量 (kW)；
 P_c ——压缩机的轴功率 (kW)。

作热泵使用时，螺杆压缩机的制热系数 ϵ_h 也可按下式计算：

$$\epsilon_h = \frac{Q'}{P_c} \quad (3-54)$$

单级螺杆压缩机热泵的制热系数随着热源温度的降低而下降，为了提高低环境温度下热泵的制热系数，有人开始研究经济器螺杆压缩机的热泵循环。它是在双级热泵循环的基础上发展起来的，主要不同点在于用一台压缩机来代替两台压缩机，以实现双级循环，其投资相对较小，只要增加一个经济器和对压缩机加以改造便成。该循环称为压缩机中间补气的热泵循环。

经济器螺杆压缩机的热泵循环系统和它的主要部件如图 3-25 所示。由冷凝器 B 出来的工质，先通过节流阀 C 节流一次后，进入经济器 D ，由此产生的闪发蒸气经压缩机 A 的中间补气孔进入机内，而经济器中的液体通过节流阀 E 再一次节流，进入蒸发器 F ，从蒸发器蒸发的的气体由压缩机吸入，再与中间补气混合压缩，完成循环。这种热泵循环的 $p-h$ 图见图 3-26。

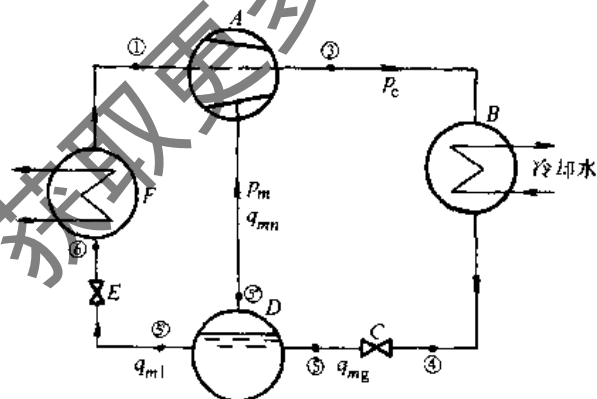


图 3-25 经济器螺杆热泵循环系统

A—压缩机 B—冷凝器 C、E—节流阀 D—经济器 F—蒸发器

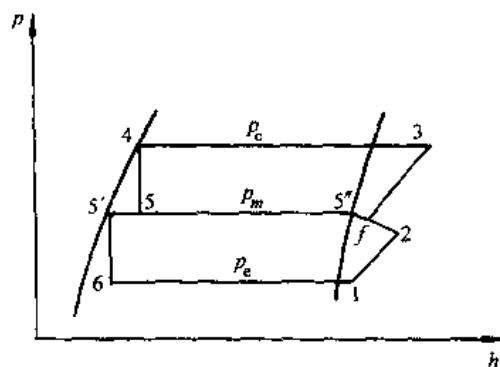


图 3-26 中间补气热泵循环 $p-h$ 图

采用中间补气的热泵循环，可提高制热系数 ϵ_h 。由于中间补气是在压缩机吸气口封闭后进行的，原吸气量不变的情况下，压缩机的排气量增加，使制热量增加，功率消耗也略有增加，但

增加幅度少于排气量的增加,从而使制热系数 ϵ_h 增大。

1. 中间补气热泵循环的质量与能量平衡方程

假设中间补气过程按理想绝热等比体积过程进行,则中间补气热泵循环的质量与能量平衡方程如下:

$$q_{mg} = q_{mm} + q_{m1} \quad (3-55)$$

$$q_{mg} h_5 = q_{m1} h_{5'} + q_{mm} h_{5''} \quad (3-56)$$

式中 q_{mg} ——压缩机总排气量 (kg/s);
 q_{m1} ——进入蒸发器液体量 (kg/s);
 q_{mm} ——中间补气量 (kg/s);

h_5 、 $h_{5'}$ 、 $h_{5''}$ ——图 3-26 中相应点的比焓值 (kJ/kg)。

2. 中间补气过程的方程

能量方程
$$h_2 + \delta h_{5''} = (1 + \delta) h_f \quad (3-57)$$

比体积方程
$$v_f = v_2 + \delta v_{5''} / (1 + \delta) \quad (3-58)$$

熵平衡方程
$$(1 + \delta) s_f = \delta s_{5''} + s_2 \quad (3-59)$$

$$\delta = \frac{q_{mm}}{q_{m1}}$$

式中 δ ——单位吸气量的中间补气量。

3. 单位质量压缩功 w (kJ/kg) 方程

$$w = - [(h_3 - h_1) + \delta (h_3 - h_{5'})] \quad (3-60)$$

4. 制热系数 ϵ_h

$$\epsilon_h = \frac{q'}{-w} = \frac{(1 + \delta)(h_3 - h_4)}{(1 + \delta)h_3 - \delta h_{5'} - h_1} \quad (3-61)$$

式中 q' ——每 1kg 吸气量的排热量 (kJ/kg);
 $-w$ ——每 1kg 吸气量的功率消耗 (kJ/kg)。

将以上方程组编成计算机程序并输入计算机计算出最佳中间补气压力 p_m 下的制热系数 ϵ_h , 同时计算出相同工况下单级压缩热泵循环的制热系数 ϵ_{st} , 并计算出两种热泵循环的制热系数相对增长率 $\Delta\epsilon/\epsilon_{st}$ 。图 3-27 就是制热系数的相对增长率与蒸发温度、冷凝温度的关系。由图上可以看出, 在蒸发温度较低和冷凝温度较高的情况下, 增长幅度较大, 随着蒸发温度的增大, 制热系数相对增长率减小。

1991 年, 中国科学院广州能源研究所曾对型号为 KF16, 转子直径 160mm, 理论排量 550m³/h, 标准制冷量 280kW, 压缩机中间开孔位置约在吸入蒸气压力上升 13% 处, 开孔直径 22cm, 制冷剂为 R22 的螺杆压缩机, 在冷凝温度 35℃、40℃、45℃ 和蒸发温度 -20 ~ -10℃ 范围内进行了中间补气热泵循环供热量、功率消耗、制热系数和单级热泵循环相应值试验。图 3-28 示出了中间补气和单级压缩热泵的试验结果比较。

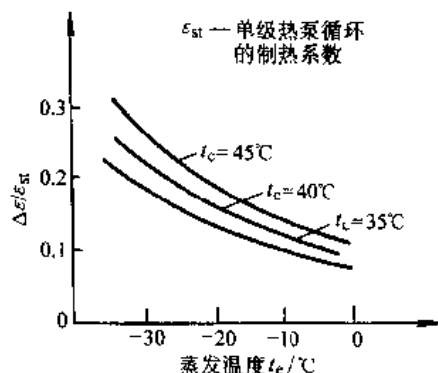


图 3-27 制热系数相对增长率随 t_c 、 t_e 的变化关系

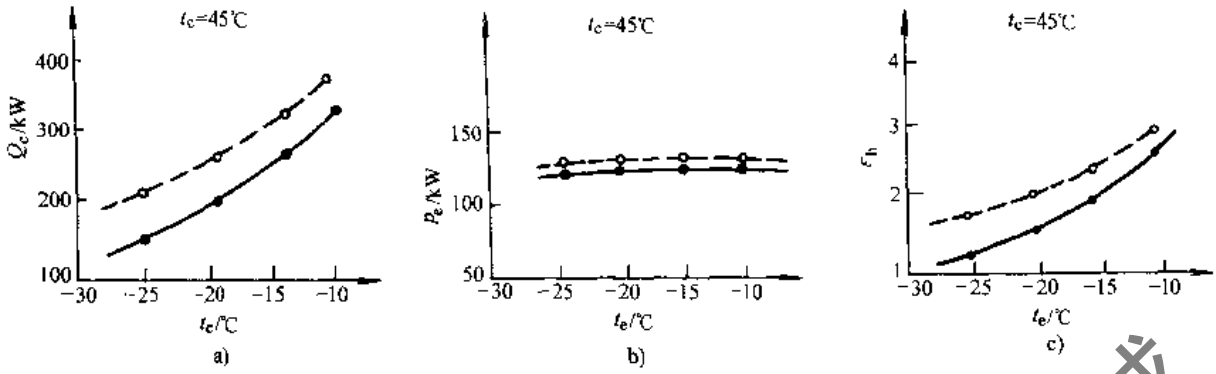


图 3-28 中间补气 and 单级压缩热泵循环的试验结果比较

a) 供热量 b) 耗功率 c) 制热系数
中间补气 —— 单级螺杆

实验结果显示，采用经济器螺杆热泵循环后，其供热量增加较多，而功率消耗略有增加，制热系数提高，而且供热量和制热系数的增长率是随蒸发温度的降低而增加的。这些结论与理论分析的结论是一致的。所以，带经济器螺杆压缩的热泵循环可在实际中应用推广。

3.7 带膨胀机的离心压缩机制冷循环

在蒸气压缩制冷循环中，从冷凝器出来的高压液体一般都是通过节流阀节流，产生的低压气液混合物进入蒸发器内进行制冷的。这主要是由于在两相区内工作的膨胀机构造复杂而回收能量较少的缘故。1995 年以来，美国在地热发电、石油生产和制冷工业等工业和商业应用中，已有 70 多个单位用两相区的膨胀机来代替节流阀回收能量。本节简述在美国迈哈顿某一商业建筑中，使用带膨胀机，制冷量为 8720kW 的离心式冷水机组的系统及其性能。

图 3-29 所示为带膨胀机的离心压缩机制冷系统。两相流动膨胀机在回收功率过程中降低了进入蒸发器工质的比焓，图中 3-4 过程接近等熵的膨胀过程，取代了传统节流阀的等焓过程 (3-4')，不但提高了循环的制冷效应，而且膨胀机还能对外做功，可以发电，也可以驱动辅助设备，如水泵等。

图 3-30 所示是带膨胀机离心式冷水机组的系统。从蒸发器 9 出来的低压蒸气进入离心式

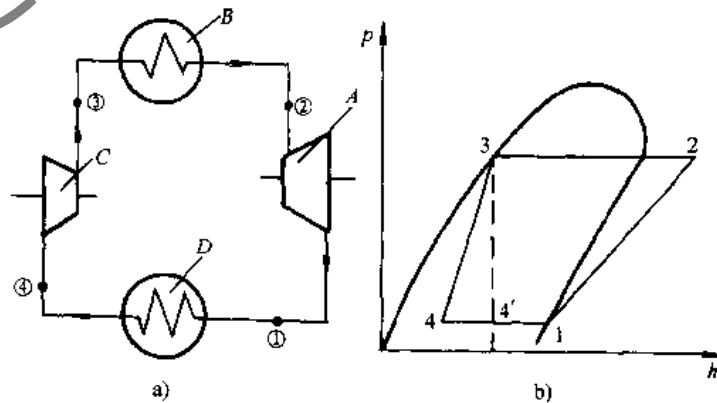


图 3-29 带膨胀机的离心压缩机制冷系统

a) 循环系统 b) p-h 图

A—压缩机 B—冷凝器 C—膨胀机 D—蒸发器

压缩机 1 后，被压缩至高温高压，高压蒸气再进入水冷冷凝器 3 冷凝成液体。在原有的装置中，冷凝液体经节流后产生的低压蒸气回入蒸发器 9，完成循环。膨胀机系统只是将两相膨胀机 5，通过截止阀 7 和管子连接至原装置。当膨胀机工作时，节流阀 8 关闭，而截止阀 7 和调节阀 4 打开，使冷凝液进入两相膨胀机。膨胀机发出的动力可直接与压缩机相联，以减少压缩机的功率消耗；也可通过发电机 6 发电。当两相膨胀机停止工作时，节流阀 8 会自动打开，以防止循环中断。

两相膨胀机的主轴是垂直布置的，R134a 的冷凝液体从侧面进入一液体空间，再通过 6 只双相喷嘴，产生的两相流束冲击至转动叶轮的叶片上。一般情况下，由于叶片被腐蚀，不宜采用气流直接冲击，可是在制冷应用中，冲击速度在 30m/s 以下，一般不会产生腐蚀。

表 3-7 列出制冷量为 8720kW、使用 R134a 的两相膨胀机的性能。从 1998 年开始，美国开利公司生产带膨胀机的 19XRT 离心式冷水机组系列。

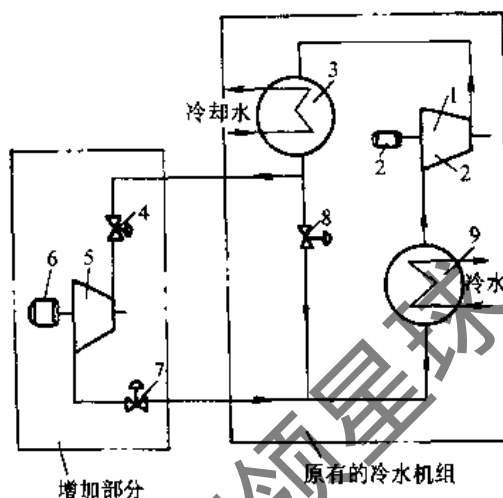


图 3-30 带膨胀机的离心式冷水机组的系统图

- 1—离心压缩机 2—电动机 3—冷凝器
4—调节阀 5—膨胀机 6—发电机
7—截止阀 8—节流阀 9—蒸发器

表 3-7 两相膨胀机的性能 (制冷量为 8720kW, R134a)

进口压力 p_1 /MPa	0.87	出口温度 t_2 /°C	6.66
进口温度 t_1 /°C	30	产生动力 P_e /kW	54
流量 $q_{m,r}$ / (kg/h)	189550	转速 n / (r/min)	1800
出口压力 p_2 /MPa	0.38	等熵功率 P_e /kW	85

获取更多资料

第 4 章 制冷剂、载冷剂和润滑油

离心式、螺杆式制冷机组中，循环流动的工作介质称为制冷剂（又称制冷工质）。它在系统的各个部件间循环流动。以实现能量的转换和传递，达到制冷机在冷凝器中向高温热源放热；在蒸发器中从低温热源吸热，实现制冷的目的。

制冷剂是随着制冷技术的发展而发展的，1834 年，美国人珀金斯发明了世界上第一台制冷机，采用的制冷剂为乙醚（ CH_3OCH_3 ）。1866 年，二氧化碳（ CO_2 ）被用作制冷剂。1872 年，波义耳发明以氨（ NH_3 ）为制冷剂的压缩机。1876 年，使用二氧化硫（ SO_2 ）为制冷剂。氯甲烷（ CH_3Cl ）在 1878 年开始使用。到 20 世纪 30 年代，一系列的卤代烃，美国杜邦公司称其为氟利昂（Freon）的制冷剂相继问世。这些热力性能优良、无毒、不燃、能适应不同温度区域的工作流体，显著地改善了制冷机的性能，大大促进了制冷与空调工业的发展。随后于 20 世纪 50 年代，开始使用共沸制冷剂。60 年代开始使用非共沸制冷剂。此时卤代烃制冷剂几乎达到了相当完善的地步。

20 世纪 80 年代的 CFC 问题的出现及其替代技术的发展，使制冷剂的选择进入一个以能源和环保为主体的新时代，制冷剂的长期替代物为 HFC 和天然工质。

4.1 制冷剂的种类和编号

4.1.1 制冷剂的种类

根据制冷剂的分子结构，可将制冷剂分为无机化合物和有机化合物两大类；根据制冷剂的组成可分为单一制冷剂和混合制冷剂；根据制冷剂的物理性质，可将制冷剂分为高温（低压）、中温（中压）、低温（高压）制冷剂。

4.1.2 制冷剂的编号

我国国家标准 GB7778—1987 规定了各种通用制冷剂的简单编号方法，以代替其化学名称、分子式或商品名称。这个国家标准主要等效采用美国 ANSI/ASHRAE34 标准。标准中规定用字母 R 和它后面的一组数字及字母作为制冷剂的简写编号。字母作为制冷剂的代号，后面的数字或字母则根据制冷剂的种类及分子组成按一定的规则编写。

(1) 无机化合物 属于无机化合物的制冷剂有水、氨、二氧化碳、二氧化硫等。无机化合物用序号 700 表示，化合物的相对分子质量（取整数部分）加上 700 就得出其制冷剂的编号。例如，氨的相对分子质量为 17，其编号为 R717。二氧化碳和水的编号分别为 R744 和 R718。

(2) 卤代烃 卤代烃是饱和碳氢化合物的氟、氯、溴的衍生物的总称。目前用作制冷剂的主要是甲烷、乙烷、丙烷和环丁烷系的衍生物。

饱和碳氢化合物的分子通式为 $\text{C}_m\text{H}_{2m+2}$ 。卤代烃的分子通式为 $\text{C}_m\text{H}_n\text{F}_p\text{Cl}_q\text{Br}_r$ ，其原子数 m 、 n 、 p 、 q 、 r 之间的关系式为

$$2m + 2 = n + p + q + r$$

卤代烃制冷剂的代号 R 后面的第一位数字表示卤代烃分子式中碳原子数目减去 1（即 $m - 1$ ），若碳原子数目为 1，则 $m - 1 = 0$ ，可以不写。R 后面的第二位数字表示卤代烃分子式中氢

原子数目 n 加上 1 (即 $n+1$)。R 后面的第三位数字表示卤代烃分子式中氟原子数目 p 。例如二氟二氯甲烷分子式为 CF_2Cl_2 , 编号为 R12。四氟乙烷的分子式为 $\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$, 编号为 R134。

若卤代烃分子式中有溴 (Br) 原子, 则最后增加字母 B, 之后附以溴原子数目 r 。例如三氟一溴甲烷的分子式为 CF_3Br , 编号为 R13B1。环状衍生物的编号规则与卤代烃相同, 只在字母 R 后加一个字母 C。例如八氟环丁烷分子式为 C_4F_8 , 编号为 RC318。

乙烷系制冷剂的同分异构体具有相同的编号, 但最对称的一种制冷剂的编号后面不带任何字母, 而随着同分异构体变得愈来愈不对称时, 就附加小写 a 、 b 、 c 等字母。例如二氟乙烷分子式为 $\text{CH}_2\text{FCH}_2\text{F}$, 编号为 R152; 它的同分异构体分子式为 CHF_2CH_3 , 编号为 R152a。

(3) 碳氢化合物 这类制冷剂主要有饱和碳氢化合物和非饱和碳氢化合物。饱和碳氢化合物制冷剂中甲烷、乙烷、丙烷的编号方法与卤代烃相同。例如乙烷的分子式为 C_2H_6 , 编号为 R170。丁烷编号特殊, 正丁烷的编号为 R600, 异丁烷的编号为 R600a。

非饱和碳氢化合物制冷剂主要有乙烯、丙烯等烯烃。它们的编号规则中, 字母 R 后面的第一位数字定为 1, 接着的数字编制与卤代烃相同。例如乙烯、丙烯的分子式分别为 C_2H_4 、 C_3H_6 , 编号分别为 R1150、R1270。非饱和卤代碳氢化合物的编号方法与此相同。

(4) 混合制冷剂 这类制冷剂包括共沸制冷剂和非共沸制冷剂。已经商品化的共沸制冷剂, 依应用先后在 R500 序号中顺次地规定其编号。例如已命名共沸制冷剂 R500 和 R502 的组成 (质量分数) 如下: R500——R12/R152a (73.8/26.2), R502——R22/R115 (48.8/51.2)。已经商品化的非共沸制冷剂, 依应用先后, 在 R400 序号中顺次地规定其编号。混合制冷剂的组分相同, 比例不同, 编号数字后接大写 A、B、C 等字母加以区别。例如非共沸制冷剂 R404A 和 R407C 的组成分别如下: R404A——R125/134a/134a (44.0/52/4.0), R407C——R32/125/134a (23.0/25.0/52.0)。

(5) 其他各种有机化合物 规定按 600 序号编号, 其编号是任选的。

常用的纯质制冷剂、共沸制冷剂和非共沸制冷剂的物理特性见表 4-1。

近来, 常常根据制冷剂的化学组成来表示制冷剂的种类。不含氢的卤代烃称为氯氟化碳, 写成 CFC; 含氢的卤代烃称为氢氯氟化碳, 写成 HCFC; 不含氯的卤代烃称为氢氟化碳, 写成 HFC; 碳氢化合物写成 HC。在 CFC、HCFC、HFC、HC 等后面接数字或字母的编制方法, 同国家标准 GB7778—1987 规定一致。如 R12 属氯氟化碳化合物, 表示成 CFC12; R22、R134a、R170 分别表示成 HCFC22、HFC134a、HC170。

4.2 制冷剂的一般性质和要求

4.2.1 制冷剂的热力性质

制冷系统中的制冷剂常常处于两相区或接近饱和状态。常见制冷剂的饱和压力与饱和温度的关系见图 4-1, 其基本热力性质见表 4-1。在制冷循环的热力计算中, 常常采用制冷剂的压-焓图 (又称 $p-h$ 或 $\lg p-h$ 图)。本书的附录列出了离心式、螺杆式制冷剂组常用制冷剂的热力性质的表和图。在制冷设备的设计计算中, 有时需要制冷剂的热物理性质, 包括制冷剂的密度、热导率、粘度、表面张力、膨胀率等, 必要时可参考有关的设计手册。

4.2.2 制冷剂的化学、安全和环境性质

(1) 制冷剂的热稳定性 在一定的条件下, 制冷剂受热温度升高会发生分解, 但在制冷正常的运行条件下, 由于制冷剂的工作温度低于其分解温度, 制冷剂是热稳定的。制冷系统实际

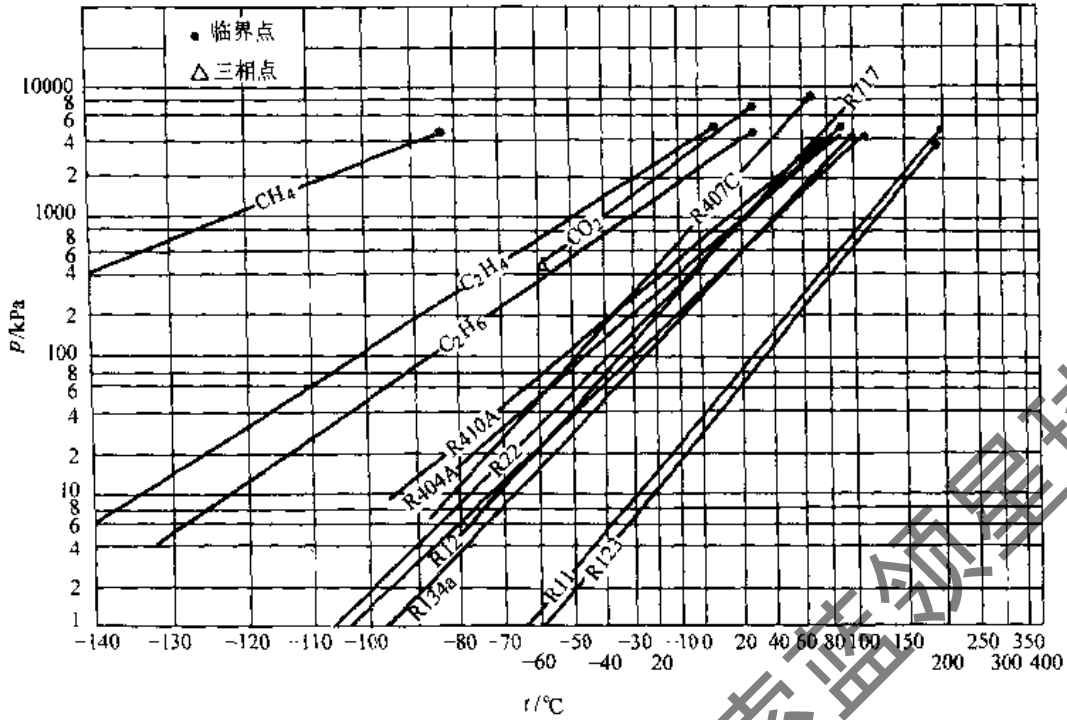


图 4-1 各种制冷剂的饱和蒸气压力与饱和温度曲线

控制的制冷剂的最高使用温度还受制冷工况、润滑油的种类、压缩机的材料等因素限制。制冷系统中的制冷剂是同润滑油、钢铁、铜、电动机绕组长时间相接触的，为防止它们之间的相互作用，仍需限制它们的使用温度。表 4-2 列出一些制冷剂使用的最高温度。

表 4-1 制冷剂的物理特性

制冷剂	分子式或混合物组成 (%) (质量分数)	相对分子质量	标准沸点/°C	凝固温度/°C	等熵指数 (103.25kPa)	临界温度/°C	临界压力/MPa
R11	CCl_3F	137.37	23.7	-111.1	1.135 (20°C)	198.0	4.41
R12	CCl_2F_2	120.91	-29.8	-155.0	1.138 (20°C)	112.0	4.14
R13B1	CBrF_3	148.91	-57.7	-168	1.116 (0°C)	67.1	3.96
R13	CClF_3	104.46	-81.3	-180.0	1.15 (10°C)	29.2	3.92
R14	CF_4	88.00	-128.1	-184.0	1.22 (-80°C)	-45.6	3.75
R21	CHCl_2F	102.92	8.9	-135	1.16 (20°C)	178.3	5.18
R22	CHClF_2	86.47	-40.8	-160.0	1.194 (10°C)	96.2	4.99
R23	CHF_3	70.01	-82.1	-160.0	1.19 (0°C)	25.9	4.84
R30	CH_2Cl_2	84.93	40.2	-96.7	1.18 (30°C)	237.0	6.08
R32	CH_2F_2	52.02	-51.7	-78.4		78.2	5.78
R40	CH_3Cl	50.49	-24.2	-97.6	1.2 (30°C)	143.1	6.67
R50	CH_4	16.04	-161.5	-182.8	1.31 (15.6°C)	-82.5	4.64
R113	$\text{CCl}_2\text{FCClF}_2$	187.37	47.6	-36.6	1.08 (60°C)	214.1	3.39
R114	$\text{CClF}_2\text{CClF}_2$	170.92	3.6	-94.0	1.092 (10°C)	145.7	3.26
R115	CClF_2CF_3	154.47	-38.9	-106.05	1.091 (30°C)	80.0	3.12

(续)

制冷剂	分子式或混合物组成 (%) (质量分数)	相对分子质量	标准沸点/°C	凝固温度/°C	等熵指数 (103.25kPa)	临界温度/°C	临界压力/MPa
R116	CF ₃ CF ₃	138.01	-78.2	-100.6		19.9	3.04
R123	CHCl ₂ CF ₃	152.93	27.8	-107.0	1.09 (20°C)	183.3	3.66
R124	CHClCF ₃	136.48	-12.0			122.3	3.62
R134	CHF ₂ CHF ₂	102.03	23.0			119.0	4.62
R134a	CH ₂ FCF ₃	102.03	-26.1	-101.1	1.11 (20°C)	101.1	4.06
R141b	CH ₃ CCl ₂ F	116.95	32.0			204.2	4.25
R142b	CH ₃ CClF ₂	100.49	-9.0	-130.08	1.12 (0°C)	137.1	4.12
R143	CH ₂ FCHF ₂	84.04	5.0			156.7	5.24
R143a	CH ₃ CF ₃	84.04	-47.2	-111.3		72.9	3.78
R152a	CH ₃ CHF ₂	66.05	-24.0	-117.0		113.3	4.52
R170	CH ₃ CH ₃	30.07	-88.6	-183.2	1.18 (15.6°C)	32.2	4.87
R245ca	CH ₂ FCF ₂ CHF ₂	134.05	25.1			174.4	3.94
R245fa	CHF ₂ CH ₂ CF ₃	134.05	15.1			154.1	4.43
R290	CH ₃ CH ₂ CH ₃	44.10	-42.1	-187.1	1.13 (15.6°C)	96.7	4.25
RC318	-CF ₂ -CF ₂ -CF ₂ -	200.03	-6.0	-40.2	1.03 (0°C)	115.2	2.78
R404A	R125/143a/134a (44/52/4)	97.60	-46.6			72.1	3.74
R407C	R32/125/134a (23/25/52)	86.20	-43.8			87.3	4.63
R410A	R32/125 (50./50.)	72.58	-51.6			72.5	4.95
R500	R12/152a (73.8/26.2)	99.30	-33.6	-158.9	1.127 (30°C)	102.1	4.17
R502	R22/115 (48.8/51.2)	111.63	-45.3		1.133 (30°C)	80.7	4.02
R503	R23/13 (40.1/59.9)	87.25	-87.5		1.21 (34°C)	18.4	4.27
R504	R32/115 (48.2/51.8)	79.25	-57.7		1.16 (20°C)	62.1	4.44
R507A	R125/143a (50/50)	98.86	-47.1			70.9	3.79
R600	CH ₃ (CH ₂) ₂ CH ₃	58.12	-0.5	-135.0	1.10 (15.6°C)	152.0	3.80
R600a	CH ₃ (CH ₂) ₂ CH ₃	58.12	-11.6	-160		134.7	3.64
R717	NH ₃	17.03	-33.3	-77.7	1.32 (20°C)	132.3	11.34
R718	H ₂ O	18.02	100.0	0.0	1.33 (0°C)	374.2	22.10
R744	CO ₂	44.01	-78.4	-56.6	1.295 (20°C)	31.1	7.38
R764	SO ₂	64.06	-10.0			157.5	7.88
R1130	CHCl=CHCl	96.94	47.8			243.3	5.48
R1150	CH ₂ =CH ₂	28.05	-109.4	-169.5	1.22 (15.6°C)	9.3	5.11
R1270	CH ₃ CH=CH ₂	42.08	-47.7	-185.0	1.15 (15.6°C)	92.4	4.67

表 4-2 一些制冷剂使用的最高温度

制冷剂	最高使用温度/°C	制冷剂	最高使用温度/°C
R11	105	R113	105
R12	130	R114	120
R13	150	R502	150
R22	150	R717	150
R123	105	R600a	130
R134a	130	R290	130
R404A	150	R407C	150

(2) 制冷剂与水的溶解作用 不同的制冷剂的溶解性不一样。氨易溶于水，生成的水溶液的凝固温度低于 0°C，因此氨制冷系统中不会因结冰堵塞制冷管路，但会腐蚀与其接触的金属材料。卤代烃和碳氢制冷剂很难溶于水，当制冷剂中含水量超过溶解度时，就会出现游离态的水；当制冷温度低于 0°C 时，游离水会因结冰堵塞节流机构通道。水溶解制冷剂后会发生水解现象，生成酸性物质，腐蚀金属材料，降低绕组的电气绝缘性能。因此，制冷系统中不允许有游离态水存在，一般在系统中设置干燥器。根据目前人们所掌握的知识，制冷剂中最大含水量不应超过 60~80mg/kg。也就是说，对于更高的含水量，视液镜中的湿度指示器上的颜色会变黄色。图 4-2 给出了 R12、R22、R134a 和 R123 中水的溶解度曲线。从图中可看出极性制冷剂 R22 和 R134a 的特性和非极性 R12 的完全不同。它们在液相的吸水性不仅相差 1~2 个数量级，同时在液相和气相的溶解度大小也互换了。

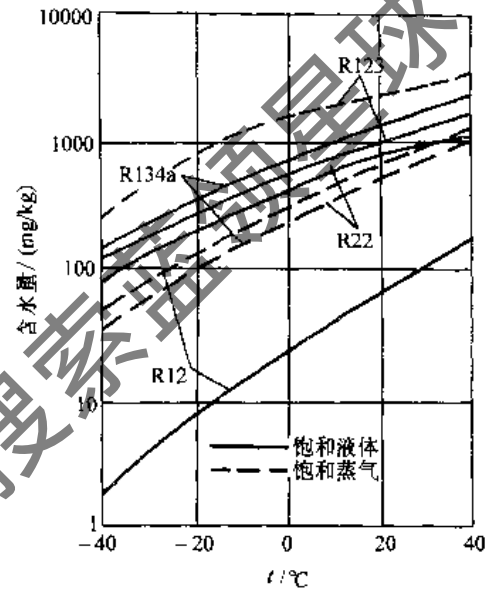


图 4-2 R12、R22、R134a 和 R123 气相和液相中的水溶解度
——饱和液体 - - - - 饱和蒸气

(3) 制冷剂和润滑油的溶解性 不同的制冷剂液体与润滑油的溶解性不同，同一制冷剂与不同的润滑油的溶解性也不同，有的完全互溶，有的几乎不溶解，而有的部分溶解。在制冷温度范围内，R717 和 R744 几乎不溶于矿物油；R22、R152a、R502 与矿物油部分相溶，它们在高温时与润滑油完全互溶，在低温时出现分层，一层含油较多，一层含油较少。图 4-3 是 R22 与不同润滑油形成溶液的相图。R11、R12、R21、R500 与矿物油完全互溶，形成均匀的溶液。R134a 与多元醇酯类 (Polyol Ester, 简称 POE) 合成润滑油是互溶的，而与矿物油是难溶的。值得说明的是制冷系统中的润滑油是呈液体状态存在的，当制冷剂与润滑油不互溶时，其优点是蒸发温度比较稳定，同时在制冷设备中制冷剂与润滑油分成两层，因此易于分离；缺点是在换热器的传热面上，会形成阻遏传热的油膜。当制冷剂与润滑油互溶时，在传热面上就不会形成油膜。润滑油可随制冷剂一起渗透到压缩机的各个部件，形成良好的润滑条件。但是，应注意溶解制冷剂的润滑油的粘度会降低，相同压力下的蒸发温度会升高等现象。图 4-4 是 R134a 与 POE 润滑油的溶解曲线。

(4) 制冷剂对金属和非金属的作用 氨对钢铁无腐蚀作用，对铜、铝或铜合金有轻微的腐蚀作用。但如果氨中含水，则对铜及铜合金 (除磷青铜外) 有强烈的腐蚀作用。卤代烃对几乎所有的金属无腐蚀作用，只对镁和含镁超过 2% 的铝合金有腐蚀。卤代烃在含水情况下会水解

成酸性物质，对金属有腐蚀作用。所以，含水的制冷剂和润滑油的混合物能够溶解铜，当制冷剂在系统中与铜或铜合金接触时，铜便会溶解在混合物中，然后沉积在温度较高的钢铁部件上，形成一层铜膜，这就是所谓的镀铜现象。镀铜现象在压缩机曲轴的轴承表面，吸、排气阀等光洁表面特别明显。它会影响压缩机的运动部件的配合间隙，以及吸排气阀的密封，严重时使压缩机无法正常工作。

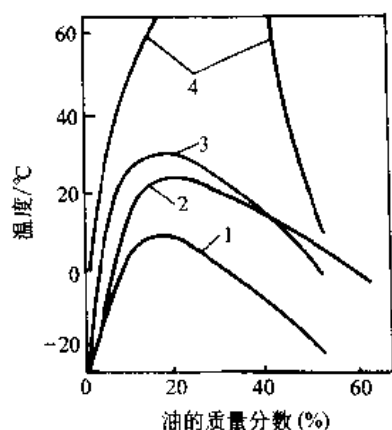


图 4-3 R22 与不同润滑油形成溶液的相图

1、2—环烷族润滑油
3—环烃-石蜡族润滑油 4—石蜡族润滑油

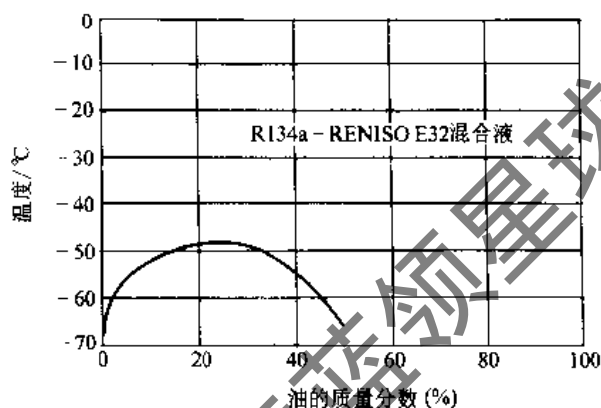


图 4-4 润滑油在 R134a 液体中的溶解度

卤代烃制冷剂是一种很好的有机溶剂，很容易溶解天然橡胶和树脂，使高分子材料变软、膨胀或起泡。所以，在选择制冷机的密封材料和电器绝缘材料时，不使用天然橡胶、树脂化合物，而要用耐卤代烃腐蚀的氯丁烯、氯丁橡胶、尼龙、塑料等材料。烃类制冷剂对金属材料无腐蚀。

(5) 制冷剂的电绝缘性 在封闭式压缩机中，电动机的线圈与制冷机直接接触，要求制冷剂应具有良好的电绝缘性能。电击穿强度表示制冷剂电绝缘性能的一个指标。一些制冷剂气体在压力 100kPa、温度 0°C 时的电击穿强度见表 4-3。值得说明的是杂质、润滑油的存在会使制冷剂的电绝缘强度下降。

表 4-3 制冷剂气体的电绝缘强度

制冷剂		R11	R12	R13	R14	R22	R113	R717
电击穿强度 / (kV/m)	液体	1.08	1.48	0.53	0.38	1.70	1.70	0.31
	气体	0.61	1.70			1.80		

(6) 制冷剂的安全性 安全性包括毒性和可燃性，ISO817 以易燃、易爆的体积分数为标准，将制冷剂分为三组，ASHARE34-78 以毒性为界限，将制冷剂分为三组。ASHARE34-92 以毒性定量和可燃性定量的方法，将制冷剂分类。此方法分类比较科学，表 4-4 是 ASHRAE 的毒性和可燃性的安全分类标准，其中字母 A 或 B 表示毒性的程度，字母后的数字 1、2 或 3，表示可燃程度。常见制冷剂安全性的具体分类见表 4-5。

表 4-4 ASHRAE34—92 以毒性和可燃性为界限的安全分类标准

可燃性 \ 毒性	毒性	
	较低毒性	较高毒性
较高可燃性	A3	B3
较低可燃性	A2	B2
无火焰蔓延	A1	B1

(7) 环境性能及指标 臭氧消耗潜能值 ODP (Ozone Depletion Potential), 是一个规范化的标志, 选用 CFC11 的值作为基准值 1.0, 表示制冷剂消耗大气臭氧分子潜能的程度。表 4-5 所示 ODP 数据是国际科学评估委员会所采纳的模化值; 所示混合物的 ODP 是由质量分数平均计算得来的。

表 4-5 制冷剂的安全、环境特性

制冷剂	TLV-TWA ^① ($\times 10^{-6}$)	LFL ^② (%)	毒性	大气寿命/a	ODP	GWP
R11	C1000	无	A1	45	1.000	3600
R12	1000	无	A1	100	0.820	10600
R13B1	1000	无	A1	65	12.00	6900
R13	1000	无	A1	640	1.000	10000
R14		无	A1	50000	0.000	5700
R21	10	无	B1	2.0	0.010	210
R22	1000	无	A1	11.8	0.034	1900
R23	1000	无	A1	243	0.000	14800
R30	50	14.6	B2	0.46	0.000	10
R32	1000	13.3	A2	5.6	0.000	880
R40	50	8.1	B2	1.3	0.020	16
R50	1000	5	A3	12.2	0.000	24
R113	1000	无	A1	85	0.900	6000
R114	1000	无	A1	300	0.850	9800
R115	1000	无	A1	1700	0.400	10300
R116	1000	无	A1	10000	0.000	11400
R123	50	无	B1	1.4	0.012	120
R124	1000	无	A1	6.1	0.026	620
R134	1000	无		10.6	0.000	1200
R134a	1000	无	A1	13.6	0.000	1600
R141b	500	6.4		9.2	0.086	700
R142b	1000	6.9	A2	18.5	0.043	2300
R143		5.8		3.8	0.020	370
R143a	1000	7.1	A2	53.5	0.000	5400
R152a	1000	3.1	A2	1.5	0.000	190
R170	1000		A3		0.000	~20
R245ca		7.1		6.6	0.000	720
R290	2500	无	A3		0.000	~20
RC318	1000	无	D	3200	0.000	11200
R404A	1000	无	A1/A1		0.000	4540
R407C	1000	无	A1/A1		0.000	1980
R410A	1000	无	A1/A1		0.000	2340

(续)

制冷剂	TLV-TWA ^① ($\times 10^{-6}$)	LFL ^② (%)	毒 性	大气寿命/a	ODP	GWP
R500	1000	无	A1		0.605	7870
R502	1000	无	A1		0.221	6200
R503	1000	无			0.599	14300
R504		无			0.207	5760
R507A		无	A1		0.000	4600
R600	800	1.9	A3		0.000	<20
R600a	800	1.8	A3		0.000	<20
R717	25	14.8	B2		0.000	<1
R718		无	A1		0.000	<1
R744	5000	无	A1	>50	0.000	1
R764	2	无	B1		0.000	
R1130	200	5.6				
R1150	1000	2.7	A3		0.000	
R1270	375	2.0	B3		0.000	

① TLV-TWA—低限值的时间加权平均值。

② LFL—燃烧低限，它是可燃性的一个标志。

全球变暖潜能值 GWP (Global Warming Potential)，是衡量制冷剂对气候变暖影响的指标值。当选用 CFC11 的值作为基准值 1.0 时，称为 HGWP。近年来人们将作用 100 年的 CO₂ 作为基准，并将 CO₂ 的温室效应潜能值定为 1.0，称为 GWP 或 GWP₁₀₀。表 4-5 所示 GWP 数值是相对于一百年年限产生的二氧化碳的量；所示混合物的 GWP₁₀₀ 是由质量分数计算得来的。要全面反映温室效应必须考虑机器的泄漏量、使用年限、能耗等多方面的因素。

总体温室效应值 TEWI (Total Equivalent Warming Impact)，是综合反映一台机器对全球变暖所造成影响的指标值。其计算方法如下：

$$TEWI = m \times I \times GWP \times n + E \times n \times B$$

式中，GWP——以 CO₂ 为基准的全球变暖潜能值；

m ——系统中制冷剂总质量 (kg)；

I ——制冷剂的年泄漏率 (%)；

n ——系统运行年限 (a)；

E ——系统每年的能耗 (kW·h)；

B ——每 1kW·h 电 CO₂ 的释放量 [kg/(kW·h)]。

TEWI 由两项构成：直接使用制冷剂产生的温室效应和制冷机使用期内电厂发电产生的间接温室效应。前者指计算年限内泄漏的制冷剂相当于多少公斤 CO₂ 的积聚效果，后者体现产生 1kW·h 电，由燃料燃烧所释放的 CO₂ 量。需要指出的是，间接温室效应对各个国家而言是不同

的，取决于该国火力发电和水力发电的比例，以及火力发电的全厂热效率。

大气寿命 τ ，是制冷剂排放到大气中一直到分解前的时间，也就是制冷剂在大气中存留的时间。制冷剂的寿命长，说明其潜在的破坏作用就大。

寿命期气候性能 LCCP (Life Cycle Climate Performance)，是在 TEWI 基础上补充了制冷机和制冷剂生产过程中的能耗引起的温室效应。若用 LCCP 衡量和分析，其直接温室效应均很小，且可以通过提高能效比来补偿；间接温室效应占主要部分。

4.2.3 CFCs、HCFCs 的限制与替代

臭氧层的破坏和全球气候的变化，是当前全球所面临的主要环境问题。卤代烃以其优良的热力学、物理、化学、安全性质，被广泛地用于制冷、空调中作制冷剂，推动了制冷技术的发展。近代科技的研究证明，CFC 类物质进入大气层后，几乎全部上浮到臭氧层，在紫外线的作用下，CFCs 产生出 $\text{Cl}\cdot$ 自由基，参与了对臭氧的消耗，进而破坏大气臭氧层的臭氧含量，使臭氧层厚度减薄或出现臭氧层空洞。臭氧层的破坏，增加了太阳对地球表面的紫外线的辐射强度。根据测算，若臭氧层每减小 1%，紫外线的辐射量将增大 2%。紫外线辐射量的增加，将使人的免疫系统受到破坏，人体抵抗力大为下降，皮肤癌、白内障等病患增多。臭氧层的耗减，将使全世界农作物、鱼类水产减产；导致森林或树木坏死；加速塑料制品老化；城市光化学烟雾的发生几率提高。同时，CFC 的排放也会加剧地球的温室效应，CFC 是产生温室效应的气体，会像二氧化碳 (CO_2) 一样，稳定地吸收太阳热，使地球平均气温上升，海平面上升，土地沙漠化加速，危害地球上的许多生物，破坏生态平衡。在目前估计的气温变暖的因素中，20%~25% 是 CFC 类物质作用的结果。为了保护臭氧层，国际社会于 1985 年和 1987 年分别制定了保护臭氧层的《维也纳公约》和《关于消耗臭氧物质的蒙特利尔议定书》，制订了限制和禁止使用消耗臭氧层物质 (Ozone Depleting Substances, 简称 ODS) 的一系列措施，对受控物质的范围、限制和禁止使用的时间表都做了具体的规定。

我国于 1991 年 6 月成了《蒙特利尔议定书》的参加国。近年来，我国在保护臭氧层的工作中做出了积极的努力，取得了重要的进展。我国制定的《中国逐步淘汰消耗臭氧层物质的国家方案》，于 1993 年 1 月经国务院批准实施，1998 年对《国家方案》进行了修订。对工商业制冷设备 CFC11 完全淘汰的时间定为 2002 年；CFC12 完全淘汰时间为 2006 年。从 2003 年起，停止生产 CFC11/12 离心式制冷机组的新灌装机组。维修使用 CFC11/12 离心式制冷机组可延长到 2010 年。随着环境的变化和替代技术的进步，受控物质范围扩大，替代进度进一步加快。

关于 CFCs 替代和减少 CFCs 对大气臭氧层的破坏问题，目前主要有短期的、中期的和长期的三种解决方法。短期的解决方法是采取措施，减少向大气中的 CFCs 的排放量。比如，尽量减小制冷系统中的 CFCs 的充灌量，强化密封减小泄漏，研制 CFCs 的回收装置，逐年减少 CFCs 的生产和使用。中期的解决方法是采用对大气臭氧破坏能力小的 HCFCs 纯制冷剂，或由其组成的混合制冷剂，替代破坏能力大的 CFCs 制冷剂。目前研究较多并实际使用的纯制冷剂有 R22、R142b、R123 等，混合制冷剂有 R22、R142b、HFC152a、R124 等制冷剂的二元或多元混合制冷剂。HCFCs 物质虽然属低公害制冷剂，由于其仍对臭氧层有破坏作用且加剧大气温室效应，它们只是过渡的替代物，最终还是会被禁止的。

长期的解决的方法是采用 ODP 值为 0，且 GWP 也很小的物质作制冷剂。表 4-6 列出绿色环保制冷剂的发展趋势。可采用天然制冷剂，如氨、二氧化碳、烷烃等自然物质；也可采用卤代烃中的 HFCs 物质，如 R134a 和 R152a；近年来还有一些商业化的混合制冷剂，如 R404A、R410A、R407C 等。

表 4-6 绿色环保制冷剂的趋势

制冷剂用途	原制冷剂	制冷剂替代物
家用和楼宇空调系统	HCFC22	HFC 混合制冷剂
大型离心冷水机组	CFC11、CFC12 R500、HCFC22	HCFC123、HFC134a HFC 混合物、HFC245ea
低温、冷冻、冷藏机组及冷库	CFC12、R502 HCFC22、NH ₃	HFC134a、HCFC22 HFC 或 HCFC 混合物 NH ₃
冰箱及冷柜、汽车空调	CFC12	HFC134a、HCs 及其混合物 HCFC 混合制冷剂、CO ₂

4.2.4 制冷剂的净化和回收

随着 CFC 和 HCFC 的限制和禁用，各国政府部门都对在用制冷设备中的 ODS 规定不得向大气排放，CFC 和 HCFC 在用设备维修时就要对制冷剂进行回收，对污染的制冷剂进行净化。CFC 回收可分为三种类型：①高含量（体积分数 30%~100%），一般可用冷凝回收；②中含量（体积分数 < 10%），必须用吸附回收；③低含量（体积分数 50~500 × 10⁻⁶），必须先用蜂窝式浓缩法进行浓缩至中含量后，再用活性炭吸附法进行回收。制冷剂的净化就是除去回收制冷剂中的水分、氯离子、酸度、高沸点残分、固体颗粒及不凝性气体等。

制冷空调设备中制冷剂的回收再循环大致有以下几种方法：

1) 液体回收法。利用冷冻或加压的方法，从制冷设备中抽取液体制冷，经过净化处理，

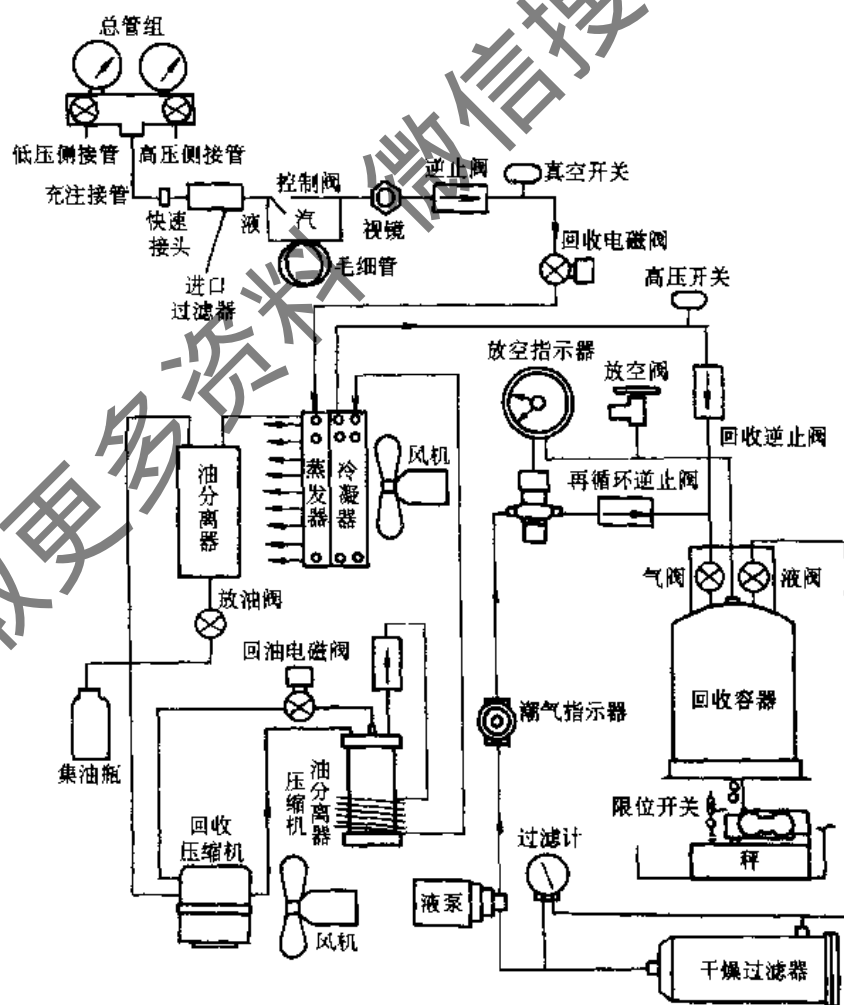


图 4-5 美国罗宾乃尔的回收/再循环装置的流程图

存入制冷剂罐。

2) 气相回收法。从回收装置的压缩制冷系统吸气端抽取制冷设备中的制冷剂气体，在回收器中压缩、冷凝成为液体，净化后存入制冷剂罐。

3) 再循环回收法。回收后的制冷剂，利用制冷剂液体泵使液体反复多次流经干燥过滤器将杂质和水分除尽。

图 4-5 是美国罗宾乃尔 (Robinair) 公司生产的回收/再循环装置的流程图。该装置采用 0.55kW 全封闭制冷压缩机用于回收，并装有制冷剂液体泵进行再循环用。在回收过程中，制冷设备中的制冷剂首先通过进口过滤器、蒸发器，再进入油分离器，制冷设备中产生的酸有 95% 溶解于油中。随着油的分离，这部分酸已经随油一起除去，剩余的酸分和水分可在再循环过程中再予以排除。该装置主要用于使用中高压制冷剂 (R12、R22、R134a 等) 的小型制冷空调设备的制冷剂回收和再循环。

大型离心式和螺杆式制冷机组使用中高压制冷剂的设备，在维修时可利用泵出设备将制冷剂抽至储槽再进行处理 (参见第 5 章)。对于 R11 和 R123 等低压制冷剂，必须采用加热分馏方法，将使用过的制冷剂和其中的油和杂质分离，残存在容器中的气液两相制冷剂则用真空压缩机抽出进行净化处理。图 4-6 是上海市通用机械技术研究所开发生产的 FHDII 型 CFC11 回收净化装置外形图。装置的回收速率为 75kg/h，回收率达 97%。

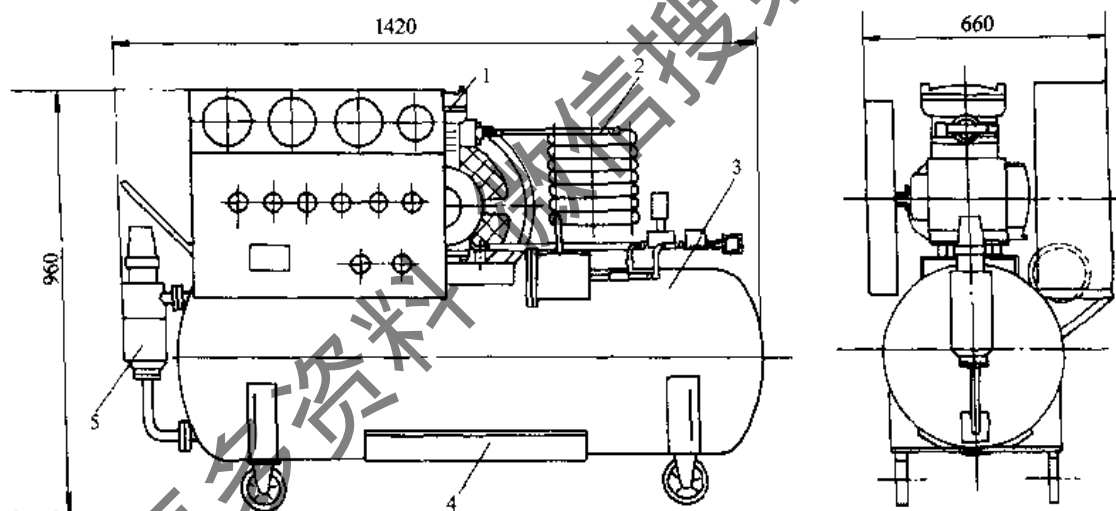


图 4-6 FHDII 型 CFC11 回收净化装置外形图

1—真空压缩机 2—冷凝器 3—回收容器 4—加热板 5—液面控制器

4.3 离心式、螺杆式制冷机组常用制冷剂的特性

4.3.1 螺杆式制冷机组常用的制冷剂

螺杆式制冷压缩机是容积式压缩机，又是回转式压缩机。在高温、中温领域都常用，可采用的制冷剂也有多种，如 R12、R22、R134a、R404A、R407、R717 等。

1. 氨 (R717)

氨是一种 ODP 和 GWP 均为 0 的天然制冷剂，沸点 -33.4°C ，凝固点 -77.7°C 。

氨是应用较广的中温制冷剂，有较好的热力性质和热物理性质。在常温和普通低温的范围

内压力适中，单位容积制冷量大、粘度小、流动阻力小、传热性能好。

氨的吸水性强，能以任意比例与水溶解，形成弱碱性的氨水溶液，水一般不会从溶液中析出而冻结成冰，所以氨系统中不必设立干燥器。但水的存在会导致制冷系统的蒸发温度的提高、制冷能力的下降和对金属材料的腐蚀。因此氨制冷剂的含水质量分数要求不超过 0.12%。

氨几乎不溶于矿物油。因此，氨制冷系统的管道和换热器的传热面上会积油膜，影响传热。氨液的密度比油小，在储液器和蒸发器的下部会沉积油，应定期放油。

氨对黑色金属无腐蚀作用，若含有水分时，对铜和铜合金（磷青铜除外）有腐蚀作用。因此，氨制冷机中除了使用高锡磷青铜作为活塞销、轴瓦、密封环等需要润滑的零件外，不允许使用其他铜和铜合金。

氨的缺点是毒性大，对人的器官有强烈的刺激作用。当氨蒸气在空气中体积分数达到 0.5~0.6% 时，人在其中停留约半小时就会中毒；当氨蒸气在空气中的体积分数达到 11~14% 时即可点燃（黄色火焰），若达到 16~15% 时引起爆炸。氨蒸气对食品有污染作用。因此，氨机房应保持通风，使氨的含量不超过 0.02mg/L。

近年来，扩大氨制冷机的使用范围的呼声很高。为了在冷冻和空调领域使用氨制冷剂，开发了改性合成多元烷基醇类（Polyalkylene Glycol，简称 PAG）润滑油。它与氨互溶，改善了传热性能，简化了系统的油分离器和集油器，可采用干式蒸发器，以减少充灌量。在欧洲，氨已经用在某些空调系统中，也有氨制冷剂用在商品陈列柜的制冷系统中。另外，氨制冷剂还可用于直接蒸发的室内滑冰场。

检查氨泄漏的方法有两种：一种是根据氨的刺激性臭味来判断泄漏；另一种是用试纸，若有泄漏，会使酚酞试纸变成玫瑰红色，或使石蕊试纸变成蓝色。

2. R22

R22 是一种中温制冷剂，它的沸点为 -40.8°C ，常温下冷凝压力和氨相近，单位容积制冷量也差不多，在中温和低温下饱和压力较高，因此在较低温度下 R22 比氨好。

水在 R22 中的溶解度很小，而且随着温度的降低，水的溶解度越小。当 R22 中溶解有水时，会引起冰堵现象和对金属的腐蚀作用。

R22 能部分地与矿物油互相溶解，其溶解度与润滑油的种类和温度有关。在较高温度时，润滑油在 R22 液体中的溶解度很大，形成均匀的溶液；温度逐渐降低时溶解度不断减小；当温度降至某一临界温度以下时，便开始分层，含量各不相同，上层主要是油，下层主要是 R22。

R22 不燃烧、不爆炸、毒性很小。R22 渗透能力很强，并且泄漏难以发现。R22 的检漏方法常用卤素喷灯，当喷灯的火焰呈蓝绿色时，则表明有泄漏。当要求较高时，可用电子检漏仪。

R22 的 ODP 和 GWP 比 R12 小的多，属于 HCFC 类物质，对臭氧层仍有破坏作用。R22 正作为某些 CFC 制冷剂的过渡替代物在使用。

3. R134a

R134a 是一种新型制冷剂，其标准蒸发温度为 -26.5°C 。它的主要热力性质与 R12 相似，见表 4-7。其毒性类似 R12，对臭氧层没有破坏作用，温室效应比 R22 小，是 R12 的十分之一。R134a 对金属的腐蚀作用比较小、稳定性好、也不溶于水。R12 为制冷剂的制冷机改用 R134a 后，其制冷量和能效比不会降低，但系统须用适合 R134a 的润滑油、干燥过滤器等。国际上对 R134a 进行研究，认为 R134a 是比较理想的一种 R12 替代制冷剂。已经在汽车空调、电冰箱、

冷水机组及商业制冷中得到应用。R134a 属 HFC 类制冷剂，按当前的国际协议可长期使用。值得指出的是：R134a 的 GWP 为 1600，仍比较大，制冷界也有人认为 R134a 不是最适宜的制冷剂，最好使用天然制冷剂。

表 4-7 R134a、R123 与 R12、R11 的主要性能比较

工 质	R11	R123	R12	R134a
化学分子式	CCl ₃ F	CHCl ₂ F ₂	CF ₂ Cl ₂	CH ₂ FCF ₃
相对分子质量	137.38	152.91	120.93	102.0
标准蒸发温度/℃	23.7	27.6	-29.8	-26.5
凝固点/℃	-111.1	-107.0	-155.0	-101.0
临界温度/℃	198.0	184.0	112.0	100.6
临界压力/MPa	43.7	36.05	40.12	3.944
临界比容/(L/kg)	1.805	1.857	1.793	2.047
25℃时液体密度/(kg/L)	1.476	1.461	1.309	1.203
25℃时蒸气压力/MPa	1.056	0.917	0.6516	0.6618
标准气化温度饱和蒸气密度/(kg/m ³)	5.86	6.2	6.33	5.05
25℃时液体比热容/(kJ/(kg·K))	0.867	1.101	0.971	1.129
25℃时，常压下蒸气比定压热容/[kJ/(kg·K)]	0.590	0.682	0.615	0.791
标准气化温度时的气化潜热/(kJ/kg)	180.5	167.9	165.3	219.8
蒸气 25℃时热导率/[W/(m·K)]	0.0080	0.0093	0.0097	0.0083
液体 25℃时热导率/[W/(m·K)]	0.089	0.090	0.068	0.118
蒸气 25℃时常压下动力粘度/(Pa·s)	1.05×10^{-5}	1.1×10^{-5}	1.11×10^{-5}	1.23×10^{-5}
液体 25℃时常压下动力粘度/(Pa·s)	4.25×10^{-4}	4.5×10^{-4}	2.52×10^{-4}	1.95×10^{-4}
24℃时表面张力/(N/m)	0.0185	0.016	0.0091	0.0108
25℃时常压在水中溶解度(质量分数)(%)	0.14	0.39	2.7	0.15
空气中可燃性	无	无	无	无

4. 混合制冷剂

常用的混合制冷剂有 R404A、R407C、R410A、R507 等。其物理、安全和环境特性见表 4-1 和表 4-5。它们均不可燃，属 HFC 类制冷剂，压缩机须充注聚酯类润滑油。

R404A 是由 R125、R143a 和 R134a 三种工质按 44%、52% 和 4% 的质量分数混合而成的近共沸制冷剂，可作为 R502 的替代工质。R404A 在标准压力下泡点温度为 -46.6℃，相变温度滑移较小，约为 0.8℃，气化潜热为 143.48kJ/(kg·K)，液体的比热容为 1.64kJ/(kg·K)，气体的比热容为 1.03kJ/(kg·K)。该制冷剂的 ODP 为 0，GWP 为 4540。

R407C 是由 R32、R125 和 R134a 三种工质按 23%、25% 和 52% 的质量成分混合而成。标准压力下泡点温度为 -43.8℃，相变温度滑移为 7.1℃。该制冷剂的 ODP 为 0，GWP 为 1980。美国杜邦公司和英国 ICI 公司该产品的商品名分别为 SUVA AC9000 和 KLEA66。R407C 的热力性质与 R22 最为相似。它们的工作压力范围、制冷量都十分相似。原有 R22 机器设备改用 R407C 后，需要更换润滑油、调整制冷剂的充灌量及节流元件。R407C 机器的制冷量和能效比比 R22 机器稍有下降。R407C 的缺陷可能是温度滑移较大，在发生泄漏、部分室内机不工作的多联系统，以及使用满液式蒸发器的场合时，混合物的配比就可能发生变化而达不到预期效果。另

外,非共沸混合物在传热表面的传质阻力增加可能会造成蒸发、冷凝过程的热交换效率降低,这在壳管式换热器中,制冷剂在壳侧尤为明显。R407C 的温度滑移能否对系统带来好处,关键在于能否使传热媒介与其温度滑移相匹配。

R410A 是由 R32 和 R125 两种工质按 50% 和 50% 的质量分数混合而成,属 HFCs 制冷剂。联合信号公司的商品名为 AZ20。R410A 在标准压力下,泡点温度为 -51.6°C ,相变温度滑移小于 0.2°C ,属近共沸混合物,热力学性能十分接近单工质。同 R22 相比,R410A 的冷凝压力增大近 50%,是一种高压制冷剂,需要提高系统耐压强度。由于 R410A 的高压、高密度,使得允许制冷剂管径减小许多,压缩机的排量也可大大降低;同时 R410A 液相的热导率高、粘度低,使其具有明显高于 R22 的传输特性。该制冷剂的 ODP 为 0, GWP 为 2340。

4.3.2 离心式制冷机组常用的制冷剂

离心式制冷机组用制冷剂的选择原则,除满足一般制冷剂的选择原则外,还有下列一些特殊要求:

1) 制冷剂的相对分子量尽可能大,也就是气体常数 R 尽可能小。根据流体力学中的欧拉方程可知,离心压缩机的理论能量头仅取决于气体进、出叶轮时的流速,与被压缩的制冷剂的物性无关。但是,不同的制冷剂,在相同的能量头和吸入温度时,压缩机(或级)的压比是不同的。相对分子质量大的制冷剂,可使压缩机级的压比增高,减少级数或使压缩机的尺寸减少。例如 R123 的相对分子质量为 152.93,空调工况一级叶轮压缩就可达到,而氨的相对分子量为 17.03,必须用多级压缩。在使用过程中,R123 因声速低(声速为 128.9m/s),则使轮周马赫数较大,易达到喘振工况,而氨(声速为 417.8m/s)则不可能出现喘振。所以,分子量大的制冷剂,受到气动性能马赫数的限制;分子量小的制冷剂,受到材料强度的限制。

2) 制冷量不同时,应选用不同的单位容积制冷量的制冷剂。离心压缩机对制冷剂的单位容积制冷量的要求与容积式压缩机不同。离心压缩机的容积流量的大小直接影响到机器的转速、叶轮宽度与直径之比等参数。为了使离心式压缩机转速、叶轮宽度与直径之比保持在合理的范围内,要求压缩机最小制冷量时的容积流量也不应太小。因此,制冷量不同时,应选用不同的单位容积制冷量的制冷剂。例如在相同工况下,R134a 的单位容积制冷量要比 R123 大 6.42 倍。制冷量在 $350 \sim 2300\text{kW}$ 时宜用 R123,大于 2300kW 则宜用 R134a。R134a 用于小制冷量的系统时,会使机器尺寸偏小、转速偏高。

3) 液体比热容与气化潜热之比值尽可能小。液体比热容与气化潜热之比值愈小,则循环的节流损失愈小,节流后产生的蒸气也愈少。蒸气没有制冷能力,被压缩机吸入而消耗了功,在多级省功器节流中,更希望节流后制冷剂的干度值越小越好。表 4-8 为离心制冷机常用制冷剂的热力、理化及气动特性。

表 4-8 离心制冷机常用制冷剂的热力、理化及气动特性

制冷剂	R11	R12	R22	R123	R134a	R500	R502	R717
分子式	CFCl_3	CF_2Cl_2	CHF_2Cl	$\text{C}_2\text{HF}_3\text{Cl}_2$	$\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$			NH_3
相对分子质量	137.37	120.92	86.47	152.93	102.03	99.29	111.64	17.03
等熵指数	1.13	1.14	1.184	1.11	1.116	1.127	1.132	1.30
气体常数/ $[\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	60.53	68.71	96.18	54.39	81.53	83.75	74.49	488.33
蒸发压力/ (10^5Pa)	0.440	3.288	5.316	0.359	3.143	3.816	5.371	4.633
冷凝压力/ (10^5Pa)	1.753	9.602	15.359	1.525	10.168	11.106	15.137	15.567

(续)

制冷剂	R11	R12	R22	R123	R134a	R500	R502	R717
压力比	3.984	2.920	2.890	4.248	3.235	2.910	2.818	3.360
单位容积制冷量/(kJ/m ³)	418.949	2181.85	3555.60	347.715	2232.66	2509.44	3219.75	3887.7
单位质量制冷量/(kJ/kg)	155.329	114.207	158.040	142.323	146.299	136.879	107.362	1068.9
等熵焓差/(kJ/kg)	24.50	19.43	27.12	22.97	25.10	23.44	19.32	180.00
声速 ^① /(m/s)	137.2	146.8	176.96	128.9	158.2	161.1	152.3	417.8
$\Delta h_v/a^2/(10^{-4})^{\text{②}}$	13.016	9.012	8.66	13.836	10.031	9.0330	8.331	10.311
液体比热容/[kJ/(kg·K)]	0.89	1.00	1.270	1.000	1.446	1.214	1.227	4.798
0℃时气化潜热/(kJ/kg)	189.987	152.279	206.233	180.967	200.658	183.069	151.463	894.00
标准沸点/℃	23.77	-29.8	-40.8	27.5	-26.3	-33.3	-45.6	-33.2
密度/(kg/m ³)	6.344	5.471	3.882	7.114	4.609	4.480	5.026	0.595
对水的溶解度/(kg/kg)		0.026						52.5
偏心因子	0.188	0.176	0.215	0.282	0.326			0.252
23℃时绝缘耐力 ^③	3.71	2.81	1.27				2.34	0.82

注：本表蒸发温度为2℃，冷凝温度为40℃。制冷剂的其他特性参数可查表4-1。

① 2℃的饱和气体。

② 温度为0℃，压力为10⁵Pa时测得的等熵焓差与声速平方的比值。

③ 未注明是指25℃时以氟为1作标准。

4) 化工用制冷机，其制冷剂的选择常是生产过程的物料，其种类和性能见表4-9。

表4-9 化工用离心制冷机中应用的一些气体物性

制冷剂	甲烷	乙烷	丙烷	丁烷	乙烷	丙烯
分子式	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₂ H ₄	C ₃ H ₆
相对分子质量	16.04	30.07	44.10	58.12	28.05	42.08
气体常数/[J/(kg·K)]	518.3	276.52	188.56	143.05	296.39	197.60
标准沸点/K	111.7	184.52	231.08	272.65	169.44	225.45
密度 ^① /(kg/m ³)	0.717	1.357	2.020	2.673	1.264	1.914
临界温度/K	190.7	305.5	369.99	425.166	282.65	365.05
临界压力/(×10 ⁵ Pa)	46.5	49.13	42.64	37.96	50.6	42.64
临界密度/(kg/m ³)	162	212	225	278	220	225
比定压热容 ^② /[J/(kg·K)]	2.223	1.729	1.863	1.918	1.528	1.863
比定容热容 ^③ /[J/(kg·K)]	1.700	1.444	1.650	1.733	1.222	1.660
等熵指数	1.31	1.20	1.13	1.11	1.25	1.13
潜热 ^④ /(kJ/kg)	510	485.7	427	396.4	481.5	427
热导率 ^⑤ /[W/(m·K)]	0.030	0.0180	0.0148	0.0135	0.0164	0.0148
动力粘度 ^⑥ /(×10 ⁵ Pa·s)	1.03	0.85	0.785	0.81	0.985	0.795
声速 ^⑦ /(m ² /s)	434.7	303.9	243.5	210.2	312.1	253.7
偏心因子	0.008	0.098	0.152	0.193	0.085	0.148

① 在温度273.15K，压力10⁵Pa下。

②、③ 在温度293.16K，压力10⁵Pa下。

④ 在压力10⁵Pa下。

⑤ 在温度293.16K，压力10⁵Pa下。

⑥ 在温度273.16K，压力10⁵Pa下。

⑦ 在温度278.16K，压力10⁵Pa下。

5) 制冷剂的选用应按离心制冷机的性能、使用场合、来源、价格等进行综合比较确定。同时要考虑大气环保的要求,符合我国的 CFC 替代的进程的总体要求。表 4-10 列出了一些制冷剂循环性能和机器结构性能的综合比较。

现在,我国的离心式制冷机已能生产 R22、R123、R134a 等的机组,以替代 R11, R12 机组。

R123 和 R11 的热力性质、制冷循环的特性十分相近,具体数据见表 4-7、4-10。尽管其属于 HCFC 工质,但其 ODP、GWP 都很小。R123 的环境综合评价指标是很好的,某些组织呼吁应将其列入长期替代物。

近来有报道,采用 HFC 类制冷剂 R245ca 远期替代 R11 和 R123。R245ca 的 ODP 为 0, GWP 为 820,循环性能与 R11、R123 基本一致,只是能源效率略降 3%~4%。在可燃性、毒性、同材料相溶性方面, R245ca 均可以接受。

表 4-10 离心式压缩机用制冷剂的循环特性和机器结构性能的综合比较

制冷剂	R11	R12	R22	R113	R114	R123	R134a	R500	R502
蒸发压力/ ($\times 10^5 \text{Pa}$)	0.402	3.086	5.140	0.150	0.880	0.3283	2.9282	3.621	5.718
冷凝压力/ ($\times 10^5 \text{Pa}$)	1.753	9.602	15.359	0.784	3.364	1.525	10.168	11.106	15.137
吸气比体积/ (m^3/kg)	0.403	0.0837	0.4456	0.799	0.145	0.4454	0.0689	0.0574	0.0318
每 1kW 冷量吸入的容积流量/ (m^3/min)	0.156	0.294	0.0181	0.395	0.00889	0.188	0.0293	0.0253	0.019
每 1kW 冷量吸入的质量流量/ (kg/min)	0.385	0.391	0.395	0.495	0.613	0.423	0.4255	0.440	0.597
等熵压缩功/ (kJ/kg)	25.4972	20.1036	28.047	21.0843	20.2017	24.5000	26.0000	26.0857	19.5157
每 1kW 冷量所需的理论功率/kW	0.1636	0.1310	0.1848	0.1739	0.2064	0.1727	0.1843	0.1920	0.1941
比转速相同时叶轮外径比较	100	45	33	150	78	111	43	39	37
比转速相同时叶轮转速的比较	100	194	315	59	113	88	234	256	276

注:蒸发温度 0°C , 冷凝温度 40°C 。

4.4 载冷剂

4.4.1 对载冷剂的要求

载冷剂是用来将制冷机所产生的冷量传送给被冷却对象的中间物质。载冷剂在制冷机的蒸发器中放出热量、本身被冷却,在冷却对象处吸收热量、本身被加热。显热载冷剂是通过其温度的变化,潜热载冷剂是通过相变传递冷量。载冷剂的物理化学性质应尽可能满足下列要求:

1) 显热载冷剂的凝固点低,在使用范围内不凝固、不气化;潜热载冷剂的凝固点符合使用温度要求。

2) 比热容大,在使用过程中减少载冷剂的循环量,还使载冷剂的温度变化不大。

3) 密度小,粘度小,以降低流动阻力、提高传热效果、减小能耗。

4) 热导率大,以利于冷量的传递。

5) 无臭、无毒、不燃烧、不爆炸、化学稳定性好,对金属不腐蚀、不污染环境。

6) 价格低廉并容易获得。

常用的载冷剂有空气、水、盐水、有机化合物及其水溶液等。

空气作为载冷剂有较多优点,特别是价格低廉和容易获得。但空气的比热容小(约 $1\text{kJ}/$

($\text{kg}\cdot\text{K}$)、热导率小,影响了它的使用范围。空调、冷库的制冷系统常常采用空气直接冷却系统。水是空调系统适宜的载冷剂,它的优点是比热容大、热导率大、价低易得,但它的凝固点为 0°C ,仅能用作制取 0°C 以上温度的载冷剂。冷水机组就是采用水为载冷剂的,广泛用于工业和民用制冷空调系统中。如果要制取低于 0°C 的冷量,则可采用盐水溶液为载冷剂。由于盐水溶液对金属有强烈的腐蚀性,而且受使用条件的限制,有些场合采用腐蚀性小的有机化合物或其水溶液为载冷剂,但其成本较高。

4.4.2 盐水载冷剂

1. 盐水溶液的质量分数及凝固温度

常用的盐水溶液有氯化钠(NaCl)水溶液、氯化镁(MgCl_2)水溶液、氯化钙(CaCl_2)水溶液等。盐水溶液的性质与溶液中盐的质量分数大小有关。图4-7是氯化钠水溶液的液固相图。它的横坐标表示盐水溶液中盐的质量分数,纵坐标表示温度。左边的曲线表示氯化钠水溶液的凝固温度随其质量分数增加而降低,一直降低到冰盐共晶点为止。盐水沿此曲线冻结时有冰析出,故此段曲线亦称析冰线。冰盐共晶点表示全部盐水溶液冻结成一块冰盐结晶体,共晶点为盐水溶液的最低凝固点。冰盐所对应的盐水溶液的温度和质量分数,分别称为它的共晶温度和共晶质量分数。当盐水溶液的质量分数超过其共晶质量分数时,盐就会从溶液中析出,凝固点

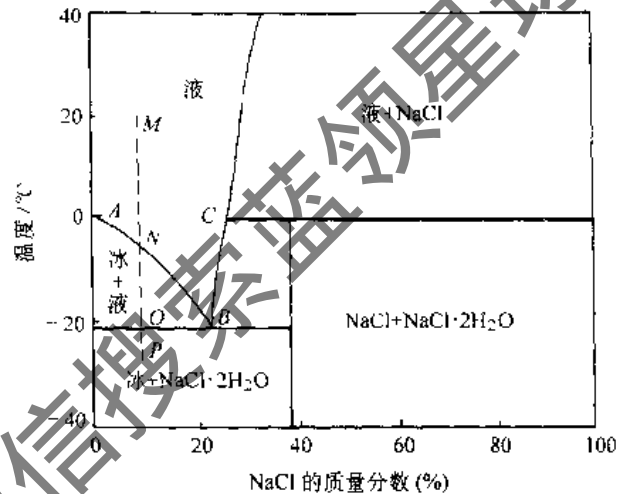


图4-7 NaCl-H₂O相图

也就会升高,所以冰盐共晶点右边的一条曲线叫析盐线。氯化钠水溶液的共晶质量分数为23.1%,共晶温度为 -21.2°C 。氯化钙水溶液的共晶质量分数为29.9%,共晶温度为 -55°C 。

用盐水溶液作载冷剂时,应根据盐水溶液的工作温度,选用不同的盐和配制不同质量分数的盐水溶液。

2. 盐水溶液的使用

选择盐水溶液作载冷剂的原则是:要保证蒸发器中的盐水溶液不冻结;盐水溶液的凝固温度不要选得过低;盐水溶液的质量分数不应大于共晶质量分数。因为盐水溶液的质量分数越大,密度也就越大,因而流动阻力也越大;而且盐水溶液的质量分数越大,其比热容越小,在输送一定冷量时,需增大盐水溶液的循环量,这样就会增大输送盐水溶液所消耗的功率。为了保证蒸发器中盐水溶液不发生冻结,就要使盐水溶液的凝固温度低于制冷剂的蒸发温度。一般应使盐水溶液的凝固温度比制冷剂的蒸发温度低 5°C 左右,而且盐水溶液的质量分数应小于其共晶质量分数。对于氯化钠水溶液,只有当制冷剂的蒸发温度高于 -16°C 时才能采用其作载冷剂。对于氯化钙水溶液,由于其共晶温度低至 -55°C ,所以只要制冷剂的蒸发温度高于 -50°C ,就可采用其作为载冷剂。在蒸发器中,盐水溶液的工作温度要比制冷剂的蒸发温度高 5°C 左右。

盐水溶液对金属有强烈的腐蚀作用,因而会腐蚀管道和设备。盐水溶液的腐蚀性与盐的纯度和溶液中的含氧量有关。为了减少盐水溶液的腐蚀性,可采取的措施有:①在配制盐溶液时,应选用纯度高的盐;②减少溶液与空气接触的机会,采用闭式循环系统,或者在盐水箱上

加封盖；③在盐溶液中添加一定量的缓蚀剂，使溶液呈弱碱性，其 pH 值保持在 7.5~8.5。使用较多的缓蚀剂是氢氧化钠 (NaOH) 和重铬酸钠 ($\text{Na}_2\text{Cr}_2\text{O}_7$)，一般两者的质量配比为 $\text{NaOH}:\text{Na}_2\text{Cr}_2\text{O}_7 = 27:100$ 。

4.4.3 有机化合物载冷剂

鉴于盐水溶液有腐蚀性，对于一些温度较低的制冷系统，可以采用有机化合物或其水溶液作载冷剂。丙三醇水溶液化学性质稳定、无腐蚀性、无毒，可以同食品直接接触，是一种良好的载冷剂。乙二醇水溶液的特性与丙三醇水溶液相似，质量分数为 25% 的乙二醇水溶液，常在冰蓄冷空调装置中用作载冷剂。此外，一些有机化合物也可作载冷剂，例如，二氯甲烷 (CH_2Cl_2)、三氯乙烯 (C_2HCl_3)、一氟三氯甲烷 (CFCl_3) 等。三氯乙烯由于有腐蚀性和毒性，目前以尽量避免采用为好。由乙二醇 (质量分数为 40%)、乙醇 (质量分数为 20%) 和水 (质量分数为 40%) 组成的三元溶液，可以替代三氯乙烯使用。在上述配比下，这种三元溶液沸点为 98°C ，冰点为 -64°C ，密度为 1kg/L ，比热容为 $3.14\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ，闪点为 80°C 。表 4-11 列出几种载冷剂的热物理性质。

表 4-11 几种载冷剂的热物理性质

使用温度/ $^\circ\text{C}$	载冷剂名称	质量分数 (%)	密度/ (kg/m^3)	比热容/ [$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]	热导率/ [$\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$]	粘度/ ($\text{kPa}\cdot\text{s}$)	凝固点 $^\circ\text{C}$
0	氯化钙水溶液	12	1111	3.465	0.528	2.5	-7.2
	甲醇水溶液	15	979	4.187	0.494	6.9	-10.5
	乙二醇水溶液	25	1030	3.834	0.511	3.8	-10.6
-10	氯化钙水溶液	20	1188	3.035	0.500	4.9	-15.0
	甲醇水溶液	22	970	4.061	0.461	7.7	-17.8
	乙二醇水溶液	35	1063	3.559	0.472	7.3	-17.8
-20	氯化钙水溶液	25	1233	2.809	0.475	10.6	-29.4
	甲醇水溶液	30	949	3.810	0.387	—	-23.0
	乙二醇水溶液	45	1080	3.308	0.441	21	-26.6
-35	氯化钙水溶液	30	1312	2.638	0.441	27.2	-50
	甲醇水溶液	40	963	3.496	0.326	12.2	-42
	乙二醇水溶液	55	1097	2.973	0.372	90.0	-41.6
	二氯甲烷	100	1433	1.147	0.204	0.80	-96.7
	三氯乙烯	100	1549	0.996	0.150	1.13	-88
	一氟三氯甲烷	100	1608	0.816	0.131	0.88	-111
-50	二氯甲烷	100	1450	1.147	0.190	1.04	-96.7
	三氯乙烯	100	1578	0.729	0.171	1.90	-88
	一氟三氯甲烷	100	1641	0.812	0.136	1.25	-111
-70	二氯甲烷	100	1478	1.147	0.221	1.37	-96.7
	三氯乙烯	100	1590	0.456	0.195	3.40	-88
	一氟三氯甲烷	100	1660	0.833	0.150	2.15	-111

4.5 润滑油

4.5.1 润滑油的作用

制冷系统中的润滑油又称冷冻机油、制冷润滑油。润滑油润滑压缩机的各运动部件，既减少摩擦和磨损，又起到冷却作用，将运动部件保持较低温度，以提高效率。利用油的粘度，使运动部件间形成油膜，维持制冷循环高低压力，起密封作用。如螺杆压缩机的转子之间，转子与机体之间间隙的油膜可减少压缩机的泄漏。润滑油还可冲走摩擦处的杂质，缓冲机器振动。此外，螺杆压缩机中可利用润滑油的油压差推移滑阀，调节压缩机的制冷量。

离心式制冷压缩机采用润滑和密封两个不同压力系统，在叶轮轴上使用了密封效果很好的

轴封装置，这就保证了润滑油不被带入冷凝系统和蒸发系统。因此，对于技术状态良好的离心式制冷压缩机，可以不选用制冷润滑油，选用透平机油。对密封性能较差、润滑油能随制冷剂进入冷凝蒸发系统的离心制冷机应选用制冷润滑油。

由于润滑油是在制冷剂的特殊环境下工作，因此具有下述特性：

- 1) 润滑油和制冷剂在制冷压缩机内直接接触。
- 2) 有少量润滑油被携带进制冷管路内随同制冷剂循环。
- 3) 在封闭压缩机中，润滑油与电动机的线圈及密封等有机材料密切接触。
- 4) 制冷系统中的润滑油既经历压缩机排气的最高温度，又经历膨胀阀、蒸发器的最低温度。

高质量的润滑油在与制冷剂共存时，需要具备优良的热化学安定性和相溶性、优良的低温流动性、润滑性、抗泡性，对环境没有污染。最初的润滑油主要是环烷基油。近年来，随着制冷设备和制冷技术的进步，对润滑油的性能和品质提出了更高的要求。尤其是 CFC 制冷剂的替代，给制冷用润滑油带来了全面的发展。润滑油也有单一的矿物油，增添 PAG、POE、PC（碳酸酯）及多种它们的改性油品。

4.5.2 润滑油的性能指标

润滑油在物性方面的重要指标有：粘度、与制冷剂的互溶性、流动点、絮状凝固点、水的溶解性、空气的溶解性、挥发性、抗泡性等。润滑油的化学特性的重要指标有：摩擦面的油膜形成能力、热稳定性、化学稳定性、混合物与添加剂等的影响。国际标准化组织在 ISO6743/3B 分类标准中，根据润滑油的组成特性、蒸发器的操作温度和所用制冷剂的类型，把润滑油分为 DRA、DRB、DRC、DRD 共 4 种。前三种品种是深度精制的矿物油或合成烃油，并适用于蒸发器操作温度分别高于 -40°C （DRA）、低于 -40°C （DRB）和高于 0°C （DRC）的各种压缩机。DRD 为非烃合成油，适用于所有蒸发温度和制冷剂与润滑油不互溶的开启式压缩机。表 4-12 是 GB/T16630—1996 规定制冷润滑油的主要质量指标。英国、德国、美国、前苏联、日本的制冷润滑油的标准可分别查阅 BS2626、DIN51503、VVL—825（a）、ГОСТ5546、JIS K2211。

表 4-12 GB/T 16630—1996 规定的润滑油的主要质量指标

品种 质量等级	L—DRA/A					L—DRA/B					L—DRB/A					L—DRB/B				
	-等品					-等品					优等品					优等品				
ISO 粘度等级	15	22	32	46	68	15	22	32	46	68	15	22	32	46	68	15	22	32	46	68
运动粘度/ (mm^2/s) (40 $^{\circ}\text{C}$)	13.5	19.8	28.8	41.4	61.2	13.5	19.8	28.8	41.4	61.2	13.5	19.8	28.8	41.4	61.2	13.5	19.8	28.8	41.4	61.2
	16.5	24.2	35.2	50.6	74.8	16.5	24.2	35.2	51.6	74.8	16.5	24.2	35.2	50.6	74.8	16.5	24.2	35.2	50.6	74.8
闪点/ $^{\circ}\text{C}$ (开口, 不低于)	150	150	160	160	170	150	150	160	160	170	150	160	165	170	175	150	160	165	170	175
燃点/ $^{\circ}\text{C}$ (不低于)											162	172	177	182	187	162	172	177	182	187
倾点/ $^{\circ}\text{C}$ (不高于)	-35	-35	-30	-30	-25	-35	-35	-30	-30	-25	-42	-42	-39	-33	-27	-45	-45	-42	-39	-36
微量水分/ (mg/kg) (不大于)								50					35					35		
介电强度/ kV (不小于)								25					25					25		
中和值/ (mgKOH/g) (不大于)			0.08					0.03					0.03					0.03		
硫含量/ $(\%)$ (不大于)								0.3					0.3					0.1		
残炭/ $(\%)$ (不大于)			0.1					0.05					0.03					0.03		
灰分/ $(\%)$ (不大于)			0.01					0.005					0.003					0.003		
腐蚀试验 (铜片, 100 $^{\circ}\text{C}$, 3h)/级 (不大于)			1b					1b					1b					1a		
絮凝点/ $^{\circ}\text{C}$ (不高于)						-45	-40	-40	-35	-35	-47	-47	-45	-40	-35	-60	-60	-60	-50	-45
机械杂质			无					无					无					无		

(1) 粘度 是指润滑油的粘稠程度，这是润滑油的重要特性之一，也是润滑油的分类的基准之一。润滑油常用的粘度为运动粘度（单位为 m^2/s ）。适宜的润滑油粘度是确保制冷压缩机处于流体动力润滑状态、减少磨损、降低能耗的重要因素。粘度过低，不能形成适宜的油膜，同时也影响密封性；粘度过高，会造成压缩机动力消耗过大。由于制冷压缩机在工作中高压侧制冷剂的排气温度高，希望润滑油的粘度不应降低过大；又由于低压侧吸入的低温气体，此时润滑油的粘度又不宜过大。因而，选用润滑油不仅必须具有一定的粘度，而且还希望粘度随温度的变化尽量小。通常，润滑油中含芳香族成分及环烷烃成分越多，粘度的随温度变化越大；含芳香族成分少的石蜡油，粘度的随温度变化小。另外，润滑油的精炼程度越高，粘度随温度变化小。一般情况下，低温、冷冻范围工作的制冷系统，使用低粘度的润滑油；空调、高温范围工作的制冷系统，使用高粘度的润滑油。有时也使用添加剂，降低润滑油粘度随温度的波动。应当注意，当润滑油中溶有制冷剂后，其粘度急剧降低。

(2) 低温特性——流动点和絮状凝固点 表示润滑油在低温环境中的流动性特征的指标是流动点。制冷用润滑油希望流动点达到 -60°C 以下。但一般润滑油（ZBE34003—1986“冷冻机油”，JISK2211—1983“冷冻机油”，日本“太阳”油公司的 SUN ISO 牌冷冻机油）的流动点均在 -45°C 以上，这是因为当油中溶解了制冷剂时，在低于 -60°C 时仍具有流动性。但应注意，当制冷剂的溶解量处于临界溶解温度以下时，油便分成两层，油的粘度急剧增加。R12 无论在任何溶解量内都不会出现两层分离，而 R22 和 R502 都表现出分离现象，特别时 R502，在常温下就会有这种分离现象。

在石蜡型冷冻机油中，低温下石蜡分离时引起过滤网和膨胀阀（或毛细管）堵塞，妨碍制冷剂流动，因此，絮状凝固点也和流动点一样，低一点为好。在 ZBE34003—1986 中絮状凝固点为 -40°C 左右，而 SUNISO 3GS—5GS 冷冻机油絮状凝固点为 $-56.7 \sim -45.6^\circ\text{C}$ 。

4.5.3 润滑油的选用

制冷压缩机的种类很多，对润滑油的性能要求不尽相同。例如，制冷压缩机的密封程度就极大地影响着润滑油的选择。开启式制冷压缩机所用润滑油的工作条件较为缓和，加之可以经常换油，所以一般使用质量等级较低的 L—DRA/A 级润滑油；半封闭制冷压缩机一般使用 L—DRA/B 级润滑油；润滑油在全封闭压缩机内工作条件苛刻，一定选用质量等级较高的 L—DRB 级润滑油。润滑油具体的选择要求如下：

(1) 选择合适的粘度 无论高温过程还是低温过程，润滑油都要有适当粘度，以保持足够的油膜。国际上通常用粘度定润滑油的标号。我国 N15 润滑油的含义是在 40°C 时，运动粘度为 $13.5 \sim 16.5 \text{mm}^2/\text{s}$ 。制冷机的负荷大，压缩机承受的压力也大，选择润滑油的粘度应大；反之，负荷小选用粘度小的润滑油。运动部件之间的间隙的大小与排气温度的高低，影响粘度的选择，间隙大、排气温度高，应选择粘度大的润滑油。

螺杆压缩机配用的润滑油不仅有润滑作用，还起到重要的密封作用，因此采用的润滑油的粘度同转子的间隙和转子的顶端速度都有很大关系。表 4-13 是 R22 螺杆压缩机用合成（POE）类润滑油粘度（SUS 40°C ）推荐值。

(2) 与制冷剂相匹配 不同的制冷剂对油的作用不同。氨与矿物油的互溶性很差，而大部分卤代烃制冷剂与矿物油互溶性很好，溶油后粘度会下降，所以卤代烃制冷剂用油的粘度比氨制冷机用油的粘度高。HFC 类制冷剂与矿物油不相溶，与 PAG 润滑油有限溶解，与 POE 润滑油完全互溶。

(3) 凝点、浊点及闪点的选择 蒸发温度低，用凝点和浊点低的油。卤代烃制冷剂所对应

表 4-13 R22 螺杆压缩机用合成酯类润滑油粘度 (SUS40℃) 推荐值

阳转子顶部速度 / (m/s)	转子间隙级别				
	1	1.5	2	2.5	3
20	200	320	320		
30	150	200	200	320	320
40	100	150	150	200	200
50	—	100	100	150	150

的润滑油的凝点和闪点可稍高于蒸发温度。闪点主要与排气温度有关。排气温度高, 要求润滑油的闪点也高。一般要求油的闪点高于排气温度 15~30℃。

(4) 有良好的化学稳定性和抗氧化安定性 特别是用在全封闭压缩机, 在使用期 10~15 年内, 润滑油长期不能更换, 一定要选用抗氧化安定性好的油。

(5) 电气性能的选择 封闭式压缩机用润滑油要求具有良好的不腐蚀电气绝缘材料性能和良好的电气绝缘性能。在 GB16630—1996 里体现在要求润滑油的介电强度不低于 25kV 和严格的酸、碱值的指标。

(6) 润滑油的种类的选择 CFC、HCFC、HC 类制冷剂大多选用矿物油, HFC 类制冷剂大多选用合成油, 如 POE 润滑油和 PAG 润滑油。如 R22、二氧化碳和 R600a 使用矿物油, R134a、R404A、R407C、R410A 使用 POE 油。GB/T16630—1996 标准规定的润滑油均为矿物油或合成烃油, 主要用于氨、CFCs 和 HCFCs 为制冷剂的制冷压缩机, 具体的使用范围见表 4-14。当前国外著名润滑油厂商纷纷进入我国市场, 它们的润滑油适用的制冷剂的种类和制冷工况情况见表 4-15。适用于 HFCs 制冷剂的润滑油有福斯 (FUCHS) 公司的 Reniso E 系列的酯类油和 Reniso PAG 系列的醇类油, 美孚 (MOBIL) 公司 EAL 系列的酯类油, 壳 (SHELL) 牌的 Clavus R 系列酯类油和 ICI 公司的 EMKARATE RL 系列酯类油。表 4-16 为 ICI 公司的 EMKARATE RL 润滑油的质量指标。根据负荷大小, 离心制冷压缩机可选用 RL22、RL32、RL68 润滑油; 螺杆制冷压缩机选用 RL68、RL100、RL150、RL170、RL220 润滑油。

表 4-14 我国润滑油的品种 (矿物油和合成烃油) 和应用

GB/T16630—1996 规定的品种	ISO VG 粘度分类	主要组成	制冷系统中 蒸发器操作温度	制冷剂类型	典型产品
L—DRA/A	N22、N46、N68	深度精制矿物 油、合成烃油	高于 -40℃	氨、CO ₂	开启式普通制冷 机
L—DRA/B	N32、N46			氨、CFCs、HCFC、 以 HCFCs 为主的混 合物	半封闭式、普通 制冷机, 冷冻、冷 藏设备, 空调
L—DRB/A	N32	深度精制矿物 油、合成烃油	低于 -40℃	CFCs、HCFCs、 以 HCFCs 为主的混 合物	全封闭式、冷 冻、冷藏设备、电 冰箱
L—DRB/B	N15、N32、N46、 N56	合成烃油			

表 4-15 国外某些润滑油的品种和选用

生产厂商	牌号	油的类型 ^①	40℃的粘度/ ($\times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$)	使用范围 ^② (H) CFC
FUCHS	Reniso SP 32	A	32	HML
	Reniso SP 46	A	47	HML
	Reniso SP 68	A	68	HML
	Reniso HP 32	MA	34	HML
	Reniso KMH 46	MA	47	HM
	Reniso KM 32	MO	32	HM (L)
	Reniso KS 46	MO	47	HM
	Reniso KC 68	MO	68	HM

(续)

生产厂商	牌号	油的类型 ^①	40℃的粘度/ ($\times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$)	使用范围 ^② (H) CFC
ESSO	Zerice S 46	A	48	HML
	Zerice S 68	A	64	HML
	Zerice R 46	MA	50	HM (L)
	Zerice R 68	MO	68	HM
MOBIL	ARCTIC C HEAVY	MO	44	HM
	KOEL F	MO	46	HM (L)
	ARCTIC OIL 300	MO	60	HM
	ARCTIC F HEAVY	MO	64	HM
SHELL	T22-12SD	MA	39	HML
	CLAVUS G 32	MO	30	HM (L)
	CLAVUS G46	MO	44	HM (L)
	CLAVUS G68	MO	65	HM
SUN OIL	SUNISO 3GS	MO	30	HM (L)
	SUNISO HT 25	MO	43	HM (L)
	SUNISO 4GS	MO	57	HM
	SUNISO316, 336, 351			离心压缩机
ADDINOL	XK 30	A	30	HML
	XKS 46	A	46	HML
	XKS 68	A	64	HML
TOTAL	Lunaria S 32	MO	30	HM (L)
	Lunaria S 46/68	MO	55	HM
CASTROL	Icematic 44	MO	15	HMI
	Icematic 66	MO	32	HML
	Icematic 99	MO	68	HM
CALTEX	Capella Oil WF22	MO	22	HML
	Capella Oil WF32	MO	32	HML
	Capella Oil WF46	MO	46	HML
	Capella Oil WF68	MO	68	HM

① MO表示矿物油, A表示合成油(烷基苯), MA表示部分合成油(M+A)

② H表示空调工况, M表示中温工况, L表示低温工况, (L)表示非高冷凝温度下的低温工况。

表 4-16 ICI公司的 EMKARATE RL 润滑油的质量指标

油品	粘度 ($\times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$) (40/100℃)	倾点 /℃	密度 (kg/m^3) (20℃)	闪点 /℃	水含量 ($\times 10^{-6}$)	酸值/ (mgKOH/g)	色度/ Hazen	低温互溶性(下限) /℃ (RI34a内10%油)
RL 10H	9.9/2.7	-51	949	205	<40	<4.5	125	-31
RL 15H	15.1/3.5	-50	978	222	<40	<4.5	50	-34
RL 22H	18.9/4.2	-52	995	240	<40	<4.5	100	-45
RL 32S	31.5/5.7	-48	972	250	<40	<4.5	110	-7
RL 32H	32.5/5.8	-46	977	258	<40	<4.5	60	-42
RL 46S	45.2/7.3	-45	972	258	<40	<4.5	125	-5
RL 46H	45.3/7.1	-46	977	260	<40	<4.5	70	-37
RL 68S	72.2/10.1	-42	973	270	<40	<4.5	100	-3
RL 68H	65.5/9.3	-44	980	270	<40	<4.5	70	-26
RL 100S	98.8/12.0	-36	974	270	<40	<4.5	125	6
RL150S	137/15.0	-37	976	270	<40	<4.5	150	9
RL170H	170/17.0	-25	968	290	<40	<4.5	250	不相溶
RL220H	222/19.5	-22	976	280	<40	<4.5	100	-16

(7) 对制冷机材料无腐蚀性、水分和杂质少 矿物油、PAG、POE 的吸水性相差很大, 在温度 20℃, 相对湿度 55% ± 3% 的条件下, 常用的矿物油 SUNISO5GS 的饱和含水量为 40×10^{-6} , PAG 油为 $10000 \sim 20000 \times 10^{-6}$, POE 油为 $2000 \sim 3000 \times 10^{-6}$ 。PAG 油与水作用生成脂肪酸, 对压缩机产生腐蚀与镀铜现象, 一般控制制冷系统中的最大允许含水量不超过 20×10^{-6} 。

在选择润滑油时, 必须综合考虑到使用的制冷剂的种类、压缩机的型式(往复式、回转式或离心式)、工作的温度等条件。表 4-17 是根据压缩机的类型、制冷剂的种类选用润滑油粘度的情况。其中, 离心压缩机的润滑油依据负荷的大小可选用 N32、N46 和 N68 的透平机油。透平机油的质量指标见表 4-18。

表 4-17 制冷装置中使用润滑油的粘度范围

制冷剂	压缩机型式	粘度 / ($\times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$) (38℃)	制冷剂	压缩机型式	粘度 / ($\times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$) (38℃)
R11	离心式	60 ~ 65	R12	回转式	60 ~ 65
R12	离心式	60 ~ 65	R134a	离心式	60 ~ 65
H22	离心式	60 ~ 86	R134a	螺杆式	32 ~ 100
R22	螺杆式	60 ~ 173	R717	螺杆式	60 ~ 65
R12	离心式	60 ~ 65			

表 4-18 GB11120—89 规定的 L-TSA 透平机油的质量指标

项 目	质量指标												试验方法
	优级品				一级品				合格品				
粘度等级 (按 GB3141)	32	46	68	100	32	46	68	100	32	46	68	100	
运动粘度 / (mm^2/s) (40℃)	28.8 35.2	41.4 50.6	61.2 74.8	90.0 110.0	28.8 35.2	41.4 50.6	61.2 74.8	90.0 110.0	28.8 35.2	41.4 50.6	61.2 74.8	90.0 110.0	GB/T 265
粘度指数不小于	90				90				90				GB/T 1995
倾点/℃不高于	-7				-7				-7				GB/T 3535
闪点 (开口) /℃不低于	180	180	195	195	180	180	195	195	180	180	195	195	GB/T 3536
密度 / (kg/m^3) (20℃)	报告				报告				报告				GB/T 1884 1885
酸值 / (mgKOH/g) 不大于	—				—				0.3				GB/T 264
中和值 / (mgKOH/g) 不大于	报告				报告				—				GB/T 4945
机械杂质 (%)	无				无				无				GB/T 511
水分 (%)	无				无				无				GB/T 260
破乳化值 (40-37-3) mL / min 54℃ 不大于 82℃ 不大于	15	15	30	— 30	15	15	30	— 30	15	15	30	— 30	GB/T 7305
起泡性试验 / (mL/mL) 24℃ 不大于 93℃ 不大于 后 24℃ 不大于	450/0 100/0 450/0				450/0 100/0 450/0				600/0 100/0 600/0				GB/T 12579

(续)

项 目	质量指标												试验方法	
	优级品				一级品				合格量					
氧化安定性 总氧化产物 (%) 沉淀物 (%) 氧化后酸值达 2.0mgKOH/g 时间/h 不小于	报告 报告				报告 报告				— —				SH/T 0124 GB/T 12581	
液相锈蚀试验 (合成海水)	3000	3000	2000	2000	2000	2000	1500	1500	1500	1500	1000	1000	无 锈	GB/T 11143
铜片试验 (100℃, 3h) /级, 不大于	1												GB/T 5096	
空气释放值 (50℃) /min 不大 于	5	6	8	10	5	6	8	10					SH/T 0308	

近年来,为了在冷冻和空调领域使用氨制冷剂,开发了氧丙烯基、氧乙烯基的烯化聚合物改性合成 PAG 类润滑油,它与氨互溶,改善了传热性能,简化了系统的油分离器和集油器,可采用干式蒸发器以减少制冷剂的充灌量。改性 PAG 合成油的性能见表 4-19。改性 PAG 合成油和氨的互溶性见表 4-20。

表 4-19 改性 PAG 合成油的性能

色相 (ASTM)	闪点 /℃	流动点 /℃	运动粘度/ (mm^2/s) (40℃)	总酸值/ mgKOH	二层分离温度/℃ (油/R717=5/1)	FALEX 试验机载荷 /N (40℃)
LD.5	240	-40	47.2	0.01	-45	3114

表 4-20 改性 PAG 合成油和氨的互溶性

润滑油种类	环烷基 矿物油	烷基苯系		PAG 合成油 (聚烯烃乙二醇)				酯类油	
		硬型	软型	A 型	B 型	C 型	D 型	聚合物型	络合物型
相溶性二层分离 温度/℃	室温	室温	室温	-15	-30	< -50	< -50	室温	室温
流动性	-30℃	103	> 300	7	< 1	< 1	< 1	< 1	< 1
/s	-50℃	201	> 300	6	4.5	1.5	1.5	3	3

我国旧粘度等级是按 50℃ 时的运动粘度大小分为 13、18、25、30、40、60 等牌号,我国润滑油新粘度等级同国际标准一样,按 40℃ 时的运动粘度大小分为 N15、N22、N32、N46、N68 等级。当前我国企业新旧润滑油等级正处于混用阶段,新旧粘度等级对照表见表 4-21。

表 4-21 制冷机润滑油新旧粘度等级对照表

新粘度等级 (牌号) (根据国标 GB/T16630 以 40℃ 为基准)	旧粘度等级 (牌号) (根据部标 SY1213 以 50℃ 为基准)	新粘度等级 (牌号) (根据国标 GB/T16630 以 40℃ 为基准)	旧粘度等级 (牌号) (根据部标 SY1213 以 50℃ 为基准)
N15	13 号	N46	25 号, 30 号
N22	13 号	N68	40 号
N32	18 号		

另外,由于卤代烃制冷剂易溶于油,混合比例不同,粘性就会受到影响。溶油制冷剂的制冷压缩机工作状况、制冷系统循环特性与纯制冷剂也不一样,制冷系统中油的循环量越大,系统制冷量越小。对于大、中型制冷系统,在压缩机出口处均须设置油分离器。

第5章 离心式制冷机组

离心式制冷机组是蒸气压缩式制冷机组中的一种。它是由离心式制冷压缩机为主机和包括冷凝器、节流装置、经济器、蒸发器等辅助设备一起组成的机组。这种机组大致可以分成两大类：一类为冷水机组，其蒸发温度在 -5°C 以上，大多用于大型空调或制取 5°C 以上冷水或略低于 0°C 盐水的工业过程用场合；另一类是低温机组，其蒸发温度为 $-5\sim-40^{\circ}\text{C}$ ，多用于化工过程。本章重点叙述当今量大面广的空调和工业冷却过程用离心式冷水机组。

离心式制冷机组的主机是离心式制冷压缩机，它不同于当前大量生产的容积式制冷压缩机，而属于速度型制冷压缩机。由于该机械的流动是连续的，其流量比容积式机械要大得多。为了产生有效的动量转换，其旋转速度必须很高。一般都用于大容量的制冷装置中。

离心式制冷压缩机吸气量 $0.03\sim 15\text{m}^3/\text{s}$ ，转速 $1800\sim 30000\text{r}/\text{min}$ ，吸气压力 $14\sim 700\text{kPa}$ ，排气压力小于 2MPa ，压缩比在 $2\sim 30$ 之间，几乎可采用所有制冷剂。

5.1 离心式制冷压缩机工作原理

5.1.1 压缩机工作过程

1. 离心式制冷压缩机的总体机构

图5-1是典型的空调用离心式制冷压缩机。它由进口能量调节机构、叶轮转子、扩压器、蜗室、增速器、轴承等部件组成。气缸为垂直剖分型，由蒸发器来的气体从吸气管吸入，流经进口导叶1进入叶轮2，经无叶扩压器扩压后由蜗室6引出排至冷凝器。这是一种半封闭式结

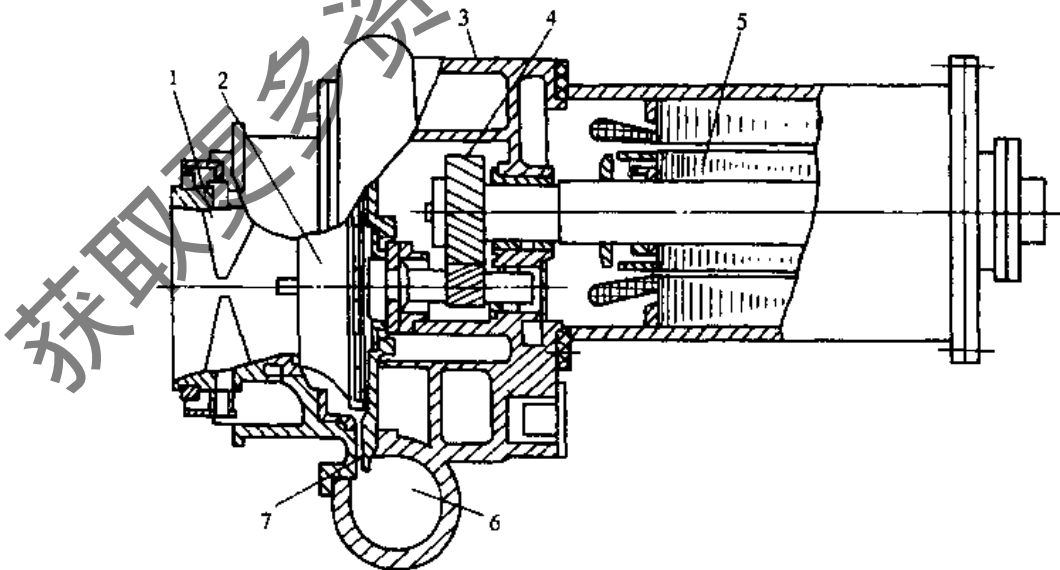


图 5-1 单级离心式制冷压缩机

1—进口导叶 2—叶轮 3—压缩机壳体 4—增速齿轮
5—电动机 6—蜗室 7—扩压器

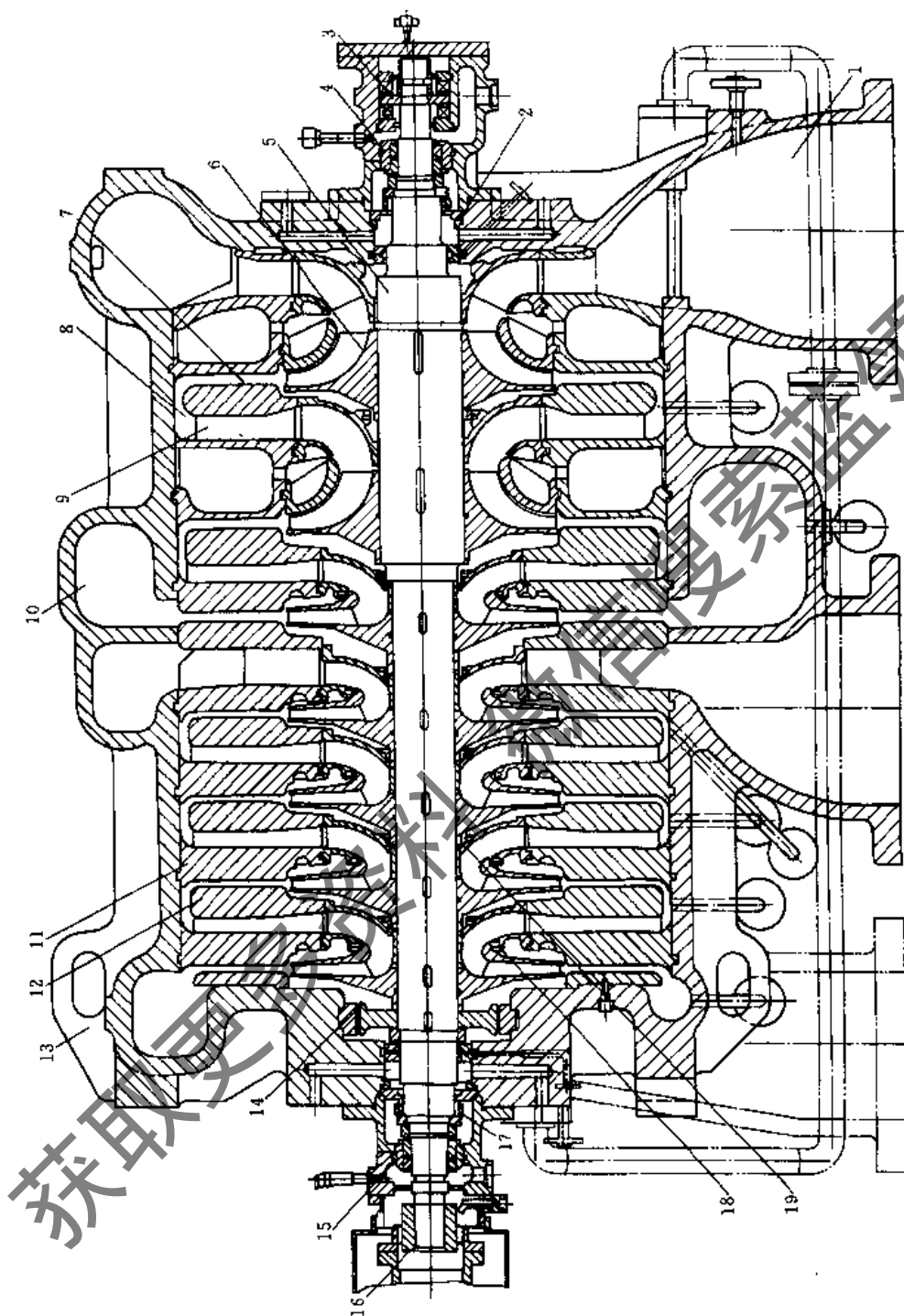


图 5-2 氨离心式制冷压缩机

1—吸气室 2—轴端密封 3—推力轴承 4、15—径向轴承 5—主轴 6—叶轮 7—扩压器 8—弯道 9—回流器
10—蜗室 11、12—隔板 13—气缸 14—平衡盘 16—联轴器 17—轴端密封 18—轮盖密封 19—蜗间密封

构，压缩机、增速器和主电动机均密封在同一个壳体中，省去了轴端密封，因此，气密性好、噪声低、振动小、结构紧凑。

卤代烃类制冷剂的空调用离心式制冷机，每级叶轮的温度头（冷凝温度与蒸发温度之差）大约为 40°C 。这恰好能满足空调的要求，因此空调用离心式制冷机大都是单级的。但如果要求更低的蒸发温度或制冷工质为低分子量时，则必须应用二级以上的压缩级。图 5-2 是大型合成氨厂用氨压缩机高压缸剖面图。压缩机结构由转子和定子两部分组成。气缸 13 水平剖分成上、下两半。气体压缩分两段进行，第一段由 3 级、第二段由 4 级组成。气体由吸气室 1 进入第一级叶轮 6，通过叶轮对气体做功，使气体压力、速度、温度提高。再流入扩压器 7，使气体的速度降低，压力提高。弯道 8 和回流器 9 主要起导向作用，使气体均匀流入下一级继续压缩。经第一段的 3 级压缩后，气体从蜗室 10 引出气缸，经过中间冷却器冷却，气体温度降低后再进入第二段进行压缩。中间冷却器可把全部级分成几个段，每段由一个级或几个级组成。

级是组成压缩机的一个基本单元。它由一个叶轮和与之相配合的固定元件构成。从构成来看，可分为中间级和末级二种。中间级由叶轮、扩压器、弯道和回流器等组成。末级是由蜗室取代中间级的弯道和回流器，有时还取代级中的扩压器。

2. 离心式制冷压缩机的各部件的作用原理

(1) 吸气室 每段第一级入口都有吸气室，将气体从进气管均匀地引入叶轮。

(2) 进口导叶 用来调节制冷量，当导叶旋转时，改变了进入叶轮的气流的流动方向和气流量的大小。

(3) 叶轮 它随主轴高速旋转，由于受旋转离心力和叶片的作用，气体在流经叶轮流道的整个过程中，压力和速度都不断得到了提高。叶轮是使气体提高能量的唯一元件，是压缩机中最主要的部件。

(4) 扩压器 气体从叶轮流道流出时，有很高的流动速度。为了将这部分动能充分地转变为压力能，同时为了使气体在进入下一级时有较低的合理的流动速度，在叶轮后面设置了扩压器。对于无叶扩压器，一般情况下它是由前、后隔板组成的通道，随着直径的增大，通流面积增加，使气体速度逐渐减慢，压力得到提高。

(5) 弯道和回流器 为了把扩压器流出的气体引导到下一级继续压缩，设有使气体拐弯的弯道和将气体均匀引入下一级叶轮入口的回流器。弯道是由隔板和气缸组成的通道，回流器则由两块隔板和装在隔板之间的叶片组成。

(6) 蜗室 它把从扩压器或从叶轮后的气体汇集起来，并引向机外。在大多数情况下，由于蜗室外径逐渐增大，通流面积也增大，对气体还起一定的降速扩压作用。

(7) 其他部件 除上述组成级的基本部件外，还有减少气体从叶轮出口倒流到叶轮入口的轮盖密封；减少级间漏气的级间密封；减少或杜绝气体向机外泄漏的轴端密封；减少轴向推力的平衡盘；承受转子剩余轴向推力的推力轴承以及支撑转子的径向轴承等。

为了使压缩机持续、安全、高效率地运行，还必须设有一些辅助设备和系统，如增速器、油路系统、冷却系统、自动控制和监测及安全保护系统等。

5.1.2 叶轮做功的基本理论

离心式制冷压缩机级的流道形状复杂，气体在级中呈现非稳定的三元流动。工程上为简化计算，常作一些假设，在流道的每个截面上用气流参数的平均值表示，从而将复杂的气体流动处理成一元稳定流动。气流流动基本方程即是经上述简化假设后得出的。

1. 欧拉方程

(1) 叶轮进出口速度三角形 由于叶轮对气体做功, 所以气体运动速度从叶轮进口到出口截面有变化。把气体运动时的圆周速度 u 、相对速度 w 和绝对速度 c 画成一个速度三角形, 称为气流速度三角形。图 5-3 示出进、出口速度三角形。又常把绝对速度 c_1 和 c_2 分解成圆周分速度 c_{1u} 、 c_{2u} 和径向分速度 c_{1r} 、 c_{2r} 。

(2) 欧拉方程

$$h_{th} = c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1 \quad (5-1)$$

式中 h_{th} ——制冷剂理论能量头 (J/kg);

u_2 ——叶轮外圆周速度 (m/s);

u_1 ——叶轮进口处周速度 (m/s);

c_{2u} ——制冷剂离开叶轮时绝对速度在切向上的投影 (m/s);

c_{1u} ——制冷剂进入叶轮时绝对速度在切向上的投影 (m/s)。

式 (5-1) 为透平压缩机的基本方程。它表明, 倘若已知叶轮进、出口截面处的速度 u 和 c_u , 便可求出叶轮给予流过叶道单位质量气体的能量。 h_{th} 称为理论能量头。由上式可知, 当气体径向进气时, $c_{1u} = 0$, 则

$$h_{th} = c_{2u}u_2 = \psi u_2^2 \quad (5-2)$$

式中 ψ ——压头系数, 是衡量压缩机能量头达到最大值 u^2 的程度, $\psi = c_{2u}/u_2$, 一般 $\psi = 0.45 \sim 0.5$, 但强后弯式压头系数相对较小。

从式 (5-2) 中可知单级叶轮能获得的能量和叶轮圆周速度有关。欧拉方程的第二型式如下:

$$h_{th} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \quad (5-3)$$

式中 w_2 ——制冷剂离开叶轮时相对速度 (m/s);

w_1 ——制冷剂进入叶轮时相对速度 (m/s);

c_2 ——制冷剂离开叶轮时绝对速度 (m/s);

c_1 ——制冷剂进入叶轮时绝对速度 (m/s)。

2. 能量方程式

离心式制冷压缩机的级对每 1kg 有效气体所消耗的总功, 或气体获得的总能量头 W_{tot} 分为三部分: 理论能量头 h_{th} , 内漏气损失 h_e 和轮阻损失 h_{dr} 。理论能量头主要是以机械的型式传给气体, 轮阻损失和内漏气损失是以热的型式传给气体的。假设气体与外界没有热交换, 则级中能量守恒方程为

$$W_{tot} = h_{tot} = h_2 - h_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \quad (5-4)$$

式 (5-4) 为气体稳定流动能量方程式, 式中 h 为比焓; W_{tot} 为总功; 注脚 1、2 表示压缩机级的流道中任意两个控制截面。式 (5-4) 说明级中叶轮对气体所作的功, 是用于提高气体

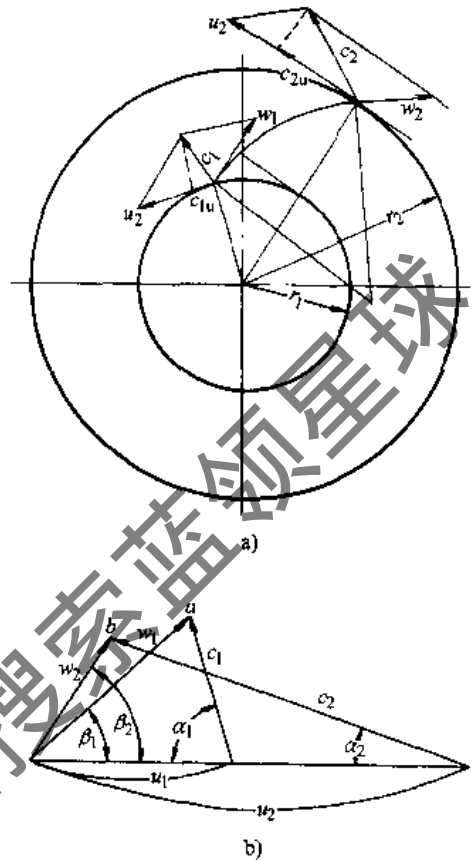


图 5-3 叶轮内的速度三角形
a) 速度线图 b) 速度三角形

的比焓和动能。

当外加功 $W_{\text{tot}}=0$ 时, 气体总能量不变, 它由比焓和动能所组成, 两者之和为一常数。

$$h_2 + \frac{c_2^2}{2} = h_1 + \frac{c_1^2}{2} \quad (5-5)$$

3. 伯努利方程

能量方程用机械能的型式表示为

$$W_{\text{tot}} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + h_{\text{hyd}} + h_1 + h_{\text{df}} \quad (5-6)$$

式 (5-6) 为通用伯努利方程式, 说明叶轮对气体做的总功转换成气体静压能的提高, 气体动能的增加, 克服气体在级中的流动损失 h_{hyd} , 克服内漏气损失 h_1 和轮阻损失 h_{df} 。

4. 连续性方程式

在单位时间内流过级中任意截面的气体质量, 称为气体的质量流量。流量方程式为

$$q_m = \rho q_v = \rho A c \quad (5-7)$$

式中 q_m ——质量流量 (kg/s);

ρ ——气体密度 (kg/m³);

q_v ——气体容积流量 (m³/s);

A ——有效通流面积 (m²);

c ——垂直于有效通流截面的速度 (m/s)。

在稳定流动的级中, 无补气情况下, 通过级中每一个截面质量流量都相等

$$q_{m,1} = q_{m,2} = \dots = q_{m,n} = q_m \quad (5-8)$$

或

$$\rho_1 A_1 c_1 = \rho_2 A_2 c_2 = \dots = \rho A c \quad (5-9)$$

式 (5-8) 和式 (5-9) 即为一元稳定流动的连续性方程式。

叶轮进、出口容积流量 q_v 计算式为

$$q_{v1} = A_1 c_{1r} = \pi D_1 b_1 \tau_1 c_{1r} \quad (5-10)$$

$$q_{v2} = A_2 c_{2r} = \pi D_2 b_2 \tau_2 c_{2r} \quad (5-11)$$

式中 D_1 、 b_1 、 τ_1 ——叶轮叶片进口处直径、宽度、阻塞系数;

D_2 、 b_2 、 τ_2 ——叶轮叶片出口处直径、宽度、阻塞系数。

在多级离心式制冷机中, 节流过程闪发出的蒸气, 通过管道引入压缩机相应级中, 称为中间补气。在有中间补气的情况下, 连续性方程和能量方程应满足质量守恒和能量守恒定律。补气截面后的气动热力参数按混合法则确定。

5. 压缩过程和压缩功

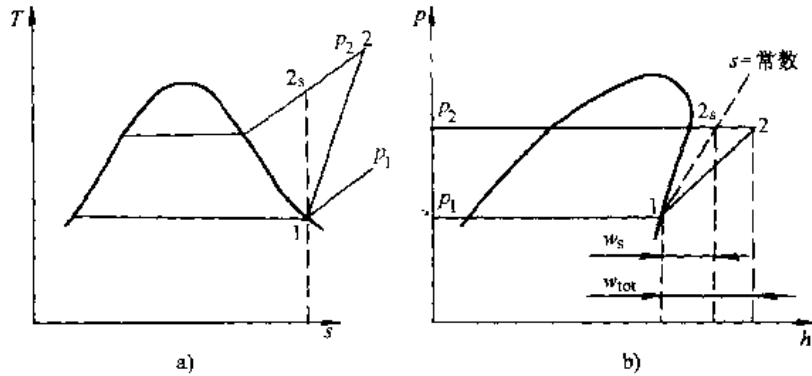
压缩机中静压能的提高与气体在级中的压缩过程有关, 所需的功称为压缩功。

(1) 等熵压缩 等熵压缩是指压缩过程中既与外界绝热, 又无损失。离心式制冷压缩机中气流速度大, 在机体内停留时间很短, 故可视其为绝热的, 但实际压缩过程是有损失的。等熵压缩是一种理想情况, 可作为一种比较的标准。图 5-4 中的 1-2_s 线为等熵压缩过程线。

不同级的流道截面处, 气体热力参数 p 、 v 、 T 之间的关系, 服从压缩过程方程。制冷剂大多是实际气体, 等熵过程温度和压力关系如下:

$$T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{\frac{\kappa_T-1}{\kappa_T}} \quad (5-12)$$

压力和比容关系如下:

图 5-4 压缩过程在 $T-s$ 图及 $p-h$ 图上表示a) $T-s$ 图 b) $p-h$ 图

$$pv^{\kappa} = \text{常数} \quad (5-13)$$

式中 κ_T ——温度等熵指数；

κ_V ——容积等熵指数；

p ——气体压力 (Pa)；

v ——气体比体积 (m^3/kg)；

T ——气体热力学温度 (K)。

κ_T 和 κ_V 均是气体组份、压力和温度的函数，在理想气体的条件下

$$\kappa_V = \kappa_T = \kappa$$

等熵压缩过程所需的压缩功 W_s 的计算式为

$$W_s = \left(\int_1^2 v dp \right)_s = h_{2s} - h_1 \quad (5-14)$$

(2) 多变压缩 在离心压缩机的级中，实际压缩过程由于存在损失，因此是多变压缩过程，在图 5-4 上为 1-2 线。多变过程温度与压力的关系式如下：

$$T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{\frac{m_T-1}{m_T}} \quad (5-15)$$

压力和比容的关系式如下：

$$pv^{m_V} = \text{常数} \quad (5-16)$$

式中 m_T ——温度多变指数；

m_V ——容积多变指数。

m_V 和 m_T 都是气体组份、压力和温度的函数。对理想气体， $m_T = m_V = m$ (m 为多变过程指数)。

多变压缩过程所需压缩功 W_p 的计算式为

$$W_p = \left[\int_1^2 v dp \right]_p = h_2 - h_1 \quad (5-17)$$

5.1.3 压缩机部件损失、效率和功率

1. 离心式制冷压缩机的损失

压缩机除了压缩气体消耗部分有用能量外，同时还要克服各种损失而多消耗一部分能量。损失分为内损失和外损失两部分。内损失是指该损失所转化的热量，仍加给机器内的气体，通常有级内流动损失、轮阻损失、轮盖漏气损失、平衡盘及轴套密封中漏回机器的部分漏气损失等。外损失是指联轴器、增速齿轮、轴承中的摩擦损失，以及从轴端密封漏至大气部分的外漏

气损失。图 5-5 表示压缩机级的耗功分配。流动损失大致分为摩擦损失、分离损失、二次流损失和尾迹损失四部分。这些损失并不是孤立的，而是相互联系，相互影响的。

2. 离心式制冷压缩机的效率

离心式制冷压缩机或级的效率，主要是用来说明传递给气体的机械能的利用程度。现介绍常用的几个效率的定义。

(1) 多变效率 η_p 这是指由压力 p_1 增加到压力 p_2 所需的多变压缩功与实际所消耗的总功之比。

$$\eta_p = \frac{W_p}{W_{tot}} = \left(\int_1^2 v dp \right)_p / h_{tot} \quad (5-18)$$

(2) 等熵效率 η_s 这是指气体由压力 p_1 增至压力 p_2 时，等熵压缩功与实际所消耗的总功之比。

$$\eta_s = \frac{W_s}{W_{tot}} = \left(\int_1^2 v dp \right)_s / h_{tot} \quad (5-19)$$

在同样的初、终状态下，因 $\left(\int_1^2 v dp \right)_p > \left(\int_1^2 v dp \right)_s$ ，故多变效率大于等熵效率，即 $\eta_p > \eta_s$ 。

在利用热力图表进行离心式制冷压缩机的热力计算时，常用等熵效率的经验数据，来推算级各主要截面上的气动热力参数。例如图 5-4b 上，实际压缩的终态点 2，可通过计算比焓 h_2 后，作图与 p_2 线的交点来确定。

$$h_2 = h_1 + w_s / \eta_s$$

(3) 压缩机内效率 η_i 这是指提高气体静压力所需的有用功与压缩机内耗功之比，若无中间补气则

$$\eta_i = \left(\int_1^2 v dp \right)_p / \sum_{i=1}^n W_{tot} \quad (5-20)$$

式中 $\left(\int_1^2 v dp \right)_p$ ——压缩机的多变压缩功；

$\sum_{i=1}^n W_{tot}$ ——压缩机的各级实际总耗功之和。

(4) 压缩机总效率 η_e 是指压缩机的多变压缩功与压缩机总耗功之比。

$$\eta_e = \left(\int_1^2 v dp \right)_p / \sum_{i=1}^n W_e = \eta_i \eta_m \quad (5-21)$$

式中 η_m ——压缩机的机械效率，通常 $\eta_m = 0.95 \sim 0.98$ ，小型机器低于此值。

3. 离心式制冷压缩机的功率

(1) 压缩机的内功率 P_i 若无中间补气，多级压缩机的内耗功率 P (kW) 为

$$P_i = q_m \sum_{i=1}^n W_{tot} \quad (5-22)$$

式中 q_m ——压缩机的质量流量 (kg/s)；

n ——级数。

有中间补气，设压缩机共分 z 段，其同一段内各级的有效流量 q_m 相等，则整机功率先逐段计算后再相加：

$$P_i = \sum_{j=1}^z \left(q_{m,j} \sum_{i=1}^n W_{tot} \right)_j \quad (5-23)$$

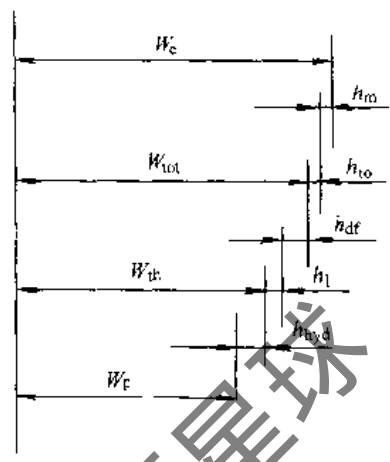


图 5-5 压缩机级的耗功分配图

W_e —轴耗功 W_{in} —内耗功
 W_s —理论能量头 W_p —多变压缩功
 h_m —机械损失 h_o —外漏气损失
 h_{df} —轮阻损失 h_l —内漏气损失
 h_{bld} —流动损失

(2) 压缩机的轴功率 p_e 。原动机提供给压缩机轴上的功率为压缩机的轴功率。

$$P_e = P_i + P_m = P_i / \eta_m \quad (5-24)$$

式中 P_m ——机械损失功率。

(3) 机组功耗指标 对离心式制冷压缩机，由于制冷量大，实测困难，为此一般厂商常用机组功耗指标 Q_c/P_e ，即制冷系数 ϵ_c 对机组进行综合评价。制冷系数愈高愈好，它与制冷系统的循环型式、冷凝温度与蒸发温度之比 t_c/t_e 有关。它涉及冷水机组工况条件、换热器状况等。目前，对于一般离心式冷水机组，在名义工况下，大部分产品的 ϵ_c 可达 4.8~5.6。

5.2 离心式制冷压缩机型式和结构

5.2.1 单级离心式制冷压缩机

一般空调用离心式制冷机组制取 4~9℃ 冷冻水时，采用单级、二级或三级离心式制冷压缩机。工业用低温装置中作为冷却用则采用多级离心式制冷压缩机，最新开发的也有为 -5℃ 制冷装置中用单级离心式制冷压缩机。

图 5-6 示出一台 2800kW 制冷量的单级离心式制冷压缩机的剖面图。该压缩机由叶轮、增速齿轮、电动机和进口导叶构成。采用低压制冷剂 R11 或 R123 作为工质。图 5-7 示出半开式铝合金叶轮的外形。进口导叶的作用是对离心式制冷机组制冷量进行连续控制。导叶的旋转会改变气体进入叶轮的角度，从而减少了叶轮做功。齿轮采用螺旋齿轮（斜齿轮），在增速箱上部装置有油槽。电动机置于封闭壳体中，电动机定子和转子的线圈都用制冷剂直接喷液冷却。

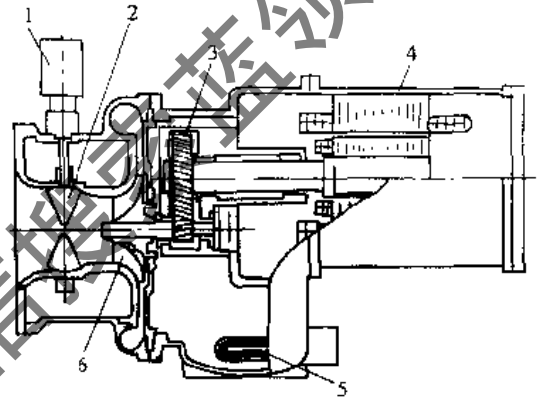


图 5-6 封闭型单级制冷离心压缩机
1—导叶电动机 2—进口导叶 3—增速齿轮
4—电动机 5—油加热管 6—叶轮

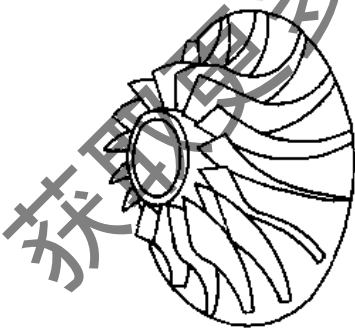


图 5-7 半开式叶轮

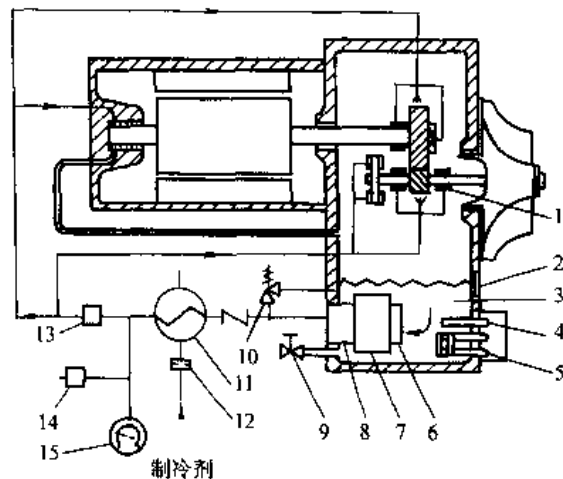


图 5-8 强制供油装置润滑系统
1—轴承 2—油位计 3—油箱 4—温度传感器
5—油加热管 6—油泵 7—油泵电动机 8—油过滤器
9—润滑油注排阀 10—油压调节阀 11—油冷却器
12—喷嘴 13—过滤器 14—油压开关 15—真空压力表

图 5-8 为压缩机的强制润滑油系统简图。增速装置下部插入有油加热器和油温传感器。在停机时为防止油温下降溶解制冷剂，用电加热使油温保持一定温度。润滑油自油泵经油压调节阀、油冷却器和过滤器，送至各轴承和增速齿轮进行强制循环。

图 5-9 为大型冷水机组用开启式单级压缩机的剖面图，它由导流叶轮、机械密封、齿轮箱等组成。

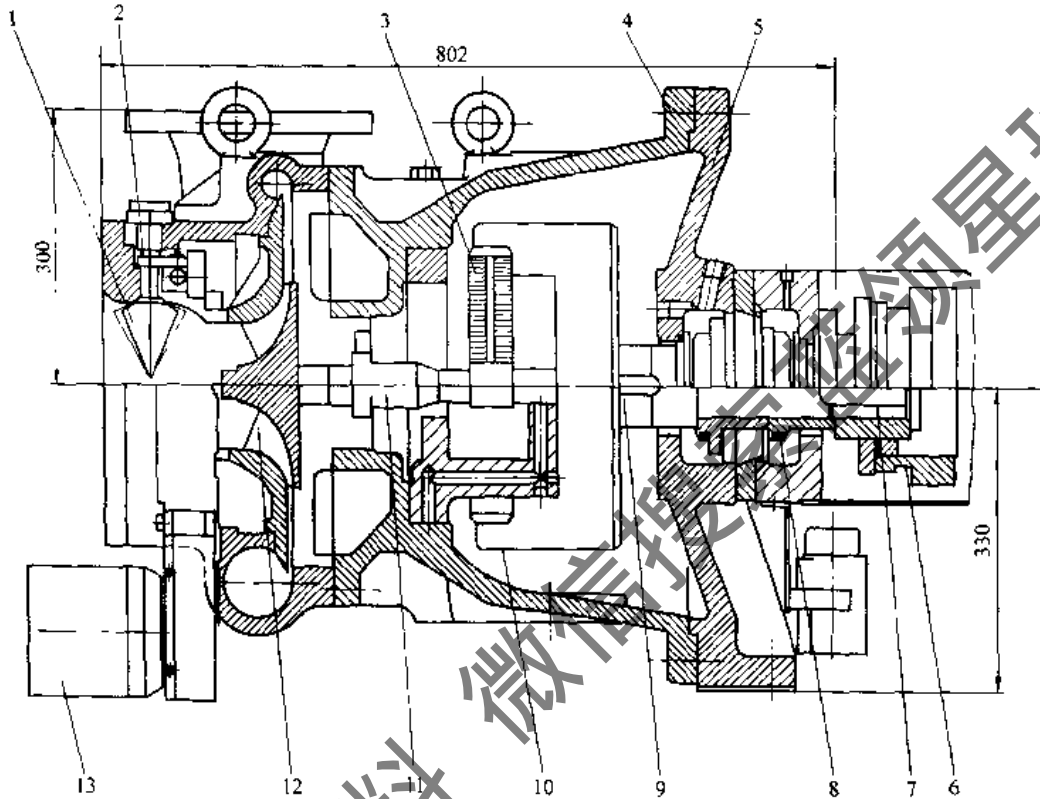


图 5-9 开启式单级压缩机

1—导流叶轮 2—导流叶轮调节杠杆 3—行星齿轮 4—齿轮箱 5—齿轮箱盖 6—联轴器 7—齿轮轴
8—机械密封 9—电动机轴 10—行星齿轮外缘 11—叶轮轴 12—叶轮 13—导流叶轮伺服电动机

5.2.2 多级离心式制冷压缩机

离心式制冷压缩机是离心式制冷机组的关键部件，而离心式制冷机组都是为一特定的制冷装置服务的。根据制冷装置所需的低温要求，可以确定所需相应的冷凝温度和蒸发温度，从而得出所需的能量头。由式 (5-2) 可知，当压缩机叶轮吸入无预旋的情况下，一级叶轮的的能量头和叶轮圆周速度有关。但叶轮圆周速度受多种因素的限制，随着圆周速度的增大，叶轮通道的气流速度也增大，此时，若某一速度接近当地声速，某些局部可能出现声速或超声速。众所周知，在这种情况下，由于冲击波的关系，气流损失急剧增大，效率下降。卤代烃类制冷剂的声速较低（参见表 5-1），因此，叶轮的最大圆周速度较低，约为 150~200m/s。图 5-10 表示冷凝温度为 30℃，压头系数 $\psi = 0.5$ 时，各种制冷剂的单级压缩能达到的蒸发温度 t_e 与叶轮圆周速度 u_2 的关系。制冷剂的沸点与能达到的最低蒸发温度之间的关系如图 5-11 所示。由该图可以看出，制冷剂的沸点越低，所能达到的蒸发温度越低。

各种制冷剂在不同蒸发温度下的声速见表 5-1。

表 5-1 饱和蒸气的声速

制冷剂	蒸发温度/°C					
	-110	-80	-50	-20	10	40
	饱和蒸气的声速/(m/s)					
R11	—	—	124	131	136	139
R12	115	124	131	135	136	133
R13	125	131	133	128	117	—
R13B1	104	111	116	116	113	104
R22	140	150	158	163	163	159
R23	157	166	170	167	157	—
R113	—	—	104	110	115	118
R114	—	101	108	113	116	116
R123	—	108	116	122	127	130
R124	106	115	122	127	129	127
R125	114	122	127	129	124	113
134a	124	134	142	147	147	143
142b	—	135	144	150	153	153
152a	158	170	180	187	189	186
500	128	138	145	150	151	147

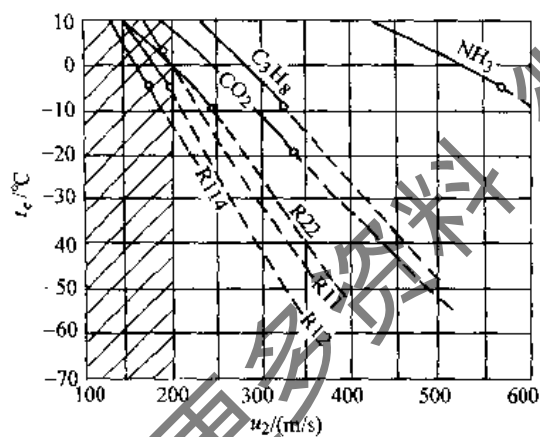
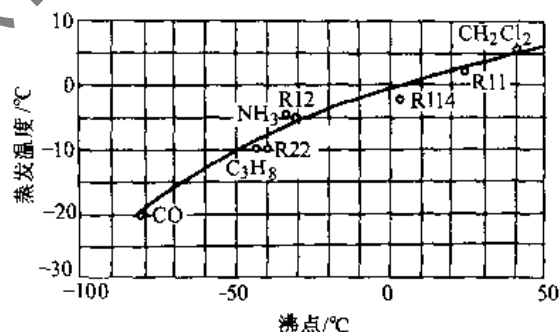
图 5-10 各种制冷剂的单级压缩能达到的蒸发温度 t_e 与叶轮圆周速度 u_2 的关系

图 5-11 单级压缩机能达到的蒸发温度与制冷剂沸点的关系

当单级压缩所产生的最大能量头不能满足所需的能量头时，就应采用多级压缩机组。当然，也有为了降低压缩机的主轴转速、提高压缩机效率等目的而采用多级压缩的设计方案。图 5-12 示出日立公司 HS—C 系列中典型产品二级离心式制冷压缩机纵向剖面图，除了设计装有二级叶轮外，其余结构和单机制冷压缩机并无不同之处。图 5-2 为低温用多级离心式制冷压缩机剖面图，由于采用开启式结构，可以用电动机、燃气轮机或汽轮机驱动。

在实际应用中，可以将几台单级或多级离心压缩机串联起来，也可将制冷分为低温和高温两部分而成为复迭方式。图 5-13 为将多级离心式压缩机用于天然气液化的某一工业装置系统图。

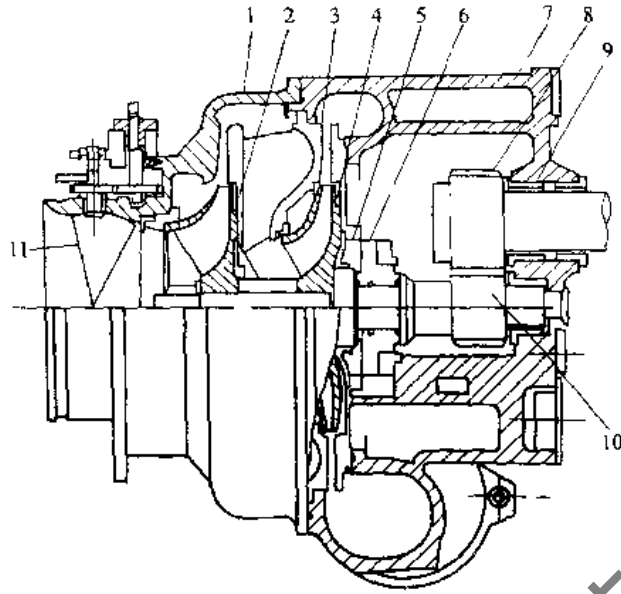


图 5-12 日立公司 HS-C 系列中的压缩机

- 1—导叶控制箱 2—隔板 3—蜗壳 4—叶轮 5—密封 6—止推轴承
7—机壳 8—大齿轮 9—轴承 10—小齿轮 11—进口导叶

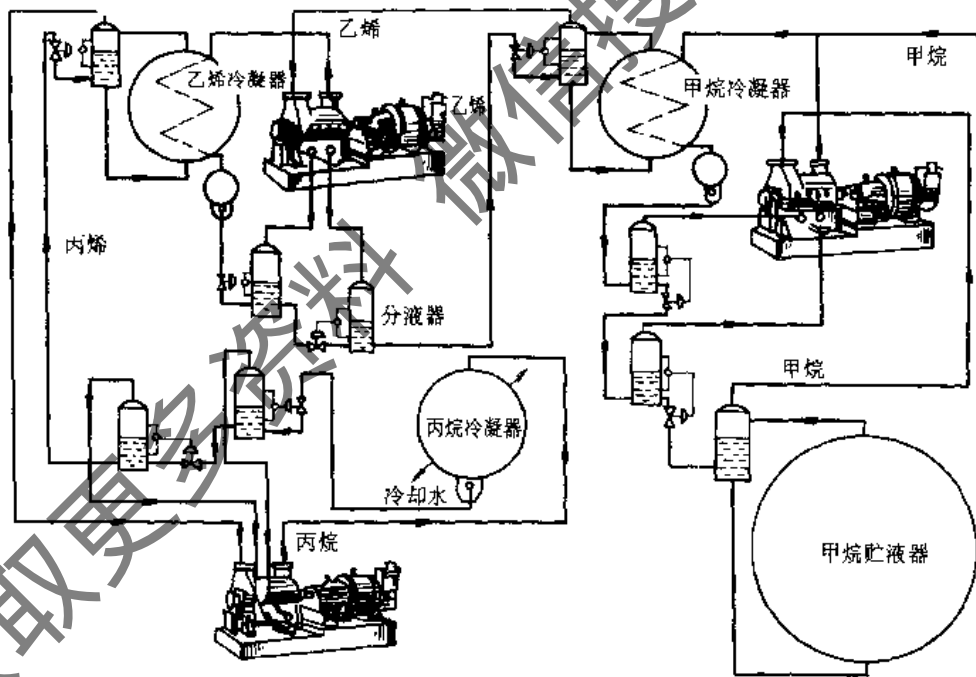


图 5-13 甲烷液化用复选装置系统

5.2.3 开启式和半封闭式离心式制冷压缩机

1. 半封闭式离心式制冷压缩机组

半封闭式机组简图如图 5-14 所示。对单机机器可把压缩机、增速齿轮和电动机用一个筒形外壳封装在一起，仅是压缩机的进气口和蒸发器相连，出气口和冷凝器相通。在这种机组中，不需要机械密封。但电动机需专门制造，并要考虑其在运转中的冷却，以及耐制冷剂的腐蚀、电器绝缘问题。半封闭式机组中电动机的冷却方式有以下几种：

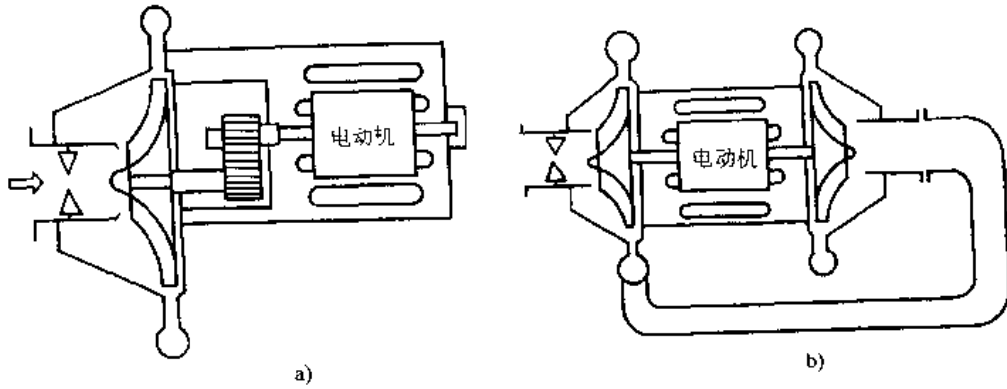


图 5-14 半封闭式机组
a) 单级压缩式 b) 直联二级压缩式

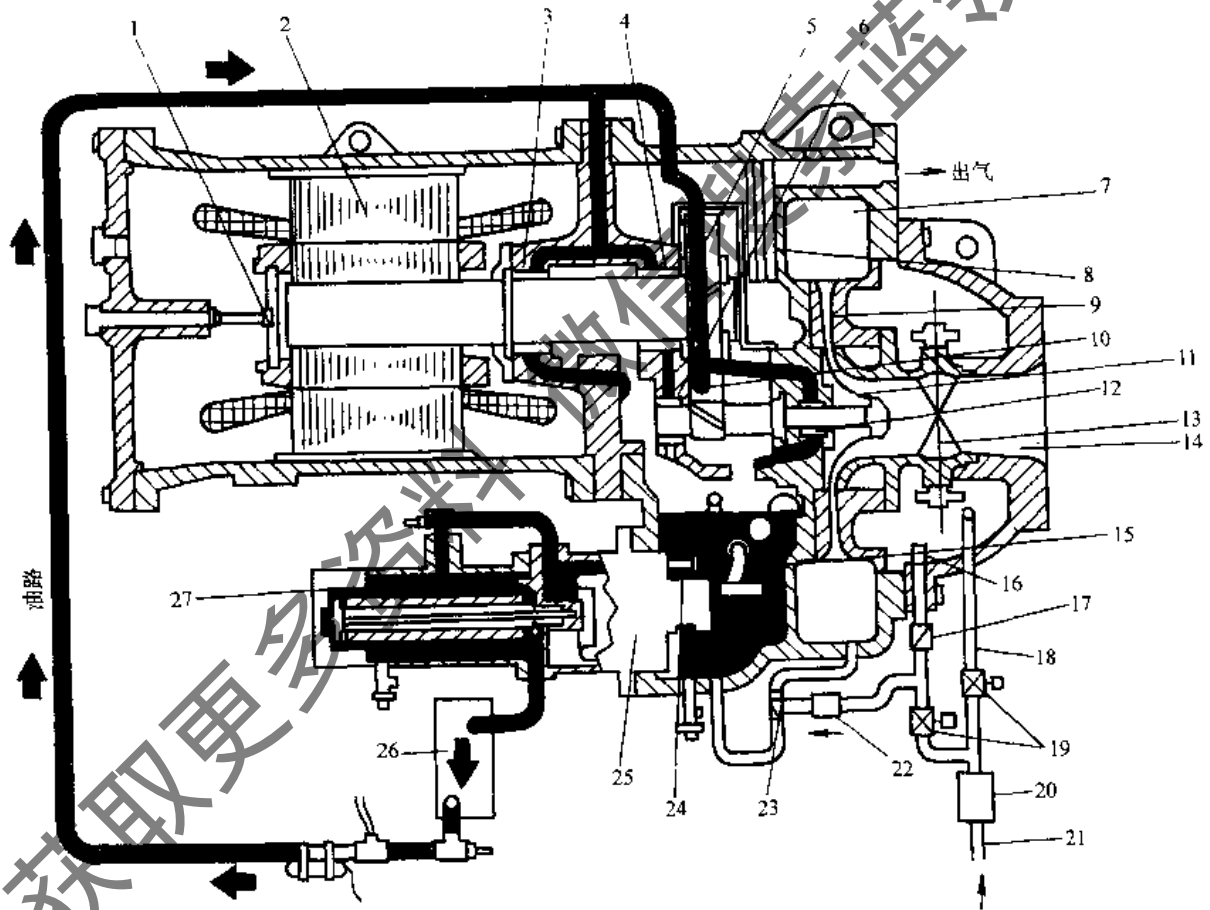


图 5-15 半封闭单级离心压缩机的典型剖面与润滑油路

- 1—喷嘴 2—内置电动机 3—后电动机轴承 4—前电动机轴承 5—增速齿轮对
6—后小齿轮轴承 7—蜗壳 8—去油雾器 9—扩压器 10—油喷嘴 11—叶轮
12—高速推力轴承 13—进气可调导流机构 14—吸气腔 15—油加热器
16、20、22—过滤器 17—止回阀 18—导叶回油器 19—电磁阀 21—蒸发器回油器
23—引射器 24—油压调节阀 25—油泵和电动机 26—油冷却器 27—滤油器

1) 用喷入节流后的液体制冷剂进行冷却。因喷液后的温度较低, 因此, 这个方法可以用于体积较小的电动机, 绝缘的寿命也较长, 喷射的温度均匀, 电动机不易变形, 使用场合最多。但由于电动机和制冷剂直接接触, 所用绝缘材料必须和制冷剂兼容, 这在当前新老制冷剂更换中, 也是非常关键的问题。

2) 电动机用水套冷却, 其发热量由载冷剂水直接带走。此方法比较方便, 但冷却不够强烈, 铸件质量及水质要求高, 目前已较少采用。

3) 其他冷却方法, 如用压缩排气冷却、液体制冷剂在夹层中蒸发吸热、二次节流中用中间抽气冷却等, 但都有一定缺点。

半封闭式机组的优点是体积小、噪声低和密封性好, 因此是目前空调用离心式制冷机组普遍采用的一种型式。图 5-15 为典型半封闭单级离心压缩机的剖面图。

近几年来, 开利公司开发了一种带透平膨胀机的离心式制冷压缩机, 旨在回收制冷系统中的膨胀功, 图 5-16 为这种压缩机的剖面图。据报道, 用这种压缩机组装而成的冷水机组 COP 值达到 7.0, 实为节能产品。

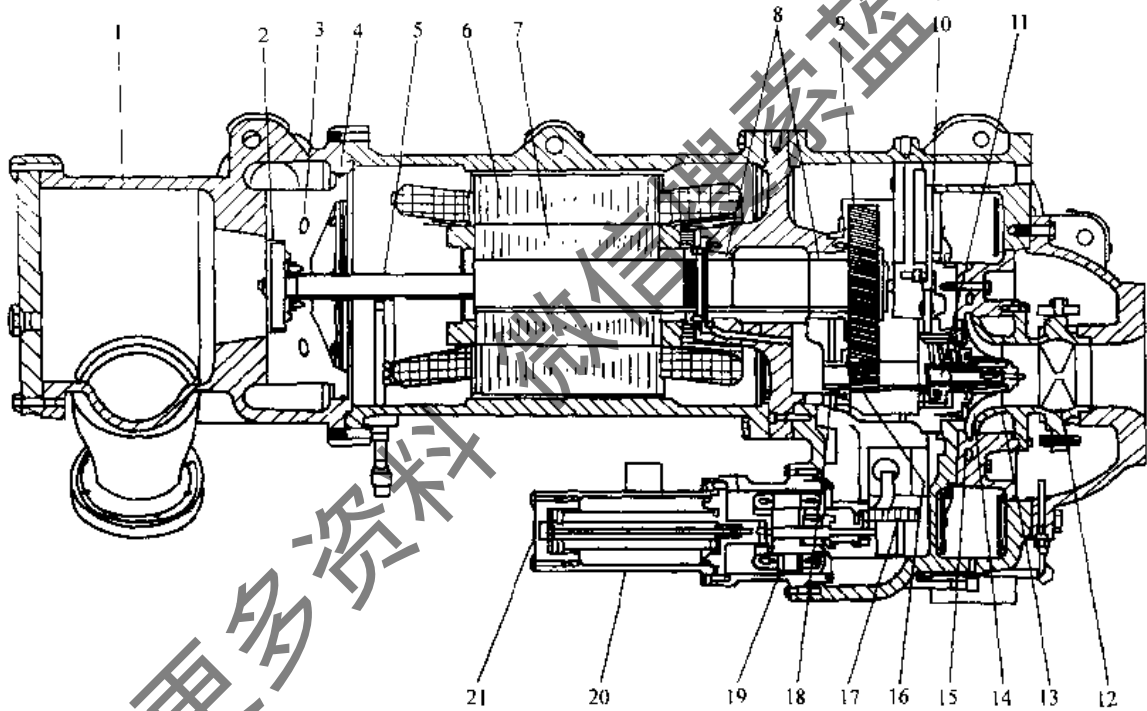


图 5-16 带透平膨胀机半封闭离心式制冷压缩机

- 1—透平外壳 2—透平叶轮 3—透平喷嘴 4—透平喷嘴组件 5—电动机延伸轴 6—电动机定子
7—电动机转子 8—轴承 9—低速大齿轮 10—高速轴止推轴承 11—轴承 12—可调入口导叶
13—蜗壳 14—叶轮 15—扩压器 16—高速齿杆 17—油加热器 18—高速轴轴承
19—油泵电动机 20—油过滤器 21—油过滤器罩

2. 开启式离心制冷压缩机组

开启式机组简图如图 5-17 所示。机组的布置是把压缩机、增速器与原动机分开, 在机壳外用联轴节连接 (图 5-17a)。有的机组则是压缩机、增速器在同一机壳内, 由增速器轴与电动机轴连接 (图 5-17b)。在这些机组中, 为了防止制冷剂的泄漏, 在轴的外伸端处, 必须装有机械密封。

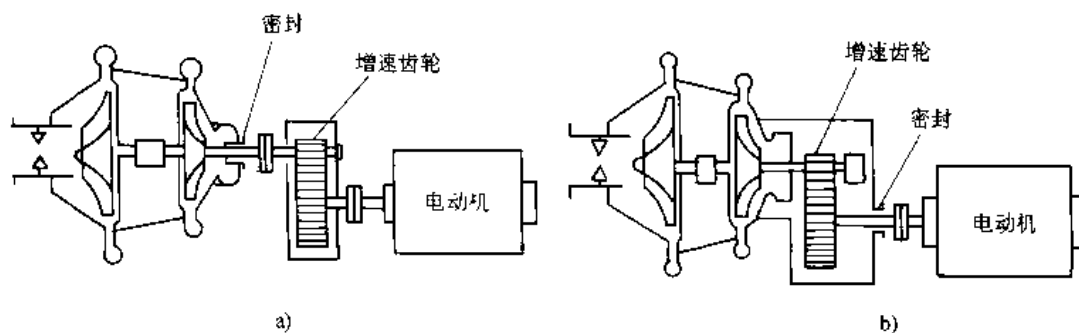


图 5-17 开启式机组简图

a) 增速齿轮外装式 b) 增速齿轮内装式

这种与制冷剂完全分离的结构，电动机由空气冷却，不需要液体制冷剂冷却。和半封闭机组比有下列优点：

1) 适用于制冷剂更换。开启式机组电动机绕组与制冷剂不直接接触，在更换制冷剂时，遇到的技术问题较封闭式机组少，且价格便宜。

2) 运行可靠。开启式机组电动机的设计，将电动机与制冷回路完全分离，使制冷剂与电动机完全不接触，那些酸性及其他易进入制冷回路的污染物不会影响电动机的运行，因而减少了因电动机故障导致机组停机维修的时间，提高了可靠性。

3) 维修方便。开启式机组电动机结构简单，一旦烧毁，可在现场直接重新绕组，只需几小时就能重新开机。

4) 可采用多种动力驱动方式。由于电动机与压缩机完全分离，开式机组可采用中压 1kW 电力、蒸汽透平、燃气等多种驱动方式，这样就扩大了机组的适用性。

5) 降低能耗。开启式机组由空气冷却电动机，不增加机组本身的制冷负担，节约能耗。

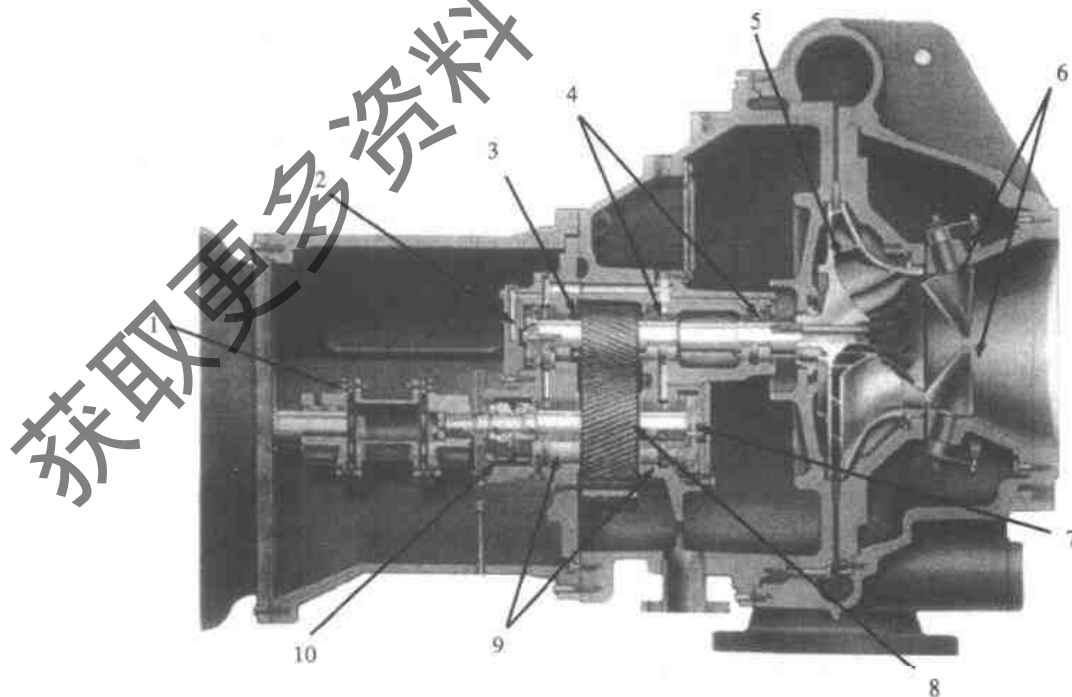


图 5-18 开启式单级压缩机

1—联轴器 2、7—推力轴承 3—高速齿轮 4、9—止推轴承
5—叶轮 6—导叶 8—低速齿轮 10—轴封

当然，由于采用空气冷却电动机，机组体积、重量和噪声比半封闭式机组大，这是它的缺点。目前大型机组，特别是工业制冷用途的机组或用中压直接供电（6000~10000V）多采用这种型式。

但开启式机组也存在着易泄漏、体积较大等缺点。图 5-18 为开启式单级压缩机剖面图。

5.2.4 大型离心式制冷压缩机

此处所指的大型离心式制冷压缩机是指工业离心机组，其最大制冷量可达 35000kW，图 5-19 为工业用开启式多级离心式冷水机组外形图

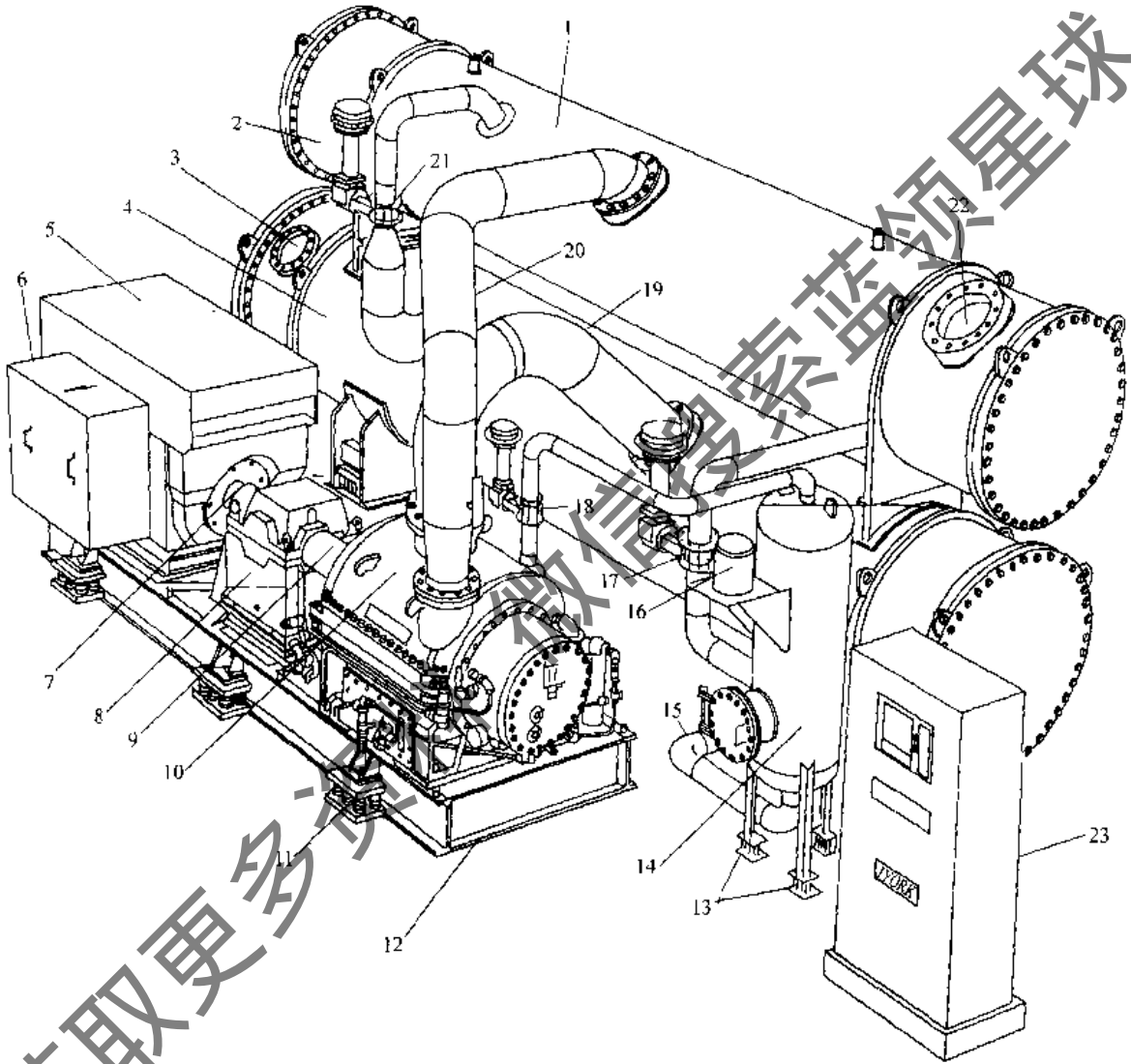


图 5-19 工业用开启式多级离心式冷水机组

- 1—冷凝器 2—封头 3、22—进出水口 4—蒸发器 5—驱动电动机 6—电动机接线箱
7—低速端联轴器 8—增速齿轮箱 9—高速端联轴器 10—多级压缩机 11、13—隔振弹簧
12—机架 14—中间冷却器 15—低压液管 16—回油装置 17—高压液管
18—中间级气体管道 19—吸气管 20—排气管 21—热气旁通管 23—控制柜

5.2.5 离心式制冷压缩机的性能分析和容量调节

图 5-20 是一台离心式制冷压缩机的典型性能曲线图，其中转速以一级叶轮马赫数的大小来表示，叶轮马赫数 Ma 定义为

$$Ma = u_2/a_1 \quad (5-25)$$

式中 Ma ——叶轮马赫数；

u_2 ——叶轮外圆圆周速度；

a_1 ——叶轮进口条件下气体音速。

叶轮马赫数是离心式制冷压缩机的一个重要设计参数，它限制了一台离心式制冷压缩机的极限转速，当叶轮悬挂在轴端（悬臂式结构）时 Ma 最大不能超过 1.8；当主轴穿越叶轮（双支式结构）时， Ma 最大值 1.5。为达到高的性能效率， Ma 还应适当下降。过高的 Ma 值，会由于分离、二次流和冲击波而造成大的损失。当然，压缩机叶轮的最大圆周速度还受到材料强度的制约，通常限制在 400m/s 以下。

图 5-20 中，点 A 是最高效率点的设计点，点 B 是压缩机用于某特定系统时的额定运行点。出于降低初投资的考虑，一台制冷压缩机的压力流量设计点，往往离开最高效率点，否则将会导致放大叶轮尺寸或增加级数。从图中可以看到，在 Ma 和 $1.1Ma$ 时，最大流量受到限制，因为该处叶轮进口流速已经接近声速，流动将受到阻塞，进一步增加流量已是不可能了。

离心式制冷压缩机的另一个性能特征是在部分负荷时，其低限将受喘振包络线的限制。压缩机不能在该包络线的左边区域内运行，不然会产生不稳定的喘振，此时制冷剂交替地在压缩机中往返流动，附带发生噪声、振动和发热，长期在该工况下运行会损坏压缩机。

如果将一个制冷系统的性能特性，添加到一台离心式制冷压缩机的性能曲线上，可以了解压缩机运行在那特定工况下的转速和效率。一条通过 B、C、D、E、F、G 和 H 的典型盐水冷却系统的曲线示于图 5-20。当转速下降时，压缩机在 C 和 D 产生较小容量。由于喘振，压缩机不能运行在 E、F 和 G。如果采用热气旁通时则可以运行在这些点，但流量至少必须达到 D 点，即将压缩机排气加至蒸发器或压缩机的吸气管。此时，负荷下降的同时，功率不能下降，因为由热气旁通所增加的流量，不产生任何有用的制冷量。

当压缩机的驱动机是固定转速时，常用的改变容量的方法，是在叶轮进口处采用可调进口导叶或预旋叶片，使制冷剂产生旋涡，使压缩的性能曲线发生变化。叶片一般可通过气动、电动或液动进行调节。

典型的 5 种不同导叶位置形成的性能曲线示于图 5-21。图 5-21 和图 5-20 是同一台离心式制冷压缩机，其区别是图 5-20 是变转速的性能，图 5-21 则是运行于一种 Ma 的转速。当进口导叶全开时，其性能曲线和图 5-20 的 Ma 曲线完全一致，其他包括等效率线和喘振包络线则不

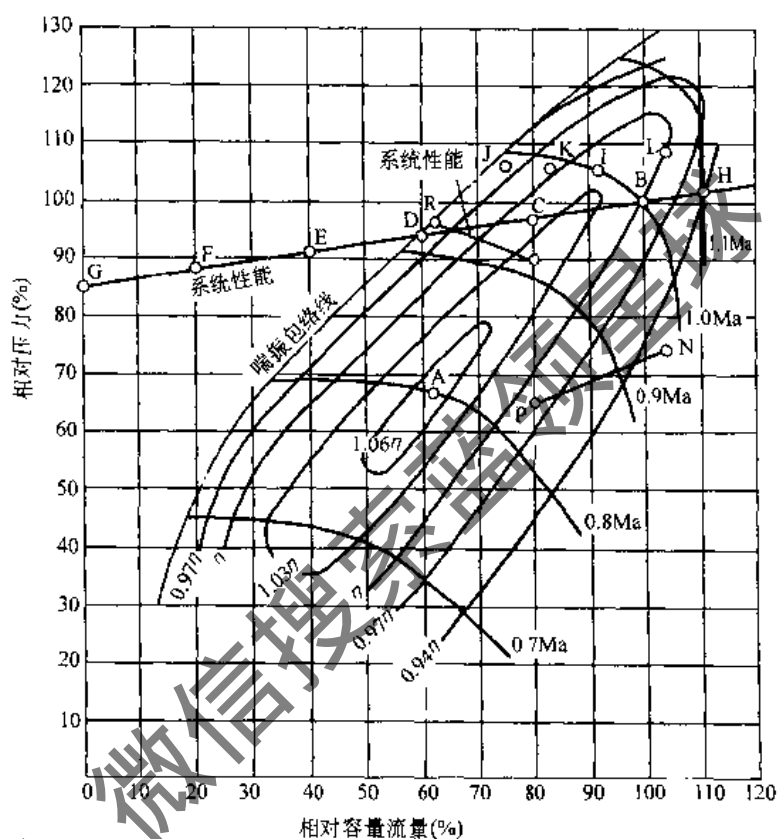


图 5-20 压缩机典型性能曲线

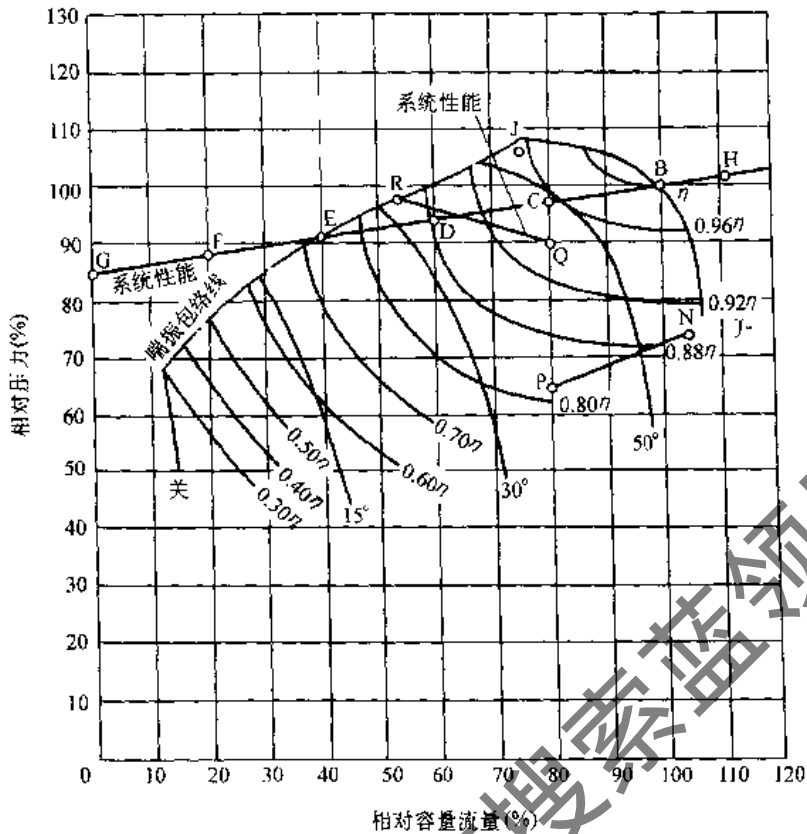


图 5-21 导叶变化时压缩机的典型性能

一样。

将同一制冷系统特性曲线加在两个曲线图中，可用来比较两种不同模式的运行情况。在图 5-21 中，点 E 可以利用预旋叶片来达到，但 H 则不能。理论上可以对预旋角度进行负调定来达到 H 点，但进口音速限制了这个可能性，除非在低马赫数时。在点 F 和点 G 处仍需利用叶片调定加上热气旁通，只是比变速时范围少一点。

由于最常用的驱动机是固定转速的电动机，因此离心式制冷压缩机的容量控制大多采用预旋叶片控制方法，这是因为制冷空调应用场合在部分负荷时，压力变化不是很大，在这种情况下，预旋叶片控制比变速控制更有利。其他容量控制方法有：①进气节流调节；②改变扩压器宽度的调节；③改变扩压器宽度与进气叶轮同时调节。

在某些产品中，也有采用上述各种方法和预旋叶片控制和变速控制的组合方式调节。每种方法都在性能、复杂程度和成本方面有各种不同的优缺点。

5.3 离心式制冷压缩机主要部件及结构

5.3.1 叶轮

叶轮也称工作轮，它是压缩机中最重要的一个部件。叶轮按结构型式分为闭式、半开式。闭式叶轮由轮盖、轮盘和叶片组成。半开式叶轮如图 5-7 所示，不设轮盖，一侧敞开。由于叶轮侧面有间隙，叶片两边存在压力差，使气体通过叶片顶部，从一个流道潜流至另一个流道，引起附加损失，所以半开式叶轮比闭式叶轮效率低，但制造简单、检测方便。闭式叶轮主要技术参数见图 5-22。

根据加工方法不同,叶轮可以分为铆接型、焊接型和整体铸造叶轮。铆接叶片有摺边,增加运动阻力,强度低,但比整体铣制材料利用率高。焊接叶轮的叶片需单独压制,然后分别与轮盖、轮盘焊接,由于取消了易产生应力集中和晶间腐蚀的铆钉,强度比铆接叶轮高,省工。整体铸铝合金叶轮在离心制冷压缩机中用得较多,尤其在闭式三元叶轮制造中,有省工、省料和适宜复杂形状成型的特点。

轮盘、轮盖主要受自身旋转离心力作用,另外叶片旋转产生的离心力,也附加作用在轮盘和轮盖上。叶轮的切向应力大致与材料的密度和叶轮的圆周速度的平方乘积成正比,并与其形状和尺寸有关,一般内孔处应力最大。

叶轮的材料可根据叶轮的圆周速度 u_2 和强度计算结果选用,常用的材料有铸铝合金 ZAl-Si9Mg, 合金钢如 35CrMoV、34CrNi3Mo 等。对工作温度特别低的压缩机,如乙烯、丙烯压缩机,其转子和定子均要用含镍合金钢。

5.3.2 扩压器

扩压器紧接在叶轮出口,是由前、后隔板形成的环形通道,结构型式有无叶扩压器和叶片扩压器。

1. 无叶扩压器

如图 5-23 所示,无叶扩压器一般都做成直壁形,即由二个平行壁构成的等宽度环形通道,然而有时也作成收缩形, $b_4 < b_3$ 。在无叶扩压器中,气流速度和直径成反比。因此,气体经过扩压器速度降低,动能减少,静压得到提高。

这里特别要指出的是在无叶扩压器中,气流角(气流速度与圆周切线方向夹角)的大小与气体流动经过的路程、气体的扩压程度等有紧密的关系。不宜太小,一般在 $20^\circ \sim 27^\circ$, 不小于 18° 。在工况变化时,流量减少,速度下降,气流角也变小。

为了保持在无叶扩压器中气体有最佳的流动条件,有的机器开始用转动进口可转导叶与无叶扩压器变宽度调节装置。它是根据负荷的变化,自动调节进口导叶角度或扩压器的宽度 b , 以保证变工况下,气体在扩压器中的气流角接近设计值,从而提高压缩机的效率和扩大工况范围,其工作原理见图 5-24。

2. 叶片扩压器

这是无叶扩压器的环形空间内装上一列叶片。叶片前总要留有一小段无叶空间,以免从叶轮排出的气流直接冲击叶片,同时有利于提高进入叶片扩压器的气流的均匀性。

要提高气流在扩压器中的扩压度 c_3/c_4 , 可增大 α_4 , 在平行壁间设置叶片,迫使气流改变流动路线,达到增大 α_4 的目的,可以在同样的 D_4/D_3 下,得到更大的扩压度,或者说在同样

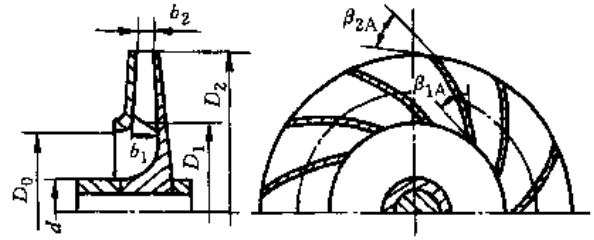


图 5-22 闭式叶轮主要技术参数

D_2 —叶轮外径 D_1 —叶轮叶片进口直径

D_0 —叶轮进口直径 d —叶轮轮壳直径

b_1 —叶片进口轴向宽度 b_2 —叶片出口轴向宽度

β_{1A} —叶片进口安装角 β_{2A} —叶片出口安装角

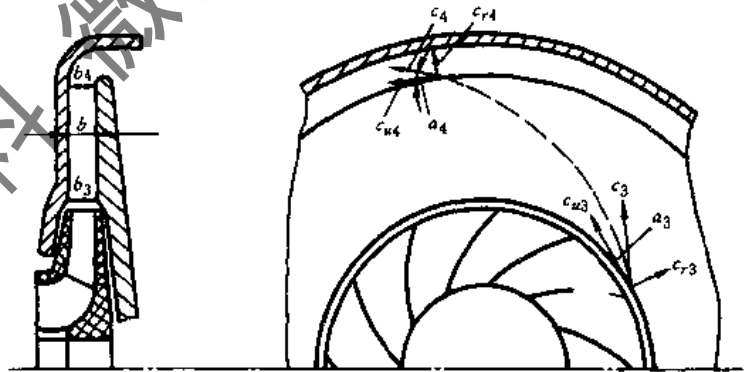


图 5-23 无叶扩压器内气体的流动

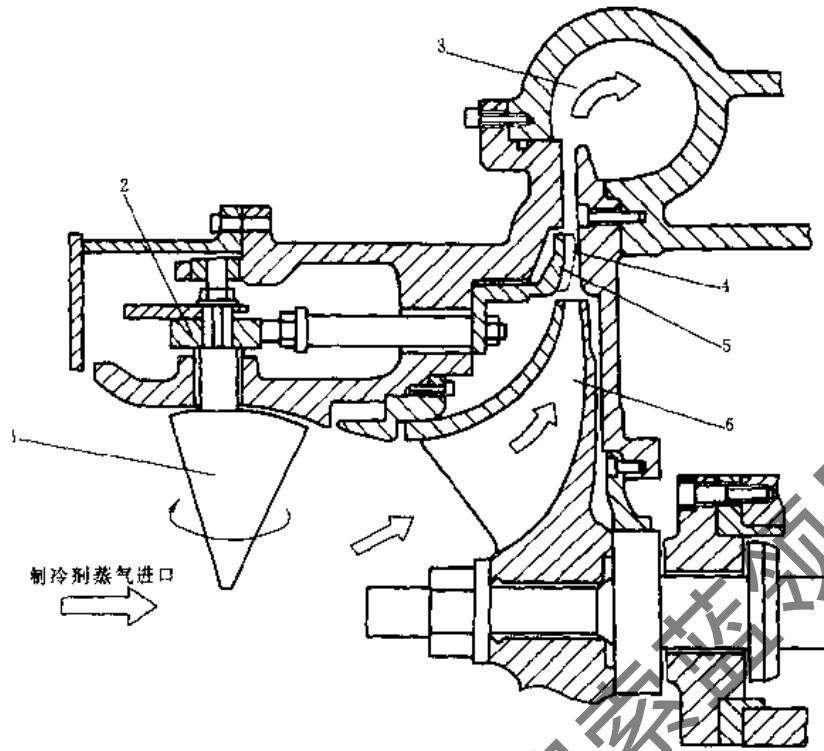


图 5-24 可变无叶扩压器宽度的调节

1—进口可转导叶 2—内轮 3—蜗壳 4—无叶扩压器
5—调节无叶扩压器宽度的隔板 6—叶轮

扩压度下，降低扩压器的外径 D_4 。叶片一般采用机翼型及较低的密度，以免叶片群喉部的阻塞。

相比之下，无叶扩压器的结构简单、造价低。叶片扩压器扩压度大，径向尺寸小。叶片扩压器中气流方向角是不断增加的，气体流动路径比在无叶扩压器中短，摩擦损失小，故设计工况效率高 3%~5%。在变工况下，入口气流速度大小和方向变化，对叶片扩压器产生冲击，从而使入口损失增加，流量减小，易引起喘振，流量增加又易产生堵塞，所以稳定工作区比较小。相反，无叶扩压器变工况性能好。在制冷离心式制冷压缩机中，为增加变工况适应性，一般选用无叶扩压器。

5.3.3 密封

对于半封闭型和全封闭型机组，无需采用防止制冷剂外泄漏的轴封部件。但在压缩机内部，为防止级间气体内漏，或油与气的相互渗漏，必须采用各种型式的气封和油封结构。对于开启式压缩机，尤其压缩有毒、易燃易爆气体，或贵重的气体时，轴封是关键部件。

轴封将电动机外壳与压缩机外壳隔离，防止润滑油由压缩机进入电动机，这对于开式和闭式电动机均很重要。有些厂家在闭式电动机的轴承上，配置压差密封圈，以分离电动机罩壳内的制冷剂与润滑油。

若轴封失效，润滑油会进入蒸发器，从而影响机组的效率和制冷能力。由于油的渗漏不易察觉，渗漏情况将越来越严重，迫使整台机组因缺油而停机。更有甚者，若不停机加油使机组维持运行，则最终蒸发器将充满渗漏的润滑油，致使机组的效率和制冷能力每况愈下。通过大

量的实验测试和研究, 工程人员发现导致轴封失效的主要原因如下:

- 1) 密封件表面温度过高, 出现碳泡现象。
- 2) 密封件表面温度过高, 使润滑油分解并在密封件表面结焦。
- 3) 铜管的铜离子分解导致铜粒嵌入密封件表面。
- 4) O 形环因膨胀及收缩而吸收制冷剂及油。在不停的膨胀收缩和温度压力变化下, “O”形环的功能会退化, 以致失效。

1. 迷宫式密封型式

它由梳齿隔开的许多小腔组成, 气体通过梳齿间隙时起截留作用, 使各腔中的压力逐渐下降, 可起到防漏作用。迷宫密封的结构多种多样, 常见的如图 5-25。曲折密封优于平滑型, 常用于轴套、平衡盘的密封, 但制造较为复杂, 轴向定位较严格。台阶型密封主要用于轮盖密封。

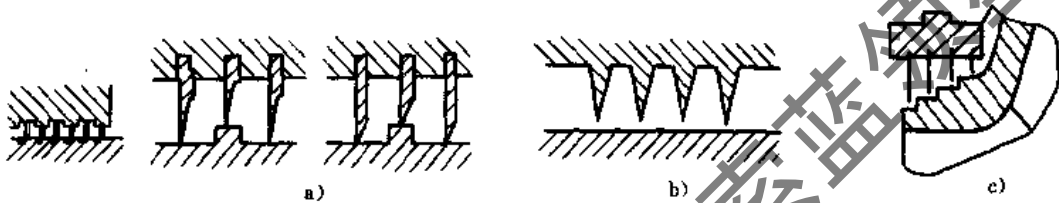


图 5-25 迷宫式密封型式

a) 镶嵌曲折型密封 b) 整体平滑型密封 c) 台阶型密封

密封片的材料均用金属, 如铝、铜和巴氏合金等。密封片与轴向间隙应尽量小, 且周向均匀。表 5-2 列出密封片与轴的径向间隙。密封片与固定件的装配型式见图 5-26。

表 5-2 密封片与轴的径向间隙

轴径/mm	> 50 ~ 80	> 80 ~ 120	> 120 ~ 180	> 180 ~ 260	> 260 ~ 360
径向间隙/ ($\times 10^2 \mu\text{m}$)	10.5 ~ 19.5	12 ~ 23	16 ~ 27.6	19 ~ 32.2	23 ~ 38.5
轴径/mm	> 360 ~ 500	> 500 ~ 650	> 650 ~ 800	> 800	
径向间隙/ ($\times 10^2 \mu\text{m}$)	27 ~ 43.5	30 ~ 30	33 ~ 56	35 ~ 60	

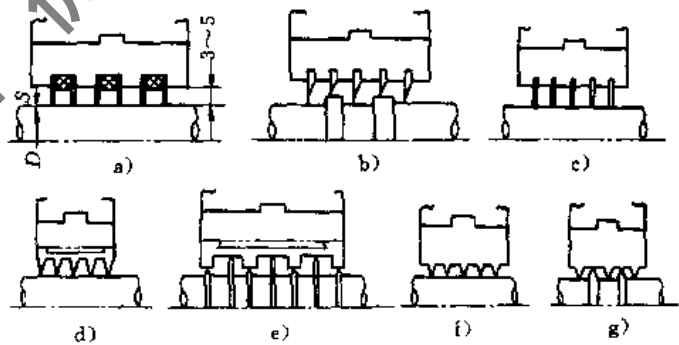


图 5-26 密封片与固定件的装配型式

a)、b)、c) 嵌片式 d)、e)、f)、g) 衬环式

2. 机械密封

机械密封的结构型式较多, 主要由一个静环和一个动环组成的单端面型, 以及两个静环和一个动环, 或两个静环和两个动环组成的双端面型。图 5-27 为双端面型机械密封。密封表面为静环 5 和动环 6 的接触面, 弹簧作用在静环座 4 上, 把静环与动环压紧。O 形圈 3 和 7 防止气体从间隙中泄漏。在压缩机工作时, 密封腔通入压力高于气体压力约 $(0.5 \sim 1) \times 10^5 \text{ Pa}$ 的油, 一方面把压紧在动环两侧的静环推开一个间隙, 形成油膜, 以免动、静环之间直接摩擦。另一方面把摩擦热量带走, 使其温度保持在一定的范围之内, 保证动、静环正常工作。停车时, 一组弹簧通过静环座把静环与动环压紧, 从而无论开车或停机时, 均可达到密封的目的。

机械密封的优点是密封性能好, 接近于绝对密封, 且结构紧凑。但不足之处是易于磨损, 寿命短, 摩擦副的线速度不能太高, 比压也有一定的限制。

动环材料一般采用钢环堆焊碳化钨或镍铬钢堆焊硬质合金，也有用陶瓷，硅铁等。静环材料为浸树脂石墨，浸金属石墨，或用锡磷青铜。密封面则用丁腈橡胶或聚四氟乙烯等。弹簧用磷钢、弹簧钢或不锈钢制成。

3. 油封型式

图 5-28a 为简单的单片油封。单片油封装于轴承两侧，单片常用铝、钢材，直径间隙为 0.2 ~ 0.4mm，大于轴承的径向间隙。图 5-28b 为充气密封。在空调用离心式制冷压缩机上，主要采用充气密封。它是在整体铸铝合金车削成的迷宫齿排中部，开有环形空腔，从压缩机的蜗壳内，引一股略高于油压的高压气体进入环形空腔中，高压气流从空腔内密封齿两端泄出，一端封油，另一端进入压缩机内。齿片的直径间隙一般取 0.2 ~ 0.6mm。

约克公司最近推出一种新轴封技术，下面简单介绍其特点。

1) 新型材料陶瓷碳化硅。陶瓷碳化硅传热性能好，可以快速而有效地将密封件表面的热量传走。这种无孔的陶瓷材料，降低了在开机时密封件表面的高温，避免了碳泡和表面结焦的现象。用陶瓷碳化硅取代原来用于动环的铸铁，并降低润滑油的粘度，使运行时密封装置的温度也降低了，极大地减少了因氧化的油沉淀物引起的结焦，延长了轴承寿命。陶瓷碳化硅不导电，由其制成的密封件不会因带电而吸附铜离子，也就不会引起表面结铜渣。陶瓷碳化硅摩擦性能好，并能与润滑油很好地兼容。陶瓷碳化硅质地紧密不含气孔，不会吸收制冷剂和润滑油，也避免了密封件出现气泡现象。

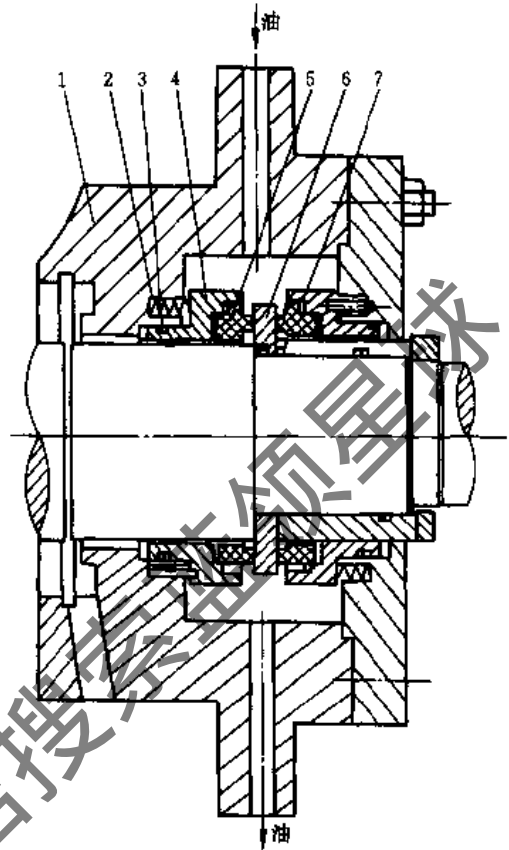


图 5-27 机械密封

- 1—轴封壳 2—弹簧 3、7—O形圈
- 4—静环座 5—静环 6—轴封动环

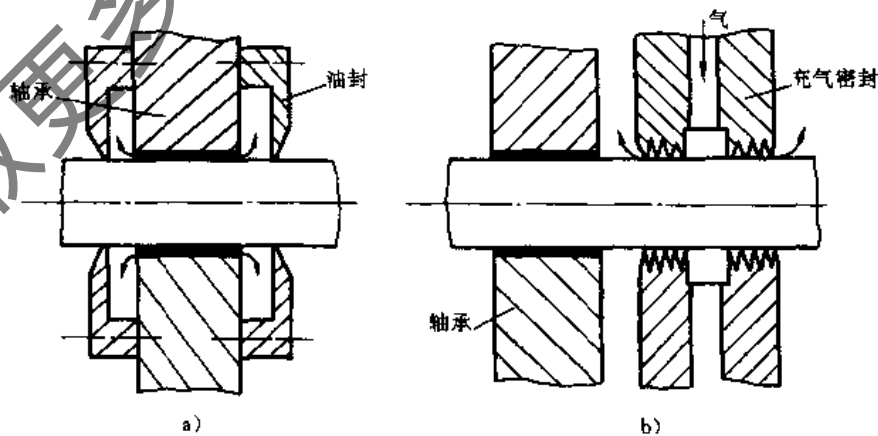


图 5-28 油封型式

- a) 单片油封 b) 充气油封

2) 新润滑方式。将经过冷却的油直接喷在密封件表面，降低了表面温度，并延长了使用寿命。

3) 改进的 O 形环及新型的 C 形环。长期使用的 O 形环作了改进: 用高科技的金属波纹管设计取代流体密封的 O 形环。这样, 静环与轴承紧密连接, 由金属波纹管提供轴向的运动。密封片与固定件的装配型式见图 5-29, 其优点是解决了液体密封环组装困难和环易膨胀鼓起的问题。对于静环, 金属波纹管提供了真正意义上的密封, O 形环不再需要沿着轴承作轴向运动。

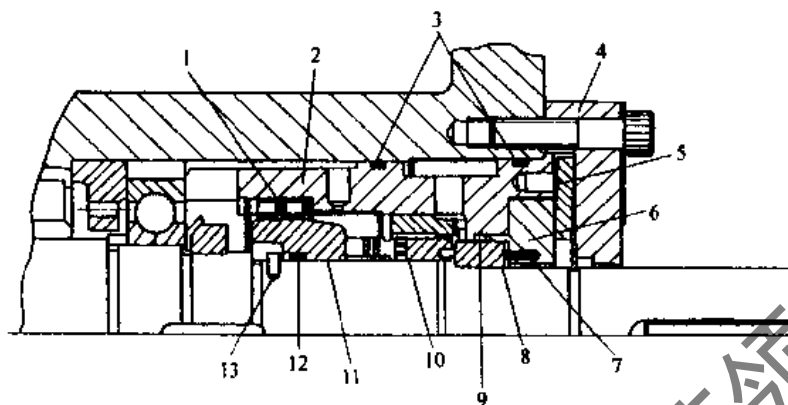


图 5-29 密封片与固定件的装配型式

- 1—密封唇 2—挡圈 3—O 形环 4—轴封盖 5—B 形垫圈
6—C 形环密封垫圈 7—防转销 8—静环 9—聚四氟乙烯 C 形环
10—动环 11—密封隔环 12—O 形环 13—定位销

值得一提的是, 一种全新的采用聚四氟乙烯 (PTFE) 材料制成的 C 形环, 令轴承的先进技术向前迈进了一大步。聚四氟乙烯一直被应用于航天工业, 它不吸收制冷剂和润滑油, 工作温度高达 302°C , 且机械性能好。对于新型的环保制冷剂 (R134a 等) 和各类新型的润滑油, 聚四氟乙烯有很强的兼容性。这类新型的 C 形环被应用于轴封的关键部位。

5.3.4 弯道和回流器

弯道和回流器仅出现在二级以上的压缩机中。弯道中一般不装叶片, 是一个弯曲的环形空间。气体经弯道引入回流器。回流器入口处气流角理论上讲应该和从扩压器出口气流角一样, 然而实际上流动存在摩擦损失, 加上转弯后气流的不均匀性, 使实际气流入口角比扩压器气流出口角要大些。由于气流进入回流器仍具有绕叶轮轴线的旋转运动, 为了保证下一级入口轴向

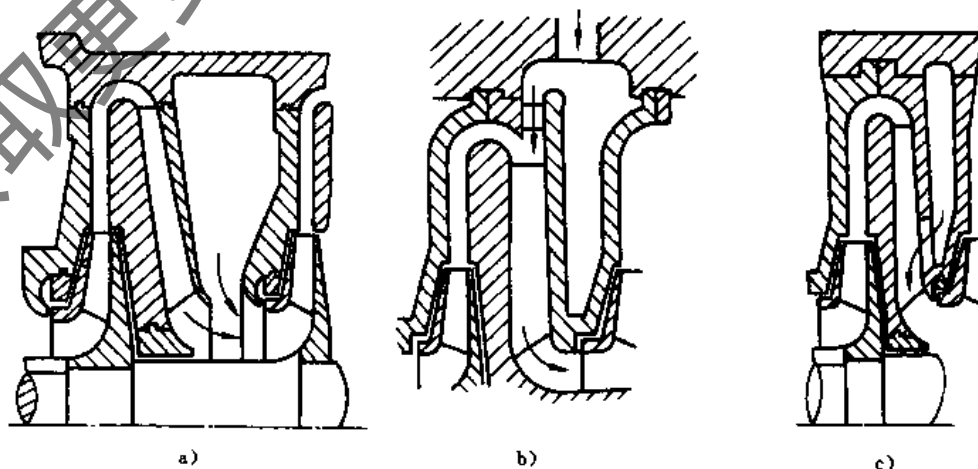


图 5-30 级间加气型回流器

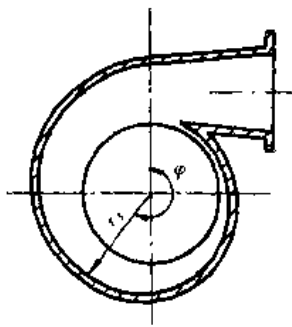


图 5-31 蜗壳在径向面上的形状

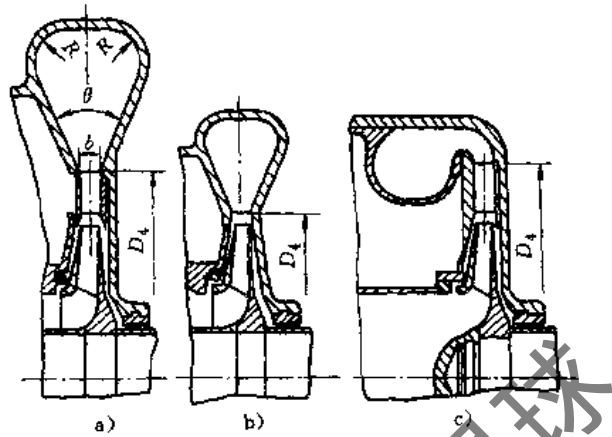


图 5-32 蜗壳的几种布置型式

a) 蜗壳前为扩压器
b) 蜗壳前为叶轮 c) 不对称内蜗壳

进气，回流器必须装置有叶片。也有为了使下一级叶轮入口气流有一定的预旋，将回流器叶片分割成二段，其中出口部分的导向叶片做成角度可调的报道，但很少见。

在采用多级节流中间补气制冷循环中，段与段之间有中间加气，因此在离心式制冷压缩机的回流器中，还有级间加气的结构。图 5-30 示出了三种加气型式。图 b 和图 c 型对下一级叶轮入口气流均匀性不利，但可以减少轴向距离。

5.3.5 蜗壳

离心式制冷压缩机常用图 5-31 所示的向外扩张的蜗壳，汇集从扩压器或叶轮周向排出的气体，引入到冷凝器中去。它的特点是流通面积沿着气流旋绕方向逐渐增加，以适应流量沿圆周不均匀的情况。其内部型线常采用等环量规律或平均流速线性分布的原理设计，以尽量降低蜗壳内的气动损失和起动的噪声。图 5-32a 所示为对称蜗壳，它前面接扩压器；图 5-32b 的蜗壳直接设在叶轮之后，对叶轮的工作影响较大，增加了叶轮出口气流的不均匀性。蜗壳的横截面常见的有圆形、梯形等。

在卤代烃冷水机组的蜗壳底部有泄油孔，水平位置设有与油引射器相连的高压气引管。各处用充气密封的高压气均由蜗壳内引出。蜗壳及回流器隔板等均采用加入少量稀土元素的灰铸铁材料。蜗壳与机壳、进气室等连接部分的气密性要求很高，以确保机组的正压检漏和真空度试验。

5.3.6 高精度增速齿轮

在各种型式的空调用制冷压缩机中，除采用主电动机轴两端悬臂式及少数双级或三级悬臂式外，一般都用齿轮增速器。中、小型压缩机，增速器与叶轮同用一个机壳，由一对平行轴齿轮组成，增速比为 2~4 (最大不超过 7)。高速轴是转子的主轴。

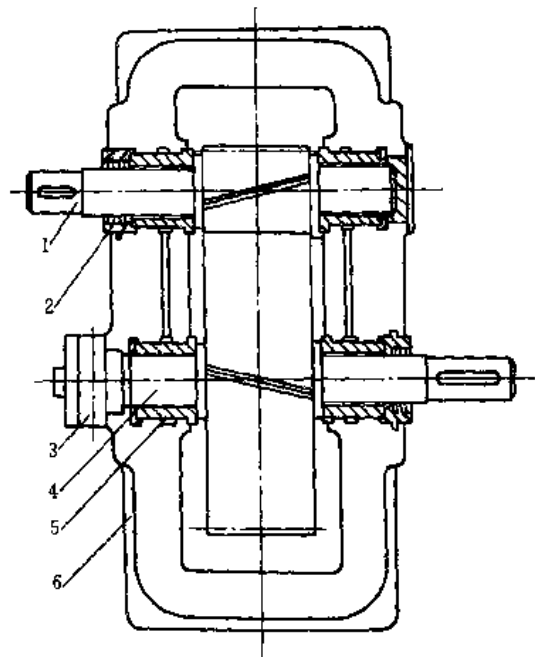


图 5-33 单级齿轮增速器

1—高速轴 2—轴封 3—齿轮油泵
4—低速轴及大齿轮 5—轴承 6—箱体

齿形一般采用渐开线。在国产大、中型制冷量的机组中，也常用双圆弧齿型。双圆弧齿轮的啮合齿面的综合曲率半径很大，具有较高的啮合接触强度，按齿面接触强度计算的承载能力，要比渐开线齿轮高 1.5~2.5 倍。同时，双圆弧齿轮在传动中，其啮合点以相当高的速度沿啮合线移动，有利于轮齿的动力润滑，故磨损小、效率高 ($\eta = 0.99 \sim 0.995$)、寿命长。但双圆弧齿轮传动的中心距和切齿深度一旦有偏差，将影响齿高的正常接触，降低承载能力。因此，对双圆弧齿轮对的中心距及切齿深度的精度要求很高，这给加工制造带来困难。但双圆弧齿轮不论凹凸圆弧齿廓，均没有根切现象，齿数可少至 5~8 个，齿轮有良好的跑合性能。

图 5-33 是典型单级齿轮增速器，由一对平行轴齿轮构成。由油泵 3 送出的润滑油，对各轴承进行强制润滑及对齿轮喷雾润滑。

大、小齿轮的材质均采用优质合金钢。齿面进行热处理。增速箱体的材质采用加有少量稀土元素的高强度灰铸铁。

有些离心式制冷压缩机，由于增速比高而采用行星齿轮传动增速。它具有速比大、质量轻、体积小、可实行压缩机和驱动机同一中心线安装并同一方向转动、运行可靠等特点，但加工费用非常昂贵。

5.3.7 导叶调节结构

为适应制冷和空调系统外界热负荷的变化，在压缩机第一级叶轮进口前，设置有轴向（悬臂式转子）或径向（两端支撑式转子）进口能量调节机构，也称进口可转导叶装置，如图 5-34 所示。其工作原理是，当进口可转导叶的叶片安装角度变化时，就改变了气流进入叶轮的方向，使气流进入叶轮时产生圆周方向的旋绕，此旋绕可正（ c_{1u} 与 u_1 同向）。也可负（ c_{1u} 与 u_1 反向）。旋绕使压缩机特性曲线改变，从而改变运行工况点，达到转速不变下调节制冷量的目的。

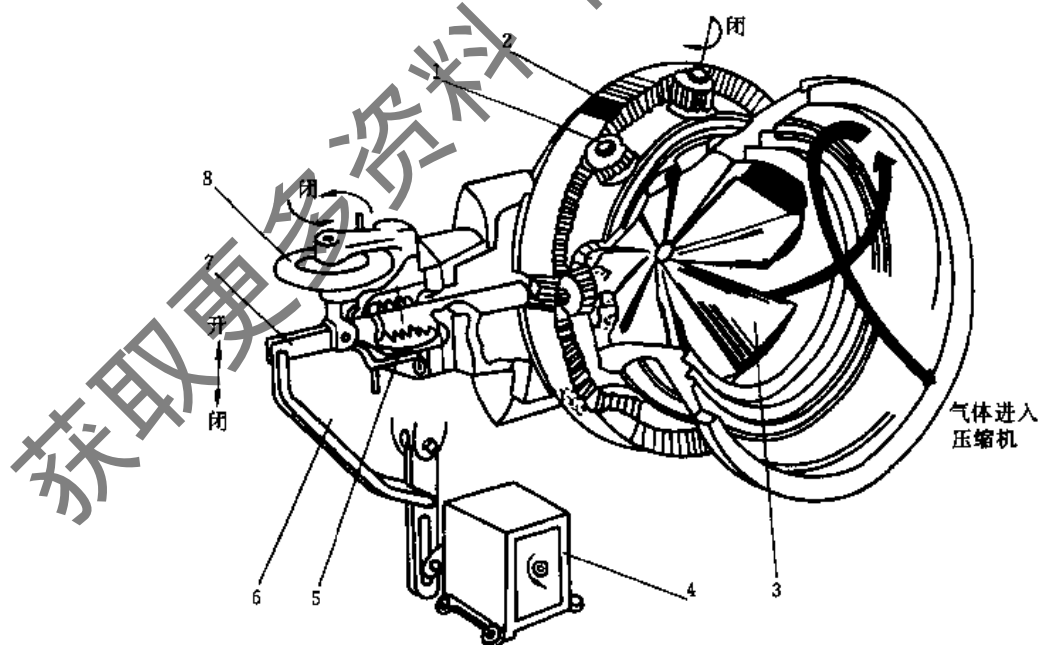


图 5-34 进口可调导叶机械（横轴传动）

1—小齿轮 2—齿圈 3—转动叶片 4—伺服电动机

5—波纹 6—连杆 7—杠杆 8—手轮

整个机构安装在第一级叶轮的前面。进口导叶实际是一个由若干可转动叶片3组成的菊形阀。每个叶片根部均有一个小齿轮1。这些小齿轮有两种方式驱动：一种是如图5-34所示，由大齿圈2带动，大齿圈是通过杠杆7和连杆6由伺服电动机4传动，也可以用手轮8进行手动操作；另一种如图5-35所示，由一个主动齿轮5，通过钢丝绳3带动六个从动齿轮2转动，从而带动七个导叶1开启。为了使钢丝绳在固定轨迹上运动，防止它从主动齿轮和从动齿轮上滑出，又安装有七个过渡轮4。主动齿轮根据制冷机组的调节信号，由导叶调节执行机构带动链式机构转动主动齿轮。密封采用波纹管。

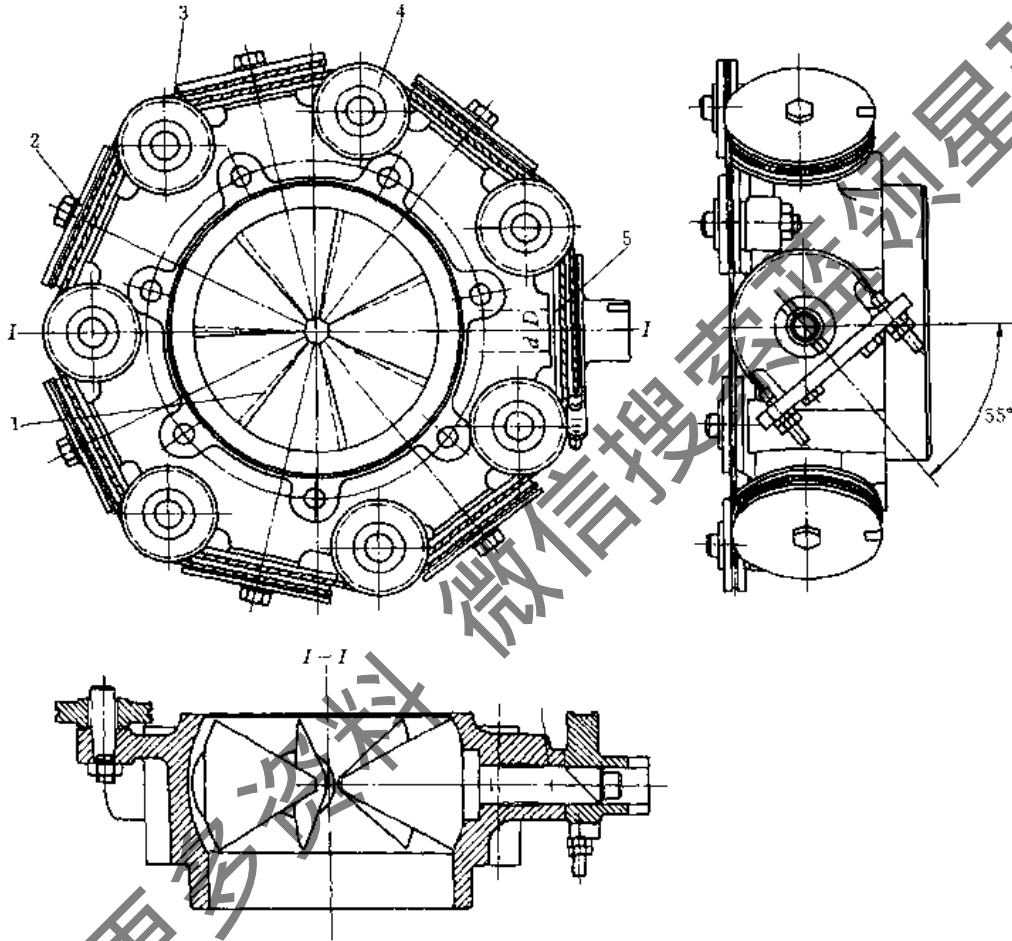


图 5-35 进口可调导叶机械（钢丝绳传动）

1—导叶 2—从动齿轮 3—钢丝绳 4—过渡轮 5—主动齿轮

进口导叶的材质为铸造黄铜或铸铝合金。叶片具有机翼形与对称机翼形的叶形剖面，由人工修磨选配，进口导叶转轴上配有铜衬套，转轴与衬套间以及各连接部位应注入少许润滑剂，保证机构转动灵活。

5.3.8 冷却系统和润滑系统

1. 电动机和润滑油冷却系统

在封闭式离心式制冷机中，电动机和润滑油由来自冷凝器筒身底部的过冷液态制冷剂冷却（图5-36）。由于压缩机运行保持压力差，使制冷剂不断流动。制冷剂流过一个隔离阀，一个过滤器，一个视镜之后，分流至电动机冷却和油冷却系统。

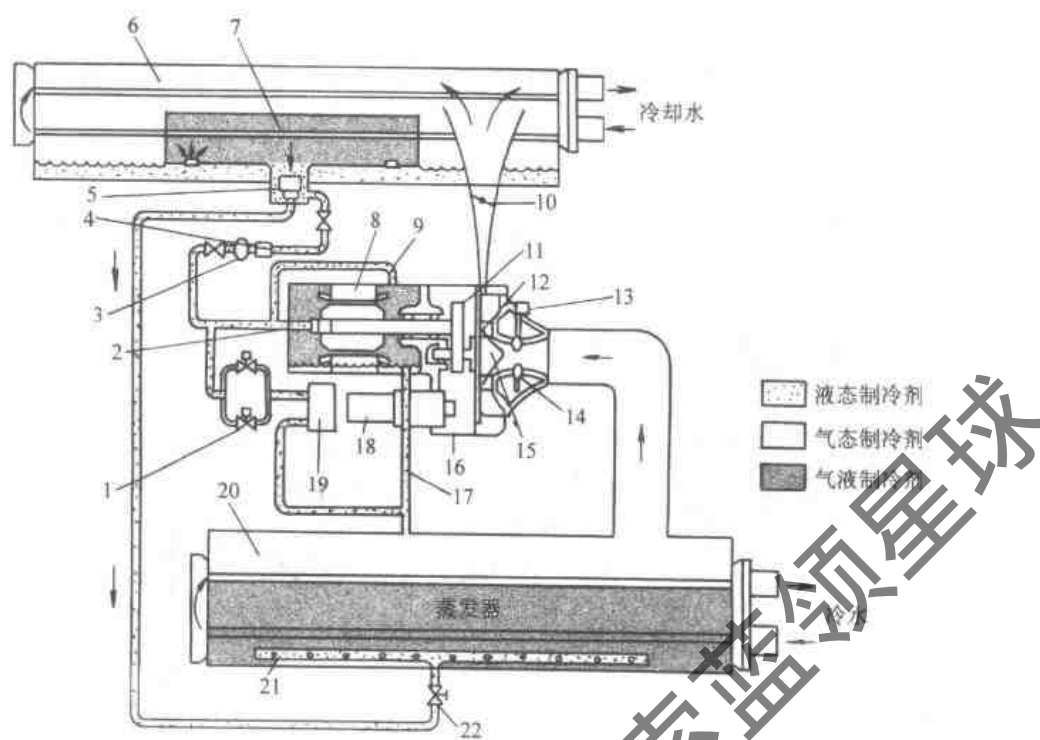


图 5-36 19XR 制冷剂、电动机冷却和油冷却循环系统

- 1—热力膨胀阀 2、9、17—孔板 3—制冷剂视镜玻璃 4—干燥过滤器 5—线性浮阀室 6—冷凝器
7—过冷室 8—电动机 10—冷凝器隔离阀 11—传动机构 12—扩压器 13、14—导叶电动机 15—叶轮
16—压缩机 18—油过滤器 19—油冷却器 20—蒸发器 21—均液管 22—蒸发器隔离阀

到电动机的这一路制冷剂，经过一个节流孔流进电动机。电动机冷却管路的支路上还有一个节流孔和一个电磁阀，电动机需要进一步冷却时，电磁阀就会开启。流过节流孔的制冷剂就流到喷淋嘴上，喷淋整个电动机。制冷剂集中到电动机室的底部排放回到蒸发器。回气管路上的一个节流孔使电动机室内的压力高于蒸发器的压力。电动机温度由埋在定子绕组内的温度传感器测取。电动机绕组温度高于电动机预先设定温度点时，如果温度进一步升高到比设定点高 5.5°C ，就会逐步关闭进气导叶。如果温度高于安全极限，压缩机就会关机。

另一路流经油冷却系统的制冷剂由一个热力膨胀阀调节。旁通通过热力膨胀阀的制冷剂，经一个节流孔始终保持最小流量。膨胀阀上的温包感应冷却后流进压缩机的油温。由膨胀阀调节进油/制冷剂板式油冷却器的制冷剂量。制冷剂气化离开油冷却器后回到蒸发器。

2. 润滑系统

空调用离心式制冷机组的润滑系统，一般采用“组装式”。将油浸式油泵、油泵电动机、油冷却器、油过滤器，以及调节系统等组装在一起，全部密封在蒸发器左端的油槽内，油槽外壳将油槽与蒸发器分开。有的则装在压缩机底部。低温机组采用“散装式”，将各组成元件大部分布置在机组外部，或是在机组外另设一个独立系统。在停电或意外事故停机时，在机组上部有高位油槽，利用油位的落差，以保持机器旋转部分的润滑。在机器运转时，油槽容积中有油，并有压力表、温度计和油位视镜监视。油槽上还装有平衡管，以便把混入油中的空气和制冷剂引入压缩机进口。

(1) 半封闭压缩机润滑系统 图 5-37 所示为用于 R134a 离心式制冷机的润滑系统。它由油泵、油过滤路和油冷却器构成一套润滑系统，位于压缩机电动机组件齿轮传动箱铸件一端。

润滑油由油泵压进过滤器组件，去除杂质，送至油冷却器。冷却到适当的温度，然后分两路：一部分油流到齿轮和高速轴承；余下的流到电动机轴承。油进入齿轮箱下方的油箱，完成润滑循环。

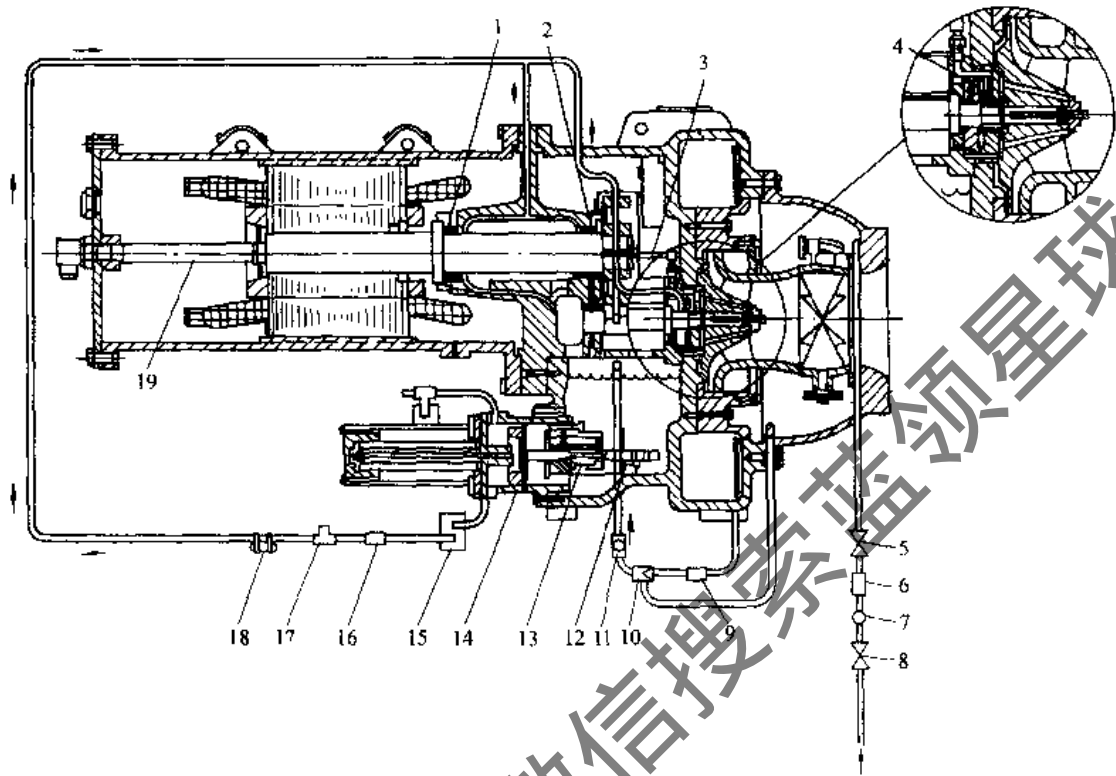


图 5-37 R134a 离心式制冷压缩机润滑系统图

- 1—后电动机轴承 2—前电动机轴承 3—迷宫气管 4—供油给推力轴承 5、8、16—隔离阀
6、9—过滤器 7、11—视镜玻璃 10—引射器 12—油加热器 13—油泵 14—油泵电动机
15—油冷却器 17—油压变送器 18—热力膨胀阀温包 19—电动机冷却管路

通过一个手动阀门，将油注入润滑系统，油箱上有两只视镜可以观察油位。通常在压缩机关机时，油位处于上视镜中部或下视镜顶部。在运行中，至少有一个视镜可以看见油。在压缩机运行期间，油箱温度范围为 52 ~ 66℃。

油泵从油箱中吸油，油压释放阀使油泵出油时的压差保持在 124 ~ 172kPa。油泵排油到油过滤器，该过滤器可用截止阀隔离，在更换过滤器芯时、不必使系统中的油全部放掉。油经过管路到达油冷却器，制冷剂使油温降到 49 ~ 60℃ 之间。

油离开油冷却器，经过油压差传感器和膨胀阀温包，然后分开。一部分油到止推轴承和齿轮喷嘴，余下的油润滑电动机轴承和后小齿轮轴承。在油离开止推轴承和颈轴承时测量轴承腔中的油温作为轴承温度。然后把油排放到压缩机底座的油箱里。机组集中控制测量油箱中的油温，并使关机时油温保持在一定温度。

机组起动过程中，在压缩机开启之前，机组接通油泵，油压差建立之后，使轴承有 45s 的预润滑。在关机时，油泵会在压缩机关机后继续运行 60s、作为关机后润滑。在控制测试中，油泵还可接通进行测试，检查油差能否建立。

对所加负载进行控制，能减慢导叶开启速度，以减少开机时润滑油起泡现象。如果导叶开启速度很快，吸气压力的突然降低，会引起润滑油中的制冷剂闪蒸，产生的油泡沫使油泵不能

有效地运行，油压差下跌，造成润滑状态恶劣。如果油压差跌至 103kPa 压力以下，会使压缩机停机。

如果故障停电超过 3h 以上、在电源恢复后，油泵会定期接通，这有助于除去断电期间进入油箱的制冷剂。这种控制每 30min 接通油泵 60s、直到机组开始运转。

润滑油回油系统主要回收二个区域的润滑油，使之返回到油箱。主要回收区域是导叶罩壳，此外还从蒸发器中回收。

第一种回收方法——油通常从机组导叶罩壳中回收，这是由于机组中制冷剂通常带有油。制冷剂通过导叶被吸入压缩机进行压缩，油往往在此处滴出，落到罩壳底部积累起来。利用排气压力，使引射器将罩壳中的油抽回到油箱。

第二种回收方法——在负载较轻的情况下，吸入压缩机的制冷剂气体没有足够的速度使油回收。在这种情况下，在蒸发器制冷剂表面上聚集较多的油。油和制冷剂的混合物在蒸发器中闪蒸后，被吸入导叶罩壳。管路上有一个过滤器，由于导叶罩壳内的压力比蒸发器压力小得多，制冷剂在其中沸腾，油被留下并被收集后通过第一种方法回收。

(2) 开启式压缩机润滑系统 开启式离心压缩机的油循环系统与上述略有不同，图 5-38 为 Millenium 的 YK 型冷水机组压缩机润滑系统。它包括油泵、油过滤器、油冷却器、所有相关的油管路和油道。在电动机-压缩机总成中，

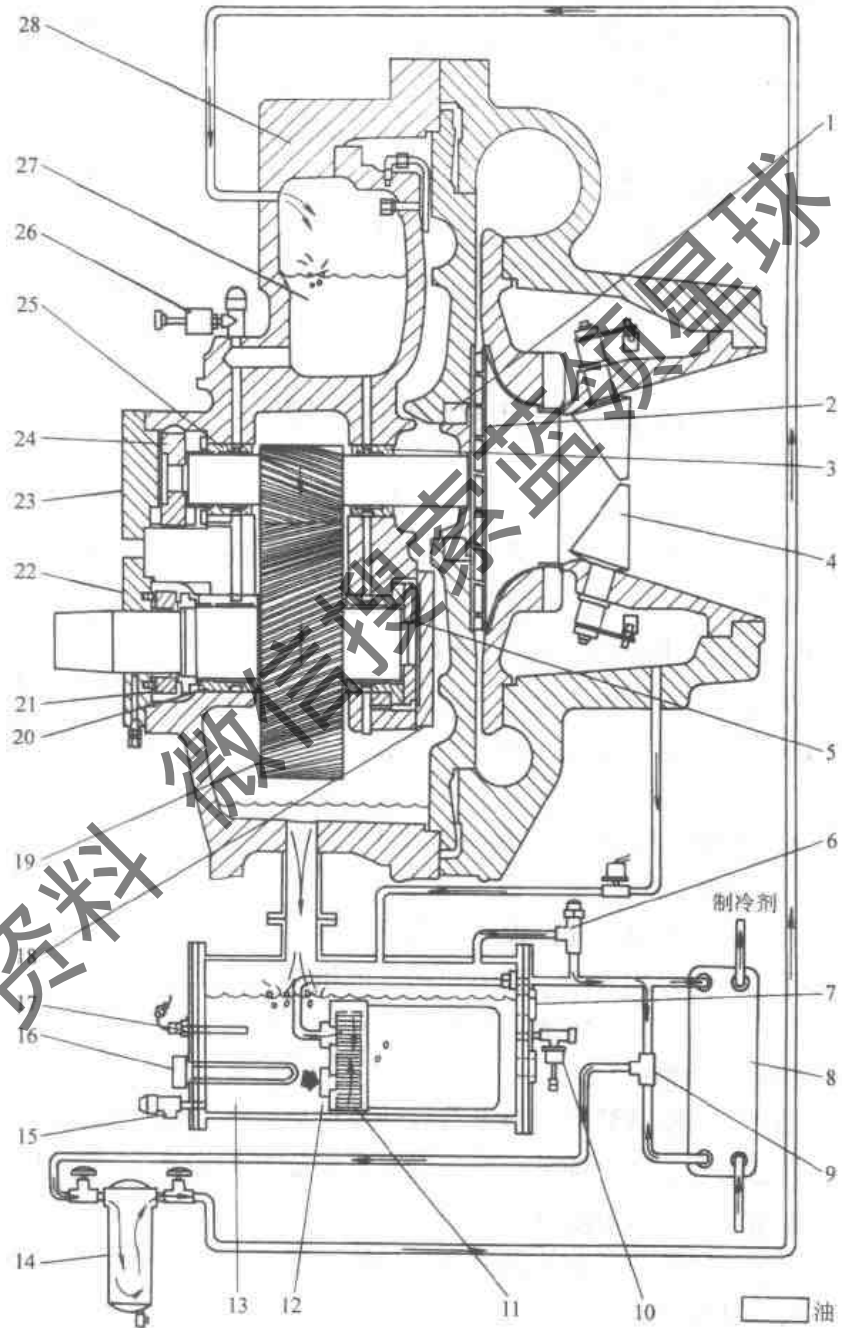


图 5-38 YK 型压缩机润滑系统

- 1—高速轴承 2—叶轮 3—轴承 4—导流叶片 5—止推套环轴承 6—可调泄压阀 7—视油镜 8—油冷却器 9—旁通阀 10—低油压传感器 11—浸入式油泵及三相电动机 12—油泵入口 13—油槽 14—油过滤器 15—放油角阀 16—油加热器 17—热敏电阻 18—低速止推盖 19—低速齿轮 20—低速齿轮后轴承 21—低速轴封 22—低速轴承盖 23—高速止推盖 24—止推套环 25—主轴颈止推轴承 26—高压传感器 27—应急油槽 28—压缩机转子支撑部分

有下列几处重要部位需要进行强制性润滑：

1) 压缩机驱动轴（低速）：①轴封；②前后轴颈轴承（位于主动齿轮的两侧）；③低速止推轴承（正向和反向）。

2) 压缩机驱动轴（高速）：①正向和反向高速止推轴承；②两个轴颈轴承。

3) 增速齿轮的啮合处。

为了给上述部位提供一定压力、一定数量的润滑油，需要在远置的油槽中，装上由电动机驱动的浸入式油泵。

润滑油被浸入式油泵吸入后，被排至油冷却器放热冷却。接着进入滤油器，然后到应急油槽，从那儿被分配给各压缩机轴承，润滑压缩机的旋转部件，最后返回油泵。

由于应急油槽位于润滑系统的最高点，当断电导致停机时，由它向各轴承和齿轮提供润滑。该油槽位于压缩机的顶部，靠重力向油道供油，这样在压缩机减速停机时，系统能得到必要的润滑。

5.4 离心式制冷机组的典型机组

和活塞式制冷压缩机、螺杆式制冷压缩机一样，大部分离心式制冷压缩机通常也都在工厂中将冷凝器、蒸发器、制冷剂液体控制元件和管道，组装成离心式制冷机组提供用户使用。目前绝大多数是供空调用的离心式冷水机组。本节将介绍几种典型机组。

5.4.1 19XR 封闭型离心式冷水机组

19XR 封闭型离心式冷水机组是由上海合众-开利空调设备有限公司生产的，采用 HFC134a 作为制冷工质。其结构如图 5-39 所示。压缩机的润滑和电动机冷却系统如图 5-36 所示。

19XR 封闭式离心冷水机组具有下列特点：

1) 02XR 压缩机

①根据三元流动理论设计的新型高效叶轮，由后弯叶片和分离叶片组成，保证了机组满负荷和部分负荷时的效率。美国开利公司和普一惠航空发动机制造公司，同属于联合技术公司。开利在设计过程中，将他们先进的叶轮制造技术引到压缩机的设计中去，保证压缩机运转的高效、稳定、低噪声。

②静止的锥管状扩压器没有运动及磨损部件，提高机组的可靠性。

③巴氏合金青铜轴承、Kingsbury 自平衡推力轴承，以及 AGMA 11 级的优质单级斜齿轮确保了机组平稳、可靠运行。

④进口导叶执行机构调节进口导叶，连续、稳定调制冷量，保证低负荷时机组不发生喘振、气蚀和振动。

⑤为航空设计的 O 形环密封保证了机组的密封性。

⑥遵照我国有关安全规范，对机组进行针对性设计。

2) 高效换热管。蒸发器和冷凝器分别采用开利最新专利的 TURBO B III 和 Spiked fin II 超高效换热管，内外均有翅片破坏水流边界层，造成紊流，有效减少了换热面积、提高了换热效率。新型的换热器减少了制冷剂的充注量，降低运行费用。

3) 线性浮阀节流装置。采用开利专利的 19XR AccuMeter 系统，根据机组的工况变化调节机组的制冷剂流量，保证机组部分负荷性能。

4) 微电脑集中控制系统。采用开利最新一代微电脑集中控制系统 (PIC II 系统)。自动进行冷量调节和控制加负载, 并具有多项安全保护, 可记录最近的 25 条报警记录。机组可以对轴承高油温、制冷剂高压低压、电压过高过低、电动机过载等十七项内容进行实时监控, 可根据运行状况和用户要求设定极限值, 超过极限值系统则会发出报警。

5) 先进的楼宇群控功能。19XR 离心机组在开机前可进行自动控制测试, 检查控制系统。PIC II 控制系统可与“开利空调网络 (CCN)”接口进行集中群控, 利用它可以进行远距离监控及集中群控, 实现多台机组运行时高效节能, 减小运行费用。

5.4.2 CVHE/G 三级压缩离心式冷水机组

CVHE/G 三级压缩离心式冷水机组是由特灵空调 (江苏) 有限公司生产的, 采用 HCFC123 作为制冷工质。其结构如图 5-40 所示, 压缩机的润滑和电动机冷却系统如图 5-41 所示。它主要由以下部件构成:

1) 三级离心式制冷压缩机, 每级均带有进气导叶片。

2) 直接传动的电动机, 电动机用液体制冷剂 HCFC123 冷却。

3) 二级中间经济器。

4) 壳管满液式蒸发器。

5) 壳管式冷凝器。

6) 机组控制柜, 带有微处理器和真实语言显示。

7) 机组起动柜, 安装在机组上或分开安装。

8) 其他附属设备: 润滑系统、抽气系统、隔振垫板及水流量开关等。

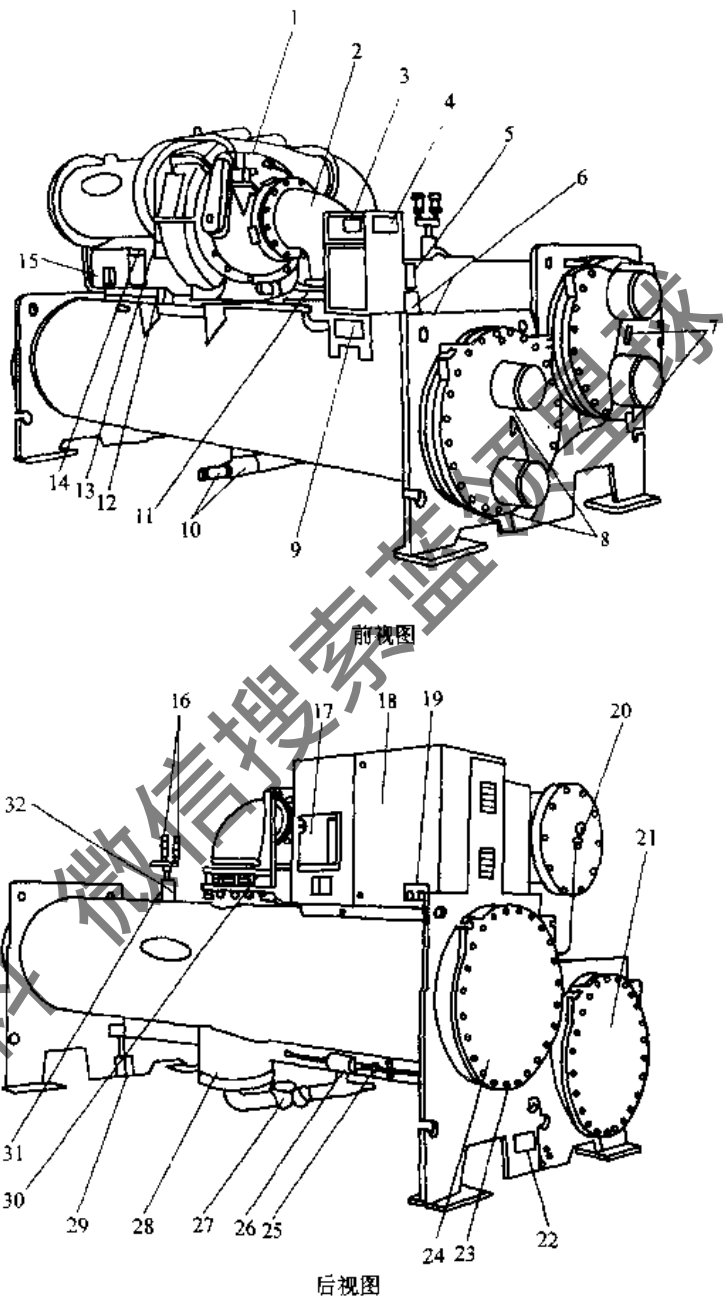


图 5-39 19XR 封闭型离心式冷水机组结构

- 1—导叶执行结构 2—吸气弯管 3—控制箱 4—机组铭牌标签
 5—蒸发器自动复位安全阀 6—蒸发器压力传感器 7—冷凝器进、出水温度传感器 8—蒸发器进、出水温度传感器 9—蒸发器铭牌
 10—制冷剂充注阀 11—法兰接口 12—充油放油阀 13—油位视镜
 14—油冷却器 15—润滑系统动力箱 16—冷凝器自动复位安全阀
 17—电动机电路断路器 18—机载起动柜 19—固态起动柜控制显示板
 20—电动机视镜 21—蒸发器水室回水端盖 22—冷凝器铭牌
 23—水室排水孔 24—冷凝器水室回水端盖 25—制冷剂干燥指示器
 26—制冷剂干燥/过滤器 27—制冷剂隔离阀 28—线性浮阀室
 29—筒身块状接头 30—排气隔离阀 31—泵出阀 32—冷凝器压力传感器

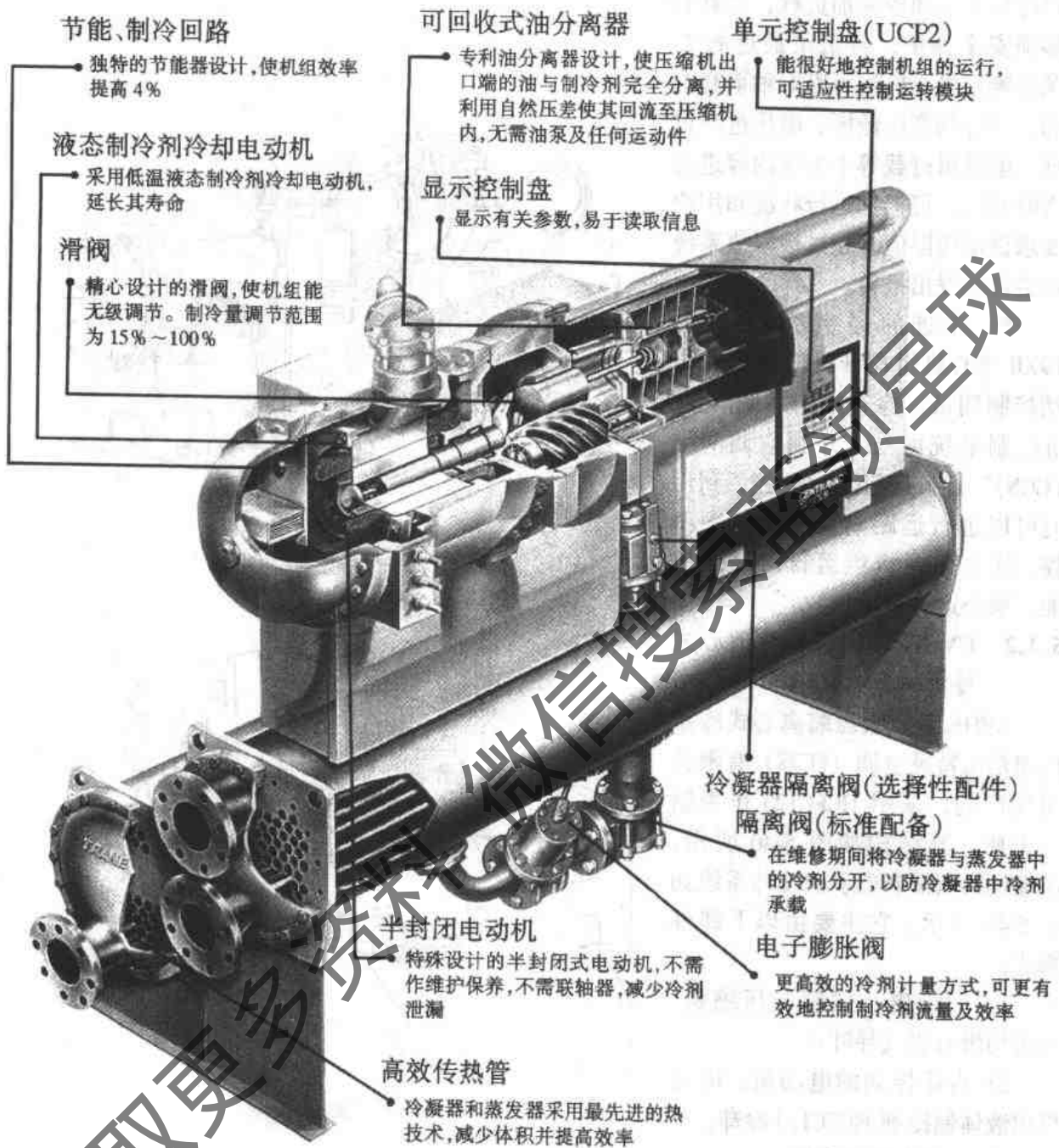


图 5-40 CVHE/G 三级压缩离心式冷水机组结构

9) 制冷剂 HCFC123 和润滑油。

CVHE/G 三级压缩离心式冷水机组的特点如下：

1) 运行稳定，可靠性高。由于该机组采用三级压缩离心压缩机，叶轮转速较低，这样压缩机运行稳定、噪声低、寿命也较长。

2) 三级压缩、效率高。由于该机组采用三级压缩离心压缩机，可以在较为广阔的有效范围内运行，可以避免热气旁通阀进行冷量调节时所造成的能量损失，并较为有效地避免喘振的发生。

