

B

普通高等教育机电类规划教材

制冷原理与装置

郑贤德 主编

获取更多资料 微信搜索蓝沙星球

 机械工业出版社
China Machine Press

普通高等教育机电类规划教材

制 冷 原 理 与 装 置

主编 郑贤德

参编 陈光明 陈诒春 丁国良

主审 华泽钊

获取更多资料 微信搜索蓝领星球



机械工业出版社

本书是高等工科大学“制冷与低温技术”专业方向的主干课教材之一。内容以压缩式蒸气制冷机为主,着重阐述蒸气制冷机的工作原理、循环特性和热力计算方法,以及制冷换热器的结构特点、传热机理和设计计算方法等。制冷装置部分着重介绍实用制冷装置、制冷装置的设计计算及优化,空调装置的冷热源选择及制冷装置的节能等。

本书除作为动力工程类专业教材外,还可供有一定基础的工程技术人员自学或参考之用。

图书在版编目(CIP)数据

制冷原理与装置/郑贤德主编. —北京:机械工业出版社,2000.11
普通高等教育机电类规划教材
ISBN 7-111-07925-6

I.制… II.郑… III.①制冷-理论-高等教育-教材②制冷装置-高等教育-教材 IV.TB6

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2000)第 76503 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:钱飒飒 版式设计:冉晓华 责任校对:李汝庚
封面设计:李雨桥 责任印制:郭景龙
北京第二外国语学院印刷厂印刷·新华书店北京发行所发行
2001 年 1 月第 1 版·第 1 次印刷
787mm×1092mm $\frac{1}{16}$ ·18.75 印张·465 千字
0 001—4 000 册
定价:24.00 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

前 言

本书是根据第二届全国高等学校动力工程专业教学指导委员会制冷与低温技术专业指导小组于1996年11月召开的西安会议决议编写的，它包括制冷原理与制冷装置两部分内容。

本书内容以压缩式蒸气制冷机为主，制冷原理部分主要是应用工程热力学的理论阐明压缩式蒸气制冷机的工作原理、制冷热力学特性分析、制冷剂热物性参数及其计算机计算方法、制冷循环热力计算，应用传热学理论阐明制冷热交换设备的结构特点及计算。制冷装置部分主要介绍实用制冷装置、制冷装置的设计计算及优化、制冷循环的计算机模拟、制冷装置的计算机辅助设计。此外还介绍了空调装置的冷热源选择、制冷装置的节能以及安装调试等。

本书由华中理工大学郑贤德教授主编。全书共计十一章，第一、二、三章由浙江大学陈光明教授编写，第四章至第六章由华中理工大学陈诒春副教授编写，第七、八章由上海交通大学丁国良教授编写，第九章由丁国良教授和郑贤德教授合编，绪论和第十、十一章由郑贤德教授编写。

本书由上海理工大学华泽钊教授主审。

本书在编写过程中，动力工程专业教学指导委员会制冷与低温技术专业指导小组在1999年5月武汉会议时，曾听取过本书编写情况的汇报并进行了讨论，对本书编写工作及内容提出过宝贵的意见和建议，谨致以谢意。

本书内容涉及面广，以及由于引入了较多的新内容，如有不足之处，恳切希望读者批评指正。

编者

2000年1月

目 录

前言			
绪论	1		
第一章 制冷的热力学基础	5		
第一节 相变制冷	5		
第二节 绝热膨胀制冷	8		
第三节 制冷热力学特性分析	10		
第二章 制冷剂、载冷剂及润滑油	16		
第一节 制冷剂概述	16		
第二节 制冷剂的热物性参数及其计算方法	21		
第三节 制冷剂的物理化学性质及其应用	26		
第四节 常用制冷剂	30		
第五节 载冷剂	36		
第六节 润滑油	38		
第三章 单级压缩蒸气制冷循环	42		
第一节 单级压缩蒸气制冷机的理论循环	42		
第二节 单级压缩蒸气制冷实际循环	53		
第三节 单级压缩蒸气制冷循环性能的计算机计算	58		
第四节 单级压缩蒸气制冷循环的特性分析	59		
第五节 制冷循环的热力学第二定律分析	64		
第四章 两级压缩和复叠制冷循环	70		
第一节 概述	70		
第二节 两级压缩一级节流循环	71		
第三节 两级压缩制冷循环运行特性分析	78		
第四节 复叠式制冷循环	83		
第五章 其他制冷循环	89		
第一节 吸收式制冷循环	89		
第二节 压缩式气体制冷循环	104		
第三节 气体涡流制冷	108		
第四节 热电制冷	110		
第五节 固体吸附制冷	114		
第六章 制冷设备	117		
第一节 概述	117		
第二节 制冷装置的换热设备	118		
第三节 制冷装置的节流机构	152		
第四节 蒸气压缩式制冷装置的辅助设备	159		
第七章 制冷装置概述	176		
第一节 制冷装置分类与应用	176		
第二节 制冷装置的系统及冷却方式	177		
第八章 制冷装置的设计计算	183		
第一节 制冷装置的设计原则	183		
第二节 冷负荷的计算	185		
第三节 单级压缩蒸气制冷循环的计算机模拟	199		
第四节 制冷装置的特性分析	205		
第五节 制冷装置优化与计算机辅助设计简介	210		
第九章 实用制冷装置	217		
第一节 食品冷冻、冷藏装置	217		
第二节 真空冷冻干燥装置	231		
第三节 制冰及干冰装置	234		
第四节 空调用制冷装置	239		
第五节 试验用制冷装置	255		
第十章 空调装置的冷热源选择及制冷装置的节能	260		
第一节 空调装置的冷热源选择	260		
第二节 制冷装置的节能	263		
第十一章 制冷装置的安装与调试	266		
第一节 制冷装置的安装	266		
第二节 制冷装置的调试	269		
附录	275		
附录 A 计算马丁-侯方程常数的程序	275		
附录 B 用马丁-侯方程计算比焓和比熵的程序	276		
附录 C 单级压缩蒸气制冷循环性能的计算机程序	277		
附录 D 常用制冷剂压-焓图	280		
附录 E 制冷剂、载冷剂在不同条件下的表面传热系数计算准则式	289		
参考文献	296		

绪 论

从低于环境温度的空间或物体中吸取热量，并将其转移给环境介质的过程称为制冷。制冷技术是为适应人们对低于环境温度条件的需要而产生和发展起来的。

制冷和低温这两个概念是以制取低温的温度来区分的，但并没有严格的范围。通常，从环境温度到 120K 的范围属于制冷，而从 120K 以下到绝对零度 (0K) 的范围属于低温，也有将 120K 以下的制冷统称为低温制冷的。制冷与低温不仅体现在所获得的温度高低不同，还体现在所采用的工质以及获得低温的方法不同，但是亦有重叠交叉之处。

实现制冷所必需的机器和设备，称为制冷机。例如机械压缩式制冷机包括压缩机、蒸发器、冷凝器和节流机构；吸收式制冷机包括发生器、冷凝器、蒸发器、吸收器和节流机构等。在制冷机中，除压缩机、泵和风机等机器外，其余是换热器及各种辅助设备，统称为制冷设备。而将制冷机同消耗冷量的设备结合一起的装置称为制冷装置，如冰箱、冷库、空调机等。

除半导体制冷以外，制冷机都依靠内部循环流动的工作介质来实现制冷过程。它不断地与外界产生能量交换，即不断地从被冷却对象中吸取热量，向环境介质排放热量。制冷机使用的工作介质称为制冷剂。制冷剂在制冷系统中所经历的一系列热力过程总称为制冷循环。为了实现制冷循环，必须消耗能量，该能量可以是电能、热能、机械能、太阳能及其他形式的能量。

与制冷的定义相似，从环境介质中吸取热量，并将其转移给高于环境温度的加热对象的过程，称为热泵供热。热泵循环和制冷循环的形式相同，而循环的目的，所使用的制冷剂和循环工作区间的温度不同，当然亦有采用相同制冷剂的。对于从环境介质中吸取热量而向高温处排出热量的制冷系统，可交替或同时实现制冷与供热两种功能的机器称为制冷与供热热泵。从能量利用的观点来看，这是一种有效利用能量的方法，既利用了冷量，又利用了热量。

由于制冷循环和热泵循环的原理和计算方法是相似的，因此本书中只着重分析制冷循环。书中的“制冷原理”部分主要从热力学的观点来分析和研究制冷循环的理论和应用，并扼要介绍制冷剂、制冷换热器工作原理、结构和传热计算；“制冷装置”部分主要介绍制冷装置的设计计算及实用制冷装置。

制冷在国民经济各部门及人民生活中应用很广。

在人民生活中，家用冰箱、空调器的应用日益增多，有些发达国家的家用冰箱普及率已达到 99% 以上。在我国城镇，冰箱和空调器已广泛地进入家庭，近年来增长速度很快，发展前景很乐观。

制冷技术在商业上的应用主要是对易腐食品（如鱼、肉、蛋、蔬菜、水果等）进行冷加工、冷藏及冷藏运输，以减少生产和分配中的食品损耗，保证各个季节市场的合理销售。现代化的食品工业，对于易腐食品，从生产到销售已形成一条完整的冷链。所采用的制冷装置有冻结设备、冷库、冷藏列车、冷藏船、冷藏汽车及冷藏集装箱等。另外，还有供食品零售

的商用冷藏柜、冷柜以及消费者的家用冰箱等。而冷藏列车等运输式冷藏装置实际上就是可以高速移动的冷库，它是随着制冷技术和交通运输的发展而发展的，以满足食品冷链的需要。此外，与食品冷藏技术有关的是冷藏食品的包装化，即必须对肉类等采用分割加工工艺，然后进行冷却、冻结和包装冷藏，这样既能保证质量，提高冷库容量，并实现节能。

降温和空气调节在工矿企业、住宅和公共场所的应用也愈来愈广。空气调节分为舒适空调和工艺空调。舒适空调是用来满足人们舒适需要的空气调节，而工艺空调是为满足生产中工艺过程或设备的需要而进行的空气调节。空气调节对国民经济各部门的发展和对人民物质文化生活水平的提高有着重要的作用。这不仅意味着受控的空气环境对各种工业生产过程的稳定运行和保证产品的质量有重要作用，而且对提高劳动生产率、保护人体健康、创造舒适的工作和生活环境有重要意义。工业生产中的精密机械和仪器制造业及精密计量室要求高精度的恒温恒湿；电子工业要求高洁净度的空调；纺织业则要求保证湿度的空调。同时，在民用及公共建筑中，随着改革开放，旅游业的蓬勃发展，装有空调机的宾馆、酒店、商店、图书馆、会堂、医院、展览馆、游乐场所日益增多。此外，在运输工具如汽车、火车、飞机和轮船中，也不同程度地安装有空气调节设备。空气调节技术包括制冷、供暖、通风和除尘，其中制冷降温是空气调节的一项关键技术。

在工业生产过程中，制冷应用也很广。如机械制造中，对钢的低温处理，使金相组织内部的奥氏体转变为马氏体，改善钢的性能。在钢铁和铸造工业中，采用冷冻除湿送风技术，利用制冷机先将空气除湿，然后再送入高炉或冲天炉，保证冶炼及铸件质量。化学工业中，气体的液化，混合气分离，盐类结晶，润滑油脱脂，某些化学反应过程的冷却、吸收反应热和控制反应速度等过程中，都需要应用制冷技术。此外，石油裂解、合成橡胶、合成树脂、化肥、天然气液化、贮运也需要制冷。工业生产用制冷机的特点是容量比较大，蒸发温度范围广，一个工厂往往需要几千至几万千瓦的制冷量，所需的蒸发温度范围亦大，有的生产过程只需要零度以上，有的需要 -40°C 以下，而天然气液化时蒸发温度低达 -150°C 以下。

在核工业中，制冷技术用来控制原子能反应堆的反应速度，吸收核反应过程放出的热量。在航天和国防工业中，航空仪表、火箭、导弹中的控制仪器，以及航空发动机，都需要在模拟高温低温条件下进行性能实验。在高寒地区使用的汽车、拖拉机、坦克、常规武器、铁路车辆、建筑机械等，也都需要在模拟寒冷气候条件下的低温实验室里进行实验。为此就需要建造各种类型的低温试验室，其所要求的蒸发温度一般比较低，大约在 $-40\sim-80^{\circ}\text{C}$ 范围。此外，有些科学实验要求建立人工气候室以模拟高温、高湿、低温、低湿及高空环境。这类宇宙空间特殊环境的创造和控制，对军事和宇航事业的发展具有重要作用。

在建筑工业中，用冻土法挖掘土方。在挖掘矿井、隧道，或在泥沼、砂水处掘进时，可采用冻土法使工作面不坍塌，保证施工安全。混凝土加冰搅拌也已经普遍采用。三峡工程大坝混凝土预冷系统就是采用综合措施，在胶带上淋冷水冷却骨料，然后用冷风机风冷，再加片冰拌和混凝土。这是为防止坝体混凝土出现危害性的温度裂缝所必须采取的措施，这些大坝工程需要大冷量的制冷机和片冰机。

在农业方面，对农作物种子进行低温处理，人工配种时牲畜良种精液的低温保存，模拟阳光的日光型植物生长箱育秧等均需要制冷技术。

在医药卫生部门的冷冻手术，如心脏、外科、肿瘤、白内障、扁桃腺的切除手术，皮肤和眼球的移植手术及低湿麻醉等，均需要制冷技术。医药工业中，还利用真空冷冻干燥技术

保存如疫苗、菌种、毒种、血液制品等热敏性物质，以及制作各种动植物标本，低温干燥保存用于动物异种移植或同种移植的皮层、角膜、骨骼、主动脉、心瓣膜等组织。

此外，在微电子技术、光纤通信、能源、新型原材料、宇宙开发、生物工程技术这些尖端科学领域中，制冷技术也有重要的应用。

下面简单地介绍制冷技术的发展历史。

人类最早是将冬季自然界的天然冰雪，保存到夏季使用。这在我国、埃及和希腊等文化发展较早的国家的历史上都有记载。如《诗经》中就有“凿冰冲冲、纳于凌阴”的诗句，反映了当时人们贮藏天然冰的情况。《周礼》中有“凌人夏颁冰掌事”的记载。可见我国的采冰、贮冰技术早已采用。魏国曹植所写的《大暑赋》中亦有这样的诗句：“积素冰于幽馆，气飞积而为霜”。说明当时已懂得用冰作空调之用了。

西方最早来中国考察的意大利人马可·波罗，在他的《马可·波罗游记》一书中，对中国的制冰和建冰窖的方法有详细记述。

古代的埃及和希腊很早就有利用冰的记载。埃及人将清水存于浅盘中，天冷通风时，由于蒸发吸热，使盘内剩余水结冰。这是较早的人工造冰。

以上列举的只是古代人对天然冰的收藏、利用和简单的人工制冰，还谈不上制冷技术。机械制冷技术是随着工业革命而开始的。1755年爱丁堡的化学教授库仑（William Cullen）利用乙醚蒸发使水结冰。他的学生布拉克（Black）从本质上解释了融化和汽化现象，导出了潜热的概念，并发明了冰量热器，标志了现代制冷技术的开始。

1834年在伦敦工作的美国发明家波尔金斯（Jacob Perkins）正式呈递了乙醚在封闭循环中膨胀制冷的英国专利申请（No. 6662）。这是蒸气压缩式制冷机的雏型。

空气制冷机的发明比蒸气压缩式制冷机稍晚。1844年美国人戈里（John Gorrie）介绍了他发明的空气制冷机，这是世界上第一台制冷和空调用的空气制冷机。

1859年法国卡列（Ferdinand Carré）设计制造了第一台氨吸收式制冷机。

在各种型式的制冷机中，压缩式制冷机发展较快。从1872年美国人波义耳（Boyle）发明了氨压缩机，1874年德国人林德（Linde）建造第一台氨制冷机后，氨压缩式制冷机在工业上获得了较普遍的使用。随着制冷机型式的不断发展，制冷剂的种类也逐渐增多，从早期的空气、二氧化碳、乙醚到氟甲烷、二氧化硫、氨等。1929年随着氟利昂制冷剂的出现，使得压缩式制冷机发展更快，并且在应用方面超过了氨制冷机。随后，于20世纪50年代开始使用了共沸混合制冷剂，20世纪60年代又开始应用非共沸混合制冷剂。直至20世纪80年代关于淘汰消耗臭氧层物质CFC问题正式被公认以前，以各种卤代烃为主的制冷剂的发展几乎已达到相当完善的地步。

CFC问题的出现及其替代技术的发展，使制冷剂又进入一个以HFC为主体和向天然制冷剂发展的新的历史阶段。

20世纪制冷技术的发展还在于制冷范围的扩大，机器的种类和型式的增多，设备规模亦不断扩大。计算机技术的发展，亦推动了制冷技术的蓬勃发展，尤其是动态仿真优化、辅助设计、辅助测试、自动控制、集成制造和生产工艺管理等方面计算机技术的应用。此外，家用电冰箱和空调器等家用电器的绿色化、智能化、网络化、信息化等等，这一切都预示着制冷技术更加美好的未来。

我国制冷机制造业是在20世纪50年代末期才发展起来的。从20世纪50年代的仿制开

始到 20 世纪 60 年代自行设计制造，并制订了有关产品系列和标准。以后又陆续发展了多种型式制冷机。目前制冷空调行业已具有品种比较齐全的大、中、小型制冷空调产品系列，产品质量、性能、技术水平较过去有很大的提高，并已形成有一定基础的科研、教学、设计和生产体系，正在缩小与国外先进水平的差距。

随着我国加入世界贸易组织，国际国内市场的竞争日趋平等和激烈，从整体而言，这将会对我国经济发展起推动作用。对于电冰箱、家用空调器、溴化锂吸收式冷（热）水机组等在国内外市场已形成一定的竞争力。许多有自己特色的制冷空调产品的综合技术指标达到世界先进水平，并逐步进入国际市场，受到国外用户的青睐。另外行业内与国际知名企业或跨国公司进行合资、合作的企业近百家，产品包括部分制冷压缩机、冷水机组、冷冻冷藏设备等。其产品的先进性和价格均具市场竞争能力，一般不会受很大冲击。但是与跨国知名公司及其产品相比，我们在许多方面仍存在较大差距。例如，国内具有相当知名品牌和企业与国际跨国知名公司相比，无论是资本实力、生产规模、营销网络及方式，产品研究开发能力，还是品牌知名度与信誉度都有相当大的差距。制冷压缩机的研究开发和生产能力，制冷空调系统控制、智能化、网络化运行等亦存在较大差距，不具备竞争能力。我国虽已发展成为制冷空调产品的生产大国，但还不是制冷空调产品的强国。面对我国即将加入世贸组织的到来，国家大规模的现代化建设，特别是基础设施建设和农业的产品结构调整及推进城市化进程等改革措施都将会给我国制冷空调行业发展迎来新的机遇。目前国家投入巨资对机场、地铁、铁路、高速公路的建设将会带动大型空调机组、列车空调、冷藏运输车辆等产品的生产和促进我国冷藏链建设；加大农业投入，加速农业产业结构调整，将使谷物冷却机，粮食种子库的建设，蔬菜、水果、养殖加工业的发展和花卉业的兴起等，都将会导致冷冻，冷藏，气调储存设备产品的需求旺盛。国家这些政策的实施，亦为从事制冷空调业的设计、监理、咨询等服务业带来项目支持等。随着我国加入世贸组织，门户将进一步开放，国外企业和资本的进入肯定会加速，竞争和挑战将会加剧，我国制冷空调行业仍面临着降低关税、开放服务贸易、管理方式和企业发展战略转变的影响，因此我们应充分利用世贸组织协定允许的过渡期，进行结构调整形成规模经济，注重科技形成自己的开发能力，提高制冷空调产品的整体水平，以增强国际竞争力。可以预言，21 世纪我国制冷空调行业将会更飞速地发展。

第一章 制冷的热力学基础

在绪论中已经讨论了制冷机、热泵和制冷制热同时进行的联合机器。从热力学的角度考虑，尽管制冷机、热泵和联合机工作的温度区间不同，但它们的基本原理是一样的，即利用某种物质状态变化，从较低温度的热源吸取一定的热量（ Q_0 或 Q_a ），通过一个消耗功 W （或热量）的补偿过程，向较高温度的热源放出热量（ Q_k 或 Q_b ）。根据热力学第一定律，向高温热源的放热量应等于从低温热源吸取的热量与所消耗的功之和，即对于：

$$\left. \begin{array}{l} \text{制冷机} \\ \text{热 泵} \\ \text{联合机} \end{array} \right\} \begin{array}{l} Q_0 + W = Q_k \\ Q_a + W = Q_b \\ Q_0 + W = Q_b \end{array} \quad (1-1)$$

为了实现上述能量转换，首先必须有使制冷机能达到比低温热源更低温度的过程，并连续不断地从被冷却物体吸取热量。在制冷技术范围内，实现这一过程有下述几种基本方法：

(1) 相变制冷：利用液体在低温下的蒸发过程或固体在低温下的融化或升华过程从被冷却物体吸取热量以制取冷量。

(2) 气体绝热膨胀制冷：高压气体经绝热膨胀即可达到较低的温度，令低压气体复热即可制取冷量。

(3) 气体涡流制冷：高压气体经涡流管膨胀后即可分离为热、冷两股气流，利用冷气流的复热过程即可制冷。

(4) 热电制冷：令直流电通过半导体热电堆，即可在一端产生冷效应，在另一端产生热效应。

在这一章中只阐述相变制冷及气体绝热膨胀制冷，其他制冷方法将在第五章中讲述。

第一节 相变制冷

一、物质的相变特性

(一) 液体气化

物质从液态变为气态的过程称为气化。任何液体气化时都要吸收热量。在定压下，单位质量液体气化时所吸收的热量称为气化热 r （单位为 J/kg ）。

$$r = h'' - h' = T'(s'' - s') \quad (1-2)$$

式中， h 为比焓，单位为 J/kg ； s 为比熵，单位为 $J/(kg \cdot K)$ ；上角'表示液态；上角''表示气态。

对于任何一种液体，气化热是随其气化时的压力变化而变化的，气化热随着压力的升高而降低，在临界压力时，气化热为零；而在相同压力下，不同的液体其气化热是不相同的。

在制冷机的工作过程中，在低温下蒸发的制冷剂液体一般都是令高压液体经节流降压而得到的。较高压力的饱和液体节流降压后即进入两相区，并闪发出一定的饱和蒸气。对于

1kg 制冷剂, 若用 x 表示闪发后的干度, 则当其余液体全部转变为饱和蒸气时吸收的热量为

$$q_0 = r(1-x) \quad (1-3)$$

q_0 称为单位质量制冷量, 简称单位制冷量。分析式 (1-3) 可知, 单位制冷量不仅与制冷剂的气化热有关, 还随节流后的干度而变。制冷剂液体在节流膨胀前后压力变化范围越大, 则节流过程中闪发的气体越多, 因而单位制冷量就越小。

(二) 固体的融化与升华

在制冷技术中常应用纯水冰或溶液冰的融化及干冰 (固体二氧化碳) 的升华过程来制冷。除干冰可以由高压液体二氧化碳用降压法得到外, 纯水冰和溶液冰都需用制冷机制备。无论纯水冰、干冰或溶液冰, 因不具备流动性, 所以都不能利用它们的融化或升华过程来组成制冷机的循环。

天然冰的来源是有限的, 现代制冷技术中大量应用的纯水冰都来源于人工制冰厂。纯水冰的融化温度为 0°C 。所以, 利用纯水冰融化只能使被冷却的物体保持 0°C 以上的温度。1kg 纯水冰在 0°C 融化成同温度的水时, 可以吸收 335kJ 的热量。

在水的三相点温度以下, 冰可以直接升华为水蒸气, 冰升华时的温度与相应的压力有关。表 1-1 列出了升华压力和升华温度之间的关系。

表 1-1 冰的升华压力和对应的升华温度

温度/ $^\circ\text{C}$	0	-25	-50	-75
升华压力/kPa	0.61	63×10^{-3}	3.87×10^{-3}	0.116×10^{-3}

应用冰和盐混合物的融化过程可以达到 0°C 以下的低温。冰盐冷却的物理过程如下: 首先是冰吸热而融化, 即在冰的表面上蒙了一层水膜, 此时的温度为 0°C 。接着盐便溶解于水膜中, 吸收一定的溶解热, 因而使温度降低。此后, 冰在较低的温度下融化, 热交换是通过冰块表面上的盐水膜进行。当冰全部融化、盐全部溶解后, 便形成具有一定浓度的盐水溶液。冰盐冷却所能达到的温度与盐的种类以及溶液的浓度有关, 见表 1-2。

表 1-2 冰盐混合时的温度

混合物的组成	盐或酸的质量分数	混合后的最低温度/ $^\circ\text{C}$	混合物的组成	盐或酸的质量分数	混合后的最低温度/ $^\circ\text{C}$
水和盐			NaNO_3	0.371	-18.5
NH_4Cl	0.231	-5.1	NaCl	0.248	-21.2
NaNO_3	0.429	-5.3	$\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$	0.444	-21.5
$\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3 \cdot 5\text{H}_2\text{O}$	0.524	-8.0	$\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$	0.556	-40.3
$\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$	0.714	-12.4	$\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$	0.588	-55
NH_4NO_3	0.375	-13.6	雪或碎冰与双盐混合物		
NH_4SCN	0.571	-18.0	$\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O} + \text{K}_2\text{SO}_4$	0.112 + 0.084	-3.1
KSCN	0.600	-23.7	$\text{KCl} + \text{KNO}_3$	0.190 + 0.035	-11.8
雪或碎冰和盐			$\text{KCl} + \text{NH}_4\text{Cl}$	0.091 + 0.148	-18.0
$\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$	0.291	-9.0	$\text{Na}_2\text{NO}_3 + \text{KNO}_3$	0.359 + 0.062	-19.4
CaCl_2	0.231	-11.0	$\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O} + (\text{NH}_4)_2\text{SO}_4$	0.054 + 0.386	-20.0
KCl	0.281	-11.0	$\text{NH}_4\text{Cl} + \text{NH}_4\text{NO}_3$	0.115 + 0.270	-22.5
NH_4Cl	0.200	-15.8	$\text{NH}_4\text{Cl} + (\text{NH}_4)_2\text{SO}_4$	0.074 + 0.311	-22.5
NH_4NO_3	0.375	-17.3	$\text{KNO}_3 + \text{NH}_4\text{NO}_3$	0.049 + 0.404	-25.0

溶液冰是指由共晶溶液冻结成的冰，也称共晶冰。将共晶溶液充灌在密封容器里，并将它冻结成固体，即得到溶液冰。然后把这种容器移到需要冷却的地方，依靠吸收热量使共晶固体融化，就可使冷却对象降温。在共晶固体未完全融化成液体之前，它的温度是不变的，称为共晶温度。共晶温度低于 0°C 的共晶冰，通常应用于无机械制冷的冷藏汽车中。共晶温度高于 0°C 的共晶冰，通常作为储能空调系统的储能介质。

表 1-3 列出了一些用于制冷目的的共晶溶液的物理性质。

表 1-3 一些共晶溶液的物理性质

共晶溶液种类	盐在水溶液中的质量分数	冻结温度/ $^{\circ}\text{C}$	密度/ $(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	比热容/ $[\text{kJ}\cdot(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1}]$		融化热/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	共晶溶液在冻结时的体积膨胀率(%)
				溶液	共晶冰		
ZnSO ₄ 和 H ₂ O	0.272	-6.5	1.249×10^3	3.127	1.574	213.1	6.8
BaCl ₂ 和 H ₂ O	0.225	-7.8	1.239×10^3	3.345	1.637	246.6	7.9
Na ₂ S ₂ O ₃ 和 H ₂ O	0.300	-11.0	1.312×10^3	3.182	1.536	186.3	5.2
NH ₄ Cl 和 H ₂ O	0.193	-11.1	1.148×10^3	3.307	1.729	301.0	8.1
NH ₄ NO ₃ 和 H ₂ O	0.412	-17.35	1.188×10^3	2.972	1.557	286.3	5.8
NaNO ₃ 和 H ₂ O	0.370	-18.5	1.29×10^3	3.059	1.565	215.6	5.6
NaCl 和 H ₂ O	0.224	-21.2	1.17×10^3	3.336	2.005	236.1	7.9
K ₂ SO ₄ + KNO ₃ 和 H ₂ O	0.045 + 0.08	-3.8	1.093×10^3	3.935	1.833	319.8	8.1
KCl + KNO ₃ 和 H ₂ O	0.19 + 0.035	-11.8	1.15×10^3	3.182	1.666	265.8	7.7
NaNO ₃ + KNO ₃ 和 H ₂ O	0.359 + 0.062	-19.4	1.34×10^3	3.014	—	217.9	6.1

干冰是固体二氧化碳的习惯叫法。干冰升华时需要吸收升华热，故可用来制冷。

干冰的三相点参数为：温度 $t_v = -56.6^{\circ}\text{C}$ ，压力 $p_v = 5.2 \times 10^2 \text{ kPa}$ 。在大气压下，干冰的升华热为 573.6 kJ/kg ，升华温度为 -78.5°C 。

常压下干冰受热时直接升华为二氧化碳，它对食品无害，因此可用来冷却和保存食物，并且可直接与食物接触。

二、压—焓图

相变制冷是利用制冷剂的状态变化实现的。制冷剂在不同状态时具有不同的特性。制冷剂的特性可用表格、函数公式或曲线图来表示。一些制冷设计手册（例如：ASHRAE Handbook, Fundamentals）都会给出常用制冷剂的热力性质表。随着计算机技术的迅速发展，函数公式的用途越来越大，在本书第二章中将详细介绍利用计算机和函数公式来求得制冷剂特性数据的方法。

制冷剂性质曲线图有多种形式，但在制冷行业中用处最大、用得最多的一种叫做压—焓 ($p-h$) 图。压—焓图的纵坐标表示压力，横坐标表示比焓值。通常纵坐标都以对数坐标表示，因此压—焓图也叫 $\lg p-h$ 图。附录 D 给出了一些常用制冷剂的压—焓图。压—焓图的基本构造线图如图 1-1 所示。

图中的拱状曲线代表制冷剂所有的饱和液体和饱和蒸气的状态，曲线上的最高点为临界点，它是饱和蒸气和饱和液体的分界点，在它左面的曲线为饱和液体线，在它右

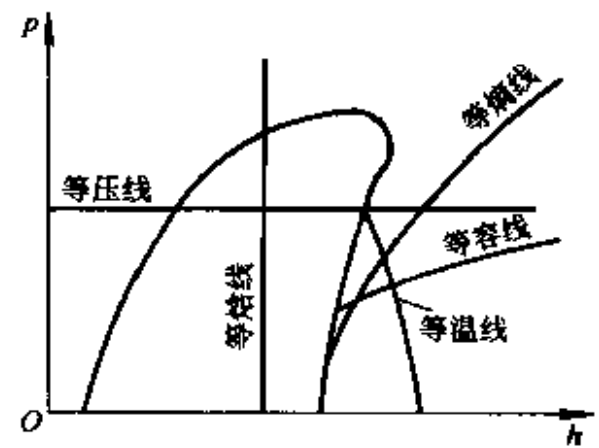


图 1-1 压—焓图

面的曲线为饱和蒸气线。拱状线内的区域为两相区，饱和液体线左边的区域为过冷液体区，饱和蒸气线右边为过热蒸气区，临界点以上为超临界区。

在压—焓图上，等压线和等比焓线是最简单的，分别为水平线和垂直线。纯物质的等温线在两相区为水平线，在过冷液体区为略向左上方延伸的上凹曲线，非常接近于垂直线。这是因为压力对过冷液体比焓值的影响很小的缘故。有些图在该区域没有标出等温线，这时就用垂直线代替，不会导致很大的误差。在过热蒸气区，等温线是向右下方延伸的下凹曲线。温度较高的等温线在压力较低时也接近于垂直线，这是因为此时的制冷剂气体已接近于理想气体，因而比焓值与压力无关。在过热蒸气区，等比体积线和等比熵线都是向右上方延伸的下凹曲线，但等比熵线的斜率比等比体积线大。各种等值特性线已经在图 1-1 中给出。

利用压—焓图查取热力学参数是很方便的。

例 1-1 制冷剂 R134a 在压力为 0.3MPa 和比体积为 $0.08\text{m}^3/\text{kg}$ 时，其温度和比焓值为多少？

解 应用附图 D-5 中 R134a 的压—焓图，状态点位于等压线和等容线的交点，由此可查出

$$t = 38^\circ\text{C}$$

$$h = 432\text{kJ/kg}$$

我们还可以利用压—焓图来表示液体气化制冷的全过程以及压缩蒸气制冷循环，有关这一内容将在第三章中作详细介绍。

第二节 绝热膨胀制冷

气体制冷机是利用高压气体的绝热膨胀以达到低温，并利用膨胀后的气体在低压下的复热过程来制冷。气体绝热膨胀的特性随所使用的设备而变，一般有三种方式。一种方式是令高压气体经膨胀机（活塞式或透平式）膨胀，此时有外功输出，因而气体的温降大，复热时制冷量也大；但要用膨胀机，系统结构比较复杂。在一般的气体制冷机中均采用这一膨胀方式。第二种方式是令气体经节流阀膨胀（通常称为节流），此时无外功输出，气体的温降小，制冷量也小，但系统结构比较简单，也便于进行气体流量的调节。值得指出的是，一些气体在某些状态时节流后并不一定降温，因此，在进入节流膨胀阀之前气体的温度一定要处在该气体节流后能降温的状态。还有一种方式是绝热放气制冷，这种制冷方式在低温制冷机中大量使用，在普通制冷中很少使用，这里不予讨论。

一、有外功输出的膨胀过程

当气体实现有外功输出的绝热膨胀时，最理想的情况是可逆的绝热膨胀，即等熵膨胀。等熵膨胀中温度随微小压力变化而变化的关系可用下式表示：

$$a_s = \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_s = \frac{T}{c_p} \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p \quad (1-4)$$

a_s 称为微分等熵效应。对于理想气体， $\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p = \frac{R}{p}$ ，故：

$$a_{s,d} = \frac{k-1}{k} \frac{T}{p} \quad (1-5)$$

膨胀过程的全部温降称为积分等熵效应:

$$\Delta T = \int_{p_1}^{p_2} a_s dp$$

对于理想气体经过演算以后可得:

$$\Delta T = T_1 - T_2 = T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (1-6)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (1-7)$$

在实际膨胀过程中, 由于过程的不可逆, 因此总是按多变过程膨胀。这时, 理想气体的积分等熵效应由下式确定:

$$\Delta T = T_1 - T_2 = T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} \right] \quad (1-8)$$

式中, m 为多变指数。

二、节流膨胀过程

在节流膨胀过程中没有外功的输出。如果在节流过程中气体与环境之间没有热量交换, 则节流前后的比焓值保持不变。因此, 如果在进入节流膨胀阀之前气体的温度处在该气体节流后能降温的状态, 节流过程也只是一个降温而不制冷的过程; 而且节流时有摩擦损失, 是一个不可逆过程, 其结果将导致熵的增加。

理想气体的内能 u 和 pv 值仅是温度的函数。因此, 理想气体节流时, $\Delta u = 0$, $\Delta h = 0$, $\Delta T = 0$, 这说明理想气体的节流过程前后比焓和温度均不变。

实际气体的内能不仅与温度有关, 而且还与压力有关, 节流后的温度 T_2 可大于、等于或小于节流前的温度 T_1 。实际气体节流膨胀时, 温度随微小压力变化而变化的关系可用下式表示:

$$a_h = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h \quad (1-9)$$

a_h 称为微分节流效应, 或称焦耳-汤姆逊效应, 简称焦-汤效应。由 a_h 可求出积分节流效应为:

$$\Delta T = T_2 - T_1 = \int_{p_1}^{p_2} \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h dp = \int_{p_1}^{p_2} a_h dp \quad (1-10)$$

微分节流效应也可表示成下式:

$$a_h = \frac{T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v}{c_p} \quad (1-11)$$

由式 (1-11) 可知, 微分节流效应的符号取决于 $T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p$ 与 v 的差值, 而此一差值与气体的种类及所处的状态有关。

纯物质在饱和区域内, 在相同的压降下具有相同的温差 ΔT , 因此:

$$a_s = a_h = \frac{dT}{dp} \quad (1-12)$$

它可以按照克拉贝隆-克劳修斯方程式计算求得:

$$\left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_s = \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_h = \frac{T}{r} (v'' - v') \quad (1-13)$$

第三节 制冷热力学特性分析

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

逆向循环是一种消耗功的循环。所有的制冷机和热泵都是按逆向循环工作的。在温—熵图或压—焓图上，循环的各个过程都是依次按逆时针方向变化的。

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

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

一、热源温度不变时的逆向可逆循环——逆卡诺循环

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

图 1-2 为一般逆卡诺循环的 $T-s$ 图。1-2 为等熵压缩过程，3-4 是等熵膨胀过程。2-3 是等温放热过程，4-1 是等温吸热过程。高温热源（例如环境介质）的温度为 T ，低温热源（即被冷却对象）的温度为 T_0 ，它们分别等于制冷剂放热时的温度 T_k 和吸热时的温度 T_0 。

现在对图中的循环 1-2-3-4-1 进行分析。制冷剂向高温热源放出的热量为：

$$q = T (s_1 - s_4) \quad (1-14)$$

在 $T-s$ 图上以面积 2-3-5-6-2 表示。在 1-4 过程中，制冷剂从被冷却对象所吸取的热量（称为制冷量）为：

$$q_0 = T_0 (s_1 - s_4) \quad (1-15)$$

循环所消耗的功 w_0 等于压缩过程（1-2 和 2-3）所消耗的功与膨胀过程（3-4 和 4-1）所获得的功之差

$$w_0 = (T - T_0) (s_1 - s_4) \quad (1-16)$$

在 $T-s$ 图上以面积 1-2-3-4-1 表示。

消耗单位功所获得的制冷量的值（用相同的能量单位），称为制冷系数，即：

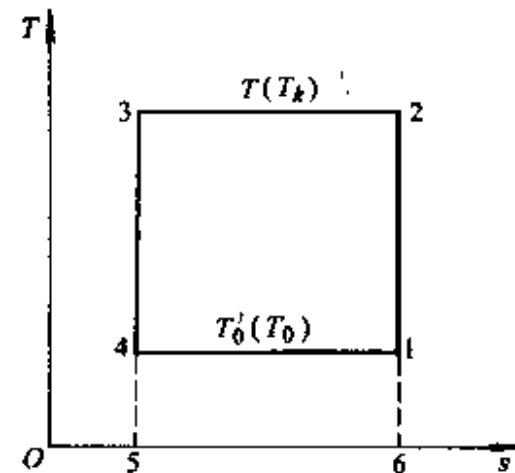


图 1-2 逆卡诺循环在 $T-s$ 图上的表示

$$\epsilon_0 = \frac{q_0}{w_0} \quad (1-17)$$

将式 (1-15)、式 (1-16) 代入式 (1-17), 得逆卡诺循环的制冷系数为:

$$\epsilon_0 = \frac{T'_0}{T - T'_0} = \frac{1}{\frac{T}{T'_0} - 1} \quad (1-18)$$

从上式可以看出, 逆卡诺循环的制冷系数与 T'_0 成正比, 与 $T - T'_0$ 成反比, 当 T 与 T'_0 越接近, ϵ_0 的值迅速上升, 即只用少量的功就可以把较多的热量从低温热源转移到高温热源。在一定的高温热源和低温热源下它是一定值。也就是说, 逆卡诺循环的制冷系数只与高温热源和低温热源的溫度有关, 而与制冷剂的性质无关。

由式 (1-18) 可得:

$$\frac{\partial \epsilon_0}{\partial T'_0} = \frac{T}{(T - T'_0)^2} \quad (1-19)$$

$$\frac{\partial \epsilon_0}{\partial T} = -\frac{T'_0}{(T - T'_0)^2}$$

故:
$$\left| \frac{\partial \epsilon_0}{\partial T'_0} \right| > \left| \frac{\partial \epsilon_0}{\partial T} \right| \quad (1-20)$$

由此可知, T 升高和 T'_0 降低都将导致逆卡诺循环制冷系数的降低, 而 T'_0 降低影响的程度更为显著, 这意味着要实现温度较低的制冷具有更高的难度。

现在, 让我们再来分析一下具有传热温差 (外部不可逆) 的循环, 如图 1-3 所示。图中高温热源温度为 T , 制冷剂向高温热源放热时的温度为 T_k ; 低温热源的温度为 T'_0 , 制冷剂向低温热源吸热时的温度为 T_0 。很显然, 如果 1'-2' 和 3'-4' 是可逆过程的话, 则 1'-2'-3'-4' 的制冷系数为:

$$\epsilon = \frac{T_0}{T_k - T_0} \quad (1-21)$$

它将小于按式 (1-18) 计算的 ϵ_0 。

事实上, 任何一个不可逆循环的制冷系数, 总是小于相同热源温度时的逆卡诺循环的制冷系数。而一切实际的制冷循环都是不可逆循环, 因此, 一切实际循环的制冷系数 ϵ 总是小于相同热源时的逆卡诺循环的制冷系数 ϵ_0 。

热力完善度 η 的定义为:

$$\eta = \frac{\epsilon}{\epsilon_0} \quad (1-22)$$

式中, ϵ 为实际制冷循环的制冷系数, ϵ_0 为相同热源温度时的逆卡诺循环的制冷系数。实际制冷循环的制冷系数随高温热源和低温热源的溫度不同以及过程的不可逆程度而变化, 其值可以大于 1, 或小于等于 1。而热力完善度是表示实际循环的完善性接近逆卡诺循环的程度。热力完善度的数值恒小于 1。

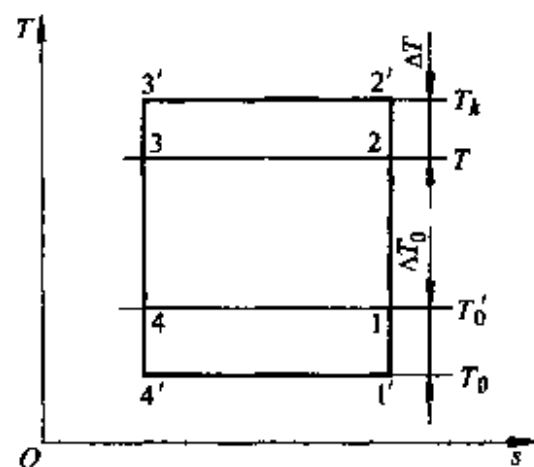


图 1-3 有温差传热的不可逆制冷循环

二、变温热源时的逆向可逆循环——洛伦兹循环

制冷机在实际工作中，被冷却对象的温度和环境介质的温度往往是随着热交换过程的进行而变化的。例如，水在逆流式换热器中被冷却，随着冷却过程的进行，水的温度是逐渐降低的。

在这种热源温度变化的情况下，逆向可逆循环将是怎样呢？这需要具体分析。

图 1-4 表示了高温热源和低温热源温度是变化的情况。在这种情况下如果要运用一个由两个等熵和两个等温过程组成的制冷循环，则制冷剂向高温热源的放热过程应是 $b-g$ ，它的温度等于热源温度 T_b 至 T_c 之间的最高温度 T_b ；制冷剂在蒸发过程中向被冷却物体吸热时的温度应该是 T_d ，它等于被冷却物体温度由 T_d 至 T_a 之间的最低温度 T_d 。点 e 的位置根据表示制冷量的面积 $e-d-d'-e'-e$ 等于 $a-d-d'-a'-a$ 而定。这个循环为了获得面积为 $e-d-d'-e'-e$ 的制冷量，需要消耗面积为 $f-g-d-e-f$ 的功。

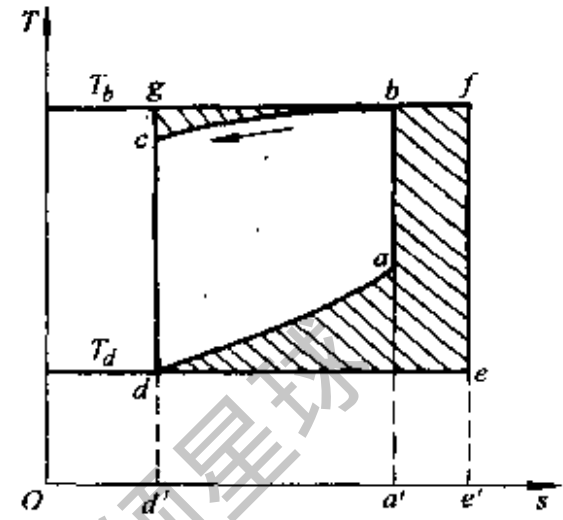


图 1-4 变温热源时的逆向可逆循环

如果我们使制冷机按可逆循环 $b-c-d-a-b$ 工作，则它在制取面积为 $a-d-d'-a'-a$ 的冷量时，只需要消耗面积为 $b-c-d-a-b$ 的功。显然，可逆的逆向循环 $b-c-d-a-b$ 是消耗功最小的循环，称为洛伦兹循环，它在制取相同的冷量时，比由两个等熵和两个等温过程组成的制冷循环 $f-g-d-e-f$ 少消耗的功，在图 1-4 中用阴影面积表示。

因此，我们可以得出这样的结论：在热源温度变化的条件下，由两个和热源之间无温差的热交换过程及两个等熵过程所组成的逆向可逆循环，是消耗功最小的循环，即制冷系数最高的循环。

在热源温度变化时，制冷循环的热力完善度可以表示成：

$$\eta = \frac{\epsilon}{\epsilon_L} \quad (1-23)$$

式中， ϵ 是实际循环的制冷系数， ϵ_L 是制冷剂与热源之间不存在温差的并有两个等熵过程所组成的逆向可逆循环，即洛伦兹循环的制冷系数。

洛伦兹循环可以被分解成许多个微元循环来计算其制冷系数。如图 1-5 所示，每个微元循环可以看作逆卡诺循环，其制冷系数为：

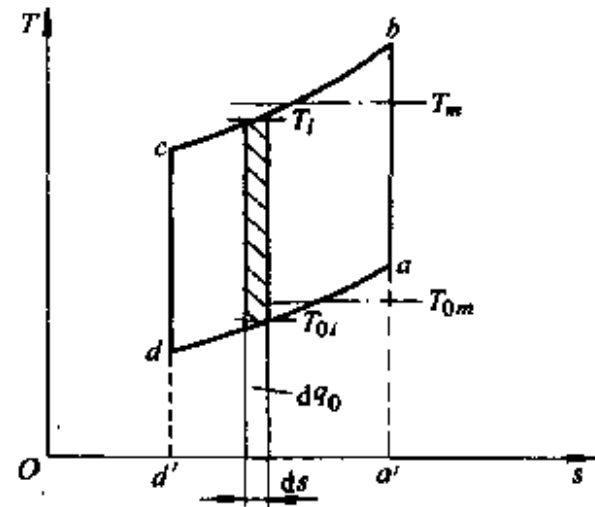


图 1-5 用微元循环来分析洛伦兹循环

$$\epsilon_i = \frac{dq_0}{dq_k - dq_0} = \frac{T_{0i} ds}{T_i ds - T_{0i} ds} = \frac{T_{0i}}{T_i - T_{0i}} \quad (1-24)$$

而整个制冷循环 $a-b-c-d-e$ 的制冷系数可表示为：

$$\epsilon_i = \frac{q_0}{q_k - q_0} = \frac{\int_a^b T_{0i} ds}{\int_c^b T_i ds - \int_d^a T_{0i} ds} = \frac{T_{0m}}{T_m - T_{0m}} \quad (1-25)$$

式中, T_{0m} 和 T_m 分别为制冷剂吸热时低温热源的平均温度和放热时高温热源的平均温度, 他们是热力学意义上的平均温度, 不是算术平均温度。由此可见, 洛伦兹循环的制冷系数等于一个以放热平均温度 T_m 和吸热平均温度 T_{0m} 为高、低温热源温度的等效逆卡诺循环的制冷系数。

三、热能驱动制冷循环

以热能直接驱动的制冷循环, 例如吸收制冷循环, 实际上为三热源循环, 如图 1-6 所示。

热量 q_0 取自低温的温度为 T_0 的被冷却物体, q_H 来自高温蒸气、燃烧气体或其他热源, q_k 是系统在 T_a 温度下 (通常是环境温度) 放出的热量。

按热力学第一定律:

$$q_k = q_H + q_0 \quad (1-26)$$

对于可逆制冷机, 按热力学第二定律, 在一个循环中熵增为零, 即:

$$\frac{q_k}{T_a} = \frac{q_H}{T_H} + \frac{q_0}{T_0} \quad (1-27)$$

从上述两个公式可以得到:

$$\frac{q_0}{q_H} = \left(\frac{T_0}{T_a - T_0} \right) \left(\frac{T_H - T_a}{T_H} \right) \quad (1-28)$$

通过输入热量制冷的制冷机, 其经济性是以热力系数作为评价指标的。热力系数是指获得的制冷量与消耗的热量之比, 用 ζ 表示。

对于可逆制冷机, 热力系数用 ζ_0 表示:

$$\zeta_0 = \frac{q_0}{q_H} \quad (1-29)$$

根据式 (1-28), 得:

$$\zeta_0 = \left(\frac{T_0}{T_a - T_0} \right) \left(\frac{T_H - T_a}{T_H} \right) \quad (1-30)$$

式 (1-30) 表明, 通过输入热量制冷的可逆制冷机, 其热力系数等于工作在 T_a 、 T_0 之间的逆卡诺循环制冷机的制冷系数 ϵ_0 与工作在 T_H 、 T_a 之间的正卡诺循环的热效率 $(T_H - T_a) / T_H$ 的乘积, 由于后者小于 1, 因此, ζ_0 总是小于 ϵ_0 。由此可见, 直接将输入功制冷机的制冷系数与输入热量制冷机的制冷系数进行比较是不合理的。从式 (1-30) 还可以看出, 输入热量制冷的制冷机, 其热力系数随加热热源温度 T_H 和被冷却物体的温度 T_0 的升高而增加。

四、压缩蒸气制冷循环

图 1-7 为一台单级压缩蒸气制冷机的流程图。它由下列四个基本设备组成:

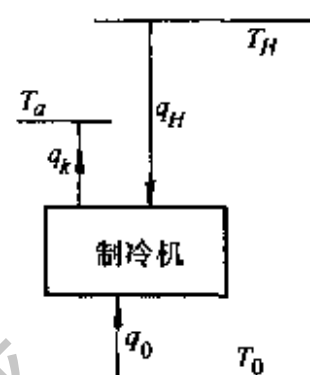


图 1-6 三热源制冷系统示意图

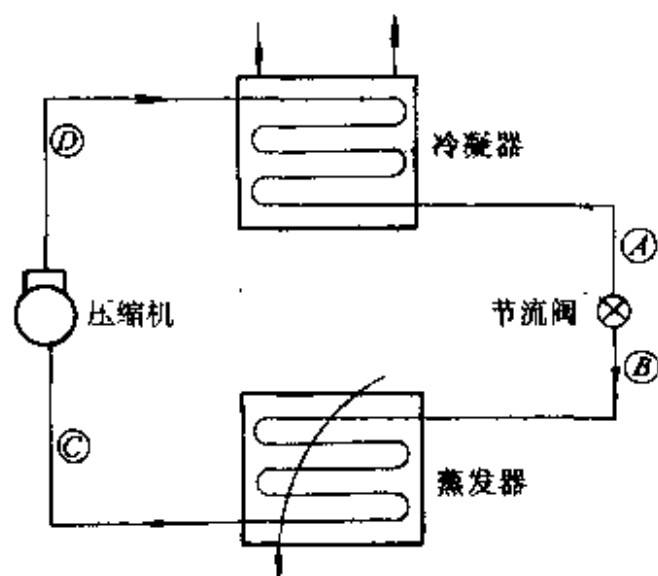


图 1-7 单级压缩蒸气制冷机的流程图

(1) 压缩机：它的作用是将蒸发器中的制冷剂蒸气吸入，并将其压缩到冷凝压力，然后排至冷凝器。常用的压缩机有往复式、离心式、螺杆式、涡旋式、滚动转子式和滑片式等数种。

(2) 冷凝器：它是一个换热器，它的作用是将来自压缩机的高压制冷剂蒸气冷却并冷凝成液体。在这一过程中，制冷剂蒸气放出热量，故需用其他物体或介质（例如：水、空气）来冷却。常用的冷凝器有列管式、套片式、套管式等。

(3) 节流机构：制冷剂液体流过节流机构时，压力由冷凝压力降低到蒸发压力，一部分液体转化为蒸气。常用节流机构有膨胀阀、毛细管等。

(4) 蒸发器：它也是一个换热器，它的作用是使经节流阀流入的制冷剂液体蒸发成蒸气，以吸收被冷却物体的热量。蒸发器是一个对外输出冷量的设备，输出的冷量可以冷却液体载冷剂，也可直接冷却空气或其他物体。常用的蒸发器有满液式、干式、套片式等。

从压缩机出来的高压高温制冷剂气体（D）进入冷凝器被冷却并进一步冷凝成液体（A）后，进入节流装置膨胀阀减压，部分液体闪发成蒸气，这些气液两相的混合物（B）进入蒸发器，在里面吸热蒸发成蒸气（C）后回到压缩机重新被压缩，从而完成一个循环。

在这个循环中，压缩机耗功 W ，蒸发器吸热 Q_0 ， Q_0 称为制冷量。根据制冷系数的定义，压缩蒸气制冷循环的制冷系数为：

$$\epsilon = \frac{Q_0}{W} \quad (1-31)$$

单位质量制冷剂在一次循环中所制取的冷量，称为单位质量制冷量（简称单位制冷量），用 q_0 表示。压缩机压缩单位质量的制冷剂所消耗的功，称为比功，用 w 表示。因此，制冷系数也可以由下式计算，

$$\epsilon = \frac{q_0}{w} \quad (1-32)$$

制冷量 Q_0 也可以通过下式计算，

$$Q_0 = q_m q_0 = q_v V \quad (1-33)$$

式中， q_m 为流经压缩机的制冷剂质量流量， V 为压缩机吸入口处的制冷剂体积流量。

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} \quad (1-34)$$

称为单位容积制冷量。它表示压缩机每吸入单位体积制冷剂蒸气（按吸气状态计的比体积 v_1 ）所制取的冷量，它仅与制冷剂及吸气状态有关。

五、热泵循环

热泵与制冷机在原理上是完全相同的，热泵就是以冷凝器或其他部件放出的热量来供热的制冷系统。如果说这两者有什么区别的话，主要有两点：

(1) 两者的目的不同。一台热泵（或制冷机）与周围环境在能量上的相互作用是从低温热源吸热，然后放热至高温热源，与此同时，按照热力学第二定律，必须消耗机械功。如果目的是为了获得高温（制热），也就是着眼于放热至高温热源，那就是热泵。如果目的是为了获得低温（制冷），也就是着眼于从低温热源吸热，那就是制冷机。

(2) 两者的工作温区往往有所不同。上述所谓的高温热源和低温热源，只是它们彼此相对面言的。由于两者目的不同，通常，热泵是将环境作为低温热源，而制冷机则是将环境作

为高温热源。那么，对同一环境温度来说，热泵的工作温区就明显高于制冷机。

对于同时制热和制冷的联合机，我们既可以称之为热泵，也可以称之为制冷机。

原则上，凡是能用来作制冷机的循环都可以用作热泵循环，凡是用于制冷机的分析方法都可以用于分析热泵。但是，由于目的的不同，热泵的经济性指标与制冷机有所不同。用于表示热泵效率的指标称为热泵系数，用 φ 表示，其定义为：

$$\varphi = \frac{Q_H}{W} \quad (1-35)$$

式中， Q_H 为热泵向高温热源的输送热量， W 为热泵机组消耗的外功。

由式 (1-31) 可得：

$$\varphi = \frac{Q_H}{W} = 1 + \varepsilon \quad (1-36)$$

上式给出了同一台机器，在相同工况下作热泵使用时的热泵系数与作制冷机使用时的制冷系数之间的关系。此外，上式还表明，热泵系数永远大于 1，所以，热泵从能量利用角度比直接消耗电能或燃料获取热量的要节能。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

第二章 制冷剂、载冷剂及润滑油

第一节 制冷剂概述

一、制冷剂的发展、应用与选用原则

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

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

乙醚是最早使用的制冷剂。它易燃、易爆，标准蒸发温度（沸点）为 34.5°C 。用乙醚制取低温时，蒸发压力低于大气压，因此，一旦空气渗入系统，就有引起爆炸的危险。后来，查尔斯·泰勒（Charles Tellier）采用二甲基乙醚作制冷剂，其沸点为 -23.6°C ，蒸发压力也比乙醚高得多。1866年，威德豪森（Windhausen）提出使用 CO_2 作制冷剂。1870年，卡特·林德（Carl Linde）对使用 NH_3 作制冷剂作出了贡献，从此大型制冷机中广泛采用 NH_3 为制冷剂。1874年，拉乌尔·皮克特（Raul Pictel）采用 SO_2 作制冷剂。 SO_2 和 CO_2 在历史上曾经是比较重要的制冷剂。 SO_2 沸点为 -10°C ，毒性大，它作为重要的制冷剂曾有60年之久的历史，后逐渐被淘汰。 CO_2 的特点是在使用温度范围内压力特别高（例如，常温下冷凝压力高达 8MPa ），致使机器极为笨重，但 CO_2 无毒，使用安全，所以曾在船用冷藏装置中作制冷剂，此历史也延续了50年之久，直到1955年才被氟利昂制冷剂所取代。近年来，由于它对大气臭氧层无破坏作用，同时又具有良好的传热性能，因而重新引起人们的广泛研究并在一定场合得到了应用。

卤代烃也称氟利昂（Freon，美国杜邦公司过去曾长期使用的商标名称）是链状饱和碳氢化合物的氟、氯、溴衍生物的总称。在18世纪后期，人们就已经知道了这类化合物的化学组成，但当作制冷剂使用是汤姆斯·米杰里（Thomes Midgley）于1929~1930年间首先提出来的。氟利昂制冷剂的种类很多，它们之间的热力性质有很大区别，但在物理、化学性质上又有许多共同的优点，所以，得到迅速推广，成为制冷业发展的重要里程碑之一。

但是，1974年美国加利福尼亚大学的莫利纳（M. J. Molina）和罗兰（F. S. Rowland）教授首先撰文指出，卤代烃中的氯原子会破坏大气臭氧层。在卤代烃制冷剂中，R11、R12、R13、R14、R113、R114等都是全卤代烃，即在它们的分子中只有氯、氟、碳原子，这类氟利昂称氯氟烃，简称CFCs；如果分子中除了氯、氟、碳原子外，还有氢原子（如R22），称氢氯氟烃，简称HCFCs；如果分子中没有氯原子，而有氢原子、氟原子和碳原子，称氢氟烃，简称HFCs。根据莫利纳和罗兰的理论，CFCs对大气臭氧层的破坏性最大。这就是著名的CFCs问题。为此，瑞典皇家科学院将1995年的诺贝尔化学奖授予这两位教授，以表彰他们在大气

化学特别是臭氧的形成和分解研究方面作出的杰出贡献。

大气平流层的臭氧层是人类及生物免遭短波紫外线伤害的天然保护伞。现已证实，大气臭氧层的耗减甚至出现空洞将会引起人们的皮肤癌、白内障等发病率的上升；会减退人类的免疫功能；引起农产品如大豆、玉米、棉花、甜菜等减产；会杀死水中微生物而破坏水生生物食物链，使渔业减产。此外，CFCs 的大量排放，还会助长温室效应，加速全球气候变暖。为此，联合国环保组织于 1987 年在加拿大的蒙特利尔市召开会议，36 个国家和 10 个国际组织共同签署了《关于消耗大气臭氧层物质的蒙特利尔议定书》，国际上正式规定了逐步削减 CFCs 生产与消费的日程表。我国政府已于 1992 年正式宣布加入修订后的《蒙特利尔议定书》，并于 1993 年批准了《中国消耗大气臭氧层物质逐步淘汰国家方案》。

为了加快淘汰步伐，逐步限制使用的时间表在不断地提前。到 1995 年 12 月在维也纳召开的《蒙特利尔议定书》缔约国第七次会议为止，国际上对 CFCs 和 HCFCs 物质限制日程表要点如下：

(1) 对 CFCs，包括 CFC11、CFC12、CFC113、CFC114、CFC115 等氯氟烃物质：

- 1) 对发达国家，规定从 1996 年 1 月 1 日起完全停止生产与消费。
- 2) 对发展中国家（CFCs 人均消耗量小于 0.3kg），最后停用的日期是 2010 年。

(2) 对 HCFCs，包括 HCHC22、HCFC142b、HCFC123 等：

- 1) 对发达国家，从 1996 年起冻结生产量，2004 年开始削减，至 2020 年完全停用。
- 2) 对发展中国家，从 2016 年开始冻结生产量，2040 年完全停用。

以上时间表还可能再提前。

从 20 世纪 80 年代后期开始，世界各国的科学家和技术专家就一直在寻找新的制冷剂。作为制冷剂应该符合如下要求：

1. 热力学性质方面

(1) 在工作温度范围内有合适的压力和压力比，即希望蒸发压力不低于大气压力，避免制冷系统的低压部分出现负压，使外界空气渗入系统，影响制冷剂的性质或加剧对设备材料的腐蚀或引起其他一些不良后果（如燃烧、爆炸等）；冷凝压力不要过高，以免设备过分笨重；冷凝压力与蒸发压力之比也不宜过大，以免压缩终了的温度过高或使往复式压缩机的输气系数过低。

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

(3) 比功 w 和单位容积压缩功 w_v 小，循环效率高。

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

2. 迁移性质方面

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

(2) 热导率大，这样可以提高热交换设备（如蒸发器、冷凝器、回热器……等）的传热

系数，减少传热面积，使系统结构紧凑。

3. 物理化学性质方面

(1) 无毒、不燃烧、不爆炸、使用安全。

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

(3) 对大气环境无破坏作用，即不破坏大气臭氧层，没有温室效应。

4. 其他

原料来源充足，制造工艺简单，价格便宜。

当然，完全满足上述要求的制冷剂是不存在的。各种制冷剂总是在某些方面有其长处，另一些方面又有不足。使用要求、机器容量和使用条件不同，对制冷剂性质要求的侧重面就不同，应按主要要求选择相应的制冷剂。一旦选定制冷剂后，由于它本身性质上的特点，又反过来要求制冷系统在流程、结构设计及运行操作等方面与之相适应。这些都必须在充分掌握制冷剂性质的基础上恰当地加以处理。

最早较全面地进行 CFCs 替代物研究的是美国国家标准与技术研究院（简称 NIST）的麦克林顿（McLinden）等人。他们从制冷剂的基本要求出发，对 860 种纯物质用计算机进行全面的筛选，结果发现较有前途的替代物仍然是氟利昂家族中的 HFCs，从而提出用 HFC134a（即 R134a）替代 R12，用 HCFC123 替代 R11。由于 HCFCs 最终也要被禁止使用，因此，HCFC123 只能作为过渡性的替代物。

由于 HFC134a 对温室效应仍有较大影响，欧洲特别是德国、丹麦等的一些科学家提出用自然物质作为替代物，例如 NH_3 、 CO_2 、碳氢化合物等。这些物质既不破坏大气臭氧层，又没有温室效应。

随着 HCFCs 禁止使用日期的临近，对 R22 替代物的研究正方兴未艾。到 1998 年为止，R22 替代物的研究主要集中在以 HFC32 为基础的 HFCs 混合物中，例如，R407C（HFC32/HFC125/HFC134a），R410A（HFC32/HFC125）等。

总而言之，到目前为止还没有找到一种可用于替代的理想制冷剂，各种研究仍然在努力地进行中。

二、制冷剂命名

目前用得较多的制冷剂，按其化学组成主要有三类：

无机物： NH_3 、 CO_2 和 H_2O 等。

卤代烃：二氟二氯甲烷（R12）、四氟乙烷（R134a）、二氟一氯甲烷（R22）、一氟三氯甲烷（R11）、三氟二氯乙烷（R123）、五氟丙烷（R245ca）等。

碳氢化合物：甲烷、乙烷、丙烷、异丁烷、乙烯、丙烯等。

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

上述三类制冷剂中，氟利昂属于人工合成制冷剂，其余为自然制冷剂。

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

1. 无机化合物

无机化合物的简写符号规定为 R7 ()。括号代表一组数字, 这组数字是该无机物分子量的整数部分。例如:

NH_3 , H_2O , CO_2

分子量的整数部分分别为 17, 18, 44。

符号表示 R717, R718, R744。

2. 卤代烃和其他烷烃类

烷烃类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 $\text{C}_m\text{H}_n\text{F}_x\text{Cl}_y\text{Br}_z$ ($n+x+y+z=2m+2$), 它们的简写符号规定为 $\text{R}(m-1)(n+1)(x)B(z)$, 每个括号是一个数字, 该数字数值为零时省去写, 同分异构体则在其最后加小写英文字母以示区别。表 2-1 为一些制冷剂的符号举例。

表 2-1 制冷剂符号举例

化合物名称	分子式	m, n, x, z 的值	简写符号
一氟三氯甲烷	CFCl_3	$m=1, n=0, x=1$	R11
二氟二氯甲烷	CF_2Cl_2	$m=1, n=0, x=2$	R12
三氟一溴甲烷	CF_3Br	$m=1, n=0, x=3, z=1$	R13B1
二氟一氯甲烷	CHF_2Cl	$m=1, n=1, x=2$	R22
二氟甲烷	CH_2F_2	$m=1, n=2, x=2$	R32
甲烷	CH_4	$m=1, n=4, x=0$	R50
三氟二氯乙烷	$\text{C}_2\text{HF}_3\text{Cl}_2$	$m=2, n=1, x=3$	R123
五氟乙烷	C_2HF_5	$m=2, n=1, x=5$	R125
四氟乙烷	$\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$	$m=2, n=2, x=4$	R134a
五氟丙烷	$\text{C}_2\text{H}_3\text{F}_5$	$m=3, n=3, x=5$	R245ca
乙烷	C_2H_6	$m=2, n=6, x=0$	R170
丙烷	C_3H_8	$m=3, n=8, x=0$	R290

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

3. 非共沸混合制冷剂

非共沸混合制冷剂的简写符号为 R4 ()。括号代表一组数字, 这组数字为该制冷剂命名的先后顺序号, 从 00 开始。构成非共沸混合制冷剂的纯物质种类相同, 但成分不同, 则分别在最后加上大写英文字母以示区别。例如, 最早命名的非共沸混合制冷剂写作 R400, 以后命名的按先后次序分别用 R401、R402、…、R407A, R407B, R407C 等表示。

4. 共沸混合制冷剂

共沸混合制冷剂的简写符号为 R5 ()。括号代表一组数字, 这组数字为该制冷剂命名的先后顺序号, 从 00 开始。例如最早命名的共沸制冷剂写作 R500, 以后命名的按先后次序分别用 R501、R502、…、R507 表示。

5. 环烷烃、链烯烃以及它们的卤代物

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

此外，有机氧化物、脂肪族胺，他们用R6开头，其后的数字是任选的。例如，乙醚为R610，甲酸甲酯为R611，甲胺为R630，乙胺为R631。详细的制冷剂标准符号可从表2-2中查出。

在大气臭氧层问题出来以后，为了能较简单地定性判别制冷剂对大气臭氧层的破坏能力，氟氯烃类物质代号中的R可表示为CFC，氢氟氯烃类物质代号中的R可表示为HCFC，氢氟烃类物质代号中的R可表示为HFC，碳氢化合物代号中的R可表示为HC，等等，数字编号不变。例如，R12可表示为CFC12，R134a可表示为HFC134a。

表 2-2 制冷剂的标准符号表示

代号	化学名称	分子式	代号	化学名称	分子式
卤代烃					
R10	四氯化碳	CCl ₄	R405A	R22/152a/142b/C318 (45/7/5.5/42.5)	
R11	一氟三氯甲烷	CFCl ₃	R406A	R22/600a/142b (55/4/41)	
R12	二氟二氯甲烷	CF ₂ Cl ₂	R407A	R32/125/134a (20/40/40)	
R13	三氟一氯甲烷	CF ₃ Cl	R407B	R32/125/134a (10/70/20)	
R13B1	三氟一溴甲烷	CF ₃ Br	R407C	R32/125/134a (23/25/52)	
R14	四氯化碳	CF ₄	R408A	R125/R143a/22 (7/46/47)	
R20	氯仿	CHCl ₃	R409A	R22/124/142b (60/25/15)	
R21	一氟二氯甲烷	CHFCl ₂	R410A	R32/125 (50/50)	
R22	二氟一氯甲烷	CHF ₂ Cl	R411A	R1270/22/152a (1.5/87.5/11)	
R23	三氟甲烷	CHF ₃	R411B	R1270/22/152a (3/94/3)	
R30	二氯甲烷	CH ₂ Cl ₂	共沸混合制冷剂		
R31	一氟一氯甲烷	CH ₂ FCl	R500	R12/152a (73.8/26.2)	
R32	二氟甲烷	CH ₂ F ₂	R501	R22/12 (75/25)	
R40	氯甲烷	CH ₃ Cl	R502	R22/115 (48.8/51.2)	
R41	氟甲烷	CH ₃ F	R503	R23/13 (40.1/59.9)	
R50 ^①	甲烷	CH ₄	R504	R32/115 (48.2/51.8)	
R110	六氯乙烷	CCl ₃ CCl ₃	R505	R12/31 (78.0/22.0)	
R111	一氟五氯乙烷	CCl ₃ CFCl ₂	R506	R31/114 (55.1/44.9)	
R112	二氟四氯乙烷	CFCl ₂ CFCl ₂	R507	R125/143a (50.0/50.0)	
R112a	二氟四氯乙烷	CF ₂ ClCCl ₃	碳氢化合物		
R113	三氟三氯乙烷	CF ₂ ClCFCl ₂	R50	甲烷	CH ₄
R113a	三氟三氯乙烷	CCl ₃ CF ₃	R170	乙烷	CH ₃ CH ₃
R114	四氟二氯乙烷	CFCl ₂ CF ₃	R290	丙烷	CH ₃ CH ₂ CH ₃
R114a	四氟二氯乙烷	CF ₂ ClCF ₃	R600	丁烷	CH ₃ CH ₂ CH ₂ CH ₃
R114B2	四氟二溴乙烷	CF ₂ BrCF ₂ Br	R600a	异丁烷	CH(CH ₃) ₃
R115	五氟一氯乙烷	CF ₂ ClCF ₃	R1150 ^②	乙烯	CH ₂ =CH ₂
R116	六氟乙烷	CF ₃ CF ₃	R1270 ^②	丙烯	CH ₃ CH=CH ₂
R120	五氯乙烷	CHCl ₂ CCl ₃	有机氧化物		
R123	三氟二氯乙烷	CHCl ₂ CF ₃	R610	乙醚	C ₂ H ₅ OC ₂ H ₅
R124	四氟一氯乙烷	CHFClCF ₃	R611	甲酸甲酯	HCOOCCH ₃
R124a	四氟一氯乙烷	CHF ₂ CF ₂ Cl	无机物		
R125	五氟乙烷	CHF ₂ CF ₃	R702	氢 (正氢和仲氢)	H ₂
R133a	三氟一氯乙烷	CH ₂ ClCF ₃	R704	氦	He
R134a	四氟乙烷	CH ₂ FCF ₃	R717	氨	NH ₃
R140a	三氟乙烷	CH ₃ CCl ₃	R718	水	H ₂ O
R142b	二氟一氯乙烷	CH ₃ CF ₂ Cl	R720	氖	Ne
R143a	三氟乙烷	CH ₃ CF ₃	R728	氮	N ₂
R150a	二氟乙烷	CH ₃ CHCl ₂	R729	空气	0.21O ₂ , 0.78N ₂ , 0.01Ar
R152a	二氟乙烷	CH ₃ CHF ₂	R732	氧	O ₂
R160	氟乙烷	CH ₃ CH ₂ Cl	R740	氩	Ar
R170 ^①	乙烷	CH ₃ CH ₃	R744	二氧化碳	CO ₂
R218	八氟丙烷	CF ₃ CF ₂ CF ₃	R744a	一氧化二氮	N ₂ O
R290 ^①	丙烷	CH ₃ CH ₂ CH ₃	R764	二氧化硫	SO ₂

(续)

代号	化学名称	分子式	代号	化学名称	分子式
环状有机物			脂肪族胺		
RC316	六氟二氯环丁烷	$C_4F_6Cl_2$	R630	甲胺	CH_3NH_2
RC317	七氟一氯环丁烷	C_4F_7Cl	R631	乙胺	$C_2H_5NH_2$
RC318	八氟环丁烷	C_4F_8	不饱和烃		
非共沸混合制冷剂			R1112a	二氟二氯乙烯	$CF_2 = CCl_2$
R400	R22/114 (80/20)		R1113	三氟一氯乙烯	$CFCl = CF_2$
R401A	R22/152a/124 (53/13/34)		R1114	四氯乙烯	$CF_2 = CF_2$
R401B	R22/152a/124 (61/11/28)		R1120	三氯乙烯	$CHCl = CCl_2$
R401C	R22/152a/124 (33/15/52)		R1130	二氯乙烯	$CHCl = CHCl$
R402A	R125/290/22 (60/2/38)		R1132a	二氟乙烯	$CH_2 = CF_2$
R402B	R125/290/22 (38/2/60)		R1140	氯乙烯	$CH_2 = CHCl$
R403A	R290/22/218 (5/75/20)		R1141	氟乙烯	$CH_2 = CHF$
R403B	R290/22/218 (5/56/39)		R1150	乙烯	$CH_2 = CH_2$
R404A	R125/143a/134a (44/52/4)		R1270	丙烯	$CH_2CH = CH_2$

注：1. 甲烷、乙烷和丙烷按序号放在氟利昂类，但它们实际上属于碳氢化合物。

2. 乙烯、丙烯放在碳氢化合物里，但它们实际上属于不饱和有机物。

第二节 制冷剂的热物性参数及其计算方法

一、热力学性质

制冷剂的常用热力学性质包括压力、温度、比体积、比内能、比焓、比熵、比热容、声速等，它们都是状态参数，彼此之间存在一定的函数关系。

制冷剂的热力学参数之间的关系是通过实验方法测定出来的，表 2-3 给出了一些制冷剂最基本的热力学性质数据。导出热力学量则是通过热力学关系式计算得到的。它们常被表示成两种形式：一种是热力学性质图和表，另一种是参数关系方程式。

表 2-3 一些制冷剂的基本热力学性质

制冷剂	分子量	正常沸点/°C	凝固点/°C	临界温度/°C	临界压力/kPa	临界比体积/L·kg ⁻¹
R704	4.0026	-268.9	—	-267.9	228.8	14.43
R702	2.0159	-252.8	-259.2	-239.9	1315	33.21
R720	20.183	-246.1	-248.6	-228.7	3397	2.070
R728	28.013	-198.8	-210	-146.9	3396	3.179
R729	28.97	-194.3	—	-140.7	3772	3.048
R740	39.948	-185.9	-189.3	-122.3	4895	1.867
R732	31.9988	-182.9	-218.8	-118.4	5077	2.341
R50	16.04	-161.5	-182.2	-82.5	4638	6.181
R14	88.01	-127.9	-184.9	-45.7	3741	1.598
R1150	28.05	-103.7	-169	9.3	5114	4.37
R503	87.5	-88.7	—	19.5	4182	2.035
R170	80.07	-88.8	-183	32.2	4891	5.182
R23	70.02	-82.1	-155	25.6	4833	1.942
R13	104.47	-81.4	-181	28.8	3865	1.729
R744	44.01	-78.4	-56.6	31.1	7372	2.135
R13B1	148.93	-57.75	-168	67.0	3962	1.342
R504	79.2	-57.2	—	66.4	4758	2.023
R32	52.02	-51.2	-78.4	78.3	5808	2.326
R125	120.02	-48.45	-103	60.1	3592	1.751
R1270	42.09	-47.7	-185	91.8	4618	4.495

(续)

制冷剂	分子量	正常沸点/℃	凝固点/℃	临界温度/℃	临界压力/kPa	临界比体积/L·kg ⁻¹
R143a	84.04	-47.6	-111.3	73.1	3776	2.305
R502	111.64	-45.4	—	82.2	4075	1.785
R290	44.10	-42.07	-187.7	96.8	4254	4.545
R22	86.48	-40.76	-160	96	4974	1.907
R115	154.48	-39.1	-106	79.9	3153	1.629
R717	17.03	-33.3	-77.9	133	11417	4.245
R500	99.31	-33.5	—	105.5	4423	2.016
R12	120.93	-29.8	-158	112.0	4113	1.792
R134a	102.03	-26.26	-96.6	101.1	4067	1.81
R152a	66.05	-25.00	-117	113.5	4492	2.741
R600a	58.13	-11.73	-160	135.0	3645	4.526
R124	136.5	-10.95	-199	122.25	3614	1.770
R764	64.07	-10.0	-75.5	157.5	7875	1.910
R142b	100.5	-9.8	-131	137.1	4120	2.297
R630	31.06	-6.7	-92.5	156.9	7455	—
RC318	200.04	-5.8	-41.4	115.3	2781	1.611
R600	58.13	-0.5	-138.5	152.0	3794	4.383
R114	170.94	3.8	-94	145.7	3259	1.717
R21	102.93	8.9	-135	178.5	5168	1.917
R160	64.52	12.4	-138.3	187.2	5267	3.028
R631	45.08	16.6	-80.6	183.0	5619	—
R11	137.38	23.82	-111	198.0	4406	1.804
R245ca	134.05	25.4	-73.4	178.5	3855	1.890
R123	152.91	27.9	-107	184	3676	1.818
R611	60.05	31.8	-99	214	5994	2.866
R610	74.12	34.6	-116.3	194	3603	3.790
R216	220.93	35.69	-125.4	180	2753	1.742
R113	187.39	47.57	-35	244.1	3437	1.736
R1130	96.95	47.8	-50	243.3	5478	—
R1120	131.39	87.2	-73	271.1	5016	—
R718	18.02	100.0	0	374.2	22103	3.128

在使用热力性质图和表时,应当注意焓和熵等参数的基准值的选取。不同的图表由于基准值选取不同,使同一温度和压力下的焓、熵值不同。这一问题在几个图或表同时联用时需加以注意,需将读取的参数用基准值的差予以修正。

第一章已较详细地讨论了 $\lg p-h$ 图的特点和用法,本节主要讨论参数关系方程式。

1. 压缩性系数

对于制冷剂过热蒸气,如引入压缩性系数 Z ,也称因子,则其状态方程可表示为:

$$p = \frac{ZRT}{v} \quad (2-1)$$

由该式可知,只要确定了 Z 值就可按上式计算过热蒸气的状态参数。

压缩性系数 Z 为无量纲量,它是温度和压力的函数。可用实验测定,也可用状态方程计算。 R 为摩尔气体常数,有时也称通用气体常数或理想气体常数,它与气体的种类无关,采用不同单位,其值不同,见表 2-4。

表 2-4 理想气体常数与单位

R	单位	R	单位
8.317×10^7	$\text{erg} \cdot \text{g mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	82.06	$\text{cm}^3 \cdot \text{atm} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
1.987	$\text{cal} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	8.206×10^{-5}	$\text{m}^3 \cdot \text{atm} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
8.314	$\text{J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	62.36	$\text{l} \cdot \text{mmHg} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
8.314	$\text{cm}^3 \cdot \text{MPa mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	10.73	$(\text{lb} \cdot \text{in}^{-2}) \cdot \text{ft}^3 \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

2. 饱和蒸气压

精确的蒸气压公式一般由实验数据拟合得到。下式是一个常用的蒸气压经验公式，

$$\ln p_r = a_0 + [a_1(1 - T_r) + a_2(1 - T_r)^{1.5} + a_3(1 - T_r)^3 + a_4(1 - T_r)^7 + a_5(1 - T_r)^9] / T_r \quad (2-2)$$

式中， p_r 是对比压力， T_r 是对比温度， a_0 、 a_1 、 a_2 、 a_3 、 a_4 、 a_5 是拟合所得到的常数，表 2-5 给出了部分制冷剂的常数值。

3. 气化热

制冷工质的气化热与单位质量制冷量有关系。气化热大，则单位制冷量也大。制冷工质的气化热可近似用下述式子计算：

$$r = r_s \left(\frac{1 - T_r}{1 - T_{cr}} \right)^{0.38} \quad (2-3)$$

4. 比热容

制冷剂在理想气体状态下的比热容一般由实验测得，然后拟合如下关系式：

$$c_p^0 = d_0 + d_1 T + d_2 T^2 + d_3 T^3 \quad (2-4)$$

式中， T 是温度，单位为 K； c_p^0 是比定压热容，单位为 $\text{J}/(\text{mol} \cdot \text{K})$ ； d_0 、 d_1 、 d_2 、 d_3 是常数，表 2-6 给出部分常用制冷剂的这些数值。

表 2-5 制冷剂的蒸气压公式常数

代号	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5
R717	0.2151775	-11.714860	10.615290	-15.732470	157.356500	-381.299300
R11	0.2382753	-11.443040	10.36222	-13.744610	118.436200	-314.090700
R12	-3.3406E-03	-6.842465	1.338775	-2.352322	-11.416020	36.438790
R22	1.375437E-02	-7.387311	2.147872	-4.524213	51.362020	-192.922000
R23	5.585194E-03	-7.449594	1.686090	-3.101506	-3.294165	3.618438
R32	2.870500E-02	-9.171495	5.778137	-13.22130	495.4324	-2315.876
R114	-0.0112166	-7.319179	1.760887	-4.139396	13.969760	-37.406220
R123	6.341934E-04	-7.413754	1.596611	-3.968871	9.000544	-10.311230
R125	-4.70400E-04	-7.428255	1.303146	-2.838507	-241.045200	2156.969
R134a	-3.54600E-03	-7.468451	1.139870	-2.761836	-56.832190	254.810300
R142b	8.023739E-03	-7.657899	2.202278	-3.098903	-6.811677	7.728292
R143a	2.424240E-03	-7.533813	2.078734	-4.217341	9.104964	-10.421640
R152a	-4.240036E-03	-7.306774	1.359038	-3.279532	20.546080	-23.109170
R290	6.227255E-03	-6.661327	1.194623	-1.900992	-33.577360	158.025700
R500	-3.790855E-05	-7.029198	1.509124	-3.341625	44.811390	-164.825700
R502	-1.931190E-04	-7.225070	2.071790	-5.625276	108.053100	-412.476300
R600a	-6.753445E-03	-6.947549	1.740707	-3.826073	15.51619	-48.9882

表 2-6 式(2-4)中常用制冷剂常数

制冷剂	R23	R32	R125	R22	R717	R134a	R600a	R123
d_0	28.189	36.79	23.602	18.636	26.18	-5.416	-1.390	6.021
d_1	2.464E-02	6.294E-02	0.28372	0.14433	0.0238	0.3438	0.3847	5.052E-01
d_2	2.641E-04	3.754E-04	-1.230E-04	-3.117E-05	1.707E-5	-2.535E-4	-1.846E-4	-7.632E-04
d_3	-3.010E-07	-3.216E-07	-5.672E-08	-6.665E-08	-1.185E-8	6.654E-8	2.895E-8	5.183E-07

注: 2.641E-04 表示 2.641×10^{-4} 。

5. 液体的密度

由于液体可压缩性很小, 可认为过冷液体的密度等于饱和液体的密度。饱和液体的密度 ρ_s 与温度有关, 可按式(2-5)计算,

$$\rho_s = \rho_c Z_c^{-(1-\tau_r)^r} \quad (2-5)$$

$$\tau = - \frac{\ln \left[\frac{\ln(\rho_s/\rho_c)}{\ln Z_c} \right]}{\ln(1-T_r)}$$

式中, ρ_c 是临界密度, ρ_s 是正常沸点时的密度, Z_c 是临界压缩因子, T_r 是对比温度, T_{br} 是正常沸点对比温度。

二、热物性参数的计算机计算方法

随着计算机技术的飞速发展以及计算精度要求的不断提高, 用计算机对制冷系统进行高精度的计算显得越来越重要。这一部分将着重介绍用计算机进行热物性参数的计算方法。

1. 汽相热力性质计算

我们知道, 由马丁和侯虞钧教授提出的马丁-侯状态方程(简称 MH 方程)是一多参数的状态方程, 将它用于制冷剂热力性质计算具有相当高的精度。马丁-侯状态方程的形式如下:

$$p = \frac{RT}{v-b} + \sum_{i=2}^5 \frac{f_i(T)}{(v-b)^i} \quad (2-6)$$

式中, $R = 8.314$ 为摩尔气体常数, $f_i(T)$ 称为温度函数, 由如下表达式计算:

$$f_i(T) = A_i + B_i T + C_i e^{-kT} \quad (2-7)$$

这里, A_i 、 B_i 、 C_i 称为方程常数, 其中 $k = 5.475$, $B_i = 0$, $C_i = 0$, 其余常数可通过制冷剂的临界参数及正常沸点计算得到。附录 A 给出了用计算机计算马丁-侯方程常数的可供参考的 FORTRAN 语言程序。

有了精确的状态方程, 我们就可以利用热力学关系式来计算导出热力性质, 如比焓和比熵。由热力学的余函数理论可知, 只要求得了自由能的余函数, 其他余函数都可以从自由能的余函数经过简单求导或加减运算就可以得到。由状态方程计算自由能的余函数公式为:

$$a^* - a = \int_{\infty}^v \left(p - \frac{RT}{v} \right) dv + RT \ln Z \quad (2-8)$$

余熵则可通过余自由能微分得到:

$$s^* - s = - \frac{\partial}{\partial T} (a^* - a) \quad (2-9)$$

余焓、余内能、余自由焓等均可通过余自由能和余熵得到：

$$\begin{aligned}h^* - h &= (a^* - a) + T(s^* - s) + RT(1 - Z) \\u^* - u &= (a^* - a) + T(s^* - s) \\g^* - g &= (a^* - a) + RT(1 - Z)\end{aligned}\quad (2-10)$$

将马丁—侯状态方程代入式(2-8)可以得到用马丁—侯状态方程计算余自由能的表达式：

$$a^* - a = RT \ln \frac{v - b}{v} - \sum_{i=2}^5 \frac{f_i(T)}{(i-1)(v-b)^{i-1}} + RT \ln Z \quad (2-11)$$

实际流体的性质 $M_{p,T}$ (如比焓、比熵) 应等于假定流体为理想气体, 但处于系统状态下的性质 $M_{p,T}^*$ 与相应余函数 M_r 之差, 即:

$$M_{p,T} = M_{p,T}^* - M_r \quad (2-12)$$

$M_{p,T}^*$ 的计算方法与理想气体相同, 例如:

$$\begin{aligned}h_{p,T}^* &= \int c_p dT + h_0 \\s_{p,T}^* &= \int \frac{c_p}{T} dT - R \ln p + s_0\end{aligned}\quad (2-13)$$

式中, h_0 、 s_0 是对基准态比焓和比熵值进行校正的常数, 与基准态取定及制冷剂种类有关; 因此, 实际流体的比焓和比熵可由下列式子计算:

$$\begin{aligned}h &= \int c_p dT + h_0 - (h^* - h) \\s &= \int \frac{c_p}{T} dT - R \ln p + s_0 - (s^* - s)\end{aligned}\quad (2-14)$$

根据上述思路, 将马丁—侯状态方程计算比焓和比熵用 FORTRAN 语言编成程序由附录二给出, 可供参考。

2. 液相热力性质计算

如果状态方程能适用于液相, 则上述方法就可用于液相的热力性质计算。但遗憾的是到现在为止, 除非是一些相当复杂的专用状态方程, 一般状态方程对液相的计算精度都不是很高, 达不到制冷系统性能计算的要求。因此, 液相热力性质可采用一些简单的但又具有较高精度的经验公式进行计算。

实践证明, 式(2-5)对饱和液体密度计算具有较高的精度, 而且用于计算压力不是很高的过冷液体也具有相当的精度。

饱和液体的比焓等于饱和蒸气的比焓减去气化热, 饱和液体的比熵等于饱和蒸气的比熵减去气化热与绝对温度的商, 饱和蒸气的热力性质可通过上述介绍的状态方程法计算得到。

过冷液体的比焓和比熵可近似取与饱和液体相等的值, 如果压力特别高或计算精度要求很高的话, 则可用下述式子近似计算,

$$\begin{aligned}h^l &= h_s^l - (p - p_s) v_s \\s^l &= s_s^l - \frac{(p - p_s) v_s}{T}\end{aligned}\quad (2-15)$$

式中, p 是系统实际压力, 下标 s 表示在温度为系统温度时饱和液体的热力性质。

例 2-1 请用计算机计算制冷剂 R134a 在温度为 -20°C 时饱和蒸气和饱和液体的比焓和

比熵。

解 计算步骤如下：

(1) 用饱和蒸气压公式 (2-2) 计算压力, 得 $p = 130.4\text{kPa}$ 。

(2) 用附录 A 提供的程序, 计算 R134a 的马丁—侯方程常数, 结果如下:

	2	3	4	5
A	-1.104659E+07	7.413261E+08	-6.286719E+10	6.581672E+11
B	9793.478000	171709.000000	0	3.999015E+10
C	-3.574172E+08	8.602646E+10	0	-5.745074E+14
b	37.880390			

注: 上述常数适用压力单位为 atm ($1\text{atm} = 0.1013\text{MPa}$); 比体积单位为 cm^3/kg ; 温度单位为 K。

(3) 将温度和压力代入马丁—侯状态方程 [式 (2-6)], 计算饱和蒸气比体积值。由于该方程关于比体积是 5 次型方程, 求根时只能采用数值的方法。高次方程求根方法在一般的数值计算方法中均有介绍, 这里不再介绍。计算结果为 $v = 0.1472\text{m}^3/\text{kg}$ 。

(4) 利用附录 B 给出的程序, 将温度、压力、比体积、理想气体比热容公式常数、马丁—侯状态方程常数输入, 就可以得到饱和蒸气比焓和比熵的数据。计算结果为: $h_g^* = 384.7\text{kJ/kg}$, $s_g^* = 1.7347\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$ 。

(5) 采用式 (2-3) 计算气化热。计算结果为 $r = 210.8\text{kJ/kg}$ 。饱和液体的比焓等于饱和蒸气的比焓减去气化热, 饱和液体的比熵等于饱和蒸气的比熵减去气化热与绝对温度的商。计算结果为: $h_g^l = 173.9\text{kJ/kg}$, $s_g^l = 0.9020\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$ 。

从这一例题我们可以看出, 用计算机计算热力参数似乎有点烦琐, 如果我们仅为了一个或少数几个热力性质数据而去编制一个程序, 得不偿失。但实际上, 我们不管是作制冷系统的设计还是作优化分析研究, 我们都经常地反复地要查找大量的热力性质数据, 这时, 用计算机就显得非常的方便。

第三节 制冷剂的物理化学性质及其应用

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

一、安全性

安全性对操作人员是非常重要的, 尤其是在制冷机长期连续运转的情况下, 制冷剂的毒性、燃烧性和爆炸性都是评价制冷剂安全程度的性质, 各国都规定了最低安全程度的标准, 如 ANSI/ASHRAE15—1992 等。

1. 毒性

毒性通常是通过对动物的试验和对人的影响的资料来确定的。美国工业与环境卫生专家大会用 TLVs (Threshold Limit Values) 指标作为毒性标准, 美国杜邦公司用 AEL (Allowable Exposure Limit) 指标作为毒性标准, 这两个指标在数量上非常接近。它们都反映了人们在此指标下可以在较长时间内接触制冷剂而不至于产生不良反应。如果这些指标的数值为 1000

或 1000 以上, 则可认为这种制冷剂是无毒的。表 2-7 给出了一些常用制冷剂的 TLVs 值或 AEL 值。值得指出的是, 虽然一些氟利昂制冷剂其毒性都较低, 但它们在高温或火焰作用下会分解出极毒的光气, 这一点在使用时要特别注意。

表 2-7 制冷剂的毒性指标

制冷剂代号	TLVs 或 AEL	制冷剂代号	TLVs 或 AEL	制冷剂代号	TLVs 或 AEL	制冷剂代号	TLVs 或 AEL
R11	1000	R123	10	R143a	1000	R600a	1000
R12	1000	R124	500	R152a	1000	R717	25
R22	1000	R125	1000	R290	1000	R718	5000
R23	1000	R134a	1000	R500	1000	R744	4000
R32	1000	R142b	1000	R502	1000		

2. 燃烧性和爆炸性

各种制冷剂的燃烧性和爆炸性差别很大。易燃的制冷剂在空气中的含量达到一定范围时, 遇明火就会产生爆炸。因此, 应尽量避免使用易燃和易爆炸的制冷剂。万一必须使用时, 必须要有防火防爆安全措施。一些易燃制冷剂的爆炸特性见表 2-8。表中, None 表示不燃烧, na 表示未知, 爆炸极限表示在空气中发生燃烧或爆炸的体积百分比的范围。这一范围的下限值越小, 表示越易燃; 下限值相同, 则范围越宽越易燃。

表 2-8 一些制冷剂的易燃易爆特性

制冷剂代号	爆炸极限体积分数(%)	制冷剂代号	爆炸极限体积分数(%)	制冷剂代号	爆炸极限体积分数(%)	制冷剂代号	爆炸极限体积分数(%)
R11	None	R123	None	R143a	6.0 - na	R502	None
R12	None	R124	None	R152a	3.9 - 16.9	R600a	1.8 - 8.4
R22	None	R125	None	R290	2.3 - 7.3	R717	16.0 - 25.0
R23	None	R134a	None	R500	None	R718	None
R32	14 - 31	R142b	6.7 - 14.9				

3. 安全分类

以前对制冷剂的安全性分别以毒性和可燃性作出规定, 最近国际标准 ISO5149—93 和美国标准 ANSI/ASHRAE34—92 对制冷剂的安全分类作了较大的调整, 将毒性与可燃性合在一起, 规定了 6 个安全等级, 表 2-9 给出了这 6 个等级的划分定义。表 2-10 给出了一些制冷剂的安全分类。

表 2-9 ASHRAE34—1992 以毒性和可燃性为界限的安全分类

可燃性		毒性		
		TLVs 值确定或一定的系数, 制冷剂体积分数 $\geq 4 \times 10^{-4}$	TLVs 值确定或一定的系数, 制冷剂体积分数 $< 4 \times 10^{-4}$	
无火焰传播		不燃	A1	B1
制冷剂 $LFL > 0.1 \text{ kg/m}^3$, 燃烧热 $< 19000 \text{ kJ/kg}$		低度可燃性	A2	B2
制冷剂 $LFL \leq 0.1 \text{ kg/m}^3$, 燃烧热 $\geq 19000 \text{ kJ/kg}$		高度可燃性	A3	B3
		低毒性		高毒性

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

表 2-10 一些制冷剂的安全分类

制冷剂代号	安全分类	制冷剂代号	安全分类	制冷剂代号	安全分类	制冷剂代号	安全分类
R11	A1	R123	B1	R143a	A2	R502	A1
R12	A1	R124	A1	R152a	A2	R600a	A3
R22	A1	R125	A1	R290	A3	R717	B2
R23	A1	R134a	A1	R500	A1	R718	A1
R32	A2	R142b	A2				

二、热稳定性

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

氨：当温度超过 250℃ 时分解成氮和氢。

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

R12：在与铁、铜等金属接触时，在 410 ~ 430℃ 时分解，并生成氢、氟和极毒的光气。

R22：在与铁相接触时 550℃ 开始分解。

三、对材料的作用

碳氢化合物制冷剂对金属无腐蚀作用。

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

含镁量超过约 2% 的镁锌铝合金不能用在卤素化合物制冷剂的制冷机中，因为若有微量水分存在时就会引起腐蚀。有水分存在时，氟利昂水解成酸性物质，对金属有腐蚀作用。氟利昂与润滑油的混合物能够水解铜。所以当制冷剂在系统中与铜或铜合金部件接触时，铜便溶解到混合物中，当和钢或铸铁部件接触时，被溶解的铜离子又会析出，并沉浸在钢铁部件上，形成一层铜膜，这就是所谓的“镀铜”现象。这种现象对制冷机的运行极为不利，因此，制冷系统中应尽量避免有水分存在。

氨制冷机中不适合用黄铜、紫铜和其他铜合金，因为有水时要引起腐蚀。但磷青铜与氨不起作用。

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

四、对润滑油的互溶性

在大多数制冷机里，工质与润滑油相互接触是不可避免的。各种工质与润滑油之间的溶解程度不同。有的完全互溶，有的几乎不溶解，而有的是部分溶解。若制冷工质与油不相溶解，可以从冷凝器或贮液器将油分离出来，避免将油带入蒸发器中，降低传热效果。制冷工质与油溶解会使润滑油变稀，影响润滑作用，且油会被带入蒸发器中，影响到传热效果。有关制冷系统与润滑油特性的详细内容将在本章第六节中作进一步介绍。

五、对水的溶解性

不同制冷剂溶解水的能力不同。氨可以溶解比它本身大许多倍的水，生成的溶液冰点比水的冰点低。因此在运转的制冷系统中不会引起结冰而堵塞管道通路，但会对金属材料引起腐蚀。氟利昂很难与水溶解，烃类制冷剂也难于溶解于水。例如在 25℃ 时，水在 R134a 液体中只能溶解 0.11%（质量分数）。当制冷剂中水的含量超过上述百分数时就会有纯水存在。当温度降到 0℃ 以下时，水就会结成冰，堵塞节流阀或毛细管的通道，形成“冰堵”，致使制冷机不能正常工作。表 2-11 给出水分在一些制冷剂中的溶解度。

表 2-11 水分在一些制冷剂中的溶解度(25℃)

制冷剂代号	溶解度质量分数(%)	制冷剂代号	溶解度质量分数(%)	制冷剂代号	溶解度质量分数(%)	制冷剂代号	溶解度质量分数(%)
R11	0.0098	R32	0.12	R134a	0.11	R290	①
R12	0.01	R123	0.08	R142b	0.05	R500	0.05
R22	0.13	R124	0.07	R143a	0.08	R502	0.06
R23	0.15	R125	0.07	R152a	0.17	R600a	①

注：①表示没有找到可用的数据。

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

六、泄漏性

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

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

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

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

七、制冷剂与大气环境

在本章第一节中已经指出，氟利昂类制冷剂中，凡分子内含有氯或溴原子的制冷剂对大气臭氧层有潜在的消耗能力。为描述对臭氧的消耗特征及其强度分布，通常使用 ODP 值。ODP 值 (Ozone Depletion Potential) 表示对大气臭氧层消耗的潜能值，以 R11(CFC11) 作为基准值，其值被人为地规定为 1.0。图 2-1 和表 2-12 给出了

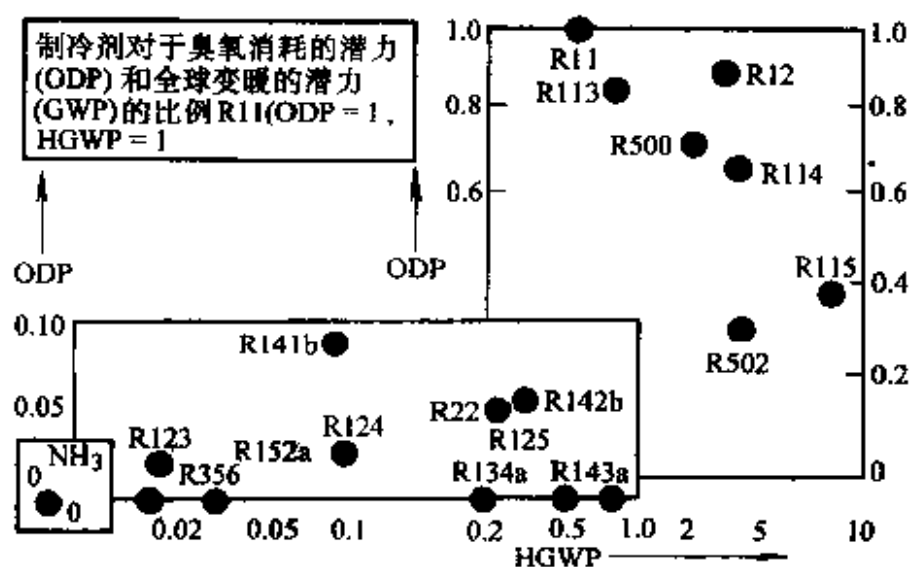


图 2-1 一些制冷剂的 ODP 值和 HGWP 值示意图

一些制冷剂的 ODP 值。

这类制冷剂不仅要破坏大气臭氧层，还具有全球变暖潜能 (Global Warming Potential, 简称 GWP)。具有全球变暖效应的气体称为温室气体。作为基准，人们也选用 R11 (CFC-11) 的值为 1.0，其符号为 HCWP。以前，也曾经用二氧化碳作为基准，规定二氧化碳的值为 1.0，其符号为 GWP。两者的换算关系为前者是后者的 3500 倍。图 2-1 和表 2-12 也给出了一些制冷剂的 HCWP 值和 GWP 值。

表 2-12 一些制冷剂的 ODP 值和 GWP 值

制冷剂代号	GWP (CO ₂ = 1.0)	ODP	制冷剂代号	GWP (CO ₂ = 1.0)	ODP	制冷剂代号	GWP (CO ₂ = 1.0)	ODP
R11	3500	1.0	R124	350	0.022	R290	0	0
R12	7100	1.0	R125	2940	0	R500	6300	0.75
R22	1600	0.055	R134a	875	0	R502	9300	0.23
R23	na	0	R142b	1470	0.065	R600a	0	0
R32	650	0	R143a	2660	0	R717	0	0
123	70	0.02	152a	105	0	718	0	0

GWP 或 HCWP 值虽然反映了温室气体进入大气以后所直接造成的全球变暖效应，但它却不能反映由于这些气体而导致化石燃料能源消耗而引起的二氧化碳量排放增加所导致的间接全球变暖效应。考虑到这一因素，人们提出用“总等效温室效应 (Total Equivalent Warming Impact, 缩写 TEWI)”来描述温室气体的全球变暖效应。TEWI 包括两部分：第一部分是直接温室效应 (Direct Warming Impact)，它是指温室气体的排放、泄漏以及系统维修或报废时进入大气后对大气温室效应的影响，可以表示为温室气体的 GWP 值与排放总和的乘积；第二部分是间接温室效应 (Indirect Warming Impact)，它是指使用这些温室气体 (主要是制冷剂) 的装置因耗能 (主要指电能和燃烧化石燃料) 引起的二氧化碳排放所带来的温室效应。由此可以看出，TEWI 是一个评价温室效应的综合指标，它不仅包括排放总量的影响，而且包括装置用能效率 (例如 COP)、化石燃料转化为电能或机械能的效率对温室效应的间接影响。TEWI 不单是温室气体物性的函数，因此，无法给出某一温室气体的 TEWI 值。

从上述讨论可以看出，传统制冷剂 R11, R12 不仅 ODP 值很高，而且 GWP 值也很高，是大气环境极不友好的制冷剂，因此要被禁止使用。作为替代 R12 的新制冷剂 R134a，虽然其 ODP 值已经是 0，但仍有较高的 GWP 值，要造成全球变暖效应。一些自然制冷剂如 R600a, R717, R290 等，它们既不破坏大气臭氧层，又不导致全球变暖，是环境“友好”制冷剂。

第四节 常用制冷剂

一、无机物

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

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

氨对人体有较大的毒性，也有一定的可燃性，安全分类为 B2。氨蒸气无色，具有强烈的刺激性臭味。它可以刺激人的眼睛及呼吸器官。氨液飞溅到皮肤上时会引起肿胀甚至冻

伤。当氨蒸气在空气中容积浓度达到 0.5% ~ 0.6% 时，人在其中停留半小时即可中毒。氨可以引起燃烧和爆炸，当空气中氨的含量达到 16% ~ 25%（容积百分比）时可引起爆炸。空气中氨的含量达到 11% ~ 14% 时即可点燃（燃烧时呈黄色火焰）。因此车间内的工作区里氨蒸气的浓度不得超过 0.02mg/L。若系统中氨所分离的游离氢积累到一定程度，遇空气会引起强烈爆炸。

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

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

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

目前氨用于蒸发温度在 -65°C 以上的大型或中型单级、双级往复式及螺杆式制冷机中，也有应用于大容量离心式制冷机中。

二、氟利昂

1. R12

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

R12（二氟二氯甲烷， CF_2Cl_2 ）曾经是应用最广的中温制冷剂，沸点 -29.8°C ，凝固点 -158°C ；应用于中等蒸发温度和低蒸发温度的制冷系统中，在多级活塞式制冷机中可达到 -70°C 的低温。

R12 无色，气味很弱，有芳香味，当它在空气中含量达 20% 时人才会感觉到。R12 毒性小，不燃烧，不爆炸，是一种很安全的制冷剂。只有在空气中浓度过大时（容积浓度超过 80%）才会使人窒息。

R12 当温度达到 400°C 以上时，与明火接触会分解出极毒的光气。

水在 R12 中的溶解度很小，且随温度的降低而减小。所以在 R12 系统里应该严格限制含水量，一般规定 R12 中的含水量不得超过 0.01%。制冷系统、设备和管道在充灌 R12 之前必须经过严格的干燥处理，且需在充液管路中或系统中设有干燥器。

在常用温度范围内 R12 能与矿物性润滑油以任意比例相互溶解。

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

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

2. R134a

R134a（四氟乙烷， CH_2FCF_3 ）作为 R12 的替代制冷剂而提出，它的许多特性与 R12 很

接近，这一点可从表 2-3 可以看出。

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

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

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

R134a 与矿物油不相溶，但在温度较高时能完全溶解于多元烷基醇类 (Polyalkylene Glycol, 简称 PAG) 和多元醇酯类 (Polyol Ester, 简称 POE) 合成润滑油；在温度较低时，只能溶解于 POE 合成润滑油。

R134a 的化学稳定性很好，然而由于它的溶水性比 R12 要强的多，这对制冷系统很不利。即使少量水分存在，在润滑油等的一起作用下，将会产生酸、CO 或 CO₂，将对金属产生腐蚀作用，或产生“镀铜”现象。因此，R134a 对系统的干燥和清洁性要求更高。而且，不能用与 R12 相同的干燥剂，必须用与 R134a 相容的干燥剂，如 XH-7 或 XH-9 型分子筛。R134a 对钢、铁、铜、铝等金属均未发现有相互化学反应的现象，仅对锌有轻微的作用。R134a 对塑料无显著影响，除了对聚苯乙烯稍有影响外，其他的大多可用。和塑料相比，合成橡胶受 R134a 的影响略大，特别是氟橡胶。

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

3. R22

R22 (二氟一氯甲烷, CHF₂Cl) 也是较常用的中温制冷剂，在相同的蒸发温度和冷凝温度下，R22 比 R12 的压力要高 65% 左右。R22 的沸点为 -40.8℃，凝固点 -160℃。它在常温下的冷凝压力和单位容积制冷量与氨差不多，比 R12 要大，压缩终温介于氨和 R12 之间，能制取的最低蒸发温度为 -80℃。

R22 无色，无味，不燃烧，不爆炸，毒性比 R12 略大，但仍然是安全的制冷剂，安全分类为 A1。它的传热性能与 R12 差不多，流动性比 R12 好；溶水性比 R12 稍大，但仍然属于不溶于水的物质。对 R22，含水量仍然限制在 0.01% 以内。同时系统内应装设干燥器。

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

R22 能够部分地与矿物油相互溶解，而且其溶解度随着矿物油的种类及温度而变。矿物油在 R22 制冷系统各部分中产生不同的影响。在冷凝器中，矿物油将溶解于 R22 液体中，不易在传热表面形成油膜而影响传热。在贮液器中，R22 液体与油形成基本上是均匀的溶液而不会出现分层现象。因而不可能从贮液器中将油分离出来。矿物油与 R22 一同进入到蒸发器后，对于满液式蒸发器来说，随着 R22 的不断蒸发，矿物油在其中越积越多，使蒸发温度提高，传热系数降低。因此，在氟利昂制冷机中，一般采用蛇管式蒸发器（或管内蒸发的壳管式蒸发器），而且液体从上面供入，蒸气从下边引出，使矿物油与 R22 蒸气一同返回压缩机中。在压缩机的曲轴箱里，油中会溶解 R22。机器停用时，曲轴箱内压力升高，油中

的 R22 溶解量增多。当压缩机启动时，曲轴箱内的压力降低到蒸发压力，油中的 R22 会大量蒸发出来，使油起泡，这将影响油泵的工作。所以较大容量的 R22 制冷机在启动前需先对曲轴箱内的油加热，让 R22 先蒸发掉。

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

R22 属于 HCFC 类制冷剂，将要被限制和禁止使用。

三、碳氢化合物

常用的碳氢化合物制冷剂为 R600a。R600a (异丁烷, $i-C_4H_{10}$) 的沸点为 -11.73°C ，凝固点 -160°C ，曾在 1920~1930 年作为小型制冷装置的制冷剂，后由于可燃性等原因，被氟利昂制冷剂取代了。在 CFCs 制冷剂会破坏大气臭氧层的问题出来后，作为自然制冷剂的 R600a 又重新得到重视。尽管 R134a 在许多方面表现出作为 R12 替代制冷剂的优越性，但它仍有较高的 GWP 值，因此，许多人提倡在制冷温度较低场合（如电冰箱）用 R600a 作为 R12 的永久替代物。

R600a 的临界压力比 R12 低、临界温度及临界比体积均比 R12 高，标准沸点高于 R12 约 18°C ，饱和蒸气压比 R12 低。在一般情况下，R600a 的压比要高于 R12 且容积制冷量要小于 R12。为了使制冷系统能达到与 R12 相近的制冷能力，应选用排气量较大的制冷压缩机。但它的排气温度比 R12 低，后者对压缩机工作更有利。两者的粘性相差不大。

R600a 的毒性非常低，但在空气中可燃，因此安全类别为 A3，在使用 R600a 的场合要注意防火防爆。当制冷温度较低（低于 -11.7°C ）时，制冷系统的低压侧处于负压状态，外界空气有可能要泄漏进去。因此，使用 R600a 作制冷剂的系统，其电器绝缘要求较一般系统要高，以免产生电火花引起爆炸。

R600a 与矿物油能很好互溶，不需价格昂贵的合成润滑油。

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

四、混合制冷剂

混合制冷剂是由两种或两种以上的纯制冷剂以一定的比例混合而成的。按照混合后的溶液是否具有共沸的性质，分为共沸制冷剂和非共沸制冷剂两类。

(一) 共沸混合制冷剂

表 2-13 列出了目前使用的几种共沸制冷剂的组成和它们的沸点。

共沸制冷剂有下列特点：

1. 在一定的蒸发压力下蒸发时，具有几乎不变的蒸发温度，而且蒸发温度一般比组成它的单组分的蒸发温度低。这里所指的几乎不变是指在偏离共沸点时，泡点温度和露点温度（泡点和露点的概念见下面“非共沸制冷剂”部分）虽有差别，但非常接近，而在共沸温度时则泡点和露点温度完全相等，表现出与纯制冷剂相同的恒沸性质，即在蒸发过程中，蒸发压力不变，蒸发温度也不变。

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

3. 共沸制冷剂的化学稳定性较组成它的单一制冷剂好。

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

表 2-13 几种共沸制冷剂的组成和沸点

代号	组分	组成	分子量	沸点/℃	共沸温度/℃	各组分的沸点/℃
R500	R12/152a	73.8/26.2	99.3	-33.5	0	-29.8/-25
R501	R22/12	84.5/15.5	93.1	-41.5	-41	-40.8/-29.8
R502	R22/115	48.8/51.2	111.6	-45.4	19	-40.8/-38
R503	R23/13	40.1/59.9	87.6	-88.0	88	-82.2/-81.5
R504	R32/115	48.2/51.8	79.2	-59.2	17	-51.2/-38
R505	R12/31	78.0/22.0	103.5	-30	115	-29.8/-9.8
R506	R31/114	55.1/44.9	93.7	-12.5	18	-9.8/3.5
R507	R125/143a	50.0/50.0	98.9	-46.7	—	-48.8/-47.7

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

(二) 非共沸混合制冷剂

非共沸混合制冷剂没有共沸点。在定压下蒸发或凝结时, 气相和液相的成分不同, 温度也在不断变化。图 2-2 表示了非共沸制冷剂的温度—浓度 ($T-\xi$) 图。由图可见, 在一定的压力下, 当溶液加热时, 首先到达饱和液体点 A, 此时所对应的状态称为泡点, 其温度称为泡点温度。若再加热到达点 B, 即进入两相区, 并分为饱和液体 (点 B_1) 和饱和蒸气 (点 B_2) 两部分, 其浓度分别为 ξ_{b1} 和 ξ_{b2} 。继续加热到点 C 时, 全部蒸发完, 成为饱和蒸气, 此时所对应的状态称为露点, 其温度称为露点温度。泡点温度和露点温度的温差称之为温度滑移 (Temperature glide)。在露点时, 若再加热即成为过热蒸气。

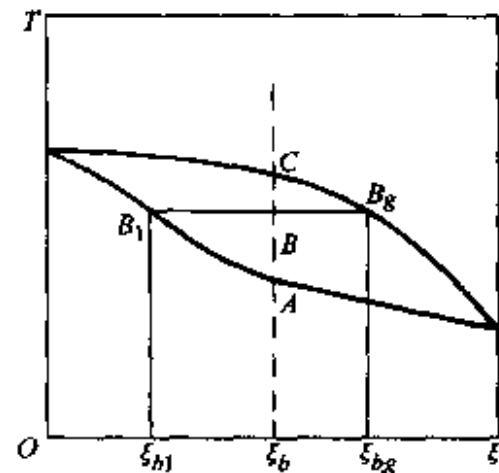


图 2-2 非共沸制冷剂的 $T-\xi$ 图

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

与其他混合物一样, 混合制冷剂具有各纯质制冷剂性质近似和平均的性质。我们可以利用混合制冷剂的这一特性, 实现各纯质制冷剂的优势互补。例如, 有些纯质制冷剂, 它们除了可燃性以外, 其他性质都较好, 我们就可以在这一纯质制冷剂中加入一定量的不可燃制冷剂, 构成混合制冷剂, 使可燃性降低; 又例如, 有些纯质制冷剂制冷系数大, 但容积制冷量太小, 为了提高容积制冷量, 我们就可以在这一纯质制冷剂中加入一定量的容积制冷量大的制冷剂, 构成混合制冷剂, 使容积制冷量增大; 此外, 我们还可以利用混合制冷剂的特性, 找到在一定的压力下具有我们所需要的相变温度的混合制冷剂。混合制冷剂所有这些特性, 使得它们在传统制冷剂替代物的研究中得到了广泛的应用。目前应用较多的非共沸制冷剂的

种类及组成示于表 2-14 中。

表 2-14 一些非共沸混合制冷剂

代号	组分	组成	泡点温度/℃	露点温度/℃	ODP	GWP (CO ₂ = 1)	主要应用
R401A	R22/152a/124	53/13/34	-33.8	-28.9	0.03	1025	替代 R12
R401B	R22/152a/124	61/11/28	-35.5	-30.7	0.04	1120	替代 R12
R402A	R22/290/125	38/2/60	-49.2	-47.6	0.02	2650	替代 R502
R402B	R22/290/125	60/2/38	-47.4	-46.1	0.03	2250	替代 R502
R403A	R22/218/290	74/20/6	-48.0		0.037	2170	替代 R502
R403B	R22/218/290	55/39/6	-50.2	-49.0	0.028	2790	替代 R502
R404A	R125/143a/134a	44/4/52	-46.5	-46.0	0	3520	替代 R502
R407A	R32/125/134a	20/40/40	-45.8	-39.2	0	1960	替代 R502
R407B	R32/125/134a	10/70/20	-47.4	-43.0	0	2680	替代 R502
R407C	R32/125/134a	30/10/60	-43.4	-36.1	0	1600	替代 R22
R408A	R22/143a	45/55	-44.5	-44.0	0.03	2740	替代 R502
R410A	R32/125	50/50	-52.5	-52.3	0	2020	替代 R22

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

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

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

(三) 常用混合制冷剂的特性

1. 共沸制冷剂 R502

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

R502 的溶水性比 R12 大 1.5 倍，在 82℃ 以上与矿物油有较好的溶解性，低于 82℃ 时，对矿物油的溶油性差。油将与 R502 分层。

由于 R502 构成组分中含有大量的 R115，因此，它的 ODP 值较高，在发达国家也已经禁止使用。

2. 共沸制冷剂 R507

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

3. 非共沸混合制冷剂 R407C

R407C 是一种三元非共沸混合制冷剂，它是作为 R22 的替代物而提出的。在压力为标准大气压时，其泡点温度为 -43.4℃，露点温度为 -36.1℃，与 R22 的沸点较接近。与其他

HFC 制冷剂一样，R407C 也不能与矿物油互溶，但能溶解于聚酯类合成润滑油。研究表明，在空调工况（蒸发温度 $\approx 7^{\circ}\text{C}$ ）下，R407C 容积制冷量以及制冷系数比 R22 略低（约 5%）。因此，将 R22 的空调系统换成 R407C，只要将润滑油和制冷剂改换就可以了，而不需要更换制冷压缩机，这是 R407C 作为 R22 替代物的最大优点。但在低温工况（蒸发温度 $< -30^{\circ}\text{C}$ ）下，虽然其制冷系数比 R22 低得不多，但它的容积制冷量比 R22 要低得多（约 20%），这一点在使用时要特别注意。此外，由于 R407C 的泡露点温差较大，在使用时最好将热交换器作成逆流形式，以充分发挥非共沸混合制冷剂的优势。

4. 非共沸混合制冷剂 R410A

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

第五节 载 冷 剂

一、载冷剂的作用及选用原则

在间接冷却的制冷装置中，被冷却物体或空间中的热量是通过一种中间介质传给制冷剂。这种中间介质在制冷工程中称之为载冷剂或第二制冷剂。

采用载冷剂的优点是可使制冷系统集中在较小的场所，因而可以减小制冷机系统的容积及制冷剂的充灌量；且因载冷剂的热容量大，被冷却对象的温度易于保持恒定。其缺点是系统比不用载冷剂时复杂，且增大了被冷却物和制冷剂间的温差，需要较低的制冷机蒸发温度。

选择载冷剂时，应考虑下列一些因素：

(1) 载冷剂在工作温度下应处于液体状态；其凝固温度应低于工作温度，沸点应高于工作温度。

(2) 比热容要大。在传递一定的冷量时，可使流量减小，因而可以提高循环的经济性，或减少输送载冷剂的泵功率消耗和管道的材料消耗。

(3) 密度小。载冷剂的密度小可使循环泵的功率减小。

(4) 粘度小。采用粘度小的载冷剂可使流动阻力减小，因而循环泵功率减小。

(5) 化学的稳定性好。载冷剂应在工作温度下不分解，不与空气中的氧气起化学变化，不发生物理化学性质的变化。

(6) 不腐蚀设备和管道。

(7) 载冷剂应不燃烧、不爆炸、无毒，对人体无害。

(8) 价格低廉，便于获得。

载冷剂的种类很多，常用的有下列三类：

1. 水

水可用来作为蒸发温度高于 0°C 的制冷装置中的载冷剂。由于水价格低廉，易于获得，传热性能较好，因此在空调装置及某些 0°C 以上的冷却过程中广泛地用作载冷剂。它的缺点是不能用于 0°C 以下的系统。

2. 盐水

盐类，如氯化钠、氯化钙等的水溶液，称为盐水。盐水的冰点比纯水低，因此在蒸发温度低于 0°C 的制冷装置中可用作载冷剂。它的主要缺点是对一些金属材料要产生腐蚀。

3. 有机化合物及其水溶液

某些有机化合物，如乙二醇水溶液、二氯甲烷、三氯乙烯等，具有较低的凝固温度，可用作低温载冷剂。它们的主要缺点是相对与水而言比热容较小，某些化合物还有一定的毒性。

二、盐水

常用的载冷剂盐水是氯化钙水溶液，有时也使用氯化镁或氯化钠水溶液。这些溶液的共晶点是：氯化钙 -55°C ，氯化镁 -17°C ，氯化钠 -21°C 。所谓共晶点是指盐固体、冰和水同时存在时的状态，这时的温度称为共晶温度。盐水溶液实际上使用的温度应比共晶温度略高。例如，对氯化钙溶液，使用的最低温度希望不低于 -40°C 。

图 2-3 表示了盐水溶液的温度—浓度图。如果盐水的浓度 ξ_0 比共晶浓度低，使其从常温冷却到固液平衡线上的点 B 时，开始有水析出，继而冻结成冰。此时的温度称为溶液的起始凝固温度。当冷却到点 C 时，溶液中析出一定量的冰，而剩余的溶液浓度增大，在图中用点 C_1 表示。在这样的混合物中，浓盐水和冰的质量之比等于 l_1 与 l_2 之比。当继续被冷却到点 D 时，则变成 m_1 的共晶溶液和 m_2 的冰。再进一步冷却到更低温度时， m_1 的共晶溶液即变成为固溶体。

如果盐水的初始浓度大于共晶浓度，则首先冻结成固体的是盐而不是水冰。当这样的盐水被冷却到共晶温度时，即变成为共晶溶液与固体盐的混合物。

由图 2-3 可见，对于低于共晶浓度的溶液，随着浓度的增加，起始凝固温度不断降低；对于高于共晶浓度的溶液，随着浓度的增加，起始凝固温度不断升高。因此，实用上总是使用低于共晶浓度的溶液。通常是按照起始凝固温度比蒸发温度低 $5\sim 8^{\circ}\text{C}$ 来确定溶液的浓度。

氯化钙和氯化钠对金属材料有腐蚀作用，因此在使用时应加缓蚀剂，调整溶液的 pH 值至 $7.0\sim 8.5$ 。重铬酸钠 ($\text{Na}_2\text{Cr}_2\text{O}_7\cdot 2\text{H}_2\text{O}$) 具有缓蚀作用，通常是在每 1m^3 氯化钙溶液里加 2kg 重铬酸钠，在每 1m^3 氯化钠溶液里加 3.2kg 重铬酸钠。

三、有机载冷剂

乙二醇、丙二醇、丙三醇的水溶液都是性能较好的低温载冷剂。这些水溶液的冰点都比水的冰点低，对管道、容器等金属材料无腐蚀作用。其中，乙二醇水溶液是使用最为广泛的有机载冷剂。

许多氟利昂可以作为低温载冷剂使用，它们具有凝固点低、粘度较小、不燃烧和化学稳

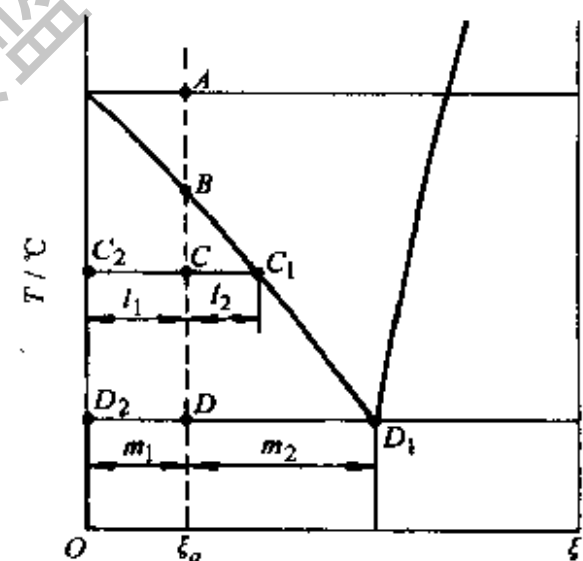


图 2-3 盐水溶液的温度—浓度图

定性好的特点。在选用它作为低温载冷剂时，应考虑管道的承压能力和密封要求。

三氯乙烯虽然是不燃烧的载冷剂，但它对金属、橡胶、有机物均有腐蚀作用，特别是在吸收水分后会水解出盐酸，对不锈钢也要腐蚀。此外，三氯乙烯还会挥发出气体，对人体肝脏有影响并可能致癌，因此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（俗称不冻液）可以代替三氯乙烯使用。在上述配比下，这种三元溶液沸点为98℃，冰点为-64℃，密度为1kg/L，比热容为3.14kJ/(kg·K)，闪点为80℃。

第六节 润 滑 油

一、润滑油的功效

在制冷装置中，润滑油保证压缩机正常运转，对压缩机各个运动部件起润滑与冷却作用，在保证压缩机运行的可靠性和使用寿命中起着极其重要的作用。具体地说：

(1) 由油泵将油输送到各运动部件的摩擦面，形成一层油膜，降低压缩机的摩擦功和带走摩擦热，减少运动零件的摩擦量，提高压缩机的可靠性和延长机器的使用寿命。

(2) 由于润滑油带走摩擦热，不至于使摩擦面的温升太高，因而防止运动零件因发热而“卡死”。

(3) 对于开启式压缩机，在密封件的摩擦面间隙中充满润滑油，不仅起到润滑作用，而且还可防止制冷剂气体的泄漏。

(4) 润滑油流经润滑面时，可带走各种机械杂质和油污，起到清洗作用。

(5) 润滑油能在各零件表面形成油膜保护层，防止零件的锈蚀。

二、对润滑油的要求

在制冷系统中，制冷剂与润滑油直接接触，不可避免地有一部分润滑油与制冷剂一起在系统中流动，温度变化较大。因此，为了实现上述功效，润滑油应满足如下基本要求：

(1) 在运行状态下，润滑油应有适当的粘度。

为了实现润滑，润滑油应有适当的粘度，粘度过小实现不了润滑的目的，粘度过大，摩擦阻力过大，压缩机功耗增大。由于制冷压缩机在工作中有高压排出的高温气，希望此时油的粘度不要降得过小；又有低压侧吸入的低温气，希望此时粘度不致过大。因此，对制冷用的润滑油还要求粘度随温度变化尽量小。一般情况下，低温冷冻范围使用低粘度的润滑油，空调高温范围使用高粘度的润滑油。有时也使用添加剂提高润滑油的粘度特性。

(2) 凝固点要低，在低温时有良好的流动性。

(3) 不含水分、不凝性气体和石蜡。

冷冻机润滑油中含有水分时，易引起系统冰堵，降低油的热稳定性和化学稳定性以及引起电器绝缘性能的降低，应引起足够的重视。

与水分一样，油中溶解有空气等不凝性气体时将引起冷凝压力升高而使压缩机排气温度升高，降低制冷能力。在实际工作中，充灌润滑油时应采用小桶封装，拆封后应尽快用完。采用大桶油时应进行加热脱气和真空干燥处理，水的质量分数应在 $50 \times 10^{-4}\%$ 以下。

在石蜡型润滑油中，低温下石蜡要分离析出，析出时的温度称为絮凝点。石蜡析出将引起制冷系统中的滤网和膨胀阀（或毛细管）堵塞，妨碍制冷剂流动，因此，絮凝点和凝固点

一样，希望低一点好。

(4) 对制冷剂有良好的兼容性，本身应具有较好的热稳定性和化学稳定性。

润滑油在制冷系统中经常与制冷剂接触，因此要求它们具有良好的兼容性。

与制冷剂一样，润滑油是在从高温到低温非常广泛的温度范围内工作的。在高温下，油分解产生积碳，这些堆积物会妨碍压缩机阀片等部件的运动，使制冷效率降低，因此要求润滑油分解产生积碳的温度越高越好。

化学稳定性一般不指其抗氧化能力，而是指其抵抗与制冷剂的反应以及与压缩机零、部件材料反应的能力。在制冷剂—油—金属的共存体系中，高温时润滑油易发生化学反应产生腐蚀性酸，而润滑油缓慢劣化易生成弱酸。这些反应生成物不仅腐蚀金属，还将侵蚀电动机漆包线的涂层，引起电动机烧坏或镀铜现象或产生积碳或生成焦油状物质。各国对冷冻机用润滑油的总酸值都有严格的规定。我国的冷冻机用润滑油标准 GB/T16630—1996《冷冻机油》规定酸值为 0.03 ~ 0.08mgKOH/g 以下。

(5) 绝缘耐电压要高。

在封闭式压缩机中，冷冻机油与电动机一起装在封闭壳内，润滑油应有绝缘的特性。一般地说，制冷剂都具有优良的电器特性，然而，油与制冷剂成混合液后，其电器特性有降低的倾向。油的绝缘耐电压是重要指标。在我国 GB/T16630—1996 和日本 JKSK—83 标准中均为 25kV。

(6) 价格低廉，容易获得。

三、分类与特性

冷冻机润滑油按制造工艺可分成两大类：

(1) 天然矿物油：简称矿物油。即从石油中提取的润滑油。作为石油的馏分，矿物油通常具有较小的极性，它们只能溶解在极性较弱或非极性的制冷剂中，如：R600a，R12 等。

(2) 人工合成油：简称合成油。即按照特定制冷剂的要求，用人工化学的方法合成的润滑油。合成油主要是为了弥补矿物油难以与极性制冷剂互溶的缺陷而提出的，因此，合成油通常都有较强的极性，它们能溶解在极性较强的制冷剂中，如：R134a、R717 等。人工合成润滑油主要有：聚醇类、聚酯类和极性合成碳氢化合物等。

过去冷冻机润滑油命名编号是根据该润滑油在一定的温度下其粘度值确定的，现在的国家标准 GB/T16630—1996 将矿物油分成四种：L-DRA/A、L-DRA/B、L-DRB/A 和 L-DRB/B，并给出了这四种矿物油的具体要求。

制冷系统润滑油的特性不仅受溶解在里面的制冷剂的影响，而且还受温度的影响。图 2-4 给出了一种多元聚酯类润滑油与制冷

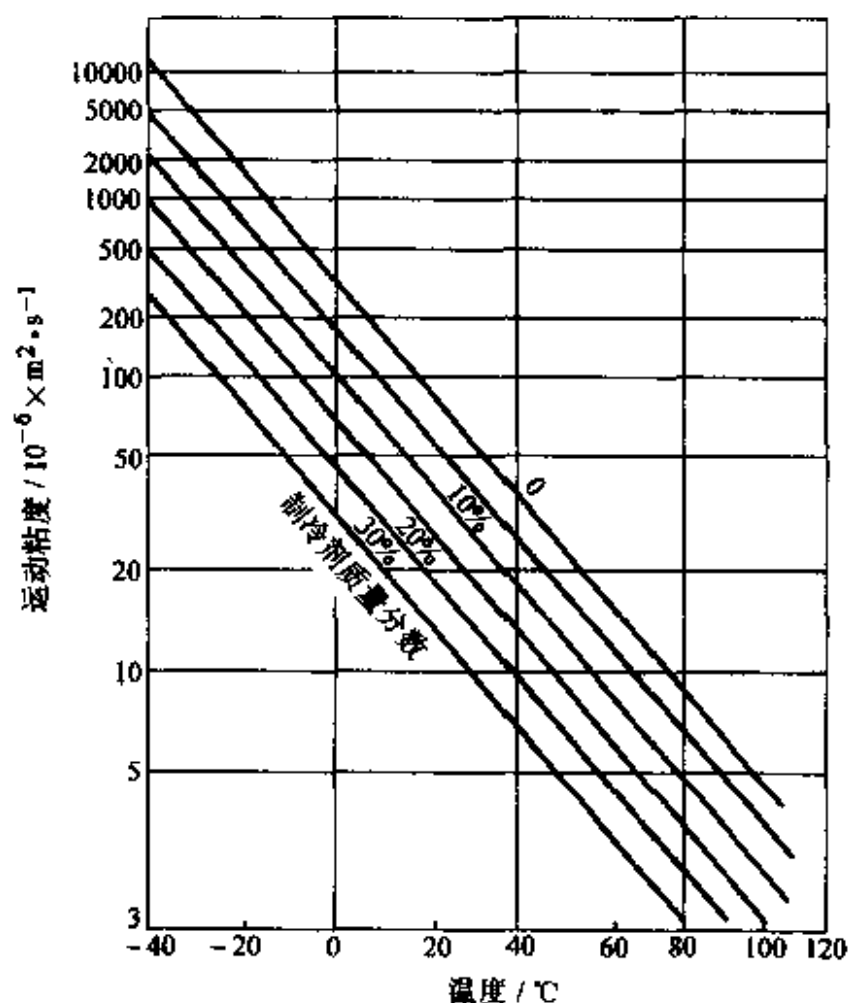


图 2-4 润滑油粘度随制冷剂质量分数和系统温度的变化关系

剂 R134a 混合物的性能曲线。从图中可以看出，随着温度的提高或制冷剂含量的增大，其粘度明显下降。因此，在高温下工作的制冷系统或制冷剂与润滑油互溶性较好的系统，宜选用粘度较大的润滑油。

在制冷系统中，制冷剂不可避免地要混入一些润滑油，从而给制冷剂的性能带来较大的影响，进而影响整个系统的制冷性能。图 2-5 给出了润滑油（聚酯类）浓度对制冷剂（R134a）饱和蒸气压的影响。由图可以看出，随着油浓度的增加，制冷剂的饱和蒸气压大大降低。

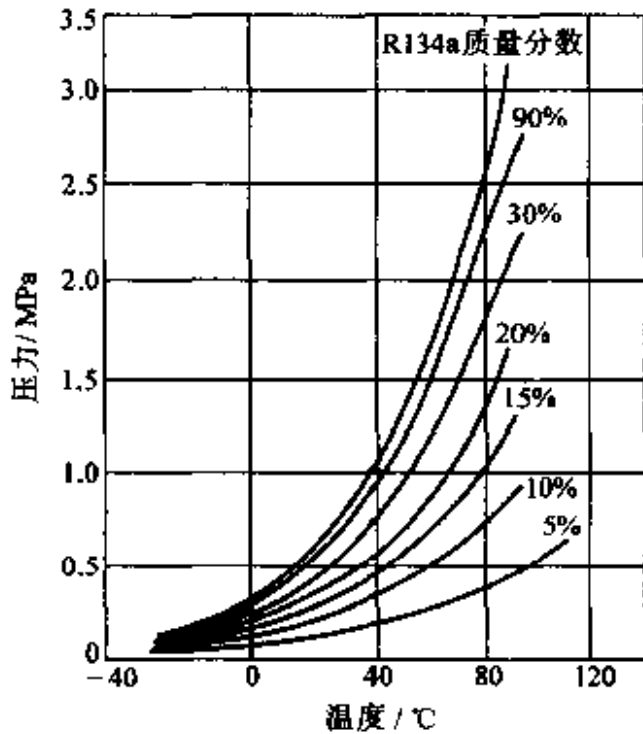


图 2-5 不同润滑油浓度时的制冷剂饱和蒸气压曲线

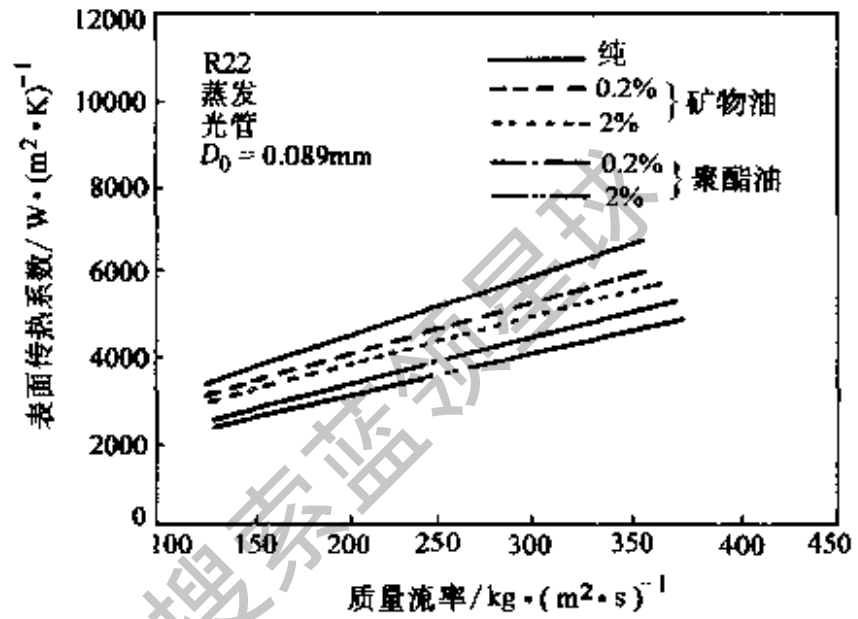


图 2-6 润滑油含量对蒸发传热的影响

四、润滑油的选择

润滑油的选择主要取决于制冷剂种类，压缩机形式和运转工况（蒸发温度、冷凝温度）等，一般是使用制冷机制造厂推荐的牌号。选择润滑油时，首先要考虑的是该润滑油的低温性能和对制冷剂的相溶性。从压缩机出来随制冷剂一起进入蒸发器的润滑油由于温度的降低，如果制冷剂对润滑油的溶解性能不好的话，则润滑油要在蒸发器传热管壁面上形成一层油膜，从而增加热阻，降低系统性能。图 2-6 给出了 R22 在蒸发器中管外表面传热系数受润滑油影响的情况。从图中可以看出，由于润滑油的存在，R22 的表面传热系数明显比纯制冷剂的表面传热系数要低；此外，由于 R22 对矿物油的溶解能力大于酯类油，因此，酯类润滑油对 R22 的传热性能影响更大。从传热角度看，我们应该选取与制冷剂互溶性好的润滑油。按制冷剂与润滑油的溶解性大小可将润滑油分为三类：完全溶油、部分溶油和难溶或微溶油，如表 2-15 所示。

表 2-15 制冷剂与润滑油互溶性

	完全溶油	部分溶油	难溶或微溶油
矿物油	R11, R12, R600a	R22, R502	R717, R134a, R407C
聚酯类油	R134a, R407C	R22, R502	R11, R12, R600a
聚醇类油	R717	R134a, R407C	R11, R12, R600a
极性合成碳氢化合物油	R134a, R407C	R22, R502	R11, R12, R600a

值得指出的是，极性润滑油如聚酯类油和聚醇类油都具有很强的吸水性，这一特性对制冷系统极其不利，在使用时要加以特别注意。极性合成碳氢化合物油，虽然对极性制冷剂的溶解性没有聚酯类油好，但由于在这些油里加入了一定的添加剂，使该类润滑油能溶于极性制冷剂但又不太吸收水分，可以避免因吸水而引起的一系列问题。

选择润滑油除了考虑与制冷剂的互溶性以外，还要考虑润滑油的粘度。一般地说，在较高温度范围工作的制冷系统选用粘度较高的润滑油；反之，选用较低粘度的润滑油。运动速度较高的压缩机选用粘度较低的润滑油；反之，选用粘度较高的润滑油。

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

第三章 单级压缩蒸气制冷循环

压缩式蒸气制冷机（简称蒸气制冷机）是目前应用最广泛的一种制冷机。这类制冷机设备比较紧凑，可以制成大、中、小型，以适应不同场合的需要，能达到的制冷温度范围比较宽广，且在普通制冷温度范围内具有较高的循环效率。因此，它广泛用于国民经济各部门及人民生活的各个领域。在第一章中曾简单介绍过这种制冷循环，本章和第四章将对它进行更详细的讨论。

第一节 单级压缩蒸气制冷机的理论循环

单级压缩蒸气制冷机是指将制冷剂经过一级压缩从蒸发压力压缩到冷凝压力的制冷机。空调器和电冰箱以及中央空调用的冷水机组大都采用单级制冷机。单级制冷机一般可用来制取 -40°C 以上的低温。

一、理论循环

为了能应用热力学理论对蒸气制冷机的实际过程进行分析，我们先提出一种简化的循环，称为理论循环。理论循环忽略了制冷机在实际运转中的一些复杂因素，将循环加以抽象，以便于分析几个基本参数对循环的影响。这样的循环也将作为以后研究制冷机实际循环的基础。

单级理论循环是建立在以下一些假设的基础上的：①压缩过程为等熵过程，即在压缩过程中不存在任何不可逆损失；②在冷凝器和蒸发器中，制冷剂的冷凝温度等于冷却介质的温度，蒸发温度等于被冷却介质的温度，且冷凝温度和蒸发温度都是定值；③离开蒸发器和进入压缩机的制冷剂蒸气为蒸发压力下的饱和蒸气，离开冷凝器和进入膨胀阀的液体为冷凝压力下的饱和液体；④制冷剂在管道内流动时，没有流动阻力损失，忽略动能变化，除了蒸发器和冷凝器内的管子外，制冷剂与管外介质之间没有热交换；⑤制冷剂在流过节流装置时，流速变化很小，可以忽略不计，且与外界环境没有热交换。

图 3-1 为上述理论循环在温—熵图和压—焓图上的表示。压缩机吸入的是以点 1 表示的

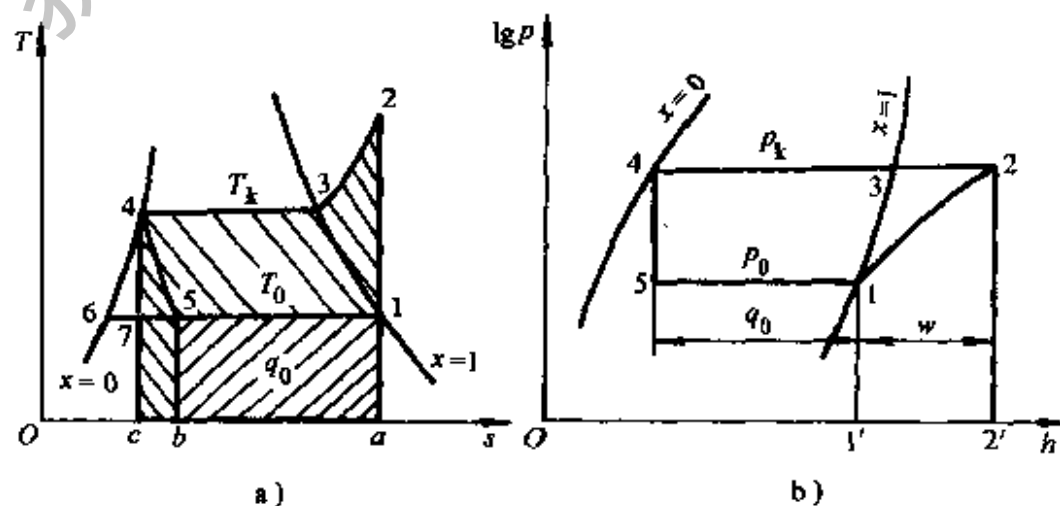


图 3-1 理论循环在 $T-s$ 图和 $\lg p-h$ 图上的表示

饱和蒸气, 1-2 表示制冷剂在压缩机中的等熵压缩过程。2-3-4 表示制冷剂在冷凝器中的冷却和冷凝过程, 在冷却过程 2-3 中制冷剂与环境介质有温差, 在冷凝过程 3-4 中制冷剂与环境介质无温差, 在冷却和冷凝过程中制冷剂压力保持不变, 且等于冷凝温度 T_k 下的饱和蒸气压力 p_k 。4-5 表示节流过程。制冷剂在节流过程中压力和温度都降低, 但焓值保持不变, 且进入两相区。5-1 表示制冷剂在蒸发器中的蒸发过程, 制冷剂在温度 T_0 、饱和压力 p_0 保持不变的情况下蒸发, 而被冷却物体或载冷剂的热量被制冷剂带走。制冷剂的蒸发温度与被冷却物体间无温差。

按照热力学第一定律, 对于在控制容积中进行的的状态变化存在如下关系:

$$dq = dh - dw \quad (3-1)$$

这里, 把自外界传入的功作为负值。对上式积分可以得到整个过程的表达式:

$$q = \Delta h - w \quad (3-2)$$

按照式 (3-1) 和式 (3-2), 单级压缩蒸气制冷机循环的各个过程有如下关系:

(1) 压缩过程: $dq = 0$

因而

$$\begin{aligned} dw &= dh \\ w &= h_2 - h_1 \end{aligned} \quad (3-3)$$

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

(2) 冷凝过程: $dw = 0$

因而

$$\begin{aligned} dq &= dh \\ q_k &= h_2 - h_4 \end{aligned} \quad (3-4)$$

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

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

因而

$$\begin{aligned} \Delta h &= 0 \\ h_4 &= h_5 \end{aligned} \quad (3-5)$$

这就是说节流过程前后焓值相等, 4、5 两点在等焓线上。

(4) 蒸发过程: $dw = 0$

因而

$$\begin{aligned} dq &= dh \\ q_0 &= h_1 - h_5 = h_1 - h_4 \end{aligned} \quad (3-6)$$

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

二、性能指标

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

1. 单位制冷量 q_0

压缩蒸气制冷循环单位制冷量可按式 (3-6) 计算。单位制冷量也可以表示成气化热 r_0 和节流后的干度 x_5 的函数 (参看第一章第一节):

$$q_0 = r_0 (1 - x_5) \quad (3-7)$$

由式 (3-7) 可知, 制冷剂的气化热越大, 或节流所形成的蒸气越少 (x_5 越小), 则循环的单位制冷量就越大。

2. 单位容积制冷量 q_v

根据式 (1-34), 得:

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{h_1 - h_4}{v_1} \quad (3-8)$$