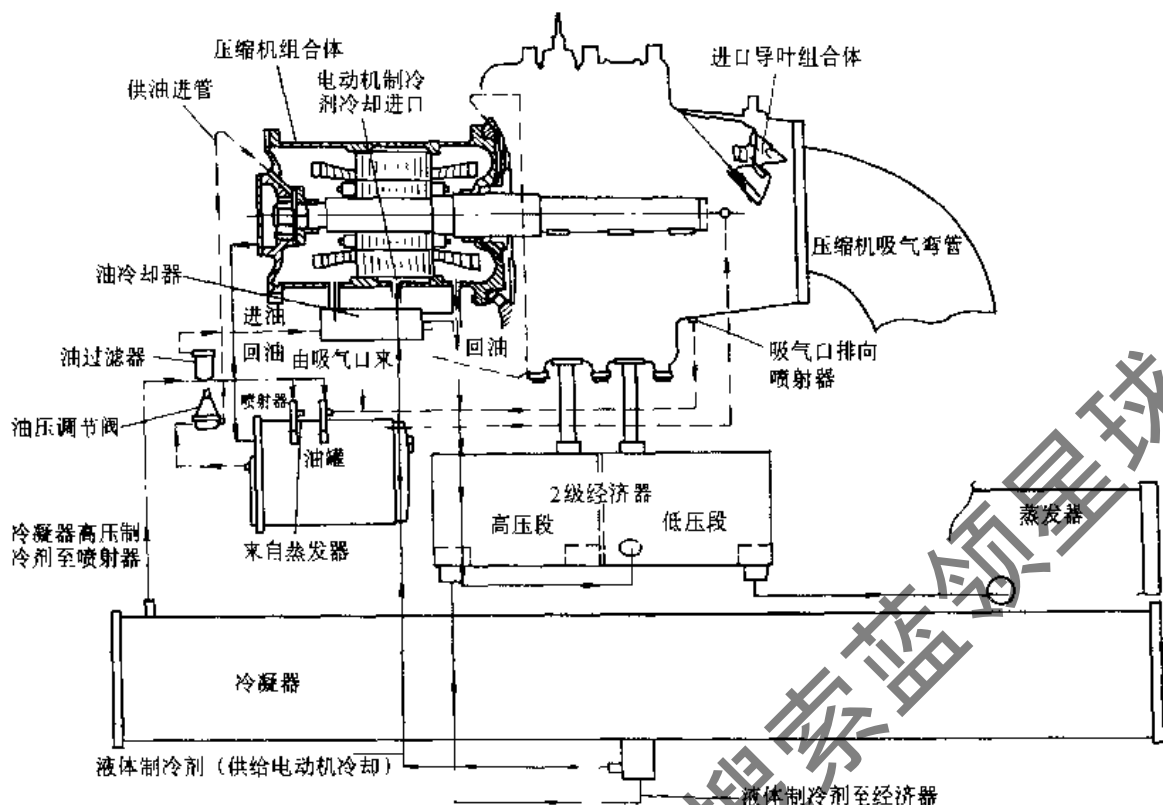


图 5-41 CVHE/G 压缩机的润滑和电动机冷却系统

————— 电动机冷却系统 - - - - - 压缩机润滑系统 - - - - - 喷射系统

3) 采用三级进气导流叶片。机组的每级进气都装有可变导流叶片，叶片由装在外面的步进电动机操纵控制，它既可调节气体流量来满足部分负荷的要求，也可预先转动制冷剂气流方向，使其以最佳角度进入叶轮。因此，压缩机部分负荷性能得到进一步改善。

4) 两级经济器。图 5-42 为 CVHE/G 两级经济器原理图，三级压缩之间的两个经济器可以提高效率，制冷剂在蒸发器和冷凝器之间的二个中间压力下闪蒸，可以提高冷水机组的效率。

5) 可靠的电动机冷却系统。该机组的电动机转子和定子都沉浸在液态制冷剂中，在各种负荷条件下提供有效和完全的冷却。制冷剂从冷凝器经一固定孔板装置进入电动机内部，然后，流回两级节流器，这是一个可靠的运行系统（见图 5-43）。

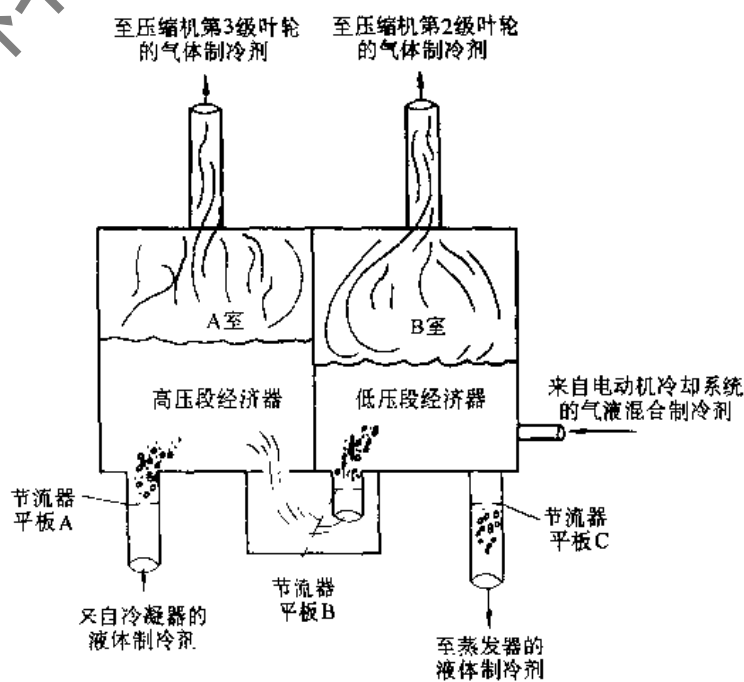


图 5-42 CVHE/G 两级经济器原理

6) 多级孔板流量控制装置。该机组采用多级孔板流量控制装置,它可以在各种负荷情况下有效地控制制冷剂流量。由于取消了运动部件,运行可靠。

7) UCP2 微电脑控制,操作可靠高效方便。该机组采用了微电脑控制,冷水机组运行时,可中文显示的微电脑控制器 UCP2 随时监测机组的运行情况和可能发生的故障,并显示出有关诊断信息,同时采取必要的措施,以保证机组正常高效地运行。

5.4.3 YK 型开启式离心冷水机组

约克 MillenniumYK 型冷水机组,一般用于大型空调系统。它主要包括压缩机、带整体式增速齿轮的开启式电动机、冷凝器、蒸发器和流量控制室等,图 5-44 为 YK 型开启式离心冷水机组外形图。

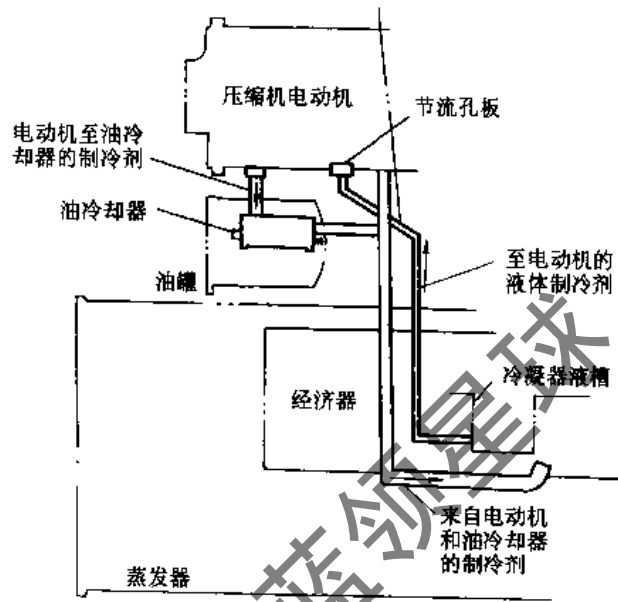


图 5-43 电动机冷却系统

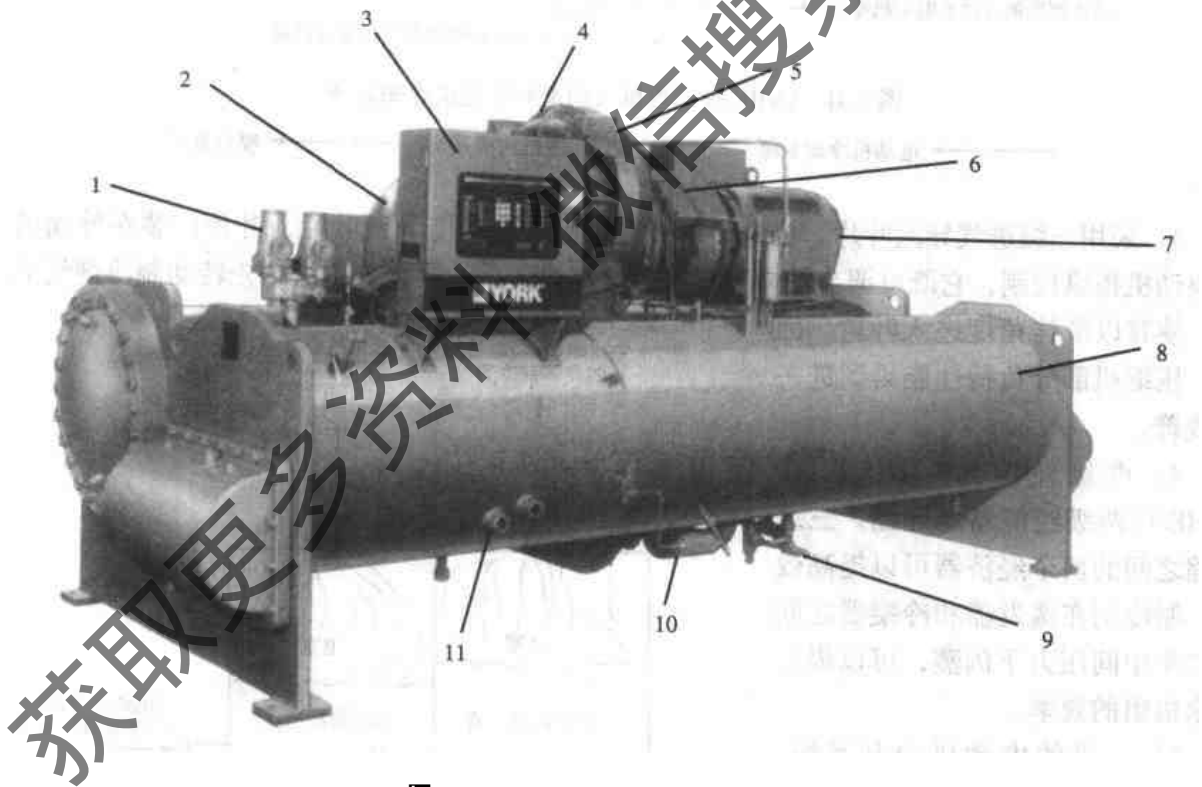


图 5-44 YK 型开启式离心冷水机组

1—双泄压阀 2—吸气管 3—微电脑控制盘 4—排气管 5—压缩机 6—电动机支座连接器及机罩 7—电动机 8—蒸发器 9—制冷剂充注阀 10—干燥器 11—视镜

冷水机组的运行由先进的微电脑控制盘来控制,操作人员可以对它编程,以适应不同工程的要求。夜间、周末、假日的自动定时起机和停机,同样也可以编程设定。冷水机组的运行状态、温度、压力等信息,可以从显示屏上读出。带微电脑控制盘的冷水机组,可以配上继电器、固态起动机、或变频驱动装置,以便进一步节能和提高效率。

MillenniumYK 型冷水机组制冷剂流程图如图 5-45 所示。该机组运行时，蒸发器的一侧流载冷剂（冷水或盐水），两者发生热交换，制冷剂吸热蒸发、载冷剂放热后温度降低。随后，载冷剂被泵送到风机盘管或其他空调末端装置中去，在翅化的盘管中流动，带走空气的热量，载冷剂吸热后温度升高，然后返回冷水机组，形成了闭式载冷剂循环。

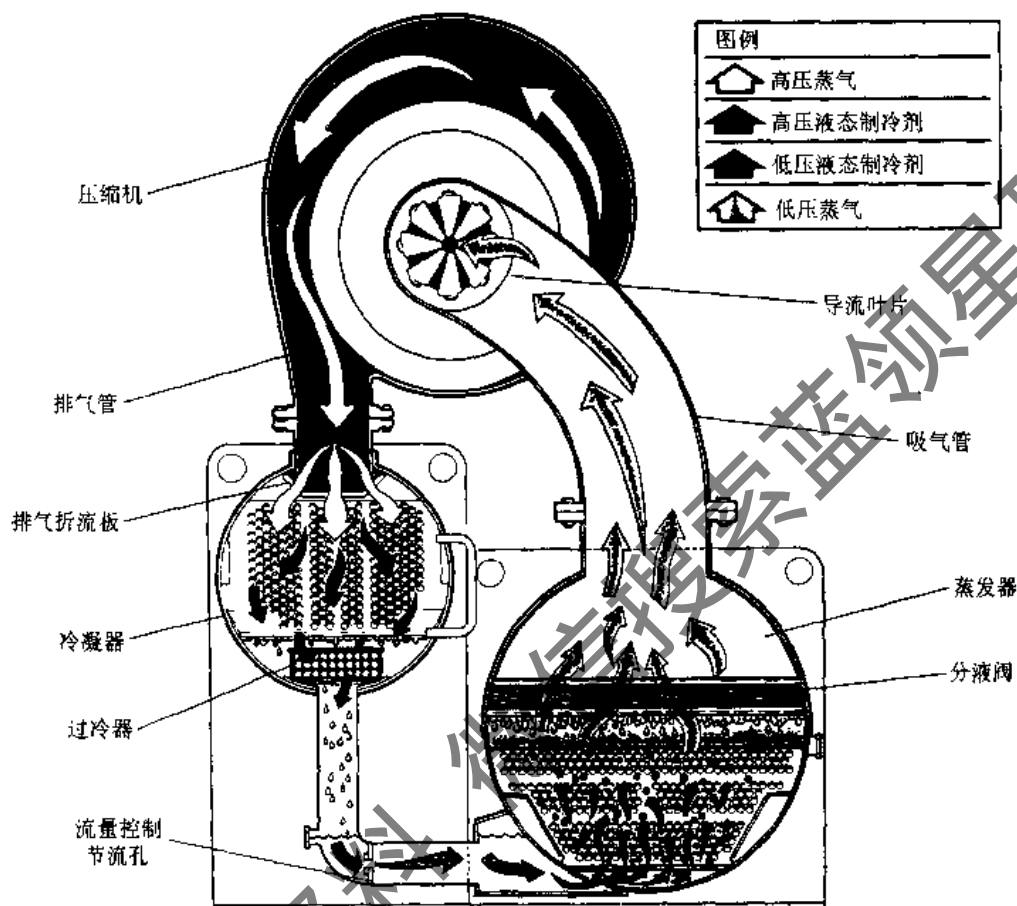


图 5-45 MillenniumYK 型冷水机组制冷剂流程

来自蒸发器的制冷剂蒸气流入压缩机，经旋转叶轮加压升温后排入冷凝器。届时，由冷却水吸收制冷剂蒸气的热量，使之冷却、冷凝。冷却水由冷却塔循环冷却。冷凝后的制冷剂液体从冷凝器流入流量控制室，由里面的节流装置来控制蒸发器的制冷剂供液量，这样就完成了整个制冷剂循环。

MillenniumYK 型离心式冷水机组完全由工厂组装，它主要包括蒸发器、冷凝器、压缩机、电动机、润滑系统、微电脑控制中心等。

1. 压缩机

压缩机是单级离心式，由开启式电动机驱动。转子组件包括经热处理过的合金钢驱动轴和叶轮从动轴，以及轻质、高强度、全封闭式铸铝叶轮。叶轮设计考虑了推力平衡，并经过动平衡和超速测试，以得到平稳、无振动运行。

插入式轴颈和止推轴承使用铝合金做成，并经过精确钻孔和轴向开槽。特殊设计的单螺旋齿轮带冕状齿，这样在任何时候，都有一个以上的齿啮合，使压缩机的负荷能均匀分布、运行宁静。齿轮整个装在压缩机的旋转支座上，用油膜润滑。每个齿轮单独装在各自的轴颈和止推

轴承上。

开式压缩机轴封包括一个由弹簧承载、加工精密的石墨环，经高温处理的弹性橡胶 O 形静环密封圈和消除了应力的搭接垫圈，该轴封在任何时候都有润滑油覆盖，当压缩机运行时，靠压力润滑。

2. 制冷量控制

在空调应用中，导流叶片（PRV）可以在设计值的 100% ~ 15% 之间调节冷水机组的制冷量。操作时，由一个外部电动执行器自动调节叶片的开度，以维持恒定的冷水温度。

3. 压缩机润滑系统

压缩机润滑系统如图 5-38 所示。它包括油泵、油过滤器、油冷却器、所有相关的油管路和油道。

4. 变速油泵

一般来说，只要冷水机组在运行，油泵就应该工作。起动前，可以靠手动的方式来建立稳定的油压。不管系统因何原因而停机，油泵都会继续运行 150s。在这段时间里，系统是不能再起动的。油泵速度可变，变速油泵能保持油压恒定，以确保压缩机安全运行。

5. 油加热器

当机组长时间闲置时，压缩机油槽中的润滑油会最大限度地溶解制冷剂，该溶解量取决于油温和油槽中的压力。当油温降低时，制冷剂的溶解量会增加。如果油中的制冷剂含量过多，当系统起动时，就会大量起泡。起泡是因压力降低、制冷剂在油中沸腾气化而引起的。如果泡沫达到了油泵的入口侧，轴承的油压会因一时的缺油而出现脉动，引起油压安全装置动作，从而使系统停机。为了使润滑油中的制冷剂的含量尽可能低，在压缩机油槽中装了一支电热式油加热器。该加热器是全天恒温控制的，当压缩机停机时，它能维持槽中油温在 62.8 ~ 68.3℃ 范围内。

6. 电动机驱动装置

电动机驱动轴通过柔性圆盘联轴器与压缩机轴直接相联，联轴器是全金属结构，无磨损件，寿命长，并且无润滑要求，维修量少。对于采用远置机电式起动器的机组，为现场接线准备了一接线钢盒。电动机导线经机壳接入接线盒。对于三线式起动，采用跨接线。不提供电动机耳端子，每台机组均配备过载/过电流互感器。

7. 换热器

蒸发器和冷凝器都是换热器，筒体由碳钢板卷焊而成，管束为内部强化型。

蒸发器是满液式壳管换热器。分液槽使制冷剂在整个筒体长度均匀分布。在管束的上方，用高效档液板来防止将液态制冷剂带入压缩机。一个 38mm 液位视镜通常装在筒体的侧边，有助于制冷剂的正确充注。蒸发器筒体上装有一制冷剂泄压阀。

冷凝器是壳管式换热器，用排气折流板来防止高速流体直接撞击管束，同时亦起均流作用。在冷凝器壳体的底部有一过冷器。

可拆卸的紧凑式水室用钢板制成，设计的工作压力是 1034kPa 表压，在 1551kPa 表压时测试。焊在水室中的整体式钢隔水板，保证所需的流程。带沟槽的水管短接头与水室焊接，另一头适用于沟槽联接、焊接或法兰联接，端口加上帽盖以方便运输。每个水室均配有 19mm 带帽盖的排水管和放气管接口。

8. 制冷剂流量控制

通过一个可变或固定节流孔来控制流过蒸发器的制冷剂流量。液位传感器测出冷凝器中制

冷剂的液位，并向微机板输出一代表液位的电压模拟量。在程序的控制下，该微机板调节可变节流孔，使冷凝器中的液位达到设定的要求。

9. 彩色图像显示控制中心

它通过控制导流叶片来调节冷水的出口温度，并限制电动机的电流。此外，它能够与固态继电器、变速驱动装置和机电起动机兼容。控制中心还具有远程控制 and 远程通信功能，能实现远程启动、远程停机、远程运行参数设定、紧急停机、正常停机等功能。

10. 固态起动机

固态起动机（选配件）是个降压起动机，它控制并保持电动机在启动时电流上升比较平稳。起动机装在冷水机组上，起动机与电动机之间的电源线路和控制线路均由工厂负责连接。

11. 变速驱动装置

变速驱动装置（选配件）的作用，是通过控制电源的频率和电压来调节电动机的转速和导叶的开启度，以得到最佳的部分载荷性能。

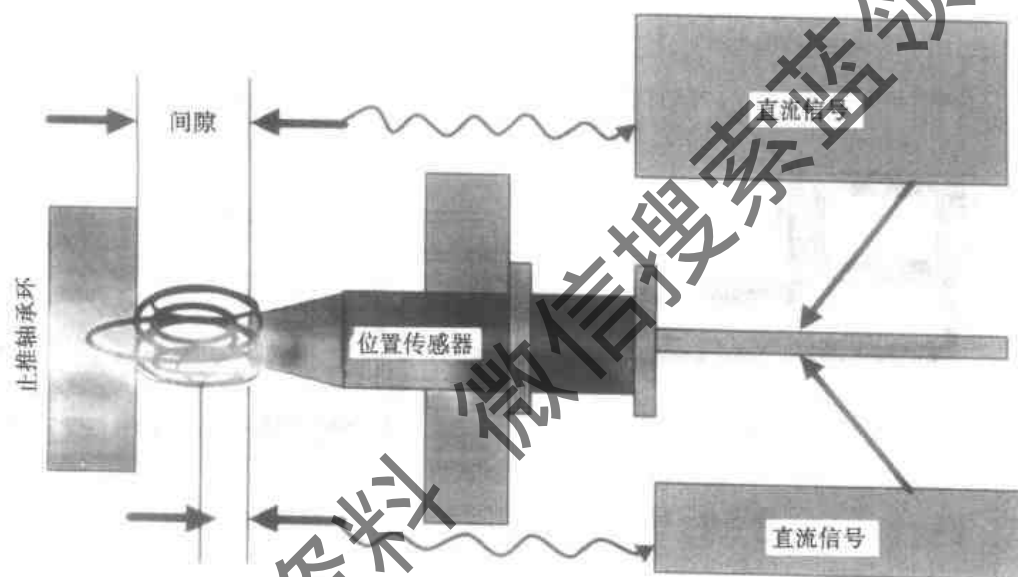


图 5-46 位置传感器工作原理

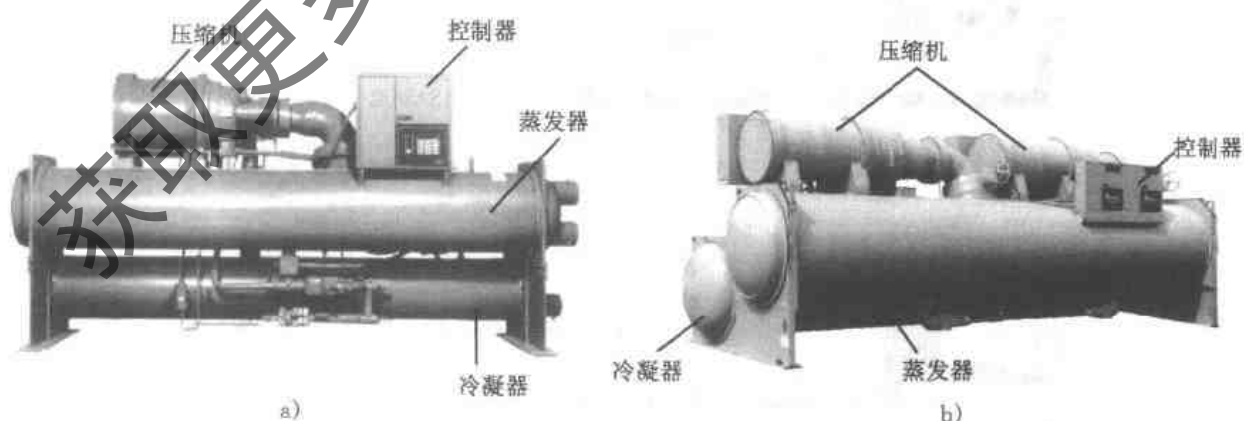


图 5-47 PEH/PFH 离心式冷水机组

a) 单压缩机机组 b) 双压缩机机组

12. 高速止推轴承位置差控制装置

为监测压缩机高速轴的轴向窜动，保护叶轮的安全，在压缩机上装有用于测量止推轴承环与位置传感器距离的探测头。类似雷达装置的位置传感器将监测的间距量转变成直流信号，外传给控制中心。图 5-46 为位置传感器工作原理图。

5.4.4 PEH/PFH 型离心式冷水机组

McQuay PEH/PFH 型齿轮驱动的单级离心冷水机组可用于热回收。热回收机组的型号为 PHH（单压缩机）和 PJH（双压缩机）。该机组采用半封闭式离心压缩机作为主机，采用 HFC134a 作为制冷剂。其外形如图 5-47 所示。

1. 微机控制系统

Micro Tech 机组控制器是以微处理器为基础的，可完成离心式压缩机的起动、监控、能量调节、保护、减载、顺序停机、定时运行。双压缩机组配有两台控制器，它们内部互连、完成领先一滞后、负载平衡功能。

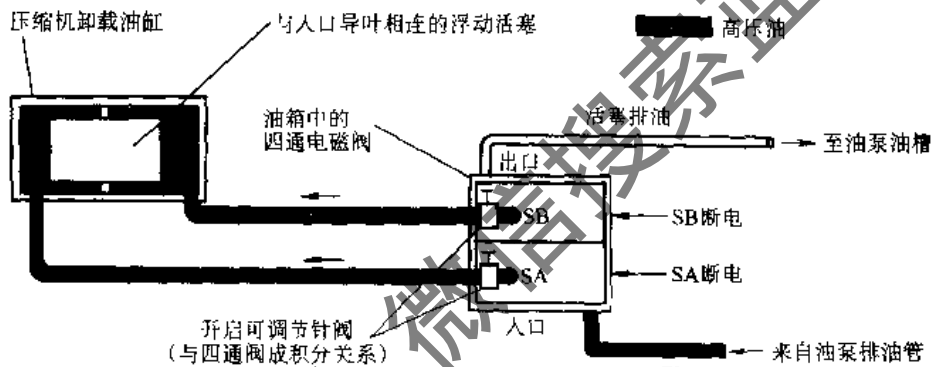


图 5-48 导叶控制能量时电磁阀动作（保持）

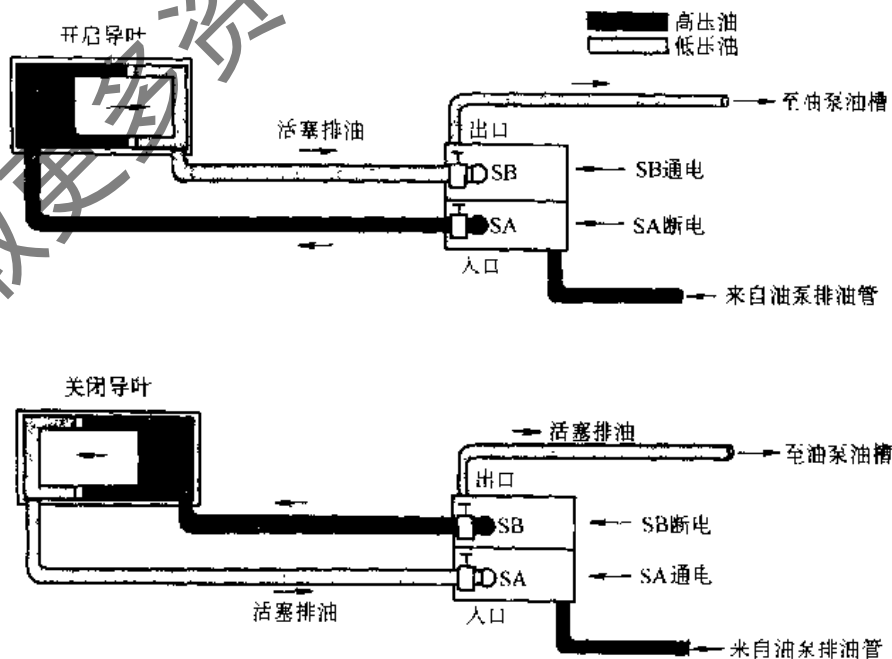


图 5-49 导叶控制能量时电磁阀动作

2. 能量控制系统

压缩机的能量控制由导叶的转动完成（如图 5-48 和图 5-49 所示）。电磁阀 SA, SB 随控制信息动作后，液压推动导叶旋转。

进气导叶能量控制的液压系统，由位于油管理控制盘内的四通电磁阀组成。控制信号的加载、保持决定四通阀的状态。

开启导叶（压缩机加载）电磁阀 SA 断电、SB 通电。油从 SA 口流向活塞一边，通过 SB 口排出。关闭导叶（压缩机卸载）电磁阀 SB 断电、SA 通电。移动活塞导叶处于减载位置。

3. 油路系统

油路系统为压缩机部件、轴承提供润滑和带走热量，利用油压和卸载活塞移动导叶控制负荷。

供油温度取决于油冷却效果。温度控制阀控制油温在 32 ~ 38℃ 之间。为减少突发停车而造成故障和损坏轴承，在 CE126 压缩机润滑油系统中，装有以重力为动力的紧急供油箱，以防止设备突然断电而带来的损坏。图 5-50 为一典型的油流程图。

4. 热回收系统

标准的 PHH 和 PJH 热回收式冷水机组带有热回收系统。热回收机组都有分层冷凝器用于热回收（图 5-51），制冷剂侧（壳程）共用一回路，比单个换热器的运行效率高，冷却水和热回收水是隔离的，形成两个独立的回路。分层冷凝器的独特设计可防止冷却塔水和热回收水回路相交混杂，同时发挥了单冷凝器内在效率的优势。

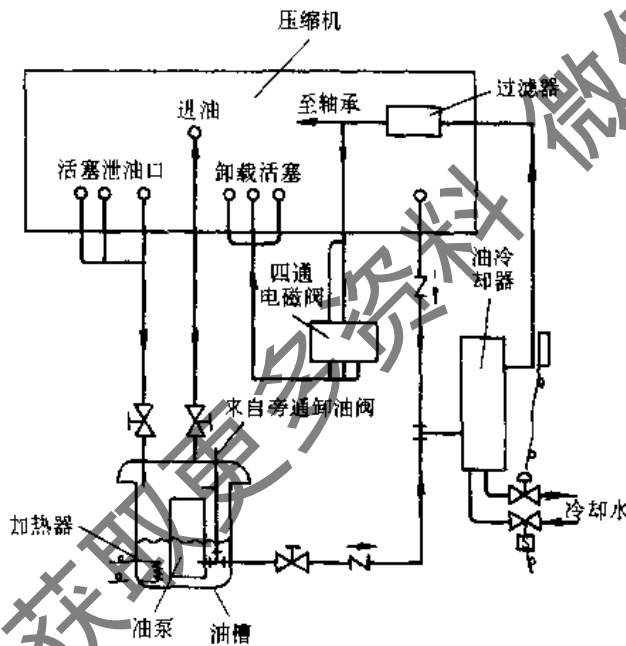


图 5-50 机组典型的油流程

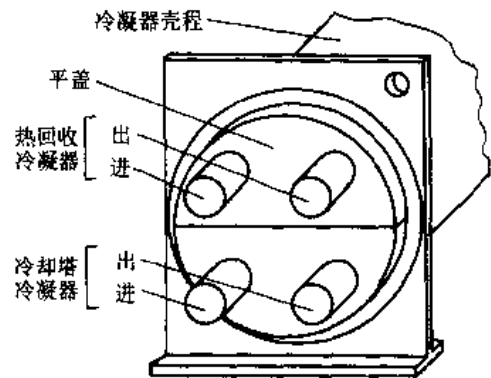


图 5-51 分层冷凝器

分层冷凝器为卧式，可使热回收回路充分利用热气的优势。该设计用于全热回收和部分热回收场合。

(1) 全热回收 大多数供热场合需要的水温高于典型冷水机组冷凝器的水温 35 ~ 37℃。全热回收冷水机组与一般冷水机组相比，冷凝器出水温度高，对应的冷凝压力高，需要更多的能耗。因此，对于所有离心式冷水机组，使用热回收是要付出代价的，故需仔细权衡经济性和合理性。图 5-52 为全热回收系统图。

(2) 部分热回收 分层冷凝器的好处同样也体现在部分热回收设备上。在部分热回收场合，通常由冷却塔排出的热量在正常冷凝温度下被回收。额外补充的冷凝传热面积可改善传热，因此能使机组保持较高的冷却效率。图 5-53 为部分热回收系统图。

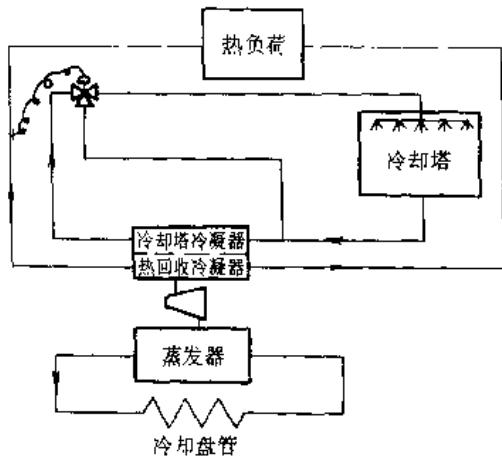


图 5-52 全热回收系统

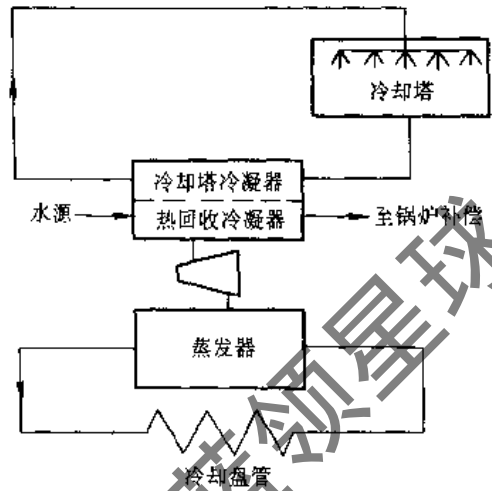


图 5-53 部分热回收系统

该热回收系统主要用于生活水的预热，锅炉补偿水和空调系统加热。因冷凝温度不象全热回收那样升得较高，对部分加热模式不需特殊控制。不用的热量可简单地通过冷却塔排放。

5. 制冷循环系统

机组的制冷剂循环如图 5-54 所示。

6. 散流滑块

图 5-55 为 McQuay 离心压缩机特有的可移动式排气散流滑块。当制冷量减少时，可移动式排气散流滑块往内侧运动，以保持制冷剂速率，从而避免了压缩机不稳定喘振运行，降低噪声和振动，在同时采用进口导叶和可移动式排气散流滑块调节时，能允许制冷量降到 10%。

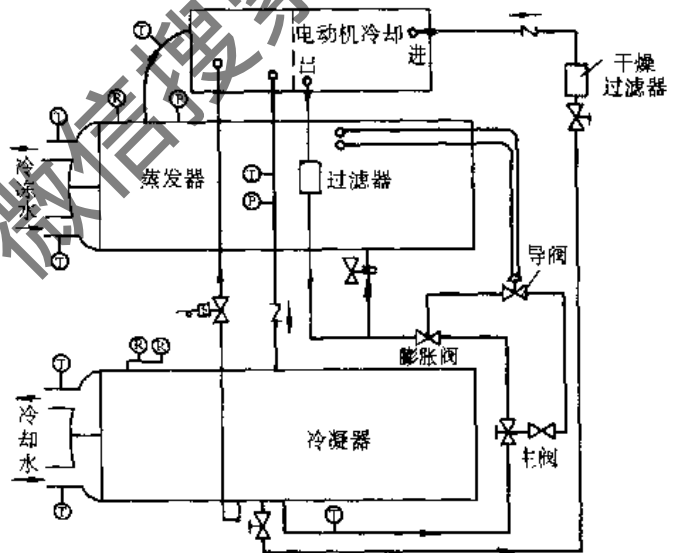


图 5-54 机组典型的制冷剂循环

① 温度传感器 ② 压力传感器 ③ 安全阀

5.4.5 Unitop 系列离心式冷水机组

Unitop 系列离心式冷水机组，是由冰山集团和瑞士 SULZER 公司联合开发的。该机组采用开启式离心压缩机作为主机，具有体积小、重量轻、操作简单、易损件少等特点。其流程图如图 5-56 所示。

Unitop 系列离心式冷水机组主要特点：

1) 高质量、高性能的主机

①SULZER 主机采用世界先进的精密铸造技术，选用不锈钢制作的叶轮具有高精度、高强度的优点，有效地防止了传统的铝制叶轮易被拉伤、破坏等现象。同时有效地防止了在有水份的情况下，铝与部分制冷剂起反应，腐蚀叶轮。

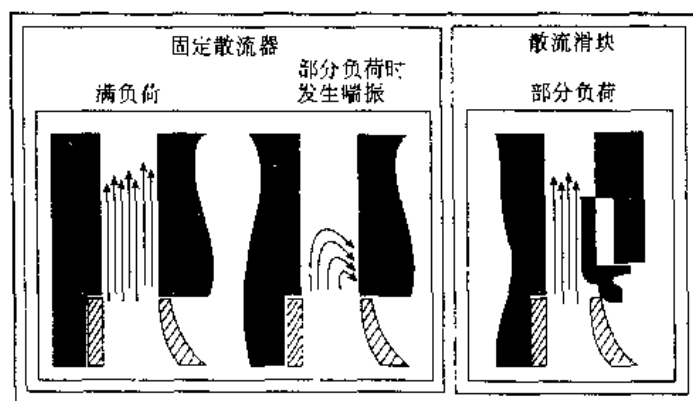


图 5-55 散流滑块工作原理

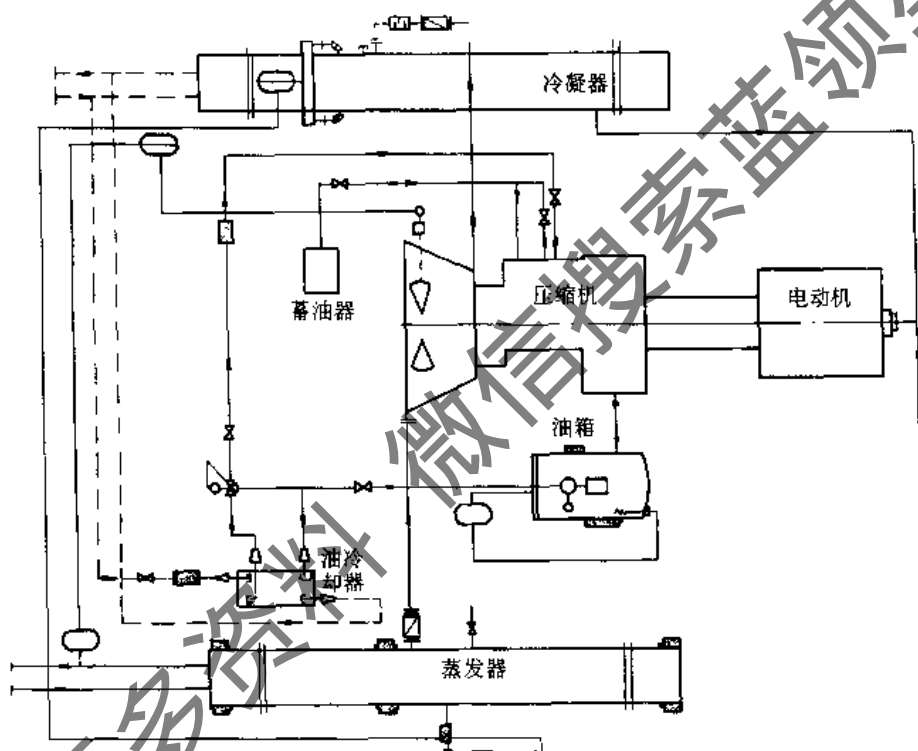


图 5-56 Unitop 系列离心式冷水机组流程

②在设计中，依据设计经验结合现代先进的科学技术，提高了叶轮的效率；采用垂直密封的方法，保证了叶轮与机体的密封精度，使得主机的效率更高，使用时更省电。

③机体、齿轮箱的密封面在垂直面上，防止了材料的变形对密封、运转精度的影响、同时，使得主机的拆装、维护更方便。

④选用导流叶片调节主机的能量，可在设计值的 10% ~ 100% 之间调节冷量，采用专利的布流器技术，使得机组在部分负荷时，能耗依旧很小，有效地降低了用户的电耗。

⑤主机与电动机的连接，选用开启式连接方式，提高了系统的效率，降低了对电动机的特殊要求，有效地防止了电动机烧毁，同时，使得操作、维护更方便。独有专利密封设计使油路与制冷剂系统彻底分离，省去了传统的复杂回油系统，降低了换热管的热阻，提高了换热器的效率，使机组运行更经济、更可靠。

2) 系列化设计。Unitop 系列离心式冷水机组在设计时, 采用系列化设计, 机组的主机、换热器的设计选用先进的计算机优化软件设计。

3) 采用了国际先进的换热管。离心式冷水机组的冷凝器、蒸发器用的换热管, 采用国际先进厂家生产的产品, 以保证质量, 提高机组效率。

4) 采用先进的 PID 控制技术。离心式冷水机组选用先进的控制元件, 结合先进的 PID 控制技术, 使机组运行合理, 提高了机组的使用效率。

5) 独特的密封。离心式冷水机组采用了独特的密封材料, 保证了制冷剂的密封。

5.4.6 CVAE 系列风冷离心式冷水机组

离心式制冷机组也可用空冷冷凝器代替水冷冷凝器, 以适应缺水的地区。由于空气侧的表面换热系数比水侧的表面换热系数小得多, 因而同样制冷量的压缩机配用的空冷冷凝器, 要比水冷冷凝器的体积和重量大得多。

图 5-57 为美国特灵公司生产的 CVAE 系列风冷离心式冷水机组的外形图。图中左侧为风冷冷凝器, 垂直向上排风的风机为低速轴流风机, 冷凝盘管使用 $\phi 16 \text{ mm} \times 1 \text{ mm}$ 的铜管外套铝片组成。图中右侧为一镀锌钢板组成的小室和电器元件操作柜。小柜内装有二级离心式制冷压缩机、带可调导叶的进气管、封闭型电动机、满液式蒸发器等。所有设备都安装在统一的机架上以便与运输。

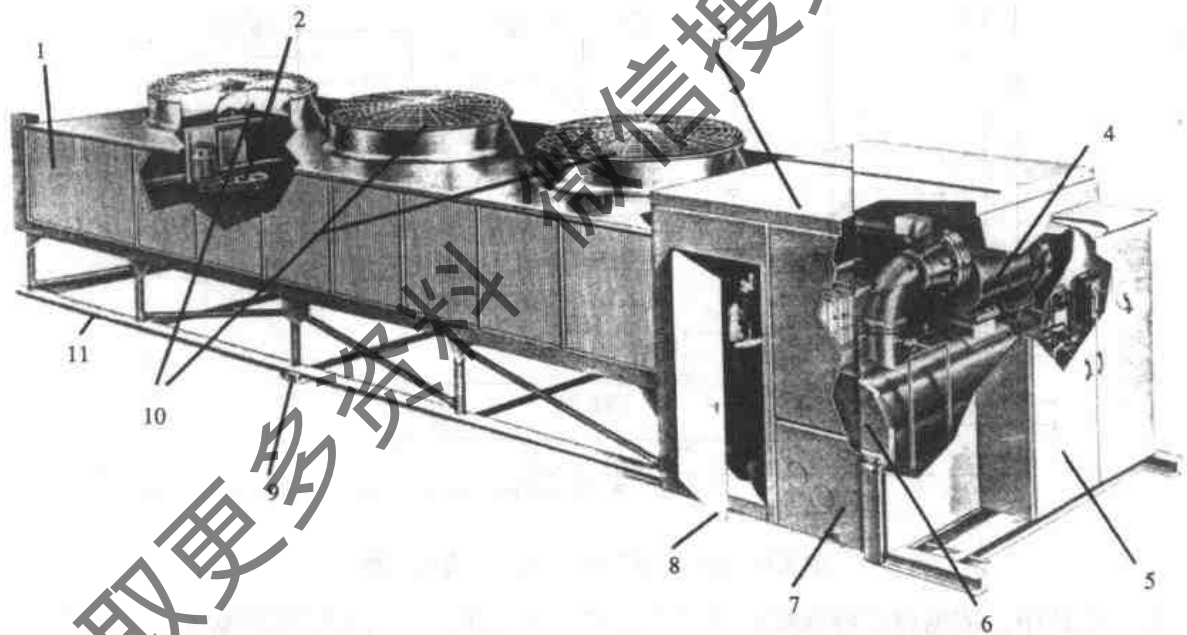


图 5-57 CVAE 系列空冷离心式冷水机组

- 1—高效传热冷凝盘管 2—冷凝风扇驱动器 3—设备间 4—带可调叶片和电动机保护的二级离心式制冷压缩机
5—带断路器和安全互锁的起动柜 6—带分配器的满液式蒸发器 7—经防锈处理的镀锌钢板外壳
8—带锁的设备间门 9—起吊安装平衡点 10—低速冷凝风机 11—用于加大受力面积的底座

5.4.7 分体式离心冷水机组

为充分利用能源, 日本前川公司开发了以离心压缩机为主机的空气热泵机组及空气热泵热回收机组。

图 5-58 为离心式空气热泵机组流程图。整个系统由离心压缩机组、气侧四通阀、空气换

热器、液侧四通阀、储液器、膨胀阀、水换热器等组成。此系统在管道位差达 100m 时也能有效工作。

图 5-59 为离心式空气热泵热回收机组流程图。此系统由离心压缩机组、液侧三通阀、空气换热器、热水器、膨胀阀、蒸发器、气侧三通阀等组成。图 a 为制冷循环流程图，此时热水器不参与工作；图 b 为供暖循环流程图，此时蒸发器不参与工作；图 c 为热回收循环流程图，此时空气换热器不参与工作。

图 5-60 为前川公司生产的离心式压缩机组（图 a）和空气换热器外形图（图 b）。空气换热器采用模块化设计，可在图中虚线部位进行加长。

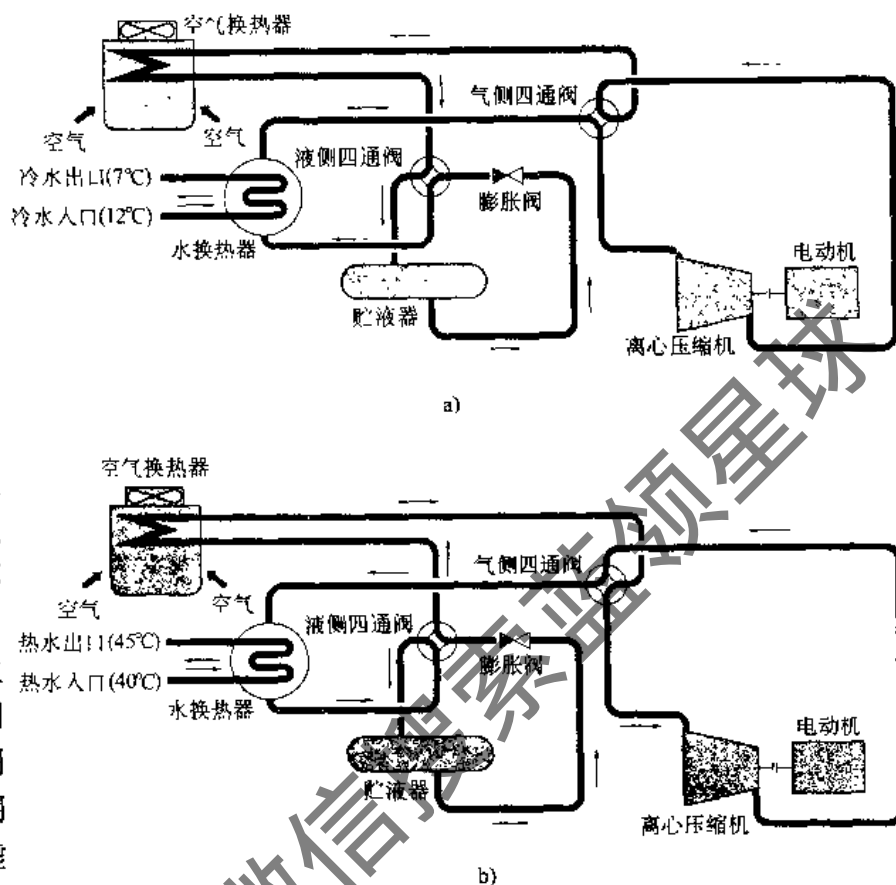


图 5-58 离心式空气热泵机组流程

a) 制冷时 b) 供暖时

5.4.8 Millennium OM 型 离心式冷水机组

Millennium OM 是由约克公司推出的一种工业用大型离心式机组，机组最大制冷量可达 30000kW（8500 冷吨）。压缩机为多级开启式，可采用电动机、蒸汽轮机、内燃机等原动机驱动；蒸发器有 13 种直径、9 种长度，采用高效传热管技术及优化制冷剂分布技术；冷凝器有 16 种直径、9 种长度，采用高效传热管技术及整体优化过冷器；机组中还装有中间冷却器，机组采用微电脑控制。图 5-61 为 Millennium OM 型水冷离心式冷水机组流程图，图 5-62 为 Millennium OM 型风冷离心式冷水机组外形图。

5.4.9 19XRT 型离心式冷水机组

19XRT 型离心式冷水机组是开利公司推出的带膨胀装置的新品。机组采用 HFC134a 作为制冷剂，其结构如图 5-63 所示。

图 5-64 示出 19XRT 型离心式冷水机组的系统流程。其工作原理如下：从满液式蒸发器 11 蒸发的 R134a 蒸气，经进口导叶的调节，进入离心压缩机 2，压缩后成为温度 54~71℃ 的气体，进入冷凝器 10 内被冷凝成液体，冷凝器下部设有液体过冷器 9，过冷后的冷凝液体进入浮球阀室 8 内。主阀 6 保持过冷器内一定的液体，以防止在部分负荷下，冷凝器中有部分热气体旁通至蒸发器内。过冷后的 R134a 液体，通过主阀 6 和过滤器 5 进入两相膨胀机 4，高压液体经喷嘴膨胀成低压高速的气流束，冲击在叶轮四周的叶片上，通过叶轮对外输出机械功，以减小离心压缩机的功率消耗。旁通阀 7 是用于起动或压缩机制冷量很小时，主阀关闭，将浮球阀室内液体直接旁通至蒸发器。

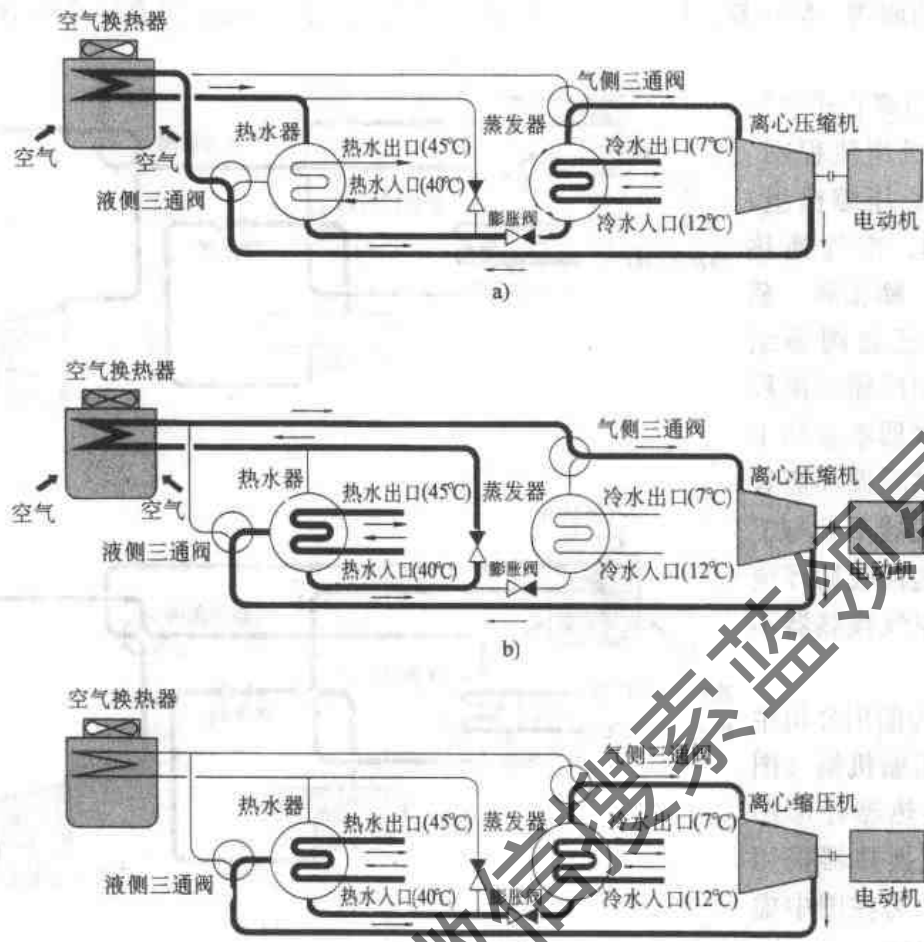


图 5-59 离心式空气热泵热回收机组流程

a) 制冷时 b) 供暖时 c) 热回收时

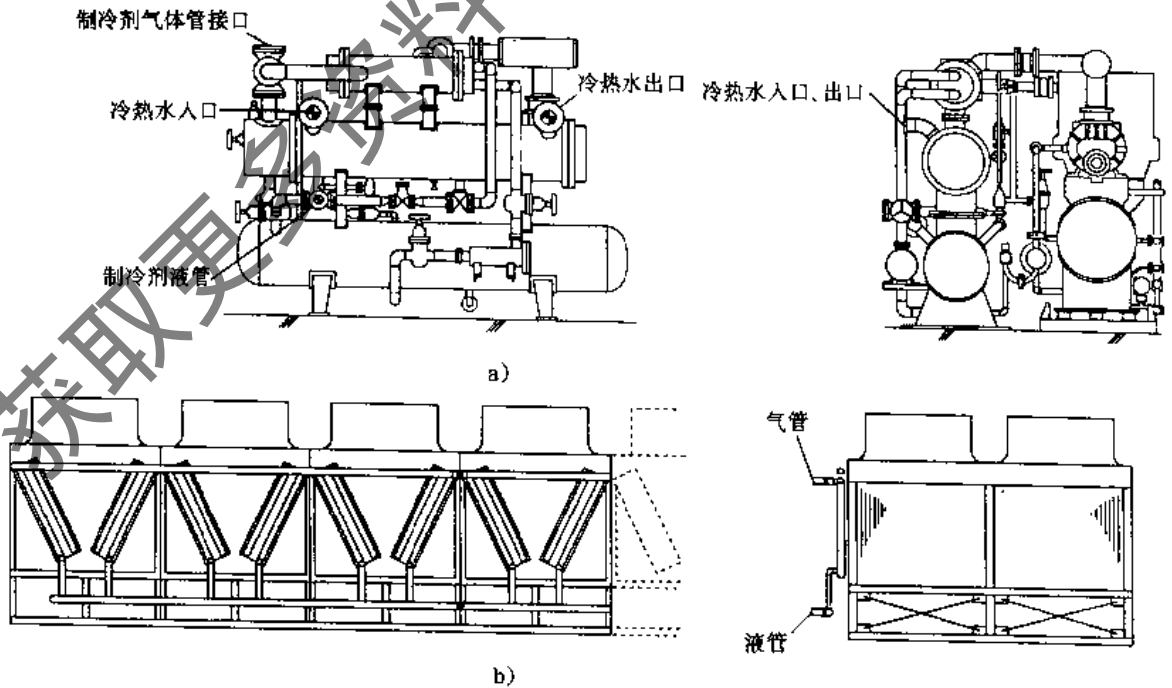


图 5-60 离心式压缩机组和空气换热器

a) 压缩机组 b) 空气换热器

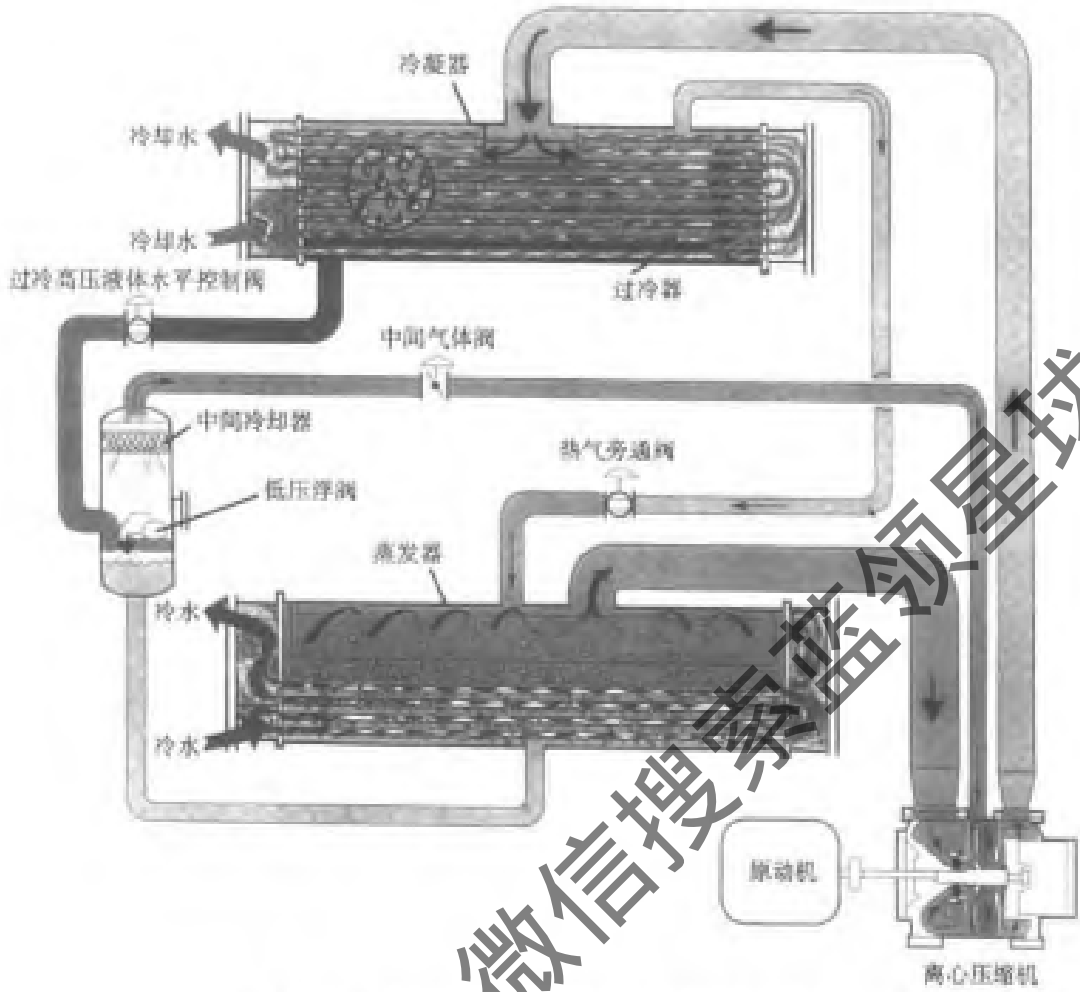


图 5-61 Millennium OM 型水冷离心式冷水机组流程

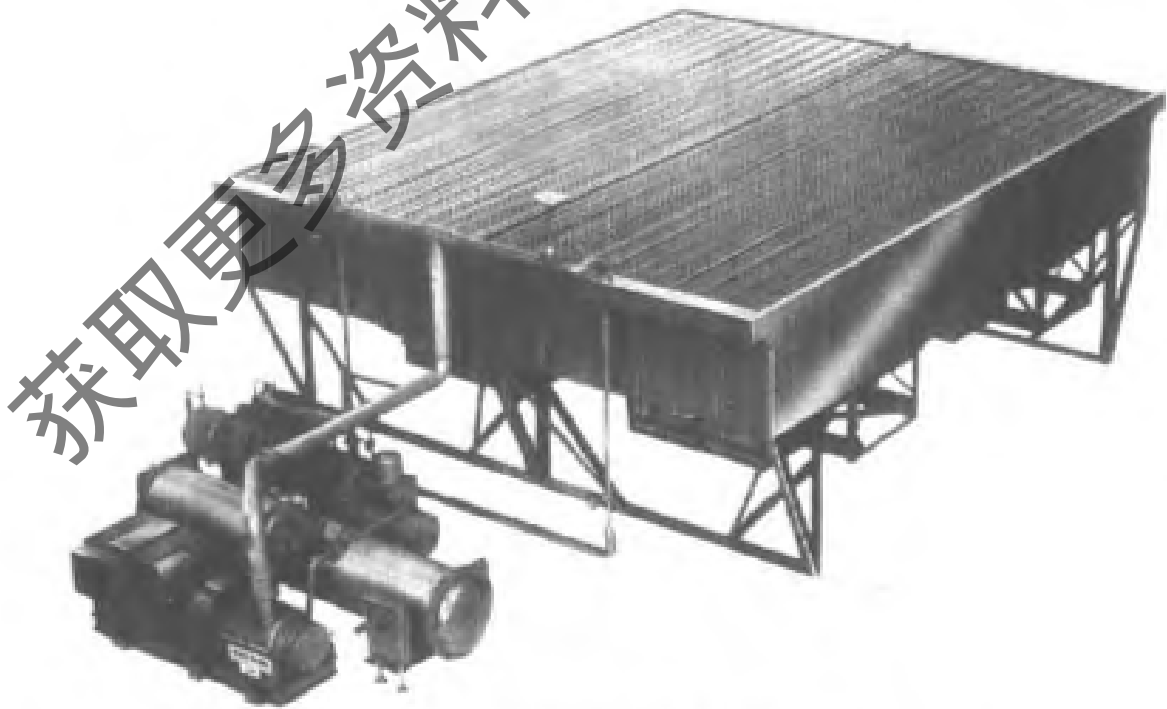


图 5-62 Millennium OM 型风冷离心式冷水机组

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

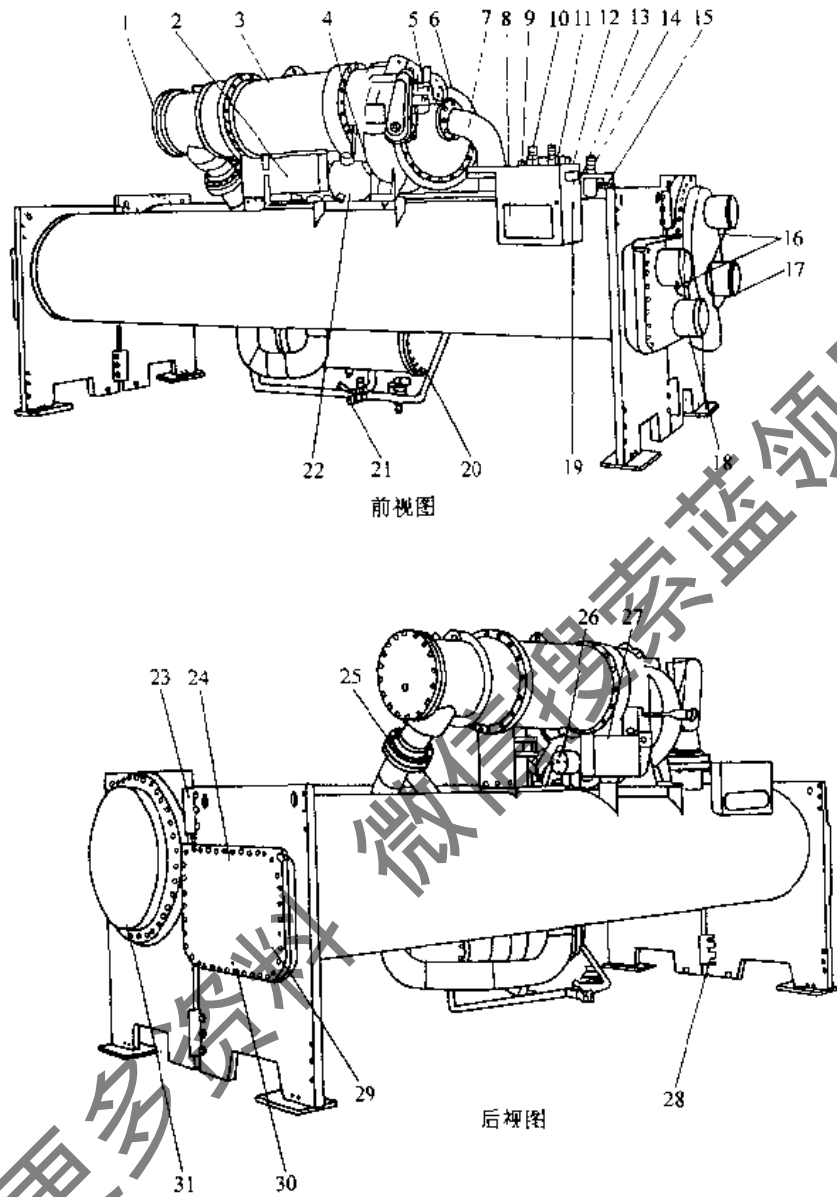


图 5-63 19XRT 型离心式冷水机组结构图

- 1—膨胀机 2—动力柜 3—电动机 4—油位视镜 5—导叶执行结构 6—带除油雾装置的放气管 7—吸气弯管 8—冷水机组控制显示板 9、15—抽空阀 10—冷凝器安全阀 11—安全导通阀 12—冷凝器压力传感器 13—蒸发器安全阀 14—蒸发器压力传感器 16—蒸发器/冷凝器水流装置 17—冷凝器进、出水温度传感器 18—蒸发器进、出水温度传感器 19—机组铭牌 20—浮球室 21—制冷剂充注阀 22—放油阀 23—上部筒身快装接头 24—水室放气接口 25—蒸发器回液管 26—油过滤装置 27—油冷却器 28—下部筒身快装接头 29—蒸发器水室回水端盖 30—典型水室排水孔 31—冷凝器水室回水端盖

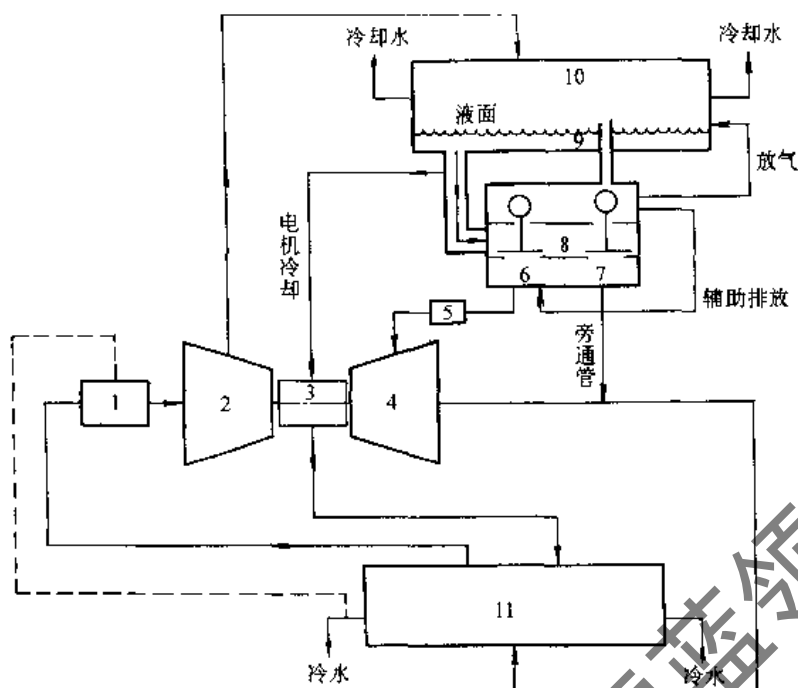


图 5-64 19XRT 型离心式冷水机组系统流程图

——管道 - - - - 电线 · · · · 联轴器

1—导叶 2—压缩机 3—电动机 4—膨胀机 5—过滤器 6—主阀
7—旁通阀 8—浮球阀室 9—液体过热器 10—冷凝器 11—蒸发器

5.5 辅助装置

5.5.1 抽出回收装置

一般空调制冷机中采用 R11 和 R123 为制冷剂时，压缩机进口是处于真空状态。当机组运行、检修和停车时，不可避免地有空气、水分或其他不凝性气体等渗透到机组中。若这些气体过量而又不及时排出，会引起冷凝器内顶部压力急剧升高，使制冷量降低，制冷效果下降，耗功增加，甚至会引起主机停车。因此采用抽气回收装置，随时排除机组内不凝性气体和水分，并把混入气体中的制冷剂回收。一般有“有泵”、“无泵”和其他型式的抽气回收装置。

1. “有泵”型式的抽气回收装置

这种抽气回收装置如图 5-65 所示，它由小型活塞式压缩机、油分离器、回收冷凝器、再冷器、差压开关、过滤干燥器、节流器、电磁阀等组成。不仅可自动排除不凝性气体、水分、回收制冷剂，而且可用作机组的抽真空或加压。

积存于冷凝器顶部的不凝性气体和制冷剂蒸气的混合气体，通过节流器 21，经阀 4 进入回收冷凝器 12 上部。在此被冷却后，其中制冷剂蒸气，在一定饱和压力下冷凝为液体并流至下部。当下部聚集的制冷剂液位达到一定高度时，浮球阀打开，液体通过阀 9 进入过滤干燥器 10，被回收至蒸发器内。积存于上部的空气和不凝性气体逐渐增多，使回收冷凝器内压力升高。当回收冷凝器内压力低于机组冷凝器顶部压力达到 14kPa 时，差压开关就动作，电磁阀 19 接通开启，并同时自动启动活塞式压缩机 20，将回收冷凝器上部的空气及不凝性气体和残存的制冷剂蒸气排出，经阀 8 进入再冷器 13，再次冷却液化，再经浮球阀、阀 9、干燥器 10 流

入蒸发器内。再冷器 13 上部仍积存的空气及不凝性气体，经减压阀 18（调压至等于或大于大气压）放入大气。由于废气的排出，回收冷凝器 12 内压力降低，与机组冷凝器内压力的差值上升到 27kPa 时，差压开关再次动作，使活塞式压缩机 20 停止运行，关闭电磁阀 19，这时只有回收冷凝器继续动作。如此周而复始地自动运行。阀 1 和阀 2 是准备在浮球阀失灵时，以手动操作排放液体制冷剂，若放在手动操作位置时，无论排气操作开关是否闭合，活塞式压缩机 20 都会连续不断地运转。在对机组内抽真空或进行充压时，均采用手动操作。

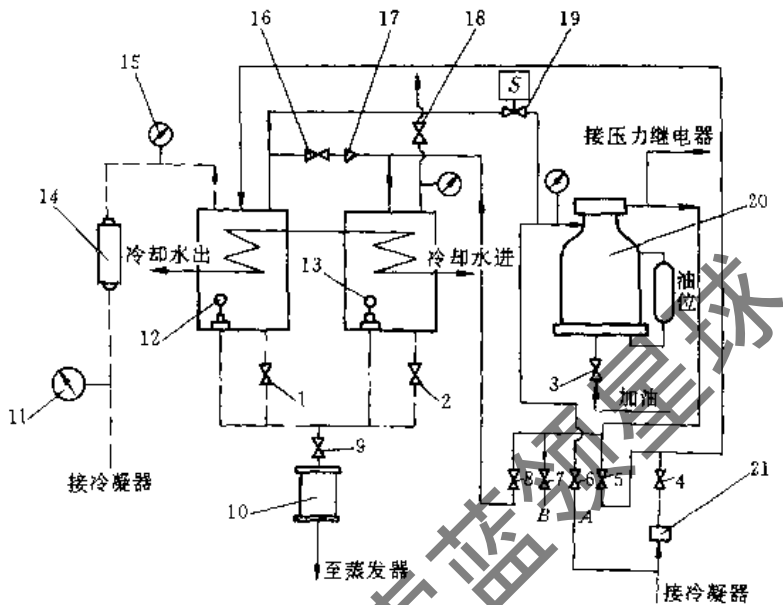


图 5-65 “有泵”型式的自动抽气回收装置

- 1~9—阀门 10—干燥器 11—冷凝器压力表 12—回收冷凝器
- 13—再冷器 14—差压开关 15—回收冷凝器压力表 16、18—减压阀
- 17—止回阀 19—电磁阀 20—压缩机 21—节流器

2. “无泵”型式的抽气回收装置

不用活塞式压缩机，而是采用新的控制流程，自动排放冷凝器中积存的空气和不凝性气体，

达到与有泵装置等同的效果。无泵型式具有结构简单、操作方便、节能等优点，应用日渐增多。目前使用的无泵抽气回收系统控制方式，有差压式和油压式两种。

(1) 差压式无泵排气回收系统 如图 5-66 所示，该系统主要由回收冷凝器、干燥器、过滤器、差压继电器、压力继电器及若干操作阀等组成。从冷凝器 17 上部通过阀 6，过滤器 16 进入回收冷凝器 11 的混合气体，经双层盘管冷却后，混合气体中的制冷剂在一定的饱和压力下被冷凝液化，经阀 2 进入干燥器 10 吸水后，通过阀 7 回到蒸发器 18。废气则通过阀 4 由排气口排至大气。可见，它是利用冷凝器和蒸发器的压力差来实现抽气回收的。

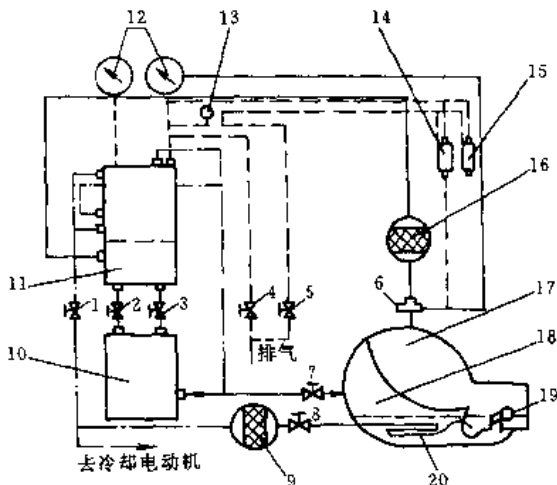


图 5-66 差压式无泵抽气回收装置系统

- 1~8—波纹管阀 9、16—过滤器 10—干燥器
- 11—回收冷凝器 12—压力表 13—电磁阀
- 14—差压继电器 15—压力继电器 17—冷凝器
- 18—蒸发器 19—浮球阀 20—过冷段

冷却液是从机组内的浮球阀 19 前抽出的高温高压的制冷剂液体，经蒸发器底部过冷段过冷，通过阀 8，过滤器 9 后，一路去冷却主电动机，另一路经阀 1 后，分两路进入回收冷凝器 11 中的双层盘管，冷却不凝性气体，然后制冷剂再回到蒸发器 18。

(2) 油压式无泵抽气回收装置 图 5-67 示出该装置系统。前述在润滑系统中所说的高位油槽，除了应付紧急停车时润滑外，还可以从其中引油通过三通电磁阀 1 进入干燥过滤器 2，去掉油中水分、酸性物质及杂质后，进入回收冷凝器 9。这时油面上升，可压缩圆筒上方的不凝性气体，使气体压力

增大,推动了压力开关动作,并打开排气电磁阀5,排出空气及不凝性气体。不凝性气体是从冷凝器上部经止回阀和节流口进入的,此气体通过油层冒出油面之上,气体中所含制冷剂一部分溶入油中,另一部分被回收冷却盘管7冷却后,凝结为液态后溶入油中。这时大部分制冷剂从混合气体中分离出来,回收在油中,当油面上升至浮球阀4的限制高度后,三通电磁阀1动作,使油面下降,同时切断由高位油槽来的油源。从电磁阀1处流出的油和制冷剂的混合物,流回到机壳底部的油槽内。在油排出后,回收冷凝器上部的气腔压力下降,低于冷凝器内顶部的压力时,冷凝器内不凝性气体再次通过止回阀11和节流口10流入,筒内又充满不凝性气体,再一次从排气电磁阀5和止回阀6排至大气中。如此反复动作,以达到抽气回收的目的。

5.5.2 经济器

叶轮在两级以上时,为了增大制冷效果而设置了经济器。开式经济器循环图如图5-68所示。闭式经济器循环图如图5-69所示,闭式适用于蒸发器放于冷凝器之上,或两者距离长而必须由大的压力差的循环。一般叶轮在2~3级时用1级经济器,4级以上时则用2级经济器。对低压制冷剂用的经济器,一般设计成为蒸发器的一部分,在高压制冷剂中,则另外设计一个经济器。

从图5-68可见,从冷凝器来的高压液体制冷剂,流入浮球阀室经第一次节流后的闪蒸气,通过钢丝网分离器,分离掉混入的液滴后,进入压缩级的中间级,作为中间加气与冷却之用。剩余的液体再经过第二次节流后进入蒸发器。

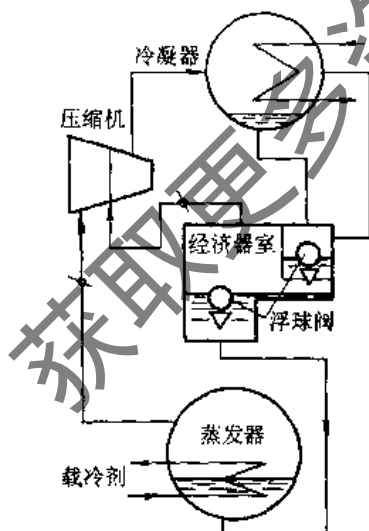


图 5-68 开式经济器循环

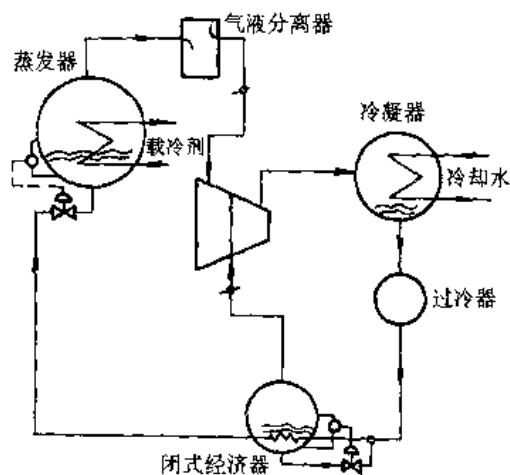


图 5-69 闭式经济器循环

图5-70为低压制冷剂用经济器,经济器中的浮球阀是与蒸发器做成一体的。图中的均压挡板设置于蒸发器与经济器之间,它的作用是在压缩机起动时,由于载冷剂没有被充分蒸发,

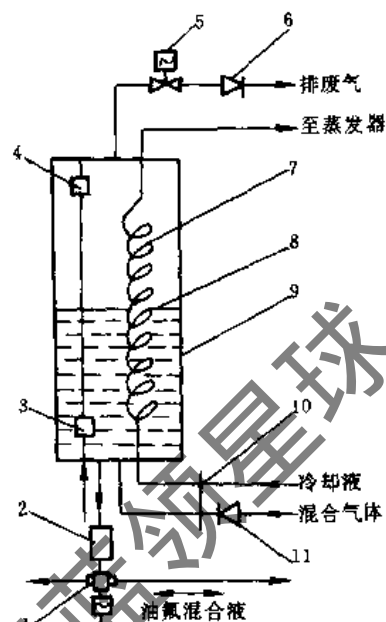


图 5-67 油压式无泵抽气回收装置系统

- 1—三通电磁阀 2—干燥过滤器
- 3—下浮球阀 4—上浮球阀 5—排气电磁阀 6、11—单向阀(止回阀)
- 7—冷却盘管 8—润滑油油位
- 9—回收冷凝器 10—节流口

必须要关闭进口可转导叶。这时蒸发器内压力比经济器内压力要高，蒸气由蒸发器通过均压档板（图 5-71）流入经济器，并从压缩机与经济器的连接管道进入压缩级的中间级，使压缩级正常运转。对于这一点，不仅在起动机，在冬季冷却水温下降时也会发生。

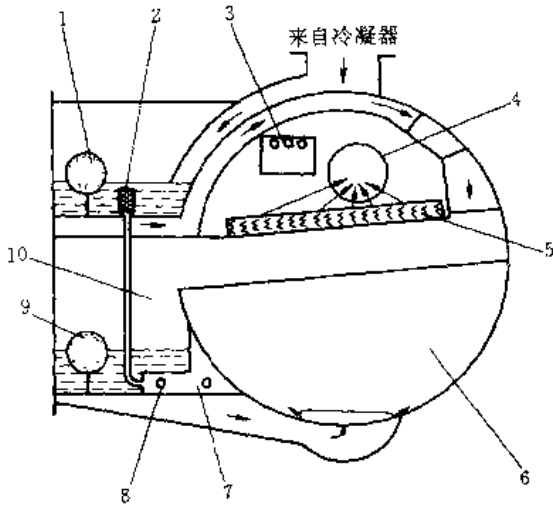


图 5-70 低压制冷剂用经济器

- 1—冷凝器浮球阀 2—过滤器 3—均压档板 4—经济器管 5—挡液板 6—蒸发器 7—制冷剂低温控制器 8—温度计孔 9—经济器浮球阀 10—蒸发温度测定室

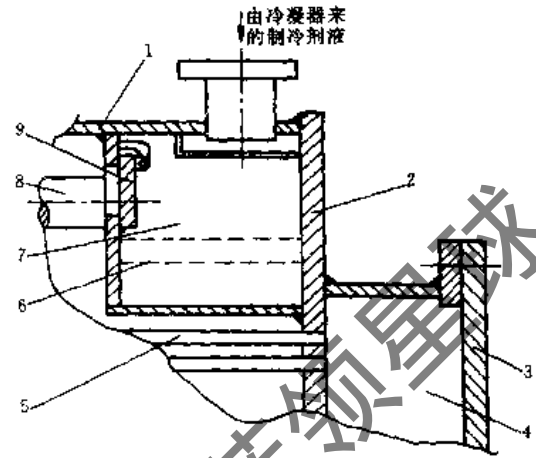


图 5-71 均压档板

- 1—蒸发器 2—管板 3—水室盖 4—水室 5—管排 6—挡液板 7—经济器室 8—经济器管 9—均压档板

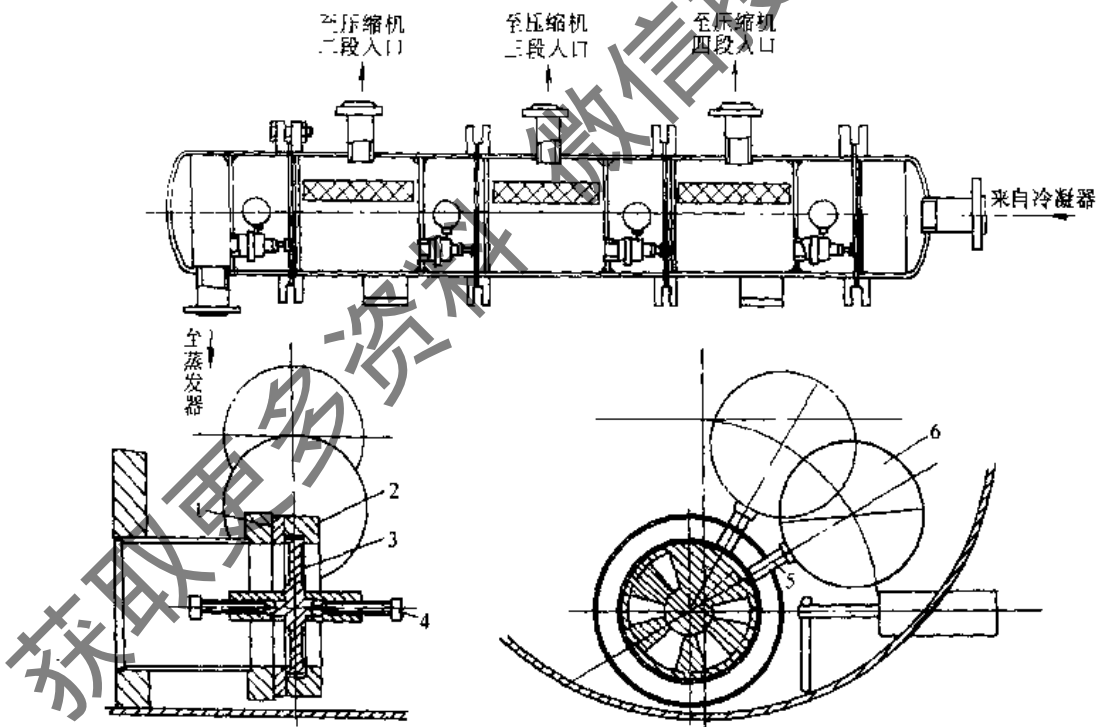


图 5-72 经济器及其中的浮球阀

- 1—底座 2—盖盘 3—阀片 4—顶丝 5—连接杆 6—浮球

图 5-72 为高压制冷剂用经济器及其中的浮球阀，它是单独放置并附有浮球阀的结构。浮球阀除节流降压作用外，还起了调整制冷剂液面的作用，可按照制冷量的大小来控制通往蒸发器的制冷剂液量。浮球阀的侧面设有视镜可用来检查浮球阀的动作。另外在外部装有手动调整装置，可以人工调节浮球阀通道面积。

浮球阀由纯铜板制的浮球、连接杆、不锈钢阀片、盖盘和顶丝组成。靠浮球在液体中飘起的高度,通过连接杆来调整阀片扇型孔的通道面积。阀片和底盘、盖盘之间有一定的间隙(约0.5mm)由顶杆调整,因此浮球阀的运动十分灵敏可靠。

图 5-73 示出在使用两级经济器时,它的周围设备和管道的关系。图 5-74 示出高压冷凝器浮球阀的构造,它的阀孔大小,可根据节流过程的伯努利方程式求得。

5.5.3 节流装置

在空调用离心式制冷机中,采用浮球阀和节流孔口等多种方式的节流装置。

1. 浮球阀室

其作用一是让从冷凝器底部流出的制冷剂液体,节流到接近于蒸发器内的压力,以便蒸发制冷;二是靠浮球受液体的浮力,自动调整液面,以控制流入蒸发器的制冷剂流量。图 5-75 为浮球阀室的示意图。制冷剂液体进入此室前,用不锈钢丝或铜丝网过滤,以阻止混入液体中的杂物(如锈粉,污垢物等)进入蒸发器。浮球阀是由纯铜皮或不锈钢皮压制焊接而成的浮球,以及连接杆、不锈钢阀板、盖盘、底盘和顶丝等组成。

2. 线性浮阀及浮阀室

线性浮阀的结构如图 5-76 所示,它位于冷凝器中间底部,制冷剂冷凝并进一步过冷后,流入此浮阀室。机组开机起动阶段,连接至冷凝器顶部的铜管(或至压缩机的排气法兰),将排出的气态制冷剂直接引入并抬升浮阀的浮腔 1,高温、高压的制冷剂气体被形成的液封封在浮腔内。浮腔通过销与内衬筒连接,浮动的内衬筒调节线性浮阀的开度,达到调节制冷量、控制液位的目的。机组停机时,浮腔在最低处也保持最小开度。

此节流线性浮阀结构简单,随机组工况变化调节性能好,与浮球阀相比不易被卡住。

3. 提升阀

在 19DK 制冷机系列中,采用提升阀进行节流及流量控制。提升阀的结构如图 5-77 所示。阀体为圆锥体,机组停机时,阀体与圆环之间的最小间隙为 0.15~0.25mm。机组开机后,冷凝压力升高,阀体被下压,圆环与阀体间隙随压力的增大而扩大,这时节流的流量增大。当达到最高压力时,

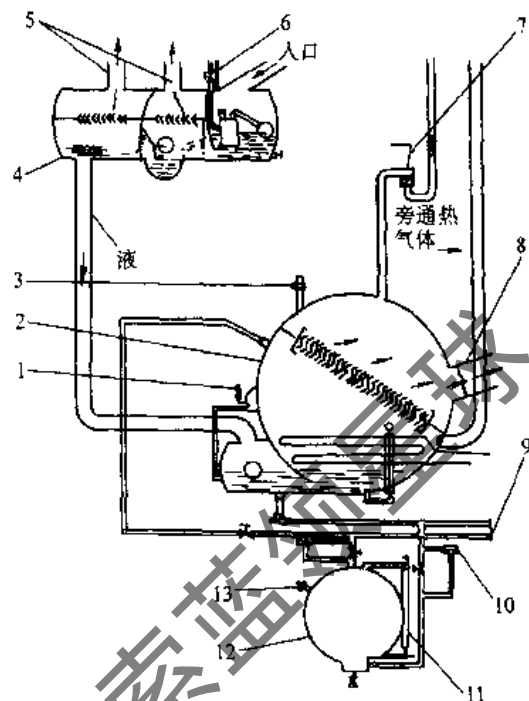


图 5-73 两级经济器及其周围设备和管道

1—温度计 2—蒸发器 3—安全阀 4—二段独立经济器 5—至压缩机中间段 6—自冷凝器出口管 7—冷凝器/蒸发器卸载阀 8—至压缩机入口管 9—至泵出设备 10—卸荷阀 11—视镜 12—储罐 13—安全阀

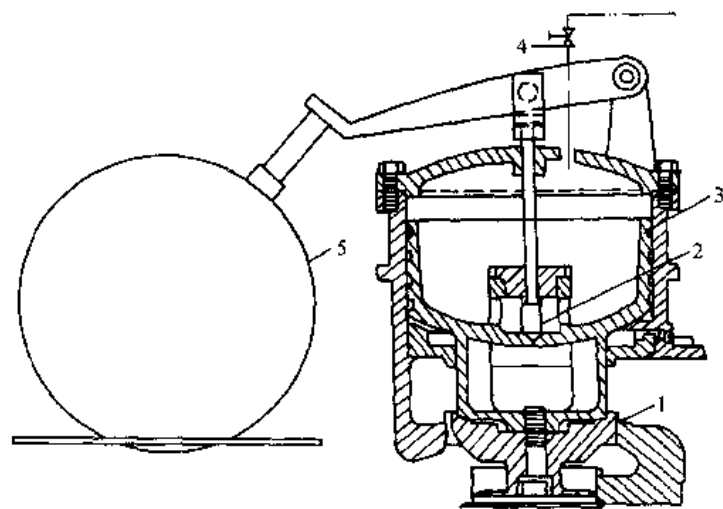


图 5-74 高压冷凝器浮球阀的构造

1—阀座 2—阀杆 3—活塞 4—开关 5—浮球

阀体被下压至行程L的下止点，这时节流的流量最大。当冷凝的液量减小后，阀体受弹簧恢复力的作用而上移，阀体与圆环的间隙量减少，以达到调节流量的目的。

4. 节流膨胀孔板

节流膨胀孔板也称节流孔口。由于浮球阀室采用机械传动方式，其缺点是制造工艺比较复杂，在运转中会因杂物堵塞或铰链锈蚀而失效。因此，在冷凝器下部设置一个或几个节流孔板(图 5-78)，使冷凝器中的制冷剂液体节流降压后均匀分布，进行蒸发传热。图中孔口直径 d 的确定，是根据额定的蒸发压力和冷凝压力的 40% 压差时，制冷剂的循环量，或按 115% 额定制冷剂的流量进行计算的，并按实际情况对计算结果进行校核。在采用节流膨胀孔板情况下，在冷凝温度下降时需旁通冷却塔。

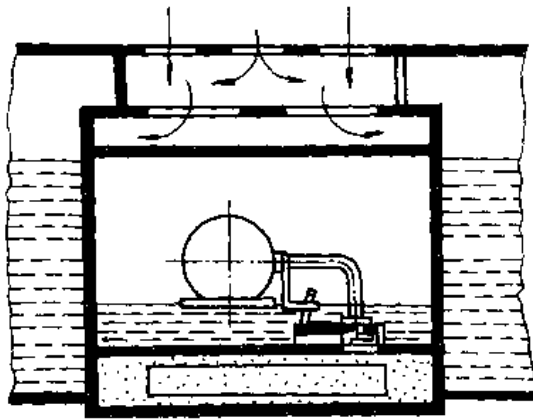


图 5-75 浮球阀室

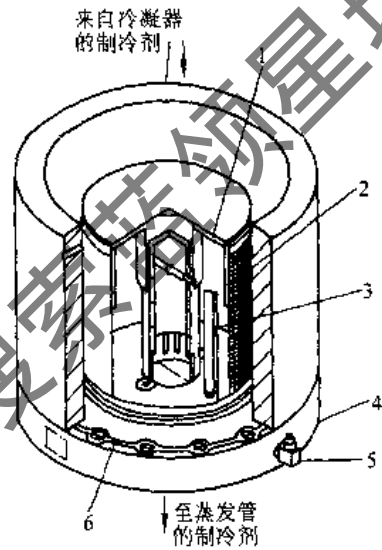


图 5-76 19XR 线性浮阀
1—浮腔 2—滤网 3—直管
4—底盖 5—弯头 6—垫片

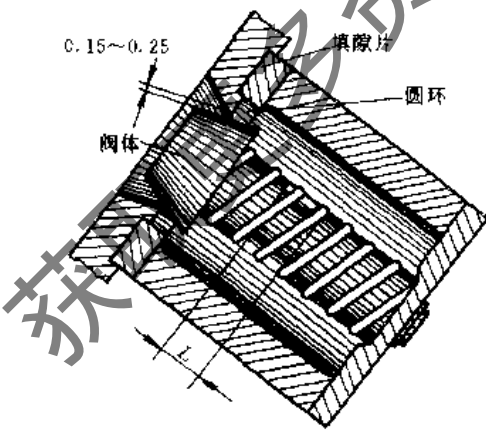


图 5-77 提升阀
L—阀的行程

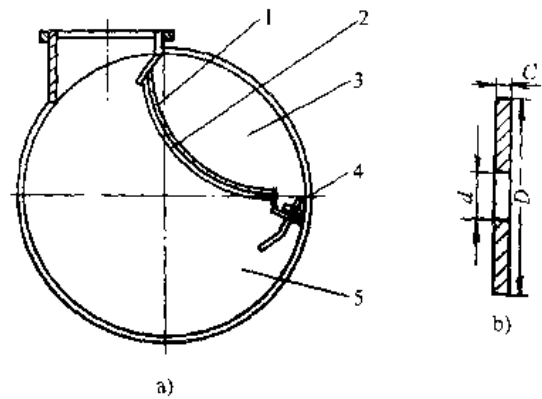


图 5-78 HS 系列使用的孔板管道位置及孔板

a) 节流孔板所在位置 b) 孔板
1—隔板 2—隔热板 3—冷凝器
4—孔板管道 5—蒸发器
D—孔板直径 d—孔口直径 C—孔板厚度

5.6 离心式制冷机组控制调节和保护

5.6.1 离心式制冷机组的容量调节

1. 带导叶的定速离心式冷水机组的容量调节

在实际应用中，空调的外界负荷往往是频繁变化的，为此，机组的能量必须进行调节。通常，人们是通过改变气体进入叶轮的方向来改变压缩机的运动特性，以达到压缩机转速不改变的情况下，调节离心式制冷机组的容量之目的。气体进入叶轮的方向改变，就是靠可调导叶来完成的。

导叶为可变角度的叶片组件，导叶的变化能调节进入压缩机的制冷剂的流量，控制制冷剂蒸发，改变压缩机的制冷能力。导叶开启度增大，冷量也增大；导叶开启度减少，冷量也减少。当导叶处于满卸载位置，压缩机的制冷能力大概是其满载的 10%。导叶处于满载位置，当然压缩机的制冷能力是 100%。当冷水温度开始下降，控制装置将使压缩机导叶慢慢地关闭，这就减少了压缩机吸入制冷剂的量。压缩机卸载的速率，取决于运行点偏离设置点的偏差大小和冷水温度下降的快慢。导叶的变化改变了压缩机的制冷能力。控制装置将不断地驱动导叶执行电动机，调整导叶开度，直到压缩机的制冷量使冷水温度等于设定值。监视器监视数字和模拟输入信号，根据需要执行冷量优先控制或安全停机。

如果导叶处于卸载或关闭状态，而冷水温度仍低于设定点 2.8℃，机组将进入再循环模式。在再循环过程中，控制系统将通过自动停机和起动这样的循环来维持冷水温度。当然，如果装有热气旁通装置，当负荷降低到低于最小的可识别状态时，热气旁通阀将开通。

静止带是指冷水或盐水出水温度和温度设定点间的公差。若出水温度升高或降低到静止带以外，则控制系统会命令导叶打开或关闭，直到水温回复至公差范围以内。控制系统可设定较小的静止带，出水温度会被控制在较精确的温度范围内，导叶开关的动作较为频繁；若控制系统设定为较大的静止带，则出水温度会被控制在较粗的温度范围内，导叶开停的动作较为不频繁。一般负载变化较频繁的情况建议采用后者。

比例带是按照出水温度和设定点间差距的比例修正导叶位置的速率，离开设定点愈远，导叶移动的速率愈快；差距愈小，移动愈慢。

控制加载的速率，是使主压缩机在起动的最初一段时间内，限制导叶打开的速率，以避免急速地增加主压缩机的负载，因此，冷水出水温度平均每分钟降低的度数即可获得控制。控制加载的速率可由控制系统设定。控制加载过程所持续的时间（分钟）可根据下面的公式进行计算：

$$\text{控制加载过程所持续的时间} = \frac{\text{主压缩机起动时出水温度} - \text{设定出水温度}}{\text{控制加载的速率}}$$

冷量加载控制可以阻止一些由以下一些因素引起的安全停机：电动机电流超限，制冷剂低温超出安全限，电动机绕组高温超出安全限，压缩机高扬程（喘振保护），冷凝器高压超限。所有这些情况，压缩机导叶控制都有两个步骤：

- 1) 导叶保持不再开大，显示屏上显示超限的原因。
- 2) 导叶关闭一直到情况降低到安全极限设置点以下，然后导叶回复到正常的能量控制。

2. 变频调节

应用于离心式冷水机组中的变频驱动装置（Variable Speed Drives，简称 VSD）针对离心式

冷水机组是速度型机组这一特点，通过调节电动机转速和优化压缩机导流叶片的位置，使机组在各种工况下，尤其是部分负荷情况下，始终保持最佳效率。

离心式制冷压缩机由电动机通过增速齿轮带动叶轮高速旋转，叶轮高速旋转的离心力压缩制冷剂气体，并使气体的大部分动能转变为压力能。显然，气体从叶轮获得的能量，最终是通过电动机输入的。一般速度型压缩机的电动机消耗功率与转速的立方有关联，即减小转速，将大大减小功率，同时提高压缩机的效率，降低冷水机组的功耗。

VSD 根据冷水出水温度和压缩机压头来优化电动机的转速和导流叶片的开度，从而使机组始终在最佳状态区运行。VSD 控制的基本参数是冷水出水温度实际值与设定值的温差。当机组在满负荷工况下运行时，导流叶片全开，电动机速度逻辑完全由温差控制。随着冷负荷的下降，电动机转速将减小，并通过压缩机的压头和系统最小允许转速来控制电动机速度逻辑，直至转速达到最小为止。此时，电动机将保持在最小转速，并由电动机转速来给导流叶片控制逻辑提供信号，使其减小导流叶片的开度。随着冷负荷的继续下降，来自压缩机的转速信号继续关闭导流叶片，并提高电动机的转速（见图 5-79）。

总之，在任何工况下，VSD 都能根据冷水出水温度与设定值的温差和压缩机的压头，来优化电动机转速和导流叶片的开度，从而满足负荷要求，并使机组性能最优，效率最高。

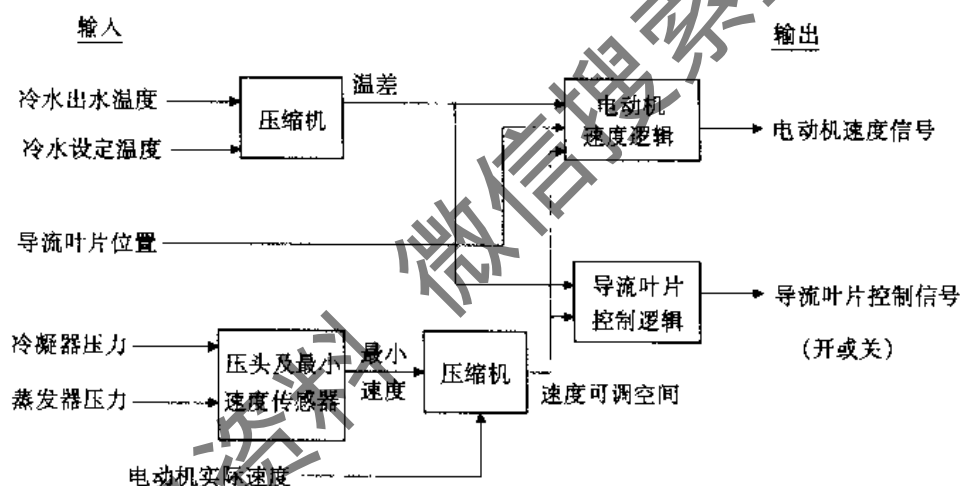


图 5-79 VSD 工作原理图

变频驱动装置的特点：

1) 节能。专为离心式冷水机组配置的 VSD，采用独特自适应控制逻辑，同步调节电动机转速和导流叶片的开度，提高机组部分负荷性能，改善机组起动性能，并降低机组运行噪声。

离心式冷水机组通常是通过调节导流叶片的开度来调节压缩机进口气流，从而调节冷量的。导流叶片略微关闭时，改变了气流进入叶片的方向，从而使压缩机的效率略有提高。但是，当导流叶片进一步关闭时，导流叶片阻碍了气流，从而降低了压缩机的效率。因此，在部分负荷情况下，仅仅通过调节导流叶片位置来调节压缩机的冷量会降低机组的效率，很难得到较好的部分负荷性能。而 VSD 的节能之处，正是借助变速来提高机组的部分负荷性能。

对于装有 VSD 的机组，在部分负荷工况下，即实际压头比设计压头低时，冷水机组控制系统监视机组的运行情况，由 VSD 调节输入电动机的电流频率来改变电动机和压缩机的转速，从而达到了根据实际工况调节压缩机叶轮切向速度的目的。与转速恒定的冷水机组相比，降低

相同压头，装有 VSD 的机组不必消耗能量来过度加速制冷剂气体，并且在压头降低时，降低压缩机转速，使其在效率更高的区域内工作，因此降低了能耗。

VSD 同时控制导流叶片的开度和压缩机的转速，能使压缩机始终保持在最佳运行工况。冷水机组运行时，自适应冷量控制逻辑软件对机组的运行参数进行评估，根据计算得到的转速降低输入频率、调节导流叶片的开度。在保证冷水温度控制在设定值、压缩机处于安全运行区的条件下，协调压缩机转速和导流叶片的开度，将转速调节到最低，从而保证其运行效率最高。

2) 增强卸载能力，防止喘振。喘振是离心式冷水机组出现故障主要原因之一。配置了 VSD 之后，离心式冷水机组可通过变速和导流叶片协同调节容量。机组能测定现在的工作点，选择相应的容量调节模式，并能精确地预测喘振区，从而可以在 100%~10% 负荷范围内避免喘振的发生。其调节方法见图 5-80：当机组检测其运行工况在区域 1 时，由自适应控制逻辑使导流叶片保持全开，并调节电动机转速，以满足运行需要。当机组检测其运行工况在区域 2 时，控制逻辑将使电动机转速降至最低，并调节导流叶片的开度，以使机组运行在最佳状态。当机组工况在区域 3 时，控制逻辑将同时调节电动机转速和导流叶片开度，以达到最佳运行工况。这样，通过上述三个区域的不同调节方法，VSD 加强了机组的卸载能力，并且使机组避免了喘振。

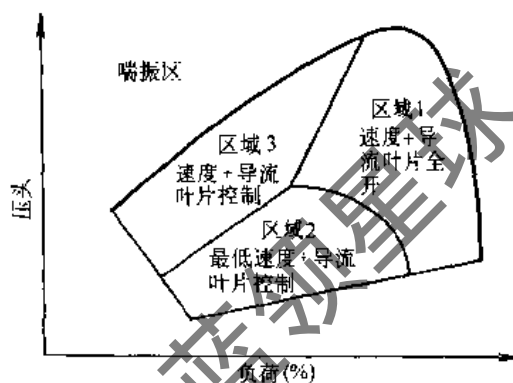


图 5-80 典型的压缩机性能曲线图

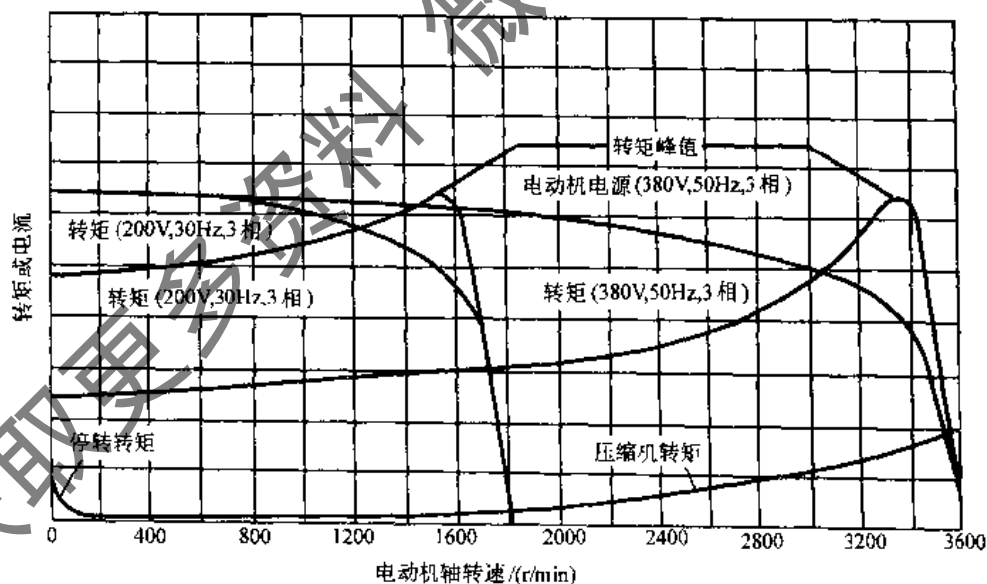


图 5-81 速度与转矩、电流关系

3) 软起动。电动机在不同电源频率下，如果电压/频率比保持恒定，电动机的转矩和电流特性基本不变。配置 VSD 的机组在电动机起动时，电源频率调得很低，随后频率逐渐提高，电动机单位电流的转矩很高，使起动电流最小（见图 5-81）。配置 VSD 的机组起动电流，不超过机组满负荷工作电流（FLA）（见图 5-82）。

VSD 不仅使机组平稳起动，而且大大降低机组起动电流，对因受起动电流冲击电网而需备

用发电机的用户特别理想。

4) 运行宁静。离心式冷水机组的大部分噪声是由制冷剂高速排气造成的。VSD 在机组部分负荷运行时降低压缩机的转速,从而降低了制冷剂气体的速度,大大降低了机组噪声。并且,VSD 在调节压缩机转速的同时,维持了导流叶片的最大开度,降低了制冷剂气体的动力噪声,使机组运行更宁静。

5) 修正功率因数。VSD 能自动修正功率因数,在机组正常运转时,保证功率因数不小于 0.95。因为功率因数太低,会影响电力设备的利用率,所以许多电力部门要求提高设备的功率因数。

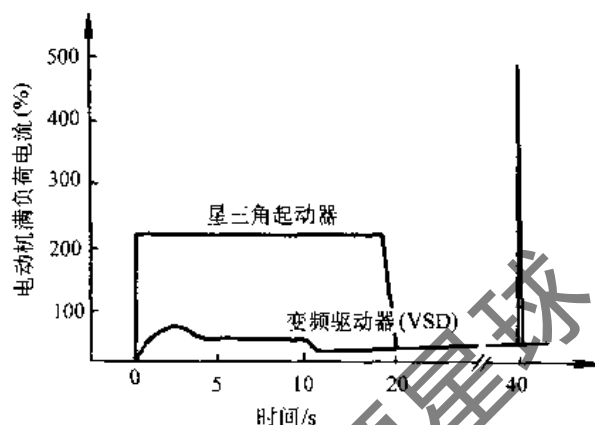


图 5-82 启动电流

5.6.2 喘振和热气旁通

离心式冷水机组以其大容量、高效率获得用户的普遍认同,但同时也因其速度式压缩机所固有的喘振现象给用户带来烦恼。如何避免喘振,充分发挥离心机高效,连续可调的调节性能,是离心式冷水机组设计制造,使用和维护过程中面临的重要问题。

1. 喘振产生的机理

离心压缩机的基本工作原理是利用高速回转的叶轮对气体做功,将机械能加给气体,使气体压力升高,速度增大,气体获得了压力能和速度能。在叶轮后部设有通流面积逐渐扩大的扩压元件(扩压器),高速气体从叶轮流出来后,再流经扩压器进行降速扩压,使气体流速降低,压力继续升高,即把气体的一部分速度能(动能)转变为压力能,完成了压缩过程。扩压器流道内的边界层分离现象(图 5-83):扩压器流道内气流的流动,来自叶轮对气流所作功转变成的动能,边界层内气流流动,主要靠主流中传递来的动能,边界层内气流流动时,要克服壁面的摩擦力,由于沿流道方向速度降低,压力增大,主流的动能也不断减小。当主流传递给边界层的动能不足以使之克服压力差继续前进时,最终边界层的气流滞止下来,进而产生旋涡和倒流,使气流边界层分离。

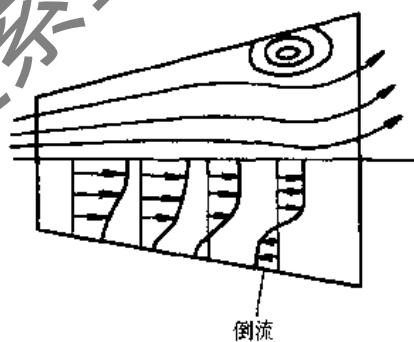


图 5-83 在扩压通道中边界层的分离

气体在叶轮中的流动也是一种扩压流动,当流量减小或压差增大时也会出现这种边界层分离现象。

当流道内气体流量减小到某一值后,叶道进口气流的方向(如图 5-84,流道 B)就和叶片进口角很不一致,冲角 α 大大增加,在非工作面引起流道中气流边界层严重分离,使流道进出口出现强烈的气流脉动。图 5-84 示出转动叶轮中的气流情况。 ω 为叶轮转动方向。当流量大大减小时,由于气流流动的不均匀性及流道型线的不均匀性,假定在 B 流道发生气流分离现象,这样 B 流道的有效通流面积减小,使原来要流过 B 流道的气流有一部分要流向相邻的 A 和 C 流道,这样就改变了 A, C 流道原来气流的方向,它使 C 流道的冲角有所减小, A 流道的冲角更加增

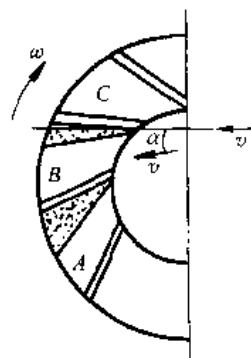


图 5-84 叶轮中的旋转脱离

大,从而使A流道中的气流分离,反过来使B流道冲角减小而消除了分离现象,于是分离现象由B流道转移到A流道。这样分离区(分离团)就以和叶轮旋转方向相反的方向旋转移动,这种现象称为旋转脱离。

扩压器中同样存在旋转脱离。在压缩机的运转过程中,流量不断减小达到 Q_{\min} 值时,在压缩机流道中出现如上所述严重的旋转脱离,流动严重恶化,使压缩机出口压力突然大大下降,低于冷凝器中的压力,气流就倒流向压缩机,一直到冷凝压力低于压缩机出口压力为止,这时倒流停止,压缩机的排量增大,压缩机恢复正常工作。而实际上压缩机的总负荷很小限制了压缩机的排量,压缩机的排量又慢慢减小,气体又产生倒流,如此周而复始,在系统中产生了周期性的气流振荡现象,这种现象称为喘振。

压缩机达到最小排量点而产生严重的气流旋转脱离是内因,而压缩机的性能曲线状况和工况点的位置是条件,内因只有在条件的促成下,才发生特有的现象——喘振。

如图5-85所示,离心冷水机组运行在部分负荷时,压缩机导叶开度减小,参与循环的制冷剂流量减少。压缩机排量减少,叶轮达到压头的能力也减小。而冷却水温由于冷却塔未改变而维持不变,则此时就可能发生旋转失速或喘振。

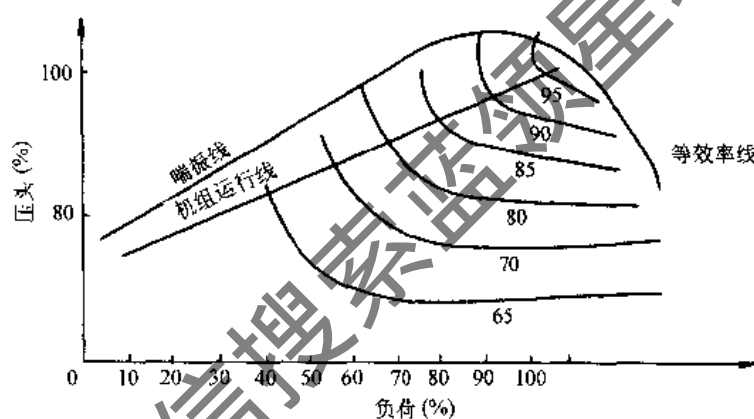


图5-85 典型的压缩机性能曲线

喘振是压缩机一种不稳定的运行状态。压缩机发生喘振时,将出现气流周期性振荡现象。喘振带给压缩机严重的损坏,会导致下列严重后果:

- 1) 使压缩机的性能显著恶化,气体参数(压力、排量)产生大幅度脉动。
- 2) 噪声加大。
- 3) 大大加剧整个机组的振动。喘振使压缩机的转子和定子的元件经受交变的动应力;压力失调引起强烈的振动,使密封和轴承损坏;甚至发生转子和定子元件相碰等;叶轮动应力加大。
- 4) 电流发生脉动。

喘振是离心式制冷压缩机这种速度式压缩机的固有特性。因此对任何一台压缩机,当排量小到某一极限点时就会发生该现象。冷水机组是否在喘振点附近运行,主要取决于机组的运行工况。在什么状态点发生喘振只有通过对机器的试验,即不断减少其流量,可以测出具体的喘振点。

喘振点目前尚无法准确地计算出来。只有对机组进行性能测试,再加上经验来判断其近似的喘振点,不同工况的喘振点连接而成一条喘振线。目前生产厂提供的性能曲线,一般都是按上述判断方法来确定近似的喘振点。

2. 热气旁通喘振防护原理

一旦进入喘振工况,应立即采取调节措施,降低出口压力或增加入口流量。从以上喘振产生的机理来看,在离心式冷水机组中,压比和负荷是影响喘振的两大因素。当负荷越来越小,小到某一极限点时,便会发生喘振,或者当压比大到某一极限点时,便发生喘振。用热气旁通

来进行喘振防护，是通过喘振保护线来控制热气旁通阀的开启或关闭，使机组远离喘振点，达到保护的目。从冷凝器连接到蒸发器一根连接管，当运行点到达喘振保护点而未达到喘振点时，通过控制系统打开热气旁通电磁阀，从冷凝器的热气排到蒸发器，降低了压比，同时提高排气量，从而避免了喘振的发生，如图 5-86 和图 5-87 所示。

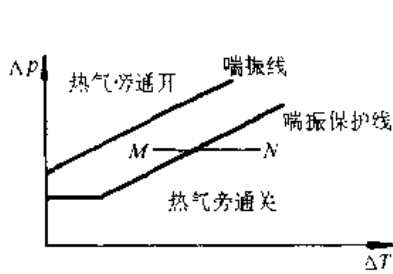


图 5-86 喘振保护示意图

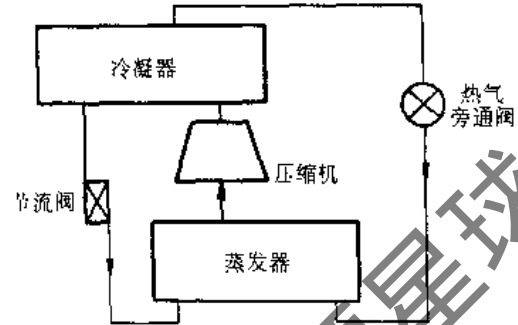


图 5-87 系统循环图

热气旁通喘振防护，是通过热气旁通电磁阀的开启来给冷凝器减压，以减小压差，增大制冷负荷来防止进入喘振点，因此必须有合适的控制算法，让控制系统在合适的时候打开或关闭电磁阀。

对冷水机组来说，压缩机所承受的压比即为冷凝压力和蒸发压力之比，同样用压差 Δp 可示意压比值：

$$\Delta p = \text{冷凝压力} - \text{蒸发压力} \quad (5-26)$$

同时压缩机的排量可用冷水机组的制冷量 Q_c 来示意，因为随着制冷量的增加，压缩机导叶开度必然增大，即压缩机的排量增大；反之，负荷减少时，关小导叶，压缩机排量减小。

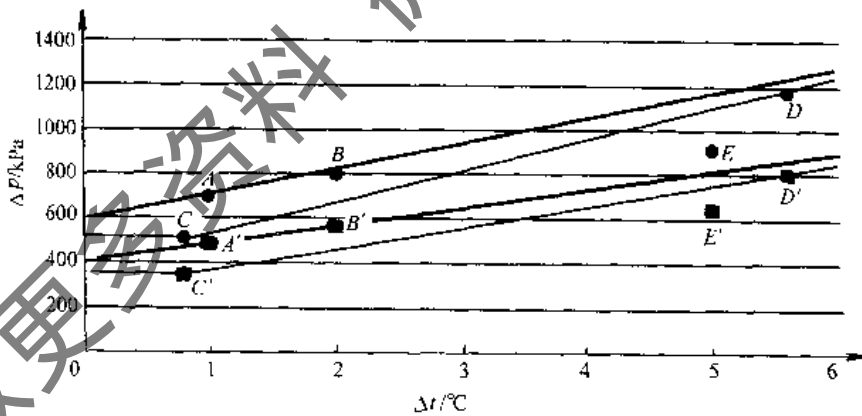


图 5-88 计算喘振线和喘振保护线的设定

■ R134a ● R22

图 5-88 示出计算喘振线和喘振保护线的设定，机组的任一工作状态点都能在 $\Delta p-\Delta T$ 图上找到一对点；而 $\Delta p-\Delta T$ 图上的任一点都代表了机组的一个工作状态点。

当工况不变，即冷凝压力、蒸发压力为恒定值， Δp 为恒定值，当机组负荷不断减小时，冷水回水温度不断降低，而出水通过机组的调节控制，仍然维持在出水温度的设定值，则 ΔT 不断减小，图上的工作状态点将沿着水平方向向左移动，当到达 AB (A'B') 连线后，机组即运行到了喘振点，机组会发生喘振。

当负荷保持恒定，即 ΔT 不变，由于冷却水温升高，冷凝温度和压力升高而导致压差 Δp

不断增大时，图上的工作状态点将沿着垂直方向向上移动，当到达 AB ($A'B'$) 连线后，机组即运行到了喘振点，机组会发生喘振。

在 AB ($A'B'$) 的右下方画的 CD ($C'D'$) 线为热气旁通保护线，通过该线控制热气旁通阀的开启，当工作状态点向左上方移动到 CD ($C'D'$) 线后，热气旁通阀打开，即机组运行状态在到达喘振线 AB ($A'B'$) 前，机组即因热气旁通阀的打开而受到保护。

在热气旁通保护线的右下方，热气旁通阀为关闭状态；在热气旁通保护线的左上方，热气旁通阀为开启状态。

机组的控制系统将通过实际工作状态点与预设值的比较，来判断工作状态点的位置，而决定热气旁通阀的开启与关闭。如改变 ΔP_C 、 ΔP_D 、 ΔT_C 、 ΔT_D ，即改变 C 、 D 、 C' 、 D' 点的坐标值，热气旁通保护线 CD ($C'D'$) 将随着移动。因此不能随意移动喘振防护线至喘振线的左上方，而达不到热气旁通防护的目的。

3. 防喘振控制方法

1) 从设计制造上着手，进行叶轮、扩压器的设计优化，从根源上解决问题是至关重要的。通过优化的设计，可设计出喘振点相对较低的离心压缩机，但喘振点仍然存在，它是离心压缩机固有的特性。

2) 改变压缩机的转速，压缩机的性能曲线将随着移动，可以增大稳定工况区域，它适用于蒸汽轮机、燃气轮机拖动的机组，是一种比较经济的调节方法，只是调节后的工作点不一定是最高效率点。但对电动机拖动的机组，为了便于变速，就要用直流机组或采用变频方法，这会使设备大大复杂化，而且造价也高。

3) 多级压缩以降低压缩机的转速。一般多级机器中任何一级发生喘振，都会影响到整台机器的正常工作。采用多级压缩，在同样压比工况下，可大大降低压缩机的转速，增大稳定工况区域。

4) 采用可转动的扩压器调节。当流量减小时，一般在扩压器中首先产生严重的旋转脱离而导致喘振。在流量变化时，如果能相应改变扩压器流道的进口几何角，以适应改变了的工况，使冲角 α (图 5-84) 不致很大，则可使性能曲线向小流量区大幅度移动，扩大稳定工况范围，使喘振流量大为降低，达到防喘振的目的。该防喘振控制方式，已在开利的产品中得到具体的应用。

5.6.3 机组安全保护控制

控制系统的一个最重要的功能，是当非正常状况出现时，保护机组免受损伤。当机组运行状况接近保护限值时，屏幕上将显示警告，超出保护限值时，屏幕上显示报警并使机组停机。下面一些限值是机组运行时一些监视的例子。

- 1) 过高、过低的线电压。
- 2) 过高的排气温度。
- 3) 过高的电动机转子温度。
- 4) 过低的制冷剂蒸发温度等。

总的来说，这些保护限制值是预设的，现场不能随意调整。涉及到压缩机电动机电流和低的盐水温度运行可以现场更改。

控制总是尽量避免报警状况的发生，这些报警是由于电动机温度过高，排气温度过高，蒸发温度过低，冷凝压力过高等而引起。这主要是通过微电脑控制器初始化压缩机导叶的两步溢出设定，作为保护限制可采用的方法。第一步是保持住，它只是简单地防止导叶进一步地给压

压缩机加载。假如情况变得越来越坏，第二步步骤将使导叶卸载，一直到状况有所好转，且使状况点超出第一步的起始点。这时导叶的转动将过载释放，并且给出正常的冷量信号。

控制系统监控所有的安全控制输入，必要时会关机或关小导叶，保护机组不致在发生下述情况时受到损坏：

- 1) 轴承温度过高。
- 2) 电动机绕组温度过高。
- 3) 排气温度过高。
- 4) 排气过热度过低。
- 5) 油压差过低。
- 6) 蒸发器制冷剂温度/压力过低。
- 7) 冷凝器压力过高/过低。
- 8) 蒸发器和冷凝器水/盐水流量过小。
- 9) 电压过高、过低和断电。
- 10) 接地故障。
- 11) 电压不平衡。
- 12) 电流不平衡。
- 13) 电动机加速时间过长。
- 14) 起动转换时间过长。
- 15) 无电动机电流信号
- 16) 电动机电流过大。
- 17) 压缩机喘振过度。
- 18) 温度传感器和压力变送器出错。

另外，起动柜出错或起动柜内的选配保护装置出错，也会使机组关机。电动机电流需求量超出额定负载电流 110%，并且维持 30s 以上，机组也将安全停机。

如果控制系统激发了安全关机，在机组显示屏上用主要信息和补充信息显示故障内容，并接通起动柜中的报警继电器，使控制中心面板上的报警灯闪烁。这次报警就记录在存储器中，以后可以在报警历史记录中查找故障信息。

表 5-3 列出 19XR 机组的部分安全保护和控制整定。

表 5-3 19XR 机组 (R134a 为工质) 保护性安全限和控制整定

监控参数	范围	备注
温度传感器超出范围	-40 ~ 118.3℃	必须超出范围 2s
压力变送器超出范围	0.06 ~ 0.98 电压比	必须超出范围 3s 电压比 = 输入电压/参考电压
压缩机排气温度	> 104.4℃	预设，警告限可整定
电动机绕组温度	> 104.4℃	预设，警告限可整定
轴承温度	> 85℃	预设，警告限可整定
蒸发器制冷剂温度	< 0.6℃ (载冷剂为盐水)	预设，载冷剂设为水
	< 制冷剂报警温度 (载冷剂为盐水，在 -18 ~ 4℃ 范围可调)	将载冷剂设为盐水，并整定制冷剂报警温度

(续)

监控参数	范围	备注
压力变送器电压	< 4.5V、> 5.5V	预设
冷凝器压力 - 压力开关 - 压力控制	> 1813 ± 48 kPa 动作 1241 ± 69 kPa 复位	预设
	> 1138 kPa	预设
油压差	< 103 kPa 切断 < 124 kPa 报警	预设
电源电压 - 过电压 - 欠电压 - 单周波	> 110% 1min	预设
	< 90% 1min 或 ≤ 85% 3s	
	< 50% 1周波	
压缩机电动机负载	> 110% 30s	预设
	> 15% 压缩机运转	预设
	< 15%, 压缩机停机	预设
起动加速时间 (由起动 电流降到额定电流以下所 需时间决定)	> 45s	对于降压起动柜及固态起动柜
	> 10s	对于全压起动柜
起动柜转换时间	> 75s	只适合降压起动

5.6.4 机组的起动

图 5-89 为某一离心式冷水机组单机运行时开停机控制顺序图, 从图中很容易理解离心式冷水机组的起动和停机顺序。当按下开机按钮 (A 点), 机组将进行安全检查。如果安全装置都是好的, 就开动冷水水泵, 5s 以后 (B 点), 开动冷却水泵。1min 以后 (点 C), 控制监视冷水和冷却水流动的开关关闭。如果必要再等 5min 以确认有水流量存在, 这 5min 的等待时间, 可以在控制系统内进行更改。水流量确认以后, 冷却塔风机起动。如果冷水温度高于设定值, 则控制系统继续检查导叶位置。如果导叶开度超过 6%, 控制系统将关闭导叶。假如导叶是关闭的, 油泵压力低于 28kPa, 油泵将被起动。然后 (点 D), 控制系统等到油压确认达到最小的压力值 103kPa。油压确认以后, 控制系统等待 15s 以后, 起动主压缩机 (点 E)。

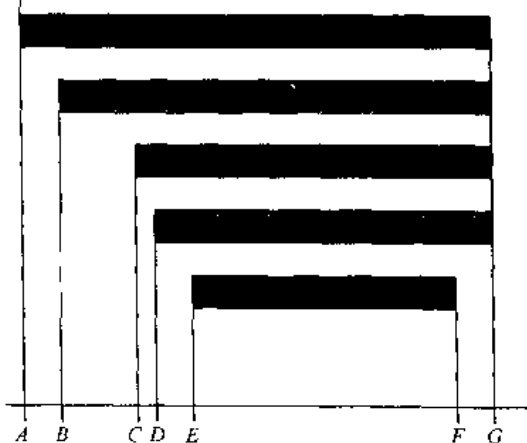


图 5-89 离心式冷水机组开停机控制顺序

一旦压缩机开始运行, 受控加载功能将起作用。这只是限制电流要求的一种方法, 并且限制电动机可能出现过载, 通过控制冷水温度下降的速率, 或者电动机电流增加的速率来实现。温度下降速率的控制, 是通过暂时的改变冷水温度设定点来实现的, 向上调整冷水温度设定点的值, 当压缩机冷量控制相应调整时再慢慢地降低, 一旦冷水温度到达它正常的设定点时, 受控加载就结束了。

当停机信号出现时 (点 F), 停机程序是首先停止压缩机。压缩机停机以后 60s (点 G),

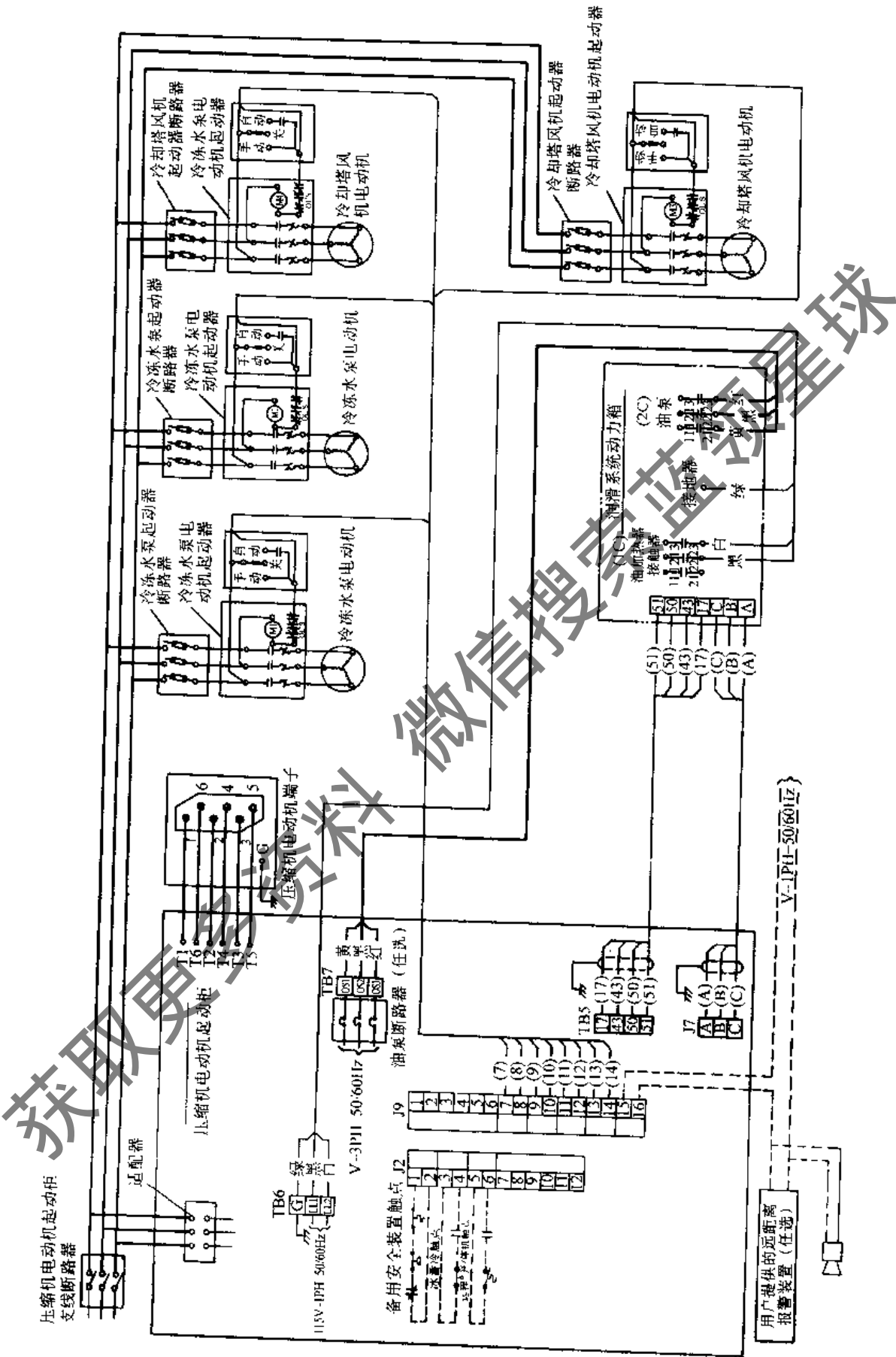


图 5-90 19XR 机组非机载启动柜典型现场接线图

冷却塔风机、油泵、冷水水泵和冷却水水泵停止。然而如果冷凝压力较高，冷却水水泵和冷却塔风机将继续运行。

离心式制冷压缩机的起动器，主要控制主压缩机并且给一些辅助设备提供电源，如：油泵、制冷剂泵出机构、控制系统及油加热器。

起停离心压缩机的主要功能，通常由接触器来完成。采用单个接触器来直接起动离心压缩机情况很少。由于离心压缩机对起动力矩要求相对较低，电动机在 1s 左右将被增速。在大多数情况下，离心压缩机电动机在较大负荷时的起动电流，约为额定电流的 5 倍，这将造成较大的电压降。因此，离心压缩机的起动器通常采用降压起动的方式来控制，由此来降低起动电流和起动转矩，其起动电流将低于 2 倍额定电流，而电动机加速的时间约为 20s 左右。

每台离心式制冷机组在电气上，必须有一个主断点。起动器内的主断点可以是带熔丝的闸刀开关或断路器，起动器内可能还装有其他的断路开关，用于其他辅助设备，如：油泵等。

起动器内的所有设备必须防止过流的情况出现，这种保护由断路器或熔丝来完成。断路器被设计成能够对较慢的、较轻微的过载起保护，而且对较快的、较大的过载也能起保护。但是，由于几乎所有的冷水机组都装有独立的过载保护装置，由此，断路器通常被用来防止出现严重的过载情况。

离心压缩机通常由三相过载继电器来防止其过热。当三相过载继电器起跳时，将使接触器打开，由此来断开压缩机电动机的电源。

对离心式制冷压缩机，防止其过流的第一道防线，应是设置在控制系统内的电流限制功能。离心式制冷压缩机在刚开机时遇到需较大冷负荷时可能会发生超载的现象，这时，电流限制功能会降低机组的制冷量，以限制电动机的电流。一般来说，电动机的电流限制被设定在 105% 额定电流，电动机的过载被设定在 108% 额定电流，起动器的断路器可能被设定在 175% 额定电流。

如果发生过流情况，控制系统内部的电流限制功能，应先于过载继电器起作用。如限流功能失效或出现电动机转子被锁定的情况，过载继电器应先于断路器或熔丝起作用，使机组安全跳机。断路器或熔丝被作为最后一道防线。但是，由于断路器或熔丝的起跳设定值一般较高，对于保护电动机烧毁可能起不了作用。

如果发生大电流短路的现象，断路器将马上跳闸，这是因为限流功能和过载继电器不能迅速作出反映。由于接触器不是被设计为断开大故障电流的，由此，断路器或熔丝断开短路的电路显得尤为重要。

在一些较大的工业用或商用离心式冷水机组上，可能采用了固态起动器来代替传统的机械式降压起动器。固态起动器改变了采用接触器控制电动机的方式。固态起动器的优点是更渐进地增加电动机电流，但是其最大的起动电流仍与其他机械式降压起动器的起动电流大致相同。

图 5-90 为 19XR 机组非机载起动柜典型现场接线图。

5.7 离心式制冷机组安装调试和使用

5.7.1 机组安装

1. 机组安装前的准备工作

一般离心式冷水机组已在工厂完成装配、接线并经泄漏测试。安装工作主要包括机组吊装、基础及将水和电接至机组。起吊、安装、现场接管、水室端盖绝热层的完全安装，由建设

单位完成。机组安装前必须进行以下工作：

(1) 检查技术资料是否齐全 必要的资料包括：①工作合同和规范；②机组位置图；③起吊要求；④接管图和详细资料；⑤现场接线图；⑥供应商提供的起动柜安装资料；⑦供应商提供的正式图样。

(2) 检查机组运输质量 当机组还在运输车上时，检查运输时是否有损坏。如有损坏或装运定位的移动，在移动机组前，应请运输检查部门进行检查，并直接通知运输公司，分析机组损坏的原因和责任方。

按装箱单检查设备及附件是否完整。如有缺件，应立即通知经销商或直接与制造公司联系。

为防止遗失或损坏，在开始安装前，不要拆开零件的原始包装。所有的开口已用盖板或塞子密封，以防止装运过程中脏物进入。装运前，已在压缩机油箱内充注足量的运行用润滑油。

(3) 检查机组型号 机组型号、出场日期和编号及热交换器的型号，已标注在铭牌上。校对这些内容是否与合同和有关技术文件上的一致。

(4) 检查机组保护 应保护机组和起动柜，防止受潮和安装过程中的灰尘。在安装前不要拆除安装过程中的保护盖板。

如果机组水系统已安装好，并暴露于结冰的温度下，请打开水箱的排水口，排出冷凝器和蒸发器内所有的水，并让排水口一直开着，直到整个系统安装完毕。

2. 机组的安装基础

由于离心式机组体积较大，因此机组的安装基础必须进行隔振处理。隔振处理有以下几种型式：

1) 简易隔振。图 5-91 示出简易隔振的基本原理。

2) 标准隔振 (图 5-92)。地面不平或出于别的考虑，就可使用下图所示的标准隔振。对长期使用的地基，必须正确选用水泥，一般推荐使用高强度非收缩型水泥。

3) 弹簧隔振。图 5-93 为弹簧隔振示意图，隔振弹簧可以直接装在机组支撑板的下面或装在基础地板的下面。

3. 机组就位

按有关标准，在机组安装时，必须考虑留有维修空间，图 5-94 示出某机组的维修空间。

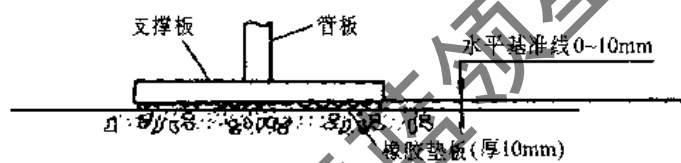


图 5-91 简易隔振

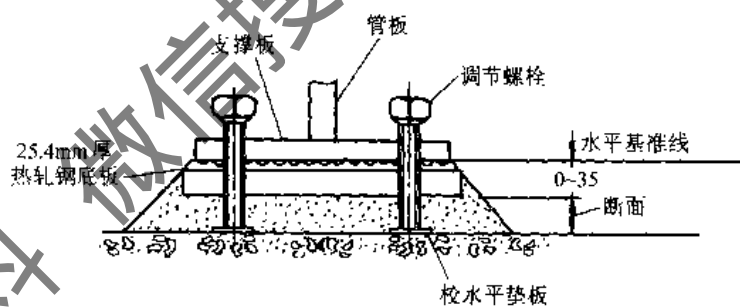


图 5-92 标准隔振

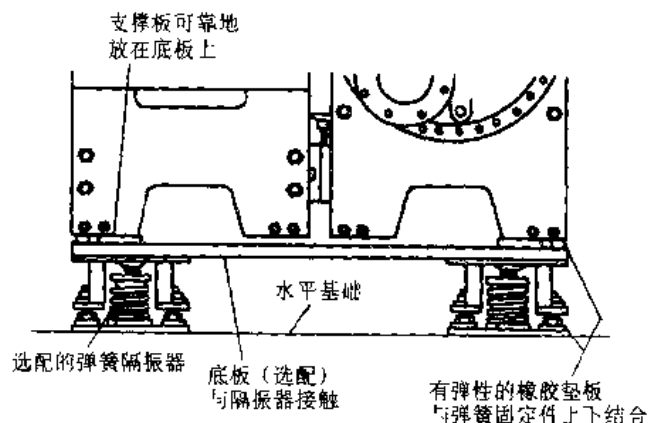


图 5-93 弹簧隔振

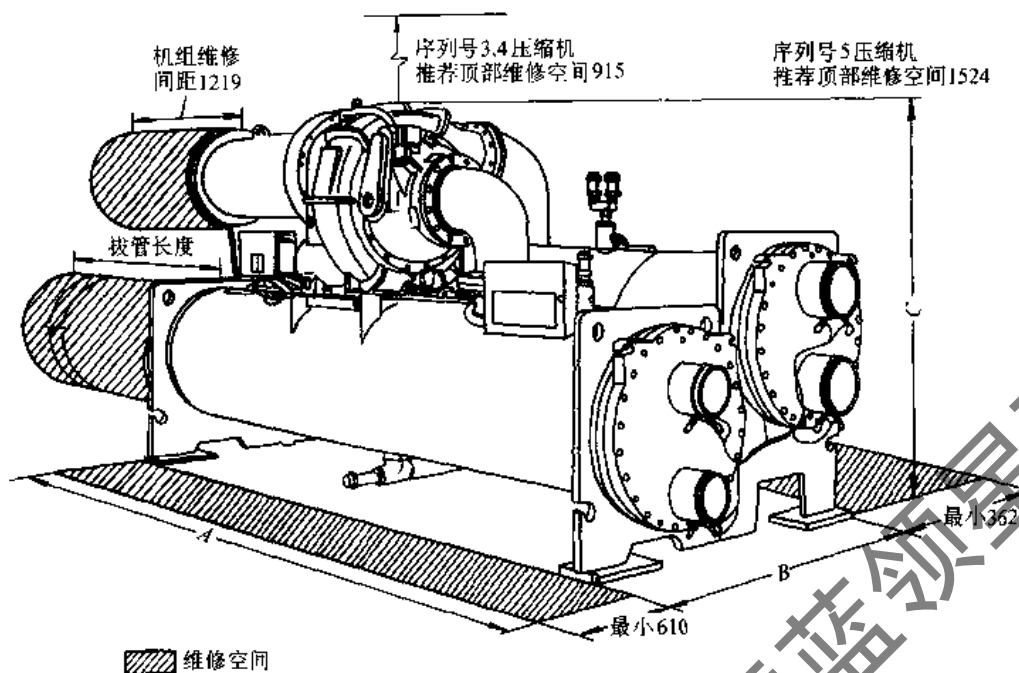


图 5-94 机组的维修空间图

5.7.2 泵出系统

在高压制冷剂（如 R22、R134a、R12）机组中，为解决高压制冷剂的灌入和排出，采用了泵出系统。它由小型活塞压缩机、冷凝器（或冷却器）及一些阀门组成。

1. 19XL 机组的泵出系统

该机组使用 R22 或 R134a，适用于充注或维修中加压输送制冷剂。蒸发器和冷凝器为双筒体结构。蒸发器的设计工作压力与冷凝器相同，作为压力容器进行制造，且蒸发器和冷凝器之间带有隔离阀。这种泵出系统有如下两种型式：

1) 带贮液筒的泵出系统。当机组台数较多，制冷剂用量较大时，或在维修中要将制冷剂全部泵出时选用。可用此系统对机组直接充注液态制冷剂。

2) 不带贮液筒的泵出系统。若在维修蒸发器或冷凝器时，需将制冷剂输入另一换热器，或在开机前充注制冷剂，可采用如图 5-95 所示

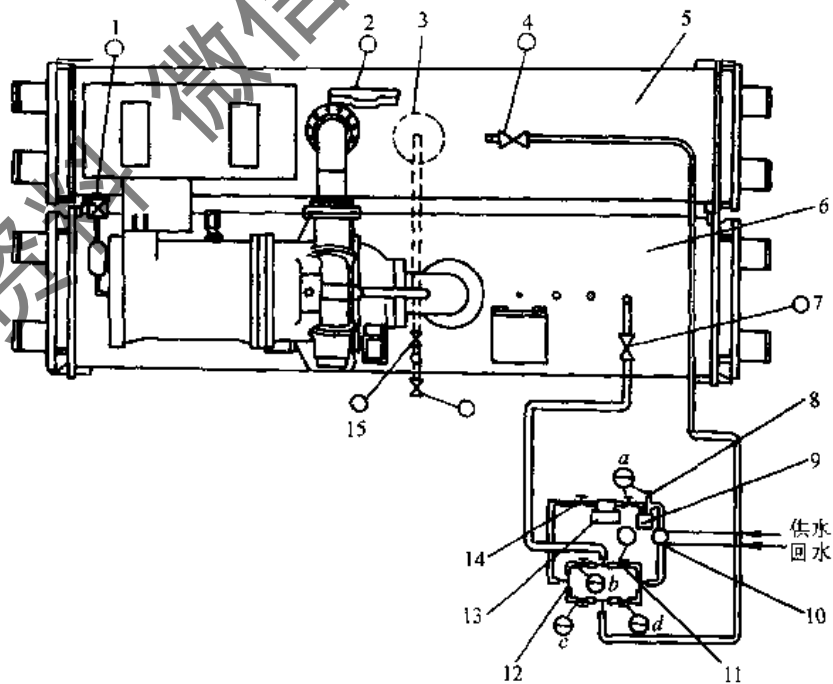


图 5-95 19XL 机组的泵出系统接管（不带贮液筒）

○—泵出系统检修阀 ○—机组检修阀

- 1—制冷剂冷却阀 2—冷凝器隔离阀 3—线性浮阀 4—冷凝器输送阀
5—冷凝器 6—蒸发器 7—蒸发器输送阀 8—压缩机排气阀 9—油分离器 10—泵出系统冷凝器 11、12—转向阀 13—泵出系统压缩机
14—压缩机吸气阀 15—蒸发器隔离阀

的泵出系统。此系统可通过阀 a、b、c、d 和机组的相关阀门组合，达到制冷剂输送的目的。利用泵出系统还可以对机组进行抽真空。

2. KF 系列机组的泵出系统

该机组使用 R12 为制冷剂。这种机组还具有贮液筒和除湿器，它可以从外部加入制冷剂液体，抽出机组内制冷剂气体，把机组内的制冷剂液体和气体送入贮液筒，或反向进行等作用。图 5-96 示出将制冷剂抽出贮液筒的系统。起动小型活塞式压缩机 1 后，贮液筒中的制冷剂经过阀 C 到压缩机进口，经增压后，一部分经过阀 B 进入离心式制冷压缩机的进气管路上，另一部分通过冷却器 3、除湿器 4 进入机组或进入贮液筒 5。

5.7.3 开机前准备

1. 需要工作资料

1) 适当的设计温度及压力表（产品资料提供）。

2) 机组合格证、质保书、压力容器证明等。

3) 起动装置及线路图。

4) 特殊控制或配制的图表或说明。

5) 产品安装说明书、使用说明书。

2. 需要工具

1) 包括真空泵或泵出设备的制冷常用工具。

2) 数字型电压/欧姆表（DVM）。

3) 钳形电流表。

4) 电子检漏仪。

5) 500V 绝缘测试仪。

3. 机组密封性检测

图 5-97 示出机组泄漏试验的步骤和方法。要

确定机组是否泄漏，机组抽真空后充注制冷剂。在机组加压后，用电子检漏仪检查所有的法兰及焊接连接处。如果发现泄漏，继续进行泄漏测试步骤。

如果压缩机组是弹簧减振，保持所有弹簧两头固定，以防可能的管压及在检漏试验过程中，将制冷剂从一个容器移入另一个容器，或任何转移制冷剂的时候引起伤害。当制冷剂处于工作状态且水回路已充满时再调整弹簧。

4. 制冷剂检漏仪

推荐使用符合环保要求的制冷剂检漏仪（即电子检漏仪或卤素灯）。如果机组处于压力下，也可用超声波检漏仪。

5. 机组泄漏试验

由于考虑到制冷剂泄漏难以控制及从制冷剂中分离杂质的难度，推荐以下泄漏试验步骤，图 5-97 为泄漏试验步骤概览。

(1) 如果机组工作压力正常

1) 从容器中排出保持性充注气体。

2) 如果需要，通过增加制冷剂提高机组压力，直到机组压力等于周围环境温度的饱和压力。按泵出程序，将制冷剂从储存容器送入机组。

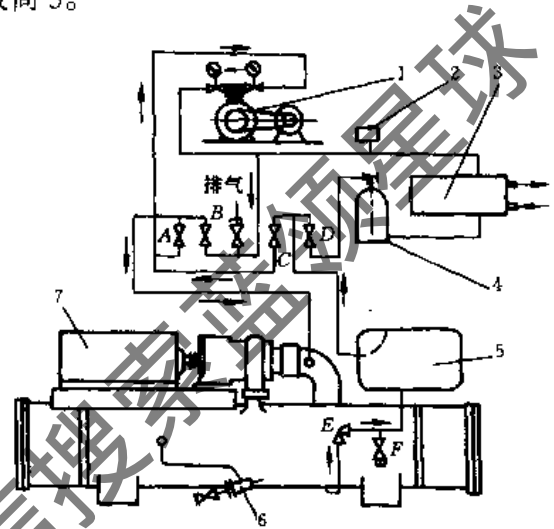


图 5-96 KF 机组泵出系统

- 1—小型活塞式压缩机 2—压力开关
3—冷却器 4—除湿器 5—贮液筒
6—过滤干燥器 7—电动机

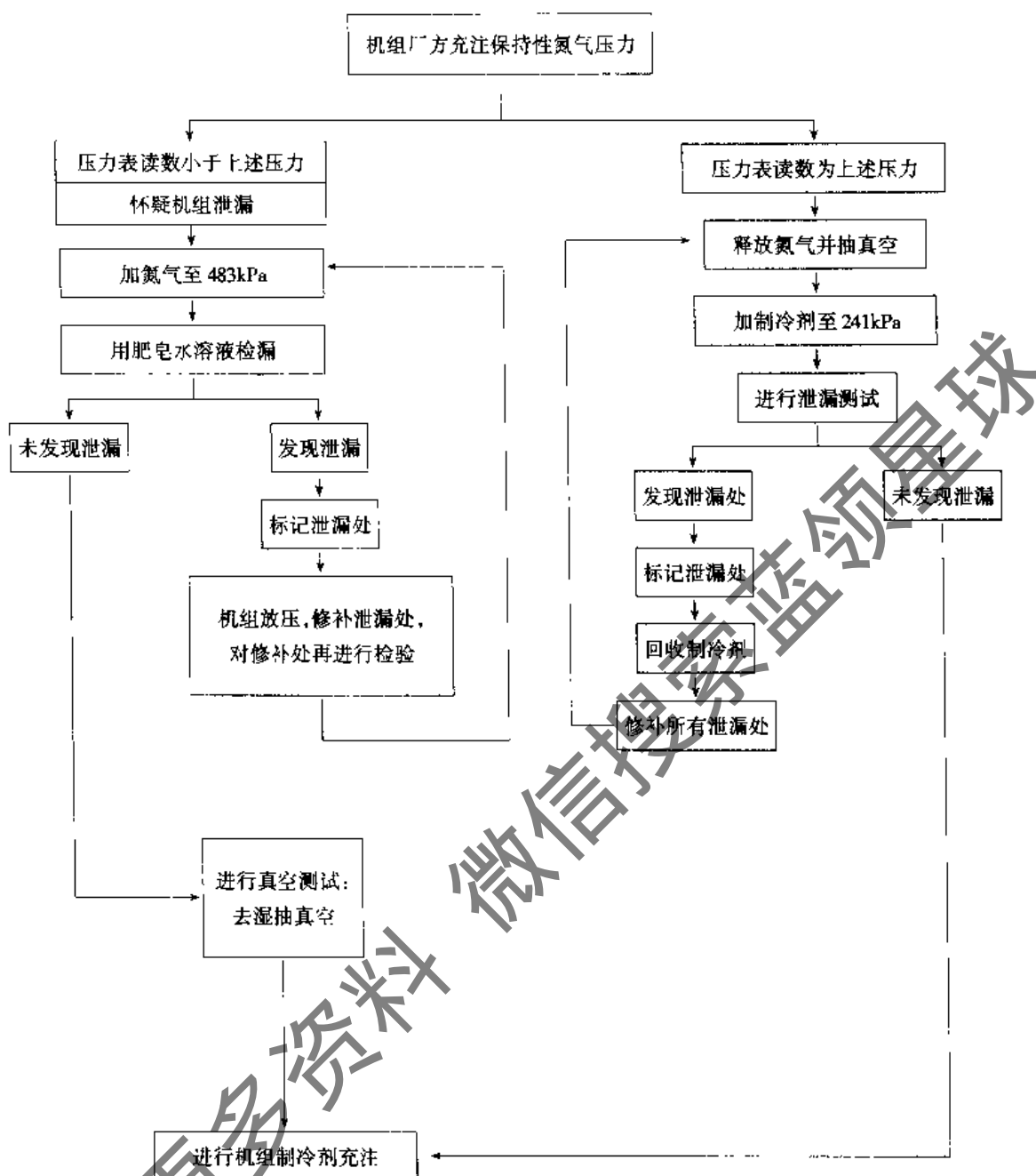


图 5-97 泄漏测试过程

(2) 如果机组压力读数异常

- 1) 对带制冷剂运输的机组，准备泄漏试验。
- 2) 通过连接一氮气瓶加压至 207kPa，检查大的泄漏。用肥皂水检查所有连接处，如果试验压力能保持 30min，准备小泄漏试验。
- 3) 发现泄漏作好标记。
- 4) 放掉系统压力。
- 5) 修补所有泄漏。
- 6) 重新试验修补处。
- 7) 成功完成大泄漏试验后，尽可能除去氮气、空气及水分。这可通过后面的去湿程序完成。

8) 加制冷剂, 缓慢提高系统压力至 1103kPa 最大值, 对 R134a 最小压力不低于 241kPa。然后进行小泄漏检测试验。

(3) 用电子检漏仪、卤素灯或肥皂水仔细检查机组。

(4) 泄漏确认。如果电子检漏仪发现泄漏, 可用肥皂水进一步确认, 统计整个机组泄漏率, 若整机的泄漏率超过 0.45kg/a, 则必须修补。

(5) 如果在初次开机时没有发现泄漏, 完成制冷剂气体从储存容器到整个机组的转移后, 再次测试泄漏。

(6) 如果再次测试后未发现泄漏

1) 将制冷剂移入储存容器, 执行标准的真空测试。

2) 如果机组无法通过真空测试, 检查大的泄漏。

3) 如果机组通过标准真空试验, 给机组去湿, 用制冷剂充注机组。

(7) 如果再试验后发现泄漏, 将制冷剂泵入储存容器, 如果有手动隔离阀, 也可将制冷剂泵进未泄漏的容器。

(8) 移出制冷剂, 直到截止压力降到 40kPa。

(9) 修补泄漏, 从第二步开始重复以上步骤, 确保密封 (如果机组在大气中敞开一个相当长时期。在开始重复泄漏试验前排空)。

6. 标准真空试验

进行机组真空试验或去湿抽真空, 需用压力表或真空计, 气体指示仪在短时间内无法显示小量泄漏。真空试验步骤如下:

1) 用一个绝对压力表或真空计机组与机组相连。

2) 用真空泵或抽气装置将容器压力降至 41kPa。

3) 关闭阀门保持真空, 记下压力表或真空计读数。

4) 如果 24h 内泄漏率小于 0.17kPa, 表明机组密封性相当好; 如果 24h 内泄漏率超过 0.17kPa, 机组需重新进行试验。如果能从其他容器获得制冷剂, 恢复机组至正常工况; 如果无法获得, 利用氮气和制冷剂指示计, 在常温下最大气体压力约为 482kPa; 如果用氮气, 最大泄漏测试压力为 1585kPa。

5) 修补泄漏处, 再试验并去湿。

7. 机组去湿

如果机组敞开相当长一段时间, 机组已含有水分, 或已完全失去保持性充注或制冷剂压力, 建议进行去湿抽真空。去湿可在室温下进行。环境温度越高, 除湿也越快。在环境温度较低时, 要求较高的真空度以去湿。如果周围环境温度较低, 与专业人员联系, 以获得所需技术去湿过程如下:

1) 将一高容量真空泵 ($0.002\text{m}^3/\text{s}$ 或更大) 与制冷剂充注阀相连, 从泵到机组的接管尽可能短, 直径尽可能大, 以减小气流阻力。

2) 用一绝对压力表或一真空仪测量真空度, 只有读数时, 才将真空仪的截止阀打开, 并一直开启 3min, 以使两边真空度相等。

3) 如果要对整个机组除湿, 开启所有隔离阀。

4) 在周围环境温度到达 15.6℃ 或更高时, 进行抽真空, 直至绝对压力为 34.6kPa 时, 继续抽 2h。

5) 关闭阀门和真空泵, 记录测试仪读数。

6) 等候两小时, 再记一次读数, 如果读数不变, 除湿完成。如果读数表示真空度已无法保持, 重复 4、5 步。

7) 如果几次测试后, 读数一直改变, 在最大达 1103kPa 压力下, 执行泄漏试验, 确定泄漏处并修补它, 重新除湿。

8. 检查水管

参考管路图及产品安装说明书中的管路结构。检查蒸发器和冷凝器管路, 确保流动方向正确及所有管路已满足技术要求。

9. 检查选配的泵出压缩机排水管

如果装有泵出系统, 检查以确保冷却水排进该系统。根据提供的工作资料, 检查现场提供的截止阀及控制元件, 检查现场安装管线中制冷剂的泄漏。

10. 遵照安全法规, 将安全阀管接至户外。

11. 检查接线

1) 检查接线是否符合接线图和各有关电气规范。

2) 对低压 (600V 以下) 压缩机, 把电压表接到压缩机起动柜两端的电源线, 测量电压。将电压读数与起动柜铭牌上的电压额定值进行比较。

3) 将起动柜铭牌上的电流额定值与压缩机铭牌上的进行比较, 过载动作电流必须是额定负载电流的 108% ~ 120%。

4) 检查接至下述零件的电压: 油泵接触器、压缩机起动柜和润滑系统动力箱, 与铭牌值进行比较。

5) 明确油泵、电源箱和泵出系统都已配备熔断开关或断路器。

6) 检查所有的电子设备和控制器是否都按照接线图、合格证, 以及有关电气规范接地。

7) 明确用户的建设单位已查核水泵、冷却塔风机和有关的辅助设备运行正常, 包括电动机也已进行润滑, 电源及旋转方向正确。

8) 对于现场安装的起动柜, 用 500V 绝缘测试仪如兆欧表, 测试机组压缩机电动机及其电源导线的绝缘电阻。如果现场安装的起动柜读数不符合要求, 拆除电源导线, 在电动机端子处重新测试电动机。如果读数符合要求, 那么是电源导线出故障。

12. 检查起动柜

(1) 机械类起动柜

1) 检查现场接线线头是否接紧, 活动零件的间隙和连接是否正确。

2) 检查接触器是否能够移动自如, 检查接触器之间的机械连锁装置。检查其他所有的机电装置。比如: 继电器、计时器, 检查它们是否能够移动自如。

3) 重新接上起动柜控制电源, 检查电气功能。定时器整定之后, 检查起动柜。

(2) 固态起动柜

1) 确保所有接线均已正确接至起动柜。

2) 确认起动柜的接地线已正确安装, 并且线径足够。

3) 确认电动机的接地线已正确接至起动柜。

4) 确保所有的继电器均已可靠安装于插座中。

5) 确认所有的交流电均已按说明书接到起动柜。

6) 给起动柜通电。

13. 油充注

油已充注与机组一同运输，油箱满位置在上视镜的中部，最低油位为下视镜的底部。如果需加油，必须满足离心压缩机油的技术规范，通过充油阀加油，由于制冷剂压力比较高时，必须用加油泵。加油或放油必须在机组停机时进行。

14. 给控制系统通电并检查油加热器

在给控制系统通电以前，要确保能看到油位。起动柜内的断路器可以使控制系统油加热器上电。

给控制系统通电，使油加热器上电，这要在机组起动前几小时进行，以减少跑油，可通过控制润滑动力箱内的接触器对油加热器控制。

5.7.4 离心式制冷压缩机的使用注意事项

为了延长离心式制冷压缩机的使用寿命，使用者必须经常注意做好日常维护保养工作，除了对机组各点温度、压力、流量、液位、电气数据，以及加进的制冷剂做好记录外，以下几项是很重要的：

1) 必须保持系统密封。当运行低压离心式制冷机组时，系统泄漏将导入不凝性气体和水气，影响机件的寿命。当运行高压离心式制冷机组时，泄漏亦会导致油和制冷剂的损失。真空泄漏可以通过检查压力和温度是否对应，或放气装置的频繁运行来了解。高压系统的泄漏则可通过吸气压力下降、吸气过热升高等现象来判断制冷剂是否跑掉。这些泄漏现象必须加以制止以防止零部件的损坏。

2) 遵照制造厂推荐的油过滤器的定期检查和更换，可以了解压缩机润滑系统的状况是否正常。油过滤器的经常阻塞表明系统污染。定期将油取样分析含酸量、含水量和杂质等，有助于判断存在的问题。

3) 运行和安全控制器应定期检查和校准，以保安全。

4) 应遵照制造厂的规定程序，定期检测封闭电动机对地电阻值。这有助于检测内部电气绝缘是否有损坏，是否有任何漏电现象。

5) 根据水质情况，对水冷式油冷却器的水侧进行定期清洗。任何自动水控制器应进行检查。

6) 对有些压缩机，需要定期对联轴器等其他机外部件进行人工润滑，以及更换机械密封。原动机和其附属设备都应进行定期保养。

7) 定期进行振动测量和分析了解，找到和发现故障。这些故障包括不平衡、不同心、轴弯曲、轴承损伤、齿轮损坏、机械部位移动等。可以不进行拆卸就能在早期发现这些故障苗子，从而避免发生大的、紧急的和费用昂贵的修理。

8) 对于具有内装式润滑系统的装置，在长期停车期间（如冬季），必须采取措施将油加热器长期通电，或者在再启用前更换润滑油。

5.7.5 故障与处理

由于离心式冷水机组单机制冷量大，价格较为昂贵。因此，现生产的机组都采用微电脑控制、电脑故障诊断，这给使用者带来极大的方便。但由于各生产厂商所采用的电脑不同、人机界面不同，控制系统的故障及故障诊断代码就不在此一一介绍。表 5-4 就离心式冷水机组制冷及辅助系统常见故障和处理方法作一介绍。由于各机组制冷及辅助系统略有不同，且机组又有正压和负压之分，因此表 5-4 仅作参考。

表 5-4 常见故障和处理方法

故障名称	现象	原因	排除方法
压缩机启动不了	启动准备工作完成	1) 电动机的电源事故 2) 导叶不能全关 3) 控制线路熔断器断线 4) 过载继电器动作	1) 检查电源, 使之供电 2) 将导叶自动——手动切换开关切换到自动位置 3) 检查熔断器, 加以更换 4) 按下继电器的复位按钮, 或检查继电器的设定电流。检查导叶控制装置的限流继电器, 其设定值应低于过载继电器
	油泵启动不了	1) 定时器频繁启动 2) 开关不能合闸	1) 等待过了所定的时间后再启动 2) 按下过载继电器的复位按钮, 检查熔断器是否断线
	油压上不去	1) 油柜内油位太低 2) 油泵倒转 3) 过滤器堵塞 4) 油起泡沫	1) 将油补到规定油位 2) 重新接线 (三相时更改任意二相的接线次序) 3) 清洗过滤器或更换 4) 冷水温度降低而只给蒸发器供水时, 机器内部压力下降, 油柜内的油起泡沫, 要在消泡后启动。将油加热器恒温控制器的设定温度升高, 分离掉油中的制冷剂
冷凝压力异常升高	冷却水出口温度和冷凝温度的温差增大	1) 空气漏入机内 2) 冷凝器管子结垢 3) 冷却水中混有空气	1) 开动抽气装置, 将气排掉; 检查自动抽气装置阀的切换是否可靠, 检查差压开关动作是否正确 2) 将管子去垢 3) 改进泵吸入口的填料等; 将泵的吸入管插到水下
	同上, 且冷却水出口温差和阻力损失都减小	水室内的垫片外移或隔板破损	重新拆装冷凝器水室回水端盖, 以克服冷却水短路而不流入管内的现象
	冷却水入口温度或出口温度高	1) 冷却塔不好 2) 冷却塔水量不足	1) 检查风机的旋转; 检查补给水是否足够; 检查淋水喷嘴是否堵塞, 旋转喷嘴的旋转情况 2) 检查泵的排量是否正常; 检查冷却水管路的阀是否全开; 检查冷却水系统的过滤器是否堵塞
冷凝压力降低	压力表的指示值低于冷却水温度的相应值	压力表接管内有制冷剂凝缩	不能有管子过长和中途冷却的现象, 修正接管的弯圈, 防止凝缩
	制冷剂冷却电动机的绕组温度上升	冷却水温降低; 水量过大	减小冷却水量, 将冷却水出口温度升到规定值以上; 水量要恰当
载冷剂不能冷却到规定温度	蒸发压力升高, 电动机功率有多余	1) 温度调节器的设定值太高 2) 测温电阻管结露导致导叶开不了 3) 导叶不能自动调节 4) 导叶不能手动操纵 5) 控制导叶开度的温度计信号变而电流量不变	1) 修正调节器的设定量 2) 干燥后将电阻线密封 3) 检查导叶自动——手动切换开关是否位于自动位置 4) 将切换开关置于手动位置, 使导叶开关而与负荷平衡, 此时检查温度调节器的故障 5) 可考虑为手动操纵器、导叶电动机或驱动机构有故障, 予以改善; 导叶的内部驱动机构破损, 予以修理
	蒸发压力升高, 电动机满功率运行	制冷负荷过大	增加运转台数, 减少每一台承担的负荷; 空调区的外部大气漏入量过大, 应加以调节
	冷凝压力升高	参照“冷凝压力异常升高”项	
	蒸发压力降低	参照“蒸发压力降低”项	
温度	压缩机排气温度降低	制冷剂量充注过多, 压缩机中吸入制冷剂液	将制冷剂抽到相应的量

故障名称	现象	原因	排除方法
蒸发压力降低	制冷剂温度与载冷剂出口温度的温差增大,压缩机排气温度上升	1) 制冷剂注入量不足(液位下降) 2) 制冷剂损失(液位下降) 3) 制冷剂污染 4) 制冷剂浮球阀动作不对 5) 漏水(液位上升);蒸发器内漏水,浮球阀冻结(液位下降) 6) 水室内的垫片外移或隔板损坏(压力损失低) 7) 冷水泵吸入口有空气混入	1) 注入制冷剂 2) 停下制冷机,检查制冷剂液位,排除制冷剂损失的原因(气密性不好或抽气装置不好),添加制冷剂 3) 制冷剂再生 4) 修理浮球阀 5) 修理漏水部位,在机器内充分干燥后再运行 6) 排除冷水在水室内的短路 7) 改进泵吸入口的填料函;将吸入管插到水面下
	压缩机排气温度并没有上升多少,载冷剂出口温度与制冷剂温度差增加	管子污染或一部分堵塞	清除管子,除去障碍物
蒸发压力降低	载冷剂出口温度降低	1) 温度调节器的设定值低 2) 导叶开得过大 3) 制冷负荷太小 4) 自动起停用恒温控制器工作不好	1) 重新调整设定值 2) 检查导叶自动——手动切换开关是否位于自动位置(导叶不动时参照“载冷剂不能冷却到规定温度”项);校正温度调节器 3) 减少运转台数或停止运转 4) 检查设定温度
轴承和润滑系统不好	油压降低	1) 油过滤器堵塞 2) 油压调节阀不好 3) 油起泡沫	1) 清洗过滤器或加以更换 2) 将阀磨合或更换 3) 减少油冷却器的冷水或制冷剂量,使油温上升,将油中的制冷剂蒸发掉
	油压表激烈摆动	1) 油压表接管中混入制冷剂气体或空气 2) 油压调节阀不好 3) 油位降低,油泵气蚀 4) 油起泡沫	1) 松开油压表的外套螺母,放出接管中的空气或气体 2) 更换调节阀 3) 补油 4) 减少油冷却器的冷水或制冷剂量,使油温上升,将油中的制冷剂蒸发掉
	油温过底	1) 油冷却器过冷 2) 油加热器恒温控制器设定温度不对 3) 油加热器断线	1) 调节到保持适当温度 2) 再检查设定温度 3) 更换油加热器
	油温过高	1) 油加热器恒温控制器设定温度不对 2) 油冷却器冷却介质供给量不当 3) 油冷却器污染 4) 运转中油加热器工作不好	1) 调整设定温度 2) 调节冷却水或制冷剂,增加冷却器的能力,在采用制冷剂冷却方式时调整阀的节流量,充分蒸发,加以冷却 3) 清洗或更换 4) 检查电气线路,排除原因
	轴承温度高	1) 联结不好 2) 轴瓦不好 3) 油污染或混入水 4) 油冷却器脏 5) 油冷却器冷却介质供给量不当 6) 压缩机排气温度过高 7) 冷凝压力异常升高	1) 调整联结情况 2) 更换轴瓦 3) 更换油或修理漏水部位 4) 清洗或更换 5) 参照“油温过高”项 6) 参照“冷凝压力异常升高”、“蒸发压力降低”项 7) 参照“冷凝压力异常升高”项

(续)

故障名称	现象	原因	排除方法
过负荷和制冷量不足	过负荷	1) 联结不好 2) 载冷剂入口温度高 3) 吸入制冷剂液 4) 水漏入压缩机内 5) 限流继电器设定不好 6) 仪表不好	1) 调整联结情况 2) 消除制冷负荷过大的原因; 参照“载冷剂不能冷却到规定温度”项 3) 抽出制冷剂液, 降低液位 4) 修理漏水部位, 使压缩机内干燥 5) 调节流继电器, 不要造成过负荷 6) 更换仪表
	制冷量不足	1) 冷凝压力上升 2) 蒸发压力降低 3) 降低转速或倒转 4) 叶轮磨损或被腐蚀 5) 迷宫密封磨损 6) 仪表不好	1) 参照“冷凝压力异常升高”项 2) 参照“蒸发压力降低”项 3) 调成正转 4) 更换叶轮 5) 更换迷宫密封 6) 更换仪表
振动与噪声	转子振动	1) 叶轮因磨损、腐蚀而不平衡 2) 联结不好 3) 轴瓦间隙大 4) 转子与迷宫密封接触 5) 压缩机吸入大量制冷剂液体 6) 轴弯曲 7) 防振装置不好 8) 基础下沉 9) 制冷剂接管连接不好, 造成轴中心线歪斜	1) 再调整转子的平衡 2) 再调整联结情况 3) 更换轴瓦 4) 调整配合状态 5) 抽出制冷剂液, 降低液位 6) 校直 7) 更换防振装置 8) 调整联结情况 9) 再调整制冷剂接管
	噪声	1) 喘振 2) 油起泡 3) 齿轮增速装置不好 4) 联接不好 5) 载冷剂、冷却水接管传声 6) 电动机的拍声 7) 电刷的轧轧声	1) 参照“冷凝压力异常升高”、“蒸发压力降低”项 2) 参照“轴承与润滑系统”不好 3) 调整齿轮或更换 4) 调整联结 5) 接管中间加装挠性接头; 接管重量不要加到制冷机上, 或者接管的悬架上装弹簧 6) 调整定子与转子的间隙 7) 检查或更换电刷
抽气回收装置不好	压缩机油减少	1) 活塞的括油环不好 2) 油分离器不好	1) 更换括油环 2) 检查浮球阀的工作和加热器是否断线
	压缩机油位上升	制冷剂混入油中	排出阀不好(制冷剂从排出侧逆流), 更换; 调整吸入压力调节阀, 使之与室温相适应; 停下抽气压缩机时, 关闭吸入和排出管路的阀
	压缩机作用不完全	1) 阀不好 2) 空气排出阀不好 3) 传动带打滑 4) 液态压缩	1) 清理压缩机阀座或更换阀 2) 调整设定值或更换 3) 张紧传动带 4) 调整吸入压力调节阀, 使之与室温配合

故障名称	现象	原因	排除方法
抽气回收装置不好	制冷剂损失大	1) 抽气柜浮球阀不好 2) 空气放出阀设定不好 3) 辅冷凝器冷却不好 4) 截止阀工作不好 5) 抽气压缩机金属密封不好 6) 过量空气漏入制冷机	1) 拆开清洗浮球阀, 磨合阀座, 检查浮球 2) 根据室温和冷却水温, 正确设定放出压力 3) 检查冷却水量, 清除冷却面的污垢 4) 检查制冷剂回流阀是否开; 自动运转方式时, 检查阀是否在自动位置 5) 括配密封片或予以更换 6) 检查漏气部位, 加以修补
腐蚀	机器内腐蚀	1) 气密性不好, 湿气渗入、漏水、漏载制冷剂 2) 压缩机排气温度在 100℃ 以上	1) 修补漏气部位, 修补漏水部位, 使机内干燥 2) 为了避免制冷剂分解, 在压缩机中间级喷射制冷剂液, 降低排气温度
	油柜系统腐蚀	油加热器油位不当	经常保持油柜中的正常油位
	管内或管板腐蚀	水质不好	进行水处理, 改善水质, 载冷剂中加缓蚀剂, 装滤器, 控制 pH 值等

获取更多资料 微信搜索 蓝球星球

第 6 章 螺杆式制冷机组

螺杆压缩机在制冷系统中起着将蒸发器出来的低温低压的制冷剂气体，变成高温高压气体的作用，是制冷系统的核心部件。和活塞压缩机一样，螺杆压缩机属于容积式压缩机，主要由机壳、螺杆转子、轴承、能量调节装置等组成。

螺杆压缩机具有结构简单、工作可靠、效率高和调节方便等优点，70 年代以来，在制冷空调领域取得越来越广泛的运用。

按照螺杆转子数量的不同，螺杆压缩机有双螺杆与单螺杆两种。

6.1 双螺杆式制冷压缩机组

6.1.1 工作原理

1. 工作过程

螺杆压缩机是靠气缸中一对螺旋转子相互啮合旋转，造成由齿型空间组成的基元容积的变化，实现了对制冷剂气体的压缩。图 6-1 是典型开启式螺杆压缩机的一对螺旋齿转子、气缸和两端端盖的外形图。由图可见，压缩机 8 字形的气缸 3 里有一对转子，其中一个有凸齿的称阳转子 6，另一个有凹齿槽的称阴转子 2，气缸的左右有吸气端盖 1 和排气端盖 5 封住，一对转子就支承在左右端盖的轴承上。转子之间及转子和气缸、端盖间留有很小的间隙。在吸气端盖 1 和气缸 3 上部设有轴向和径向进气口，在排气端盖 5 和滑阀 4 的端部设有轴向和径向排气孔口。

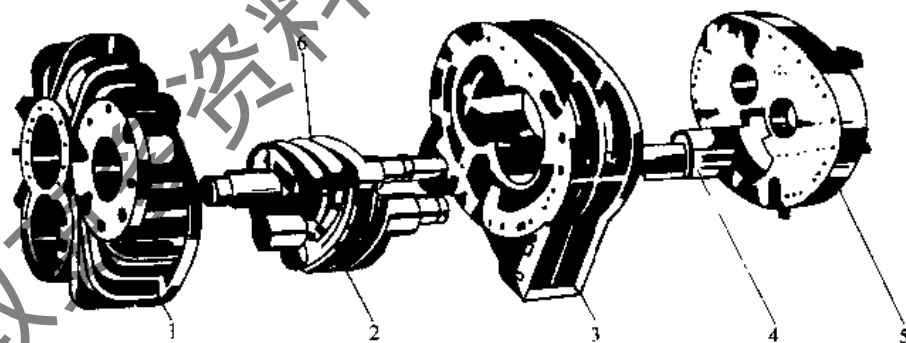


图 6-1 开启式螺杆压缩机的结构

1—吸气端盖 2—阴转子 3—气缸 4—滑阀 5—排气端盖 6—阳转子

当压缩机运转时，阳转子带动阴转子（也有由阴转子带动阳转子的结构），由阴阳转子凹凸齿槽、啮合密封线与气缸和端盖内壁所围成的人字形基元容积不断变化（图 6-2 为由下而上的仰视图）。当基元容积由最小向最大变化时，它与径向和轴向吸气口相通，进行吸气过程（图 6-2a、b、c）。当基元容积达到最大并与吸气口隔开时，吸气结束。此后，基元容积由最大逐渐变小，开始气体的压缩过程（图 6-2 d、e）。当基元容积开始与轴向和径向排气口接通时，进行排气过程（图 6-2 f），直到基元容积变为零为止。上述过程，随着转子连续运转，重复地



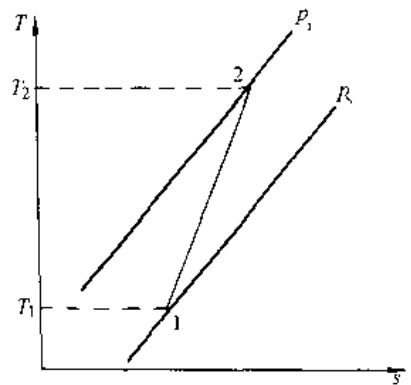
图 6-2 螺杆压缩机的工作原理图

进行。

2. 热力过程分析

转子的齿间容积随着螺杆的旋转容积的缩小而被压缩，直至工作容积与排气孔口边缘相通为止，这一过程称为内压缩过程。压缩终了工作容积内的气体压力，称为内压缩终了压力。工作容积吸气终了的最大容积为 V_1 ，相应的气体压力为吸气压力 p_1 。内压缩终了的容积为 V_2 ，相应的气体压力为内压力 p_2 。可变工作容积在吸气终了时的最大容积 V_1 ，与内压缩终了的容积 V_2 的比值，称为螺杆式制冷压缩机的内容积比。图 6-3 和图 6-4 在 $T-s$ 图和 $p-V$ 图上示出以上压缩过程。

气体的内压缩过程为多变过程。由于气体在压缩机中压缩时间短，气流速度也不大，一般换热不是很强烈。也可以近似地把气体的内压缩过程看成为绝热过程。当压缩过程终了，排气过程刚刚开始时，由于在某些工况下排气压力和压缩终了压力不相等引起气体压力突然降低或增高，即产生等

图 6-3 压缩过程 $T-s$ 图

容膨胀或等容压缩,使压力等于背压时再继续排气过程。

螺杆工作容积内气体压缩终了压力 p_i 与吸气压力 p_s 的比值,称为内压缩比。排气腔内气体的压力(背压力或称外压力) p_d 与吸气压力 p_s 的比值,称为外压缩比。活塞式制冷压缩机压缩终了时的气体压力 p_i , 取决于排气腔内气体的压力和排气阀的弹簧力。如果略去气阀的弹簧力,可近似地认为活塞式制冷压缩机压缩终了时的压力 p_i , 等于排气腔内气体压力 p_d , 即 $p_i = p_d$ 。螺杆式制冷压缩机内压缩终了压力 p_i , 取决于压缩机的内容积比和吸气压力。因此,螺杆式制冷压缩机内压缩终了压力 p_i , 不一定等于排气腔的气体压力 p_d 。若螺杆式制冷压缩机内压缩终了压力 p_i , 与排气腔内气体压力 p_d 不相等,工作容积与排气孔口连通时,工作容积中的气体将进行定容压缩或定容膨胀,使气体压力与排气腔压力 p_d 趋于平衡,从而产生附加损失。下面分三种情况讨论:

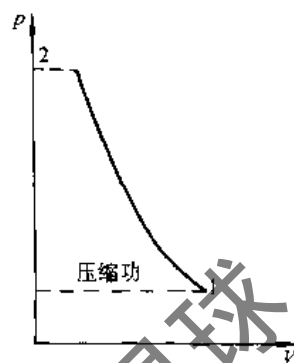


图 6-4 压缩过程 p - V 图

1) $p_i > p_d$ (过压缩,图 6-5a)。在排气管内的气体压力 p_d 低于内压缩终了压力 p_i 的情况下,气体在工作容积内由吸气压力 p_s 压缩到压缩终了压力 p_i ,再由压力 p_i 定容膨胀到排气管内气体压力 p_d ,然后再进行排气过程。此时,多耗的功相当于图中阴影面积。

2) $p_i < p_d$ (欠压缩,图 6-5b)。在排气管内气体压力 p_d 高于压缩机内压缩终了压力 p_i 的情况下,气体在齿间容积内由吸气压力 p_s 压缩到压缩终了压力 p_i ,此时,工作容积与排气孔口相连通,排气管中的气体倒流,使工作容积中的气体由 p_i 定容压缩到排气管内气体压力 p_d ,然后进行排气过程。这就比气体由压力 p_s 直接压缩到 p_d 时多耗功,这部分多消耗的功即附加功损失,相当于图中阴影面积。

在过压缩和欠压缩时,其等容膨胀和等容压缩都是在与排气口刚连通的瞬间进行的,其通道仅为 1 狭缝。因此流出和回流入齿槽的气体速度极高,除热力损失外还伴随着气体的流动损失和噪声的增加。从功率损失而言,欠压缩优于过压缩。这是因为阻力的存在使热力损失减小,此外螺杆的轴向力也可较小。

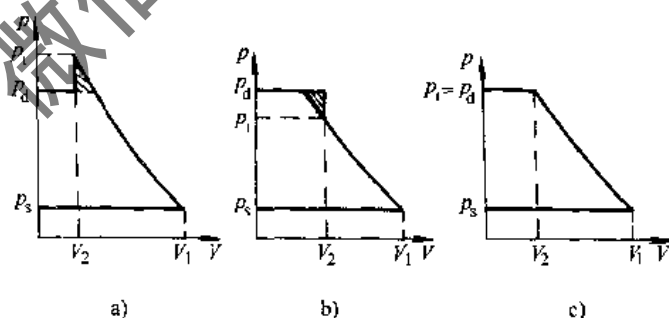


图 6-5 螺杆式压缩机压缩过程 p - V 图

a) $p_i > p_d$ b) $p_i < p_d$ c) $p_i = p_d$

3) $p_i = p_d$ (图 6-5c)。在排气管内的气体压力 p_d 等于内压缩终了压力 p_i 的情况下,没有附加功损失。

由此,当压缩机内压缩终了压力与排气腔内气体的压力不相等,即内压缩比与外压缩比不等时,将产生附加功损失,从而降低压缩机的指示效率。所以,应力求压缩机的实际运行工况与设计工况相等或接近,以使螺杆式制冷压缩机获得运行的高效率。

3. 排气量计算

螺杆压缩机的排气量是压缩机在单位时间内排出的气体,换算到吸气状态下的容积。其理论排气量为单位时间内阴、阳螺杆转过的齿间容积之和,即

$$q_{v,h} = 60(m_1 n_1 V_1 + m_2 n_2 V_2) C_f \quad (6-1)$$

式中 $q_{v,h}$ ——理论排气量 (m^3/h);

V_1 、 V_2 ——阳螺杆与阴螺杆的齿间容积(一个齿槽的容积) (m^3);

m_1 、 m_2 ——阳螺杆与阴螺杆的齿数；

n_1 、 n_2 ——阳螺杆与阴螺杆的转速 (r/min)；

C_ϕ ——扭角系数 (转子扭转角对吸气容积的影响程度)。

压缩机两螺杆的啮合旋转，相当于齿轮的啮合传动，因此

$$m_1 n_1 = m_2 n_2 \quad (6-2)$$

$$\text{又} \quad V_1 = A_{o1} L \quad V_2 = A_{o2} L$$

则压缩机理论排气量可写成

$$q_{v,h} = 60 m_1 n_1 L (A_{o1} + A_{o2}) C_\phi \quad (6-3)$$

式中 L ——螺杆的螺旋部分长度 (m)；

A_{o1} 、 A_{o2} ——阳螺杆与阴螺杆的端面齿间面积 (端平面上的齿槽面积) (m^2)。

$$\text{令} \quad C_n = \frac{m_1 (A_{o1} + A_{o2})}{D_1^2} \quad (6-4)$$

则压缩机理论排气量可写成

$$q_{v,h} = 60 C_n n_1 L D_1^2 C_\phi \quad (6-5)$$

式中 D_1 ——阳螺杆直径 (m)。

C_n ——螺杆面积利用系数，是由螺杆齿型和齿数所决定的常数，一般范围为 0.47 ~ 0.50。

直径和长度尺寸相同的两对螺杆，面积利用系数大的一对螺杆，其排气量大，反之排气量小。相同排气量的螺杆压缩机，面积利用系数大的螺杆，机器外形尺寸和质量可以小些。但螺杆的面积利用系数大，往往会使螺杆齿厚，特别是阴转子的齿厚减薄，降低螺杆的刚度，引起加工精度降低，运转时由于气体压力产生的变形增加，也增加了泄漏。因此，在设计制造螺杆时，选取面积利用系数必须全面考虑。

在螺杆压缩机中，螺杆的齿面在吸、排气端平面之间扭曲的程度，用螺杆的扭角表示。所谓扭角，即螺杆某齿的齿面与两端平面的截交线在端平面上投影的夹角。直径和长度相同的螺杆，扭角大的则齿面的扭曲程度大。

当螺杆的扭角大到某一数值时，啮合两螺杆的某工作容积对，在吸气端与吸气孔口隔断时，其齿在排气端并未完全脱离，致使螺杆的齿间容积不能完全充气。考虑这一因素对压缩机排气量的影响，用螺杆的扭角系数 C_ϕ 表征。

表 6-1 列出阳转子扭转角 θ_1 与 C_ϕ 的对应值的关系。扭角系数是计算压缩机排气量、容积效率的基本数据，也是吸、排气孔口设计的基本依据。

表 6-1 阳转子扭转角 θ_1 与 C_ϕ 的对应值

扭转角 $\theta_1 / (^\circ)$	240	270	300
扭角系数 C_ϕ	0.999	0.989	0.971

由于泄漏、气体受热等，螺杆式制冷压缩机的实际排气量，低于它的有效理论排气量，用容积效率表征影响吸气量的损失。当考虑到压缩机的容积效率 η_v 时，其实际排气量 $q_{v,a}$ 为

$$q_{v,a} = \eta_v q_{v,h} \quad (6-6)$$

螺杆式制冷压缩机的容积效率 η_v 一般在 0.75 ~ 0.9 范围内。影响螺杆式制冷压缩机容积效率的因素主要是泄漏和吸气压力损失。

(1) 泄漏 由于压缩机结构的特点及制造工艺等原因，螺杆与机壳之间总是存在着间隙，

从而产生泄漏，它包括压力升高的气体通过间隙向吸气管道及正在吸气的齿间容积的泄漏。显然，泄漏影响压缩机的容积效率，它减少了机器的吸气量，而且还会使齿槽内气体压力和温度升高而影响耗功。

(2) 吸气压力损失 气体通过压缩机吸气管道和吸气孔口时，产生气体流动损失，吸气过程中，新吸入的气体受到吸气管道、螺杆和机壳的受热膨胀，相应地减少了气体的吸入量，降低了压缩机的容积效率。

4. 制冷量、效率和功率

(1) 压缩机的制冷量 螺杆式制冷压缩机的制冷量 Q_c (kW) 为

$$Q_c = \frac{\eta_v q_{v,h} q_{v,c}}{3600} = \frac{q_{m,a} q_c}{3600} \quad (6-7)$$

式中 η_v ——压缩机的容积效率；

$q_{v,h}$ ——压缩机的理论排气量 (m^3/h)；

$q_{v,c}$ ——在给定工况下，制冷剂的单位容积制冷量 (kJ/m^3)；

$q_{m,a}$ ——压缩机的实际质量排气量 (kg/h)；

q_c ——在给定工况下，制冷剂的单位质量制冷量 (kJ/kg)。

(2) 压缩机的功率和效率

1) 螺杆式制冷压缩机等熵压缩所需理论功率 P_s (kW)

$$P_s = \frac{q_{m,a}(h_2 - h_1)}{3600} \quad (6-8)$$

式中 $h_2 - h_1$ ——单位质量等熵压缩理论功，即等熵压缩过程终点和始点的气体比焓差 (kJ/kg)。

2) 螺杆式制冷压缩机的指示功率 P_i (kW)，即压缩机用于压缩气体所消耗的功率，可根据同类型压缩机选取指示效率 η_i 来计算确定。螺杆式制冷压缩机的指示效率 η_i 一般为 0.8 左右。

$$P_i = \frac{P_s}{\eta_i} \quad (6-9)$$

3) 螺杆式制冷压缩机的轴功率 P_e (kW)，即压缩机指示功率 P_i 和摩擦功率 P_m 之和。

$$P_e = P_i + P_m \quad (6-10)$$

4) 等熵效率 η_s 是衡量压缩机中功和能转换的完善程度。等熵效率等于等熵压缩所需理论功率与压缩机的轴功率之比。

$$\eta_s = \frac{P_s}{P_e} \quad (6-11)$$

式中 P_s ——理论绝热压缩所需的功率 (kW)；

P_e ——压缩机的轴功率 (kW)。

压缩机的指示效率 (内效率) η_i ，是评价压缩机内部工作过程的完善程度。由式 (6-9) 得

$$\eta_i = \frac{P_s}{P_i} \quad (6-12)$$

5) 压缩机的机械效率。它是表征轴承、轴封等处的机械摩擦所引起功率损失的程度，等于指示功率 P_i 与轴功率 P_e 的比值。即

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_e} \quad (6-13)$$

式中 η_m ——螺杆式制冷压缩机的机械效率，通常在 0.95 ~ 0.98 之间。

压缩机的等熵效率 η_s ，与指示效率 η_i 之间有如下关系：

$$\eta_s = \frac{P_s}{P_e} = \frac{P_s P_i}{P_i P_e} = \eta_i \eta_m \quad (6-14)$$

影响螺杆式制冷压缩机指示效率的主要因素有：①气体的流动损失；②泄漏损失；③内外压缩比不等时的附加损失。

6) 容积效率。螺杆压缩机属于容积型回转式的压缩机，其容积的缩小，使气体的压力升高，即容积的变化导致压力的变化。为了表征压缩机的容积特性，引入容积效率 η_v 。容积效率 η_v 是换算到吸入状态时的实际排气量与理论排气量之比。即

$$\eta_v = \frac{q_{v,a}}{q_{v,h}} \quad (6-15)$$

式中 $q_{v,a}$ ——螺杆压缩机的实际排气量 (m^3/h)；

$q_{v,h}$ ——螺杆压缩机的理论排气量 (m^3/h)。

容积效率的几何和物理意义，即是衡量压缩机转子齿间容积利用的程度，也就是表示螺杆压缩机转子尺寸利用的完善度。或者说，容积效率是用来衡量容积损失的指标。必须明确，它不是一个衡量功率损失的指标。

由于螺杆压缩机结构上的特点，没有活塞压缩机中的进排气阀和余隙容积，尤其是新的齿型应用，泄漏大大减少。螺杆压缩机的喷油提高了密封效果、减少了泄漏，并改善了冷却作用，故螺杆压缩机的容积效率，比活塞式容积效率高。螺杆式制冷压缩机的容积效率随工况不同，其值也不同。

容积效率的变化与理论和实际容积有关。理论容积由机器的结构尺寸、转速决定。实际中这些因素事先已经确定，对容积效率的影响是一个常数。影响容积效率的变量的因素，主要是气体性质、冷却条件、运行工况、喷油量、喷油温度、转子刚度、间隙量、流动阻力等。

6.1.2 型式、结构和新技术

1. 开启式螺杆制冷压缩机

开启式螺杆制冷压缩机广泛应用于石油、化工、制药、轻纺、科研方面的低温试验；应用于食品、水产、商业的低温加工贮藏和运输；应用于工厂、医院及公共场所等大型建筑的空气调节等。因为它有自己的特点，所以一般以压缩机组型式出售。

图 6-6 为武汉新世界制冷工业有限公司研制生产的螺杆 II 型制冷压缩机。该制冷压缩机的结构特点：①全部采用滚动轴承，转子精确定位，轴颈无磨损，期望寿命 40000h；②润滑系统在机器运转时由高低压压差供油，一个小油泵仅在开机前提供预润滑油；③能量调节滑阀及内容积比调节机构均由微机自动控制，保证压缩机在高、中、低温各种工况下，均运行在效率最高点；④吸气过滤器布置在机体内，吸排气截止阀和吸排气止逆阀合二为一。

制冷系统的密封至关重要，因此在开启式压缩机的转子外伸轴处，通常采用复杂的面接触式机械密封，它主要有图 6-7 所示的弹簧式和图 6-8 所示的波纹管式两种。并且需向此轴封处供以高于压缩机内部压力的润滑油，以保证在密封面上形成稳定的油膜。必须注意的是，轴封中有关零部件的材料要能耐制冷剂的腐蚀。

压缩机组由压缩机、电动机、联轴器、油分离器、油冷却器、油泵、油过滤器、吸气过滤

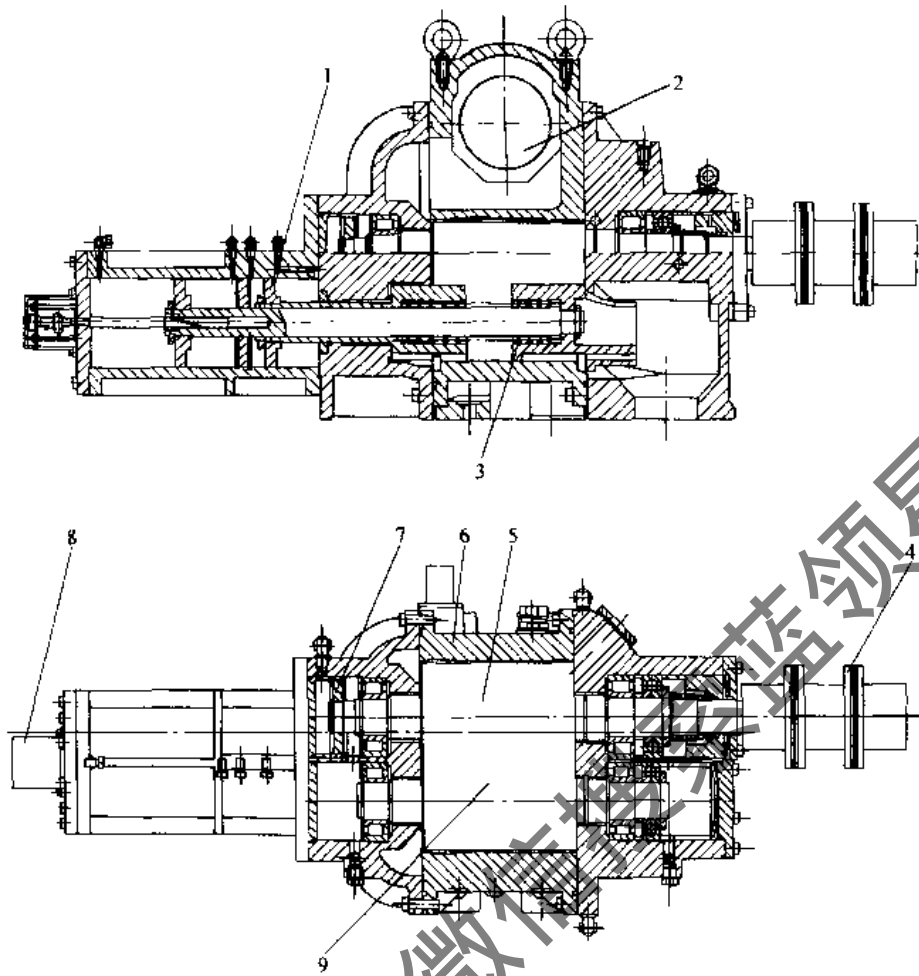


图 6-6 开启式螺杆Ⅱ型压缩机

1—油活塞 2—吸气过滤网 3—滑阀 4—联轴器 5—阳转子 6—机体 7—平衡活塞 8—能量测定装置 9—阴转子

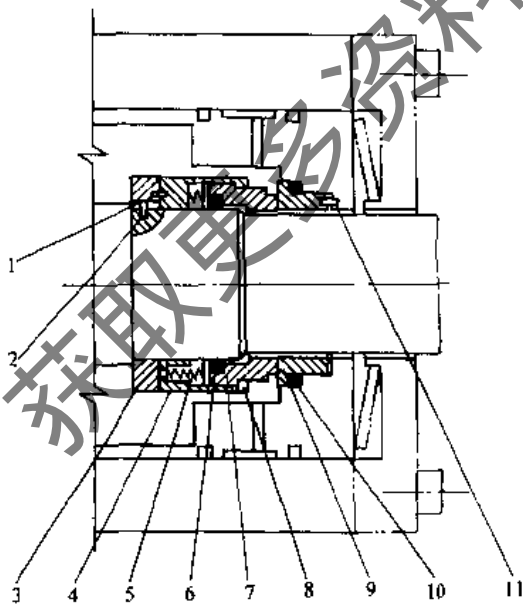


图 6-7 弹簧式机械密封

1、2—传动销 3—传动套 4—弹簧座 5—弹簧
6—动环密封圈 7—动环 8—卡环 9—静环
10—静环密封圈 11—防转销

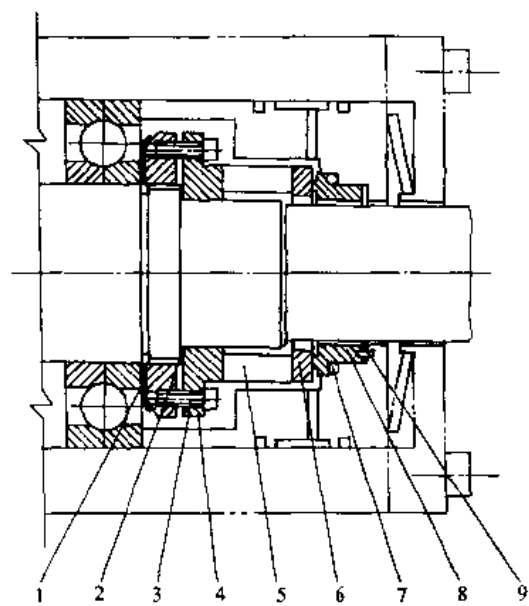


图 6-8 波纹管式机械密封

1—锁紧螺母 2—密封垫片 3—螺钉 4—传动套
5—波纹管 6—动环 7—静环密封圈
8—静环 9—防转销

器、控制台等组成。图 6-9 和图 6-10 分别示出国产单级螺杆制冷压缩机的系统图与外形。图 6-11 为 JZKA12.5C 型单级螺杆制冷压缩机的性能曲线。JZKA12.5C 型产品主要技术数据如下：转子公称直径 125mm；转子长度 190mm；转速 2960r/min；制冷工质 R717、R22；理论排气量 $263\text{m}^3/\text{h}$ 。

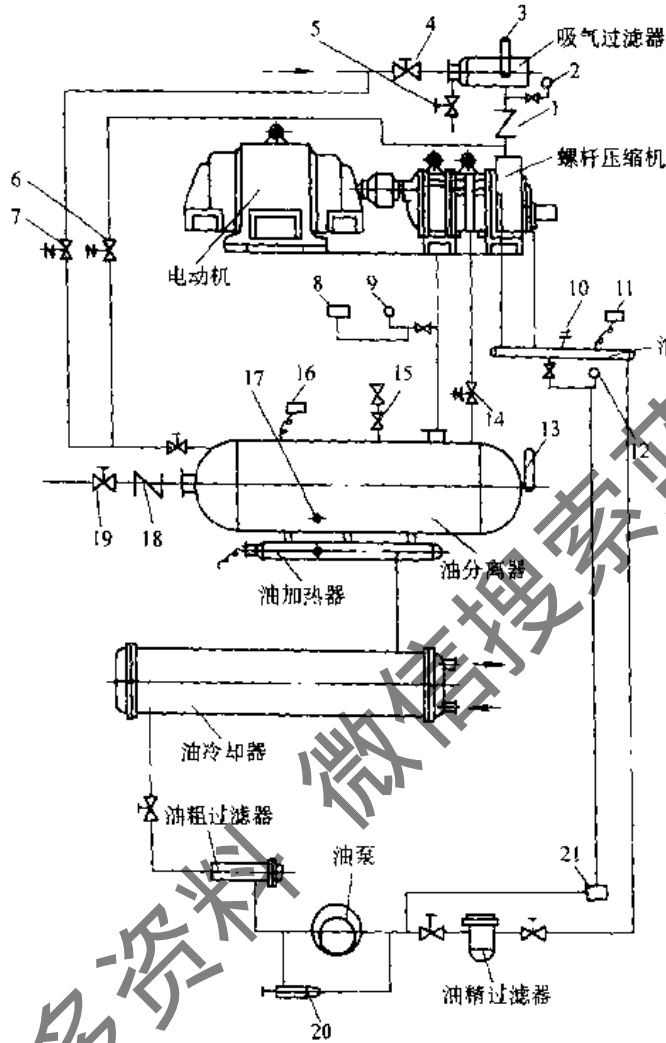


图 6-9 单级开启式螺杆制冷压缩机组系统

1—吸气止回阀 2—吸气压力表 3—吸气温度计 4—吸气截止阀 5—加油阀 6—起动旁通电磁阀 7—停车旁通电磁阀 8—排气压力高保护继电器 9—排气压力表 10—油温度计 11—油温度高保护继电器 12—油压表 13—排气温度计 14—回油电磁阀 15—安全阀 16—排气温度高保护继电器 17—油面镜 18—排气止回阀 19—排气截止阀 20—油压调节阀 21—精滤器前后压差保护

为适应高压比工况，提高效率，有些公司还生产一种单机双级开启式螺杆压缩机。图 6-12 为它的结构图。

开启式压缩机的优点：①压缩机与电动机相分离，使压缩机的适用范围更广；②同一台压缩机，可以适应不同制冷剂，除了采用卤代烃制冷剂外，通过更改部分零件的材质，还可采用氨作制冷剂；③可根据不同的制冷剂和用工况条件，配用不同容量的电动机。

开启式螺杆压缩机的主要缺点：①需要轴封封住制冷剂和油泄漏的通道，这也是用户经常维护的对象；②配用的电动机高转速旋转，冷却风扇形成的气流噪声大，加上压缩机本身噪声

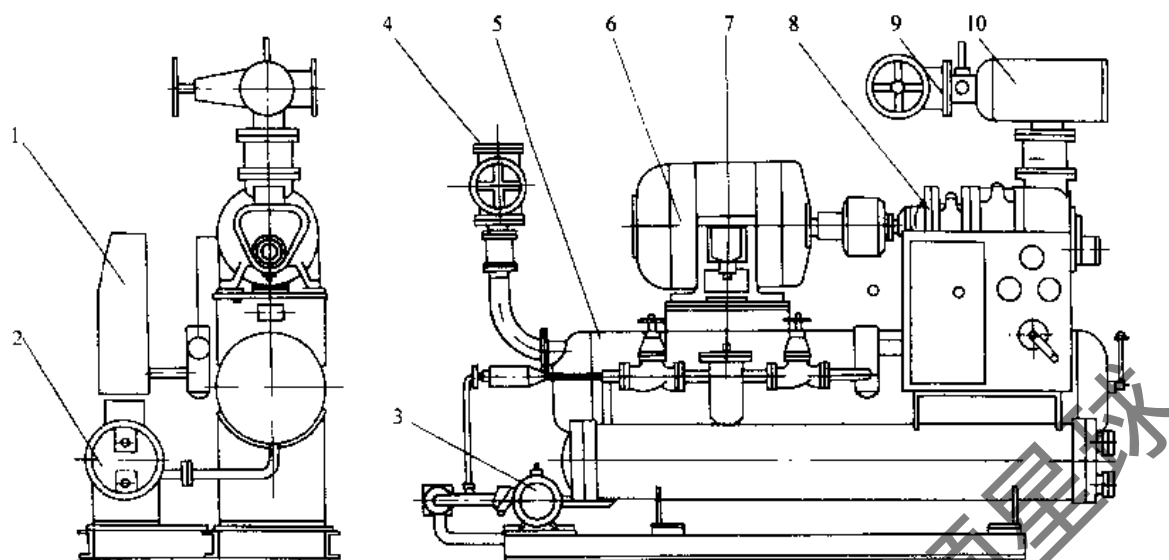


图 6-10 JZKA12.5C 单级螺杆制冷压缩机组外形

1—操纵台 2—油冷却器 3—油泵 4—排气截止阀 5—油分离器 6—电动机
7—油过滤器 8—螺杆压缩机 9—吸气截止阀 10—吸气过滤器

也较大，影响环境；③需要配置单独的油分离器、油冷却器等复杂的油系统部件，使机组体积庞大，使用维护不便。

2. 半封闭螺杆制冷压缩机

由于螺杆压缩机在中小冷量具有良好的热力性能，且又能适合苛刻的工况变化，可靠运行。随着空调领域冷水机组及风冷热泵机组需求的急剧增加，很快向半封闭甚至全封闭的结构发展。

半封闭式螺杆压缩机的额定功率一般在 10 ~ 100kW 之间。图 6-13 为比泽尔公司开发的单级半封闭式螺杆压缩机较典型的结构图。该压缩机在使用 R134a 工质时，其冷凝温度可达 70℃，使用 R404A 或 R407C 工质时，蒸发温度最低可达 -45℃。

上述的半封闭螺杆压缩机阴阳转子都采用 5:6 或 5:7 齿数，同全封闭式一样，阳转子与电动机共用一根轴，滚动轴承采用圆柱滚子轴承和角接触球轴承，以保持阴阳转子轴心稳定，从而能减少转子啮合间隙，减少泄漏，同时使用润滑油量也减少，对易溶解于油的卤代烃机器能提高容积效率。

图 6-14 为开利 06N 半封闭式螺杆压缩机剖面图，其特点如下：

- 1) 专为 HFC134a 设计，采用 HFC134a 制冷剂，符合环保要求。
- 2) 采用增速齿轮。压缩机与半封闭电动机并列布置，通过齿轮增速，结构紧凑、体积小

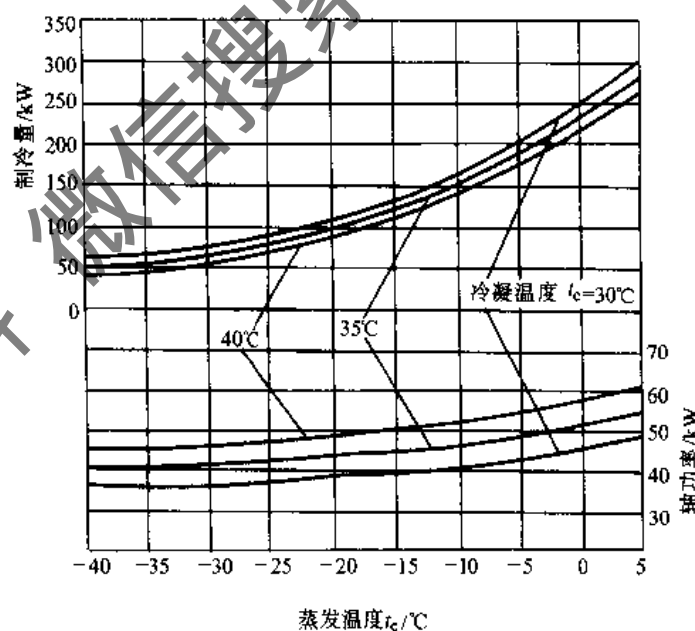


图 6-11 JZKA12.5C 单级螺杆制冷压缩机性能曲线

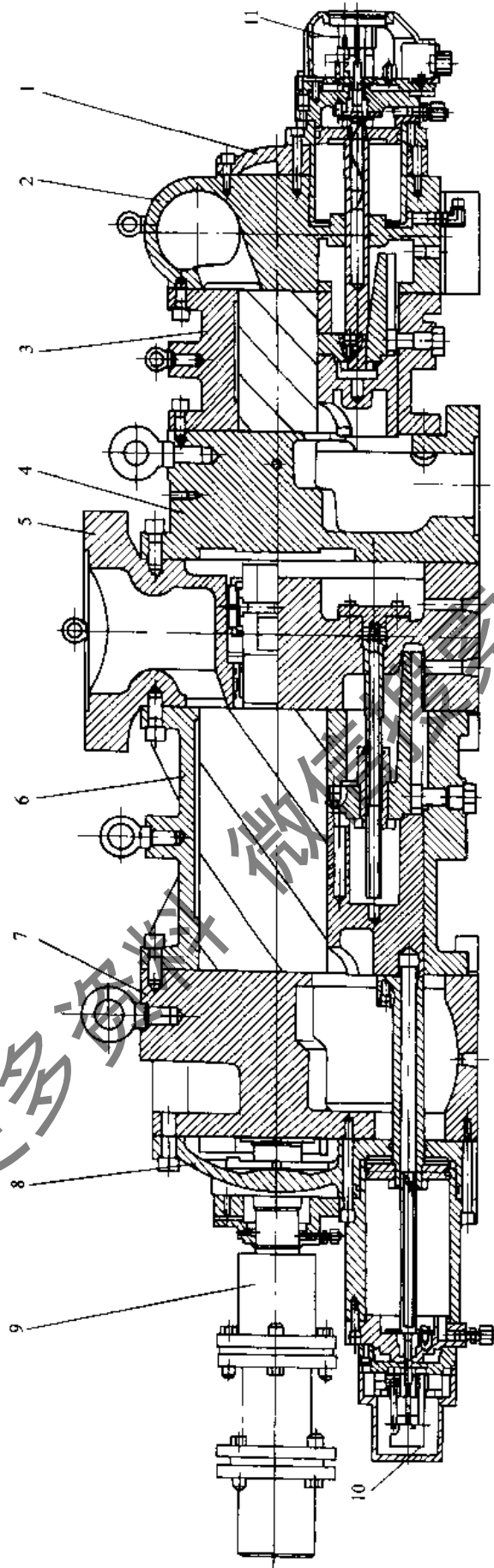


图 6-12 单机双级开启式螺杆压缩机结构

- 1—高压级吸气端盖 2—高压级吸气端座 3—高压级机体 4—高压级排气端座 5—低压级吸气端座 6—低压级机体
- 7—低压级排气端盖 8—低压级排气端座 9—联轴器 10—低压级能量指示 11—高压级能量指示

获取更多资料 请登录 蓝领星球

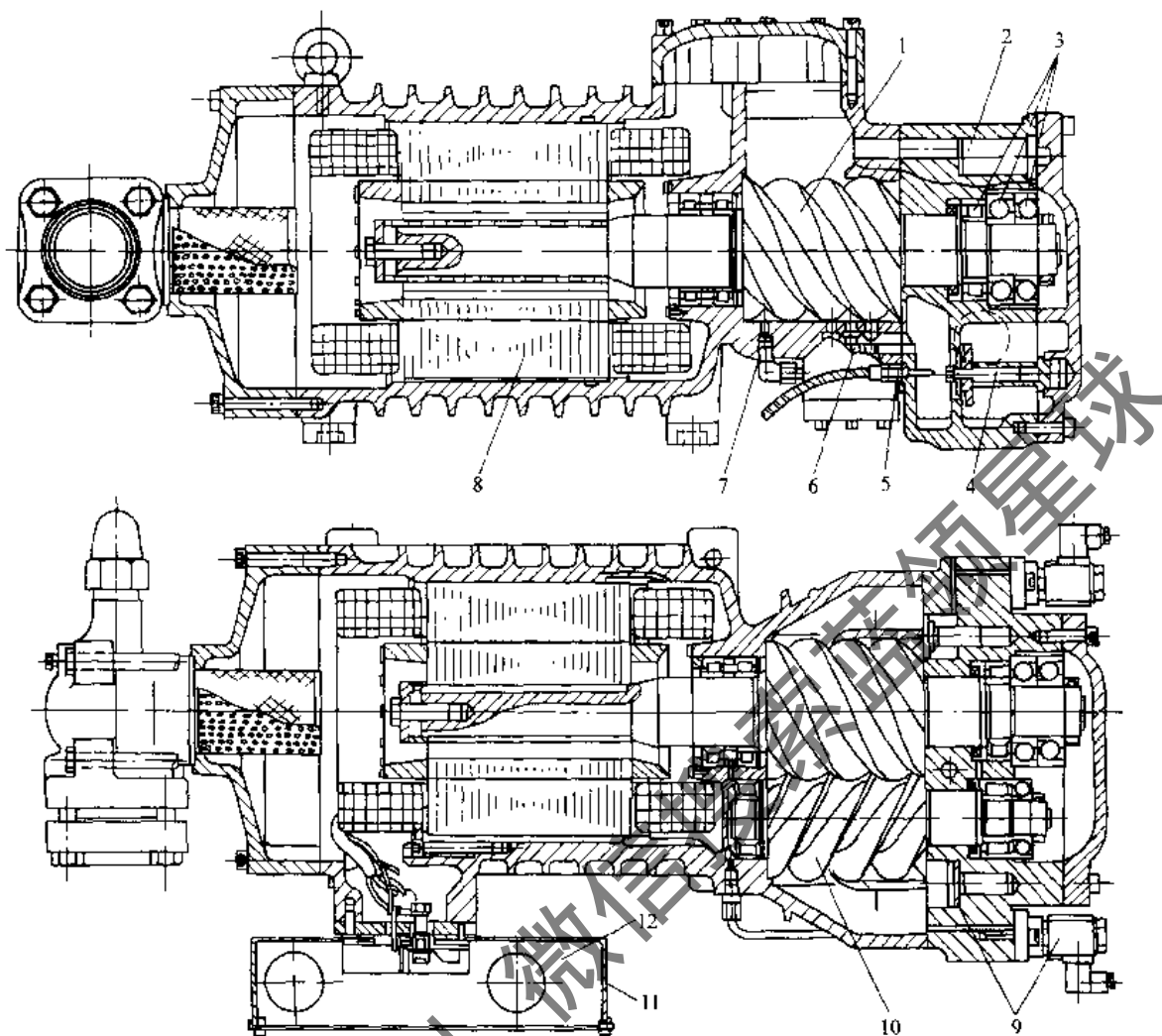


图 6-13 比泽尔半封闭式螺杆压缩机结构图

1—阳转子 2—安全卸载阀 3—滚动轴承 4—止逆阀 5—排温控制探头 6—内容积比控制机构
7—喷油阀 8—电动机 9—输气量控制器 10—阴转子 11—接线盒 12—电动机保护装置

巧。由于转子尺寸的减小，减小了压缩机内高低压侧的泄漏，提高了效率。改变增速比，可获得不同排气量规格的压缩机，便于组织生产和零配件供应。

3) 柱塞式卸载方式。柱塞式卸载方式结构简单可靠，无内部损失，且可满足多机头冷水机组容量调节要求。

4) 采用内置式油过滤器。精度为 $3\mu\text{m}$ ，保证油的清洁度和压缩机的可靠润滑，使工作寿命得到保证。

5) 内置式消声器。配合外部消声器，可大幅度降低气流脉动噪声。

6) 喷液冷却。电动机采用喷液方法冷却，工作温度低，使用寿命长。

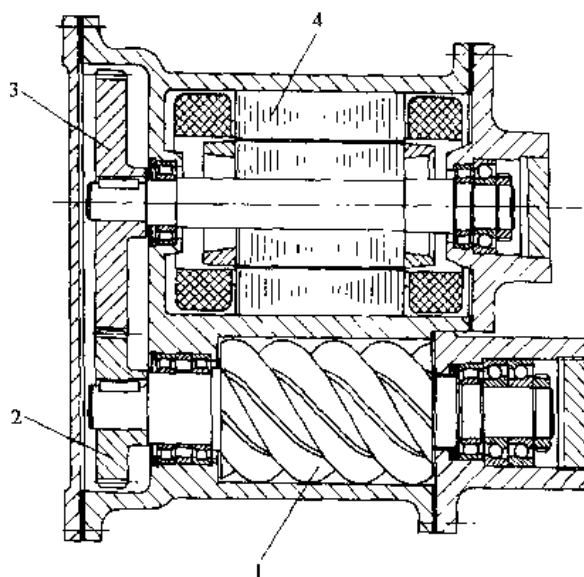


图 6-14 开利 06N 半封闭式螺杆压缩机剖面图

1—转子 2—增速小齿轮 3—增速大齿轮 4—电动机

7) 多种规格。根据使用场合不同, 分水冷与风冷型, 50Hz 与 60Hz 型, 带经济器与不带经济器型, 选用方便。

表 6-2 列出 06N 螺杆压缩机制冷量规格

表 6-2 06N 螺杆压缩机制冷量规格

(单位: kW)

型 号	50Hz		60Hz	
	经济器	无经济器	经济器	无经济器
W123	不适用	不适用	140.7	123.1
W146	140.7	123.1	172.3	147.7
W174	172.3	147.7	207.5	182.9
W209	207.5	182.9	246.2	211.0
W250	246.2	211.0	302.5	260.3
W300	302.5	260.3	不适用	不适用
A123	不适用	不适用	133.6	116.1
A146	133.6	116.1	161.8	140.7
A174	161.8	140.7	197.0	172.3
A209	197.0	172.3	228.6	200.5
A250	228.6	200.5	281.4	246.2
A300	281.4	146.2	不适用	不适用

注: 1. W 表示水冷型机组压缩机, A 表示风冷型机组压缩机。

2. 工况条件: 国标空调工况 (t_1/t_2 为 54.4℃/7.2℃)。

图 6-15 示出汉中精机股份有限公司生产的 RB 系列半封闭式螺杆压缩机剖面图。该压缩机

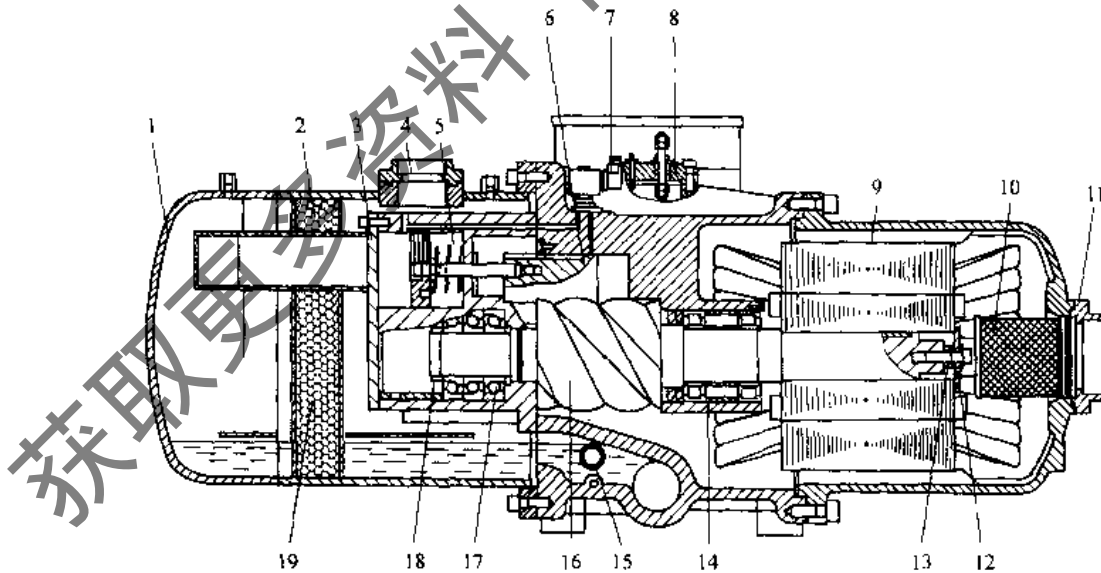


图 6-15 RB 系列半封闭螺杆压缩机

- 1—油分离器 2—排气管 3—排气端盖 4—排气连接法兰 5—容量活塞、容量活塞环、容量弹簧、容量活塞杆
6—容量滑块、容量定位键 7—容量电磁阀 8—接线盒 9—电动机 10—进气过滤器 11—进气连接法兰
12—电动机转子固定挡块 13—阳转子电动机端间隙环 14—吸气端轴承 15—加热器
16—阳转子 17—排气端轴承 18—轴承螺母 19—滤网

内部带有油分离装置，内容积比 2.6、3.5、4.8 三种。图 6-16 至图 6-19 分别示出 RB15 型压缩

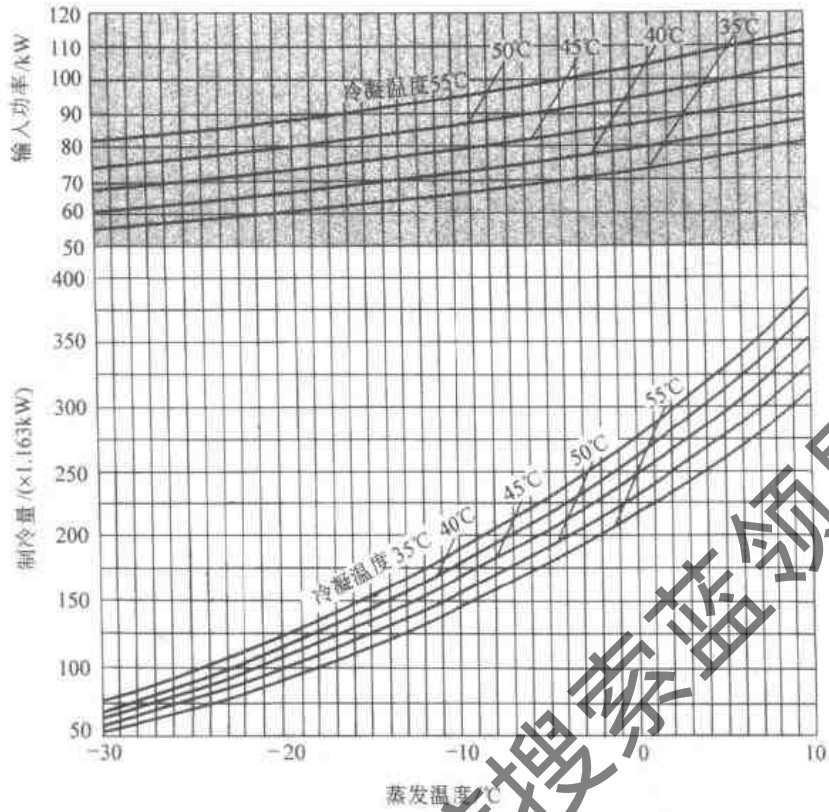


图 6-16 R22 时 RB 15 运行性能曲线

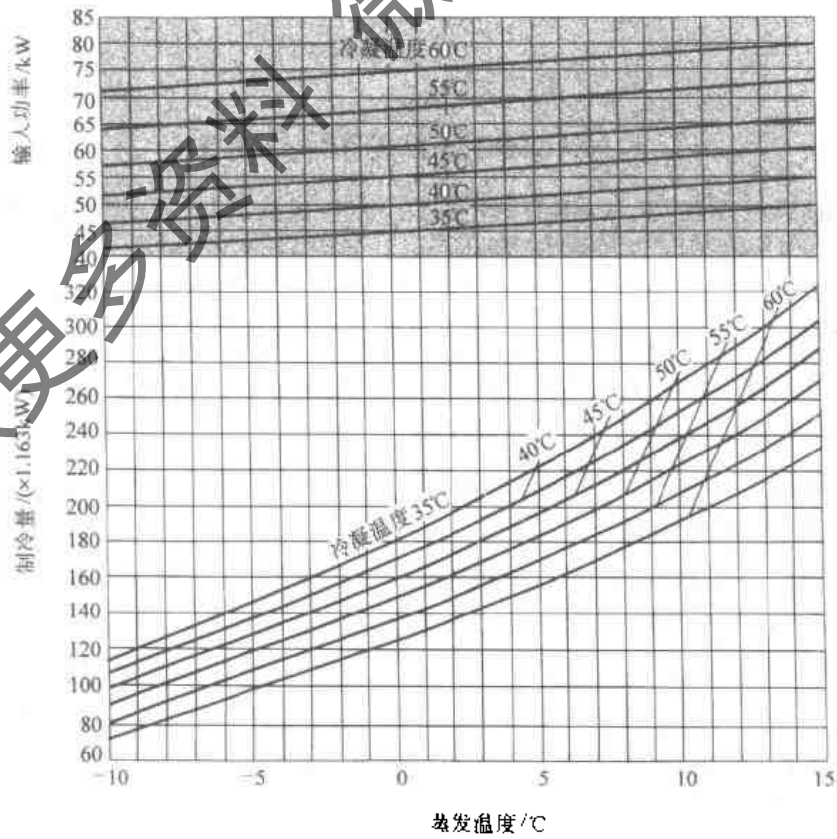


图 6-17 R134a 时 RB 15 运行性能曲线

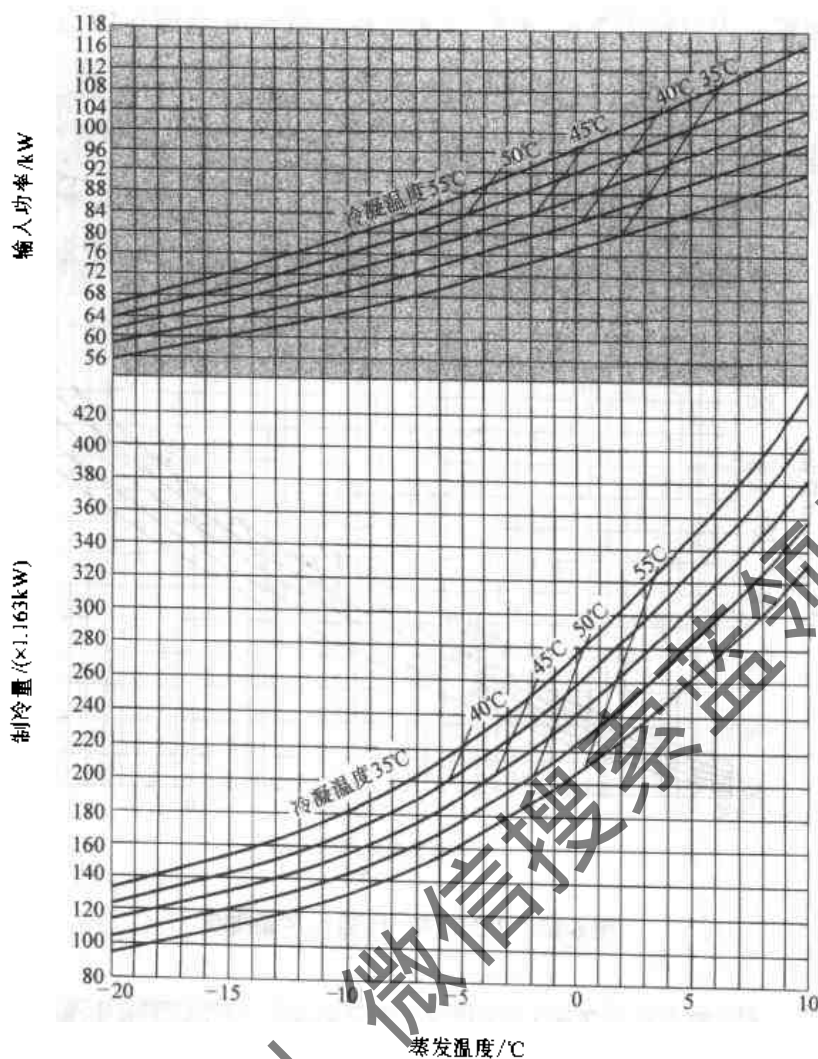


图 6-18 R407C 时 RB 15 运行性能曲线

机在使用 R22、R134a、R407C、R404A 时的变工况性能曲线图（过冷温度和过热温度均为 5°C）。此压缩机在 50Hz 电源时，转速为 2950r/min，排气量为 343m³/h。

其特点如下：

- 1) 可使用多种制冷剂。包括 R134a、R22、R407C、R404A。
- 2) 机内附带分油除雾器。在排气圆筒中设置分油除雾器，将油滴从气体中分离出来，因此不需要在系统中另设油分离器，机组结构紧凑。
- 3) 吸气冷却电动机。吸入气体先经过电动机，冷却了电动机后进入气缸。

3. 全封闭式螺杆制冷压缩机

由顿汉-布什的子公司 HARTFORD 公司生产的 MSC (Medium Screw Compressors) 型压缩机，是世界上较早批量投产的全封闭式螺杆制冷压缩机之一，由于它具有噪声低、振动小、电动机效率高、寿命长等优点，被许多厂家用作冷水机组主机。该公司的全封闭式螺杆制冷压缩机 MSC127 系列有 4 个型号：MSC1210、1212、1215 和 1218。转子直径为 $\phi 127\text{mm}$ ，长径比分别为 1.0、1.2、1.5 和 1.8。压缩机的阴转子与电动机直联，阳转子由阴转子驱动。转子表面经过激光渗碳硬化处理，以提高使用寿命。它们的排气量分别为 262.4、328.6、394.4 和 473.3m³/h。噪声声压级低于 85dB (A)。电动机由排气冷却，比用吸气冷却提高效率。滑阀 10% ~ 100% 无

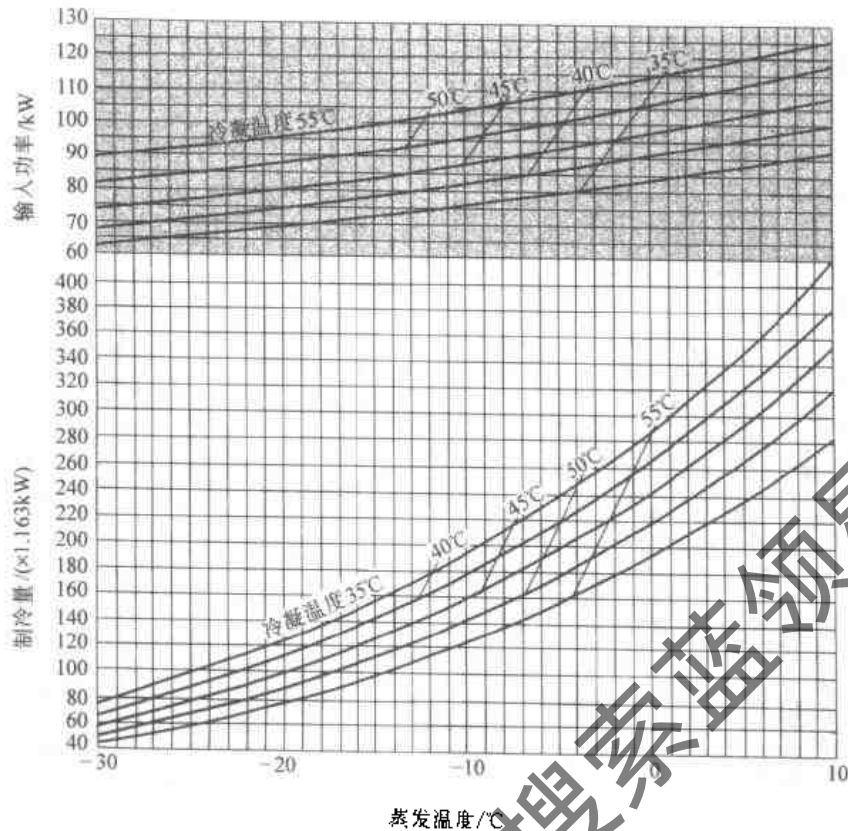


图 6-19 R404A 时 RB 15 运行性能曲线

级调节容量。图 6-20 为 MCS 型空调用全封闭螺杆压缩机结构图。它们在冷凝温度为 40°C 和 52°C，使用工质为 R22 时的制冷性能曲线如图 6-21 所示。

4. 喷油技术

传统螺杆压缩机正常运行需要大量润滑油，润滑油在螺杆压缩机中的主要作用如下：

1) 在阳转子与阴转子之间形成密封。减少制冷剂气体在被压缩过程中由高压侧向低压侧的泄漏。喷油点一般在气体被吸气结束，压缩开始时。

2) 冷却被压缩的制冷剂气体。油被喷入压缩机内后，可吸收制冷剂气体在被压缩过程中产生的热量，降低排气温度。

3) 润滑转子和支承阴阳转子的轴承。

4) 产生油压差驱动油活塞，通过上下载电磁阀的动作，调节滑阀位置实现输气量调节。

5) 降低机器噪声。

但是，随着转子型线的优化，加工精度的提高，喷液冷却技术的发展，螺杆压缩机越来

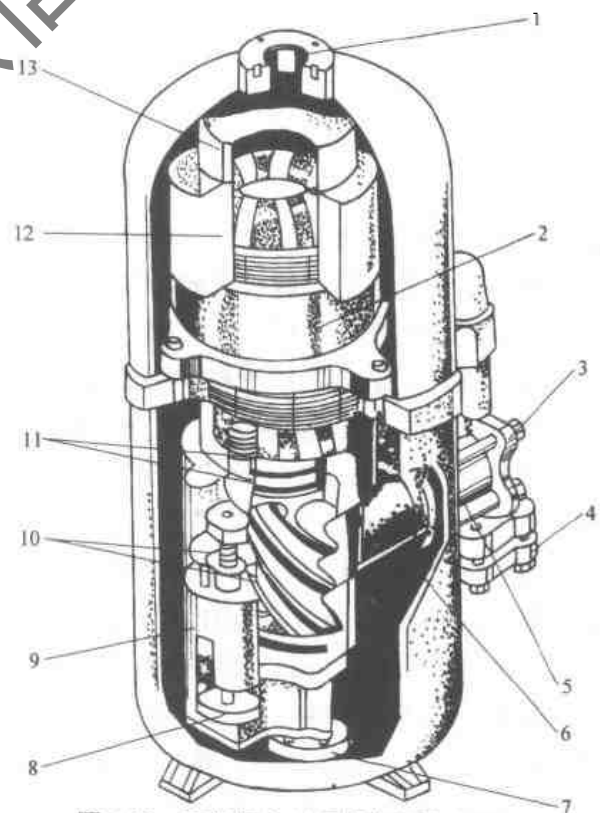


图 6-20 空调用全封闭螺杆压缩机结构

1—排气口 2—内置电动机 3—吸气截止阀 4—吸气口
5—吸气止回阀 6—吸气过滤网 7—滤油器 8—输气量
调节油活塞 9—调节阀 10—阴阳转子 11—主轴承
12—油分离环 13—挡油板

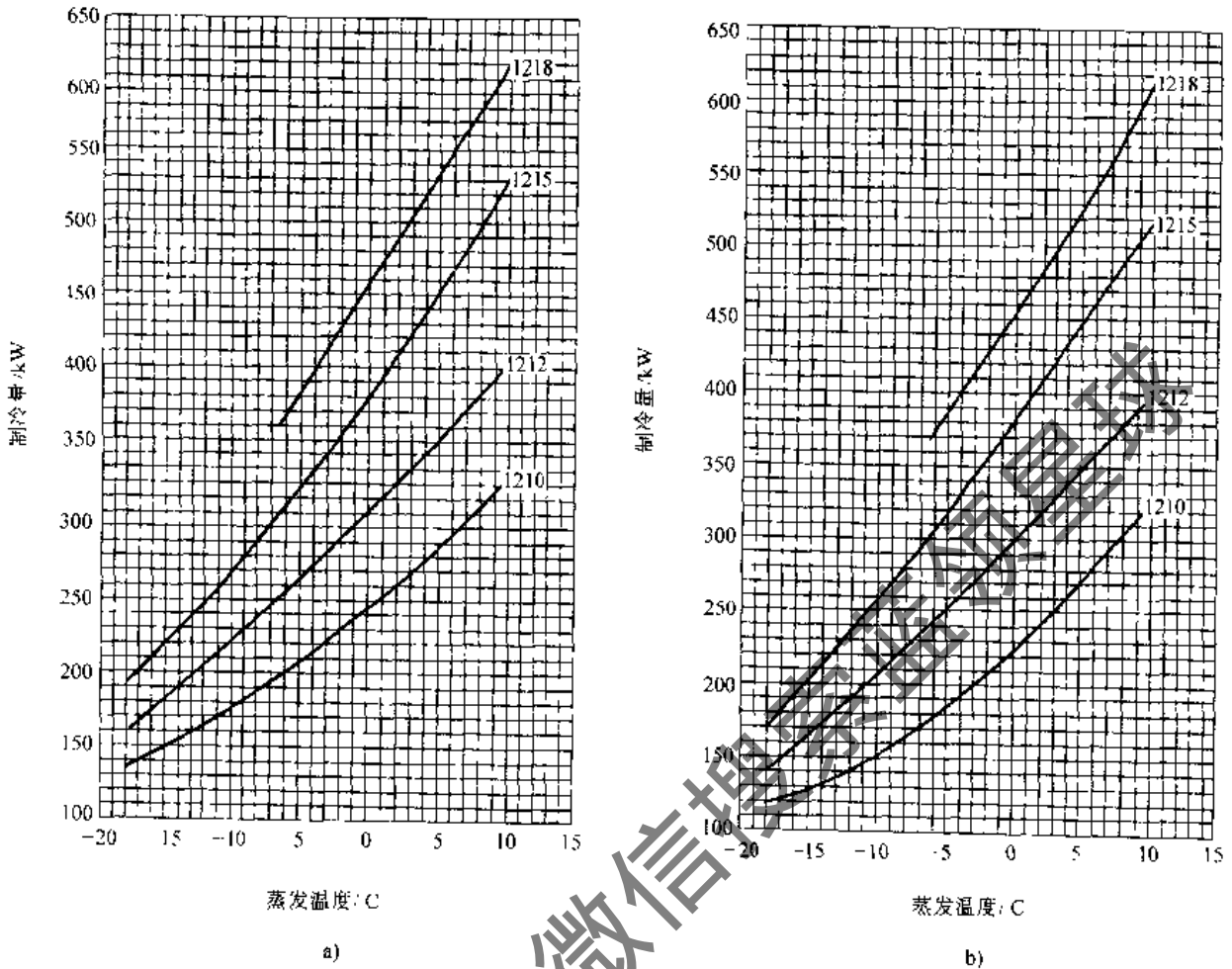


图 6-21 MSC 系列压缩机变工况性能曲线 (R22, 50Hz, 带喷射)
a) 冷凝温度 40℃ b) 冷凝温度 52℃

越不需要大量喷油来对转子进行润滑、密封及对压缩气体进行冷却。

按喷油量来区分，螺杆式制冷压缩机可分为三种工作方式：喷油、少油及无油。

(1) 喷油螺杆压缩机，其喷油量（以容积计）是压缩机容积排气量的 1% 左右。图 6-22 所示为喷油螺杆压缩机工作流程，喷油螺杆压缩机需要油分离器，将油从排气中分离出来。通过重力或离心式分离，制冷剂气体中含油量可达到气体质量的 1%。对于一般制冷系统，如果没有回油装置，则需要将油进一步分离。图 6-23 和图 6-24 示出喷油螺杆压缩机容积效率和等熵效率与压力比关系试验值。试验采用 5+6 齿，型线类型 SRM D-2-B 阳转子直径 204mm、阴转子直径 204mm、转子长度 336.6mm、排气端面间隙 0.05 ~ 0.06mm，齿间啮合间隙 0.035 ~ 0.105mm、转速 3000r/min，压缩机容积排量为 1222m³/h、内容积比 2.2 ~ 4.8、润滑油为矿物油 ISO 66 (R717)、PAO ISO

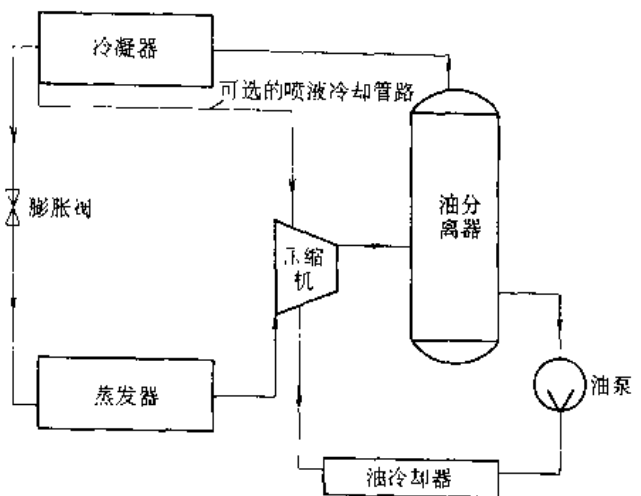


图 6-22 喷油螺杆压缩机工作流程

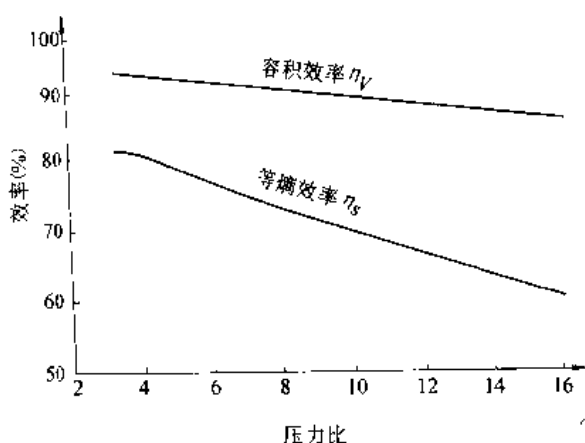


图 6-23 工质为 R22 的喷油螺杆压缩机试验结果
(排气量 1222m³/h、转速 3000r/min、冷凝温度 40℃)

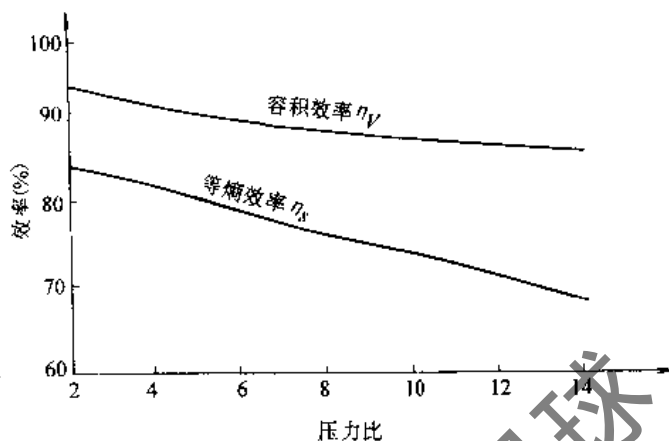


图 6-24 工质为 R717 的喷油螺杆压缩机试验结果
(试验条件同图 6-23)

68 (R22)、润滑油流量 115 ~ 138 L/min (R717)、82 ~ 93L/min (R22)、润滑油温度 45℃。目前市场上绝大部分制冷及空调用螺杆式压缩机采用这种方式。

(2) 少油螺杆压缩机 如果喷入压缩机油量为排气质量流量的 1%，即相当于油含量为容积排气量的 0.03%，这种工作方式称为少油。少油螺杆压缩机需要的润滑油，仅为喷油方式的 1/20 ~ 1/40。因此可大大节省系统在油分离器、油过滤器、贮油槽等方面的成本。在这种方式中，润滑油必须能和制冷剂有高度的可溶解性以便获得良好的回油性能。少油压缩机一般根据需要采用喷液来控制其排气温度。图 6-25 为少油螺杆压缩机工作流程，图 6-26 为少油螺杆压缩机容积效率和等熵效率与压比关系。少油螺杆压缩机可运行在小型热泵和空调用机组上。

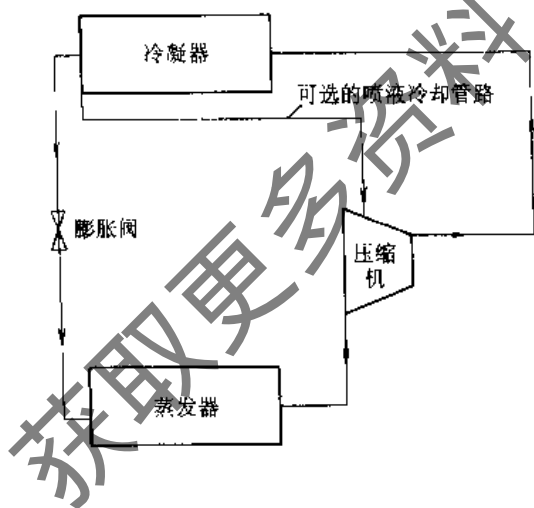


图 6-25 少油螺杆压缩机工作流程

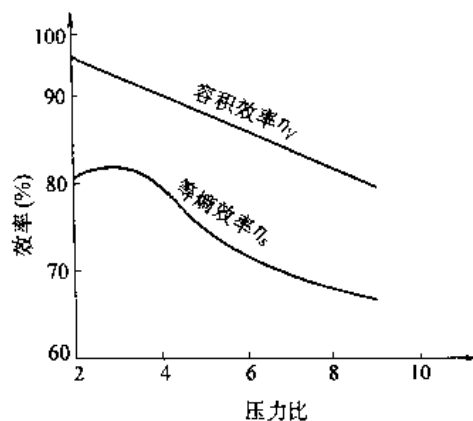


图 6-26 少油螺杆压缩机试验结果
(排气量 517.5m³/h、转速 2980r/min、
工质 R22、冷凝温度 40℃)

(3) 无油螺杆压缩机 采用同步齿轮，可使转子无接触运行，故压缩机工作腔可不需要润滑油。通过优化螺杆齿型，降低齿顶线速度，合理确定齿间间隙，可以实现螺杆压缩机无油运转。无油螺杆压缩机可使用在工艺用制冷上。

5. 喷液冷却技术

喷液系统出现的主要原因是：普通喷油螺杆需要喷进大量冷冻机油，油的处理、回收不但繁杂，而且辅助设备如油分离器、油冷却器等又多又大，因而使得螺杆式制冷压缩机机组笨重庞大，与主机螺杆压缩机的结构简单、体积小、质量轻的特点极不相称。为此，人们正在研究用喷制冷剂液体代替喷油，想借此割除油冷却器，缩小油分离器，使机组小型化、轻量化。

向螺杆式制冷压缩机喷液或喷油，是利用螺杆式制冷压缩机对湿行程不敏感的特点，即不怕带湿带尘运行而进行的。

图 6-27 示出喷液螺杆系统。喷液的原理是在螺杆压缩机某中间孔口的位置，将制冷剂液体（液量调节阀 6 控制）与冷冻机油混合后，一起喷入压缩机的转子中。液体制冷剂吸收压缩热并冷却油。由于液体制冷剂和油在中间某压力的转子位置喷入（吸气结束后），因此喷液不影响在蒸发压力下吸入气体量。这种系统虽然部分制冷剂用于冷却油温和吸收压缩热而并未直接参与制冷，但对制冷量影响较小。只是轴功率有所增加，但增加量也较少。

图 6-28 为制冷量和功率以不喷液为 1.00 的变化趋势图，从图中可以看出，喷制冷剂液体后，功率增加不多。因为制冷剂液体喷入，使压缩机接近等温压缩之故。

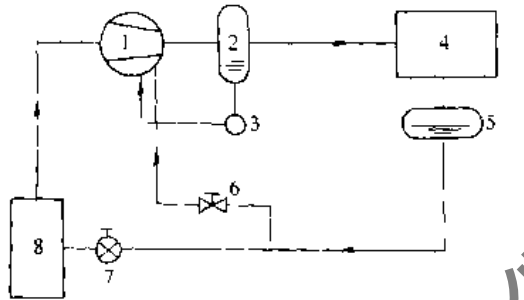


图 6-27 喷液螺杆系统

1—压缩机 2—油分离器 3—油泵 4—冷凝器
5—贮液器 6—喷液调节阀 7—膨胀阀 8—蒸发器

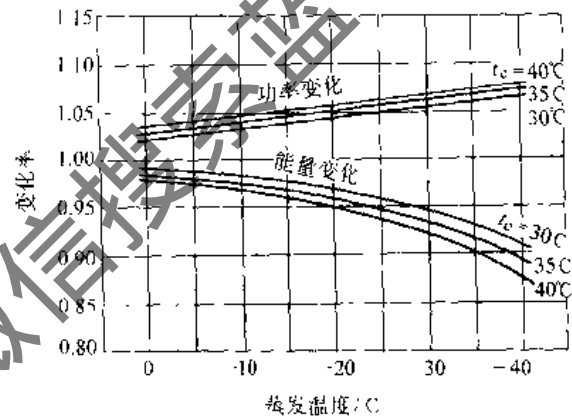


图 6-28 喷液螺杆功率和能量变化趋势
(NH_3 , 喷液温度 10°C)

喷液不宜全部代替喷油，因为油有一定粘度，密封效果好，同时油的润滑作用也是制冷剂液体不能代替的。为了不降低制冷机的性能，喷液的同时还要适当地喷油，所以喷液和喷油的比例，对机器的性能和结构设计有着极密切的关系，同时最佳喷射点的研究也是一个重要的课题。喷液点位置如同经济器回气口的位置一样重要。如果喷液点位置靠近吸气侧（吸气结束后），液体过量进入转子内，会增加气体闪发量而增加压缩功；若靠近排气侧，会减少密封和冷却效果，这也是不合理的。影响压缩机的喷射点的因素很多，最佳喷射点的位置应由试验确定。

图 6-29 表示不同喷液量对 R22 双螺杆制冷压缩机的排气温度、容积效率和等熵效率的实验结果。从中可以看出，喷液量增加会导致性能下降，特别在高压比的情况下。

6. 运行范围

虽然螺杆压缩机具有运行可靠、使用范围广的优点，但必须正确使用液体喷射或油冷却的方法，以适应某些恶劣工况。图 6-30 为 RB 系列半封闭式螺杆压缩机使用液体喷射和油冷却的系统图。图 6-31 为某一半封闭式螺杆压缩机的允许操作工况范围多边形，它表明压缩机的运行范围受最小吸气压力、最大压比、电动机电流、最大吸气压力、最小压差的限制。

7. 噪声及其控制

螺杆式制冷机组的运行必然产生噪声,对环境造成影响。为了改善室内外环境,必须对螺杆压缩机的噪声形成原因进行了解,再设法控制噪声。

(1) 噪声形成原因的分析 螺杆式制冷机组的噪声,主要由压缩机气流噪声、开启式压缩机电动机噪声及热交换器轴流风机噪声组成。

1) 螺杆压缩机气流噪声。螺杆一对转子高速回转时,产生强烈的空气动力性噪声。这种气流性噪声,主要是由周期性吸、排气噪声;过压缩和欠压缩的气体膨胀和回流噪声;齿槽内气体涡流噪声及泄漏噪声等组成。

周期性吸、排气噪声是转子高速回转时,周期性地吸、排气产生了压力脉动所形成的噪声。排气噪声的基频由下式计算:

$$f = \frac{nz}{60} \quad (6-16)$$

式中 n ——阳转子每分钟转数 (r/min);

z ——阳转子齿数。

在周期性噪声频谱中,除含有基频成分之外,还含有由此而产生的高次谐波,其频率为

$$f_n = nf \quad (n = 1, 2, 3, \dots) \quad (6-17)$$

当高速气流沿着一物体环流,或者一物体在流体中运动时,在边界层附近形成了周期地与其分离的涡流。由于粘滞力的作用,这一系列的涡流又分裂为更小的涡流,其分裂时所产生的压力起伏与脉动,以声波的方式传出去,即形成涡流噪声。涡流噪声的特征决定于被环流物体的形状、尺寸、气流相对物体的速度大小和方向。一般涡流噪声的频谱都是连续高频性的 (1000~6300Hz)。

螺杆压缩机转子高速旋转时,阴阳转子沟槽中的气体被压缩,气流相对于齿沟的环流速度很大,而且齿沟形状复杂不平滑,有形成涡流噪声的充分条件。一般半封闭式、全封闭式压缩机比开启式噪声低;多台小冷量压缩机比单台大冷量压缩机噪声低。

2) 开启式压缩机电动机噪声。主要由冷却风扇的气流噪声、电动机的磁性噪声及轴承的机械性噪声所构成,其中以气流噪声占主要地位。

3) 换热器轴流风机噪声。对于风冷式机组和风冷热泵式冷热水机组,轴流风机噪声也是主要噪声源。

(2) 噪声的基本知识和允许标准 振动在弹性介质中(气体、固体和液体)以波的方式进行传播,形成声波。人耳所能感觉的声波频率为 20~20000Hz 的声波。频率高于 20000Hz 的声波称超声波;频率低于 20Hz 的声波称次声波。人耳是听不见次声波和超声波的。一般将可听声波又分三个区域:①20~300Hz 为低频;②300~1000Hz 为中频;③1000Hz 以上为高频。

声音的强度常以声压级、声功率级来衡量。它们的数值都是以所测量的数值大小对于某一基准数的比值的对数来表示,单位为 dB。

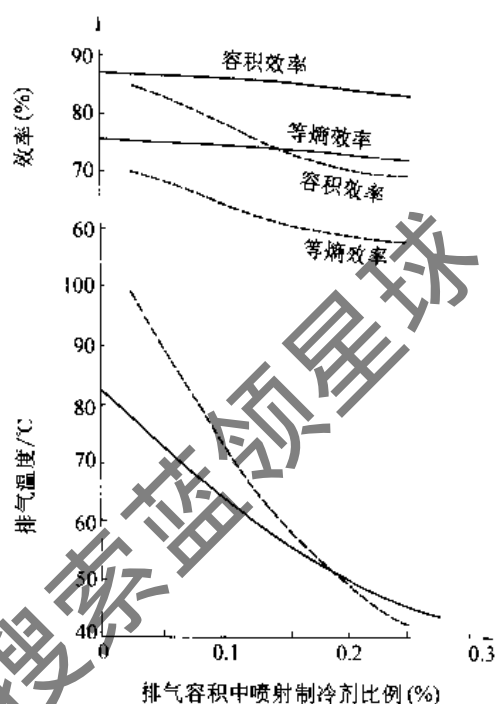


图 6-29 制冷剂液体喷射与性能关系(少油螺杆式压缩机)

(排气量 517.5m³/h、转速 2980r/min、工质 R22、冷凝温度 40℃)

——压比 4、内容积比 3.5

-----压比 8、内容积比 = 5.0

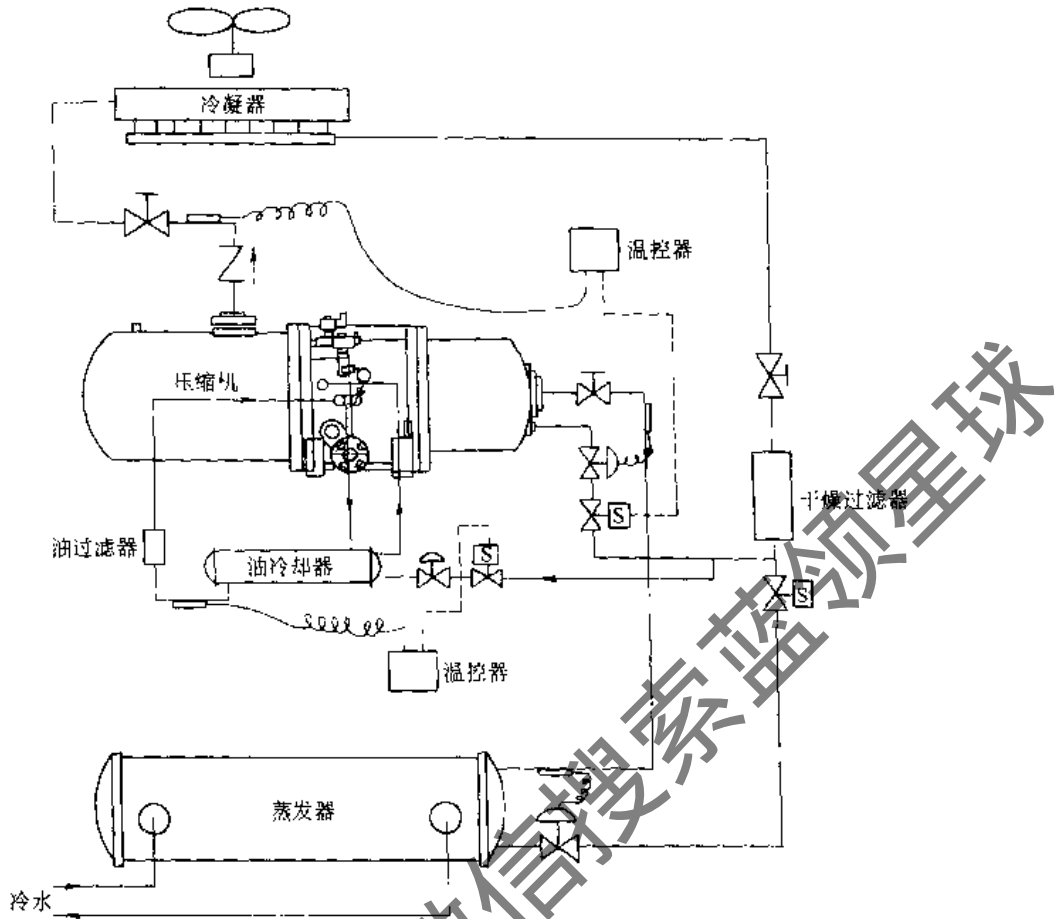


图 6-30 RB 系列半封闭式螺杆压缩机冷却系统

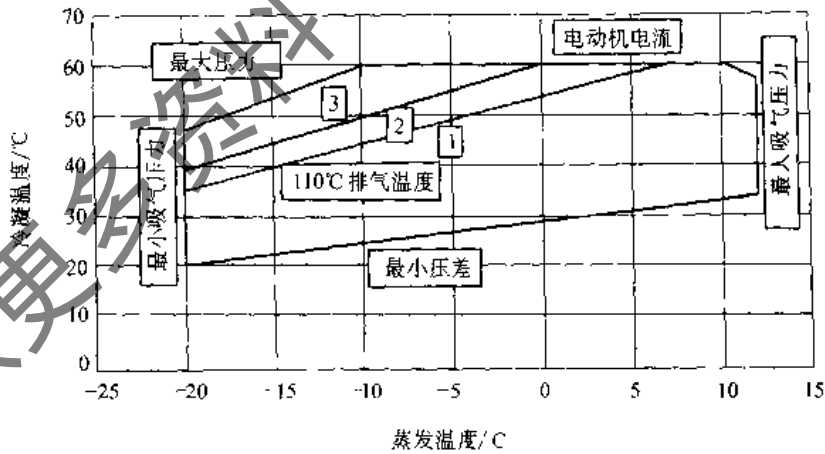


图 6-31 压缩机允许操作工况范围多边形

1—标准范围 2—需液体喷射或油冷却 3—需油冷却

声压级 L_p 等于这个声音的声压 P 和基准声压的比值的常用对数乘以 20，其数学表达式为

$$L_p = 20 \lg p/p_0 \quad (6-18)$$

- 式中 L_p ——声压级 (dB);
 p ——所测声压 (Pa);
 p_0 ——基准声压，定为 $2 \times 10^{-5} \text{Pa}$ 。

声功率是声波辐射的、传输的或接受的功率。声功率级的数学表达式为

$$L_w = 10 \lg W / W_0 \quad (6-19)$$

式中 L_w ——声功率级 (dB);

W_0 ——基准声功率 (W), $W_0 = 10^{-12}$ W;

W ——所测声功率 (W)。

一般噪声都不是某一种频率的纯音,而是具有连续频率范围的声音。这种声音的性质和特征一般以频谱图表示。频谱图是各种频率声音的声压级曲线。通过对噪声频谱的分析,便可确定对此种噪声的防治措施。

(3) 噪声防止途径 螺杆式制冷机组噪声的控制,是一个综合性的技术问题,采取单一的技术措施往往是不够的,必须从多方面着手。

1) 螺杆压缩机设计。首先在螺杆压缩机设计时,应考虑从声源上降低噪声。这主要是改革机组的结构与工艺,即尽可能消除和减少产生噪声的条件。例如,在转子沟槽和管道中,限制气流速度,造成气流在转子中环流的良好条件;对称齿型改成非对称齿型;提高转子的加工精度;减少排气压力落差,降低排气噪声和涡流;减弱机械噪声等。

2) 消声器。目前常用的消声器分为三类:抗性消声器、阻性消声器和阻抗复合消声器。消声器安装在压缩机排气侧,可放在压缩机内部,或者排气管路上,也可同时设置。图 6-32 为 30HXC 螺杆式冷水机组排气管消声器示意图。

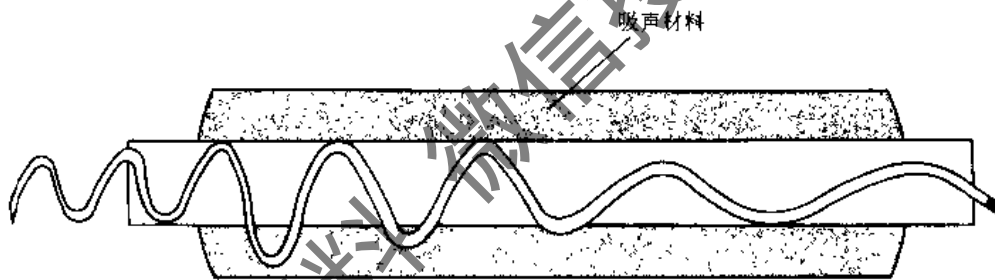


图 6-32 开利 30HXC 螺杆式冷水机组排气管消声器示意图

3) 开启式压缩机电动机噪声。对产生高噪声的大型电动机,改用后曲式叶片的冷却风扇,可明显降低电动机噪声。

4) 隔声罩。对于体积较小的制冷机组,可采用隔声罩,将整个机组罩起来。机罩内部要进行吸声处理。隔声罩所产生声压级降低值。可由下式估算:

$$\Delta L_p = 10 \lg(1 + a10^{0.1TL}) \quad (6-20)$$

式中 a ——隔声罩内壁吸声材料的吸声系数;

TL ——隔声罩刚性结构本身(如钢板)的隔声能力 (dB)。

TL 可以由下式决定

$$P \leq 200 \text{ kg/m}^2 \text{ 时 } TL = 13.5 \lg P + 13$$

$$P > 200 \text{ kg/m}^2 \text{ 时 } TL = 23 \lg P - 9$$

式中 P ——钢板单位面积的质量 (kg/m^2)。

6.1.3 主要部件结构

1. 转子型线和结构参数

(1) 齿型发展概述 螺杆压缩机的发展与其转子型线的发展是密不可分的。1934 年由瑞

典 A. Lysholm 教授首先设计成螺杆压缩机并制成样机, 齿型为非对称的。由于当时加工技术的限制, 螺杆压缩机还无法和活塞式压缩机竞争。进入到 50 年代, 由于对称圆弧齿型容易加工, 这期间对称圆弧齿型的发展较快, 应用广泛, 但对称圆弧齿型形成的泄漏三角形大, 容积效率低, 因此进入 60 年代, 随着机械加工水平的提高, 对称齿型被非对称齿型代替。这期间最具代表性的齿型为瑞典 SRM 和 Lysholm 齿型。先进工业国家基本上都购买了 SRM 技术专利来发展本国的压缩机工业。

70 年代中很多国家对型线进行了改进。1975 年, 联邦德国 Kaeser 公司发明了 Sigma 非对称齿型, 使压缩机功耗降低 14% ~ 20% 左右。1976 年, 瑞典 Atlas-Copco 公司在 SRM 专利的基础上发展了 X 齿型。1979 年, 联邦德国 G.H.H 公司在总结 X 齿型和 Sigma 齿型的基础上, 提出了效率更高的非对称 CF 齿型。

进入 80 年代, 随着转子加工专用机床和加工方法的进一步发展, 双螺杆压缩机在世界各地获得了空前的发展空间, 各种先进转子型线的出现, 改善转子加工工艺性和加工精度, 螺杆压缩机的效率和可靠性已全面超越活塞式压缩机, 在制冷、空调领域尤其获得了广泛的应用。

(2) 型线设计的基本要求 螺杆转子型线直接关系到螺杆压缩机的效率和可靠性。因此, 提高螺杆压缩机性能的关键之一, 归结为对转子型线的深入研究和最优化设计。

双螺杆压缩机的转子, 是由转子端面齿型按一定导程的螺旋运动形成的, 因此垂直转子轴线方向的每一截面形状, 与转子端面齿型相同, 只是相对之间存在着螺旋角。两螺杆啮合运动时, 其齿型曲线在啮合处始终相切, 并保持一定的瞬时转速比。构成转子端面齿型的若干齿型曲线称为转子型线, 因此, 对双螺杆压缩机转子型线的研究, 即是对阴、阳转子端面型线的研究。

转子端面型线是由若干段不同类型的曲线组成, 如圆弧、摆线、直线、椭圆、抛物线、等与其相应的共轭曲线组成, 它们之间的不同组合则构成了不同的转子齿型。根据螺杆压缩机的原理, 转子齿型除满足一般啮合运动的要求外, 还应满足下列基本要求:

- 1) 螺杆齿型在啮合运动过程中, 应具有排出和吸入方面的气密性, 即横向气密性 (图 6-33b)。
- 2) 螺杆齿型在啮合过程中, 应具有齿间容积之间的气密性, 即轴向气密性 (图 6-33a)。
- 3) 螺杆齿型在啮合过程中, 应具有尽可能短的接触线长度。
- 4) 螺杆齿型应具有较小的泄漏三角形。
- 5) 螺杆齿型应具有较大的面积利用系数。
- 6) 螺杆齿型应具有好的应急性能。
- 7) 螺杆齿型的各段型线接点应光滑过渡, 如 X 型线。
- 8) 螺杆齿型应具有较小的封闭容积。

此外, 从制造、运行角度出发, 还要求螺杆齿面便于加工制造, 具有良好的啮合特性, 较小的气体动力损失, 以及在热态和受力情况下, 具有小的不均匀热变形、弯曲变形等。

从图 6-34 可以看出, 若螺杆齿型间的啮合线顶点 H' 与两螺杆外圆周交点 H 不重合, 气体

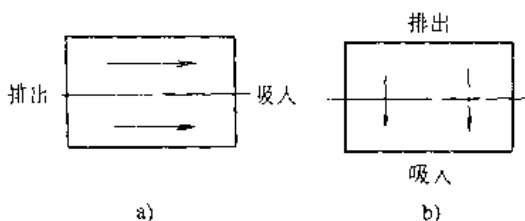


图 6-33 泄漏通道
a) 轴向泄漏 b) 横向泄漏

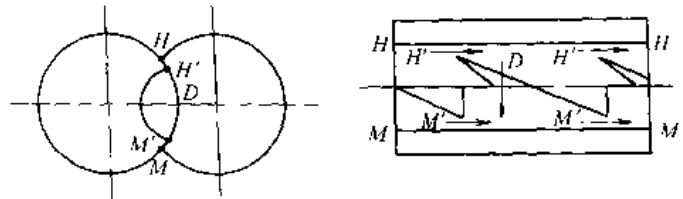


图 6-34 轴向和横向气密性的条件

就要沿 HH' 作轴向泄漏。由间隙 HH' 形成了称作泄漏三角形的泄漏通道。(MM' 虽然也是三角形通道, 由于 MM' 处于吸气侧, 不存在泄漏问题)。因此, 啮合线的顶点与两螺杆外圆周交点重合, 是确保螺杆齿型具有轴向气密性的条件。另外, 如果螺杆齿面间的接触线不连续, 则处在高压区的气体, 将通过接触线中断缺口 D , 向低压区作横向泄漏。因此接触线连续是保证螺杆齿型具有横向气密性的条件。在端平面上则表现为啮合线应该是连续封闭的曲线。

(3) 典型型线介绍 各种不对称齿型在螺杆压缩机中获得日益广泛的应用。尽管各种不对称齿型之间存在着种种差别, 但都是着眼于改善齿型的密封性。以下介绍几种应用较为广泛的不对称齿型。

1) 单边非对称摆线-销齿圆弧齿型 (图 6-35)。此齿型与原始不对称齿型的主要区别在于: 阳转子采用圆弧, 而阴转子采用径向直线来保护摆线发生点。摆线发生点处于内侧, 使在运转过程中, 当发生非常状况有磨损或擦伤时, 能够保持其较长的接触线的间隙不变而维持其较好的性能, 因而具有较好的应急性能。经此修正后, 便于螺杆在加工、安装、运行, 以及储运中保护摆线形成点, 但同时使啮合线顶点与螺杆外圆交点之距离增大, 轴向气密性有所降低。为此, 通常径向直线的长度不宜太长, 使轴向气密性的降低控制在允许范围以内。这种齿型在 70 年代末被我国规定为螺杆压缩机非对称齿型的标准齿型, 一直沿用至今。

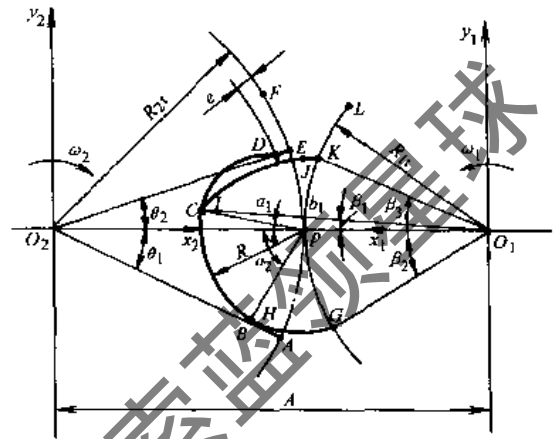


图 6-35 单边非对称摆线-销齿圆弧型线及其坐标系

2) SRM 齿型 (图 6-36)。此齿型又称为双边不对称摆线-包络圆弧齿型, 其特点是: 采用齿顶圆弧, 既保护了摆线形成点, 又便于测量阳螺杆外径; 采用齿峰圆弧, 使圆弧更为光滑; 采用圆弧包络线后, 接触线长度更短; 同时去除了阳螺杆齿根上的尖点, 改善了应力集中状态, 有利于承受较大的载荷, 螺杆齿的刚性亦有所提高。其缺点为轴向气密性有所降低, 一般通过限制直线倒棱长度及齿峰圆弧半径, 则不会过多降低轴向气密性。世界上曾经有几十个著名厂家购买 SRM 公司此项专利进行生产, 如日本 HITACHI 公司、KOBELCO 公司, 韩国 KYUNGWON-CENTURY 公司, 意大利 TEMOMECHANICA 公司等, 因此 SRM 齿型是世界上应用十分广泛的螺杆转子齿型。

3) Sigma 齿型 (图 6-37)。此齿型是由联邦德国 Kaeser 压缩机公司在 SRM 不对称齿型基础

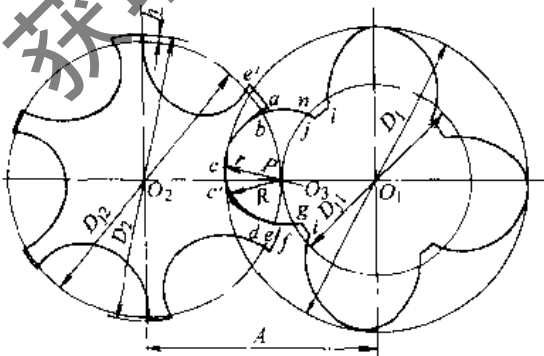


图 6-36 SRM 齿型

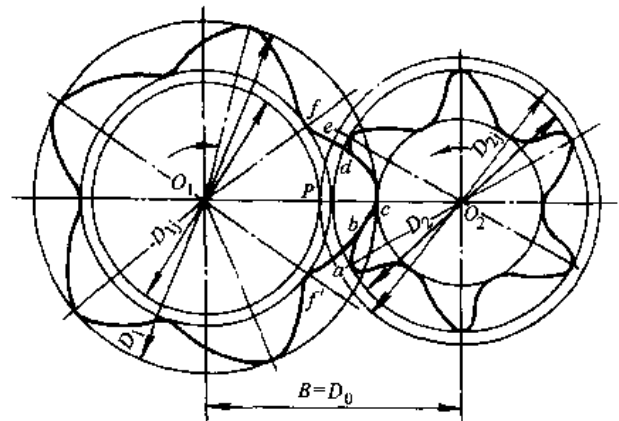


图 6-37 Sigma 齿型

上研制成功的，它不采用点啮合摆线，而采用光滑的曲线及相应的共轭曲线。这就使得接触线较短，减小了封闭容积。同时，整个齿型处处光滑过渡，减小了气体流动阻力。此外，该齿型属于单边齿型，阴转子外圆小于节圆，使整条接触线上相对运动的速度差有所增加，增加了泄漏阻力，有利于提高间隙密封效果。这种齿型的缺点是泄漏三角形较大，面积利用系数较小。

4) X齿型(图6-38)。此型线是瑞典Atlas公司在SRM不对称齿型的基础上进行改进而成。其目的是为了尽可能减小泄漏三角形，同时为了保护点啮合摆线的形成点；增大齿高半径，减薄齿厚，以提高面积利用系数；同时该齿型较为光滑，减少了扰流损失。

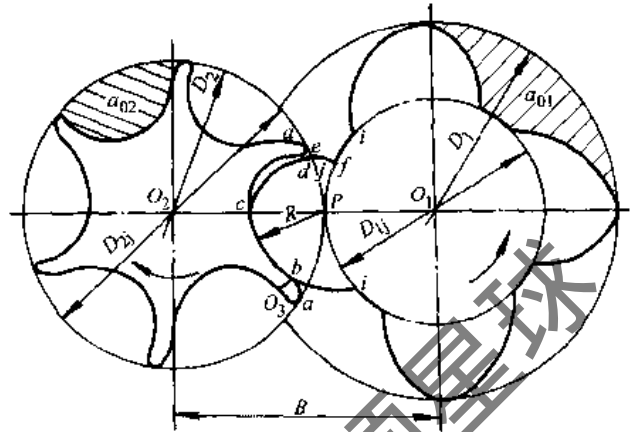


图6-38 X齿型

5) CF齿型(图6-39)。德国GHH公司设计的该种齿型，综合了Sigma齿型和X齿型的优点，泄漏三角形的面积只有X齿型的1/6，从而降低了泄漏损失，提高了容积效率；同时采用了5+6齿减少了齿间压差，从而减少了泄漏。提高了面积利用系数；保持了齿型光滑，降低了气体流动损失。据文献介绍，采用CF型线的螺杆压缩机，比目前的不对称齿型效率提高14%左右。

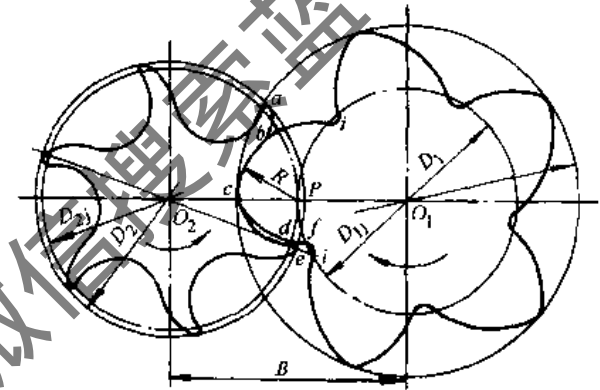


图6-39 CF齿型

应当看到，用以评价或比较不同齿型的许多因素是相互制约的。如：为了减小泄漏三角形，确保螺杆的轴向气密性采用点啮合摆线，就不可避免地使齿型具有封闭容积及接触线长度增加的缺点；为了保护摆线的发生点，采用小圆弧或直线作齿顶型线，则增大了泄漏三角形等等。所以应根据不同的使用场合选用不同的型线。

现在各种新的型线层出不穷，如日本日立的 α 齿型、日本神户的 β 齿型和瑞士斯达尔(Stals)齿型(见图6-40)。极大地提高了螺杆压缩机的性能。近年来国内几家专业工厂与有关大专院校结合，也纷纷自主开发各种新的型线来提高产品性能。

2. 螺杆主要结构参数

(1) 齿数 螺杆的齿数由排气量、排气压力、吸排气压力差及转子刚度诸因素来确定。一般，减小螺杆齿数，总是使面积利用系数增大，但同时使转子刚度下降。反之，增加齿数则螺杆刚度提高，面积利用系数却随之降低。应该指出，作为阳阴转子齿数比4:6的方案，具有良好的刚度，且阳阴转子的刚度接近相等。目前不对称齿型的齿数比趋向5:6的方案。实践证明，这种方案在刚度上是足够的，同时有利于阴转子提高齿顶圆周速度，使其接近阳转子速度。X齿型采用阳阴转子齿数比4:6的方案，SRM、Sigma、G.H.H等型线则均采用阳、阴螺杆5:6的齿数组合。

(2) 公称直径、长径比 螺杆直径是关系到螺杆压缩机系列化的零件标准化、通用化的一

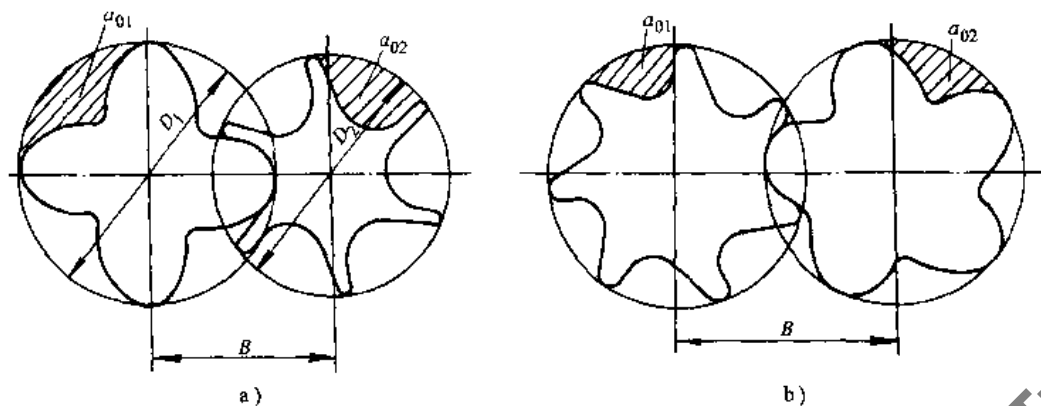


图 6-40 两种新形齿型

a) β 齿型 b) Stals 齿型

个重要参数。确定螺杆直径系列化的原则是：在最佳圆周速度的范围内，以尽可能少的螺杆直径规格来满足尽可能广泛的排气量范围。我国规定的制冷用螺杆压缩机直径系列可参见表 6-3。由于排气量与螺杆直径平方成正比，相邻系列螺杆直径的排气量差别较大。为此，在各螺杆直径下又列出几个长径比值，以变化排气量范围，能使相邻系列螺杆直径的排气量交错相接。

排气量相同时，采用长径比小的压缩机，其螺杆直径较大，吸排气口面积也大，因而气流损失较小，同时转子惯性矩增加，转子具有良好的刚度，增加了运转的可靠性。近代螺杆压缩机的发展趋势是采用小的相对长度。

表 6-3 制冷用螺杆压缩机直径系列

(单位: mm)

转子公称直径 D_0	转 子 长 度		转子公称直径 D_0	转 子 长 度	
	长径比 = 1.0	长径比 = 1.5		长径比 = 1.0	长径比 = 1.5
63	63	95	160	160	240
80	80	120	200	200	300
100	100	150	250	250	375
125	125	190	315	315	475

(3) 螺杆扭转角 螺杆扭转角的大小应能保证压缩机齿间容积充分吸气，它表示螺杆齿面在吸、排气端平面之间的扭转角度。为了使工作容积得到完全的吸气，工作容积应在与排气端完全脱开之后，再与吸气口脱开。螺杆齿的扭转角不能太大，一般阳转子的扭转角不大于 300° ，超过 300° 输气量不再增加。

(4) 齿高系数 齿高系数 ξ 定义为齿高半径与阳转子节圆半径之比。一般随齿高系数的增大，面积利用系数也增大，但过大的齿高系数会使阴螺杆刚度不足，以致加工齿面时会影响加工精度、运转时会导致泄漏。一般齿高系数取 $0.5 \sim 0.7$ 。

(5) 最佳圆周速度 螺杆齿顶圆周速度是影响压缩机外形及效率的重要因素。对于一定型线的螺杆压缩机，在相同工质、相同工况、一定的间隙、一定的喷油量和油温下存在着—最佳圆周速度，因为圆周速度增加，会使压缩机的动力损失增加，而圆周速度降低，则会使泄漏增加。图 6-41 示出最佳圆周速度的范围。有资料介绍，对于喷油螺杆压缩机，阳转子的最

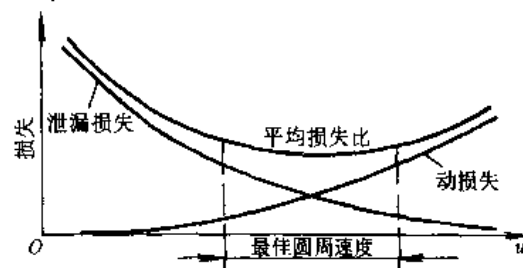


图 6-41 最佳圆周速度范围

佳齿顶圆周速度范围在 $15 \sim 45\text{m/s}$ ；少油螺杆压缩机在 $25 \sim 70\text{m/s}$ ；无油螺杆压缩机则在 $60 \sim 120\text{m/s}$ 。小直径的转子可以选用较高的旋转速度。如开利公司 06N 系列螺杆压缩机，其阳转子最高转速达到 9100r/min ，因此与同等容量的螺杆压缩机相比，其外形尺寸和质量减小了许多。

3. 吸气口和排气口

螺杆压缩机没有吸、排气阀，在设计时是根据使用工况，确定压缩机的吸排气压力和内压缩比，然后由内压缩比再顾及泄漏来确定内容积比及吸、排气孔口的位置。螺杆压缩机吸、排气孔口的合理设计，是实现气体内压缩的必要条件，同时又是影响压缩机效率的一个极为重要的因素。因此，在确定吸排气孔口时，必须符合下列要求：

1) 孔口的位置应保证气体在齿间容积内实现预定内压缩过程，特别是排气孔口存在一最佳孔口位置，使压缩机指示功率最小。

2) 吸气孔口应保证齿间容积对获得充足的吸气，同时减小吸气阻力损失；排气孔口应使齿间容积对中的压缩气体完全排出，避免产生封闭容积，造成附加功率损失及容积效率的降低。

3) 在保证密封的前提下，力求增大孔口通流面积，气体通道流线化，减小气体在流动过程中的损失；

4) 螺杆转子端面上的吸排气孔口不应处于啮合线范围以内，避免吸、排气孔口之间的连通。

(1) 吸气孔口 螺杆压缩机的结构特点，决定其同时存在轴向和径向吸气孔口。考虑到提高齿间容积对的充分吸气，以及减小吸气阻力，在压缩机设计时，一般均采用轴向和径向同时布置的结构。

1) 轴向吸气孔口。从压缩开始点起，阳螺杆齿间面积 a_{01} 将因阴螺杆齿的侵入而减少，即螺杆在这一位置时，齿间容积应与吸气孔口脱离，开始进行压缩过程。通过计算阳转子和阴转子的轴向吸气角，可以确定螺杆压缩机吸入端面上的轴向吸气孔口，其形状如图 6-42 所示，通常轴向吸气孔口开设在进气端座上。

2) 径向吸气孔口。为了尽可能扩大吸气通流面积，在开设轴向吸气孔口的同时，还将机体沿轴向挖空作为径向吸气孔口。图 6-43 为径向吸气孔口机体内壁展开图。该图是将图 6-42 中的 H 点顺轴向剪开，分别以阳阴螺杆齿顶圆柱面展开而成。图中位于吸、排气端的整圆柱段，对吸气通流面积的减少不大，却增强了机体的强度和刚性，同时又便于加工制造及测量。

(2) 排气孔口 排气孔口也分轴向排气孔口和径向排气孔口。轴向排气孔口开设在排气端座上，一般情况下，孔口的大小和位置，在能量调节过程中无法改变。径向排气孔口开设在滑阀上，在能量调节过程中，孔口的位置与大小可以改变。根据这种情况，在设计轴向排气孔口

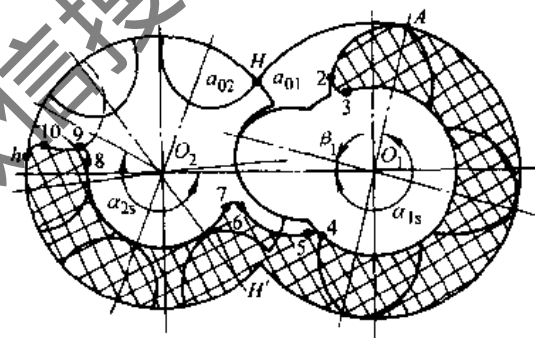


图 6-42 轴向吸气孔口

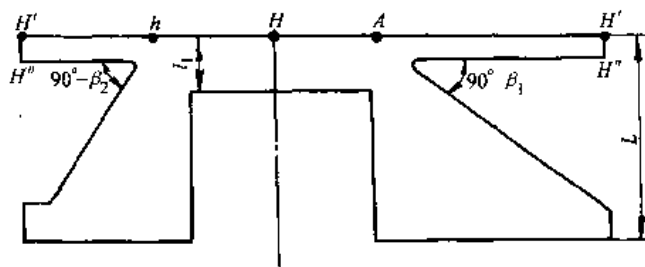


图 6-43 吸气孔口机体内壁展开

时, 选择内容积比最大, 孔口最小, 而径向排气孔口按设计工况中的容积比最小设计, 或分几档内容积比来设计。

1) 轴向排气孔口。其位置由吸气角、内压缩转角及螺杆的结构参数确定, 如图 6-44 所示。

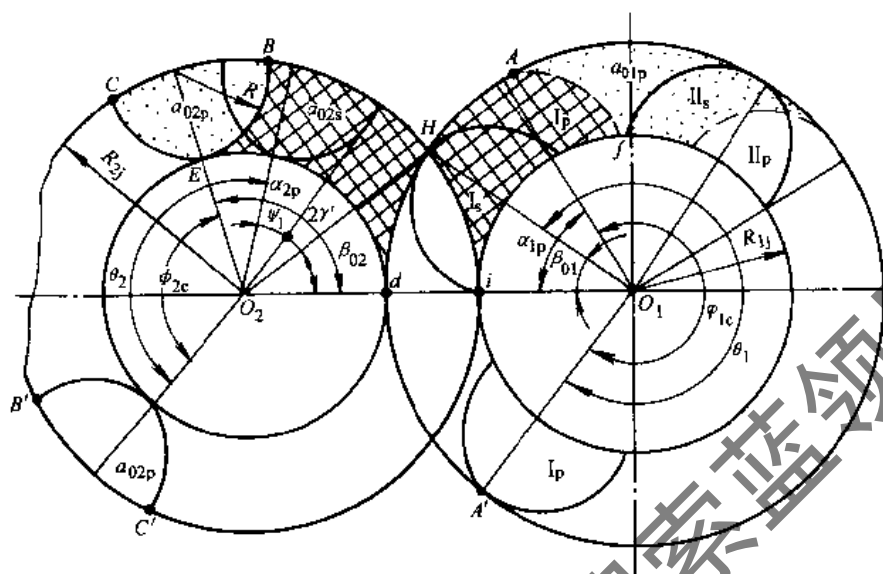


图 6-44 轴向排气孔口

2) 径向排气孔口。开设在滑阀上的径向排气孔口的位置和大小是可以改变的, 也根据内容积比确定其在滑阀上的轴向位置。滑阀结构如图 6-45 所示。

4. 容量调节机构

螺杆式制冷压缩机的能量调节的方法主要有吸入节流调节、转停调节、变频调节、滑阀调节、柱塞调节等。目前广为使用的多为滑阀调节和柱塞调节。

(1) 滑阀调节机构 滑阀调节的基本原理, 是通过滑阀的移动, 使压缩机阴、阳螺杆齿间容积对, 在齿面接触线从吸气端向排气端移动的前一段时间内, 仍与吸气口连通, 并使部分气体回流到吸气腔, 即滑阀减小了螺杆的有效工作长度, 以达到气量调节的目的。

滑阀式能量调节机构如图 6-46 所示。调节滑阀 4 位于压缩机两螺杆 3 和 8 啮合部位的上面, 与两螺杆外圆柱面配合。滑阀靠近排气孔口的一侧为滑阀后端, 另一端为滑阀前端。滑阀后端开有径向排气孔口, 通过手动、液动或电动等方式, 使滑阀沿着螺杆轴向方向往复运动。滑阀由油活塞带动, 当活塞左侧油腔进油、右侧油腔回油时, 推动滑阀右移, 打开旁通口, 减小螺杆的有效工作长度, 从而使压缩机的排气量减小。若油活塞两端进、回油关闭使滑阀停留在某一位置, 相应地压缩机即在某一排气量下工作。

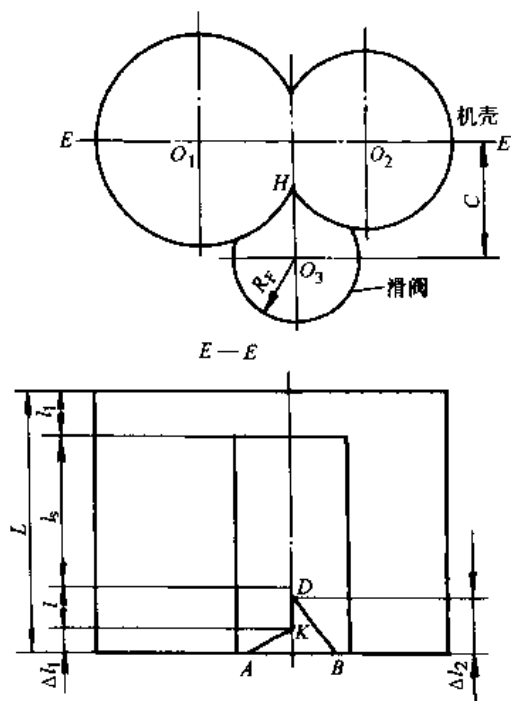


图 6-45 滑阀结构图

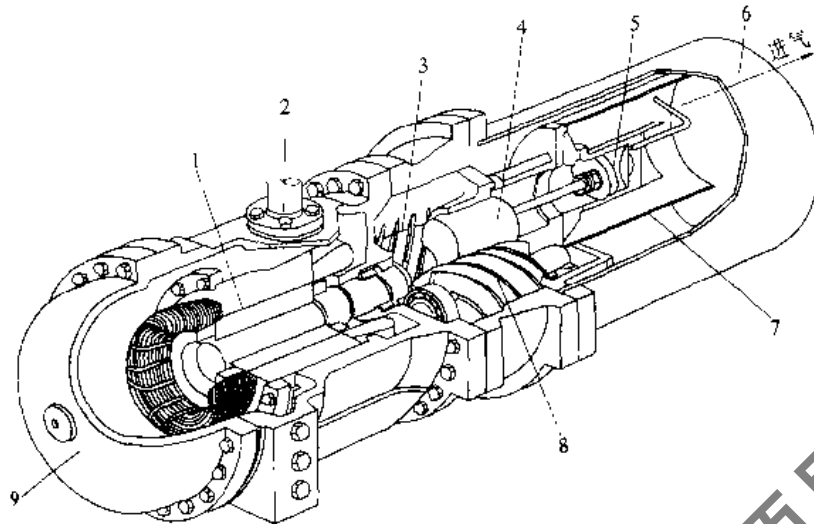


图 6-46 RTHB 螺杆式压缩机能量调节机构布置

1—电动机 2—电动机冷却(液体)管路 3—阳转子 4—滑阀 5—活塞、油缸组件
6—油分离器室 7—油分离器网 8—阴转子 9—经济器外壳

图 6-47 为滑阀能量调节的原理图。图 6-47a 为全负荷时滑阀的位置，此时滑阀尚未移动，压缩机运行时，工作容积内的气体全部被排出。图 6-47c 为部分负荷时滑阀的位置，滑阀向排气端方向移动，则旁通口打开，滑阀的有效工作长度相应减小。压缩过程中，工作容积内齿面接触线，从吸气端向排气端移动，越过旁通口后，工作容积内的气体才进行压缩，其余吸入的气体在工作容积封闭前，即通过旁通口重新回流至吸气腔。这样，实际排气量就减少了。图 6-47b 为这两种滑阀位置对应的 $p-V$ 图，滑阀移动的位置离固定端越远，旁通口开启得越大，螺杆的有效工作长度就越短，排气量就越少。

滑阀的调节是通过控制油活塞的运动来实现的，图 6-48a 所示为使用电磁换向阀的能量调节控制图。电磁换向阀由两组电磁阀构成，电磁阀 A_1 和 A_2 为一组，电磁阀 B_1 和 B_2 为另一组。每组的两个电磁阀通电时同时开启，断电时同时关闭。电磁换向阀组控制能量调节滑阀的工作情况如下：电磁换向阀 A_1 和 A_2 开启，电磁阀 B_1 和 B_2 关闭。高压油通过电磁阀 A_1 进入油缸右侧，使活塞左移，油活塞左侧的油通过电磁阀 A_2 流回压缩机的吸气部位。当压缩机运转负载增至某一预定值时，电磁阀 A_1 和 A_2 关闭，供油和回油管路都被切断，油活塞定位，压缩机即在该负载下运行。反之，电磁阀 B_1 和 B_2 开启，电磁阀 A_1 和 A_2 关闭，即可实现压缩机减载。这种情况下，滑阀的上下载是在油压差的作用下完成的。

图 6-48b 所示为另一种滑阀调节方法。它使用两个电磁阀，当压缩机卸载时，卸载电磁阀开启，上载电磁阀关闭，高压油进入油缸，推动油活塞，使滑阀移向开启位置，滑阀开口使压缩机气体回到吸气端，从而减少压缩机输气量。压缩机上载时，卸载电磁阀关闭，上载电磁阀

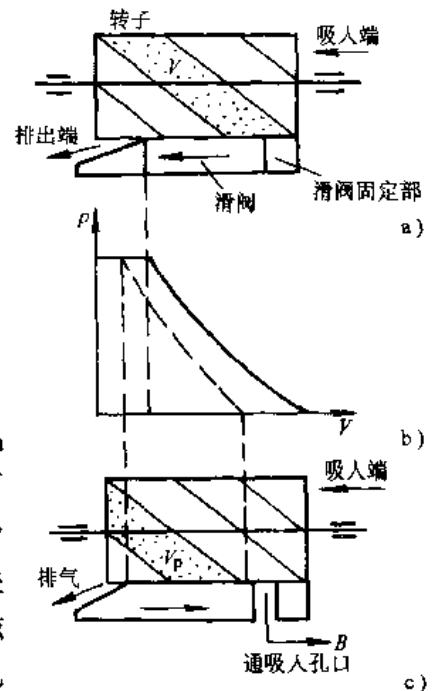


图 6-47 滑阀能量调节原理

a) 全负荷时 b) $p-V$ 图 c) 部分负荷时

开启，使油从油缸排向机体内吸气侧，滑阀在制冷剂高低压压差的作用下，移向全负荷位置，此时，滑阀在加载时移动速度比卸载时快。与图 6-48a 相比而言，这种方法结构简单，调节方便，开利 23XL 螺杆冷水机组即采用这种调节方法。

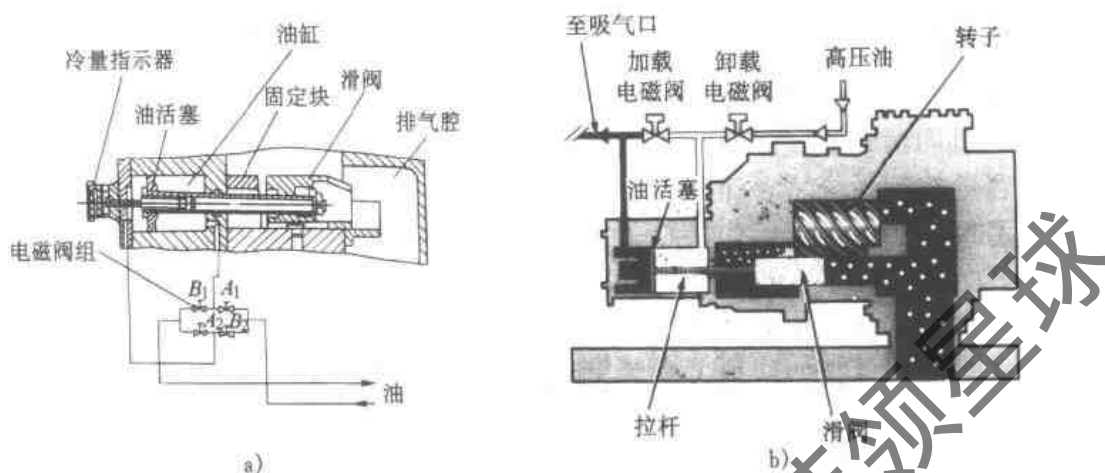


图 6-48 滑阀控制

a) 两组电磁阀 b) 两个电磁阀

图 6-49 为螺杆式制冷压缩机排气量和滑阀位置关系曲线。滑阀前部同固定端紧贴时，为全负荷位置。当滑阀稍微移动时，旁通口即开启。由于滑阀固定部分的长度约占机体长度的五分之一，故当滑阀刚刚离开固定端时，从理论上分析，应存在气量突跳点，即排气量突降至 80% 左右，如图 6-49 虚线所示。但压缩机实际运行中，由于旁通口的阻力，通过旁通口的回流气体减少，因此，排气量不会从 100% 立即降到 80%，而是如图 6-49 实线所示，排气量连续变化。

随滑阀向排气端移动，排气量继续降低。当滑阀向排气端移动至理论极限位置时，即当工作容积的齿面接触线刚刚通过旁通口，将要进行压缩，此时压缩机处于全卸载状态。如果滑阀越过这一理论极限位置，则排气端座上的轴向排气孔口与工作容积连通，使排气腔中的高压气体倒流。为了防止这种现象发生，实际上常把这一极限位置设置在排气量 10% 的位置上。因此，螺杆制冷压缩机的能量调节范围一般为 10% ~ 100% 内的无级调节。

当压缩机在部分负荷运行时，其工作容积内压缩終了压力，低于满负荷运行时的内压缩終了压力。这是由于减负荷运行时，螺杆的有效工作长度缩短，实际吸入气体减小，内容积比相应减小的缘故。在能量调节过程中，其制冷量与功率消耗关系如图 6-50 所示。

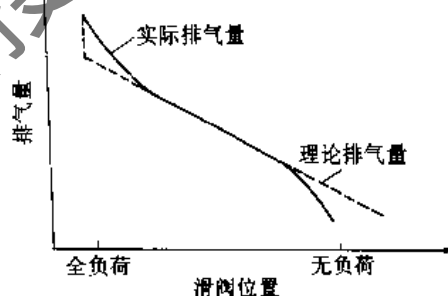


图 6-49 螺杆式制冷压缩机排气量和滑阀位置关系曲线

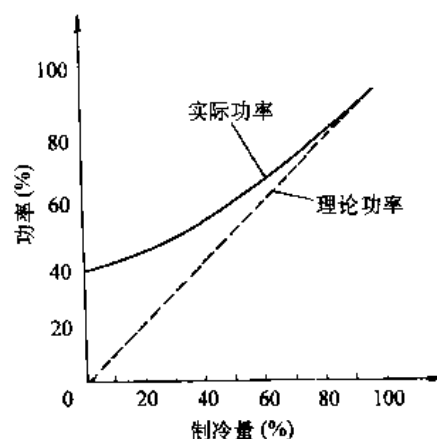


图 6-50 螺杆式制冷压缩机的制冷量与功耗的关系

从图中可以看出，螺杆式制冷压缩机的制冷量与功耗的关系，在能量调节范围内不是成正比，当压缩机负荷为 50% 以上时，功率消耗与负荷接近正比关系，而在低负荷下，功耗较大。因此，从经济性方面考虑，一般认为螺杆制冷压缩机在 50% 负荷以上至满负荷运行为宜。

图 6-51 示出 RB 系列半封闭式螺杆压缩机四段式容量控制系统图。容量控制系统由一个容量调节滑块及一组油活塞组成，25%、50%、75%、100% 为其调节的范围。其工作原理是利用油活塞推动容量调节滑块。容量调节滑块的移动，造成部分制冷剂旁通回吸气端，使制冷剂流量减少，以达到部分负荷调节。

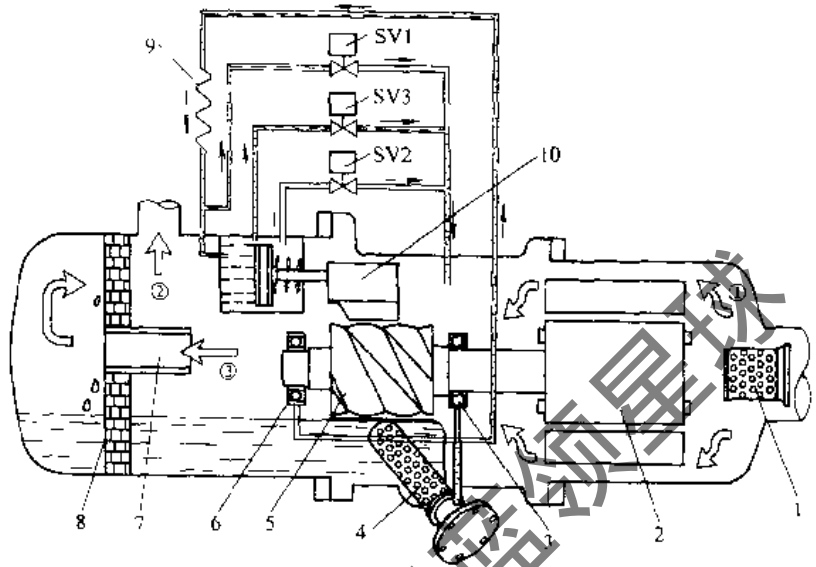


图 6-51 RB 系列半封闭式螺杆压缩机四段容量控制系统

停机时，弹簧的力量使油活塞回复到起始状态。压缩机运转时，油压开始推动油活塞，借助电磁阀的动作，控制油活塞的定位。而电磁阀由系统的温度开关来控制。表 6-4 列出四段式容量控制电磁阀的动作。

图 6-52 示出 RB 系列半封闭式螺杆压缩机连续式容量控制系统图。连续式容量控制与四段式容量控制的基本构造相同，但是在电磁阀的应用上不同。连续式容量控制采用一个常闭及一个常开电磁阀。此电磁阀分别控制液压缸油的出入口，且受控制器的控制。控制器会依据设定要求，对电磁阀激励，控制液压缸进油与泄油，使油活塞作无段式位移。连续式容量控制可以在 25% ~ 100% 容量之间作连续式控制，以达到稳定输出的功能。温度控制精度，依据所选用的温度控制器精度而有所不同。表 6-5 列出连续式容量控制电磁阀动作。

表 6-4 四段式容量控制电磁阀动作

	SV1	SV2	SV3
100%	关	关	关
75%	关	开	关
50%	关	关	开
25% (起动)	开	关	关

(2) 柱塞调节机构 目前，螺杆冷水机组趋向于采用多压缩机结构，即一台机组配多台压缩机。这就要求缩小单台压缩机的外形尺寸，特别是轴向长度尺寸。由于使用滑阀能量调节机构，势必增大压缩机的轴向尺寸，因此一些生产厂商采用柱塞调节机构来替代滑阀。

柱塞调节机构的结构如图 6-53 所示：在转子座上，沿螺杆轴向的某一特定位置，开设一旁通通道，柱塞在通道内沿着螺杆径向作往复滑动，柱塞的前端面形状为圆柱气缸的一部分，满负荷时，柱塞前端面与螺杆紧密配合，以防止气体从此处泄漏。一般对应阴、阳螺杆各有一个柱塞。与滑阀不同，柱塞调节属于有级调节，每一个柱塞对应一级卸载。如开利 06N 螺杆压缩机，柱塞两级卸载分别为 40%、70%。

采用柱塞调节的每台压缩机只有两级卸载，但多台压缩机联合使用，可以增加冷水机组的

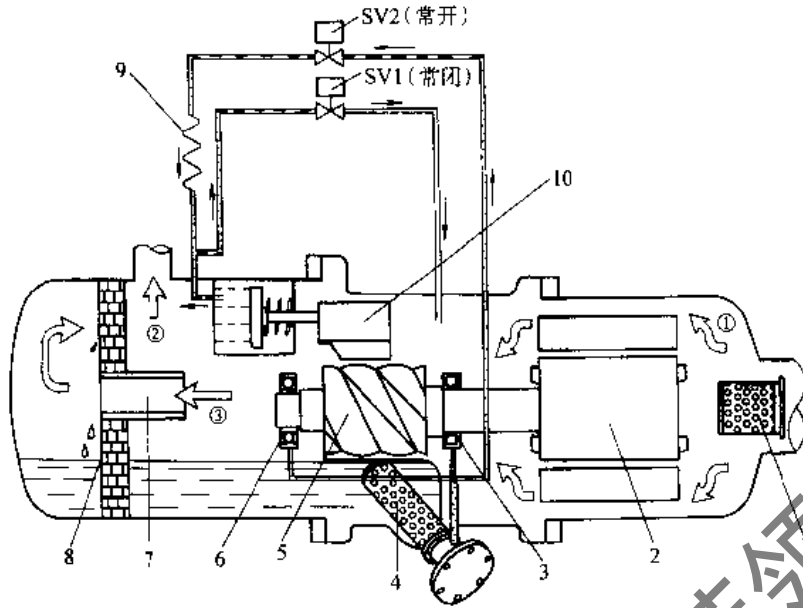


图 6-52 RB 系列半封闭螺杆压缩机连续式容量控制系统图

1—进气过滤器 2—电动机 3—吸气端轴承 4—机油过滤器 5—压缩机转子 6—排气端轴承
7—排气管 8—油分离器滤网 9—毛细管 10—容量调节滑块及油活塞

①—低压制冷剂气体 ②—高压、不含油制冷剂气体 ③—制冷剂气体（高压、含油） SV1、SV2—容量控制电磁阀

调节级数，完全满足实际运行时的能量调节需要。同时，可以简化压缩机结构和制造工艺，避免因定位等各种原因造成的转子与滑阀间的磨损。另外，减小了压缩机的轴向长度和体积，便于多个机头的安装。

表 6-5 连续式容量控制电磁阀动作

	SV1 (常闭)	SV2 (常开)
起动	通	通/断
增加	断	断
减少	通	通
稳定	断	通

5. 内容积比调节机构

在制冷和空调应用中，由于气候条件的改变，螺杆式制冷压缩机运行压缩比会在一个宽广范围内变化，以致会造成欠压缩和过压缩现象，降低了压缩机的运行效率。内容积比调节机构的目的是通过改变径向排气口的位置来改变内容积比，以适应不同的运行工况，以节省能耗，这对带有经济器运行的螺杆压缩机将显得更为重要。

早期的方法是生产厂根据压缩机应用中的常用工况要求，提供不同内容积比的机器供选择，即通过更换不同的径向排气口的滑阀，或同时更换排气端座。但是对于工况变化很大的机组，有必要实现内容积比随工况变化进行无级自动调节。

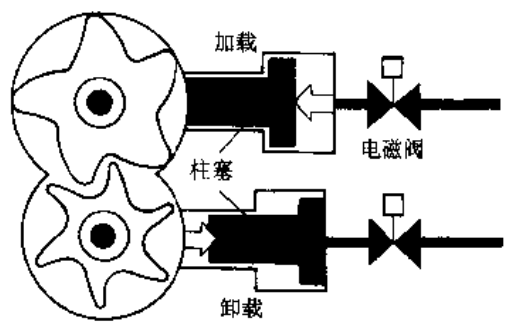


图 6-53 柱塞能量调节机构

图 6-54 是德国寇尔托马塔 (Kühlautomat) 公司滑阀无级内容积比调节机构。图中输气量调节滑阀 1 和内容积比调节滑阀 3 都能左右独立移动。滑阀 1 同油活塞 7 连成一体，通过油孔 6 和 8 进出油推动油活塞 7，实现滑阀 1 左右移动；而油孔 5 进出油是使作用在油活塞 4 上的油压力与弹簧 2 的弹簧力合力差，推动内容积比调节滑阀 3 左右移动。在进行内容积比调节时，设有径向排气孔 11 的输气量调节滑阀 1 向左边移动，则排气孔口缩小，此时，内容积比调节滑

阀3也必须向左移动,紧靠滑阀1。在进行输气量调节时,滑阀1向左移动,滑阀3则通过油孔5放油,脱离滑阀1,造成两滑阀有一定间距,制冷剂气体在两滑阀之间旁通。由上述可知,滑阀1的移动可以无级调节输气量和卸载起动,而滑阀1和3联动可以进行无级内容积比调节。

内容积比调节机构的特点是结构简单、调节可靠,能有效地达到使内外压缩比相一致的目的,在一定程度上满足用户对变工况的要求,同时有效地提高螺杆式制冷压缩机的运转经济性。图6-55示出固定内容积比和可变内容积比的双螺杆压缩机的效率曲线。

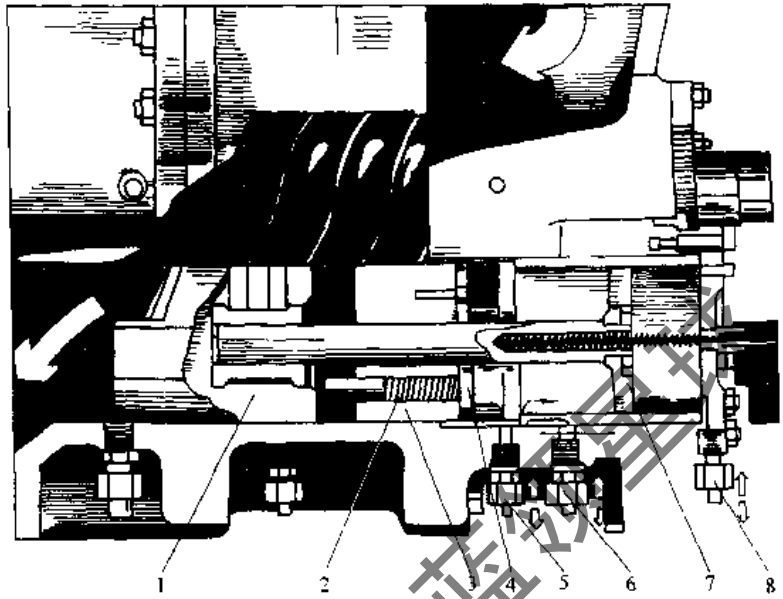


图 6-54 内容积比调节结构

1—输气量调节滑阀 2—弹簧 3—内容积比调节滑阀
4、7—油活塞 5、6、8—进出油孔

6. 平衡机构和主轴承

螺杆式制冷压缩机属高速重载。为了保证阴、阳螺杆的精确定位及平衡轴向力和径向力,必须选用高精度、高速、重载的轴承和相应的平衡机构,确保螺杆可靠运行。

一般说,低负荷、小型机器,多采用滚动轴承;高负荷、大中型机器中,多采用滑动轴承。由于滚动轴承的间隙小,能提高螺杆的安装精度,使转子与转子、转子与机壳具有较小的间隙,减少了气体的泄漏。另外滚动轴承摩擦损耗小,维护也比较简单。而滑动轴承加工和装配都不如滚动轴承方便,近年来逐渐趋向于采用特别的重载、高速、长寿命的滚动轴承。

对于径向轴承,一般采用圆柱滚子轴承。推力轴承采用角接触球轴承。无论采用何种型式的轴承,都应确保螺杆的排气侧轴向定位,而在吸入侧留有较大的轴向间隙让其自由膨胀,以便保持排出端有较小的间隙值,使气体的泄漏量最小,并避免端面磨损。因此,为了减轻角接触球轴承的负荷,在阳螺杆轴上装设平衡活塞,将高压油或气体引入平衡缸内,并作用于平衡活塞,以期抵消大部分轴向推力。

图6-56是开利公司23XL半封闭式螺杆压缩机剖面图。可以看到,它共使用了两种型式的滚

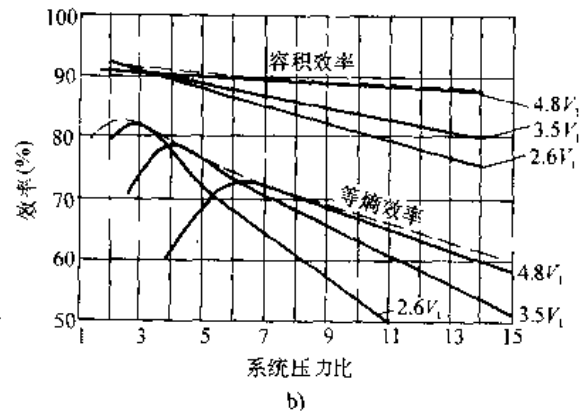
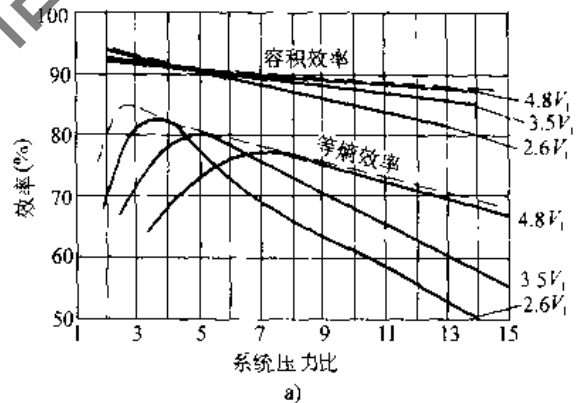


图 6-55 双螺杆压缩机效率曲线

a) R717 b) R22

--- 变化 V_1 —— 固定 V_1

动轴承，即圆柱滚子轴承和角接触球轴承，其中圆柱滚子轴承承受径向力，角接触球轴承承受轴向力和径向力。阳螺杆吸气侧布置一个圆柱滚子轴承，排气侧布置一个圆柱滚子轴承和四个角接触球轴承，以承受较大的轴向力；阴螺杆吸气侧布置一个圆柱滚子轴承，排气侧布置一对角接触球轴承。由于全部采用了对润滑不敏感的滚动轴承，故 23XL 冷水机组中不设油泵，而通过排气压力来喷油和润滑。

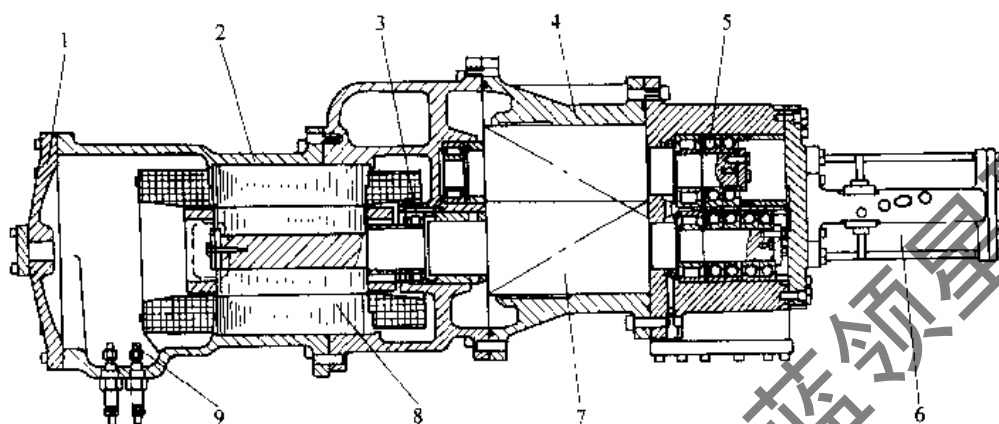


图 6-56 开利 23XL 半封闭式螺杆压缩机

1—电动机端盖 2—电动机壳体 3—圆柱滚子轴承 4—转子壳体 5—角接触球轴承
6—卸载机构 7—转子 8—电动机 9—接线柱

图 6-57 所示的 LG25CA/F 螺杆压缩机采用了圆柱滚子轴承、主轴承及平衡活塞多种支撑和平衡结构。阴、阳螺杆吸排气侧均各布置了一个滑动轴承，阴、阳螺杆排气侧各有两个止推方向相反的角接触球轴承，以平衡气体的轴向力和阻止起动时的轴向串动。另外，由于阳螺杆的轴向推力较大，故在吸气侧还布置有一平衡活塞，以平衡指向吸气口的轴向推力。

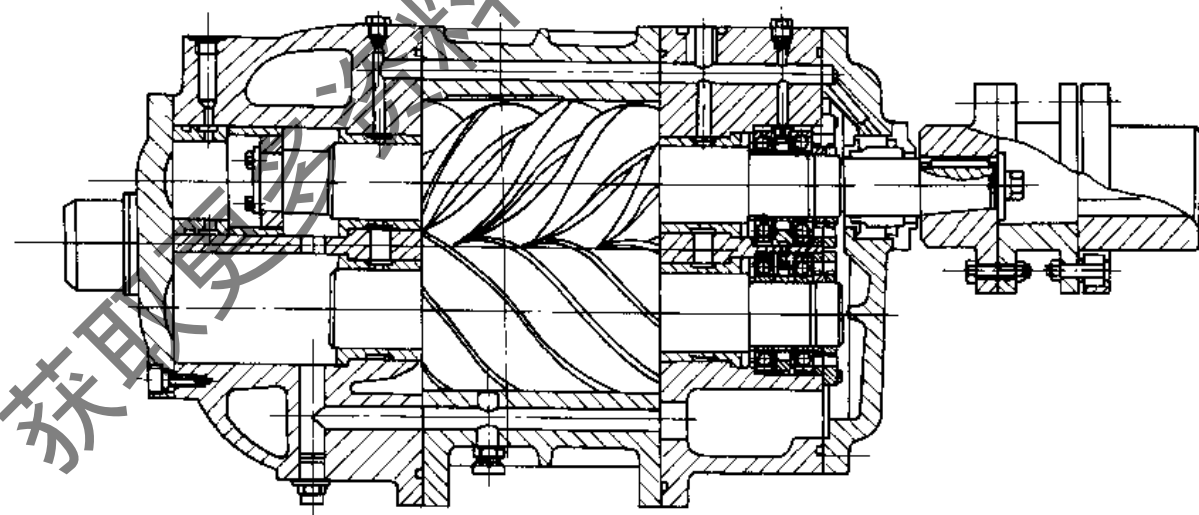


图 6-57 LG25CA/F 螺杆压缩机

7. 油循环系统

(1) 型式分类 螺杆式冷水机组的油路系统是确保螺杆压缩机安全、可靠运行的关键因素。如前所述，喷油式螺杆压缩机的喷油量（以容积计）约占螺杆制冷压缩机排气量的 0.8%~1%，喷入的油除了起密封工作容积和冷却压缩气体与运动部件的作用外，还要润滑轴承、

增速齿轮、阴阳转子等运动部件。根据油路系统是否配有油泵，将其分为三种类型：即带油泵油循环系统、不带油泵油循环系统及混合油循环系统。

1) 带油泵油循环系统。带油泵系统是螺杆冷水机组常用的油循环系统，特别是压缩机采用滑动轴承（主轴承），或螺杆转速较高，以及带有增速齿轮等情况下，冷水机组上需设置预润滑油泵。每次开机前，首先起动预润滑油泵，建立一定的油压，然后压缩机才能正常起动。当机组工作稳定后，系统油压可以由油泵一直供给，或由冷凝压力提供，此时预润滑油泵可以关闭。

图 6-58 是典型的带油泵油循环系统。贮存在油分离器 5 内的较高温度的冷冻油，经过截止阀，油粗过滤器 8，被油泵 9 吸入排至油冷却器 11。在油冷却器中，油被水冷却后进入油精过滤器 12，然后压入油分配总管 13，将油分别送至滑阀喷油孔、前后主轴承、平衡活塞、四通换向电磁阀 A、B、C、D 和能量调节装置的液压缸 14 等处。

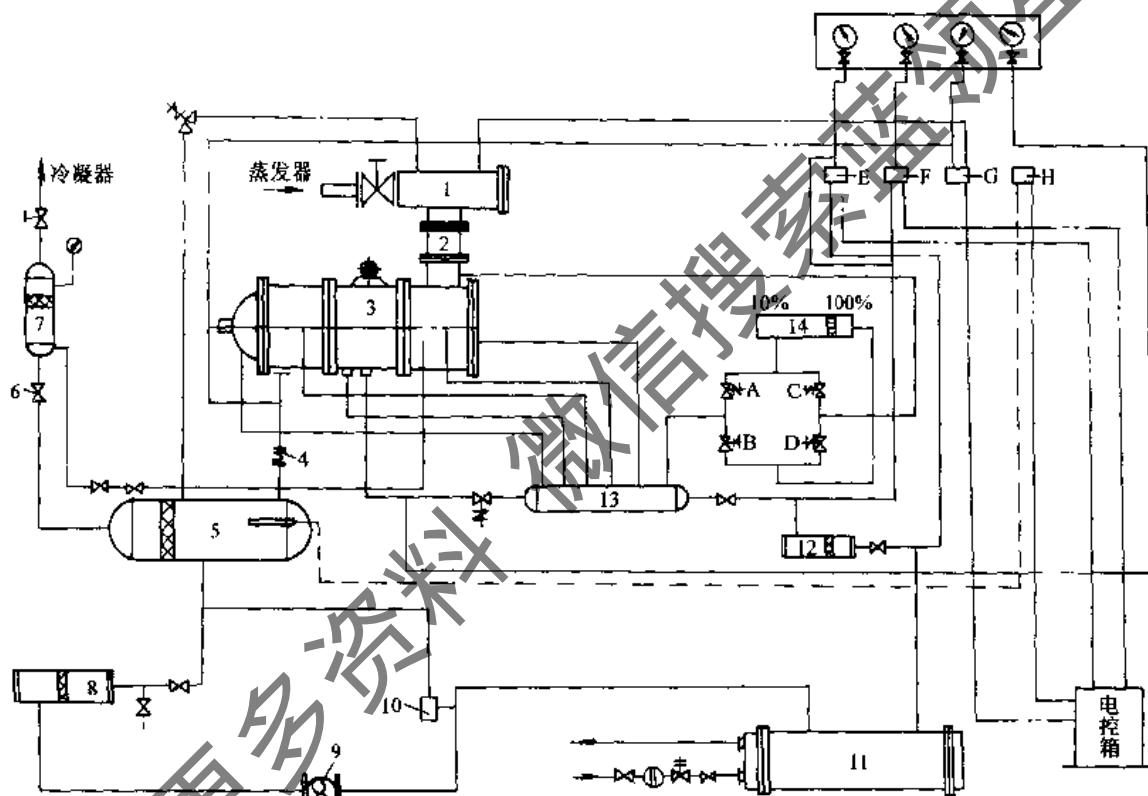


图 6-58 带油泵循环系统

——油路 —··—电路 —·-·-气路 ···-温度

- 1—吸气过滤器 2—吸气止逆阀 3—压缩机 4—排气止逆阀 5—油分离器 6—截止阀 7—二次油分离器
8—油粗过滤器 9—油泵 10—油压调节阀 11—油冷却器 12—油精过滤器 13—油分配总管 14—液压缸

送入前后主轴承、四通换向电磁阀的油，经机体内的油孔返回到低压侧。部分油与蒸气混合后，由压缩机压至油分离器。一次油分离器内的油经循环再次使用，二次油分离器内的低压油，一般定期放回压缩机低压侧。

压差控制器 G 控制系统高低压力，温度控制器 H 控制排气温度，压差控制器 E 控制过滤器压差，压力控制器 F 控制油压。

2) 不带油泵油循环系统。当压缩机采用对润滑条件不敏感的滚动轴承，以及压缩机转速

较低时，机组常趋向于采用不带油泵的循环系统。在机组运行时依靠机组建立的排气压力来完成油的循环。如开利的 23XL 螺杆式冷水机组。

3) 混合油循环系统。不少机组联合使用上述两种系统。机组运行在低压工况下，由油泵供给足够的油，而在高压运行时，靠压力差供油。

(2) 主要油系统部件

1) 油分离器。螺杆式制冷压缩机由于喷入大量的润滑油，制冷剂蒸气与油的混合物由压缩机排气口排出。若气、油混合物进入冷凝器和蒸发器等热交换器后，由于油不蒸发，就会在换热器的壁面上形成一层油膜，这样就大大降低了传热效果和制冷效率。为此，对制冷剂中的油，必须在进入系统之前在油分离器中进行分离。

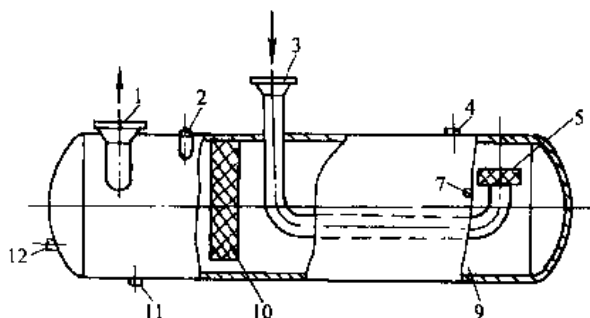


图 6-59 卧式油分离器

1—出口接管 2—安全阀接管 3—进口接管 4—感温包连接处 5—消声器 6—油泵回油接管 7—油压调节阀回油接管 8—油位计 9—储油器 10—油过滤器 11—出油口 12—电加热器连接处

当螺杆压缩机排出的高压气、油混合物进入油分离器（图 6-59 和图 6-60），由于油分离器容积大，气体的流速突降，加上气体的流动方向改变，依靠惯性作用使油分离沉降下来，大量的油聚集在分离器底部。这种分离被称为一级分离，为了进一步提高分离精度，有些螺杆冷水机组还进行二次油分离或多次油分离。

二次油分离器的结构如图 6-61 所示。二次分离是在一次分离后进行的，它是利用特制的填充物，将细小雾状油滴通过捕集作用，使油滴凝聚变大，在流经填充物时被进一步分离下来，分离效果以质量计可达 $(5 \sim 50) \times 10^{-6} \text{ kg/kg}$ 。目前填充物有不锈钢金属丝网、玻璃纤维、聚脂纤维、微孔陶瓷等。一般气流流经滤网的流速控制在 $1 \sim 2 \text{ m/s}$ 范围内，过高流速会影响分离效果。在设计具体结构时，应注意使气流方向和分离方向一致。

图 6-62 为一卧式高效多级油分离器，筛网垫将排气中的油组分减少到 $50 \times 10^{-6} \text{ kg/kg}$ 吸入气体左右，这对大多场合已经适用。在只允许更少油损失的场合，可进一步安装组合过滤器，以减少含油量，此时可将油含量减少至 $5 \times 10^{-6} \text{ kg/kg}$ 吸入气体左右。由于

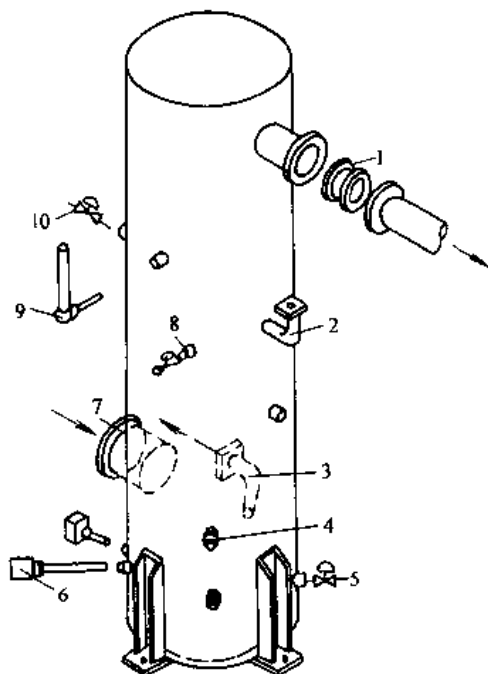


图 6-60 立式油分离器

1—排气止逆阀 2—安全阀接管 3—出口
4—油位计 5—排油阀 6—油加热器 7—
进气接口 8—排空阀 9—排气温度计
10—压力阀接管

安装了专用的排油阀，过滤器能够自动回油。当然，此组合件只有在以下工况下才是必要的：对 R22 蒸发温度低于 -20°C 或对 R717 蒸发温度低于 5°C 。分离下来的油聚集在分离器的底部，玻璃视镜可以观察到油位。油位传感器用于防止失油。内装式电加热器在停机时会自动加热以防止制冷剂冷凝。

此高效多级油分离器工作原理如下：①在第一级，由于混合物的方向和速度发生快速变化，引起大的油液滴分离；②在第二级，混合物通过编织成的金属筛网垫时，绝大多数油雾聚集成油滴，然后滴入分离器底部的贮油器；③在第三级，是最彻底分离混合气体的一步，通过组合过滤器几乎可以分离出所有的润滑油。

以上卧式或立式油分离器，都是独立于蒸发器和冷凝器之外的一个单独的部件。为了减少联结部位的数量、简化机组结构及缩小机组外形尺寸，还存在一种将油分离器内置于冷凝器的新结构，如开利公司的 30HXC 螺杆式冷水机组。

2) 油冷却器。喷入螺杆制冷压缩机的油温，一般根据不同的制冷剂和冷冻机油分别有相应的喷油温度。如对氨制冷机是 $25 \sim 55^{\circ}\text{C}$ ，对 R22 是 $25 \sim 45^{\circ}\text{C}$ 。这是因为油温直接影响油的粘度影响到润滑、冷却和密封效果。

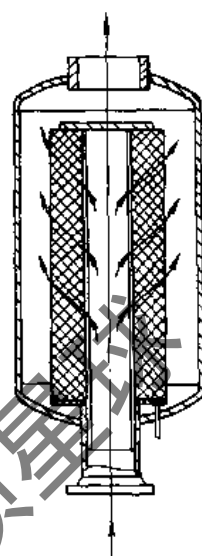


图 6-61 二次油分离器

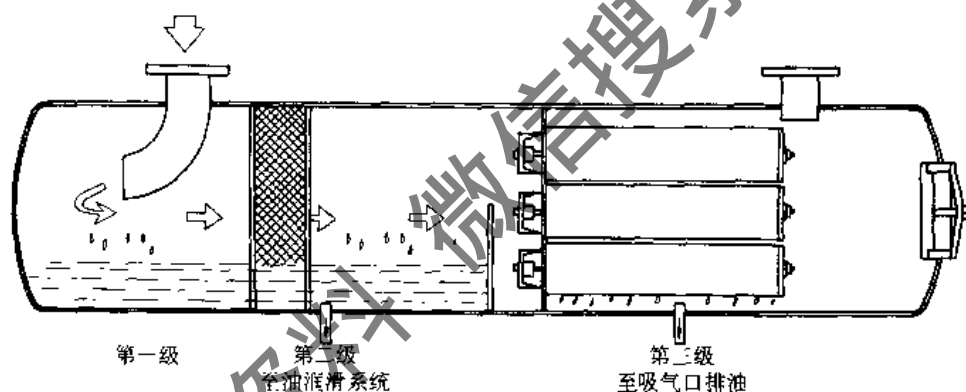


图 6-62 卧式高效多级油分离器

对于制冷机组是否带有油冷却器，一般需要根据使用的润滑油和制冷剂的物理、化学性质，以及两者之间互溶性与油温之间的关系，分析油、气两相在压缩机内部的热物理工作过程，确定系统最佳的喷油温度和排出压缩机时油的温度，并对其进行比较。若排出油温远大于最佳喷油温度，则系统需要布置油冷却器，以使高温油降低到最佳温度；若排出油温与系统最佳喷油温度基本一致，或相差在设计允许范围内，则系统不需要布置油冷却器。

分离后的油聚集在油分离器底部，油温接近排气温度的。假定排出气体中，气体与油的温度相等，故可列出油冷却器的理论负荷平衡关系式：

$$q_m c_p (t_2 - t_1) + q_{m0} c_{p0} (t_{02} - t_{01}) = P_e \quad (6-21)$$

式中 q_m ——气体循环量 (kg/s)；
 c_p ——气体比定压热容 [kJ/(kg·K)]；
 q_{m0} ——油循环量 (kg/s)；
 c_{p0} ——油的比定压热容 [kJ/(kg·K)]；
 t_2 ——排气温度 ($^{\circ}\text{C}$)；

- t_1 ——吸气温度 (°C);
 t_{01} 、 t_{02} ——油冷却器出口、进口温度 (°C);
 P_e ——轴功率 (kW)。

目前, 国内外喷油量有的取实验后的数据, 油冷却器热负荷 Q (kW) 可以表示为

$$Q = q_{m0} c_{p0} (t_2 - t_{01}) \quad (6-22)$$

求出油冷却器热负荷后, 即可进行冷却器传热面积和结构设计。油冷却方法很多, 常用的有水冷、喷液冷却和热虹吸冷却等几种型式。

水冷油冷却器设计中需用到的一些参数值: 油的流速 = 0.1 ~ 0.2 m/s; 水的流速 = 0.6 ~ 0.8 m/s; 水侧换热系数 $\alpha_1 = 1200 - 1500 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; 油侧换热系数 $\alpha_2 = 400 - 500 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

图 6-63 为水冷型油冷却器, 壳管式结构, 管内侧为冷却水, 管外侧为油。为了使油、水充分换热, 壳体内装有折流板。水冷油冷却器, 由于水质的缘故, 在管内易结水垢而使传热系数下降, 因此必须定期清洗水垢。

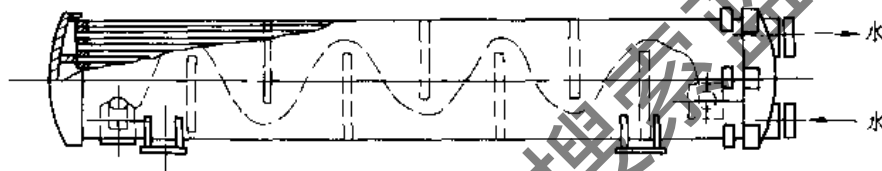


图 6-63 水冷型油冷却器

螺杆式制冷压缩机中另一种冷却冷冻油的方法是直接喷液冷却, 将贮液器中抽一部分高压液体, 直接对正在压缩的工作容积喷液来达到冷却油的目的。喷液量由压缩机排气温度控制。一般约为压缩机的容积排量的 0.02%。喷液位置不能过早, 宜接近压缩过程的后部分。

另外一种冷却方法是高压液体循环法, 也称为热虹吸法。在这一装置中 (图 6-64), 处于冷凝压力下的液态制冷剂在油冷却器 3 的蛇形盘管内吸热蒸发, 将冷冻机油冷却。一般冷却后的油温比冷凝温度高 10 ~ 20°C。蒸发所产生的高压蒸气再回流入贮液器 4, 或者直接进入冷凝器。它利用供液管和回气管中介质的密度差所造成的压差, 使液体不断地循环。

3) 油加热器。为了防止在低环境温度下由于油温过低影响机组起动, 一般都装有油加热器。对于氨制冷机组, 由于氨工质不溶于油, 在低温情况下, 油的粘度增大, 这时油泵若起动, 管道阻力将增加, 吸油困难。对于卤代烃类制冷机组, 在某一压力下, 温度越低, 工质越容易溶于油内, 因此油被稀释而导致粘度下降, 在压力稍有变化时, 油箱内可能起泡, 这时油泵不能正常工作, 机组也就无法起动。因此, 如果环境温度较低, 则首先起动油加热器加热油。对于氨制冷剂应保持在 20°C 左右, 对卤代烃类制冷剂应保持在 30°C 左右, 然后再起动预润滑油泵, 以达到冷水机组正常运行。

8. 经济器

为了提高双螺杆压缩机制冷装置的制冷效率, 越来越多地采用带经济器的循环。第 2 章中已经对经济器循环进行了详细的介绍。

图 6-65 示出某学者通过对一台转子直径 204mm 的 4+6 头双螺杆制冷压缩机进行性能模拟计算的结果。从图中显示, 当压力比低时, COP 的收益不大; 当压力比达 12 时, COP 的增加值达 16%。模拟计算还表明, 当系统冷凝器出液有过冷时, 制冷量和 COP 值还会有显著的提

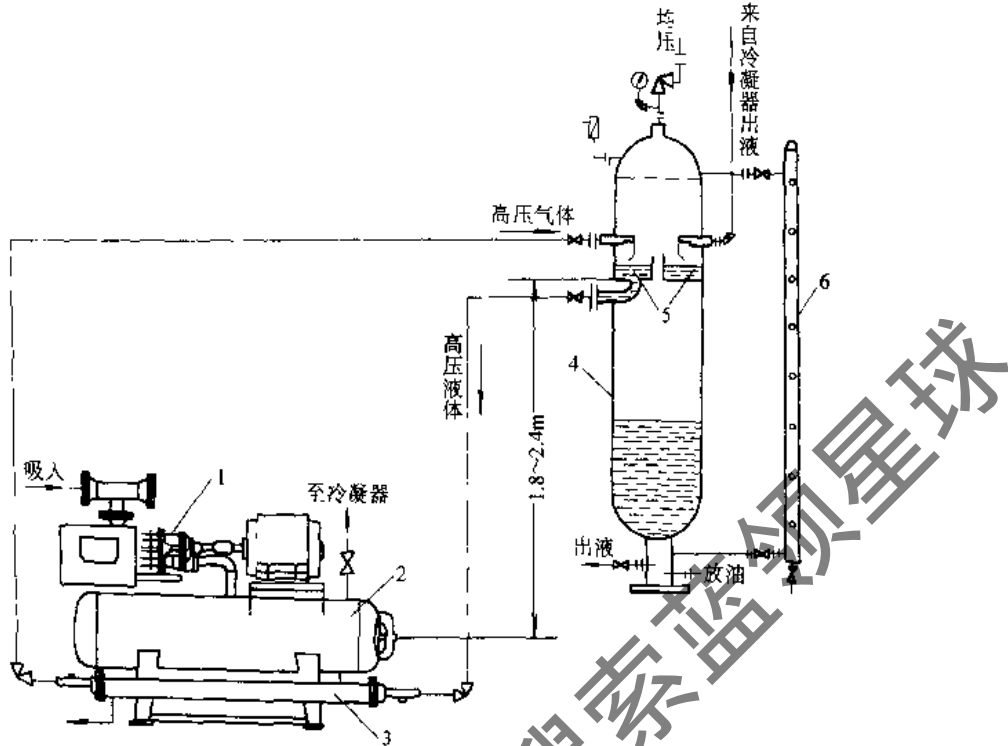


图 6-64 具有热虹吸器的立式高压贮液器及其管道连接

1—螺杆压缩机 2—油分离器 3—油冷却器 4—热回流式贮液器 5—热虹吸容器 6—液位指示器

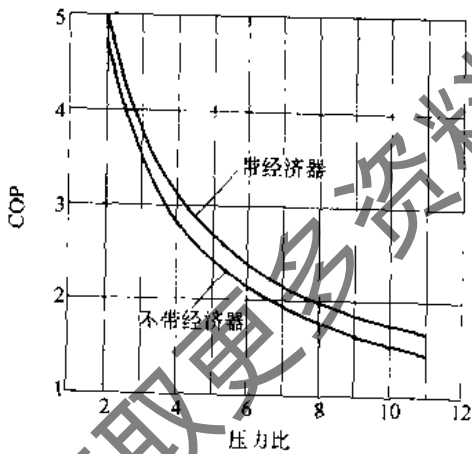


图 6-65 带与不带经济器的压比与 COP 的关系

(工质 R22、冷凝温度 40℃、
转速 3000r/min、内容积比 2.5~5)

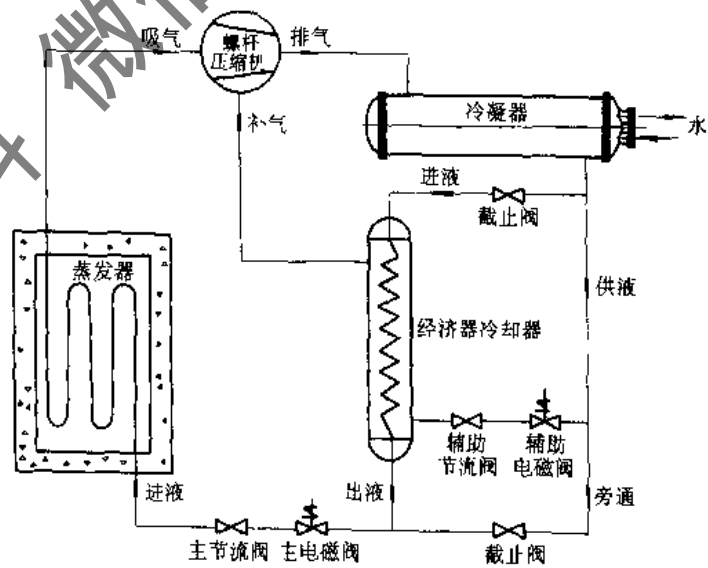


图 6-66 带经济器制冷系统

高。一般当压力比超过 2 时，经济器才开始有效。

经济器可以是壳管式、板式、壳盘管式换热器，亦可以是直接闪发的容器。图 6-66 示出带经济器的制冷系统。图 6-67 是螺杆式制冷装置用壳管式经济器。

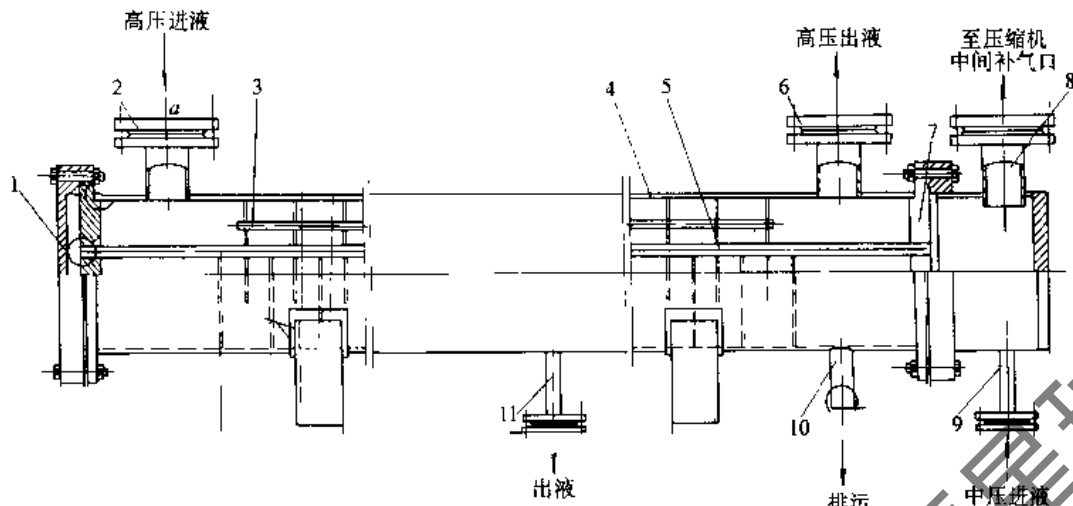


图 6-67 壳管式经济器

1—封头 2—高压液体进管 3—折流板组件 4—壳体 5—传热管
6—高压液体出口 7—管板 8—回气管 9—进液管 10—排污管 11—出液管

6.2 单螺杆式制冷压缩机组

6.2.1 基本结构和工作原理

单螺杆压缩机的一个螺杆可以与两个或两个以上的星轮啮合。螺杆和星轮按其外形可分为圆柱形 (C) 和平面形 (P) 两种, 因此就构成如图 6-68 所示的四种单螺杆压缩机: PC 型、PP 型、CP 型和 CC 型。目前最常用的是 CP 型, 本章主要介绍这种类型。

CP 型单螺杆压缩机的结构见图 6-69。在机壳 4 内有由一个圆柱螺杆 5 和两个对称配置的平面星轮 1 组成啮合副。螺杆的螺槽、机壳内腔 (气缸 8) 和星轮齿顶平面构成封闭的基元容积。当动力传到螺杆轴 3 上时, 螺杆就带动星轮旋转。气体由吸气腔 7 进入螺槽内, 经压缩后通过排气口 2 由排气腔排出。星轮的作用相当于往复式活塞压缩机的活塞, 当星轮齿在螺槽内相对运动时, 封闭容积逐渐减少, 气体受到压缩。机壳上开有喷液孔 (图中未示), 将油或液体制冷剂喷入基元容积内, 起密封、冷却、降噪和润滑作用。

通常取螺杆直径 d_1 与星轮直径 d_2 (见图 6-69) 之比为 1, 中心距 $b = 0.8d_1$ 。转子齿槽数范围为 4~8 槽, 它取决于内容积比的选定。图 6-70 所示为开启式单螺杆压缩机的结构。

现以一个螺槽为例说明这种压缩机的工作过程:

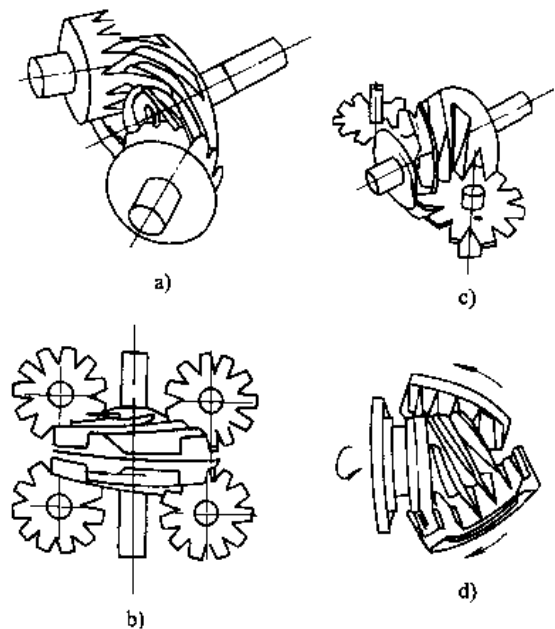


图 6-68 单螺杆压缩机的类型
a) PC 型 b) PP 型 c) CP 型 d) CC 型

1) 吸气过程 (图 6-71a)。螺杆螺槽在星轮齿尚未啮入前, 与吸气腔连通, 处于吸气状态。当螺杆转到一定位置, 星轮齿将螺槽封闭, 吸气过程结束。

2) 压缩过程 (图 6-71b)。吸气过程结束后, 螺杆继续转动, 随着星轮齿沿着螺槽推进, 封闭的工作容积逐渐缩小, 实现工质的压缩过程。当工作容积与排气口连通时, 压缩过程结束。

3) 排气过程 (图 6-71c)。工作容积与排气口连通后, 随着螺杆继续转动, 被压缩工质由排气口输送至排气管道, 直至星轮齿脱离螺槽为止。

图 6-72 示出基元容积 V 和压力 p 随螺杆转角 θ_1 的变化关系。通常认为内压缩比 ($\sigma_i = p_i/p_s$) 与外压缩比 ($\sigma = p_d/p_s$) 不等时, 将引起附加能量损失。

1. 排气量计算

单螺杆制冷压缩机的理论排气量的确定方法与双螺杆压缩机相似。首先, 根据工质的压焓图及规定工况下要求的制冷量, 求得单位质量制冷量、工质流量及实际排气量; 然后, 根据选定排气系数, 求得理论排气量。计算理论排气量的主要目的是为了确定螺杆直径 d_1 。理论排气量的几何学计算方程为

$$q_{v,h} = 2nzV_1 \quad (6-23)$$

式中 $q_{v,h}$ ——理论排气量 (m^3/min);

n ——螺杆转速 (r/min);

z ——螺杆齿槽数;

V_1 ——星轮齿封闭时的最大基元容积 (m^3)。

2. 效率和功率

单螺杆压缩机的一个特点是螺杆、星轮啮合副的几何形状复杂, 泄漏通道众多 (图 6-73), 基元容积依靠间隙节流获得密封。因此, 这种压缩机的效率, 在很大程度上取决于工质从高压部分到低压部分的泄漏。

泄漏量和螺杆外径、压差和间隙有关。在小直径、低转速时, 效率会很低。在保持容积效率不变的条件下, 小的螺杆外径需要更小的间隙。为了得到这种小间隙, 不仅需要提高气缸 (壳体) 的圆度和同轴度等加工精度, 而且还要考虑压缩机运行中零件受力和受热变形对这些间隙的影响。根据有限元分析和实验研究结果, 当螺杆、星轮直径 120mm, 其材料分别为球墨铸铁和铝合金, 转速 3000r/min 时, 间隙变化情况见表 6-6。

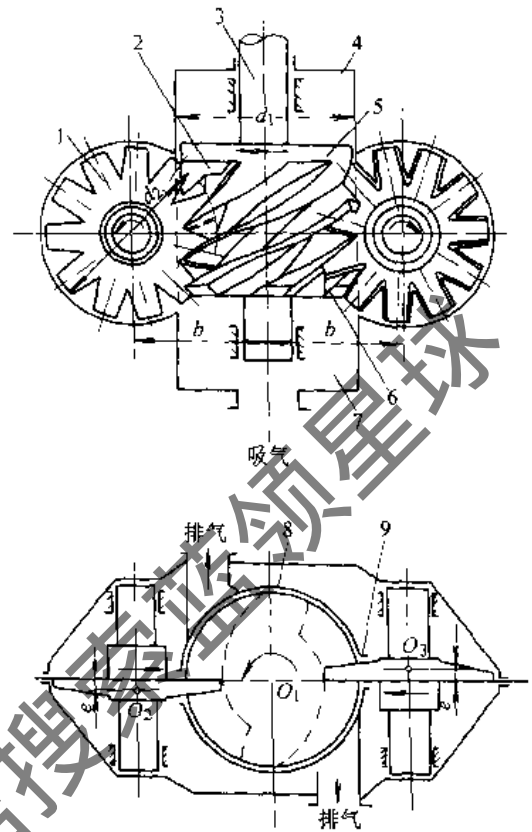


图 6-69 单螺杆压缩机简图

- 1—星轮 2—排气口 3—主轴 4—机壳
5—螺杆 6—螺杆吸气端 7—吸气腔
8—气缸 9—气缸孔槽
 d_1 —螺杆直径 d_2 —星轮直径 b —中心距

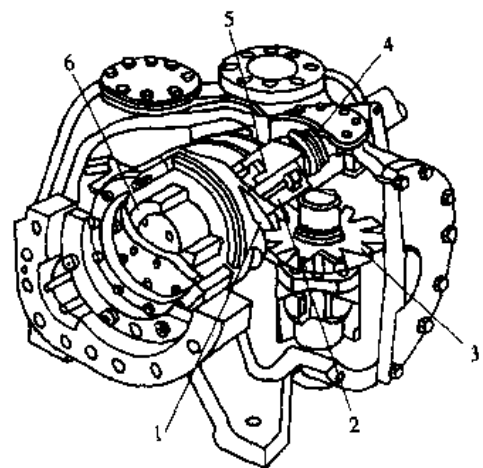


图 6-70 开启式单螺杆压缩机的结构
1—螺杆转子 2—内容积比调节结构 3—星轮
4—轴封 5—输气调节滑阀 6—轴承

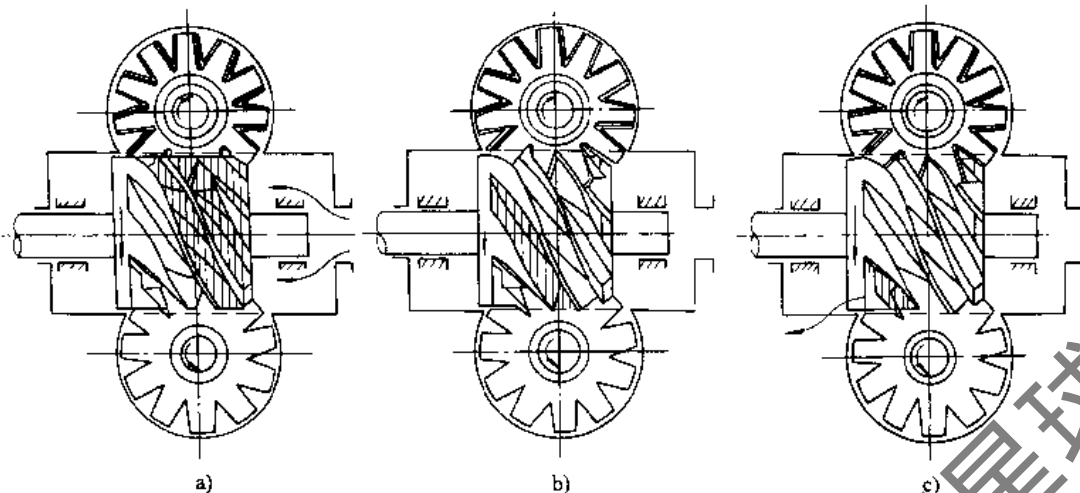


图 6-71 单螺杆压缩机的工作过程

a) 吸气过程 b) 压缩过程 c) 排气过程

这是单螺杆压缩机向小型化方向发展的主要困难之一。提高转速，使其圆周速度保持在一定范围内，也可提高容积效率。但这种方法和减小间隙一样，都会引起粘性摩擦损失的增大，这是由于存在于间隙中的液膜（包括油膜）被剪切时所消耗的能量。在转速为 3000r/min 时，粘性摩擦功耗约占总输入功的 5%，因而对小型高转速的单螺杆压缩机的效率会有较大影响。由此可见，单螺杆压缩机所存在的泄漏与摩擦功耗之间的矛盾甚为突出。解决这一问题的主要方法是用喷射液体制冷剂来代替喷油，或在喷油的同时喷射液体制冷剂。这样，既提高了冷却效果，又减小了粘性摩擦损失。图 6-74 和图 6-75 分别给出了各相对运动部位的泄漏损失率和摩擦功耗，从中可以看出影响单螺杆压缩机效率的关键部位，在设计或使用时应予以注意。

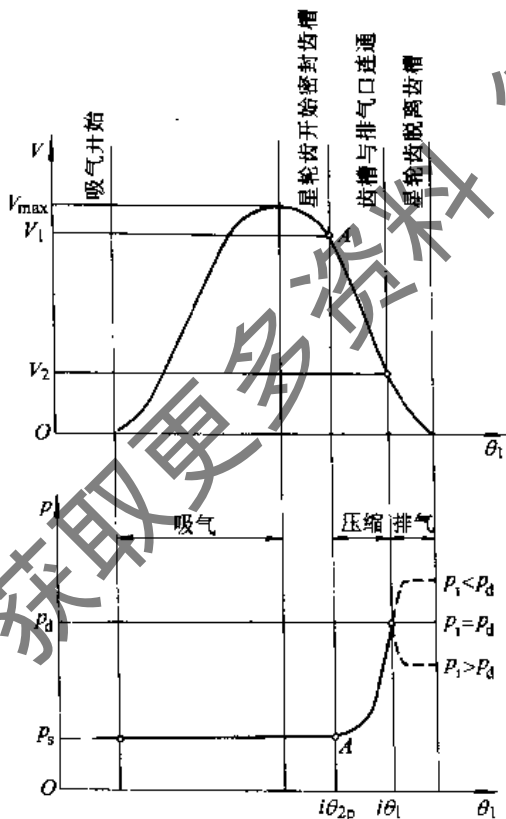


图 6-72 基元容积 V 和压力 p 与螺杆转角 θ_1 的关系

p_s —吸气压力 p_d —排气压力 p_1 —内压缩终了压力
 V_1 —刚封闭时的最大工作容积 V_2 —排气开始时的工作容积

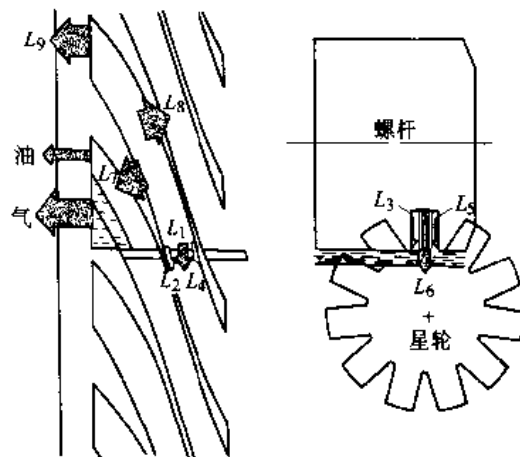


图 6-73 单螺杆压缩机的泄漏通道

L_1 —星轮齿顶与螺槽底面间隙 L_2 、 L_4 —星轮齿前后侧与螺槽侧面间隙 L_3 、 L_5 —星轮前后侧和气缸围成的泄漏孔
 L_6 —星轮顶面与气缸配合面间隙 L_7 、 L_8 —螺槽前后侧外缘与气缸间隙 L_9 —螺杆密封圆柱面与气缸间隙

单、双螺杆压缩机都没有吸、排气阀，当基元容积在压缩过程中转到一定角度时，即与排气口连通，开始排气。这种强制排气与活塞压缩机的自动阀排气有很大差别。强制排气时可能会由于外压力（背压） p_d 和内压力（内压缩终了压力） p_i 不等而带来附加损失。当 $p_d > p_i$ 时，排气腔内高压气体迅速向基元容积倒流，进行定容压缩，直至两者达到平衡后，基元容积内气体才开始排出；当 $p_d < p_i$ 时，排气开始瞬间，基元容积内由于气体迅速流向排气腔而压力骤降，产生定容膨胀。这两种情况均会产生附加能量损失，使压缩机的功耗增加。

表 6-6 弹性变形对间隙的影响

泄漏通道	冷态间隙/ μm	热态间隙/ μm
星轮齿顶与螺槽底面 L_1	80.0	39.2
螺槽侧面与星轮齿侧面 L_2, L_4	60.0	42.3
星轮顶面与气缸配合面 L_6	60.0	53.2
螺杆密封段与气缸内壁 L_9	80.0	66.5
螺杆齿顶与气缸内壁 L_7, L_8	80.0	70.6

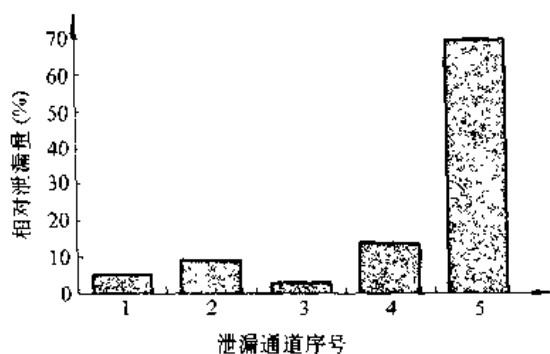


图 6-74 主要泄漏通道的相对泄漏量

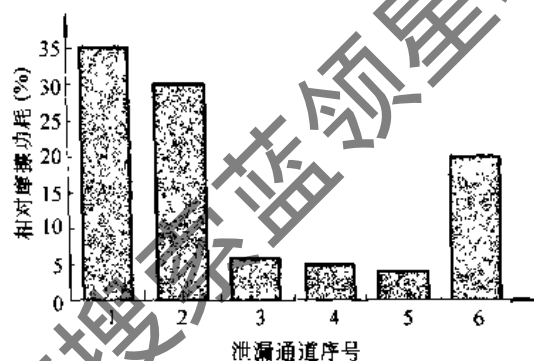
1— L_1 2— $L_{2,4}$ 3— L_6 4— $L_{7,8}$ 5— L_9 

图 6-75 各运动部位的相对摩擦功耗

1— $L_{7,8,9}$ 2— $L_{1,2,4}$ 3—滑阀 4— L_6
5—螺杆排气密封 6—其他

应该指出，对于喷液单螺杆压缩机，若按 $p_d = p_i$ 设计排气口，则开始排气时基元容积与排气口连通面积很小，气液两相流通过时，会产生较大流动阻力，形成过压缩的附加能量损失。如图 6-76 所示，曲线 1 为按内外压比相等原则设计排气口时的过程曲线，阴影面积即为附加能量损失，曲线 2 为将排气口位置适当提前，即内压力 p_i 略小于背压 p_d 时的排气过程曲线，其附加能量损失有明显减小。开始排气的提前量，与压缩机转速、喷液量和压缩比等因素有关。转速提高、喷液量或压缩比增大，均会使过压缩增大，因而能量损失增大，所需的提前量也应增大。

单螺杆制冷压缩机的轴功率计算也和双螺杆制冷压缩机一样，采用等熵效率法，这里不再重复介绍。

3. 机壳

机壳是单螺杆压缩机的基础零件，螺杆、星轮啮合副就是以此为基准而获得要求的相互位置精度。机壳的圆柱形内腔起着气缸作用，它与螺杆外缘间存在间隙，靠喷入液体密封。但在螺杆相对气缸内壁运动时，液体会不可避免地由高压区向低压区流动，因此，这种间隙是单螺杆压缩机的主要泄漏通道。

机壳的结构有剖分式和整体式两种。剖分式结构的机壳是通过螺杆轴线的水平面作为剖分面，将机壳分为上下两半。这种机壳的优点是铸造、清砂、内部工作表面加工和啮合副的装入均较方便。主要缺点是部分剖分面处于高压区内，密封要求高。对于制冷压缩机来说，为了防止内部制冷工质外泄，往往需要采用特殊的密封措施。特别是调整好的啮合副之间及啮合副与气缸之间的间隙，在上下机壳每次合拢固定时，由于拧螺栓的松紧程度不同而变化，因此在每

次打开机壳后，均需重新调整。

图 6-77 为整体式机壳的内部结构。它的前后侧（垂直于视图方向）开有圆孔，其中，有一侧的圆孔较大，装配好的螺杆组件由此装入。机壳的左右侧开有方形窗口，装配好的星轮组件由此斜向装入，此时，已装入机壳的螺杆组件要作适当转动，使星轮装入时与之啮合。

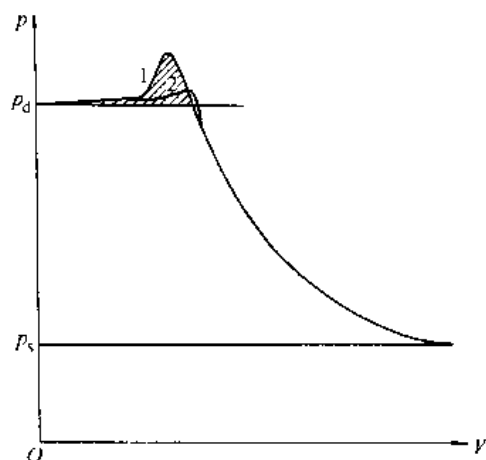


图 6-76 单螺杆压缩机的 $p-V$ 图

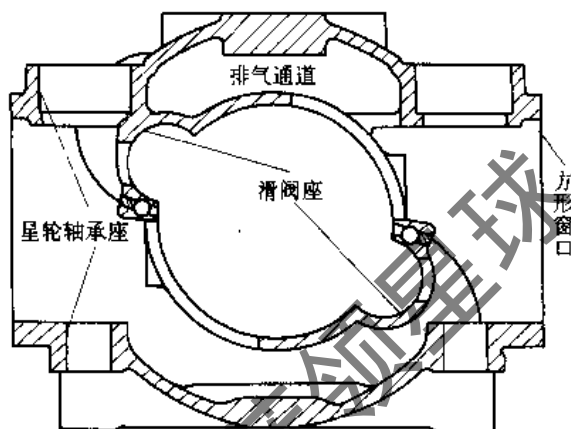


图 6-77 整体式机壳的内部结构

整体式机壳具有如下特点：

- 1) 机壳构成一高压容器，强度高，与剖分式机壳相比，在相同压力下可采用较薄的壁厚。
- 2) 所有定位尺寸都在一个整体壳体上，装配后配合间隙稳定。
- 3) 所有连接均为端面连接，特别是处于低压区的方形窗口代替了剖分面，密封要求降低。
- 4) 取下侧盖后，通过方形窗口，就能方便地观察到螺杆、星轮啮合副的磨损情况，更换星轮或轴承等零件时，不需打开机壳，不会影响压缩机及管路系统安装位置，因而维修方便。
- 5) 螺杆组件和星轮组件均可预先装配好后，一起进入总装。

机壳材料通常采用灰铸铁 HT200 或 HT250。对于一些需要防锈的工质，可采用铸造青铜，或在灰铸铁表面镀镍磷。

4. 螺杆、星轮啮合副

(1) 对啮合副型线的基本要求 螺杆、星轮啮合副是影响单螺杆压缩机技术性能和运行可靠性的关键部件，而啮合副型线的确定又是设计和制造啮合副的关键。因此，对啮合副型线的研究，与单螺杆压缩机的发展有着密切关系。

从微分几何角度来看，对于传动比为常数的一对啮合副，运用适当的坐标转换和啮合条件式，在已知一个转子原始曲面（母面）的条件下，总可求得另一个与之相配合的共轭曲面。问题在于作为单螺杆压缩机的啮合副，应满足下列基本要求。

1) 具有良好的流体动力润滑。理论研究和实践表明，螺杆、星轮啮合副在工作中，若其型线选择不当，星轮齿面就会很快磨损。这是影响单螺杆压缩机运行可靠性的主要因素。因此，在设计或选择啮合副型线时，应着重考虑该种啮合副在工作时，能否形成如图 6-78 所示的、依靠液膜将两个相对运动表面隔开的流体动力润滑。

2) 具有良好的密封性能。构成压缩机啮合副的首

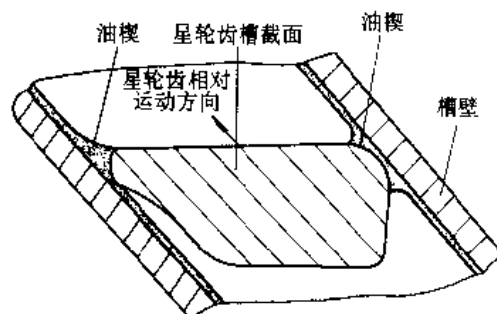


图 6-78 啮合副的流体动力润滑

要条件是其接触线应是连续的。如前所述，单螺杆压缩机泄漏通道较多，严重影响了机器性能的提高。因此，构成基元容积的啮合副，应具有较短的泄漏线长度和尽可能小的泄漏通道面积。

3) 具有良好的加工工艺性。单螺杆压缩机啮合副的尺寸精度和位置精度要求甚高，需用精密的专用设备加工。型线种类与加工方法有着极为密切的关系。一般加工的难点在于星轮，在设计型线时应着重考虑减少星轮的加工难度。

(2) 啮合副型线分析 啮合表面互不干涉是各种啮合副均应遵守的原则。图 6-79 表示了啮合副各点不发生干涉时所需倾角的计算方法。图中 O_2 为星轮回转中心， $O_1 - O_1$ 为螺杆回转轴线，对于螺槽上的任意啮合点 M ，其倾角 α 为

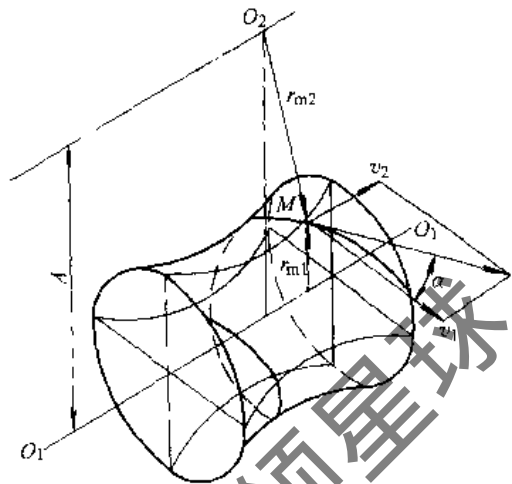


图 6-79 啮合副的倾角

$$\tan \alpha = \frac{v_2}{v_1} = \frac{\omega_2 r_{m2}}{\omega_1 r_{m1}} = \frac{z_1 r_{m2}}{z_2 r_{m1}} \quad (6-24)$$

式中 v_1, v_2 ——螺杆、星轮在 M 点的线速度 (m/s);

ω_1, ω_2 ——螺杆、星轮的角速度 (r/s);

r_{m1}, r_{m2} —— M 点到螺杆、星轮回转中心的距离 (mm);

z_1, z_2 ——螺杆头数和星轮齿数。

由上式可知，当星轮齿上 M 点进入啮合时，与螺槽顶部接触， $\alpha = \alpha_{\min}$ ；该点啮入最深时，接近螺槽底部， $\alpha = \alpha_{\max}$ 。显然，为了避免干涉，星轮齿前侧（星轮旋转方向前方）倾角，不应大于螺槽的 α_{\min} 值；星轮齿后侧倾角，不应小于螺槽的 α_{\max} 值。

设啮合副 $z_1 = 6, z_2 = 11$ ，螺杆、星轮直径均为 d ，两回转轴线中心距为 $0.8d$ ，则按上式可求得星轮齿顶在啮合过程中，倾角 α 在 $28^\circ \sim 42^\circ$ 范围内变动，星轮齿根处 $\alpha = 17^\circ$ (图 6-80)。

辛麦恩 (Zimmern) 的啮合副型线有多种，可归纳为两类。第一类型线如图 6-81 所示，螺杆螺旋面 $3a$ 和 $3b$ ，是以直母线 $7a$ 和 $7b$ 按规定的配合运动所形成的曲面。星轮齿前侧由平面 $8a$ 和 $9a$ 构成，后侧由平面 $8b$ 和 $9b$ 构成，它们的交线 $7a$ 和 $7b$ ，也就是螺杆、星轮啮合时的接触线。显然， $8a$ 面的倾角应不大于 17° ， $8b$ 面的倾角应不小于 42° 。这类型线的主要缺点是：接触线 $7a$ 和 $7b$ 在啮合过程中固定不变，因而容易磨损；螺杆螺旋面为直母线的轨迹面，不能用铣、磨等回转刀具加工，影响生产率和加工精度的提高。

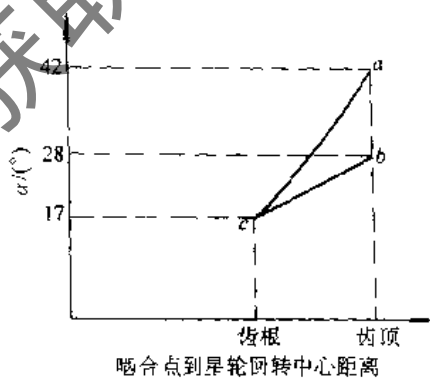


图 6-80 倾角 α 的变化

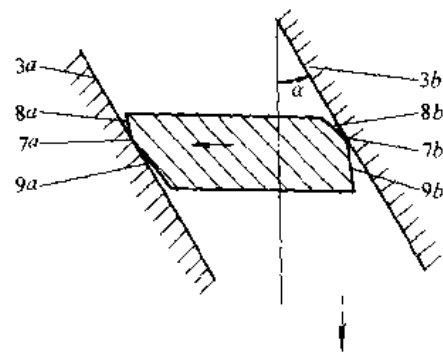


图 6-81 辛麦恩第一类型线

辛麦恩的第二类型线属于包络型线(图 6-82),星轮齿侧工作面(母面) $2a$ 和 $2b$, 分别为回转轴线 O 和 O' 的圆柱面的一部分, 非工作面 $1a$ 和 $1b$ 则为其切平面。螺杆螺旋面为圆柱母面按规定配合运动包络而成的共轭曲面。这种啮合副在工作过程中, 其接触线是变动的, 齿前侧由 17° 处逐渐移向 42° 处, 后侧面则由 42° 处移向 17° 处。接触线的这种变化, 使齿面磨损部位分散, 星轮齿面磨损量减少。螺槽可用回转刀具加工, 有利于提高加工质量, 但它存在着图 6-83 所示的泄漏孔①、②, 即前述泄漏通道 L_3 和 L_5 。

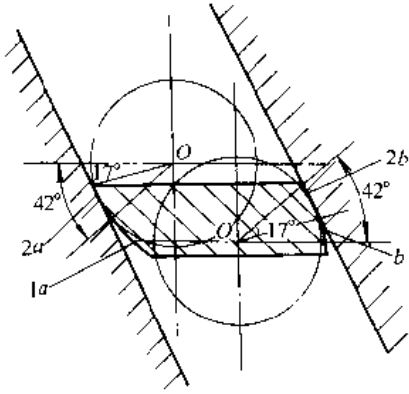


图 6-82 辛麦恩第二类型线(圆柱母面)

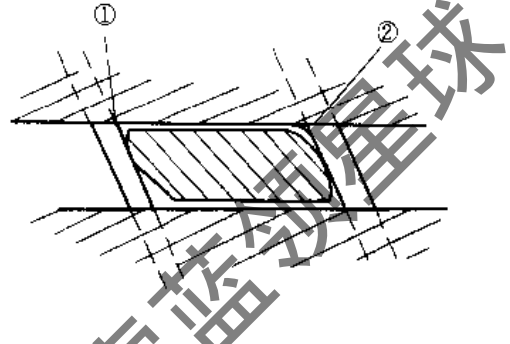


图 6-83 泄漏孔

为了减少泄漏孔的面积, 辛麦恩提出了圆台包络型线(图 6-84), 其特点在于螺杆的螺旋面是由圆台母面包络而成。由于圆台母面顶部直径小, 因而减小了泄漏孔面积, 特别是最主要的泄漏发生在螺杆的高压端, 此时正是星轮齿顶参与啮合的时候, 因此, 这种型线的密封性能得以改善。

辛麦恩第二类型线具有较好的流体动力润滑性能。缺点是星轮齿侧工作面只能采用成型法加工, 存在分度误差, 对啮合精度有较大影响。

为了克服辛麦恩型线的缺点, 西安交通大学提出了两种相应的型线: “直线包络”和“圆台(圆柱)二次包络”型线。这两种型线的特点, 星轮齿侧工作面不是原始母线或母面, 而是由螺杆的螺旋面包络而成的共轭曲面, 因而可以采用辗成(范成)法加工。这种经过反包络的螺杆、星轮啮合副, 在一定转角范围内, 同时存在两条移动的接触线, 提高了单位接触线长度上的承载能力, 并使磨损部位更为分散。两条接触线间的“注斗”(图 6-85)形成油腔, 在啮合过程中随着接触线的相互靠拢, 油腔空间迅速缩小, 产生挤压效应, 增加了油膜强度和承载能力。计算结果表明, 这两种啮合副的润滑角大(接近 90°), 具有良好的流体动力润滑条件; 实验记录显示, 在正常运行时, 能生成稳定的动压油膜。

(3) 啮合副结构 螺杆的结构多年来无多大变化, 通常在进气端有一倒角, 以增大机器的流通面积; 排气端有一圆柱段, 以密封高压气体。为进一步提高密封效果, 有时在圆柱段上开有起节流作用的环形齿槽。

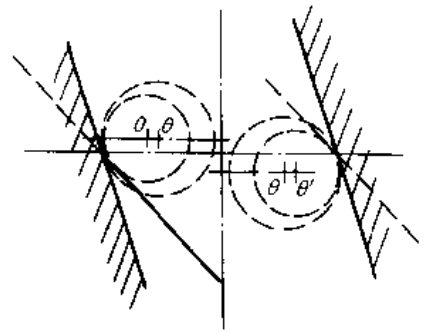


图 6-84 辛麦恩第二类型线(圆台母面)

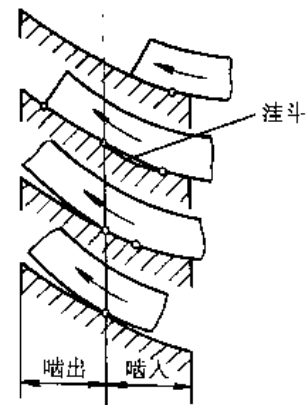


图 6-85 啮合副的注斗

国外有的厂家采用外缘无倒锥的圆柱形螺杆，如图 6-86 所示，其内侧倒锥使径向和轴向进气，变为单纯的轴向进气。这种螺杆两端外形对称，有利于加工、测量和定位。

螺杆通常由专用设备加工。由于螺槽底部应与星轮外缘的形状和尺寸一致，因而每台设备只能加工一定尺寸范围的螺杆。为了克服上述弊端，近年来美国有人提出螺槽槽底和星轮齿顶端均为直线的新型啮合副（图 6-87）。这样，螺槽就可以用立铣刀在坐标数控机床上加工，如图 6-88 所示。

星轮的结构主要有整体式、浮动式和弹性星轮三种。整体星轮的星轮片和支座制成一体，它们可以是同一材料，也可以在金属支座上模压一层塑料。这种星轮结构简单，没有任何附加零件。

图 6-89 所示浮动星轮的星轮片 2 和支座 4，通过一个或两个带有 O 形橡胶圈 1 的销钉 3 连接成一体。这种星轮的研制成功，使减小星轮工作齿面磨损方面有了突破性进展。因为啮合副在工作中，星轮齿侧面的磨损，就象一对齿轮中有一个惰轮时经常产生的磨损一样，是由颤振或齿轮游隙所产生的共振引起的。浮动星轮中的星轮片，现在大多采用工程塑料，质量小，在受到外力作用而摆动时，其惯性力也小。特别是 O 形橡胶圈的弹性，星轮片可相对于支座稍有转动（退让），从而使质量大的支座保持匀速转动，有效地减少了星轮片的磨损。



图 6-86 圆柱形螺杆

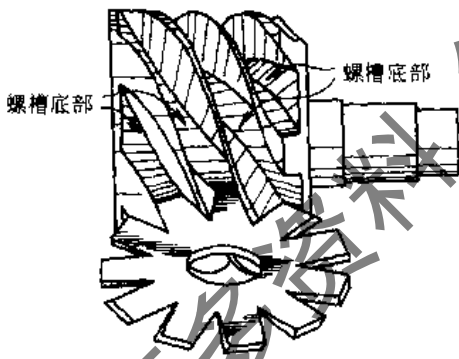


图 6-87 一种新型啮合副

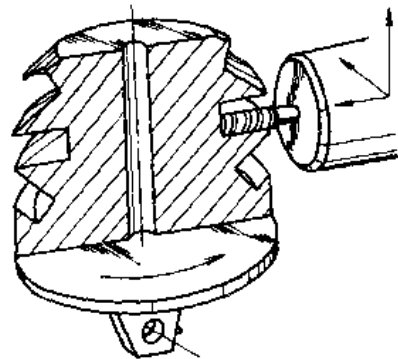


图 6-88 螺杆螺槽加工

用喷液体制冷剂（制冷压缩机）来代替喷油，是单螺杆压缩机的发展方向。但这种液体的润滑和密封性能远不如各种润滑油好，因而，浮动星轮的星轮片会有明显磨损，影响整机的运行可靠性。图 6-90 所示弹性星轮，就是为解决这个问题提出的。这种星轮的每一个齿都作成单独的弹性镶嵌件，每个齿包括活动块 1，固定块 2，固定块尾部的弹簧 3。固定块底部有两个销子，其中大销 4 用来将固定块固定在铸铁支座 6 上，小销 5 作固定块定位（对中）用。图中虚线表示活动块有一部分被固定块盖住，防止它抬起来。固定块和活动块在支座上，构成星轮齿的前后侧工作表面。

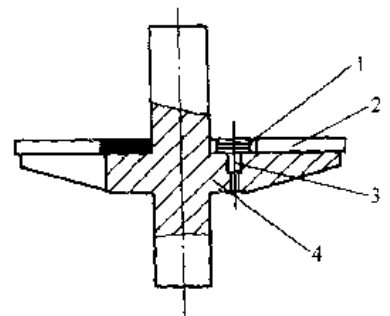


图 6-89 浮动星轮

1—O 形橡胶圈 2—星轮片
3—销钉 4—支座

镶嵌齿的密封作用与活塞环相似。起密封作用的力有三个：弹簧力、离心力和气体力。固定块尾部的弹簧，以一定的推力

将活动块推向螺槽壁面。离心力不一定起密封作用。若活动块的重心通过弹簧中心线及星轮回转中心，则该离心力被平衡掉；若重心在弹簧中心线前面，则该离心力将活动块压向螺槽壁，起密封作用。活动块与固定块之间有一缝隙（图 6-91）。当缝隙深度 A 大于密封线（接触线）深度 B 时，螺槽内的气体力对活动块产生的推力，将大于气体通过螺槽壁泄漏所产生的反力，因而获得可靠的密封推力，并随着螺槽内气体压力的变化而自动调整。弹性星轮的缺点是结构复杂，制造困难。

用于高压比压缩机的星轮（图 6-92），可将其两侧设计成长度不等，即星轮齿前侧（高压侧）比后侧（低压侧）短，齿顶面改成斜面。这样，在啮合过程中，高压部分槽深减小较快，内容积比增大，可较早地达到所需的压缩比，从而获得较大的排气孔口，在满足内容积比为 10~15 时，尚能满足孔口气流速度小于 30m/s 的要求。

因为螺杆不受任何径向力，因而螺杆材料的选择，不是根据它的强度，而是根据该啮合副的耐磨性能进行选择。常用材料有灰铸铁、球墨铸铁、铸铝合金及青铜等。球墨铸铁具有良好的尺寸稳定性，理想的表面粗糙度和较小的摩擦系数。青铜的摩擦系数小，但不适用于以氨为工质的制冷机中。铝合金代替青铜，既可降低成本，质量也轻，但耐磨性没有青铜那样优越。

整体式星轮材料主要是铝合金或球墨铸铁。浮动星轮的支座为灰铸铁，星轮片为工程塑料或纤维玻璃/环氧层压材料，也可在铸钢件表面模压一层尼龙或酚醛树脂。这些材料与铸铁配对时，摩擦系数小，在短时间内供液不足也不会有明显磨损，且还有利于降低噪声。弹性星轮镶嵌齿材料 PEFK，是一种以聚芳酰胺为基的热塑性树脂，具有在高温（250℃）下仍能保持良好的自润滑、耐磨等特性。目前我国也有生产。

螺杆与气缸间隙为 0.15~0.25mm，啮合间隙为 0.10~0.20mm，视配对材料性质和尺寸大小而定。

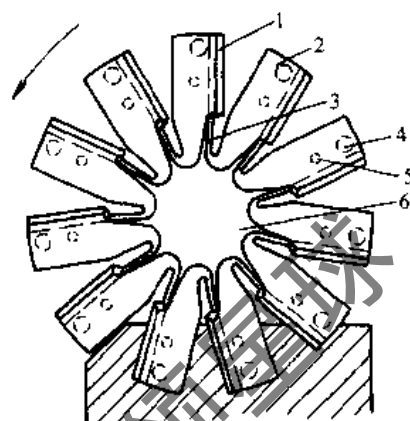


图 6-90 弹性星轮

1-活动块 2-固定块 3-弹簧
4-大销 5-小销 6-支座

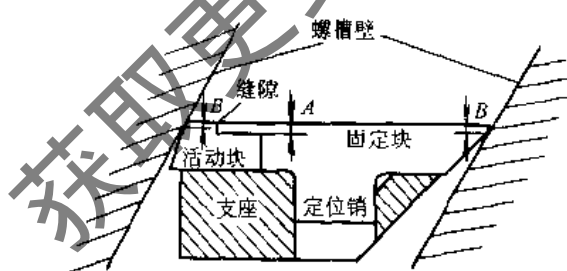


图 6-91 镶嵌齿的剖面图

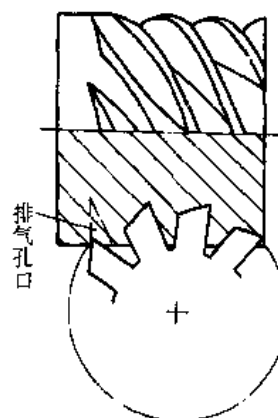


图 6-92 高压比星轮

5. 能量调节机构

单螺杆压缩机的能量调节机构主要有薄膜式、转动环式和滑阀式三种。薄膜式调节器适用于用气量经常变动的空气压缩机上。制冷压缩机中主要用后两种，它们均可以在保持内压比不

变的条件下，实现能量在 100% ~ 25% 范围内的无级调节。

在一定转速下，压缩机的排气量正比于星轮齿封闭时的最大基元容积。若能设法减少此基元容积值，就可以达到调节排气量的目的。转动环式和滑阀式能量调节器，都是采用将基元容积中的部分工质回流到吸气腔的方法，来减少基元容积值（推迟压缩过程的起始位置），从而实现排气量的无级调节。

图 6-93 示出了转动环式能量调节器的结构原理。在螺杆排气端的壳体（气缸）与螺杆间，设置一个与螺杆主轴同心，并可以绕此中心改变其周向位置的排气量调节圆环块，壳体上开有与吸气腔连通的回流通道。满负荷时（图 6-93a），圆环块完全盖住回流通道。部分负荷时（图 6-93b），圆环块转至一定位置最初星轮齿扫过的容积气体并未压缩，而是经回流通道流到吸气腔。当螺杆进一步转至某一角度后，齿槽内气体与回流通道隔开，气体的压缩过程开始。显然，此时被压缩的气体减少，输气量也相应减少。在转动圆环块使回流通道的截面积增大的同时，圆环块的另一侧将部分排气口盖住，从而使内压比基本保持不变。

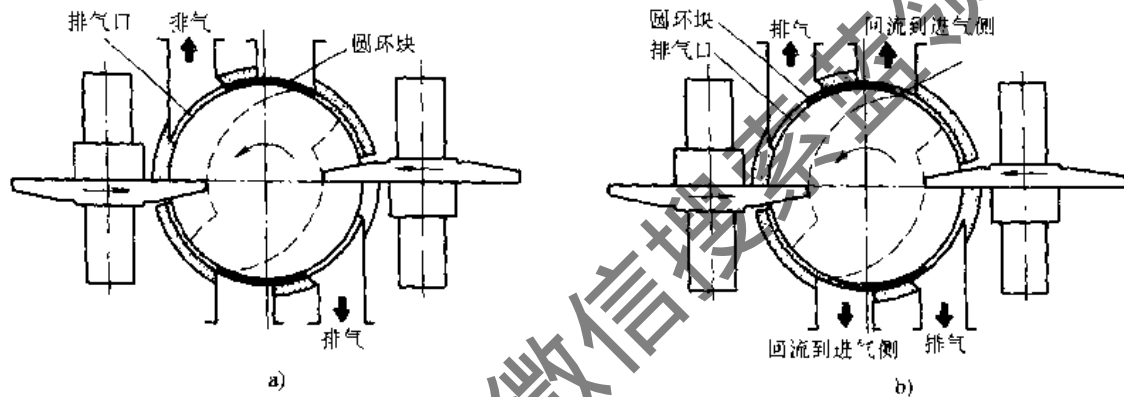


图 6-93 转动环式能量调节器

a) 满负荷 b) 部分负荷

单螺杆压缩机滑阀式能量调节器的结构见图 6-94。其工作原理与双螺杆压缩机相同，但具体结构却有较大差别。滑阀安置在具有半圆槽的气缸壁上，由于两个星轮同时与螺杆螺槽形成压缩腔，故在螺杆两边就有相应的两个滑阀。滑阀从满负荷（图 6-94a）向部分负荷（图 6-94b）移动时，旁通口就被打开，螺槽内气体就向吸入口回流。当螺槽越过旁通口后，螺槽内气体才开始压缩，从而达到调节输气量的目的。

图 6-95a 为滑阀加载时的油路，此时电磁阀 X 通电，Y 断电，于是 $b-p$ 和 $a-t$ 油路接通，高压油由 $b-p$ 进入液压缸左侧，活塞右移，旁通口减小。与此同时，液压缸右侧的油，经 $a-y$ 和节流阀（为了降压）返回吸入通道。减载时的油路见图 6-95b，此时电磁阀 X 断电，Y 通电， $a-p$ 和 $b-t$ 接通，活塞左移，旁通口增大，使螺杆有效长度减小而卸载。因为在滑阀左移，负荷逐渐减小时，排气口位置也相应左移，因此其内容积比能基本上保持不变。

转动环和滑阀调节能量时，旁通口位置与调节范围及内容积比的变化有密切关系。如图 6-96 所示，当旁通口的起始边与封闭螺旋线相交于 N 点时，能量调节范围最小，但调节过程平稳，可以实现连续调节。当旁通口的起始边向下移动 ds （转动环）或向左移动 dy （滑阀）距离时，调节范围增大，但调节过程产生突跳，即输气量（能量）从 100% 突然降到 ds 或 dy 处的输气量。只有当封闭螺旋线越过突跳点后，气量才可以连续调节。 ds 或 dy 值越大，调节范围越大，但突跳量也越大。当 ds 或 dy 值大于螺槽宽度时，还会产生过压缩。

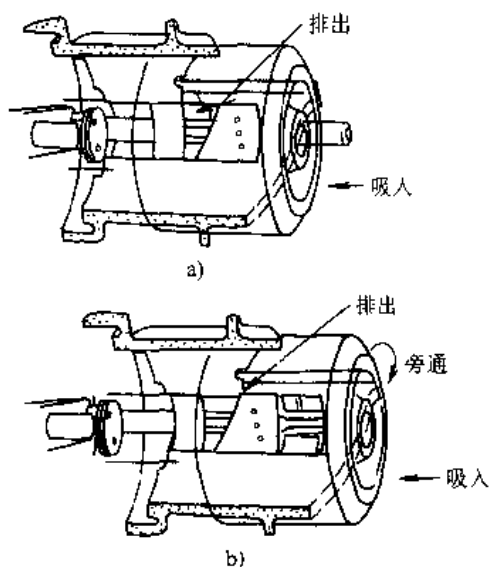


图 6-94 滑阀式调节器结构原理
a) 满负荷 b) 部分负荷

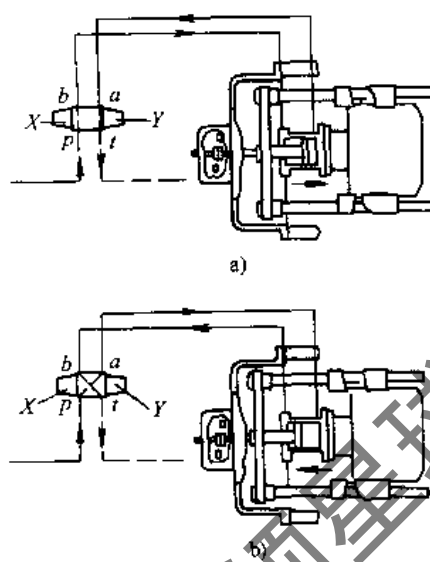


图 6-95 滑阀式调节器的控制
a) 加载 b) 卸载

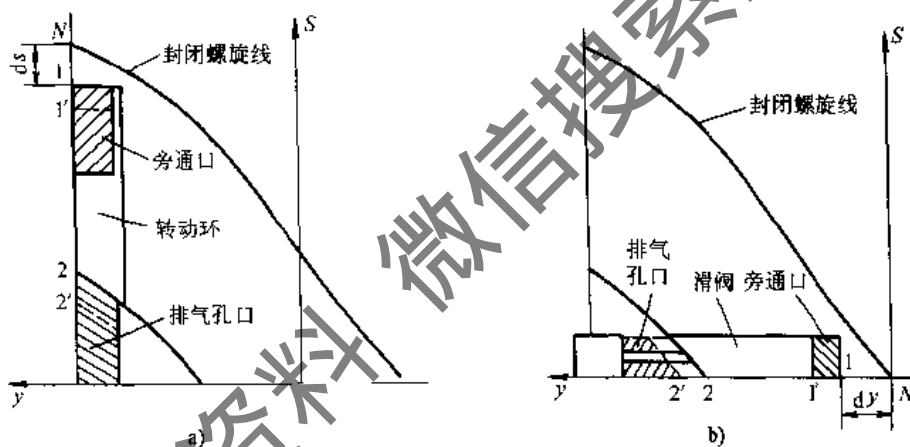


图 6-96 能量调节范围的变化
a) 转动环 b) 滑阀

现有的国内外文献中，都认为这两种调节方法在调节过程中，均能保持内容积比不变，但研究结果表明并非如此。若以螺杆直径 160mm，满负荷时内容积比 2.56，转速 3000r/min，最大排气量 $3.14\text{m}^3/\text{min}$ 作为计算依据，则可以获得如图 6-97 结果。由图中变化曲线可知，能量调节从满负荷向部分负荷方向移动时，内容积比变化增大； ds （或 dy ）增大时，能量调节范围增大，内容积比变化趋缓，但与此同时，突跳量也随之增大。计算结果还表明，滑阀式调节器的调节性能优于转动环式调节器。

在目前的单螺杆压缩机中，大多采用滑阀结构。转动环式能量调节器结构简单、紧凑，适用于剖分式结构的制冷机。

6. 轴承和轴封

单、双螺杆压缩机的一个主要差别是：单螺杆压缩机的螺杆与星轮啮合副上作用力很小，可以选用普通级别的滚动轴承。对于喷油的单螺杆压缩机，螺杆两端可采用角接触球轴承和圆柱滚子轴承，星轮轴则采用一对圆锥滚子轴承。对于剖分式结构的压缩机，为了减小上下机壳

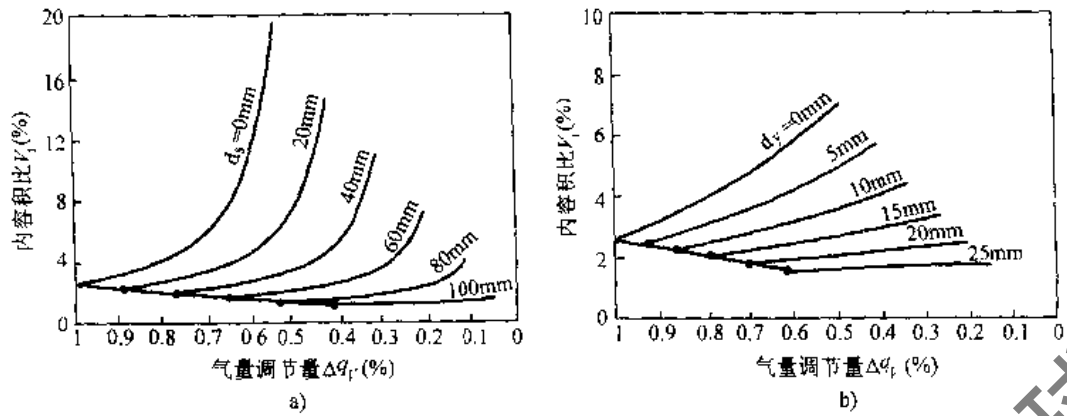


图 6-97 内容积比的变化

a) 转动环 b) 滑阀

对合时引起啮合间隙变化的影响，可在下机壳内采用如图 6-98 所示悬臂支承。这种支承由一对角接触球轴承和一个圆柱滚子轴承组成。为了提高支承的稳定性，球轴承与滚子轴承间应保持较长的距离。

对于喷液体制冷剂的单螺杆压缩机，轴承和轴封等部位通常仍需用油润滑，此时可采用图 6-99 所示的星轮组件支承。这种支承只有少量油雾泄出。星轮轴两端的轴承可以事先装入轴承座，然后在机壳内与装有星轮的轴组合和调整，装拆方便。此外，这种结构使两支承的距离大为缩短，增大了星轮组件的旋转稳定性。

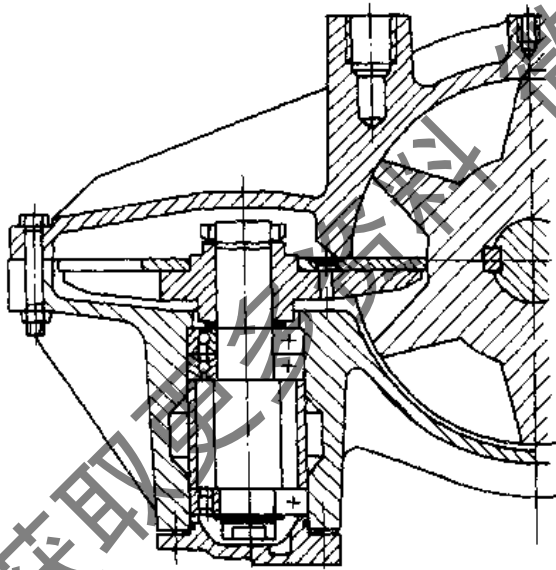


图 6-98 星轮组件的悬臂式支承

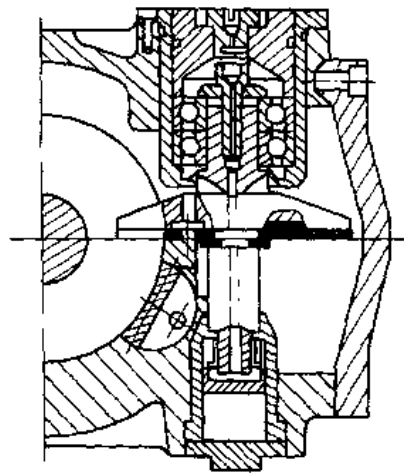


图 6-99 星轮组件的密封式支承

开启式单螺杆压缩机的动力输入端，与机壳或端盖间的间隙，是压缩机外泄漏的主要通道。对于密封要求高的制冷压缩机，通常采用如图 6-100a 所示“推进式”机械密封。这种密封和橡胶波纹管式机械密封（图 6-100b）一样，在运行中受到力和热的作用后，动环和静环间会产生微观变形，往往使密封恶化而失效，引起油或工质的泄漏。这是单螺杆压缩机在实际使用中经常遇到的问题。图 6-100c 所示的金属焊接波纹管式机械密封，自用作制冷压缩机的轴封后，上述问题得以解决。这种密封依靠波纹管的弹性，给两密封端面施加轴向推力。其特点

如下：

1) 消除了动环下 O 形密封圈所产生的迟滞作用，使密封端面受力小而均匀，液力平衡性好。

2) 波纹管的隔离作用，使轴免受侵蚀或微磨损，即使在边界润滑条件下，密封端面的磨损也很轻微，使用寿命长。

3) 径向尺寸小，适用范围广。

由图 6-101 可知，三种机械密封中，以金属焊接波纹管的密封性能和可靠性最好。

7. 喷液

单螺杆压缩机在工作过程中，一般要向压缩腔内喷入润滑油或液体制冷剂等，其目的主要是冷却制冷工质，降低排气温度，使压缩机能在更高的压力比条件下工作；液膜使各泄漏通道的实际间隙减小，从而减少了工质的泄漏量；润滑各相对运动表面及轴承、轴封等零部件，减少磨损和摩擦功耗。

目前，单螺杆制冷压缩机中最常用的喷液剂仍是各种类型的冷冻机油。但采用替代工质后，这些工质与传统润滑油的相容性就可能存在问题。例如，替代工质 HFC134a 就与现用的矿物油不相容。有研究表明，属于聚烷基乙二醇类油 (PAG) 的 EXP-0272，与 HFC134a 具有宽广的低温互溶性，而在高温条件下则不能互溶，基本上符合一般制冷系统对润滑油的要求。

影响压缩机工作过程的喷液参数有喷液量、喷液温度、液滴平均直径、喷嘴位置及喷口直径等。喷液量增加，容积效率增加，但输送这一喷液量所消耗的能量也相应增加。因此，喷液量具有临界值。喷液量低于此值时，压缩机的容积效率和等熵效率，随喷液量的增加而增加；高于此值后，再增加喷液量对机器效率的提高已无明显作用，而耗功却增加了。喷液量的这种临界值，与压缩机的压力比以及啮合副的啮合间隙等因素有关，可用优化方法求得。喷液温度与喷液剂类型有关。喷油时，应控制在 40~65℃ 范围内；喷液体制冷剂时，可直接由冷凝器引出。

对于制冷压缩机，采用喷液体制冷剂来取代喷油，不但可以省去油气分离器、油冷却器、油过滤器等辅助设备，而且由于液体制冷剂的粘度只有油的千分之一，使各相对运动表面间和管道内的粘性阻力损失大为减少。单螺杆压缩机轴承负荷和螺杆、尾轮啮合副的接触负荷都很小，具有喷射液体制冷剂的良好条件。因而，现代

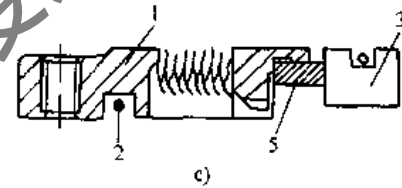
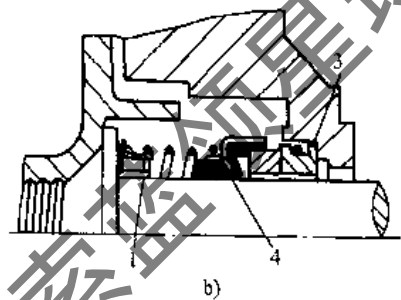
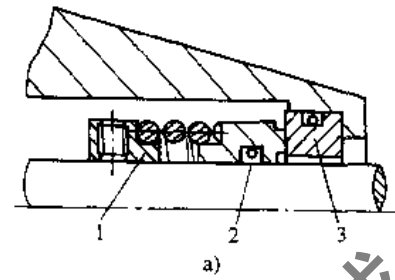


图 6-100 制冷压缩机用机械密封
a) 推进式 b) 橡胶波纹管 c) 金属波纹管
1—动密封座 2—辅助密封 3—静环
4—橡胶波纹管 5—动环石墨嵌体

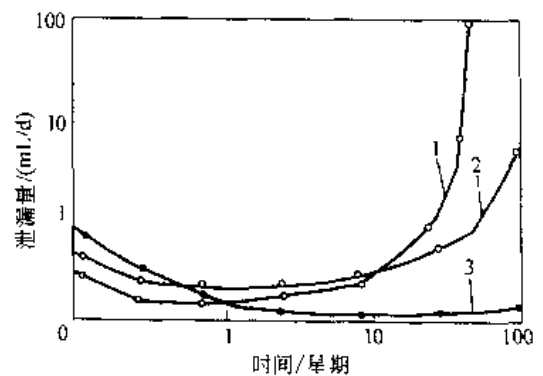


图 6-101 三种机械密封比较

1—推进式 2—橡胶波纹管 3—金属波纹管

生产的单螺杆制冷机，大多从冷凝器将冷凝液引入压缩腔。英国 APV 公司曾用自产的 HS24 型制冷机作过 2000h 以上的运行试验。结果表明，采用喷射液体制冷剂后，冷却效果有很大提高：在初期磨损阶段，星轮稍有磨损；进入正常磨损阶段后，其磨损量极小，可以忽略不计。为此，应设法减小泄漏间隙和增大喷液量，这样，不但减少了工质的泄漏，而且对促使噪声上升的压力脉动起一定的阻尼作用。

当前，由于无油的滚动轴承可靠性较差，一般还需依靠油来润滑和冷却。比较实用的供油方法有两种：

1) 最简单的方法是使制冷剂中含有 2%~5% 润滑油，并随制冷剂一起循环。这种方法的缺点是：在工况变化时，油可能滞留在蒸发器内，影响蒸发器的换热效果，减少了进入压缩机的油量。图 6-102 为单螺杆制冷压缩机制冷剂含油的一种循环系统，其特点是该系统中设置了一个直径仅 200mm 的小型分离器，油气混合工质在此分离后，聚集在底部的润滑油，依靠压力差输送到各轴承和轴封处，确保充分润滑。

2) 第二种方法是图 6-103 所示独立供油的油路系统，能更可靠地为轴承和轴封处供油。轴承和轴封构成一个独立的油路系统，压力约 0.2MPa 的油泵，由压缩机主轴驱动。应予以注意的是，油在进入轴承座前，需经过节流，使进入轴承座的油压与压缩机的进口压力接近，因而密封处的压力降很小，有效地减少了油的外泄。

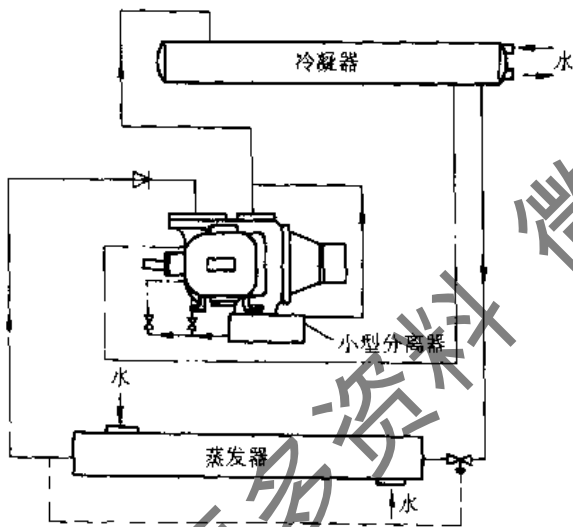


图 6-102 制冷剂中带油的循环系统

— 制冷机主回路
- - - 油路
· · · 喷液线路
· · · 感温包线路

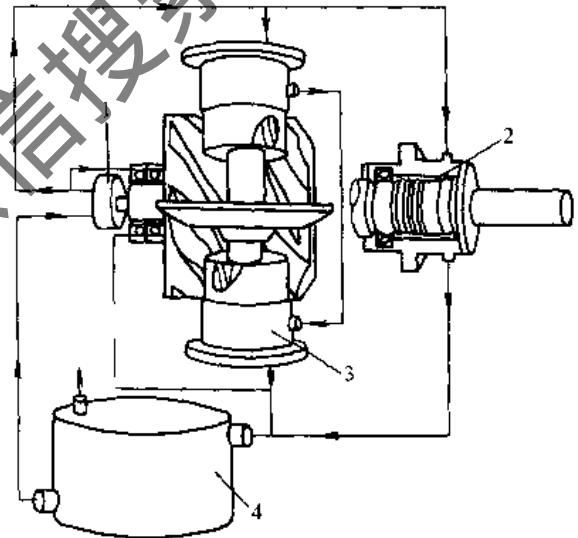


图 6-103 轴承、轴封独立供油的油路系统

1—油泵 2—轴封 3—轴承座 4—油箱

6.2.2 型式和总体结构

1. 制冷压缩机组系统

图 6-104 为荷兰格拉索公司 MS 型单螺杆制冷压缩机的油路、气路和保护控制的系统。由压缩机排出的油气混合物，进入油分离器，分离出来的高压油，经过油冷却器和油滤清器后，喷射至压缩腔、轴承及轴封等处。油泵用于压缩机起动而尚未建立一定压差时，向压缩腔喷油，起动完成后关闭。油分离器底部的油加热器，是为了防止油温过低，保证分离效果。滤清器的压差开关 10 在滤清器堵塞时使压缩机停机。当油位超过设定值时，由油位安全控制开关 14 使压缩机停机。喷液量大小由截止阀 12 调节。

分离器分离出来的气体工质，经二次分离器、排气止回阀 15、截止阀 16、制冷系统及吸

气截止阀 3、止回阀 4，进入压缩机吸气腔。电磁阀 5 控制旁通管道的开闭。压缩机起动或停车时，电磁阀打开旁通管道，操作完成后关闭。

控制箱完成机组的各项安全保护功能：压力表 A 和控制开关 G 相配合，用来控制最大排气压力；压力表 B 和控制开关 H 用来控制最小吸气压力；油压表 C 和控制开关 F、E 用来控制最大吸气压力及油与吸入气体的最小压力差；热电偶 7、11 和控制开关 2、1 用来控制最大压缩温度和最大油温。

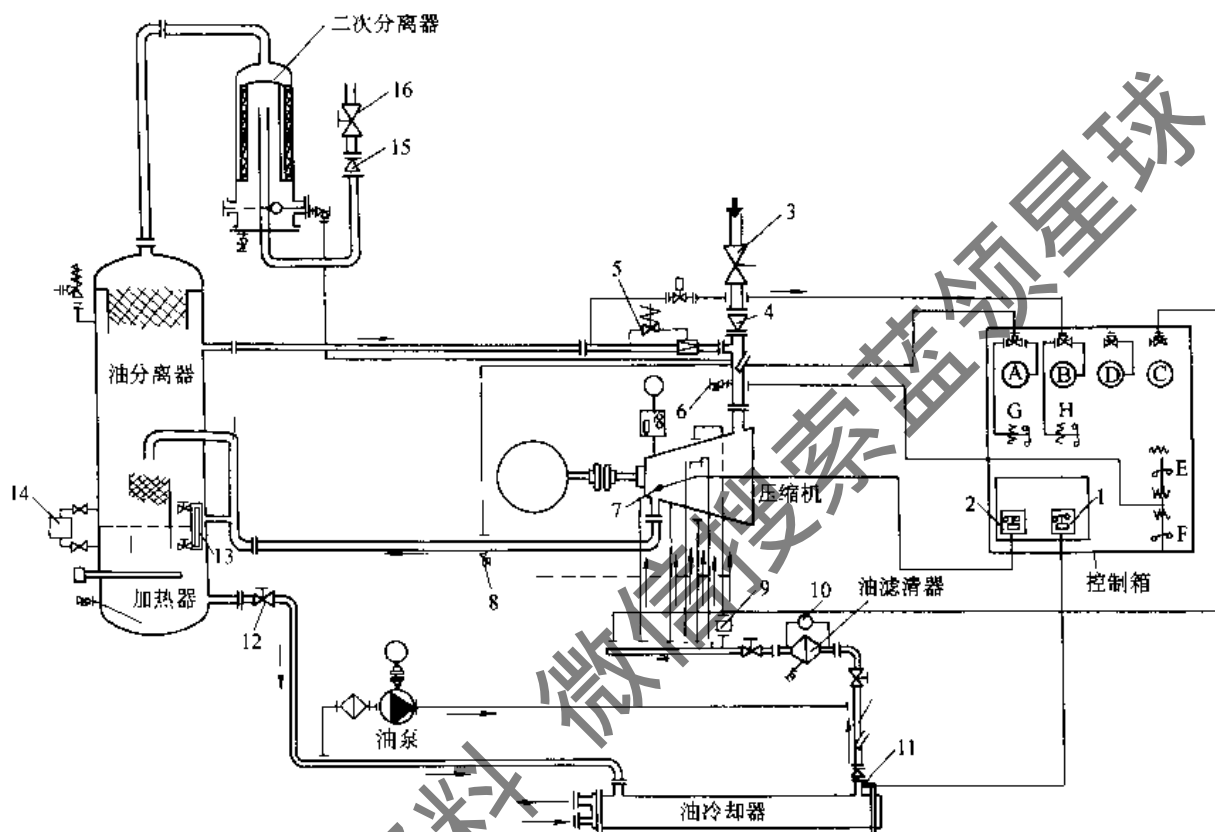


图 6-104 MS10 系列的油路、气路及其控制系统

- 1—最高油温控制开关 2—最高压缩温度控制开关 3、12、16—截止阀 4—吸气止回阀 5—电磁阀
6、8—角阀 7、11—热电偶 9—喷射管路的观察镜 10—油滤清器的压差开关
13—分离器油位观察镜 14—油位安全控制开关 15—排气止回阀

英国 APV 公司的 HS 系列压缩机可作为混合喷射油和液体制冷剂的代表，其机组系统如图 6-105 所示。这种系统的特点是：

1) 可同时向压缩腔喷油和液体制冷剂。制冷液来自冷凝器，其喷液量由电磁阀 5 和热力膨胀阀 7 根据传感器 14 测出的排温信息自动调节。供液情况可通过视镜 6 观察。喷入压缩腔的液体使腔内油、气降温，取消了油冷却器及相应管路。

2) 自动显示、保护较齐全。系统设有运行的油压差开关 29、31，吸气低压、排气高压继电器 27、33，吸入、排出、供油温度传感器 8、14、11，以及控制分离器内储油量的油位控制开关 17 等。系统配有 PS 3 可编程序控制器，它可在上述任一项超过设定值时，发出显示信息，并报警停止压缩机运行。当电动机的电流超过设定值时，PS 3 编程器使能量调节阀处于卸载位置，对电动机实行可靠保护。

3) 可以迅速卸载和自动调节制冷量。由控制总阀 3、安全阀 1 和电磁导阀 2 组成的旁通安

全阀，使压缩机起动和停机时，将吸、排气管连通而迅速卸载；正常运行时，将吸、排气管隔开。制冷量的自动调节是靠 PS-编程器控制四通电磁阀来实现的。

2. 转动环调节能量的开启式制冷压缩机

图 6-106 为荷兰格拉索公司生产的单螺杆制冷压缩机，它的特点是机壳为上下对称的剖分式结构，并采用该公司专利、构思新颖的转动环来调节制冷量。工作时，利用手轮或电动机使调整轴 1 转动，锥齿轮就带动转动环 3 转动，从而改变了矩形缺口和三角形缺口盖住回流孔口 4 和排气孔口（图中未示）的周向位置，达到调节制冷量的目的。回流气体通过回流通道 5 进入吸气腔。制冷量调节机构使机器结构复杂化，机壳的密封要求也较高，其轴封 23 通常采用机械密封，这是单螺杆制冷机与空压机的主要不同之处。螺杆两端分别采用角接触球轴承 25 来承受轴向载荷，圆柱滚子轴承 13 来承受径向载荷。星轮轴两端是一对圆锥滚子轴承（图中未示），由于这种轴承的内外圈可以分离，为星轮组件的装配及其轴向位置的调整提供了方便。平衡孔 18 将泄漏到排气侧的高压气体引回吸气侧，使螺杆 8 两端所受轴向气体力得以平衡。根据具体安装条件，进气接管 9 也可安装在下机壳，此时可与备用进气法兰 17 互换位置即可。转动环式能量调节机构仅适用于剖分式机壳。

3. 滑阀调节能量的开启式制冷压缩机

英国 APV (Hall) 公司生产的开启式单螺杆制冷压缩机如图 6-107 所示，它的主要特点是机体为箱体式整体结构和采用滑阀式能量调节机构。在整体式机体内，进气、压缩和排出靠螺杆 1、星轮 2、滑阀 9 和内隔板分割，外部则连成一体。这种结构使吸、排气通道的流通面积扩大；打开两个侧盖 8 后，为对螺杆、星轮啮合副的观察、安装和检修提供了方便的窗口，不需拆除接管等其他零件，也不会破坏有关密封。机体上有经济器补气接管，需要时可方便地使用带经济器的循环系统。

两个滑阀 9 各自位于星轮和螺杆上下两个对称的啮合区，靠同一液压缸 12 内的活塞推动它们同步工作。这种能量调节机构可以在不改变内容积比的条件下，获得 100%~10% 的无级调节。调节后的制冷量，由能量指示机构 13 显示。喷液接管 7 将油和液体制冷剂通过滑阀工作面上的喷口进入压缩腔。由于制冷剂对油的冷却作用，免除了外部的油冷却器。又由于依靠压力差喷油，可以免除连续运转的油泵。

螺杆材料为铸铁，其组件的一端由两个角接触球轴承支承，另一端由一个圆柱滚子轴承支承。星轮结构采用浮动式，因而星轮片材料为以尼龙为基添加聚合物的专用材料。这种材料的

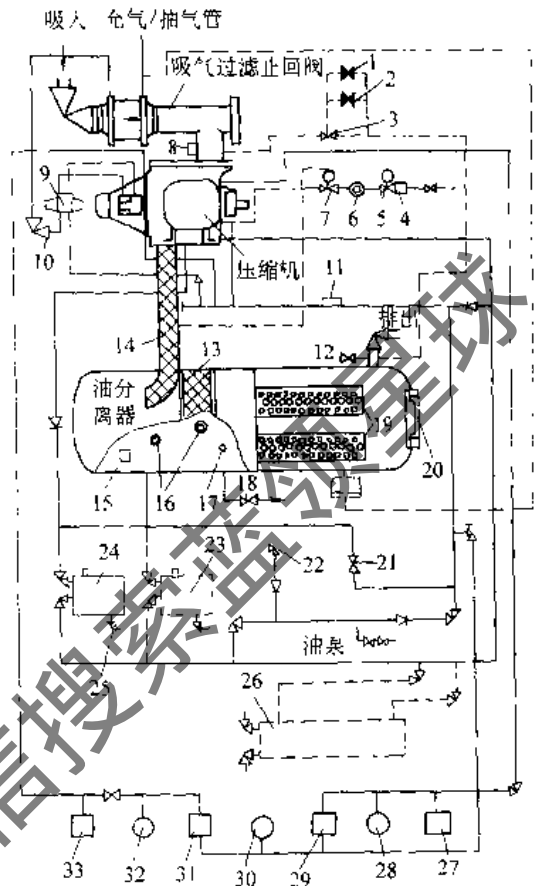


图 6-105 HS 型制冷压缩机组系统

- 1—安全阀 2—电磁导阀 3—控制点阀 4—液体过滤器 5—电磁阀 6—视镜 7—热力膨胀阀 8—吸入温度传感器 9—四通能量控制电磁阀 10—节流阀 11—供油温度传感器 12—排气阀 13—分离元件 14—排出温度传感器 15—加热器 16、20—油位视镜 17—油位开关 18、25—卸油阀 19—精分元件 21—油压调节阀 22—系统加油接管 23、24—油过滤器 26—油冷却器（未装） 27—吸入低压继电器 28—吸入压力表 29、31—油压差开关 30—油压表 32—排出压力表 33—排出高压继电器

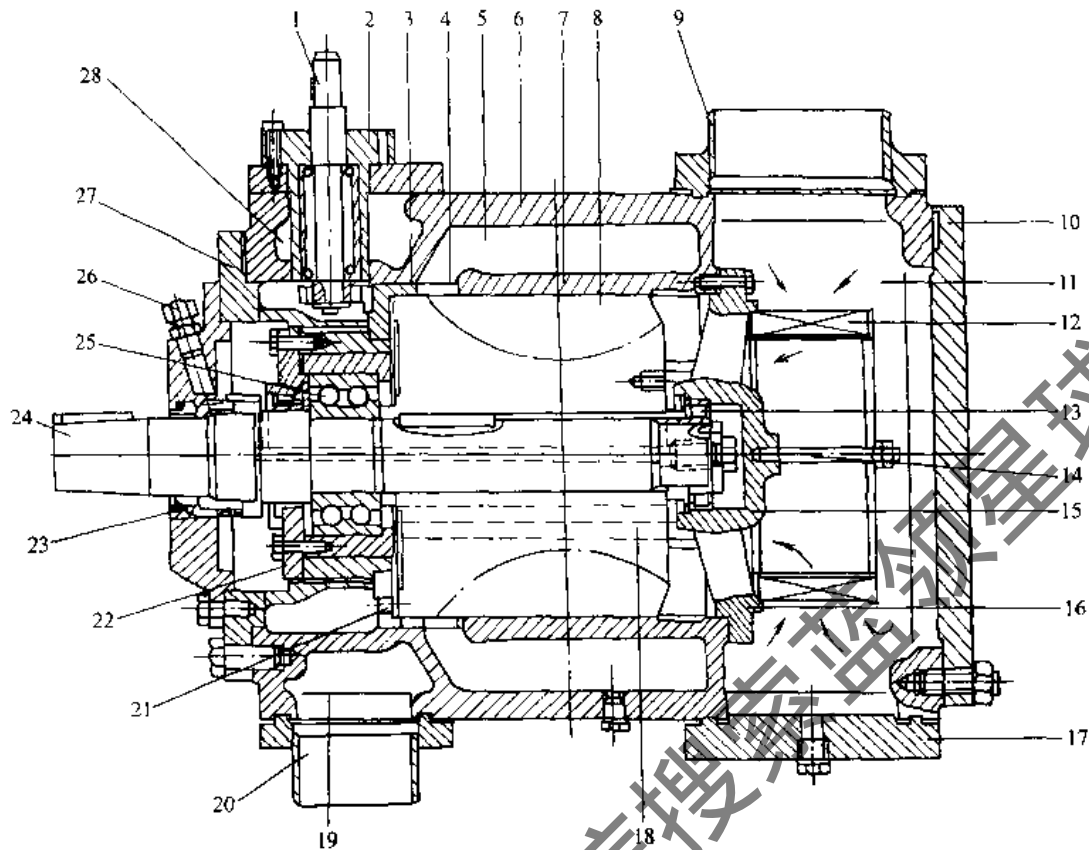


图 6-106 转动环调节能量的开启式制冷机

- 1—调整轴 2—调整轴支座 3—转动环 4—回流孔口 5—回流通道的机壳 7—气缸 8—螺杆
 9—进气接管 10—端盖 11—进气腔 12—进气过滤器 13—圆柱滚子轴承 14—螺栓 15—轴承座
 16—支承环 17—备用进气法兰 18—平衡孔 19、28—排气腔 20—排气接管 21—连接器
 22—轴承法兰 23—轴封 24—螺杆轴 25—角接触球轴承 26—喷嘴接头 27—轴承座端盖

特点是轻（旋转惯性力小），在油和制冷剂的共同作用下能保持良好的尺寸稳定性，在边界润滑条件下仍能保持良好的耐磨性。星轮组件采用一对圆锥滚子轴承，并借助弹簧和调节螺钉来调整星轮的轴向位置。

4. 带经济器的半封闭式单螺杆制冷压缩机

由日本三菱电机公司研制的半封闭单螺杆制冷压缩机如图 6-108 所示。这种机器的主机与一般单螺杆制冷机相似，唯其右侧为电动机 10 及机壳，左侧为油回收器 14，三部件由螺栓连接成一体。这种总体布置的特点是螺杆轴与电动机轴合二为一；省去了油、气分离装置，因而结构特别紧凑。另一特点是依靠经济器来提高机器的性能。离心式经济器 1 使液体制冷剂闪发成气体，通过补气口（图中未示）进入压缩机的基元容积，使单级压缩按双级制冷循环进行，达到节能效果。

液体制冷剂中含有少量润滑油，进入油回收器 14 闪发成气体，溶解在油中的制冷剂则在油回收器中加热而蒸发，积存在回收器下部的油用来润滑各处轴承。

图 6-109 为带离心式经济器的制冷循环。来自蒸发器 6 的气体制冷剂，通过进气管路 5 进入压缩机的进气过滤网 4。被压缩气体经过排气管路 2 进入冷凝器 1。冷凝后的液体制冷剂，一部分经电磁阀 8 和喷液管路 9，由滑阀上的小孔喷入压缩机的工作容积内，完成对被压缩工

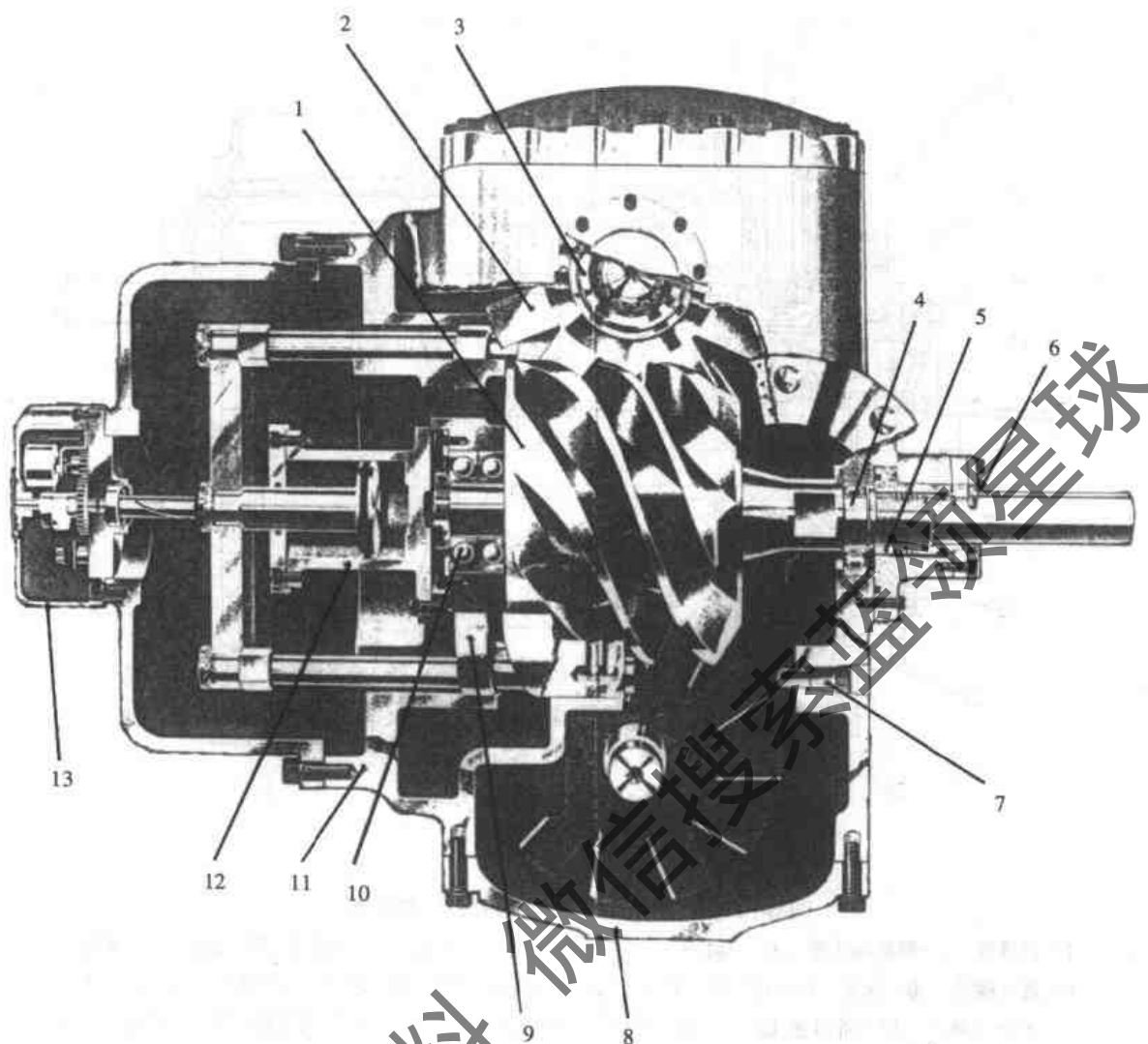


图 6-107 滑阀调节制冷量的单螺杆制冷机 (开启式)

- 1—螺杆 2—星轮 3—圆锥滚子轴承 4—圆柱滚子轴承 5—机械密封 6—固定密封 7—喷液接管
8—侧盖 9—滑阀 10—角接触球轴承 11—机体 12—液压缸 13—能量指示机构

质的冷却和密封；另一部分则由膨胀阀 11 减压后，成为气液两相工质，进入离心式经济器 10。由经济器分离出来的气体，由补气管路 17 进入压缩机；分离出来的液体则经膨胀阀 16 流向蒸发器 6，完成高效制冷循环。

5. 串联式大容量单螺杆制冷压缩机

大容量的单螺杆压缩机，必然会发生螺杆尺寸大、制造成本高，并在低速条件下运行的情况，因而影响了这种压缩机适用范围的扩展。为此，英国 APV (Hall) 公司开发了如图 6-110 所示的串联式压缩机。其主要特点是利用一根螺杆轴，将两个直径相同或不同的螺杆串联在一个机壳内，机壳上的吸、排气通道及侧盖等结构，均与单台压缩机的机壳相同。两个螺杆转子的螺槽在圆周方向的错位，可使压缩机的压力脉动和转矩波动频率加倍，而它们的幅度则减小一半，使整机的转矩特性更为平滑、噪声下降。与相同容量的大尺寸螺杆压缩机相比，由于主要零部件尺寸小，易于装配和检修。

这种串联方案实施的关键在于滑阀的合理结构。如图 6-111 所示，推动滑阀移动的两根驱动轴上各有两个滑阀，为了防止工质通过滑阀与有关零件之间的间隙泄漏，使各滑阀在移动时

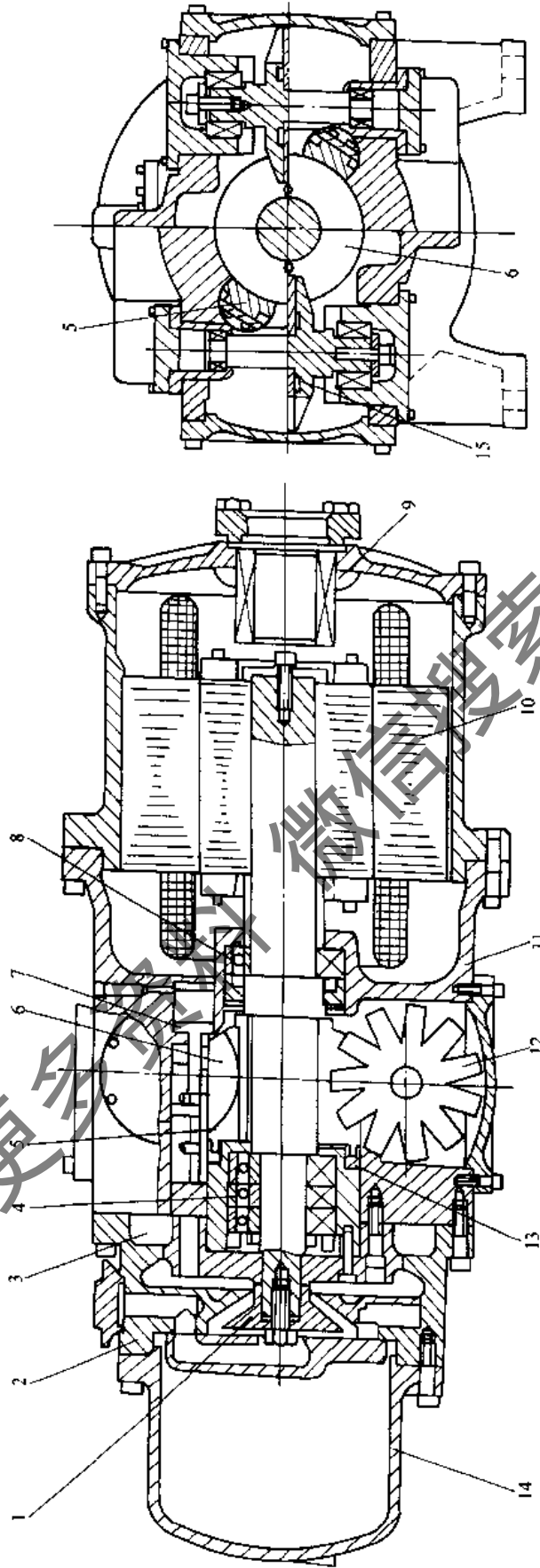


图 6-108 带经济器的半封闭单螺杆制冷机

1—离心式经济器 2—经济器组件 3—排气腔 4—角接触球轴承 5—滑阀活塞 6—螺杆 7—滑阀活塞 8—圆锥滚子轴承
 9—进气过滤器 10—电动机 11—主机机壳 12—星轮 13—密封 14—油回收器 15—星轮支座

获取更多资料 请登录 索蓝领星球

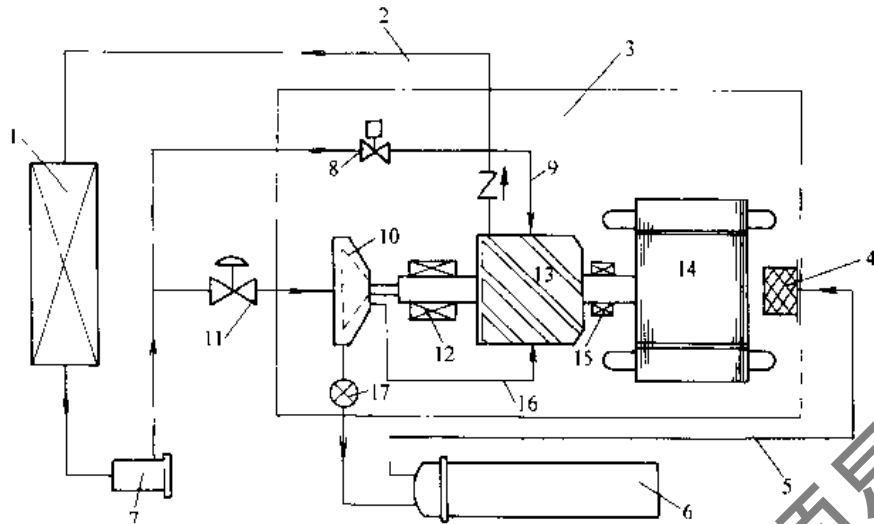


图 6-109 带离心分液式经济器的制冷循环简图

- 1—冷凝器 2—排气管路 3—压缩机 4—进气过滤网 5—进气管路 6—蒸发器
7—过滤器 8—电磁阀 9—喷液管路 10—经济器 11—膨胀阀 12、15—轴承
13—螺杆 14—电动机 16—补气管路 17—膨胀阀

保持空间位置的一致性至关重要。因此，在结构上应采取措施加以保证，例如，在同一驱动轴的两个滑阀间要有一定的柔性，这样可以避免在较长距离上的稍许偏移（不成一直线）而产生卡紧现象。图 6-110 的前滑阀中放置弹簧，是为了使滑阀机构在进行满载调节时，当后滑阀轴向到位后，前滑阀能在弹性压缩条件下就位，从而使它们的密封面均保持紧贴。

6.2.3 单螺杆压缩机性能

图 6-112 和图 6-113 表示所有单螺杆压缩机的典型效率曲线。图中 V_1 是压缩机的内容积比，它决定于压缩机的设计。和双螺杆压缩机一样，单螺杆压缩机有固定的内容积比，它等于在起动时的齿槽容积与该齿槽和排出孔相连时的容积之比。近代设计的用于制冷的单螺杆压缩机，都装有在压缩机运行时可变内容积比的装置，它是一简单滑阀，可超前或延迟排气孔口位置。

由于单螺杆压缩机没有进、排气阀和极小的余隙容积，因此能带来较高的等熵效率。但很重要的一点是当选择固定的内容积比压缩机时，应选择正确的内容积比值，不能将制造厂提供的运行工况和转速进行外推，螺杆压缩机在不同转速时会和额定转速的性能有明显的差别。

图 6-114 为 HALL HSP 22-235 型单螺杆压缩机组，其油路、气路及控制系统与图 6-104 相似，图 6-115 和图 6-116 为 HALL HSP 22 单螺杆压缩机组（转速为 2980r/min、压缩机排气量为 660m³/h），使用 R717 时输入功率的变工况曲线。

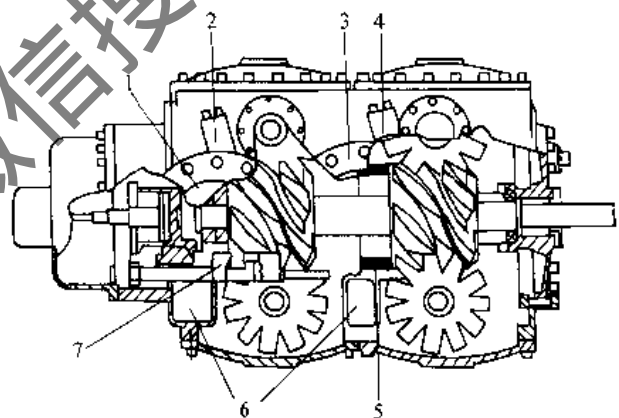


图 6-110 串联式大容量单螺杆制冷机

- 1—上/下排气管道连接法兰 2、4—经济器接管
3—上吸气通道连接法兰 5—转子轴封
6—排气腔 7—滑阀

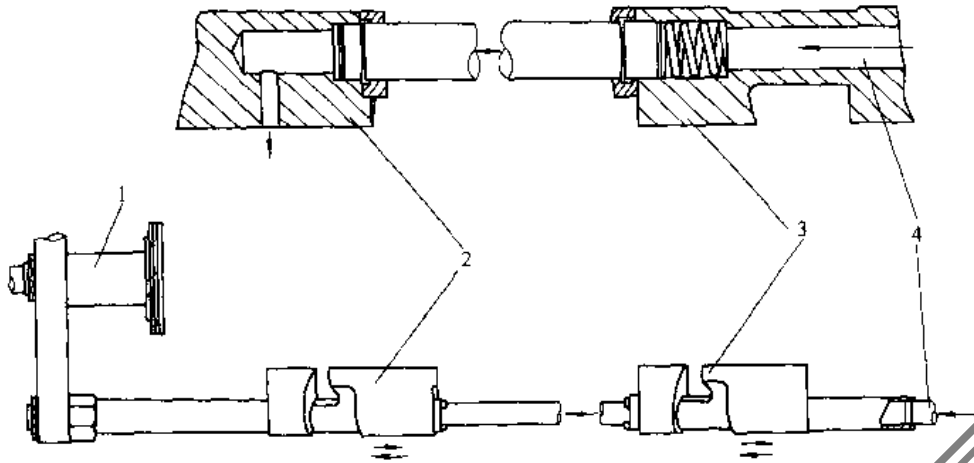


图 6-111 串联压缩机的滑阀

1—驱动活塞 2—后滑阀 3—前滑阀 4—油路

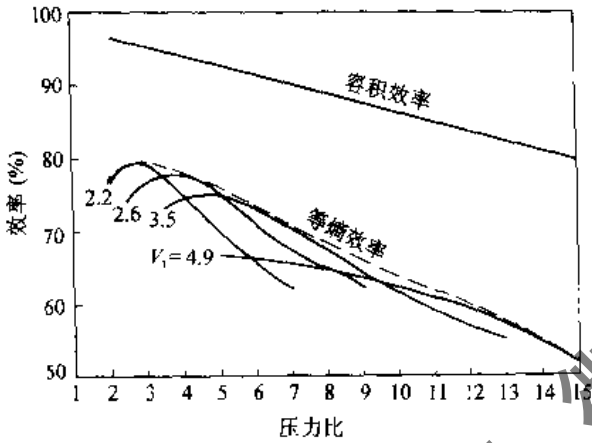


图 6-112 R22 压缩机典型性能

——固定 V_1 - - - - - 变化 V_1

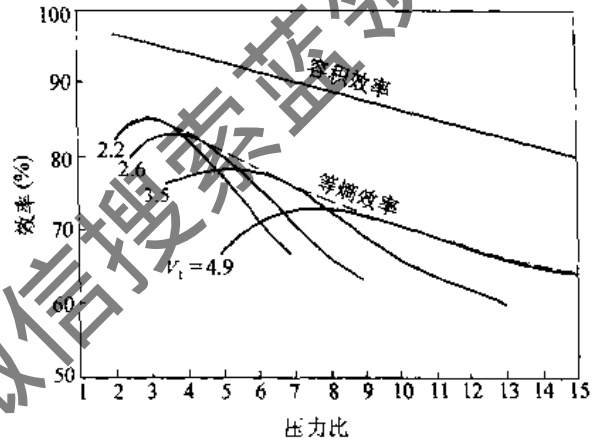


图 6-113 R717 压缩机典型性能

——固定 V_1 - - - - - 变化 V_1

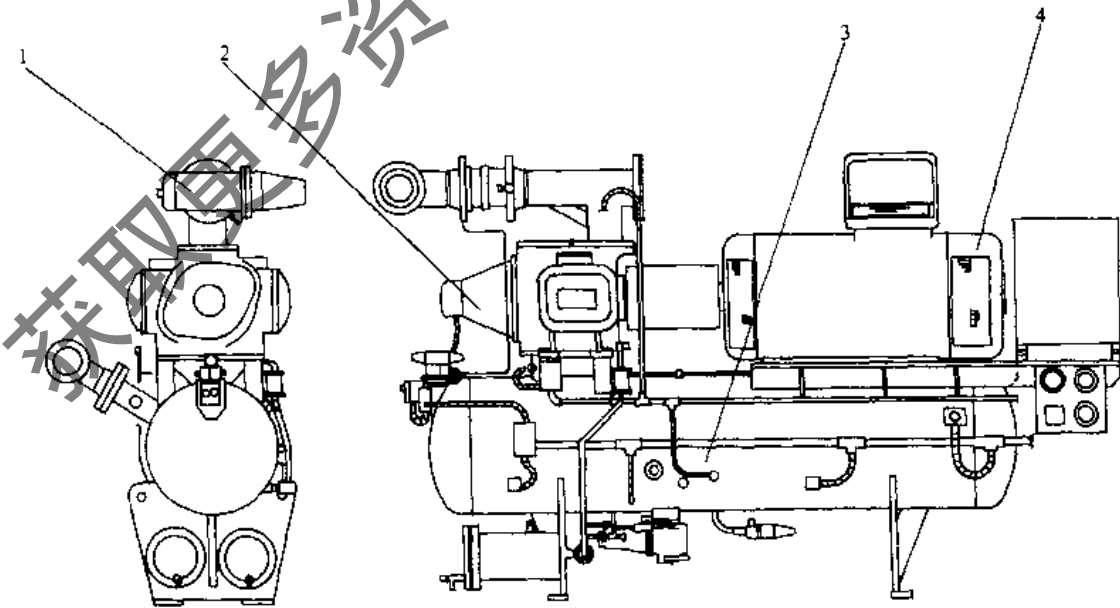


图 6-114 HALL HPS22-235 型单螺杆压缩机组

1—吸入过滤止回阀 2—压缩机 3—油分离器 4—电动机

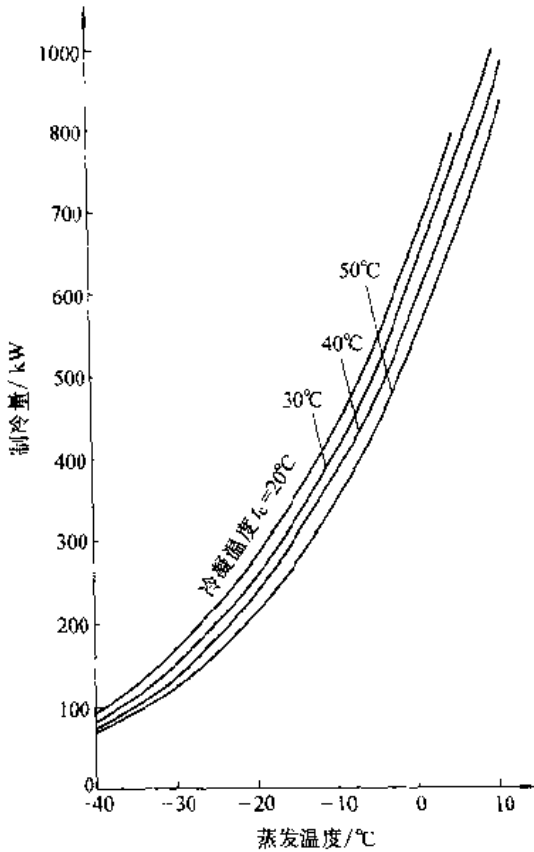


图 6-115 HALL HPS22 型单螺杆
压缩机组制冷量变工况曲线

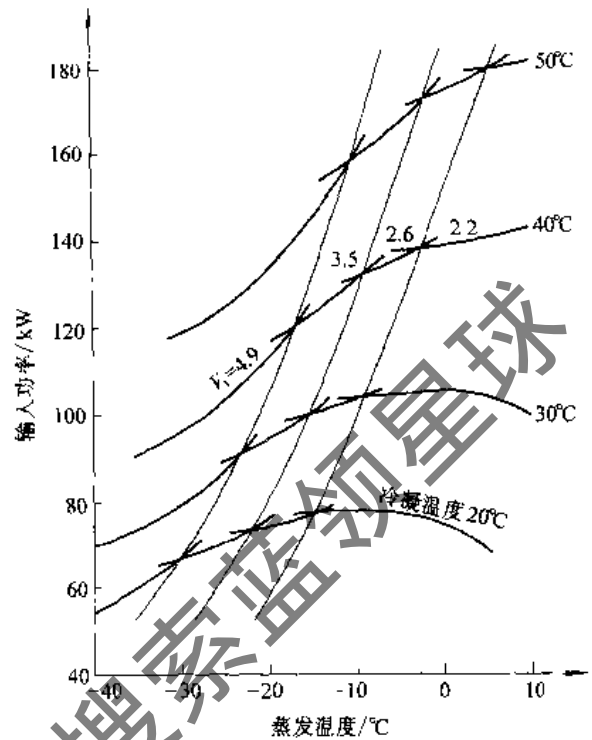


图 6-116 HALL HPS22 型单螺杆压缩机
组输入功率变工况曲线

6.3 螺杆式制冷机组和辅助装置

螺杆式制冷机组有多种型式。根据冷凝器结构不同，可分为水冷式机组与风冷式机组，根据采用压缩机台数不同，可分为单机头机组与多机头机组。另外，部分螺杆式制冷机组采用氨系统，二级压缩系统，也有采用螺杆压缩机组成风冷热泵机组的，这些机组各具特点。

6.3.1 水冷式冷水机组

1. 单机头机组

单机头螺杆式冷水机组是传统型式，其制冷量范围为 120 ~ 1300kW。

(1) 基本结构 图 6-117 示为单机头水冷式双螺杆冷水机组基本结构。它由螺杆压缩机、蒸发器、冷凝器、油分离器、经济器、控制箱、起动柜等主要部件组成。

图 6-118 示出一台专用于低温乙二醇溶液以制取最低达 -25°C 溶液温度的 MGF200M 螺杆式乙二醇盐水机组。

(2) 工作原理 图 6-119 和图 6-120 是典型单机头螺杆式冷水机组工作流程图。其主要工作原理如下：

1) 制冷循环。根据能量调节滑阀的位置，压缩机按一定比率从蒸发器中吸入制冷剂蒸气。压缩机的吸气降低了蒸发器中的压力，使留存的制冷剂在低温 $3 \sim 6^{\circ}\text{C}$ 下强烈气化。制冷剂气化所需的热量，来自蒸发器管子中流动的水（或盐水）。随着热量的去除，冷水（或冷盐水）

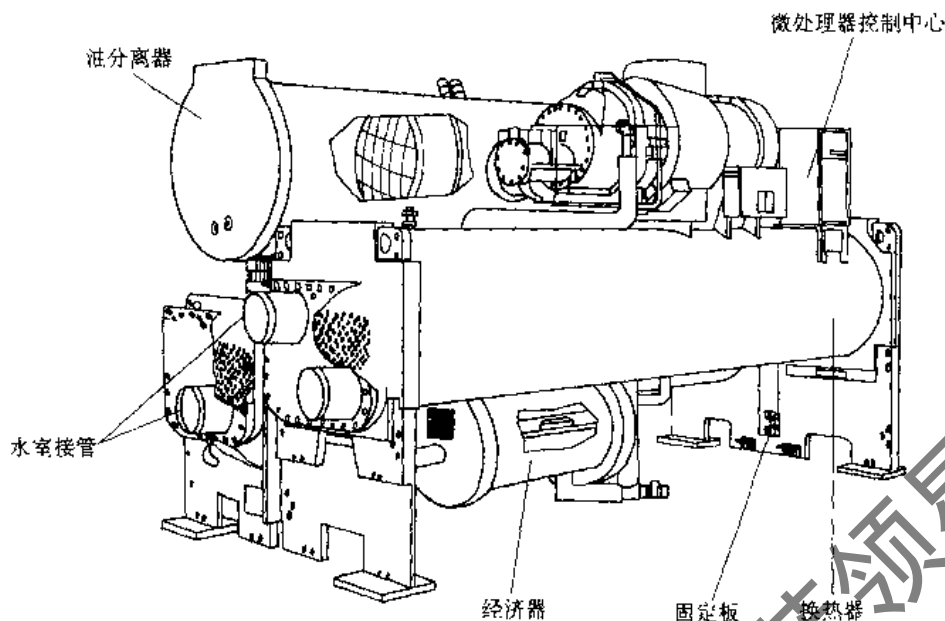


图 6-117 开利 23XL 双螺杆式冷水机组

能被用于空调和工艺冷却。从水（盐水）中吸收热量后，制冷剂蒸气进入压缩机。经压缩后，制冷剂的温度提高，使排出温度高于冷凝器中冷却水温度，制冷剂蒸气将热量排放给冷却水后变为液体。液体制冷剂通过过热器，在进入蒸发器之前，经过浮球阀。浮球阀保持了液体密封，并控制了蒸发器内的液面。

在某些型式的机组中，有一经济器安装于蒸发器与冷凝器之间。在这些机组中，液体制冷剂首先通过经济器而不是蒸发器。经济器压力介于蒸发器和冷凝器之间，在这种低压下，一些液体制冷剂闪发为气体，冷却了余下的制冷剂。气体直接进入压缩机，在压缩中间点和来自蒸发器的气体相混合。这样就增加了制冷剂的质量流量，从而增加制冷能力。在经济器中，被冷却的液体制冷剂通过节流进入蒸发器，因为蒸发器的压力比经济器更低，一些液体经闪发，将其余部分液体冷却到蒸发温度。

2) 电动机冷却循环。电动机冷却是依靠来自冷凝器底部的液态制冷剂，其流动是依靠压缩机运转产生的压差。制冷剂通过截止阀、干燥过滤器和视镜，经过电动机孔板后进入电动机。电动机孔板的功能是控制流到转子和轴向排气口之间的制冷剂量。制冷剂在电动机壳体底部积聚起来，通过电动机冷却排液口流到蒸发器内。

电动机定子绕组中埋有温度传感器。电动机温度超过限定值时，机组自动进行过载控制，如果电动机温度超过此值 5.5°C ，滑阀卸载，如果电动机温度超过安全限定值，压缩机停机。

(3) 性能特点 单机头机组主要优点是满负荷运行效率高，在相同容量下，效率与离心机不相上下，机组结构简单，工作可靠，维修保养方便。

单机头机组主要缺点是虽然各制造商推出的产品绝大部分均能实现容量在 $10\% \sim 100\%$ 无级调节，但在低负荷下，由于压缩机摩擦功引起的损失加大，电动机效率的下降等因素，机组效率有所下降，特别是目前绝大部分空调用螺杆式压缩机，均采用压差式供油，在负载减小情况下，压缩机供油困难，不得不借助于热气旁通装置，降低了机组效率。故单机头机组主要应用在负载较为稳定，机组常年运行的场合或在大中型项目中，与离心式机组配合使用。单机头机组在美国应用较为普遍，开利、特灵、约克和麦克维尔等著名制造商均有此产品。

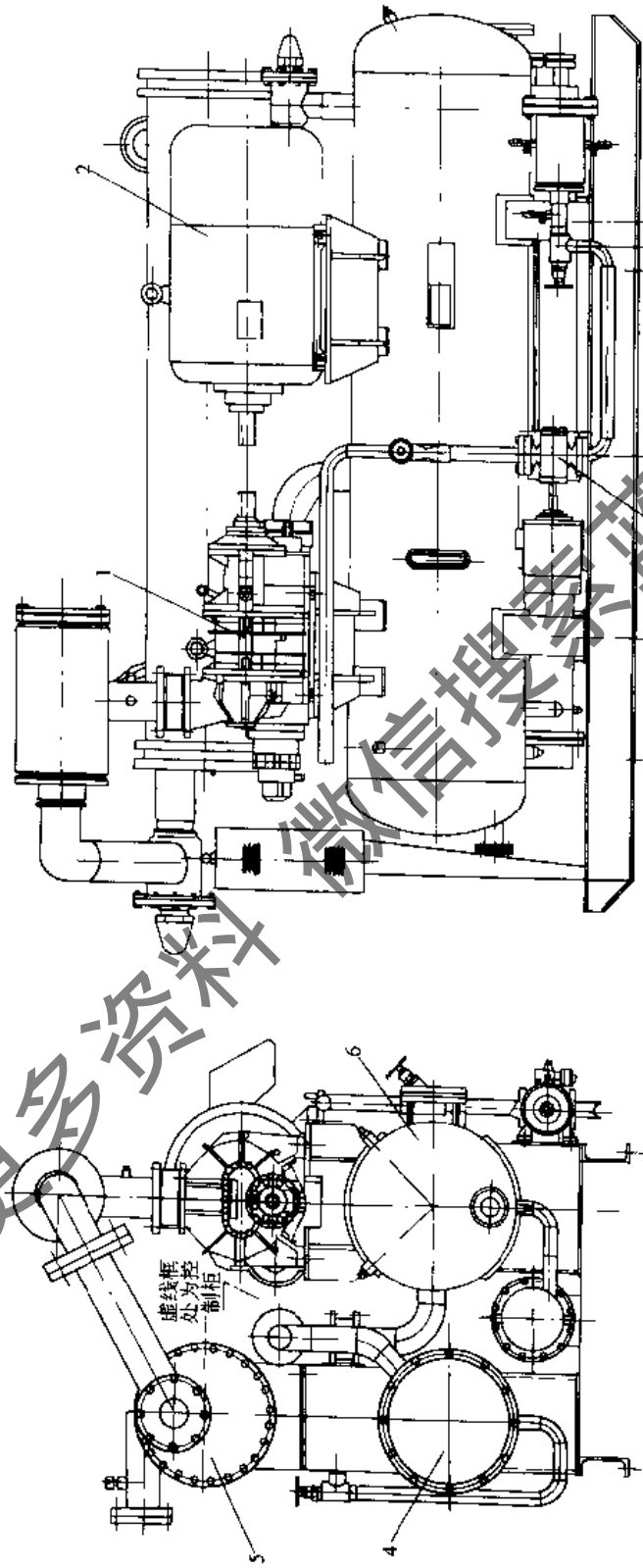


图 6-118 MGF200M 螺杆式低温盐水（乙二醇溶液）机组

- 1—螺杆压缩机 2—电动机 3—油泵 4—水冷冷凝器 5—盐水蒸发器 6—油分离器

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

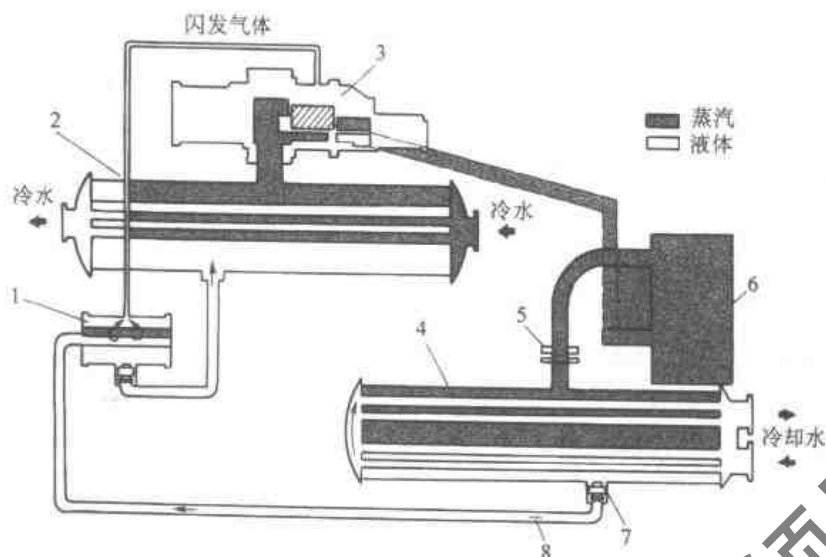


图 6-119 开利 23XL 带经济器螺杆式冷水机组系统流程

1—经济器 2—蒸发器 3—压缩机 4—冷凝器 5、8—截止阀 6—油分离器 7—线性浮子阀

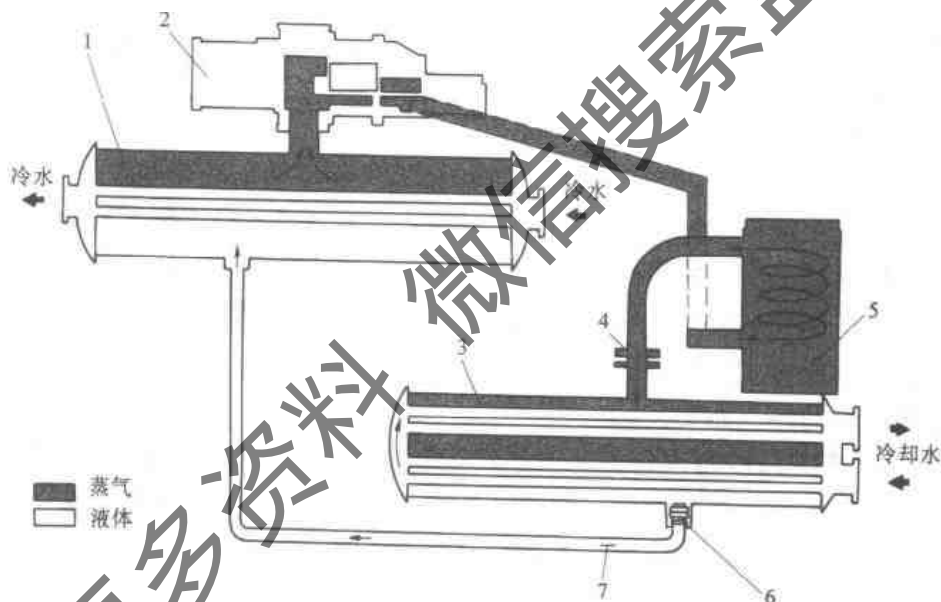


图 6-120 开利 23XL 不带经济器螺杆式冷水机组系统流程

1—蒸发器 2—压缩机 3—冷凝器 4、7—截止阀 5—油分离器 6—线性浮子阀

近年来，随着冰蓄冷节能系统的推广，用户要求螺杆式冷水机组在空调工况和制冷工况下都能运行。目前大部分厂商都能满足这种兼容要求。此外，有些低温、低湿空调也需要出水温度在 0°C 以下。这样，机组的容量要相应地乘上一系数加以修正。表 6-7 中列出不同乙二醇质量分数和不同出蒸发器溶液温度对机组空调名义制冷量的修正系数。

目前螺杆式制冷机组所采用的制冷剂仍以卤代烃为主。随着环境保护意识的日益加强，人们开始重视天然制冷剂的采用，又开始研究氨的使用。国内武汉冷冻机厂最近开发了采用板式换热器作为冷凝器和蒸发器，并应用喷液冷却的双螺杆冷水机组系列，在同样工况下，COP 比采用 R22 的机组提高了 6.5%，工质充注量仅为 R22 机组的 10%。

2. 多机头机组

随着螺杆式压缩机半封闭化、小型化及控制系统的发展，近几年，多机头螺杆式冷水机组

取得很大发展,其适用冷量范围为 240~1500kW。多机头机组主要特点如下:

1) 可以根据负载需要调节运行压缩机台数,能大大提高冷水机组在部分负荷下运行的效率。由于绝大多数空调用冷水机组在不同季节、每天不同时间段负载变化很大,故对于使用冷水机组台数不多的中小项目,多机头机组可大大节省运行费用。

2) 对于部分使用双回路或多回路设计的机组,在某一回路需维修保养时,其他回路仍可正常运行,提高部分负荷制冷量,大大方便了用户。

3) 多机头机组主要缺点为相比于单机头机组,由于使用的压缩机容量小,故机组满负荷效率相对较低。尽管如此,由于其出色的部分负荷效率,多机头在八九十年代仍成为用户乐于选用的机型,开始是在欧洲、日本,目前美国各著名冷水机组制造商也推出了多机头机组。

表 6-7 不同出蒸发器溶液温度对机组
空调名义制冷量的修正系数

乙二醇质量分数 (%)	出蒸发器溶液温度/℃	冷量修正系数
20	5	1.045
	4	1.004
	3	0.962
	2	0.921
	1	0.879
	0	0.838
30	-1	0.795
	-2	0.764
	-3	0.734
	-4	0.703
	-5	0.673
40	-6	0.637
	-7	0.608
	-8	0.579
	-9	0.550
	-10	0.521

6.3.2 风冷式冷水机组

风冷式冷水机组由螺杆压缩机、蒸发器、风冷式冷凝器、油分离器、控制箱、起动柜等主要部件组成。目前市场上常见的风冷螺杆式冷水机组,绝大部分为多机头机组。风冷式冷水机组工作流程与水冷机组大致相同,所不同的是水冷式机组的冷凝器采用管壳式换热器,而风冷式机组的冷凝器采用翅片式换热器。

风冷式冷水机组的特点如下:

1) 冷水机组效率与冷凝温度有关,水冷式机组冷凝温度决定于室外湿球温度,对于湿球温度变化不大且较低的地区较适用。风冷式机组冷凝温度决定于室外干球温度,在室外干球温度下降时,可大幅度降低耗电量,故风冷式机组在南方地区应用相当广泛。

2) 风冷式机组不需配水泵、冷却塔,不需冷却塔补水,水系统清洁,使用方便。在缺水地区,超高层建筑,环境要求较高场合,也具有优势。

3) 在满负荷状态下,风冷机组耗电量大于水冷机组,但由于风冷机组在室外干球温度下降时,耗电量可大大降低,研究表明,总的来看,风冷式冷水机组全年耗电量,并不比水冷机组高多少,加上水冷机组在设备保养方面的费用较风冷机组高,风冷机组费用可能还略低于水冷机组。

6.3.3 风冷热泵式冷热水机组

1. 基本原理与结构

图 6-121 为开利 30SHA 风冷热泵式冷热水机组流程。

(1) 制冷工况 压缩机 1 排出的高温、高压制冷剂气体进入油分离器 3,在油分离器中,油被分离出来,经过单向阀 2 回到压缩机 1。油泵 4 为预润滑油泵,在机组起动前向压缩机供油;在压缩机运转后,机组利用高低压压差将油经单向阀 2 向压缩机供油。从油分离器出来的制冷剂气体,经背压阀 5 到四通换向阀 6,在盘管 7 中,制冷剂气体与空气进行热交换,变为

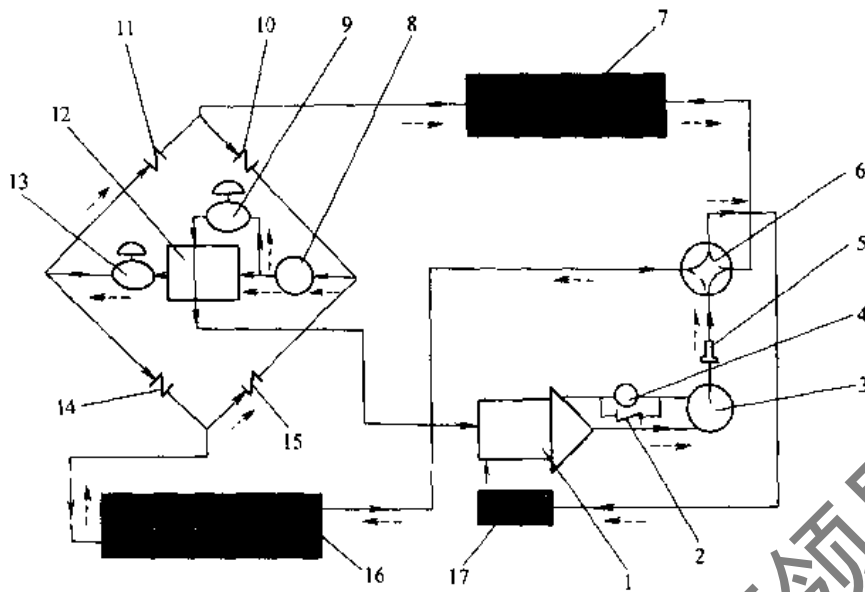


图 6-121 30SHA 风冷热泵式冷热水机组流程

—→制冷 - - -→制热

1—压缩机 2、10、11、14、15—单向阀 3—油分离器 4—油泵 5—背压阀 6—四通换向阀
7—盘管 8—贮液器 9、13—电子膨胀阀 12—经济器 16—壳管式换热器 17—气液分离器

液体，制冷剂液体经单向阀 10 到贮液器 8。贮液器 8 出来的制冷剂液体，绝大多数进入经济器 12，小部分通过电子膨胀阀 9，节流后进入经济器。节流后的制冷剂，在经济器中与制冷剂液体进行热交换，制冷剂气化后进入压缩机。在气化过程中，进入经济器 12 的制冷剂液体吸收热量进一步冷却，这一部分制冷剂液体通过电子膨胀阀 13 后节流降压，再经过单向阀 14 进入壳管式换热器 16，制冷剂吸收热量而气化，通过四通换向阀 6 进入气液分离器 17，制冷剂气体被吸入到压缩机中，完成制冷循环。

(2) 制热工况 压缩机 1 排出的高温、高压制冷剂气体被排入油分离器 3，在油分离器中，油被分离出来，经过单向阀 2 回到压缩机 1，从油分离器出来的制冷剂气体，经背压阀 5 到四通换向阀 6，在壳管式换热器 16 中，高温、高压气体经冷凝放热，变为液体，制冷剂液体经单向阀 15 到贮液器 8，贮液器出来的制冷剂液体，绝大部分进入经济器 12。小部分通过电子膨胀阀 9 节流后进入经济器，节流后制冷剂在经济器中与制冷剂液体进行热交换，制冷剂气化后进入压缩机，在气化过程中，进入经济器 12 的制冷剂液体吸收热量进一步冷却，这部分制冷剂液体通过电子膨胀阀 13 后节流降压，再经过单向阀 11 进入盘管 7，与空气进行热交换后制冷剂吸收热量而气化，通过四通换向阀 6 后，进入气液分离器 17，制冷剂气体被吸入到压缩机中完成制热循环。

图 6-122 是日立公司生产的 RHU240ASY1 型带双向热力膨胀阀的螺杆压缩机风冷热泵机组制冷剂流程。

2. 性能特点

(1) 环境温度、出水温度对机组性能的影响 根据我国制定的风冷热泵冷热水机组的标准，机组的额定制冷量是指环境空气温度为 35℃，出水温度为 7℃时机组的制冷量。机组的额定制热量是指环境湿球温度为 6℃，出水温度为 45℃时机组的制热量。在实际工作时由于环境温度不同和冷水或热水温度不同，机组的制冷量是变化的。图 6-123 和图 6-124 是一台螺杆压缩机

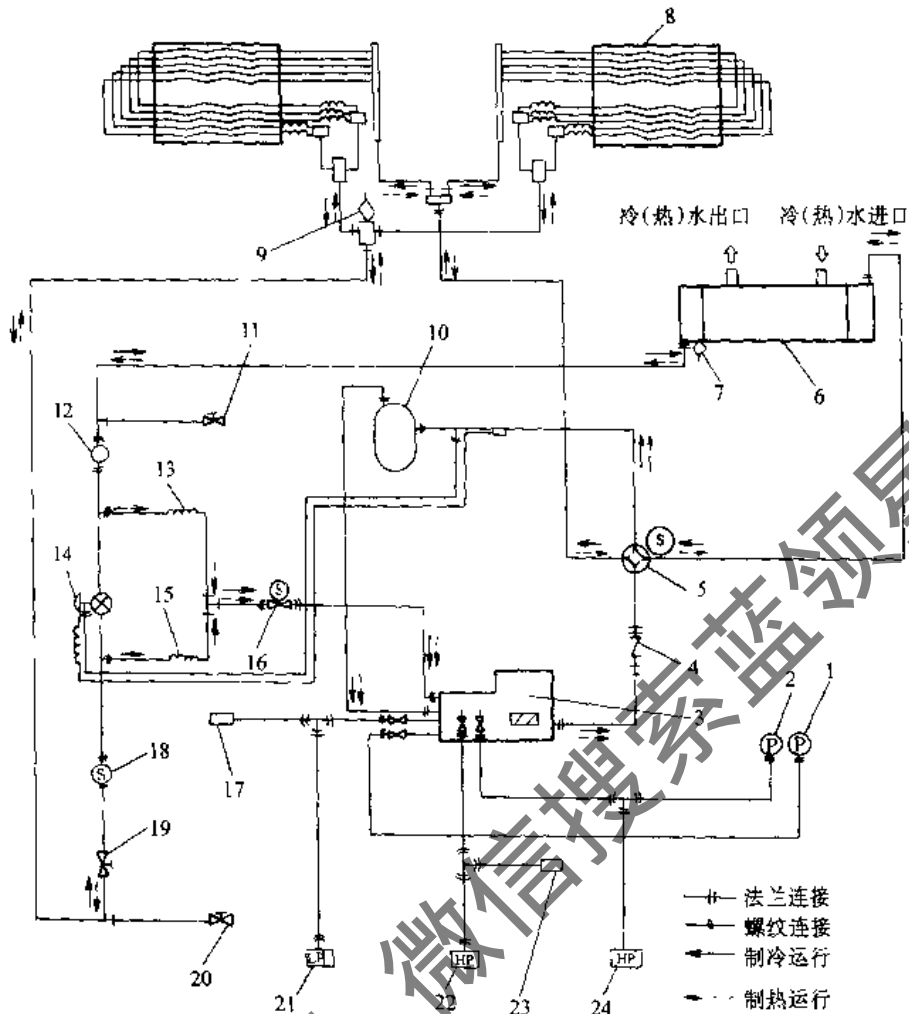


图 6-122 带双向热力膨胀阀的螺杆压缩机风冷热泵机组制冷剂流程

- 1—低压压力表 2—高压压力表 3—螺杆压缩机 4—止回阀 5—四通换向阀 6—水侧换热器
7、9—易熔塞 8—空气侧换热器 10—气液分离器 11、19、20—截止阀 12、18—干燥过滤器
13、15—毛细管 14—双向热力膨胀阀 16—喷液电磁阀 17—低压压力传感器 21—低压开关
22、24—高压开关 23—高压压力传感器

风冷热泵机组制冷运行和制热运行时的性能曲线。由图可以看出，在制冷工况下，机组制冷量随冷水出水温度的增加而增加，随环境进风温度的增加而减少；机组的功耗随着冷水出水温度的增加而增加，也随着环境温度的增加而增加。在制热工况下，机组的制热量随热水出水温度的增加而减少，随环境温度的降低而减少；机组的输入功率随热水出水温度增加而增加，随环境温度的降低而减少。

当环境温度降低到 0°C 左右时，空气侧换热器表面结霜加快，传热温差大，此时蒸发温度下降速率加快，制冷剂流量大大减小，机组制冷量、输入功率大大减小，必须周期性地除霜，机组才能正常工作。一般当环境温度降低到 $-4\sim-5^{\circ}\text{C}$ 以下时，可起动辅助电加热器，加热系统的回水，从而补偿风冷热泵制热量的衰减。

空气侧换热器在机组制热工况下作蒸发器使用时，其吸热量与进风空气湿球温度有关。

(2) 风冷热泵冷热水机组特点及应用范围 风冷热泵冷热水机组的优点：安装使用方便，省却了复杂的冷却水系统和锅炉加热系统，具有夏季供冷水和冬季供热水的双重功能。我国相当大的地区，属于夏季需制冷，冬季需制热，这种风冷式冷热水机组特别适用。由于空气作为

热源和冷源，可以大大地节约用水，也避免了水源水质的污染。将风冷热泵冷热水机组放在建筑物顶层或室外平台即可工作，省却了专用的冷冻机组和锅炉房。

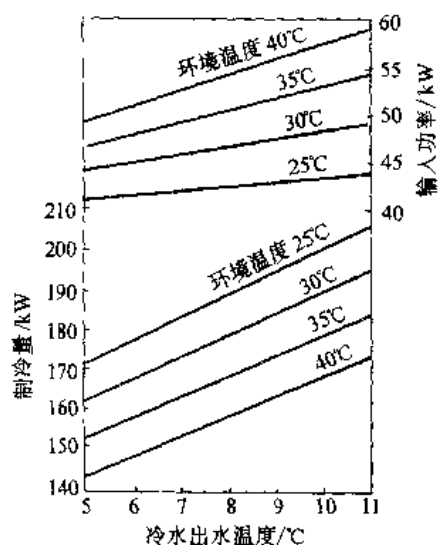


图 6-123 螺杆压缩机风冷热泵机组制冷运行性能曲线

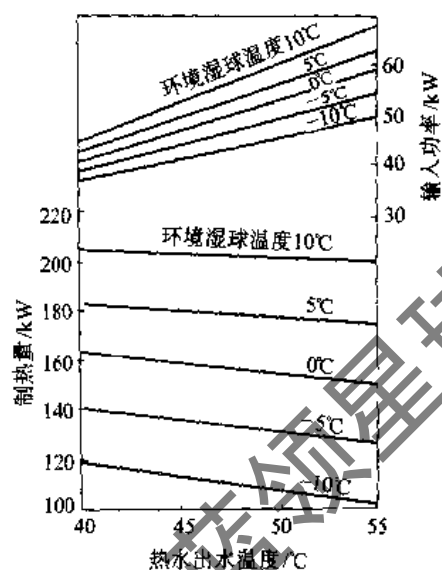


图 6-124 螺杆压缩机风冷热泵机组制热运行性能曲线

但风冷热泵冷热水机组由于采用翅片式热交换器，体积较大；由于空气中含有水分，空气侧表面温度低于 0°C 时，翅片管工作时表面上会结霜，结霜后传热能力就会下降，使制热量减小，所以风冷热泵机组在制热工况下工作时，要定期除霜。

近年来，国际对风冷热泵冷热水机组的使用范围和提高经济性的研究较多，其应用也将越来越广泛。

6.3.4 低温制冷机组

螺杆式制冷压缩机容积效率高，压比大时，排温也不高，因此单级螺杆式制冷压缩机从其性能分析，低温工况完全可行，蒸发温度可至 $-40\sim-50^{\circ}\text{C}$ 。但实际上，单级螺杆在 -30°C 以下的工况时，单位制冷量的轴功率较高，运行并不经济。

在低温工况运行时，可采用经济器螺杆或双级压缩螺杆。研究表明，在蒸发温度 -30°C 左右，两者效果差不多。经济器螺杆优点是安装简单，节省设备成本。当蒸发温度低于 -30°C ，又长期运行时，从节能角度考虑，应采用双级压缩螺杆装置。图 6-125、图 6-126 及图 6-127，分别

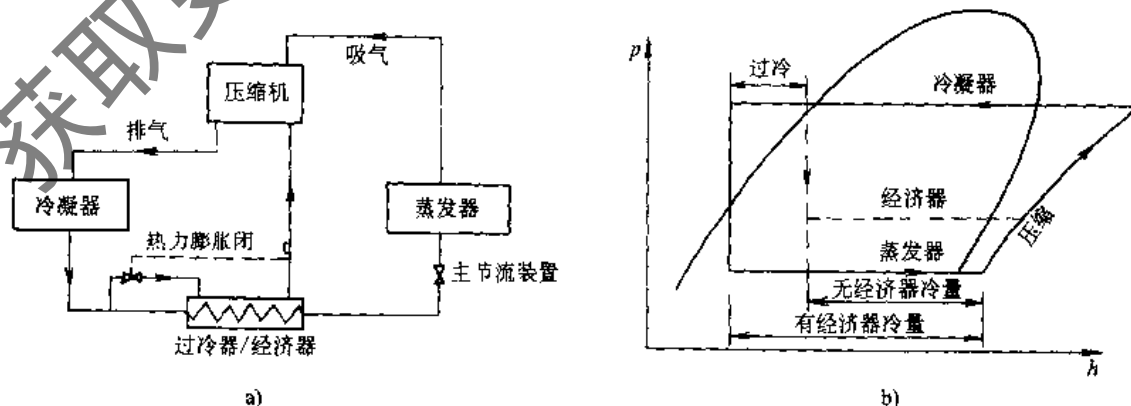


图 6-125 带经济器螺杆压缩系统

a) 循环图 b) 压焓图

表示带经济器螺杆压缩系统、高低压级组合的螺杆双级压缩系统和单机双级螺杆压缩系统。

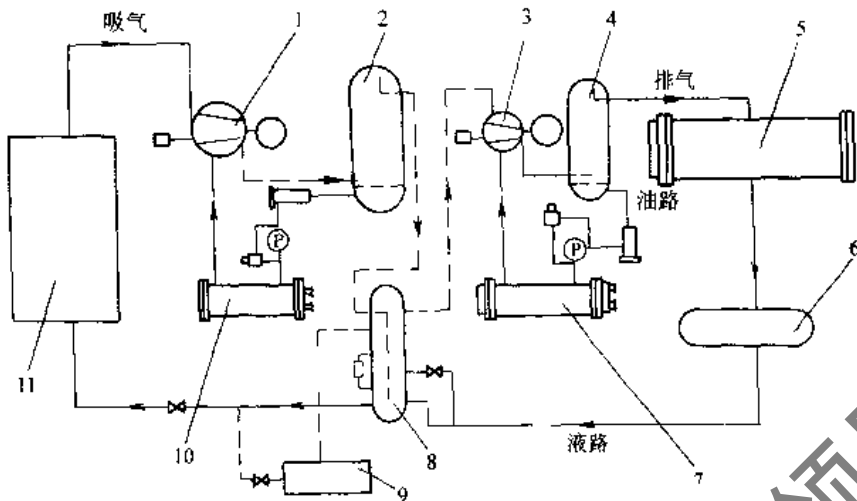


图 6-126 高低压级组合的螺杆双级压缩系统

1—低压级压缩机 2—低压级油分离器 3—高压级压缩机 4—高压级油分离器 5—冷凝器
6—贮液器 7—油冷却器 8—中间冷却器 9—中间负荷 10—油冷却器 11—蒸发器

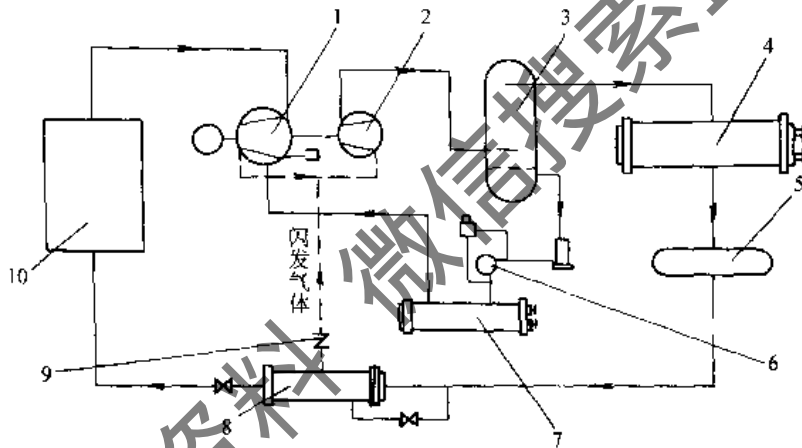


图 6-127 单机双级螺杆压缩系统

1—低压级压缩机 2—高压级压缩机 3—油分离器 4—冷凝器 5—贮液器 6—油泵
7—油冷却器 8—液过冷却器 9—止逆阀 10—蒸发器

图 6-128 为单、双级螺杆式和往复式压缩机容积效率的比较曲线。由图可见，在压比较大时，双级压缩有明显提高。

6.3.5 节流装置

螺杆式冷水机组主要采用的节流装置有孔板、线性浮子阀、电子膨胀阀、热力膨胀阀。

(1) 孔板 采用固定孔板节流降压，主要在中大型螺杆式冷水机组中配合满液式蒸发器使用。

(2) 线性浮子阀 如图 6-129 为开利 23XL 系列螺杆式冷水机组使用的线性浮子阀。线性浮子阀属比例式调节结构，位于冷凝器底部。当冷凝器中液位上升，阀孔开大，反之，阀孔减小，使制冷剂流量与系统工况相适应。同时，浮子始终位于制冷剂液面之上。由于液封作用，不会有无效制冷剂气体经过浮子阀到蒸发器去，提高了机组的部分负荷效率。线性浮子阀还具有结构简单、工作可靠等优点。线性浮阀一般用于满液式蒸发器。

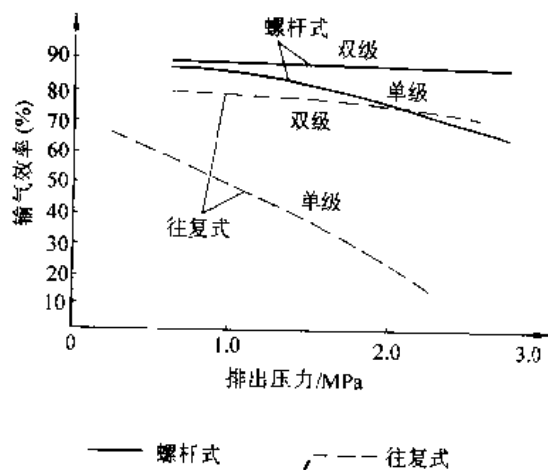


图 6-128 双、单机螺杆式和往复式压缩机
输气效率比较 (吸入压力 0.1MPa)

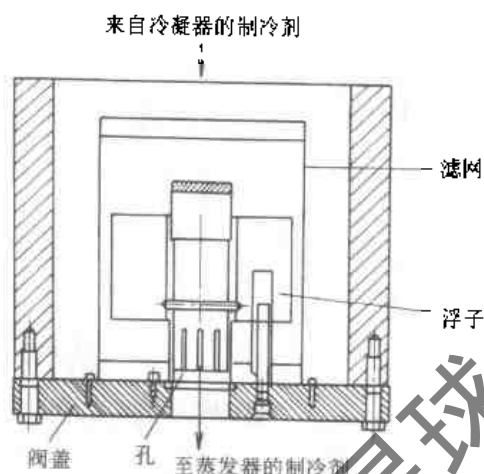


图 6-129 23XL 机组线性浮子阀

(3) 电子膨胀阀 电子膨胀阀是因制冷机组机电一体化控制的要求而发展起来的。如图 6-130 示出开利 30HXC 机组使用电子膨胀阀的结构。该电子膨胀阀主要由步进电动机、螺杆、套筒、节流孔等部分组成。步进电动机根据控制系统接受到的脉冲信号执行动作，通过螺杆带动套筒移动。节流孔为槽形，步进电动机的动作改变开槽的大小，从而达到调节制冷剂流量的目的。它具有在起动过程中限制蒸发压力，停机时系统抽空等控制功能。电子膨胀阀的优点是控制灵活，可以实现更精确的流量调节，适应的工况范围较广。电子膨胀阀可以根据制冷剂液位进行动作，也可以根据制冷剂过热度调节，故可用于满液式蒸发器与干式蒸发器。

(4) 热力膨胀阀 热力膨胀阀是传统的节流元件，在干式蒸发器上使用。它可使供入蒸发器的流量到蒸发器出口全部蒸发掉，既避免过量供液，又保证蒸发器的传热面积得到充分利用，所以它以检测蒸发器出口处制冷剂的过热度为信号来调节供液量。图 6-131 为热力膨胀阀剖面图。

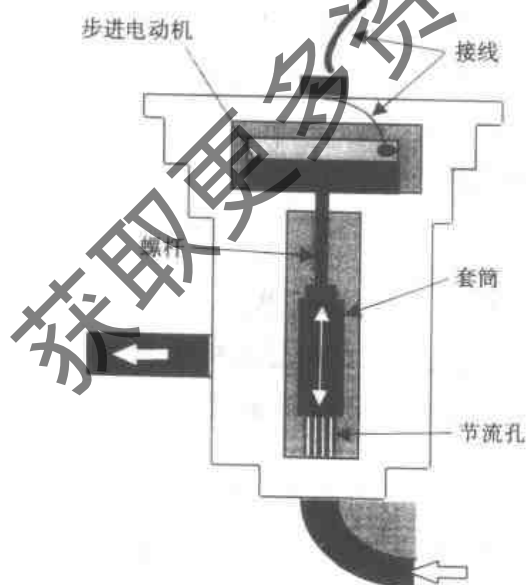


图 6-130 电子膨胀阀的结构

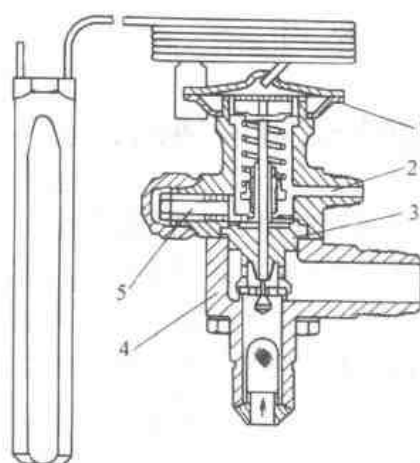


图 6-131 热力膨胀阀
1—膜片 2—平衡管接口 3—阀心
4—阀体 5—过热度调整手柄

6.3.6 热气旁通装置

热气旁通是制冷机组能量调节的常用方式。图 6-132 为典型螺杆冷水机组加装热气旁通后流程图。其基本原理是将压缩机排出的气体经油分离器后，直接导入蒸发器，从而减小蒸发器中气化制冷剂而降低制冷量，使制冷量与负荷相匹配。