为了制取一定的制冷量, 若选用 q_v 大的制冷剂, 则压缩机需要提供的输气量就小。

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

3. 理论比功 w_0

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

$$w_0 = h_2 - h_1 \quad (3-9)$$

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

4. 单位冷凝热 q_k

单位 (1kg) 制冷剂蒸气在冷凝器中放出的热量, 称为单位冷凝热。单位冷凝热包括显热和潜热两部分

$$q_k = (h_2 - h_3) + (h_3 - h_4) = h_2 - h_4 \quad (3-10)$$

比较式 (3-6)、式 (3-9) 和式 (3-10) 可以看出, 对于单级压缩式蒸气制冷机理论循环, 存在着下列关系:

$$q_k = q_0 + w_0 \quad (3-11)$$

这和用热力学第一定律分析循环时得出的结论完全一致。

5. 制冷系数 ϵ_0

对于单级压缩蒸气制冷机理论循环, 制冷系数为:

$$\epsilon_0 = \frac{q_0}{w_0} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3-12)$$

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

6. 热力完善度 η

单级压缩蒸气制冷机理论循环的热力完善度按定义可表示为:

$$\eta = \frac{\epsilon_0}{\epsilon_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \frac{T_4 - T_0}{T_0} \quad (3-13)$$

这里 ϵ_c 为在蒸发温度 (T_0) 和冷凝温度 (T_4) 之间工作的逆卡诺循环的制冷系数。热力完善度愈大, 说明该循环接近可逆循环的程度愈大。

制冷系数和热力完善度都是用来评价循环经济性的指标, 但是它们的意义是不同的。制

冷系数是随循环的工作温度而变的,因此只能用来评定相同热源温度下循环的经济性;而对于在不同温度下工作的制冷循环,需要通过热力完善度的数值大小(接近1的程度)来判断循环的经济性。

例 3-1 一台单级压缩蒸气制冷机工作在高温热源温度为 40°C , 低温热源温度为 -20°C 下, 试求分别用 R134a、R22 和 R717 工作时理论循环的性能指标。

解 循环的 $T-s$ 和 $\lg p-h$ 图见图 3-1, 各点参数根据附录 D 查图或用计算机计算得到, 下表为用计算机计算得到的结果:

状态点	参数	单位	R134a	R22	R717
1	p_1	kPa	132.7	244.9	190.1
	t_1	$^{\circ}\text{C}$	-20	-20	-20
	v_1	m^3/kg	0.1472	0.09213	0.6232
	h_1	kJ/kg	384.70	396.46	1437.12
2	t_2	$^{\circ}\text{C}$	48.4	67.6	135.2
	p_2	kPa	1016.4	1533.6	1555.5
	h_2	kJ/kg	427.31	443.06	1757.03
4	t_4	$^{\circ}\text{C}$	40	40	40
	p_4	kPa	1016.4	1533.6	1555.5
	h_4	kJ/kg	256.2	249.44	393.99
5	h_5	kJ/kg	256.2	249.44	393.99

按式(3-6)、式(3-8)、式(3-9)、式(3-10)、式(3-12)计算循环性能指标如下:

项 目	计算公式	单 位	R134a	R22	R717
单位制冷量	$q_0 = h_1 - h_4$	kJ/kg	128.5	147.0	1043.1
单位容积 制冷量	$q_v = \frac{q_0}{v_1}$	kJ/ m^3	872.9	1595.9	1673.9
单位理论功	$w_0 = h_2 - h_1$	kJ/kg	42.60	46.59	319.90
单位冷凝热	$q_k = h_2 - h_4$	kJ/kg	171.10	193.62	1363.03
制冷系数	$\varepsilon_0 = \frac{q_0}{w_0}$	—	3.016	3.155	3.261
卡诺循环 制冷系数	$\varepsilon_c = \frac{T_0}{T_4 - T_0}$	—	4.219	4.219	4.219
热力完善度	$\eta = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_c}$	—	0.715	0.748	0.773

分析计算结果可以看出: 在相同工作条件下: ①R22、R717 的单位容积制冷量很相近, 而 R134a 的单位容积制冷量则小得多(约小 45%); ②三种制冷剂的制冷系数及热力完善度相差不大。

三、液体过冷、吸气过热及回热循环

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

(一) 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，称为液体过冷。带有液体过冷过程的循环，叫做液体过冷循环。

由制冷剂的热力状态图可知，节流前液体的过冷度愈大，则节流后的干度 x 就愈小，循环的单位制冷量就愈大。因此，采用液体过冷对提高制冷量和制冷系数都是有利的。图 3-2 表示了过冷循环 1-2-3-4-4'-5'-1 的 $T-s$ 图和 $\lg p-h$ 图。图中 4-4' 为制冷剂液体在过冷器中的过冷过程。过冷器实际上就是一个换热器，来自冷凝器的饱和液体经过过冷器再放出热量给冷却介质，使自己成为过冷状态。4'-5' 为节流过程，其余过程与基本循环相同。

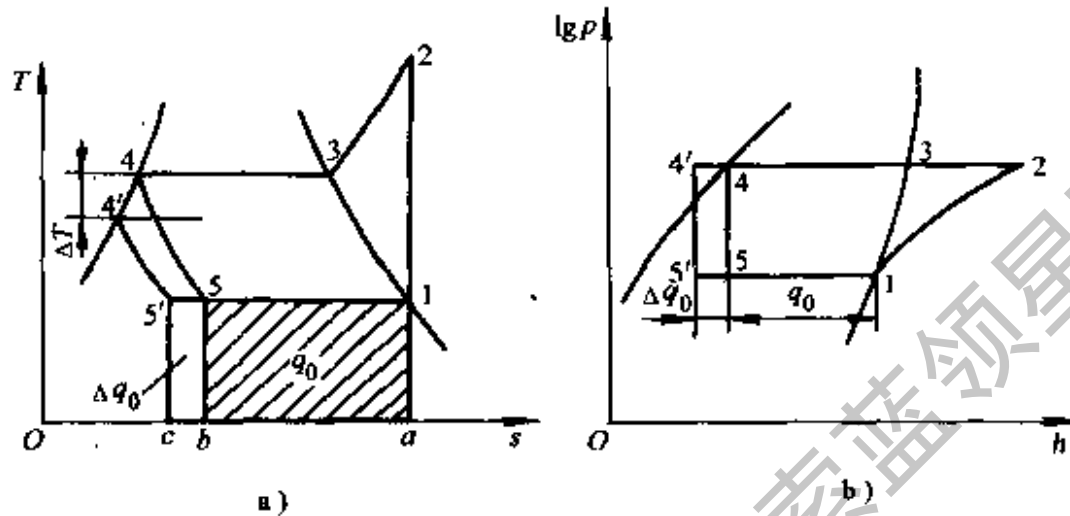


图 3-2 过冷循环在 $T-s$ 图和 $\lg p-h$ 图上的表示

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

$$\Delta q_0 = h_5 - h'_5 = h_4 - h'_4 \quad (3-14)$$

在图 3-2a 中， Δq_0 以面积 5'-5-b-c 表示，在图 3-2b 中， Δq_0 以线段 5'-5 表示。因两个循环的理论比功 w_0 相同，过冷循环的制冷系数 ϵ' 比无过冷循环的制冷系数 ϵ 要大：

$$\epsilon' = \frac{(h_1 - h_4) + (h_4 - h'_4)}{h_2 - h_1} = \epsilon_0 + \frac{c' \Delta t}{h_2 - h_1} \quad (3-15)$$

式中， c' 为液体的平均比热容， Δt 为过冷度。

由式 (3-15) 可知，采用过冷循环可以使循环的制冷系数提高；提高的数值等于 $\frac{c'}{h_2 - h_1}$ 和 Δt 的乘积。因此，过冷度越大，循环的制冷系数提高得越多。此外，一定的过冷度还可以防止进入节流装置前制冷剂处于两相状态，使节流机构工作稳定。

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

(二) 吸气过热

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

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

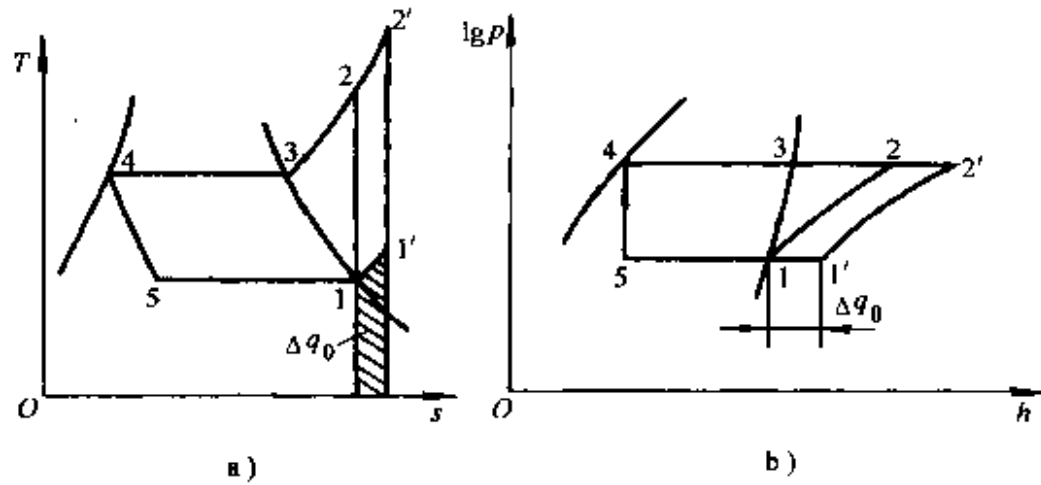


图 3-3 过热循环在 $T-s$ 图和 $\lg p-h$ 图上的表示

如果吸入蒸气的过热发生在蒸发器的后部，或者发生在安装于被冷却空间内的吸气管道上，或者发生在两者皆有的情况下，那么由于过热而吸收的热量来自被冷却的空间，因而产生了有用的制冷效果。我们将这种过热称为有效过热。与无过热循环相比，有效过热循环的单位制冷量增大了 Δq_0 ：

$$\Delta q_0 = h_{1'} - h_1 \quad (3-16)$$

而循环的理论比功也增大了 Δw_0 ：

$$\Delta w_0 = (h_2 - h_{1'}) - (h_2 - h_1) \quad (3-17)$$

因而有效过热循环的制冷系数可表示为：

$$\epsilon' = \frac{q_0'}{w'} = \frac{q_0 + \Delta q_0}{w_0 + \Delta w_0} \quad (3-18)$$

由制冷剂的 $\lg p-h$ 图我们可以得到，在过热区，过热度越大，其等熵线的斜率越小。根据式 (3-17)，得：

$$\Delta w > 0 \quad (3-19)$$

因此，虽然有效过热的循环制冷量增大了，但耗功量也增大了。有效过热循环的制冷系数 ϵ' 是大于还是小于无过热循环的制冷系数 $\epsilon_0 \left(= \frac{q_0}{w_0} \right)$ ，取决于比值 $\frac{\Delta q_0}{\Delta w_0}$ 是大于还是小于 ϵ_0 。

如果 $\frac{\Delta q_0}{\Delta w_0} > \epsilon_0$ ，则过热有利。如果 $\frac{\Delta q_0}{\Delta w_0} < \epsilon_0$ ，则过热不利。我们可以通过计算不同制冷剂在不同过热度条件下制冷系数的变化情况来定量分析上述结论。图 3-4 是我们利用第二章的方法当蒸发温度为 0°C 、冷凝温度为 40°C 时，计算得到的结果。由该图可知，制冷系数的增加还是减少仅仅与制冷剂的种类有关，而改变量的绝对值几乎与过热度成正比。用同样的方法分析有效过热对容积制冷量的影响，我们会得到与图 3-4 非常相似的结果。

上述分析是将吸气过热时所吸收的热量 Δq_0 作可以利用的制冷量，即有效过热。但也有另一种形式的蒸气过热，即制冷剂蒸气在被冷却空间以外吸取环境空气的热量而过热，这种过热称为无效过热。这时蒸气所吸收的热量不属于制冷量，由式 (3-16) ~ 式 (3-19) 可知，过热循环的制冷系数必然降低。因此无效过热也称有害过热。制冷剂蒸气在吸气管中的

过热一般为无效过热。蒸发温度越低，则无效过热的影响越大。为了减轻无效过热，吸气管需包绝热材料，但仍无法完全消除。

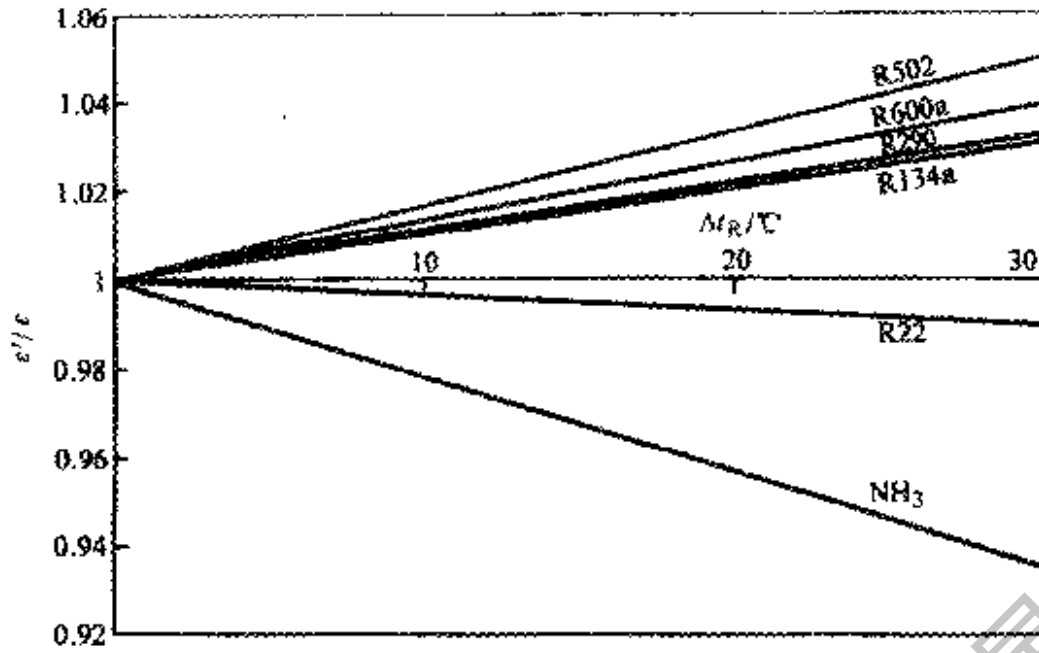


图 3-4 有效过热的过热度对制冷系数的影响

此外，不管是有效过热还是无效过热，虽然一定的过热度对容积式压缩机的吸气效果会有所改善，也可避免吸入气体可能带液所导致的不利后果，但是，过热都将引起压缩机排气温度 (t_2) 的增加，这一点对压缩机的工作是不利的。在实际操作过程中，即使采用像 R502 这样的制冷剂，也不要使过热度太大。表 3-1 给出了蒸发温度为 0℃、冷凝温度为 40℃ 时，不同制冷剂在过热度分别为 0℃ 和 30℃ 时压缩机的排气温度计算结果。

表 3-1 过热度对排气温度的影响

过热度/℃	R502	R600a	R290	R134a	R22	NH ₃
0	45.3	37.4	44.4	44.1	55.9	93.0
30	73.9	65.7	72.1	72.9	86.3	131.5

(三) 回热循环

我们已经知道，液体过冷对提高循环性能指标有好处，但要实现液体过冷需要有温度更低的冷却介质。利用回热使节流前的制冷剂液体与压缩机吸入前的制冷剂蒸气进行热交换，使液体过冷、蒸气过热，称之为回热。具有回热的制冷循环，称为回热循环。利用回热循环是实现较大回热要求的有效措施，这一措施在低温领域得到更广泛的应用。

回热循环的流程图见图 3-5，其工作过程由图可以看出。制冷剂液体在回热器中被低压蒸气冷却，然后经节流阀进入蒸发器。从蒸发器流出的低压蒸气进入回热器，在其中被加热后再进入压缩机压缩，压缩后的制冷剂气体进入冷凝器中冷凝。

图 3-6 示出回热循环 1'-2'-3-4-4'-5'-1-1' 的 $T-s$ 图和 $\lg p-h$ 图。图中 1-1' 是蒸气的过热过程，4-4' 是液体的过冷过程。过热和过冷是在回热器内进行的。若不计回热器与外界环境之

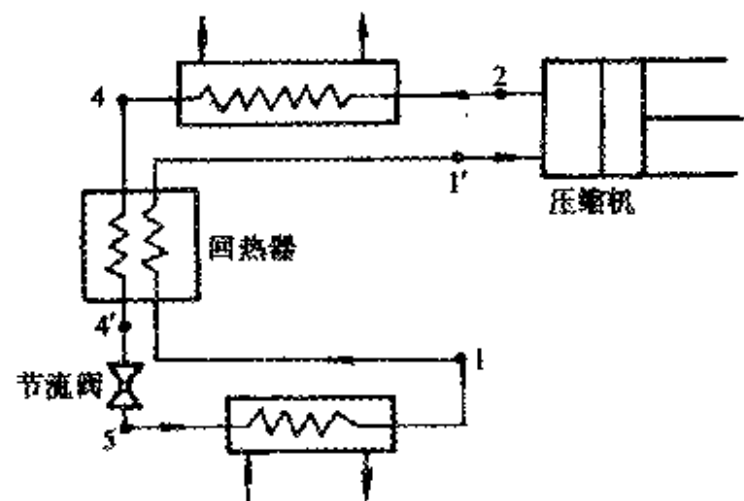


图 3-5 单级压缩蒸气制冷回热循环流程图

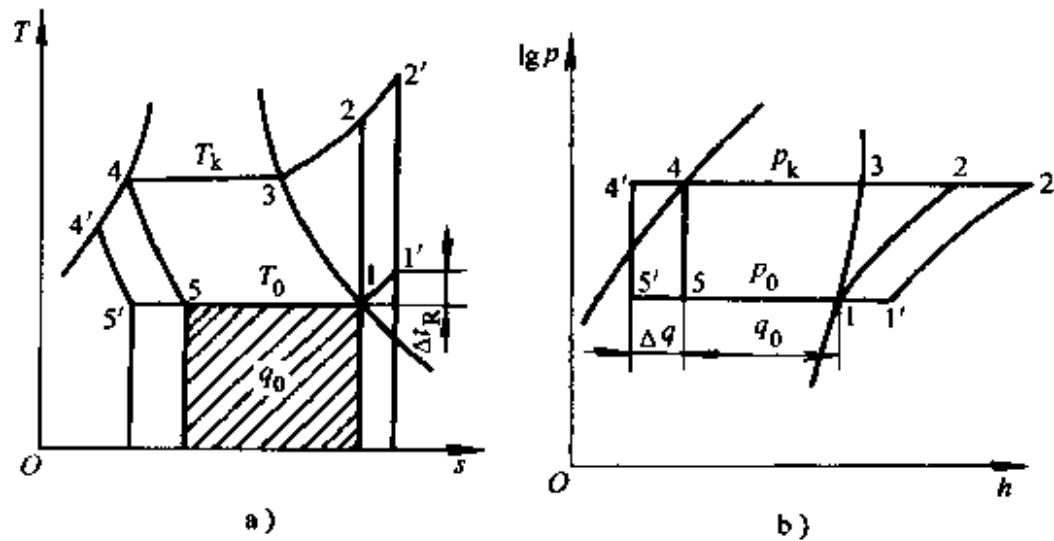


图 3-6 回热循环在 $T-s$ 图和 $\lg p-h$ 图上的表示

间的热交换，则液体过冷的热量等于使蒸气过热的热量，其热平衡关系为：

$$h_4 - h_x = h_{1'} - h_1 \quad (3-20)$$

或写成：

$$c'(t_k - t_x) = c_{p0}(t_{1'} - t_0) \quad (3-21)$$

式中， c' 是液体的比热容， c_{p0} 是低压蒸气的比定压热容。

由式 (3-21) 可以求出：

$$t_x = t_k - \frac{c_{p0}}{c'} (t_{1'} - t_0) \quad (3-22)$$

由于 c_{p0} 总是小于 c' ，因此永远是 $t_x > t_0$ ，即液体通过回热器不可能冷却到蒸发温度 t_0 。当选定 $t_{1'}$ 之后即可由式 (3-22) 求出 t_x 。

回热循环的性能指标如下：

单位制冷量 $q'_0 = h_1 - h_x = h_{1'} - h_4 \quad (3-23)$

单位容积制冷量 $q'_v = \frac{q'_0}{v_{1'}} \quad (3-24)$

单位功 $w' = h_{2'} - h_{1'} \quad (3-25)$

制冷系数 $\epsilon' = \frac{q'_0}{w'} = \frac{h_1 - h_x}{h_{2'} - h_{1'}} \quad (3-26)$

由图 3-6 可知，与无回热循环 1-2-3-4-5-1 相比较，回热循环的单位制冷量增大了 Δq_0 ，

$$\Delta q_0 = h_4 - h_x = h_{1'} - h_1 = c_{p0} \Delta t_R \quad (3-27)$$

但单位功也增大了 Δw_0 ：

$$\Delta w_0 = w' - w_0 = (h_{2'} - h_{1'}) - (h_2 - h_1) \quad (3-28)$$

吸气比体积增大到 $v_{1'}$ 。这样，自然要问，制冷系数及单位容积制冷量是增大还是减小呢？这需要具体加以分析才能作出回答。

回热循环的单位制冷量可表示成：

$$q'_0 = q_0 + c_{p0} \Delta t_R$$

循环的单位功可近似地表示成：

$$w' = w_0 \frac{T_{1'}}{T_0} = w_0 \left(1 + \frac{\Delta t_R}{T_0} \right) \quad (3-29)$$

单位容积制冷量和制冷系数可表示成：

$$q'_v = \frac{q'_0}{v_1} = \frac{q_0 + c_{p0}\Delta t_R}{v_1 \left(1 + \frac{\Delta t_R}{T_0}\right)} = q_v \frac{1 + \frac{c_{p0}\Delta t_R}{q_0}}{1 + \frac{\Delta t_R}{T_0}} \quad (3-30)$$

$$\epsilon' = \frac{q_0 + \Delta q_0}{w_0 \left(1 + \frac{\Delta t_R}{T_0}\right)} = \epsilon_0 \frac{1 + \frac{c_{p0}\Delta t_R}{q_0}}{1 + \frac{\Delta t_R}{T_0}} \quad (3-31)$$

由式 (3-30) 和式 (3-31) 可看出，回热循环的单位容积制冷量和制冷系数，相对于无回热循环变化的程度是相同的。如果要使回热循环的单位容积制冷量及制冷系数比无回热循环高，其条件应是：

$$1 + \frac{c_{p0}\Delta t_R}{q_0} > 1 + \frac{\Delta t_R}{T_0}$$

即：
$$c_{p0}T_0 > q_0 \quad (3-32)$$

显然，对于一定的蒸发温度来说，式 (3-32) 是否成立，只取决于制冷剂的物性。凡是满足式 (3-32) 条件的制冷剂，采用回热循环后制冷系数可以提高，单位容积制冷量可以增大，因此是有利的，在实际应用中宜采用回热循环。而对于不满足式 (3-32) 条件的制冷剂，回热循环的制冷系数及单位容积制冷量比无回热循环低。

实际上，我们也可以通过与过热循环的比较来得到一些有用的结论。比较式 (3-16) 与式 (3-27)，以及式 (3-17) 与式 (3-28) 可知，回热循环制冷量以及制冷系数的改变量与有效过热循环一样，因此由图 3-4 和表 3-1 得出的结论同样适合于回热循环，即从单位容积制冷量和制冷系数角度看，R502、R290、R600a、R134a 等制冷剂采用回热循环有利，而 R717 采用回热循环不利。此外，回热循环还具有过冷循环由于制冷剂液体过冷所带来的优点。

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

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

四、非共沸混合制冷剂循环

在第二章中我们已经指出，对于变温热源，洛伦兹循环具有最高的效率。在工程应用中，大部分载冷剂（如空气，水，乙二醇等）都是利用显热携带热量。这种载冷剂的特点是，随着携带热量的变化，它们的温度要发生变化。这就是说，制冷系统的高低温热源大部分为变温热源。因此，如何在工程实际中实现洛伦兹循环，对于节约能源具有非常重要的意义。

当然，我们可以利用制冷剂的显热来吸收或释放热量，例如，空气制冷机。但是，一般说来，显热比潜热要小得多，即用显热制冷的制冷机其容积制冷量都很小，难以满足实际应用的的要求。要实现相变制冷，同时又要实现定压吸热或放热时制冷剂温度要发生变化，来满

足洛伦兹循环的要求，纯质制冷剂和共沸制冷剂都不行，人们自然想到了非共沸混合制冷剂。用非共沸混合制冷剂来近似实现洛伦兹循环是非共沸混合制冷剂的一大优点。很多研究表明，利用非共沸混合制冷剂的特点，结合逆流式热交换器的采用，可以在制冷或热泵装置中取得显著的节能效果。

此外，用非共沸混合制冷剂还可以实现用单级压缩获得较低的蒸发温度。下面分别讨论非共沸混合制冷剂的这两种循环。除非特别指明，有关理论循环的假设同样适用于这里的分析。

(一) 单级压缩基本循环

图 3-7 和图 3-8 分别为非共沸混合制冷剂基本循环的系统图和 $T-s$ 图。它同纯制冷剂循环基本一样，只是由于非共沸混合制冷剂在定压相变时温度会发生变化，为了充分利用这一优势，将蒸发器和冷凝器作成逆流，其工作原理由图可清楚看出，这里不再讨论。

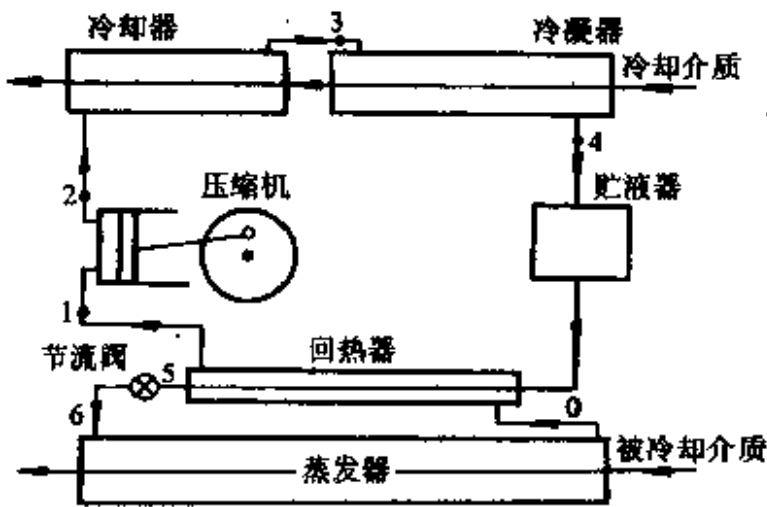


图 3-7 带回热非共沸混合制冷剂基本循环

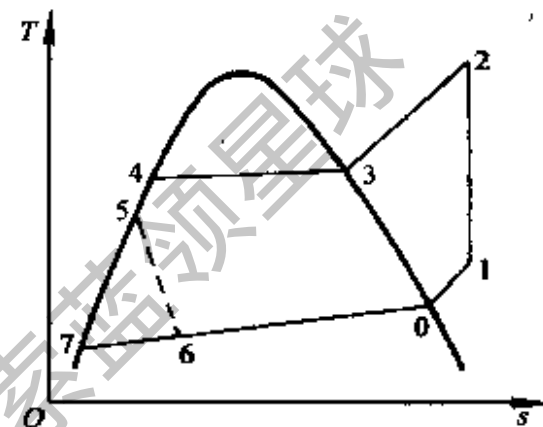


图 3-8 非共沸混合制冷剂循环在 $T-s$ 图上的表示

非共沸混合制冷剂循环的工作参数选择较纯质制冷剂要复杂些。制冷剂的冷却冷凝过程可在 $T-\xi$ 图上表示出来，如图 3-9 所示。压缩机出来的高压制冷剂气体，组成为 ξ ，温度为 T_2 ，进入冷却器被冷却成饱和蒸气（即露点，温度为 T_3 ）后再进入冷凝器，制冷剂在冷凝器里放热冷凝成为饱和液体（即泡点，温度为 T_4 ），然后进入节流阀节流降压。 T_3 和 T_4 的选择是根据冷却介质的温度变化情况并考虑一定的传热温差而确定。选定 T_3 和 T_4 后，根据压缩机的排气压力实际情况，来确定混合制冷剂的组成 ξ 。这里的混合制冷剂组成确定仅考虑冷凝过程的泡、露点温度匹配因素，实际上，我们还必须考虑蒸发过程的温度匹配问题。蒸发过程在 $T-\xi$ 图上的表示如图 3-10 所示。从节流阀里出来的制冷剂为两相状态（点 6），

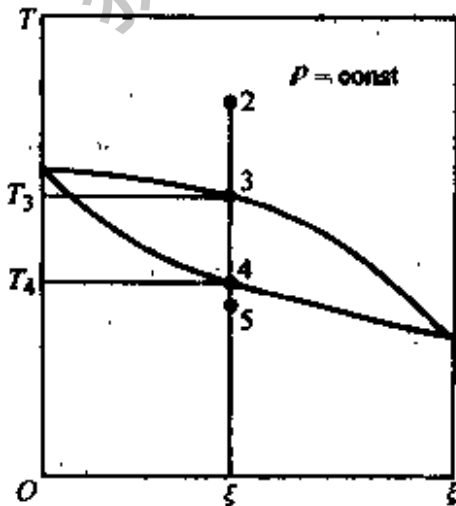


图 3-9 冷凝过程在 $T-\xi$ 图上的表示

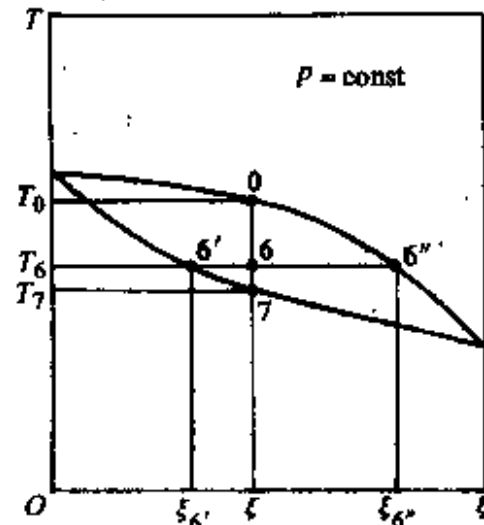


图 3-10 蒸发过程在 $T-\xi$ 图上的表示

压力为蒸发压力，温度为 T_0 ，对应液相的组成为 ξ_0 ，汽相组成为 ξ_0' 。这些两相的制冷剂在蒸发器里吸热蒸发到露点状态（点 O），此时温度为蒸发压力下的露点温度 T_0 。然后，它们经回热器回热后，回到制冷压缩机。 T_0 和 T_0' 的选择是根据被冷却介质的温度变化情况同时考虑一定的传热温差而确定。在 T_0 和 T_0' 确定后，再根据蒸发压力来决定混合制冷剂的组成 ξ 。这里得到的 ξ 仅考虑蒸发温度的匹配情况。它与根据冷凝过程温度匹配得到的 ξ 通常是不一样的。最终是选择哪一个 ξ 要综合考虑各方面的因素而最后确定。

用于确定混合制冷剂的最佳组成的方法很多，最好的方法应该用综合经济指标作目标函数，用最优化的方法确定混合制冷剂的最佳组成。

混合制冷剂成分确定以后，第二个问题就是混合制冷剂状态参数的计算。混合制冷剂状态参数计算比纯质制冷剂要复杂，牵涉到混合物以及溶液热力学的有关知识，由于篇幅限制，不能对它们进行详细的介绍。但作为一种近似，这里简单介绍理想气体和理想溶液的模型。即我们把混合制冷剂气体看成是理想气体，把混合制冷剂液体看成是理想溶液。这样，混合制冷剂的比体积就可以通过下式计算，

$$v = \sum_{i=1}^n v_i^0 \xi_i \quad (3-33)$$

式中， v_i^0 是第 i 组分纯质制冷剂在系统压力和温度下的比体积，它们可以用第二章介绍的方法进行计算或查图表得到； ξ_i 是第 i 组分纯质制冷剂的质量分数。

混合制冷剂的比焓和比熵可用下列式子计算，

$$h = \sum_{i=1}^n h_i^0 \xi_i \quad (3-34)$$

$$s = \sum_{i=1}^n s_i^0 \xi_i \quad (3-35)$$

同 v_i^0 一样， h_i^0 和 s_i^0 分别是第 i 组分纯质制冷剂在系统压力和温度下的比焓和比熵，它们可以用第二章介绍的方法进行计算或查图表得到， ξ_i 是第 i 组分纯质制冷剂的质量分数。

若处于相平衡时，混合制冷剂的饱和蒸气压可以由下式计算，

$$p = \sum_{i=1}^n p_i^0 x_i \quad (3-36)$$

式中， p_i^0 是第 i 组分纯质制冷剂在系统温度下的饱和蒸气压，它们可以用第二章介绍的方法进行计算或查图表得到； x_i 是第 i 组分纯质制冷剂的摩尔成分。

在确定了各状态点的热力参数之后，我们就可对循环进行热力计算，计算方法与纯制冷剂制冷循环相同，即使用式 (3-7) 至式 (3-13) 等进行计算，这里不再详细介绍。

(二) 单级压缩分凝循环

混合制冷剂单级压缩不仅可用于常规制冷，而且还可用于获取制冷温度较低场合，这时，混合制冷剂中高沸点组分和低沸点组分的沸点差要足够大；其次，要采用分凝循环。图 3-11 是这种循环的流程示意图。

分凝循环工作原理为：压缩机 A 将气态混合制冷剂压缩为高压状态，经冷凝器 B 冷却冷凝后在精馏塔 C 底部进一步放热，在节流阀 J1 中稍微降压后进入精馏塔，在精馏塔中混合制冷剂经热质交换分离成高沸点组分和低沸点组分两部分。在塔底的高沸点组分液体经

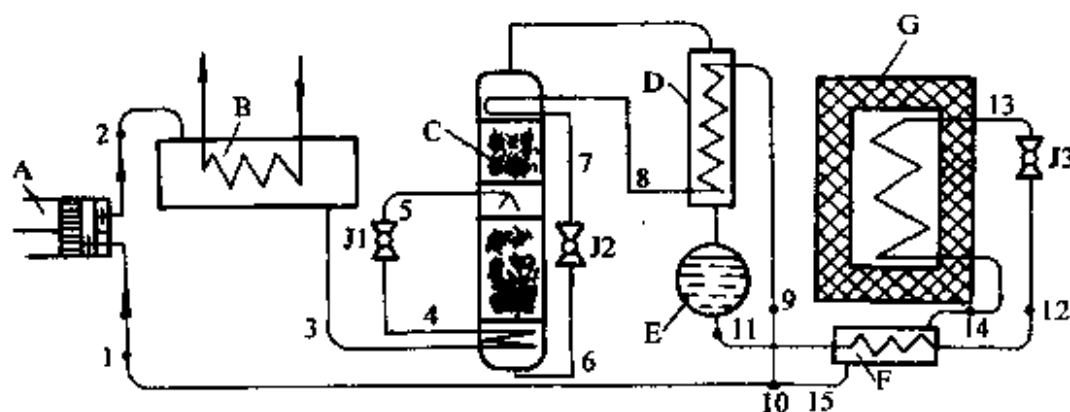


图 3-11 单级压缩分凝循环流程

A—压缩机 B—冷凝器 C—精馏塔 D—冷凝蒸发器 E—气液分离器
F—回热器 G—蒸发器 J1、J2、J3—节流阀

J2 节流降压降温后进入精馏塔顶部，在这里少量制冷剂液体吸热蒸发使管外的低沸点制冷剂少量冷凝成为液体，作为精馏塔的回流液。大部分高沸点制冷剂在冷凝蒸发器 D 中吸热蒸发成为气态。另一方面，从精馏塔顶部出来的低沸点制冷剂蒸气在冷凝蒸发器 D 中被冷凝，经气液分离器 E、回热器 F 后进入节流阀 J3，在这里降压降温后进入蒸发器 G 吸热蒸发，从而产生制冷效果。从蒸发器出来的低温蒸气在回热器 F 中回热后，与高沸点制冷剂蒸气汇合后回到压缩机，从而完成一个循环。

从上述原理可以看出，在蒸发器里蒸发的是低沸点制冷剂液体，在相同的蒸发压力下，低沸点制冷剂将具有更低的蒸发温度，从而实现较低的制冷温度。如果采用单一低沸点制冷剂单级压缩循环，则所需的冷凝压力将非常高，通常难以实现。在分凝循环中，低沸点制冷剂的冷凝是由高沸点制冷剂的蒸发来实现的，因而无需很高的压力。分凝循环的这一优点为单级压缩实现较低的制冷温度提供了一条有效的途径。

第二节 单级压缩蒸气制冷实际循环

一、实际循环的特性

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

- (1) 流动过程阻力，有压力损失。
- (2) 制冷剂流经管道及阀门时同环境介质间有热交换，尤其是自节流阀以后，制冷剂温度降低，热量便会从环境介质传给制冷剂，导致漏热，引起冷量损失。
- (3) 热交换器中存在温差，例如冷却水或空气的温度 T 低于冷凝温度 T_k ，且 T 是变化的（进口温度低，出口温度高）；载冷剂或冷却对象的温度 T_0 高于蒸发温度 T_0 ，通常载冷剂的温度也是变化的（进口温度高，出口温度低）。

热交换器中存在温差对系统性能的影响将在第三节中详细讨论。下面分别讨论阻力和漏热对循环特性的影响。

（一）流动过程阻力的影响

1. 吸入管道

从蒸发器出口到压缩机吸气入口之间的管道称为吸入管道。制冷剂从吸入管道中流过时必定存在流动阻力。这一阻力损失引起的压力降，直接造成压缩机吸气压力的降低，对实际

循环的性能有重大影响。这种影响表现为压缩机吸入口的吸气比体积增大，压缩机的压比增大，单位容积制冷量减小，压缩机容积效率降低，比压缩功增大，制冷系数下降。

在实际工程中，我们可以通过降低流速的办法来降低阻力，即通过增大管径来降低压力降。但考虑到有些场合，为了确保润滑油能顺利地由蒸发器返回压缩机，这一流速又不能太低。此外，应尽量减少设置在吸入管道上的阀门、弯头等阻力部件，以减少吸入管道的阻力。

2. 排出管道

从压缩机出口到冷凝器入口之间的管道称为排出管道。同样地，排出管道上的压力降会导致压缩机的排气压力升高，从而使压缩机的压比增大，容积效率降低，制冷系数下降。在实际中，由于这一阻力降相对于压缩机的吸排气压力差要小得多，因此，它对系统性能的影响要比吸气管道阻力的影响要小。

3. 液体管道

从冷凝器出口到节流装置入口之间的管路称为液体管道。由于液体流速较气体要小得多，因而阻力相对较小。但在许多场合下，冷凝器出口与节流装置入口不在同一高度上，若前者的位置比后者低，由于静液柱的存在，高度差会导致压力降。该压力降对于具有足够过冷度的制冷系统，则系统性能不会受其影响。但如果从冷凝器里出来的制冷剂为饱和状态或过冷度不大，则液体管道的压力降将导致管路内部的制冷剂气化，从而使进入节流装置的制冷剂处于两相状态，这将增加节流过程的压力降，对系统性能产生不利的影响，同时，对系统的稳定运行也产生不利影响。为了避免这些影响，我们在设计制冷系统时，要注意冷凝器与节流装置的相对位置，同时，要降低节流前管路的阻力损失。

4. 两相管道

从节流装置到蒸发器之间的管道中流动着两相的制冷剂，我们称之为两相管道。通常这一管道的距离是较短的，而且，由它引起的阻力降对系统性能几乎没有影响。因为，对于给定的蒸发温度而言，制冷剂进入蒸发器之前压力必须降低到蒸发压力，这一压力的降低不管是发生在节流装置内还是发生在两相管道上是无关紧要的。但是，如果系统中有多个蒸发器共用一个节流装置，则要尽量保证从液体分配器到各个蒸发器之间的阻力降相等，否则将出现分液不均匀现象，影响制冷效果。

5. 蒸发器

在讨论蒸发器中的压降对循环性能的影响时，必须注意到它的比较条件。如果假定不改变制冷剂出蒸发器时的状态，为了克服蒸发器中的流动阻力，必须提高制冷剂进蒸发器时的压力，即提高开始蒸发时的温度。由于节流前后焓值相等，又因为压缩机的吸入状态没有变化，故制冷系统的性能没受到什么影响。它仅使蒸发器中的传热温差减小，要求传热面积增大而已。如果假定不改变蒸发过程中的平均传热温差，那么出蒸发器时的制冷剂压力稍有降低，其结果与吸入管道阻力引起的结果一样。

6. 冷凝器

假定出冷凝器的压力不变，为克服冷凝器中的流动阻力，必须提高进冷凝器时的压力，其结果与排气管道阻力引起的结果一样。

(二) 漏热的影响

无论是制冷系统的高温部分还是低温部分，它们与环境之间总存在温差，因而不可避免地要与环境进行热交换，产生漏热。除压缩机、排气管道、冷凝器和液体管道这些高温部分

的漏热对于制冷系统无不利的影响外（对于热泵系统，这些漏热也是损失），其余漏热对系统性能都将产生不利的影响。显然，两相管道和蒸发器的漏热是制冷量的直接损失，使系统的制冷量降低，能耗提高，而吸入管道的漏热产生的后果与第一节讨论过的无效过热的后果一样。因此，在实际系统中，我们应该尽量减小这些漏热。

图 3-12 表示了实际循环的 $T-s$ 图和 $\lg p-h$ 图。图中 5-6 为实际蒸发过程，它与被冷却物质之间存在温差。同时，由于热交换器中有流动损失，使制冷剂在蒸发器内有压力降，因此，5-6 是一条向右下方倾斜的直线。6-1_s 是蒸发器至压缩机开始压缩前这一过程中的压力和温度变化。为了表示清楚起见，我们把 6-1_s 过程看作制冷剂先由点 6 等压过热至状态点 a ，然后等焓节流至 1_s。压缩过程 1_s 至 2_s 是在气缸内进行的，压缩终了的气体状态为 2_s。由气缸内的点 2_s 排到冷凝器时的过程，也是一个有压力降低和温度降低的过程，图中 2_s 至 b 表示排气过程的冷却情况， bc 表示排气管道中的压降。3-4 表示在冷凝器中的冷却及冷凝过程。在这一过程中由于有流动阻力损失，因此压力是渐渐降低的，冷凝温度 T_k 也是变化的，同时，与冷却介质（如水、空气）之间存在着变化的温差 ΔT 。4-5 是实际的节流过程。它也是一个同环境介质有热交换的过程，过程前后焓值也稍有变化。

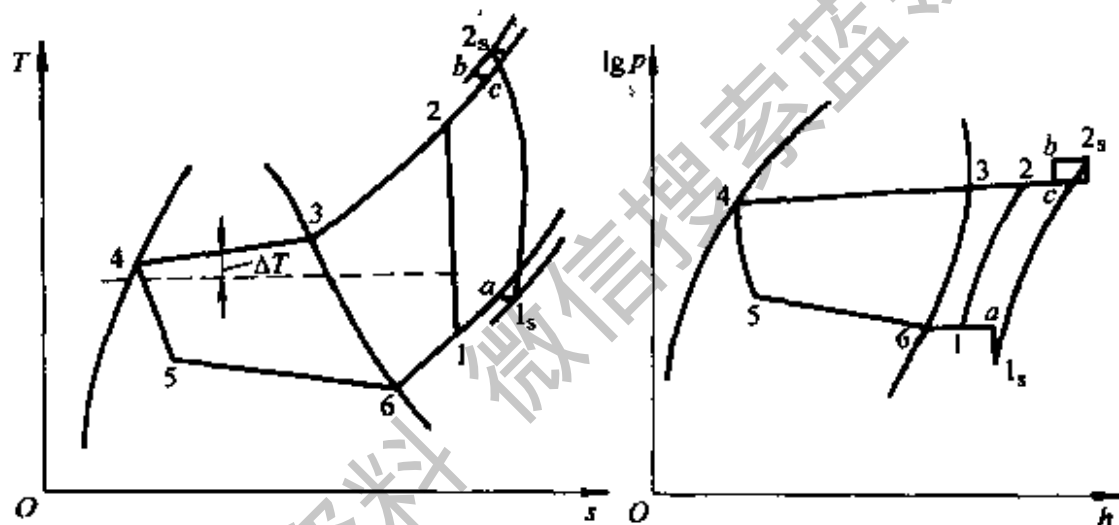


图 3-12 实际循环在 $T-s$ 图和 $\lg p-h$ 图上的表示

二、实际循环的性能指标及热力计算

像图 3-12 所示的循环，仍然很难用手算法进行热力计算。因此，在工程设计中常常是对它作一些简化。简化的途径是：①忽略冷凝器及蒸发器中的微小压力变化，即以压缩机出口压力作为冷凝压力（在大型装置中，压缩机排气管道较长，应从排气压力减去这一段管道压力损失后作为冷凝压力），以压缩机进口压力作为蒸发压力（在大型装置中尚需加上吸气管道的压力损失），同时认为冷凝温度和蒸发温度均为定值；②将压缩机内部过程简化成一个从吸气压力到排气压力的有损失的简单压缩过程；③节流过程仍认为是前后焓相等的过程。经过上述简化，则实际循环可表示为图 3-13 中的 0-1-2-3-4-5-0，其中 1-2 是实际的压缩过程。经过这样的简化之后，即可直接利用 $\lg p-h$ 图进行循环的性能指标的计算，且由此而产生的误差也不会很大。

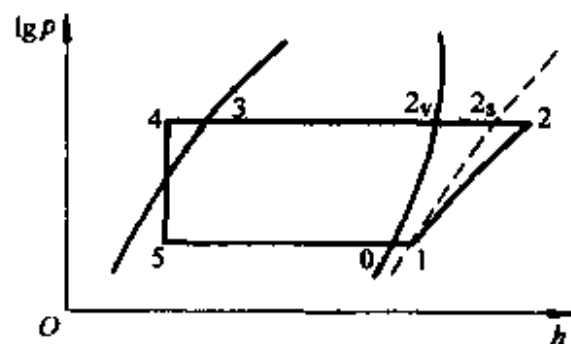


图 3-13 简化后的实际循环在 $\lg p-h$ 图上的表示

下面是按照这样简化后的循环的性能指标的表达式，各下标对应于图 3-13 所示的状态点。

(1) 单位制冷量 q_0 、单位容积制冷量 q_v 及单位理论功 w_0 ：

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

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} \quad (3-37)$$

$$w_0 = h_{2s} - h_1$$

这些同理论循环的计算完全一样。

(2) 单位冷凝热 q_k ：

$$q_k = h_2 - h_4 \quad (3-38)$$

上式中点 2 状态的焓值用下式计算：

$$h_2 = (h_{2s} - h_1) / \eta_i + h_1 \quad (3-39)$$

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

(3) 制冷剂的循环流量 q_m ：

$$q_m = Q_0 / q_0 \quad (3-40)$$

式中， Q_0 为制冷量，通常由设计任务给出。

(4) 压缩机的理论功率 P_0 和指示功率 P_i 分别为：

$$P_0 = q_m \dot{w}_0 \quad (3-41)$$

$$P_i = \frac{P_0}{\eta_i} \quad (3-42)$$

(5) 实际制冷系数 ϵ_s ：

$$\epsilon_s = \frac{Q_0}{P_i} \quad (3-43)$$

(6) 冷凝器的热负荷 Q_k ：

$$Q_k = q_m q_k \quad (3-44)$$

下面简要介绍实际制冷系统的总制冷量、净制冷量、制冷系统中的冷量损失等概念。

在制冷机的实际过程中，制冷剂除向被冷却物体直接或间接吸热外，还会伴随有环境介质或其他热源向制冷剂的传热。就是制冷剂在蒸发器中的制冷量，也会因跑冷而损失掉一部分。因此，就形成了制冷系统的总制冷量、净制冷量、制冷系统中的冷量损失等概念。

总制冷量的定义为：在规定工况下，制冷系统的蒸发器及低压管道在单位时间内从所有热源移去的总热量。显然，它包括蒸发器的热负荷以及节流阀至蒸发器这一段供液管路和蒸发器出口至压缩机吸气口这一段吸气管路在单位时间内所吸收的热量。

$$Q_{0, \text{总}} = q_m (h_1 - h_4) \quad (3-45)$$

制冷系统的制冷量定义为：制冷剂在蒸发器出口处和进口处总焓之差所代表的制冷效果。制冷系统的制冷量也就是蒸发器的热负荷。

$$Q_{0, \text{净}} = q_m \Delta h_m \quad (3-46)$$

式中， Δh_m 是制冷剂出、进蒸发器的焓差。 $Q_{0, \text{净}}$ 与 $Q_{0, \text{总}}$ 之差也就是蒸发器的供液管和压缩机的吸气管的跑冷损失。

制冷系统的净制冷量定义为：单位时间内，制冷剂从被冷却物体或载冷剂中移去的热量。净制冷量与制冷系统的制冷量之差，就是蒸发器及其系统的冷量损失，包括蒸发器本身

的跑冷损失, 载冷剂的跑冷损失以及泵或风机消耗的功率所转化的热量等。

三、计算举例

例 3-2 一台制冷量为 50kW 的往复式活塞式制冷机, 工作在高温热源温度 T_a 为 32℃, 低温热源温度 t'_0 为 -18℃, 制冷剂为 R134a, 采用回热循环, 压缩机的吸气温度为 0℃, 试进行循环的热力计算。

解 循环的 $\lg p-h$ 图如图 3-13 所示, 取冷凝温度比高温热源高 8℃, 蒸发温度比低温热源低 5℃, 压缩机的指示效率为 0.75, 压缩机的机械效率为 0.92, 可确定循环各点的状态参数如下表所示。

状态点	参数	单位	数值	注
0	p_0	10^2 kPa	1.16	
	t_0	℃	-23	$t_0 = t'_0 - 5 = -18 - 5 = -23$
	h_0	kJ/kg	382.9	
1	p_1	10^2 kPa	1.16	
	t_1	℃	0	
	v_1	m^3/kg	0.185	
	h_1	kJ/kg	401.6	
2	p_2	10^2 kPa	10.16	
	t_2	℃	71.5	由图查得
	h_2	kJ/kg	452.1	
3	p_3	10^2 kPa	10.16	
	t_3	℃	40	$t_3 = t_a + 8 = 32 + 8 = 40$
	h_3	kJ/kg	256.2	
4	p_4	10^2 kPa	10.16	
	t_4	℃	27.3	根据 p_4 、 h_4 查图由热平衡式算出
	h_4	kJ/kg	237.5	

循环的热力计算如下:

(1) 点 1 状态的确定。

根据回热器的热平衡:

$$h_3 - h_4 = h_1 - h_0$$

$$h_4 = h_3 - (h_1 - h_0) = [256.2 - (401.6 - 382.9)] \text{ kJ/kg} = 237.5 \text{ kJ/kg}$$

由 R134a 的 $\lg p-h$ 图查, 得 $t_4 = 27.3^\circ\text{C}$ 。

(2) 单位质量制冷量 q_0 、单位容积制冷量 q_v 及单位理论功 w_0 的计算。

$$q_0 = h_1 - h_3 = (401.6 - 256.2) \text{ kJ/kg} = 145.4 \text{ kJ/kg}$$

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{145.4}{0.185} \text{ kJ/m}^3 = 785.9 \text{ kJ/m}^3$$

$$w_0 = h_2 - h_1 = (452.1 - 401.6) \text{ kJ/kg} = 50.5 \text{ kJ/kg}$$

(3) 制冷剂质量流量 q_m 的计算。

$$q_m = Q_0 / q_0 = 50 / 145.4 \text{ kg/s} = 0.344 \text{ kg/s}$$

(4) 压缩机理论功率 P_0 的计算。

$$P_0 = q_m w_0 = 0.344 \times 50.5 \text{ kW} = 17.372 \text{ kW}$$

压缩机的指示功率为:

$$P_i = P_o / \eta_i = 17.372 / 0.75 \text{ kW} = 23.163 \text{ kW}$$

(5) 制冷系数 ϵ_o 及热力完善度 η 的计算。

$$\epsilon_o = q_o / w_o = 145.4 / 50.5 = 2.879$$

$$\epsilon_s = \frac{Q_o}{N_i} = \frac{50}{23.163} = 2.159$$

卡诺循环的制冷系数 ϵ_c 为:

$$\epsilon_c = \frac{T_o}{T' - T_o} = \frac{255.15}{305.15 - 255.15} = 5.103$$

故热力完善度 η 为:

$$\eta = \frac{\epsilon_s}{\epsilon_c} = \frac{2.159}{5.103} = 0.423$$

(6) 冷凝器热负荷 Q_k 的计算。

由式(3-39),得:

$$h_2 = h_1 + (h_{2s} - h_1) / \eta_i = [401.6 + (452.1 - 401.6) / 0.75] \text{ kJ/kg} = 468.9 \text{ kJ/kg}$$

故: $Q_k = q_m (h_2 - h_3) = 0.344 \times (468.9 - 256.2) \text{ kW} = 73.17 \text{ kW}$

(7) 回热器的热负荷 Q_R 的计算。

$$Q_R = q_m (h_1 - h_o) = 0.344 \times (401.6 - 382.9) \text{ kW} = 6.433 \text{ kW}$$

第三节 单级压缩蒸气制冷循环性能的计算机计算

利用计算机不仅可以避免查阅热力性质图表的麻烦进行制冷剂的热力性质计算,而且可以对实际制冷系统性能进行模拟分析,以减轻甚至取代制冷系统性能分析的实验研究工作量。这方面的研究是当今制冷界科学研究的热门课题之一。有关这方面的知识将在第八章中介绍,本节主要介绍利用计算机进行单级压缩蒸气制冷循环热力性能方面计算的有关内容,而且假设实际循环可简化为如图3-13所示的循环。

一般说来,制冷温度 t'_o 由设计任务书给出,高温热源温度 T_s 由环境温度决定,环境温度取决于当地的气候条件,因此高温热源温度也为已知参数。设计者的任务之一是根据实际情况选定蒸发器传热温差 Δt_o 和冷凝器传热温差 Δt_k ,吸气温度 t_1 ,液体温度 t_4 、压缩机的指示效率 η_i 和机械效率 η_e 。

有了上述这些参数,我们就可以进行热力计算。步骤如下:

(1) 计算蒸发温度 t_o 和冷凝温度 t_k :

$$t_o = t'_o - \Delta t_o$$

$$t_k = t_s + \Delta t_k$$

(2) 由饱和蒸气压计算公式 [如式(2-2)] 计算蒸发压力 p_o 和冷凝压力 p_k 。

(3) 由 (t_o, p_o) 和 (t_k, p_k) 通过状态方程(2-22)的比焓计算公式(2-30)计算饱和蒸气(0)和(2v)的比焓 h_o, h_{2v} ; 通过气化热的计算公式(2-31)以及饱和蒸气点(2v)的比焓 h_{2v} 计算饱和液体点(3)的比焓 h_3 ; 通过过冷液体比焓计算公式(2-32)计算过冷液体点(4)的比焓值 h_4 。

(4) 由 (t_1, p_0) 通过状态方程 (2-22) 及其比焓、比熵计算公式 (2-30) 计算状态点 (1) 的比体积 v_1 、比焓 h_1 和 s_1 。

(5) 给定点 2 的温度初值为:

$$t_{2s} = (t_1 + 273.15) \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 273.15$$

式中, κ 为等熵指数, 可取 1.1 左右。

(6) 由 (t_{2s}, p_k) 通过比熵计算公式 (2-30) 计算点 2 的比熵 s_{2s} , 判断 $\|s_{2s} - s_1\|$ 是否足够小。若否, 调整 t_{2s} 值, 重新执行该步, 直到满意为止。

(7) 由第 (6) 步求得的 t_{2s} 以及 p_k 计算点 2 的比焓 h_{2s} 。

(8) 由压缩机的指示效率 η_i 通过式 (3-39) 计算点 2 的比焓 h_2 。

(9) 由式 (3-37) 至式 (3-44) 计算循环的各性能指标。

根据上述步骤可编出计算机的计算程序, 附录 C 给出了用 Fortran 语言编成的供参考的程序代码。

第四节 单级压缩蒸气制冷循环的特性分析

在前面几节中对单级制冷循环的分析和计算, 是针对给定的冷却对象的温度 T_0 和给定的载冷剂的温度 T_k 的情况。在这种情况下循环的蒸发温度 T_0 及冷凝温度 T_k 都可以看作定值。在制冷机及制冷装置的设计中, 针对设计工况所进行的计算即属这种情况。而本节所要研究的问题, 是对于一台已经在运行的制冷机, 当它的运转条件变化时, 制冷机的性能发生怎样的变化? 因此, 在本节中, 讨论的前提是制冷压缩机的结构尺寸、转速、制冷剂都已给定, 而变化的条件是制冷机的蒸发温度 T_0 及冷凝温度 T_k 。

为了分析方便起见, 本节着重讨论纯质制冷剂单级压缩, 无过冷、过热和回热的制冷理论循环。

一、冷凝温度变化时制冷机的性能

我们可以计算当蒸发温度 T_0 不变、冷凝温度 T_k 变化时, 循环状态参数的变化情形, 如图 3-14 所示。若冷凝温度由 T_k 升高到 T'_k , 则 1-2-3-4-5-6-1 变化为 1-2'-3'-4'-5'-6'-1。比较这两个循环可知, 其性能指标发生了下列的变化:

(1) 单位制冷量由 q_0 减小到 q'_0 。

(2) 单位压缩功由 w_0 增大到 w'_0 。

(3) 吸入状态的比体积 v_1 不变。若忽略压缩机输气系数 λ 的变化, 则制冷剂的质量流量不变。

(4) 由于 q_m 不变, q_0 减小到 q'_0 , w_0 增大到 w'_0 , 因而制冷机的制冷量由 Q_0 减小到 Q'_0 , 而理论功率将由 P_s 增大到 P'_s 。

(5) 由于 q_0 减小至 q'_0 , 而 v_1 不变, 因此 q_v 将减小到 q'_v 。

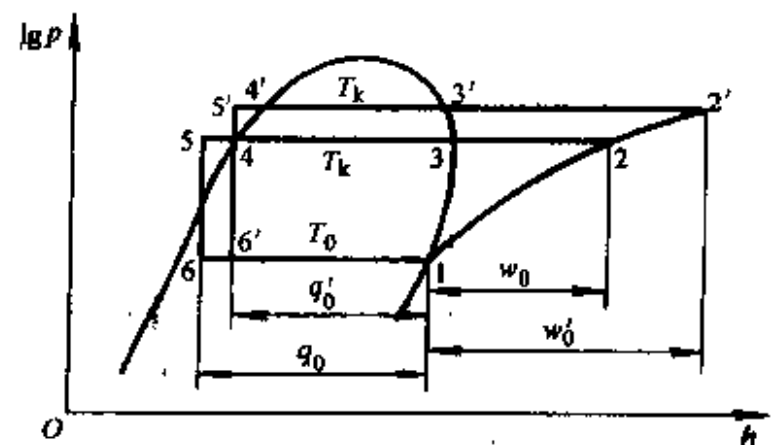


图 3-14 冷凝温度变化循环时循环状态参数变化情形

由此可得出结论，当蒸发温度 T_0 不变而冷凝温度 T_k 升高时，对于同一台制冷机来说，它的制冷量将要减小，而消耗的功率将要增大。因则，制冷系数将要降低。

当 T_0 不变而 T_k 降低时，对于同一台制冷机来说，其变化的情况正好相反。

二、蒸发温度变化时制冷机的性能

同样地，我们可以计算当冷凝温度 T_k 不变蒸发温度 T_0 变化时，循环状态参数的变化情形，结果如图 3-15 所示。由图 3-15 可以看出，当冷凝温度 T_k 不变而蒸发温度由 T_0 降低到 T'_0 时，制冷循环由 1-2-3-4-5-6-1 变为 1'-2'-3-4-5-6'-1'，蒸发压力相应地由 p_0 降低到 p'_0 。这时，两个理论循环的性能发生了下列变化：

(1) 单位制冷量由 q_0 降低到 q'_0 。

(2) 吸气比体积由 v_1 增大到 v'_1 ，流过制冷机的制冷剂流量由 q_m 减小到 q'_m ，因而制冷量由 Q_0 减小到 Q'_0 。

(3) 单位压缩功由 w_0 增大到 w'_0 ，但由于制冷剂的循环量减小，因此不能直接看出制冷机的功率 P_s 是增大还是减小。为了分析这一情况，可把制冷剂看作理想气体，因而其理论压缩功率可表示为：

$$P_s = V_k \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_0 \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (3-47)$$

V_k 为压缩机排气量。由式 (3-48) 可以看出，当 $p_0 = p_k$ 及 $p_0 = 0$ 时， P_s 都等于零，因此当蒸发压力 p_0 由 p_k 变化到零时 P_s 必然存在一个最大值。将式 (3-48) 对 p_0 ，求导并令其偏导数等于零，可以求出理论功率为极大值时的压比为：

$$\left(\frac{p_k}{p_0} \right)_{P_s = \max} = k^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (3-48)$$

式中， κ 为制冷剂气体的等熵指数。

(4) 随着 T_0 的降低，循环的制冷系数必然减小，这一点是无需多作说明的。

由上述分析可知，当 T_k 不变而 T_0 降低时，制冷机的制冷量，制冷剂流量及制冷系数都是降低的，而压缩机的功率是增大还是减小，与变化前后的压比值有关。当 T_0 由 T_k 开始逐渐降低时，压缩机的功率有一最大值。这一情况会出现在压缩机的启动过程中。

值得注意的是：对不同的制冷剂来说， $\left(\frac{p_k}{p_0} \right)_{P_s = \max} = k^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$

的数值大致相等为 3 左右。由此可见，对于大多数制冷剂而言，当其压比大约等于 3 时，制冷机的功率最大。

图 3-16 表示制冷机当 T_0 不变而 T_k 变化时制冷机的特性。

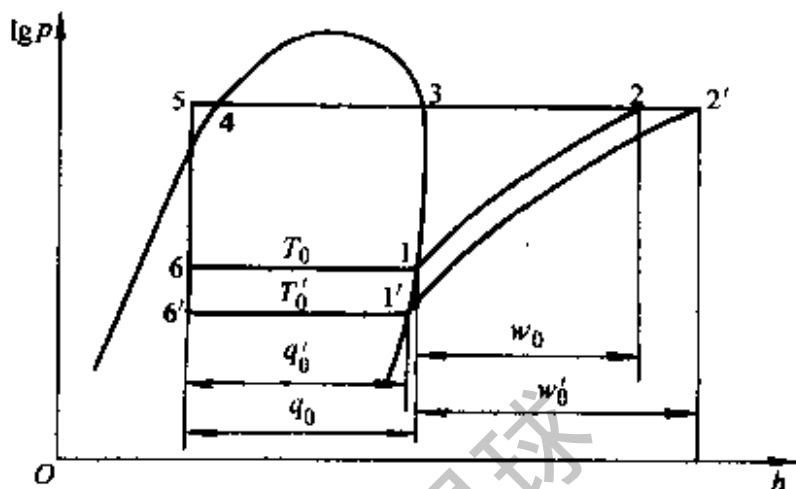


图 3-15 蒸发温度变化循环时循环状态参数变化情形

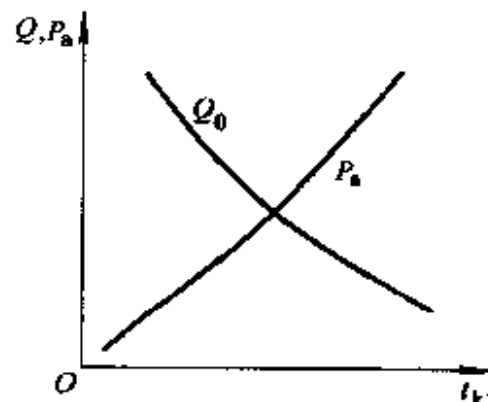


图 3-16 T_0 不变 T_k 变化时制冷机的特性

图 3-17 表示制冷机当 T_k 不变而 T_0 变化时制冷机的特性。

图 3-18 表示制冷机实际制冷量 Q_0 、轴功率 P_a 随蒸发温度 T_0 和冷凝温度 T_k 变化的情况。从这些图可以看出，其变化的规律和理论循环是一致的。这样的图通常是根椐实验数据绘制的，称为制冷机的性能曲线图。

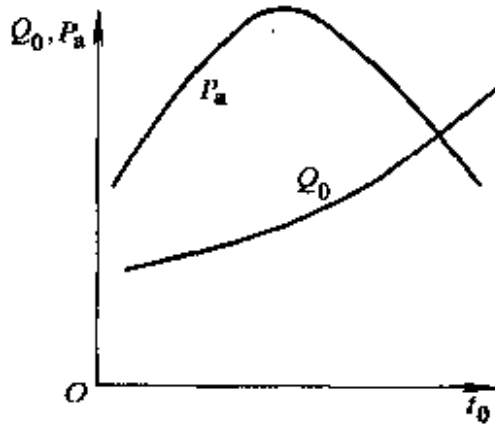


图 3-17 T_k 不变 T_0 变化时制冷机的特性

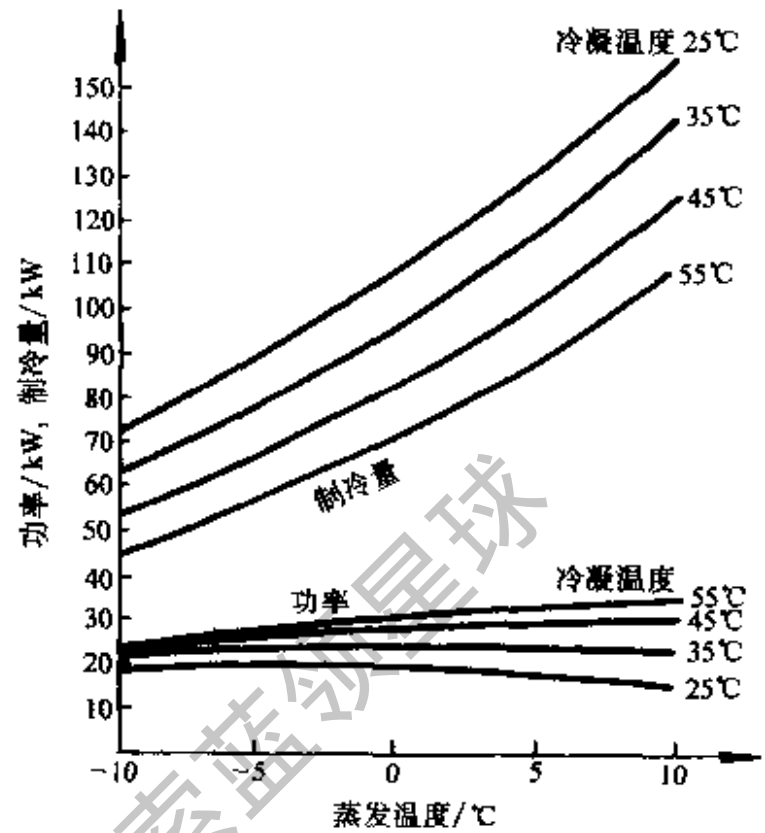


图 3-18 制冷机的性能曲线

三、单级压缩制冷机的工况

由于制冷机的制冷量随蒸发温度和冷凝温度而变，故在说明一台制冷机的制冷量时，必须同时说明使用什么制冷剂和在怎样的冷凝温度和蒸发温度下工作。

在实用上，制冷机或制冷压缩机在试制定型之后，要进行性能测试（称为型式试验），以便能标定名义制冷量和功率，因此需要有一个公共约定的工况条件。另一方面，对制冷机的使用者来说，在比较和评价制冷机或制冷压缩机的容量及其他性能指标时，也需要有一个共同的比较条件。因此，对制冷机规定了几种“工况”，以作为比较制冷机性能指标的基础。这些“工况”的具体的温度数值是根据各国的具体情况而定，同时也随制冷剂的种类而定。

所谓工况，是指制冷系统的工作条件。用来作为比较制冷机性能参考状态的工况一般应包括制冷机的蒸发温度、冷凝器温度、过冷温度、吸气过热温度等。与名义参数（通常规定在有关标准、产品铭牌或样本上）相应的温度条件称为名义工况。我国标准“JB/T7666—95 制冷和空调设备名义工况一般规定”规定了容积式制冷压缩机及机组和压缩冷凝机组、容积式和离心式冷水机组、单元式空调机、房间空调器等的名义工况。为了使用方便，表 3-2 至表 3-9 给出了这些工况参数，表中带括号的工况供进出口贸易中检验与验收用，带括号的参数适用于带括号的工况。在这些表中，温度所用的单位均为 $^{\circ}\text{C}$ 。

如果不是饱和状态，我们有时称吸气温度为过热温度，液体温度为过冷温度。机组型式分为全封闭、半封闭和开启式等，有关机组型式等内容将在制冷压缩机等课程作详细介绍。除表 3-5 和表 3-6 外，表中参数适用于用 R12、R22、R502 及其替代制冷剂 R134a、R600a、R407C 等，不适用于氨。用氨作制冷剂的机组工况由表 3-5 和表 3-6 给出。在其 3-2 中，工况 1, 2, 3, 4, 6, 7, 8 的环境温度均为 $25^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$ ；5 和 (5A) 工况为 32°C ，其他带括号的工况为 35°C 。

表 3-2 容积式制冷压缩机及机组的名义工况

类别	工况序号	蒸发温度/°C	冷凝温度/°C	吸气温度/°C	液体温度/°C	机组型式
高温	1(1A)	7(7.2)	55(55.4)	18(18.3)	50(46.1)	所有形式
	2	7	43	18	38	
中温	3	-7(-6.7)	49(48.9)	18	44(48.9)	所有形式 (全封闭) (半封闭) (开启式)
	(3A)			(4.4)		
	(3B)	(18.3)				
	4	-7	43	18	38	所有形式
低温 I	5(5A)	-23(-23.3)	55(54.4)	32(32.2)	32(32.2)	全封闭
	6(6A)		49(48.9)	5(4.4)	44(48.9)	所有形式
	7	-23	43	5	38	
低温 II	8	-40	35(40.6)	-10	30(40.6)	所有形式 (全封闭) (半封闭) (开启式)
	(8A)			(4.4)		
	(8B)	(18.3)				

表 3-3 热泵型压缩机及机组的名义工况

项 目	工况序号	蒸发温度/°C	冷凝温度/°C	吸气温度/°C	液体温度/°C	环境温度/°C
空气源类	制冷	1(1A)	7(7.2)	55(54.4)	18(18.3)	35
	高温制热	2(2A)	-1(-1.1)	43(43.3)	-10	
	低温制热	3(3A)	-15	35	-4(-3.9)	
水源类	制冷与制热	4(4A)	7(7.2)	49(48.9)	18(18.3)	44(40.6)

表 3-4 制冷压缩冷凝机组的工况

类别	工况序号	蒸发温度/°C	吸气温度/°C	冷凝器冷却方式				环境温度/°C	压缩机及机组型式	
				风冷		水冷				蒸发冷却
				进风 干球温度/°C	进风 湿球温度/°C	进口 /°C	出口 /°C			
高温	1(1A)	7(7.2)	18(18.3)					35	所有形式	
中温	2	-7(-6.7)	18(18.3)	32(32.2)	30(29.4)	35	24(23.9)	35	(全封闭)	
	(2A)								(4.4)	(半封闭开启式)
	(2B)	(18.3)								
低温 I	3	-23(-23.3)	5(4.4)					35	(全封闭)	
低温 II	4	-40	-10(18.3)	32(32.2)	30(29.4)	35	24(23.9)	35	(半封闭开启式)	
	(4A)								(4.4)	
	(4B)	(18.3)								

表 3-5 氟制冷压缩机及机组的名义工况

类别	工况序号	蒸发温度/°C	冷凝温度/°C	吸气温度/°C	液体温度/°C	环境温度/°C
中温	1	(1A)	-7	(-6.7)	30(35)	32(32.2)
		(1B)		(-15)		
低温 I	2	2(2A)	-23(-23.3)	35	-1(-1.1)	
低温 II	3	3(3A)	-40	35	-9(-9.4)	
					-15(-17.8)	
					-20(-34.4)	30

表 3-6 氨压缩冷凝机组的名义工况

类别	工况序号	蒸发温度/℃	吸气温度/℃	冷凝器冷却方式				环境温度/℃
				风冷	水冷		蒸发冷却	
				干球温度/℃	进口温度/℃	出口温度/℃	进风湿球温度/℃	
高温	1	7	15	32	30	35	24	32
中温	2	-7	1					
低温 I	3	-23	-15					
低温 II	4	-40	-20					

表 3-7 容积式和离心式冷水机组的名义工况

类别	工况序号	使用侧温度/℃		热源侧或放热侧温度/℃				
		冷温水		水冷		风冷		蒸发冷凝
		进口	出口	进口	出口	干球	湿球	进风湿球
制冷	1(1A)	12(12.4)	7(6.7)	32(29.4)	37(35)	35	24(23.9)	24(23.9)
制热	2	40	45	12	7	6	—	—

注: 工况 1 和(1A)风冷冷凝器不采用蒸发凝结水冷却时, 湿球温度不作规定。

表 3-8 单元式空调机的名义工况

类别	工况序号	室内机组温度/℃		室外机组温度/℃					
		进风		风冷		蒸发冷却		水冷却	
		干球	湿球	干球	湿球	干球	湿球	进口	出口
制冷	1 (1A)	27 (26.7)	19.5 (19.4)	35	24 (23.9)	35	24 (23.9)	30 (29.4)	35
热泵	高温	2 (2A)	21 (21.1)	— (15.6)	7 (8.3)	6 (6.1)	—	12	12.1
	低温				7 (-8.3)	6 (-9.4)			(10)
恒温恒湿	3	23	17	35	24	35	24	30	35

注: 1. 热泵工况的水流量与制冷工况的水流量相同。

2. 热泵工况风冷冷凝器不采用蒸发凝结水冷却时, 湿球温度不作规定。

表 3-9 房间空调器名义工况

类别	工况序号	室内机组温度/℃		室外机组温度/℃					
		进风		风冷		蒸发冷却		水冷却	
		干球	湿球	干球	湿球	干球	湿球	进口	出口
制冷	1 (1A)	27	19.5 (19.0)	35	24	35	24	— (30)	— (35)
热泵	高温	2 (2A)	21 (20)	(12)	7 (7)	6 (6)	—	—	—
	低温				7 (2)	6 (1)			—

第五节 制冷循环的热力学第二定律分析

一、意义

热力学第二定律不仅可以判断过程的发展方向、能量的品位，而且还可以用来分析系统内部的各种损失。一个实际过程或循环，总是存在着各种不可逆过程，单级压缩蒸气制冷机的实际循环也不例外。从分析循环损失着手，可以知道一个实际循环偏离理想可逆循环的程度、循环各部分损失的大小，从而可以指明提高循环经济性的途径。

目前在制冷工程中用来分析损失的方法，除了热力学第一定律分析能量在数量上的损失外，还经常采用基于热力学第二定律的熵分析法和焓分析法两种，下面分别简单介绍这两种方法。

二、熵分析法

由热力学理论可知，对于一个由制冷机及其环境（包括被冷却物体及冷却介质）所构成的孤立系统，当其中进行的过程完全可逆时系统的熵保持不变。若过程不可逆，则系统的熵要增大，即：

$$\Delta S_{\text{sys}} = \sum \Delta S_i \geq 0 \quad (3-49)$$

式中， ΔS_i 表示系统各部分由于发生不可逆过程导致的熵的增量。

对于逆向循环，不可逆过程将导致循环多消耗一部分附加功。由斯托道拉原理可知，不可逆过程引起的附加功等于大气环境的温度 T_0 与系统由于发生不可逆过程导致熵的增量的乘积。若某一不可逆过程引起的系统的熵增为 ΔS_i ，则它多消耗的附加功 W_i 可表示为

$$W_i = T_0 \Delta S_i \quad (3-50)$$

而循环的各个不可逆过程引起的总的附加功应等于各个过程的附加功的总和 $\sum W_i$ 。

若制冷循环所消耗的功为 W ，它比完全可逆循环所消耗的功 W_{min} 要大 $\sum W_i$ ，因此

$$W = W_{\text{min}} + \sum W_i \quad (3-51)$$

由此，实际循环的热力完善度可表示为：

$$\eta = \frac{\epsilon}{\epsilon_0} = \frac{Q_0/W}{Q_0/W_{\text{min}}} = \frac{W_{\text{min}}}{W} = 1 - \frac{\sum W_i}{W} = 1 - \sum \beta_i \quad (3-52)$$

式中， β_i 为某一不可逆过程的附加功在实际循环耗功中所占的百分数。根据 β_i 的值，我们可以知道这一制冷系统中各个不可逆过程对系统的影响程度，从而为改进系统的经济性提供理论依据。

例 3-3 试用熵分析法分析例 3-2 循环的损失。参考例 3-2 的计算结果，得循环各点的状态参数如下表所示，其 $\lg p-h$ 图如图 3-13 所示，相应的 $T-s$ 图示于图 3-19 中。

状态点	参数	单位	数值	注
0	p_0	10^2 kPa	1.16	
	t_0	$^{\circ}\text{C}$	-23	$t_0 = t'_0 - 5 = -18 - 5 = -23$
	h_0	kJ/kg	382.9	
	s_0	$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	1.7376	

(续)

状态点	参数	单位	数值	注
1	p_1	10^2 kPa	1.16	
	t_1	$^{\circ}\text{C}$	0	
	h_1	kJ/kg	401.6	
	s_1	$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	1.8091	
2 _s	p_{2s}	10^2 kPa	10.16	
	t_{2s}	$^{\circ}\text{C}$	71.5	由图查得
	h_{2s}	kJ/kg	452.1	
	s_{2s}	$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	1.8091	
2	p_2	10^2 kPa	10.16	
	t_2	$^{\circ}\text{C}$	87.4	由图查得
	h_2	kJ/kg	468.9	
	s_2	$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	1.8567	
3	p_3	10^2 kPa	10.16	
	t_3	$^{\circ}\text{C}$	40	$t_3 = t_a + 8 = 32 + 8 = 40$
	h_3	kJ/kg	256.2	
	s_3	$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	1.1886	
4	p_4	10^2 kPa	10.16	
	t_4	$^{\circ}\text{C}$	27.3	根据 p_4, h_4 查图由热平衡式算出
	h_4	kJ/kg	237.5	
	s_4	$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	1.1284	
5	p_5	10^2 kPa	1.16	
	t_5	$^{\circ}\text{C}$	-23	
	h_5	kJ/kg	237.5	
	s_5	$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	1.1568	

解 由例 3-2 循环的热力计算结果可知, 实际循环输入功 W 为:

$$W = 23.163 \text{ kW}$$

逆卡诺循环消耗的功 W_{\min} 为:

$$W_{\min} = \frac{Q_0}{\varepsilon_c} = \frac{50}{5.103} \text{ kW} = 9.798 \text{ kW}$$

故实际循环比逆卡诺循环所多消耗的理论功:

$$\Delta W = W - W_{\min} = (23.163 - 9.798) \text{ kW} = 13.365 \text{ kW}$$

下面用熵增来计算多消耗的功。在制冷系统中, 制冷剂经过循环变化之后其熵值不变, 因此, 孤立系统的熵增可根据被冷却物体及环境介质熵的变化来计算。

被冷却物体熵的变化是:

$$\Delta S_R = -\frac{Q_0}{T'_0} = -\frac{50}{255.15} \text{ kW/K} = -0.1960 \text{ kW/K}$$

高温热源熵的变化是:

$$\Delta S_s = \frac{Q_k}{T_s} = \frac{73.17}{305.15} \text{ kW/K} = 0.2398 \text{ kW/K}$$

故, 孤立系统的熵增为:

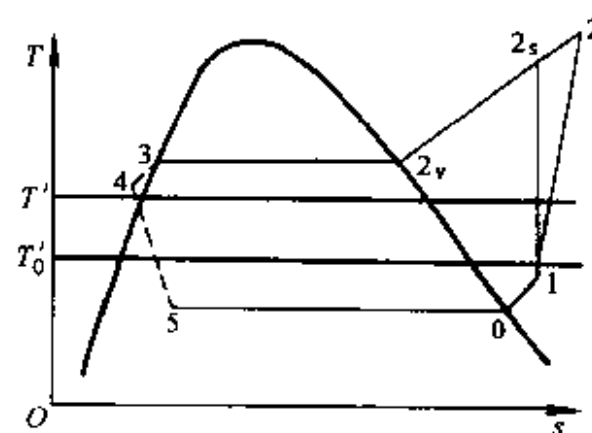


图 3-19 简化后的实际循环在 $T-s$ 图上的表示

$$\Delta S_{sy} = \Delta S_R + \Delta S_a = (-0.1960 + 0.2398) \text{ kW/K} = 0.0438 \text{ kW/K}$$

制冷循环总的多消耗的功为:

$$\Delta W = T_a \Delta S_{sy} = 305.15 \times 0.0438 \text{ kW} = 13.365 \text{ kW}$$

此值与上面算出的结果完全相符。

现在再来分析循环的各个过程因不可逆而引起的损失。

压缩过程的损失为:

$$W_{\text{comp}} = T_a (s_2 - s_1) \times G = 305.15 \times (1.8567 - 1.8091) \times 0.344 = 4.9966$$

冷凝过程的损失为:

$$\begin{aligned} W_{\text{cond}} &= T_a \left[\frac{Q_k}{T_a} - (s_2 - s_3) G \right] \\ &= 305.15 \left[\frac{73.17}{305.15} - (1.8567 - 1.1886) \times 0.344 \right] = 3.0185 \end{aligned}$$

节流过程的损失为:

$$W_{\text{exp}} = T_a (s_5 - s_4) G = 305.15 \times (1.1568 - 1.1284) \times 0.344 = 2.9812$$

蒸发过程的损失为:

$$\begin{aligned} W_{\text{evap}} &= T_a \left[(s_0 - s_5) \times G - \frac{Q_0}{T_0} \right] \\ &= 305.15 \left[(1.7376 - 1.1568) \times 0.344 - \frac{50}{255.15} \right] = 1.1693 \end{aligned}$$

回热过程的损失为:

$$\begin{aligned} W_{\text{rec}} &= T_a [(s_1 - s_0) - (s_3 - s_4)] G = 305.15 \times [(1.8091 - 1.7376) \\ &\quad - (1.1886 - 1.1284)] \times 0.344 = 1.1862 \end{aligned}$$

各部分损失之和:

$$\begin{aligned} \sum W_i &= W_{\text{comp}} + W_{\text{cond}} + W_{\text{exp}} + W_{\text{evap}} + W_{\text{rec}} = 4.9966 + 3.0185 \\ &\quad + 2.9812 + 1.1693 + 1.1862 = 13.3518 \end{aligned}$$

由此求得的 $\sum W_i$ 与 ΔW 相等 (相对计算误差小于 0.1%, 这一误差是由数值计算误差累积所致)。

循环热力完善度为:

$$\eta = \frac{\epsilon}{\epsilon_c} = 1 - \frac{\sum W_i}{W} = 1 - \frac{13.3518}{23.163} = 0.4236$$

三、焓分析法

(一) 焓的概念

根据热力学第二定律, 一种形式的能量并不总是可以完全转换为功。从这一角度出发, 可以把能量看成由两个部分组成: 可转换的部分与不可转换的部分, 前者称为焓, 后者称为熵。机械能 (动能、位能和机械功)、电能, 由于它们原则上可以全部转变为功, 因此全为焓。内能和热能则既包含焓, 又包含熵, 只有环境状态下的内能和环境温度下的热能全为焓。能量中焓比例越大, 表示它能转化为有用功 (也叫技术功) 的部分愈大, 它的品位也就愈高。

热力学中对熵所下的定义随能量的形式及过程特性而异，下面仅介绍制冷工程中常用的热量（冷量）熵和制冷剂的焓熵。

1. 热量（冷量）熵

热量是过程量，按照熵的定义，热源在温度 T 时放出的 dQ 热量中可转换成有用功的部分就是它的熵。若设想在一个可逆的卡诺循环机中转换，此时环境温度为 T_a ，则它的熵可写成：

$$dE_q = \left(1 - \frac{T_a}{T}\right) dQ \quad (3-53)$$

如果热源在放热过程中温度由 T_1 降至 T_2 ，放出的热量为 Q ，则 Q 的熵可表示为：

$$E_q = \int_{T_2}^{T_1} \left(1 - \frac{T_a}{T}\right) dQ \quad (3-54)$$

由式 (3-55) 可以看出，热量熵是一与过程有关的量。如果热源放热时温度 T 保持不变，则：

$$E_q = \left(1 - \frac{T_a}{T}\right) Q \quad (3-55)$$

上式对于 $T < T_a$ ， $T = T_a$ 和 $T > T_a$ 都成立。若 $T > T_a$ ，则 E_q 和 Q 的符号相同，表示从一定的热量 Q 中可得到最大功 E_q 。若 $T < T_a$ ，则 E_q 表示为从低于环境温度的热源中取出热量 Q （冷量）所需要消耗的最小功；若取制冷剂吸收的热量 Q 为正，则 E_q 是负值，即表示系统消耗功。当 $T = T_a$ 时 $E_q = 0$ ，即在环境温度下热量的熵为零，因而没有作功能力。

2. 焓熵

流动的流体所具有的熵称为焓熵，其定义是：

$$E_x = H - H_a - T_a (s - s_a) \quad (3-56)$$

单位质量流体的焓熵称为比焓熵，可表示为：

$$e_x = h - h_a - T_a (s - s_a) \quad (3-57)$$

由式 (3-58) 可以看出，比焓熵在环境状态确定后是一状态参数，与所经历的过程无关。

除了上述关于熵的定义外，熵效率也是一个很重要的概念。熵效率可用来衡量一个技术过程的热力学完善程度，它的定义是：

$$\eta_E = \frac{E_{out}}{E_{in}} \quad (3-58)$$

式中， E_{in} 和 E_{out} 代表外界提供给系统的熵和系统输出给外界的熵。对于压缩蒸气式制冷循环来说，

$$\eta_E = E_{q0} / W \quad (3-59)$$

式中， E_{q0} 表示冷量 Q_0 的熵，即系统输出给低温物体的熵， W 表示压缩机所消耗的功。比较式 (3-60) 和式 (3-52) 可以看出，制冷循环的熵效率实际上就是循环的热力完善度。

(二) 制冷循环中各个过程的熵分析

下面以单级压缩蒸气制冷回热循环为例，介绍制冷循环中各过程熵损失值的计算，循环在 $\lg p-h$ 图上的表示参见图 3-13，制冷剂在各状态点的熵值可通过式 (3-58) 计算。要计算过程熵损失，只要列出该过程的熵平衡方程就可以了。

1. 压缩过程

外界向压缩机提供的焓就是压缩功 ($w = h_2 - h_1$), 因此, 压缩过程 (1-2) 焓平衡方程为:

$$w + e_1 = e_2 + \Delta e_{\text{com}} \quad (3-60)$$

压缩过程的焓损失为:

$$\Delta e_{\text{com}} = w + e_1 - e_2 \quad (3-61)$$

如果压缩过程为可逆过程, 则 $s_1 = s_2$, 由上述各式和式 (3-58) 可知, Δe_{com} 为 0。

2. 冷凝器中的冷却冷凝过程

冷却冷凝过程 (2-3) 是把制冷剂的热量传给环境, 环境得到的焓为 0, 因此, 冷却冷凝过程焓平衡方程为:

$$e_2 = e_3 + \Delta e_{\text{con}} \quad (3-62)$$

冷却冷凝过程的焓损失为:

$$\Delta e_{\text{con}} = e_2 - e_3 \quad (3-63)$$

3. 回热过程

回热过程 (3-4, 0-1) 是有温差的换热过程, 忽略回热过程向外界的漏热, 则其焓平衡方程为:

$$e_3 + e_0 = e_4 + e_1 + \Delta e_{\text{rec}} \quad (3-64)$$

回热过程的焓损失为:

$$\Delta e_{\text{rec}} = (e_3 - e_4) - (e_1 - e_0) \quad (3-65)$$

4. 节流过程

假设节流过程 (4-5) 为绝热过程, 则其焓平衡方程为:

$$e_4 = e_5 + \Delta e_{\text{thr}} \quad (3-66)$$

节流过程的焓损失为:

$$\Delta e_{\text{thr}} = e_4 - e_5 \quad (3-67)$$

5. 蒸发过程

蒸发过程 (5-0) 也是有温差的换热过程, 忽略蒸发过程向外界的漏冷, 则其焓平衡方程为:

$$e_5 + \frac{E_{\text{ev}}}{q_m} = e_0 + \Delta e_{\text{eva}} \quad (3-68)$$

其中, E_{ev} 为制冷剂从低温冷源吸热所带入的热量焓, 它由式 (3-55) 计算得到, q_m 为制冷剂的质量流量。因此, 蒸发过程的焓损失为:

$$\Delta e_{\text{eva}} = e_5 - e_0 + \frac{E_{\text{ev}}}{q_m} \quad (3-69)$$

值得指出的是, 根据式 (3-55), E_{ev} 为一负值。这意味着制冷剂在吸热蒸发时, 焓是减小的, 其减小量的绝对值就是低温冷源所得到的焓的绝对值, 后者就是所谓的冷量焓。

例 3-4 试用焓分析法分析例 3-2 循环的损失。各状态点参数如例 3-3 的表格所示。

解 由于制冷剂的焓焓在环境状态一定时为状态参数, 因此我们可以任意取定参考零点, 本例中取状态点 3 为参考零点, 按式 (3-58) 计算得到各状态点制冷剂的比焓值, 列表

如下:

状态点	0	1	2s	2	3	4	5
$e/\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	-40.829	-43.946	6.554	8.828	0	-0.331	-8.998

下面再分析压缩、冷凝、回热、节流和蒸发等过程的焓损失。

压缩过程的焓损失为:

$$\Delta e_{\text{com}} = w + e_1 - e_2 = [67.3 + (-43.946) - 8.828] \text{kJ/kg} = 14.526 \text{kJ/kg}$$

冷却冷凝过程的焓损失为:

$$\Delta e_{\text{con}} = e_2 - e_3 = (8.828 - 0) \text{kJ/kg} = 8.828 \text{kJ/kg}$$

回热过程的焓损失为:

$$\begin{aligned} \Delta e_{\text{rec}} &= (e_3 - e_4) - (e_1 - e_0) = [0 - (-0.331)] \text{kJ/kg} \\ &\quad - [(-43.946) - (-40.829)] \text{kJ/kg} = 3.448 \text{kJ/kg} \end{aligned}$$

节流过程的焓损失为:

$$\Delta e_{\text{th}} = e_4 - e_5 = [-0.331 - (-8.998)] \text{kJ/kg} = 8.667 \text{kJ/kg}$$

冷量焓由下式计算,

$$E_{\text{q}} = \left(1 - \frac{T_{\text{a}}}{T}\right) Q_0 = \left(1 - \frac{305.15}{255.15}\right) \times 50 \text{kW} = -9.798 \text{kW}$$

蒸发过程的焓损失为:

$$\Delta e_{\text{eva}} = e_5 - e_0 + \frac{E_{\text{q}}}{q_{\text{m}}} = \left[-8.998 - (-40.829) - \frac{-9.798}{0.344}\right] \text{kJ/kg} = 3.348 \text{kJ/kg}$$

总的焓损失:

$$\Delta e_{\text{total}} = [14.526 + 8.828 + 3.448 + 8.667 + 3.348] \text{kJ/kg} = 38.817 \text{kJ/kg}$$

各部分焓损失占压缩机消耗功的百分数为: 压缩机 21.58%, 冷凝器 13.12%, 回热器 5.12%, 节流阀 12.88%, 蒸发器 4.97%。

循环总焓效率:

$$\eta_e = 1 - \sum \eta_D = 1 - (0.2158 + 0.1312 + 0.0512 + 0.1288 + 0.0497) = 0.4233 = 42.33\%$$

由例 3-3 循环的计算结果可知, 该循环的热力完善度为 0.4236 与上述结果仅差 0.07%, 而且该误差由数值计算所引起。

从上面的分析可以看出, 最大的焓损失发生在压缩机中, 因此提高压缩机的效率可以减少焓损失。此外, 减少冷凝器、回热器和蒸发器等传热设备的平均传热温差也是减少焓损失的有效途径。

第四章 两级压缩和复叠制冷循环

第一节 概 述

为获得低温而采取两级压缩或复叠制冷循环，主要有两方面原因：

(1) 单级压缩蒸气制冷循环压比的限制。由前述单级压缩蒸气制冷循环特性分析可知，在冷凝温度 t_k 一定的条件下，蒸发温度 t_0 越低，其循环的压比 p_k/p_0 越大，压缩机输气系数越小，制冷量也越小。单级压缩蒸气制冷循环压比一般不超过 8~10。不同冷凝温度下，在允许压比范围的最大值时，常用的中温制冷剂一般只能获得 -20~-40℃ 的低温。如果为得到更低温度而进行超压比运行，则会使实际压缩过程更偏离等熵压缩过程，引起压缩机排温升高、效率降低、功耗增大。甚至造成系统内制冷剂和润滑油分解，运转条件恶化，危害压缩机的正常工作。

(2) 制冷剂热物理特性的限制。由于制冷剂有高温制冷剂、中温制冷剂和低温制冷剂之分，各种制冷剂又具有不同的热物理特性。例如中温制冷剂 R717，其标准蒸发温度 $t_s = -33.35^\circ\text{C}$ 、凝固温度 $t_f = -77.7^\circ\text{C}$ 、临界温度 $t_c = 132.4^\circ\text{C}$ 、临界压力 $p_c = 11.52\text{MPa}$ ，因而很明显，它不适于 $t_0 = -77.7^\circ\text{C}$ 以下的制冷循环，即使是用于 $t_0 = -33.35 \sim -77.7^\circ\text{C}$ 范围，也会因蒸发压力低于大气压力而使空气漏入系统的机会增加。同时过低的 t_0 会影响到往复活塞式压缩机气阀的自动开闭特性偏离设计范围。当吸气压力在 10~16kPa 时，压缩机难以正常工作。若采用 $t_s = -82.1^\circ\text{C}$ 、 $t_f = -155^\circ\text{C}$ 、 $t_c = 25.6^\circ\text{C}$ 、 $p_c = 4.833\text{MPa}$ 的低温制冷剂 R23，在相同的 t_0 下，其蒸发压力 p_0 可得到较大的提高，制冷剂也不会出现凝固的可能。但是，通常以水和空气为冷却介质的单级压缩蒸气制冷循环， t_k 一般在 30~60℃ 之间，在这种情况下势必会造成 R23 超临界循环，其制冷系统内压力将远远超过允许的 1.6MPa 安全压力。这种采用低温制冷剂的单级压缩蒸气制冷循环是根本无法运行。

由此可以得出结论：要获取 -60℃ 以上的低温，采用中温制冷剂的两级压缩制冷循环，可使压缩机压比减小，工作效率提高。当需要获取 -60℃ 以下的低温时，应采用中温制冷剂与低温制冷剂复叠的制冷循环。一般，两个单级压缩制冷循环复叠用于获取 -60~-80℃ 低温；三个单级压缩制冷循环复叠用于获 -80~-120℃ 低温。

适用于两级压缩或复叠制冷循环的制冷剂品种很多。常用于两级压缩循环的中温制冷剂有 R717、R22、R502 等；用于复叠式循环高温级的中温制冷剂有 R717、R22、R502、R134a、R407c、R410A 等；而用于其低温级的低温制冷剂有 R13、R14、R23 和 C_2H_6 （乙烷）、 C_2H_4 （乙烯）等。

两级压缩制冷循环的型式多样。按其节流级数分有一级节流和两级节流两种型式。一级节流循环是将冷凝压力 p_k 下的制冷剂液体，直接节流到蒸发压力 p_0 ，由于压差较大，易实现远距离和向高处供液，而且调节也很方便，故应用较广，两级节流循环则是先将 p_k 下的

制冷剂液体节流到中间压力 p_m ，然后再次节流到 p_0 ，实际工程应用并不多。在此仅着重讨论两级压缩一级节流循环的有关问题。

复叠式循环也有多种型式，如两个单级循环复叠、两级压缩循环的复叠、三个单级循环的复叠等。掌握复叠式制冷循环的特点及变工况特性和相关的技术问题，是设计和应用复叠式制冷循环的关键。

第二节 两级压缩一级节流循环

一、两级压缩一级节流中间不完全冷却循环

两级压缩一级节流中间不完全冷却循环由低压级压缩机、高压级压缩机、冷凝器、中间冷却器、节流阀、蒸发器和回热器组成。如图 4-1 所示，从冷凝器出来的高压液体被分成两部分：一部分经中间冷却器节流阀节流到中间压力，在中间冷却器中蒸发；另一部分在盘管内流经中间冷却器，通过盘管与管外中间压力下蒸发的制冷剂蒸气进行热交换，达到过冷的目的。然后再进入回热器进一步过冷，并由节流阀节流，使其从冷凝压力降到蒸发压力后在蒸发器内蒸发制冷。由蒸发器出来的制冷剂饱和蒸气和回热器复热后，被低压级压缩机吸入，并被压缩到中间压力，排送到高压级压缩机的吸气管内，与中间冷却器出来的饱和蒸气混合后进入高压级压缩机压缩到冷凝压力，在冷凝器中冷凝成为高压液体，然后再次进行循环。

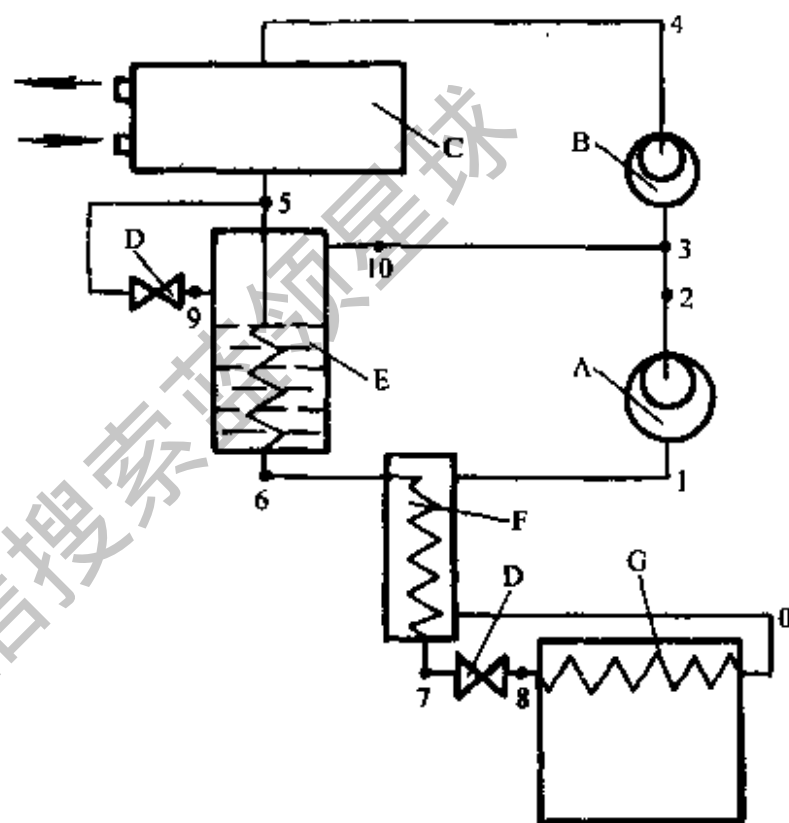


图 4-1 两级压缩一级节流中间不完全冷却循环系统图

A—低压级压缩机 B—高压级压缩机 C—水冷冷凝器
D—节流阀 E—中间冷却器 F—回热器 G—蒸发器

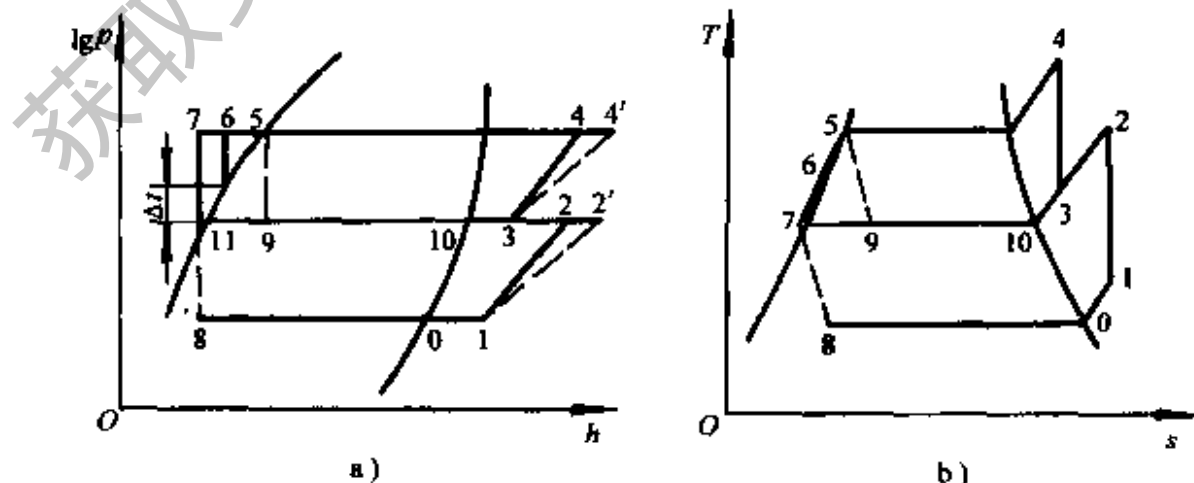


图 4-2 两级压缩一级节流中间不完全冷却循环的 $\lg p-h$ 图和 $T-s$ 图

图 4-2 为两级压缩一级节流中间不完全冷却循环的 $\lg p-h$ 图和 $T-s$ 图。其中 1-2 和 3-4 过程分别表示低压级和高压级压缩机的压缩过程。2-3 表示低压级排气在管道内的冷却过程。

点3为低压级排气与冷凝器出来的蒸气混合的状态，即高压级压缩机的吸气状态。4-5为冷凝器的冷凝过程。5-6为出冷凝器的部分高压液体在中间冷却器的过冷过程。5-9为出冷凝器的另一部分高压液体进中间冷却器前的节流过程。9-10为中间冷却器内制冷剂的蒸发过程。6-7为出中间冷却器的高压液体在回热器的过冷过程。7-8表示由回热器出来的有一定过冷度的制冷剂液体进入蒸发器前的节流过程。8-0表示制冷剂在蒸发器内的蒸发（制冷）过程。0-1表示从蒸发器出来的制冷剂蒸气在回热器中的复热过程。点1为低压级压缩机的吸气状态。对于等熵指数 κ 较小的氟利昂来说，采用这种不完全冷却循环方式，虽然高压级压缩机吸入的是过热蒸气，其高压级压缩机的排气温度也不会很高，整个循环的各项性能指标可以达到较好水平。因此，绝大多数氟利昂中温制冷剂，对于此循环是适合的。

二、两级压缩一级节流中间完全冷却循环

两级压缩一级节流中间完全冷却循环与不完全冷却循环的区别在于高压级压缩机吸入的制冷剂蒸气为饱和状态而非过热状态。它是将低压级压缩机的排气引入中间冷却器，引起中间冷却器中中压液体制冷剂蒸发而放出其过热量，变成饱和蒸气。这样，既可增加高压级压缩机制冷剂流量，又不致造成排气温度过高。这种循环对于等熵指数较大的制冷剂（如R717）是有利的。

图4-3示出了两级压缩一级节流中间完全冷却循环的系统图。由蒸发器出来的低压蒸气被低压级压缩机吸入，压缩至中间压力后送入中间冷却器，与其中的中压液体制冷剂进行热交换，温度降低到中间压力对应的饱和温度。然后由高压级压缩机压缩到冷凝压力，并在冷凝器中冷凝成为液体。从冷凝器出来的液体分成两路：一路进入中间冷却器的盘管中降低温度，变成过冷液体，经节流阀降压后到蒸发器蒸发制冷。另一路经节流阀降压后进入中间冷却器蒸发，为冷却低压级压缩机排送到中间冷却器的过热蒸气和盘管内的制冷剂提供冷量。所产生的制冷剂饱和蒸气随即被高压级压缩机吸入。

图4-4为两级压缩一级节流中间完全冷却循环的 $\lg p-h$ 图和 $T-s$ 图。图中1-2和3-4为低压级和高压级的

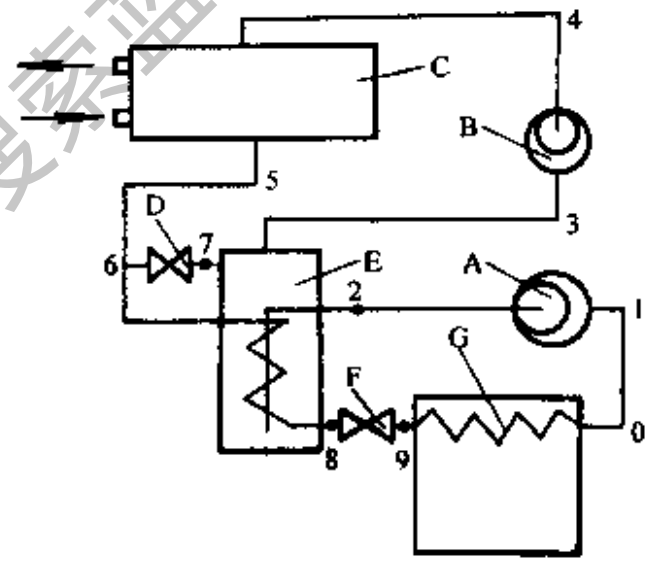


图4-3 两级压缩一级节流中间完全冷却循环系统图
A—低压级压缩机 B—高压级压缩机
C—冷凝器 D、F—节流阀
E—中间冷却器 G—蒸发器

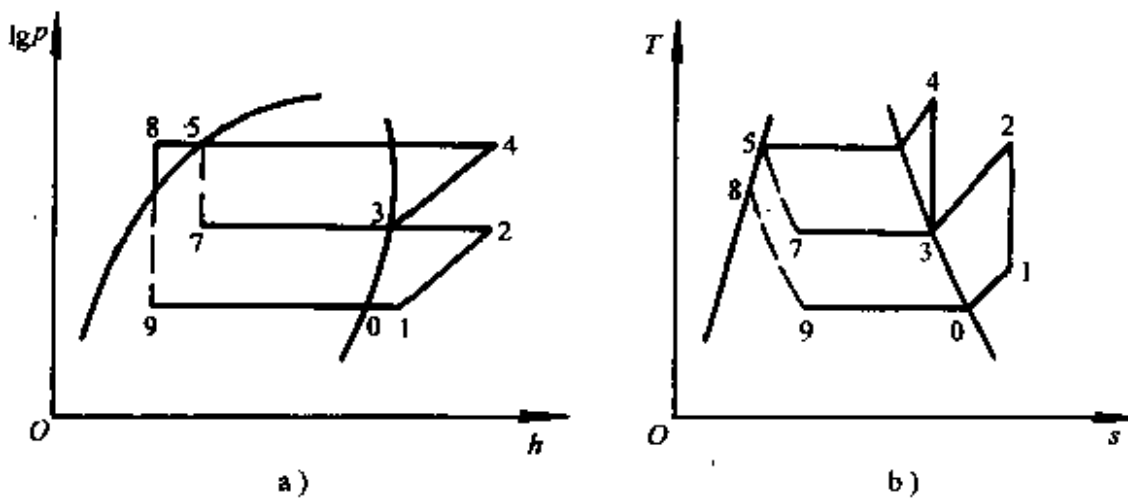


图4-4 两级压缩一级节流中间完全冷却循环的 $\lg p-h$ 图和 $T-s$ 图

压缩机压缩过程。2-3 为低压级压缩机排气在中间冷却器内的冷却过程。4-5 为高压级压缩机排气在冷凝器内的冷却和冷凝过程。5-7 为中间冷却器节流阀的节流过程。7-3 为部分制冷剂液体在中间冷却器内的蒸发过程。点 3 为中间冷却器内的蒸气与低压级压缩机排出的过热蒸气进行热交换后的混合状态。5-8 为另一部分制冷剂液体在中间冷却器盘管内过冷的过程。8-9 为过冷液体的节流过程。9-0 为制冷剂液体在蒸发器内的蒸发过程。0-1 为制冷剂蒸气在低压级压缩机吸气管中的过热过程。中间冷却器盘管中高压液体过冷后的温度 t_q 一般应较中间冷却器温度 t_m 高 $3 \sim 5^\circ\text{C}$ 。

三、两级压缩一级节流制冷循环的性能指标计算

与单级压缩蒸气制冷循环一样，两级压缩制冷循环性能指标计算需要借助 $\lg p-h$ 图（或 $T-s$ 图）。在制冷量 Q_0 已知的情况下，首先应根据给定的使用条件确定冷凝温度 t_k 和蒸发温度 t_0 ，以及压缩机吸气温度 t_1 和高压液体的过冷温度 t_b 。再在 $\lg p-h$ 图上找出相应的冷凝压力 p_k 和蒸发压力 p_0 ，并按上述温度参数找到各相应的状态点。同时选择并确定中间压力 p_m 和中间温度 t_m 。最后按这些反映在 $\lg p-h$ 图（或 $T-s$ 图）上的状态点，查出其状态参数：焓 h 及比体积 v_1 等就可以进行循环性能指标计算。计算按先低压级后高压级的顺序进行，直到求得整个循环的冷凝热负荷、理论和实际的制冷系数。

（一）一级节流中间不完全冷却循环性能指标计算

（1）蒸发器中的单位制冷量 q_0 （单位为 kJ/kg ）：

$$q_0 = h_0 - h_8 \quad (4-1)$$

（2）低压级压缩机单位理论功 w_d （单位为 kW ）：

$$w_d = h_2 - h_1 \quad (4-2)$$

（3）低压级压缩机流量 q_{md} （单位为 kg/s ）：

$$q_{md} = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{Q_0}{h_0 - h_8} \quad (4-3)$$

式中， Q_0 为制冷机的设计冷量，单位为 kW 或 kJ/s 。

（4）低压级压缩机容积流量 q_{vd} （单位为 m^3/s ）：

$$q_{vd} = q_{md} v_1 \quad (4-4)$$

式中， v_1 为压缩机吸气状态比体积，单位为 m^3/kg 。

（5）低压级压缩机所需的实际功率 P_{ad} （单位为 kW ）：

$$P_{ad} = \frac{q_{md} w_d}{\eta_d} = \frac{Q_0}{h_0 - h_8} \frac{h_2 - h_1}{\eta_d} \quad (4-5)$$

式中， η_d 为低压级压缩机绝热效率， $\eta_d = \eta_{id} \eta_{md}$ ；其中 η_{id} 为低压级压缩机指示效率， η_{md} 为低压级压缩机机械效率。

（6）低压级压缩机理论排气量 V_{td} （单位为 m^3/h ）：

$$V_{td} = 3600 \frac{q_{vd}}{\lambda} = 3600 \frac{Q_0}{h_0 - h_8} \frac{v_1}{\lambda_d} \quad (4-6)$$

式中， λ_d 为低压级压缩机输气系数。在数值上可近似地按相同压比时的单级压缩制冷循环的压缩机输气系数的 90% 计算。

为了得到高压级压缩机的流量，可利用中间冷却器的热平衡关系求出。由图 4-1 的系统

可知，一级节流中间不完全冷却循环的中间冷却器热平衡关系为：

$$(q_{mg} - q_{md})h_5 + q_{md}(h_5 - h_6) = (q_{mg} - q_{md})h_{10}$$

(7) 由热平衡关系式得高压级压缩机流量 q_{mg} (单位为 kg/s)：

$$q_{mg} = q_{md} \frac{h_{10} - h_6}{h_{10} - h_5} = \frac{Q_0}{h_0 - h_8} \frac{h_{10} - h_6}{h_{10} - h_5} \quad (4-7)$$

确定 h_6 时，可取 t_6 比中间压力下的饱和温度高 3~5℃。

高温级压缩机的吸气状态与中间冷却器出来的制冷剂蒸气状态以及低压级压缩机排气状态有关，这两部分蒸气混合过程的热平衡关系为：

$$(q_{mg} - q_{md})h_{10} + q_{md}h_2 = q_{mg}h_3$$

则得混合点 3 的比焓 h_3 (单位为 kJ/kg)：

$$h_3 = \frac{q_{mg}h_{10} + q_{md}(h_2 - h_{10})}{q_{mg}} = h_{10} + \frac{h_{10} - h_5}{h_{10} - h_6}(h_2 - h_{10}) \quad (4-8)$$

(8) 高压级压缩机单位理论功 w_g (单位为 kJ/kg)：

$$w_g = h_4 - h_3 \quad (4-9)$$

(9) 高压级压缩机所需的实际功率 P_{eg} (单位为 kW)：

$$P_{eg} = \frac{q_{mg}w_g}{\eta_g} = \frac{Q_0}{h_0 - h_8} \frac{h_{10} - h_6}{h_{10} - h_5} \frac{h_4 - h_3}{\eta_g} \quad (4-10)$$

式中， η_g 为高压级压缩机绝热效率， $\eta_g = \eta_{tg} \eta_{mg}$ 。

(10) 高压级压缩机理论排气量 V_g (单位为 m^3/h)：

$$\begin{aligned} V_{bg} &= 3600 \frac{V_g}{\lambda_g} = 3600 \frac{q_{mg}v_3}{\lambda_g} \\ &= 3600 \frac{Q_0}{h_0 - h_8} \frac{h_{10} - h_6}{h_{10} - h_5} \frac{v_3}{\lambda_g} \end{aligned} \quad (4-11)$$

式中， λ_g 为高压级压缩机输气系数； v_3 为高压级压缩机吸气状态的制冷剂蒸气比体积，单位为 m^3/kg 。

(11) 循环的冷凝热负荷 Q_k (单位为 kJ/s)：

$$Q_k = q_{mg}(h_4 - h_5) \quad (4-12)$$

(12) 循环的理论制冷系数 ϵ_s ：

$$\epsilon_s = \frac{Q_0}{q_{md}w_d + q_{mg}w_g} = \frac{h_0 - h_8}{(h_2 - h_1) + \frac{h_{10} - h_6}{h_{10} - h_5}(h_4 - h_3)} \quad (4-13)$$

(13) 循环的实际制冷系数 ϵ_{pr} ：

$$\epsilon_{pr} = \frac{Q_0}{q_{md} \frac{w_d}{\eta_d} + q_{mg} \frac{w_g}{\eta_g}} \quad (4-14)$$

(二) 一级节流中间完全冷却循环的性能指标计算

中间完全冷却循环性能指标的计算方法，与中间不完全冷却循环基本相同。但由于中间冷却器结构有所不同，引起高压级流量及其吸气状态的计算方法存在一定差异。

高压级流量由完全冷却中间冷却器的热平衡关系确定，根据图 4-3 可得：

$$q_{md} h_{2pr} + q_{md} (h_5 - h_8) + (q_{mg} - q_{md}) h_5 = q_{mg} h_3$$

则
$$q_{mg} = q_{md} \frac{h_{2pr} - h_8}{h_3 - h_5} \quad (4-15)$$

式中, h_{2pr} 为低压级压缩机实际排气比焓值, $h_{2pr} = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_{id}}$ 。

由此, 高压级压缩机的实际功率为:

$$P_{\text{ex}} = \frac{q_{mg} w_k}{\eta_k} = \frac{Q_0}{h_0 - h_9} \frac{h_{2pr} - h_8}{h_3 - h_9} \frac{h_7 - h_3}{\eta_k} \quad (4-16)$$

同时高压级压缩机的理论排量为:

$$V_{\text{lg}} = \frac{V_g}{\lambda_g} = \frac{Q_0}{h_0 - h_9} \frac{h_{2pr} - h_8}{h_3 - h_9} \frac{v_3}{\lambda_g} \quad (4-17)$$

式中, λ_g 为高压级压缩机输气系数; η_k 为高压级压缩机绝热效率; v_3 为高压级压缩机吸气比体积。

最后, 循环的冷凝热负荷为:

$$Q_k = q_{mg} (h_{4pr} - h_5) \quad (4-18)$$

式中, h_{4pr} 为高压级压缩机实际排气比焓值, $h_{4pr} = h_4 + \frac{h_4 - h_3}{\eta_{ig}}$; η_{ig} 为高压级压缩机指示效率。

例 4-1 某冷库需要建设一套两级压缩制冷装置, 拟采用 R22 为制冷剂。设计条件为 $Q_0 = 150\text{kW}$, $t_k = 40^\circ\text{C}$ (不采用水过冷), $t_0 = -40^\circ\text{C}$, 使用有回热器的中间不完全冷却循环, 中间冷却温差 $\Delta t_1 = 4^\circ\text{C}$, 回热器热端温差 $\Delta t_2 = 8^\circ\text{C}$, 假定循环的中间温度 $t_m = -5^\circ\text{C}$ 。试进行循环性能指标计算, 并选配合适的制冷压缩机。

解 (1) 画出设计条件所要求的两级压缩一级节流中间不完全冷却循环系统图, 见图 4-1。

(2) 作出 R22 循环的 $\lg p-h$ 图, 见图 4-2。

(3) 根据回热器热平衡确定状态点。因为 $h_1 - h_0 = h_6 - h_7$; $c_p(t_1 - t_0) = c(t_6 - t_7)$; $t_6 = t_m + \Delta t_1$ 即 $t_6 = -5^\circ\text{C} + 4^\circ\text{C} = -1^\circ\text{C}$; $t_1 = t_6 - \Delta t_2 = -1^\circ\text{C} - 8^\circ\text{C} = -9^\circ\text{C}$ 。又由 R22 热物性表查出 $h_6 = 200\text{kJ/kg}$ 、 $h_1 = 408\text{kJ/kg}$ 、 $h_0 = 388\text{kJ/kg}$, 所以有 $h_7 = h_6 - h_1 + h_0 = (200 - 408 + 388)\text{kJ/kg} = 180\text{kJ/kg}$ 。

(4) 用表 4-1 列出循环各状态点参数值。

表 4-1 循环各状态点热力参数表

项目名称	p_k /kPa (绝对)	p_m /kPa (绝对)	p_0 /kPa (绝对)	t_1 /°C	t_2 /°C	t_3 /°C	t_4 /°C	t_6 /°C	t_5 /°C	t_0 /°C	$t_9 = t_m$ /°C
参数值	1533.5	421.35	104.95	-9	50	40	108	-1	40	-40	-5
项目名称	h_1 /kJ·kg ⁻¹	h_2 /kJ·kg ⁻¹	$h_3^{\text{①}}$ /kJ·kg ⁻¹	h_4 /kJ·kg ⁻¹	h_6 /kJ·kg ⁻¹	h_7 /kJ·kg ⁻¹	h_0 /kJ·kg ⁻¹	h_9 /kJ·kg ⁻¹	h_{10} /kJ·kg ⁻¹	v_1 /m ³ ·kg ⁻¹	v_3 /m ³ ·kg ⁻¹
参数值	408	445	434.6	475	200	180	388	250	403	0.24	0.069

① h_3 由式 (4-8) 求得。

(5) 循环性能参数计算内容及结果如下表所示。

序号	项 目	计算公式	结 果	备 注
1	单位质量制冷量/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	$q_0 = h_0 - h_8$	208	
2	低压级压缩机流量 $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	$G_d = \frac{Q_0}{q_0}$	0.721	
3	低压级压缩机容积流量/ $\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$	$q_{vd} = G_d v_1$	0.173	
4	低压级压缩机理论排量/ $\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$	$V_{hd} = \frac{q_{vd}}{\lambda_d}$	0.229	$\lambda_d = 0.753$
5	低压级压缩机理论功率/kW	$P_{ad} = G_d (h_2 - h_1)$	26.677	
6	低压级压缩机轴功率/kW	$P_{cd} = \frac{P_{ad}}{\eta_d}$	37.051	$\eta_d \approx 0.72$
7	高压级压缩机质量流量/ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	$G_g = G_d \frac{h_{10} - h_6}{h_{10} - h_5}$	0.957	
8	高压级压缩机理论排量/ $\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$	$V_{hg} = \frac{G_g v_3}{\lambda_g}$	0.083	$\lambda_g = 0.792$
9	高压级压缩机理论功率/kW	$P_{ag} = G_g (h_4 - h_3)$	38.663	
10	高压级压缩机轴功率/kW	$P_{cg} = \frac{P_{ag}}{\eta_g}$	50.872	$\eta_g = 0.76$
11	循环的冷凝热负荷/kW	$Q_k = G_g (h_4 - h_5)$	215.325	
12	循环的理论制冷系数	$\epsilon_n = \frac{Q_0}{P_{ad} + P_{ag}}$	2.29	
13	循环的实际制冷系数	$\epsilon_{pr} = \frac{Q_0}{P_{cd} + P_{cg}}$	1.95	
14	循环的高低级理论排量比	$\xi = \frac{V_{hg}}{V_{hd}}$	0.362	

例 4-2 现有 210A 和 610A 制冷压缩机各一台, 需要配制成 R717 的工况条件为 $t_k = 40^\circ\text{C}$ 、 $t_0 = -40^\circ\text{C}$ 的两级压缩制冷循环系统。已知 100 系列活塞式制冷压缩机结构参数为缸径 $D = 100\text{mm}$; 活塞行程 $s = 70\text{mm}$; 转速 $n = 960\text{r}/\text{min}$ 。循环的中间温度 $t_m = -5^\circ\text{C}$, 压缩机吸气过热度 $\Delta t_r = 5^\circ\text{C}$ 。试计算循环的制冷量 Q_0 , 冷凝热负荷 Q_k 及制冷系数 ϵ_n 。

解 (1) 画出两级压缩一级节流中间完全冷却循环系统图, 如图 4-3 所示。

(2) 作出 R717 两级压缩一级节流中间完全冷却循环的 $\lg p-h$ 图, 如图 4-4a 所示。图中所示各状态点与图 4-3 一一对应。

(3) 查出各状态点比焓值及其他参数, 列于表 4-2 中。

表 4-2 循环各状态点热力参数表

项目名称	p_k /kPa (绝对)	p_m /kPa (绝对)	p_0 /kPa (绝对)	t_5 /°C	t_1 /°C	t_2 /°C	t_3 /°C	t_4 /°C	t_6 /°C	t_9 /°C
参数值	1556.7	335.31	71.591	-35	75	-5	110	-2	-40	40
项目名称	h_0 /kJ·kg ⁻¹	h_1 /kJ·kg ⁻¹	h_2 /kJ·kg ⁻¹	h_3 /kJ·kg ⁻¹	h_4 /kJ·kg ⁻¹	h_5 /kJ·kg ⁻¹	h_6 /kJ·kg ⁻¹	v_1 /m ³ ·kg ⁻¹	v_3 /m ³ ·kg ⁻¹	ξ
参数值	1315	1340	1570	1375	1595	315	120	1.58	0.347	0.333

(4) 计算内容及其计算结果如下表所示。

序号	项目	计算公式	结果	备注
1	低压级(610A)压缩机理论排量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	$V_{\text{ld}} = \frac{\pi}{4} D^2 s z n 60$	190	气缸数 $z = 6$
2	高压级(210A)压缩机理论排量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	$V_{\text{hg}} = \frac{\pi}{4} D^2 s z n 60$	63.27	$z = 2$
3	循环的中间温度/ $^{\circ}\text{C}$	设定值	-5	
4	循环的中间压力/kPa	t_m 对应的饱和压力	335.31	
5	循环的单位制冷量/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$q_0 = h_0 - h_9$	1195	
6	低压级压缩机理论压缩功/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$w_{\text{d}} = h_2 - h_1$	230	
7	高压级压缩机理论压缩功/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$w_{\text{g}} = h_4 - h_3$	220	
8	低压级质量流量/ $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	$G_{\text{d}} = \frac{V_{\text{ld}} \lambda_{\text{d}}}{v_1}$	82.97	$\lambda_{\text{d}} = 0.655$
9	高压级质量流量/ $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	$G_{\text{g}} = G_{\text{d}} \frac{h_{2\text{Pr}} - h_8}{h_3 - h_5}$	117.17	$h_{2\text{Pr}} = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_{\text{ld}}}$ $= 1617 \text{kJ/kg}$
10	低压级理论功率/kW	$P_{\text{ad}} = G_{\text{d}} w_{\text{d}}$	5.3	$\eta_{\text{ld}} = 0.83$
11	高压级理论功率/kW	$P_{\text{ag}} = G_{\text{g}} w_{\text{g}}$	7.16	
12	循环的制冷量/kW	$Q_0 = G_{\text{d}} q_0$	27.54	
13	循环的冷凝热负荷/kW	$Q_{\text{k}} = G_{\text{g}} (h_{4\text{Pr}} - h_5)$	42.92	$h_{4\text{Pr}} = h_3 + \frac{h_4 - h_3}{\eta_{\text{hg}}}$ $= 1633.8 \text{kJ/kg}$
14	循环的理论制冷系数	$\varepsilon_{\text{s}} = \frac{Q_0}{P_{\text{ad}} + P_{\text{ag}}}$	2.25	$\eta_{\text{hg}} = 0.85$

四、带氨泵的两级压缩一级节流中间完全冷却循环

在大中型冷库及工业制冷装置中，往往需要对远程或高层库房供液制冷而采用氨泵供液的冷却系统。图 4-5 示出了带氨泵的两级压缩一级节流中间完全冷却循环的系统图和 $\lg p-h$ 图。它是将中间冷却器过冷的液体节流降压到低压贮液器中变成压力为 p_0 的饱和液体和饱和蒸气两部分，饱和液体被氨泵加压经电磁阀进入蒸发器制冷。然后返回低压贮液器进行气

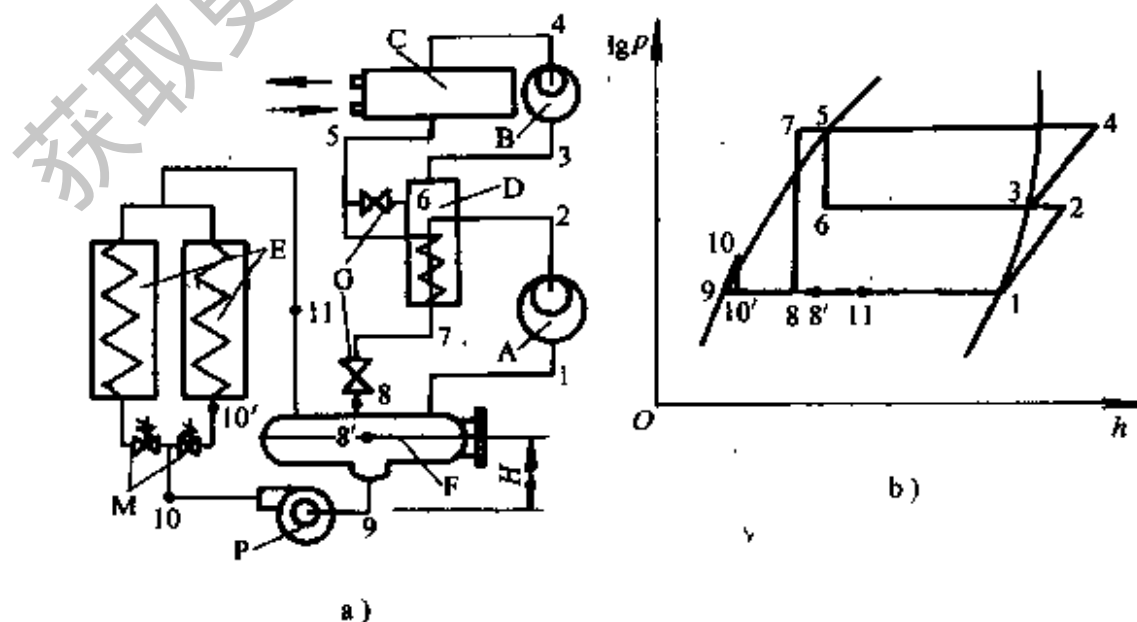


图 4-5 带氨泵的两级压缩一级节流中间完全冷却循环系统图和 $\lg p-h$ 图
A—低压级压缩机 B—高压级压缩机 C—水冷冷凝器 D—中间冷却器 E—蒸发器
F—低压贮液器 G—节流阀 M—电磁阀 P—氨泵 H—低压贮液器与氨泵的位置差

液分离。其中液体将通过氨泵进行再循环；蒸气则由回气管进入低压级压缩机，并逐级压缩到冷凝压力。该过热蒸气被冷凝成为液体后，送入中间冷却器过冷再继续进行氨泵部分的循环。由于氨泵的压头取决于氨泵与低压贮液器之间管道、阀门及热交换设备的阻力和位差的大小，应合理选择氨泵扬程，以进行远程和高层低压氨液输送，满足冷库工程的实际需要。

氨泵循环部分的热力过程见图 4-5b。其中，点 9 为低压贮液器中饱和液体状态；点 1 为其中的饱和蒸气状态。9-10 为氨泵对饱和液体的加压过程。10-10' 为低压饱和液体进入蒸发器的闪发过程。10'-1 为 $1/n$ 低压液体在蒸发器内的吸热制冷过程。 n 是氨液的循环倍率。

循环的计算方法与前述基本相同。但由于有氨泵循环，低压级流量比无氨泵循环要大，所增加部分与泵功 $(h_{10} - h_9)$ 有关。对工况稳定的下进上出供液系统 $n = 3 \sim 4$ 。其氨泵功率 P_p (单位为 kW) 为：

$$P_p = q_{mA} (h_{10} - h_9) \quad (4-19)$$

式中， q_{mA} 为氨泵流量，单位为 kg/s， $q_{mA} = nq_{md}$ 。

若考虑氨泵效率 η_A ，则：

$$P_p = q_{mA} (h_{10} - h_9) / \eta_A$$

h_{10} 由氨泵压头确定。

根据低压贮液器的热平衡关系：

$$q_{md} (h_1 - h_8) = q_{mA} (h_{11} - h_9)$$

$$\text{或} \quad q_{md} (h_1 - h_8) = nq_{md} (h_{11} - h_9) \quad (4-20)$$

$$\text{得：} \quad h_{11} = h_9 + \frac{h_1 - h_8}{n} \quad (4-21)$$

又蒸发器的制冷量 Q_0 (单位为 kW) 为：

$$Q_0 = q_{mA} (h_{11} - h_{10}) \quad \text{或} \quad Q_0 = nq_{md} (h_{11} - h_{10}) \quad (4-22)$$

将式 (4-21) 代入式 (4-22) 得：

$$Q_0 = q_{md} (h_1 - h_8) - nq_{md} (h_{10} - h_9)$$

$$\text{即} \quad Q_0 = q_{md} (h_1 - h_8) - P_p$$

$$\text{所以} \quad q_{md} = \frac{Q_0 + P_p}{h_1 - h_8} \quad (4-23)$$

这样将氨泵功率 P_p 计入制冷量中，可按无泵循环进行计算。同时高压级流量 q_{mg} (单位为 kg/s) 可由中间冷却器的热平衡关系求得，即：

$$q_{md} h_{2pr} + q_{md} (h_5 - h_7) + (q_{mg} - q_{md}) h_5 = q_{mg} h_3$$

$$\text{所以} \quad q_{mg} = q_{md} \frac{h_{2pr} - h_7}{h_3 - h_5} \quad (4-24)$$

式中， h_{2pr} 是低压级压缩机实际排气比焓值。

其余项目计算方法见两级压缩一级节流循环性能指标的计算。

第三节 两级压缩制冷循环运行特性分析

一、中间压力的确定

两级压缩制冷循环的中间压力，是两级压缩制冷系统优化设计的重要参数。一般情况下，将制冷系数最大的两级压缩制冷循环所具有的中间压力，称做最佳中间压力。它可由以下方法确定：

1. 利用热力图表取数法

利用热力图表取数确定中间压力的步骤为：

(1) 根据已知制冷剂的 p_k 、 p_0 ，按 $p_m = \sqrt{p_k p_0}$ 求得一个中间压力近似值。并在饱和蒸气表中查出对应的中间温度 t_m 。

(2) 在 t_m 值的上方和下方，按 $1 \sim 2^\circ\text{C}$ 的间隔取若干个（一般取 $5 \sim 6$ 个）中间温度值，并根据各温度值在 $\lg p-h$ 图（或 $T-s$ 图）上查出其对应的两级压缩循环各主要状态点物性参数。

(3) 按热力计算中计算制冷系数的公式，代入所需要的各参数进行制冷系数的计算。

(4) 将制冷系数的计算结果绘制成 $\epsilon-t_m$ 曲线，其曲线的顶点所对应的中间温度即为最佳中间温度 t_{mopt} ，与它对应的中间压力称之为最佳中间压力 p_{mopt} 。

2. 计算法

要得到精确的最佳中间压力 p_{mopt} ，可由电子计算机计算不同中间温度设定值时的制冷系数。经过比较自动地取最大制冷系数时所对应的循环的中间压力为设计所需要的最佳中间压力 p_{mopt} 。其计算机的计算程序由制冷剂的热力学性质子程序编制而成。程序框图如图 4-6 所示。例如例 4-1 的一级节流中间不完全冷却的两级压缩循环的最佳中间压力确定可由计算机计算其实际制冷系数：

$$\epsilon = \frac{h_0 - h_8}{h'_2 - h_1 + \frac{h_{10} - h_6}{h_{10} - h_5} (h'_4 - h_3)}$$

的最大值，并自动选定最佳中间压力 p_{mopt} 。

3. 经验公式法

有的学者在对两级压缩制冷循环的研究中，总结出了在一定范围内具有足够精确性的经验公式，来进行最佳中间温度计算，大大简化了热力计算过程。拉塞提出的 R717 两级压缩制冷循环的最佳中间温度 t_m （单位为 $^\circ\text{C}$ ）的经验公式是：

$$t_m = 0.4t_k + 0.6t_0 + 3^\circ\text{C} \quad (4-25)$$

其所对应的 p_m ，即为所要求的 p_{mopt} 。在 $-40 \sim +40^\circ\text{C}$ 范围内，不仅对 R717，而且对 R12、R40 (CH_2Cl) 等制冷剂均能得到满意的结果。

以上各种确定最佳中间压力的方法，适用于对两级压缩制冷循环系统及其机器设备进行全新设计的情况。特别是系统中的制冷压缩机设计，要遵照循环热力计算的要求进行。然而，实际工程建设中，由于制冷压缩机生产的系列化，往往是通过在已有的系列压缩机产品中进行选配来组成两级压缩制冷循环。一般有以下两种情况：

(1) 在现有系列产品中选配合适的高压级和低压级制冷压缩机。

(2) 用一台多缸制冷压缩机配成两级压缩制冷循环，确定高压级和低压级应有的气缸数目。这种压缩机通常称做单机双级制冷压缩机。

对于第一种情况，采用制冷系数最大的原则，求取最佳中间压力。然后按所求得的循环热力计算结果，在已有的产品系列中，选择合适的压缩机。这样只能选到一些容量与计算结

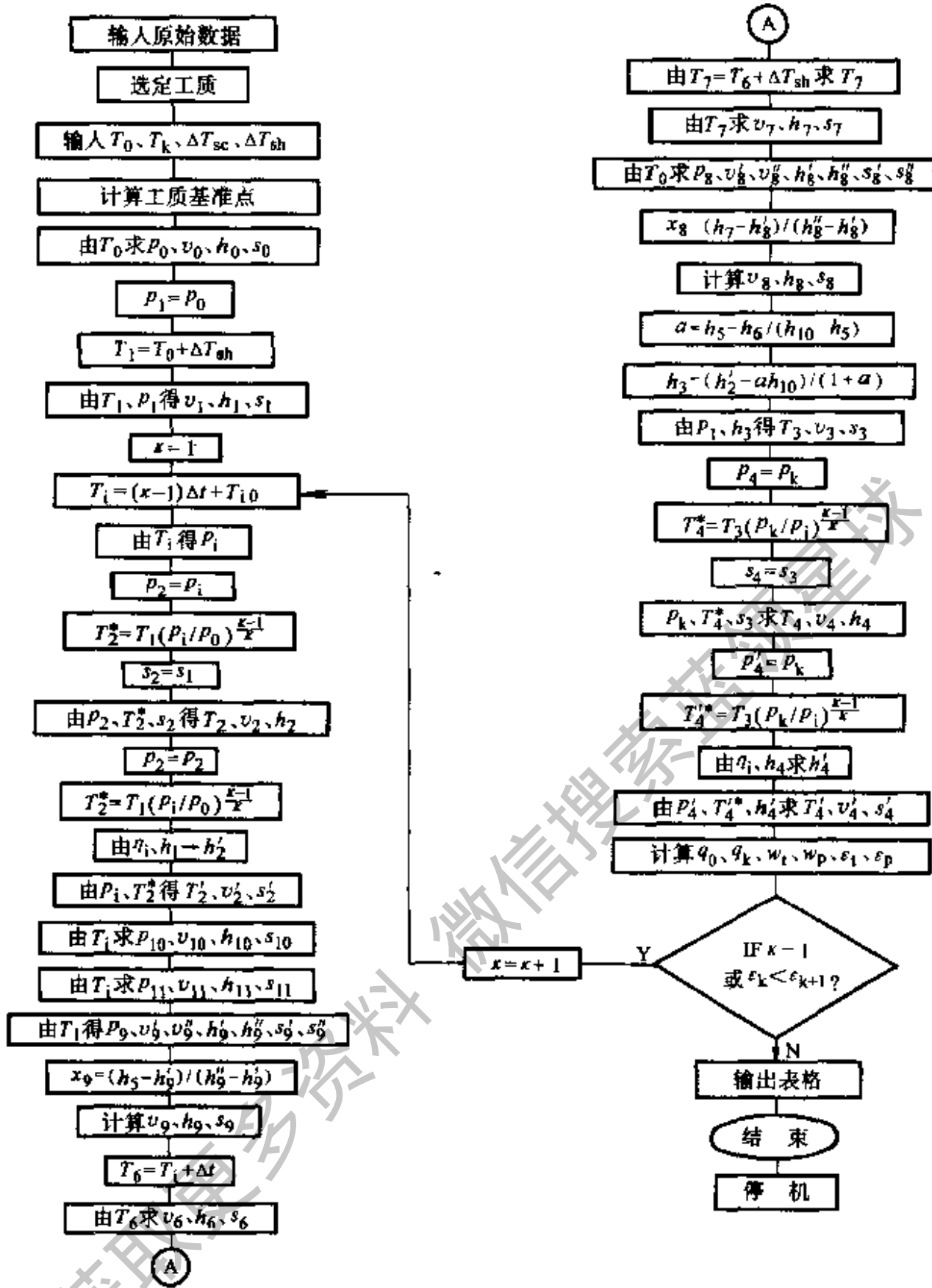


图 4-6 两级压缩最佳中间压力的计算程序框图

果相近的产品。因而实际的循环参数将会因此而发生变化，使选配得到的中间压力偏离最佳中间压力，造成制冷系数降低。不过由于制冷系数变化不大，其选配给循环性能带来的影响不会很大。

第二种情况是多缸制冷压缩机作单机双级循环使用时，其高、低压级排气容积比 ξ 值是可行的，关键是要确定一个满足该 ξ 值要求的中间压力。方法是根据在 t_k 、 t_0 一定时， ξ 值越大，实际中间温度越低的规律，结合实际设计经验，确定几个初选中间温度，并用各初选值进行循环的热力计算，求出不同初选中间温度下的高、低压级排气容积比 $\xi = V_{bg} / V_{bd}$ 。然后按照这一计算结果绘制出 $\xi-t_m$ 曲线。同时在曲线上找出满足压缩机给定排量比 ξ 值的

点。该点所对应的温度 (t_m 轴) 坐标读数, 即为所要求的满足 ξ 值要求的单机双级循环的中间温度 (压力)。最后按此中间温度进行循环的热力计算, 得出各项性能指标。

例 4-3 根据例 4-2 给出的工况条件, 计算循环的最佳中间压力 p_{opt} 。

解 (1) 根据例 4-2 所给的 R717 两级压缩制冷循环及 $\lg p-h$ 图, 查得如下表所示的有关主要热力参数。

p_k/kPa	p_0/kPa	$h_0/\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	$h_1/\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	$h_3/\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	$v_1/\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$
1556.7	71.591	1315	1340	315	1.58

(2) 根据初选中间压力 p'_m (单位为 kPa) 的计算公式, 初选中间温度:

$$p'_m = \sqrt{p_k p_0} = 333.8 \text{ kPa}$$

对应的中间温度初选值 $t'_m = -6.9^\circ\text{C}$ 。

(3) 取 -2°C 、 -4°C 、 -6°C 、 -8°C 作为中间温度, 查出相应循环中与各温度有关的状态点参数, 并按 $\epsilon = \frac{h_0 - h_8}{(h_2 - h_1) + \frac{h_2 - h_8}{h_3 - h_5}(h_4 - h_3)}$ 计算各相应循环的制冷系数。计算结果

见下表。

$t_{\text{mi}}/^\circ\text{C}$	p_{mi}/kPa	$h_3/\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	$h_8/\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	$h_2/\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	$h_4/\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	ϵ
-2	398.88	1380	110	1585	1600	2.192
-4	396.39	1375	105	1575	1605	2.334
-6	341.64	1372	95	1565	1610	2.445
-8	315.65	1370	85	1555	1630	2.178

(4) 根据上表中结果作 $t_m-\epsilon$ 曲线, 找出制冷系数最大时的中间温度 t_{opt} 。由图可以看出, 所要求的 $t_{\text{opt}} = -5^\circ\text{C}$ 。对应的 $p_{\text{opt}} = 355.31 \text{ kPa}$, 即为所求之结果。见图 4-7 所示 $t_m-\epsilon$ 曲线。

二、运行特性分析

一个两级压缩制冷装置有其固定的 ξ 值, 不论它的压缩机是原设计的还是由已有系列的压缩机产品配组而成的, 只要它们的运行工况 (t_k 、 t_0) 与设计工况相同, 都会按照设计的性能参数工作, 其性能指标 (如制冷量 Q_0 、轴功率 P_{eg} 、 P_{ed} , 制冷系数 ϵ 以及中间压力 p_m) 均将与设计指标一致。然而, 制冷装置的运行工况条件是经常变化的, 例如用户在装置使用中的实际运行工况偏离设计工况, 装置启动过程存在的蒸发温度 t_0 从环境温度逐渐降低到实际使用工况的蒸发温度等。这些偏离原设计工况的运行条件, 对两级压缩制冷装置的性能将带来一定的影响。

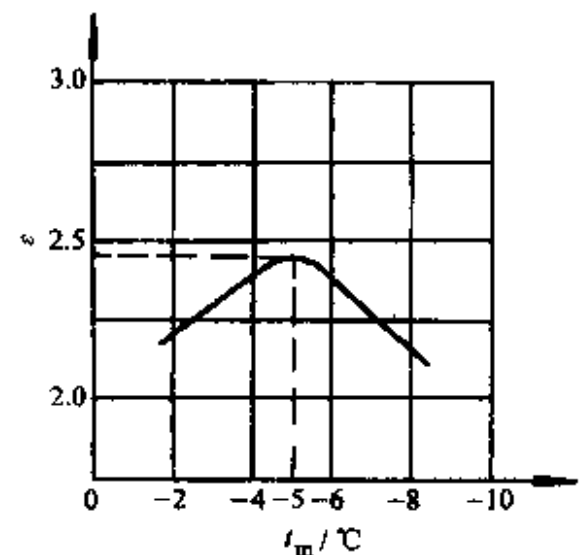


图 4-7 查取 t_{opt} 的 $t_m-\epsilon$ 曲线

(一) 变工况特性

如上所述, 两级压缩制冷装置的变工况特性, 通常表现为 t_k 基本不变, t_0 升高或降低。当 t_0 上升时, 中间压力 p_m 上升, 低压级吸气比体积 v_1 减小, 单位制冷量 q_0 增大, 制冷系数提高。反之, 上述各项指标均降低。由于工况变化时, 中间压力也随之变化, 当 $p_k/p_m \approx 3$ 时, $P_{\text{高}}$ 达到最大值。对于低压级 p_m/p_0 因 p_m 和 p_0 均在变化, 其 $P_{\text{低}}$ 的变化完全取决于二者的变化关系, 但一般不会出现 $p_m/p_0 \approx 3$ 的情况。 p_m 与 p_0 的变化关系与制冷剂的种类和循环方式有关。图 4-8 示出了 R717 两级压缩一级节流中间完全冷却循环, 由 812.5A 压缩机改制的制冷装置, 在 $t_k = 35^\circ\text{C}$, $\xi = 0.334$ 条件下运行的工作压力与 t_0 之间的关系。对于一般两级压缩制冷循环的变工况特性具有一定的代表性。从图中可以证实以下特性:

(1) 当 t_0 上升时, p_m 和 p_0 随之上升, 而且 p_m 的升高率大于 p_0 升高率。在 t_0 升达某一边界值 t_{0b} (图中 $t_{0b} = 4^\circ\text{C}$) 时 $p_m = p_k$ 。从这一温度开始高压级压缩机将不起压缩作用。

(2) t_0 上升时 $(p_k - p_m)$ 值逐渐减小, 而 $(p_m - p_0)$ 值先逐渐增大, 到 $t_0 = t_{0b}$ 时, $p_k - p_m = 0$, $p_m - p_0$ 达到最大值, 然后又逐渐减小。在 $p_m/p_0 \approx 3$ 时低压级压缩机出现最大功率值。

(3) 当 $t_0 = -27^\circ\text{C}$ 时, $p_k/p_m \approx 3$, 高压级压缩机出现最大功率, 由此可以确定高压级压缩机的电机功率配备问题。

(二) 压缩机电动机功率的配备

两级压缩制冷装置高压级压缩机电动机功率可按最大功率工况所规定最高冷凝温度下 $p_k/p_m = 3$ 时的 $P_{\text{高}}$ 来配备, 也可按常用工况下的 $P_{\text{高}}$ 来配备, 但需要在装置启动时, 对高压级采取相应的卸载或吸气节流措施, 以保证其顺利启动。

对于低压级压缩机应按其运行温度范围内的最大功率要求来确定电动机所需要配备的功率。一般情况下, 低压级压缩机在启动时需要的电动机功率最大。因为此时它所承受的压差最大, 吸入蒸气的比体积最小, 制冷剂流量最大。进入正常运行后上述情况将逐渐恢复正常。

以上两级压缩制冷装置高低压级压缩机电动机功率配备的原则是按高低压级压缩机的具体工作情况分别予以考虑, 根据各自的运行特点来配备电动机功率。但作为整机运行的要求, 需要考虑高低压级压缩机在启动过程中具有一定的协调能力。

(三) 两级压缩制冷装置的启动问题

制冷装置首次启动或长时间停机后启动运行, 蒸发温度 t_0 都是从环境温度逐渐降低, 直到达到使用工况所需要的蒸发温度。当 t_0 尚未达到 t_{0b} 之前, 高压级压缩机不起压缩作用。因此, 采取高低压级同时启动, 必然产生能量的浪费。应先启动高压级压缩机, 等到某一数值 (即低压级压缩机的电机配用功率) 后, 再启动低压级压缩机。以保证高低压级压缩

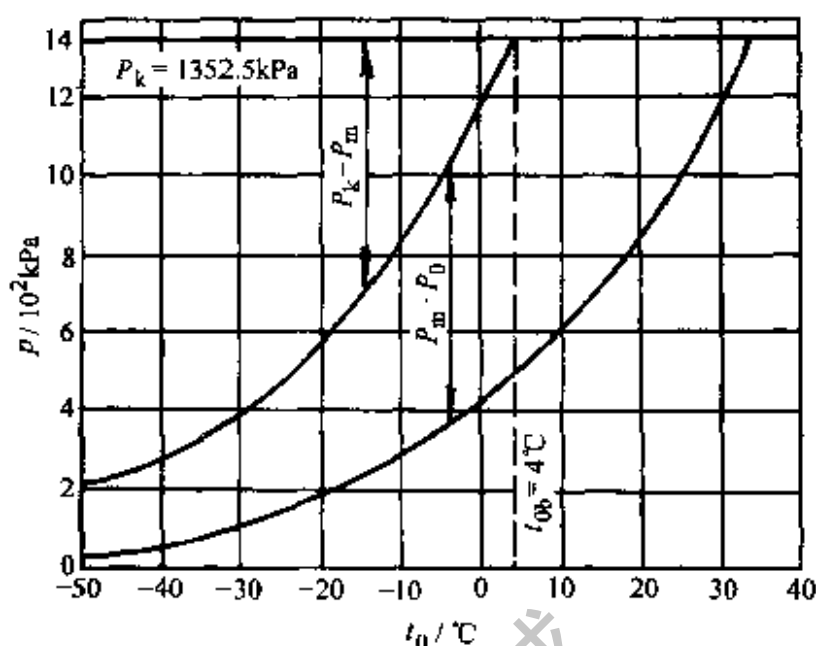


图 4-8 R717 两级压缩中间完全冷却循环工作压力与 t_0 变化的关系

机电发动机的功率配备得到合理的利用。对于单机双组制冷压缩机和小型两级压缩制冷装置，为操作方便起见，可两级同时启动。

第四节 复叠式制冷循环

一、复叠式制冷循环的类型及其组成

复叠式制冷装置是使用两种或两种以上的制冷剂，由两个或两个以上的单级压缩制冷循环组成的低温制冷机。一般用于获取 $-60 \sim -120^{\circ}\text{C}$ 的低温。

常用的两级复叠制冷装置，由高温级和低温级两部分组成。高温级中使用中温制冷剂，低温级中使用低温制冷剂，形成两个单级压缩制冷系统复叠工作的循环。两系统之间采用一个冷凝蒸发器衔接起来，高温级的中温制冷剂在其中蒸发制冷，使低温级的低温制冷剂在其中放出热量，与蒸发的中温制冷剂进行热交换后，被冷凝成为液体。从冷凝蒸发器出来的中温制冷剂蒸气带走低温制冷剂的冷凝热量，经过高温级循环将热量传递给环境介质（水或空气）。而从冷凝蒸发器出来的低温制冷剂液体，经低温级节流阀降压后，进入蒸发器吸取被冷却物的热量而蒸发制冷，获得所需要的低温。

(一) 两级复叠制冷循环

图 4-9 示出了两级复叠制冷循环系统图和循环的 $\lg p-h$ 图。该循环系统高温级制冷剂为 R22，低温级制冷剂为 R13。高温级和低温级工况分别为 $t_{kg} = +35^{\circ}\text{C}$ 、 $t_{kq} = -35^{\circ}\text{C}$ 和 $t_{kl} = -30^{\circ}\text{C}$ 、

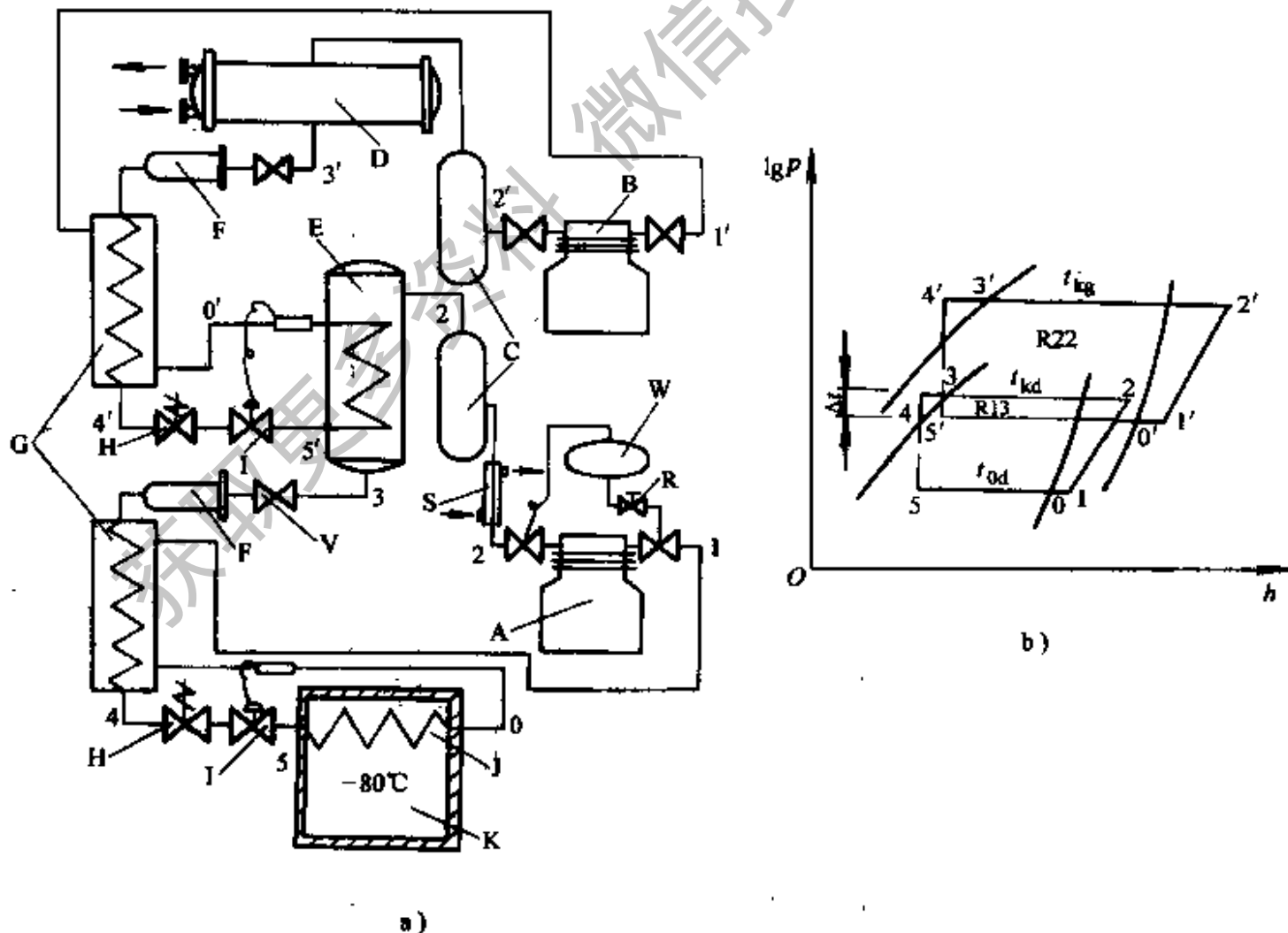


图 4-9 复叠制冷循环系统图和 $\lg p-h$ 图

A—低温级压缩机 B—高温级压缩机 C—油分离器 D—水冷冷凝器 E—冷凝蒸发器
F—过滤器 G—回热器 H—电磁阀 I—热力膨胀阀 J—蒸发器 K—低温室
W—膨胀容器 V—截止阀 R—减压阀 S—低压级排气冷却器

$t_{0d} = -85^{\circ}\text{C}$ 。蒸发器工作的低温室内得到的低温为 -80°C 。高温级制冷循环为 $0' - 1' - 2' - 3' - 4' - 5' - 0'$ ，低温级制冷循环为 $0 - 1 - 2 - 3 - 4 - 5 - 0$ ，冷凝蒸发器作为 R13 冷凝和 R22 蒸发的热交换设备，传热温差的选取范围为 $5 \sim 10^{\circ}\text{C}$ ，一般取 $\Delta t = 5^{\circ}\text{C}$ 。高低温级分别设回热器目的在于增大循环的单位制冷量和提高压缩机吸气温度，改善压缩机的工作条件。低温级压缩机排气管设置套管式水冷却器，旨在降低其排气温度，减少冷凝蒸发器中的冷凝热负荷（即减少高温级循环的制冷量）。同时，膨胀容器的设置，对保证低温级系统避免超压和安全顺利的启动运行有重要意义。两部分分设的油分离器，可以有效地防止润滑油进入热交换器，减小传热热阻。电磁阀用于阻止系统停止运行时两部分系统中的高压制冷剂液体窜入蒸发器，造成系统在启动过程中，大量液体进入压缩机发生液击事故。

(二) 三级复叠制冷循环

一般情况下两级复叠制冷循环的有效工作范围在 -80°C 以上。为了获得更低的温度，需要用三级复叠制冷循环，最低蒸发温度可达 $-110 \sim -140^{\circ}\text{C}$ ，三级复叠制冷循环工作原理如图 4-10 所示。该系统采用 R22、R13（或 R23）、R14 三种制冷剂。冷凝温度 $t_k = 35^{\circ}\text{C}$ ，首级冷凝蒸发器中 R22 蒸发温度为 -35°C 、R13 冷凝温度为 -30°C ；次级冷凝蒸发器中 R13 蒸发温度为 -80°C 、R14 冷凝温度为 -75°C ，系统蒸发温度为 $t_0 = -130^{\circ}\text{C}$ ，在低温室内可获取 -120°C 的低温。

在实际工程应用中，有根据这一原理设计的 -120°C 低温环境试验装置、复叠式逐级降温的天然气液化装置等。图 4-11 示出了采用丙烷、乙烯和甲烷的三级复叠式天然气液化装置的工作原理。

一般原料天然气（约 3240kPa ， 37°C 左右），先经离心式压缩机压缩（到 4100kPa ），后用水冷却，并用单乙醇胺脱除二氧化碳，用乙二醇及铝胶清除水分，将露点降至 -73°C 以下，净化后的燃料气再送入液化装置。

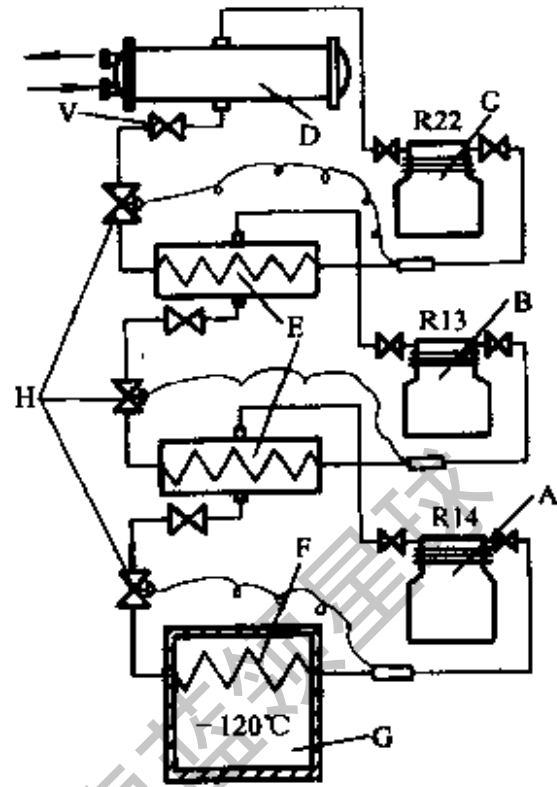


图 4-10 三级复叠制冷循环工作原理
A—低温级压缩机 B—低温级压缩机 C—高温级压缩机
D—水冷冷凝器 E—冷凝蒸发器 F—蒸发器
G—低温室 H—热力膨胀阀 V—截止阀

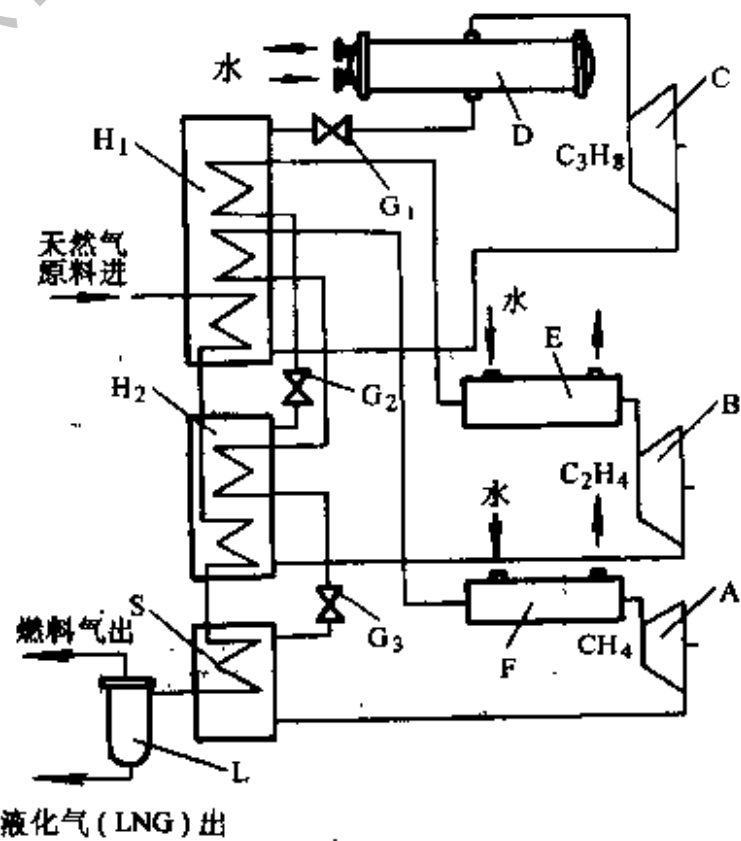


图 4-11 三级复叠式天然气液化装置工作原理
A—甲烷压缩机(离心式) B—乙烯压缩机(离心式)
C—甲烷压缩机(离心式) D、E、F—水冷冷却器
G₁、G₂、G₃—膨胀阀 H₁—丙烷-乙烯冷却器
H₂—乙烯-甲烷冷却器 S—甲烷-天然气冷却器
L—液化天然气贮槽

复叠式制冷循环天然气液化装置，使用三台离心式制冷机，它们各自拥有一个封闭式循环系统，分别以丙烷、乙烯和甲烷作为制冷剂。其中丙烷循环系统提供两个温度级（约 -42°C 左右）的冷量冷却天然气；乙烯循环系统提供三个温度级（ -110°C 左右）的冷量，用以液化天然气；甲烷循环系统提供三个温度级（约 -160°C 左右），以过冷液化天然气。过冷后的天然气液体闪蒸到大气压力后输入到贮槽中。

制冷循环所用的丙烷和甲烷，可直接取自天然气；乙烯则由乙醇脱水制得，每天向系统适当进行补充。

采用复叠式天然气液化装置的优点是能耗低〔约 $0.32\text{kW}\cdot\text{h}/(\text{N}\cdot\text{m}^3)$ 〕。它是天然气液化装置中效率最高的一种，而且制冷循环与天然气液化系统各自独立运行，相互影响较少，运行稳定，操作方便。其缺点是机组多，流程复杂，需要有生产和贮存各种制冷剂的容器和设备，管道复杂，维修不便，各制冷系统间不允许有任何渗漏，安全防护要求高。

复叠式制冷装置，为了既能获取 -100°C 以下的低温，又要减少制冷剂的种类，采用了两级压缩与单级压缩复叠的制冷循环。它的优点是蒸发温度调节范围比较宽，其上限可以达到 -60°C ，具有良好的变工况特性。图4-12所示的是 -100°C 两级和单级复叠制冷循环的工作原理。作为高温级的两级压缩循环以R22为制冷剂，低温级以R13为制冷剂。高温级为两级压缩一级节流中间不完全冷却循环系统，由冷凝蒸发器将R13单级循环连接起来，构成一个完全可以取代三级复叠制冷装置。其工况条件为 $t_k = 30^{\circ}\text{C}$ 、 $t_{\text{mg}} = -36^{\circ}\text{C}$ 、 $t_{\text{og}} = -66^{\circ}\text{C}$ 、 $t_{\text{kd}} = -59^{\circ}\text{C}$ 、 $t_{\text{od}} = -102^{\circ}\text{C}$ 。最后得到低温环境室 -100°C 的低温。

实际应用中复叠式制冷循环，尤其是多级复叠的制冷循环有多种多样的组合方案，设计时可以灵活地选择两级压缩循环作为高温级或低温级，以利于提高复叠式制冷机的工作性能。

二、复叠式制冷循环性能指标计算

由于复叠式制冷循环以不同制冷剂的单级压缩制冷循环，或配以不同作用的两级压缩制冷循环所组成。其循环性能指标的计算，与单级压缩或两级压缩制冷循环计算方法基本相同。仅仅是在高温级和低温级制冷剂循环量的计算中应考虑换热器及其连接管道的冷损失 ΔQ_{od} 和 ΔQ_{og} 造成的影响，例如低温级制冷剂循环量 q_{md} （单位为 kg/s ）：

$$q_{\text{md}} = \frac{Q_{\text{od}} + \Delta Q_{\text{od}}}{q_{\text{od}}} \quad (4-26)$$

式中， Q_{od} 为低温级设计冷负荷，单位为 kW ； ΔQ_{od} 为蒸发器、回热器及连接管道等的冷损失，单位为 kW 。

同理，高温级制冷剂循环量 q_{mg} （单位为 kg/s ）：

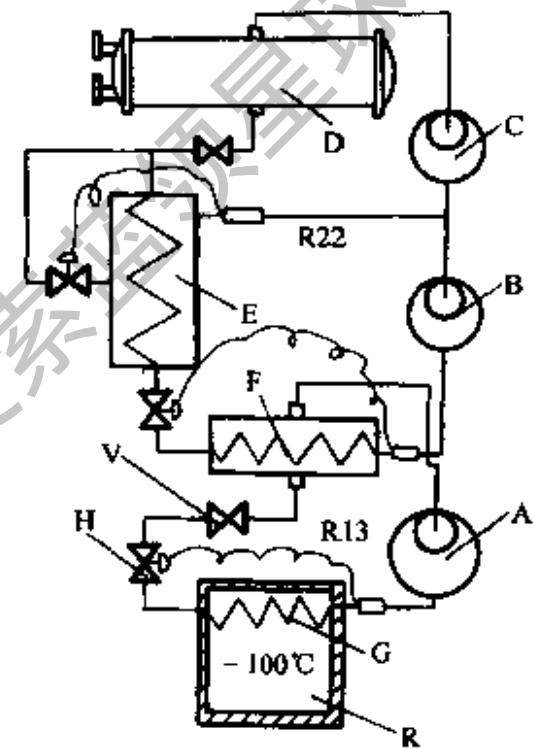


图4-12 两级和单级复叠制冷循环工作原理
A—低温级(R13)压缩机 B—高温级中低压级压缩机
C—高温级中高压级压缩机 D—水冷冷凝器
E—高温级中的中间冷却器 F—冷凝蒸发器
H—热力膨胀阀 G—蒸发器 R—低温环境室

$$q_{\text{mg}} = \frac{Q_{0g} + \Delta Q_{0g}}{q_{0g}} \quad (4-27)$$

式中, Q_{0g} 为高温级制冷剂蒸发热负荷, 单位为 kW, 在数值上应有 $Q_{0g} = Q_{\text{kd}}$; ΔQ_{0g} 为冷凝蒸发器及其连接管道冷损失, 单位为 kW。

其他类同的计算内容不再重复。

三、复叠式制冷循环系统运行特性

(一) 两级复叠制冷循环中间温度的确定

两级复叠制冷循环中间温度的确定, 实际意义在于选定冷凝蒸发器的工作参数, 原则上有两个方面的考虑: ①使循环的制冷系数最大; ②各级压缩机的压比大至相等。前者体现了设计参数的经济性原则; 后者涉及到压缩机气缸容积利用率的提高。

(二) 复叠式制冷循环的应用温度范围

确定某种型式的循环系统的使用温度范围, 通常有两条原则: ①它所能达到的最低温度; ②循环的经济性如何? 例如要想得到 -80°C 以下的低温, 仅使用单一制冷剂的循环显然难以实现。必须要采用复叠式循环系统。然而在 $-60 \sim -80^{\circ}\text{C}$ 范围, 两级压缩和复叠循环, 到底采用哪种循环合适呢? 从理论循环分析, 复叠式制冷装置的冷凝蒸发器存在着由传热温差引起的不可逆损失, 使循环的经济性有所降低。其次温度调节范围偏小, 系统也比较复杂。但是, 系统中各压缩机工作压力范围比较适中, 压比相近, 使低温级压缩机输气量减少, 输气系数及指示效率均得以提高, 尤其摩擦功率大为减小, 实际制冷系数比相同工况下两级压缩循环要高。系统内也能保持正压运行, 利于防止空气渗入系统, 保证装置能稳定运行。因此, 对于大型的低温环境试验装置和工业用低温装置, 从经济性和工作可靠性考虑, 宜采用复叠式制冷循环。而温度调节范围较宽的小型低温装置, 拟采用两级压缩制冷循环为好。

(三) 制冷剂的选择与使用

复叠式制冷循环需要中温和低温制冷剂配合使用。高温级使用的中温制冷剂, 除已规定禁用的外, 现阶段可使用的有 R22、 C_3H_8 、 C_3H_6 和 R13B1、R134a 等。低温级使用的低温制冷剂有 R23、R14 和 C_2H_4 、 C_2H_6 等。其在装置中具体配组方式, 取决于制冷装置的用途。例如 R23 适用于蒸发温度 $-70 \sim -110^{\circ}\text{C}$ 范围; R14 的适用范围是 $-110 \sim -140^{\circ}\text{C}$ 。 C_3H_6 的应用范围与 R23 相似, 但它具有可燃性和爆炸性。 C_2H_4 的应用范围介于 R23 和 R14 之间。因此, 一般情况下, R22 用于高温级, R23 用于低温级。三级复叠的低温装置则采用 R22、R23、R14 的配组方式。在采取严格的安全防护措施的情况下, 可用 C_3H_6 或 C_3H_8 作高温级制冷剂, 与 C_2H_4 或 C_2H_6 等低温制冷剂配组, 在石油化工等工业低温装置中使用。

(四) 循环型式、工作参数与变工况特性

循环型式是指复叠式制冷循环的组成方式。在两级或三级复叠循环中, 有两个单级压缩或三个单级压缩复叠组成的循环; 高温级为两级压缩, 低温级为单级压缩组成的循环; 以及高温级为单级压缩, 低温级为两级压缩组成的循环等等。在确定具体使用何种循环型式时, 主要考虑所要达到的温度、使用场所、制冷剂种类、特性及效率等因素。

蒸发温度在 $-60 \sim -80^{\circ}\text{C}$ 范围时, 一般采用两个单级压缩组成的 -80°C 复叠制冷循环, 其蒸发温度上限可以调节到 -60°C 。若需要 $-80 \sim -110^{\circ}\text{C}$ 的蒸发温度, 以氟利昂作为制冷

剂时,可以两级压缩作为高温级,以便使高压级、低压级的压比与低温级压比相近,压缩机的效率提高,循环的制冷系数达到最大。而且在变工况条件下,蒸发温度上限可达到 -60°C 。与两个单级压缩组成的复叠循环系统相比较,因其蒸发温度低达 -110°C ,使蒸发温度的调节范围增加一倍。若采用低温级为两级压缩的复叠式循环,虽然蒸发温度也可以低达 -110°C ,但其蒸发温度上限只能达到 -90°C ,相比之下的变工况特性不及前者。只有在压缩机具有输气量调节机构的情况下,蒸发温度的可调范围才会有所增大。

(五) 提高复叠制冷循环性能指标的措施

1. 合理的温差取值

复叠制冷循环由于需要获取低温,其不可逆损失必然会随着蒸发温度的降低而增大。所以低温下传热温差对循环性能的影响尤其重要。因此,蒸发器的传热温差一般不大于 5°C 。冷凝蒸发器传热温差一般为 $5\sim 10^{\circ}\text{C}$,通常取 $\Delta t = 5^{\circ}\text{C}$ 。

2. 设置低温级排气冷却器

其目的在于减少冷凝蒸发器热负荷,提高循环效率。按其蒸发温度和制冷剂不同,循环的制冷系数可提高 $7\% \sim 18\%$ 。压缩机总容量可减少 $6\% \sim 12\%$ 。

3. 采用气—气热交换器

气—气热交换器是用于通过低温级压缩机排出的过热蒸气加热蒸发器出来的低温饱和蒸气,以提高低温级压缩机的吸气温度,达到降低压缩机排气压力,减少吸气比容,改善压缩机工作条件,减小冷凝蒸发器热负荷的目的。

4. 设置气—液热交换器(回热器)

它是用蒸发器出来的低温蒸气过冷节流阀前的制冷剂液体,使循环的单位制冷量增加,同时增加压缩机的吸气过热。改善了压缩机工作条件。一般在循环系统的高温级和低温级都需要设置回热器。压缩机吸入蒸气的过热度应控制在 $12\sim 63^{\circ}\text{C}$ 的范围。蒸发温度高时取小值,低时取大值。在使用气—液热交换器尚不能达到上述过热度要求时,可加一个气—气热交换器配合使用。

5. 低温级设置膨胀容器

低温级由于低温制冷剂临界压力低,常温下饱和压力较高。停机时系统内温度逐渐回升到环境温度,低温制冷剂全部气化成为过热蒸气,往往使系统内压力超过最大工作压力。因此,常在低温级系统中设置膨胀容器,以便于系统停机后大部分低温制冷剂进入膨胀容器,避免系统内压力过度升高。膨胀容器的容积 V_p (单位为 m^3)可由式(4-28)求得:

$$V_p = (m_x v_p - V_x) \frac{v_x}{v_x - v_p} \quad (4-28)$$

式中, m_x 为低温级系统中(不包括膨胀容器的)制冷剂总充注量,单位为 m^3 ; V_x 为低温级系统(不包括膨胀容器)总容积,单位为 m^3 ; v_p 为在环境温度下,平衡压力时的制冷剂气体比体积,单位为 m^3/kg ; v_x 为在环境温度下,工作时吸气状态的制冷剂气体比体积,单位为 m^3/kg 。

系统停机后,系统内的平衡压力应不大于系统的气压试验压力,一般取 $10 \times 10^2 \sim 15 \times 10^2 \text{ kPa}$ 。

增加膨胀容器后,低温制冷剂的总充注量 m_x (单位为 kg)为:

$$m_x = m_x + \frac{V_p}{v_x} \quad (4-29)$$

由式(4-29)可以看出,当 m_x 一定时, m_x 的值随 v_x (即随吸气压力)而变。对于蒸发温度需要调节的系统,若 m_x 较小,在 t_0 上升(即 v_x 减小),膨胀容器中的制冷剂量增多,使系统中工质循环量显得不足。因此,有这种情况的低温级系统,应按蒸发温度调节范围的上限来确定 m_x 和膨胀容器的容积。采用图4-9中的连接方式,可以实现在系统运行中调节 m_x 的数值。

6. 复叠式制冷系统的启动特性

鉴于低温级系统停机时,制冷剂处于超临界状态的特点。装置启动时,应先启动高温级,使低温级制冷剂在冷凝蒸发器内得以冷凝,促使低温级系统内平衡压力逐渐降低。当其冷凝压力不超过 $16 \times 10^2 \text{ kPa}$ 时,可启动低温级,保证系统安全投入运行。在低温级系统设置了膨胀容器的情况下,高温级和低温级可以同时启动。因膨胀容器具有防止启动时低温级系统超压的功能,当启动时低温级系统的压缩机排气压力一旦超过安全限定值,接在膨胀容器上的减压阀立即自动开启,使排气一部分流到膨胀容器中去,消除其系统的超压现象。在完成低温级启动过程投入正常运行后,膨胀容器内的低温制冷剂又将通过接在压缩机吸气管上的毛细管,利用压差的作用回到系统循环。小型复叠式制冷装置通常是采用同时启动的方式。

获取更多资料 微信搜索 索

第五章 其他制冷循环

第一节 吸收式制冷循环

一、吸收式制冷机的工作原理及其工质

吸收式制冷机是利用工质（溶液）的特性完成工作循环，而获得冷量的制冷装置。要掌握吸收式制冷机的设计方法及其运行特性，必须首先了解其工作原理及工质的热物理和化学性质。

（一）吸收式制冷机工作原理

与蒸气压缩式制冷循环一样，吸收式制冷循环也是利用相变过程伴随的吸、放热特性来获取低温的。然而，不同的是它有不同的补偿过程。前者以消耗机械功为代价，后者则以热能为动力。如图 5-1 所示，吸收式制冷机由发生器、吸收器、冷凝器、蒸发器、节流阀和溶液泵等设备组成。它利用热源（水蒸气、热水或油、天然气燃烧）在发生器中加热具有一定浓度的溶液，使其中作为制冷剂的低沸点组份部分被蒸发出来。然后送入冷凝器冷凝成为液体，由节流阀降压到蒸发压力，在蒸发器中蒸发制冷。蒸发器出来的制冷剂蒸气被发生器中完成发生过程后剩下的溶液吸收，使溶液重新恢复到原有浓度，再由发生泵送到发生器中循环使用。

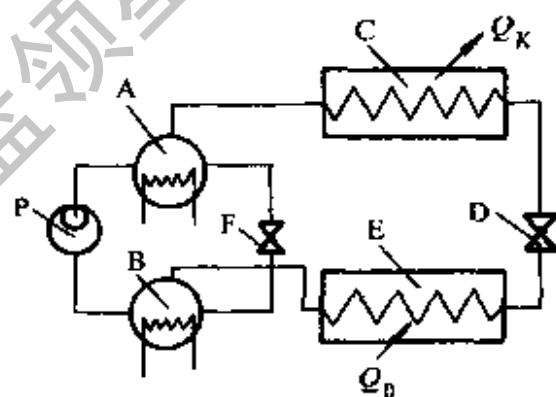


图 5-1 吸收式制冷机工作原理

A—发生器 B—吸收器

C—冷凝器 D—节流阀

E—蒸发器 F—节流阀 P—溶液泵

从上述工作过程可以看出，吸收式制冷机循环包括了高压制冷剂蒸气的冷凝过程、制冷剂液体的节流过程及其在低压下的蒸发过程。这些过程与压缩式制冷机循环的相应过程完全一样。所不同的是后者是依靠压缩机将低压蒸气复原为高压蒸气。而吸收式制冷机则是依靠溶液在发生器—吸收器回路中循环来实现的。显然它们起着替代压缩机的作用，故称发生器—吸收器组为热化学压缩器。

（二）吸收式制冷机的工质

吸收式制冷机的工质，通常是采用两种不同沸点的物质组成的二元溶液，以低沸点（或易挥发）组份为制冷剂，高沸点组份为吸收剂，两组份统称“工质对”。最常用的工质对有溴化锂水溶液和氨水溶液。为使吸收式制冷机具有良好的性能和较高的工作效率，工质对必须具有良好的性质。其中制冷剂的性质和要求与压缩蒸气制冷循环相同，而吸收剂则必须具有强烈吸收制冷剂的能力。此能力越强系统中所需要的吸收剂循环量就越少，可以节省发生器加热量，同时减少吸收器冷却负荷和液泵功率等。

1. 工质对的分类

按工质对中制冷剂的不同大致可分为四类：

(1) 以水作为制冷剂的工质对。因水的冻结点为 0°C ，它们只能适用于工作温度在 0°C 以上的吸收式制冷机。其中以水—溴化锂 ($\text{H}_2\text{O}-\text{LiBr}$) 的应用最为广泛。除此之外还有水—氯化锂 ($\text{H}_2\text{O}-\text{LiCl}$)、水—碘化锂 ($\text{H}_2\text{O}-\text{LiI}$)，它们对设备的腐蚀性较小，而且 $\text{H}_2\text{O}-\text{LiI}$ 适合于低品位热源。不足之处是它们的溶解度小，使制冷机的工作范围偏小。因此又提出了三元工质系，如 $\text{H}_2\text{O}-\text{LiCl}-\text{LiBr}$ ，既具有 $\text{H}_2\text{O}-\text{LiCl}$ 等的优越性能，又因加入了 LiBr 而改善了工作范围过窄的缺点。而 $\text{H}_2\text{O}-\text{LiBr}-\text{LiSCN}$ 对太阳能吸收式制冷机比较适合。

(2) 以氨作为制冷剂的工质对。该溶液以水为吸收剂，具有很强的吸收氨的性质，适用于工作温度在 0°C 以下的吸收式制冷机。由于氨与水沸点相差不大，在发生器中发生出的氨蒸气中含有一定数量的水蒸气，需要采取精馏措施，提高氨蒸气纯度。因而机组变得复杂且昂贵。为了解决这一缺陷，可采用 NH_3-NaSCN (氨—硫氰酸钠)，它具有比热容和粘度小，热导率和气化潜热较高等特点。尤其 NaSCN 挥发性差，作吸收剂可不需要精馏设备。而且用于太阳能吸收式制冷机时性能较好，造价也不高。另外， $\text{C}_2\text{H}_5\text{NH}_2-\text{H}_2\text{O}$ 和 $\text{CH}_3\text{NH}_2-\text{H}_2\text{O}$ 中乙胺和甲胺能减轻氨固有的毒性和爆炸性。乙胺因其气压较低，利于在吸收式热泵机组中使用。

(3) 以醇为制冷剂的工质对。甲醇类工质对具有化学性质稳定，热物性好，对金属无腐蚀等优点。但是其溶液密度小，蒸气压力高，在气相中混有吸收剂，可燃，粘度大，工作范围窄。乙醇类工质对性能较甲醇差，但发生温度低，适用于太阳能吸收式制冷机。醇类工质具有 0°C 以下的蒸发温度，吸收能力强，不需要精馏，但工作中易发生结晶现象。

(4) 以氟利昂为制冷剂的工质对。适用于工作温度在 0°C 以下的太阳能吸收式制冷机。在高发生温度、低冷凝温度下采用 $\text{R22}-\text{DMF}$ (三甲替甲酰胺) 有利。相反的条件下采用 $\text{R22}-\text{DEGDME}$ (四甘醇二甲醚) 为好。它们无毒、无腐蚀，化学性质稳定。

2. 常用的吸收式制冷机工质对

(1) 溴化锂水溶液：溴化锂由碱金属元素锂 (Li) 和卤族元素 (Br) 组成。其化学性质稳定，在大气中不挥发，不分解变质，极易溶于水。常温下呈无色粒状晶体，无毒无臭有咸苦味。

溴化锂溶液在不同的温度下，具有不同的溶解度。一定温度下的溴化锂水饱和溶液，溶解度随温度降低而减小。溶液的结晶温度与溶液质量浓度有着密切的关系。溶液浓度的微小变化，都会导致结晶温度的大幅度波动。设计中一般控制溶液的质量浓度不超过 65%。

由于溴化锂溶液沸点 1265°C 比水的沸点高出很多，在与溶液达到平衡时的气相中，全部为水蒸气。以至于溴化锂溶液的蒸气压力，其实就是溶液的水蒸气压力，它随浓度的增加而降低。当溶液浓度为 50% 时， 25°C 的溶液水蒸气压力仅为 0.8kPa ，而此条件下的饱和水蒸气压力为 3.16kPa 。这一压差证明溴化锂溶液具有很强的吸湿能力。因而使用溴化锂溶液的吸收式制冷机，不需要精馏设备，是一种性能较优越的工质对。

在化学性质方面，溴化锂溶液对金属材料的腐蚀性较 NaCl 和 CaCl_2 溶液要小。但仍属一种有较强腐蚀性的介质。在常压下，其腐蚀性随溶液浓度的降低而加剧。在低压下其对金属的腐蚀性几乎与浓度无关。温度低于 165°C 时，温度对腐蚀率的影响不大。溶液的腐蚀性对机组的运行效率、安全和寿命有重要影响。其防腐措施有：①保持系统内高度真空，不允许空气渗入系统；②向系统内加入缓蚀剂如铬酸锂 (LiCrO_4)、钼酸锂 (LiMoO_4)、氧化铅

(PbO)、三氧化二砷 (As_2O_3) 等。

(2) 氨—水溶液：氨水溶液是一种在低工作温度下工作的工质对。它以氨作为制冷剂。作为氨水溶液，氨具有极大的溶水性。常温下 1 个体积的水，甚至可以溶解 700 倍于自身体积的氨。氨水溶液中氨大部分以分子状态存在，很容易从溶液中逸出。少量的氨分子与水结合生成氢氧化铵，并电离为铵离子和氢氧根离子。溶液呈弱碱性。

氨水溶液在低温下容易析出结晶，根据浓度不同，在 -79°C 时会析出 $\text{NH}_3 \cdot \text{H}_2\text{O}$ 或 $2\text{NH}_3 \cdot \text{H}_2\text{O}$ 等纯水冰、纯氨冰或氨的水合物。因此，氨水溶液在吸收式制冷机中所能达到的最低温度，将受到这一性质的限制。

氨水溶液中氨与水的沸点相差不大，使水相对于氨存在一定的挥发性。氨水在发生器中被加热时，有部分水会随氨一起蒸发出来。因而必须采用精馏设备，用以提高进入冷凝器的氨蒸气浓度（一般可达 99.8%）。

二、溴化锂吸收式制冷机的工作循环

采用溴化锂溶液的吸收式制冷机，以水为制冷剂，整个装置需要在一定的真空度下运转。为了保证各功能设备密封性好，结构紧凑，往往将主要设备安置在一个、两个或三个筒体内。从整机的工作循环分析，有单效、两效、两级吸收等溴化锂吸收式制冷机；从热源供给方式看，有蒸气型（或热水型）、直燃型（燃气型或燃油型）机组及吸收式热泵等。

（一）单效溴化锂吸收式制冷机的工作循环

单效溴化锂吸收式制冷机是吸收式制冷机的基本型式。通常以 $0.03 \sim 0.15\text{MPa}$ （表压）的饱和蒸气（或 $85 \sim 150^\circ\text{C}$ 热水）为热源。热力系数约为 $0.65 \sim 0.7$ 。在有余热、废热或工艺性排热的条件下，或在冷、热、电联产中配套使用，有明显的节能效果。

1. 单效溴化锂吸收式制冷机工作流程

图 5-2 示出了单效溴化锂吸收式制冷机实际工作流程。从吸收器出来的稀溶液经溶液泵 P_1 提升，通过溶液热交换器 D 被来自发生器 B 的高温浓溶液加热升温后，进入发生器 B 被工作蒸气（或热水）加热浓缩成为浓溶液。浓溶液在压差和液位差作用下流经溶液热交换器 D，向来自吸收器 F 的稀溶液放热后，在引射器 E 的作用下进入吸收器 F 喷淋，吸收蒸发器出来的冷剂蒸气稀释成稀溶液，同时向冷却水释放溶液的吸收热。这样，就完成了单效溴化锂吸收式制冷机的溶液回路。

在发生器中，因稀溶液被加热而蒸发出来的冷剂水蒸气，向上通过挡水板分离液滴后进入冷凝器 A，向冷却水放热并凝结成冷剂水，聚集在下部的水盘内。在压差和重力作用下沿 U 形管进入蒸发器 C，一部分水被蒸发，另一部分水流入蒸发器下部的水盘。再由冷剂泵提高到上部的喷淋管，均匀地喷淋到通有冷媒水的管簇外表面，吸收管内冷媒水热量，使之降温获得制冷效果。蒸发器 C 中产生的水蒸气进入吸收器 F 进行循环。这样，就实现了单效溴化锂吸收式制冷机的制冷剂回路。

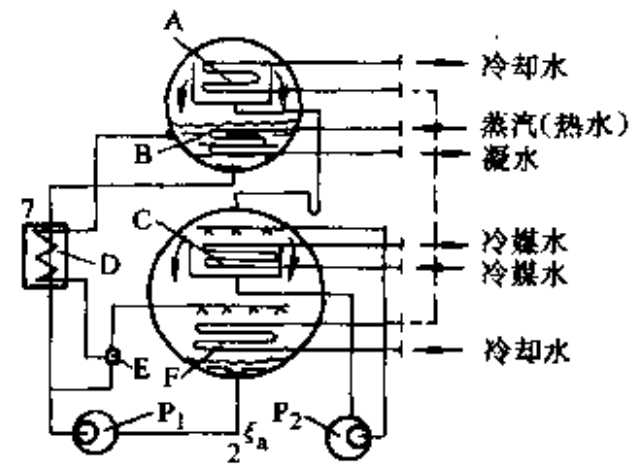


图 5-2 单效溴化锂吸收式制冷机工作流程

A—冷凝器 B—发生器 C—蒸发器
D—溶液热交换器 E—引射器
F—吸收器 P_1 —溶液泵 P_2 —冷剂泵

若将冷剂蒸气流动的阻力损失忽略不计。可以近似地认定冷凝器中的冷凝压力 p_k 与发生器中的工作压力 p_g 相等；吸收器中工作压力 p_a 与蒸发器中压力 p_0 相等。一般约为 $p_k:p_0 = 10:1$ 。例如：当冷凝压力 $p_k = 9580\text{Pa}$ （对应 $t_k = 45^\circ\text{C}$ ）则应有 $p_0 = 872\text{Pa}$ （对应 $t_0 = 5^\circ\text{C}$ ）。由此形成了单效溴化锂吸收式制冷机的工作工况。

2. 单效溴化锂吸收式制冷机工作循环的 $h-\xi$ 图。

单效溴化锂吸收式制冷机工作循环在 $h-\xi$ 图上所表现的各个热力过程，是进行其循环热力计算的基础。如图 5-3 所示，2 点为稀溶液出吸收器时的状态，浓度为 ξ_a ，压力为 p_0 ，温度为 t_2 。2-7 为稀溶液在溶液热交换器中的升温过程。温度上升而质量浓度不变。溶液热交换器的功能在于回收热量，提高机组的热效率。由于发生器出来的浓溶液温度较高，为了能在吸收器中吸收冷剂蒸气，必须降温。而从吸收器出来的稀溶液温度较低，为了让其在发生器中产生冷剂蒸气，必须将其加热升温，以减少发生器的热能耗量。通过溶液热交换器让浓溶液和稀溶液进行热交换，减少吸收器中的冷却负荷，使机组效率得到提高。7-5-4 为发生器中的发生过程。其中 7-5 为稀溶液在发生器中的预热过程。来自溶液热交换器的稀溶液在发生器中被热源（蒸气或热水）加热升温，并在 p_k 压力下达到气液平衡状态（点 5）。5-4 为稀溶液的发生过程。稀溶液在发生器中被热源加热，在 p_k 压力下，溶液温度，质量浓度不断提高，最后达到点 4 状态。过程中发生出的冷剂蒸气温度也随之不断变化。与此过程起、终状态对应的冷剂蒸气状态分别为点 5' 和点 4'。通常用 t_5 和 t_4 的平均值 t_3 作为发生出来的冷剂蒸气温度。即 3' 点表示 p_k 压力下发生器中发生出来的冷剂蒸气状态。4-8 为溶液在溶液热交换器中的冷却降温过程，其质量浓度不变，过程沿 ξ_r 等浓度线进行。8 点为浓溶液出热交换器的状态，此时压力较前有所下降，温度相应降低更多。浓溶液进吸收器后，本应按 8-6-2 进行冷却和吸收过程。而实际上为了满足吸收器中吸收溶液需要一定的喷淋量的要求，浓溶液进入吸收器后被混入了一部分稀溶液，使溶液的状态实际上变成点 9，即点 2 状态的稀溶液与点 8 状态的浓溶液按一定比例混合的状态。其位置处于 2 点和 8 点的连线上，浓度为 ξ_m 。这种混合溶液称做中间溶液。9-9' 为中间溶液进入吸收器后的闪发过程，点 9' 为闪发终了状态。在 p_0 压力下该状态的溶液吸收来自蒸发器的冷剂蒸气直到点 2 状态。因此，9'-2 为溶液在吸收器中的吸收过程。

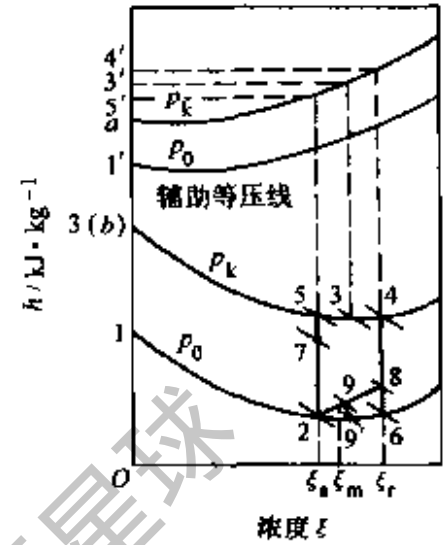


图 5-3 在 $h-\xi$ 图上的单效溴化锂吸收式制冷循环

在冷剂回路中，由于 $h-\xi$ 图上表示冷剂蒸气和冷剂水的状态均在纵坐标轴上，其 3'-3 表示冷凝器中的冷凝过程（包括 3'-a 冷却过程和 a-3 冷凝过程）。3-1' 为冷剂水在蒸发器中的蒸发过程（包括冷剂水从冷凝器到蒸发器的节流闪发过程 3-b 和蒸发过程 b-1'）。由于等焓节流，图中点 3 与点 b 重合，但其压力不同。

3. 单效溴化锂吸收式制冷机的热负荷计算

溴化锂吸收式制冷机的热负荷计算的任务是根据用户提出的制冷量、工作温度，以及加热介质和冷却介质的条件，确定机组的运行参数，计算出各换热设备的热负荷、各工作介质的流量和机组的热能耗量、热力系数等。为机组的传热计算、结构设计和泵的选择提供必要的

数据。它以合理的循环工作参数,热源条件、冷媒水温要求和冷却水情况等设计条件为前提。

(1) 循环工作参数的确定:根据我国机械行业标准 JB/T7247—94 合理地确定如表 5-1 所列的各项工作参数。

表 5-1 循环工作参数的确定

参数名称	确定原则
制冷量 Q_0	根据用户要求或产品系列规格确定
冷水进、出口温度 t'_s, t_s	根据生产工艺或空调要求确定,一般 $t'_s - t_s = 5^\circ\text{C}$ 或 $t'_s = 20^\circ\text{C}$, $t_s = 13^\circ\text{C}$ 。我国 JB/T7247—94 有 7°C 、 10°C 、 13°C 三种工况
冷却水进口温度 t_{w1}	按用户供水条件确定。JB/T7247—94 规定的名义工况时 $t_{w1} = 32^\circ\text{C}$
热源参数	0.1MPa (表压) 的饱和蒸汽
冷却水出口温度 t_{w2}	在冷却水串联通过吸收器和冷凝器的情况下,冷却水总温升 $\Delta t = 8 \sim 9^\circ\text{C}$ 。要根据吸收器和冷凝器热负荷的比例来确定 t_{w2} 。则 $t_{w2} = t_{w1} + \Delta t$
冷凝温度 t_k	一般冷凝温度比冷却水出口温度高 $\Delta t_k = 2.5 \sim 5^\circ\text{C}$, 即 $t_k = t_{w2} + \Delta t_k$
蒸发温度 t_0	蒸发温度一般较冷媒水出口温度低 $\Delta t_0 = 2 \sim 3^\circ\text{C}$, $t_0 = t'_s - \Delta t_0$
吸收器内溶液的最低温度 t_2	一般比冷却水出口温度 t_{w2} 高 $3 \sim 5^\circ\text{C}$, $t_2 = t_{w2} + (3 \sim 5)^\circ\text{C}$
溶液的浓度 ξ_r 和 ξ_a	稀溶液浓度 ξ_a 可按 t_2 时的饱和溶液确定。浓溶液浓度 ξ_r 可以根据放汽范围选取。一般 $(\xi_r - \xi_a)$ 取 $3.5 \sim 6$ 较为合适。当放气范围 $(\xi_r - \xi_a) < 3.5$ 时耗气量增加, $(\xi_r - \xi_a) > 6$ 时蒸汽量减少不多反易结晶,因此,一般取 $\xi_a = 58\% \sim 60\%$, 取 $(\xi_r - \xi_a) = 4 \sim 4.5$ 时, $\xi_r = 62\% \sim 64\%$ 。
发生器内溶液最高温度 t_4	可根据 ξ_r 和 p_k 在 $h-\xi$ 图上查取。
浓溶液出热交换器的温度 t_8	此温度选取较低,则传热温差减小,制冷机组效率提高,但热负荷增加,传热面积增大。 t_8 取值涉及技术经济问题。为防止结晶发生 t_8 取大于 t_2 , 一般为 $t_8 = t_2 + (15 \sim 25)^\circ\text{C}$

(2) 各设备的热负荷计算及热平衡:

1) 机组中制冷剂的循环量 D (单位为 kg/h):

$$D = \frac{Q_0}{q_0} \quad (5-1)$$

式中, q_0 为制冷剂在蒸发器中的单位制冷量,单位为 kJ/kg, $q_0 = h'_1 - h_3$; Q_0 为制冷量。

2) 发生器热负荷 Q_g (单位为 kJ/h):

$$Q_g = Dq_g \quad (5-2)$$

式中, q_g 为发生器的单位质量热负荷,单位为 kJ/kg。

由发生器的热平衡关系:

$$Q_g + G_a h_7 = D h'_3 + (G_a - D) h_4$$

式中, G_a 为进入发生器的稀溶液流量; $(G_a - D)$ 为流出发生器浓溶液流量; h'_3 为流出发生器冷剂蒸汽的焓; h_4 为流出发生器浓溶液的焓。

用 D 同除热平衡关系式两边,并令 $a = \frac{G_a}{D}$ 和 $q_g = \frac{Q_g}{D}$ 代入上述关系式中得:

$$q_g = h'_3 + (a - 1) h_4 - a h_7$$

该式中 a 称做溶液的循环倍率。由于进出发生器的溴化锂质量平衡,有 $G_a \xi_a = (G_a - D) \xi_r$, 两边同除以 D 并代入 $a = \frac{G_a}{D}$, 得:

$$a = \frac{\xi_r}{\xi_r - \xi_a} \quad (5-3)$$

式中, $(\xi_r - \xi_a)$ 为浓溶液和稀溶液质量浓度差, 一般称为发生器的放气范围。

3) 冷凝器热负荷 Q_k (单位为 kJ/h):

$$Q_k = Dq_k \quad (5-4)$$

式中, q_k 为冷凝器单位热负荷, 单位为 kJ/kg, 由稳定工况下冷凝器热平衡关系 $Q_k + Dh_3 = Dh'_3$ 得 $q_k = h'_3 - h_3$ 。

4) 蒸发器热负荷 Q_0 (单位为 kJ/h):

$$Q_0 = Dq_0 \quad (5-5)$$

式中, q_0 为蒸发器单位热负荷, 单位为 kJ/kg, 由其热平衡关系 $Q_0 + Dh_3 = Dh'_1$ 得 $q_0 = h'_1 - h_3$ 。

5) 吸收器热负荷 Q_a (单位为 kJ/h):

$$Q_a = Dq_a \quad (5-6)$$

式中, q_a 为吸收器单位热负荷, 单位为 kJ/kg, 由其热平衡关系 $Q_a + G_a h_2 = Dh'_1 + (G_a - D) h_8$ 得 $q_a = h'_1 + (a - 1) h_8$ 。

在吸收器中混合溶液喷淋, 其目的在于强化吸收过程。由于吸收器中浓溶液量 $(G_a - D)$ 较小, 需要混入 $f_a D$ 流量的稀溶液, 以满足喷淋的需要。这种混合溶液称做中间溶液, 其浓度为 ξ_m 。 f_a 是吸收器再循环倍率, 定义为吸收器吸收 1kg/h 冷剂蒸气, 与浓溶液混合所需要的稀溶液量。混合后的稀溶液 (即中间溶液) 为点 9 状态, 其焓为 h_9 , 此状态下的热量和质量平衡关系有:

$$(G_a - D)h_8 + f_a Dh_2 = [(G_a - D) + f_a D]h_9$$

$$(G_a - D)\xi_r + f_a D\xi_a = [(G_a - D) + f_a D]\xi_m$$

整理得:

$$h_9 = \frac{f_a h_2 + (a - 1)h_8}{f_a + a - 1} \quad (5-7)$$

$$\xi_m = \frac{f_a \xi_a + (a - 1)\xi_r}{f_a + a - 1} \quad (5-8)$$

式 (5-7) 和式 (5-8) 表明, 中间溶液的焓值和浓度与吸收器的 f_a 有关。 f_a 的取值取决于喷淋量, 喷嘴结构型式和吸收器泵功率等因素。一般取 $f_a = 20$ 左右。若采用浓溶液直接喷淋, 则 $f_a = 0$ 。

6) 溶液热交换器热负荷 Q_1 (单位为 kJ/h): 在溶液热交换器中, 来自发生器的浓溶液 (流量为 $G_a - D$, 焓为 h_4), 与来自吸收器的稀溶液 (流量为 G_a , 焓为 h_2) 进行热交换, 有热平衡关系:

$$(G_a - D)(h_4 - h_8) = G_a(h_7 - h_2)$$

得: 浓溶液侧:

$$Q_1 = (G_a - D)(h_4 - h_8) \quad (5-9a)$$

稀溶液侧:

$$Q_1 = G_a(h_7 - h_2) \quad (5-9b)$$

令 $\frac{Q_1}{D} = q_1$ 则:

$$\text{浓溶液侧: } q_1 = (a - 1)(h_4 - h_8) \quad (5-10a)$$

$$\text{稀溶液侧: } q_2 = a(h_7 - h_2) \quad (5-10b)$$

式中, q_1 为溶液热交换器单位热负荷。它表示产生 1kg 冷剂蒸气时, 溶液热交换回收的热量。

7) 循环系统的热平衡关系、热力系数及热源单耗: 在稳定工况下, 溴化锂吸收式制冷机各设备工作过程热平衡关系所确定的热负荷, 应满足整机吸热量与放热量平衡的要求, 即:

$$Q_g + Q_0 = Q_a + Q_k \quad (5-11a)$$

$$\text{或} \quad q_g + q_0 = q_a + q_k \quad (5-11b)$$

上述关系可用于考核各设备热负荷计算的合理性。若等号两边数值相差太大, 则说明设计计算有误或设计参数选取不当。

一般设计时应保证计算相对误差满足:

$$\frac{|(q_g + q_0) - (q_k + q_a)|}{q_g + q_0} \leq 1\% \quad (5-12a)$$

$$\text{或} \quad \frac{|(Q_g + Q_0) - (Q_k + Q_a)|}{Q_g + Q_0} \leq 7.5\% \quad (5-12b)$$

所谓溴化锂吸收式制冷机的热力系数, 是指溴化锂吸收式制冷机运行时, 所得到的冷量 Q_0 与所消耗的热量 Q_g 之比, 通常用 ξ 表示, 即:

$$\xi = \frac{Q_0}{Q_g} = \frac{q_0}{q_g} \quad (5-13)$$

由此可见, 在给定条件下, 机组 ξ 值越大, 表示获得所需要的冷量, 消耗的热能就越少, 其经济性越好。

所谓热源单耗, 是表示制取单位冷量 (1kW) 所消耗的加热量。用 d 表示, 单位为 kg/(kW·h)。

$$d = \frac{G_g}{Q_0} \quad (5-14)$$

式中, G_g 为发生器中的加热蒸汽量或加热热水量, 单位为 kg/h。

d 值在热水加热的溴化锂机组来说称做加热水单耗。它与热力系数一样是衡量和比较机组热经济性的主要指标。在给定条件下其值越小, 机组的热经济性越好。

(二) 两效溴化锂吸收式制冷机工作循环

两效吸收式制冷循环中, 设置有高压和低压两个发生器。工作蒸气一般在 0.25 ~ 0.8MPa 或为 150℃ 以上的高温水。直接以燃油或燃气作为驱动热源。使溴化锂吸收式制冷机得到更大范围的推广与应用。

1. 蒸气 (或热水) 型两效溴化锂吸收式制冷机的工作原理

蒸气 (或热水) 型两效溴化锂吸收式制冷机, 与单效机相比除多设了一个高压发生器外, 还设有与之配套的高温溶液热交换器和凝水热交换器。循环系统由热源回路, 溶液回路, 冷剂回路, 冷却水回路和冷水回路组成。

溶液回路中的高、低压发生器的连接方式分为串联、并联和串并联三种型式, 构成有三种不同结构的流程。

(1) 串联流程的蒸气型两效溴化锂吸收式制冷循环：如图 5-4 所示，吸收器出来的稀溶液由泵输送先后经过低温和高温溶液热交换器，而后进入高压发生器被工作蒸气加热，产生部分制冷剂蒸气，使溶液浓度提高并离开高压发生器，经高温溶液热交换器冷却后，进入低压发生器被从高压发生器引入制冷剂蒸气加热，溶液浓度再次提高，又产生新的制冷剂蒸气送到冷凝器中冷却和冷凝成制冷剂水，与高压发生器出来在低压发生器中冷却和冷凝后进入冷凝器的制冷剂水混合，然后送入蒸发器蒸发制冷，再变成制冷剂蒸气，到吸收器中被低压发生器送来的浓溶液吸收。如此不断进行循环。

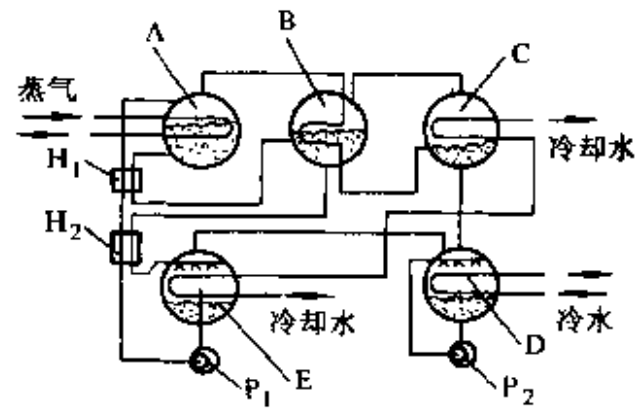


图 5-4 两效溴化锂吸收式制冷循环串联流程工作原理
A—高压发生器 B—低压发生器
C—冷凝器 D—蒸发器 E—吸收器
P₂—制冷剂泵 H₁—高温溶液热交换器
H₂—低温溶液热交换器 P₁—溶液泵

图 5-5 示出了两效溴化锂吸收式制冷循环串联流程系统工作的各热力过程。即 2-7-7_H 过程为吸收器出来的点 2 状态稀溶液，由溶液泵输送先后在低温和高温溶液热交换器，受低压发生器和高压发生器出来的浓溶液加热的过程，溶液温度提高，其浓度 ϵ_0 不变。

7_H-5_H-4_H 过程为 ϵ_0 浓度的溶液在高压发生器中的发生过程。7_H-5_H 为其中的加热过程，在 5_H 点溶液达到饱和状态开始沸腾，发生出制冷剂水蒸气。过程沿 p_H 等压线进行，直到 4_H 状态终止。

4_H-8_H 过程为高压发生器出来的溶液在高温溶液热交换器中的冷却过程。其浓度 ϵ_0 不变，温度降低。4_H 状态的溶液称做中间溶液。

8_H-5-4 过程为 8_H 状态的溶液进入低压发生器被来自高压发生器的 3'_H 状态的制冷剂蒸气加热，以及在 p_k 压力下点 5 状态发生出点 3' 状态制冷剂蒸气的过程，直到点 4 状态，发生过程结束。

4-8 为低压发生器中流出的浓溶液在低温溶液热交换器中的冷却过程。溶液的温度降低到 t_8 ，质量浓度不变。

2+8_H-9 和 2+8-9 分别为点 8_H 和点 8 状态的浓溶液与吸收器中点 2 状态的稀溶液混合的过程。其混合溶液最后达到点 9 状态。若直接喷淋浓溶液，则无此过程。

9-9' 为混合溶液在吸收器中的闪发过程。

9'-2 为混合液在吸收器中的冷却、吸收过程。9' 状态的混合溶液在吸收器管内冷却水的作用下，吸收来自蒸发器点 1' 状态的蒸气，成为点 2 状态的稀溶液。

3'_H-3_H 为高压发生器的制冷剂蒸气在低压发生器管簇内的冷凝放热过程。

3_H-3 为低压发生器管内制冷剂水进入冷凝器的节流、冷却过程。压力由 p_r 降到 p_k ，制冷剂水的最终状态达到点 3 状态。

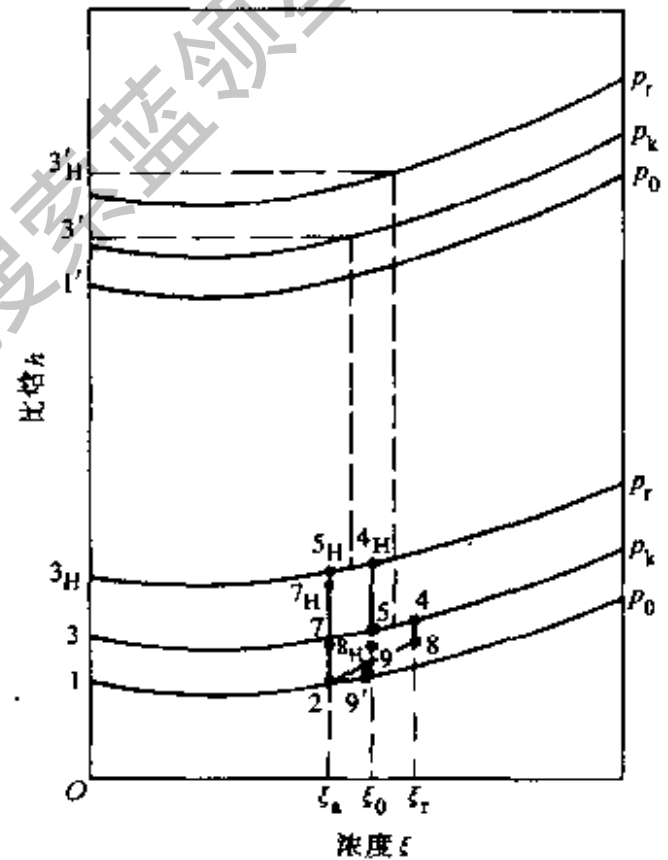


图 5-5 两效溴化锂吸收式制冷循环串联流程工作的各热力过程

3'-3 为低压发生器的制冷剂蒸气在冷凝器中的冷凝过程。在冷凝器管内冷却水的作用下，凝结成点 3 状态的制冷剂水。

3-1' 为冷凝器中的制冷剂水进入蒸发器的节流、蒸发过程。点 3 状态的制冷剂水节流进入蒸发器后，压力降至 p_0 但焓值不变，蒸发器吸取管束内冷水的热量而制冷。成为点 1' 状态的制冷剂蒸气。

(2) 并联流程的蒸气型两效溴化锂吸收式制冷循环：所谓并联流程是指从吸收器出来的稀溶液，经溶液泵升压后分流，分别进入高、低压发生器的两效吸收式制冷循环流程。不同于串联流程的稀溶液按先后顺序进入高、低压发生器的特点，具有较高的热力系数。

图 5-6 示出了两效溴化锂吸收式制冷循环并联流程工作原理。

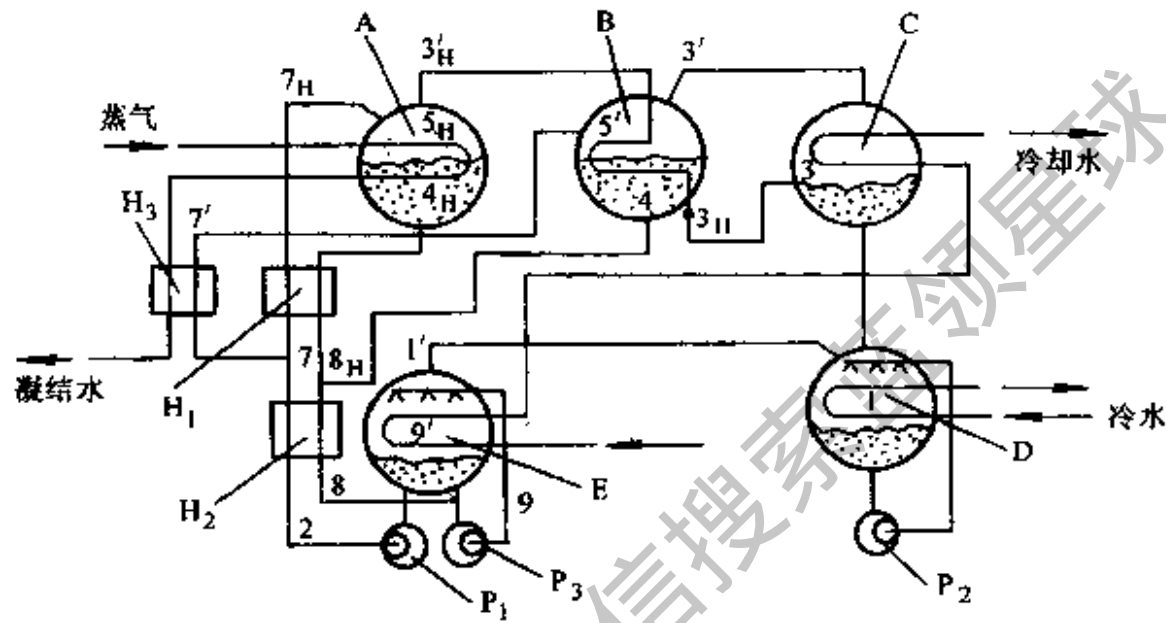


图 5-6 两效溴化锂吸收式制冷循环并联流程工作原理
 A—高压发生器 B—低压发生器 C—冷凝器 D—蒸发器 E—吸收器 P₁、P₃—溶液泵
 P₂—制冷剂泵 H₁—高温溶液热交换器 H₂—低温溶液热交换器 H₃—凝水热交换器

由图 5-7 所示的两效溴化锂吸收式制冷循环并联流程工作的热力过程可知：

2-7 为吸收器出来的稀溶液经溶液泵输送，全部进入低温溶液热交换器中的加热过程。

7-7_H 为分流后的稀溶液一部分进入高温溶液热交换器的加热过程。

7-7' 为分流后的另一部分稀溶液进入凝水热交换器中的加热过程。

7_H-5_H 为稀溶液在高压发生器中的加热过程。

5_H-4_H 为高压发生器中的发生过程。

4_H-8_H 为高压发生器出来的浓溶液在高温溶液热交换器中的冷却过程。

8_H + 4 - 8'_H 为高温溶液热交换器出来的点 8_H 状态的浓溶液，与低压发生器出来的点 4 状态的浓溶液混合成为点 8'_H 状态浓溶液的混合过程。

7'-5' 为稀溶液在低压发生器中的闪发过程。点 7' 状态的稀溶液闪发出部分制冷剂蒸气，温

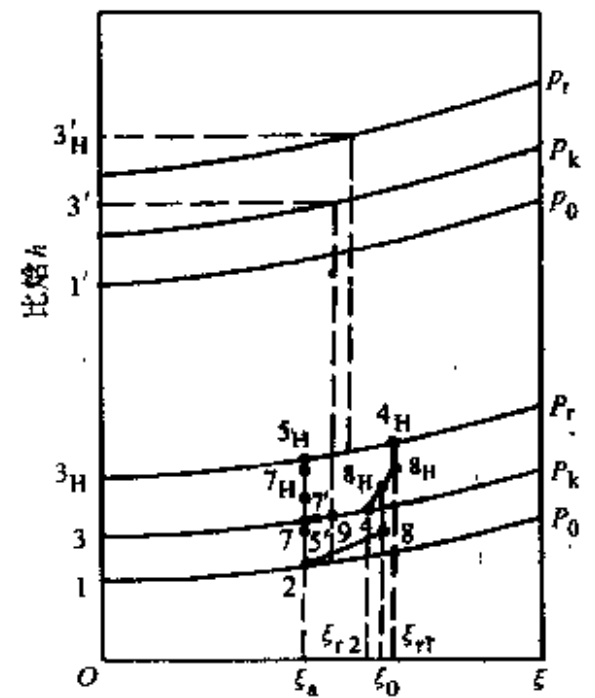


图 5-7 两效溴化锂吸收式制冷循环并联流程工作的各热力过程

度降低到 t'_5 , 质量浓度则略有上升。

5'-4 为低压发生器中的发生过程。溶液浓度达到点 4 状态的 ξ_2 , 温度达到 t_4 。

8_H-8 为点 8 状态的浓溶液在低温溶液热交换器中的冷却过程。

2+8-9 为点 8 状态的浓溶液与吸收器中的点 2 状态的稀溶液混和成为点 9 状态混合溶液的混合过程。若将用浓溶液直接喷淋, 则无此过程。

低温溶液热交换器出来的浓溶液进入吸收器的吸收过程以及制冷剂(水)的循环过程, 与串联流程相同, 不再重复。

(3) 两效溴化锂吸收式制冷循环热负荷计算: 从热负荷计算的原理分析, 两效溴化锂吸收式制冷循环热负荷计算与单效溴化锂吸收式制冷循环热负荷计算都是基于设备的热平衡, 其计算方法基本相同。但两效制冷循环流程形式较多, 不同流程的换热设备热平衡内容各不相同, 计算方法也各有特点。下面以串联流程为例分析说明。

根据图 5-5 所示的串联流程的理论制冷循环, 由各热交换设备的热平衡关系, 可得到相应设备的热负荷计算方法。

1) 蒸发器热负荷:

$$\text{单位热负荷} \quad q_0 = h'_1 - h_3 \quad (5-15)$$

$$\text{总制冷剂流量} \quad D = \frac{Q_0}{q_0}$$

2) 高压发生器热负荷:

$$\text{单位热负荷} \quad q_{g1} = (a_1 - 1)h_{4H} - a_1 h_{7H} + h'_{3H} \quad (5-16)$$

$$\text{总热负荷} \quad Q_{g1} = D_1 q_{g1} \quad (5-17)$$

$$a_1 = \frac{G_a}{D_1} = \frac{\xi_0}{\xi_0 - \xi_a} \quad (5-17a)$$

$$D_1 = \frac{\xi_0 - \xi_a}{(\xi_0 - \xi_a) + (\xi_r - \xi_0)} D \quad (5-17b)$$

式中, a_1 为高压发生器循环倍率, 由式 (5-17a) 计算; G_a 为高压发生器进口的稀溶液循环量; ξ_0 为高压发生器进口的中间溶液的质量浓度; h_{4H} 和 h_{7H} 为溴化锂溶液在循环中 4_H 点和 7_H 点的比焓值, 由式 $h_x^{x^\circ} = G_x^{70^\circ} + c_{PE}^{x^\circ} (x - 70^\circ\text{C})$ 计算, 其 $c_{PE}^{x^\circ}$ 为 ξ 浓度下 x 温度时溴化锂溶液的比定压热容, 单位为 $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 。以 $c_{PE}^{x^\circ}$ 作为 $(x - 70^\circ\text{C})$ 的平均值; D_1 —高压发生器中产生的冷剂量, 由式 (5-17b) 计算。

3) 低压发生器热负荷:

$$\text{单位热负荷} \quad q_{g2} = (a_2 - 1)h_4 - a_2 h_{8H} + h'_3 \quad (5-18)$$

$$\text{总热负荷} \quad Q_{g2} = D_2 q_{g2} \quad (5-19)$$

$$a_2 = \frac{\xi_r}{\xi_r - \xi_0} \quad (5-19a)$$

式中, a_2 为低压发生器循环倍率, 由式 (5-19a) 计算。

4) 吸收器热负荷:

$$\text{单位热负荷} \quad q_a = h'_1 + (a - 1)h_8 - ah_2 \quad (5-20)$$

总热负荷

$$Q_a = Dq_a$$

5) 高温溶液热交换器负荷:

稀溶液侧

$$Q_{u1} = G_{a1}(h_{7H} - h_7) \quad (5-21)$$

浓溶液侧

$$Q_{u1} = (G_{a1} - D_1)(h_{4H} - h_8) \quad (5-22)$$

6) 低温溶液热交换器负荷

稀溶液侧

$$Q_{e2} = G_{a2}(h_7 - h_2) \quad (5-23)$$

浓溶液侧

$$Q_{e2} = (G_{a2} - D_2)(h'_7 - h_7) \quad (5-24)$$

7) 循环系统的热平衡

无凝水热交换器时

$$Q_{g1} + Q_0 = Q_k + Q_a \quad (5-25)$$

有凝水热交换器时

$$Q_{g1} + Q_0 + Q_{e3} = Q_k + Q_a \quad (5-26)$$

$$Q_{e3} = G_{a2}(h'_7 - h_7) \quad (5-26a)$$

式中, Q_{e3} 为凝水热交换器热负荷, 按式 (5-26a) 计算。

8) 循环系统热力系数:

$$\xi = \frac{Q_0}{Q_{g1} + Q_{e3}} \quad (5-27)$$

9) 热源单耗 (对蒸气热源):

$$d = \frac{G_{g1}}{Q_0} \quad (5-28)$$

式中, G_{g1} 为高压发生器所需的加热蒸气量, 单位为 kg/h, Q_k 为冷凝热负荷, 即高、低压发生器所产生制冷剂蒸气热负荷之和 [$Q_{k1} + Q_{k2} = D_1(h'_{3H} - h_3) + D_2(h'_3 - h_3) - Q_{e2}$]。

2. 直燃型溴化锂吸收式制冷循环

采用直燃型溴化锂吸收式制冷循环的冷、热水机组, 以燃气或燃油产生高温烟气作为热源。用以取代普通两效溴化锂吸收式制冷机组采用的蒸气 (或热水) 热源。具有热源温度高, 传热损失小, 对环境污染少, 机组结构紧凑, 可用于夏季供冷、冬季采暖和供应生活热水等优点。近几年在国内外发展很快。

直燃型机组由于热源温度高, 适用于两效溴化锂吸收式制冷机, 其溶液回路亦有串联和并联之分。通常有三种方式构成热水回路提供热水: ①冷却水回路切换成热水回路; ②热水和冷水采用同一回路; ③专用热水回路。

下面以串联流程的冷却水回路切换成热水回路的系统为例, 讨论如下:

该机组以吸收器、冷凝器和加热盘管构成热水回路。由冷却盘管兼作加热盘管, 冷却水泵兼作热水泵, 通过切换阀实现运行工况的切换, 实现交替制取冷水和热水, 供夏季空调和冬季采暖使用。

图 5-8 为冷却水回路切换成热水回路的机

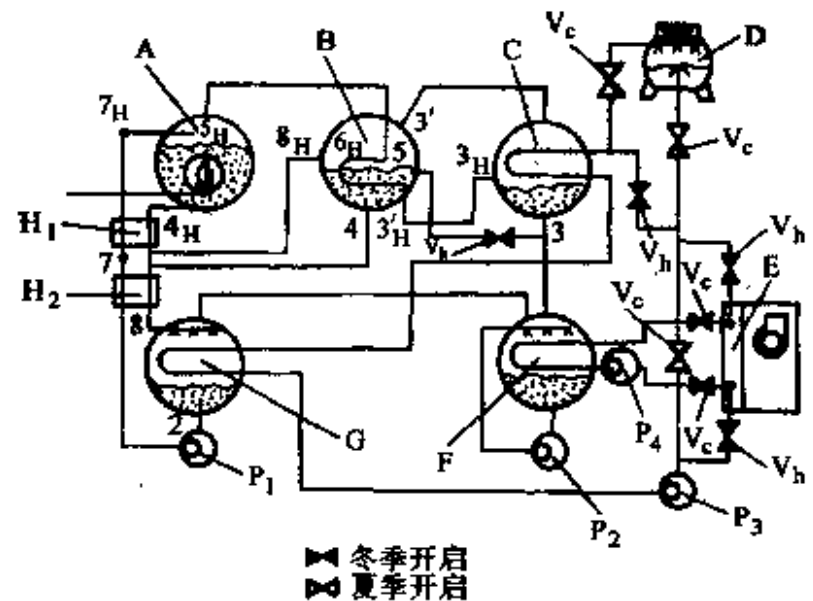


图 5-8 冷却水回路切换成热水回路的机组循环系统工作原理
 A—直燃式高压发生器 B—低压发生器 C—冷凝器
 D—冷却塔 E—冷却 (加热) 盘管 F—蒸发器
 G—吸收器 H₁、H₂—高、低温热交换器 P₁—溶液泵
 P₂—制冷剂泵 P₃、P₄—水泵 V_c、V_h—阀

组循环系统工作原理。机组以燃油（或燃气）高温烟气为高压发生器热源，溶液在高、低压发生器和吸收器间串联流动。夏季开启阀 V_c ，关闭阀 V_h ，通过蒸发器和冷却盘管组成的冷水回路向空调环境供冷。同时通过冷却水回路向大气环境排放空调热负荷及循环的补偿热能。冬季关闭阀 V_c ，开启阀 V_h ，将吸收器、冷凝器与冷却塔脱开，使加热盘管与之连接，形成冷却水回路切换成热水回路，向采暖环境供热。此时冷却水回路和冷水回路停止工作。来自加热盘管的工作热水进入吸收器盘管内，被由低压发生器来的溶液在管外喷淋加热而升温。然后再进入冷凝器盘管内，被来自低压发生器冷剂蒸气再次加热，继续升温后，送回加热盘管供采暖使用。同时冷凝器中凝结的冷剂水返回低压发生器，完成溶液的稀释过程。

循环的各热力过程如图 5-9 所示的溶液 $h-\xi$ 图所示。

直燃式溴化锂吸收式制冷循环工作原理与两效溴化锂吸收式制冷循环基本相同，唯一的差别在于前者采用直接燃烧燃料作为高压发生器的热源，在热力计算中除高压发生器要考虑直燃特点外，其他部分计算也基本相同。

三、氨水吸收式制冷循环

采用氨水吸收式制冷循环的制冷机，以氨为制冷剂，水为吸收剂，可以获得 0°C 以下的低温。工作原理与溴化锂吸收式制冷机基本相似。但是，由于氨与水在相同压力下，蒸发温度比较接近，使发生器蒸发出来的冷剂氨蒸气中，带有较多的水分。所以在其循环系统中必须采用分凝和精馏措施，以提高冷剂氨蒸气浓度及机组运行的经济性。

(一) 氨水吸收式制冷机工作原理

1. 氨水吸收式制冷机的工作循环

图 5-10 为单级氨水吸收式制冷机组循环系统图。其中特别设有一个包含有发生器的结构较为复杂的氨精馏塔。它通过溶液在塔内反复蒸发和冷凝，使气相和液相分别以饱和蒸气和饱和液体进行温度变化，即液相温度上升，气相温度逐渐下降，最后形成纯水和纯冷剂氨蒸气。精馏塔结构以进料口为界面，下部的热质交换区称提馏段；上方的热质交换区称精馏段。提馏段下方设有发生段（即再沸器），用于加热浓溶液产生氨和水的蒸气，供进一步提馏用。

当浓度为 ξ'_1 的点 1_a 状态 f_{kg} 浓溶液进入精馏塔后，与精馏段下流的液体一起沿提馏段下流到发生段（再沸器） a ，途中与从发生段蒸发出来向上流动的氨蒸气进行热交换，将溶液加热到沸腾状态点 1 ，形成 $(1+R)$ kg、浓度为 ξ''_1 的氨蒸气，并继续上升经过精馏段 c 与分凝器 d 的回流液进行热质交换，溶液浓度进一步提高到 ξ''_R ，达到点 5 状态。在分凝器 d 中冷凝 R_{kg} 回流液，其所放出的热量被冷却水带走。

从精馏塔顶出来的点 5 的纯氨气，在冷凝器中放出 q_k 的热量后，凝结成为氨液， q_k 热

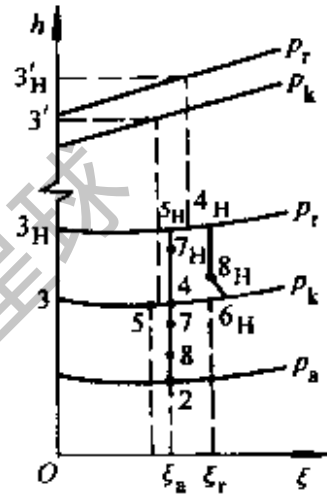


图 5-9 冷却水回路切换热水回路循环的制热循环热力过程

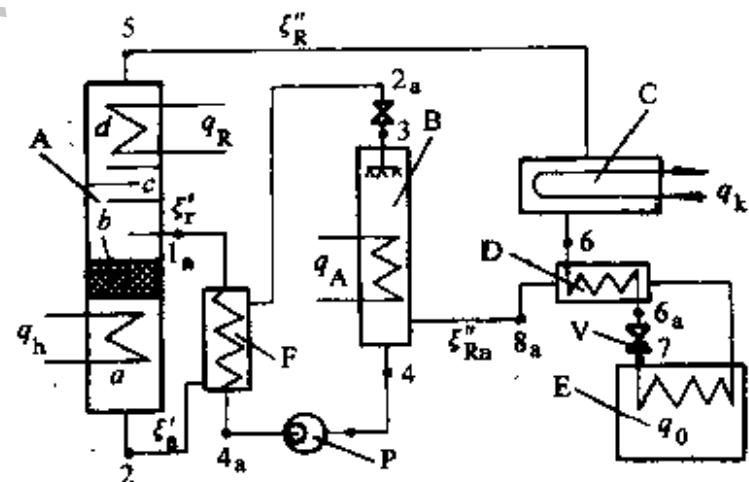


图 5-10 单级氨水吸收式制冷机组循环系统
A—精馏塔 (a—发生段 b—提馏段 c—精馏段 d—分凝段) B—吸收器 C—冷凝器
D—氨液过冷器 E—蒸发器 F—溶液热交换器
P—氨水泵 D—节流阀

量由冷却水带走。液氨经过氨液过冷器 D 过冷后，由节流阀节流到蒸发压力 p_0 下的点 7 状态，在蒸发器 E 中蒸发制冷。

蒸发器出来的点 8 状态氨气，经过过冷器加热后，进入吸收器 B 被从发生段 a 底部引出浓度为 ξ'_a 的 $(f-1)$ kg 液体，经溶液热交换器 F 冷却达到 p_0 压力的溶液所吸收，变为点 4，浓度为 ξ_r 的 f_{kg} 浓溶液。在吸收过程中浓溶液放出的热量 q_a 被冷却水带走。该浓溶液然后由溶液泵输送，经溶液热交换器加热，再次进入精馏塔发生并精馏，如此不断循环。

2. 氨水吸收式制冷机工作循环的热力过程

如图 5-11 所示，氨水吸收式制冷循环由如下的热力过程组成：

1_a-1 为进入精馏塔的浓溶液在提馏段被加热的过程。

1-2 为浓溶液在发生段的加热气化过程。该过程中大量氨气和部分水蒸气被蒸发出来，溶液浓度由 ξ'_a 降低为 ξ'_r 。其开始蒸发出的蒸气状态和蒸发终了的蒸气状态分别为点 1'' 和点 2'' 的状态。因此在发生段内蒸气状态为点 1'' 和点 2'' 的平均状态点 3''，其浓度为 ξ''_m 。

3''-1'' 为提馏段的热质交换过程。点 3'' 状态的蒸气上升与点 1_a 状态的溶液进行热质交换，使溶液中的氨蒸发。点 3'' 状态的氨蒸气浓度由 ξ''_m 提高到 ξ''_d ，达到点 1'' 状态。

1''-5'' 为精馏段热质交换过程。浓溶液浓度进一步提高到 ξ''_R 。

5''-6 为冷剂氨蒸气在冷凝器中的冷凝过程。

6-6_a 为冷剂氨蒸气在过冷器中的过冷过程。

6_a-7 为 6_a 点状态的过冷液体经节流阀节流到 p_0 压力，其湿蒸气达到点 7 状态的节流过程。由于该过焓值不变，浓度不变，故两点重合。

7-8 为蒸发器中的蒸发过程。点 8 通常为湿蒸气状态，以利于限制蒸发温度的波动范围。

此外，点 2 状态的饱和稀溶液，由发生段引出后要经历如下热力过程。

2-2_a 为发生段底部引出液在溶液热交换器中的降温过程。

2_a-3 为降温后的引出液的节流过程（因前述原因点 3 与点 2_a 重合）。

3-8'_a 为稀溶液进入吸收器后的吸收过程。3 点状态的饱和液体吸收经过冷器其温度从点 8 状态上升到点 8_a 状态的蒸气，最后形成点 4 状态的浓溶液。

点 4 状态的浓溶液经溶液泵提升到 p_k 压力，达到点 4_a 状态。升压过程其浓度和焓值均不变，点 4_a 与点 4 重合。经溶液热交换器后达到点 1_a，再回到精馏塔的发生段，重新投入循环。

(二) 单级氨水吸收式制冷循环的热力计算

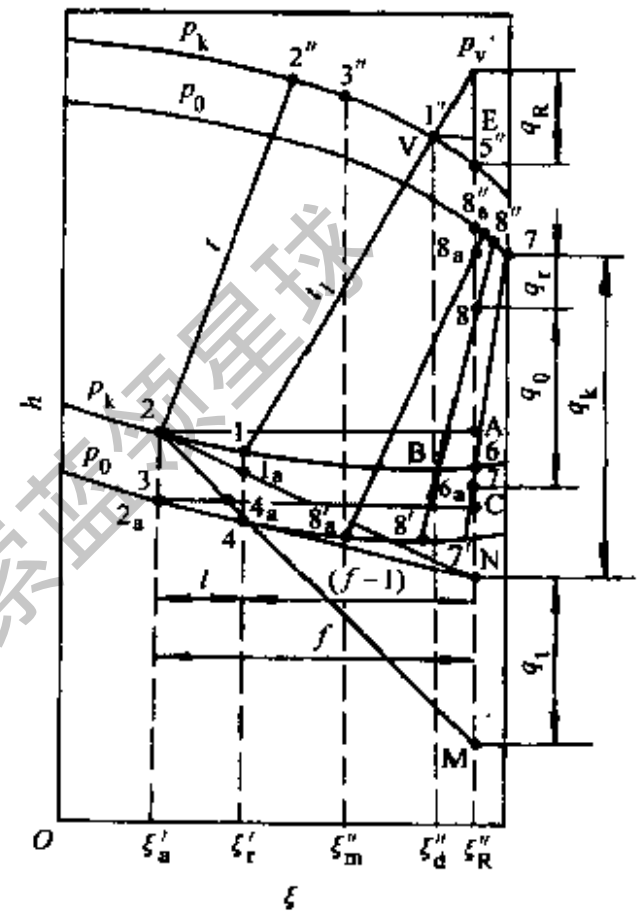


图 5-11 氨水吸收式制冷机工作循环的各热力过程

在已知制冷量 Q_0 、冷凝温度 t_k 和蒸发温度 t_0 的情况下, 可根据氨水溶液 h - ξ 图进行热力计算。

(1) 蒸发器单位制冷量 q_0 (单位为 kJ/kg):

$$q_0 = h_8 - h_7 \quad (5-29)$$

(2) 冷凝器单位热负荷 q_k (单位为 kJ/kg):

$$q_k = h''_5 - h_6 \quad (5-30)$$

(3) 发生段单位热负荷 q_h (单位为 kJ/kg):

由精馏塔的热平衡关系可得:

$$q_h = h''_5 + f(h_2 - h_{1a}) + q_R - h_2 \quad (5-31)$$

$$f = \frac{\xi''_R - \xi'_a}{\xi'_r - \xi'_a} \quad (5-32)$$

$$q_R = h''_1 - h''_5 + \frac{\xi''_R - \xi'_d}{\xi'_d - \xi'_r} \quad (5-33)$$

式中, f 为溶液的循环倍率, 即产生 1kg 氨蒸气所需的浓溶液量。可根据精馏塔的质量平衡计算 f , 式 (5-32) 中, 令 $\Delta\xi = \xi'_r - \xi'_a$, 称做放气范围; q_R 为分凝器热负荷, 用式 (5-33) 计算。

(4) 吸收器单位热负荷 q_a (单位为 kJ/kg):

根据吸收器热平衡关系可得:

$$\begin{aligned} q_a &= h_{8a} + (f-1)h_3 - fh_4 \\ &= h_{8a} - h_3 + f(h_3 - h_4) \end{aligned} \quad (5-34)$$

(5) 溶液热交换器热负荷:

由浓溶液侧计算有

$$q_{T1} = f(h_{1a} - h_{4a}) \quad (5-35)$$

由稀溶液侧计算有

$$q_{T2} = (f-1)(h_2 - h_{2a}) \quad (5-36)$$

式中, h_{2a} 通过 t_{2a} 和 ξ'_a 在 h - ξ 图上查到, 其中 $t_{2a} = t_4 + (5 \sim 8)^\circ\text{C}$, 而 $t_4 = t_{w1} + (4 \sim 8)^\circ\text{C}$ 。

热交换器出口溶液比焓值 h_{1a} 由式 (5-37) 确定:

$$h_{1a} = 0.95 \frac{f-1}{f} (h_2 - h_{2a}) + h_{4a} \quad (5-37)$$

式中, 0.95 为溶液热交换器热损失系数。

(6) 分凝器单位热负荷 q_R (单位为 kJ/kg):

根据精馏段氨的质量平衡关系可得分凝器中冷凝回流液数量:

$$R = \frac{\xi''_R - \xi'_1}{\xi'_1 - \xi''_{11}} \quad (5-38)$$

式中, ξ''_{11} 为塔板回流液浓度。假定在理想情况下塔板数无穷多时, 蒸气呈平衡状态, 使 L_1 与点 1 重合, 则式 (5-49) 可改写为:

$$R = \frac{\xi''_R - \xi'_d}{\xi'_1 - \xi'_r}$$

又根据分凝器的热平衡关系:

$$(1 + R)h''_1 = h''_5 + Rh_{L1} + q_R$$

得:
$$q_R = h''_1 - h''_5 + \frac{\xi''_R - \xi''_d}{\xi''_d - \xi''_r} (h'_1 - h'_i) \quad (5-39)$$

(7) 过冷器单位热负荷 q_k (单位为 kJ/kg):

$$q_k = h'_1 - h_{6a} = h_{8a} - h_8 \quad (5-40)$$

式中, h_{6a} 和 h_{8a} 的确定应先选定一个端部温差后, 在 $h-\xi$ 图上查出其中一个比焓值, 然后根据过冷器的热平衡关系求出另一个比焓值。

(8) 循环系统的热平衡关系为:

$$q_0 + q_h = q_k + q_a + q_R \quad (5-41)$$

(9) 循环的热力系数为:

$$\xi = \frac{q_0}{q_h} \quad (5-42)$$

一般 ξ 在 0.3~0.4 范围。

四、吸收—扩散式制冷循环

(一) 概述

吸收—扩散式制冷循环主要用于小型氨水吸收式制冷机。因其制冷量较小, 一般作为吸收式家用冰箱和医用冰箱的制冷系统。

吸收—扩散式制冷机采用三元工质循环。除氨作为制冷剂, 水作为吸收剂外, 还有氢气(或氦气)作为辅助工质。因它们密度小, 化学性质稳定, 在系统中不发生相变, 使系统内压力易于平衡。同时因其强烈的扩散渗透作用, 可使系统省去溶液泵和膨胀阀。利用热虹吸作用使整个系统在无机械原动力推动的情况下连续运行。整个循环的热力过程比一般吸收式和压缩式制冷循环复杂。整个装置无压缩机、泵等动力机械。冷凝器和吸收器均以空气为冷却介质。通过向吸收器和蒸发器导入在其温区内为不凝性气体的氢(或氦)气, 使系统总压力平衡而氢(或氦)分压力不平衡, 造成蒸发器中氨不能沸腾。当氢(或氦)气中的氨未达到饱和时, 则会有氨气化、扩散进入氢(或氦)气中。以此在系统内平衡压力下实现吸收、扩散、吸热制冷。

(二) 吸收—(氢气)扩散式制冷循环的工作过程

如图 5-12 所示, 吸收扩散式制冷循环由发生器、精馏器、蒸发器、吸收器、贮液器、热交换器和加热装置组成。其中发生器通过燃油、燃气或电加热获得热量, 产生氨蒸气和稀溶液。其工作过程可分为两个回路说明。

1. 氨水溶液循环回路

在发生器中氨水溶液被加热后, 一部分氨蒸气从溶液中蒸发出来, 蒸气形成的气泡将液柱推向提升管的泵管中, 因被加热溶液密度小, 以致形成热虹吸推动力, 加上贮液器静压压头的作用, 使泵管底部的溶液流向顶部。液柱流出泵管后, 在发生器外套管中向下流动, 同时被进一步加热, 温度继续上升, 更多的氨气从溶液中逸出, 剩余溶液的浓度进一步降低,

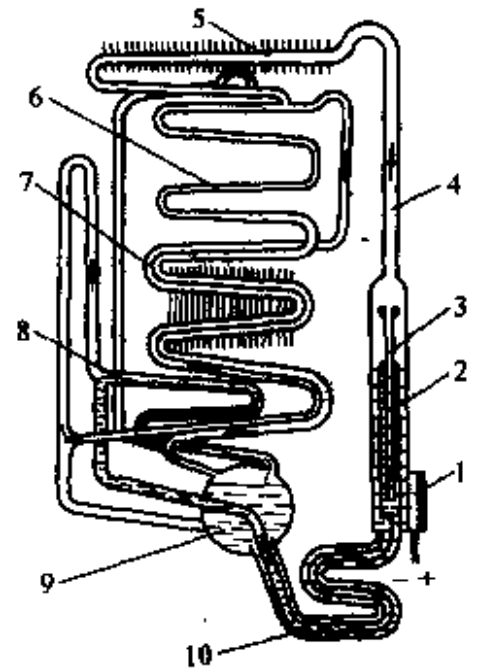


图 5-12 吸收—(氢气)扩散式制冷循环的工作过程

- 1—加热器 2—发生器
3—提升管 4—精馏器
5—冷凝器 6—蒸发器
7—气—气热交换器 8—吸收器
9—贮液器 10—液—液热交换器

并且在发生器顶部与吸收器间液位差的作用下，进入吸收器上端。同时通过套管式液—液热交换器，将热量传给由贮液器出来的浓溶液，使其预热并进入发生器。吸收器下端与贮液器连通，从贮液器中出来并沿连接管逆流向上的氢氨混合物与吸收器上端下来的稀溶液汇合，使混合气中的氨气被吸收，溶液浓度继续提高，最后流回贮液器，重新经液—液热交换器升温后送入发生器。剩下的氢气继续沿吸收器管逆向上扩散，进入氨氢循环回路。

2. 氨氢气循环回路

由提升管出来的氨蒸气因氨、水沸点相近的原因而含有较多的水蒸气。在精馏器内，氨蒸气和水蒸气在上升时因温度逐渐降低而使水蒸气从氨蒸气中析出凝结为水滴，在重力作用下回流到发生器。分馏出来的较高浓度氨蒸气，离开精馏器后，随即进入冷凝器。在空气自然对流换热的条件下凝结为氨液。依靠冷凝器传热管的倾斜度，氨液流经气—气热交换器后进入蒸发器。在蒸发器入口处氨液与由吸收器上行的氢气相遇而混合。由于氢气密度小，氨气密度大，氨液在蒸发器中迅速向氢气中扩散，吸收周围的热量，产生制冷效果。蒸发器中形成的氨、氢混合物因氨的密度较大而下行到气—气热交换器吸热后进入贮液器。并从上部空间进入吸收器。然后氨氢混合物又与来自提升管经液—液热交换器冷却后进入吸收器，与其中的稀溶液相遇，重新进行氨、氢气循环。

由此可见，在吸收—扩散式制冷系统中，氨流经整个管路系统，在不同的热力过程中产生相变，进行放热冷凝和蒸发制冷。水则只在发生器和吸收器中循环进行氨的释放和吸收，保证氨在不同热力过程所需要的浓度。氢起着携带氨蒸气在蒸发器和吸收器中循环，保证系统压力平衡的作用，为氨的扩散，吸热蒸发（制冷）顺利进行创造条件。上述三种工质各有其循环流程，任何一种工质流动受阻，制冷循环都无法进行。由于工质的运动完全取决于其在系统中的密度差、位差、分压力差及管路布置方式等，所以采用吸收—扩散循环的制冷机具有运转无噪声、使用寿命长、可利用多种能源等优点。不足之处是热效率较低，热力系数一般为0.2~0.4。若采用双层套管式蒸发器，合理安排蒸发器高温部分和低温部分的传热面积，低温部分置于顶部的液氨入口，此处氨气分压最低，蒸发温度也最低。高温部分在蒸发器尾部，氨蒸气在其中过热，用以保证套管中流向蒸发器入口氨液过冷，有利于提高系统的热力系数。

第二节 压缩式气体制冷循环

气体制冷机以气体为工质。压缩式气体制冷机的工作过程也是包括等熵压缩、等压冷却、等熵膨胀和等压吸热四个过程。但是它的特点是工质在循环过程中不发生集态变化。根据循环是否运用回热原理，分为无回热气体制冷机循环、定压回热气体制冷机循环和定容回热气体制冷机循环。

一、无回热气体制冷机循环

如图 5-13 所示，气体在冷箱中吸热制冷后被压缩机吸入、压缩到较高的压力进入冷却器。气体在冷却器中被冷却介质（水或循环空气）冷却，放出热量 Q_c ，同时温度降低，随后进入膨胀机，经历作外功的绝热膨胀过程，使其达到很低的温度，再到冷箱于低温下吸热制冷，如此循环。

在理想条件下，即假设压缩过程和膨胀过程均为等熵过程；吸热和放热过程均为等压过

程（无压力损失）；且热交换器出口处设有端部温差，所组成的气体制冷循环称做气体制冷机的理论循环。循环的 $T-s$ 图中冷箱温度为 T_0 ；环境介质温度为 T_c ；1-2 为等熵压缩；2-3 为等压冷却过程；3-4 为等熵膨胀过程；4-1 为等压吸热过程。其循环的性能参数计算与蒸气压缩式制冷循环计算方法基本相同。

单位制冷量与单位冷却热负荷分别为：

$$q_0 = h_1 - h_4 = c_p(T_1 - T_4) \quad (5-43)$$

$$q_c = h_2 - h_3 = c_p(T_2 - T_3) \quad (5-44)$$

单位压缩功和单位膨胀功分别为：

$$w_0 = h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1) \quad (5-45)$$

$$w_e = h_3 - h_4 = c_p(T_3 - T_4) \quad (5-46)$$

循环所消耗的单位功与制冷系数为：

$$w = w_0 - w_e = c_p(T_2 - T_1) - c_p(T_3 - T_4) \quad (5-47)$$

$$\epsilon = \frac{q_0}{w} = \frac{c_p(T_1 - T_4)}{c_p(T_2 - T_1) - c_p(T_3 - T_4)} \quad (5-48)$$

若不计比热容随温度的变化，并注意到：

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_c}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

则上式可简化为：

$$\epsilon = \frac{1}{\left(\frac{p_c}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} = \frac{T_4}{T_3 - T_4} \quad (5-49)$$

由此可见，无回热气体制冷机理论循环的制冷系数与循环的压力比，或压缩机的温度比和膨胀机的温度比有关。压力比或温度比越大，循环的制冷系数越低。因此要提高循环的经济性，必须采用较小的压力比。

在图 5-13b 中循环 1-5-3-6-1 为同温限下的逆卡诺循环，其制冷系数为 $\epsilon_c = \frac{T_1}{T_3 - T_1}$ ，以上无回热气体制冷机循环的热力完善度为：

$$\eta = \frac{\epsilon}{\epsilon_c} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \frac{T_3 - T_1}{T_1} = \frac{T_c - T_0}{T_2 - T_0} \quad (5-50)$$

式中， T_c 永远小于 T_2 ，有 $\epsilon < \epsilon_c$ ，即无回热气体制冷机理论循环的制冷系数小于同温限下逆卡诺循环的制冷系数。循环的经济性比逆卡诺循环差。

在实际的气体压缩制冷循环中，压缩机和膨胀机中并非等熵过程，换热器中也存在着传热温差和流动阻力损失。因此实际循环的单位制冷量减小，单位功增大，制冷系数和热力完善度降低，同时伴随有某些循环特性的变化。如图 5-14 所示的 1-2_c-3-4_c-1 循环。在确定了循环的压力比、各关节点温度、压缩机和膨胀机的绝热效率 η_w 、 η_w 之后，可参照前述公式进行实际循环的性能指标计算。

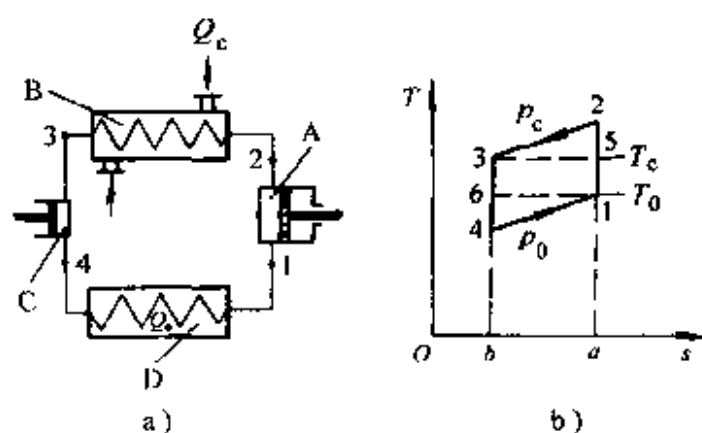


图 5-13 无回热气体制冷机系统

图及循环的 $T-s$ 图

A—压缩机 B—冷却器 C—膨胀机 D—冷箱

二、定压回热气体制冷机循环

所谓回热循环就是将冷箱返回的冷气流引入回热器，用以冷却来自冷却器的高压常温气流，使其温度进一步降低，达到膨胀机进气温度的目的。同时冷箱的返回气流被加热，使压缩机吸气温度升高。其循环工作参数和特性都发生了一些变化。

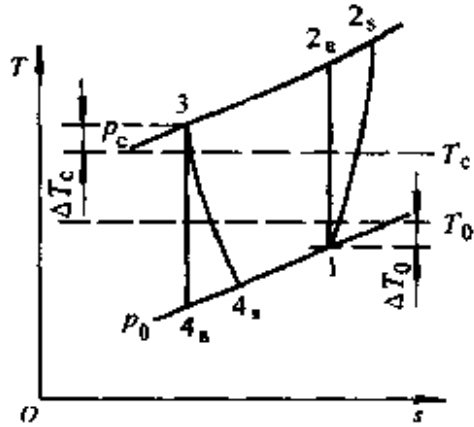


图 5-14 无回热气体
制冷机实际循环

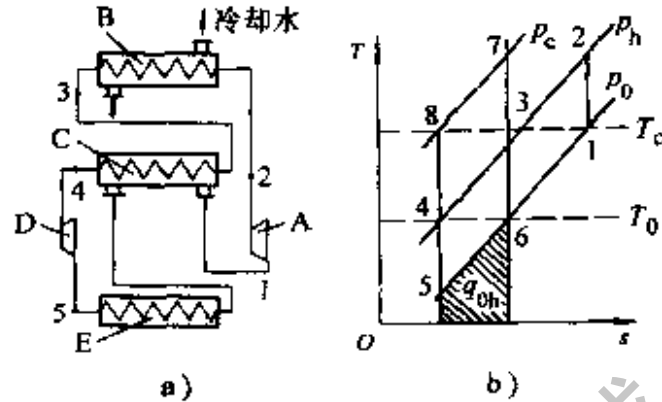


图 5-15 定压回热气体制冷机循环系统图及 $T-s$ 图
A—透平压缩机 B—冷却器
C—回热器 D—透平膨胀机 E—冷箱

图 5-15 示出了定压回热气体制冷机循环系统图及 $T-s$ 图。其循环系统由透平压缩机、冷却器、透平膨胀机、冷箱和回热器等设备组成。 $T-s$ 图中的 1-2 为压缩过程；2-3 为冷却过程；3-4 和 6-1 为回热器中的回热过程；4-5 为膨胀过程；5-6 为冷箱中的吸热（制冷）过程。图中的 6-7-8-5-6 循环为相同温度范围的相同制冷量的无回热气体制冷循环。与定压回热循环 1-2-3-4-5-6-1 相比，后者的循环压力比，单位压缩功和单位膨胀功均小得多。循环性能指标的计算为：

单位制冷量和冷却器单位热负荷：

$$q_{0h} = c_p (T_6 - T_5) \quad (5-51)$$

$$q_{ch} = c_p (T_2 - T_3) \quad (5-52)$$

回热器单位热负荷：

$$q_h = c_p (T_3 - T_4) = c_p (T_1 - T_6) \quad (5-53)$$

压缩机单位耗功和膨胀机单位功：

$$w_{oh} = c_p (T_2 - T_1) \quad (5-54)$$

$$w_{ch} = c_p (T_4 - T_5) \quad (5-55)$$

理论循环消耗的单位功和制冷系数：

$$w_h = c_p (T_2 - T_1) - c_p (T_4 - T_5) \quad (5-56)$$

$$\epsilon_h = \frac{q_{0h}}{w_h} = \frac{T_6 - T_5}{(T_2 - T_1) - (T_4 - T_5)} = \frac{1}{\frac{T_2 - T_1}{T_4 - T_5} - 1} \quad (5-57)$$

由于

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_4}{T_5} = \left(\frac{p_h}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

故

$$\frac{T_2 - T_1}{T_4 - T_5} = \frac{T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right)}{T_5 \left(\frac{T_4}{T_5} - 1 \right)} = \frac{T_1}{T_5} = \frac{T_1}{T_4} \cdot \frac{T_4}{T_5} = \frac{T_c}{T_0} \left(\frac{p_h}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

所以理论回热循环的制冷系数可表示为：

$$\epsilon_h = \frac{1}{\frac{T_1}{T_5} - 1} = \frac{T_5}{T_1 - T_5} = \frac{T_4}{T_2 - T_4} \quad (5-58)$$

或

$$\epsilon_h = \frac{1}{\frac{T_c}{T_0} \left(\frac{p_h}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1} = \frac{1}{\left(\frac{p_c}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1} \quad (5-59)$$

由式(5-58)的结论可以看出，在相同工作范围、相同单位制冷量，而且有相同的理论制冷系数的回热与无回热气体制冷循环，并不能说明两循环是等效的。因为回热循环压力比小，以致压缩机和膨胀机单位功也小，其功率也小，因而大大减少了压缩过程、膨胀过程以及热交换过程的不可逆损失，所以回热循环的制冷系数比无回热循环的要大。当系统采用了高效透平机械后，制冷机的经济性会大大提高。在制取 -80°C 以下低温时，定压气体制冷机的热力完善度超过了各种型式的蒸气制冷机。

三、定容回热气体制冷机循环

定容回热气体制冷机循环由两个等温过程和两个定容过程组成。因最早由斯特林提出，所以又称做斯特林循环。图5-16为定容回热气体制冷机工作过程及 $p-V$ 图。该机在一个气缸内有两个活塞，即压缩活塞A和膨胀活塞B，两活塞之间设置回热器R。当气体流过回热器时，其温度即发生变化（由 T_E 升高到 T_c 或由 T_c 降低到 T_E ）。两活塞由一特殊机构控制它们作跳跃式运行来完成循环。

1-2为等温压缩过程：压缩过程开始，B活塞不动，A活塞向下运动。气体由 p_1 、 v_1 变到 p_2 、 v_2 ，并向冷却介质放出热量 Q_c 。

2-3为等容放热过程，两活塞同步向下运动，气体被等容推移到E腔，经回热器R时被冷却，放出热量 Q_R ，气体状态变为 p_3 、 v_3 。

3-4为等温膨胀过程：A活塞不动，B活塞继续向下运动，气体膨胀作外功降压降温，在低温下制取冷量 Q_E 。

4-1为等容吸热过程：两活塞同步向上运动，气体被等容推至C腔，经回热器时吸收 Q_R 热量，气体重新恢复到 p_1 、 v_1 状态。

由上述分析可知，定容回热气体制冷机循环为一封闭循环，循环中气体的单位制冷量为

$$q_E = RT_E \ln \frac{v_1}{v_2} \quad (5-60)$$

循环中单位放热量和回热器单位热负荷：

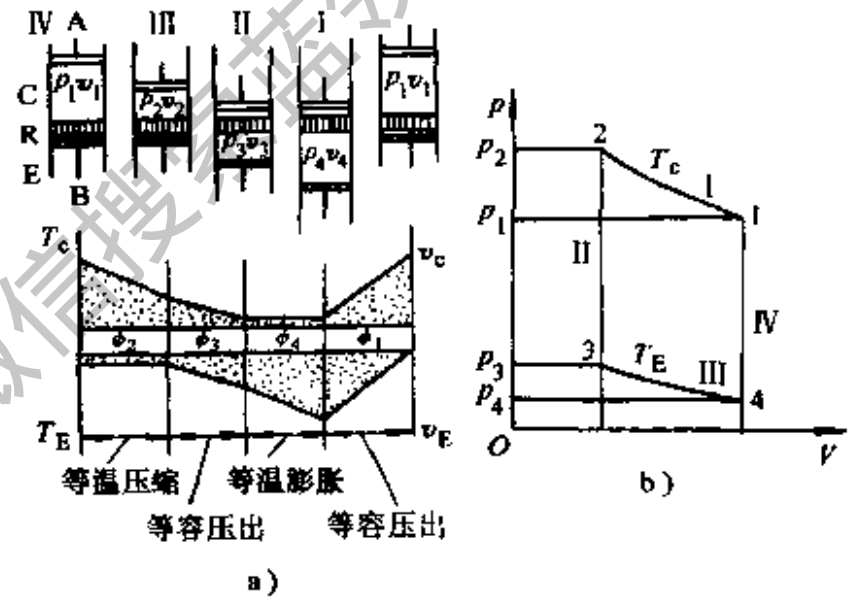


图5-16 定容回热气体制冷机工作过程及 $p-V$ 图上的表示
a) 循环过程分解图 b) $p-V$ 图
A、B—活塞 C、E—腔 R—回热器

$$q_c = RT_c \ln \frac{v_1}{v_2} \quad (5-61)$$

$$q_R = c_v (T_c - T_E) \quad (5-62)$$

由于回热过程属循环内部的热交换，与循环的耗能无关。循环所消耗的单位功，等于等温压缩功与等温膨胀功之差，即：

$$w = RT_c \ln \frac{v_1}{v_2} - RT_E \ln \frac{v_1}{v_2} = R(T_c - T_E) \ln \frac{v_1}{v_2} \quad (5-63)$$

其循环的制冷系数为：

$$\epsilon = \frac{q_E}{w} = \frac{T_E}{T_c - T_E} = \frac{T_0}{T_c - T_0} = \epsilon_c \quad (5-64)$$

式中， T_E 即为 T_0 。可见斯特林理论循环与同温限的逆卡诺循环制冷系数相同，是一种很有效的制冷循环。荷兰飞利浦公司于 1954 年近似地实现了这一循环，研制的小型气体制冷机，可达 77K 的低温。

第三节 气体涡流制冷

一、气体涡流制冷原理

气体涡流制冷是一种借助涡流管的作用使高速气流产生旋涡分离出冷、热两股气流，而利用冷气流获得冷量的方法。

涡流管是一种结构极为简单的制冷装置，它由喷嘴、涡流室、分离孔板及冷、热两端管子组成。如图 5-17 所示，高速气流由进气导管导入喷嘴，膨胀降压后沿切线方向高速进入阿基米德螺线涡流室，形成自由涡流，经过动能交换分离成温度不等的两部分。其中心部分动能降低变为冷气流；边缘部分动能增大成为热气流向涡流管的另一端。这样涡流管可以同时获得冷热两种效应，通过流量控制阀调节冷热气流比例相应改变气温度，可以得到最佳制冷效应或制热效应。

图 5-18 示出了涡流管的内部工作过程。图中点 4 为气体压缩前的状态。

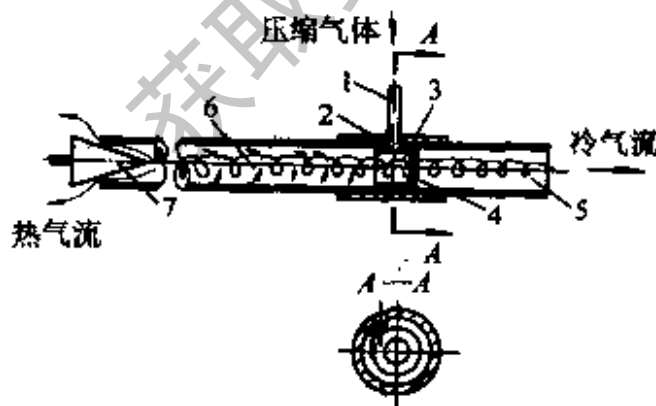


图 5-17 涡流管结构及工作过程
1—进气管 2—喷嘴 3—涡流室 4—孔板
5—冷端管子 6—热端管子 7—流量控制阀

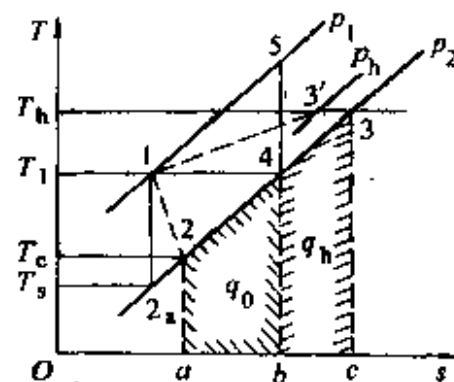


图 5-18 涡流管内部工作过程的 $T-s$ 图

4-5 为工作气体的等熵压缩过程。

5-1 为压缩气体的等压冷却过程。点 1 表示高压气体进入喷嘴前的状态，在理想条件下

绝热膨胀到 p_2 压力, 随之温度降低到 T_c , 即点 2 状态, 点 2 为涡流管流出的冷气流状态, 其温度为 T_c 。点 3 为分离出的热气流状态, 其温度为 T_h 。

1-2 和 1-3 为冷、热气流的分离过程。

3-3' 为热气流经流量控制阀的节流过程, 节流前后比焓值不变。

由于整个工作过程中, 气流在喷嘴中不可能作等熵膨胀; 涡流室内外层气体之间的动能交换存在一定的损失; 以及涡流室内存在的向心热传递过程, 使气流在 1-2 过程偏离绝热膨胀过程, 造成涡流管分离出来的冷气流温度 T_c 总高于绝热膨胀条件下的冷气流温度 T_c' 。

二、气体涡流制冷的性能指标计算

(一) 涡流管的冷却效应与加热效应

涡流管在工作过程中使温度 T_1 的气体分离为温度为 T_c 的冷气流和温度为 T_h 的热气流。因此有 $\Delta T_c = T_1 - T_c$ 被称做涡流管的冷却效应, $\Delta T_h = T_h - T_1$ 被称做涡流管的加热效应。将 $\Delta T_c = T_1 - T_c$ 定义为等熵膨胀效应, 以标志涡流管的理论冷却效应。因此, 涡流管制冷的有效性, 可用冷却效率 η_c 表示, 即:

$$\eta_c = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_c'} = \frac{T_1 - T_c}{T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (5-65)$$

(二) 涡流管工作过程的流量及热量平衡

若以 q_{G1} 、 q_{Gc} 和 q_{Gh} (单位为 kg/s) 分别表示进入涡流管的高速气流、冷端气流和热端气流的流量, 则:

$$q_{G1} = q_{Gc} + q_{Gh} \quad (5-66)$$

若以 h_1 、 h_c 和 h_h (单位为 kJ/kg) 分别表示它们的比焓值, 忽略气体流出时的动能, 则:

$$q_{G1} h_1 = q_{Gc} h_c + q_{Gh} h_h \quad (5-67)$$

又根据气体焓值与温度的对应关系, 以及冷气流分量 $\mu_c = \frac{q_{Gc}}{q_{G1}} = \frac{q_{Gc}}{q_{Gc} + q_{Gh}}$, 式 (5-67) 可简化为:

$$T_1 = \mu_c T_c + (1 - \mu_c) T_h \quad (5-68)$$

得:

$$\mu_c = \frac{T_h - T_1}{T_h - T_c} = \frac{\Delta T_h}{\Delta T_h + \Delta T_c} \quad (5-69)$$

(三) 涡流管制冷量

涡流管制冷量 Q_0 (单位为 kW) 为:

$$Q_0 = q_{Gc} c_p (T_1 - T_c) = \mu_c q_{G1} c_p \Delta T_c \quad (5-70)$$

每 kg 冷气流的制冷量为:

$$q_0 = \frac{Q_0}{q_{Gc}} = c_p \Delta T_c \quad (5-71)$$

其数值在图 5-18 中用 p_2 等压线下方的面积 2-a-b-4-2 表示。若对于每 kg 高压气体而言, 其单位制冷量可表示为 q'_0 :

$$q'_0 = \frac{Q_0}{q_{G1}} = \mu_c c_p \Delta T_c = \mu_c q_0 \quad (5-72)$$

(四) 涡流管的制热量 Q_h

涡流管的制热量 Q_h (单位为 kW):

$$Q_h = q_{Gh} c_p (T_h - T_1) = (1 - \mu_c) q_{G1} c_p \Delta T_h \quad (5-73)$$

其单位制热量为 q_h

$$q_h = \frac{Q_h}{q_{Gh}} = c_p \Delta T_h \quad (5-74)$$

同理, 对高压气体而言其单位制热量为 q'_h

$$q'_h = \frac{Q_h}{q_{G1}} = (1 - \mu_c) c_p \Delta T_h \quad (5-75)$$

式 (5-74) 中的 q_h 同样可以用图 5-18 中 p_2 等压线下方的面积 4-b-c-3-4 表示。若将式 (5-69) 和式 (5-70) 代入式 (5-72) 中, 即可得到与式 (5-75) 相同的结果。由此证明涡流管的制冷量 Q_0 与制热量 Q_h 在数量上是相等的。

三、涡流管的特性及其应用

涡流管的性能指标冷却效应 ΔT_c 和单位制冷量 q_0 与以下因素有关:

(1) 冷气流分量 μ_c : 当 μ_c 值变化时 ΔT_c 和 q_0 均会相应变化, 而且在 $\mu_c = 0 \sim 1$ 的范围内有最大值存在。当 $\mu_c = 0.3 \sim 0.35$ 时 ΔT_c 有最大值; 而当 $\mu_c = 0.6 \sim 0.7$ 时 q_0 达到最大值。同时, 加热效应也随 μ_c 值变化而改变, 当 μ_c 增大时 ΔT_h 不断增大, 且无极限存在。

(2) 进口工作压力 p_1 : 当 p_1 增大时 ΔT_c 和 q_0 均增大。但 p_1 增大时 ΔT_c 的最大值向 μ_c 减小的方向移动, q_0 的最大值则向 μ_c 增大的方向移动。

(3) 气体的种类: 绝热指数大的气体, 绝热膨胀时 ΔT_c 大, 因而可得到较大的冷却效应。

(4) 气体的温度: 气体潮湿时, 冷气流中水气要凝结放热, 故制冷温度上升, 冷却效应降低; 热气流中水蒸气比热气流要吸收较多热量, 故热气流温升减小, 加热效应降低。

(5) 涡流管的结构: 涡流管各部分的尺寸、喷嘴与涡流管的连接方式、涡流管的制造质量对其性能有重要影响, 因此不同结构尺寸的涡流管, 其性能参数将不同。

涡流管具有结构简单、启动快、维护方便、工作极为可靠、一次性投资和运行费用低等优点。尽管其效率较低, 但在国外仍然得到广泛的应用。如美国 NASA 研制成功了以风洞排气为工作介质的涡流管空调系统 (制冷量达 281.35kW)。苏联和美国均成功地把涡流管制冷用于天然气和石油伴生气的烃类分离和回收。我国也在进行采用涡流管制冷的天然气井口脱水装置, 对于保证天然气输送管网的正常工作、改善井场工作和生活环境将发挥重要作用。应用回热原理及喷射器来降低涡流管冷气流压力, 不仅可以获得更低的温度, 还可以提高涡流管的经济性。根据此原理制成的涡流管冰箱已能获得 -70°C 以下的低温。若采用多级涡流管还可以获得更低的温度。

第四节 热电制冷

一、热电制冷的基本原理

热电制冷是一种以温差电现象为基础的制冷方法。它利用珀尔帖效应原理达到制冷目

的，即在两种不同金属组成的闭合线路中，通以直流电流，会产生一个接点热，另一个接点冷的现象，称做温差电现象。半导体材料所产生的温差电现象较其他金属要显著得多，一般热电制冷都采用半导体材料，所以又称之为半导体制冷。

图 5-19 示出了由一块 P 型半导体材料和一块 N 型半导体材料连接成的电偶，通以直流电后制取冷量的情况。由于 P 型半导体内载流子（空穴）和 N 型半导体内的载流子（电子）与金属片中所具有的载流子势能不同，必然会在半导体材料和金属片的结点上发生能量的传递与转换。因为空穴在 P 型半导体内具有的势能高于其在金属片内的势能，在外电场作用下当空穴通过接点 a 时，需要从金属片中吸取一定的热量，用以提高自身的势能才能进入 P 型半导体内。因而 a 处温度就会降低形成冷接点。当空穴通过 b 接点时，需要将多余的一部分势能留给接点，才能进入到金属片中，这时接点 b 处温度会升高，形成热结点。

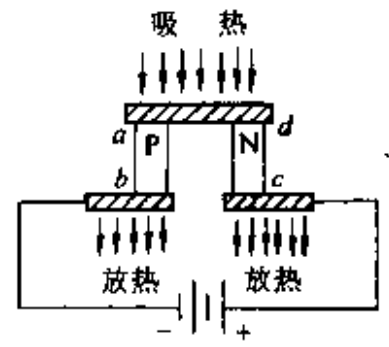


图 5-19 基本热电偶制冷回路

同理，在外电场作用下电子通过热电偶回路时，也将引起 d 接点降温形成冷接点， c 接点升温形成热接点。

在回路中冷、热接点可以根据制冷或制热的需要得到利用。而且将电源极性互换时，电偶对的制冷端和发热端也随之互换。

二、热电制冷的制冷量计算

根据珀尔帖效应，电偶对通以直流电流 I 时，其冷端产生的吸热量与电流 I 成正比。即为珀尔帖热 Q_{π} （单位为 W）：

$$Q_{\pi} = \pi I \quad (5-76)$$

式中 π ——珀尔帖系数。

若以 α_P 、 α_N 分别表示 P 型和 N 型半导体材料的温差电系数，单位为 $V/^{\circ}C$ ； T_c 为冷端温度；则：

$$\pi = (\alpha_P - \alpha_N) T_c$$

实际上热电制冷回路中冷端所吸收的热量（即制冷量），要小于珀尔帖热。因为：①电流通过半导体电偶臂时要产生焦耳热 Q_j ，约 50% 的 Q_j 产生在电热元件的冷端，引起制冷量减少；②热端的热量 Q_{λ} 要通过电偶臂传向冷端。因此，热电制冷回路的制冷量 Q_0 （单位为 W）：

$$Q_0 = Q_{\pi} - \frac{1}{2} Q_j - Q_{\lambda} \quad (5-77)$$

$$Q_j = I^2 R$$

式中， R 为电热元件电阻。

若以 L 为电偶臂长度、 ρ_1 、 ρ_2 为两电偶臂的电阻率， S_1 、 S_2 为两电偶臂的截面积，则：

$$R = L \left(\frac{\rho_1}{S_1} + \frac{\rho_2}{S_2} \right)$$

$$Q_{\lambda} = K(T_h - T_c)$$

式中， K 为 L 长的电偶臂总热导率，因此：

$$K = \frac{1}{L} (\lambda_1 S_1 + \lambda_2 S_2)$$

而 λ_1 、 λ_2 分别为两电偶臂热导率。

将上述计算公式代入式 (5-77) 得制冷量 Q_0 (单位为 W):

$$Q_0 = (\alpha_P - \alpha_N)IT_c - \frac{1}{2}I^2R - K(T_h - T_c) \quad (5-78)$$

三、热电制冷的耗功及制冷系数

电偶对工作时, 电源要对电阻做功, 同时还要克服热电势做功, 则回路所消耗的功率 P (单位为 W):

$$P = I^2R + (\alpha_P - \alpha_N)(T_h - T_c)I \quad (5-79)$$

由此得制冷系数为:

$$\epsilon = \frac{Q_0}{P} = \frac{(\alpha_P - \alpha_N)IT_c - 0.5I^2R - K(T_h - T_c)}{I^2R + (\alpha_P - \alpha_N)(T_h - T_c)I} \quad (5-80)$$

四、热电制冷的特性分析

由式 (5-78) 可以看出, 热电制冷回路在无外部热负荷时 (即 $Q_0 = 0$), 电偶臂上建立的温差 $T_h - T_c$ 达到最大, 冷端温度可达到最低。则令 $Q_0 = 0$ 可得:

$$T_h - T_c = \frac{1}{K} [(\alpha_P - \alpha_N)IT_c - 0.5I^2R] \quad (5-81)$$

即最大温差值的大小与电流大小有关。由此式对电流 I 取偏导数, 并令 $\frac{\partial(T_h - T_c)}{\partial I} = 0$, 即最大温降对应的最佳电流值为:

$$I_{\text{opt}} = \frac{(\alpha_P - \alpha_N)T_c}{R} \quad (5-82)$$

又将式 (5-82) 代入式 (5-81), 可求得最大温差, 即:

$$(T_h - T_c)_{\text{max}} = \frac{(\alpha_P - \alpha_N)^2 T_c^2}{2RK} \quad (5-83)$$

再将 $R = L\left(\frac{\rho_1}{S_1} + \frac{\rho_2}{S_2}\right)$ 和 $K = \frac{1}{L}(\lambda_1 S_1 + \lambda_2 S_2)$ 代入式 (5-84) 得:

$$(T_h - T_c)_{\text{max}} = \frac{1}{2} \frac{(\alpha_P - \alpha_N)^2 T_c^2}{(\lambda_1 S_1 + \lambda_2 S_2) \left(\frac{\rho_1}{S_1} + \frac{\rho_2}{S_2}\right)} \quad (5-84)$$

在两电偶几何尺寸相同 ($S_1 = S_2$)、热导率相同 ($\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda$) 及电阻率相同 ($\rho_1 = \rho_2 = \rho$), 则式 (5-84) 为:

$$(T_h - T_c)_{\text{max}} = \frac{1}{2} \frac{(\alpha_P - \alpha_N)^2 T_c^2}{2\lambda S \left(\frac{2\rho}{S}\right)} = \frac{1}{2} \frac{(\alpha_P - \alpha_N)^2 T_c^2}{4\lambda\rho} = \frac{1}{2} \frac{(\alpha_P - \alpha_N)^2 r T_c^2}{4\lambda} \quad (5-85)$$

式中, $r = \frac{1}{\rho}$, 即为热电元件材料的电导率。

若 $\alpha_P = \alpha_N = \alpha$, 则:

$$(T_h - T_c)_{\text{max}} = \frac{1}{2} \frac{\alpha^2 r T_c^2}{\lambda} \quad (5-86)$$

可见热电制冷的最大温差取决于材料的 α 、 r 、 λ 组成的一个综合参数及冷端温度 T_c 。该综合参数称为制造电偶对材料的优质系数 z , 即:

$$z = \frac{\alpha^2 r}{\lambda} \quad (5-87)$$

从物理意义分析,式(5-87)中 α 、 r 、 λ 之间既互相依存又互相矛盾,在选择材料的优质系数 z 时,应综合考虑。通常半导体材料的优质系数 z 越大,其所能获得的最大温差也愈大。我国制成的半导体元件优质系数一般在 $z = (2 \sim 3.5) \times 10^{-3}$ 范围。所以寻求和研制新的半导体材料,提高 z 值,是发展热电制冷技术的重要任务之一。

以上讨论了 $Q_0 = 0$ 时热电堆最大温降的变化情况。下面将分析电堆的制冷系数与供给热电堆的电流值的关系。将 $V = IR$ 代入式(5-80),得:

$$\epsilon = \frac{\alpha T_c - \frac{1}{2} V - KR(T_h - T_c)/V}{V + \alpha(T_h - T_c)} \quad (5-88)$$

在保证其 KR 具有最小值的前提下,制冷系数 ϵ 的大小受电阻压降 V 的影响。令 $\frac{\partial \epsilon}{\partial V} = 0$ 则可求得最大制冷系数 ϵ_{opt} 时的最佳电压值 V_{opt} ,即:

$$V_{\text{opt}} = \frac{\alpha(T_h - T_c)}{\sqrt{1 + zT_m} - 1} \quad (5-89)$$

式中 $T_m = \frac{1}{2}(T_h - T_c)$ 。

若令 $M = \sqrt{1 + zT_m}$ 则:

$$V_{\text{opt}} = \frac{\alpha(T_h - T_c)}{M - 1} \quad (5-90)$$

所以与之对应的最佳电流值 I_{opt} 为:

$$I_{\text{opt}} = \frac{V_{\text{opt}}}{R} = \frac{\alpha(T_h - T_c)}{R(M - 1)} \quad (5-91)$$

将式(5-89)代入式(5-88)得热电制冷回路可能达到的最大制冷系数 ϵ_{opt} ,即:

$$\epsilon_{\text{opt}} = \frac{T_c}{T_h - T_c} \frac{M - \frac{T_h}{T_c}}{M + 1} \quad (5-92)$$

式中的结果由左边部分的相同工作温度范围的逆卡诺循环制冷系数和右边部分的实际热电制冷循环的效率组成。当工作温度一定时,循环效率由 z 值确定, z 值越高电偶对热电性能越好,制冷效率越高。

五、多级热电制冷循环

通常单级热电堆可以获得大约 50°C 的温差。为了获得更大的温差(或更低的温度),往往需要采用由单级热电堆联结而成的多级热电堆热电制冷系统。采用较高温度级的冷端联结较低温度级的热端的叠联方式构成。最末一级热电堆冷端的吸热量即为多级热电制冷循环的制冷量。最初一级热电堆热端的散热量,即为循环的散热量。各级热电堆耗电之和为循环的总耗电。其多级热电制冷循环的电堆联结方式如图5-20所示。其中串联型多级热电堆的特点是各级的工作电流相同,级与级之间需设置一层电绝缘导热板。上面一级和下面一级热电堆要求在同温度层联结,以减少温差损失。然而并联型多级热电堆的特点是工作电流较大,级间无需电绝缘导热层,级间无有害温差。当达到同一温差或承受同一负荷时,比串联型耗

电少，但线路设计比较复杂。

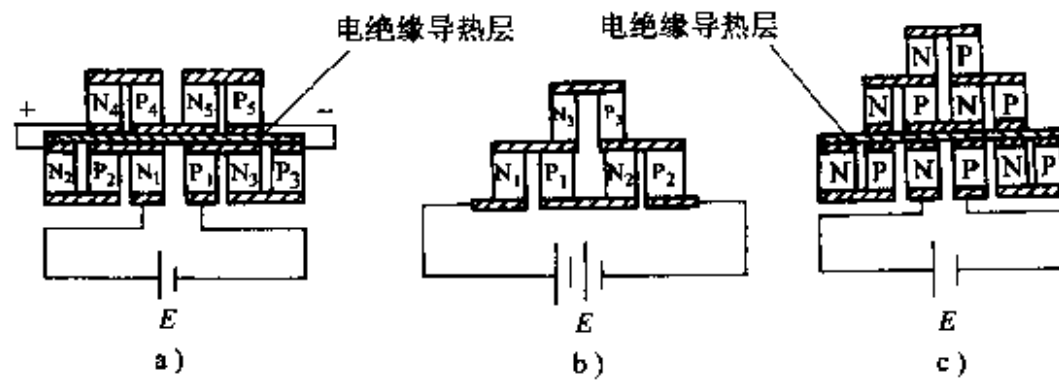


图 5-20 多级热电制冷循环热电堆联结方式

a) 串联型二级热电堆 b) 并联型二级热电堆 c) 串并联三级热电堆

六、热电制冷装置的特点及其应用

与压缩式和吸收式制冷机相比，热电制冷装置具有非常突出的特点：

- (1) 它不需要制冷剂，无泄漏、无污染。
- (2) 没有机械传动部件和设备，无噪声，无磨损，可靠性高，寿命长，维修方便。
- (3) 可以通过改变工作电流的大小来控制制冷温度和冷却速度，调节控制灵活方便。
- (4) 操作具有可逆性。只要改变电流的极性就可以实现冷、热端互换，特别适合于作高低温恒温器。

在大容量情况下，其耗能大，效率低，但在温差小于 50°C ，制冷功率在 20W 以下时，效率可高于压缩式制冷循环。因此，特别在小冷量、小体积场合下，起着机械制冷装置无法替代的作用。

热电制冷技术在工业、国防、医疗和畜牧业等方面得到广泛应用。如无线电电子元件生产过程需要的热电制冷恒温箱；半导体人工零点仪，高真空度扩散泵冷阱，半导体低温医疗手术器械，半导体电冰箱，空调器和除湿机等，在国民经济建设中发挥着重要作用。

第五节 固体吸附制冷

为了节省能源，人们对余热及太阳能利用的研究不断深入，除了目前已经成熟的太阳能氨水吸收式和太阳能溴化锂吸收式制冷装置外，还有吸附制冷，即某些固体物质在一定的温度及压力下，能吸附某种气体或水蒸气，在另一温度及压力下，又能将它释放出来。这种吸附与解吸的过程引起的压力变化，相当于制冷压缩机的作用。固体吸附制冷就是根据这一原理来实现的。

一、吸附剂

许多固体都具有吸附气体或液体的能力，但适宜于工业应用的吸附剂，应具有以下性质：①对吸附质有高的吸附能力；②能再生和多次使用；③有足够的机械强度；④化学性质稳定；⑤容易制取且价格便宜。

目前，用于吸附制冷的固体吸附剂有：

1. 硅胶

它是一种硬的玻璃状物体，具有较大的孔隙率。一般分粗孔和细孔两种。粒状硅胶直径

约为 0.2~7mm，其化学稳定性和热稳定较高，吸附水蒸气的能力特别好。

2. 活性氧化铝

它是一种部分水化的多孔无定形氧化铝，粒度一般为 3~7mm。化学稳定性和机械强度较高。

3. 沸石分子筛

它的种类很多，有不下五十种，目前国内主要有 3A、4A、5A、13X、10X、Y、纳丝光沸石等。它们作为吸附剂，具有以下特点：

(1) 有极强的吸附选择性，由于其孔径大小均匀，只吸附小于其孔径的分子，是一种离子型的极性吸附剂，对极性分子，特别是水分子（分子直径 $2.8 \times 10^{-10} \text{m}$ ）有极大的亲和力，易于吸附。

(2) 在气体组分浓度低（即分压力低）的情况下具有较大的吸附能力，因为其表面积大于一般吸附剂，可达 $800 \sim 1000 \text{m}^2/\text{g}$ 。

二、吸附制冷循环

吸附制冷循环是利用水气化吸热制冷，也属相变制冷循环。制冷过程中蒸发的水蒸气由吸附剂吸附，吸附达到饱和的吸附剂用余热或太阳能烘干再生，重复使用。吸附制冷有开式循环和闭式循环两种。

1. 开式吸附制冷循环

开式吸附制冷循环是利用吸附剂吸附空气中的水蒸气而使空气得以干燥；然后再向空气中喷水，水迅速汽化，使空气降温，供空调室空调使用。它要求吸附剂对人体无害，一般采用硅胶；工业用低温空气干燥装置使用活性氧化铝。这些系统结构复杂，用电量较大；或本高。开式吸附制冷循环一般只能降温 10°C 左右，吸附和再生不在同一条件下进行时，可以连续工作。

2. 闭式吸附制冷循环

闭式吸附制冷循环是吸附剂的吸附和解吸通阀门的控制可以在一个完全密封的系统内进行。图 5-21 所示的闭式沸石吸附制冷系统，由沸石筒、冷凝器，以及设置在冰箱内的水罐三部分组成。吸附质水密封于其中。系统工作时用余热或太阳能加热沸石筒，使其温度升高，沸石中含有的水分吸热蒸发，到冷凝器中凝结为水（其冷却介质可为水也可为空气），流入水罐中贮存。然后移去沸石筒的热源，使沸石筒在大气中冷却，造成系统内的压力和温度下降，则水罐中的水汽化、吸热制冷。在降温幅度大时甚至可以制冰。但是由于解吸的需要，系统只能作间歇式运行。若利用太阳能制冷，可在白天对沸石筒加热，使沸石解吸出水蒸气，并冷凝后贮存于水罐中，其温度与环境温度相同。到夜间随着环境温度的逐渐降低，沸石又不断吸附水蒸气，并造成系统内的真空状态，以至使水在 0°C 以下蒸发，吸收被冷却空间内的热量，使其降温达到制冷的目的。

沸石分子筛的吸附特性与一般吸附剂不同，它的吸附水蒸气等温线与水蒸气分压呈非线性关系。在低分压下吸附水分的数量几乎与分压无关，所以沸石在高低温之间的范围内能吸附大量水分，用于制冷时可达到较高的效率。沸石分子筛吸附制冷理论循环如图 5-22 所示。

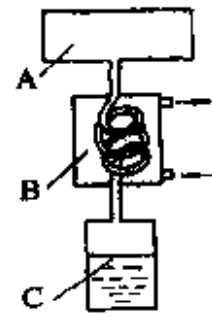


图 5-21 闭式沸石吸附制冷系统
A—沸石筒 B—冷凝器 C—水罐

其吸附制冷循环 A-B-C-D-A 的工作过程为：A-B 是加热解吸过程。沸石筒在常温状态（A 点）吸收余热或太阳能，沸石温度升高脱水。解吸出的水量为 $W_1 = G_A - G_B$ ，经冷凝器冷凝后存于水罐中；B-C 是在关闭沸石筒与冷凝器之间截止阀条件下，沸石筒降温冷却过程，筒内压力下降达到 C 点状态；C-D 是吸附制冷过程。在打开截止阀的条件下，置于被冷却空间的水罐中的水吸热蒸发，降温制冷。水罐中的温度与对应的饱和压力同时逐渐下降。沸石则由于吸附水蒸气，温度不断上升，沸石筒中的饱和压力不断提高，最后在 D 点达到平衡，蒸发制冷停止。D 点的具体位置由被冷却空间的热负荷确定，一般在大气温度以下；D-A 是复原过程。循环达到平衡后，制冷停止，被冷却空间温度回升，使沸石进一步充分吸附并恢复到原来状态，完成一个循环。

三、吸附制冷循环的应用

目前吸附制冷循环的应用多以开发太阳能的利用为目的。美国沸石动力公司研制了容积为 $1.12 \times 0.78 \times 1.22$ (m^3) 的大阳能沸石吸附制冷冰箱，集热器面积为 0.7m^2 ，每天可制冰 10kg ，充分表现沸石吸附制冷的高效率。该冰箱的吸附制冷系统如图 5-23 所示。其运行过程是打开阀 2，同时让沸石筒加热进入解吸过程，沸石解吸出的水蒸气流入冷凝器 3，同时被冷凝成水。然后关闭阀 2，移去沸石筒的加热热源，让其冷却降温后打开阀 4 将冷凝器中的凝结水放入水罐，再关闭阀 4 打开阀 7，水罐中的水在低分压下蒸发制冷。水蒸气上升至沸石筒再被沸石吸附。当水罐降温达到结冰状态时关闭阀 7 打开阀 2，沸石筒加热重新投入解吸过程。在解吸和冷却过程中，冰箱温度可利用水罐中的冰溶化吸热维持。这种制冷循环系统无噪声、无污染，不需维修，能充分利用余热和太阳能，是洁净制冷技术的发展方向之一。

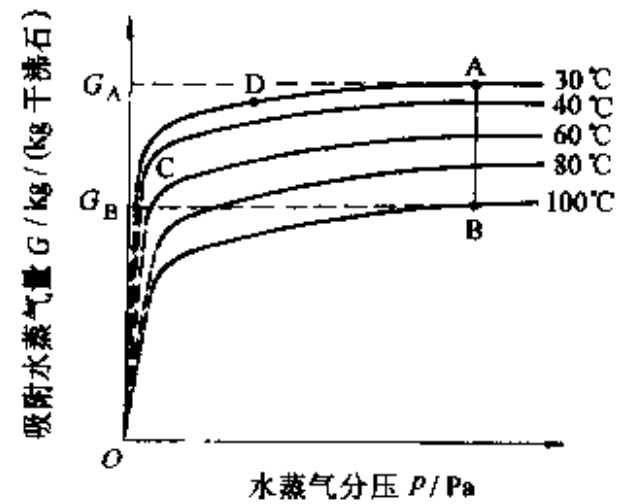


图 5-22 沸石 13X-H₂O 吸附制冷循环

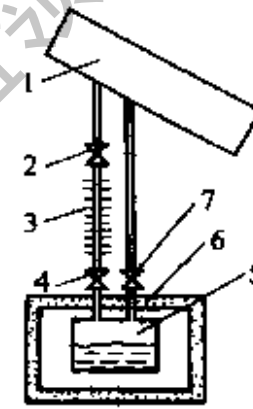


图 5-23 太阳能沸石吸附制冷冰箱系统
1—能受太阳能加热的沸石筒 3—冷凝器
5—水罐 6—冰箱保温层 2、4、7—截止阀

第六章 制冷设备

第一节 概 述

制冷装置中具备各种功能的热交换器和一些用于改善制冷装置运行条件、提高装置运行效率的器件，统称为制冷设备。制冷设备的特性对制冷装置的性能有着重要的影响，是一个性能优越的制冷装置不可缺少的部分。

制冷设备分为主要设备和辅助设备两部分。主要设备包括压缩机、冷凝器、节流机构、蒸发器、冷凝—蒸发器和中冷器等。辅助设备有各种分离器、贮液器、回热器、过冷器以及膨胀容器等。

制冷换热器以表面式居多，其结构型式名目繁多。应用较为普遍的有壳管式、蛇管式、螺管式、翅片管式、板式等。其结构型式的选择取决于用途、传热介质（包括制冷剂、载冷剂和冷却介质）的种类特性及流动方式。不同结构型式换热器的传热能力、不同单位金属耗量，对制冷装置的制造成本和运行经济性带来直接影响。因此，提高换热器的经济性，强化传热过程，寻求新的结构型式，乃是当今制冷装置设计和制造中的重要研究课题。