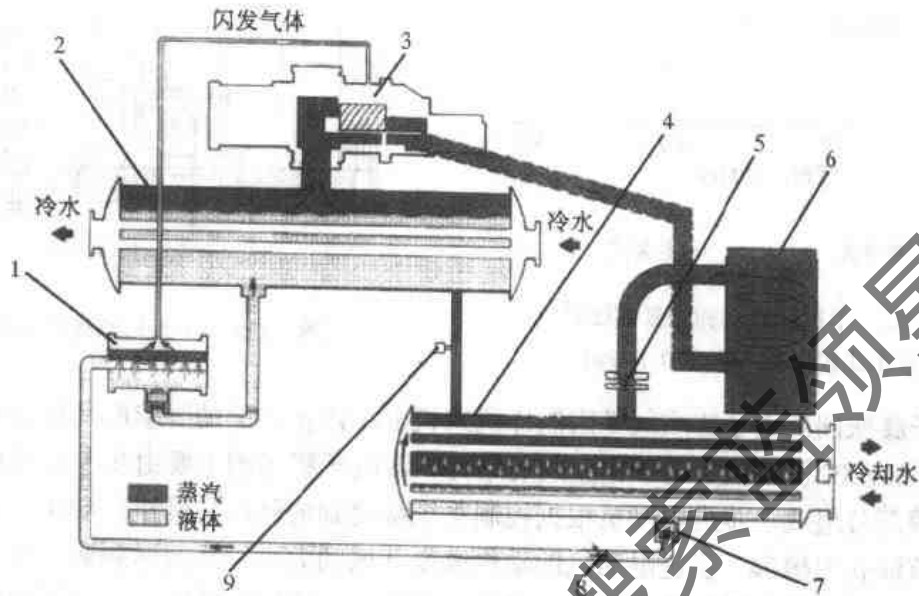


图 6-132 螺杆冷水机组加装热气旁通后流程

1—经济器 2—蒸发器 3—压缩机 4—冷凝器 5、8—截止阀 6—油分离器 7—浮球阀 9—热气旁通阀

对于使用满液式蒸发器的螺杆式冷水机组，热气旁通的另一作用是增大系统制冷剂循环量，从而提高压缩机吸气口气体速率。由于机组依靠吸入蒸发器气体，将蒸发器中油带回到压缩机，故热气旁通有利于机组回油。在机组长时间低负荷运行和蒸发温度较低情况下，热气旁通作用特别明显。

另一方面，对于依靠冷凝器、蒸发器压差供油的机组，热气旁通平衡了机组高低压之间的压差，对于压缩机供油有影响。故在设计中需考虑合适的热气旁通管尺寸。同时，为了使机组始终在节能状态下运行，控制系统须根据机组负载情况，打开或关闭热气旁通管。

6.4 螺杆式制冷机组性能、控制调节和保护

6.4.1 螺杆式制冷机组性能评价

与活塞式和离心式机组相比，螺杆式制冷机组一般应用于中小冷量范围。按照冷却方式可分为水冷式冷水机组和风冷式冷水机组；按照用途，可分为热泵式冷热水机组和制冷机组两类。制冷机组又分为空调用制冷机组和冷冻、冷藏用制冷机组。空调用制冷机组又可分为舒适性空调和工艺用空调。用途的差异决定了对性能要求的差异。

由于冷冻、冷藏用制冷机组远离闹市区，冷负荷相对稳定，对噪声、部分负荷性能要求不高，但对机组的温控精度、可靠性有较高的要求。空调用制冷机组绝大多数时间都运行在部分负荷工况下，因此，人们对用于空调的制冷机，特别关心其部分负荷下运行的能耗指标和节能性；另外，对于机组的噪声和振动性也有较严格的要求。

随着科技的发展，螺杆式制冷机组技术日趋成熟，特别是计算机控制技术的引入，从总体

上讲,目前螺杆式制冷机组的各项性能指标都比过去有大幅度的提升。效率是机组主要性能指标,一般用 COP (性能系数) 或 EER (能效比) 来衡量。后来,人们改用更能反映部分负荷性能的季节能效比 SEER。根据美国空调和制冷学会标准 ARI550/590—1998,采用 IPLV (部分负荷性能系数) 来衡量机组的经济性,但其中系数是从美国典型建筑的空调使用情况确定的,未必符合中国国情。目前全国冷冻设备标准化技术委员会正着手修订的冷水机组产品国家标准,已考虑机组部分负荷性能。

IPLV 为 ARI 额定性能的部分负荷工况下的综合部分负荷值; APLV 为非 ARI 额定性能的部分负荷工况下的使用部分负荷值。

$$\text{IPLV 或 APLV} = 0.01A + 0.42B + 0.45C + 0.12D$$

式中 A——100%负荷工况点时的 COP;

B——75%负荷工况点时的 COP;

C——50%负荷工况点时的 COP;

D——25%负荷工况点时的 COP。

一般厂家在样本中仅标明产品的满负荷性能系数,事实上,由 ARI 规定的机组 IPLV 计算公式可以看出,机组在部分负荷下的性能才是影响机组运行费用的关键性因素。由于其优越的部分负荷性能,多机头螺杆式冷水机组成为用户乐于选用的机型。

6.4.2 螺杆式冷水机组控制

1. 能量调节

螺杆式冷水机组在运行过程中,用户终端的热负荷不可能一直恒定,这就要求机组的冷量也相应的改变,以保持机组冷水出水温度基本恒定。一般螺杆式冷水机组的能量调节,是通过控制系统检测机组出水温度与设定值作比较,再发出加载或卸载指令,使机组增加或减少制冷量以保持出水温度恒定。

通常用温度传感器作为出水温度检测元件。温度传感器实际上是一种热电阻,其电阻值随着温度的变化而变化。控制系统在检测到电阻信号后,再将它转化为对应温度,用于显示和水温控制。

螺杆式冷水机组的能量调节,主要由压缩机的能量调节机构实现,对于多机头冷水机组,能量调节还可由调节运行压缩机的台数实现。在机组负荷较小的情况下,可能只有部分压缩机运行,如此可大大提高机组部分负荷效率。控制程序可设定冷水机组内各压缩机的加载次序,如某台压缩机满载后,其他压缩机才可加载,或各压缩机均衡加载等。

2. 安全保护

(1) 水流量保护 用于保证机组蒸发器和冷凝器中有充分的水流量,以保证热交换效果,对蒸发

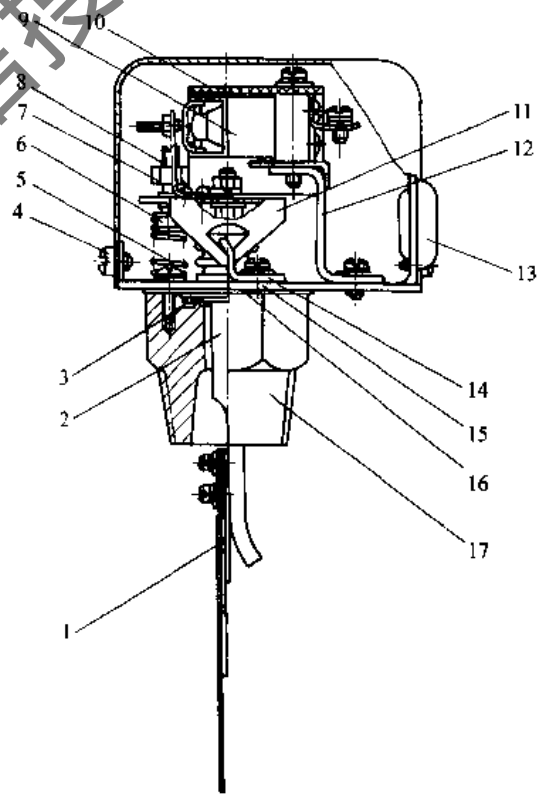


图 6-133 靶式流量控制器结构

- 1—靶片 2—摆杆 3—密封圈 4—螺钉 5—压缩弹簧
6—弹簧 7—锁紧螺母 8—调整螺母 9—微动开关
10—板 11—杠杆 12—弯脚 13—出线孔塞 14—刀
15—底板 16—垫片 17—铜接头

器尤其重要。如果蒸发器中制冷剂蒸发而没有冷水与之进行充分热交换，可能导致蒸发器冻结，造成破坏。

水流量保护检测元件为靶式流量控制器，其结构如图 6-133 所示。每个靶式流量控制器有数个靶片，不同的管径与流量要选用不同的靶片，以达到最佳调节效果。

需要指出的是靶式流量控制器的安装有一定要求：外壳上箭头要与水流方向一致；控制器前需 10 倍管径的导向直管段。

(2) 高低压保护 其目的是为了防止蒸发压力过低和冷凝压力过高。根据机组控制系统型式不同，可采用压力传感器将信号读取到控制系统，由控制系统发指令执行动作，也可直接采用高低压控制器。

表 6-8 油压在规定时间内必须上升到的规定值

时间/s	油压 (HCFC22) /kPa	油压 (HFC134a) /kPa
40	29.6	9.7
80	75.8	27.6
120	137.9	48.3

(3) 油压保护 向压缩机正常供油是机组运转的必要条件，故油压保护对提高压缩机可靠性至关重要。对目前大部分采用压差供油方式的机组，油压必须高于蒸发压力一定值，机组才能正常运转。在启动过程中，部分机组控制程序允许机组油压有一个逐步上升的过程，但必须在规定时间内上升到规定值。如：开利 23XL 螺杆式冷水机组，在规定时间内必须上升到的规定值如表 6-8 所示。部分机组采用预润滑油泵，在压缩机启动前，油压差尚未建立起来时对机组供油。对于压差供油式机组，油压差主要与冷凝压力、油管路阻力有关，在冷却水温度较低情况下，机组易因油压保护而报警停机。

(4) 其他常用保护功能 ①防冻保护；②电动机绕组温度保护；③油位保护；④油过滤器压差保护；⑤电压过高/过低/三相不平衡保护；⑥过电流保护。以上这些安全保护，可由独立的控制器（高低压控制器，油压控制器，油压差控制器）完成。对于微电脑控制机组，也可由计算机根据采到的数据，与设定点比较再执行保护动作。

3. 螺杆式压缩机启动型式

螺杆式压缩机电动机为三相异步电动机，降压启动方式主要有星-三角启动，固态启动器和部分绕组启动等。图 6-134 示出了闭式星-三角转换启动基本原理。目前国内绝大部分机组采用这种启动方式。

4. 螺杆式冷水机组其他控制

随着冷水机组及制冷空调自动控制水平的提高，除了上述容量控制、安全保护各项功能，冷水机组还有以下控制功能。

(1) 冷水/冷却水水泵连锁控制 水流开关可保证机组在运转情况下有足够的冷水及冷却水流量。机组内部冷水/冷却水水泵连锁控制程序，可使机组开机前，自动打开水泵，机组停机后，自动关闭冷却水泵，从而保证机组运转安全性，也方便了用户使用。

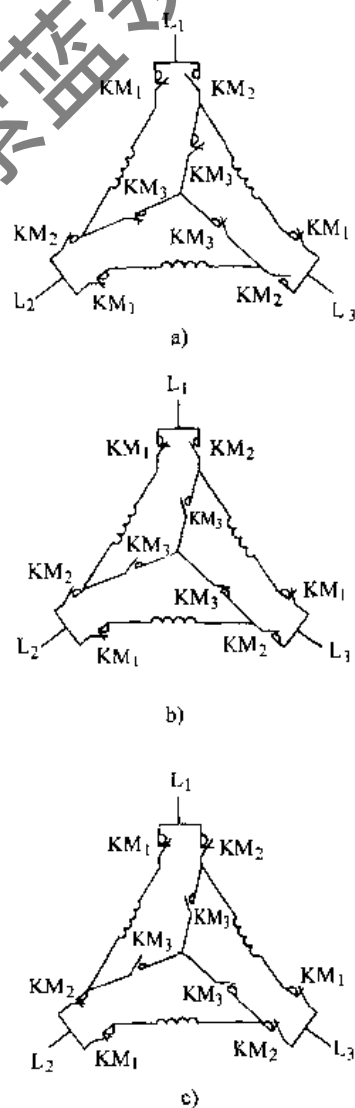


图 6-134 闭式星-三角转换启动

a) 星形连接 b) 星-三角形
转换过程 c) 三角形连接

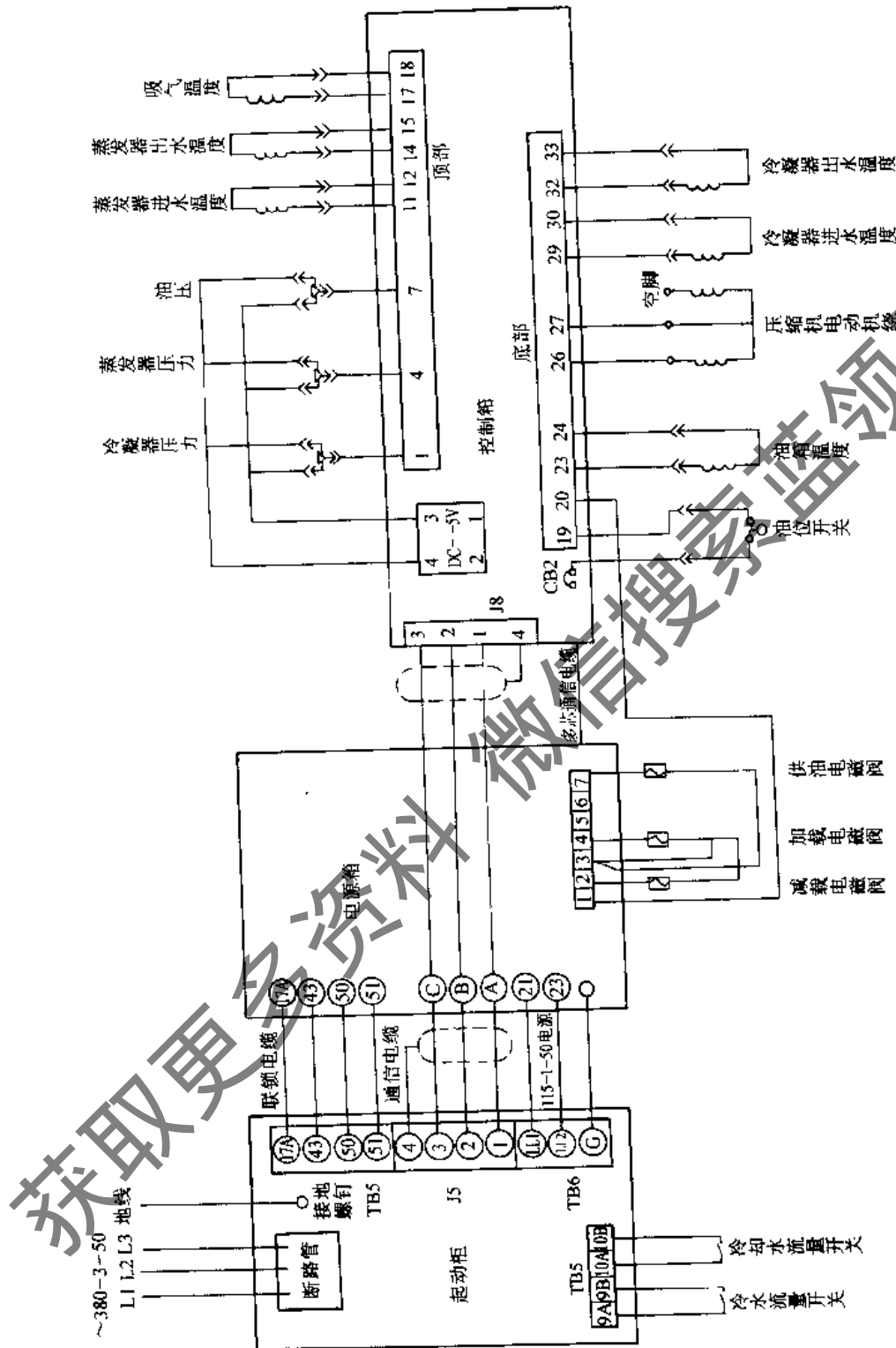


图 6-135 23XL 螺杆式冷水机组工厂接线

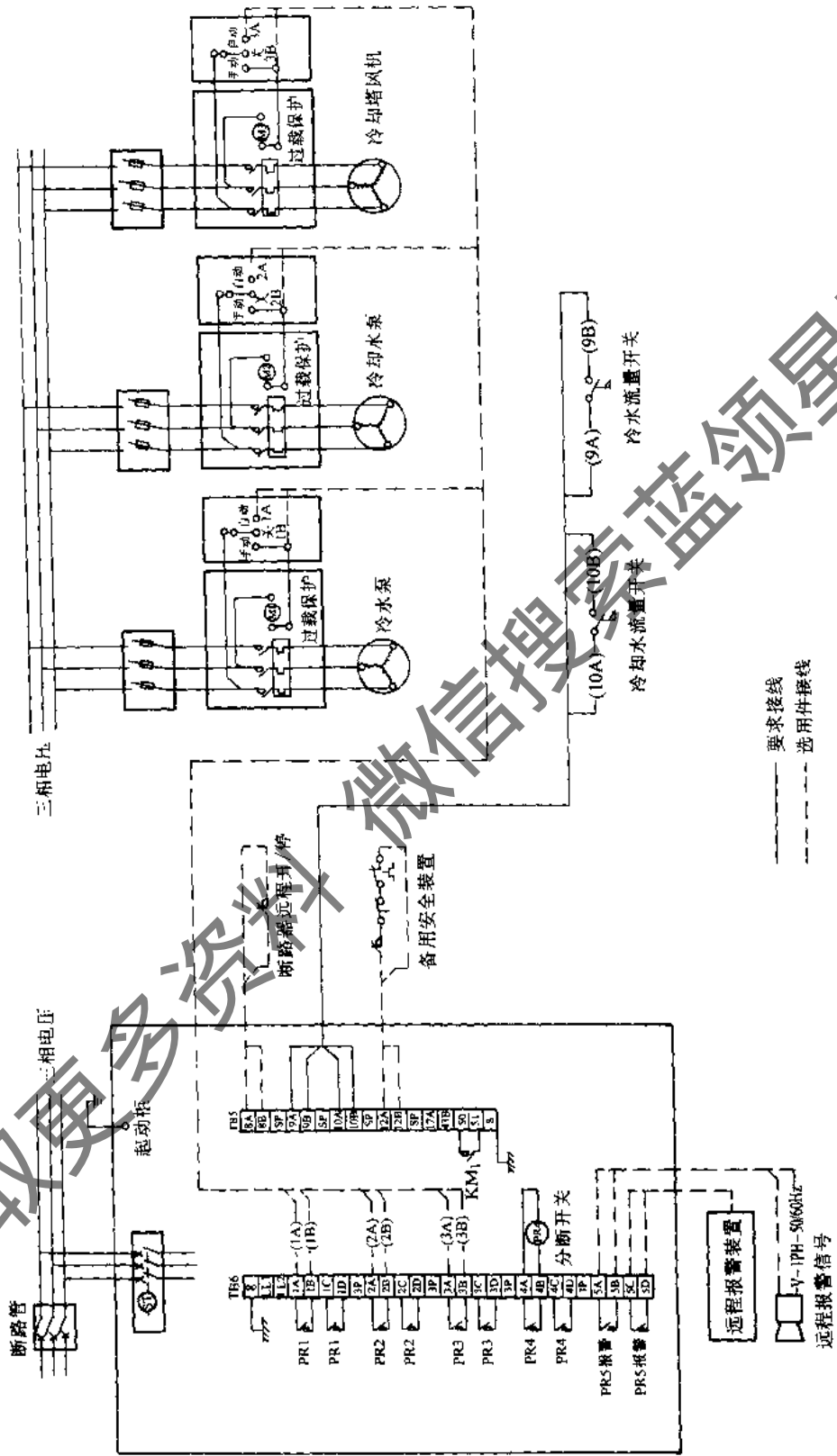


图 6-136 23XL 螺杆式冷水机组用户接线

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

(2) 冷凝压力控制 由机组性能曲线可知,降低冷凝压力,可提高机组运行经济性,但也可能引起机组油压、油温过低。为了兼顾这两方面的要求,螺杆式冷水机组具有冷凝压力控制功能,方法为提供输出信号,调节冷却塔风机运转或冷却塔管路水阀开启度,采用多台冷却塔时也可控制运行冷却塔的台数。

(3) 与上位机的通信 对于由微机控制的螺杆式冷水机组,一般具有与上位机通信功能。通信可以是单向的,即只可使上位机读取机组温度、压力、报警状态等参数。但上位机不可以改变机组设点参数、开停机状态。也可能是双向的,即上位机可显示机组信息外,还可以修改设点参数,改变机组运行状态。通信口可能是 RS232 接口,可直接与上位机通信,也可能是 RS485 接口,需连接 RS232/RS485 接口后,再与上位机相连。

5. 典型机组控制原理

图 6-135 和图 6-136 分别为开利 23XL 螺杆式冷水机组工厂接线和用户接线。

6.5 螺杆式制冷机组安装、调试和使用

6.5.1 机组安装

1. 机组安装前的准备工作

(1) 设备搬运 机组在运输过程中,应防止机组发生损伤。运达现场后,机组应存放在库房中。如无库房必须露天存放时,应在机组底部适当垫高,防止浸水。箱上必须加以遮盖,以防止雨水淋坏机组。机组在吊装时,必须严格按照厂方提供的机组吊装图进行施工。

在安装前,必须考虑好机组搬运和吊装的路线。在机房预留适当的搬运口,如果机组的体积较小,可以直接通过门框进入机房,如果机组的体积较大,可待设备搬入后,再进行补砌。如果机房已建好又不想损坏,而整机进入机房又有一定困难,有些机组可以分体搬运。一般是将冷凝器和蒸发器分体搬入机房,然后再进行组装。

(2) 开箱

1) 开箱之前将箱上的灰尘泥土扫除干净。查看箱体外形有无损伤,核实箱号。开箱时要注意无碰伤机件。

2) 开箱时一般从顶板开始,在顶板开启后,看清是否属于准备起出的机件及机组的摆放位置。然后再拆其他箱板。如开拆顶板有困难时,则可选择适当处所拆除几块箱板,观察清楚后,再进行开箱。

3) 根据随机出厂的装箱清单清点机组,出厂附件以及所附的技术资料,作好记录。

4) 查看机组型号是否与合同订货机组型号相符。

5) 检查机组及出厂附件是否损坏、锈蚀。

6) 如机组经检查后不及时安装,必须将机组加上遮盖物,防止灰尘及产生锈蚀。

7) 设备在开箱后必须注意保管,放置平整。法兰及各种接口必须封盖、包扎、防止雨水灰沙侵入。

(3) 划线定位

1) 按照平面布置图所注各设备与墙中心或柱中心间的关系尺寸,划定设备安装地点的纵、横基准线。

2) 必须根据随机所附的技术资料,在机组与机组之间、机组与墙体之间留有相应的空间,以便于机组维修保养和现场操作。

2. 机组基础

螺杆式冷水机组一般要求安装在地基上。在修筑地基前，应核算所需地基是否满足机组运行质量的承重要求，机组的运行质量可以查阅技术资料或直接向厂方询问。地基一般以混凝土浇注而成，在机组浇注时必须注意要留下相应的地脚螺栓孔。具体位置可以参照厂方提供的地基图，地脚螺栓一般都由厂方提供，随机组一同出厂。

3. 机组就位

机房选择：

1) 机房应避免高温，通风应良好。机房温度过高，会对电器元件的寿命及其可靠性有一定影响。

2) 机房应尽量保持干燥，机房内如过于潮湿，会对机器仪表产生腐蚀。

3) 机房内应保持清洁，避免积灰。

4) 机房应提供良好的照明设备。

5) 机房应留有排水沟，能将积水及时排出。

一般螺杆式冷水机组在安装时，需要在地基上安装防振垫片。但随着螺杆式冷水机组的发展，机组的振动大大减少，有的机组已不需要防振垫片，可以直接将机组安装在地基上，紧固地脚螺栓即可。

机组在就位后，需要连接水管路，与整个空调系统相连接。水管路的连接型式有法兰连接、螺纹连接及焊接连接等型式。一般螺杆式冷水机组都采用法兰连接，但也有采用焊接连接。有的小制冷量的机组，由于水管接口较小，也可以采用螺纹连接。与机组连接的水管建议采用软管，防止由于机组振动或移动而对水管路带来损伤。

电气安装方面，目前的螺杆式冷水机组都已将机组的配电柜、起动柜和控制柜集成在机组上了。所以，只需要将电缆线连接至配电柜中。具体的连接方法和连接型式各个制造厂家会有所不同，须参考各自的技术资料。

6.5.2 机组调试

制冷系统的正确调试是保证制冷装置正常运行、节省能耗、延长使用寿命的重要环节。对于现场安装的大、中型制冷系统，调试前首先应按设计图纸要求，熟悉整个系统的布置和连接，了解各个设备的外形结构和部件性能，以及电控系统和供水系统等。为此，调试时应有制冷和水电等工程师参加。用户在调试前应认真阅读厂方提供的产品操作说明书，按操作要求逐步进行。操作人员必须经过厂方的专门培训，获得机组的操作证书才能上岗操作，以免错误操作给机组带来致命的损坏。

1. 调试前的准备

1) 由于螺杆式冷水机组属于中大型制冷机，所以在调试中需要设计、安装、使用等三方面密切配合。为了保证调试工作进行的有条不紊，有必要由有关方面的人员组成临时的试运转小组，全面指挥调试工作的进行。

2) 负责调试的人员应全面熟悉机组设备的构造和性能，熟悉制冷机安全技术，明确调试的方法、步骤和应达到的技术要求，制定出详细具体的调试计划，并使各岗位的调试人员明确自己的任务和要求。

3) 检查机组的安装是否符合技术要求，机组的地基是否符合要求，连接管路的尺寸、规格、材质是否符合设计要求。

4) 机组的供电系统应全部安装完毕并通过调试。

5) 单独对冷水和冷却水系统进行通水试验, 冲洗水路系统的污物, 水泵应正常工作, 循环水量符合工况的要求。

6) 清理调试的环境场地, 达到清洁、明亮、畅通。

7) 准备好调试所需的各种通用工具和专用工具。

8) 准备好调试所需的各种压力、温度、流量、质量、时间等测量仪器仪表。

9) 准备好调试运转时必须的安全保护设备。

2. 机组调试

(1) 制冷剂的充注 目前, 制冷机组在出厂前一般都按规定充注了制冷剂, 现场安装后, 经外观检查如果未发现意外损伤, 可直接打开有关阀门(应先阅读厂方的使用说明书, 在运输途中, 机组上的阀门一般处在关闭状态)开机调试。如果发现制冷剂已经漏完或者不足, 应首先找出泄漏点并排除泄漏现象, 然后按产品使用说明书要求, 加入规定牌号的制冷剂, 注意制冷剂充注量应符合技术要求。

有些制冷机组需要在用户现场充注制冷剂, 制冷剂的充注量及制冷剂牌号必须按照规定。制冷剂充注量不足, 会导致冷量不足。制冷剂充注量过多, 不但会增加费用, 而且对运行能耗、设备安全等可能带来不利影响。如果一旦发生意外泄漏事故, 制冷剂可能会给环境带来严重的污染。

在充注制冷剂前, 应预先备有足够的制冷剂。充注时, 可直接从专用充液阀门充入。由于系统处于真空状态, 钢瓶中制冷剂与系统压差较大, 当打开阀门时(应先用制冷剂吹出连接管中的空气, 以免空气进入机组, 影响机组性能), 制冷剂迅速由钢瓶流入系统, 充注完毕后, 应先将充液阀门关闭, 再移去连接管。

(2) 制冷系统调试 制冷剂充注结束后(如需要充注制冷剂), 可以进行负荷调试。由于近年来, 螺杆式冷水机组在机组性能和电气控制方面都有了长足的进步, 许多机组在正式开机前, 可以对主要电控系统作模拟动作检测, 即机组主机不通电, 控制系统通电, 然后通过机组内部设定, 对机组的电控系统进行检测, 组件是否运行正常。如果电控系统出现什么问题, 可以及时解决。最后再通上主机电源, 进行调试。在调试过程中, 应特别注意以下几点:

1) 检查制冷系统中的各处阀门, 是否处在正常的开启状态, 特别是排气截止阀, 切勿关闭。

2) 打开冷凝器的冷却水阀门和蒸发器的冷水阀门, 冷水和冷却水的流量应符合厂方提出的要求。

3) 起动前应注意观察机组的供电电压是否正常。

4) 按照厂方提供的开机手册, 起动机组。

5) 当机组起动后, 根据厂方提供的开机手册, 查看机组的各项参数是否正常。

6) 可根据厂方提供的机组运行数据记录表, 对机组的各项数据进行记录, 特别是一些主要参数一定要记录清楚。

7) 在机组运行过程中, 应注意压缩机的上下机构是否正常工作。

8) 应正确使用制冷系统中安装的安全保护装置, 如高低压保护装置, 冷水和冷却水断水流量开关, 安全阀等设备, 如有损坏应及时更换。

9) 机组如出现异常情况, 应立即停机检查。

在制冷系统调试前, 一定要做好空调系统内部的清洁和干燥工作。如果前期工作不认真进行, 在调试期间将会增加许多工作量, 而且会给制冷装置以后运行带来许多隐患。

6.5.3 故障分析和对策

制冷机组的故障主要来自电控系统和制冷系统两方面。故障会导致机组无法正常起动、运行、制冷量的明显下降或者机组产生严重损坏。正确判断各种故障产生的原因及采取合理的排除方法，这不但涉及电气和制冷技术方面的理论知识，更重要的是还需具备实践技能，只有通过长时间的实践，才能获得维修制冷装置的丰富经验。

随着近年来螺杆式冷水机组的发展，机组的故障率较之以往大大减少。同时机组控制系统也日趋完善。许多厂家的机组的控制系统都带有自动检测故障的功能。机组如果出现异常故障，通过传感器或其他一些设备控制系统会产生报警，并把报警代码或内容显示到机组的操作界面上，便于维修人员查阅。如出现机组报警显示系统错误并不是造成故障的直接原因，就需要检查与报警相关的其他部件是否正常。表 6-9 列举出螺杆式冷水机组的几种常见故障。

表 6-9 常见故障及排除方法

现象	原因	排除方法
排气压力过高	<ol style="list-style-type: none"> 1) 系统内有空气或不凝性气体 2) 冷却水入水温度过高或通过冷凝器水流不足 3) 冷凝器铜管内覆盖鳞状物、石灰、腐蚀等 4) 水泵故障 5) 制冷剂充注过量，冷凝器铜管浸没于制冷剂液体中 6) 冷凝器上的气体入口阀未完全打开 7) 吸入压力高于正常值 	<ol style="list-style-type: none"> 1) 由冷凝器排出 2) 调节水阀或控制阀；检查水塔工作情况；检查管路内的过滤器 3) 清洗铜管 4) 检查冷却水泵 5) 排出过量制冷剂 6) 打开阀门 7) 参考“吸气压力过高”
排气压力过低	<ol style="list-style-type: none"> 1) 流过冷凝器的水太多，或水温太低 2) 液体制冷剂从蒸发器流入压缩机引起油泡 3) 冷凝器液体出口阀泄漏 4) 吸气压力低于正常值 5) 制冷剂不足，气体制冷剂进入液体管路 	<ol style="list-style-type: none"> 1) 调节水阀或控制阀；检查冷却塔运行情况 2) 检查和调整膨胀阀，确定感温包是否紧固于吸气管上并已隔热；冷却水入口温度高于限定温度 3) 检查机组运行电流；如有需要，更换出口阀 4) 参考“吸气压力过低” 5) 充足足够制冷剂
吸气压力过高	<ol style="list-style-type: none"> 1) 排气压力过高 2) 制冷剂充注过量 3) 液体制冷剂从蒸发器流入压缩机 4) 冷水管隔热不良 	<ol style="list-style-type: none"> 1) 参考“排气压力过高” 2) 排出过量制冷剂 3) 检查和调整膨胀阀，确定感温包是否紧固于吸气管上，并已隔热；冷水入口温度高于限定温度 4) 检查管路隔热
吸气压力过低	<ol style="list-style-type: none"> 1) 未完全打开冷凝器制冷剂液体出口阀 2) 液体管或吸气管堵塞 3) 膨胀阀调整不当或故障 4) 系统制冷剂不足 5) 在系统内有过量润滑油参与循环 6) 冷水入口温度低于标准温度 7) 通过蒸发器的冷水量不足 8) 排气压力过低 	<ol style="list-style-type: none"> 1) 打开阀门 2) 检查制冷剂过滤器 3) 正确调整过热度，检查感温包泄漏否 4) 检查制冷剂泄漏 5) 检查润滑油量 6) 调整温度设定值 7) 检查冷水管路压力损失 8) 调节水阀
压缩机因高压断开而停止	<ol style="list-style-type: none"> 1) 冷却水不足 2) 冷凝器堵塞；入水口阀门关闭 3) 高压保护设定值不正确 4) 制冷剂充注过量 	<ol style="list-style-type: none"> 1) 检查水阀 2) 检查冷凝器铜管和水阀 3) 检查设定值 4) 检查制冷剂充注量
压缩机因电机过载而停机	<ol style="list-style-type: none"> 1) 电压过高或过低 2) 排气压力过高 3) 回水温度过高 4) 过载元件故障 5) 电动机或接线短路 	<ol style="list-style-type: none"> 1) 检查电压与机组额定值是否一致，必要时更正相位不平衡 2) 检查排气压力和确定排气压力过高原因，排除之 3) 检查回水温度过高原因，排除之 4) 检查压缩机电流，对比资料表上的全载电流 5) 检查电动机接线座与地线之间阻抗

(续)

现象	原因	排除方法
压缩机因电机内温感器断开而停机	1) 电压过高或过低 2) 排气压力过高 3) 冷水回水温度过高 4) 电动机绕组感温器元件故障 5) 系统制冷剂不足	1) 检查电压与机组额定值是否一致, 必要时更正相位不平衡 2) 检查排气压力和确定排气压力过高原因, 排除之 3) 检查原因, 排除之 4) 检查压缩机感温器接线座上的元件触点, 检查应在已冷却的状况下进行 (压缩机已经停止运行 10 分钟以上) 5) 检查制冷剂泄漏
压缩机因低压保护开关断开而停机	1) 制冷剂液体管过滤器堵塞 2) 膨胀阀故障 3) 制冷剂充注不足 4) 冷凝器液体出口阀未完全打开	1) 检查和修理过滤网或更换过滤器 2) 检查膨胀阀 3) 加制冷剂 4) 打开阀门
压缩机有噪声	液体制冷剂由蒸发器吸入压缩机	节流制冷剂液体直至没有液体制冷剂由蒸发器排出, 然后检查膨胀阀和过热
压缩机不能运转	1) 过载保护断开或控制线路熔丝烧掉 2) 控制线路接触不良 3) 断电 4) 压缩机继电器线圈烧掉 5) 相位错误	1) 检查其断开原因并修理后, 再重新启动机组 2) 检查控制线路及修理 3) 检查电源 4) 更换 5) 任意两相互调
卸载系统不能工作	1) 温控器故障 2) 卸载电磁阀故障 3) 卸载机械结构损坏	1) 调节温度设定或更换温控器 2) 检查电磁阀线圈; 检查油路是否堵塞 3) 检查卸载机械结构部件

6.5.4 机组维护保养

螺杆式冷水机组的维护保养的主要内容, 包括日常保养和定期检修。定期的维修保养能保证机组长期正常运行, 延长机组的使用寿命, 同时也能节省制冷能耗。对于螺杆式冷水机组, 应有运行记录, 记录下机组的运行情况, 而且要建立维修技术档案。完整的技术资料有助于发现故障隐患, 及早采取措施, 以防故障出现。

1. 螺杆压缩机

螺杆压缩机是机组中非常关键的部件, 压缩机的好坏直接关系到机组的稳定性。由于目前螺杆压缩机制造材料和制造工艺的不断提高, 许多厂家制造的螺杆压缩机寿命都有了显著的提高。如果压缩机发生故障, 由于螺杆压缩机的安装精度要求较高, 一般都需要请厂方来进行维修。

2. 冷凝器和蒸发器的清洗

水冷式冷凝器的冷却水由于是开式的循环回路, 一般采用的自来水经冷却塔循环使用, 或者直接来源于江河湖泊, 水质相差较大。当水中的钙盐和镁盐含量较大时, 极易分解和沉积在冷却水管上而形成水垢, 影响传热。结垢过厚还会使冷却水的流通截面缩小, 水量减少, 冷凝压力上升。因此, 当使用的冷却水的水质较差时, 对冷却水管每年至少清洗一次, 去除管中的水垢及其他污物。清洗冷凝器水管的方法通常有以下两种:

1) 使用专门的清管枪对管子进行清洗。

2) 使用专门的清洗剂循环冲洗, 或充注在冷却水中, 待 24h 后再更换溶液, 直至洗净为止。

3. 更换润滑油

机组在长期使用后, 润滑油的油质变差, 油内部的杂质和水分增加, 所以要定期的观察和

检查油质，一旦发现问题应及时更换，更换的润滑油牌号必须符合技术资料的规定。

4. 干燥过滤器更换

干燥过滤器是制冷剂进行正常循环的重要部件。由于水与制冷剂互不相溶，如果系统内部含有水分，将大大影响机组的运行效率，因此保持系统内部干燥是十分重要的，干燥过滤器内部的滤芯必须定期更换。

5. 安全阀的校验

螺杆式冷水机组上的冷凝器和蒸发器均属于压力容器，根据规定，要在机组的高压端即冷凝器筒体上安装安全阀，一旦机组处于非正常的工作环境下时，安全阀可以自动泄压，以防止高压可能对人体造成的伤害。所以安全阀的定期校验，对于整台机组的安全性是十分重要的。

6. 制冷剂的充注

如没有其他特殊的原因，一般机组不会产生大量的泄漏。如果由于使用不当或在维修保养后，有一定量的制冷剂发生泄漏。就需要重新添加制冷剂。充注制冷剂必须注意机组使用制冷剂的牌号。

6.5.5 运行管理和停机注意事项

1. 螺杆式冷水机组运行管理注意事项

- 1) 机组的正常开、停机，必须严格按照厂方提供的操作说明书的步骤进行操作。
- 2) 机组在运行过程中，应及时、正确地做好参数的记录工作。
- 3) 机组运行中如出现报警停机，应及时通知相关人员对机组进行检查，如无法排除故障，可以直接与厂方联系。
- 4) 机组在运行过程中严禁将水流开关短接，以免冻坏水管。
- 5) 机房应有专门的工作人员负责，严禁闲杂人员进入机房，操作机组。
- 6) 机房应配备相应的安全防护设备和维修检测工具，如压力表、温度计等，工具应存放在固定的位置。

2. 螺杆式冷水机组停机注意事项

- 1) 机组在停机后应切断主电源开关。
- 2) 如机组处于长期停机状态期间，应将冷水、冷却水系统的内部积水全部放净，防止产生锈蚀。水室端盖应密封住。
- 3) 机组在长期停机时，应做好维修保养工作。
- 4) 在停机期间，应该将机组全部遮盖，防止积灰。
- 5) 在停机期间，与机组无关的人员不得接触机器。

第 7 章 冷凝器和蒸发器

7.1 离心式和螺杆式制冷机组主要换热设备的型式

离心式、螺杆式制冷机组属大中型蒸气压缩式制冷设备。目前以成套机组型式制造和出厂的以液体冷却机组为主，其中又以用于空调或工艺过程制冷的冷（盐）水机组为主。本章重点介绍该类型机组所配用的冷凝器和蒸发器。

离心式、螺杆式制冷机组用的冷凝器，以冷却方式不同可分为水冷、空冷和蒸发冷却式三种型式。蒸发器则根据用途不同可以是水冷却器、盐水冷却器。

7.1.1 冷凝器的型式

在离心式和螺杆式制冷机组中所使用的水冷式冷凝器，主要是卧式壳管式冷凝器。它是由筒体、管板、冷凝管和两侧端盖组成。筒体是由钢板卷制成圆筒形，焊接而成的筒体两端焊有两块圆形管板，管板上钻有许多管孔，将冷凝管两端穿入管板孔内，并用胀管法或焊接法固定在管板上。制冷剂蒸气由筒体上部进入筒内，并在冷凝管的外表面上冷凝。冷凝后的液体制冷剂从筒体下部流出。冷却水经一侧端盖进入冷凝管内，在另一侧端盖内换向，再度流入冷凝管。凡水在冷凝管内流动一次就称为一个流程。冷凝器的水流程一般做成偶数，这样冷却水的进出管可设在同一端盖上。冷却水由下部进入，上部流出。

这种冷凝器的主要优点是结构紧凑、传热系数高、冷却水耗量少、操作管理方便，所以在离心式和螺杆式制冷机组中几乎都采用这种型式的冷凝器。只有在离心式和螺杆式热泵机组中由于冷、热源是空气，因此室外侧应采用翅片管式换热器。翅片管换热器无论作为冷凝器或蒸发器使用时，传热系数都很低，所以重量和体积都很庞大。此外，当螺杆压缩机用于低温时，亦有采用蒸发式冷凝器的。

7.1.2 蒸发器的型式

在离心式和螺杆式冷水机组中，蒸发器的型式主要是满液式蒸发器和干式蒸发器两种。满液式蒸发器中，液体制冷剂经过节流装置进入蒸发器，蒸发器内的液位保持一定。蒸发器内的传热管浸没在制冷剂液体中。吸热蒸发后的气液混合物中仍含有大量液体，故从蒸发器内逸出的湿蒸气经气液分离后再回入压缩机。

干式蒸发器则由热力膨胀阀或电子膨胀阀直接控制液体制冷剂进入蒸发器的管程，制冷剂液体在管内完全转变为气体，而被冷却的介质则在传热管外的管程中流动。

满液式蒸发器与干式蒸发器的比较列在表 7-1 中。

表 7-1 满液式蒸发器与干式蒸发器的比较

蒸发器种类	满液式蒸发器	干式蒸发器
换 热 性	蒸发管表面为液体润湿，故表面传热系数高， K 值大	蒸发管部分表面与制冷剂气体接触，故表面传热系数较低， K 值较小
制冷剂侧阻力	制冷剂侧阻力小	制冷剂侧阻力较大

(续)

蒸发器种类	满液式蒸发器	干式蒸发器
回油性	对于润滑油与制冷剂互溶的情况下, 较难回油	对于润滑油与制冷剂互溶的情况下, 回油方便
充液量	由于壳体内充满制冷剂, 故制冷剂充液量大	制冷剂的充液量很少只有满液式蒸发器的 1/2 ~ 1/3

随着近年来板式换热器的的发展, 中型螺杆式冷水机组, 特别是热泵冷(热)水机组中也有采用钎焊板式换热器作蒸发器的。

7.2 各种冷凝器的构造

7.2.1 水冷壳管式冷凝器

离心式冷水机组中的水冷壳管式冷凝器有单筒体和双筒体两种型式。除低压工质 R123 有采用单筒式(即冷凝器和蒸发器并在一个筒体内)外, 其他工质都采用双筒式。即冷凝器和蒸发器独立的结构。图 7-1 是上海合众-开利空调有限公司生产的 19XL 系列冷水机组中的水冷冷凝器。

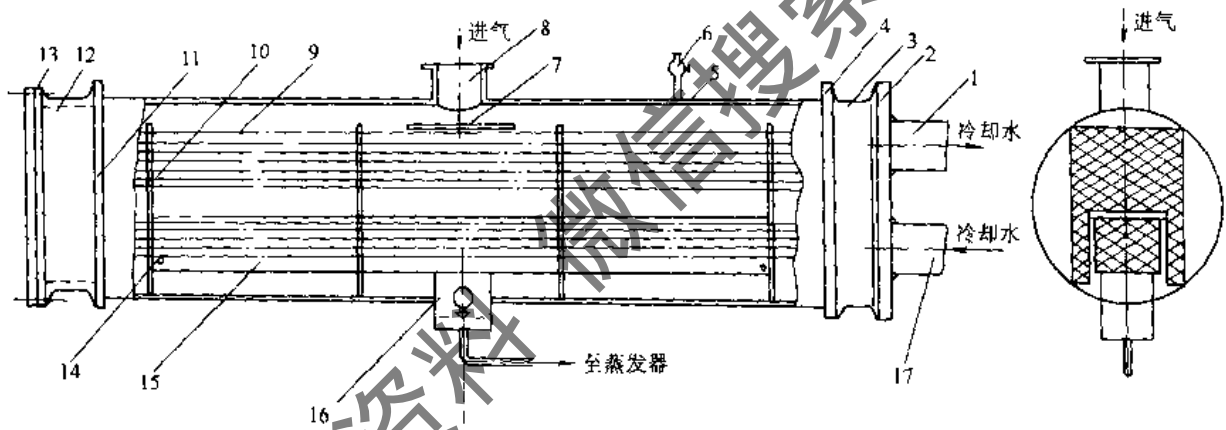


图 7-1 19XL 系列冷水机组中的水冷冷凝器

- 1—出水管 2—右端盖 3、12—水室 4—右管板 5—壳体 6—安全阀 7—防冲击板
8—进气管 9—冷凝管 10—支撑板 11—左管板 13—左端盖 14—节流孔板
15—过冷器 16—线性浮阀室 17—进水管

离心压缩机的排气从进气管 8 进入, 为了防止排气直接冲击冷凝管, 正对进气管在管簇上方装有一块钻有小孔的防冲击板 7。高压气体沿冷凝器纵向扩散后在冷凝管簇上冷凝。冷凝管 9 采用 Wolverine Turbo C II 型的高效冷凝管。这是一种管外带锯齿, 管内有螺旋形凸缘的高效传热管, 它同时增强管内与管外侧的换热。在同样的管内水流速 (1.5 ~ 2.0m/s) 下传热系数 K 比光管可提高 5 ~ 6 倍。冷凝后的制冷剂液体通过底部两侧节流孔板 14 的小孔进入过冷器 15。过冷后的制冷剂液体经冷凝器中间孔口流入线性浮阀室 16, 经节流后流入蒸发器。冷凝器水侧为 2 流程。水从右下侧进水管 17 进入, 从右上侧出水管 1 流出。在额定工况下, 冷却水的温升约 5℃。

重庆通用工业有限公司生产的 R123 离心式冷水机组, 采用如图 7-2 所示的单筒式蒸发器-冷凝器结构, 单筒式蒸发器-冷凝器是将蒸发器和冷凝器装在一个筒体内, 中间用直板或圆弧

形隔热板分开。隔热板采用 Q235 钢板，表面涂以防腐剂。冷凝器 7 布置在右上侧，蒸发器 2 布置在左下侧。为了防止压缩机排气直接冲击冷凝管，冷凝器中间装有缓冲板 8。壳体纵向两端有支撑传热管束和壳体的管板，两端管板焊在纵向工字钢组成的底座上。壳体内横向还焊有多块圆弧形支撑板，以支撑传热管管簇。壳体中部前下侧设有浮球阀或膨胀节流管 5。蒸发器内上部装有汽液分离器 1，以防止制冷剂液体吸入离心压缩机。管板外侧设有蒸发器左、右水室和冷凝器左、右水室，与循环水系统以法兰连接。壳体上的进、出接管法兰分别与压缩机的排气管和吸气管连接。

7.2.2 空冷冷凝器

目前，空冷离心式制冷机组只有少数厂商生产。这种机组的空冷冷凝器由风机电机和冷凝盘管组成。整个机组可以露天设置，也可以安装在建筑的屋顶和旁边。

空冷式机组在额定负荷下的输入功率虽比水冷式的大，但由于一天内干球温度变化比湿球温度大，当气温下降时，空冷式机组的排气压力下降幅度也大，因此在部分负荷时机组的能耗减少较多。在使用螺杆压缩机的空冷热泵冷、热水机组中，室外侧换热器属于一种空气-制冷剂间的换热器，既作冷凝器也作蒸发器使用。这种翅片管式换热器有 L 形、平直形和 V 形三种型式。前二种适用于容量较小（小于 70kW）的热泵机组，只有 V 形翅片管换热器适用于带螺杆压缩机的大型热泵机组（70~700kW）。图 7-3 所示是螺杆热泵机组中使用的翅片管换热器型式。

在空冷热泵机组中，常用翅片管换热器分左右两个成 V 形布置。制冷时由压缩机排出的高压气体，分两路分别进入左右换热器的汇总管，再分别进入各分路，在管内冷凝，冷凝后的液体再进入分配器后流出。机组制热时，经膨胀阀后的制冷剂，分两路分别进入左右两只分液器，再进入换热器各分路中。蒸发后的蒸气进入汇总管，左右两侧汇总管的气体再汇总在一起，经四通换向阀回入压缩机。在空冷热泵机组中的翅片管换热器，必须保证足够的风量

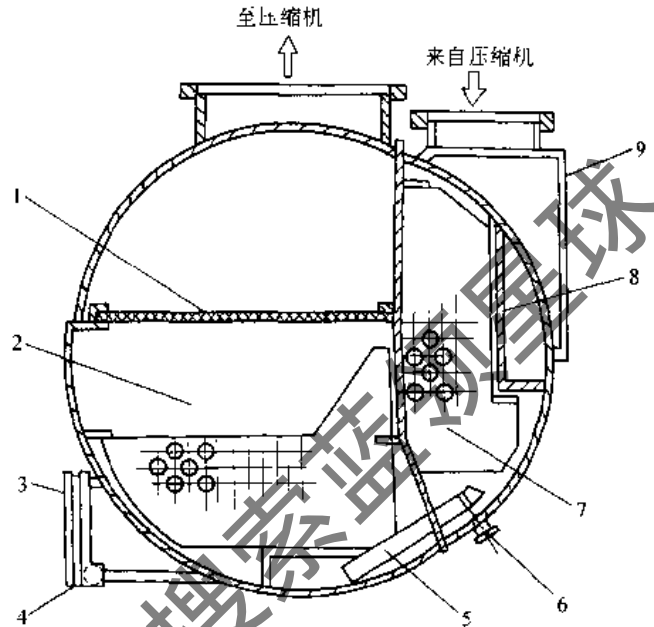


图 7-2 R123 单筒式蒸发器-冷凝器

1—汽液分离器 2—蒸发器 3—制冷剂液位计
4—制冷剂充入阀 5—膨胀节流管 6—排液螺塞
7—冷凝器 8—缓冲板 9—压缩机排气管

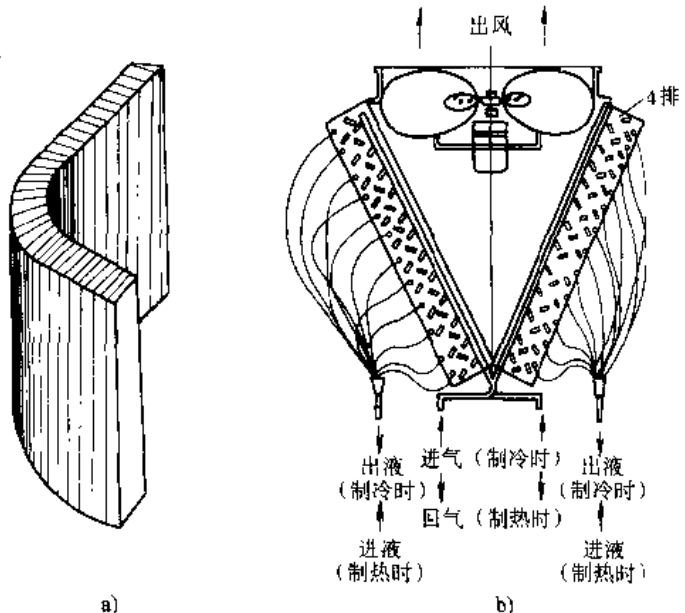


图 7-3 翅片管换热器型式

a) L形 b) V形

流过换热器。在设计中每 1kW 制冷量的配风量应在 300 ~ 400m³/h 左右, 如风量减小, 无论制冷或制热效果都差。夏季如风量减少, 则冷凝压力升高, 制冷量减少, 冷水的出水温度也升高。冬季如风量减少, 则空气降温幅度大, 导致翅片管上结霜严重, 使供热水温降低。

7.2.3 蒸发式冷凝器

1. 蒸发式冷凝器的工作原理

在螺杆式与离心式制冷机组中, 通常多使用卧式壳管式水冷冷凝器。冷却水通过冷凝器后温度升高, 为了减少耗水量, 必须将温度升高后的冷却水通入冷却塔将水温降下来, 以便反复使用。由于冷却塔的体积较为庞大, 并需要有一定的场地放置。为了减少冷凝器和冷却塔所占的空间, 就出现另一种结构型式, 称之为蒸发式冷凝器。蒸发式冷凝器实际上是将水冷冷凝器和冷却塔结合在一起的一种冷凝器。从压缩机排出的高压蒸气排入冷凝盘管内, 由水循环系统排出的冷却水通过喷嘴喷淋在盘管外表面上, 同时空气流过盘管使一部分冷却水蒸发。蒸发后的水蒸气随空气将管内制冷剂蒸气排出的冷凝热量带走。蒸发式冷凝器与水冷冷凝器和冷却塔相比, 减少了水泵的能耗和化学水处理设备。与空冷式冷凝器相比, 排出同样热量只须较小的盘管传热面积, 而且运行时的冷凝压力较低。蒸发式冷凝器比空冷式冷凝器运行时的冷凝压力低, 是因为空冷式冷凝器运行时的冷凝压力, 主要受周围环境干球温度的影响, 而蒸发式冷凝器运行时的冷凝压力, 主要受周围环境湿度球温度的影响, 而在同样环境下, 湿球温度往往要比干球温度低 6 ~ 10℃。另外, 蒸发式冷凝器的耗水量很少, 只有水冷冷凝器的 1.5% ~ 3.0%。

2. 蒸发式冷凝器的种类及其构造

蒸发式冷凝器可分为吹风式和吸风式两种型式, 如图 7-4 所示。蒸发式冷凝器由水系统和空气系统两部分组成。水系统包括水泵、喷淋水管、水池、浮球阀、放水阀和补水系统。空气系统包括冷凝盘管、风机和分水器(汽水分离器)等。分水器的作用是将空气中携出的大量水滴分离下来, 以防止大量的水流失。制冷剂蒸气从冷凝盘管上部进入, 冷凝成液体后从下面流

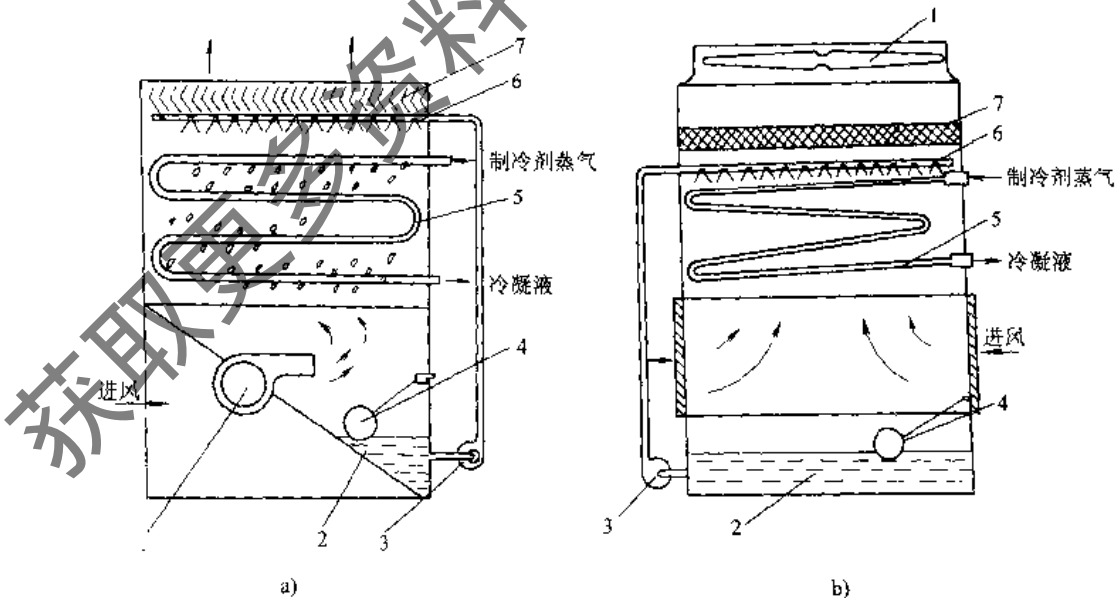


图 7-4 蒸发式冷凝器简图

a) 吹风式 b) 吸风式

1—风机 2—水池 3—水泵 4—浮球 5—冷凝盘管 6—喷嘴 7—分水器

出。冷凝盘管存在的主要问题是湿空气中容易锈蚀，而且锈蚀后不易清除。因而对于钢制盘管都要经过整体热浸锌处理。而喷淋在冷凝盘管上的水除蒸发一部分外，都落在水池内。随着冷却水在冷凝盘管上的不断蒸发，水池内水的杂质和生物细菌逐渐增加。为了防止水垢在冷凝盘管表面上的形成，要定期放掉一部分杂质含量高的水而补充一部分处理过的水。为了保持水池内的水位恒定，使用浮球装置以不断补充水的飞溅损失。

3. 蒸发式冷凝器的传热计算

蒸发式冷凝器中的传热过程可分为两个阶段：第1阶段是盘管内的冷剂蒸气与盘管外水膜表面间的传热过程，这过程的传热驱动力是管内蒸气的冷凝温度 t_c 与水膜表面温度 t_s 间的温差；第2阶段是水膜表面与空气之间的蒸发传热过程，这过程是一个热质交换过程，它的驱动力不仅是水膜表面温度与空气间的温度差，还有水膜表面水蒸气含量与空气含湿量间的质量分数差。

第1阶段的传热过程可用下式表示：

$$q = \frac{Q}{A} = K_s(t_c - t_s) \quad (7-1)$$

式中 q ——热流密度 kW/m^2 ；

Q ——蒸发冷凝器排热量，(kW)；

A ——冷凝器传热管外表面积，(m^2)；

K_s ——从管内冷凝蒸气至水膜间的传热系数 [$\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$]；

t_c ——进入冷凝器冷剂蒸气的饱和温度 ($^{\circ}\text{C}$)；

t_s ——水膜的表面温度 ($^{\circ}\text{C}$)。

第2阶段的传热过程计算式为

$$q = \frac{Q}{A} = K_r(h_s - h_{ai}) \quad (7-2)$$

式中 K_r ——水表面对空气的传质系数 [$\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$]；

h_s ——在冷凝温度 t_c 下的饱和空气比焓 (kJ/kg)；

h_{ai} ——进入冷凝器时的空气比焓 (kJ/kg)。

式(7-1)与式(7-2)中除冷凝排热量 Q_c ，冷凝温度 t_c 和进风空气温度 t_{ai} 外，均为未知数。而且 K_s 、 K_r 和 h_s 均与水膜表面温度 t_s 有关。为了求解热流密度 q ，必须通过多次迭代和试凑才能解出。至今已有很多文献介绍不用迭代法计算蒸发式冷凝器热流密度 q 的计算方法。现介绍日本长岗顺吉的一种简化计算方法。

蒸发式冷凝器的设计热流密度 q 可按下式计算：

$$q = \frac{B}{c_{pa}} \left(h_c - \frac{h_{ai} + h_{ae}}{2} \right) \alpha_v \quad (7-3)$$

式中 c_{pa} ——空气的质量定压比热容，可按 $1.047\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 计算；

B ——制冷剂系数，对氨取 0.75，对 R12 或 R22 取 0.7；

h_c ——在冷凝温度 t_c 下的饱和空气比焓，(kJ/kg)；

h_{ai} ——在进风湿球温度 t_{mi} 下的空气比焓 (kJ/kg)；

h_{ae} ——出风空气比焓 (kJ/kg)；

α_v ——水表面对空气的表面传热系数 [$\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$]。

在表 7-2 中列出在不同湿球温度下的饱和空气比焓值。

表 7-2 饱和空气比焓值

湿球温度 $t_M/^\circ\text{C}$	饱和空气比焓 $h_a / (\text{kJ/kg})$	湿球温度 $t_M/^\circ\text{C}$	饱和空气比焓 $h_a / (\text{kJ/kg})$
25.0	76.97	34.0	123.81
26.0	81.30	35.0	130.31
27.0	85.82	36.0	137.11
28.0	90.54	37.0	144.25
29.0	95.48	38.0	151.73
30.0	100.64	39.0	159.58
31.0	106.04	40.0	167.82
32.0	111.69	41.0	176.47
33.0	117.61	42.0	185.56

出风空气比焓为

$$h_{ae} = h_{ai} + \frac{Q_c}{q_{V_a} \rho_a} \quad (7-4)$$

式中 Q_c ——冷凝器排热量 (kW);

q_{V_a} ——风量 (m^3/s);

ρ_a ——空气平均密度 (kg/m^3)。

水膜表面对横向流过盘管空气的表面传热系数 α_o 与盘管管径 d_o 和气流在最窄截面处的流速 w_{\max} 有关, 理论计算公式为

$$\alpha_o = 0.297 \frac{\lambda_a}{d_o} \left(\frac{w_{\max} d_o}{\nu_a} \right)^{0.602} \quad (7-5)$$

式中 α_o ——水膜表面对空气的表面传热系数 [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$];

w_{\max} ——空气在最窄截面处的流速 (m/s);

d_o ——光管外径, (m);

λ_a ——空气在平均温度下的热导率 [$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$];

ν_a ——空气在平均温度下的运动粘度 (m^2/s)。

对于光管管簇, 最窄截面处流速 w_{\max} 与迎面风速 w_f 有以下关系:

$$w_{\max} = \frac{s_1}{s_1 - d_o} w_f \quad (7-6)$$

式中 w_f ——迎面风速 (m/s)

s_1 ——垂直于气流方向的管中心间距 (m)。

根据实际测得的表面传热系数 α_o , 比按式 (7-5) 计算的理论值要高 50% ~ 80%。另外, 当气流流过光管管簇时, 气流每流过 1 排管会产生一次扰动, 排数越多, 其初扰动也越大, 当超过一定排数后即趋向于稳定。为此, 在计算 α_o 时还要进行管排修正。表 7-3 中列出管排修正系数 ϵ_n 。

表 7-3 光管管簇的管排修正系数 ϵ_n

管排数	2	3	4	5	6	≥ 10
修正系数 ϵ_n	0.80	0.88	0.95	0.98	1.00	1.00

【例 7-1】 试设计一台氨蒸发式冷凝器的冷凝盘管，蒸发式冷凝器的设计工况为冷凝温度 $t_c = 36^\circ\text{C}$ ，进风湿球温度 $t_{s1} = 26^\circ\text{C}$ ，进风干球温度 $t_{d1} = 30^\circ\text{C}$ 。在这工况下要求其排热量达到 $Q_c = 1000\text{kW}$ 。蒸发式冷凝器拟采用吸风式，风机风量为 $180000\text{m}^3/\text{h}$ ，冷凝盘管拟采用 $\phi 40\text{mm} \times 3.5\text{mm}$ 的无缝钢管制作，盘管呈叉排排列。

解 取盘管横向管中心间距比 $\frac{s_1}{d_o} = 2$ ，纵向间距比 $\frac{s_2}{d_o} = 2$ ，取盘管的迎面风速 $w_f = 2.5\text{m/s}$

冷凝器横截面积 $A_c = \frac{180000}{3600 \times 2.5} = 20\text{m}^2$ (取宽 3.6m 长 5.5m)

最窄截面处风速 $w_{\max} = \frac{s_1}{(s_1 - d_o)} w_f = 2 \times 2.5 = 5\text{m/s}$

查空气物性表，在 $t_a = 30^\circ\text{C}$ 下 $\nu_a = 16.61 \times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$ ， $\lambda_a = 2.58 \times 10^{-2}\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ， $\rho_a = 1.127\text{kg}/\text{m}^3$ 。

空气侧表面传热系数 α_{oi} 的理论值可按式 (7-5) 计算，则

$$\alpha_{oi} = 0.297 \frac{\lambda_a}{d_o} \left(\frac{w_{\max} d_o}{\nu_a} \right)^{0.602} = 0.1915 \left(\frac{5 \times 0.040}{16.61 \times 10^{-6}} \right)^{0.602} = 54.8\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

实际表面传热系数 $\alpha_o = 1.7\alpha_{oi} = 93.16\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

冷凝温度 t_c 下的饱和空气比焓可查表 7-2，得 $h_c = 137.11\text{kJ}/\text{kg}$

空气通过蒸发冷凝器的焓增

$$\Delta h = \frac{Q_c}{q v_a \rho_a} = \frac{1000}{50 \times 1.127} = 17.7\text{kJ}/\text{kg}$$

进风空气比焓可查表 7-2，得 $h_{a1} = 81.30\text{kJ}/\text{kg}$ ；

出风空气比焓 $h_{a2} = h_{a1} + \Delta h = 81.30 + 17.7 = 99.0\text{kJ}/\text{kg}$

假设盘管排数 n 超过 10 排，则 $\epsilon_n = 1.0$ 。按式 (7-3) 可求出蒸发式冷凝器的热流密度为

$$q = \frac{B}{c_{pa}} \left(h_c - \frac{h_{a1} + h_{a2}}{2} \right) \times \alpha_o = \frac{0.75}{1.047} \times 1.047 \times (137.11 - 90.15) \times 93.16 = 3133\text{W}/\text{m}^2$$

因而蒸发式冷凝器的传热面积为

$$A = \frac{Q_c}{q} = \frac{1000}{3.133} = 319\text{m}^2$$

传热管总长

$$L = \frac{A}{\pi d_o} = \frac{319}{0.08} = 2530\text{m}$$

每层管子根数

$$n_1 = \frac{M}{s_1} = \frac{3.6}{0.08} = 45$$

取 44 根，分 4 组，每组 11 根。

每层管长

$$l_1 = 44 \times 5.5 = 242\text{m}$$

冷凝盘管层数

$$a = \frac{L}{l_1} = \frac{2530}{242} = 10.5$$

为了保证进气和出液在同一侧，层数应取偶数，取 $a = 12$ 。

每组冷凝盘管简图表示在图 7-5 中。

4. 国内生产蒸发式冷凝器的型式和特点

目前国内有多家厂商生产蒸发式冷凝器，下面仅介绍比较有代表性的厂家产品。

(1) 上海益美高公司 (原上海第一冷冻机厂与美国益美高公司合资后成立的专门生产蒸发式冷凝器的专业工厂) 的 ATC 蒸发式冷凝器 该系列共有 63 种型号，排热量在 215 ~ 12967kW

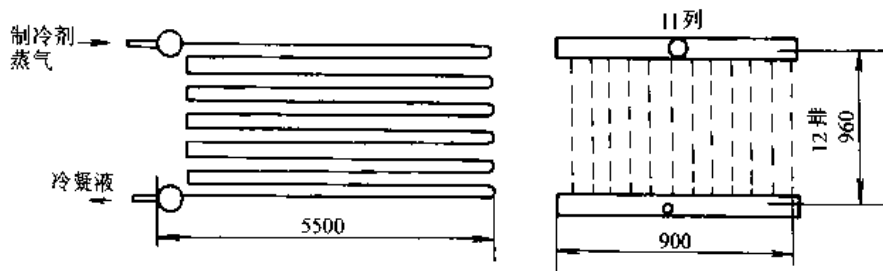


图 7-5 例 7-1 中设计的一组冷凝盘管

之间,可用于氨或卤代烃制冷剂。ATC 系列蒸发式冷凝器最主要的特点是装有高效传热的冷凝盘管,该盘管采用椭圆形由薄铁板冲压成形。制成椭圆形管增加了管子表面积,缩小了管子的横向间距,提高了传热效率。这种盘管还具有流体流动阻力小,能容纳较大水量的优点。另外,该系列蒸发式冷凝器还具有强力的耐腐蚀性能,除了冷凝盘管整体在 427°C 高温的熔融纯锌槽内进行热镀锌外,所有的标准构件也全部采用热镀锌钢制作。底盘和箱体是用厚镀层的热镀锌板制成,所有的焊接接头和折边都涂上含锌 95% 的富锌漆,进一步延长了冷凝器的防腐寿命。

(2) 以大连冰山巴尔的摩空气盘管制冷有限公司(由大连冰山集团和美国 BAC 公司共同投资成立的合资公司)的 CXV 型蒸发式冷凝器。该蒸发式冷凝器的工作原理和结构简图如图 7-6 所示,它与普通的蒸发式冷凝器主要有以下两个方面的区别:①冷凝盘管与气流间呈叉流换热,使结构紧凑、重量轻、安装方便;②冷凝器分上下两个部分,冷凝盘管装在上面部分,下面部分为高效聚氯乙烯(PVC)换热层,PVC 换热层主要是用于进一步降低喷淋水的温度,从而降低制冷系统中的冷凝压力。PVC 换热层能保证喷淋水与空气间的良好接触和较小的空气压降,同时 PVC 材料具有较强的抗生化腐蚀的能力,经久耐用。

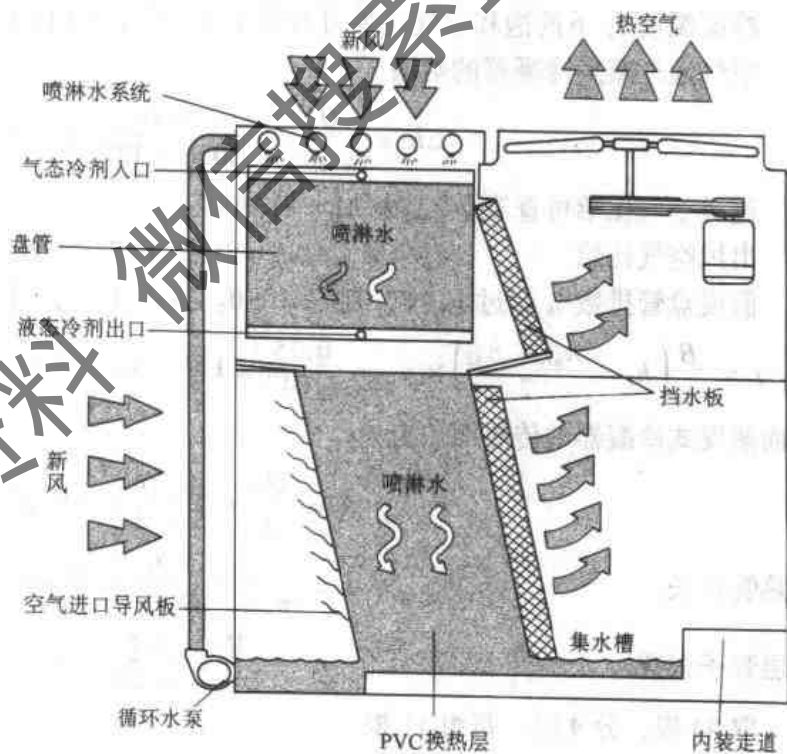


图 7-6 CXV 蒸发式冷凝器构造简图

CXV 蒸发式冷凝器可用于卤代烃工质或氨。该系列共有 42 种型号,冷凝排热量为 $319 \sim 2072\text{kW}$ 。CXV 蒸发式冷凝器的标准工况是指用氨制冷剂时冷凝温度 t_c 为 35°C ,进风湿球温度 t_{ml} 为 25°C 。

5. 蒸发式冷凝器的选用方法

任何蒸发式冷凝器的生产厂都提供各种型号蒸发式冷凝器的标准排热量。标准排热量是指该蒸发式冷凝器在标准工况下的排热量。如大连冰山集团生产的 CXV 蒸发式冷凝器标准工况,

是指使用氨工质时 $t_c = 35^\circ\text{C}$, $t_{ml} = 25^\circ\text{C}$ 。至于其他制冷剂或工况下的排热量, 选型时应换算至标准工况。任何生产厂都提供排热量校正系数。表 7-4 列出大连冰山巴尔的摩公司的校正系数。

表 7-4 CVX 蒸发式冷凝器的氨校正系数 ϵ_c

$t_c / ^\circ\text{C}$ \ $t_{ml} / ^\circ\text{C}$	21	22	23	24	25	26	28
31	1.10	1.20	1.33	1.49	1.71	2.02	—
33	0.90	0.97	1.05	1.14	1.26	1.42	1.92
35	0.76	0.81	0.86	0.92	1.00	1.09	1.35
37	0.66	0.69	0.72	0.77	0.82	0.88	1.04
39	0.57	0.60	0.62	0.66	0.69	0.73	0.84
41	0.51	0.53	0.55	0.57	0.60	0.63	0.70

如果求氨在冷凝温度 $t_c = 33^\circ\text{C}$ 和进风湿球温度 $t_{ml} = 26^\circ\text{C}$ 下, 排热量达到 1000kW 的蒸发式冷凝器应如何选用时, 可查表 7-4, 得出校正系数 ϵ_c 为 1.42, 则该冷凝器的标准排热量为

$$Q_{en} = 1.42 \times 1000 = 1420\text{kW}$$

再查阅 CXV 蒸发式冷凝器的样本, 得出标准排热量为 1452kW 的冷凝器型号为 CXV-338。必须说明的是表 7-4 中校正系数 ϵ_c 小于 1.0 的工况, 其排热能力大于标准工况; 而 ϵ_c 大于 1.0 的工况, 其排热能力小于标准工况。

7.3 各种蒸发器的构造

7.3.1 满液式蒸发器

离心式冷水机组的蒸发器大多采用满液式蒸发器, 图 7-7 所示是上海合众一开利空调有限

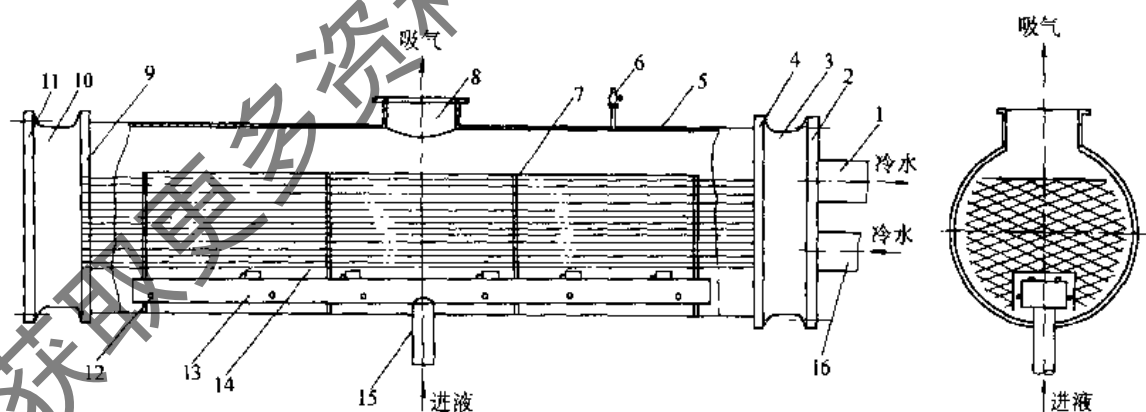


图 7-7 19XR 系列离心式冷水机组中的满液式蒸发器

- 1—出水管 2—右端盖 3—右水室 4—右管板 5—壳体 6—安全阀 7—支撑板 8—吸气管
9—左管板 10—左水室 11—左端盖 12—扰动喷嘴 13—分配箱 14—蒸发管 15—进液管 16—进水管

公司生产的 19XR 系列。离心式冷水机组中的满液式蒸发器。从线性浮阀室来的 R134a 液体和气体混合物先进入满液式蒸发器中的分配箱 13, 分配箱的顶部和侧面都装有扰动喷嘴 12, 从喷嘴喷出的气液混合物大大增加了蒸发器内液体的扰动, 有强化沸腾换热的作用。喷嘴一般制

成圆锥形以增加喷出的气流速度，喷嘴常用 ICr18Ni9Ti 的不锈钢制成，在使用中要防止喷嘴孔被堵塞。其中的蒸发管采用 Wolverine Turbo B2 的高效传热管，管表面有许多针形小孔，小孔底下均有隧道相通，管内表面有螺旋形凸起以强化冷水侧的换热。这种同时强化管外沸腾和管内换热的高效传热管，在相同的水速（1.5~2.5m/s）下，可提高传热系数 K 值 5~6 倍。从管表面蒸发的 R134a 气体，经吸气管吸入离心压缩机。传热管簇由纵向布置的多块支撑板 7 支撑。高效传热管在支撑板处为光管，传热管两端用胀管法胀紧在管板上。

在螺杆压缩机的排气中，含有大量的润滑油通过油分离器后，仍有小部分油进入蒸发器。现在螺杆压缩机所配用的蒸发器有干式蒸发器，也有满液式蒸发器。采用干式蒸发器的优点是充液量小，回油方便，但传热系数较低。如采用满液式蒸发器，虽传热系数较高，但对于卤代烃这种在低压下与润滑油不能互溶或只能部分溶解的制冷剂，回油就比较困难，必须要有另外的回油装置将满液式蒸发器的油返回压缩机（详见第 5、6 章）。

7.3.2 干式蒸发器

图 7-8 所示是上海第一冷冻机厂生产的螺杆式冷水机组中的干式蒸发器。R22 液体制冷剂经膨胀阀后从左侧进入前端盖 2 下部。为了使气液混合物分配均匀，在各管的进口处装有一只节流孔口。R22 液体在传热管内部不断地蒸发，再进入后端盖 11，换向后再通过筒体内的另一部分传热管，完全蒸发后流回压缩机。被冷却的冷水从进水管 9 进入，通过筒体内纵向布置的弓形折流板 6，在筒体内横向来回流动，冷却后的冷水从出水管 5 流出。热力膨胀阀的感温包敷设在回气管 1 上，根据回气的过热度来调节干式蒸发器的供液量。该系列中的蒸发管也采用高效传热管，这种高效管是管内有内螺纹，管外轧成螺旋波纹状，这样可同时增强管外水侧和管内 R22 侧的换热。据测试，在这种干式蒸发器中，当筒体内水流速 $w_w = 1.5\text{m/s}$ ，管内 R22 的单位面积质量流速 $q = 180\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时，采用波纹状内螺纹管的传热系数 K 大约是光管传热系数的 2 倍。充液量只有满液式蒸发器的 1/2~1/3。

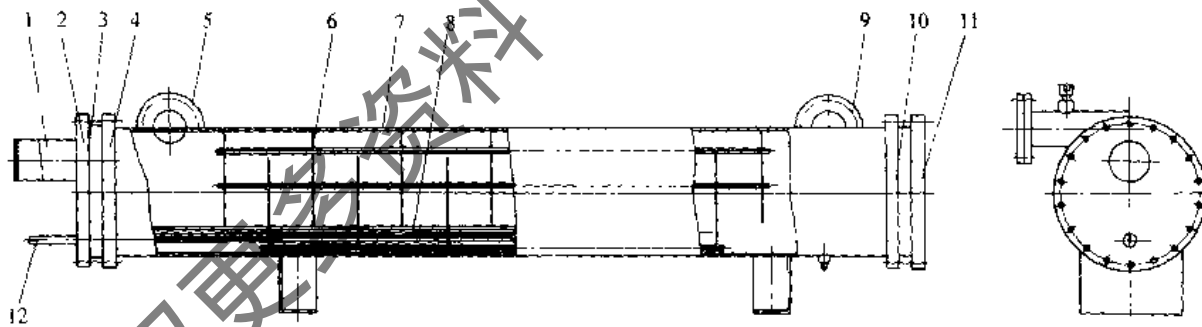


图 7-8 螺杆式冷水机组中的干式蒸发器

1—回气管 2—前端盖 3—隔板 4—前管板 5—出水管 6—折流板组 7—筒体
8—传热管 9—进水管 10—后管板 11—后端盖 12—进液管

7.4 高效传热管

在制冷换热器中使用传热管的发展过程，大体可分为光管、低翅片管和高效传热管等三个阶段。

(1) 光管 在 19 世纪 50 年代前，制冷剂较多采用的是氨，因而换热器中采用的也大多是

光的钢管。随着卤代烃类工质的出现，在制冷换热器中开始改用纯铜管。

(2) 低翅片管 由于卤代烃类工质在冷凝和蒸发时的表面传热系数比氨低得多，甚至低于水流动时的表面传热系数，于是在卤代烃类制冷换热器中开始使用低翅片管，从 50 年代到 80 年代，是低翅片管的发展时期，由于机加工工艺的进步，低翅片管从每 1in 有 16 翅、19 翅、21 翅、26 翅，一直发展到 50 翅。

(3) 高效传热管 自从 1976 年日本日立公司开发出 Thermoexcel—C 和 Thermoexcel—E 管后，至今已进入了高效传热管的发展时期，日本的 Furukawa 古河金属株式会社推出 CCS—35 高效冷凝管和 ECR 高效蒸发管。德国 Wieland—Werk 生产出 Gewa—T 型高效蒸发管。美国 Wolverine 公司生产的 Turbo—B 高效蒸发管和 Turbo—C 型高效冷凝管等，都是近 20 年发展起来的高效传热管。

如以卤代烃在管外蒸发或冷凝时的表面传热系数 α 来比较，光管、低翅片管和高效传热管间的比例大致为 1:2:5 以上。以卤代烃在管内蒸发或冷凝时的表面传热系数 α 来比较，内翅片管的管内表面传热系数也可增加至光管的 2~3 倍。

7.4.1 强化管外冷凝的高效传热管

1. 强化管外冷凝换热的机理

当蒸气在图 7-9 所示的凸形表面上冷凝时，会在凸形表面上形成冷凝液膜。由于液体表面张力的作用，波峰处的液膜减薄，液体聚集在波谷处，这种现象称为“格里谷里希”(gregorig)效应。局部表面上液膜减薄，而另一部分表面上液膜增厚，其平均膜厚不变。对传热来说，不均匀的膜厚将使热流密度大幅度提高。如在冷凝表面上的液面，在一半表面上的液膜减薄 50%，而另一半表面上的液膜增厚 50%，则平均热流密度会增加 33%，这就是“格里谷里希”效应对强化冷凝传热的效果。所有强化冷凝的高效传热管都是基于“格里谷里希”效应的基础上的。

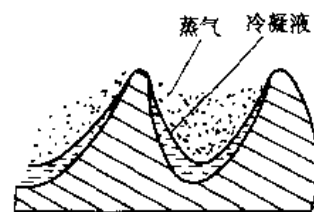


图 7-9 强化冷凝换热的“格里谷里希”效应

2. 日立公司生产的高效冷凝传热管 (Thermoexcel—C 管)

日立公司于 1976 年研制的 C 形冷凝管是把比低翅管更为细薄的翅片外缘，进一步加工成锯齿状，翅片的形状就好像圆锯片，如图 7-10 所示。这种三维的立体翅，近似于针状，其冷凝效果优于二维的平面翅。翅尖表面上凝结的液膜很薄，强化了冷凝传热，然后冷凝液集中在沟槽内排出。其冷凝表面传热系数 α_c 可达光管的 10 倍。

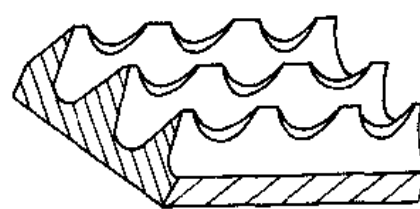


图 7-10 Thermoexcel—C 管的外表面

C 形管的关键结构参数为沟槽节距，对有机液来说，节距宜用 0.4~0.8mm，半圆缺口节距 0.6~0.8mm，缺口深 0.3~0.5mm。C 形管可经二道工序滚轧而成，先滚轧出低翅，再沿 45° 方向滚出锯齿。

3. 日本古河金属公司生产的 CCS—35 三维锥形齿管

这种冷凝管的表面如图 7-11 所示。它也具有三维的立体翅片，冷凝表面上密布着许多四方锥形的细翅。它和 C 形管的不同点在于：① 环形翅上的锯齿形切口较深，把每个单独小翅切成四方锥形，锥形一面呈凹；② 锥齿的底部鼓起，

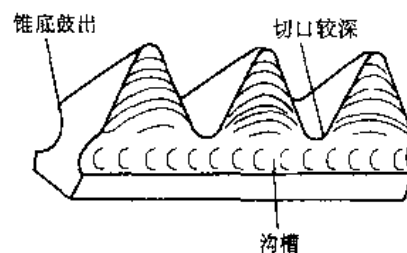


图 7-11 CCS—35 锥形齿管外表面

越出沟槽侧壁，环翅上的切口较深，使格里戈里希效应更加显著，锥底鼓出槽壁，使冷凝液更容易集中于沟槽并迅速排走。实验证实这种管子冷凝侧的表面传热系数 α_c 为低翅管（翅/in）的两倍。

4. 美国 Wolverine Turbo—C 管

Turbo—C 管是美国 Wolverine 管子公司生产的一种专利高效冷凝管，其冷凝表面与锥形齿相似。这种 Turbo—C 管管内表面，有螺旋形凸起，以强化管内水侧的表面传热系数。现广泛地使用于开利公司和约克公司生产的离心式和螺杆式冷水机组中。Turbo—C 管有纯铜管和镍铜管两种，纯铜管用于河水、井水或冷却塔水作为冷却水的机组中。镍铜管用于海水作为冷却水的机组中。表 7-5 列出 Turbo—C II 型和 III 型管的几何参数和换热计算中的实验系数 C_1 和 C_2 。

表 7-5 Wolverine Turbo—C 管的几何参数和实验系数

Turbo—C III 镍铜管										
编 号	公称外径 D_o /mm	光管段壁 厚/mm	有翅段壁 厚/mm	公称内径 D_i /mm	实际内表 面积 ^① (cm^2/cm)	面积比 ^②	每 1m 长 重量 (kg/m)	换热计算 中系数 C_1	阻力计算公式中	
									系数 C_2	指数 n
95—4350028	19.0	1.04	0.63	16.2	8.412	3.47	0.516	0.078	1.773	0.331
95—4350035	19.0	1.24	0.78	15.84	7.742	3.56	0.610	0.068	0.635	0.236
Turbo—C III 纯铜管										
95—4350025	19.0	0.94	0.55	16.35	8.656	3.43	0.485	0.078	2.122	0.345
95—4350028	19.0	1.01	0.63	16.20	8.412	3.47	0.525	0.078	1.773	0.331
95—4350035	19.0	1.19	0.78	15.84	7.743	3.56	0.605	0.068	0.635	0.236
95—4370025	25.0	1.01	0.55	22.70	11.643	3.44	0.704	0.077	0.715	0.243
Turbo—C II 纯铜管										
52—4053825	19.0	1.11	0.55	15.70	7.864	4.20	0.554	0.068	1.414	0.314
52—4053828	19.0	1.19	0.63	15.54	7.833	4.26	0.586	0.068	1.414	0.314
52—4053835	19.0	1.34	0.78	15.29	6.827	4.34	0.652	0.064	0.348	0.194
52—4073825	25.0	1.21	0.55	22.00	10.576	3.87	0.811			
52—4073828	25.0	1.32	0.63	21.64	10.607	4.47	0.841			

① 是每单位长度 (cm) 的实际内表面积 (cm^2)。

② 面积比是实际外表面积和公称内表面积之比。

水在 Turbo—C 型高效冷凝管内流动时，表面传热系数可按式计算：

$$\alpha_i = \frac{C_1 \lambda}{D_i} Re_f^{0.8} Pr_f^{1/3} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (7-7)$$

$$Re_f = \frac{w_f D_i}{\nu_f}$$

$$Pr_f = \frac{\nu_f}{a_f}$$

式中 Re_f 、 Pr_f ——雷诺数和布朗特数；

$\frac{\mu_f}{\mu_w}$ ——流体在平均温度下的动力粘度与壁温下动力粘度之比。

水在 Turbo—C 型高效冷凝管内流动时， $Re_f > 2 \times 10^4$ 时的阻力可按式计算：

$$\Delta p_1 = \xi \frac{l}{D_i} \frac{\rho w^2}{2} \quad (7-8)$$

式中 ξ ——摩擦阻力系数。

$$\xi = C_2 Re_f^{-0.3141} \quad (7-9)$$

图 7-12 示出 Wolverine Turbo-C II 和 Spiked Fin I、II 型管每 1m 管长，在 $\Delta T = t_c - t_w$ 为 1°C 下的表面传热系数 α'_c ，与热流密度 q_c 的关系曲线。该试验曲线是 R22 在 $\phi 19\text{mm}$ 高效传热管上冷凝时得出的。

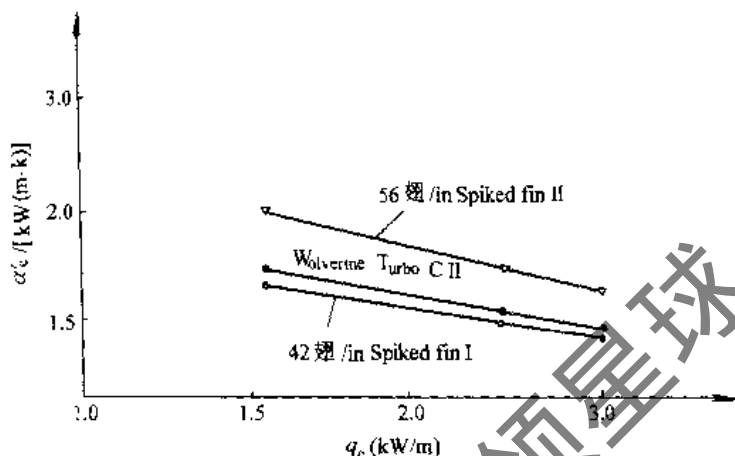


图 7-12 R22 在高效传热管上冷凝时的单位管长表面传热系数 α'_c

【例 7-2】 R22 离心式冷水机组名义制冷量为 1055kW ，冷凝器中使用 Wolverine Turbo-C II 型纯铜

高效冷凝管，管外径为 $\phi 19.0\text{mm}$ ，产品编号为 52-4053828，冷凝器水侧两流程，水量 $q_v = 219\text{m}^3/\text{h}$ ，单根传热管长 $l = 3.6\text{m}$ 。试求在冷凝温度 $t_c = 40^\circ\text{C}$ ，进水温度 $t_{w1} = 32^\circ\text{C}$ 的设计工况下冷凝器的管数 n 。

解 先假设冷却水在管内流速 $w_f = 2.5\text{m/s}$ ，并求出冷却水的平均温度 t_f 。

$$\text{冷却水温升} \quad t_{w2} - t_{w1} = \frac{1.2Q_0}{q_v \rho_f} = \frac{1.2 \times 1055 \times 3600}{219 \times 1000 \times 4.1868} = 5^\circ\text{C}$$

$$\text{冷却水平均温度} \quad t_f = \frac{1}{2} (t_{w1} + t_{w2}) = 34.5^\circ\text{C}$$

查《制冷工程热计算图表》，水在 34.5°C 下的物性：

$$\nu_f = 0.732 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}, \quad Pr_f = 4.87, \quad \rho_f = 994 \text{kg}/\text{m}^3$$

$$\lambda_f = 623 \times 10^{-3} \text{W}/(\text{m}\cdot\text{K}), \quad c_p = 41868 \text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K}), \quad \mu_f = 7.27 \times 10^{-6} \text{Pa}\cdot\text{s},$$

$$\mu_w = 6.83 \times 10^{-6} \text{Pa}\cdot\text{s} \quad (\text{设壁温为 } 38^\circ\text{C})$$

计算水在管内雷诺数，先查表 7-5 得出冷凝管内径 $D_i = 0.0155\text{m}$

$$Re_f = \frac{w_f D_i}{\nu_f} = \frac{2.5 \times 0.0155}{0.732 \times 10^{-6}} = 52937$$

计算管内水侧表面传热系数 α_i ，查表 7-5 得出 $C_1 = 0.068$ ，同时将水在平均温度下的物性数据一并代入式 (7-8)

$$\begin{aligned} \alpha_i &= \frac{C_1 \lambda_f}{D_i} Re_f^{0.8} Pr_f^{1/3} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14} \\ &= \frac{0.068 \times 0.623}{0.0155} \times 52937^{0.8} \times 4.87^{1/3} \times \left(\frac{7.27}{6.83} \right)^{0.14} = 28092 [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \end{aligned}$$

管内阻力计算，查表 7-5 得 $C_2 = 1.773$ ，代入式 (7-9)，求得摩擦阻力系数

$$\xi = C_2 Re_f^{-0.3141} = 1.414 \times 52937^{-0.3141} = 0.0329$$

冷凝器中单流程阻力为

$$\Delta p_1 = \xi \frac{l}{D_i} \times \frac{\rho w^2}{2} = 0.0329 \times \frac{3.6}{0.0155} \times \frac{994 \times 2.5^2}{2} = 23.74 \text{kPa}$$

R22 冷凝侧的表面传热系数 α_c 的计算, 先假设单位管长的热流量 $q_c = 1500\text{W/m}$, 根据图 7-12 查得 $\alpha'_c = 1700\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 和每 1m 长公称外表面积 $A_c = 0.0597\text{m}^2/\text{m}$, 得出以管子公称外径为基础的表面传热系数 α_c 为

$$\alpha_c = \frac{\alpha'_c}{A_c} = \frac{1700}{0.0597} = 28476\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

管子公称外径为基础的传热系数 K_o 可按下式计算, 同时假设管内水侧的污垢系数 $r_i = 1.0 \times 10^{-4} (\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}$,

$$\begin{aligned}\beta &= \frac{D_o}{D_i} = \frac{19}{15.54} = 1.222 \\ \frac{1}{K_o} &= \frac{\beta}{\alpha_i} + \beta r_i + \frac{1}{\alpha_c} \\ &= \frac{1.222}{28092} + 1.222 \times 1 \times 10^{-4} + \frac{1}{28476} = 2.0 \times 10^{-4} (\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W} \\ K_o &= \frac{10^4}{2.0} = 5000\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}\end{aligned}$$

冷凝器传热温差的计算

$$\theta_o = \frac{(t_c - t_{w1}) - (t_c - t_{w2})}{\ln \frac{t_c - t_{w1}}{t_c - t_{w2}}} = \frac{37 - 32}{\ln(8/3)} = 5.12^\circ\text{C}$$

冷凝器中需用 Wolverine Turbo—C II 的管子数

$$n = \frac{1.2Q_o}{K_o \theta_o \pi D_o l} = \frac{1.2 \times 1055 \times 10^3}{5000 \times 5.1 \times \pi \times 0.019 \times 3.6} = 234 \text{ 根}$$

考虑到当水质较差时, 实际污垢值可能大于假设值, 故增加管子根数 5%, 实际采用 240 根管, 对两流程的冷凝器, 每流程 120 根管。

校核管内流速

$$w_t = \frac{4q_v}{3600n\pi D_i^2} = \frac{4 \times 219}{3600 \times 120\pi \times 0.0155^2} = 2.68\text{m/s}$$

计算结果与假设管内流速接近。

再校核 Turbo—C II 冷凝管的单位管长热流量

$$q_c = \frac{1.2Q_o}{nl} = \frac{1.2 \times 1055}{240 \times 3.6} = 1.465\text{kW/m}$$

与假设 $q_c = 1.5\text{kW/m}$ 非常接近, 可不必须重新假设。

冷却水通过冷凝时的总阻力

$$\begin{aligned}\Delta p &= Z\Delta p_1 + \Delta p_2 = Z\Delta p_1 + 1.5 \frac{\rho_l w_l^2}{2} = 2 \times 23.74 + \frac{1.5 \times 0.994 \times 2.5^2}{2} \\ &= 30.7\text{kPa} = 0.0307\text{MPa}\end{aligned}$$

式中, Z 为流程数; Δp_1 为单流程摩擦阻力水侧阻力在容许范围内 ($< 0.1\text{MPa}$)

7.4.2 强化管外蒸发的高效传热管

1. 强化大空间沸腾传热的机理

根据对大空间沸腾传热的分析, 沸腾传热的强弱主要决定于沸腾时的气化核心数 Z 和在气化核心上产生气泡的频率 U 。自从 1931 年人们发现表面磨花能强化沸腾, 但不能持久, 经

过 37 年的研究，于 1968 年才首次找到了以高温烧结表面多孔管为代表的，并能起稳定气化核心作用的双凹型孔穴，这种强化效果极佳的多孔表面，实现了强化大空间沸腾传热的目的，先后开发出多种强化沸腾传热管。

2. 金属烧结管

将金属颗粒烧结在管子表面上就形成了表面多孔层，多孔层厚度在 0.25 ~ 0.50mm，孔径范围 0.01 ~ 0.1mm，可分为几档。空隙率在 50% ~ 65%，平均孔径为 0.05mm 的是通用型，适用于强化多数有机溶液的大空间沸腾传热。孔径的分布为：44 μm 以下的孔约占 46%；孔径在 44 ~ 74 μm 的约占 54%。

图 7-13 示出金属烧结多孔层的沸腾机理。多孔层由微小的金属球堆积而成，其间有很多孔隙。热量从管壁传到金属球，再通过球周围的液膜传给气泡。金属多孔层能使沸腾表面传热系数提高一个数量级，其主要原因是：①金属颗粒间隙中气化核心数量多，即使 $t - t_s$ （过热度）很小，气泡也能不断地成长；②蒸汽泡在间隙中成长、脱离，但气化核心仍留在空隙内，成为下一个气泡的生成点；③在液体表面张力的作用下，液体不断地补充，进入空隙，形成循环。这种管子可以在很小的沸腾温差（ $< 1^\circ\text{C}$ ）下保持沫态沸腾。

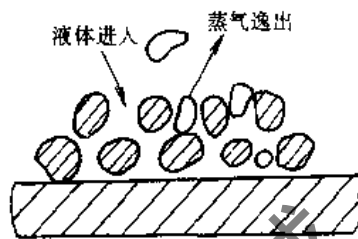


图 7-13 金属烧结多孔层的沸腾机理

图 7-14 为金属多孔管与光管性能的比较，可见金属多孔管的沸腾温差不到光管的 1/10。它的多孔表面还可推迟膜态沸腾的出现。不同的液体介质，有其相应的最佳孔径。对于水这类表面张力大、热导率高的液体，要用平均孔径较大的多孔质。对于轻分子的碳氢化合物及卤代烃之类的表面张力小，热导率低的液体，则要用孔径较小的多孔质。

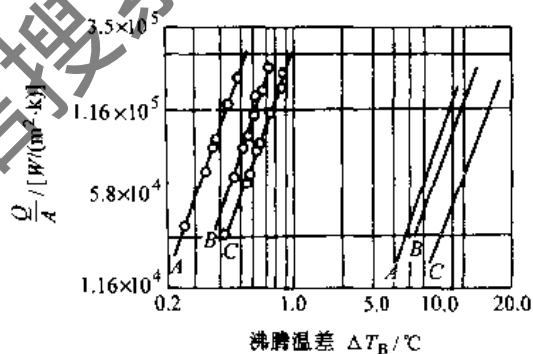


图 7-14 金属多孔管和光管传热性能的比较
A—乙醇 B—丙烯 C—R11

烧结管的传热性能优于机加工的表面多孔管，但制造工艺较复杂，间隙率和平均孔径不易控制。在生产批量较小时，以机加工多孔管为宜。

3. 日本日立公司生产的 Thermoexcel—E 型的高效沸腾管

Thermoexcel—E 管是一种机加工的表面微细管。把螺旋状的薄翅片按直角压平，并将沟槽封住，压倒后的翅片表面上有 $\phi 0.1 \sim 0.14\text{mm}$ 的小孔，每 1cm^2 面积上有小孔 300 ~ 400 个，翅片间距约 0.5mm，压倒的翅片下是细窄的环形通道。

机械加工的微细表面尺寸容易控制，复现性好，有许多细窄的环形通道，气泡在空穴里生长，不能马上离开空穴，而是到一定尺寸后才从翅面上的小孔中排出。图 7-15 为 Thermoexcel—E 管的外表面结构。E 管的内径 $D_i = 10.61\text{mm}$ ，管外径 $D_o = 13.16\text{mm}$ ；小孔直径 0.1mm；沟槽节距 $e = 0.46\text{mm}$ ；槽高 $h = 0.58\text{mm}$ 。

E 形沸腾管，气泡发生点多，局部对流强烈，气泡成长速度快，而且在沟槽内当气泡成长到一定尺寸前能保持一段短暂的时间，传热性能明显提高。图 7-16 所示

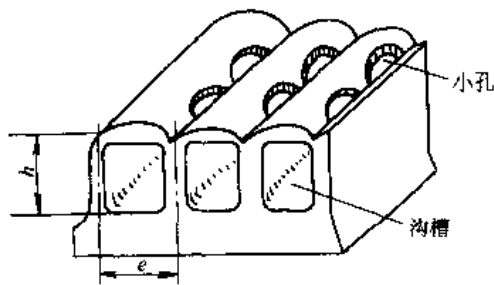


图 7-15 日立 Thermoexcel—E 管的外表面

是 R22 在 E 形管、低翅片和光管上沸腾时热流密度的比较。由图上可以看出，在同样热流密度下，E 形管的沸腾温差 ΔT_B 只有光管沸腾温差的 1/5 ~ 1/3。日立公司采用高效传热管后，使整体离心式冷水机组的体积缩小 20% ~ 30%，重量减轻 25% ~ 30%，功耗减小 10% ~ 15%，能效比（COP 值）提高 15% ~ 35%，机组噪声也大大降低。

4. GEWA—T 蒸发管

GEWA—T 管是由德国 Wieland 工厂生产的。加工时将低翅管的顶部压平，使翅的截面呈 T 形。从管子外表面看，管上有密集的环形细缝与下面的沟槽相通。图 7-17 所示为 GEWA—T 管的外表面，细缝的作用与微孔相同。这种管子加工方便，性能与 E 形管接近，但在沸腾温差较小时，热流密度低于 E 形管。典型的 GEWA—T 管的尺寸：

翅数：18.8 翅/in；翅高 1.1mm；缝隙宽 $\delta = 0.25\text{mm}$ ；管内径 $D_i = 8\text{mm}$ ；管外径 $D_o = 12.29\text{mm}$ 。

5. ECR—40 表面多孔管

这种管子由日本古河金属公司生产，管的外表面如图 7-18 所示。它与 T 形管相似，只有两点与 T 形管不同：① ECR—40 管比 T 形管低而且粗厚；② 在翅顶开有许多更细小的沟槽，其方向与主沟槽相垂直，从而形成许多小方格状的翅顶表面。这种管的性能十分接近于金属烧结多孔层管，它的气泡核心多，与液体的接触表面积大，从而促使沸腾剧烈。

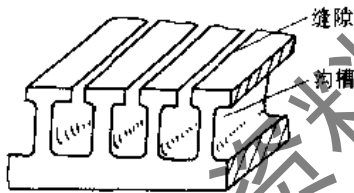


图 7-17 GEWA—T 管的外表面

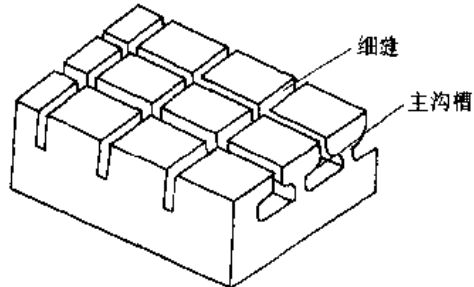


图 7-18 ECR—40 多孔管的外表面

6. 美国 Wolverine Turbo—B 管

Turbo—B 管是美国 Wolverine 管子公司生产的一种专利高效蒸发管，有 90/10 铜镍管和纯铜管两种。管内外两侧都强化，单根产品最大供货长度为 10.67m。其外表面是将翅片压平，气泡从弯曲的细缝中逸出，细缝下有隧道连通（见图 7-19）。Turbo—B 管现广泛地使用于开利空调设备有限公司和约克公司生产的离心式机组中的满液式蒸发器中。表 7-6 列出 Turbo—B II 和 Turbo—B III 高效蒸发管的几何参数和计算公式中的系数 C_1 、 C_2 和 n_2 。

B 管管内的表面传热系数 α_i 也可按式 (7-8) 计算。水在 Turbo—B 型高效蒸发管内流动时，当 $Re_f > 2 \times 10^4$ 阻力也可按

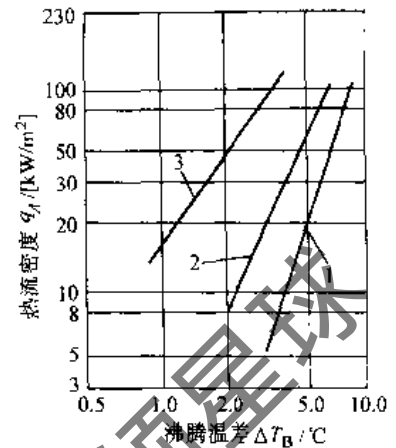


图 7-16 E 形管、低翅管和光管热流密度的比较 (制冷剂 R22, 蒸发温度 0°C , 压力 0.497MPa)
1—光管 2—低翅管 3—E 管

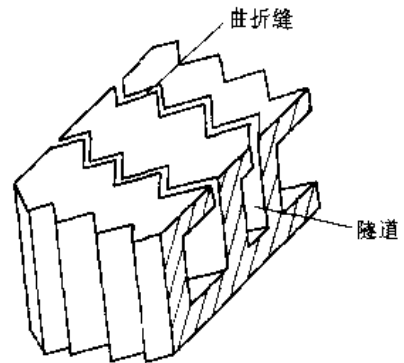


图 7-19 Wolverine Turbo—B 管的外表面

式 (7-9) 计算。摩擦系数 ξ 可按式 (7-10) 计算。式 (7-8)、式 (7-9) 和式 (7-10) 中的系数 C_1 、 C_2 和 D 可根据管子编号查表 7-6。B 管的传热系数 K_0 可按下式计算

表 7-6 Wolverine Turbo-B 管的几何参数和实验系数

(1) Turbo-B II 的几何参数 (高压工质在 B II 高效蒸发器外蒸发)						
编号	公称外径 D_0 /mm	光管端壁厚 δ /mm	有翅部分壁厚 t /mm	公称内径 D_i /mm	内表面积 / (cm ² /cm)	每 1m 管长重 / (kg/m)
55-5050025	19	1.18	0.55	16.05	8.016	0.572
55-5050028	19	1.24	0.63	16.05	8.016	0.621
55-5050035	19	1.41	0.78	15.54	7.163	0.681
55-5070025	25	1.33	0.55	22.00	10.699	0.843
55-5070035	25	1.59	0.78	21.49	10.089	0.990
计算式中的系数						
编号	管内换热计算式中的系数 C_1	阻力计算式中的 C_2, n_2 ($\xi = C_2 Re^{-n_2}$)		表面传热系数 a_s ^② , [kW/(m ² ·K)]		
		C_2	n_2	R22	R134a	
55-5050025	0.071	0.457	0.211	9.937	9.255	
55-5050028	0.071	0.457	0.211	9.937	9.255	
55-5050035	0.061	0.306	0.188	9.085	8.290	
55-5070025	0.070	0.457	0.211	9.937	9.295	
55-5070035	0.053	0.453	0.222	9.085	8.222	
(2) Turbo-B II 的几何参数 (低压工质 R123 在 B II 高效蒸发器管外蒸发)						
编号	公称外径 D_0 /mm	光管端壁厚 δ /mm	有翅部分壁厚 t /mm	公称内径 D_i /mm	内表面积 ^③ / (cm ² /cm)	每 1m 管重 / (kg/m)
55-5050125	19	1.23	0.55	16.05	8.016	0.572
55-5050128	19	1.30	0.63	16.05	8.016	0.621
55-5050135	19	1.32	0.78	15.54	7.163	0.457
计算式中的系数						
编号	管内换热计算式中的系数 C_1	阻力计算式中的 C_2, D_2 ($\xi = C_2 Re^{-D_2}$)		传热系数 K/ [kW/(m ² ·K)]		
		C_2	D_2	R123		
55-5050125	0.071	0.457	0.211	8.290		
55-5050128	0.071	0.457	0.211	8.290		
55-5050135	0.060	0.306	0.188	7.552		
(3) Turbo-B III 的几何参数 (高压工质在 B III 高效蒸发器外蒸发)						
编号	公称外径 D_0 /mm	光管端壁厚 δ /mm	有翅部分壁厚 t /mm	公称内径 D_i /mm	内表面积 ^③ / (cm ² /cm)	每 1m 管重 / (kg/m)
75-6050025	19	1.11	0.55	16.38	7.986	0.552
75-6050028	19	1.19	0.63	16.23	7.925	0.658
75-6050035	19	1.34	0.78	15.87	7.284	0.667
计算式中的系数						
编号	管内换热计算式中的系数 C_1	阻力计算式中的 C_2, D ($\xi = C_2 Re^{-D}$)		R134a 传热系数 K_0 / [kW/(m ² ·K)]		
		C_2	D			
75-6050025	0.073	0.686	0.250	10.164		
75-6050028	0.073	0.686	0.250	10.164		
75-6050035	0.066	0.686	0.255	9.482		

① 适用于 Re 数大于 20000。

② 单管试验结果, 试验条件为热流量 22.07kW/m^2 , $t_c = 14.6^\circ\text{C}$, 无油制冷剂。对 25mm 管径热流量为 31.55kW/m^2 。

③ 指每单位长 (cm) 管子实际内表面积 (cm²)。

$$\frac{1}{K_o} = \frac{\beta}{\alpha_i} + \beta r_i + \frac{1}{\alpha_B} \quad (7-10)$$

式中 β ——管外面积和管内面积之比；
 r_i ——污垢系数。

R134a 在 Turbo—B II 和 Super—B 表面上沸腾时的单位管长表面传热系数 α'_B ，可查阅图 7-20，图中 Turbo—B II 和 Super—B 都是 $\phi 19\text{mm}$ 的高效蒸发管。

【例 7-3】 一台使用 R134a 工质的离心式冷水机组，额定制冷量为 2110kW，蒸发器内有效传热管长 $l = 3761\text{mm}$ ，冷水侧采用两流程，传热管拟选用 $\phi 19\text{mm}$ 的 Wolverine Turbo—B II 高效蒸发管。蒸发器的设计工况为：R134a 的蒸发温度 $t_e = 4^\circ\text{C}$ ，冷水的进口温度 $t_{w1} = 12^\circ\text{C}$ ，出口温度 $t_{w2} = 7^\circ\text{C}$ 。冷水的流量 363l/h。试计算蒸发器所需传热管数目 n 根。

解 如选用编号为 55—5050028 的 B II 高效蒸发管，查表 7-6，得内径 $D_i = 16.05\text{mm}$ ，内表面积为 $8.016\text{cm}^2/\text{cm}$ ， $C_1 = 0.071$ 。

冷水在蒸发器内的平均温度 $t_f = \frac{1}{2}(t_{w1} + t_{w2}) = 9.5^\circ\text{C}$

查“制冷工质热物理性质表和图”，水在平均温度下的物性：

$\lambda_f = 0.573\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ， $\nu_f = 1.306 \times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$ ， $Pr_f = 9.52$ ，

$\mu_f = 13.04 \times 10^{-4}\text{Pa}\cdot\text{s}$ ， $\mu_w = 15.45 \times 10^{-4}\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。

在计算冷水在管内的雷诺数前，先假设管内流速 $w_f = 2.0\text{m/s}$ 再进行校核。

$$Re_f = \frac{w_f D_i}{\nu_f} = \frac{2.0 \times 0.01605}{1.306 \times 10^{-6}} = 24578$$

将已有数据代入式 (7-8)，求得管内水侧的表面传热系数

$$\begin{aligned} \alpha_i &= \frac{C_1 \lambda_f}{D_i} \times Re_f^{0.8} \times Pr_f^{1/3} \times \left(\frac{\mu_f}{\mu_w}\right)^{0.14} \\ &= \frac{0.071 \times 0.573}{0.01605} \times 24578^{0.8} \times 9.52^{1/3} \times \left(\frac{13.04}{15.45}\right)^{0.14} \\ &= 17066\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned}$$

假设 Turbo—B II 高效蒸发管的每 1m 管长表面热负荷 $q_e = 1300\text{W}/\text{m}$ ，查图 7-20 中 B II 曲线的延伸线，得 B II 管沸腾时的单位管长表面传热系数 $\alpha'_B = 1.1\text{kW}/\text{m}\cdot\text{K}$ 。

如 Turbo—B II 管的蒸发面积仍以公称外径表面积表示，每 1m 管长公称外表面积 $A_{B0} = 0.0597\text{m}^2$ ，

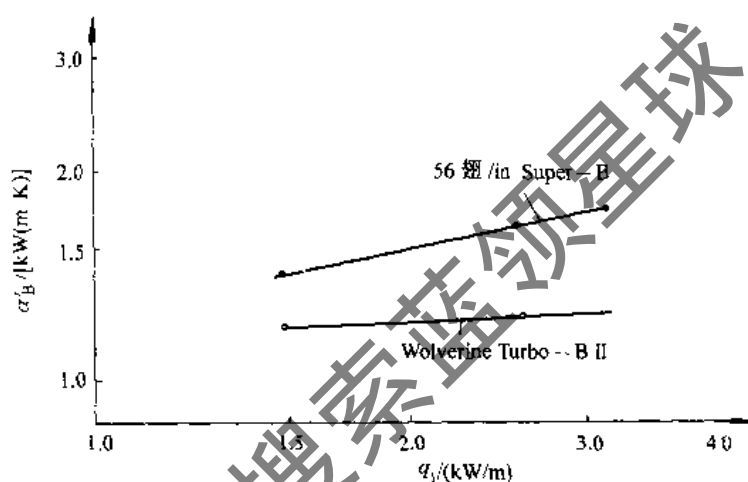


图 7-20 R134a 在高效蒸发管表面上沸腾时的单位管长表面传热系数 α'_B

$$\alpha_B = \frac{\alpha'_B}{A_0} = \frac{1100}{0.0597} = 18425 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \text{ 和 } \beta = \frac{A_0}{A_i} = \frac{D_0}{D_i} = 1.184$$

将上述数据代入式 (7-11), 并设污垢系数 $r_1 = 1 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$, 则

$$\begin{aligned} \frac{1}{K_o} &= \frac{\beta}{\alpha_i} + \beta r_1 + \frac{1}{\alpha_B} \\ &= \frac{1.184}{17066} + 1.184 \times 1 \times 10^{-4} + \frac{1}{18425} \\ &= (6.9 + 11.84 + 5.43) \times 10^{-5} = 24.17 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W} \\ K_o &= 4137 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned}$$

蒸发器内 R134a 与冷水间的传热温差

$$\theta_m = \frac{(t_{w1} - t_e) - (t_{w2} - t_e)}{\ln \frac{t_{w1} - t_e}{t_{w2} - t_e}} = \frac{(12 - 4) - (7 - 4)}{\ln \frac{8}{3}} = \frac{5}{0.9811} = 5.11^\circ\text{C}$$

蒸发器所需的传热管根数

$$n = \frac{Q_0}{\theta_m K_o \pi D_o l} = \frac{2110000}{5.1 \times 4137 \pi \times 0.019 \times 3.761} = 445$$

取 450 根, 校核管内水流速, 每流程管数 $n = 225$

$$w'_t = \frac{q_{V,w} \times 4}{n \pi D_i^2 \times 3600} = \frac{363 \times 4}{225 \times 3600 \pi \times 0.01605^2} = 2.2 \text{ m/s}$$

与原假设 $w_t = 2.0 \text{ m/s}$ 很接近, 可不必重新假设。

校核蒸发管每 1m 管长表面热负荷

$$q_e = \frac{2110000}{450 \times 3.761} = 1246 \text{ W/m}$$

与原假设 1300W 很接近可不必重新假设。

由表 7-6 查得 55—5050028 号管的 $C_2 = 0.457$, $n_2 = 0.2111$

$$\xi = C_2 Re_f^{-n_2} = 0.457 \times 24578^{-0.211} = 0.05418$$

冷水通过蒸发器时的摩擦阻力

$$\Delta p_1 = \xi Z \frac{l}{D_i} \frac{\rho w_t^2}{2} = 0.0514 \times 2 \times \frac{3.761}{0.01605} \times \frac{2.2^2}{2} \times 1000 = 61.357 \text{ kPa}$$

冷水通过蒸发器时的局部阻力

$$\Delta p_2 = 1.5 Z \frac{\rho w_t^2}{2} = 1.5 \times 2 \times \frac{1000 \times 2.2^2}{2} = 7.26 \text{ kPa}$$

冷水通过蒸发器时的总阻力

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 = 61.357 + 7.26 = 68.6 \text{ kPa} = 0.0686 \text{ MPa}$$

7.4.3 翅片管

1. 低翅片管

用有色金属光管 (铜或铝) 在外表面轧出环形圆翅, 即为低翅片管。低翅片管从 19 世纪 50 年代以来已广泛地应用于强化卤代烃及碳氢化合物的冷凝和沸腾传热中。低翅片管之所以久用不衰, 不仅因为其强化传热性能优良, 而且制造比较容易, 不易沾污。低翅片管主要是靠扩大管外表面积来增强传热。根据翅高和翅片密度, 面积增大倍率范围在 2~4。翅厚范围 $\delta_f = 0.25 \sim 0.5 \text{ mm}$ 。翅截面尽量接近于矩形。当前常用的低翅片管是每 1m 有 19 翅、26 翅, 正在

发展的是每 1in 有 36 翅、48 翅和 56 翅。要求的翅化系数超过 3.5。用作冷凝管时单位温差的热流密度为光管的 2~3 倍。表 7-7 列出几种较为先进的低翅片管参数。

表 7-7 低翅片管参数

项 目	1	2	3	4
翅片密度 / (翅/in)	26	48	50	50
翅片节距 p /mm	0.96	0.52	0.50	0.50
翅 高 h /mm	1.43	1.09	1.41	1.39
平均翅厚 t /mm	0.33	0.29	0.17	0.22
翅端曲率半径 r_c /mm	0.068	0.045	0.050	0.020
翅片半顶角 θ /rad	0.082	0.062		
翅顶管径 D_c /mm	15.60	15.80	15.60	15.60
管子内径 D /mm	11.21	12.00	11.40	11.40
翅化系数 β	3.37	4.61	5.87	5.60

在图 7-21 示出 R134a 在上表中 No.1 低翅片管和 R123 在以上 4 种低翅片管上冷凝时的表面传热系数 α_c 与冷凝温差 ΔT ($t_c - t_w$) 的变化关系。由图上可看出①无论是 R134a 或 R123，冷凝时的表面传热系数 α_c 都随冷凝温差 ΔT 的增加而减小；②R123 蒸气在低翅片管上冷凝时翅化系数 β 高的 3 号低翅片管上冷凝时的表面传热系数 α_c 高于翅化系数较低的 1 号低翅片管；③在相同翅片参数的翅片上冷凝时 R123 蒸气的表面传热系数低于 R134a 的表面传热系数。

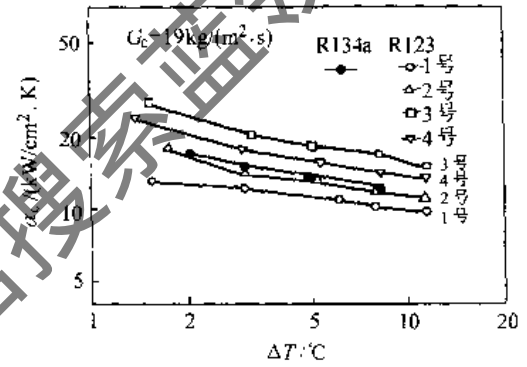


图 7-21 R123 和 R134a 蒸气在低翅片管上冷凝时的表面传热系数

2. 内翅片管

在螺杆压缩机的冷水机组中往往使用干式蒸发器即制冷剂在管内蒸发而冷水在壳体空间内流动。热泵机组中在制热工况下，制冷剂还要在管内冷凝。内翅管是一种性能较好的强化沸腾管和冷凝管。其传热强化的倍率超过面积增大的倍率。原因是由于在表面张力的作用，使内翅片管端部的液膜减薄，从而使表面传热系数增大。在干式蒸发器中最合适使用的是一种管外带波纹状的内螺纹管（见图 7-22），它的几何参数列在表 7-8 中。

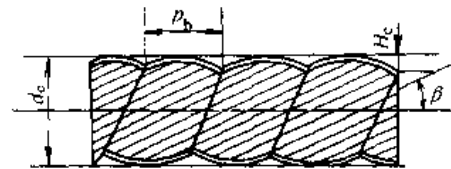


图 7-22 波纹状的内螺纹管

表 7-8 典型的波纹状内螺纹参数

管子外径 d_o /mm	管壁厚 δ_w /mm	管子内螺纹特性			外波纹参数	
		底壁厚 δ_w /mm	翅高 H_1 /mm	螺旋角 β /°	波纹节距 P_w /mm	波纹深 H_c /mm
16	0.9	0.8	0.3	18	8.0	0.7

这种波纹状内螺纹管的优点是：用作制冷剂-水换热器的传热管时，无论制冷剂在管内蒸发或冷凝都可使制冷剂侧和水侧的表面传热系数都增大。从而使传热系数提高，据用 R22 进行试验，R22 在管内的单位面积质量流速 $q = 180\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时，水侧流速保持 1.5m/s，R22

在管内冷凝时, R22-水换热器的传热系数比使用光管的传热系数提高了 157% 而 R22 在管内蒸发时, R22-水换热器的传热系数比使用光管的传热系数提高了 1 倍。

7.5 冷凝器和蒸发器设计参数及材料的选择

7.5.1 设计参数的选择

冷凝器和蒸发器的设计参数包括热力参数和几何参数, 而设计参数中又可分为给定参数、选择参数和结果参数。冷凝器和蒸发器设计的给定参数主要是制冷量 Q_0 和由相应标准规定的额定蒸发温度 t_e , 额定冷凝温度 t_c 和冷水、冷却水在额定工况下的进出水温度 t_{w1} 和 t_{w2} 。设计的结果参数是蒸发器和冷凝器的传热系数 K_0 , 传热面积或传热管子管数 n 和水侧总的流动阻力 Δp 。除给定参数外在进行传热计算和阻力计算时还缺乏一些必要的参数, 这些参数要根据制造厂的具体情况来进行选择, 就称之为选择参数。选择参数有①传热管径 d_0 , 单管长 l , 并附有管内外换热的性能数据; ②管内水流速 w_f ; ③根据用户的冷却水的物理、化学性质并参考水质标准确定污垢系数 r_i 。以下分别讨论选择参数的选择范围。

1. 蒸发器、冷凝器中水流量及温升的选择

冷却水和冷水在冷凝器和蒸发器中进出口温差 Δt_w 一般选取 $4 \sim 6^\circ\text{C}$ 范围, 根据经验一般可取 5°C 。待温差 Δt_w 确定后, 即可计算出水的质量流量 q_{mw} (kg/s)。

$$q_{mw} = \frac{Q}{c_{pw}\Delta t_w}$$

式中 Q ——蒸发器制冷量 Q_0 或冷凝器的排热量 Q_c (W);

c_{pw} ——水的比定压热容 [$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$];

冷凝器的排热量

$$Q_c = C_0 Q_0$$

式中 C_0 ——负荷系数, $C_0 = f(t_{w1}, t_e)$, 一般情况下工况取 $C_0 = 1.20$, 标准工况取 $C_0 = 1.30$ 。

2. 管内水速 w_f 的选择

管内水速的选择至关重要, 因为无论是冷凝器或蒸发器的传热性能和水侧流动阻力 Δp 均与水速有关。提高管内水速, 换热器的传热面积可减少, 但水侧流动阻力增大, 运行费用增加。所以水在管内的允许速度 w_{per} 与换热器的年运行小时有关。在表 7-9 中列出年运行小时 n_y 与容许速度 w_{per} 的关系。一般情况下, 管内水速 w_f 可在 $2.0 \sim 3.0\text{m/s}$ 范围内选择。

表 7-9 年运行小时 n_y 与 w_{per} 的关系

年运行小时 n_y/h	$w_{per}/(m/s)$	年运行小时 n_y/h	$w_{per}/(m/s)$
1500	3.6	4000	3.0
2000	3.5	6000	2.7
3000	3.3	8000	2.4

3. 蒸发器与冷凝器水侧流程数 Z 的选择

为了使换热器的进水管和出水管布置在冈一侧以便于接管, 一般水流程应取偶数。另外, 如经校核后的管内水速 $w_f < 1.5\text{m/s}$ 则应增加流程数 Z 以提高管内水流速。

7.5.2 管子材料的选择

由于水中含有氯、氧和 CO_2 等离子，对各种金属具有腐蚀性，因此对含量不同的冷却水应选用不同的管子材料，表 7-10 列出各种金属对于不同水质冷却水耐蚀性的比较。

表 7-10 各种金属对于不同水质冷却水耐蚀性的比较

水质 金属材料	海水或含盐 水含 Cl^{++}	含大量 O_2 或 CO_2 离子水	含少量 O_2 和 CO_2 离子的软水	硬水 含 Ca^{++} 、 Mg^{++}
钢	C	C	A	A
铜	C	B	A	A
镍	A	A	A	A
红色黄铜（低锌黄铜）	C	B	A	A
海军黄铜	B	A	A	A
铜镍合金	A	A	A	A
铝黄铜	A	A	A	A
不锈钢	C	A	A	A
镍钢	C	C	A	A
铝	C	B	B	B

注：表中 A 表示适用，B 表示能有经验时选用，C 表示不能用。

关于设计中污垢系数 r_f 的选择可参看本书第 10 章。

7.5.3 蒸发器的保温

离心式和螺杆式制冷机组的蒸发器一般都低于室温，为了减少冷耗和防止蒸发器表面和吸气管表面的凝露，应加以保温。在表 7-11 中列出蒸发器隔热层厚度的推荐值。

表 7-11 蒸发器隔热层厚度 δ （软泡沫塑料 $\lambda = 0.04 \sim 0.05 \text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ）

蒸发温度 $t_e/^\circ\text{C}$	空气与蒸发温度差 ($t_a - t_e$)	隔热层厚 δ/mm	
		筒体外径 $D_s = 680 \sim 1060\text{mm}$	筒体外径 $D_s = 1060 \sim 1680\text{mm}$
-30 ~ -40	56 ~ 61	125	125
-20 ~ -30	41 ~ 56	100	100
0 ~ -20	21 ~ 41	75	75
0 以上	21 以下	50	50

表 7-11 中所推荐的隔热层厚度是指机组环境温度 21°C ，相对湿度 $\varphi = 70\%$ 的最小厚度，如环境湿度超过 21°C ，则应根据温差来选隔热层厚度。同理，如环境温度 21°C 而相对湿度 $\varphi = 71\% \sim 90\%$ 之间，由于露点温度升高，也必须增加隔热层厚度，方法是在实际温差上加 11°C 来选厚度。当相对湿度 $\varphi > 90\%$ 时，应在实际温差上加 17°C 来选厚度。

第 8 章 制冷和空调工程中的应用

8.1 离心式、螺杆式制冷机组在常规中央空调工程中的应用

8.1.1 概述

建筑耗能在发达国家国民经济的总耗能中所占比例达到 20% ~ 30%，而空调能耗将占建筑能耗的 45% ~ 50%，其中一半以上是冷热源系统的耗能，所以正确选用冷热源方式是尤为重要的。

从 1995 ~ 1997 年，对上海 200 多幢高层建筑空调设计的调查。调查结果列于表 8-1，在一定程度上反映了各类空调冷热源配置的情况，当然有地区的特殊性，上海有不允许在市区环线内设置燃煤锅炉的规定，但随着城市对环境保护要求的提出，其他城市也会出现类似的限制。

表 8-1 空调冷热源方式统计

驱动能源	冬季热源	建筑数量	比例 (%)	夏季冷源	建筑数量	比例 (%)
油	燃油锅炉	70	46.0	锅炉-吸收式机组	14	13.7
	区域供热 DH	18		DH-吸收式机组	8.5	
	直燃式机组	4		直燃式机组	3.5	
				热电联产 (燃油)	1	
气	直燃式机组	7.5	7.8	直燃式机组	7.5	4.0
	燃气锅炉	7		热电联产 (燃气)	0.5	
	热电联产	1				
电	电锅炉	22	43.7	电动式制冷机	106.5	82.3
	空气源热泵	60.5		空气源热泵	50	
	分体式或 VRV	6		分体式或 VRV	6	
煤	燃煤锅炉	5	2.5			

注：1. 由于有些建筑采用复合能源，建筑物的数量以 0.5 计算。

2. VRV 是变制冷剂流量，DH 是区域供热。

从表 8-1 所表现出夏季冷源中，电制冷机明显的占到主导地位；冬季供热以使用燃油锅炉的建筑数最多，电作为冬季热源使用空气源热泵的最多。冷热源搭配的组合，以离心式制冷机组 + 燃油锅炉为最多，其次是空气源热泵，见表 8-2。

出现以上情况，编者认为有以下诸因素：电制冷的优点是制冷机起停方便，负荷调节容易实现，操作环境较其他制冷方式好，最大的优点是制冷机的能效比较吸收式制冷机高，运行费用经济。

当供电短缺或有热网热水、蒸汽供应，尤其有余热可利用或天然气便宜的场合，吸收式制冷机或直燃式制冷机可能成为较好的方案。

多种能源的混合配置可以提高运行的可靠性，减少对单一能源的依赖性，适应能源价格的应变，这也是某些大型工程出现多元机型的因素。

对于规模较大的工程，设计者为对工程负责，在选择冷热源方案时应作技术经济比较，以

产出单位冷量或热量的综合成本，对比几种技术上可能的供冷和供热方式，以确定何种方式对该工程最合适。

表 8-2 空调冷热源设备搭配

冷源能源	冷源机组	冷热源组合方式	工程实例	冷源工程数量	热源机组	热源工程数量	热源能源
电	离心式制冷机 离心式+螺杆式 离心式+热泵 空气源热泵 水源热泵 螺杆式制冷机	离心式+油锅炉	金茂大厦等	44	电锅炉 空气源热泵 水源热泵 燃气锅炉 燃油锅炉 集中供热 DH 直燃型 燃煤锅炉	23 41 5 10 74 9 3 3	电力
		离心式+燃气锅炉	梅龙镇广场等	5			
		离心式+燃煤锅炉	春燕大厦等	3			
		离心式+电锅炉	金融大厦等	17			
		离心式+空气源热泵	申通广场等	6			
		离心式+螺杆式+油锅炉	凯建大厦等	5			
		离心式+热泵+电锅炉	兰生大厦等	6			
燃气	直燃型吸收式	空气源热泵	金叶大厦等	35	直燃型	5	燃气
		水源热泵	芝大厦等	5			
		螺杆式+油锅炉	齐鲁大厦等	7			
燃油	直燃型吸收式 蒸汽吸收式	直燃式(气)吸收式机组	东方广场等	5	燃油锅炉	74	燃油
		直燃式(油)吸收式机组	兵工大厦等	3			
		蒸汽吸收式+燃油锅炉	森茂大厦等	9			
		蒸汽吸收式+集中供热	建银大厦等	9			
		离心式+吸收式+燃油锅炉	久事大厦等	6			
混合配置	离心式+蒸汽吸收式 离心式+直燃型	离心式+直燃型+燃气、油锅炉	证券大厦等	3	燃煤锅炉	3	煤

注：另有 2 幢建筑采用热电联产方式（燃气（油）轮机+蒸汽吸收式+余热锅炉），以及蒸汽吸收式+燃气锅炉等组合方式，因为实际调查的建筑数量较少，因此未在上表中罗列出。

1. 比较选择的项目

(1) 一次投资折旧费 其内容包括主机、辅机（冷却水系统、冷冻水系统、含水质处理）、锅炉（含燃气、燃油的设备、水质处理）、制冷剂费（耗损与更换）、机房、配电设备等，其折旧年限与建设时期的贷款利率有关，比其使用寿命短。

(2) 能源费 电力增容费也同样参考贷款利率分摊到数年，加到能源费里，用电、燃油、燃气、蒸汽、水的费用，都以该方式供冷供热的年运行小时数来计算。

2. 比较选择时应注意点

1) 由于电制冷机与吸收式制冷机的排热量与制冷量比不相等，如果只对比主机的能耗是不全面的，应将主机与辅机的能耗加在一起对比。

2) 集中机房与分散机房对比时，应将输送的动力增加进去计算，还应考虑配备人员的人工费。

3) 电制冷系统的供配电设备投资，燃油、燃气和蒸汽型制冷机的贮油、锅炉、水处理设备，都是一次性投入，要按折旧年分摊到投资费里。

4) 空气源热泵机组置于户外，不需要机房，但有时要考虑到对环境的影响，需要减振减噪，相应增加费用，也是一次性的，要按折旧年来计算。

5) 一次能源利用系数是产出与一次能（矿物能）的比值，它是能源利用效率的表示，体现社会效益。如火力发电厂的一次能源效率约为 0.38，输配电到用户有损失，到达用户约为 0.35。如热电厂实现热电联供，可达 0.75，而当发电、供热与供冷结合的三联供，可提高到 0.8~0.85。直燃式机组直接矿物能输入为 1.0。方案比较选择时，都以商品价作对比，一次能效益是社会效益，作为参考因素。

本章案例 8.5.3 节的 9 “上海浦东国际机场供冷供热主站”中 (2) 方案比较选择，可供参

考,条件各异,结论也会不同。

本章叙述的中央空调系统,是以离心式和螺杆式冷水机组产生的冷冻水为冷媒,供空调末端装置的系统(当然也适用于其他类型冷水机组),但不包括由屋顶式空调机组直接循环室内空气的中央空调系统,也不包括由制冷剂直接供末端的VRV中央空调系统。

常规中央空调工程,是指以冷水机组的标准进出水温度(进 12°C 、出 7°C)作冷媒的空调系统,其空调送风温度通常为 $10\sim 15^{\circ}\text{C}$ 。蓄冷式空调是以低于标准工况冷媒水循环的空调系统,其空调送风温度一般在 $4\sim 10^{\circ}\text{C}$,将在本章8.2节中叙述。

8.1.2 离心式、螺杆式机组空调工况工作域

不同工质、不同工厂生产的机组,它们的工作域大致能从图8-1中找到。

8.1.3 制冷机组的选择要点

1. 单机容量与台数选择

单机容量与台数选择取决于要求供冷的负荷特点与冷量,通常由绘制的日逐时负荷曲线与年逐月负荷曲线图来初定单机容量与台数,还应兼顾到部分负荷时的运行特点。

2. 冷冻机配用电动机工作电压

随着单机功率的增大,大容量低压电动机将导致电动机效率降低和电缆过粗,难以接驳的不合理现象。为求得供配电的合理,提高供配电效率,必要时应选用高压电动机。

(1) 电动机电压的选定 这与输配电源电压有关,还与共用的其他电气设备有关,通常:

1) 配用功率在 1600kW 以上的电动机,应尽量采用 10kV 的电压。

2) 配用功率在 350kW (500kW) $\sim 1600\text{kW}$ 的电动机一般采用 6kV 的电压。

3) 低压电动机的功率,原则上不超过 350kW ,当外网电压为 10kV 时,原则上不超过 500kW 。

(2) 高压电动机的设计选用 需根据供电条件作技术经济比较,最后还须取得生产厂确认。

(3) 制冷机用电动机起动方式 制冷机用电动机大部分都采用笼型异步电动机,其起动方式有以下几种:

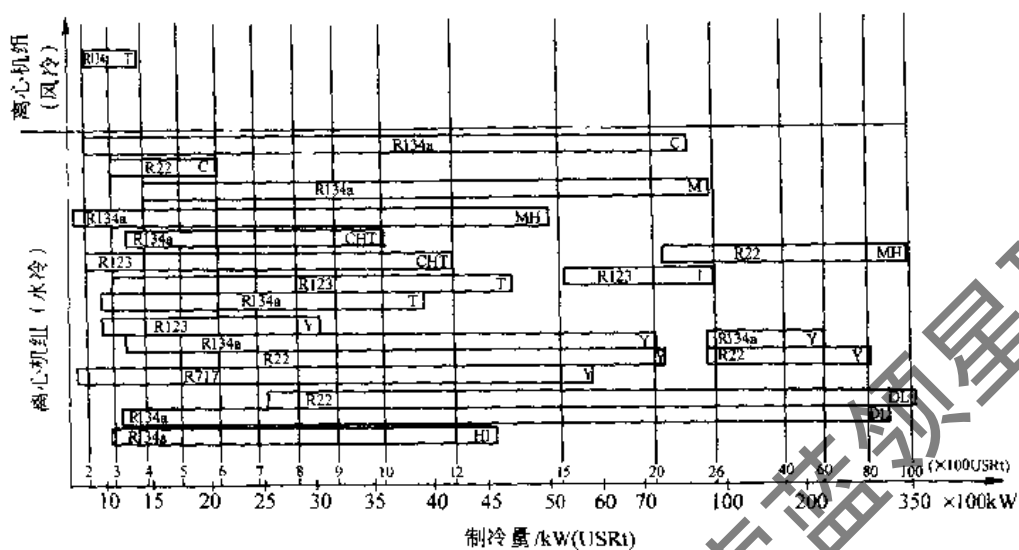
1) 全压起动 以额定电压接入电动机的定子绕组的起动方式称为直接起动。全压起动的起动力矩大、起动时间短、设备简单、投资低、操作方便、易于维护及故障率低。笼型异步电动机都按全压起动时冲击力和发热条件来考虑机械强度和热稳定性,所以只要被驱动的设备能够承受全压起动时的冲击力矩,起动引起供电电源的电压降不超过允许值,不影响同一配电单元其他用电设备的正常运行,就应选择全压起动。

全压起动的缺点是起动电流大、转子回路出现比额定电流大 $5\sim 8$ 倍的冲击电流,定子回路出现比额定电流大 $4\sim 7$ 倍的冲击电流,将会引起配电系统中电压显著下降。有关这方面的内容在《民用建筑电气设计规范》JGJ/T16—1992中有规定。由于供电变压器容量越大,电动机起动引起的电压降越小,则允许全压起动可能性大;反之,若电源容量不够大,不允许全压起动,则应采用降压起动的方式。

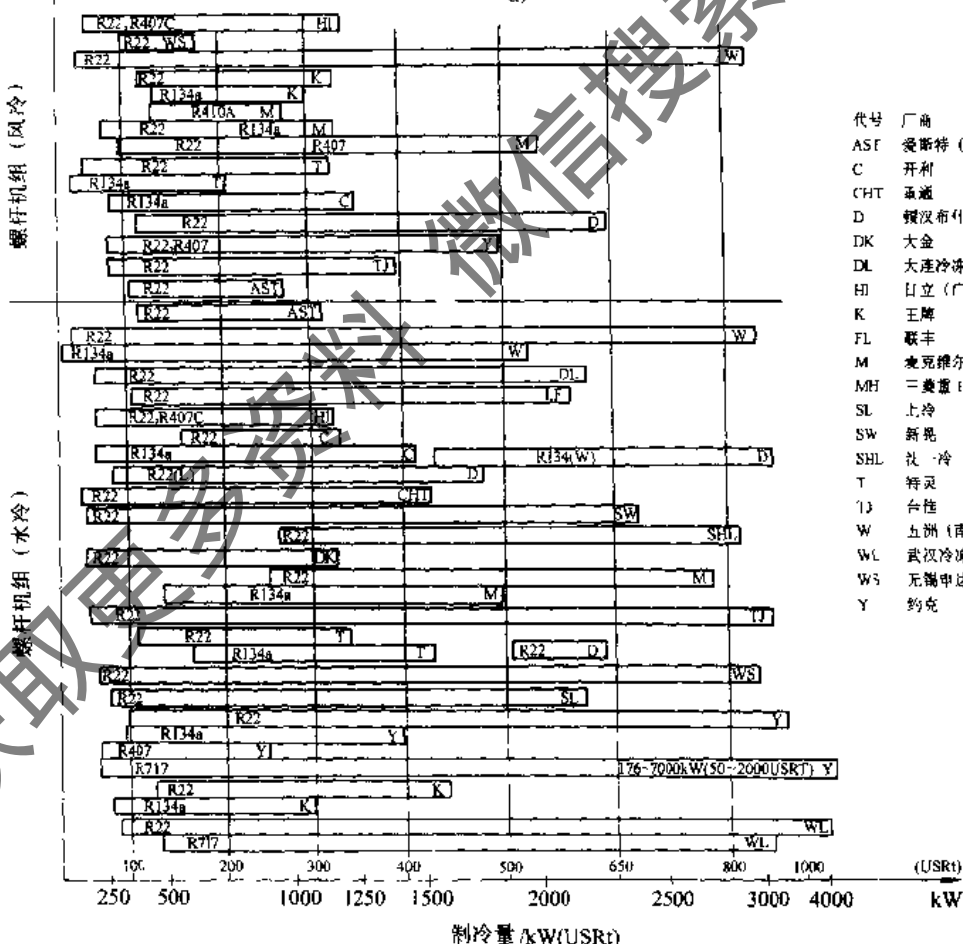
2) 降压起动 对于制冷机的电动机,目前工程中常采用的降压起动方式有星/三角起动和自耦变压器降压起动,个别厂还有变频起动方式的产品。

①星/三角形起动。此起动是先将电动机的定子绕组接成星形(Y形)起动,待电动机转速基本稳定时,再转接成三角形(Δ 形)进入正常运行。星形连接同三角形连接相比,电动机绕组上的端电压降低到 $1/\sqrt{3}$,绕组中的电流也降低到 $1/\sqrt{3}$,电动机的转矩降低到 $(1/\sqrt{3})^2$,即

1/3。绕组为星形连接时，绕组中的电流就是配电系统中的电流。而绕组在三角形连接时，绕组中的电流是相电流，配电系统中的电流是线电流，相电流是线电流的 $1/\sqrt{3}$ 。这样，电动机用星/三角形转换起动时，其起动电流的下降，相对于直接起动时的电流而言为 $1/\sqrt{3} \times 1/\sqrt{3} =$



a)



b)

- | 代号 | 厂商 |
|-----|---------|
| ASF | 爱斯特(常州) |
| C | 开利 |
| CHT | 氟通 |
| D | 顿汉布什 |
| DK | 大金 |
| DL | 大连冷冻机 |
| HL | 日立(广州) |
| K | 王牌 |
| FL | 联丰 |
| M | 麦克维尔 |
| MH | 三菱重工 |
| SL | 上冷 |
| SW | 新晃 |
| SHL | 社一冷 |
| T | 特灵 |
| TJ | 台佳 |
| W | 五洲(南京) |
| WL | 武汉冷冻机 |
| WS | 无锡申达 |
| Y | 约克 |

图 8-1 螺杆式离心式冷水机组空调工况工作域

a) 离心式冷水机组 b) 螺杆式冷水机组

注: 1USRt = 3.517kW

1/3, 即直接全压起动电流为额定电流的 4~8 倍, 用星/三角形起动方式起动, 其起动电流为额定电流的 1.5~2 倍, 大大降低了起动时对电网的冲击。因此, 该方式在实际工程中应用很广泛。

②自耦变压器降压起动。采用自耦变压器降压起动, 是将自耦变压器的原边接入供电电源, 副边(即原边的一部分)接到电动机的定子绕组上, 待电动机起动到转速基本稳定时, 再切除自耦变压器, 将电动机定子绕组直接接入供电电源, 全电压供电, 电动机进入额定运转状态。这种起动方式, 降低了电动机的起动电压和起动电流, 对电动机本身来说, 符合电流与电压成正比, 转矩与电压的平方成正比这个规律。自耦变压器的抽头变比一般为 0.8、0.65、0.6。若抽头变比 0.6, 则电动机起动电压为 $0.6U_e$ (U_e 为额定电压), 起动电流为 $0.6^2 I_q$ (I_q 为全压起动时的起动电流), 起动力矩为 $0.6^2 M_q$ (M_q 全压起动时的起动力矩)。用自耦变压器降压起动, 起动电流比全压起动时大大降低, 对电网的冲击影响也相应减少, 但需增加一套起动设备, 成本增加, 并且还有一个缺点是不能频繁操作。一般的自耦变压器起动柜, 允许从冷态连续起动 2 次, 每次起动时间为 15s, 间隔时间为 30s。起动一次或数次连续起动, 总的起动时间不超过 2min。因此, 目前在不频繁起动的场合应用较多。

③变频起动。这是采用逐步提高电动机定子绕组的供电频率的方法, 来提高电动机的速度, 减小电动机的起动电流。变频起动改变了异步电动机的同步转速, 保持了电动机的硬机械特性。与其他起动方式相比, 起动电流小而起动力矩大, 对设备无冲击力矩, 对电网无冲击电流, 既不影响其他设备的运行, 又有理想的起动特性, 在技术上是一种最好的起动方式。但是这种起动方式的设备价格较高。变频起动制冷机目前已有产品, 如 YORK 变频调节器在运行过程中, 保持电压与频率之比为定值。在起动后的前 4s, 频率从 0Hz 增加到 1.6Hz, 之后逐渐增加到 50Hz。在起动阶段供给电动机的电压/频率之比正常比值高一些, 因此能实现减低频率以增加起动力矩。在起动过程中电动机加速时, 电流值小于满负荷电流值, 从而完全避免了电动机常规起动时产生的电流冲击现象。

3) 各种起动方式的比较, 见表 8-3。

表 8-3 笼型异步电动机各种起动方式比较表

起动方式	全压	自耦变压器	星/三角形	变频
端子电压	U_e	kU_e	U_e	$\ll U_e$
起动转矩	M_q	$k^2 M_q$	$1/3 M_q$	$\gg M_q$
起动电流	I_q	$k^2 I_q$	$1/3 I_q$	10~20%FLA
优缺点及应用范围	起动电流大、起动转矩大、能频繁起动、投资最小、应用最广泛	起动电流小、起动转矩较大、不能频繁起动、价格较高、应用较广	起动电流小、起动转矩较小、能频繁起动、价格较省、应用较广	起动电流小、起动转矩大、对设备对电网冲击小、价格较高

注: U_e —额定电压; I_q 、 M_q —电动机全压起动时的起动电流、起动转矩; k —自耦变压器的抽头变比; FLA—满负荷电流。

3. 主辅机匹配与能效比

(1) 主辅机匹配 要兼顾部分负荷的运行, 避免主机做到大小搭配而忽略辅机的配合。

(2) 制冷机的性能系数 (COP) 对使用率高的工程考虑运行费用低, 要求选用性能系数高的主机; 而使用时间短的机组, 可用性能系数较低的, 要综合考虑能耗与投资的关系。

8.1.4 空调冷冻水循环系统

1. 冷水系统特征 (表 8-4)

表 8-4 冷水系统特征表

类型	特征	优点	缺点	典型图式
两管制	供冷供热共用一套管路	管路简单、投资省	用户不能自行选择供冷供热	8-2
用户分区两管制, 机房四管制	用户根据朝向或内外区分区的二管系统, 由机房选择供冷或供热	管路简单, 投资较省, 可以同时有供冷和供热	仅分区实行供冷供热, 各用户还不能自行选择, 过渡季热舒适性不一定能满足	8-3
四管制	供冷供热有两套管路, 适合热舒适要求高的宾馆及朝向和分区复杂的建筑	用户可以自行选择供冷供热	管路复杂, 投资高, 占用建筑空间多	8-4
单式泵	制冷侧与用冷侧合用一套循环水泵工作	系统简单, 节省泵房, 省投资, 运行方便	对用户侧要求分区或压差悬殊时, 难作出应变, 运行不经济	8-2 8-3 8-4
复式泵	制冷侧与用冷侧分别由二组循环水泵工作	远近用户可以配置不同扬程水泵, 节省能耗	水泵多, 占地大, 增加投资, 若系统很多, 在部分负荷时不节能	8-5 8-6
定流量	系统流量保持不变, 负荷调节可通过调节空气末端设备的风量或换热器的水量进行	如果负荷变化, 采用调节风量的方法, 而水量不变化, 可省去水系统上的自控	配管不考虑同时使用系数, 水系统输送能量不节省	8-5
变流量	用户侧水量随负荷减少而减少	设计配管时可以考虑同时使用系数, 输送能耗节省	要配置必要的自控设备, 但可以省能	8-6

2. 冷冻水系统图式 (图中符号 8.5.1 图例)

(1) 单式泵两管制水系统 如图 8-2 所示, 它是舒适性空调最为常用的系统, 冬季供热, 夏季供冷, 配置定流量水泵, 适应制冷机定水量要求。负荷变化时, 用户侧变水量, 由压差旁通阀回流部分供水, 制冷机侧仍为定流量。典型工程实例见 8.5.3 节的 1、3、4、5、8、10。

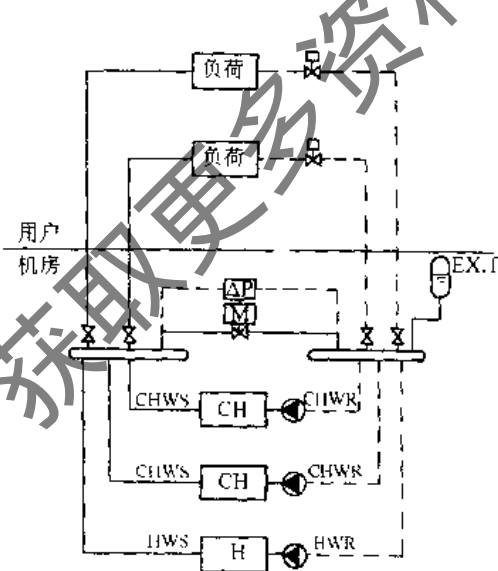


图 8-2 单式泵两管制水系统

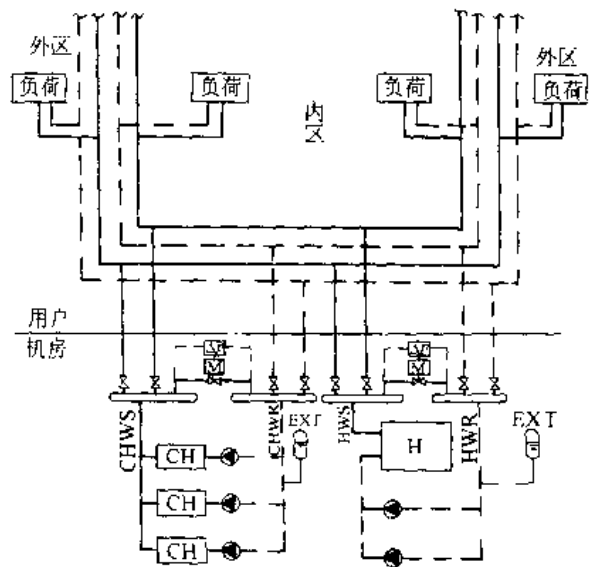


图 8-3 用户侧（分区）两管，机房四管水系统图

(2) 用户侧（分区）两管制、机房四管制水系统 如图 8-3 所示, 体量较大的建筑物, 由于存在内区, 当外区要求供热时, 它仍要求供冷, 分区两管制, 通过在机房中切换, 可以达到

同时分别供冷供热的要求，它的优点是管路简单，但要求功能相对固定，不能适应多变。典型工程实例见 8.5.3 之 6。

(3) 四管制（单式泵）水系统 如图 8-4 所示，适应热舒适性要求高的场所，如四星级以上宾馆，即使同朝向的相邻客房，住客会出现供冷与供热的不同要求，或者是建筑物体形比较特殊（如圆形或 S 形）会同时出现有供冷供热的不同要求。四管制系统由于具备供冷与供热二套系统，可以由客户自由选择供冷和供热。因它相应有二套管路和自控设备，造价要高些，建筑层高也会增高一些。典型工程实例见 8.5.3 节的 7（复式泵部分四管）。

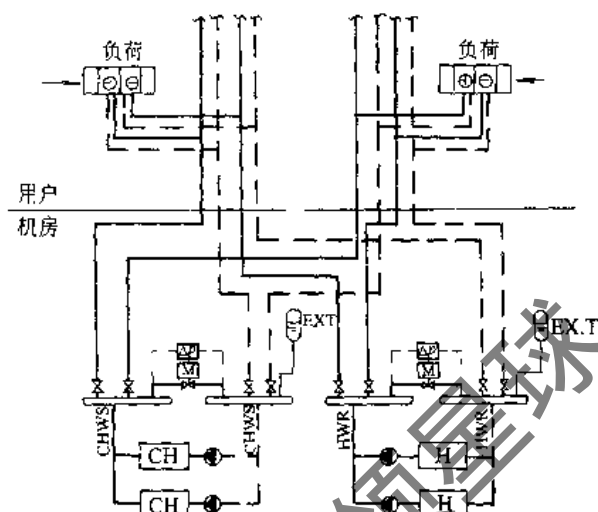


图 8-4 四管制（单式泵）水系统

(4) 复式泵定流量水系统 如图 8-5 所示，复式泵是将制冷侧与用户侧分别设置循环水泵，这样制冷侧固定流量固定扬程，控制比较

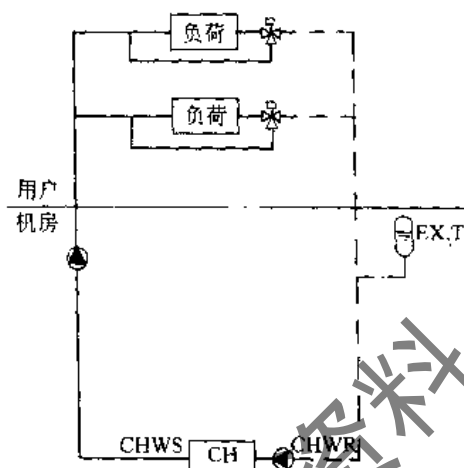


图 8-5 复式泵定流量水系统

简单。用户侧也采用固定流量方式，负荷的变换是以三通调节阀旁通部分供水，改变进换热器的水量，由于输送系统不节能，所以较少采用这种方式。

(5) 复式泵用户侧多台定流量泵水系统 如图 8-6 所示，制冷侧定流量，而用户侧变流量，以台数控制来达到变流量。典型工程实例见 8.5.3 节的 2、3、7。

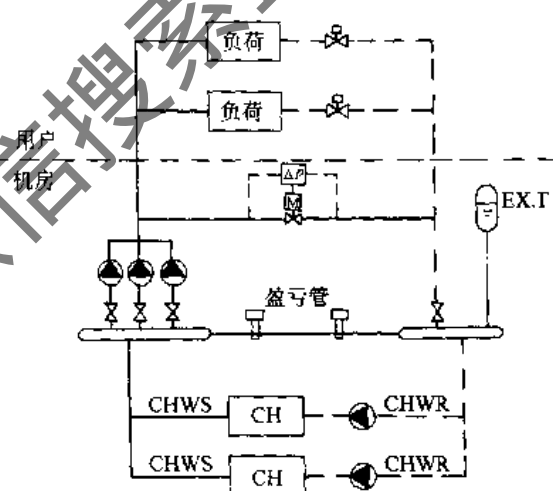


图 8-6 复式泵用户侧多台定流量泵水系统

(6) 复式泵用户侧变流量泵水系统 如图 8-7 所示，具有无级调速的优点，尤其部分负荷时具有能适应管路阻力降低的特点，其流量调节是由二次侧末端压差来控制变速泵的转速，既保持水泵高效率，又节能，同时降低噪声。

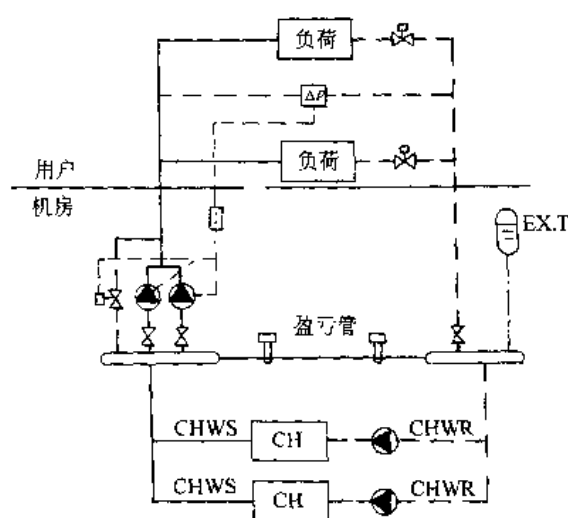


图 8-7 复式泵用户侧变流量泵水系统

当转速低于额定值 30% 时开启旁通阀，以防止水泵进入低流量不稳定区，无碍机械密封冷却。典型工程实例见 8.5.3 节的 13。

(7) 单式与复式混合水系统 如图 8-8 所示，当一个系统中部分用户特别远时，不必为这部分用户增加制冷循环泵的扬程，而采用为远程用户增加加压泵的方法。为了使回水能进到一个系统，应在回水上增设引流三通或压力调节阀组。同样增压泵也有定流量泵与变流量泵之别，当冬季与夏季流量不同时，应分别设置调节阀组，或者设计夏季二个通路，冬季用一个通路。减压阀应根据流量和需消耗的压降进行选择计算。

(8) 供冷复式泵、供热单式泵机房四管系统 如图 8-9 所示，供热系统由于总的水阻力较小，用单泵方式，供冷设复式泵，机房设冷热双阀站。见典型工程实例 8.5.3 之 7 低区。分区两管系统可以在机房切换供冷热，四管系统可以同时供冷热。复式泵可采用盈亏管来平衡制冷侧的定流量与用户侧变流量的差异。为保证供水温度稳定，制冷侧的流量通常大于用户侧的流量，使用户侧可实现流量调节的可能。盈亏管的流向由 $A \rightarrow B$ ，如发生流向由 $B \rightarrow A$ ，则供水温度成为冷水与回水的混合水温，温升应在用户允许范围之内，设温控器 T 调节制冷机的出水温度，并在盈亏管上设流量开关检测供水的盈亏，以改变制冷侧投入制冷机和水泵台数。最佳控制是设供回水温度差和流量乘积的热量计，对比实测热量与设定热量（设定温差）来增减制冷机的投入产出。

3. 水泵配置

(1) 定流量系统 定流量是指用户侧以固定水量循环，负荷变化时，部分水量不进入换热器，旁流与经换热的回水汇合返回系统。流量调节是利用风侧温度敏感元件调节电动三通调节阀进行控制。由于不进换热器的水流动阻力小，故应接入三通阀中阻力较大的通路上。

因进入换热器水量变化，使水的平均温度变化而调节了换热量，也达到了调节负荷的目的。由于系统的循环水量不变，输送能量不能节省，因此，这种系统现在较少选用。

(2) 变流量系统 这是因系统大部分时间不在设计负荷情况下运行而产生的。据统计（见表 8-5），系统在一年中满负荷运行的时间只有 6% ~ 8%，冷水量可以随负荷减少而减少。冷水泵的耗电约占整个空调系统耗电的 15% ~ 20%，所以变流量系统可以达到显著节能的目的。

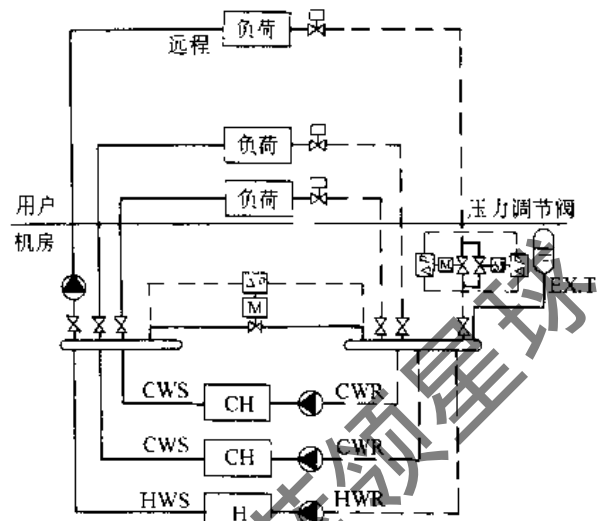


图 8-8 单式泵与复式泵混合水系统

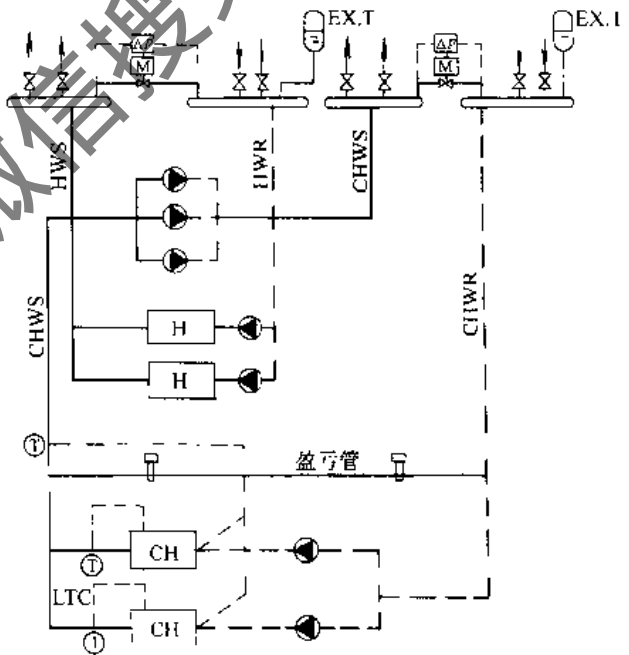


图 8-9 供冷复式泵，供热单式泵机房四管系统

表 8-5 空调负荷的全年分布

冷负荷 (%)	75 ~ 100	50 ~ 75	25 ~ 50	< 25
占总运行时间的百分比 (%)	10	50	30	10

注：引自美国空调和制冷学会 ARI 标准 880—56。

减少水量的方法，可以由增大温差来达到。如冷却水增大温差，可减少循环冷却水电耗；又如增大冷冻水温差，采用冰蓄冷大温差系统。

对常温水空调系统用户侧一般采用下列变流量方法：

1) 多台泵增减台数方式。要注意并联水泵的特性曲线，扬程应尽量接近。需水量与出水量的不匹配，会造成水压过高而危害水系统。最常用的是通过压差旁通阀来回流过剩的水量。压差旁通阀规格是在供回水压差情况下，阀门全开时的通过流量，相当于一台水泵的水量。

2) 改变水泵转速来达到变流量。有分级调速和无级调速。分级调速有双速和多速；无级调速有液力耦合器无级变速和变频调速。变频调速效果最佳，但价格比较高，所以设置台数通常只有二台（大容量冷冻站例外），其中一台的水量可达到 70% 设计水量，通常一台水泵运行也能达到大部分时段的供冷要求。变频泵水系统工作见图 8-7，其水泵出口旁通阀是为保障水系统安全而设置。

(3) 水泵流量与扬程准确选定的重要性 正确计算水系统阻力，是确定水泵扬程的依据。设计者力求安全，往往使扬程选择过高，造成的结果是流量偏大，温差小，使泵的电动机过载，求安全反而不安全。由于国情不同，境外设计往往选择较大的管路摩阻，而国内选用的管道设计摩阻较小，如水泵扬程沿用境外设计的扬程，会造成系统大流量小温差的后果。

当冬夏季负荷差异较大，且选用的设计温差也不同时，冬夏兼用的两管制系统的冬夏季水流量差别和制冷与制热换热器阻力的差别较大，使冬季工况比夏季工况的阻力通常为小，故循环水泵的选用要能适应冬夏水量变化。阻力相差较大时，应单独选用泵，并将冬夏季泵并联设置。冬季工况的较低扬程泵，有可能适应夏季低负荷时运行，这些都需要作分析，可以达到既省投资又节能的效果。

(4) 水泵的并联运行 水泵的数量与制冷机数量有关，往往是数台联合工作。水泵一旦并联运行它的组合性能会发生变化，有许多作者建议并联水泵不要超过三台，而在工程现实中经常会出现多于或远远多于三台的情况。有说大于四台时应设复式泵系统，采用单式泵还是复式泵，也会因人而异。

使用并联泵的要害如下：

1) 多台泵并联宜选用扬程-流量 ($H-Q$) 曲线较陡的水泵，这样在性能合成曲线上，在流量变化区间内，其扬程也具有一定的起落幅度，可以用压差控制方法进行台数控制。平坦型特性曲线泵的并联合成曲线平缓，只能用流量控制来进行调节。尽管曲线较陡型比平坦型调节工况效率低，但如不接近管路阻力曲线，仍要靠节流来消除多余扬程，仍是无效功。

2) 现在设计人员注意到部分负荷的运行特征，设计有大小机组组合，相应的出现大小泵的并联工作。如果小泵只为小负荷运行，因为系统部分负荷时，公用管流速降低，往往较小的扬程就可以运行，有时冬季泵也可以胜任。但如果小泵要与大泵联合工作则往往要求配置相同或稍高一点的扬程小水泵，以防大欺小，有母管制的水系统，也不一定要一对一的配置，只要流量满足，小泵不开小机组也是可以同样参加工作。

3) 当系统较大时，多泵并联系统要注意到在少量泵投入运行时，由于公用管的流速降低，

水泵流量的增加造成电动机功率的增加。故适当放大电动机功率，有时也能达到少开一台水泵的效果，不然只能采取节流调节，消耗扬程。所以选用水泵时要核对 $H-Q-P$ 曲线，在降低 H （一定范围内）后，所需功率 P 会不会超过配用电动机功率。

如果用单独环路（宜单独设泵）来提供提前或夜间运行的特需用户，水泵特性能容易满足用户变负荷特性，将会比并联水泵组的阀站提供的调节工况要好，如用变速泵效果更好。

(5) 复式泵用户侧多台定流量泵并联的变流量运行 定流量泵并联作变流量运行，图 8-10 所示水泵组在需减少流量时，由于流动阻力的降低，泵组的扬程大于管路阻力，导致系统压力升高，由压差旁通阀通过部分回流来泄压并平衡需用流量，末端调节阀前后压差不能超过其关闭压力值（注意调节阀因其驱动力的原因，阀门越大，其允许关闭压差越小），否则将失去控制能力。多余扬程要由系统负荷侧控制阀节流，或由水泵出口阀来消除多余的压头。当水系统的有利环路与远程环路阻力相差甚大时，宜用压力平衡阀来减少有利环路的资用压头，防止调节阀前后出现过大压差，维持调节阀前后压差基本恒定。

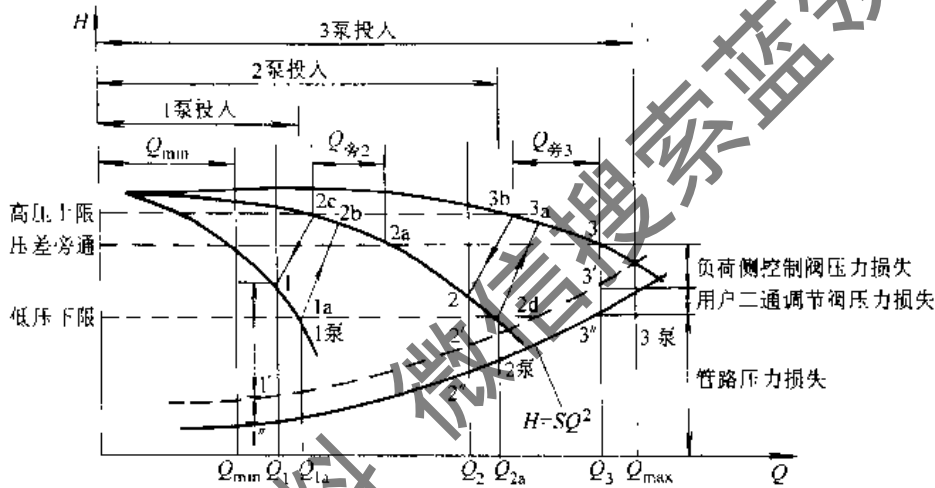


图 8-10 水泵台数调节控制特征

一次泵与冷水机组一对一开启，最好采用热量控制法。二次泵台数增减有两种方法：

1) 采用压差调节当需减少流量时，由压差旁通阀来旁通部分流量，若压力继续上升到上限时，减少泵的台数；当需要流量回升，而压力降到下限时，增加泵的台数。水泵的投入与退出工作点如下：减泵由 $3 \rightarrow 3b \rightarrow 2 \rightarrow 2c \rightarrow 1$ ；增泵由 $1a \rightarrow 2b \rightarrow 2d \rightarrow 3a \rightarrow 3$ 。

2) 设流量控制器，步进式增加或减少开启泵的台数。

压差控制适用于有陡降特性的水泵组合，而流量控制则可用在任何特性曲线的水泵组合。定流量泵作变流量运行，不足之处是有无谓的功率消耗。

(6) 用户侧变频泵的并联问题 变频泵是以改变电动机定子绕组供电频率来改变水泵转速，达到流量的无级调节，是最理想的调流量方式。水泵的流量与转速是正比关系，水泵扬程与转速的平方成正比，而系统的阻力 $H = SQ^2$ 也是与流量的平方成正比。变转速泵扬程能适应变流量阻力的变化，可以避免用阀门来调节水泵多余扬程的缺点，流量改变时，水泵仍然处于高效率工作区。由于水泵功率与转速的三次方成正比，故能达到大大节能的效果。

1) 变速泵与定速泵并联。如果负荷变化范围比较大，且低负荷出现的时间多，为防止大水泵进入喘振区和减少变速泵的投资，可采用变速泵与定速泵并联方式。在低负荷（部分负荷）时，由变速泵运行，当超过变速泵能力后，投入定速泵。在选择并联水泵时，定速泵宜选

用具有陡降特性曲线水泵，与变速泵有共同扬程区间协同工作，如图 8-11 所示。

变频泵应有最小流量限定，以避免低流量不稳定区，定流量泵的起停应有一定超前与滞后，以防止频繁起停。该方案好处是减少了变频泵的容量，部分负荷水泵处在高效率工作，降低了投资。

2) 变频泵与变频泵的并联。可以选用 $0.7 \sim 0.8Q$ 作为单台变频泵的容量，多数情况下一台工作，当大于全流量的 0.8 时，二台变频泵并联工作，满足流量要求，因为空调负荷大于 0.8 的运行时间，占全年空调运行时间的 10% 以下，所以通常仅需一台运行，选用二台可以互为备用，如图 8-12 所示。

8.1.5 冷冻水系统的承压和压力图

常规水温空调系统通常都设计为闭式系统，所以水系统的压力取决于系统组成的几何高度和水泵的扬程。限制系统压力的因素：一是设备，包括制冷设备、输送设备和必要配置的阀门；二是输送到用户的换热设备与配管连接方式。

订购设备时，通常要求用户注明设备的工作压力，允许在产品规格内任选，有特别要求时，也可以在订购时特别注明。设计者与用户也应熟悉一些常用管材与配件的标准，不要超出标准范围。

冷水管通常采用的连接方法有螺纹连接、焊接与法兰连接等方式。螺纹连接通常是用水煤气管（含镀锌），其承压：普通管试压限值 $p = 2.0\text{MPa}$ ，加厚管试压限值 $p = 3.0\text{MPa}$ 。螺纹管接头分为可锻铸铁管接头（带肋），其承压限：DN40mm 以下为 1.6MPa ，DN50mm 以上 1.0MPa ，钢制管接头承压 2.0MPa 。螺纹连接的承压，与管子的椭圆度与螺纹制作时的质量有关系，要使每个项目的所有接头都接得很好有困难，故在实际工程中，螺纹连接的工作压力，取不大于 1.0MPa 为合适，所以在遇到承压值大于 1.0MPa 时，可以采用焊接或铜管接头，如风机盘管的接头。

无缝钢管焊接系统的承压限值：尽管无缝钢管的承压能力都可达到 3.0MPa ，系统还希望限制在 2.0MPa 以内，因为阀门等其他配件等的密封性往往参差不齐。

另外在系统布置上，为承压找到一些解决困难的方法。如图 8-13 所示， P_1 水泵布置在制冷设备的前面， P_2 水泵设置在制冷设备的后面。从压力图上可以看出， P_2 方式布置时的制冷

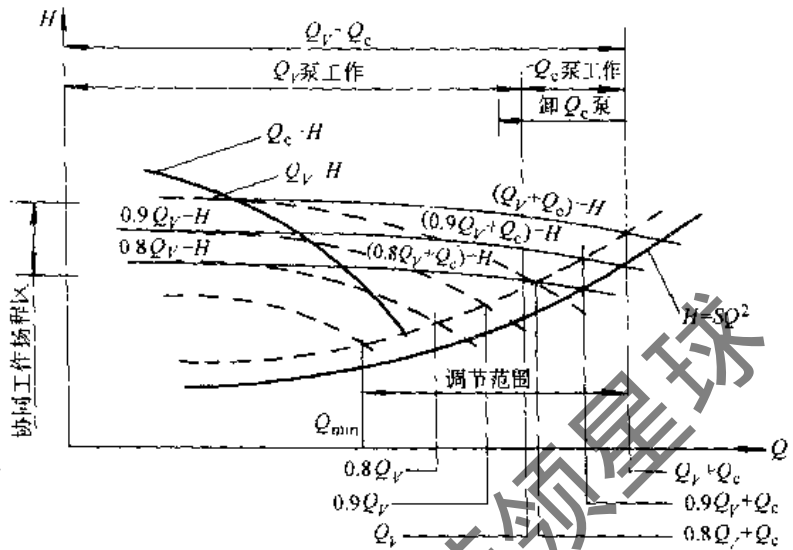


图 8-11 变频泵与定流量泵并联工作

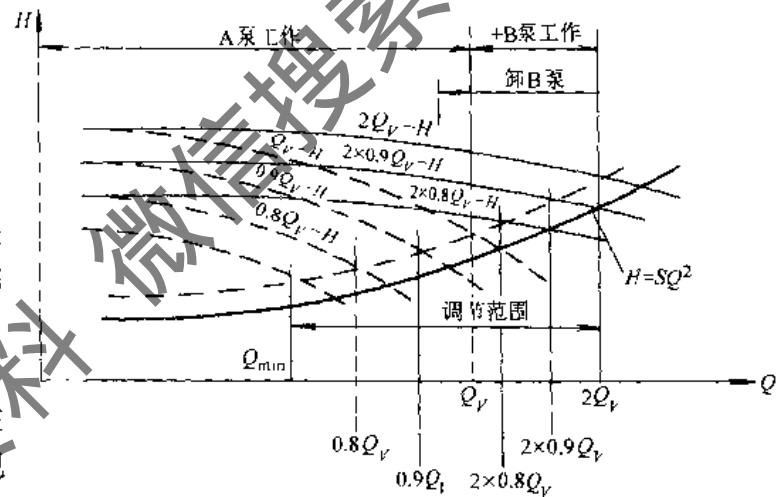


图 8-12 变频泵与变频泵并联工作

设备的承压，将减少相当于水泵扬程的值，而系统的最高承压，也从点4减到点7。减少值稍大于制冷机蒸发器的阻力。在高层建筑的水系统中，往往由于这些变化，可以解决设备与系统承压的问题。

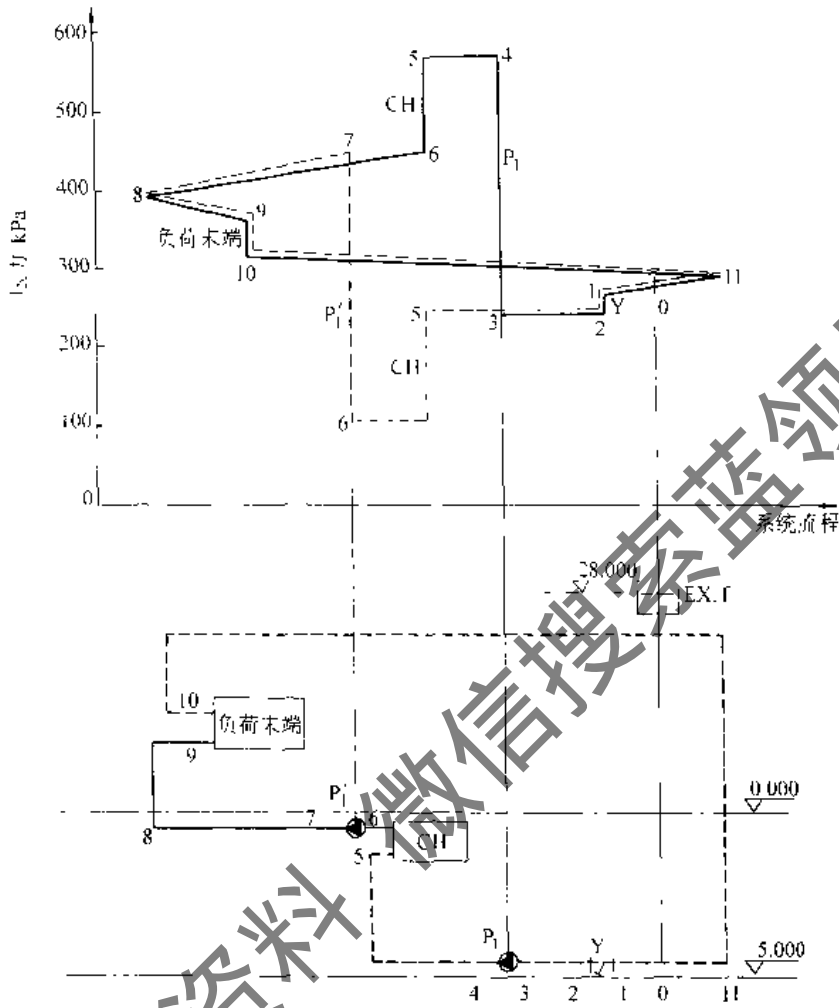


图 8-13 水系统压力图

注：绘制的水系统压力图的条件；膨胀水箱位置高：28m；水泵扬程：0.32MPa；水过滤器阻力：0.02MPa；蒸发器水阻力：0.12MPa；负荷末端水阻力：0.06MPa。
图中各点压力是相对于建筑物标高±0.000的值，表压力应减去或加上位置高。

8.1.6 冷冻水系统运行控制

冷冻水系统运行控制分单式泵和复式泵二种情况。

1. 单式泵的变水量运行

首先开启冷冻水泵再开启出水阀（离心水泵关阀起动能避免电动机超负荷），当冷冻水流量开关得到确认后，开启冷却水泵，后开冷却水进机组的电动阀，当冷却水水流开关确认水量后，开启冷冻机（冷冻机的油路电热器停机时不关闭，用预热来方便启动）。冷冻机通常应配有相关的安全保护系统。

单式泵系统处于变流量运行时，在供回水总管或是分集水阀站之间，设有压差旁通阀，以稳定供回水压力差，以求用冷侧资用压差恒定，并将用冷侧多余的水量回流到制冷侧，以保证制冷侧定流量运行。

增减泵方式可以是压差控制，也可以是流量控制和负荷控制，由设计者根据系统特点选择

冷却水水温控制对螺杆式和离心式冷水机组有别于溴化锂机组（要防止结晶），往往停风机或是旁通回流的方法所节省的电费，还不如降低了冷凝温度会使机组更省能，是值得设计者分析，不要机械的把所有的控制手段都用上。

2. 复式泵变水量运行

一次泵与冷水机组的台数控制，常用方法有两种（图 8-14）：流量盈亏控制和负荷控制。

(1) 流量盈亏控制 要保证通过冷水机组的流量，同时要适应二次泵的变水量运行，因此在一次泵的供水与回水管设一盈亏管，并在此管上装一流量检测器和流量开关。当负荷减少时，二次环路中水量减少，这时一次泵的盈亏水量可以通过盈亏管返回到一次泵的吸入端，以保证冷水机组的定水量运行，由流量开关来辨别方向，由流量检测器来检测盈余水量，当盈余水量达到一台泵的 110% 时，通过控制器停开一台一次泵。反之，当负荷增加时，一次泵流量比二次泵流量小 20% ~ 30% 的单台一次泵流量时，增开一台一次泵，如果是一泵对一机时，冷水机组可同时随泵起停。

水流开关有可能受水垢影响而动作失灵，可以在盈亏管内设一孔板，设压差检测控制器来代替，根据压差来控制。一次泵流量信号是取自二次泵出水管上的流量检测器。

(2) 负荷控制 在一次泵的供水管上设流量计，并在供回水管上设温度计，测量供回水温度差来测定负荷。或是在二次水管总回水管上设流量计，并由二次供回水管上的温差来测得系统负荷。由需冷量来控制起停冷水机组与一次泵组合，这时盈亏管上不设测控装置，而设计带压差控制的旁通调节阀，其全开时的旁通流量，也是一台水泵流量，以保证冷水机组的水量恒定。

冷水机组与一次泵的一对一运行的前提，是二次泵应先运行，以保证有负荷的需要，才允许一次泵启动

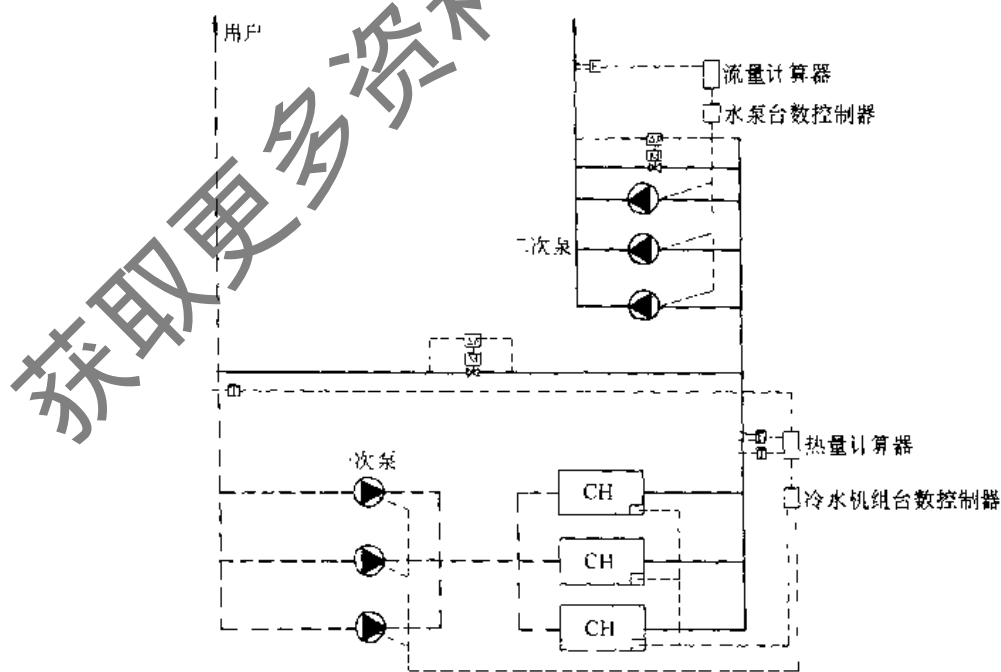


图 8-14 冷水机组复式泵控制系统

8.2 离心式、螺杆式制冷机组在蓄冷式空调系统中的应用

8.2.1 概述

70年代以来,特别是1973年和1974年的全球“能源危机”,促使世界上的一些发达国家开始重视研究蓄冷空调技术。美国、加拿大、日本等国,都积极将冰蓄冷和水蓄冷技术引用到建筑物空调中,研究和开发蓄冷设备和蓄冷系统,实施的项目也逐年增多,至今蓄冷空调技术已经相当成熟。我国自从改革开放的以来,人民的生活水平不断地提高,家用空调已步入寻常百姓家,为此用电矛盾十分突出。就上海市1998年用电来看,白天用电高峰与夜间用电低谷之间的用电差值已超出300万kW,出现电力缺口70多万kW。随着各地电力部门鼓励低谷用电的优惠政策的出台,以及人们对合理用能和蓄冷空调优越性的认识,蓄冷空调技术在我国也逐步得到了发展。

空调系统制冷机的动力源通常有电、燃料(燃油、燃气)和热源(热水、蒸汽等),其中只有电能是无法大量储存。蓄冷式空调技术的研究和开发能很好地解决这个问题,它实际上是把电能以其他适当的能源型式进行储存,因此能起到均衡电网的峰谷负荷、提高发电厂的发电效率和利用率,缓解电力建设和新增用电的矛盾,对发展国民经济具有重大的意义。为此,在蓄冷式空调系统中,绝大多数的制冷机组是采用电作为动力源的。根据压缩机型式不同,通常分为活塞式、离心式和螺杆式制冷机组等。随着制冷机技术的不断进步和发展,活塞式压缩机由于噪声大、效率低、运动零部件多、维修工作量大等缺点,正在逐渐被离心式和螺杆式等其他更优秀的压缩机所取代。目前在较大冷量的电制冷机组中,常用的是离心式和螺杆式机组。

8.2.2 蓄冷基本原理

蓄冷式空调系统如图8-15b所示,与传统的非蓄冷式空调系统(图8-15a)相比,只是增加了一套蓄冷装置。它是由冷源设备(制冷机)、蓄冷装置(蓄冷槽)和输送系统所组成。蓄冷式空调系统的原理并不复杂,主要是利用一些物质的显热变化,或在相变过程中的潜热迁移的特性,尽可能地利用非高峰(谷)时段的电力,让制冷机在夜间低电价的谷时段满负荷运行,将空调所需要的冷量全部或部分地以显热或潜热的型式保存起来。而在电力供应紧张的峰时段,再将这些冷量释放出来,满足生产和生活用冷负荷的需要。

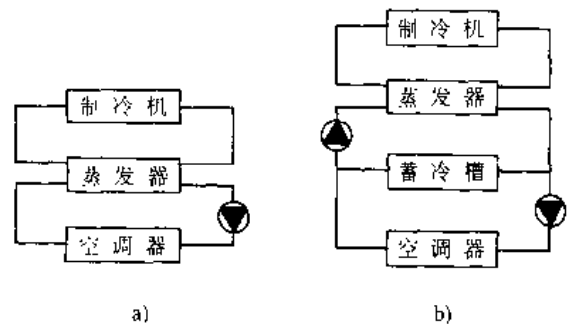


图 8-15 两种空调系统原理图

a) 传统空调系统原理图 b) 蓄冷式空调系统原理图

8.2.3 制冷机组的选择要点

虽然蓄冷式空调系统只是比传统的空调系统增加了一套蓄冷装置,但由于它具有蓄冷的特点,决定了它的蓄冷系统和运行模式的众多变化。当采用水蓄冷时,制冷机组在蓄冷和向空调系统供冷的运行工况是基本上一致的,可采用常规的空调用冷水机组;当采用冰蓄冷时,还必须满足空调供冷运行和蓄冰运行的双工况运行的要求。这时机组选择时,通常应注意以下要点:

(1) 满足运行时最大容量的要求 蓄冷式空调用制冷机组的最大容量,是按空调(制冷)

工况和蓄冷（制冰）工况时的负荷要求决定的。空调工况和蓄冷工况负荷是由用户的最高日逐时负荷特性、蓄冷方式、蓄冷时间及运行模式等决定的。

在采用如图 8-16 所示的多样制冷机组系统中，每一台制冷机分别工作于制冷或制冰工况上。通常，工作于单一空调（制冷）工况上的制冷机组的选择比较熟悉，而且许多厂家的产品样本都是根据该工况提供它的制冷量、耗电量、冷却水量和冷冻水量等技术参数，因此，按照空调工况的最大负荷来选择冷水机组及其辅助设备，相对来说比较容易。工作于蓄冷（制冰）工况上的制冷机组的选择是有所差别的，机组在蓄冷制冰工况时，由于机组液体（载冷剂）出口温度的下降，导致蒸发温度的下降，使得同样规格的制冷机组的容量和制冷量，均比空调工况时要小得多，同时它的耗电量和冷却水量也会减少，电动机功率、辅助设备都会不一样。因此设计师必须根据供应商提供详细的制冷机组的技术参数，才能进行合理有效的选择。

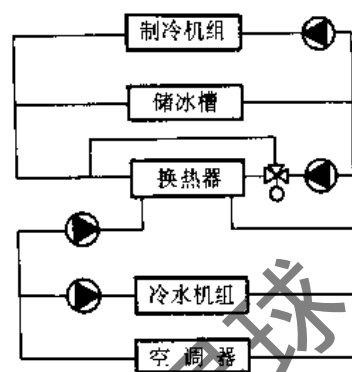


图 8-16 多样制冷机组的储冰式空调原理图

采用双工况运行的制冷机组的容量选择时，还必须考虑压缩机的制冷量变化率 CCR，它反映了压缩机在不同的工作温度条件下的制冷量变化的比例系数。CCR 一般是由机组液体（冷却水、冷冻水或载冷剂）出口温度和所用压缩机的型式所决定。由于系统设计时往往还没有得到具体的特性数据，这时可以从图 8-17 所示的通用压缩机特性曲线进行估算。该曲线是根据螺杆压缩机作出的，对一般的双螺杆压缩机都适用。CCR 可按式计算：

$$CCR = C_b / C_k \quad (8-1)$$

式中 CCR——压缩机制冰工况制冷量指数和制冷工况制冷量指数的比值；

C_b ——压缩机制冰工况的制冷量指数；

C_k ——压缩机制冷工况的制冷量指数。

C_b 、 C_k 分别是根据制冰工况和制冷工况下的压缩机的吸、排气饱和温度，由图 8-17 查得。通常往复式和螺杆式压缩机的 CCR 都较离心式压缩机制冷工况的制冷量指数的低，一般水冷离心式冷水机组为 0.72~0.80；水冷螺杆式冷水机组为 0.62~0.70。正确的冷水机组的选择必须在知道全部运行参数后才能进行。

例题 已知在一个采用水冷式冷凝器的载冷剂循环式冰蓄冷系统中，制冰工况下的冷凝温度为 37.78℃，蒸发温度为 -7.78℃；在空调工况下的冷凝温度为 40.56℃，蒸发温度为 3.33℃。计算 CCR。

解 在制冰工况下

$$\begin{aligned} \text{压缩机排气饱和温度} &= 37.78^\circ\text{C} + 1.11^\circ\text{C} \\ &= 38.89^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\text{压缩机吸气饱和温度} = -7.78^\circ\text{C} - 1.11^\circ\text{C} =$$

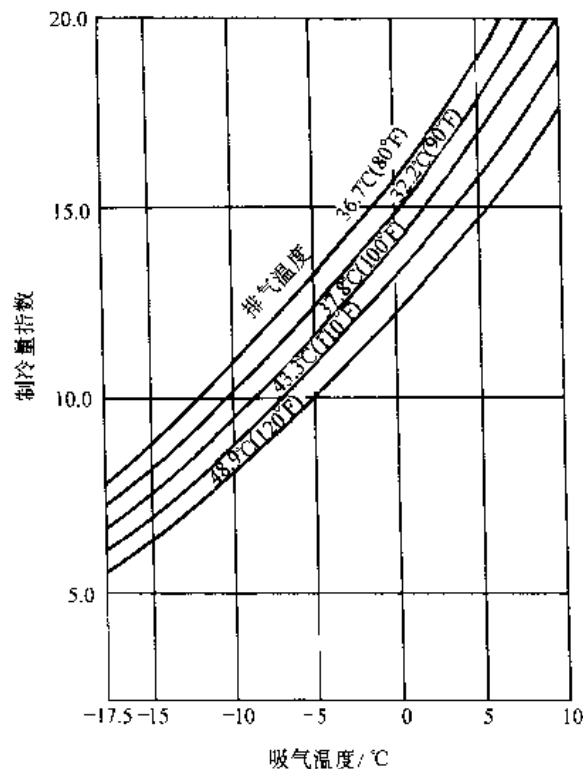


图 8-17 通用压缩机特性曲线

- 8.89℃

由图 8-17 查得压缩机的制冷量指数 = 9.6

在空调工况下

压缩机排气饱和温度 = 40.56℃ + 1.11℃ = 41.67℃

压缩机吸气饱和温度 = 3.33℃ - 1.11℃ = 2.22℃

由图 8-17 查得 压缩机的制冷量指数 = 14.6

则 $CCR = 9.6/14.6 = 0.658$ 。

以上 1.11℃ 是考虑到管路损失的修正值。

(2) 选择变工况制冷效率高的机组 用于静态储冰系统运行的压缩机的吸气饱和温度是经常变化的 图 8-18 示出一个压缩机在双工况运行时的典型的吸气饱和温度变化图。当制冰周期开始时，盘管上没有冰，压缩机可以运行在较高的吸气饱和温度工况下，通常为 -1 ~ -4℃。在制冰过程中，冰的厚度逐渐加厚，热阻随着增大，这时压缩机运行在更低的吸气饱和温度工况下；直至制冰过程全部完成时，压缩机的吸气饱和温度会降得较低，甚至到 -10℃ 以下。而当机组直接为空调系统提供冷量时，压缩机的吸气饱和温度会升到 2 ~ 3℃。显然压缩机的吸气饱和温度总是在变化的，它的吸气压力也会有较大的变化。除了吸气饱和温度变化外，由于白天和夜间的室外气象条件的不同，冷凝温度也会变化，造成冷凝压力的较大的变动。因此用于冰蓄冷系统的制冷机组，必须选用在不同工况条件下效率都高的压缩机。当选择离心压缩机时，应请制造厂家帮助选型，重新选择压缩机的叶轮尺寸和流量孔板装置的规格，使其既适用于制冷工况，同时也适用于制冰工况，而且要保证其效率是较高的；但由于离心式压缩机的压缩比较小，且较小负荷时容易发生喘振，所以大部分的制冰工程是选用螺杆式压缩机。当选择螺杆式压缩机时，应选用可变内容积比的机型。目前效率高、最节能的螺杆式压缩机是配有自动可变内容积比控制的压缩机。它是利用排气压力和内压力的比较，控制活动止块的位置，配合自动滑阀实现可变内容积比。这样的压缩机，可以在任何压头需求的情况下提供最大的运行效率，满足各种负荷的变化；在部分负荷时，可降低出口压力运行，减少能量消耗。

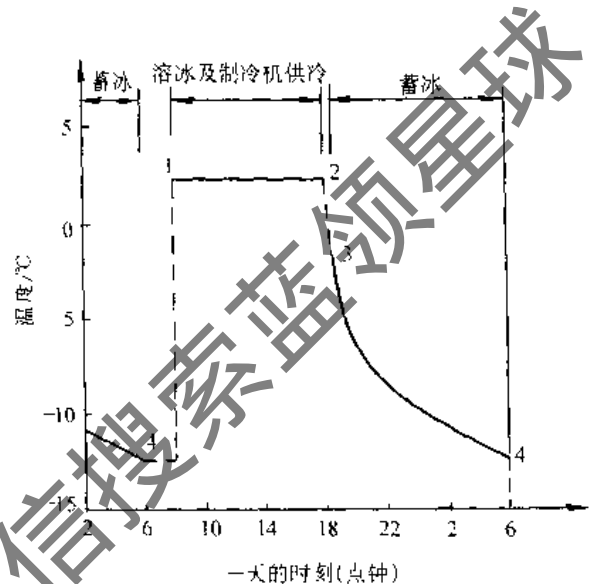


图 8-18 双工况运行的压缩机吸气饱和温度变化图
 1—供冷周期开始 2—供冷周期结束
 3—制冰周期开始 4—制冰周期结束

显然压缩机的吸气饱和温度总是在变化的，它的吸气压力也会有较大的变化。除了吸气饱和温度变化外，由于白天和夜间的室外气象条件的不同，冷凝温度也会变化，造成冷凝压力的较大的变动。因此用于冰蓄冷系统的制冷机组，必须选用在不同工况条件下效率都高的压缩机。当选择离心压缩机时，应请制造厂家帮助选型，重新选择压缩机的叶轮尺寸和流量孔板装置的规格，使其既适用于制冷工况，同时也适用于制冰工况，而且要保证其效率是较高的；但由于离心式压缩机的压缩比较小，且较小负荷时容易发生喘振，所以大部分的制冰工程是选用螺杆式压缩机。当选择螺杆式压缩机时，应选用可变内容积比的机型。目前效率高、最节能的螺杆式压缩机是配有自动可变内容积比控制的压缩机。它是利用排气压力和内压力的比较，控制活动止块的位置，配合自动滑阀实现可变内容积比。这样的压缩机，可以在任何压头需求的情况下提供最大的运行效率，满足各种负荷的变化；在部分负荷时，可降低出口压力运行，减少能量消耗。

(B) 制冷机组的控制 制冷机组的控制必须能满足机组安全、可靠地运行。在全部蓄冷系统或者采用多样制冷机组系统中，每台机组都是在一个蒸发温度下运行，控制也按该工况的工作点进行。但部分蓄冷系统要求机组既要作为空调用的冷水机组又要作为制冰用的制冰机组。在制冰期间，须让压缩机在最大限度的制冰能力情况下运行，不希望卸载。在制冰周期结束时，冰的厚度最厚，制冷机组的液体出口温度最低，这时也必须保证机组的安全运行。从制冰到常规空调用冷水机组运转的转换，必须持续进行，不能打乱制冷机组的安全控制。快速进行会过分增加电动机的电流，引起断路。在制冷期间，机组又要象常规冷水机组那样进行控制运行。

在选择蓄冷空调用的制冷机组时，除了要取决于负荷特性和冷量外，还必须考虑到蓄冷方

式、蓄冷模式和运行模式等要求。

8.2.4 蓄冷方式

由于蓄冷空调系统具有良好的节能效果和经济效益，蓄冷空调已越来越被人们所重视，新的蓄冷介质和蓄冷系统也不断地被开发出来。一般来说，很多物质都可以作为蓄冷介质，如水、油、金属、石块、冰等。但从工作性能、经济性、安全性等方面考虑，最常用的蓄冷介质有水、冰和低温共融盐类。按蓄冷介质分类，蓄冷方式可分为水蓄冷式、冰蓄冷式和低温共晶盐蓄冷式三类。

1. 水蓄冷式

水蓄冷系统是采用水作为蓄冷材料，利用水在不同温度条件下具有显热量不同的特性进行蓄冷。储存的冷量取决于蓄冷槽储存冷水的数量和蓄冷温差。如果蓄冷水温为 5°C ，回流水温为 12°C ，则每公斤水的蓄冷量是 29.3kJ 。

在夜间电网的蓄冷水槽谷时段，冷水机组运行，将冷冻水蓄冷槽中 $10\sim 15^{\circ}\text{C}$ 的水全部降温至 5°C 或者更低，完成储冷过程。到了白天用电高峰时段，将 5°C 或者更低温度的冷冻水送至空调末端设备供冷，温度升高后的冷冻水仍回流至蓄冷水槽。如此日夜循环。

最基本的冷冻水蓄冷系统如图8-19所示，该系统是由传统空调系统设备的冷水机组、冷冻水泵、冷却水泵、冷却塔（当采用风冷式冷水机组时，冷却水泵和冷却塔可不设）等，再加冷冻水蓄冷泵和蓄冷水槽组成。

由于一般水蓄冷系统的蓄冷水温在 $4\sim 7^{\circ}\text{C}$ ，回水温度在 $10\sim 15^{\circ}\text{C}$ ，这正是在传统空调系统中用的冷水机组的供水温度范围内，基本上能维持机组的额定制冷量和效率。因此，无论是使用哪一种型式压缩机的冷水机组，都能为这个系统很好地工作。尤其是当该地区有热电联供的余热或其他余热可利用时，也可采用溴化锂制冷机组为水蓄冷系统服务。

2. 冰蓄冷式

冰蓄冷方式是一种显热和潜热同时进行储存的蓄冷方式。每公斤的冷冻水从 12°C 降至 0°C ，可以储存 50kJ 的显热，再继续结成 0°C 的冰，可储存 334kJ 的相变潜热，共储存 384kJ 的冷量。其蓄冷能力约是水蓄冷方式的7倍多。

冰蓄冷方式的种类很多，分类也相当复杂。简单地可分为制冷剂直接蒸发式及载冷剂循环式两大类型。

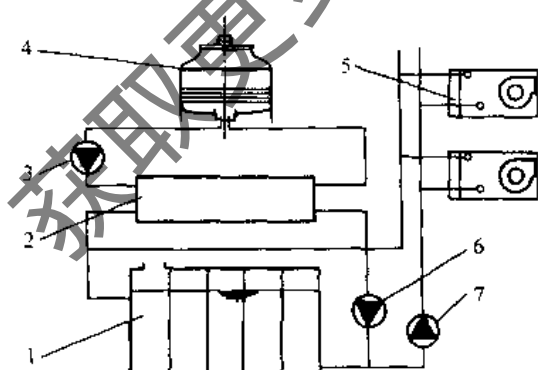


图 8-19 水蓄冷式空调系统

1—冷冻水蓄冷槽 2—冷水机组 3—冷却水泵
4—冷却塔 5—空调末端设备 6—冷冻水蓄冷水泵
7—冷冻水泵

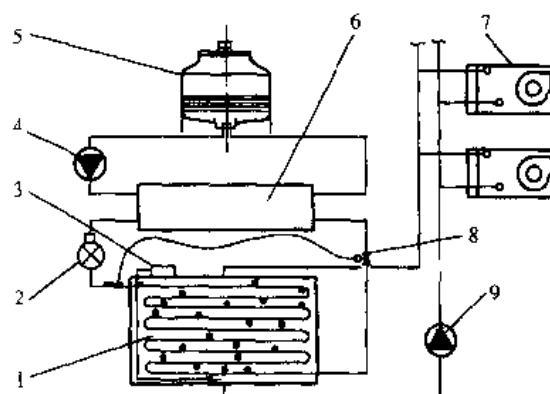


图 8-20 直接蒸发式静态蓄冰型空调系统

1—蓄冰槽 2—压缩机 3—空气泵 4—冷却水泵
5—冷却水塔 6—冷凝器 7—空调末端设备
8—膨胀阀 9—冷冻水泵

(1) 制冷剂直接蒸发式 所谓制冷剂直接蒸发式的蓄冰系统是将制冷系统的蒸发器直接用作制冰元件，而不是载冷剂接入。制冷剂直接蒸发式的蓄冰装置一般有三种型式：

1) 静态型蓄冰装置。冰冻结在盘管的外侧，制冷剂通过盘管进行循环。属外融冰型式，亦称为冰盘管式。其冰蓄冷系统如图 8-20 所示。蒸发器盘管直接设于蓄冰槽内，液体制冷剂在盘管内气化吸热，蓄冰槽中的冷冻水逐渐在盘管壁外结冰，蒸发的制冷剂再回到制冷机进行压缩、冷凝。如此循环，直至结冰达到预定的厚度，完成冰蓄冷的过程。盘管上的冰的厚度取决于蓄冰装置的设计，一般为 25~40mm。释冷时，由泵将槽内的冰融化为 1~3℃ 的冷冻水，送至各空调末端设备。使用后温度升高的冷冻水，再回流到蓄冰槽，溶化盘管壁外的冰降温。空气压缩机将压缩空气打入蓄冰槽内，加快融冰过程，使出水温度更均匀。

在该装置制冰运行时，随着盘管壁外结冰厚度的逐渐加厚，压缩机的吸气饱和温度也逐渐降低，吸、排气压力都会变化，而且制冰时压缩机需要有较大的压缩比，这时选用能可变内容积比的螺杆式制冷机比较合适。

2) 动态型蓄冰装置。又称为收成型蓄冰装置。动态型蓄冰装置将成冰与贮冰两个功能分开。如图 8-21 所示，成冰装置 5 置于贮冰箱的顶部，通常制成板片状。制冰期间，由泵将蓄冰槽 1 内的水送到成冰装置 5 上方的布水器内，水自上而下顺着板片的四壁流下，板内的液体制冷剂蒸发吸热，水即结成冰附在板壁上。当冰层厚度达到 5~10mm 时，板壁内改为通入热的气态制冷剂，使附着在板壁上的冰层内表面受热、碎裂、脱落至位于下方的蓄冰槽。收冰完成后，板片内又改通入低温液态制冷剂。

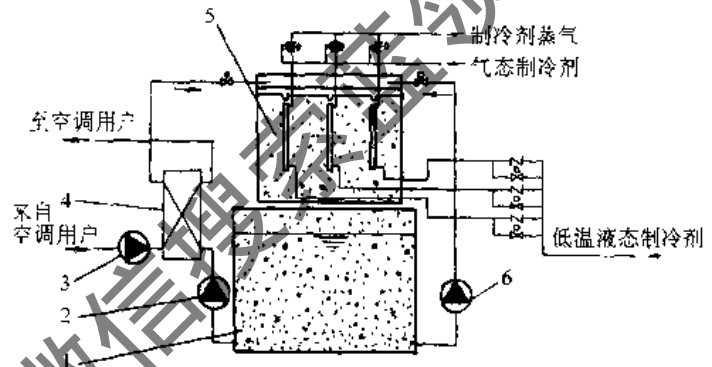


图 8-21 直接蒸发式动态蓄冰装置

1—蓄冰槽 2—低温水泵 3—冷冻水循环泵 4—板式换热器
5—成冰装置 6—冰水泵（蓄冰时用）

其特点是在储冰过程中，结冰厚度始终保持在 10mm 以下，蒸发器内制冷剂的蒸发温度几乎是不变的，约为 $-7 \sim -4^{\circ}\text{C}$ ，比静态蓄冰式的蒸发温度高，因此其压缩机的效率较高。由于储冰槽内为无数的小冰块，与水的接触面积大，所以溶冰速度和溶冰效率高，可长时间保持低温冷冻水的供应，最适用于低温送风系统。其缺点是在热气脱冰时，制冰过程中断，影响制冰容量，并会造成部分热损失。

3) 悬浮式贮冰装置。它由制冰装置和冰/溶液储桶组成。制冰装置为双壳体结构。低温制冷剂循环在内壳体外侧，而低浓度的载冷剂溶液循环在内壳体内侧，如

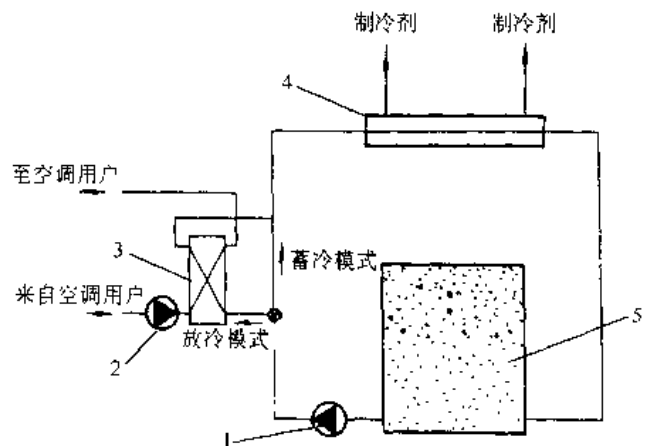


图 8-22 直接蒸发悬浮式蓄冰装置

1—载冷剂循环泵 2—冷冻水循环泵 3—板式换热器
4—制冰装置 5—冰/溶液储桶

图 8-22 所示。当载冷剂溶液流过制冰装置壳体内侧时，随着壳体外侧低温制冷剂的吸热，冰和冰晶体在壳体内侧形成，并且有一个外部电动机驱动的翼型旋转叶片磨打冰体，使冰体成为小的悬浮颗粒块，载冷剂和悬浮冰颗粒块均由泵送至冰/溶液储桶。在储桶内，悬浮冰颗粒浮在储桶的顶部，纯净的载冷剂溶液又被送到制冰装置壳体内侧进行制冰。蓄冷模式运行时，载冷剂溶液不流过板式换热器；放冷模式运行时，流过板式换热器。

悬浮式贮冰装置同样具有动态型蓄冰装置特点，因为在该装置中，不必设有热的气态制冷剂进行除霜的功能，它的冷凝温度可以更低些；但悬浮式贮冰装置的蒸发温度通常比盘管冻结型和动态型蓄冰装置的蒸发温度低一些。

(2) 载冷剂循环式 载冷剂循环式冰蓄冷系统是利用制冷机组的蒸发器冷却载冷剂，然后用低温载冷剂来制冰。载冷剂循环式冰蓄冷系统的型式很多，较具有代表性的有“冰冻结在盘管上冰蓄冷系统”和“容器式冰蓄冷系统”。

1) 冰冻结在盘管上冰蓄冷方式。

它的基本流程如图 8-23 所示。在储冰阶段，载冷剂经制冷机蒸发器降温后由泵送入储冰槽内的盘管中，通过温度控制阀 8 和储冷释冷控制阀 7 流回制冷机。当载冷剂温度低于 0°C 时，储冰槽内储存的水逐渐在管外壁上结冰。随着储冰过程的进行，所结的冰越来越厚，载冷剂的温度也逐渐降低，当载冷剂离开储冰槽的温度约为 -5°C （储冰槽的型式不同时该温度也会不同）时，储冰槽内的水已完全冻结，完成了储冰蓄冷过程。在供给空调使用时，启动载冷剂泵，并且调节温度控制阀 8 的开度，使供应的冷冻水温度在 $1\sim 5^{\circ}\text{C}$ 之间，送到空调箱提供冷气；调节冷冻水控制阀的开度，满足空调负荷侧的供水的要求。回流的 12°C 冷冻水，先经过制冷机预冷至 7°C 后，再进入储冰槽溶冰降温。随着空调负荷的增加，最后储冰槽内的冰完全溶化，结束了溶冰放冷过程。

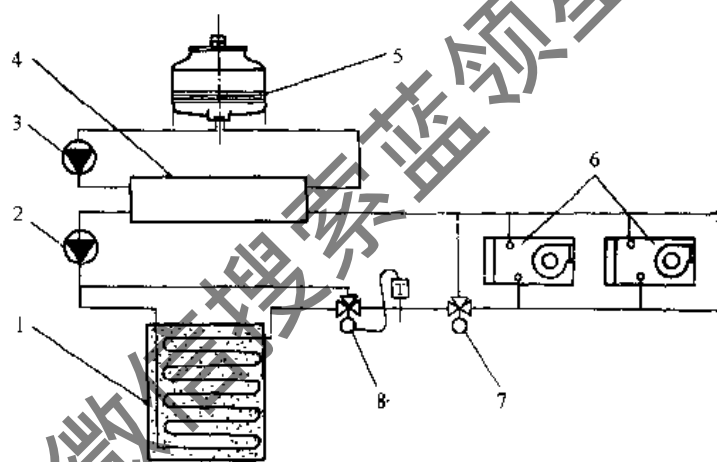


图 8-23 冻结在盘管上的冰蓄冷空调系统原理图

1—储冰槽 2—载冷剂泵 3—冷却水泵 4—冷水机组
5—冷却塔 6—空调器 7—储冷释冷控制阀
8—水温控制阀

在载冷剂循环式冰蓄冷系统中，载冷剂大多是质量分数为 $25\% \sim 30\%$ 的乙二醇水溶液，这种载冷剂在 0°C 下运行时不会结冰。由于载冷剂需要先与主机的制冷剂蒸发器进行热交换降温后，再进入储冰槽盘管与槽内的储存水进行热交换使其结冰，因此比制冷剂直接蒸发式冰蓄冷系统多了一次热交换过程，从理论上讲载冷剂循环式冰蓄冷系统中主机制冷剂蒸发温度较低，在储冰时压缩机效率不如直接蒸发式，但在实际应用上，近年来载冷剂循环式冰蓄冷系统都通过增加储冰介质的热交换面积、减少结冰厚度等手段，在一定程度上提高制冷剂的蒸发温度，以此来提高储冰效率和压缩机效率。

2) 容器式冰蓄冷方式。典型的容器式冰蓄冷方式如图 8-24 所示。储冰槽中的容器主要是一个密封的高密度聚乙烯 PE 材料制成的塑料容器（俗称冰球），该容器有球形、长方型和哑铃型等。容器内装填着水及冰成核剂作为蓄冷介质。

溶冰时，溶冰泵将储冰槽中的载冷剂输送到板式热交换器（或其他用户），与空调冷冻回水进行热交换，向空调系统提供冷量。温度升高后的载冷剂可再被送入储冰槽中溶冰降温，其中一部分也可被载冷剂泵送入制冷主机降温，实现储冰槽和制冷机同时供冷的部分蓄冷运行模式。

3. 低温共晶盐蓄冷式 低温共晶盐蓄冷系统的基本流程如图 8-25 所示，在蓄冷槽中整齐地排列着许多装有储冷介质的容器。这些容器通常采用高密度聚乙烯制作。封装在容器中的是一种以芒硝、成核剂及悬浮剂等为主要原料的低温共晶盐。根据报道国外研究使用的低温共晶盐相变温度为 7°C 、 8°C 、 13°C 、 14°C 、 18°C 等，但目前最成功的商用低温共晶盐储冷介质的相变温度为 8.3°C ，每公斤的蓄冷潜热为 96.3kJ ，比水的蓄冷能力大得多，但远不如冰的相变潜热 (334kJ)。

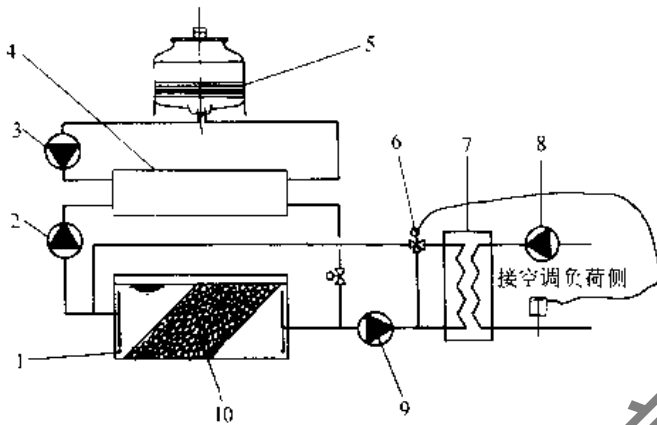


图 8-24 容器式冰蓄冷空调系统原理图

1—储冰槽 2—载冷剂泵 3—冷却水泵 4—冷水机组 5—冷却塔
6—三通调节阀 7—板式换热器 8—冷冻水循环泵
9—溶冰泵 10—储冰容器

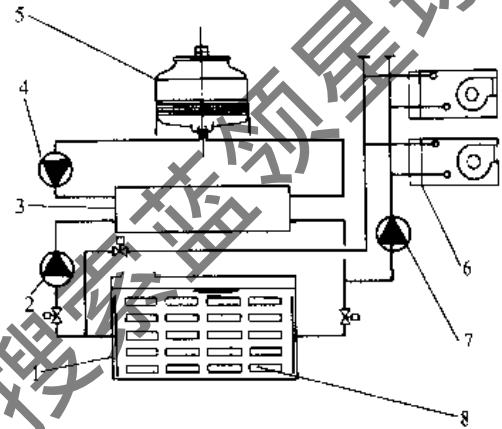


图 8-25 低温共晶盐蓄冰系统

1—低温共晶盐蓄冰槽 2—储冷泵 3—冷水机组
4—冷却水泵 5—冷却塔 6—空调器
7—冷冻水泵 8—共晶盐储冷容器

储冷时，储冰冷水泵将冷冻水泵入制冷机组的蒸发器，降温后再送入储冷槽，通过储冷容器之间的堆叠间隙与容器内的储冷介质进行热交换，容器内的低温共晶盐降温至 8.3°C 以下时产生共晶盐固体。冷冻水升温后，离开储冰槽进入制冷机的蒸发器再次降温。当储冰槽内所有的容器内的共晶盐全部固化，冷冻水离开储冰槽的温度降至约 6°C 时，表示蓄冷过程已经完成。

在释冷过程中，冷冻水离开储冷槽的温度在 $9\sim 10^{\circ}\text{C}$ ，高于一般空调使用 7°C ，所以这类蓄冷系统都采用部分蓄冷模式。冷水机组与储冷槽可以并联使用，也可以串联使用，图示为并联使用。当空调负荷较大时， 12°C 的冷冻水回水中的一部分进入冷水机组内降温，并与另一部分在储冷槽内降温至 $9\sim 10^{\circ}\text{C}$ 冷冻水在混合后由冷冻水泵泵送到空调用户。当空调负荷低于主机容量时，可将一部分 7°C 的冷冻水送入储冷槽，在释冷的过程中也能将主机剩余的能量进行蓄冷，这是该蓄冷系统的特色。

由于低温共晶盐的相变温度较高，能适合于单一空调工况运行的活塞式、螺杆式和离心式冷水机组。因此可以将已在使用的效率高的离心式或螺杆式冷水机组的常规空调系统立刻改装为低温共晶盐蓄冷系统，而不必更换主机，只需加装储冷槽就可使用。在储冷过程中制冷效率高，制冷主机的容量仅减少 $6\%\sim 10\%$ （冰蓄冷机组的容量会减少 $30\%\sim 40\%$ ），这是这种系统的最大优点。但由于目前这种共晶盐的相变温度为 8.3°C ，在释冷过程中蓄冷槽供应的冷冻

水温为 $9 \sim 10^{\circ}\text{C}$ ，这对于大多数空调用的冷冻水系统来说是比较高了，须加大空调末端设备的规格或由制冷主机再进一步降温后才能使用

4. 常用蓄冷方式的比较

水蓄冷、冰蓄冷和低温共晶盐蓄冷系统的比较见表 8-6。由以上三种蓄冷方式可知，在水蓄冷和低温共晶盐蓄冷方式中，制冷机能发挥很高的制冷效率，在有条件的工程中应首先考虑；而在冰蓄冷方式中，宜选用能满足双工况、具有自动可变容积比的螺杆压缩机的制冷主机。

表 8-6 水蓄冷、冰蓄冷和低温共晶盐蓄冷系统的优缺点

蓄冷方式	优点	缺点
水蓄冷	<ol style="list-style-type: none"> 1) 能使用常规冷水机组，制冷效率高 2) 初投资低，可结合地下消防水池等作蓄冷器 3) 可用作蓄冷和蓄热双用途 4) 技术要求低，操作维修方便，适用于常规空调系统的扩容和改造 5) 自控简单 6) 压缩机型式可任选 	<ol style="list-style-type: none"> 1) 蓄冷密度低，蓄水池占地面积大，容积大，冷损大（10%~15%） 2) 开启式水池，易受污染，管道易腐蚀 3) 不易用于闭式水系统，输水能耗大
冰蓄冷	<ol style="list-style-type: none"> 1) 蓄冷槽容积小，冷损小（2%~3%） 2) 水温低，可采用低温送风，节约水管、风管材料，水泵、风机能耗，降低噪声 3) 水温低，除湿能力强，提高空调的舒适性 4) 易实现闭式系统，水泵耗能小，不易污染 5) 易实现产品定型化工厂生产 	<ol style="list-style-type: none"> 1) 制冷机 COP 下降 20%~40%，冷量下降 20%~38%左右 2) 运行控制要求高，投资较大 3) 保温要求高 4) 压缩机使用有限制，常用螺杆式、往复式
共晶盐蓄冷	<ol style="list-style-type: none"> 1) 主机效率高，接近常规冷水机组的效率 2) 易于现有的空调系统，尤适用于常规空调改造和扩容 3) 管线无冻结问题 4) 蓄冷能力在水与冰之间 5) 压缩机型式可任选 6) 运行和储冷可同时进行 	<ol style="list-style-type: none"> 1) 蓄冷材料价格高，寿命短 2) 系统复杂，控制要求高 3) 相变温度为 8.3°C，冷冻水须进一步降温后才能使用

8.2.5 储冰系统的蓄冷模式、系统流程和运行模式

储冰系统的蓄冷模式、系统流程和运行模式的不同，都会直接影响到制冷机组的容量的选择。

1. 蓄冷模式

蓄冷模式通常分为全蓄冷式和部分蓄冷式两种。全蓄冷式空调系统是利用非空调使用时间运转制冷机，在蓄冷装置中储存足够的冷量，用以满足白天空调运行的全部冷负荷的需求。白天空调运行时间制冷机不运行，空调系统所需的冷量全部由蓄冷装置提供。大大减少了用电高峰时段的用电量，调峰效果最好。全蓄冷式空调系统的运行模式简单，即夜晚制冷机制冷蓄冷，白天蓄冷装置释冷供冷；降低运行费用效果显著。

图 8-26 为某一建筑物的空调系统的蓄冷、释冷负荷分布图。由该图可知，从 $8:00 \sim 18:00$ 的 10h 中，空调冷负荷为 $29853\text{kW}\cdot\text{h}$ ，其中最大小时负荷为 3516kW 。在常规空调系统中，它需安装两台制冷量为 1758kW 的制冷机组。

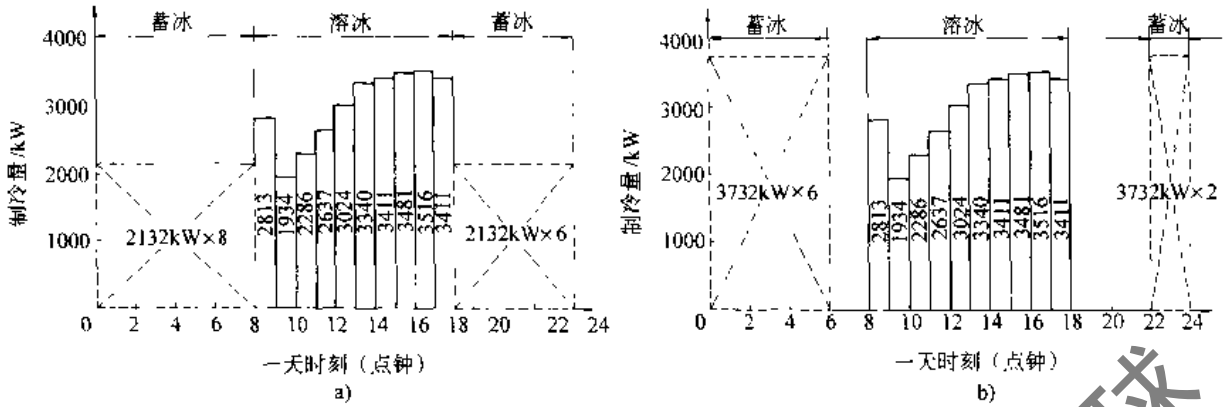


图 8-26 全蓄冷式蓄冷、释冷负荷分布图
a) 14h 蓄冷 b) 8h 蓄冷

如果这个建筑物采用如图 8-28a 所示的全蓄冷式空调系统, 主机满负荷运行在 18:00~8:00 的谷时段和平时段, 其小时平均制冷量应为 $29853/14 = 2132\text{kW}$, 选择的主机在空调工况时的制冷量约为 $2132/0.65$ (制冰工况时的冷量折减系数) $= 3280\text{kW}$, 需采用两台制冷量为 1640kW 的机组, 与常规空调系统中所用的机组相当。如果主机满负荷运行在如图 8-26b 所示的 22:00~6:00 的谷时段时, 选择的主机在空调工况时的制冷量约为 $29853/(8 \times 0.65) = 5742\text{kW}$, 需采用两台 2871kW 或三台 1914kW 制冷量的机组, 显然比常规空调系统中所用的机组大得多, 初投资也大得多。为此, 大多数的蓄冷空调工程采用的是部分蓄冷的方式。

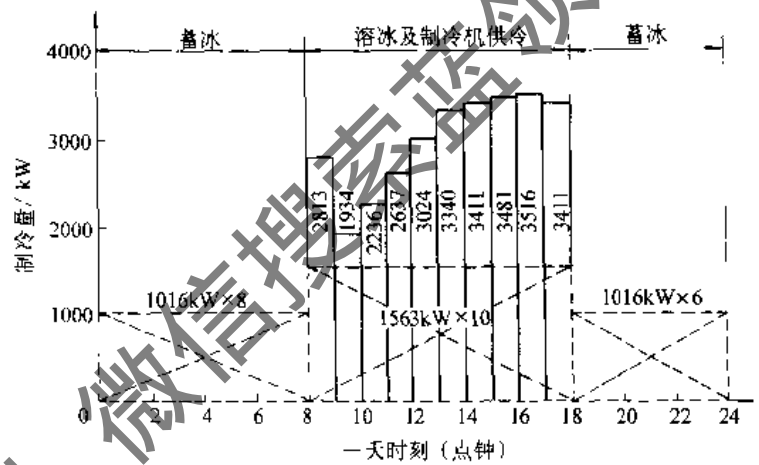


图 8-27 部分蓄冷式的负荷分布图

部分蓄冷式空调系统是利用非空调使用时间运转制冷机, 储存一定量的冷量。白天空调运行时, 将储存的冷量释放出来, 同时制冷机仍然工作, 空调系统所需的冷量是由蓄冷系统和制冷机共同提供。从图 8-27 的负荷分布图可知, 在这种模式中, 制冷机运行的时间延长到了空调运行的时间段内, 使得蓄冷装置和制冷机的容量显著降低。

冰蓄冷式空调系统蓄冷模式的优缺点比较见表 8-7。

表 8-7 冰蓄冷式空调系统蓄冷模式比较

蓄冷模式	优点	缺点
全蓄冷模式	1) 白天空调用电负荷能降至最小, 调峰效果好 2) 充分利用廉价的夜间低谷电力, 运行费用低 3) 运行工况简单, 设计和管理简单 4) 白天利用很少的电力就可实现全空调运行, 备用性能好	1) 制冷设备与储冷槽都较大, 初投资高 2) 制冷机运行于制冰工况, COP 低
部分蓄冷模式	1) 制冷设备与储冷槽的容量都比较小 2) 辅助设备都较小, 减小初投资和占用空间 3) 初投资与运行费的综合值较经济, 投资回收期较短 4) 制冷机的运行效率较全蓄冷模式高	1) 制冷机部分负荷仍占用白天电网峰时段, 电力调峰效果较全蓄冷式低 2) 设计和管理较复杂

2. 部分蓄冷式空调系统的流程

部分蓄冷式空调系统流程的安排上可分为并联和串联两种。

制冷主机与储冷槽并联的方法如图 8-28 所示,就是将冷冻水回水分别同时被送到蒸发器和蓄冷槽降温,然后混合成所需要的供水温度送出。

制冷主机与储冷槽串联连接时,存在冷冻水先流经蒸发器还是蓄冰槽两种方式,其流程如图 8-29 所示。

部分蓄冷式空调系统的流程的优缺点见表 8-8。

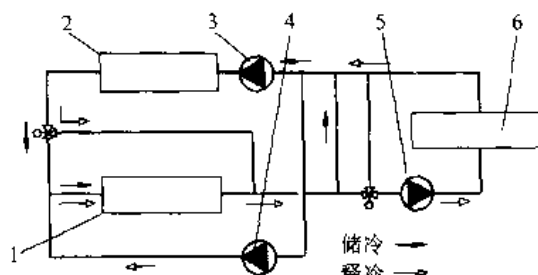


图 8-28 制冷机与蓄冷槽并联原理图

1—储冷槽 2—制冷机 3—主机循环泵
4—释冷循环泵 5—冷冻水循环泵
6—空调末端设备

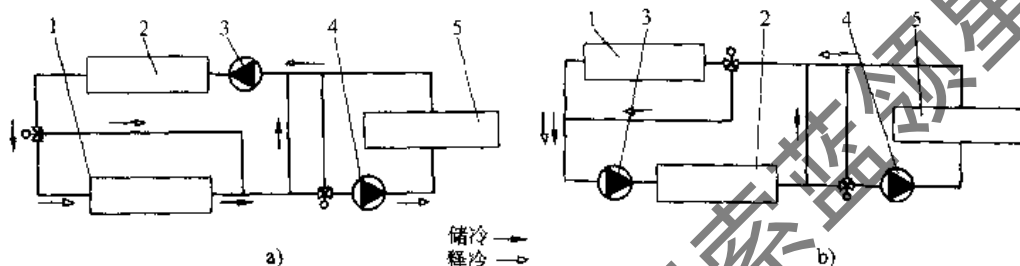


图 8-29 制冷机与蓄冷槽串联原理图

a) 冷冻水先流经制冷机组 b) 冷冻水先流经蓄冷槽

1—储冷槽 2—制冷机 3—主机循环泵 4—冷冻水循环泵 5—空调末端设备

表 8-8 部分蓄冷式空调系统流程比较表

流 程	优 点	缺 点
并 联	兼顾制冷主机和蓄冷槽的容量及效率	1) 冷冻水出口温度和流量的控制复杂 2) 难以获得稳定的出口水温 3) 存在高低水温混合的能量浪费现象
串 联	蒸发器上游	压缩机的容量和效率较高
	储冰槽上游	冰槽的释冷速度可以得到提高
		冰槽的释冷速度稍低 压缩机的容量和效率较低, 能耗增加

3. 部分蓄冷式空调系统的运行模式

从以上分析所知,部分蓄冷式空调系统通常都是采用制冷机组置于上游的串联模式。而在实际运行时还存在制冷机组优先、蓄冷槽优先及其他的运行模式。

(1) 冷水机组优先的运行模式 这是在白天空调运行期间,首先利用冷水机组运行,当系统负荷小于制冷机的容量时,全部由制冷机供冷;只是当系统负荷大于制冷机的制冷能力时,再由储冰槽溶冰进行补充。冷水机组优先的运行模式的制冷机的制冷量和储冰冷量的计算公式如下:

$$Q_K = (Q_T + Q_L) / [3.6 \times (t_D + t_N \times CCR)] \quad (8-2)$$

$$Q = 3.6 \times Q_K \times CCR \times t_N \quad (8-3)$$

$$Q_I = Q_S - Q_K \quad (8-4)$$

式中 Q_K ——制冷机在白天空调工况下的小时制冷量 (kW);

Q ——储冰装置的储冰冷量 (MJ);

Q_T ——全天系统所需的负荷 (MJ);

Q_l ——储冷槽的热损失 (MJ);

t_D ——白天使用空调的时间 (h);

t_N ——晚上储冰的时间 (h);

CCR——制冷机制冰工况制冷量与空调工况制冷量的比值;

Q_l ——设计高峰负荷日的最大小时溶冰冷量 (kW);

Q_S ——系统的最高小时负荷 (kW)。

图 8-30a 是冷水机组优先的系统负荷-冷水温度图。当系统负荷低于某一百分比 (图中为 45%, 回水温度低于 6.5°C) 时, 只运行制冷机组, 且该机组为部分负荷运行; 当系统负荷高于 45% (回水温度高于 6.5°C) 时, 除了制冷机组满负荷运行外, 不足部分由储冰槽溶冰提供。

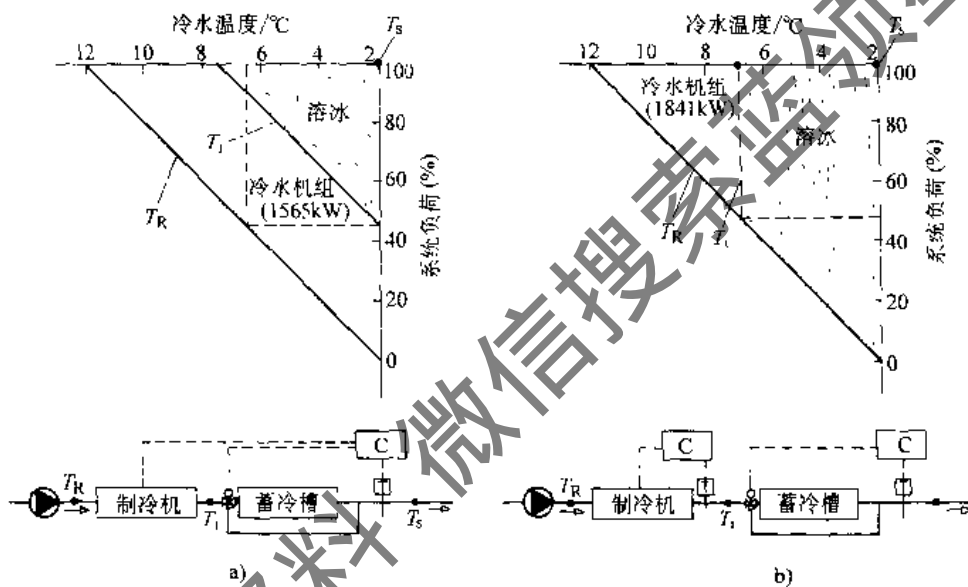


图 8-30 系统负荷-冷水温度及流程示意图

a) 冷水机组优先 b) 溶冰优先

(2) 储冰槽溶冰优先的运行模式 这是在空调系统低负荷时, 首先由储冰槽溶冰承担负荷; 当系统负荷超出储冰槽溶冰所能提供的设计恒定供冷量时, 启动冷水机组补充不足部分的冷量。储冰槽溶冰优先的运行模式的制冷机的制冷量和储冰量的计算公式如下:

$$Q_K = Q_S \times t_D / (t_D + t_N \times CCR) \quad (8-5)$$

$$Q = 3.6 Q_K \times CCR \times t_N \quad (8-6)$$

$$Q_l = Q / (3.6 t_D) \quad (8-7)$$

式中 Q_l ——设计高峰日的每小时最大溶冰冷量 (kW); 其他符号含义同前。

图 8-30b 是储冰槽溶冰优先的系统负荷-冷水温度图。当系统负荷小于某一百分比 (图中为 48%) 时, 系统只采用溶冰进行供冷; 当系统负荷超出 48% (回水温度大于 6.8°C) 时, 冷水机组启动运行, 而储冰槽溶冰供冷负荷保持在最大设计能力上。随着系统负荷的增大, 系统的回水温度逐渐上升, 制冷机负荷也跟着增大; 直至系统负荷达到最高时, 制冷机也满负荷运行。

(3) 混合运行模式 如图 8-31 所示, 制冷机组始终是在满负荷运行状态, 只是在系统负荷小于制冷机容量时, 采用储冰槽溶冰供冷。此外, 当采用多台制冷机时可有更多的运行模式。这三种部分蓄冷式空调系统运行模式特征见表 8-9。

表 8-9 部分蓄冷式空调系统的运行模式特征

运行模式	特 征
制冷机优先	1) 制冷机组始终在满负荷运行, 效率较高 2) 冷水温度仍随系统负荷的变小而降低, 制冷机能耗会增加 3) 系统负荷很小时, 会影响制冷机的正常运行 4) 控制较为复杂
溶冰优先	1) 制冷机运行时的进出口冷冻水温度都比较高, 有利于提高机组的效率 2) 机组大部分时间是运行在部分负荷的条件下, 制冷效率会比机组满负荷运行时稍差一些 3) 控制较为简单
混合运行	1) 制冷机组始终是在满负荷运行状态, 能保证机组的运行效率 2) 系统负荷很小时, 采用储冰槽溶冰供冷的方便、可靠 3) 控制较为复杂

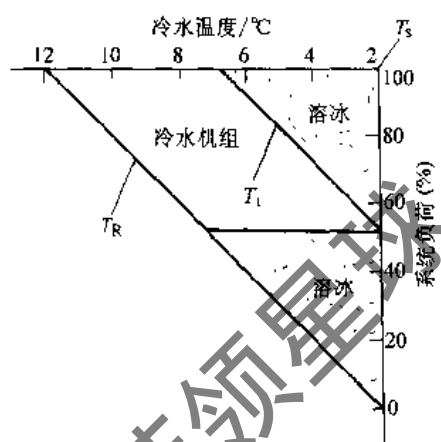


图 8-31 混合型式的系统负荷-冷水温度图

(4) 实际应用的运行方式 在部分蓄冷式空调系统中, 实际可以应用时的运行方式很多, 大致有以下五种:

- 1) 单制冷机供冷, 蓄冷槽不工作。
- 2) 单蓄冷槽供冷, 制冷机不工作。
- 3) 制冷机和蓄冷槽同时供冷。
- 4) 制冷机蓄冷, 不向空调系统供冷。
- 5) 制冷机同时供冷和蓄冷。

随着室外气候条件和室内使用情况的变化, 空调系统的负荷变化会很大。采用多种运行方式可以根据不同季节、不同时间段的供冷要求灵活运用, 或由计算机自动进行选择, 以实现最佳的避峰节能和节约运行费用的运行效果。一个设计得好的部分蓄冷式空调系统大都能满足这五种运行方式; 在冰蓄冷空调系统中, 制冷机同时蓄冰和供冷时会造成用能不合理的现象, 这时至少应满足前四种运行方式。

8.2.6 蓄冷空调系统辅助设备的选择要点

用于蓄冷空调系统的辅助设备有冷却塔、冷冻水泵、冷却水泵、载冷剂泵、板式热交换器、蓄冷槽等。其中许多设备的选择要求是与常规空调系统是相同的。由于蓄冷空调系统使用的介质、介质温度、运行方式等区别于常规空调的诸多因素, 决定了它的辅助设备的选择有自己的特殊性。

1. 冷却塔

在制冷系统中, 有风冷冷凝器、水冷冷凝器和蒸发式冷凝器; 采用得最多也是相当有效的是水冷冷凝器的冷凝方式, 常采用冷却塔与之配套, 因此冷却塔的选用是至关重要的。如因冷却塔选择不当, 无法满足机组的散热要求, 会造成制冷量的严重不足和耗电量的增加。选用冷却塔一般应注意以下几个方面:

(1) 冷却水量

$$q_v = (1.05 \sim 1.10) q_m \quad (8-8)$$

式中 q_v ——冷却水量 (m^3/h);

q_{v1} ——制冷机组要求的冷却水量 (m^3/h)。

这里 q_{v1} 必须是制冷机组要求的冷却水量。当机组工作于空调或制冰等工况时, 因为蒸发温度和冷凝温度的不同, 造成机组的制冷量和冷凝热量都是不同的, 对冷却水量的要求也是不同的, 因此在设计选用时必须注意。当冷却塔用于双工况制冷机组时, 其冷却水量应满足最大水量的要求

(2) 冷却水进出水温 同上原因, 冷却水的进出水温度也必须满足机组允许工作条件的要求, 同时也应根据当地气象条件尽量取用较低的水温, 以提高机组的制冷效率。通常制冷机组的进出水温差采用 $5 \sim 8^\circ\text{C}$ 。

(3) 冷却塔进风湿球温度的确定 冷却塔进风湿球温度常采用的是当地夏季空调计算湿球温度, 但随着城市的建设和发展、热岛效应的加剧, 实际冷却塔所在地的空气湿球温度会有相当的提高, 这会严重影响冷却塔的冷却能力。设计人员应对此有充分的认识, 并向制造厂家提出这方面的要求。

2. 水泵

水泵的选择通常是从流量、扬程、效率和工作压力等方面来进行选择。在非蓄冷式空调系统中, 泵送的液体介质常是清水; 在蓄冷式空调系统中, 除了要泵送清水外, 还常泵送如乙烯乙二醇这样的载冷剂。清水泵可按常规方法选择, 而用于乙烯乙二醇溶液的输送泵由于介质的密度、比热容和粘度均与水有较大的差别, 所以泵的流量、扬程、效率和工作压力等技术参数的选择应予注意。

(1) 载冷剂泵的流量 载冷剂的凝固温度取决于制冷机的设计蒸发温度及储冰装置所需要的最低的蒸发温度。它的凝固温度决定了载冷剂的质量分数。当制冰装置采用乙烯乙二醇作为循环流体时, 使用的质量分数常为 $25\% \sim 30\%$ 。乙烯乙二醇溶液的密度、凝固点和比热容性能, 可查阅本书附录的图表。通过这些图表可以进行质量分数和体积分数之间的换算, 并可查到相应的凝固点温度。

载冷剂的流量计算公式:

$$q_{vz} = 3600 Q_z / [c \rho (t_1 - t_0)] \quad (8-9)$$

式中 q_{vz} ——载冷剂的流量 (m^3/h);

Q_z ——热负荷 (kW);

c ——载冷剂比热容 [$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{k})$];

ρ ——密度 (kg/m^3);

t_1 ——载冷剂出口温度 ($^\circ\text{C}$);

t_0 ——载冷剂进口温度 ($^\circ\text{C}$)。

例题 制冷机制冷量为 1582kW , 采用乙烯乙二醇溶液的质量分数为 25% , 蒸发器载冷剂进口温度为 -1.67°C , 出口温度为 -4.44°C 。求该机组所需用的载冷剂的流量。

解: 查得质量分数为 25% 时的体积分数为 27.5% ; 凝固温度为 -10.6°C ; 载冷剂平均温度为 -3.06°C ; 密度 $1038\text{kg}/\text{m}^3$; 比热容 $3.852\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{k})$ 。按式 (8-9) 计算, 则

$$\begin{aligned} q_{vz} &= 3600 \times 1582 / [3.852 \times 1038 \times (-1.67 + 4.44)] \\ &= 514.2 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

在选择载冷剂的流量时，其裕量一般取 5%~10% 较为合理，过大了会增加耗电量。

(2) 扬程 由于载冷剂的密度和粘度都比清水大，其设备和输送管道内的流动阻力都会加大。设备的压降必须由设备供应商给予正确提供，而管道流动阻力可以通过修正得到。图 8-32 示出乙二醇溶液的动力粘度，图 8-33 示出载冷剂的运动粘度相对应的压降修正系数。载冷剂输送管道压降的计算是以清水流经管道的压降为基准值，再乘以载冷剂压降修正系数。运动粘度的计算公式如下：

$$\nu = \mu / \rho \quad (8-10)$$

式中 ν ——运动粘度 (m^2/s)；
 μ ——动力粘度 ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)；
 ρ ——质量密度 (kg/m^3)。

在上例中，质量分数为 25%、载冷剂平均温度为 -3.06°C 时，查得载冷剂的参数：动力粘度为 $4.0 \times 10^{-3} \text{Pa}\cdot\text{s}$ ；质量密度为 $1038 \text{kg}/\text{m}^3$ ；运动粘度为 $4.0 \times 10^{-3} / 1038 = 3.83 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ ；压降修正系数约为 1.20。

在载冷剂开式环路中，载冷剂泵的扬程还须考虑载冷剂的提升高度，同样需乘以载冷剂的密度修正系数。这个修正系数的值，是将载冷剂的密度除以清水的密度得到的。

(3) 载冷剂泵的工作压力 载冷剂泵的工作压力的考虑方法与清水泵基本上是一样的，只是在考虑管内载冷剂受重力影响产生的静压力时，同样需乘以载冷剂的密度修正系数。

(4) 载冷剂泵的效率 在得到了载冷剂泵的流量、扬程和工作压力后，就可以选择泵了。但由于介质密度的不同，不能按一般清水泵的参数选用，须要供应商重新选型，确定电动机功率，并且必须工作在泵的高效率区段内。

此外，还需要特别注意载冷剂泵的密封性能，以防止因载冷剂泄漏引起的载冷剂质量分数的变化。

3. 蓄冷槽

蓄冷槽的选择是蓄冷式空调成功与否的关键之一，目前常用的是水蓄冷槽和冰蓄冷槽。

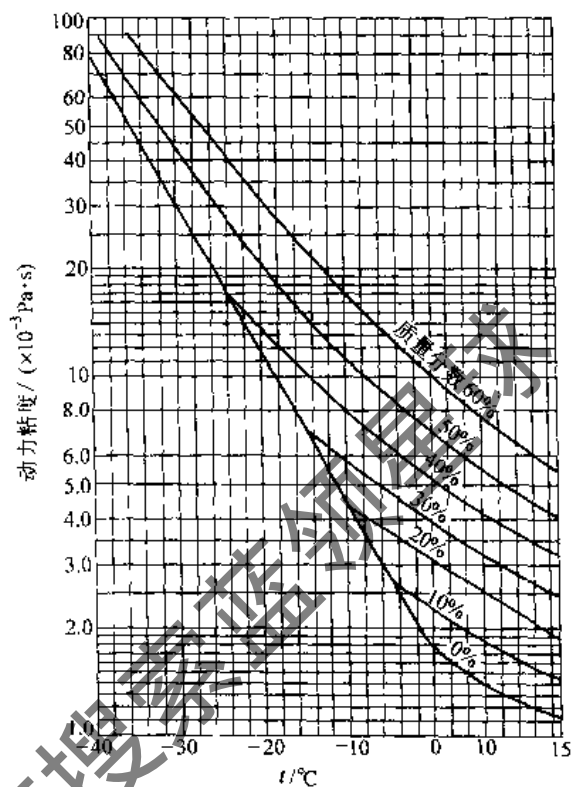


图 8-32 乙二醇溶液的动力粘度

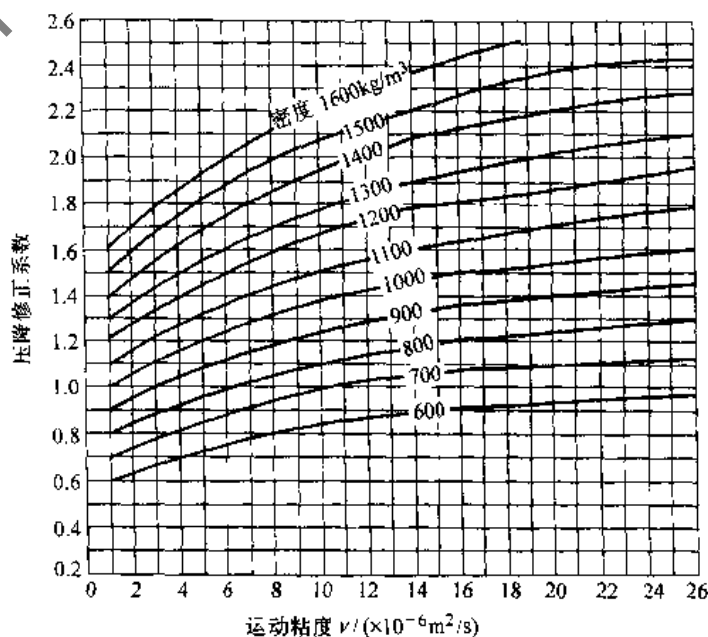


图 8-33 压降修正系数

(1) 水蓄冷槽 水蓄冷槽虽然简单,但设计和选择仍需注意以下问题:

1) 较高的储冷效率。储冷效率是指释冷容量与储冷容量之比。由于储冷水槽的表面热损失和内部传热损失,使得释冷容量一定是比储冷容量小,一般为 80%~95%;

2) 良好的保温性能。为减少体积庞大的蓄冷水槽表面散热损失,需要选用保温性能良好的储水槽;尤其是埋入土中的蓄冷水槽除了要注意保温性能外,还要注意它的防水性能。

3) 低的内部传热损失。储冷水槽内部有经用户使用后回来的高温冷冻水和经制冷机降温后的低温冷冻水。高低温冷冻水之间的传热使得低温冷冻水的水温上升,过高温度的冷冻水就会使空调系统难以正常运行,损失了可使用的储冷量;而内部传热也使高温冷冻水降温,然后进入制冷机,会使制冷机的制冷量和制冷效率都有所损失。内部传热损失的途径有两个:一是水通过储冷水槽内部隔板的热传递;二是不同温度的冷冻水界面之间的热传导和混合。前者可以通过选用隔热性能好的材料来解决,而后者往往是采用先进的储冷水槽型式来解决。近几年来,人们将迷宫分层、利用温差实现温度自然分层和利用空桶切换等技术应用于储冷水槽中,取得了较好的效果。

(2) 冰蓄冷槽 冰蓄冷槽的型式很多,常用的有冰盘管式、完全冻结式、冰球式、机械制冰式、冰晶式等,但在设计选用时必须要注意以下几个问题:

1) 使机组有较高的制冰效率。制冷机组在制冰工况时必定要降低它的蒸发温度,通常每降低 1℃的蒸发温度,制冷主机的单位制冷量耗电量会增加 3%~4%;制冰槽内结冰厚度越厚,所需要的载冷剂温度或制冷剂的蒸发温度就越低,耗电量也就越大,因此制冰槽的构造应有利于降低结冰厚度。但结冰厚度太薄,储冰装置的体积会太大,占用空间浪费。一般经济结冰厚度为 50~70mm。

2) 储冰密度要大。由于储冰装置的占地面积较大,因此提高储冰密度和建筑空间的有效利用率显得十分重要。通常要求储冰体积不超过 $0.0284\text{m}^3/\text{kW}\cdot\text{h}$,或占地面积不超过 $0.0142\text{m}^2/\text{kW}\cdot\text{h}$ 。如储冰装置能埋入地下或筏基内则更佳。

3) 冰的堆积系数要高。堆积系数定义为结冰的体积与储冰装置内容积的比,通常应大于 50%。堆积系数越大,所需的储冰容积越小,其热损失相应也小。

4) 结冰和溶冰速度要快。结冰和溶冰是储冰槽最基本的两种运行模式。结冰速度快说明储冷能力强,有利于在规定的时间内储存足够的冷量;结冰速度快也有利于载冷剂或制冷剂温度的提高,制冷效率较高。溶冰速度快有利于在单位时间内释放足够的冷量,满足系统负荷对冷量的要求;性能好的储冰槽在自控阀门的帮助下,能在规定的溶冰时间内提供较为稳定的低温冷冻水,满足空调系统,尤其是采用低温送风的空调系统使用要求。结冰和溶冰速度的快慢与储冰槽的型式、构造、载冷剂、温差、热交换面积等许多因素有关。

5) 良好的保温、防水性能。为减少热损失,保证使用寿命,必须有良好的保温和防水性能。

6) 满足系统运行的要求。当开式结构的储冰槽并不是处于系统的最高位置时,一旦冷冻水循环泵停止运行时,高于冰槽的系统中的水就会大量地倒流到冰槽中,造成满溢,这时必须使用闭式结构的储冰槽;有的空调系统采用闭式供水系统直接将载冷剂送至用户,储冰槽亦应采用闭式结构的筒体。因此必须根据储冰槽安放的位置或空调水系统的设置方法,准确选择不同构造的储冰槽。

7) 价格要便宜。储冰式空调系统储冰装置的价格是用户最关心的因素之一,它直接影响到该系统的投资回收年限,也会往往成为决定是否采用冰蓄冷系统的先决条件。

8) 管理、维护和使用寿命。由于储冰系统的特殊性和复杂性,应尽量选用那些操作管理方便、维护保养简单的产品;使用寿命应与其他设备相当,ASHRAE 规定为 25 年。

4. 板式换热器

在采用载冷剂循环的储冰系统中,为了减少系统中乙二醇溶液的充注量,减少日常使用时乙二醇溶液的消耗量,保证空调末端装置表冷器的传热性能,解决开放式储冰装置在闭式循环冷冻水系统中的节能运行的问题,通常采用板式热交换器实现载冷剂与空调冷冻水的冷量交换。

按照乙二醇溶液的特性,它的热导率是随着载冷剂的质量分数的加大和温度的降低而降低的。这会影响到换热器的换热面积,计算时须特别注意。此外,由于乙二醇溶液的粘度的加大,势必造成换热器的载冷剂侧流动阻力的加大,在载冷剂水泵扬程的选择时须注意。

8.3 螺杆式制冷机组在冷冻、冷藏工程中的应用

8.3.1 概述

20 世纪 50 年代末,喷油螺杆压缩机的出现,推动了螺杆式压缩机的发展,也推广了螺杆式制冷压缩机的应用。螺杆式制冷压缩机结构简单、易损件少、排气温度低、压缩比大、不怕带液带尘、可实现无级能量调节、机器振动小、运转可靠使用年限长,一般累计运行 4 万 h 才需大修一次。螺杆机的诸多优点使其得以广泛应用。70 年代初在上海大场肉联厂率先采用了上海第一冷冻机厂研制生产的 1047kW 氨制冷螺杆压缩机和日本神户制钢所的二台螺杆式制冷压缩机。上海外贸冷冻五厂引进了日本前川制作所生产的 R22 配组二级螺杆式制冷压缩机。当时采用的螺杆式制冷压缩机组最大的缺点是噪声过高,一般都在 90dB(A) 以上,个别机组甚至高达 104dB(A),过高的噪声阻碍了螺杆式制冷压缩机的推广应用。随着螺杆式制冷压缩机制造技术和产品质量的不断提高,使用户重新建立了信心,1983 年在上海友谊集团吴中路冷库的设计中,又一次采用了螺杆式制冷压缩机,除了单级螺杆式制冷压缩机外,还使用了我国第一台带经济器的螺杆式制冷压缩机。

从 80 年代初起,螺杆式制冷压缩机在冷冻和冷藏领域得到了广泛应用,在 60~1200kW 制冷量范围内应用推广的速度相对较快。在冷却、冻结、冷却物冷藏和冻结物冷藏等各种制冷系统中,都应用了螺杆式制冷压缩机;对制冷系统自动控制和节能要求较高的场合,更能展现螺杆式制冷压缩机的魅力;在中间冷却器带负荷的制冷系统中,螺杆式制冷压缩机成了十分理想的制冷主机。

8.3.2 制冷机组选用要点

制冷压缩机是制冷系统的核心,除了保持正常运行,还应十分重视节能。国内冷库的动力消耗约占仓储成本的 25%~30%,据某些发达国家的统计亦占 20%;上海一些低温库的统计又表明,在整个动力消耗中,制冷压缩机的电耗最高,占 63.6%。螺杆式制冷压缩机的合理应用和优越性,除了对压缩机本身的内容积比、压缩型式、噪声水平、冷却方式和机电一体化等要求之外,还有赖于设计过程中对制冷对象的详尽了解、对制冷负荷的准确计算、对辅助设备的合适选配和对自动控制的恰当定位;施工安装过程中,严格做到各有关规范、施工图设计和设备技术文本要求,并做好单机和系统调试;日常运行管理中建立齐全的操作管理制度、设备维修制度、用电用水等能源单耗统计。在保证设备正常运行的基础上寻求进一步节能措施。

1. 热负荷计算

热负荷计算是压缩机选用的重要基础,在长期的实际应用中总结出不少经验数据方便了应用。需要注意的是事物总在不断发展,制冷对象的要求也在不断地变化和提,所以不能图简便而生搬硬套经验数据,应当根据不同的情况和制冷对象的要求,按实际数据进行计算并仔细分析,从而合理选配螺杆式制冷压缩机及其辅助设备。热负荷的具体计算方法在有关规范和手册中有详细介绍,以下仅对要点略作表述。

(1) 热负荷计算的一般程序 热负荷计算的一般程序可由图 8-34 来表示。

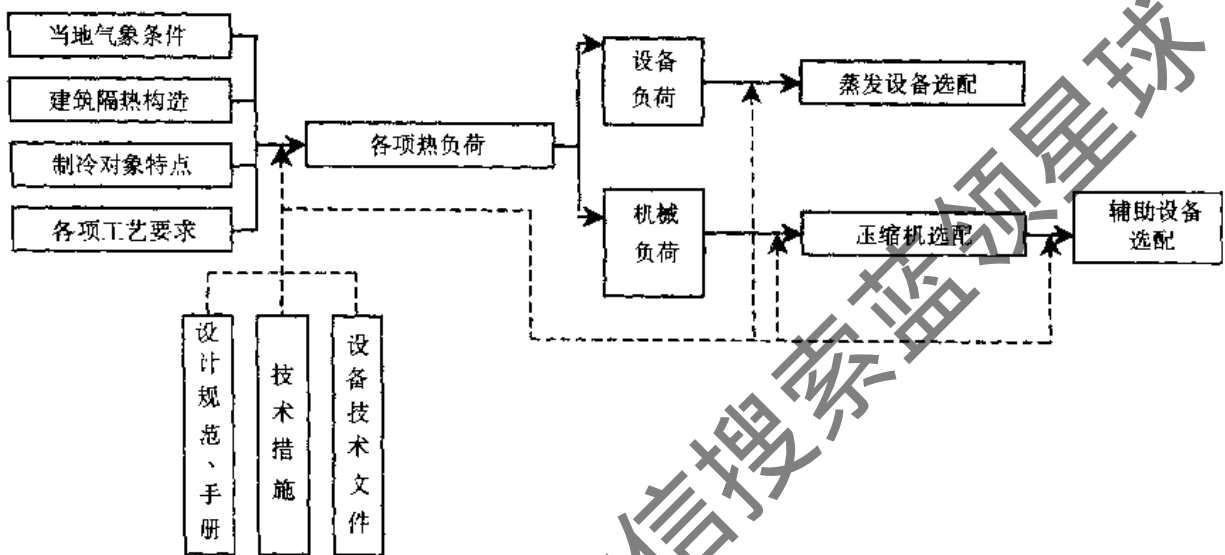


图 8-34 热负荷计算一般程序

(2) 注意区分设备负荷和机械负荷 制冷热负荷的计算,首先应对每一个制冷对象逐一进行计算,该负荷称为冷间冷却设备负荷,按下式计算:

$$Q_s = Q_1 + PQ_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 \quad (8-11)$$

式中 Q_s ——冷间冷却设备负荷 (W);
 Q_1 ——围护结构热流量 (W);
 Q_2 ——货物热流量 (W);
 Q_3 ——通风换气热流量 (W);
 Q_4 ——电动机运转热流量 (W);
 Q_5 ——操作热流量 (W);
 P ——货物热流量系数。

设备负荷的计算一般按最大热流量,以每个冷间或每个装置为单元进行计算。根据计算结果对冷间或装置的冷分配设备予以选择和配置。

制冷热负荷计算还应对不同的蒸发温度按下式计算该系统所需的制冷压缩机的制冷量:

$$Q_j = (n_1 \sum Q_1 + n_2 \sum Q_2 + n_3 \sum Q_3 + n_4 \sum Q_4 + n_5 \sum Q_5) R \quad (8-12)$$

式中 Q_j ——机械负荷 (W);
 n_1 ——围护结构热流量的季节修正系数,一般取 1;
 n_2 ——货物热流量折减系数;

n_3 ——同期换气系数，一般取 0.5~1.0；

n_4 ——冷间用的电动机同期运转系数；

n_5 ——冷间同期操作系数；

R ——制冷装置和管道等冷损耗补偿系数，一般直接冷却系统取 1.07，筒接冷却系统取 1.12。

机械负荷以每个蒸发温度系统为单位进行计算，根据计算结果，对该蒸发温度的制冷压缩机予以选择和配置；如果是需要二级压缩的低蒸发温度系统，则是对低压级压缩机或是对单机二级压缩机予以选配。

对于设备负荷和机械负荷，必须注意它们计算对象和计算目的的不同。一般一个制冷系统的机械负荷比其制冷对象设备负荷之和小，对象越多、系统越大，两个负荷的差值就越大；但是，对于一对一的分散式制冷系统，由于设备和管道等冷损耗原因，其机械负荷大于设备负荷。

(3) 根据压缩机运行工况合理配置辅助设备 当按计算的机械负荷配好制冷压缩机后，应根据所配压缩机实际运行工况下的各有关技术数据，对制冷系统的辅助设备计算和合理配置。

低压系统的辅助设备，一般按每个蒸发温度系统分别予以计算和配置（个别共用设备如集油器或排液桶等除外）。高压系统的辅助设备，如果是合用一个高压系统的集中式制冷系统，则需按所有压缩机的负荷需要予以配置；如果是分散式系统或是机组型式，则只需对各自压缩机的需要予以计算和配置。

2. 压缩机单机制冷量和配机台数的确定

压缩机的主要选配依据是某蒸发温度工况的机械负荷，然后寻找在该工况下制冷量能满足负荷需要的压缩机。一般压缩机制冷量宜大勿小，台数宜少勿多，避免由于过多的压缩机而引起机房过大、系统复杂等弊病。但是，也要考虑到压缩机的配置要适应制冷负荷的变化、制冷对象的具体要求和制冷系统的灵活性要求等，避免出现“大马拉小车”的不合理运行。在不设备机的原则下，要使各蒸发温度的压缩机之间，能有临时借用或分担高峰负荷的灵活性。压缩机的选配中，还要注意型式尽量统一（如采用了螺杆式压缩机则在同一工程中一般不要再用其他机型），系列避免过多（如螺杆式压缩机公称直径的系列在同一工程中一般不要超过三个），以此简化操作管理、减少零配件备货和方便维护检修。

如果一个制冷系统中有多组蒸发温度系统，则对设备负荷不大的蒸发温度系统，一般只配单台压缩机，对设备负荷大的蒸发温度系统，应仔细分析制冷对象和制冷热负荷的变化，选配能适应这些变化的制冷压缩机台数和制冷量的组合。对于机械负荷过大或需互免干扰的蒸发温度系统，可以分成几个区域分别制冷，或对每个对象单独制冷，在系统组合上可以采取可分可合的措施，适应负荷变化灵活使用的需要。对于蒸发温度较高但负荷并不大的对象，可以采用蒸发压力调节阀的措施，并入相近较低的蒸发温度系统运行，不单独设置制冷压缩机，同时也简化了制冷系统。

制冷负荷的变化还体现在季节不同，生产淡旺季不同，制冷对象的品种、贮存方式和温度带要求不同，以及变蒸发温度等许多方面。总之，对制冷机械负荷的各种变化，应认真计算、仔细分析和科学归类，以此对制冷压缩机的制冷量和台数合理选配。

对于中间冷却器带负荷的二级压缩系统，其低压级压缩机可以参照上述原则进行配置；其高压级压缩机则应根据较高蒸发温度，只需单级压缩的负荷与二级压缩高压机负荷之和进行选

配，其具体配机的制冷量和台数，不但要符合负荷变化的需要，还要符合高低压配机和能量调节的需要。

对于分散式制冷系统，压缩机配置的考虑相应简单许多，但是对每一个制冷对象也应分析它的热负荷变化，从而对其压缩冷凝机组中采用单机头还是多机头予以合理确定。

3. 螺杆制冷压缩机内容积比的选择

单级螺杆式制冷压缩机的应用十分广泛，在压缩机样本的性能曲线中，蒸发温度的可用范围为 -40~5℃。需要注意的是，不能简单地根据性能曲线来选用螺杆式制冷压缩机，还要根据实际运行工况压缩比变化的情况，选定合适的螺杆式制冷压缩机的内容积比。如果实际运行过程中压缩比的范围变化很大，或者出于自动调节的需要，可以选用内容积比可调节的螺杆式制冷压缩机。

对 R717 螺杆式制冷压缩机，不同的内容积比所适用的压缩比范围见表 8-10。图 8-35 为内容积比选择图，也提供了螺杆式制冷压缩机经济合理选用的一种方法。

表 8-10 内容积比及其所适应的工况范围

R717 标准工况压缩比 = 4.92							
内容积比 V_i	适用的压缩比 σ 范围	$t_c = 30^\circ\text{C}$		$t_c = 40^\circ\text{C}$		$t_c = 50^\circ\text{C}$	
		蒸发温度/ $^\circ\text{C}$	压缩比	蒸发温度/ $^\circ\text{C}$	压缩比	蒸发温度/ $^\circ\text{C}$	压缩比
2.6	$\sigma \leq 4$	5	2.20	5	3.02	5	—
		0	2.72	—	—	—	—
		-10	4	3	4.05	0	4.14
3.6	$4 \leq \sigma \leq 6.13$	-10	4	-3	4.05	0	4.14
		-20	6.13	-14	6.3	-11	6.37
5	$6.13 \leq \sigma \leq 9.7$	-20	6.13	-14	6.3	-11	6.37
		-30	9.7	-24	9.8	-21	9.78

4. 单级、二级压缩和带经济器螺杆式压缩机的选择

螺杆式制冷压缩机的压缩型式有单级、带经济器的准二级和二级压缩三种型式。准二级压缩中，经济器的配备可以由机组自带，一台压缩机带一个经济器；也可以几台压缩机合用一个经济器。二级压缩可以由单级螺杆式压缩机配组完成，也可以由单机二级压缩的螺杆机来完成。

现以上海地区为例，表 8-11 所示是该地区低温库常用的设计工况及其压缩比，可见，表中最小的压缩比 11.17 超过了表 8-10 的最大压缩比 9.7，更不用说图 8-35 所示的经济压缩比 4.7~5.5 了。表 8-12 是上海某冷库全年实际月平均冷凝压力和设定蒸发压力的压缩比，由此表可知，6~9 月超出了单级螺杆制冷压缩机的适用范围，这段时期正是全年运行的最高峰。无论是设计参数还是实际运行数据，都说明了单级螺杆制冷压缩机不宜用于南方地区的低温工况。蒸发温度在

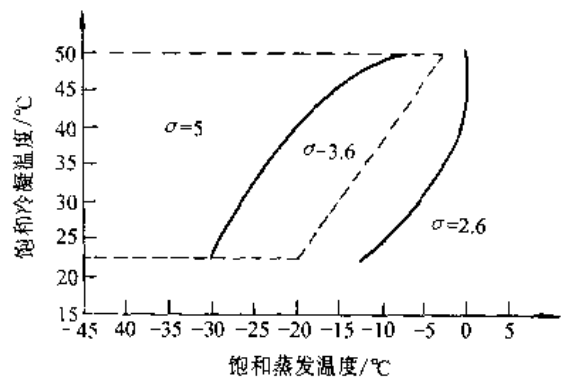


图 8-35 内容积比选择图

- 注：1. 作为升压压缩机（即二级压缩机的低压机）时，其内容积比一律采用 2.6。
 2. 当内容积比处于交界线时，宜按低的容积比采用，这样在环境温度较低时，可以得到较低的冷凝温度。
 3. 在内容积比为 3.6 范围内，虚线表示单级螺杆的经济界限压缩比为 4.7~5.5，从经济角度看，虚线左侧最好采用二级压缩机。

-20℃以下，单级螺杆机的运行经济性差，蒸发温度越低、效率越低、能耗越大，长期运行会带来能源的过量消耗，并使压缩机过早损坏。

表 8-11 上海地区低温库常用设计工况压缩比

常用工况	$t_c/^\circ\text{C}$	38		
	p_c/MPa	1.47		
	$t_e/^\circ\text{C}$	-28	-30	-33
	p_e/MPa	0.132	0.119	0.103
压缩比 p_c/p_e		11.17	12.30	14.26

表 8-12 某库月平均冷凝压力和压缩比

月 份	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
平均 p_c/MPa	0.72	0.75	0.70	0.84	1.11	1.17	1.23	1.23	1.22	1.06	0.88	0.83
相应 $t_c/^\circ\text{C}$	14.5	16	14	20	28	30	32	32	31.5	27	21	19
设定 $t_c/^\circ\text{C}$	-30											
相应 p_c/MPa	0.11946											
压缩比 p_c/p_e	5.99	6.23	5.82	7.05	9.27	9.76	10.25	10.25	10.17	8.86	7.38	6.97

当单级螺杆式制冷压缩不适宜时，可采用二级螺杆式制冷压缩机，但将使系统和操作都变得复杂。带经济器的螺杆式制冷压缩机有较宽的运转条件，单级压比大，比二级螺杆式制冷系统容易控制、系统简单、占地面积亦小。从制冷性能分析，经济器螺杆在-30℃低温工况下与二级螺杆相比，效果几乎等价，故可取而代之。经济器螺杆和单级螺杆相比，优越性更加明显。据瑞典 STAL 厂的测试结果，增加经济器后，在不同工况下，产冷量可提高 20%~40%，COP 值可提高 5%~30%。一般，当蒸发温度低于-35℃时，采用二级螺杆压缩较为经济。

上海某 3000t 冷库，R717 低温系统的设计冷凝温度 $t_c = 38^\circ\text{C}$ ，蒸发温度 $t_e = -30^\circ\text{C}$ ，所需机械负荷 $Q_j = 227\text{kW}$ 。初步设计时选用 KA16C 单级螺杆压缩

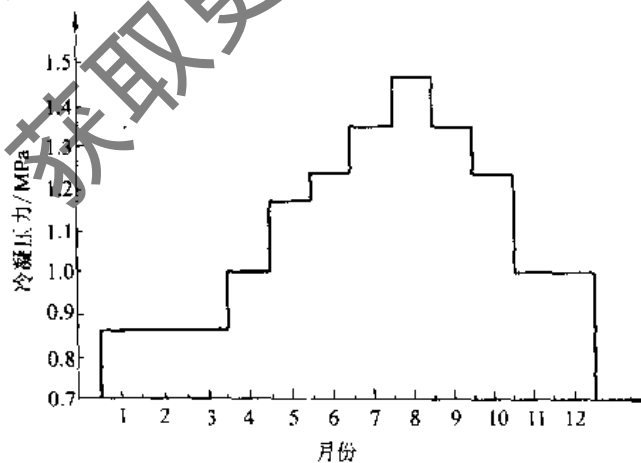


图 8-36 冷库全年运行冷凝压力变化图

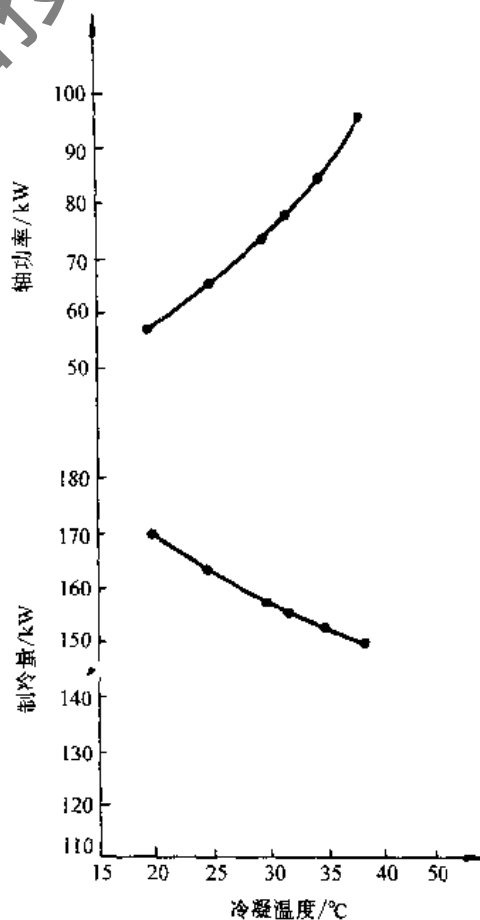


图 8-37 KA16C-1 在低温库应用的性能曲线

机,施工图设计时选用了 KA16C—1 带经济器的螺杆压缩机,节能效果十分明显。图 8-36 是该冷库全年运行的实际冷凝压力,图 8-37 是 KA16C—1 螺杆压缩机在该低温库应用的性能曲线。由此两图可得 KA16C—1 和 KA16C 两种机器,在实际工况运行时的性能对照和节能情况,分别见表 8-13 和表 8-14。在表 8-14 的基础上,又可得出全年运行的节电分布,如图 8-38 所示。该冷库全年可节电 52500kW·h,由图可知,节电的最高峰是 8 月份,可节电 15674kW·h,占全年节电的 29.9%;节电的高峰期是 7、8、9 这三个月,可节电 33437kW·h,占全年节电的 63.7%。由此实例也充分展现了带经济器螺杆式制冷压缩机的节能效果。

表 8-13 实际运行工况时两种机器性能对照表

$t_c/^\circ\text{C}$	Q_c/kW (KA16C/KA16C—1)	P/kW (KA16C/KA16C—1)	COP/ (kW/kW) (KA16C/KA16C—1)
38	116.3/150	86/90	1.35/1.67
35	127.9/152.3	80.5/83.7	1.59/1.82
32	137.2/155.2	76/77.8	1.81/2.00
30	143/158.1	71/74.2	2.01/2.13
25	155.8/163.9	64/65	2.43/2.52
20	165.1/169.8	56/57	2.95/2.98

注: $t_e = -30^\circ\text{C}$ 。

表 8-14 实际运行工况时节能情况表

运行工况/ $^\circ\text{C}$ (t_c/t_e)	COP/ (kW/kW) (KA16C/KA16C—1)	所需功率/kW (KA16C/KA16C—1)	节约功率/kW	每天节电 /kW·h
38/-30	1.35/1.67	167.7/136.1	31.6	505.6
35/-30	1.59/1.82	142.8/124.6	18.2	291.2
32/-30	1.81/2.00	125.6/113.6	12.0	192
30/-30	2.01/2.53	112.6/106.4	6.2	99.2
25/-30	2.43/2.52	93.1/89.9	3.2	51.2
20/-30	2.95/2.98	76.9/76.1	0.8	12.8

注: 每天运行时间以 16h 计。

5. 油冷却方式的选择

螺杆式制冷压缩机油冷却方式有三种:水冷却、液体制冷剂冷却及制冷剂喷射冷却。制冷剂喷射冷却只要求制冷系统中的高压供液管引至机头,由自控执行机构控制自动喷液。转子公称直径为 125~315mm 的螺杆制冷压缩机,如果采用水冷却的油冷却器,其用水量为 5~200m³/h,其水质要求见表 8-15 所示。为了节约用水,油冷却器的冷却水可以用冷却塔冷却循环使用。水冷式油冷却器在运行管理中还需要定期清洗,冬季要注意防冻。

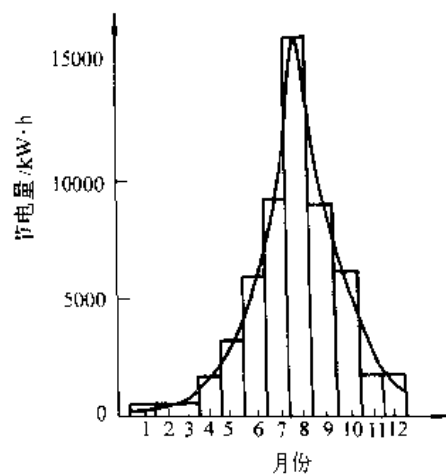


图 8-38 全年节电情况分布图

表 8-15 冷却水中各元素的最大允许含量

(单位: mg/L)

指 标	浑浊度	硫化氢	铁	硫酸钙
最大允许含量	50	0.5	0.3	1500~2000

注: 当水质中的二氧化碳含量较大时, 其碳酸盐硬度可按表 8-16 选用。

表 8-16 冷却水在不同的二氧化碳含量下的硬度要求

游离的二氧化碳的含量/(mg/L)	不同水温所允许的碳酸盐硬度(度)	
	20℃	30℃
10	9.1	8.3
20	11.5	10.4
30	13.2	12.0
40	14.5	13.2
50	15.6	14.2
60	16.6	15.1
80	18.3	16.6
100	19.7	17.9

用液体制冷剂冷却的油冷却器, 是一种壳管式换热器。管内流动的是冷冻油, 管外、壳内液体制冷剂在冷凝压力下, 蒸发吸热冷却冷冻油。另一种油冷却器的制冷剂在管内蒸发, 冷冻油在管外冷却。油冷却器的液体制冷剂来自冷凝器, 蒸发后的制冷剂可以接至压缩机的排气管, 再到冷凝器冷凝; 也可以接至热虹吸缸, 再到冷凝器冷凝。需要注意的是: 液体制冷剂基本上是靠重力作用流至油冷却器的, 所以其进液高度应高于油冷却器中心线, 对 R717 系统为 1m 以上, 对 R22 系统为 3m 以上; 当有多台机并联运行时, 其高度还要提高, 以确保每个油冷却器的供液量。液体制冷剂冷却的油冷却器, 最主要的优点是省却了水路系统, 避免了由于水垢对传热的影响, 不需要采取防冻措施, 简化了操作和运行管理。

6. 关于噪声的处理

根据卫生部和国家劳动总局颁发的《工业企业噪声卫生标准》规定, 8h 工作制的允许噪声应不高于 85dB (A)。如果要求每一台螺杆式压缩机的噪声值低于该标准, 基本是不可能的, 即便是活塞式制冷压缩机也不可能达标。只有对压缩机或压缩机房采取降噪措施, 才能满

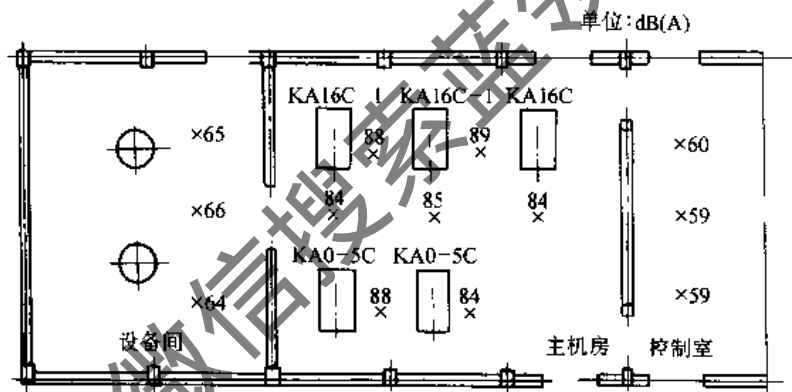


图 8-39 3000t 冷库机房噪声测试

注: 测试日期: 1987 年 6 月 22 日; 测试仪器: PSJ-2 声级机;

测点高度: 离地 1.5m; 测试地点: 特供综合库;

测定单位: 上海第二商业局设计室

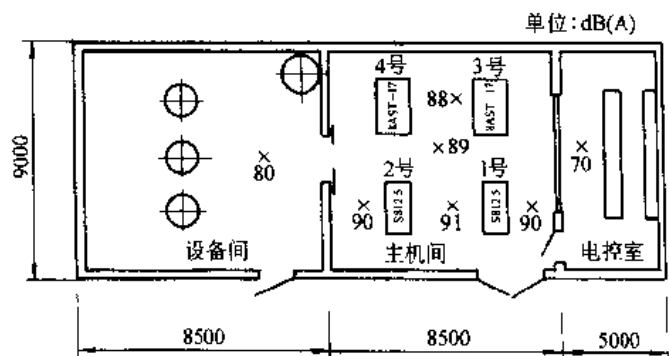


图 8-40 某万吨冷库机房噪声测试

注: 测试日期: 1981 年 7 月 4 日; 测试仪器: PSJ-2 声级机;

测点高度: 离地 1.5m; 测试地点: 薛家浜冷库;

测定单位: 上海市食品研究所、上海市第二商业局设计室。

足标准的规定。压缩机的降噪措施主要是隔振,不宜采用不便观察和可能影响机器性能的隔声罩。机房的降噪措施主要有浮云式吸声吊顶、隔声墙和门窗;控制室的单独设置,起到了“闹中取静”的作用。对上海某 3000 t 冷库螺杆式制冷压缩机房运行的噪声实测见图 8-39,对上海某万吨冷库活塞式制冷压缩机房运行的噪声实测见图 8-40,将两者进行对比,可以清楚地表明两个机房的噪声基本相当,有些情况下,螺杆机房的噪声还会低一些。单台螺杆式压缩机和活塞式压缩的噪声值也相当接近(见表 8-17),只是其频谱范围有所不同。

表 8-17 单台螺杆式和活塞式制冷压缩机的噪声实测

	螺杆式制冷压缩机			活塞式制冷压缩机			
	KAI2.5	KAI6C	KAI6C-1	4V-12.5	8S-12.5	S8-12.5	8ASJ-17
噪声值/dB(A)	87	88	88	84	87	88	86

注:测试日期:1980年(活塞式),1987年(螺杆式);测试仪器:FSJ-2声级机;测点高度:离设备1m远,离地1.5m,四个测点平均值。

根据测试数据,以每天工作 8h 为基础,低于 80dB(A) 的不予考虑,则每天的等效连续声级可按下列式近似计算:

$$L_{eq} = 80 + 10 \lg \frac{\sum (10^{\frac{n-1}{2}} T_n L_n)}{480} \quad (8-13)$$

式中 L_{eq} ——等效连续声级 [dB(A)];

T_n ——一个工作日内几段 (L_n) 的暴露时间 (min);

n ——一个工作日内所划分的段数;

L_n ——中心声级 [dB(A)]。

该机房操作工在 8h 中有 5h 在控制室内观察仪表动态和操作,在设备间、机房走道和螺杆压缩机旁检查和操作停留的时间分别为 1h、0.5h 和 1h,列出的记录见表 8-18,并代入式 (8-13),可算得等效连续声级为 82dB(A),完全满足《工业企业噪声卫生标准》。

表 8-18 等效连续声级记录

测得	同一工作日内连续声级及其暴露时间										等效连续 A 声级	
	n [段]	1	2	3	4	5	6	7	8	9		10
中心声级 [dB(A)]		80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	
压缩机房	暴露时间 T_n /min	360	30	60								

8.4 机房设计

8.4.1 机房位置及技术要求

1. 机房位置的选择与组成

(1) 机房的位置选择 离心式、螺杆式制冷机组的机房按功能分有两类:一类是为建筑物空调服务的冷冻机房,提供空调用的低温冷冻水,常采用冷水机组直接供冷或蓄冷槽与制冷机组组合供冷的方法;另一类是为冷藏、冷冻服务的制冷机房,常采用螺杆式制冷机组。冷冻机房位置的合理选择,对于整个建筑物的合理布局、安全方便地使用是非常重要的。选择机房位

置时，应遵循建筑设计防火规范、采暖通风与空气调节设计规范、冷库设计规范等，并应综合考虑下列因素：

1) 应与建筑物的总体布局相协调，机房应设在既靠近负荷中心，又能使进出机房的各类管道布置方便的地方。冷藏、冷冻的制冷机房和设备间除了要满足上述要求外，选址时还应避开库区的主要交通干线，

2) 由于制冷机房用电功率大，因此机房应靠近变配电房设置，以减少线路压降损失，保证机组正常运行。

3) 对于采用不同制冷剂的机房的布置，应符合下列要求：

① 卤代烃压缩式制冷装置可布置在民用建筑、生产厂房及辅助建筑物内，但不得直接布置在楼梯间、走廊、和建筑物的出入口处。

② 由于氨制冷剂具有强烈的刺激性、毒性、易燃的危险性，因此氨压缩式制冷装置应布置在隔断开的房间或单独的建筑物内，但不能布置在民用建筑和工业企业辅助建筑物内。

4) 单独建造的制冷机房宜布置在全厂厂区夏季主导风的下风向。在动力站区域内，一般应布置在乙炔站、锅炉房、煤气站、堆煤场和散发尘埃的站房的上风向。

5) 为保证机组的散热及可靠运行，并创造一个安全、卫生的工作环境，机房位置的选择应使它能具备良好的通风和采光条件，一般应贴邻外墙布置。

6) 选择机房位置时，还应考虑到设备运行时的振动和噪声对周围房间和环境的影响，一般不应贴邻办公、会议、卧室等房间布置。

7) 采用冷却塔冷却方式的机房，应靠近冷却塔的位置设置，避免粗大的冷却水管占用过多的空间、消耗更多的输送动力。

8) 采用蓄冷槽供冷的制冷系统，应使机房位置尽量靠近蓄冷槽；有条件时最好将蓄冷槽置于机房中，以缩短管道长度和减少冷量损失。

9) 机房位置的选择应方便机组安装就位、维修保养、零部件更换和机组更新。

(2) 机房的组成

1) 采用直接为建筑物提供空调冷冻水的制冷机组的机房，主要包括主机房、水泵房、值班控制室等。若为降低设备承压，有时还需设置热交换机房。

2) 采用蓄冷槽与制冷机组组合为建筑物提供空调冷冻水的机房，与非蓄冷式机房相比，主要增加了储冷槽（罐）和储冷泵，因此需增加储冷机房（空间）。储冷槽（罐）有单独设置，也有设在与制冷机组同一个机房中，亦有直接埋在室外地坪下。

3) 为冷冻、冷藏库服务的制冷机房，规模较小时一般不作分隔；规模较大时，可按不同的情况分别设置主机房（用以布置制冷压缩机）、设备间（用以布置冷凝器、蒸发器等辅助设备）、水泵间、变电间（制冷设备耗电量时需设专用变压器），以及值班控制室和维修贮存室等。

2. 机房设计的技术要求

为保证冷冻机房机组的正常运行，机房应满足以下要求：

1) 机房的出入口和安装洞。机房应设置两个不相邻的出入口，尤其是氨制冷机房应设置两个互相尽量远离的出入口，其中至少应有一个出入口直接对外，机房的门窗应向外开启。机房应预留能通过设备最大搬运件的出入口或安装洞。当无法直接利用室外吊装机械进行设备吊装时，吊装洞上部的梁上宜预留能吊起最大部件的吊钩或起吊设备。

2) 运输通道。为方便机房内各种设备的更换，机房应留有适合最大设备或部件的运输通

道；实在有困难时，可以适当拆除一些易拆装的管道、部件。

3) 机房应有良好的通风设施：

①平时通风。制冷机房应设有通风设施，通风是为了满足消除室内余热量并保证操作人员有足够的清新空气量的要求；

②事故通风。制冷机房内必须设有事故排风设施，目的是为了确保安全生产和保证工人生命安全，尤其是氨制冷机房。

为简化设计、减少设备投资，常把平时通风与事故通风合用一个风机，采用双速或变速风机来满足不同风量的要求。

4) 氨制冷机房的防火要求。氨蒸气与空气混合达到一定比例时是一种易燃、易爆气体，氨压缩机组的防火要求应符合现行《建筑设计防火规范》中的火灾危险性乙类生产厂房的有关规定。

5) 机房内的设备布置空间。机房内的设备布置应考虑操作方便，应有适当的维修空间，并应尽量紧凑，以节约使用面积。

6) 机房楼板与顶板的荷载。荷载应根据设备的安装和检修的要求确定。对于楼板，应考虑机组、水泵、蓄冷槽等设备的重量；对于顶板，应考虑管道、风机等的吊装重量；当冷却塔置于机房屋顶时，顶板还应考虑冷却塔和连接管道的重量。凡运行设备安装时，须考虑其运行的动力系数。

7) 机房应有良好的消声和隔振措施。机房内的操作区与水泵房内的噪声不应大于声压级 85dB (A)；值班控制室的噪声不能大于声压级 70dB (A)。机房内运行振动设备一般均应采用有效的隔振措施，防止固体传声对环境的影响。

8) 机房应设有良好的排水设施。为保持机房的干燥和清洁，满足管道零部件的维修和更换的要求，机房内必须设有排水设施。通常的做法是：①水泵基础四周设排水沟；②机组、水过滤器等都需排水、维修，因此附近应有排水沟、地漏及集水坑等设施；③地下室机房应设置集水坑和潜水泵。潜水泵应尽可能设自控装置，使之能自动排水。

9) 为改善操作人员的劳动条件及便于工作，机房应设给水设施；尤其是氨制冷机房，必须设置。

8.4.2 机房设备布置

1. 设备布置原则

制冷机房的设备布置应力求技术经济合理、实用、安全，并使施工、安装与运行管理方便。设备布置上要满足以下要求：

1) 设备布置应满足制冷工艺流程。机组和各种辅助设备布置时，应使水、油、制冷剂的液和气、空气、电气等系统流程顺、管线短、阀门附件少、安全性高、设备布置紧凑整齐、占地少。

2) 应便于运行操作、设备维修和零部件更换。

3) 应便于接管，包括制冷剂气管和液管、冷却水管、冷冻水管、载冷剂管和油管等各种管道的连接；并满足管道连接的技术要求。

4) 不影响其他设备、线路的布置和使用功能。

5) 应体现美观。

2. 制冷系统设备的布置

1) 制冷机突出部分与配电盘之间的距离和主要通道的宽度，不应小于 1.5m；制冷机突出

部分之间的距离不应小于 1.0m；制冷机与墙壁之间的距离和非主要通道的宽度，不应小于 0.8m。

2) 制冷机房的净高，应根据设备情况而定，并应符合下列要求：①对于采用较安全的制冷剂的压缩机，如卤代烃，不应低于 3.6m；②对于采用氨制冷剂的压缩机，不应低于 4.8m；③机房梁底距机组最高点的距离，一般不小于 1.5m。

3) 设备、管路上的压力表温度计等仪表应设置在便于观察的地方，主机的控制箱、指示仪表应面向主要操作走道。

4) 主机及辅助设备的基础都应高出地坪。基础荷载一般只需要考虑设备的运行重量；基础尺寸可根据设备底座尺寸，但必须满足预埋件对混凝土厚度和深度的要求。

5) 设备就位后应找水平，制冷机组的纵向和横向安装水平度允许偏差均不应大于 1/1000。

6) 整体式制冷机组、卧式冷凝器和蒸发器布置在室内时，应考虑其清洗和更换管子的可能。安装直管式（或螺旋式）蒸发器时，应考虑起吊高度。

7) 当压缩机的气缸需用冷却水冷却时，须准确预埋上水管和排水漏斗，以免妨碍操作。

3. 冷却设备布置

制冷机的冷凝器种类很多，按其冷却方法，大致可分为水冷式、风冷式和蒸发式冷凝器三种基本类型。用于空调系统的冷水机组通常采用组装型式，大都使用水冷式冷凝器，这就必须使用冷却塔或利用自然水源；风冷式和蒸发式冷凝器是利用空气的传热或水分的蒸发将气态制冷剂冷凝成液态制冷剂，与冷却塔一样，它们同样需要冷却用的风机，并布置在开敞、通风良好的地方。

(1) 冷却塔

1) 应布置在通风散热条件良好的屋面或地面上，并远离热源、尘源，特别是在其上风向，应无散热设备、烟囱和粉尘等污染物。冷却塔之间及冷却塔与周围建筑物、构筑物的间距，应按各厂家的产品要求执行。

2) 冷却塔周围若有排热风口或排油烟的风口，该风口应高于冷却塔 2m 以上，水平距离大于 12m 以上。

3) 冷却塔的布置应不影响周围环境的美观，噪声指标应满足国家规范的要求。

4) 应注意冷却塔振动对建筑物的影响。必要时可在冷却塔支架下部装置专用的弹簧减振器，以提高减振效果。

5) 多台冷却塔并联布置时，应使各台冷却塔的集水盘的水位处于同一水平面，并设置平衡管。

6) 冷却塔集水盘底部应高于冷水机组的顶部，以防止冷却水泵停泵后，发生冷却水从冷却塔倒溢和机组冷却水管道中流空的现象。

(2) 风冷式与蒸发式冷凝器 风冷式与蒸发式冷凝器的布置要求同冷却塔 1) ~ 4) 的布置要求。

(3) 冷却水泵

1) 冷却水泵的布置应便于接管、操作和维修。水泵之间的通道一般不小于 0.7m；对于大型水泵，尤其是水平揭盖式双吸泵，更应充分考虑接管和操作维修距离。

2) 水泵应设置隔振基础，进出水接管应设置柔性接头。用于高层或超高层建筑内的水泵，为防止柔性接头在受到高水压的作用时产生过大的变形，应采用带限位拉杆的柔性接头或采用

柔性卡箍式接头。

3) 水泵基础周围应设有排水明沟，以排除水泵的漏水和检修时的放空水。

(4) 水处理设备

1) 水处理设备的布置应方便操作、维修。

2) 物理型（电子式、高压静电式等）水处理设备的布置应有利于电气接线。

3) 化学型水处理设备的布置应有利于电气接线、方便投药及排污。

4. 制冷剂管道的布置

除了组合型的制冷机组外，很多制冷系统都需要将制冷剂管道进行连接布置。这些管道布置时应注意下列要求：

1) 保证充分供给各组蒸发器所必须的液体制冷剂。

2) 合理选择管径，缩短制冷管线，避免过大的压力损失，防止产生闪发气体。

3) 防止液态制冷剂进入制冷压缩机。

4) 防止积沉润滑油在管道系统中，保证制冷压缩机的供油。

5) 应能保持制冷系统的气密性、清洁和干燥。

6) 应考虑操作和检修方便，并尽量整齐布置。

由于各种制冷剂的性质不同，所以采用的制冷剂管道的材料和管道的布置要求也有所不同，可查阅专业书籍和设计手册，并按相应规范进行设计。

8.4.3 机房的职业安全卫生设计和防火、防爆设计

制冷机房的防火、防爆要求，与该机房使用那一种制冷剂有着直接的关系。目前在电制冷机中常用的制冷剂有卤代烃和氨。

制冷剂对人体的侵害及其燃烧性，按美国 ASHRAE34 - 1989 和 ASHRAE34 - 1992b 标准，可分六级：A 级的毒性比 B 级小；A 与 B 级内部又都分为 1、2、3 级，低燃性及无扩张趋势的制冷剂为 1 级，中度可燃性为 2 级，高度可燃性为 3 级。常用的一些制冷剂的毒性可见第 4 章的有关内容。

卤代烃蒸气或液体都是无色透明的、没有气味、大多数对人体无毒害、不易燃烧和爆炸；卤代烃化学分子式中，随着氢原子数的减少，它的可燃性降低，不含氢原子的卤代烃是不燃烧的；当分子式内含氯原子数越少，对人体的毒害性和对金属的腐蚀性就越小。即使这些制冷剂无毒，但空气中含有大量的卤代烃气体时，也会使人窒息死亡；含有氯原子的卤代烃与明火接触时，会分解成有毒的光气（ COCl_2 ）。所以在卤代烃机房设计时应注重职业安全卫生的设计。

氨是目前我国最广泛应用的中温制冷剂，尤其是在冷冻、冷藏工程中应用得很普遍，这是因为它在冷凝器和蒸发器内的压力适中，单位容积制冷量大，流动阻力小，热导率大，价格低廉，不易“冰塞”，对臭氧层无破坏作用。但氨与空气混合，达到一定的程度和温度时，有可能引起燃烧和爆炸，其原因是氨在高温分解出的氢气与空气中的氧气，是极易进行化学反应。当氨的体积分数达到 11% ~ 14% 时，即可燃烧；当氨的体积分数达到 16% ~ 27% 时，遇明火即会爆炸，所以在机房设计时应严格执行规范，按乙类生产厂房的要求进行。

1. 卤代烃制冷剂机房的消防和职业安全卫生设计

(1) 机房的疏散通道、隔墙、楼板等的耐火极限 应满足消防和劳动部门的规范和标准的要求。

(2) 机房应有良好的通风设施

1) 对于 A1 类工质（如 R22、R134a）的制冷机房通风量可按机房内每小时的通风换气次

数 4~6 次确定。当采用开式压缩机时取大值, 采用半封闭或全封闭压缩机时取小值。送风量取排风量的 80% 左右; 亦可按下式计算:

$$q_v = 0.447Q^{2/3} \quad (8-14)$$

式中 q_v ——制冷机房的通风量 (m^3/h);

Q ——制冷机房的总制冷量 (W)。

同时也应按消除机房内余热量确定, 一般余热温升应不大于 10°C , 最高温度应不高于 40°C , 取两者中取大者。

2) 对于 B1 (如 R123) 类工质的制冷机房, 应有严格的通风安全保护措施。当机房采用自然通风的方式, 自然通风口的净断面积至少为:

$$A = 0.138G^{0.5} \quad (8-15)$$

式中 A ——自然通风口的净面积 (m^2);

G ——处在机房内的最大系统中的制冷剂的质量 (kg)。

当开窗面积不足或机房设于地下时, 通常采用机械通风方式, 可按每平方机房面积为 $9.144 \text{ m}^3/\text{h}$ 计算排风量; 亦可采用每小时换气为 4~8 次计算, 送风量取排风量的 80% 左右。此外, 通风量还应满足消除室内余热量的要求, 取二者中大者。

① 事故通风的通风量, 是按排走机房内由于工质泄漏或系统破坏而散发的制冷工质, 按下式计算排风量:

$$q_v = 252G^{0.5} \quad (8-16)$$

式中 q_v ——空气流量 (m^3/h);

G ——处在机房内的最大系统中的制冷剂的质量 (kg)。

② 机房内必须注意气流组织, 避免因机房设备与通风系统布置不当而造成的通风死区, 制冷机应布置在通风气流流过的区域内。

③ 机房内排风口的位置应充分考虑制冷剂与空气的相对密度。当采用蒸气密度比空气大的制冷剂时, 可分设上下排风口, 下部排风口用于排除泄漏的制冷剂, 上部排风口用于排除机房内的余热。

④ 机房内应设监视器 (制冷剂泄漏传感器) 和事故报警器。泄漏传感器应设置在制冷剂气体容易积聚的位置; 报警器报警时, 应自动启动机房通风系统运转。

3) 进风、排风口的布置。进风口应尽可能地远离有害气体、灰尘等场所; 进风口底部一般应距室外地面 2m 以上, 且进风口应比排风口低。当进排风口在同一高度时, 排风口应布置在下风向, 且应远离进风口。

4) 风管穿越防火隔墙、楼板处应设防火阀。

5) 风管应采用不燃材料制作。

(3) 设有安全阀或爆破膜的制冷机组为避免大量的制冷剂滞留在机房内, 应采用安全管将泄出的制冷剂接至室外安全的地方排放; 排出口应远离窗户、进风口; 安全管口应设置防雨设施。当建筑物处于防雷区外时, 安全管顶或其附近应设置避雷针, 其针尖应高出管顶不小于 3m , 其保护范围高出管顶不应小于 1m 。

(4) 机房内除设有常规照明外, 还应设置事故照明。供电系统应配置继电保护装置和漏电保护开关, 设置安全的检修用的低电压照明。

(5) 机房内的照明应根据《民用建筑电气设计规范》的要求, 按表 8-19 中所示的照度值进行设计, 一般情况下可取中值。

表 8-19 民用建筑技术用房照度值

房间名称	照度标准值/lx		
	低	中	高
空调机房、冷水机房、锅炉房、变电房、电梯机房	70	100	150
中央监控室、消防控制室	150	200	300

(6) 对于表面温度较高或较低的管道、机组部件等应进行保温，这既是为了节能，也是为了防止可能发生的烫伤和冻伤。

(7) 在有条件的机房中，尤其是露天设置的机房，应设置专用的操作、值班室。由于机房内的热环境较差（通常为 5~40℃），所以值班室内应设置空调，为保证操作人员的卫生条件，应送入足够的新鲜空气量。新鲜空气的进风口应远离热源、尘源及其他有害物质的排出口。

(8) 值班室应设置隔声性能良好的墙体，宜设置视野合适的双层玻璃观察窗。采用双层窗，除了因其保温效果好以外，还因为它的优良的隔声性能，保证值班人员有一个较安静的工作场所。

(9) 机房内应采用相应的降噪、隔振措施，保证机房内和周围环境的噪声符合国家现行的《工业企业噪声卫生标准》、《城市区域环境噪声标准》，以及民用建筑隔声设计规范中对住宅、学校等各类建筑物室内允许噪声级的规定。通常降噪、隔振的措施如下：

1) 附建式机房内的机组基础与机组机架脚之间应设隔振器；当机房下面没有房间时，隔振器可选用橡胶隔振垫；当机房下面设有房间时，隔振器常选用弹簧隔振器，以保证隔振效果。隔振器通常由机组制造厂配带。

2) 为取得管道与设备之间的隔振效果，在水泵与机组的冷水、冷却水进出管口上，应安装可饶曲的橡胶软接管或金属软管；也可以在设备进出口的管段上，采用多个柔性卡箍接头。

3) 在离设备较近的管道支架、吊架上，应设置隔振橡胶或弹簧吊架。

4) 水泵应设置隔振台座，以减少振动与噪声对室内、外环境的影响。隔振台座一般由基础底板和隔振器组成。基础底板位于水泵下部，与水泵固定，其质量一般为水泵的 2~3 倍，厚度约为 150~300mm。在基础底板下设置隔振器。隔振器通常有弹簧隔振器、橡胶隔振器和弹性衬垫材料。当水泵的转速 $\leq 1500\text{r}/\text{min}$ 时，宜选用弹簧隔振器；当水泵的转速 $> 1500\text{r}/\text{min}$ 时，宜选用橡胶隔振器。另外，还有结合弹簧和橡胶隔振器优点的阻尼弹簧隔振器，它具有自振频率低、阻尼性能稳定的优点，已被大量应用在工程中。

5) 如果风机安装在地面或吊装在楼板上，同样需要安装隔振台座。地面安装时可设置隔振器；吊装时可采用弹性吊架。弹性吊架有橡胶隔振型，也有弹簧隔振型和阻尼弹簧型。选用时，需考虑振动频率、荷载、变形量等因素。

6) 机房通风系统采用的送、排风机应选用高效、低噪声型。与风道连接时应采用柔性接管。当选用的风机噪声较大时，应在风道的适当部位设消声器。常采用的消声装置有消声弯管、管式消声器、阻抗复合式消声器和消声静压箱等，种类繁多。消声器选用时，应全面分析噪声源的频谱特性，有针对性地选择各种消声器，同时应控制通过消声器的风速，防止产生“二次噪声”。

7) 在有条件的机房中，可将噪声较大的设备（如水泵等），设置在隔声性能较好的单独的房间内，以减弱噪声的传播。

8) 在机房适当的墙面上设置吸声材料，可减少反射声约 6dB (A) 左右。一般的做法是采用穿孔板为饰面材料，内侧为装在布袋内厚 50~100mm 的离心玻璃棉。也有将防吹散型的乳

胶护面的离心玻璃棉板，直接贴在机房墙面上，但这样的做法对吸收低频声的作用较差。

9) 在机房内设置空间吸声体，对降低机房噪声的效果较好。它是将吸收构件直接悬挂在机房顶板下和较大噪声的设备上部的空间内。由于机房上部空间布置的管道设备较多，所以在小型机组或设备噪声较低的机房内，很少采用这种方法。

(10) 机房外设置的冷却塔也应采用相应的降噪、隔振措施，保证建筑物内和周围环境的噪声符合上述国家现行噪声标准，以及民用建筑室内允许噪声级的规定。通常降噪、隔振的措施如下：

1) 冷却塔应尽量不要放置在对噪声要求较高的办公室、客房、会议室等屋顶；必须放置时，应采用弹簧隔振器，以取得较好的隔振效果。

2) 对于水滴声较大的冷却塔，可在集水盘中铺设吸声毡垫或其他吸声材料，以减缓水滴下落时的冲击速度。

3) 在与冷却塔进、出水管连接的管道上，宜设置橡胶软接头进行隔振。

4) 为减少冷却塔噪声对周围环境的影响，也有采用隔声围挡板。但设置时须注意对冷却塔气流的影响。

(11) 正确选择和布置隔振器通常应注意以下几点：

1) 每个隔振器在一定的荷载作用下都对对应有一个固有频率，而设备的运转（或振动）频率与固有频率之间的频率比应 ≥ 2.5 ，这是关系到隔振效果的重要参数。

2) 隔振器所承受的荷载，应在该隔振器允许的最小和最大荷载内。一般应大于最小荷载的5%~10%，不得超过最大荷载值。

3) 隔振台座的振动量应控制在规定的许可范围内，若无规定，一般控制振动速度 $v \leq 10\text{mm/s}$ 。如果设备的振动幅度太大，应采用阻尼型弹簧减振器。

4) 选用橡胶减振器时，要注意环境温度对橡胶减振器的压缩变形量的影响。常采用厂家提供的极限压缩量的 $1/3 \sim 1/2$ 。

5) 水泵的隔振支承点（隔振器）一般可选用4个（四角布置）。当设备质量或尺寸较大时，可选用6个，甚至8个。为保证每个隔振器的压缩变形量基本相等，可采用调整隔振器的安放位置的方法来解决，通常要求对角线高低误差不大于3mm。

2. 氨制冷机房的职业安全卫生设计和防火、防爆、防静电设计

卤代烃制冷机房的消防和职业安全卫生设计要求，同样适用于氨制冷机房。除此以外，由于氨与空气混合后的易燃易爆的特性，它的防火要求必须符合现行《建筑设计防火规范》中火灾危险性为乙类建筑的有关规定，即机房的耐火等级、层数、面积、防火间距、防爆、安全疏散等要求。

1) 以氨作为制冷剂的制冷机房，应布置在隔断开的房间或单独的建筑物内，不能布置在民用建筑和工业企业辅助建筑物内，也不能布置在地下室和半地下室内。

2) 氨制冷机房应设置泄压设施，宜采用门、窗和轻质屋盖作为泄压口，其面积与机房体积之比宜采用 $0.05 \sim 0.22 \text{ m}^2/\text{m}^3$ 。泄压口的设置应尽量避免人员集中的场所和主要交通道路。

3) 机房的控制室宜单独设置，并应毗邻外墙设置，采用耐火极限不低于3h的非燃烧体墙与其他部分隔开。

4) 氨压缩机房（包括辅助设备间）应留有两个进出通道，采用外开型大门，以保安全。临近通道出口处装设压缩机电源备用总开关。事故开关安置在玻璃罩内，只允许发生事故时作紧急停车使用。

5) 机房内应设监视器(制冷剂泄漏传感器)和事故报警器。泄漏传感器应设置在制冷剂气体容易积聚的位置;报警器报警时,应自动启动机房通风系统运转。

6) 机房设有事故通风系统,换气次数应不小于8次/h。排风系统应选用防爆型设备。

7) 氨压缩机房室内的采暖温度宜取16℃,氨机房内严禁明火取暖。

8) 为防止意外事故(例如失火等),防止贮氨容器发生爆炸,在机房附近应设紧急泄氨器,或其他手动紧急排放设施,在紧急情况下通过下水道、水池等处将容器内的氨液排放掉。

9) 氨机房外应设消防栓,除了为救火外,当机房大量漏氨时,可充作水枪喷洒水幕以保护抢救人员进入室内进行抢救。
























10) 氨机房内的系统所用的压力表、温度计等应定期检定和检验,注意经常维护保养,必要时应更新。









8.5 制冷和空调工程应用实例

本节收集的一些工程实例,以两种方式出现:一类是典型工程实例,其内容包括:工程的文字说明,含建筑物规模、功能,选用主机规格、容量、功率,机房设置位置,辅机的配套情况,水系统的特点,调节与控制等,还有水系统图可供读者参考,其中部分是近年来由境外设计的方案,有别常规设计。由于内容由各撰稿人提供,组稿时间局促,以上海地区为主,存在着不够全面,仅供读者参考。

另一类数量较多的工程以实录方式出现,仅提供了建设地点、工程名称、设计院和设计人、工程概况、制冷主机规格、生产厂与投产年月,每个工程一行,向读者提供工程索引。

8.5.1 图例

	风机盘管机组		冷冻水供水管
	空调箱		冷冻水回水管
	冷水机组		二次热水供水管
	热泵机组		二次热水回水管
	水源热泵机组		冷冻水泵
	锅炉		一次冷冻水泵
	电锅炉		二次冷冻水泵
	燃气锅炉		热水泵
	冷却水供水管		冷却水泵
	冷却水回水管		凝结水泵
	热水供水管		冷却塔
	热水回水管		

AHU.V	变风量空调箱	RA	回风
AHU.C	定风量空调箱	S	蒸汽管
FAU	新风空调箱	C	凝结水管
FPB	风机增压变风量箱	AV	放气阀
PAC	整体式空调器 (带制冷压缩机)	 P/C	预热盘管
VRV	变冷媒容量	 R/C	再热盘管
WHP	窗式热泵机组		电动调节阀
HE	换热器	 T	水管温度感应器
S-WHE	汽-水换热器	 P	水管压力感应器
W-WHE	水-水换热器		压差电动调节阀
PHE	板式换热器	 EKT	膨胀水箱
O.A	室外空气		流量计

8.5.2 离心式、螺杆式制冷机工程应用选录 (表 8-20)

表 8-20 离心式、螺杆式制冷机工程应用选录

编号	建设地点	工程名称	设计院设计人	工程概况	制冷机规格、数量	制造厂	投产年份
1	上海	浦南医院	上海院 陈丹	综合楼 18000m ² , 17F/B1	螺杆式 1125kW, 2 台, R22	约克	1997
2	上海	上海静安区体育中心	上海院 乐照林	游泳馆 29000m ² , 6F/B1	离心式 19XL, 1580kW; 螺杆式 KCHUW-21400S, 465kW, R22	开利 王牌	1997
3	上海	东方肝胆外科医院	上海院 乐照林	综合楼 24000m ² , 15F/B1	离心式 19XL, 1750kW; 螺杆式 CFX-54A, 1640kW	开利 王牌	2000
4	上海	八万人体育场	上海院 邹长安	170000m ² (空调面积 8000m ²)	离心式 YS-2100kW, 4 台	约克	1997
5	上海	梅龙镇广场	上海院 寿炜炜、施险峰	综合办公楼 120000m ² , 33F/B3	离心式 3870kW × 4; 1930kW × 2 (一备) R134a	开利	1997
6	上海	世界广场	上海院 寿炜炜	综合办公楼 80000m ² , 37F/B3	离心式 3520kW × 2; 1750kW × 2	约克	1997
7	上海	期货大厦	上海院 包文毅、施蓓莉	交易办公楼 70000m ² , 40F/B3	离心式 1900kW, 5 台	开利	1998
8	上海	上海博物馆	上海院 李待言等	37000m ² , 5F/B2	螺杆式 1370kW, 4 台, R22	顿汉-布什	1997

(续)

编号	建设地点	工程名称	设计院设计人	工程概况	制冷机规格、数量	制造厂	投产年份
9	上海	上海青年活动中心	上海院 何焰、王吉平	68000m ² , 19F/B2	离心式 2280kW, 4台	约克	1997
10	苏州	苏州大会堂	上海院 施蓓莉、麦岚等	40000m ² 宾馆大会堂	离心式 1745kW, 2台; 活塞式 930kW, 2台	开利	1997
11	上海	金桥大厦	上海院 马经章	36000m ² , 30F/B2	离心式 2810kW + 1400kW	开利	1992
12	上海	天平大厦	上海院 周其本	20000m ² , 24F	螺杆式 1230kW + 1400kW	开利	2000
13	上海	第一八佰伴	上海院 陈怀、琴叶丹、干红	商办楼 142000m ²	离心式 3520kW, 5台; 离心式 2460kW	麦克威尔	1995
14	上海	新亚汤臣大酒店	上海院 陈怀、琴叶丹、干红	宾馆 54000m ²	离心式 1790kW, 3台; 活塞式 700kW	开利	1996
15	上海	国际机场东航3号地块	上海院 顾惠芝	辅助用房 30000m ²	螺杆式 1320kW, 2台	特灵	1999
16	上海	上海国际网球中心	上海院 叶丹	宾馆 72000m ² , 22F	离心式 2990kW, 2台; 螺杆式 1230kW	约克	1998
17	上海	六合路商业大厦	上海院 十红	商办楼 64600m ² , 高100m	离心式 2460kW, 3台; 螺杆式 1340kW	麦克威尔	1998
18	上海	东航 配餐楼	上海院 叶丹	厂房 25000m ²	离心式 1970kW, 2台; 螺杆式 880kW, 2台, R22	特灵	1999
19	上海	东方电视台	上海院 刘晓朝	综合楼 45000m ²	离心式 1750kW, 2台; 活塞式 700kW + 460kW, 2台	开利	1997
20	上海	港泰广场	上海院浦东分院 梁庆、王剑峰	商办楼 56000m ² , 28F/B2	离心式 2040kW, 4台	开利	1998
21	上海	泰华培训中心	上海院浦东分院 王剑峰、楼退敏	活动中心 7000m ² 旅馆 5700m ²	螺杆式 420kW, 2台 螺杆式 370kW, 2台	约克	1999
22	上海	汇金广场	上海院浦东分院 李雅华、王剑峰、楼退敏	商业 (空调 40000m ²) 住宅楼 40000m ²	离心式 1930kW, 2台 另设热泵机组	约克	1998
23	上海	金桥通信电器交易大厦	上海院浦东分院 李雅华、王剑峰、楼退敏	办公楼 28000m ²	离心式 1750kW, 3台	特灵	1999
24	上海	东航飞行培训中心	上海院浦东分院 王剑峰	教育办公楼 8000m ² , 4F	离心式 1750kW, 2台; 螺杆式 700kW	特灵	1998
25	上海	东方大厦	上海院浦东分院 沈惠中、陆晓红、王剑峰	办公楼 50000m ² , 17F	离心式 2360kW, 3台	约克	1998

(续)

编号	建设地点	工程名称	设计院设计人	工程概况	制冷机规格、数量	制造厂	投产年份
26	青岛	青岛医学院附属医院门诊急救大楼	上海院浦东分院 沈惠中、王剑峰	医院 21000m ² , 7F/B2 空调面积 7000m ²	螺杆式 460kW, 2台, R22	顿汉-布什	1998
27	上海	浦东游泳馆	上海院浦东分院 梁庆庆、王剑峰	22000m ² , 4F	螺杆式 1150kW, 2台, R22	特灵	1997
28	上海	仙霞网球中心运动员之家	上海院浦东分院 梁庆庆	酒店 16000m ² , 4F	螺杆式 1150kW, 2台, R22	特灵	1997
29	上海	光明大厦	华东院 徐亚明	综合办公楼 30000m ² , 32F/B2	离心式 880kW × 4, R11	合众开利	1993
30	宁波	宁波国际大厦	华东院 许录申等	宾馆办公购物娱乐 45000m ² , 31F/B1	离心式 (R123) 1580kW × 3; 热泵 (R22) 280kW × 3	特灵	1996
31	上海	上海广播电视大厦	华东院 虞茂祥等	广播电视综合楼 30000m ² , 17F/B1	活塞式 (R123) 700kW; 离心式 (R22) 1580kW × 2	合众开利	1994
32	上海	解放日报新闻业务大楼	华东院 许宏楔	报务综合楼 29000m ² , 27F/B1	离心式 (R11) 1750kW × 2	特灵	1994
33	上海	虹桥国际展览中心	华东院 胡仰青	大型机械展览馆 18000m ² , 2F	离心式 (R11) 1750kW × 2; 分体机 (R22) 5.8kW × 5	约克大金	1992
34	上海	凯福商厦	华东院 狄玲玲	裙房餐厅塔楼客房 30000m ² , 27F/B2	离心式 (R22) 1050kW × 2 + 2100kW	开利	1996
35	上海	福德商务中心	华东院 杜立群	商住办公餐饮娱乐 74383m ² , 28F/B2	离心式 (R22) 3160kW × 2 + 1580kW	约克	1997
36	上海	久事复兴大厦	华东院 陆绍泽	办公、商业综合楼 53418m ² , 26F/B2	离心式 (R123) 2810kW × 2; 热泵 (R22) 700kW × 9	特灵约克	1996
37	上海	新金桥大厦	华东院 李传胜	办公商务会议综合楼 59793m ² , 41F/B2	离心式 (R22) 3160kW × 2	约克	1996
38	上海	新亚广场大酒店、新亚长城大酒店	华东院 朱金鸣等	酒店 23000m ² , 14F/B1 23000m ² , 20F/B1	螺杆式 (R22) 2100kW + 1750kW × 2	顿汉-布什	1996
39	上海	心族商厦	华东院 朱金鸣	商场餐饮 15900m ² , 4F/B1	离心式 (R22) 1580kW × 2; 热泵 (R22) 315kW × 2	开利	1994
40	上海	多伦商厦	华东院 邢跃起	商业餐饮会议客房综合楼 37400m ² , 22F/B3	离心式 (R22) 1400kW × 3	开利	1995
41	上海	振安广场	华东院 顾忠德	商场娱乐塔楼住宅 30F/B1, 22F/B1	螺杆机 (R22) 880kW × 2; 住宅分体空调	特灵	1996
42	上海	上海商务中心	华东院 赵磊、陆燕	展览交易 75000m ² , 智能化办公 60000m ² , 40F/B2	离心式 (R22) 3520kW × 3; 螺杆机 (R22) 1400kW × 3	约克	1995
43	上海	交通大学高科技大厦	华东院 张蕾	商场展览实验办公客房 27400m ² , 24F/B1	离心式 (R22) 2040kW × 2	开利	1996

(续)

编号	建设地点	工程名称	设计院设计人	工程概况	制冷机规格、数量	制造厂	投产年份
44	上海	六合大厦	华东院 蒋小易	菜场商场办公大楼 20200m ² , 19F/B1	螺杆式 (R22) 700kW × 2; 热泵 (R22) 700kW × 4	顿汉-布什约克	1996
45	上海	新民晚报现代印刷中心	华东院 杨国荣	商住娱乐客房大空间办公制版印刷 25383m ² , 26F/B1	离心式 (R123) 1580kW × 2	特灵	1995
46	上海	华能联合大厦	华东院 郭伟	商务办公综合楼 73000m ² , 38F/B3	离心式 (R22) 4220kW × 5	麦克威尔	1997
47	上海	新世界商场	华东院 许禄申等	商场娱乐宾馆办公 115000m ² , 44F/B2	离心式 (R134a) 121379kW × 2 + 1760kW	特灵	1995
48	上海	地光传真机有限公司	华东院 薛森	事务开发食堂、更衣室、仓库 24800m ² , 4F	螺杆式 (R22) 1050kW × 2; 活塞式 230kW	特灵合众开利	1995
49	上海	上海世界贸易商城	华东院 马伟峻	大型展览 MART 办公楼 282432m ² , 33F/B2	离心式 (R134a) 5980kW × 4 + 1760kW × 4	开利	1997
50	上海	建设大厦	华东院 邓良和	银行会议办公综合楼 77402m ² , 44F/B2	离心式 (R134a) 3160kW × 2 + 1230kW × 2		1999
51	上海	久事大厦	华东院浦东分院 张沂	智能化办公大楼 61000m ² , 40F/B3	离心式 (R134a) 1230kW × 3; 蒸汽溴化锂 2100kW × 2	约克三洋	2000
52	上海	美罗商业大厦	华东院浦东分院 屠纯云	办公楼 43000m ² , 24F/B2	离心式 (R22) 1750kW × 3	约克	1998
53	上海	凯迪拉克大厦	华东院浦东分院 屠纯云	办公楼综合楼 53000m ² , 28F/B2	离心式 (R134a) 2500kW × 2; 螺杆式 (R134a) 1400kW	约克	1998
54	上海	浦东国际机场能源中心	华东院浦东分院 魏伟、项明中、章伟良、章捷	区域供冷、供热 (DHC) 供 280000m ² 航站楼和 310000m ² 综合工作区	二级离心式 OM 机组 (R134a) 14000kW × 4; 离心式 (R134a) 4200kW × 2; 蒸汽溴化锂 5275kW × 4	约克一冷开利	1999
55	上海	兴国接待大楼兴国宾馆	华东院 赵磊	五星级宾馆 26000m ² , 16F/B2	螺杆式 (R134a) 1050kW × 3	特灵	2001
56	上海	上海造币厂印花改造	华东院 邢跃起	车间、办公、会议、教室 26000m ² , 18F/B1	螺杆式 (R22) 1343kW × 3	特灵	2002
57	上海	上海机场城市航站楼	华东院 燕、林霞	办票大厅、办公、计时旅馆、娱乐、室内网球场 25500m ²	离心式 1400kW × 2; 螺杆式 (R134a) 700kW	约克	2002
58	上海	民防大厦	上海地下院 林一中、杨钧	综合办公楼 48000m ² , 32F/B2	离心式 (R134a) 2250kW × 2 + 1125kW	约克	2000
59	北京	国家电力调度中心	华东院 杨周、苏夺、凌云	办公会议、电力调度 73667m ² , 12F/B3	离心式 YS, 1480kW × 4; 冰蓄冷 (R22)	约克	2000
60	上海	交银金融大厦	华东院 韩江、薛磊、江萍	银行办公 100000m ² , 54F/B4	离心式 2280kW × 2 + 1230kW; 螺杆式 700kW; 蒸汽溴化锂	开利	2002
61	合肥	银保大厦	华东院 朱培良	综合办公楼 30000m ² , 22F	螺杆式 (R22) 950kW × 2 + 880kW × 2	约克	2000
62	上海	中国保险大厦	华东院 朱培良	办公楼 66991m ² , 38F	离心式 3520kW × 2 + 1760kW	特灵	2000

(续)

编号	建设地点	工程名称	设计院设计人	工程概况	制冷机规格、数量	制造厂	投产年份
63	上海	银冠大厦	华东院 杨裕敏	智能化商办大楼 99500m ² , 34F/B4	离心式 3160kW × 2 + 1580kW × 2	约克	1999
64	上海	上海国际航运大厦	华东院 叶大法	商场办公公寓综合楼 114900m ² , 50F/B3	离心式 4570kW × 2 + 2460kW; 螺杆式 1400kW	约克	1996
65	河南	河南广播大厦	华东院 李传胜	29000 m ² , 95.8m	离心式 2040kW × 2; 螺杆式 1400kW	开利特灵	2001
66	上海	京银大厦	华东院 李传胜	69000 m ² , 146.4m	离心式 2810kW × 2 + 1400kW	约克	1998
67	上海	巨金大厦	华东院 朱金鸣、蒋小易	62000m ² , 110m	离心式 2100kW × 1 + 1050kW	麦克威尔	2000
68	上海	上海浦东发展银行	华东院 叶大法	银行金融办公楼 50000m ² , 地下 20000 m ² , 36F/B3	离心式 (R124a) 3235kW × 2 + 1990kW; 螺杆式 (R22) 525kW	约克 顿汉-布什	2001
69	上海	上海大剧院	华东院 张富成、刘览、任兵、常爱青	剧场建筑面积 65000 m ² , 空调面积 35000 m ²	离心式 2100kW × 3 + 1050kW	约克	1997
70	上海	红塔大酒店	华东院浦东分院 张沂、郑兵	五星级酒店建筑面积 55000 m ² , 39F/B3	离心式 (R134a) 2060kW × 3	约克	2001
71	上海	申通信息广场	同济大学设计院 王彩霞	综合楼 65000 m ² , 28F/ B2	离心式 (R123) 1750kW × 2; 风冷热泵 700kW × 5	特灵 三菱	1997
72	无锡	华光珠宝城	同济大学设计院 王彩霞	主楼分上下区 34F/B1、 主楼+裙房 80000 m ² , 裙 房 8F/B1	螺杆式 1140kW × 2 + 1400kW × 2 + 880kW; 裙房; 溴化锂 2900kW × 2 + 离心式 2260kW × 2	约克 双良	1996
73	杭州	杭州市政府大楼	同济大学设计院 潘涛	办公楼 67000 m ² , 33F/ B1	螺杆式 1445kW × 4	顿汉-布什	1995
74		海事大学图书馆	清华大学设计院	图书馆 15000m ²	离心式 CA500A3/370	大冷	2000
75	大连	大连市中山供电局	冰山设计院	写字楼 7000m ²	螺杆式 LSBLG17.3C2	大冷	1997
76	大连	大连市中国娱乐中心	大连民用院	综合楼 20000m ²	螺杆式 LSBLG11C3 × 2 + LSBLG13.6C3 × 3	大冷	1998
77		内贸部设计院	内贸部设计院	写字楼 16000m ²	冰蓄冷配 JZKF216 × 2	大冷	1998
78	大连	大连侨光大厦	大连建筑设计院 李林	客房、娱乐综合性楼 25000m ² , 18F	螺杆式 LSKE220 × 2	大冷	1995
79	大连	大连中山供电局办公楼	大连建筑设计院 唐赉华	6100m ² , 8F	螺杆式 LSBLG11C3 × 2	大冷	1996
80	大连	大连市图书馆改建	大连建筑设计院 刘政	阅览室、教室、办公室 20000m ²	螺杆式 LSBLG13.6C × 2	大冷	1999

(续)

编号	建设地点	工程名称	设计院设计人	工程概况	制冷机规格、数量	制造厂	投产年份
81	大连	大连市委党校	大连建筑设计院 高越骏	会议室、教室、办公室 6000m ² 、4F	螺杆式 LSLGF2350 × 2	大冷	2000
82	大连	大连棒棰岛4、5号楼改扩建		分 A、B、C、D 四个区, 包括客房、宴会厅、游泳池等	螺杆式 LSBLG13.6C3	大冷	2000
83	珠海	珠海工人数码港		15000 m ²	螺杆式 LSBLG17.3C2	大冷	2000
84	上海	上海国际会议中心	浙江设计院上海分院 陈东升	会议中心	离心式 (R134a) 2810kW × 2 + 1230kW	约克	1999
85	上海	明天广场	上海院 沈家水	商用楼总建筑面积 122000 m ² 、59F/B3	离心式 (R134a) 3870kW × 3 + 2100kW	约克	
86	深圳	深圳高交会	中建深圳设计公司 蒋德忠、谭柱生、何延治	总建筑面积 52000 m ² , 展览面积 32000 m ²	离心式 (R134a) 2100kW × 4 + 2280kW × 3	约克	1999
87	深圳	明思克航母	广东省船舶设计院 郑广辉	娱乐、商业总面积 20000 m ²	离心式 (R123) 1750kW × 3	约克	2000
88	深圳	深圳人民医院	机械设计院深圳分院 童岚	门诊部、住院部总建筑面积 130000 m ²	螺杆式 (R22) 1750kW × 2 + 700kW × 4	约克	1999
89	深圳	嘉汇新城	华艺设计公司 李雪松	办公、住宅综合楼总建筑面积 140000 m ²	离心式 (R123) 2810kW × 2 + 1400kW	约克	2000
90	厦门	厦门柯达	境外	厂房、办公楼 480000 m ²	离心式 (R134a) 5280kW × 4 + 2810kW × 2	约克	1999
91	北京	新东安广场	机械部设计院 李竹宣等	办公、商业综合楼 214700 m ² 、17F/B3	离心式 (R134a) 6330kW × 4 + 2460kW × 2 + 2100kW; 螺杆式 (R22) 880kW + 700kW × 2	约克	1998
92	北京	东方广场	香港柏城	办公、商业综合楼 900000 m ²	离心式 (R134a) 7368kW × 10 + 1750kW × 3	约克	2000
93	北京	中国银行总行	境外	办公楼 130000 m ²	离心式 (R134a) 4220kW × 4	约克	2000
94	北京	北京饭店	北京建筑设计院 殷幼华	饭店 60000 m ²	离心式 (R134a) 3520kW × 2	约克	2000
95	北京	恒基中心	香港柏城	办公、商业综合楼 260000 m ²	离心式 (R134a) 5280kW × 6	约克	1998
96	广州	中山纪念堂	广州市设计院 旷国衡	礼堂	螺杆式 (R22) 810kW × 3	约克	1998
97	珠海	珠海航空展览馆	境外	航空产品室内展览馆	离心式 (R134a) 3160kW × 4	约克	1997
98	广州	广州健力宝大厦	广州市设计院 夏婉锦	商场与写字楼	螺杆式 (R22) 1820kW × 4 + 770kW	约克	1998

(续)

编号	建设地点	工程名称	设计院设计人	工程概况	制冷机规格、数量	制造厂	投产年份
99	广州	时代广场	海外建筑设计院 林昌源	商场与写字楼	离心式 (R22) 3520kW × 3; 螺杆式 (R22) 1930kW	约克	1997
100	广州	广东省体育馆	广州市设计院 屈国伦	公共体育设施, 九运会场馆	离心式 (R134a) 6190kW × 2 + 1690kW × 2	约克	2000
101	广州	广东省电信局	广州市设计院 胡震炯	办公楼 80000m ² , 30F	离心式 (R134a) 3160kW × 3 螺杆式 (R22) 1930kW	约克	1998
102	广州	广州东山广场	广州市设计院 夏婉锦	办公、商业综合楼 90000m ² , 31F	离心式 (R123) 1150kW × 8	约克	1997
103	杭州	浙江大酒店	浙江省院二所 陈伟平	四星级宾馆 42000m ² , 28F	螺杆式 (R22) RTHB450L1340kW × 4	特灵	1999
104	温州	温州广电大厦	广电设计院 海南分院 段晓琴	5A 演播制作及办公大楼 46000m ² , 25F	螺杆式 (R134) KTHC1230kW × 5	特灵	2001
105	杭州	世界贸易中心	浙江省院 姚国梁	展览中心、四星级宾馆 60000m ²	离心式 (R123) CVHE2640kW × 2	特灵	1998
106	嘉兴	戴梦得大酒店	浙江大学设计院 刁岳峰	四星级宾馆及百货综合楼 25F	螺杆式 (R22) RTHB1580kW × 5	特灵	1996
107	宁波	太平洋大酒店	宁波院	准五星级宾馆及娱乐百货综合大楼 120000m ² , 21F	离心式 (R123) 2640kW × 2 + 1580kW × 2; 风冷螺杆 RTAAx2; 热泵 CXAD, 1台	特灵	1998
108	南京	华飞三期	电子部十院	华飞三期新厂房	离心式 (R123) 7315kW × 2	特灵	2000
109	南京	金润发超市	江苏省院 柳毅	商场 20000m ²	螺杆式 (R22) 1345kW × 2	特灵 江阴	1999
110	南京	江苏省人民政府	江苏省院 吴有寿	办公楼 20000m ²	螺杆式 (R134a) 1230kW × 3	特灵	2000
111	武汉	长飞光纤光缆有限公司	信息产业部第十一设计院 李先友	工厂工艺 42000m ²	离心式 (R123) CVHG780 × 2	特灵	2001
112	武汉	武汉市中心医院	武汉市建筑设计院 王凡	医院门诊大楼 33000m ²	螺杆式 (R134a) 1230kW × 4	特灵	2001
113	哈尔滨	哈尔滨太平国际机场	黑龙江省设计院	办公、商业等综合性楼 67000m ²	离心式 (R123) 1400kW × 3	特灵	1997
114	哈尔滨	黑龙江省电视台	建筑大学设计院	办公楼 26000m ² , 16F/B2	螺杆式 (R22) 470kW × 2	特灵 江阴	1998
115	深圳	中国石化开元大厦	广东院 廖坚卫	综合商业办公楼	螺杆式 (R22) 1350kW × 4	特灵	1999
116	深圳	深圳赛格广场	华艺设计公司 杨杰	写字楼、商场 157953m ² , 70F	1期: 离心式 (R134a) 2280kW × 4 2期: 离心式 (R123) 1830kW × 5	特灵	2000

(续)

编号	建设地点	工程名称	设计院设计人	工程概况	制冷机规格、数量	制造厂	投产年份
117	江门	江门得实计算机外设备	轻工院 张文静	厂房、工厂办公室 60000 m ² , 3F	离心式 (R123) 2640kW × 5	特灵	2000
118	中山	中山市电信局	机械部四院 中山分院 张若梁	办公楼 28F	离心式 (R123) 2100kW × 4 螺杆式 (R134a) 540 kW	特灵	2001
119	顺德	顺德 AMP 厂	顺德设计院 张玉凤	厂, 办公楼	螺杆式 (R134a) 1230kW × 2	特灵	2000
120	广州	广州交易会	交易会 何杰	展览厅 16000 m ² , 5F	螺杆式 (R22) 1340kW × 3	特灵	2000
121	广州	广州中山大学 科大学门诊大楼	广州市设计院 刘程辉	医院门诊楼 50000m ² , 20F	离心式 (R134a) 3520kW × 2 螺杆式 700kW	特灵	2000
122	广州	广州佳口多利食品厂	华丰公司 黄北桥	工厂车间、办公室 10000 m ² , 20F	风冷螺杆式 (R22) 770kW × 3 + 350kW	特灵	2000
123	武汉	铁四院办公楼	铁四院 胡世强	综合办公楼 50000 m ² , 10F	水冷螺杆式 1320kW × 4 + 590kW	台佳	1996
124	武汉	武汉博物馆	武汉设计院 杨峰	博物馆 12000 m ² , 10F	水冷螺杆式 760kW × 2	台佳	1999
125	武汉	发展大厦	武汉设计院 王疆	写字楼 20000 m ² , 20F	水冷螺杆式 1050kW × 2	台佳	1997
126	武汉	武汉商场	中南院 张友初	商办楼 20000 m ² , 10F	水冷螺杆式 1140kW × 3	台佳	1998
127	武汉	湖北省人大 办公大楼	中建一局 杨修成	综合楼 15000 m ² , 12F	水冷螺杆式 880kW × 2	台佳	1996
128	武汉	武汉市消防 处办公楼	中南院 章国岭	综合办公楼 15000 m ² , 20F	水冷螺杆式 1050kW × 2	台佳	1998
129	武汉	荆州市医院	荆州设计院 袁渊	综合楼 15000 m ² , 12F	风冷螺杆式 740kW × 2	台佳	2000
130	武汉	荆门国税局	沙市设计院 陈楚华	综合楼 8000 m ² , 16F	风冷螺杆式 315kW × 3	台佳	1996
131	大连	星海花园大厦	中国电子工 程设计院大连 分院 王际芳	写字楼、酒店 25000 m ² , 20F	RSW—500、RSW—1500 × 3 台, 共 2900kW	台佳	1998
132	大连	邮电万科大 楼	中国电子工 程设计院大连 分院 谷洪君	写字楼 27000 m ² , 29F	RSA100 × 5, 共 3480kW	台佳	1996
133	大连	辽宁省动植 检大楼	大连建筑设 计院 叶金华	办公楼 9000 m ² , 16F	RSW—500、RSW—250 × 2, 共 870kW	台佳	1995
134	大连	机车商厦	大连建筑设 计院 谭晓东	商场 7000 m ² , 3F	RSW—430 × 2, 共 997kW	台佳	1996

(续)

编号	建设地点	工程名称	设计院设计人	工程概况	制冷机规格、数量	制造厂	投产年份
135	重庆	重庆半岛国际大厦	重庆建大设计院	写字楼 50000 m ² , 10F/B4	RSW—1500 × 2, RSW—750, RSW—430	台佳	1997
136	重庆	重庆雅兰电子商贸城	林明上、谭文波	商务楼 56000m ² , 7F/B4	RSW—1200 × 4	台佳	1995
137	重庆	金巴黎大厦	重庆市设计院	综合楼 10000 m ² , 5F/B2	RSW—750 × 2	台佳	1995
138	重庆	重庆菜园坝汽车站	铁道部第二设计院	综合楼 33000 m ² , 16F/B1	RSW—750 × 3	台佳	1994
139	重庆	中安大厦	重庆建大设计院	综合楼 40000 m ² , 28F/B4	RSW—1200 × 2, RSW—1500	台佳	1997
140	重庆	农业银行重庆分行	煤炭设计院	办公楼 20000 m ² , 20F	RSW—600 × 3	台佳	1996
141	重庆	中山大厦	重庆建大设计院	综合楼 16000m ² , 30F/B3	RSW—1000 × 2	台佳	2000
142	重庆	南充农行培训中心	重庆市设计院	培训大楼 15000m ² , 26F/B2	RSW—1200	台佳	1998
143	重庆	重庆南坪开发区大厦	重庆市设计院	商务楼 30000 m ² , 7F/B1	RSW—1500 × 3	台佳	1996
144	重庆	铁陵宾馆	重庆建大设计院	宾馆 10000 m ² , 7F/B1	RSW—600 × 2	台佳	1996
145	上海	上海信息枢纽大厦	上海院 陈云昊	105000m ² , 41F/B4	离心式 (R134a) 5627kW	麦克维尔	2001
146	上海	虹口体育场	上海院 稽怡雄	足球专用场所	离心式 (R134a) 6330kW	麦克维尔	1998
147	上海	沪东金融大厦	冶金设计院 宋振凯	银行、办公楼 50000 m ² , 30F/B2	离心式 (R134a) 1760kW × 2 + 3650kW	麦克维尔	2000
148	沈阳	乐购大卖场	沈阳市大象建筑设计院	大卖场 23000m ²	螺杆式 (R22) 1408kW	富田	2000
149	北京	中山音乐厅	中国建科院 姜程陆	剧院 10000m ²	螺杆式 (R22) 2464kW	富田	1999
150	北京	同仁医院	广播电影电视设计部 土幼文	病房 43000 m ²	螺杆式 (R22) 6336kW	富田	2000
151	上海	梅林食品厂	骆新荣	车间 900m ² , 2F	螺杆式 SWS—050 × 2	新晃	2000
152	广州	侨星苑	广州海外设计院	酒店 60000 m ² , 11F	螺杆式 SWS—280 × 4	新晃	2001

(续)

编号	建设地点	工程名称	设计院设计人	工程概况	制冷机规格、数量	制造厂	投产年份
153	海南	恩威药业	四川医药设计院	生产车间	螺杆式 SWS-050×2	新晃	2000
154	河南	双汇集团	内贸部设计院	10000t/180t 冷加工	螺杆式 (KA25、KA20) ×28	大冷	2000
155	辽宁	铁岭种畜场	冰山设计院	3000t/60t 冷加工	螺杆式 KA20×6	大冷	1994
156		香港招商局粮库	中通设计院	35000t 低温粮仓	螺杆式 9 台	大冷	1988
157	山东	山东龙口复发中记公司	内贸部设计院	32000t 果品气调库	螺杆式 18 台	大冷	1994
158	吉林	吉林省粮油公司	冰山设计院	5000t 低温冷藏库	螺杆式 LSKF220C×3	大冷	1995
159	山东	千吨氢霉素工程半合成氢霉素	山东鲁抗医药企业集团设计公司 宋东	山东鲁抗医药 7-AD-CD 车间提供工艺冷水	开启式螺杆冷水机组 LSKF225×7, 开启式螺杆盐水机组 YSK220×3	大冷	1998
160	内蒙	伊利实业集团冷冻公司	内蒙冷藏设计所 曹宏	伊利冷冻公司冰淇淋项目	开启式螺杆机组 LG220CAB650×11	大冷	1999
161	内蒙	蒙中乳业股份有限公司	内蒙冷藏设计所 曹宏	冰淇淋、酸奶项目	开启式螺杆机组 LG220CAB650×29	大冷	1999
162	北京	伊利集团北京生产基地	内蒙冷藏设计所 曹宏	伊利集团北京生产基地酸奶项目	开启式螺杆机组 LG220CAB650×3	大冷	2000
163	深圳	深圳蛇口港水产品批发市场制冰厂	西南建筑设计院深圳分院	240t 制冰工程	8AS17 机组蒸发式冷凝器附机	大冷 BAC	2001
164	上海	上海体育场	上海院 傅长安	娱乐、比赛、表演	离心式 (R134a) 2100kW ×4	约克	1998
165	上海	上海科技城	上海院 叶祖典	科学展览馆	螺杆式 (R22) 冰蓄冷 1930kW×4+700kW	约克	
166	大庆	大庆油田丙烷项目	中石化兰州设计院 齐春昌	丙烷硝工艺冷却, 冷却 100℃ 乙二醇溶液至 0℃	工艺副产蒸汽作动力驱动多级离心式制冷机, 3720kW	约克	1994
167	上海	上海石化芳烃	自行设计	重氢裂变工艺中原有氢气冷却处理设备的改造	570kW 单段氨标准螺杆机组, 蒸发温度 -5℃ (6kV 电动机于防爆区)	约克	1998
168	上海	上海石化腈纶事业部	上海金山石化设计院 姜金娣	为腈纶生产工艺提供冷却乙二醇至 -10℃	2090kW (6000V 高压电动机)	约克	2000
169	江苏常熟	常熟化工 ELF-ATU	TECHNIP-TIANCHEN 杜鹃	为 R22 的生产工艺提供冷却	(R22) 185kW + 1350kW + 1040kW	约克	2000
170	江苏南通	南通醋酸纤维有限公司	上海医药工程设计院	为酸片、醋丝生产工艺提供冷却	1050kW (R22 单级) + 1050kW (R22 双级)	约克	1999
171	新疆	叶哈油田	华北油田设计院 王工	天然气处理项目, 冷却天然气至 -30℃	丙烷制冷系统, 装机容量 768kW	约克	1998
172	甘肃	兰州炼油化工总厂	兰炼设计院	消灭火炬项目, 炼油厂的尾气压缩、回收	低压煤气压缩, 采用 FRICKRWB-II, 747kW	约克	1998

(续)

编号	建设地点	工程名称	设计院设计人	工程概况	制冷机规格、数量	制造厂	投产年份
173	新疆	独子山炼油厂	独子山石化总厂设计院 杨虎彪	酮苯脱蜡项目工艺冷却	两段压缩冷冻系统 747kW + 522kW, 蒸发温度 -43 ~ -20℃	约克	1998
174	山东	鲁抗制药厂	上海医药工程设计院 丁治贤	用于抗生素的化学反应环境, 蒸发温度 -80℃	复叠式冷冻系统, 低压段 R13, 高压段 R22, 采用螺杆式压缩 75kW + 75kW	约克	1999
175	上海	大场肉类厂	上海市食品公司设计室 顾建中	10000t 冷库 100t/d 冻结增加设备	1047kW, 一台	上—冷	1973
176	上海	上海益民一厂有限公司	益民一厂基建科	制冷工程扩建	SAB163HM, 四台 SAB202SF, 二台	丹麦 Sabroe	
177	上海	大场肉类厂	大场肉类厂基建科	10000t 冷库 100t/d 冻结增加设备	12.5 和 16 系列, 各一台	日本神户制钢	1973
178	上海	特供综合库	上海市第二商业局设计室 顾建中、毛华仁	3000t 冷库	KA12.5, 二台 KA16C, 一台	大冷	1984
179	上海	协力蔬菜厂	外贸食品公司 王金康	2 t/h IQF 速冻	KA20C, 二台	大冷	1988
180	上海	大江食品三厂	南方制冷工程公司 顾建中、王江	2300t 冷库, 200t/d 冻结, 30t/d 制冰, 2200m ² 低温空调, 10t/h 冷却水	JZ1KA20C, 六台; JZ1KA20C, 一台; JZKA16C, 二台; JZ1KA12.5, 一台	大冷	1991
181	上海	大江食品四厂	上海市第二商业局设计所 顾建中、王增光	4000t 冷库, 200t/d 冻结, 60t/d 制冰, 10t/h 冷却水, 3000m ² 低温空调	JZ1KA20C, 十一台; JZKA20C, 一台; JZ1KA16C, 二台	大冷	1993
182	上海	大江食品五厂	上海市东华商业设计研究院 应桃雄	2000t 冷库, 100t/d 冻结, 30t/d 制冰, 1500m ² 低温空调	KA12.5, 一台; KA16, 三台; KA20, 六台	大冷	1994
183	上海	大江食品一厂	上海市商业设计研究院 王增先	60t/d 制冰, 10t/h 冷却水, 2000m ² 低温空调	KA16—25, 三台 LG16 II 125, 一台	武冷	1999
184	上海	外贸冷冻五厂	日本前川公司	10000t 冷库	20 系列高、低压机各二台, 备用机一台	日本前川	1975
185	山东	复发中记龙口冷库	上海市东华商业设计研究院 应桃雄、顾建中	3000t 冷库	JZ2KA16, 四台	大冷	1994
186	深圳	复发中记清溪冷库	上海市东华商业设计研究院 周丽娟、顾建中	5000t 冷库	JZ2KA—20, 五台 JZ2KA—16, 三台	大冷	1994
187	镇江	龙山蠔业冻菜冷库	上海市商业设计研究院 应桃雄、顾建中	1000t 冷库, 3.6t/h IQF 速冻, 1t/h 吹风冻结	JZ2KA16, 四台; JZ2KK12.5, 三台	大冷	1997
188	深圳	华南冷库	上海市第二商业局设计室 来港	20000t 冷库, 120t/d 制冰	JZ1KA20, 四台; JZKA20, 一台; JZKA16, 一台	大冷	1992

(续)

编号	建设地点	工程名称	设计院设计人	工程概况	制冷机规格、数量	制造厂	投产年份
189	上海	福乐冰淇淋	上海市东华商业设计研究院	5000t/a 冰淇淋	RWB II 222E, 二台; RDB II 222, 二台; RDB II 316, 一台	约克	1994
190	深圳	深圳外贸综合加工厂	上海市第二商业局设计室 应桃雄、毛华仁	250t 冷藏, 48t/d 冻结, 15t/h 冷却水, 80t/h 空调水	GSV64A, 一台; GSV111A, 二台; GSB267B, 二台	丹麦 Cram	1990
191	上海	上海外高桥保税区冷库	上海市东华商业设计研究院来港 应桃雄	6000t 冷库, 30t/d 制冰, 4t/d 冻结	GSV-111-A, 四台; GSV-84-A, 二台; GSV-64-A, 一台	丹麦 Cram	1996
192	上海	英特尔乳品厂冷库	上海轻工设计院	2℃ 冷却水 1000kW 7℃ 冷却水 1100kW 高温库 120kW	JZKA20C, 二台; JZKA16, 一台; JZKA12.5, 二台	大冷	1992
193	广州	广州山力冷冻厂	上海市商业设计研究院 王增先、顾建中	6000t 冷库, 30t/d 制冰	SAB163HME, 一台; SAB128HME, 一台; SAB128HF, 一台	丹麦 Sabroe	2000
194	上海	21 世纪冷库	上海市商业设计研究院 黄昌华、朱在英	4000t 冷库	N150-VM-TE-125, 二台; N125S-T-60, 一台	日本前川	1998
195	上海	大盛食品厂	上海市商业设计研究院 顾建中、周丽娟	4000t 冷库 120t/d 冻结和快冷, 30t/d 制冰, 3t/h 冷却水, 2700m ² 低温空调	JZ2KA16, 二台; JZ2KA12.5, 一台; JZ12KA12.5, 一台; JZ12KA20, 二台	大冷	2000
196	上海	上海吴泾冷库第二工厂	上海市第二商业局设计室 应桃雄	TL1-120N 速冻	JZ1KA20C, 二台	大冷	1993

注: 1. 上海院为上海建筑设计研究院, 华东院为华东建筑设计研究院。

2. 表中泛指面积为建筑面积。

8.5.3 典型工程实例

1. 光明大厦

光明大厦位于上海外滩金陵东路口, 由中华企业股份有限公司、上海市工商银行等四个单位集资建造, 总建筑面积为 30000m²。地上 32 层, 地下二层深 6.4m, 局部深 7.2m, 建筑高度 121m, 地下部分用作污水处理、金库、车库、锅炉房等, 裙房部分为银行营业大厅、餐厅、会议室等。7~31 层为标准层用作单位办公和对外出租。32 层是大楼管理用房。工程设计时间为 1988 年 5 月, 竣工时间为 1993 年 10 月。图 8-41 为光明大楼水系统示意图。

(1) 空调用冷源 本工程需冷量 3412kW, 设置了 4 台 880kW 离心式冷水机组, 由上海众一丹利空调设备有限公司生产, 冷媒工质为 R11,

根据建筑物的高度及使用情况, 为了减少系统承压, 经过多方案的经济技术比较, 决定采用冷冻机房上楼的方案。机房设置在裙房屋面上, 在冷冻机房内采取必要的隔音消声装置。空调水系统分为两区: 14 层以下为低区, 15 层以上为高区。高低区各设置 2 台 880kW 离心式冷水机组, 水系统完全分开。机组供电电压为 380V, 功率为 241kW, 压缩机为单级压缩。因受场地限制, 采用方型阻燃逆流玻璃钢冷却塔 2 台, 高低区各 1 台, 冷却塔也设在裙房六层屋面上。

(2) 空调水系统 由于机房面积狭小, 水泵配置采用了双速水泵, 供冷时高速运行, 供热

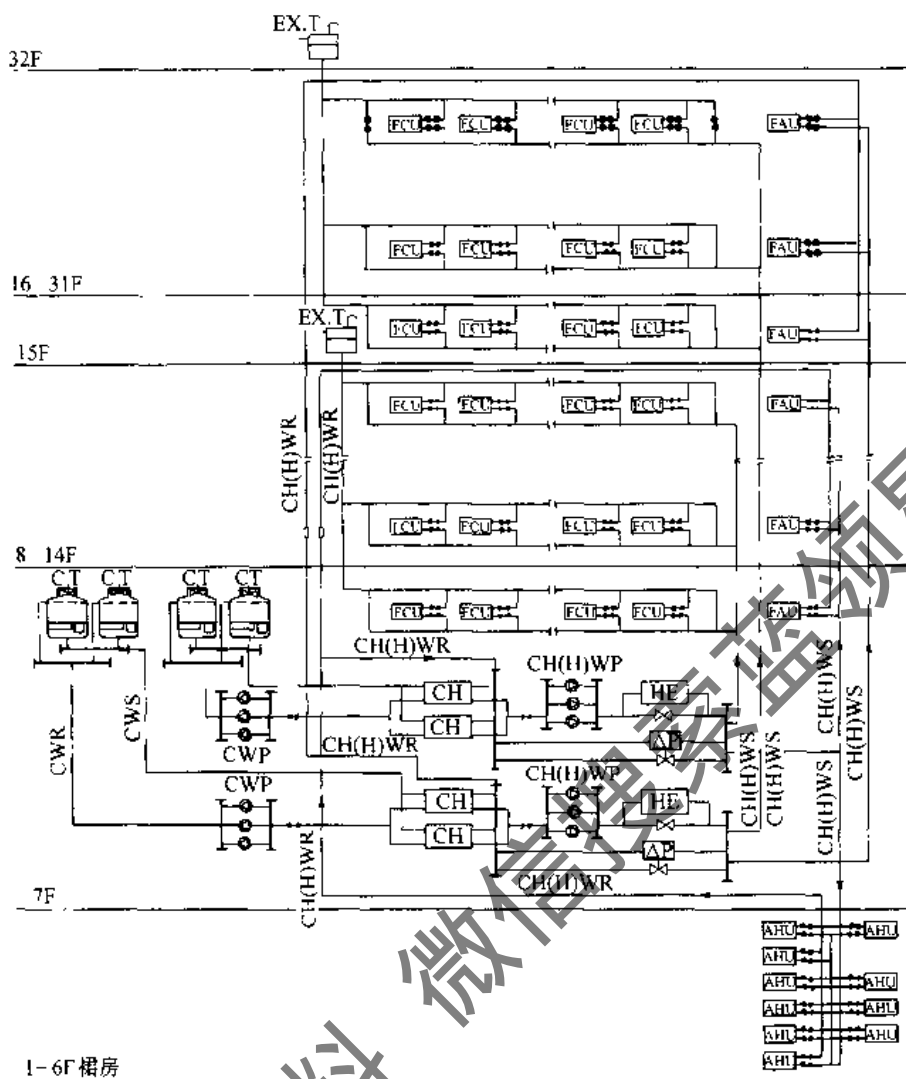


图 8-41 光明大厦空调水系统

时低速运行。另外，供冷负荷减少到只需开一台机组时，水泵扬程可以减少，另配置一台低扬程泵以达到节能目的。二个系统共设置三台冷却水泵（其中一台备用），六台冷冻水泵，二个水系统的立管和水平管均采用同程式。

(3) 空调方式 1~6层裙房采用全空气系统，7层以上采用风机盘管加新风系统，新风机每层一台，新风由竖井进入。为满足冬季室内相对湿度要求，空调机组内设蒸汽加湿装置，由锅炉房提供0.2MPa压力的蒸汽。

(4) 系统控制

- 1) 空调器的水路配有电动阀，以调节空调器水量，达到控制室温的目的。
- 2) 冷水机组起停。
- 3) 放置压差旁通控制，使冷水机组保持恒定流量。
- 4) 房间湿度控制。
- 5) 所有空调设备起停。

撰稿人：徐亚明

2. 解放日报社新闻业务楼

1994年新建的上海解放日报社高121.4m，建筑面积约30000m²。内设编辑部、广告部、电脑排版、制版、胶印车间、报刊发行、计算机房；具有演播功能的会议室、音像制作、摄影、彩色黑白胶卷冲印车间；有保存新闻资料的档案馆与阅览室；有可召开会议用的多功能厅与展览馆；还有职工日常生活所必需的厨房、餐厅、浴室、卡拉OK、乒乓房等文体活动室，以及地下停车库等，是一幢功能齐全的现代报业新闻综合楼。新闻业务楼中的演播室、计算机房、电话机房、多功能厅及胶印车间，配低速全空气空调系统；楼内其余房间采用风机盘管加新风空气-水空调系统。图8-42为解放日报社新闻业务楼空调水系统示意图。

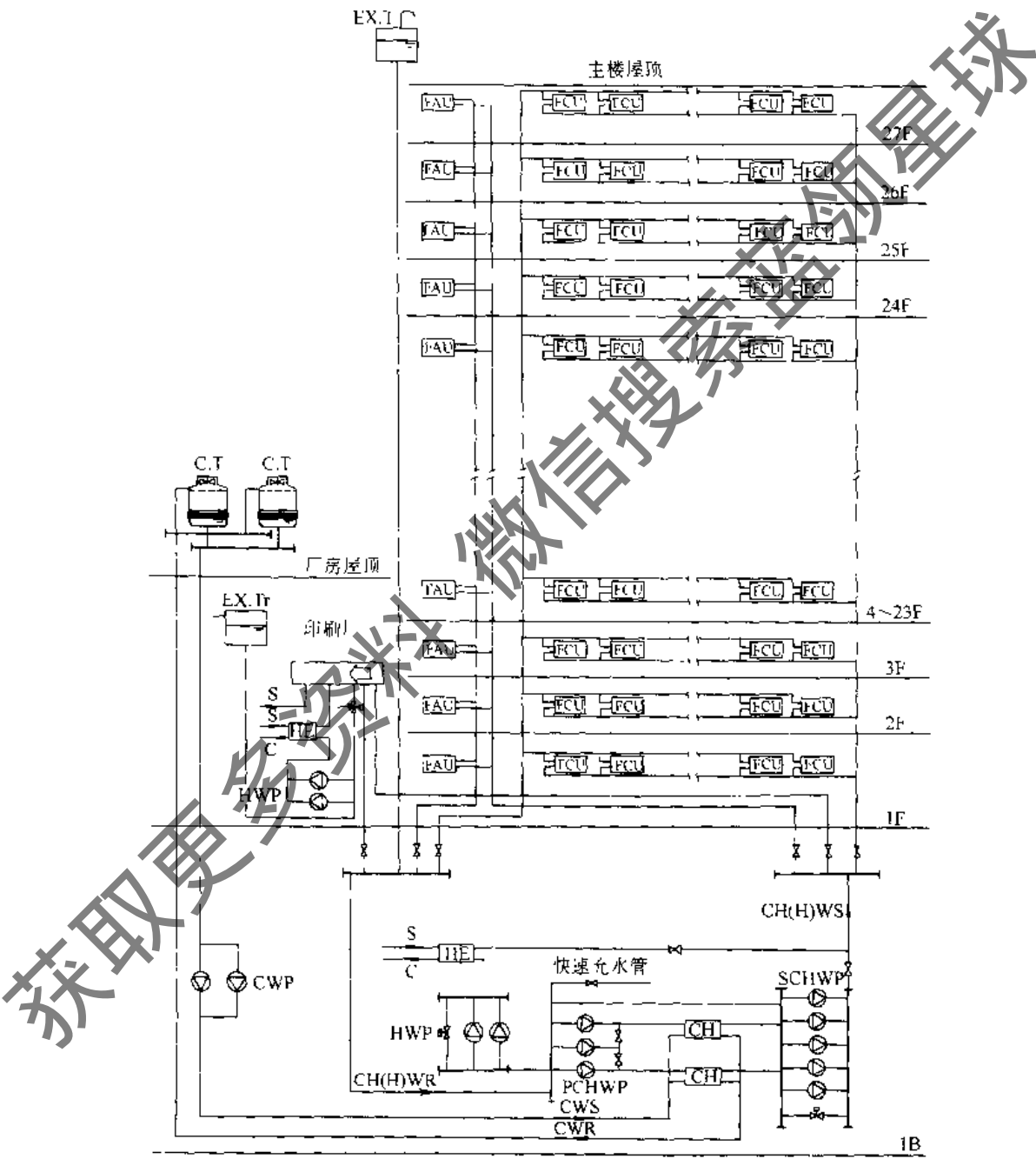


图 8-42 解放日报社新闻业务楼空调水系统

(1) 冷源 中央空调系统的冷源设在地下室设备机房内。集中设置的冷水机组负责向此新楼及与之相邻的面积为7000m²的老印刷车间供冷。经技术经济比较，选用了当时上海较少使

用的 CVHE 型全封闭离心式三级压缩冷水机组二台，每台额定制冷量 1750kW。该机兼容两种制冷剂，其制冷量可在 10% ~ 100% 的范围内调节，运行不发生喘振。

(2) 水系统 报社昼夜冷负荷变化幅度大，主楼 27 层中仅夜班编辑与夜班餐厅两层须 24h 供冷，6 层裙房仅印刷车间与厨房须夜间供冷；每天供冷 10h 左右的白班工作场所的空调末端水系统随着末端的启停周期性地出现供水量大于需冷量的现象，为适应系统负荷变化的需要，报社的载冷水系统设计为含一次泵及二次泵的复式泵系统，除胶印车间按工艺要求设置了局部四管水系统外，报社空调水系统属两管系统。

主楼 1~27 层的风机盘管水系统及新风供给系统，均水平分层设置。每层的供回水管按同程布置，主楼的总供回水立管受竖井断面的限制，只能按异程系统设计。为克服异程系统中远、近环路流量分配不均的缺陷，设计在每层风机盘管的总回水管上装设了静态平衡阀，通过平衡阀调试，不但使各层风机盘管水系统达到设计流量，而且提高整个系统的水力稳定性。

(3) 经验交流 高层建筑水系统中，端吸型水泵在调试过程中常发生出水管上橡胶软接头被拉坏的现象，为避免发生此情况，首先对水泵受力（主要是静水压力）进行分析，改变水泵吸水口软接头的安装位置，把水泵减振体系所受的轴向水平推力，转变为垂直向下的压力，有效地消除了水泵轴向位移的外力源。进而又注意水泵及其减振器的安装，均在系统未注水前进行，注水后减振器所承受的静压力，大大超过注水前仅水泵及其台座施加的压力，这是泵出口软接头被拉坏的原因之一。为此，选用了 TJ6 型可调橡胶减振器，其计算预压缩量小于软接头的允许伸长量，从而保证了系统的可靠运行。

该大楼各层新风机组机房均设在主楼芯筒内，室外空气由大楼屋顶上空吸入，经新风竖井分别送至各层新风机组。考虑到新风竖井断面受土建限制、压降大和 DBK 型新风机组自身静压小，以及上下层新风供给量不均等因素，故在大楼屋顶新风竖井入口处，增设 2 台离心式加压风机，1 台用于白班，1 台用于夜班。另外，上海大气中含尘量较大，在以往的工程中，新风机组因其空气过滤器过滤效率太低，大量灰尘穿过滤器进入盘管段，粘附在盘管表面，降低了空气-水之间热交换，增加了空气阻力，为此在屋顶新风加压风机的吸入端，设置了粗、中效两级空气过滤器，集中过滤新风中的尘埃，保证各层新风机组正常工作。

撰稿人：许宏褰

3. 久事复兴大厦

上海久事复兴大厦（原海贸中心大厦）是一幢涉外办公、商场、餐饮及娱乐的综合性大厦，建筑高 99m，建筑面积 57000m²，由地下 2 层和地上 26 层组成。8 层以下是裙房，9 层以上为塔楼。地下第 2 层用作汽车库、冷冻机房、变配电、柴油发电机房等。地下第 1 层和地上 1 层为商场、快餐，2~6 层为商场，7~8 层是餐厅、多功能厅、会议室、娱乐场所、厨房等，9~25 层设高级办公用房，26 层是设置水泵、风机、电热锅炉等的设备层，26 层屋面布置空气-水热泵机组 9 台。

(1) 冷热源 根据空调冷热负荷，选用离心式冷水机组 2 台，2812kW；空气-水热泵机组 9 台，共 6066kW。它们分别放在地下 2 层的冷冻机房内和 26 层屋面上。选用两种机型，是因为该处无条件建造锅炉房作为冬季供热之用，又因为冷负荷远大于热负荷，水冷型冷水机组更为节能。

夏季由离心式冷水机组及空气-水热泵机组同时供应系统 7℃ 冷水。冬季仅由热泵机组供应 45℃ 热水。当冬季室外气温较低热泵机组的出水温度不能达到需要值时，设计的两台电热锅炉可作为辅助热源。中央空调主机选用二台美国制造的 TRANE CVHE830 全封闭三级压缩离

心式冷水机组和九台英国制造的 YORK AWHC—1200 风冷往复式热泵机组。冷水机组每台制冷量为 2810kW，冷媒为 R123，功率为 548kW，电压为 380V，放置于地下二层机房，热泵机组每台名义制冷量为 700kW，制冷剂为 R22，功率为 236kW，放置于 26 层机房屋顶。冷冻水系统由一次、二次泵组成，冷水机组一次泵选用 3 台（2 用 1 备）45kW 进口单级离心式水泵；热泵机组一次泵选用 9 台 11kW 单级离心式水泵。冷却水系统由 3 台（2 用 1 备）90kW 单级离心式水泵和 2 台 750m³/h 冷却塔组成。冷冻水、冷却水水质处理均采用化学加药处理方式。

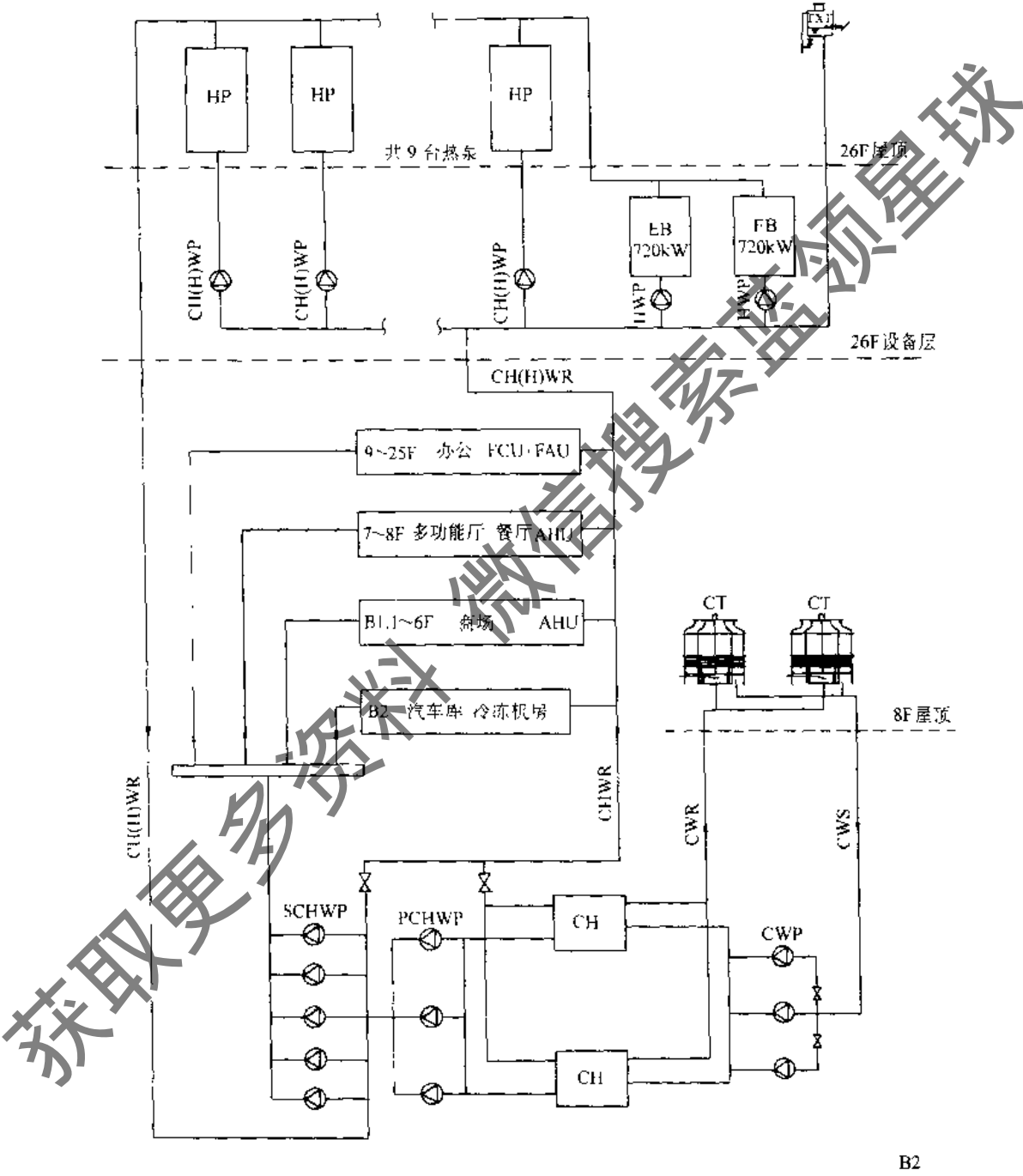


图 8-43 久事复兴大厦空调水系统

大厦供热由 9 台热泵机组和 2 台 720kW 电加热器（放置于 26 层机房）组成。在室外温度较低时，热泵机组制热效率下降，用开启电加热器补充热量，室外温度特别低的时候，凌晨利

用谷段电（电价低）开启电加热器，预先加热系统中的水，以利开启热泵机组，提高热泵机组的制热效率，减少峰段电（电价高）的用量，以节省运行成本，也有利于降低周围居民夜间环境的噪声。大厦空调水系统见图 8-43。

(2) 空调自动控制 为便于空调系统的管理，提高系统运行效率，达到既提供舒适的室内环境又节省能源的目的，中央控制室有以下监控功能：

1) 室内空气温度、水系统温度、压力、流量、水过滤器压差等的显示。

2) 室温控制：低速送风系统中，根据回风温度控制空调器回水管上的电动二通阀。风机盘管加新风系统中，由室内恒温控制器控制盘管回水管上的电动二通阀。

3) 水系统控制：地下 2 层及 26 层的冷水机组和热泵机组，根据空调负荷变化情况调整机组运行台数。

4) 所有风机、空调器、排风机等设备，都有起、停远距离显示和运行小时数的累计。

撰稿人：陆绍泽 陶可

4. 新亚广场、长城大酒店

新亚广场、长城大酒店建筑面积为 50000m²，空调面积为 28000m²，地下一层，地上新亚广场为 14 层，长城大酒店为 20 层，1~4 层为裙房，4 夹层为技术夹层，新亚 5~14 层（长城 5~19 层）为客房层，地下一层主要为汽车库和机电设备用房，裙房部分主要为商场、餐厅、娱乐设置和商务用房。建筑物总高度为 80m。

(1) 热源和空调水系统 二幢大楼为独立的建筑物，通过社会车库相连接，空调冷热源和空调水系统合用一套系统。冷冻机房设于长城大酒店的地下室内，冷源采用顿汉-布什公司生产的水冷螺杆式机组 3 台，其中一台 1930kW，二台 1750kW。热源由集中锅炉房提供蒸汽，并由冷冻机房内的汽-水热交换器交换后，向大楼提供空调用热水。

空调水系统为二管制，空调水系统采用一次水和单级泵系统，冷热水泵分别设置多台泵并

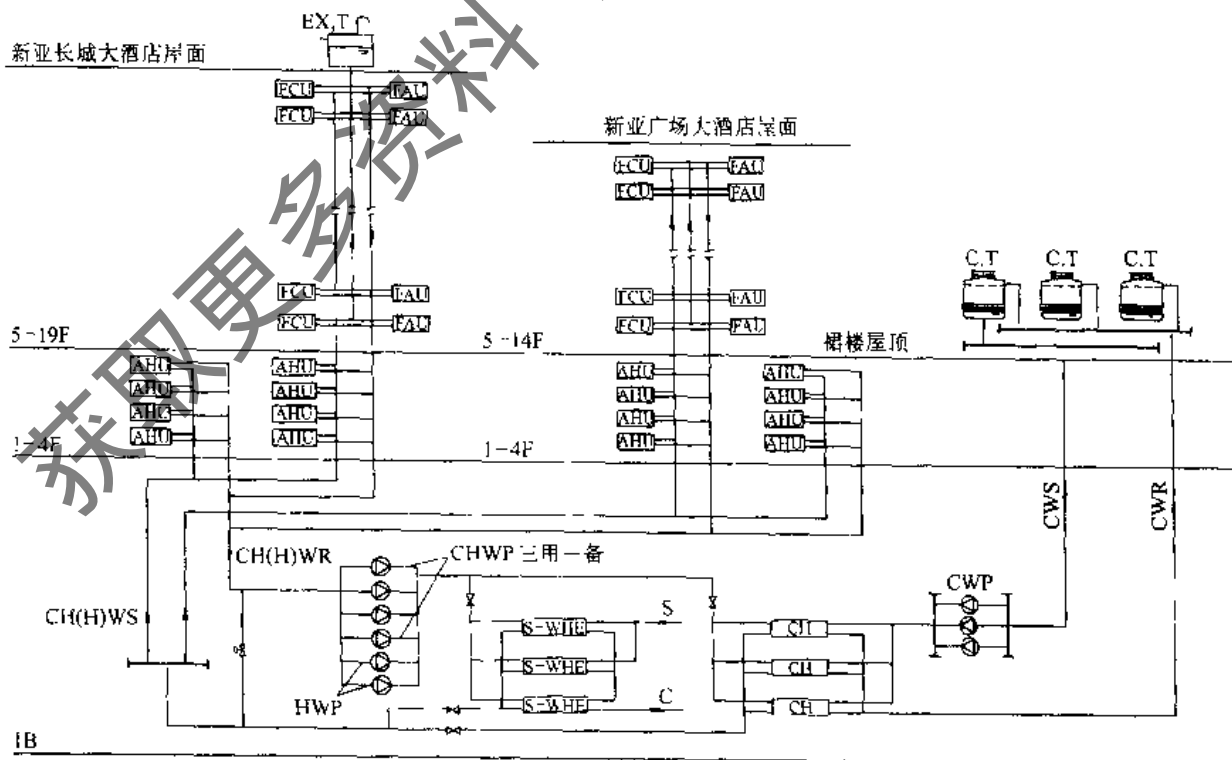


图 8-44 新亚广场、长城大酒店空调水系统

联使用。高区客房部分水系统管路采用垂直同程、水平异程，裙房部分水系统管路全部采用异程，并尽量减少作用半径。各区域 AHU 和 FCU 在空调水管上设电动阀，空调供回水总管之间设置压差旁通装置。冷水机组定流量，各区域末端和空调水系统变流量运行。冷水机组随着空调负荷的变化，机组作卸载运行或减少机组台数运行。经过几年的运行，螺杆式冷水机组在卸载和部分负荷状态下运行的效率和稳定性的优点特别明显。空调水系统见图 8-44。

(2) 空调风系统和通风系统 客房采用风机盘管加新风系统，大堂、餐厅等公共部分采用全空气低速送风系统。餐厅、多功能厅等利用回风管路设置机械排风系统，过渡季节全新风运行，客房部分的排风与新风量平衡控制。

根据区域的功能和防火分区要求，采用不同换气次数的机械送、排风系统。地下汽车库等有排烟要求的区域，设排风兼排烟系统。

(3) 自动控制

- 1) 冷热源设备实现群控，水系统用户侧作变流量运行。
- 2) 各区域的 AHU 和 FCU 采用就地控制和远程监视相结合的方法。
- 3) 大楼的空调系统的自动控制接入 BAS 系统进行监视和控制。

撰稿人：朱金鸣

5. 新民晚报现代印刷中心

新民晚报现代印刷中心坐落在沪北地区的沪太路、洛川路口。印刷中心建筑面积 25000m²。主楼部分地下 1 层，地上 26 层。该建筑物为集餐饮、娱乐、标准客房、商住用房、计算机房、电脑制版、纸库及厂部办公用房于一体的综合性大楼。主楼部分由酒店管理集团经营，裙房部分由晚报印刷厂管理。报业印刷中心与综合性大楼协调有机地组合在一起，是印刷中心的一大特色。

(1) 设计标准 室内空调温湿度及新风计算标准：标准客房夏季干球温度 25℃，相对湿度 55%；冬季干球温度 20℃，相对湿度不低于 30%。每间客房计算新风量 100m³/h，其浴厕排风量 90m³/h。商住房间、大空间办公用房夏季干球温度 26℃，相对湿度 55%；冬季干球温度 20℃，相对湿度不低于 30%，每人计算新风量 30 m³/h。公用部分夏季干球温度 26℃，相对湿度 60%；冬季干球温度 20℃，新风量每人 20~30 m³/h。轮转胶印厂房、平板印刷厂房夏季干球温度不高于 30℃，冬季干球温度 18℃。冬季印刷厂不工作时，需保持厂房内空气温度 5℃，防止油墨冻结，影响出报。非空调房间机械通风每小时换气次数为：商住、办公用房的厕所 10 次/h，公厕 15 次/h，厨房 50 次/h。

(2) 大楼空调负荷特点 印刷中心主要由主楼的餐饮、娱乐、标准客房及办公用房等公共用房和裙房部分的印刷厂房两部分组成。印刷车间分为上下两层，设四组轮转胶印机，下层上纸，上层印刷，印刷机主电动机位于上层印刷部。轮转胶印厂房空调负荷的特点如下：

1) 空调冷负荷受气候影响较小，由于印刷工艺和出报流程的需要，轮转胶印厂房一般设在内区房间，且为了防止印刷机运行噪声对环境的影响，厂房四周几乎不设外窗，围护结构空调负荷可以按稳定传热计算。

2) 空调冷负荷以印刷机的电动机发热量为主。轮转胶印机每组电动机功率约 180~200kW。由其发热量引起的冷负荷占印刷车间总冷负荷的 90%。

3) 印刷机运行时间固定，但连续运行时间较短。报纸有新闻的时效性，对于新民晚报来说，每日上午 11 时截稿，开始排版、制版等工作，12 时左右开机印刷，15 时 30 分左右结束印刷。全部印报时间约为 3.5h。

4) 印刷厂房宽大, 工作人员少, 使用时间短。空调运行时可适当降低新风量。

5) 同时使用系数: 一组里、轮转胶印机有多个印刷部, 黑白报纸只需一个印刷部工作, 彩报印刷需要多个印刷部工作。同时, 印刷时需根据印刷时间和印刷量来确定开启印刷机台数。经调查, 轮转胶印厂房同时使用系数可确定为 0.8~0.9。电动机功率经机械摩擦, 以热量的型式从机器的各部分散发出来, 由于厂房和机器设备的蓄热作用, 从发热量变成空调冷负荷有时间延时, 其冷负荷系数可从有关资料上查得为 0.71。

轮转胶印车间的空调冷负荷, 由围护结构、人员、照明等引起的冷负荷和印刷机电机发热引起的冷负荷两部分组成。根据计算, 轮转胶印厂房空调冷负荷为 490kW, 负荷高峰出现时间为 16 时。

印刷中心设计空调冷负荷为 3023kW, 空调热负荷为 2616kW。

(3) 空调水系统 印刷中心空调用冷、热水, 由位于主楼地下室内的冷冻机房制备。根据印刷中心各部分使用功能和时间的不同, 整个系统借助阀站分成四个供、回水系统。各环路设有压力、温度显示仪表及调节阀门, 以便根据每环路温差和压差值来调节流量。在四个供、回水环路中, 裙房印刷厂和主楼技术层以下公用部分两个供、回水环路采用了异程系统; 5~19

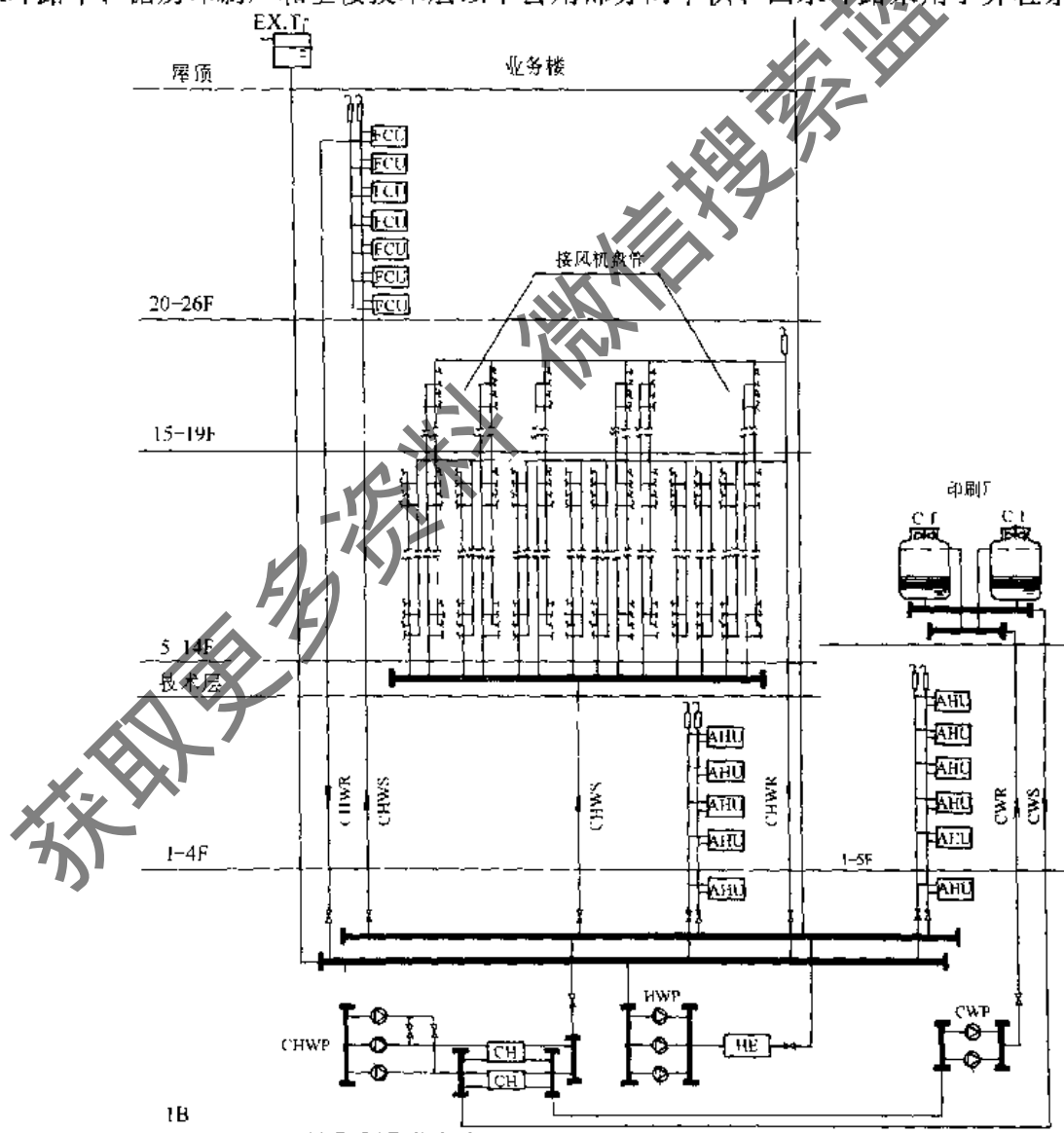


图 8-45 新民晚报现代印刷中心空调水系统

层标准客房和商住用房空调供、回水环路采用了同程系统；大空间办公室供、回水环路采用垂直同程、水平异程的局部同程系统，详见图 8-45 所示的空调水系统。

(4) 冷热源选择及冷冻机房通风设计

1) 冷热源选择。冷冻机房设于主楼地下室内，空调用冷水由 2 台美国特灵公司生产的 CVHE 型三级离心式冷水机组制备，每台制冷量为 1580kW，冷媒 R-123，设计供回水温度为 7℃/12℃。空调用热水用一台型号为 F6—4D500/325 组合式换热器制备，设计供回水温度为 60℃/50℃。组合式换热器所需蒸汽来自底层锅炉房，蒸汽工作压力为 0.4MPa。空调冷、热水系统均采用单式泵系统，冷热水泵选用奥地利福伦水泵厂的端吸式水泵。鉴于冷、热水水量及系统管网阻力损失相差较大，故分别设置冷水泵与热水泵。

2) 冷冻机房通风设计。冷冻机房空调器选用一台 DBK-14.4 (x) 低噪声变风量空调机组，冷冻机房排风由设在冷冻机房顶板下的三台轴流风机来完成。多台排风机的组合，能够满足冷冻机房冬、夏季正常空调时、春秋过渡季空调时和当发现制冷剂泄漏需要事故通风时多工况运行。尤其在过渡季节，通过不同组合的风机，可使换气量分别达到 20%、35%、56% 和 69%，能灵活调节机房温度，改善室内空气品质。

对于两台制冷剂灌注量为 410kg 的冷水机组，其计算事故排风量为 5099m³/h，事故排风系统开启两台 5000 m³/h 轴流风机。由于卤代烃制冷剂比空气重 3~5 倍，当没有空气扰动时，泄漏在空气中的制冷剂先落在地板上，然后散开，从低处排出空气，慢慢上升，因此排风系统在靠近冷水机组一侧设置一组下排风口，排风口离地 200mm。当两台冷水机组之一发生冷剂泄漏时，安装于两台冷水机组之间，离地 450mm 的 R123 制冷剂浓度探头发出报警信号，机房工作人员立即关闭机房大门，启动事故排风系统，排除泄漏的制冷剂，稀释冷冻机房内制冷剂浓度。对于 CVHE 三级离心机组，还需要设置泄压装置，以保证火灾或其他意外情况发生时，冷水机组的安全泄压。泄压管一侧接在冷水机组蒸发器上部的制冷剂吸气管上，接管直径为 100mm，泄压管出口位于墙外大气中，泄压管和泄压口之间用一根长度为 100mm 的金属软管连接。

撰稿人：杨国荣

6. 华能联合大厦

华能联合大厦地处浦东陆家嘴金融开发区，是由上海华能房产开发公司投资兴建的外销综合性商务办公大楼。该大厦建筑面积 73000m²，高 142m，地下 3 层，计 16000m²，地上 38 层，计 57000m²，其中 1~5 层为裙房，建筑面积 18000m²。

(1) 冷热源选择 该工程夏季计算冷负荷 7674kW，冬季计算热负荷 4302 kW。在设计过程中，由于能源使用品种发生变化，故冷热源选择方案也相应变更。

起初陆家嘴金融开发区出于环保的考虑，只同意以电作为唯一的能源。为节能起见，设计采用能效比较高的冷热源设备。冷源设备：①离心式冷水机组 1930kW×2；②空气-水热泵机组 700kW×7。热源设备：除空气-水热泵机组 700kW×7 外，另设电热锅炉 850kW×2。

夏季部分负荷时，先运行离心式冷水机组，随着冷负荷增大，如离心式冷水机组提供的冷量不足，再运行空气-水热泵机组。因为离心式机组比热泵机组能耗低，优先运行离心机组可以节能。冬季工况时采取同一原则，部分负荷优先运行空气-水热泵机组，待热泵机组不能满足需求时，再启动电热锅炉。

设备选用时，为减少变配电设备的投资和用电增容费，对各设备的冷热量与用电量进行了比较，使冬、夏季空调最大用电量基本保持平衡。

后来，陆家嘴金融开发区的环保政策有了调整，允许该工程使用燃油。业主提出变更热源方案，经过方案比较，选择燃油锅炉和离心式冷水机组为本工程的冷热源设备。其中离心式冷水机组为 3520kW 两台，电动机功率 651kW；1760kW 一台，电机功率 355kW。工质为 R134a。机房设于地下 3 层。冷冻水泵选用 10SH-9 型三台，流量 612m³/h，扬程 32.5m，电动机功率 75kW，两用一备；8SH-13A 型一台，流量 310m³/h，扬程 31m，电动机功率 37kW。冷却塔采用 DHT-500 六角形混流冷却塔五台，每台流量 500t/h。冷却水泵选用 350S-26 型三台，流量 1116m³/h，扬程 32m，电动机功率 110kW，两用一备；250S-39A 两台，流量 485m³/h，扬程 30.5m，电动机功率 55kW，一用一备。空调水系统设置加药罐，采用化学加药式水处理方式。

(2) 高区空调水系统 由于该大厦为超高层，解决空调水系统承压问题尤为重要。解决超

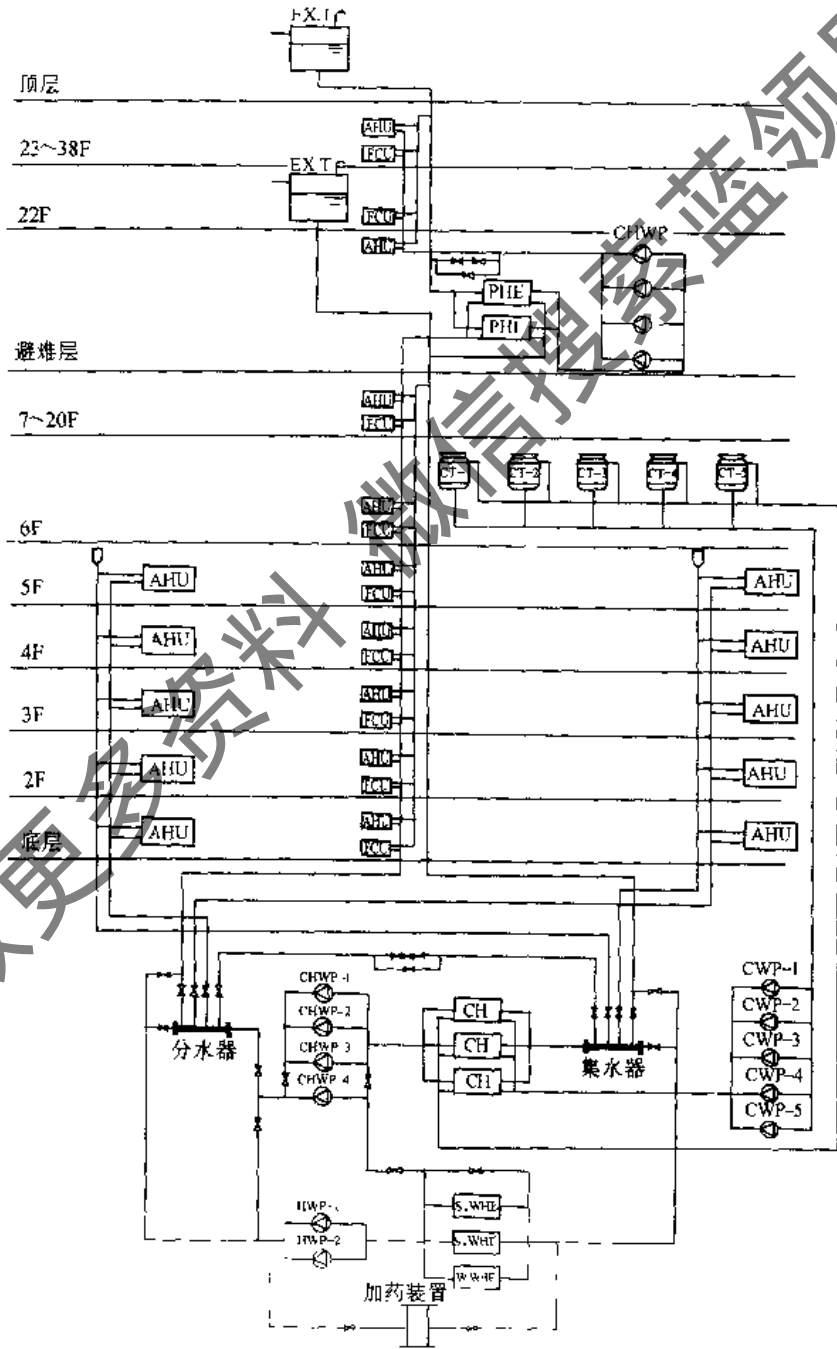


图 8-46 华能联合大厦空调水系统

高层空调水系统承压问题的常用方法：①高区空调水系统另设冷水机组；②不设高低区，仍为一个水系统，仅提高相关设备、管件的耐压；③高区设水-水板式换热器，将高区水压与低区水压隔离。

第1种办法是冷水机组上楼，要处理好设备的噪声和振动，设备更换吊装较困难，高区与低区的冷水机组不能兼用。第2种方法虽节能，但对各种相关设备施工质量要求高，一次投资大，系统高度一般在150m左右，本工程采用第3种方法，优点是简单可靠，冷水机组集中，运行管理方便。缺点是一次投资较大。

(3) 冷热源机房四管制、水系统两管制 过渡季时，往往主楼办公需供暖，裙房需供冷。四管制可以解决这一问题，但四管制水系统造价昂贵，对建筑物层高有一定要求。本设计中，将裙房水系统与主楼水系统在冷热源机房内分开，机房内设置四管制调节阀组，通过阀门转换，可较简单地实现两大部分同时供冷与供热问题。图8-46为华能联合大厦空调水系统。

撰稿人：郭伟

7. 上海世界贸易商城

上海世界贸易商城坐落在虹桥经济开发区西南部，占地44000m²，是由外商独资集大型展览、展销、洽购、办公等多功能的建筑群，建筑面积280000m²，分二期建设。第一期约为200000m²，有地下2层，地上11层；第二期约为80000m²，有地下2层，地上33层。建筑物高度为140m。

(1) 空调用冷源 本工程需冷量为30943kW，考虑到使用性质不同，以及部分负荷运行时的经济性，共选用离心式冷水机组8台，制冷剂采用R134a。

根据建筑物使用功能及高度情况，经过多方面的经济比较，空调水系统分为两区：12层以下为低区系统，水系统工作压力为1.0MPa；13层以上为高区系统，水系统工作压力为1.2MPa。冷水机组按高、低两区独立设置，低区配置5台离心式冷水机组（5980kW×4，1760kW×1）；高区配置3台离心式冷水机组（1760kW×3），冷水机组集中设在地下2层的冷冻机房内，便于集中操作及管理。离心式冷水机组由美国开利公司提供，5980kW机组供电电压为6000V，压缩机为双级压缩；1760kW机组供电电压为380伏，压缩机为单级压缩。冷水机组冷却水温差为6℃，减少冷却水量，节约能源。

(2) 空调水系统 本建筑物低区1~11层MART与展厅部分的南北进深50~100m，东西长度240m。根据MART的特点，内部发热量较大，故水系统采用可同时供冷、供热的四管制系统，空调用冷水泵设计为复式泵系统。一次泵保证冷水机组流量恒定，二次泵为满足用户变流量系统，在二次泵进出水总管上安装旁通电动调节阀，根据分水器与集水器压差进行水量调节，当旁通调节阀全开时，压差仍高于设定值，则关闭一台二次冷水泵；当旁通调节阀全闭时，压差仍小于设定值，则增开一台二次冷水泵。图8-47为低区空调水系统。

高区（13~30层）为办公、俱乐部，每层面积为45m×45m，空调水系统采用四管制，外区根据室外季节不同可供冷或供热，内区全年供冷，空调风系统采用变风量系统，房间内为定风量系统，变风量系统每层设一套，变风量调节时，使房间内的人员感到舒适和节能。图8-48为高区空调水系统。

(3) 空调自动控制 (BAS)

- 1) 冷水机组起停。
- 2) 二次泵压差旁通调节
- 3) 变风量空调系统调节。

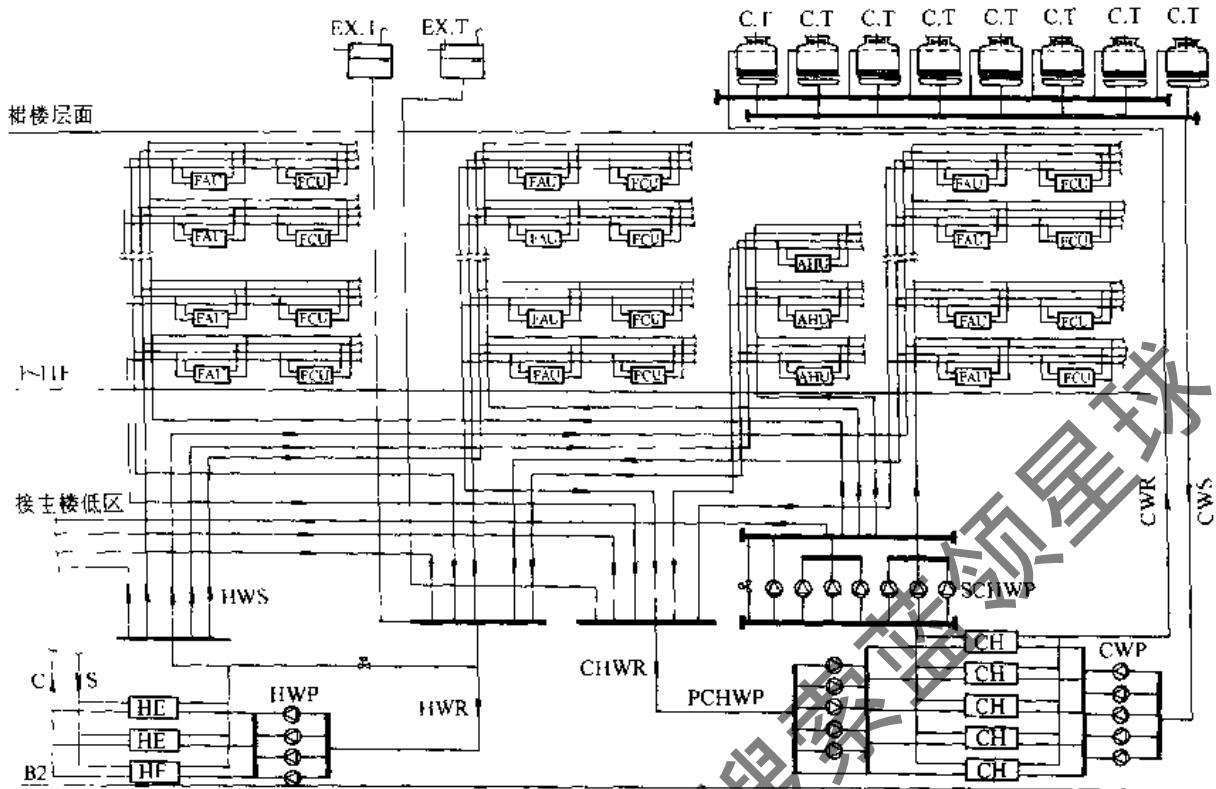


图 8-47 上海世界贸易商城低区空调水系统

- 4) 空调系统调节。
- 5) 所有空调设备起停。

撰稿人：马伟骏

8. 凯迪克大厦

上海凯迪克大厦是一幢综合性办公大楼，总建筑面积 53000m²，建筑物高度 99.6m，地下 2 层，地上 28 层，地下 1~2 层为汽车库和设备用房；地上 1~4 层裙房及 28 层为公共场所，设有商场、商务用房、餐厅、多功能厅等；5 层为会议室；6~27 层为办公用房。

(1) 冷热源 大厦空调总冷负荷为 6380kW，采用美国 YORK 公司生产的离心式冷水机组 2 台 2450kW，螺杆式冷水机组 1 台 1400kW。冷冻机制冷工质均为 R134a。冷冻水供回水温度 7~12℃，冷却水供回水温度 32~36℃。冷冻水泵、冷却水泵、冷却塔选型与冷冻机组容量相匹配，设备承压 1.6MPa。空调热源由大厦锅炉房内热水锅炉提供 85~65℃热水，经 2 台板式换热器产生 60~50℃空调热水，空调水处理采用在冷冻机、热交换器进水侧附近分别安装静电水处理仪，冷冻机房位于大厦的地下 2 层。

在选择冷冻机时，考虑大厦的用途、使用功能及适用于不同的时间、负荷变化，特别在初夏或深秋时，公共场所只有小部分空调负荷使用的特点，冷冻机组采用二大一小型式。小型冷冻机组选用螺杆式冷水机组，避免冷冻机组大马拉小车和部分负荷时产生喘振现象，能保证水系统低负荷时高效率运行，达到节约能源并延长设备使用寿命的目的。

(2) 空调水系统 大厦空调区的建筑总高（包括地下 2 层）为 107m，水系统最大静压 1.08MPa，循环水泵扬程 0.35MPa，合计 1.42MPa，故确定大厦水系统采用二管制单式泵系统，冬夏季相互切换。鉴于冷热水总管及管网阻力损失相差较大，另设热水泵。这样既可减少设备

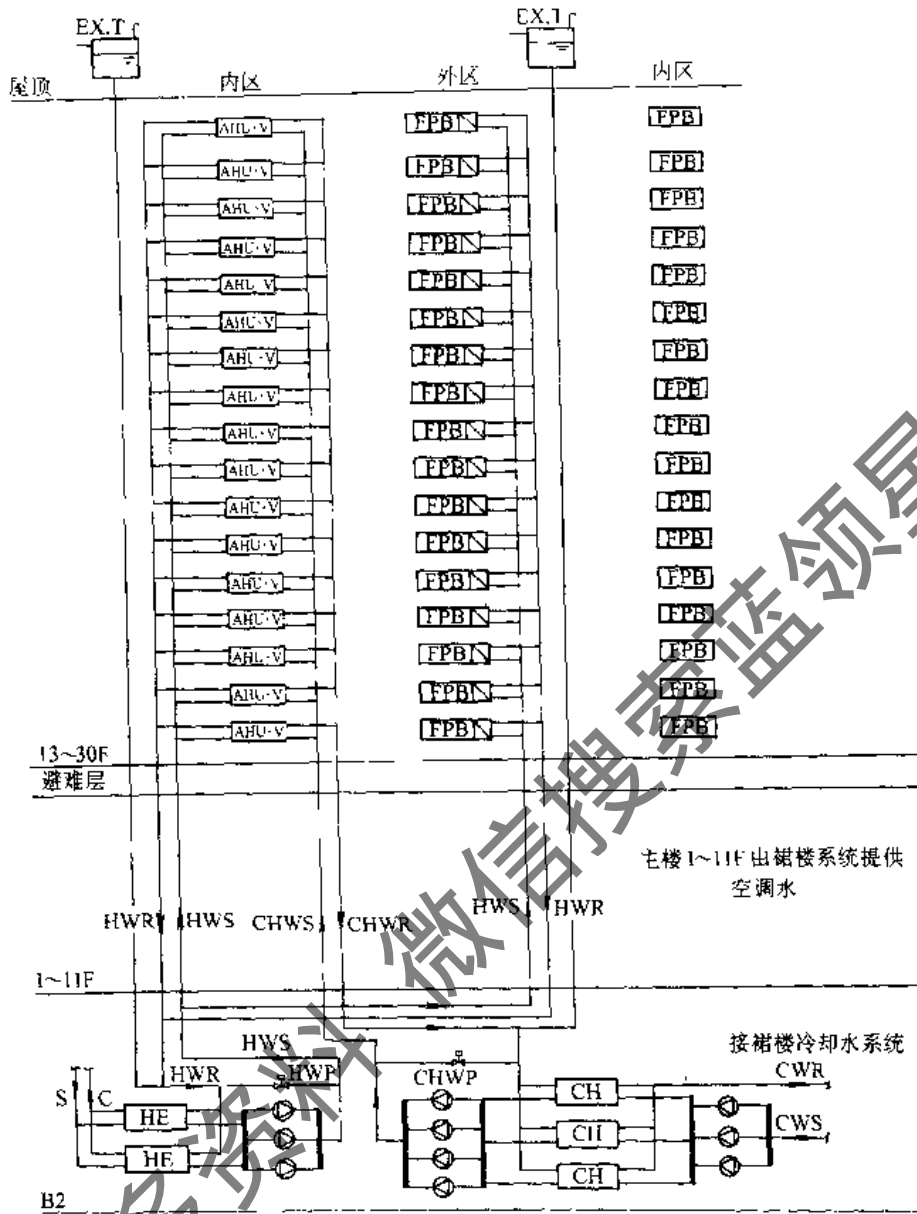


图 8-48

的占地面积和初投资，又便于集中管理。考虑到不同功能的空调房间有不同的使用规律和要求，以不同区域划分水系统循环管路。共划分 6 个循环环路：1~4 层裙房空调 2 个环路；1~28 层电梯厅空调 1 个环路；5~27 层办公部分新风机组、风机盘管 2 个环路；28 层空调 1 个环路。为了平衡各循环环路之间阻力，在各循环环路的回水管上均设置流量平衡阀，以合理调节流量的分配。图 8-49 示出空调水系统。

撰稿人：屠纯云

9. 上海浦东国际机场供冷供热主站

上海浦东国际机场远期规划年旅客吞吐量 8000 万人次，货邮吞吐量 500 万 t。一期工程年吞吐量 2000 万人次，货邮吞吐量 75 万 t，由于设计时除了航站楼规模确定外，其他只有一个用地规划，主站供应一期航站楼 $28 \times 10^4 \text{m}^2$ ，综合工作区 $31 \times 10^4 \text{m}^2$ （二期增加 $25 \times 10^4 \text{m}^2$ ），估计冷负荷 82802kW（二期增加 19129kW），热负荷 60845kW（二期增加 14628kW）。供应半径

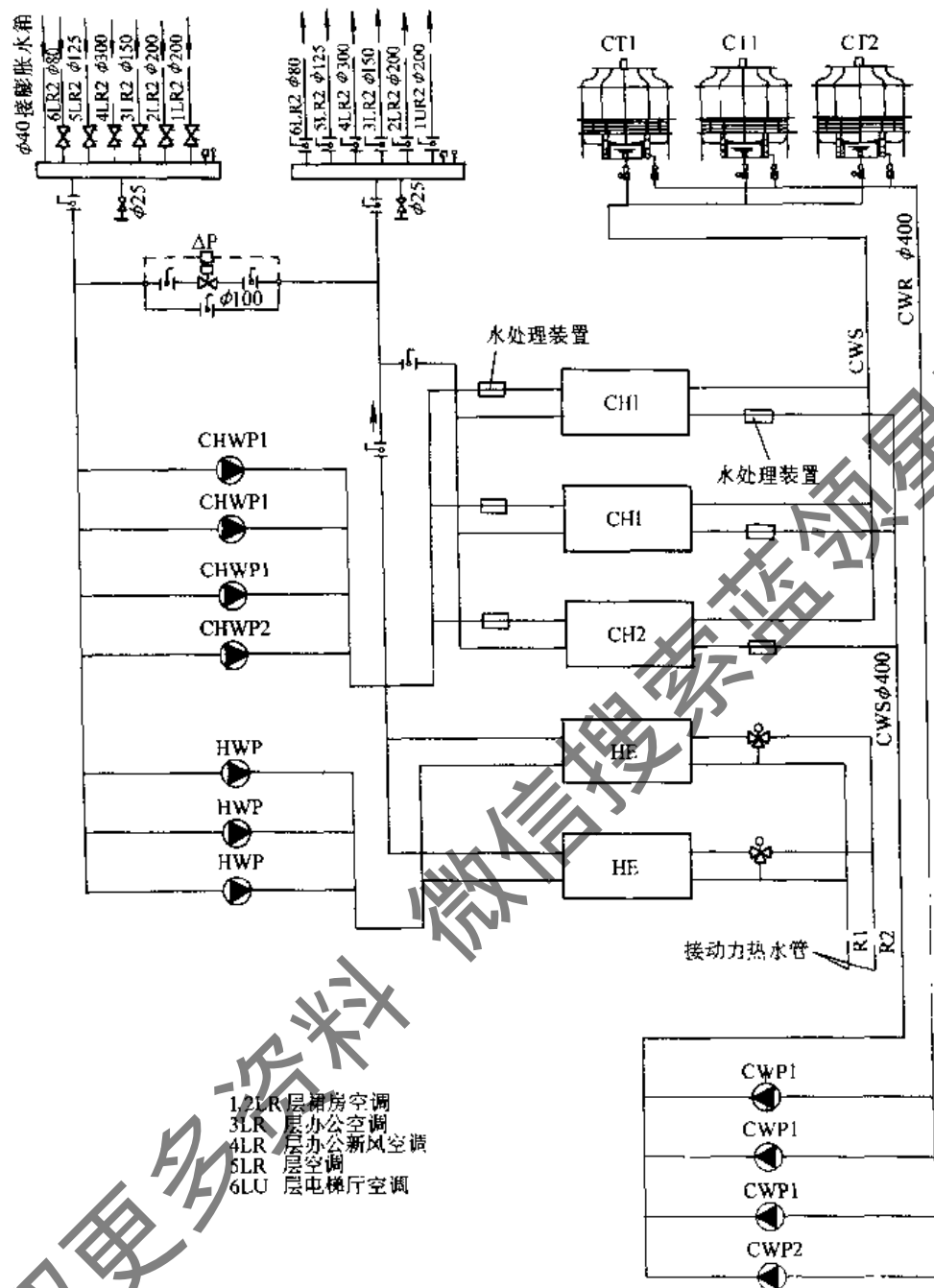


图 8-49 凯迪克大厦空调水系统

2.6km，分散的建筑由分站供应。

(1) 机场的冷、热负荷供输方式 建站设计时，除了航站楼规模确定外，其他供冷、供热对象尚未完全确定，只能根据规划建筑面积和性质按指标来估算，用热除采暖外，应包括生产和生活用热。

机场要求 24h 不间断供冷供热，全年供冷 7~8 个月。供热分全年不间断用热和 5 个月采暖供热。设置供冷送回水管，供汽二供一回共五管，由于浦东国际机场由许多设计单位分设计，进度急等因素，采取架空敷设，管底 6.51m，廊柱跨距 12~18m，过道路跨距 30~40m，只有通过近航站楼一段才降到通行沟内，最大供冷管径 1000mm，用户受入方式，冷冻水为水

- 水板式换热方式。

(2) 方案比较选择 本项目采用区域供冷、供热 (DHC) 方式, 因机场有东海天然气供应, 增加了燃气轮机汽电共生制冷供热, 使能源多元化, 提高了供冷供热可靠性, 既有利环境保护, 又提高了一次能源利用率, 削减夏季用电高峰, 起到平衡冬夏用天然气负荷等优点。

为了对供冷、供热方式进行比较选择, 以五种方式制冷 3516kW (表 8-21), 四种方式供热 1163kW (表 8-22), 到达用户的综合成本排序; 还将其一次能源的利用系数也进行排序, 列出几种方式在投资、生产成本与一次能源的利用率的优劣排序, 从而确定部分燃气轮机发电、余热锅炉产汽为特征的汽电共生方式。

针对该项目的日逐时冷热负荷特点和年逐月冷热负荷的变化特点, 进行日和全年设备运行时间设计, 见图 8-50。

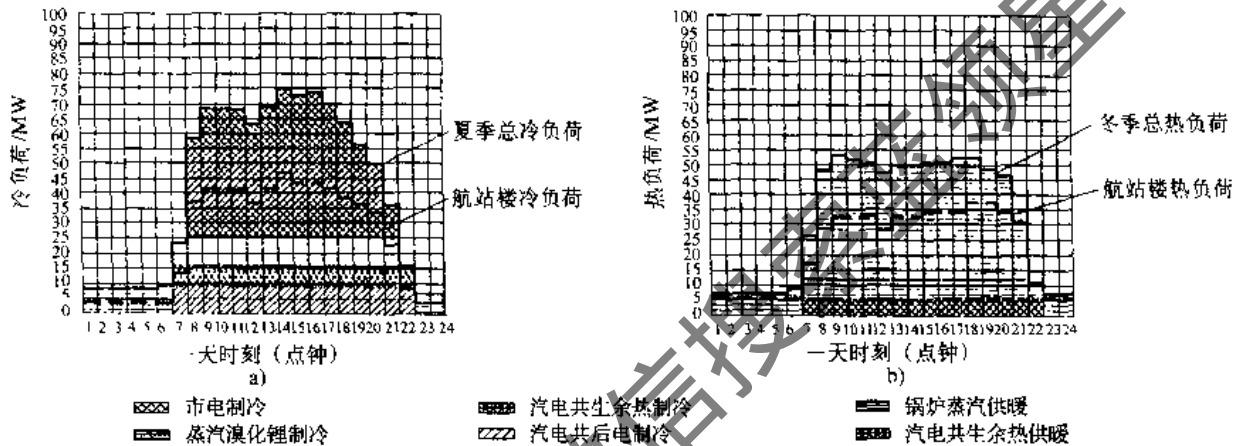


图 8-50 日逐时负荷和设备运行设计

表 8-21 夏季供冷 3516kW 到达用户的费用优劣排序

序号	供冷机组	能源费/元	设备折旧/元		合计/元	i/1 ^①	优选排行		一次能源利用	
			120d/a	240d/a			气	油	系数	排行
1	离心式冷水机组 (省能型 0.7kW/RT)	980.0	169.4		1149.4	1.0	2	2	1.26	2
2	蒸汽双效溴化锂冷水机组 (4.5t/h, 0.8MPa)	气	951.0	303.0	1254.0	1.09	5	5	0.764	4
		油	1078.9		1382.0	1.20				
3	汽电共生制冷 (4000 kW 机组)	气	469.6	275.2	744.8	0.65	1		1.409	1
		油	530.0	276.1	806.1	0.70		1	1.387	
4	热泵机组 (200RT 省能型)	市电	1056.0	177.0	1233.0	1.06	4	3	1.125	3
		自电	1022.0		1199.0	1.03				
5	直燃机 (1000RT)	气	1031.0	149.0	1180.0	1.03	3		0.763	5
		油	1047.0		1196.0	1.04		4		

① 指表中的第 i 项与第 1 项之比, 下同。

表 8-22 冬季供热 1163kW 到达用户的费用优劣排序

序号	供热机组	能源费/元	设备折旧/元		合计/元	i/1 ^①	优选排行		一次能源利用	
			120d/a	240d/a			气	油	系数	排行
1	锅炉蒸汽 (效率 0.83)	气	291.00	31.8	308.60	1.00	2		0.764	4
		油	331.40		349.30	1.00		2		

(续)

序号	供热机组		能源费 /元	设备折旧/元		合计/元	i/1 ^①	优选排行		一次能源利用	
				120d/a	240d/a			气	油	系数	排行
2	汽电共生余热供蒸汽、 电供热泵	气	217.24		55.2	299.24	0.97	1		1.000	1
		油	247.58			329.58	0.94		1		
3	直燃式 (1000 RT)	油	274.07		92.5	366.57	1.19	3		0.806	3
		气	280.77			373.27	1.07		3		
4	热泵机 (200 RT)	市电	461.00		76.3	537.30	1.74	4	4	0.860	2

注: 1. 能源费

1) 电增容费: 高压 900 元/kW 以每天满负荷运行 10h, 10 年分摊, 计入运行能源费; 低压 800 元/kW 以每天满负荷运行 10h, 10 年分摊, 计入运行能源费; 电费 1.0 元/kW。

2) 天然气价按 1.9 元/m³ (标准) [热值 36634kJ/kg]。

3) 油费按 2550 元/t (热值 43124kJ/kg)。

4) 汽电共生按运行时间以满负荷 10h/d, 240d/a。

5) 水费按 1.0 元/m³。

2. 折旧费的折旧年限: ①单季运行冷冻机按 18 年; ②蒸汽溴化锂, 锅炉, 燃气轮机按 15 年; ③热泵按 12 年; ④水泵按 10 年; ⑤冷却塔按 8 年; ⑥制冷剂费 (耗损与更换) 按 5 年; ⑦土建按 25 年。

3. 折旧费未包括通行地沟及总体管道的折旧费用。

(3) 制冷设备的配置 航站楼要求的冷冻水供回水温度 5℃/12℃, 回到冷冻站房的水温为 12.15℃, 出站供水温度 4.85℃。溴化锂机的出水温度为 6℃, 离心式制冷机的出水温度为 4.2℃, 机房供冷水温度、冷冻机的启动台数、冷却水泵、冷却塔、冷冻水泵的运行起停和能量控制由供冷站 BAS 系统监控。

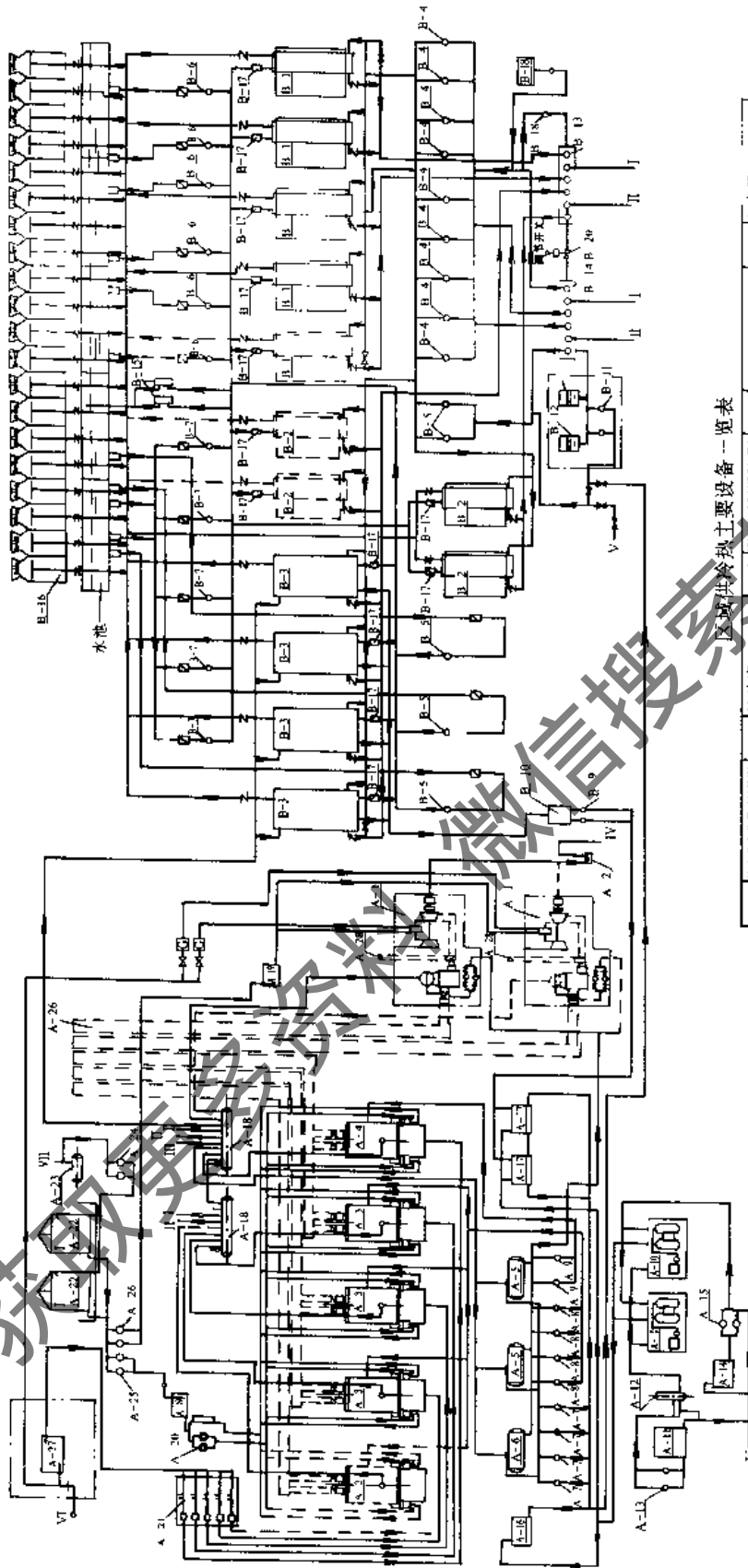
通过供冷供热总站的用电与用汽负荷分析、平衡, 一期选用一套额定功率为 4000kW 燃料为天然气 (轻油备用) 燃气轮机。工程所需冷负荷及冷冻水供水温度的要求, 制冷负荷由基本负荷和追从负荷二部分组成。基本负荷由燃气轮机汽电组合制冷, 一期由 4000 kW 燃气轮机发电供 2 台 4200kW 离心式制冷机, 余热锅炉供 2 台 5200kW 蒸汽溴化锂制冷机 (配置 4 台), 不足部分由供热锅炉供给。二期增加一台 4000kW 燃气轮机, 2 台 4200kW 离心式制冷机, 余热锅炉供一期已配置的蒸汽溴化锂制冷机。基本负荷的供冷量和出水温度不能满足供冷系统要求, 由追从负荷来追加。本站设置 4 台 14000kW 离心式制冷机, 二期再增加一台 14000kW 制冷机。一期总制冷量 85800kW, 二期增到 108300kW。区域供冷、供热流程图见图 8-51。

(4) 供冷站系统控制

1) 控制系统概述。本控制站属机场一级站下设二级站 (暂时缓建)。下设的三个 DDC 分站, 即配电分站、供热分站、供冷分站, 本节介绍供冷分站的控制。

机场能源中心第一期工程主要有 4 台 14000kW 二级离心式冷水机组和 2 台 4200kW 离心式冷水机组, 以及 4 台吸收式冷水机组, 9 台冷冻水泵, 11 台冷却水泵, 16 台冷却塔, 1 台冬季循环水泵, 1 套冷凝水回水装置, 1 套压力膨胀罐装置, 2 套冷却水自动反冲洗过滤器, 各种电动阀门数十只; 以及能源中心空调系统的 1 台风冷热泵, 2 台冷水泵, 3 台新风机组, 4 台暖风机组成。

系统基本负荷由 4 台吸收式机组和 2 台 4200kW 离心式机组承担, 其动力源由 4000kW 燃气轮机汽电共生, 不足部分由辅助供热锅炉供给。燃气轮机起动后, 依次起动 4 台吸收式机组和 2 台 4200kW 离心式机组, 起动顺序为: 冷却水泵→冷却水阀门→冷却塔风机→冷冻水泵



区域供冷热工主要设备一览表

A-1	炉电共装置(400kW)	A-11	溶盐罐	A-21	凝结水回收装置	B-3	循环冷却水泵(1500kW)	B-13	分水水器
A-2	电气控制柜	A-12	盐液过滤器	A-22	纤维过滤器	B-4	冷冻水泵	B-14	集水器
A-3	锅炉(30t/h)	A-13	盐水泵	A-23	回油罐	B-5	冷冻水泵	B-15	自动反冲洗过滤器
A-4	锅炉(20t/h)	A-14	原水箱	A-24	回油泵	B-6	冷冻水泵	B-16	冷却塔
A-5	除氧器(650t)	A-15	原水加压泵	A-25	供油制氢装置	B-7	冷冻水泵	B-17	磁性水处理器
A-6	除氧器(350t)	A-16	软化水箱	A-26	供油制氢装置	B-8	冷冻水泵	B-18	冬季循环泵
A-7	除氧水泵	A-17	凝结水箱	A-27	燃气调压站	B-9	凝结水泵	B-19	加药装置
A-8	锅炉给水泵(300t/h)	A-18	分汽缸	A-28	烟囱	B-10	凝结水泵	B-20	压差旁通阀
A-9	锅炉给水泵(200t/h)	A-19	日用油箱	B-1	离心式冷水机组(4000kW)	B-11	定压补水泵		
A-10	软化水装置	A-20	燃油循环泵	B-2	离心式冷水机组(2000kW)	B-12	膨胀水箱		

- I 接至航站楼、行政办公楼及宾馆商务区等
- II 接至天然气管
- III 接至食品加工、急救中心及消防中心等
- IV- 接至供冷供热主站内部
- V 接至供水总管
- VI 接至天然气管
- VII 卸油接管
- A 区域供冷供热主站A段
- B 区域供冷供热主站B段
- 二期将增加的设备

图 8-51 区域供冷供热流程图

(延时 5min) → 冷冻水阀门 → 冷冻机组启动；停机顺序取相反的次序。离心式机组启动至满负荷运行仅数分钟，而吸收式机组从启动至完全制冷状态需半小时以上。停机后，必须待吸收式机组溶液完全稀释后，才能关闭冷却/冷冻水泵。在运行过程中，需监视吸收式机组冷凝水回水装置的水泵运行状态，机组一旦断电或故障报警，操作人员需到现场处理。

根据水系统的供/回水温差、流量和离心式机组负荷来计算系统的冷负荷。当冷负荷不足时，按设定模式确定不同负荷下 14000kW 离心式机组的开启数量及组合，并对冷冻水泵、冷却水泵、冷却塔等进行台数控制。使系统输出足够的冷负荷，节约能源。

根据系统集水器和分水器的水压差的增减，比例控制分水器 and 集水器之间的 2 个电动调节阀，以保持系统流量和压力的稳定。

冷却水系统监视冷却塔水池的高/低水位和自动反冲洗过滤器的运行状态。

能源中心的空调系统根据室内/外温度，控制风冷热泵和相关水泵的起停，并监视其运行状态；调节新风机组的供水阀门，监视其运行状态；监视暖风机的运行状态，以保证整个能源中心所有的通风设备良好，并提供舒适的工作环境。

2) 机组群控内容。每台离心式冷水机组都配有一个微电脑控制屏 (MICRO PANEL)，控制屏上有 RS485 接口，它具有与冷水机组通信接口 (LINC CHILLER) 通信能力。冷水机组的几十个状态参数可以通过 LINC CHILLER 把信息传送到自控系统中去。

在自控系统的电脑里，可以全面综合地了解多台机组的运行状态，运行代码显示，安全保护代码显示，周期性停机代码记录等。自控系统能够对冷水机组作出正确全面的监控。

吸收式机组作为基本负荷，手动调控。自控系统信号为“启动”和“停止”，监测信号为机组蒸汽压力、冷冻水/冷却水出水温度、水流状态、制冷状态、稀释状态、报警状态及供电状态。

3) 控制策略。冷源系统的能耗主要由冷水机电耗及冷冻水泵、冷却水泵、冷却塔风机电耗构成。由于末端用户都有良好的自动控制，冷水机的产冷量必须满足用户的需要，节能靠精确地调节冷水机运行状态，降低冷冻水泵、冷却水泵及冷却塔能耗来获得。

BAS 可以对系统编程，通过完成特定的操作顺序，如设备自动操作、设备保护、数据转发和报警，来实现机组的高效运行。BAS 为机组提供适当的控制，其中包括：自适应起/停，机组排序/选择，最优负荷分配，冷冻水温重设/冷却水温重设，低负荷控制，断电后自动启动，备用机组的自动启动，故障报警，降温时间的需求限制，冷却塔控制，水泵排序和控制，低负荷开机，全面监视辅助设备。

撰稿人：项弼中 章捷

10. 民防大厦

民防大厦位于上海复兴中路 593 号，建筑面积 48000m²，地上 40000m²，地下 8000m²，地上 32 层，地下 2 层，建筑高度 132m。

地下二层平时车库、冷水机房、热水炉机房、柴油发电机房、泵房、污水处理等，战时作为汽车库、摩托车库、人员掩蔽部、物资库；地面 1~5 层是裙房，综合功能；6~15 层为办公房；16 层为避难层兼设备层；17~29 层为办公房；30~31 层为通信中心；32 层会议室；33 层为屋顶避难层兼设备层；34 层为停机坪。

(1) 空调系统冷负荷 总冷负荷 5545kW，根据冷负荷分布情况冷源选择二大一小，大的冷量是小的二倍，选用主机为 2250kW 的离心式冷水机组二台，1125kW 冷水机组一台，主机制冷剂为 R134a，冷水机房设在地下室。冷却塔设在辅楼的屋顶上。

(2) 本工程主要特点 空调系统的控制与调节设 BAS 系统。冷水机组与冷却水泵, 冷冻水泵, 冷却塔风机一一对应, 连锁运行。用负荷控制法控制多台冷水机组联合运行。冷水系统还设恒定供回水压差的旁通流量控制。

方案设计时, 对冷水泵是否一泵到顶进行了比较, 大厦高 132m, 地下室 7m, 共 139m 高, 这要考虑节能承压一次投资问题。采用单式泵吸入式水系统又节能又解决承压投资问题, 经计算冷水泵扬程 36m, 地面一层工作压力为 1.6MPa (水箱高 128 m), 地下室贵重设备工作压力 1.6MPa, 所以就选择了冷水系统为吸入式单式泵的三管制变流量系统, 自控简单。水管用同程式。采用冷水机组与冷冻水泵、冷却水泵、冷却塔一一对应, 并且冷水机组与冷冻水泵一一对应串联, 然后再并联的方法, 这样进入冷水机组的水流状况好, 效率高, 并利用水泵出口止回阀, 从而省去了进冷水机组的电动二通阀。图 8-52 为大楼空调冷水系统。

1) 技术经济指标: 办公楼冷量指标为 $128\text{W}/\text{m}^2$; 裙房为 $213\text{W}/\text{m}^2$ 。单位建筑面积耗电量 $0.045\text{kW}/\text{m}^2$ 。

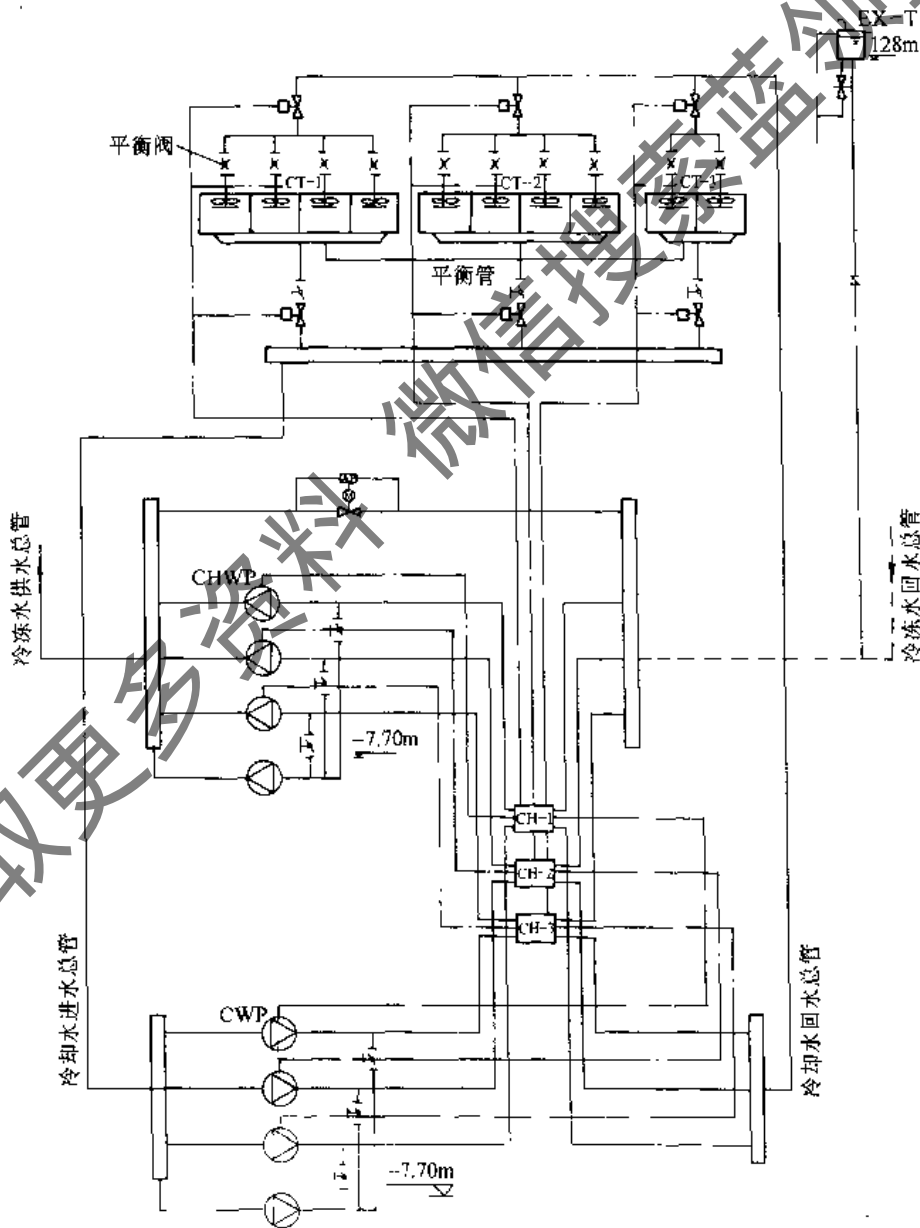


图 8-52 民防大厦空调冷水系统

2) 经济指标: 单位建筑面积空调造价 480 元/m²; 单位冷量造价 3.29 元/W。

撰稿人: 林一申

11. 银冠大厦

银冠大厦是一座实施智能化管理的商办大楼, 以出租方式向承租人提供多种用途的用房。由韩国株式会社 POS-A.C. 综合建筑师事务所和株式会社海外综合建筑师事务所完成初步设计。大厦位于浦东金融贸易区竹园商务小区, 建筑面积 95500m², 地下 4 层, 建筑面积 32600m², 地上建筑面积 62880m², 其中主楼 34 层, 裙房 4 层, 建筑面积分别为 55450m² 和 7430m²。

(1) 空调方式和冷热源

1) 空调方式。公共区域的大厅为定风量全空气系统, 商场为变风量全空气系统。主楼办公区域为 VAV 变风量空调系统。每层设置二台 VAV 空气处理机, 送风管道及与之连接的 VAV BOX 设置在顶棚内。处理后的空气经与灯槽相组合的风口送至室内, 回风经过顶棚回到空调机房。平面分内区和周边区, 内区全年供冷, 周边区夏季供冷, 冬季利用热水散热器采暖系统供热, 散热器布置在窗下。冬季视室外温度情况, 新风用热水盘管预热或直接送至空调机房。

2) 冷冻水系统/冷却水系统/热水系统。图 8-53 示出空调水系统。冷冻水系统: 离心式冷冻机组配单式泵循环系统。制冷量 9496kW, 选用冷水机组 3160kW × 2 和 1580kW × 2。冷量调节为 100%、66%、33%、16.5%、0。系统中还设置了 2 台板式换热器, 用低温冷却水交换出空调用冷冻水, 以获得免费冷却的节能效果。

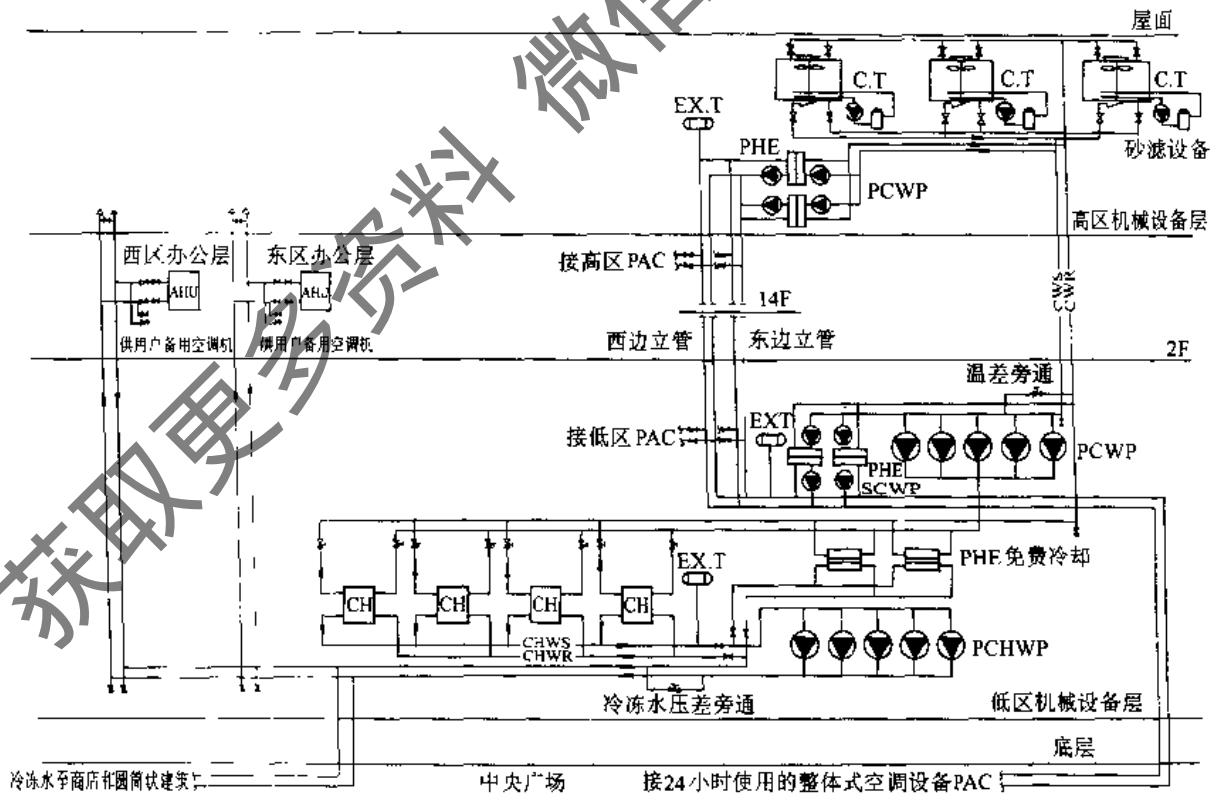


图 8-53 银冠大厦空调水系统

冷却水系统: 6 台开式冷却塔设置在主楼屋面上, 除满足冷冻机所需冷却水外, 还负担用

户冷却水,按建筑物高区、低区和裙房,划分为3个用户冷却水系统。用户冷却水通过板式换热器与一次冷却水进行热交换。用户冷却水系统是为承租者由于工艺的需要(如计算机室、通信设备室等)而设置分散、独立的水冷式空调设备提供冷却水。

热水系统:3台热水锅炉设置在34层机房内,产热量2700kW。除高区直接采用热水循环外,中、低区及裙房三个区域是通过板式换热器置换得二次热水。

(2) 水系统特点

1) 内外区处理。平面分内区和周边区,内区全年供冷,周边区夏季供冷、冬季热水采暖,散热器布置在窗下。

2) 水系统承压:①冷水系统为单式泵循环系统;②热水分高、中、低及裙房三个热水系统,高区直接采用锅炉生产的热水,中、低区及裙房采用板式换热器置换二次热水;③免费冷源,设置换热器,冬季利用低温冷却水置换空调用冷水供需冷的内区使用。

(3) 空调自动化系统 本工程设置一个独立、专用的空调自动化管理系统,用于对室内温度、湿度控制、报警监测及设备开、停遥控等。它是一个分布式网络系统,由网络计算机传输数据并进行处理,其主要特点有如下:

1) 采用以微处理器为基础的直接数字控制(DDC)系统。该系统能探测系统中诸多变量并控制阀门和风口等部件。每台控制器可与其他控制器进行通信,某台控制器有故障,只影响它所服务的系统,其它控制器仍可正常工作。网络计算机故障也不妨碍各控制器对系统的控制。

2) 每台控制器可编制用户专用程序和实现能量管理中的各项功能,各设定值可以调整。

3) 该系统除了可以较方便地进行扩展外,每个控制器有备用输入、输出点供修改用。

4) 操作员通过网络计算机观察每个系统的动态图象、运行工况。任何时候均能改变运行设定值。利用手提终端装置与每台控制器就地接口。

5) 大楼自动化系统还可以与烟感、喷淋系统等相连。

撰稿人:杨裕敏

12. 红塔大酒店

红塔大酒店建于上海市浦东新区,按五星级标准设计建造,其总建筑面积55000m²左右,建筑高度148m,地下3层,地上39层。地下3层为停车库,地下1、2层主要供设备用房及酒店部分后勤用房;地上1~6层为酒店裙房,主要用于餐厅、商务、会议、休闲娱乐、健身等多种功能,7~35层为标准客房,36~39层为豪华套房、总统套房、高空餐厅等。空调用冷冻机房、热交换器房、水泵房设在地下2层,冷却塔位于裙房6层屋顶。图8-54示出空调水系统。

(1) 冷热源 酒店夏季空调总冷负荷6500kW,选用三台美国YORK公司生产的离心式冷水机组,每台机组制冷量为2050kW,装机功率为397kW,制冷工质为R134a,冷冻水供回水温度为6℃/11℃,冷却水供回水温度为32℃/36℃,与三台冷水机组配套,选用三台500t/h开式冷却塔,四台冷却水泵(三用一备)和四台冷冻水泵(三用一备)。酒店冬季外区空调热源,由燃油锅炉提供0.6MPa蒸汽,减压后再由两台板式汽-水换热器向系统提供60~50℃热水,配套两台汽-水板式换热器,选用三台空调热水泵(两用一备);冬季内区空调冷热源则考虑由“免费冷源”提供,由现有的冷却塔供给的低温冷却水,经一台板式水-水换热器,向系统供给冷冻水,毋需仍由冷水机组向系统提供冷冻水,配套水泵仍沿用夏季空调用冷却水泵与冷冻水泵。

(2) 工程特点

1) 春秋过渡季(13℃<环境湿球温度<22℃),酒店外区空调主要考虑加大新风,内区则

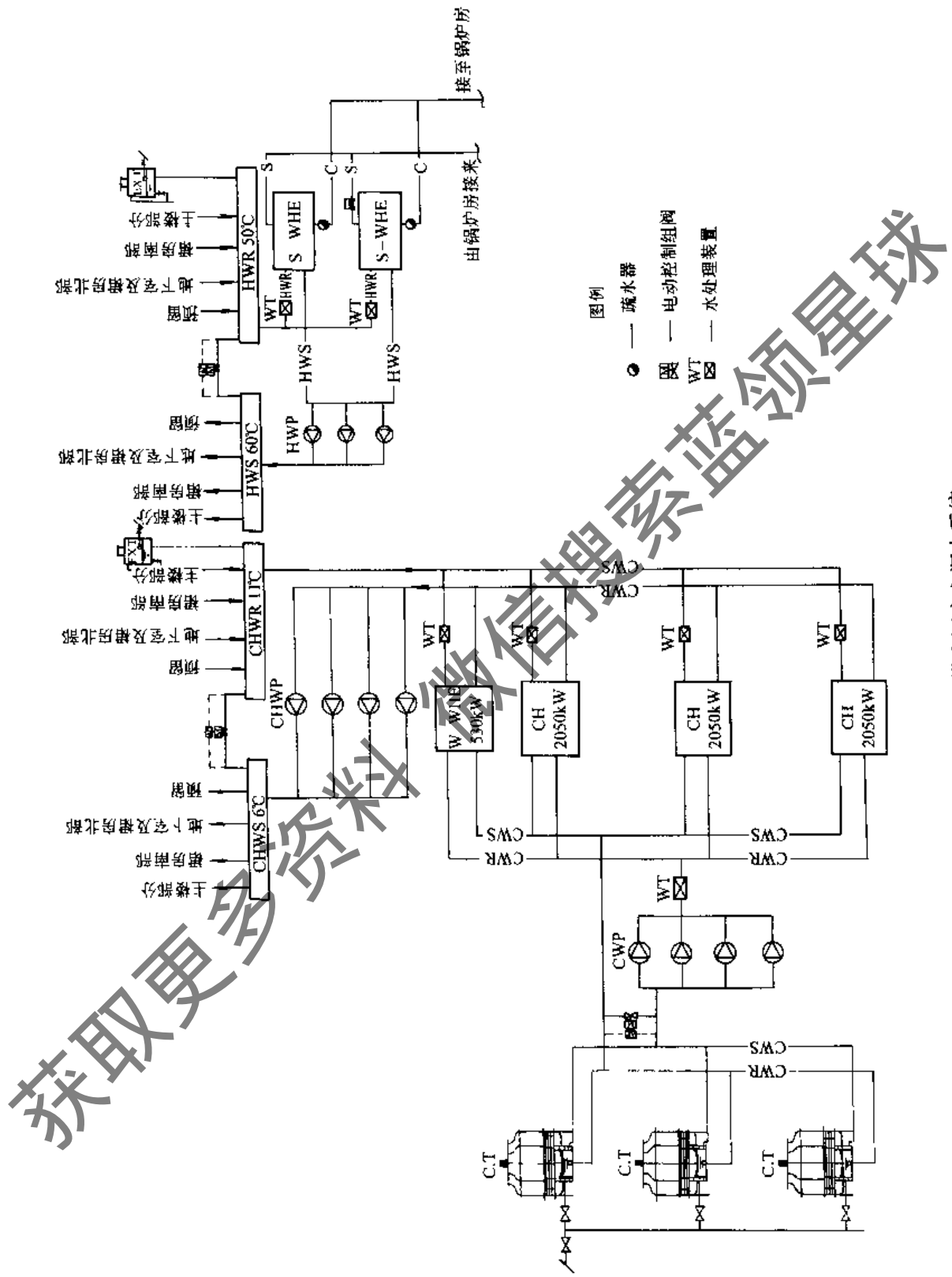


图 8-54 红塔大酒店空调水系统

仍由冷水机组提供冷源，由于整个水系统采用四管制，故对特殊需要的外区，仍可由冷水机组供给的冷冻水制冷。整个水系统的水处理采取电子水处理方式。

2) 酒店裙房内区主要为多功能厅、餐厅、会议室等功能用房，冬季也需供冷，考虑到已有的冷却塔资源，内区供冷采取冷水机组配合板式水-水换热器及冷却塔组合的“免费冷源”方案，当冷却塔提供的冷却水温低于 13°C 时，通过板式水-水换热器而直接作冷源使用。低于 13°C 的冷却水，经板式水-水换热器制得“免费”冷冻水提供给系统而满足冬季内区空调制冷需要。采用板式水-水换热器“免费”制冷的优点，是减少开启冷水机组制冷的时间，大大节省了运行中耗电量，也基本上能满足内区空气处理机组的空调需要。

3) 系统承压方面，酒店主要制冷（换热）设备均位于地下二层，距离酒店最高点约为 155m ，所选冷冻水泵扬程为 0.38MPa ，热水泵扬程为 0.3MPa ，若系统冷冻（热）水直接送至酒店最高处，则位于地下2层的制冷设备之承压达到 1.9MPa ，这样在设备定货时，设备承压须考虑大于 2MPa 方可，地面上部空调设备承压也须大于 1.6MPa ，从而加大了项目投资。基于以上考虑，在实际设计中，反将系统冷冻（热）水送至高区设备层（36层夹层），此处距地下2层冷冻机房约 133m 左右，距酒店最高处约为 20m 。将系统冷冻（热）水送至此处，主要基于以下考虑：从高区设备层至酒店最高点高度不高，并且高区设备层上部区域空调面积也不大，这样，可直接由空气处理机组制得冷风（热风）送至上部各层，避免经过板式水-水换热器制得二次冷冻水（热水）的温度损失，考虑冷冻机组置于水泵吸入侧，采取这种做法，地下2层内冷冻机房内设备承压则仅为 1.7MPa ，设备定货时，地下部分设备承压考虑 2MPa 就绰绰有余，相应地面上部的空调设备承压只需考虑 1.6MPa 就够了，设备定货简单易行，也节省了项目投资。

撰稿人：郑兵

13. 上海浦东发展银行大厦

上海浦东发展银行大厦位于浦东陆家嘴，建筑面积地上约 50000m^2 ，地下约 20000m^2 ，总高度 150m 。地上36层，单纯性银行、金融业办公大厦。大厦以离心式及螺杆式冷水机组为空调冷源，使用的功率、制冷剂及冷量见表8-23。

表8-23 离心式和螺杆式的功率、制冷剂及冷量

代号	机型	制冷量/kW	制冷剂	功率/kW	备注
CH-1, 2	离心式	3240	R134a	706	一次水系统
CH-3	离心式	1990	R134a	429	一次水系统
CH-4	螺杆式	530	R22	112	二次水系统

由表可知，一次水系统主冷冻机房（35F）以三台离心式冷水机组组成主冷源。二次水系统添加一台螺杆式冷水机组（8F）作为辅助冷源。图8-55示出夏冬季一次水工况。图8-56示出空调冷源系统。图8-57为冬季新风冷回收系统。工程特点如下：

(1) 一次水系统采用复式泵 冷源侧为定流量泵，用户侧二次泵为变流量泵，以期部分负荷节能。二次水系统因冷源侧为板式换热器与螺杆式冷水机组并联使用，故拟采用单级定流量泵台数控制。

这种冷热源在塔楼顶部的“倒吊”水系统中，位于裙房的二次水系统中增加一台螺杆式冷水机组作为辅助冷源，有助于裙房在夜间部分负荷时，避免主冷源开机，减少板交换热环节，提高了裙房部分负荷下的供冷效率。

(2) 冷水机组采用大温差方式 冷冻水温差 10°C ($5.6 \sim 15.6^{\circ}\text{C}$) 冷却水温差 8°C ($32 \sim$

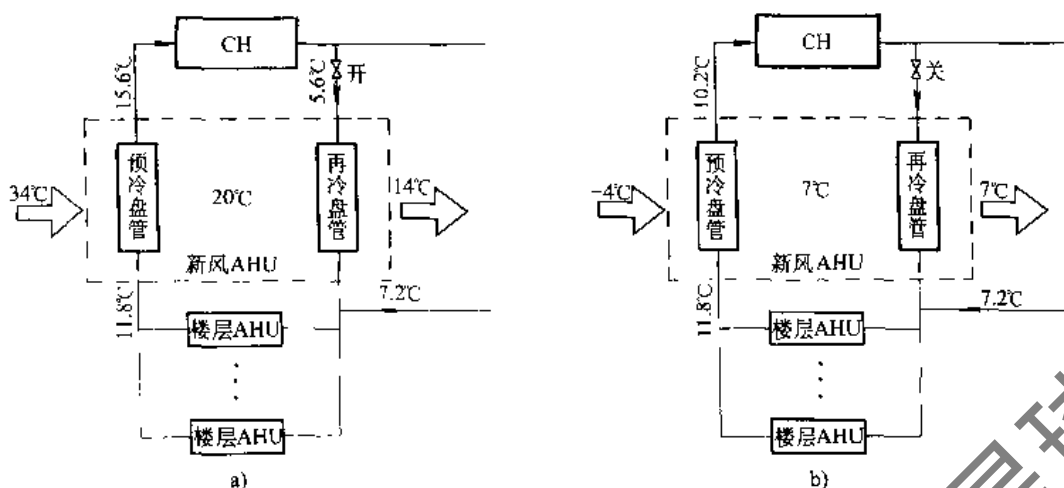


图 8-55 夏、冬季一次水工况

a) 夏季 b) 冬季

40℃)。相对于常规水系统，冷冻水泵节能 50%，冷却水泵节能 37%。

(3) 一次水用户侧采用串联式盘管方式 夏季运行时，将不同的水温段分别用于新风再冷去湿、楼层空调和新风预冷降温。为目前国内少见的一种方式。这种方式一个主要的可取之处是冬季热回收。冬季冷冻混合水（7.2℃）跨越再冷盘管进入楼层空调箱，由于内热负荷，楼层空调箱将冷冻水由 7.2℃ 温升至 11.8℃。新风预冷盘管既起新风预热作用（-4℃→7℃）同时又冷却了冷冻水（11.8℃→10.2℃）。因此减少了冷冻机负荷。这种直接利用新风盘管的热回收作用，在室外气温 12℃ 以下一直有效，而且比使用冷却塔的“免费冷却”方式更直接、更有效，只是增加了系统的复杂性。

(4) 一次水串联盘管控制策略

1) 根据一次冷冻水系统末端压差，调节用户侧变频冷冻水泵流量，当转速小于额定值 30% 时，作定速旁通控制。

2) 当室外温度高于 24℃ 时，全开供水阀 B 与比例调节旁通阀 A 控制进入再冷盘管流量，维持向楼层空调箱送水温度 7.2℃（可再设定），C 阀直通。

3) 当室外温度 24~14℃ 时，全开旁通阀 A，关闭供水阀 B，比例调节旁通阀 D，控制进入预冷盘管流量维持回水温度 15.6℃（可再设定），C 阀直通。

4) 当室外温度低于 14℃，且高于新风预冷盘管进水温度时，打开旁通阀 D，不作新风热回收，同时三通阀 C 比例混合，维持送水温度 7.2℃（可再设定）。

5) 当室外温度低于 14℃，且低于预冷盘管进水温度时，关闭旁通阀 D，新风预冷盘管进行热回收，同时三通阀 C 比例混合，维持送水温度 7.2℃（可再设定）。

(5) 设置热旁通和预热器 为防止冬季因冷却水温度过低导致冷冻机无法工作，冷却水系统设置了热旁通和预热器。冬季冷启动时，预热器可先使冷却水温升至低限，启动冷冻机后，通过控制热旁通水量，保持一定的冷却水温度。这种措施对于冷冻机房设于塔楼顶部，且有可能间隙运行的系统尤为重要。

(6) 设置了用户冷却水系统 为满足办公楼的某些特殊需要，大厦还设置了用户冷却水系统，为租户增加水冷式机组提供可能性。

撰稿人：叶大法

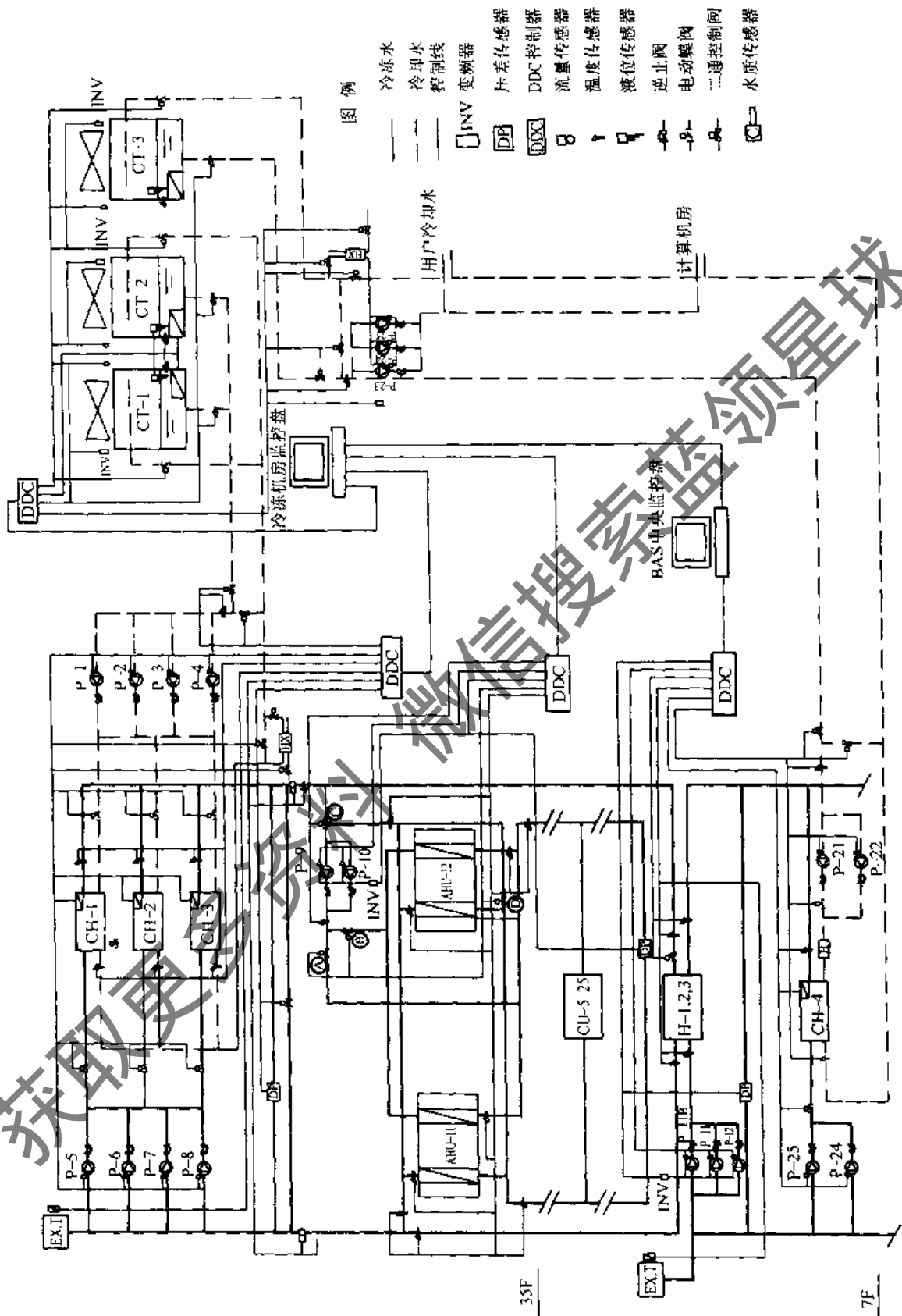


图 8-56 空调冷源系统

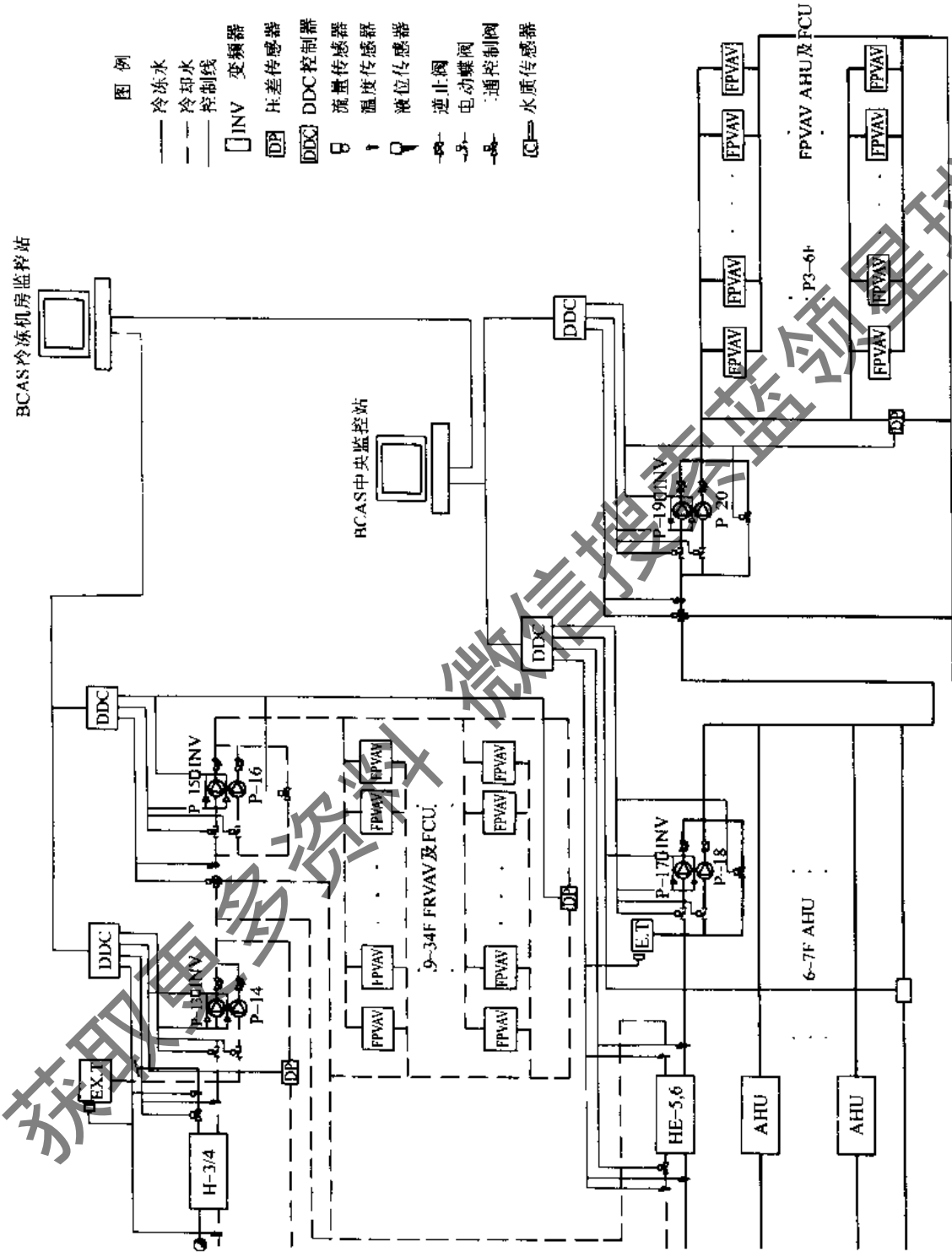


图 8-57 冬季新风冷回收系统

14. 上海大剧院

上海大剧院是一个现代化标志性建筑, 建筑面积共 65000m^2 包括地下 2 层, 中段 6 层, 拱顶 2 层, 空调净面积约为 35000m^2 。冷冻机房、锅炉房、冷却塔均设在拱顶 33.9m 处, 水泵房设在拱顶 29.9m 处。三个大型空调机房中, LT1 机房位于地下一层南区, 设有六台组合式空调器, 主要服务于观众厅、大堂休息厅、首层大商场及演员化妆间等; LT2 机房位于地下 2 层后舞台下方, 设有九台空调器, 主要服务于主舞台、排练厅、中剧场、地下餐厅等; LT3 机房位于北区拱顶上, 分上下 2 层, 设有十台空调器, 主要服务于拱顶餐厅厨房, 小剧场, 各排练厅及办公等。另有十余个空调机房分布在各处, 就地服务于各个场所。

空调夏季总冷负荷为 8523kW , 已安装三台 2110kW 的 YORK 离心式冷水机组, 一台 1055kW 冷水机组待装。同时使用系数为 0.85 , 单位建筑面积冷负荷为 $0.127\text{kW}/\text{m}^2$ (车库 7000m^2 除外); 单位空调面积冷负荷为 $0.209\text{kW}/\text{m}^2$ 。空调冬季总热负荷为 4628kW , 同时使用系数为 0.75 。热水锅炉房实际提供 3488kW 热量, 即 $60\sim 50^\circ\text{C}$ 热水 $300\text{m}^3/\text{h}$ 。单位建筑面积热负荷为 0.06kW ; 单位空调面积热负荷为 0.1kW 。

(1) 空调水系统 上海大剧院内区较大, 由于受建筑的限制, 只能将对外的风口引至 4.100m 高处朝天开设。这样冬季若仅靠加大新风量只能解决部分系统的供冷问题; 夏季为了控制观众厅的相对湿度, 又不能完全依靠二次回风, 还得使用热水再热来除湿。另外还有很多场合使用冷热切换频繁, 操作管理麻烦, 因此上海大剧院的空调水系统是采用四管制, 见图 8-58。

由于上海大剧院空调用户使用情况复杂且设计施工过程变化因素很多, 又限于泵房的使用面积狭小, 所以本工程设计为一次泵水系统, 对于二次泵系统所具有的“小负荷大流量”功能, 利用备用泵加一根旁通管即可满足要求。

与普通工程不一样, 上海大剧院空调水管分布十分复杂且功能和容量在设计施工过程中变化不定的, 因此, 空调水系统采用异程式系统, 为了解决水量分配的平衡问题, 设计中远 (LT1 空调机房)、中 (LT2 空调机房)、近 (LT3A、LT3B 空调机房) 各用户采用变摩阻选管和辅以一定数量平衡阀的办法, 即根据各区的远近在 $150\sim 450\text{Pa}$ 的范围内选取不同的比摩阻确定管径, 然后在各支路上配置平衡阀并标出各平衡阀的流量和初定开度 (或压差)。在实际运行中, 经调试测量, 水系统在各支路的水量分配与设计值相当接近, 运行效果良好。

(2) 自动控制 整个大剧院 74 个空调系统和 115 个通风系统, 以及空调冷、热水系统, 全面实现了自动控制和中央监控的先进管理模式, 并已初步调试成功。在确定大剧院观众厅空调系统的自控方案中, 我们特别注意到它的两个突出特点: 一是处于内区, 可能全年均需送冷风; 二是系统有很大的送风静压箱, 这是一个非常大的热惯性系统, 容积时延与时间常数应该以数小时论, 而不象一般系统的以数分钟论。因此它的控制方式与常规的闭环系统会有较大区别。设置了五个主要控制环节如图 8-59 所示: ①由送风温度控制初热器和再热器; ②由露点温度控制冷却器; ③由室内温度微调送风量; ④由新风量控制排风量; ⑤由室外温度开闭初热器和冷却器。当空调处于保温状态时, 送风机半风量运行且关闭新风门。

撰稿人: 张富成

15. 上海体育馆

上海体育馆为改变单一的比赛场地功能的状态, 创造一定的社会效益和经济效益, 于 1999 年改建为上海大舞台。为配合大型演出要求, 拆除原北看台并建一超大型舞台, 同时内

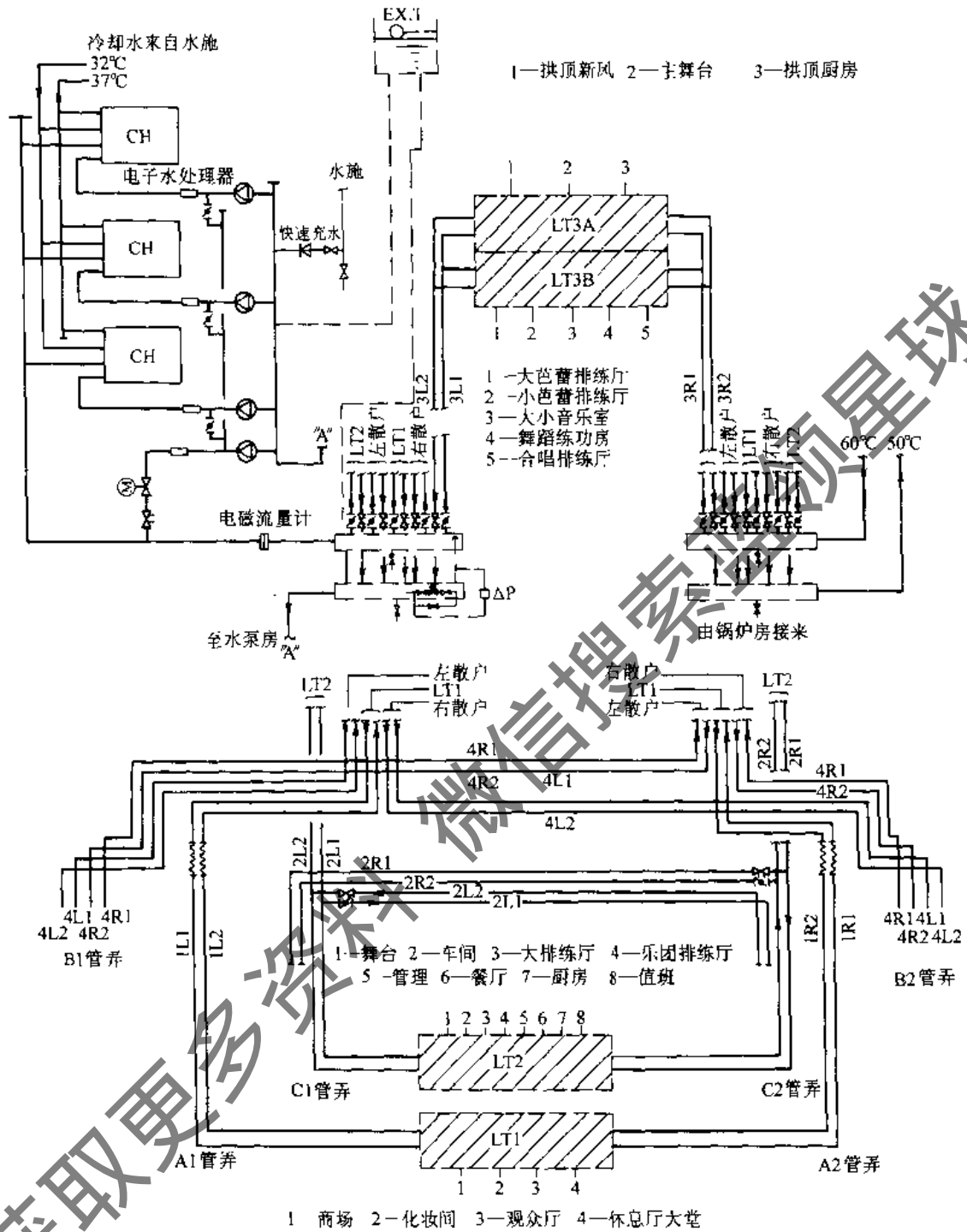


图 8-58 空调水系统

场仍能满足各类比赛要求。因此，原制冷空调系统由于其使用功能改变及设备老化需进行改造，使其同时能满足不同使用功能的需求。

经计算，整个工程最大小时冷负荷为 4200kW，设计选用上海一冷开利双螺杆式冷水机组 30HXC300 三台，并和原位于冷冻机房地下室的储水量为 1200t 的混凝土蓄冷水池组成本工程的冷源。制冷系统主要设备见表 8-24。

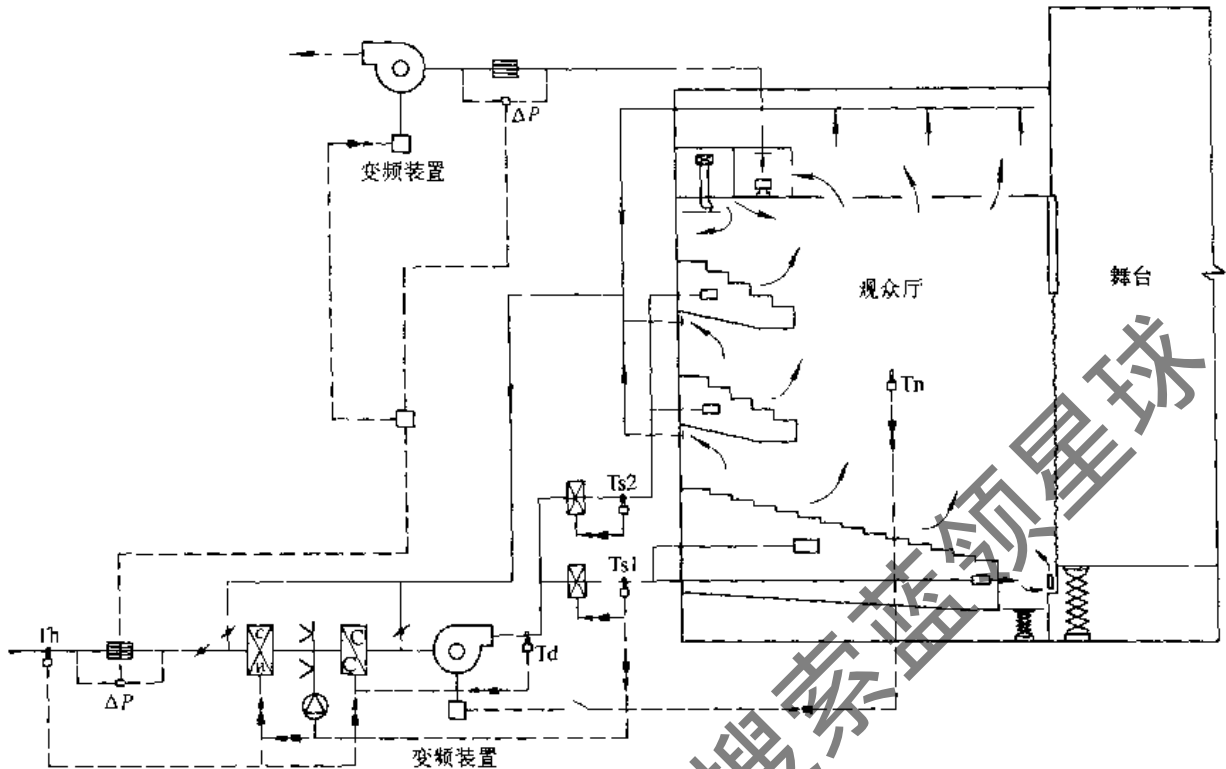


图 8-59 空调自控流程

表 8-24 上海体育馆制冷系统主要设备

编号	名称	规格型号	数量
1	螺杆式冷冻机	30HXC300, 冷量 1050kW, 电动机功率 225kW	3 台
2	冷却塔 (原有设备)	流量 300t/h, 冷却能力 1744kW, 电动机功率 10kW	3 台
3	蓄冷水池	24m×18m×3.1m, 水容量 1200t	1 个
4	冷却水循环泵	流量 275t/h, 扬程 249kPa, 电动机功率 37kW	3 台
5	冷冻水循环泵	流量 200t/h, 扬程 216kPa, 电动机功率 18.5kW	3 台
6	主馆送水泵	流量 180t/h, 扬程 319kPa, 电动机功率 30kW	4 台
7	电子水处理仪	Y219×6	10 台

为了防止水温混合损失,提高蓄冷效率,蓄冷水池采用迷宫式结构,并控制水流速防止漩涡和短路的产生。

该制冷系统的主要特点:①利用蓄冷水池进行蓄冷以减少制冷机组的容量,从而降低制冷设备的初投资;②由于蓄冷,减少制冷机组容量,因而所需变配电设备的投资也将大大减少;③蓄冷时制冷机组夜间运行,充分利用峰谷电价差,从而减少运行费用;④主机在夜间运行,冷却水温度较白天低,制冷效率提高,单位制冷量的耗电率下降,不但弥补了蓄冷水池冷损失,而且起到了节电节能的作用。

该制冷系统的运行主要分为蓄冷运行和释冷运行。在有比赛或演出任务时的前一天晚上,制冷系统蓄冷运行,此时开启制冷机组,冷冻水循环泵。蓄冷水池采用迷宫式设计的多个水槽型式,如图 8-60 所示。蓄冷时,经制冷机组冷却的冷冻水,在水槽顺时针方向流动,直至水

池内冷水全部达到 6°C 。在盛夏,由较高水温开始冷却,若三台机组同时开启,则蓄冷过程一般为 $8\sim 9\text{h}$ 。次日在比赛或演出时,制冷系统释冷运行,主馆送水泵启动,将蓄冷水池内冷水送至主馆内各空调末端机组,此时蓄冷水池内的冷水逆时针方向流动,将所蓄冷量缓慢释放。当比赛或表演时间过长(约 2h 以上), 1200t 蓄冷水池无法提供足够冷量,则在释冷运行的同时,开启制冷机组,供回水温度为 $7\sim 12^{\circ}\text{C}$,制冷机组开启的台数由比赛演出具体时间长短及当时气候条件决定,此时蓄冷水池内同时有逆时针方向的释冷大循环和顺时针方向的制冷小循环。

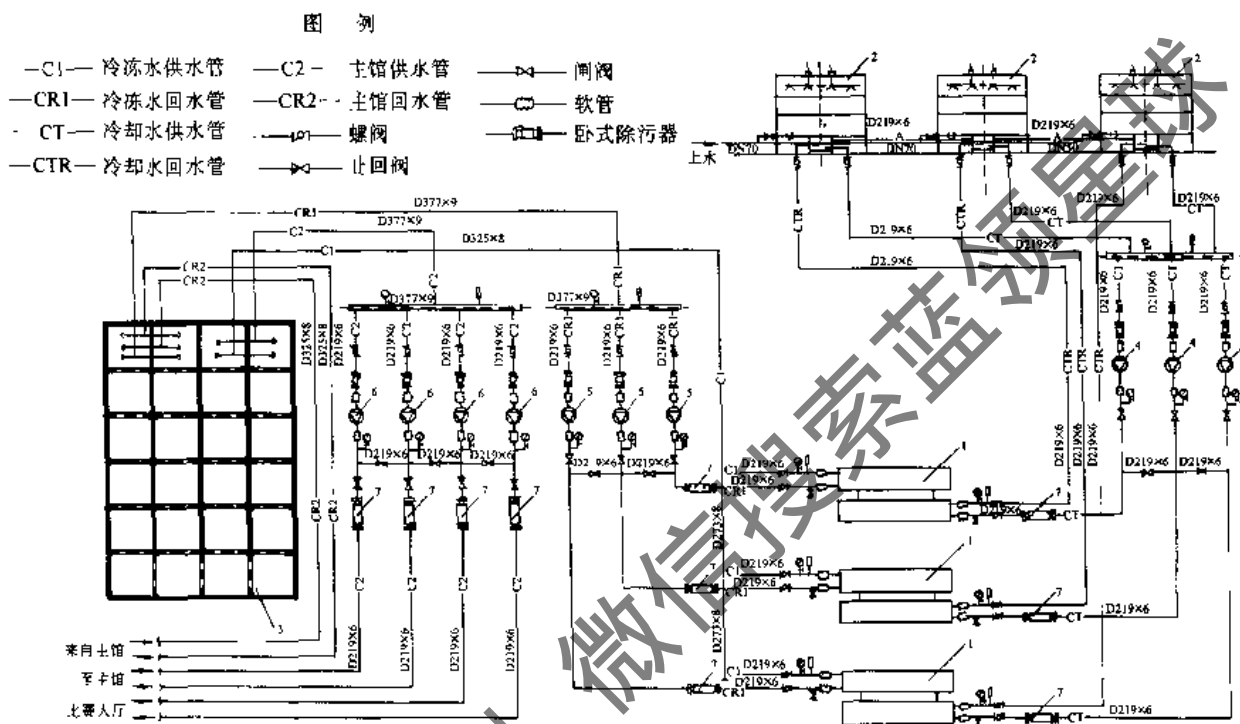


图 8-60 上海体育馆冷冻水系统

该系统竣工后,各类演出比赛实际使用效果良好。无论是蓄冷运行还是释冷运行均能达到设计参数。且夜间蓄冷运行制冷机组比白天运行节电效果显著。

撰稿人:姚军

16. 上海儿童医学中心

上海儿童医学中心(以下简称中心)位于浦东东方路,主体建筑面积 40000m^2 ,分为9个功能独立的单体。其中A区为演讲会议厅;B区为行政楼;C区、E区为门、急诊区;D区为影像诊断及实验楼;F区为餐厅、厨房及留学生宿舍;G1、G2区为普通病房、重诊监护病房、隔离病房及骨髓移植病房,设250个床位;H区为中心供应、手术部及新生儿监护室。整个中心是一座集临床、教学、科研为一体的具有国际先进水平的综合性儿童医院。上海建筑设计研究院承当设计单位,美国NBBJ建筑师事务所、余兴中顾问工程公司分别承当建筑医疗与机电顾问。

(1) 设计背景 整个医院设计标准高,由于当时国内没有相应可供参考的设计规范,室内空气品质参照了美国有关设计规范和标准。设计将医院的空调供冷方案确定为部分蓄冰方式,实现“超冷风”送风(温度 $< 8^{\circ}\text{C}$)的空调系统,各功能区相应设VAV变风量末端再热送风系统。这样做有一定的合理性:医院白天各区均运行,夜间仅急诊、病房及少数手术室使用,整

个冷负荷分布对夜间蓄冰有利。“超冷风”单位空气含湿量较低，有利于保持室内干燥的环境，即使室内温度相对高些，仍然可达到舒适要求。同时，系统管道、空调箱及送、回风机等一次投资也相应下降，可用于弥补蓄冰增加的设备费用。预计采用蓄冰方式，可转移 35% 日间峰时或平时冷负荷至夜间谷时。由于中心医疗设施先进，设计标准高，冷负荷高于一般医疗建筑，其最大小时冷负荷达 6330kW。按常规系统，冷冻机装机容量也须大于 6330kW。采用部分蓄冰技术后，只需采用 4220kW 冷冻机和利用夜间谷时电蓄冷的 12660kW·h 的储冰槽共同运行，即可满足白天大楼供冷需要。

(2) 系统简介 依据国外部分蓄冰技术的成功经验，中心采用 B.A.C 盘管式蓄冰技术。它具有融冰性能稳定，易于控制的特点，尤其适用于低温送风系统。一般 25% 质量分数的乙二醇溶液在 8h 的融冰过程中，可保持在 3.3℃ 的供水温度。B.A.C 储冰槽可与往复式、螺杆式和离心式制冷机相匹配。从制冷量和制冷机性能价格比出发，选择了 4 台 1407kW 螺杆制冰机。其中 3 台作为大楼冷源，1 台作为医院的备用机组（一般工程不需设）。冷冻机、一次冷冻水泵、二次冷冻水泵、冷却水泵、储冰装置、板式换热器等均设在地下一层，冷却塔设在屋面。

螺杆制冰机在制冰工况下的制冷量为常规工况下的 65%，制冰时制冷容量为 914kW/台。夜间两台制冷机在小于 10h 内制冷总量达 15820kW·h，采用了 15 个 1055kW·h 混凝土外壳的蓄冰盘管，同时一台制冷机按常规工况向大楼供冷（通常称 BASE LOAD）。白天，三台制冷机同时在常规工况下运行。冰盘管式储冰槽属外融冰型，均匀布置，每个盘管分上下两部分。下部为主盘管，30% 质量分数的乙二醇溶液作为载冷剂流经管内，管外为冰层。上部为辅盘管，是一组管翅式换热器，管内流动的是大楼冷冻水，通过向储冰槽内冰水混合物放热来降低管内水温。储冰槽另设置了压缩空气搅拌系统。系统主要设备配置见表 8-25。

表 8-25 制冷蓄冷系统的主要设备

设备编号	名称	规格及型号	数量/台
CH-1~4	水冷螺杆式冷水机组	YORK, YSEBEAS45-CKBO, 空调工况制冷量 1407kW, 制冰工况制冷量 949kW, 压缩机功率 277kW	4
CH-5	离心式热回收机组	McQUAY, TEH063JAH32F/E2616/C2216, 热回收量 1464kW	1
IC-1~15	蓄冰盘管	BALTIMORE AIRCOIL, TSC-293BSIN, 潜热蓄存量 1030kW·h	15
HE-1~4	板式换热器	换热能力 1395kW, 流量 220 (初级) m ³ /h / 164 (次级) m ³ /h	4
CT-1, (2)	冷却塔	冷却能力 4651kW, 流量 800 m ³ /h	1
CT-3, 4	冷却塔	冷却能力 2326kW, 流量 400 m ³ /h	2
PCHP-1~4	一次冷冻泵	流量 160 m ³ /h, 扬程 225kPa, 功率 15kW	4
GGHP-1~4	盐水泵	流量 220m ³ /h, 扬程 225kPa, 功率 22kW	4
SCHP-1~3	二次冷冻泵	流量 240m ³ /h, 扬程 245kPa, 功率 22kW	3
CWP-1~4	冷却水泵	流量 400m ³ /h, 扬程 235kPa, 功率 37kW	4
CWP-5	冷却水泵	流量 220m ³ /h, 扬程 235kPa, 功率 22kW	1

蓄冷系统的原理如图 8-61 所示。该系统属主机优先，此时冷冻机制冰容量与效率均相对较高。制冰工况下，乙二醇溶液进、出蒸发器温度分别为 -2.58℃ / -6.67℃，不经板式换热器，直

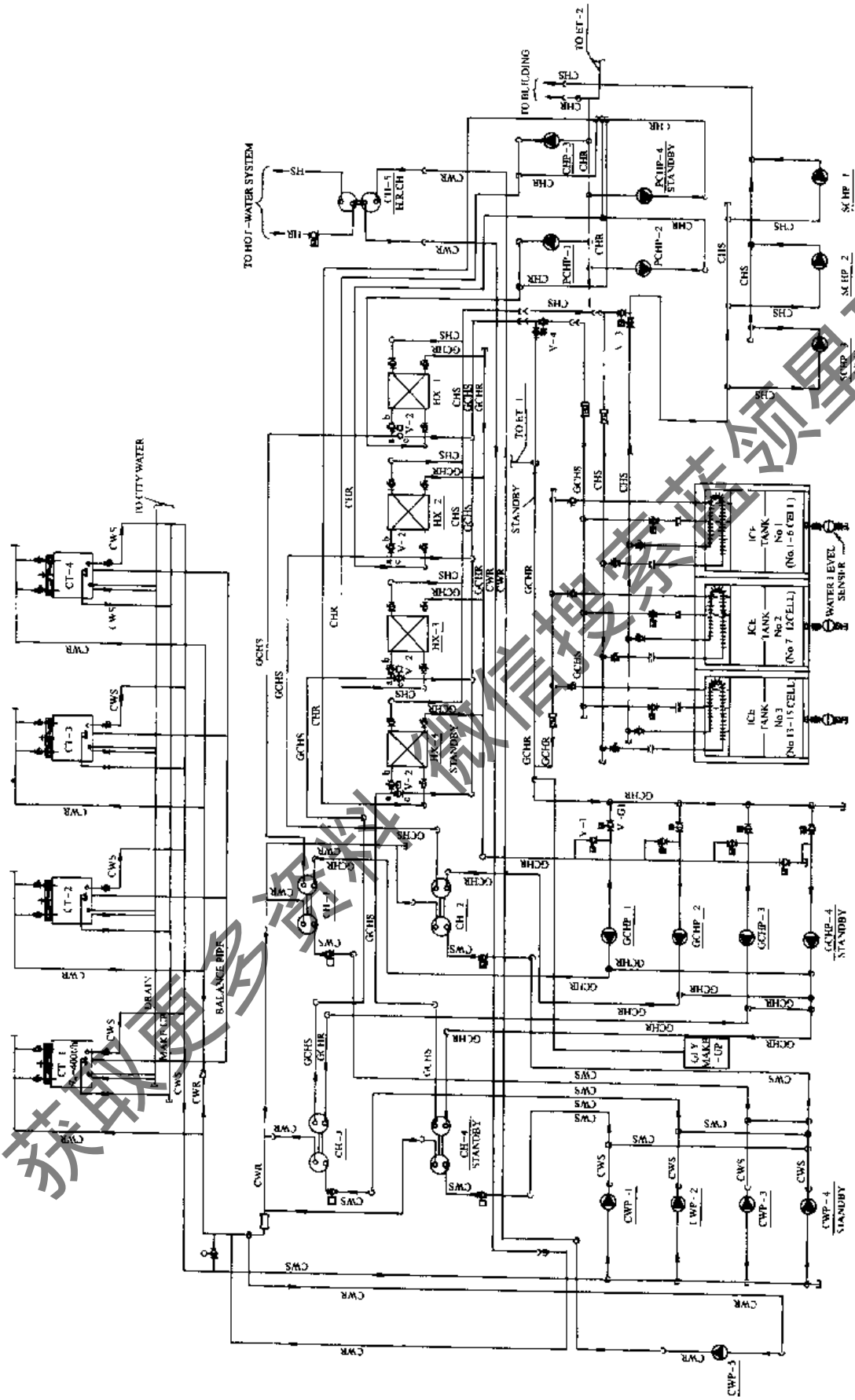


图 8-61 冷冻水系统

接入主盘管，V—2 走 ac，V—1 关闭，V—G1 开启，V—4 可根据运行作设定调节。当乙二醇溶液离开主盘管温度下降到 -2.78°C 或测量计显示 100% 储冰量时，蓄冰过程结束。担任夜间值班的冷冻机则不参与储冰过程，V—2 走 ab，V—1 开启，V—G1 关闭，进、出蒸发器溶液温度可与常规工况相同，也可另行设定。融冰工况下，乙二醇溶液出蒸发器温度为 4.44°C ，经板式换热器后，温度升至 10.24°C 后回到蒸发器，V—2 走 ab，V—1 开启。用户回水经一次冷冻水泵送到板式换热器，温度由原来的 13.3°C 下降到 5.72°C ，部分水流经辅盘管二级降温，再与一次冷冻水混合后保持在 2.2°C ，由二次冷冻水泵送至用户。从图中可以看出，系统制冰、融冰的成功关键在于对 V—3、V—4 的控制。