制冷设备使用的材料随介质不同而异。氨对黑色金属无侵蚀作用，而对铜及其合金的侵蚀性强烈，所以氨制冷装置中设备都用钢材制成。而氟利昂对一般金属材料无侵蚀作用，可以使用铜或铜合金制造。为了节省有色金属，大型氟利昂制冷装置仅在换热器的传热部分采用铜管。对于以海水作为冷却介质的冷凝器仍然可采用铜管或铜镍合金管，而氨冷凝器采用铜管时，必须采取加厚和增加镀锌保护等措施。以盐水作为载冷剂的氟利昂蒸发器，铜管上也应增加镀锌保护层，以延长使用寿命。

为防止因工作温度引起的热应力危害制冷设备的安全运行，可根据设备工作温度的不同，选用不同的金属材料。如换热器在 30℃ 以上工作时可采用普通低碳钢；在 30 ~ -80℃ 范围工作时，应采用高碳优质钢；在 -80℃ 以下工作时，需采用铜或镍铬合金。

制冷装置中的设备需要承受一定的工作压力。作为受压容器，必须考虑其压力条件，正确选择强度计算时的设计压力，以及制造完结时的强度试验（液压试验）及气密试验（气压试验）。气密试验时的压力标准非常重要，它直接关系到制冷装置寿命和操作人员的安全。表 6-1 为 JB/T6917—98《制冷装置用压力容器》规定的制冷设备容器的压力试验标准。

随着制冷技术应用范围的不断扩大，研制高效节能换热设备、发展新的热交换元器件和新型式的换热器，是当今制冷技术发展的重要内容。例如：蒸发器表面多孔管（即超流 E 管）、干式蒸发器螺旋槽管、空冷冷凝器的波纹形和条缝形翅片、水冷冷凝器表面锯齿形管（即超流 C 管）、高翅化系数低螺纹管、利于提高管内蒸气流速的扁椭圆管、外焊钻孔间断翅片的异型换热管、全铝冷凝器等等的开发，以及工艺先进、结构紧凑、效率高的板式和板翅式换热器在制冷装置中的大量应用，全面展示了当代制冷科技进步的新成就，反映了现代制冷装置发展的新水平。

表 6-1 JB/T6917—98 标准规定的制冷设备、容器的试验压力

工质名称	设计压力 p /MPa		试 验 压 力			
			液压试验	气压试验	气密试验	真空试验
R717	高压侧	2.6	试验压力 p_T $p_T = 1.25p$ 该试验用的液体一般为洁净水, 其温度应不低于 5℃	$p_T = 1.15p$ 试验用气体应为干燥洁净的空气、氮气或惰性气体。严禁用氧气或其他可燃性气体。试验时气体温度应不低于 5℃	试验压力等于设计压力 该试验应在液压试验合格后进行。试验用气要求与气压试验相同。若采用制冷剂试验时, 环境温度应在 25℃ ± 10℃ 范围	制冷机组运行时, R717 的容器压力低于 40kPa (绝对压力), 其他制冷剂的容器低于 60kPa (绝对压力) 时, 应进行真空试验。试验压力为 8kPa (绝对压力) 或为低于使用状态压力 达到试验压力后, 将容器各部分处于密封状态, 放置 4h 以上, 容器各部分应无变形, 且压力上升值在 0.68kPa 以下
	低压侧	1.4				
R22	高压侧	2.4				
	低压侧	1.4				
R134a	高压侧	1.6				
	低压侧	0.9				
R401A	高压侧	1.9				
	低压侧	1.1				

注: 表中的高压侧设计压力即指冷凝温度为 60℃ 时的饱和蒸气压力, 低压侧设计压力为环境温度 38℃ 时的饱和蒸气压力。在压力试验中, 对不适合进行液压试验的容器, 可用气压试验代替。

第二节 制冷装置的换热设备

制冷装置的换热设备有冷凝器、蒸发器、冷凝—蒸发器、中冷器、回热器, 以及吸收器、发生器和溶液热交换器等等。其中冷凝器和蒸发器的结构型式和技术参数对制冷装置的性能有决定性的影响。全面了解它们的结构特点及设计计算方法, 有利于进一步提高和优化制冷装置的性能。

一、制冷装置热交换设备的结构

(一) 冷凝器

冷凝器是制冷装置的主要热交换设备之一。它的任务是将压缩机排出的高压过热制冷剂蒸气, 通过其向环境介质放出热量而被冷却、冷凝成为饱和液体, 甚至过冷液体。在大型制冷装置中, 有的设置专用过冷器与冷凝器配合使用, 使制冷剂液体过冷, 以增大制冷装置制冷量, 提高其经济性。

按照冷凝器使用冷却介质和冷却方式的不同, 有水冷式、空气冷却式和蒸发式三种。

1. 水冷式冷凝器

这种型式的冷凝器用水作为冷却介质, 带走制冷剂冷凝时放出的热量。冷却水可以一次性使用, 也可以循环使用。用循环水时, 必须配有冷却塔或冷水池, 保证水不断得到冷却。根据其结构不同, 主要有壳管式和套管式两种。

(1) 壳管式冷凝器: 制冷装置中使用的制冷剂不同, 其结构特点也有所不同。一般立式壳管式冷凝器适用于大型氨制冷装置, 面卧式壳管式冷凝器则普遍使用大、中型氨或氟利昂制冷装置中。图 6-1 示出了卧式和立式壳管式冷凝器结构。其壳内管外为制冷剂, 管内为冷却水。壳体的两端管板上穿有传热管。壳体一般用钢板卷制 (或直接采用无缝钢管) 焊接而成。管板与传热管的固定方式一般采用胀接法, 以便于修理和更换传热管。

1) 卧式壳管式冷凝器: 除上述壳管式冷凝器的一般结构特点外, 卧式壳管式冷凝器在管板外侧设有左右端盖, 盖的内侧具有满足水流程需要的隔腔, 保证冷却水在管程中往返流动, 使冷却水从一侧端盖的下部进入冷凝器, 经过若干个流程后由同侧端盖的上部流出。冷

却水在冷凝器内流过一次称做一个流程。采用多流程设计主要是为了减小水的流通面积，提高冷却水流速，增强水侧换热效果。国产卧式壳管式冷凝器一般为4~10个流程。若流程数过多，会增大水侧流动阻力，加大水泵功耗。在端盖的上部和下部设有排气和放水阀，以便装置启动运行时排出水侧空气，或在停止运行时排出管内存水，防止冬季时冻裂传热管。

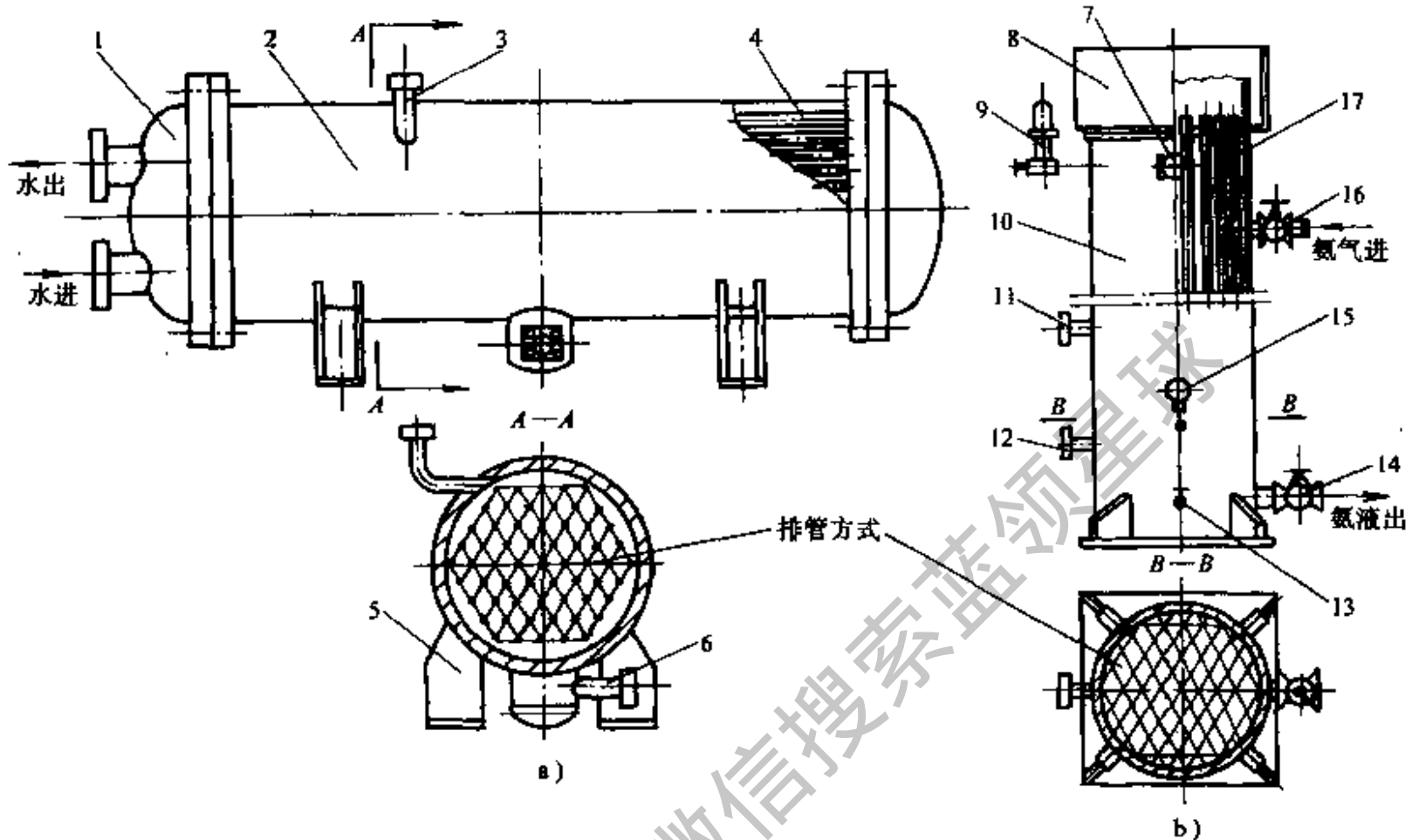


图 6-1 壳管式冷凝器结构

a) 卧式壳管式冷凝器 b) 立式壳管式冷凝器

1—端盖 2、10—壳体 3—进气管 4、17—传热管 5—支架 6—出液管 7—放空气管
8—水槽 9—安全阀 11—平衡管 12—混合管 13—放油阀 14—出液阀 15—压力表 16—进气阀

氨制冷装置配用的卧式壳管式冷凝器通常采用 $\phi 25 \sim \phi 32\text{mm}$ 无缝钢管传热管。壳体下部设有集污包，以便集存润滑油或机械杂质，集污包上还设有放油管接头，壳体上方有压力表、安全阀、均压管、放空气接头等。试验证明，其传热系数不受单位面积热流量变化的影响，而是取决于冷却水流速和污垢热阻的大小。一般卧式壳管式氨冷凝器在水速 $w = 0.8 \sim 1.5\text{m/s}$ 时，传热系数 K 在 $930 \sim 1160\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 范围，其单位面积热流量为 $q_f = 4071 \sim 5234\text{W}/\text{m}^2$ 。

卧式壳管式氟利昂冷凝器，其结构与氨用卧式壳管式冷凝器相似。传热管可采用钢管，也可采用铜管。采用铜管时传热系数可提高10%左右。铜管易于在管外加工肋片，以利于氟利昂侧的传热，一般在采用铜质肋片管以后，其氟利昂侧换热系数较相同规格光管大1.5~2倍。铜质滚轧低肋管剖面尺寸及结构如图6-2所示。

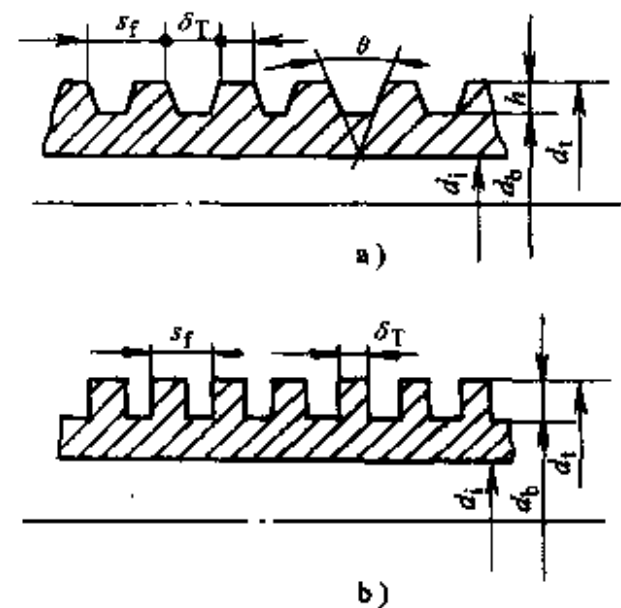


图 6-2 滚轧低肋管剖面尺寸及结构
a) 梯形肋片传热管 b) 矩形肋片传热管

不仅如此,污垢热阻对冷凝器换热效果有重要影响,其冷却介质为海、井、湖水时为 $(0.086 \sim 0.172) \times 10^{-3} \text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ (铜管) 和 $(0.172 \sim 0.344) \times 10^{-3} \text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ (钢管), 而用硬水、含泥水时为 $(0.516 \sim 0.344) \times 10^{-3} \text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ (铜管) 和 $(0.688 \sim 0.516) \times 10^{-3} \text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ (钢管)。铜管污垢热阻仅为钢管的 50%, 而且冷却水流速可提高到 2.5m/s 以上, 传热系数则随流速提高而增大。R22 在水速 1.6 ~ 2.8m/s 时传热系数可达 $1360 \sim 1600 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。此外,减少传热管壁厚、降低肋片节距、缩小肋片张角,甚至采用矩形肋片,均可强化冷凝传热过程,提高冷凝换热能力和整个装置的性能。目前滚轧低肋管和新型锯齿形高效冷凝管已在大、中型氟利昂制冷装置的冷凝器中得到广泛应用。

2) 立式壳管式冷凝器: 立式壳管式冷凝器以适合立式安装而得名。与卧式壳管式冷凝器的不同点在于它的壳体两端无端盖, 制冷剂过热蒸气由竖直壳体的上部进入壳内, 在竖直接管簇外冷凝成为液体, 然后从壳体下部引出。壳体的上端口设有配水槽, 管簇的每一根管口装有一个水分配器, 冷却水通过该分配器上的斜分水槽进入管内, 并沿内表面形成液膜向下流动, 以提高表面传热系数, 节约冷却水循环量。冷却水由下端流出并集中到水池内, 再用泵送到冷却塔降温后, 可循环使用。

从传热理论分析,立管的换热性能较水平管差得多。其原因在于立管上冷凝液膜的流动路线较短,而且管内的水较难以保证完全为膜层流动,因此在传热系数方面,立式冷凝器低于卧式冷凝器。在平均传热温差 $\Delta t_m = 4 \sim 6^\circ\text{C}$ 时,传热系数 K 约为 $698 \sim 814 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 单位面积热流量 $q_f = 4071 \sim 4652 \text{W}/\text{m}^2$, 均低于卧式冷凝器。

(2) 套管式冷凝器: 它是由不同直径的管子套在一起, 并弯制成螺旋形或蛇形的一种水冷式冷凝器。如图 6-3 所示, 制冷剂蒸气在套管间冷凝, 冷凝液从下面引出, 冷却水在直径较小的管道内自下而上流动, 与制冷剂成逆流式, 因此传热效果较好。当水速为 1 ~ 2m/s 时, 传热系数 K 在 $930 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 左右。该冷凝器结构简单、制作方便。但是在套管长度较大时, 下部管间易被液体充斥, 使传热面积不能得到充分利用, 而且金属耗量较大, 一般只在小型氟利昂制冷装置中使用。

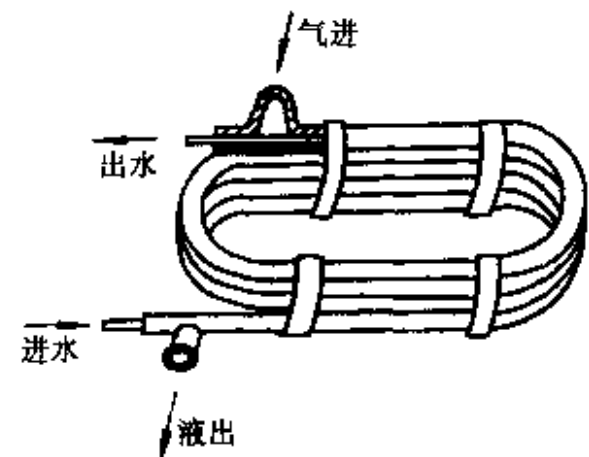


图 6-3 套管式冷凝器

2. 空气冷却式冷凝器

这种冷凝器以空气为冷却介质, 制冷剂在管内冷凝, 空气在管外流动, 吸收管内制冷剂蒸气放出的热量。由于空气的换热系数较小, 管外 (空气侧) 常常要设置肋片, 以强化管外换热。

按空气流动的方式不同, 此类冷凝器分为空气自由运动和空气强制运动两种型式。

(1) 空气自由运动的空冷冷凝器: 该冷凝器利用空气在管外流动时吸收制冷剂排放的热量后, 密度发生变化引起空气的自由流动而不断地带走制冷剂蒸气的凝结热。它不需要风机, 没有噪声, 多用于小型制冷装置。目前应用非常普遍的是丝管式结构的空气自由运动式冷凝器。如图 6-4 所示。在蛇形传热管的两侧焊有 $\phi 1.4 \sim \phi 1.6 \text{mm}$ 的钢丝, 旨在加大管外传热面积, 提高空气侧表面的传热系数。钢丝间距离可以根据需要进行调节, 一般为 4 ~ 10mm 范围。传热管一般采用 $\phi 4 \sim \phi 6 \text{mm}$ 复合钢管 (管外镀铜, 又称做帮迪管), 以保证其与钢丝

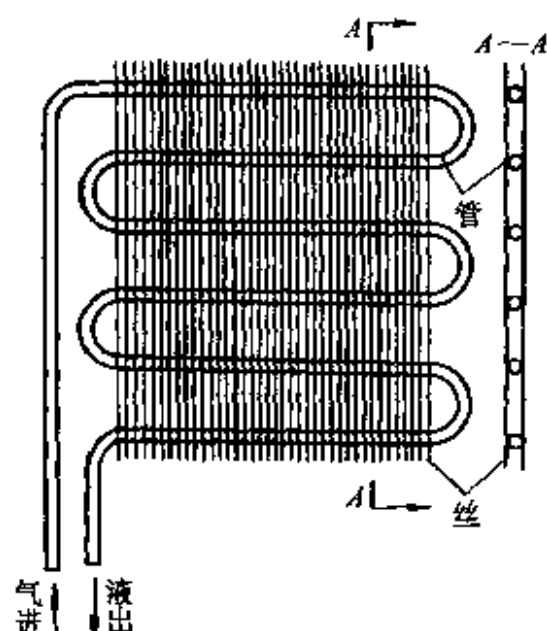


图 6-4 空气自由运动型丝管式冷凝器

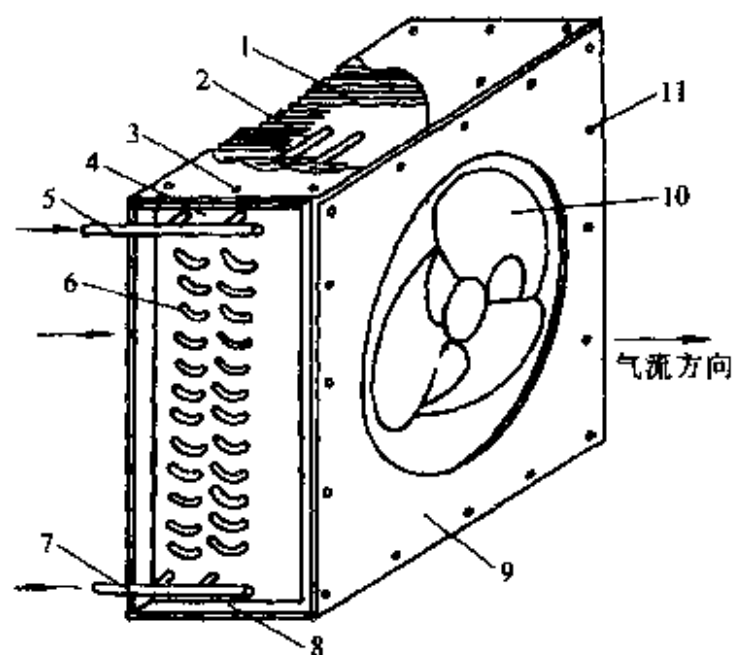


图 6-5 空气强制流动的空冷冷凝器
 1—肋片 2—传热管 3—上封板 4—左端板
 5—进气集管 6—弯头 7—出液集管 8—下封板
 9—前封板 10—通风机 11—装配螺钉

的良好焊接性能。由于钢丝竖直焊接在水平蛇管外，与热空气升力方向一致，使空气具有良好的流动性，获得最佳的传热效果，一般传热系数可达 $15 \sim 17.5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

(2) 空气强制流动的空冷冷凝器：如图 6-5 所示，它由一组或几组带有肋片的蛇管组成。制冷剂蒸气从上部集管进入蛇管，其管外肋片用以强化空气侧换热，补偿空气表面传热系数过低的缺陷。肋片一般采用 $\delta = 0.2 \sim 0.4 \text{ mm}$ 铝片制成，套在 $\phi 10 \sim \phi 16 \text{ mm}$ 铜管外，由弯头连接成蛇管管组。肋片根部用二次翻边与管外壁接触，经机械或液压胀管后，二者紧密接触以减少其传热热阻。一般肋片距离在 $2 \sim 4 \text{ mm}$ 范围。由低噪声轴流式通风机迫使空气流过肋片间隙，通过肋片及管外壁与管内制冷剂蒸气进行热交换，将其冷凝成为液体。这种冷凝器的传热系数较空气自由流动型冷凝器高，约为 $25 \sim 50 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。适用于中、小型氟利昂制冷装置。它具有结构紧凑、换热效果好、制造简单等优点。纯铜管铝肋片空气强制流动热交换器的典型结构参数：一般 60 kW 以下的装置多采用 $\phi 10 \text{ mm}$ 纯铜管，管间距 25 mm ；或 $\phi 12 \text{ mm}$ 纯铜管，管间距 35 mm ，管壁厚度为 $\delta_1 = 0.5 \sim 1.0 \text{ mm}$ ；其肋管排列方式可顺排，也可叉排；肋片间距在 $2.0 \sim 2.5 \text{ mm}$ 范围。其空气强制流动速度，从经济实用考虑一般将其迎面风速控制在 $2.5 \sim 3.5 \text{ m/s}$ 范围内。冷凝温度 t_k 和空气进出冷凝器的温差，对冷凝器的性能具有不可小视的影响。一般 t_k 越高，传热温差会越大，传热面积将随传热温差增大而减小。由此会引起压缩机功耗增大，排气温度上升。所以综合各方面影响因素考虑， t_k 与进风口温度之差应控制在 15°C 左右；空气进出冷凝器的温差一般取 $8 \sim 10^\circ \text{C}$ 。在结构方面，沿空气流动方向的管排数愈多，则后面排管的传热量愈小，使换热能力不能得到充分利用。为提高换热面积的利用率，管排数以取 $4 \sim 6$ 排为好。

3. 蒸发式冷凝器

蒸发式冷凝器以水和空气作为冷却介质。它利用水蒸发时吸收热量使管内制冷剂蒸气凝结。水经水泵提升再由喷嘴喷淋到传热管的外表面，形成水膜吸热蒸发变成水蒸气，然后被进入冷凝器的空气带走。未被蒸发的水滴则落到下部的水池内。箱体上方设有挡水栅，用于阻挡空气中的水滴散失。蒸发式冷凝器结构原理如图 6-6 所示。该冷凝器空气流量不大，耗

水量也很少。对于循环水量在 60~80L/h 的蒸发式冷凝器，其空气流量约为 100~200m³/h；补水量约 3~5L/h。为防止传热管外壁面结垢，对循环水应进行软化处理后使用。

从工作特点分析，这种冷凝器的热流量与进口空气的湿球温度关系很大，湿球温度愈高，则空气相对湿度愈大，若要保持一定的蒸发量，就必须提高冷凝温度，对装置的正常运行造成不利影响。因此，蒸发式冷凝器设计参数的选择应注意以下问题：

1) 进口空气的湿球温度 t_{s1} 与当地气象条件有关。其参数选择可参照 JB/T7658.5—95 氨制冷装置用蒸发式冷凝器标准。

2) 风量配备与 t_{s1} 有关。 t_{s1} 越高则所要求的送风量就越大，送风耗能也越多。所以送风量的配备应从节能和性能要求两方面综合考虑。

3) 水量配备应以保证润湿全部换热表面为原则。随意增大配水量会造成水泵功耗上升，水的飞溅损失增大，运行成本提高。

此外，与蒸发式冷凝器结构和工作原理相似的一种仅靠水在管外喷淋，使管内制冷剂蒸气凝结的冷凝器，称做淋水式冷凝器。一般应用于大、中型氨制冷装置。其型式、性能参数及技术要求可参照 JB/T7658.1—95 氨制冷装置用淋水式冷凝器标准。

(二) 蒸发器

蒸发器按其冷却的介质不同分为冷却液体载冷剂的蒸发器和冷却空气的蒸发器。根据供液方式的不同，有满液式、干式、循环式和喷淋式等。

1. 满液式蒸发器

按其结构分为卧式壳管式、直管式、螺旋管式等几种结构型式。它们的共同特点是在蒸发器内充满了液态制冷剂，运行中吸热蒸发产生的制冷剂蒸气不断地从液体中分离出来。由于制冷剂与传热面充分接触，具有较大的换热系数。但不足之处是制冷剂充注量大，液柱静压会给蒸发温度造成不良影响。

(1) 壳管式满液式蒸发器：一般为卧式结构，见图 6-7。制冷剂在壳内管外蒸发；载冷剂在管内流动，一般为多程式。载冷剂的进出口设在端盖上，取下进上出走向。制冷剂液体从壳底部或侧面进入壳内，蒸气由上部引出后返回到压缩机。壳内制冷剂始终保持约为壳径 70%~80% 的静液面高度。为防止液滴被抽回压缩机而产生“液击”，一般在壳体上方留出一定的空间，或在壳体上焊制一个气包，以便对蒸发器中出来的制冷剂蒸气进行气液分离。对于氨用壳管式满液式蒸发器还在其壳体下部专门设置集污包，便于由此排出油及沉积物。壳体长径比一般在 4~8 范围内。

氨壳管式蒸发器采用无缝钢管。氟利昂壳管式蒸发器则采用铜管，为节省有色金属，一般在管外加肋片，使低肋波纹管得到广泛应用。当载冷剂流速在 1.0~1.5m/s 时，其传热系数 K 可达 460~520W/(m²·K)，单位面积热流量 $q_t = 2300 \sim 2600\text{W/m}^2$ 。低肋波纹管水速可取 2~2.5m/s，则 K 达到 512~797W/(m²·K) 水平。

采用壳管式蒸发器应注意以下问题：

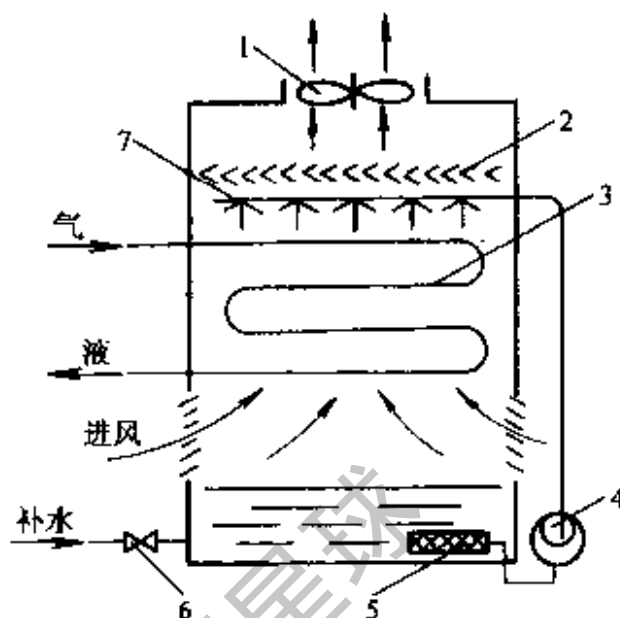


图 6-6 蒸发式冷凝器结构原理
1—通风机 2—挡水栅 3—传热管组
4—水泵 5—滤网 6—补水阀 7—喷水嘴

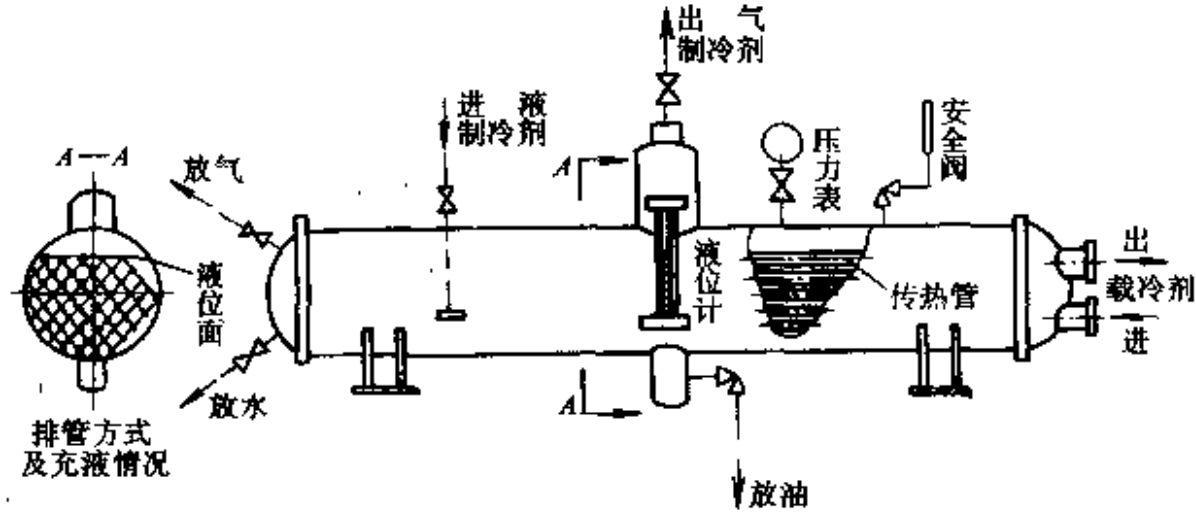


图 6-7 卧式满液式蒸发器结构

1) 以水为载冷剂，其蒸发温度降低到 0°C 以下时，管内可能会结冰，严重时会导致传热管胀裂。

2) 低蒸发压力时，液体在壳体内的静液柱会使底部温度升高，传热温差减小。

3) 与润滑油互溶的制冷剂，使用满液式蒸发器存在着回油困难。

4) 制冷剂充注量较大。同时不适于机器在运动条件下工作，液面摇晃会导致压缩机冲缸事故。

(2) 立式蒸发器：立式蒸发器可由平行直管或螺旋管组成。它们均沉浸在液体载冷剂中工作，由于搅拌器的作用，液体载冷剂在容器内循环流动，以增强传热效果。制冷剂液体在管内蒸发吸热，使管外载冷剂降温。

图 6-8 示出了直管式和螺旋管式蒸发器结构及其制冷剂在其中的流动情况。

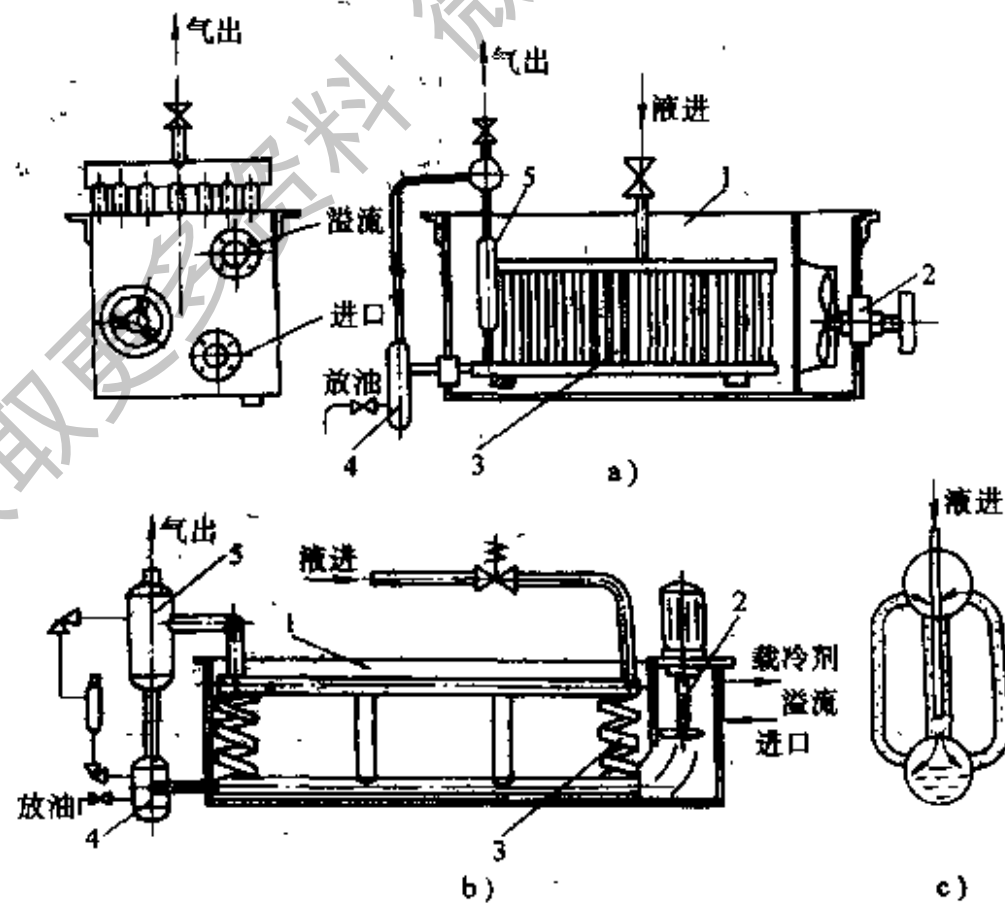


图 6-8 直管式、螺旋管式蒸发器及其制冷剂的循环流动情况

a) 直管式蒸发器结构 b) 螺旋管式蒸发器结构 c) 制冷剂循环流动情况

1—载冷剂容器 2—搅拌器 3—直管式（或螺旋管式）蒸发器 4—集油器 5—气液分离器

图 6-8a 为氨直管式蒸发器，全部采用无缝钢管制成。每一个管组均有上、下两个水平

集管。立管沿两集管的轴线方向焊接，其管径较集管要小。进液管设置在一个较粗的立管中。上集管的一端焊接有一个气液分离器，下集管的一端与集油器连通。制冷剂液体从设置中间部位的进液管进入蒸发器中（图 6-8c），由于进液管一直伸到靠近下集管，使其可利用氨液的冲力，促使制冷剂在立管内循环流动。制冷剂在蒸发过程中产生的氨气沿上集管进入气液分离器中，因流动方向的改变和速度的降低，将氨气中携带的液滴分离出来。蒸气由上方引出，液体则返回到下集管投入新一轮的循环。在集油器中沉积的润滑油通过放油阀可定时排放。沉浸在载冷剂容器中的蒸发器管组，可以是一组，也可以多组并列安装。组数的多少由热负荷大小确定。

直管式蒸发器制造过程中，直管与上下集管连接的焊接工作量很大，为此其泄漏的机会也增多。为了降低成本，提高产品质量，制造厂商将直管改变为螺旋管（图 6-8b），使同样传热面积的蒸发器的焊接工作量大为减少，而且其传热系数也有所提高。一般情况下，直管式用于冷却淡水时，流速若为 $0.5 \sim 0.7 \text{ m/s}$ 时，则传热系数 K 值在 $520 \sim 580 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 范围。当传热温差为 5°C 时， q_c 约为 $2600 \sim 2900 \text{ W}/\text{m}^2$ 。而螺旋管式蒸发器在 $t_0 = -5 \sim 0^\circ\text{C}$ ，流速 0.16 m/s 时， K 值在 $280 \sim 450 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 范围。如果流速提高到 0.35 m/s 时， K 值可增大到 $430 \sim 580 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。制造时还可省工 75%，钢材耗量减少 15%。

直管式和螺旋管式蒸发器的特点是在蒸发温度降低时也不会发生传热管冻裂。由于蒸发器管数多，载冷剂系统一般为开式循环系统，在使用盐水作载冷剂时，因其与空气接触易造成传热管严重腐蚀。因此应注意加强系统与空气隔离的措施。从传热性能和经济性分析，宜采用螺旋管式蒸发器取代直管式蒸发器。

2. 干式蒸发器

干式蒸发器是一种制冷剂液体在传热管内能够完全气化的蒸发器。其传热管外侧的被冷却介质是载冷剂（水）或空气，制冷剂则在管内吸热蒸发，其流量约为传热管内容积的 20%~30%。增加制冷剂的质量流量，可增加制冷剂液体在管内的湿润面积。同时其进出口处的压差随流动阻力增大而增加，以至使制冷系数降低。

干式蒸发器按其被冷却介质的不同分为冷却液体介质型和冷却空气介质型两类。

(1) 冷却液体介质的干式蒸发器：图 6-9 示出了壳管式干式蒸发器的直管式和 U 形管式的结构型式。它们的共同特点是壳内装有多块圆缺形折流板，目的在于提高管外载冷剂流速、增强换热效果。折流板的数量取决于流速的大小。折流板穿装在传热管簇上，用拉杆将其固定在确定位置。除此之外，直管式和 U 形管式在结构上还有许多相异之处。

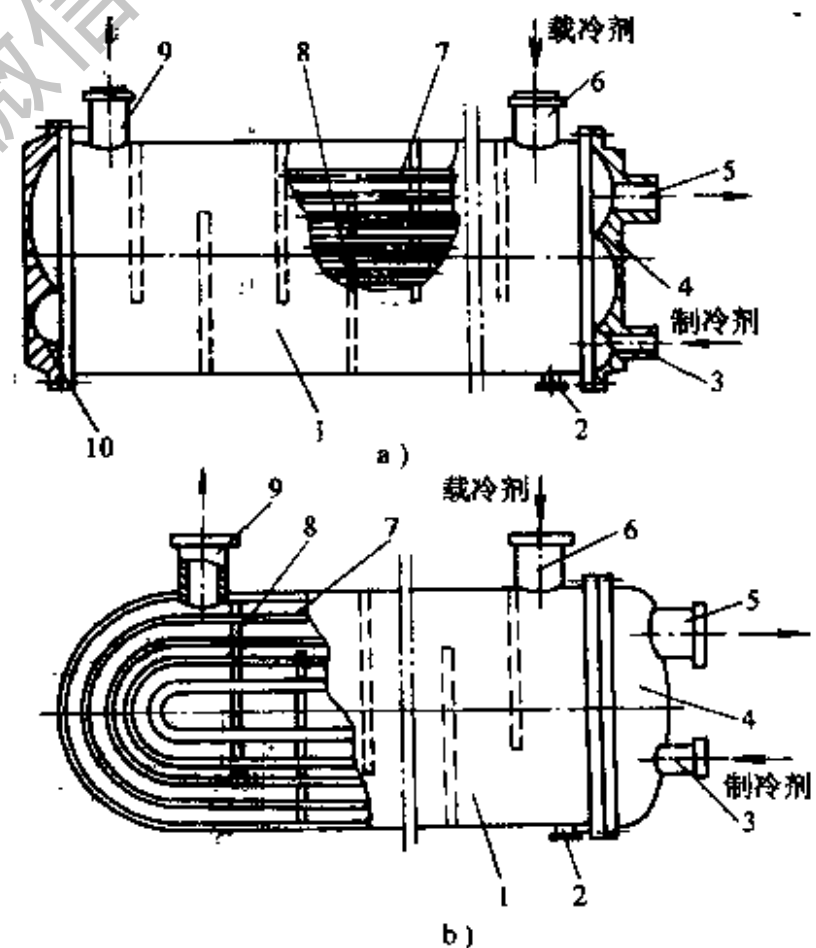


图 6-9 壳管式干式蒸发器结构

a) 直管式 b) U形管式

1—管壳 2—放水管 3—制冷剂进口管 4—右端盖

5—制冷剂蒸气出口管 6—载冷剂进口管

7—传热管 8—折流板 9—载冷剂出口管 10—右端盖

1) 直管式壳管式干式蒸发器：它采用光管或内肋管作传热管。由于载冷剂侧表面传热系数较高，所以管外不设肋片。内肋片管的采用，其目的是为了提提高管内制冷剂的表面传热系数。节流后的制冷剂液体从一侧端盖的下部进入（图 6-9a），经过几个流程后，变成蒸气从同侧端盖的上部管口流出。整个蒸发过程中制冷剂蒸气逐渐增多，蒸气体积不断增大，所以一般后一流程的管数总要比前一流程的多，形成各流程管数不等，以满足蒸气比容逐渐增大的需要。

2) U 形管式壳管式干式蒸发器：如图 6-9b 所示，U 形管作为传热管，一个管口为进液端，另一管口为出气端，由此构成了制冷剂为二流程的壳管式结构。它只需要一个将制冷剂进出口分隔开的端盖，这有利于消除材料因温度变化而引起的内应力，延长其使用寿命，而且传热效果较好，但不宜使用内肋管。

干式壳管式蒸发器的特点是：①能保证进入制冷系统的润滑油顺利返回压缩机；②所需要的制冷剂充注量较小，仅为同能力满液式蒸发器的 1/3；③用于冷却水时，即使蒸发温度达到 0°C ，也不会发生冻结事故；④可采用热力膨胀阀供液，这比满液式的浮球阀供液更加可靠。此外，对于多程式干式蒸发器，可能会发生同流程的传热管气液分配不均的情况。这与端盖内制冷剂转向时产生的气液分层现象有关。所以应注意将转向室内侧制成弧形，同时制冷剂的进出口制成“喇叭口”形，以利于转向和减少流动阻力。还有需要引起重视的是折流板外缘与壳体内表面之间的泄漏，往往会导致水侧换热系数降低达 20% ~ 30%。应加强密封措施，尽量减少损失。

(2) 冷却空气的干式蒸发器：这类蒸发器按空气的运动状态分有冷却自由运动空气的蒸发器和冷却强制流动空气的蒸发器两种型式。

1) 冷却自由运动空气的蒸发器：由于被冷却空气呈自由运动状态，其传热系数较低。所以这种蒸发器被制成光管蛇形管管组，通常称做冷却排管。一般用于冷藏库和低温试验装置中。在食品冷藏装置中使用该设备，将有利于降低食品干耗，提高冷藏食品质量。

冷却排管结构简单，但形式多样。按排管在冷库中的安装位置可分为墙排管、顶排管和管架式排管。一般墙排管靠壁安装；顶排管安装在库房天花板下方；管架式安装在库房内可作为存放被冻食品的搁架。

图 6-10 示出了三种冷却排管的结构布置情况。它们均适用于热力膨胀阀供液的小型氟利昂冷冻冷藏及低温试验装置。当改用氨节流装置时，可作为氨冷却排管，其结构以立式排管居多。这种氨冷却排管由于存在一定的液柱高度，使排管下部蒸发温度升高，传热温差减小。所

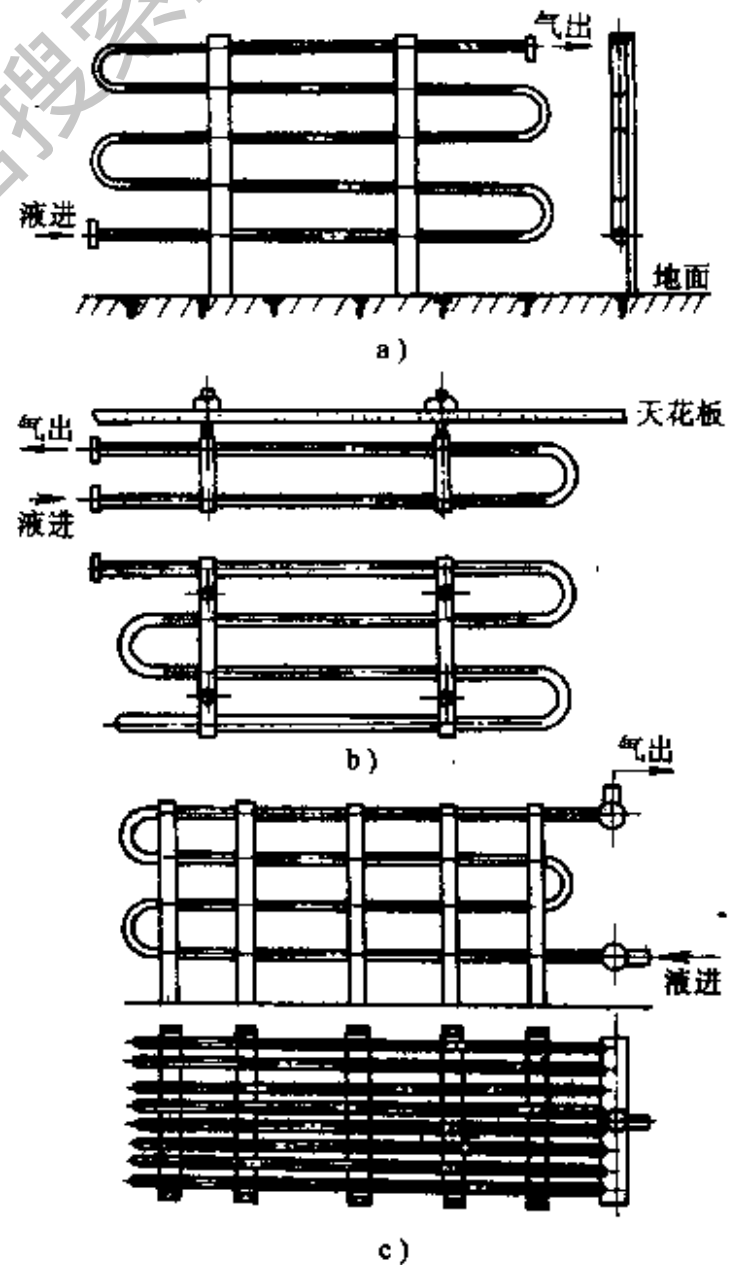


图 6-10 冷却自由运动空气的干式蒸发器
a) 墙排管 b) 顶排管 c) 搁架式排管

以，它不适于在 -40°C 以下的蒸发温度的冷藏库中使用。

冷却排管具有存液量少，其充液量约为排管容积的40%左右，操作维护方便等优点。但存在管内制冷剂流动阻力大，蒸发后的蒸气不易排出。同时由于管外空气为自由运动，传热系数较低，一般在 $6.3\sim 8.1\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 范围。

2) 冷却强制流动空气的蒸发器（又称冷风机）：由于光管式空气冷却器传热系数 K 很低，为加强空气侧的换热，往往需要在管外设置肋片以提高传热系数值。但是在一般情况下，设置肋管后因片距较小会引起较大的流动阻力，必须采取措施强制空气以一定的流速通过肋片管簇，以便于获得较好的换热效果。这种蒸发器多用于空气调节装置、大型冷藏库，以及大型低温环境试验场合。

图6-11为冷却强制流动空气的蒸发器及其肋片管型式。由肋片管组成的立方体蛇形管组，四周围有挡板，所围成的肋片管空间为空气流道，在通风机作用下，空气以一定速度流经肋片管外肋片间隙，将热量传给管内流动的制冷剂而降温。因空气为强制运动，传热系数较冷却排管高，当空气流速为 $3\sim 8\text{m/s}$ 时，传热系数 K 值为 $18\sim 35\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。冷却强制流动空气的氨蒸发器一般采用 $\phi 25\sim \phi 38\text{mm}$ 无缝钢管外绕厚度为 1mm 的钢片，片距约 10mm 左右，以防止空气中的水分在低温下冻成冰霜附着在肋片管外表面，影响空气流通。同样用途的氟利昂蒸发器常采用 $\phi 10\sim \phi 18\text{mm}$ 铜管，外套厚度为 $0.15\sim 0.2\text{mm}$ 的铝片（或铜片），肋片间距为 $2\sim 4\text{mm}$ 。若用于 0°C 以下的蒸发温度，其片距适当加大大约为 $6\sim 15\text{mm}$ 。蒸发器沿气流方向的管排数在用于空气调节时，其传热系数较大，管排数在 $4\sim 8$ 排范围；用于冷库或低温试验装置时因蒸发温度低，传热系数小，一般在 $10\sim 16$ 排的范围。总之，这种蒸发器具有结构紧凑，传热效果好，可以改变空气的含湿量，应用范围广等优点。但从制造工艺要求分析，肋片与传热管的紧密接触是提高其传热效果的关键。

除上述两种干式蒸发器外，许多小型制冷装置也配用干式蒸发器，使用场合不同，其结构型式也不同。如电冰箱的吹胀式通道板蒸发器、冷板冷藏运输车中冷板充冷蒸发器以及食品陈列展示柜货架式干式蒸发器等等。

3. 循环式蒸发器

这种蒸发器中，制冷剂在其管内反复循环吸热蒸发直至完全气化，故称做循环式蒸发器。循环式蒸发器多应用于大型的液泵供液和重力供液冷库系统或低温环境试验装置。

图6-12为该两种供液系统中循环式蒸发器的工作情况。它们的进口和出口都与汽液分离器相连接形成制冷剂循环回路。传热管可用光管，也可以用蛇形肋片管组，制冷剂依靠重力作用或液泵输送在管内循环吸热制冷。液体所占的管内空间约为蒸发器整个管内空间的

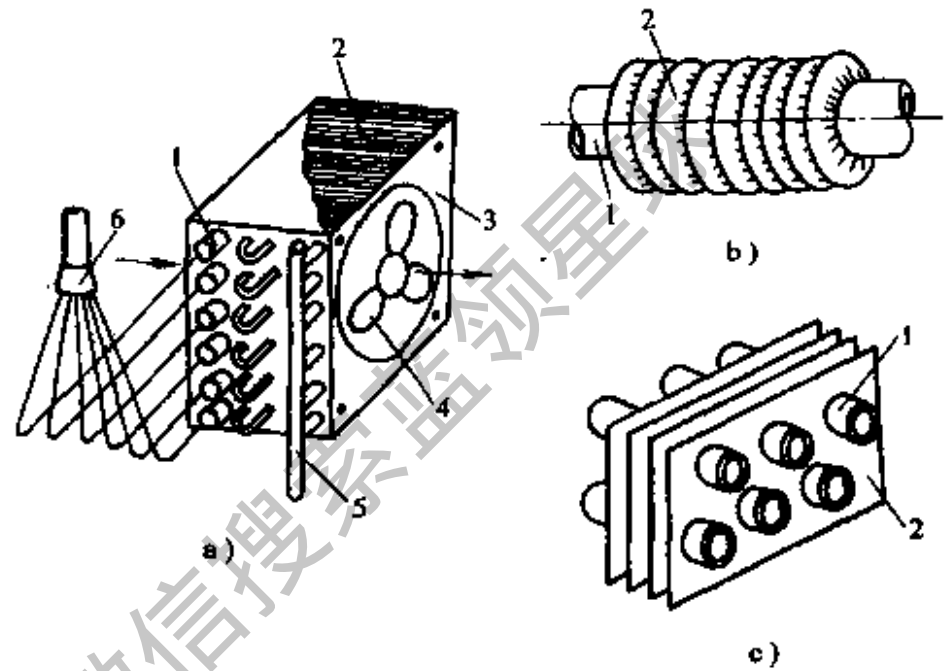


图6-11 冷却强制流动空气的蒸发器及其肋片管型式

a) 蒸发器 b) 绕片管 c) 套片管

1—传热管 2—肋片 3—挡板 4—通风机 5—集气管 6—分液器

50%，其传热面积可以得到较为充分的利用。

循环式蒸发器的优点在于蒸发器管道内表面能始终完全润湿，表面传热系数很高。但体积较大，制冷剂充注量较多。

(三) 低温制冷装置的制冷剂换热器

这是指两种传热介质都是制冷剂，用于提高制冷装置工作效率并使其达到所需要的低温的重要换热设备，其中包括中间冷却器、冷凝蒸发器、回热器（即气—液热交换器和汽—汽热交换器）等。

1. 中间冷却器

它是两级压缩制冷装置的关键设备，用于同时冷却低压级压缩机的排气和高压制冷剂液体，使之获得较大的过冷度。中间冷却器内具有的压力称做中间压力，该压力下制冷剂液体保持一定的液面高度。其结构见图 6-13。低压压缩机排气经顶部的进气管直接通入氨液中，被冷却后与所蒸发的氨气由上侧面接管送到高压压缩机的吸气侧。用于冷却高压氨液的盘管置于中冷器底部的氨液中，其进出口一般经过下封头伸到壳外。进气管上部开有一个平衡孔，以防止中冷器内氨液在停机后压力升高时进入低压级压缩机排气管。氨中间冷却器中蒸汽流速一般取 0.5m/s ，盘管内的高压氨液流速取 $0.4 \sim 0.7\text{m/s}$ ，端部温差取 $3 \sim 5^\circ\text{C}$ ，此时，传热系数为 $580 \sim 700\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

氟利昂两级压缩制冷装置的中间冷却器，因系统常以中间不完全冷却循环工作，中间冷却器仅用于高压液体的过冷和冷却低压级压缩机排气，结构较氨中冷器简单。它的供液量由其配用的热力膨胀阀控制。盘管内的液体过冷为单向流动，管外（壳内）制冷剂属大空间内的蒸发，按相应的放热准则式计算即可。

2. 回热器

回热器一般是指氟利昂制冷装置中的气—液热交换器，它的主要作用是使进入热力膨胀阀前的液体得到必要的过冷，以减少闪发气体产生，保证节流效果的正常发挥。同时还可使回气达到过热状态后进入压缩机，以防止压缩机液击故障。由于回热器中是相同介质的气—液进行热交换，根据制冷装置的容量大小不同，有盘管式、套管式、液管与回气管焊接式几种结构型式。一般大、中型装置多采用盘管式结构； $0.5 \sim 15\text{kW}$ 容量的装置可采用套管式；液管与回气管焊接式适用于电冰箱等小型制冷装置。

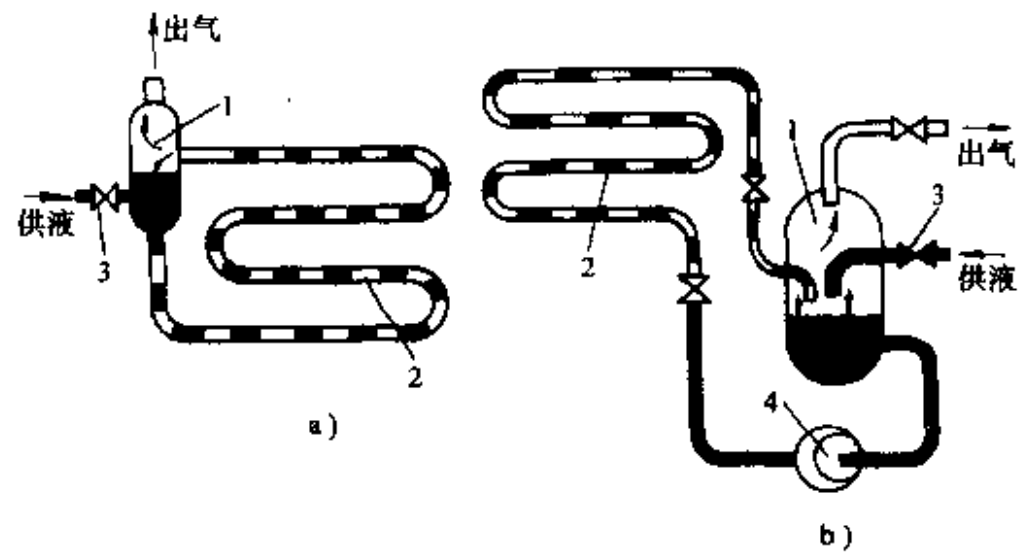


图 6-12 循环式蒸发器的工作情况

a) 重力供液系统 b) 液泵供液系统

1—气液分离器 2—循环式蒸发器 3—供液阀 4—液泵

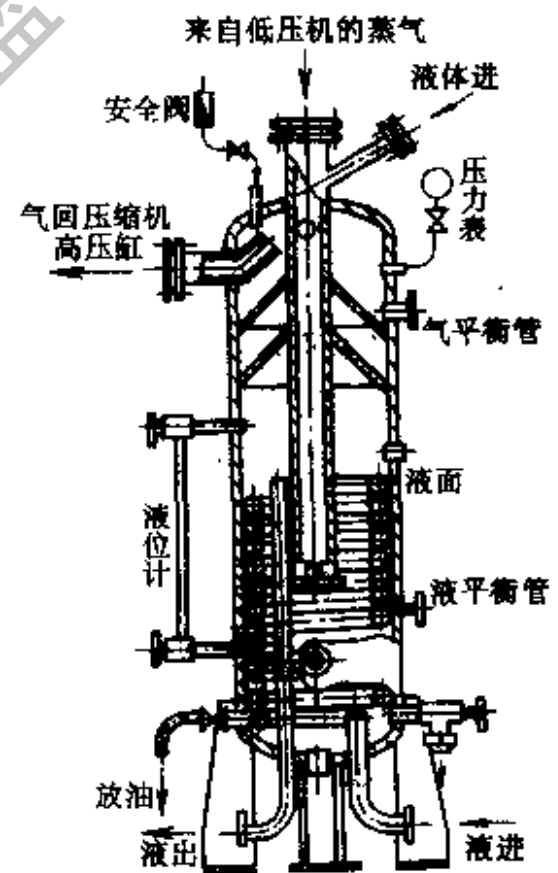


图 6-13 中间冷却器结构（氨用）

盘管式回热器均采用壳内盘管结构,如图 6-14 所示。其外壳采用无缝钢管,盘管用铜管绕制而成,制冷剂液体在管内流动,蒸气在管外横掠流过盘管螺旋管簇。管簇有单层或多层,每层由一根或两根管子绕成。管簇中心装有芯管,以防制冷剂蒸气旁流影响热交换效果。一般盘管内液体的流速控制在 $0.1 \sim 0.75\text{m/s}$ 范围,管外蒸气在最窄断面处的流速取 $8 \sim 10\text{m/s}$ 。

液管与回气管焊在一起的回热器不需增加任何其他条件,将液管和回气管壁靠壁焊在一起即成。用于家电冰箱之类的制冷量小,且管道较长的系统,用以消除液管中的闪发气体。此外,电冰箱系统中也有将节流毛细管穿入吸气管的处理办法,可以收到同样的回热效果。

3. 冷凝—蒸发器

它既是装置中低温级循环的冷凝器,又是高温级循环的蒸发器。常见的结构型式有绕管式、直管式和套管式三种。

(1) 绕管式冷凝—蒸发器:其结构如图 6-15 所示,它是将一个四头螺旋型盘管绕在一个管芯上放置在一圆筒形壳体内。一般用于氟利昂复叠式(即 R22/R23)系统, R22 由盘管上方管口进入管内蒸发吸热,产生的蒸气由下方管口导出, R23 在盘管外表面冷凝后由壳体底部排出。这种冷凝—蒸发器结构及制造工艺较其他型式的复杂,但它传热效果好,制冷剂充注量也较小,根据实际需要,尺寸可以做得大一些。由于其壳筒内容积较大,必要时还可以起到膨胀容器的作用。

(2) 直管式冷凝—蒸发器:在结构上是将直管管簇设置在壳筒内,以取代盘管式中的螺旋盘管,其型式与壳管式冷凝器基本相同。它可以设计成立式安装型,高温级制冷剂(R22)液体从下部进入管内蒸发,蒸气由上部集管引出到高温级压缩机;低温级制冷剂(R23)蒸气由上封头的接管进入壳内,在管外冷凝成液体后由下封头的接管引出去节流阀。这种结构型式传热效果好,但需要的 R22 充灌量较大。此外它也可以设计成卧式安装型,其工作原理与卧式蒸发器相似,其结构较立式安装型复杂一些。但传热效果好,可做成大型的满足大容量的复叠式制冷制置的配套需要。

(3) 套管式冷凝—蒸发器:它结构简单,易于制造。但当为蛇形套管管组结构时,外形尺寸较大,所以它仅适用于小型复叠式制冷装置。

(四) 板式换热器

这种换热器早在一百多年前就已问世,直到近几年随着加工工艺水平的提高,出现了无垫片全焊接的板式换热器,才使得这种高效换热器在制冷装置中得以应用。板式换热器一般作为冷凝器、蒸发器或冷却器等,在制冷及空调用冷水机组中的应用相当普遍。

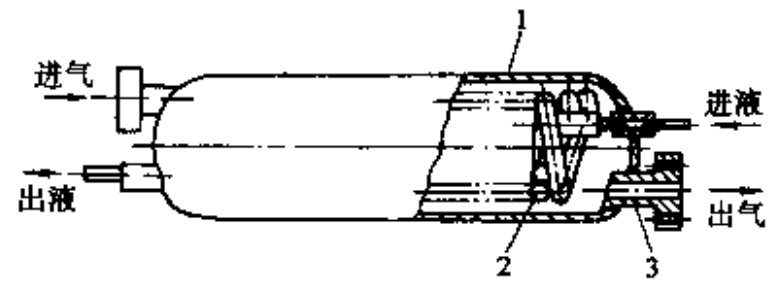


图 6-14 盘管式回热器结构

1—壳体 2—盘管 3—进、出气接管及法兰

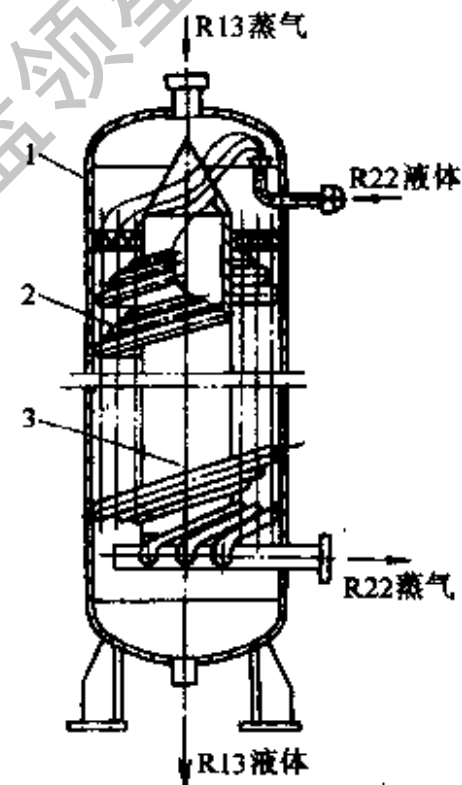


图 6-15 绕管式冷凝—蒸发器结构

1—圆筒形壳体 2—盘管 3—管芯

图 6-16 示出了板式换热器传热板片组合结构及传热板片的型式。它由许多金属板片贯叠连接而成，片与片之间采用焊接密封，形成传热板两侧的冷、热流体通道，在流动过程中通过板壁进行热交换。两种流体在流道内呈逆流式换热态势，加之板片表面制成瘤形、波纹形、人字形等等各种形状有利于破坏流体的层流膜层，在低速下产生旋涡，形成旺盛紊流，强化了传热作用。同时由于板片各种形状造就了板片间的许多支撑点，使得可以承受约 3MPa 左右压力的换热器板片厚度可减少到 0.5mm 左右（其板距一般为 2~5mm），使其在相同负荷的情况下，体积仅为壳管式的 1/3~1/6，重量只有壳管式重量的 1/2~1/5，所需的制冷剂充注量仅为其 1/7。就水的换热而言，在相同负荷同样水速的条件下，传热系数 K 值可达 2000~4650W/($m^2 \cdot K$)，为壳管式传热系数的 2~5 倍。

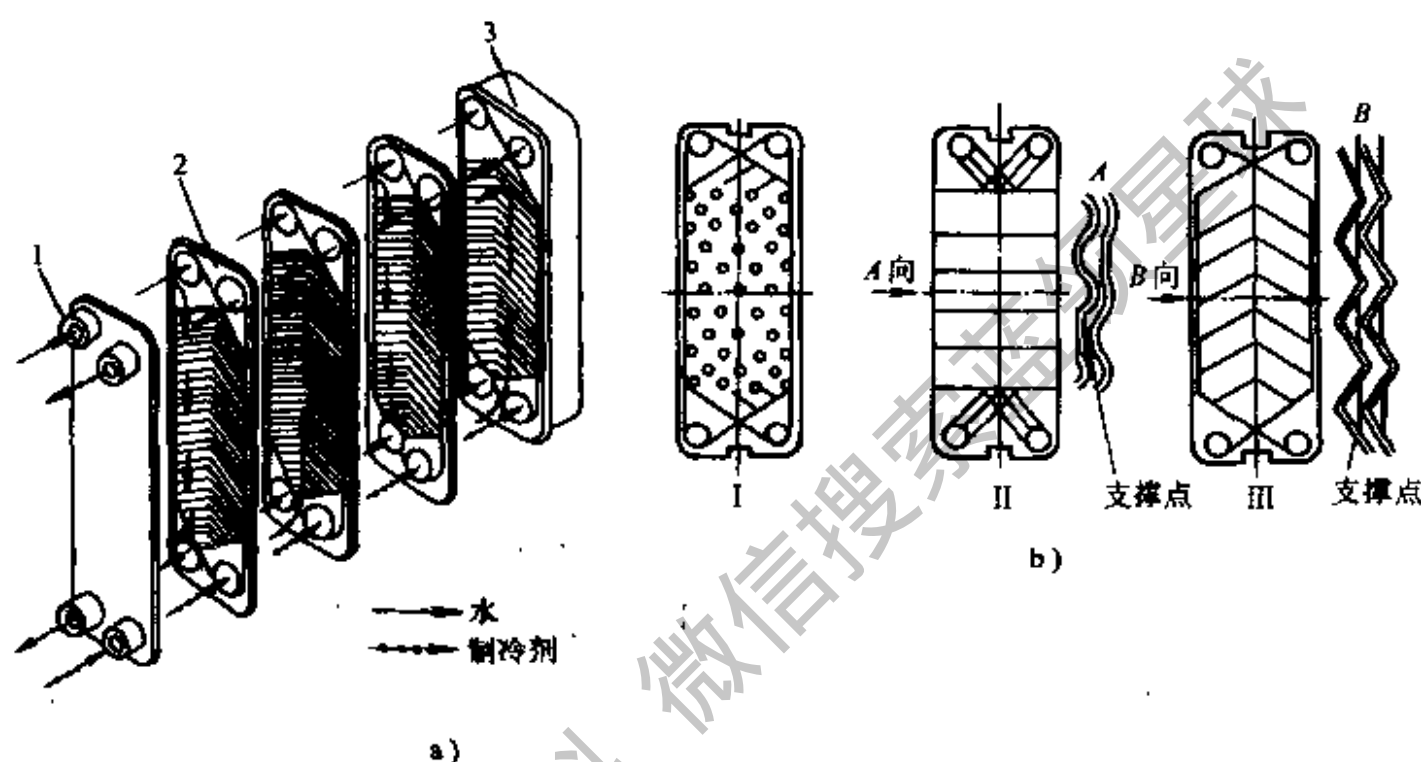


图 6-16 板式换热器结构及其板片型式

a) 传热板片组合情况 b) 板片型式

1—进出口接管 2—传热板片 3—封板 I—瘤形板片 II—水平平直波纹板片 III—人字形板片

在上述几种型式的板片中，瘤形板片是在板上交错排列一些半球形或平头形突起，流体在板间呈网状流动，流阻较小，其 K 值可达 4650W/($m^2 \cdot K$)。水平平直波纹形板片，其断面呈梯形，传热系数可达 5800W/($m^2 \cdot K$)。人字形板片属典型网状流板片，它将波纹布置成人字形，不仅刚性好，且传热性能良好，传热系数也可达 5800W/($m^2 \cdot K$) 左右。

由于板式换热器具有体积小、重量轻、传热效率高、可靠性好、工艺过程简单、适合于批量生产，很受国内各制冷设备厂商的重视。目前已在国产模块化空调冷水机组和空气—水热泵机组等装置上批量使用。对促进我国制冷、空调事业的发展将起到重要的促进作用。

二、制冷装置热交换设备的计算

制冷热交换器的计算主要是传热计算。它分为两种情况：一种是给定两传热介质流量及其进出口温度，计算所需要的传热面积和结构尺寸，称之为设计计算；另一种是对已知热交换器在给定两种介质流量和进口温度的情况下，计算两传热介质的出口温度，叫做校核计算。其计算方法通常是采用传热方程计算法。

(一) 热交换器传热的影响因素及过程的热平衡分析

换热器的传热方程 $Q = KF\Delta t_m$ 表明换热器的传热量与其平均传热温差 Δt_m 、传热面积 F 和传热系数 K 有关，而传热系数 K 随传热管的型式、介质的换热条件、管内外热阻的大小不同而变化。其中介质的换热条件包括介质的种类、管壁温度 t_w 和单位面积热流量 q 等。

根据热交换器管内外传热量平衡的原则，有：

$$Q = K_0 F_0 \Delta t_m = K_i F_i \Delta t_m \quad (6-1)$$

式中， K_0 、 K_i 分别为以外、内表面为基准的传热系数，单位为 $W/(m^2 \cdot K)$ 。

因此， K_0 与 K_i 的关系为：

$$K_i = \frac{K_0 F_0}{F_i} = \frac{K_0 f_0}{f_i} = \frac{K_0 d_0}{d_i} \quad (6-2)$$

式中， f_0 、 f_i 分别是单位管长管外、管内面积，单位为 m^2/m ； d_0 、 d_i 分别是管外径和管内径，单位为 m 。

由传热系数 K 的定义得：

$$K_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + r_i + \frac{\delta}{\lambda} \frac{f_i}{f_m} + \left(r_0 + \frac{1}{\alpha_0}\right) \frac{f_i}{f_0}} \quad (6-3)$$

$$K_0 = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_i} + r_i\right) \frac{f_0}{f_i} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{f_0}{f_m} + r_0 + \frac{1}{\alpha_0}} \quad (6-4)$$

式中， α_0 、 α_i 分别为管外和管内介质表面传热系数，单位为 $W/(m^2 \cdot K)$ ；其计算的有关准则式见附录 E； δ 为管壁厚度，单位为 m ； λ 为管子的热导率，单位为 W/m ； f_m 为按管子平均直径计算的面积，单位为 m^2 ； r_0 、 r_i 分别为管外表面和管内表面传热热阻，单位为 $(m^2 \cdot K)/W$ 。

由于 α_0 和 α_i 与管壁温度 t_w 有关，而 t_w 又属传热过程的未知量，需通过热平衡关系求得，因此式 (6-1) 改写为：

$$q_0 = \alpha_0 \Delta t_0 \quad (6-5)$$

和

$$q_0 = \frac{\Delta t_m - \Delta t_0}{\left(\frac{1}{\alpha_i} + r_i\right) \frac{f_0}{f_i} + \frac{\delta f_0}{\lambda f_m} + r_0} \quad (6-6)$$

式中， Δt_0 为管外流体平均温度与外壁温度 t_{w0} 之差，单位为 $^{\circ}C$ 。

因式 (6-5) 与式 (6-6) 相等，可由图解法作出以 q_0 为纵坐标，温度 t 为横坐标的坐标系内的两方程的曲线，该两曲线的交点即为同时满足上两式的 q_0 ，如图 6-17 所示。最后根据设计参数的总制冷量 Q_0 和 q_0 解，计算出热交换器所需的传热面积。

同理，对于强化管外传热的肋片管热交换器的传热面积，可将其简化成管外径为 d_0 的光管，然后计算其传热系数 K 。肋片管按总管外表面积 f_i 计算的 K 值为：

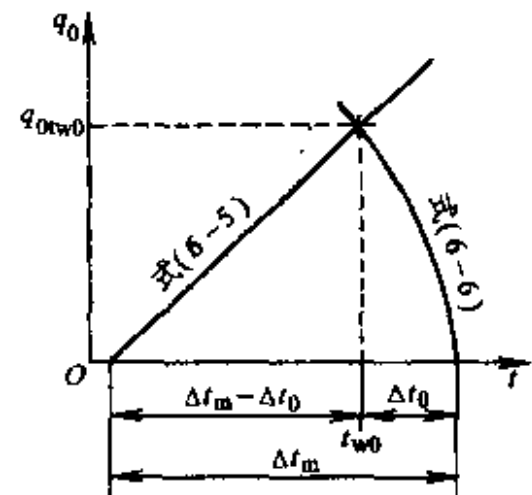


图 6-17 图解法求解热交换器 (冷凝器) q_0

$$K_{\text{of}} = \frac{K_0 f_0}{f_i} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_i} + r_i\right) \frac{f_i}{f_i} + \frac{\delta f_i}{\lambda f_m} + \left(r_0 + \frac{1}{\alpha_0}\right) \frac{f_i}{f_0}} \quad (6-7)$$

式中, r_0 和 α_0 分别为折合光管的污垢热阻和管外的表面传热系数, 它们与肋片管的外表面污垢热阻 r_{of} 和表面传热系数 α_{of} 存在以下关系, 即:

$$r_0 = \frac{r_{\text{of}} f_0}{\eta_s f_i} \quad (6-8)$$

和
$$\frac{1}{\alpha_0} = \frac{f_0}{\alpha_{\text{of}} \eta_s f_i} \quad (6-8a)$$

$$\eta_s = \frac{f_i \eta_f + f_b}{f_i} = 1 - \frac{f_i}{f_i} (1 - \eta_f) \quad (6-9)$$

$$\eta_f = \frac{\text{th}(mh')}{mh'} \quad (6-10)$$

式中, η_s 为肋片管表面效率, 用式 (6-9) 计算; η_f 为肋片效率, 用式 (6-10) 计算; m 为肋片参数, $m = \sqrt{\frac{2d_0}{\lambda_f \delta_f}}$; h' 是肋片当量高度。

因此由式 (6-8) 和式 (6-9) 可得肋片管以管外表面积为基准的传热系数 K_{of} :

$$K_{\text{of}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_i} + r_i\right) \frac{f_i}{f_i} + \frac{\delta f_i}{\lambda f_m} + \left(r_{\text{of}} + \frac{1}{\alpha_{\text{of}}}\right) \eta_s} \quad (6-11)$$

同时有
$$K_{\text{if}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + r_i + \frac{\delta f_i}{\lambda f_m} + \left(r_0 + \frac{1}{\alpha_0}\right) \frac{\eta_s f_i}{f_i}} \quad (6-12)$$

再按式 (6-1) 用试凑法或图解法, 求出 t_{wo} 得到 q_{of} , 最后求得所需传热面积。

(二) 冷凝器计算

1. 冷凝器热负荷的确定

冷凝器热负荷 Q_k 是其计算的主要依据, 是制冷剂过热蒸气在冷凝过程中所放出的总热量。它可以由制冷装置制冷循环的 $\lg p-h$ 图上的冷凝过程的始点状态与其终点状态点的比焓差与制冷剂循环量 G 的乘积确定。在制冷剂循环量尚不能确定时可以用制冷量 Q_0 与压缩机指示功率 P_i 之和表示。为了简化计算, 还可由下式确定, 即:

$$Q_k = c_0 Q_0$$

式中, c_0 为冷凝器负荷系数, 对于氨制冷装置和氟利昂制冷装置的 c_0 , 可分别由图 6-18a、b 查出。

2. 卧式壳管式冷凝器的计算

(1) 设计计算参数的选择: 参阅表 6-2。

(2) 卧式壳管式冷凝器设计计算举例: 通过设计计算举例, 旨在说明其设计计算的方法和步骤。

例 6-1 现有一台配用 612.5FG 压缩机的冷水机组, 制冷剂为 R22。其额定工况蒸发温度 $t_0 = 2^\circ\text{C}$, 冷凝温度 $t_k = 40^\circ\text{C}$, 冷却水进口温度 $t_{\text{wi}} = 31^\circ\text{C}$, 制冷量 $Q_0 = 340\text{kW}$, 试为该机

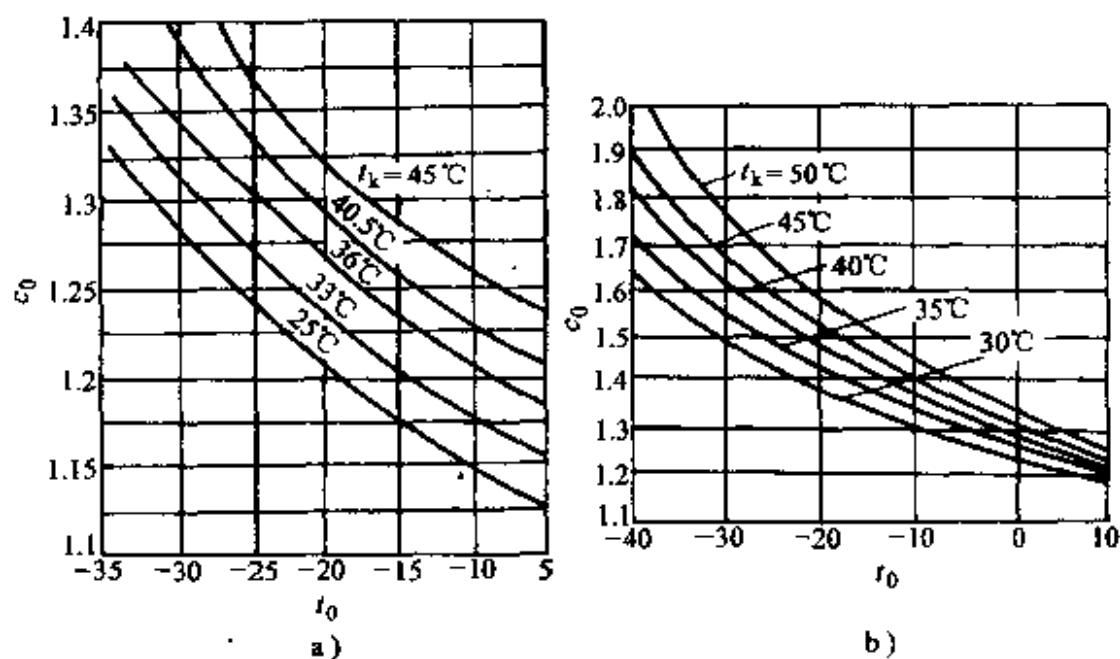


图 6-18 制冷装置的冷凝器负荷系数

a) 氨制冷装置 c_0 b) 氟利昂装置 c_0

表 6-2 卧式壳管式冷凝器设计参数选择

项 目	冷 凝 剂	冷 凝 温 度 /°C	进 水 温 度 /°C	进 出 水 温 差 /°C	冷 却 水 量 / $m^3(kW \cdot h)^{-1}$	冷 却 水 流 速 / $m \cdot s^{-1}$	水 压 损 失 /MPa	污 垢 系 数/ $(m^2 \cdot kW^{-1})$		附 注	
								制 冷 剂 侧	水 侧		
水 冷 冷 凝 器	R717	40	32	—	—	1	≤ 0.1	0.00	0.17	—	引用标准: JB/T7658.18
	氟利昂	40	32/30	5	—	2	< 0.1	0.00	0.17	0.08	引用标准: JB/T7659.2 ZBJ73037

组设计一台卧式壳管式冷凝器。

解 (1) 冷凝器传热管的选择及参数计算: 根据生产工艺条件, 拟采用每英寸 19 片的滚轧低肋管作为传热管, 其基本参数为:

$d_i = 18.75\text{mm}$, $d_b = 15.8\text{mm}$, $\delta_r = 0.25\text{mm}$, $s_f = 1.34\text{mm}$, $d_s = 14\text{mm}$, $\varphi = 20^\circ$, 则: 每 m 肋管长的肋片数:

$$n = \frac{1000}{s_f} = \frac{1000}{1.34} = 746$$

每 m 管长肋顶面积:

$$f_t = \pi d_r \delta_r n = \pi \times 0.01875 \times 0.25 \times 10^{-3} \times 746 \text{m}^2/\text{m} = 0.011 \text{m}^2/\text{m}$$

每 m 管长肋片面积:

$$f_f = \frac{n\pi(d_i^2 - d_b^2)}{2\cos\varphi/z} = \frac{746 \times (0.01875^2 - 0.01585^2)\pi}{2\cos\frac{20^\circ}{z}} \text{m}^2/\text{m} = 0.119 \text{m}^2/\text{m}$$

每 m 管长肋间基管面积:

$$f_b = \pi d_b n \left(1 - \frac{\delta_o}{s_f}\right) = \pi d \left(1 - \frac{\delta_r + (d_i - d_b)\sin 10^\circ}{s_f}\right)$$

$$= \pi \times 746 \times 15.85 \times \left(1 - \frac{0.25 + (18.75 - 15.85) \times 0.17}{1.34} \right) \times 10^{-3} = 0.022 \text{ m}^2/\text{m}$$

每 m 肋片管外表面积:

$$f_i = f_t + f_b + f_r = (0.119 + 0.022 + 0.011) \text{ m}^2/\text{m} = 0.152 \text{ m}^2/\text{m}$$

每 m 管长管内表面积:

$$f_i = \pi d_i = \pi 0.014 \text{ m}^2/\text{m} = 0.044 \text{ m}^2/\text{m}$$

肋片当量高度:

$$H = \frac{\pi(d_i^2 - d_b^2)}{4d_i} = \frac{\pi(18.75^2 - 15.85^2)}{4 \times 18.75} \text{ mm} = 4.2 \text{ mm}$$

(2) 冷凝器热负荷及冷却水流量: 由图 6-18b 查出在给定工况下冷凝器热负荷系数 $c_0 = 1.25$, 则该冷凝器的热负荷为:

$$Q_k = c_0 Q_0 = 1.25 \times 340 \text{ kW} = 425 \text{ kW}$$

又取冷却水温升 $\Delta t_w = t_{w2} - t_{w1} = 5^\circ\text{C}$, 则冷却水出口温度为 $t_{w2} = t_{w1} + 5^\circ\text{C} = 31^\circ\text{C} + 5^\circ\text{C} = 36^\circ\text{C}$;

由此得冷却水定性温度 $t_f = \frac{t_{w2} + t_{w1}}{2} = \frac{36 + 31}{2}^\circ\text{C} = 33.5^\circ\text{C}$;

查水的物性比定压热容 $c_{pw} = 4.179 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, 密度 $\rho_w = 994.3 \text{ kg}/\text{m}^3$, 所以, 冷却水流量为:

$$G_w = \frac{3600 Q_k}{c_{pw} \Delta t_w} = \frac{3600 \times 425}{4.179 \times 5} \text{ kg/h} = 73223.3 \text{ kg/h}$$

(3) 冷凝结构的初步规划: 根据表 6-3 给出的不同型式冷凝器传热系数 K 和单位面积热

表 6-3 常用冷凝器的传热系数 K 及单位面积热量 q_L

介质	制冷剂	冷凝器型式	传热系数 K / $\text{W} (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}$	单位面积热量 $q_L/\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$	相应条件
水 冷	R717	立式	372 ~ 870	1870 ~ 4360	温差 $\Delta t = 2 \sim 3^\circ\text{C}$ 单位面积水量 $G_u = 0.6 \sim 1.1 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$
		卧式	1097 ~ 1145	~ 4652	$\Delta t = 4 \sim 6^\circ\text{C}$, $G_u = 0.8 \sim 0.9 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ 流速 $w = 1.01 \text{ m/s}$, 肋化系数 $\beta \geq 3.5$
	R22	壳管式	~ 930 ~ 1160	~ 8141	$w = 1.5 \sim 2.5 \text{ m/s}$, $\Delta t = 7 \sim 9^\circ\text{C}$ $\beta \geq 3.5$
			~ 1200 ~ 1600		$w = 1.5 \sim 2.5 \text{ m/s}$, $\Delta t = 7 \sim 9^\circ\text{C}$ 低肋
		套管式	1050 ~ 1450	~ 11630	$w = 2 \sim 3.0 \text{ m/s}$, $\Delta t = 8 \sim 11^\circ\text{C}$ $\beta \geq 3.5$
	R134a	壳管式	645 ~ 830		同 R22 壳管式 $\beta \geq 3.5$
			780 ~ 1300	~ 5815	同 R22 壳管式 低肋
		套管式	780 ~ 1080	~ 8722	同 R22 壳管式 $\beta \geq 3.5$
	空 冷	R22	强制对流	35	
自然对流			6 ~ 9.3		
R134a		强制对流	29		同 R22 强制对流
		自然对流	6 ~ 9.3		

流量 q_f 的推荐值, 同时考虑 R22 表面传热系数大, 低肋螺旋管传热效率高, 初取管外表面单位面积热负荷 $q_F = 5700 \text{ W/m}^2$ 。则初步估算所需冷凝器外表面积为:

$$F_0^* = \frac{Q_k}{q_F} = \frac{425 \times 10^3}{5.7 \times 10^3} \text{ m}^2 = 74.56 \text{ m}^2$$

所需上述规格低肋管管长为:

$$L = \frac{F_0^*}{f_i} = \frac{74.56}{0.152} \text{ m} = 490.5 \text{ m}$$

设管内流速 $w = 2.5 \text{ m/s}$, 则每流程的管数:

$$n = \frac{4G_w}{3600\pi d_i^2 \cdot \rho_w \cdot w} = \frac{4 \times 73223.3}{3600\pi \times 0.014^2 \times 994.3 \times 2.5} = 53.15 \text{ (取 53 根)}$$

若设流程数为 i , 冷凝管有效长度为 L_e , 必有:

$$F_0^* = i n f_i L_e \text{ 或 } i L_e = \frac{F_0^*}{n f_i} = \frac{74.56}{53 \times 0.152} = 9.255$$

由此不同流程数 i 和有效长度 L_e 的组合由表 6-4 列出 (计算此表中数值的条件是设定传热管按正三角形排列, 管中心距 $t = 24 \text{ mm}$)。从表中可见, 流程数的多少与冷凝器的生产成本高低有密切关系, 从装置性能和经济方面综合考虑, 本设计取流程数 $i = 4$, 传热管的排列情况见图 6-19。

表 6-4 不同流程数 i 和有效管长 L_e 的组合情况

i	L_e/m	$i \times n$	壳内径 D_1/m	长径比 L_e/D_1
4	2.31	212	0.424	5.45
6	1.54	318	0.50	3.08
8	1.157	424	0.55	2.10

(4) 管内水侧表面传热系数 α_i : 由图 6-19 可知, 实际每流程的平均管数 $n_m = \frac{204}{4}$ 根 = 51 根, 则管内冷却水平均

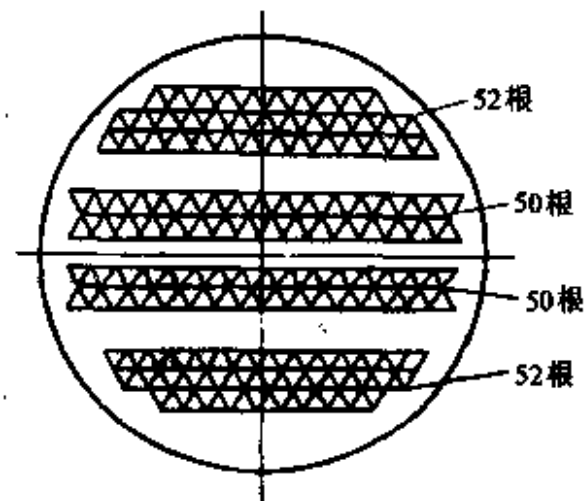
流速为 $w_m = \frac{4G_w}{3600\pi d_i^2 e_w n_m} = \frac{73223.3}{900\pi \times 0.014^2 \times 994.3 \times 51} \text{ m/s}$

= 2.6 m/s, 由 $t_f = 33.5^\circ\text{C}$ 查水的热物性 $\nu_f = 0.75 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$,

所以 $R_{ef} = \frac{w_m d_i}{\nu_f} = \frac{2.6 \times 0.014}{0.75 \times 10^{-6}} = 48533 > 10^4$, 即水在管内作

紊流运动。查附录 E 流体在管内受迫运动放热的紊流

区换热计算式 $\alpha_i = B_f \frac{w_{fw}^{0.8}}{d_i^{0.2}}$, 在定性温度下 $B_f = 1396 +$



总管数 $N = 204$ 根, 壳径 $d_1 = 424 \text{ mm}$
33 列 14 排

图 6-19 冷凝器传热管的排列

$23.26t_f = 1396 + 23.26 \times 33.5 = 2174.2$ 。所以 $\alpha_i = 2174.2 \times \frac{2.6^{0.8}}{0.014^2} \text{ W/ (m}^2 \cdot \text{K)} = 10966.6 \text{ W/ (m}^2 \cdot \text{K)}$ 。

(5) 计算管外 R22 蒸气冷凝表面传热系数：按图 6-19 所示传热管排列方式，有管簇修正系数 ϵ_n ，其中平均管排数： $n_m = \left[\frac{N}{\sum n_j^{3/4}} \right]^4 = \left[\frac{204}{2 \times 2^{3/4} + 6 \times 4^{3/4} + 12 \times 6^{3/4} + 13 \times 8^{3/4}} \right]^4 = 6.45$

故：
$$\epsilon_n = \frac{1}{n_m^{0.167}} = \frac{1}{6.45^{0.167}} = 0.73$$

低螺纹管的增强系数（取 $\eta_i = 1$ ）：

$$\begin{aligned} \psi_i &= \frac{f_b}{f_i} + 1.1 \times \frac{(f_T + f_f)}{f_i} \eta_i^{3/4} \left(\frac{d_b}{H} \right)^{1/4} \\ &= \frac{0.0218}{0.152} + 1.1 \times \frac{0.011 + 0.119}{0.152} \times 1 \times \left(\frac{0.01585}{0.0042} \right)^{1/4} \\ &= 1.453 \end{aligned}$$

设冷凝液膜平均温度 $t_m = 39.5^\circ\text{C}$ ，查附录 E-3 之二制冷剂蒸气冷凝时 R22 的 $r_s^{1/4}$ 和 B_m 值得 $t_k = 40^\circ\text{C}$ 时 $r_s^{1/4} = 20.192$ ； $B_m = 71.86$ 。蒸气在低螺纹管上冷凝换热系数为：

$$\begin{aligned} \alpha_o &= 0.72 r_s^{1/4} B_m (t_k - t_w)^{-1/4} d_b^{-1/4} \psi_i \epsilon_n \\ &= 0.72 \times 20.192 \times 71.86 \times \left[\frac{1}{0.01585 \Delta t_o} \right]^{1/4} \times 1.453 \times 0.73 \\ &= 3123 \Delta t_o^{-1/4} \end{aligned}$$

(6) 计算传热系数 K_o 和单位面积热流量 q_{o0} ：根据管内外热平衡关系，管外单位面积热流量 $q_{o0} = \alpha_o \Delta t_o = 3123 \Delta t_o^{3/4}$ 。取水侧垢层热阻 $r_i = 0.000086 \text{ (m}^2 \cdot \text{K) / W}$ ；查金属材料性质得纯铜管导热系数 $\lambda_r = 384 \text{ W/ (m} \cdot \text{K)}$ 。低螺纹管壁厚为 $\delta_r = 0.95 \text{ mm}$ ，则管外表面单位面积热流量为：

$$q_{o0}^* = \frac{\Delta t_m - \Delta t_o}{\left(\frac{1}{\alpha_i} + r_i \right) \frac{f_i}{f_i} + \frac{\delta_r f_i}{\lambda_r f_m}}$$

式中， Δt_m 为蒸气与冷却水之间的传热温差：

$$\Delta t_m = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{\ln \frac{t_k - t_{w1}}{t_k - t_{w2}}} = \frac{36 - 31}{\ln \frac{40 - 31}{40 - 36}} \text{ } ^\circ\text{C} = 6.166^\circ\text{C}$$

f_m 为管内外平均直径处面积：

$$f_m = \pi d_m = \pi \left(\frac{0.01585 + 0.014}{2} \right) \text{ m}^2/\text{m} = 0.047 \text{ m}^2/\text{m}$$

$$\text{所以有: } q_{m0}^* = \frac{6.166 - \Delta t_0}{\left(\frac{1}{10966.6} + 0.000086\right) \times \frac{0.152}{0.044} + \frac{0.00095}{384} \times \frac{0.152}{0.047}} = \frac{6.166 - \Delta t_0}{6.2 \times 10^{-4}}$$

将计算 q_{m0} 和 q_{m0}^* 的两式联立得:

$$3123\Delta t_0^{3/4} = \frac{6.166 - \Delta t_0}{6.2 \times 10^{-4}}$$

$$\text{整理得} \quad 1.936\Delta t_0^{3/4} = 6.166 - \Delta t_0$$

用试凑法得 $\Delta t_0 = 2.41^\circ\text{C}$ 为联立式之解。因此管外表面温度 $t_{ow} = t_k - \Delta t_0 = 40 - 2.41^\circ\text{C} = 37.59^\circ\text{C}$, 代入 q_{m0} 计算式中得: $q_{m0} = 3123\Delta t_0^{3/4} = 3123 \times 2.41^{3/4} \text{ W/m}^2 = 6040 \text{ W/m}^2$

故以管外表面积为基准的传热系数 K_0 为:

$$K_0 = \frac{q_{m0}}{\Delta t_m} = \frac{6040}{6.166} \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)} = 979.6 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

(7) 计算所需要的传热面积:

$$F_0 = \frac{Q_k}{q_{m0}} = \frac{425 \times 1000}{6040} \text{ m}^2 = 70.36 \text{ m}^2 < 74.56 \text{ m}^2$$

表明结构设计面积能满足传热要求, 设计合理。

按照图 6-19 的管排数 $N = 204$ 根, 则有效冷凝管长为:

$$L_e = \frac{74.56}{nf_i} = \frac{74.56}{204 \times 0.152} \text{ m} = 2.4 \text{ m}$$

(8) 计算冷却水侧流动阻力:

管内摩擦阻力系数:

$$\xi = \frac{0.3164}{R_d^{1/4}} = \frac{0.3164}{48533^{1/4}} = 0.0213$$

取冷凝器两侧管板厚 $\delta_p = 50 \text{ mm}$, 其实际冷凝管长度为:

$$L_i = L_e + 2\delta_p = (2.4 + 2 \times 50) \text{ m} = 2.5 \text{ m}$$

冷却水在管内的质量流速 g 为:

$$g = \rho_w W_w = 994.3 \times 2.6 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)} = 2585 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$$

冷却水在凝器内总的压力损失 Δp :

$$\begin{aligned} \Delta p &= \frac{1}{2} g^2 v_w \left[\frac{\xi_i L}{d_i} + 1.5 (i+1) \right] \\ &= \frac{1}{2} \times 2585^2 \times 0.0010054 \times \left[0.0213 \times 4 \times \frac{2.5}{0.014} + 1.5 \times (4+1) \right] \text{ Pa} \\ &= 76300.8 \text{ Pa} = 76.3 \text{ kPa} \end{aligned}$$

(9) 应用电子计算机进行卧式壳管式冷凝器传热计算：根据设计的已知条件和要求的计算结果，按照所建立的数学模型，用计算机语言编制计算程序，由计算机完成计算任务，并打印计算结果。这样不仅快捷方便，而且还可以输入给定的数据，让计算机得出可供分析研究的计算结果，以便进行不同设计方案的技术经济比较或根据相应的目标函数进行优化设计。卧式壳管式冷凝器的计算机计算框图见图 6-20。

3. 空冷式冷凝器的计算

(1) 设计计算参数的选择：参阅表 6-5。

对于空气自由运动空冷式冷凝器一般用于 500W 以下的小型制冷装置，以丝管式居多。其增加传热效果的设计措施主要是：①提高冷凝温度，采用全封闭式压缩机时，可取 $t_k = 50 \sim 55^\circ\text{C}$ ，以加大传热温差；②将垂直排列的管子改为横向排列，以减少放热系数 α ，沿管子垂直方向的衰减；③增加钢丝肋片数量，在不妨碍空气自由对流情况下，尽可能增大管外换热面积；④对外表面作涂黑处理，以加强辐射换热。

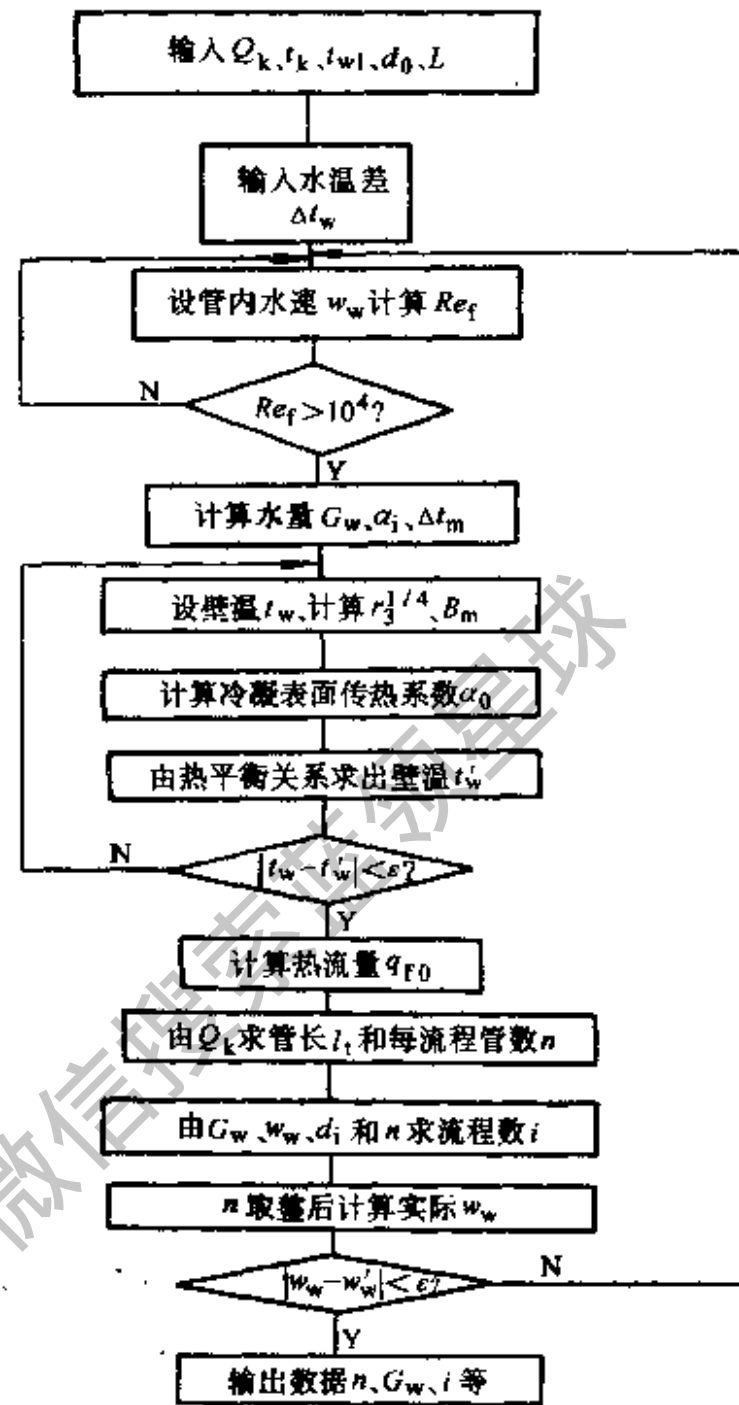


图 6-20 壳管式冷凝器计算机计算框图

表 6-5 空冷式冷凝器设计参数的选择

项 目	选 择 原 则
肋片的几何参数	国产纯铜管铝套片换热器的典型结构参数：纯铜管 $\phi 10\text{mm}$ ，管间距 25mm（或 $\phi 12\text{mm}$ 、 $\phi 30\text{mm}$ ），管壁厚 $\delta_t = 0.5 \sim 1.0\text{mm}$ 。对于 60kW 以上机组可选用 $\phi 16\text{mm}$ 纯铜管，间距 35mm，壁厚 $\delta_T = 1.0 \sim 1.5\text{mm}$ ，肋距 $s_f = 2.0 \sim 3.5\text{mm}$ 。可取顺排式，也可叉排式
迎面风速 w_f	一般， w_f 高则传热系数高，但阻力增大，风机耗电增加。综合考虑应取 2.5 ~ 3.5m/s 为宜
冷凝温度 t_k 和空气进出口温差	t_k 高，冷凝器换热面积小，但压缩机排温和功耗均提高。 t_k 应按装置使用条件和技术经济比较确定。一般 t_k 与进风温差控制在 15°C 左右为好。当外界气温为 $30 \sim 35^\circ\text{C}$ 时， t_k 可取 $45 \sim 50^\circ\text{C}$ 。空气进出口温差一般取 $8 \sim 10^\circ\text{C}$
冷凝器管排数	沿空气流动方向的管排数愈多，则后几排的传热量愈少。一般取 4 ~ 6 排为好

(2) 空冷式冷凝器设计计算举例：制冷剂蒸气在空冷冷凝器中要经历状态变化的过热蒸气区、饱和区和过冷液体区。此三个区域制冷剂的物理性质和换热机理有所不同，其表面传热系

数也不一样。其在过热蒸气区的表面传热系数比饱和蒸气区要低，但传热温差却比饱和蒸气区要大，以致该两区内单位面积热流量 q_F 几近相等。而在过冷液体区 q_F 要低一些，不到总传热量的 10%。所以在设计时将其制冷剂在空冷器内换热的全过程都按饱和蒸气区对待，以简化设计计算。下面仅以例题说明设计计算的方法和步骤。

例 6-2 现需要设计一制冷量为 2800W 的 R22 分体式空调器，其工作条件为冷凝温度 $t_k = 49^\circ\text{C}$ ，进风温度 $t_{a1} = 35^\circ\text{C}$ ；出风温度 $t_{a2} = 42^\circ\text{C}$ 。根据材料和工艺设备状况，采用传热管为 $\phi 9.53\text{mm} \times 0.35\text{mm}$ 纯铜管，肋片为平直套片（铝片），片厚 $\delta_f = 0.12\text{mm}$ ，片宽 $L = 44\text{mm}$ 。试进行其配套空冷冷凝器设计计算。

解 (1) 冷凝热负荷的确定：根据其制冷循环的蒸发温度 $t_0 = 8^\circ\text{C}$ 的要求查图 6-2 得冷凝负荷系数 $c_0 = 1.28$ ，则冷凝器热负荷：

$$Q_k = c_0 Q_0 = 1.28 \times 2800\text{W} = 3584\text{W}$$

(2) 冷凝器结构的初步规划及有关参数：管排方式采用正三角形排列，管间距 $s_1 = 25.4\text{mm}$ ，排间距 $s_2 = 22\text{mm}$ ；肋片间距 $s_f = 1.8\text{mm}$ ；沿气流方向的管排数 $n = 2$ 。因此，各部分单位管长的面积为：

$$\begin{aligned} \text{肋片面积 } f_f &= 2 \left(s_1 s_2 - \frac{\pi}{4} d_b^2 \right) \frac{1}{s_f} = \frac{2}{0.0018} \left(0.0254 \times 0.022 - \pi \frac{0.00953 + 0.0024}{4} \right)^2 \text{m}^2/\text{m} \\ &= 0.5376\text{m}^2/\text{m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{肋间基管表面积 } f_b &= \pi d_b \left(1 - \frac{\delta_f}{s_f} \right) = \pi (0.00953 + 0.00024) \times \left(1 - \frac{0.12}{1.8} \right) \text{m}^2/\text{m} \\ &= 0.02865\text{m}^2/\text{m} \end{aligned}$$

$$\text{肋管外总表面积 } f_1 = f_f + f_b = 0.5376 + 0.02865\text{m}^2/\text{m} = 0.5662\text{m}^2/\text{m}$$

$$\text{肋管内表面积 } f_2 = \pi d_i = \pi 0.00883\text{m}^2/\text{m} = 0.02774\text{m}^2/\text{m}$$

$$\text{肋化系数 } \beta = \frac{f_1}{f_2} = \frac{0.5662}{0.02774} = 20.4$$

(3) 空气进出冷凝器的温差及风量：

$$\text{温差： } \Delta t_a = t_{a2} - t_{a1} = 42^\circ\text{C} - 35^\circ\text{C} = 7^\circ\text{C}$$

$$\text{风量： } V_a = \frac{Q_k}{\rho_m c_{pm} \Delta t_a} = \frac{3584}{1.0955 \times 1.013 \times 7 \times 10^3} \text{m}^3/\text{s} = 0.4614\text{m}^3/\text{s}$$

式中，空气平均密度 $\rho_m = 1.0995\text{kg}/\text{m}^3$ ；比热容 $c_{pm} = 1.103\text{W}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ；运动粘度 $\nu_m = 17.5 \times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$ ；热导率 $\lambda_f = 0.02643\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ；这些物性参数的定性温度为 $t_m = \frac{t_{a2} + t_{a1}}{2} = \frac{42 + 35}{2}^\circ\text{C} = 38.5^\circ\text{C}$ 。

(4) 肋片效率及空气侧换热系数：根据肋片参数，冷凝器的空气最小流通面积 A_{\min} 与迎风面积 A_f 之比：

$$\frac{A_{\min}}{A_f} = \frac{(s_1 - d_b)(s_2 - \delta_f)}{s_1 s_f} = \frac{(25.4 - 9.77) \times (1.8 - 0.12)}{25.4 \times 1.8} = 0.574$$

考虑降噪、节能等因素，取迎风面风速 $w_f = 1.4\text{m/s}$ ，则最小流通面风速：

$$w_{\max} = \frac{A_f}{A_{\min}} \cdot w_f = \frac{1.4}{0.574} = 2.439\text{m/s}$$

$$\text{当量直径: } d_{\text{eq}} = \frac{2(s_1 - d_b)(s_2 - \delta_f)}{(s_1 - d_b) + (s_2 - \delta_f)} = \frac{2 \times 14.6 \times 1.68}{14.6 + 1.68} = 3.04\text{mm}$$

$$\text{空气的雷诺数: } R_{\text{ef}} = \frac{w_{\max} d_{\text{eq}}}{\nu_f} = \frac{2.439 \times 3.04 \times 10^{-3}}{17.5 \times 10^{-6}} = 423$$

$$\text{单元空气流道长径比: } \frac{L}{d_{\text{eq}}} = \frac{44}{3.04} = 14.47$$

根据附表 E-1 之二流体横向流过肋片管簇的整张平套片换热计算公式中：

$$\begin{aligned} A &= 0.518 - 0.02315 \frac{L}{d_{\text{eq}}} + 0.000425 \left(\frac{L}{d_{\text{eq}}} \right)^2 - 3 \times 10^{-6} \left(\frac{L}{d_{\text{eq}}} \right)^3 \\ &= 0.518 - 0.02315 \times 14.47 + 0.000425 \times (14.47)^2 - 3 \times 10^{-6} \times (14.47)^3 = 0.2623 \end{aligned}$$

$$C = A \left(1.36 - \frac{0.24 R_{\text{ef}}}{1000} \right) = 0.2623 \times \left(1.36 - \frac{0.24 \times 423}{1000} \right) = 0.3304$$

$$n = 0.45 + 0.0066 \frac{L}{d_{\text{eq}}} = 0.45 + 0.0066 \times 14.47 = 0.5455$$

$$m = -0.28 + 0.08 \frac{R_{\text{ef}}}{1000} = -0.28 + 0.08 \times \frac{423}{1000} = -0.24616$$

所以管外的表面传热系数：

$$\begin{aligned} \alpha_0 &= 1.1 \frac{\lambda_f}{d_{\text{eq}}} C R_{\text{ef}}^n \left(\frac{L}{d_{\text{eq}}} \right)^m = 1.1 \times \frac{0.02643}{3.04 \times 10^{-3}} \times 0.3304 \times 423^{0.5455} \times (14.47)^{-0.24616} \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \\ &= 44.3\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \end{aligned}$$

对于叉排管有 $\rho' = 1.27\rho\sqrt{1-0.3}$ ，其中 $\rho = \frac{s_1}{d_b} = \frac{25.4}{9.77} = 2.6$ ，所以得 $\rho' = 1.27 \times 2.6 \times 0.7^{\frac{1}{2}} =$

2.763

$$\begin{aligned} \text{肋片当量高度: } h' &= \frac{d_b}{2} (\rho' - 1) (1 + 0.35 \ln \rho') \\ &= \frac{9.77}{2} \times (2.763 - 1) \times (1 + 0.35 \times \ln 2.763) = 11.675 \end{aligned}$$

$$\text{肋片特性参数 } m = \sqrt{\frac{2d_0}{\lambda_f \delta_f}} = \left(\frac{2 \times 44.3}{203 \times 0.12 \times 10^{-3}} \right)^{\frac{1}{2}} = 60.3$$

其中 $\lambda_f = 203\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 为铝肋片的热导率。

由式 (6-9) 和式 (6-10)，其肋片效率 $\eta_f = \frac{\text{th}(mh')}{mh'} = \frac{\text{th}(0.704)}{0.704} = 0.862$ ，冷凝器外表面

$$\text{效率 } \eta_0 = \frac{f_i \eta_f + f_b}{f_i} = \frac{0.5376 \times 0.862 + 0.02865}{0.5662} = 0.869$$

(5) 管内 R22 冷凝时的表面传热系数：首先设管壁温度 $t_w^* = 46.5^\circ\text{C}$ ，则平均温度 $t_m = \frac{t_w + t_k}{2} = \frac{46.5 + 49}{2}^\circ\text{C} = 47.75^\circ\text{C}$ ，根据附表 E-3 之一 R22 蒸气在管内冷凝换热有关计算式的相关参数要求，在该表备注中查得 $r_s^{\frac{1}{4}} = 19.897$ ； $B_m = 67.922$ ，代入式中得：

$$\begin{aligned}\alpha_i &= 0.683 r_s^{\frac{1}{4}} B_m (d_i)^{-\frac{1}{4}} (t_k - t_w)^{-\frac{1}{4}} \\ &= 0.683 \times 19.897^{\frac{1}{4}} \times 67.922 \times 0.00883^{-\frac{1}{4}} \times (t_k - t_w)^{-\frac{1}{4}} = 3058.1 (t_k - t_w)^{-\frac{1}{4}}\end{aligned}$$

(6) 由热平衡关系求解管壁温度：忽略薄壁铜管热阻和管与肋片间接触热阻，则管内外热平衡关系为：

$$\alpha_i n d_i (t_k - t_w) = \eta_o \alpha_o f_i (t_w - t_m)$$

即 $3058.1 (t_k - t_w)^{-\frac{1}{4}} \pi 0.00883 (t_k - t_w) = 0.869 \times 44.3 \times 0.5662 \times (t_w - 38.5)$

整理得 $79.74 \times (49 - t_w)^{\frac{3}{4}} = 21.797 (t_w - 38.5)$

由试凑法得 $t_w = 46.26^\circ\text{C}$ 时上述等式成立。此值与所设定的 $t_w^* = 46.5^\circ\text{C}$ 近似相等，证明设计合适。

(7) 计算所需要的传热面积：以管外面积为基准的传热系数：

$$\begin{aligned}K_o &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} \beta + \frac{\delta_f}{\lambda_f} \beta_1 + r_o + \frac{1}{\alpha_o \eta_o}} \\ &= \frac{1}{\frac{1}{2376.9} \times 20.4 + \frac{0.35 \times 10^{-3}}{203} \times 1.907 + 0.0048 + \frac{1}{44.3 \times 0.869}} \\ &= 25.38 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})\end{aligned}$$

式中 $\beta_1 = \frac{f_i}{f_m} = \frac{0.5662 \times 2}{0.5662 + 0.02774} = 1.907$ ，取 $r_o = 0.0048$ ， $\delta_f = 0.35 \times 10^{-3} \text{ m}$

$$\alpha_i = 3058.1 \times (49 - 46.26)^{-\frac{1}{4}} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) = 2376.9 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

(8) 求平均温差：

$$\Delta t_m = \frac{t_{a2} - t_{a1}}{\ln \frac{t_k - t_{a1}}{t_k - t_{a2}}} = \frac{42 - 35}{\ln \frac{49 - 35}{49 - 42}}^\circ\text{C} = 10.1^\circ\text{C}$$

(9) 所需的管外传热面积及结构参数：

$$\text{管外面积 } F_o = \frac{Q_k}{K_o \Delta t_m} = \frac{3584}{25.38 \times 10.1} \text{ m}^2 = 13.98 \text{ m}^2 \quad \text{取 } 14 \text{ m}^2$$

$$\text{所需的肋片管总长度 } L = \frac{F_o}{f_i} = \frac{14}{0.5662} \text{ m} = 24.73 \text{ m}$$

若取冷凝器每列管数 20 根，总管数 $20 \times 2 = 40$ 根，以单管有效长度 0.65m 计算，其总有效管长为 $40 \times 0.65 = 26 \text{ m}$ ，裕度为 4.38%。冷凝器高度为 $20 \times 25.4 \text{ mm} = 508 \text{ mm}$ 。冷凝器的迎风面

积为 $A_f = 0.65 \times 0.508 = 0.3302 \text{m}^2$ 。实际的迎面风速 $w_{fa}^* = \frac{V_a}{A_f} = \frac{0.4614}{0.3302} \text{m/s} = 1.397 \text{m/s}$ ，与所设风速相符，设计合理。

(10) 空气的流动阻力及风机选配 (光管肋片 $A = 0.007$, 粗糙肋片 $A = 0.0133$):

$$\text{阻力 } \Delta p = 1.2gA \left(\frac{L}{d_{eq}} \right) (\rho_w w_{max})^{1.7}$$

$$= 1.2 \times 9.81 \times 0.0133 \times (1.0955 \times 1.397)^{1.7} \times 14.47 = 4.63 \text{Pa}, \text{ 取 } 5 \text{Pa}$$

则该冷凝器需要配用风机的额定风量 $V_a = 0.4614 \text{m}^3/\text{s}$ (即 $27.68 \text{m}^3/\text{min}$), 风机全压:

$$H = H_{st} + H_{de} = 5 \text{Pa} + \frac{\rho_w w_f^2}{2} = 5 \text{Pa} + \frac{1.0955 \times 1.397^2}{2} \text{Pa} = 6 \text{Pa}$$

(11) 电子计算机进行空冷冷凝器的传热计算: 由于设计空冷式冷凝器时要先设定迎面风速 w_f , 然后进行传热计算和确定其结构尺寸的步骤, 最后通过结构尺寸对迎面风速进行校核, 有时设定参数需要调整时, 计算过程要反复进行, 既烦琐又复杂。应用计算机可以加快计算速度和提高准确性, 空冷式冷凝器的计算机设计计算框图见图 6-21。

(三) 蒸发器计算

制冷装置中, 蒸发器的结构型式、应用场合对其技术性能有重要影响, 直接关系到装置工作效率、设备投资和运行经济性。它是制冷装置的研究与开发的重要内容之一。制冷装置的用途不同, 蒸发器的结构型式也不同, 设计计算的方法也有所不同。尽管如此, 它们在热传递过程中所遵循的热平衡原理是不变的。下面仅以干式蒸发器和肋片式 (表面式) 蒸发器的设计计算举例, 作为学习蒸发器设计计算方法的一个引导。

1. 干式蒸发器的计算

(1) 设计计算参数的选择: 参见表 6-6。

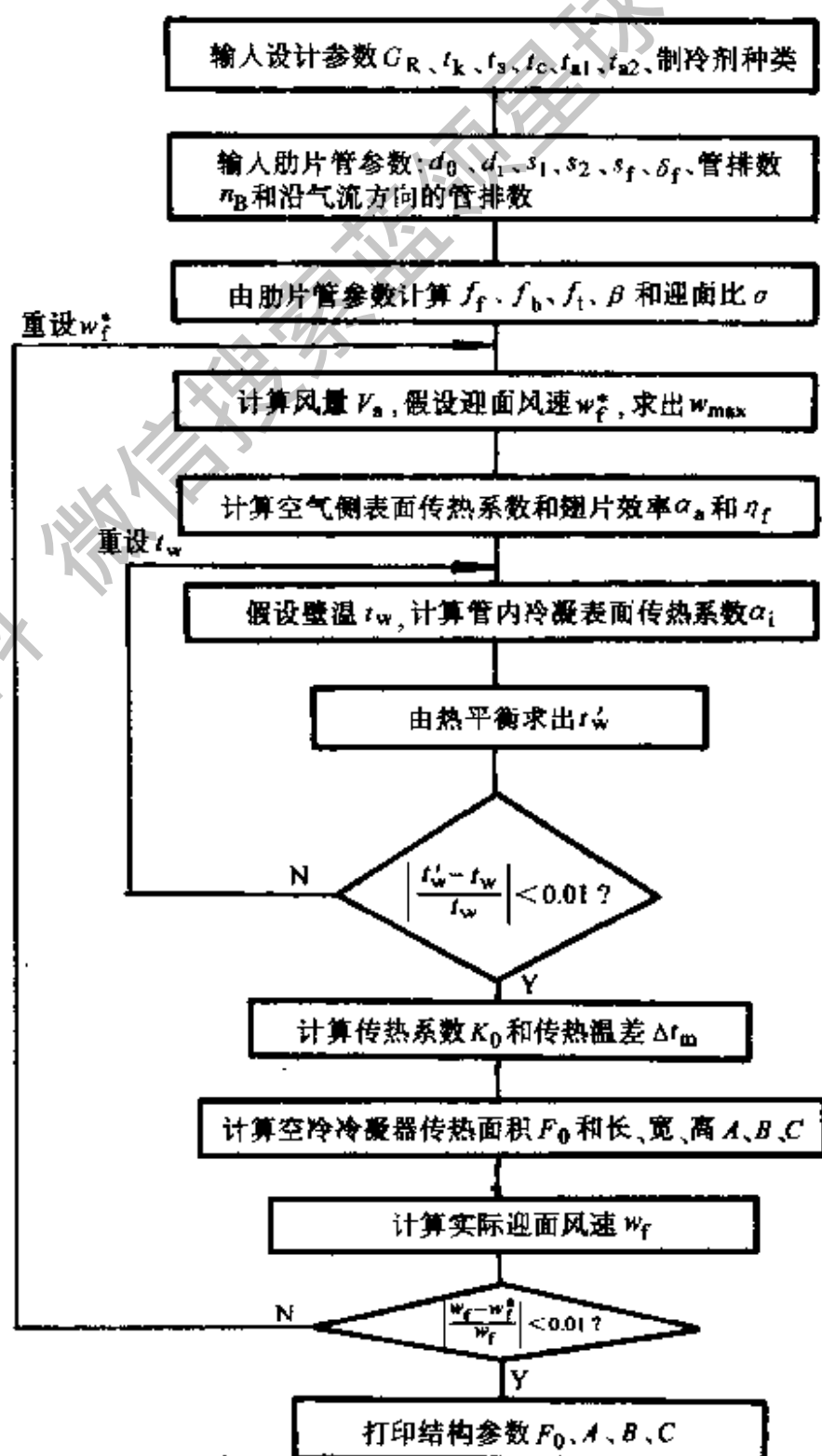


图 6-21 空冷式冷凝器的计算框图

表 6-6 干式蒸发器设计参数的选择

项 目	选 择 原 则
传热管型式	可选小直径光管 (如 $\phi 12\text{mm} \times 1.0\text{mm}$); 纯铜管 ($\phi 10\text{mm} \times 1.0\text{mm}$); 内肋片管等型式
制冷剂在管内的质量流速 g	即指制冷剂在管内蒸发时的“最佳质量流速”此流速下蒸发器单位面积热流量 q_m 达到最大值。理论分析和实验结果均证明“最佳质量流速与蒸发管的型式和管外水侧表面传热系数 α_w 有关
制冷剂侧流程数 i	对于采用内肋片管者, 制冷剂侧可选用两流程, 并采用 U 形管结构, 以防止转向时产生气液分离现象 对于小直径光管可选择 4 或 6 个流程。对于多流程必须改进端盖内型线, 以减轻气液分离
载冷剂侧污垢热阻 r_0	根据干式蒸发器的用途和载冷剂的性质而定: 用于冷却盐水时, 盐水 $r_0 = 0.86 \sim 1.72 \times 10^4 \text{ (m}^2 \cdot \text{K) / W}$, 加缓蚀剂的盐水 $r_0 = 1.72 \sim 3.44 \times 10^4 \text{ (m}^2 \cdot \text{K) / W}$ 用于水冷却时, 封闭式循环水 $r_0 = 0.86 \sim 1.72 \times 10^4 \text{ (m}^2 \cdot \text{K) / W}$, 开式循环水 $r_0 = 1.72 \sim 3.44 \times 10^4 \text{ (m}^2 \cdot \text{K) / W}$
折流板型式和数量	折流板有弓形和环盘形两种。环盘形因阻力较大应用较少。折流板的数量 N 应保证载冷剂横向流过管簇时的流速 w_0 在 $0.5 \sim 1.5\text{m/s}$ 范围。弓形折流板缺口尺寸对载冷剂侧换热效果影响很大。缺口愈小, 则载冷剂横向流过的管排数愈多, 换热效果增强, 但流动阻力会增大。一般缺口高度 $H = \frac{1}{5} D$ 时, 换热和阻力的综合效果较好

(2) 设计计算举例:

例 6-3 试采用图 6-22 所示的 8 肋铝芯内肋片管为蒸发管设计干式蒸发器。已知该干式蒸发器用于配有 612.5FG 型制冷压缩机的空调冷水机组, 蒸发管采用 $\phi 16\text{mm} \times 1\text{mm}$ 紫铜管内插 8 肋铝芯, 其结构尺寸如图 6-22 所示。该干式蒸发器以 R22 为制冷剂, 在制冷工况条件下工作。冷凝温度 $t_k = 40^\circ\text{C}$, 蒸发温度 $t_0 = 2^\circ\text{C}$, 冷凝液的过冷温度 $\Delta t_{\text{sup}} = 7^\circ\text{C}$, 冷水进口温度 $t_{w1} = 12^\circ\text{C}$, 冷水出口温度 $t_{w2} = 7.5^\circ\text{C}$ 。

解 (1) 制冷量 Q_0 和制冷剂流量 G_r 的确定: 首先查 612.5FG 压缩机以 R22 为制冷剂, 在 $t_0 = 2^\circ\text{C}$ 、 $t_k = 40^\circ\text{C}$ 工况下工作时的特性曲线, 得 $Q_0 = 342\text{kW}$ 。查 R22 $\lg p-h$ 图, 当冷凝液体过冷度 $\Delta t_{\text{sup}} = 7^\circ\text{C}$, 蒸发器出口为饱和蒸气时的单位制冷量 $q_0 = \Delta h = 169\text{kJ/kg}$, 故该干式蒸发器的 R22 流量 $G_r = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{342}{169}\text{kg/s} = 2.02\text{kg/s}$ 。

(2) 初步结构设计: 设内肋片管的单位面积热流量 $q_m = 8200\text{W/m}^2$, 则其所需的外表面传热面积 $A_0^* = \frac{Q_0}{q_m} = \frac{342 \times 10^3}{8200}\text{m}^2 = 41.7\text{m}^2$ 。因内肋片管 q_m 较大, 拟采用二流程的直管结构, 每根蒸发管直管段全长为 2586mm , 减去 N 块折流板厚, 内肋片管的实际换热长度 $L_i = 2440\text{mm}$ 。故蒸发器所需的管数为:

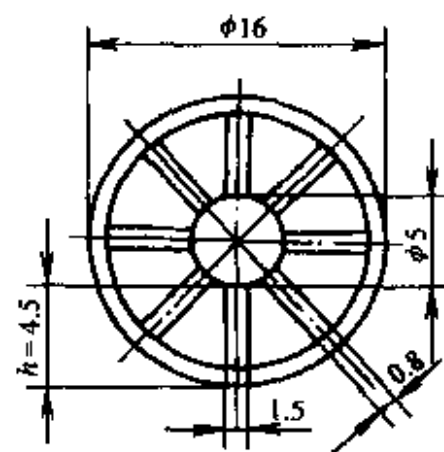


图 6-22 8 肋铝芯内肋片管结构尺寸

$$n_1 = \frac{A_0^*}{\pi d_0 L_1} = \frac{41.7}{\pi 0.016 \times 2.44} = 345.7$$

取 346 根

设管子中心距 $s = 1.3d_0 = 1.3 \times 16\text{mm} = 20.8\text{mm}$, 则蒸发器的布管规划和总体结构如图 6-23 所示。具体结构尺寸如下:

壳体外径及壁厚	$D_0 \times \delta = 450 \times 6.0\text{mm}$
管侧流程数	$i = 2$
管子总数	$n_1 = 346$
管板厚度	$\delta_B = 34\text{mm}$
折流板厚度	$\delta_b = 4.0\text{mm}$
折流板数目	$N_b = 15$
折流板间距	$s_1 = 165\text{mm}, s_2 = 152\text{mm}$
折流板上下缺口高	$H = 111.25\text{mm}$
缺口内管子数	$n_b = 60$
冷媒水横向流过管排数	$N_c = 17$
靠近壳体中心一排的管数	$n_c = 20$

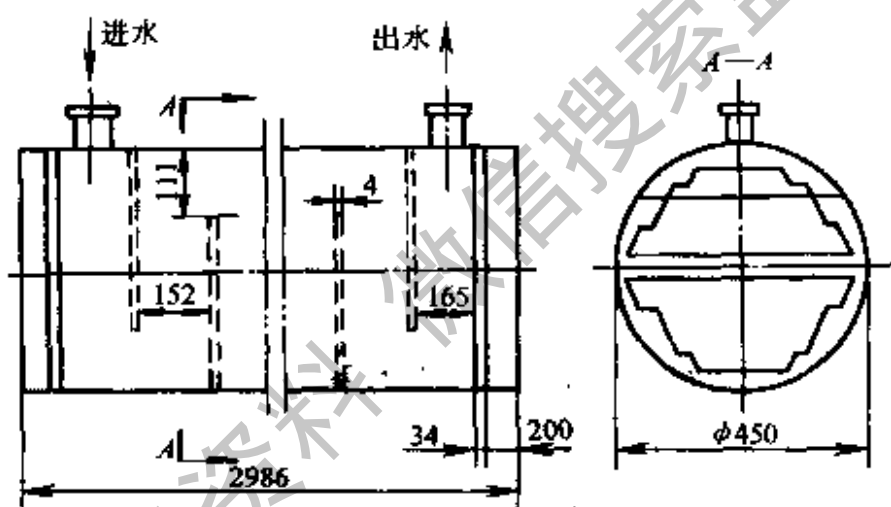


图 6-23 干式蒸发器的布管规划及总体结构

初步规划结构所得到的有效传热面积为:

$$A_0 = \pi d_0 n_1 L_1 = \pi 0.016 \times 346 \times 2.44\text{m}^2 = 42.4\text{m}^2$$

(3) 管内 R22 的表面传热系数: 根据图 6-22 计算内肋片管的流道面积为:

$$A = \left[\frac{\pi}{4} (14^2 - 5^2) - 8 \times 4.5 \times 1.15 \right] \text{mm}^2 = 93\text{mm}^2$$

周界长 $U = [2 \times 4.5 \times 8 + (14\pi - 1.5 \times 8) + (5\pi - 0.8 \times 8)] \text{mm} = 113.3\text{mm}$

故管内当量直径为

$$d_{\text{eq}} = \frac{4A}{U} = \frac{4 \times 93}{113.3} \text{mm} = 3.28\text{mm}$$

管内 R22 的质量流速为

$$g = \frac{2G_r}{n_1 A} = \frac{2.02}{173 \times 93 \times 10^{-6}} \text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}) = 125.5\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$$

每根蒸发管内的制冷剂流量为:

$$G_d = \frac{2G_r}{n_i} = \frac{2.02}{173} \text{kg/s} = 0.0116 \text{kg/s}$$

根据附表 E-2 之三 R22 在内肋管中沸腾的表面传热系数计算公式, 有管内表面传热系数 [单位为 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$] 计算式:

$$\alpha_i = 762(G_d q_i)^{1/3} = 762 \times (0.0116 q_i)^{1/3} = 172.9 q_i^{1/3}$$

(4) 水侧表面传热系数的计算:

冷冻水流量为:

$$G_w = \frac{Q_0}{C_{pm}(t_{w1} - t_{w2})} = \frac{342}{4.193 \times (12 - 7.5)} \text{kg/s} = 18.1 \text{kg/s}$$

折流板间横向流通面积:

$$A_{d2} = s_2(D_i - n_c d_0) = 0.152 \times (0.438 - 20 \times 0.016) \text{m}^2 = 0.0179 \text{m}^2$$

管板端横向流通面积:

$$A_{d1} = s_1(D_i - n_c d_0) = 0.165 \times (0.438 - 20 \times 0.016) \text{m}^2 = 0.01947 \text{m}^2$$

水横向流过管簇的平均面积:

$$A_c = \frac{2s_1 A_{d1} + s_2 A_{d2}(N_b - 1)}{2s_1 + s_2(N_b - 1)} = \frac{2 \times 0.01947 \times 0.165 + 0.152 \times 0.0179 \times 14}{2 \times 0.165 + 0.152 \times 14} \text{m}^2$$

$$= 0.01811 \text{m}^2$$

由 $\frac{H}{D_i} = \frac{111.2}{438} = 0.254$ 查表 6-7, 得 $K_b = 0.154$ 。由结构规划得折流板缺口内管数 $n_b = 60$, 则

$$\text{缺口内水流通面积为: } A_b = A_{b1} = A_{b2} = K_b D_i^2 - \frac{n_b \pi d_0^2}{4} = \left(0.154 \times 0.438^2 - \frac{60 \pi \times 0.016^2}{4} \right) \text{m}^2$$

$$= 0.01748 \text{m}^2$$

表 6-7 折流板缺口面积比 K_b 值

H_b/D_i	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45
K_b	0.0739	0.112	0.154	0.198	0.245	0.293	0.343

由冷冻水的定性温度 $t_w = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} = \frac{12 + 7.5}{2} \text{°C} = 9.75 \text{°C}$ 查水的物性参数有 $c_{pm} = 4.193 \text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, $\lambda_w = 0.579 \text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, $p_w = 9.66$, $\rho_w = 999.75 \text{kg}/\text{m}^3$, $\nu_w = 1.332 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$, 则水横向流过管簇的流速为:

$$w_c = \frac{G_w}{\rho_w A_c} = \frac{18.1}{999.75 \times 0.018} \text{m/s} = 1.0 \text{m/s}$$

水流过缺口时的流速:

$$w_b = \frac{G_w}{\rho_w A_b} = \frac{18.1}{999.75 \times 0.01748} \text{m/s} = 1.0345 \text{m/s}$$

水侧平均流速

$$w_m = (w_c w_b)^{1/2} = 1.0345^{1/2} \text{m/s} = 1.0171 \text{m/s}$$

故水侧雷诺数:

$$Re_w = \frac{w_m d_0}{\nu_w} = \frac{1.0171 \times 0.016}{1.332 \times 10^{-6}} = 12217$$

根据附表 E-1 之二流体交错流过光管管簇的换热系数计算公式, 水侧表面传热系数为

$$\begin{aligned}\alpha_0 &= 0.22 R_d^{0.6} p_{fl}^{1/3} \lambda_f / d_0 \\ &= 0.22 \times \frac{0.579}{0.016} \times 12217^{0.6} \times 9.66^{1/3} \text{ W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K}) = 4803 \text{ W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K})\end{aligned}$$

考虑折流板周边密封不严, 取 $\alpha'_0 = 0.9\alpha_0 = 0.9 \times 4803 \text{ W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K}) = 4322.7 \text{ W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K})$

(5) 传热系数的计算: 取水侧污垢热阻 $r_0 = 0.000172 (\text{m}^2 \cdot \text{K}) / \text{W}$, R22 侧污垢热阻 $r_i = 0$, 则以管外面积为基准的传热系数为:

$$\begin{aligned}K_0 &= \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_i} + r_i\right) \frac{f_0}{f_i} + \frac{\delta f_0}{\lambda f_m} + r_0 + \frac{1}{\alpha'_0}} = \frac{1}{\frac{16}{14 \times 172.9 q_{fi}^{1/3}} + \frac{16 \times 0.001}{15 \times 384} + 0.000172 + \frac{1}{4322.7}} \\ &= \frac{10^4}{\frac{66.1}{q_{fi}^{1/3}} + 4.061}\end{aligned}$$

(6) 管内流动阻力和平均传热温差的计算: R22 在二流程的管长中流过的管程长 $L = 2L_1 = 2 \times 2.586 \text{ m} = 5.172 \text{ m}$ 。当 $t_0 = 2^\circ\text{C}$ 时其饱和物性参数有 $\rho''_s = 22.59 \text{ kg} / \text{m}^3$, $\mu_r = 12.03 \times 10^{-6} \text{ kg} / (\text{m} \cdot \text{s})$ 。同时已知条件给出的循环中 R22 节流后的低压蒸气干度 $x_1 = 0.18$ 。若设定蒸发器出口处蒸气的干度 $x_2 = 1.0$, 则蒸发器内 R22 蒸气的平均干度为:

$$x_m = \frac{x_1 + x_2}{2} = \frac{0.18 + 1.0}{2} = 0.59$$

所以内肋片管的阻力系数为:

$$\xi_1 = \frac{50}{\left(\frac{g d_{eq} x_m}{\mu_r}\right)^{0.6}} = \frac{50}{\left(\frac{125.6 \times 0.00328 \times 0.59}{12.03 \times 10^{-6}}\right)^{0.6}} = 0.1305$$

忽略端盖内转向室的阻力, 则氟利昂在内肋片管内蒸发时的阻力为:

$$\Delta p_0 = \frac{\xi_1 L g^2 x_m^2}{2 d_{eq} \rho''_s} = \frac{0.1305 \times 5.172 \times 125.6^2 \times 0.59^2}{2 \times 0.00328 \times 22.59} \text{ Pa} = 25011 \text{ Pa}$$

查制冷工质热物性图表可知 R22 在 2°C 左右的蒸发温度变化率为 $c_i = 0.0611^\circ\text{C} / \text{kPa}$, 故蒸发器进出口温差为 $\Delta t_0 = c_i \Delta p_0 = 0.0611 \times 25.011^\circ\text{C} = 1.528^\circ\text{C}$ 。所以蒸发器进口制冷剂 (R22) 蒸发温度 $t_{01} = t_{02} + \Delta t_0 = (2 + 1.528)^\circ\text{C} = 3.528^\circ\text{C}$ 。而且平均传热温差为:

$$\Delta t_m = \frac{(t_{w1} - t_{w01}) - (t_{w2} - t_{02})}{\ln \frac{t_{w1} - t_{01}}{t_{w2} - t_{02}}} = \frac{(12 - 3.528) - (7 - 2)}{\ln \frac{12 - 3.528}{7 - 2}}^\circ\text{C} = 6.58^\circ\text{C}$$

(7) 单位面积热流量 q_{f0} 及传热面积 A_0 的计算:

$$q_{f0} = K_0 \Delta t_m = \frac{6.58 \times 10^4}{\frac{66.1}{q_{fi}^{1/3}} + 4.7}$$

或

$$q_{f0} = \frac{q_{fi} f_i}{f_0} = \frac{d_i}{d_0} q_{fi} = \frac{14}{16} q_{fi} = 0.875 q_{fi}$$

令

$$0.875 q_{fi} = \frac{6.58 \times 10^4}{\frac{66.1}{q_{fi}^{1/3}} + 4.061}$$

用试凑法解此方程得 $q_{fi} = 10630 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 有:

$$q_{fo} = 0.875 q_{fi} = 9308 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

$$K_0 = \frac{q_{fo}}{\Delta t_m} = \frac{9308}{6.58} = 1414.6 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

因蒸发器出口存在 $\Delta t_o = 1.528^\circ\text{C}$ 的过热度, 可考虑 K_0 值减少 10%, 则:

$$A_0 = \frac{Q_0}{0.9 K_0 \Delta \tau_m} = \frac{342 \times 10^3}{0.9 \times 1414.6 \times 6.58} \text{ m}^2 = 40.8 \text{ m}^2 < A_0^* = 41.7, \text{ 裕度 } 2.2\%$$

(8) 冷冻水侧流动阻力计算:

$$\Delta p_0 = 0.103 \rho_w w_b^2 = 0.103 \times 999.75 \times 1.0345^2 \text{ Pa} = 110.2 \text{ Pa}$$

冷冻水横向流过光管管簇时的阻力, 由于 $Re_w = \frac{d_0 w_c}{\nu_w} = \frac{0.016 \times 1.0}{1.332 \times 10^{-6}} = 12012 > 100$, 又 $\xi =$

$$\frac{0.75}{Re_w \left(\frac{s - d_0}{d_0} \right)^{0.2}} = \frac{0.75}{\left[12012 \times \left(\frac{20.8 - 16}{16} \right) \right]^{0.2}} = 0.1458, \text{ 所以水横掠过管簇时的阻力为:}$$

$$\Delta p_c = 2 N_b \xi \rho_w w_c^2 = 2 \times 15 \times 0.1458 \times 999.75 \times 1.0^2 \text{ Pa} = 4372 \text{ Pa}$$

冷冻水在折流板缺口间平行流动时的阻力

$$\text{因 } d_{eq} = \frac{4A}{V} = \frac{4 \left(s^2 \sin 60^\circ - \frac{\pi d_0^2}{4} \right)}{\pi d_0} = \frac{4 \times \left(0.0208^2 \times 0.866 - \frac{\pi 0.016^2}{4} \right)}{\pi 0.016} \text{ m} = 0.0138 \text{ m}$$

$$\text{同时 } Re_w = \frac{w_b d_{eq}}{\nu_w} = \frac{1.0345 \times 0.0138}{1.332 \times 10^{-6}} = 10717.8, \quad \xi = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} = \frac{0.3164}{10717.8^{0.25}} = 0.031$$

$$\text{则阻力 } \Delta p_b = \frac{\xi \rho_w (L - 2\delta_b) w_b^2}{2 d_{eq}} = \frac{0.031 \times 999.75 \times (2.586 - 2 \times 0.034) \times 1.0345^2}{2 \times 0.0138} \text{ Pa} \\ = 3026 \text{ Pa}$$

所以冷媒水侧总流动阻力为:

$$\Delta p = N_b \Delta p_b + (N_b + 1) \Delta p_c + \Delta p_p = (15 \times 110 + 16 \times 4372 + 3026) \text{ Pa} = 74631 \text{ Pa}$$

(9) 用计算机进行干式蒸发器计算: 由以上干式蒸发器的计算过程可知通过设定传热管长度及 R22 的流程数所计算出来的 R22 质量流量 g , 不一定就是最佳值。因此计算中需要选择不同的长度和流程数, 就有不同的 g 值和与之对应的 K_0 、 Δt_m 和 F_0 , 只有通过多次设值计算从中得到满足 F_0 值最小的最佳方案。这只有利用计算机才能高效准确地完成这样烦琐的计算任务。干式蒸发器传热计算的电算框图如图 6-24 所示。

2. 冷却强制流动空气的干式蒸发器的计算

(1) 设计参数的选择: 该类型蒸发器是一种制冷剂直接蒸发的空气冷却设备。由于体积小, 结构紧凑, 效率高, 而得到广泛应用。其设计参数的选择见表 6-8。

(2) 设计计算举例:

例 6-4 已知制冷量 $Q_0 = 2.8 \text{ kW}$, 空气的进口参数干球温度 $t_1 = 27^\circ\text{C}$, 湿球温度 $t_{s1} = 19.5^\circ\text{C}$; 以 R22 为制冷剂, $t_0 = 9^\circ\text{C}$, 流量为 $G_d = 0.01772 \text{ kg/s}$ 。试设计一台冷却强制流动空气的干式蒸发器。

解 1. 进行初步结构规划

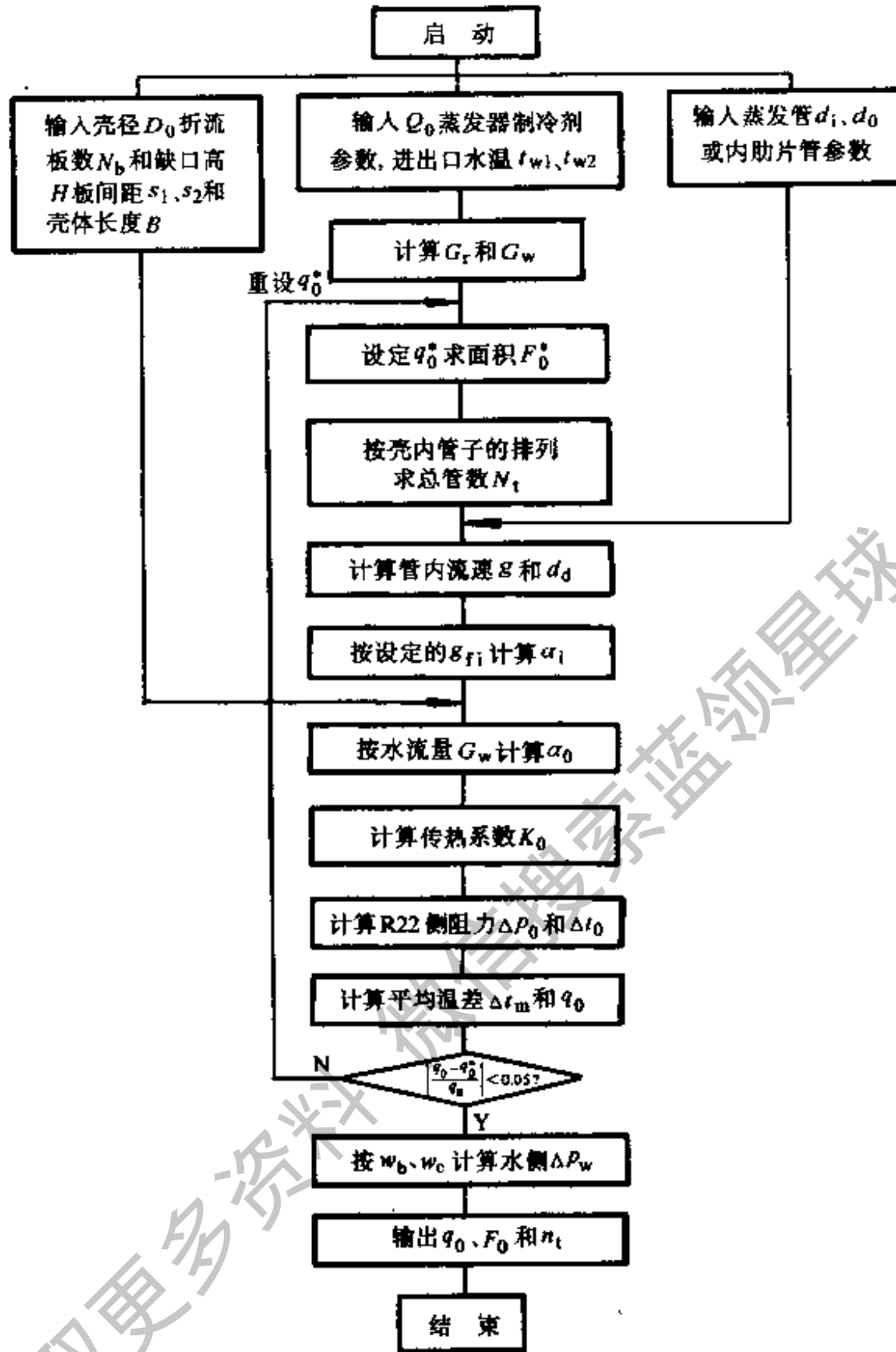


图 6-24 进行干式蒸发器设计的电算框图

表 6-8 表面式空气冷却器设计参数的选择

项 目	选 择 的 原 则					
	使用目的	冷却器前空气参数			室内热湿比 $\epsilon/\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	析湿型式
温度 t_1		相对湿度 φ_1	露点 t_d			
工作参数范围	舒适性空调	20 ~ 30℃	40% ~ 60%	6 ~ 21℃	8400 ~ 16700	结露
	工艺性空调	10 ~ 15℃	70% ~ 90%	5 ~ 13℃	2100 ~ 10500	结露
	冷藏库房	-5 ~ +5℃	80% ~ 90%	-8 ~ +3℃	4200 ~ 24400	结霜
	冷冻库房	-15 ~ -30℃	85% ~ 95%	— —	12500 ~ 29300	结霜
	低温装置	-50℃ ~ 80℃	— —	— —	— —	— —

项 目	选 择 的 原 则
材料及其结构参数	传热管：氟里昂用纯铜管，规格为 $\phi 10 \sim \phi 20\text{mm}$ ，氨用钢管，规格为 $\phi 25 \sim \phi 38\text{mm}$ 肋片：纯铜管外设铝片或铜片，片厚 $\delta_f = 0.15 \sim 0.4\text{mm}$ ；片距 $s_f = 2 \sim 4\text{mm}$ （空调时），除湿机和冷库冷风机应适当放大到 $10 \sim 18\text{mm}$
沿气流方向的管排数	为保证管外空气流动阻力控制在允许范围，一般取 $n = 3 \sim 6$ 排；用于冷库库房的冷风机，因结霜情况下传热系数较低，可取 $n = 10 \sim 16$ 排
迎风面风速	由于此蒸发器传热系数 K 处于 $23 \sim 58\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 范围，且随风速变化而变化，要保证较高的传热系数，一般取风速 $w_g = 1.5 \sim 2.5\text{m/s}$ 。风速过高会引起过大的气流噪声
风量选择	在空气调节装置中，空气冷却器风量选择，可按冷风比（即冷量、风量比单位为 m^3/W ）计算： $\frac{V}{Q_0} = 0.86 \times (0.18 \sim 0.25)$
温 差	空气流过蒸发器的进、出风温差 $\Delta t_{1-2} = 8 \sim 10^\circ\text{C}$ ，空调用蒸发器管内蒸发温度 t_0 与管外壁面温度 t_b 之差一般为 $3 \sim 5^\circ\text{C}$