撰稿人：宋静

17. 国家电力调度中心

国家电力调度中心工程位于北京市。地上建筑 12 层，以办公、会议为主，部分区域设置电力调度、计算和通信机房；地下建筑 3 层，主要为汽车库、建筑设备用房和餐饮娱乐用房。总建筑面积 73667m^2 ，地上建筑高度 49.2m ，空调面积 58000m^2 。空调冷负荷 7530kW ，热负荷 6290kW 。空调热源采用城市热网集中供热。为能缓解电力系统峰谷电负荷的差异，空调冷源则采用冰蓄冷系统。

(1) 冷源 冰蓄冷系统采用部分负荷蓄冰方式，主机与蓄冰装置串联，主机在上游。设计工况的供冷运行策略为主机优先模式，部分负荷时可按冰优先模式甚至全负荷蓄冰模式运行。图 8-62 示出冷冻水系统。

蓄冰装置采用不完全冻结式钢盘管蓄冰槽，蓄冰量为 $23911\text{kW}\cdot\text{h}$ 。主机采用 3 台双工况螺杆式冷水机组和 1 台常规螺杆冷水机组，制冷工质均为 R22。双工况机组每台空调工况制冷量为 1466kW ，制冷工况 ($5.0 \sim 10.1^{\circ}\text{C}$) 时为 1385kW ；制冰工况 ($-2.0 \sim -5.6^{\circ}\text{C}$) 时为 953kW ，装机功率为 277kW ，载冷剂采用体积分数为 25% 的乙二醇溶液；常规主机用作基载机组，制冷量为 1477kW ，装机功率为 277kW 。乙二醇系统及空调水系统一次泵采用定流量控制，与制冷主机采用一一对应方式；二次泵均采用变频调速的变流量控制。

冰蓄冷系统系统可以按照以下工作模式运行：①基载机组单供冷模式；②单制冰模式；③单融冰供冷模式；④双工况主机单供冷模式；⑤主机制冷与融冰的联合供冷模式；⑥主机制冰与供冷模式。其中，①模式可分别与其他 5 种模式联合运行。

冰蓄冷系统的融冰出水温度为 2.2°C ，通过板式换热器向空调系统提供 3.3°C 的冷冻水。系统主要设备配置见表 8-26。

(2) 空调系统 本工程空调系统采用单风道全空气变风量系统。为能充分利用冰蓄冷系统冷源的低温位能源优势，空调系统采用低温送风方式，一次风温度在 7.2°C ，这样，不但可使一般空调房间的夏季相对湿度降至 40% 左右，具有更良好的热舒适性，而且空调系统的风量比常温送风减少了 40%，使得在空调机组的容量和台数、机房面积、风管尺寸、变风量末端的数量、自控装置的投资及运行费用等诸多方面均有很大程度地减少；而空调冷冻水 $3.3 \sim 14.4^{\circ}\text{C}$ 大温差的采用，又使空调冷冻水循环量比常规 5°C 温差水系统减少了 55%，从而极大地减少了水泵容量、水管材消耗及日常运行用电能耗。

(3) 控制系统 由于冰蓄冷系统、变风量空调及低温送风方式等均需具备较高的空调自控要求，本工程采用分布式计算机监控与管理的集散型控制系统，空调设备全部采用 DDC 控制，空调中央控制站对系统的运行进行集中的监视、控制和管理。空调自控系统纳入楼宇建筑设备自动化管理系统 (BAS)。

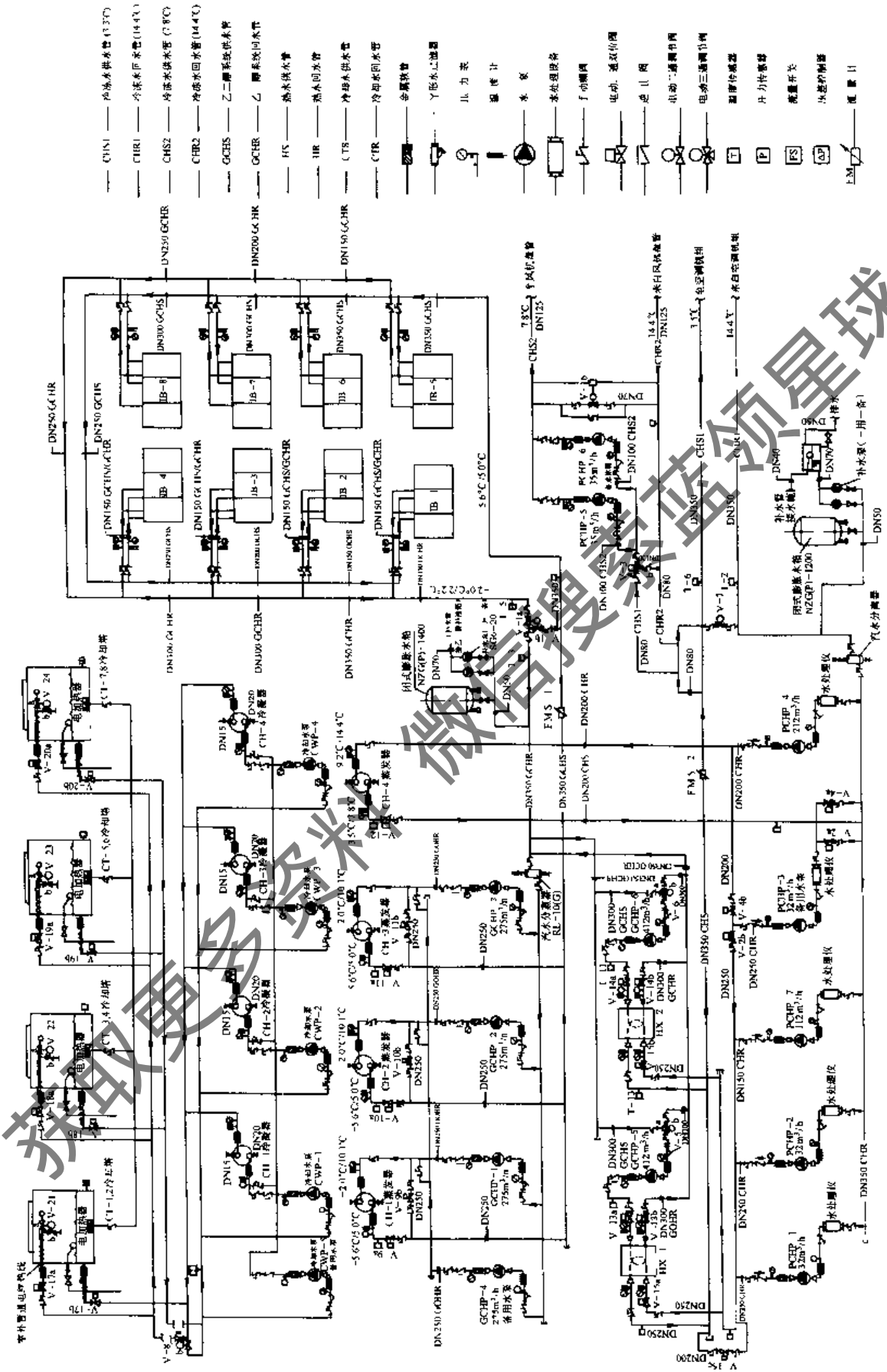


图 8-62 冷冻水系统

表 8-26 系统主要设备的型号及规格

序号	设备编号	设备名称	服务与功能	型号及规格	数量/台	备注
1	CH-1~3	双工沉螺杆冷冻机		$Q = 1466\text{kW}$, $q_v = 250\text{m}^3/\text{h}$, $P = 277\text{kW}$	3	
2	CH-4	常规螺杆冷冻机		$Q = 1477\text{kW}$, $q_v = 200\text{m}^3/\text{h}$, $P = 277\text{kW}$	1	
3	GCHP-1~4	乙二醇水泵	CH-1~4	$q_v = 275\text{m}^3/\text{h}$, $H = 27\text{m}$, $P = 30\text{kW}$	4	三用一备
4	GCHP-5~6	乙二醇水泵	HX-1~2 一次侧	$q_v = 412\text{m}^3/\text{h}$, $H = 17\text{m}$, $P = 30\text{kW}$	2	变频调速
5	PCHP-1~3	冷冻水泵	HX-1~2 二次侧	$q_v = 321\text{m}^3/\text{h}$, $H = 29\text{m}$, $P = 37\text{kW}$	3	二用一备, 变频调速
6	PCHP-4	冷冻水泵	CH-4	$q_v = 212\text{m}^3/\text{h}$, $H = 12\text{m}$, $P = 11\text{kW}$	1	
7	PCHP-5~6	冷冻水泵	风机盘管 水系统	$q_v = 35\text{m}^3/\text{h}$, $H = 16\text{m}$, $P = 4\text{kW}$	2	一用一备
8	PCHP-7	冷冻水泵	HX-1~2 二次 侧低负荷	$q_v = 112\text{m}^3/\text{h}$, $H = 19\text{m}$, $P = 11\text{kW}$	1	变频器由 PCHP-5、6 切换
9	IB-1~8	蓄冰槽		蓄冰量 (潜热): $2989\text{kW}\cdot\text{h}$, $q_v = 94\text{m}^3/\text{h}$	8	
10	HX-1~2	板式 换热器		$Q = 325\text{kW}$, $q_v = 375\text{m}^3/\text{h}$	2	
11	CWP-1~5	冷却水泵		$q_v = 350\text{m}^3/\text{h}$, $H = 26.5\text{m}$, $P = 37\text{kW}$	5	四用一备
12	CT-1~8	冷却塔		$q_v = 160\text{m}^3/\text{h}$	8	

撰稿人：杨光

18. 上海大盛食品加工厂

上海大盛食品加工厂被列入 1999 年上海市人民政府的重大工程之一，地处松江区洞泾镇的肉鹅屠宰加工厂总投资 5800 万元，用地 43330m²，总建筑面积 13900m²。该厂的生产能力为年宰和加工鹅 400 万羽，日产量为 15000 羽。为配合生产需要，自备 2000t/d 自来水厂、1500t/d 污水处理厂和 2000kVA 变电站各一座。制冷系统见图 8-63。

(1) 制冷设备配置

1) 库房设备。库房由各制冷对象组成，其主要参数、设备负荷及其冷分配设备配置列于表 8-27。

2) 机房设备。机房设备布置在主机房、设备间和室外屋面，其螺杆式制冷压缩机的配置和辅助设备的配置分别列于表 8-28 和表 8-29。

(2) 制冷系统的特点

- 1) 采用以氨为制冷工质、氨泵再循环强制供液的集中式制冷系统。
- 2) 制冷对象的冷却方式有直接蒸发制冷和间接蒸发制冷两种。
- 3) 螺杆式制冷压缩机有单级压缩和带经济器准二级压缩两种型式。
- 4) 螺杆式制冷压缩机组的油冷却器采用高压液氨蒸发冷却，并由高压氨液分配器供液。
- 5) 不同蒸发温度的所有螺杆式制冷压缩机共用一个高压系统。
- 6) 各蒸发温度系统分别制冷并不设备机。每个蒸发温度系统的制冷压缩机配置从紧，各相关系统的制冷压缩机可以相互借用，以系统的灵活性来满足负荷高峰或设备维修之需。

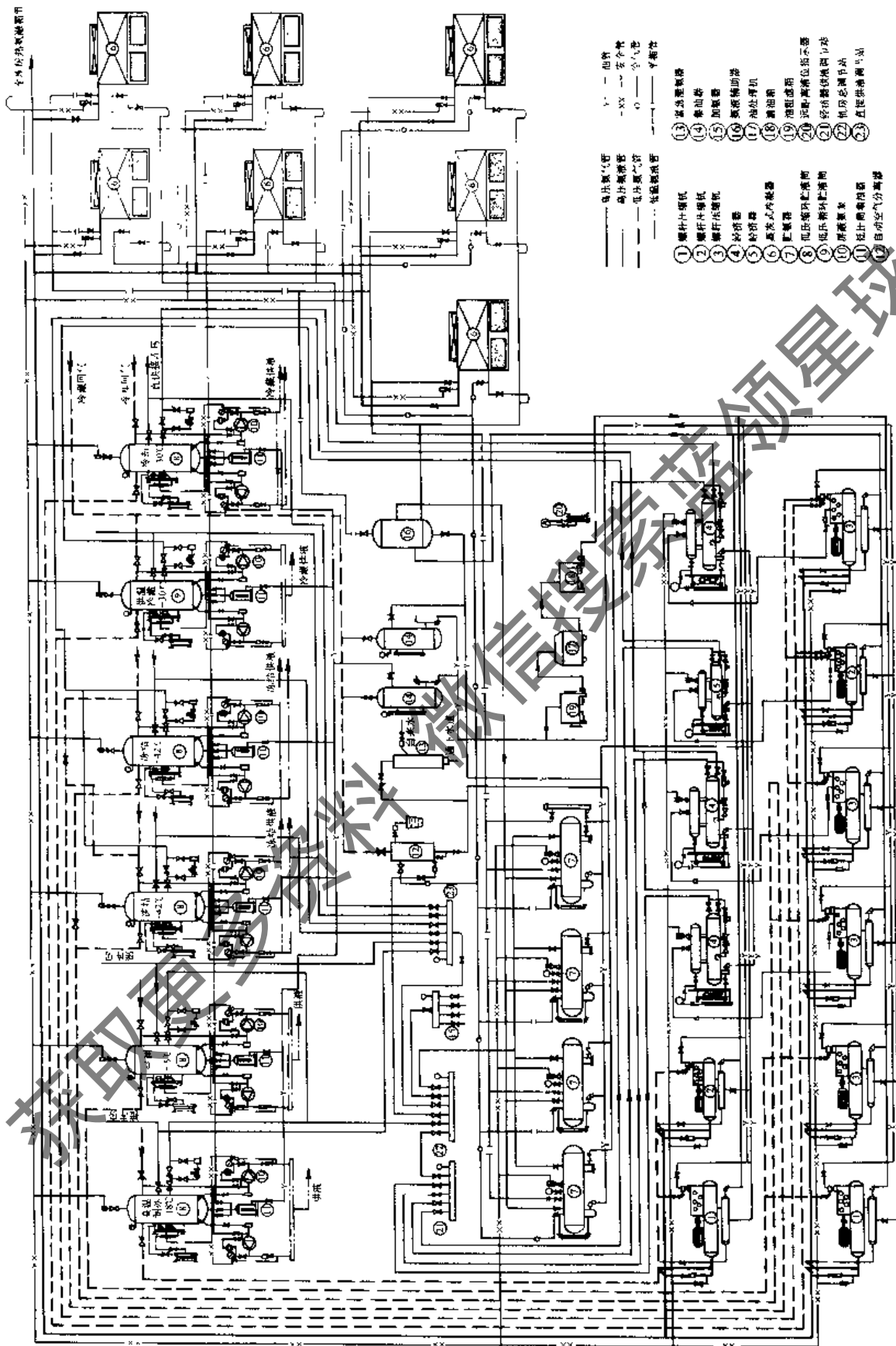


图 8-63 制冷系统

表 8-27 各制冷对象主要参数、设备负荷及其冷分配设备配置

序号	制冷对象名称、编号	面积 /m ²	体积 /m ³	吨位 /t	室温 /°C	蒸发温度 /°C	进货量 进货量	进货 温度 /°C	出货 温度 /°C	制冷 时间 /h	设备 负荷 /kW	冷分配设备配置	备 注
1	冷却物冷藏间 L-1	330	1650	330	0	-10	25L/d	15	0	24	29	GFL-200, 2台	
2	冻结物冷藏间 L-2	330	1650	330	-20	-30	25L/d	-15	-20	24	22	GFD-200, 2台	
3	冻结物冷藏间 L-3	408	2040	490	-20	-30	25L/d	-15	-20	24	27	GFD-300, 2台	
4	冻结物冷藏间 L-4	408	2040	490	-20	-30	25L/d	-15	-20	24	27	GFD-300, 2台	
5	冻结物冷藏间 L-5	408	2040	490	-20	-30	25L/d	-15	-20	24	27	GFD-300, 2台	
6	冻结物冷藏间 L-6	408	2040	490	-20	-30	25L/d	-15	-20	24	27	GFD-300, 2台	
7	冷藏库穿堂	302	1056		0~10	-5/-20				24	20	GFD-75, 2台	
8	速冻库穿堂	167	585		0~10	5/-20				24	11	GFD-75, 4台	
9	封闭月台	267	935		0~10	-5/-20				24	18	GFD-75, 2台	
10	冻结物包装间	672	2354		10	-5				24	45	GFD-200, 2台	
11	冰库	60	120	20	-10	-20				24	46	GFL-75, 2台	
12	制冰(片冰)					-20	3~30h	32	-2	24	233	PBL-2×75片冰机, 2台日产冰30t	
13	光鸭冷却水					-5/-20	3 t/h	32	0~1	1	112	ISK-9冰蓄冷水箱, 1个	
14	脱脂冷却水					-5/-20	3.5 t/h	32	0~1	1	143	与光鸭冷却水合用水箱	
15	20℃车间空调	870		16	20	-5					250	ISK-9冰蓄冷水箱, 1个	
16	10℃车间空调	1872		16	10	-5					414		
17	速冻间 D-1			10	-35	-42	10L/次	10	-18	10	113	LHCZ-680蒸发器, 3台 LFF-8-I轴流风机, 10台	
18	速冻间 D-2			10	-35	-42	10L/次	10	-18	10	113	LHCZ-680蒸发器, 3台 LFF-8-I轴流风机, 10台	
19	速冻间 D-3			10	-35	-42	10L/次	10	-18	10	113	LHCZ-680蒸发器, 3台 LFF-8-I轴流风机, 10台	
20	速冻间 D-4			10	-35	42	10L/次	10	-18	10	113	LHCZ-680蒸发器, 3台 LFF-8-I轴流风机, 10台	
21	冰鲜间(快速冷却) B-1			10	-25	-30	10L/次	10	0~4	0.5~1	322	LHCZ-680蒸发器, 3台 LFF-8-I轴流风机, 10台	每次冷却一间, 采用0.5h/间
22	冰鲜间(快速冷却) B-2			10	-25	-30	10L/次	10	0~4	0.5~1	322	LHCZ-680蒸发器, 3台 LFF-8-I轴流风机, 10台	每次冷却一间, 采用1h/间

7) 负荷最大的速冻系统, 虽为同一蒸发温度系统, 但根据制冷对象和螺杆式制冷压缩机的具体情况分成几个单元。运行时, 各单元根据实际需要可分可合, 既可避免相互干扰, 保证冻结质量, 也考虑了节能运行的模式。

8) 制冷对象多、制冷负荷大、蒸发温度宽, 由于当时投资额度的控制和某些国产设备的限制, 未能采取全自动的中间冷却带负荷的二级压缩制冷系统。

表 8-28 各蒸发温度机械负荷和螺杆式制冷压缩机配置

序号	蒸发温度 /℃	制冷对象	机械负荷 /kW	螺杆式制冷压缩机配置			配机率 (制冷量 /热负荷)	备注
				型号	台数	制冷量/kW		
1	-5	车间空调、生产工艺冷却、冻结物包装间	934	JZ ₂ KA16	2	422 × 2 = 844	0.90	
2	-20	制冰、冰库、定温穿堂、封闭月台、冷却物冷藏库	362	JZ ₂ KA16 JZ ₂ KA12.5	各 1	209 + 105 = 314	0.87	JZ ₂ KA12.5 可作冻结物冷藏库的备机或增补机
3	-30	冻结物冷藏库	115	JZ ₁₂ KA12.5	1	63.4	0.55	
		冰鲜(快速冷却)库	269	JZ ₁₂ KA20	1	245	0.91	
4	-42	冻结(快速冻结)库	346	JZ ₁₂ KA20	2	172 × 2 = 344	0.99	

表 8-29 辅助设备配置

序	名称	型号规格	数量	备注
1	经济器	LJA-9	3个	
2	经济器	LJA-5	1个	
3	蒸发式冷凝器	ZL-250	7台	
4	贮氨器	ZA-5	4个	
5	低压循环贮液器	DXZ-3.5	5个	带集油器
6	低压循环贮液器	DXZ-2.5	1个	带集油器
7	屏蔽氨泵	40P-40	12台	
8	自动空气分离器	ZKF-1	1套	
9	紧急泄氨器	XA-32	1个	
10	集油器	JY-300	2个	
11	氨液分配器		1个	
12	油处理机		1台	带油泵 2台
13	清油箱		1个	
14	油粗滤箱		1个	

供稿人: 顾建中

19. 上海 21 世纪 4000t 冷藏库

该库是上海 21 世纪冷藏运输有限公司投资建造的一座 4000t 装配式冷库, 为食品冷藏、销售和流通服务, 既有公路运输又有铁路运输。冷库建设在铁路杨浦站内, 现有铁路专用线, 基地长度 160m, 宽为 18~76m, 占地面积 7200m²。制冷系统见图 8-64。

(1) 制冷设备配置

1) 库房设备。库房各冷间的主要参数、设备负荷及其冷分配设备配置列于表 8-30。

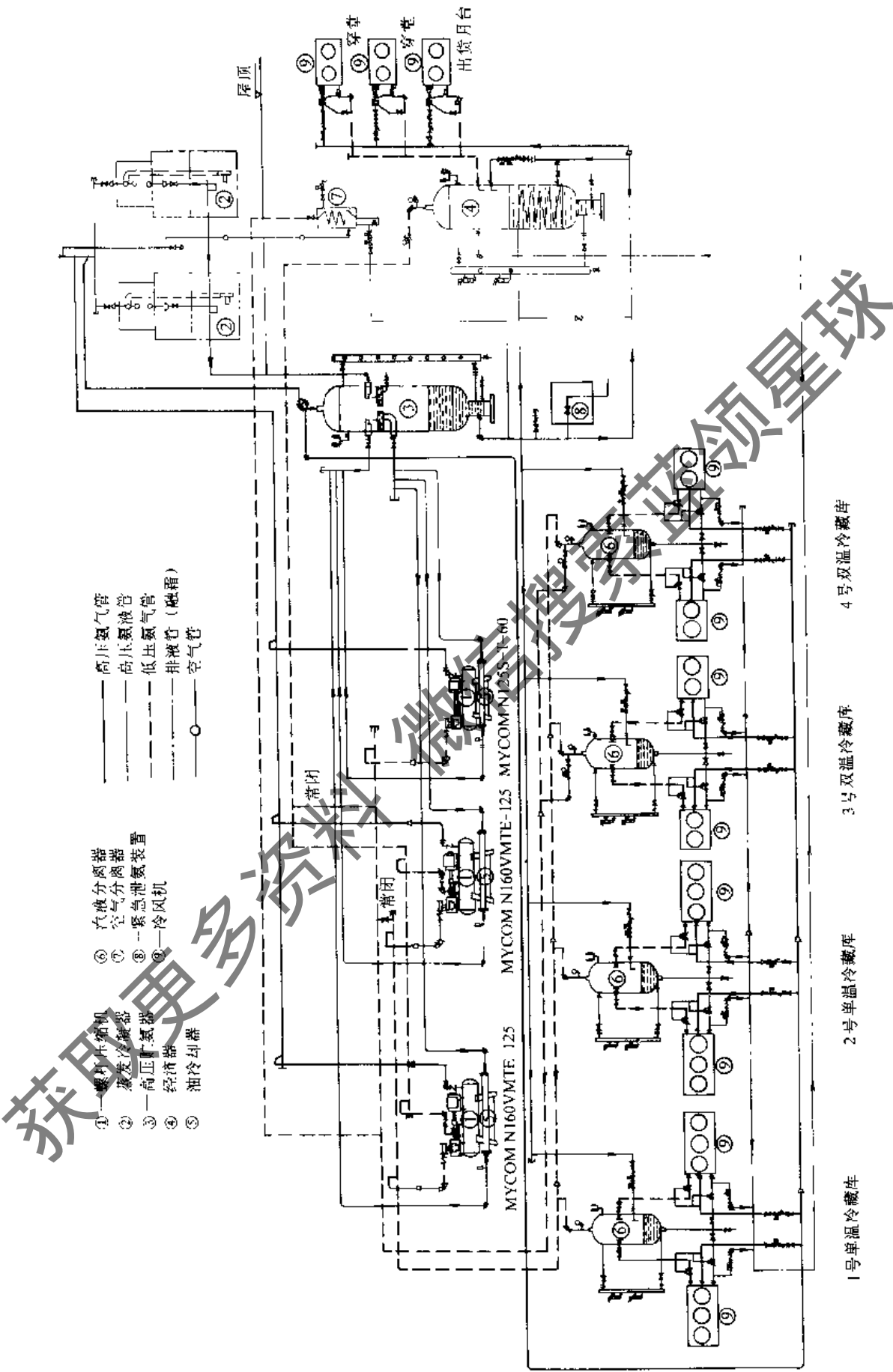


图 8-64 4000t 冷藏库制冷系统

- ①—螺打压缩机
 - ②—蒸发器
 - ③—高压分离器
 - ④—经济器
 - ⑤—油冷却器
 - ⑥—汽液分离器
 - ⑦—空气分离器
 - ⑧—紧急泄氨装置
 - ⑨—冷风机
- 高压氨气管
 - 高压氨液管
 - 低中氨气管
 - 排液管(融霜)
 - 空气管

1号单温冷藏库 2号单温冷藏库 3号双温冷藏库 4号双温冷藏库

表 8-30 各制冷对象主要参数、设备负荷及其冷分配设备配置 (4000t 冷藏库)

序号	制冷对象名称及编号	面积 /m ²	体积 /m ³	吨位 /t	蒸发温度 /℃	室温 /℃	进货量 / (t/d)	进货温度 /℃	出货温度 /℃	制冷时间 /h	设备负荷 /kW	冷分配设备配置
1	冻结物冷藏间 D1	1152	8064	1500	-25	-32	75	-15	-25	24	87.9	351m ² 冷风机 2 台
2	冻结物冷藏间 D2	1152	8064	1500	-25	-32	75	-15	-25	24	87.9	351m ² 冷风机 2 台
3	变温冷藏间 B1	450	3150	500	0/-25	-7	25	20/-25	0/-25	24	42/39	123m ² 冷风机 2 台
4	变温冷藏间 B2	450	3150	500	0/-25	-7	25	20/-25	0/-25	24	42/39	123m ² 冷风机 2 台
5	定温穿堂 C1	2520	11340		5	-1				24	29.8	176m ² 冷风机 2 台
6	封闭式汽车站台 Y1	2520	11340		5	-1				24	30.9	220m ² 冷风机 2 台

2) 机房设备。机房设备除蒸发式冷凝器外,均设于机房。两个蒸发温度的螺杆式制冷压缩机和辅助设备的配置分别见表 8-31 和表 8-32 所示。

表 8-31 各蒸发温度机械负荷和螺杆式制冷压缩机配置 (4000t 冷藏库)

序号	冷凝/蒸发温度/℃	制冷对象	机械负荷 /kW	螺杆式制冷压缩机配置			备注
				型号	台数	制冷量/kW	
1	35/-32	冻结物冷藏间和变温冷藏间	254.3	N160-VM-TE-125	2	143.5×2=287	带经济器 (日本 MYCOM 公司生产)
2	35/-1	定温穿堂、封闭汽车站台和变温冷藏间		N125S-T-60	1	179.3	单级压缩 (日本 MYCOM 公司生产)

表 8-32 辅助设备配置 (4000t 冷藏库)

序	名称	型号规格	数量	备注
1	经济器		1 个	与热虹吸缸合为一个容器
2	蒸发式冷凝器		2 台	
3	贮氨器		1 个	立式贮氨器
4	氨液分离器	D600	4 个	用于冷间重力供液
5	空气分离器	ZFK-1	1 个	

(2) 制冷系统的特点

- 1) 采用以氨为制冷工质,重力供液和直接膨胀两种供液方式的集中式制冷系统。
- 2) 螺杆式制冷压缩机有单级压缩和带经济器准二级压缩两种型式。
- 3) 螺杆式制冷压缩机组的油冷却器,采用高压液氨蒸发冷却并由热虹吸缸供液。
- 4) 热虹吸器和贮液器合为一个容器。
- 5) 所有压缩机共用一个高压系统。
- 6) 两台螺杆式制冷压缩机合用一个经济器。

7) 经济器除了维持补气压力向螺杆式制冷压缩机补气以实现准二级压缩功能外,还兼有穿堂和月台冷风机回气的气液分离和四个冷间冷风机热氨融霜排液的功能。

8) 变温间的设置使一部分冻结物冷藏间可以根据业务需要改变成冷却物冷藏间,既扩大了冷库的使用范围也增加了灵活性。

供稿人:徐世琼

20. 外高桥保税区 6000t 冷库

外高桥保税区冷库是一座经营性 6000t 冷库,其所在地外高桥保税区 B 区,坐落于长江入海口,距码头仅 300m,是上海最大规模的集装箱码头和进出口通道;冷库南侧有快速干道杨

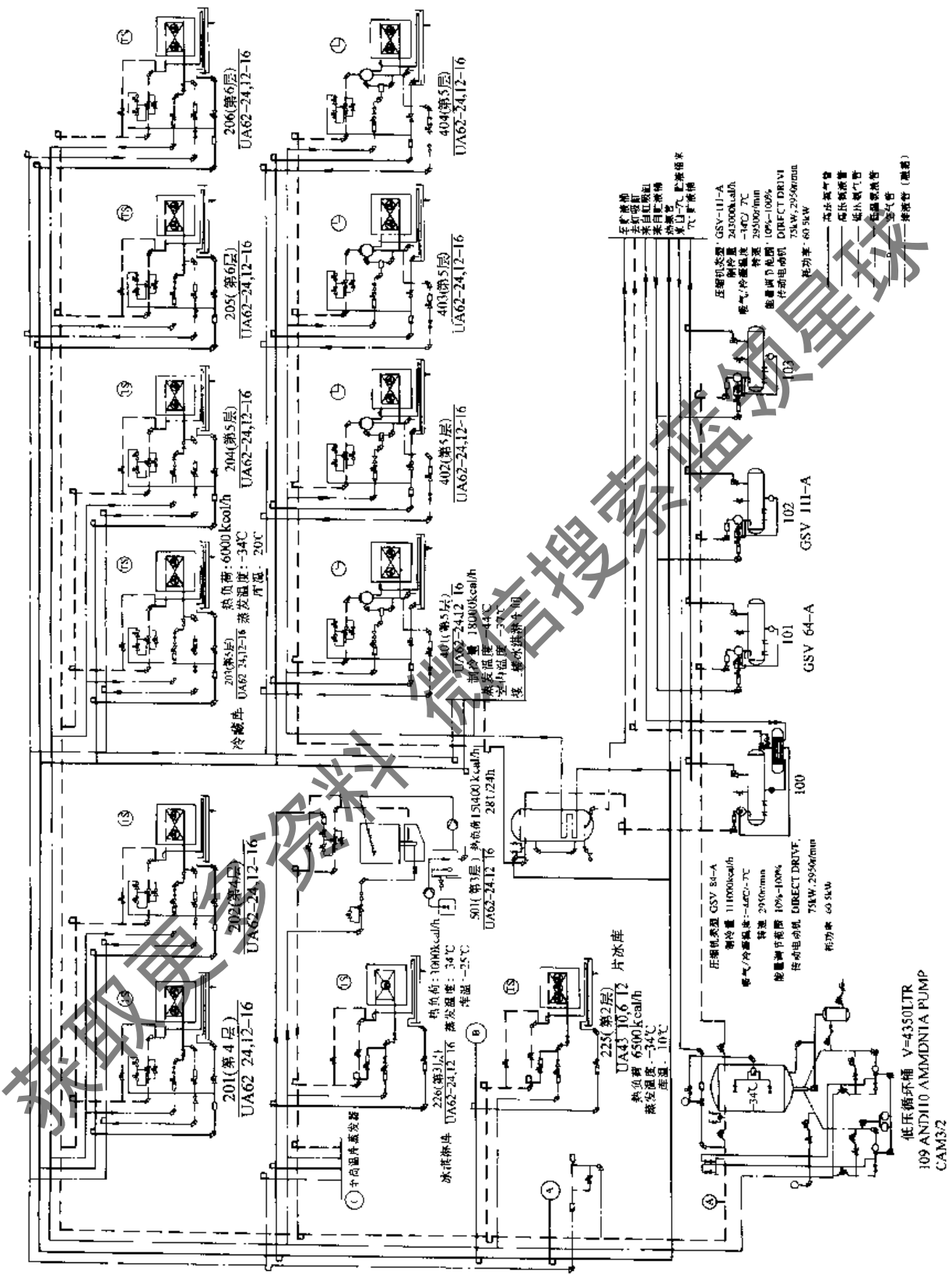


图 8-65 外高桥 6000r 冷库氨系统 (一)

表 8-33 各制冷对象主要参数、设备负荷及其冷分配设备配置

序号	制冷对象名称、编号	面积/ m ²	体积/ m ³	吨位/t	室温/ °C	蒸发 温度/ °C	进货量	进货 温度/ °C	出货 温度/ °C	制冷 时间/ h	设备 负荷/ kW	冷分配设备配置	备 注
1	冷却物冷藏间 101	630	3000	350	0	-7	30 t/d	20	0	24	22.1	UA84-32-12-16-AO 冷风机 1 台	叶片角度可调 热氨融霜
2	冷却物冷藏间 102	630	3000	350	0	-7	30 t/d	20	0	24	22.1	UA84-32-12-16-AO 冷风机 1 台	叶片角度可调 热氨融霜
3	冷却物冷藏间 201	630	3000	350	0	-7	30 t/d	20	0	24	22.1	UA84-32-12-16-AO 冷风机 1 台	叶片角度可调 热氨融霜
4	冷却物冷藏间 202	630	3000	350	0	-7	30 t/d	20	0	24	22.1	UA84-32-12-16-AO 冷风机 1 台	叶片角度可调 热氨融霜
5	变温间 301	630	3000	350/600	0/-20	-34	30 t/d	20/ -15	0/-20	24	22.1/11.6	UA62-24-12-16-AO 冷风机 1 台	叶片角度可调 热氨融霜
6	变温间 302	630	3000	350/600	0/-20	-34	30 t/d	20/ -15	0/-20	24	22.1/11.6	UA62-24-12-16-AO 冷风机 1 台	叶片角度可调 热氨融霜
7	冻结物冷藏间 401	630	3000	600	-20	-34	30 t/d	-15	-20	24	11.6	UA62-24-12-16-AO 冷风机 1 台	叶片角度可调 热氨融霜
8	冻结物冷藏间 402	630	3000	600	-20	-34	30 t/d	-15	-20	24	11.6	UA62-24-12-16-AO 冷风机 1 台	叶片角度可调 热氨融霜
9	冻结物冷藏间 501	630	3000	600	-20	-34	30 t/d	-15	-20	24	11.6	UA62-24-12-16-AO 冷风机 1 台	叶片角度可调 热氨融霜
10	冻结物冷藏间 502	630	3000	600	-20	-34	30 t/d	-15	-20	24	11.6	UA62-24-12-16-AO 冷风机 1 台	叶片角度可调 热氨融霜
11	冻结物冷藏间 601	630	3000	600	-20	-34	30 t/d	-15	-20	24	11.6	UA62-24-12-16-AO 冷风机 1 台	叶片角度可调 热氨融霜
12	冻结物冷藏间 602	630	3000	600	-20	-34	30 t/d	-15	-20	24	11.6	UA62-24-12-16-AO 冷风机 1 台	叶片角度可调 热氨融霜
13	穿堂和月台 103~603				10	-7				24	29.1	UA52-8,6-6-N 冷风机 12 台	带背压阀
14	装配式冻结库 D1				-37	-44	500kg/次		-18	6	14	CAU18, 14-1000-8/16-AO 冷风机 1 台	重力供液, 热氨融霜
15	装配式冻结库 D2				-37	-44	500kg/次		-18	6	14	CAU18, 14-1000-8/16-AO 冷风机 1 台	
16	装配式冻结库 D3				-37	-44	500kg/次		-18	6	14	CAU18, 14-1000-8/16-AO 冷风机 1 台	
17	装配式冻结库 D4				-37	-44	500kg/次		-18	6	14	CAU18, 14-1000-8/16-AO 冷风机 1 台	
18	片冰机					-34	28 t/d		-18	24	176	IKV-20(26)/A 片冰机 1 台	热氨融霜, 带自动冰把
19	冰库				-10	-34		-4	-10	24	7.6	UA43-10,6-12 冷风机 1 台	热氨融霜
20	冰淇淋库				-25	-34				24	3.5	UA41-10,6-12 冷风机 1 台	热氨融霜
21	冰淇淋冻结隧道				-37	-44					70		带背压阀
22	冰水机					-3		30	0.5		52.3	GBE4-1 冰水机 1 台	带背压阀
23	车间接调(五楼)				25	0					46.5	UAS80-1250-6-H 林森式空凋机 1 台	带背压阀
24	车间接调(二楼)				25	0					68.6	UAS70-1000-6-II 林森式空凋机 1 台	带背压阀

高路、外环线、城市地铁和浦东铁路，位置优越，交通便捷。

该库占地 7200m²，总建筑面积 14447m²，其主体建筑为 6 层的多层冷库及与之相连的 5 层辅助生产用房。配套工程有 3800kVA 变电站、616m³/d 污水站和办公楼各一座。冷库为钢筋混凝土框架结构，主库隔热采用聚氨酯泡沫塑料现场喷发，穿堂和月台隔热采用单、双面彩色钢板的聚苯乙烯隔热板装配，制冷系统的所有设备、管阀件及其电气和自动控制装置均由丹麦格莱姆公司提供。冷库的总投资 980 万美元，于 1997 年 8 月投入运行。制冷系统图见图 8-65 和图 8-66。

(1) 制冷设备配置

1) 库房设备。冷库共 6 层，每层设 630m² 库房两间。1~2 层为高温库，3 层为变温库，4~6 层为低温库，每层均设有 5~10℃ 的定温穿堂，底层设有 0~10℃ 的封闭月台和密闭装卸口，是一个完全符合冷藏链要求并具有国际先进水平的冷库。冷库各制冷对象的主要参数、设备负荷及其冷分配设备配置见表 8-33。

2) 机房设备。机房设备布置在生产楼的 1 层和 5 层屋面，其螺杆式制冷压缩机的配置和辅助设备的配置分别见表 8-34 和表 8-35。

表 8-34 螺杆式制冷压缩机配置

序号	压缩机工况/℃		螺杆机型号	数量 /台	制冷量 /kW	备注
	蒸发温度	冷凝温度				
1	-7	38	GSV-111-A	2	810	带能量、容积比控制
2	-7	38	GSV-84-A	1	607	带能量、容积比控制
3	-34	38	GSV-111-A	2	282	带能量、容积比控制
4	-34	38	GSV-84-A	1	158	带能量、容积比控制
5	-44	38	GSV-84-A	1	129	带能量、容积比控制

表 8-35 辅助设备的配置

序号	名称	型号规格	数量	备注
1	中间冷却器	4350L	1 个	带 -7℃ 负载
2	低压循环贮液器	4350L	1 个	
3	氨液分离器	305L	1 个	
4	氨泵	CAM3/2	4 台	-7℃ 和 -34℃ 系统各 2 台
5	氨泵	CNF40-200/1	1 台	
6	贮氨器	2150L	1 个	
7	蒸发式冷凝器	ECO-1600	2 台	
8	空气分离器		1 台	
9	热虹吸缸		1 个	
10	压冰机	FIP20-20-20000	1 台	
11	解冻机	TC-2-E-P	1 台	分阶段解冻带湿度调节

注：上述设备除了氨泵为德国 Hermetic 制造，其余均为丹麦 Gram 公司制造。

(2) 制冷系统的特点

1) 采用以氨为制冷工质，氨泵再循环和重力两种供液方式的集中式制冷系统。

- 2) 制冷系统为螺杆式制冷压缩机配组二级，中间冷却器带负荷全自动控制的制冷系统。
- 3) 螺杆式制冷压缩机组的油冷却器，采用高压液氨蒸发冷却并由热虹吸缸供液。 -34°C 低压级螺杆式制冷压缩机组的油冷却，采用高压液氨喷射冷却。
- 4) 所有压缩机共用一个高压系统。
- 5) 变温间设置在高、低温库的交界层，既可灵活调节高、低温库的容量又能保持高、低温库区域的明显区分。

供稿人：张仁和

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

第9章 国内外离心式、螺杆式制冷机组 主要生产厂商产品介绍

本章涉及的产品介绍，是由各生产厂商提供资料后编辑而成，其中有关数据及所用单位、名词术语均录自厂方原件。为了与各生产厂商的产品样本保持一致，本章采用法定与非法定两种计量单位并列。产品介绍排列不分先后。

9.1 上海一冷开利空调设备有限公司

1. 30HXY/30HXC 系列螺杆式冷水机组 (图 9-1)

单压缩机 30HXY 与多压缩机 30HXC 系列螺杆式冷水机组共有 8 种规格，额定制冷范围 335 ~ 1392kW，是开利公司应用 20 世纪 90 年代中后期最新技术，专为绿色环保型制冷剂 HFC134a 设计的高效率冷水机组。

(1) 产品特性

1) 高效节能

①新型、高效、半封闭螺杆压缩机采用航空制造技术，加工、装配和测量精度均达微米级，确保高效运行。

②柱塞式卸载装置，结构简单可靠，将内部损失减至最小。

③满液式蒸发器采用内外强化高效传热管，传热效率高。

④开利专利电子膨胀阀精确控制制冷剂蒸发量，保证冷冻水出水温度稳定，机组在各种工况下都具有最高效率。

⑤多压缩机，双回路设计，机组起动电流小，部分负荷性能佳。

2) 可靠性高、运行维护费用低

①半封闭电动机消除了轴封泄漏；低温制冷剂冷却电动机，使电动机的工作温度低、使用寿命长。

②采用特殊要求的重载荷、低噪声轴承，可连续工作 10 万 h。

③采用等级达 AGMA12 的航空增速齿轮，坚固耐用 (AGMA-美国齿轮制造商协会)。

④采用开利专利的二级油分离器，分离效果好。

⑤采用多级压缩机、双回路结构，机组功能强。

3) 功能强大的控制系统。PRO-DIALOGPlus 微机控制系统，用户界面友好，具有强大的安全保护、控制及通信功能，可与开利舒适网络 (CCN) 直接接口，以实现机组群控。

4) 噪声低、振动小

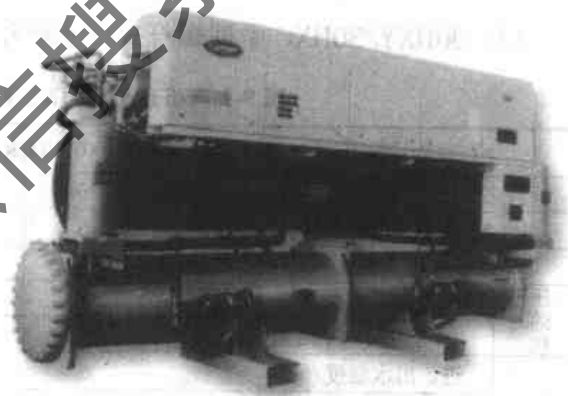


图 9-1 30HXY/30HXC 系列螺杆式冷水机组外形图

①新型外部消声器将声能转化为热能，减小了可听频率范围内的振幅而不会产生额外的压损。

②二级消声：包括位于压缩机内部的排气主消声器及带有新型高级吸声材料的外部消声器。

③机组振动小，无需另加隔振装置。

5) 安装简单方便

①机组结构紧凑，占地面积小，节省机房空间。

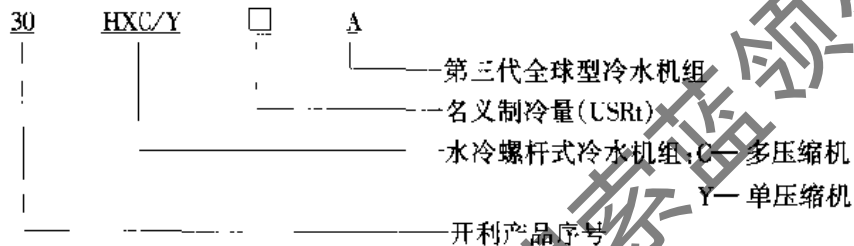
②机组最大宽度仅 1015mm，可整机通过标准门框，尤其有利于改造工程。

③机载启动柜，简化了用户现场安装与接线。

④机组振动小，基础无需采取专门隔振结构。

⑤蒸发器及冷凝器出厂均带水管配对法兰，现场只需连接水管及电源。

(2) 型号编制说明



(3) 30HXY/30HXC 系列螺杆式冷水机组主要技术参数 (表 9-1)

表 9-1 30HXY/30HXC 系列螺杆式冷水机组主要技术参数

型 号		30HXY110	30HXC130A	30HXC165A	30HXC200A	30HXC250A	30HXC300A	30HXC350A	30HXC400A
名义制冷量/kW		335	464	580	696	870	1044	1218	1392
冷量调节档数		3	6	6	6	8	8	10	10
最小冷量 (%)		40	19	19	21	14	14	10	10
压缩机	回路 A 数量	1	1	1	1	2	2	2	2
	回路 B 数量	—	1	1	1	1	1	2	2
蒸发器	进、出水温度/℃	12 / 7							
	流量/(m ³ /h)	58	80	100	120	150	180	209	241
	水压降/kPa	30	52	68	72	51	73	62	81
	进出口径/mm	100	125	125	125	150	150	200	200
冷凝器	进、出水温度/℃	30 / 35							
	流量/(m ³ /h)	69	95	119	143	179	213	250	284
	水压降/kPa	42	70	75	68	45	62	70	90
	进出口径/mm	125	125	125	150	150	150	200	200
电动机	电源	3 相, 380V, 50Hz							
	输入功率/kW	68	93	118	138	182	212	252	279
	额定工况电流/A	120	163	207	242	319	372	442	489
HFC134a 充注量/kg 回路 A/B		84	51/47	54/57	70/70	117/75	132/80	96/109	119/137
外形尺寸	长/mm	2705	3275	3275	3275	3924	3924	4533	4533
	宽/mm	950	980	980	980	1015	1015	1015	1015
	高/mm	1950	1816	1816	1941	2060	2060	2112	2112
机组质量 (含制冷剂) /kg		1950	2474	2547	2983	4296	4416	5090	5258
运行质量/kg		2110	2617	2712	3179	4656	4776	5553	5721

注：1. 采用 JB/T4329—1997 标准的名义工况。

2. 以上技术规格基于冷水、冷却水水侧污垢系数 0.086m²·℃/kW。

3. 机组水侧标准设计压力为 1.0MPa，如需要更高水侧承压机组可另行联系。

2. 23XL 系列螺杆式冷水机组 (图 9-2)

单压缩机 23XL 系列螺杆式冷水机组, 额定制冷范围 616 ~ 1105kW, 可兼容使用 HCFC22 和 HFC134a 制冷剂, 满负荷及部分负荷效率高, 广泛应用于舒适性空调和提供工艺用冷水。

(1) 产品特性

1) 超高能效比, 满负荷性能系数可达 5.2 ~ 5.7W/W

①采用高效热交换器, 冷凝器和蒸发器均采用内外强化的高效传热管; 冷凝器带闪发过冷器, 增加了制冷量。

②采用经济器循环, 压缩机中间补气, 压缩机的制冷效率提高了 5% ~ 10%。

③线性浮阀节流装置提供可变通径节流 (开利专利), 简单可靠, 机组部分负荷性能好。

④专门设计的二级分离高效油分离器 (开利专利), 保证了换热器的传热效果。

2) 运转可靠、使用寿命长

①半封闭压缩机不存在开式机组转子与电动机联接产生的轴封泄漏。

②内置式电动机转子间、轴承间喷液冷却, 并有油膜保护, 工作性能好, 使用寿命长。

③采用与飞机引擎同一等级的 AFBMA5 轴承, 压缩机运转更平稳, 寿命更长 (AFBMA-防摩轴承制造商协会)。

④滑阀位于转子下面, 避免了滑阀在上部易与转子相磨损的问题。

3) 先进、可靠的控制系统

①PIC 机组集总控制系统采用 PID 优化算法。

②具有“再循环”功能, 适合在极低系统负荷下运行调节。

③16 行 40 字符液晶显示, 使冷水机组运行信息一目了然。

④故障停机时, 机组故障诊断功能使操作者得知停机原因及相应操作。

⑤控制系统采用模块结构, 安装、维修方便, 封装式结构电路板与开放式相比, 具有更高的可靠性。

⑥维修菜单用口令保护, 防止不允许的操作。

⑦PIC 集总控制系统可与开利舒适网络 (CCN) 直接接口以实现机组群控。

4) 简化安装与维护

①机组主要部件采用法兰连接, 可以散件型式通过狭小通道进入机房现场组装、测试, 特别适于改造工程。

②机组装有维修阀门, 方便压缩机的维修保养。

③压缩机为半封闭可拆卸结构, 现场检修和保养方便。

(2) 型号编制说明

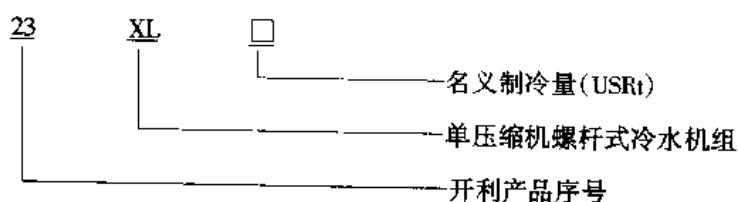


图 9-2 23XL 系列螺杆式冷水机组外形图

(3) 23XL 系列螺杆式冷水机组主要技术参数 (表 9-2)

表 9-2 23XL 系列螺杆式冷水机组主要技术参数

型 号	制冷量/ kW	输入功率/ kW	冷 水			冷 却 水			外形尺寸/mm			运行质量 /kg		
			进出水温度/ ℃	流量/ (m ³ /h)	压力降/ /kPa	进出水接管 /mm	进出水温度/ ℃	流量/ (m ³ /h)	压力降/ /kPa	进出水接管 /mm	长		宽	高
23XL180	616	108	12/7	106	44	150	30/35	125	31	150	2910	1455	2075	5004
23XL220	767	133	12/7	132	52	150	30/35	155	46	150	2910	1500	2120	5487
23XL270	930	164	12/7	160	48	200	30/35	188	55	200	4160	1800	2310	8137
23XL320	1105	188	12/7	190	34	200	30/35	223	37	200	4160	1800	2310	8625

注: 1. 采用 JB/T4329—1997 标准名义工况。

2. 以上技术规格基于冷水、冷却水水侧污垢系数 $0.086\text{m}^2\cdot\text{K}/\text{kW}$ 。

3. 机组水侧标准设计压力为 1.0MPa, 如需更高水侧承压机组可另行联系。

9.2 上海合众-开利空调设备有限公司

1. 19XL 系列封闭型离心式冷水机组 (图 9-3)

19XL 系列封闭型离心式冷水机组为 HCFC22 制冷剂 and HFC134a 环保型制冷剂兼容应用的环保型机组, 对应 HCFC22 制冷剂额定制冷量 1055 ~ 2100kW, 对应 HFC134a 制冷剂额定制冷量 1055 ~ 1758kW, 机组设计综合应用了新型压缩技术, 高效传热技术和直接数字控制技术。

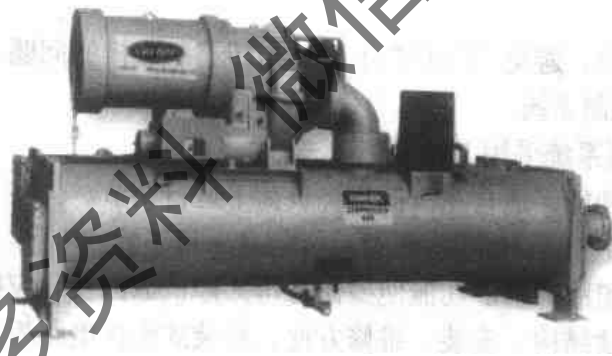


图 9-3 19XL 系列封闭型离心式冷水机组外形图

(1) 产品特性

1) 高效节能

① 分别针对 HCFC22 及 HFC134a 进行优化设计, 机组效率高达 $5.0 \sim 5.6\text{kW}/\text{kW}$ 。

② 整体固定的锥管状扩压器提供运行高效率。

③ 开利专利的线性浮阀节流装置, 可与负荷变化动态匹配, 彻底解决了固定双孔板节流的制冷量骤减及效率降低的严重缺陷。

④ 超高效蒸发器及冷凝器传热管是开利最新专利, 提高了换热效率, 进一步降低水侧压力损失。

⑤ PIC 集总控制系统的冷量优先控制功能, 可避免机组不必要的起停。

2) 高可靠性

① 应用美国航空喷气发动机技术的单级离心压缩机设计, 运动部件少, 可靠性高。

② 高效叶轮经动态平衡校正及开利标准的严格超转速测试, 确保径向及轴向推力负荷最低。

③巴氏合金钢背轴承、金氏 (kingsbury) 自平衡推力轴承及 AGMA11 级的优质单级斜齿轮, 构成可靠高效传动系统。

④航空设计 O 形密封圈解决了离心压缩机采用垫圈带来的泄漏问题。

⑤机组出厂前, 须经表压 2.6MPa 的气压试验, 后经表压 2.07MPa 的压力泄漏试验, 确保机组高可靠性。

3) 先进自控及监测功能

①PIC 集总控制系统采用 PID 优化算法。

②具有“再循环”功能, 适合在极低系统负荷下运行调节。

③16 行 40 字符的液晶显示屏 (LCD), 显示机组所有的温度与压力读数。

④显示机组运行及报警信息, 指导操作者进行正确的操作与故障判断。

⑤PIC 集总控制系统可与开利舒适网络 (CCN) 直接接口, 以实现机组群控。

4) 简化安装与维护

①正压设计, 无需使用 HCFC123 的负压机组的抽气回收装置及机房制冷剂浓度监测装置。

②从压缩机两端即可拆下压缩机的所有零件, 无需拆卸压缩机底座。

③采用截止阀, 使更换油过滤器芯时不必压出及重新注入制冷剂。

④采用排油阀, 可把油排入机外封闭容器内, 避免造成油污染。

⑤易拆卸冷凝器、蒸发器水室端盖, 水室接管带标准法兰。

(2) 型号编制说明



(3) 19XL 系列封闭型离心式冷水机组主要技术参数 (表 9-3)

2. 19XR EVERGREEN™系列封闭型离心式冷水机组 (图 9-4)

19XR EVERGREEN™ (常青树) 系列封闭型离心式冷水机组, 额定制冷量范围 1934 ~ 4218kW, 为应用开利公司 20 世纪 90 年代中后期最新技术, 专为绿色环保型工质 HFC134a 设计的高效冷水机组, 综合应用新型压缩技术、高效传热技术和直接数字控制技术。

(1) 产品特性

1) 高效节能

①离心压缩机采用美国新型航空发动机技术, 增加了机组峰值效率。

②三元流动原理设计的新型高效叶轮, 由后弯叶片和分离叶片组成, 保证了机组满负荷及部分负荷时的高效率。

③进口导叶对冷量进行连续调节, 使冷冻水出水温度保持在设定点 $\pm 0.3^{\circ}\text{C}$ 的范围内。

④开利专利的线性浮阀节流装置可与负荷变化动态匹配, 消除不必要的热气旁通, 彻底解决了固定双孔板节流的制冷量骤减及效率降低的严重缺陷。

⑤超高效蒸发器及冷凝器传热管是开利最新专利, 提高换热效率, 进一步降低水侧压力损失。

⑥新一代 PIC II 集总控制系统的冷量优先控制功能, 可避免机组不必要的起停。

2) 高可靠性

①单级压缩机设计, 运动部件少, 可靠性高。

表 9-3 19XL 系列封闭式离心式冷水机组主要技术参数

机组型号	制冷量				冷水				冷却水				电动机		外形尺寸 (长×宽×高) /mm	制冷		机组质量
	/kW	进出 水温度 /℃	流量/ (m ³ /h)	进出 水管径 /mm	压降 /kPa	进出 水温度 /℃	流量/ (m ³ /h)	进出 水管径 /mm	压降 /kPa	电源	输入 功率 /kW	额定工 况电流 /A	剂充 注量 /kg	吊装 质量 /kg		运行 质量 /kg		
19XL300 (R22)	1055		181		67		219		57		374	522	7172	7648				
350	1231		212		72		255		62		425	567	7350	7876				
400	1407		242		76		291		79		466	612	7474	8025				
450	1583	12	272	200	83	32	328	200	73		521	680	8755	9402				
500	1758	7	302		70	37	364		76		582	794	9149	9893				
550	1934		333		83		401		78		635	794	9249	10030				
600	2100		361		83		433		90		667	839	9391	10203				
19XL300 (R134a)	1055		181		67		219		69		349	431	7003	7457				
350	1231		212		72		255		75		422	454	7167	7666				
400	1407	12	242	200	92	32	291	200	79		462	454	7245	7771				
450	1583	7	272		83	37	329		73		526	500	8574	9220				
500	1758		302		83		365		76		589	544	8806	9516				

注: 1. 冷水、冷却水侧污垢系数 0.086m²·℃/kW。

2. 机组标准产品水侧设计压力为 1.0MPa, 如需提高可另行联系。

3. 机组标准配置非机载星-三角启动柜, 如有其他需要可另行联系。

- ②高效叶轮经动态平衡校正及开利标准的超转速测试，确保径向及轴向推力负荷最低。
- ③巴氏合金钢背轴承、金氏 (kingsbury) 自平衡推力轴承及 AGMA11 级的优质单级斜齿轮，构成可靠高效传动系统。
- ④航空设计的 O 形密封圈，解决了离心压缩机采用垫圈带来的泄漏问题。
- ⑤封闭式电动机，采用喷淋液态制冷剂直接冷却，避免了开启式电动机带来的制冷剂和润滑油泄漏的严重问题，以及长期运行后电动机轴、压缩机轴必须对中调整的问题。
- ⑥针对我国供电状况特殊设计的非机载起动柜，具有多项电气保护。
- ⑦机组出厂前，须先经表压 1.6MPa 的气压试验，后经表压 1.28MPa 的压力泄漏试验，严格测试确保机组高可靠性。

3) 先进自控及监测功能

- ①PIC II 新一代集总控制系统采用 PID 优化算法。
- ②具有“再循环”功能，适合在极低系统负荷下运行调节。
- ③16 行 40 字符的液晶显示屏 (LCD)，显示机组所有的温度与压力读数。
- ④中/英文显示机组运行及报警信息，人机用户界面更加友好。
- ⑤PIC II 集总控制系统，可与开利舒适网络 (CCN) 直接接口，以实现机组群控。

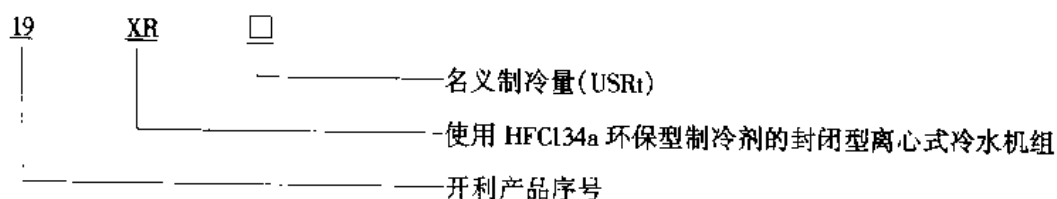


图 9-4 19XR 系列封闭型离心式冷水机组外形图

4) 简化安装与维护

- ①正压设计，无需使用 HCFC123 的负压机组的抽气回收装置及机房制冷剂浓度监测装置；
- ②从压缩机两端即可拆下压缩机的所有零件，无需拆卸压缩机底座。
- ③采用截止阀，使更换油过滤器芯时，不必压出及重新注入制冷剂。
- ④采用排油阀，可把油排入机外封闭容器内，避免造成油污染。
- ⑤易拆卸的冷凝器、蒸发器水室端盖，水室接管带标准法兰。
- ⑥冷水、冷却水进出水管上，均装有水侧压力变送器，无需用户现场加装流量开关。

(2) 型号编制说明



(3) 19XR 系列封闭型离心式冷水机组主要技术参数 (表 9-4)

表 9-4 19XR 系列封闭型离心式冷水机组主要技术参数

机组型号	制冷量 /kW	冷水			冷却水			电动机		外形尺寸 (长 × 宽 × 高) (mm × mm × mm)	机组质量					
		进出水温 度/℃	水流量/ (m ³ /h)	进出水管 径/mm	压头 损失/ kPa	进出水温 度/℃	水流量/ (m ³ /h)	进出水管 径/mm	压头 损失/ kPa		电源	输入 功率/ kW	额定 工况 电流/ A	制冷 剂充 注量/ kg	吊装 质量/ kg	运行 质量/ kg
19XR550	1934	12 ↓ 7	333	250	41	32 ↓ 37	402	250	38	380V 3相 50Hz	384	675	4261 × 2096 × 2257	617	10804	11952
600	2110		363		48		436		40		406	698		617	10914	12097
650	2286		393	200	103		474	85	449		769	4769 × 1994 × 2207	617	10396	11411	
700	2460		423	250	71		511	66	485		831	4782 × 2096 × 2257	694	11682	12956	
750	2637		454		71		547	67	513		892		712	11992	13340	
800	2813		484	73	583		69	544	950		726		12186	13602		
850	2989		514	300	78		615	67	561		955		4937 × 2426 × 2985	907	17542	19178
900	3165		544		86		650	63	591		1006			907	17791	19503
950	3340		575	95	688		70	636	1083		907			17799	19511	
1000	3516		605	86	723		77	662	1125		962	18093		19876		
1050	3692		635	94	759		73	690	1170		962	18275		20128		
1100	3868		665	102	796		80	731	1240		962	18275		20128		
1150	4043	696	350	86	831	76	758	1286	4953 × 2711 × 3029	1007	20639	22716				
1200	4218	726		93	869	83	800	1359		1007	20730	22807				

注：1. 冷水、冷却水侧污垢系数 $0.086\text{m}^2 \cdot \text{℃} / \text{kW}$ 。

2. 机组标准产品水侧设计压力为 1.0MPa ，如需提高可另行联系。

3. 19XR550 ~ 800 标准配置非机载星-三角启动柜，19XR850 ~ 1200 标准配置固态软启动，如需其他机组启动方式，可另行联系。

9.3 约克国际（北亚）有限公司

约克公司的离心式、螺杆式冷水机组应用于商办楼、医院、化工厂、海军舰艇等各种场所，其主要产品包括 YK/YT 系列离心式冷水机组制冷量 $527.4 \sim 7032\text{kW}$ ($150 \sim 2000\text{USRt}$)、YS/YCWS 系列螺杆式冷水机组制冷量 $182.8 \sim 2373.3\text{kW}$ ($52 \sim 675\text{USRt}$)，以及其他蒸汽轮机、燃气驱动等各类离心式、螺杆式机组。

1. YK/YT 系列离心式冷水机组 (图 9-5 和图 9-6)

(1) 产品特性

1) 彩色图像显示控制中心。基于微处理器的控制中心，将机组每个部件的运行参数与插图同时显示，令机组的操作更加简单形象。

2) 配置变频驱动装置 (VSD) 高效节能。配置变频驱动装置，先进的自适应容量控制技术，同时优化电动机转速和导流叶片的开度，并精确地检查临界运行参数，然后令机组采用最高效的运行方式。VSD 大大提高机组效率，使非设计工况下机组能效比高达 $0.2\text{kW}/\text{USRt}$ ，年节能可达 30%。

3) 单级压缩机先进可靠。采用单级压缩机设计，轻质高强度的铝制叶轮，采用后弯叶片，效率很高。翼形导流叶片减少了气流的扰动，使部分负荷时能保持最高效的性能。熔模铸造的



图 9-5 YK 系列离心式冷水机组



图 9-6 YT 系列离心式冷水机组

闭式叶轮，不需要象非闭式叶轮那样经常维修。由于运动部件较少、设计简洁高效，使单级压缩机的作用寿命长。

4) 开式电动机安全可靠。电动机采用开式设计，制冷剂根本不与电动机接触，同时也防止了其他部分的污染。一旦电动机烧毁，维修人员可在现场直接绕线，大大缩短了维修时间，减少了因电动机烧毁而引起的事故停机时间。另外，风冷式电动机的热量不排入制冷系统，与全封闭制冷剂冷却式电动机相比，不需消耗额外的制冷量来冷却电动机，节约能耗约 3%。

5) 充分利用低温冷却水显著节能。利用高达 12.8℃ 的冷却水进水温度，使蒸发压力和冷凝压力的压差减至最低，降低了压缩机的能耗，从而节省机组运行费用。

6) 高效换热器性能优良。采用最新材料、新的管型面和壳体设计，高效换热器的铜管内、外壁经强化处理，提高传热性能。水侧和制冷剂侧的强化传热，既减少了能量消耗又减少了管

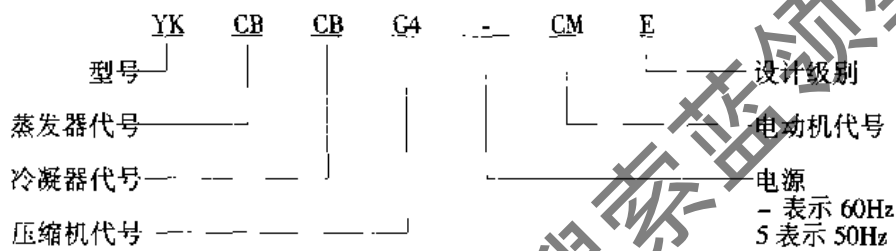
道污垢。蒸发器和冷凝器的管束采用特殊设计 (skip-fin: 铜管支撑部分采用光管, 且管壁较厚) 的特殊设计, 延长了热交换器的寿命。

7) 结构紧凑, 安装方便。机组设计精密紧凑, 大大减少机房占地面积。安装时只需少量的接管和布线, 减少维护安装费用。若现场空间紧张, 可以将蒸发器、冷凝器等主要部件分开装运, 极大地方便了客户。

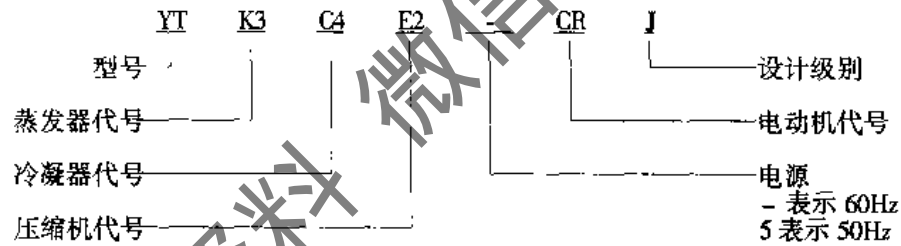
8) 维护费用低。控制中心可对 100 多项数据进行运行趋势分析, 使维护人员在故障发生前有足够的时间采取措施, 既保护了机组的正常运行, 又节省了维护费用; 开式电动机, 再加上配置的各种软启动方式, 延长了电动机使用寿命; 单级压缩机采用铝制止推轴承和军事上专用的单螺旋齿轮, 不需定期拆卸和检修。

(2) 型号说明

1) YK 系列离心式冷水机组



2) YT 系列离心式冷水机组



(3) YK 系列离心式冷水机组主要技术参数 (表 9-5)

(4) YT 系列离心式冷水机组主要技术参数 (表 9-6)

表 9-5 YK 系列离心式冷水机组主要技术参数

型号	制冷量		输入功率 /kW	COP 值 / (kW/kW)	满负荷电流 /A	启动电流 /A	蒸发器			冷凝器			外形尺寸/mm			运行质量 /kg
	kW	USRt					流量 / (L/s)	水压降 /kPa	接管尺寸 /mm	流量 / (L/s)	水压降 /kPa	接管尺寸 /mm	长	宽	高	
YKCCDG45CKE	1354	385	260	5.21	451	1017	64.8	88	200	76.9	78	200	4769	1854	2381	10000
YKDCDG45CKE	1406	400	269	5.23	467	1017	67.3	68	200	79.9	83	200	4769	1854	2381	10200
YKCEDBG45CLE	1477	420	285	5.18	495	1125	70.7	57	200	83.9	73	200	4769	1854	2432	10700
YKDCDDH45CNE	1758	500	333	5.28	578	1270	84.1	92	200	98.9	71	200	4775	1930	2432	11100
YKECEBH45COE	1916	545	381	5.03	662	1467	91.7	63	250	108.6	66	250	4775	1981	2445	12500
YKEBEBH55CPE	2110	600	401	5.26	695	1500	100.9	92	250	118.9	77	250	4775	1981	2445	12400
YKFBEBH55CPE	2285	650	429	5.33	743	1500	109.3	82	250	129.3	89	300	4775	2108	2445	13000

(续)

型号	制冷量		输入功率/kW	COP值/(kW/kW)	满负荷电流/A	起动电流/A	蒸发器			冷凝器			外形尺寸/mm			运行质量/kg
	kW	USRt					流量/(L/s)	水压降/kPa	接管尺寸/mm	流量/(L/s)	水压降/kPa	接管尺寸/mm	长	宽	高	
YKFCFBH55CSE	2461	700	490	5.02	850	1830	117.7	75	250	139.9	62	300	4775	2197	2508	14200
YKFCFBH65CSE	2637	750	489	5.39	848	1830	126.2	85	250	149.2	69	300	4775	2184	2515	14000
YKGBFBH65CTE	2813	800	532	5.29	921	1830	134.6	76	300	159.5	68	350	4775	2248	2943	16400
YKGBFDH65CUE	2925	846	588	4.97	1006	2104	142.3	85	300	169.7	73	350	4785	2248	2943	16200
YKGCDFH75CUE	3164	900	583	5.43	998	2651	151.4	77	300	178.6	79	350	4785	2248	2943	16800
YKHFGDJ15CWE	3516	1000	666	5.28	1141	2371	168.3	88	300	198.9	55	400	5251	2400	3112	19500
YKHFGBJ15DAE	3868	1100	721	5.36	1245	2598	185.1	78	300	218.1	84	400	5251	2400	3112	19600

注: 1. 上述选型仅供参考, 根据各换热器的组合, 同一制冷量机组可有许多不同型号。具体项目的选型可与厂家联系。

2. 上述选型表参数根据冷水进/出口温度 12℃/7℃, 冷却水进/出口温度 32℃/37℃, 换热器都为 2 流程, 起动电流为星三角闭式。

3. 1USRt = 3.516kW, 下同。

表 9-6 YT 系列离心式冷水机组主要技术参数

型号	制冷量		输入功率/kW	COP值/(kW/kW)	满负荷电流/A	起动电流/A	蒸发器			冷凝器			外形尺寸/mm			运行质量/kg
	kW	USRt					流量/(L/s)	水压降/kPa	接管尺寸/mm	流量/(L/s)	水压降/kPa	接管尺寸/mm	长	宽	高	
YTG1A1C25CHJ	1055	300	203	5.20	360	813	50.5	67	200	60.1	86	200	4458	1721	2470	7400
YTG1A2C35CJ	1231	350	230	5.35	400	926	58.9	88	200	69.8	89	200	4458	1721	2470	7500
YTG3A3E15CKJ	1406	400	263	5.35	457	1007	67.3	71	200	79.6	88	200	4458	1721	2746	9000
YTG3A1E15CMJ	1582	450	317	4.99	551	1221	75.7	88	200	90.5	88	200	4458	1721	2746	9300
YTH1C1E25CMJ	1758	500	312	5.63	542	1221	84.1	92	200	98.7	71	250	4464	1918	2880	10400
YTH3C1E25CNJ	1934	550	358	5.40	621	1257	92.5	82	250	109.3	84	250	4464	1918	2880	10500
YTJ1C2E35COJ	2110	600	394	5.36	685	1452	100.6	81	250	119.1	82	250	4464	1994	2880	11100
YTK6C7F15COJ	2285	650	380	6.01	660	1452	109.4	87	250	127.3	87	250	5093	2096	2997	13400
YTK6C8F15COJ	2461	700	433	5.68	752	1614	117.8	90	250	138.1	85	250	5093	2096	2997	13700
YTK7C8F25CRJ	2657	750	458	5.76	808	1848	126.1	91	250	147.8	85	250	5093	2096	2997	14000
YTK9D5F25CSJ	2813	800	492	5.72	853	1812	134.6	76	250	157.7	89	300	5093	2235	3112	15200
YTK9D5F25CSJ	2989	850	568	5.26	972	2083	143.0	84	250	169.7	84	300	5093	2235	3162	16600

注: 1. 上述选型仅供参考, 根据各换热器的组合, 同一制冷量机组可有许多不同型号。具体项目的选型可与厂家联系。

2. 上述选型表参数根据冷水进/出口温度 12℃/7℃, 冷却水进/出口温度 32℃/37℃, 换热器都为 2 流程, 起动电流为星三角闭式。

2. YS 系列螺杆式冷水机组 (图 9-7)

(1) 产品特性



图 9-7 YS 系列螺杆式冷水机组

YS 系列螺杆式冷水机组除具有彩色图像显示控制中心、开式电动机设计、充分利用低温冷却水、采用高效换热器、结构紧凑、维护费用低等优点外，产品还具有以下特性：

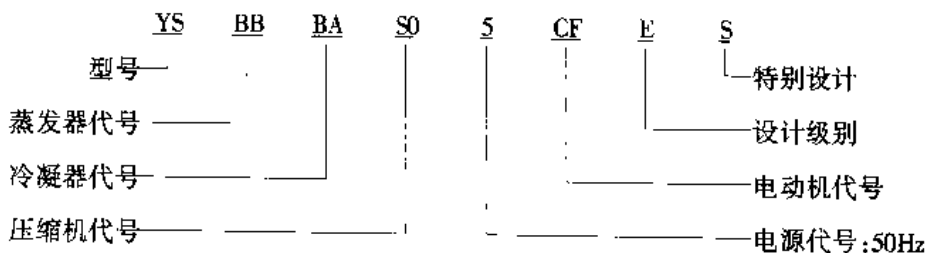
1) 双螺杆压缩机高效可靠。选用世界著名品牌的工业用双螺杆压缩机，加工精度高，结构独特，高效可靠。平行于转子的制冷剂回气口，即使在部分负荷制冷剂流速低的情况下也能有效地防止润滑油渗入回气通道，使机组可在 100% ~ 10% 负荷范围内调节自如。

2) 滑阀卸载无级调节。用于调节冷量的滑阀长度大于转子的长度，由排气腔的壳体来支持滑阀。这一独特的设计既保证了滑阀与转子间间隙达到最小却不接触，又避免了滑阀由转子支撑造成的滑阀的高度磨损，延长了机组的使用寿命。同时，滑阀无级调节，使机组提供的冷量与建筑物实际负荷完全匹配，避免了分级调节机组大马拉小车的现象，使运行费用大大降低。

3) 独特的润滑系统，保证机组安全运行。设有双油槽，利用系统的压差润滑各运动部件，不需油泵，减少了能耗。压缩机的内置油槽，使轴承始终浸在油中，保证启动、停机及电源故障时压缩机的充分润滑。

4) 适用于冰蓄冷系统。设定两个不同的低水温再启动限制值，可以在标准和蓄冰两种模式下切换，避免了不必要的周期性停机，使用方便。

(2) 型号编制说明



(3) YS 系列螺杆式冷水机组主要技术参数 (表 9-7)

表 9-7 YS 系列离心式冷水机组主要技术参数

型号	制冷量		输入功率 /kW	COP 值 / (kW/kW)	满负荷 电流 /A	启动 电流 /A	蒸发器			冷凝器			外形尺寸/mm			机组运 行质量 /kg	冷量范围 /USRT
	kW	USRT					流量/ (L/s)	水压降 /kPa	接管尺寸 /mm	流量/ (L/s)	水压降 /kPa	接管尺寸 /mm	长	宽	高		
YSBABAS05CCE	352	100	76	4.63	130	461	16.9	32	150	20.3	28	150	3534	1349	1816	4500	100~141
YSBABAS15CCE	527	150	109	4.83	187	461	25.2	67	150	30.2	55	150	3534	1349	1816	4500	140~163
YSCACAS25CFE	703	200	136	5.17	237	546	33.6	42	150	39.8	36	200	3534	1591	1946	5900	160~234
YSDACAS35CFE	879	250	178	4.94	307	630	42.1	42	200	50.2	53	200	3543	1591	2102	6700	230~252
YSDACAS35CCE	984	280	194	5.07	337	714	47.1	52	200	56.0	64	200	3543	1591	2102	6800	250~289
YSDACAS35CIE	1055	300	206	5.12	364	821	50.5	59	200	60.0	72	200	3543	1591	2102	7000	280~313
YSDBCAS35CHE	1118	318	214	5.22	379	821	53.5	55	200	63.3	80	200	3543	1591	2102	6700	300~318
YSEAEAS45CIE	1231	350	225	5.47	391	863	58.9	91	200	69.3	40	250	4153	1880	2330	10400	310~357
YSEAEAS45CJE	1406	400	252	5.58	438	935	67.3	61	200	78.9	50	250	4153	1880	2330	10700	350~400
YSEBEAS45CKE	1477	420	261	5.66	453	1016	70.7	67	200	82.7	55	250	4153	1880	2330	10700	400~433
YSHAFAS55CIE	1582	450	284	5.57	494	1125	75.7	45	250	88.8	36	300	4242	2057	2464	14200	730~486
YSHAFAS55CME	1758	500	314	5.60	545	1233	84.1	55	250	98.6	32	300	4242	2057	2464	14200	480~538
YSHFAS55CNE	1934	550	332	5.83	575	1270	92.5	39	250	107.8	37	300	4242	2057	2464	14600	530~550

注: 1. 上述选型仅供参考, 根据各换热器的组合, 同一制冷量机组可有许多不同型号。具体项目的选型可与厂家联系。

2. 上述选型表参数根据冷水进/出口温度 12℃/7℃, 冷却水进/出口温度 32℃/37℃, 换热器都为 2 流程, 启动电流为星三角闭式。

3. 本机组采用 R22 制冷剂, 使用 R134a 制冷剂机组的详情可与厂家联系。

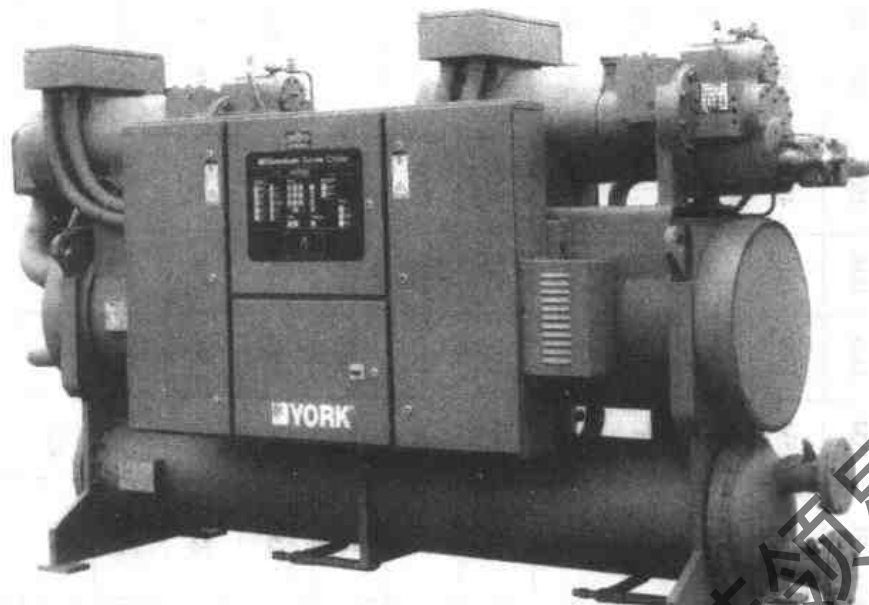


图 9-8 YCWS 系列螺杆式冷水机组

3. YCWS 系列螺杆式冷水机组 (图 9-8)

(1) 产品特性

1) 工业用压缩机能效比高。采用工业用半封闭双螺杆压缩机, 加工精密, 优质可靠, 能效比极高, 使用寿命长。

2) 滑阀卸载无级调节。高效压缩机能在最小负荷位置起动, 通过一连续作用的滑阀, 可以在 100% ~ 10% 的满负载范围内进行容量调节, 保证压缩机效能完全发挥, 令负载效能大大提高。

3) 先进的微机处理控制系统。控制系统采用“模糊逻辑”, 超智能地通过监控机组关键变量, 预测机组运行趋势, 从而对机组进行更精确的控制。

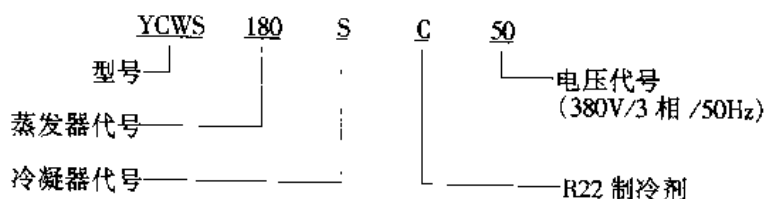
4) 结构紧凑安装方便。整装式机组设计紧凑精密, 占地空间减少, 使用户大大节省安装成本。整装式机组出厂前已注入制冷剂, 只需连接水管及电源, 便可开机调试运行, 极为简便。此外, 其轻巧体积更有利于改造工程。

5) 安全可靠。单独的配电盘和控制盘, 配有紧急停机装置, 保证了操作人员的安全。

6) 运行宁静。压缩机内设有排气消声器, 配合螺杆式压缩机, 保证主机运行稳定, 噪声减至最低。

7) 可远程控制并与 BAS 界面友好。微机处理控制系统可对机组实行远程控制, 若与约克 ISN 楼宇自控系统相连, 控制更精确, 运行更节能。与各种楼宇自控系统 (BAS) 界面友好, 令机组控制更方便。

(2) 型号编制说明



(3) YCWS 系列螺杆式冷水机组主要技术参数 (表 9-8)

表 9-8 YCWS 系列螺杆式冷水机组主要技术参数

型号	制冷量		输入功率 /kW	COP 值/(kW/kW)	满负荷电流 /A	起动电流 /A	蒸发器			冷凝器			机组尺寸/mm		
	kW	USRt					水流量 / (L/s)	水阻 /kPa	进出水管尺寸 /mm	水流量 / (L/s)	水阻 /kPa	进出水管尺寸 /mm	长	宽	高
YCWS60SC50	183	52	39	4.69	74	219	8.7	25.0	80	10.6	18.0	100	2790	952	1750
YCWS80SC50	253	72	53	4.77	93	267	12.1	48.0	100	14.6	18.0	100	2818	952	1781
YCWS100SC50	316	90	63	5.02	122	267	15.1	32.0	150	18.1	17.0	100	2844	952	1815
YCWS120SC50	369	105	78	4.73	148	293	17.6	25.1	125	21.3	28.7	100	3214	1028	1773
YCWS140SC50	439	125	91	4.82	167	341	21.0	32.9	125	25.3	28.4	100	3234	1080	1863
YCWS160SC50	510	145	104	4.90	186	360	24.4	41.8	125	29.3	36.6	100	3263	1080	1865
YCWS180SC50	570	162	116	3.52	215	360	27.2	34.4	125	32.8	28.1	125	3288	1080	1973
YCWS200SC50	633	190	122	5.19	244	389	30.2	41.8	125	36.4	35.1	125	3292	1080	1977

注: 1. 冷水进/出水温 12℃/7℃, 冷却水进/出水温 30℃/35℃ (蒸发器 1 回路, 冷凝器 2 回路)。

2. 电源为 380V, 3 相, 50Hz, 起动电流为星-三角开式。

9.4 TRANE (特灵) 中国

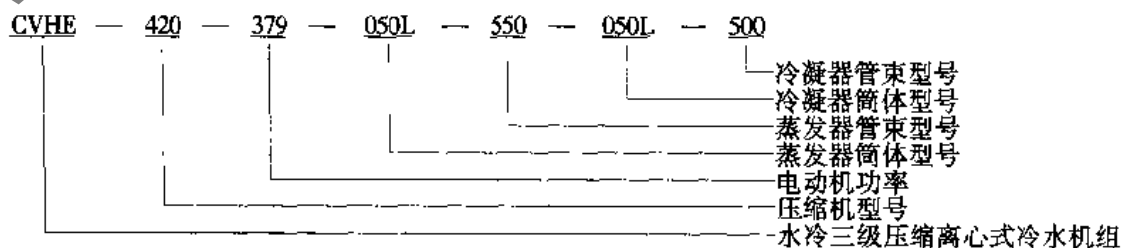
1. CVHE/G 系列水冷三级压缩离心式冷水机组

CVHE/G 系列水冷三级压缩离心式冷水机组标准工况制冷量 1055 ~ 4750kW (300 ~ 1350USRt) 机组使用制冷剂为 HCFC123, 供电电源 380V/3 相/50Hz, 也可选用 3000V, 6600V 或 6000V。机组具备微机控制柜 UCP2, 中文显示, 功能齐全, 适用于大、中型各类建筑物的空调系统或工艺冷却, 也可用于冰蓄冷系统。

(1) 产品特性

- 1) 三级压缩, 制冷效率高, 可以在宽广的容量范围内有效地运行。
- 2) 直接传动、多级压缩机/电动机组合, 只有一个运转部件。
- 3) 二级节能器, 可提高机组效率 7%。
- 4) 低速运行, 转速 2950r/min, 运行噪声一般为 80dB (A)。
- 5) 三级进气导流叶片, 一、三级可调, 二级固定。
- 6) 复式孔口流量控制装置。
- 7) 闭式电动机和可靠的电动机冷却系统。
- 8) 水侧工作压力为 1.05MPa, 也可选用 2.1MPa。
- 9) 蒸发器和冷表面由原厂保温或现场保温。
- 10) 冷水和冷却水接管方式为法兰或企口连接。

(2) 型号编制说明



(3) CVHE/G 系列水冷三级压缩离心式冷水机组主要技术参数 (表 9-9)

表 9-9 CVHE/G 系列水冷三级压缩离心式冷水机组主要技术参数

型号	电动机、蒸发器、冷凝器组合实例	制冷量		电动机功率/kW	制冷量/kW	COP值/(kW/kW)	电流/A		蒸发器		冷凝器		外形尺寸/mm			接管尺寸/mm		机组质量/kg	
		USRT	kW				星	LRA	星	LRA	星	LRA	星	LRA	星	LRA	长	宽	高
CVHE-420	242-050S-320-050S-450	1055	300	242	212	4.97	360	724	51	70	61	28	3895	2350	2413	200	200	6688	7436
CVHE-420	270-050S-360-050S-400	1160	330	270	232	5.00	391	873	56	71	67	40	3895	2350	2413	200	200	6891	7641
CVHE-420	270-050S-400-050S-400	1231	350	270	243	5.08	410	873	59	64	71	45	3895	2350	2413	200	200	6923	7696
CVHE-420	301-050S-450-050S-450	1406	400	301	273	5.15	463	873	67	54	81	46	3895	2350	2413	200	200	7051	7920
CVHE-420	337-050S-550-050S-500	1582	450	337	311	5.08	529	1051	76	56	92	47	3895	2350	2413	200	200	7136	8059
CVHE-420	379-050L-550-050L-500	1758	500	379	340	5.18	575	1270	84	88	102	73	5055	2350	2413	200	200	7870	9042
CVHC-480	379-050S-550-050S-500	1758	500	379	347	5.08	587	1270	84	70	101	58	3895	2356	2534	200	200	7493	8416
CVHC-480	337-050L-550-050L-500	1758	500	337	315	5.52	541	1051	84	88	96	73	5055	2356	2534	200	200	8091	9263
CVHC-565	379-080S-710-080S-630	1934	550	379	359	5.38	607	1270	93	52	111	45	3937	2632	2946	250	250	9783	11071
CVHC-565	379-080L-710-080L-630	2110	600	379	369	5.17	624	1270	101	79	119	66	5136	2632	2946	250	250	10803	12410
CVHC-565	433-080S-710-080S-710	2110	600	433	399	5.29	669	995	101	61	121	43	3937	2632	2946	250	250	10308	11631
CVHC-565	433-080L-710-080L-800	2285	650	433	415	5.49	696	995	109	91	129	52	5156	2632	2946	250	250	11461	13169
CVHC-670	379-080S-630-080S-630	1934	550	379	367	5.26	621	1270	93	63	111	53	3937	2778	2915	250	250	9798	10999
CVHC-670	433-080S-630-080S-630	2110	600	433	405	5.21	679	995	101	73	121	51	3937	2778	2915	250	250	10315	11547
CVHC-780	489-080S-710-080S-710	2285	650	489	433	5.29	729	1341	109	68	131	48	3937	2778	2915	250	250	10665	11772
CVHC-780	489-080S-800-080S-710	2461	700	489	467	5.26	786	1341	118	63	141	55	3937	2778	2915	250	250	10515	11891
CVHC-780	548-080S-830-080S-800	2637	750	548	508	5.19	846	1519	126	71	151	51	3937	2778	2915	250	250	10959	12012
CVHC-780	621-080S-890-080S-800	2813	800	621	547	5.15	906	1665	135	66	161	58	3937	2778	2915	250	250	10756	12231
CVHC-780	621-080L-890-080L-800	2989	850	621	544	5.49	901	1665	143	96	170	81	5156	2778	2915	250	250	11876	13734
CVHC-1067	621-142M-980-142L-890	3164	900	621	567	5.59	939	1665	151	78	179	71	5223	3056	3077	300	300	14931	17005
CVHC-1067	621-142M-1080-142L-890	3340	950	621	598	5.59	990	1665	160	69	189	78	5223	3056	3077	300	300	15045	17215
CVHC-1067	716-142M-1080-142L-1080	3516	1000	716	627	5.62	1031	1989	168	76	196	58	5223	3056	3077	300	300	15316	17622
CVHC-1067	716-142M-1080-142L-1220	3692	1050	716	662	5.59	1108	1989	177	83	209	53	5223	3056	3077	300	300	15476	17862
CVHC-1067	716-142L-1420-142L-980	3868	1100	716	690	5.62	1134	1989	187	64	219	84	5223	3056	3077	300	300	15788	18339
CVHC-1067	799-142L-1420-142L-1420	4219	1200	799	754	5.59	1242	2197	202	75	239	81	5223	3056	3077	300	300	16335	19159
CVHC-1067	892-210L-2100-210L-1900	4571	1300	892	811	5.63	1323	2607	219	45	258	39	5223	3302	3375	350	350	19572	23253

注: 1. 本表适用于冷水进/出口温度 12℃/7℃, 冷却水进/出口温度 32℃/37℃。

2. 由于 TRANE 空调公司对产品不断研究和革新, 所选型号应以最新的电子计算机之选型为准。

3. 除了上述所列的压缩机、电动机、蒸发器和冷凝器等的型号外, 孔口流量装置的大小也会影响冷水机组的性能。

4. 设计者应根据具体工程的要求与厂家联系, 以便最后进行优选, 确定最理想的机组型号。

5. CVHE/CVHG 冷水机组具有制冰功能, 其选型比较复杂。在估算时, 可按空调工况选择所需的冷水机组型号, 制冰工况的制冰量大约为空调工况的 0.67~0.80。在施 1. 设计或订货时, TRANE 公司各办事处会最终确定所需制冰量或制冰电的机组型号。

2. CDHG 系列水冷三级压缩离心式冷水机组

CDHG系列水冷三级压缩离心式冷水机组，标准工况制冷量 5270 ~ 8790kW (1950 ~ 2500USRt)，机组具有两台压缩机，两个独立的制冷循环系统，采用 HCFC123。

CDHG 系列水冷三级压缩离心式冷水机组主要技术参数 (表 9-10)

表 9-10 CDHG 系列水冷三级压缩离心式冷水机组主要技术参数

型号	制冷量		COP 值/ (kW/kW)	耗电指标/ (kW/USRt)	蒸发器/mm		冷凝器/mm		外形尺寸/mm			接管尺寸/mm		机组质量/kg	
	USRt	kW			筒体	管束	筒体	管束	长	宽	高	蒸发器	冷凝器	运输	运行
1250 1750	1500	5270	5.85 ~ 7.30	0.48 ~ 0.60	250D	1610	1610	6553	3645	3477	400	400	37300	45600	
	~	~				1850	250D								1760
2150	2500	8790	5.85 ~ 7.30	0.48 ~ 0.60	250D	2100	2100	6553	3645	3477	400	400	40900	49400	
						2300	250D								2300

3. CVGF 系列水冷二级压缩离心式冷水机组

CVGF 系列水冷二级压缩离心式冷水机组为最新的齿轮驱动离心式冷水机组，机组使用制冷剂为 HFC134a，具有高可靠性、高效、低噪声、体积紧凑的特点，标准工况制冷量为 1400 ~ 3510kW (400 ~ 1000USRt)。

(1) 产品特性

- 1) 具有集成润滑的封闭二级离心压缩式节能循环。
- 2) 蒸发器和冷凝器组合。
- 3) 已装好的仪表和控制面板。
- 4) 油充注，内置油加热器。
- 5) 引线、油系统和主控面板相互联接。
- 6) 先进的电动机保护。
- 7) 高效和高可靠性的两级齿轮传动。
- 8) 制冷剂液体冷却封闭式感应电动机，可使电机在较低的温度下工作，增加寿命。
- 9) 机组安装星三角型起动器或固态起动器。

(2) CVGF 系列水冷二级压缩离心式冷水机组主要技术参数 (表 9-11)

4. RTHB 系列水冷螺杆式冷水机组

RTHB 系列水冷螺杆式冷水机组标准工况制冷量 380 ~ 1370kW (110 ~ 390USRt)，使用制冷剂为 HCFC22，微电脑控制柜 UCP2，中文显示，性能齐全，适用于中、大型冷量范围的空调系统，也可用于制冰和低温用途。

(1) 产品特性

- 1) 最新的 5-7 阳阴转子设计，使运转更平稳，效率更高。
- 2) 低速运行，转速 2950r/min，运行噪声低。
- 3) 用液体制冷剂冷却电动机。
- 4) 复式流量控制装置。
- 5) 用滑阀进行无级调节，制冷量调节范围 15% ~ 100%。

表 9-11 CVGF 系列水冷两级压缩离心式冷水机组主要技术参数

型号	蒸发器和冷凝器组合	制冷量		耗电量 /kW	COP 值 / (kW/kW)	电流/A		蒸发器		冷凝器		外形尺寸/mm		接管尺寸 /mm		机组质量/kg	
		kW	USRt			RIA	IRA	水流 / (L/s)	压力降 / kPa	水流 / (L/s)	压力降 / kPa	长	宽	高	蒸发器		冷凝器
CVGF-400	500A~500A	1407	400	279	5.04	476	3005	67	51	80	50	1984	2094	200	250	8798	10087
CVGF-500	500C~500C	1759	500	342	5.14	587	3716	84	54	99	54	1984	2094	200	250	8798	10087
CVGF-500	700C~700B	2110	600	406	5.20	689	4091	101	39	119	48	1984	2094	250	300	10763	12560
CVGF-650	700C~700C	2462	700	481	5.12	812	4697	118	52	139	55	2083	2270	250	300	10998	12796
CVGF-800	1000A~1000C	2814	800	535	5.26	904	4697	135	62	159	37	2305	2521	300	350	14335	17100
CVGF-1000	1000C~1000B	3165	900	595	5.32	1014	6098	151	51	178	60	2305	2521	300	350	15720	18485
CVGF-1000	1000D~1000D	3517	1000	698	5.04	1184	7589	168	52	200	49	2305	2521	300	350	15720	18485

注: 1. 产品产地美国, 使用 R134a 制冷剂。
2. 每一型有多种配置, 请与当地 TRANE 办事处联系。

表 9-12 RTHB 系列水冷螺杆式冷水机组主要技术参数

型号	RTHB130		RTHB150		RTHB180		RTHB215		RTHB255		RTHB300		RTHB380		RTHB450	
	标准型	加长型	标准型	加长型	标准型	加长型	标准型	加长型	标准型	加长型	标准型	加长型	标准型	加长型	标准型	加长型
制冷量	373	390	450	468	534	556	615	629	791	823	886	925	1150	1199	1290	1343
	106	111	128	133	152	158	175	179	225	234	252	263	327	341	367	382
输入功率/kW	81	80	94	91	116	114	129	126	164	160	179	175	240	235	265	259
COP 值 (kW/kW)	4.55	4.76	4.76	5.26	4.55	4.76	4.76	5.00	4.76	5.14	5.00	5.29	4.76	5.10	4.76	5.26
电 源	3 相, 380V, 50Hz															
电机功率/kW	108	108	120	120	146	146	167	167	194	194	224	224	276	276	325	325
运转电流/A	138	135	157	154	197	193	218	213	272	266	296	299	407	397	447	437
启动电流/A	182	182	219	219	263	263	303	303	363	363	465	465	687	687	848	848
锁定电流/A	591	591	712	712	870	870	1003	1003	1156	1156	1483	1483	2167	2167	2675	2675

(续)

型号	RTHB130		RTHB150		RTHB180		RTHB215		RTHB255		RTHB300		RTHB380		RTHB450	
	标准型	加长型	标准型	加长型	标准型	加长型	标准型	加长型	标准型	加长型	标准型	加长型	标准型	加长型	标准型	加长型
压缩机	螺杆压缩机															
型式	滑 阀															
容量控制	1															
容量/kW (USRR)	457 (130)	527 (150)	633 (180)	756 (215)	897 (255)	1055 (300)	1336 (380)	1582 (450)								
个数	1															
型式/回程	壳管式/3															
水量/(m ³ /h)	64	67	77	81	96	96	106	109	136	142	153	159	198	207	222	231
压强/kPa	42	57	48	63	42	55	42	57	48	63	48	66	51	66	51	66
配管尺寸/mm	100	100	100	100	125	125	125	125	125	125	125	125	150	150	150	150
型式/回程	壳管式/2															
水量/(m ³ /h)	78	81	94	96	112	116	128	130	164	169	183	189	240	247	268	276
压强/kPa	39	51	42	57	39	51	39	51	42	57	39	54	42	57	39	54
配管尺寸/mm	100	100	100	100	125	125	125	125	150	150	150	150	200	200	200	200
种类	R22															
充填量/kg	136	182	129	173	188	252	182	243	238	320	229	309	338	465	327	447
控制方式	电子膨胀阀/多孔限流板(固定式)															
润滑油充注量/L	18.6	18.6	18.6	18.6	23.9	23.9	23.9	23.9	37.5	37.5	37.5	37.5	40.2	40.2	40.2	40.2
机组运输质量/kg	2438	2691	2438	2691	3144	3499	3144	3499	4506	4980	4506	4980	6664	7237	6664	7237
机组运行质量/kg	2693	2886	2693	2886	3369	3783	3369	3783	4844	5408	4844	5408	7135	7829	7135	7829

注：1. 主机容量是依据冷水进水温度 12℃，冷水出水温度 7℃，冷却水进水温度 32℃，冷却水出水温度 37℃（蒸发器 3 回程及冷凝器 2 回程）。
 2. 以上规格依据标准工况而定，实际性能应以 ARI 认可的计算机报表为准。

- 6) 水平式油分离器位于压缩机排气端。
- 7) 采用5级航空轴承,在机组寿命期间内不需更换。
- 8) 螺杆式压缩机只有三个运行部件,与同类型的往复式机组比较,零部件减少1/15。
- 9) 水侧工作压力为1.05MPa,也可选用2.1MPa。
- 10) 蒸发器和冷表面由原厂保温或现场保温。

(2) RTHB 系列水冷螺杆式冷水机组主要技术参数 (表 9-12)

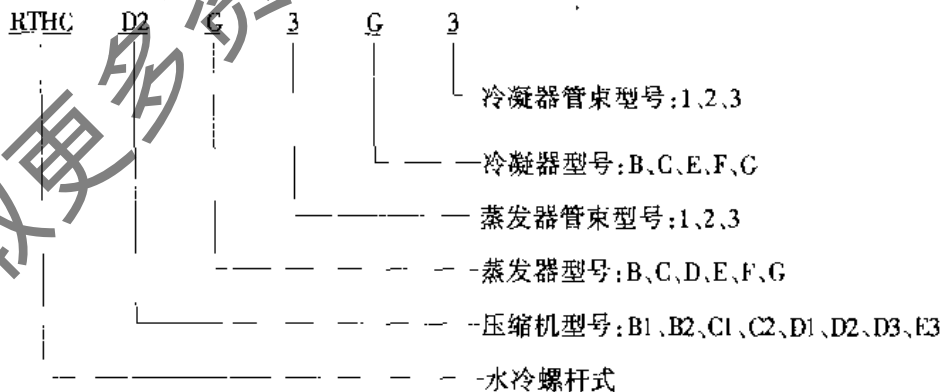
5. RTHC 系列水冷螺杆式冷水机组

RTHC 系列水冷螺杆式冷水机组使用环保型 HFC134a 制冷剂,具有微机控制柜 UCP2。中文显示,性能齐全。标准工况制冷量 440 ~ 1580kW (125 ~ 450USRt),适用于中、大型制冷量范围的空调系统,也可用于制冰和低温用途。

(1) 产品特性

- 1) 全新的设计,更高的能源效率,COP 值为 6.17kW/kW。
- 2) 最新的 5-7 阳阴转子设计,使运转更平稳,效率更高。
- 3) 制冷剂液体过冷设计,提高制冷循环效率。
- 4) 低速运行,转速 2950r/min,运行噪声一般为 78dB (A)。
- 5) 用气体制冷剂冷却电动机。
- 6) 复式流量控制装置。
- 7) 用滑阀进行无级调节,制冷量调节范围 15% ~ 100%。
- 8) 采用垂直式油分离器。
- 9) 采用 5 级航空轴承,在机组寿命期内不需更换。
- 10) 水侧工作压力为 1.05MPa,也可选用 2.1MPa。
- 11) 蒸发器和冷表面由原厂保温或现场保温。
- 12) 机组各大部件用螺栓组合固定,可拆卸。

(2) 型号编制说明



(3) RTHC 系列水冷螺杆式冷水机组主要技术参数 (表 9-13)

6. RTWA 系列水冷螺杆式冷水机组

RTWA 系列水冷螺杆式冷水机组有 6 种规格,每种规格有标准长度和加长长度。标准工况制冷量由 217 ~ 606kW,使用制冷剂为 HCFC22。可在三种制冷工况下工作:

- 1) 空调工况:冷水出水温度 4.4 ~ 18.3℃。
- 2) 制冰工况: -6.7 ~ 15.5℃。

表 9-13 RTHC 系列水冷螺杆式冷水机组主要技术参数

型号	制冷量		耗电 功率/ kW	COP值/ (kW/kW)	电流/A		蒸发器		冷凝器		制冷剂 充灌量 /kg	连接管尺寸/mm				外形尺寸/mm			机组质量/kg				
	kW	USRT			运转	启动	存流 量/ L	水流 量/ (L/s)	压力 降/ kPa	存流 量/ L		水流 量/ (L/s)	压力 降/ kPa	2 回程	冷 水		2 回程	长	宽	高	运输	运行	
			2 回程	3 回程							4 回程												
RTHC B1B1B1	538	153	139	104	5.18	174	391	155	26	42	106	31	35	186	200	150	—	150	3175	1651	1803	4400	4650
RTHC B1C1D1	563	160	139	103	5.46	175	391	208	27	30	117	32	43	204	200	150	—	150	3632	1651	1803	4670	4990
RTHC B2B2B2	594	169	139	115	5.15	194	391	170	28	34	110	34	35	186	200	150	—	150	3175	1651	1803	4450	4720
RTHC B2C2D2	619	176	139	113	5.46	189	391	220	29	35	129	41	44	204	200	150	—	150	3632	1651	1803	4740	5080
RTHC C1B2C1	762	217	201	145	5.26	254	456	370	36	60	110	43	57	191	200	150	—	150	3277	1728	1829	6040	6310
RTHC C1B3C2	778	221	201	142	5.46	250	456	197	37	47	121	44	45	191	200	150	—	150	3277	1728	1829	6170	6470
RTHC C1E1F1	813	231	201	139	5.84	245	456	310	35	35	226	46	39	273	200	200	—	200	3683	1728	1930	7080	7570
RTHC C2B3C2	889	253	201	168	5.29	301	456	197	42	59	121	51	57	191	200	150	—	150	3277	1728	1829	6130	6430
RTHC C2D3E3	921	262	201	164	5.62	294	456	295	44	33	128	52	34	261	200	200	—	200	3277	1728	1930	6630	7060
RTHC C2G1G1	963	274	201	158	6.10	285	456	515	46	20	299	34	28	386	—	250	200	200	3785	1779	2023	8400	9140
RTHC D1D1E1	1063	302	271	200	5.32	356	711	261	51	60	166	60	56	261	200	200	—	200	3404	1728	1930	6800	7190
RTHC D2D2E2	1156	329	271	214	5.41	376	711	280	55	60	178	66	56	261	200	200	—	200	3404	1728	1930	6800	7190
RTHC D3D2E2	1136	352	271	232	4.90	408	711	280	59	68	178	70	64	261	200	200	—	200	3404	1728	1930	6800	7190
RTHC D1F1F2	1122	319	271	193	5.81	344	711	386	54	43	216	63	51	336	250	200	—	200	3785	1754	1930	7580	8120
RTHC D2F2F3	1217	346	271	207	5.88	345	711	405	58	45	231	68	51	336	250	200	—	200	3785	1754	1930	7890	8480
RTHC D3F2F3	1308	372	271	225	5.81	395	711	405	62	51	231	73	58	336	250	200	—	200	3785	1754	1930	7890	8480
RTHC D1G2G2	1145	326	271	188	6.10	336	711	545	55	24	344	64	28	386	—	250	200	200	3886	1779	2032	8890	9710
RTHC D2C3G3	1244	354	271	203	6.13	357	711	602	59	22	367	69	28	386	—	250	200	200	3886	1779	2032	9120	10020
RTHC D3G3G3	1340	381	271	220	6.10	386	711	602	63	26	367	75	32	386	—	250	200	200	3886	1779	2032	9120	10020
RTHC E3D2E2	1371	390	288	274	5.00	478	711	280	65	82	178	79	78	261	200	200	—	200	3480	1728	1930	6920	7330
RTHC E3F2F3	1463	416	288	264	5.56	459	711	405	70	62	231	83	72	336	250	200	—	200	3785	1754	1930	8010	8600
RTHC E3G3G3	1506	429	288	256	5.88	445	711	602	72	32	367	84	40	386	—	250	200	200	3886	1779	1930	9230	10140

注：制冷量标准工况：冷水进出口温度 12℃/7℃、冷却水进出口温度 32℃/37℃。

3) 低温工况: $-17.8 \sim 3.9^{\circ}\text{C}$ 。机组适用小型的空调系统,也可用于制冰和低温用途。

(1) 产品特性

- 1) 具有很高的全负荷效率, COP 值为 4.1~4.4。
- 2) 采用电子膨胀阀门,使蒸发器内的过热度大大降低。因此机组可在较低的冷凝温度下运转,从而极大地改善了机器的部分负荷性能。
- 3) 压缩机程序化控制,使机组不仅起动平稳,而且运行时间也可以均衡。
- 4) 与往复式压缩机不同,螺杆式压缩机不怕液击。
- 5) 5级轴承系统与飞机喷气发动机使用的轴承型式相同。
- 6) 吸气冷却可以使电动机在较低的温度下运行,从而延长寿命。
- 7) 自适应控制可使 R 系列冷水机组与其他设备保持停机联锁。有害脱扣跳闸极少,因此不必要的维修费用减少。
- 8) 厂内安装和试验的选择项目可以使起动周期及费用减到最小。

(2) RTWA 系列水冷螺杆式冷水机组主要技术参数(表 9-14)

7. RTAA/B/C 系列风冷螺杆冷水机组

RTAA/B/C 系列风冷螺杆式冷水机组标准工况制冷量 $190 \sim 1190\text{kW}$ ($54 \sim 340\text{USRt}$), 机组具有很高的可靠度和效率。

(1) 产品特性

- 1) 最新的 5-7 阳阴转子设计,使运转更平稳,效率更高。
- 2) 两台或四台压缩机,两个独立的制冷剂循环系统。
- 3) 吸气冷却电动机。
- 4) 采用 5 级航空轴承,在机组寿命期间内不需更换。
- 5) 螺杆式压缩机只有三个运转部件,与同类型的往复式机组比较,零部件减少至 1/15。
- 6) 微机自适应控制柜 UCM。

(2) RTAA 系列风冷螺杆式冷水机组主要技术参数(表 9-15)

(3) RTAB 系列风冷螺杆式冷水机组主要技术参数(表 9-16)

(4) RTAC 系列风冷螺杆式冷水机组主要技术参数(表 9-17)

8. RTXA 系列风冷螺杆式热泵机组

RTXA 系列风冷螺杆式热泵机组,标准工况制冷量 $240 \sim 370\text{kW}$ ($68 \sim 106\text{USRt}$),供热量 $200 \sim 400\text{kW}$ 。机组运行范围制冷模式:冷水出水 $0 \sim 15^{\circ}\text{C}$,周围空气温度 $0 \sim 40^{\circ}\text{C}$;供热模式:热水出水温度 $35 \sim 50^{\circ}\text{C}$,周围空气温度 $-8 \sim 20^{\circ}\text{C}$ 。机组使用 R22 制冷剂,具有结构紧凑、可靠度高、效率高,采用了先进的控制技术,实现机组现场控制,远距控制,并能与楼宇控制系统联接。

(1) 产品特性

- 1) 最新的 5—7 阳阴转子设计,使运转更平稳,效率更高。
- 2) 两台压缩机,两个独立的制冷剂循环系统。
- 3) 采用 5 级航空轴承,在机组寿命期间内不需更换。
- 4) 先进的电子膨胀阀,保证制冷和供热两种工况下可靠地运行。
- 5) 螺杆压缩机只有四个运转部件(2 个阴、阳转子,一个滑块和步进控制阀门)。
- 6) 微机自适应控制柜 UCM。
- 7) 水侧工作压力为 1.05MPa 。

(2) RTXA 系列风冷螺杆式热泵机组主要技术参数(表 9-18)

表 9-14 RTWA 系列水冷螺杆式冷水机组主要技术参数

型号	制冷量		压缩机台数/制冷剂循环数	电流/A		蒸发器			冷凝器			制冷剂充量/kg	润滑油用量/L	机组运输质量/kg	机组运行质量/kg	外形尺寸/mm			接管尺寸/mm	
	kW	USRt		输入功率/kW	运转	启动	存量/L	水流/L(s)	压力降/kPa	存量/L	水流/L(s)					压力降/kPa	长	宽	高	蒸发器
RTWA70	S	217	56	44/44	98/98	151	11	36	34	13	39	58	23	2084	2234	2515	864	1822	100	100
	L	222	51	44/44	98/98	151	11	37	45	13	39	77	23	2108	2258	2835	864	1822	100	100
RTWA80	S	250	60	52/52	114/114	143	12	35	38	14	38	58	23	2065	2199	2515	864	1822	100	100
	L	256	57	52/52	114/114	143	12	36	49	14	38	77	23	2133	2277	2835	864	1822	100	100
RTWA90	S	289	69	69/52	126/114	133	14	51	41	17	40	63	23	2125	2254	2607	864	1822	100	100
	L	295	66	69/52	126/114	133	14	53	56	17	40	82	23	2217	2346	2848	864	1822	100	100
RTWA100	S	326	93	69/69	126/126	122	16	45	45	19	37	65	23	2195	2317	2607	864	1822	100	100
	L	331	75	69/69	126/126	122	16	47	62	19	37	86	23	2300	2422	2848	864	1822	100	100
RTWA110	S	351	100	82/69	157/126	196	17	45	48	20	38	65	23	2288	2484	3340	864	1822	150	100
	L	356	101	82/69	157/126	196	17	47	66	20	38	86	23	2396	2592	3340	864	1822	150	100
RTWA125	S	380	108	82/82	157/157	180	18	42	51	22	39	65	23	2320	2576	3340	864	1822	150	100
	L	387	110	82/82	157/157	180	18	43	70	22	39	86	23	2431	2627	3340	864	1822	150	100

注：S—标准型；L—加长型。

表 9-15 RTAA 系列风冷螺杆式冷水机组主要技术参数

型号	制冷量		输入功率 /kW	压缩机台数/循环数	制冷剂调节 (%)	蒸发器				冷凝器		冷凝风机			油充量 /L	制冷剂充填量 /kg	运输质量 /kg	运行质量 /kg	外形尺寸/mm		
	kW	USRt				存水量 /L	水流 / (L/s)	压力降 /kPa	接管 /mm	个数	排数	数量	直径 /mm	功率 /kW					长	宽	高
RTAA-70	207	59	60	2/2	15~100	151	10	36	100	4	2	8	762	0.7	21	2733	2910	5175	2240	2220	
RTAA-80	239	68	71	2/2	15~100	163	12	36	100	4	2	8	762	0.7	21	2745	2920	5175	2240	2220	
RTAA-90	272	77	83	2/2	15~100	130	13	45	100	4	2	9	762	0.7	23	2890	4230	5175	2240	2220	
RTAA-100	308	86	95	2/2	15~100	122	15	39	100	4	2	10	762	0.7	25	2947	3110	5175	2240	2220	
RTAA-110	326	93	103	2/2	15~100	202	16	45	150	4	2	10	762	0.7	25	3134	3380	5861	2240	2220	
RTAA-125	359	102	113	2/2	15~100	173	17	39	150	4	2	10	762	0.7	25	3230	3440	5861	2240	2220	
RTAA-130	402	114	120	2/2	10~100	184	19	48	125	4	3	10	762	1.13	54	4354	4605	7048	2390	2380	
RTAA-140	459	131	140	2/2	10~100	175	22	60	125	4	3	10	762	1.13	54	4376	4605	7048	2390	2380	
RTAA-155	484	138	148	2/2	10~100	277	23	43	150	4	3	11	762	1.13	58	4649	4921	7048	2390	2380	
RTAA-170	534	152	165	2/2	10~100	261	26	49	150	4	3	12	762	1.13	58	4717	4989	7048	2390	2380	
RTAA-185	559	159	174	2/2	10~100	234	27	37	150	4	3	13	762	1.13	62	4943	5170	7048	2390	2380	
RTAA-200	611	174	191	2/2	10~100	231	29	43	150	4	3	14	762	1.13	62	4989	5285	7048	2390	2380	
RTAA-215	629	179	194	2/2	10~100	379	30	45	150	4	3	14	762	1.13	65	5800	6065	7048	2390	2380	
RTAA-240	723	206	231	3/2	10~100	572	35	36	150	8	3	17	762	1.13	83	7127	7579	11049	2240	2430	
RTAA-270	805	229	256	3/2	10~100	523	39	44	150	8	3	19	762	1.13	86	7439	7909	11049	2240	2430	
RTAA-300	884	251	281	3/2	10~100	511	43	52	150	8	3	21	762	1.13	90	7703	8140	11049	2240	2430	
RTAA-340	1027	292	325	4/2	10~100	470	48	50	150	8	3	24	762	1.13	113	9221	9681	13792	2240	2430	
RTAA-370	1108	315	351	4/2	10~100	439	53	57	150	8	3	26	762	1.13	116	9447	9876	13792	2240	2430	
RTAA-400	1188	338	378	4/2	10~100	407	57	64	150	8	3	28	762	1.13	120	9737	10307	13792	2240	2430	

注: 本机组产地美国, 使用 R22 制冷剂。

表 9-16 RTAB 系列风冷螺杆式冷水机组主要技术参数

型号	制冷量		输入功率 /kW	压缩机 台数/ 循环数	电流/A			蒸发器			冷凝风机			制冷剂 充填量 /kg		机组质量/kg			外形尺寸/mm		
	kW	USRt			运转	最大 运转	启动	存水量 /L	水流量 /(L/s)	压力降 kPa	接管 /mm	数量	转速/ (r/min)	风量/ (m ³ /s)	运输	运行	长	宽	高		
RTAB-108	197	56	82	1/1	138	171	425	95	9.4	36	75	4	918	18.5	2000	2020					
RTAB-109	243	69	93	1/1	156	198	580	134	11.5	28	125	5	918	20.2	2290	2390	3399	2146		2164	
RTAB-110	283	81	113	1/1	190	232	641	134	13.5	36	125	6	918	21.8	2330	2430					
RTAB-207	190	54	76	2/2	132	175	297	95	9.1	34	75	4	918	19.9	2140	2240					
RTAB-209	227	65	86	2/2	148	197	359	145	10.8	31	125	4	918	18.5	2400	2500					
RTAB-210	260	74	101	2/2	174	217	433	134	12.4	31	125	5	918	20.2	2480	2570	3399	2146		2164	
RTAB-211	290	83	115	2/2	201	237	449	134	13.8	38	125	6	918	21.8	2520	2620					
RTAB-212	330	94	136	2/2	239	281	528	118	15.7	31	125	6	918	21.2	2600	2680					
RTAB-213	429	122	165	2/2	275	339	606	106	20.4	52	125	8	918	32.9	3340	3440					
RTAB-214	465	132	180	2/2	300	366	711	770	22.1	38	150	9	918	34.8	3700	3970	5411	2161		2162	
RTAB-215	492	140	193	2/2	321	393	732	270	23.4	42	150	10	918	36.7	3820	4090					
RTAB-216	538	153	210	2/2	348	419	785	222	25.6	45	150	9	918	34.0	4010	4230					
RTAB-216HE	523	149	219	2/2	353	405	771	222	24.9	43	150	9	738	26.6	4640	4810	5411	2161		2162	
RTAB-217	583	166	228	2/2	379	453	812	222	27.8	52	150	10	918	35.8	4060	4280					
RTAB-217HE	567	161	237	2/2	383	437	796	222	27.0	50	150	10	738	27.9	4720	4890					
RTAB-220	703	200	263	2/2	462	554	739	204	33.5	76	150	12	918	44.9	5290	5490	5875	2107		2191	
RTAB-324	769	219	287	3/2	469	593	916	442	36.6	54	150	14	738	32.0	6900	7285	8561	2200		2183	
RTAB-328	865	246	323	3/2	530	658	967	415	41.2	67	150	16	738	37.0	6930	7285	8561	2200		2183	
RTAB-430	932	271	359	4/2	585	745	998	665	45.4	28	150	16	738	60.6	9140	9750					
RTAB-432	1037	295	393	4/2	643	809	1082	665	49.4	34	150	18	738	65.6	9140	9750	10366	2200		2223	
RTAB-434	1141	325	431	4/2	706	874	1133	610	54.4	48	150	20	738	70.4	9200	9750					

(续)

型号	制冷量		压缩机 输入 功率/ kW	压缩机 台数/ 循环数	电流/A			蒸发器				冷凝风机			制冷剂		机组质量/kg			外形尺寸/mm	
	kW	USRt			最大 运转	启动	存水量 /L	水流量 /(L/s)	压力降 kPa	接管 /mm	数量	转速/ (r/min)	风量/ (m ³ /s)	充填量 /kg	运输	运行	长	宽	高		
RTAB-108	137	39	50	1/1	87	118	305	145	6.5	13	125	4	678	16.4	42	2100	2910	3399	2146	2164	
RTAB-109	153	44	57	1/1	101	131	362	134	7.3	12	125	5	678	18.5	44	2200	2310	3399	2146	2164	
RTAB-110	180	51	68	1/1	121	157	472	134	8.6	16	125	6	678	20.1	46	2250	2350	3399	2146	2164	
RTAB-207	119	34	47	2/2	83	120	272	95	5.7	14	75	4	678	16.4	40	2140	2250	3399	2146	2164	
RTAB-209	146	42	54	2/2	95	136	332	145	7.0	14	125	4	678	16.4	52	2300	2430	3399	2146	2164	
RTAB-210	165	47	63	2/2	110	149	404	134	7.9	14	125	5	678	18.3	54	2400	2490	3399	2146	2164	
RTAB-211	180	51	71	2/2	124	162	414	134	8.6	16	125	6	678	20.1	54	2450	2550	3399	2146	2164	
RTAB-212	215	61	80	2/2	146	194	488	118	10.7	14	125	6	678	18.7	58	2540	2630	3399	2146	2164	
RTAB-213	270	77	105	2/2	182	240	400	106	12.8	22	125	6	918	25.4	80	3050	3150	4521	2161	2162	
RTAB-214	296	84	114	2/2	196	250	455	270	14.1	16	150	6	918	25.4	86	3360	3630	4521	2161	2162	
RTAB-215	311	89	121	2/2	208	261	463	270	14.8	18	150	6	918	24.9	100	3560	3830	4521	2161	2162	
RTAB-216	349	99	137	2/2	237	289	575	222	16.6	20	150	7	918	26.8	106	3680	3910	4521	2161	2162	
RTAB-216HE	338	96	141	2/2	237	278	564	222	16.1	19	150	7	738	21.0	106	3680	3910	4521	2161	2162	
RTAB-217	376	107	148	2/2	257	317	597	222	17.9	23	150	8	918	28.7	106	3730	3960	4521	2161	2162	
RTAB-217HE	364	104	152	2/2	256	304	584	222	17.3	22	150	9	738	22.4	106	3730	3960	4521	2161	2162	
RTAB-230	443	126	153	2/2	278	394	644	204	21.1	32	150	8	918	38.4	134	5290	5490	5875	2107	2191	
RTAB-324	468	133	191	3/2	329	415	672	442	22.3	22	150	8	918	36.1	116	6050	6350	6395	2100	2190	
RTAB-328	572	163	213	3/2	370	467	712	415	25.1	27	150	9	918	39.0	119	6050	6400	6395	2100	2190	
RTAB-430	590	168	238	4/2	410	518	662	665	28.1	11	150	10	918	46.2	192	7000	7500	6545	2100	2190	
RTAB-432	636	181	258	4/2	447	570	792	665	30.3	13	150	11	918	49.1	192	7100	7600	6545	2100	2190	
RTAB-434	701	199	282	4/2	490	622	832	610	33.4	20	150	12	918	52.0	198	7200	7600	6545	2100	2190	

注: 本机组产地法国, 使用 R134a 制冷剂。

表 9-17 RTAC 系列风冷螺杆式冷水机组主要技术参数

型号	制冷量		压缩机 功率/kW	压缩机 型号	电流/A		蒸发器			冷凝器			冷凝风机				制冷剂 充灌量/kg		机组质量/kg		外形尺寸/mm	
	kW	USRI			最大运转	启动	存水量/L	水流量/(L/s)	压力降/kPa	接管/mm	排管数	排管排深	翼片距/mm	风机数×功率/kW	风机直径/mm	转速/(r/min)	风量/(m³/s)	运输	运行	长	宽	高
RTAC-140	506	144	159	70/70	180/180	251/251	132	24	53	100	4	3	1.59	8×1.9	762	918	36	5107	5216	5057		
RTAC-155	554	158	176	70/85	180/214	251/271	141	27	56	100	4	3	1.59	9×1.9	762	918	40	5265	5407	5057		
RTAC-170	604	172	192	85/85	214/214	271/271	151	29	54	100	4	3	1.59	10×1.9	762	918	43	5434	5586	5057		
RTAC-185	670	191	213	85/100	214/259	271/330	156	32	56	150	4	3	1.59	11×1.9	762	918	48	6111	6268	5976		
RTAC-200	737	210	233	100/100	259/259	330/330	164	35	58	150	4	3	1.59	12×1.9	762	918	52	6232	6396	5976		
RTAC-120HE	435	124	126	60/60	146/146	214/214	132	21	40	100	4	3	1.59	8×1.9	762	918	36	5089	5198	5057		
RTAC-130HE	480	137	139	60/70	146/180	214/251	141	23	39	100	4	3	1.59	9×1.9	762	918	40	5129	5271	5057		
RTAC-140HE	527	150	152	70/70	180/180	251/251	151	25	40	100	4	3	1.59	10×1.9	762	918	43	5122	5274	5057		
RTAC-155HE	574	163	168	70/85	178/214	251/271	156	27	40	150	4	3	1.59	11×1.9	762	918	48	5916	6073	5976		
RTAC-170HE	622	177	184	85/85	214/214	271/271	164	30	44	150	4	3	1.59	12×1.9	762	918	52	6159	6323	5976		
RTAC-185HE	693	197	204	85/100	214/259	271/330	176	33	44	150	4	3	1.59	13×1.9	762	918	56	6378	6555	6895		
RTAC-200HE	766	218	224	100/100	259/259	330/330	188	37	48	150	4	3	1.59	14×1.9	762	918	60	6569	6759	6895	2240	2442
RTAC-140L	474	135	176	70/70	180/180	251/251	132	23	48	100	4	3	1.59	8×1.9	762	678	26	5197	5306	5057		
RTAC-155L	520	148	194	70/85	180/214	251/271	141	25	48	100	4	3	1.59	9×0.9	762	678	28	5355	5497	5057		
RTAC-170L	566	161	211	85/85	214/214	271/271	151	27	46	100	4	3	1.59	10×0.9	762	678	31	5524	5676	5057		
RTAC-185L	629	179	234	85/100	214/259	271/330	156	30	50	150	4	3	1.59	11×0.9	762	678	34	6201	6358	5976		
RTAC-200L	693	197	256	100/100	259/259	330/330	164	33	51	150	4	3	1.59	12×0.9	762	678	37	6322	6486	5976		
RTAC-120HL	414	118	138	60/60	146/146	214/214	132	20	37	100	4	3	1.59	8×0.9	762	678	26	5179	5288	5057		
RTAC-130HL	458	130	151	60/70	146/180	214/251	141	22	37	100	4	3	1.59	9×0.9	762	678	28	5219	5361	5057		
RTAC-140HL	503	143	165	70/70	180/180	251/251	151	24	37	100	4	3	1.59	10×0.9	762	678	31	5212	5364	5057		
RTAC-155HL	548	156	182	70/85	178/214	251/271	156	26	37	150	4	3	1.59	11×0.9	762	678	34	6006	6163	5976		
RTAC-170HL	594	169	199	85/85	214/214	271/271	164	28	38	150	4	3	1.59	12×0.9	762	678	37	6249	6413	5976		
RTAC-185HL	661	188	221	85/100	214/259	271/330	176	32	40	150	4	3	1.59	13×0.9	762	678	40	6468	6645	6895		
RTAC-200HL	720	208	243	100/100	259/259	330/330	188	35	41	150	4	3	1.59	14×0.9	762	678	43	6659	6849	6895		

注: 1. 表中: HE—高效率机组; L—低噪声机组; HL—高效率低噪声机组; 未加字母者为标准机组。

2. 本表机组使用 R134a 制冷剂, 产地美国、法国。

表 9-18 RTXA 系列风冷螺杆式热泵机组主要技术参数

型号	压缩机				冷凝风机				蒸发器 蓄水量 /L	连接水 管直径 /mm	制冷剂 充填量 /kg	外形尺寸/mm			机组质量 /kg		
	台数/循环	制冷量调节 (%)	转速 (r/min)	运转电流/ A	启动电流/ A	台数	每台功率 /kW	转速 (r/min)				长	宽	高			
RTXA																	
209	2/2	17~100	2950	90/106	398	6	1.7	912	145	125	2×35	3700	2200	2200	3000		
210	2/2	17~100	2950	90/106	445	5	1.7	912	143	125	2×41	4600	2200	2200	3250		
211	2/2	17~100	2950	106/106	469	6	1.7	912	143	125	2×41	4600	2200	2200	3300		
212	2/2	17~100	2950	128/128	575	8	1.7	912	118	125	2×43	4600	2200	2200	3400		
制冷工况 (进入冷凝器空气温度)																	
型号	冷水出 水温度 /°C	25°C		30°C		35°C		40°C		13.5°C/12°C		7°C/6°C		0°C/-1°C		-8°C/-8.4°C	
		制冷量 /kW	耗电 /kW	制冷量 /kW	耗电 /kW	制冷量 /kW	耗电 /kW	制冷量 /kW	耗电 /kW	热水出 水温度 /°C	供热量 /kW	耗电 /kW	供热量 /kW	耗电 /kW	供热量 /kW	耗电 /kW	
RTXA																	
209	5	250	60	239	66	225	71	211	71	35	300	71	257	68	212	64	57
	7	267	62	253	67	239	73	225	79	40	295	77	253	74	211	69	63
	9	285	64	271	69	257	75	243	82	50	287	90	248	87	209	82	76
210	5	285	72	271	78	257	85	239	91	35	331	76	282	73	233	68	61
	7	302	75	285	80	271	87	257	94	40	325	82	279	79	232	74	67
	9	320	77	302	83	288	89	271	96	50	316	97	273	93	229	88	81
211	5	313	82	299	88	285	95	267	103	35	362	83	309	79	255	73	64
	7	334	85	320	91	302	98	285	106	40	356	89	305	85	253	80	72
	9	355	88	331	94	320	100	302	109	50	346	104	298	100	250	94	87
212	5	369	96	352	103	334	112	313	121	35	413	96	353	91	292	84	75
	7	390	99	373	106	352	114	331	123	40	406	103	348	98	289	92	83
	9	415	103	394	109	373	117	352	126	50	396	120	341	115	286	108	100

供热工况 (室外干球温度)

9. CVAE 系列风冷二级压缩离心式冷水机组

CVAE 系列风冷二级压缩离心式冷水机组标准工况制冷量 700 ~ 1250kW (200 ~ 350USRt), 使用环保型 HFC134a 制冷剂。

(1) 产品特性

1) 机组有二种室外温度的应用范围: 一般机组 -7 ~ 46℃; 低温型机组: -29 ~ 46℃; 高温型机组 -7 ~ 52℃。

2) 冷凝器排管材料: 铜管铝翼片; 铜管铜翼片。

3) 冷凝器的风机选择: 两速风机/电动机; 风机之静压加大。

4) 蒸发器水侧工作压力: 1.05MPa 和 2.1MPa。

5) 蒸发器冷水之回程有 4、5 和 6 回程可供选择。

6) CVAE 系列冷水机组, 每台机组包括下列几个部分:

- ①全封闭的压缩机/电动机组合, 电动机用制冷剂 HFC134a 冷却。
- ②二级压缩机, 在满负荷和低负荷时均能节省耗电量, 且不易产生喘振。
- ③蒸发器和冷凝器。冷凝器为风冷式, 带有过冷器。
- ④机组本身的全部附属设备: 润滑系统、隔振装置、流水连锁开关等。
- ⑤机组控制中心: 成套控制柜和起动机; 不受气候影响的设备室。

(2) CVAE 系列风冷二级压缩离心式冷水机组主要技术参数 (表 9-19)

表 9-19 CVAE 系列风冷二级压缩离心式冷水机组主要技术参数

型号	制冷量		耗电 量/ kW	电动机 功率/ kW	电流 A		蒸发器		冷凝器		制冷剂 /kg	外形尺寸/mm			运行 质量 /kg	运输 质量 /kg
	kW	USRt			运转	起动	水流量/ (L/S)	风机/ (台 × kW)	风量/ (m³/s)	转速/ (r/min)		长	宽	高		
CVAE18	720	205	280	287	449	988	34	2 × 18.5	82.5	348	440	9400	2440	2600	8300	8100
CVAE19	780	222	260	287	449	988	37	2 × 18.5	82.5	348	440	9400	2440	2600	8300	8100
CVAE21	830	236	280	287	449	988	40	3 × 15	92.2	372	520	10200	2440	2600	8600	8420
CVAE22	890	253	280	287	449	988	43	3 × 15	92.2	372	520	10200	2440	2600	8600	8420
CVAE27	1020	290	340	373	588	970	49	3 × 15	118	342	660	12600	2440	2630	10700	10520
CVAE28	1120	319	360	373	588	970	54	3 × 15	118	342	660	12600	2440	2630	10700	10520
CVAE32	1150	327	420	436	685	1130	55	3 × 15	118	360	620	12600	2440	2630	12400	12110
CVAE32	1200	341	400	436	685	1130	57	3 × 15	118	360	620	12600	2440	2630	12400	12110

注: 本表机组产地美国、法国, 使用 HFC134a 制冷剂。

9.5 广州日立冷机有限公司

广州日立冷机有限公司是中日合资生产日立牌水冷螺杆式冷水机组的现代化企业。日立牌

RCU系列水冷螺杆式冷水机组标准工况制冷量范围126~1233kW。可用于提供冷水空调系统,特别适用于酒店、商店、医院及现代化工厂和办公大楼,RCU系列水冷螺杆式冷水机组采用日立半封闭螺杆压缩机,具有结构简单、噪声低、振动小、运行可靠、安装容易、操作简单等特点。

1. 产品特性

1) 运转高效、可靠安全、故障率低、寿命长。机组采用最先进的“日立”牌半封闭式螺杆压缩机,其特点是结构简单,与往复式压缩机相比,减少了如活塞、阀门、油泵及容量控制等机械部件。因而该机种运行可靠、寿命长。

2) 低噪声、低振动(表9-20)。

表 9-20 RCU 系列水冷螺杆式冷水机组噪声值

机组型号	RCU40SC	RCU50SC	RCU60SC	RCU80SC	RCU100SC	RCU300SCZ
噪声值/dB (A)	64.7	67.0	68.9	69.0	71.8	82.0
机组型号	RCU120SC	RCU150SC	RCU180SC	RCU200SC	RCU240SC	RCU400SCZ
噪声值/dB (A)	71.9	76.1	78.1	73.8	71.9	84.0

注:1. 以上采用 SPL-A 级声压数据(分贝)。

2. 测量点在距机组正面中心1.0m及距地面1.5m处。

3. 机组在标准条件下运行。

3) 体积小紧凑。RCU300SCZ、RCU400SCZ采用平板式热交换器机组,体积和安装空间进一步缩小。

4) 操作简单、维护方便。操作界面简单清晰。结构简单,易于检查部件如:油视镜等。蒸发器端盖可以拆除,维护保养容易进行。

5) 安装工作简单、方便。

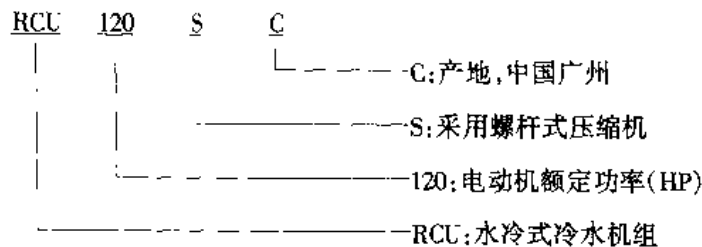
6) 具有多项控制及保护功能。

①独立警告指示。独立警告,如高压、低压停止运作等,可通过警告信号显示在控制板上。

②转换压缩机操作。多个压缩机的操作次序可以自动控制转换,以平衡压缩机的运行时间,可延长压缩机寿命。

③其他功能。远距离现场控制开关,冷水温度指示,短暂停电后自动起动等保护功能,以及三相快速反应过电流保护继电器,高压保护开关、低压保护开关、油加热器、压缩机电动机温感器、易熔塞、防冻结保护温感器、逆相保护继电器、排气温感器,运行计时器和安全阀。

2. 型号编制说明



3. RCU 系列水冷螺杆式冷水机组主要技术参数(表 9-21)

表 9-21 RCU 系列水螺杆式冷水机组主要技术参数

型 号	RCU40SC	RCU50SC	RCU60SC	RCU80SC	RCU100SC	RCU120SC	RCU150SC	RCU180SC	RCU200SC	RCU240SC	RCU300SCZ	RCU400SCZ
制冷量 (50Hz)	128	157	191	252	314	381	471	572	628	763	924	1233
	108500	135000	164000	217000	270000	328000	405000	492000	540000	656000	795000	1060000
制冷量控制 (%)	100, 75, 50, 25, 0											
	100, 75, 50, 33, 17, 0											
	100, 75, 50, 38, 25, 13, 0											
外形尺寸/mm	长	1667	1667	2836	2836	2836	3110	3110	2940	2940	2850	3890
	宽	881	881	935	935	935	1075	1075	1714	1714	1750	1750
	高	1482	1507	1909	1482	1507	1690	1690	2210	2210	1860	1860
机组质量/kg	850	970	1000	1650	1850	1950	3000	3150	4300	4550	4500	6000
R22												
热力膨胀阀												
回路数量	2											
类型	半封闭螺杆压缩机											
压缩机	型号	4005SC-H	5005SC-H	6005SC-H	5005SC-H	6005SC-H	5005SC-H	6005SC-H	5005SC-H	6005SC-H	10001SC-Z	
	数量	1	1	1	2	2	3	3	4	4	3	4
冷凝器	壳管式											
蒸发器	壳管式干式膨胀型											
保护装置	三相快速反应过电流保护继电器、高压保护开关、低压保护开关、油加热器、压缩机电动机感温器、易熔塞、防冻保护感温器、逆相保护继电器、排气感温器、运行计时器和安全阀											
冷凝器管路接头	入口/mm	75	75	75	100	100	100	100	100	100	100	100
	出口/mm	75	75	75	100	100	100	100	100	100	100	100
蒸发器管路接头	入口/mm	75	75	75	75	75	75	75	75	75	75	75
	出口/mm	75	75	75	75	75	75	75	75	75	75	75
接线孔尺寸	主电源/mm	64.5										
	电 路/mm	32.5										
箱体质量/kg	970	1090	1120	1818	2018	2118	3270	3420	4658	4908	4950	3245 (×2)
包装尺寸	长	1810	1810	1810	2960	2960	3250	3250	3130	3130	2980	2040 (×2)
	宽	1080	1080	1080	1130	1130	1320	1320	1923	1923	1930	1930 (×2)
	高	1735	1735	1735	1765	1765	2000	2000	2550	2550	2200	2200 (×2)
体积/m ³	3.39	3.39	3.39	5.8	5.8	5.8	8.58	8.58	15.6	15.6	12.65	8.66 (×2)
输入功率/kW	28.5	35.5	42.5	57	71	85	106.5	127.5	142	170	194	258.7

注: 1. 制冷量是根据 JIS B8613 标准, 温度条件: 冷水入口温度 12℃, 冷水入口温度 30℃, 冷水出口温度 7℃, 冷却水出口温度 35℃。
 2. 选用电源: 主电源 3 相, 380V, 50Hz, 控制电源 (单相) 220V, 50Hz。
 3. 工作范围: 冷却水出口温度: 22~37℃, 冷水出口温度: 5~20℃, 冷却水入口温度差: 3.5~10℃, 冷水入口温度差: 2.5~10℃。
 4. 出厂时备有冷却水、冷水出入口连接法兰, RCU300SCZ、RCU400SCZ 另备有 Y 形过滤器。

9.6 大连冷冻机股份有限公司

1. 开启螺杆式制冷压缩机组

开启式螺杆压缩机是一种应用范围十分广泛的容积型压缩机，具有结构紧凑，对湿行程不敏感，能适用于大压比的工况，有良好的输气量调节特性、维护方便等特点。

大连冷冻机股份有限公司生产的开启式螺杆制冷压缩机组使用的制冷剂有 R22、R717，从其应用范围划分为压缩机组、冷凝机组、冷水机组、盐水机组及乙二醇机组五种，从转子公称直径划分为 125mm、160mm、200mm、250mm、315mm、510mm 六种，应用于食品、水产、商业、石油、化工、制药、轻纺、国防、科研等方面的低温领域和在工厂、医院、宾馆、影剧院等方面的空调领域。

(1) 产品特性

1) 开启式螺杆压缩机

①采用具有世界先进水平的第四代高效转子型线，先进的 HOLROYD 专用转子铣床加工，以保证最精密的尺寸和最高的工作效率。

②采用球墨铸铁转子替代了钢制转子，其耐磨性、自润滑性、吸音性、减振性、低膨胀系数都大大优于钢制转子，提高了压缩机的使用寿命及可靠性。

③选用英国约翰·克兰轴封。其结构简单，安装方便，特别是其优越的密封性能，可保证压缩机长期连续运转。

④滚动轴承选用瑞典 SKF 轴承，保证转子精确定位，有 40000h 以上的运转寿命，充分保证压缩机连续运转时间；选用的滑动轴承，运转寿命可达到 20 年，其低噪声和高寿命提高了压缩机的可靠性。

⑤在工况相对稳定的情况下，配以相应的滑阀即可满足使用要求，在工况变动很大的情况下，采用可调内容积比技术，将提高运行的经济性。

2) 开启式螺杆压缩机制冷机组的自动控制

①采用可编程控制器 (PLC) 完成控制，控制精度和可靠性得到充分保证。

②控制元件均选用知名品牌、质量好、寿命长。

③触摸式按键，中英文显示，界面友好，操作简单，使用方便。

④实时显示机组压力、温度、能级等参数值。

⑤预置功能使所有运行参数都允许用户自行设置。

⑥自动进行能量调节，在负荷变化很大的情况下，也可保证机组稳定运行。

⑦根据控制精度要求，可配置 PID 调节模块，实现 PID 调节。

⑧系统或机组出现故障时，自动保护、报警停机。

⑨机组能与上位 DCS 系统通信，可由上位机监测控制机组运行，多台机组之间可实现联网运行。

(2) 单级螺杆制冷压缩机组主要技术参数 (表 9-22)

(3) 开启螺杆式冷水机组主要技术参数 (表 9-23)

(4) 开启螺杆式盐水组主要技术参数 (表 9-24)

(5) 开启螺杆式乙二醇机组主要技术参数 (表 9-25)

表 9-22 单级螺杆制冷压缩机组主要技术参数

型 号		JZKA12.5C	JZKA16	LG20CAB650	JZKA25	JZKA31.5	JZKA50	
		JZKF ₂ 12.5C	JZKF ₂ 16	LG20CF ₂ B620	JZKF ₂ 25	JZKF ₂ 31.5	JZKF ₂ 50	
机 组	制冷量/kW	R717	137.2	291	647.3	1268	2500	4900
		R22	132	270	620	1246	2480	4840
	轴功率/kW	R717	40	80.5	179	340	675	1280
		R22	40.1	79.5	174	339	670	1310
	质量/kg	R717	2100	2734	5180	11500	15000	28500
		R22	2100	2734	5180	11500	15000	28500
	机组首次加油量/kg	150	200	300	700	1400	2800	
	机组耗油量/(g/h)	≤90	≤140	≤170	≤260	≤280	≤350	
	机组噪声/dB(A)	≤86	≤89	≤93	≤99	≤103	≤105	
外形尺寸 (长/mm×宽/mm ×高/mm)	3290×1175 ×2030	3500×1600 ×2350	3845×1910 ×2760	5200×2450 ×2970	7000×2045 ×2843	11000×6265 ×5170		
型式	开启式喷油螺杆制冷压缩机							
转子公称直径/mm	125	160	200	250	315	500		
转子长度/mm	190	240	330	421	530	825		
转速/(r/min)	2900						1450	
理论排量/(m ³ /h)	263	552	1154	2395	4622	9388		
吸气管直径/mm	100	100	150	200	300	400		
排气管直径/mm	65	80	125	150	250	300		
能量调节方式/r/min	手动或自动							
能量调节范围(%)	10~100							
压缩机旋转方向	顺时针(自联轴器端看压缩机)							
油冷 却器	型式	热虹吸式和水冷却式						
油 泵	型式	转子泵			齿轮泵		螺杆泵	
	排量/(L/min)	80	120	187	333	633	820	
	电动机功率/kW	2.2	3	3	5.5	11	11	
电 动	功率/kW	55	100	220	450	900	1600	
	质量/kg	330	620	960	2350	7500	10800	
	电源	3相, 380V, 50Hz			3相, 6kV, 50Hz			
	转速/(r/min)	3000(同步转速)						1500
电 控	手动或微机控制器							

注: 1. 采用 R22 和 R717 制冷剂螺杆制冷压缩机组的流程图、机组外型尺寸、基础图均相一致。

2. 表中所列工况为标准工况, 蒸发温度/冷凝温度为 -15℃/30℃。

表 9-23 开启式螺杆冷水机组主要技术参数

型 号		LSLGF ₂ 350	LSKF ₂ 12.5	LSKF ₂ 16	LSLG20CF ₂ B	LSKF ₂ 25
名义工况制冷量/kW		350	250	500	1060	2200
压缩机	型 号	LG12.5CF ₂ A	KF ₂ 12.5	K16	LG20CF ₂ B	KF ₂ 25
	转 速/(r/min)	2960				
	制冷剂	R22				
	能量调节(%)	10~100				
主电动机	型 号	Y280M-2	Y200L ₁ -2	Y280M ₂ -2	Y355M ₃ -2	Y400-50-2
	功 率/kW	90	65	125	280	560
	电 源	3相, 380V, 50Hz				
油泵电动机	型 号	Y112M-6	Y112M-6	Y100L ₂ -4	Y100L ₂ -4	Y132M ₂ -6
	功 率/kW	2.2	2.2	3	3	5.5
蒸发器	电 源	3相, 380V, 50Hz				
	冷水出水温度/℃	7				
	冷水侧阻力/MPa	≤0.1				
	冷水流量/(m ³ /h)	70	43	86	186	378
冷凝器	冷水进出口径/mm	100	80	100	150	250
	冷却水进水温度/℃	32				
	冷却水侧阻力/MPa	≤0.1				
	冷却水流量/(m ³ /h)	90	67	125	280	570
油冷却器	冷却水进出口径/mm	125	80	125	150	250
	冷却水侧阻力/MPa	≤0.1				
	冷却水流量/(m ³ /h)	15	7	15	25	50
外形尺寸	冷却水进出口径/mm (in)	38(1 1/2)	32	38(1 1/2)	65	80
	长 度/mm	3450	3300	3960	4900	4950
	宽 度/mm	1870	1730	1900	2095	2920
	高 度/mm	2100	1800	2100	2385	3500
机组质量/kg		4240	3380	4880	8400	17200
噪 声/dB (A)		≤88	≤86	≤89	≤93	≤99

注: 名义工况: 蒸发温度 2℃, 冷凝温度 40℃; 冷水进出温差 5℃, 冷却水进出温差 4℃。

表 9-24 开启式螺杆盐水机组主要技术参数

型 号		YSKF ₂ 12.5	YSKF ₂ 16	YSLG20CF ₂ B	YSKF ₂ 25
名义工况制冷量/kW		132	270	620	1246
机组制冷剂充装量/kg		100	150	180	500
压缩机	型 号	KF ₂ 12.5	K16	LG20CF ₂ B	KF ₂ 25
	转 速/(r/min)	2960			
	制冷剂	R22			
	能量调节(%)	10~100			
主电动机	型 号	Y200L-2	Y280M ₂ -2	Y315M ₃ -2	Y400-43-2
	功 率/kW	55	100	220	450
	电 源	3相, 380V, 50Hz			
油泵电动机	型 号	Y112M-6	Y100L ₂ -4	Y100L ₂ -4	Y132M ₂ -6
	功 率/kW	2.2	3	3	5.5
蒸发器	电 源	3相, 380V, 50Hz			
	盐水出水温度/℃	-10			
	盐水侧阻力/MPa	≤0.1			
	盐水流量/(m ³ /h)	27	56	129	259
	盐水进出口径/mm	80	100	150	250

(续)

型 号		YSKF ₂ 12.5	YSKF ₂ 16	YSLG20CF ₂ B	YSKF ₂ 25
冷 凝 器	冷却水进水温度/℃	22			
	冷却水侧阻力/MPa	≤0.1			
	冷却水流量/(m ³ /h)	34.2	75	172	346
	冷却水进出口径/mm	80	80	125	250
油 冷 却 器	冷却水侧阻力/MPa	≤0.1			
	冷却水流量/(m ³ /h)	7	15	30	50
	冷却水进出口径/mm(in)	32	38(1 1/2)	65	80
外 形 尺 寸	长 度/mm	3294	3960	4900	4950
	宽 度/mm	1685	1900	2095	2920
	高 度/mm	1769	2100	2385	3500
	机组质量/kg	3345	4650	8150	17200

注：名义工况：蒸发温度 -15℃，冷凝温度 30℃；盐水进出温差 5℃，冷却水进出温差 4℃。

表 9-25 开启式螺杆乙二醇机组主要技术参数

型 号		YCKF ₂ 12.5		YCKF ₂ 16		YCLG20CF ₂ B		YCKF ₂ 25	
名义工况制冷量/kW		111		234		565		1079	
机组制冷剂充装量/kg		100		170		200		550	
压 缩 机	型 号	KF ₂ 12.5		K16		LG20CF ₂ B		KF ₂ 25	
	转 速/(r/min)					2960			
	制 冷 剂					R22			
	能量调节(%)					10~100			
主 电 动 机	型 号	Y200	Y200	Y280	Y280	Y315	Y315	Y400-	Y400-
		L-2	L ₁ -2	M ₆ -2	M ₉ -2	M ₃ -2	M ₄ -2	43-2	50-2
	功 率/kW	55★	65	100★	125	220★	250	450★	560
	电 源	3相, 380V, 50Hz						3相, 6kV, 50Hz	
油 泵 电 动 机	型 号	Y112M-6		Y100L ₂ -4		Y100L ₂ -4		Y132M ₂ -6	
	功 率/kW	2.2		3		3		5.5	
	电 源	3相, 380V, 50Hz							
蒸 发 器	乙二醇出水温度/℃					-10			
	乙二醇侧阻力/MPa					≤0.1			
	乙二醇流量/(m ³ /h)	21.5		45		107		207	
	乙二醇进出口径/mm	80		100		150		250	
冷 凝 器	冷却水进水温度/℃					32			
	冷却水侧阻力/MPa					≤0.1			
	冷却水流量/(m ³ /h)	32		66		164		304	
	冷却水进出口径/mm	80		80		150		250	
油 冷 却 器	冷却水侧阻力/MPa					≤0.1			
	冷却水流量/(m ³ /h)	7		15		30		50	
	冷却水进出口径/mm(in)	32		38(1 1/2)		65		80	
外 形 尺 寸	长 度/mm	3294		3960		4900		4950	
	宽 度/mm	1685		1900		2095		2920	
	高 度/mm	1769		2100		2385		3500	
	机组质量/kg	3345		4650		8177		17200	

注：1. 名义工况，蒸发温度 -15℃，冷凝温度 40℃；乙二醇进出温差 5℃，冷却水进出温差 4℃。

2. 表中★当乙二醇出水温度 ≤ -10℃时，选用 Y200L-2、Y280M₆-2、Y315M₃-2、Y400-43-2 电动机。

2. 单机双级螺杆式压缩机组

单机双级螺杆式压缩机组是大连冷冻机股份有限公司与日本 MYCOM 公司合作生产的产品。压缩机选用日本进口产品,由 MYCOM 提供其机组的制造工艺和技术。机组共分四种系列,适用于氨和氟利昂两种介质,特别适用于低温的冷冻和冷藏,在 35℃/-35℃ 工况下,效率比单机带经济器压缩机提高 26%。机组具有高效、节能的特点。

(1) 产品特性

1) 压缩机的高低压级均具有能量调节装置,可保证机组始终在高效、经济的情况下运行(N1612LSC 除外)。

2) 具有 MYCOM 独有的高效转子型线(O形线)。

3) 具有高使用寿命的推力轴承。

4) 具有国际先进水平,可靠、耐用的机械密封。

5) 润滑系统采用通过一台油泵连续提供润滑油的方式,使得油泵的使用功率得到降低。

6) 三级式油分系统,高效分子筛式滤网,分离效率达到 10×10^{-6} 。

7) 高精度吸气和油过滤滤芯,确保压缩机正常工作。

8) 油冷却系统采用热虹吸冷却方式,也可以采用水冷却方式。

9) 微机控制更方便,更灵活通过大屏幕监控器实时采集工作状态的数据,存储整个工作状态的数据记录,对报警时的数据和时间进行记录并储存,对压缩机进行无级能量控制,通过控制吸气压力实现机组自动开/停,计算机和控制器之间便利的通信联络,改变工作模式较方便、适应变化的系统。

(2) 单机双级螺杆式压缩机组主要技术参数(表 9-26)

表 9-26 单机双级螺杆式压缩机组主要技术参数

型 号	JZSLG16/12-L	JZSLG20/16-L	JZSLG25/20-L	JZSLG32/25-L
压缩机型号	N1612LSC	N2016LSC	N2520LSC	N3225LSC
高压级	转子直径/mm	127.5	163.2	204
	转子长度/mm	140	180	225
	L/D	1.10		
排量/(m ³ /h)	196	412	805	1580
低压级	转子直径/mm	163.2	204	255
	转子长度/mm	270	337	420
	L/D	1.65		
排量/(m ³ /h)	619	1210	2350	4740
制冷量/kW	138.6	284.5	561.6	1124.4
轴功率/kW	74.9	156.0	302.5	591.5
电动机	型 号	Y280M ₂ -2	Y315M ₂ -2	Y355L ₄ -2
	功率/kW	100	200	355
油泵	型 号	M50P-4PM	M50P-4PF	M50P-2PM
	电动机功率/kW	1.5	3.7	5.5
制 冷 剂	R717			
冷冻油	装注量/L	110	110	250
能量调节范围(%)	10~100(低压级)		10~100(低压级及高压级)	
接管/mm	吸气管直径	125	150	250
	排气管直径	50	50	100
	高压液体进出管直径	32	50	50

(续)

型 号		JZSLG16/12-L	JZSLG20/16-L	JZSLG25/20-L	JZSLG32/25-L
油冷却器	型 号	热 虹 吸 式			
	液体进口直径/mm	40	32	65	65
	气体出口直径/mm	65	65	80	100
	油进出口直径/mm	32	50	65	100
机组质量/kg		1540	2770	5000	15524
电 源		3 相, 380V, 50Hz			3 相, 6kV, 50Hz
转 速/(r/min)		2950			

注: 1. 机组质量不包括电动机质量。

2. 工况范围: 冷凝温度低于 40℃, 蒸发温度低于 -30℃。

3. 制冷量、轴功率及所配电动机功率均指在 35℃ 冷凝温度、-35℃ 蒸发温度、5℃ 液体过冷、0℃ 吸气过热工况下的数据。

3. 半封闭螺杆式冷水机组

半封闭螺杆压缩机具有结构简单、易损件少、制冷剂不易泄漏、油路简单等特点。由两个或两个以上的压缩机组合在一起构成的多机头冷水机, 具有耗电量小、对电网的冲击小、易于维护等优点, 因此特别适合于运转过程中负荷波动大的场合, 用以提供各类建筑物的空气调节及其他生产所需用的低温水。广泛应用于剧场、宾馆、商场、医院、饭店、写字楼和船用等舒适性空调, 以及机电设备的冷却, 仪表生产、仪器、纺织、印刷等场所的工业性空调。半封闭螺杆冷水机组制冷量范围从 140~1650kW, 有 9 个品种可供用户选择。

(1) 产品特性

1) 具有世界先进水平的第四代高效转子型线, 先进的 HOLROYD 专用转子铣床加工, 保证最精密的尺寸和最高的工作效率。

2) 所有轴承选用瑞典 SKF 公司的产品, 质量高、寿命长, 有效地保证了机组的质量。

3) 机组电磁阀、膨胀阀等关键元件, 均选用世界著名公司的产品, 提高了机组的可靠性。

4) 机组冷凝器、蒸发器采用日本进口高效换热管, 轻型高效, 降低了机组的重量, 减少了机组的体积, 节省了用户的操作空间。

5) 界面友好, 功能齐全的 PLC 可编程控制器, 根据控制精度要求配置 PID 调节模块, 实现 PID 调节。

6) 多机头冷水机组制冷系统各自独立, 可实现逐台起动, 减轻了对用户电网的冲击。

7) 多机头冷水机组可为用户配带主机均衡运转功能, 机组可根据各台压缩机的运行时间调整主机的运行次序, 保证了主机的使用寿命。

(2) 半封闭螺杆式冷水机组主要技术参数 (表 9-27)

4. 离心式冷水机组

离心式冷水机组系列产品由大连冷冻机股份有限公司与瑞士 SULZER 公司共同开发, 集 95 年苏尔寿离心机经验, 全自动控制、运转可靠、效率高、运行费用低的节能机组, 符合环保要求的产品。机组具有体积小、重量轻、操作简单、易损件少等特点。

(1) 产品特性

1) 高质量高性能的主机, 提供更可靠的质量保证。

①SULZER 主机采用世界先进的精密铸造技术, 选用不锈钢制作的叶轮, 具有高精度、高强度的优点, 有效地防止了传统的铝制叶轮被拉伤、损坏等现象, 同时有效地防止了铝与部分制冷剂起反应、腐蚀叶轮的现象发生。

表 9-27 半封闭螺杆式冷水机组主要技术参数

型号	LSBLG13.6 30B	LSBLG13.6 2B	LSBLG13.6 3B	LSBLG13.6 C60B	LSBLG13.6 C2B	LSBLG13.6 C3B	LSBLG17.3 C120B	LSBLG17.3 C2B	LSBLG17.3 C3B
制冷量/kW	140	280	420	250	500	750	550	1100	1650
主机台数	1	2	3	1	2	3	1	2	3
制冷剂	R22								
能量调节 (%)	1/2, 3/4, 1	1/4, 3/8, 2/4, 3/4, 7/8, 1	1/6, 2/6, 3/6, 4/6, 5/6, 1	1/2, 3/4, 1	1/4, 3/8, 2/4, 3/4, 7/8, 1	1/6, 2/6, 3/6, 4/6, 5/6, 1	1/2, 3/4, 1	1/4, 3/8, 2/4, 3/4, 7/8, 1	1/6, 2/6, 3/6, 4/6, 5/6, 1
电动机型号 × 转数 / (r/min)	YSR37-2-R2 × 2960								
电动机功率/kW × 台数	37	37 × 2	37 × 3	70	70 × 2	70 × 3	130	130 × 2	130 × 3
电 源	3相, 380V, 50Hz								
冷水出水温度/℃	7								
冷水侧阻力/MPa	≤0.1								
冷水流量 / (m³/h)	24	48	72	43	86	129	95	190	285
冷水进出口径/mm	80	100	125	80	125	150	125	150	200
冷却水进水温度/℃	30								
冷却水侧阻力/MPa	≤0.1								
冷却水流量 / (m³/h)	30	60	90	54	108	162	118	236	354
冷却水进出口径/mm	80	100	125	80	125	150	125	150	225
机组制冷剂充填量/kg	35	70	105	60	120	180	100	200	300
长/mm	1929	3165	3190	2097	3500	3665	2658	3500	3884
宽/mm	1015	1055	1235	1110	1225	1464	1228	1225	1898
高/mm	1576	1570	1740	1773	1815	1940	1540	1990	2300
机组质量/kg	1152	2415	3650	1820	3380	4830	2900	6200	7842

注: 名义工况: 蒸发温度 2℃, 冷凝温度 40℃; 冷水进出温差 5℃, 冷却水进出温差 5℃。

②在设计中，依据百年设计经验结合现代先进的科学技术，提高了叶轮的效率。改变传统机体的水平拼装型式，采用垂直密封的方法，保证了叶轮与机体的密封精度，使得主机的效率更高，使用时更省电。

③机体、齿轮箱的密封面在垂面上，防止了材料的变形对密封、运转精度的影响，同时，使得主机的拆装、维护更方便。

④选用导流叶片调节主机的能量，可在设计值的 10% ~ 100% 之间调节冷量。采用专利的布流器技术，使得机组在部分负荷时能耗依旧很小，有效地降低了用户的电耗。

⑤主机与电动机的连接选用开式连接方式。提高了系统的效率，降低了对电动机的特殊要求，有效地防止了电动机烧毁，同时，使得操作、维护更方便。

⑥独有的专利密封设计，使油路与制冷剂系统彻底分离，省去了传统的复杂的回油系统，降低了换热管的热阻，提高了换热器的效率，使得机组运行更经济、更可靠。

2) 独特的“裁缝设计”，不同的用户订购的每一台机组，在使用的工况下都是最优设计。

①采用国际先进的高效热交换器，节省了操作空间。冷凝器、蒸发器使用的换热管采用国际先进厂家生产的产品，质量好、效率高，减少了机组的占地面积，提高了机组的效率。

②自动控制系统提供了可靠的质量保证。选用世界先进的控制元件，结合先进的 PID 控制技术，使得机组的运行更为合理，有效地提高了机组的使用效率，延长了主机的使用寿命，保证了机组的运行更可靠。

③独特的密封材料，保证了制冷剂的密封。所有密封垫片均采用国外著名公司生产的产品，有效地防止了制冷剂的泄漏。

④性能稳定、价格便宜、方便维护，采用保护环境的制冷剂。机组采用国内外性能好、价格低的制冷剂 R22、R134a，避免了混合制冷剂因泄漏、维修后难以再次利用带来的麻烦。

3) 功能齐全、易于操作的微机控制系统，有效地保证了机组的可靠运行。

①安全保护口令，可防止非操作人员改变设定值和其他控制参数。

②完整的报警和故障诊断功能，为操作者提供报警和故障原因。

③控制器 PID 自动调节功能，具有自动增减功能。

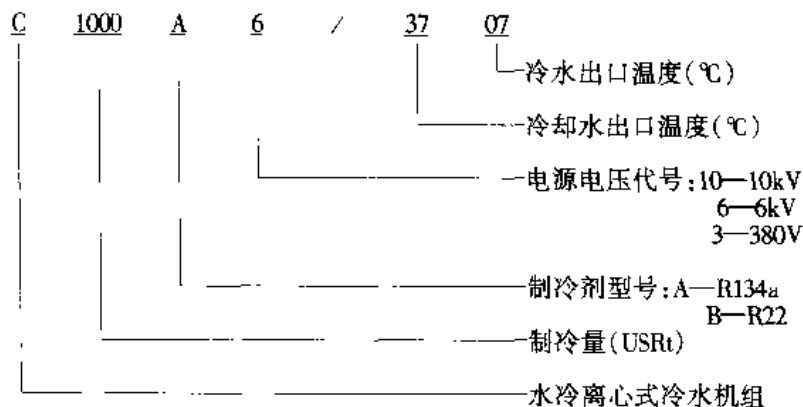
④通信能力强，借助 IBM 兼容机，可以实现远程控制、修改设定参数、远程微调、报警及故障检测。远程通信具有友好的界面。

⑤可实现多机联控。

⑥借助控制器内部时钟，可以使机组按需开停机。

⑦累计机组运行时间。

(2) 型号编制说明



(3) 使用 R134a 制冷剂离心式冷水机组主要技术参数 (表 9-28)

(4) 使用 R22 制冷剂离心式冷水机组主要技术参数 (表 9-29)

表 9-28 使用 R134a 制冷剂离心式冷水机组主要技术参数

型 号	制冷量		耗电量 /kW	COP 值 / (kW/kW)	蒸发器水流量 / (m ³ /h)	冷凝器水流量 / (m ³ /h)
	kW	USRt				
C300A3/3707	1055	300	210	5.02	182	216
C350A3/3707	1231	350	238	5.17	212	252
C400A6/3707	1406	400	268	5.25	242	288
C450A6/3707	1582	450	297	5.38	273	325
C500A6/3707	1758	500	335	5.25	302	361
C550A6/3707	1934	550	363	5.38	334	397
C600A6/3707	2110	600	394	5.38	363	433
C650A6/3707	2285	650	428	5.38	394	469
C700A6/3707	2461	700	458	5.38	424	505
C750A6/3707	2637	750	487	5.41	454	541
C800A6/3707	2813	800	528	5.38	484	577
C850A6/3707	2989	850	569	5.25	515	613
C900A6/3707	3164	900	603	5.25	545	649
C950A6/3707	3340	950	627	5.38	575	686
C1000A6/3707	3516	1000	641	5.49	606	721
C1050A6/3707	3692	1050	680	5.41	636	757
C1100A6/3707	3868	1100	704	5.49	666	793
C1150A6/3707	4043	1150	729	5.38	696	830
C1200A6/3707	4219	1200	780	5.41	727	866
C1250A6/3707	4395	1250	813	5.41	757	902
C1300A6/3707	4571	1300	832	5.49	787	938

注: 选型条件: 冷水进/出水温度 12℃/7℃, 冷却水进/出水温度 32℃/37℃。

表 9-29 使用 R22 制冷剂离心式冷水机组主要技术参数

型 号	制冷量		耗电量 /kW	COP 值 / (kW/kW)	蒸发器水流量 / (m ³ /h)	冷凝器水流量 / (m ³ /h)
	kW	USRt				
C750B6/3707	2637	750	501	5.26	454	539
C800B6/3707	2813	800	532	5.29	484	575
C850B6/3707	2989	850	562	5.32	515	611
C900B6/3707	3164	900	603	5.25	545	647
C950B6/3707	3340	950	619	5.29	575	683
C1000B6/3707	3516	1000	650	5.41	606	719
C1050B6/3707	3692	1050	702	5.26	636	754
C1100B6/3707	3868	1100	742	5.21	666	790
C1150B6/3707	4043	1150	761	5.31	696	826
C1200B6/3707	4219	1200	777	5.43	727	862
C1250B6/3707	4395	1250	820	5.36	757	898
C1300B6/3707	4571	1300	845	5.41	787	934

(续)

型 号	制冷量		耗电量 /kW	COP 值 / (kW/kW)	蒸发器水流量 / (m ³ /h)	冷凝器水流量 / (m ³ /h)
	kW	USRt				
C1350B6/3707	4747	1350	896	5.38	818	970
C1400B6/3707	4922	1400	933	5.28	848	1006
C1450B6/3707	5098	1450	973	5.24	878	1042
C1500B6/3707	5274	1500	1002	5.26	908	1078
C1550B6/3707	5450	1550	1037	5.26	939	1114
C1600B6/3707	5626	1600	1101	5.11	969	1150
C1650B6/3707	5801	1650	1118	5.19	1000	1186
C1700B6/3707	5977	1700	1139	5.25	1030	1222
C1750B6/3707	6153	1750	1169	5.26	1060	1257
C1800B6/3707	6329	1800	1204	5.26	1091	1293
C1850B6/3707	6505	1850	1229	5.28	1121	1329
C1900B6/3707	6680	1900	1269	5.26	1151	1365
C1950B6/3707	6856	1950	1307	5.25	1182	1401
C2000B6/3707	7032	2000	1338	5.26	1212	1437

注：选型条件：冷水进/出水温度 12℃/7℃，冷却水进/出水温度 32℃/37℃。

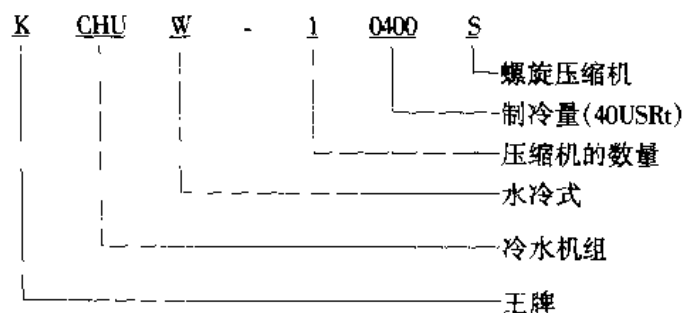
9.7 浙江国祥制冷工业有限公司

KCHUW 螺杆式冷水机组是浙江国祥系列产品之一，产品具有体积小、噪声低、能效比高、寿命长，以及操作维护简单等优点。广泛应用于宾馆、饭店、办公楼、商场、医院等场所，也适用于冶金、化工、机械、电子行业空调场所。

1. 产品特性

- (1) 体积小、重量轻，机组结构紧凑。
- (2) 安装简便，机组出厂时，只需在现场接上系统水管和配电电源就可投入运行。
- (3) 维修容易，电器部件全部安装在机组配电箱内，各压缩机都被设置安全保护装置，检修服务方便。
- (4) 节约能源，本机组容量随负荷变化进行调节，当负荷低于允许之最低值时，自动停机，且能自动复归。
- (5) 自动化程度高，配备微机控制系统，可提供故障显示等多项功能。
- (6) 机组设有高低压开关、防冻开关、油位开关、欠相、逆相继电器等保护装置。
- (7) 质量可靠，机组采用的压缩机、电控元件等均为欧美著名厂商的产品，性能可靠，且设计制造等环节均严格按照 ISO9001 系列标准执行，使冷水机组质量具有世界先进水平。

2. 型号编制说明



3. KCHUW 系列螺杆式冷水机组主要技术参数 (表 9-30)

表 9-30 KCHUW 系列螺杆式冷水机组主要技术参数

型 号		KCHUW					
		10400S	10500S	10700S	10850S	11000S	11250S
制冷量	kW	140	174	233	291	372	442
	kcal/h	120000	150000	200000	250000	320000	380000
电 源		3 相, 380V, 50Hz					
压 缩 机	型 式	5-6 非对称齿形半密闭螺旋式压缩机					
	起动类型	Y- Δ					
	能量调节 (%)	25 ~ 100 有段控制或无段控制					
	输入功率/kW	32	39	50	60	84	98
	额定电流/A	55	68	86	105	144	170
蒸 发 器	型 式	管壳式高效换热器					
	水量/(L/min)	400	500	670	835	1066	1266
	配管管径/mm	62.5	75	75	100	100	100
	水压降/kPa	76	76	76	76	76	76
冷 凝 器	型 式	管壳式高效换热器					
	水量/(L/min)	500	620	830	1040	1320	1570
	配管管径/mm	62.5	75	75	100	100	125
	水压降/kPa	76	76	76	76	76	76
外 形 尺 寸	长/mm	2800	2800	2800	2850	2900	2900
	宽/mm	900	950	950	1100	1100	1200
	高/mm	1100	1100	1100	1350	1400	1450
机组质量/kg		900	1100	1350	1600	2000	2200
机组运行质量/kg		1000	1250	1500	1800	2250	2500
型 号		KCHUW					
		11500S	11800S	12000S	12250S	12500SE	
制冷量	kW	523	616	698	791	872	
	kcal/h	450000	530000	600000	680000	750000	
电 源		3 相, 380V, 50Hz					
压 缩 机	型 式	5-6 非对称齿形半密闭螺旋式压缩机					
	起动类型	Y- Δ					
	能量调节 (%)	25 ~ 100 有段控制或无段控制					
	输入功率/kW	112	130	155	168	173	
	额定电流/A	200	230	266	294	304	
蒸 发 器	型 式	管壳式高效换热器					
	水量/(L/min)	1500	1770	2000	2270	2500	
	配管管径/mm	125	125	125	125	150	
	水压降/kPa	76	76	76	76	76	
冷 凝 器	型 式	管壳式高效换热器					
	水量/(L/min)	1860	2200	2480	2810	3100	
	配管管径/mm	125	125	150	150	150	
	水压降/kPa	76	76	76	76	76	
外 形 尺 寸	长/mm	3600	3600	3600	3700	3700	
	宽/mm	1250	1200	1250	1350	1350	
	高/mm	1450	1650	1650	1600	1600	
机组质量/kg		2500	2700	2900	3400	3600	
机组运行质量/kg		2850	3100	3300	3950	4150	

(续)

型 号		KCHUW				
		21400S	21700S	22000S	22500S	23000S
制冷量	kW	465	582	744	884	1047
	kcal/h	400000	500000	640000	760000	900000
电 源		3 相, 380V, 50Hz				
压 缩 机	型 式	5-6 非对称齿形半密闭螺旋式压缩机				
	起动类型	Y-Δ				
	能量调节 (%)	12.5 ~ 100 有段控制或无段控制				
	输入功率/kW	50 × 2	60 × 2	84 × 2	98 × 2	112 × 2
	额定电流/A	86 × 2	105 × 2	144 × 2	170 × 2	200 × 2
蒸 发 器	型 式	管壳式高效换热器				
	水量/(L/min)	1335	1670	2132	2532	3000
	配管管径/mm	100	125	125	150	150
	水压降/kPa	76	76	76	76	76
冷 凝 器	型 式	管壳式高效换热器				
	水量/(L/min)	1660	2080	2640	3140	3720
	配管管径/mm	75	75	100	100	125
	水压降/kPa	76	76	76	76	76
外 形 尺 寸	长/mm	3100	3600	3600	3600	3800
	宽/mm	1200	1200	1250	1300	1300
	高/mm	1700	1800	2000	2050	2250
机组质量/kg		2500	2800	3800	4300	5200
机组运行质量/kg		2850	3250	4250	4850	5200
型 号		KCHUW				
		23600S	24000S	24500SE	25000SE	
制冷量	kW	1233	1396	1582	1745	
	kcal/h	1060000	1200000	1360000	1500000	
电 源		3 相, 380V, 50Hz				
压 缩 机	型 式	5-6 非对称齿形半密闭螺旋式压缩机				
	起动类型	Y-Δ				
	能量调节 (%)	12.5 ~ 100 有段控制或无段控制				
	输入功率/kW	130 × 2	155 × 2	158 × 2	173 × 2	
	额定电流/A	230 × 2	266 × 2	294 × 2	304 × 2	
蒸 发 器	型 式	管壳式高效换热器				
	水量/(L/min)	3535	4000	4535	5000	
	配管管径/mm	150	200	200	200	
	水压降/kPa	76	76	76	76	
冷 凝 器	型 式	管壳式高效换热器				
	水量/(L/min)	4400	4960	5620	6200	
	配管管径/mm	125	125	150	150	
	水压降/kPa	76	76	76	76	
外 形 尺 寸	长/mm	3650	3750	4350	4350	
	宽/mm	1350	1380	1500	1550	
	高/mm	2300	2330	2350	2450	
机组质量/kg		5350	5900	6300	6800	
机组运行质量/kg		6600	7000	7350	7850	

注: 制冷工况: 冷水进水温度 12℃, 出水温度 7℃, 冷却水进水温度 32℃。

9.8 上海冷气机厂

上海冷气机厂生产 LSBLG 系列半封闭螺杆式冷水机组和 YSBLG 系列半封闭螺杆盐水机组两大类产品, 具有结构紧凑、体积小、重量轻、自动化程度高、操作方便、运转平稳、振动小、噪声低、机组效率高及耗电少的特点。

1. 产品特性

1) 主机采用意大利原装进口的 RefComp 半封闭螺杆压缩机——平稳的旋转运动, 排气稳定, 在任何运转工况下均不产生脉动的气流, 振动小、噪声低, 具有高效率的容量控制。

2) 换热器的换热元件全部采用铜质材料制成的高效传热管, 大大提高了传热效率, 同时也降低了换热器的重量。盐水机组的油冷却采用体积很小的进口板式换热器。

3) 机组主要的制冷控制元件及电气配套元件, 均采用世界品牌的优质元件, 降低了元件的故障率, 从而确保整体的可靠性运转。

4) 机组应用了 PLC (专用可编程序控制器, 日本进口) 的新型控制技术控制, 实现了自动调节负荷变化, 降低了机组的能耗, 并使容量调节准确而高效。

5) 采用新颖超大触摸式控制屏幕, 具有中文显示及菜单选择操作方法。操作人员无需培训。

6) 机组运行状态以图形及文字方式显示, 清楚直观。

7) 可随时查询机组的各点运行参数及机组的运行故障 (可记忆 30 个故障), 并记录发生故障的时间及内容等, 为维修人员迅速排除故障, 以减少停机时间提供了极大的方便。

8) 可按使用的实际需要, 选用合适的自动运行方式 (定时和远控停、开机等)。

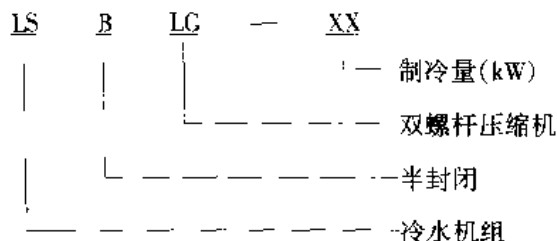
9) 具有完善可靠的安全保护系统, 一旦出现故障, 即刻自动停机并报警。

10) 可观察近四小时内的冷水、冷却水的温度变化 (曲线)。

2. LSBLG 系列半封闭式螺杆冷水机组

LSBLG 系列半封闭式螺杆冷水机组是集高新技术设计制造于一体的产品。机组制冷量 300 ~ 2070kW, 共有十个标准规格的产品。机组可与各类风机盘管、变风量空调器或其他空调末端装置构成中央空调系统, 也可为工业生产、工艺流程提供所需的冷水。

(1) 型号编制说明



(2) LSBLG 系列半封闭螺杆式冷水机组主要技术参数 (表 9-31)

3. YSBLG 系列半封闭螺杆式盐水机组

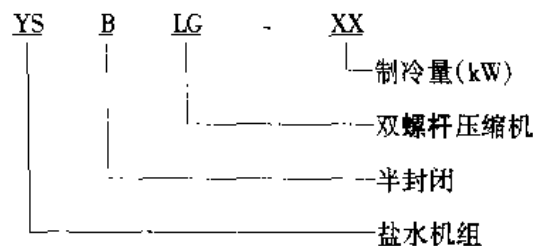
YSBLG 系列半封闭螺杆式盐水机组的制冷量 110 ~ 360kW (载冷剂进出温度 - 10℃ / - 15℃), 有七个标准产品可供选择。能为用户提供 0 ~ - 15℃ 的低温盐水。适用于石油、化工、制药、轻工业等工艺设备冷却及冰蓄冷系统。

表 9-31 LSBLG 系列半封闭螺杆式冷水机组主要技术参数

型 号		LSBLG 300	LSBLG 430	LSBLG 520	LSBLG 600	LSBLG 850	LSBLG 1030	LSBLG 1280	LSBLG 1550	LSBLG 1710	LSBLG 2070
制 冷 量	kW	300.3	426.5	516.3	600.5	853.0	1032.6	1279.5	1548.9	1706.1	2065.2
	USRt	85.4	121.3	146.8	170.8	242.6	293.7	363.9	440.5	485.2	587.3
输入功率/kW		59.4	83.2	99.9	118.8	166.3	199.9	249.5	299.9	332.6	399.8
电 源		3 相, 380V, 50Hz									
控制与操作方式		采用进口 (PLC) 微机控制及新颖超大型触摸式屏幕显示与操作									
安全及保护装置		电动机过载、电动机过热、排温过高、油压差保护、高低压力、温度保护、防冻保护、安全释放装置									
压 缩 机	型 式	进口半封闭螺杆压缩机									
	数 量	1	1	1	2	2	2	3	3	4	4
	起动方式	Δ - Δ	Y- Δ		Δ - Δ		Y- Δ				
蒸发器型式		下式蒸发器管壳外部保温									
冷水流量/(m ³ /h)		52	73	89	103	147	178	220	266	293	355
冷水接管/mm		100	125	125	150	200	200	200	200	2-200	2-200
压头损失/MPa		< 0.1MPa									
冷凝器型式		壳管式水冷凝器									
冷却水量/(m ³ /h)		65	92	111	129	183	222	275	333	367	444
冷却水接管/mm		100	125	125	150	200	200	200	200	2-200	2-200
压头损失/MPa		< 0.1MPa									
冷 冻 油		CP-4214-320									
制 冷 剂	牌 号	HCFC22									
	回 路 数	1	1	1	2	2	2	3	3	4	4
	充注量/kg	70	80	100	140	160	180	240	320	360	400
外 形 尺 寸	长/mm	2900	3320	3400	3600	3650	3570	4300	3700	3800	4000
	宽/mm	700	800	800	800	1000	1000	1560	1560	1800	1800
	高/mm	1830	1950	2000	1870	2250	2250	1630	2300	2300	2300
机组质量/kg		1946	2640	3070	3705	4570	4820	6240	9400	9700	10020
机组运行质量/kg		2182	2940	3430	4105	5120	5410	7010	10500	10880	11300

注：机组在冷却水进水温度 30℃，出水温度 35℃；冷水进口温度 12℃，出水温度 7℃工况下的制冷量。

(1) 型号编制说明



(2) YSBLG 系列半封闭螺杆式盐水机组主要技术参数 (表 9-32)

表 9-32 YSBLG 系列半封闭螺杆式盐水机组主要技术参数

型 号	YSBLG 110	YSBLG 150	YSBLG 180	YSBLG 210	YSBLG 300	YSBLG 360	YSBLG 480
制冷量	kW	106	150	182	211	300	486
	kcal/h	91000	129000	157000	182000	258000	418000
输入功率/kW	52.5	70.1	84.2	105.0	140.2	168.4	250.0
电 源	3 相, 380V, 50Hz						
控制与操作方式	采用进口 (PLC) 微机控制及新颖超大型触摸式屏幕显示与操作						
安全及保护装置	电动机过载、电动机过热、排温过高、油压差保护、高低压力、温度保护、防冻保护、安全释放装置						
压缩机	型 式	进口半封闭螺杆压缩机					
	数 量	1	1	1	2	2	2
	起动方式	Δ - Δ	Y- Δ		Δ - Δ	Y- Δ	
蒸发器	盐水出水温度/ $^{\circ}\text{C}$	-15					
	冷水流量/ (m^3/h)	22	30	37	43	61	102
	冷水接管/mm	100	125	125	150	150	200
	压头损失/MPa	< 0.1MPa					
冷凝器	冷却水量/ (m^3/h)	45	63	76	90	126	207
	冷却水接管/mm	100	125	125	150	150	200
	压头损失/MPa	< 0.1MPa					
冷 冻 油	CP-4214-320						
制冷剂	牌 号	HCFC22					
	回路数	1	1	1	2	2	2
	充注量/kg	60	70	90	120	140	190
外形尺寸	长/mm	2846	3000	3200	3600	3550	4050
	宽/mm	700	750	750	800	900	1000
	高/mm	1520	1740	1740	1870	2250	2250
机组质量/kg	1860	2500	2920	3250	4570	4930	5900
机组运行质量/kg	2096	2800	3280	3650	5120	5570	6570

注：制冷量指载冷剂进出口温度为 $-10^{\circ}\text{C}/-15^{\circ}\text{C}$ ；冷却水进出水温度 $30^{\circ}\text{C}/33^{\circ}\text{C}$ ；盐水含有 25% CaCl_2 工况下的制冷量。

9.9 烟台荏原空调设备有限公司

烟台荏原空调设备有限公司采用国际环保型制冷剂 HFC134a，采用高性能半封闭螺杆压缩机，不锈钢制钎焊板式换热器等最新技术，生产 RHSCW 系列螺杆模块式冷水（热泵）机组。制冷量范围 200 ~ 1000kW，广泛应用于空调、食品、工业等领域。

1. 产品特性

1) 小型化构造。由于采用了板式换热器和两极电动机的螺杆压缩机，从而实现了小型化构造，占地面积是常规冷水机组的 58%。

2) 搬运方便。体积小，可以单个模块搬运，因而即使通道狭窄也容易搬运，尤其适合机组更新。

3) 现场安装作业简单。各模块在装入制冷剂状态下出厂。在现场安装机组、连接附属的总管，进行连锁、动力配线便完成了安装作业。

4) 维修保养简单。保养项目少，使用方便。维修保养从正、背面都可以方便进行。压缩机的轴承寿命长，用于制冷时为 40000h，用于热泵时为 20000h。另外，润滑油的更换周期长达 20000h。

5) 冷水、热水出口温度控制。冷热水各自均能够进行两点设定，在运转中也可由远方切换，适应于蓄冰、蓄热。

6) 可方便地增加容量。可以通过追加模块，方便地增加容量（每组可以连接至 5 台）。

7) 优良的部分负荷特性。制冷机可在较小制冷量运转。主机的微机控制盘可控制运行模块台数，而且各模块制冷量又可由滑阀连续进行调节，因此，即使在低负荷范围内也能高效运转。

8) 发生故障时的影响最小。万一某模块发生故障，其余的模块还能继续运转。

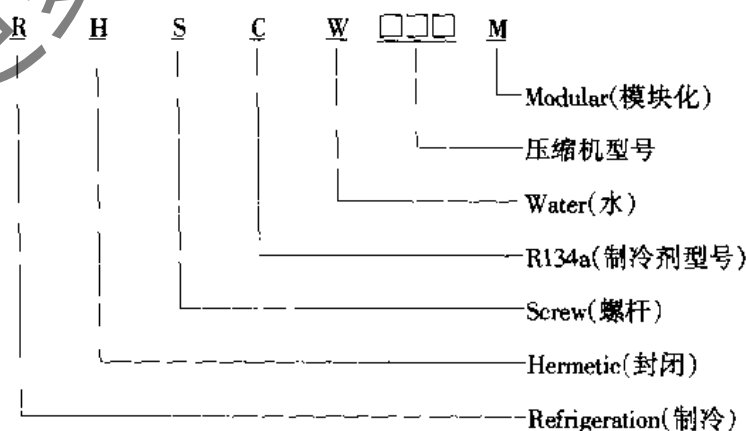
9) 噪声低。由于外边装有装饰外罩，实现了低噪声 [RHSCW060M 型噪声值 67dB (A) (正面)]。

10) 宽广的温度范围。从 -15℃ 的载冷剂到 65℃ 热水，都可由 SUS316 制的板式换热器提供。不锈钢制的板式换热器，提供清洁的冷热水（热水出口温度 56℃ 以上非标定做）。

11) 有利于环境。采用了环保型的制冷剂 HFC134a。制冷剂充填量少，每个单元为 16.2kg。以清洁的能源电力作为动力，是有利环境、COP 值（为 4.65）高的制冷机。

12) 可选功能丰富。机组装备了泵连动运转功能、运转台数控制机能、巡回运转功能，冷水、热水控制远方切换等功能。另外，备有室外型、限流控制、冷水出口温度远方模拟设定功能、高压能源用配电盘等选购件。

2. 型号编制说明



3. RHSCW 系列螺杆模块式冷水机组主要技术参数 (表 9-33)

4. RHSCW 系列螺杆模块式热泵机组主要技术参数 (表 9-34)

表 9-33 RHSCW 系列螺杆模块式冷水机组主要技术参数

型 号		RHSCW060M	RHSCW120M	RHSCW180M	RHSCW240M	RHSCW300M
制冷量	kW	200	400	600	800	1000
	kcal/h	172000	344000	516000	688000	860000
模块单元数		1	2	3	4	5
冷 水	进出口温度/℃	12~7				
	流量/(m ³ /h)	34	69	103	138	172
	压力损失/kPa	39	39	39	39	39
	接管管径/mm	65	100	125	150	
冷 却 水	进出口温度/℃	30~35				
	流量/(m ³ /h)	43	85	128	170	213
	压力损失/kPa	57	57	57	57	57
	接管管径/mm	65	100	125	150	
电 源		3相, 380V, 50Hz				
电 气 特 性	输入功率/kW	43	86	129	172	215
	电 流/A	72.7	145.4	218.1	290.8	363.5
	功率因数(%)	89.8	89.8	89.8	89.8	89.8
	起动电流/A	227.0	299.7	372.4	445.1	517.8
压 缩 机	型 式	半封闭螺杆式				
	型 号	RHSC060	RHSC060×2	RHSC060×3	RHSC060×4	RHSC060×5
	起动方式	Y-Δ				
制冷量调节范围(%)		100~33	100~17	100~11	100~8	100~7
蒸 发 器	型 式	钎焊板式换热器				
	水侧容积/L	20.1	20.1×2	20.1×3	20.1×4	20.1×5
冷凝器型式		钎焊板式换热器				
保护装置		压缩机电动机过热、排气高温、压缩机过载、高低压、冷水低温、易熔塞				
装备标准功能		冷水泵, 冷却水泵联动运转, 运行时间、开停次数表示; 冷水、热水出口温度控制; 冷水、热水各自两点设定/远方控制切换; 防止再起回路; 瞬停回路(最大10min), 台数控制; 巡回运转				
外 形 尺 寸	HFC134a 充填量/kg	16.2	16.2×2	16.2×3	16.2×4	16.2×5
	冷冻机油充填量/L	7	7×2	7×3	7×4	7×5
	宽/mm	700	1400	2100	2800	3500
	高/mm	1600				
	长/mm	1590				
机组质量/kg		970	1940	2910	3880	4850
机组运行质量/kg		1010	2020	3030	4040	5050
噪声值/dB(A)		67	70	72	73	74
标准附属品		防振底座一套、外部集管一套				

注: 1. 上述制冷量的条件: 水侧污垢系数 $0.086\text{m}^2\cdot\text{℃}/\text{kW}$ 。

2. 冷水和冷却水系统承压均为 1.0MPa 。

表 9-34 RHSCW 系列螺杆模块式热泵冷水机组主要技术参数

型 号		RHSCW060M	RHSCW120M	RHSCW180M	RHSCW240M	RHSCW300M
供热量	kW	220	440	660	880	1100
	kcal/h	189000	378000	567000	757000	946000
模块单元数		1	2	3	4	5
热 源 水	进出口温度/℃	15.5→7				
	流量/(m ³ /h)	17	34	50	67	84
	压力损失/kPa	32	32	32	32	32
	接管管径/mm	65	100	125	150	
温 水	进出口温度/℃	40→45				
	流量/(m ³ /h)	38	76	113	151	189
	压力损失/kPa	45	45	45	45	45
	接管管径/mm	65	100	125	150	
电 源		3 相, 380V, 50Hz				
电 气 特 性	输入功率/kW	53.8	107.6	161.4	215.2	269.0
	电 流/A	89.2	178.4	267.6	356.8	446.0
	功率因数 (%)	91.7	91.7	91.7	91.7	91.7
	起动电流/A	227	316.2	405.4	494.6	583.8
压 缩 机	型 式	半封闭螺杆式				
	型 号	RHSC060	RHSC060×2	RHSC060×3	RHSC060×4	RHSC060×5
	起动方式	Y-Δ				
制冷量调节范围 (%)		100~37	100~49	100~13	100~9	100~7
蒸 发 器	型 式	钎焊板式换热器				
	水侧容积/L	20.1	20.1×2	20.1×3	20.1×4	20.1×5
冷凝器型式		钎焊板式换热器				
保护装置		压缩机电动机过热、排气高温、压缩机过载、高低压、冷水低温、易堵塞				
装备标准功能		冷水泵, 冷却水泵连动运转, 运行时间、开停次数表示; 冷水、热水出口温度控制; 冷水、热水各自两点设定/远方控制切换; 防止再起启动回路; 瞬停回路(最大10min), 台数控制; 巡回运转				
HFC134a 充填量/kg		16.2	16.2×2	16.2×3	16.2×4	16.2×5
冷冻机油充填量/L		7	7×2	7×3	7×4	7×5
外 形 尺 寸	宽/mm	700	1400	2100	2800	3500
	高/mm	1600				
	长/mm	1590				
机组质量/kg		970	1940	2910	3880	4850
机组运行质量/kg		1010	2020	3030	4040	5050
噪声值/dB (A)		71	74	76	77	78
标准附属品		防振底座一套, 外部集管一套				

注: 1. 上述供热量的条件: 水侧污垢系数 $0.086\text{m}^2\cdot\text{℃}/\text{kW}$ 。

2. 热源水和温水系统承压均为 1.0MPa 。

9.10 重庆通用工业（集团）有限责任公司

1. LB/C 系列密闭型离心式冷水机组

重庆通用工业（集团）有限责任公司生产的离心式冷水机组，采用国际环保制冷剂 R134a 或 R123，压缩机技术来源于美国 NREC 公司，传热管技术来源于日本，机组主要技术性能指标达到国际 90 年代先进水平，具有良好的环保品质和节能效果。

LB 系列离心式冷水机组使用制冷剂为 HCFC123，制冷量为 703 ~ 4219kW，有 12 种规格。LC 系列离心式冷水机组使用制冷剂为 HFC134a，制冷量为 1230 ~ 3516kW，有 14 种规格。

(1) 产品特性

1) 技术先进，效率高。采用三元流动高效叶轮，使压缩机效率更高；先进的压缩机与直通新一代高效换热器组合，实现了机组的高制冷效率。

2) 运行可靠，使用寿命长。

①单级压缩，运动部件少，零件质量高，使用寿命在 20 年以上。

②叶轮采用特殊铝合金制成，具有足够的强度和抗腐蚀性能。

③特殊设计的精密齿轮具有很高的强度保证。

④叶轮与主轴采用摩擦连接，避免了键连接产生局部应力集中和转子的附加不平衡，提高了运行可靠性。

⑤专门设计的润滑系统与控制系统结合，能有效保证压缩机无论在运行时或突发停电时的轴承用油，避免轴承缺油损坏。

⑥采用闭式电动机，电动机采用制冷剂直接冷却，减小了电动机外形尺寸。

⑦先进的电动机起动方式，降低起动电流，保护电动机安全运行。

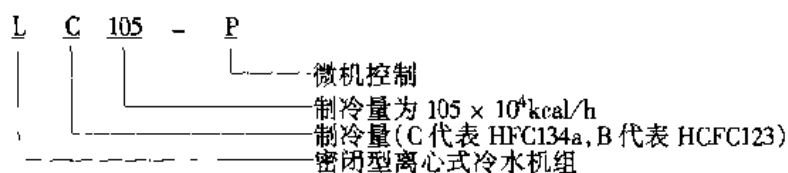
3) 先进的微机控制系统。专门设计的制冷机微机控制系统，确保机组安全运行，且能优化控制逻辑，提高运行效率；图像触摸屏，操作简便直观；屏幕上中文显示机组运行的各项参数并实现随时监控；微机控制系统设定 30 余项控制和保护措施，并能记录最近 10 次故障时的运行参数，主控机采用进口元件，抗干扰性强，令机组运行更为安全可靠；备有 RS422 通信接口，可实行多机集中控制，还可与用户主控机（BAS0）连接，实现遥控起动和停机。

4) 冷量调节范围广。大中冷量段的机组采用无叶扩压器与进口导叶的双重调节方式，扩大了冷量调节范围，使机组冷量能够在冷却水进水温度不变下，在 20% ~ 100% 范围内随意调节。

5) 噪声低，运转平稳。精心设计的齿轮经先进工艺制造，并采用沿齿高和齿宽的双向修型，使传动十分平稳。齿轮箱体为双隔声结构；优化设计的三元流高效叶轮与相匹配的最佳机壳流道，有效降低高速气流噪声；冷凝器进口处增设降噪装置，降低气流冲击噪声。

6) 密封性好，占地面积小，安装、运输方便。

(2) 型号编制说明



(3) LB 系列离心式冷水机组主要技术参数（表 9-35）

(4) LC 系列离心式冷水机组主要技术参数（表 9-36）

表 9-35 LB 系列离心式冷水机组主要技术参数 (R123)

型 号		LB60-P	LB75-P	LB90-P	LB105-P	LB120-P	LB150-P	LB180-P	LB240-P	LB285-P	LB320-P	LB360-P	
制冷量	kW	703	879	1055	1230	1406	1755	2110	2813	3340	3727	4219	
	USRT	200	250	300	350	400	500	600	800	950	1060	1200	
蒸发器	冷水流量 (m ³ /h)	121	151	181.4	212	242	302	362	484	574	641	726	
	冷水压力降/kPa	141	147	149	140	148	147	150	88	116	116	113	
冷凝器	流程数	4	4	4	3	3	3	3	2	2	2	2	
	冷却水流量 (m ³ /h)	150	188	226	264	302	378	452	604	696	779	881	
电动机	冷却水压力降/kPa	74	79	81	52	57	55	56	111	98.4	98.6	101	
	功率/kW	3	3	3	2	2	2	2	2	2	2	2	
电源		380V/6000V/10000V-3 相-50Hz											
冷却方式		制冷剂喷射冷却											
质量	机组运输质量/kg	8090	8290	8490	9625	9800	11920	12285	14330	14700	22280	23560	24170
	机组运行质量/kg	8300	8500	8700	9863	10090	12590	14080	14900	15500	22000	23000	25000
机组尺寸	长/mm	3560	3560	3560	4552	4552	4620	4620	5260	5260	6703	6703	
	宽/mm	1580	1580	1580	1579	1579	1890	1890	1780	1780	2506	2506	
	高/mm	2430	2430	2430	2430	2430	2766	2766	2950	2950	3310	3310	

注：以上选型适用于冷水进/出口温度为 12℃/7℃；冷却水进/出口温度为 32℃/37℃；水侧污垢系数为 0.086m²·℃/kW 的名义工况。

冷水、冷却水侧的设计压力均为 1.0MPa。

表 9-36 LC 系列离心式冷水机组主要技术参数 (R134a)

型号	LC905-P	LC120-P	LC130-P	LC150-P	LC165-P	LC180-P	LC195-P	LC210-P	LC225-P	LC240-P	LC255-P	LC270-P	LC285-P	LC300-P
制冷量	kW	1406	1582	1758	1934	2110	2285	2461	2637	2813	2988	3164	3340	3516
	USRt	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	900	950	1000
冷水流量 (m ³ /h)	212	243	272	302	332	362	393	423	454	484	514	544	574	605
冷水压力降/kPa	114	115	113	118	112	112	114	92	92	92	110	108	110	109
流程数	3	3	3	3	3	3	3	2	2	2	2	2	2	2
冷却水流量 (m ³ /h)	264	302	340	376	415	452	490	529	567	604	627	658	696	735
冷却水压力降/kPa	91	92	92	92	92	92	92	72	77	78	88	86	87	80
流程数	3	3	3	3	3	3	3	2	2	2	2	2	2	2
功率/kW	250	282	314	350	382	414	441	473	505	538	574	596	622	661
电源	380V/6000V/10000V-3 相-50Hz													
冷却方式	制冷剂喷射冷却													
机组运输质量/kg	9211	9440	9930	10130	13160	13360	13590	14650	14890	15060	16230	16560	16820	17290
机组运行质量/kg	8510	8810	9420	9700	12770	13040	13340	13990	14310	14560	15650	16070	16410	17030
长/mm	4310	4310	4310	4310	4390	4390	4390	5638	5638	5638	6013	6013	6013	6013
宽/mm	1620	1620	1775	1775	1930	1930	1930	1890	1890	1890	2020	2020	2020	2020
高/mm	2395	2395	2460	2460	2666	2666	2666	2646	2646	2646	2830	2830	2830	2830

注：以上参数适用于冷水进/出口温度为 12℃/7℃；冷却水进/出口温度为 32℃/37℃；水侧污垢系数为 0.086m²·℃/kW。

水侧设计压力为 1MPa 的名义工况。

2. 卤代烃/氨离心式低温制冷机组

卤代烃/氨离心式低温制冷机组，是重庆通用工业（集团）有限责任公司定型产品之一，单机制冷量 765 ~ 7267kW，蒸发温度 -5 ~ 60℃，主要应用于石油、化工、冷库、国防及特殊深冷等工艺流程。卤代烃离心式低温制冷机组是以 R22、R123、R134a 为制冷工质，制取工业工艺用的低温水，适用于石油、化工及冷藏等各种低温工艺流程。机组配备卧式壳管式双筒形蒸发—冷凝器，安装、维护方便。机组配有制冷剂回收装置，在压缩机的一级叶轮进口，装有导叶调节装置（或在进口管上安装蝶阀），可根据蒸发器盐水出口温度的变化情况，自动调节制冷剂蒸气的吸入量，从而调节机组的制冷量。

氨离心式低温制冷机组是以 R717（氨）作为制冷剂，具有制冷范围宽，温度低，可多级压缩的特点，适用于多蒸发温度的不同需要。用于石油、化工、冷库等行业的工艺流程。一般采用直接蒸发；单机多蒸发温度时，其蒸发方式可同时兼有直接蒸发和间接蒸发，并可根据用户的特殊需要进行特殊设计。如为荆门炼油厂提供的配套冷站，就是有多台氨制冷机组合成的大型冷站，其冷量高达 10456kW。为浙江巨化集团提供的 LDFJS-6C 制冷压缩机组，达五个不同蒸发温度，达到国际先进水平。并为北京燕山石化总公司、荆门炼油厂、浙江衢州巨化集团、上海高桥石化总厂、胜利油田、大庆油田、济南化工厂、四川维尼龙厂、军工 812 工程、09 工程等国内数十家用户，提供了多种低温制冷机组。还可根据用户需要，专门设计制造以乙烯、丙烯、丁烷等特殊石油化工气体为制冷剂的离心式制冷机组。

(1) 卤代烃离心式低温制冷机组主要技术参数（表 9-37）

表 9-37 卤代烃离心式低温制冷机组主要技术参数

型 号		KF100X (-30)	KF140X (-10)	KF65X (-11)
制冷量/kW		1163	1630	773
蒸发温度/℃		-30	-10	-11
冷凝温度/℃		38	38	38
蒸发器	进液温度/℃	-22	-2	-2
	出液温度/℃	-25	-7	-7
	流量/(m ³ /h)	388	330	156
冷凝器	进水温度/℃	30	30	29
	出水温度/℃	35	35	34
	流量/(m ³ /h)	308	420	174
电动机	型号	YK500-2	YK500-2	JS138-4
	功率/kW	800	800	320
	电压/V	6000	6000	6000
油泵流量/(l/min)		129	160	55
制冷剂充灌量/kg		3500	1400	1000
机组质量/kg		34400	24300	19950
机组外形尺寸/mm		5710 × 4090 × 3244	6120 × 3810 × 2744	4745 × 3009 × 2587

(2) 氨离心式低温压缩冷凝机组主要技术参数（表 9-38）

3. LSBLG 系列半封闭螺杆水冷式冷水机组

LSBLG 系列半封闭螺杆水冷式冷水机组共有 13 种标准规格，制冷量范围 130 ~ 1480kW，

表 9-38 氨离心式低温压缩冷凝机组主要技术参数

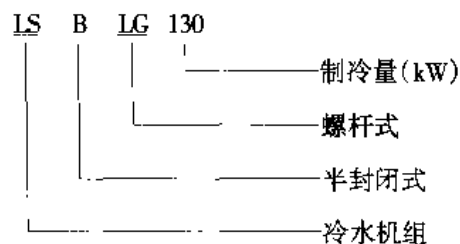
型 号		KA130X (-42)		KA250X (-20)		KA625X (-25)	
制冷量/kW		1512		2907		7267	
蒸发温度/°C		-42		-20		-25	
冷凝温度/°C		40		40		38	
冷凝器	进水温度/°C	32		32		29	
	出水温度/°C	36		36		32	
	流量/(m ³ /h)	712		1012		2660	
压缩型式		双缸 12 级		单缸 4 级		双缸 2 级	
压缩机	进口压力/MPa	低压缸	高压缸	0.18		低压缸	高压缸
		0.056	0.4608			0.147	0.58
	进口温度/°C	-35	115	-2	-15	38	
	进口流量/(m ³ /h)	9340	2143	6350	334	110.4	
	出口压力/MPa	0.4608	1.53	1.53	0.623	1.62	
	出口温度/°C	115	169	140	122	144	
	质量/kg	10600	4500	10500	29000		
电动机	型号	T1800-4		T1800-4/1180		JDG-5-2	
	功率/kW	1800		1800		5000	
	电压/V	6000		6000		6000	
	质量/kg	13000		13000		60000 (包括底座)	

可提供 7~12°C 的冷冻水。螺杆式冷水机组适用于宾馆、商场、酒楼、会议厅、购物中心、学校、医院、工厂厂房等各种新建及改建的大中小型工业与民用建筑的环境空调系统，还可用于塑胶、电镀、食品加工、化工等多种行业提供冷却用水。

(1) 产品特性

- 1) LSBLG 系列冷水机组具有体积小、噪声低、能量大、寿命长、操作简便等特点。
- 2) 压缩机采用先进的 5:6 非对称型线设计，效率高、使用寿命长。
- 3) 采用法国高效、节能耐氟电动机，可靠性高。
- 4) 双层压缩室设计，能有效阻隔螺杆运转声。
- 5) 紧凑型油分离器设计，体积小，并能有效阻隔轴承运转声。
- 6) 采用 SKF/FGA 零间隙轴承，运转噪声低、寿命长。
- 7) 采用进口 0-25%-50%-75%-100% 四段容量调节机构，节能省电。
- 8) 机组配备缺相、逆相保护，电动机过载保护、防冻保护、高低压压力保护、油位保护，且机组电控箱内预留有与冷却系统、消防系统连锁的接线端子。
- 9) 可根据用户需要，选配台湾地区产或德国产螺杆主机。

(2) 型号编制说明



(3) LSBLG 系列半封闭螺杆水冷式冷水机组主要技术参数 (表 9-39)

表 9-39 LSBLG 系列半封闭螺杆水冷式冷水机组主要技术参数

型 号		LSBLG130	LSBLG160	LSBLG200	LSBLG250	LSBLG340	LSBLG420	LSBLG520
制冷量	kW	130	160	200	250	340	420	520
	kcal/h	111800	137600	172000	215000	292400	361200	447200
	USRt	37	45.5	56.9	71.2	96.8	119.6	148
输出功率/kW		31.4	37.3	45.5	58	79.1	93.1	117.3
输入功率/kW		34.6	41.4	49.7	63.1	86	101.2	127.5
能量控制 (%)		0, 50, 75, 100						
制冷剂充灌量/kg		23	28	35	44	60	74	91
制冷回路		1	1	1	1	1	1	1
压缩机数量		1	1	1	1	1	1	1
冷凝器接管/mm		80	80	80	80	100	100	125
蒸发器接管/mm		80	80	80	80	100	100	125
冷却水流量/(m ³ /h)		28.2	34.5	42.8	53.7	73	89.3	111
冷水流量/(m ³ /h)		22.3	27.5	34.3	42.9	58.3	72	89.2
机组质量/kg		900	1000	1300	2000	2600	2900	3300
型 号		LSBLG640	LSBLG740	LSBLG840	LSBLG1040	LSBLG1280	LSBLG1480	
制冷量	kW	640	740	840	1040	1280	1480	
	kcal/h	550400	636400	722400	894400	1100800	1272800	
	USRt	182.2	210.6	239	296	364.4	421.3	
输出功率/kW		144.5	167	190	234.6	289	334.2	
输入功率/kW		157.1	181.6	206.2	255	314.2	363.3	
能量控制 (%)		0, 50, 75, 100			0, 25, 50, 75, 100			
制冷剂充灌量/kg		112	130	2×74	2×91	2×112	2×130	
制冷回路		1	1	2	2	2	2	
压缩机数量		1	1	2	2	2	2	
冷凝器接管/mm		150	150	2×100	2×125	2×150	2×150	
蒸发器接管/mm		150	150	150	150	180	200	
冷却水流量/(m ³ /h)		136.6	158	180	222	273.3	316	
冷水流量/(m ³ /h)		109.8	126.9	144.1	178.4	219.6	267.6	
机组质量/kg		3500	3700	3800	4500	6100	6800	

9.11 武汉麦克维尔空调制冷有限公司

武汉麦克维尔空调制冷有限公司主要生产产品有：离心式冷水机组、螺杆式冷水机组和活塞式冷水机组。离心式冷水机组的制冷量范围为 703.2 ~ 9141.6kW (200 ~ 2600USRt)；其中单机头 PEH 机组的制冷量为 703.2 ~ 4570.8kW (200 ~ 1300USRt)；双机头 PFH 机组的制冷量为 1406.4 ~ 9141.6kW (400 ~ 2600USRt)。螺杆式冷水机组的制冷量范围为 53.4 ~ 1133kW (75 ~ 330USRt)；其中 WHS075.1 ~ 110.1 机组的制冷量为 253.4 ~ 377.7kW (75 ~ 110USRt)，WHS145.2 ~ 215.2 机组的制冷量为 506.8 ~ 755.3kW (145 ~ 215USRt)，WHS240.3-330.3 机组的制冷量为 830.5 ~ 1133kW (240-330USRt)。

1. 离心式冷水机组

(1) 产品特性

1) 环保制冷剂。麦克维尔于 1988 年在世界上率先推出符合环保要求的 HFC134a 制冷剂，

冷水机组选择性能良好。

2) 正压机组。麦克维尔采用正压制冷剂的离心式冷水机组。正压机组单位容积制冷量大, 结构紧凑、体积小, 节约使用费用, 并且免除吹扫系统及更换油和制冷剂的年维护费用。

3) 专利设计——散流滑块能量无级调节。在负荷变化时, 专利技术——可移动的散流滑块以导叶位置定位, 调节散流通道大小, 使制冷量在 10% ~ 100% 之间无级调节平稳运行。

4) 独特的传动轴承设计。铝合金动压滑动轴承强度高、耐腐蚀, 独特的传动轴仅由两个部件组成, 强度增大, 减少起动力距对轴的冲击, 寿命长达 20 万 h。

5) 齿轮驱动半封闭离心式压缩机。齿轮比例按照不同的负载而选择最佳的转速, 部分负荷效率高, 为客户节省大量运行费用。

6) 高效换热管。热交换器采用双面强化高效换热管, 比常规换热管效率提高 30%。

7) 热力膨胀阀节流。热力膨胀阀可随负载环境的变化作更精确的调节, 并与电脑控制联接, 更精确更稳定可靠。

8) 微机自控和开放协议系统。以现代微处理机为基础的 MicrTech 微机自控系统, 可预编程、自诊断、监控, 并设开放协议系统口, 与楼宇自控管理的各种直接数字控制型暖通空调产品完全兼容。

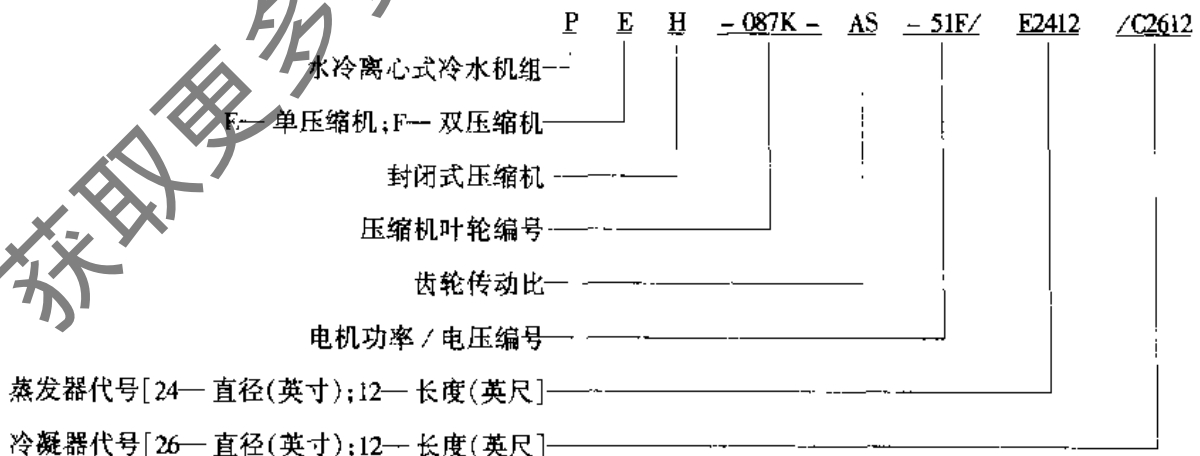
9) 低噪声设计——液注射系统。采用独有的液注射系统, 将少量液态制冷剂注于压缩机外壳某几处, 制冷剂在高温环境下立时气化, 形成一气垫, 而在幅减低高速气态制冷剂冲击外壳所产生的噪声, 使噪声下降达 3 ~ 4dB (A) 左右。

10) 可靠的防渗漏性。冷凝器、蒸发器均按高标准生产, 保证气密性, 且通过了 ASME 认证。封闭压缩机及闭路液压控制, 甚至贯穿压缩机壳体的传动杆及轴封, 绝对不用担心泄漏问题, 更不需维修。

11) 后备供油系统。每台 McQuay 离心机组均设有后备油缸, 当发生意外时, 仍有足够的油量, 供高速运行的一切元件顺利停顿。

12) 可靠的保证。每台机组出厂前, 其制冷剂回路均作干燥、抽真空处理, 系统内充注油和制冷剂, 并进行运行测试, 符合美国空调制冷学会 ARI550 认证。

(2) 型号编制说明



(3) PEH 系列离心式单压缩和冷水机组主要技术参数 (表 9-40)

(4) PFH 系列离心式双压缩和冷水机组主要技术参数 (表 9-41)

2. 单螺杆水冷式冷水机组

表 9-40 PEH 系列离心式单压缩机冷水机组主要技术参数

型号	制冷量		输入功率/ kW	电动机功 率/kW	COP值/ (kW/kW)	满载电流 /A	启动电流 /A	蒸发器		冷凝器		运输 质量 /kg	运行 质量 /kg
	kW	USRI						水流量/ (L/s)	水压降/ kPa	水流量/ (L/s)	水压降/ kPa		
PEH063JAC23F/E2016/C1816	705.2	200	133.4	192	5.27	235	563	34	96	42	87	5201	5449
PEH063MAH23F/E2012/C1812	879	250	167.4	192	5.25	289	563	42	70	53	70	4500	4692
PEH079LAR35F/E2212/C2212	1054.8	300	199.8	264	5.28	355	783	50	98	63	46	5617	6014
PEH079LAR35F/E2412/C2412	1230.6	350	230.5	264	5.34	405	783	58	67	73	42	6437	7019
PEH087LAU47F/E2412/C2212	1406.4	400	267.9	325	5.25	459	1010	67	88	84	77	6335	6786
PEH087MAU49F/E2412/C2212	1582.2	450	297.6	374	5.32	529	1244	76	109	95	75	6335	6786
PEH087MAU49F/E2412/C2212	1758	500	331.7	374	5.30	583	1244	84	97	105	91	6335	6786
PEH087MAU49F/E3012/C2612	1933.8	550	349.0	374	5.55	610	1244	93	52	116	61	7881	8645
PEH100MAZ62F/E3012/C3012	2109.6	600	382.0	470	5.47	647	1293	101	77	126	56	9155	10055
PEH100MAZ62F/E3012/C3012	2285.4	650	417.4	470	5.48	708	1293	109	89	137	65	9115	10055
PEH100MAZ62F/E3012/C3012	2461.2	700	448.9	470	5.49	764	1293	118	102	147	54	9115	10055
PEH100MAY85F/E3012/C3012	2637	750	490.6	647	5.38	829	1914	126	91	158	61	9115	10055
PEH126LBJ73F/E3016/C3016	2812.8	800	507.8	547	5.54	862	1559	135	136	168	90	11393	12488
PEH126LBJ85F/E3616/C3016	2988.6	850	526.3	647	5.68	889	1914	143	75	179	100	12827	14226
PEH126LBJ85F/E3616/C3016	3164.4	900	563.3	647	5.62	952	1914	151	83	189	111	12827	14226
PEH126MBJ85F/E3616/C3616	3340.2	950	592.2	647	5.64	1003	1914	160	145	200	89	14303	16157
PEH126MBJ85F/E3616/C3616	3516	1000	619.8	647	5.67	1051	1914	168	135	210	98	14303	16157
PEH126MBH10F/E3616/C3616	3867.6	1100	689.5	782	5.61	1218	2190	185	118	231	116	14303	16157
PEH126MBH10F/E4216/C3616	4219.2	1200	760.0	782	5.55	1337	2190	202	113	252	109	15835	18073
PEH126MBFN2F/E4216/C4216	4570.8	1300	861.1	935	5.31	1527	2708	219	85	273	75	17374	20157

注：1. 以上选型适用于冷水进出水温度为 12℃/7℃，污垢系数为 0.0176m²·℃/kW，冷却水进出水温度为 32℃/37℃，污垢系数为 0.04m²·℃/kW，流程数为 2 流程。

2. 设计者应根据具体工程要求与厂家联系，以便最后进行优选，确定最理想机型。

表 9-41 PEH 系列离心式双压缩机冷水机组主要技术参数

型号	制冷量		输入功率/ kW	电动机功 率/kW	COP 值/ (kW/kW)	满载电流 /A	启动电流 /A	蒸发器		冷凝器		运输 质量 /kg	运行 质量 /kg
	kW	USRU						水流量/ (L/s)	水压降/ kPa	水流量/ (L/s)	水压降/ kPa		
PFH063JAG18F/E2416/C2416	1406.4	400	271.9	304	5.17	238	634	67	117	84	71	8470	9263
PFH063MAJ23F/E2616/C2416	1758	500	320.2	384	5.49	277	706	84	94	105	105	8746	9639
PFH063MAG34F/E2616/C2416	2109.6	600	397.7	520	5.30	343	1001	101	131	126	119	8746	9639
PFH079LAR35F/E3016/C3016	2461.2	700	461.3	526	5.34	405	1019	118	135	147	97	11399	12551
PFH087LAU47F/E3016/C3016	2812.8	800	517.2	660	5.44	444	1283	135	136	168	90	11865	13017
PFH087LAU49F/E3616/C3016	3164.4	900	571.2	748	5.54	511	1568	151	83	189	111	13512	14989
PFH087MAU49F/E3016/C3016	3516	1000	622.2	748	5.65	580	1578	168	135	210	98	14993	16847
PFH126LBJ73F/E4216/C4216	5625.6	1600	1048.9	1094	5.36	892	2004	269	133	337	86	22893	26065
PFH126LBH85F/E4216/C4216	5977.2	1700	1122.9	1294	5.32	949	2414	286	129	358	96	22893	26065
PFH126LBH85F/E4216/C4216	6328.8	1800	1202.3	1294	5.26	1018	2425	303	143	379	106	22893	26065
PFH126MBJ85F/E4216/C4216	6680.4	1900	1242.5	1294	5.38	1054	2392	320	135	400	116	22893	26065
PFH126MBJN0F/E4216/C4216	7032	2000	1284.3	1564	5.48	1141	2832	337	132	421	109	22893	26065
PFH126MBHN0F/E4216/C4216	7383.6	2100	1367.7	1564	5.40	1208	2858	353	144	442	118	22893	31296
PFH126MBHN0F/E4816/C4816	7735.2	2200	1405.2	1564	5.50	1239	2862	370	135	463	81	26846	31296
PFH126MBHN0F/E4816/C4816	8086.8	2300	1477.6	1564	5.48	1300	2870	387	130	484	88	26846	31296
PFH126MBHN1F/E4816/C4816	8438.4	2400	1592.0	1690	5.30	1390	3018	404	140	505	94	26846	31269
PFH126MBHN2F/E4816/C4816	8790	2500	1666.8	1870	5.27	1478	3458	421	133	526	101	26846	31269
PFH126MBCN2F/E4816/C4816	9141.6	2600	1671.7	1870	5.31	1483	3466	437	129	547	91	26846	31269

注: 1. 以上选型适用于冷水进出水温度为 12℃/7℃, 污垢系数为 0.0176m²·K/kW, 冷却水进出温度为 32℃/37℃, 污垢系数为 0.044m²·K/kW, 流程数为 2 流程。

2. 设计者应根据具体工程要求与厂家联系, 以便最后进行优选, 确定最理想机型。

(续)

型号	WHS-075.1	WHS-095.1	WHS-110.1	WHS-145.2	WHS-165.2	WHS-185.2	WHS-200.2
冷水流量/(L/s)	12.07	15.43	18.11	24.15	27.50	30.85	33.37
冷水压降/kPa	45	60	68	64	56	68	64
冷却水流量/(L/s)	14.88	18.95	22.19	29.76	33.82	37.89	40.96
冷却水压降/kPa	35	40	50	35	40	40	50
压缩机	型式	半封闭单螺杆式压缩机					
	数量	1	1	1	2	2	2
电动机额定功率/kW×数量	60×1	75×1	90×1	60×2	60×1+75×1	75×2	75×1+90×1
起动方式	Y-Δ						
能量控制(%)	100-70-40-0			100-70-40-20-0			
冷凝器	型式	壳管式					
	数量	1	1	1	2	2	2
蒸发器	型式	干式蒸发器					
	数量	1	1	1	1	1	1
制冷剂	牌号	R22					
	循环管路数	1	1	1	2	2	2
	控制方式	热力膨胀阀					
	充灌量/kg×回路	55×1	60×1	75×1	55×2	55×1+60×1	60×2
润滑油	牌号	SUNISO 4GS					
	加注量/kg	12	12	12	12×2	12×2	12×2
温度控制	冷水温控器						
冷水进/出管外径/mm	133	133	133	168	168	168	168
冷却水进/出管外径/mm	89	89	89	89	89	89	89
保温材料	闭泡型聚乙烯保温材料						
机组运输质量/kg	1909	2306	2255	3477	3606	3733	4081
机组运行质量/kg	2139	2258	2470	3791	3911	4030	4465
额定电流/A	99.5	127.0	148.3	199.0	226.5	254.0	275.3
起动电流/A	249.0	317.3	400.7	249.0	317.3	317.3	400.7
最大起动电流/A	249.0	317.3	400.7	348.5	416.8	444.3	527.7
外形尺寸(长/mm×宽/mm×高/mm)	3574×793×1740			3574×1062×1996			
型号	WHS-215.2	WHS-240.3	WHS-260.3	WHS-275.3	WHS-290.3	WHS-310.3	WHS-330.3
制冷量	kW	755.3	830.5	900.7	954.7	1008.7	1078.9
	USRt	214.8	236.2	256.2	271.5	286.9	306.9
	kcal/h	650000	714000	775000	821000	868000	928000
耗电量/kW	167.0	186.9	201.5	213.1	224.6	239.2	250.5
冷水流量/(L/s)	35.89	39.57	42.93	45.44	47.96	51.31	54.01
冷水压降/kPa	50	52	55	64	68	64	68
冷却水流量/(L/s)	40.03	48.70	52.77	55.84	58.90	62.98	66.21
冷却水压降/kPa	50	40	50	40	50	50	50

(续)

型号		WHS-215.2	WHS-240.3	WHS-260.3	WHS-275.3	WHS-290.3	WHS-310.3	WHS-330.3
压缩机	型式	半封闭单螺杆式压缩机						
	数量	2	3	3	3	3	3	3
电动机额定功率/kW×数量		90×2	60×2+ 75×1	60×1+ 75×2	60×1+75 ×1+90×1	60×1 +90×2	75×1 +90×2	90×3
起动方式		Y-Δ						
能量控制 (%)		100-70-40 -20-0	100-89-79-66-56-46-33-23-13-0					
冷凝器	型式	水冷壳管式						
	数量	2	3	3	3	3	3	3
蒸发器	型式	干式壳管式						
	数量	1	1	1	1	1	1	1
制冷剂	牌号	R22						
	循环管路数	2	3	3	3	3	3	3
	控制方式	热力膨胀阀						
	充灌量/kg ×回路	75×2	55×2+ 60×1	55×1+ 60×2	55×1+60× 1+75×1	55×1 +75×2	60×1+ 75×2	75×3
润滑油	牌号	SUNISO.4GS						
	加注量/kg	12×2	12×3	12×3	12×3	12×3	12×3	12×3
温度控制		冷水温控器						
冷水进/出管外径/mm		168	219	219	219	219	219	219
冷却水进/出管外径/mm		89	89	89	89	89	89	89
保温材料		闭泡型聚乙烯保温材料						
机组运输质量/kg		4270	5238	5356	5577	5955	6078	6299
机组运行质量/kg		4647	5798	5908	6121	6569	6685	6897
额定电流/A		296.6	326.0	353.5	374.8	396.1	423.6	444.9
起动电流/A		400.7	317.2	317.3	400.7	400.7	400.7	400.7
最大起动电流/A		549.0	516.3	543.8	627.2	648.5	676.0	697.3
外形尺寸(长/mm×宽/mm× 高/mm)		3574×1662 ×1996			3742×1596×2230			

注: 1. 制冷量根据下述条件而定: 冷水进口温度 12℃, 冷水出口温度 7℃, 冷却水进口温度 30℃, 冷却水出口温度 35℃。

2. 电源: 3 相, 380V, 50Hz。

3. 允许电压波动 ±10%。

9.12 武汉新世界制冷工业有限公司

武汉新世界制冷工业有限公司批量生产各种规格的螺杆式制冷压缩机及压缩机组、螺杆式压缩冷凝贮液机组、螺杆式氨泵机组、螺杆式冷水机组、螺杆式乙醇/盐水/碱水机组, 螺杆式氯气液化装置。

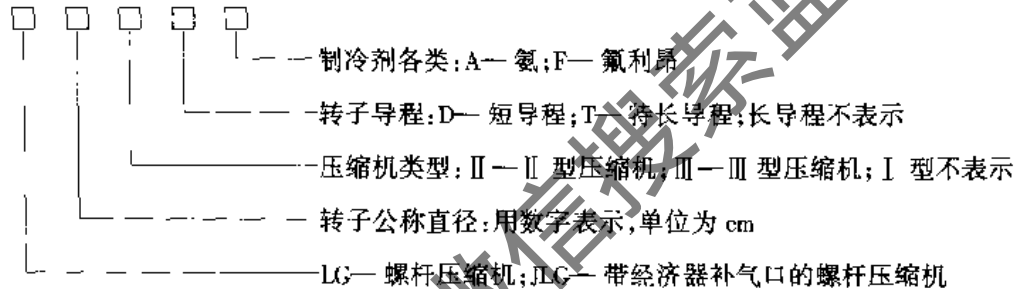
1. 螺杆式制冷压缩机

螺杆 I 型系列制冷压缩机是武冷最早开发并广泛使用的第一代螺杆式制冷压缩机, 具有 80 年代螺杆式制冷压缩机的典型结构。主轴承采用滑动轴承, 必须用一个较大的油泵进行强制而充分的润滑, 同时, 也对转子主轴颈表面硬度提出了较高的要求。

螺杆Ⅱ型制冷压缩机，是瞄准国外先进水平研制开发的第二代开启式螺杆制冷压缩机。在结构上采用了多项先进技术：①全部采用高质量进口滚动轴承，转子精确定位，轴颈无磨损，额定寿命40000h，由于轴承精确定位，使得转子装配间隙减少，实测其容积效率高于Ⅰ型机，相同工况下的制冷量比螺杆Ⅰ型压缩机高出2%~3%；②采用最新结构的机械密封，密封压力可达2.5MPa，确保使用寿命；③润滑系统在机器运转时由高低压压差供油，一个小油泵仅在开机前提供预润滑油，使整机可靠性大大提高；④能量调节滑阀及内容积比调节机构均由微机自动控制，保证压缩机在高、中、低温各种工况下，均运行在效率最高点，运行更经济，便于实现自动化控制；⑤吸气过滤器布置在机体内，吸排气截止阀和吸排气止逆阀合二为一，成为最新结构的止回式截止阀。这一切使机器的结构更紧凑，外形更美观。

最新研制的螺杆Ⅲ型压缩机，包括短导程、长导程、特长导程，3个系列7种规格的压缩机，除具有螺杆Ⅱ型机的所有优点外，还全部采用了新的WL-C转子型线和新型波纹管轴封，该型线具有齿形光滑无尖点、泄漏三角形小、容积效率高等一系列优点，运行效率较螺杆Ⅱ型机提高5%~8%。

(1) 型号编制说明



(2) 开启式螺杆制冷压缩机主要技术参数 (表 9-43)

表 9-43 开启式螺杆制冷压缩机主要技术参数

型 号	LG10A	LG10ⅢA	LG12.5A	LG12.5A-1	LG14ⅢA	LG16ⅢDA	LG16A	LG16ⅡA	LG16ⅢA	
	LG10F	LG10ⅢF	LG12.5F	LG12.5F-1	LG14ⅢF	LG16ⅢDF	LG16F	LG16ⅡF	LG16ⅢF	
转子直径/mm	100		125		140	160				
转子长度/mm	150	175	190		156.4	182	240			
阳转子转速/(r/min)	2960			4400		2960				
理论排量/(m ³ /h)	133	144	264	396	220	436	552		574	
制冷量/kW (-15℃/30℃)	R717	65	74	137	205	116	233	290	298	306
	R22	61.8	72	133	200	113	227	281	289	300
轴功率/kW (-15℃/30℃)	R717	22	22	40	60	32.5	64.5	80.5	82.5	84.5
	R22	21	21.5	40.5	60.7	32	63	80	82	83.5
能量调节范围 (%)				15~100无级调节		15~100无级调节				
内容积比				2.6/3.6/5		自动调节	手动调节	自动调节		
噪声/dB (A)	≤80		≤83	≤85		≤85	≤88	≤85		
振动/μm	≤10		≤20							
进气管直径/mm	50		80		65	100				
排气管直径/mm	45		65		45	80				

(续)

型号	LG20ⅢDA	LG20ⅢA	LG20A	LG20ⅢA	LG25ⅢDA	LG25A	LG25ⅢA	LG25ⅢA	LG25ⅢTA	LG31.5A	
	LG20ⅢDF	LG20F	LG20ⅢF	LG20ⅢF	LG25ⅢDF	LG25F	LG25ⅢF	LG25ⅢF	LG25ⅢTF	LG31.5F	
转子直径/mm	200				250				315		
转子长度/mm	228	300			285	375			485	520	
阳转子转速/ (r/min)	2960										
理论排量/ (m ³ /h)	852	1068		1120	1663	2160		2189	2831	4290	
制冷量/kW (-15℃/30℃)	R717	460	580	597	618	918	1162	1197	1221	1590	2340
	R22	449	563	580	604	896	1130	1164	1193	1545	2260
轴功率/kW (-15℃/30℃)	R717	127	160.5	163	168	250	317	322	327	426	610
	R22	124	160	162.5	165	245	317	321	326	422	609
能量调节范围 (%)	15~100 无级调节										
内容积比	自动调节	手动调节	自动调节			2.6/3.6/5	自动调节			手动调节	
噪声/dB (A)	≤88	≤90	≤88		≤95	≤98	≤95			≤102	
振动/μm	≤20				≤25						
进气管直径/mm	125	150			200			225	250		
排气管直径/mm	100				150				200		

(3) 带经济器补气口螺杆式制冷压缩机

经济器实质上是一个液体过热器，来自冷凝器的高压液体通过经济器，其中一小部分液体经辅助节流阀在经济器内蒸发，吸收高压液体热量以使其过冷。过冷液体经主节流阀进入蒸发器蒸发，就会提高单位质量制冷剂的制冷量。带经济器补气口螺杆制冷压缩机的运行效果，相当于一个双级压缩制冷循环，与双级压缩制冷循环相比，制冷系统大大简化。经济器制冷循环可以大幅度提高制冷量及制冷系数，蒸发温度愈低，效果愈明显，如在-35℃/35℃低温工况下，氨经济器制冷量及制冷系数可分别提高25%和15%。各种型号的开启式螺杆制冷压缩机均可带经济器运行，满足各用户对低温工况运行的需要。

(4) 半封闭螺杆制冷压缩机主要技术参数(表 9-44)

表 9-44 半封闭螺杆制冷压缩机主要技术参数

型号	BLG10-30G	BLG14-45G	BLG16-125G
转子直径/mm	100	140	160
理论排量/(m ³ /h)	144	220	574
能量调节范围(%)	100, 50	100, 50	100, 66, 33
名义制冷量(7℃/32℃)/kW	115	190	530

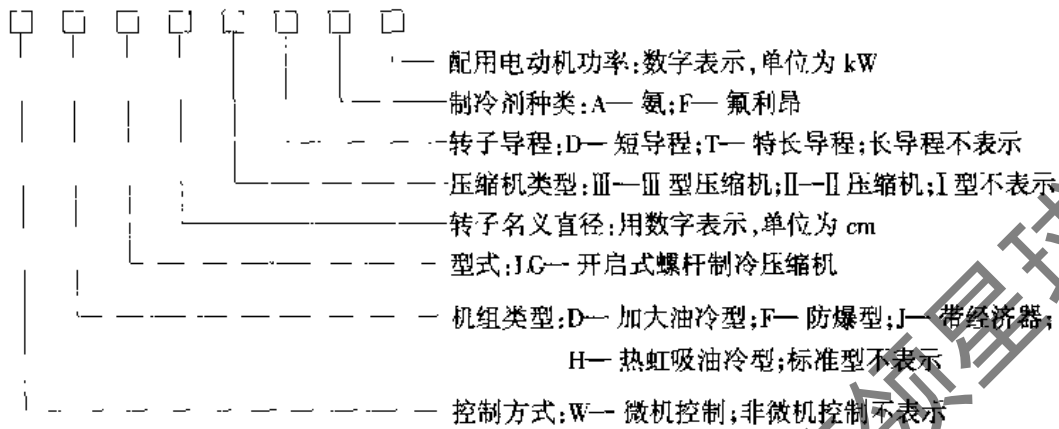
2. 螺杆式制冷压缩机组

(1) 螺杆式制冷压缩机组的组成

螺杆式制冷压缩机组由螺杆式压缩机、电动机、联轴器、气路系统(包括吸气止回式截止阀和吸气过滤器)、油路系统(包括油分离器、油冷却器、油过滤器、油泵、油压调节阀和油分配管路等)、控制系统(包括操作仪表箱、控制器箱、电控柜等)和设备、系统间的连接管路等组成。

用户按各自需要配备冷凝器、蒸发器等设备,就可以成为一个完整的制冷系统,满足各种不同温度的工艺需要。

(2) 螺杆式制冷压缩机组型号编制说明



(3) 螺杆Ⅱ型制冷压缩机组的主要技术参数 (表 9-45)

表 9-45 螺杆Ⅱ型制冷压缩机组主要技术参数

型 号	W-LG16ⅡA/F DLG16ⅡA W-JLG16ⅡA/F	W-HLG16ⅡA	W-LG20ⅡA/F DLG20ⅡA W-JLG20ⅡA/F	W-HLG20ⅡA	W-LG25ⅡA/F W-JLG25ⅡA/F	DLG25ⅡA	W-HLG25ⅡA
标准工况制冷量 (-15/ 30℃) /kW	298/289	298	597/580	597	1197/1164		1197
低温工况制冷量 (-35/ 35℃) /kW	124/133		252/268		505/518		
制冷剂	R717/R22	R717	R717/R22	R717	R717/R22		R717
润滑油牌号	N46						
润滑油加入量/kg	260		480		770	870	770
噪声/dB (A)	≤85		≤88		≤95		
振动/μm	≤20				≤25		
机组外形尺寸/mm	长	3020	3397	3410	4433	4550	4433
	宽	1126	1250	1184	1620	1760	1620
	高	1770	1843		2195	2265	2195
机组质量/kg	2440	2540	4200	4330	7572	8252	7566
机组运行质量/kg	3000	3000	5000	5000	9000	9500	9000
排气阀管径/mm	80		100		150		
吸气阀管径/mm	100		150		200		
型 号	LG16ⅡA/F		LG20ⅡA/F		LG25ⅡA/F		
转子名义直径/mm	160		200		250		
转子长度/mm	240		300		375		
额定转速/(r/min)	2960						
压缩机转向	面对压缩机轴伸端为顺时针						
理论排气量/(m ³ /h)	552		1068		2160		
制冷量调节范围(%)	15~100无级调节						
内容积比调节范围	2.5~5.0无级调节						

(续)

主电动机	型号	W-LG16[A/F] DLG16[A] W-JLG16[A/F]	W-HLG16[A]	W-LG20[A/F] DLG20[A] W-JLG20[A/F]	W-HLG20[A]	W-LG25[A/F] W-JLG25[A/F]	DLG25[A]	W-HLG25[A]
	型号	YW250M2-2		YW315M2-2		Y400-2		
	额定转速/(r/min)			2960				
	额定电压/V	380				6000 或 10000		
	频率/Hz			50				
油泵	额定功率/kW	100/125		200/220/250		400/450/500		
	流量/(L/min)	22		50		80		
	电动机型号	Y802-4		Y90L-6		Y90L-4		
	电动机功率/kW	0.75		1.1		1.5		
油冷却器	额定转速/(r/min)	1390		910		1400		
	冷却介质	水	氨	水	氨	水	氨	
	冷却介质流量/(m ³ /h)	≤18		≤25		≤45	≤70	
	冷却介质侧阻力/MPa	≠0.06						
	冷却介质进口管径/mm	37.5	20	50	25	65	100	32
冷却介质出口管径/mm	40		50		65			

注: 1. 低温工况 -35℃/35℃所标明的制冷量, 是指带经济器机组的制冷量
2. 压缩机组所配电动机功率, 可根据运行工况的轴功率选配。

3. 螺杆式压缩冷凝贮液机组

螺杆式制冷压缩冷凝贮液机组, 是在螺杆式制冷压缩机组上, 增加了冷凝器和贮液器, 用户只要配上相应的蒸发器, 就成为一个完整的制冷系统, 简化了系统的设计和安装, 同时减少了占地面积和投资。

(1) 螺杆式压缩冷凝贮液机组型号编制说明

□	电动机功率(kW)
□	制冷剂种类: A—氨; F—氟利昂
□	转子导程: D—短导程; T—特长导程; 长导程不表示
□	压缩机类型: III—III型压缩机; II—II型压缩机; I型不表示
□	转子名义直径: 用数字表示, 单位为 cm
□	LG—螺杆式制冷压缩机
□	NZ—压缩冷凝贮液机组
□	机组类型: J—带经济器; F—防爆型; 标准型不表示
□	控制方式: W—微机控制; 非微机控制不表示

(2) 螺杆II型压缩冷凝贮液机组主要技术参数 (表 9-46)

4. 螺杆式冷水机组

生产的螺杆式冷水机组主要以下三种类型:

1) 开启式螺杆冷水机组。以 R22 为制冷剂, 采用各种型号的开启式螺杆压缩机, 配用满液式或干式蒸发器, 具有换热效率高, 机组结构紧凑等优点。名义工况制冷量为 90~4176kW (名义工况是指冷却水进/出水温度 32℃/36℃, 冷水进/出水温度 12℃/7℃)。

2) 半封闭螺杆式冷水机组。以 R22 为制冷剂, 采用一台或两台 BLG10、BLG14 或 BLG16 三种型式的半封闭螺杆压缩机, 配用干式蒸发器, 具有换热效率高、机组体积小、重量轻、结构紧