传热管选用 $\phi 9.53\text{mm} \times 0.35\text{mm}$ 纯铜管，肋片选用缝隙式 $\delta_f = 0.12\text{mm}$ 铝片，肋片节距 $s_f = 1.58\text{mm}$ 。管簇为正三角形排列，管间距 $s_1 = 25.4\text{mm}$ ；沿气流方向的管排数 $N = 2$ 排，则肋片宽度 $L = 44\text{mm}$ 。 $d_b = d_0 + 2\delta_f = (9.35 + 2 \times 0.12)\text{mm} = 9.77\text{mm}$

2. 肋片管各部分传热面积计算

(1) 管外肋片面积 f_f :

$$f_f = \frac{2 \times (s_1^2 \cos 30^\circ - \pi d_b^2 / 4)}{s_f} = \frac{2 \times (25.4^2 \times \cos 30^\circ - \frac{\pi \times 9.77^2}{4})}{1.58} \text{m}^2/\text{m} = 0.6124\text{m}^2/\text{m}$$

(2) 肋间管外表面积 f_b :

$$f_b = \pi d_b \left(1 - \frac{\delta_f}{s_f}\right) = \pi 9.77 \times \left(1 - \frac{0.12}{1.58}\right) \text{m}^2/\text{m} = 0.02836\text{m}^2/\text{m}$$

(3) 管外总表面积 f_1 :

$$f_1 = f_f + f_b = (0.6124 + 0.02836)\text{m}^2/\text{m} = 0.64076\text{m}^2/\text{m}$$

(4) 管内表面积 f_i :

$$f_i = \pi d_i = \pi 8.83\text{m}^2/\text{m} = 0.02774\text{m}^2/\text{m}$$

(5) 肋化系数 β :

$$\beta = \frac{f_1}{f_i} = \frac{0.64076}{0.02774} = 23.1$$

(6) 当量直径 d_{eq} :

$$d_{eq} = \frac{2 \times (s_1 - d_b)(s_f - \delta_f)}{s_1 - d_b + s_f - \delta_f} = \frac{2 \times (25.4 - 9.77) \times (1.58 - 0.12)}{25.4 - 9.77 + 1.58 - 0.12} \text{mm} = 2.876\text{mm}$$

(7) 最窄流通面积与迎风面积之比 σ :

$$\sigma = \frac{(s_f - \delta_f)(s_1 - d_b)}{s_1 s_f} = \frac{(1.58 - 0.12)(25.4 - 9.77)}{25.4 \times 1.58} = 0.5686$$

3. 确定空气在流经蒸发器时的状态变化过程

由给定的进风参数查 $i-d$ 图 6-25, 得 $i_1 = 55.2 \text{kJ/kg}$, $d_1 = 10.95 \text{g/kg}$ 。根据表 6-8 的风量选择原则取设计风量为:

$$V_a = 0.86 Q_0 \times 0.25 = 0.86 \times 2800 \times 0.25 \text{m}^3/\text{h} = 602 \text{m}^3/\text{h}$$

(1) 进口湿空气的比体积 v_1 :

$$\begin{aligned} v_1 &= \frac{R_a T_1 (1 + 0.0016 d_1)}{p_B} \\ &= \frac{287.4 \times (273 + 27) \times (1 + 0.0016 \times 10.95)}{101320} \text{m}^3/\text{kg} \\ &= 0.866 \text{m}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

(2) 空气的质量流量 G_a :

$$G_a = \frac{v_a}{v_1} = \frac{602}{0.866} \text{kg/h} = 695.3 \text{kg/h}$$

(3) 进出口空气的比焓差 Δi :

$$\Delta i = \frac{Q_0}{G_a} = \frac{2800 \times 3.6}{695.3} \text{kJ/kg} = 14.5 \text{kJ/kg}$$

(4) 出口空气的比焓 i_2 :

$$i_2 = i_1 - \Delta i = (55.2 - 14.5) \text{kJ/kg} = 40.7 \text{kJ/kg}$$

设取传热管壁面温度 $t_w = 12.5^\circ\text{C}$, $d_w = 9 \text{g/kg}$, 查得 $i_w = 35 \text{kJ/kg}$ 。(取 $\varphi_w = 100\%$) 得空气处理过程的饱和状态点 w , 连接 $1-w$ 与 i_2 线相交于 2 点, 得到蒸发器出口空气状态干球温度 $t_2 = 16^\circ\text{C}$, 含湿量 $d_2 = 9.6 \text{g/kg}$ 。

(5) 蒸发器中空气的平均比焓 i_m :

$$i_m = i_w + \frac{i_1 - i_2}{\ln \frac{i_1 - i_w}{i_2 - i_w}} = \left(\frac{55.2 - 40.7}{\ln \frac{55.2 - 35}{40.7 - 35}} + 35 \right) \text{kJ/kg} = 46.4 \text{kJ/kg}$$

则 i_m 线与 $1-w$ 线相交于 m 点, 同时查得空气的平均状态参数为: $t_m = 20.2^\circ\text{C}$, $d_m = 10.1 \text{g/kg}$, $\rho_m = 1.164 \text{kg/m}^3$, $\nu_m = 15.7 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$, $\lambda_m = 0.0252 \text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。

4. 计算空气侧换热系数

取蒸发器管列数为 10, 单管有效长度 $B = 0.76 \text{m}$, 蒸发器高度 $H = 10 \times 25.4 = 254 \text{mm}$ (即 0.254m)。

(1) 迎面风速 $w_s = \frac{V_a}{HB} = \frac{602}{0.254 \times 0.76 \times 3600} \text{m/s} = 0.866 \text{m/s}$, 低于表 6-9 中迎面风速推荐值, 有利于降低室内气流噪声。

$$(2) \text{最窄通风面风速 } w_{\max} = \frac{w_s}{\sigma} = \frac{0.866}{0.5686} = 1.523 \text{m/s}$$

$$(3) \text{雷诺数 } Re_f = \frac{w_{\max} d_{eq}}{\nu_m} = \frac{1.523 \times 2.876}{1.57 \times 10^{-6}} = 278.44$$

(4) 管外空气表面传热系数计算。按附录 E-1 之二强制通风肋片管外空气表面传热系数计算式:

$$\alpha_0 = 25.6 \times 1.163 w_{\max}^{0.55} = 25.6 \times 1.163 \times 1.523^{0.55} \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \approx 29.7 \times 1.523^{0.55} \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) = 37.43 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

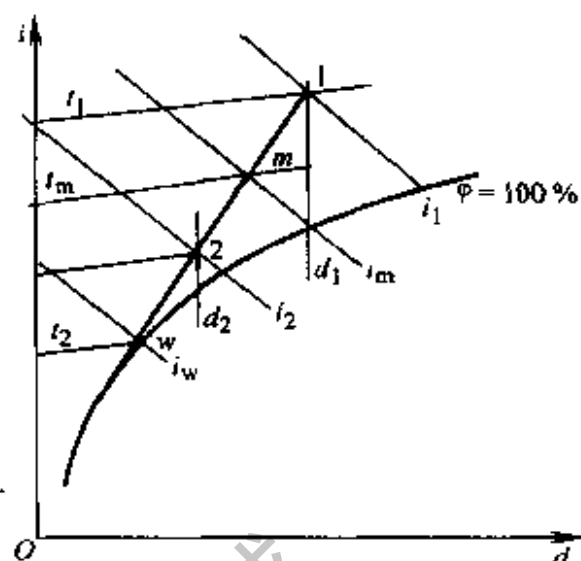


图 6-25 空气处理过程的 $i-d$ 图

$$(5) \text{ 析湿系数 } \xi = 1 + 2.46 \frac{d_m - d_w}{t_m - t_w} = 1 + 2.46 \times \frac{10.1 - 9}{20.2 - 12.5} = 1.35$$

$$(6) \text{ 肋片效率 } \eta_f = \frac{\text{th}(mh')}{mh'}$$

$$\text{其中 } m = \sqrt{\frac{2\alpha_0 \xi}{\lambda_f \delta_f}} = \sqrt{\frac{2 \times 37.43 \times 1.35}{203 \times 0.12 \times 10^{-3}}} = 64.4; h' = \frac{d_b}{2} (\rho' - 1) (1 + 0.35 \ln \rho')$$

$$\text{其中 } \rho' = 1.279 \sqrt{\frac{L}{B} - 0.3} = 1.27 \times 2.6 \sqrt{1 - 0.3} = 2.76 (\text{又 } \rho = \frac{13}{d_{eq}} = \frac{25.4}{9.77} = 2.6)$$

$$\text{所以 } h' = \frac{9.77}{2} \times (2.76 - 1) \times (1 + 0.35 \ln 2.76) = 11.65$$

$$\text{故 } \eta_f = \frac{\text{th}(64.4 \times 11.65) \times 10^{-3}}{64.4 \times 11.65 \times 10^{-3}} = \frac{\text{th}0.75}{0.75} = \frac{0.632}{0.75} = 0.843$$

(7) 空气侧当量表面传热系数 α_j :

$$\alpha_j = \xi \alpha_0 \left(\frac{\eta_f f_t + f_b}{f_i} \right) = 1.35 \times 37.43 \times \left(\frac{0.843 \times 0.6124 + 0.02836}{0.64076} \right) \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) = 42.9 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

5. 计算管内表面传热系数 α_i

其循环为: $t_k = 50^\circ\text{C}$, $t_0 = 9^\circ\text{C}$, $t_4 = 40.7^\circ\text{C}$, $t_1 = 15^\circ\text{C}$ 。

根据附录 E-2 之二中, 氟利昂在管内沸腾表面传热系数计算式 $\alpha_i = B \frac{G_d^{0.2} q_i^{0.6}}{d_i^{0.6}}$, $B = 1.542$,

则:

$$\alpha_i = 1.542 \times \frac{0.01772^{0.2} \times q_i^{0.6}}{(8.82 \times 10^{-3})^{0.6}} = 11.76 q_i^{0.6}$$

6. 计算管内传热面积 A_i

取管内污垢热阻 $r_i = 0$ 、管外污垢热阻 $r_o = 0.0048 \text{ (m}^2 \cdot \text{K)}/\text{W}$, 则管外面积为基准的传热系数 K_o 为:

$$K_o = \frac{1}{\frac{\beta}{\alpha_i} + \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{\alpha f_i}{f_i + f_i} + r_o + \frac{1}{\alpha_j}} = \frac{1}{\frac{1.96}{11.76 q_i^{0.6}} + 0.02919}$$

(1) 平均传热温差:

$$\Delta t_m = \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{t_1 - t_0}{t_2 - t_0}} = \frac{27 - 16}{\ln \frac{27 - 9}{16 - 9}} \text{ }^\circ\text{C} = 11.65^\circ\text{C}$$

(2) 计算 q_i : 由热平衡关系 $q_i = \beta q_o$ 和 $q_o = K_o \Delta t_m$ 可得:

$$q_i = \beta K_o \Delta t_m = \frac{23.1 \times 11.65}{\frac{1.96}{q_i^{0.6}} + 0.02919}$$

得 $q_i = 6900 \text{ W}/\text{m}^2$,

解方程, 故

$$A_i = \frac{Q_o}{q_i} = \frac{2800}{6900} \text{ m}^2 = 0.4058 \text{ m}^2$$

7. 求所需传热管长度 L

$$L = \frac{F_i}{f_i} = \frac{0.4058}{0.02774} \text{ m} = 14.63 \text{ m}$$

8. 计算有效管长 L'

$$L' = \frac{L}{2 \times 10} = \frac{14.63}{20} = 0.7314\text{m} \text{ (小于规划管长 } 0.76\text{m)}。$$

9. 所需的管外传热面积 A_0

$$A_0 = Lf_1 = 14.63 \times 0.64076\text{m}^2 \approx 9.374\text{m}^2$$

实际规划的传热面积 A'_0

$$A'_0 = L \times n \times 10f_1 = 0.76 \times 2 \times 10 \times 0.64076\text{m}^2 = 9.739\text{m}^2$$

裕度

$$\frac{A'_0 - A_0}{A_0} = \frac{9.739 - 9.374}{9.374} = 0.039 \text{ (即 } 3.9\%)$$

10. 校核壁温

由

$$\alpha_i \Delta t_i = \beta \alpha_i (\Delta t_m - \Delta t_i)$$

$$11.76q_i^{0.6} \Delta t_i = 23.1 \times 42.9(11.65 - \Delta t_i)$$

$$11.76 \times 6900^{0.6} \Delta t_i = 11545 - 990.99\Delta t_i$$

$$2364.4\Delta t_i + 990.99\Delta t_i = 11545$$

$$3355.39\Delta t_i = 11545$$

$$\Delta t_i = 3.44^\circ\text{C}$$

$$t_w = t_0 + \Delta t_i = (9 + 3.44)^\circ\text{C} = 12.44^\circ\text{C}, \text{ 比设定壁温为 } 12.5^\circ\text{C}$$

略有降低, 设计合理。

11. 风侧阻力计算

干工况与析湿工况阻力的关系为

顺排时: $\Delta p_w = \psi \Delta p_d$ ψ 为阻力增强系数 $\psi = 1.2$, 干工

况下的阻力系数

$$\begin{aligned} \Delta p_d &= 9.81A \left(\frac{L}{d_{eq}} \right) (\rho_m w_{max})^{1.7}, \text{ 系数 } A = 0.0113 \\ &= 9.81 \times 0.0113 \times \left(\frac{44}{2.876} \right) \times (1.164 \times 1.523)^{1.7} \text{ Pa} \\ &= 4.5 \text{ Pa} \end{aligned}$$

故湿工况下 $\Delta p_w = 1.2 \times 4.5 = 5.4 \text{ Pa}$ 叉排阻力增加 20% 即 $\Delta p_w = 1.2 \times 5.4 = 6.5 \text{ Pa}$

12. 表面式蒸发器的计算机计算

表面式蒸发器的计算机设计计算是根据制冷循环的计算结果, 通过输入蒸发器的结构规划尺寸, 经反复迭代计算, 最后得到所设计的蒸发器结构参数。计算过程中由于制冷剂在蒸发器内要经过两相区和过热区, 应该对两相区和过热区的热负荷分别进行计算, 以便得出精确的计算结果。有关文献指出过热区的热负荷仅为两相区热负荷的 1% ~ 2%, 当过热度小于 7°C 时, 其计算结果基本无变化。计算机进行设计计算的工作程序框图见图 6-26。其中输入数据步骤包含三个

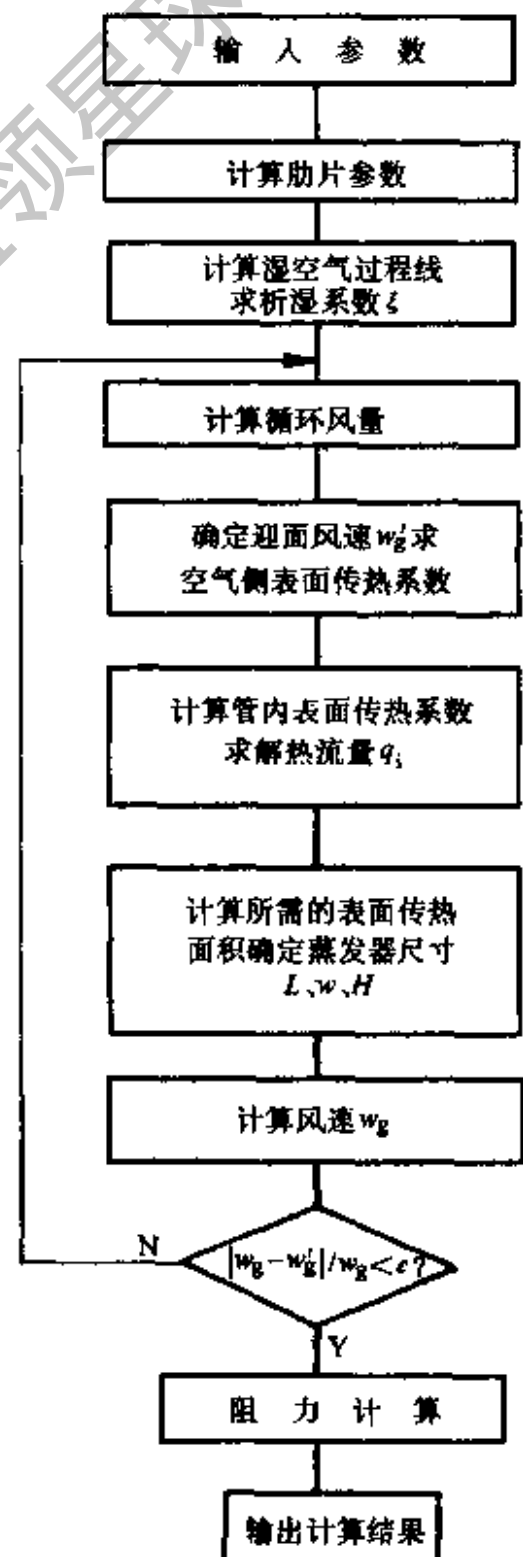


图 6-26 表面式蒸发器的计算机设计计算框图

方面的内容：①工况参数；②制冷循环的计算结果；③蒸发器的初步规划。例如制冷量 Q_0 、蒸发温度 t_0 、当地大气压 p_B 、蒸发器进口空气干球温度 t_1 、湿球温度 t_{s1} 、蒸发器的管排数 n 和排深 N 、排管方式、管外径 d_0 、管壁厚度 δ_b 、管间距 s_1 、 s_2 ，肋片厚度 δ_f 和肋片节距 s_f 等等。

第三节 制冷装置的节流机构

一、制冷剂液体膨胀过程分析

在蒸气压缩制冷装置中，制冷剂液体的膨胀过程是通过节流机构来完成的。其原因在于制冷剂液体的膨胀功很小，而且容积比很大，采用液体膨胀机在技术方面存在着较大的困难，同时经济性比较差。

一般情况下，制冷剂液体在膨胀之前，应呈饱和状态或过冷状态。膨胀之后到达两相区，变成气液混合物。制冷剂液体的膨胀特性随节流装置的通道形态不同而异。例如喷管（渐缩管或拉伐尔管）内膨胀是接近等熵过程，而通过节流孔的膨胀则属于接近等焓过程，制冷剂通过其他通道（如毛细管）的膨胀过程介于二者之间。如图 6-27 所示，1-2_s 为接近等熵过程，1-2_h 为接近等焓过程、1-2_t 为介于二者之间的过程。由此分析可知制冷剂液体膨胀具有以下特点：

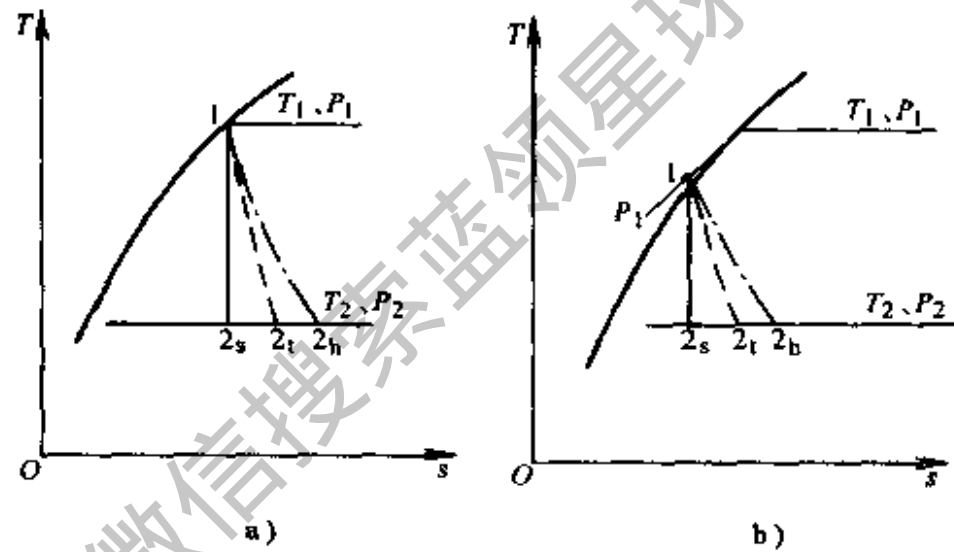


图 6-27 制冷剂液体膨胀过程分析

a) 膨胀前为饱和液体 b) 膨胀前为过冷液体

(1) 液体通过膨胀后，温度必然降低。其膨胀过程的压差 ($\Delta p = p_1 - p_2$) 越大，则温度降低 ($\Delta T = T_1 - T_2$) 也越大。而且温差 ΔT 同过程无关。其原因在于两相区内饱和温度与饱和压力呈对应关系。

(2) 膨胀过程具有尽可能大的比体积比 ($\frac{v_2}{v_1}$)，且随压比 ($\frac{p_1}{p_2}$) 的增大而增大。从而使比体积比有限的膨胀机难以实现。

(3) 膨胀过程的等熵焓降很小（可利用的膨胀功很小）不加以利用损失也不会很大。因此在制冷装置中均采用小孔或管道节流机构，来实现液体制冷剂的膨胀制冷。

二、节流机构的种类

制冷装置的节流机构在实现制冷剂液体膨胀过程的同时，还具有以下两方面的作用：一是将制冷机的高压部分和低压部分分隔开，防止高压蒸气串流到蒸发器中；二是对蒸发器的供液量进行控制，使其中保持适量的液体，使蒸发器换热面积全面发挥作用。因其节流机构无外功输出，即无效率的概念可言。一般仅根据上述两方面的功能来判断其特性。

按照节流机构的供液量调节方式可分为以下五个类型：

(1) 手动调节的节流机构：一般称做手动节流阀。以手动方式调整阀孔的流通面积来改

变向蒸发器的供液量，其结构与一般手动阀门相似。多用于氨制冷装置。

(2) 用液位调节的节流机构：通常是称做浮球调节阀。它利用浮球位置随液面高度变化而变化的特性控制阀芯开闭，达到稳定蒸发器内制冷剂的液量的目的。它可作为单独的节流机构使用，也可作为感应元件与其他执行元件配合使用，适用中型及大型氨制冷装置。

(3) 用蒸气过热度调节的节流机构：这种节流机构包括热力膨胀阀和电热膨胀阀。它通过蒸发器出口蒸气过热度的大小调整热负荷与供液量的匹配关系，以此控制节流孔的开度大小，实现蒸发器供液量随热负荷变化而改变的调节机制。主要用于氟利昂制冷系统及中间冷却器的供液量调节。

(4) 用电子脉冲进行调节的节流机构：在现代舒适性空调装置中，有一种以数字化检测空调舒适度（如房间内的温度、湿度、气流状况、人员增减、人体衣着条件等）作为房间空气调节控制基础的新型舒适节能型空调装置。它根据检测到的房间舒适度（即 PMV 值大小），相应改变压缩机转速，产生最佳舒适状态所需要的制冷（制热）量，从而有效地避免了开停调节式空调器因开停温差产生的能量浪费。电子脉冲式膨胀阀就是由压缩机变频脉冲控制阀孔开度，向蒸发器提供与压缩机变频条件相适应的制冷剂量，时刻保持在蒸发器和压缩机之间的能量和质量的平衡性，满足高舒适性空气调节的要求。它是制冷技术中出现的机电一体化的产物。

(5) 不进行调节的节流机构：这类节流机构如节流管（俗称毛细管），恒压膨胀阀，节流短管及节流孔等。一般在工况比较稳定的小型制冷装置（如家用电冰箱、空调器等）中使用。它具有结构简单、维护方便的特点。

三、节流机构的工作原理及特性分析

节流机构中手动节流阀因需要频繁操作，工况稳定性差，发生故障几率较大；浮球式节流机构因受工作压力影响有高压浮球阀和低压浮球阀两种：高压浮球阀安装在高压液体管路上用来保持冷凝器或贮液器的液位，从而间接地调节蒸发器的供液量；低压浮球阀则宜用于大容量制冷装置。而大量的中小型氟利昂制冷装置普遍使用热力膨胀阀、电子脉冲式膨胀阀和节流管等。现将其工作原理及特性分别介绍如下。

（一）热力膨胀阀

热力膨胀阀属于一种自动膨胀阀，又称热力调节阀或感温调节阀，是应用最广的一类节流机构。它是利用蒸发器出口制冷剂蒸气的过热度调节阀孔开度以调节供液量的，故适用于没有自由液面的蒸发器，如干式蒸发器、蛇管式蒸发器和蛇管式中间冷却器等。热力膨胀阀现主要用于氟利昂制冷机中，对于氨制冷机也可使用，但其结构材料不能用有色金属。

1. 热力膨胀阀的工作原理

如图 6-28 所示，热力膨胀阀由感应机构（由压力腔、毛细管、感温包等组成）、执行机构（包括膜片、顶杆、阀芯）、调整机构（含调整杆、弹簧）和阀体组成。感应机构中充注有工质，感温包设置在蒸发器出口处的管外壁上。由于过热度的影响，其出口处温度 t_1 与蒸发温度 t_0 之间存在着温差 Δt_g ，通常称做过热度。感温包感受到 t_1 后，使整个感应系统处于 t_1 对应的饱和压力 p_b 。如图 6-28b 所示，该压力将通过膜片传给顶杆直到阀芯。在压力腔下部的膜片上仅有 p_b 存在，其下侧面施有调整弹簧的弹簧力 p_r 和蒸发压力 p_0 ，三者处于平衡时有 $p_b = p_r + p_0$ 。若蒸发器出口过热度 Δt_g 增大，即表示 t_1 提高，使对应的 p_b 随

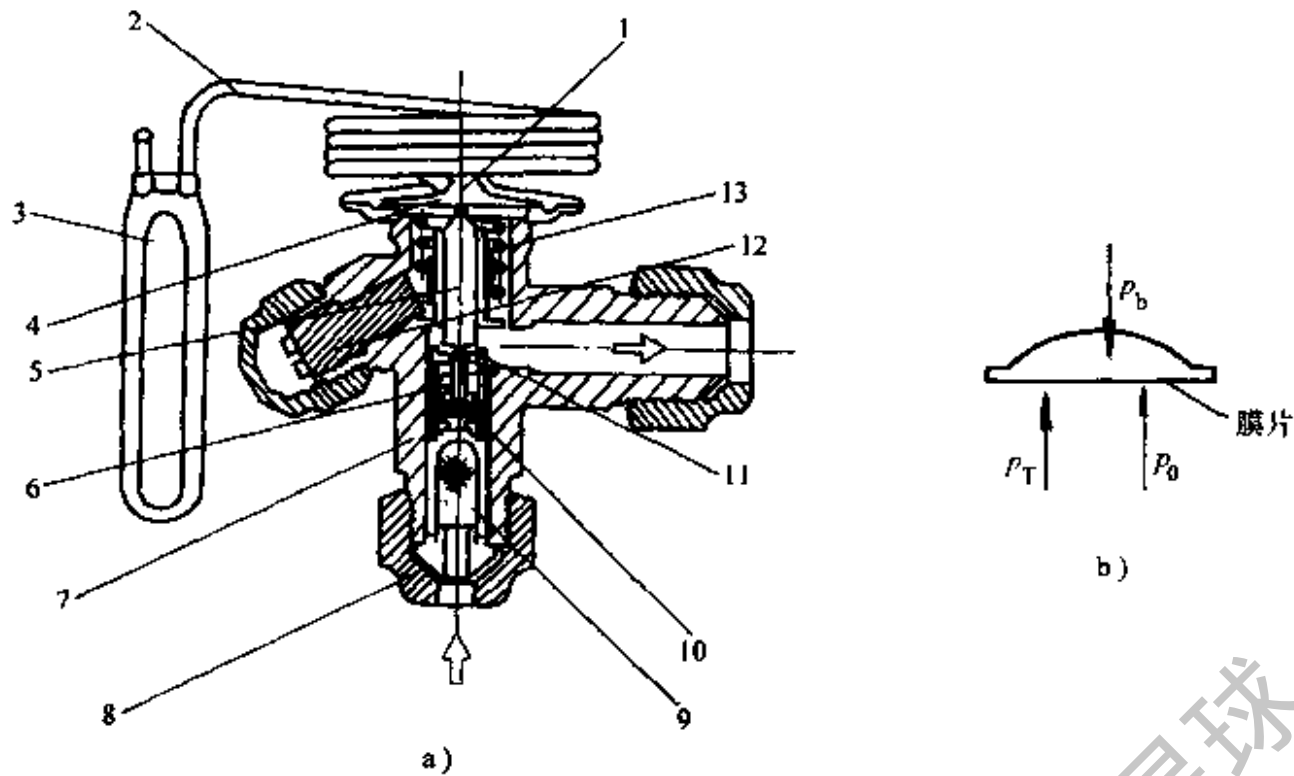


图 6-28 热力膨胀阀结构原理

1—压力腔 2—毛细管 3—感温包 4—膜片 5—顶杆 6—阀芯 7—阀体
8—喇叭口螺母 9—进液过滤网 10—阀座 11—阀孔 12—调节螺杆 13—弹簧

之增大，则形成 $p_b > p_T + p_0$ ，通过膜片到顶杆传递这一增大的压力信号，使阀芯下移，阀孔通道面积增大，故进入蒸发器的制冷剂流量增大。蒸发器的制冷量也随之增大。倘若在进入蒸发器的制冷剂量增大到一定程度时，蒸发器的热负荷还不能使之完全变成 t_1 的过热蒸气，造成 Δt_g 减小， t_1 温度降低导致对应的感应机构内压力 p_b 减少，形成 $p_b < p_T + p_0$ 。因而膜片回缩，阀芯上移，阀孔通道面积减小，使进入蒸发器的制冷剂量相应减少。形成热力膨胀阀的以蒸发器过热度为动力的供液量比例调节模式。

从以上热力膨胀阀的工作原理可以看出，其阀芯的调节动作来源于 $p_b = p_T + p_0$ 。这一存在于热力膨胀阀内部的力由不平衡到平衡的全过程。因此在膜片上下侧的压力平衡以蒸发器内压力 p_0 作为稳定条件，所以称之为内平衡式热力膨胀阀。

在许多制冷装置中，蒸发器的管组长度较大，从进口到出口存在着较大的压降 Δp_0 ，造成蒸发器进出口温度各不相同。在这种情况下若使用上述内平衡式热力膨胀阀，则会因蒸发器出口温度过低而造成 $p_b < p_T + p_0$ ，造成热力膨胀阀的过度关闭，以至丧失对蒸发器实施供液量调节的能力。而采用外平衡式热力膨胀阀则可以避免产生过度关闭的情况，保证有压降 (Δp_0) 的蒸发器得到正常的供液。外平衡式热力膨胀阀的结构原理如图 6-29 所示。图 6-29b 示出了它的主要特征，它是将内平衡式热力膨胀阀膜片驱动力系中的蒸发压力 p_0 ，改为由外平衡管接头引入的蒸发器出口压力 p_w 取代，以此来消除蒸发器管组内的压降 Δp_0 所造成的膜片力系失衡，而带来的使膨胀阀失去调节能力的不利影响。由于 $p_w = p_0 - \Delta p_0$ ，尽管蒸发器出口过热度偏低，但膜片力系变成为 $p_b = p_T + (p_0 - \Delta p_0)$ ，即 $p_b = p_T + p_w$ ，仍然能保证在允许的装配过热度范围内达到平衡。在这个范围内，当 $p_b > p_T + p_w$ 时，表示蒸发器热负荷偏大，出口过热度偏高，膨胀阀流通面积增大，使制冷剂供液量按比例增大。反之按比例减小。

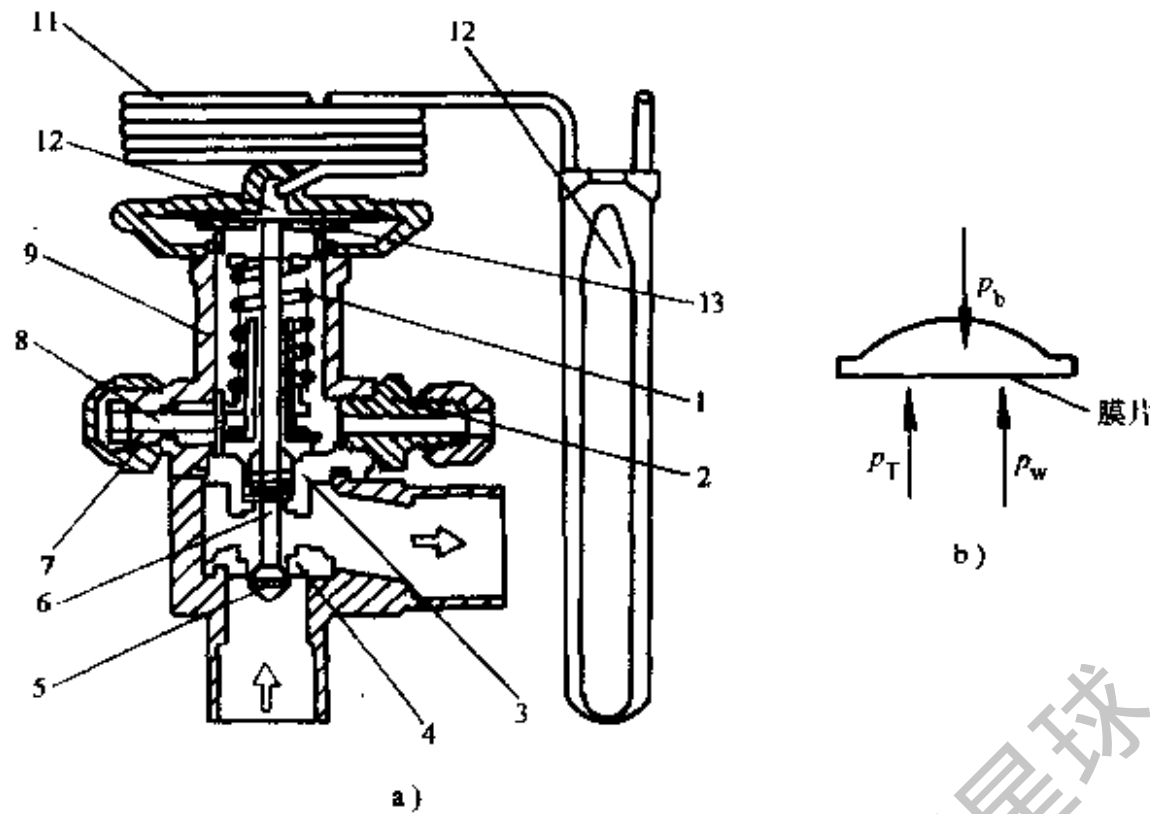


图 6-29 外平衡式热力膨胀阀结构原理

1—弹簧 2—外平衡管接头 3—密封组合体 4—阀孔 5—阀芯 6—顶杆
7—螺母 8—调整杆 9—阀体 10—压力腔 11—毛细管 12—感温包 13—膜片

一般情况下，R22 蒸发器内压力降 Δp_0 达到下表 6-9 所规定的值时，应采用外平衡式热力膨胀阀。此外，使用带分液器的蒸发器时，也应使用外平衡式热力膨胀阀，即将分液器引起的压降按 Δp_0 处理，才能保证蒸发器的工作能力得以正常发挥。

表 6-9 使用外平衡式热力膨胀阀 (R22) 的 Δp_0 值

蒸发温度 $t_0/^\circ\text{C}$	+10	0	-10	-20	-30	-40	-50
$\Delta p_0/10^5 \text{ Pa}$	0.42	0.33	0.26	0.19	0.14	0.10	0.07

2. 热力膨胀阀的选择与使用

正常情况下，热力膨胀阀应控制进入蒸发器中的液态制冷剂量刚好等于在蒸发器中吸热蒸发的制冷剂量。使之在工作温度下蒸发器出口过热度适中，蒸发器的传热面积得到了充分利用。同时在工作过程中能随着蒸发器热负荷的变化，迅速地改变向蒸发器的供液量，使之随时保持系统的平衡。实际中的热力膨胀阀感温系统存在着一定的热惰性，形成信号传递滞后，往往使蒸发器产生供液量过大或过小的超调现象。为了削弱这种超调，稳定蒸发器的工作，在确定热力膨胀阀容量时，一般应取蒸发器热负荷的 1.2~1.3 倍。

为了保证感温包采样信号的准确性，当蒸发器出口管径小于 22mm 时，感温包可水平安装在管的顶部；当管径大于 22mm 时，则应将感温包水平安装在管的下侧方 45° 的位置，然后外包绝热材料。绝对不可随意安装在管的底部。也要注意避免在立管，或多个蒸发器的公共回气管上安装感温包。外平衡式热力膨胀阀的外平衡管应接于感温包后约 100mm 处，接口一般位于水平管顶部，以保证调节动作的可靠性。

为了使热力膨胀阀节流后的制冷剂液体均匀地分配到蒸发器的各个管组，通常是在膨胀阀的出口管和蒸发器的进口管之间设置一种分液接头。它仅有一个进液口，却有几个甚至十几个出液口，将膨胀阀节流后的制冷剂均匀地分配到各个管组中（或各蒸发器中）。分液接

头的型式很多，以降压型分液接头的使用效果最好。图 6-30 示出了几种降压型分液头的结构型式，它们的特点是通道尺寸较小，制冷剂液体流过时要发生节流，产生约 50kPa 压差，同时在分液管中也约有相等的压差，以致使蒸发器各通路管组总压差大致相等，使制冷剂均匀分配到蒸发器中，各部分传热面积得到充分利用。在安装分液头时各分液管必须具有相同的管径和长度，以保证各路管组压降相等。

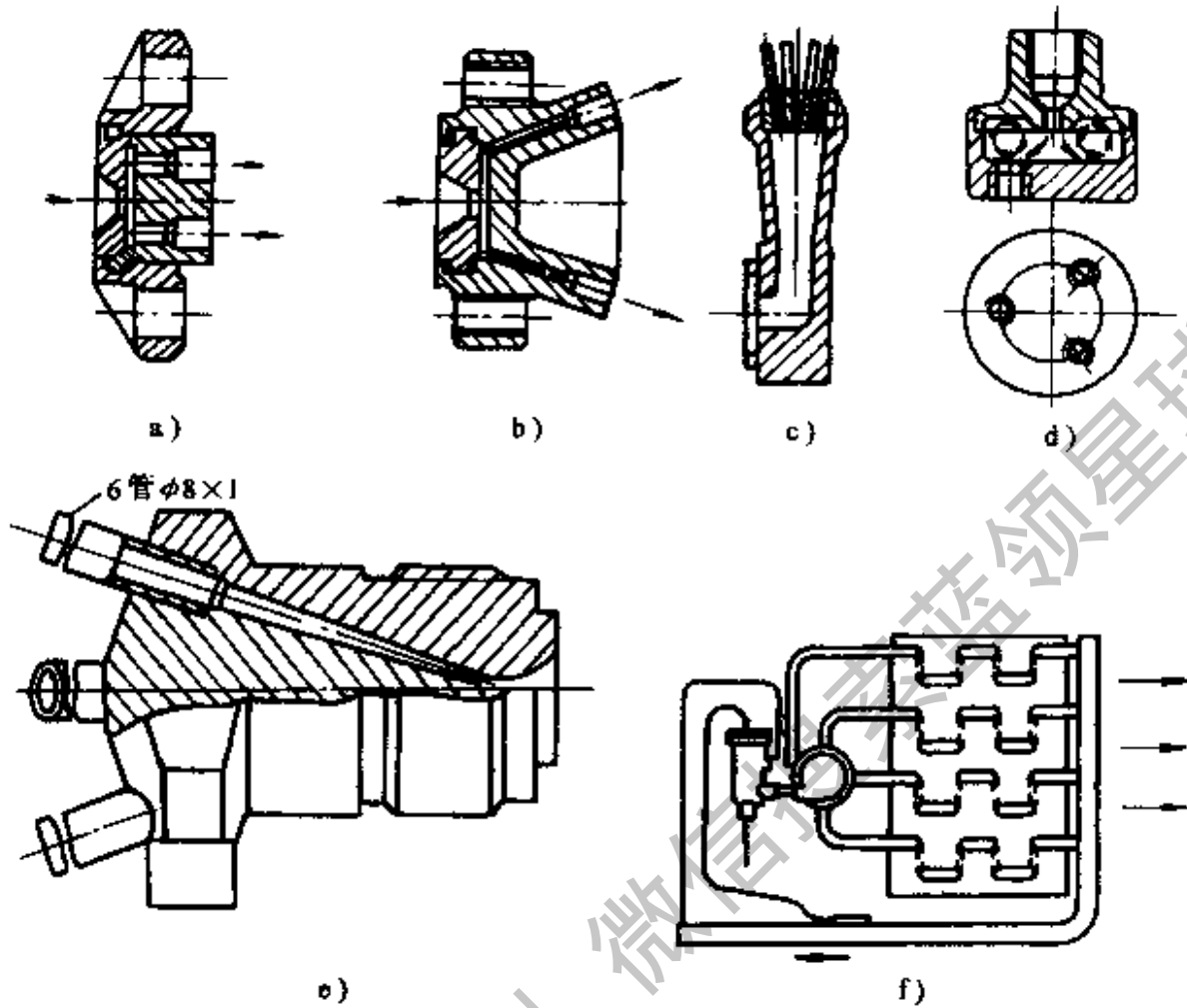


图 6-30 几种降压型分液头结构

(二) 电子脉冲式膨胀阀

如图 6-31 所示的结构，它由步进电动机、阀芯、阀体、进出液管等主要部件组成。由一个屏蔽套将步进电动机的转子和定子隔开。在屏蔽套下部与阀体作周向焊接，形成一个密封的阀内空间。电动机转子通过一个螺丝套与阀芯连接，转子转动时可以使阀芯下端的锥体部分在阀孔中上下移动，以此改变阀孔的流通面积，起到调制冷剂量流量的作用。在屏蔽套上部设有升程限制机构，将阀芯的上下移动限制在一个规定的范围内。若有超出此范围的现象发生，步进电动机将发生堵转。通过升程限位机构可以使电脑调节装置方便地找到阀的开度基准，并在运转中获得阀芯位置信息，读出或记忆阀的开闭

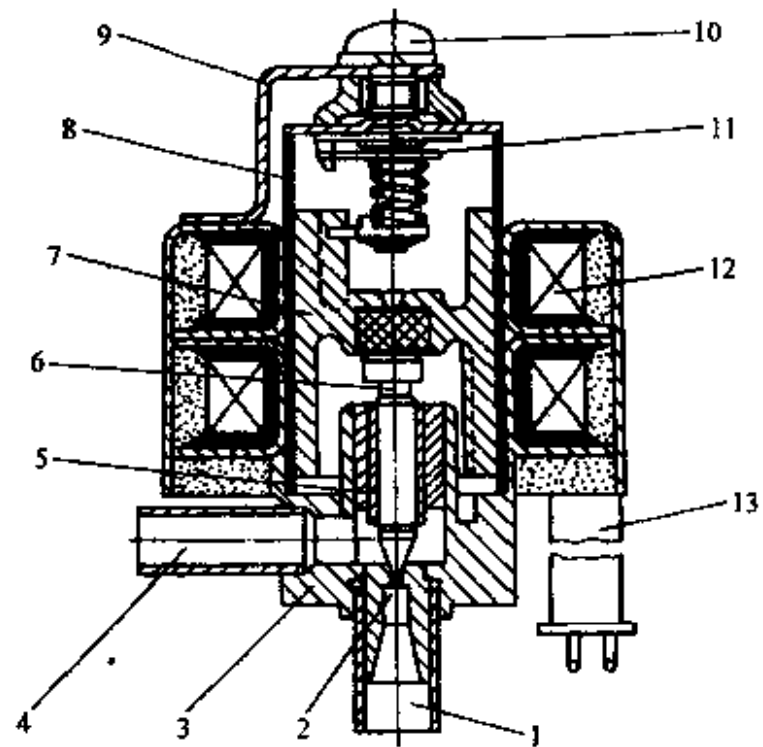


图 6-31 电子脉冲式膨胀阀的结构
 1—进液管 2—阀孔 3—阀体 4—出液管 5—丝套
 6—转轴（阀芯） 7—转子 8—屏蔽套 9—尾板
 10—定位螺钉 11—限位器 12—定子线圈 13—导线

情况。

电子脉冲控制膨胀阀的步进电动机具有启动频率低、功率小、阀芯定位可靠等优点，属于爪极型永磁式步进电动机。它的定子由四个铁心（A、 \bar{A} 、B、 \bar{B} ）和两副线轴组件组成，每个铁心内周边常有12个齿（称做爪极）。定子引出线及开关电路见图6-32。图中的开关1和开关2按表6-10中的1-2-3-4-5-6-7-8顺序通电膨胀阀开启，反之阀门关闭。

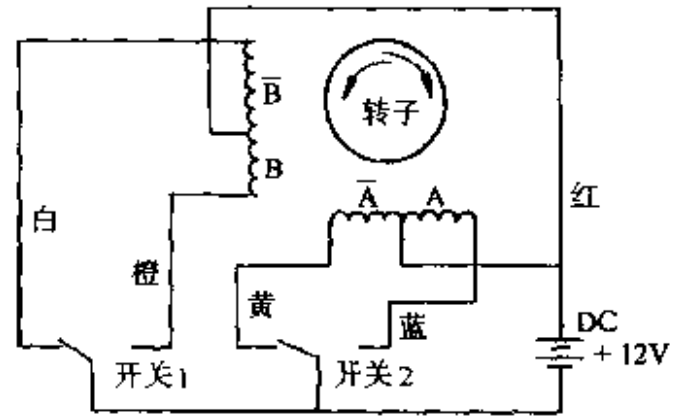


图 6-32 电子脉冲控制膨胀阀的驱动线路

按表 6-10，每一通电状态转动一步的步距角为 $\theta = \frac{360^\circ}{12 \times 8} = 3.75^\circ/\text{步}$ 。一般膨胀阀从全闭到全开设

计为步进电动机转子转动 7 圈，其所需要的通电脉冲数为 $7 \times 360^\circ / 3.75^\circ = 356$ 个，若在频率 30Hz 时所需的阀门从全闭到全开的时间为 $\frac{356}{30} \text{ s} = 11.9 \text{ s}$ 。由此可以推断频率越高所需的时间越短，调节的精确度也越高。阀的流量与脉冲数成线性关系，图 6-33 示出了通径为 $\phi 2.85 \text{ mm}$ 的电子脉冲控制膨胀阀的脉冲数—流量关系曲线。在制冷装置运行过程中，由传感器取到实时信号，输入微型计算机进行处理后，转换成相应的脉冲信号，驱动步进电动机获得一定的步距角，形成对应的阀芯上升或下降的移动距离，得到合适的制冷剂在阀孔的流通面积和与热负荷变化相匹配的供液量，实现了装置的高精度能量调节。由于变流量调节时间以秒计算，可以有效地杜绝超调现象发生。对于一些需要精细流量调节的制冷装置，采用此种膨胀阀，可以得到满意可靠的高效节能效果。

表 6-10 定子通电顺序及动作方向

顺序 \ 引线	红	蓝 (A)	黄 (\bar{A})	橙 (B)	白 (\bar{B})	阀动作
1	DC _{12V}	ON				开 关 阀 阀 ↓ ↑
2		ON		ON		
3				ON		
4			ON	ON		
5			ON			
6			ON		ON	
7					ON	
8		ON			ON	
1		ON				

(三) 毛细管

毛细管又叫节流管，其内径通常为 0.5 ~ 5mm，长度不等，材料为铜或不锈钢。由于它不具备自身流量调节能力，被看作为一种流量恒定的节流设备。

毛细管节流是根据流体在一定几何尺寸的管道内流动产生摩阻压降改变其流量的原理，当管径一定时，流体通过的管道短则压降小，

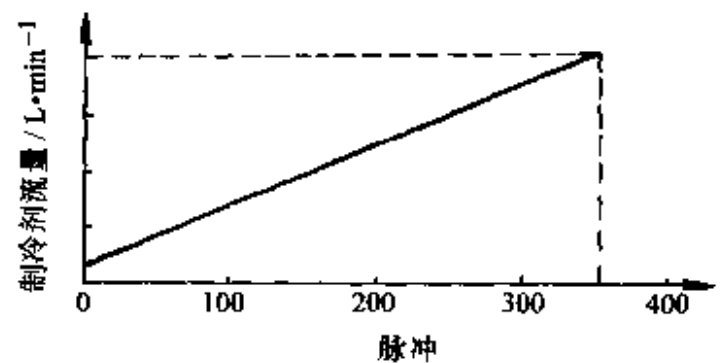


图 6-33 $\phi 2.85 \text{ mm}$ 通径的电子膨胀阀的脉冲数—流量关系曲线

流量大；反之，压降大且流量小。在制冷系统中取代膨胀阀作为节流机构。

根据毛细管进口处制冷剂的状态分为过冷液体、饱和液体和稍有气化等情况。从毛细管的安装方式考虑，制冷剂在其进口的状态按毛细管是否与吸气管存在热交换而分为回热型和无回热型两种。回热型即毛细管内制冷剂在膨胀过程对外放热；无回热型即毛细管内制冷剂为绝热膨胀。图 6-34 中曲线所表示的就是绝热膨胀过程中，沿管长方向的压力和温度分布情况。进入毛细管时为过冷液体的绝热膨胀，前一段为液体，随着压力的降低液体过冷度不断减小，并最后变成饱和液体，如图 6-34 中 1-a 段所示。当制冷剂达到点 a，也就是压降相当于制冷剂入口温度的饱和压力时，开始气化，变为两相流动。随着压力不断降低，液体不断气化，气液混合物的比体积和流速相应增大，且比焓值逐渐减小。同时由于管内阻力影响，一部分动能消耗于克服摩擦，并转化为热能被制冷剂吸收，使其比焓值有所回升。因而这种膨胀过程不可能等熵，制冷剂的比熵值将不断增大。所以该过程只能是介于等焓及等熵之间的膨胀过程，如图 6-34 中 a-2 段所示。2-3 段为管外自由膨胀，点 3 以后为蒸发器内的过程，制冷剂在蒸发器的状态为 t_0 、 p_0 。

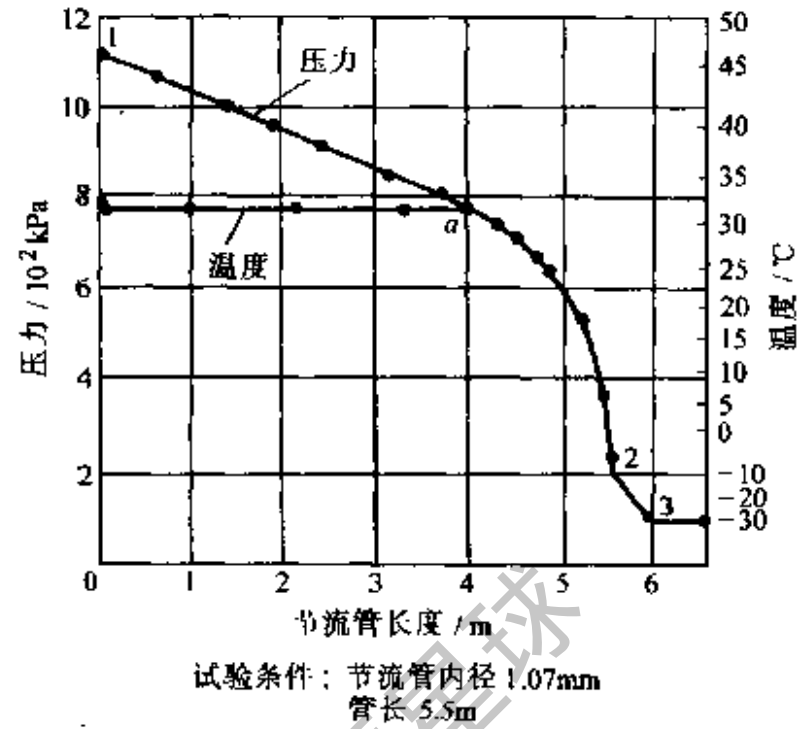


图 6-34 制冷剂（氟利昂）在毛细管中流动时的压力与温度分布特性

当毛细管进口为饱和液体或是已具有一定干度的气液混合物时，在节流管内仅为气液两相流动过程，无液体段。即图 6-34 中的曲线点 a 与点 1 重合，其流动过程相当于图中的 a-2-3 曲线所表示的情况。

在毛细管的管径 d 、长度 l 和制冷剂进口前的状态均给定的条件下，制冷剂的流量密度 g 、出口压力 p_2 ，将随蒸发器内的蒸发压力（俗称背压） p_0 变化而改变。当 p_0 较高时， g 随 p_0 降低而不断增大，而 p_2 始终与 p_0 相等。这是因为 p_0 降低到某一数值时，毛细管出口出现了“临界出口状态”，其出口流速达到当地音速，制冷剂的流量密度 g 达到最大值，压力 $p_c > p_0$ 。“临界状态点”以后将作自由膨胀直到 p_0 进入蒸发器等压吸热蒸发。

制冷装置中毛细管的选配有计算法和图表法两种。无论是哪种方法得到的结果，均只能是参考值。

理论计算的方法是建立在毛细管内有一定管长的亚稳态流存在，其长度受亚稳态流的影响仅仅反映在摩阻压降中相应管长流速的平均值 u_m 上；毛细管内蒸气的干度随管长的变化规律按等焓过程进行；以及管内摩擦因数按工业光滑管考虑等假设条件下，其毛细管长度可由式 (6-3) 计算得到，即：

$$\Delta p_i = -\frac{G}{gF} \Delta u_i - \frac{G}{2gFd_i} \xi u_m \Delta L_i \quad (6-13)$$

式中， G 为每根毛细管的供液量，单位为 kg/s ； F 为毛细管通道截面积，单位为 m^2 ； g 为重力加速度，单位为 m/s^2 ； Δu 为所求管段进出口截面流速差，单位为 m/s ； d_i 为毛细管内径，单位为 m ； u_m 为所求管段进出口截面流速平均值，单位为 m/s ； ξ 为摩擦系数，管内为液相

流动时, $\xi_L = 0.0055 \left[1 + \left(20000 \frac{e}{d_i} + \frac{10^6}{Re} \right)^{\frac{1}{3}} \right]$, 其中 e/d_i 为管内表面相对粗糙度 $e/d_i = 3.8 \times 10^{-4}$; $Re = \frac{ud_i}{\nu}$ 。管内为两相流动时, $\xi_T = 0.95\xi_L$ 。

考虑在管内的流动过程存在干度 X 的变化应对毛细管按压差分段 (即 Δp_i) 计算各管长 ΔL_i , 最后 $\sum \Delta L_i$ 即是理论计算的毛细管长度。

在工程设计中也有采用在某稳定工况下, 对不同管径和长度的毛细管进行实际运行试验, 并将试验结果整理成线图。在选配时根据已知条件通过线图近似地选择毛细管参数, 即图表法。图 6-35 示出 R22、R12 毛细管初步选择曲线图。若已知一 R22 制冷装置制冷量 $Q_0 = 600 \times 1.163W = 697.8W$, 在图中可以有 A、B、C 三个反映毛细管参数的点, 即得到三种长度和内径的毛细管, 即 d_i 为 0.8、0.9 和 1.0mm, 长度为 L 为 0.9、1.5 和 2.8m, 可从此三个结果中选取一种作为初选毛细管尺寸。

设计用毛细管节流的制冷系统时应注意:

(1) 系统的高压侧不要设置贮液器, 以减少停机时制冷剂迁移量, 防止启动时发生“液击”。

(2) 制冷剂的充注量应尽量与蒸发容量相匹配。必要时可在压缩机吸气管路上加装气液分离器。

(3) 对初选毛细管进行试验修正时, 应保证毛细管的管径和长度与装置的制冷能力相吻合, 以保证装置能达到规定的技术性能要求。

(4) 毛细管内径必须均匀。其进口处应设置干燥过滤器, 防止水分和污物堵塞毛细管。

第四节 蒸气压缩式制冷装置的辅助设备

蒸气压缩式制冷装置中, 除制冷压缩机及各种用途的换热器和节流机构外, 还需要一些辅助设备来完善其技术性能, 并保证其可靠的运行。它们是制冷剂的贮存、净化和分离设备、润滑油的分离及收集设备等。

一、制冷剂的贮存、分离和净化设备

(一) 贮液器

贮液器俗称贮液筒, 用于贮存制冷剂液体。按其功能分高压贮液器和低压贮液器两种。

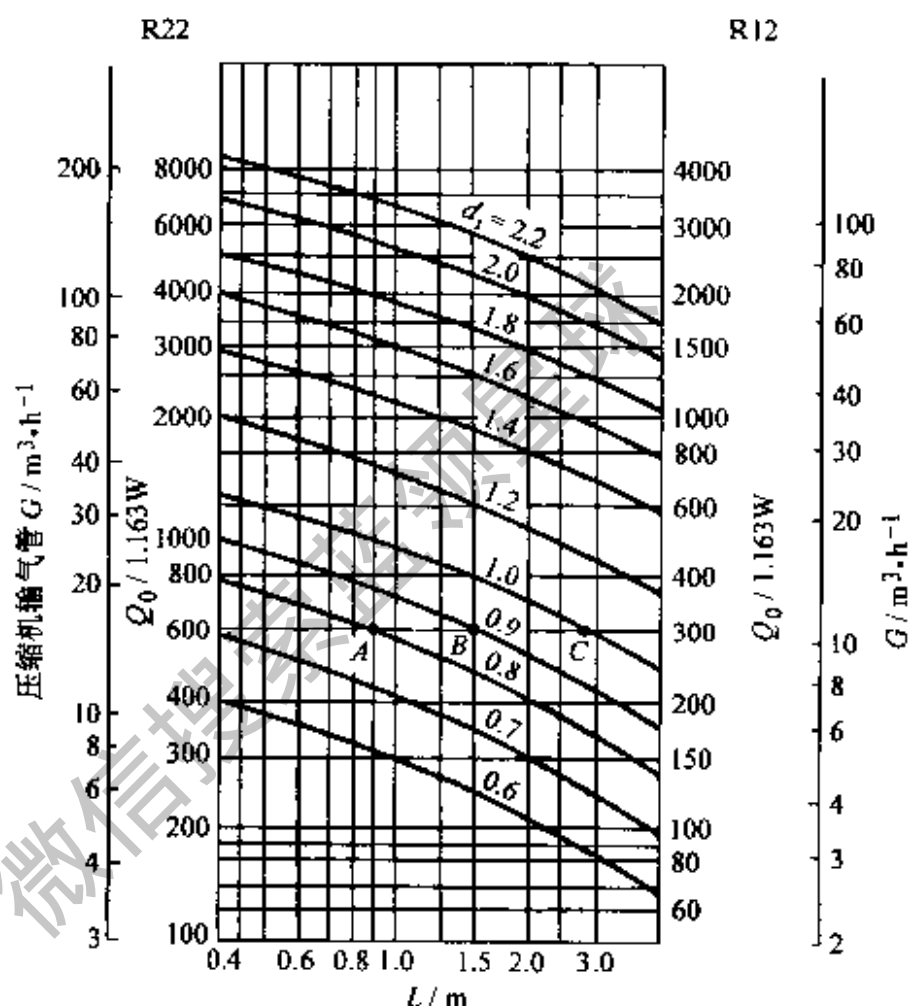


图 6-35 R22、R12 毛细管初步选择曲线图

试验条件: 进口温度 $t_1 = 46.1^\circ\text{C}$, $p_0 \leq p_c$ (临界压力)

1. 高压贮液器

其用途是贮存高压液体，设置在冷凝器之后，保证制冷系统在冷负荷变化时制冷剂供液量调节的需要。也有利于减少定期检修时向系统补充制冷剂的次数。其结构一般为卧式圆筒形，基本结构参数在 JB/T 7658.8—95 和 JB/T 7659.1—95 中有明确规定。图 6-36 示出了氨用高压贮液器结构。其与冷凝器之间除连接有液体管道外，还设有气体平衡管来保证两者压力平衡，保证冷凝器中的液体顺利流入贮液器。

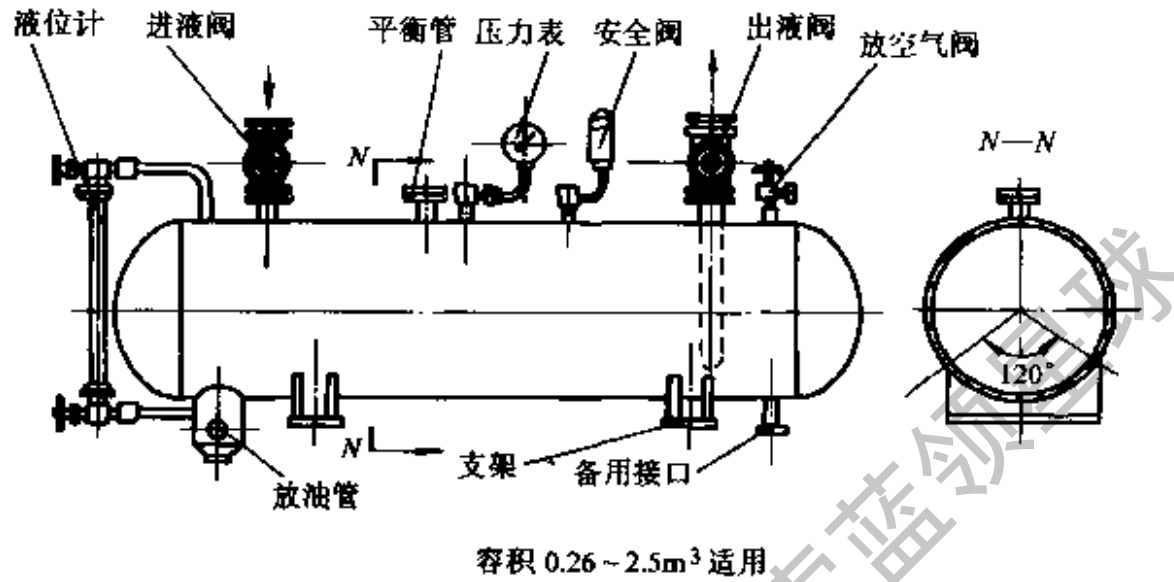


图 6-36 高压贮液器

设计高压贮液器时，其容量应按系统小时循环量的 $1/3 \sim 1/2$ 计算，最大充满度不超过筒体直径的 80%。对于小型氟利昂机组，因气密性较好，容量可小一些或直接将贮液器设计到冷凝器下部。小型制冷设备不单独设置高压贮液器，如电冰箱、空调器等。

2. 低压贮液器

这种设置在低压侧的贮液器，一般用于大型氨制冷装置中，如氨泵循环的冷藏库等。结构与高压贮液器基本相同，仅仅是工作压力较低。其用途除氨泵供液系统中贮存进入蒸发器前的低压液体之外，还有专供蒸发器融霜或检修时用于排液；或用于贮存低压回气经气液分离器分离出来的氨液。用于后两种情况低压贮液器还可以在存液量增多时，通过引入高压氨蒸气，提高其压力将氨液压入系统的供液管中，节流后供入蒸发器制冷。

(二) 空气分离器

空气分离器用于清除制冷系统中的空气及其他不凝性气体，起净化制冷剂的作用。制冷系统中往往由于抽真空未达标，系统密封不严，充注制冷剂时排空操作不规范，甚至运行工况恶化，引起制冷剂和润滑油在高温下分解，形成不凝性气体聚集在冷凝器或高压贮液器中，使冷凝压力升高，制冷量减少，耗功增加，运行经济性降低。因此系统中存在的空气及其不凝性气体必须通过空气分离器予以排除。空气分离器的结构分为卧式和立式两种。

1. 卧式空气分离器

它是一种横卧的四重套管式空气分离设备。它的最内层与第三层空间连通，并带有吸气压力下蒸发的制冷剂，同时最外层与第二层连通。带有排气压力下冷凝的高压混合气体，由管壁的换热形成冷凝作用，使混合气体中的不凝性气体得以分离，并通过设在第二层的放气管排放到系统外。卧式空气分离器适用于中、大型氨制冷系统。氨及不凝性气体的排放会造成环境污染，排放时应将所排放的气体通入水池中，让混杂在空气中的氨溶于水，以保护

环境不受污染。当接受排放的水池中无气泡出现时，表明系统中的空气及不凝性气体已经排放完毕，可以关闭排放阀终止排放操作。

2. 立式空气分离器

如图 6-37 所示，它由钢管壳体和一组蒸发盘管组成。采用冷凝器出来的制冷剂液体节流后送入盘管内蒸发，将盘管外来自冷凝器上部的高压过热蒸气冷却和冷凝。凝结下来的高压液体通过壳体底部的排液管回到贮液器，或者通过膨胀阀送入盘管重新利用。在壳体顶部还设有测温装置，用以监测高压混合液体温度，并通过自控装置控制放空气电磁阀，实现连续工作的自动化操作。

(三) 气液分离器

其作用是分离来自蒸发器的低压蒸气中的液滴，以保压缩机吸入干饱和蒸气。而氨用气液分离器除上述作用外，还可令经节流阀供给的气液混合物分离，只让液氨进入蒸发器中。现有 JB/T 7658.14—95 标准规范了氨制冷装置用氨液分离器的型式、参数和技术要求等。图 6-38 示出了氨液分离器的结构。工作时氨气流动方向与氨液沉降方向相反，以保证分离效果。

小型空调用氟利昂制冷装置〔包括热泵空调器（机）〕所采用的气液分离器有管道型和筒体型两种，见图 6-39 所示。一般的小型氟利昂系统内部容积较小又不设贮液器。为防止压缩机产生液击，而在压缩机机壳外吸气管处设置气液分离器。其结构与压缩机吸气管道融为一体，称为管道型气液分离器（图 6-39a）。它可以让制冷剂在进入压缩机机壳之前减速、转向，将其中的液滴分离出来形成干饱和蒸气回到压缩机。与此同时分离出来的润滑油则由下端的小孔 a 随干饱和蒸气一起返回压缩机。然而，对于制冷剂循环量稍大一些的制冷系统需要使用独立于压缩机外的筒体型气液分离器（图 6-39b），其 U 型管的进气口位于容器

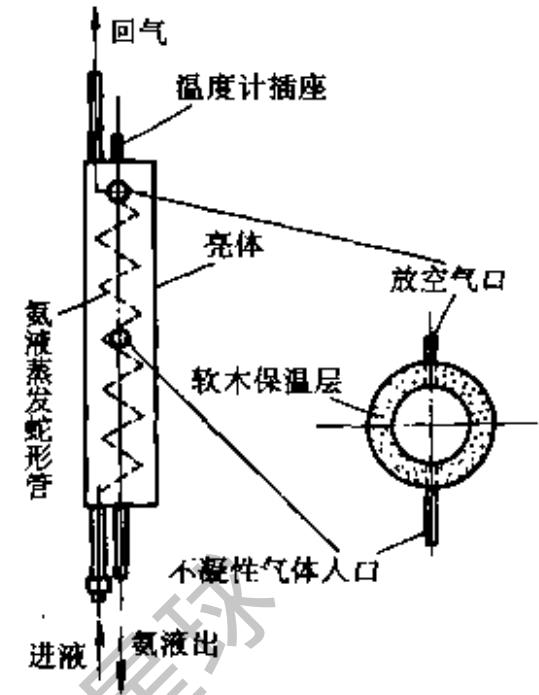


图 6-37 立式空气分离器

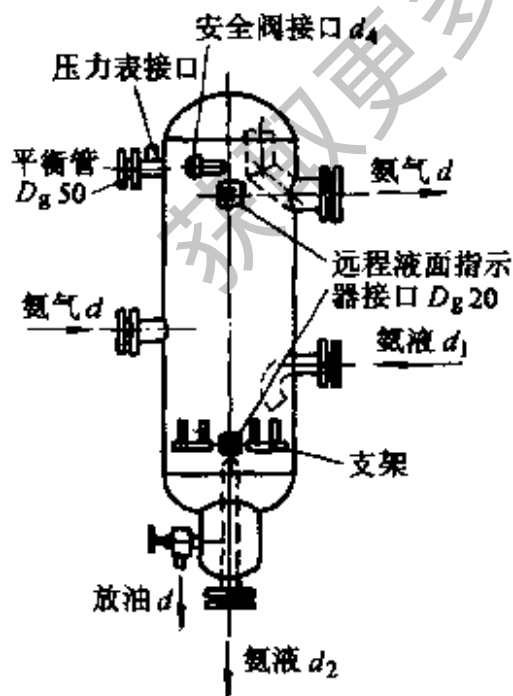


图 6-38 氨液分离器

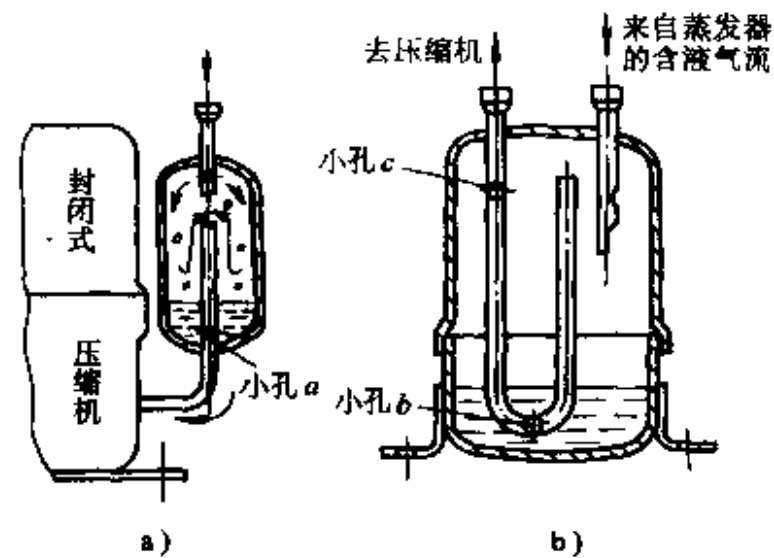


图 6-39 小型氟利昂制冷装置用气液分离器

a) 管道型气液分离器 b) 筒体型气液分离器

上方，与含液气流管的出口形成一定高度差，以利于改变气流方向。U形管底部的小孔 b 的作用是保证一定量的油随吸入气体一起返回压缩机。小孔 c 则是为在压缩机停车时防止分离器内的油从小孔 a 返回压缩机而起平衡均压作用的。

(四) 过滤器和干燥器

过滤器用于清除系统内的机械杂质、金属屑、氧化皮等。在氨制冷系统中专门设置有氨液过滤器和氨气过滤器，其基本参数和技术要求见 JB/T 7658.16—95 和 JB/T 7658.15—95 标准。它们的结构如图 6-40 所示。它们一般用 2~3 层 0.4mm 网孔的钢丝网制作。氨液过滤器一般设置浮球节流阀或手动节流阀之前的液体管路中，流速一般为 0.07~0.1m/s。氨气过滤器一般安装在回气管路上，防止氨气中的杂质带入压缩机，氨气通过的流速为 1~1.5m/s。

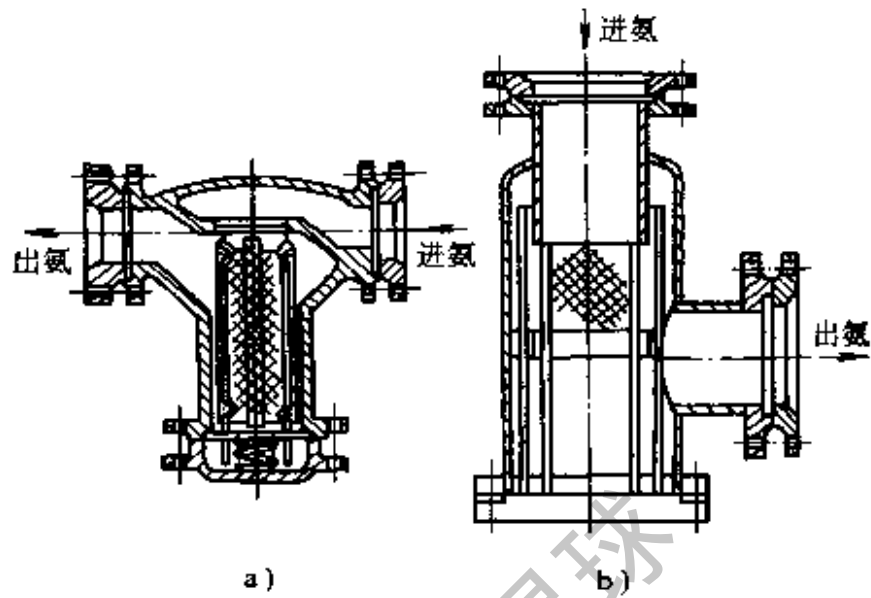


图 6-40 氨过滤器结构
a) 氨液过滤器 b) 氨气过滤器

氟利昂液体过滤器结构如图 6-41 所示。它采用无缝钢管作为壳体，内装 0.1~0.2mm 网孔的黄铜丝网或不锈钢丝网，两端盖用螺纹与筒体连接并用锡焊焊牢。一般安装在液管段的供电电磁阀前的管道中。同时在筒体标有流向指示符号，避免发生安装错误。在实际的氟利昂系统中常常将过滤器筒体内填充干燥剂，使过滤和干燥功能合二为一，叫做过滤干燥器。干燥剂一般采用无水氯化钙、硅胶、活性氧化铝和分子筛等，以吸收制冷剂液体中的水分，如图 6-42 所示。

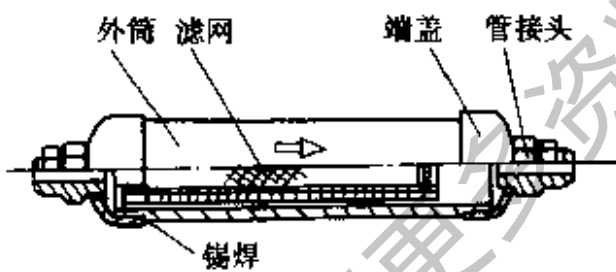


图 6-41 氟利昂液体过滤器

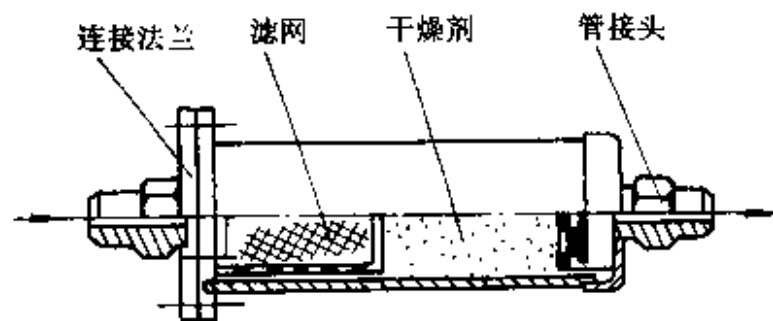


图 6-42 过滤干燥器

二、润滑油的分离及收集设备

制冷机工作时需要润滑油在机内起润滑、冷却和密封作用。系统在运行过程中润滑油往往随压缩机排气进入冷凝器甚至蒸发器，使它们的传热效果降低，影响整个制冷装置技术性能的发挥。

(一) 油分离器

将制冷压缩机排出的高压蒸气中的润滑油进行分离，以保证装置安全高效地运行。根据降低气流速度和改变气流方向的分油原理，高压蒸气中的油粒在重力作用下得以分离。一般气流速度在 1m/s 以下，就可将蒸气中所含直径在 0.2mm 以上的油粒分离出来。通常使用的油分离器有洗涤式、离心式、过滤式和填料式四种。

1. 洗涤式油分离器

如图 6-43 所示, 该油分离器适用于氨制冷系统。在其下部有来自冷凝器的并保持有一定液面高度的氨液, 高压氨蒸气引至液面以下经液氨洗涤, 将所含的润滑油分离后, 从侧上方氨气出口进入冷凝器。经洗涤而分离的油沉积于壳体底部, 并通过放油阀定期放出。该油分离器在安装时, 应保证其氨液面较冷凝器出液管低 150 ~ 200mm, 使油分离器的供液通畅。设计和选用此种油分离器时, 氨蒸气流速应在 1m/s 以下。

2. 离心式油分离器

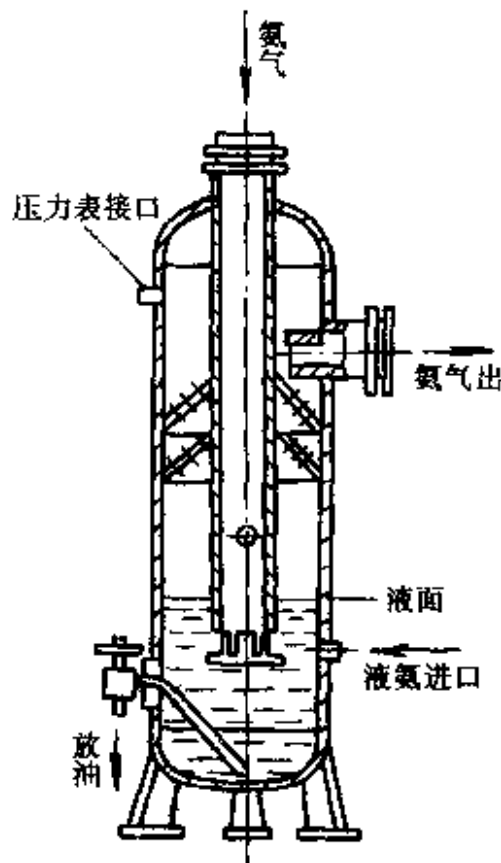


图 6-43 洗涤式油分离器

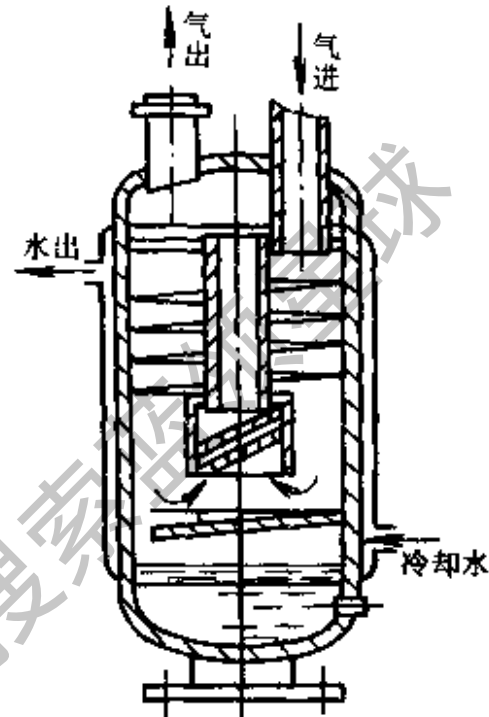


图 6-44 离心式油分离器

这种油分离器适用于较大型的制冷装置。它利用气流在油分离器内呈螺旋形流动产生离心力来达到分油目的。如图 6-44 所示, 压缩机的排气通过进气管进入导流片, 并沿叶片间的螺旋流道作螺旋形流动, 在离心力作用下, 将油滴分离出来, 使其沿壳体内壁下流, 存于壳底, 待放油时放出。分油后的蒸气则经过滤网, 由中间出气管导出。

3. 填料式油分离器

如图 6-45 所示, 该油分离器在壳内设置多组填料, 材质一般为金属丝网、毛毡、陶瓷环或金属屑等, 在壳内形成过滤式分油, 填料的组数越多其分油效果越好。壳内气流速度一般应在 0.5m/s 以下。由于结构简单, 工作可靠, 广泛应用于大、中型螺杆式制冷机组中。

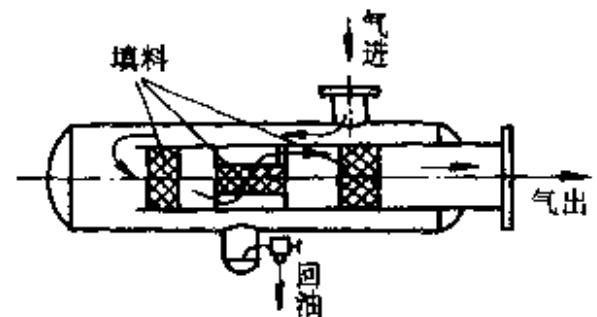


图 6-45 填料式油分离器

4. 过滤式油分离器

如图 6-46 所示, 压缩机排出的高压气体进入油分离器后, 在过滤网处突然改变流向和大幅度降低流速, 加上过滤网的过滤作用, 将混在高压气体中的油滴分离出来。分油后的蒸气从筒体上侧部管道引出。所分离出的油积于壳底并通过浮球阀及时放回压缩机曲轴箱。该

油分离器虽分油效果不如前三种好，但因结构简单，制造方便，回油及时，在小型制冷装置中应用相当广泛。

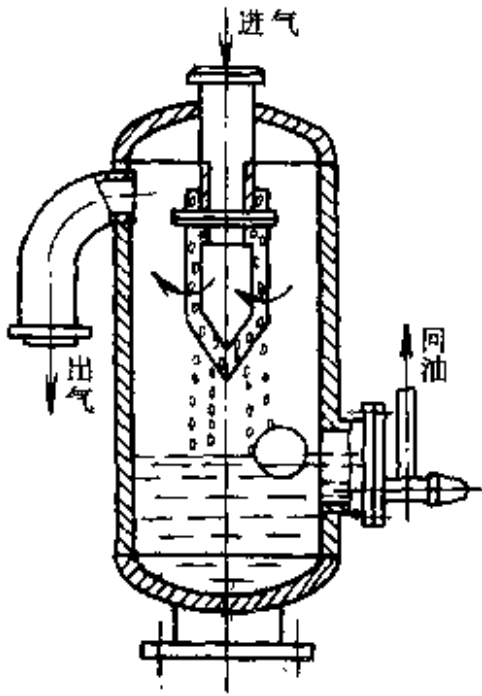


图 6-46. 过滤式油分离器

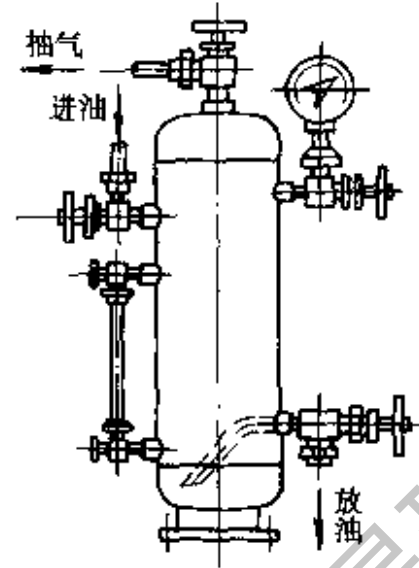


图 6-47 集油器

(二) 集油器

集油器是氨制冷装置中收集制冷设备中放出的润滑油的容器。其结构如图 6-47 所示，在向各制冷设备收集润滑油时，开启在容器顶部的抽气阀，利用制冷压缩机的吸气使集油器内压力降低，达到规定压力值后关闭抽气阀。然后打开进油阀将相应设备中的油放入集油器，当其中的存油达到内容积的 70% 时应及时排油。排油时先打开抽气阀利用压缩机吸气，将溶于油中的氨蒸发并抽回压缩机。抽完氨气后关闭抽气阀，再打开放油阀放油，直到放完为止。

三、制冷装置的管道及其隔热

(一) 制冷装置的管道系统

制冷装置的管道系统应能保证向蒸发器均匀供液，管路压降不超过允许值，压缩机运行不发生液击、失油、振动、噪声，以及润滑系统能正常工作等。

1. 制冷装置的管径选择

为了让装置中各种管道流速和阻力损失对系统回油能力和耗电的影响达到最佳，必须对各种管道的管径进行合理选择。工程上常采用线算图法选择管径，即根据制冷量、蒸发温度和当量总长度在线算图上查出其最小管径。此法虽有误差，但可以满足工程计算的精度要求。

(1) 氟利昂系统的管径选择：

1) 回气管管径的确定：回气管压降对压缩机制冷能力有直接影响。一般氟利昂回气管的允许压降控制在相当于饱和蒸发温度差 1°C ，合适的管内流速为 $8 \sim 15\text{m/s}$ 。当管道较长阻力增大时，应降低流速增大管径保持其压降不变，以保证压缩机制冷量不受影响。对于上升回气立管有带油速度要求，应以便于回油为前提选择管径。R22 系统回气管最小管径线算图见图 6-48。其查图方法举例如下：

已知 R22 回气管道有直管 20m 各种管件的当量直径总数 $\sum L_e/d_1 = 400$ ，制冷负荷为

58.15kW, 蒸发温度 $t_0 = -30^\circ\text{C}$, 计算铜管回气管内径。

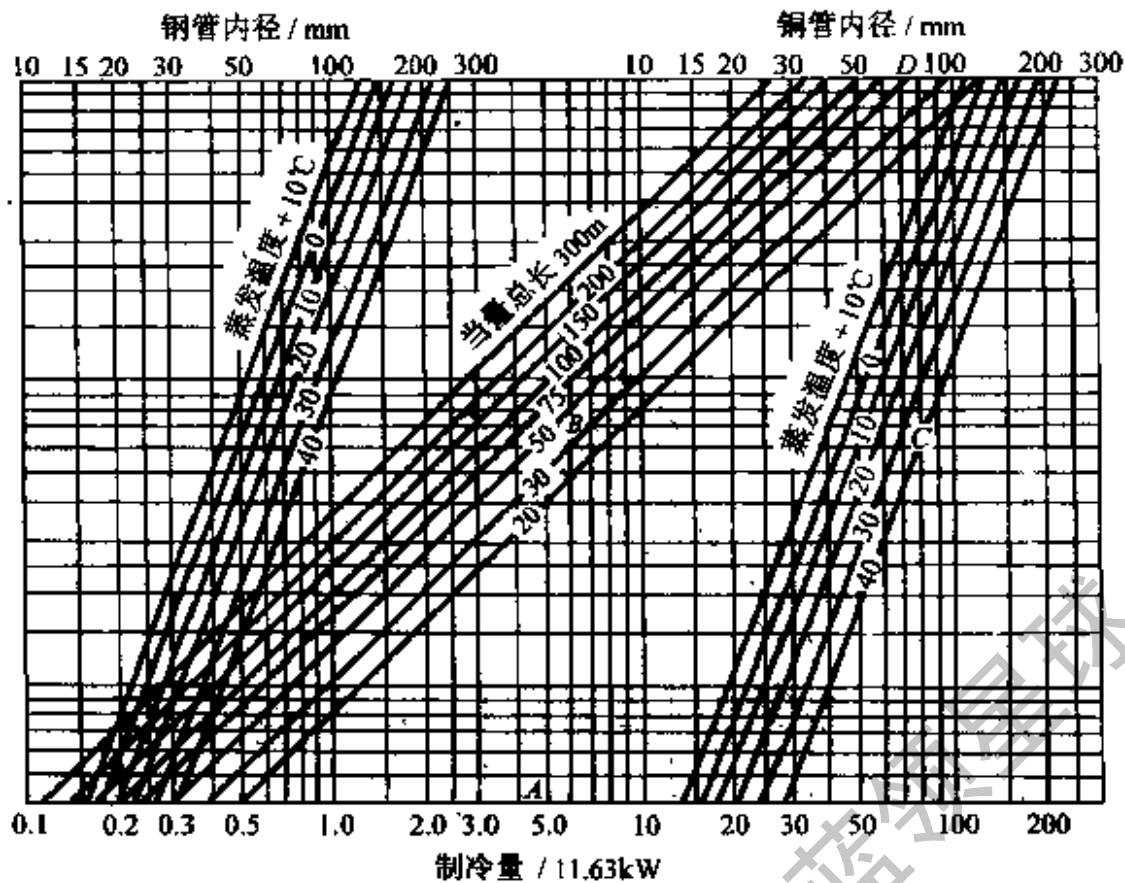


图 6-48 R22 系统回气管管径
(饱和蒸发温度差 1°C ; 膨胀阀前液温 40°C)

解 先假定当量总长为 50m。在图 6-48 上, 从制冷量横坐标上的 A 点, 向上作垂线交斜线当量总长为 50m 于 B 点, 再由 B 点水平向右交 $t_0 = -30^\circ\text{C}$ 斜线于 C 点, 然后向上作垂线与右侧铜管内径横坐标于 D 点, 即读出需用铜管内径 $d_i = 70\text{mm}$ 。

若采用这一铜管, 则管件当量长度 $L_e = 400 \times 0.07\text{m} = 28\text{m}$, 则管路当量总长 $\sum L_e = 20 + 28 = 48$, 则回气管中的饱和蒸发温度差为 $\frac{48}{50} \times 1.0^\circ\text{C} = 0.96^\circ\text{C}$ 。若此温降是合适的, 就可以采用 $d_i = 70\text{mm}$ 的管子, 否则应改用较大管径。

2) 排气管的管径选择: 排气管径大小对压缩机耗功大小有重要影响。由于其排出的高压气体比体积较低压回气小, 所以排气管径较吸气管径要小。一般排气管内压降相当的饱和冷凝温度差为 0.5°C 。例如 R22 的排气管压降值为 20kPa , 相应的管内流速为 $10 \sim 18\text{m/s}$ 。上升排气管则应以合适的带油速度为准来选择管径。R22 排气管最小管径线算图如图 6-49 所示。使用方法与吸气管相同。

3) 液管的管径选择: 液管为冷凝器出口到蒸发器进口的管段。由冷凝器出口到贮液器间的泄液管、贮液器出口到膨胀阀进口间的高压液管和膨胀阀出口到蒸发器进口间的低压液管三部分组成。对无分液头的蒸发器液管仅是前两部分; 无贮液器系统的液管则只有后两部分。

①泄液管: 一般限定其管内流速为 0.5m/s 。在设有均压管时流速可提高 50%。其管径线算图见图 6-50 所示。图中曲线计算条件为液温 40°C , 蒸发温度 -20°C , 对于其他常用温度可以大致通用。

②高压输液管: 其要求是该管段压降不致引起膨胀阀前产生闪发气体。压降应控制在

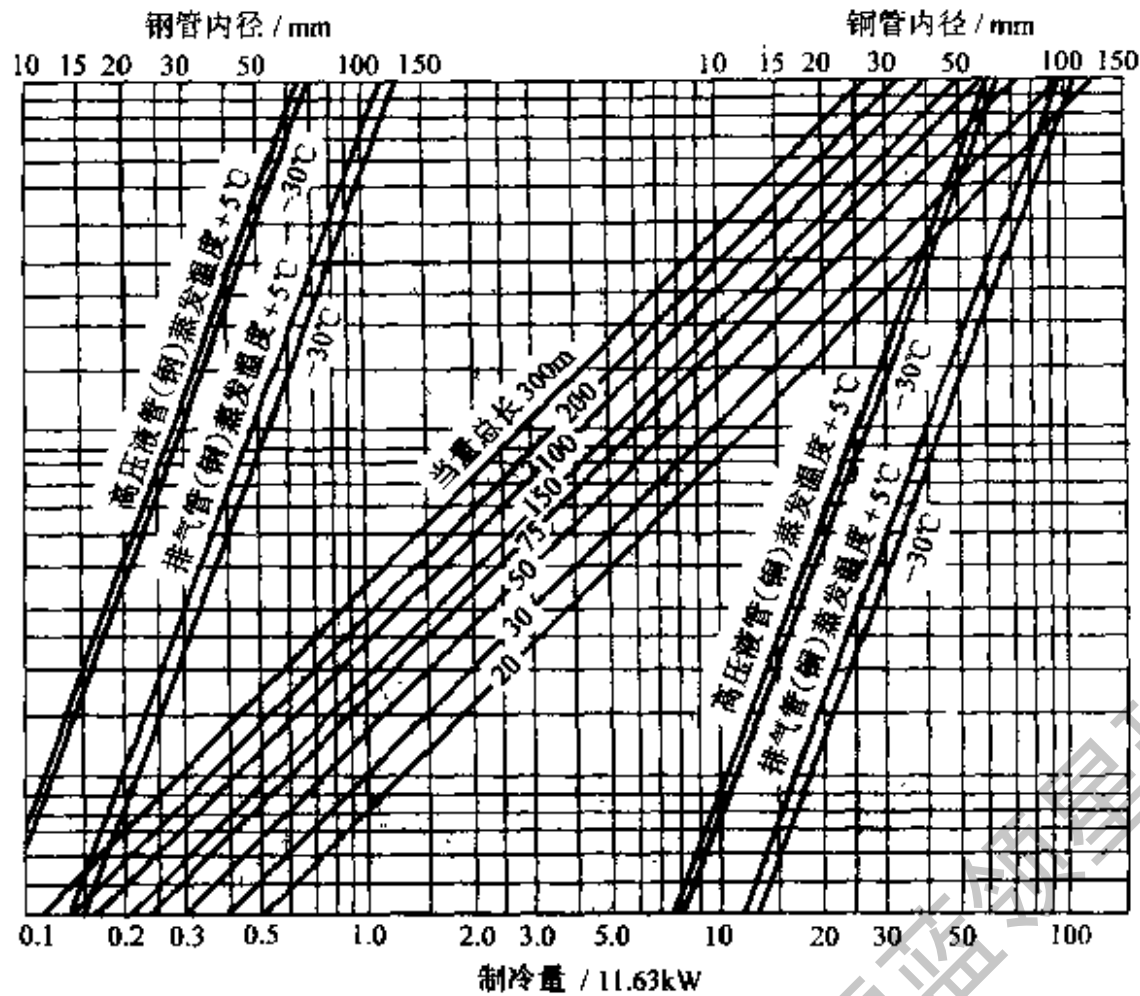


图 6-49 R22 排气管与高压液管管径
(饱和冷凝温度差为 0.5℃; 冷凝温度为 40℃)

不超过相当于饱和冷凝温度差 0.5℃, 其相应压降值为 20kPa (R22)。计算压降时还应将管路两端的液位差计入。计算该管段的线算图见图 6-51。

③ 低压液管: 该管段中易产生闪发气体, 是液体经膨胀阀节流后压力降低的必然结果, 其中两相流管道压降较高压输液管有较大增加。R22 随温度而定的压降相当于高压输液管压降的倍数见表 6-11。按表中推荐值估算出低压液管压降后再确定所需管径。此外, 还可以按膨胀阀出口管径或蒸发盘管入口管径进行选择。

(2) R134a 系统的管径选择: R134a 作为 R12 的替代工质近年来受到广泛重视。Theodore Atwood 对 R134a 的管道尺寸和压降进行研究, 结果表明, R134a 吸气管尺寸选择可与 R12 完全相同, 仅有的区别是相同制冷量时质量流量约为 R12 的 80%。在高蒸发温度下吸气管中的压降较采用 R12 时要低一些。而在 -40℃ 以下的蒸发温度时两者的压降相等。在排气管和液管中, 正常应用范围内 R134a 压降同样较 R12 要低, 其管内流速较 R12 低 10%, 以致在相同尺寸情况下, R134a 压降要降低 25% ~ 30%。对于液管, R134a 的流速和粘度均低于 R12, 所以相同条件下 R134a 液管压降也较 R12 约低 25%。

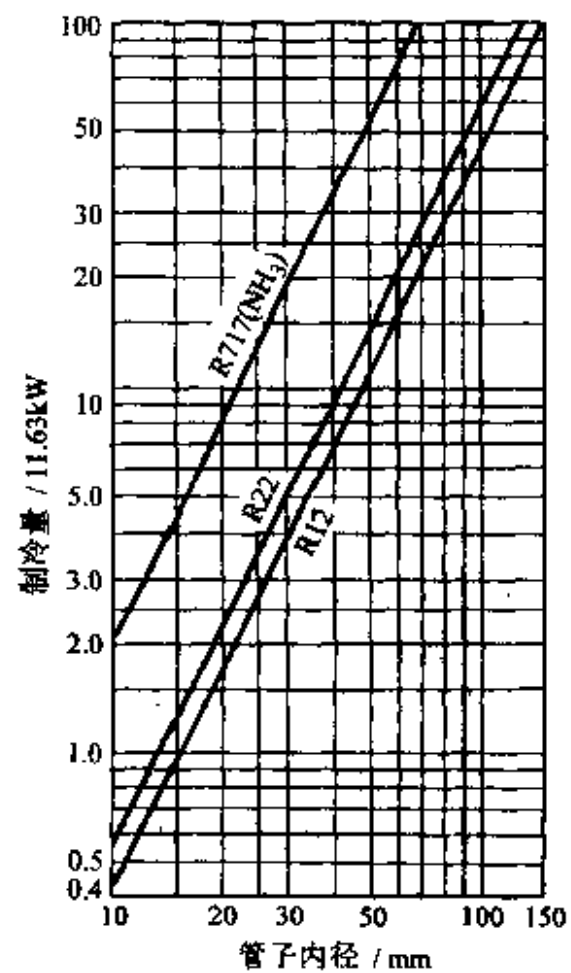


图 6-50 冷凝器至贮液器间泄液管管径

表 6-11 随温度而定的 R22 低压供液管相当于高压输液管的压降倍数

膨胀阀前液温/°C	30					40				
	10	0	-10	-20	-30	10	0	-10	-20	-30
蒸发温度/°C										
压降倍数	12	18.5	28.5	43.5	64	17	24.5	35.5	51	77

在上述研究的基础上 Theodore Atwood 提出了在冷凝温度 48.9°C 条件下的 R134a 系统管径选择表, 如表 6-12 所示。将表中的管径参数与现行 R12 系统配管参数比较可看出, 当前对 R12 系统改换 R134a 替代, 原有系统的管道尺寸完全满足 R134a 的要求。但系统中各设备的优化匹配则是替代中需要解决的主要问题。当然对于一个全新设计的 R134a 系统, 减小配管直径, 节省材料和投资, 是非常必要的。

表 6-12 HFC-134a 系统管径选择表 (铜管)

蒸发器制冷量 × 3.51685/kW	等效 1°C 饱和蒸发温度差压降时吸气管管径 × 25.4/mm									等效饱和冷凝温差 0.5°C 的排气管管径 × 25.4/mm			等效饱和冷凝温差 0.5°C 的液管管径 × 25.4/mm		
	蒸发温度: $t_0 = -40^\circ\text{C}$			$t_0 = -17.8^\circ\text{C}$			$t_0 = 4.4^\circ\text{C}$								
	等效管长度 × 0.3048/m														
	25	50	100	25	50	100	25	50	100	25	50	100	25	50	100
1/4	3/4	7/8	1 1/8	1/2	5/8	3/4	3/8	1/2	1/2	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
1/2	1 1/8	1 1/8	1 3/8	5/8	3/4	7/8	1/2	5/8	5/8	3/8	1/2	1/2	3/8	3/8	3/8
3/4	1 3/8	1 3/8	1 5/8	3/4	7/8	1 1/8	5/8	5/8	3/4	1/2	1/2	5/8	3/8	3/8	3/8
1	1 3/8	1 3/8	1 5/8	7/8	1 1/8	1 1/8	5/8	3/4	3/4	1/2	5/8	5/8	3/8	3/8	3/8
1 1/2	1 3/8	1 5/8	2 1/8	1 1/8	1 1/8	1 3/8	3/4	7/8	7/8	5/8	5/8	3/4	3/8	3/8	1/2
2	1 5/8	2 1/8	2 1/8	1 1/8	1 3/8	1 5/8	3/4	7/8	1 1/8	5/8	3/4	7/8	3/8	3/8	1/2
3	2 1/8	2 1/8	2 5/8	1 3/8	1 3/8	1 5/8	7/8	1 1/8	1 1/8	3/4	7/8	7/8	1/2	1/2	5/8
5	2 1/8	2 5/8	3 1/8	1 5/8	1 5/8	2 1/8	1 1/8	1 3/8	1 3/8	7/8	1 1/8	1 1/8	1/2	5/8	3/4
7 1/2	2 5/8	3 1/8	3 5/8	1 5/8	2 1/8	2 5/8	1 3/8	1 3/8	1 5/8	1 1/8	1 1/8	1 3/8	5/8	3/4	3/4
10	3 1/8	3 1/8	3 5/8	2 1/8	2 1/8	2 5/8	1 3/8	1 5/8	2 1/8	1 1/8	1 3/8	1 3/8	5/8	3/4	7/8
15	3 5/8	3 5/8	5 1/8	2 1/8	2 5/8	3 1/8	1 5/8	2 1/8	2 1/8	1 3/8	1 3/8	1 5/8	3/4	7/8	1 1/8
20	3 5/8	4 1/8	5 1/8	2 5/8	3 1/8	3 1/8	2 1/8	2 1/8	2 5/8	1 3/8	1 5/8	2 1/8	7/8	1 1/8	1 1/8
25	4 1/8	5 1/8	5 1/8	2 5/8	3 1/8	3 5/8	2 1/8	2 1/8	2 5/8	1 5/8	2 1/8	2 1/8	7/8	1 1/8	1 1/8
30	4 1/8	5 1/8	6 1/8	3 1/8	3 1/8	3 5/8	2 1/8	2 5/8	2 5/8	1 5/8	2 1/8	2 1/8	1 1/8	1 1/8	1 3/8
40	5 1/8	6 1/8	6 1/8	3 1/8	3 5/8	4 1/8	2 5/8	2 5/8	3 1/8	2 1/8	2 5/8	2 5/8	2 5/8	1 3/8	1 3/8

注: 表中所注的管径为铜管外径, 管型为 L 型 (类别), 转换为 m 制可作参考。

(3) 氨系统的管径选择: 氨其单位制冷量较大, 粘性和密度均较氟利昂小, 在相同循环量时氨循环所产生的压降要小。因而管径选择时压降可取小些。对回气管一般控制在相当于饱和蒸发温度差 0.5°C, 低于氟利昂的饱和蒸发温度差 1°C 的范围。各种饱和温度下相当于

饱和温度差 0.5℃ 氨压力降的各对应值见表 6-13 所示。

表 6-13 相当于饱和温度差 0.5℃ 的氨压力降

饱和温度/℃	-40	-30	-20	-10	0	10	40
氨压力降/kPa	1.96	2.94	3.92	5.88	7.85	10.79	21.58

氨系统排气管和液管也以控制在相当于饱和冷凝温度差 0.5℃ 为宜，因氨与油不互溶，无需考虑带油速度问题。冷凝后的泄液管内流速不超过 0.5m/s 即可。氨管管径线算图见图 6-51 所示。图右侧部分适用于单级压缩氨制冷系统和两级压缩系统的高压级，右侧部分适用于其低压级。

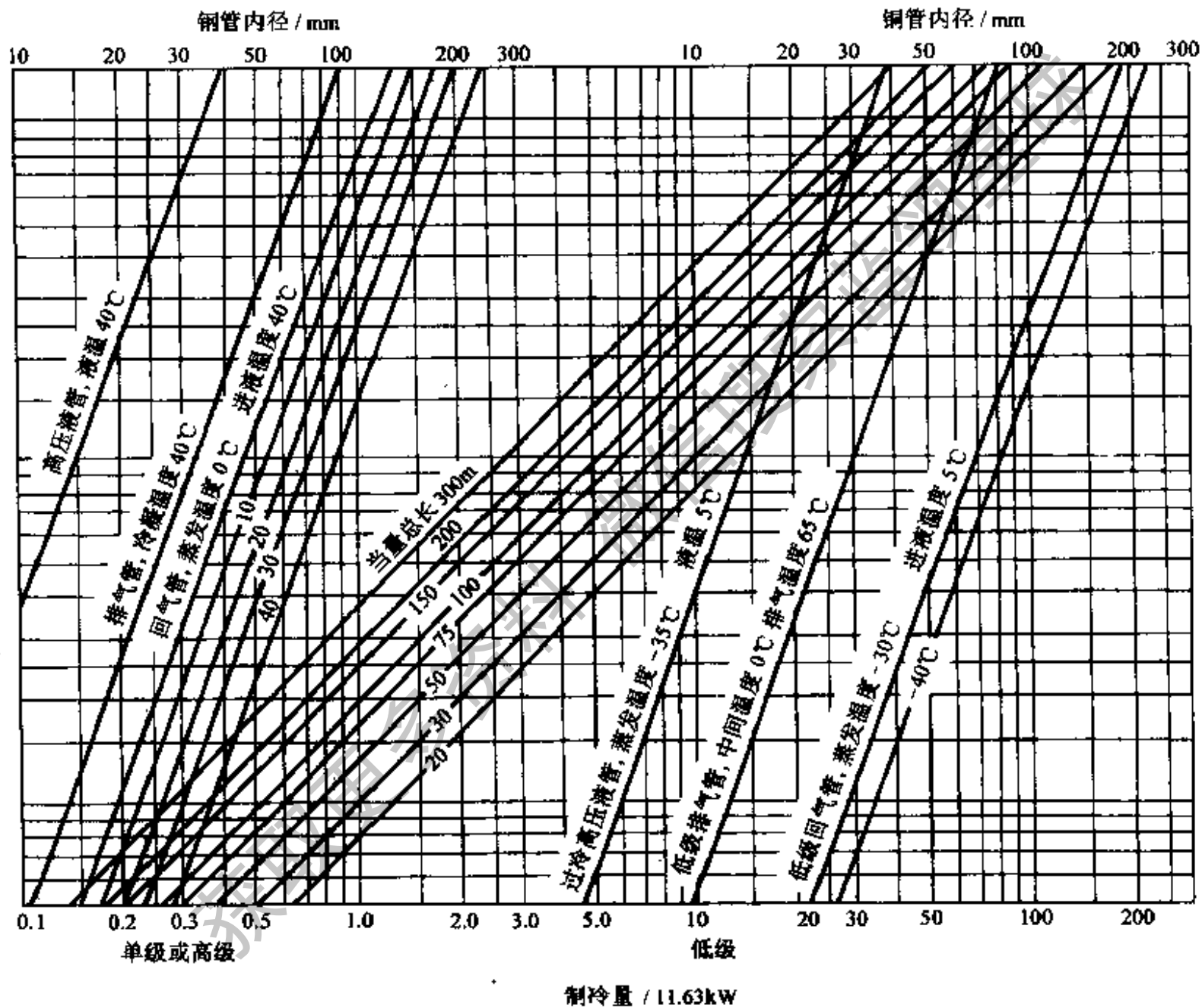


图 6-51 氨系统各种管径线算图

(回气管：饱和蒸发温度差 0.5℃；排气管和高压输液管：饱和冷凝温度差 0.5℃)

(4) 水系统的管径选择：水管管径选择主要取决于水泵或载冷剂泵压头所允许的压降。其最小管径不应小于 25mm，管径在 100mm 以下者管内流速不要超过 1m/s，管径大时流速可以偏高一些，但不宜超过 2m/s，以免磨损。

2. 管道系统的阻力计算

制冷装置的管道系统中有单相流和两相流两种形式。例如冷却水、载冷剂、润滑油、制

冷剂液体、排气管中的过热蒸气，均属单相流。而制冷剂在低压供液管、蒸发盘管等的管内流动属两相流。其流动特性与传热特性有着密切的联系，现分别介绍如下。

(1) 单相流管道阻力计算：单相流在直管段会因管壁摩擦而产生摩阻压降；而在弯头、阀门、三通和其他附属设备处会因局部流道变化而产生局部阻力损失。它们的计算可按下式进行。

1) 管道摩阻压降 Δp_m (单位为 Pa)：

$$\Delta p_m = \lambda_e \frac{l \rho w^2}{d_i} \quad (6-14)$$

式中， Δp_m 为管内摩阻压降； λ_e 为管内摩阻系数，层流时 $\lambda_e = \frac{64}{Re}$ ，湍流时 $\lambda_e = 0.0055 \left[1 + \left(20000 \frac{e}{d_i} + \frac{10^6}{Re} \right)^{\frac{1}{3}} \right]$ ，其中 $\frac{e}{d_i}$ 是管内表面相对粗糙度， e 为绝对粗糙度。各种管子的绝对粗糙度见表 6-14； l 为管长度，单位为 m； d_i 为管内径，单位为 m； w 为管内流速，单位为 m/s； ρ 为流体密度，单位为 kg/m^3 。

表 6-14 各种管子的绝对粗糙度 e

管子类型	e/mm	管子类型	e/mm
新无缝铜管或黄铜管	0.0 ~ 0.0015	使用若干年后的钢管：蒸气及非腐蚀性气体通过	0.10
新的钢管	0.05 ~ 0.10	非腐蚀性液体通过	0.30
新的铸铁管	0.26 ~ 0.30	弱腐蚀性液体通过	0.50
新的镀锌钢管	0.15	强腐蚀性液体通过	0.80

工程中氟利昂系统采用铜管，表面无腐蚀也不产生污垢，其表面粗糙度极小，可忽略不计，钢管内表面绝对粗糙度在 $e = 0.012 \sim 1\text{mm}$ 范围，一般取 $e = 0.06\text{mm}$ 。

2) 管内局部阻力损失 Δp_j (单位为 Pa)：

$$\Delta p_j = \xi \frac{\rho w^2}{2} \quad (6-15)$$

式中， ξ 为局部阻力系数。

工程中常采用“当量管长”法将各种弯头、阀门、三通及附件的阻力损失与该流体相同管径的直管段某长度内产生摩阻压降等效计算，即将式 (6-15) 变成为

$$\Delta p_j = \lambda_e \frac{L_e \rho w^2}{d_i} \quad (6-16)$$

式中， λ_e 为摩擦阻力系数，按相同管径和流速的直管取用。 $\frac{L_e}{d_i}$ 为当量直径，即当量长度为其直径的倍数，各种管件的当量直径见表 6-15。

3) 管系总阻力计算：

对于封闭系统总阻力 Δp_{Σ} (单位为 Pa)：

$$\Delta p_{\Sigma} = \sum \Delta p_m + \sum \Delta p_j = \sum \lambda_e \left(\frac{L + L_e}{d_i} \right) \frac{\rho w^2}{2} \quad (6-17)$$

表 6-15 各种常用管件的当量直径 (L_e/d_i)

阀和管件名称		L_e/d_i	阀和管件名称		L_e/d_i
球形阀 (全开)		340	管弯 90°	$R \geq 1 \frac{1}{2} d$	15
角 阀 (全开)		170	方弯 90°		
闸门阀 (全开)		8	管径突扩	$d/D = \frac{1}{4}$	30
止回阀 (全开)		80		$d/D = \frac{1}{2}$	20
标准弯头	90°	40	管径突扩	$d/D = 3/4$	17
	45°	25			
三通	主管直通	20	管径突缩	$d/D = \frac{1}{4}$	15
	主管道支管			$d/D = \frac{1}{2}$	11
	或直管直通	60		$d/D = \frac{3}{4}$	7
弯管 90°	$R = 1d$	20			

对于开启系统总阻力 Δp_{Σ} (单位为 Pa)

$$\Delta p_{\Sigma} = \sum \Delta p_m + \sum \Delta p_j + (Z_1 - Z_2) \rho g \quad (6-18)$$

式中, Z_1 、 Z_2 分别为入口与出口的液柱, 单位为 m; g 为重力加速度, $g = 9.806 \text{ m/s}^2$ 。

(2) 两相流管道阻力计算: 气液两相流是一种复杂的流动现象。它的气液界面复杂多变, 且流型不易精确判别。尤其管内存在相变过程的两相流, 随着热出入量的变化, 各相的数量、分布状态和流型随之变化。众多学者只能采用适当假设简化的均相流动模型和分相流动模型, 从两相流基本方程得出两相流动过程的函数形式, 再由试验得出方程中的经验系数, 所计算的两相流压降梯度包含有摩阻、重位和加速压降三个部分。现介绍以下计算方法:

1) 直通管段的两相流压降计算: 根据马蒂内里——纳尔逊计算摩阻压降的方法, 有两相流摩阻压降计算式为:

$$\Delta p_{\text{tm}}'' = \phi_L^2 (1 - X)^{1.75} \Delta p_{\text{Te}} l \quad (6-19)$$

式中, $\Delta p_{\text{tm}}''$ 为两相流摩阻压降, 单位为 Pa; ϕ_L^2 为分液相折算系数, $\phi_L^2 = 1 + \frac{C}{x} + \frac{1}{x^2}$, 其中 C 为系数; X 为马蒂内里参数。

按两相流流态不同 C 和 X 有四种情况:

① 液相和汽相都是紊流 (u) 即 ($R_{\text{cl}} \geq 2000$, $R_{\text{cg}} \geq 2000$)

$$\text{取 } C = 20 \quad X_u = \left[\left(\frac{1-x}{x} \right)^{1.8} \frac{\rho_g (\mu_l)^{0.2}}{\rho_l (\mu_g)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (6-20)$$

② 液相层流 ($R_{\text{cl}} \leq 1000$), 汽相紊流 ($R_{\text{cg}} \geq 2000$) (ut)

$$\text{取 } C = 12 \quad X_{ut} = \left[\left(\frac{1500}{R_{\text{cg}}} \right)^{0.8} \left(\frac{1-x}{x} \right) \frac{\rho_g \mu_l}{\rho_l \mu_g} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (6-21)$$

③ 液相紊流 ($R_{\text{cl}} \geq 2000$), 汽相层流 ($R_{\text{cg}} \leq 1000$) (tu)

$$\text{取 } C = 10 \quad X_{tu} = \left[\left(\frac{R_{\text{cl}}}{1500} \right)^{0.8} \left(\frac{1-x}{x} \right) \frac{\rho_g \mu_l}{\rho_l \mu_g} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (6-22)$$

④ 液相和汽相都是层流 ($R_{\text{cl}} \leq 1000$, $R_{\text{cg}} \leq 1000$) (uv)

取 $C = 5$

$$X_w = \left[\left(\frac{1-x}{x} \right) \frac{\rho_g \mu_l}{\rho_l \mu_g} \right]^{0.5} \quad (6-23)$$

式中, x 为流体干度; R_{el} 、 R_{eg} 分别为液相和气相雷诺数; ρ_l 、 ρ_g 分别为液相和气相密度, 单位为 kg/m^3 ; μ_l 、 μ_g 分别为液相和气相动力粘度, 单位为 $\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。因为 $R_{el} = \frac{w_{L0} \rho_l d_i}{\mu_l}$ 、 $R_{eg} = \frac{w_{g0} \rho_g d_i}{\mu_g}$, 则式中的 w_{L0} 和 w_{g0} 分别为液相和气相的折算流速, 单位为 m/s 。 $w_{L0} = \frac{V_L}{A}$ 和 $w_{g0} = \frac{V_g}{A}$, 则 V_L 、 V_g 分别为液相和气相的体积流量, 单位为 m^3/s ; A 为管道横截面积, 单位为 m^2 。

若考虑质量流量对两相流摩阻折算系数 ϕ_L^2 的影响, 可按下式求出 C 值, 即

$$C = \left[0.75 + \left(\frac{200}{G} - 0.75 \right) \left(1 - \frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \right] \left[\left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{\frac{1}{2}} + \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \right] \quad (6-24)$$

式中, G 为质量流量, 单位为 $\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 。

为了方便计算, 图 6-52 示出了 R22 在不同蒸发温度下的 $\left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.2}$ 值, 以及图 6-53 示

出的 $\left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)$ 值可直接查取所需参数, 并按式 (6-18) 中的分液相系数公式计算 ϕ_L , 再由该式求出摩阻压降 Δp_{Tm} 。

由于流动过程压力不断变化, 制冷剂的特性参数也在变化, 因此需要分段计算。采用每小段的进出口平均参数, 虽麻烦但较精确。

2) 加速压降的计算: 根据 Andeen G·B 的水气混合试验结果, 按均相流模型计算加速压降更符合实际。例如制冷剂在蒸发盘管内流动, 气相不断增加, 液相逐渐减少, 比体积不断增大, 流速不断提高, 势必引起加速压降, 按均相流模型可按下式:

$$\Delta p_w'' = G^2 \{ [x_2^2 v_{g2} + (1-x_2)v_{L2}] - [(x_1 v_{g1} + (1-x_1)v_{L1}] \} \quad (6-25)$$

式中, $\Delta p_w''$ 为加速压降, 单位为 Pa ; G 为质量流量, 单位为 $\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$; x_1 、 x_2 分别为进、出口干度; v_{g1} 、 v_{g2} 分别为进、出口气相比体积, 单位为 m^3/kg ; v_{L1} 、 v_{L2} 分别为液相比体积, 单位为 m^3/kg 。当压降不大时其物性参数变化不大, 可以假定 $v_{L1} = v_{L2}$; $v_{g1} = v_{g2}$, 则式 (6-25) 可化简为:

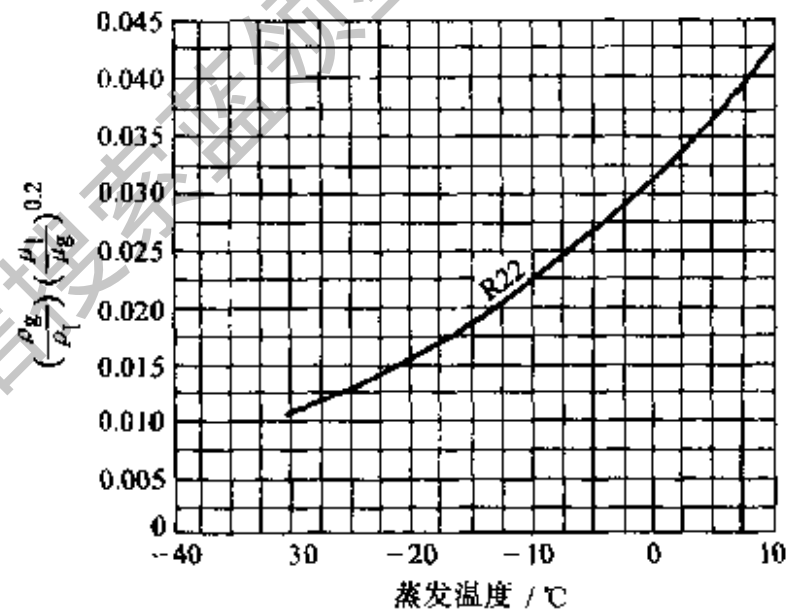


图 6-52 R22 的 $\left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.2}$ 值

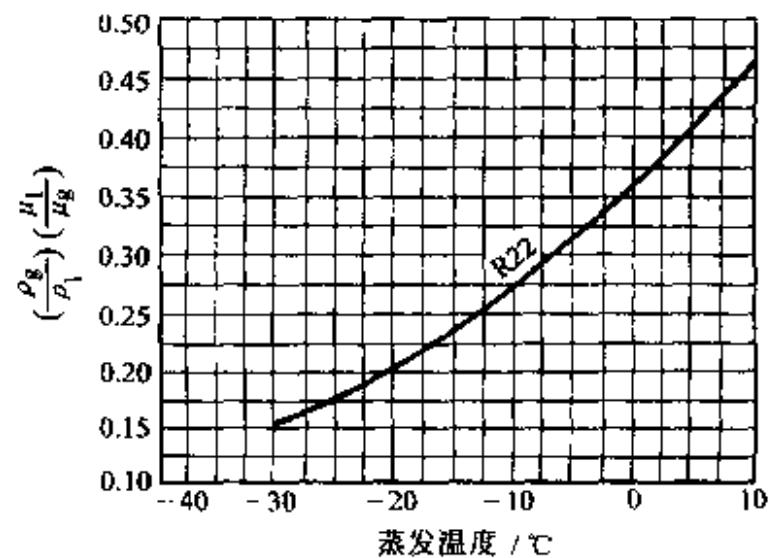


图 6-53 R22 的 $\left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)$ 值

$$\Delta p_w'' = (x_2 - x_1) (v_g - v_l) G^2 \quad (6-26)$$

3) 管道或蒸发盘管中的压降为摩阻压降和加速压降之和, 即:

$$\Delta p_z'' = \Delta p_{Tm}'' + \Delta p_w'' \quad (6-27)$$

式中, $\Delta p_z''$ 为管道内两相流总压降, 单位为 Pa; $\Delta p_{Tm}''$ 为管道内两相流摩阻压降, 单位为 Pa; $\Delta p_w''$ 为管道内两相流加速压降。

(3) 蒸发器管道内的压降计算:

1) 氟利昂在蛇形管内流动蒸发时的阻力计算: (俄) А·А Гоголин 在试验基础上得出经验公式:

$$\Delta p_z = 5.986 \times 10^{-5} (q_i g)^{0.91} L/d_i \quad (6-28)$$

式中, Δp_z 为蛇形管内蒸发时的流动阻力, 单位为 Pa; L 为蛇形管总长, 单位为 m; g 为制冷剂质量流量, 单位为 $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$; d_i 为蛇形管内径, 单位为 m; 该式的使用范围为 R22 在 $\phi 8 \sim \phi 14 \text{mm}$ 的纯铜管内蒸发, $L/d_i = 170 \sim 650$ 、 $q_i g = 29 \times 10^4 \sim 110 \times 10^6 \text{W}$ 、弯头之间的直管段长度 $L = 0.4 \sim 0.5 \text{m}$, 当 $L = 1.5 \text{m}$ 时按下式计算 Δp_z :

$$\Delta p_z = 0.3164 \times 0.9(l + 1.5L_e) \times \psi_m g^2 v'' / 2R_e^{0.25} d_i + g^2 v'' - \rho g h \psi_e \quad (6-29)$$

式中, l 为直管段长度, 单位为 m; L_e 为弯头的当量长度, 单位为 m; v'' 为制冷剂蒸气比体积, 单位为 m^3/kg ; h 为蒸发器进出口高度差, 单位为 m; ψ_m 为考虑两相流动时的摩阻修正系数; ψ_e 为蒸发器内的制冷剂液体充满度。

2) 氨泵供液循环蒸发盘管的阻力计算: 氨泵供液系统中, 进入氨泵的是单相氨液, 忽略其管路及氨泵产生的闪发气体, 即盘管进口干度 $x_1 = 0$, 盘管出口干度是氨液再循环倍率的倒数, 即 $x_2 = \frac{1}{n}$, $n = \frac{\text{循环量}}{\text{所需的蒸发量}}$, 则平均干度为 $x_m = \frac{1}{2n}$ 。在氨蒸发盘管中不包括液柱影响的压降推荐值, 不应超过相当于饱和蒸发温度差 1°C 。按此计算出氨泵供液蒸发盘管每通路的允许管长。计算程序与氟利昂蒸发盘管相同。

(4) 肋片式换热器管外空气流动阻力的计算:

1) 空气横向流过绕片管或扎片管簇时的阻力损失 (单位为 Pa) 可按下式计算:

$$\Delta p = c N_e \rho w_{\max}^2 (h_f/d_b)^{n_1} (s_f/d_b)^{n_2} Re^{n_3} \quad (6-30)$$

式中, N_e 为沿气流方向的管排数; w_{\max} 为最窄流通截面风速, 单位为 m/s ; Re 为雷诺数 $Re = w_{\max} d_b / \nu$; c 和指数 n_1 、 n_2 、 n_3 值见表 6-16。该式的适用范围为: s_1/d_b 和 $s_2/d_b = 1.6 \sim 3.0$; $(s_f - \delta_f)/d_b = 0.15 \sim 0.23$; $\delta_f/d_b = 0.035 \sim 0.08$; $h_f/d_b = 0.25 \sim 0.50$ 。

表 6-16 式 (6-30) 中的系数 c 和指数 n 值

	顺排管簇				叉排管簇				Re 范围
	c	n_1	n_2	n_3	c	n_1	n_2	n_3	
$s_2/d_b = 2$	0.094	0.5	-0.58	0	1.35	0.45	-0.72	-0.24	$10^4 \leq Re \leq 6 \times 10^4$
					0.098	0.45	0.72	0	$6 \times 10^4 \leq Re \leq 10^5$
管子紧密排列 肋片相接	0.085	0.3	-0.58	0	0.99	0	-0.72	-0.24	$10^4 \leq Re \leq 6 \times 10^4$
					0.085	0.2	-0.72	0	$6 \times 10^4 \leq Re \leq 10^5$

2) 空气横向流过整套片顺排管簇时的阻力 (单位为 Pa) 可按下式计算:

$$\Delta p_c = 9.81A(L/d_{eq})\rho(w_{max})^{1.7} \quad (6-31)$$

式中, A 为肋片表面粗糙度系数, 粗糙肋片 $A = 0.0113$; 光滑肋片 $A = 0.007$; d_{eq} 为当量直径 $d_{eq} = \frac{2(s_1 - d_b)(s_f - \delta_f)}{(s_1 - d_b) + (s_f - \delta_f)}$; L 为沿气流方向的肋片长度, 单位为 m。

对于叉排肋片管簇阻力较顺排增大 20%, 即:

$$\Delta p_{iz} = 1.2\Delta p_c \quad (6-32)$$

(二) 制冷装置的隔热

1. 制冷装置隔热的目的

制冷装置中凡需要保持低温的场合如冷库库房、电冰箱、冷藏及空调车辆、低温条件下工作的设备 (中间冷却器、气液分离器、低压贮液器等), 以及低温下工作的管道、阀门等都需要进行隔热处理。其目的在于减少环境介质向这些低温场合以及低温设备、管道的热量传入量, 提高制冷装置运行的经济性。同时还要通过隔热设施使制冷装置的外表面温度高于环境空气的露点, 防止出现凝露甚至结霜。提高装置的使用寿命。

2. 对隔热材料的要求

隔热材料应具有密度小、导热系数小; 吸湿性小; 抗冻性强; 耐火性强; 机械强度及抗振性好、耐用; 比热容小; 无毒、无臭味、不污染食品、不怕虫蛀、鼠咬等优良性能。

3. 常用隔热材料的特性

制冷装置可使用的隔热材料很多, 性能也各不相同, 所以隔热结构型式也不同。常用隔热材料的特性见表 6-17。

表 6-17 常用隔热材料的特性指标

材料名称	密度 $\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	热导率 $\lambda/\text{W}(\text{m}\cdot\text{K})^{-1}$	比热容 $/\text{kJ}(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1}$	蒸气渗透系数 μ $/\text{kg}\cdot(\text{m}\cdot\text{h}\cdot\text{Pa})^{-1}$
膨胀珍珠岩混凝土	600	0.17	0.84	3×10^{-7}
石灰砂浆	1600	0.81	0.84	1.2×10^{-7}
松和云杉 (垂直木纹)	550	0.17	2.5	6×10^{-8}
松和云杉 (顺木纹)	550	0.35	2.5	3.2×10^{-7}
水泥纤维板 (木丝板)	300	0.14	2.1	3×10^{-7}
软木板	250	0.07	2.1	3.75×10^{-8}
玻璃棉	100	0.06	0.75	4.9×10^{-7}
膨胀珍珠岩	90	0.08	0.67	
聚氨酯泡沫塑料	40~50	0.028		
聚苯乙烯泡沫塑料	30	0.038	1.46	6×10^{-8}
稻壳	135~160	0.15	1.88	4.5×10^{-7}
石油沥青	1050	0.17	1.67	7.5×10^{-9}

4. 隔热结构的防潮隔气

制冷装置的隔热结构是由隔热材料及其他辅助材料组成的结构层, 通常与装置的围护结构或容器壁、管壁结合在一起。要求隔热层有足够的厚度来保证设计所要求的隔热性能; 应

能防止空气渗入或在某些部位形成冷桥；还要能防潮，不会因受潮而降低隔热性能，且坚固而不易损坏。隔热结构防潮十分必要，因为制冷装置的隔热结构处于低温下工作。当温度降低时材料孔隙中的空气水蒸气分压降低，当低于室外大气的水蒸气分压时，大气中的水蒸气就会渗入隔热材料，并在其气孔中凝结为水或冻结成冰。由于空气导热系数小，水和冰导热系数大，使隔热层隔热性能降低，发霉腐烂，使整个结构遭到破坏。所以做好防潮隔气是隔热结构施工中的重要内容。防潮层一般设置在隔热结构的高温侧，也可两侧均设防潮（隔气）层。但必须注意同侧的防潮层连成一个整体无漏缝。采用油毡防潮材料应相互搭接，接缝处应涂石油沥青密封。

在低温场合（或冷藏库）隔热结构中若其内部的水蒸气分压力大于同温度下空气的饱和水蒸气分压力 p_{ϕ} 时会出现凝结水，这样会使隔热结构性能遭到破坏。为防止因蒸气渗透引起隔热材料受潮，需要根据蒸汽渗透的方向设置隔气层。然而各种隔热材料均具有一定的抗蒸气渗透能力，称为蒸气渗透阻 H_i （单位为 $\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{Pa}/\text{kg}$ ），即

$$H_i = \frac{\delta}{\mu} \quad (6-33)$$

式中， δ 为某层材料厚度，单位为 m ； μ 为某层材料的蒸气渗透系数。由此围护结构的总蒸气渗透阻为

$$H_0 = H_w + H_1 + H_2 + \cdots + H_n \quad (6-34)$$

式中 H_w 、 H_n 分别为结构内外表面蒸气转移阻，取 $H_w = 0.1 \text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{Pa}/\text{kg}$ ； H_n 在有风时与室外表面相同，无风时取 $H_n = 0.2 \text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{Pa}/\text{kg}$ 。 $H_{1,2,\dots}$ 为各层蒸气渗透阻，见表 6-18。

表 6-18 各种隔气材料的蒸气渗透阻

隔气材料	δ/mm	$H/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{Pa} \cdot \text{kg}^{-1})$
石油沥青油纸	0.4	0.293
涂一道热沥青	2.0	0.266
石油沥青油毡	1.5	1.10
一毡二油	5.5	1.63
二毡三油	9.0	3

隔气层的蒸气渗透阻应该使隔热层内部不出现凝结区。冷库设计规范推荐该蒸气渗透阻由经验公式 (6-35) 计算，即

$$H_0 \geq 0.213(p_{\phi w} - p_{\phi n}) \quad (6-35)$$

式中， H_0 为围护结构隔热层高温侧（隔气层以外）的各层材料蒸气渗透阻之和； $p_{\phi w}$ 、 $p_{\phi n}$ 分别为围护结构高温侧和低温侧水蒸气分压力，单位为 Pa 。

围护结构内部各层边界温度可按式 (6-36) 计算

$$\text{即} \quad t_T = t_w - \frac{t_w - t_n}{R_0} (R_w + \sum_{r-1} R) \quad (6-36)$$

式中， t_T 为某层的边界表面温度，单位为 K ； t_w 、 t_n 分别为室外、内计算温度，单位为 K ； $\sum_{r-1} R$ 为计算层前面各层材料热阻之和，单位为 $\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ ； R_0 为总热阻，单位为 $\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ ， $R_0 = R_w + \sum R + R_n$ 。

各边界层水蒸气分压力可按下式计算：

$$p_{qr} = p_{qw} - \frac{p_{qw} - p_{qm}}{H_0} (H_w + \sum_{r-1} H) \quad (6-37)$$

式中， p_{qr} 为某边界层表面水蒸气分压力，单位为 Pa； p_{qw} 、 p_{qm} 分别为室外、内水蒸气分压力，单位为 Pa； H_w 为外表面水蒸气转移阻，单位为 $m^2 \cdot h \cdot Pa/kg$ ； $\sum_{r-1} H$ 为计算层前各层蒸气渗透阻之和； H_0 为总蒸气透阻， $H_0 = H_w + \sum H + H_n$ 。

5. 隔热层厚度的确定

隔热层的厚度应能保证隔热层外表面温度不低于当地条件下空气的露点，也有少数低温装置要求将冷量损失限制在一定范围之内，作为确定隔热层厚度的依据，以节省装置的费用。

1) 平壁所需的隔热层厚度按下式计算

$$\delta = \frac{\lambda t_b - t_w}{\alpha_a t_a - t_b} \quad (6-38)$$

式中， δ 为隔热层厚度，单位为 m； λ 为材料的热导率，单位为 $W/(m \cdot K)$ ； α_a 为空气对隔热层外表面传热系数，取 $\alpha_a = 7w/(m^2 \cdot K)$ ； t_w 为被隔热物体温度，单位为 $^{\circ}C$ ； t_a 为环境空气温度，单位为 $^{\circ}C$ ； t_b 为隔热层外表面温度，取 $t_b = t_l + 1 \sim 2^{\circ}C$ ，其中 t_l 为露点温度。

2) 圆筒形设备及管道所需隔热层厚度（单位为 mm），可按式 $d_0 \ln \frac{d_b}{d_w} = \frac{2\lambda t_b - t_w}{\alpha_a t_a - t_b}$ 计算出

结果后，查有关图表得到隔热层厚度。也可按式 $\delta = \frac{d_b - d_w}{2}$ 计算出所需隔热层厚度。式中， d_b 为隔热层外径，单位为 m； d_w 为被隔热管道直径，单位为 m。

获取更多资料

第七章 制冷装置概述

第一节 制冷装置分类与应用

制冷装置是将制冷设备与消耗冷量的设备组合在一起的装置。制冷装置中虽然可以用不同类型制冷机械来供应冷量，但制冷装置的类型和特征主要还是取决于消耗冷量的用户。随着冷量使用方式的不同，制冷装置的类型亦有各种各样。目前使用比较广泛的，大致有这样几类：

一、冷冻冷藏装置

这类制冷装置主要用于食品的冷加工、冷藏及冷藏运输，但也用于贮存其他物品，如药品、疫苗等，其目的是为了保持食品的原有质量，以防其因生化或霉菌腐蚀而腐败变质。冷藏箱、冷柜及冷库是最常见的食品冷冻冷藏装置。冷藏汽车、冷藏列车、冷藏船、平板冻结器、流床式冻结设备等也大量用于食品的冷冻冷藏。

二、空调用制冷装置

采用人工的方法，创造或保持满足一定要求的空气环境，是空气调节的任务。对应于不同的具体要求，采用制冷装置型式也有所不同。房间空气调节器，俗称家用空调，是小型的空调装置。按结构型式分为整体式和分体式，其中整体式中的窗式机，分体式中的挂壁机，以及分体式中的落地式空调器（俗称柜机）最常用。中大型空调工程中目前以电动压缩式冷水（热泵）机组为主，包括往复式、螺杆式、涡旋式、离心式等。吸收式机组，尤其是直燃式吸收式机组近年来在空调应用中发展较快。冰蓄冷技术目前在空调工程中也得到应用，有利于避开用电高峰，在实行分时电价的地区，可取得较好的经济效益。汽车空调用的制冷装置，在重量、体积、抗震性方面的要求则更高。

三、试验用制冷装置

它是用来创造低温和其他要求的环境，以专门进行产品的性能试验及科学研究试验，检查它们在低温条件下能否保证所规定的性能指标，能否正常工作。这类装置有低温试验箱、高低温环境试验装置、植物生长环境试验装置等。

四、工业与工程用制冷装置

工业生产中常将制冷设备用于某些生产工艺流程，它随服务对象的工艺过程而定，而且往往是将蒸发器与生产设备合为一体，有时使用生产过程中的原料或产品作为制冷剂，并将制冷系统与生产工艺流程结合起来。

在建筑方面，浇制巨型混凝土大坝时，可用人工制冷方法来排除混凝土在凝固过程中析出的热量，以防坝体裂缝，并可提高混凝土的强度。片冰机在这些场合得到较多应用。在流沙地区开掘矿井或隧道时，可先将其四周土壤冻结，然后在冻土中进行施工。此外尚可用人工制冷方法建造人工冰球场及溜冰场等。

第二节 制冷装置的系统及冷却方式

一、制冷系统的分类

所谓制冷系统，系指由实现制冷循环压缩、冷凝、膨胀、蒸发四个过程的设备、配件和管道等互相连接而组成的一个整体。

制冷装置是为不同的制冷工艺、不同温度需要服务的，其制冷系统的组成及效能就必须依不同工艺和不同温度的需要以及不同的制冷剂种类来确定，因此对于制冷系统的分类也有不同的方法。

按制冷剂不同，制冷系统通常可分为氨制冷系统、氟利昂制冷系统、空气压缩制冷系统和其他工质制冷系统。

按制冷原理，制冷系统可分为：机械压缩式制冷系统、吸收式制冷系统、蒸气喷射式制冷系统、热电制冷系统及吸附式制冷系统等。其中压缩式制冷系统又可分为单级压缩制冷系统和两级压缩制冷系统；而复叠式制冷系统则用两种以上不同的制冷剂，可以由两个或两个以上的单级压缩制冷系统复叠而成，也可以由单级压缩制冷系统与双级压缩制冷系统复叠而成，还可由压缩式制冷系统与吸收式或其他型式的制冷系统复叠而成。

按蒸发器供液方式，制冷系统可分为：直接膨胀供液制冷系统（又称直流供液制冷系统）、重力供液制冷系统和液泵供液制冷系统。

二、制冷装置的冷却方式

制冷装置在工作过程中，必然会有周围环境的热量通过围护结构传入用冷场合，而且在用冷场合也会因各种原因产生一定的热量，这两部分热量之和就是制冷装置为维持所需低温而必须由制冷剂带走的冷却设备负荷。因此，在压缩式制冷装置设计时除了要注意选用在要求工况下具有足够制冷量的制冷压缩机及与之匹配的冷凝器、节流机构以外，更应注意在其中安装足够的冷却设备；这样，制冷装置才能真正提供足够的制冷量来平衡这部分冷却设备负荷，从而维持所需的低温。这就是说，要注意制冷装置的匹配特性问题。选择何种冷却设备较为合理，与制冷装置的冷却方式有关。

从制冷机与用冷设施的结合部所使用的冷却介质来看，不论哪种类型的制冷装置，其冷却方式不外乎是制冷剂直接蒸发冷却与载冷剂间接冷却两种。由于用冷场合（如冷库的冷藏间、冰箱的冻结室或冷藏室）的被冷却物质（即制冷的工作对象）大多是通过空气的对流换热取出其热量的，因而，根据空气在用冷场合的运动情况，这两种冷却方式又都可分成自然对流冷却与强制对流冷却两种类型。这就形成了如下四种冷却方式。

1. 自然对流制冷剂直接蒸发冷却

制冷机的蒸发器安装在用冷场合内，利用制冷剂的蒸发来直接冷却用冷场合的空气，通过空气再去冷却被冷却物质。而整个用冷场合的空气流动是由于蒸发器周围的空气被冷却以致温度降低、密度变大后才引起的。

这种冷却方式的特点是：制冷剂与被冷却物质间总的传热温差比较小。为获得相同的低温，制冷剂的蒸发温度可以比较高。在冷凝温度一定的条件下，制冷机消耗功率较小，制冷量较大。又因不需设置风机，风机的耗能及这部分能耗转化为热能所消耗的冷量可以节省。因而制冷装置的经济性较好，冷却速度较快，系统比较简单。

由于这个特点，这种冷却方式就用得很普遍。如直冷式家用电冰箱、大多数的小型冷藏箱及冷藏间等，都采用这一冷却方式。图 7-1 所示为单门直冷式家用电冰箱（冷藏箱）应用这种冷却方式的实例。

2. 强制对流制冷剂直接蒸发冷却

这种冷却方式与第一种不同之处在于，用冷场合的空气通过风机的作用强制流过制冷机的蒸发器，并在用冷场合内循环流动。因此，它除具有总的传热温差小所带来的优点外，还具有制冷机蒸发器的传热系数高、金属消耗量小、蒸发器内制冷剂充注量较少，用冷场合温度场比较均匀、冷却速度更快等一系列特点。因而，该冷却方式用得也很普遍，如同冷式家用电冰箱、无霜厨房冰箱、冷藏汽车、冷藏船及陆用冷库的冷却间和冻结间等制冷装置都采用该方式。由于该方式空气流动速度大，容易引起被冷却物品（如冷库内的食品）的干损耗，同时风机消耗的能量在用冷场合转化成热量后又增大了冷却设备的负荷，在选用时应注意冷量用户对这方面的要求。图 7-2 所示的间冷式冷藏冷冻间（双门无霜冰箱）即为采用这种冷却方式的一个实例。

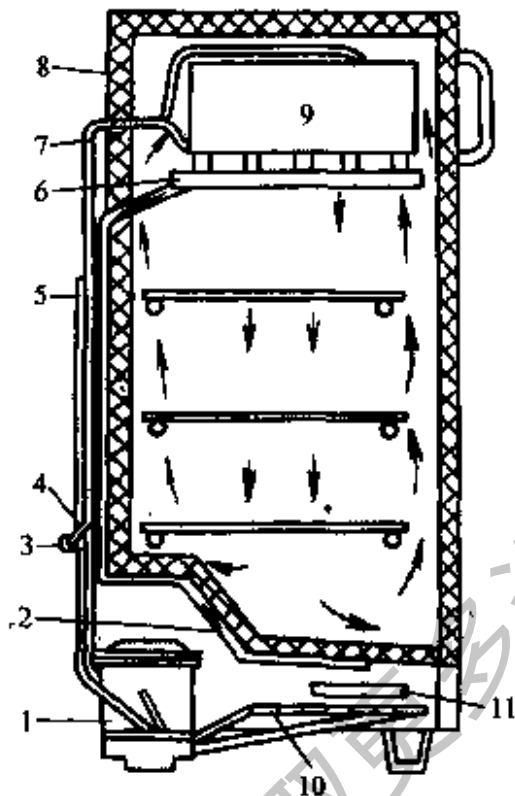


图 7-1 直冷式冷藏箱的冷却方式

1—压缩机 2—排水管 3—过滤干燥器
4—毛细管 5—冷凝器 6—滴水管 7—回气管
8—隔热层 9—蒸发器 10—副冷凝器 11—蒸发盘

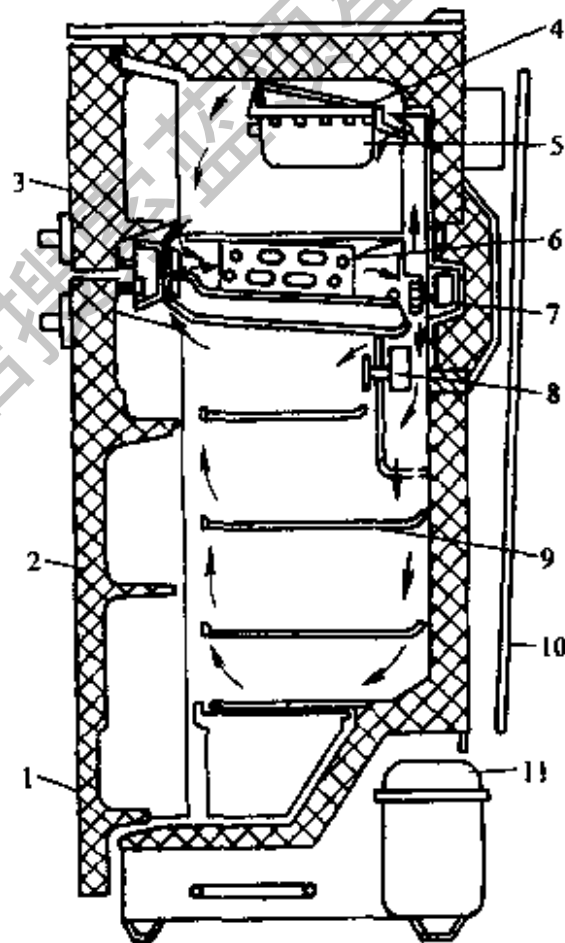


图 7-2 间冷式冷藏冷冻箱的冷却方式

1—下箱门 2—隔热层 3—上箱门
4—制冰块盘 5—盛冰块盘 6—蒸发器 7—风机
8—温控开关 9—搁板架 10—冷凝器 11—压缩机

在制冷系统规模比较庞大、用冷场合比较分散的情况下，采用前述两种冷却方式时，必然会出现这样两种情况：一是制冷剂循环管路很长，制冷剂外泄的可能性增大；二是制冷剂在循环系统中的充注量增加。这对制冷装置的经济性及人身的安全和用冷场合被冷却物品的质量都不利。在这种情况下，较多的是采用载冷剂间接冷却的方式，让制冷剂限定在一个比较小的范围内循环流动，既使其外泄机会减少，又可节省充注量，各用冷场合则由载冷剂来传递冷量。像制冷剂直接蒸发冷却方式一样，载冷剂间接冷却方式也有自然对流和强制对流两种情况。

3. 自然对流载冷剂间接冷却

这种冷却方式曾在冷藏船上广泛应用，图 7-3 示出其原理，它具有如下优点：

(1) 节省制冷剂，安全可靠。冷藏货船的货舱分布区间大，用制冷剂直接蒸发冷却时，制冷剂管路布置在各舱壁和舱顶，十分分散，加之船体受振动和冲击较多，容易发生管路破裂或接头松脱，从而引起制冷剂泄漏。采用载冷剂间接冷却后，制冷剂管路集中于制冷机舱的较小的范围内，制冷剂管路较短，循环于各冷却盘管中的是载冷剂而不是制冷剂。与制冷剂直接蒸发冷却方式相比，这既减少了制冷剂的充注量，又减少了制冷剂在较长管路上泄漏的机会，增加了制冷机运行的可靠性。货物质量容易保证，货运较为安全。

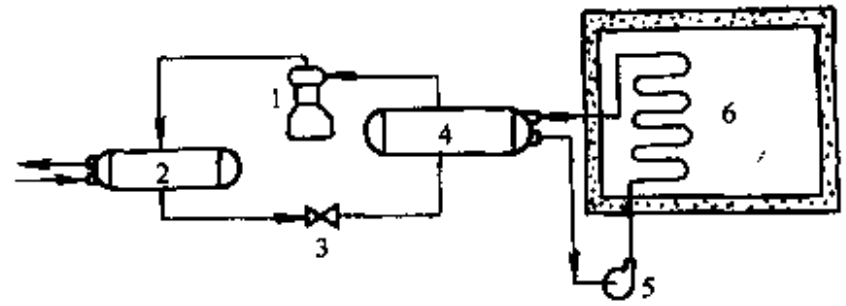


图 7-3 自然对流载冷剂间接冷却原理图

1—压缩机 2—冷凝器 3—膨胀阀
4—盐水冷却器 5—盐水泵 6—冷却盘管

(2) 具有较大的蓄冷能力。因为在冷藏舱的盘管和整个系统中充满了大量的低温盐水，当制冷机停车后它还能吸收大量的热量，使冷藏舱温度回升比较缓慢，可以避免机组启动过于频繁。

(3) 温度调节方便。当冷藏舱冷负荷下降时可通过调节，减少进入冷却盘管的盐水流量直到完全停止。

(4) 安装冷却盘管的舱壁和舱顶正是冷藏舱周围热量渗入处，因而冷却盘管的吸热效果良好。

(5) 冷藏舱装货时，制冷机不必停车，其舱温可以维持或者降温时间可以缩短。

但是，这种冷却方式也有下列缺点：

(1) 系统复杂，设备增加，盐水的腐蚀性使之接触的管路、设备易损坏。

(2) 在相同的舱温和冷却水温的条件下，载冷剂间接冷却方式的蒸发温度一般低于制冷剂直接蒸发冷却方式。因而载冷剂间接冷却方式舱内空气与制冷剂的总传热温差较大。这样，所需制冷压缩机的功率增大，还增加了盐水泵的动力消耗以及由此产生的动力热。

(3) 盘管遍布全舱，在贮运途中为了维持一定的舱温，其积霜只能在卸货之后清除。随着管外霜层的增厚，蒸发温度会越来越低，使运行工况恶化。

(4) 由于自然对流冷却，对于能产生呼吸热的水果、蔬菜等货物，容易引起局部温升，而且不能调节舱内湿度，通风换气比较困难。

(5) 在冷藏舱舱口下面难以安装盘管，该处容易形成局部高温。

前两点是载冷剂间接冷却方式的问题，后三点则是自然对流冷却方式带来的缺点，由于存在以上这些缺点，目前该种冷却方式多被强制对流载冷剂间接冷却方式所代替。

4. 强制对流载冷剂间接冷却

这种冷却方式大量应用于集中式与半集中式中央空调系统（如风机盘管、屋顶式空调机等），也用于大型陆用冷库和冷藏运输船上，其原理如图 7-4 所示。这种方式的主要优点有：

(1) 节省制冷剂，减少其泄漏的可能性。

(2) 一台机组能为几个温度不同的冷间（库房）工作，而且调节温度较为方便。

(3) 强制对流提高了冷却盘管的传热性能，节省了金属材料。

(4) 用于低温工况时，盘管外的霜层可随时融化，避免霜层对盘管传热的影响，充分发挥设备的效能。因为此时冷却盘管集中安装在强制流动的风道中，并不是分散安装在各墙面或平顶上，融霜过程对冷藏货物的质量不产生影响。

(5) 高速的气流使冷间内温度场分布比较均匀，货物冷藏质量较好，特别是有利于水果、蔬菜等鲜货的冷藏。

由此可见，这种冷却方式克服了自然对流冷却引起的缺点，但却存在强迫对流冷却存在的缺点，货物易干缩损耗，装货时不能启动风机，盘管不能发挥作用，库温要回升。

三、制冷装置的融霜系统

当制冷装置中蒸发器的外壁面温度低于 0°C 时，该表面就会结霜。蒸发器外壁表面的霜层对蒸发器的传热影响很大，将使传热系数下降。蒸发器周围空气温度（库温）降不下来，制冷装置的制冷量将下降，而功耗则增加。若结霜厚度与蒸发器钢管壁厚相同时，霜层热阻约比钢管热阻大94~443倍，（视霜层久积还是新积而定）。周围空气强制循环的蒸发器（如冷风机）多用肋片管，当外表面结有霜层时，不但使传热热阻增大，而且使空气流动阻力增加。

由此可见，为了充分发挥蒸发器的效能，制冷装置蒸发器上的霜层应定期除去。除霜的办法有：①扫霜；②水冲霜；③制冷剂过热气体融霜（亦称热气融霜、反循环融霜）；④制冷剂过热气体和水结合融霜；⑤用电加热器、蒸气加热器或温水加热器来融霜等等。各种除霜方法各有各的特点。扫霜虽然操作简单，不影响库温，但劳动强度大，除霜不彻底。水冲霜，虽操作简单，不影响系统生产；水温只要控制在 25°C 左右，但系统中的油不易排出（如系统无专门放油设施的话），还得多方面采取严格的技水措施防止水对冷库的危害。热气融霜虽然劳动强度低，效果好。在氨系统中，排管里的积油还可冲到排液桶中，然后通过集油器放出，但要影响库温，得在库房停止工作时才能进行。制冷剂过热气体和水结合融霜时先热气融霜，使冰霜与蒸发器表面脱开然后淋水，可很快把冰霜冲掉，停水以后，还可利用过热制冷剂蒸气“烘干”蒸发器表面，以免蒸发器表面的水膜结成冰而影响传热，这样虽然效果好，速度快，但操作复杂。用电加热器、蒸气加热器或温水加热器来融霜，虽然结构简单，易于实现自动化，但要耗费电能；温度易波动。采用何种除霜方法，要视制冷装置的型式而定。电热融霜即在蒸发器下面装电加热器，一般适用于单个库房或小型制冷装置。热气融霜即把压缩机排气直接通入蒸发器，利用其热量去融化管外集霜，较适合于大型及中型制冷装置，也可以用于一机多库的系统。但这些系统只能是制冷剂直接蒸发冷却系统。对于载冷剂间接冷却系统较多地采用蒸气加热融霜或温水加热融霜。为融霜运行所必需的设备、阀门和管道组成的系统就是制冷装置的融霜系统。下面就侧重介绍热气融霜系统、电热融霜系统和热盐水融霜系统。

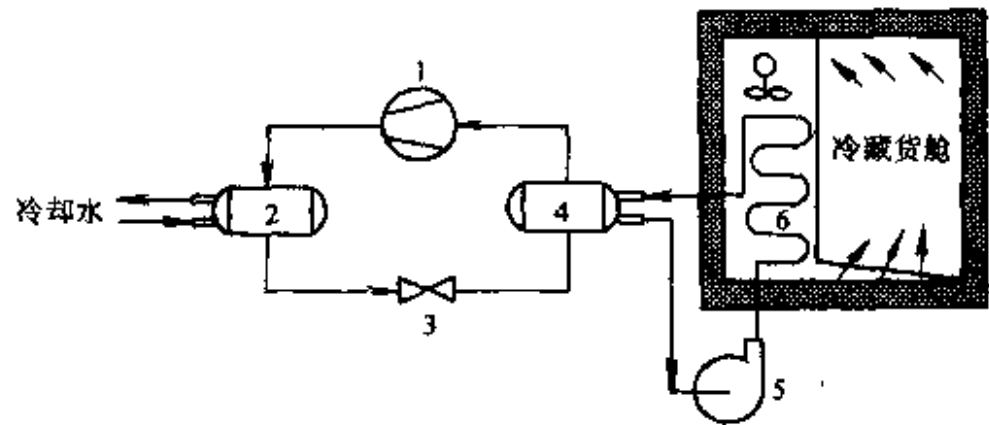


图 7-4 强制对流载冷剂间接冷却原理图

1—压缩机 2—冷凝器 3—膨胀阀
4—盐水冷却器 5—盐水泵 6—冷却盘管

1. 热气融霜系统

在热气融霜中，压缩机排出的过热气体不是进冷凝器，而是进蒸发器，即将蒸发器当作“冷凝器”。过热气体冷凝所放出的热量，将蒸发器表面的霜层融化。蒸发器内原来积存的氨液和润滑油，则借助热氨加压（或借重力）排入融霜排液桶（或低压循环贮液桶）。对于融化下来的霜和水必须立即清扫，否则将重新结成冰。由于只有对于光滑管，这些处理比较简单，因此热气融霜主要用于冷库冷藏间的光滑管排管中。而冷风机一般采用的是水冲霜或者是热氨—水融霜。

对于采用不同制冷工质的具体制冷系统，在采用热气融霜时的具体装置形式略有不同。对于氨制冷系统，热氨融霜装置一般都和供液和回气调节站结合起来布置。融霜所用的热氨气必须保证有足够的热氨量，以及适当的热氨压力和温度，一般用于融霜的热氨量不能大于压缩机排气量的三分之一，融霜热氨压力约在 600 ~ 900kPa 范围内。

对于氟利昂制冷系统，则不用融霜排液桶，其排液方式有以下三种：

(1) 排气自回气管进入蒸发器，被霜层冷却而凝结成液体后从液管排出，通至另一组正在工作的蒸发器中去蒸发。这种排液方法适用于小型制冷装置，如单机多库的伙食冷库等。

(2) 排气自回气管进入蒸发器，被霜层冷却而凝结成液体后从液管排出，直接排至贮液器。然后流经恒压膨胀阀节流降压后进入冷凝器，吸收外界热量蒸发成蒸气后被压缩机吸入。这种排液方法适用于中小型制冷装置。

(3) 排气从液管进入蒸发器，被霜层冷却而凝结成液体后，由回气管排出，经恒压膨胀阀节流后，或者经蓄热槽的蒸发盘管和液体气化器后再由压缩机吸入，或者直接被制冷压缩机渐渐吸入。这种排液方法一般只适用于冰箱或单间小冷库的制冷装置。

图 7-5 是单机多库伙食冷库的热气融霜系统。假定鱼库的蒸发盘管需要融霜，肉库的蒸

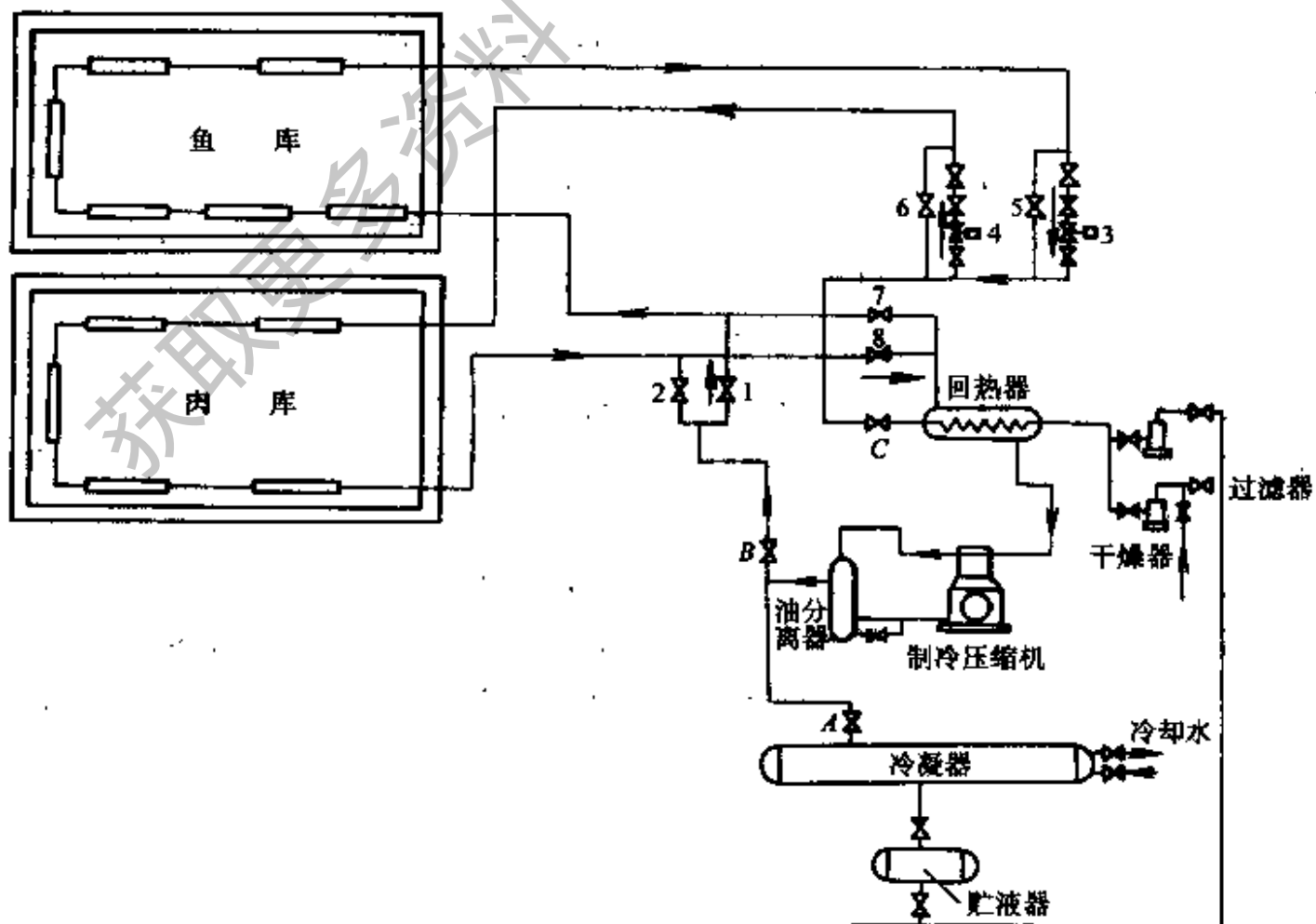


图 7-5 单机多库伙食冷库的热气融霜系统

发盘管应照常工作。此时，先关闭鱼库进液盘上的电磁阀3和回气阀7，再打开阀B和阀1，使压缩机的高温排气进入鱼库蒸发盘管，同时把通冷凝器的阀A关闭，并打开手动膨胀阀5，关闭阀C，使鱼库蒸发盘管中凝结的制冷剂液体由阀4进入肉库的蒸发盘管，在其中吸热蒸发而成气体，该气体通过阀8由压缩机吸入。待融霜完毕，应依次把上述阀门恢复到原来位置。当对肉库的蒸发盘管进行融霜时，应让鱼库的蒸发盘管照常工作，其融霜过程与上述类似。图中箭头所示是鱼库融霜时制冷剂的流向。

2. 电热融霜系统

电热融霜系统与热气融霜系统的根本不同点，除了耗能方式与耗能量不同外，还在于被融霜的蒸发器内部制冷剂相变情况不同：热气融霜的蒸发器内制冷剂是被冷却，由气态凝结为液态，要注意排液和防止压缩机的液击事故；电热融霜的蒸发器内制冷剂却是被加热，由液态变为气态，要注意防止回气压力、蒸发温度和库温过高。因此随制冷系统的不同和对回气压力、蒸发温度和库温过高的措施不同，也有不同的电热自动融霜系统。图7-6示出只有一组蒸发器的制冷装置的电热融霜系统。

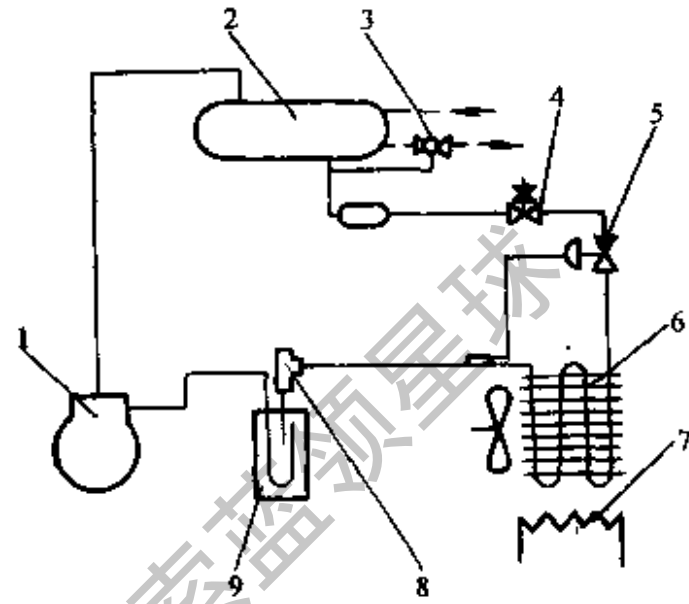


图7-6 只有一组蒸发器的制冷装置的电热融霜系统

1—压缩机 2—冷凝器 3—水量调节阀
4—电磁阀 5—热力膨胀阀 6—蒸发器
7—电加热器 8—吸气压力调节阀 9—气液分离器

融霜电加热器7装在冷风机托盘上，每天通电融霜次数和每次融霜时间均由时间继电器控制。当时间继电器发出融霜指令时，热力膨胀阀前的电磁阀4被关闭，延时切断压缩机和冷风机电源并接通电加热器的电源而进行融霜。融霜时间结束后，时间继电器将自动切断融霜电热器的电源，开启电磁阀和接通压缩机电动机及风机的电源。由此可知，该系统中，压缩机的电动机只受时间继电器的控制。压缩机回气管上装设的气液分离器9和吸气压力调节阀8，使融霜后的气液减压并在液体气化器中气化，可防止压缩机液击。

该系统两次融霜相隔时间的调节与制冷系统运行的安全和库温的控制密切相关。

3. 载冷剂间接冷却系统的热盐水融霜

采用此类融霜方法，需要在系统中安装一只盐水加热器及其相应管路，与盐水冷却器并联，用截止阀控制它与任何盐水管路的连接或切断，加热热源为蒸气。热盐水温度应不超过20℃，以免融霜以后的制冷负荷过大。

在融霜时，盐水与盐水冷却器之间的通路被切断，而盐水与盐水加热器之间的通路被打开。盐水在盐水加热器中被蒸气加热，温度升高，进入盐水盘管中放出热量，回到盐水泵，再送入盐水加热器，如此反复循环，直到盘管外面的霜层全部融化，然后将各个阀门倒换到原状，使冷盐水重新循环流动。

第八章 制冷装置的设计计算

第一节 制冷装置的设计原则

一、制冷装置设计基本原则

虽然对于不同的制冷装置，其设计要求都不一样，但以下三条要求对于所有的制冷装置设计都是必要的：

1. 按使用要求与使用条件进行设计

制冷装置类型具有多种形式，在装置设计时，需要在分析使用条件与使用要求的前提下，确定制冷装置类型，并进行设计计算。对于冷藏库而言，主要从稳态工作特性考虑，制冷系统所产生的冷量主要是用来维持冷库保持所需温度；而对于冷冻库，则要从动态工作特性考虑，因为要满足冻结过程的要求。电力供应不足的场所设计空调系统时，一般不宜采用压缩式制冷系统；如果此时又有充足的燃料或者有合适的余热源，则可考虑采用吸收式制冷系统。在一般的建筑空调中，制冷量的选择主要考虑稳态工况，即保持空调空间维持希望的温度；而汽车空调中，动态性能则是非常重要的指标，需要考虑从较高的温度降到所希望的温度时间，这时所需要的制冷量要比稳态工作所需要的制冷量大得多。制冷系统设计时，必须充分考虑到这些具体工作条件与性能要求的差异。

2. 保证在一定工况范围内的稳定性

由于实际装置不可能固定工作在某一个工况下，而且在使用环境变化或其他干扰因素影响下，这种偏离有时还较大。如果制冷设备只能在某一个设计工况下工作，而在其他工况下因振荡或出现其他问题而难以工作，那么这样的装置在实际中是行不通的。因此必须要保证所设计的装置在一定工况范围内都能稳定地工作。

3. 寻求性能与经济性优化

设计时对于装置的优化主要包括两个方面：一为性能的优化，比如对于空调而言，使温度波动范围尽可能小，让人体舒适性提高；二为经济性方面的优化，如装置的投资与节能等。

二、制冷装置设计的一般步骤

制冷装置设计时主要包括如下四个步骤：

1. 确定装置类型结构

首先要选择制冷装置的类型，然后确定基本结构形式。这部分工作在有些场合，在设计人员开始设计工作时就已经确定。比如对于冰箱生产厂家，生产何种类型的产品，以及产品的基本结构，是由决策层根据市场与企业本身的生产工艺条件来确定的。但从一般的制冷装置设计考虑，这一部分的工作是不可少的。

2. 按设计工况确定负荷

选择一个最有代表性的工况，计算此时所需要的冷负荷，作为进一步设计的依据。

3. 制冷设备设计

按设计工况下的负荷要求进一步进行制冷设备的设计，确定各部件的形式与大小。

4. 非设计工况进行校核

由于实际装置应当在所要求的工况范围内都能正常工作，因此制冷装置不仅应在设计工况下满足使用要求，在其他工况下也应满足使用要求。通常在使用的工况范围内取几个有代表性的工况作为校核工况，如果校核工况的计算表明，所设计装置不能在所有工况下达到要求，则必须修正原有设计。

三、制冷装置的仿真技术简介

由于仿真技术已开始被国内外用于制冷装置的设计中去，作为一种新的技术，它具有比常规设计更好的准确性，国内在这方面的研究已处于世界先进水平，因此有必要在这里对这一新技术的思路作一简要介绍。

1. 仿真技术简介

在进行实际系统的分析、综合与设计的过程中人们除了对系统进行理论上的分析计算以外，常常需要对系统的特性进行实验研究。这种实验研究一般有两种：一种是在实际系统上进行，另一种则是在模型上进行。在许多情况下，如果直接用真实系统进行实验，往往不经济或不现实。因此在实践中发展了仿真技术，即用模型代替真实系统做实验的方法。如现在研究船舶航行情况时，通常用一缩小的船舶模型在船池中做实验；研究飞机的飞行性能时，也要经过飞机模型在风洞中的实验。这种用一个物理模型来仿真实际系统称为物理仿真。物理仿真在实际应用中仍然受到较大的限制。对于一个比较复杂的系统来说，影响因素很多，很难用一个物理模型来进行仿真，这是因为对一个复杂系统设计制造一个模型常常要花费巨大的代价，周期也相当长，同时进行一次实验准备工作也十分可观。而另一方面，计算机软硬件都得到了迅速发展，用计算机对实际系统进行仿真就日益显示其优越性。在计算机仿真中，实际系统的运动规律是用数学形式表达出来，它们通常是一组微分方程或差分方程，然后用计算机来解这些方程。

采用计算机仿真的好处是明显的：用一套仿真设备可以对物理性质截然不同的许多控制系统进行仿真研究，相对于复杂系统的物理模型的制作、调整、测试等工作，为了进行计算机仿真而准备模拟计算机的答题板或数字计算机的程序的的工作量小，周期短，所花的费用少。随着计算机的飞速发展，计算机仿真越来越多地代替了纯物理的仿真，因此现在通常所说的仿真，指的都是计算机仿真。

在计算机仿真研究的过程中，一般要经过这样四个步骤：

(1) 写出实际系统的数学模型。对于不同的要求可以采用不同的模型，对于热力系统的动态仿真，较多采用偏微分方程。

(2) 将它转变成能在计算机上进行运算的数学模型。比如要在数字计算机上进行仿真，应当将描述实际连续过程的方程，变成一组离散方程。

(3) 编出仿真程序。

(4) 对仿真模型进行修改、校验。

2. 仿真与常规设计的比较

工程技术界的仿真研究，主要是为产品开发服务。在仿真技术没有应用之前，技术人员已经成功地开发了许多产品，那么仿真与常规设计方法的关系又如何呢？

常规的设计中，是先定下产品的性能目标，然后推断其工作状况，最后确定产品的具体结构。而对于仿真而言，是先定产品的结构，然后看工作过程，在算出其工作过程的基础上，得到最后的性能。从这个过程可以看出，常规的设计方法，目标很明确，更有可操作性，所以容易被广大工程技术人员理解。而仿真到底有什么优点，为什么要大力推广，如何应用该项技术，则还未被普遍了解。

常规的设计方法中没有一套完整描述整个系统特性的模型，它所包含的仅是部分经过高度简化，能反映系统部分特性的模型。由于其先天的不足，使得它的发展受到较大的限制。以常规冰箱设计方法为例，总是先定下产品的性能要求，如耗电量、储藏温度；再推断运行参数，如制冷剂的蒸发压力、冷凝压力等；最后得到作为设计目标的结构参数，如压缩机容量、蒸发器面积、毛细管长度与直径等。如果仅仅按照这样一套设计过程进行工作的话，即便设计方法绝对准确，仍然有许多不尽人意的地方。比如说按某一环境参数进行设计，至多能保证在这一条件下的产品性能达到要求。如果需要同时满足几个环境参数下的要求，而分别按照不同的环境条件去设计，会得到不同的设计结果，最后只能在其中进行折中，但是最后的性能会怎样呢，却不能直接得出。从这样一个简单的例子可以看出，仅有从性能定结构这样一个步骤是不够的。在实践中，人们已经认识到这个问题，所以在设计时，都有一个校核过程，即在产品结构定了以后，再计算一下各种性能，这个过程其实已经是仿真的过程了。也就是说，人们已经认识到常规设计方法的不足之处，体会到仿真的重要性了。要真正对系统进行正确仿真，需要建立准确的模型，而现在所常用的简单模型难以反映复杂的实际过程，因此这方面的研究仍然是相当欠缺的。由于计算机仿真的落后，所以现在制冷产品设计中，往往要制作大量的样机进行实验，即通过在这种最接近批量生产的实际产品的模型上进行物理仿真，弥补设计的不足。不断制作样机并做实验的过程是相当费时费力的，所以发展制冷装置的计算机仿真已成为很急迫的任务。

仿真是选定结构参数后检测性能的过程。通过仿真，可以知道多项性能，从而对所确定的结构参数是否合理作出较好的评价。为了寻求一组合理的结构参数，需要作不断的调整，不断的仿真，这是优化过程，可以通过配置优化程序完成，或者直接根据经验与要求，由操作者来完成。为了能较快地寻到一组较好的结果，希望初始的结构参数尽量要好，用常规设计的方法确定初始参数是一种比较好的方法。所以应该把常规设计的方法和计算机仿真的方法相结合，可使工作更有效。

第二节 冷负荷的计算

用冷场合（以下简称冷间，指冷库或者空调的房间）的冷负荷是指为了使冷间内的空气温度达到所要求的值而需要的冷量，其形成是因为冷间内得到来自各种因素所产生的热量，这些我们称为得热。在静态工况下，得热即为冷负荷。但是按照实际装置动态过程看，得热与冷负荷是不一样的，而且影响得热的各种参数与得热也不同同时变化，存在时间上的迟延。由于目前在工程中使用的仍主要是静态计算方法，因此除了动态负荷计算部分外，本章仍沿用静态负荷的表达方式，将冷负荷与得热相等同。

通常冷负荷由以下四个部分组成：

(1) 围护结构渗人热 Q_1 ：此量指因冷间内外温差（包括太阳辐射引起的过余温度）通

过围护结构所传递的热量。

(2) 货物热 Q_2 : 指货物(食品)在冷却或冻结过程中放出的热量, 或者货物在冷加工过程中放出的热量。

(3) 换气热 Q_3 : 指由于通风或开门, 外界空气进入冷间而带进的热量。

(4) 操作热 Q_4 : 指由于冷间内人员操作、各种设备发热工作而产生的热量。

一、静态负荷计算方法

1. 渗入热的计算

围护结构的渗入热是由于室内外存在温差而引起的热量传递, 可以用如下的基本传热公式计算:

$$Q_1 = kA(t_H - t_n) = kA\Delta t \quad (8-1)$$

式中, k 为围护结构的传热系数, 单位为 $W/(m^2 \cdot K)$; A 为围护结构的面积, 单位为 m^2 ; t_H , t_n 为室外与室内的计算温度, 单位为 $^{\circ}C$ 。

$$Q_1 = Q_w + Q_g + Q_c + Q_R \quad (8-2)$$

式中, Q_w 为通过墙壁的渗入热, 单位为 W ; Q_g 为通过地坪的渗入热, 单位为 W ; Q_c 为通过屋顶的渗入热, 单位为 W ; Q_R 为因太阳辐射所产生的渗入热, 单位为 W 。

(1) 围护结构的传热系数: 冷间的围护结构是由多层具有不同导热系数的材料组成的平壁(或圆筒壁), 其传热系数的计算公式为:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (8-3)$$

式中, α_1 为外墙表面的对流表面传热系数, 单位为 $W/(m^2 \cdot K)$; δ_1 , δ_2 , ... 为各层材料的厚度, 单位为 m ; λ_1 , λ_2 , ... 为各层材料的热导率, 单位为 $W/(m \cdot K)$; α_2 为内墙表面的对流表面传热系数, 单位为 $W/(m^2 \cdot K)$ 。

通常低温室外墙的表面传热系数取 $8 \sim 12 W/(m^2 \cdot K)$; 低温室内表面的对流表面传热系数取 $12 W/(m^2 \cdot K)$, 如为强制对流时取 $29 W/(m^2 \cdot K)$ 。实际表面传热系数与具体的装置结构、工作状态下的传热温差、风速等许多因素有关, 但一般来讲, 在计算有隔热屋的围护结构的传热系数时, 由于非隔热材料及其表面传热系数同隔热材料的热阻相比比较小, 因此对流表面传热系数的误差对于总的传热系数的计算的影响不会太大, 在许多工程计算中, 忽略墙体两侧的对流表面传热热阻。

(2) 围护结构的传热面积: 渗入热计算时, 围护结构不同面的传热面积计算略有不同。

对于转角处的冷间(图 8-1), 外墙长度取墙外表面到内墙中心线的距离(图 8-1a 和 b)。对中间的冷间, 外墙的长度取两内墙中心线间的距离(图 8-1c)。

内墙长度取与之垂直的外墙内表面到另一内墙中心线间的距离(图 8-1d、e、f)。对中间冷间, 可取二内墙中心线间的距离(图 8-1c)。

地坪和天花板的尺寸取内壁面的尺寸(图 8-1d、f 或 e、c)。

外墙和内墙的高度均取冷间的层高。

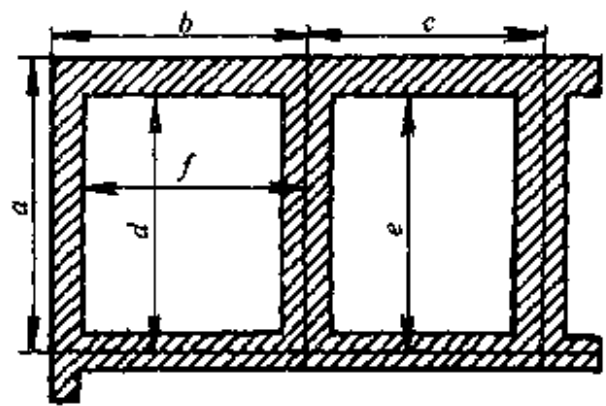


图 8-1 围壁壁面尺寸

(3) 外界环境温度：外界环境设计温度 t_H 的确定比较困难。如果选择一年中夏季出现的最高温度为外界环境空气设计温度，势必造成计算得到的渗入热过大，所需要的制冷装置容量过大，造成资金、设备浪费；而如果环境温度选择过低，则会使冷量不够。

根据经验，一般取一年中夏季空气调节日平均温度值作为外界环境空气的设计温度，在上海地区可取 30°C 。如果缺乏这些资料，可按如下经验公式选取：

$$t_H = 0.4t_A + 0.6t_B \quad (8-4)$$

式中， t_A 为该地区十年中最热月份的月平均温度； t_B 为该地区极端最高温度。

(4) 冷间与邻间传热温差：在计算通过内墙传入冷间的渗入热时，计算传热温差时，墙体外侧的温度取该内墙相邻间的温度。当相邻间也是冷间时，它有规定的温度，传热温度容易确定。当相邻间不是冷间时，其温度有时可不给出，这时传热温差可以根据它们与外界空气放热和与冷间的传热情况按下述近似方法确定。

当冷间的邻间有直接与外界相通的门窗时，内墙的传热温差取设计温差的 70%；如果冷间的邻间没有与外界相通的门窗时，内墙的传热温差取设计温差的 60%；当邻间为地下室时，传热温差取设计温差的 50%。

(5) 冷间地坪的渗入热：计算地坪的渗入热时，如果地坪没有加热防冻装置，这时计算地坪的渗入热量是从具有温度为 0°C 的土壤层开始算起，而传热系数取地坪隔热层的传热系数。如果冷间的地坪设有加热装置，则分两种情况确定加热层的平均温度；若加热防冻装置采用电加热或制冷剂的热排气加热时，加热装置层的平均温度取 $+1^\circ\text{C}$ ；若地坪内用通风管道加热时，则取 $+3^\circ\text{C}$ 。

(6) 太阳辐射热的计算：冷间外围壁因吸收太阳辐射热而使得渗入热量增加，计算时认为这从效果上相当于外墙外表面的温度增加了一定值，这一增加的温差 Δt_s 同围壁朝向、表面颜色和粗糙度有关。理论上可求得 $\Delta t_s = PJ_p/\alpha_H$ 。其中 α_H 是外表面的放热系数，单位为 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ； P 是围壁外表面太阳辐射吸收系数，见表 8-1； J_p 是冷库各朝向每昼夜的平均辐射强度值，单位为 W/m^2 ，见表 8-2。

表 8-1 围壁外表面太阳辐射吸收系数 P

外表面类别	外表面状况	外表面颜色	吸收系数 P	外表面类别	外表面状况	外表面颜色	吸收系数 P
红瓦屋面	旧，中粗	红色	0.65~0.74	红砖墙	旧，中粗	红色	0.7~0.77
灰瓦屋面	旧，中粗	浅灰色	0.52	混凝土墙	平滑	暗灰色	0.73
水泥瓦屋面	新，光平	浅灰色	0.74	水泥粉刷墙面	新，光平	浅灰色	0.56
绿豆砂保护屋面		浅黑色	0.65	拉毛水泥墙面	不光滑，旧	蓝灰，米黄	0.63~0.56
油毡屋面	不光滑，新		0.88	陶石子墙面	粗糙，旧	浅灰	0.68
	不光滑，旧		0.81				
白铁皮屋面	光滑，旧	灰黑	0.86	砂石粉刷墙面	不光滑	深色	0.57
镀锌铁皮屋面	表面光滑，新		0.66	混凝土砌块墙面		灰	0.65
沥青屋面	不光滑，旧	黑	0.85	浅色外粉刷	平滑	浅色	0.40
白石子屋面			0.62	镀锌薄钢板	旧，光滑	灰黑色	0.89
屋面上填土			0.68	石棉水泥板	新	浅色	0.65
					旧	浅色	0.72~0.87

表 8-2 各朝向表面每昼夜的平均辐射强度 J_p (单位: W/m^2)

纬度北纬	水平	东	东南	南	西南	西	西北	北	东北
23°	342	206	188	127	188	206	177	99	177
30°	368	209	183	121	183	209	165	97	165
35°	329	215	195	148	195	215	173	118	173
40°	323	219	206	168	206	219	172	115	172
45°	316	220	220	185	220	220	166	113	166

2. 货物热计算

用制冷装置冷却货物时,使其温度下降,冻结或者回冷。对不含液体成分的货物,制冷装置可将其冷却到任何工艺所需的温度。对含有液体成分的货物,冷却过程只能进行到它开始冻结的温度。继续冷却时货物发生冻结过程,货物中的液体成分转变为固体。回冷过程是指冻结货物由于运输途中受热,部分解冻融化,而用制冷装置再次冷却、冻结它,使它回复到原来的冻结状态。

对于每个过程,货物热(单位为 kW)可具体计算如下:

(1) 冷却过程:

$$Q_2 = Gc_1(t_1 - t_2)/(3600 \times 24) \quad (8-5)$$

式中, G 为平均一昼夜的最大进货量或最大生产量,单位为 kg; c_1 为被冷却货物的比热容,单位为 $kJ/(kg \cdot K)$; t_1 、 t_2 分别为货物冷却前后的温度,单位为 $^{\circ}C$ 。

(2) 冻结过程:

冻结过程可分为三个阶段:①货物从初始温度 t_1 冷却到它开始冻结的温度 t ; ②进一步冷却时货物在等温 t 下冻结; ③冷冻后货物温度从 t 降至 t_2 。

$$Q_2 = G[c_1(t_1 - t) + 335dw + c_2(t - t_2)]/(3600 \times 24) \quad (8-6)$$

或者

$$Q_2 = G(h_1 - h_2)/(3600 \times 24) \quad (8-7)$$

式中, d 为货物中的含湿量,单位为 kg/kg ; w 为货物温度降至 t_2 时含湿量中的冻结率; c_2 为货物冻结后的比热容,单位为 $kJ/(kg \cdot K)$; h_1 、 h_2 分别为对应温度 t_1 和 t_2 时货物的比焓值,单位为 kJ/kg ; 其他符号同前。

(3) 回冷过程:

$$Q_2 = G[335d(w_2 - w_1) + c_2(t_1 - t_2)]/(3600 \times 24) \quad (8-8)$$

式中, w_2 为回冷后温度 t_2 时货物含湿量中的冻结率; w_1 为回冷前温度 t_1 时货物含湿量中的冻结率; 其他符号同前。

对于周期性工作设备,货物热在整个工作过程中有很大的变化。开始时,当把热的货物运进冷间,由于这时货物与冷间间有最大的温差,所以传热量很大。随着货物冷却和冻结,它们间的温差逐渐变小,传热量也逐渐变小。而上述公式计算出的货物热是指整个过程的平均值。显然根据这个平均值来确定冷间的设备负荷并按它来选配冷却设备是不能满足冷却过程中货物热的要求的,因此宜将上述公式算得的货物热再乘以工作系数 1.3,以满足刚进货时传热量最大的要求。对于连续进货,货物热在整个工作过程比较均匀,因而无需乘以工作系数。

另外,货物热的大小与每小时冷却货物的数量有关。为了使冷间冷负荷计算时货物热一

项不致太大,通常对分配冷库和生产冷库,应限制它每昼夜的进货量,规定库容为200t以下的冷库,每昼夜的进货量不得超过库容的8%,对库容超过200t的冷库,每昼夜的进货量不得超过库容的6%,并以此作为确定设备负荷的根据。

3. 换气热的计算

一些贮藏蔬菜、水果的冷间,须定时地用新鲜的外界空气更换冷间中的空气,排除二氧化碳,维持冷间中空气中的氧含量。通常是用通风的方法保持蔬菜和水果的新鲜。进入冷间的外界空气被冷却到冷间的空气温度,其含湿量也降到冷间空气的含湿量。外界新鲜空气的通风量还必须满足室内人员的卫生要求。根据我国有关规定,通风量应按每人每小时 30m^3 的新鲜空气来计算。因此换气热的计算可采用如下公式:

$$Q_3 = Va\rho_{\text{m}}(h_{\text{H}} - h_{\text{m}})/(3600 \times 24) + 30n\rho_{\text{m}}(h_{\text{H}} - h_{\text{m}})/3600 \quad (8-9)$$

式中, V ——冷间的容积,单位为 m^3 ; a ——冷间每昼夜所需的换气次数,一般在1~6之间; ρ_{m} ——冷间中空气的密度,单位为 kg/m^3 ; h_{H} ——外界空气的比焓,单位为 kJ/kg ,按规定应采用夏季通风温度,室外相对湿度来确定; h_{m} ——冷间中空气的比焓,单位为 kJ/kg 。
 n ——操作人员数。

4. 操作热的计算

因冷间中操作人员,各种发热设备工作而产生的操作热,主要包含如下的项目。

(1) 照明热 Q_{4-1} :

$$Q_{4-1} = q_{4-1}F \quad (8-10)$$

式中, F 为冷间面积,单位为 m^2 ; q_{4-1} 为单位面积(m^2)冷间所需照明热,按照冷库照明规定, q_{4-1} 按配用照明功率乘以工作系数而定,如表8-3所示。

表 8-3 单位面积操作热 q_{4-1}

项目	生产性冷库	大冷藏库	小冷藏库
配用照明功率/W	7.5	3	3
工作系数	0.6	0.35	1.0
照明热 q_{4-1}	4.5	1.1	3

(2) 动力热 Q_{4-2} : 冷库中某些工作机械,如冷风机、搅拌机等都需用电动机拖动,这些能量最终转化为热能而被冷库吸收掉。

$$Q_{4-2} = \sum (\eta_1 \eta_2 \frac{P_e}{\eta}) \quad (8-11)$$

式中: P_e 为各种机械所配电动机的功率; η_1 为负荷系数,平均实耗功率与安装电动机功率之比值; η_2 为同时工作系数,由冷间的工艺过程而定,一般为0.7~1.0。

(3) 人体热 Q_{4-3} :

$$Q_{4-3} = 0.125nq_{4-3} \quad (8-12)$$

式中, q_{4-3} 为每个操作人员所产生的热量;在冷库中,工作人员处于中等劳动强度,其每个人产生的热量,当库温高于或等于 -5°C 时为280W;当库温低于 -5°C 时为400W; n 为同时操作人员数,平均每 250m^2 为一人;0.125为工作系数,即假定工作人员在24h内平均3h在

冷库内工作。对于空调房间应按空调条件下，人在不同劳动强度下工作时所产生的热量来计算人体热。

(4) 开门热 Q_{4-4} ：冷库开门时外界空气侵入，从而带进热量和湿量。开门热一般只能利用经验数据计算。

$$Q_{4-4} = Fq_{4-4} \quad (8-13)$$

式中， F 为冷间面积， q_{4-4} 为单位面积的平均开门热，数值见表 8-4。

表 8-4 单位面积平均开门热 q_{4-4} (单位: W/m^2)

用途	冷间面积/ m^2		
	< 50	< 150	> 150
冷却间、冻结间	18.5	9.5	7.0
收发货间	46.5	23.0	11.5
冷却物冷藏间	17.5	9.3	7.0
冻结物冷藏间	13.0	7.0	4.5

注：此表的数值适用于层高为 3.6m。当层高更高时，其数据成比例地增加。

对制冷机组而言，由于各冷间的操作热不可能同时发生，所以可乘以系数 (0.5 ~ 0.75)，则总的操作热 Q_4 为

$$Q_4 = (0.5 \sim 0.75)(Q_{4-1} + Q_{4-2} + Q_{4-3} + Q_{4-4}) \quad (8-14)$$

但是在确定各个冷间的设备负荷时，由于操作热的各项组成可能会同时出现，所以计算冷间的设备操作热应取各项之和，即

$$Q_4 = Q_{4-1} + Q_{4-2} + Q_{4-3} + Q_{4-4} \quad (8-15)$$

作近似估算时，不必像上述所说那样列出细项计算，而可以利用单位冷间面积的统计性综合指标。表 8-4 给出指标的某些项目，只要利用表中列出的数值和下式就能迅速地估算出冷间冷负荷的近似值。

$$Q = Fq_F \quad (8-16)$$

式中， F 为冷间的面积； q_F 为冷间单位面积冷负荷综合指标，见表 8-5。

表 8-5 冷间单位面积冷负荷综合指标 q_F (单位: W/m^2)

冷间类型	温度/ $^{\circ}C$	单层	多层
冷却间	-2 ~ 0	80 ~ 100	50 ~ 60
冻结间	-30	850 ~ 900	850 ~ 900
冷却物冷藏间	-3 ~ +4	80 ~ 95	60 ~ 65
冻结物冷藏间	-20	70 ~ 90	45 ~ 65
穿堂	-10	450 ~ 500	450 ~ 500
储冰间	-4	85 ~ 95	60 ~ 65
收发货间	+12	35	35

二、动态负荷计算方法

动态负荷计算时，需要建立相应的概念。首先定义冷负荷的概念：冷负荷是指为了使冷

间内的空气温度达到所要求的值而需要的冷量；其次定义得热的概念：得热是指冷间内得到来自各种因素所产生的热量。

从静态的观点看，为了保持冷间内的空气温度保持不变，只要在空气中加入与得热量数值相等的冷量即可，因此得热即为冷负荷。但从动态观点看，虽然得热是产生冷负荷的根源，但由于进入冷间内的得热并不马上引起冷间内温度的变化，当中存在迟延，因此得热与冷负荷并不完全相等。比如说，太阳光照到冷间里面，进入的太阳光的能量属于得热。但这部分能量可能先被墙壁、冷间内其他货物所吸收，并不马上全部散发到空气中去，而只有散发到空气中去的部分才成为冷负荷。

考虑实际情况时，我们通常使用的计算得热的方法也不够精确。比如热传导的计算，我们一般只根据传热温差、传热面积、传热系数直接进行计算，见式(8-1)，这样实际上已假定传热温差的变化马上引起传热量的变化。实际上，传热过程存在迟延环节，传热温差的变化并不马上引起传热量的变化。对于冷库来说，通过墙体进入冷间的热量最多的时刻，并不是外界综合温度最高的时候。

由于动态负荷计算方法能更好地反映实际过程，因此计算精度更好，近年来得到了较好的发展。本章节中将对此进行初步介绍。

1. 围壁渗入热的反应系数计算

(1) 基本方程：通过围护结构的渗入热是形成热负荷的主要来源之一，其根源是室内外传热温差的存在。在稳态情况下，这种热量可以通过式(8-1)计算。但是考虑实际传热中存在迟延时，必须采用动态传热方程。对于一般的围护结构而言，里面不存在热源，此时的传热过程可以用如下的方程来描述。

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = a \left[\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} \right] \quad (8-17)$$

式中， x 、 y 、 z 为三维直角坐标； θ 为过剩温度，即表示在坐标 (x, y, z) 的温度对于基准温度的偏离值。 a 为材料的热扩散率，单位为 m^2/s ，可用下式计算：

$$a = \lambda / c_p \gamma \quad (8-18)$$

式中， λ 为材料的热导率； c_p 为材料的比定压热容； γ 为材料的密度。

三维导热计算比较复杂，因此在可能的情况下应采用低维的方程。对于一般的实际围护结构，如墙、屋顶、楼板等，它们的厚度要远小于长、宽，因此可以认为导热主要是在沿着墙厚的方向进行，这样就可以将导热写成一维的形式，即

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = a \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} \quad (8-19)$$

对于通过围护结构动态热负荷的计算，归结为如何求解上述偏微分方程。上述方程只有在特性的条件下才有分析解，因此一般情况下，必须采用数值求解的方法。对于动态负荷计算，需要计算不同时刻的热流量，所计算的时刻多，因此计算量很大。现在所采用的反应系数法、 Z 传递函数法等动态负荷计算方法，都是不需要每个时刻求解上述偏微分方程的方法，计算量相对较少。

(2) 传递函数：对于制冷装置的围护结构，由于我们所要得到的只是它的内外壁面的温度和热量这些变量之间的相互关系，对层中间的温度、热流变化，我们是无需关心的。围护结构的各层一般均由各向同性的均质材料构成，有关的物性参数在一定的温度范围内均可取

作常数，因此是一个线性定常系统。可以通过控制理论方法直接建立这四个量之间的传递函数。

对于一个典型平壁，如图 8-2 所示，除导热方程外，还有与热流有关的导热定律：

$$q(x, t) = -\lambda \frac{\partial \theta(x, t)}{\partial x} \quad (8-20)$$

平壁两侧表面上有四个时间函数：

$$\text{内表面温度 } \theta(x, t)|_{x=l} = \theta_1(t)$$

$$\text{内表面热流 } q(x, t)|_{x=l} = q_1(t)$$

$$\text{外表面温度 } \theta(x, t)|_{x=0} = \theta_0(t)$$

$$\text{外表面热流 } q(x, t)|_{x=0} = q_0(t)$$

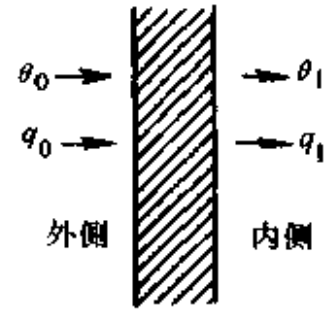


图 8-2 典型平壁示意图

其中两个量给定，另两个量为等待求的。对于冷负荷而言，主要是因为外界温度变化而引起的，有时冷间内的温度也会发生变化而引起冷负荷变化。因此在计算冷负荷时，以外侧表面上的温度和内侧表面上的温度作为已知，采用过剩温度表示，初始状态设为零，这样的墙体热力系统是一个有两个输入 $\theta_0(t)$ 、 $\theta_1(t)$ 和两个输出 $q_0(t)$ 、 $q_1(t)$ 的二元线性系统，它的数学模型为：

$$\begin{cases} \frac{\partial \theta(x, t)}{\partial t} = a \frac{\partial^2 \theta(x, t)}{\partial x^2} \\ q(x, t) = -\lambda \frac{\partial \theta(x, t)}{\partial x} \\ \theta(x, t)|_{x=0} = 0 \\ \theta(x, t)|_{x=0} = \theta_0(t) \\ \theta(x, t)|_{x=l} = \theta_1(t) \end{cases} \quad (8-21)$$

用拉氏变换求解上式可得：

$$\begin{cases} \bar{\theta}(x, s) = \bar{\theta}_0(s) \text{ch} \sqrt{\frac{s}{a}} x - \bar{q}_0(s) \frac{\text{sh} \sqrt{\frac{s}{a}} x}{\lambda \sqrt{\frac{s}{a}}} \\ \bar{q}(x, s) = -\bar{\theta}_0(s) \lambda \sqrt{\frac{s}{a}} \text{sh} \sqrt{\frac{s}{a}} x + \bar{q}_0(s) \text{ch} \sqrt{\frac{s}{a}} x \end{cases} \quad (8-22)$$

代入 $x=l$ ，并用矩阵表示之：

$$\begin{bmatrix} \bar{\theta}_1(s) \\ \bar{q}_1(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A(s) & B(s) \\ C(s) & D(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{\theta}_0(s) \\ \bar{q}_0(s) \end{bmatrix} \quad (8-23)$$

式中的二阶方阵记为 $G(s)$ ，它是这个墙体热力系统的传递函数矩阵，矩阵元素表示为：

$$\begin{cases} A(s) = D(s) = \text{ch} \sqrt{\frac{s}{a}} l \\ B(s) = -\frac{\text{sh} \sqrt{\frac{s}{a}} l}{\lambda \sqrt{\frac{s}{a}}} \\ C(s) = -\lambda \sqrt{\frac{s}{a}} \text{sh} \sqrt{\frac{s}{a}} l \end{cases} \quad (8-24)$$

在动态负荷计算中，外界温度和室内温度为输入量，室内外的热流就作为输出量。

$$\begin{bmatrix} \bar{q}_0(s) \\ \bar{q}_1(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{A}{B} & \frac{1}{B} \\ -\frac{1}{B} & \frac{D}{B} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{\theta}_0(s) \\ \bar{\theta}_1(s) \end{bmatrix} \quad (8-25)$$

通常可以认为冷间内温度恒定，故取 $\bar{\theta}_1 = 0$ ，因此有：

$$\begin{bmatrix} \bar{q}_0 \\ \bar{q}_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{A}{B} \\ -\frac{1}{B} \end{bmatrix} \bar{\theta}_0 \quad (8-26)$$

此时实际变化的扰量只有一个 $\theta_0(t)$ ，而反应却有两个： $q_0(t)$ 和 $q_1(t)$ 。前者称为吸热反应，后者便是传热反应。 $-A/B$ 和 $-1/B$ 便是在内侧温度恒定为 0 的条件下，以外侧温度为扰量时的传递函数，前者称为外表面的吸热反应传递函数，后者称为传热（由外向内）反应的传递函数。

实际墙体是由多种材料组成的，在计算室内负荷时还应当把空气边界层作为墙体的一部分。虽然这样的实际墙体要比上面示出的平壁复杂，但算法基本同上，只是传递函数元素 $A(s), B(s), C(s), D(s)$ 表达式不能再用(8-24)表达，需要根据每层壁的这些元素进行合成。

(3) 时域中的解：令 $G = -\frac{1}{B}$ (8-27)

由式(8-26)得： $\bar{q}_1 = G\bar{\theta}_0$ (8-28)

根据传递函数求时域中解的最一般方法求传递函数的反变换并和输入函数进行卷积。由式(8-28)得：

$$q_1(t) = G(t) * \theta_0(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} G(\tau) \cdot \theta_0(t - \tau) d\tau \quad (8-29)$$

对于传递函数 G ，为由频域表达式 $G(s)$ 得到时域表达式，可先求出传递函数奇点，再根据海维赛展开式求得时域表达式 $G(t)$ 。

对实际的围护结构可认为是 $t=0$ 时松弛的因果系统，故有：

$$q_1(t) = \int_0^t G(\tau) \cdot \theta_0(t - \tau) d\tau \quad (8-30)$$

上式中用传递函数和输入函数进行卷积求输出函数，此时输入函数必须是连续函数。但实际动态负荷计算中，要直接给出温度连续输入函数比较困难，而通常只是给出一些离散点上的值，所需要得到也不是关于时间的连续值。对于渗入热计量，一般只要按一定的时间步长，求得各个时刻的值就行。

设计算的时间步长为 Δ ，则在第 $n\Delta$ 时刻的传热量可以表达成如下形式：

$$q_1(n) = \sum_{i=0}^n Y(i) \theta_0(n - i) \quad (8-31)$$

上式中的数列 $Y(i)$ 称为反应系数。反应系数与热力系统特性有关，也与时间步长有关，但跟输入参数值无关。在物理意义上，它是延续一定时间的具有单位强度的标准扰量引起的输出量的变化值。用反应系数进行输出量的计算的这种方法称为反应系数法。在物理意义上，它是将实际的输入量分解成一系列的标准输入量，根据预先求得的这些标准输入量的变化而合成得到实际的输出量变化。

(4) 扰量曲线分解：标准输入扰量的选择要考虑两个因素。首先，对于一般的连续输入量都较易分解成这类标准扰量，且能达到较高的精度；其次，这个标准扰量在时域中的解容易求得。现在通用的标准输入扰量为单位三角波与单位矩形波。

单位三角波图形如图 8-3 所示，它的数学表达式为：

$$T(t) = \begin{cases} 0 & [t \leq (n-1)\Delta] \\ \frac{t}{\Delta} - (n-1) & [(n-1)\Delta < t \leq n\Delta] \\ (n+1) - \frac{t}{\Delta} & [n\Delta < t \leq (n+1)\Delta] \\ 0 & [t > (n+1)\Delta] \end{cases} \quad (8-32)$$

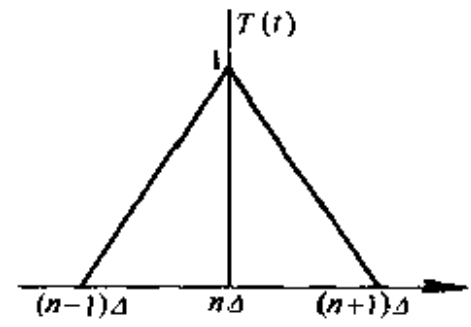


图 8-3 单位三角波

对于高度为 G ($\neq 1$) 的三角波，显然有： $T(t)_G = GT(t)$ 。

单位矩形波可由符号相反，且在时间上相差一个单位时间间隔的两个阶跃扰量迭加而成。它的图形如图 8-4 所示，数学表达式为：

$$T(t) = \begin{cases} 0 & [t \leq n\Delta] \\ 1 & [n\Delta < t \leq (n+1)\Delta] \\ 0 & [t > (n+1)\Delta] \end{cases} \quad (8-33)$$

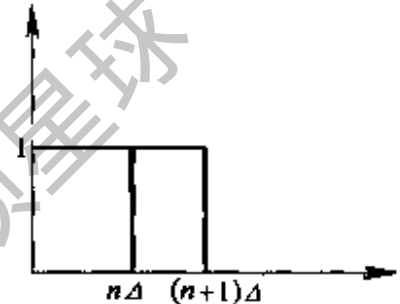


图 8-4 单位矩形波

对于高度为 G ($\neq 1$) 的矩形波，可以写成 $U(t)_G = GU(t)$ 。

当实际连续的输入扰量曲线用三角波分解时，是用高度为给定时刻点上的扰量值，底宽为 2Δ 并且相互重合的一系列等腰三角形的叠加，如图 8-5 所示。这些重合部分弥补上部与连续扰量曲线的空白部分，结果相当于用折线来代替实际的曲线。如果实际曲线变化不是太剧烈，实际间隔取得不太大，这种分解的精度是可以保证的。对于冷库等建筑的围护结构动态传热计算，取时间步长为 1 个小时，采用三角波分解是很合适的。

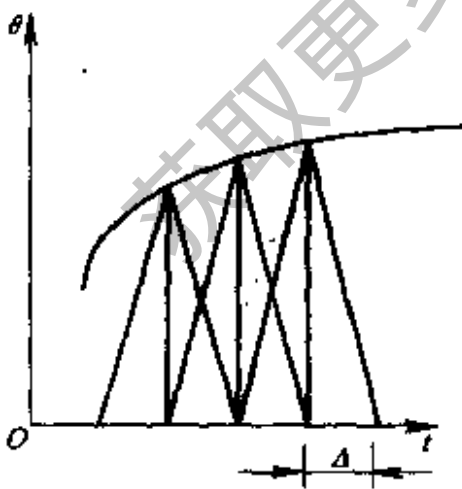


图 8-5 扰量曲线的三角波分解

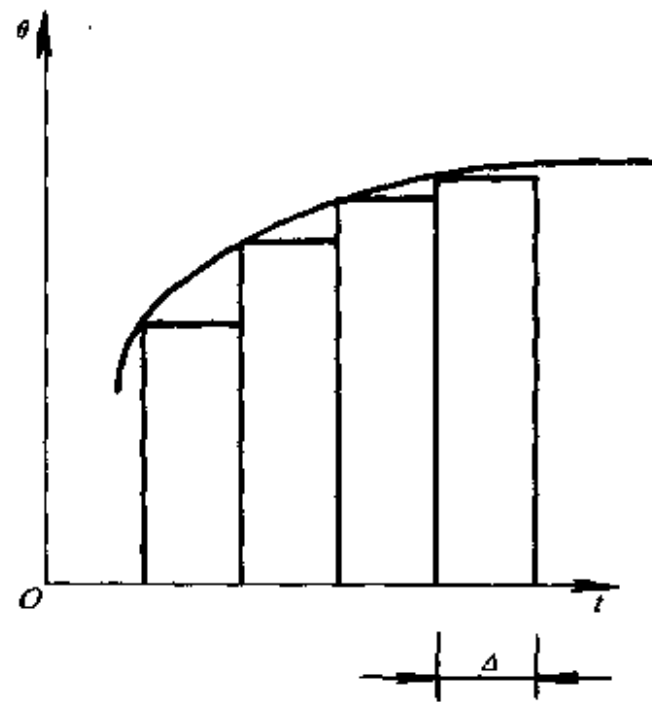


图 8-6 扰量曲线的矩形波分解

当然也可以用矩形波来分解实际连续的输入扰量曲线，如图 8-6 所示。从图中可以看出，矩形波对于原扰量的逼近程度要差一些，对于大部分情况而言，都是如此，故在动态渗入热计算中一般只采用三角波分解。但对于输入曲线为方形的扰量，如灯光的发热曲线，则

用矩形波分解优于三角波分解。

对于三角波输入和矩形波输入, 方程 (8-19) 可以直接求得解, 也即得到三角波和矩形波反应系数。而采用反应系数法, 利用式 (8-31) 即可方便地求得各个时刻的动态冷负荷。

(5) 反应系数实际应用: 如果考虑 $t=0$ 以前温度扰量 $\theta(j)$ 对 $t=n$ 时刻的反应, 则通过围护结构的传热量 $q(n)$ 为:

$$q(n) = \sum_{j=0}^{\infty} Y(j)\theta(n-j) \quad (8-34)$$

实际计算时, 这个和不可能作成是无穷多项之和, 只能是有限项求和, 而且总希望计算项数少一些。如果数列 $Y(j)$ 很快趋于零, 则计算的项数就可以很少。但遗憾的是, 反应系数虽然在一定的项数之后, 值单调减小, 但减小的速度不快, 因此必须取非常多的项数才能保证误差不大。但反应系数有个特性可以为我们减少计算项数提供帮助, 即在一定的项数后, 下面相邻的各个反应系数之间的比近于固定。设对于反应系数 $Y(j)$, 当 $j \geq k$ 后有 $Y(j+1) = CY(j)$, C 即为公比, 则上式可以写成:

$$\begin{aligned} q(n) &= Y(0)\theta(n) + Y(1)\theta(n-1) + \cdots + Y(k)\theta(n-k) \\ &\quad + CY(k)\theta[n-(k+1)] + C^2Y(k)\theta[n-(k+2)] + \cdots \quad (8-35) \\ &= \sum_{j=0}^k Y(j)\theta(n-j) + Y(k) \sum_{j=1}^{\infty} C^j \theta[n-(k+j)] \end{aligned}$$

以 $n-1$ 代替上式中的 n , 则:

$$q(n-1) = \sum_{j=0}^k Y(j)\theta(n-1-j) + Y(k) \sum_{j=1}^{\infty} C^j \theta[(n-1)-(k+j)] \quad (8-36)$$

由上面两式得:

$$q(n) = Cq(n-1) + Y(0)\theta(n) + \sum_{j=1}^k [Y(j) - CY(j-1)]\theta(n-j) \quad (8-37)$$

上式只要靠较为有限项的卷积, 即可求得所需要的值。这是一种经过改进后的反应系数法, 一般称为采用公比的反应系数法。

反应系数法是目前动态负荷计算中的一个重要方法, 尤其是空调动态负荷的计算中得到了较广的应用。对于常见建筑结构的反应系数, 目前国际上和国内都有成熟的计算结果, 可以查手册得到, 也有专门计算这些反应系数的程序可供用。表 8-6 示出了一个墙体的反应系数。 $X(j)$ 、 $Y(j)$ 、 $Z(j)$ 分别为外表面吸热反应系数、传热反应系数、内表面吸热反应系数。对于通过围护结构的动态传热计算, 只需要用到传热反应系数 $Y(j)$ 。表中的时间间隔为 1 小时。反应系数只列出 8 项, 再往后的反应系数已可看作成固定比例, 因此可应用采用公比的反应系数法进行计算。

表 8-6 反应系数的例子

(a) 墙体构成

	l	λ	ρ	c_p	材料
第 1 层	0.010	1.1800	2100	0.1720	砂浆
第 2 层	0.15	1.204	2200	0.1806	混凝土
第 3 层	0.05	0.0327	180	0.1020	石棉纤维
第 4 层	0.006	0.1032	700	0.1720	硬质纤维板

(b) 反应系数			
j	$X(j)$	$Y(j)$	$Z(j)$
0	24.28301383	0.00378873	1.60505783
1	-14.15909482	0.07535863	-0.99380032
2	-2.78310802	0.12285123	-0.00874482
3	-1.80929501	0.09961839	-0.00573184
4	-1.31267054	0.07394410	-0.00418378
5	-0.96368920	0.05441061	-0.00307343
6	-0.70833427	0.04000233	-0.00225918
7	-0.52070508	0.02940688	-0.00166076
8	-0.38278122	0.02161766	-0.00122086
公比		0.73512196	

注: l 为各层厚度, 单位为 m ; λ 为热导率, 单位为 $W/(m \cdot K)$; ρ 为密度, 单位为 kg/m^3 ; c_p 为比热容, 单位为 $J/(kg \cdot K)$; $X(j)$ 、 $Y(j)$ 、 $Z(j)$ 为反应系数, 单位为 $W/(m^2 \cdot K)$ 。

例 8-1 对于某一墙体, 其传热反应特性如表 8-6 所示。假定初始时刻墙体内外表面各处温度都一致, 从某一时刻开始, 外面的温度逐渐上升, 上升速度为每一小时上升 $1^\circ C$, 5 个小时以后, 再逐渐下降, 下降速度也是每小时 $1^\circ C$, 直到内外温度重新平衡为止。请计算温度开始变化一直到第 12 小时, 通过墙体传入室内的渗入热。

解 对于热量计算, 其温度只要取相对变化量即可, 前面 12 小时的温度变化值 $\theta(n)$ 如表 8-7 所示。从表 8-6 查得 $Y(j)$ 值, 利用式 (8-35), 计算得第 0 至第 8 小时, 即 $n=0, 1, \dots, 8$ 时的传热量 $q(n)$ 。当 $n=8, 9, 10, 11, 12$ 时, 利用公比的反应系数法计算式 (8-37), 取 $k=8$, 可以计算出各时刻的传热量。从计算结果可知, 外面温度较高的时候, 并不是渗入热最大的时候, 而室外温度与室内温度相等时, 渗入热并不马上变为零。

表 8-7 通过墙体的动态渗入热 (单位: $W/m^2 \cdot K$)

n	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\theta(n)$	0	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	4.0	3.0	2.0	1.0	0	0	0
$q(n)$	0	0.004	0.083	0.285	0.587	0.962	1.384	1.696	1.791	1.709	1.495	1.188	0.883

2. 照明、人体及设备的动态冷负荷

(1) 照明产生的冷负荷: 在大部分情况下, 照明是间断的, 一天中只开一段时间, 灯光的发热量不等于它的冷负荷。开灯后, 照明的热量不是立刻作用于冷间内空气, 而是被冷间的围护结构、设备、地面等吸收。当吸收热量的物体被加热至高于室内空气温度时, 才以对流的方式把热量传给冷间中的空气, 构成冷间的冷负荷。这不仅在时间上有滞后, 数量上也有衰减。当照明熄掉后, 冷负荷立刻下降, 但并不马上为零, 这是由于冷间内物体所吸收的蓄热量陆续放出而构成。

为表达冷负荷与照明发热量之间的关系, 引入类似围壁反应系数意义的权系数概念。权系数与冷间有关, 即与冷间隔热体蓄放热的性质有关。通常把冷间分成三种类型的结构, 即轻型结构冷间、中型结构冷间和重型结构冷间, 分别用 L 、 M 和 H 表示。区分某冷间属于何种等级结构, 通常是选冷间中有代表性的围护结构部件, 看它的反应系数 $Y(j)$ 达到最大

值时 j 等于多少。当 $j < 3$ 时为轻型结构 L ； $4 > j \geq 3$ 时为中型结构 M ； $j > 4$ 时为重型结构 H 。

当得到各个时刻的权系数 $W_L(j)$ 后，照明产生的冷负荷可以用下式表示：

$$q_{CL}(n) = \sum_{j=1}^{\infty} W_L(j) q_{HL}(n-j) \quad (8-38)$$

上式中， $q_{HL}(n)$ 和 $q_{CL}(n)$ 分别为 $t = n$ 时冷间内的照明发热量和产生的冷负荷。

对冷负荷权系数 $W_L(j)$ ，它们的边界条件不是温度扰量，而是各自的得热，在物理意义上是计算时刻的得热量在该时刻的放热反应。不过它不是就某一壁面而言的，而是对整个冷间而言的，属于房间的负荷系数。例如 $W_L(0)$ 是计算时刻房间得热量 $q(n)$ 在该时刻散发到室内的份额； $W_L(1)$ 是计算前一时刻房间得热量 $q(n-1)$ 在该时刻散发到室内的份额；同样， $W_L(j)$ 即是计算前 j 时刻房间得热量 $q(n-j)$ 在计算时刻散发到室内的份额；以此类推，直至无穷。由此可见， $W_L(j)$ 是一时间序列，它有确切的物理意义，即某一时刻房间的辐射得热量，除了此时刻散发到室内的部分外，大部分得热量都被房间的围护结构（以及其他蓄热体）蓄存起来，然后再逐渐散到室内，其数值随时间的增大而减小，当 $j \rightarrow \infty$ 时， $W_L(\infty) \rightarrow 0$ 。但就房间的得热量来讲，当 $j \rightarrow \infty$ 时，最多便是把蓄存的热量 100% 地散发到室内，决不会大于 100%。因此冷负荷权系数 $W_L(j)$ 作为一时间序列，有关系式

$$\sum_{j=0}^{\infty} W_L(j) = W_L(0) + W_L(1) + W_L(2) + \dots = 1 \quad (8-39)$$

一般手册中只列出 $W_L(0)$ 和 $W_L(1)$ ，再后面的项比起前面的项来讲，数值上减少很多，可近似作等比处理。表 8-8 列出的是常见的照明冷负荷权系数。此时负荷计算不宜直接采用式 (8-39)，而是采用如下公式：

$$q_{CL}(n) = W_L(0) q_{HL}(n) + (W_L(1) - C_L W_L(0)) q_{HL}(n-1) + C_L q_{CL}(n-1) \quad (8-40)$$

如果表中不直接给出 C_L ，则根据式 (8-39) 可得

$$C_L = 1 - \frac{W_L(1)}{1 - W_L(0)} \quad (8-41)$$

表 8-8 照明热的冷负荷权系数

灯	灯具类型	结构等级	$W_L(0)$	$W_L(1)$	C_L
荧光灯	暗装	H	0.3993	0.0398	0.9337
		M	0.4023	0.0516	0.9137
		L	0.4095	0.0824	0.8605
	半暗装	H	0.5002	0.0369	0.9261
		M	0.5024	0.0457	0.9081
		L	0.4999	0.0709	0.8581
	明装	H	0.6901	0.0290	0.9064
		M	0.6911	0.0320	0.8937
		L	0.6760	0.0478	0.8525
白炽灯	间接照明	H	0.5261	0.0392	0.9173
		M	0.5279	0.0464	0.9016
		L	0.5160	0.0699	0.8556
	直接照明	H	0.5694	0.0377	0.9124
		M	0.5708	0.0437	0.8981
		L	0.5555	0.0648	0.8542

例 8-2 对于一个灯具暗装的重型结构, 其室内的灯光从某一时刻开始开 5 个小时, 然后再关 5 个小时, 然后再开 5 个小时, 灯的功率为 200W。请计算出前面 12 小时中的每个小时的温度变化。

解 从表 8-9 中查得 $W_L(0) = 0.4095$, $W_L(1) = 0.0824$, $C_L = 0.8605$ 。

按照题中给出的条件, 可以知道各个时刻的照明发热量 $q_{HL}(n)$, 再利用式(8-40), 可以得到产生的冷负荷 $q_{CL}(n)$ 。

表 8-9 灯光发热产生的动态冷负荷 (单位: W)

n	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$q_{HL}(n)$	200	200	200	200	200	0	0	0	0	0	200	200	200
$q_{CL}(n)$	81.90	98.38	112.6	124.8	135.3	62.40	53.70	46.20	39.76	34.21	111.3	123.7	134.4

(2) 人体及设备发热产生的冷负荷: 人体产生的热量有潜热和显热两类, 其大小根据人的活动量、衣着多少和周围的环境而异。表 8-10 所列系一个人在不同工作强度下所产生的热量。表中 Q_{FT} 为一个人在各种工作强度下所产生的总热量; Q_0 为在室温 24℃ 时一个人在不同工作强度下产生的显热; g 为因室温而形成的显热梯度。潜热直接构成瞬时冷负荷, 显热中的对流成分直接构成瞬时冷负荷。需要应用冷负荷权系数方法计算冷负荷的只是显热中的辐射成分。根据资料, 人体的显热中 30% 为对流部分, 剩下的 70% 为辐射部分。

设备显热中对流和辐射分量之比为 4:6。一般动力设备 (如风机电动机) 没有潜热产生。

人体、设备的热量中辐射部分引起的冷负荷跟人员在冷间内逗留和准备开启的时间长短有关。当逗留的时间多于 18h 时, 就按定常传热状况考虑。

设 $t = n$ 时冷间中人体热为 $q_{HP}(n)$, 人体热冷负荷权系数为 $W_P(j)$, 则 $t = n$ 时人体热产生的冷负荷 $q_{CP}(n)$ 为:

$$q_{CP}(n) = \sum_{j=0}^{\infty} W_P(j) q_{HP}(n-j) \quad (8-42)$$

同样, 设 $t = n$ 时冷间中设备发热量为 $q_{HM}(n)$, 设备发热的冷负荷权系数为 $W_M(j)$, 则 $t = n$ 时设备发热产生的冷负荷 $q_{CM}(n)$:

$$q_{CM}(n) = \sum_{j=0}^{\infty} W_M(j) q_{HM}(n-j) \quad (8-43)$$

冷负荷权系数 $W_P(j)$ 、 $W_M(j)$ 和 $W_L(j)$ 一样也与冷间结构有关, 其数值见表 8-11 与表 8-12。此时负荷计算不宜直接采用式(8-42) 与式(8-43), 而是采用如下公式:

$$q_{CP}(n) = W_P(0) q_{HP}(n) + (W_P(1) - C_P W_P(0)) q_{HP}(n-1) + C_P q_{CP}(n-1) \quad (8-44)$$

$$q_{CM}(n) = W_M(0) q_{HM}(n) + (W_M(1) - C_M W_M(0)) q_{HM}(n-1) + C_M q_{CM}(n-1) \quad (8-45)$$

表 8-10 不同工作强度时, 一个人产生的热量

工作强度	适用场所	Q_{FT}/W	Q_0/W	$g/W \cdot K^{-1}$
1	礼堂	79	50	-3.0
2	学校	91	53	-3.1
3	办公室、旅馆、住宅	102	54	-3.4

(续)

工作强度	适用场所	Q_{PT}/W	Q_0/W	$g/W \cdot K^{-1}$
4	银行	113	55	-3.6
5	餐厅	126	59	-3.8
6	工厂中的轻劳动	170	65	-5.6
7	舞厅	194	71	-6.0
8	工厂中的重劳动	227	85	-6.3
9	体育馆	329	118	-6.4

表 8-11 人体热的冷负荷权系数

结构等级	$W_P(0)$	$W_P(1)$	C_P
H	0.6554	0.0290	0.9158
M	0.6566	0.0342	0.9005
L	0.6469	0.0511	0.8552

表 8-12 设备热的冷负荷权系数

温度级别	结构等级	$W_M(0)$	$W_M(1)$	C_M
高	H	0.5865	0.0348	0.9158
	M	0.5880	0.0410	0.9005
	L	0.5762	0.0614	0.8552
中	H	0.7243	0.0232	0.9158
	M	0.7253	0.0273	0.9005
	L	0.7175	0.0409	0.8552
低	H	0.8622	0.0116	0.9158
	M	0.8627	0.0137	0.9005
	L	0.8587	0.0205	0.8552

第三节 单级压缩蒸气制冷循环的计算机模拟

最常见的制冷装置如家用电冰箱、家用空调器等均采用单级压缩蒸气制冷循环，对于单级压缩蒸气制冷循环的计算机模拟是实际各种制冷装置模拟的基础。

计算机模拟（或仿真）是建立研究对象的数学模型，并对其进行求解的过程，因此仿真离不开模型与算法的研究，同时由于要借助于计算机求解，所以仿真的方法又离不开计算机的发展水平。比如说，一个非常精确优良的模型，如果需要太长的计算机运算时间，则会使其实用性大打折扣。严格地讲，实际制冷装置的特性是动态分布参数的，即各个参数不仅一直随时间在变化，而且各个点的参数都是不一致的，但动态分布参数模型的求解往往非常复杂。因此实际使用中，需要根据具体的使用要求，将模型进行简化，能够使用稳态方程的，就尽量不用动态方程；能够使用集中参数模型的，就不用分布参数模型。对于非常复杂的环节，甚至可以不直接建立数学模型，而通过神经网络进行辨识。

下面介绍单级压缩蒸气制冷理论热力循环的计算机分析，以及简单的单级压缩蒸气制冷装置的计算机模拟，让初学者了解制冷装置计算机模拟的基本思路。

一、单级压缩蒸气制冷理论循环的计算机分析

图 8-7 示出了单级压缩蒸气制冷循环的 $\lg p-h$ 图，对于该种循环的分析是制冷系统分析与设计的基础。以前通过查图表的方法，可以计算出所要求的各个量，但每次计算都比较复杂。而采用在计算机上计算，虽然编程需要花时间，但以后每次计算特别快，这对于工况等参数改变时的分析特别能体现出其优势。

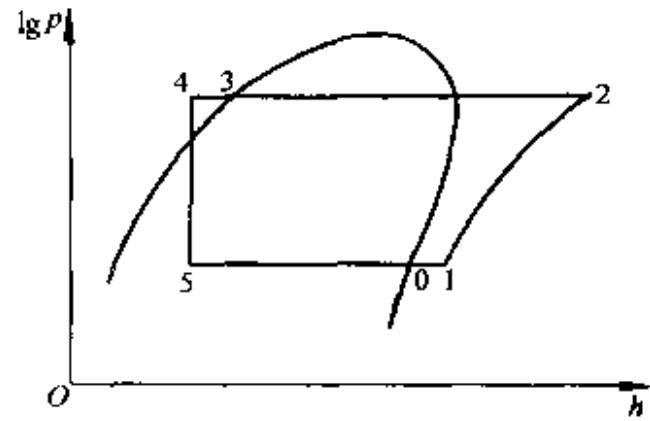


图 8-7 单级蒸气压缩制冷循环的 $\lg p-h$ 图

假定输入参数为 4 个：蒸发温度 T_0 、冷凝温度 T_k 、压缩机吸气过热度 ΔT_0 和冷凝器过冷度 ΔT_k 。按理论循环的假设条件，蒸发温度和冷凝温度均为定值，系统的流动阻力忽略不计。压缩过程为等熵过程，节流过程为等焓过程。则理论循环的性能指标均可以算出。

循环的单位质量制冷量 $q_0 = h_1 - h_5 = h_1 - h_4$

单位容积制冷量 $q_v = \frac{q_0}{v_1}$

单位理论热负荷 $q_k = h_2 - h_4$

制冷系数 $\epsilon = \frac{q_0}{w_0}$

制冷工质的物性计算程序需要预先编制。对于常见工质，国际上都有标准方程，并有商业化的软件，作者这里也可以提供。由工质物性程序，可由任意两个物性参数求出该状态的其他物性参数值。

图 8-8 为计算单级压缩蒸气制冷循环性能的程序框图。

由该程序可以方便地求出当蒸发温度、冷凝温度、压缩机吸气过热度、冷凝器过冷度变化时，理论制冷循环性能的变化。该种计算中只需要知道制冷工质的热力性质，与工质的传输性质以及具体的装置结构均无关，现经常被用来比较不同工质的性能。

上面的方法虽然简单，但同实际装置性能之间是有差距的。对于一般的制冷装置来讲，当蒸发温度、冷凝温度变化时，其压缩机吸气过热度、冷凝器过冷度也会变化，定值假定是不符合实际情况的。由于上面分析过程没有牵涉到外界环境对于实际装置的影响，因此不能预测外界环境变化时制冷装置的性能变化。

二、单级压缩蒸气制冷装置的计算机模拟

制冷装置的计算机模拟，是用来代替部分在实际装置上的实验。对于实际制冷装置来讲，一旦结构以及外部条件定了，其内部的状态是唯一确定的。因此在计算机模拟时，并不能任意指定这些状态，如蒸发温度、冷凝温度、过热度、过冷度，而是应该能把这些参数正确地计算出来。在模型和算法的选取上，应当根据实际需要，在照顾精度、计算稳定性和运算速度之间达到平衡。下面通过一个经过简化的制冷装置仿真的例子，来说明仿真的思路与过程。

对于一个简单的单级压缩蒸气制冷装置，设其由往复活塞式压缩机、毛细管、冷凝器与

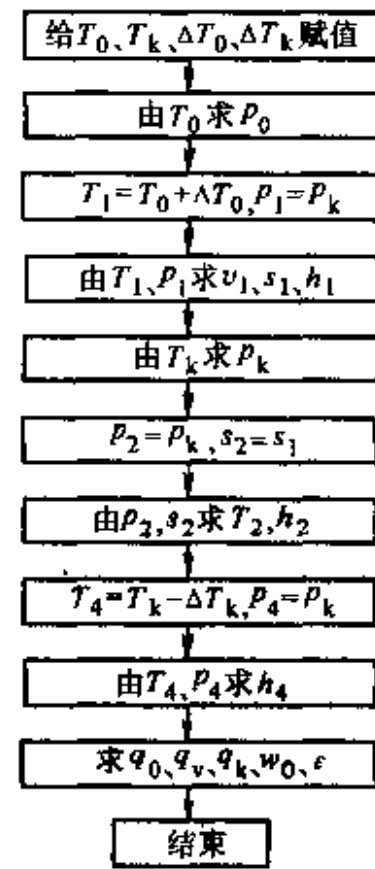


图 8-8 单级压缩蒸气制冷循环的性能计算框图

蒸发器这四大件组成。蒸发器与冷凝器均采用干式换热器，其本身热容可以忽略不计，这两个换热器均采用温度不变的空气冷却。需要模拟压缩机开机过程到系统接近稳定的整个过程，主要是要预测制冷剂状态及制冷量随时间的变化。

由于需要模拟制冷装置在压缩机开机这个扰动下的过渡过程，因此毫无疑问是个动态仿真问题。但是具体建模时，不一定对于所有的部件都采用动态方程。如果有可能的话，应该对其中尽可能多的环节采用稳态方程，以使整个模型比较简单。

1. 压缩机模型

对于压缩机来讲，活塞每一个运动周期所需要的时间约为 0.02s，远小于制冷系统压力变化过程的时间。对于制冷装置来讲，活塞在一个运转周期中的流量的变化，是一个频率过高的信号，可以取每个周期的平均值来滤掉该高频信号。这样一来，压缩机进出口状态对于压缩机流量的影响是没有时间迟延的，因此压缩机流量计算的模型可以采用稳态模型。功率则可根据理论功和压缩机的效率确定。

$$q_m = \frac{\lambda V_h}{v_1} \quad (8-46)$$

$$P = \frac{m}{m-1} \lambda V_h p_0 \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] / \eta \quad (8-47)$$

上面式中， q_m 、 P 分别表示压缩机的制冷剂流量与功率； λ 、 V_h 、 η 分别为压缩机的输气系数、理论功率； p_k 、 p_0 、 v_1 、 m 分别表示冷凝压力、蒸发压力、吸气比容、多变指数。

2. 毛细管模型

毛细管中制冷剂的流速很高，制冷剂流过毛细管所需要的时间也远小于系统的时间常数，因此毛细管进出口状态的影响也可以认为是即时的，故其模型采用稳态模型即可。由于管内流体流动的高度非线性，各种较为精确的分布参数模型在数值求解时速度较慢且存在计算的稳定性问题，因此建立精确，同时又简单、通用的毛细管模型对于实际装置的设计与优化具有重要意义。下面介绍一种绝热毛细管的近似积分模型，计算速度快，而且避免了计算的不稳定。

对于一维等焓均相流动，有如下控制方程

$$-dp = G^2 dv + \frac{1}{2} \frac{f}{D} v G^2 dL \quad (8-48)$$

式中， p 、 v 、 G 分别为流体的压力、比容和质流密度； D 和 L 分别为毛细管内径和长度； f 为沿程摩阻系数。

(1) 过冷区模型：过冷区液体比容和沿程摩阻系数可认为不变，对上式积分，得过冷区长度：

$$L_{sc} = \frac{2\Delta p_{sc} D}{f_{sc} v_{sc} G^2} \quad (8-49)$$

式中， Δp_{sc} 表示过冷区压降，下标 SC 表示过冷区。

(2) 两相区模型：用 p_1 和 v_1 表示两相区的进口压力和比容， p_2 和 v_2 表示两相区的出口压力和比体积。为了能积分求解方程 (8-48)，建立如下经验方程

$$v/v_1 = 1 + k_1 (p_1/p - 1) \quad (8-50)$$

因沿程摩阻系数 f 变化不大，故在积分过程中设为定值，取进、出口摩阻系数之算术平

均。将式 (8-50) 代入式 (8-48) 积分, 得二相区长度:

$$L_{TP} = -\frac{2D}{f} \left\{ \ln \frac{v_2}{v_1} - \frac{p_1}{v_1 G^2 (1 - k_1)} \left[\frac{p_2}{p_1} - 1 - \frac{k_1}{1 - k_1} \ln \left(\frac{p_2 v_2}{p_1 v_1} \right) \right] \right\} \quad (8-51)$$

式(8-50)、式(8-51)中, k_1 是一个仅与边界条件相关的常量, 按下式计算:

$$k_1 = \left[\frac{p_2 v_2}{p_1 v_1} \right]^{0.928533} \left[\frac{1 - \frac{v_1}{v_2}}{1 - \frac{p_2}{p_1}} \right]^{1.09156} \quad (8-52)$$

(3) 过热区模型: 对于低压下的过热气体, 可近似看作理想气体, 因此在等焓过程中温度不变。有下式:

$$pv = RT = \text{constant} \quad (8-53)$$

式中, T 和 R 分别是热力学温度和摩尔气体常数。

由式 (8-53) 得:

$$dv = -\frac{RT}{p^2} dp \quad (8-54)$$

将式 (8-53) 和式 (8-54) 代入方程 (8-48) 并积分, 得过热区长度:

$$L_{SH} = \left\{ (p_1^2 - p_2^2) / (RT) + 2G^2 \ln(p_2/p_1) \right\} d / (f_{SH} G^2) \quad (8-55)$$

式中, 下标 1 和 2 分别表示过热区的进口和出口参数。在实际计算中, 为方便起见, 取

$$RT = (p_1 v_1 + p_2 v_2) / 2; f_{SH} = (f_1 + f_2) / 2。$$

(4) 壅塞流: 当工质在毛细管出口处的流速达到当地音速时, 毛细管处于壅塞流动。此时毛细管出口压力大于或等于背压, 背压的降低对毛细管质流率已无影响。此时的质流率 G_c 称为毛细管的壅塞质流率或临界质流率, 可按式 (8-56) 至式 (8-58) 计算

$$G_c = \left[\frac{x}{G_{CG}^2} + \frac{1-x}{G_{CL}^2} \right]^{-1/2} \quad (8-56)$$

$$\frac{1}{G_{CL}^2} = \frac{v_C - v_L}{s_C - s_L} \frac{ds_L}{dp} - \frac{dv_L}{dp} \quad (8-57)$$

$$\frac{1}{G_{CG}^2} = \frac{v_C - v_L}{s_C - s_L} \frac{ds_C}{dp} - \frac{dv_C}{dp} \quad (8-58)$$

式 (8-56) 至式 (8-58) 表明毛细管的临界质流率只是当地干度和制冷剂热物性的函数, 而与毛细管结构尺寸无关。式 (8-57) 和式 (8-58) 可以由制冷剂热物性数据拟合成关联式。另外, 为了简化计算, 若在过冷流动或过热流动中发生壅塞, 分别按饱和液体和饱和气体处理。

(5) 其他参数的确定: 对于毛细管流动的沿程摩阻系数 f 的计算, 采用 Churchill 关联式:

$$f = 8 \left[(8/Re)^{12} + 1 / (A + B)^{3/2} \right]^{1/12} \quad (8-59)$$

$$A = \left\{ 2.457 \ln \left(1 / \left[(7/Re)^{0.9} + 0.27 (\epsilon/d) \right] \right) \right\}^{16}$$

$$B = (37530/Re)^{16}$$

式中, 雷诺数 $Re = Gd/\mu$ 。

上面关联式可覆盖整个 Re 数区域, 且考虑了毛细管内粗糙度的影响, 一般毛细管相对粗糙度约为 3.27×10^{-4} 。

对于两相区的动力粘度 μ_{TP} 的计算也是经验性的, 有相当多的经验公式, McAdams 公式

的总体效果不错:

$$\mu_{TP} = x\mu_G + (1-x)\mu_L \quad (8-60)$$

(6) 管长计算: 在进口状态及出口背压已知条件下, 利用上述简化模型, 可以方便地按要求的质流密度确定毛细管长度。此时, 先要确定进口有无过冷, 过冷度有多大。一般情况下, 毛细管进口为过冷, 出口为二相, 此时只要按上面的方法, 求出过冷区和二相区的管长, 并相加即可。如果是其他的情况, 则先确定存在哪几相, 再分别求出各相的长度, 并相加得到毛细管的管长。

(7) 质流量计算: 在装置仿真中, 毛细管的结构尺寸都是已知的, 而需要求得的是流量等参数。其基本实现步骤如下:

步骤 1: 假设毛细管的出口压力等于其背压, 结合进口条件, 确定毛细管内是否存在过冷、两相或过热流动区域及存在的各流动区域的进、出口状态, 并求出毛细管出口为背压时的壅塞质流率 G_0 。

步骤 2: 假定毛细管的流量为 G_0 , 对于存在的各流动区域, 计算该区域的长度, 并将不同流动区域的计算长度相加后得到毛细管的计算长度。

步骤 3: 将毛细管的计算长度与实际长度比较。若计算长度在误差限之内, 则毛细管出口的压力等于背压, 质流率等于 G_0 。若计算长度偏长, 则说明实际质流率大于 G_0 , 毛细管的出口压力高于背压, 此时需要重新假定新的出口压力, 求出新的壅塞质流率, 并计算出对应此质流率的毛细管长度。改变出口压力估计值, 直到毛细管的计算长度与实际长度足够接近, 此时的出口压力与壅塞质流率即为正确的出口压力与毛细管质流率值。若计算长度偏短, 则说明实际质流率小于 G_0 , 不出现壅塞, 出口压力等于背压, 此时只要在小于 G_0 的质流率范围内搜索一个正确的质流率, 使得相应的毛细管长度与实际值足够接近即可。

3. 蒸发器和冷凝器模型

对于蒸发器和冷凝器, 虽然必须采用动态方程, 但在很多情况下, 阻力损失不是太大。为简化起见, 下面建模与求解中忽略蒸发器与冷凝器中制冷剂的阻力损失, 制冷剂两相区的温度可近似认为是一致的, 因此系统不必采用分布参数模型, 只要将两器按过冷、二相、过热分成几个大块即可。相对于全分布参数模型, 需要计算的结点数大大减少。

对于冷凝器, 根据制冷剂的质量和能量守恒方程式, 得:

$$\frac{d}{d\tau}(M_{SH} + M_{TP} + M_{SC}) = m_{in} - m_{out} \quad (8-61)$$

$$\frac{d}{d\tau}(M_{SH}h_{SH} + M_{TP}h_{TP} + M_{SC}h_{SC}) = m_{in}h_{in} - m_{out}h_{out} - q \quad (8-62)$$

其中, M 、 h 、 m 分别为制冷剂的质量、比焓和质流率; q 为总的热流; 下标 SH、TP 和 SC 分别表示换热器的过热区、两相区和过冷区。令:

$$M = M_{SH} + M_{TP} + M_{SC} \quad (8-63)$$

$$E = M_{SH}h_{SH} + M_{TP}h_{TP} + M_{SC}h_{SC} \quad (8-64)$$

式(8-61)和式(8-62)在一个短的时间步长内积分得:

$$M^1 = M^0 + (m_{in} - m_{out})\Delta\tau \quad (8-65)$$

$$E^1 = E^0 + (m_{in}h_{in} - m_{out}h_{out} - q)\Delta\tau \quad (8-66)$$

式中，上标 1 和 0 分别表示当前时刻和上一时刻的物理量。

当进出口流量、进口比焓值已知时，冷凝器中其他参数仍然需要通过迭代才能确定。对于上述模型进行求解的一种较为稳定的算法是质量引导法，把质量平衡作为迭代标准。首先估计一个冷凝压力，然后根据能量守恒方程式计算出高压侧制冷剂的状态和质量，从而可得高压侧的制冷剂总质量。将该值和由式 (8-65) 计算出的质量值进行比较，当误差较大时，调整所估计的冷凝压力，并重新计算高压侧各部分的制冷剂状态和质量；当误差小于允许范围后，再依次计算出其他状态参数。

对于蒸发器，完全可以采用同样的方法，只是在蒸发器中没有过冷区而已。

4. 各部件输入输出参数的选择

在制冷回路中，某个部件的边界条件需要其他部件来提供，而各个部件的输入条件选择好坏直接影响到模型的求解简还是易，甚至决定了模型是否可解。比如说，对于压缩机模型，一般是根据蒸发器和冷凝器的压力作为已知值来计算流量，而对于蒸发器来讲，如果已知蒸发压力，则其他参数较易求。但是如果两个模型中都需要蒸发压力作为已知值，则蒸发压力又依靠谁来确定呢，因此必须重新选择各个部件的进出口参数。

图 8-9 所示为一种可行的边界条件选择。压缩机的输入边界条件为蒸发压力 p_0 、冷凝压力 p_k 、蒸发器出口比焓 h_m ，毛细管的输入边界条件为蒸发压力 p_0 、冷凝压力 p_k 、冷凝器出口比焓 h_{co} ，蒸发器的输入边界条件为压缩机流量 q_m 、毛细管流量 q_{mcap} 、毛细管的出口比焓 h_{cap} ，冷凝器的输入边界条件为压缩机流量 q_m 、毛细管流量 q_{mcap} 、压缩机的出口比焓 h_{com} 。从图上可以看出，对于每一个部件的输入边界条件都是其他部件的输出参数，因此都可以从其他部件计算得到。

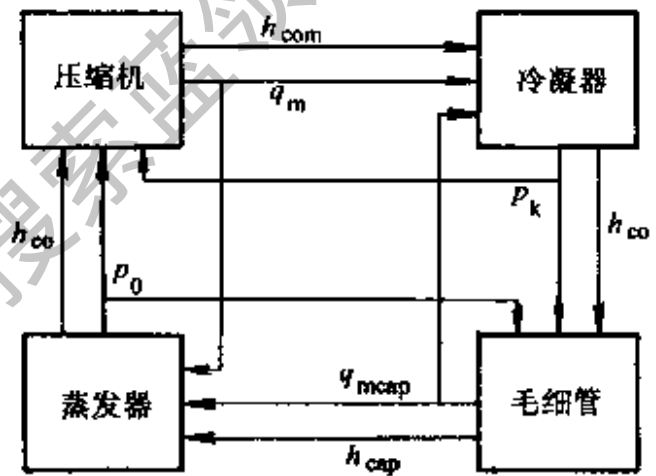


图 8-9 制冷系统进出口参数耦合图

5. 系统仿真算法

(1) 闭环系统的开环系统：影响制冷系统的参数很多，各部件间相互影响，相互联系参数也很多，为了将部件模型连接构成系统模型，必须在众多的参数中抽取基本的，必不可少的系统化参数，并确认这些参数可以代表该部件参与系统的连接。

系统化参数又分为自影响参数与互影响参数。自影响参数只影响一个环节的行为，对其他环节的影响是通过改变互影响参数来实现的。互影响参数直接对其他环节产生影响，并改变其他环节的行为，影响整个系统的运行过程。在各部件模型中，自影响参数的作用已能较好地得到反映，而互影响参数的相互作用需要在系统仿真中定量研究。

系统中互影响参数的联系通过一定的路径构成一个闭环回路，如图 8-9 所示。对于数值计算来讲，必定要有一个开始一个结尾，故需要通过一定的方式将闭环系统用开环系统的计算方法来处理，然后通过循环迭代，使得开环计算能逼近闭环回路。

对于一般通过反馈形成的闭环系统，可将估计的反馈值作用于输入端，在割断反馈回路的情况下计算输出，然后根据开环计算出的反馈值和原估计值的差别修正反馈值输入，重新进行开环计算，直到新的反馈计算值和原估计值足够接近。

对于图 8-9 所示的闭环回路，可以先估计蒸发压力、冷凝压力、蒸发器出口焓（压缩机进口焓）、冷凝器出口焓（毛细管进口焓）。这四个参数估计后，压缩机和毛细管的边界条件就定了，这两个模型就可以求解，而蒸发器和冷凝器所需的边界条件则可以通过压缩机和毛细管模型的求解得到，这样蒸发器和冷凝器模型可求解，并得到新的蒸发压力、冷凝压力等参数值。如果这几个值与原先估计的值有较大的差异，则需要重新估计，并重复上述过程。

(2) 仿真时间步长：计算时间步长的选择对于仿真速度的影响是很显然的。大的时间步长一般有利于快速仿真，但会使计算精度降低，甚至引起计算不收敛，程序运行中出现数值溢出等问题。为兼顾计算精度和速度，应该根据工况变化情况的不同，采用可变的时间步长。当参数变化慢时采用大的时间步长，反之则采用小的时间步长。比如对于长期停机后刚开机的情况，此时由于压缩机的流量较大，而毛细管的流量很小，蒸发压力迅速下降，冷凝压力迅速上升，当这种情况下，只能采用小的时间步长。当工作状态基本稳定，参数变化很小时，则不必再采用小的时间步长，否则不会明显改进精度，只会延长仿真所耗的计算机时间。

(3) 程序实现：实现系统的仿真除了需要有正确的模型，合适的求解方法，还必须编制出恰当的程序才能进行。对于一个能够实用的程序来讲，除了计算精度以外，还要求程序易读、健壮。

在软件开发的分析阶段，可以采用结构化分析方法，将系统层层分解。先将系统分成四大件，对于每一个部件来讲，再根据实际情况分成空气侧、制冷剂侧等。程序编制可以采用结构化编程技术。各程序模块按照功能划分，做到功能明确、篇幅适中，便于阅读和调试。

主程序的计算框图见图 8-10。

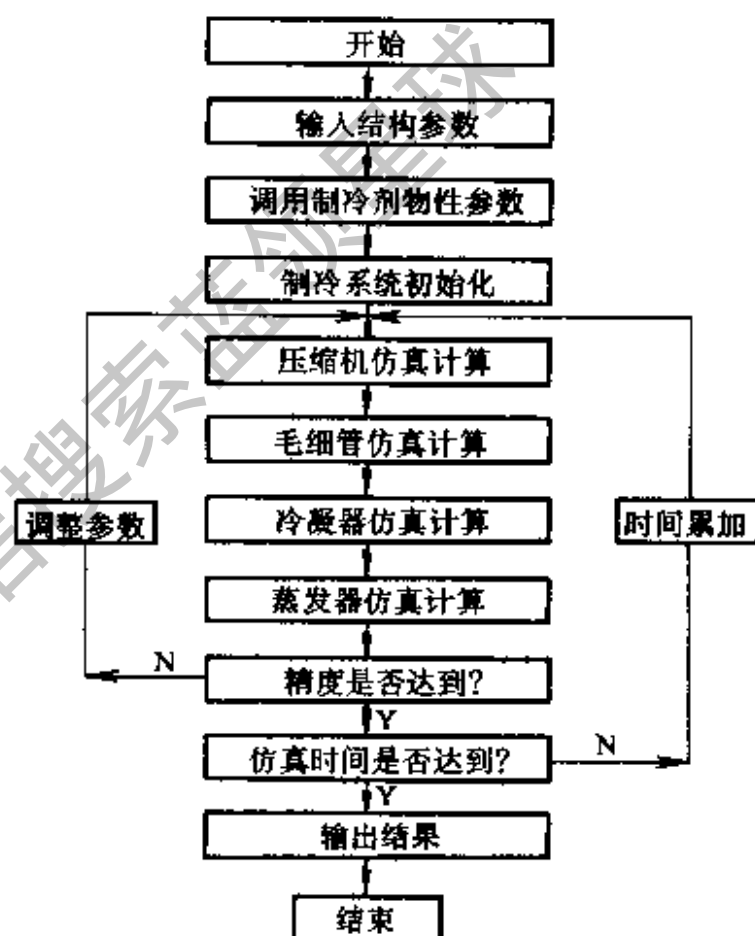


图 8-10 制冷系统仿真程序框图

第四节 制冷装置的特性分析

一、压缩式制冷机组的性能分析

组成压缩式制冷机的主要组件是压缩机、冷凝器、蒸发器和节流机构，这些组件品种规格多，且均形成系列化产品。在进行制冷装置或制冷机组设计时，主要任务是要根据已经确定的冷负荷和设计条件（主要是冷却介质和被冷却介质的条件）选配最适宜的组件。当然还包括风机、水泵和自控制设备等。

组成压缩式制冷机的压缩机、冷凝器、蒸发器和节流机构，都各有自己的运转特性。但当组成制冷装置或制冷机组时，它们的性能又互相影响，互相制约。因此需要研究制冷装置及机组的运转特性，这一特性工程上常用工况图表示。在工况图上，制冷装置或机组在给定冷量负荷或外部条件时的运转工况可用某一点表示，这一点称为平衡点。工况图不只可用于

设备的选择,还可用来故障诊断,以确定哪个设备是出现事故的根源或如何处理。对于由多台设备或具有能量调节的单台制冷机,工况图还可用来确定运转中制冷压缩机的调配。

制冷机组的容量是随运转参数及外部参数而变的。运转参数包括内部参数及外部参数两类,前者是指制冷剂的冷凝温度、蒸发温度等,后者是指冷却介质和被冷却介质的温度和流量等。所谓制冷机组的性能是指其制冷量和耗功率与外部参数之间的关系。分析制冷装置特性的基本方法是:建立各部件的特性方程,将这些方程联立起来,通过求解联立方程来确定制冷装置的运行特性。表示一个部件的数学模型可能较复杂,联立方程的求解就更加复杂了,故需利用计算机模拟来完成。若确定了可能使用的部件的一定范围,并已知道了它们各自的性能,那么计算机模拟可以评价由各部件的不同组合而带来的相互影响。并能够通过在全年工作条件范围内选择最佳组合而使设计参数优化。对于制冷装置的计算机模拟,可以参阅本章第三节及其他有关文献。制冷装置特性的联立方程,也可以用作图的方法求,使繁琐的计算简化。下面我们给出制冷装置特性的图解分析法,目的是比较直观地说明制冷装置各部件之间的相互影响以及对制冷装置总体特性的影响。

1. 压缩冷凝机组的性能分析

压缩冷凝机组是指由一台压缩机和一台冷凝器组成的机组。这种机组可以进行各种配套设计,适应制冷与空调的各种温度要求,故应用比较广泛。对于理论输气量为定值的制冷压缩机,其制冷量和轴功率是随

冷凝温度 t_k 和蒸发温度 t_0 而变,并可用压缩机的性能曲线来表示。这一关系也可表示成图 8-11a 所示的形式。

冷凝器的热负荷可表示为压缩机的制冷量和指示功率之和。因此,只要确定了压缩机的指示效率,就可根据性能曲线确定不同工况时的冷凝热负荷,如图 8-11b 所示。

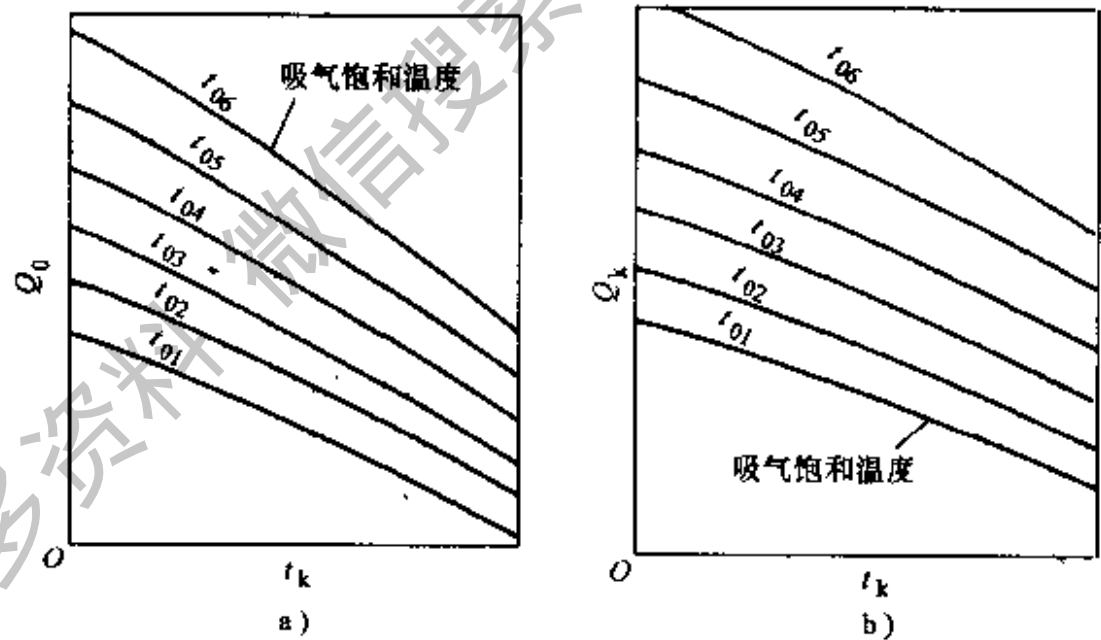


图 8-11 压缩机的工况图

为了求得冷凝器热负荷 Q_k 与冷却介质参数之间的关系,可导出冷凝器的热平衡方程和传热方程:

$$Q_k = 1000 G_c c_c (t_{c\infty} - t_{ci}) = K_c F_c (t_k - t_{cm}) \quad (8-67)$$

其中 G_c 、 c_c 、 t_c 分别是冷却介质(水或空气)的流量、比热容、温度; K_c 和 F_c 是冷凝器的传热系数和传热面积。冷却介质的平均温度 t_{cm} 可近似表示为:

$$t_{cm} = \frac{1}{2}(t_{ci} - t_{c\infty}) = t_{ci} + \frac{1}{2}(t_{c\infty} - t_{ci}) = t_{ci} + \frac{1}{2} \times \frac{Q_k}{1000 G_c c_c} \quad (8-68)$$

从而可得到:

$$Q_k = \frac{K_c F_c (t_k - t_{ci})}{1 + \frac{1}{2} \frac{K_c F_c}{1000 G_c c_c}} \quad (8-69)$$

由上式可以看出：①在 K_c 、 F_c 和 G_c 不变的情况下 Q_k 同冷凝器的冷端温差 $(t_k - t_{ci})$ 成正比；②在 K_c 、 F_c 、 G_c 和 t_{ci} 不变的情况下， Q_k 同 t_k 成直线关系。因此将式 (8-69) 绘制的冷凝器的工况图如图 8-12 所示。

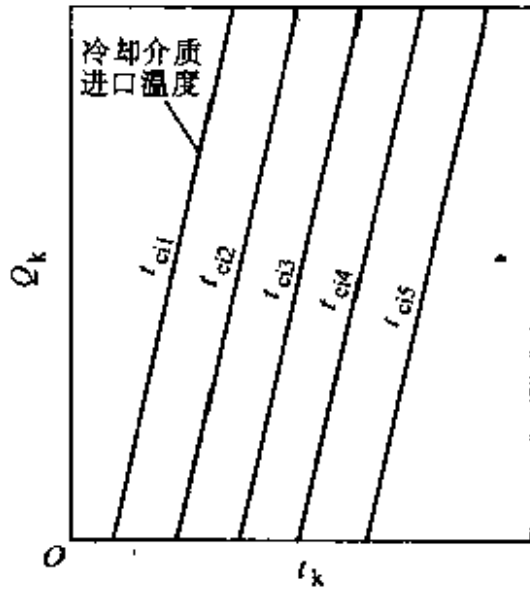


图 8-12 冷凝器的工况图

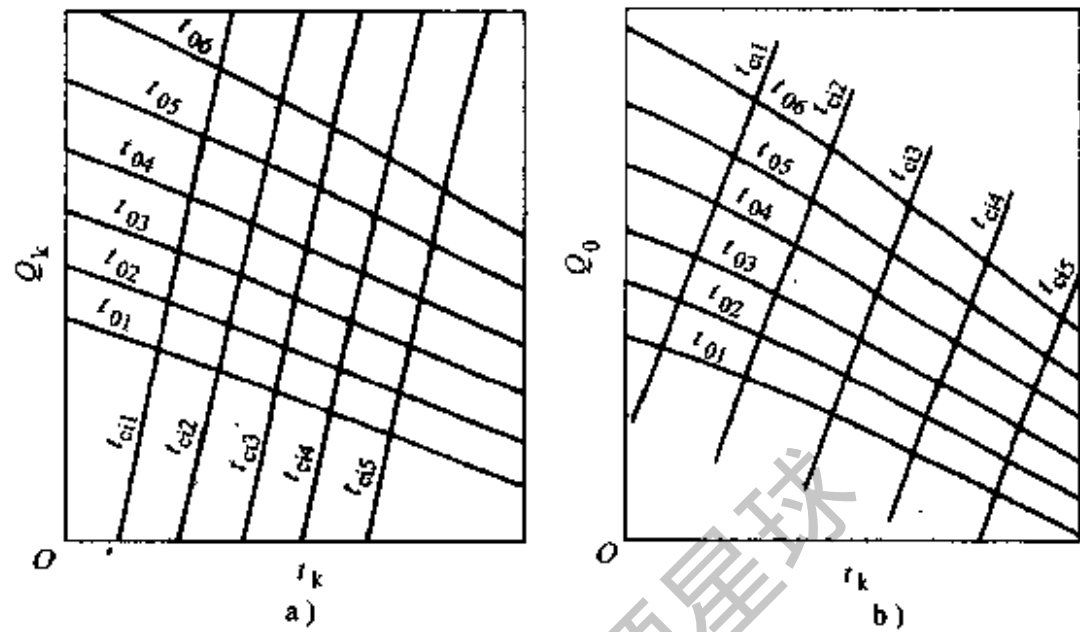


图 8-13 压缩—冷凝机组的工况图

冷凝温度对于压缩机和冷凝器是共同的，且图 8-11 和图 8-12 均以冷凝温度为横坐标，故两图可以叠置绘制。图 8-12 可以同图 8-11b 按坐标值叠置绘制，如图 8-13a 所示。该图上两组曲线的任一交点给出在给定的蒸发温度 t_0 及冷却介质进口温度 t_{ci} 时机组的冷凝温度及冷凝热负荷。图 8-12 可以同图 8-11a 按冷凝温度和蒸发温度叠置绘制，如图 8-13b 所示，它给出给定 t_0 及 t_{ci} 时机组的制冷量。在上述参数确定以后，可进一步由压缩机的性能曲线查出压缩机的轴功率 P_c 。

由以上的分析可知，制冷压缩机的确定方法是以蒸发温度和冷凝温度为自变参数以标明压缩机的制冷量和轴功率；而压缩—冷凝机组则是以蒸发温度和冷却介质流量不变时的进口温度自变参数以标明机组的冷凝温度、制冷量和轴功率。

在制定图 8-12 和图 8-13 所示的工况图时，已将 G_c 、 F_c 和 K_c 取为定值。任何已选配好的压缩冷凝机组都属于这种情况。但是在选配设计过程中，特别进行优化设计时，则必须考虑到 G_c 、 F_c 和 K_c 均在变化，因而必须绘不同的工况。假如是优化设计，采取系统模拟的解析法比图解法更实用。

2. 单元制冷机组的特性分析

这里所说的单元机组是由一台压缩机、一只冷凝器、一只蒸发器和一只节流机构组成的制冷机组，包括冷风机、冷水机组及热泵机组等。这种机组可采用水或空气冷却，大多采用热力膨胀阀，其供液量可根据冷负荷的变化自动调节。机组中压缩机和冷凝器的综合性能也是用图 8-13 那样的工况图表示。若将这样的工况图与蒸发器的工况图结合起来，即为制冷机组性能的工况图。

与冷凝器相同，分析蒸发器的热平衡方程和传热方程也可得出：

$$Q_0 = \frac{K_c F_c (t_{ci} - t_0)}{1 + \frac{1}{2} \frac{K_c F_c}{1000 G_c C_c}} \quad (8-70)$$

其中, G_c 、 C_c 和 t_{ci} 分别是冷却介质 (水或空气) 的流量、比热容和进入蒸发器时的温度; K_e 和 F_e 是蒸发器的传热系数和传热面积。根据式 (8-70) 可绘制蒸发器的工况图, 如图 8-14 所示。绘制时, 取 G_c 、 K_e 和 F_e 为定值。由图可以看出, 当 t_{ci} 固定时, 制冷量 Q_0 是随蒸发温度 t_0 的提高而减小, 当 t_0 固定时 Q_0 随 t_{ci} 的提高而增大。当被冷却介质为空气时, 在冷却过程中含湿量及比热容不断变化, 故工况图的线条略微弯曲。

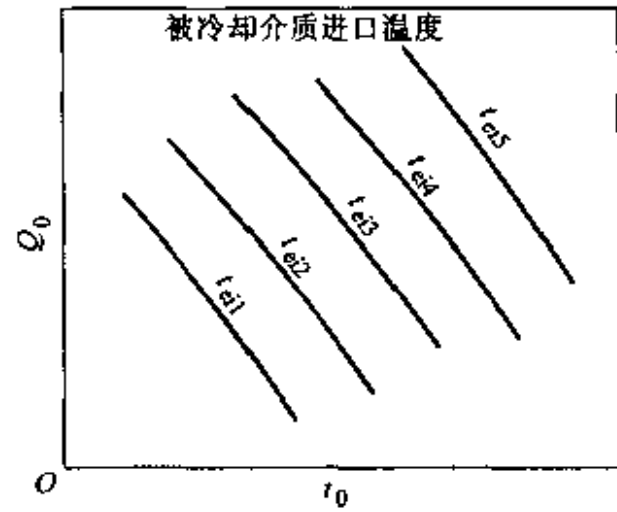


图 8-14 蒸发器的工况图 (G_c 为定值)

在图 8-13b 压缩冷凝机组的工况图上, 已经确定了 t_{ci} 为定值时机组的制冷量同压缩机的蒸发温度 (实即压缩机的吸气压力所对应的饱和温度) 的关系。蒸发温度对于压缩机和蒸发器是共同的, 故将图 8-13b 与图 8-14 结合起来, 就可得到单元制冷机组的工况图, 如图 8-15 所示。按该图上可冷却介质和被冷却介质的进口温度来确定单元制冷机组的制冷量和蒸发温度, 进而再按压缩冷凝机组的工况图确定冷凝温度, 按压缩机的性能曲线确定压缩机的轴功率。

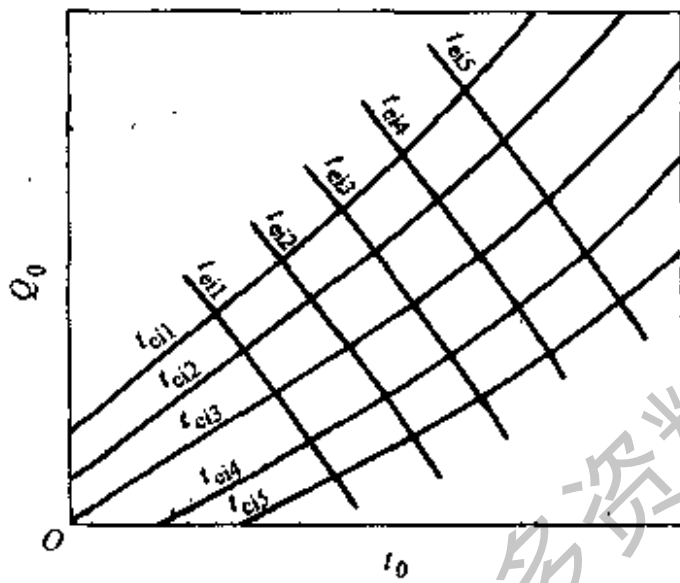


图 8-15 单元制冷机组的工况图 (G_c 、 C_c 均为定值)

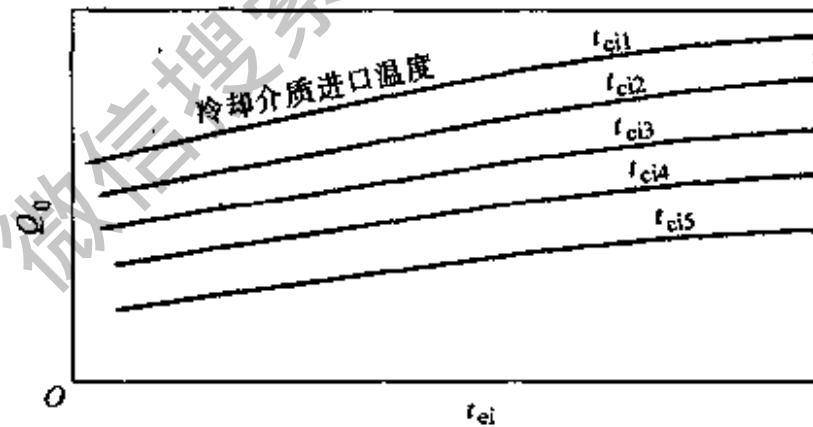


图 8-16 用外部参数表示的工况图

图 8-15 还可转绘成图 8-16 所表示的形式, 它完全消去了内部参数而用外部参数表示, 比较简明, 但只能用来确定机组的制冷量。

在绘制蒸发器及单元机组的工况图时, 若 G_c 、 F_e 和 K_e 均在变化, 则必须进行优化设计。与前面压缩冷凝机组一样, 要分析影响因素。此外, 在绘制单元机组的工况图时, 对于冷却空气的蒸发器, 还需要考虑除湿量。若除湿量小时, t_{ci} 和 t_{co} 可用被冷却空气的干球温度; 但当除湿量大时, 则需用被冷却空气的湿球温度。

二、热泵特性分析

1. 风冷热泵的特性分析

图 8-17 给出风冷热泵的特性图。图中给出了比较完整的一组热泵性能曲线。当蒸发器的进风湿球温度 $t_s = 18^\circ\text{C}$, 冷凝器的进风温度 $t_c = 45^\circ\text{C}$ 时, 查图可知, 这时热泵的吸热量为 $Q_0 = 67\text{kW}$; 若 $t_s = 24^\circ\text{C}$, 相同的 t_c 下, Q_0 可提高到 82kW , 对应的蒸发温度为 12.5°C 。此

时,有可能导致压缩机超载;若 t_c 降到 10°C , t_e 降到 7°C ,在新的平衡点处,热泵的吸热量 $Q_0 = 75\text{kW}$,蒸发温度 t_0 降到 -4.3°C 。这种情况下,冷凝压力 p_k 降低,节流机构前后供液压差变小,因而首先要校核这种工况下系统所要求工质的流量。另外一个问题是,蒸发压力的下降会使盘管表面结霜。表面结霜时,蒸发器性能恶化。如果把压缩机气缸卸载,使其50%负荷运行,与 $t_c = 10^\circ\text{C}$, $t_e = 7^\circ\text{C}$ 相对应的热泵吸热量为 $Q_0 = 45\text{kW}$,相应的蒸发温度为 $t_0 = 0^\circ\text{C}$,这时,单位吸热量的功可以减少。

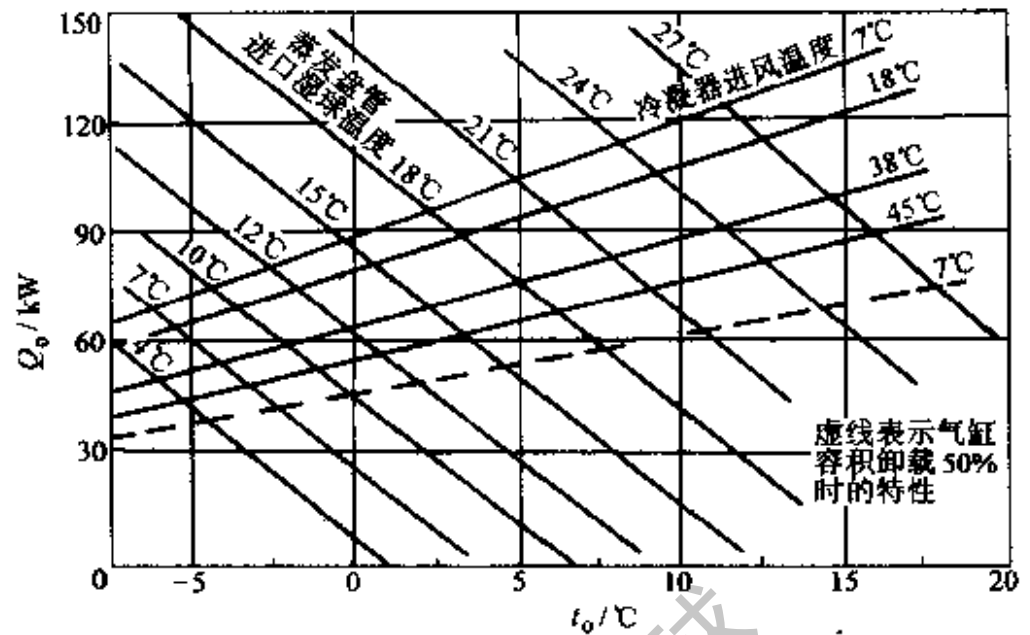


图 8-17 风冷热泵的特性图

图 8-18 示出了制冷量与膨胀阀容量的关系,即考虑了节流机构影响时,热泵的特性曲线。考虑到从冷凝器至膨胀阀前的管路压力损失以及膨胀阀后至压缩机吸气之间的压力损失,冷凝温度线与吸气饱和温度线的交点处所对应的阀的前后压力差值要比热泵压力差($p_k - p_0$)的值低(图中对 R22 系统,取其低 0.24MPa)。从图中可以看出,随着冷凝温度 t_k 的下降,尽管吸气压力也下降,而热泵装置的容量仍有所增加(如曲线 1 所示),一直增加到膨胀阀容量的限制值。此后, t_k 进一步下降时,热泵的容量和吸气温度的变化则受膨胀阀容量的限制而迅速下降,在图中沿着机组容量曲线从右到左,对应的冷凝温度逐渐降低,使冷凝器与蒸发器之间的压力差下降,蒸发压力和蒸发温度下降,致使蒸发盘管的表面温度降到冰点以下,盘管表面结霜,由此而引起机组的容量降低,如图中曲线 3 所示。

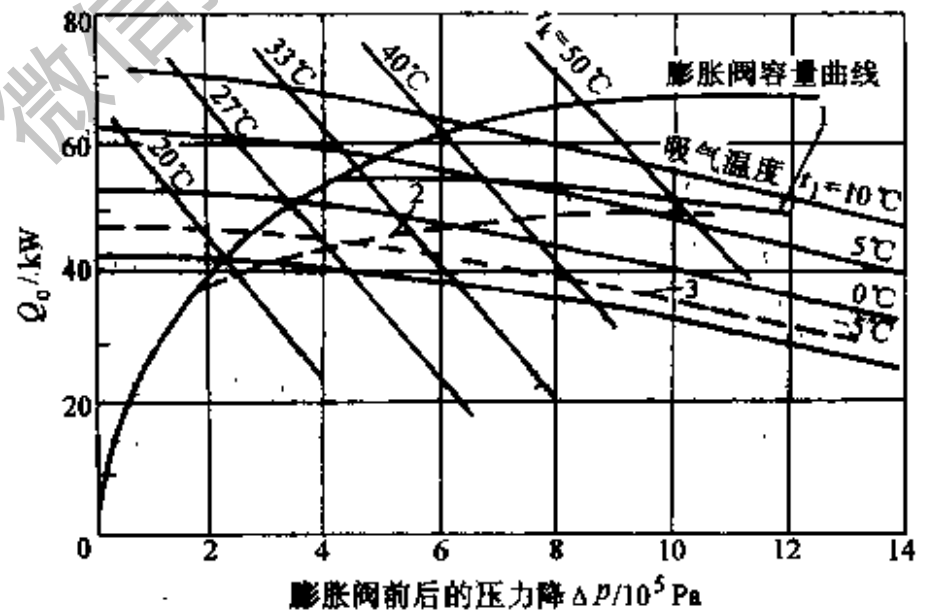


图 8-18 制冷量与膨胀阀容量的关系

1—蒸发盘管进风干球温度为 25°C ,相对湿度为50%的容量曲线
2—机组容量随蒸发盘管进风湿球温度降低而变化的曲线
3—蒸发盘管结霜时的容量曲线

图 8-17 和图 8-18 表征,热泵特性图解方法的实例,用来反映风冷热泵性能在设计条件下所得的实际结果,以及各种参数变化对热泵性能的影响。在热泵系统设计中,把空调房间的得热或失热特性迭加到加热或冷却系统的容量特性上去,以适应系统对象的要求,是很有益的。

2. 风冷热泵容量的确定

从上述可知,风冷热泵的性能受环境温度的影响较大,特别是冬季室外温度较低时,此时热泵的蒸发温度较低,制热系数就随蒸发温度下降而下降,而此时建筑物对供热的需求却

增大,因而必须在冬季加设辅助热源,以在环境温度低时,能补充制热量的不足。图 8-19 表示风冷热泵供暖的系统特性,图 Q_h-t_a 表示热泵装置的供热能力线(不同容量热泵曲线不同),在这相同的坐标中,以 Q_h-t_a 表示为建筑物的耗热量特性曲线。两线呈相反的变化趋势,交点 O 称为热泵装置的平衡点,相对应的横坐标温度称为平衡点温度。当环境温度高于平衡点温度时,热泵供热量有余;当环境温度低于平衡点温度时,热泵供热量不足。不足部分则由辅助加热设备供热。此外,当建筑物内区为发热区域,两外区为散热区域时,若采用合适的回收措施,其平衡点温度会向左移。建筑物的保温性能较好时,亦会使平衡点温度左移。因此,风冷热泵机组的供热量选择,必须仔细研究建筑物的耗热特性,以经济合理地选择平衡温度点。一般在热泵设计时,应选定该工

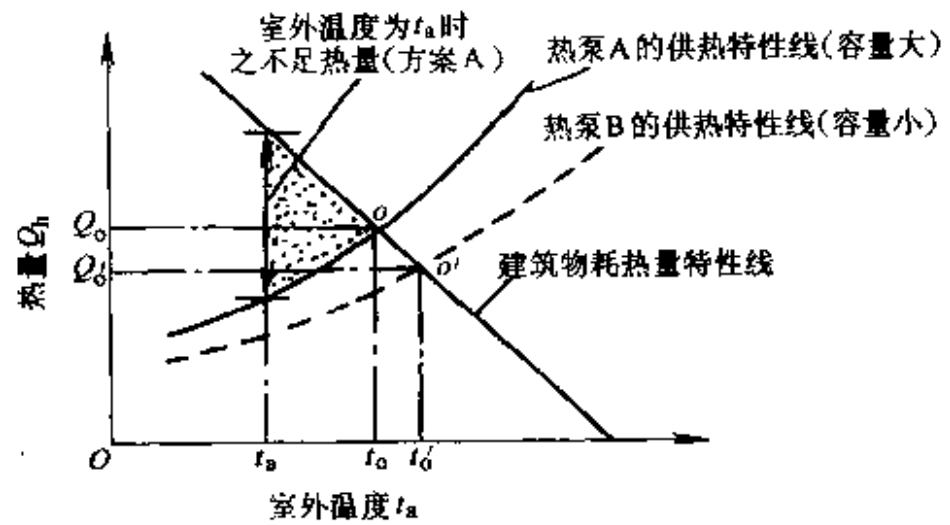
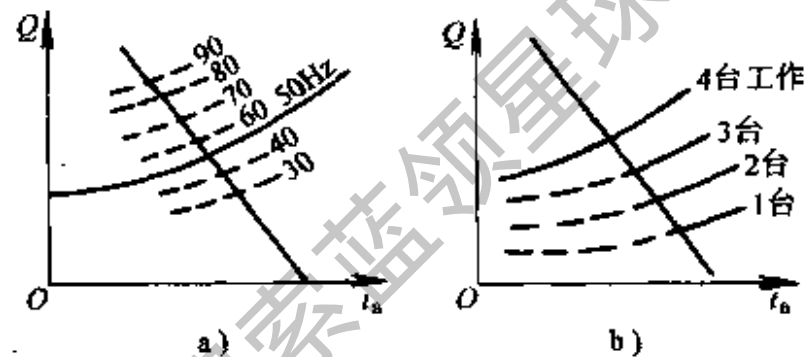


图 8-19 风冷热泵供暖的系统特性

图 8-20 利用压缩机变频或多台热泵来满足供需平衡
a) 变频调速 b) 多台调节

程的经济合理的平衡点,以便配置热泵主机的额定容量。通常将平衡点温度取得高于室外冬季采暖设计温度,以保证压缩机选配的容量不致过大,并在大部分时间能在较高的效率下运转,这样不仅可以节省初投资,而且运行费用也降低。当环境温度较低时,可增设辅助加热器或蓄热器来补充热泵的不足热量。当压缩机的输气量可调时(如利用变频器调节压缩机转速),则供需关系就能得到满足。此外,采用多台热泵并联工作时,也能较好地满足供需的平衡。图 8-20 示出采用压缩机变频或多台热泵来满足供需平衡。

第五节 制冷装置优化与计算机辅助设计简介

装置的优化是人们希望达到的目标,从设计者到使用者尽管都有这个要求,但各人所指的内容可能不一样,当然达到目的的手段也就不可能完全相同。计算机的飞速发展,为装置的优化设计提供了新的手段,计算机辅助设计的概念已广为人识,本章将结合制冷装置的实际情况,对优化与计算机辅助设计的基本概念与内容进行介绍。

制冷装置优化设计,首先要建立研究对象的目标函数 $f(x)$,使它在一组设计变量 (x_1, x_2, \dots, x_n) 时达到最大值 $\max F(x)$,比如制冷装置的效率;或最小值 $\min f(x)$,比如制冷装置的能耗。由于对于函数最大值的求解可以转化为对于函数最小值的求解,如 $\max f(x)$ 即相当于 $\min [-f(x)]$,因此优化中一般统一归结为函数最小值的求取。

目标函数 $f(x)$ 中的设计变量 (x_1, x_2, \dots, x_n) 是不能任意选取的,它们必须满足一定

的关系和要求,描述这些关系和要求的方程称为约束方程。这些方程可以为等式,也可以为不等式。采用小于号的不等式,通过两边加上负号,可以转化为采用大于号的不等式,因此不等式约束统一为采用大于号的不等式。

上面讨论的问题可以采用如下的数学形式来描述

目标函数 $\min f(x)$

约束条件 $h_i(x) = 0 \quad i = 1, 2, \dots, m$

$g_j(x) \geq 0 \quad j = 1, 2, \dots, n$

上面方程是通过数学模型的建立而得到的,按照要求不同,可以采用简易程度不同,形式相差很大的方程。如对于制冷装置动态过程性能进行综合优化,就需要建立各个部件的动态模型,这时 $f(x)$ 实际上是一组很复杂的微分方程。约束条件有时也不能用简单的代数方程写出。这些在具体的对象研究中确定,本节中只讨论一般性的问题,不具体展开。

优化过程就是在上面这些方程确定后,通过合适的优化算法,求得目标函数最小值,以及此时的设计变量值。

一、制冷装置的优化原则

对制冷装置进行优化,要确定优化的原则,即要确定优化目标、优化参数、优化计算的约束条件。

1. 优化目标的确定

对于不同的装置,不同的人员,所选择的优化目标会有所不同,但一般来讲,优化的目标应该包括以下两项:①装置能够正常工作,达到其功能要求;②效率与经济性最高。

对任何装置来讲,第一点要求都是最基本的要求,对于制冷装置来讲,该项要求中还包含了机组的稳定性要求。如果机组运行中出现振荡,则装置就无法正常工作,当然也就不谈效率与经济性。

效率与经济性的考虑体现在运行费用和制造费用的降低。通过提高装置的运行效率,可以节约能量,这对于我国这样一个能源紧缺的国家特别重要。降低制造成本,是市场的必然要求。运行费用和制造费用的降低,这两者之间通常是矛盾的,而如何综合考虑两者,达到总体最优,是实际工作中最常碰到的优化问题。

2. 优化参数的选择

优化参数是指优化计算中的可变量。改变这些参数,寻找其最佳组合,即是优化计算过程。对制冷装置来讲,压缩机的容量大小,冷凝器与蒸发器的管径与外表面的面积等许多参数都可以成为优化参数。这些参数有些是允许在设计过程中连续取值的,如毛细管的管长,换热器的散热面积;但还有相当多的参数是不能连续变化的,如在系统设计时选择压缩机,一般只能在有限个类型中进行选择,通常膨胀阀的选择也是这样。由于优化程序一般只对连续参数进行计算,所以包括非连续变量的优化问题比较复杂。影响制冷装置的因素很多,如果选择太多的参数作为优化参数必然使得计算十分复杂,所以在参数的选择上,要兼顾各种因素。

3. 约束条件的选取

适当选择约束有两个作用:

(1) 实际装置各参数值的优化都必须在一定范围内进行,超过这个范围得到的优化值是毫无意义的。所以优化计算必须要加一定的约束。

(2) 当参数可变化范围增大时, 可能出现多个极值, 寻优过程在不为最值的某一极值处停止。数学模型的准确性都是在一定范围内有效的, 如超出适用范围, 模型的精确度就要降低, 因此在优化计算时, 有时还需要人为地定一些约束条件, 以使优化计算更有效地搜索到实际的最佳点, 这类约束条件的选择就要有相当的经验。

对于第(1)类约束条件, 它的存在会使得计算时间变大、迭代次序增加。而第(2)类约束条件则是有利的。

二、制冷装置优化方法

1. 静态特性曲线匹配

在很多情况下, 人们在设计过程的优化中考虑稳态工况。在实际装置的工作过程中, 存在一个有代表性的工况点, 装置在较大部分工作中运行于该工作状况点附近, 如果近似考虑, 则可以认为装置在这主要的工作时间内就运行于这个静态点。因此如何使系统在这个静止的工作点中运行时达到最优, 即对装置进行最佳匹配, 成为传统优化的目标。

静态特性曲线是一种工程上已在应用的匹配方法, 其基本过程是: 通过试验或热力计算画出制冷机组中各部件(压缩机、冷凝器、热力膨胀阀、蒸发器等)的静态特性曲线, 当两个制冷机组部件一起工作时, 其工作点必然落在该两部件的静态特性的交点上, 通过选择不同的部件参数, 可以使静态特性的交点发生改变, 使最后得到的交点处于一种比较高的效率点上。

静态特性曲线对于两部件的静态匹配较有实效, 已经有了较长的应用历史, 但是如果考虑更多的部件可变, 则该方法就很难应用。

2. 仿真基础上的优化思路

传统的静态特性曲线方法主要适用于两部件的匹配。实际装置优化中需要考虑更多的影响因素, 此时就需要采用仿真基础上的优化方法, 其基本思路为, 先定下优化的目标、优化参数与约束条件, 选用合适的优化算法, 而优化过程中目标函数计算则是通过仿真来进行的。由于仿真模型可以根据要求采用较为复杂的方程形式, 以反映更多参数的影响关系, 因此仿真基础上的优化是发展方向。

3. 优化算法概述

寻求目标函数 $f(x)$ 的无约束极值点的方法可以分为两种方法: 间接法和直接法。

间接法, 也称解析法, 通过求 $\nabla f(x)$, 求出驻点, 再根据充分条件或者问题的物理意义进行判别, 间接地求出函数极值点。但是一般说来, 方程组 $\nabla f(x)$ 是非线性的, 求解相当困难。对于目标函数 $f(x)$ 比较复杂, 甚至无明确的数学表达式的情况下, 很难求出或根本求不出 $\nabla f(x)$, 此时就不太好用此法。

直接法又可分为消去法和逼近法两类。消去法也称收缩法, 基本思想是逐步缩小极值点的存在范围, 直至满足精度为止, 主要用于单变量函数, 但也常常作为一些多变量函数寻优的基础。逼近法, 则是利用目标函数在一些已知点的性态, 找出使目标函数值下降的方向, 逐步逼近目标函数的极小值。

一般说来, 由于间接法利用了函数的梯度向量, 故寻优速度较快。但此法的应用有一定的限制, 因此在制冷装置动态仿真基础上的优化计算用直接法较多。

在直接法优化方法中, 坐标轮换法最简易, 模式搜索法也较为简单。步长加速法在寻优开始阶段应用, 可获得较快的逼近速度, 但在后期搜索中的收敛速度不是最理想。Powell 方

法则是目前多变量寻优直接法中较为有效的方法。在每一维的寻优中，二次插值法比较简单，在最优点附近收敛速度很快，其最大的限制是要求初始知道高一低一高三点。成功失败法虽然最后的收敛速度不是太高，但在最优点所在区间的寻找上却是有效的。把这两种方法结合在一起，先用成功失败法寻找高一低一高三点，然后用二次插值法找出最优解，可使寻优快速可靠。

对不同的约束类型可以用不同的处理方法，通常对不等式约束用内点法构造惩罚项，而对等式约束用外点法构造惩罚项。对于一般同时有等式与不等式约束的优化问题，可以用混合惩罚函数法，其惩罚函数具体形式为：

$$P(x, r) = f(x) + r \sum_{i=1}^n \frac{1}{g_i(x)} + \frac{1}{\sqrt{r}} \sum_{j=1}^p [h_j(x)]^2 \quad (8-71)$$

$g_i(x)$ 为不等式约束； $h_j(x)$ 为等式约束； r 为罚因子，是一个递减的无穷正数数列。

三、常用制冷装置优化

1. 家用电冰箱优化

(1) 优化目标：冰箱要求制造成本和使用费用都低，由于制造成本在初步设计方案的制订时就已定框架，所以在制冷系统设计时主要是尽可能降低使用费用，即降低耗电量。按照冰箱的国标，耗电量测试在正常开停工况时进行。设第 i 个开停周期中，压缩机开机时间为 T_{1i} ，停机时间为 T_{2i} ， W 为压缩机的功率，则最小耗电量要求可以写成目标函数。

$$f = \frac{1}{\sum_{i=1}^n (T_{1i} + T_{2i})} \sum_{i=1}^n \left[\int_{T_{1i}} W dt \right] = \text{最小} \quad (8-72)$$

式中， n 为计算所取的周期数，一般来说 n 取 3 或 4 就够了。

(2) 优化参数：可选择制冷剂充注量、冷凝管的长度、毛细管的管长、冷藏室蒸发器的传热面积（或当肋化系数一定时的流道长度）这四个可连续变化参数作为优化参数。

冷凝管的管径、结构型式则是不可连续变化的。如果要对型式都要优化的话，可以采用这种方式：选定一种型式，优化计算得到结果后，再改变结构型式，优化得到另一结果，比较结果的优劣，就可以确定何种型式为好。毛细管的管径、冷冻室蒸发器面积、压缩机型号和容量都是不连续变化的变量，也同样采用这种方式优化。箱壁结构参数尽管重要，但对于生产者也是不容易变的参数。它的选择可以通过改变尺寸，然后调用仿真程序检验效果来实现。

(3) 约束条件：主要约束条件为：①毛细管的长度应大于最小布置长度；②冷藏室蒸发器应该小于最大可布置的面积；③冷凝器的传热面积应小于最大可能布置面积；④冷冻室空气温度应该达到国标要求。

(4) 优化方法：这是一个约束优化问题。在上面这些约束条件中，既有结构参数的约束、又有非结构参数的约束。计算中，把约束条件④这类非结构参数的约束条件通过修改仿真部分的程序，使其作用在仿真程序中体现出来，而在优化部分的约束中，只剩结构参数。

由于约束条件均为不等式约束，可借用无约束优化的计算方法来解决此类有约束的优化问题，只要在一维寻优过程中检验不等式约束条件是否满足即可，这样可使计算时间大大减少。采用这种方法时，计算函数离约束边界的靠近程度是程序中经常处理的事务，边界计算的精度是否合适，程序能否在恰当的时候从边界计算返回来是影响优化计算有效性的重要因素。

素。多维无约束优化可采用 POWELL 方法，一维优化采用成功失败法寻找高低高三点，再用二次插值法找出最优解。

(5) 优化设计步骤：实际设计过程中，首先要初定箱体结构与制冷系统，然后才能调用优化设计程序计算以耗电量最小作为优化目标的最佳结构参数。由于在一个工况下优化的结果，在另一个工况下是否也能保证性能较好等，都需要通过对优化结果作进一步验证才能得知。所以实际设计过程中，还有一个反复对优化结果作进一步检验，修改参数并再一次调用优化设计程序过程，如图 8-21 所示。

2. 家用空调与汽车空调优化

家用空调的国家标准中，只有稳态性能试验要求，因此目前情况下的优化计算，可取稳态标准试验工况下的 COP 最大作为优化目标。

制冷剂充注量、毛细管的管长、蒸发器与冷凝器所用的风机的风速是可连续变化的优化参数。而蒸发器与冷凝器的型式，以及压缩机规格与型号，则是不可连续变化的参数。

主要约束条件为：①毛细管的长度应大于最小布置长度；②蒸发器与冷凝器所用的风机的风速应小于最大允许风速；③制冷量应大于最小设计值。因为风机的风速增加有利于提高制冷性能，但却带来噪声问题，所以需要限定风速。而制冷量应当达到产品设计系列要求，不能因为追求 COP ，而不管冷量的大小。

对汽车空调，最基本的优化目标是 COP 最大。汽车空调的工作过程是动态的。汽车空调所用的压缩机和节流机构不容易变，可只选换热器的结构参数，以及系统的充注量作为优化参数。汽车空调系统优化需要满足两方面的约束条件：由于受到安装空间的限制，冷凝器和蒸发器的迎风面积和体积均需满足空间约束条件；同时为了保证空调系统安全运行，系统运行参数也需满足运行要求。

对于汽车空调，以向车室内乘坐者提供舒适的内部环境作为最终目标，车室内空气的初始降温速度与降温幅度，是衡量非稳态工况下人体热舒适性的重要指标。更全面的优化，应不仅考虑 COP 最大，而且在优化中体现保证车室内人体的热舒适性。而如果将这些优化目标同时考虑，则属于多目标优化，可参阅文献 [14]。

四、制冷装置计算机辅助设计

1. 计算机辅助设计的基本概念

计算机辅助设计 (Computer Aided Design) —— CAD 技术是近年来得到迅速发展的科技新领域。从广义讲，计算机辅助设计的概念包含了计算机在工程设计，产品设计等所有领域中的应用。

一个 CAD 系统一般应该包括有专业计算、分析、优化程序，数据库系统，以及自动化绘图系统。计算机辅助绘图 (Computer Aided Drawing) 是 CAD 系统的一个很重要的组成部

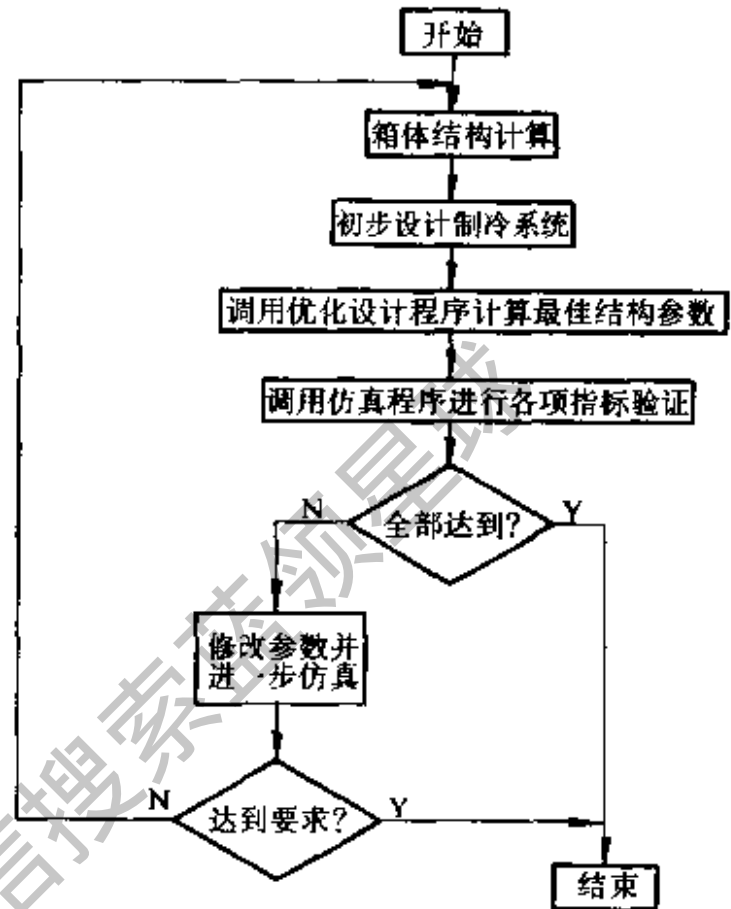


图 8-21 冰箱优化设计步骤

分,也是影响最大的部分,它可以是一个独立的应用系统,直接为工程设计服务,而且也常常被称为CAD系统。包括我国目前进口的许多CAD系统实际上仅是计算机绘图系统,从高一级的应用水平来看,这只是计算机辅助设计系统的一部分。在开发和应用CAD技术的初期,往往首先从解决计算机辅助绘图问题开始,即用计算机代替传统的手工画法绘制工程设计图纸,但这仅是计算机辅助设计的第一阶段,在这基础上应再实现专业计算与专业绘图的连接,向设计全过程发展。

2. 计算机辅助设计系统的组成及基本功能

一个完整的计算机辅助设计系统是由一系列硬件系统和软件系统组成的。硬件系统是由计算机及外围设备构成,如带有高分辨率显示器的计算机主机、宽行打印机、数字化仪或图形扫描仪、绘图仪等。软件系统是针对不同的硬件系统而设置的操作、支撑和应用系统,如所选机型的系统软件,操作系统,各种高级语言的编译程序以及其他有关系统软件,图形支撑软件,目前在国内最常见的计算机辅助绘图软件为AutoCAD。