凑等优点。名义工况制冷量为 115~1530kW。

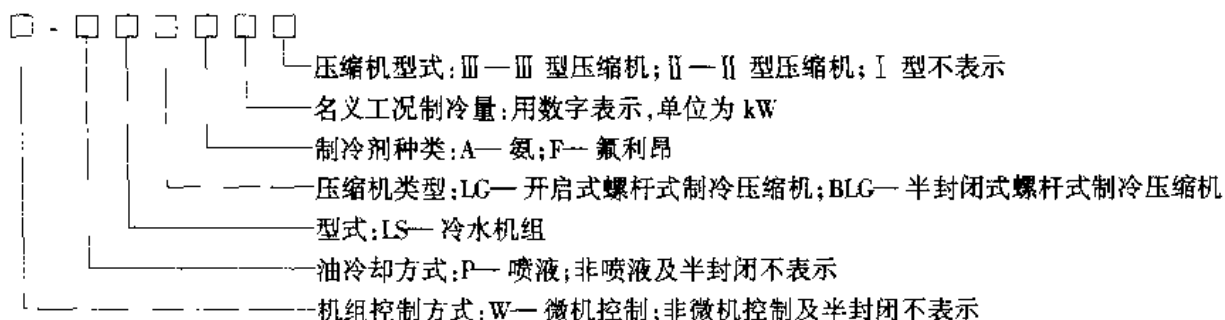
表 9-46 螺杆Ⅱ型压缩冷凝贮液机组主要技术参数

型 号		W-NZLG16ⅡF	W-JNZLG16ⅡF	W-NZLG20ⅡF	W-JNZLG20ⅡF
制冷量/轴功率/kW		289/80 (-15/30℃)	133/88 (-35/35℃)	580/160 (-15/30℃)	268/175 (-35/35℃)
制冷剂		R22			
润滑油牌号		N46			
润滑油加入量/kg		260		450	
噪声/dB(A)		≤85		≤88	
振动/μm		≤20			
机组外形尺寸/mm	长	3520	3572	4266	
	宽	1905	1960	2016	
	高	1840	2070	2210	2314
机组质量/kg		3800	4100	6820	7300
机组运行质量/kg		4500	5000	8000	8500
吸气阀管径/mm		100		150	
型 号		LG16ⅡF	JLG16ⅡF	LG20ⅡF	JLG20ⅡF
转子名义直径/mm		160		200	
转子长度/mm		240		300	
额定转速/(r/min)		2960			
压缩机转向		面对压缩机轴伸端为顺时针			
理论排气量/(m ³ /h)		552		1068	
制冷量调节范围(%)		15~100 无级调节			
内容积比调节范围		2.5~5.0 无级调节			
型 号		YW250M2-2		YW315M2-2	
额定转速/(r/min)		2960			
额定电压/V		380			
频率/Hz		50			
额定功率/kW		100	125	200	220
流量/(L/min)		22		50	
电动机型号		Y802-4		Y90L-6	
电动机功率/kW		0.75		1.1	
冷却水流量/(m ³ /h)		≤18		≤25	
冷却水侧阻力/MPa				≤0.06	
冷却水进口管径/mm		37.5		50	
冷却水进水温度/℃				≤32	
冷却水流量/(m ³ /h)		110		200	
冷却水侧阻力/MPa				≤0.06	
冷却水出口管径/mm		125		150	
贮液器容积/m ³		0.67	0.98	1.1	
出液管径/mm		32	40		

注: W-NZLG20ⅡF、W-JNZLG20ⅡF 两种机组安装后, 切割多余部分的底座。

3) 螺杆式氨冷水机组。以 R717 为制冷剂, 采用各种型号的开启式螺杆制冷压缩机, 配用板式换热器, 具有绿色环保、制冷剂充注量少、维护费用低、技术含量高等优点。机组采用液冷方式, 省去了传统的油冷却器, 润滑油注油量减少, 体积小, 重量轻, 结构紧凑, 名义工况制冷量为 470~3100kW。该机组采用了多项先进技术, 处于国际先进水平。

(1) 螺杆式冷水机组型号编制说明



(2) 螺杆 II 型冷水机组主要技术参数 (表 9-47)。

表 9-47 螺杆 II 型冷水机组主要技术参数

型 号		W-LSLGF500 II	W-LSLGF1000 II	W-LSLGF2000 II	
螺 杆 式 冷 水 机 组	名义工况制冷量 (7℃/32℃) /kW	502	1048	1930	
	制冷剂及加入量/kg	R22/280	R22/380	R22/980	
	润滑油牌号	N46			
	润滑油加入量/kg	260	450	850	
	噪声/dB (A)	≤85	≤88	≤95	
	振动/μm	≤20			
	机组外形尺寸/mm	长	3610	4266	5110
		宽	1920	2240	2570
		高	1950	2183	2455
	机组质量/kg	4610	8000	12880	
机组运行质量/kg	5500	9500	15000		
型 号		LG16 II F	LG20 II F	LG25 II F	
螺 杆 压 缩 机	转子名义直径/mm	160	200	250	
	转子长度/mm	240	300	375	
	理论排气量/(m ³ /h)	552	1068	2160	
	制冷量调节范围 (%)	15 ~ 100 无级调节			
	内容积比	2.5			
型 号		YW250M2-2	YW315M4-2	Y400-2	
主 电 动 机	额定转速/(r/min)	2960			
	额定电压/V	380		6000 或 10000	
	频率/Hz	50			
	额定功率/kW	125	250	500	
油 泵	流量/(L/min)	22	50	80	
	电动机型号	Y802-4	Y90L-6	Y90L-4	
	电动机功率/kW	0.75	1.1	1.5	
油 冷 却 器	冷却水流量/(m ³ /h)	≤14	≤20	≤35	
	冷却水侧阻力/MPa	≤0.06			
	冷却水进出口管径/mm	37.5	50	65	
	冷却水进水温度/℃	≤32			
冷 凝 器	冷却水流量/(m ³ /h)	125	250	500	
	冷却水侧阻力/MPa	≤0.06			
	冷却水进出口管径/mm	125	150	200	
	冷却水进水温度/℃	≤32			
蒸 发 器	冷水流量/(m ³ /h)	100	200	380	
	冷水侧阻力/MPa	≤0.06			
	冷水进出口管径/mm	125	150	200	

注: 1. W-LSLGF2000 II 超宽, 只能分成 2~3 个部件运输, 在现场拼装。

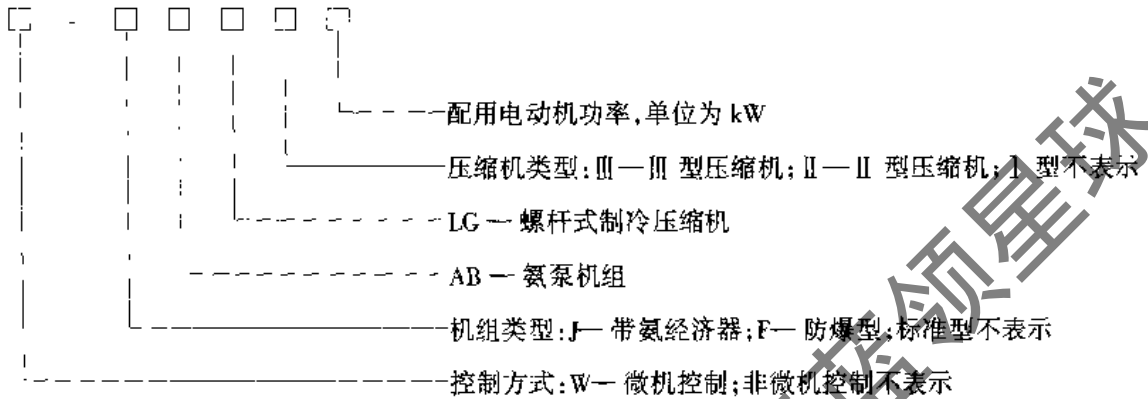
2. W-LSLGF1000 II 安装后, 切割多余部分的底座。

5. 螺杆式氨泵机组

螺杆式氨泵机组由螺杆式制冷压缩机组、冷凝器、氨泵、低压循环贮液器等组成,适用于水电工程、制片冰/冰块、食品冷藏库的结冻和冷藏、啤酒加工等工艺用冷。

机组配用的卧式壳管式冷凝器,采用了新型的高效钢管,减少了容器的体积和占用面积。机组采用了新型的制冷屏蔽电泵,其能耗低、噪声低、无振动、使用寿命长、维护费用低。

(1) 螺杆式氨泵机组型号编制说明



(2) 螺杆 II 型氨泵机组主要技术参数 (表 9-48)

表 9-48 螺杆 II 型氨泵机组主要技术参数

型 号		W-ABLG II 100	W-JABLG II 100	W-ABLG II 220
螺 杆 式 氨 泵 机 组	制冷量/kW	306 (-45/30℃)	134 (-35/35℃)	597 (-15/30℃)
	润滑油牌号	N46		
	润滑油加入量/kg	260		450
	噪声/dB (A)	≤85		≤88
	振动/ μm	≤20		
	外形尺寸(长/mm×宽/mm×高/mm)	3970×2450×2960		4650×2530×3400
	机组质量/kg	7100	7420	12000
型 号		LG16 II A	JLG16 II A	LG20 II A
螺 杆 压 缩 机	转子名义直径/mm	160		200
	转子长度/mm	240		300
	额定转速/(r/min)	2960		
	理论排气量/(m^3/h)	552		1068
	制冷量调节范围(%)	15~100 无级调节		
	内容积比调节范围	2.5~5.0 无级调节		
型 号		YW250M2-2		YW315M2-2
主 电 动 机	额定转速/(r/min)	2960		
	额定电压/V	380		
	频率/Hz	50		
	额定功率/kW	100	110	220
油 泵	流量/(L/min)	22		50
	电动机型号	Y802-4		Y90L-6
	电动机功率/kW	0.75		1.1

(续)

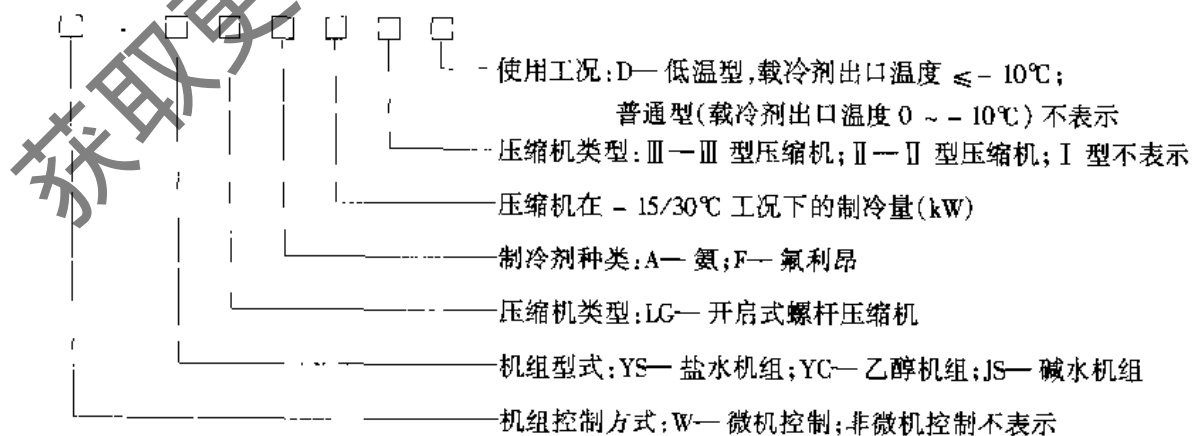
	型 号	W-ABLG II 100	W-JABLG II 100	W-ABLG II 220
	油冷却器	冷却水流量/(m ³ /h)	≤18	
冷却水侧阻力/MPa		≤0.06		
冷却水进出口管径/mm		37.5		50
冷凝器	冷却水流量/(m ³ /h)	90		190
	冷却水进水温度/℃	≤32		
	冷却水侧阻力/MPa	≤0.06		
	冷却水进出口管径/mm	125		150
氨泵	型 号	CAM2/4/AGX3.0		CAM2/5/AGX4.5
	电动机功率/kW	3		4.5
	流量(扬程50m)/(m ³ /h)	6		10.5
低压液循环	型 号	DX2.0		DX4.0
	容积/m ³	2.0		4.0
经济器	型 号	JL1.2		选配 JL2.5
	面积/m ²	1.2		2.5

6. 螺杆式乙醇/盐水机组

螺杆式乙醇/盐水机组由螺杆式制冷压缩机、卧式壳管冷凝器、蒸发器等组成，成为一个完整的制冷系统。机组结构紧凑，冷量无级调节，安装方便。制冷工质为 R22。蒸发器的载冷剂分别为盐水（氯化钠或氯化钙溶液）、乙醇（酒精）或乙二醇水溶液、碱水溶液。

由于载冷剂不同，有的载冷剂对某些金属有腐蚀作用，在不同质量分数下具有不同的热物理性质。为了满足这一要求并提高传热效率，采用了许多新材料及新技术，如高效铝黄铜管、复合材料管板、梯形钢管等，使机组的体积和占地面积缩小，可靠性提高。根据需要，机组可以配上微机，根据用户设定的温度进行自动控制，实现自动化管理。

(1) 螺杆式乙醇/盐水机组型号编制说明



(2) 螺杆 II 型乙醇/盐水机组主要技术参数 (表 9-49)

表 9-49 螺杆 II 型乙醇/盐水机组主要技术参数

型 号	W-YCLGF300I	W-YCLGF300II	W-YCLGF600I	W-YCLGF600II	W-YCLGF1200I	W-YCLGF1200II							
	W-YSLGF300I	W-YSLGF300II	W-YSLGF600I	W-YSLGF600II	W-YSLGF1200I	W-YSLGF1200II							
名义工况制冷量/kW	402 (0/32℃)		286 (-10/32℃)		783 (0/32℃)		561 (-10/32℃)		1592 (0/32℃)		1102 (-10/32℃)		
制冷剂及加入量/kg	R22/280				R22/380				R22/980				
润滑油牌号					N46								
润滑油加入量/kg	260				450				770				
噪声/dB (A)	≤85				≤88				≤95				
振动/ μm					≤20				≤25				
机组外形 尺寸/mm	长	3610		4266		4940		5110		2516		2455	
	宽	1920				2240							
	高	1950		2183		2080							
机组质量/kg	4610				8000				12876				
运行质量/kg	5500				9500				15000				
型 号	LG16 II F				LG20 II F				LG25 II F				
转子名义直径/mm	160				200				250				
转子长度/mm	240				300				375				
理论排气量/(m^3/h)	552				1068				2160				
制冷量调节范围(%)					15%~100%无级调节								
内容积比调节范围					2.5~5.0无级调节								
型 号	YW250M2-2				YW315M4-2				Y400-2				
额定转速/(r/min)					2960								
额定电压/V					380				6000 或 10000				
频率/Hz					50								
额定功率/kW	110		100		220		200		450 或 500				
流量/(L/min)	22				50				80				
电动机型号	Y802-4				Y90L-6				Y90L-4				
电动机功率/kW	0.75				1.1				1.5				
冷却水流量/(m^3/h)	≤18				≤25				≤45				
冷却水侧阻力/MPa					≤0.06								
冷却水进出口管径/mm	37.5				50				65				
冷却水进水温度/℃					≤32								
冷却水流量/(m^3/h)	100		80		220		200		400		300		
冷却水侧阻力/MPa					≤0.06								
冷却水进出口管径/mm	125		100		150				200				
冷却水进水温度/℃					≤32								
载冷剂流量/(m^3/h)	90		50		150		120		300		230		
载冷剂侧阻力/MPa					≤0.06								
载冷剂进出口管径/mm	125				150				200				

注：名义工况是指普通型乙醇/盐水机组：载冷剂出口温度 0℃，冷却水进水温度 32℃，冷却水出水温度 36℃；低温型乙醇/盐水机组：载冷剂出口温度 -10℃，冷却水进水温度 32℃，冷却水出水温度 36℃。

7. 螺杆式氯气液化装置

螺杆式氯气液化装置是氯碱工业中生产液氯的重要配套装置，该装置由经济器螺杆冷凝贮液机组和氯气液化器组成。经济器螺杆冷凝贮液机组由螺杆制冷压缩机、冷凝器、贮液器、经济器、油蒸馏器等组成，配上氯气液化器成为一个完整的制冷系统，由于带经济器，在低温工况，即氯气液化工况下可提高冷量 20% ~ 40%，属于节能产品，氯气液化器是一钢制壳管式换热器，制冷工质 R22 在管外蒸发吸收管内氯气的热量，氯气在管内冷凝液化，由于氯气属剧毒物质，制造、检验都非常严格，受到劳动部门严格监控。上述装置已于 1995 年国家鉴定，并被许多用户采用，使用效果良好。已生产年产液氯分别为 5000t、10000t、20000t、40000t 四种型号产品，氯气液化温度最低可达 -30℃，是化工氯碱行业中液氯生产的理想设备。

9.13 南京五洲制冷（集团）公司

南京五洲制冷（集团）公司生产的螺杆式制冷机组有如下系列产品：①LSBLG（R）F 系列风冷型螺杆式冷热水机组（标准工况制冷量 170 ~ 660kW，供热量 178 ~ 690kW，有 7 种规格）；②LSBLG 系列半封闭螺杆式冷水机组（标准工况制冷量 162 ~ 2960kW，有 19 种规格）

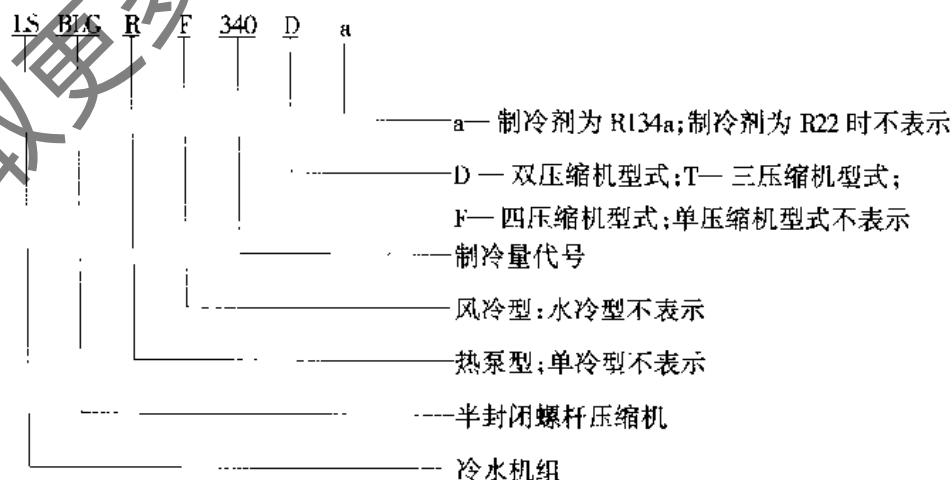
1. 产品特性

1) 高度自动化。机组采用 PLC 可编程控制器控制，出厂前已在工厂内充注制冷剂并完成系统调试，现场只需在机组安装就位后，接好水管和电源线，按“开机”按钮即可实现正常运行。遇故障时会自动停机，同时锁定故障，待故障解除后方可开机。产品还可根据用户的要求提供故障显示、工况记录及远程控制等自动功能。

2) 高效率、高可靠性。主机采用高效可靠的进口半封闭螺杆压缩机，系统主要零部件及电气控制元件均采用进口著名品牌产品，换热器采用高效换热管及先进的加工工艺制作，换热效率高、质量可靠。

3) 振动小、噪声低、外形美观。由于机组采用半封闭螺杆压缩机，自身具有良好的动力平衡和声屏蔽特点，加之采用整体框架结构，故机组振动小、噪声低、外形美观。

2. 型号编制说明



3. LSBLG（R）F 系列风冷型螺杆式冷热水机组主要技术参数（表 9-50）

4. LSBLG 系列半封闭螺杆式冷水机组主要技术参数（表 9-51）

表 9-50 LSBLG (R) F 系列风冷型螺杆式冷热水机组主要技术参数

项 目	型 号									
	ISBLG (R) F170	ISBLG (R) F220	ISBLG (R) F290	LSBLG (R) F340D	ISBLG (R) F440D	ISBLG (R) F580D	ISBLG (R) F660T			
电 源				3 相, 380V, 50Hz						
能量/kW	170/178	220/230	290/305	340/356	440/460	580/610	660/690			
运行电流/A	112/107	142/134	184/174	224/214	284/268	368/348	426/402			
压缩机	进口半封闭螺杆压缩机									
额定功率/kW	51 × 1	63 × 1	83 × 1	51 × 2	63 × 2	83 × 2	63 × 3			
启动方式	星-三角启动									
能量调节 (%)	100, 75, 50				100, 75, 50, 25		100, 66, 33			
空气换热器	翅片式换热器									
风机	轴流风机									
电动机输出功率/kW	0.75 × 6	0.75 × 8	0.75 × 10	0.75 × 12	0.75 × 16	0.75 × 20	0.75 × 24			
水流量/(m ³ /h)	31	40	53	62	80	106	120			
水压损失/kPa	干式壳管式									
长/mm	2850	3450	4450	5200	6800	8800	9800			
宽/mm	1900	1900	1900	1900	1900	1900	1900			
高/mm	2350	2350	2350	2350	2350	2350	2350			
制冷剂充注量/kg	55	65	78	78	130	156	195			
出水温度控制	电动分级温控									
制冷/供热转换 (热泵用)	进口电动四通阀									
保护功能	高低压、防冻、相序、相序、电源缺相、电动机过热、电路过电流									
接管/mm	75	100	100	125	125	150	150			
机组质量/kg	2300/2350	2600/2650	3200/3250	4500/4600	5100/5200	6300/6400	7550/7700			
机组运行质量/kg	2400/2450	2720/2770	3340/3390	4650/4750	5300/5400	6550/6650	7850/8000			

注: 1. 制冷量标准工况: 室外空气温度 35℃, 冷水出口温度 7℃。

2. 供热标准工况: 室外空气温度 7℃, 湿球温度 6℃, 热水出口温度 45℃。

表 9-51 LSBLG 系列半封闭螺杆式冷水机组主要技术参数

型号	LSBLG160	LSBLG190	LSBLG240	LSBLG320D	LSBLG320	LSBLG380D	LSBLG390	LSBLG460	LSBLG480D	LSBLG540
制冷量										
kW	162	199	251	324	331	398	413	473	502	568
kcal/h	139100	171400	216100	278200	284500	342800	355100	407200	432200	488600
USR	46	57	72	93	95	114	118	136	144	163
电 源	3 相, 380V, 50Hz									
额定电流/A	69	85	107	138	140	170	175	196	214	230
配电功率/kW	40	49	62	80	81	98	101	114	124	136
压缩机	进口半封闭螺杆压缩机									
启动方式	星-三角启动									
型式	F 式壳管式									
蒸发器	40 ~ 80									
水流量/(m ³ /h)	28	33	41	55	55	65	67	79	82	93
水压降/kPa	33	39	50	66	66	78	80	95	100	112
冷凝器	40 ~ 70									
水流量/(m ³ /h)	2900/1900	2900/1900	3000/2000	3200	3000/2100	3400	3400/2100	3400/2150	3600	3450/2350
水压降/kPa	800/1000	800/1000	800/1050	1000	870/1100	1050	900/1100	900/1100	1100	950/1250
外形尺寸/mm	1550/1480	1600/1500	1700/1550	1750	1820/1580	1800	1850/1550	1920/1700	1850	1950/1700
充注量/kg	39	45	56	72	70	82	90	110	106	120
制冷剂	热力膨胀阀									
调节方式	热力膨胀阀									
冷凝器 (数量 × mm)	2 × 80	2 × 80	2 × 80	4 × 80	2 × 100	4 × 80	2 × 100	2 × 100	4 × 80	2 × 100
蒸发器 (数量 × mm)	2 × 80	2 × 80	2 × 100	2 × 100	2 × 100	2 × 125	2 × 125	2 × 125	2 × 125	2 × 125
接管规格	泄水管/mm									
噪声值/dB (A)	68	68	68	69	69	69	69	69	70	70
机组质量/kg	1250	1450	1750	2300	2250	2750	2700	3000	3300	3400
机组运行质量/kg	1400	1650	2000	2600	2550	3150	3100	3450	3800	3900

(续)

型号	LSBLG640D	LSBLG720	LSBLG780D	LSBLG920D	LSBLG1080D	LSBLG1440D	LSBLG1620T	LSBLG2160T	LSBLG2880F
制冷量									
kW	662	740	826	946	1136	1480	1704	2220	2960
kcal/h	569000	637100	710200	814400	977200	1274200	1465800	1911300	2548400
LSRT	190	212	237	272	326	425	489	637	849
电 源	3相, 380V, 50Hz								
额定电流/A	280	300	350	392	460	600	690	900	1200
配电功率/kW	162	174	202	228	272	348	408	522	696
压缩机	进口半封闭螺杆压缩机								
型式	星-角启动								
启动方式	干式壳管式								
型式	40~80								
蒸发器	卧式壳管式								
水流量/(m ³ /h)	110	124	134	158	186	248	279	372	496
水压降/kPa	132	148	160	190	224	296	336	444	592
冷凝器	40~70								
水流量/(m ³ /h)	4000	3600/2400	3850	3900	4100	4700	4000	4420	4650
水压降/kPa	1200	1000/1250	1300	1400	1400	1400	1880	1880	1880
外形尺寸/mm	1980	2050/1750	2200	2200	2240	2355	2300	2320	2350
长 L/L ₁	140	160	190	220	240	280	330	420	560
宽 W/W ₁	热力膨胀阀								
高 H/H ₁	2 × 150 + 2 × 100								
制冷剂	2 × 200								
充注量/kg	2 × 200								
调节方式	2 × 250								
接管规格	12.7								
冷凝器(数量 × mm)	4 × 100	2 × 125	4 × 100	4 × 100	4 × 100	4 × 125	2 × 150 + 2 × 100	2 × 200 + 2 × 125	4 × 200
蒸发器(数量 × mm)	2 × 150	2 × 150	2 × 150	2 × 150	2 × 200	2 × 200	2 × 200	2 × 250	2 × 250
泄水管/mm									
噪声值/dB(A)	70	71	71	72	73	74	75	76	77
机组质量/kg	4000	3950	4300	5000	7500	8360	9000	10600	15000
机组运行质量/kg	4600	4450	5050	5800	8400	9350	10200	12100	17100

注: 1. 制冷量标准工况: 冷凝器进水温度 30℃, 蒸发器出水温度 7℃, 水温差 5℃。
 2. 单级压缩机能量调节范围为 0%-50%-75%-100%或无级调节; 二级压缩机能量调节范围为 0%-25%-50%-75%-100%或无级调节; 三级压缩机能量调节范围为 16.5%-100%或无级调节; 四级压缩机能量调节范围为 12.5%-100%或无级调节。
 3. 噪声测定位置为距主机正前方 3.0m, 高 1.5m, 前后左右对称四点平均值。
 4. 除上述规格外, 公司可根据客户要求提供非标准产品。

9.14 无锡申达空调设备有限公司

1. LSBLG 系列水冷螺杆式冷水机组

LSBLG 系列水冷螺杆式冷水机组制冷量 250 ~ 2960kW, 有 16 种机型可供选择, 机组控制有一般电气控制和智能化程序控制二种。

(1) 产品特性

1) 压缩机零件少、故障率低, 易维护与保养。机组压缩机采用高效的第三代 5-6 专利非对称齿形螺杆、半封闭设计, 具有零件数量少、故障率低、易于维护与保养的特点。压缩机配置过载保护装置。压缩机配有的 4 级能量调节, 可使压缩机随负载变化调整其输出功率, 节约能源。

2) 功能齐全, 运行可靠。采用现代高科技触摸屏, 智能化程序控制器 (PLC) 及计算机控制系统, 全数字化显示, 采用 RS-485 通信接口。它不但具有完善的自控功能和较强的抗干扰能力, 还有以下的特殊功能:

①多种保护功能。流量保护、过载保护、过热保护、排气温度保护、缺相保护 (逆相保护)、高低压保护、电压保护、电流保护。

②传感器故障报警。PLC 对机组使用的压力及温度传感器进行监测, 一旦失效, 立即停止工作, 发出报警, 并可将其故障记录在触摸屏内。

③自动开机、关机。只要设定好开机时间和关机时间, 按自动开机、关机键, 即 24h 循环工作。

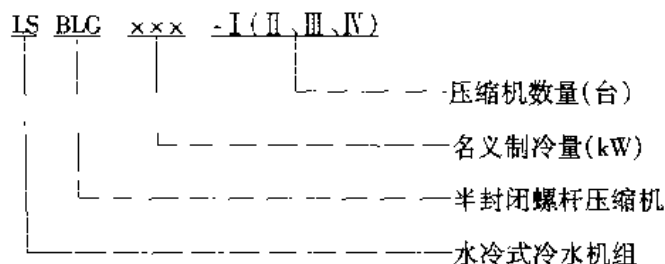
④密码保护功能。可防止非专业操作人员随意修改运行参数, 避免机组在非正常状态下工作。

⑤数据采集功能。冷却水、冷水进出水温度、环境温度、高低压力, 在触摸屏上都能显示。

⑥故障记录。在任何时刻发生某一个故障, 都能记录, 并可查阅、便于维修。

3) 运行噪声低、振动小。LSBLG 系列水冷螺杆式冷水机组具有平静的运行特性, 为工业噪声较低的机组, 机组设置比较灵活方便, 机房内不需要有严格的隔噪设施, 节省投资。LSBLG 系列水冷螺杆式冷水机组的运行振动也极少, 相当平衡的运转, 完全消除了其振动通过建筑传播的可能。

(2) 型号编制说明



(3) LSBLG 系列水冷螺杆式冷水机组主要技术参数 (表 9-52)

2. LSBLGRF-Z 系列半封闭双螺杆风冷式冷热水机组

LSBLGRF-Z 系列半封闭双螺杆风冷式冷热水机组有 3 种机型可选择, 制冷量分别为 352kW、483kW、584kW, 供热量分别为 387kW、532kW、642kW。机组结构紧凑、体积小、制

冷量大、噪声低、使用寿命长、维修率低、管理方便，是中央空调工程中理想的主机设备。

表 9-52 LSBLG 系列水冷螺杆式冷水机组主要技术参数

型 号		LSBLG								
		250-I	300-I	350-I	400-I	450-I	500-I	700-I	600-II	
制冷量	kW	250	300	340	410	470	570	740	660	
	kcal/h	216000	263000	294000	355000	407000	498000	637000	570000	
	USRt	70	90	100	120	135	160	210	190	
压缩机	型式	半封闭双螺杆式压缩机								
	输入功率/kW	62	77	81	101	115	138	178	17×2	
	数量(台)	1	1	1	1	1	1	1	2	
	额定电流/A	107	140	140	175	200	240	312	140×2	
起动方式		Y-Δ								
能量控制(%)		100-75-50							100-87.5-75-62.5-50-25	
冷凝器	型式	水冷壳管式高效换热器								
	数量	1	1	1	1	1	1	1	2	
冷却水流量/(m ³ /h)		51.8	63	70	85.2	97.7	117.3	152.9	136.8	
冷却水压降/kPa		39	40	40	41	42	42	44	42	
冷却水进/出管公称直径/mm		100	100	125	125	125	150	150	125×2	
蒸发器	型式	F式高效换热器								
	数量	1	1	1	1	1	1	1	2	
	冷水流量/(m ³ /h)	43.2	52.6	58.8	71	81.4	97.8	127.4	114	
	冷水压降/kPa	46	47	47	48	49	49	50	49	
	冷水进/出管公称直径/mm	100	100	125	125	125	150	150	125×2	
制冷剂	牌号	R22								
	控制方式	热力膨胀阀								
	充注量/kg	65	80	90	106	122	146	160	255	
润滑油	牌号	TOTAL LUNARIA 56								
	加注量/L	15	16	16	18	23	23	28	16×2	
温度控制		冷水温度传感器								
保温材料		闭泡型聚乙烯保温材料								
机组质量/kg		1800	2000	2050	2500	3100	3500	3900	4000	
机组运行质量/kg		1950	2150	2200	2650	3250	3650	4050	4200	
外形尺寸(长/mm×宽/mm×高/mm)		2800×800×2100			2900×800×2100		3100×800×2100		3320×800×2100	3080×1575×2100

(续)

型 号		LSBLG							
		800-II	900-II	1100-II	1500-II	1700-III	2200-III	1900-IV	2900-IV
制冷量	kW	820	940	1140	1480	1700	2220	1900	2960
	kcal/h	710000	814000	996000	1274000	1467000	1911000	1628000	2548000
	USRt	235	260	325	420	485	635	540	845
压缩机	型式	半封闭双螺杆式压缩机							
	输入功率/kW	101×2	115×2	138×2	178×2	138×3	178×3	115×4	178×4
	数量(台)	2	2	2	2	3	3	4	4
	额定电流/A	175×2	200×2	240×2	312×2	240×3	312×3	200×4	312×4
起动方式		Y-Δ							
能量控制(%)		100-87.5-75-62.5-50-25				100-83-67-50-33-17		100-87.5-75-62.5-50-37.5-25-12.5	
冷凝器	型式	水冷壳管式高效换热器							
	数量	2	2	2	2	3	3	2	2
冷却水流量/(m ³ /h)		170.4	195.4	234.7	305.8	352	458.6	390.7	611.5
冷却水压降/kPa		42	43	44	44	46	46	50	52
冷却水进/出管公称直径/mm		125×2	125×2	150×2	150×2	150×3	150×3	200×2	200×2
蒸发器	型式	干式高效换热器							
	数量	2	2	2	2	3	3	2	2
冷水流量/(m ³ /h)		142	162.8	195.6	254.8	293.4	382.2	325.6	509.6
冷水压降/kPa		49	50	51	51	52	53	53	55
冷水进/出管公称直径/mm		125×2	125×2	150×2	150×2	150×3	150×3	200×2	200×2
制冷剂	牌号	R22							
	控制方式	热力膨胀阀							
	充注量/kg	212	244	292	320	438	480	488	640
润滑油	牌号	TOTAL LUNARIA 56							
	加注量/L	18×2	23×2	23×2	28×2	23×3	28×3	23×4	28×4
温度控制		冷水温度传感器							
保温材料		闭泡型聚乙烯保温材料							
机组质量/kg		4000	5000	6200	7000	7800	10500	11700	12000
机组运行质量/kg		4200	5200	6400	7200	8000	10700	11950	12250
外形尺寸(长/mm×宽/mm×高/mm)		3180×1575×2100	3380×1575×2100		3600×1575×2100	3295×2490×2400	3515×2490×2400	4450×1800×2590	4890×1800×2590

注: 1. 制冷量根据下述条件而定: 冷水进水温度 12℃, 冷水出水温度 7℃, 冷却水进水温度 30℃, 冷却水出水温度 35℃。

2. 电源: 3 相、380V、50Hz。

3. 允许电压波动 ±10%。

4. 除上述规格外, 可根据客户要求提供非标产品。

(1) 产品特性

1) 机组整体结构, 安装方便, 一次性投资少。机组为整体结构, 用户运到现场只要接通电源, 连接空调水系统, 即可投入制冷或供热的空调运行。机组直接安装在室外不须设置机房, 采用风冷却型式, 不需要冷却塔、冷却水泵、冷却水连通管道, 也不需要锅炉房、银炉及相应设备。因此, 安装迅速方便、布置灵活, 一次性投资相对减少。

2) 双螺杆式压缩机部件少、体积小、效率高、使用寿命长; 单级运行时压缩比大, 而且高压排气脉动小, 适合热泵机组使用; 运行时振动小、运行稳定、噪声低。

3) 机组采用高效壳管式干式蒸发器, 内采用高效节能传热管。机组风冷式冷凝器采用先进涨管技术, 铝翅片与铜管咬合紧密、平整、传热效率高。

4) 机组采用现代化高科技触摸屏智能化程控器。它具有完善的自控功能和较强的抗扰能力, 并有极强的自我诊断监测保护功能, 还有 RS-485 通信接口。

5) 机组具有智能化除霜控制功能, 能按指令定时、定温除霜, 以提高热泵效率。

6) 机组为防止冬季管道冻裂, 特别设计了防冻监测回路。为保证机组电器安全, 设有缺相保护、相序保护、电源过、欠压保护及过载、过流保护。

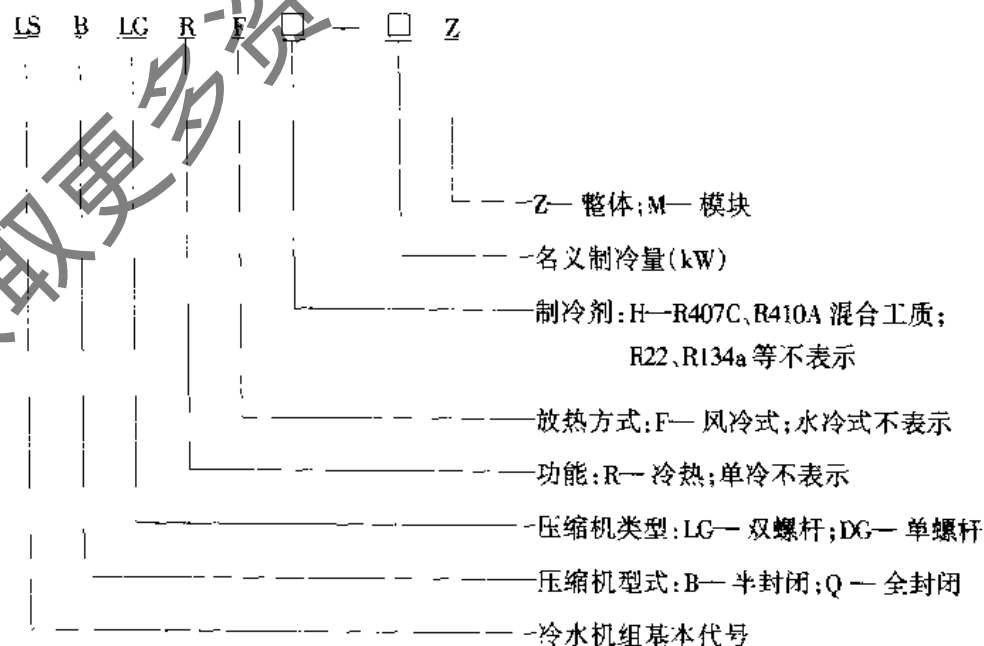
7) 电脑控制系统, 参数设定时有密码保护, 可防止非专业人员擅自开启电脑控制系统。

8) 控制系统能自动平衡多台压缩机运行时间的多少。程控器在起动压缩机时, 能自动把运转时间少的先运行, 停机时能自动把运行时间长的压缩机先停, 调整压缩机磨损程度趋向一致, 并具有对压缩机进行起动延时保护及排气和回气压力进行自动指示故障保护。

9) 控制系统对蒸发器进出水温度、冷凝器冷凝温度和热泵运行时冷凝器最低温度, 均由温度传感器指令故障显示及自动控制。

10) 触摸屏以全中文字体显示所有参数和故障, 便利操作管理, 并具有故障历史记录。触摸屏程控器无论在酷暑、严冬均能进行正常工作。

(2) 型号编制说明



(3) LSBLGRF-Z 系列半封闭双螺杆风冷式冷热水机组主要技术参数 (表 9-53)

表 9-53 LSBLGRF-Z 系列半封闭双螺杆风冷式冷热水机组主要技术参数

型号	LSBLGRF	350Z	480Z	580Z
制冷量	kW	352	483	584
	kcal/h	302720	415380	502240
供热量	kW	387	532	642
	kcal/h	332820	457520	552120
机组总功率/kW		116.4	167	203
最大工作电流/A		280.4	384.6	456.8
压缩机	型式	半封闭双螺杆机 2 台	半封闭双螺杆机 2 台	半封闭双螺杆机 2 台
	输入功率/kW	52.2×2	74.6×2	89.5×2
空气侧换热器		铜管高性能铝翅片		
制冷剂流量控制		热力膨胀阀		
制冷剂	牌号	R22		
	充入量/kg	130	160	220
风机	型式	大叶片低噪声轴流式		
	电动机功率/kW	1.5×8 台	1.5×12 台	1.5×16 台
水侧换热器		节能型壳管式高效换热器		
最大工作压力/MPa	制冷剂侧	2.9		
	水侧	2.0		
水降压/MPa		0.044		
总流量/(m ³ /h)		63	94.8	109
控制运转	运转开关	手动或遥控		
	温度控制	触摸屏 + 程控器 (PLC)		
	显示	运行状态显示, 异常状态显示		
安装装置		温度控制、延时继电器、缺相断路、防冻保护、过电流保护、压缩机过热保护		
冷凝切换装置		进口四通换向阀		
冷水配管/mm		150	180	200
电 源		3 相, 380V、50Hz		
机组质量/kg		4000	5200	5600
机组运行质量/kg		4500	5800	6000
外形尺寸	长/mm	4910	6000	6800
	宽/mm	2080	2080	2080
	高/mm	2260	2340	2600

注: 1. 制冷量工况: 冷水进口温度 12℃, 出口温度 7℃, 室外温度 35℃。

2. 供热量工况: 热水进口温度 40℃, 出口温度 45℃, 室外干球温度 7℃, 湿球温度 6℃。

9.15 上海新晃制冷机械有限公司

1. SWS 系列螺杆式冷水机组

SWS 系列螺杆式冷水机组名义制冷量 176 ~ 2407kW，机组均采用半封闭螺杆式压缩机，配合创新设计的高效率冷凝器、蒸发器、配管等组合而成。产品严格遵循日本 JIS 标准设计，充分考虑国内实际运行条件进行合理的系统匹配。每一个生产过程都经过严格质量管理和精密测试。

(1) 产品特性

1) 自动控温。机组具有电脑自动温控装置，按空调室内负荷变化作自动调整。当冷水温度达到设定温度时，压缩机会自动卸载或停止运转。

2) 操作容易。机组采用微电脑自动控制，提供多项智慧型操作模式，电脑处理控制性能优良、可靠。在电脑的程序控制下，机组能自动停机、能量调节和安全监测，自动化程序高，在无人操作的情况下，也能正常安全运行。

3) 安装简单。机组在厂内完成系统管路组装和电气控制电路的检验调试。机组的制冷剂是在严格的质量控制下充注，因此，用户只需在现场进行外接电源的接线和冷却水、冷水系统的配管工作后，即可开始投入运行。

4) 多机头回路。机组能更灵活地适应各种不同负荷的需要，各回路可单独停或开，即使某一回路发生故障，其余回路仍可正常运转，确保使用的连续可靠性，且节能效果显著。

5) 安全可靠。机组具有完善的各项保护装置，对机组的正常运行、节约能源、运输吊装、故障判断、皆有妥善的规则，安全可靠。制冷剂侧及水侧在机组出厂前均进行试漏检查。

(2) 型号编制说明

SW	S	-	xxx	x	A	
						—SA— 单级压缩机; DA— 二级压缩机; TA— 三级压缩机
						— 制冷量(USR)
						— 半封闭螺杆式压缩机
						— S— 新晃; W— 水冷式机组

(3) SWS 系列螺杆式冷水机组主要技术参数 (表 9-54)

表 9-54 SWS 系列螺杆式冷水机组主要技术参数

机 型	SWS-050SA	SWS-060SA	SWS-080SA	SWS-100SA	SWS-120SA
电 源	3 相, 380V, 50Hz				
制冷量	176	215	279	358	442
kcal/h	151000	185000	240000	308000	380000
输入功率/kW	33	40	51	66	83
压缩机	半封闭螺杆式压缩机				
型式					
数量	1	1	1	1	1
能量控制 (%)	100, 75, 50, 25, 0				
冷凝器	高效率横型壳管式				
型式					
数量	1	1	1	1	1
水流量/ (m ³ /h)	37	46	60	77	95
水侧阻力/kPa	40	40	45	45	50
接管尺寸/mm	75	75	100	100	100

(续)

机 型		SWS-050SA	SWS-060SA	SWS-080SA	SWS-100SA	SWS-120SA
蒸发器	型式	高效率横型壳管式				
	数量	1	1	1	1	1
	水流量/(m ³ /h)	30	37	48	62	76
	水侧阻力/kPa	50	50	52	52	56
	接管尺寸/mm	75	75	100	100	100
冷冻油	型式	Lunaria-K56				
	充填量/L	8	14	15	16	18
制冷剂	牌号	R22				
	控制方式	感温式外部均压膨胀阀全自动调节				
电气控制		PLC 微机可程式控制				
保护装置		高/低压开关, 温度开关, 过载保护器, 逆相欠相保护, 油位开关高低电压保护器, 防冻开关, 可熔栓, 高压排气温度保护, 线圈过热保护				
机组外形尺寸	长/mm	2550	2550	2780	2880	3030
	宽/mm	870	900	900	990	990
	高/mm	1650	1750	1750	1880	1960
机组质量/kg		1270	1470	1560	2560	2660
机 型		SWS-100DA	SWS-120DA	SWS-160DA	SWS-200DA	SWS-240DA
电 源		3 相, 380V, 50Hz				
制冷量	kW	351	430	558	716	884
	kcal/h	302000	370000	480000	616000	760000
输入功率/kW		66	80	102	133	166
压缩机	型式	半封闭螺杆式压缩机				
	数量	2	2	2	2	2
	能量控制 (%)	100, 75, 50, 25, 0				
冷凝器	型式	高效率横型壳管式				
	数量	2	2	2	2	2
	水流量/(m ³ /h)	75	92	120	153	190
	水侧阻力/kPa	42	42	47	47	52
	接管尺寸/mm × 管数	75 × 2	75 × 2	100 × 2	100 × 2	100 × 2
蒸发器	型式	高效率横型壳管式				
	数量	1	1	1	1	1
	水流量/(m ³ /h)	60	74	96	123	152
	水侧阻力/kPa	50	54	58	60	68
	接管尺寸/mm	100	100	125	125	150
冷冻油	型式	Lunaria-K56				
	充填量/L	8 × 2	14 × 2	15 × 2	16 × 2	18 × 2
制冷剂	牌号	R22				
	控制方式	感温式外部均压膨胀阀全自动调节				
电气控制		PLC 微机可程式控制				
保护装置		高/低压开关, 温度开关, 过载保护器, 逆相欠相保护, 油位开关高低电压保护器, 防冻开关, 可熔栓, 高压排气温度保护, 线圈过热保护				
机组外形尺寸	长/mm	3230	3450	3450	3870	4100
	宽/mm	1020	1120	1120	1250	1300
	高/mm	1620	1790	1840	1990	2050
机组质量/kg		2680	2900	3250	3950	4360

(续)

机 型		SWS-280DA	SWS-300DA	SWS-320DA	SWS-380DA	SWS-420DA
电 源		3 相, 380V, 50Hz				
制冷量	kW	1047	1140	1233	1419	1605
	kcal/h	900000	980000	1060000	1220000	1380000
输入功率/kW		187	205	223	256	287
压缩机	型式	半封闭螺杆式压缩机				
	数量	2	2	2	2	2
	能量控制 (%)	100, 75, 50, 25, 0				
冷凝器	型式	高效率横型壳管式				
	数量	2	2	2	2	2
	水流量/(m ³ /h)	225	245	265	305	345
	水侧阻力/kPa	57	60	60	62	62
	接管尺寸/mm×管数	125×2	125×2	125×2	150×2	150×2
蒸发器	型式	高效率横型壳管式				
	数量	1	1	1	1	1
	水流量/(m ³ /h)	180	196	212	244	276
	水侧阻力/kPa	70	74	72	76	78
	接管尺寸/mm	200	200	200	200	200
冷冻油	型式	Lunaria-K56				
	充填量/L	23×2	23×2	23×2	28+28	28×2
制冷剂	牌号	R22				
	控制方式	感温式外部均压膨胀阀全自动调节				
电气控制		PLC 微机程式控制				
保护装置		高/低压开关, 温度开关, 过载保护器, 逆相欠相保护, 油位开关, 高/低电压保护器, 防冻开关, 可熔栓, 高压排气温度保护, 线圈过热保护				
机组外形尺寸	长/mm	4200	4200	4200	4300	4300
	宽/mm	1400	1600	1600	1600	1600
	高/mm	2200	2280	2280	2390	2390
机组质量/kg		4800	5500	5850	6600	7650
机 型		SWS-460TA	SWS-480TA	SWS-530TA	SWS-630TA	
电 源		3 相, 380V, 50Hz				
制冷量	kW	1756	1860	2035	2407	
	kcal/h	1510000	1600000	1750000	2070000	
输入功率/kW		317	335	367	431	
压缩机	型式	半封闭螺杆式压缩机				
	数量	3	3	3	3	
	能量控制 (%)	100, 75, 50, 25, 0				

(续)

机 型		SWS-460TA	SWS-480TA	SWS-530TA	SWS-630TA
冷凝器	型式	高效率横型壳管式			
	数量	1	1	1	1
	水流量/(m ³ /h)	377	400	437	517
	水侧阻力/kPa	65	67	67	70
	接管尺寸/mm	250	250	250	300
蒸发器	型式	高效率横型壳管式			
	数量	1	1	1	1
	水流量/(m ³ /h)	302	320	350	414
	水侧阻力/kPa	80	82	86	90
	接管尺寸/mm	200	200	250	250
冷冻油	型式	Lunaria-K56			
	充油量/L	69	69	74	84
制冷剂	牌号	R22			
	控制方式	感温式外部均压膨胀阀全自动调节			
电气控制		PLC 微机程式控制			
保护装置		高/低压开关, 温度开关, 过载保护器, 逆相欠相保护, 油位开关高/低电压保护器, 防冻开关, 可燃栓, 高压排气温度保护, 线圈过热保护			
机组外形尺寸	长/mm	4800	4800	5100	5100
	宽/mm	2100	2200	2200	2200
	高/mm	2100	2100	2200	2200
机组质量/kg		9210	9410	9660	11000

注: 1. 制冷量标准工况: 冷水进水温度 12℃, 出水温度 7℃; 冷却水进水温度 30℃, 出水温度 35℃。

2. 如采用 R134a 或 R407c 等环保型制冷剂, 可与厂家联系。

2. SALS 系列风冷热泵型螺杆式冷热水机组

SALS 系列风冷热泵型螺杆式冷热水机组名义制冷量 226 ~ 1005kW, 供热量由 242 ~ 1080kW, 机组以创新的设计、坚固的结构、精心的制作及严格的质检, 为用户提供高品质、高效率的空调主机。

(1) 产品特性

1) 安装简单。采用模块化设计搭配自由, 配管简单, 免装冷却塔, 现场施工方便, 吊装简易安全。

2) 操作容易。采用微机自动控制系统, 提供多项智慧型控制模式, 通过人机介面, 使操作更容易, 并可与楼宇作中央监控连锁控制。

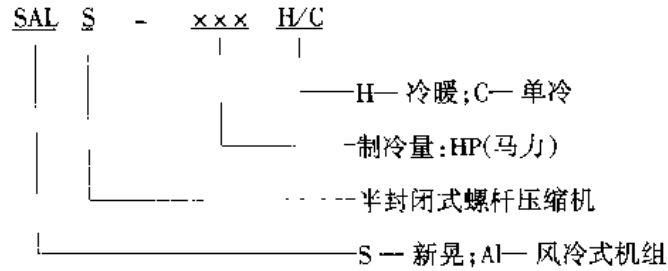
3) 宁静舒适。采用人性化设计, 配合特殊的排热风扇, 使运转噪声更低。

4) 节约能源。具有自动温控装置, 当冷水温度达到设定温度时, 压缩机会自动卸载或停止运转, 可达到节约能源的目的。

5) 冷暖两用。无需另外选配锅炉、冷却塔, 配管简单、操作容易, 机组可安装于屋顶或室外空地, 无需设置机房, 节省空间。

6) 质量可靠。产品每一个制冷部件在组装前都经过严格检验及校正, 并已完成全部制冷剂及冷冻油的充注, 组装后每一台机组均作百分之百的运转试验, 在出厂发货前, 整机已具备工作条件。机组运抵至现场, 经配管及配电后即可运行。

(2) 型号编制说明



(3) SALS 系列风冷热泵型螺杆式冷热水机组主要技术参数 (表 9-55)

表 9-55 SALS 系列风冷热泵型螺杆式冷热水机组主要技术参数

机 型		SALS-080H	SALS-090H	SALS-105H	SALS-120H	SALS-140H	SALS-160H	SALS-180H
制冷量	kW	226	250	274	305	335	386	437
	kcal/h	194000	215000	236000	262000	288000	332000	376000
供热量	kW	242	265	288	324	360	414	467
	kcal/h	208000	228000	248000	279000	310000	356000	402000
电 源		3 相, 380V, 50Hz						
型 式		半封闭螺杆式						
压缩机	制冷输入功率/kW	73	81	88	93	108	124	140
	制热输入功率/kW	66	73	80	90	99	115	130
	能量控制 (%)	100, 75, 50, 25, 0 (每台压缩机)						
	数量	2	2	2	2	2	2	2
冷冻油	型 式	SUNISO-5GS						
	充填量/kg	18	20	22	22	22	24	26
风侧换热器		高效率无缝内螺纹管、抗蚀铝片						
风 扇	型 式	轴 流 式						
	电动机功率/kW	1.1×6	1.1×6	1.1×6	1.1×8	1.1×8	1.1×10	1.1×10
水侧换 热 器	型 式	高效率壳管式热交换器						
	水流量/(m ³ /h)	39	43	47	52	58	66	75
	水头损失/kPa	50	50	50	50	55	55	55
	进水管径/mm	100	100	100	100	100	150	150
制冷剂	牌 号	R22						
	控制方式	感温式膨胀阀全自动调节						
保护装置		过负载保护、防冻开关、高/低压开关、温度开关、可熔栓、欠相保护、逆相保护、高/低电压保护、电动机线圈温度保护、压缩机吐出过热保护、油位开关						
机组外 形尺寸	长/mm	3230	3230	3230	4200	4200	5170	5170
	宽/mm	2150	2150	2150	2150	2150	2150	2150
	高/mm	2400	2400	2400	2400	2400	2400	2400
机组质量/kg		3570	3720	3870	4630	4740	5650	5760

(续)

机 型		SALS-210H	SALS-240H	SALS-280H	SALS-320H	SALS-360H	SHLS-420H
制冷量	kW	548	609	670	772	874	1005
	kcal/h	472000	524000	576000	664000	752000	864000
供热量	kW	576	648	720	827	934	1080
	kcal/h	496000	558000	620000	712000	804000	930000
电 源		3 相, 380V, 50Hz					
压缩机	型式	半封闭螺杆式					
	制冷输入功率/kW	176	196	216	248	280	324
	供热输入功率/kW	160	179	198	229	260	297
	能量控制 (%)	100, 75, 50, 25, 0 (每台压缩机)					
	数量	4	4	4	4	4	6
冷冻油	型式	SUNISO-5GS					
	充填量/kg	44	44	44	48	52	66
风侧换热器		高效率无缝内螺纹管, 抗蚀铝片					
风扇	型式	轴流式					
	电动功率/kW	1.1 × 12	1.1 × 14	1.1 × 16	1.1 × 18	1.1 × 20	1.1 × 24
水侧换热器	型式	高效率壳管式热交换器					
	水流量/(m ³ /h)	94	105	116	133	155	174
	水头损失/kPa	55	55	55	55	55	55
	进出水管径/mm	150	150	150	150	150	150
制冷剂	牌号	R22					
	控制方式	感温式膨胀阀全自动调节					
保护装置		过负载保护、防冻开关、高/低压开关、温度开关、可熔栓、欠相保护、逆相保护、高/低电压保护、电动机线圈温度保护、压缩机吐出过热保护、油位开关					
机组外形尺寸	长/mm	6460	7430	8400	9370	10340	12600
	宽/mm	2150	2150	2150	2150	2150	2150
	高/mm	2400	2400	2400	2400	2400	2400
机组质量/kg		7740	8610	9480	10500	11520	14220

注: 1. 制冷工况: 冷水进水温度 12℃, 出水温度 7℃, 室外环境温度 35℃; 供热工况: 热水进水温度 40℃ 出水温度 45℃, 室外环境温度 7℃。

2. SALS-C 系列的技术参数亦参考此规格表。

3. 如采用 R134a 或 R407c 等环保型制冷剂, 可与厂家联系。

9.16 捷丰集团

捷丰集团生产的 SCW 系列模块化螺杆式冷水机组, 是捷丰集团模块化系列产品之一。每一个模块单元内包括一个独立的制冷系统, 每个 SCW195 模块单元的制冷量为 193kW, 将 1~

10个标准的模块单元组合成一个完整的机组, 机组制冷量可达193~1930kW, 每个SCW750模块单元的制冷量为750kW, 将1~4个标准的模块单元组合成一个完整的机组, 机组制冷量可达750~3000kW。它包括了模块化冷水机组的全部优点, 并具有高效、可靠、智能、环保的优越性能。

1. 产品特性

(1) SCW195系列模块化螺杆式冷水机组

1) SCW195系列模块化螺杆式冷水机组完全以捷丰集团的模块化专利技术设计和制造。每个模块单元由一个完整的制冷系统所构成, 制冷压缩机为高效率的半封闭式螺杆制冷压缩机, 不但效率高, 而且运行振动和噪声都比同类型的其他螺杆压缩机低。压缩机的排气端设有双程式油分离器, 空调工况下油分离效率极高, 排气含油率低于0.5%, 减小了润滑油对换热器的影响, 并保证了润滑油的正常循环。换热器为不锈钢钎焊板式热交换器, 体积小, 传热效率高, 并且由于焊接过程为真空钎焊, 换热器内部清洁干燥, 对于制冷系统的清洁性和干燥性起到了重要的保证作用。

2) 机组可以由1~10个模块单元组成一个机组, 机组的组合在安装现场完成。

3) 机组由电脑控制器智能化控制机组的运行, 并可以通过RS232接口, 对机组进行远程监控。

4) 机组采用R22制冷剂, 可根据选型要求, 提供使用R407c或R134a的产品。

(2) SCW750系列模块化螺杆式冷水机组

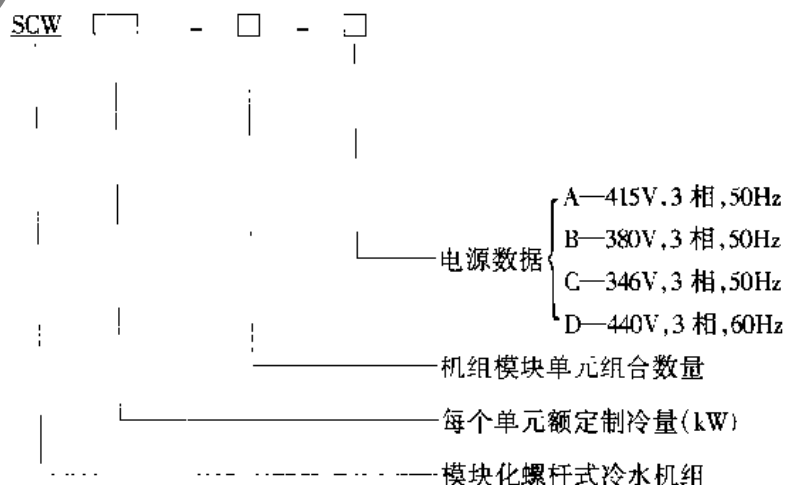
1) SCW750系列为常规结构的螺杆式冷水机组, 配用高效半封闭螺杆压缩机, 外设高效油分离器。采用管壳式换热器, 其中蒸发器为U形管结构, 避免了制冷剂流动过程的分布不均现象。蒸发传热管为内翅式高效传热管, 冷凝器传热管为双面强化的锯齿形高效传热管, 因此, 换热器体积比同类型机组更小, 机组更加紧凑。机组的操作和维护保养工作面仅在机组的两端, 因此多机组安装时, 可以象模块化机组一样, 将机组紧靠在一起, 从而减小了机房面积。

2) 机组可以由1~4个模块单元组成一个机组, 机组的组合在安装现场完成。

3) 机组由电脑控制器智能化控制机组的运行, 并可以通过RS232接口, 对机组进行远程监控。

4) 机组采用R22制冷剂, 可根据选型要求提供使用R407c或R134a的产品。

2. 型号编制说明



3. SCW 系列模块化螺杆式冷水机组主要技术参数 (表 9-56)

表 9-56 SCW 系列模块化螺杆式冷水机组主要技术参数

型 号		SCW750-N	SCW195-N
每个模块单元额定制冷量/kW		745	193
机组内单元组合数量 N (单元)		1~4	1~10
机组制冷量/kW		745 × N	193 × N
电 源		380V ± 10% V, 50Hz, 3 相	
制冷压缩机	型 式	半封闭螺杆式	密闭螺杆式
	数 量	1 × N	1 × N
	每个压缩机额定功率/kW	159	44.2
	每个压缩机额定运行电流/A	336	79
	制冷量调节范围 (%)	15~100	0~100 共 4 × N 级
	R22 制冷剂灌注量/kg	165 × N	17.0 × N
蒸发器	型 式	管壳式	钎焊板式热交换器
	额定水流量/(L/s)	35.6 × N	9.2 × N
	额定水侧压力损失/kPa	58	50
	水侧最大耐压/MPa	1.05	2.0
	水侧污垢系数/(m ² ·K/kW)	0.089	0.089
冷凝器	型 式	管壳式	钎焊板式热交换器
	额定水流量/(L/s)	43.3 × N	11.5 × N
	额定水侧压力损失/kPa	60	60
	水侧最大耐压/MPa	1.05	2.0
	水侧污垢系数/(m ² ·K/kW)	0.18	0.18
接管尺寸/mm		250	150 (N > 7 时, 200)
机组外形尺寸 (长/mm × 宽/mm × 高/mm)		3800 × 1320 × 2570	(650 × N) × 1990 × 1600
运输质量 (每单元) / 运行质量/kg		3000/3200 × N	850/890 × N

注: 额定工况: 冷却水进水温度 30℃, 出水温度 35℃; 冷水进水温度 12℃, 出水温度 7℃。

9.17 常州爱斯特空调设备有限公司

常州爱斯特空调设备有限公司生产的风冷螺杆式冷(热)水机组, 有单冷型 LSFG 及热泵型 RSFG 两个系列, 最大制冷量达 750kW, 最大供热量达 1020kW。两个系列产品以全新的设计、坚固的结构、严谨的制作及严格的检验, 为用户提供高品质、高效率的空调主机。

1. 产品特性

1) 运行可靠、宁静。机组配有进口单、双螺杆压缩机, 其结构简单, 省去了如活塞、连杆、阀门等机械部件, 再加上连续排气, 无脉动的优点, 因而使机组噪声低、振动小、可靠性高、使用寿命长。

2) 结构紧凑、美观。经精心设计制造, 机组整体结构简洁、紧凑、美观、占地面积小,

与同容量的风冷活塞机组相比，占地面积减少近 30%，机组安装容易、维修方便。

3) 换热效率高。空气侧热交换器采用薄型铝翅片，配合高效率换热铜管组合，再经过机械式涨管使之紧密结合，热传导效率最佳；水侧热交换器采用高压无缝钢管，配合内螺纹纯铜管制作，两端盖板可以拆卸，易于保养检修

4) 完善的保护。机组内装有过载保护器、缺相逆相保护器、高低压开关、油位开关、油压差开关等安全装置，从而保证了机组的安全运行。

5) 先进的控制技术。图文人机和中英文液晶显示界面，操作方便、管理科学、高效节能。用户使用，只需轻轻一按，便可尽享空调所带来的舒适。同时还可以对用户机组实行远程监控，随时了解机组运行情况。

6) 可靠的质量保证。公司通过 ISO9001 国际质量体系认证，具有完善的质量保证体系。对零部件采购、制造、装配、测试实行全过程控制，确保产品质量全面达到设计要求。

2. 型号编制说明

R	S	F	G	160	M	A	
							设计系列号:
							A—以 160 为基准能量单元;
							B—以 196 为基准能量单元;
							C—以 320 为基准能量单元;
							D—以 375 为基准能量单元
							可多台组合式
							能量代号:160
							压缩机型式:半封闭螺杆压缩机
							机组型式:风冷型
							机组型式:冷热水型
							机组型式:R—热泵型;I—单冷型

3. LSFSG (RSFSG) 系列风冷螺杆式冷 (热) 水机组主要技术参数 (表 9-57)

表 9-57 LSFSG (RSFSG) 系列风冷螺杆式冷 (热) 水机组主要技术参数

型 号		LSFSG160MA RSFSG160MA	LSFSG320MA RSFSG320MA	LSFSG480MA RSFSG480MA	LSFSG190MB RSFSG190MB	LSFSG380MB RSFSG380MB	LSFSG570MB RSFSG570MB	
制冷量	kW	160	320	480	188	376	564	
	kcal/h	137600	275200	412800	162000	323000	485000	
供热量	kW	171	342	513	205	410	615	
	kcal/h	147000	294000	441000	176000	353000	529000	
机组总功率	kW	52.3	104.6	156.9	62.2	124.4	186.6	
电 源	3 相, 50Hz, 380V/220V							
制 冷 剂	R22 (已充注)							
流 量 控 制	热力膨胀阀							
能量调节/(%)	100, 75, 40, 0							
压 缩 机	型 式	进口半封闭螺杆压缩机						
	数 量 / 台	1	2	3	1	2	3	
	功 率 / kW	47.8	47.8 × 2	47.8 × 3	57.7	57.5 × 2	57.5 × 3	

(续)

型 号		LSFG160MA RSFG160MA	LSFG320MA RSFG320MA	LSFG480MA RSFG480MA	LSFG190MB RSFG190MB	LSFG380MB RSFG380MB	LSFG570MB RSFG570MB
换热器	空气侧	铜管铝翅片					
	水侧	干式蒸发器					
风扇	数量/台	3	6	9	3	6	9
	功率/kW	1.5×3	1.5×6	1.5×9	1.5×3	1.5×6	1.5×9
安全装置		压缩机内置 PTC 感温器、电源保护器、排温保护器、高低压开关、易熔塞等					
水流量/m ³ /h		28	56	84	32.5	65	97.5
接口	冷热水支管/mm	80	80	80	80	80	80
	冷热水总管/mm	80	100	125	80	150	150
噪声/dB (A)		72	75	76	72	75	76
机组质量/kg		2150	2150×2	2150×3	2200	2200×2	2200×3
外形尺寸	长/mm	3000	3000	3000	3000	3000	3000
	宽/mm	1900	4550	6950	1900	4550	6950
	高/mm	2550	2550	2550	2550	2550	2550

- 注：1. 制冷名义工况：环境温度 35℃，冷水出水温度 7℃，水温度 12℃。
 2. 供热名义工况：环境温度干球 7℃，湿球 6℃，热水出水温度 45℃，水温度 40℃。
 3. 质量未包括循环水重量；运行质量加 10%。
 4. 噪声有特殊要求的用户可在订货时特别注明。
 5. 工作范围制冷：出水温度 5~15℃；环境温度 15~43℃。
 供热：出水温度 35~50℃；环境温度 -10~21℃。

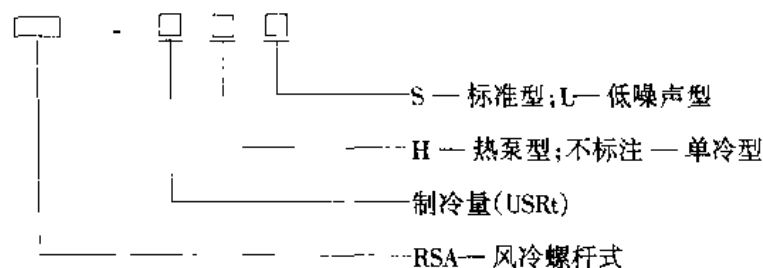
9.18 台佳实业昆山台佳机电有限公司

1. RSA 系列风冷热泵型螺杆式冷热水机组

(1) 产品特性

- 1) 制冷系统设计先进，能保证热泵机组在制冷和制热时都有很高的运行效率。
- 2) 采用进口名牌螺杆压缩机和制冷配件，高效可靠。
- 3) 整体框架式结构，外形美观，风侧换热器倒 M 布置，气流组织合理，进风效果更佳。
- 4) 控制系统采用 PLC 可编程控制器和人性化界面的触摸屏手操器，操作简便，并可全自动运行和自动报警。
- 5) 机组具有可靠的安全保护措施，使机组运行安全、可靠。

(2) 型号编制说明



(3) RSA 系列风冷热泵型螺杆式冷热水机组主要技术参数 (表 9-58)

表 9-58 RSA 系列风冷热泵型螺杆式冷水机组主要技术参数

型 号	RSA-26H	RSA-35H	RSA-43H	RSA-55H	RSA-70H	RSA-85H	RSA-95H	RSA-105H	RSA-115H	RSA-125H	RSA-130H	RSA-140H	RSA-150H	RSA-160H	RSA-170H	RSA-180H	RSA-190H
制冷量 kW	91	122	151	193	250	300	336	370.9	403	439	462	492	527	563	600	635.5	671
制冷量 kcal/h	78600	105000	130000	166000	215000	258000	289000	319000	347000	378000	393000	423000	453000	483000	516000	547000	575000
供热量 kW	99	132	165	204	275	330	369	408	440	479	495	534	573.1	612.2	660	699.1	738.1
供热量 kcal/h	85100	114000	142000	176000	237000	284000	317000	351000	378000	413000	426000	459000	493000	526000	568000	601000	635000
半封闭螺杆 (进口)																	
压缩机	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	3	3	3	3	4	4	4
输入功率/ kW	30	35	44	54	68	88	98	108	112	122	132	142	152	162	176	186	196
注油量/L	7	7	8	14	16	2 × 8	8 + 14	2 × 14	8 + 16	14 + 16	3 × 8	14 + 2 × 8	8 + 2 × 14	3 × 14	4 × 8	3 × 8 + 14	2 × 8 + 2 × 14
铜管中套铝翅片式盘管																	
风侧换热器	2 × 19500	2 × 19500	4 × 19500	4 × 19500	6 × 19500	6 × 19500	8 × 19500	8 × 19500	10 × 19500	10 × 19500	10 × 19500	10 × 19500	12 × 19500	12 × 19500	12 × 19500	14 × 19500	16 × 19500
水侧换热器	2 × 1.4	2 × 1.4	4 × 1.4	4 × 1.4	6 × 1.4	6 × 1.4	8 × 1.4	8 × 1.4	10 × 1.4	10 × 1.4	10 × 1.4	10 × 1.4	12 × 1.4	12 × 1.4	12 × 1.4	14 × 1.4	16 × 1.4
水流量/ (m ³ /h)	15.5	20.6	25.8	31	43	51.6	56.8	61.9	68.8	74	77.4	82.6	87.7	93.0	103.2	108.4	113.5
水侧压力/ kPa	43	43	45	45	45	45	45	45	45	45	44	44	45	46	45	45	45
接管/mm	76 × 3	76 × 3	89 × 3.5	89 × 3.5	114 × 4	114 × 4	114 × 4	114 × 4	114 × 4	114 × 4	114 × 4	146 × 4	146 × 4.5	146 × 4.5	114 × 4	114 × 4	114 × 4
发泡型防腐保温板																	
制冷剂	R22																
加入量/kg	21	24	35	50	65	2 × 35	35 + 50	2 × 50	35 + 65	50 + 65	3 × 35	50 + 2 × 35	35 + 2 × 50	3 × 50	4 × 35	3 × 35 + 50	7 × 35 + 50 × 2
长/mm	1350	1350	2250	2250	3250	3250	4500	4500	5500	5500	5500	5600	6750	6750	6500	7750	9000
宽/mm	2140	2140	2140	2140	2140	2140	2140	2140	2140	2140	2140	2140	2140	2140	2140	2140	2140
高/mm	2480	2480	2480	2480	2480	2480	2480	2480	2480	2480	2480	2480	2480	2480	2480	2480	2480
机组质量/kg	1300	1500	2000	2300	2800	3000	3800	4000	4800	5100	5000	5500	6000	6200	6500	6800	7600

(续)

型号	RSA-200H	RSA-210H	RSA-215H	RSA-225H	RSA-235H	RSA-245H	RSA-255H	RSA-260H	RSA-265H	RSA-275H	RSA-285H	RSA-295H	RSA-305H	RSA-315H	RSA-335H	RSA-400H	RSA-410H	RSA-425H
制冷量 kW	706.5	742	785.8	790.7	826.7	861.6	896.5	927.5	935.5	971	1006.5	1042	1077.5	1113	1250	1400	1435.5	1500
制冷量 kcal/h	608000	638000	680000	680000	710000	740000	770000	798000	805000	835000	866000	896000	927000	957000	1075000	1204000	1235000	1290000
供热量 kW	777.2	816.2	825	864.1	903.1	942.2	981.2	1020.3	1029	1068.1	1107	1146.2	1185.3	1224.3	1375	1540	1579.1	1650.2
供热量 kcal/h	668000	702000	710000	743000	777000	810000	844000	877000	885000	920000	952000	986000	1020000	1053000	1183000	1324000	1358000	1420000

半封闭螺柱(进口)

型式	半封闭螺柱(进口)																		
数量	4	4	5	5	5	5	5	5	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
输入功率/kW	206	216	220	230	240	250	260	270	274	284	294	304	314	324	340	384	394	408	
注油量/L	3×14+8	4×14	5×8	4×8+14	3×8+2×8+3×14	2×8+3×14	2×8+4×14	5×14	14+5×8	4×8+2×14	3×8+3×14	2×8+4×14	5×14+8	6×14	5×16	8+5×16	14+5×16	6×16	

铜管中套铝翅片式盘管

型式	铜管中套铝翅片式盘管																		
风量/ (m³/h)	16×19500	16×19500	16×19500	16×19500	18×19500	18×19500	20×19500	20×19500	20×19500	20×19500	22×19500	22×19500	24×19500	24×19500	30×19500	34×19500	34×19500	36×19500	
功率/kW	16×1.4	16×1.4	16×1.4	16×1.4	18×1.4	18×1.4	20×1.4	20×1.4	20×1.4	20×1.4	22×1.4	22×1.4	24×1.4	24×1.4	30×1.4	34×1.4	34×1.4	36×1.4	

板式蒸发器

型式	板式蒸发器																		
水流量 (m³/h)	118.7	123.8	129.0	134.2	139.3	144.5	149.6	154.8	160	165.1	170.3	175.4	180.8	185.8	215	240.8	246	258	
水压降/kPa	45	45	45	45	45	45	45	46	44	44	45	45	45	46	44	45	45	45	
接管/mm	114×4	114×4	114×4	146×4.5	146×4.5	146×4.5	146×4.5	146×4.5	146×4.5	146×4.5	146×4.5	146×4.5	146×4.5	146×4.5	114×4	114×4	114×4	114×4	

闭泡型防露保温板

牌号	R22																		
加入量/kg	35+3×50	4×50	5×35	4×35+50	2×35+3×50	2×35+3×50	35+4×50	5×50	5×50	5×35+50	4×35+2×50	3×35+3×50+4×50	65+5×50	6×50	5×65	5×65+35	50+	5×65	6×65
长/mm	9000	9000	8750	8750	10000	10000	11250	11250	11000	11000	10000	12250	12500	13500	16250	18500	18500	19500	
宽/mm	2140	2140	2140	2140	2140	2140	2140	2140	2140	2140	2140	2140	2140	2140	2140	2140	2140	2140	
高/mm	2480	2480	2480	2480	2480	2480	2480	2480	2480	2480	2480	2480	2480	2480	2480	2480	2480	2480	
机红质量/kg	7800	8000	8100	8500	9300	9500	10000	10500	10500	10500	11000	11500	12000	12500	14000	16000	16300	16800	

注: 1. 制冷量标定工况: 冷凝器进风干球温度 35℃, 湿球温度 24℃, 蒸发器进水温度 12℃, 出水温度 7℃。

2. 供热量标定工况: 室外环境干球温度 7℃, 湿球温度 6℃, 蒸发器进水温度 40℃, 出水温度 45℃。

3. 机组使用电源: 380V, 50Hz, 三相四线制。

2. RSW 系列水冷螺杆式冷水机组

(1) 产品特性

1) 采用进口高效半封闭螺杆压缩机, 进口制冷配件, 以及高效换热器进行优化配置, 微电脑控制器进行智能化控制, 充分体现机组的高效性和可靠性。

2) 严谨的结构设计, 使机组结构紧凑、美观, 接管接线方便灵活, 机组安装容易, 维护、操作方便。

3) 壳管式换热器采用高效换热管, 大大提升其换热效率, 并通过独特的工艺制造使换热器高效、洁净。

4) 微电脑控制器采用进口 PLC 可编程控制器和人性化界面的触摸屏手操器, 操作简便, 使用安全可靠。

5) 机组配备有完整的保护功能, 使机组运行安全, 可靠。

(2) 型号编制说明

RSW--□□□

— 制冷量(kcal/h)

— 产品型号: 台佳水冷螺杆式冷水机组

(3) RSW 系列水冷螺杆式冷水机组主要技术参数 (表 9-59)

表 9-59 RSW 系列水冷螺杆式冷水机组主要技术参数

机 型	RSW-100	RSW-160	RSW-250	RSW-350	RSW-470	RSW-560	RSW-730	RSW-750	RSW-800	RSW-900	RSW-1120	RSW-1460	RSW-2200	RSW-2920	
名义制冷量/kW	116	186	290	406	547	650	849	872	930	1094	1300	1696	2600	3395	
机组功率/kW	26	39	60	79	110	131	169	79+89	98×2	110×2	131×2	169×2	131×4	169×4	
机组电流/A	44	68	107	138	188	233	300	311	346	376	466	600	932	1200	
冷却水流量/(m ³ /h)	25	40	62.5	87.5	117.5	140	182.5	181.5	200	225	280	365	550	730	
冷水流量/(m ³ /h)	20	31	50	70	94	112	146	150	160	180	200	250	440	584	
外形尺寸	长/mm	2000	2800	3050	3050	3670	3438	3720	4408	4408	4606	4606	4700	4606	4700
	宽/mm	900	900	900	900	900	900	900	1200	1200	1200	1200	1200	2850	2850
	高/mm	1100	1568	1755	1905	1961	2086	2333	2199	2199	2477	2477	2508	2477	2508
机组质量/kg	1200	1250	2000	2250	3350	4000	4500	5250	5500	6050	7500	8500	15000	19000	

注: 1. 制冷工况: 冷水进水温度 12℃, 冷水出水温度 7℃; 冷却水进水温度 30℃, 冷却水出水温度 35℃。

2. 工作范围: 冷却水出口温度 22~37℃, 冷却水进口温差 3.5~10℃。冷水出口温度 5~20℃, 冷水进口温差 2.5~10℃。

9.19 沈阳第一冷冻机有限公司

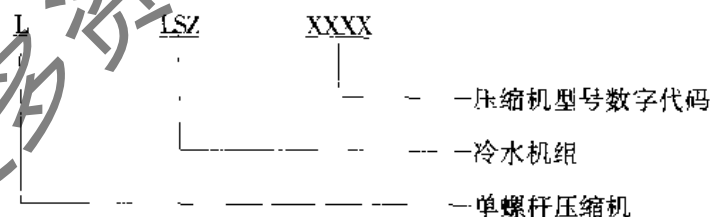
沈阳第一冷冻机有限公司生产的沈阳—霍尔 (Shengyang-Hall) 新一代大冷量水冷单螺杆式冷水机组是依据美国 McQuay 公司和英国 J&E Hall 公司的技术及其许可证制造的。制冷量范围 971~2854kW (840000~2460000kcal/h), 共有 4 种型号, 机组为一体式 (起动器分置)。包括单螺杆压缩机、开式电动机、管壳式冷凝器、满液式蒸发器、高效油分离器、先导式膨胀阀等

部件及微机智能控制系统。

1. 产品特性

- 1) 结构紧凑、体积小、重量轻、外形美观。
- 2) 压缩机为著名单螺杆压缩机生产厂家英国 J&E Hall 制造。
- 3) 喷油式冷却, 降低了排气温度, 提高了输气效率, 因而可在高压缩比和高压力差下运行。
- 4) 由滑阀调节压缩机排气量, 可使机组冷量在 10% ~ 100% 范围内无级调节。
- 5) 机组运行所需的润滑油, 靠系统压差进行传输, 润滑系统大为简化。
- 6) 压缩机为回转式, 气体排出连续而没有脉动, 而且转子星轮结构采用平衡设计, 抵消了所有内力, 机组无振动, 基础无需减振。
- 7) 由于压缩机无阀片, 而且无转矩波动, 因而机组具有天生的低噪声特性。
- 8) 压缩机没有吸、排气阀, 同时优化了转子型线和齿数比, 效率极高, 在冷水机组名义工况下的制冷系数 COP 可达 5.5 以上。
- 9) 独特的压缩机设计, 允许湿蒸气或少量液态制冷剂进入机内, 无液击危险。
- 10) 压缩机仅有 4 个运动部件, 故障率大大降低
- 11) 星轮采用特制复合材料, 无磨损, 主轴承设计寿命达 100000h, 是真正的免维护设计。
- 12) 压缩机各部件易于接近, 无需拆下压缩机, 零件更换可以在几小时内完成。
- 13) 控制系统可在手动、自动和遥控三种操作模式下自由切换, 并全程监控机组的起动与运行过程。
- 14) 系统安全保护功能多达 54 项, 自动报警、自动停机, 液晶显示屏提示故障原因。
- 15) PLC 可以实时显示温度、压力等 34 项机组运行参数。
- 16) 控制系统内设标准微机接口, 可接入任何楼宇自动化系统。
- 17) 机组可使用 R22 或 R134a 制冷剂, 可使用水或乙二醇载冷剂。
- 18) 机组出厂前经严格调试, 对运行参数做了标准设定, 并可根据用户要求进行调整。

2. 型号编制说明



3. LLSZ 系列水冷单螺杆式冷水机组主要技术参数 (表 9-60)

表 9-60 LLSZ 系列水冷单螺杆式冷水机组主要技术参数

项 目	LLSZ2024	LLSZ2028	LLSZ2031	LLSZ2035	
制冷量 (R22)	kW	971	1438	1968	2854
	kcal/h	840000	1240000	1700000	2460000
	USRt	276	409	560	812
电 源	3 相, 380V, 50Hz				
压缩机	转速/(r/min)	2980			
	型号	HS2024	HS2028	HS2031	HS2035
	理论排气量/(m ³ /h)	853	1273	1728	2486

(续)

项 目		LLSZ2024	LLSZ2028	LLSZ2031	LLSZ2035
电动机功率 (R22) /kW		200	250	355	500
冷冻机油	牌号	Elf Planetelf ACD 68AW			
	注入量/L (R22/R134a)	100/100	165/100	250/165	430/250
滴液式 蒸发器	水容量/L	223	356	447	704
	最大水压/kPa	1034			
	连接水管/mm (in)	203 (8)	203 (8)	254 (10)	305 (12)
	额定水量/(m ³ /h)	167.0	247.4	338.4	490.8
	水侧阻力/kPa	33	35	33	57
	水容量/L	291	409	530	859
冷凝器	最大水压/kPa	1034			
	连接水管/mm (in)	203 (8)	203 (8)	254 (10)	305 (12)
	额定水量/(m ³ /h)	210	310	420	610
	水侧阻力/kPa	27	25	33	37
油冷却器冷却水管/mm (in)		25 (1) 内螺纹		37.5 (1 1/2) 内螺纹	
外形尺寸 (R22)	长/mm	4165	4220	4285	4380
	宽/mm	1360	1550	1758	2040
	高/mm	2000	2210	2600	3050
机组运行质量/kg		7062	8993	11971	17269
机组运输质量/kg		6453	8112	10823	15460
制冷剂	R22	415	533	670	907
注入量/kg	R134a	421	421	539	679
噪声/dB (A)		87	89	92	94

注: 1. 名义制冷量及额定水量条件: R22; 冷凝器进水 30℃, 出水 35℃; 蒸发器进水 12℃, 出水 7℃。

2. 1in = 25.4mm。

9.20 上海百富勤空调 (集团) 有限公司

1. BLSLG 系列水冷式双螺杆冷水机组

BLSLG 系列水冷式双螺杆冷水机组制冷量 251 ~ 1481kW, 有 12 种机型可供选择。采用了智能化中文显示触摸屏的 PLC 控制系统, 操作方便, 安全可靠, 并预留 RS-485 通信接口, 可与楼宇控制系统联接。

(1) 产品特性

1) 设计严谨。产品严格遵循国家标准设计, 经过反复校对和核算, 尽量减少能量损失, 确保系统安全可靠和高 COP 值。

2) 选件优良。机组关键零部件选用优良。压缩机采用第三代新产品, 5 对 6 非对称齿形的半封闭双螺杆压缩机。机内零件少, 只有活塞式压缩机的 1/10, 具有振动小、噪声低、运行平稳、效率高、故障率低、易于维护保养等优点。蒸发器、冷凝器采用内外螺纹高效管, 传热效果好。

表 9-61 BLSLG 系列水冷式双螺杆冷水机组主要技术参数

型号		BLSLG											
		330	410	470	500	570	660	740	830	950	1140	1480	
制冷量	kW	251	413	473	502	569	663	740	826	947	1137	1481	
	kcal/h	216000	355000	407000	432000	489000	570000	637000	710000	814000	978000	1274000	
型式		进口高效半封闭双螺杆压缩机											
压缩机	输入功率/kW	51	84	97	103	116	135	151	168	193	232	302	
压缩机	电源	3 相, 380V, 50Hz											
压缩机	能量调节 (%)	单压缩机: 100, 75, 50, 25; 双压缩机: 100, 87.5, 75, 62.5, 50, 37.5, 25											
压缩机	压缩机数量	1	1	2	2	1	2	1	2	2	2	2	
制冷剂	制冷剂充灌量/kg	R22											
运行控制方式	运行控制方式	智能化全自动中文显示触摸屏											
安全保护	安全保护	高低压、过载、缺相、排气温度、过热、缺油等											
冷凝器	型式	壳管式换热器 (进口高效换热铜管)											
	水管接口/mm	100	125	125	125	125	150	150	150	150	150	200	
	水流量/(m³/h)	58	77	96	117	130	154	172	192	220	264	344	
冷凝器	水压降/kPa	< 78											
蒸发器	型式	壳管式换热器 (进口高效换热铜管)											
	水管接口/mm	100	125	125	125	125	150	150	150	150	150	200	
	水流量/(m³/h)	43	57	81	86	98	114	127	142	163	196	255	
蒸发器	水压降/kPa	< 76											
外形尺寸	长/mm	3100	3300	3300	3700	3700	4000	4000	4000	3800	4500	4500	
	宽/mm	1000	1000	1100	1100	1100	1200	1200	1200	1200	1200	1200	
	高/mm	1420	1750	1750	1800	1800	1950	1950	1950	2100	2100	2100	
机组质量/kg	机组质量/kg	1950	2340	2750	3100	3420	3750	4230	4510	5030	5460	6500	

注: 制冷量按以下工况确定: 冷水进水温度 12℃, 出水温度 7℃; 冷却水进水温度 32℃, 出水温度 36℃。

表 9-62 BLSRF-Z 系列半封闭双螺杆风冷型冷水机组主要技术参数

型号	BLSRF	135	185	215	265	320	370	430	530	640	
制冷量	kW	135	185	215	265	320	370	430	530	640	
	kcal/h	115000	159000	185000	228000	275000	318000	370000	456000	550000	
供热量	kW	152	209	240	300	362	419	481	600	724	
	kcal/h	130720	179740	206400	258000	311320	359480	413660	516000	622640	
型式	进口高效半封闭双螺杆压缩机										
压缩机	输入功率/kW	44.1	61.45	58.8	44.1 × 2	88.2	51.45 × 2	58.8 × 2	79.5 × 2	88.2 × 2	
	电源	3 相, 380V ± 10%, 50Hz ± 2%									
	数量	1	1	1	2	1	2	2	2	2	
	制冷剂	R22									
运行控制方式	微机自动控制全中文菜单显示										
安全保护	高低压, 过载, 缺相, 逆相, 排气温度, 线圈过热, 缺油										
风机	型式	低噪声轴流风机									
	输入功率/kW	0.75 × 4	1.1 × 4	1.5 × 4	0.75 × 8	1.5 × 6	1.1 × 8	1.5 × 8	2.2 × 8	1.5 × 12	
水侧换热器	型式	铜管高性能铝翅片									
	压力/MPa	≤ 0.076									
	水流量/(m ³ /h)	23	32	37	46	55	64	74	91	110	
	水管接口/mm	80	80	80	100	125	125	125	150	150	
外形尺寸	长/mm	2350	2400	2470	4390	3440	4850	5320	5930	6800	
	宽/mm	2080	2120	2280	2080	2280	2285	2280	2280	2280	
	高/mm	2080	2045	2200	2080	2080	2235	2200	2380	2380	
	机组质量/kg	1750	2150	2500	2900	3500	3900	4500	5200	6300	

注: 1. 制冷量工况: 冷水进口温度 12℃、出口温度 7℃、室外温度 35℃。
 2. 供热量工况: 热水进口温度 40℃、出口温度 7℃、室外干球温度 7℃、湿球温度 6℃

3) 效率高。高效压缩机和换热器的合理匹配, 更显其高效特点。系统上、卸载稳定, 在不同的负荷下保证机组的效率, 节能省电。在部分负荷运行下, 机组仍有较高的效率值。

4) 操作方便。机组采用中文显示触摸屏, 能进行人机对话和运行状态的监控, 同时有多种开机方式选择, 包括定时开机、自动开机、手动开机等。机组备有 RS-485 通信接口, 能进行实时联网和接入大楼 BA 系统。

5) 性能可靠。机组低负荷启动, 避免了对电网的冲击, 同时具备完善的故障保护功能。保护功能有流量保护、过载保护、过热保护、排气温度保护、缺相保护、高低压保护、电压保护、电流保护、缺油保护等。当任一故障发生时, 机组自动停机并且声光报警。

(2) BLSLC 系列水冷式双螺杆冷水机组主要技术参数 (表 9-61)。

2. BLSRF-Z 系列半封闭双螺杆风冷型冷热水机组

BLSRF-Z 系列半封闭双螺杆风冷型冷热水机组制冷量 134 ~ 640kW, 供热量 152 ~ 724kW, 有九种机型可供选择。具有耗能低、振动小、噪声低、体积小、结构合理、运行平稳、性能优良等优点。

(1) 产品特性

1) 制冷系统采用电脑仿真软件设计, 可靠性高、系统运行稳定; 并采用智能化除霜, 提高供热能力 10%。

2) 半封闭双螺杆压缩机的机械部件只有 27 个, 轴承耐用寿命超过 100000h, 压缩机自身带有油分离系统, 分油效率可达 98% 以上。压缩机的电动机线圈中, 嵌有 6 个 PTC 热敏电阻, 避免电动机在高温环境中烧坏, 最大限度确保电动机运行可靠。

3) 机组采用纯树脂美术型喷涂, 能在恶劣环境中保持十年不褪色, 不风化。

4) 机组采用先进的 PLC 和触摸屏技术。采用 PLC 控制技术, 可对机组进行能量分级控制, 各种故障等保护, 同时对部分关键电器元器件的质量也进行了监控。控制系统还具有 RS-485 通信接口, 作为联网之用。

(2) BLSRF-Z 系列半封闭双螺杆风冷型冷热水机组主要技术参数 (表 9-62)。

9.21 顿汉布什(烟台)工业有限公司

1. WCEX 系列立式全封闭螺杆冷水机组

(1) 产品特性

1) 采用顿汉布什立式全封闭无级调节螺杆压缩机。该压缩机无轴封、无泄漏、低噪声、高效、可靠、节能; 负荷可无级调节、无喘振; 采用耐高温电动机及不对称齿形结构, 保证压缩机长期无故障运行 (大修时间 > 75, 000h); 螺杆表面经渗碳硬化激光热处理技术。压差供油, 无需油泵, 减少了机械故障; 排气冷却电动机, 不额外消耗功率; 采用高效内置式油分离器; 采用闪发节能器, 改善节能效果, 充分利用闪发气体, 提高冷量和效率。机组不仅符合 ARI 标准, 还拥有气体引射、液体引射和滑阀控制等多项世界专利。

2) 采用满液式蒸发器。独有的高效油分离器和回油系统充分保证了满液式蒸发器的效能, 比干式蒸发器效率提高 8.5%。采用世界顶尖技术性能的 WOLVERING (狼獾) 公司设计并制造的高效换热管, 此管内外表面加了特殊的换热结构, 极大地增强了单位换热面积, 并产生有利于换热的涡流, 而且换热表面不易结垢, 使得换热效率大大增加。

表 9-63 WCFX-B 系列立式全封闭螺杆冷水机组主要技术参数

机组型号	WCFX-B 系列立式全封闭螺杆冷水机组主要技术参数																
	WCFX10B	WCFX12B	WCFX15B	WCFX18B	WCFX20B	WCFX22B	WCFX24B	WCFX27B	WCFX30B	WCFX33B	WCFX36B	WCFX39B	WCFX42B	WCFX45B	WCFX48B	WCFX51B	WCFX54B
制冷量	kW	372.7	464.1	559.3	608.1	679.1	748.8	844.2	934.9	1033.7	1132.6	1205.8	1297.7	1393.0	1494.2	1593.0	1695.3
	USRt	88	106	132	159	193	213	240	266	294	322	343	369	396	425	453	482
型号(数量)		1210 (1)	1215 (1)	1218 (1)	1210 (2)	1212 (2)	1212 (2)	1212 (2)	1215 (2)	1215 (2)	1218 (2)	1212 (2)	1212 (2)	1215 (3)	1215 (2)	1215 (2)	1218 (3)
转速/(r/min)		2950	2950	2950	2950	2950	2950	2950	2950	2950	2950	2950	2950	2950	2950	2950	2950
每台压缩机额定电流/A		98	125	155	186	96	122	122	151	151	182	182	151	151	151	182	182
每台压缩机启动电流/A		252	310	360	446	252	310	310	360	360	460	460	398	398	398	446	446
每台压缩机堵转电流/A		652	780	991	1233	652	780	780	991	991	1233	1233	995	995	995	1233	1233
总输入功率/kW		64	79	97	112	140	155	173	190	204	219	254	271	288	303	318	332
优化容器型号		B6	B7	D6	D7	J6	J8	K6	L6	L7	L8	R6	R7	R6	T7	U6	U7
冷水流量/(m³/h)		53.2	64.2	79.8	96.2	104.6	128.8	145.2	160.8	177.8	194.8	207.4	223.2	239.6	257.0	274.0	291.6
水侧阻力/kPa		49.1	46.3	42.4	48.2	66.7	70.7	68.6	66.0	69.3	67.6	68.2	73.3	64.9	67.6	66.8	69.0
制冷剂侧设计压力/MPa		2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10
水侧设计压力/MPa		1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05
优化容器型号		A6	A7	A8	B6	C6	H7	J6	J7	J8	J9	Q6	Q7	R6	R7	R8	R9
冷却水流速/(m³/h)		64.2	77.7	96.5	115.4	126.1	155.5	174.9	193.5	212.9	232.4	251.1	269.8	289.0	309.1	328.6	348.6
水侧阻力/kPa		43.0	47.6	50.6	46.6	72.4	75.6	73.4	75.0	77.4	76.8	69.4	68.5	71.9	72.7	73.8	74.0
制冷剂侧设计压力/MPa		2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10	2.10
水侧设计压力/MPa		1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05
R22 充入量/kg		73	87	109	131	145	174	196	218	239	261	283	305	327	348	370	392
机组运输质量/kg		1484	1751	2085	2352	3057	3269	3757	4317	4434	4690	5372	5713	6212	6584	6761	6933
机组运行质量/kg		1620	1885	2303	2605	3365	3655	4202	4545	4676	4971	5663	6018	6564	6982	7172	7355
长/mm		3021	3021	3060	3127	4188	4188	4212	4215	4215	4215	4230	4230	4240	4240	4240	4240
宽/mm		876	876	978	1013	1013	1064	1064	1172	1223	1223	1280	1280	1388	1388	1438	1438
高/mm		1776	1827	1991	1991	1972	2023	2187	2200	2200	2200	2238	2288	2593	2593	2593	2593

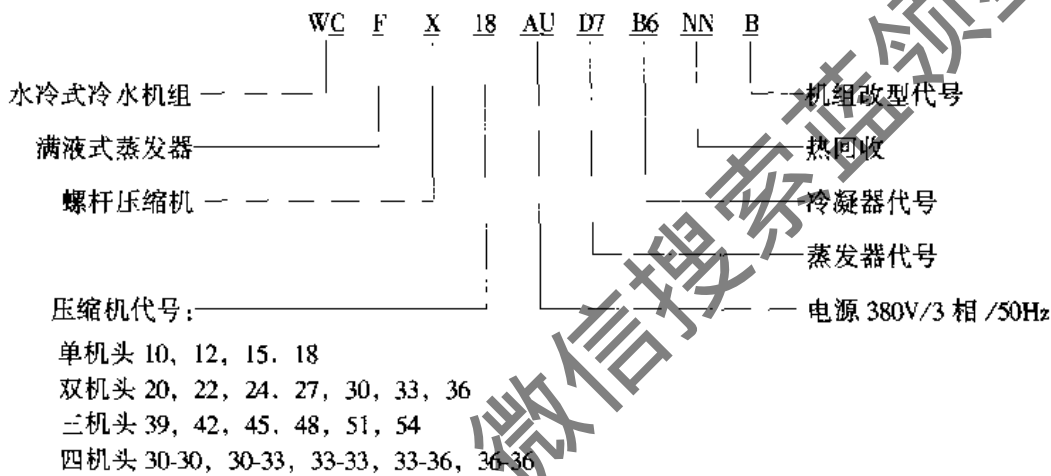
注：此是机组选用标准容器在标准设计工况下的性能数据；冷水出水温度 7℃，进水温度 12℃；冷却水进水温度 32℃，出水温度 37℃；蒸发器、冷凝器污垢系数均为 0.086 m²·℃/kW。每种机组可配置不同型号的容器来更好地满足用户的要求，如选用特殊配置的容器及非标准工况的技术参数，可与厂家联系。

3) 微机控制和完善的保护功能。DANFOSSNC25-4 微机板可根据楼字冷负荷大小, 通过微机自动开停压缩机, 实现无人操作。超前报警功能能够超前预测故障的产生, 并在故障发生前及时采取正确的措施。每台机组均配有 RS232, RS485 标准接口, 可与江森, 霍尼维尔等 BAS 连接进行远程控制。具有群控功能, 当用户选用多台机组, 可通过 RS485 远距离差动通信口, 实现机组内部联接, 再通过主控制器的 RS232 通信口与调制解调器连接, 实现多机组远距离群控。

4) 多机并联, 又可相互隔离, 维修方便, 备用性高; 三机头机组冷量可无级调节至 7.5%。

5) 每台机组均可使用 R134a 制冷剂, 均可作为空调、制冰双工况冷水机组, 并可拆卸发运。

(2) 型号编制说明



(3) WCFX 系列立式全封闭螺杆冷水机组主要技术参数 (表 9-63)

(4) WCFX 系列四机头立式全封闭螺杆冷水机组主要技术参数 (表 9-64)

表 9-64 WCFX 系列四机头立式全封闭螺杆冷水机组主要技术参数

机组型号		30-30	30-33	33-33	33-36	36-36
制冷量	kW	1898	1990	2085	2184	2286
	USR	540	566	593	621	650
压缩机 (台数)		(4) 1215	(3) 1215/ (1) 1218	(2) 1215/ (2) 1218	(1) 1215/ (3) 1218	(4) 1218
总输入功率/kW		380	394	408	423	438
转速/(r/min)		2950	2950	2950	2950	2950
电源		380V, 3 相, 50Hz				
每台压缩机额定电流/A		151	151/182	151/182	151/182	182
每台压缩机起动电流/A		360	360/446	360/446	360/446	446
每台压缩机堵转电流/A		991	991/1233	991/1233	991/1233	1233
相组电路最小电流/A		680	719	758	789	820
机组最大允许电流/A		900	950	1000	1000	1000
蒸发器型号/数量		L6 (2)	L6/L7	L7 (2)	L7/L8	L8 (2)

(续)

机组型号		30-30	30-33	33-33	33-36	36-36
制冷量	kW	1898	1990	2085	2184	2286
	USRt	540	566	593	621	650
水侧设计压力/MPa		1.05	1.05	1.05	1.05	1.05
制冷剂侧设计压力/MPa		1.4	1.4	1.4	1.4	1.4
各蒸发器的水容量/(m ³ /h)		326.5	342.4	359.1	375.8	393.1
水侧最小允许流量(单回程)/(m ³ /h)		99.0	99.0	109.4	109.4	119.4
水侧最大允许流量(单回程)/(m ³ /h)		485.3	485.3	535.3	535.3	585.7
冷凝器型号(数量)		J7(2)	J7/J8	J8(2)	J8/J9	J9(2)
水侧设计压力/MPa		1.05	1.05	1.05	1.05	1.05
制冷剂侧设计压力/MPa		2.0	2.0	2.0	2.0	2.0
各冷凝器的水容量/(m ³ /h)		197.5	206.8	216.4	226.0	236.0
水侧最小允许流量(2回程)/(m ³ /h)		56.8	56.8	62.7	62.7	68.1
水侧最大允许流量(2回程)/(m ³ /h)		241.8	241.8	266.7	266.7	288.3
机组尺寸	长/mm	4573	4573	4573	4573	4573
	宽/mm	2235	2235	2235	2235	2235
	高/mm	2489	2489	2489	2489	2489
机组运输质量/kg		10540	10684	10827	11140	11453
机组运行质量/kg		11740	11910	12079	12461	12842
制冷剂 R22 充入量/kg		436	458	480	501	523

注: 1. 此表是冷水机组 50Hz 标准设计工况下的性能数据: 冷水出水温度 7℃, 进水温度 12℃, 冷却水进水温度 32℃, 出水温度 37℃, 蒸发器、冷凝器污垢系数均为 0.086m²·℃/kW。

2. 水侧最小和最大允许流量为单个冷凝器的流量。

2. ACXHP 系列立式全封闭风冷螺杆热泵机组

(1) 产品特性

1) 顿汉布什热泵机组采用的压缩机是顿汉布什公司第五代 MARK II 系列立式全封闭螺杆压缩机。它的转子除采用最新转子型线设计外, 其表面经渗碳硬化激光热处理, 提高了压缩机的寿命和效率。顿汉布什螺杆压缩机的转子均采用特殊耐磨合金材料制成的圆锥滚子轴承, 可平衡任何方向的力矩, 寿命是一般轴承的 4 倍, 因此顿汉布什螺杆压缩机可安全运行 75000h 无需大修。特制的高温型电动机, 各线圈上均安装温度传感器, 经由外部温度控制器保护, 允许压缩机在排气温度高达 100℃ 的情况下运转, 且效率高达 90% 以上, 当线圈温度过高时, 保护器自动关闭电源, 安全停机。

2) 高效的内置式油分离器, 油分离效率高达 99.7% 以上, 配合液态或气压制冷剂喷射油冷却, 提供最佳的润滑及密封效果, 确保运转稳定。设计精巧的 MARK II 系列立式全封闭无级调节螺杆压缩机, 不需要额外安装油槽、油分离器、油泵、油冷却器等油路系统。

3) 顿汉布什螺杆压缩机可无级调节 25% ~ 100% 的制冷量, 多台压缩机机组可无级调节 10% ~ 100%。

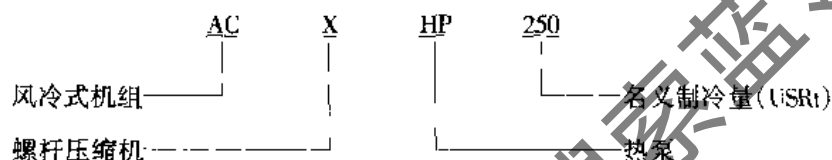
4) 顿汉布什风冷螺杆热泵机组配有专利的节能经济器, 使机组在标准工况下的制冷量提高了 16.89%, 热量可以增加 22.7%。

5) 机组采用满液式蒸发器, 可实现冷水和热水出口温度与制冷剂的饱和蒸发温度的温差较小, 从而提高机组效率; 同时满液式蒸发器的可拆卸式接头盘, 便于清洗。

6) 微机精确控制融霜系统, 使得机组可同时制热和融霜。融霜程序由微机根据机组运行情况和环境温度自动控制, 融霜时不需要额外电力, 且不中断供热, 平稳的滑阀控制与所需的负荷相匹配, 精确的水温控制器防止不必要的过冷和过热引起的浪费, 保证运行和维修费用最低。机组的微机有超前控制性能, 超前控制排除了继续运行时的潜在故障。微机有完整的RS232、RS485通信接口、各种硬件及软件, 与智能化楼宇管理系统连接, 就可以对机组进行远距离控制。当用户选取多台机组时, 可实现多机组远距离群控, 可通过电话线将机组微机与生产厂微机相连, 以便快捷检查或修改参数; 同时, 微机可编制以七天为一个周期的运行程序, 实现无人操作; 标准的微机还具有存储功能, 以记录机组的运行工况。

7) 单机容量大, 最大制冷量可达 876kW (250USRt) /台。与安装多台小机组或多台小机组相联而成的一台大机组相比, 大型机组的安装减小了对地基的要求, 同时节省电气接管、水管连接时间。机组在出厂前已充注制冷剂和完成连线, 并经过整机测试, 提高了可靠性, 减少了安装时间和费用。

(2) 型号编制说明



(3) ACXHP 系列立式全封闭风冷螺杆热泵机组主要技术参数 (表 9-65)

表 9-65 ACXHP 系列立式全封闭风冷螺杆热泵机组主要技术参数

机组型号	ACXHP	80	100	125	160	180	200	225	250
制冷量/kW		280	345	438	560	625	690	783	876
供热量/kW		301	371	471	602	672	742	842	942
压缩机									
型号 (台数)		1210 (1)	1212 (1)	1215 (1)	1210 (2)	1210 (1) 1212 (1)	1212 (2)	1212 (1) 1215 (1)	1215 (2)
电机转速/(r/min)		2950	2950	2950	2950	2950	2950	2950	2950
压缩机排量/(m ³ /h)		262.1 (1)	327.6 (1)	392.6 (1)	262.1 (1) 262.1 (1)	262.1 (1) 327.9 (1)	327.6 (1) 327.6 (1)	327.6 (1) 392.6 (1)	392.6 (1) 392.6 (1)
电源(V/相/Hz)		400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50
允许电压波动范围/V		360-440	360-440	360-440	360-440	360-440	360-440	360-440	360-440
额定电流/A		155 (1)	182 (1)	213 (1)	155 (1) 155 (1)	155 (1) 182 (1)	182 (1) 182 (1)	182 (1) 213 (1)	213 (1) 213 (1)
堵转电流/A		995 (1)	1050 (1)	1277 (1)	995 (1) 995 (1)	995 (1) 1050 (1)	1050 (1) 1050 (1)	1050 (1) 1277 (1)	1277 (1) 1277 (1)
压缩机起动电流/A		398 (1)	448 (1)	497 (1)	398 (1) 398 (1)	398 (1) 448 (1)	448 (1) 448 (1)	448 (1) 497 (1)	497 (1) 497 (1)
机组最小电流/A		212	246	284	373	413	446	484	550
满液式蒸发器									
型号		EF14102H-076KAG	EF16102H-098KAG	EF18102H-128KAG	EF14102F-076KAG (2)	EF16102F-098KAG (2)	EF18102F-107KAG (2)	EF18102F-120KAG (2)	EF18102F-128KAG (2)
接管尺寸/mm		125	125	150	150	150	200	200	200
水流量/(m ³ /h)		43.2	52.6	65.9	86.4	96.5	106.2	119.9	133.2

(续)

机组型号	ACXHP	80	100	125	160	180	200	225	250	
型 号		EF14102H-076KAG	EF16102H-098KAG	EF18102H-128KAG	EF14102F-076KAG (2)	EF16102F-098KAG (2)	EF18102F-107KAG (2)	EF18102F-120KAG (2)	EF18102F-128KAG (2)	
压力降/kPa		27.3	25.5	23.4	18.9	21.1	21.5	18.9	18.9	
水侧设计压力/MPa		标准配置为 1.0, 根据用户要求可以提供 1.6、2.0 和 2.5 的配置								
冷凝器										
风机数/直径 mm		6/800	6/800	6/800	8/800	10/800	12/800	12/800	12/800	
总风量/(m ³ /h)		122400	122400	122400	163440	204120	244800	244800	284400	
风机电机功耗/kW		1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	
电动机/A		4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	
总体参数										
机 组 尺 寸	长/mm	4765	4765	4765	5833	6905	7975	7975	7975	
	宽/mm	2295								
	高/mm	2440								
机组运输质量/kg		4540	4790	5040	7995	8540	9040	9270	9500	
机组运行质量/kg		4790	5010	5230	8450	8990	9495	9740	9955	
R22 充注量/kg		130	150	170	260	300	310	320	340	
噪声/dB (A)		≤ 80					≤ 81			

注: 1. 以上数据基于: 制冷时: 环境温度为 35℃, 冷水出水温度为 7℃; 供热时: 环境温度为 7℃, 热水出水温度为 45℃。

2. 如选配消声箱, 可降低噪声 10dB (A)。

9.22 惠州大金三石空调有限公司

1. CUWB5Y 系列单螺杆水冷式冷水机组

(1) 产品特性

1) 采用高效性、可靠性、稳定性及可维护性的半封闭单螺杆压缩机。合理的压缩机结构与精密的三维机械加工技术, 确保压缩机高低压之间的串气减至极小, 使压缩机在较宽的范围内保持高效运转。压缩机每转动一圈产生 12 次压缩循环, 排气连续性高, 气压脉动小, 从而大大降低了机组的振动和噪声。压缩机因无接触性摩擦加上转子的自润滑特性, 使压缩机运转时油温较低, 润滑油需求量少, 因此无须设置油冷却器、油泵等油路构件; 同时由于采用压差供油方式, 省去了繁杂的油路系统, 使整体结构简单, 维护保养更为便利, 运行更为可靠。

2) 换热器采用卧式管壳式冷凝器和干式管壳式蒸发器的组合, 具有结构简洁, 换热稳定, 效率持久, 维护方便的特点。

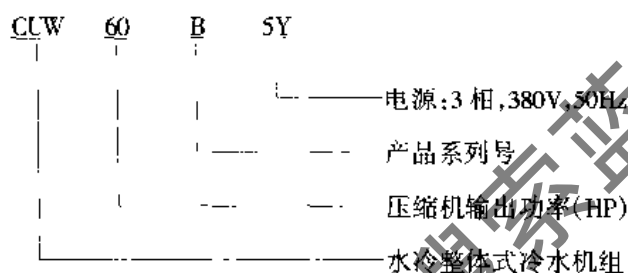
3) 机组控制采用进口 PLC 程序控制器, 操作控制在电子数码显示面板上进行。机组出厂时已全部连接好压缩机电动机配线和控制回路配线, 并经过了绝缘测试及耐电压试验。安装现场接上动力电源和必要的水泵连锁线后即可运转。

4) 机组具有安全保护装置, 包括高压保护器、低压保护器、排气过热保护器、压缩机电动机热保护器、过电流保护器、反相保护器、防冻温度保护器、紧急停止开关、感温式易熔塞、安全阀等。

5) 每个压缩机组成一个独立的制冷回路系统, 对于多机头机组, 各系统可分别独立运转。冷凝器前后分别安装有逆止阀和截止阀, 机组维修时可将制冷剂回收至冷凝器中, 以减少制冷剂浪费。制冷回路中安装有高效干燥过滤器, 用于清除制冷剂中的水分和杂物, 确保制冷循环的可靠性, 干燥过滤器内装有可更换式滤芯, 可根据机组使用状况随时更换。

6) 机组在出厂之前已经过全面运转检验, 确保机组实地运行的可靠性。机组整体式发运, 现场安装只需连接电源及水源后即可投入运行, 安装调试非常简便。机组投入运行后, 由于结构简单, 故障率极低, 加上机组配置的自动保护及调节装置, 可基本实现无人管理运行。

(2) 型号编制说明



(3) CUWB5Y 系列单螺杆水冷式冷水机组主要技术参数 (表 9-66)

2. CUWC5Y 系列单螺杆水冷冷水机组

CUWC5Y 系列是以 CUWB5Y 为基础开发出来的, 除了保留了 CUWB5Y 所有的控制功能 (7 段数码管液晶显示、远程控制系统等) 和主要技术参数相同外, 还采用先进的数据处理和信息技术, 增加了液晶触摸屏操作系统和售后服务网络系统, 使产品在操作性方面更为简单、明了。良好的人机对话环境使用户一看即知, 一学就会, 在控制性能方面更先进、更可靠。远程控制及售后服务网络系统, 更能给用户带来最大限度的方便。

(1) 液晶触摸屏操作系统

液晶触摸屏操作系统具有功能更强、速度更快、使用更方便的人机界面, 具有如下功能: ①全中文界面显示; ②开机密码保护; ③形象的运行动画; ④温度变化曲线显示; ⑤输入、输出、外部接点信号实时监控; ⑥冷水、冷却水各温度实时监控; ⑦压缩机运行负荷、运行时间显示; ⑧12种设定模式简单明了、易操作; ⑨机组当前控制模式显示; ⑩错误提示向导, 根据机型不同, 可最多检测到 32 种异常信息, 并显示详细异常内容及原因, 最多能记忆 8999 条异常信息, 用户密码自行修改。

(2) 远程控制系统

1) 远程控制系统特性: ①操作更简单, 全中文显示, 用户只需轻击鼠标即可使机组按设定模式运行; ②设定更灵活, 15 种运行模式由用户任意选择, 直观、明了; ③环境更舒适, 用户在办公室可监控机组的一切运行情况; ④诊断更容易, 机组所有输入、输出信号及外部信号全部被实时监控; ⑤异常显示, 当机器出现异常时, 监控画面上的异常灯点亮, 同时运行灯闪烁; ⑥数据记录, 可自动记录机组运行时不同时刻的各种数据, 包括温度、压缩机负荷、输入信号值、输出电器元件状态等; ⑦经济高效, 无须机组专门操作人员, 节省开支, 微机控制在死机或关机的情况下都不影响机组运行。

表 9-66 CUWBSY 系列单螺杆水冷式冷水机组主要技术参数

型号	CUW40BSY	CUW50BSY	CUW60BSY	CUW80BSY	CUW100BSY	CUW120BSY
制冷量	126 135.8 108.360 78.1	157 44.6 135020 34.9	191 54.3 164260 42.3	252 71.6 216720 56.3	314 89.2 270040 69.9	381 108.3 327660 84.3
耗电量/kW						
机身颜色	象牙白(SY7.5/1)					
冷水流量/(L/min)	361	450	548	723	901	1092
冷却水流量/(L/min)	441	550	660	883	1100	1334
外形尺寸(H/mm × W/mm × D/mm)	1600 × 2500 × 655 1720 × 2500 × 655 1720 × 2800 × 1100 1720 × 2800 × 1160					
型式	半密封单螺杆式					
压缩机	ZH3LMFCYE	ZH6MFCYE	ZH5LLFCYE	ZH3LMFCYE	ZH5MLFCYE	ZH5LLFCYE
电动机输出功率/ kW × 数量	30 × 1	37 × 1	45 × 1	30 × 2	37 × 2	45 × 2
启动方式	Y-Δ角启动					
能量控制(%)	100-70-40-0					
型式	水冷翅片壳管式					
数量 × 型号	1 × CF3220-C4	1 × CF3220-C5	1 × CF3220-C6B	2 × CF3220-C4	2 × CF3220-C5	2 × CF3220-C6A
型式	干式 H-X 膨胀壳管式					
数量 × 型号	1 × DHD3220-C4	1 × DHD3220-C5	1 × DHD3220-C6B	1 × DHD4020-C8	1 × DHD4020-C10	1 × DHD4020-C12B
牌号	R22					
循环管路	1	1	1	2	2	2
控制方式	热力膨胀阀					
充注量/kg	30	30	30	30 × 2	30 × 2	30 × 2
冷冻机油牌号	SUNISO 41SD					
冷冻机油充注量/L	7.5	10	10	7.5 × 2	10 × 2	10 × 2
温控器(恒温器)	PLC 程序控制器					
安全装置	高/低压力开关, 排出气体过热保护器, 热熔断, 热熔断, 防冻结温控制, 压缩机热保护器, 过电流继电器(压缩机), 反相保护器, 熔断, 安全阀(仅取于 CUW60, 120BSY)					
接管尺寸	法兰 100B (4B)	法兰 100B (4B)	法兰 100B (4B)	法兰 150/125B (6B/5B)	法兰 150/125B (6B/5B)	法兰 150/125B (6B/5B)
冷却水进/出尺寸	100B(4)	100B(4)	100B(4)	100B(4)	100B(4)	100B(4)
隔音隔热材料	聚乙烯泡沫塑料					
机组质量/kg	1300	1345	1400	2030	2110	2200
机组运转质量/kg	1430	1480	1530	2235	2320	2420
标准附属品	操作手册, 备用熔丝, 保证书, 配套法兰(蒸发器)					

(续)

型号	CUW160BSY	CUW180BSY	CUW200BSY	CUW240BSY	CUW280BSY	CUW300BSY	CUW360BSY
制冷量	kW 520 149.8 447.00 145	590 167.7 507.400 130.5	660 187.6 567.300 146	763 217.0 656180 169	920 261.6 791200 203.5	990 281.5 851400 219	1200 341.2 1032000 265
耗电量/kW	1491 1820 2070 × 3020 × 1580	1691 2065 2070 × 3020 × 1580	1892 2311 2070 × 3020 × 1580	2187 2671 2180 × 3070 × 1580	2637 3221 2070 × 3070 × 2270	2838 3466 2070 × 3070 × 2270	3440 4200 2260 × 3070 × 2270
机身颜色	象牙白(5Y7.5/1)						
冷水流量/(L/min)	象牙白(5Y7.5/1)						
冷却水流量/(L/min)	象牙白(5Y7.5/1)						
外形尺寸(H/mm × W/mm × D/mm)	象牙白(5Y7.5/1)						
型式	半密封单螺杆式						
压缩机	型号	ZH7SFLFLYE ZH7LFLFLYE	ZH7LFLFLYE	ZH9SFLFLYE ZH7LFLFLYE	ZH7SFLFLYF+ ZH7LFLFLYE	ZH7LJFLYE	ZH9SFLFLYE
电动机输出功率/ kW × 数量	60 × 2	60 × 1 + 75 × 1	75 × 2	90 × 2	60 × 1 + 75 × 2	75 × 3	90 × 3
启动方式	Y-Δ启动						
能量控制 (%)	100-70-40-20-0						
型式	100-70-40-20-0						
数量 × 型号	2 × CF4520-C16 1 × CF4520-C16 + 1 × CF4520-C20						
型式	2 × DHD4020-C16 2 × DHD4020-C20						
数量 × 型号	2 × DHD4020-C16 + 1 × DHD4020-C20						
牌号	R22						
循环管路	板式膨胀阀						
控制方式	热膨胀阀						
充注量/kg	58 × 2						
冷冻机油牌号	SUNISO 4CSID						
冷冻机油充注量/L	13 × 2						
温控器(恒温器)	PIC 程序控制器						
安全装置	高/低压力开关, 排出气体过热保护器, 热熔断, 防冻结温控器, 压缩机热保护器, 过电流继电器(压缩机), 反相保护器, 熔丝, 安全阀 (仅取于CUW60, 120BSY)						
接管尺寸	冷水进/出/mm	法兰 150B (6B)	法兰 150B (6B)	法兰 200B (8B)	法兰 200B (8B)	法兰 200B (8B)	法兰 200B (8B)
	冷却水进/出/mm	法兰 150B (6B)	法兰 150B (6B)	法兰 150B (6B)	法兰 150B (6B)	法兰 150B (6B)	法兰 150B (6B)
隔音隔热材料	聚乙烯泡沫塑料						
机组质量/kg	4150						
机组运转质量/kg	4630						
标准附属品	4250 4730 操作手册, 备用熔丝, 保证书, 配套法兰 (蒸发器)						

注: 1. 制冷量根据下述条件而定; 进入冷水温度 12℃, 流出冷水温度 7℃, 进入冷却水温度 30℃, 流出冷却水温度 35℃。
2. 电源: 3相, 380V, 50Hz。

表 9-67 FTW 系列水冷式螺杆冷水机组主要技术参数

型 号	FTW-30-I		FTW-50-I		FTW-100-I		FTW-150-I		FTW-200-I		FTW-250-I	
	工况 I	工况 II	工况 I	工况 II	工况 I	工况 II	工况 I	工况 II	工况 I	工况 II	工况 I	工况 II
制冷量												
kW	106	68	180	115	355	227	535	342	710	453	880	563
kcal/h	91100	58500	154800	98900	305200	195200	460000	294100	610500	389500	756800	483900
型 式	半封闭螺杆式											
压缩机												
输入功率/kW	26	23	37	33	73	65	110	98	138	122	166	148
额定电流/A	45	40	64	57	126	111	189	167	240	213	287	256
能量控制/(%)	100—75—50 或无级调节 15—100											
压缩机数量	1											
型 式	卧式壳管式外牙管换热器											
冷凝器												
水管接口/mm	65		80		100		150		150		150	150
水流量/(t/h)	24		39		77		116		155		191	191
水压降/kPa	9		11		20		26		38		39	39
型 式	卧式壳管式内螺纹管换热器											
蒸发器												
水管接口/mm	65		80		100		150		150		150	150
水流量/(t/h)	18		31		61		92		122		151	151
水压降/kPa	8		10		20		30		30		30	30
保温材料	橡胶发泡材料, 其防水、阻燃特性											
机体结构	钢架结构, 喷涂防锈漆											
安全保护装置	过载保护器、安全阀、高低压开关、防冻保护开关、欠相逆相保护器、过电压及欠电压保护器、水流量开关 (2个)											
外形尺寸/mm												
长	1950		2250		3220		4300		4600		4650	4650
宽	1000		1000		1100		1100		1100		1100	1100
高	1560		1605		1870		2120		2240		2260	2260
噪声/dB (A)	65		67		69		69		72		73	73
机组质量/kg	950		1380		2200		3512		4120		4900	4900
机组运行质量/kg	1100		1620		2800		4300		5250		6050	6050

(续)

型 号	FTW-300-2		FTW-460-2		FTW-510-3		FTW-600-3		FTW-720-3		FTW-800-4		FTW-1000-4	
	工况 I	工况 II	工况 I	工况 II	工况 I	工况 II	工况 I	工况 II	工况 I	工况 II	工况 I	工况 II	工况 I	工况 II
制冷量	1070	683	1630	1040	1815	1162	2130	1363	2535	1622	2840	1818	3520	2253
kcal/h	920000	587300	1401500	894200	1560600	999100	1831500	1172000	2179700	1394700	2442000	1563200	3027200	1937600
型 式	半封闭螺杆式													
输入功率/kW	220	196	313	278	356	317	414	369	488	434	552	491	664	591
额定电流/A	383	341	544	484	619	551	720	641	848	755	960	855	1155	1028
能量控制/(%)	100-87.5-75-62.5-50-25 或无级调节 7.5-100													
压缩机数量	3													
型 式	卧式壳管式外牙管换热器													
水管接口/mm	200	250	150×3	150×3	150×3	150×3	150×3	150×3	150×3	150×3	250×2	250×2	250×2	250×2
水流量/(t/h)	233	354	394	464	464	552	552	619	619	619	767	767	767	767
水压降/kPa	45	75	28	38	38	41	50	50	50	50	75	75	75	75
型 式	卧式壳管式内螺纹管换热器													
水管接口/mm	200	250	150×3	150×3	150×3	150×3	150×3	150×3	150×3	150×3	250×2	250×2	250×2	250×2
水流量/(t/h)	184	280	310	464	464	436	436	488	488	488	605	605	605	605
水压降/kPa	40	60	25	38	38	50	50	50	50	50	65	65	65	65
保温材料	橡胶发泡材料,具防水、阻燃特性													
机体结构	钢结构,喷涂耐候漆													
安全保护装置	过载保护器、安全阀、高低压开关、防冻保护开关、欠相保护器、过电压及欠电压保护器、水流量开关(2个)													
外形尺寸/mm	长	5300	6000	5100	5100	5100	5100	5100	5100	5100	6000	6000	6000	6000
	宽	1300	1300	2680	2680	2680	2680	2680	2680	2680	2200	2200	2200	2200
	高	2330	2460	2170	2170	2170	2170	2170	2170	2260	2440	2440	2460	2460
噪声/dB(A)		72	74	74	74	74	74	74	74	74	76	76	76	76
机组质量/kg		7500	8920	11760	13500	13500	13500	13500	14500	14500	16800	16800	18800	18800
机组运行质量/kg		9550	11000	14400	16800	16800	16800	16800	18000	18000	21800	21800	23000	23000

注: 1. 表中工况 I 为冷水工况, 即冷水出水温度 7℃, 温差 5℃; 冷却水进水温度 30℃, 温差 5℃。工况 II 为蓄冰工况, 冷水出水温度 -5℃, 冷却水进水温度 30℃, 水流量同冷水工况。若需蓄冰工况机组时, 应特别注明。

2. 机组名义制冷量为工况 I 时的制冷量。

3. 噪声测定位置为距主机正前方 2m, 高 1.5m 处, 前后左右四点平均值。

2. FTA 系列风冷式冷热水（热泵）机组

(1) 产品特性

1) FTA 系列风冷式冷热水（热泵）机组，是一种以空气作为冷却介质（夏季）和热源（冬季）、以水为载冷剂、以 R22 为制冷剂的中央空调机组。它可与风机盘管、空调箱、空气处理机一起组成集中及半集中式中央空调系统，具有布置灵活、控制方式多样等特点。

2) 风冷式机组以空气为冷（热）源，在水源紧张的地区更加适用。与水冷式机组相比，它省去了庞大的冷却水系统，因此安装简单、维修保养非常方便。

3) 风冷式热泵机组具有冷暖两用的特点，对于长江流域一带冬季较冷，又无锅炉或其他采暖设施的地区尤其适用。其供暖效率比电阻型加热器（如电热油汀、电炉丝等）要高出两倍以上，节约电力能源 70% 以上，而且又不造成空气污染（与锅炉相比）。

4) 机组采用低噪声风扇及一些有效的消声措施，使机组噪声大为降低，符合环境保护要求。

5) 机组全部采用微机控制方式，真正实现对整机的完美控制，从而保证了机组的安全运作，并可达到有效节能的目的。

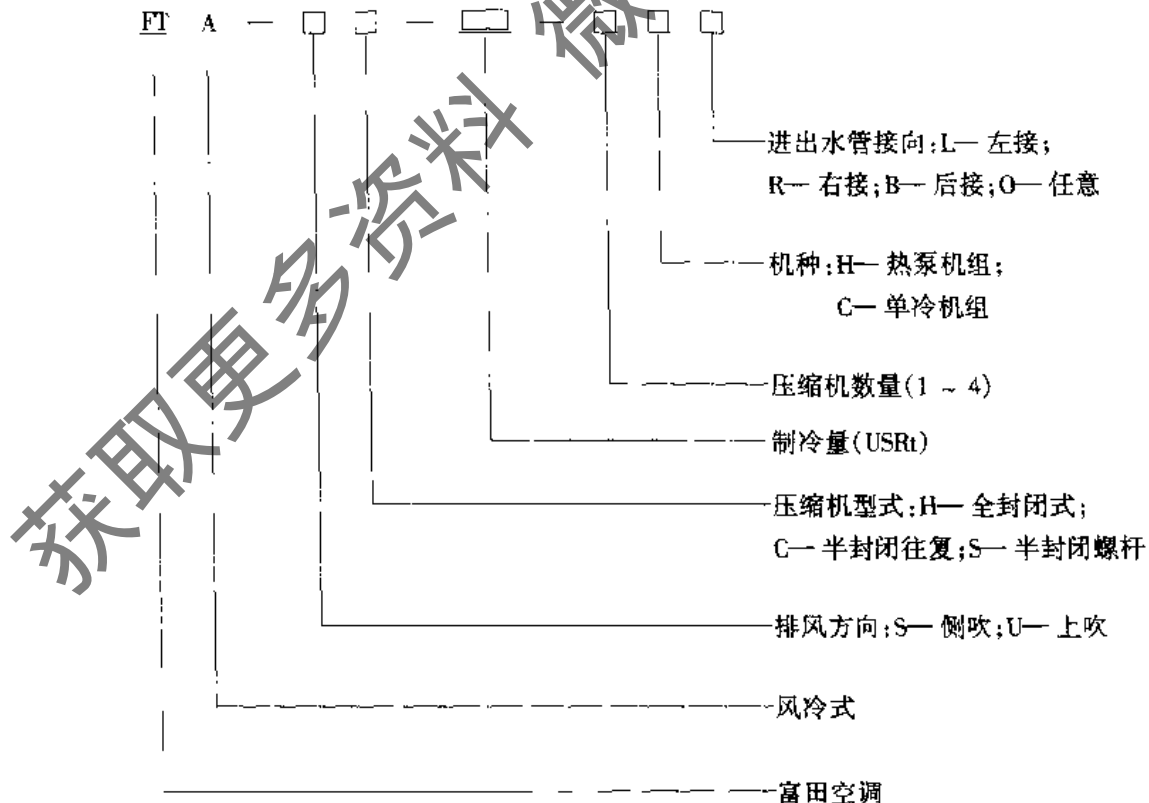
6) FTA 系列风冷式冷热水（热泵）机组具有以下几种型式：

① 上吹/侧吹型全密式压缩机系列（内置水泵）FTA-UH/SH21.2~88.8kW（6~25USRt）。

② 上吹/侧吹型半密螺杆式压缩机系列 FTA-US/SS95~2560kW（25~720USRt）。

另外，公司还专门设计了电辅助加热器，作为冬季较低气温下的辅助供热设施，与主机连锁控制使用。

(2) 型号编制说明



(3) FTA 系列风冷式冷热水（热泵）机组主要技术参数（表 9-68）

表 9-68 FTA 系列风冷式冷热水(热泵)机组主要技术参数

型 号	FTA-SS-						FTA-US-									
	25	35	45	25	35	45	55	70	90	95	120	140	160	180	210	
制冷量	kW	95	127	160	95	127	160	195	255	320	335	420	485	565	640	745
	kcal/h	81700	109200	137600	81700	109200	137600	167700	219200	275100	288000	361100	417000	485800	550300	640600
供热量	kW	110	147	186	110	147	186	226	296	371	389	487	563	655	742	864
	kcal/h	94600	126400	159900	94600	126400	159900	194300	254500	319000	334500	418700	484100	563200	638000	742900
机组总功率/kW		35.2	42.7	52	35.2	42.7	52	61	77	98	101	123	144	160	171	210
机组总电流/A		61	74	90	61	74	90	105	133	171	176	214	250	278	297	365
压缩机	型式	半封闭螺杆式热泵专用压缩机														
	输入功率/kW	31	36	45	31	36	45	56	72	92	94	115	134	155	175	202
	能量控制/(%)	100—75—50 或 15—100 无级调节														
压缩机数量		1														
风扇及电动机	型式	防水密闭式耐候电动机驱动耐候材质铝合金扇叶														
	输入功率/kW	2.0	2.6	2.6	2.0	2.6	2.6	5.0	5.0	6.5	6.5	6.5	10.0	10.0	10.0	15.0
水泵及扬程	型式	直接驱动式低噪声离心式水泵														
	电动机功率/kW	2.2	3.7	3.7	2.2	3.7	3.7	标准机组无内置水泵,若需内置,需提供所需的水								
	扬程/kPa	240.0	330.0	260.0	240.0	330.0	260.0	泵功率及扬程								
盘管型式		进口高效铜管与铝片涨管紧配														
蒸发器 (冷凝器)	型式	高效板式换热器						卧式壳管式高效换热器								
	水管接口/mm	40	80	40	80	100	125	150								
	水流量/(L/h)	16	22	28	16	22	28	34	44	55	58	72	83	97	110	128
	水压降/kPa	25	33	32	25	33	32	12	15	20	25	30	25	30	30	35
保温材料		橡胶发泡材料,具防水、阻燃特性														
外形尺寸/mm	长	2600	3000	2600	3000	4500	5800	8240								
	宽	1050						2260								
	高	2570						2400	2460						2610	2480
机体结构	内部	钢板组合结构														
	外部	电镀防护层,彩色烤漆钢板														
噪声/dB(A)		62						63	65	67						
机组质量/kg		1800	1900	2100	1800	1900	2100	2740	3270	3890	3980	4560	5700	5900	6100	8600
机组运行质量/kg		1900	2000	2350	1900	2000	2350	2940	3470	4150	4220	4840	6000	6250	6400	9200

(续)

型 号		FTA-US													
		145-2	190-2	240-2	280-2	320-2	360-2	420-2	380-4	480-4	560-4	640-4	720-4		
制冷量	kW	510	670	840	970	1130	1280	1490	1340	1680	1940	2260	2560		
	kcal/h	438500	576100	722200	834000	971600	1100500	1281100	1152100	1444500	1668000	1943100	2201100		
供热量	kW	592	777	974	1125	1311	1485	1728	1554	1949	2250	2622	2970		
	kcal/h	509000	668100	837400	967300	1127200	1276800	1485700	1336100	1675800	1934600	2254400	2553600		
机组总功率/kW		154	202	247	288	320	342	420	397	495	577	640	684		
机组总电流/A		268	351	430	501	556	595	730	691	861	1004	1112	1190		
型式		半封闭螺杆式热泵专用压缩机													
压缩机	输入功率/kW	144	192	232	268	310	350	404	376	464	536	620	700		
	压缩机数量	2						4							
能量调节/(%)		100, 87.5, 75, 62.5, 50, 25, 0 或 100~7.5 无级调节						100~12.5 共 12 段或 100~4.3 无级调节							
风扇及电动机	型式	防水密闭式耐候电动机驱动耐候材质铝合金扇叶													
	输入功率/kW	10.0	10.0	15.0	20.0	20.0	20.0	31.0	21.0	31.0	41.0	41.0	41.0		
盘管型式		进口高效铜管与铝片涨管紧配													
蒸发器 (冷凝器)	型式	卧式壳管式冷热水制冷剂热交换器													
	水管接口/mm	125	150		200			250			300				
	水流量/(t/h)	88	115	144	167	194	220	256	230	289	334	389	440		
	水压降/kPa	30	30	50	35	40	45	50	50	65	80	85	90		
	保温材料	橡胶发泡材料, 具防水、阻燃特性													
外形尺寸 /mm	长	5800		8240		10840		16080		11600		16080		21680	
	宽	2260													
	高	2460	2610		2480			2630			2480				
机体结构	内 部	钢板结构													
	外 部	电镀防护层, 彩色烤漆钢板													
噪声/dB (A)		67			69		70	72		74		75	77		
机组质量/kg		5810	6550	9050	11050	12100	13000	17100	14200	18300	21100	24100	26500		
机组运行质量/kg		6160	6950	9600	11800	13050	14100	18250	15000	19550	23400	25800	29000		

注: 1. 制冷量工况: 外界环境干球温度 35℃; 冷水出水温度 7℃, 温差 5℃。供热量工况: 外界环境干球温度 7℃, 湿球温度 6℃; 热水出水温度 45℃。

2. 机组总功率按夏季制冷工况计算, 电源电压为 380V, 3 相, 50Hz。

3. 噪声测定位置距主机正前方 2m, 高 1.5m。

4. 0℃ 以下的气温, 有旁通装置, 减少衰减热量, 增加供热速度。

9.24 复盛股份有限公司

复盛股份有限公司采用先进 CNC 精密加工设备、转子专用加工机及转子电脑研磨机, 配合五对六非对称转子齿形, 以生产高效率、省能源的系列螺旋式制冷压缩机, 产品已广泛用于中、大型中央空调系统、工业工程、储冰系统及冷冻冷藏系统, 适用于风冷机组、水冷机组及

热泵等各种运转条件,并通过 UL 认证、ISO9001 国际认证,先后获得美国、英国、日本专利证书及第一届台湾精品奖。

1. 产品特性

1) 高 EER、省能源。采用最新的第三代非对称齿形,主转子五齿,副转子六齿,齿间压力落差及回吹孔小,容积效率高,能源消耗少。

2) 低振动、低噪声。转子经精密加工及动力平衡校正,配合高精度轴承,运转平顺、振动小、噪声低。

3) 精确的制冷量控制。四段制冷量调节或连续卸载控制设计,随负载变化调整压缩机的输出,节省能源的消耗。

4) 维护容易。半密闭设计、零件数量少,且电动机与机体为分离式设计,易于维护与保养。

5) 应用范围广。除一般的水冷、冷水机组和空调储冰系统之外,配合外部油冷却器、节能器或液态制冷剂喷射器,可运用于风冷机组、热泵机组或各种工业制冷工艺。

2. SR 系列半封闭螺杆式制冷压缩机主要技术参数 (表 9-69)

表 9-69 SR 系列半封闭螺杆式制冷压缩机主要技术参数

机 型	SR-1	SR-2	SR-3	SR-434	SR-4	SR-5	SR-6	SR-7
	SR-1H	SR-2H	SR-3H	SR-434H	SR-4H	SR-5H	SR-6H	SR-7H
SR-(1~7, 434) 型制冷量/kW	159/132	198/165	240/200	305/259	408/340	500/418	629/523	761/634
SR-(1H~7H, 434H) 型制冷量/kW	136/100	165/138	200/167	272/226	340/283	418/349	523/436	634/528
阳转子直径/mm	124.4	138.5	138.5	175.3	175.3	175.3	199	199
阴转子直径/mm	98.6	109.8	109.8	138.9	138.9	138.9	158	158
转速/(r/min)	3550/2950							
能量控制范围 (%)	100-75-50-25 (起动) 或无段式容量调节							
制冷剂	R22/R134a							
润滑方式	压差给油							
电动机型式	3 相, 2 极, 感应电动机							
电动机起动方式	Y-Δ 起动							
电动机频率/Hz	60/50							
电动机绝缘等级	F 级							
电动机保护装置	线圈温度保护器							
润滑油填充量/L	9	11	11	15	13	13	19	23
油加热器功率/W	150							
液压试验表压/MPa	4.2 (高压侧)							
压缩机质量/kg	420	520	530	550	900	930	1100	1150

注: 1. SR-(1~7, 434) 型制冷工况: 冷凝温度 40℃, 蒸发温度 2℃, 过冷度 5℃, 过热度 5℃。

2. SR-(1H~7H, 434H) 型制冷工况: 冷凝温度 50℃, 蒸发温度 2℃, 过冷度 5℃, 过热度 5℃。

3. SR-(1~7, 434) 型为半封闭螺杆式冷水机组压缩机, SR-(1H~7H, 434H) 为半封闭螺杆式风冷机组压缩机。

9.25 上海汉钟机械有限公司

上海汉钟机械有限公司专业生产螺杆压缩机、单机制冷量 90~750kW，有 18 种机型，产品系列完整，使用制冷剂有 R22、R134a、R407c、R404A 等，广泛应用于风冷热泵机组、干式和满液式冷水机组、冰蓄冷机组、低温冷冻设备中。

1. RA 系列半封闭螺杆式制冷压缩机

(1) 产品特性

- 1) 采用高效率 5 齿-6 齿专利非对称齿型 (U.S.A. PATENT No.5454701)。
- 2) 四段式或无段式容量控制系统。
- 3) 高精度 SKF、FAG 零间隙轴承。
- 4) 油分离器采双层过滤方式，滤油效果佳，蒸发器可发挥最大能力。
- 5) 低铁损硅钢片与高效率槽型设计的专用电动机。
- 6) 内建压差式供油润滑系统。
- 7) 低振动、低噪声。
- 8) CNS11870B7273 (ISO917, JIS B8606) 制冷压缩机试验系统，100%检测出厂压缩机的性能。

(2) 用于冷冻、冷藏、空调、储冰的半封闭螺杆式制冷压缩机主要技术参数 (表 9-70)。

表 9-70 用于冷冻、冷藏、空调、储冰的半封闭螺杆式制冷压缩机主要技术参数

机 型	RA1	RA2	RA3	RA4	RA5	RA6	RA7S	RA7	RA8
制冷量/kW	150/130	195/162	240/200	303/251	399/331	500/413	571/473	685/569	894/741
排气量/(m ³ /h)	165/137	206/171	247/205	309/257	412/343	494/411	602/501	722/601	943/785
转速/(r/min)	3550/2950								
内容积比 Vi	2.6 (低), 3.5 (中), 4.8 (高)								
能量控制范围 (%)	100—75—50—25 四段式或 25—100 连续式控制								
制冷剂	R22 (R134a, R407C, R404A)								
润滑方式	压差式给油								
型式	3 相, 2 极, 笼型感应电动机								
输出功率/kW	30/25	37/30	45/37	56/46	74/60	90/74	112/93	133/110	176/146
起动方式	Y-Δ 起动								
频率/Hz	60/50								
电压/V	220, 380, 440, 460, 480, /380, 400, 415								
绝缘等级	F 级								
保护装置	线圈温度保护器								
润滑油填充量/L	7	8	14	16	15	18	23	23	28
机油加热器/W	100								
液压试验表压/MPa	4.2								
压缩机质量/kg	380	425	525	600	750	820	970	980	1220

注：制冷工况：冷凝温度 40℃，蒸发温度 2℃，过冷度 5℃，过热度 5℃。

(3) 用于热泵及高温工况机组的半封闭螺杆式制冷压缩机主要技术参数表 (9-71)。

表 9-71 用于热泵及高温工况机组的半封闭螺杆式制冷压缩机主要技术参数

机 型	RA1H	RA2H	RA3H	RA4H	RA5H	RA6H
制冷量/kW	119/99	149/123	184/152	231/192	305/252	380/315
排气量/(m ³ /h)	165/137	206/171	247/205	309/257	412/343	494/411
转速/(r/min)	3550/2950					
内容积比 V _i	3.5					
能量控制范围 (%)	100—75—50—25 四段式或 25~100 连续式控制					
制冷剂	R22 (R134a, R407C, R404A)					
润滑方式	压差式给油					
型式	3 相, 2 极, 笼型感应电动机					
输出功率/kW	41/34	51/41	62/51	77/63	101/83	123/102
启动方式	Y-Δ 启动					
频率/Hz	60/50					
电压/V	220, 380, 440, 460, 480, /380, 400, 415					
绝缘等级	F 级					
保护装置	线圈温度保护器					
润滑油填充量/L	7	8	14	16	15	18
机油加热器/W	100					
液压试验表压/MPa	1.2					
压缩机质量/kg	380	425	525	600	750	820

注: 制冷工况: 冷凝温度 55℃, 蒸发温度 0℃, 过冷度 5℃, 过热度 5℃。

2. RB 系列螺杆式制冷压缩机

(1) 产品特性

1) 耐高负荷、超长寿命。RB 型压缩机采用径向与轴向共 11 只轴承组合设计, 同时结合 α 型轴向推力平衡鼓, 有效减轻轴承负荷, 对冷冻、冷藏、低温储冰、高温空调、热泵 (冷凝温度 60℃) ……等工况, 大幅提升轴承寿命 2.5~3.5 倍。

2) 高效率、运转安全。油冷却器、二次油分离器、液冷媒喷射冷却系统、节能器、电压保护、油位油压保护、PTC 新型温度控制器……等各项选择配备齐全, 可搭配各种高、中、低温工况使用, 使系统发挥最高效率并确保压缩机运转安全。

(2) RB 系列螺杆式制冷压缩机主要技术参数 (表 9-72)

表 9-72 RB 系列螺杆式制冷压缩机主要技术参数

机 型	RB10	RB11	RB12	RB13	RB14	RB15	RB16	RB17	RB18	RB19	RB20	
	RB10H	RB11H	RB12H	RB13H	RB14H	RB15H	RB16H					
排气量/(m ³ /h)	124/103	165/137	206/171	247/205	309/257	412/343	494/411	602/501	722/601	840/699	943/785	
输出功率/kW	RB (60/50Hz)	23/19	30/25	37/30	45/37	56/46	74/60	90/74	112/93	133/110	157/130	176/146
	RBH (60/50Hz)	31/26	41/34	51/41	62/51	77/63	101/83	123/102				
内容积比 V _i	3.5 (M), 4.8 (H)											
能量控制 (%)	4 段式 100-75-50-25 或 25~100 连续式控制											
电压/V	220, 380, 440, 460, 480/380, 400, 415							380, 440, 460, 480/380, 400, 415				
润滑油填充量/L	7	7	8	14	16	15	18	23	23	28	28	
压缩机质量/kg	365	380	425	525	600	750	820	970	980	1210	1220	

9.26 江苏双良空调设备股份有限公司

江苏双良空调设备股份有限公司经过严密的市场调查和不断的研发探索，终于成功开发了新一代大冷量 SLAA 系列螺杆式冷水机组（图 9-9）。

1. 产品特性

(1) 品质优秀 产品按照经认证的 ISO9000 质量体系、先进的模块化设计技术、先进的 DFM 生产方式、严格的压力容器规范及制冷设备安全标准进行设计制造。每台机组出厂均按 ARI—550—1998 进行全性能测试。

(2) 设计可靠、结构简单 机组采用世界著名品牌的制冷专用喷油螺杆压缩机，整个压缩机仅有三个运转部件，即阴阳转子和一个滑阀。采用第三代型线及精确的转子加工，减少泄露和损失；喷油润滑密封

使转子在啮合时，不直接接触而几乎无磨损；电动机直接驱动转子，避免齿轮传动所造成的损失；经改进的轴承大大提高设计寿命，特制的油分离器保证更高的分油效率。

(3) 高效率、低能耗 根据负荷对压缩机制冷量从 25% ~ 100% 实现连续调节，而非分段调节。机组采用满液式蒸发器，与干式蒸发器相比，效率平均提高 20% 以上。蒸发器和冷凝器铜管使用最先进的管内外强化肋翅技术，能耗比高达 5.0，如加装选配节能装置，COP 值更高。

(4) 可靠的回油系统 机组采用满液式蒸发器最大的技术障碍是回油。产品经过多年的开发研究，设计出独特而可靠的回油系统，保证机组在多种负荷及工况下运行时可靠回油。

(5) 可靠而先进的控制系统 负荷调节方式采用无级滑阀调节，在 PLC 控制系统的控制下，从 25% ~ 100% 的冷量调节范围，保证随时与负荷匹配；操作面板采用触摸屏，所有的操作设定及显示均可在此完成；具有先进而完全的保护及故障诊断功能，保证机器在尽量减少停机可能性的前提下提高制冷量。

(6) 安装调试快捷 管路设计简单，在安装现场只需连接水管；机器均随机安装有星三角启动柜，只需简单地接上电源即可运行机器；机器占地面积小及低噪声、低振动的特点，决定了基础无特殊要求；出厂时每台机器按照 ARI550/590—1998 标准通过严格的性能测试，并已充注所需的冷冻合成油和制冷剂，大大节约调试时间。

(7) 控制更安全便捷 配置多种安全联锁装置，配有外围设备控制接口，PLC 全自动控制，触摸屏人机对话。机器设计可根据客户的需要配置远程控制接口。可以加配一个远程显示屏，用于远距离的显示和设定；公司服务中心可以通过英特网实现对机器运行参数的调阅和控制。

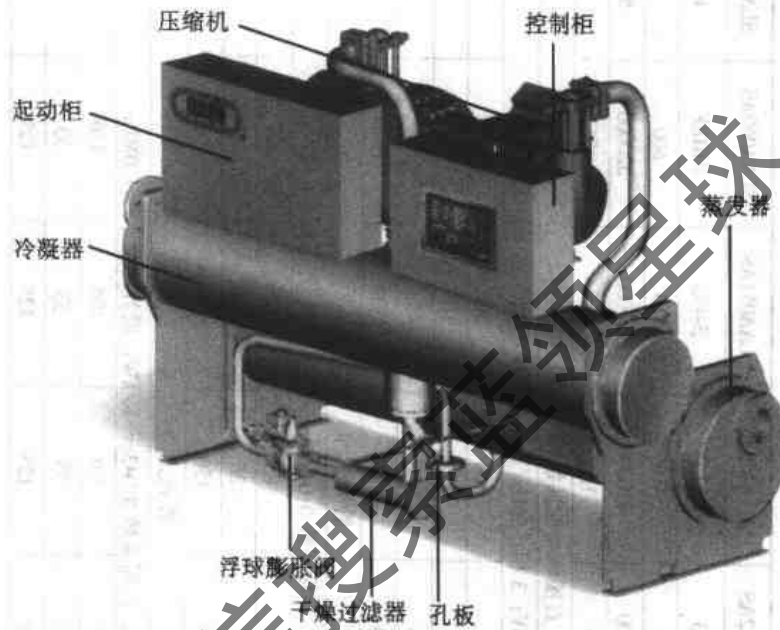


图 9-9 SLAA 系列螺杆式冷水机组

表 9-73 SLAA 系列螺杆式冷水机组 (单压缩机) 主要技术参数

型号	SLAA024AS	SLAA030AS	SLAA036AS	SLAA042AS	SLAA048AS	SLAA051AS	SLAA060AS	SLAA072AS	SLAA084AS	
压缩机型号	RB13F	RB14F	RB15F	S-353	RB16F	S-453	RB18F	RB19F	RB20F	
制冷量	240	300	360	420	480	510	600	720	840	
	210000	260000	310000	360000	410000	440000	520000	620000	720000	
	68	85	102	119	136	145	171	205	239	
型式/台数	直接驱动喷油螺杆压缩机/1									
主电动机电源/启动方式	380V; 3 相; 50Hz/星三角降压启动									
压缩机	输入功率/kW	51	63	78	86	104	103	133	162	180
	额定负载电流/A	85	107	140	131	175	164	240	250	312
	星形启动电流/A	189	245	303	323	408	453	524	544	598
	三角形启动电流/A	555	750	890	949	1200	1333	1540	1600	1760
蒸发器	型式	管壳式/3								
	标准工况	进出水温 12℃/7℃, 污垢系数 0.043m ² ·K/kW, 设计承受水压 1.0MPa								
	水量/(m ³ /h)	41	52	62	72	83	88	103	124	145
	压力降/kPa	26	26	26	26	26	26	26	26	26
	配管直径/mm	100	100	125	125	150	150	150	200	200
冷凝器	型式	管壳式/2								
	标准工况	进出水温 32℃/37℃, 污垢系数 0.043m ² ·K/kW, 设计承受水压 1.0MPa								
	水量/(m ³ /h)	50	63	75	87	101	106	126	152	176
	压力降/kPa	33	33	33	33	33	33	33	33	33
	配管直径/mm	100	100	100	100	125	125	125	150	150
制冷剂	种类	R22								
	充注量/kg	136	119	185	168	257	248	223	240	319
质量	运输质量/kg	1814	1941	2331	2326	2855	3007	3121	3708	4134
	运行质量/kg	1960	2113	2539	2559	3137	3301	3456	4113	4603
外形尺寸	长/mm	3012	3012	3012	3012	3012	3012	3012	3012	3012
	宽/mm	863	863	935	935	1084	1084	1084	1214	1281
	高/mm	1506	1506	1632	1730	1714	1856	1945	1980	2052

注: 1. 如果您需要蒸发器或/或冷凝器设计承受水压 2.0MPa 的机组, 可与公司销售部门联系。

2. 默认情况是按标准特征组成的机器配置供货, 如要了解或选择更多的可选特征块, 可与公司销售部门联系。

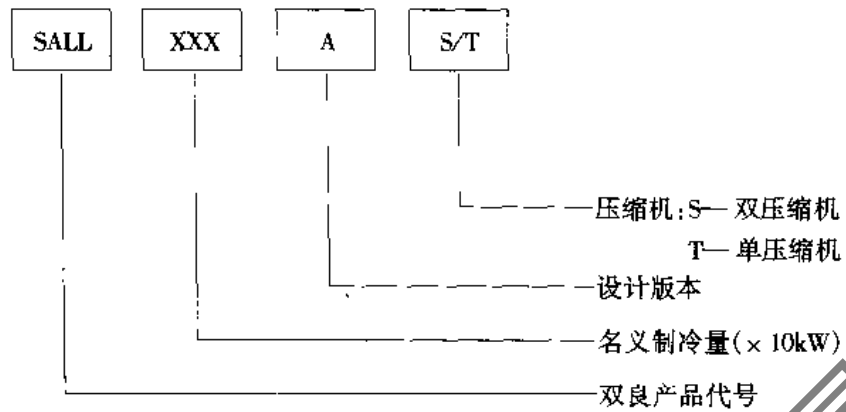
表 9-74 SLAA 系列螺杆式冷水机组 (双压缩机) 主要技术参数

型 号	SLAA060AT	SLAA072AT	SLAA084AT	SLAA096AT	SLAA102AT	SLAA120AT	SLAA144AT	SLAA168AT
压缩机型号	2XS-252	2XS-302	2XS-353	2XRBI6F	2XS-453	2XRBI8F	2XRBI9F	2XRBI20F
kW	600	720	840	960	1020	1200	1440	1680
kcal/h	520000	620000	720000	830000	880000	1030000	1240000	1440000
LSRt	171	205	239	273	290	341	409	478
型式/台数	直接驱动喷油螺杆压缩机/2							
主电动机电源/启动方式	380V; 3 相; 50Hz/星三角降压启动							
输入功率/kW	123	147	171	208	206	266	324	360
额定负载电流/A	200	236	262	340	328	480	500	624
星形启动电流/A	255	263	323	408	453	524	544	598
三角形启动电流/A	750	773	949	1200	1333	1540	1600	1760
型 式	普壳式/3							
标准工况	进出水温 12℃/7℃, 污垢系数 0.043m ² ·K/kW, 设计承受水压 1.0MPa							
水量/(m ³ /h)	103	124	145	165	176	207	248	289
压力降/kPa	61	61	61	61	99	99	99	99
配管直径/mm	150	150	150	200	200	200	200	200
型 式	普壳式/2							
标准工况	进出水温 32℃/37℃, 污垢系数 0.043m ² ·K/kW, 设计承受水压 1.0MPa							
水量/(m ³ /h)	125	149	174	201	211	253	304	351
压力降/kPa	78	78	78	78	127	127	127	127
配管直径/mm	125	125	125	150	150	150	200	200
种 类	R22							
充注量/kg	350	316	282	317	402	527	460	503
运输质量/kg	3554	3677	4011	4678	5219	5893	6692	7115
运行质量/kg	3887	4063	4449	5188	5762	6521	7445	7978
长/mm	3862	3862	3862	3862	4462	4462	4462	4462
宽/mm	1084	1084	1084	1214	1214	1281	1381	1439
高/mm	1691	1691	1812	1749	1891	2052	2052	2092

注: 1. 如果需要蒸发器和/或冷凝器设计承受水压 2.0MPa 的机组, 可与公司销售部门联系。

2. 默认情况是按标准特征组成的机器配置供货, 如要了解或选择更多的可选特征块, 可与公司销售部门联系。

2. 型号编制说明



3. SLAA 系列螺杆式冷水机组（单压缩机）主要技术参数（表 9-73）

4. SLAA 系列螺杆式冷水机组（双压缩机）主要技术参数（表 9-74）

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

第 10 章 离心式、螺杆式制冷机组 标准和工程规范

10.1 概述

我国螺杆式冷水机组标准中，有单级制冷压缩机（含机组）、压缩冷凝机组、冷水机组及螺杆式制冷压缩机重要零部件标准。这里单级压缩机、压缩冷凝机组标准均为双螺杆制冷机组标准。单螺杆制冷压缩机目前尚无标准，因此其性能指标、技术要求及测试方法等只能参照双螺杆标准。至于离心式制冷机组，目前我国只有冷水机组标准。

我国现行的螺杆式、离心式制冷机组标准如下。

- 1) JB/T6906—1993 喷油螺杆式单级制冷压缩机。
- 2) ZBJ73001—1987 喷油螺杆式单级制冷压缩机转子技术条件。
- 3) ZBJ73045—1990 螺杆式制冷压缩机主轴承技术条件。
- 4) GB5773—1986 容积式制冷压缩机性能试验方法。
- 5) JB/T5145.1—1991 喷油螺杆式单级制冷压缩冷凝机组型式与基本参数。
- 6) JB/T5145.2—1991 喷油螺杆式单级制冷压缩冷凝机组技术条件。
- 7) JB/T5145.3—1991 喷油螺杆式单级制冷压缩冷凝机组试验方法。
- 8) JB/T7227—1994 复合热源热泵型螺杆式冷水机组。
- 9) JB/T4329—1997 容积式冷水（热泵）机组。
- 10) GB/T10870—2001 容积式和离心式冷水（热泵）机组性能试验方法。
- 11) JB/T3355—1998 离心式冷水机组。
- 12) JB8654—1997 容积式和离心式（热泵）机组安全要求。

上述标准中，GB为中华人民共和国国家标准，JB、JB/T为中华人民共和国机械部标准或行业标准，ZBJ为中华人民共和国专业标准。按《中华人民共和国标准法》（1988年）规定，部标准、专业标准均属行业标准。JB8654因涉及产品的安全性能，因此规定为强制性机械行业标准，其余为推荐性标准。标准法第十四条规定：“强制性标准，必须执行。不符合强制性标准的产品，禁止生产、销售和进口。推荐性标准，国家鼓励企业自愿采用。”在中国机械安全认证中心颁布的《制冷空调设备产品安全认证实施细则（试行）》（1998年）中，规定了JB8654-1997《容积式和离心式冷水（热泵）机组安全要求》为容积式（含活塞式、螺杆式）和离心式冷水（热泵）机组安全认证时的依据标准。

国外标准中主要为美国标准和日本标准。标准编号和名称如下

1. 美国标准

(1) 美国空调和制冷学会标准 ①ARI510—1993 氨压缩机组；②ARI520—1997 容积式压缩冷凝机组；③ARI540—1999 容积式制冷剂压缩机和压缩机组；④ARI550/590—1998 采用蒸气压缩循环的冷水机组；⑤ARI580—1993 用于低压螺杆式冷水机组中不凝性气体抽气装置的性能。

(2) 美国供暖制冷空调工程师学会标准 ①ASHRAE23—1993 容积式制冷压缩机和冷凝机组性能试验方法；②ASHRAE30—1995 液体冷却机组试验方法。

2. 日本标准

(1) 日本工业标准 ①JIS B8606—1984 制冷压缩机试验方法；②JIS B8623—1986 冷凝机组的试验方法；③JIS B8613—1994 冷水机组；④JIS B8621—1995 离心式冷水机组。

(2) 日本冷冻空调工业会标准 JRA4037-1992 螺杆式冷水机组。

下面对国内外螺杆式、离心式冷水机组产品标准主要内容进行简介。

10.2 型号编制的规定

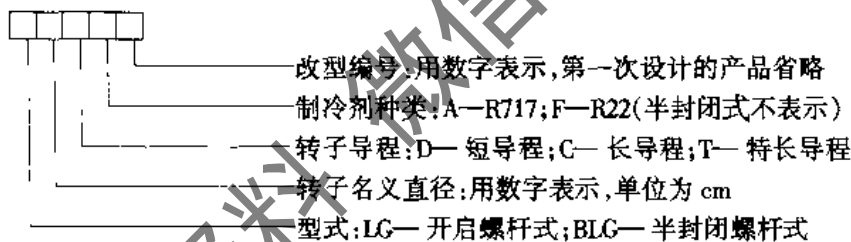
10.2.1 螺杆式制冷机组型号编制的规定

我国现行螺杆式制冷机组标准，分别对螺杆式单级制冷压缩机、压缩冷凝机组、冷水机组的型号编制作出了规定。

1. 螺杆式单级制冷压缩机的型号编制

螺杆式制冷压缩机有开启式、半封闭式和全封闭式三种型式。目前双螺杆制冷压缩机的型号编制只有开启式和半封闭式两种。根据 ZBJ73025-1989《制冷机型号编制方法》和 JB/T6906 标准规定，螺杆式单级制冷压缩机的型号由大写汉语拼音字母和阿拉伯数字编制而成，其表示方法如下：

(1) 压缩机的型号编制

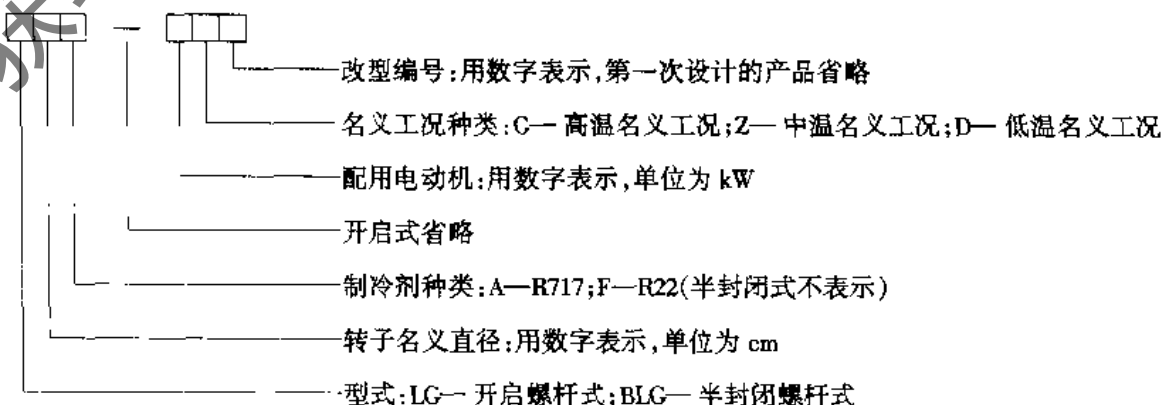


型号示例:

例 1 LG16CA: 表示转子名义直径为 160mm、长导程、以 R717 为制冷剂的开启双螺杆式单级制冷压缩机。

例 2 BLG10D2: 表示转子名义直径为 100mm、短导程、以 R22 为制冷剂、第二次改型的半封闭双螺杆式单级制冷压缩机。

(2) 压缩机组 [即将压缩机、电动机、传动装置 (半封闭机组无) 及附属设备装在公共机座上的设备总称] 的型号编制

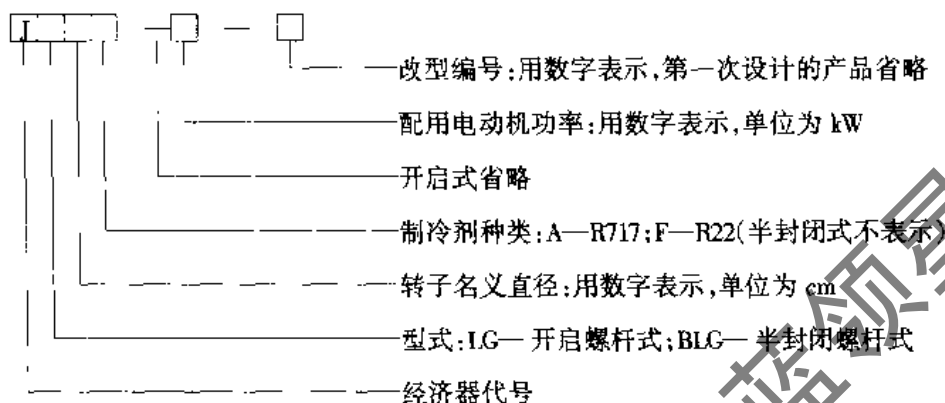


型号示例:

例 1 LG16A100Z2:表示转子名义直径为 160mm、以 R717 为制冷剂、配用电动机功率为 100kW、用于中温名义工况的第二次改型的开启双螺杆式单级制冷压缩机组。

例 2 BLG12.5—40D1:表示转子名义直径为 125mm、以 R22 为制冷剂、配用电动机功率为 40kW、用于低温名义工况的第一次改型的半封闭双螺杆式单级制冷压缩机组。

(3) 经济器压缩机组的型号编制

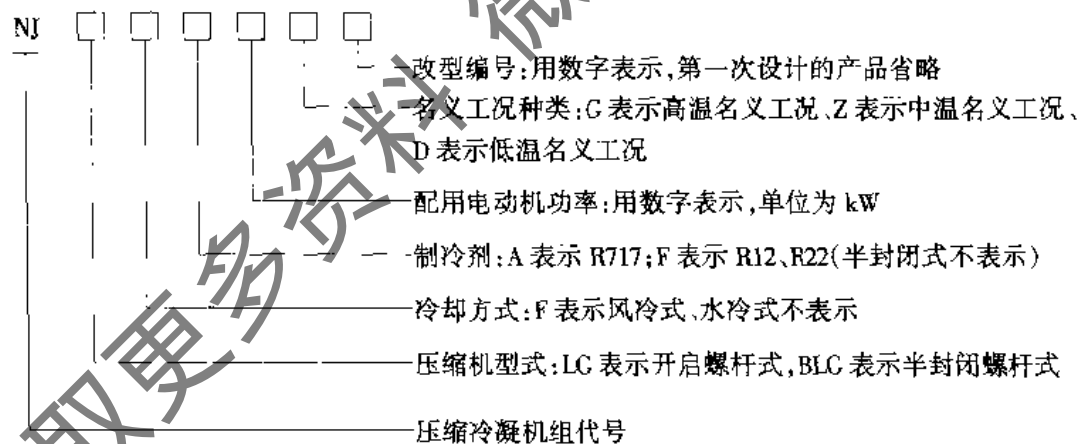


型号示例:

例 JLG12.5F40—1:表示转子名义直径为 125mm、以 R22 为制冷剂、配用电动机功率为 40kW、第一次改型的经济器开启双螺杆式单级制冷压缩机组;

2. 压缩冷凝机组的型号编制

在 JB/T5145.1—1991 标准中,对喷油双螺杆式单级制冷压缩冷凝机组的型号编制规定如下:



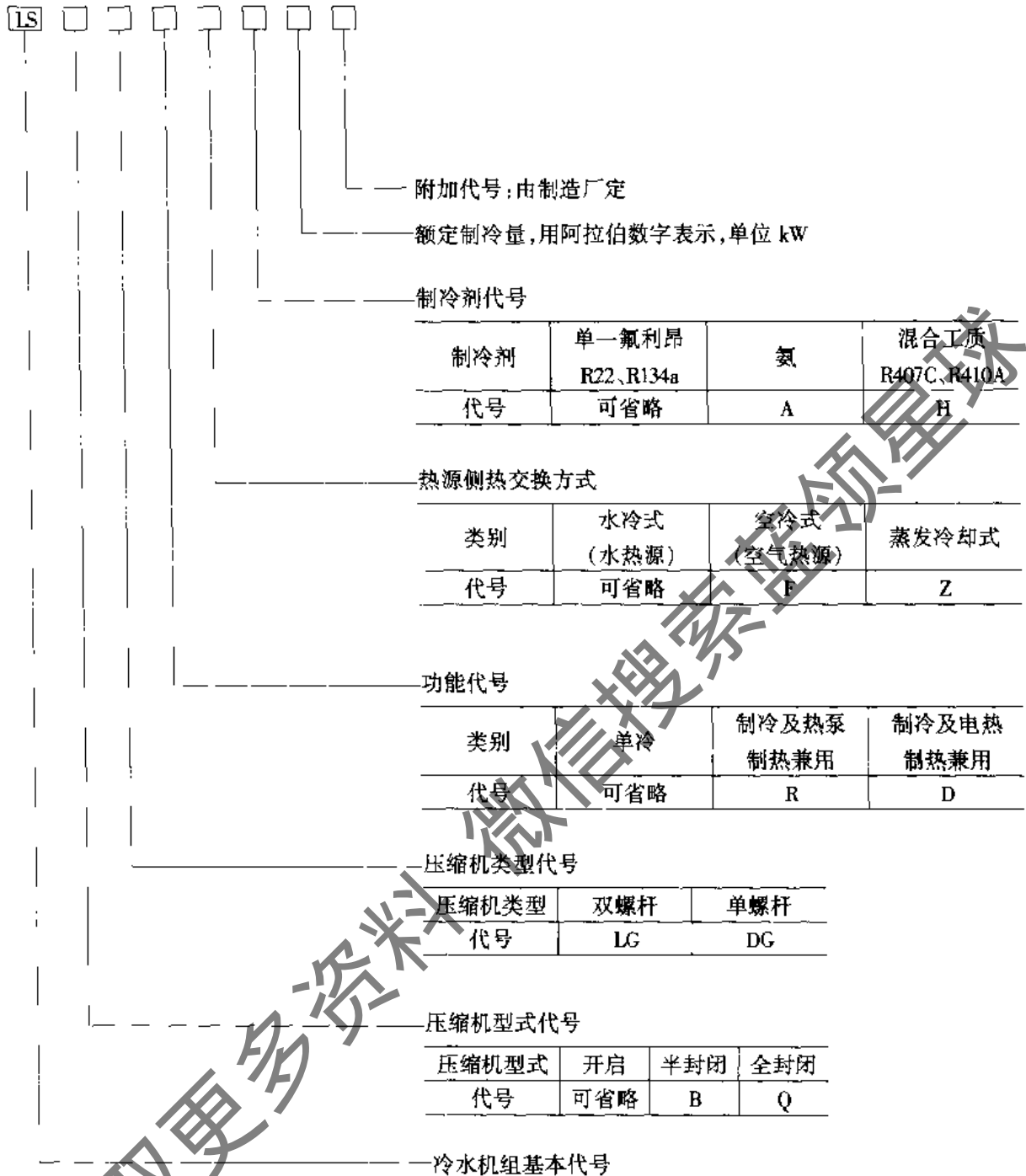
型号示例:

例 1 NJLCFA200D2:以氨 (R717) 为制冷剂、配用电动机功率为 200kW、用于低温名义工况、第二次改型的风冷开启双螺杆式单级制冷压缩冷凝机组。

例 2 NJBLG55G:以 R22 为制冷剂、配用电动机功率 55kW、用于高温工况、水冷半封闭双螺杆式单级制冷压缩冷凝机组。

3. 冷水机组的型号编制

在 JB/T4329-1997《容积式冷水(热泵)机组》中,对螺杆式冷水机组的型号编制规定如下:



按标准规定, 代号 R 制冷及热泵制热兼用型机组, 包括: ①热泵制热和电加热制热同时使用的机组; ②热泵制热和电加热装置切换使用的机组。

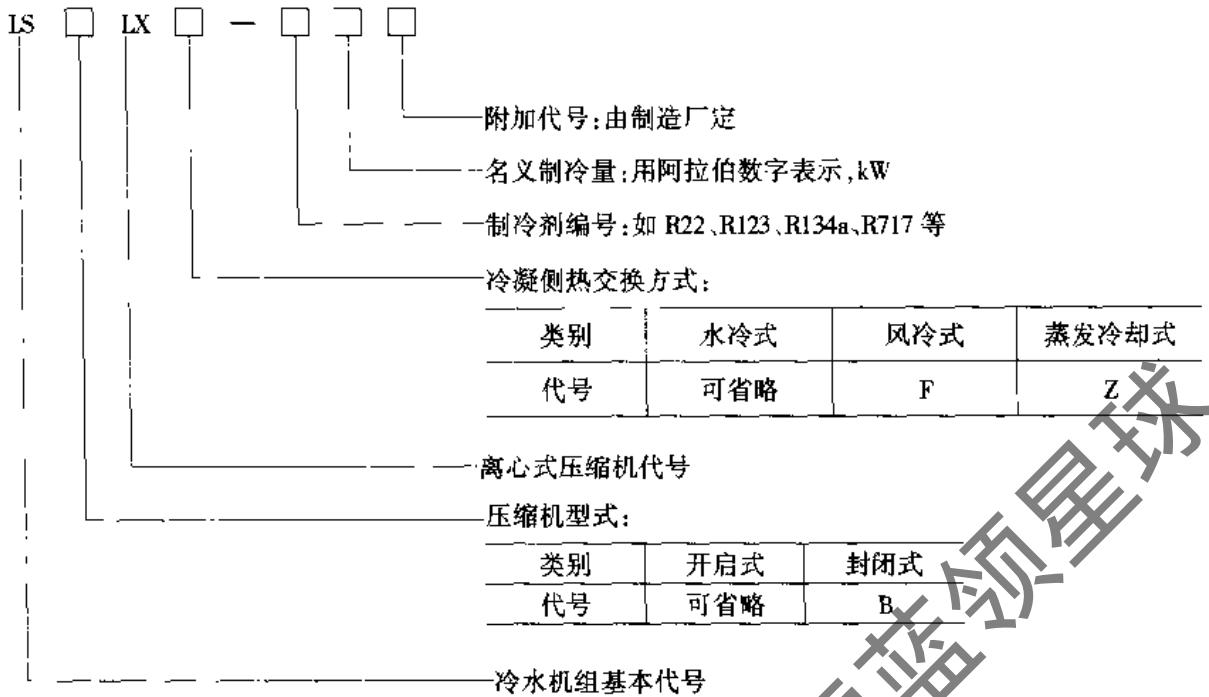
型号示例:

例 1 LSBLGRF175: 制冷量 175kW, 以 R22 为制冷剂的制冷及热泵兼用风冷式半封闭双螺杆式冷水机组。

例 2 LSBDG100: 制冷量 100kW, 以 R134a 为制冷剂的水冷式半封闭单螺杆式冷水机组。

10.2.2 离心式冷水机组型号编制的规定

在 JB/T3355 - 1998 《离心式冷水机组》标准中, 对离心式冷水机组型号编制规定如下:



型号示例:

例 1 ISLXR22 - 3500: 制冷量 3500kW, 开启式离心压缩机, 制冷剂为 R22 的水冷冷水机组。

例 2 LSBLXFR134a - 700: 制冷量 700kW, 封闭式离心压缩机, 制冷剂为 R134a 的风冷冷水机组。

10.3 性能工况和使用范围

10.3.1 压缩机、压缩机组和压缩冷凝机组性能工况规定

1. 我国螺杆式制冷压缩机、压缩机组及压缩冷凝机组性能工况规定

1) 在 JB/T6906-1993 标准中, 对喷油螺杆式单级制冷压缩机及压缩机组的性能工况规定见表 10-1。

表 10-1 螺杆式单级制冷压缩机及压缩机组名义工况 (单位: °C)

名义工况	制冷剂	吸入压力饱和温度	吸入温度	排出压力饱和温度		制冷剂液体温度	
				水冷	风冷	水冷	风冷
高温 G	R22	7	18	43	55	38	50
中温 Z							
	R17	-7	1	35	—	30	—
低温 D	R22	-23	5				
	R717		-15				

标准规定, 经济器压缩机的名义工况, 除吸入压力饱和温度为 -3.5°C 外, 其他各温度与表 10-1 相同。

2) 在 JB/T5145.1-1991 标准中, 对喷油螺杆式单级制冷压缩冷凝机组的性能工况规定见表 10-2。

表 10-2 螺杆式压缩冷凝机组名义工况

(单位:℃)

名义工况	蒸发温度	吸气温度		冷凝器冷却方式			环境温度
		R12 R22	R717	风冷		水冷	
				空气进入干球温度	进水温度		
高温 G	7	18	15	32	30	35	32
中温 Z	-7		1				
低温 D	-23	5	-15				

标准规定,水冷式机组中冷凝器在名义工况下传热管水侧污垢热阻系数:钢管 $0.172 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{kW}$;铜管 $0.086 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{kW}$ 。

2. 国外螺杆式压缩机、压缩机组和压缩冷凝机组性能工况规定

1) 美国 ARI510—1993《氨压缩机组》(适用于往复式、回转螺杆式、回转叶片式氨压缩机和氨压缩机组)规定的性能工况见表 10-3。

表 10-3 ARI510 标准规定的氨压缩机组性能工况
(根据 32.2℃ 环境温度和除升压机组与组合机组外均无液体过冷) (单位:℃)

组号	饱和吸气温度	回气温度	饱和排气温度	液体温度高于级间饱和温度(温度差)
A	-6.7	-1.1	35	不适用
B	-15	-9.4	35	不适用
C	-23.3	-17.8	35	不适用
D ^①	-40	-34.4	35	(5.6)
E ^②	-40	-34.4	12.2	(5.6)

① 组合式压缩机组。

② 升压压缩机组。

2) 美国 ARI540—1999《容积式制冷压缩机和制冷压缩机组》规定的性能工况见表 10-4 及表 10-5。

表 10-4 供商业制冷用的压缩机和制冷压缩机组
的标准额定工况(环境温度 35℃)
(单位:℃)

吸气露点温度	压缩机型式	排气露点温度	回气温度
7.2	所有型式	54.4	18.3
-6.7	所有型式*	48.9	4.4/18.3*
-23.3	全封闭	48.9	4.4
-31.7	所有型式*	40.6	4.4/18.3*
-40	所有型式*	40.6	4.4/18.3*

注:1. 如果在确定性能时用空气流经压缩机,压缩机制造厂必须予以说明。

2. * 对全封闭式压缩机必须采用 4.4℃ 为回气温度;对开启式和半封闭压缩机必须采用 18.3℃ 为回气温度。

表 10-5 用于空气调节和热泵的压缩机组的
标准额定工况(基于 35℃ 环境温度)
(单位:℃)

应用试验点	吸气露点温度	排气露点温度	回气温度
空气源 (制冷)	7.2	54.4	18.3
空气源 (制热-高温)	-1.1	43.3	4.4
空气源 (制热-低温)	-15	35	-3.9
水源 (制冷和制热)	7.2	48.9	18.3

注:如果在确定性能时用空气流经压缩机,压缩机制造厂必须予以说明。

3) 美国 ARI520—1997《容积式压缩冷凝机组》规定的性能工况如表 10-6。

表 10-6 美国 ARI-520 标准规定的性能工况

(单位:℃)

吸气饱和温度	压缩机型式	回气温度	压缩冷凝机组的型式			
			风冷	水冷		蒸发冷却
			进风干球	进水	出水	进风湿球
7.2	所有型式	18.3	32.2	29.4	35	23.9
-6.7	所有型式*	4.4/18.3*	32.2	29.4	35	23.9
-23.3	全封闭式	4.4	32.2	29.4	35	23.9
-31.7	所有型式*	4.4/18.3*	32.2	29.4	35	23.9
-40	所有型式*	4.4/18.3*	32.2	29.4	35	23.9

注: *全封闭压缩机必须采用 4.4℃ 为回气温度; 开启式和半封闭压缩机必须采用 18.3℃ 为回气温度。

10.3.2 压缩机、压缩机组和压缩冷凝机组使用范围规定

1. 我国压缩机、压缩机组和压缩冷凝机组使用范围规定

1) JB/T6906—1993 标准中规定的螺杆式制冷压缩机和机组的设计, 使用工况见表 10-7。

表 10-7 JB/T6906 规定的螺杆式压缩机和机组的设计使用工况

(单位:℃)

制冷剂	R22		R717
	水冷	风冷	水冷
最高排出压力 ^① 饱和温度	49	60	46
最低吸入压力饱和温度	-40	-20	-40
最高吸入压力饱和温度	10		5
最高排气温度	105		

① 排出压力为油分离器前的压力。

2) JB/T5145.2-1991 标准规定的喷油螺杆式单级制冷压缩冷凝机组, 应在下列最大负荷运行工况下长期正常工作: ①最高环境温度 43℃; ②水冷式冷凝器最高进水温度 33℃; ③最高蒸发温度以 R717 为制冷剂时为 5℃, 以 R12、R22 为制冷剂时为 10℃。

2. 国外螺杆式压缩冷凝机组使用范围规定

美国 ARI520—1997《容积式压缩冷凝机组》中规定, 压缩冷凝机组能在下列最大负荷工况下正常运行:

1) 对所有型式机组, 压缩机周围环境温度为 46.1℃ 干球; 对风冷压缩冷凝机组, 进入冷凝器的温度为 46.1℃ 干球; 对蒸发冷却的压缩冷凝机组则为 26.7℃ 湿球。

2) 对水冷的压缩冷凝机组, 进水温度为 32.2℃, 出水温度为 40.6℃, 对蒸发冷却的机组, 补充水的温度为 32.2℃。

10.3.3 冷水机组性能工况规定

1. 我国螺杆式、离心式冷水机组的性能工况规定

1) 在 JB/T4329—1997《容积式冷水(热泵)机组》标准中, 规定的容积式(包括往复式、单螺杆式、双螺杆式及涡旋式)冷水机组的性能工况见表 10-8。标准规定机组名义工况时, 使用侧和水冷式热源侧污垢系数均为 $0.086\text{m}^2\cdot\text{K}/\text{kW}$ 。额定电压单相交流为 220V, 三相交流为 380V, 额定频率为 50Hz。

表 10-8 JB/T4329 规定的螺杆式冷水机组名义工况

(单位:℃)

工 况	使用侧		热源侧 (或放热侧)					
	冷、热水		水冷式		风冷式		蒸发冷却式	
	进口水温	出口水温	进口水温	出口水温	干球温度	湿球温度	干球温度	湿球温度
制冷	12	7	30	35	24 ^①	35 ^②	24	
热泵制热	40	45	15.5	7	6			

① 适用于湿球温度对冷凝器换热产生影响的机组 (利用凝结水等的潜热作为热源型式的机组)。

② 干球温度仅作为参考, 补充水温 30℃。

在 JB/T4329-1997 中规定螺杆式冷水机组设计和使用的温度工况见表 10-9。

表 10-9 JB/T4329 规定的螺杆式冷水机组设计和使用工况

(单位:℃)

项 目		使用侧		热 源 侧					
		冷、热水		水冷式		风冷式		蒸发冷却式	
		进口水温	出口水温	进口水温	出口水温	干球温度	湿球温度	干球温度	湿球温度
制 冷	名义工况	12	7	30	35	35	24	35 ^②	24
	最大负荷工况	③	15	33	④	43	25.5 ^①	38 ^②	27 ^⑤
	低温工况		5	④	21	21	15.5 ^①	21 ^②	15.5 ^⑥
热泵制热	名义工况	40	45	15.5	7	7	6		
	最大负荷工况	⑦	50	21	⑧	21	15.5		
	融霜工况 ^⑨	40	⑦			1.5	0.5		

① 适用于湿球温度对冷凝器热交换产生影响的机组 (利用凝结水等的潜热作为热源型式的机组)。

② 干球温度仅作为参考, 补充水温 30℃。

③ 由制冷名义工况时的冷水量决定。

④ 由制冷名义工况时的冷却水量决定。

⑤ 补充水温度 33 ± 2 ℃。⑥ 补充水温度约 15 ± 2 ℃。

⑦ 由热泵制热名义工况时的热水流量决定。

⑧ 由热泵制热名义工况时的热热水流量决定。

⑨ 融霜工况为融霜运行前的条件, 开始融霜时表 10-9 和表 10-10 规定的温度条件均可。

表 10-10 融霜时的条件

(单位:℃)

工 况	使用侧		热 源 侧	
	进口水温	出口水温	干球温度	湿球温度
热泵制热融霜	40 ± 3	—	1.5 ± 6	—

2) JB/T7227-1994 标准规定的复合热源热泵型螺杆式冷水机组的性能工况

① 制冷工况: 蒸发器的冷水出水温度 7℃; 冷凝器的热水 (冷却水) 进水温度 32℃; 单位制冷量的冷水流量 $0.172 \text{ m}^3 / (\text{h} \cdot \text{kW})$; 单位制冷量的热水 (冷却水) 流量: $0.258 \text{ m}^3 / (\text{h} \cdot \text{kW})$ 。② 供热工况: 水冷式冷凝器的热水 (冷却水) 出水温度 45℃; 蒸发器的冷水进水温度 10℃; 单位供热量的热水 (冷却水) 流量 $0.258 \text{ m}^3 / (\text{h} \cdot \text{kW})$; 单位供热量的冷水流量 $0.172 \text{ m}^3 / (\text{h} \cdot \text{kW})$; 风冷式冷凝器的进风温度: 干球温度为 8℃, 湿球温度为 6℃。

③ 最大负荷工况:

a. 制冷运行时: 最高环境温度 43℃; 水冷式冷凝器的最高进水温度 33℃; 蒸发器的最高

出水温度 15℃。

b. 供热运行时：最低环境温度 -8℃；水冷式冷凝器的最高出水温度 50℃；蒸发器的最低出水温度 2℃。

3) JB/T3355—1998 规定的离心式冷水机组性能工况。在 JB/T3355—1998《离心式冷水机组》中，规定的离心式冷水机组名义工况见表 10-11。标准规定，机组名义工况水侧污垢系数为 $0.086\text{m}^2\cdot\text{K}/\text{kW}$ ，空气侧为 $0.043\text{m}^2\cdot\text{K}/\text{kW}$ ，制冷剂侧为 $0\text{m}^2\cdot\text{K}/\text{kW}$ ；压缩机用电动机电源为三相交流，额定电压分别为 380V、6000V 和 10000V，额定频率为 50Hz；大气压力为 101kPa。

表 10-11 JB/T3355 规定的离心式冷水机组名义工况

工 况	蒸 发 器 侧		冷 凝 器 侧					
	冷 水		水 冷 式		风 冷 式		蒸 发 冷 却 式	
	出口温度 /℃	水量 / [m ³ /(h.kW)]	进口温度 / ℃	水量 / [m ³ /(h.kW)]	进口干球 温度 / ℃	进口湿球 温度 / ℃	进口干球 温度 / ℃	进口湿球 温度 / ℃
标准名义工况	7	0.172	30	0.224	35			24
应用名义工况	6.7	0.155	29.4	0.195	35			23.9

2. 国外螺杆式、离心式制冷机组性能工况规定

1) 日本冷水机组性能工况规定。日本 JISB8613—1994《冷水机组》（包括往复式、螺杆式）、JRA4037—1992《螺杆式冷水机组》、JISB8621—1995《离心式冷水机组》这三项标准中，对螺杆式、离心式冷水机组的性能工况规定见表 10-12。

表 10-12 日本冷水机组标准中规定的性能工况

工 况			使用侧		热源侧或放热侧			
			冷热水		水冷式		风冷式和空气热源式 (进口空气温度)	
			进口/℃	出口/℃	进口/℃	出口/℃	干球/℃	湿球/℃
制 冷	额 定	容积式 ^①	12	7	30	35	35	24 ^⑥
		螺杆式 ^①	12	7	32	37	35	27
		离心式 ^①	12	7	32	37	35	
	超载 (容积式)	③	15	34	④	43	26 ^⑤	
	低温 (容积式)	③	5	④	21	21	15 ^⑥	
热泵制热	额 定	容积式 ^①	40	45	15	7	7	6
		螺杆式 ^①	40	45	12	7	7	6
		离心式 ^①	40	45	12	7	—	—
	超载 (容积式)	⑤	50	21	⑦	21	15	
	除霜 (容积式) ^②	40	⑥	—	—	2	1	
污垢系数 / [m ² ·K/kW]			0.086				0	

① 表中容积式指 JISB8613—1994《冷水机组》；螺杆式指 JRA4037—1992《螺杆式冷水机组》；离心式指 JISB8621—1995《离心式冷水机组》。污垢系数在 JISB8613 标准中未提及。超载及低温工况在 JISB8613 标准中规定的。

② 除霜工况是指除霜运行之前的条件。除霜已经开始场合，使用表 10-12 规定或以下规定均可。使用侧进口水温 $40 \pm 3.0^\circ\text{C}$ ，热源侧干球温度 $2 \pm 6.0^\circ\text{C}$ 。

③ 适用于由制冷工况确定的使用侧水量。

④ 适用于由制冷工况确定的热源侧水量。

⑤ 适用于湿球温度对热源的换热器产生影响的机组（使用水等的潜热，作为热源型式的机组）。

⑥ 适用于由热泵工况确定的使用侧水量。

⑦ 适用于由热泵工况确定的热源侧水量。

2) 美国 ARI550/590—1998《采用蒸气压缩循环的冷水机组》(适用由离心式、螺杆式、涡旋式、往复式或其他类型压缩机组成的冷水机组), 规定的标准额定性能工况见表 10-13, 热回收标准额定性能工况见表 10-14。

表 10-13 ARI550/590 规定的标准额定性能工况

机组型式	水冷式	蒸发冷却式	风冷式
冷凝器水			
进水温度/℃	29.4		
流量/[L/(s·kW)]	0.054		
冷凝器污垢系数/(m ² ·K/kW)			
水侧	0.044		
空气侧		0.000	0.000
进风温度/℃			
干球温度			35.0
湿球温度		23.9	
蒸发器水			
出水温度/℃		6.7	
流量/[L/(s·kW)]	0.043		
蒸发器污垢系数/(m ² ·K/kW)			
水侧		0.018	
无冷凝器			
排气饱和温度/℃	40.6		51.7
液体制冷剂温度/℃	36.6		40.6
大气压/kPa		101	

表 10-14 ARI550/590 规定的热回收额定性能工况

项 目		水冷式	蒸发冷却式	风冷式	
冷凝器	冷却水	进 水/℃	23.9		
		流 量	与标准额定性能工况相同		
	进 风	干 球/℃			4.4
		湿 球/℃		3.3	
蒸发器出水/℃		6.7			
热回收冷凝器	进 水 或进风/℃	40.6		21.1	
		35			
	出 水 或出风/℃	48.9		35	
大气压/kPa		101			

10.3.4 冷水机组使用范围规定

1. 我国螺杆式、离心式冷水机组使用范围规定

1) JB/T4329—1997 标准规定, 螺杆式冷水机组变工况性能温度条件见表 10-15。

表 10-15 JB/T4329 规定的变工况性能温度范围

(单位:℃)

项 目	使用侧		热源冷却式					
	冷、热水		水冷式		风冷式		蒸发冷却式	
	进口水温	出口水温	进口水温	出口水温	干球温度	湿球温度	干球温度	湿球温度
制冷		5~15	15.5~33		21~43			15.5~27
热泵制热		40~50	15.5~21		1.5~21			

2) JB/T7227—1994 标准规定, 复合热源热泵型螺杆式冷水机组的使用范围如下:

①制冷时: 冷水出水温度: 4~15℃; 冷却水进水温度: 20~33℃。

②供热时：热水出水温度 35~50℃；冷水出水温度不低于 4℃。

3) JB/T3355—1998 标准规定，离心式冷水机组的使用工况范围见表 10-16。

表 10-16 JB/T3355 规定的离心式冷水机组使用工况

I. 况	蒸发器侧		热源冷却式					
	冷水		水冷式		风冷式		蒸发冷却式	
	出口温度 /℃	水量 / [m ³ /(h.kW)]	进口温度 /℃	水量 / [m ³ /(h.kW)]	进口干球温度 /℃	进口湿球温度 /℃	进口干球温度 /℃	进口湿球温度 /℃
标准名义工况	5.0~9.0	0.172	15.5~35.0	0.224	21.0~43.0			15.5~27.0 ^①
应用名义工况	4.4~8.9	0.155	15.6~40.6	0.195	12.8~51.7			10.0~26.7 ^②

① 补充水温度 30℃±1℃。

② 补充水温度 29.4℃±0.5℃。

2. 国外螺杆式、离心式冷水机组使用范围规定

美国 AR1550/590—1998《采用蒸气压缩循环的冷水机组》规定的使用范围如下：

1) 所有的冷凝器型式：冷水出水温度 4.4~8.9℃，温度递增≤1℃。

2) 冷凝器（水冷式）：冷凝器进水温度 18.3~40.6℃，温度递增≤3℃。

3) 冷凝器（风冷式）：冷凝器进风干球温度 12.8~51.7℃干球，温度递增≤6℃。

4) 冷凝器（蒸发冷却式）：冷凝器进风湿球温度 10.0~25.7℃湿球，温度递增≤1.5℃。

10.3.5 部分负荷性能工况规定

1. 我国标准中部分负荷性能工况规定

1) 螺杆压缩机组、压缩冷凝机组和复合热泵型螺杆式冷水机组中部分负荷性能规定。在 JB/T6906—1997、JB/T5145.3—1991、JB/T7227—1994 标准中分别规定，具有能量调节装置的螺杆式单级制冷压缩机、机组、压缩冷凝机组及复合热泵型螺杆式冷水机组，应进行 25%、50%、75% 三级部分负荷运行试验，测量其名义工况下的制冷量及输入功率。复合热源热泵型螺杆式冷水机组，还应测量其名义工况下的供热量及输入功率。

2) 螺杆式冷水机组部分负荷性能工况规定。在 JB/T4329-1997 标准中，对螺杆式冷水机组部分负荷性能工况规定如下：

① 制冷量大于 35kW 的机组应配置卸载机构，其动作应灵活、可靠。

② 具有二级或多级卸载的冷水机组在表 10-17 规定的工况下按 100%、75%、50%、25% 负荷工况点测定部分负荷性能特性（包括制冷量、消耗电功率和制冷性能系数）。

③ 若机组不能按上述②规定的部分负荷工况点运行时，则机组可以按其他负荷点运行，但应按表 10-17 规定的工况条件，测定部分负荷性能特性。

④ 部分负荷性能测试时应遵守以下规定：

a. 冷水出口温度为名义工况规定值。

b. 放热侧的规定：水冷式冷却水流量为名义工况时流量；风冷式冷凝器冷却风量可随着机组卸载工况的变化而变化；蒸发冷却式冷凝器冷却风量，可随着机组卸载工况的变化而变

表 10-17 部分负荷性能时放热侧温度条件

(单位:℃)

机组型式	冷凝器进口温度	系数 A	系数 B
水冷式	冷凝器进口冷却水温	0.145	15.5
风冷式	冷凝器进风干球温度	0.140	21.0
蒸发冷却式	冷凝器进风湿球温度	0.085	15.5

化,但水流量为名义工况时流量,补充水温与湿球温度相等。

c. 冷水流量为名义工况时流量。

d. 冷水和冷却水的污垢系数为 $0.086\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{kW}$ 。

e. 电压和频率为名义工况时的额定电压和额定频率。

f. 冷凝器进口冷却水温度、进风干球温度、进风湿球温度按表 10-17 规定由下式计算(呈线性变化):

$$\text{冷凝器进口温度} = A \times (\text{全负荷制冷量的百分数}) + B$$

部分负荷时各种型式机组冷凝器进口温度按上式计算示例见表 10-18。

表 10-18 按 JB/T4329 规定部分负荷时冷凝器进口温度计算示例

负荷 (%)	100	75	50	25
水冷式冷凝器进口水温/℃ $0.145 \times (\text{全负荷制冷量的百分数}) + 15.5$	30.0	26.4	22.8	19.0
风冷式冷凝器进口干球温度/℃ $0.14 \times (\text{全负荷制冷量的百分数}) + 21.0$	35.0	31.5	28.0	24.5
蒸发冷却式冷凝器进口湿球温度/℃ $0.085 (\text{全负荷制冷量的百分数}) + 15.5$	24.0	21.9	19.8	17.6

部分负荷性能数据应以名义工况时的百分数来表示。

3) 离心式冷水机组部分负荷性能工况规定。在 JB/T3355—1998 标准中,对离心式冷水机组部分负荷性能工况规定如下:

① 机组部分负荷的卸载机构的动作应灵活、可靠。

② 部分负荷工况按表 10-19 和以下条件规定:

表 10-19 JB/T3355 规定的部分负荷工况

(单位:℃)

名称		蒸发器侧	冷凝器侧		
		冷水	水冷式	风冷式	蒸发冷却式
		出口温度	进口温度	进口干球温度	进口湿球温度
综合部分负荷规定工况 (IPLV)	100%负荷	7.0	30.0	35.0	24.0
	0%负荷	7.0	15.5	21.0	15.5
应用部分负荷规定工况 (APLV)	100%负荷	6.7	29.4	35.0	23.9
	0%负荷	6.7	15.6	12.8	10.0

a. 冷水流量为名义工况时满负荷流量。

b. 冷水和冷却水侧的污垢系数是 $0.086\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{kW}$; 空气则为 $0.043\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{kW}$; 制冷剂则为 $0\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{kW}$ 。

c. 冷凝器侧的规定: 水冷式: 冷却水流量为名义工况时满负荷流量; 风冷式: 冷却风量可随着机组卸载工况的变化而减少(按设计); 蒸发冷却式: 冷却风量可随着机组卸载工况的变化而减少,但喷淋水量仍为名义工况时的流量,补充水温按表 10-11 规定。

d. 风冷式和蒸发冷却式工作时的的大气压力为 101kPa,若有差异,应按当地、当时的大气压力进行换算。

e. 部分负荷性能数据(制冷量、消耗总电功率)应分别以名义工况时满负荷性能数据的比率(%)用曲线图表示。

③ 冷凝器在部分负荷时的进口温度,按从 100% 负荷时的温度到 0% 负荷时的温度依线性规律递减,其数值见表 10-20。

表 10-20 JB/T3355 规定的部分负荷时冷凝器进口温度

(单位:℃)

负荷率 (%)	综合部分负荷 (IPLV) 工况			应用部分负荷 (APLV) 工况		
	水冷式	风冷式	蒸发冷却式	水冷式	风冷式	蒸发冷却式
	进口水温	进口干球	进口湿球	进口水温	进口干球	进口湿球
100	30.0±0.3	35.0±1.0	24.5±0.5	29.4±0.3	35.0±0.3	23.9±0.3
75	26.4±0.3	31.5±1.0	21.9±0.5	26.0±0.3	29.5±0.3	20.4±0.3
50	22.8±0.3	28.0±1.0	19.8±0.5	22.5±0.3	23.9±0.3	17.0±0.3
25	19.0±0.3	24.5±1.0	17.6±0.5	19.1±0.3	18.4±0.3	13.5±0.3
0	15.5±0.3	21.0±1.0	15.5±0.5	15.6±0.3	12.8±0.3	10.0±0.3

④综合部分负荷 (IPLV) 性能系数 (COP) 和应用部分负荷 (APLV) 性能系数 (COP') 由下式计算, 单位 W/kW:

$$COP(COP') = 0.17A + 0.39B + 0.33C + 0.11D$$

式中 A——100% 负荷时的性能系数 COP (或 COP') (W/kW);

B——75% 负荷时的性能系数 COP (或 COP') (W/kW);

C——50% 负荷时的性能系数 COP (或 COP') (W/kW);

D——25% 负荷时的性能系数 COP (或 COP') (W/kW)。

2. 国外标准中部分负荷性能工况规定

1) 日本螺杆式、离心式冷水机组部分负荷工况规定。日本 JRA4037—1992《螺杆式冷水机组》及 JISB8621—1995《离心式冷水机组》中, 部分负荷性能工况见表 10-21。

表 10-21 日本标准规定的部分负荷工况

(单位:℃)

工 况		使用侧		放热侧或热源侧	
		冷热水	水冷式	风冷式和空气热源式 (进口空气)	
				干球温度	湿球温度
制冷运行	螺杆式	出口温度恒定 7±0.5	进口温度 100% 负荷时 32±0.5 0% 负荷时 27±0.5 中间按比例计算	进口温度恒定 35±1 (27)	
	离心式	出口温度恒定 7±0.3	进口温度 100% 负荷时 32±0.3 0% 负荷时 27±0.5 中间按比例计算	进口温度恒定 35±1	
供热运行	螺杆式	出口温度 45±0.5	出口温度恒定 7±0.5	出口温度恒定 7±1 6±1	
	离心式	进口温度 40±0.3	出口温度恒定 7±0.3		

注: 1. 螺杆式指 JRA4037—1992《螺杆式冷水机组》; 离心式指 JISB8621—1995《离心式冷水机组》。

2. 表中括号内数值系参考值。

在部分负荷性能工况运行时, 水量应恒定在额定值的 ±5% 以内。

2) 美国标准规定的冷水机组部分负荷性能工况。美国 ARI550/590—1998《采用蒸气压缩循环的冷水机组》规定, 部分负荷额定性能工况见表 10-22。

表 10-22 美国 ARI550/590—1998 规定的部分负荷额定性能工况

		综合部分负荷工况值 (IPLV)	非标准部分负荷工况值 (NPLV)
蒸发器 (所有型式)			
出水 (液) 温度/°C	100% 负荷	6.7	选用出水 (液) 温度 ^②
	0% 负荷	6.7	同 100% 负荷
流量/ [L/ (s·kW)]		0.043 ^②	选用流量
现场污垢系数/ (m ² ·°C/W)		0.000018 ^③	按规定
冷凝器 (水冷式) ^①			
进水 (液) 温度/°C	100% 负荷	29.4	选用进水 (液) 温度 ^②
	75% 负荷	23.9	④
	50% 负荷	18.3	④
	25% 负荷	18.3	④
	0% 负荷	18.3	18.3
流量/ [L/ (s·kW)] ^③		0.054 ^②	选用流量
现场污垢系数/ (m ² ·°C/W)		0.000044 ^③	按规定
冷凝器 (风冷式) ^①			无标定要求
进风干球温度/°C	100% 负荷	35.0	
	75% 负荷	26.7	
	50% 负荷	18.3	
	25% 负荷	12.8	
	0% 负荷	12.8	
现场污垢系数/ (m ² ·K/W)		0.000	
冷凝器 (蒸发冷却式) ^①			无标定要求
进风湿球温度/°C	100% 负荷	23.9	
	0% 负荷	10.0	
现场污垢系数/ (m ² ·°C/W)		0.000	
无冷凝器 (风冷式)			无标定要求
排气饱和温度/°C	100% 负荷	51.7	
	0% 负荷	12.8	
无冷凝器 (水冷式和蒸发冷却式)			无标定要求
排气饱和温度/°C	100% 负荷	40.6	
	0% 负荷	18.3	

① 如果机组制造厂推荐的最小温度大于本表中所规定的那些温度, 则那些温度可用来代替所规定的温度。

② 对于所有部分负荷工况, 流量应保持恒定在满负荷时的值。

③ 用 10.4.2 中 2 所述的计算方法来修正污垢系数。

④ 关于部分负荷冷凝器进水温度, 对于 100% ~ 50% 负荷, 温度应从选用的进水 (液) 温度到 18.3°C 间线性地变化; 而对于 50% ~ 0% 负荷, 温度应固定在 18.3°C。

冷水机组部分负荷性能可以用下述三种方式中的一种或几种来表示:

① 综合部分负荷值 (IPLV), 按表 10-22 中规定的工况。

② 非标准部分负荷值 (NPLV), 按表 10-22 中规定的工况。

③ 适合于计算 IPLV 和 NPLV 的单独的部分负荷数据点。此外, 也可以表示其他的部分负荷点。

根据 ARI550/590 标准规定, 部分负荷值 (IPLV 或 NPLV) 的计算方法如下:

1) 在表 10-22 规定的工况下, 确定在 100%、75%、50%、和 25% 负荷点时的部分负荷性能系数。

2) 应用下列公式计算 IPLV 或 NPLV:

$$\text{IPLV 或 NPLV} = 0.01A + 0.42B + 0.45C + 0.12D$$

式中 A——100%负荷工况点时的 COP;

B——75%负荷工况点时的 COP;

C——50%负荷工况点时的 COP;

D——25%负荷工况点时的 COP。

公式中常数是根据在美国 29 个城市普通建筑物中设置的冷水机组, 正常气候运行时, 带或不带空气侧经济器的加权平均值。

IPLV 或 NPLV 是按表 10-22 中规定的工况, 在 100%、75%、50% 和 25% 负荷时确定的。如果机组的制冷量控制逻辑不能在 75%、50% 或 25% 负荷时运行, 机组可以在其他负荷点运行, 这样, 75%、50% 或 25% 负荷时的效率, 应由使用直线段连接实际性能点绘制的效率与百分比负荷图来确定。此时, 75%、50% 或 25% 的负荷效率即可从此曲线确定, 不得使用数据外插法。用来绘制的数据, 必须是等于或小于所要求的标定点的一实际冷水机组的制冷量点。例如最小实际的制冷量是 33%, 则曲线可用来确定 50% 的制冷量点, 而不是 25% 的制冷量点。

如果一台机组不能被卸载到 25%、50% 或 75% 的负荷点, 则机组应以卸载的最小级距运行, 冷凝器进水或进风温度, 根据表 10-22 中对 25%、50% 或 75% 负荷的要求。制冷性能系数 COP 可用以下公式确定:

$$\text{COP} = \frac{\text{制冷效应(实际)}}{C_D \times \text{输入功率(实际)}}$$

对制冷量小于负荷最小级时, 由于压缩机循环停开所造成的降低系数, C_D 应由下式计算:

$$C_D = (-0.13\text{LF}) + 1.13$$

系数 LF 为

$$\text{LF} = \frac{\left(\frac{\% \text{ 负荷}}{100}\right) \times (\text{满负荷机组制冷量})}{(\text{部分负荷机组制冷量})}$$

式中, % 负荷是指标准点, 也就是 75%、50% 和 25%。部分负荷机组制冷量, 是从上述方法确定的标准点测量或计算得到的机组制冷量。

【例 10-1】 综合部分负荷值 (IPLV) 计算举例。提供的部分负荷值如下:

级数	制冷量/kW	输入功率/kW	COP
3 (满负荷)	351.7	92.3	3.81
2	253.6	57.4	4.42
1	145.2	31.3	4.64
1*	147.0	33.3	4.41

注: * 在负荷工况下可能的最小机组制冷量。

** 在 25% 负荷工况下在最小级距的性能。

解: 用以上数据, 绘制性能系数 (COP) 与负荷曲线图, 或通过计算, 求得部分负荷的 COP 值。

调整后的部分负荷值如下:

点	负荷 (%)	制冷量/kW	COP
A	100	351.7	3.81
B	75	263.8	4.35
C	50	175.8	4.58

因为机组不能卸载到 25% 负荷点, 就需用以下的附加计算来确定点 “D”。用以上列出的最小负荷点数据, 这就是在 25% 负荷工况下, 在负荷的最小级距确定的:

$$LF = \frac{0.25 \times 351.7}{147} = 0.60$$

$$C_D = (-0.13 \times 0.60) + 1.13 = 1.05$$

$$COP = \frac{147}{1.05 \times 33.3} = 4.2$$

使用 A、B、C 和 D 的效率，综合部分负荷 (IPLV) 就可按如下计算得到：

$$IPLV(COP) = (0.01 \times 3.81) + (0.42 \times 4.35) + (0.45 \times 4.58) + (0.12 \times 4.2) = 4.43$$

10.4 性能指标和主要技术要求

10.4.1 机组基本参数规定

1. 我国标准中机组基本参数规定

(1) 螺杆式单级制冷压缩机基本参数规定 我国 JB/T6906—1993 规定的喷油螺杆式单级制冷压缩机和压缩机组的基本参数中，水冷和风冷的区别，在于压缩机所应用于水冷冷凝器和风冷冷凝器的不同场合。

1) 水冷开启压缩机及压缩机组的基本参数应符合表 10-23 规定。

表 10-23 水冷开启式螺杆压缩机及压缩机组的基本参数

阳转子转速 (r/min)	阳转子 名义直径 /mm	名义工况制冷压缩机的制冷系数				
		R22			R717	
		G	Z	D	Z	D
4400	100	4.65	3.57	2.03	3.79	2.13
	125	4.79	3.68	2.10	3.81	2.14
2960	100	4.56	3.49	1.98	3.70	2.08
	125	4.70	3.60	2.05	3.82	2.15
	160	4.81	3.69	2.10	3.96	2.23
	200	4.95	3.80	2.16	4.01	2.26
	250	5.07	3.89	2.21	4.09	2.30
	315	5.12	3.93	2.24	4.14	2.33
1450	400	5.01	3.84	2.19	4.06	2.28
	500	5.05	3.88	2.20	4.08	2.29

注：制冷压缩机的制冷系数中，轴功率不包括单独驱动的油泵功率。

2) 水冷半封闭式压缩机及压缩机组的基本参数应符合表 10-24 规定。

3) 风冷开启式压缩机及压缩机组的基本参数应符合表 10-25 规定。

表 10-24 水冷半封闭式螺杆压缩机
及压缩机组的基本参数

阳转子转速 (r/min)	阳转子 名义直径 /mm	名义工况能效比		
		R22		
		G	Z	D
4400	100	4.03	3.10	1.74
	125	4.21	3.22	1.82
2960	100	3.90	3.00	1.70
	125	4.05	3.11	1.76
	160	4.21	3.23	1.83

注：能效比中的输入功率，不包括单独驱动的油泵功率。

表 10-25 风冷开启式螺杆压缩机
及压缩机组的基本参数

阳转子转速 (r/min)	阳转子 名义直径 /mm	名义工况制冷压缩机的制冷系数	
		R22	
		G	D
4400	100	2.97	2.28
	125	3.07	2.36
2960	100	2.91	2.23
	125	3.01	2.31
	160	3.08	2.36
	200	3.17	2.43

注：制冷压缩机的制冷系数中的功率不包括单独驱动的油泵功率和风机功率。

4) 风冷半封闭式压缩机及压缩机组的基本参数应符合表 10-26 规定。

5) 带经济器的螺杆式压缩机组的基本参数应符合以下规定

①在吸入压力饱和温度为 -35°C 、排出压力饱和温度为 35°C 的工况下, 经济器压缩机组的制冷量, 应比同型号不带经济器的压缩机组的制冷量增加 20% 以上。

②在吸入压力饱和温度为 -35°C 、排出压力饱和温度为 35°C 的工况下, 经济器压缩机组的制冷系数 (半封闭式压缩机组为能效比), 应比同型号不带经济器的压缩机组增加 12% 以上。

6) 允差: JB/T6906—1993 标准规定的基本参数允差如下:

①机器制冷量小于或等于 120kW 时, 实测制冷量 and 设计制冷量的允许偏差为 -7% ; 机器制冷量大于 120kW 时, 实测制冷量 and 设计制冷量的允许偏差为 -5% 。制冷量包括吸入管道上制冷剂蒸汽过热所得的冷量在内。

②在名义工况下, 开启式压缩机、压缩机组的制冷系数应不低于表 10-23、表 10-25 中规定值的 95%。半封闭式压缩机组的能效比, 应不低于表 10-24、表 10-26 中规定值的 95%。

(2) 螺杆式冷水机组基本参数规定 我国 JB/T4329—1997 规定的螺杆式冷水机组在名义工况时的制冷性能系数见表 10-27。

表 10-27 螺杆式冷水机组名义工况下的制冷性能系数

机组制冷量/kW		≤ 116	$> 116 - 230$	> 230
性能系数 COP/(W/kW)	水冷式	3650	3750	3850
	风冷和蒸发冷却式	2460	2550	2640

标准规定, 机组名义工况时的制冷性能系数不应低于表 10-27 规定数值, 兼有热泵制热机组不应低于表 10-27 规定值的 95%。

标准规定, 机组在制冷和热泵制热名义工况下进行试验时, 机组性能最大偏差应不超过以下规定:

- 1) 制冷量和热泵制热量不应小于名义规定值的 92%。
- 2) 热泵制热消耗总电功率不应大于机组名义耗电功率的 110% (热泵制热消耗总功率不包括辅助电加热消耗功率)。
- 3) 带有辅助电加热的热泵制热机组的辅助电加热功率消耗不应大于名义耗电功率的 105%。
- 4) 名义工况的制冷性能系数不应小于机组名义值的 92%。
- 5) 冷(热)水、冷却水的压力损失, 不应大于机组名义规定值的 115%。

(3) 复合热源热泵型螺杆式冷水机组的基本参数规定 我国 JB/T7227—1994 《复合热源热泵型螺杆式冷水机组》标准规定, 机组名义工况制冷量小于或等于 240kW 时, 其允差为 -7% ; 机组名义工况制冷量大于 240kW 时, 其允差为 -5% 。标准规定, 机组名义工况制冷系数应不小于 4, 供热系数应不小于 3。

表 10-26 风冷半封闭式螺杆压缩机及压缩机组的基本参数

阳转子转速 (r/min)	阳转子 名义直径 (mm)	名义工况能效比	
		R22	
		G	D
4400	100	2.71	1.74
	125	2.82	1.81
2960	100	2.60	1.67
	125	2.71	1.74
	160	2.82	1.81

注: 能效比中的输入功率不包括单独驱动的油泵功率和风机功率。

(4) 离心式冷水机组基本参数规定 我国 JB/T3355—1998 规定的离心式冷水机组名义工况的性能系数和应用部分负荷性能系数, 不应低于表 10-28 的数值。

表 10-28 离心式冷水机组性能系数

名 称		制 冷 量/kW		
		≤ 527	> 527 ~ 1163	> 1163
水冷式	名义工况性能系数 (COP 和 COP')	3800	4200	4700
	应用部分负荷性能系数 (APLV)	3900	4500	4800
风冷式或蒸发冷却式	名义工况性能系数 (COP 和 COP')	2650	2400	
	应用部分负荷性能系数 (APLV)	2750	2500	

注: COP 为标准名义工况下性能系数, COP' 为应用名义工况下性能系数。

标准规定的离心式冷水机组在标准名义工况下的性能基本参数允差如下:

- 1) 制冷量不应小于名义值的 95%。
- 2) 消耗总电功率不应大于机组名义值的 105%。
- 3) 标准名义工况性能系数和应用部分负荷性能系数, 不应小于表 10-28 的值。
- 4) 风冷式和蒸发冷却式机组的冷凝器风机和喷淋泵的输入功率, 不应大于名义规定值的 110%。
- 5) 冷水、冷却水的压力损失, 不应大于名义规定值的 110%。

2. 美国标准中对机组性能基本参数规定

(1) 美国标准对螺杆压缩机组、压缩冷凝机组性能基本参数规定 在美国 ARI510—1993《氨压缩机组》及 ARI520—1997《容积式压缩冷凝机组》中对螺杆式压缩机组、压缩冷凝机组规定: 制冷量和效率的容许偏差应不小于额定值的 -5%, 输入功率的容差应不大于额定值的 +5%。

(2) 美国冷水机组性能基本参数规定 美国 ARI550/590—1998《采用蒸汽压缩循环的冷水机组》规定, 公布或报告的冷水机组满负荷时, 实测制冷量应不小于其 100% 额定制冷量减去允差, 且其满负荷时的单位制冷量所消耗的输入功率应不大于其 100% 额定单位制冷量输入功率加上允差。在蒸发器和冷凝器中的水压降, 应不超过在规定水流量下额定压降的 115%。

美国 ARI550/590—1998 标准规定, 制冷量、能效比 (EER)、性能系数 (COP)、单位制冷量所耗功率及热平衡的允许试验偏差 Δ , 必须按以下公式确定。

用国际单位制 (SI 制) 时:

$$\Delta = 10.5\% - (0.07 \times FL\%) + \left(\frac{833.3}{DT_{FL} \times FL\%} \right)$$

式中, FL——满负荷;

DT_{FL} ——满负荷率时冷水进出口温差 ($^{\circ}\text{C}$)。

【例 10-2】 求满负荷时, 冷水进出口温差 5°C 时冷水机组制冷量、性能系数 (COP) 和热平衡的允差 (%) :

$$\Delta = 10.5 - (0.07 \times 100) + \frac{833.3}{5 \times 100} = 5.166\%$$

【例 10-3】 求部分负荷如 60% 负荷时, 冷水进出口温差和满负荷时相同, 此时冷水机组制冷量、性能系数 (COP) 和热平衡的允差 (%) :

$$\Delta = 10.5 - (0.07 \times 60) + \frac{833.3}{5 \times 60} = 9.08\%$$

10.4.2 污垢系数

1. 中、日、美冷水机组标准中污垢系数规定 (表 10-29)

表 10-29 标准额定工况时污垢系数

(单位: $\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{kW}$)

国 别	标 准	水 侧	空气侧
中 国	JB/T4329《容积式冷水(热泵)机组》	0.086	未规定
	JB/T3355《离心式冷水机组》	0.086	0.043
日 本	JRA4037《螺杆式冷水机组》	0.086	0
	JISB8621《离心式冷水机组》	0.086	0
美 国	ARI550/590《采用蒸气压缩循环的冷水机组》	0.044 (冷却水)	0
		0.018 (冷水)	

2. 现场污垢系数

中国 JB/T3355—1998《离心式冷水机组》规定,当用户要求的水侧污垢系数超出表 10-29 规定时,制造厂应按与用户商定的方法,通过提高冷却水进口温度和/或降低冷水出口温度来进行机组性能试验。

美国 ARI550/590—1998《采用蒸气压缩循环的冷水机组》规定,蒸发器水侧和冷凝器水侧或空气侧的换热表面,在试验中必须被看作是清洁的。假定试验反映出的污垢系数为 $0.0\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{kW}$ 公布标准额定性能时,必须包括污垢系数。水侧污垢系数,对冷凝器选取 $0.044\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{kW}$,对蒸发器选取 $0.018\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{kW}$ 。

为了在额定污垢工况下确定冷水机组性能,应模拟现场污垢系数对机组性能的影响。在测试冷水机组性能时,将冷凝器冷却水进口水温或蒸发器冷水出口水温进行修正。修正方法如下,冷凝器和/或蒸发器的对数平均温差

$$\text{LMTD} = \frac{(t_s - t_{we}) - (t_s - t_{wl})}{\ln \left[\frac{(t_s - t_{we})}{(t_s - t_{wl})} \right]}$$

对数平均温差的增量:

$$\text{ILMTD} = \text{ff}_{\text{sp}} \left(\frac{q}{A} \right)$$

式中 t_s ——饱和温度 ($^{\circ}\text{C}$);

t_{we} ——水进口温度 ($^{\circ}\text{C}$);

t_{wl} ——水出口温度 ($^{\circ}\text{C}$);

ff_{sp} ——规定的现场污垢系数裕度 ($\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{kW}$);

q ——能量 (蒸发器时为制冷量;冷凝器时为热负荷) (kW);

A ——蒸发器或冷凝器的传热面积 (m^2),应分别根据管内或管外污垢,取管内面积或管外面积。

模拟现场额外污垢所需要的水温差 TD_a :

$$TD_a = S_{\text{sp}} - S_c$$

$$TD_a = S_{\text{sp}} - \frac{R}{(e^{\epsilon} - 1)}$$

式中 S_{sp} ——规定的小温差 ($^{\circ}\text{C}$), $S_{\text{sp}} = t_s - t_{\text{we}}$, 取绝对值;

S_c ——清洁状态下试验所得的小温差 ($^{\circ}\text{C}$)

$$S_c = \frac{R}{e^Z - 1}$$

R ——介质的出口温度与进口温度之差 ($^{\circ}\text{C}$), $R = t_{w1} - t_{we}$, 取绝对值;

Z ——指数,

$$Z = \frac{R}{\text{LMTD} - \text{ILMTD}}$$

求得水的温差 TD_a 后, 就可加到冷凝器进水温度或从蒸发器出水温度中减去。由此模拟现场额外污垢系数的影响。

【例 10-4】 已知: 冷凝器污垢在管内侧。规定的现场污垢系数为 $0.043 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{kW}$, 冷凝器负荷 $q = 850 \text{ kW}$ 。规定的冷凝器出口水温 $T_{w1} = 37^{\circ}\text{C}$, 冷凝器进口水温 $T_{we} = 32^{\circ}\text{C}$, 管内侧表面积 $A_i = 50 \text{ m}^2$ 。饱和冷凝温度 $t_s = 40^{\circ}\text{C}$ 。

求 现场试验时, 模拟现场污垢系数余量应提高冷凝器进口温度 TD_a 。

解

$$S_{sp} = T_s - T_{w1} = 40 - 37 = 3^{\circ}\text{C}$$

$$R = T_{w1} - T_{we} = 37 - 32 = 5^{\circ}\text{C}$$

$$\text{LMTD} = \frac{R}{\ln(1 + R/S_{sp})} = \frac{5}{\ln(1 + 5/3)} = 5.09^{\circ}\text{C}$$

$$\text{ILMTD} = f_f(q/A_i) = 0.043 \left(\frac{850}{50} \right) = 0.731^{\circ}\text{C}$$

$$Z = \frac{R}{\text{LMTD} - \text{ILMTD}} = \frac{5}{5.09 - 0.731} = 1.15$$

$$S_c = \frac{R}{e^Z - 1} = \frac{5}{e^{1.15} - 1} = 2.32^{\circ}\text{C}$$

$$T_{Da} = S_{sp} - S_c = 3 - 2.32 = 0.68^{\circ}\text{C}$$

所以试验的冷凝器冷却水进口温度应为 $32 + 0.68 = 32.68^{\circ}\text{C}$

10.4.3 噪声

1. 螺杆式单级制冷压缩机及机组的噪声

我国 JB/T6906—1993《喷油螺杆式单级制冷压缩机》规定, 单级制冷压缩机及压缩机组在名义工况下的噪声值 (总声压级的平均值) 应不大于表 10-30。

表 10-30 螺杆式单级制冷压缩机及压缩机组噪声

阳转子转速/ (r/min)	4400				2960											
	100		125		100		125		160		200		250		315	
阳转子公称 直径/mm	100	125	100	125	100	125	160	200	250	315						
转子长径比	1	1.5	1	1.5	1	1.5	1	1.5	1	1.5	1	1.5	1	1.5	1	1.5
开启式噪声 /dB (A)	82	84	86	88	80	82	84	86	88	89	91	93	96	99	101	104
半封闭式噪声 /dB (A)	77	79	81	83	75	77	79	81	83	85	—					

2. 螺杆式单级制冷压缩冷凝机组的噪声

我国 JB/T5145.2—1991《喷油螺杆式单级制冷压缩冷凝机组技术条件》规定, 螺杆式单级制冷压缩冷凝机组在名义工况下的噪声 (声压级), 水冷式机组应不大于表 10-31, 风冷式机组

的噪声值应不大于表 10-31 规定值加上 4dB (A)。

表 10-31 水冷式螺杆式单级制冷压缩冷凝机组的噪声

转子公称直径/mm		100		125		160		200		250			
阳转子转速/(r/min)		4400				2960							
转子长径比		1	1.5	1	1.5	1	1.5	1	1.5	1	1.5	1	1.5
总声压级的平均值 /dB (A)	开启式	82	84	86	88	84	86	88	89	91	93	96	99
	半封闭式	75	77	79	81	77	79	81	83	—			

3. 冷水机组的噪声

我国 JB/T4329—1997 及 JB/T3355—1998 规定, 螺杆式冷水机组及离心式冷水机组, 应进行噪声声压级测量, 并在样本中提供噪声值。当机组噪声值超过有关法规噪声限值时, 应对机组进行隔声处理, 其噪声声压级按处理后的测试值评估。

4. 复合热源热泵型螺杆式冷水机组的噪声

我国 JB/T7227—1994 规定, 复合热源热泵型的螺杆式冷水机组在制冷(供热)名义工况下, 噪声(声压级)值应不大于表 10-32。

表 10-32 复合热源热泵型螺杆式冷水机组的噪声

[单位: dB (A)]

阳转子转速/ (r/min)	4400				2960											
阳转子公称 直径/mm	100		125		100		125		160		200		250		315	
转子长径比	1	1.5	1	1.5	1	1.5	1	1.5	1	1.5	1	1.5	1	1.5	1	1.5
开启式	82	84	86	88	80	82	84	86	88	89	91	93	96	99	101	104
半封闭式	77	79	81	83	75	77	79	81	83	85	—					

10.4.4 振动

1. 螺杆式机组的振动

我国标准规定, 螺杆式单级压缩机、压缩机组、压缩冷凝机组及复合热源热泵型冷水机组的机座固定时, 机组的振动值应在 $25\mu\text{m}$ 以下。

2. 冷水机组的振动

我国标准规定, 螺杆式冷水机组和离心式冷水机组应测量振动, 并在产品样本中提供振动值。

10.4.5 清洁度

我国标准规定, 螺杆式单级制冷压缩机、压缩机组、压缩冷凝机组及复合热源热泵型冷水机组内部应清洁, 压缩机的清洁度应不超过表 10-33 的规定。机组中油冷却器、油分离器、储油器、经济器冷却器, 以及连接管道的单位面积清洁度, R717 应不超过 $800\text{mg}/\text{m}^2$ 。R22 为 $400\text{mg}/\text{m}^2$ 。其中油冷却器、经济器冷却器按其换热面积计算, 油分离器、贮油器及连接管道、阀门, 按其内表面积计算。

表 10-33 螺杆机组的清洁度

阳转子公称直径/mm	100		125		160		200		250		315	
转子长径比	1	1.5	1	1.5	1	1.5	1	1.5	1	1.5	1	1.5
清洁度/(mg/m^2)	740	800	860	940	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700

10.4.6 强度、气密性和真空要求

i. 螺杆式单级制冷压缩机耐压和气密要求

JB/T6906 规定的螺杆式单级制冷压缩机的耐压和气密要求如下:

1) 压缩机机体、吸气端座、排气端座、吸气端盖、排气端盖等与制冷剂接触的气腔, 应经液压和气密试验, 持续各 5min, 不应渗漏。液压试验压力应为机体设计压力的 1.5 倍; 气密试验压力应等于该设计压力。

2) 半封闭式压缩机组、经济器压缩机组的电动机外壳制冷剂侧, 应经液压和气密试验, 持续时间各 5min, 不应渗漏。液压试验压力应为压缩机机体设计压力的 1.5 倍; 气密试验压力应等于该设计压力。

3) 开启式压缩机组运行时在轴封处的渗油量, 应不大于 3mL/h。

2. 螺杆式单级制冷压缩冷凝机组的气密要求

JB/T5145.2 规定的压缩冷凝机组的气密要求如下:

机组在组装完毕后, 其制冷系统应注入干燥空气或氮气进行气密试验, 试验压力按表 10-34 的规定, 持续时间 5~10min, 不应有泄漏。

表 10-34 螺杆式压缩冷凝机组试验压力

制冷剂类别	试验压力/MPa
R22、R717	1.6
R12	1.0

3. 螺杆式冷水机组的气密性、真空和强度要求

我国 JB/T4329 规定的螺杆式冷水机组的气密性、真空和强度要求:

1) 气密性试验。机组制冷剂侧在设计压力下, 制冷系统的压力应无明显下降, 以及各部位应无油的泄漏。

2) 真空试验。机组制冷剂侧进行气密性试验合格后, 进行真空试验, 机组试验时, 制冷系统的各部位无异常变形, 且压力回升应在 0.69kPa 以下。

3) 液压试验。机组水侧在 1.25 倍设计压力下, 进行液压试验。机组试验时, 水侧各部位的水管等应无水的泄漏。

4. 复合热源热泵型螺杆式冷水机组的气密性要求

JB/T7227 规定, 复合热源热泵型螺杆式冷水机组气密试验时, 向机组的系统内充入干燥、洁净空气或氮气, 其充气压力为 1.6MPa (表压), 保压 1h, 用发泡液或其他方法检查各接头处, 不应有泄漏。机组室内部分与室外部分的气密试验可分开单独进行。开启式机组运行时, 轴封处的渗油应不大于 3mL/h。

5. 离心式冷水机组的气密性和真空度要求

JB/T3355 规定的离心式冷水机组的气密性、耐压试验和真空试验要求:

1) 气密性试验。机组制冷剂侧在设计压力下, 制冷剂侧的压力应无明显下降。采用电子卤素检漏仪时, 泄漏率应低于 14g/a。

2) 液压试验。机组水侧在 1.25 倍设计压力下, 各水路系统应无异常变形和水的泄漏。

3) 真空试验。机组制冷剂侧进行气密性试验合格后, 抽真空至 1kPa 绝对压力 (在真空试验时亦可同时进行水侧液压试验)。制冷剂侧各部位无异常变形, 且压力回升在 24h 内应低于 0.4kPa。

10.5 冷水机组安全保护规定

在 JB/T4329—1997、JB/T3355—1998 标准中，虽然对螺杆式和离心式冷水（热泵）机组的安全保护方面提出了要求，但内容较简单。JB8654—1997 标准则对螺杆式和离心式冷水（热泵）机组的安全保护作出了完整的规定。并且中国机械安全认证中心现已确定，将 JB8654 标准作为安全认证的依据标准。为此在冷水（热泵）机组设计、制造及使用时，凡涉及机组安全保护方面，均应以 JB8654 标准为准。在此同时，还应遵守和执行相关的国家法规、规范、规程和标准。

JB8654 标准主要从冷水（热泵）机组可能产生的机械危险、电气危险、制冷剂产生的危险、噪声和振动产生的危险和其他方面作出了安全规定。机组的噪声和振动，在设计和制造时应力求降低其值，如超过有关法规、标准规定值，应采取相应隔声、防振措施。参见 10.4.3 及 10.4.4，这里不再赘述。其余规定简介如下。

1. 机组稳定性

- 1) 机组的设计应保证在正常运输、安装和使用时具有可靠的稳定性，不允许由于振动、风力或其他可预见的外力而翻倒。
- 2) 离心压缩机设计时应避开临界转速——与转子及轴承系统的固有频率相等的转速。
- 3) 离心压缩机的转子应具有良好的平衡性能。
- 4) 离心式冷水机组应指明不发生喘振而能正常工作的工况范围。

2. 防护装置和安全装置

1) 对于外露的旋转轴与电动轴的连接部位（联轴器）的零件，如螺栓、螺母、垫片或风机的叶片等可能飞出，应设置固定式防护装置——防护罩或遮栏。防护装置应具有足够的强度、刚度、耐腐蚀性、抗疲劳性和较高的防穿透能力，以确保安全。

2) 对于过载或其他参数（如压力、温度等）超过规定范围时，应设置过载保护器或各种控制器等安全装置。机组至少应设置：①电动机或过载保护；②高压和/或低压保护；③高温和/或低温保护。上述各种保护均按相应的使用说明书——操作手册上所规定的参数值设定。

3) 机组应装备有急停装置，以使在调试或运行中有异常声响或其他危险将要发生时，能得以避开。急停装置应置于明显且易于识别和操作的位置。当急停装置的操纵器复位时，不应使机组重新启动，只有允许起动时才能起动。

4) 机组的压缩机在起动、正常运行、停止时，均应有信号准确可靠地显示。

5) 当机组出现过载或高、低压及高、低温超过限值等故障时，应能立即停机并报警。

3. 电气设备

(1) 绝缘电阻试验 对输入电压在 550V 以下的机组，用 500V 绝缘电阻计测量机组带电部位与可能接地的非带电部位之间的绝缘电阻；对于输入电压在 500V 以上的机组，用 1000V 绝缘电阻计测量机组带电部位与可能接地的非带电部位之间的绝缘电阻。

1) 对采用电源电压小于 500V 的机组，其带电部位和非带电部位之间的绝缘电阻应符合以下要求：

- ①二次电路对地（即金属框架或壳体）绝缘电阻应大于 $1M\Omega$ 。
- ②母线对地绝缘电阻不小于 $5M\Omega$ ，对封闭式机组的绝缘电阻不小于 $10M\Omega$ 。

2) 采用电源电压在 3000V 及以上机组，其绝缘电阻按有关标准规定。

(2) 耐电压试验 绝缘电阻试验后,在机组带电部位和非带电金属部位之间,加上一个频率为 50Hz 的基本正弦波电压,该试验电压的有效值为 $(1000V + 2 \text{ 倍额定电压值})$ 的 1.2 倍,试验时间 1s,无击穿和闪络(对已进行耐压试验的部件可脱开)。

对于绝缘电阻和耐电压试验中,不能承受高压冲击的电气元件(如半导体元件等),应于测试前将其从电路中拆出或短接。

(3) 绕组温度限值 机组在制冷和热泵制热名义工况运行时,用电阻法或其他方法测量电动机绕组的温度,应不超过表 10-35 的规定。

表 10-35 电动机绕组温度极限值

绝缘等级	A	E	B	F	H
绕组温度限值/℃	100	115	125 (120)	150 (140)	170 (165)

注:1. 括号内数值适用于旋转式压缩机绕组。

2. 封闭式压缩机用电动机绕组温度限值,在表中的数值上加 5℃。

(4) 淋水绝缘性能 当设置于室外侧的机组例如风冷机组、风冷热泵机组、蒸发冷却式机组做型式试验时,机组室外侧在使用状态下,用符合有关规定的淋水器,以每分钟 3mm 的降水量,从约 45° 倾斜方向呈喷淋状向机组室外侧淋自来水 1h 后,停止淋水,进行绝缘电阻试验和耐电压试验,应分别符合这两项试验规定。

(5) 内部布线、爬电距离和电气间隙

1) 导线槽应光滑,无锐边、毛刺,导线不应接触翅片,绝缘导线通过金属孔的表面应光滑,圆角或配置套管、橡皮圈、布线应有效地防止与活动部件接触。

2) 内部布线应固定牢固,绝缘良好,以保证在正常使用下爬电距离和电气间隙不会减小到表 3-36 的规定值以下。

3) 在所有可能由于电压、故障电流、泄漏电流或类似作用而发生危险的地方,应留有足够的爬电距离和电气间隙。机组内不同极性的裸露带电体之间以及它们与外壳之间的电气间隙和爬电距离,应不小于表 10-36 的规定。

4) 对于额定电压大于 3000V 的机组,其电气间隙和爬电距离按有关标准执行。

(6) 接地装置

1) 需要检查、调节、操作或维护的电气设备和控制元件,宜集中固定安装在电气控制柜中,并接地保护。

2) 在机组运行期间,使用人员可能触及的无绝缘金属部件应与接地线连接。

3) 连接接地的螺钉和接地点,不应作为其他机械紧固用。

4) 固接地线不应采用铝线,应采用铜线。

5) 机组接地端应用符号“ \perp ”表示。

4. 制冷剂和润滑油充注及蒸气散发

(1) 制冷剂和润滑油充注

1) 制冷剂的编号应与铭牌相符,制冷剂和润滑油的性能应符合有关标准的规定。

2) 用户不得任意更换制冷剂的种类。需要更换制冷剂时,应按使用说明书的有关规定执

表 10-36 电气间隙和爬电距离

额定绝缘电压 U_1/V	电气间隙		爬电距离/mm	
	$\leq 63A$	$> 63A$	$\leq 63A$	$> 63A$
< 60	3	5	3	5
$> 60 \sim 300$	5	6	6	8
$> 300 \sim 660$	8	10	10	12

行，并设置证明更换制冷剂的铭牌。

3) 向机组充注制冷剂和润滑油时，应仔细称重并达到规定量。

4) 除了在充注或抽出制冷剂时，维修用贮液瓶不得与系统连接。

(2) 制冷剂蒸气的散发

1) 机组应避免泄漏制冷剂。

2) 从机组抽出的制冷剂，只能注入经检查合格的贮液瓶中，除了由于泄漏、不凝性气体的排放、放油或其他偶然发生排出制冷剂外，制冷剂不得排入大气或下水道、河流、湖泊等地。

3) 机房应保持有良好的通风，以防止制冷剂意外泄漏而发生窒息或爆炸危险。

5. 融霜

风冷式热泵机组调节到室外侧（热源侧）换热器表面而最易结霜的状态，在规定的融霜工况下，连接进行热泵制热，最初的融霜周期结束后，再继续运行 3h。融霜运行时，安全保护元件、器件不应动作而停止运行，且融霜时的融化水及制热运行时室外侧（热源侧）换热器的凝结水，应能正常排放。

6. 其他

1) 压力容器的设计、制造和试验按 JB6917—1998《制冷装置用压力容器》的规定执行。

2) 机组使用材料按 GB9237—1988《制冷设备通用技术规范》的有关规定。

3) 使用的隔热材料应具有阻燃、无毒、无臭等性能，粘结剂应无毒、粘贴或固定应牢固。

4) 机组的气密性试验、真空试验和水侧的液压试验，应符合相应标准的要求。

5) 不应把氧气、任何可燃气体或可燃气体混合物用到系统中做试验。

6) 机组在起动或运行时，应防止过量的液态制冷剂或油进入压缩机，以免产生液击。

7) 易触及的零、部件表面，不应有锐边、尖角部分。

8) 离心压缩机的叶轮应有足够的强度，超速试验后，其轴孔或其他关键尺寸的永久变形不应超出图样规定的偏差值。

9) 压缩机总装后应进行机械运转试验，确认无碰擦声响。

电气设备安全规定除 JB8654 标准要求外，在 JB/T4329 及 JB/T3355 标准中，还有电压变化试验和起动试验。

(1) 电压变化试验 机组分别在制冷和热泵制热名义工况温度条件下，使电源电压在额定电压值 $\pm 10\%$ 的范围内变化运行 1h，其安全保护机构不动作，带有辅助电加热的热泵制热机组中，其防过热保护器亦不应动作，机组无异常现象并能连续运行。

(2) 起动试验 包括起动电流试验和启动电压试验。

1) 起动电流试验是继电动机绕组温度试验后，立即进行绝缘电阻和耐压的试验。在电动机转子停止状态时，施加额定频率的某一电压值，该值应是电流达到与在制冷（或热泵制热）消耗总电功率试验时，测得的电动机电流值相近时测得的电压值。由以下公式算出起动电流值。起动电流值应小于规定起动电流值的 115%，且电动机的起动试验应和电动机转子停止位置无关。

$$I_Q = I_D = I_D \frac{V}{V_D}$$

- 式中 I_Q ——起动电流[⊖] (A);
 I_D ——额定电压下的堵转电流 (A);
 $I_{D'}$ ——在额定电压下, 于制冷消耗总电功率试验时测得的电动机电流值相近的堵转电流 (A);
 V ——额定电压 (V);
 $V_{D'}$ ——与电流 $I_{D'}$ 相对应的阻抗电压 (V)。

2) 起动电压试验。机组在制冷 (或热泵制热) 名义工况下运转后, 使电动机停止运行, 按照制造厂规定的停止间歇时间后, 再施以额定频率下的 90% 额定电压进行起动。起动电流值应小于规定起动电流值的 115%。

10.6 噪声测定

我国标准对螺杆式压缩机、压缩机组、压缩冷凝机组、螺杆式冷水机组、离心式冷水机组的噪声测定, 规定按 JB4330—1986 执行。现在该标准已有新版本: JB/T4330—1999《制冷和空调设备噪声的测定》。现介绍机组产品标准中有关噪声测定的规定和 JB/T4330—1999 标准中有关噪声声压级的测量主要内容。

表 10-37 背景噪声的修正 (单位: dB)

测得的机组噪声声压级与背景噪声声压级的差	从测得的声压级中减去的修正量	测得的机组噪声声压级与背景噪声声压级的差	从测得的声压级中减去的修正量
6~8	1.0	> 10	0
9、10	0.5		

(1) 测量环境 测量环境为一个反射平面上的半自由声场, 被测机组的噪声与背景噪声之差应为 6dB 以上。若不能满足时, 可采用隔声措施降低背景噪声。对于小于 10dB 的, 应按表 10-37 进行修正。

(2) 机组的安装 机组应牢固地安装在坚实的基础上。风冷式和蒸发冷却式机组, 在空气吸入通道和排出通道周围不应设置阻碍空气流通的物体。

(3) 运转工况 机组应在稳定工况下连续运转, 螺杆式制冷压缩机、压缩机组、压缩冷凝机组、螺杆式及离心式冷水机组测定噪声时, 应在标准规定的名义工况下进行。

(4) 测量点布置 机组噪声测定表面应按矩形六面体测量表面进行, 如图 10-1 所示。该六面体上的主要测点 (图中符号 ×) 和附加测点 (图中符号 ○) 见图 10-1 所示。测点位于测量六面体上, 距主要测点每隔 1m 间距, 距地面 1.5m 及距基准平行六面体 1m 处。

(5) 测量点的规定

1) 应在图 10-1 所示的四个主要测点上进行倍频程测量 (125~8000Hz 倍频程), 并在四个主要测量点上和附加测点上进行 A 档声压级测量。

2) 应在机组运转情况下测得一组完整数据, 并在机组停止运转时, 但所有在该区域内的其它设备仍如前一样运转着, 再测得第二组完整数据。

⊖ 以常规的控制方式, 使两台以上电动机同时起动的机组起动电流, 是指同时通电时的起动电流或各自起动电流之和。分别起动电动机的机组, 是指在制冷 (或热泵制热) 名义工况下, 直到最后一台电动机起动后的最大电流。

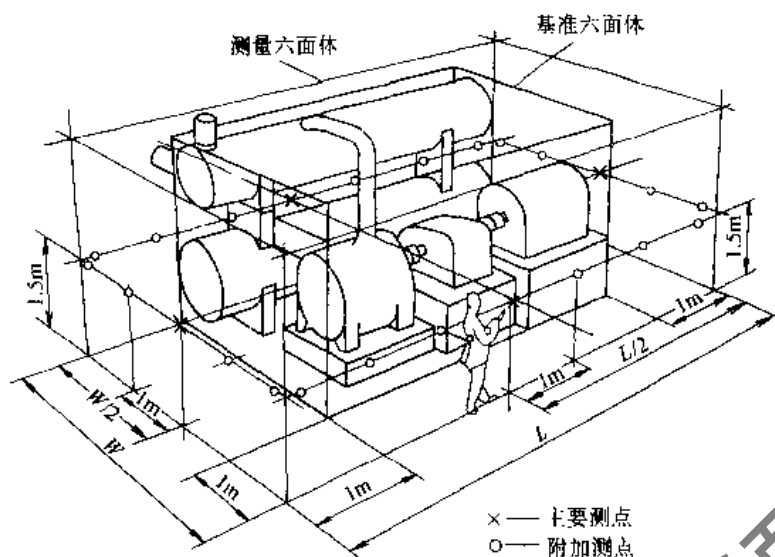


图 10-1 机组噪声测点布置示例

3) 在离开墙面(第二反射面)或离开大于 1m^2 的其他反射面 1m 之内的测点无效,且不符合以上规定的任一测点均不予记录。

4) 当某测点处于机组的出风口或冷却风扇位置处,风速大于 4 级时,可在偏离风口 45° 处进行测量。

(6) 表面平均声压级的计算 测量表面平均声压级 \bar{L}_p 按下式计算:

$$\bar{L}_p = 10 \lg \frac{1}{N} \left[\sum_{i=1}^N 10^{0.1L_{pi}} \right]$$

式中 \bar{L}_p ——测量表面平均 A 计权或倍频程声压级 dB (基准值为 $20\mu\text{Pa}$);