作为一个计算机辅助设计系统应包括以下几个功能:

(1) 计算功能。对于工程设计中的计算机辅助设计实际上包含有设计、计算、绘图三个方面,其中任何一个内容均有大量的计算,因此对所选择的硬件设备,其主机应有足够的运算速度。

(2) 存储功能。

(3) 输入功能。除了一般利用键盘输入数据外,对于图形数据尚需配备有图形输入设计,如数字化仪、图形扫描仪等。

(4) 输出功能。计算机辅助设计系统,应能在显示屏幕上显示出设计过程的当前状态,并能反应出图形编辑过程(如增加、删除、修改等)的结果,如果已得出满意的设计并要求输出时,可以通过绘图仪、打印机等设备实现硬拷贝输出,以便长期保存。

3. 制冷装置计算机辅助设计的内容

一个完整的制冷装置计算机辅助设计系统应该包括从初步规划到最后图纸输出的这样一个功能强大的系统,大致可以分为结构规划、系统初步分析计算、仿真与优化、自动图纸绘制这样四个部分。

(1) 结构规划。这是工程或产品设计的第一步,不是单纯的机械设计或制冷设计,而是以机械设计为主体,涉及到电子学、制冷、工艺学、材料学、美学等多学科的综合设计技术。如在冷库设计中,首先要考虑的是如何通过冷库整体设计的合理性来保证提高冷库的综合性能和技术指标,包括如何布置承重结构、围护结构,如何防潮,如何尽可能减少冷桥等。在家用冰箱设计中,是先根据市场的要求确定冰箱的大致规格,并初步确定结构,在这个过程中,要充分顾及到产品的美观,造价便宜,制冷系统与其他必要的配件容易布置等。

(2) 系统初步分析计算。对于制冷设备,专业工程师们都积累了一套基本的设计计算方法,即便对于全新的装置,也可以按照基本的传热传质关系进行初步的设计计算。把原来所用的方法编成计算机程序,并没有太多的困难,而这样做的好处是明显的:首先计算机的高速度可以大大提高工作效率,减少计算时间;第二,通过把原来各人所用的方法,编成互相之间可以很方便地共同享用的程序,有利于方法的积累、交流与完善。通过初步的设计分析计算,可以大致确定装置的基本结构尺寸。如对于冷库,通过估计冷库的负荷,可以初步确定压缩机、蒸发器、冷凝器、分油器、高压储液器等各种部件的尺寸及布置方式。对于家用

冰箱来讲,通过热负荷的估算,可初定可供最后选用的几种压缩机,确定可能的蒸发器的布置方式与尺寸,冷凝器的类型与尺寸等。

(3) 仿真与优化。把原来所用的方法用计算机来实现仅仅是计算机应用的最基本的方面,系统初步分析计算是装置设计中的一个重要环节,而不应该是最后的结果。装置的很多性能不能通过简单的计算得到,人们在制冷装置的设计中所常用的方法是静态集中参数的方法,而实际过程是一个动态分布参数的过程,用静态集中参数的方法只能在一定程度上估算实际装置的性能,但却难以减少计算的误差,因此最后不得不依靠大量的实验来检验计算的效果,进一步改进系统,而这是很浪费时间和金钱的。如何借用计算机这个有效的计算工具,开发有效的精确进行装置计算的动态仿真与优化软件,是计算机辅助设计的难点。通过系统的仿真与优化,可以检验初步设计的效果,同时可以改进系统,并最终确定设计方案。

(4) 自动绘图。根据计算结果,通过绘图软件自动绘制图纸。由于基本绘图软件的成熟,降低了这一步工作的难度。各个专门的领域通常根据自己的需要建立专门的图库,或对基本绘图软件作一定的改进,以提高自动绘图的速度。

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

第九章 实用制冷装置

第一节 食品冷冻、冷藏装置

一、冷库

1. 冷库总述

冷库通常建成固定建筑物的形式,按其容量大小可分为小型和大中型冷库。小型冷库冷藏量只有几吨到几十吨,贮存量不大,贮存时间也不长,冷间温度一般为 $0 \sim -10^{\circ}\text{C}$ 。小型冷库几乎全部采用氟利昂制冷装置,冷藏间内利用氟利昂直接蒸发冷却,冷却盘管沿墙布置,制冷设备安装在冷藏间的外面。

大中型冷库是容量为几百吨到几万吨的冷库,按其性质可分为三种基本类型:生产性冷库、分配性冷库和综合性冷库。生产性冷库与肉类或鱼类联合加工厂或食品工业企业建在一起,作为该企业的一个组成部分。它主要是进行该企业所加工食品的冷加工,因此这类冷库冷却及冻结加工能力较大,且与该企业的冻结能力相适应,而其冷藏量不一定很大,主要视产销及运输情况而定。分配性冷库建在消费中心,它的主要任务是贮藏已经冻结的食品,因此它的冷藏量较大。综合性冷库具有上述两类冷库的综合性质,可以同时起上述两类冷库的作用,例如建在城市和港口的肉、鱼类联合加工厂中的冷库。

对于不同类型的冷库,以及冷库中不同冷间贮存的食物品种不同,要求冷间内的温湿度条件也不同,一般可以根据各类食品冷藏工艺要求,按冷库设计规范推荐值确定,如表 9-1 所示。

表 9-1 冷间设计温度和相对湿度

序号	冷间名称	冷间室温/ $^{\circ}\text{C}$	相对湿度(%)	适用食品范围
1	冷却间	0		肉、蛋等
2	冻结间	$-18 \sim -23$ $-23 \sim -30$		肉、禽、兔、冰蛋、蔬菜、冰淇淋等 鱼、虾等
3	冷却物冷藏间	0 $-2 \sim 0$ $-1 \sim +1$ $0 \sim +2$ $-1 \sim +1$ $+2 \sim +4$ $+7 \sim +13$ $+11 \sim +16$	85~90 80~85 90~95 85~90 90~95 85~90 85~95 85~90	冷却后的肉、禽 鲜蛋 冰鲜鱼 苹果、鸭梨等 大白菜、蒜苔、葱头、蔬菜、香菜、胡萝卜、甘蓝、芹菜、莴苣等 土豆、桔子、荔枝等 柿子椒、菜豆、黄瓜、蕃茄、菠萝、柑等 香蕉等
4	冻结物冷藏间	$-15 \sim -20$ $-18 \sim -23$	85~90 90~95	冻肉、禽、兔和副产、冰蛋、冻蔬菜、冰淇淋、冰棒等 冻鱼、虾等
5	储冰间	$-4 \sim -6$		盐水制冰的冰块

为适应各室温的要求，一般采用三种蒸发温度：冻结间为 $-33\sim-40^{\circ}\text{C}$ ，冻结物冷藏间为 $-28\sim-30^{\circ}\text{C}$ ，储冰及其他冷间为 $0\sim-15^{\circ}\text{C}$ 。对于蒸发温度在 -15°C 以上时，采用单级压缩就可以了，但对于更低的蒸发温度，为避免单级压缩的压比过大，往往采用两级压缩制冷机。也有的冷库采用螺杆式压缩机，对于所有的蒸发温度范围，均采用单级压缩。

在冷却间及冻结间中只进行食品的冷加工，为了提高加工速度，并在短时间内（如 $10\sim 20\text{h}$ ）使冷间内所有食品都达到加工的要求，一般都采用冷风机来冷却。

冷却物冷藏间主要用于贮藏经过冷却的鲜蛋果蔬。由于果蔬在贮藏中仍有呼吸作用，库内除保持合适的温湿度外，还要引入适量的新鲜空气。进一步延长贮藏时间，则需要采用气调保鲜技术。

气调保鲜主要用于水果蔬菜作较长期贮存用。果蔬采收后，仍然保持着旺盛的生命活动能力，呼吸作用就是这种生命活动最明显的表现。在一定范围内，温度越高，呼吸作用越强，衰老越快，所以多年来生产上一直采用降温的方法延长果实的贮藏期。而气调保鲜则是在果蔬贮藏环境中适当降低氧的含量和提高二氧化碳的浓度，来抑制果实的呼吸强度，延缓成熟，达到延长贮藏的目的。

气调冷库中采用两种方法控制气体成分：自然降氧法和机械降氧法。自然降氧法是用配有硅橡胶薄膜袋盛装物品，靠果蔬本身的呼吸作用降低氧和提高二氧化碳的浓度，并利用薄膜对气体的透性，透出过多的二氧化碳，补入消耗的氧气，起到自发气调的作用。机械降氧法是利用降氧机、二氧化碳脱降机或制氮机来改变室内空气成分，达到气调的作用。

冻结物冷藏间用于较长期地贮藏冻结食品，多用冷却排管（包括墙排管、顶排管等），这样可减少贮藏物品的干耗。近年来亦已在冻结物冷藏间中使用冷风机，对于塑料包装食品不会有大的干耗，但对于非包装食品的干耗影响明显。如想进一步减少干耗，则可考虑采用夹套式冷库结构。

夹套式冷库与一般冷库主要不同点在于内墙与隔热层之间增加了一个内夹套结构，由设在冷间外的冷风机将冷风送入夹套中不断循环，使来自外部围护结构的热量能很快地被循环冷风所吸收，使热量难以侵入库内，达到维持库内温度均匀稳定的目的，而且干耗小。当室温为 -18°C 时，一般冷间的干耗率为 $1\%\sim 1.5\%$ ，而夹套式冷库为 $0.5\%\sim 0.7\%$ 。因此，夹套式冷库尤其适宜用来冷藏非包装的鱼、肉、水果和蔬菜，可以有效地防止食品表面干裂和皱缩等变质现象的发生。

夹套式冷库还解决了隔热层内水分的凝聚和冷却排管的结霜问题，因为夹套的内层是隔汽层，而冷风机和隔热层均位于隔汽层外，避免了食品和冷间内空气向冷却盘管的湿交换，因而冷风机基本上不需融霜。此外夹套库的制冷系统设计可以有较大的灵活性，对于夹套式冷库或气调冷库，人们可以不进入库房来检查制冷设备。

夹套式冷库的主要缺点是初投资和运转费用较高，经验表明，夹套库的初步投资要比普通冷库高 $10\%\sim 15\%$ 。由于要维持夹套内的风速为 $0.8\sim 3.33\text{m/s}$ ，风机耗电比一般冷库多 10% 。不过，由于传热的改善和融霜次数的减少而节约的电能，可以补偿风机所增加的电耗。

20世纪70年代开始出现的立体式自动化冷库是冷库技术的新发展。这是一种电子计算机控制的能自动装卸货物和自动控制制冷装置的新型冷库。其主要设备是自动巷道式起重机、拣选运输设备、制冷机和控制装置，库内装有多排金属货架，常有十多层，库高为 $15\sim 30\text{m}$ 的单层库。自动巷道式起重机能进行水平和垂直输送，根据电子计算机的指令可以从

指定的货架中以存放货物的托盘为单位取出或存入货物。

自动化冷库冷间顶部，一般装有吊顶式冷风机和假顶，使库房上部空间形成厚2~2.5m的-30~-40℃低温空气层，靠自然对流进行冷却，要求库顶到地面之间温差在±1℃左右，也有的在冷间两侧设有进出风道，使冷空气在室内均匀循环。室温和制冷机的运行由电子计算机根据冷负荷参数的变化自动调节。

这种立体自动化冷库的优点是①冷间内装卸作业和制冷装置操作全部自动化，室内不需要任何工作人员；②可确保库存货物先进先出的原则进行管理，使仓库管理科学化，减少商品损耗；③装卸作业迅速。电子计算机代替人工管理仓库，可以随时提供正确的货位、数量、入库日期、计算管理费和开发票等。一般一座5000~10000t库容量的立体自动化冷库只需配备2~3名操作人员。

立体自动化冷库的缺点是一次投资比普通冷库高60%~70%，同时要求维修人员技术水平高，因此不少学者在对自动化冷库进行技术经济的综合分析研究后指出：对于一些吞吐量、进出频繁的冷库选用自动化冷库是比较理想的。

除上述一些类型冷库以外，有些国家为了节约能耗、减少经常费用，因地制宜地兴建了一些山洞冷库或地下冷库；有些国家兴建空调冷库，用以贮藏一些要求常温条件下进行恒温恒湿控制的食物，如大米、稻谷、药材、酒类，有的还用来贮存裘皮、古董、书画等；而对于有些用于贮藏某些特殊水产品或生物制品等高档商品，如为了保持金枪鱼的新鲜度和色泽，防止脂肪氧化，而兴建-45~-50℃低温冷库。

2. 冷库的制冷系统与机房

(1) 冷库的制冷系统。在冷库制冷系统中，制冷循环的几个主要过程，只有蒸发过程是在库内完成的，节流过程多数情况下是在机房或设备间完成的，而压缩过程及冷凝过程则全部在机房完成。建筑设计处理时，总是将机房及设备间布置在库房绝热建筑结构之外。

库房制冷系统的供液方式有：直接膨胀供液方式、重力供液、液泵循环供液等方式，视冷库的大小和冷却设备的型式而选用。直接膨胀方式适用于单独的冷却设备或小型冷库的制冷系统。对于自动控制的小型氟利昂制冷系统，利用热力膨胀阀供液，大都采用这种供液方式。液泵供液系统是由液泵完成向冷库分配输送低温制冷剂液体任务，由于液泵供液系统具有许多优点，所以目前在国内外冷库中广泛采用，过去采用重力供液的老冷库亦已经或者正在改装成为液泵供液系统，对于采用氟利昂为制冷剂的大中型冷库的制冷系统，亦可采用液泵供液系统。液泵供液制冷系统又有“下进上出”与“上进下出”两种型式之分。“下进上出”即自冷却设备的下部管道进液，强迫制冷剂液体自下而上流动，如图9-1所示。“上进下出”即自冷却设备的上部管道进液，制冷剂液体进入冷却设备后自上而下流动。目前，在我国的冷库制冷系统中，基本上都采用“下进上出”供液方式。

(2) 机房系统。它随冷库生产及贮存货物对库房温度要求的不同，有单级压缩系统、双级压缩系统或者同时有单级和双级压缩系统。机房制冷系统一般包括压缩机、冷凝器、贮液器及调节站，当采用热气融霜时还应包括融霜系统。所采用的压缩机和制冷设备的型号及台数根据具体设计选定。

(3) 机房的布置。在冷库的总平面布置设计中，应使机房及设备间靠近冷库的制冷负荷中心，同时应避开库区的主要交通干道。机房的自动控制室或操作值班室应与机器间隔开，并应设固定观察窗。机房和变配电室的门应向外开启，不得用侧拉门。配电室可通过走廊或

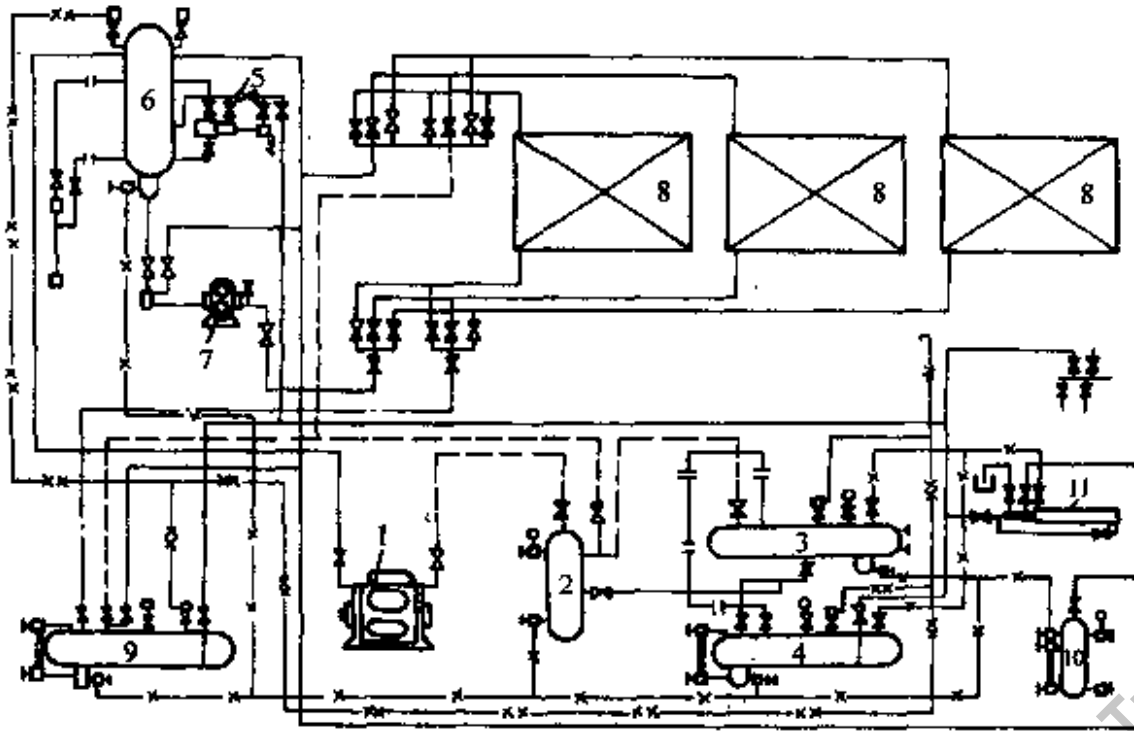


图 9-1 单级压缩氨泵供液制冷系统

1—压缩机 2—油分离器 3—冷凝器 4—高压贮液器 5—节流阀
6—气液分离器 7—氨泵 8—蒸发器 9—排液桶 10—集油器 11—空气分离器

套间与机房相通，走廊或套间门的材料应为难燃烧体，并应有自动关闭装置。

机房及设备间要求通风良好，南方炎热地区宜朝南布置，并有南北向的穿堂风，屋面应采取隔热或保温装置。机房高度应根据设备高度和采暖通风的要求确定，一般不宜高于6m。

制冷设备布置应符合制冷工艺流程，适应操作管理和维护保养设备的需要，同时应合理紧凑，以节省建筑面积。主要操作通道的实际宽度应不小于1.5m，非主要操作通道宽度不小于0.8m。机器间的墙裙、地面及设备的基座应易于清洗。

各种管道的走向及标高应有统一安排，适当照顾美观。建筑设计中考虑门、窗布置时，应考虑管道设计的要求。

3. 冷库的结构特点

传统的冷库为土建式冷库，冷库库房主体部分一般采用钢筋混凝土骨架，并用砖砌的围护结构，或者全部采用混凝土预制件装配结构，并采用机械化施工方法，以减少劳动强度和辅助材料消耗。库房层高与库房的种类有关，冷却间及冻结间的层高可以较小，只要能满足肉的悬挂、冷风机的布置以及室内空气循环的要求即可。冻结物冷藏间的层高一般不小于5m，它取决于垛码机高度。随着垛码机的改进和操作技术的提高，冷藏间的层高有不断增大的趋势，这样可以提高库房的利用率。

冷库建筑室内外温差较大，需要在确定建筑结构时加以考虑。冷库从建筑施工开始至设备安装完毕，大多在常温条件下进行。当冷间进入预冷阶段，室温即由常温逐渐转入低温，使冷间内物件处于温度变化的过程中，而在冷库投入生产后冷间内便处于低温状态，构件均处于低温环境中，但库房之外露部分受到外界气温变化的影响，这样库房的构件在不同时期内，由库内外温差引起的变形比一般建筑大得多。对面积较大的单层低温冷间和底层用作冻结间或冻结物冷藏间的多层库房，地面内除设置隔热层之外，尚需采取其他特殊措施，如设置通风管道、架空层等，以防地面下土壤冻胀而引起墙柱基础抬起，地坪冻鼓开裂。对于上下层同温的库房，若温差大于5℃，其楼板就要设置隔热层。

冷库的屋盖顶面设置架空隔热层，以使屋面油毡温度降低，减少库房的冷负荷，减少屋

顶板的伸缩开裂，减缓油毡老化。

冷库的墙应有隔热防潮功能。对于采用松散隔热材料的外墙，应做成夹层，中间填以隔热材料，外墙的内侧应涂抹沥青或敷设油毡。在墙的上部靠近天棚处应设置进出隔热材料的洞口，墙根处需留孔，以便更换材料时使用。常用稻壳、膨胀珍珠岩作为绝热材料。对于采用块状隔热材料的墙体，可采用内贴法，即将隔热材料贴于外围砖墙的内侧，在内贴面贴好隔汽层后，再贴块状隔热材料；或者采用外贴法，即将隔热材料贴在砖砌内衬墙的外侧，然后粘贴隔汽层，外面再用普通建筑材料做围档墙，最好做成可拆卸的。

组合式冷库近年来得到快速发展。一般组合式冷库大都是单层形式，其承重结构多是由薄壁型钢骨架组成。库内跨度达 20~30m，中间一般没有柱子，高度为 6~9m，有的甚至高达 25m。各种构件均按统一的标准模数在工厂成套预制，现场只要用螺栓联接组合库的隔热墙板。目前大多采用刚性夹心组合板，板中间贴聚苯乙烯或灌注聚氨酯泡沫塑料。地坪隔热采用硬质聚氨酯或聚苯泡沫板，并注意采取防冻措施。制冷装置亦采用成套机组，在现场只要接上水、电即可投入运行，施工速度快。

二、运输式冷藏装置

运输式冷藏装置是用来在低温条件下运输易腐食品，主要包括铁路保温车、冷藏汽车、冷藏船以及近年来随集装箱发展而出现的冷藏集装箱。同陆地冷库比较，它们具有如下特点：

(1) 隔热结构要求高。车、船体的金属骨架伸入隔热结构产生热桥，导致热量渗入增加，一般在伸入隔热层的金属骨架处至少需要相当于 50mm 厚软木的隔热层，以防表面凝水和减少冷量损耗。

(2) 应有良好的防潮措施。由于装卸货物周期短，舱厢内的空气易受外界空气影响而使温度与湿度均上升，使冷藏室内水蒸气分压力高于隔热层内水蒸气分压，而使水蒸气渗入隔热层内。

(3) 制冷装置应适应运输工具的特点。如船用制冷装置应能在船舶纵倾（长期纵倾 10° ）、横倾（长期横倾 15° ）、振动以及高温高湿的条件下正常工作，与海水接触的部件应能耐腐蚀。对于铁路保温车及冷藏汽车，由于没有冷却水，只能采用风冷冷却。

(4) 负荷变化大，设计时应考虑制冷机的余量。

(5) 运输式冷藏装置在重量、体积、安全性及自动化方面的要求比陆用冷藏装置要求高。

1. 铁路保温车

铁路保温车采用冰或机械制冷的方式获得冷量，在厢壁与厢顶都有隔热材料，厚度为 200~250mm，相应传热系数小于 $0.4\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。

采用冰获得冷量的铁路保温车在车厢内贮存一定的冰，当需要使车厢内的温度达到 0°C 以下时，则需要使用冻结点较低的盐水冰。按盛冰容器结构的不同可分为端装式与顶装式两种，如图 9-2 所示。端装式的

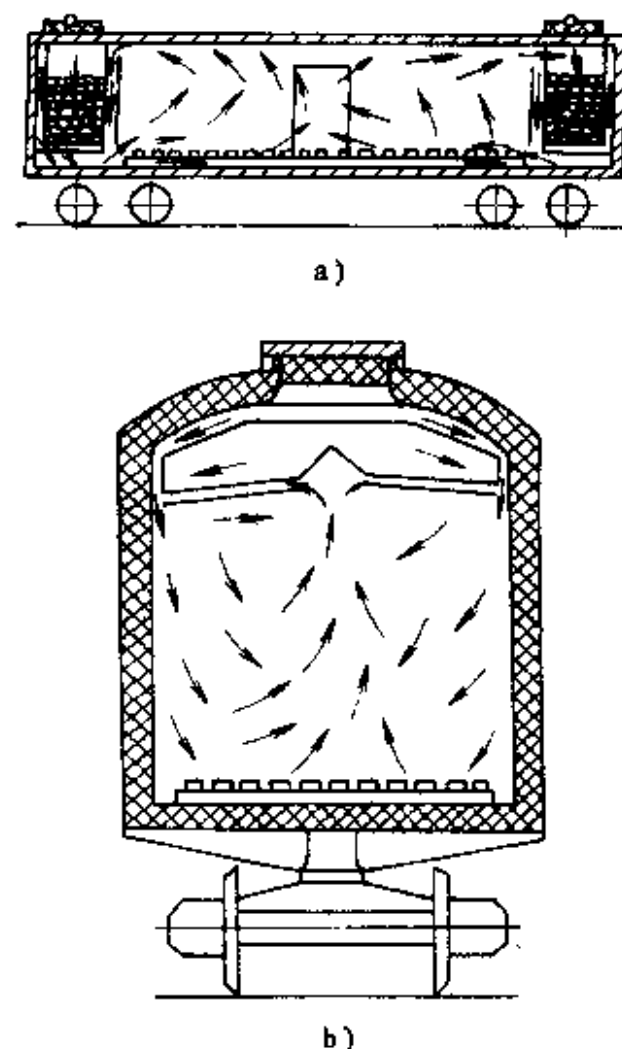


图 9-2 采用冰冷的铁路保温车车厢内空气循环图
a) 端装式 b) 顶装式

冰框占地使载货面积约减少 25%，而对于顶装式，为了能够顺利排出冰融化的水，结构上比较复杂。采用冰获得冷量的铁路保温车设备简单，投资少，施工周期短，但厢内温度范围受到很大限制，传热效果差。

采用机械制冷的铁路保温车，按供冷方式分为整列车厢集中供冷和每个车厢分散供冷。集中供冷的铁路冷藏车，设有装有发电机组的动力车厢和装有制冷机的车厢，其冷量通过盐水输送到各冷藏车厢。这类列车不能任意编组，机动性差，不适合小宗货物运输。分散供冷的铁路冷藏车通常由 5 节车厢组成，其中一个车厢为发电乘务车，另外四节车厢均为带有独立制冷设备的冷藏车厢，各冷藏车可任意换位。图 9-3 为五节式机械制冷的铁路冷藏车的示意图。压缩冷凝机组通常装在车厢端部的机器间，空气冷却器装于车厢端部上方，采用直接冷却方式，冷空气在风机的作用下在车厢内循环。

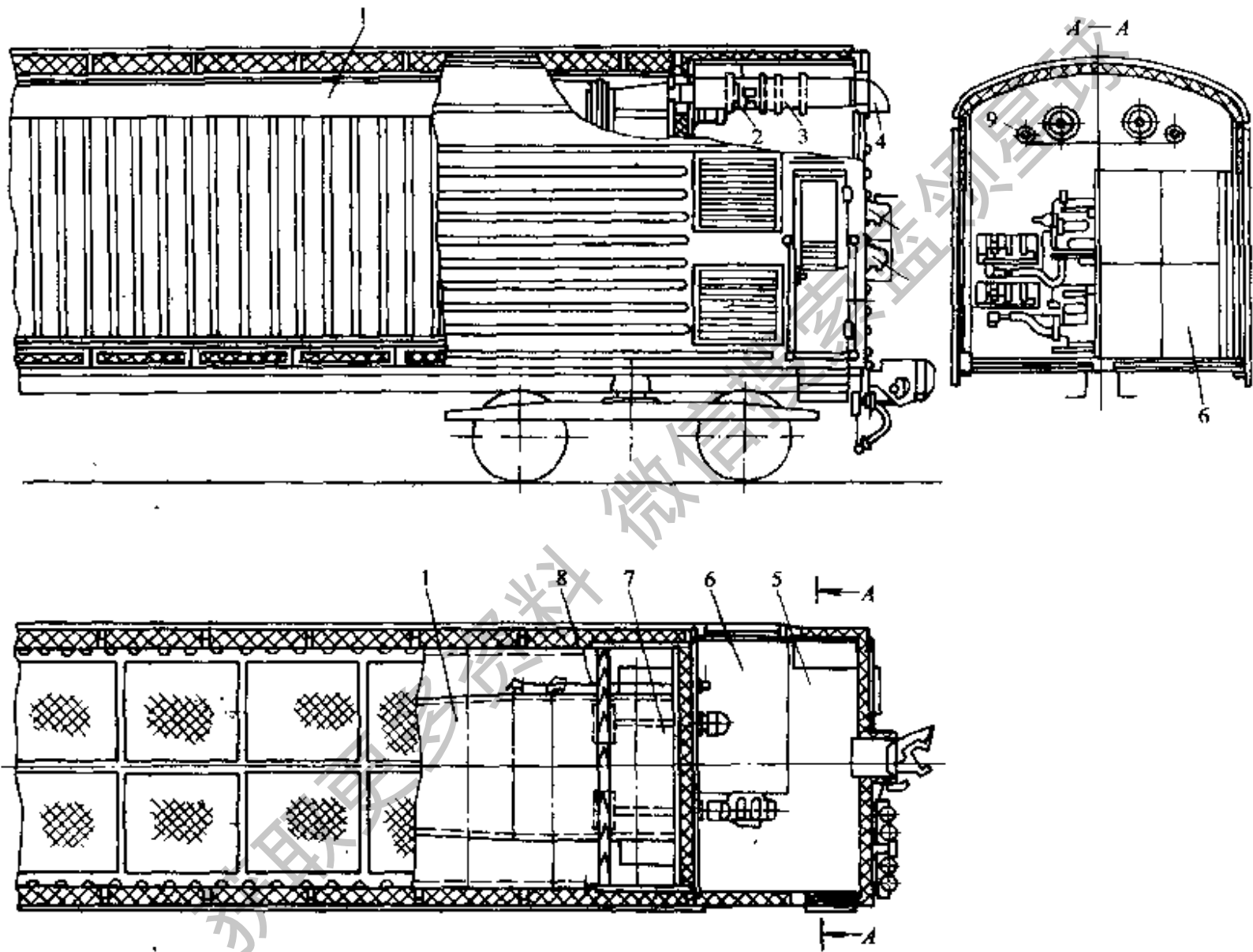


图 9-3 采用机械制冷的五节式铁路冷藏车车厢

1、3—风道 2、8—风机 4—新鲜空气入口 5—机器间 6—压缩冷凝机组 7—空气冷却器 9—手柄孔

2. 冷藏汽车

冷藏汽车有两种形式，一种是不带制冷装置，采用冰或干冰来冷却，近年来也有采用液化气体冷却方式，常用是液氮喷淋冷却，但液氮价格贵，因而使用受到限制；另一种采用机械制冷，以前用 R12 小型氟利昂制冷机，目前则用 R134a 或 R22 及混合工质制冷剂。车厢壁常用泡沫塑料隔热，厚度一般为 150mm，相应的热导率约 $0.5\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。

图 9-4 为采用机械制冷的冷藏汽车中制冷系统布置示意图。拖动压缩机及风机所需的动

力可由汽车发动机直接带动，亦可配专用的发动机。

3. 冷藏船

冷藏运输船是最常见的冷藏船，其中有将全部货舱都设计成冷藏舱的，也有将部分货舱设计成冷藏舱。一般货轮上均配有伙食冷库，可以看作是一种部分设计成冷藏舱的冷藏船。渔业加工冷藏船则除了能够完成冷藏运输外，还能完成如捕鱼、收鲜、海上加工等任务。冷藏船上围护结构一般采用软木，但近年来采用聚氨酯整体发泡作围护结构的也多起来了，绝热性能得到了改善。

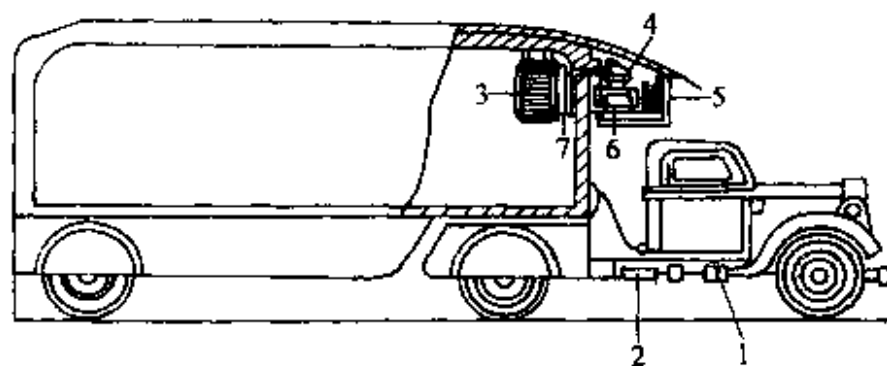


图 9-4 采用机械制冷的冷藏汽车
1—传动机构 2—发电机 3—空气冷却器
4—压缩机 5—冷凝器 6—电动机 7—风机

船舶冷藏所需的冷量较大，因而必须采用制冷装置。由于船舶的特殊环境，制冷装置除了体积应小以外，特别要求可靠性高，在船体摇摆情况下仍能正常工作。螺杆式制冷机在这些方面具有一定优点，因而目前的应用越来越广泛。船舶制冷装置一般采用氟利昂制冷机，且自动化程度高。若选用氨制冷机，则应将其安置在单独的机房内，并采用盐水间接冷却。

4. 冷藏集装箱

冷藏集装箱是用于冷藏运输的集装箱，图 9-5 为冷藏集装箱示意图。冷风由箱顶的风道吹出，通过侧壁和箱门内侧的凸条，再经由箱底的回风道返回。为了提高冷藏集装箱的保温

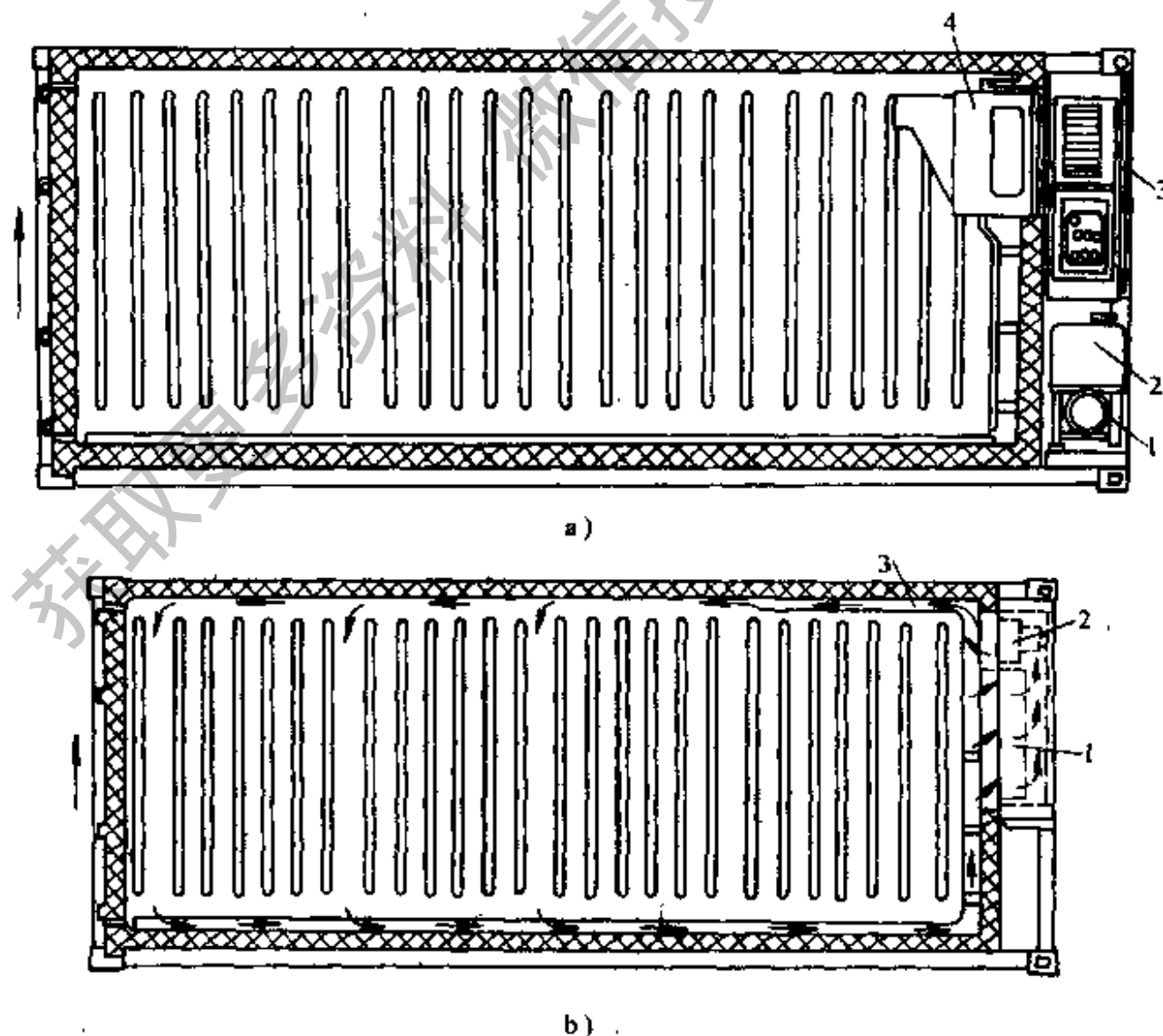


图 9-5 冷藏集装箱示意图

1—空气冷却器 2—风机 3—风道 4—空气冷却器

效果，在四壁加有隔热材料。冷藏集装箱在运输不需冷冻的新鲜水果蔬菜时，由于要使箱内的二氧化碳保持较低的标准，故在箱壁或箱门上装有通风口，以供应新鲜空气。

冷藏集装箱大都采用柴油发电机组作动力，采用制冷机制冷。此外尚有冰盐冷却、干冰冷却及液氮喷淋冷却。目前还应用冷冻板方式，即在运输前利用制冷机，先将冷冻板冻结，在运输过程中就靠该冻结的冷冻板融化吸热，使箱内温度保持在调定值。

三、电冰箱

1. 电冰箱分类

电冰箱与冷柜是最常见的小型制冷装置，电冰箱与冷柜这些概念都是通俗的说法（家用冰箱代号为 B），专业上按箱内温度分为冷藏箱（用汉语拼音字母 C 表示）、冷藏冷冻箱（用汉语拼音字母 CD 表示）、冷冻箱（用汉语拼音字母 D 表示）。例如 BC—150 表示 150L 的家用冷藏箱，而 BCD—185W 表示 185L 无霜式家用冷藏冷冻箱（W 表示无霜）。

冷藏箱至少应有一个冷藏室，其温度保持在 $0 \sim 10^{\circ}\text{C}$ 。冷冻箱则是只有冷冻室的电冰箱，温度在 0°C 以下，按温度分为“一星”级室、“二星”级室、“三星”级室，其储藏温度在按国标规定的试验条件和方法下测得的值分别不高于 -6°C 、 -12°C 、 -18°C 。通常所用的双门与多门冰箱为冷藏冷冻箱。冷藏冷冻箱中至少有一个间室为冷藏室，适用于储藏不需冻结的食品；至少有一个间室为冷冻室，适用于冷冻食品和储藏冷冻食品，温度在 -18°C 及 -18°C 以下。冷柜与冰箱之间并没有严格的区分，冷柜其实就是顶开门式的冷冻箱。图 7-1、图 7-2 表示出了冰箱最一般的形式。

国内最早使用的冰箱为直冷式冷藏箱（单门冰箱），目前市场上双门的直冷式或间冷式的冷藏冷冻箱占了主要份额，还出现了具有三个以上间室的冰箱。门的形式上有平壁型，也有弧形门；有单一侧拉开的门，也有左右两侧均可以开的门。冰箱结构还有整体圆柱形，可通过旋转，将放于冰箱里侧的东西转到外侧，容易拿取。

出于保鲜要求，有些冰箱采用大冷藏室蒸发器面积，用隔板分隔冷藏室，以降低冷藏室中空气流速，减少食品的水分散失。

2. 电冰箱制冷系统

电冰箱大多采用压缩式制冷系统，除了压缩机、冷凝器、毛细管、蒸发器这四大件之外，干燥过滤器也是必不可少的，另外根据实际情况可在蒸发器出口设置集液器。冰箱压缩机采用全封闭式，有利于减少制冷剂泄漏机会。节流元件采用毛细管，结构简单、造价低、运行可靠，但调节性能则较弱，系统结构参数的变化对于性能的影响将会比较显著，因此对于系统匹配的要求较高。电冰箱的门四周容易因为冷量导出而使温度降低，出现结露，甚至结冰而影响开门，因此门四周必须要有加热防露装置。与大型装置不同，在电冰箱中不用专门的电热防露，而是通过将冷凝器从门框处绕一圈，用冷凝器的热量来加热门框，这样既起到了防露作用，又节省了电加热的费用，同时改善了冷凝效果。除了防露管散发一部分冷凝热外，主要的冷凝热则是通过主冷凝器散发的。很多冰箱的主冷凝器是一个放在冰箱背部的钢丝式或百叶窗式的冷凝器，称为外置式冷凝器；近年来不少冰箱的冷凝管直接贴在冰箱两侧外壳钢板的内侧，利用两侧钢管向外传热，称为内置式冷凝器。内置式冷凝器的传热效果不及外置式冷凝器，但省去外置冷凝器后，冰箱后背是光滑的，避免了外置冷凝器容易积灰的缺点，外形也比较美观。

制冷剂的走向为：压缩机→副冷凝器→主冷凝器→防露管→干燥过滤器→毛细管→蒸发

器→回气管→压缩机。现在很多冰箱省去副冷凝器。对于采用内置式冷凝器的冰箱，高压侧制冷剂一般先流过一侧内置冷凝器，经过防露管，再流过另一侧冷凝器。图 9-6 与 9-7 为最常见的具有一个冷藏室与冷冻室的直冷式与间冷式（无霜）冷藏冷冻箱的制冷系统图。直冷式冰箱冷冻室与冷藏室的蒸发器是分开的，而间冷式冰箱，则采用一个蒸发器，通过风扇分别向冷冻室与冷藏室供冷。

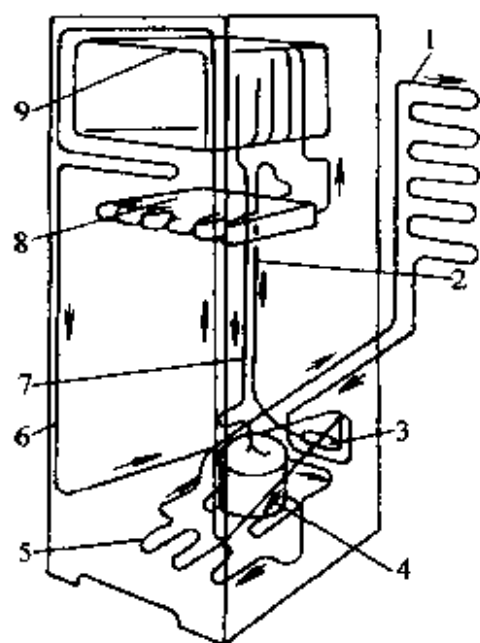


图 9-6 直冷式电冰箱制冷系统
1—冷凝器 2—毛细管 3—干燥过滤器 4—压缩机
5—副冷凝器 6—防露管 7—吸气管
8—冷藏室蒸发器 9—冷冻室蒸发器

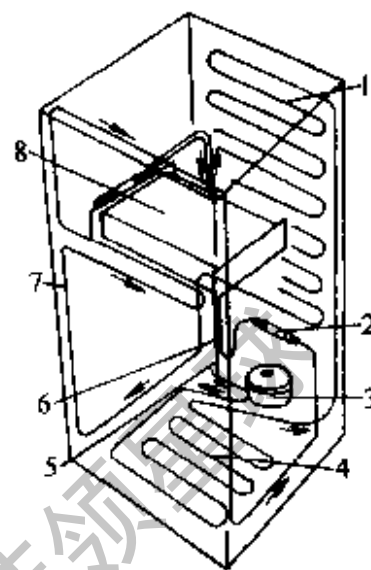


图 9-7 间冷式电冰箱制冷系统
1—冷凝器 2—干燥过滤器 3—压缩机
4—副冷凝器 5—吸气管 6—毛细管
7—防露管 8—蒸发器

对于一般采用单根毛细管的直冷式冷藏冷冻箱，只有一路制冷剂流过冷藏室蒸发器和冷冻室蒸发器，制得冷量，保证冷冻室和冷藏室的温度都在规定的范围内。要同时保证冷冻室和冷藏室的温度，要求两者的冷量合理分配。除了设计大小合理的各个蒸发器外，直冷式冰箱在运行过程中缺少控制冷量分配的手段。当环境温度变化时，冷冻室和冷藏室的负荷比例变化很大。假定冷藏室的平均设计温度 5°C ，冷冻室为 -20°C ，当环境温度从 30°C 降低 10°C 时，从环境渗入冷冻室的冷量减少 40% ，而渗入冷藏室的冷量减少了 80% ，是冷冻室冷量变化幅度的 2 倍。由于没有其他的控制元件来控制冷藏室和冷冻室的冷量分配，要使冷冻室的温度与冷藏室的温度同时达到设定温度不太容易，目前主要采用的方法是当环境温度降低时，在冷藏室中进行电加热，以增加所需的负荷。这种方法浪费能量，尤其对于大冷冻室的冷藏冷冻箱更加不利，目前在带有大冷冻室的冷藏冷冻箱已有不少采用双毛细管制冷系统。

双毛细管系统中有两根毛细管，冷凝器后接一个二位三通电磁阀，再接两根毛细管。电磁阀控制冷凝器出来的制冷剂只与其中一根毛细管相通。当第一毛细管接通时，制冷剂流过冷冻室与冷藏室蒸发器，使冷冻室和冷藏室同时降温。当冷藏室温度降到设定值时，电磁阀切换，使制冷剂改走第二毛细管。此时节流后的制冷剂只通过冷冻室蒸发器，使冷冻室继续降温，直到冷冻室温度也达到设定值时，使压缩机停机。而当冷藏室温度回升至设定的最高温度时，压缩机重新开机，制冷剂则仍是先走第一毛细管。双毛细管系统对于改进大冷冻室的冷藏冷冻箱的冷量分配，达到改进制冷性能与节能的总体效果较好。但由于增加了电磁阀，需要增加成本。如果设计不好，可能会出现冷冻室刚达到温度要求而使压缩机停机，而冷藏室温度升高到马上要压缩机开机的情况，此时系统性能将较差。因此，双毛细管系统的设计有一定的难度。

3. 电冰箱电气系统

电冰箱电气系统中，最基本的包括压缩机单相电动机、起动继电器、热保护器、箱内照明灯及灯开关，如图 9-8 所示。

当电冰箱插头插入电源插座时，压缩机电动机运行绕组（主绕组）和起动继电器线圈首先得电，在接通的瞬间电流较大，这个电流使起动继电器吸合，从而使电动机起动绕组（副绕组）也得到电流，产生旋转磁场，转子转动。随着转速提高，起动电流下降，当电流下降到不足以吸动衔铁时，起动触点断开，起动绕组不再工作，电动机进入正常运转。

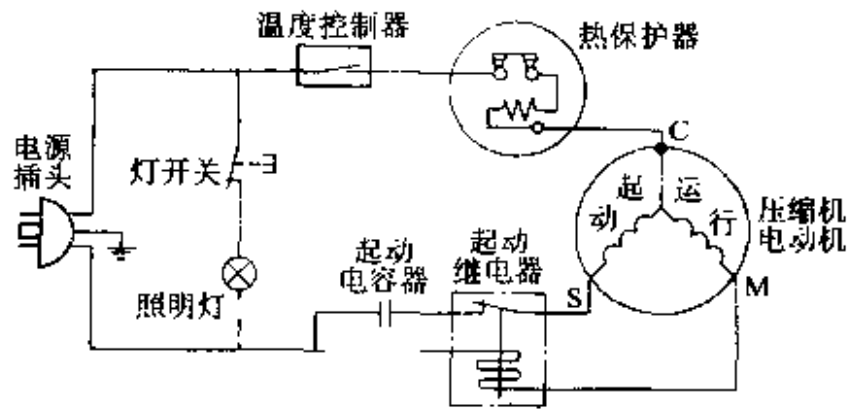


图 9-8 电冰箱典型电路图

上图中示出的起动继电器是一个重锤式继电器。现在已有不少冰箱中改用 PTC 起动器。PTC 具有正温度系数电阻特性，即温度达到某一特定范围（称居里点）时，温度再增加，其阻值会发生增加几个数量级的变化。利用 PTC 元件中具有的时间特性，将 PTC 元件与起动绕组串联，当电路开始接通时，PTC 元件温度低，本身呈低阻抗，能通过很大电流。由于瞬时通过大电流后元件发热，阻抗急剧上升（约 0.3s 后），使通过的电流大幅度下降到近似截止状态。PTC 元件具有性能可靠、寿命长、抗振、结构简单等优点。但是当压缩机组的电动机再次起动时，要等待 2~3min 后，不得立即起动。

热保护器紧贴着压缩机壳体，主要是一个双金属片开关，正常工作时处于常闭位置。当电动机因过载等原因造成压缩机壳温过高时，双金属片迅速变形，使保护触点断开，切断电路。

箱内照明灯开关平时处于常开位置，灯开关则与箱门机械接触。当箱门打开时，灯开关闭合，灯亮以照明箱内。

温度控制器利用感温包检测箱内温度，通过对压缩机电动机开停的控制来控制箱内温度。对于直冷式冰箱，温控器直接控制的是冷藏室的温度，而冷冻室的温度则无法直接控制，为了使冷冻室的温度上升或下降，必须调节冷藏室内温度的控制点，这样可能会使冷藏温度不合理。对于间冷式冰箱，温控器直接控制的是冷冻室的温度，冷藏室温度是通过风门调节器自动调节风门开启角度的大小，以控制进入冷藏室的冷气循环量来变化，这样容易使冷藏冷冻室同时达到较佳的温度范围。

对于带有多个不同温度间室的冰箱，直冷式系统难以满足要求，只能采用间冷式方式，但控制系统则要比通常的双门间冷式冰箱要复杂。要使各个间室温度均能满足要求，需采用先进的控制方式，如模糊控制等，但由于控制电路部分价格上升，传感器增加，使总的成本增加明显。

冰箱的融霜控制系统，则主要用于间冷式冰箱。对于直冷式冰箱，大多仍靠手工铲除蒸发器表面的霜层。对于间冷式冰箱，则有多种融霜方式。目前市场上主要的间冷式冷藏冷冻箱，采用定时控制式自动电热融霜。在蒸发器上装电热元件，以时间继电器作固定时间的周期融霜。一般出厂时已经调整好间隔时间和融霜时间。

4. 开放式商品陈列柜

商店为了销售需低温保藏的货物，要用专门的陈列柜。对于小型商店，只用门或侧面为透明的冷柜或冰箱即可。但现在这类销售低温保藏的货物量最大的是超市，因此超市冷藏冷冻商品陈列冷柜已成为很重要的制冷器具。

陈列冷柜的形式较多，具体的结构形式往往是生产企业根据商店要求专门设计，图 9-9 则示出了最常见的陈列冷柜的结构。对于图 9-9a 的冷藏陈列柜，在风机 1 的作用下，通过蒸发器 2 的冷空气，沿着气流分配槽 4 吹向格栅，形成冷风幕，这样就取消了前面的密封门，以方便顾客。对于图 9-9b 的冷冻陈列柜，气流分配槽 4 处有两股气流，其中一股是通过蒸发器的低温气流，通过配风格栅 6 之后作为冷风幕内侧，另一股旁通气流通过配风格栅 6 后，在上部形成保护冷风幕以减少低温风幕的冷损。

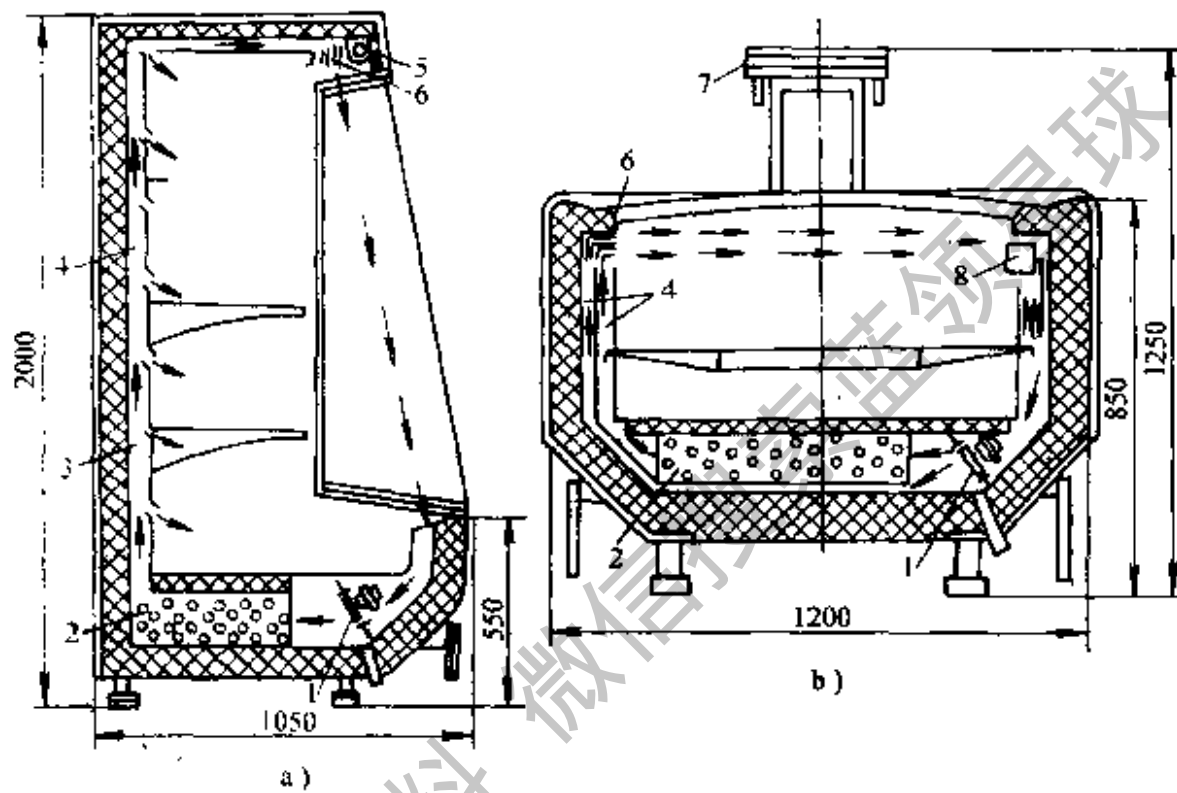


图 9-9 开放式商品陈列冷柜

a) 冷藏商品陈列柜 b) 冷冻商品陈列柜

1—风机 2—蒸发器 3—槽孔 4—气流分配槽 5—照明灯 6—配风格栅 7—非冷却区 8—温度控制器

5. 其他型式冰箱

除了采用电动压缩式制冷的家用冰箱外，还有采用其他制冷方式的冰箱。

吸收式冰箱没有机械运动部件，没有噪声和振动，特别适用于房间中，但是制冷性能与能效比远小于家用压缩式电冰箱，因此目前只是在宾馆客房中较多见。

半导体冰箱是利用半导体制冷器进行制冷的。半导体冰箱的制冷系统无机械运动部件，无噪声，制造方便，但制造成本高，制冷效率低，只限于在某些特殊场合使用。此外，太阳能吸附式及吸收式冰箱，磁制冷冰箱，逆向斯特林机冰箱，热声冰箱等均已在开发。

6. 压缩式电冰箱的 CFCs 替代

冰箱以前均采用 CFC12 作为制冷剂。由于该类制冷剂对于环境的破坏，因此将被彻底淘汰。目前最有代表性的替代制冷剂为 HFC134a 和异丁烷，丙烷及各种混合工质也用做冰箱的制冷剂。

HFC134a 作为 HFC 类制冷剂，对臭氧层没有破坏作用，且无毒不燃。其正常沸点为 -27°C ，与 CFC12 的沸点 -29.8°C 接近，以美国为代表的许多国家采用该工质用做冰箱制冷

剂。HFC134a 和现用于 CFC12 系统的许多物质发生化学反应。对家用冰箱，需要采用专用压缩机、专用润滑油及专用分子筛。家用冰箱采用 HFC134a 替代 CFC12 后，能耗上升约 8%。HFC 类工质虽然不破坏臭氧层，但有较大的温室效应潜能。欧洲国家提倡使用天然工质，以彻底解决人工合成工质排放后对于环境的影响。在冰箱中，他们大量采用丙烷、异丁烷等碳氢类化合物，目前的趋势是采用纯的异丁烷。但异丁烷易燃，需注意生产安全。

发展替代制冷剂的另一途径是开展对混合工质的研究。混合工质中，有些有一定的节能效果，有些则明显增大制冷量。影响混合工质应用的最主要因素是泄漏和维修问题，目前看来至少在冰箱上还不可能在世界范围内大量使用。

冰箱隔热层采用聚氨酯发泡，传统的发泡剂为 CFC11。CFC11 的代用品有 HCFC123 和 HCFC141b。HCFC141b 具有可燃性，而 HCFC123 则有一定的毒性。作为 HCFCs，这些工质只能是过渡性的。欧洲国家推广环戊烷发泡，我国亦已采用。作为碳氢类天然工质，其本身不破坏环境，对它的推广使用可能彻底解决发泡剂对于环境的破坏作用。但是该工质可燃，需要注意生产安全，发泡效果与 CFC11 相比仍有明显差距。

四、食品冻结装置

冻结，是将食品的温度降低至低于食品汁液的冻结点，并达到某一指定温度，使食品中所含的水分变为冰。食品冻结后，由于低温和缺水，部分微生物被杀死，其余微生物活动极弱。因此，经过冻结的食品可以作较长时期的保藏。

快速冻结的食品质量好于冻结速度慢的食品，这是由食品冻结过程对于食品细胞的影响而决定的。在食品的细胞内和细胞间隙中均存在水分。在食品的细胞间隙内，水蒸气张力比细胞内小，盐的浓度也小些，冻结点则高些。当食品冻结时，细胞间隙内水分首先结成冰晶。由于冰的饱和蒸气压较水为低，因此，在食品冻结初期，当细胞外的水分已冻成冰，而细胞内的水分因冰点较低仍处在液体状态时，由于两者饱和蒸气压的不同，致使细胞中的水分透过细胞膜而扩散至细胞间隙中。如果是慢速冻结，就使大部分水冻结于细胞间隙内，并形成较大的冰结晶。水在转变成冰时，体积约增大 9%~10%，结果使细胞因受压挤而变形，甚至造成细胞膜破裂。于是当食品解冻时，冰晶融化成水，食品汁液流失。如果采用快速冻结时，由于冰结晶形成的速度大于水蒸气的扩散速度，因而冰结晶可均匀地分布在食品细胞内与细胞间隙中，并形成小的结晶体。这样就不会使细胞变形和破裂。

由于速冻食品的质量较好，人们采用的各种冻结设备都是希望提高冻结过程的速度。

1. 搁架式排管冻结装置

这种冻结装置是用光滑排管组装成的搁架，冻结货物直接放置在搁架上。搁架式排管一般设置于冻库中，对鱼类、家禽和小水产，以及冰棒、冰淇淋等食品进行冻结与硬化。

用搁架式排管冻结食品时，由于排管与放在其上的货物或盛盘直接接触，在换热过程中，除了以对流和辐射的方式换热外，还通过排管与货物或盛盘的接触面进行传热，因而其传热系数较盘管式墙排管提高 2 倍左右。为了增加接触传热，有些冷藏库中采用在每层盘管上加铺 0.6~1.0mm 的薄钢板，并保持钢板表面的平整和与盘管贴合紧密。这样既提高了搁架式排管的传热系数，缩短了冻结时间和加速了周转，又便于工人操作。

在氨重力供液系统或下进上出式氨泵系统中，氨液由下部供入供液集管，而后顺序流经各层横管，吸热蒸发后形成的气体或气液混合物，则经设置于排管上部的回气集管排入回气管道。

在氟利昂制冷系统中，大多数采用直接膨胀供液，上进下出，进入排管前用配液器对每路排管分别供液，回气总管上升时应设回油管。

2. 吹风冻结装置

通过冷风机的强烈吹风，可以提高冷空气与需冻结货物之间的传热系数，缩短冻结时间，提高冻结质量。采用吹风冻结装置，往往采用吊轨，将需要冻结的东西送入冻结间，并在冻结间里面移动一段时间以使均匀冻结，最后将冻结好的货物通过吊轨送到冻结物冷藏间。对于白条肉，一般直接用吊钩挂住，吊在轨道上。盘装食品（如鱼、虾、肉类副食品等）多是用吊笼装载，挂在轨道上进行冻结。

3. 螺旋带式冻结装置

这种装置是把食品放置在金属传送带上，进行螺旋输送冻结，因而占地面积小，仅有一般水平输送带面积的25%。这种装置由蒸发器、风机、转筒及其驱动装置、特制的弹性传送带、清洗装置、控制屏等组成，隔热的外壳在现场装配。弹性传送带是靠转筒的摩擦力带动的，传送带螺旋转动时，带上的张力很小，故驱动功率不大，传送带的寿命也很长。被冻食品直接放在传送带上，根据需要也可采用冻结盘，食品随着传送带进入冻结装置后，由下盘旋转传动而上，并在传送过程中冻结，冻好的食品从出料口排出。传送带是连续的，它由出料口又折回到进料口，见图9-10。

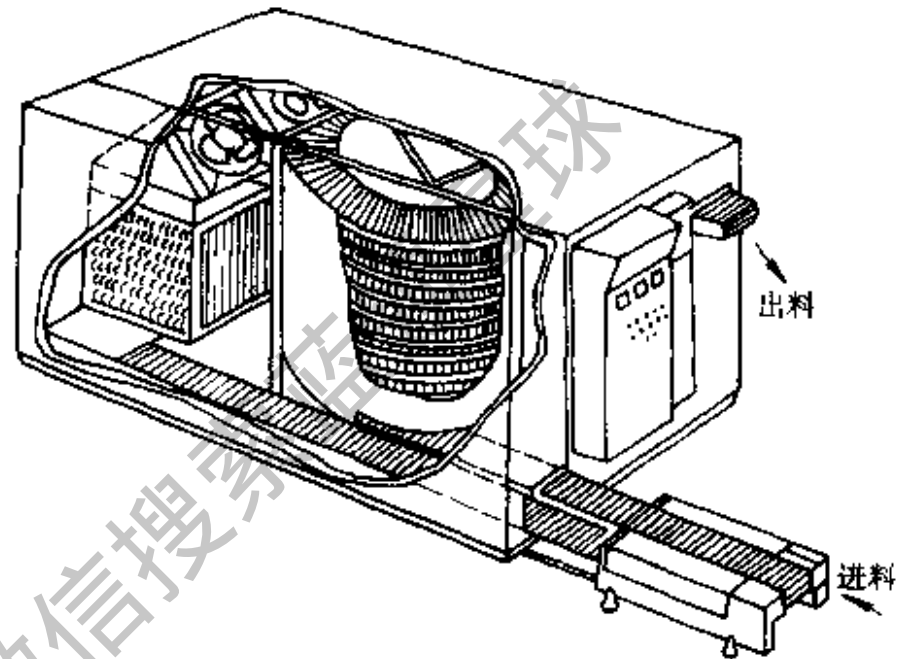


图9-10 螺旋带式冻结装置

4. 平板冻结器

平板冻结器是在中空的金属板内通以制冷剂，金属板间放置食品，并在金属板上加压，使食品与之紧密接触而冻结。由于不存在蒸发板与食品之间的空气传热热阻，这种冻结装置传热效果好，冻结速度快，且不引起食品的干耗，可以在常温下操作，改善了劳动条件，图9-11为卧式平板冻结器结构示意图。其冻结平板为可移动式。在平板冻结设备中，冻结产品的厚度一般限制在50mm，另外若要求较短的冻结时间，对包装产品则要装得满，当冻结食品与平板间存在空气层时会影响冻结速度。经平板冻结器冻结的产品外形整齐，便于包装规格化。由于平板冻结器与食品直接接触，传热温差小，相应地制冷剂蒸发温度可以提高，有利于提高运行经济性。

5. 流床式冻结设备

对于冻结单个速冻物品，如炸肉丸、去皮熟虾、炸土豆、水果、莓类等可采用流床式冻结设备。这种设备是利用形状与大小都比较均匀的颗粒，在冷气流上吹时这些颗粒就会出现流态化，悬浮在气流中，彼此是分离的并为气流所包围，但是可以自由移动。图9-12为流床式冻结设备的示意图。

当颗粒产品从设备进口处放入时，就会自动向低的一侧移动，产品在低温气流内一边移动，一边被冻结，而不需要机械传送带。冻结过程设备内空气的分布是相同的，所不同的就

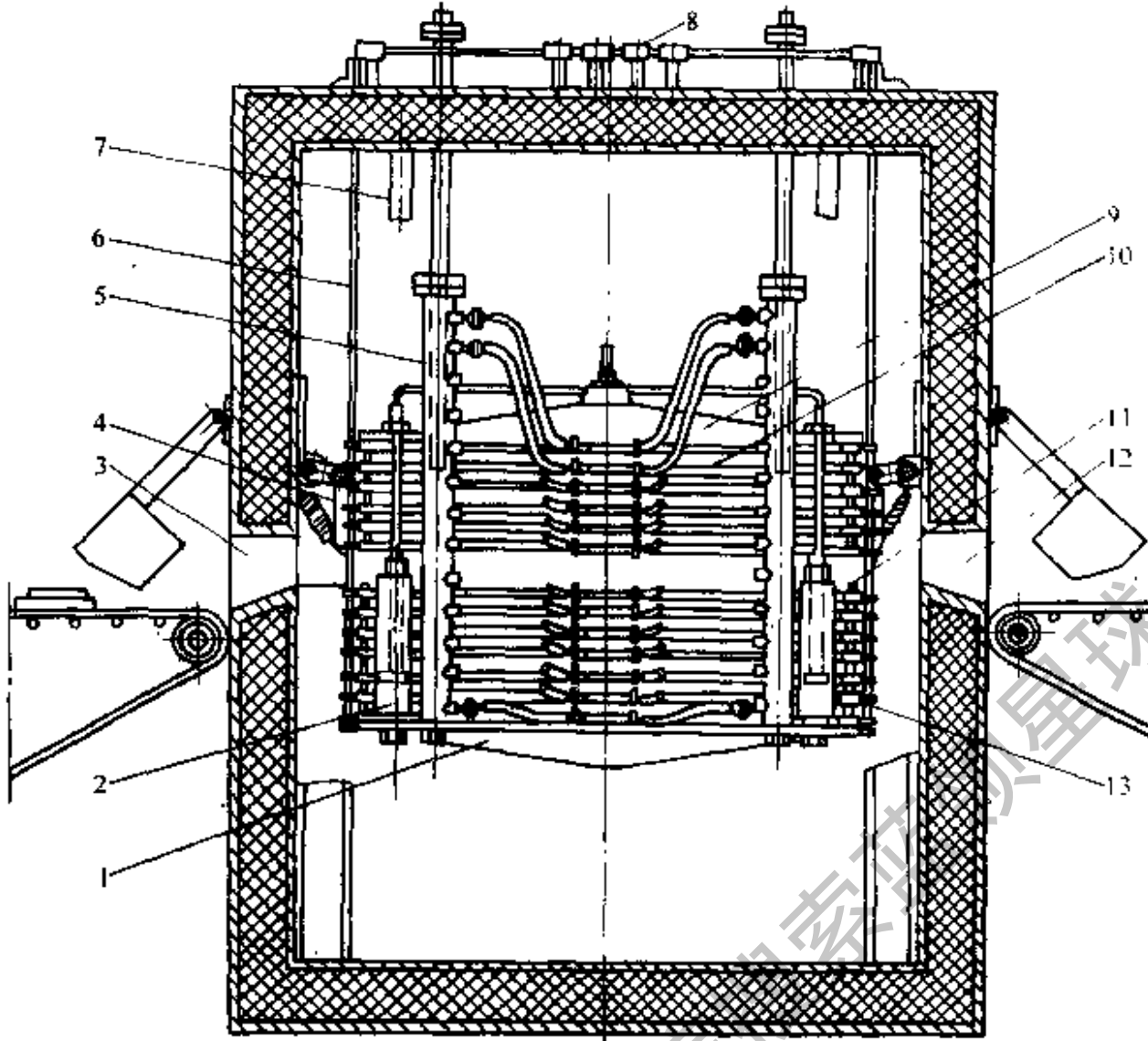


图 9-11 卧式平板冻结器

- 1—底板 2—液压缸 3—进料口 4—挂钩 5—液体接管 6—钢支架 7—支柱
8—升降设备 9—顶板 10—冻结板 11、13—限位销 12—出料口

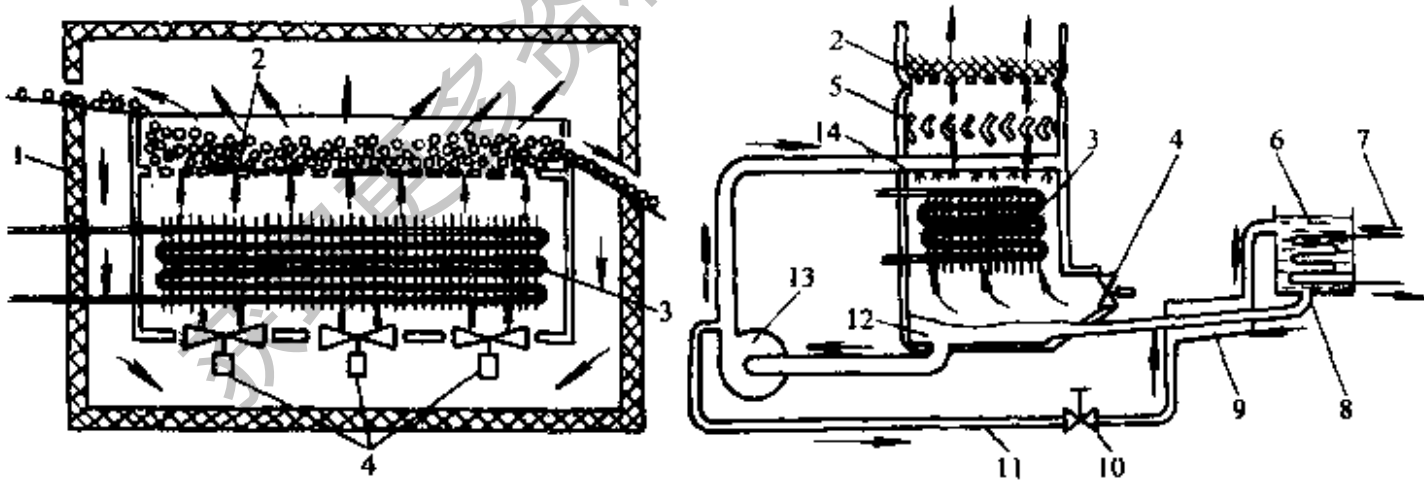


图 9-12 流床式冻结设备

- 1—隔热层 2—穿孔底板 3—空气冷却器 4—风机 5—挡液板 6—乙二醇液浓缩器 7—蒸汽盘管
8—乙二醇输液管 9—热交换器 10—阀门 11—乙二醇回液管 12—乙二醇液体槽 13—循环泵 14—喷淋器

是密度大的产品层薄，密度小的产品层厚，这尚可以通过设备产品出口处的挡板来调整。

6. 其他冻结设备

冻结设备的类型还很多。浸沉冻结设备用于形状不规则的物品，如鸡。这类设备通常包括一个冷盐水箱（常用盐水和乙二醇溶液作冷冻箱），冷冻液的温度一般保持在 $-15 \sim -25^{\circ}\text{C}$ 。被冻结的产品浸到冷盐水里，或在送往水箱的中途喷淋冷盐水，这类冻结设备普遍

用作禽类产品的表皮冻结，最后阶段在鼓风隧道内完成冻结。这类产品要求用质密的材料保护，经浸沉冻结后产品包装上的盐水，在设备出口处必须用水冲干净。浸沉冻结中亦有利用氟利昂液体直接用做冷冻液的设备。

在低温冻结设备中，尚有利用液氮、液化天然气和液态二氧化碳来进行喷淋的设备，选择使用这类冻结设备，本身不需要制冷装置，但关键要在合理的运输范围内设有低温液化工厂。

第二节 真空冷冻干燥装置

一、冻干的一般概念

真空冷冻干燥，简称冻干。由于物质的干燥是在真空和低温冻结状态下进行，冻结制品中的固态水分在共晶点温度以下，从真空系统中直接汽化脱水，故又名升华干燥。升华的水气依靠真空系统，在水气凝结器的冷表面冷凝，致使大量水气不进入真空泵。因冻结制品中的固态水分直接升华脱水，故冻干的物质呈多孔状，其体积与冻干前基本相同，加水后由于接触面积大，能很快地复原。冻干后的物质在密封容器内保存，比物质在不冻干时相对地耐温，并有较长的保存期，因此它是对热稳定性差的物质进行干燥保存的一种特别方法。对食品采用冻干法加工，可以保留原有的营养成分和色、香、味，并可在常温下运输、贮存。

冻干技术主要应用于：热稳定性较差的生物制品，生物化学类制品，血液制品，基因工程类制品等药物在低温下干燥并贮存；为保持生物组织结构和活性不失去生命为目的的皮层、骨骼、角膜、心瓣膜等生物组织的处理；以保持食物色、香、味、形和营养成分和能迅速复水的咖啡、调料、肉类、水产、果蔬的冻干加工贮存；以保持生鲜物质不变性的人参、蜂皇浆、龟鳖等保健品的加工以及能增加化学反应接触面积，加速反应过程的催化剂的处理等。真空冷冻干燥装置就是加工这些制品的设备，按真空冷冻干燥箱内搁板面积的大小可分为供实验用的小型冻干装置到搁板面积达 100m^2 以上的生产用大型冻干装置，目前在国内外均已形成系列产品。

二、冻干工艺过程

制品的冻干过程通常分为预冻结、升华干燥（或称第一阶段干燥）、解析干燥（或称第二阶段干燥）等三个过程。这是根据冻干工艺的要求来划分的，制品必须先进行预冻结，其制品温度必须低于制品的共晶点温度。升华干燥是将预冻结后的产品置于真空冷冻干燥箱中加热，其冰晶就会升华成水蒸气逸出而使产品脱水干燥。其主要控制参数为冻结部分和已干燥部分的允许温度：冻结部分的温度应低于产品共熔点温度，产品干燥部分的温度必须低于允许的最高温度（不烧焦或变性）。第一阶段干燥完成时约除去全部水分的 90% 左右，此时，在干燥物质的毛细管壁和极性基因上还吸附有一部分水，由于吸附能量高，就必须提供足够能量，才能使吸附水解析出来，产品温度应以不变性为原则，因此，第二阶段干燥又称解析干燥。同时，为了使解析出来的水蒸气有足够的推动力从产品中逸出，必须使产品内外形成较大的蒸气压差，因此这个阶段干燥箱中必须是高真空，经第二阶段干燥后，产品中残余水分的含量视产品的种类和要求而定，一般在 0.5% ~ 5%。由上述的预冻结和升华干燥过程可知，制品冻干过程中最主要的参数是制品的温度和干燥箱内压力。不同产品，由于其成分、浓度、共晶点、共熔点、最高允许温度等不相同，其冻干程度亦不同。因而制品冻干

时,应根据具体条件,通过试验制定出最佳的冻干曲线。所谓冻干曲线即是表示冻干过程中产品的温度、压力随时间而变化的关系曲线。制定冻干曲线主要确定下列参数:预冻速率、预冻温度、预冻时间、水气凝结器的降温时间和温度、升华速率和干燥时间等。

三、真空冷冻干燥装置

为了实现各种制品的冻干过程要求,必须要由真空冷冻干燥装置来完成。它主要包括真空冷冻干燥箱、水气凝结器、真空系统、制冷系统、液压系统和自控装置等。图 9-13 示出小型医药用真空冷冻干燥装置的流程。

下面介绍真空冷冻干燥装置各组件结构及设计要求。

1. 真空冷冻干燥箱

它的主要功能是放置被冻干的物质,称为制品,并在冻干过程中提供冷量冻结制品和提供升华热量升华水气。因此它是一个能按需要进行制冷或加热的真空密闭容器。当然亦有预冻结过程在箱外进行,利用冻结设备预冻好后送入干燥箱,食品冷冻干燥装置普遍采用这种方式。通常按箱体形状的不同有圆筒形和方形。箱体内安装有搁置制品用的搁板,搁板内有用来制冷和加热的管道或夹层通道。箱内预冻结时需要搁板温度在 -40°C 以下,并要求搁板能加温到 50°C 以上使制品干燥。搁板温度均匀与否直接影响到制品的质量,而要使搁板的温度均匀,采用载冷剂在夹层中流动是有利的,但是存在着两个传热温差,使系统功耗增加。目前常用的载冷剂为三氯乙烯、8号仪表油、丁基二乙二醇及 424 (40%乙二醇、20%乙醇和 40%水)三元混合液。对于直接冷却方式可以减少传热温差,若设计时合理配置传热管,各层搁板制冷剂流量均匀的话,则搁板的温差可控制在 $\pm 2^{\circ}\text{C}$ 以内。对于加热干燥阶段通常采用间接加热,即将载热体通入搁板管子内并采用大流量小温差的措施使之达到温度均匀。箱体结构设计时尚需考虑便于清洗、消毒、防污染等措施;箱体应满足真空密封的要求,且应有足够的强度,以防箱内抽真空时箱体变形,因而要按真空容器来计算;箱壁还设有测量箱内真空和搁板、制品温度的接口和接线柱,箱侧有一装有真空蝶阀的通道与水气凝结器相通,用以排除升华水蒸气及不凝性气体;此外还要求有观察玻璃窗,箱内设照明,以便观察制品冻干过程,箱体上装设有放空气入柜的阀门,以便冻干结束之后开启箱门。对于医药用冻干装置,有些要求搁板能够上下移动,以便在箱内实现小瓶自动加塞。

2. 水气凝结器

水气凝结器用来捕集真空箱内制品升华时的水气。它的一端与真空冷冻干燥箱相连,另一端与真空系统相连,一般中间装有真空阀门,靠干燥箱与水气凝结器之间的温差产生的压力差作为水气流动的推动力,故水气凝结器表面的温度要比干燥箱低,一般比搁板温度低 10°C 左右即可。按水气凝结器壳体的布置形式可分为立式和卧式,其设计要求为在允许的冰表面温度下,在所要求最短升华时间内,将水气凝结在被冷却表面上。冷凝表面的结构型式

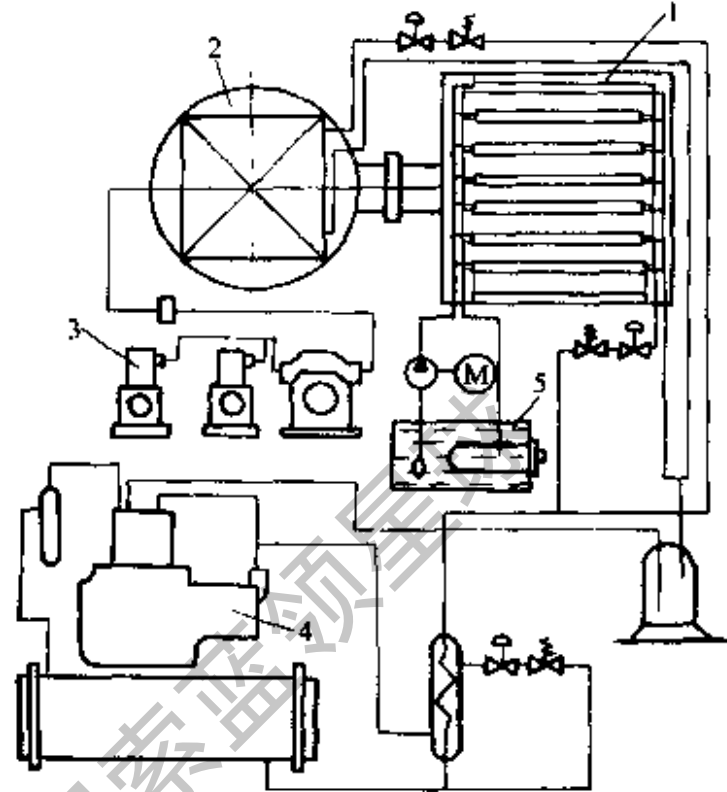


图 9-13 医药用真空冷冻干燥装置流程

1—真空冷冻干燥箱 2—水气凝结器

3—真空系统 4—制冷系统 5—加热系统

通常有螺旋管式、蛇管式和板式等不同形式，通常采用制冷剂在管内直接蒸发。结构设计时除一般考虑强度、密封等要求外，筒体内应有足够的捕水面积，容器内水蒸气的流动阻力要小，同时要求结冰均匀，这样才能充分利用水气凝结器中的传热面积。有的真空冷冻干燥装置将水气凝结器布置在真空箱的内侧面，这样虽然可以减少真空管道及阀门的流动阻力，但却使搁板与水气凝结器之间的热交换增加，亦使能耗增加。在水气凝结器的壳体上装有测量真空的接口和测温管，在内部设有化霜用的进出水管接头和热风机，供冻干结束后化霜用。

由于水气凝结是在真空状态下进行，在凝结过程中冰层厚度随时间不断增厚，同时在制品干层中的流动阻力亦剧增，因而排除水气的的能力亦逐渐衰减，因而水气凝结器中的传热亦是属于不稳定过程，但由于变化量并不显著，目前在设计计算中仍按稳定过程处理。

3. 制冷系统

制冷系统是用来提供干燥箱和水气凝结器的冷量，两者可共用一套制冷系统亦可采用各自独立的系统。它具有一般制冷系统相同的设备。直接蒸发制冷的冻干装置，其搁板和水气凝结器即是一般制冷系统中的蒸发器；间接制冷的冻干机，则在箱外设置蒸发器来冷却载冷剂，再用泵将载冷剂送入搁板或水气凝结器。制冷系统的设计原则亦与一般制冷机要求相同，主要由冻干制品的要求来定。由于一般冻干装置的搁板温度要求在 -40°C 以下，水气凝结器的温度则更低些，所以较多采用R22两级压缩系统。对于一些冻干特殊制品的冻干装置在 -70°C 以下，则需采用复叠式制冷机或液氮冷却系统。

4. 真空系统

在真空冷冻干燥装置中，水气的升华压力主要取决于水气凝结器的温度。真空系统的最终压力不应低于水气凝结器表面结冰时水蒸气分压，否则已经凝结的冰会再次升华成水蒸气抽入真空泵而污染油。所以并不是真空泵选得越大，其极限真空越高越好。对于一般真空冷冻干燥装置可采用旋片式真空泵（或滑阀式真空泵）与机械增压泵（或油扩散泵）串联使用。对于小型实验用冻干机，为了简化设备，一般只用一台机械泵作主泵，不需配前级泵。

5. 加热系统

加热系统是用来提供冰晶的升华热。直接加热是在搁板下设置电热丝加热。间接加热大多用电热或蒸气加热载热剂，再将载热剂泵入搁板进行加热。目前医药用冻干装置大多用电热，大型食品冻干装置大多采用蒸气加热。从冻干装置节能的观点来分析，应将制冷机按热泵模式运行，充分利用冷凝器的排热量，这样除了原有的制冷系统之外，尚需一套蓄热装置外加辅助热源，制冷及加热系统按热泵模式运行。

6. 液压系统

液压系统通常装在干燥箱顶部。真空干燥箱的搁板采用液压控制，使搁板借助导向及定位机构能上下移动，以便在干燥箱内进行瓶装药品的自动加塞。此外，尚可利用液压系统来控制系统中的真空蝶阀，当然亦有利用压缩空气来控制真空蝶阀的。

7. 自控和测量装置

为了正确地完成冻干周期，需控制、测定和记录搁板、制品和水气凝结器的冷凝表面温度、真空箱的真空度等参数。温度测量可采用热电偶或电阻温度计，真空度测量可采用电阻真空计，它能将压力信号转换为电信号进行工艺过程的控制。冻干机的控制系统包括制冷机、真空泵和载冷剂循环泵的起、停，以及温度、真空度、加热量和时间的控制，通常可分为手动、半自动、全自动和微机控制等。无论冻干机采用手动或自动控制，在冻干不同品种

制品之前都要制定一条制品冻干曲线和设备运行程序。冻干曲线决定了预冻的温度和时间，升华干燥时加热的温度和时间，制品最高许可温度和维持的时间；设备运行的程序决定冻干箱降温或加热，水气凝结器降温或化霜，真空泵运转、真空度调节和冻干结束的时间，它与冻干曲线的温度和时间是同步的。若是手动操作，则操作者按上述冻干曲线和设备运行程序控制冻干机的运转。目前国内外冻干机大多趋向于采用微机进行全自动控制，利用微机键盘输入编程，在编程或实际运行过程中显示器均可显示温度、真空度、时间等参数。存储在微机中的任何一个程序均可打印出来，实际运行过程中的程序还可以随时用手工进行必要的干预，此外，一台微机尚可同时控制多台冻干机的运行。

第三节 制冰及干冰装置

用人工制冷的方法来制冰及制干冰是现代制冷技术的一个重要方面，本节将重点介绍各种制冰方法。人造冰可以制成各种形状，有块状冰，管状冰，片状冰、颗粒冰及冰晶等，其中以块状冰应用较广泛。另外，近几年冰的用途也大大拓宽，除了用于食品冷冻保鲜外，冰蓄冷技术正在空调系统中显示出它的优越性，我们在第四节还专门介绍蓄冷空调系统。

一、盐水制冰设备

盐水制冰设备是把盛水冰模放在低温盐水池中，利用盐水作载冷剂，使冰模中的水结成块状冰，冰模制成长方形体，上部截面积大，底部小，以便脱模。盐水制冰设备由制冰池、溶冰池、倒冰架、加水箱、起冰吊车等主要设备组成。制冰池包括蒸发器、冰桶、盐水搅拌器等主要部件。图 9-14 示出制冰间设备示意图。我国目前用的盐水制冰设备的制冷系统多为重力供液式。制冰池内的盐水温度一般为 $-10 \sim -14^{\circ}\text{C}$ ，初步设计时可按耗冷量为每小时每吨冰 7kW 计算，详细设计可参考有关手册。

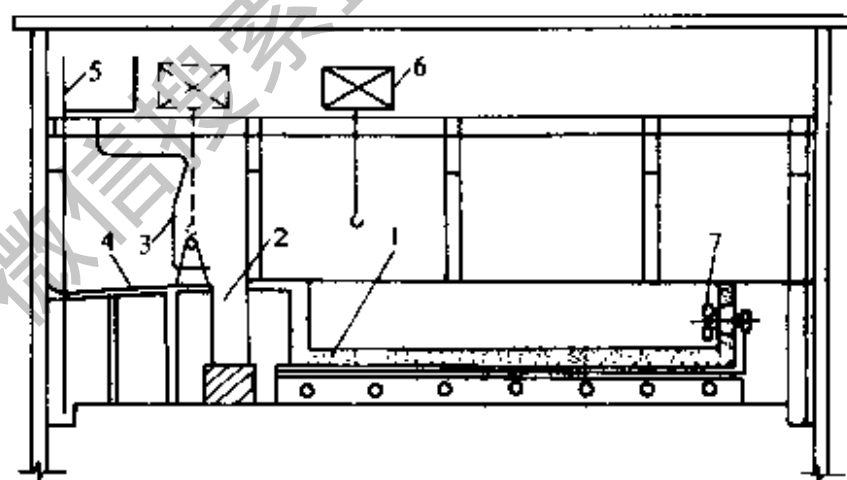


图 9-14 盐水制冰设备示意图

1—制冰池 2—溶冰池 3—倒冰架 4—倒冰台
5—加水箱 6—吊车 7—盐水搅拌器

二、桶式快速制冰

在快速制冰机中，除了从冰模外部进行直接蒸发冷却外，还在冰模内部安装了直接蒸发冷却管，同时进行冷却，故大大缩短了冻结时间。当蒸发温度为 $-15 \sim -16^{\circ}\text{C}$ 时，冰模中的水全部冻结成冰约需 90min ，大约只有盐水制冰的十分之一时间。快速制冰机的主要部件有冰桶、指形蒸发器，分路阀、氨泵、预冷水箱，氨液分离器、排液桶，运冰传动机构及控制柜等。图 9-15 是快速制冰机的原理图。

其制冰工艺过程为：

(1) 预冷水过程。在预冷水箱中进行，经装在水箱中的蒸发器降温，使水温降至 $6 \sim 10^{\circ}\text{C}$ 即可加入冰桶。

(2) 冰桶加水过程。向冰桶加水之前先使桶底的弹簧活动底盖密封，再加少量的水使桶壁和底盖湿润，同时将多路阀转至“制冰”位置，使氨液进入桶壁夹层蒸发吸热，桶壁和底

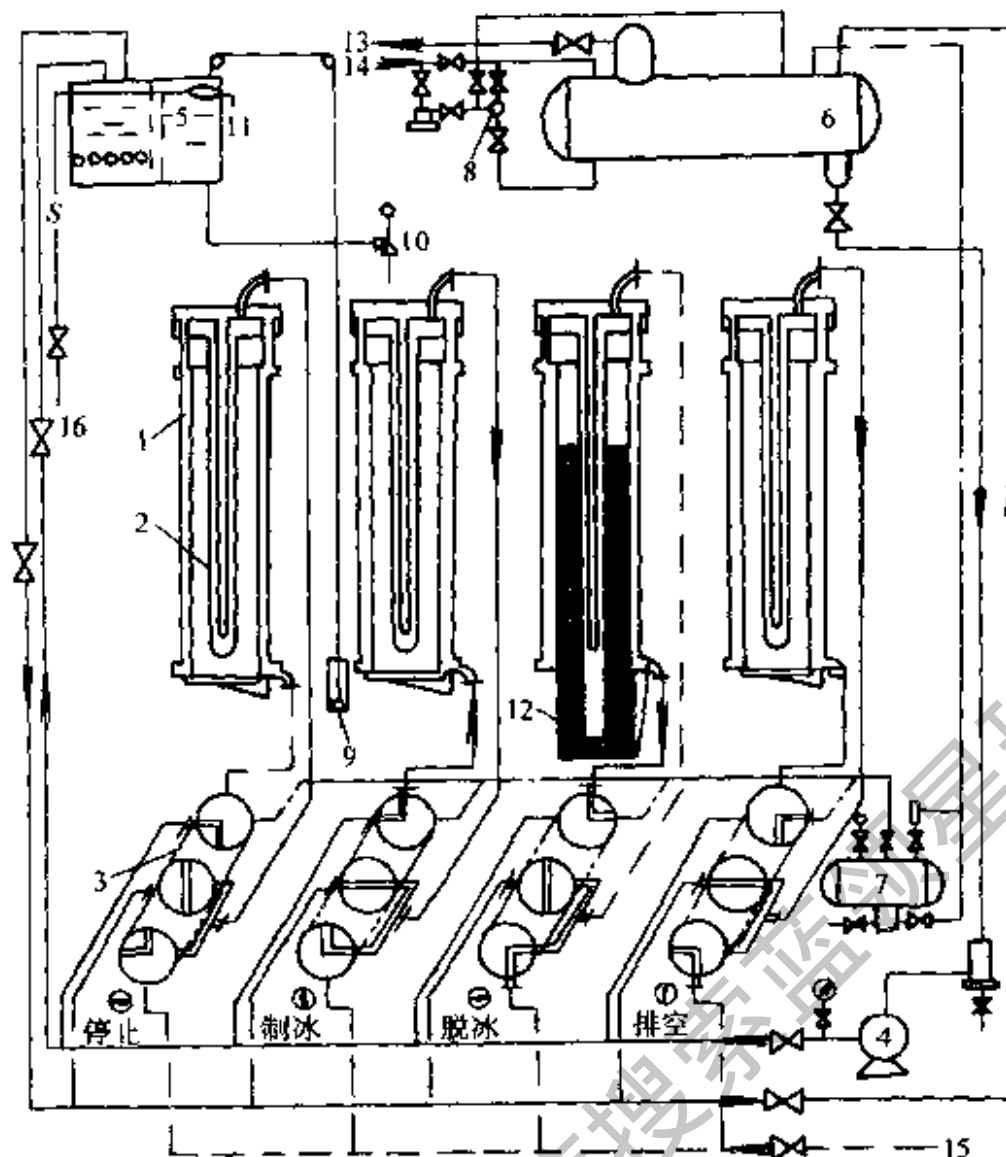


图 9-15 桶式快速制冰机原理

1—冰桶 2—指形蒸发器 3—多路阀 4—氨泵 5—预冷器水桶
6—氨液分离器 7—排液器 8—浮球阀 9—水位计 10—给水阀
11—溢水管 12—冰块 13—吸汽管 14—供液管
15—热氨管 16—上水管

盖的湿润水都冻结，起密封桶底的作用，然后缓慢地将水加入冰桶组。

(3) 制冰过程。氨液连续地由氨泵经“制冰”位置的多路阀，送入冰桶夹层，经夹层顶部进入指形蒸发器顶部上夹层，再进入指形蒸发器内套管，转入内外套管之间的夹层，然后上升至指形蒸发器顶部的下夹层，由回气管经多路阀进入氨液分离器。在此过程中，氨液逐渐吸热蒸发，冰桶内壁和指形蒸发器外壁同时结冰，并向周围发展，直到全部冻结成冰块。

(4) 脱冰过程。当冰块结成以后，即可将多路阀转向“脱冰”位置，此时氨泵供液通路被切断，热氨通路接通，热氨经多路阀由冰桶组的回气管进入冰桶组，最后从冰桶组的进液管经多路阀，将氨液排至排液桶。在此过程中，指形蒸发器外壁和冰桶内壁的冰层被溶化，冰块借自重推开弹簧底盖落在托冰小车上。

(5) 运冰过程。托冰小车载着一组从冰桶脱下的冰块，借运冰装置驱动，将冰块运至翻冰架，冰块经滑道去贮冰间。

三、其他型式制冰机

1. 管状制冰机

图 9-16 示出了管状制冰机的示意图。

制冰机的制冰原理如下：冰的发生器（制冰管）是一个立式壳管式热交换器，水在管子内流动，管子直径一般为 50mm，管子外面为氨液吸热蒸发，冰层在管子内壁形成，厚度 5

~13mm, 结冰时间为13~26min, 在冻结过程中, 由于水在水泵的作用下不断循环(由上而下), 将析出的空气带走, 故生产的冰为透明冰。结冰过程完成之后, 停止向制冰管供水供氨液。脱冰是由压缩机排出的热氨气体来进行的, 脱冰时间约为30s左右, 结成的管冰向下滑动, 制冰管下面的机械刀旋转时将管冰削成一定的长度, 沿着滑冰台的斜面, 由传送机将管冰送入冰库。管冰机的生产能力可由10t/24h至350t/24h, 对于24h生产10t冰的管冰机外形尺寸约为高3.9m、长2.9m、宽1.9m。由于管冰的外形是圆柱形, 用于冰藏鱼类不会损坏鱼体, 是较理想的冷冻用冰。管冰生产时的蒸发温度比片冰生产时的蒸发温度要高, 获得2mm厚的冰, 当水温为15℃, 冷凝温度是30℃时, 管冰机比片冰机要节电40%。管冰生产时的蒸发温度约为-8℃, 每吨冰耗电量约为54kW·h。

2. 片冰机

制冰原理为制冷剂在夹套圆筒的环形空间内蒸发吸热, 冷水从圆筒内壁或外壁喷淋而下, 在壁面结冰, 刮刀将壁面结成的冰刮下, 冰的厚度一般为1~3mm厚, 这种制冰机的优点是不需要周期脱冰, 可连续制冰, 冰的冷却面积大, 冷却效果好。但这种冰融化速度快, 不易贮存。在北美地区这种制冰机应用很广, 渔船作业时也使用片冰。图9-17示出一种不用刮刀而采用变形轮结构的片冰机。它是由外壳、旋转缸、空心轴及变形轮等组成。制冰用的水盛于外壳与旋转缸之间, 旋转缸内部可用载冷剂冷却, 亦可用制冷剂直接蒸发冷却。冰层沿着旋转缸的外表面冻结, 旋转缸转速很慢, 旋转一周时, 冻结冰层的厚度可达1~3mm, 旋转缸与空心轴一起旋转, 在旋转缸的上部内侧装有一个变形轮, 它使旋转缸产生局部变形(突起)。当旋转缸上部发生变形时, 冰层立即与圆筒表面脱离而折断, 形成片状冰, 沿滑冰道进入冰库。在旋转的外表面上, 横向每隔一定距离固定有橡皮条, 水在橡皮条上不冻结, 因而结成的片冰便有一定的宽度。旋转缸采用铜镍合金(含镍68%、铜28%、锰及铁各2%)薄板焊成, 具有良好的弹性, 不致因多次变形而损坏。这种结构的制冰机特点是生产过程连续, 结构紧凑、占地面积小, 一般适用于船用。

片冰机可设计成立式或卧式, 可船用或陆用, 广泛用于食品和建筑行业。制冰机组的制冰能力为0.2~27t/24h。对于制冰能力为0.96t/24h的片冰机, 配用全封闭压缩机功率为

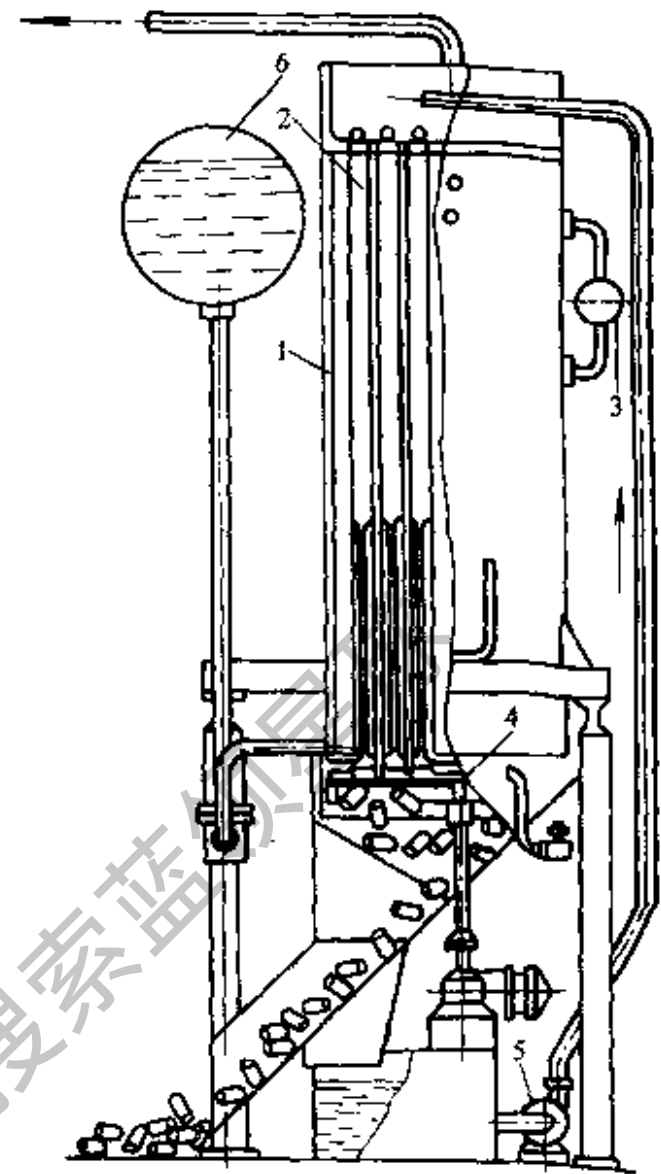


图 9-16 管状制冰机
1—制冰机壳体 2—制冰管 3—浮子调节阀
4—机械刀 5—离心水泵 6—贮液器

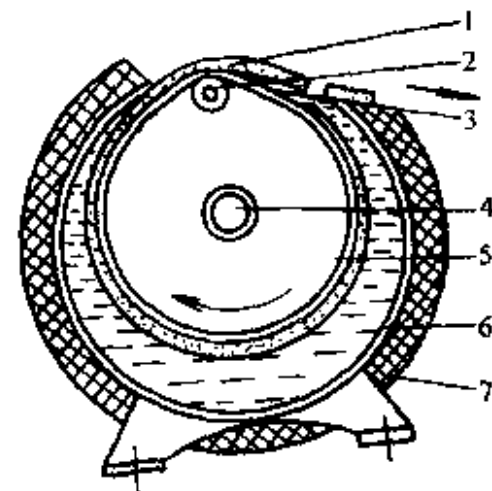


图 9-17 片冰机
1—片冰 2—变形轮 3—滑冰道
4—空心轴 5—旋转缸
6—制冰机外壳 7—隔热层

4.2kW，每吨冰耗电量为 $90\text{kW}\cdot\text{h}$ ，采用R22为制冷剂，充注量5kg，水温 5°C ，蒸发温度为 -21°C ，冰厚度为1.8mm。

3. 颗粒制冰机和冰晶制冰机

颗粒制冰机是由制冷机、机壳、循环水泵、贮水箱、制冰模及自控系统组成。只要接通电源、水源，就可实现自动制冰、脱冰、贮冰，它适用于宾馆、饮食店、医院、学校、企业等单位的食用冰，使用起来方便卫生。根据不同冰模形状，可制出方块冰、酒杯形冰等。制冰量可从 $20\text{kg}/24\text{h}$ 至 $100\text{kg}/24\text{h}$ ，对于每天制冰量为 20kg 的制冰机，配用全封闭压缩机的功率仅200W，贮冰量可达13kg。

冰晶制冰机的制冰原理与上述的管冰机、片冰机等不同，它是使水溶液温度降低后，直接在溶液中形成单个的冰晶体，冰晶大小约 $2\sim 3\text{mm}$ ，不需周期脱冰，也可用海水直接制冰，用于冰藏虾、鱼类等是最理想的。冰晶具有好的流动性，可以用泵将冰输送到用冰的地方，使用十分方便。由于冰晶接触面积大，用于冰藏鱼虾时空隙小，故冷却速度很快，有利于提高保鲜质量。目前冰晶机已逐渐用于冰蓄冷空调系统。

四、干冰的制造

干冰即是固体二氧化碳。利用固体二氧化碳在直接升华过程中，吸取被冷却物质的热量，以达到制冷效果。工业上制造干冰是将从各种混合气体中分离出来的气体二氧化碳用人工制冷的方法将其冻结而成。一般是压缩成块状或制成丸状来供应用户的，也可以在临时由液体二氧化碳膨胀到一个大气压而制成雪花状干冰。干冰最普通的用途是用来冷冻食品及人工降雨。生产干冰的工艺流程通常可分为高压循环及低压循环的流程。图9-18是按高压循环制造干冰的流程。二氧化碳气体以及部分从制干冰模来的气体被二氧化碳压缩机1吸入，在冷却器2中排放压缩热及在油分离器中分离液滴，在其中亦起到使从压缩机出来的气体与上部回气混合且保证冷、热气流混合时产生的液滴分离出来。然后压缩气体通过干燥器4进入冷凝器5，液体二氧化碳进入贮罐6，再节流到 $2400\sim 2700\text{kPa}$ ，节流产生的蒸气进入三

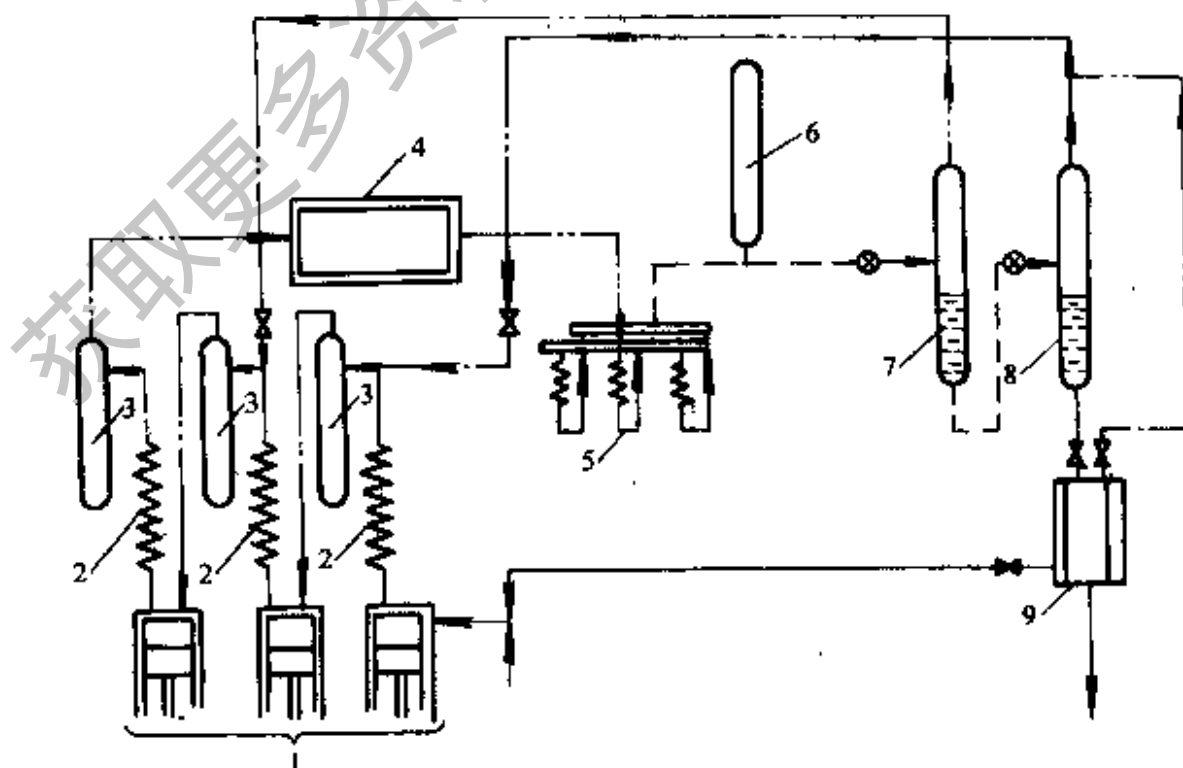


图9-18 高压循环制造干冰的流程

- 1—二氧化碳压缩机 2—冷却器 3—油分离器 4—干燥器 5—冷凝器
6—液体二氧化碳贮罐 7—第一中间容器 8—第二中间容器 9—制干冰模

级压缩机，而液体由第一中间容器 7 节流到 730 ~ 980kPa 至第二中间容器 8，产生的气体被二级压缩机吸入，而液体进入制干冰模中（图中只画出一个制干冰模）。此时由于吸收干冰模的热量将有一部分液体二氧化碳汽化，因而在干冰模的充液过程中需将干冰模与二级压缩机连通，而关闭与第一级压缩机的通路，以抽出所产生的二氧化碳蒸气，当干冰模充满液体以后即关闭其与第二中间容器及二级压缩机相连通的阀门，而打开与第一级压缩机相连接的阀门，以降低其中的压力。当干冰模上的压力降低时液体二氧化碳即逐渐冻结成干冰，干冰模的尺寸为 190mm × 190mm × 800mm 时，所制得干冰块的质量 42 ~ 44kg，干冰形成的时间为 40 ~ 60min，当干冰块冻结好以后，打开干冰模底部的活盖，干冰块即自动落下，可贮存于冰库或容器中。

图 9-19 示出按低压循环生产干冰的工艺流程。二氧化碳气体经单级压缩机 1 压缩至 880 ~ 980kPa，然后进入水冷却器 2、油分离器 3、具有氯化钙的塔 4，硅胶干燥过滤器 5 及液滴凝结器 6，在冷凝蒸发器 7 中，压缩后的二氧化碳气体被液化，然后流入干冰模，由于冰模升华出的气体再引入压缩机 1。

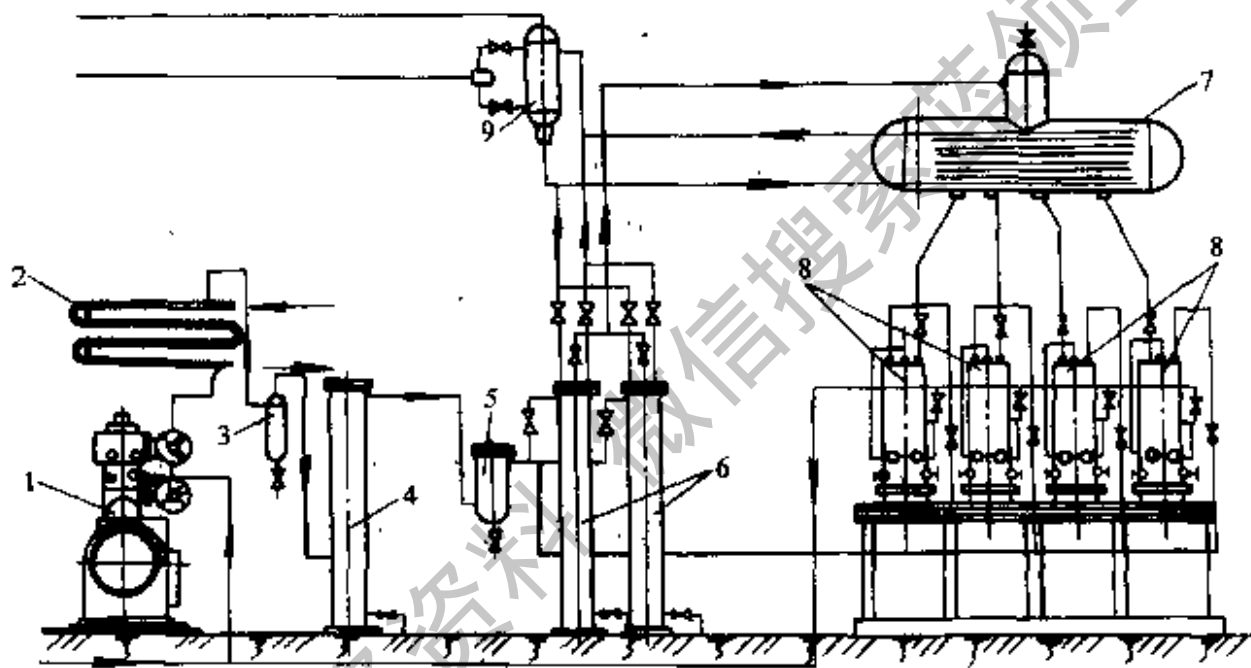


图 9-19 低压循环制造干冰的流程

1—压缩机 2—水冷却器 3—油分离器 4—具有氯化钙的塔 5—硅胶干燥过滤器
6—液滴凝结器 7—冷凝蒸发器 8—制干冰模 9—氨液分离器

为了液化二氧化碳所必需的冷量可由压缩式制冷机或氨水吸收式制冷机提供，当在 880 ~ 980kPa 压力下，液化二氧化碳时，所要求冷凝蒸发器中制冷剂的蒸发温度为 $-48 \sim -45^{\circ}\text{C}$ 。除了这些块状制干冰设备之外，尚有利用固体二氧化碳生产工艺制得雪花状的二氧化碳，再通过造粒干冰机，制出直径约 10 ~ 25mm 各种粒状干冰；亦可通过简易干冰成形机制造出 2 ~ 5kg 的小块干冰，以方便各种用途使用。

干冰制造厂生产的干冰在送到用户之前需进行贮存，由于干冰很容易升华，在贮存过程中损失很大，因而干冰的贮存期不宜过长，且应很好地密封包装。对于少量的干冰短期贮存，可以采用专门设计的优质隔热箱，其隔热层的厚度一般为 170 ~ 200mm，相应的传热系数为 $0.21 \sim 0.27\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。这种隔热箱还可以装在汽车或铁路车辆上运送干冰。

第四节 空调用制冷装置

一、空调装置的组成及分类

空气调节（简称空调）是使室内空气温度、相对湿度、压力及洁净度等参数保持在一定范围内的技术。空气调节系统一般均由被调对象、空气处理设备、空气输送设备和空气分配设备组成。空气处理设备包括对空气进行过滤净化、加热、冷却、加湿或减湿处理的设备。空气处理设备中的冷源部分需要制冷装置，热源也经常采用热泵型制冷机组。

按空气处理设备的设置，空调装置可分：

(1) 集中式系统：所有的空气处理设备，包括风机、冷却器、加湿器、过滤器等，都集中在一个空调机房内，通常冷、热源也是集中的。集中式的空调系统一般用于较大面积的建筑，所需冷量大，故采用容量较大的冷水机组。

(2) 半集中式系统：除了有集中空调机房外，还有分散在被调房间内的冷热交换器，主要是对进入被调房间之前的由集中处理设备来的空气再进行一次处理。诱导器系统，风机盘管系统等均属此类。

(3) 全分散式系统：这是指将空气处理设备分散在被调房间内的系统。房间空调器、汽车空调属于此类。这种系统不需要空调机房，一般也没有输送空气的长的风道。

二、中央空调系统

1. 中央空调系统组成

中央空调系统将空气处理全过程组合在一个或几个空气调节器内进行，通过空气输送管道和空气分配器送至各个房间。按处理空气的来源情况，又有直流、闭式和再循环系统之分。在直流系统中，经空调器处理而送入室内的空气全部来自室外的新鲜空气，空气在空调室内吸收室内余热、余湿后全部排出室外。因其全部处理新鲜空气，故能量消耗大，经济性差，只适用于某些高速诱导或单纯通风系统。在闭式循环系统中，经空调器处理的空气全部来自室内，而无室外新鲜空气。为满足人体健康需要必须使空气净化、再生，并不断补充氧气，故除某些特殊场合（如舰艇）之外，一般不采用闭式系统。再循环系统，为直流、闭式循环的综合型式，经空调器处理，送入室内的空气，一部分是来自室外的新鲜空气，另一部分是利用室内的回风。这两部分空气按一定比例混合。通常把前一部分空气称为新鲜空气，将后一部分空气称为再循环空气。这种空调系统既能满足卫生要求，又可减少空调装置冷、热能量消耗，经济性好。因此，该系统为目前空调中广泛采用的形式。

图 9-20 为采用一次回风的再循环空调系统，新风和回风在热、湿处理之前混合，空气经处理后，则送入空调房间。空调系统包括空气处理、输送和分配几个部分。空气处理全部在空调器内进行，有空气混合室 3、空气过滤器 4、冷却器 5、加热器 6、加湿器 7；空气输送部分设有风机 8、主送风管 13 和支管 15；空气分配部分设有房间空气分配器 17。外界新鲜空气和回风在风机作用下先进入空气混合室混合，再经过滤、降温、减湿或加热、加湿处理，然后由风机把处理好的空气沿风管输送到各空调室空气分配器 17。一般空气分配器内设有调风门，用以调节送风量。进入空调器的新鲜空气和回风的比例，可通过回风和新鲜空气进口的调风门 21 调节。

在上述中央空调系统中，空气加热与冷却的冷、热量需由专门的设备供给。冷量的提供

可以由各种类型的冷水机组提供。热量可由锅炉提供，也可以采用热泵机组，这样需要热量时，可以将机组切换到热泵工作状态即可。

在半集中式的中央空调系统中，往往采用风机盘管、诱导器等末端装置对于空调房间内的空气进行再处理。

2. 空气诱导器

诱导器是一个末端装置，它由静压箱、喷嘴、冷热盘管组成（图 9-21）。经过集中处理的一次风首先进入诱导器的静压箱，然后以很高速度自喷嘴喷出。由于喷出气流的引射作用，在诱导器内形成负压，室内回风（称为二次风）就被吸入，然后一次风与二次风混合构成了房间的送风。盘管可以加热空气也可以冷却空气。上面介绍的这种诱导器叫冷热诱导器或称“空气—水”诱导器。在工程上还存在着一种不带盘管的诱导器叫简易诱导器，又称“全空气”诱导器。简易诱导器不能对二次风进行冷热处理，但可以减少送风温差，加大房间的换气次数，常常在轮船或客机空间较小的地方使用，有时也可在简易诱导器内装置电加热以适应室内负荷变化时的需要。

3. 风机盘管

风机盘管的构造如图 9-22 所示，主要由盘管（换热器）和风机组成。风机盘管中的电动机多为单向电容调速电动机，可以通过调节电动机输入电压使风量分为高、中、低三档，因而可以相应地调节风机盘管的供冷（热）量。

除风量调节外，风机盘管的供冷（热）量也可以通过水量调节阀自动调节。为此在水管上安装电动三通阀（图 9-23），由双位室温调节器控制，向风机盘管断续供水，使室温得以自动调节。此外，也有用冷却盘管的旁通风门来调节室温的风机盘管。

从结构看，风机盘管有立式、卧式和柜式等，也有兼有净化与消毒功能的风机盘管产品。风管盘管的型式仍在不断发展，近年来已有大冷量和高余压的风机盘管出现。

三、空调用冷水（热泵）机组

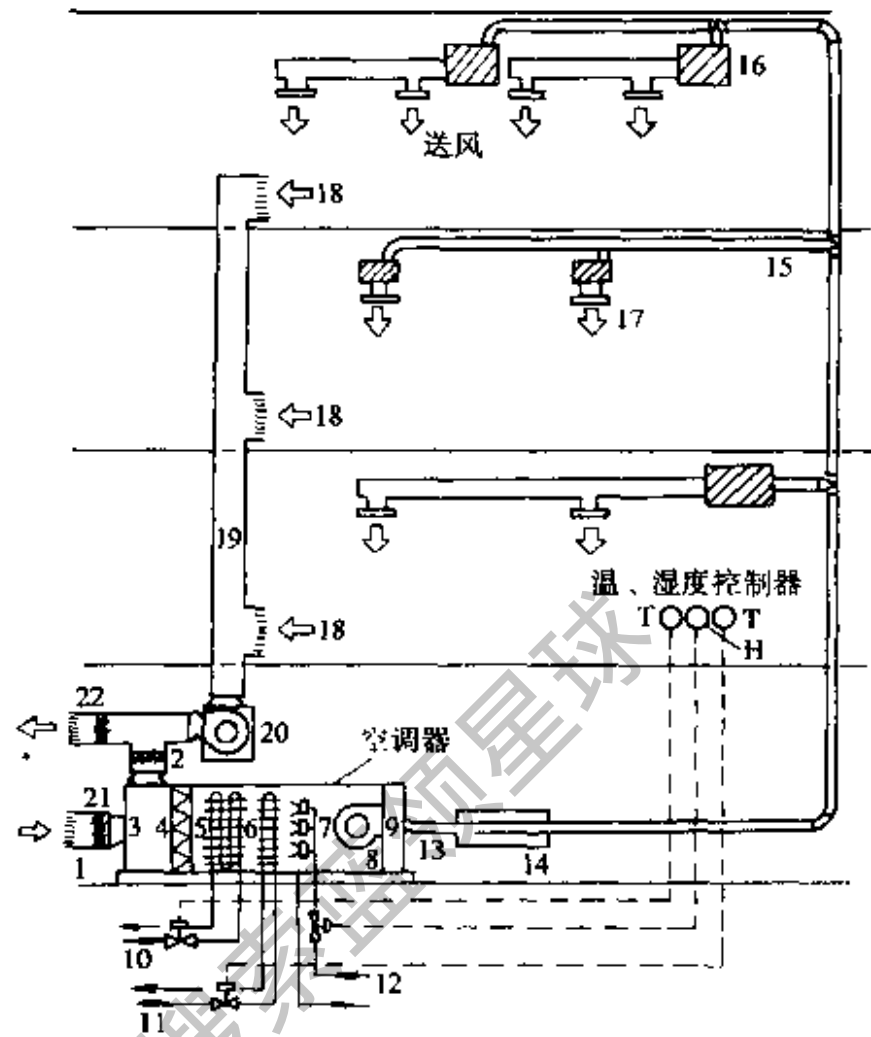


图 9-20 中央空调系统原理图

- 1—新风进口 2—回风进口 3—混合室 4—过滤器
- 5—空气冷却器 6—空气加热器 7—加湿器 8—风机
- 9—空气分配室 10—冷却介质 11—加热介质进出
- 12—加湿介质进出 13—主送风管 14—消声器
- 15—送风支管 16—消声器 17—空气分配器 18—回风
- 19—回风管 20—循环风机 21—调风门 22—排风

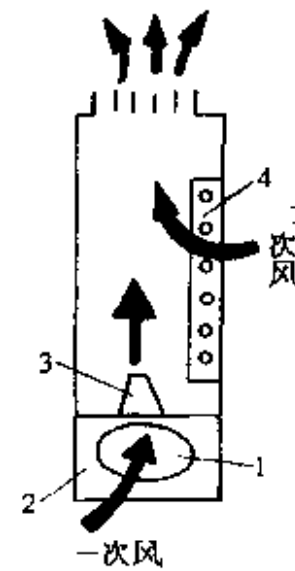


图 9-21 诱导器结构示意图

- 1—一次风连接管 2—静压箱 3—喷嘴 4—冷（热）盘管

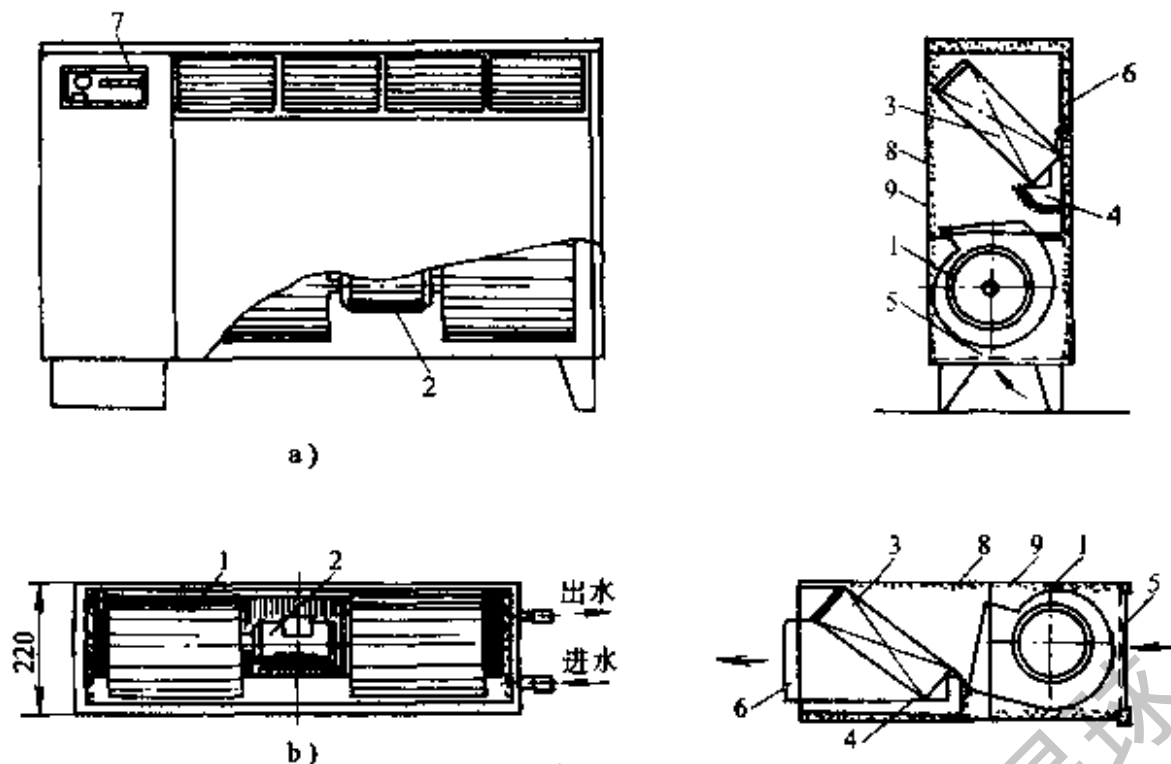


图 9-22 风机盘管的构造图

a) 立式 b) 卧式

1—风机 2—电动机 3—盘管 4—凝水盘 5—循环风进口及过滤器
6—出风格栅 7—控制器 8—吸声材料 9—箱体

1. 空调用冷水（热泵）机组概述

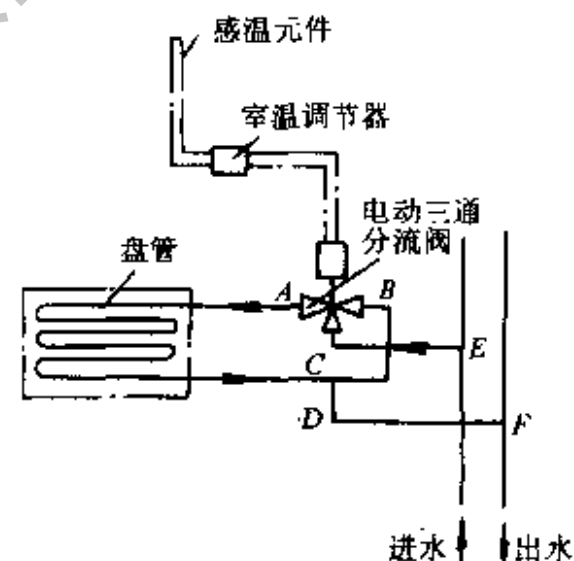
在中央空调系统中，制冷机组产生冷水送到各个房间，再通过空调房间内的风机盘管实现室内的降温。我国相当大的地区属于夏季需制冷，而冬季需制热的范围。制热虽然可以通过电加热、锅炉供汽等方式，但在制冷与制热都需要的地区，采用热泵型冷热水机组比较合适。热泵型冷热水机组尽管有不同型式，但工作原理相同。通过在制冷系统中安装四通换向阀，在正常工作时产生冷水，而当需要制热时，将四通换向阀换向，制冷剂逆向流动，使原来制冷时的蒸发器变为制热时的冷凝器，而原来的冷凝器则作蒸发器，这样来制取热水。

热泵机组可以采用安装两个容量不同的膨胀阀来满足制冷与制热循环的不同制冷剂流量的需求，也有的采用单一膨胀阀，在制热时串联一毛细管来达到流量控制。随着技术的发展，电子膨胀阀和双向热力膨胀阀开始使用。电子膨胀阀控制精度高，反应灵敏，运行工况稳定，目前已在大型热泵机组中应用，取代两只不同规格的热力膨胀阀，此时不仅流程简单，而且能充分发挥制冷及制热效能。

按热源可将热泵冷热水机组分为气源热泵与水源热泵。气源热泵在制热时是直接以外界空气为吸热源，在制冷时则直接向外界空气排热。水源热泵在制热时则以水作为吸热源，按作为热源的水不同，又可分为地下水热泵、地表水热泵、太阳能辅助热泵、废水源热泵等。

按压缩机类型分，热泵机组可分为往复式、螺杆式、涡旋式、离心式。目前比较常用的压缩机为全封闭和半封闭往复式压缩机以及半封闭螺杆式压缩机，工质为 R22，国外也有采用 R134a 等新工质机型。下面介绍几种典型的空调用机组。

2. 往复式机组

图 9-23 风机盘管系统的室温控制
供水时：E-C-A-D-F；断水时：E-C-B-D-F

往复活塞式机组具有结构紧凑、占地面积小、安装快、操作简单和管理方便等优点。对于想装空调系统但已经落成的建筑物及负荷比较分散的建筑群，制冷量较小时，采用活塞式机组尤为方便。

图 9-24 为采用往复活塞式压缩机的风冷热泵冷热水机组流程图。制冷工况时，从压缩机 2 排出的制冷剂气体通过四通阀 3 进入空气侧换热器 1，冷凝液体通过右下侧的止回阀 5 进入贮液器 10，通过带换热器的气液分离器 6 得到过冷。然后再经截止阀 9，干燥过滤器 8，电磁阀 12，视液镜 11 进入热力膨胀阀 7。节流后的低压气液混合物经左上侧的止回阀 5 进入板式换热器 4，吸热蒸发后的制冷剂蒸气经四通换向阀 3 进入带换热器的气液分离器 6 返回压缩机，如此连续不断地制取冷水。制热时，四通换向阀换向，经压缩机排出的制冷剂气体首先进入板式换热器 4，放出冷凝热，并加热水，供空调系统使用。冷凝液经左下侧的止回阀 5 进入贮液器 10。经气液分离器过冷后节流由右上侧的止回阀进入空气侧换热器，吸收空气中的热量而蒸发，再经四通换向阀，气液分离器返回压缩机，即可向空调系统不断地供应热水。冬季制热工况下机组运行一段时间后，空气侧换热器的翅片管表面会结霜，影响传热，以致制热量减少。此时机组会自动转换成制冷工况进行除霜，经短时融霜后，机组又转换成制热工况运行。

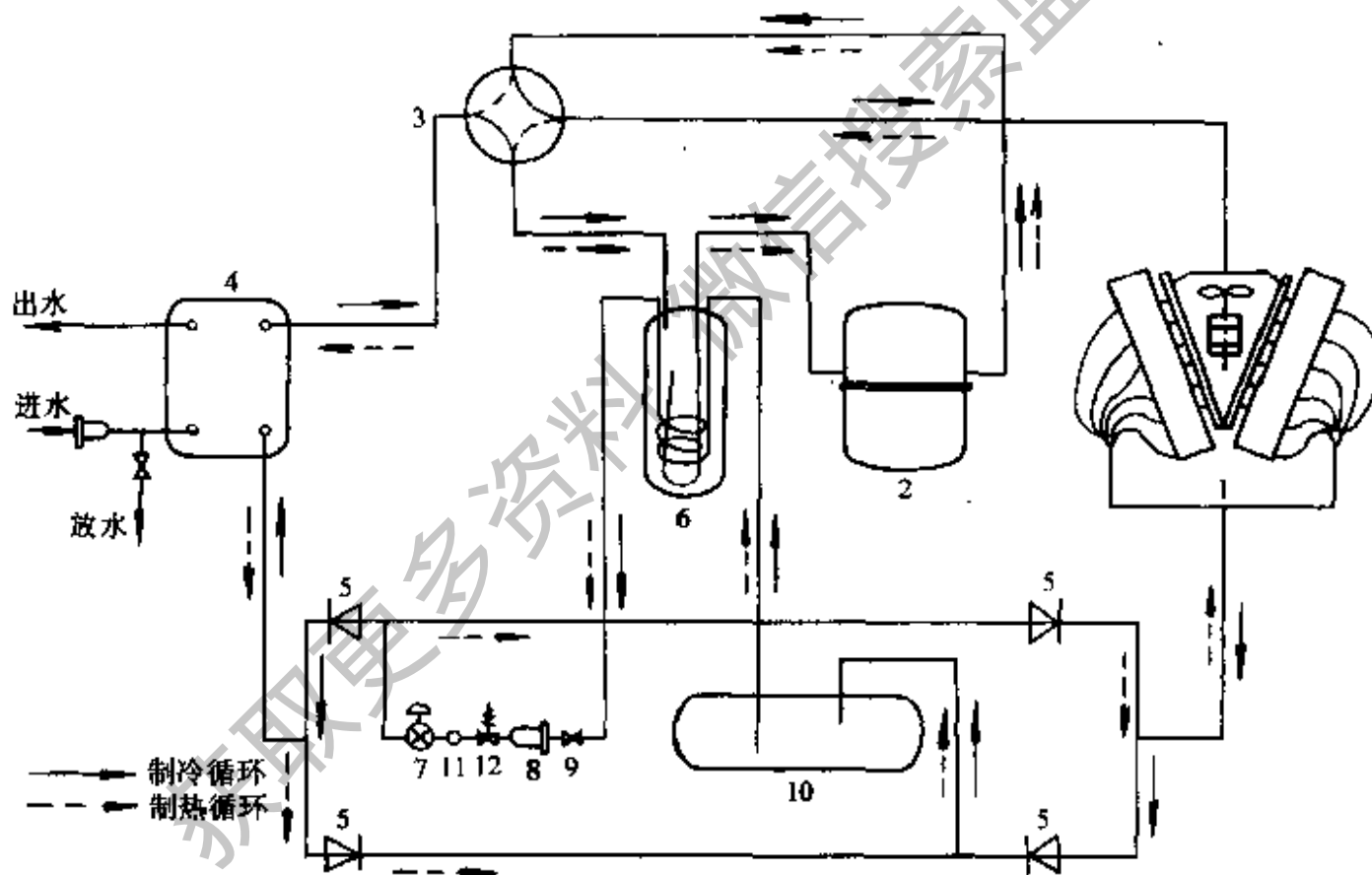


图 9-24 用全封闭往复式压缩机的风冷热泵制冷剂流程图

1—空气侧换热器 2—压缩机 3—四通换向阀 4—板式换热器
5—止回阀 6—带换热器的气液分离器 7—热力膨胀阀 8—干燥过滤器
9—截止阀 10—贮液器 11—视液镜 12—电磁阀

3. 螺杆式机组

螺杆式机组由螺杆式制冷压缩机、冷凝器、蒸发器、热力膨胀阀以及其他控制元件、仪表等组成。其主要特点为：

(1) 占地少，基础简单，基建造价低。整个机组结构紧凑，体积小，重量轻，可减少机房的占地面积。由于螺杆制冷机振动很小，对基础的要求较低。

(2) 安装调试方便、维修费用低。

(3) 运行费用低。就单位功率制冷量而论，满负荷时螺杆式略低于活塞式，但由于螺杆式压缩机调节性能大大优于活塞式，且在 50% ~ 100% 负荷运行时，其功率消耗几乎正比于冷负荷，使得在大多数实际运行工况下，其运行费用低于往复式。

(4) 螺杆式压缩机排气温度低，冷凝器结垢少，有利于保持较高的传热效率。

螺杆制冷压缩机的润滑方式与活塞式压缩机不同，润滑油系统的具体结构也不同。在排出的制冷剂气体中含有大量的油（一般喷油量为排气量的 2% 左右），润滑油如果进入系统，会带来不好影响，所以在螺杆式冷水机组中设有分油效率较高的两级油分离器以分离润滑油。螺杆机组设有供油泵，将贮油器中的润滑油送到压缩机内的轴承处，使之润滑，并使能量调节机构的滑阀动作，具体流程为：贮油器—粗油过滤器—油泵—油冷却器—精滤油器—压缩机—油分离器—贮油器，完成一个循环。

图 9-25 为一用螺杆压缩机的风冷热泵冷热水机组的典型流程。该系统采用半封闭螺杆压缩机。阳转子为 5 齿，阴转子为 6 齿，齿间润滑采用压差式供油。在制冷工况时，电磁阀 12 开启，电磁阀 6 关闭，从螺杆压缩机排出的高温高压气体经止回阀 16、四通阀 2，进入空气侧翅片管换热器 3，冷凝后的制冷剂液体经止回阀 10 进入贮液器 4，经气液分离器 9 中的换热器得到过冷。过冷液体分两路，一路经电磁阀 14、膨胀阀 15 降温降压后喷入螺杆压缩机压缩腔内进行冷却，另一路经干燥过滤器 5、电磁阀 12 和制冷膨胀阀 13 进入水侧壳管式换热器 8，在额定工况下，将冷水从 12℃ 冷却至 7℃，同时制冷剂液体吸热蒸发成气体，并经四通换向阀 2、气液分离器 9，进入压缩机。制热工况时，四通换向阀换向，电磁阀 12 关闭，电磁阀 6 开启，从螺杆压缩机排出的高温高压气体直接进入壳管式水换热器 8，将热水从 40℃ 加热到 45℃，送入空调系统。在换热器中冷凝后的液体，经止回阀 11、贮液器 4，经气液分离器 9 得到过冷后，再经干燥

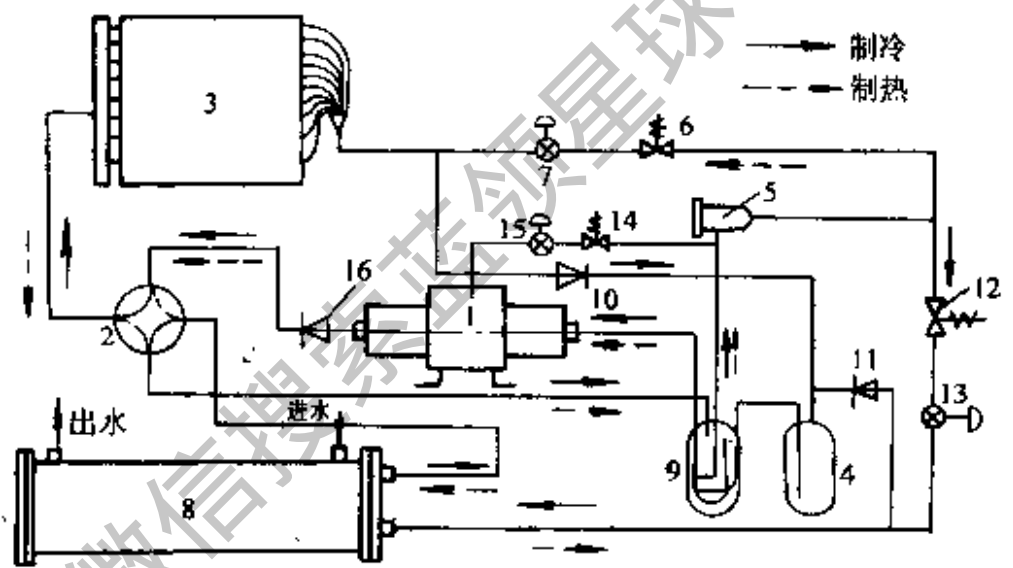


图 9-25 用螺杆压缩机的风冷热泵冷热水机组的制冷剂流程图

- 1—双螺杆压缩机 2—四通换向阀 3—空气侧换热器 4—贮液器
5—干燥过滤器 6、12、14—电磁阀 7—制热膨胀阀
8—壳管式水侧换热器 9—气液分离器 10、11、16—止回阀
13—制冷膨胀阀 15—喷液膨胀阀

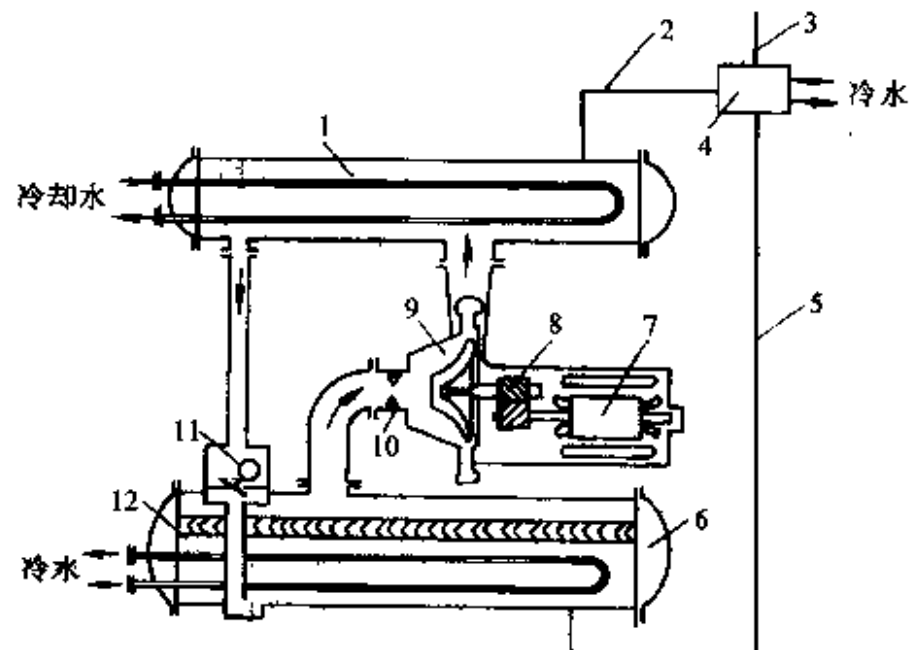


图 9-26 离心式冷水机组系统示意图

- 1—冷凝器 2—抽气管 3—放空气管 4—制冷剂回收装置
5—制冷剂回收管 6—蒸发器 7—电动机 8—增速器 9—压缩机
10—进口导叶 11—高压浮球阀 12—挡液板

过滤器 5、电磁阀 6 和制热膨胀阀 7 进入翅片管空气换热器 3。蒸发后的制冷剂，经四通换向阀 2、气液分离器 9，回入压缩机。

4. 离心式机组

离心式机组将离心式压缩机、蒸发器和冷凝器等设备组成一个整体。图 9-26 是单级离心式冷水机组的示意图。电动机通过增速器带动压缩机的叶轮。机组运行时，压缩机通过吸气管从蒸发器中抽吸制冷剂蒸气，经压缩机压缩后的高压蒸气送入冷凝器中，被冷却水冷凝。冷凝后的制冷剂液体再经高压浮球阀节流后送入蒸发器，吸收冷冻水的热量，使冷冻水得到冷却。

由于离心式压缩机的结构及工作特性，它的制冷量一般不小于 350kW，因此决定了离心式冷水机组适用于较大的制冷量。此外，离心式冷水机组的工况范围比较狭窄。在单级离心式制冷机中，冷凝压力不宜过高，蒸发压力不宜过低。其冷凝温度一般控制在 40℃ 左右，冷凝器进水温度一般在 32℃ 左右；蒸发温度一般在 0~5℃ 之间，蒸发器出口冷冻水温度一般在 5~7℃ 左右。

空调用离心式冷水机组采用的制冷剂，以前用 R11 和 R12，目前大多采用 R123、R134a，亦有采用 R22 以及 R717 等制冷剂。

四、蓄冷空调系统

蓄冷空调系统是利用制冷设备在夜间不需要冷量时，将蓄冷介质中的热量排出进行蓄冷，然后将蓄冷量用在空调或工艺用冷高峰期。蓄冷介质可以是水、冰或共晶盐。因此，蓄冷系统的特点是转移制冷设备的运行时间。这样，一方面可以利用夜间低谷用电，另一方面也减少了白天的峰值电负荷，达到电力“移峰填谷”的目的。目前电业部门公布的用电政策和峰谷分时电价，以经济手段推动电力调峰的实现。

(一) 蓄冷系统的分类

按蓄冷介质的不同，大致可以分为水蓄冷系统、冰蓄冷系统及共晶盐蓄冷系统。

1. 水蓄冷系统

水蓄冷系统是以空调用的冷水机组作为制冷设备，以保温槽作为蓄冷设备。空调主机在用电低谷时间将水温降至 5~7℃ 并蓄存起来，空调时将蓄存的冷水抽出使用。水蓄冷是利用水的温差进行蓄冷，由于其温度较高，可直接与常规空调系统匹配，但这种系统只能贮存水的显热，而一般说来显热值远小于潜热值，因此需要较大的蓄水槽。如蓄冷温差在 6~11℃，水蓄冷容量约为 5.9~11.3kW·h/m³。

2. 冰蓄冷系统

冰蓄冷系统是利用冰的融解潜热 (335kJ/kg)。蓄冰槽的体积取决于槽中冰水百分比，一般蓄冰槽的体积为 0.02~0.025m³/(kW·h)。冰蓄冷的蓄存温度为水的凝固点 0℃，为了使水冻结，制冷机应提供 -3~-7℃ 的温度，它低于常规空调制冷设备所提供的温度。当然，蓄冰装置可以提供较低的空调供水温度，有利于提高空调供回水温差，以减小配管尺寸和水泵电耗。此外，蓄冰空调系统也可以采用低温送风，以降低空调系统造价。常用的冰蓄冷系统有：①冰盘管式蓄冰装置；②冰球密封件式蓄冰装置；③片冰滑落式蓄冰装置；④冰晶式蓄冰装置。

(1) 冰盘管式蓄冰装置：冰盘管式蓄冰装置是由沉浸在水槽中的盘管构成换热表面的一种蓄冰设备。在蓄冷过程，载冷剂（一般为质量分数为 25% 的乙二醇水溶液）或制冷剂直

接在盘管内循环，吸收水槽中水的热量，在盘管外表面结冰。取冷过程则有内融冰和外融冰两种方式。

外融冰方式是指空调设备的回水直接进入蓄冰槽，使盘管表面的冰层自外向内逐渐融化，称为外融冰方式。为了使融冰系统能达到快速融冰放冷，蓄冷槽内水的空间应占一半，即蓄冰槽的含冰率（IPF）不大于 50%。

内融冰方式为来自用户或二次换热设备的载冷剂仍在盘管内循环，通过盘管表面将热量传递给冰层，使盘管外表面的冰层自内向外逐渐融化制冷，故称为内融冰方式。冰层自内向外融化时，由于在盘管表面与冰层之间形成冰水层，其导热率下降，影响取冷速率。因此，目前大多采用细管薄冰层蓄冰。