L_{pi} ——按表 10-37 对背景噪声修正后的第 i 点 A 计权或倍频程声压级 dB (基准值为 $20\mu\text{Pa}$);

N ——测点总数。

10.7 振动测定

我国标准对螺杆式制冷压缩机组、压缩冷凝机组、螺杆式和离心式冷水机组振动测定规定如下:

1) 测量仪表要求。频率相应范围应为 $10 \sim 500\text{Hz}$ 。在此频率范围内的相对灵敏度,以 80Hz 的相对灵敏度为基准,其他频率的相对灵敏度,应在基准灵敏度的 $+10\% \sim 20\%$ 的范围以内。测量误差应小于 $\pm 10\%$ 。

2) 机组的安装要求。机组应采用刚性安装,此时安装平台、基础和地基三者应刚性联结。安装平台和基础不应产生附加振动或与机组共振。机组运行时,安装平台的振动应小于被测机组最大振动值的 10% 。

3) 机组在测定时的运行状态。机组应在名义工况的运行状态下进行测定,此时电动机的转速和电压应保持额定值。

4) 测点的配置。测点数一般为一点,该测点应在机架下部压缩机正下方分别按轴向、垂直轴向和水平面垂直轴向同一点配置。

5) 测量的要求。测量时, 测量仪器的传感器与测点的接触良好, 并应保证具有可靠的联结。机组的振动值系以各测点测得的最大数据为准。在试验报告中应注明最大振动值的测点位置。

10.8 热工性能试验

10.8.1 螺杆式制冷压缩机组、压缩冷凝机组热工性能试验方法

1. 试验方法、种类和组合

我国 JB/T6906 规定螺杆式制冷压缩机、压缩机组热工性能试验方法, 按 GB5773《容积式制冷压缩机性能试验方法》规定。压缩冷凝机组热工试验方法应按 JB/T5145.3 规定。由于美国、日本容积式制冷机组试验方法中, 包含了螺杆式制冷机组, 因此可按相应标准进行。

各国螺杆式制冷机组试验方法种类见表 10-38。

表 10-38 各国螺杆式制冷机组试验方法

试验方法	中 国		美 国	日 本	
	GB5773	JB/T5145.3	ASHRAE23	JISB8606	JISB8623
第二制冷剂量热器法	○	○	○	○	○
满液式制冷剂量热器法	○				
干式制冷剂量热器法	○	○	○	○	○
制冷剂气体流量计法	○		○	○	
制冷剂液体流量计法	○		○	○	○
水冷凝器量热器法	○	○	○	○	○
压缩机排气管道量热器法	○				
二次流体量热器法		○	○		○
吸入制冷剂蒸气流量计法		○			○
盐水槽式量热器法				○	○

注: GB5773—1986《容积式制冷压缩机性能试验方法》; JB/T5145.3—1991《喷油螺杆式单级制冷压缩冷凝机组试验方法》; ASHRAE23—1993《容积式制冷压缩机和冷凝机组性能试验方法》; JISB8606—1984《制冷压缩机试验方法》; JISB8623—1986《冷凝机组试验方法》。

在我国 GB5773、美国 ASHRAE23、日本 JISB8606 标准中, 都规定性能试验时, 应在同一工况下采用二种试验方法, 分别测定制冷机组的热工性能。在 GB5773 中明确规定主要试验方法为: 第二制冷剂量热器法、满液式制冷剂量热器法、干式制冷剂量热器法和制冷剂气体流量计法 4 种方法。校核试验为水冷凝器量热器法、制冷剂液体流量计法、压缩机排气管道量热器法 3 种方法。GB5773 同时规定, 以主要试验的测量结果为计算依据。在现行美国 ASHRAE23 (1993 年版) 和日本 JISB8606 (1984 年版) 中, 没有具体规定主要试验及校核试验方法。在过去, 制冷压缩机和冷凝机组在美国分别由 ASHRAE23、ASHRAE14 两个标准来规定其性能试验方法。现在则将该两个标准合并, 编写为 ASHRAE23—1993 一个标准。

在中、美、日标准制冷压缩机性能试验标准中, 都规定了主要试验和校核试验之间偏差范围。在中国、日本标准中规定偏差范围为 $\pm 4\%$; 在美国标准中, 规定为 $\pm 3\%$ 。

下面介绍我国标准中规定的螺杆式制冷机组性能试验方法。

2. 试验方法

(1) 第二制冷剂量热器法

1) 装置的构造。第二制冷剂量热器法装置如图 10-2 所示。它由一组直接蒸发盘管作为主蒸发器。该蒸发器被悬挂在一个隔热压力容器的上部，容器的底部盛有挥发性的第二制冷剂和向第二制冷剂液体加热的加热器装置。第一制冷剂的流量，由紧靠量热器安装的膨胀阀控制。膨胀阀和量热器之间的制冷剂管路应隔热。

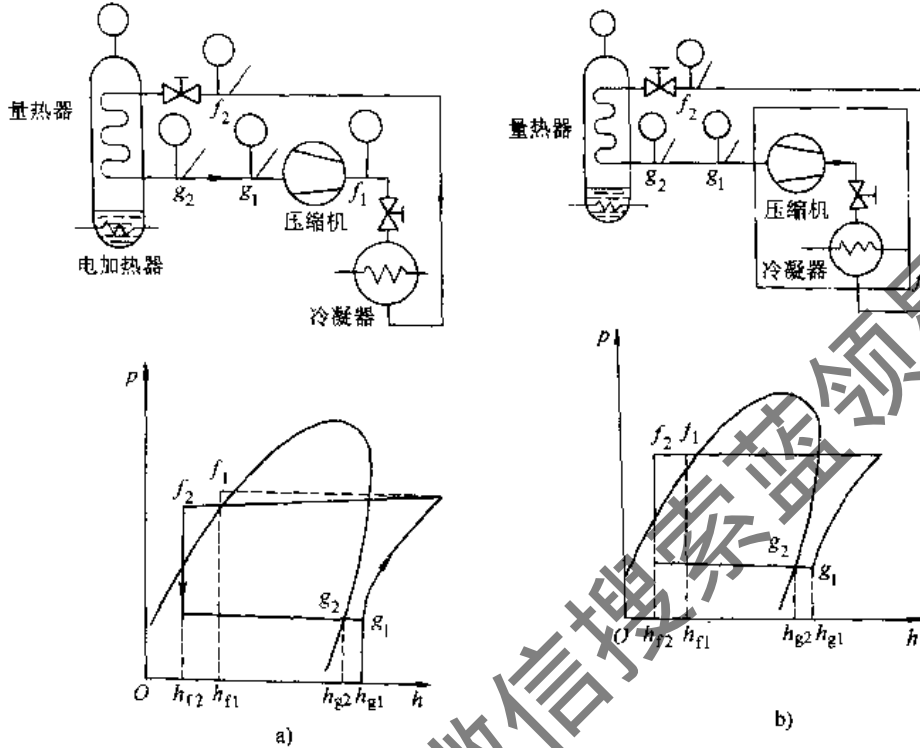


图 10-2 第二制冷剂量热器法装置示意图
a) 压缩机、压缩机组 b) 压缩冷凝机组

量热器漏热量应不大于机组名义制冷量的 5%；应具有第二制冷剂压力的测量装置；应装有安全开关，超过额定的压力时，能停止向第二制冷剂加热。

2) 漏热系数和漏热量。漏热系数计算如下：

$$K_1 = \frac{Q_h}{t_s - t_a} \tag{10-1}$$

漏热量计算：

$$Q_a = K_1(t_a - t_s) \tag{10-2}$$

式中 K_1 ——量热器漏热系数 (W/K)；

Q_h ——输入量热器的热量 (W)；

t_s ——第二制冷剂的饱和温度 (°C)；

t_a ——量热器周围的平均环境温度 (°C)；

Q_a ——量热器的漏热量 (W)。

3) 测量方法和要求。每 15min 一次，试验应持续进行，直至连续四次读数均在规定的范围内。制冷量的计算如下：

$$Q_o = \frac{h_{g1} - h_{f1}}{h_{g2} - h_{f2}} (Q_h + Q_a) \frac{v_1}{v_{g1}} \tag{10-3}$$

- 式中 Q_0 ——机组的制冷量 (W);
 Q_h ——输入量热器的热量 (W);
 h_{g1} ——在规定工况下进入机组的制冷剂气体的比焓 (kJ/kg);
 h_{g2} ——量热器出口的制冷剂气体的比焓 (kJ/kg);
 h_{f1} ——离开机组的制冷剂液体的比焓 (kJ/kg);
 h_{f2} ——膨胀阀进口处的制冷剂液体的比焓 (kJ/kg);
 v_1 ——进入机组的制冷剂气体实际比体积 (m^3/kg);
 v_{g1} ——在规定工况下进入机组制冷剂气体比体积 (m^3/kg)。

(2) 满液式制冷剂量热器法

1) 装置的构造。满液式制冷剂量热器法装置如图 10-3 所示。它由一个承压的蒸发容器或几个并联的承压蒸发容器构成。在蒸发容器中, 热量直接输给由试验压缩机进行循环的制冷剂。制冷剂流量由靠近量热器安装的膨胀阀或液面控制器调节。为了减少外界热量的影响, 膨胀阀与量热器之间的管道应隔热。量热器的漏热量应不超过压缩机的制冷量的 5%。量热器应安装有安全保护, 使制冷剂压力不超过蒸发器的设计压力。

量热器充入正常运转所需的制冷剂液体。关闭制冷剂液体和气体截止阀, 调节输入的热量, 使制冷剂温度比环境温度高 15°C 左右。环境温度应在 40°C 以下, 保持其温度波动不超过 $\pm 1^\circ\text{C}$ 。若用液体进行加热时, 进、出口温度波动不超过 0.3°C , 并控制流量。使进、出口温差不小于 6°C 。热平衡建立后, 在流量不变的情况下, 每隔 1h 测量加热液体进、出口温度一次, 直至进、出口温度连续四次测量值的波动不超过 0.3°C 。若用电加热时, 输入功率的波动应不超过 $\pm 1\%$ 。热平衡建立后, 每隔 1h 测量制冷剂饱和温度一次, 直至连续四次温度值波动不超过 0.5°C 。

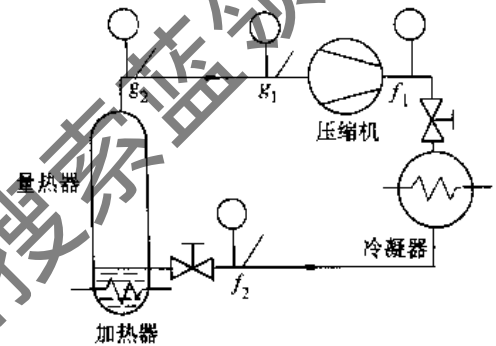


图 10-3 满液式制冷剂量热器法装置示意图

2) 输入量热器的热量

$$\text{用液体加热时} \quad Q_h = c(t_1 - t_2) = q_{m1} \quad (10-4)$$

$$\text{用电加热时} \quad Q_h = P \quad (10-5)$$

- 式中 Q_h ——输入量热器的加热量 (W);
 c ——加热液体的比热容 [$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$];
 t_1, t_2 ——加热液体的进出口温度 ($^\circ\text{C}$);
 q_{m1} ——加热液体的流量 (kg/s);

P ——电加热功率 (W)。

3) 漏热系数的计算

$$K_l = \frac{Q_h}{t_r - t_a} \quad (10-6)$$

- 式中 K_l ——漏热系数 (W/K);
 Q_h ——输入量热器的加热量 (W);
 t_r ——制冷剂的平均饱和温度 ($^\circ\text{C}$);

t_a ——量热器平均环境温度 (°C)。

4) 制冷量计算

①由试验测得的制冷剂流量

用液体加热时:

$$q_{mf} = \frac{c(t_1 - t_2)q_{m1} + K_1(t_a - t_r)}{h_{g2} - h_{l2}} \quad (10-7)$$

用电加热时:

$$q_{mf} = \frac{Q_h + K_1(t_a - t_r)}{h_{g2} - h_{l2}} \quad (10-8)$$

②规定工况制冷量

$$Q_o = q_{mf}(h_{g1} - h_{l1}) \frac{v_1}{v_{g1}} \quad (10-9)$$

式中 q_{mf} ——测量的制冷剂流量 (kg/s);

Q_o ——制冷量 (W);

h_{g1} ——在规定工况下进入机组的制冷剂气体比焓 (kJ/kg);

h_{g2} ——量热器出口的制冷剂气体比焓 (kJ/kg);

h_{l1} ——在规定工况下, 对应于压缩机排气压力的制冷剂液体比焓 (kJ/kg);

h_{l2} ——膨胀阀进口处制冷剂液体比焓 (kJ/kg);

v_1 ——进入机组制冷剂气体实际比体积 (m^3/kg);

v_{g1} ——在规定工况下进入机组的制冷剂气体比体积 (m^3/kg)。

(3) 干式制冷剂量热器法

1) 装置的构造。干式制冷

剂量热器法装置如图 10-4 所示。它由一组套管构成, 由压缩机进行循环的制冷剂液体在管内蒸发并过热, 管间通入已知其性质的加热液体, 提供使管内制冷剂蒸发和过热所需的热量。该量热器也可以由一组具有适当长度和直径的管状压力容器构成, 在其中, 液体制冷剂进行蒸发, 此时, 管状容器应是电绝缘的, 并且装有电加热装置。电加热装置可以装在管式容器内, 也可以装在管式容器外表面。

制冷剂流量由靠近量热器安装的膨胀阀调节。为了减少外界热量的影响, 膨胀阀与量热器之间的管道应隔热。量热器的漏热

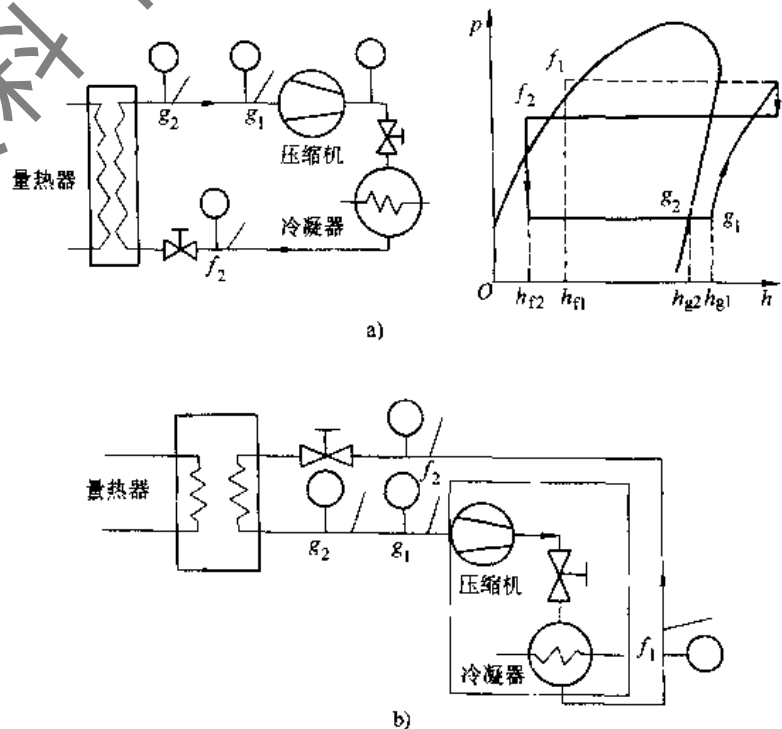


图 10-4 干式制冷剂量热器法装置示意图

a) 压缩机、压缩机组 b) 压缩冷凝机组

量应不超过压缩机制冷量的 5%。当加热器在量热器外表面加热时, 加热器电绝缘外表面或使用粘结材料时的粘结材料外表面, 应安设 10 个以上等距离分布的温度测量点, 以确定计算漏热量时所需的表面温度。

2) 漏热量的标定。当量热器为套管式时, 管间通入加热液体, 调节其流量和进口温度, 使其进口温度高于环境温度 15℃左右, 波动不超过 0.3℃, 并控制流量, 使其进、出口温差不小于 6℃。当量热器为管状容器时, 输入电加热量使其表面平均温度比环境温度高 15℃, 且输入功率的波动应不超过 ±1%。环境温度在 40℃以下时, 保持其温度波动不超过 ±1℃。若用液体加热时, 在流量稳定的情况下, 每隔 1h 测量一次加热液体进、出口温度, 直至进、出口温度连续四次测量值的波动不超过 0.3℃。若用电加热时, 每隔 1h 测量一次制冷剂饱和温度, 直至连续四次温度波动不超过 0.5℃。

①输入量热器的热量

$$\text{用液体加热时: } Q_h = c(t_1 - t_2)q_{m1} \quad (10-10)$$

$$\text{用电加热时: } Q_h = P \quad (10-11)$$

式中 Q_h ——输入量热器的加热量 (W);

c ——加热液体的比热 [kJ/(kg·K)];

t_1 、 t_2 ——加热液体的进、出口温度 (℃)

q_{m1} ——加热液体的流量 (kg/s);

P ——电加热功率 (W)。

②漏热系数的计算

$$\text{用液体加热时 } K_1 = \frac{Q_h}{\frac{1}{2}(t_1 + t_2) - t_a} \quad (10-12)$$

$$\text{用电加热时 } K_1 = \frac{Q_h}{t_c - t_a} \quad (10-13)$$

式中 K_1 ——漏热系数 (W/K);

t_c ——量热器表面平均温度 (℃)。

3) 制冷量计算

①由试验测得的制冷剂流量

$$\text{用液体加热时 } q_{m1} = \frac{c(t_1 - t_2)q_{m1} + K_1(t_a - t_c)}{h_{g2} - h_{l2}} \quad (10-14)$$

$$\text{用电加热时 } q_{m1} = \frac{Q_h + K_1(t_a - t_c)}{h_{g2} - h_{l2}} \quad (10-15)$$

②规定工况制冷量

$$Q_o = q_{m1}(h_{g1} - h_{f1}) \frac{v_1}{v_{g1}} \quad (10-16)$$

(4) 制冷剂气体流量计法

1) 装置的构造。制冷剂气体流量计法装置如图 10-5 所示。制冷剂气体流量计是一个喷嘴或孔板式流量节流装置。节流装置安装在压缩机的吸气或排气侧的管道上 (图 10-5a、b), 应在一个封闭系统中。该系统由被试压缩机、排气压力降为吸气压力的调节阀和气体过热度调节装置组成 (图 10-5c), 或者由被试压缩机与图 10-6 或图 10-7 组成封闭系统。

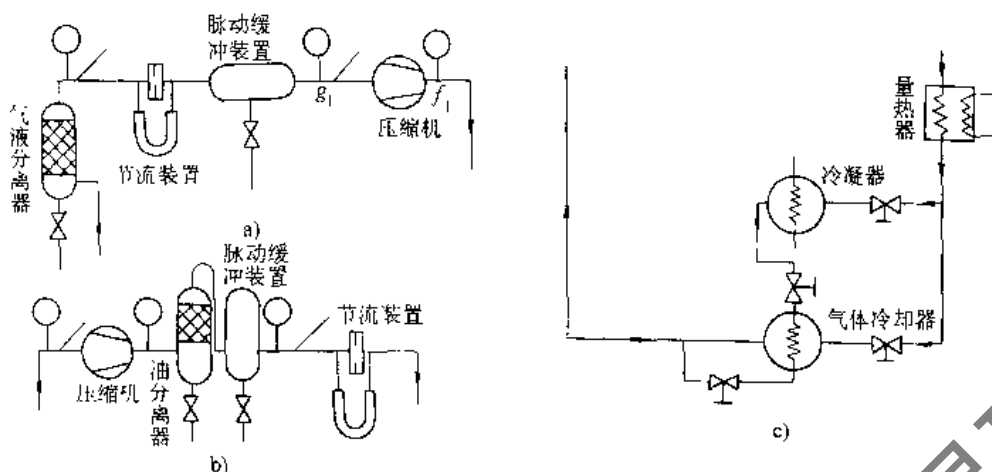


图 10-5 制冷剂气体流量计法装置示意图

- a) 制冷剂气体流量计装在吸气管道上。 b) 制冷剂气体流量计装在排气管道上。
c) 制冷剂气体流量计和图 10-6 (或图 10-7) 组成封闭系统

节流装置若设在压缩机吸气管道上, 则制冷剂气体应过热均匀, 并且完全不带液滴地全部流经节流装置。为减少或消除制冷剂气体流量的脉动, 在相应管道上应装设脉动缓冲器 (图 10-5)。为减少节流装置的测量误差, 应设置有效的油分离装置, 使流经节流装置的制冷剂气体中含油量不超过质量分数 1%。

2) 制冷量计算

① 由试验测得的制冷剂流量

$$q_{m,v} = 1.11072 a \epsilon d^2 \sqrt{\Delta p \rho_g} \quad (10-17)$$

② 规定工况制冷量

$$Q_0 = q_{m,v} (h_{g1} - h_{f1}) \frac{v_1}{v_{g1}} \quad (10-18)$$

式中 $q_{m,v}$ ——电流量测量节流装置测量的制冷剂流量 (kg/s);

a ——工作状态下的流量系数;

ϵ ——流量通过流量测量节流装置时的膨胀系数;

d ——流量测量节流装置的孔径 (m);

Δp ——流量测量节流装置前后的压差 (Pa);

ρ_g ——流量测量节流装置前压力、温度相对应的制冷剂气体密度 (kg/m^3)。

(5) 制冷剂液体流量计法

1) 装置的构造。制冷剂液体流量计法装置如图 10-6 所示。

制冷剂液体流量计为测定制冷循环中的制冷剂液体流量, 可使用积算式或指示式流量计。流量计安装在过冷器与膨胀阀之间的液体管道上。为防止制冷剂在流量计中气化, 在其前面应装一个制冷剂过冷器。在此, 制冷剂由冷却水过冷。为观察制冷剂液体中是否含有气泡, 在紧

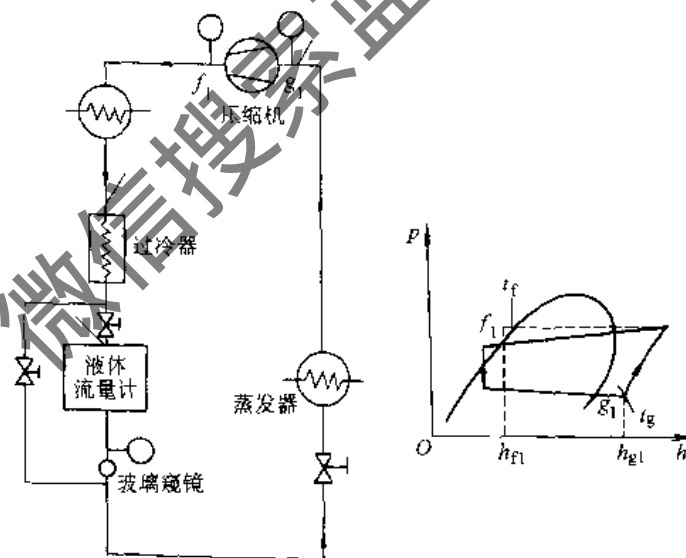


图 10-6 制冷剂液体流量计法装置示意图

接流量计后面安装一个玻璃窥镜。流量计还应配置一旁通管道，其中旁通管道上的截止阀和管路的阻力，应和流量计的阻力大约相等，除了测量流量的时间以外，旁通管道应是畅通的。

将温度计测点配置在过冷器和流量计的制冷剂液体进口处，以测量制冷剂液体温度。压力表安装在流量计的出口处。

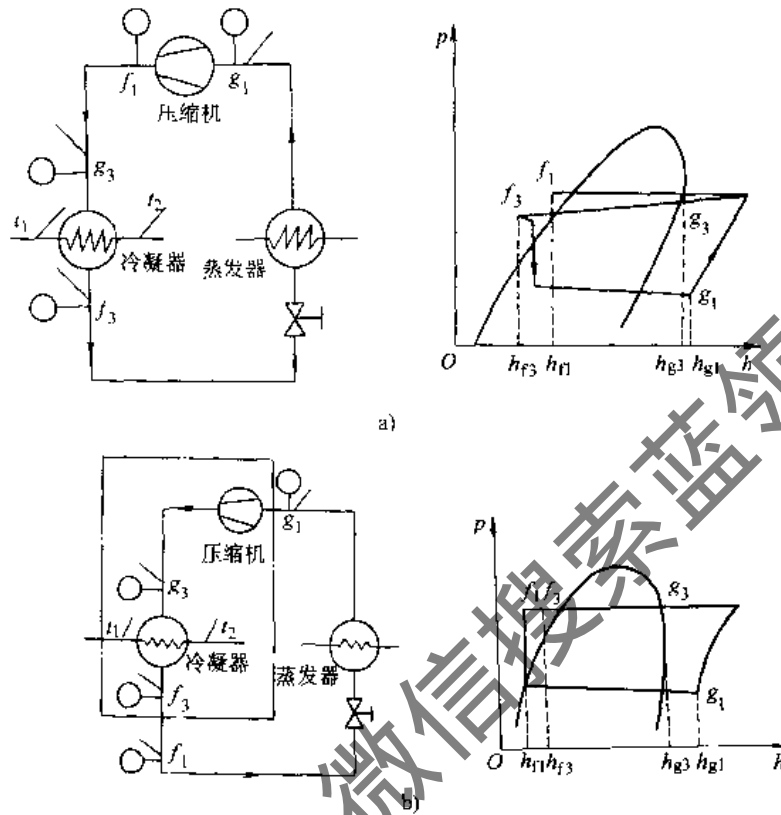


图 10-7 水冷冷凝器量热器装置示意图

a) 压缩机、压缩机组 b) 压缩冷凝机组

2) 制冷量的计算

$$Q_0 = \frac{q_{v\rho}}{1 - X(1 - v_o\rho)} [(1 - X)(h_{g1} - h_{f1}) - c_o X(t_f - t_g)] \frac{v_1}{v_{g1}} \quad (10-19)$$

式中 $q_{v\rho}$ ——制冷剂与油混合物液体的体积流量 (m^3/s);

ρ ——制冷剂液体密度 (kg/m^3);

X ——制冷剂与油混合物液体中的含油量 (kg/kg);

v_o ——油的比体积 (m^3/kg);

c_o ——油的比热容 [$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$];

t_f ——离开机组饱和制冷剂温度 ($^{\circ}\text{C}$);

t_g ——进入机组制冷剂温度 ($^{\circ}\text{C}$)。

(6) 水冷冷凝器量热器法

1) 装置的构造。水冷冷凝器量热器装置如图 10-7 所示。水冷冷凝器是组成被试压缩机试验系统设备之一，在水冷冷凝器上设置测量温度、压力和冷却水流量的仪表而作为量热器。

作为量热器的冷凝器的漏热量，应不超过压缩机制冷量的 5%。在压缩冷凝机组中，漏热量应不超过机组制冷量的 2%。

2) 漏热量的标定。用截止阀将冷凝器与试验系统隔绝。冷凝器中充入一定量的制冷剂液体，在冷却水回路中，输入加热水并维持制冷剂温度比环境温度高 15℃ 以上，且接近于试验时的制冷剂饱和温度。也可采用电加热制冷剂液体的方法。环境温度应在 40℃ 以下并保持温度波动不超过 ±1℃。建立热平衡后，每小时测量一次，直至连续四次制冷剂温度波动不超过 1℃。

漏热系数用下式计算：

$$K_1 = \frac{Q_{11}}{t_r - t_a} \quad (10-20)$$

式中 K_1 ——漏热系数，它等于冷凝器外表面积 A (m^2) 乘以冷凝器对空气的传热系数 K ，一般传热系数为 $K = 10\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ；

t_r ——冷凝器外表面积温度 ($^{\circ}\text{C}$)。

3) 制冷量计算。由试验测得的制冷剂流量为

$$q_{mf} = \frac{c(t_2 - t_1)q_{mc} + K_1(t_r - t_a)}{h_{g3} - h_{g3}} \quad (10-21)$$

规定工况制冷量为

$$Q_o = q_{mf}(h_{g1} - h_{f1}) \frac{v_1}{v_{g1}} \quad (10-22)$$

式中 h_{g3} ——冷凝器进口的制冷剂气体的比焓 (kJ/kg)；

q_{mc} ——冷凝器冷却水的流量 (kg/s)；

t_1 ——冷凝器冷却水进口温度 ($^{\circ}\text{C}$)；

t_2 ——冷凝器冷却水出口温度 ($^{\circ}\text{C}$)。

(7) 压缩机排气管道量热器法

1) 装置的构造。压缩机排气管道量热器法装置如图 10-8 所示。

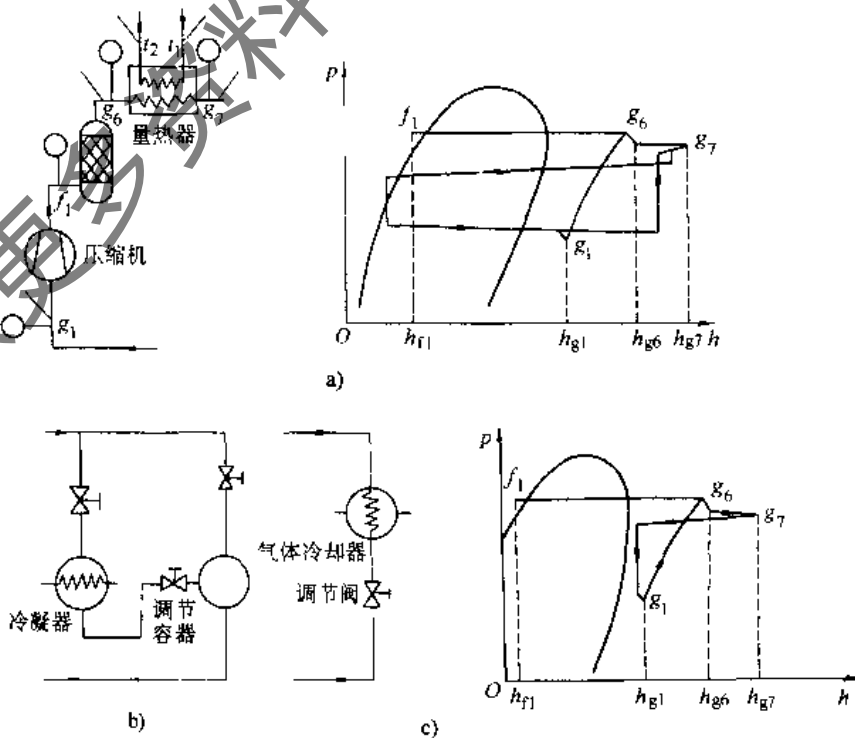


图 10-8 压缩机排气管道量热器法装置示意图

在压缩机的排气管道上，设一使制冷剂气体全部流经换热器型式的量热器。冷却（或加热）制冷剂气体要设置冷却（或加热）水回路。为了不使制冷剂气体在量热器中冷凝，则冷却水进口温度（加热时为出口温度）应高于压缩机排气压力对应的冷凝温度 10℃ 以上。也可采用电加热制冷剂气体的方法。压缩机吸气温度可采用气体过热调节装置，（图 10-8b、c）。为了减少热量损失，量热器应予隔热。量热器的漏热量应不超过压缩机制冷量的 2%。

2) 漏热量的标定

①量热器环境温度应在 40℃ 以下，并保持温度波动不超过 ±1℃。输入量热器的热量保持量热器表面平均温度约高于环境温度 15℃。表面环境温度应为安装在量热器表面 10 支以上温度计测量的平均值。

②若用液体加热，则进、出口温度应不小于 6℃，建立热平衡后，在保持流量不变的条件，以小时为间隔测量进、出口温度，直至连续四次测量值的波动不超过 0.3℃。

③若用电加热，输入功率波动不超过 ±1%。建立热平衡后，以小时为间隔测量，直至量热器的表面温度连续四次测量值波动不超过 0.5℃。

④输入量热器的热量

用液体加热时
$$Q_h = c(t_1 - t_2)q_{m1} \tag{10-23}$$

式中 t_1 、 t_2 ——加热液体的进出口温度（℃）；

q_{m1} ——加热液体流量（kg/s）。

用电加热时
$$Q_h = P \tag{10-24}$$

式中 t_c ——量热器表面平均温度（℃）。

漏热系数

$$K_1 = \frac{Q_h}{t_c - t_a} \tag{10-25}$$

3) 制冷量计算

由试验测得的制冷剂流量为

$$q_{m1} = \frac{q_{m1}(t_2 - t_1) + K_1(t_c - t_a)}{h_{g6} - h_{g7}} \tag{10-26}$$

规定工况下的制冷量

$$Q_0 = q_{m1}(h_{g1} - h_{g1}) \frac{v_1}{v_g} \tag{10-27}$$

式中 h_{g6} 、 h_{g7} ——量热器进、出口制冷剂气体比焓（kJ/kg）；

h_{g1} ——规定工况下，压缩机吸入的制冷剂气体比焓（kJ/kg）；

h_{g1} ——规定工况下，对应于压缩机排气压力的制冷剂液体的比焓（kJ/kg）。

(8) 二次流体量热器法

1) 装置构造。二次流体量热器法装置如图 10-9 所示。

量热器由两个独立的、彼此进行热交换的流体回路组成。液体制冷剂走内层回路，使其蒸发与过热；供热介质走外层回路，提供蒸发与过热所需的热量。当水蒸气、水或盐水作为供热介质时，量热器可制成同心管式；当水或盐水作为供热介质时，量热器可制成一个带有

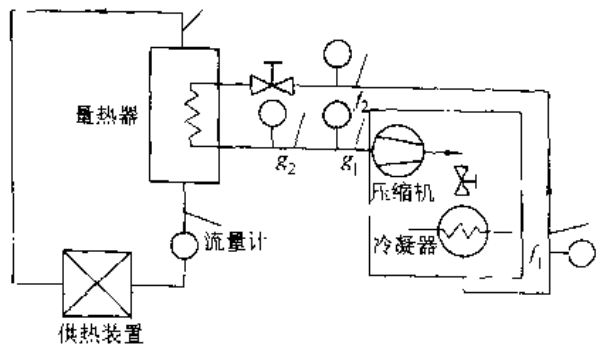


图 10-9 二次流体量热器法装置示意图

一组直接蒸发制冷剂盘管的液体冷却器，而盘管浸没在一个容器内的第二流体中。制冷剂的流量由紧靠量热器安装的膨胀阀控制。膨胀阀和量热器之间的制冷剂管路应隔热。量热器的漏热量应不大于机组名义制冷量的 5%。

2) 漏热量的标定

① 漏热系数计算

$$\text{当使用水或盐水时} \quad K_1 = \frac{q_{m1} c (t_1 - t_2)}{0.5(t_2 + t_1) - t_a} \quad (10-28)$$

$$\text{当使用水蒸气时} \quad K_1 = \frac{(h_{s1} - h_{s2}) q_{ms}}{t_c - t_a} \quad (10-29)$$

② 机组试验时漏热量计算

$$\text{当使用水或盐水时} \quad Q_a = K_1 [t_a - 0.5(t_2 + t_1)] \quad (10-30)$$

$$\text{当使用水蒸气时} \quad Q_a = K_1 (t_a - t_c) \quad (10-31)$$

式中 q_{m1} ——循环水或盐水的流量 (kg/s);

c ——在 20℃ 时水或盐水的比热容 [kJ/(kg·K)];

t_1 ——量热器进口的水或盐水的温度 (℃);

t_2 ——量热器出口的水或盐水的温度 (℃);

t_c ——同心管外表面平均温度 (℃);

h_{s1} ——进入量热器的水蒸气的比焓 (kJ/kg);

h_{s2} ——凝结水在出口温度时的比焓 (kJ/kg);

q_{ms} ——凝结水的流量 (kg/s)。

3) 制冷量的计算

当使用水或盐水时

$$Q_o = \frac{h_{g1} - h_{f1}}{h_{g2} - h_{f2}} [q_{m1} c (t_1 - t_2) + Q_a] \frac{v_1}{v_{g1}} \quad (10-32)$$

当使用水蒸气时

$$Q_o = \frac{h_{g1} - h_{f1}}{h_{g2} - h_{f2}} [q_{ms} (h_{s1} - h_{s2}) + Q_a] \frac{v_1}{v_{g1}} \quad (10-33)$$

(9) 吸入制冷剂蒸气流量计法

1) 装置构造。吸入制冷剂蒸气流量计装置如图 10-10 所示。

吸入制冷剂蒸气流量计是由一个喷嘴或孔板式流量测量节流装置所组成，用来测量流过的制冷剂蒸气的体积流量。节流装置应安装在机组的吸气侧管路上，并且是在由压缩机、冷凝器等所组成的一个封闭系统中。当流过节流装置时，应保证制冷剂蒸气过热均匀，而且完全不带液滴。为减少或消除吸入制冷剂蒸气流量的脉动，在吸气侧管路上应装有脉动缓冲器。

2) 制冷量的计算

$$Q_o = (h_{g1} - h_{f1}) q_m \frac{v_1}{v_{g1}} \quad (10-34)$$

式中 q_m ——节流装置测得的制冷剂流量 (kg/s)。

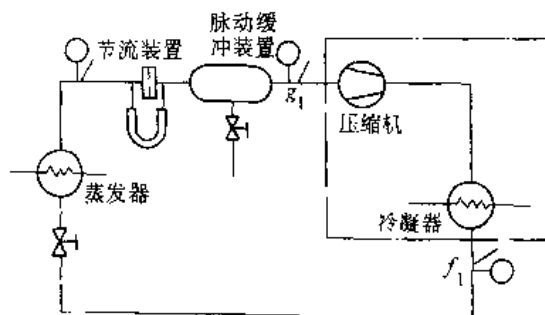


图 10-10 吸入制冷剂蒸气流量计装置示意图

10.8.2 螺杆式冷水机组和离心式冷水机组热工性能试验方法

1. 试验方法种类和组合

各国螺杆式冷水机组和离心式冷水机组热工性能试验方法、种类如表 10-39 所示。

表 10-39 各国螺杆式和离心式冷水机组性能试验方法

试验方法	中国				美国 ASHRAE 30—1978	日本		
	GB10870 —2001	JB/T4329 —1997	JB/T3355 —1998	JB/T7227 —1994		JISB8613 —1994	JISB8621 —1995	JRA4037 —1992
液体载冷剂法	○	○	○	○	○	○	○	○
机组热平衡法	○	○	○			○		
液体制冷剂 流量计法	○				○	○		
水冷冷凝器法	○				○			
空气焓差法		○	○					
校正压缩机法						○		

我国标准规定，水冷式机组性能试验，应包括主要试验和校核试验。主要试验采用液体载冷剂法，校核试验采用机组热平衡法，液体制冷剂流量计法和水冷冷凝器法。两者热平衡偏差，GB10870 规定应不大于 6%。JB/T3355 规定应不大于 5%。风冷式和蒸发冷却式机组，性能试验采用液体载冷剂法，放热侧采用空气焓差法中室内空调装置使其达到室外机组的环境温度条件。

日本 JISB8613《冷水机组》标准中规定，机组性能试验时，采用直接法及间接法两种试验方法。直接法时为水侧热量计法（即液体载冷剂法）间接法有水侧热量计法（即机组热平衡法）、制冷剂流量计法及校正压缩机法。直接法和间接法两种试验方法之间偏差规定为 ±10% 以内，并规定交货验收时，可只用直接法。

美国 ASHRAE30—1978《液体冷却机组的试验方法》，规定机组性能试验时有主要试验和验证试验两种。验证试验有水冷冷凝器方法、液体制冷剂定量计和流量计方法。标准规定，验证试验的结果，必须在水冷冷凝器机组的主要试验的 ±3% 以内，在风冷式、蒸发冷却式或不带冷凝器机组的主要试验的 ±5% 以内。性能确定必须由主要试验来决定。但在新版 ASHRAE30—1995 中，只规定了主要试验，对验证试验不作具体规定。

2. 冷水机组性能试验方法

从中、日、美标准中可看到，螺杆式和离心式冷水机组性能试验，最常用的方法为液体载冷剂法和机组热平衡法。对于液体制冷剂流量计法和水冷冷凝器法，可参阅 GB/T10870—2001《容积式和离心式冷水（热泵）机组性能试验方法》。

(1) 液体载冷剂法

1) 装置的构造。液体载冷剂法的装置如图 10-11 所示。

在机组蒸发器冷水进口处安装有水量测量装置，进、出口处设置水量调节阀。试验时，还应有能提供连续稳定的冷水流量、冷却水流量和符合试验工况水温的附加装置。

机组净制冷量。机组净制冷量应由式 (10-35) 计算：

$$Q_n = q_m c (t_1 - t_2) + Q_c \quad (10-35)$$

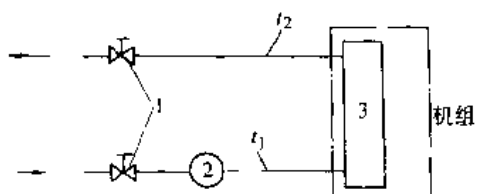


图 10-11 液体载冷剂法装置示意图
1—流量调节阀 2—流量计 3—蒸发器

式中 Q_n ——机组净制冷量 (W);
 q_m ——冷水质量流量 (kg/s);
 c ——平均温度下水的比热容 [J/(kg·K)];
 t_1 ——蒸发器冷水进口温度 (°C);
 t_2 ——蒸发器冷水出口温度 (°C);
 Q_c ——环境空气传入干式蒸发器冷水侧热量的修正项 (W)。

对于满液式蒸发器, 由环境空气传入制冷剂侧的热量不应计入净制冷量。蒸发器进行隔热时, 式 (10-35) 中 Q_c 可忽略不计; 无隔热时, Q_c 由下式确定:

$$Q_c = KA(t_a - t_m) \quad (10-36)$$

式中 K ——蒸发器外表面与环境空气之间的传热系数 [W/(m²·K)], 可取 $K = 20\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$;
 A ——蒸发器外表面面积 (m²);
 t_a ——环境空气温度 (°C);
 t_m ——干式蒸发器冷水侧进、出口温度的平均值 (°C)。

(2) 机组热平衡法

1) 装置的构造。机组热平衡法装置如图 10-12 所示。在机组冷凝器冷却水处安装有水量测量装置, 进、出口处设置水量调节阀门。

2) 机组净制冷量计算

$$Q_n = Q_1 + Q_I - P - Q_c \quad (10-37)$$

$$Q_1 = q_{mw}c(t_{w2} - t_{w1}) \quad (10-38)$$

$$Q_I = KA(t_r - t_a) \quad (10-39)$$

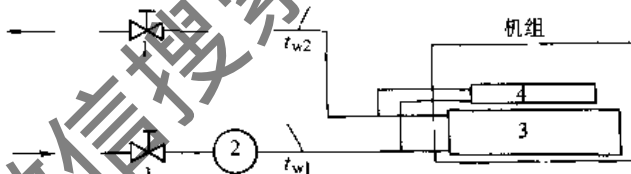


图 10-12 机组热平衡法装置示意图

1—流量调节阀 2—流量计 3—水冷凝器 4—油冷却器

式中 Q_n ——机组净制冷量 (W);
 Q_1 ——排给冷却水的总热量 (W);
 q_{mw} ——冷却水总质量流量 (kg/s);
 c ——平均温度下水的比热容 [J/(kg·K)];
 t_{w2} ——冷却水出口温度 (°C);
 t_{w1} ——冷却水进口温度 (°C);
 Q_I ——冷凝器及压缩机至冷凝器段的辅机 (主要指油分离器、油冷却器等) 向环境空气放出的总热量 (应分别计算) (W);
 K ——辅机外表面与环境空气之间的传热系数 [W/(m²·K)], 无隔热时可取 $K = 7\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$;
 A ——上述辅机外表面积 (m²);
 t_r ——上述辅机外表面的平均温度 (冷凝器为制冷剂饱和温度, 其他辅机为进、出口温度的平均值) (°C);
 t_a ——环境温度 (°C);
 P ——压缩机、油泵功率之和 (W)。对于开启式压缩机或油泵为轴输入功率, 对于封闭式压缩机为电动机输入功率;
 Q_c ——环境空气传入满液式蒸发器热量的修正项 (W)。

蒸发器进行隔热时, Q_c 可略而不计; 无隔热时, Q_c 可由下式确定:

$$Q_c = KA(t_g - t_m) \quad (10-40)$$

式中 t_m ——满液式蒸发器外表面的平均温度（为制冷剂饱和温度）（℃）。

10.8.3 制冷性能系数的计算

制冷性能系数（COP）计算如下：

$$\text{COP} = \frac{Q_n}{N_o} \quad (10-41)$$

式中 COP——制冷性能系数（W/kW）；

Q_n ——净制冷量（W）；

N_o ——机组消耗的总电功率（kW），包括压缩机电动机、油泵电动机和操作控制电路的输入总电功率；在风冷式机组中，还应包括放热侧冷却风机电功率，蒸发冷却式还应包括淋水装置水泵用电功率。

消耗总电功率应在靠近压缩机电动机接线柱处测量。如果变频器或电动机启动器作为压缩机电路的一部分，则应在变频器或电动机启动器的接线柱处测量。辅助设备消耗的电功率，应在上述试验时间同时测量，且应包括在总消耗电功率之内，但不包括水泵消耗的功率。

10.9 相关工程规范

在前面几节里面介绍了离心式、螺杆式制冷机组的产品标准。这里介绍与机组相关的工程规范，供设计、安装、施工、运行及验收时参考。

工程规范均为强制性标准。由于制订规范的部门不同，因此在规范中所提要求的侧重点也有不同。这里收集到的现行规范中涉及离心式、螺杆式制冷机组设计、安装、施工及验收的有下列几种：

- 1) GBJ 19—1987《采暖通风与空气调节设计规范》（中国有色金属工业总公司主编，中华人民共和国国家计划委员会批准，1988年8月1日实行）。
- 2) GB 50189—1993《旅游旅馆建筑热工与空气调节节能设计标准》（中华人民共和国建设部主编，国家技术监督局、中华人民共和国建设部联合发布，1994年7月1日实施）。
- 3) GB 50243—1997《通风与空调工程施工及验收规范》（上海市建设委员会主编，中华人民共和国建设部批准，1998年5月1日实施）。
- 4) GB 50274—1998《制冷设备、空气分离设备安装工程施工及验收规范》（中华人民共和国机械工业部主编，中华人民共和国建设部批准，1998年12月1日实施）。
- 5) JBJ 10—1996《机械工厂采暖通风与空气调节设计规范》（机械工业部第一设计研究院主编，中华人民共和国机械工业部批准，1996年12月1日实施）。
- 6) JBJ 30—1996《制冷设备、空气分离设备安装工程施工及验收规范》（机械工业部安装工程标准定额站主编，中华人民共和国机械工业部批准，1996年10月1日实施）。

10.9.1 设计规定

目前这类工程规范包括 GBJ 19—1987、GB 50189—1993、JBJ 10—1996 三种，主要内容如下。

1. 冷源选择

(1) GBJ 19—1987 第 6 章“制冷”中第 1 节规定

1) 空气调节用人工冷源制冷方式的选择，应根据建筑物用途、所需制冷量和冷水温度，以及电源、水源和热源等情况，通过技术经济比较确定。

2) 选择制冷机时, 台数不宜过多, 一般不考虑备用, 并应与空气调节负荷变化情况及运行调节要求相适应。(工艺有特殊要求必须连续运行的系统, 可设置备用的制冷机。)

3) 制冷量为 580 ~ 1750kW 的制冷机房, 当选用活塞式或螺杆式制冷机时, 其台数不宜少于两台。

4) 大型制冷机房, 当选用制冷量大于或等于 1160kW 的一台或多台离心制冷机时, 宜同时设置一台或两台制冷量较小的离心式、活塞式或螺杆式等压缩式制冷机。

5) 技术经济比较合理时, 制冷机可按热泵循环工况应用。

6) 制冷装置和冷水系统的冷量损失, 应根据计算确定。概略计算时, 可按下列数值选用:

氟利昂直接蒸发式系统 5% ~ 10%

间接式系统 10% ~ 15%

7) 制冷装置的冷却水进口温度, 不宜高于 32℃。

8) 非全天使用但在整个夏季可能经常使用的大型公共建筑, 技术经济比较合理时, 其空气调节的冷水系统, 可设置蓄冷水池。蓄冷水池的蓄冷量, 应根据建筑物的使用要求和预冷时间, 通过计算确定。

9) 必要时, 开式冷水系统应设置蓄水箱。蓄水箱的蓄水量, 应按系统循环量的 10% ~ 25% 确定。

10) 闭式冷水系统应设置膨胀水箱和排气、泄水装置。

11) 冷水泵(一次泵)的台数及流量, 应与制冷机的台数及设计工况下的流量相对应。二次泵的设置, 应根据冷水系统的大小、各并联环路压力损失的差异程度、使用条件和调节要求等, 通过技术经济比较确定。

12) 当厂区内或群体式民用建筑中有若干处需要用冷时, 宜设置集中制冷机房供冷。室外冷水管道的敷设, 应根据不同情况采用架空敷设或沟内敷设, 有条件时, 亦可采用直接埋地不保温敷设。

(2) GB 50189—1993 第 5 章“空调”中第 1 节、第 2 节规定

1) 当旅游旅馆的客房规模超过 40 间时, 其空调冷源应采用冷水机组。

2) 冷水机组的选择, 宜经经济比较后, 优先选用能量调节自动化程度高的机组。

3) 选用往复式、螺杆式、离心式冷水机组, 其额定工况[⊖]的能效比应不小于表 10-40 的要求。当单台空调制冷量超过 698kW 时, 不宜采用往复式机组。

4) 冷源的装机制冷量指标, 应考虑当地气象条件、旅馆等级、公用区餐饮区的比例等因素, 经技术经济比较后确定。

5) 当客房设置有独立的新风、排风系统时, 宜选用全热或显热热回收装置, 其额定热回收率不应低于 60%。

6) 冷水机组的冷凝热, 应根据建筑物需热量的大小与品位, 技术经济比较后加以合理利用。

(3) JBJ 10—1996 第 5 章“制冷”第 1 节规定

1) 制冷设备的选择, 应根据制冷量大小、冷媒参数、负荷特性以及所在地区的能源情况, 通过综合技术经济比较来确定。需要全年运行的空调系统, 没有可利用的热源供暖, 当地气象条件允许时, 可选用热泵机组。

⊖ 额定工况系指蒸发器出水温度 7℃、进水温度 12℃, 冷凝器进水温度 30℃、出水温度 35℃。

2) 选用压缩式制冷装置时, 其冷水机组额定工况的能效比不应小于表 10-40 的要求。

3) 制冷装置可不设备用。

4) 制冷机房的位置应靠近用冷负荷中心, 并应远离尘源。

5) 制冷系统的计算负荷, 应包括空调负荷、制冷装置和冷水系统的冷量损失。设备的安装容量不宜超过设计计算负荷的 120%。

6) 根据系统容量、使用要求, 通过技术经济分析合理时, 可采用冰的蓄冷系统。

2. 压缩式制冷要求

(1) GBJ 19—1987 第 5 章中第 2 节规定

1) 制冷机的冷凝温度, 应符合下列规定:

①水冷式冷凝器, 宜比冷却水进出口平均温度高 5~7℃。

②风冷式冷凝器, 宜比夏季空气调节计算干球温度高 15℃。

③蒸发式冷凝器, 宜比夏季空气调节室外计算湿球温度高 8~15℃。

(2) 选择制冷机时, 其蒸发温度应符合下列规定:

①卧式壳管式蒸发器, 宜比冷水出口温度低 2~4℃, 但不应低于 2℃ (冷水出口温度不应低于 5℃)。

②螺旋管式和直立管式蒸发器, 宜比冷水出口温度低 4~6℃。

③直接蒸发表面式冷却器, 应比空气的出口干球温度至少低 3.5℃。

3) 水冷式冷凝器的冷却水进出口温差, 宜按下列数值选用:

立式壳管式冷凝器 2~4℃

卧式壳管式、套管式和组合式冷凝器 4~8℃

4) 风冷式冷凝器的空气进出口温差, 不应大于 8℃。

5) 所有贮存制冷剂且在压力下工作的制冷设备和容器, 均应设置安全阀。氨制冷系统的排氨口必须装设排放管。排放管的出口, 应高于周围 50m 内最高建筑物的屋脊 5m。

6) 当设置两台或两台以上氟利昂压缩式制冷机时, 各台的制冷剂管道不得连通。

7) 压缩机吸气管和排气管的坡度及坡向, 应符合下列要求:

①氟利昂压缩机吸气管坡度, 不得小于 0.01, 应坡向压缩机。

②氨压缩机吸气管坡度, 不得小于 0.003, 应坡向蒸发器。

③压缩机排气管坡度, 不得小于 0.01, 应坡向油分离器或冷凝器。

8) 制冷剂管道直径, 应按其压力损失相当于制冷剂饱和温度的变化值确定。制冷剂饱和温度的变化值, 应符合下列要求:

①氟利昂吸气管和排气管, 不应大于 1℃。

②氟利昂液体管宜采用 0.5~1℃。

③氨吸气管、排气管和液体管, 不宜大于 0.5℃。

(2) JBJ 10—1996 第 5 章中第 2 节规定

1) 不应采用以 R11、R12、R500 等对臭氧层有破坏作用的制冷剂的压缩式制冷装置。

2) 冷凝器的冷却水, 应采用冷却塔循环供水。冷却水循环量应根据冷凝器的热负荷和水温差进行计算确定。

表 10-40 冷水机组额定工况的能效比

单机制冷量/kW	机 型	能效比/(kW/kW)
< 116	往复式	≥ 3.6
117 ~ 349	往复式	≥ 3.8
	螺杆式	≥ 3.9
350 ~ 581	往复式	≥ 3.9
	螺杆式	≥ 4.0
582 ~ 1163	离心式	≥ 4.4
	螺杆式	≥ 4.1
> 1163	离心式	≥ 4.4

- 3) 水源热泵机组在使用循环水时,宜采用闭式冷却。
- 4) 选择单台冷水机组时,应选用多机头自动联控机组。

3. 制冷机房设备及管道布置

(1) GBJ 19—1987 第 5 章中第 4 节规定

1) 制冷机房应尽可能靠近冷负荷中心布置,并应符合下列要求:

①氟利昂压缩式制冷装置可布置在民用建筑、生产厂房及辅助建筑物内,但不得直接布置在楼梯间、走廊和建筑物的出入口处。

②氨压缩式制冷装置应布置在隔断开的房间或单独的建筑物内,但不得布置在民用建筑和工业企业辅助建筑物内(辅助设备可布置在室外)。

③氨制冷机房的防火要求,应按国家现行的《建筑设计防火规范》执行。

2) 制冷机房的设备布置和管道连接,应符合工艺流程,并应便于安装、操作与维修。

制冷机突出部分与配电盘之间的距离和主要通道的宽度^①,不应小于 1.5m;制冷机突出部分之间的距离,不应小于 1m;制冷机与墙壁之间的距离和非主要通道的宽度,不应小于 0.8m。

3) 制冷机房的高度^②,应根据设备情况确定,并应符合下列要求:对于氟利昂压缩式制冷,不应低于 3.6m;对于氨压缩式制冷,不应低于 4.8m。

4) 制冷机房内压缩机间宜与辅助设备间和水泵间隔开,并应根据具体情况,设置值班室、维修间、贮藏室及厕所等生活设施。

5) 氨制冷机房应设置两个互相尽量远离的出口,其中至少应有一个出口直接对外,且应由室内向外开门。

6) 氨制冷机房的电源开关,应布置在外门附近。发生事故时,应有立即切断电源的可能性,但事故电源不得切断。

7) 氨制冷机房内应设置必要的消防和安全器材(如灭火器和防毒面具等)。

8) 设置集中采暖的制冷机房,其室内温度不应低于 15℃。氨制冷机房严禁采用明火采暖。

9) 制冷机房应设给水与排水设施。

10) 下列制冷设备和管道应保温:

①压缩式制冷机的吸气管、蒸发器及其与膨胀阀之间的供液管。

②冷水管道和冷水箱。

③制冷设备的供热管道和凝结水管道。

11) 设备和管道保温,应符合下列要求:

①保温层的外表面不得产生凝结水。

②保温层的外表面应设隔汽层。

③管道和支架之间应采取防止“冷桥”的措施。

(2) JBJ 10—1996 第 5 章“制冷”第 4 节、第 5 节规定

1) 制冷机房设在地下室或自然通风条件较差时,应设机械通风。

① 兼作检修用的通道宽度,应根据设备的种类及规格确定。布置卧式壳管式冷凝器、卧式壳管式蒸发器、冷水机组应考虑有清洗或更换管簇的可能。

② 制冷机房的高度,系指自地面至屋顶或楼板的净高。

2) 采用 R123、R134a 为工质的制冷机房，除设经常使用的通风系统外，尚应设置事故排风装置。

3) 氟利昂制冷系统的管道，当管径大于或等于 25mm 时，宜采用无缝钢管；当管径小于 25mm 时，应采用紫铜管。

4) 氟利昂蒸发器高于冷凝器或贮液器安装时，应计算供液管中闪发气体所需的过冷度。

5) 闭式冷水系统应设置膨胀水箱和排气、泄水装置。

6) 冷水管道伸缩器设置应根据计算确定。

7) 循环冷却水的进、出水管上，应分别设置阀门，进水管上宜设过滤器。

8) 选择冷却塔时，其水量和热工性能应与制冷机组相匹配。

9) 冷却塔的位置应设在通风良好的环境，且远离尘源和热源。

10) 冷却塔宜与制冷机组对应设置。

11) 并联工作的冷却塔，应按同一水位决定各塔基础的高度；其水系统管路设计，应使各管路之间水力平衡，且冷却塔中水位相等。

12) 冷却水泵宜设备用。并联水泵台数不宜超过四台，并联水泵应有相同的特性曲线。

10.9.2 安装、施工和验收规定

目前这类工程规范包括 GB 50243—1997、GB 50274—1998、GBJ 30—1996 三种。

GB 50274—1998 是由行业规范 GBJ 30—1996 升格为国家规范，这两规范的内容完全一致。GB 50274 替代 GBJ 66—1984 规范。

在 GB 50243—1997 第 9 章“空调制冷系统安装”、第 12 章“系统试运转及调试”、第 13 章“工程验收”，和 GB 50274—1998 第 2 章“制冷设备”、第 4 章“工程验收”中，对离心式、螺杆式制冷机组以及相关附属设备、管道的安装、施工和验收作出了规定。由于这二种规范规定的内容基本相同，下面的简介以 GB 50243—1997 为主，附属设备及管道方面规定限于篇幅不另介绍。

1. 离心式制冷机的安装规定

1) 安装前，机组的内压应符合设备技术文件规定的出厂压力。

2) 机组应在压缩机的机加工平面找出水平，其纵、横向水平度允许偏差在 GB 50243 中规定为 0.1/1000；在 GB 50274 中规定为 1/1000。

3) 基础底板应平整，底座安装应设置隔振器，隔振器压缩量应均匀一致。

2. 螺杆式制冷机组安装规定

1) 机组安装应对机座进行找平，其纵、横向水平度允许偏差在 GB 50243 中规定 0.1/1000；在 GB 50274 中规定为 1/1000。

2) 机组接管前，应先清洗吸、排气管道，合格后方可连接。接管不得影响电动机与压缩机的同轴度。

3. 离心式制冷机空气负荷试运转规定

1) 润滑油系统应冲洗干净，加入冷冻机油的规格及数量应符合随机文件的要求。

2) 抽气回收装置中，压缩机的油位应正常，转向正确，运转无异常。

3) 电气系统工作正常，保护继电器整定值正确，油箱电加热运行正常。

4) 冷却水系统应能正常供水。

5) 导向叶片启闭灵活、可靠，开度和仪器指示值应按随机技术文件的要求调整一致。

6) 瞬间点动压缩机，转动应正常。

7) 水冷却电动机机组连续运行不应少于 30min, 氟利昂冷却电动机机组连续运行不应大于 10min (叶片开度大于 40% 的试验时间应缩短), 油箱的油温、油压、轴承温升及机器声响和振动应符合随机文件要求。

4. 螺杆式制冷压缩机单机无负荷试运转规定

1) 检查电动机的旋转方向时, 应将电动机与螺杆压缩机断开。

2) 用手盘动压缩机, 应无阻滞及卡阻。

3) 冷冻机油的规格和油面高度, 应符合随机文件规定, 油泵运转正常, 油压保持 0.15 ~ 0.3MPa (表压)。

4) 调节四通阀应处于减负压或增负压位置, 并检查滑阀移动是否灵活正确, 并把滑阀处于能量最小位置。

5) 保护继电器安全装置的整定值应符合规定, 动作灵敏、可靠。

6) 油冷却装置的水系统应畅通。

5. 系统试运转规定

1) 试运转应首先起动冷却水泵和冷冻水泵。

2) 离心式制冷机试运转时, 应首先起动油箱电加热, 将油温加热至 50 ~ 55℃, 按要求供给冷却水和载冷剂。再起动力泵, 调节润滑系统, 按照设备技术文件要求起动抽气回收装置, 排除系统中的空气。起动压缩机应逐步开启导向叶片, 快速通过喘振区, 油箱的油温应为 50 ~ 65℃, 油冷却器出口的油温应为 35 ~ 55℃。滤油器和油箱内的油压差应符合随机文件规定。

3) 螺杆压缩机起动前应先加热润滑油, 油温不得低于 25℃, 油压应高于排气压力 0.15 ~ 0.3MPa, 滤油器前后压差不得大于 0.1MPa, 冷却水入口温度不应高于 32℃; 机组吸气压力不得低于 0.05MPa (表压), 排气压力不得高于 1.6MPa, 排气温度与冷却后油温关系见表 10-41。

4) 系统带制冷剂正常运转不应少于 8h。运转中应无异常声响和振动。

5) 试运转正常后, 必须先停止制冷机、油泵 (离心式、螺杆式制冷机在主机停车后尚需继续供油 2min 方可停止油泵), 再停冷冻水泵、冷却水泵。试运转结束后, 应拆检

和清理滤油器、滤网、干燥剂, 必要时更换润滑油。拆检完毕后, 将有关装置调整到准备起动状态。

6) 整体式制冷设备如出厂已充注规定压力的氮气密封, 机组内如无变化, 可仅做真空试验及系统试运转; 当出厂已充注制冷剂, 机组内压力无变化, 可仅做系统试运转。

7) 组装制冷设备的试验及试运转, 应首先起动空调系统的风机, 然后进行全系统联动运转。

6. 工程验收

在 GB 50243 规范中对工程验收规定如下:

1) 通风空调工程的验收分为竣工验收与综合效能试验两个阶段。竣工验收主要是对工程施工质量的检验及评定; 综合效能试验是对工程使用功能的检测及评估。

2) 通风与空调工程施工完毕后, 应对各系统作外观检查和无生产负荷的联合试运转测定及调试, 合格后即应验收。

3) 通风与空调工程投入试运行后, 应做生产负荷条件下的综合效能试验的测定与调整,

表 10-41 压缩机排气温度与
冷却后的油温 (单位:℃)

制冷剂	排气温度	油温
R12	≤90	30~55
R22、R717	≤105	30~65

合格后即可交工验收。

4) 通风与空调工程各系统的外观可按下列项目检查:

①各类调节装置的制作和安装应正确牢固, 调节灵活, 操作方便。

②管道、阀门及仪表安装位置应正确, 无水、气渗漏。

③通风机、制冷机、水泵安装的精度, 其偏差应符合本标准有关条文的规定。

④隔热层的材质、厚度应符合设计要求。表现平整、无断裂和松弛。室外防潮层或保护壳应顺水搭接, 无渗漏。

⑤通风与空调工程在联合试运转中, 应检查系统各设备的运转情况, 其运行应符合本规范有关条文的规定。

6) 通风与空调系统不带生产负荷的测定与调试应包括以下内容:

①通风机、制冷机、空调器噪声的测定。

②制冷系统运行的压力、温度、流量等各项技术数据应符合有关技术文件的规定。

③空调系统带冷(热)源的正常联合试运转应大于 8h, 当竣工季节条件与设计条件相差较大时, 仅做不带冷(热)源的试运转。通风、除尘系统的连续试运转应大于 2h。

7) 通风、空调系统带生产负荷的综合效能试验的测定与调整, 应由建设单位根据工程性质、工艺和设计的要求确定具体试验项目。

8) 通风与空调工程竣工验收时, 应提供下列文件及记录:

①设计修改的证明文件和竣工图。

②主要材料、设备、成品、半成品和仪表的出厂合格证明或检验资料。

③冷冻水管道压力试验记录。

④制冷系统试验记录。

⑤空调系统联合试运转的测定与调试记录。

在 GB 50274 规范中对工程验收规定如下:

1) 制冷设备、空气分离设备经系统负荷运转合格后, 方可办理工程验收。

2) 工程未办理工程验收, 设备不得投入使用。

3) 工程验收应具备下列资料:

①设备开箱检查记录。

②基础复检记录。

③设备安装重要工序施工记录。

④管道焊接检验记录。

⑤试运转记录。

⑥设计修改通知单、竣工图及其他有关资料。

附录

附录 A 国内外有关生产离心式、螺杆式制冷机组厂商简介

(本附录的简介根据生产厂商提供的资料编写, 排列不分前后)

1 联合开利(上海)空调有限公司

地址: 上海浦东源深路 1099 号

邮编: 200135

电话: (021) 58212222

传真: (021) 58211212

联合开利(上海)空调有限公司(简称“联合开利”)是美国开利公司在中国的一家面向全国和全面负责开利产品销售和维修服务的中外合作企业。公司成立于 1995 年, 总部设在上海浦东开发区。

开利在中国已建立了 3 家中外合资的生产企业, 它们分别是上海合众-开利空调设备有限公司、上海通惠-开利空调设备有限公司和上海一冷开利空调设备有限公司。联合开利作为 3 家合资公司产品在中国市场唯一销售和服务的机构, 成套提供从中央空调主机(电制冷, 溴化锂吸收式)、商用空调到空调末端产品的全国最大的中央空调供应商之一。其产品的品种齐全、质量优良及服务完善。产品已应用于北京人民大会堂、中央电视台、北京中华世纪坛、上海东方明珠电视塔、上海金茂大厦、上海浦东国际机场、上海通用汽车有限公司、上海及广州地铁、昆明世博园等上万家用户。

联合开利为方便用户, 在全国 30 多个城市设立了分公司、办事处和销售维修服务部。在这些分支机构工作的工程师和技师, 不仅为用户提供包括选型方案比较、负荷计算、技术交流等售前咨询, 而且为设备的正常运行提供安装指导、开机调试及维修服务。

由开利博士发明的空调系统诞生已有近百年的历史, 开利已成为世界上最大的冷冻空调产品的制造和供应商之一。

遍布全国各大中城市的经销商是开利强有力的合作伙伴, 与联合开利的分支机构一起建立了覆盖全国的销售网络。联合开利通过授权的经销商与客户保持联络并进行商务活动, 依靠双方共同构筑的

网络优势, 保证为用户提供一流的服务。

2 上海一冷开利空调设备有限公司

地址: 上海杨泰路 868 号

邮编: 201901

电话: (021) 56805680

传真: (021) 56803051

上海一冷开利空调设备有限公司是由中国冷冻空调行业历史最悠久的上海第一冷冻机厂与美国开利公司于 1995 年 3 月共同组建的大型合资企业。一冷开利厂区面积 88500m², 设有多种产品专业生产车间, 拥有各类生产设备 1000 多台, 其中进口设备占 70%, 主要从事制造具有国际先进水平的螺杆式冷水机组、溴化锂吸收式冷/热水机组, 产品种类繁多、规格齐全, 市场适应性强, 已成为我国大中型空调设备的主要生产基地之一。

1996 年一冷开利推出了高效率 23XL 单机头螺杆式冷水机组, 可兼容应用于舒适性空调、工艺用冷水及冰蓄冷工况。1998 年又推出了专为 R134a 制冷剂设计的 30HXC 多机头、双回路螺杆式冷水机组, 为保护环境, 推广绿色空调提供了更多的可选择的产品。

一冷开利始终坚持质量第一、用户至上的信念。采用国际先进的管理模式, 建立起一套开发、设计、制造、供应和服务的质量保证体系, 在 1997 年 9 月, 通过了挪威船级社的 ISO9001 质量体系认证。

3 上海合众-开利空调设备有限公司

地址: 上海双阳支路 24 号

邮编: 200090

电话: (021) 65430952

传真: (021) 65435404

上海合众-开利空调设备有限公司是国内首家于 1987 年 2 月与美国合资的生产中央空调主机的中外合资企业, 也是国内首家获得高新技术企业称号的

生产空调设备的专业公司。

合众-开利公司连续引进美国开利公司及其相关子公司的最新技术,目前已形成 19XL/XR 系列离心式冷水机组、30H 系列活塞式冷水机组、30GH/DQ/GQ/AQA 系列风冷冷水及热泵机组等中央空调主机产品的生产能力,产品制冷量范围 17~1200USRt,各系列机组的技术处于世界先进水平。合众开利 19XL 系列离心式冷水机组荣获 1996 年上海市优秀新产品一等奖,重点产品质量攻关一等奖,1997 年“上海市科技进步二等奖”和“国家重点新产品证书”,并被中国制冷学会列为“1999 年第五届中国制冷空调设备推荐产品”。

合众-开利公司 1991 年通过英国劳氏船级社和美国机械工程师协会的审查认可,取得 ASME 授权的压力容器生产许可证;1994 年通过挪威船级社的审核,获得了 ISO9001 证书;1995 年通过美国 UTC 集团对 EH&S (环境、健康和安全管理)管理认可;公司的产品在 1999 年底通过了中国机械安全认证中心 (CCMS) 的安全认证;公司在环保工作方面不断努力,在 1999 年底经过机械工业环境管理体系认证中心,并由国家环境认证委员会及杨浦区环保局参加的审核,通过了 ISO14000 的管理认证。

4 约克国际 (北亚) 有限公司

总部地址:香港九龙观塘海滨道 123 号
 环贸商业中心第二座 10 楼 1008 室
 电话:(852) 23319286
 传真:(852) 23319840
 上海办事处:上海市西藏路 1390 号
 邮编:200060
 电话:(021) 62766509
 传真:(021) 62773543

约克是全球最大的独立暖通空调和冷冻设备专业制造公司之一,在一百二十多年的发展历程中,建立了遍布全球一百多个国家的生产及销售服务网络。

在中国,约克积极引进美国先进的生产管理经 验,先后在广州和无锡建立合资工厂。无锡厂已获得 ARI 认证和中国机械安全认证,主要生产螺杆式、离心式冷水机组和工业冷冻设备;广州厂也已通过 ISO9002 认证,并拥有国内最先进的空气侧产品检测台,产品主要包括风冷热泵机组,风冷式冷水机组,空气侧产品和小型商用家用空调机组。同时,约克服务网络遍布中国近五十个城市,为数以千计的项

目提供优质的制冷空调设备。

5 TRANE (特灵) 中国

地址:上海淮海中路 8 号兰生大厦 24 楼
 邮编:200021
 电话:(021) 63190808
 传真:(021) 63190888

TRANE (特灵) 空调公司年销售额超过 40 亿美元,是美国标准集团公司旗下最大的子公司。美标集团公司业务遍布全球,每年 70 亿的销售额,员工总数超过 45000 人。TRANE (特灵) 空调公司和美标集团公司的另一家子公司——美标洁具公司联合,使集团成为世界上最大的楼宇设备的制造商。

自 1913 年以来,TRANE (特灵) 空调公司凭籍其高效可靠的产品设计,先进的 DFM 生产管理模式,以及高品质空调产品的销售和服务,成为采暖、通风和空调行业的先锋。在从前,TRANE 公司主要向中国出口 HVAC 产品,而现在,TRANE 空调公司已在中国投资设有两家工厂,生产从家用空调到 1100 冷吨的大型制冷机组及空调末端产品,从而加强其在中国本地的供货能力。

6 广州日立冷机有限公司

地址:广州从化市旗杆镇
 邮编:510935
 电话:(020) 87862838
 传真:(020) 87862718

广州日立冷机有限公司是中日合资生产冷水机组的现代化企业。日方的投资者是综合电机生产企业株式会社日立制作所,在世界 500 家大型跨国公司中,位居 20 名之前。中方是由万宝冷机集团有限公司投资的,名列全国 500 强。主要生产产品为“日立”牌 126~1233kW 螺杆式冷水机组和 126~763kW 螺杆式低温冷水机组,年生产能力 2500 台。

日立螺杆机到目前为止在中国运转的机组达 2 万多台 (在世界上的累计销量达 80000 多台),螺杆式冷水机组的销量名列前茅。1999 年 3 月以前,由具有 30 多年之双螺杆机设计、制造及用户服务经验的株式会社日立制作所清水工厂制造并出口到中国市场,从 1999 年 3 月起,由广州日立冷机有限公司生产、销售。

广州日立冷机有限公司成功引进日立先进的制造技术及其严格的管理体系,严格按照日本工业标准 JIS 及日立公司的内控标准 SIS 进行制造。利用的

检测手段对外购、外协件进行严格的监控。每一台机组均使用先进的商用空调试验设备进行严格的商用试验,合格后方可出货。广州日立冷机有限公司生产的日立螺杆冷水机组关键部件均为进口件,完全秉承原日立机组的性能。

7 上海立德制冷设备有限公司

地址:上海市浦东大道 1089 号中信五牛城启泰阁 10 楼 G-H 座

邮编: 200135

电话: (021) 58216028、58518113

传真: (021) 58516176

上海立德制冷设备有限公司成立于 1994 年 10 月,是由日立亚洲(香港)有限公司、香港立德工程有限公司(日立牌空调设备港澳总代理)及上海新上海商社有限公司合资组成的合资公司。注册在上海外高桥保税区,浦东大道中信五牛城设有联络处及陈列厅,为日立亚洲(香港)有限公司正式授权的销售及维修中心。

上海立德制冷设备有限公司主要从事日立牌中央空调设备的免税(外币)及含税(人民币)贸易。经销的产品全是由日立工厂生产的日立牌空调设备。其中包括螺杆式风冷冷水机组、螺杆式水冷冷水机组、螺杆式风冷热泵机组、大型柜式空调机组、变频一拖多冷暖分体机(SET-FREE)及其他系列空调机组。除销售外,还随时为客户提供全面快捷的售后服务,以确保客户的空调系统设备运作良好。

8 大连冷冻机股份有限公司

地址:大连市沙河口区西南路 888 号

邮编: 116033

电话: (0411) 6653081

传真: (0411) 6641470

大连冷冻机股份有限公司由原大连冷冻机厂的生产经营主体部分改组而成立。原大连冷冻机厂是大连冰山集团有限公司属下的核心企业,具有 70 多年的历史,1983 年被指定为全国最早的 20 个现代化管理试点企业;1987 年成为首批 50 家国家一级企业之一;1989 年首批晋升国家一级企业;1990 年被国家指定为全国首家利用微电子技术综合改造传统产业和机电一体化综合示范企业,公司于 1996 年通过 ISO9001 体系认证。

公司主要产品有用于科研、石油、化工、纺织、医药、发电、商业、建筑、农牧渔和饮食服务等行

业的活塞式、螺杆式制冷压缩机、离心式制冷机,以及压力容器、组合库、气调保鲜库、隧道式速冻机、管冰机、片冰机、空调机、风机盘管、风冷换热器等,共计 5 个系列(制冷、冷冻、空调、冷藏、保鲜)、6 大成套(空调成套、土建冷库成套、组合冷库成套、制冰成套、特种工程成套和气调保鲜成套)的产品。

公司是中国最大的工业制冷设备生产企业和中国最大的制冷成套设备出口商家之一,并拥有中国工业制冷设备行业的驰名商标。

9 浙江国祥制冷工业有限公司

地址:上海市延安西路 719 号桂都大厦 16F

邮编: 200050

电话: (021) 62119988

传真: (021) 62113119

王牌冷气是全球制冷空调行业中著名品牌之一,优良卓越的品质和诚信的售后服务是国祥公司的宗旨!

浙江国祥制冷工业有限公司是台湾国祥冷冻机械股份有限公司在浙江上虞市经济开发区的合资企业。台湾国祥冷冻机械股份有限公司是台湾最大的工业等级的冷冻空调设备制造企业,集产品制造、实验研究、新产品开发、工程设计和安装等专业制冷设备生产厂商。主导产品有:(1)螺杆式冷水主机;(2)气冷式冷热水机组;(3)空气调节箱;(4)风机盘管;(5)电脑室恒温恒湿机;(6)储冰节能系统;(7)JIS 喷流导引系统;(8)轴流式风机;(9)船用冷气;(10)火车冷气;(11)巴士冷气;(12)冷冻货柜;(13)变频户式中央空调;(14)低温卤水机。

国祥公司为方便用户,在全国各大中心城市设立了办事处和维修服务部,与经销商一起建立覆盖全国的营销网络。

10 上海冷气机厂

地址:上海市共和新路 1301 号

邮编: 200070

电话: (021) 56625030

传真: (021) 55639180

上海冷气机厂是专业生产企鹅牌冷冻空调设备的国有大中型企业,是上海市高新技术企业,已于 1998 年通过了 ISO9001 质量体系认证。工厂拥有三家合资企业。

上海冷气机厂技术力量雄厚,通过不断地引进

消化世界先进技术及技术装备,如美国 OAK 高效换热器加工设备,日本 AMADA 数控塔式冲床,德国 FASTI 公司的数控折弯机,意大利 JOBS 公司的加工中心、CAD 技术的应用等均为企业产品创品牌奠定了扎实的基础。

为适应不断变化的市场,工厂的工程技术人员随即开发了诸多的新产品和特色产品:风冷冷水机组、空气-水热泵机组、热回收冷热水机组、螺杆冷水机组、半封闭冷水机组、除湿机等。这些产品广泛用于工矿企业、文教科研、国防工程、宾馆大楼、国际机场、医院、船舶、铁路、巴士运输等部门,为西昌卫星发射中心、秦山核电站、上海地铁、雪龙号南极考察船等国内外多项工程提供产品及配套。

上海冷气机厂生产的风冷(热泵)机组及螺杆冷水机组被评为上海市优秀新产品二等奖、上海市科技进步二等奖、国家级重点新产品。

11 烟台荏原空调设备有限公司

地址:山东省烟台市福山高新技术产业园区永达路 720 号

邮编: 265500

电话: (0535) 6321588

传真: (0535) 6321196

烟台荏原空调设备有限公司是由日本荏原制作所与烟台冰轮股份有限公司于 1996 年共同投资成立的中日合资企业。公司主要生产和销售具有当今国际最先进技术水平的蒸汽型、直燃型、热水型溴化锂吸收式冷(热)水机组及螺杆模块式冷水(热泵)机组。

日本荏原制作所自 1929 年在日本首次生产出离心式冷冻机,至今已有 70 多年的历史。荏原还开发了转移水、空气和热的技术,并将其充分应用于冷冻机、水处理设备、余热回收设备等产业机械及工厂设备的制造领域。

荏原制作所 1962 年开始生产溴化锂吸收式制冷机,之后一直致力于溴化锂技术的发展。1971 年荏原生产出世界第一台吸收式热泵,1992 年生产了当时世界上最大的吸收式制冷机……。荏原近半个世纪溴化锂制冷机的生产史,基本上代表了世界溴化锂制冷机的发展史。如今,世界各地工厂用、成套用及建筑用总和起来共有 2 万多台荏原制冷机在运转。特别是在机场以及地区集中供冷供暖项目上,荏原在世界上具有很好的销售业绩。

烟台冰轮股份有限公司是国家一级企业,也是

国家机械行业的大型骨干企业。烟台冰轮自 1956 年生产制冷空调设备,是中国大型制冷空调设备的主要生产基地。公司具有雄厚的技术力量和先进的生产设备及检测手段。1994 年通过了 ISO9001 质量体系认证。

烟台荏原空调设备有限公司的产品技术完全来源于日本荏原制作所,并与日本荏原保持同步,现作为日本荏原制作所冷热事业部生产基地,向中国、日本及其他国家和地区提供吸收式冷(热)水机组及螺杆模块式冷(热)水机组。

12 重庆通用工业(集团)有限责任公司

地址:重庆市江北区玉带山一号

邮编: 400021

电话: (023) 67661054、67663224

传真: (023) 67661054、67658325

重庆通用工业(集团)有限责任公司系国家大型企业(简称重通集团),是产品获得国家环境标志认证的企业。曾先后引进美国 NREC 技术、日本日立技术,专业设计制造以 R134a, R123, R22, R717 等作制冷剂的中央空调制冷机组和低温工艺流程用的制冷机组,产品技术居于 90 年代国际先进水平。

公司生产多种规格的离心式、螺杆式、活塞式制冷机,热泵及风机盘管,柜式空调机组,组合式空调机组等中央空调末端设备。

13 武汉麦克维尔空调制冷有限公司(上海分公司)

地址:上海武定西路 1189 号静安律德大厦 418 室

邮编: 200042

电话: (021) 62494198

传真: (021) 62490781

麦克维尔是全球最大的制造空调制冷设备的专业公司之一,六十多年来,公司不仅拥有在空调制冷领域中世界上最前沿的先进技术、生产制造手段和工艺装备,优良的产品质量和性能,而且还有合理的产品性能价格比,令人满意的客户服务,以及完善的支持保障。

麦克维尔于 1994 年成为马来西亚最大财团之一的丰隆集团的一支劲旅。次年,同在世界制冷领域中久负盛名的 J&E 霍尔一道成为丰隆集团的一分子。麦克维尔的姐妹公司 AAF 和 J&E 霍尔所提供的空气过滤环保产品及冷冻冷藏设备,在工业用、商业用

及家用暖通空调设备、空气过滤及冷冻冷藏工业中提供最广阔和最齐全的产品系列。

麦克维尔目前拥有员工八千余名,在全世界设有三十二家企业,其中包括在中国武汉和深圳的厂房。公司的销售网络遍布世界八十多个国家,服务触及全球每一个角落。主要产品包括水冷离心式、螺杆式和活塞式冷水机组、风冷螺杆式、活塞式冷水机组,风源和水源热泵、风机盘管、空气处理机、屋顶式及商用整体空调机、各类型的商用及家用单冷/冷暖分体式空调机和水冷柜机等。麦克维尔正以崭新的面貌出现在中国市场。迅速成长壮大的武汉工厂已经成为麦克维尔在中国的中央空调产品生产基地,产品多元化,为顾客提供品质优良及高效能空调机。

14 武汉新世界制冷工业有限公司

地址: 武汉市汉阳大道 365 号

邮编: 430050

电话: (027) 84776420

传真: (027) 84844923

武汉新世界制冷工业有限公司是由武汉冷冻机厂、香港新世界(中国)发展有限公司共同投资的合资企业。该公司生产的螺杆式制冷机有近 30 年的历史,拥有强大的技术阵营和雄厚的经济实力,已累计生产各类螺杆式制冷机近 2 万台,产品遍布全国各省市自治区并行销泰国、马来西亚、印度尼西亚、菲律宾、澳大利亚、巴基斯坦、香港、澳门等国家和地区,武冷牌螺杆式制冷机被国内外用户誉为中国螺杆制冷机著名品牌。1989 年,两种主导产品 KA20C(现型号 LG20)和 KF12.5C(现型号 LG12.5)双获国家螺杆制冷机金牌。1996 年 9 月,以上两种产品为代表的螺杆制冷机再次通过国优 A 级品评定。

为了振兴我国民族制冷工业,公司在开发、研制新一代螺杆制冷机方面投入了巨大的人力、物力和财力,1978 年研制成功国内第一台螺杆式制冷机,并于 1979 年率先通过部级鉴定;1979 年发明了全世界第一个内容积比可调节机构,比日本专利早 3 年,现在全世界所有的内容积比可调的螺杆压缩机仍采用这一原理;1986 获得我国第一个自主知识产权的 XBY(5+6 齿)螺杆转子齿形专利等。1997 年已全部完成国产第二代具有国际先进水平的(II 型)螺杆制冷机的开发试制。1998 年第二代螺杆制冷机全面进入市场,用户反应良好。为迎接新世纪的到来,

又于千禧年推出了 3 个系列 7 个品种的第三代(III 型)螺杆制冷机,填补了国内和国际螺杆制冷机的多项空白。

公司负责起草或参与起草了国家螺杆式制冷机所有标准,并于 1998 年通过 ISO9001 质量保证体系认证,所有产品均由中国人民保险公司提供质量信誉保险。在此前提下,1998 年 4 月,在行业中率先推出终身无偿免工费服务的承诺,使公司包括技术在内的各项服务进一步与国际惯例接轨。

武汉新世界制冷工业有限公司批量生产各种规格的螺杆制冷压缩机及压缩机组、压缩冷凝贮液机组、氨泵机组、冷水机组、乙醇机组、盐水机组、碱水机组、氯气液化装置等各种成套制冷产品,具备年产螺杆式制冷机 2000 台的能力。公司是国家一级计量企业,拥有完善的生产 and 测试设备,具有符合国际标准的螺杆制冷设备测试中心,设施完善的理化计量楼,并引进包括英国 HOLROYD 公司的螺杆转子铣床、磨刀机、刀具检查仪及转子检测设备,英国 DEVLIEG 公司、德国 FRITZ WERNER 公司、美国 CINCINNATI 公司的加工中心和意大利 DEA 公司、英国 IMS 公司三坐标测量仪等国际先进水平的螺杆加工及检测设备,使螺杆转子、机体的加工精度达到国外同类产品水平,保证了螺杆式压缩机的加工质量及批量生产。

15 南京五洲制冷集团公司

地址: 南京市石门坎 115 号

邮编: 210007

电话: (025) 4483324、4499407

传真: (025) 4593727

南京五洲制冷集团公司(南京冷冻机总厂)是中国制冷行业的重点国有大型企业之一,江苏省南京市高新技术先进企业。自 50 年代起致力于制冷空调、冷冻冷藏的制造事业,为国民经济的各个领域研制提供了大量的制冷空调设备,现已成为集科研开发、生产销售、用户服务于…体的现代化企业。公司现有员工 1000 余名,其中各类专业技术人员 500 多名。公司占地 13 万 m²,从美、英、日、德等国引进了多条先进生产线及设备,建有江苏省冷冻机质量测试站。质量管理采用国际 ISO9001 质量体系标准并通过权威机构的认证。公司产品已形成近百个系列,共一千多个品种,主要包括半封闭制冷压缩机、单元式空调机、除湿机、各类冷水机组、组合冷库、冰蓄冷空调及各类空调末端设备。

“五洲”产品自 80 年代荣获国家质量银质奖至今,其间又陆续荣获数十项国家经贸委、机械部、省、市各级质量奖、科技成果奖、新产品奖。在 1995 年,获得联合国蒙特利尔保护臭氧层多边基金会的支持,正致力于淘汰 CFCs 物质的环保示范工作。“五洲”将以新一代“绿色”产品迎接新世纪。

16 无锡申达空调设备有限公司

地址:无锡西漳锡澄南路 208 号

邮编:214171

电话:(0510) 3102688

传真:(0510) 3751552

无锡申达空调设备有限公司创建于 1985 年,是生产销售中央空调设备的专业企业。公司经过十多年的发展,继而不断地开发研究新一代产品,并且十分注重产品质量和服务信誉,产品已遍及全国 20 多个省市的上千家用户。被中国制冷学会、中国制冷空调工业协会和中国消费者协会评选为推荐产品和信得过产品,成为我国制冷空调行业中的名牌产品企业之一。

无锡申达空调设备有限公司主要生产热泵空调机组、冷水机组和空调末端设备二大系列产品,产品按 JB/T4283—1991, GB/T14294—1993 标准设计生产。公司拥有齐全和先进的生产设备及检验测试设备,配备日本进口数控钣金生产线一套,综合钣金加工冲压设备流水线,换热器生产线一套,风机生产线一套,冷水机组、冷热风机组生产线一套,空气处理机组、风机盘管生产线各一套。检验测试设备有:热泵机组全性能测试检验室,空气处理机组性能检测装置一台套,冷水机组调试装置一台套,电气安全性能检测仪器一套,叶轮动平衡机二台,以保证产品的质量和生产周期。公司依靠完善和严格的产品质量检测体系,保证每一台空调设备在性能试验合格后才出厂,以确保产品的先进性和可靠性,得到了国家行业、省市级产品质量监督部门的质量认定。

公司的产品服务中心,能对用户提供完善的售前咨询和售后服务工作,做到免费为用户提供技术咨询、指导安装,售后服务快速周到。公司积十多年生产和安装空调设备之经验,专门为用户解决中央空调设备系统中的疑难问题,还可根据用户需求设计生产非标空调设备,并进行工程施工。

17 上海新晃制冷机械有限公司

地址:上海市闵行区莘庄镇东闸路 886 号

邮编:201100

电话:(021) 64880982

传真:(021) 64881360

上海新晃制冷机械有限公司为日本新晃工业株式会社所投资的海外子公司,专业生产中央空调产品,工厂座落于上海市闵行区莘庄工业园区。

公司产品包括风冷式热泵机组、风冷式冷水机组及水冷式冷水机组,产品从 12.4~2407kW 机种齐全,所有产品与日方投资的上海新晃空调设备有限公司作配套销售。目前公司引进日本最先进的技术工艺、严格的质量管理体系、最新的制冷剂充填技术及测试设备、电气检验装置,能对产品质量作最有效控制。同时为确保产品质量安全稳定,在出厂前进行百分之百的运转测试,加上完善的售后服务体系。

产品广泛应用于高档别墅、综合大楼及工业领域,如上海地铁二号线、上海市政设计院、北京钓鱼台国宾馆等。经上海市对外经济贸易委员会审核,公司被评为“先进技术企业”,并顺利地取得了 ISO9002 国际质量体系认证。在国家质量监督局全国统一质量监督检验中,抽样检测合格。

18 捷丰集团

地址:广州市建设六马路 33 号宜安广场 1905~1909 室

邮编:510060

电话:(020) 83634680

传真:(020) 83633842

1988 年,捷丰集团将凝聚了现代化工业设计思想精华的模块化空调技术引入了中国,大规模地生产和推广应用模块化冷水机组,为模块化空调技术在中国的成功发展作出了贡献。

从 1982 年至今,捷丰集团已先后在中国大陆创办了十几家独资或合资的企业,它们分别是番禺速能冷暖设备有限公司,捷能恒温恒湿设备有限公司,新速能板式热交换器有限公司,余姚捷丰空调设备有限公司,沈阳捷丰空调设备工程公司等。

捷丰集团制造的产品包括水冷和风冷式冷水机组、热泵机组、空调末端设备、精密恒温恒湿空调机、空气处理系统、不锈钢钎焊板式换热器等多门类、多品种。

捷丰集团各制造工厂拥有先进完善的制造设备和检验手段,所有的制造工厂都通过了 ISO9000 系列质量保证体系的认证,产品的设计制造严格按照

ARI、ASME、UL 等国际最高标准，每一台机器在出厂前都经过了严格测试，为用户提供了最可靠的质量保证。

捷丰集团在中国拥有一个庞大完善的用户服务网络，在中国的二十多个主要城市如广州，北京，上海，长沙，重庆，南京，成都，杭州等，都设有捷丰集团驻当地的全权办事机构，为顾客提供销售、培训、维修、配件供应等多方面的服务，以确保顾客的机器具有最高的可靠性和最低的维护费用。

19 常州爱斯特空调设备有限公司

地址：常州常锡路东 118 号

邮编：213018

电话：(0519) 8774894、8777988 (总机)

传真：(0519) 8773294

常州爱斯特空调设备有限公司系常州市特种空调器厂与新加坡佳善上市控股公司共同投资兴建的生产中央空调及末端设备的专业厂家，第 1 期总投资为 2000 万美元。公司在中央空调设计、制造、施工等方面已有十多年的经验，通过了 ISO9001 国际质量体系认证，并成为屋顶式空调机国家行业标准起草单位、国家 AAA 级资信企业。

公司引进了一系列国际高精类的专业加工设备，如美国 TRIDAN 高速翅片冲床、长 U 形管弯管机、机械胀管机、美国 STRIPPT 数控冲床、台湾和和公司的大口径铜管三维弯管机等。公司专业生产家用及别墅机组、屋顶式风冷冷（热）风机组、单元模块机组、风冷冷（热）水机组、风冷螺杆机组和风机盘管等空调末端装置。

公司的产品质量严格按 ISO9001 国际质量体系认证要求执行，产品完工后必须经过公司大容量、高精度、全天候测试中心的检测，合格后方能交付用户使用。

公司在全国拥有二十二个销售分公司及办事处，并配备专业技术人员负责售后服务工作。公司远程故障监控中心为真正实现其“快速、果断、准确、彻底”的服务宗旨提供了技术保障。

20 台佳实业昆山台佳机电有限公司

地址：江苏昆山市城北萧林路

邮编：215316

电话：(0520) 7797991

传真：(0520) 7797995

台佳实业专业生产中央空调设备，秉承“舒适、

健康、节能、环保”的宗旨，陆续在中国大陆市场推出水冷螺杆式冷水机组、风冷螺杆式热泵机组、风冷活塞式热泵机组、风机盘管、吊顶式/立式/卧式空气处理机、组合式空气处理机组、恒温恒湿空调机组、屋顶式空调机组等系列产品、品种、规格齐全，广泛应用于工业、商业、公共建筑及军事设施。

21 沈阳第一冷冻机有限公司

地址：沈阳市铁西区北四中路 26 号

邮编：110026

电话：(024) 25873056 - 6506

传真：(024) 25855069

沈阳第一冷冻机有限公司是国家大型高科技企业，是国家确定的制冷空调设备和气候环境试验设备的主要科研生产基地。目前公司和美国艾默生电气公司部分合资。

公司生产主要产品为科技含量较高的中央空调主机及其全部配套设备系列产品、冷冻冷藏设备主机及其全部配套设备系列产品、人工气候环境试验设备以及大客车空调等五大类共三百余个品种。产品市场覆盖率已遍及全国二十九个省、市、自治区和直辖市，并远销欧洲、亚洲及美洲等十几个国家和地区。

公司先后引进日本三菱重工、美国麦克维尔、谷轮、OAK、邓尼、德国舒车、英国霍尔等世界知名跨国公司的先进技术、关键设备和检测手段，对企业进行了一次大规模的技术改造。生产出了具有世界先进水平的制冷、空调、环境试验设备，以及大客车空调等系列产品。

22 上海百富勤空调设备有限公司

地址：上海奉贤江海镇五星工业区 639 号

邮编：201400

电话：(021) 57188888、57189034

传真：(021) 57189019

上海百富勤空调设备有限公司是一个集设计、制造、安装、销售、维修、服务于一体空调、制冷、采暖、通风的市级集团公司。主要产品有风冷冷热水热泵机组，水冷冷水机组，别墅型空调，变频风罩空调、高静压风机盘管、手术室空调机组、超薄型空调、组合式空调、风机箱、离心风机、管道风机、风口、防火阀、调节阀、消声器及空调变频控制器等中央空调设备，拥有二级资质的空调工程

安装队伍,是目前中国同行业中规模较大的空调设备制造企业之一。公司1999年通过ISO9001质量体系认证,先后获上海市文明单位、上海市先进技术企业、上海市高新技术企业、重合同守信用单位。主要产品荣获上海市名牌产品、上海市星火科技进步二等奖、上海市新产品奖、上海市优秀科技产品、国家级新产品奖及中国制冷空调设备信得过产品

23 顿汉布什(烟台)工业有限公司

地址:中国山东烟台市 APEC 科技工业区

邮编:264002

电话:(0535) 6588999

传真:(0535) 6581999

营销总部

地址:上海延安东路55号工商联大厦3112室

邮编:200002

电话:(021) 63373600、63373601

传真:(021) 63373031

顿汉布什是专业生产暖通空调和制冷设备的跨国集团公司。拥有三十多年螺杆压缩机专业制造经验,于60年代率先开发出用于空调行业的螺杆压缩机,并一直致力于螺杆压缩机的研究及其在暖通空调方面的应用。至今,顿汉布什还拥有液态制冷喷射、气态制冷喷射、滑阀卸载系统等多项专利。顿汉布什拥有世界上先进水平的螺杆压缩机制造厂,生产独特的高质量无级调节立式全封闭螺杆压缩机。顿汉布什螺杆式冷水(热泵)机组,在世界各地得到广泛应用,其控制性能精确、制冷能力可靠、效率高。顿汉布什在美国哈里逊堡、西哈特福德、马来西亚吉隆坡、英国哈文、墨西哥和中国烟台设有工厂。

顿汉布什(烟台)工业有限公司是顿汉布什在中国的一个外资控股的合资公司,并按美国管理体制进行管理,生产螺杆式水冷机组、螺杆式风冷冷热水机组、空气处理机、单元空调机组、风机盘管等空调全系列产品。根据技术协议,烟台工厂的生产技术、生产图纸、生产工艺、质量标准、质量保障体系与美国原厂保持同步,所有零部件的选用均需美方试验认可,零部件的进口率高达95%以上,例如压缩机来自美国HARTFORD(隶属于顿汉布什集团)、蒸发器和冷凝器的高效换热管来自美国WOLVERING等。顿汉布什(烟台)采用大量具有国际先进水平的生产设备,钣金加工生产线上拥有具

有世界一流水平的AMADA数控冲床及其他美国、日本生产的剪板机、折边机等设备;涂装生产线采用世界一流的德国ELSENMANN全套静电粉末喷涂生产线,辅之闻名世界的INTERPON粉体涂料,使产品不仅达到了表面光滑、色泽艳丽美观的要求,还使漆膜的附着力、抗冲击性能和光泽性能均达到或超过了国家标准;盘管生产线引进美国TRUDAN全套盘管生产设备,使加工制造出的翅片整齐、均匀、色泽一致,具备极佳的散热性能;为了在设备出厂前进行全负荷实验,从美国进口了两台全能电脑测试台,并进口了一台2000kW的试车专用发电机,可测试现有的各种电值和频率、制冷量高达3868kW(1100USRT/台)的中央空调机组。该套装置通过中国国家制冷设备质量监督测试中心认可。顿汉布什(烟台)通过ARI认证及英国劳氏船级社质量认证机构的认可,获得ISO9002质量认证证书,其产品同时获得中国国家技监局质量认可。

顿汉布什(烟台)不仅有着完善的产品质量保证体系,还有着完善的销售及售后服务保证体系,除烟台工厂外,在上海营销总部及各地办事处均设有维修机构,备有充足零配件。

24 惠州大金三石空调有限公司

地址:广东省惠州市马安镇新乐工业城三石工业基地

邮编:516257

电话:(0752) 3613404、3613405

传真:(0752) 3613438

营销总部:惠州大金三石空调有限公司广州分公司

地址:广州市天河体育西路111号建和中心大厦北楼23C

邮编:570620

电话:(020) 18792618

传真:(020) 38792886

上海联络处:上海市肇嘉浜路798号坤阳国际商务广场903室

邮编:200030

电话:(021) 64453173

传真:(021) 64453173

日本大金工业株式会社自1924年创业以来,不断发展壮大,成为一家活跃在空调、制冷、氟化学、电子、油压机械等领域的跨国企业。特别是在空调制冷方面,产品种类达5000多种,其中商用空调在

日本的市场占有率始终名列前茅,是世界上集空调机、制冷剂和压缩机的研究、开发、生产于一体的大型企业之一。大金工业通过其遍布全球的生产营销网络,为各国用户提供优质的产品和服务。

惠州大金三石空调有限公司是日本大金工业株式会社在中国投资设立的日中合资企业,公司成立于1997年3月11日,由日本大金工业株式会社出资70%,三石集团出资30%,总投资额为600万美元。公司主要产品为单螺杆水冷式冷水机组、大金的单螺杆水冷式冷水机以其高效、可靠和经济性,被广泛使用于银行、写字楼、商场、公共设施及工厂等场所。

25 上海富田空调冷冻设备有限公司

地址:上海市闵行区光中路488号

邮编:201108

电话:(021) 64893536

传真:(021) 64893504

上海富田空调冷冻设备有限公司创建于1995年,占地50亩,拥有技术员工250余名,具有先进的生产设备,是专业生产中央空调设备的外资企业。在全国各地设有10多家分公司及办事处。

公司建立了一套成功的管理系统:设计开发生产管理、制造检测、售后服务、定期巡检、定期保养等一系列生产管理体系,并通过ISO9001(2000版)的国际认证。

公司的主要产品有风冷式冷热水(热泵)机组、全年使用工业用风冷式冷水机组、水冷式冷水机组、水源热泵式冷热水机组、屋顶式空调机组及各式空调箱等末端设备。不仅为商场、宾馆、大会堂、博物馆、影剧院、医院、办公楼、学校、民用住宅等提供舒适性空调,还为印刷工业、电子工业、精密机械工业、食品工业、卷烟工业以及其他各种行业等提供工艺性空调。

26 复盛实业(上海)有限公司

地址:上海市古北路686号4F-8座

邮编:200336

电话:(021) 62704880

传真:(021) 62704878

复盛股份有限公司创立于1953年,经过多年的努力,复盛产品已为各界所采用,行销于世界六十多个国家。复盛公司持续进行各项生产自动化及管理电脑化的工作,其中包括管理资讯系统(MIS),工

程资讯系统(EIS),弹性制造系统(FES)的建立与运作,此一系统整合,提供各阶层管理人员及时有效的资讯,有助于改善产品设计,确保产品品质及可靠度,以提高产品的竞争力。

复盛公司采用先进的CNC精密加工设备、转子专用加工机床,配合五对六非对称转子齿形,以生产高效率、省能源的系列螺旋式制冷压缩机。复盛螺旋式制冷压缩机自推出以来即受各界好评,产品已广泛用于中、大型中央空调系统、工业工程、储冰系统及冷藏系统,适用于风冷机组、水冷机组及热泵等各种动转条件,并通过UL认证、ISO9001国际认证,先后获得美国、英国、日本专利证书及第一届台湾精品奖。

27 上海汉钟机械有限公司

地址:上海市金山区枫泾工业开发区亭枫公路8289号

邮编:201501

电话:(021) 57350279、57350280

传真:(021) 57352004

汉钟精机股份有限公司(台湾)系螺杆式制冷压缩机专业生产厂家。产品单机从90~750kW,18种机型,产品系列完整,广泛使用于风冷热泵、水冷机组、冰蓄冷机组、低温冷冻设备,以及可以用于船舶的专用压缩机,可满足于不同工况下的使用。应用的制冷剂有R22、R134a、R407a、R404A等。汉钟压缩机经ISO-9001、UL、CE品质认证,畅销世界各地。

28 上海中孚制冷空调工程有限公司

地址:上海市长宁路113号316-318室

邮编:200042

电话:(021) 62106641

传真:(021) 62109228

上海中孚制冷空调工程有限公司由中国制冷空调工业协会主办,为上海地区从事经营活动的唯一机构。公司具有上海科委批准的科技经营证书,主要从事制冷空调工程技术咨询、系统设计、设备配套、施工安装、维修调试等业务,协调组织技术攻关和有关制冷空调产品评定与鉴定,承接制冷空调产品测试台的设计、制造、安装、调试等技术服务,并采用多种型式开展技术交流、技术培训、定期组织有关专业展览会,还特约经销开利、约克、特灵、日立等国内外著名品牌溴化锂吸收式制冷机和电制冷机

组及零配件、制冷工质、冷却塔、泵、阀等配件。

29 中国华源集团上海工程成套建设有限公司

地址：上海市山西北路 450 号

邮编：200071

电话：(021) 63244068 (总机)

传真：(021) 63560999

上海工程成套建设有限公司是中国华源集团有限公司下属企业。中国华源集团是 1992 年由纺织部、外经贸部、交通银行总行等 3 家单位投资 1.4 亿元组建的企业。现已成为集科、工、贸、商、金融五位一体的大型企业集团，下辖 4 家公司：华源股份、华源发展、华源制药凯马机械，浙江凤凰。为上海市五大工业集团。

该公司主要从事环保、节能、技术改造、装潢、暖通等领域的工程总承包业务，包括工程设计、设备配套、施工安装、调试达标等内容。除特约经销代理开利、约克、特灵、日立等世界品牌的制冷空调设备外，还代理国外领先的环保和通风设备：

1. 瑞典 Systemair 集团公司 (原 Kanalfakt 公司) 的各类管道风机，离心风机，带式风机，屋顶风机，风机箱、厨房专用风机、空气换热器，末端流量控制器、各类风口、射流喷口和置换式通风器等通风末端装置。

2. 瑞典 FRICOR 公司的空气幕 (包括电加热和水加热型)、辐射板、红外线加热器、暖风机和加热器等。

3. 瑞典 PLYMOVENT 公司的各类机械、静电、布袋、滤筒式烟气除尘净化设备和汽车尾气排放处理收集系统。

4. 美国 ITT 公司各类供水和空调用水泵。

5. 挪威 VILLANENT 公司的空气换热器。

6. 日本荏原公司的各类泵和环保设备 (格栅等)。

7. 日本 ANLET 罗茨鼓风机。

8. 各国先进的水系统清洗药剂和装置。

9. 日本三兴株式会社的脉冲布袋除尘器。

30 江苏双良空调设备股份有限公司

地址：江苏江阴利港双良工业园

邮编：214444

电话：0510—6638822

传真：0510—6634679

江苏双良空调设备股份有限公司系江苏双良集团有限公司控股的合资股份 (港资) 企业。公司主要生产直燃型溴化锂吸收式冷热水机组、蒸汽型溴化锂吸收式冷水机组、热水二段型溴化锂吸收式冷水机组三大类，一百多个品种，产品规格从 232—5815kW (20~500 万 kcal/h)。最近又研制成功以电为能源的水冷螺杆式冷水机组，同时还生产大型热水器、变风量空调器、风机盘管等配套产品。公司年产溴化锂中央空调机组 2000 台、风机盘管 5000 台。拥有健全的营销及服务网络，其远程监控中心保证用户在使用产品时能享受到放心的服务。产品畅销全国，远销巴基斯坦等亚非国家，并被广泛应用于航天、电子、冶金、石油、化工、医药、机械、轻纺、宾馆及其他民用建筑行业。

今天的双良已经成为中国规模最大的中央空调生产基地之一，中国中央空调国家标准的起草人之一，中国机械行业十大杰出企业，企业获得了多个国际认证。双良产品被评为“中国名牌产品”、“国家级重点新产品”、“国家科技精品”，“双良”商标被认定为江苏省著名商标。双良品牌已经成为所在领域的著名品牌。

附录 B 附表

表 B-1 R123 饱和状态下的热力性质

温度 $t / ^\circ\text{C}$	绝对压力 p / kPa	比体积		比焓		气化热 $r / (\text{kJ}/\text{kg})$	比熵	
		液体 $v' / (10^{-3}\text{m}^3/\text{kg})$	蒸气 $v'' / (\text{m}^3/\text{kg})$	液体 $h' / (\text{kJ}/\text{kg})$	蒸气 $h'' / (\text{kJ}/\text{kg})$		液体 $s' / [\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	蒸气 $s'' / [\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$
-40	3.816	0.61921	3.31325	167.808	356.182	188.374	0.87296	1.68091
-39	4.066	0.62005	3.12189	168.539	356.758	188.220	0.87609	1.67993
-38	4.331	0.62089	2.94322	169.273	357.336	188.063	0.87922	1.67898
-37	4.610	0.62174	2.77631	170.012	357.916	187.904	0.88235	1.67805
-36	4.904	0.62259	2.62029	170.754	358.496	187.743	0.88548	1.67715
-35	5.215	0.62344	2.47437	171.499	359.078	187.579	0.88862	1.67627

(续)

温 度 $t /$ $^{\circ}\text{C}$	绝对压力 $p /$ kPa	比 体 积		比 焓		气化热 $r /$ (kJ/kg)	比 熵	
		液体 $v' /$ $(10^{-3}\text{m}^3/\text{kg})$	蒸气 $v'' /$ (m^3/kg)	液体 $h' /$ (kJ/kg)	蒸气 $h'' /$ (kJ/kg)		液体 $s' /$ $[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	蒸气 $s'' /$ $[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$
-34	5.541	0.62430	2.33781	172.249	359.661	187.412	0.89176	1.67542
-33	5.886	0.62517	2.20995	173.002	360.245	187.243	0.89490	1.67460
-32	6.248	0.62603	2.09016	173.758	360.830	187.072	0.89805	1.67380
-31	6.628	0.62690	1.97787	174.519	361.417	186.898	0.90119	1.67302
-30	7.029	0.62778	1.87255	175.283	362.005	186.721	0.90434	1.67227
-29	7.449	0.62866	1.77373	176.051	362.593	186.542	0.90749	1.67154
-28	7.891	0.62954	1.68095	176.823	363.183	186.360	0.91065	1.67083
-27	8.354	0.63043	1.59378	177.599	363.774	186.175	0.91380	1.67015
-26	8.840	0.63132	1.51187	178.378	364.366	185.988	0.91696	1.66949
-25	9.350	0.63221	1.43484	179.162	364.959	185.798	0.92012	1.66885
-24	9.885	0.63311	1.36238	179.949	365.553	185.605	0.92329	1.66824
-23	10.445	0.63402	1.29417	180.740	366.148	185.409	0.92645	1.66764
-22	11.031	0.63493	1.22993	181.534	366.745	185.210	0.92962	1.66707
-21	11.645	0.63584	1.16941	182.333	367.342	185.009	0.93279	1.66652
-20	12.287	0.63676	1.11236	183.135	367.940	184.805	0.93597	1.66599
-19	12.959	0.63768	1.05855	183.941	368.539	184.597	0.93915	1.66548
-18	13.661	0.63861	1.00779	184.752	369.139	184.387	0.94233	1.66499
-17	14.394	0.63954	0.95986	185.566	369.740	184.174	0.94551	1.66452
-16	15.160	0.64047	0.91461	186.384	370.341	183.958	0.94869	1.66407
-15	15.960	0.64141	0.87185	187.205	370.944	183.739	0.95188	1.66363
-14	16.794	0.64236	0.83143	188.031	371.548	183.517	0.95507	1.66322
-13	17.665	0.64331	0.79321	188.860	372.152	183.292	0.95826	1.66282
-12	18.573	0.64426	0.75705	189.694	372.757	183.063	0.96146	1.66245
-11	19.519	0.64522	0.72282	190.531	373.363	182.832	0.96466	1.66209
-10	20.505	0.64619	0.69041	191.372	373.970	182.597	0.96786	1.66175
-9	21.531	0.64715	0.65971	192.217	374.577	182.360	0.97106	1.66142
-8	22.600	0.64813	0.63061	193.067	375.185	182.119	0.97426	1.66112
-7	23.712	0.64911	0.60303	193.920	375.794	181.875	0.97747	1.66083
-6	24.869	0.65009	0.57687	194.776	376.404	181.627	0.98068	1.66055
-5	26.072	0.65108	0.55204	195.637	377.014	181.377	0.98390	1.66030
-4	27.323	0.65208	0.52848	196.502	377.625	181.123	0.98711	1.66006
-3	28.623	0.65308	0.50610	197.371	378.236	180.866	0.99033	1.65983

(续)

温度 $t / ^\circ\text{C}$	绝对压力 p / kPa	比体积		比焓		气化热 $r / (\text{kJ/kg})$	比熵	
		液体 $v' / (10^{-3}\text{m}^3/\text{kg})$	蒸气 $v'' / (\text{m}^3/\text{kg})$	液体 $h' / (\text{kJ/kg})$	蒸气 $h'' / (\text{kJ/kg})$		液体 $s' / [\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	蒸气 $s'' / [\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$
-2	29.973	0.65408	0.48484	198.243	378.848	180.605	0.99355	1.65962
-1	31.375	0.65509	0.46464	199.120	379.461	180.341	0.99677	1.65943
0	32.830	0.65611	0.44543	200.000	380.074	180.074	1.00000	1.65925
1	34.339	0.65713	0.42717	200.884	380.688	179.803	1.00323	1.65909
2	35.906	0.65816	0.40979	201.773	381.302	179.529	1.00646	1.65894
3	37.530	0.65919	0.39325	202.665	381.917	179.252	1.00969	1.65880
4	39.213	0.66023	0.37750	203.561	382.532	178.971	1.01293	1.65868
5	40.957	0.66127	0.36250	204.461	383.147	178.687	1.01616	1.65857
6	42.764	0.66232	0.34820	205.364	383.763	178.399	1.01940	1.65848
7	44.636	0.66338	0.33458	206.272	384.380	178.108	1.02264	1.65840
8	46.573	0.66444	0.32159	207.184	384.997	177.813	1.02589	1.65834
9	48.578	0.66551	0.30920	208.099	385.614	177.515	1.02913	1.65828
10	50.652	0.66658	0.29738	209.018	386.231	177.213	1.03238	1.65824
11	52.797	0.66766	0.28610	209.942	386.849	176.907	1.03563	1.65821
12	55.015	0.66874	0.27533	210.869	387.467	176.598	1.03888	1.65820
13	57.307	0.66984	0.26504	211.800	388.085	176.286	1.04213	1.65819
14	59.676	0.67093	0.25521	212.734	388.704	175.969	1.04539	1.65820
15	62.123	0.67204	0.24581	213.673	389.322	175.649	1.04865	1.65822
16	64.650	0.67316	0.23683	214.615	389.941	175.326	1.05191	1.65825
17	67.259	0.67427	0.22824	215.561	390.560	174.999	1.05517	1.65830
18	69.951	0.67539	0.22002	216.511	391.179	174.668	1.05843	1.65835
19	72.729	0.67652	0.21216	217.465	391.798	174.333	1.06169	1.65842
20	75.595	0.67766	0.20463	218.422	392.417	173.995	1.06496	1.65849
21	78.550	0.67881	0.19742	219.383	393.036	173.653	1.06822	1.65858
22	81.597	0.67996	0.19052	220.348	393.656	173.308	1.07149	1.65867
23	84.737	0.68112	0.18391	221.316	394.275	172.959	1.07476	1.65878
24	87.973	0.68228	0.17757	222.289	394.894	172.606	1.07803	1.65890
25	91.306	0.68345	0.17149	223.264	395.513	172.249	1.08130	1.65902
26	94.738	0.68463	0.16566	224.244	396.132	171.888	1.08457	1.65916
27	98.272	0.68582	0.16007	225.227	396.751	171.524	1.08784	1.65930
28	101.91	0.68702	0.15471	226.214	397.370	171.156	1.09112	1.65946

(续)

温度 $t / ^\circ\text{C}$	绝对压力 p / kPa	比体积		比焓		气化热 $r / (\text{kJ}/\text{kg})$	比熵	
		液体 $v' / (10^{-3}\text{m}^3/\text{kg})$	蒸气 $v'' / (\text{m}^3/\text{kg})$	液体 $h' / (\text{kJ}/\text{kg})$	蒸气 $h'' / (\text{kJ}/\text{kg})$		液体 $s' / [\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	蒸气 $s'' / [\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$
29	105.65	0.68822	0.14956	227.204	397.989	170.785	1.09439	1.65962
30	109.50	0.68943	0.14462	228.198	398.607	170.409	1.09766	1.65979
31	113.46	0.69065	0.13987	229.195	399.225	170.030	1.10094	1.65997
32	117.54	0.69187	0.13532	230.196	399.843	169.647	1.10422	1.66016
33	121.72	0.69311	0.13094	231.200	400.461	169.260	1.10749	1.66036
34	126.03	0.69435	0.12673	232.208	401.078	168.870	1.11077	1.66057
35	130.45	0.69560	0.12268	233.219	401.695	168.476	1.11405	1.66078
36	134.99	0.69686	0.11879	234.234	402.311	168.078	1.11732	1.66100
37	139.66	0.69812	0.11505	235.251	402.927	167.676	1.12060	1.66123
38	144.45	0.69940	0.11145	236.273	403.543	167.270	1.12388	1.66146
39	149.37	0.70068	0.10798	237.297	404.158	166.861	1.12715	1.66171
40	154.42	0.70197	0.10465	238.325	404.773	166.448	1.13043	1.66196
41	159.60	0.70327	0.10143	239.356	405.387	166.031	1.13371	1.66221
42	164.91	0.70459	0.098341	240.391	406.001	165.610	1.13698	1.66248
43	170.36	0.70590	0.095362	241.428	406.614	165.186	1.14026	1.66275
44	175.95	0.70723	0.092492	242.469	407.227	164.758	1.14353	1.66302
45	181.68	0.70857	0.089725	243.513	407.838	164.326	1.14680	1.66331
46	187.56	0.70992	0.087059	244.560	408.450	163.890	1.15008	1.66360
47	193.58	0.71127	0.084487	245.610	409.060	163.450	1.15335	1.66389
48	199.74	0.71264	0.082007	246.663	409.670	163.007	1.15662	1.66419
49	206.06	0.71402	0.079615	247.719	410.279	162.560	1.15989	1.66450
50	212.54	0.71540	0.077307	248.778	410.887	162.109	1.16316	1.66481
51	219.16	0.71680	0.075079	249.840	411.494	161.654	1.16642	1.66512
52	225.95	0.71821	0.072929	250.905	412.101	161.196	1.16969	1.66544
53	232.90	0.71962	0.070852	251.973	412.706	160.733	1.17295	1.66577
54	240.00	0.72105	0.068847	253.043	413.311	160.268	1.17621	1.66610
55	247.28	0.72249	0.066910	254.117	413.914	159.798	1.17947	1.66644
56	254.72	0.72394	0.065039	255.193	414.517	159.324	1.18273	1.66678
57	262.33	0.72540	0.063230	256.271	415.119	158.847	1.18599	1.66712
58	270.12	0.72687	0.061482	257.353	415.719	158.366	1.18924	1.66747
59	278.08	0.72835	0.059792	258.437	416.319	157.882	1.19249	1.66782
60	286.21	0.72985	0.058158	259.524	416.917	157.393	1.19574	1.66818
61	294.53	0.73136	0.056577	260.613	417.514	156.901	1.19899	1.66854
62	303.03	0.73287	0.055048	261.705	418.110	156.405	1.20223	1.66890
63	311.71	0.73441	0.053569	262.799	418.705	155.905	1.20547	1.66927
64	320.59	0.73595	0.052137	263.896	419.298	155.402	1.20871	1.66964

(续)

温 度 t/ ℃	绝对压力 p/ kPa	比 体 积		比 焓		气 化 热 r/ (kJ/kg)	比 熵	
		液体 v' / (10 ⁻³ m ³ /kg)	蒸气 v'' / (m ³ /kg)	液体 h' / (kJ/kg)	蒸气 h'' / (kJ/kg)		液体 s' / [kJ/(kg·K)]	蒸气 s'' / [kJ/(kg·K)]
65	329.65	0.73750	0.050751	264.995	419.890	154.895	1.21195	1.67001
66	338.91	0.73907	0.049409	266.097	420.481	154.384	1.21518	1.67039
67	348.36	0.74065	0.048110	267.201	421.070	153.869	1.21841	1.67077
68	358.01	0.74225	0.046851	268.307	421.658	153.351	1.22164	1.67115
69	367.86	0.74386	0.045632	269.416	422.245	152.829	1.22486	1.67153
70	377.91	0.74548	0.044450	270.527	422.830	152.303	1.22808	1.67192
71	388.17	0.74711	0.043305	271.640	423.413	151.773	1.23130	1.67231
72	398.63	0.74876	0.042195	272.755	423.995	151.240	1.23451	1.67270
73	409.31	0.75043	0.041120	273.872	424.575	150.703	1.23772	1.67309
74	420.20	0.75211	0.040076	274.991	425.154	150.162	1.24092	1.67348
75	431.31	0.75380	0.039064	276.113	425.730	149.618	1.24412	1.67388
76	442.64	0.75551	0.038083	277.236	426.306	149.069	1.24732	1.67427
77	454.19	0.75723	0.037131	278.362	426.879	148.517	1.25052	1.67467
78	465.96	0.75897	0.036207	279.489	427.450	147.961	1.25371	1.67507
79	477.96	0.76073	0.035310	280.618	428.020	147.402	1.25689	1.67547
80	490.19	0.76250	0.034439	281.749	428.587	146.838	1.26007	1.67587
81	502.66	0.76429	0.033594	282.882	429.153	146.271	1.26325	1.67627
82	515.36	0.76610	0.032773	284.017	429.716	145.700	1.26642	1.67667
83	528.29	0.76792	0.031976	285.153	430.278	145.125	1.26959	1.67707
84	541.47	0.76976	0.031202	286.291	430.837	144.546	1.27275	1.67747
85	554.89	0.77162	0.030450	287.431	431.394	143.963	1.27591	1.67787
86	568.56	0.77350	0.029718	288.573	431.949	143.377	1.27906	1.67827
87	582.48	0.77539	0.029008	289.716	432.502	142.786	1.28221	1.67867
88	596.65	0.77731	0.028317	290.861	433.052	142.192	1.28535	1.67907
89	611.07	0.77924	0.027646	292.007	433.600	141.593	1.28849	1.67947
90	625.75	0.78119	0.026993	293.155	434.146	140.991	1.29163	1.67987
91	640.70	0.78317	0.026358	294.304	434.689	140.385	1.29475	1.68027
92	655.90	0.78516	0.025740	295.455	435.229	139.774	1.29788	1.68066
93	671.38	0.78718	0.025139	296.607	435.767	139.160	1.30100	1.68106
94	687.12	0.78921	0.024554	297.761	436.302	138.541	1.30411	1.68145
95	703.13	0.79127	0.023985	298.916	436.835	137.918	1.30722	1.68184
96	719.42	0.79335	0.023432	300.073	437.364	137.291	1.31032	1.68223
97	735.99	0.79546	0.022892	301.231	437.891	136.660	1.31342	1.68262
98	752.84	0.79758	0.022367	302.390	438.415	136.025	1.31651	1.68300
99	769.97	0.79974	0.021856	303.550	438.935	135.385	1.31959	1.68338
100	787.39	0.80191	0.021358	304.712	439.453	134.741	1.32267	1.68376

(续)

温 度 $t / ^\circ\text{C}$	绝对压力 p / kPa	比体积		比 焓		气化热 $r / (\text{kJ/kg})$	比 熵	
		液体 $v' / (10^{-3}\text{m}^3/\text{kg})$	蒸气 $v'' / (\text{m}^3/\text{kg})$	液体 $h' / (\text{kJ/kg})$	蒸气 $h'' / (\text{kJ/kg})$		液体 $s' / [\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	蒸气 $s'' / [\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$
101	805.11	0.80411	0.020873	305.875	439.968	134.092	1.32575	1.68414
102	823.11	0.80634	0.020401	307.040	440.479	133.439	1.32882	1.68451
103	841.41	0.80859	0.019940	308.205	440.987	132.782	1.33188	1.68488
104	860.02	0.81087	0.019492	309.372	441.492	132.120	1.33494	1.68525
105	878.92	0.81318	0.019054	310.540	441.993	131.453	1.33799	1.68561
106	898.13	0.81551	0.018628	311.709	442.491	130.782	1.34104	1.68597
107	917.65	0.81788	0.018212	312.880	442.985	130.105	1.34408	1.68632
108	937.48	0.82027	0.017807	314.051	443.475	129.424	1.34711	1.68667
109	957.63	0.82270	0.017411	315.224	443.962	128.738	1.35014	1.68702
110	978.10	0.82515	0.017026	316.398	444.445	128.047	1.35317	1.68736
111	998.89	0.82764	0.016649	317.573	444.923	127.350	1.35618	1.68770
112	1020.0	0.83016	0.016282	318.750	445.398	126.648	1.35920	1.68803
113	1041.5	0.83272	0.015924	319.927	445.868	125.941	1.36220	1.68835
114	1063.2	0.83530	0.015574	321.106	446.335	125.229	1.36521	1.68867
115	1085.3	0.83793	0.015233	322.286	446.796	124.511	1.36820	1.68898
116	1107.8	0.84059	0.014900	323.467	447.254	123.787	1.37119	1.68929
117	1130.6	0.84329	0.014574	324.649	447.706	123.057	1.37418	1.68959
118	1153.7	0.84603	0.014257	325.832	448.154	122.322	1.37716	1.68988
119	1177.2	0.84880	0.013946	327.017	448.597	121.580	1.38013	1.69017
120	1201.1	0.85162	0.013643	328.203	449.035	120.832	1.38310	1.69044

表 B-2 R134a 饱和状态下的热力性质

温 度 $t / ^\circ\text{C}$	绝对压力 p / kPa	比体积		比 焓		气化热 $r / (\text{kJ/kg})$	比 熵	
		液体 $v' / (10^{-3}\text{m}^3/\text{kg})$	蒸气 $v'' / (\text{m}^3/\text{kg})$	液体 $h' / (\text{kJ/kg})$	蒸气 $h'' / (\text{kJ/kg})$		液体 $s' / [\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	蒸气 $s'' / [\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$
-60	16.317	0.67873	1.05020	127.283	360.230	232.948	0.70139	1.79427
-59	17.386	0.67999	0.98961	128.380	360.862	232.482	0.70652	1.79212
-58	18.513	0.68126	0.93311	129.481	361.494	232.013	0.71165	1.79002
-57	19.700	0.68253	0.88038	130.586	362.127	231.540	0.71677	1.78797
-56	20.949	0.68382	0.83114	131.695	362.759	231.064	0.72188	1.78596
-55	22.263	0.68511	0.78512	132.808	363.392	230.583	0.72699	1.78399
-54	23.645	0.68641	0.74209	133.925	364.024	230.099	0.73210	1.78206
-53	25.097	0.68771	0.70183	135.046	364.657	229.611	0.73720	1.78017
-52	26.621	0.68903	0.66413	136.171	365.290	229.118	0.74229	1.77832
-51	28.221	0.69035	0.62881	137.300	365.922	228.622	0.74738	1.77651
-50	29.899	0.69168	0.59570	138.433	366.555	228.121	0.75246	1.77474
-49	31.658	0.69302	0.56465	139.570	367.187	227.617	0.75754	1.77301

(续)

温度 $t/$ $^{\circ}\text{C}$	绝对压力 $p/$ kPa	比体积		比焓		气化热 $r/$ (kJ/kg)	比熵	
		液体 $v'/$ $(10^{-3}\text{m}^3/\text{kg})$	蒸气 $v''/$ (m^3/kg)	液体 $h'/$ (kJ/kg)	蒸气 $h''/$ (kJ/kg)		液体 $s'/$ $[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	蒸气 $s''/$ $[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$
-48	33.501	0.69437	0.53550	140.711	367.819	227.108	0.76261	1.77131
-47	35.431	0.69573	0.50812	141.856	368.451	226.595	0.76768	1.76965
-46	37.451	0.69710	0.48239	143.005	369.083	226.078	0.77274	1.76802
-45	39.564	0.69847	0.45821	144.158	369.714	225.557	0.77780	1.76643
-44	41.774	0.69985	0.43545	145.314	370.345	225.031	0.78285	1.76488
-43	44.083	0.70125	0.41403	146.475	370.976	224.501	0.78790	1.76335
-42	46.495	0.70265	0.39386	147.640	371.606	223.967	0.79294	1.76186
-41	49.013	0.70406	0.37485	148.808	372.236	223.428	0.79798	1.76041
-40	51.641	0.70548	0.35692	149.981	372.865	222.885	0.80301	1.75898
-39	54.382	0.70691	0.34001	151.157	373.494	222.337	0.80804	1.75759
-38	57.239	0.70835	0.32405	152.338	374.122	221.785	0.81306	1.75622
-37	60.217	0.70980	0.30898	153.522	374.750	221.228	0.81808	1.75489
-36	63.318	0.71126	0.29475	154.710	375.377	220.667	0.82309	1.75358
-35	66.547	0.71273	0.28129	155.902	376.003	220.101	0.82809	1.75231
-34	69.907	0.71421	0.26856	157.098	376.629	219.531	0.83309	1.75106
-33	73.403	0.71570	0.25651	158.298	377.253	218.956	0.83809	1.74984
-32	77.037	0.71721	0.24511	159.501	377.877	218.376	0.84308	1.74864
-31	80.815	0.71872	0.23432	160.709	378.501	217.792	0.84807	1.74748
-30	84.739	0.72024	0.22408	161.920	379.123	217.203	0.85305	1.74633
-29	88.815	0.72178	0.21438	163.135	379.744	216.609	0.85802	1.74522
-28	93.045	0.72332	0.20518	164.354	380.365	216.010	0.86299	1.74413
-27	97.435	0.72488	0.19646	165.577	380.984	215.407	0.86796	1.74306
-26	101.99	0.72645	0.18817	166.804	381.603	214.799	0.87292	1.74202
-25	106.71	0.72803	0.18030	168.034	382.220	214.186	0.87787	1.74100
-24	111.60	0.72963	0.17282	169.268	382.837	213.568	0.88282	1.74001
-23	116.67	0.73123	0.16572	170.506	383.452	212.946	0.88776	1.73904
-22	121.92	0.73285	0.15896	171.748	384.066	212.318	0.89270	1.73809
-21	127.36	0.73448	0.15253	172.993	384.679	211.685	0.89764	1.73716
-20	132.99	0.73612	0.14641	174.242	385.290	211.048	0.90256	1.73625
-19	138.81	0.73778	0.14059	175.495	385.901	210.406	0.90749	1.73537
-18	144.83	0.73945	0.13504	176.752	386.510	209.758	0.91240	1.73450
-17	151.05	0.74114	0.12976	178.012	387.118	209.106	0.91731	1.73366
-16	157.48	0.74283	0.12472	179.276	387.724	208.448	0.92222	1.73283
-15	164.13	0.74454	0.11991	180.544	388.329	207.786	0.92712	1.73203
-14	170.99	0.74627	0.11533	181.815	388.933	207.118	0.93202	1.73124
-13	178.08	0.74801	0.11096	183.090	389.535	206.445	0.93691	1.73047

(续)

温度 $t / ^\circ\text{C}$	绝对压力 P / kPa	比体积		比焓		气化热 $r / (\text{kJ}/\text{kg})$	比熵	
		液体 $v' / (10^{-3}\text{m}^3/\text{kg})$	蒸气 $v'' / (\text{m}^3/\text{kg})$	液体 $h' / (\text{kJ}/\text{kg})$	蒸气 $h'' / (\text{kJ}/\text{kg})$		液体 $s' / [\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	蒸气 $s'' / [\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$
-12	185.40	0.74977	0.10678	184.369	390.136	205.767	0.94179	1.72972
-11	192.95	0.75154	0.10279	185.652	390.735	205.084	0.94667	1.72899
-10	200.73	0.75332	0.098985	186.938	391.333	204.395	0.95155	1.72827
-9	208.76	0.75512	0.095344	188.227	391.929	203.702	0.95642	1.72758
-8	217.04	0.75694	0.091864	189.521	392.523	203.003	0.96128	1.72689
-7	225.57	0.75877	0.088535	190.818	393.116	202.298	0.96614	1.72623
-6	234.36	0.76062	0.085351	192.119	393.707	201.589	0.97099	1.72558
-5	243.41	0.76249	0.082303	193.423	394.296	200.873	0.97584	1.72495
-4	252.73	0.76437	0.079385	194.731	394.884	200.153	0.98068	1.72433
-3	262.33	0.76627	0.076591	196.043	395.470	199.427	0.98552	1.72373
-2	272.21	0.76819	0.073915	197.358	396.054	198.695	0.99035	1.72314
-1	282.37	0.77013	0.071350	198.677	396.636	197.958	0.99518	1.72256
0	292.82	0.77208	0.068891	200.000	397.216	197.216	1.00000	1.72200
1	303.57	0.77406	0.066533	201.326	397.794	196.467	1.00482	1.72146
2	314.62	0.77605	0.064272	202.656	398.370	195.713	1.00963	1.72092
3	325.98	0.77806	0.062102	203.990	398.944	194.953	1.01444	1.72040
4	337.65	0.78009	0.060019	205.328	399.515	194.188	1.01924	1.71990
5	349.63	0.78215	0.058019	206.669	400.085	193.416	1.02403	1.71940
6	361.95	0.78422	0.056099	208.014	400.653	192.639	1.02883	1.71892
7	374.59	0.78632	0.054254	209.363	401.218	191.855	1.03361	1.71844
8	387.56	0.78843	0.052481	210.715	401.781	191.066	1.03840	1.71798
9	400.88	0.79057	0.050777	212.071	402.342	190.271	1.04317	1.71753
10	414.55	0.79273	0.049138	213.431	402.900	189.469	1.04795	1.71709
11	428.57	0.79492	0.047562	214.795	403.456	188.661	1.05272	1.71666
12	442.94	0.79713	0.046046	216.163	404.009	187.847	1.05748	1.71624
13	457.68	0.79936	0.044587	217.534	404.560	187.026	1.06224	1.71584
14	472.80	0.80162	0.043183	218.910	405.109	186.199	1.06700	1.71543
15	488.29	0.80390	0.041830	220.289	405.654	185.365	1.07175	1.71504
16	504.16	0.80621	0.040528	221.672	406.197	184.525	1.07650	1.71466
17	520.42	0.80855	0.039273	223.060	406.738	183.678	1.08124	1.71429
18	537.08	0.81091	0.038064	224.451	407.275	182.824	1.08598	1.71392
19	554.14	0.81330	0.036898	225.846	407.810	181.963	1.09072	1.71356
20	571.60	0.81572	0.035775	227.246	408.341	181.096	1.09545	1.71321
21	589.48	0.81817	0.034691	228.649	408.870	180.221	1.10018	1.71286
22	607.78	0.82065	0.033645	230.057	409.395	179.338	1.10491	1.71252
23	626.50	0.82316	0.032637	231.469	409.917	178.449	1.10963	1.71219

(续)

温度 t / °C	绝对压力 p / kPa	比体积		比焓		气化热 r / (kJ/kg)	比熵	
		液体 v' / ($10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$)	蒸气 v'' / (m^3/kg)	液体 h' / (kJ/kg)	蒸气 h'' / (kJ/kg)		液体 s' / [kJ/(kg·K)]	蒸气 s'' / [kJ/(kg·K)]
24	645.66	0.82570	0.031663	232.885	410.436	177.552	1.11435	1.71187
25	665.26	0.82827	0.030723	234.305	410.952	176.647	1.11907	1.71155
26	685.30	0.83088	0.029816	235.730	411.464	175.735	1.12378	1.71123
27	705.80	0.83352	0.028939	237.159	411.973	174.814	1.12850	1.71092
28	726.75	0.83620	0.028092	238.593	412.479	173.886	1.13321	1.71061
29	748.17	0.83891	0.027274	240.031	412.980	172.949	1.13791	1.71031
30	770.06	0.84166	0.026483	241.474	413.478	172.004	1.14262	1.71001
31	792.43	0.84445	0.025718	242.921	413.972	171.051	1.14733	1.70972
32	815.28	0.84727	0.024978	244.373	414.462	170.089	1.15203	1.70942
33	838.63	0.85014	0.024263	245.830	414.948	169.118	1.15673	1.70913
34	862.47	0.85305	0.023571	247.292	415.430	168.138	1.16143	1.70884
35	886.82	0.85600	0.022901	248.759	415.907	167.148	1.16613	1.70856
36	911.68	0.85899	0.022252	250.231	416.380	166.149	1.17083	1.70827
37	937.07	0.86203	0.021625	251.708	416.849	165.141	1.17553	1.70799
38	962.98	0.86512	0.021017	253.190	417.313	164.122	1.18023	1.70770
39	989.42	0.86825	0.020428	254.678	417.772	163.094	1.18493	1.70742
40	1016.4	0.87144	0.019857	256.171	418.226	162.054	1.18963	1.70713
41	1043.9	0.87467	0.019304	257.670	418.675	161.005	1.19433	1.70684
42	1072.0	0.87796	0.018769	259.174	419.118	159.944	1.19904	1.70655
43	1100.7	0.88131	0.018249	260.684	419.557	158.872	1.20374	1.70626
44	1129.9	0.88471	0.017745	262.200	419.989	157.789	1.20845	1.70597
45	1159.7	0.88817	0.017256	263.723	420.416	156.693	1.21316	1.70567
46	1190.1	0.89169	0.016782	265.251	420.837	155.586	1.21787	1.70537
47	1221.1	0.89527	0.016322	266.786	421.252	154.466	1.22258	1.70506
48	1252.6	0.89892	0.015875	268.327	421.660	153.333	1.22730	1.70475
49	1284.8	0.90263	0.015442	269.875	422.061	152.187	1.23202	1.70443
50	1317.6	0.90642	0.015021	271.429	422.456	151.027	1.23675	1.70411
51	1351.0	0.91028	0.014612	272.991	422.844	149.853	1.24148	1.70378
52	1385.1	0.91421	0.014214	274.560	423.224	148.665	1.24622	1.70344
53	1419.8	0.91823	0.013828	276.136	423.597	147.461	1.25096	1.70309
54	1455.2	0.92232	0.013453	277.720	423.962	146.242	1.25571	1.70273
55	1491.2	0.92650	0.013088	279.312	424.319	145.007	1.26047	1.70236
56	1527.8	0.93077	0.012733	280.912	424.667	143.755	1.26523	1.70198
57	1565.2	0.93514	0.012387	282.520	425.006	142.487	1.27000	1.70158
58	1603.2	0.93960	0.012051	284.136	425.336	141.200	1.27478	1.70118
59	1641.9	0.94416	0.011725	285.762	425.657	139.895	1.27958	1.70076

(续)

温度 $t / ^\circ\text{C}$	绝对压力 p / kPa	比体积		比焓		气化热 $r / (\text{kJ/kg})$	比熵	
		液体 $v' / (10^{-3}\text{m}^3/\text{kg})$	蒸气 $v'' / (\text{m}^3/\text{kg})$	液体 $h' / (\text{kJ/kg})$	蒸气 $h'' / (\text{kJ/kg})$		液体 $s' / [\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	蒸气 $s'' / [\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$
60	1681.3	0.94883	0.011406	287.397	425.967	138.571	1.28438	1.70032
61	1721.5	0.95361	0.011096	289.041	426.267	137.226	1.28919	1.69986
62	1762.3	0.95851	0.010795	290.695	426.556	135.862	1.29402	1.69939
63	1803.9	0.96353	0.010501	292.358	426.834	134.476	1.29885	1.69890
64	1846.2	0.96868	0.010214	294.033	427.100	133.067	1.30371	1.69839
65	1889.3	0.97396	0.0099346	295.718	427.353	131.635	1.30857	1.69785
66	1933.1	0.97939	0.0096622	297.415	427.593	130.178	1.31346	1.69729
67	1977.7	0.98497	0.0093965	299.124	427.820	128.696	1.31836	1.69671
68	2023.1	0.99071	0.0091373	300.844	428.032	127.187	1.32328	1.69610
69	2069.2	0.99662	0.0088843	302.578	428.229	125.651	1.32822	1.69546
70	2116.2	1.00271	0.0086373	304.325	428.410	124.085	1.33318	1.69479
71	2164.0	1.00899	0.0083960	306.086	428.574	122.488	1.33817	1.69408
72	2212.6	1.01547	0.0081602	307.861	428.720	120.858	1.34317	1.69334
73	2262.0	1.02217	0.0079298	309.652	428.847	119.195	1.34821	1.69255
74	2312.3	1.02910	0.0077045	311.459	428.955	117.496	1.35327	1.69173
75	2363.4	1.03628	0.0074840	313.283	429.041	115.758	1.35837	1.69086
76	2415.4	1.04372	0.0072682	315.125	429.104	113.979	1.36350	1.68994
77	2468.3	1.05146	0.0070570	316.986	429.144	112.158	1.36866	1.68897
78	2522.1	1.05950	0.0068499	318.866	429.158	110.291	1.37386	1.68795
79	2576.8	1.06787	0.0066470	320.768	429.144	108.375	1.37910	1.68686
80	2632.4	1.07662	0.0064479	322.693	429.100	106.407	1.38439	1.68570
81	2689.0	1.08575	0.0062524	324.642	429.024	104.382	1.38973	1.68447
82	2746.5	1.09533	0.0060604	326.617	428.914	102.297	1.39512	1.68316
83	2805.0	1.10538	0.0058715	328.620	428.766	100.146	1.40057	1.68176
84	2864.5	1.11597	0.0056857	330.653	428.576	97.923	1.40609	1.68027
85	2925.0	1.12714	0.0055026	332.719	428.342	95.623	1.41168	1.67867
86	2986.6	1.13898	0.0053220	334.822	428.058	93.236	1.41734	1.67695
87	3049.1	1.15155	0.0051436	336.963	427.719	90.756	1.42310	1.67509
88	3112.8	1.16497	0.0049670	339.149	427.318	88.170	1.42895	1.67309
89	3177.6	1.17935	0.0047920	341.383	426.848	85.465	1.43492	1.67092
90	3243.5	1.19485	0.0046182	343.673	426.300	82.628	1.44102	1.66855

表 B-3 R22 饱和状态下的热力性质

温度 $t / ^\circ\text{C}$	绝对压力 p / kPa	比体积		比焓		气化热 $r / (\text{kJ/kg})$	比熵	
		液体 $v' / (10^{-3}\text{m}^3/\text{kg})$	蒸气 $v'' / (\text{m}^3/\text{kg})$	液体 $h' / (\text{kJ/kg})$	蒸气 $h'' / (\text{kJ/kg})$		液体 $s' / [\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	蒸气 $s'' / [\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$
-100	2.075	0.63662	8.0081	96.042	359.526	263.484	0.53172	2.05333
-99	2.273	0.63764	7.3528	96.982	360.011	263.029	0.53713	2.04739
-98	2.486	0.63866	6.7589	97.924	360.496	262.572	0.54252	2.04156
-97	2.717	0.63969	6.2199	98.866	360.982	262.116	0.54789	2.03582
-96	2.965	0.64073	5.7301	99.809	361.469	261.660	0.55323	2.03018
-95	3.232	0.64177	5.2846	100.753	361.956	261.203	0.55854	2.02464

(续)

温度 $t/$ $^{\circ}\text{C}$	绝对压力 $p/$ kPa	比体积		比焓		气化热 $r/$ (kJ/kg)	比熵	
		液体 $v' /$ $(10^{-3}\text{m}^3/\text{kg})$	蒸气 $v'' /$ (m^3/kg)	液体 $h' /$ (kJ/kg)	蒸气 $h'' /$ (kJ/kg)		液体 $s' /$ $[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	蒸气 $s'' /$ $[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$
-94	3.520	0.64282	4.8789	101.699	362.444	260.745	0.54383	2.01919
-93	3.830	0.64387	4.5089	102.645	362.932	260.287	0.56909	2.01384
-92	4.162	0.64493	4.1713	103.592	363.421	259.829	0.57433	2.00858
-91	4.518	0.64599	3.8628	104.540	363.910	259.370	0.57955	2.00340
-90	4.899	0.64706	3.5807	105.490	364.400	258.910	0.58475	1.99831
-89	5.308	0.64813	3.3223	106.441	364.890	258.449	0.58993	1.99311
-88	5.745	0.64921	3.0855	107.393	365.380	257.987	0.59508	1.98839
-87	6.212	0.65030	2.8682	108.346	365.871	257.525	0.60022	1.98356
-86	6.710	0.65139	2.6687	109.301	366.362	257.061	0.60533	1.97880
-85	7.242	0.65249	2.4852	110.258	366.854	256.596	0.61042	1.97413
-84	7.809	0.65359	2.3164	111.215	367.345	256.130	0.61550	1.96953
-83	8.412	0.65470	2.1609	112.175	367.837	255.662	0.62055	1.96501
-82	9.054	0.65582	2.0176	113.136	368.329	255.193	0.62559	1.96056
-81	9.736	0.65694	1.8853	114.098	368.821	254.723	0.63061	1.95618
-80	10.461	0.65807	1.7632	115.063	369.314	254.251	0.63561	1.95188
-79	11.231	0.65920	1.6503	116.029	369.806	253.777	0.64060	1.94765
-78	12.047	0.66034	1.5458	116.996	370.298	253.302	0.64557	1.94348
-77	12.911	0.66149	1.4491	117.966	370.790	252.824	0.65052	1.93938
-76	13.827	0.66265	1.3594	118.937	371.283	252.346	0.65546	1.93535
-75	14.796	0.66381	1.2763	119.911	371.775	251.864	0.66038	1.93139
-74	15.820	0.66498	1.1993	120.886	372.267	251.381	0.66528	1.92748
-73	16.903	0.66615	1.1274	121.863	372.759	250.896	0.67017	1.92364
-72	18.046	0.66733	1.0607	122.842	373.250	250.408	0.67505	1.91986
-71	19.252	0.66852	0.99870	123.824	373.741	249.917	0.67991	1.91614
-70	20.524	0.66972	0.94094	124.807	374.232	249.425	0.68476	1.91248
-69	21.865	0.67092	0.88712	125.792	374.723	248.931	0.68960	1.90888
-68	23.276	0.67213	0.83693	126.780	375.213	248.433	0.69442	1.90533
-67	24.762	0.67335	0.79009	127.770	375.703	247.933	0.69922	1.90184
-66	26.324	0.67457	0.74635	128.762	376.192	247.430	0.70402	1.89841
-65	27.966	0.67581	0.70547	129.756	376.681	246.925	0.70880	1.89502
-64	29.691	0.67705	0.66725	130.753	377.169	246.416	0.71357	1.89169
-63	31.502	0.67829	0.63147	131.752	377.657	245.905	0.71833	1.88841
-62	33.402	0.67955	0.59797	132.753	378.144	245.391	0.72308	1.88518
-61	35.394	0.68081	0.56658	133.756	378.630	244.874	0.72781	1.88200
-60	37.482	0.68208	0.53715	134.762	379.116	244.354	0.73254	1.87887
-59	39.669	0.68336	0.50954	135.771	379.601	243.830	0.73725	1.87579

(续)

温度 $t/$ $^{\circ}\text{C}$	绝对压力 $p/$ kPa	比体积		比焓		气化热 $r/$ (kJ/kg)	比熵	
		液体 $v' /$ $(10^{-3}\text{m}^3/\text{kg})$	蒸气 $v'' /$ (m^3/kg)	液体 $h' /$ (kJ/kg)	蒸气 $h'' /$ (kJ/kg)		液体 $s' /$ $[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	蒸气 $s'' /$ $[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$
-58	41.958	0.68465	0.48361	136.782	380.085	243.303	0.74195	1.87275
-57	44.353	0.68595	0.45925	137.795	380.568	242.773	0.74664	1.86975
-56	46.858	0.68725	0.43636	138.811	381.050	242.239	0.75132	1.86681
-55	49.475	0.68856	0.41483	139.829	381.532	241.703	0.75599	1.86390
-54	52.209	0.68989	0.39456	140.850	382.012	241.162	0.76065	1.86104
-53	55.064	0.69122	0.37548	141.873	382.491	240.618	0.76530	1.85822
-52	58.043	0.69255	0.35750	142.899	382.970	240.071	0.76994	1.85544
-51	61.150	0.69390	0.34055	143.927	383.447	239.520	0.77457	1.85271
-50	64.389	0.69526	0.32456	144.958	383.923	238.965	0.77919	1.85001
-49	67.764	0.69663	0.30947	145.992	384.398	238.406	0.78380	1.84735
-48	71.279	0.69800	0.29522	147.028	384.871	237.843	0.78840	1.84473
-47	74.938	0.69939	0.28175	148.067	385.344	237.277	0.79300	1.84215
-46	78.746	0.70078	0.26903	149.108	385.815	236.707	0.79758	1.83960
-45	82.706	0.70219	0.25699	150.152	386.285	236.133	0.80215	1.83709
-44	86.823	0.70360	0.24560	151.199	386.753	235.554	0.80672	1.83461
-43	91.102	0.70502	0.23482	152.249	387.220	234.971	0.81127	1.83217
-42	95.546	0.70646	0.22460	153.301	387.685	234.384	0.81582	1.82977
-41	100.16	0.70790	0.21492	154.356	388.149	233.793	0.82036	1.82739
-40	104.95	0.70936	0.20575	155.413	388.611	233.198	0.82489	1.82505
-39	109.92	0.71082	0.19704	156.474	389.072	232.598	0.82942	1.82274
-38	115.07	0.71230	0.18878	157.537	389.531	231.994	0.83393	1.82046
-37	120.41	0.71379	0.18093	158.602	389.989	231.387	0.83844	1.81822
-36	125.94	0.71529	0.17348	159.671	390.444	230.773	0.84293	1.81600
-35	131.68	0.71680	0.16640	160.742	390.898	230.156	0.84742	1.81381
-34	137.61	0.71832	0.15967	161.816	391.350	229.534	0.85191	1.81165
-33	143.75	0.71985	0.15326	162.893	391.801	228.908	0.85638	1.80952
-32	150.11	0.72139	0.14717	163.972	392.249	228.277	0.86085	1.80742
-31	156.68	0.72295	0.14137	165.054	392.696	227.642	0.86530	1.80535
-30	163.48	0.72452	0.13584	166.139	393.140	227.001	0.86976	1.80330
-29	170.50	0.72610	0.13058	167.227	393.583	226.356	0.87420	1.80127
-28	177.76	0.72769	0.12556	168.317	394.023	225.706	0.87863	1.79928
-27	185.25	0.72930	0.12078	169.411	394.462	225.051	0.88306	1.79731
-26	192.99	0.73092	0.11621	170.507	394.898	224.391	0.88748	1.79536
-25	200.98	0.73255	0.11186	171.606	395.332	223.726	0.89190	1.79343
-24	209.22	0.73420	0.10770	172.707	395.764	223.057	0.89630	1.79153
-23	217.72	0.73585	0.10373	173.812	396.194	222.382	0.90070	1.78966

(续)

温度 t / °C	绝对压力 p / kPa	比体积		比焓		气化热 r / (kJ/kg)	比熵	
		液体 v' / ($10^{-3}\text{m}^3/\text{kg}$)	蒸气 v'' / (m^3/kg)	液体 h' / (kJ/kg)	蒸气 h'' / (kJ/kg)		液体 s' / [kJ/(kg·K)]	蒸气 s'' / [kJ/(kg·K)]
-22	226.48	0.73753	0.099936	174.919	396.621	221.702	0.90509	1.78780
-21	235.52	0.73921	0.096310	176.029	397.046	221.017	0.90948	1.78597
-20	244.83	0.74091	0.092843	177.142	397.469	220.327	0.91385	1.78416
-19	254.42	0.74263	0.089527	178.258	397.890	219.632	0.91822	1.78237
-18	264.29	0.74436	0.086354	179.376	398.308	218.932	0.92259	1.78060
-17	274.46	0.74610	0.083317	180.497	398.723	218.226	0.92694	1.77885
-16	284.93	0.74786	0.080410	181.621	399.136	217.515	0.93129	1.77712
-15	295.70	0.74964	0.077625	182.748	399.546	216.798	0.93564	1.77541
-14	306.78	0.75143	0.074957	183.878	399.954	216.076	0.93997	1.77372
-13	318.17	0.75324	0.072399	185.011	400.359	215.348	0.94430	1.77205
-12	329.89	0.75506	0.069947	186.147	400.761	214.614	0.94862	1.77040
-11	341.93	0.75690	0.067596	187.285	401.161	213.876	0.95294	1.76876
-10	354.30	0.75876	0.065339	188.426	401.558	213.132	0.95725	1.76714
-9	367.01	0.76063	0.063174	189.570	401.952	212.382	0.96155	1.76554
-8	380.06	0.76253	0.061095	190.718	402.343	211.625	0.96585	1.76395
-7	393.47	0.76444	0.059099	191.868	402.731	210.863	0.97014	1.76238
-6	407.23	0.76637	0.057181	193.020	403.117	210.097	0.97442	1.76083
-5	421.35	0.76831	0.055339	194.176	403.499	209.323	0.97870	1.75929
-4	435.84	0.77028	0.053568	195.335	403.878	208.543	0.98297	1.75776
-3	450.70	0.77226	0.051865	196.497	404.254	207.757	0.98724	1.75625
-2	465.94	0.77427	0.050227	197.662	404.627	206.965	0.99150	1.75476
-1	481.57	0.77629	0.048651	198.829	404.997	206.168	0.99575	1.75327
0	497.59	0.77834	0.047135	200.000	405.364	205.364	1.00000	1.75180
1	514.01	0.78041	0.045675	201.174	405.727	204.553	1.00424	1.75035
2	530.83	0.78249	0.044270	202.351	406.087	203.736	1.00848	1.74890
3	548.06	0.78460	0.042916	203.530	406.443	202.913	1.01271	1.74747
4	565.71	0.78673	0.041612	204.713	406.796	202.083	1.01694	1.74605
5	583.78	0.78889	0.040355	205.899	407.145	201.246	1.02116	1.74464
6	602.28	0.79107	0.039144	207.089	407.491	200.402	1.02537	1.74325
7	621.22	0.79327	0.037975	208.281	407.834	199.553	1.02958	1.74186
8	640.59	0.79549	0.036849	209.477	408.172	198.695	1.03379	1.74048
9	660.42	0.79775	0.035762	210.675	408.507	197.832	1.03799	1.73912
10	680.70	0.80002	0.034713	211.877	408.838	196.961	1.04218	1.73776
11	701.44	0.80232	0.033701	213.083	409.165	196.082	1.04637	1.73641
12	722.65	0.80465	0.032723	214.291	409.488	195.197	1.05056	1.73507
13	744.33	0.80701	0.031780	215.503	409.807	194.304	1.05474	1.73374

(续)

温 度 $t/$ $^{\circ}\text{C}$	绝对压力 $p/$ kPa	比 体 积		比 焓		气化热 $r/$ (kJ/kg)	比 熵	
		液体 $v' /$ $(10^{-3}\text{m}^3/\text{kg})$	蒸气 $v'' /$ (m^3/kg)	液体 $h' /$ (kJ/kg)	蒸气 $h'' /$ (kJ/kg)		液体 $s' /$ $[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	蒸气 $s'' /$ $[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$
14	766.50	0.80939	0.030868	216.719	410.122	193.403	1.05892	1.73242
15	789.15	0.88180	0.029987	217.938	410.432	192.494	1.06309	1.73110
16	812.29	0.81424	0.029136	219.160	410.739	191.579	1.06726	1.72979
17	835.93	0.81617	0.028313	220.386	411.041	190.655	1.07142	1.72849
18	860.08	0.81922	0.027517	221.615	411.339	189.724	1.07559	1.72720
19	884.75	0.82175	0.026747	222.848	411.632	188.784	1.07974	1.72591
20	909.93	0.82431	0.026003	244.084	411.921	187.837	1.08390	1.72463
21	935.64	0.82691	0.025282	225.325	412.205	186.880	1.08805	1.72335
22	961.89	0.82954	0.024585	226.569	412.484	185.915	1.09220	1.72207
23	988.67	0.83221	0.023910	227.817	412.758	184.941	1.09634	1.72081
24	1016.0	0.83491	0.023257	229.068	413.027	183.959	1.10049	1.71954
25	1043.9	0.83765	0.022624	230.324	413.292	182.968	1.10463	1.71828
26	1072.3	0.84043	0.022011	231.584	413.551	181.967	1.10876	1.71702
27	1101.4	0.84324	0.021416	232.848	413.805	180.957	1.11290	1.71577
28	1130.9	0.84610	0.020841	234.115	414.053	179.938	1.11703	1.71451
29	1161.1	0.84899	0.020282	235.388	414.296	178.908	1.12117	1.71326
30	1191.9	0.85193	0.019741	236.664	414.533	177.869	1.12530	1.71201
31	1223.2	0.85491	0.019216	237.945	414.765	176.820	1.12943	1.71076
32	1255.2	0.85793	0.018707	239.230	414.990	175.760	1.13356	1.70951
33	1287.8	0.86101	0.018215	240.520	415.210	174.690	1.13768	1.70826
34	1321.0	0.86412	0.017734	241.815	415.423	173.608	1.14181	1.70702
35	1354.8	0.86729	0.017268	243.114	415.630	172.516	1.14594	1.70576
36	1389.2	0.87051	0.016816	244.418	415.830	171.412	1.15007	1.70451
37	1424.3	0.87378	0.016377	245.728	416.024	170.296	1.15420	1.70326
38	1460.1	0.87710	0.015951	247.042	416.211	169.169	1.15833	1.70200
39	1496.5	0.88048	0.015537	248.361	416.391	168.030	1.16246	1.70074
40	1533.5	0.88392	0.015135	249.686	416.563	166.877	1.16659	1.69947
41	1571.2	0.88741	0.014743	251.017	416.729	165.712	1.17073	1.69820
42	1609.7	0.89097	0.014363	252.353	416.886	164.533	1.17487	1.69693
43	1648.7	0.89459	0.013993	253.695	417.036	163.341	1.17901	1.69564
44	1688.5	0.89828	0.013634	255.043	417.177	162.134	1.18315	1.69436
45	1729.0	0.90203	0.013284	256.397	417.310	160.913	1.18730	1.69306
46	1770.2	0.90586	0.012943	257.757	417.435	159.678	1.19145	1.69176
47	1812.1	0.90976	0.012612	259.124	417.551	158.427	1.19561	1.69044
48	1854.8	0.91374	0.012289	260.497	417.657	157.160	1.19977	1.68912
49	1898.2	0.91779	0.011975	261.878	417.754	155.876	1.20394	1.68778

(续)

温度 $t/$ $^{\circ}\text{C}$	绝对压力 $p/$ kPa	比体积		比焓		气化热 $r/$ (kJ/kg)	比熵	
		液体 $v' /$ $(10^{-3}\text{m}^3/\text{kg})$	蒸气 $v'' /$ (m^3/kg)	液体 $h' /$ (kJ/kg)	蒸气 $h'' /$ (kJ/kg)		液体 $s' /$ $[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	蒸气 $s'' /$ $[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$
50	1942.3	0.92193	0.011669	263.265	417.842	154.577	1.20811	1.68644
51	1987.2	0.92616	0.011371	264.660	417.919	153.259	1.21229	1.68508
52	2032.8	0.93047	0.011080	266.063	417.986	151.923	1.21648	1.68371
53	2079.3	0.93488	0.010797	267.473	418.042	150.569	1.22068	1.68232
54	2126.5	0.93939	0.010521	268.892	418.086	149.194	1.22489	1.68091
55	2174.4	0.94400	0.010252	270.319	418.119	147.800	1.22911	1.67949
56	2223.2	0.94872	0.009989	271.755	418.140	146.385	1.23333	1.67806
57	2272.8	0.95355	0.009733	273.200	418.148	144.948	1.23758	1.67660
58	2323.2	0.95850	0.009483	274.655	418.143	143.488	1.24183	1.67512
59	2374.5	0.96357	0.009239	276.120	418.125	142.005	1.24610	1.67362
60	2426.6	0.96878	0.009000	277.595	418.092	140.497	1.25038	1.67209

表 B-4 R717 (氨) 饱和状态下的热力性质

温度 $t/$ $^{\circ}\text{C}$	绝对压力 $p/$ kPa	比体积		比焓		气化热 $r/$ (kJ/kg)	比熵	
		液体 $v' /$ $(10^{-3}\text{m}^3/\text{kg})$	蒸气 $v'' /$ (m^3/kg)	液体 $h' /$ (kJ/kg)	蒸气 $h'' /$ (kJ/kg)		液体 $s' /$ $[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	蒸气 $s'' /$ $[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$
-77	6.427	1.36378	14.844	-217.506	1260.593	1478.098	-2.88618	4.64937
-76	6.952	1.36587	13.789	-213.457	1262.570	1476.027	-2.86559	4.62123
-75	7.513	1.36797	12.820	-209.417	1264.541	1473.958	-2.84516	4.59344
-74	8.113	1.37007	11.930	-205.388	1266.505	1471.892	-2.82488	4.56600
-73	8.753	1.37219	11.110	-201.336	1268.459	1469.795	-2.80459	4.53888
-72	9.436	1.37432	10.355	-197.277	1270.406	1467.683	-2.78436	4.51210
-71	10.164	1.37646	9.6683	-193.212	1272.344	1465.556	-2.76420	4.48564
-70	10.938	1.37861	9.0158	-189.119	1274.273	1463.392	-2.74401	4.45949
-69	11.763	1.38077	8.4227	-185.057	1276.196	1461.253	-2.72407	4.43367
-68	12.639	1.38294	7.8745	-180.968	1278.109	1459.078	-2.70410	4.40815
-67	13.570	1.38513	7.3673	-176.850	1280.012	1456.862	-2.68408	4.38292
-66	14.559	1.38733	6.8980	-172.766	1281.909	1454.675	-2.66432	4.35801
-65	15.608	1.38953	6.4632	-168.651	1283.797	1452.448	-2.64451	4.33338
-64	16.720	1.39176	6.0600	-164.527	1285.675	1450.202	-2.62476	4.30903
-63	17.898	1.39399	5.6859	-160.371	1287.541	1447.912	-2.60494	4.28496
-62	19.145	1.39623	5.3386	-156.252	1289.403	1445.655	-2.58539	4.26119
-61	20.464	1.39849	5.0159	-152.100	1291.253	1443.353	-2.56578	4.23767
-60	21.859	1.40076	4.7158	-147.938	1293.094	1441.032	-2.54622	4.21443
-59	23.333	1.40304	4.4366	-143.766	1294.925	1438.691	-2.52670	4.19144
-58	24.890	1.40534	4.1766	-139.583	1296.746	1436.329	-2.50722	4.16872
-57	26.533	1.40765	3.9343	-135.390	1298.558	1433.947	-2.48779	4.14625

(续)

温度 /°C	绝对压力 p/ kPa	比体积		比焓		气化热 r/ (kJ/kg)	比熵	
		液体 v' / ($10^{-3} \text{m}^3/\text{kg}$)	蒸气 v'' / (m^3/kg)	液体 h' / (kJ/kg)	蒸气 h'' / (kJ/kg)		液体 s' / [kJ/(kg·K)]	蒸气 s'' / [kJ/(kg·K)]
-56	28.265	1.40997	3.7083	-131.186	1300.358	1431.544	-2.46840	4.12403
-55	30.091	1.41230	3.4975	-126.971	1302.149	1429.120	-2.44901	4.10205
-54	32.014	1.41465	3.3077	-122.745	1303.930	1426.675	-2.42973	4.08031
-53	34.038	1.41701	3.1167	-118.477	1305.697	1424.173	-2.41031	4.05880
-52	36.168	1.41938	2.9448	-114.259	1307.408	1421.718	-2.39121	4.03754
-51	38.408	1.42177	2.7840	-110.000	1309.206	1419.206	-2.37200	4.01650
-50	40.762	1.42417	2.6334	-105.728	1310.943	1416.671	-2.35283	3.99568
-49	43.234	1.42658	2.4924	-101.445	1312.668	1414.113	-2.33370	3.97508
-48	45.829	1.42901	2.3601	-97.116	1314.378	1411.494	-2.31444	3.95469
-47	48.551	1.43146	2.2361	-92.808	1316.080	1408.889	-2.29537	3.93452
-46	51.406	1.43392	2.1198	-88.489	1317.770	1406.260	-2.27633	3.91455
-45	54.398	1.43639	2.0106	-84.158	1319.448	1403.606	-2.25733	3.89480
-44	57.532	1.43888	1.9080	-79.816	1321.114	1400.929	-2.23835	3.87524
-43	60.813	1.44138	1.8115	-75.461	1322.766	1398.227	-2.21941	3.85588
-42	64.246	1.44390	1.7208	-71.094	1324.407	1395.501	-2.20050	3.83671
-41	67.837	1.44643	1.6354	-66.715	1326.034	1392.749	-2.18162	3.81773
-40	71.591	1.44898	1.5551	-62.325	1327.648	1389.973	-2.16277	3.79894
-39	75.513	1.45154	1.4794	-57.922	1329.249	1387.171	-2.14395	3.78033
-38	79.610	1.45412	1.4080	-53.507	1330.836	1384.344	-2.12516	3.76190
-37	83.886	1.45671	1.3407	-49.081	1332.410	1381.491	-2.10641	3.74365
-36	88.348	1.45933	1.2772	-44.643	1333.969	1378.612	-2.08768	3.72557
-35	93.002	1.46195	1.2173	-40.193	1335.515	1375.708	-2.06898	3.70766
-34	97.853	1.46460	1.1607	-35.731	1337.046	1372.777	-2.05032	3.68992
-33	102.91	1.46726	1.1072	-31.258	1338.563	1369.821	-2.03168	3.67234
-33	102.91	1.46726	1.1072	-31.258	1338.563	1369.821	-2.03168	3.67234
-32	108.17	1.46994	1.0566	-26.773	1340.064	1366.838	-2.01308	3.65492
-31	113.65	1.47263	1.0088	-22.277	1341.551	1363.829	-1.99451	3.63766
-30	119.36	1.47534	0.96349	-17.770	1343.023	1360.793	-1.97597	3.62055
-29	125.29	1.47807	0.92063	-13.251	1344.479	1357.731	-1.95746	3.60360
-28	131.46	1.48082	0.88004	-8.722	1345.920	1354.642	-1.93898	3.58679
-27	137.87	1.48359	0.84157	-4.182	1347.345	1351.527	-1.92054	3.57013
-26	144.53	1.48637	0.80511	-0.369	1348.754	1348.385	-1.90212	3.55361
-25	151.45	1.48917	0.77052	4.931	1350.147	1345.216	-1.88375	3.53723
-24	158.63	1.49199	0.73770	9.503	1351.523	1342.020	-1.86540	3.52099
-23	166.09	1.49483	0.70655	14.085	1352.883	1338.798	-1.84709	3.50489
-22	173.82	1.49769	0.67697	18.677	1354.226	1335.549	-1.82882	3.48892

(续)

温度 $t/$ $^{\circ}\text{C}$	绝对压力 $p/$ kPa	比体积		比焓		气化热 $r/$ (kJ/kg)	比熵	
		液体 $v' /$ $(10^{-3}\text{m}^3/\text{kg})$	蒸气 $v'' /$ (m^3/kg)	液体 $h' /$ (kJ/kg)	蒸气 $h'' /$ (kJ/kg)		液体 $s' /$ $[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	蒸气 $s'' /$ $[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$
-21	181.84	1.50057	0.64886	23.279	1355.552	1332.273	-1.81058	3.47307
-20	190.15	1.50347	0.62214	27.891	1356.861	1328.970	-1.79237	3.45736
-19	198.76	1.50638	0.59673	32.512	1358.152	1325.641	-1.77421	3.44177
-18	207.67	1.50932	0.57257	37.142	1359.426	1322.284	-1.75608	3.42630
-17	216.91	1.51228	0.54957	41.781	1360.682	1318.901	-1.73799	3.41096
-16	226.47	1.51526	0.52768	46.429	1361.921	1315.492	-1.71993	3.39573
-15	236.36	1.51826	0.50682	51.085	1363.141	1312.056	-1.70192	3.38061
-14	246.59	1.52128	0.48696	55.749	1364.342	1308.593	-1.68395	3.36561
-13	257.16	1.52432	0.46802	60.421	1365.525	1305.104	-1.66601	3.35072
-12	268.10	1.52739	0.44997	65.102	1366.690	1301.588	-1.64812	3.33594
-11	279.39	1.53047	0.43275	69.789	1367.835	1298.046	-1.63027	3.32127
-10	291.06	1.53358	0.41632	74.484	1368.962	1294.478	-1.61247	3.30670
-9	303.12	1.53671	0.40063	79.185	1370.069	1290.884	-1.59471	3.29223
-8	315.56	1.53986	0.38565	83.893	1371.157	1287.264	-1.57699	3.27786
-7	328.40	1.54304	0.37135	88.607	1372.225	1283.618	-1.55932	3.26359
-6	341.64	1.54624	0.35768	93.328	1373.274	1279.946	-1.54169	3.24942
-5	355.31	1.54947	0.34461	98.054	1374.302	1276.248	-1.52411	3.23534
-4	369.39	1.55272	0.33212	102.786	1375.311	1272.525	-1.50658	3.22136
-3	383.91	1.55599	0.32017	107.522	1376.299	1268.776	-1.48910	3.20746
-2	398.88	1.55929	0.30874	112.264	1377.266	1265.002	-1.47166	3.19366
-1	414.29	1.56261	0.29779	117.010	1378.213	1261.203	-1.45428	3.17994
0	430.17	1.56596	0.28731	121.761	1379.140	1257.379	-1.43695	3.16631
1	446.52	1.56934	0.27728	126.515	1380.045	1253.530	-1.41967	3.15275
2	463.34	1.57274	0.26766	131.273	1380.929	1249.657	-1.40244	3.13929
3	480.66	1.57617	0.25845	136.034	1381.792	1245.758	-1.38527	3.12590
4	498.47	1.57963	0.24961	140.799	1382.634	1241.836	-1.36815	3.11259
5	516.79	1.58311	0.24114	145.566	1383.454	1237.889	-1.35108	3.09935
6	535.63	1.58663	0.23302	150.335	1384.253	1233.918	-1.33407	3.08619
7	554.99	1.59017	0.22522	155.107	1385.030	1229.923	-1.31712	3.07311
8	574.89	1.59374	0.21774	159.880	1385.784	1225.904	-1.30023	3.06010
9	595.34	1.59734	0.21055	164.655	1386.517	1221.862	-1.28339	3.04715
10	616.35	1.60097	0.20365	169.431	1387.227	1217.796	-1.26661	3.03428
11	637.92	1.60463	0.19702	174.208	1387.915	1213.707	-1.24989	3.02147
12	660.07	1.60832	0.19065	178.986	1388.581	1209.595	-1.23323	3.00873
13	682.80	1.61204	0.18453	183.764	1389.223	1205.460	-1.21663	2.99605
14	706.13	1.61579	0.17864	188.542	1389.843	1201.302	-1.20009	2.98344

(续)

温 度 t /°C	绝对压力 p /kPa	比 体 积		比 焓		气 化 热 r (kJ/kg)	比 熵	
		液体 v' ($10^{-3}\text{m}^3/\text{kg}$)	蒸气 v'' (m^3/kg)	液体 h' (kJ/kg)	蒸气 h'' (kJ/kg)		液体 s' [kJ/(kg·K)]	蒸气 s'' [kJ/(kg·K)]
15	730.07	1.61958	0.17298	193.320	1390.441	1197.121	-1.18362	2.97089
16	754.62	1.62340	0.16754	198.097	1391.015	1192.918	-1.16721	2.95839
17	779.80	1.62725	0.16230	202.874	1391.566	1188.692	-1.15086	2.94596
18	805.62	1.63114	0.15725	207.649	1392.093	1184.444	-1.13457	2.93359
19	832.09	1.63506	0.15240	212.423	1392.597	1180.174	-1.11035	2.92127
20	859.22	1.63902	0.14772	217.196	1393.078	1175.882	-1.10219	2.90900
21	887.01	1.64301	0.14322	221.967	1393.535	1171.568	-1.08610	2.89679
22	915.48	1.64704	0.13888	226.736	1393.968	1167.232	-1.07008	2.88463
23	944.65	1.65111	0.13469	231.502	1394.377	1162.875	-1.05412	2.87253
24	974.52	1.65522	0.13066	236.266	1394.762	1158.496	-1.03822	2.86047
25	1005.1	1.65936	0.12678	241.027	1395.123	1154.096	-1.02240	2.84846
26	1036.4	1.66354	0.12303	245.786	1395.460	1149.674	-1.00664	2.83650
27	1068.4	1.66776	0.11941	250.541	1395.772	1145.231	-0.99095	2.82458
28	1101.2	1.67203	0.11592	255.293	1396.060	1140.767	-0.97532	2.81271
29	1134.7	1.67633	0.11256	260.042	1396.323	1136.281	-0.95977	2.80089
30	1169.0	1.68068	0.10930	264.787	1396.562	1131.775	-0.94428	2.78910
31	1204.1	1.68507	0.10617	269.528	1396.775	1127.247	-0.92886	2.77736
32	1240.0	1.68950	0.10313	274.265	1396.963	1122.699	-0.91351	2.76566
33	1276.7	1.69398	0.10021	278.998	1397.127	1118.129	-0.89823	2.75400
34	1314.1	1.69850	0.097376	283.727	1397.265	1113.538	-0.88301	2.74237
35	1352.5	1.70307	0.094641	288.452	1397.377	1108.926	-0.86787	2.73079
36	1391.6	1.70769	0.091998	293.172	1397.464	1104.293	-0.85279	2.71924
37	1431.6	1.71235	0.089442	297.888	1397.526	1099.638	-0.83778	2.70772
38	1472.4	1.71707	0.086970	302.599	1397.561	1094.962	-0.82284	2.69624
39	1514.1	1.72183	0.084580	307.306	1397.571	1090.265	-0.80797	2.68479
40	1556.7	1.72665	0.082266	312.008	1397.554	1085.546	-0.79316	2.67337
41	1600.2	1.73152	0.080028	316.706	1397.511	1080.806	-0.77843	2.66199
42	1644.6	1.73644	0.077861	321.399	1397.442	1076.043	-0.76376	2.65063
43	1689.9	1.74142	0.075764	326.087	1397.347	1071.259	-0.74915	2.63930
44	1736.2	1.74645	0.073733	330.772	1397.224	1066.453	-0.73461	2.62800
45	1783.4	1.75154	0.071766	335.451	1397.075	1061.624	-0.72014	2.61672
46	1831.5	1.75668	0.069860	340.127	1396.898	1056.772	-0.70573	2.60547
47	1880.6	1.76189	0.068014	344.798	1396.695	1051.897	-0.69139	2.59425
48	1930.7	1.76716	0.066225	349.465	1396.464	1046.999	-0.67711	2.58304
49	1981.8	1.77249	0.064491	354.128	1396.205	1042.077	-0.66289	2.57186
50	2033.8	1.77788	0.062809	358.787	1395.918	1037.131	-0.64874	2.56070

(续)

温度 $t/$ $^{\circ}\text{C}$	绝对压力 $p/$ kPa	比体积		比焓		气化热 $r/$ (kJ/kg)	比熵	
		液体 $v' /$ $(10^{-3}\text{m}^3/\text{kg})$	蒸气 $v'' /$ (m^3/kg)	液体 $h' /$ (kJ/kg)	蒸气 $h'' /$ (kJ/kg)		液体 $s' /$ $[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	蒸气 $s'' /$ $[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$
51	2086.9	1.78334	0.061179	363.443	1395.604	1032.161	-0.63465	2.54956
52	2141.1	1.78887	0.059598	368.095	1395.261	1027.165	-0.62061	2.53844
53	2196.2	1.79446	0.068064	372.745	1394.890	1022.145	-0.60664	2.52733
54	2252.5	1.80013	0.056576	377.391	1394.489	1017.098	-0.59272	2.51624
55	2309.8	1.80586	0.055132	382.035	1394.060	1012.025	-0.57887	2.50517
56	2368.1	1.81167	0.053730	386.677	1393.602	1006.925	-0.56506	2.49410
57	2427.6	1.81755	0.052369	391.317	1393.114	1001.797	-0.55131	2.48305
58	2488.2	1.82352	0.051048	395.956	1392.596	996.640	-0.53762	2.47201
59	2549.9	1.82956	0.049764	400.594	1392.049	991.455	-0.52398	2.46099
60	2612.7	1.83568	0.048518	405.231	1391.470	986.239	-0.51038	2.44996
61	2676.7	1.84189	0.047307	409.868	1390.861	980.993	-0.49684	2.43895
62	2741.9	1.84818	0.046130	414.506	1390.221	975.715	-0.48334	2.42794
63	2808.2	1.85456	0.044986	419.145	1389.549	970.404	-0.46988	2.41694
64	2875.8	1.86103	0.043874	423.785	1388.845	965.060	-0.45647	2.40593
65	2944.5	1.86759	0.042793	428.428	1388.109	959.681	-0.44310	2.39493
66	3014.5	1.87425	0.041742	433.074	1387.340	954.266	-0.42977	2.38393
67	3085.7	1.88100	0.040719	437.724	1386.538	948.814	-0.41647	2.37293
68	3158.1	1.88786	0.039724	442.378	1385.702	943.324	-0.40321	2.36192
69	3231.8	1.89483	0.038756	447.037	1384.831	937.794	-0.38998	2.35091
70	3306.8	1.90190	0.037814	451.703	1383.926	932.223	-0.37678	2.33988
71	3383.1	1.90908	0.036897	456.376	1382.985	926.609	-0.36360	2.32885
72	3460.7	1.91637	0.036005	461.057	1382.008	920.951	-0.35045	2.31781
73	3539.7	1.92378	0.035135	465.748	1380.994	915.247	-0.33732	2.30678
74	3620.0	1.93132	0.034289	470.449	1379.943	909.495	-0.32421	2.29568
75	3701.6	1.93898	0.033464	475.161	1378.854	903.693	-0.31111	2.28460
76	3784.6	1.94677	0.032660	479.886	1377.726	897.840	-0.29802	2.27349
77	3869.1	1.95469	0.031877	484.624	1376.558	891.933	-0.28493	2.26235
78	3954.9	1.96275	0.031114	489.379	1375.349	885.970	-0.27186	2.25120
79	4042.2	1.97096	0.030369	494.150	1374.098	879.949	-0.25878	2.24001
80	4130.9	1.97931	0.029644	498.939	1372.805	873.866	-0.24569	2.22880
81	4221.1	1.98782	0.028936	503.748	1371.468	867.720	-0.23260	2.21755
82	4312.7	1.99648	0.028245	508.579	1370.087	861.507	-0.21949	2.20626
83	4405.9	2.00532	0.027572	513.433	1368.659	855.225	-0.20687	2.19494
84	4500.6	2.01432	0.026914	516.313	1367.184	848.871	-0.19322	2.18357
85	4596.8	2.02351	0.026272	523.220	1365.660	842.440	-0.18004	2.17216
86	4694.6	2.03288	0.025646	528.156	1364.086	835.930	-0.16683	2.16069

(续)

温度 $t/$ $^{\circ}\text{C}$	绝对压力 $p/$ kPa	比体积		比焓		气化热 $r/$ (kJ/kg)	比熵	
		液体 $v'/$ $(10^{-3}\text{m}^3/\text{kg})$	蒸气 $v''/$ (m^3/kg)	液体 $h'/$ (kJ/kg)	蒸气 $h''/$ (kJ/kg)		液体 $s'/$ $[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	蒸气 $s''/$ $[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$
87	4794.0	2.04244	0.025034	533.124	1362.460	829.336	-0.15358	2.14917
88	4894.9	2.05221	0.024436	538.126	1360.781	822.655	-0.14029	2.13759
89	4997.5	2.06218	0.023852	543.164	1359.047	815.882	-0.12694	2.12595
90	5101.7	2.07238	0.023281	548.242	1357.256	809.014	-0.11353	2.11424

表 B-5 R407C 饱和状态下的热力性质

压力 $/\text{MPa}$	温度/ $^{\circ}\text{C}$		密度 $/$ (kg/m^3) (液体)	比体积 $/$ (m^3/kg) (气体)	比焓/ (kJ/kg)		比熵/ $[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$		比定压热容 $c_p/[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$		比热比 c_p/c_v (气体)
	泡点	露点			液体	气体	液体	气体	液体	气体	
0.01000	-82.79	-74.95	1496.9	1.897	91.30	365.97	0.5293	1.9442	1.245	0.662	1.180
0.02000	-72.79	-65.14	1468.5	0.9907	103.81	372.02	0.5934	1.9078	1.257	0.685	1.179
0.04000	-61.48	-54.06	1435.6	0.5176	118.11	378.83	0.6627	1.8739	1.271	0.714	1.180
0.06000	-54.16	-46.88	1413.8	0.3539	127.48	383.20	0.7061	1.8553	1.282	0.734	1.182
0.08000	-48.59	-41.42	1397.1	0.2701	134.64	386.48	0.7384	1.8427	1.291	0.751	1.184
0.10000	-44.04	-36.97	1383.2	0.2190	140.53	389.13	0.7643	1.8333	1.298	0.765	1.187
0.101325	-43.77	-36.70	1382.3	0.2163	140.89	389.29	0.7658	1.8328	1.299	0.766	1.187
0.12000	-40.17	-33.18	1371.2	0.1844	145.58	391.35	0.7861	1.8258	1.305	0.778	1.189
0.14000	-36.78	-29.85	1360.6	0.1594	150.03	393.28	0.8050	1.8196	1.312	0.790	1.192
0.16000	-33.75	-26.89	1351.1	0.1405	154.02	394.99	0.8217	1.8143	1.318	0.801	1.195
0.18000	-31.00	-24.20	1342.3	0.1256	157.65	396.51	0.8367	1.8098	1.324	0.811	1.197
0.20000	-28.48	-21.73	1334.2	0.1137	161.00	397.90	0.8504	1.8058	1.329	0.821	1.200
0.22000	-26.15	-19.45	1326.7	0.1038	164.11	399.16	0.8630	1.8022	1.335	0.830	1.203
0.24000	-23.98	-17.33	1319.6	0.09552	167.02	400.33	0.8746	1.7989	1.340	0.839	1.206
0.26000	-21.95	-15.34	1312.9	0.08847	169.75	401.41	0.8855	1.7960	1.345	0.847	1.208
0.28000	-20.03	-13.46	1306.5	0.08240	172.34	402.42	0.8957	1.7933	1.349	0.855	1.211
0.30000	-18.22	-11.69	1300.5	0.07712	174.80	403.36	0.9053	1.7908	1.354	0.863	1.214
0.32000	-16.49	-10.00	1294.7	0.07247	177.14	404.25	0.9144	1.7885	1.359	0.871	1.217
0.34000	-14.85	-8.39	1289.1	0.06835	179.38	405.09	0.9231	1.7863	1.363	0.879	1.220
0.36000	-13.28	-6.86	1283.8	0.06467	181.53	405.88	0.9313	1.7843	1.368	0.886	1.222
0.38000	-11.78	-5.39	1278.6	0.06137	183.59	406.63	0.9392	1.7824	1.372	0.893	1.225
0.40000	-10.33	-3.98	1273.6	0.05838	185.58	407.34	0.9467	1.7806	1.376	0.900	1.228
0.42000	-8.94	-2.62	1268.7	0.05567	187.50	408.02	0.9539	1.7789	1.380	0.907	1.231
0.44000	-7.60	-1.31	1264.0	0.05320	189.36	408.67	0.9609	1.7772	1.385	0.914	1.234
0.46000	-6.30	-0.04	1259.5	0.05094	191.16	409.29	0.9676	1.7757	1.389	0.921	1.237
0.48000	-5.05	1.18	1255.0	0.04885	192.91	409.88	0.9741	1.7742	1.393	0.928	1.240
0.50000	-3.84	2.36	1250.7	0.04693	194.61	410.45	0.9803	1.7728	1.397	0.934	1.242
0.55000	-0.95	5.18	1240.3	0.04272	198.65	411.77	0.9951	1.7695	1.407	0.950	1.250
0.60000	1.74	7.80	1230.4	0.03919	202.46	412.97	1.0089	1.7665	1.416	0.966	1.257

(续)

压力 /MPa	温度/℃		密度 /(kg/m ³) (液体)	比体积 /(m ³ /kg) (气体)	比焓/ (kJ/kg)		比熵/ [kJ/(kg·K)]		比定压热容 c _p /[kJ/(kg·K)]		比热比 c _p /c _v (气体)
	泡点	露点			液体	气体	液体	气体	液体	气体	
0.65000	4.26	10.26	1221.0	0.03618	206.05	414.07	1.0217	1.7637	1.426	0.981	1.265
0.70000	6.64	12.58	1212.0	0.03359	209.47	415.07	1.0339	1.7611	1.436	0.997	1.273
0.75000	8.90	14.78	1203.4	0.03133	212.72	416.00	1.0453	1.7587	1.445	1.012	1.280
0.80000	11.05	16.87	1195.0	0.02934	215.84	416.85	1.0562	1.7564	1.455	1.027	1.288
0.85000	13.10	18.86	1187.0	0.02758	218.83	417.65	1.0665	1.7542	1.464	1.042	1.297
0.90000	15.06	20.77	1179.1	0.02601	221.71	418.38	1.0764	1.7522	1.474	1.056	1.305
0.95000	16.94	22.59	1171.5	0.02460	224.49	419.06	1.0858	1.7502	1.483	1.071	1.314
1.00000	18.75	24.35	1164.1	0.02333	227.18	419.69	1.0949	1.7483	1.493	1.086	1.322
1.10000	22.17	27.67	1149.8	0.02111	232.31	420.83	1.1121	1.7446	1.512	1.116	1.340
1.20000	25.37	30.77	1136.0	0.01925	237.16	421.81	1.1281	1.7412	1.532	1.147	1.359
1.30000	28.37	33.67	1122.8	0.01767	241.77	422.66	1.1432	1.7380	1.552	1.178	1.379
1.40000	31.21	36.41	1109.9	0.01630	246.17	423.38	1.1575	1.7348	1.573	1.210	1.400
1.50000	33.90	39.01	1097.4	0.01511	250.40	424.00	1.1710	1.7318	1.594	1.243	1.423
1.60000	36.46	41.47	1085.2	0.01406	254.46	424.53	1.1839	1.7288	1.616	1.277	1.447
1.70000	38.90	43.82	1073.2	0.01313	258.39	424.96	1.1962	1.7258	1.639	1.313	1.472
1.80000	41.24	46.07	1061.4	0.01230	262.19	425.30	1.2081	1.7229	1.664	1.350	1.499
1.90000	43.49	48.22	1049.8	0.01155	265.89	425.56	1.2195	1.7200	1.689	1.389	1.528
2.00000	45.65	50.29	1038.3	0.01087	269.48	425.75	1.2305	1.7172	1.716	1.431	1.559
2.10000	47.73	52.27	1026.9	0.01025	272.99	425.87	1.2411	1.7142	1.744	1.475	1.592
2.20000	49.73	54.19	1015.6	0.00969	276.42	425.91	1.2515	1.7113	1.774	1.522	1.628
2.30000	51.67	56.04	1004.3	0.00917	279.78	425.88	1.2616	1.7084	1.805	1.572	1.666
2.40000	53.55	57.82	993.0	0.00869	283.08	425.79	1.2714	1.7054	1.840	1.625	1.709
2.50000	55.37	59.54	981.8	0.00825	286.32	425.62	1.2810	1.7023	1.876	1.683	1.755
2.60000	57.14	61.22	970.5	0.00783	289.51	425.39	1.2903	1.6992	1.916	1.746	1.805
2.70000	58.86	62.83	959.2	0.00745	292.66	425.09	1.2995	1.6961	1.959	1.815	1.860
2.80000	60.53	64.41	947.8	0.00709	295.77	424.72	1.3086	1.6928	2.006	1.890	1.921
2.90000	62.16	65.93	936.3	0.00675	298.85	424.28	1.3175	1.6894	2.058	1.973	1.988
3.00000	63.74	67.41	924.7	0.00643	301.91	423.76	1.3262	1.6860	2.115	2.065	2.064
3.20000	66.80	70.25	900.9	0.00585	307.97	422.48	1.3435	1.6787	2.251	2.283	2.244
3.40000	69.71	72.94	876.0	0.00531	314.01	420.85	1.3605	1.6707	2.427	2.565	2.479
3.60000	72.50	75.49	849.6	0.00483	320.10	418.79	1.3775	1.6618	2.665	2.945	2.798
3.80000	75.18	77.91	821.0	0.00437	326.32	416.20	1.3948	1.6518	3.009	3.490	3.256
4.00000	77.75	80.19	789.1	0.00393	332.81	412.89	1.4126	1.6400	3.556	4.342	3.972
4.20000	80.24	82.33	751.5	0.00350	339.86	408.43	1.4319	1.6254	4.570	5.874	5.259
4.40000	82.67	84.30	702.1	0.00303	348.17	401.74	1.4546	1.6048	7.125	9.498	8.286
4.65280	86.08	86.08	506.0	0.00198	375.52	375.52	1.5298	1.5298	∞	∞	∞

表 B-6 R404A 饱和状态下的热力性质

压力 /MPa	温度/℃		密度 /(kg/m ³) (液体)	比体积 /(m ³ /kg) (气体)	比焓/ (kJ/kg)		比熵/ [kJ/(kg·K)]		比定压热容 c _p /[kJ/(kg·K)]		比热比 c _p /c _v (气体)
	泡点	露点			液体	气体	液体	气体	液体	气体	
0.00500	-94.24	-93.07	1444.6	3.052	83.03	310.57	0.4803	1.7497	1.136	0.632	1.162
0.00600	-92.01	-90.87	1438.6	2.572	85.56	311.90	0.4944	1.7416	1.140	0.638	1.161
0.00700	-90.08	-88.96	1433.3	2.226	87.77	313.05	0.5065	1.7348	1.144	0.643	1.160
0.00800	-88.37	-87.26	1428.6	1.964	89.73	314.09	0.5172	1.7291	1.147	0.647	1.160
0.00900	-86.82	-85.73	1424.4	1.759	91.51	315.02	0.5267	1.7242	1.150	0.651	1.160
0.01000	-85.42	-84.34	1420.5	1.594	93.13	315.87	0.5354	1.7198	1.152	0.655	1.159
0.02000	-75.50	-74.52	1392.9	0.8336	104.65	321.89	0.5952	1.6925	1.171	0.682	1.158
0.04000	-64.25	-63.37	1360.7	0.4360	117.95	328.76	0.6605	1.6682	1.193	0.715	1.158
0.06000	-56.95	-56.11	1339.4	0.2983	126.73	333.21	0.7017	1.6555	1.208	0.738	1.160
0.08000	-51.39	-50.59	1322.8	0.2278	133.48	336.58	0.7325	1.6472	1.220	0.756	1.163
0.10000	-46.84	-46.08	1309.0	0.1847	139.06	339.32	0.7574	1.6412	1.231	0.772	1.165
0.10132	-46.57	-45.80	1308.2	0.1824	139.40	339.49	0.7589	1.6408	1.232	0.773	1.165
0.12000	-42.96	-42.22	1297.1	0.1555	143.86	341.64	0.7783	1.6365	1.240	0.786	1.168
0.14000	-39.56	-38.84	1286.6	0.1345	148.10	343.67	0.7965	1.6328	1.249	0.799	1.170
0.16000	-36.52	-35.82	1277.0	0.1185	151.91	345.46	0.8127	1.6297	1.257	0.811	1.173
0.18000	-33.77	-33.07	1268.2	0.1060	155.40	347.08	0.8273	1.6271	1.264	0.822	1.175
0.20000	-31.24	-30.56	1260.1	0.09585	158.61	348.55	0.8406	1.6249	1.272	0.832	1.178
0.22000	-28.90	-28.23	1252.5	0.08752	161.60	349.91	0.8528	1.6229	1.278	0.842	1.181
0.24000	-26.71	-26.06	1245.4	0.08053	164.40	351.16	0.8642	1.6212	1.285	0.852	1.184
0.26000	-24.67	-24.02	1238.6	0.07458	167.05	352.33	0.8748	1.6196	1.291	0.861	1.186
0.28000	-22.74	-22.10	1232.1	0.06945	169.55	353.42	0.8847	1.6183	1.297	0.869	1.189
0.30000	-20.91	-20.28	1226.0	0.06498	171.93	354.44	0.8941	1.6170	1.303	0.878	1.192
0.32000	-19.17	-18.56	1220.1	0.06105	174.20	355.41	0.9030	1.6159	1.308	0.886	1.194
0.34000	-17.52	-16.91	1214.4	0.05756	176.37	356.33	0.9115	1.6148	1.314	0.894	1.197
0.36000	-15.93	-15.33	1209.0	0.05445	178.46	357.20	0.9196	1.6138	1.319	0.902	1.200
0.38000	-14.42	-13.82	1203.7	0.05166	180.47	358.03	0.9273	1.6129	1.325	0.909	1.203
0.40000	-12.96	-12.37	1198.6	0.04914	182.41	358.82	0.9347	1.6121	1.330	0.917	1.206
0.42000	-11.55	-10.97	1193.6	0.04684	184.29	359.57	0.9418	1.6113	1.335	0.924	1.209
0.44000	-10.20	-9.63	1188.8	0.04475	186.10	360.29	0.9487	1.6106	1.340	0.931	1.211
0.46000	-8.89	-8.32	1184.1	0.04283	187.86	360.99	0.9553	1.6099	1.345	0.938	1.214
0.48000	-7.63	-7.06	1179.5	0.04107	189.57	361.65	0.9617	1.6092	1.350	0.945	1.217
0.50000	-6.40	-5.84	1175.0	0.03944	191.23	362.29	0.9679	1.6086	1.355	0.952	1.220
0.55000	-3.49	-2.94	1164.3	0.03588	195.20	363.79	0.9825	1.6072	1.367	0.969	1.228
0.60000	-0.77	-0.24	1154.0	0.03288	198.94	365.16	0.9962	1.6059	1.379	0.986	1.235
0.65000	1.79	2.31	1144.2	0.03033	202.48	366.42	1.0089	1.6048	1.391	1.002	1.243

(续)

压力 /MPa	温度/°C		密度 /(kg/m ³) (液体)	比体积 /(m ³ /kg) (气体)	比焓/ (kJ/kg)		比焓/ [(kJ/(kg·K))]		比定压热容 c _p / [kJ/(kg·K)]		比热比 c _p /c _v (气体)
	泡点	露点			液体	气体	液体	气体	液体	气体	
0.70000	4.20	4.71	1134.8	0.02814	205.85	367.59	1.0210	1.6037	1.403	1.018	1.251
0.75000	6.48	6.98	1125.8	0.02622	209.07	368.67	1.0324	1.6027	1.414	1.034	1.260
0.80000	8.66	9.15	1117.0	0.02453	212.15	369.68	1.0432	1.6018	1.426	1.050	1.268
0.85000	10.73	11.21	1108.5	0.02304	215.12	370.62	1.0535	1.6009	1.438	1.066	1.277
0.90000	12.72	13.19	1100.2	0.02171	217.98	371.49	1.0634	1.6001	1.450	1.082	1.286
0.95000	14.62	15.08	1092.0	0.02051	220.74	372.31	1.0729	1.5992	1.462	1.099	1.295
1.00000	16.45	16.91	1084.1	0.01942	223.42	373.08	1.0820	1.5984	1.474	1.115	1.305
1.10000	19.92	20.36	1068.7	0.01754	228.55	374.47	1.0993	1.5969	1.498	1.148	1.325
1.20000	23.16	23.58	1053.8	0.01595	233.40	375.70	1.1155	1.5954	1.524	1.183	1.347
1.30000	26.20	26.61	1039.3	0.01460	238.04	376.78	1.1307	1.5939	1.550	1.218	1.371
1.40000	29.07	29.47	1025.2	0.01343	242.47	377.72	1.1451	1.5923	1.578	1.256	1.397
1.50000	31.80	32.18	1011.3	0.01241	246.74	378.53	1.1589	1.5908	1.607	1.296	1.425
1.60000	34.39	34.76	997.5	0.01151	250.87	379.23	1.1720	1.5892	1.638	1.338	1.456
1.70000	36.86	37.22	983.9	0.01071	254.86	379.83	1.1846	1.5875	1.671	1.383	1.490
1.80000	39.22	39.57	970.4	0.01000	258.74	380.31	1.1967	1.5857	1.707	1.432	1.527
1.90000	41.49	41.83	957.0	0.00935	262.53	380.70	1.2085	1.5839	1.745	1.486	1.569
2.00000	43.67	43.99	943.5	0.00876	266.23	380.99	1.2199	1.5819	1.787	1.544	1.615
2.10000	45.76	46.08	930.0	0.00823	269.85	381.18	1.2309	1.5799	1.833	1.609	1.667
2.20000	47.79	48.09	916.4	0.00774	273.41	381.28	1.2417	1.5777	1.884	1.682	1.726
2.30000	49.74	50.03	902.6	0.00728	276.91	381.27	1.2523	1.5753	1.941	1.764	1.794
2.40000	51.62	51.91	888.6	0.00686	280.38	381.17	1.2626	1.5728	2.006	1.857	1.871
2.50000	53.45	53.72	874.4	0.00647	283.80	380.95	1.2728	1.5701	2.080	1.964	1.962
2.60000	55.22	55.48	859.9	0.00610	287.21	380.62	1.2828	1.5672	2.165	2.090	2.069
2.70000	56.94	57.19	844.9	0.00575	290.60	380.17	1.2928	1.5640	2.267	2.239	2.196
2.80000	58.60	58.84	829.4	0.00542	293.99	379.59	1.3027	1.5606	2.388	2.418	2.351
2.90000	60.22	60.45	813.3	0.00511	297.40	378.85	1.3125	1.5568	2.538	2.640	2.543
3.00000	61.80	62.01	796.4	0.00481	300.84	377.95	1.3225	1.5526	2.728	2.921	2.788
3.20000	64.82	65.00	759.1	0.00423	307.94	375.47	1.3428	1.5426	3.319	3.794	3.553
3.40000	67.67	67.83	713.8	0.00367	315.68	371.64	1.3648	1.5290	4.633	5.704	5.233
3.78000	72.50	72.50	574.0	0.00174	335.45	335.45	1.4207	1.4207	∞	∞	∞

表 B-7 CaCl₂ 水溶液的热物理性质

质量 分数 ε (%)	起始凝固 温 度 t _f /°C	密 度 ρ/(kg/m ³) (15°C)	温 度 t/°C	比热容 c/ [kJ/(kg·K)]	热导率 λ/ [W/(m·K)]	动力粘度 μ/(×10 ⁻³ N·s/m ²)	运动粘度 ν/(×10 ⁻⁶ m ² /s)	导热系数 α/(×10 ⁻⁷ m ² /s)	普朗 特数 Pr
9.4	-5.2	1080	20	3.642	0.584	1.24	1.15	1.49	7.8
			10	3.634	0.570	1.55	1.44	1.45	9.9
			0	3.626	0.556	2.16	2.00	1.42	14.1

(续)

质量分数 ξ (%)	起始凝固 温度 $t_f/^\circ\text{C}$	密度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$ (15 $^\circ\text{C}$)	温度 $t/^\circ\text{C}$	比热容 $c/[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	热导率 $\lambda/[\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$	动力粘度 $\mu/(\times 10^{-3})$ $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$	运动粘度 $\nu/(\times 10^{-6})$ m^2/s	导温系数 $\alpha/(\times 10^{-7})$ m^2/s	普朗 特数 Pr
9.4	-5.2	1080	-5	3.601	0.549	2.55	2.36	1.41	16.7
14.7	-10.2	1130	20	3.362	0.576	1.49	1.32	1.52	8.7
			10	3.349	0.563	1.86	1.64	1.49	11.0
			0	3.328	0.549	2.56	2.27	1.46	15.6
			-5	3.316	0.542	3.04	2.70	1.44	18.7
			-10	3.308	0.534	4.06	3.60	1.43	25.3
18.9	-15.7	1170	20	3.148	0.572	1.80	1.54	1.56	9.9
			10	3.140	0.558	2.24	1.91	1.52	12.6
			0	3.128	0.544	2.99	2.56	1.49	17.2
			-5	3.098	0.537	3.43	2.94	1.48	19.8
			-10	3.086	0.529	4.67	4.00	1.47	27.3
			-15	3.065	0.523	6.15	5.27	1.47	35.9
20.9	-19.2	1190	20	3.077	0.569	2.00	1.68	1.55	10.9
			10	3.056	0.555	2.45	2.06	1.53	13.4
			0	3.044	0.542	3.28	2.76	1.49	18.5
			-5	3.014	0.535	3.82	3.22	1.49	21.5
			-10	3.014	0.527	5.07	4.25	1.47	28.9
			-15	3.014	0.521	6.59	5.53	1.45	38.2
23.8	-25.7	1220	20	2.973	0.565	2.35	1.94	1.56	12.5
			10	2.952	0.551	2.87	2.35	1.53	15.4
			0	2.931	0.538	3.81	3.13	1.51	20.8
			-5	2.910	0.530	4.41	3.63	1.49	24.4
			-10	2.910	0.523	5.92	4.87	1.48	33.0
			-15	2.910	0.518	7.55	6.20	1.46	42.5
			-20	2.889	0.510	9.47	7.77	1.44	53.8
			-25	2.889	0.504	11.57	9.48	1.43	66.5
25.7	-31.2	1240	20	2.889	0.562	2.63	2.12	1.57	13.5
			10	2.889	0.548	3.22	2.51	1.53	16.5
			0	2.868	0.535	4.26	3.43	1.51	22.7
			-10	2.847	0.521	6.68	5.40	1.48	36.6
			-15	2.847	0.514	8.36	6.75	1.46	46.3
			-20	2.805	0.508	10.56	8.52	1.46	58.5
			-25	2.805	0.501	12.90	10.40	1.44	72.0
			-30	2.763	0.494	14.81	12.00	1.44	83.0
27.5	-38.6	1260	20	2.847	0.558	2.93	2.33	1.56	14.9
			10	2.826	0.545	3.61	2.87	1.53	18.8

(续)

质量分数 E (%)	起始凝固 温度 $t_f/^\circ\text{C}$	密 度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$ (15 $^\circ\text{C}$)	温 度 $t/^\circ\text{C}$	比热容 $c/$ [kJ/(kg·K)]	热导率 $\lambda/$ W/(m·K)]	动力粘度 $\mu/(\times 10^{-3})$ N·s/m ²	运动粘度 $\nu/(\times 10^{-6})$ m ² /s	导热系数 $\alpha/(\times 10^{-7})$ m ² /s	普朗 特数 Pr
27.5	-38.6	1260	0	2.809	0.531	4.80	3.81	1.50	25.3
			-10	2.784	0.519	7.52	5.97	1.48	40.3
			-20	2.763	0.506	11.87	9.45	1.46	65.0
			-25	2.742	0.499	14.71	11.70	1.44	80.7
			-30	2.742	0.492	17.16	13.60	1.42	95.5
			-35	2.721	0.486	21.57	17.10	1.42	120.0
28.5	-43.5	1270	20	2.805	0.557	3.14	2.47	1.56	15.8
			0	2.780	0.529	5.12	4.02	1.50	26.7
			-10	2.763	0.518	8.02	6.32	1.48	42.7
			-20	2.721	0.505	12.65	10.0	1.46	68.8
			-25	2.721	0.500	15.98	12.6	1.44	87.5
			-30	2.700	0.491	18.83	14.9	1.43	103.5
			-35	2.700	0.484	24.52	19.3	1.42	136.5
			-40	2.680	0.478	30.40	24.0	1.41	171.0
29.4	-50.1	1280	20	2.805	0.555	3.33	2.65	1.55	17.2
			0	2.755	0.528	5.49	4.30	1.5	28.7
			-10	2.721	0.576	8.63	6.75	1.49	45.4
			-20	2.680	0.504	13.83	10.8	1.47	73.4
			-30	2.659	0.490	21.28	16.6	1.44	115.0
			-35	2.638	0.483	25.50	19.9	1.43	139.0
			-40	2.638	0.477	32.36	25.3	1.42	179.0
			-45	2.617	0.470	40.21	31.4	1.40	223.0
			-50	2.617	0.464	49.03	38.3	1.3	295.0
29.9	-55	1286	20	2.784	0.554	3.51	2.75	1.55	17.8
			0	2.738	0.528	5.69	4.43	1.50	29.5
			-10	2.700	0.515	9.04	7.04	1.48	47.5
			-20	2.680	0.502	14.42	11.23	1.46	77.0
			-30	2.659	0.488	22.56	17.6	1.43	123.0
			-35	2.638	0.483	28.44	22.1	1.42	156.5
			-40	2.638	0.476	35.30	27.5	1.40	196.0
			-45	2.617	0.470	43.15	33.5	1.39	240.0
			-50	2.617	0.463	50.99	39.7	1.38	290.0
			-55	2.596	0.456	64.72	50.2	1.36	368.0

附录 C 附 图

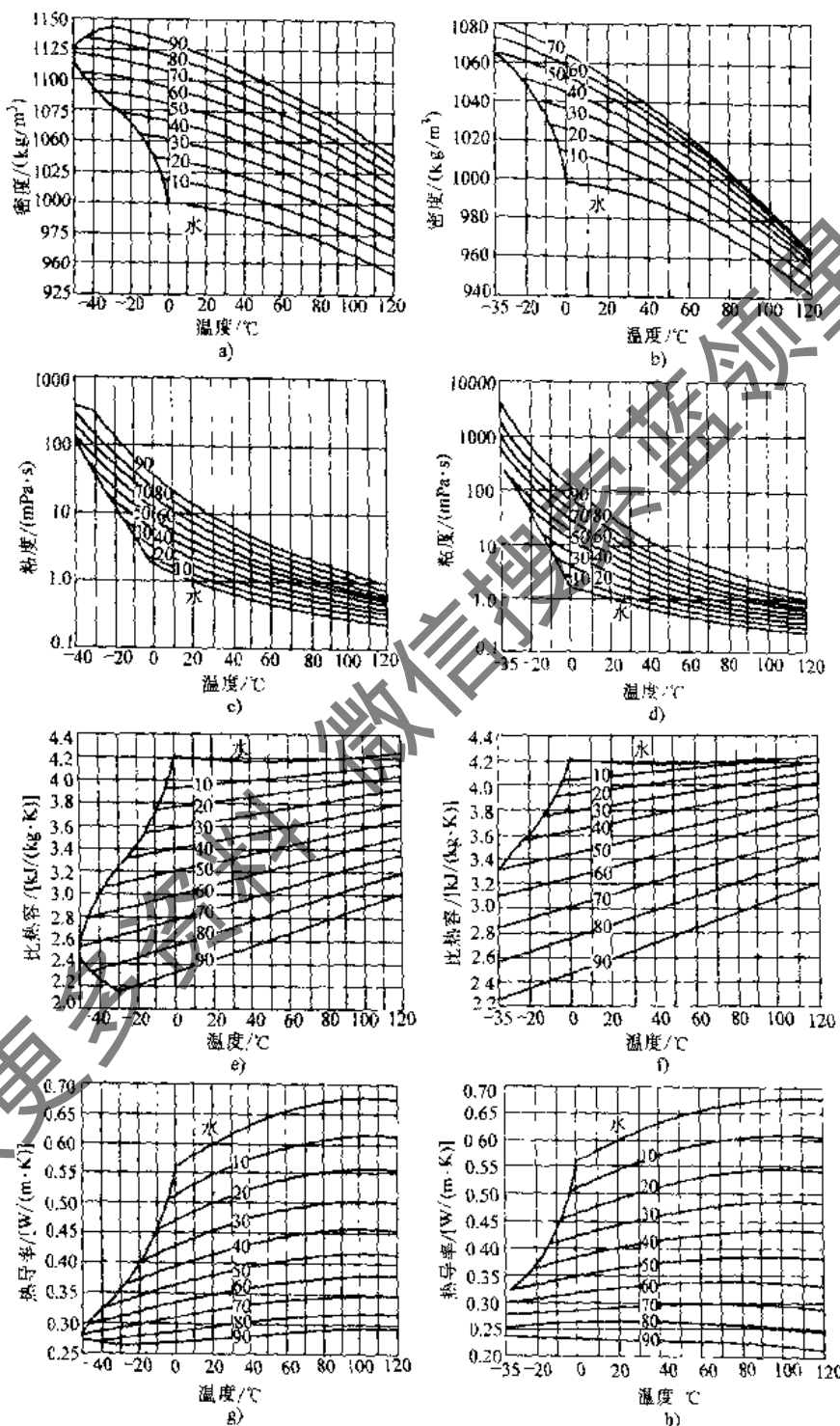


图 C-1 乙二醇水溶液热物理性质图

- a) 乙二醇的密度-温度图 b) 丙二醇的密度-温度图 c) 乙二醇的粘度-温度图
 d) 丙二醇的粘度-温度图 e) 乙二醇的比热容-温度图 f) 丙二醇的比热容-
 温度图 g) 乙二醇的热导率-温度图 h) 丙二醇的热导率-温度图

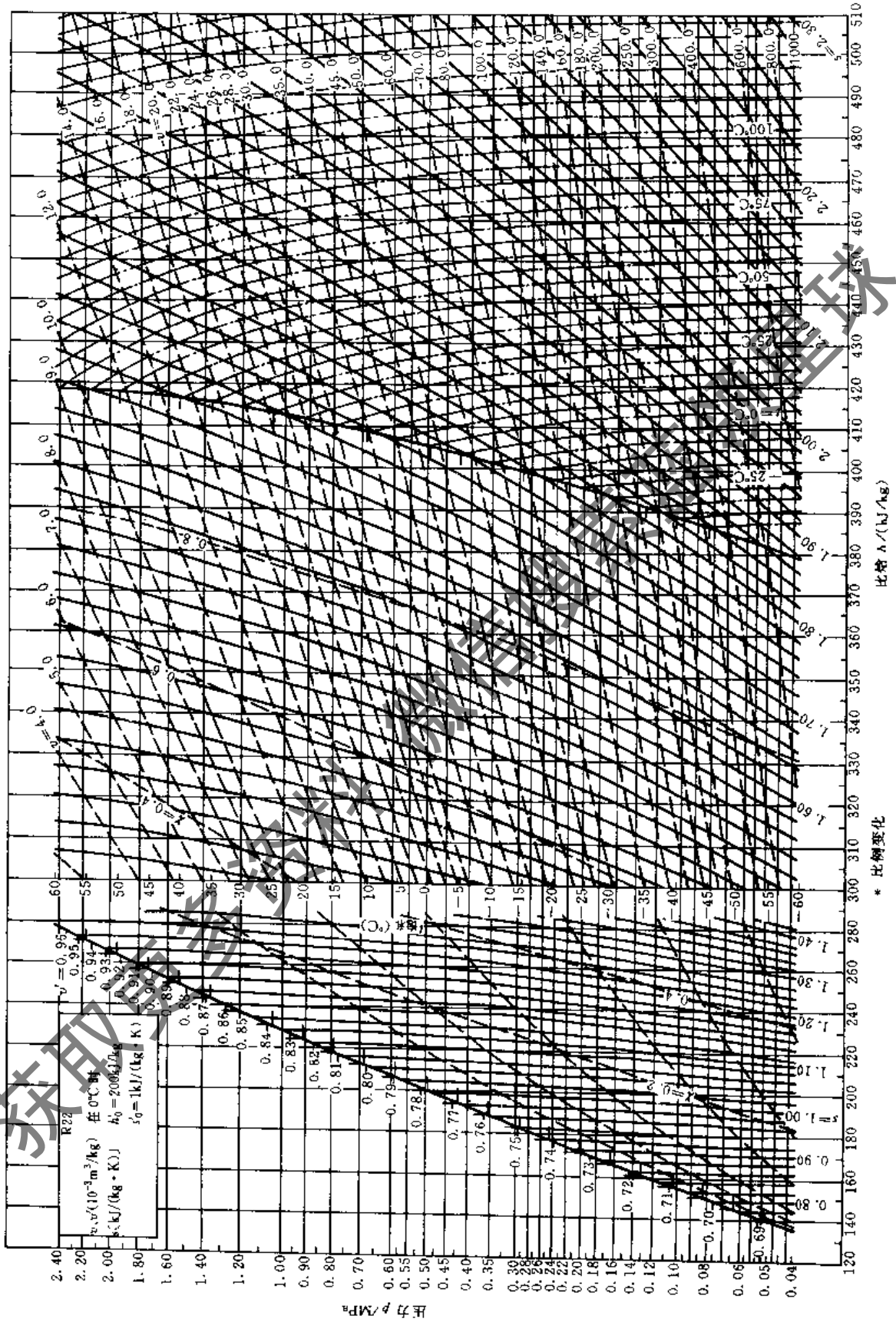


图 C-4 R22 压-焓图

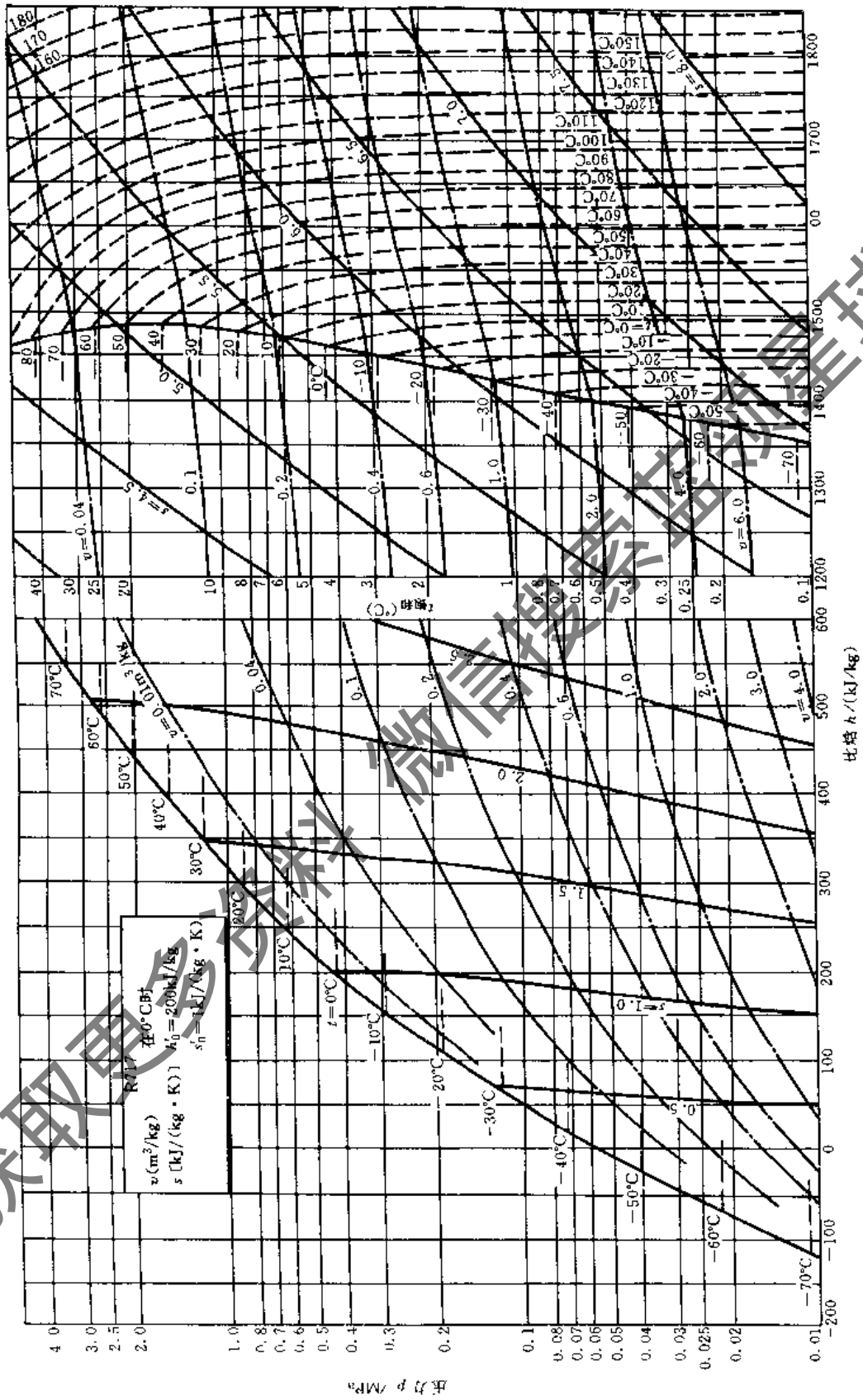


图 C-5 R717 (氨) 压焓图

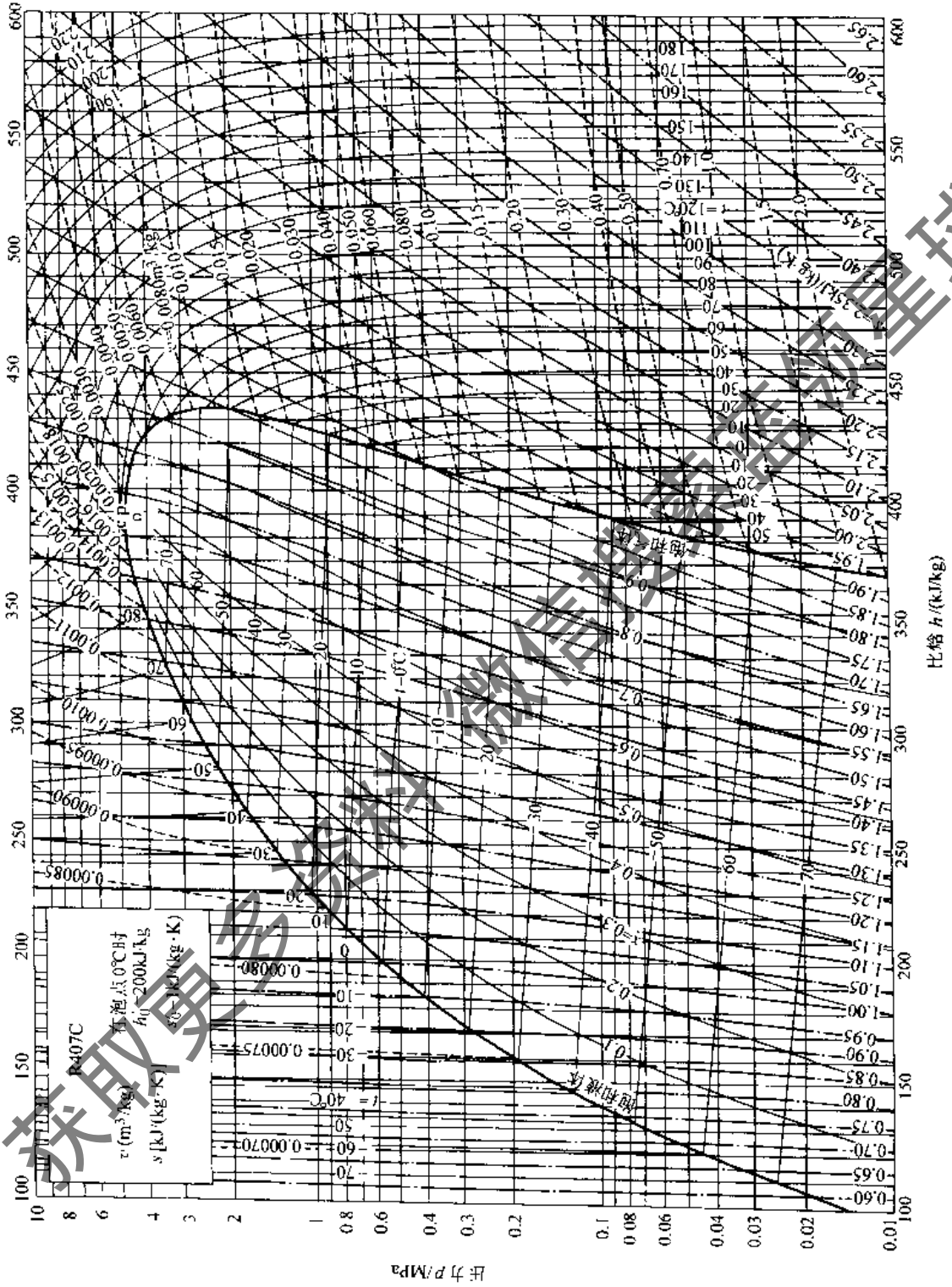


图 C-6 R407C 压-焓图

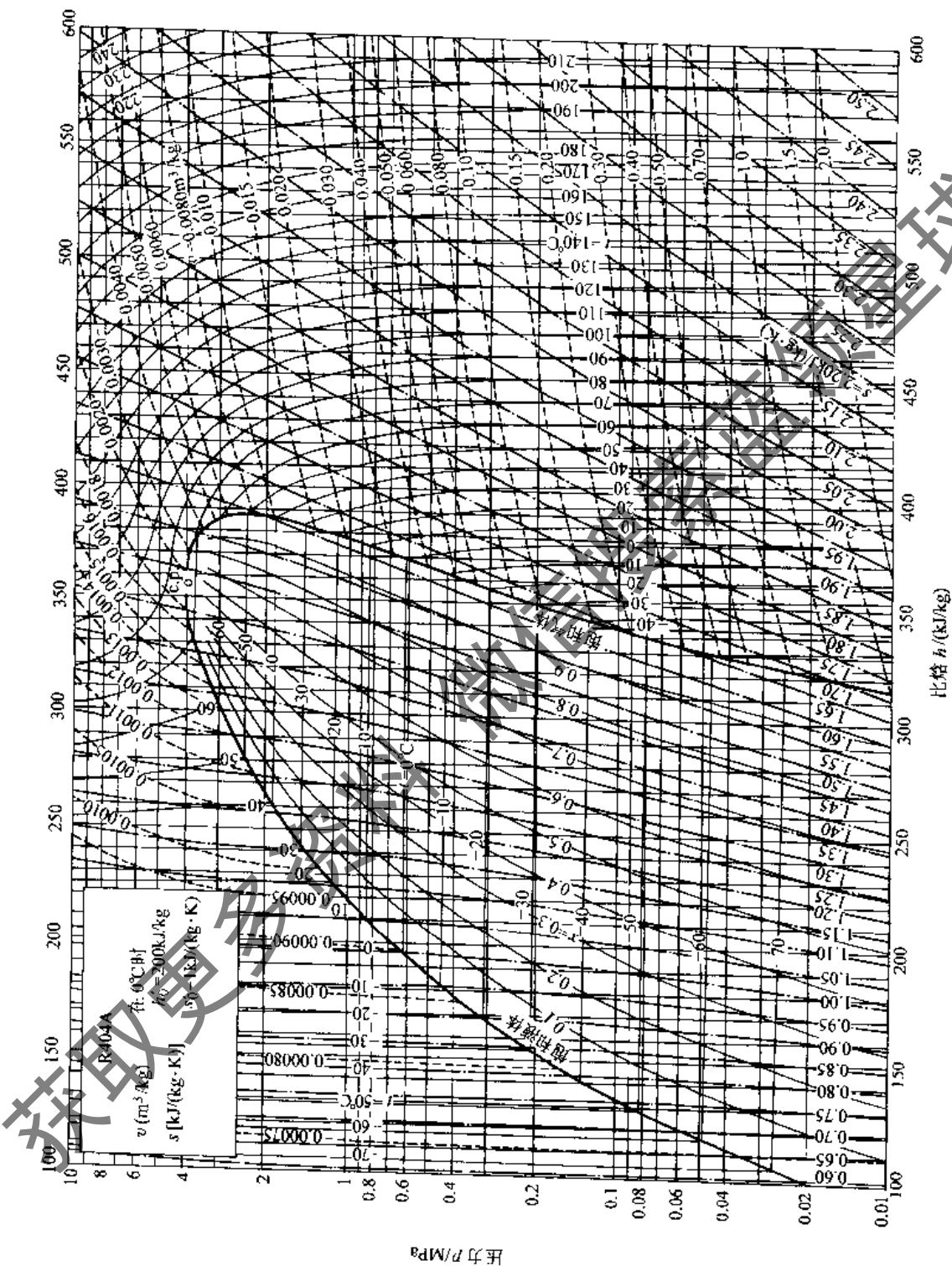


图 C-7 R404A 压-焓图

参 考 文 献

- 1 吴进发, 姜尔宁. 中国制冷设备工业发展史 1949~1985. 合肥: 机械工业部通用机械研究所, 1986
- 2 机械部冷冻设备标准化技术委员会. 制冷空调技术标准应用手册. 北京: 机械工业出版社, 1998
- 3 Japan Air Conditioning, Heating & Refrigeration News. Tokyo (Japan): JARN Ltd, Nov.2000
- 4 Bernard Nagengast. The First Centrifugal Chiller: The German Connection. ASHRAE Journal, January, 1998
- 5 中国制冷空调工业协会, 中国高技术企业发展评价中心. 中国集中空调市场研究报告. 北京: 中国制冷空调工业协会, 2000
- 6 David N Shaw. Twin Screws of the Future for Air Conditioning and Refrigeration. Proceeding of Purdue International Compressor Conference. West Lafayette U. S. A.: Purdue University, 1990
- 7 Raymond Cohon. Compressor Technology Update. 2nd International Compressor Technique Conference, West Lafayette U. S. A.: Purdue University. 1997
- 8 戴永庆等. 溴化锂吸收式制冷技术及应用. 北京: 机械工业出版社, 1988
- 10 张祉佑等. 制冷原理与设备. 北京: 机械工业出版社, 1988
- 11 高田秋一著. 离心式制冷机. 耿惠彬译. 北京: 机械工业出版社, 1985
- 12 周邦宁, 周颖, 刘宪英. 空调用离心式制冷机. 北京: 中国建筑工业出版社, 1988
- 13 吴宝志. 螺杆式制冷压缩机. 北京: 机械工业出版社, 1985
- 14 李文林. 经济器螺杆热泵系统的试验研究. 制冷, 1992, (2)
- 15 周邦宁. 空调用离心式制冷机的技术优势及生命力. 制冷与空调, 1996, (3)
- 16 杨向阳. 高效节能螺杆单机双温冷源制冷系统的研究. 制冷, 1992, (4)
- 17 王盛沧. 确定带经济器螺杆制冷压缩机的最佳运行状态. 调节中间压力. 流体工程. 1988, (8)
- 18 Lance G Hays, Joost J Brasz. Two Phase Flow Turbines as Stand-Alone Throttle Replacement Units in Large 2000-5000 Ton Centrifugal Chiller Installations. Proceeding of Purdue International Compressor Conference. West Lafayette U. S. A.: Purdue University, 2000
- 19 蒋能照等. 空调用热泵技术及应用. 北京: 机械工业出版社, 1997
- 20 蒋能照, 吴兆琳, 翁文兵 编. 新制冷工质热力性质图与表. 上海: 上海交通大学出版社, 1992
- 21 张祉佑 主编. 制冷空调设备使用维修手册. 北京: 机械工业出版社, 1998
- 22 James MC et al. Physical, Safety and Environmental Data for Refrigerants. Heating/Piping/Air Conditioning, August 1999:27~33
- 23 Lars I J, Glenn D S. Twin - Screw Compressor Performance and Complex Ester Lubrication with HCFC-22. Proceeding of Purdue International Compressor Conference. West Lafayette U.S.A.: Purdue University, 1999
- 24 Smith N D, Ratanaprucks K, Tufts M W and Ng A S. R-245ca: A Potential Far-Term Alternative for R-11. ASHRAE Journal, Feb. 1993; 19~23
- 25 唐良士. 目前我国空调用制冷行业中使用的冷冻机油. 制冷与空调, 2000, (1): 32~35
- 26 1995 ASHRAE Handbook HVAC APPLICATIONS. Atlanta, Georgia U.S.A.: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc, 1995
- 27 1996 ASHRAE Handbook-HVAC SYSTEMS and EQUIPMENT. Atlanta. Georgia U.S.A.: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc, 1996
- 28 1997 ASHRAE Handbook-FUNDAMENTALS. Atlanta, Georgia U.S.A.: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc, 1997
- 29 叶振邦, 常鸿寿. 离心式制冷压缩机. 北京: 机械工业出版社, 1981
- 30 周邦宁. 中央空调设备选型手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1999
- 31 卜啸华. 制冷与空调技术问答. 北京: 机械工业出版社, 2000

- 32 邓定国, 束鹏程. 回转压缩机. 北京: 机械工业出版社, 1982
- 33 李红斌, 周秋瑞. 螺杆制冷压缩机冷量调节与节能. 流体机械, 1998, 28 (8): 48~51
- 34 吕志钧, 吴进发. 内容积比无级调节的螺杆制冷压缩机. 流体机械, 1978, 18 (3): 43~52
- 35 周瑞秋. 螺杆压缩机. 武汉: 华中工学院, 1981
- 36 JB2780—1979 喷油螺杆式单级制冷压缩机型式、基本参数和尺寸. 北京: 机械部标准研究所, 1979
- 37 Lars Sjöholm. Different Operational Modes For Refrigeration Twin - Screw Compressors. Proceeding of Purdue International Compressor Conference, West Lafayette U.S.A.: Purdue University, 1986
- 38 Sven Jonsson. Performance Simulations of Twin - Screw Compressors With Economizer. Proceeding of Purdue International Compressor Conference, West Lafayette U.S.A.: Purdue University, 1988
- 39 缪道平, 吴业正. 制冷压缩机. 北京: 机械工业出版社, 2001
- 40 李文林等. 回转式制冷压缩机. 北京: 机械工业出版社, 1992
- 41 邢子文. 螺杆压缩机——理论、设计及应用. 北京: 机械工业出版社, 2000
- 42 李军. 开启式螺杆压缩机及其压缩机组的发展. 制冷技术, 2001, (1)
- 44 陆耀庆. 实用供热空调设计手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1993
- 45 华东院建筑设计研究院. 智能建筑设计技术. 上海: 同济大学出版社, 1996
- 46 钱以明. 高层建筑空调与节能. 上海: 同济大学出版社, 1990
- 47 柴慧娟等. 高层建筑空调设计. 北京: 中国建筑工业出版社, 1995
- 48 华东院建筑设计研究院. 高层公共建筑空调设计实例. 北京: 中国建筑工业出版社, 1997
- 49 许雷. 高层建筑空调冷热源的能耗及其对环境的影响. [学位论文], 上海: 同济大学 1998
- 50 戴永庆等. 溴化锂吸收式制冷空调技术实用手册. 北京: 机械工业出版社, 1999
- 51 徐世琼. 新编制冷技术问答. 北京: 中国农业出版社, 1999
- 52 胡兴邦等. 储冰空调系统原理、工程设计及应用. 杭州: 浙江大学出版社, 1997
- 53 GBJ16—1987 建筑设计防火规范(修订本). 北京: 中国计划出版社, 1995
- 54 GBJ19—1987 采暖通风与空气调节设计规范. 北京: 中国计划出版社, 1989
- 55 机械工业部冷冻设备标准化技术委员会. 制冷空调技术标准应用手册. 北京: 机械工业出版社, 1998
- 56 美国空调与制冷学会标准. 中国制冷空调工业协会, 国家机械工业局冷冻设备标准化技术委员会, 上海制冷学会译. 北京: 机械工业出版社, 1999
- 57 GB50050—1995 工业循环冷却水处理设计规范. 北京: 中国计划出版社, 1995
- 58 GB50189—1993 旅馆建筑热工与空气调节节能设计标准. 北京: 中国计划出版社, 1994
- 59 GB 50243—1997 通风与空调工程施工及验收规范. 北京: 中国计划出版社, 1998
- 60 GB 50274—1998 制冷设备、空气分离设备安装工程施工及验收规范. 北京: 中国计划出版社, 1998
- 61 BJ 10—1996 机械工厂采暖通风与空气调节设计规范. 北京: 机械工业出版社, 1996
- 62 JB/T4330—1999 制冷和空调设备噪声的测定. 北京: 机械标准化研究所, 1998
- 63 JB/T 3355—1998 离心式冷水机组. 北京: 机械标准化研究所, 1998
- 64 JRA 4037—1992 螺杆式冷冻机组. 日本东京: 日本冷冻空调工业会, 1992
- 65 JISB 8613—1994 冷水机组. 日本东京: 日本规格协会, 1994
- 66 JISB 8621—1995 远心冷冻机. 日本东京: 日本规格协会, 1995
- 67 ARI Standard 550/590—1998 Water Chilling Packages Using the Vapor Compression Cycle. Arlington, Virginia U.S.A.: Air-Conditioning and Refrigeration Institute, 1998
- 68 ARI Standard 540—1999 Positive Displacement Refrigerant Compressors and Compressor Units. Arlington, Virginia U.S.A.: Air-Conditioning and Refrigeration Institute, 1999

- 32 邓定国, 束鹏程. 回转压缩机. 北京: 机械工业出版社, 1982
- 33 李红斌, 周秋瑞. 螺杆制冷压缩机冷量调节与节能. 流体机械, 1998, 28 (8): 48~51
- 34 吕志钧, 吴进发. 内容积比无级调节的螺杆制冷压缩机. 流体机械, 1978, 18 (3): 43~52
- 35 周瑞秋. 螺杆压缩机. 武汉: 华中工学院, 1981
- 36 JB2780—1979 喷油螺杆式单级制冷压缩机型式、基本参数和尺寸. 北京: 机械部标准研究所, 1979
- 37 Lars Sjöholm. Different Operational Modes For Refrigeration Twin - Screw Compressors. Proceeding of Purdue International Compressor Conference, West Lafayette U.S.A.: Purdue University, 1986
- 38 Sven Jonsson. Performance Simulations of Twin - Screw Compressors With Economizer. Proceeding of Purdue International Compressor Conference, West Lafayette U.S.A.: Purdue University, 1988
- 39 缪道平, 吴业正. 制冷压缩机. 北京: 机械工业出版社, 2001
- 40 李文林等. 回转式制冷压缩机. 北京: 机械工业出版社, 1992
- 41 邢子文. 螺杆压缩机——理论、设计及应用. 北京: 机械工业出版社, 2000
- 42 李军. 开启式螺杆压缩机及其压缩机组的发展. 制冷技术, 2001, (1)
- 44 陆耀庆. 实用供热空调设计手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1993
- 45 华东院建筑设计研究院. 智能建筑设计技术. 上海: 同济大学出版社, 1996
- 46 钱以明. 高层建筑空调与节能. 上海: 同济大学出版社, 1990
- 47 柴慧娟等. 高层建筑空调设计. 北京: 中国建筑工业出版社, 1995
- 48 华东院建筑设计研究院. 高层公共建筑空调设计实例. 北京: 中国建筑工业出版社, 1997
- 49 许雷. 高层建筑空调冷热源的能耗及其对环境的影响. [学位论文], 上海: 同济大学 1998
- 50 戴永庆等. 溴化锂吸收式制冷空调技术实用手册. 北京: 机械工业出版社, 1999
- 51 徐世琼. 新编制冷技术问答. 北京: 中国农业出版社, 1999
- 52 胡兴邦等. 储冰空调系统原理、工程设计及应用. 杭州: 浙江大学出版社, 1997
- 53 GBJ16—1987 建筑设计防火规范(修订本). 北京: 中国计划出版社, 1995
- 54 GBJ19—1987 采暖通风与空气调节设计规范. 北京: 中国计划出版社, 1989
- 55 机械工业部冷冻设备标准化技术委员会. 制冷空调技术标准应用手册. 北京: 机械工业出版社, 1998
- 56 美国空调与制冷学会标准. 中国制冷空调工业协会, 国家机械工业局冷冻设备标准化技术委员会, 上海制冷学会译. 北京: 机械工业出版社, 1999
- 57 GB50050—1995 工业循环冷却水处理设计规范. 北京: 中国计划出版社, 1995
- 58 GB50189—1993 旅馆建筑热工与空气调节节能设计标准. 北京: 中国计划出版社, 1994
- 59 GB 50243—1997 通风与空调工程施工及验收规范. 北京: 中国计划出版社, 1998
- 60 GB 50274—1998 制冷设备、空气分离设备安装工程施工及验收规范. 北京: 中国计划出版社, 1998
- 61 BJ 10—1996 机械工厂采暖通风与空气调节设计规范. 北京: 机械工业出版社, 1996
- 62 JB/T4330—1999 制冷和空调设备噪声的测定. 北京: 机械标准化研究所, 1998
- 63 JB/T 3355—1998 离心式冷水机组. 北京: 机械标准化研究所, 1998
- 64 JRA 4037—1992 螺杆式冷冻机组. 日本东京: 日本冷冻空调工业会, 1992
- 65 JISB 8613—1994 冷水机组. 日本东京: 日本规格协会, 1994
- 66 JISB 8621—1995 远心冷冻机. 日本东京: 日本规格协会, 1995
- 67 ARI Standard 550/590—1998 Water Chilling Packages Using the Vapor Compression Cycle. Arlington, Virginia U.S.A.: Air-Conditioning and Refrigeration Institute, 1998
- 68 ARI Standard 540—1999 Positive Displacement Refrigerant Compressors and Compressor Units. Arlington, Virginia U.S.A.: Air-Conditioning and Refrigeration Institute, 1999

- 32 邓定国, 束鹏程. 回转压缩机. 北京: 机械工业出版社, 1982
- 33 李红斌, 周秋瑞. 螺杆制冷压缩机冷量调节与节能. 流体机械, 1998, 28 (8): 48~51
- 34 吕志钧, 吴进发. 内容积比无级调节的螺杆制冷压缩机. 流体机械, 1978, 18 (3): 43~52
- 35 周瑞秋. 螺杆压缩机. 武汉: 华中工学院, 1981
- 36 JB2780—1979 喷油螺杆式单级制冷压缩机型式、基本参数和尺寸. 北京: 机械部标准研究所, 1979
- 37 Lars Sjöholm. Different Operational Modes For Refrigeration Twin - Screw Compressors. Proceeding of Purdue International Compressor Conference, West Lafayette U.S.A.: Purdue University, 1986
- 38 Sven Jonsson. Performance Simulations of Twin - Screw Compressors With Economizer. Proceeding of Purdue International Compressor Conference, West Lafayette U.S.A.: Purdue University, 1988
- 39 缪道平, 吴业正. 制冷压缩机. 北京: 机械工业出版社, 2001
- 40 李文林等. 回转式制冷压缩机. 北京: 机械工业出版社, 1992
- 41 邢子文. 螺杆压缩机——理论、设计及应用. 北京: 机械工业出版社, 2000
- 42 李军. 开启式螺杆压缩机及其压缩机组的发展. 制冷技术, 2001, (1)
- 44 陆耀庆. 实用供热空调设计手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1993
- 45 华东院建筑设计研究院. 智能建筑设计技术. 上海: 同济大学出版社, 1996
- 46 钱以明. 高层建筑空调与节能. 上海: 同济大学出版社, 1990
- 47 柴慧娟等. 高层建筑空调设计. 北京: 中国建筑工业出版社, 1995
- 48 华东院建筑设计研究院. 高层公共建筑空调设计实例. 北京: 中国建筑工业出版社, 1997
- 49 许雷. 高层建筑空调冷热源的能耗及其对环境的影响. [学位论文], 上海: 同济大学 1998
- 50 戴永庆等. 溴化锂吸收式制冷空调技术实用手册. 北京: 机械工业出版社, 1999
- 51 徐世琼. 新编制冷技术问答. 北京: 中国农业出版社, 1999
- 52 胡兴邦等. 储冰空调系统原理、工程设计及应用. 杭州: 浙江大学出版社, 1997
- 53 GBJ16—1987 建筑设计防火规范(修订本). 北京: 中国计划出版社, 1995
- 54 GBJ19—1987 采暖通风与空气调节设计规范. 北京: 中国计划出版社, 1989
- 55 机械工业部冷冻设备标准化技术委员会. 制冷空调技术标准应用手册. 北京: 机械工业出版社, 1998
- 56 美国空调与制冷学会标准. 中国制冷空调工业协会, 国家机械工业局冷冻设备标准化技术委员会, 上海制冷学会译. 北京: 机械工业出版社, 1999
- 57 GB50050—1995 工业循环冷却水处理设计规范. 北京: 中国计划出版社, 1995
- 58 GB50189—1993 旅馆建筑热工与空气调节节能设计标准. 北京: 中国计划出版社, 1994
- 59 GB 50243—1997 通风与空调工程施工及验收规范. 北京: 中国计划出版社, 1998
- 60 GB 50274—1998 制冷设备、空气分离设备安装工程施工及验收规范. 北京: 中国计划出版社, 1998
- 61 BJ 10—1996 机械工厂采暖通风与空气调节设计规范. 北京: 机械工业出版社, 1996
- 62 JB/T4330—1999 制冷和空调设备噪声的测定. 北京: 机械标准化研究所, 1998
- 63 JB/T 3355—1998 离心式冷水机组. 北京: 机械标准化研究所, 1998
- 64 JRA 4037—1992 螺杆式冷冻机组. 日本东京: 日本冷冻空调工业会, 1992
- 65 JISB 8613—1994 冷水机组. 日本东京: 日本规格协会, 1994
- 66 JISB 8621—1995 远心冷冻机. 日本东京: 日本规格协会, 1995
- 67 ARI Standard 550/590—1998 Water Chilling Packages Using the Vapor Compression Cycle. Arlington, Virginia U.S.A.: Air-Conditioning and Refrigeration Institute, 1998
- 68 ARI Standard 540—1999 Positive Displacement Refrigerant Compressors and Compressor Units. Arlington, Virginia U.S.A.: Air-Conditioning and Refrigeration Institute, 1999