常用的冰盘式蓄冰装置有蛇形盘管、圆形盘管和 U 形盘管。

图 9-27a 示出圆形盘管蓄冰桶的结构示意图。图 9-27b 示出蓄冰桶蓄冷系统图。

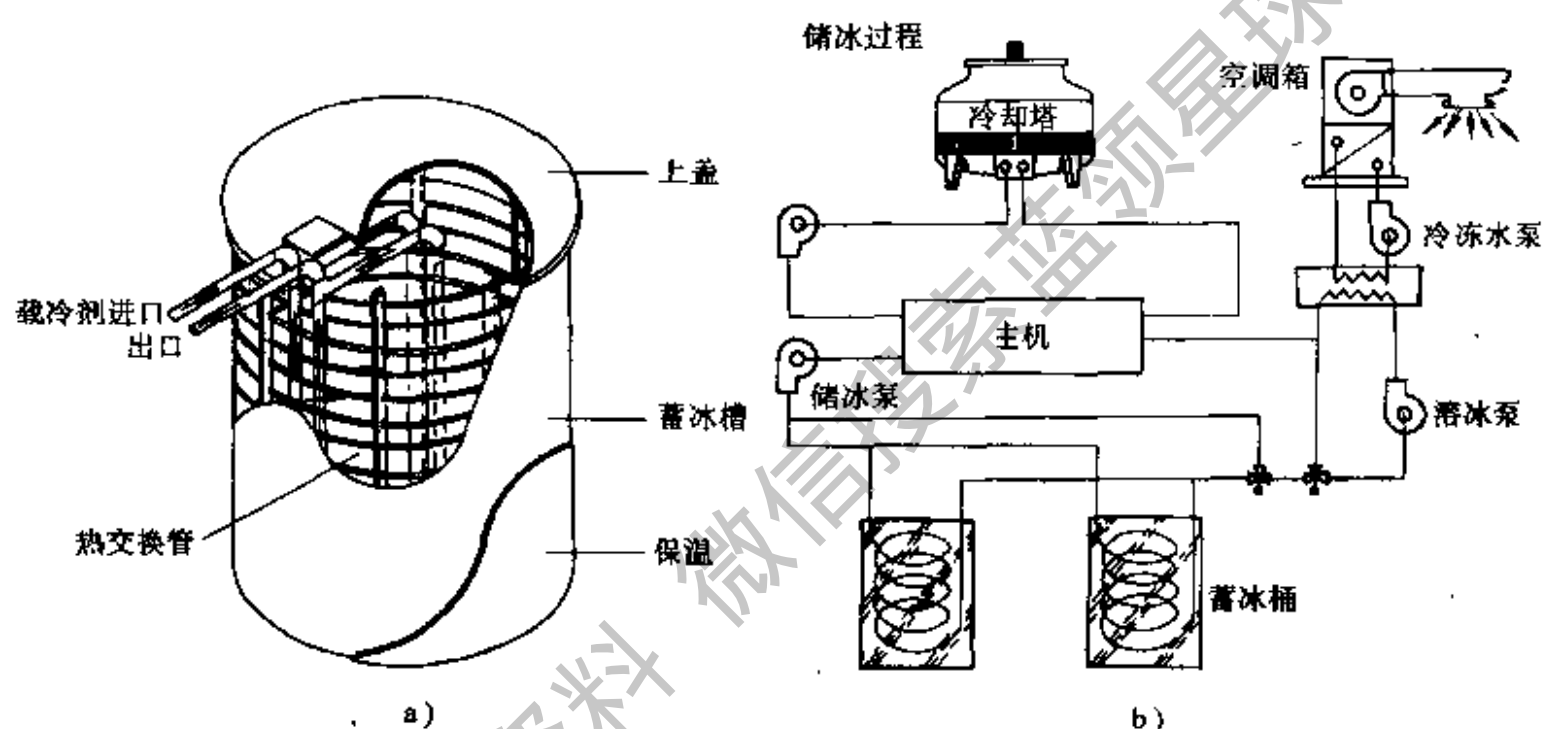


图 9-27 盘管式蓄冰系统图

a) 蓄冰桶结构示意图 b) 蓄冰桶蓄冷系统图

(2) 冰球密封件式蓄冰装置：该装置是将装有水或有机盐溶液的塑料球放入蓄冰槽中，利用制冷机的载冷剂通过装满冰球的容器，使冰球内的溶液结冰，结冰所需的时间决定于溶液的温度、流量、冰球的数量及冰球在容器内的分布状况。由于冰球并非完全充满容器，冰球在容器内的分布状况亦不断变化，因此冰球蓄冰系统的蓄冰时间难以精确计算。但是需注意冰球要密集堆放，防止载冷剂从自由水面或无球空间旁通流过。冰球的大小和形状随不同厂家而异，一般近似于球形，直径大约在 60~120mm。

对于小型空调系统，可以直接将载冷剂供给空气处理设备。较大型的空调系统宜设置热交换器，将空调系统循环的冷水与载冷剂分隔开，既可减少载冷剂用量，亦可降低冰球所受的压力。图 9-28 示出冰球式蓄冷系统的示意图。

(3) 片冰滑落式蓄冰装置：上述两种蓄冰装置其蓄冰层或冰球系一次冻结完成，故称静态蓄冰。蓄冰时，冰层冻结得越厚，制冷机的蒸发温度越低，制冷系数也越低。片冰滑落式蓄冰装置是在制冷机的板式蒸发器表面上不断冻结薄片冰。当冰层厚度达 3~6mm 时，通过制冷系统中四通换向阀，将高温制冷剂气体通入蒸发器，使与蒸发器表面接触的冰融化，则

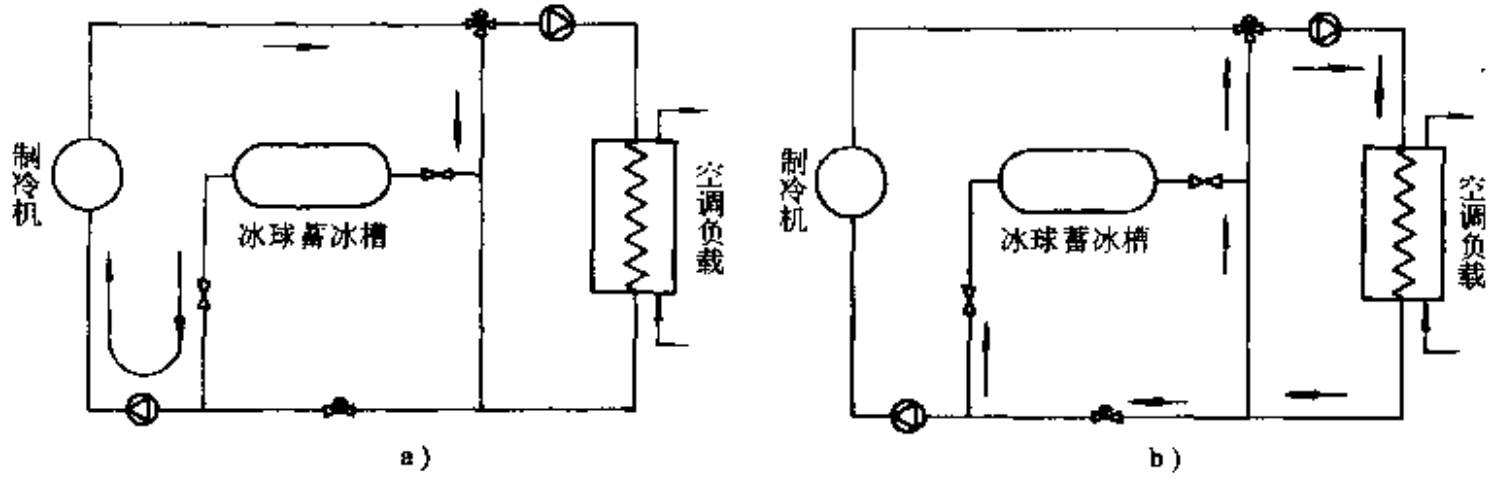


图 9-28 冰球式蓄冷系统图
a) 制冰循环 b) 融冰循环

片冰靠自重滑落至蓄冰水槽内，进行蓄冰，如此反复进行“取冰”与“蓄冰”过程，此种方法又称为动态制冰。取冰过程中，制冷机亦可同时运行，这样可以延缓融冰过程。蓄冰水槽的含冰率为 40% ~ 50%。

(4) 冰晶式蓄冰装置：冰晶式蓄冰装置也属于动态制冰，它是通过冰晶制冷和将低浓度的乙二醇水溶液冷却至低于 0℃，然后，将此状态的过冷水溶液送入蓄冰水槽，溶液中即可分解出 0℃ 的冰晶。如果过冷温度为 -2℃，即可产生 2.5% 的直径约 100μm 的冰晶。由于单颗粒冰晶十分细小，冰晶在蓄冰水槽中十分均匀，水槽含冰率约为 50%。结晶化的溶液可用泵直接输送。

3. 共晶盐蓄冷系统

为了提高蓄冰温度，减少蓄冷装置的体积，可以采用除冰以外的其他相变材料。目前常用的相变材料为共晶盐，即是由水、无机盐及添加剂配调而成的混合物，相变温度为 5 ~ 8.5℃。共晶盐蓄冷系统的基本组成与水蓄冷相同，采用常规空调用冷水机组作为制冷设备，但是蓄冷槽内用共晶盐作为蓄冷介质，利用封闭在塑料容器内的共晶盐相变潜热进行蓄冷。

(二) 全部蓄冷设计模式和部分蓄冷设计模式

根据蓄冷设备承担的建筑物冷负荷方式，蓄冷系统分为全部蓄冷设计模式和部分蓄冷设计模式。图 9-29 示出蓄冷设计模式负荷图。

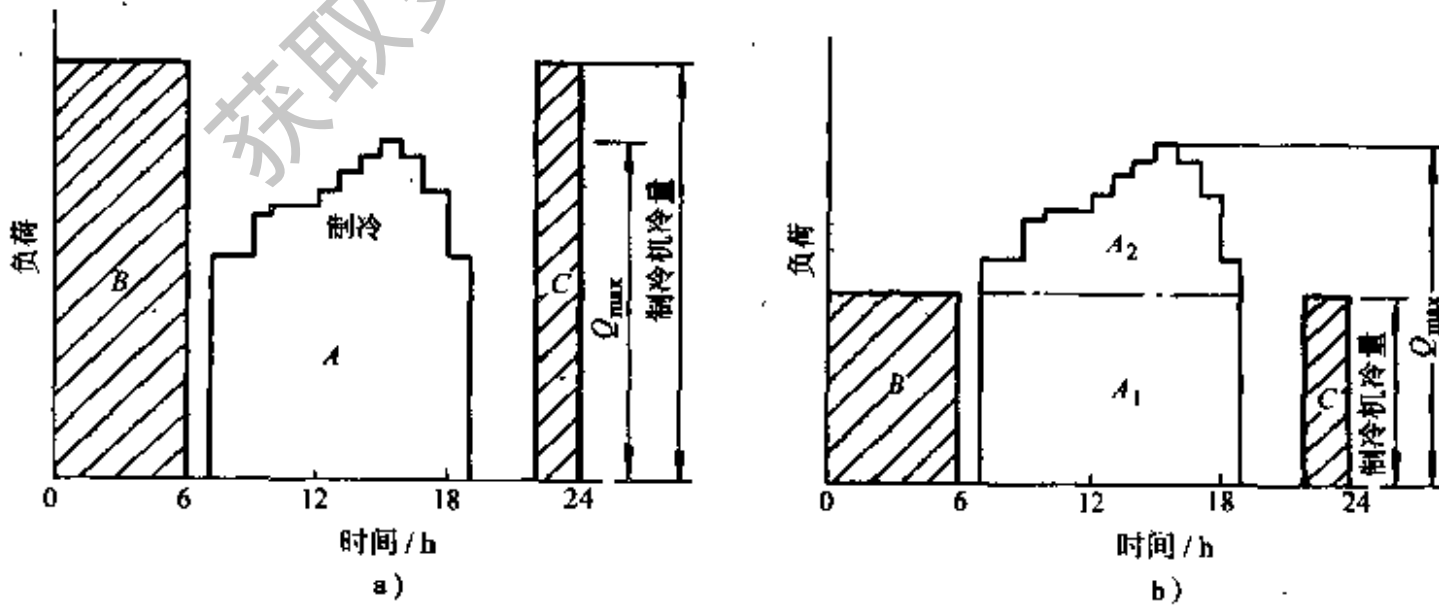


图 9-29 蓄冷设计模式负荷图
a) 全部蓄冷模式 b) 部分蓄冷模式

除某些工业空调系统以外，一般建筑用空调均非全日空调，通常空调系统每天只需运行10~14h，而且几乎均在非满负荷下工作。图9-29a中的A部分为某建筑典型设计日空调冷负荷图。如果不采用蓄冷，制冷机组的制冷量应满足瞬时最大负荷的需要，即 Q_{\max} 为应选制冷机组的容量。全部蓄冷模式其蓄冷时间与空调时间完全错开，在夜间非用电高峰期，启动制冷机进行蓄冷，当所蓄冷量达到空调所需全部冷量时，制冷机停机。此时蓄冷量 $B+C$ 等于A。这样全部蓄冷模式的蓄冷系统需设置较大的制冷机和蓄冷装置，故一般不宜采用。

部分蓄冷设计模式是指在非用电高峰时制冷设备运行，蓄存部分冷量，白天空调期间一部分空调负荷由蓄冷设备承担，另一部分则由制冷机承担，制冷机可连续运转。一般情况下，部分蓄冷比全负荷蓄冷时制冷机利用率高，蓄冷设备容量小。图9-29b为部分蓄冷模式，图中面积 $B+C$ 等于 A_2 ，为蓄冷量，而全天所需的冷量为 A_1+A_2 等于A。部分蓄冷模式的蓄冷系统可以按典型设计日制冷机为24h工作设计，这样制冷机容量最小，蓄冷系统比较经济合理，一般情况下，空调运行时制冷机的制冷量大于蓄冷运行时制冷量，是目前比较广泛采用的方法。

(三) 冰蓄冷系统

冰蓄冷系统的制冷机和蓄冰设备所组成的整套装置可以有各种系统形式，通常可分为并联系统和串联系统。

1. 并联系统

整个系统由两部分组成，一部分为空调用冷水系统，另一部分为乙二醇水溶液系统，可进行蓄冷和供冷。根据制冷机与蓄冷槽之间的相互关系可分为并联系统和串联系统。图9-30示出一种形式的冰蓄冷并联系统图，该系统尚可适用于夜间蓄冰的同时，又必需由同一台制冷机提供少量基载负荷的系统，此时停泵 P_2 ，开启泵 P_3 ，调节阀 V_5 、阀 V_6 即可满足要求。

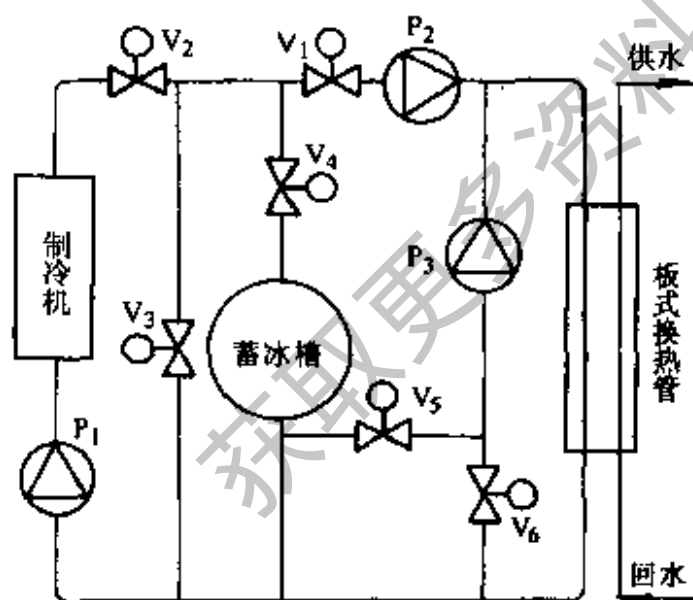


图 9-30 冰蓄冷并联系统

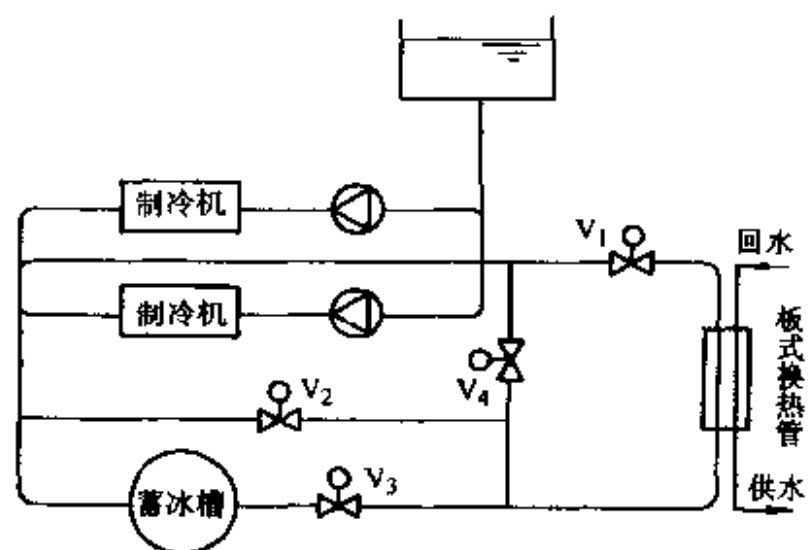


图 9-31 冰蓄冷串联系统图

2. 串联系统

图9-31为冰蓄冷串联系统图，由乙二醇水溶液制冷机组、蓄冰槽、板式换热器以及泵、阀门等组成。对于串联系统来说，制冷机组一般位于蓄冰槽上游。此时，制冷机组出水温度高，蓄冰槽进出水温度较低，因此制冷机效率高，而融冰温差小，取冰效率低。图示为制冷机主机上游布置。蓄冰时，阀 V_1 、 V_2 关闭，阀 V_3 、 V_4 开。与并联系统一样，除蓄冰工况以外，也可以制冷机组单独供冷、蓄冰槽单独供冷、或制冷机组与蓄冰槽联合供冷。制冷机组

单独供冷时，开阀 V_1 、 V_2 ，关阀 V_3 、 V_4 。其他两种供冷模式时，开阀 V_1 ，关阀 V_4 ，调节 V_2 、 V_3 即可。

(四) 蓄冷系统的控制

部分蓄冷模式系统的控制，除了保证蓄冷工况与供冷工况之间的转换操作以及空调供水或回水温度控制之外，主要应解决制冷机组和蓄冰装置之间的供冷负荷分配问题。常用的控制策略有三种，即制冷机优先，蓄冰槽优先和优化控制。

1. 制冷机优先

制冷机优先就是尽量使制冷机满负荷供冷。只有当空调冷负荷超过制冷机的供冷能力时，方启用蓄冰槽。这种控制策略简单可靠，但蓄冰槽使用率低，不能有效地削减峰值用电。

2. 蓄冰槽优先

蓄冰槽优先就是尽量发挥蓄冰槽的供冷能力，只有在蓄冰槽不能完全负担时，才启动制冷机。这种控制策略既要保证弥补最大负荷时制冷机供冷能力的不足，又要最大限度地利用蓄冰槽，因此需要对空调供冷负荷进行预测，才能制定控制方案。

3. 优化控制

优化控制就是根据分时电价政策，最大限度地发挥蓄冰槽作用，使运行电费最少。根据分析计算，采用优化控制比采用制冷机优先控制，可以节省运行电费 25% 以上。但进行优化控制，必须配置较完善的参数检测与控制系统。

五、小型空调（热泵）机组

小型空调（热泵）机组指不需要带风道的空气调节器，包括房间空气调节器、商用单元式空调机组、屋顶式空调机组等。相对于中央空调用的冷热水机组，它的制冷与制热能力小得多。

房间空气调节器采用空气冷却冷凝器、全封闭型电动压缩机，制冷量在 14kW 以下，电源为 220V、50Hz。按结构型式分为整体式与分体式，其中整体式中又包括窗式、穿墙式、移动式等，分体式中按室内机分类为吊顶式、挂壁式、落地式、天井式、嵌入式等。商用单元式空调机组的制冷与制热量为 7~100kW，电源为 380V、50Hz，采用分体式结构，常见的有立柜式、天花板嵌入式、天花板悬吊式与屋顶式热泵空调机组。分体式空调器的室外机大都做成挂壁式，这样整个空调器可以在不同建筑与层面上使用。通过室外机中风机的抽吸作用，使外界空气流过冷凝器，使制冷剂得到冷凝，同时空气流动也使压缩机表面的温度降低。对于制冷量较小的分体挂壁式空调器，一般只有一个风机安装在室外机的外侧，抽吸空气，但对于制冷量较大的空调器，室外机中采用两个风机，也有的较大的分体式空调器，室外机采用落地式安装，风机位于室外机的上侧，空气从四周抽入向上送出。屋顶式空调机组为自动控制的整体组装式机组，组装在一个箱体内，只需通过风管将处理好的冷（暖）空气输送到所需房间内，机组的回风口和送风口都有连接凸缘，可以方便机组与风管连接。该空调系统室内只有风管，无室内机和风机，换热器等，因此室内环境不存在机械噪声，使人感到安静和舒适。屋顶式空调机组可以在屋顶、墙边及窗外任何位置安装。

小型空调机近年发展特别快，型式变化也很多，在控制方式上已不完全用开停这种双位控制方式，变频空调器也已批量生产。对于分体机，已不仅是一个室外机对一个室内机，现在已有一个室外机带多个室内机的空调器。

下面以最常见的几种房间空调器为例来说明小型空调（热泵）机组的结构与工作过程。

1. 窗式空调器

窗式空调器是一种小型整体式的空气调节器，标准制冷量一般在 1600~4000W 之间，在市场上最常见的窗式空调器制冷量在 2000W 左右。窗式空调器过去一般安装在窗台上。对于采用整体式结构的窗式空调器，压缩机等部件的振动会引起整个空调器的振动，并传入室内增加噪声，而且安装在窗户上并不利于固定机器，容易引起窗户的振动，从而增加噪声，所以现在许多居室中安装窗式空调器时在墙上专门打出一个空位来安装，这对于降低振动与噪声有明显效果。

窗式空调器的制冷系统如图 9-32 所示。制冷系统由压缩机、冷凝器、蒸发器、干燥过滤器等组成。机器的通风循环，分室内和室外两部分，室内的空气经过滤尘网至蒸发器进行热交换后，由离心风机排出，达到降温除湿的目的。室外的空气由轴流风扇从机壳两旁百叶窗吸入，然后吹向冷凝器进行热交换后排至室外。当冬季作制热循环时，室内的换热器作冷凝器，而室外的换热器作蒸发器。

热泵型窗式空调器的制冷循环与热泵循环是靠电磁阀来改变制冷剂的流向，如图 9-33 所示。当电磁阀不通电时，如图 9-33a 所示，电磁阀芯在最低位置，换向阀右端的空腔通过电磁阀下部与压缩机的吸气管连通，而其左端空腔的通路被堵住，于是左侧压力高而右侧压力低，滑块被推到右方。此时压缩机排气进入室外换热器，而室内换热器经四通阀上边的通

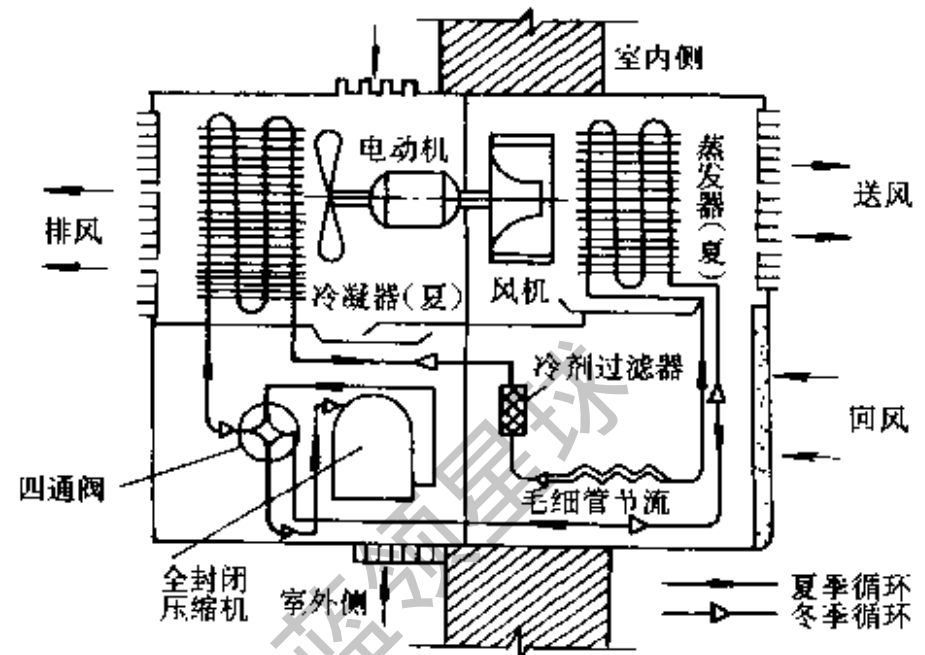


图 9-32 热泵型窗式空调器工作系统图

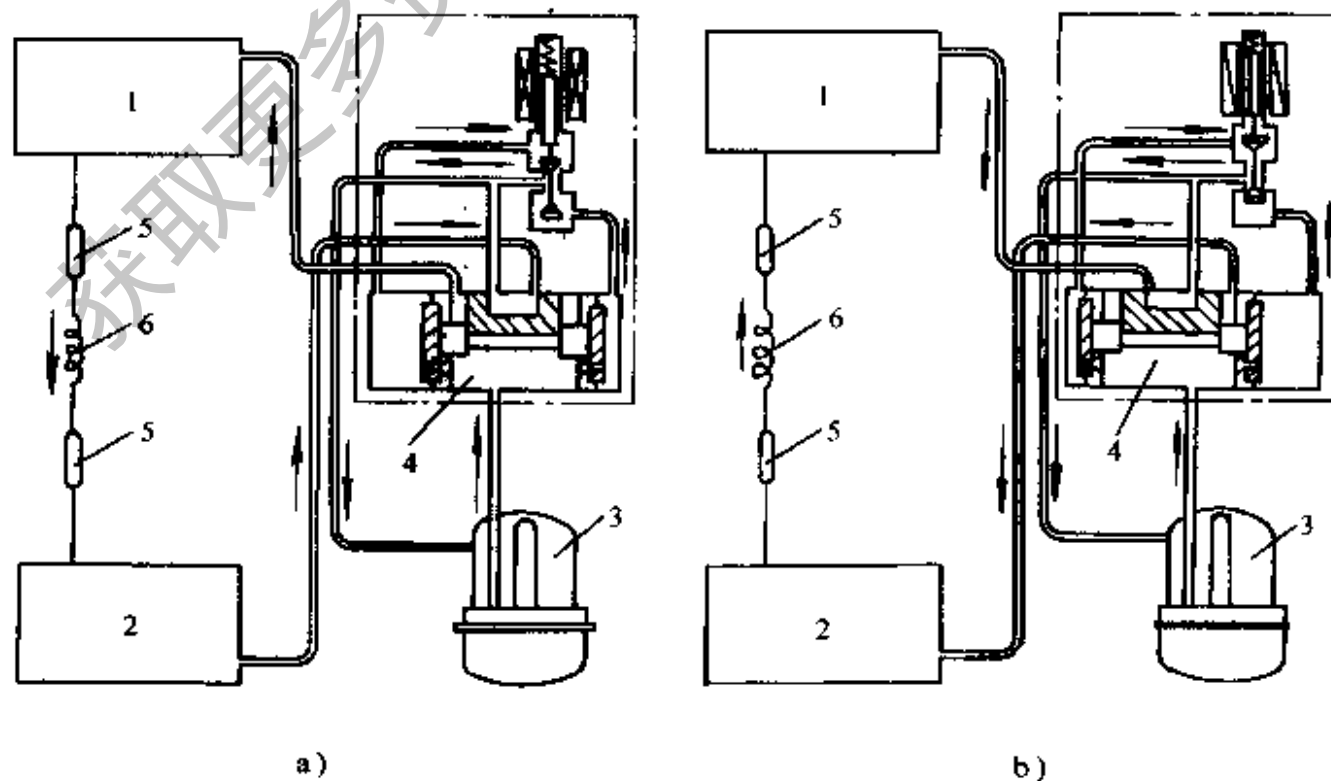


图 9-33 热泵型窗式空调器的工作过程

a) 制冷循环 b) 热泵循环

1—室外换热器 2—室内换热器 3—压缩机 4—电磁换向阀 5—过滤器 6—毛细管

道与压缩机吸气管连通,因而机组按制冷循环工作。当电磁阀通电时,如图 9-33b 所示,电磁阀芯在最高位置,换向阀左端的空腔与吸气管连通,滑块被推到左方,此时压缩机的排气进入室内换热器,而室外换热器与吸气管连通,机组按热泵循环工作。用于冬季采暖的热泵型空调器比电热型经济。在通常条件下,当向室内供给同样的热量时,其耗电量只有电热空调器的 25%~50%。

2. 分体式空调器

窗式空调器的最大问题是噪声较大,主要的噪声源是压缩机。分体式空调器中将压缩机、冷凝器、冷凝器风机等部分置于室外机,室内部分主要为蒸发器与室内风机,室内外机通过制冷剂流管道联接。这样空调器中最主要的噪声源在室外机部分,对于室内直接产生噪声只有室内机的风机,而室内风机一般为贯流风机,噪声较小,这成为分体式空调器受欢迎的最主要原因。

挂壁式为家用分体式空调器中最常见型式,制冷量一般为 2500~5000W,室内机直接挂在墙壁的上部位置,节省室内安装空间。图 9-34 为挂壁式空调器结构简图。工作时,由于风扇的抽吸作用,使室内空气从过滤器的通道进入,经过蒸发器,送至风栅排到室内,使室内温度下降。空气一般是从室内机的上部吸入,从下部送出。

对于冷量较大的分体式空调器,室内机一般做成落地式,如图 9-35 所示。空气也同样经过滤器、蒸发器,再送至风栅排到室内。但空气一般是从柜机的下部吸入,从上部送出。

3. 热泵型空调器

对于热泵型窗式空调器,由于系统比较简单,只用一根毛细管来完成制冷及制热的节流。但是对同一个系统来说,制冷剂的流量在制冷与制热时是不同的。在额定工况下,机组的制热量往往大于制冷量,而制冷剂的质量流量则相反。

为了使系统在制冷和制热时均能达到最佳状态,系统设计时应该将制冷与制热工况的不同考虑进去,但这样会使系统稍为复杂一些。图 9-36 示出了双节流回路分体挂壁机工作原理,

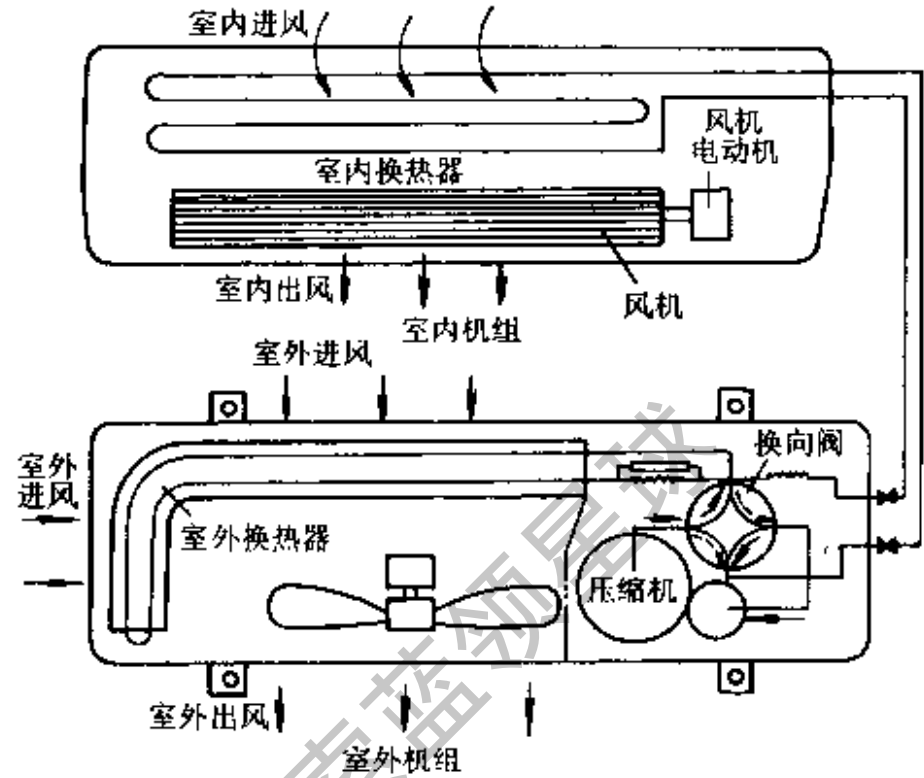


图 9-34 分体挂壁式空调器结构简图

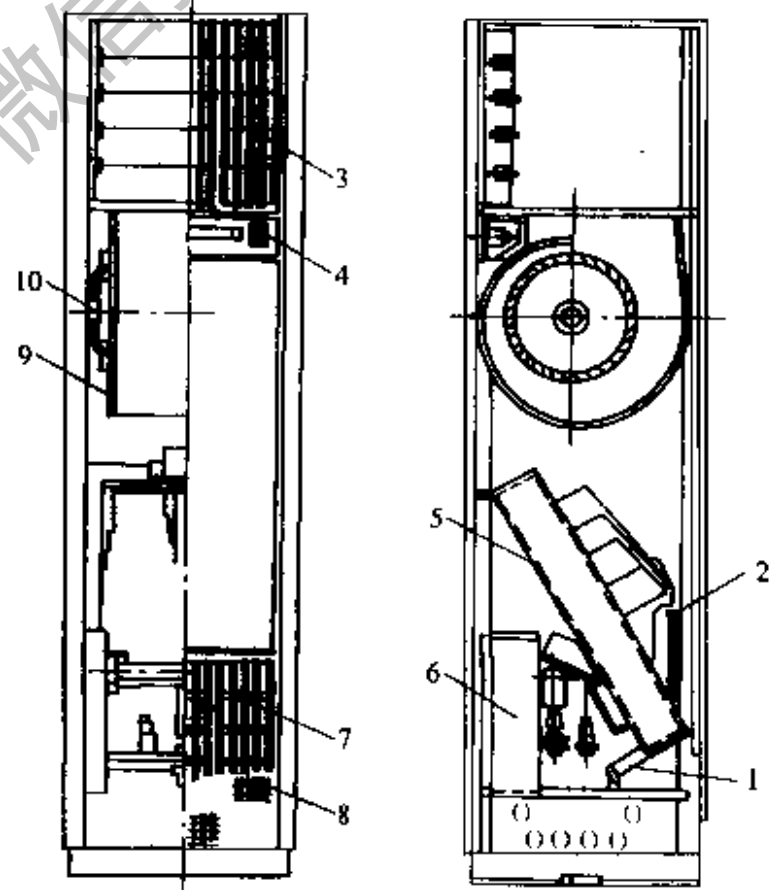


图 9-35 落地式空调器室内机

- 1—接水盘 2—节流装置 3—出风栅 4—控制屏
5—蒸发器 6—控制箱 7—进风栅 8—空气过滤器
9—离心风扇 10—风扇电动机

系统中主要增加了一根副毛细管和一个止回阀等附件。制冷时，制冷剂经过主毛细管节流，使系统制冷时达到最佳状态。在制热时，由于蒸发温度较低，流量较小，制冷剂先经过副毛细管后再经过主毛细管节流，使其达到设定的最佳流量和蒸发温度，从而使系统制热时亦达到最佳。

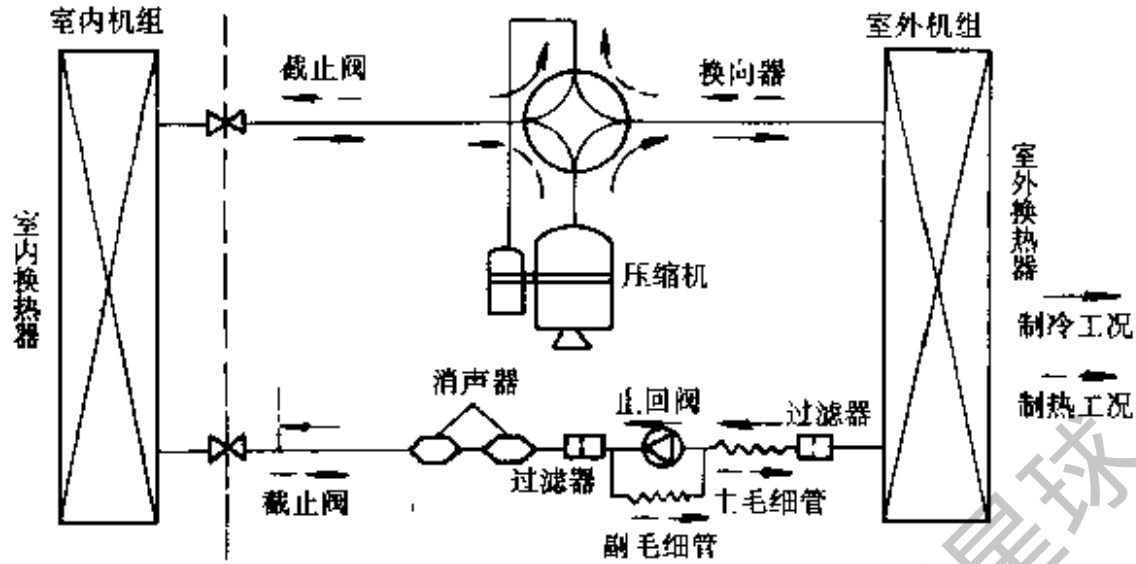


图 9-36 双节流回路分体挂壁机工作原理图

六、车辆空调装置

汽车空调的基本功能是用人为的办法在车厢中造成使人感到舒适的气候环境，即在夏天制冷，冬天采暖，当车内空气混浊时补充新鲜空气或净化空气。由于汽车种类繁多，结构各不相同，同一种型式的汽车，又由于使用对象不同而有不同的车内布置及要求，需要不同的空调机组与之相匹配，因此汽车用空调器的种类很多。下面就一些有代表性的汽车空调装置在汽车上的布置加以说明。

1. 轿车空调

轿车空调的压缩机是由汽车主发动机直接驱动，压缩机与主发动机通过带轮连接。压缩机上装有电磁离合器，当不需要空调或怠速、加速或爬坡功率不足时，则电磁离合器脱开，汽车发动机不再带动压缩机运转。蒸发器通常置于仪表盘下。大多数轿车空调也能提供暖气，以发动机冷却水为热源。采暖时，压缩机停转，热水通过热水阀进入热交换器，加热后的空气用与蒸发器共用的风机送入车室。图 9-37 为该系统示意图。

冷凝器通常放在发动机水箱前，靠水箱的风扇鼓动空气进行强迫对流换

热。在行车时还可借助行车风来强化换热。这种布置对水箱散热有不良影响，易于使水箱开锅。近来，在冷凝器前增设风扇，且由蓄电池供电，这样就可根据需要改变风量，冷却能力不受发动机转速的影响。空调装置的各个组件之间的连接用耐氟橡胶软管，既可抵抗汽车的

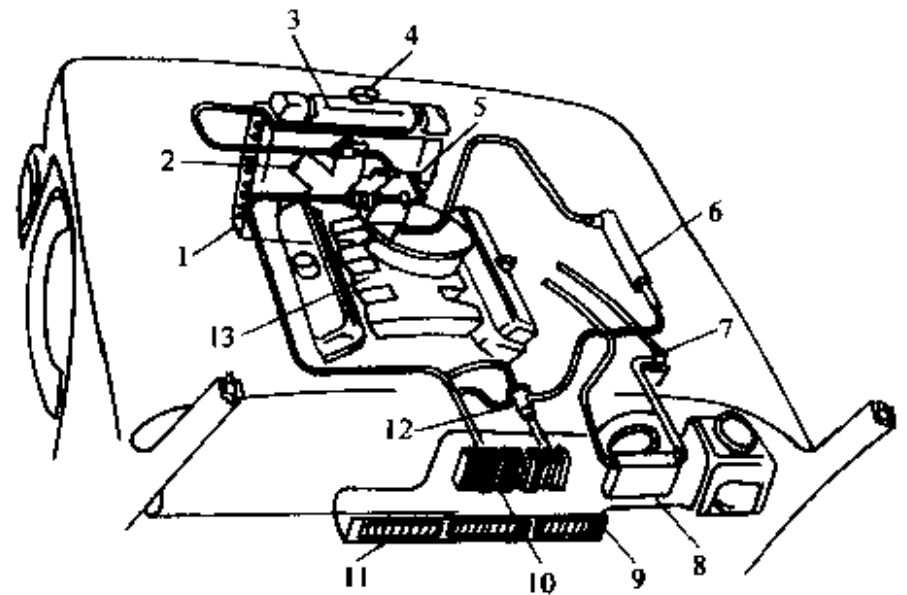


图 9-37 轿车空调装置布置

- 1—冷凝器 2—冷凝器风扇 3—散热器 4—散热器盖
5—压缩机 6—干燥过滤器 7—热水阀 8—热风吹出格栅
9—驾驶室 10—蒸发器 11—冷风吹出格栅
12—膨胀阀 13—主发动机

振动和颠簸，又便于安装。

2. 客车空调

客车空调压缩机有采用汽车主发动机直接带动的，也有采用专用的辅助发动机来带动的。有的机组在冷气箱中增设暖风芯子，热源来自于发动机的冷却水。

许多客车空调采用车外顶置式，即将蒸发器和冷凝器安装在车顶外面。被降了温的冷风从车顶吹入（可直接吹入车厢，也可通过车内风管吹入车厢），回风可全部从车内吸入，也可吸入部分车外新鲜空气。

车顶式空调器具有不占用汽车有效空间、冷凝效果好这两大突出优点。对于大型客车可根据需要安置一组或一组以上的车顶式空调器。对于中小型车顶式空调器，常将冷凝器置于蒸发器之前，这样可利用行车时的迎面风冷却冷凝器，可减小冷凝器风扇的功率及尺寸。对于大型车顶式空调器，为避免从冷凝器出来的热风影响蒸发器，一般将冷凝器置于蒸发器后面（也有为进风方便仍将冷凝器置于前面的）。蒸发器与冷凝器这两部分可合装在一个箱体，中间用隔板分开，也可分装在两个箱体，前后紧靠管道连接在一起。图 9-38 展示了车顶式空调器的外部结构。

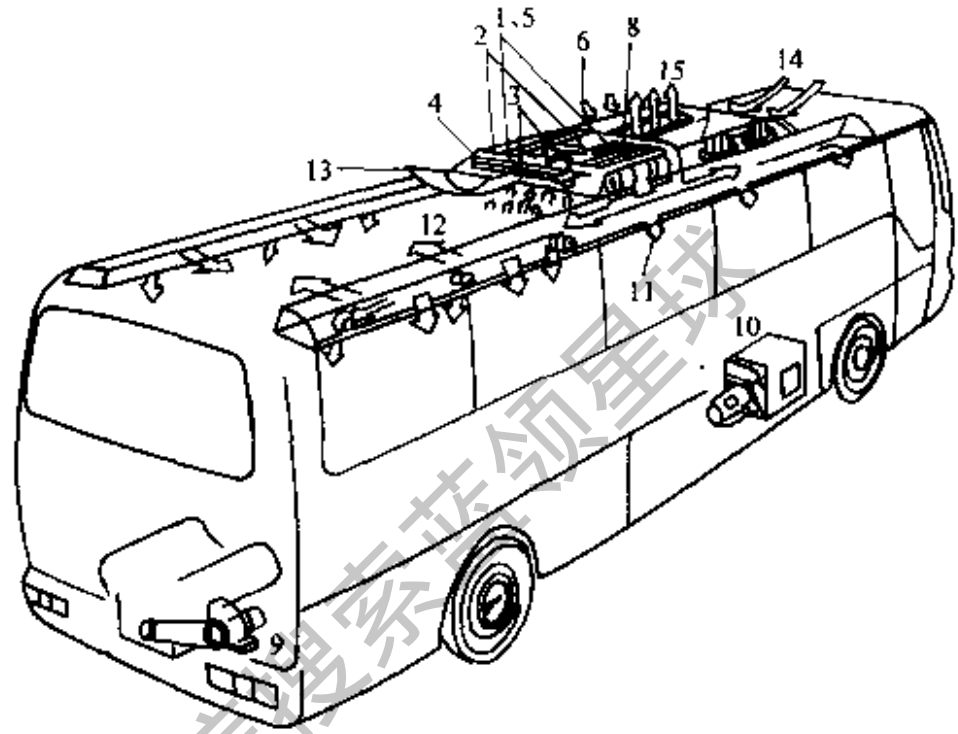


图 9-38 车外顶置式客车空调

- 1—蒸发器 2—供暖设备（加热器） 3—滤清器
4—新鲜空气挡板 5—鼓风机 6—中央电气系统 7—冷凝器
8—冷凝器风扇 9—直连式驱动的压缩机 10—独立式驱动压缩机
11—由滤清空气进行通风 12—回风 13—室外空气进入
14—冷凝器进风 15—冷凝器排风

也有的客车空调器采用后置式，即将蒸发器与冷凝器上下垂直布置，放在汽车后围。这种后置式空调器的压缩机动力源要后置才合理，压缩机离两个热交换器近，输送管路短，制冷剂压力损失小。后置式空调器利用了后排座椅后面的空间，尺寸很紧凑。由于安装位置低，维修保养比较方便。

3. 列车空调

铁路旅客列车中加装空气调节设备得到了广泛的重视，采用的空气调节系统有集中式、分散式和混合式三种，但以集中式为多。采用集中式列车空调系统，各节车厢的空气是集中处理后输入车厢内的。分散式空调系统在每节车厢内安装多台独立式空气调节机组，分散地向车厢内各部位送风；混合式空调系统夏季通过制冷机组和送风管系向车内送冷风，冬季风机仅向车内送入少量新风，另由热水循环取暖系统或辅助电热设备对车内加热。目前分散式列车空调系统已很少采用。

图 9-39 所示为较典型的集中式铁路客车空气调节系统原理图。离心式风机 1 将室外新鲜空气从进风口 13 吸入并与车内回风混合，空气经过滤器净化，而后送入空气冷却器 3 和空气加热器 5 被冷却或加热。经处理的空气以一定的速度沿送风管，再经顶式布风器均匀地送入室内。为了实现空气循环和保证新风量，车内空气一部分经回风口 10 返回，另一部分经排风口 12 排至室外。制冷压缩冷凝机组布置在车底架下部，悬挂支点装有橡胶减振器，

以防止机器振动传入车内。制冷系统主要控制阀件及电气控制设备均设在乘务员室内，以方便操作管理和监测。空气冷却器等空气处理设备，装在车端平顶板上部的通风系统内。

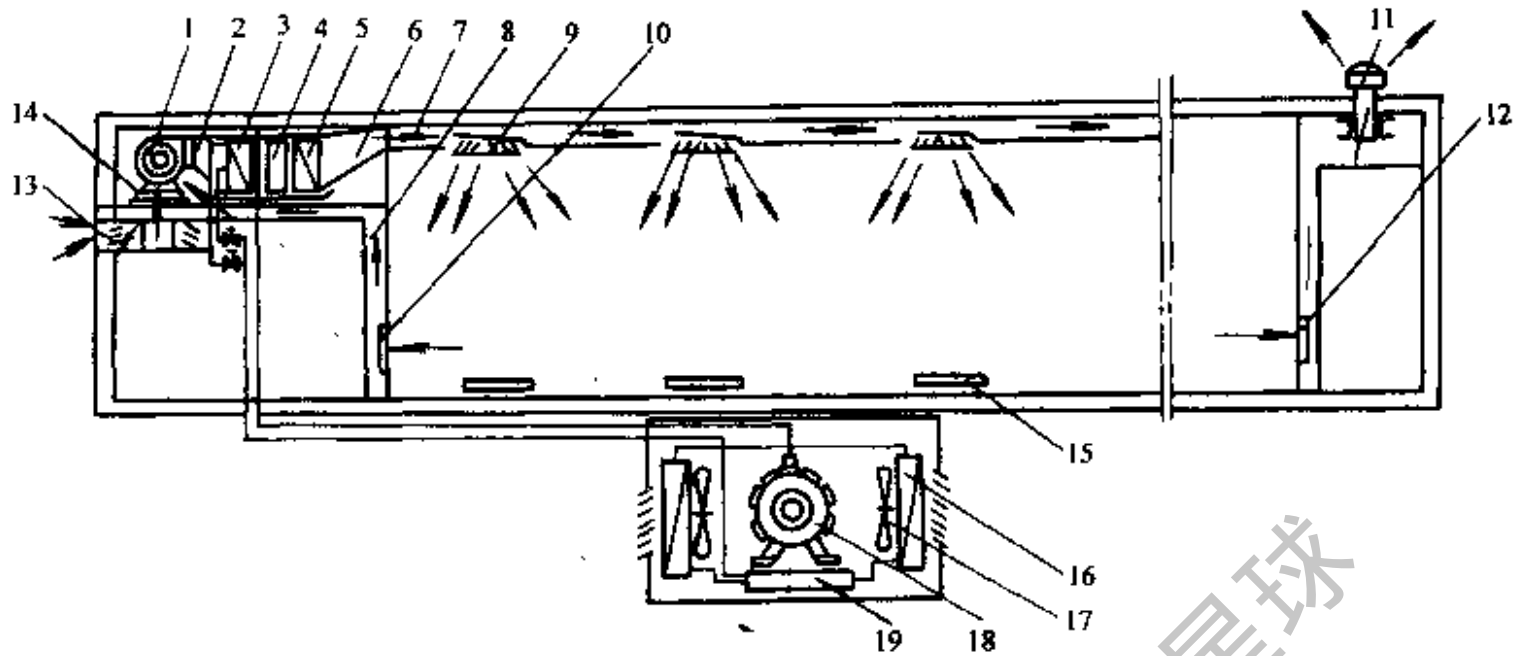


图 9-39 集中式铁路客车空气调节系统原理图

1—风机 2—过渡风管 3—空气冷却器 4—水分离器 5—空气加热器 6—渐缩风道
7—主风管 8—回风管 9—送回管 10—回风口 11—排风扇 12—排风口 13—进风口
14—空气过滤器 15—补偿电热器 16—冷凝器 17—冷凝风扇 18—压缩机 19—贮液器

4. 其他用途车空调

不少货车、工程车、起重车、冷冻冷藏车等车辆，也对其驾驶室进行空气调节。

货车驾驶室的空调系统主要采用内置混合式的布置方式。其加热机组与冷却机组布置在驾驶室控制操纵板下的中间位置，耦合成制冷、供暖、换气、除霜以及防雾等功能的“四季型”空调。货车驾驶室的空调系统也有顶置式的，此时将制冷机组置于驾驶室的顶部，而加热机组仍在控制操纵板下。

工程车，如挖土机的驾驶室空调布置，主要是裙置式或顶置式。当采用裙置式时，加热器、蒸发器组成一群体化的加热冷却机组，置于驾驶室裙部，进行制冷、供热和除湿运转。而采用顶置式布置时，一般要求顶部密封，防止尘埃、杂质进入室内，同时驾驶室内压力略高于外气压力，免得外气泄入而使室内污染。

对于冷藏车，本身已有制冷系统，因此可以在已有的制冷系统中分出一路来供给驾驶室空调用。如图 9-40 所示，该系统有一个压缩机、一个冷凝器、两个蒸发器（一个高温、一个低温），电磁阀控制到两个蒸发器的流向，一个蒸发器安装在冷藏车前端，蒸发压力比较低，一个蒸发器安装在驾驶室内，由蒸发压力调整阀控制，使蒸发压力提高，作空调用。

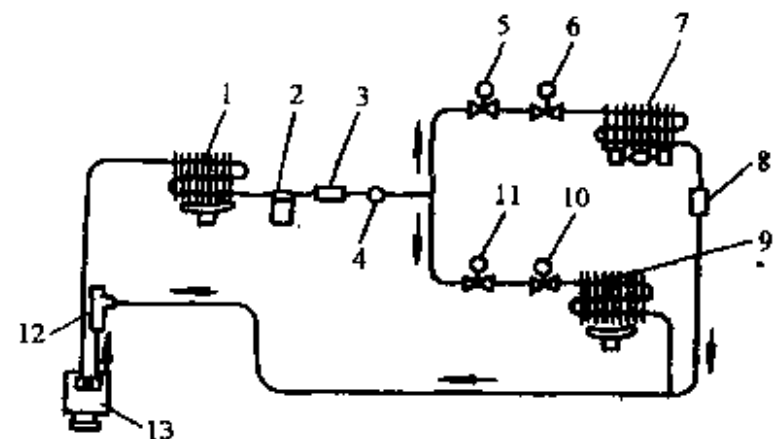


图 9-40 小型冷藏车空调制冷系统图

1—冷凝器 2—贮液器 3—干燥器 4—离合器
5、11—电磁阀 6、10—膨胀阀 7—空调用蒸发器
8—蒸发压力调整阀 9—冷藏用蒸发器
12—吸入压力调整阀 13—压缩机

七、冷冻除湿机

冷冻除湿机（亦称除湿机）是利用制冷机配合通风系统除湿。与其他除湿方法（如升温降湿、通风降湿、吸附除湿等）相比，它的特

点为除湿性能稳定，工作可靠，可连续工作；对于既要除湿，又需加热的房间（如地下建筑物），由于采用了热泵运行方式，而余热也得到了利用，所以很适用；用于高温高湿地区效果较好，一般室温 15~30℃，相对湿度 50% 以上时应用冷冻去湿经济效果较好。但对要求含湿量较低的情况，如铸造行业冲天炉送风，要求把空气露点温度降到 5℃ 以下时，效率将大幅度降低，所以经济性稍差。此外，冷冻除湿机使用方便，调节灵活，但初投资大，运用费用高。

图 9-41 示出冷冻除湿机的流程：需除湿的空气经空气过滤器被风机吸入，首先经蒸发器冷却，随着温度降到空气露点温度以下时，其中所含水蒸气将被凝结下来，由蒸发器下部滴水盘排出，已除湿的冷空气经冷凝器使空气升温，这样可以防止室内温度降低，同时还可以使制冷机的冷凝压力下降，提高制冷系数。

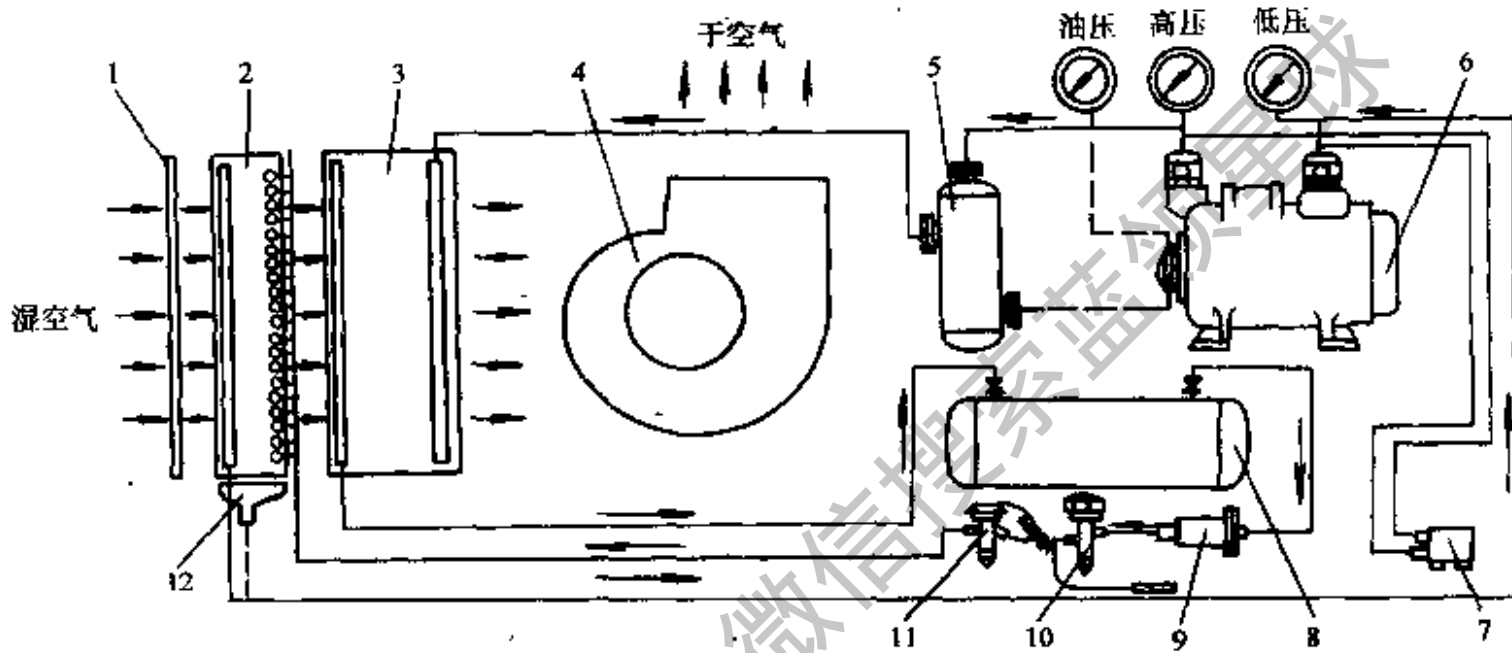


图 9-41 除湿机流程示意图

- 1—过滤器 2—蒸发器 3—冷凝器 4—风机 5—油分离器 6—制冷压缩机
7—压力控制器 8—贮液器 9—干燥过滤器 10—电磁阀 11—膨胀阀 12—积水盘

空气在除湿机中的过程表示见图 9-42。

由图 9-42 可知，除湿量、制冷量的计算为：

$$W = \frac{G\Delta d}{1000} \tag{9-1}$$

$$Q_0 = G(h_1 - h_2) \tag{9-2}$$

$$Q_k = G_c(h_3 - h_2) \tag{9-3}$$

式中， Δd 为空气通过蒸发器的含湿量差，单位为 $g/kg_{\text{干空气}}$ ； G 为送风量，单位为 kg/s ； Q_0 为制冷量，单位为 kW ； Q_k 为冷凝器的传热量，单位为 kW ； h_1 、 h_2 、 h_3 为进、出蒸发器及出冷凝器的空气比焓值，单位为 kJ/kg 。

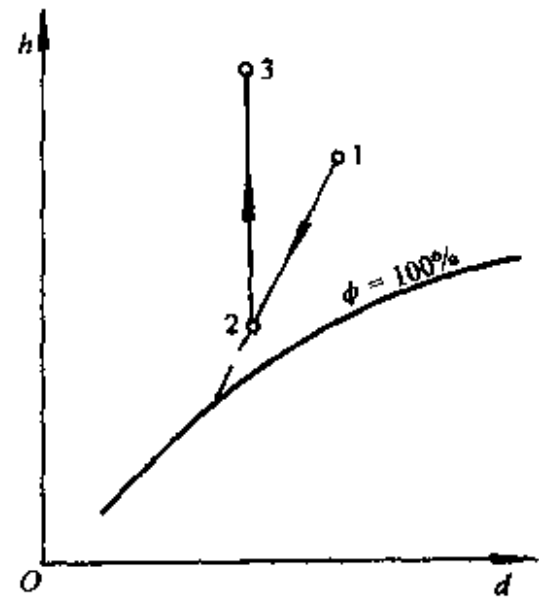


图 9-42 除湿机中空气的处理过程

JB/T7769—95 除湿机标准规定名义除湿量为 0.16 ~ 40kg/h 除湿机的型式和基本参数、试验方法等，配用全封闭或中、小型往复式活塞式制冷压缩机。对于特殊用途的大型除湿机，如配冲天炉容量为 7t/h 的除湿机，可以配用 LG12.5F65 型螺杆式制冷压缩机。由于冲天炉或其他需要干燥空气的场合要求最佳送风绝对湿度控制在 5~7g/m³，空气露点温度在 5℃ 以下，为了减少蒸发器的传

热温差，可以设计高、低温蒸发器，制冷系统按双蒸发温度运行。

第五节 试验用制冷装置

一、试验用制冷装置的用途与分类

试验用制冷装置是在试验室或试验箱中模拟实际中可能碰到的低温自然环境或生产过程需要的低温条件。它主要用来进行产品和材料的性能试验及与低温有关的科学研究试验，此外在航天及空间技术中还可以进行人体生理方面等综合试验。

试验装置的特点是要求的温度较低（ $-20 \sim -120^{\circ}\text{C}$ ），有的装置还要求高温（ $50 \sim 100^{\circ}\text{C}$ ）及低压（绝对压力 666Pa ），一般都是间歇性运行，要求启动快，工况转变迅速，有可靠的自控设备等。因此这类装置在设计、制造和使用上要求都比较高。

按试验对象及要求的不同，试验用制冷装置可分为下列三种类型：

1. 低温试验装置

这类装置中只要保证较低的试验温度，通常是用来研究生产过程中某些工艺过程的进行条件和方式，或者研究产品在低温下的性能（如石油产品在低温下的粘性、引燃性及润滑性等）。装置中需保持的温度与试验对象的要求有关，如钢材的冷处理需保持 $-80 \sim -120^{\circ}\text{C}$ 的低温。这类装置一般尺寸比较小，所采用的制冷装置的容量也不很大。

2. 环境试验装置

这类试验装置是模拟地面上的气候条件用来进行室外条件下工作的各种机电产品、建筑材料及构件、汽车、车辆等性能试验，或者进行与室外气候条件有关的科学试验，如土壤学、植物学等方面的科学试验等。当试验装置只需保持低温及高温条件时，称为高低温试验装置。此外有些试验装置中常需保持一定气流速度、真空度、模拟雨、雪、雾、日照等条件。因而环境试验室的型式与要求亦是与所要试验的对象有关。

如汽车制造厂试验室，为了模拟汽车的运行，除了要求进行高、低温环境试验之外，尚需有鼓风装置，使迎面风速等于行车速度，且需调节。为了测量汽车的牵引力，其中还应有制动设备，因要求容纳整个汽车，故尺寸较大。除这种大型试验室之外，亦可专门建立小型汽车发动机试验室，如试验低温下起动特性并能测定发动机的功率及转矩等。

为了进行坦克及车辆（空调列车及机械冷藏列车等）的整车和部件的静态或动态的性能试验，需要建成更大型的试验室。对于车辆环境静置试验室通常只要停放一辆车及有关测试装置即可，但对于车辆运行试验室热负荷较大，占地面积亦大，还要进行各种气候条件下的模拟运行试验。根据国际列车运行情况一般要求室温为 $+50 \sim -50^{\circ}\text{C}$ ，此外尚需模拟风、雨、雾、雪及模拟太阳辐射装置等，故各种配套设备多，制冷机容量大。

植物生长环境试验装置可研究温、湿度及日照对植物生长过程的影响，还可研究植物及种子的耐寒性，这对于植物的育种很重要。此外亦适用于植物基因工程、植物资源的开发和利用，植物抗病性的鉴定等研究工作。利用植物生长环境试验装置使得植物生长不受气候条件和季节的限制，缩短研究周期，是生物工程用的现代化实验手段。在这种试验装置中，往往要求试验室内的温度能模拟一天之中的温度变化，而且有一定精度要求，故对制冷装置的自动化程度要求高。同时，在试验室中需保持一定的湿度及模拟太阳辐射装置。

3. 高空试验装置

这类装置是用来模拟高空中的气象条件，要求能保持高温、低温和低压（真空），故亦称为高低温低压试验装置。一般的高空试验装置要能保持 $-60\sim-70^{\circ}\text{C}$ 的低温，其压力则依所要求的飞行高度而定。此外，考虑到飞机及火箭高速飞行时与空气相摩擦而产生的加热现象，以及考虑到飞机要在热带的飞机场地上起飞和着陆，在高空试验装置中亦需能保持 60°C 或更高的试验条件。在高空试验装置中通常进行下述试验：各种航空及航天仪表及材料的性能试验，飞行器的油系统、电气系统及通信系统的试验，飞机的密封舱座及喷气发动机的性能试验等。

高空试验装置因试验对象不同，其要求与规模也有所不同。例如用于航空仪表性能试验的装置一般是小型；用于飞机的燃油系统及油泵的性能试验通常是中型；用于飞机发动机性能试验的装置，虽容积不大，但结构复杂，需要有专门的供油、吸排气用设备；飞机密封座舱的试验则需在大型试验室内进行，制冷机及真空泵的容量都比较大。

下面介绍几种典型的低温箱、低温室、低温低压箱，高低温环境试验室及日光型植物生长箱等。

二、低温箱（室）及低温低压箱

1. 低温箱

亦称低温冰箱或低温试验箱，它的总体结构与一般冰箱相似，具有一个整体的外壳，从外形看有立式和卧式两种。试验箱均采用金属结构，除骨架之外，箱体内外设有金属护板，内填隔热材料（通常用泡沫塑料充填或聚氨酯整体发泡），厚度约 $150\sim 300\text{mm}$ ，在正面或上面有门，以便取放试件，一般还装有窥视玻璃，便于在实验过程中观察试件的情况。试验箱与制冷机组装在一个公共的底座上，试验箱内装有冷却排管或冷风机，用制冷剂的直接蒸发来冷却。当试验箱内需保持高温时，尚需加装电加热器。制冷系统视箱内要求保持的低温可采用两级压缩或复叠式制冷机。冷风机采用的电动机装在壳体的外面，通过一根长轴传动，以免电动机的发热量传给试验箱内的空气。图9-43示出了低温箱的结构示意图。

容积较大的低温或高低温试验装置，通常是将制冷机械部分与试验部分分开安装，而且将试验部分做成房间型式，工作人员可以入内进行作业。这样的试验房间称为低温室。低温室一般采用砖木结构或混凝土结构，也可采用金属结构，其隔热层一般都做在室内侧。低温室内可以采用

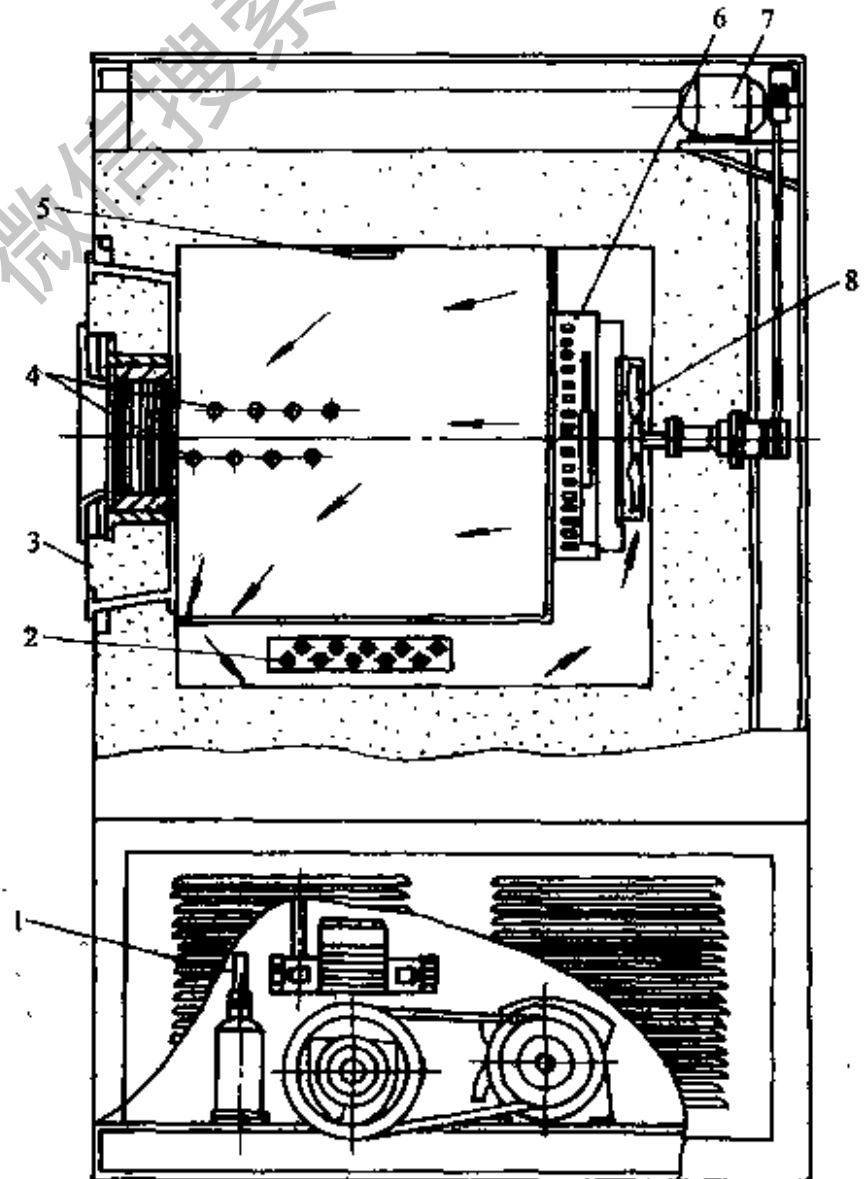


图9-43 低温箱结构示意图
1—制冷机组 2—电加热器 3—带观察窗的门
4—试件接入口 5—照明灯 6—冷风机
7—风机电动机 8—风机

冷却排管或冷风机，当采用冷风机时降温较快，室内温度也比较均匀，故广泛采用。当低温室要求的温度较低时，亦可采用空气制冷机。一般低温室结构中，还设计有预冷室，常采用冷却排管，其用途是作为试件的预冷，同时可减少低温室门打开时的冷量损失。低温室和预冷室都具有向外开的门，亦装有窥视窗，以便在试验过程中观察室内试验情况，窥视窗亦要有良好的保温性能，通常采用多层玻璃结构，并在每层玻璃之间放有吸湿剂（例如硅胶），以防夹层中的水分在玻璃上结霜而影响视线。低温室所配用的制冷设备通常都安装在它的近旁，以便管道连接和操作管理方便。为了防止基础下面的土壤冻结，在低温室地板下预作有通风道。

2. 低温低压箱

这种试验箱与低温箱的主要不同点是箱内要保持较高的真空度，因而其壳体要承受外压，因此这种试验箱均采用金属结构，且制作成卧式或立式圆筒状，两端具有凸形封头，其典型结构如图 9-44 所示。

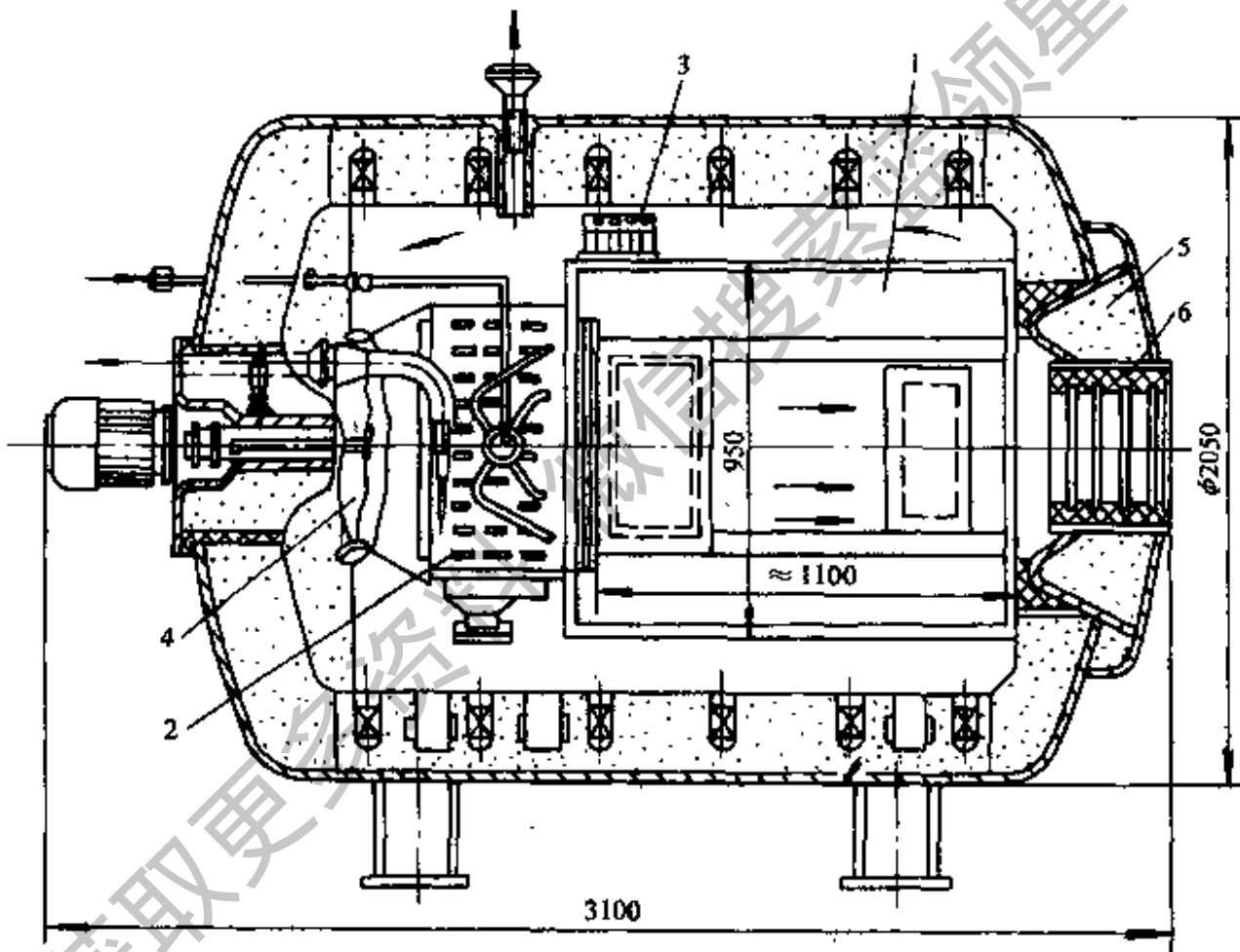


图 9-44 低温低压箱

1—工作室 2—蒸发器 3—电加热器 4—风机 5—箱体 6—窥视窗

低温低压箱外壳用钢板焊成，为卧式圆筒形，箱体采用内侧隔热，具有一个内胆，抽气孔留在壳体上方。内侧隔热的好处是可以保护隔热层，免受空气中含湿量的影响，而且箱体的热惰性较小，在降温时以及当试验工况转换时负荷较小。为了防止隔热结构受潮甚至冰冻，还做有一个内胆，内胆一般用铝板或不锈钢板制作，试验工作室即在其中。试验箱采用制冷剂直接蒸发冷却；蒸发器装在后端，并有一轴流风机，使箱内空气按一定通道循环流动，风机的电动机装在箱体外部通过一个长轴来传动。在空气通道中装有电加热器，在高温试验工况时使用。箱门设在箱体前端，并在门上设有窥视窗，亦采用多层玻璃结构。门框用隔热性能好的材料制作，以减少冷量损失。此外在箱门设计时尚需考虑门框与壳体连接处应

避免出现冷桥或缝隙。门与门框之间要有适当的密封面，并垫以橡胶垫圈密封。为了防止冻结，在垫圈下面应设有小功率的电加热丝，箱门也采用金属结构并采取隔热措施。

三、高低温环境试验装置

如前所述，高低温环境试验装置是模拟地面上的气候条件来进行室外条件下工作的各种机电产品，由于试验对象及要求不同，高低温环境试验装置具有各种不同的型式。容积小的只有几百升，稍大些的有几十立方米。本节重点介绍大型车辆静置热工试验的环境试验装置。它是能模拟各种气候条件并符合国际标准的试验装置，能承担铁路客、货车以及大型机电设备的各种热工性能的试验和环境条件的试验。试验室内部尺寸为：32m长、7m宽、6m高。试验室的主要技术参数为：室内空气温度范围为 $+50\sim-50^{\circ}\text{C}$ ；制冷装置的制冷量为：冷凝温度 $+35^{\circ}\text{C}$ ，蒸发温度在 -65°C 时，制冷量310kW，蒸发温度 -10°C 时为1020kW，配用LG20F螺杆式制冷压缩机三台，其中一台为单级压缩，以满足一般制冷工况的冷量要求，另外两台螺杆式制冷压缩机，组成复叠式制冷系统以实现低温工况的冷量要求。试验室换气能力为 $25000\text{m}^3/\text{h}$ ，送入室内新鲜空气的处理能力为 $1000\text{m}^3/\text{h}$ ，主循环风机的额定风量为 $220000\text{m}^3/\text{h}$ 。由于试验室是对处于静止状态下的被试对象进行试验工作的，因此试验室内的风速确定为不大于 1m/s ，测量区内空气温度的均匀度为 2°C 。为了满足上述技术参数要求，该系统采用三氯乙烯为载冷剂的二次制冷系统。经制冷系统蒸发器冷却后的三氯乙烯液体由屏蔽泵送至主空气热交换器与环境试验室内空气进行热交换。试验室内温度的控制是由三氯乙烯的旁通分流来调节。由于采用了气动调节阀，可用计算机控制实现二次制冷系统的自动调节。

试验室采用蒸气加热的空气加热器，最大热负荷可达580kW，加湿是采用等温水喷雾加湿装置。试验室中还设置模拟太阳辐射装置，这是为了试验太阳辐射的热效应对被试对象热工性能的影响。根据有关标准的要求，被试对象表面的最大模拟太阳辐射强度为 $1120\text{W}/\text{m}^2$ 。测试系统采用全自动运行方式，包括数据采集和处理，车辆热工试验程序软件有车辆 k 值，客车空调试验和客车采暖试验等。试验室还配备有红外热成像装置，该装置为双通道、高分辨率的热探测仪器，其温度分辨率可达 0.07°C ，可用于车辆隔热层及管道设备的无损检查，这对更新产品设计，改进产品制造工艺都具有指导意义。

四、日光型植物生长环境试验装置

日光型植物生长环境试验装置是在室外直接接受日光的全露天人工气候装置。它可以实现对箱内进行制冷、加热、减湿、加湿、模拟阳光辐射等控制，使箱内的温度、湿度稳定在设定的工作范围。相对于一般空调和环境模拟装置，它具有运行时环境温度波动大，对太阳辐射比较敏感等特点。但利用植物生长环境试验装置可使得植物生长不受气候条件和季节的限制，缩短研究周期，提高工作效率，是生物工程研究用的现代化实验手段。根据试验对象的要求可以设计成不同容积。下面介绍内容积为 $1.5\text{m}\times 1.5\text{m}\times 1.5\text{m}$ 的日光型植物生长箱。箱体前面、顶部及两侧面均为铝框架镶嵌单层玻璃结构。箱内温度，以水稻育种为例，在 $18\sim 40^{\circ}\text{C}$ 范围内可调，24h以内箱内温度可按设定要求自动变化24次，温控精度为 $\pm 1.5^{\circ}\text{C}$ ，相对湿度指标为 $60\%\sim 90\%\pm 10\%$ ，距送风孔板 0.5m 高度处的截面风速为 0.5m/s ，生长箱内补充光照时间可调控到分钟级。日光型植物生长箱为全露天放置运行，根据试验要求，通过键盘输入箱温设定曲线，系统即可投入自动运行，自动记录仪可记录并打印出24h的温度变化曲线。

日光型植物生长箱由供试验用的箱体、制冷系统,空气处理系统及微机控制系统等组成。制冷系统的蒸发器装在箱体内侧的风道内,以实现生长箱内空气降温减湿;空气处理系统包括电加热器,加湿器和通风机,这样可以保证生长箱内空气加热、加湿、降温、减湿和空气循环;微机控制系统是利用生长箱内温度与环境温度差的运算进行控制,使箱内温、湿度稳定在设定范围。植物生长箱运行工况变化比较大,一般应采用PID调节来实现稳定的模拟工况。但是该控制系统仍采用双位调节器配合高采样精度和控制功能强的可编程控制器,控制两套制冷系统的四组蒸发器、三组可自动分档的电加热器,一台超声波加湿器。通过不同要求的传感器,采用各种温湿度信号,通过微机的运算,采用时间比例输出方式,并配以完善的控制算法,即使在极限的工作环境下,也具有很高的可靠性。当自控系统发生故障时,可进行手动操作,均能达到所要求的控制精度。

从日光型植物生长箱运行试验特性来分析,太阳辐射强度的变化对箱内制冷空调负荷的变化起主要作用,尤其这种单层玻璃结构,云层稍有变化,就立即反映到控制系统,除了系统运行稳定性要求高之外,还要求控制系统抗干扰能力强,可靠性高。为了使在夏季云层变化大时,控制动作跟上环境条件的变化,必须使温度传感器同时感受温度和日光的变化。此外,大多数植物生长箱采用制冷机与电加热器同时工作,利用冷、热量相互抵消的控制方法,达到较高的控制精度,但调节器动作频繁,且能耗高,而该系统采用了按照箱内冷、热负荷的需要进行补偿的控制,消除了运行中不必要的能耗,节省了运行费用。

获取更多资料 微信搜索

第十章 空调装置的冷热源选择及制冷装置的节能

第一节 空调装置的冷热源选择

中央空调系统由于建筑物空调热负荷，冷热源设备初投资大，且空调能耗在建筑物的总能耗中占有很大的比例，故冷热源设备的选用须按技术先进性、经济性和安全可靠性等原则进行比较后确定。

中央空调系统中应用最广泛的制冷机是蒸气压缩式（活塞式、离心式、螺杆式和涡旋式）和吸收式两种。这两种制冷机还可以采取联合运行的方式。制冷装置可放在主楼和辅楼建筑中（地下室、设备层或屋顶层等），也可以集中布置实行区域供冷。采用制冷装置的联合运行或集中区域供冷方式能提高能源的利用率。

衡量制冷机效率的指标是制冷性能系数；衡量吸收式制冷机的效率指标是单位制冷量热能耗量。评估冷水机组全年运行的经济性时，还需了解该机组的部分负荷性能。

一、制冷机的选用原则

制冷机的选择应根据建筑物的用途、负荷大小和变化规律，制冷机的特性、电源、热源和水源情况，初投资和运行费，维护保养、环保、安全等因素综合考虑。

(1) 应考虑建筑物全年空调负荷的变化规律及制冷机部分负荷的调节特性，合理选择机型、单机容量、台数和全年运行方式，以便提高制冷系统在部分负荷时的运行效率，从而降低年运行费用。

(2) 从提供相同冷量、消耗一次能源的角度来说，电力驱动的制冷机比吸收式制冷机能耗要低。但对当地电力供应紧张，或有现或的热源，特别是有余热、废热可利用的场合，应优先选用吸收式制冷机。

(3) 从能耗、单机容量和调节等方面考虑，选择电力驱动冷水机组时，当单机空调制冷量大于 1160kW 时宜选用离心式；制冷量为 580 ~ 1160kW 时，宜选用螺杆式或离心式；制冷量小于 580kW 时，宜选用活塞式或涡旋式。

(4) 选择制冷机时，应考虑对环境的影响，如噪声、振动等。从对大气臭氧层的破坏与否来考虑，吸收式制冷机有明显的优点；从温室效应考虑吸收式制冷机 CO₂ 排放量比电驱动制冷机大，因而就要综合考虑。

二、电驱动压缩式制冷机

1. 容积式冷水（热泵）机组

按制冷压缩机类型可分为活塞式、双螺杆式、单螺杆式及涡旋式。按制冷剂种类可分为 R22、R134a、R717、R407C、R410A 等。制冷量范围为 10 ~ 1160kW，机组名义工况时的温度条件应符合表 10-1 的规定。

机组水侧的污垢系数为 0.086 (m²·℃) /kW。机组名义工况时的额定电压，单相交流为 220V，三相交流为 380V，额定频率为 50Hz。机组名义工况时的制冷性能系数不应低于表 10-2

表 10-1 名义工况时的温度条件

(单位:℃)

项 目	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热交换产生影响的机组。

② 干球温度仅作参考, 补充水温 30℃

表 10-2 名义工况时的制冷性能系数

(单位: W/kW)

压缩机类型	往 复 活 塞 式			螺 杆 式 及 其 他 旋 转 容 积 式		
	≤45	>45~116	>116	≤116	>116~230	>230
机组制冷量/kW						
水冷式	3400	3500	3600	3650	3750	3850
风冷和蒸发冷却式	2390	2480	2570	2460	2550	2640

的数值, 兼有热泵制热机组不应低于表 10-2 规定的 95%。

15kW 以下的小容量压缩机大多采用全封闭式。活塞式、滚动转子式、涡旋式冷水(热泵)机组常由多台压缩机组成, 以扩大冷量选用范围, 提高制冷效率, 实现节能调节。

热源侧利用空气来冷却的俗称风冷热泵冷热水机组。通过制冷剂管路中的四通阀的转换, 夏季可以供冷, 冬季则可以供热, 利用一台机组即可解决全年的空调需求。目前较适用于室外空调计算温度在 -10°C 以上的城市和建筑面积在 1万 m^2 以下规模以及单位面积冬季热负荷不太大的建筑。风冷热泵机组在冬季运行时, 室外侧盘管结霜与除霜是影响机组正常运行的关键问题。因此对全年累计除霜时间为 $500\sim 1000\text{h}$, 每 kg 湿空气累计除霜量为 $7\sim 20\text{kg}$ 、蒸发温度低于 -8°C 的运行时间小于 110h 的城市可以大力推广, 如上海、杭州、武汉等地。对于长江以南而冬季相对湿度不过高的地区尤为适用。国外衡量热泵机组的性能, 往往采用供热季节性能系数 (HSPF) 和供冷季节能效比 (SEER) 来评价, 前者反映供热阶段的季节效率, 后者反映供冷阶段的季节效率。供热季节性能系数主要取决于热泵供热负荷系数(需热量与热泵供热量之比)、当地冬季室外温湿度分布频率和热泵冬季运行性能等因素, 这些因素是选用热泵机组的关键问题。

热泵机组为适应不同冷(热)负荷而进行的制冷(热)量调节的方法: 对集中空调系统, 大中型工程采用机组台数和压缩机台数调节; 对小型工程, 采用压缩机变频调节为佳, 尽量不用压缩机开停方法, 以免供水温度频繁波动而引起室温波动。

热源侧利用水的俗称水源热泵, 最适宜于有洁净的江河水或废水作为低位能源。水源热泵的性能系数高于风冷热泵机组。另外对于气候适中的地区、面积较大的商场、办公楼等内区要求供冷、外区要求供热的建筑物亦适合采用水源热泵。水源热泵便于分户计费及能量管理。

2. 离心式冷水机组

离心式冷水机组中的离心式压缩机本体包括高速旋转的叶轮、扩压器、进口导叶、传动轴和自控系统。以前主要以 R11、R12、R113 为制冷剂, 近年来已被 R22、R123、R134a 及 R717 为制冷剂的离心式冷水机组所替代。由于离心式制冷压缩机叶轮转速高, 压缩机输气

量大，故单机容量大。目前，单机空调制冷量通常在 350kW 以上，最大容量可达 3500kW。容量在 3500kW 以下主要用于建筑物供冷，超过 3500kW 的用于区域供冷。机组名义工况时，冷水出水温度 7℃，冷却水进水温度 32℃，单位制冷量的冷水流量 $0.172\text{m}^3/(\text{kW}\cdot\text{h})$ ，单位制冷量的冷却水流量 $0.224\text{m}^3/(\text{kW}\cdot\text{h})$ ，水侧污垢系数 $0.086(\text{m}^2\cdot\text{℃})/\text{kW}$ 。

三、溴化锂吸收式制冷机及直燃型溴化锂冷热水机组

它是利用热能为动力，比蒸气压缩式制冷机明显节电。以一台 3500kW 的制冷机为例，蒸气压缩式制冷机耗电约 900kW，而溴化锂吸收式制冷机仅耗电 10 多千瓦。当然不能笼统地讲它是节能产品。若以一次能源（煤）的消耗率来作比较，制取 11.6kW 冷量，标煤的耗量是：压缩式制冷机为 1.42kg；双效溴化锂吸收式为 2kg；单效溴化锂吸收式为 4kg。压缩式制冷机标煤耗量低于吸收式。但如吸收式制冷机的加热源是余热、废热、排热，则从总体考虑其节能特性优于压缩式制冷机。因此，尽量利用低势热源，做到物尽其用。直燃式溴化锂冷热水机组由于燃气或燃油在高压发生器中直接燃烧，燃烧效率高，传热损失小，对大气污染小。能一机多用，可供夏季空调、冬季采暖，兼顾生活热水之用，使用方便。此外，在具有废热源的场合宜选用直燃型吸收式热泵机组，这样在采暖运转时可大幅度降低燃料消耗。

根据近年对上海高层建筑空调冷热源装置与能耗调查，共调查上海地区 200 多幢建筑，冷源机组以压缩式制冷机组（包括离心式、螺杆式和往复式）为最多占 53%，其次是空气热源热泵 25%，吸收式机组（包括蒸气双效、直燃型）占 17.7%；热源机组以燃油锅炉（包括集中供热）为最多，占 44%，其次是空气源热泵 30%，电锅炉 10.5%，直燃式吸收式机组（燃油或气）占 9.3%，燃煤锅炉仅占 2.5%。除此之外，有 11.5% 的建筑使用复合能源，如电力和煤气、电力和燃油、电力和蒸汽（集中供热）来驱动冷热源机组，机组的组合方式有：离心式加直燃型吸收式、螺杆式（离心式）与蒸气双效溴化锂吸收式机组及燃油锅炉（集中供热）。

四、集中供热供冷

现代高层建筑的功能一般是综合性的，其中有住房、办公、购物、餐饮、健身娱乐、会议及文化活动等，建筑呈群体方式，规模比较大，建筑面积一般为 5~10 万 m^2 。这种情况下，为了提高环境质量、美化市容、减少污染、便于能源管理和优化能源利用率，降低耗能成本，应尽量采用集中供热供冷。从供冷（热）负荷来分析，由于所包容的建筑物空调负荷全天变化很大，故具有对负荷的削峰或移峰作用，这是很有利的。

集中供热供冷的能源目前以用电力最多，液化天然气亦大量使用，而煤和油的使用对环境有污染。此外废热、排热和自然能源（地热、太阳能、河川水）也是可资利用的能源，其利用的程度往往反映国家在能源管理和利用方面的技术水平。以电力为能源的集中供热供冷系统应尽可能利用夜间电力（分时计价政策使得晚间电价仅为白天电价的 1/3~1/4）进行蓄冷（热），以减少装机容量和运转费用，此外还应尽量利用热泵技术回收余热和利用自然能量。以燃气为能源的集中供热供冷系统常规方式是利用锅炉和溴化锂吸收式制冷机，目前由于直燃式溴化锂冷热水机组发展很快亦可选用。为了提高一次能源的利用率，近来，以燃气为能源的全能系统具有很好的发展前景。所谓全能系统是以燃气为能源在建筑物内就地进行热电冷联合的供能系统。它所获得的电力可以并入城市电网用于建筑照明、电力拖动、水、风机、以及驱动制冷压缩机（或热泵）。全能系统可以利用废热锅炉产生蒸气，利用加热后

的冷却水供暖，而从上述排热中获得的蒸气或排水均可供吸收式制冷机供冷。总之，对于其输出的电力、排气、冷却水的能量可因地制宜地灵活应用，这是十分有效的供能方式。

五、冷热源能源利用多元化

我国是发展中国家，大多数城市能源供应紧张，当建筑物对空调的需求日益增长时，能源的供需矛盾日益突出。有些国家在政府能源政策的导向下，实行空调能源多元化，如电力和燃气（液化天然气）双能源并用，即在夏季除使用电动制冷设备外，同时推广燃气为能源的供冷技术，如双效溴化锂吸收式制冷机、直燃式溴化锂吸收式冷热水机组的应用等；冬季则可利用电动热泵从室内排热源或大气中取得热量作为热泵的热源向建筑物供热。当利用燃气供能时，如前所述，还可采用全能系统，这对能源利用具有最高的效率。目前上海浦东建设的大型建筑物已有采用同时使用电力和燃气制冷的方案。此外，我国有些地区已实行日夜分时计价（电）政策，这对促进蓄冷空调技术的发展亦将有很大的促进作用。

第二节 制冷装置的节能

制冷装置的节能是当前工业生产和人民生活中的一个带有普遍性的重要问题。随着国民经济和科学技术的不断发展，制冷空调在生产和生活中所起的作用和所占的比重越来越大，因而制冷中节能问题也就越来越显得重要。

制冷装置中的节能问题，不仅在制冷装置的运转管理中要考虑，而且首先应在设计中予以考虑。在压缩式制冷机的设计中考虑节能问题就是要求尽可能高的制冷系数。制冷系数最大是优化设计的目标之一，但不是优化设计的唯一目标（优化设计还有其他目标，如重量最轻，设备费用最低等）。而且不能在任何情况下都盲目追求制冷系数最大，例如对冷凝器和蒸发器传热温差的选择，就要采用技术经济综合分析的方法，如果单纯追求制冷系数最大就会导致这些换热器愈大愈好的不切实际的结论。

压缩式制冷机的节能是牵涉面很广的问题，可以从许多方面予以考虑，包括制冷循环的制定，制冷剂的选择，压缩机和各个设备的设计，装置的选配设计和布置，运转中的管理等。现分别予以说明。

一、压缩式制冷机循环及制冷剂选择中的节能措施

(1) 对于蒸发温度较低的制冷机尽可能采用液体过冷，对于 R134a 等制冷剂的制冷机可以考虑采用回热循环（对于 R717 等则不宜采用）。对于复叠式制冷机，在高温与低温部分也可采用回热循环。

(2) 对于单级制冷机可采用分级节流中间抽气循环，当压比 p_k/p_0 较大时这种循环节能比较显著。这种循环特别适用离心制冷压缩机的大型制冷装置、螺杆式制冷压缩机的经济器系统，以及冷库的双温制冷系统。此外，螺杆式制冷压缩机可以制冷剂液体来替代或部分代替喷油，以达到在制冷系统中取消油冷却器，缩小油分离器容积，且实现节能。

(3) 在小型制冷或空调热泵装置的节流机构至蒸发器之间加一个蓄冷器（在其中充以低共熔混合物或石蜡等），可以延长制冷压缩机的运转周期，减少开停次数。或者在用电低谷时进行蓄冰，以降低电费。对于大中型制冷空调系统可以与空调系统配合进行冰蓄冷空调系统设计，并配合低温送风，以降低运行费用。

(4) 当压比 p_k/p_0 在中等范围内（例如为 6~10），采用单级压缩循环还是两级压缩循

环, 可通过技术经济分析去确定。同样, 当蒸发温度在 $-60 \sim -80^{\circ}\text{C}$ 或者更低温度时, 采用两级压缩循环还是复叠式循环, 或者空气制冷机、斯特林制冷机循环, 也应通过技术经济分析去决定。

从节能的角度, 选择制冷剂时应考虑下述两个因素。

1) 单级理论循环的制冷系数可表示为

$$\varepsilon_0 = f\left(\frac{T_0}{T_0}, \frac{T_0}{T_k}\right) \quad (10-4)$$

当 T_0 及 T_k 给定时, 采用不同的制冷剂其制冷系数 ε_0 仅随制冷剂的标准沸点 T_0 而变。根据计算, 大部分制冷剂的 T_0 越高, 则其制冷系数越高, 因而应选用 T_0 高的制冷剂。但这不是选择制冷剂时应考虑的唯一因素, 应连同其他因素, 如热力学性质、环保要求等综合考虑, 以选定合适的制冷剂。

2) 采用非共沸混合制冷剂可以实现非等温冷却, 当用于冷却介质及被冷却介质均为变温的情况时具有比较高的制冷系数。

二、制冷装置设计中的节能措施

在确定设计任务时应确定被冷却对象的温度及冷却方式。从节能角度出发, 被冷却对象的温度以满足设计要求为原则, 不要定得过低, 这样制冷机的蒸发温度也就不会过低。同时应根据具体条件, 选用最有效的冷却方式, 使冷凝温度不要偏高。

进行制冷装置设计的主要任务之一就是选配适宜的制冷设备, 其中最主要的是制冷压缩机和换热器。所选用的制冷压缩机的容量应与制冷装置的冷量负荷相适应 (需考虑冷量损失在内), 不要选得过大, 以免造成不必要的浪费。对于冷量负荷经常变化的制冷装置 (例如冷库), 应选多台制冷压缩机, 以便在运转中能进行合理调配; 或者选用具有能量调节机构的压缩机。制冷压缩机有往复式、滚动转子式、涡旋式、螺杆式和离心式等多种, 它们各自有适用容量范围, 故较难仅从绝热效率的高低来判断应该选用哪一种型式的压缩机。所选用的制冷换热器中最主要的是冷凝器和蒸发器 (对于复叠式制冷机则还有冷凝蒸发器)。当选用这些换热器时, 为了节能, 应采用较小的传热温差和制冷剂流动阻力。决不可采用过分增大传热面积的方法来减少传热温差, 因为这将导致初投资和折旧费的增大。应该考虑强化传热的方法来减少传热温差, 但强化传热往往会引起制冷剂流动阻力的增大或水泵、风机功率的增大, 这时就需要用技术经济分析的方法以确定最佳方案。

制冷装置的系统设计中还有影响节能的制冷剂在管道中的流动阻力和制冷设备、管道的绝热。为了节能, 制冷剂在管道中的流速应选得低一些, 特别是压缩机的吸气管道。但也不应过低, 以防管径取得过大。设备及管道绝热层越厚当然对节能越有利, 但会使初投资增大, 因此应通过技术经济分析的方法确定绝热层的最经济厚度。

冷库设计应在装置投资、节能、运行质量之间进行协调, 即冷库的节能不仅与冷库的初步设计有关, 而且与冷库的运转方式亦密切相关。目前冷库采用单层建筑的很多, 因而冷库平面设计布置时, 亦要在保证装卸的前提下尽可能紧凑, 且要根据装载方式和叉车码垛特性来确定库的净高。在食品联合加工企业中, 最好把各种车间配置在制冷装置的周围, 以免制冷设备和冷藏间分散。只有当冻结设备是生产环节不可缺少的组成部分时, 才可以将冻结设备与整个冷藏间分开, 例如蔬菜流床式冻结设备就装于蔬菜挑拣、清洗、烫漂和贮存包装间之间。与此相反, 传统式的冻结隧道或传送带式冻结设备, 就应包括在冷间整体之中, 以减

少围护结构的冷负荷。

热泵作为节能的机器之一，在能量的有效利用方面，正在进一步为人们所认识。热泵就是以冷凝器放出的热量来供热的制冷系统。空调用的热泵有热泵型空调机组、风冷热泵冷水机组、水源热泵，以及热泵热回收采暖与供热水系统等。对于冷热同时应用的制冷装置可设计成制冷系统按热泵运行。如冷库制冷装置，冷凝器排热量等于蒸发器从外界吸取的热量与驱动压缩机所消耗的能量之和，这部分冷凝器排出的热量可以用来供热或维持地坪下隔热层的防冻加热；超级市场中大量冷藏陈列柜等制冷装置的排热，亦可作为大楼供热水的热源；体育馆中兴建溜冰场应与游泳池设计综合考虑，用制冷装置冷凝器的排热来加热游泳池水温；大型牛奶厂中，牛奶需要冷冻处理，而同时清洗直接与牛奶生产有关设备的热水需要大量的热能，若设计成热泵型，利用冷凝器排热量可节约能耗。此外在干燥、浓缩与蒸发，工业余热回收方面亦有广阔的应用前景。

中央空调系统的节能措施在空气调节有关著作已作详细介绍，这里就不再重复。

三、制冷装置运行中的节能措施

(1) 运行管理的自动化。制冷装置运行管理的自动化是保证冷间温、湿度精度要求，节约人力，而且是节能的重要环节。目前冷库制冷装置的自动化主要包括最佳运行工况调节、蒸发器供液量调节、冷间温度及蒸发温度调节、蒸发器自动除霜、冷凝压力自动调节、制冷压缩机的自动启停及能量调节，制冷辅助设备的自动控制（如自动放空气、自动放油、回油等）等，这些都直接关系到制冷装置的节能。

(2) 对于自控配备不全的制冷装置，根据冷量负荷的变化情况，手动对压缩机进行调配，使压缩机的制冷能力同冷量负荷基本相适应；防止在蒸发器传热温差很大的情况下运行；当润滑油和不凝性气体在系统中积存较多时需设法予以排除；当蒸发器结霜时，应定期除霜，以保证蒸发器经常处于良好的传热状态。

(3) 采取适当的措施，例如经常对冷凝器进行清洗，保持冷却设备的效率，以维持尽可能低的冷凝温度；及时清洗及更换干燥过滤器，尤其是膨胀阀的过滤网以维持制冷剂的正常流动。

(4) 冷库运行中冷藏间的换气亦是影响热平衡的重要因素。对流换热可通过围护结构不严密处或开门时进行。尤其是低温冷间的开门可使制冷装置的能耗急剧地增长，而且还影响到冷藏库的使用寿命，应以特别注意。对于冷库容量来说，一年之内是变化的，但库存吨位越少，其能耗和运行费用就相对增高，因而冷藏间容积利用系数不应低于冷库设计规范的规定值。

以上仅介绍制冷装置节能的几个主要措施，此外在制冷装置的设计、运行、设备制造等许多环节中都存在以节能为目标的优化问题。在采取某些节能措施时，往往需要某些设备、仪器、仪表等的投入，因此考虑采纳某些技术措施时，必须针对实际情况提出可行性分析及技术经济分析。

第十一章 制冷装置的安装与调试

制冷装置的安装与调试是制冷工程中的重要环节。安装和调试质量将会给以后的操作管理、安全运行、维护检修、经济效益和使用寿命等带来直接的影响。因此，安装和调试工作应严格按照合理的规程进行，不得随意更改。

第一节 制冷装置的安装

工厂生产的制冷装置，根据产品的类型、容量的大小和结构型式不同，分为整体式、组装式和散装式三种。不同类型的制冷装置及制冷设备，其安装工作量及安装技术要求均不一致。

小型制冷装置绝大多数是装配成整体式，如空调器、电冰箱、冷藏柜、制冰机、小型组合冷库等，这些装置几乎没有什么大的安装问题，只需检查和开启阀门，并按技术要求供电、供水即可运行。

组装式制冷装置，一般是以压缩冷凝机组（包括制冷压缩机、冷凝器、贮液器、油分离器、过滤器及机架等）为一组；而蒸发器和膨胀阀为另一组。用户安装时，按产品说明书要求，将两组用管子连接起来，成为一个制冷系统。如分体式空调器、中小型冷藏或制冰设备、机械冷藏列车。而空调用的冷水（热泵）机组则将压缩冷凝机组与蒸发器、膨胀阀等均组装在一个机架上，方便用户使用。

散装式制冷装置，包括大中型制冷装置及特殊用冷场合，其制冷压缩机、制冷设备、膨胀阀及其他附件均是散装供给。这就要按照产品说明书，先将各部件安装固定，再将各部件间的管路连接好，然后试验。本章以容积式冷水（热泵）机组和散装式制冷装置的安装为例，说明制冷装置安装有别于其他机械设备的特殊要求及安装的合理规程。

一、制冷装置布置及安装的一般原则

(1) 制冷装置的布置应从便于使用和管理来考虑。制冷机组应靠近用冷场合，并远离热源等设备。散装式制冷装置部件一般都应有专用场地安装，不应与非制冷设备混装在一个场地内。

(2) 机房应宽敞，空气要畅通。必要时，应安装排风扇，加强机房的通风，以利机组散热。在压缩冷凝机组的周围，要留有可供操作人员巡视、操作和维修的地方（至少 1m 以上）。

(3) 机组的电动机应由专用线供电。

(4) 冷却水管路水压力不应低于 120kPa。进水管上应装有调节水量的阀门。水管应考虑到冬季能放尽冷凝器中的积水，以免冷凝管冻裂。

(5) 对散装式的冷凝器和蒸发器等设备，则应检查内部清洁情况，并用氮气或干燥压缩空气吹净，清洁工作应尽量做到彻底。

(6) 合理安排各设备的位置。机组应尽量与蒸发器、冷凝器靠近，充分利用空间，使机

器设备布置紧凑合理，管路短并符合制冷工艺流程。

(7) 制冷量较大的机组或对防振有较高要求的机组，应浇注整体基础。对于小型机组，即只要埋浇地脚螺栓。

(8) 各连接管路均应清洁、干燥，管路布置应正确合理，整齐美观。制冷压缩机吸气管和排气管的坡度和坡向，应符合下列要求：氟利昂压缩机吸气管坡度，不得小于 0.01，应坡向压缩机；氨压缩机吸气管坡度，不得小于 0.003，应坡向蒸发器；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。

(9) 各种仪表及控制器应安装在便于观察和调节的位置上。对船用制冷装置，还应考虑这些仪表的防振防潮等问题。

二、安装前的准备工作

(1) 按制冷装置布置及安装的原则，选择好制冷装置安装的地点。

(2) 配备必要的工种、人员，使安装工作有组织有计划地进行。

(3) 准备好全部设备及所需的各种技术资料，编制施工安装计划，并与电气安装及冷却水管系统的安装相配合，以保证及时供电供水，缩短施工周期。

(4) 有关人员要熟悉安装图样，了解机器设备的构造、性能及技术要求，明确安装工作任务，以利安装工作的顺利进行。

(5) 按照设计图样及产品出厂说明书，检查设备和附件是否齐全，产品质量、规格型号是否符合订货要求。

(6) 按图样要求，审查设备基础的位置、尺寸和土建预埋件及孔洞是否符合设计要求。

(7) 准备好安装工具、起重设备和各种必要的配件材料等。

三、设备安装

(一) 风冷式热泵机组的安装

这是指以空气为热源的空气—水热泵机组，通常为整体组装式的制冷装置。安装前应开箱检查，管道是否有裂缝，压力表是否指示正压，并按样本注明的尺寸，预先完成底座的制作。底座可用钢筋水泥现场制作，也可用工字钢，槽钢等型材制作。其目的是用于平稳安置机组，并使机组整体重量分散至建筑物承重结构，如主要承重梁、墙、柱等结构。一般来说，风冷式热泵机组可安装于屋面，这样可以减少机组的占地面积，减少冷、热风对环境的热污染和噪声污染。

为了安全、可靠地安装于屋面，在机组吊装时应防止受力点低于设备重心而倾斜，设备要捆扎稳固，吊索与设备接触部位，要用软质材料衬垫，防止设备本体、管路、仪表，特别是空气换热器翅片不能与起吊设备相碰，以免损坏翅片。设备就位后，应对机组找平、找正。水平的允许偏差为 0.02% 内。固定底脚螺栓，安装机组凝结水、化霜水排水管道，并加保温，以免冻结，安装阀门、法兰，连接冷水管道，检查机组是否带有水流量开关。流量开关应安装于离弯头 8 倍直径长度的直管段处。水路系统应加设放空气阀，特别是在管道的弯管及管道最高处。

对采用不锈钢板式换热器的机组，对水清洁度要求高，应在机组进水口加设水过滤器，其滤网孔径应为 1.21 ~ 0.95mm 的不锈钢丝网或铜丝网。水管连接时，应安装进出口截止阀，回水管安装过滤器，水泵进出口应有橡胶软接头，出口处应装止回阀。水管进出口处应装大小头，以扩大进出水管的直径。

水侧应充满水，并放尽管内空气，让水充满管内。用手动柱塞泵，对管内加压至 0.6MPa 左右，仔细检查有否渗漏处，在确信无渗漏后，即可保温水管。所接的风管、水管均需保温。从保温和防火的角度考虑，保温材料选用离心玻璃棉板管（密度 40kg/m^3 左右）为宜。水管支、吊架处应垫衬木材，以免在夏季制冷时，支、吊架处出现凝结水。

按说明书的规定，将电线、电缆正确连接到位。在连接电源线时，应注意将压缩机曲轴箱底部安装的润滑油电加热器电源连接于压缩机主电源空气开关的上部，以免在机组停机时，操作人员将空气开关拉开后，同时将润滑油加热器切断。因为热泵机组为防止停机时制冷剂 R22 大量溶入润滑油而引起液击或润滑失效，在停机时要求将润滑油加热器处于开启状态。在长期停机后应加热 12~24h 才可开启压缩机（一般半封闭往复式压缩机需预热 24h，全封闭往复式及螺杆式压缩机需预热 12h 以上），此时自动将加热器电路切断，以免润滑油温度过高。

对于螺杆式压缩机的热泵机组，由于压缩机为单方向运转，机组内一般装有相位保护器，若指示电源相位不正常，必须将主电源三相中的两相线路交换。

（二）散装式制冷装置的安装

1. 制冷压缩机的安装

制冷压缩机及带有公共底座的制冷压缩机冷凝机组安装的基本程序大致如下：

（1）基础：基础的设计，应能承受机器静、动载荷及振动，并考虑邻近设备和建筑物有无特殊要求，因而一般须根据机房具体位置，按机房平面设计图，找出基础中心线，划定纵横基准线和基础位置。基础的浇制，必需符合机房设计图或制造厂所提供的资料要求。基础螺栓孔可根据图样预先留出。预留孔可用浸湿的木料按尺寸大小做成，放在预留位置，待基础浇灌 3~5 天后取出。地脚螺栓露出基础的高度，应以压缩机落位后安装螺母垫片为宜。当要求有消声和防振时应做特殊处理。

（2）机器安装：按吊装规程，将制冷压缩机组吊起，穿上地脚螺栓，对准基础预留地脚螺栓孔落位。压缩机的水平和垂直度可通过调整垫铁用水平仪进行校正。纵向和横向的不水平度，对于往复式压缩机不得大于 $0.2/1000$ ，对于螺杆式压缩机不应大于 $1/1000$ ，压缩机与电动机的同轴度应调整至符合产品使用说明书的要求。水平调整后，将水泥砂浆浇灌于地脚螺栓孔中。待水泥砂浆干后，拧紧地脚螺栓，并再作一次水平与同轴度的调校。安装压缩机时还应注意电路，水路及阀门的连接，以免返工。

2. 制冷设备的安装

制冷设备包括冷凝器、蒸发器、油分离器、高压贮液器、低压贮液器、气液分离器、低压循环桶及集油器等。安装前均应检查其出厂合格证，否则应作单体试压，试压压力要求按 JB/T6917 的规定。设备安装前必须清除铁锈、污物，容器内部应用压力为 0.6MPa（表压）的干燥空气或氮气进行单体吹除排污。

设备安装除按图纸要求外，一般均要求平直。卧式设备的水平度和立式设备的铅直度应符合有关设备技术文件的要求。对油分离器等易振动的设备，其地脚螺栓应采用双螺母或增加弹簧垫圈。低温容器连接阀门时，应按设计要求预留保温层厚度的空间，以防阀门被埋入保温层。低温容器安装时应增设硬垫木，垫木应预先进行防腐处理。

制冷设备上的各种管接头必须分清，严禁接错。制冷系统的各种阀门（截止阀、止回阀、调节阀、电磁阀、浮球阀、安全阀等）必须采用专用产品，安装前应逐个拆卸清洗。各

种阀门安装时要注意流向。对一些自控阀门如电磁阀、浮球阀等在安装前应进行试验和调整。管路安装前必须进行管内壁的除锈、清洗和干燥工作。管路安装时,应将低温管路与支架间接隔热层厚度垫以处理过的干木块,以防止形成“冷桥”。管道隔热层必须待试验并消除渗漏后方可包扎。隔热层的厚度,管路的其他安装、布置原则参见其他章节。

第二节 制冷装置的调试

一、风冷式热泵机组的调试

风冷热泵机组安装完毕,在制冷剂充注和开机前,尚应进行各项检查准备工作。

1. 开机前的检查

检查所有管路连接是否正确。检查所有的动力电缆、控制电线是否已连接到位,所有接线端子是否已完全紧固。压缩机防振弹簧的压紧螺栓应予松开,使弹簧呈自由状态。若机组未充灌制冷剂,应按说明书要求的量充注。

点动水泵,检查水泵转向,若反向,则应调换三相电源中的两相。试运行水泵,观察水压是否稳定。若水压不稳定,应开启放气阀,排尽管内空气。

合闸开启机组主电源。关闭机组内压缩机电源的空气开关,开启控制电路开关,模拟启动试验。主电源通入后,压缩机的油加热器自动通电。第一次开机前,加热时间不少于 24h (或按使用说明书),以便排除冷冻机油中所溶解的 R22 制冷剂,避免开车瞬间的液击或其他故障。检查压缩机油面视镜,油位应在视镜的 1/8 ~ 3/8 范围内。

检查空气换热器翅片是否有灰尘或其他物件遮挡。开启机组风机,确认风机运转正常。

检查电热器的双金属温度保护器是否正常。调整温度控制器至设定温度。检查接地或接零保护是否可靠。

2. 开机程序

(1) 开动水泵,观察水泵进出压力差,注意观察水压的稳定性。若发现水泵有异常噪声和漏水,检查润滑油、填料等密封件是否良好,联轴节是否紧固。调整后开机,直至正常。

(2) 打开所有压缩机吸气、排气阀门(若有吸、排气阀门)。将阀门全部开到底,再倒 1/2 圈左右,使三通阀全开,压力表接通。打开供液阀。

接通主电源,将压缩机空气开关、控制开关置于“开”的位置。如有 A、B 回路,选择 A 回路先运行。检查各相电压是否平衡。相间电压不平衡值应小于 2%。电压应在 340 ~ 420V 范围内。

启动机组。启动后,应仔细观察压缩机电流是否在正常范围。各相电流是否平衡。观察压缩机油面稳定情况,吸、排气压力是否正常。观察视液镜湿度指示是否保持蓝色,以确定制冷系统内水分含量。正常运行时,制冷工况吸气压力应在 0.4 ~ 0.6MPa 之间,排气压力应在 1.7 ~ 1.8MPa 之间,排气温度不应超过 150℃。

机组运行 1h 后,观察进出水温的变化。若在制热运行时开机,则应观察水的温升是否达到说明书要求。在多台压缩机运行中,有可能会发生某一电磁换向阀失灵而造成系统内有制热运行和有制冷运行的独立回路。此时应检查控制电路,确信各回路处于制热工作状态。如控制回路及电磁换向阀失灵,均应修理或更换。

机组正常运行 1 ~ 2h 后,方可将外盖板就位安装,调试过程结束,机组进入试运转。

二、散装式制冷装置的调试

制冷系统的设备及管道安装完毕后，需要进行试运转。只有当试运转达到规定的要求后，方可交付验收使用。对于各制冷设备分散安装而且制冷压缩机需要现场拆检的制冷装置，其试运转的程序如下：①压缩机拆洗检查及添加润滑油；②压缩机无负荷试运转；③压缩机空气压力试运转；④系统排污；⑤系统气密性试验；⑥系统真空试验；⑦系统中制冷剂的充灌；⑧带负荷试转；⑨制冷装置的调试。下面以中型往复式压缩机及其制冷系统为例，说明试运转的程序。

(一) 压缩机拆洗检查及添加润滑油

压缩机安装或检修完毕后，必须进行拆检清洗。除轴封器和曲轴外，其他部位均应拆检和清洗。新机器的曲轴箱、吸排气阀和过滤器中残留的铁屑、机加工毛刺等物均应予以清除，以免运转时进入气缸造成拉缸事故。清洗完毕后，向压缩机注入规定牌号的冷冻机油，如果是补充加入冷冻机油，则应与系统内原有的冷冻机油牌号相同，不允许不同牌号的冷冻机油混用，以防粘度等性能指标发生变化。对于新装的制冷装置，由于各部件的壁面、管壁需要油膜，往往出现压缩机润滑油量不足的现象，需要及时添加，这是正常的。

添加少量的冷冻机油，可利用吸气截止阀的多用通道在停机时添加。对装有放油三通阀的压缩机可实现不停机加油。曲轴箱内油面高度应符合技术文件规定，盘动压缩机时各运动部件转动灵活，无过紧和碰触现象，电动机转向正确。然后检查冷却水系统，压力、温度、压差控制器等的整定值要符合设备技术文件的规定，安全阀出厂铅封完好。

(二) 压缩机无负荷试运转

压缩机在不装吸、排气阀组和气缸盖（气缸套应有固定）的情况下，使压缩机运转时间不少于1h。其目的是使相互运动的零件跑合，检验油泵供油是否正常；要求运转平稳、无异常声响和剧烈振动；运转时检查主轴承外侧和轴封外侧而温度应无异常温升；停机检验气缸套内径而应无异常磨损和温升。

(三) 压缩机的空气压力试运转

压缩机无负荷试运转合格后方可进行空气压力试运转。压缩机装上吸、排气阀组、气缸盖，在吸气口加装空气滤清器。吸气压力为大气压力，排气压力有水冷却时为0.3MPa，无水冷却时为0.2MPa，连续运转不少于1h。其目的是检验压缩机在有载荷下的运转情况，安装质量及密封性能是否良好。具体试验项目如下：运转状态稳定，无异常声响、振动，压力和输入功率无异常波动；各部位温升应不比室温高出表11-1规定的温度（用点温计测量）；油压调节阀操作方便，与吸入压力的压差应能调至0.1MPa以上；能量调节装置操作灵活、正确。

表 11-1 各部位温升最高限制

(单位:℃)

检 查 部 位	有 水 冷 却	无 水 冷 却
主轴承外侧面	40	60
轴封外侧面		
曲轴箱润滑油		50

(四) 系统排污

系统设备安装完毕或压缩机进行空气压力试运转合格后要对整个系统进行吹除排污，以清除系统内部的焊渣、砂子和铁屑等杂物。通常采用压力为0.6MPa（表压）的清洁压缩空

气或氮气进行吹除，次数不少于3次，并用白纸在排污口试验，直到排出气体不带水气、油污、铁锈等杂物为止。压缩空气应由空气压缩机供给。系统排污后应将系统中所有阀（除安全阀外）拆洗清洗。

（五）系统气密性试验

系统吹污合格后要对系统进行气密性试验，其目的是检查系统安装质量，检验系统在压力状态下的密封性能是否良好。试压介质应采用干燥洁净的空气或氮气，根据系统大小可分段、分系统进行试压，对于R717、R22、R134a等制冷剂高压侧试验压力为2.0MPa，低压侧为1.6MPa。试验开始后6h内，气体冷却后压力降不大于30kPa，以后18h内，当室温不变时压力不再下降为合格。由于气温变化，压力下降应符合下式关系：

$$p_2 = p_1 \frac{T_2}{T_1} \quad (11-1)$$

式中， p_1 为充压稳定后的初始压力，单位为kPa； p_2 为检测时压力，单位为kPa； T_1 为 p_1 读数时的环境绝对温度，单位为K； T_2 为 p_2 读数时的环境绝对温度，单位为K。

（六）系统真空试验

系统真空试验的目的是消除系统中的残存气体和水分，并检验系统在真空状态下的气密性。系统用真空泵进行抽空，氨系统的剩余压力为5.33kPa，氟利昂系统的剩余压力为1.33kPa，抽真空时系统中的阀门全部开启，分2~3次进行抽空，以使系统内压力均衡。系统抽真空至规定剩余压力后保持24h，压力升高不超过0.67kPa为合格。

（七）系统中制冷剂的充灌

当真空度达到要求后，向系统充灌制冷剂。充灌时应分次加入，先利用制冷剂将接管内的空气排至大气。系统在真空状态下充注少量制冷剂，使系统内压力达0.2~0.3MPa即可，然后关闭钢瓶和系统中的接管阀门。氨系统用酚酞试纸在各连接部位检漏，氟利昂系统使用卤素检漏灯或检漏仪进行检漏。在确认无泄漏的情况下，再继续向系统充灌。充灌量的多少，应参照产品使用说明书，切不可多加，否则有可能造成事故。制冷剂的充灌，对于氨系统、大中型氟利昂系统，从高压贮液器出液管上接出的加液口向系统充注制冷剂；对于小型氟利昂系统可采用气充法，由压缩机吸入阀上的“多用口”向系统充注制冷剂。所充灌制冷剂质量应符合国家标准。从加液口向系统充注氟利昂时，应在加液口接入干燥器以确保充入系统内的氟利昂的干燥度。但应注意R134a与R22的干燥剂是不同规格的。

（八）带负荷试运转

在制冷装置调试之前，先要进行试运转。在试运转启动时还须进行检查工作。

1. 启动前的准备和检查工作

(1) 打开冷凝器的冷却水阀门，若是风冷式冷凝器，则启动风机，并检查供水量或风量是否满足要求。

(2) 检查和打开压缩机的吸、排气截止阀及其他有关控制阀门。

(3) 检查压缩机曲轴箱内油面高度。一般应保持在油面指示器的水平中心线上。

(4) 用手盘动联轴器数圈，或开电源开关试启动一下即关，检查是否有异常杂声和其他意外情况发生，并注意旋转方向是否正确。

(5) 经仔细检查，确认没有问题后，可启动压缩机运转。

2. 启动后的检查工作

(1) 对装有电磁阀的制冷系统检查电磁阀是否已开启,可用手摸电磁阀线圈外壳,若感到发热和有微小振动,则表明已开启。

(2) 检查油压表,看油压指示值是否正常。

(3) 压力控制器的保护动作试验。低压控制器试验:压缩机运转后,慢慢关小吸气截止阀,使吸气压力逐渐下降,检查低压控制器动作时的吸气压力值,是否与要求的压力值相符合。若不相符或到了规定值还不动作,则应调整后再试验,直至动作值与要求值相符合为止。高压控制器试验:将关小的吸气截止阀重新开足,将冷凝器冷却水阀关小,使排气压力逐渐升高,检查高压控制器动作时的排气压力值是否与要求的压力值相符合。若不相符合或到了规定值还不动作,则应进行调整,并再试验校正,直至高压控制器的动作值与要求值相符合为止。

(4) 油压差控制器的动作试验,检查油压差值低于规定值时,检查油压差控制器的动作情况。逐渐调节油压调节阀,使油压逐渐下降,观察油压差控制器动作是否与要求的规定值相符合。油压差控制器一般低于规定值时延时 1min 动作,调试时要给予注意。若不动作或动作时的油压差值与要求值不符,则应进行调整,并再试验校正。当油压调节阀调整到正常油压值后,应将阀盖旋紧。

(5) 对具有能量调节装置的压缩机,应检查该机构的动作是否正常,在运转的初始阶段,压缩机应全负荷运转。

(6) 检查膨胀阀工作情况,倾听阀内是否有制冷剂流动声及吸气压力是否正常。

(7) 注意压缩机的排气压力、排气温度,冷冻机油的温度是否正常。

(8) 对于氟利昂制冷系统检查油分离器的自动回油情况。

(9) 听压缩机运转的声音。正常运转时,吸、排气阀片发出清晰均匀的起落声,气缸、活塞、连杆和轴承等部分不应有敲击声,否则应停机检查,并及时排除故障。

在试运转正常的情况下,即可对制冷装置进行调试。

(九) 制冷装置的调试及运行参数分析

制冷装置的调试,就是把装置运行参数调整到所要求的范围内。制冷装置运行的参数主要有:蒸发温度和蒸发压力;冷凝温度和冷凝压力;压缩机的吸、排气温度和吸、排气压力;节流前的制冷剂液体温度;两级压缩制冷系统的中间压力等。这些运行参数不是固定的,而是随外界条件(如冷却水温度,冷间的冷负荷)的变化而变化的。所以,在制冷装置调试时,必须根据外界条件和装置的特点,调整各个运行参数,使它们在合理、经济和安全的数值下运行。

1. 蒸发温度和蒸发压力

蒸发温度和蒸发压力是根据用户的要求确定的。装置运行的蒸发温度,应根据被冷却介质的温度要求及工作特点来确定。调整蒸发温度,实际上是调整蒸发温度与被冷却介质温度之间的温差值。从传热的观点考虑,温差取得大,其传热效果好、降温快。但是加大传热温差,就使蒸发温度降低。对压缩机的制冷量来说,当冷凝温度一定时,蒸发温度越低,其制冷量越小,由于冷量不足,反而使被冷却介质温度降不下去。而温差变小,则传热效果差,压缩机制冷量虽然增大,但蒸发器热交换不充分。因此,我们应根据制冷设备的不同形式,合理地选择温差。

根据我国 JB/T4329—97 容积式冷水(热泵)机组标准规定冷水机组的名义工况为冷水

进口水温 12°C ，出口水温 7°C ，冷却水进口水温 30°C ，出口水温 35°C 。所以冷水机组在出厂时，自动控制和保护元器件的整定值，将使冷水机组保持在名义工况下的运行状态。由于提高冷水的出水温度对机组的经济性十分有利。运行中，在满足空调使用要求的情况下，应尽可能提高冷水出水温度。如果实际使用中机组长期运行的冷水出水温度不是 7°C ，订货时应在合同上注明所需要的冷水出水温度要求。因此，在机组的实际运行操作中，应根据空调对象的具体要求，可将冷水的出水温度提高或适当降低。一般情况下，蒸发温度较冷水出水温度低 $2\sim 4^{\circ}\text{C}$ ，则控制蒸发温度在 $3\sim 5^{\circ}\text{C}$ 范围。

对于直接蒸发式冷库制冷系统来说，一般它的蒸发温度应比要求库温值低 $5\sim 10^{\circ}\text{C}$ ，船用冷库温差要大一些，一般在 $8\sim 12^{\circ}\text{C}$ ；对于冷却液体介质的蒸发器，它的蒸发温度应比被冷却液体介质温度低 $4\sim 6^{\circ}\text{C}$ 。

调整蒸发温度与被冷却介质温度的差值，实际上就是调节节流阀的阀孔开度。目前常用的节流阀有手动节流阀，热力膨胀阀，恒压膨胀阀、浮球阀等。我们在调试运行时，主要靠观察蒸发压力的变化来判断膨胀阀的开度是否适中。如果阀开度过小，供液量不足，则使蒸发压力和蒸发温度下降，压缩机吸气过热，排气温度亦升高；而供液量过多时，则蒸发压力和蒸发温度都升高，过量的液体，还会使压缩机产生液击事故。所以正确地控制节流阀门的开启度是运行中调节蒸发温度和蒸发压力的主要方法之一。此外，当冷却设备负荷和压缩机的容量不变，若蒸发器热交换面积设计过小或内外表面有污垢，则使蒸发温度降低；如热交换面过大，则蒸发温度升高；如果冷却设备负荷和蒸发器热交换面积都不变时，压缩机容量增大，则蒸发压力和温度降低，容量减少时，则蒸发温度和压力升高。

2. 冷凝温度和冷凝压力

制冷系统的冷凝压力为高压表所指示的压力，用绝对压力表示，查制冷剂热力性质表所得的温度为冷凝温度。它与冷却介质的温度，冷却介质在冷凝器中的温升以及冷凝器的结构型式有关。在一般情况下，冷凝温度比冷却水进口温度高 $5\sim 9^{\circ}\text{C}$ ，比强制通风的冷却空气进口温度高 $10\sim 15^{\circ}\text{C}$ 。当蒸发温度不变时，冷凝温度升高，冷凝压力也升高，压缩机的压缩比增加，输气系数减小，压缩机制冷量降低，而耗电量却增加。此外，冷凝压力升高，压缩排气温度升高。如果排气温度过高，则使压缩机润滑油变稀，影响润滑，当排气温度与润滑油闪点接近时，将会使部分润滑油炭化并积聚在排气阀门中，影响阀门的密封性，此外，对阀片、假盖弹簧等均有影响。

冷凝温度过高，从设计角度分析是因为冷凝面积过小。此时，不能在规定的压力下将压缩机排入冷凝器的过热蒸气全部冷凝为液体，而只有在较高的压力和温度下冷凝。在这种情况下，只有增加冷凝器面积或减少并联系统的压缩机运行台数。

运行过程中，冷凝器内表面有油膜、水垢或系统内有少量空气等不凝性气体，均可使传热热阻增加，使制冷剂蒸气不能及时冷凝。通常处理方法是定期放油、放空气并根据水质情况定期清除水垢。

降低冷凝温度对制冷装置的运行有利。其可采取的措施有两个方面：一是降低冷凝器冷却水的进水温度；二是加大冷却水量。但冷却水温度取决于大气温度和相对湿度，受自然条件变化的影响和限制；而加大冷却水流量简单易行，但加大冷却水流量，引起冷却水泵功耗增加，过高的流速还会加剧水管磨损，故应全面考虑。

此外，冷却水是开式循环系统，冷却塔在大气中运行。灰尘、杂物和大气中的腐蚀气体

与有害物质，会溶解在冷却水中，在阳光作用下造成氧化加剧，及微生物在水中繁殖，对冷却水系统工作存在严重危害。因此，有关操作规程规定冷却水系统和冷凝器管道每年必须彻底清洗一次，以保证冷凝器的正常工作性能。

3. 压缩机的吸气温度

压缩机的吸气温度，对容积式压缩机来说，是指压缩机吸气腔中制冷剂气体的温度。吸气温度高，排气温度亦高，制冷剂被吸入时的比容大，此时压缩机的单位容积制冷量变小；相反，压缩机吸气温度低时，其单位容积制冷量大。但是压缩机的吸气温度过低，可能造成制冷剂液体被压缩机吸入，使往复式压缩机产生液击现象。此外，压缩机吸入管道的长短和包扎的保温材料性能的好坏，对过热度的大小，也有一定影响。吸气温度一般控制在制冷装置的吸气过热度为 $5\sim 10^{\circ}\text{C}$ ，在设回热热交换器的氟利昂系统吸气过热度为 15°C 比较合适。因此在机器运行操作中，必须注意压缩机吸气温度的控制，通常是用调节热力膨胀阀的调节螺杆来调节过热度的大小。

4. 压缩机的排气温度

压缩机的排气温度是制冷剂经过压缩后的高压过热蒸气。由于压缩机所排出的制冷剂为过热蒸气，其压力和温度之间不存在对应关系。压缩机的排气温度可从排气管路上温度计读出。排气压力一般稍高于冷凝压力，而排气温度较冷凝温度高得多。排气温度除与制冷剂种类有关之外，主要与吸气温度、压力及压力比有关，并随着它们的增大而提高。冷凝温度和排气温度过高对压缩机的运行都是不利的，应予以防止。

5. 两级压缩的中间压力

两级压缩的中间压力与高、低压压缩机的气缸容积比、冷凝压力和蒸发压力等有关，它们中的任一数值变化时，中间压力都会发生相应的变化。此外，中间压力还与制冷系统的节流形式有关。

由于两级压缩压缩机的电动机配套原则，高压级压缩机是按最大功率配用的；而低压压缩机则是按启动工况配套的。所以，两级压缩机启动时，要先启动高压级压缩机，当蒸发压力逐渐下降到中间压力时，再启动低压压缩机。此外，还可以对多台多缸的系统采取调节容积比的方法，遵循启动过程中蒸发温度逐渐下降的规律，按不同蒸发温度对高、低压级容积比进行相应的调节，直至压缩机按设计工况正常运行。这样可以避免低压级压缩机电动机过载，保证制冷系统安全运行。单机双级系统的启动，一般是采用管路切换的方法，使压缩机的高压级气缸和低压级气缸同时作单级运行；直到中间冷却器内压力接近设计中间压力时，再切换为两级，进行正常的两级压缩运行。

在一定范围内，两级压缩的中间压力是随着高低压级的容积比和冷凝压力、蒸发压力的变动而改变的。所以在运行操作过程中不能随意调整中间压力，而只能控制中间冷却器等有关参数，以维护压缩机的正常运转。

制冷装置安装并调试结束后，又均达到设计规定要求，则可进行签字验收。

附 录

附录 A 计算马丁-侯方程常数的程序

C 计算马丁-侯方程常数的程序

REAL M,K,NP, LNQ

R = 82.055

K = 5.475

NP = 1.8

YP = 3.

READ(7, *)TC,PC,VC,TTB

C TC 是临界温度,单位为 K,PC 是临界压力,单位为 kPa,VC 是临界比体积,单位为 cm^3/mol ,

C TTB 是正常沸点,单位为 K。

PC = PC * 9.868E-3

TB = 30. + 2.42 * TC - 5.67E-4 * TC * TC

ZC = PC * VC/R/TC

TT = TC * (.9869 - .6751 * ZC)

M = -.9076 * (TTB * ALOG(PC)/(TTB-TC)-1.) * PC/TC

TBC = TB-TC

EXB = EXP(-K * TB/TC)

EXK = EXP(-K)

VCMB = VC-B

VCNPMB = VC/NP-B

BB = 20.533 * ZC - 31.883 * ZC * ZC

B = VC - BB * R * TC/15./PC

F2C = 9. * PC * VCMB ** 2 - 3.8 * R * TC * VCMB

F3C = 5.4 * R * TC * VCMB ** 2 - 17. * PC * VCMB ** 3

F4C = 12. * PC * VCMB ** 4 - 3.4 * R * TC * VCMB ** 3

F5C = 0.8 * R * TC * VCMB ** 4 - 3. * PC * VCMB ** 5

C2 = (F2C + B * R * TT + (R * TT) ** 2 * (1.-ZC)/PC) * TBC + (F2C + B * R * TB) *


```

+ (TC-TT)
C2 = C2/((TB - TC) * (EXK-EXP(-K * TT/TC))-(TC-TT)
+ * (EXB-EXK))
B2 = (-F2C-B * R * TB-C2 * (EXB-EXK))/TBC
A2 = F2C-B2 * TC-C2 * EXK
C3 = C2 * (VCMB ** 3-VCNPMB ** 3)/(VCNPMB ** 2-VCMB ** 2
B3 = (M * VCMB ** 5-M * YP * VCNPMB ** 5)/(VCMB ** 2
+ -VCNPMB ** 2)-B2 * (VCMB ** 3 + VCNPMB ** 3)/(VCMB ** 2
+ -VCNPMB ** 2)-R * (VCMB ** 2 + VCNPMB ** 2)
A3 = F3C-B3 * TC-C3 * EXK
A4 = F4C
A5 = F5C-B5 * TC-C5 * EXK
B5 = M * VCMB ** 5-R * VCMB ** 4-B2 * VCMB ** 3-B3 * VCMB ** 2
C5 = -C2 * VCMB ** 3-C3 * VCMB ** 2
WRITE( * , * )'THE CONSTANTS OF MH(59)EOS ARE:'
WRITE( * , * )'A2,B2,C2      = ',A2,B2,C2
WRITE( * , * )'A3,B3,C3      = ',A3,B3,C3
WRITE( * , * )'A4,          = ',A4
WRITE( * , * )'A5,B5,C5      = ',A5,B5,C5
WRITE( * , * )'b            = ',B
END

```

说明:马丁-侯方程常数是与压力、温度和比体积所采用的单位有关。用上述程序计算得到的方程常数适用于压力单位为 atm(1atm = 0.1013MPa),温度单位为 K,比体积单位为 cm³/mol。

附录 B 用马丁-侯方程计算比焓和比熵的程序

C 计算比焓和比熵的程序

R = 82.055

READ(* , *)A2,B2,C2,A3,B3,C3,A4,A5,B5,C5,B

C 由上述程序计算得到的马丁-侯方程常数;

READ(* , *)P,V,T,HH0,SS0,CPA,CPB,CPC,CPD

C P 是压力,单位为 MPa; T 是温度,单位为 K; V 是比体积,单位为 cm³/mol

C HHO 和 SSO 是对基准态比焓和比熵值进行校正的常数，与基准态取定及制冷剂种类 C 有关；

C CPA, CPB, CPC, CPD 是理想气体比热容公式 $CP = CPA + CPB * T + CPC * T^2 + CPD * T^3$ 常数，CP 单位为 kJ/(kmol·K)，参见表 2-3；

$$P = P^* 9.868$$

$$AKTC = -5.475/TC$$

$$EE = \text{EXP}(AKTC * T)$$

$$F2 = A2 + B2 * T + C2 * EE$$

$$F3 = A3 + B3 * T + C3 * EE$$

$$F4 = A4$$

$$F5 = A5 + B5 * T + C5 * EE$$

$$EK = 1. + AKTC * T$$

$$VB = V - B$$

$$ZZ = P * V / R / T$$

$$AR = R * T * \text{ALOG}(VB * ZZ / V) - (F2 / VB + F3 / 2. / VB ** 2$$

$$+ F4 / 3. / VB ** 3 + F5 / 4. / VB ** 4)$$

$$SR = -R * \text{ALOG}(VB * ZZ / V) + ((B2 + AKTC * C2 * EE) / VB$$

$$+ (B3 + AKTC * C3 * EE) / 2. / VB ** 2$$

$$+ (B4 + AKTC * C4 * EE) / 3. / VB ** 3$$

$$+ (B5 + AKTC * C5 * EE) / 4. / VB ** 4)$$

$$HR = AR + T * SR + T * R * (1. - ZZ)$$

$$SR = SR * 0.1013$$

$$HR = HR * 0.1013$$

$$HT = CPA * T + CPB * T * T / 2. + CPC * T ** 3 / 3. + CPD * T ** 4 / 4. - HR$$

$$ST = CPA * \text{ALOG}(T) + CPB * T + CPC * T * T / 2. + CPD * T ** 3 / 3. - 8.314 * \text{ALOG}(P) - SR$$

$$ST = ST + SSO$$

$$HT = HT + HHO$$

$$\text{WRITE}(*, *) 'h = ', HT, 'kJ/kmol \quad s = ', ST, 'kJ/kmol'$$

END

附录 C 单级压缩蒸气制冷循环性能的计算程序

C 单级压缩蒸气制冷循环性能计算

```
REAL NI, NO
DIMENSION P(7), T(7), H(7), V(7), S(7)
```

```
WRITE( *, * ) '输入蒸发温度  $t_e$ , 冷凝温度  $t_k$ , 吸气温度  $t_2$ , 液体温度  $t_4$ .'
```

```
READ( *, * ) T(7), T(4), T(2), T(6)
```

```
WRITE( *, * ) '输入制冷量  $Q_E$ , 压缩机指示效率  $\eta_i$  和机械效率  $\eta_m$ .'
```

```
READ( *, * ) QE, ETAI, ETAM
```

C 计算理论循环各状态点热力参数

```
CALL CYC59(T, P, S, H, V)
```

C 计算单位制冷量、单位容积制冷量及单位理论功

```
Q0 = H(2) - H(6)
```

```
QV = Q0 / V(2)
```

```
W0 = H(3) - H(2)
```

C 计算单位冷凝器

```
H2 = (H(3) - H(2)) / ETAI + H(2)
```

```
QK = H2 - H(6)
```

C 计算制冷剂的质量流量

```
G = QE / Q0
```

C 计算压缩机的理论功率和指示功率

```
NO = G * W0
```

```
NI = NO / ETAI
```

C 计算实际制冷系数

```
COPR = Q0 / (NI / ETAM)
```

C 计算冷凝器的热负荷

```
QC = G * QK
```

C 输出结果

```
WRITE(NOP, *) Q0, QV, W0, QK, G, NO, NI, COPR, QC
```

```
END
```

```
SUBROUTINE CYC59(T, P, S, H, V)
```

```
DIMENSION T(7), P(7), H(7), S(7), V(7), TK(7)
```

```
COMMON / CPP / CPA, CPB, CPC, CPD, XMOL
```

```
TCK = 273.15
```

```
PMA = 9.868
```

```
T(1) = T(7)
```

```
TT = T(1) + TCK
```

```
PP = PSS59(TT)
```

C PSS59 是计算饱和蒸气压的函数子程序

$P(1) = PP/PMA$

$P(2) = P(1)$

$P(7) = P(1)$

$TK(1) = TT$

$TK(2) = T(2) + TCK$

$TK(7) = TT$

$TT = TK(2)$

C VHS59 是计算比体积、比焓和比熵的子程序

CALL VHS59(TT, PP, HH, VV, SS)

$S(2) = SS$

$TT = T(4) + TCK$

$PP = PSS59(TT)$

$P(4) = PP/PMA$

$P(3) = P(4)$

$P(5) = P(4)$

$P(6) = P(4)$

$TT3 = TK(2) * (P(3)/P(2)) ** 0.09091$

$PP = P(3) * PMA$

101 CALL VHS59(TT3, PP, HT2, V2, ST2)

IF(ABS(ST2-SS).LE.1.E-4)GOTO 111

$TT3 = TT3 * \text{EXP}((SS-ST2) * 0.1)$

GOTO 101

111 TK(3) = TT3

$T(5) = T(4)$

$TK(4) = T(4) + TCK$

$TK(5) = T(5) + TCK$

$TK(6) = T(6) + TCK$

DO 200 I=1,4

$PP = P(I) * PMA$

$TT = TK(I)$

CALL VHS59(TT, PP, HH, VV, SS)

$T(I) = TK(I) - TCK$

$H(I) = HH$

$V(I) = VV$

$S(I) = SS$

200 CONTINUE

C HL59 是计算气化热的函数子程序

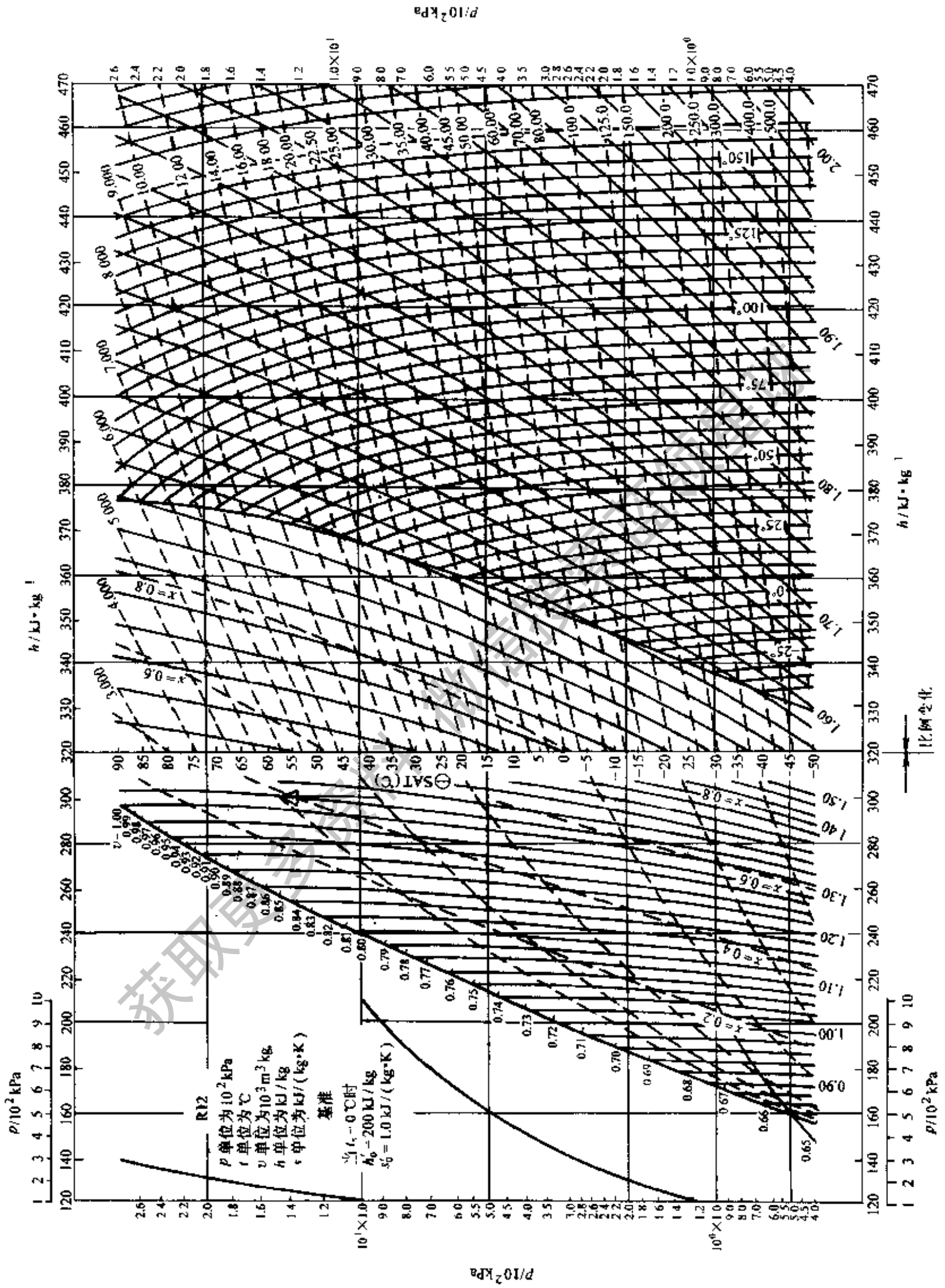
```

H(5) = H(4)-HL59(TK(5))
V(5) = VLD59(TK(5))
S(5) = S(4)-HL59(TK(5))/TK(5)
H(7) = H(1)-HL59(TK(7))
V(7) = VLD59(TK(7))
S(7) = S(1)-HL59(TK(7))/TK(7)
PP = PSS59(TK(6))
CALL VHS59(TK(6), PP, HH, VV, SS)
T(6) = TK(6)-TCK
H(6) = HH-HL59(TK(6))-V(6) * (P(6)-PP/PMA)
...
V(6) = VLD59(TK(6))
S(6) = SS-HL59(TK(6))/TK(6)-V(6) * (P(6)-PP/PMA)/TK(6)
...
END
FUNCTION PSS59(T)
COMMON/PRSCON/PCA, PCB, PCC, PCD, PCE, PCF
C PCA, PCB, PCC, PCD, PCE, PCF 是蒸气压方程式(2-33)中的常数
IF(T.GT.TC)STOP' SUPER CRITICAL POINT'.
TR = T/TC
TR1 = 1.-TR
PRI = (PCB * TR1 + PCC
+ * TR1 ** 1.5 + PCD * TR1 ** 3
+ + PCE * TR1 ** 7 + PCF
+ * TR1 ** 9)/TR + PCA
PSS59 = EXP(PRI) * PC
END

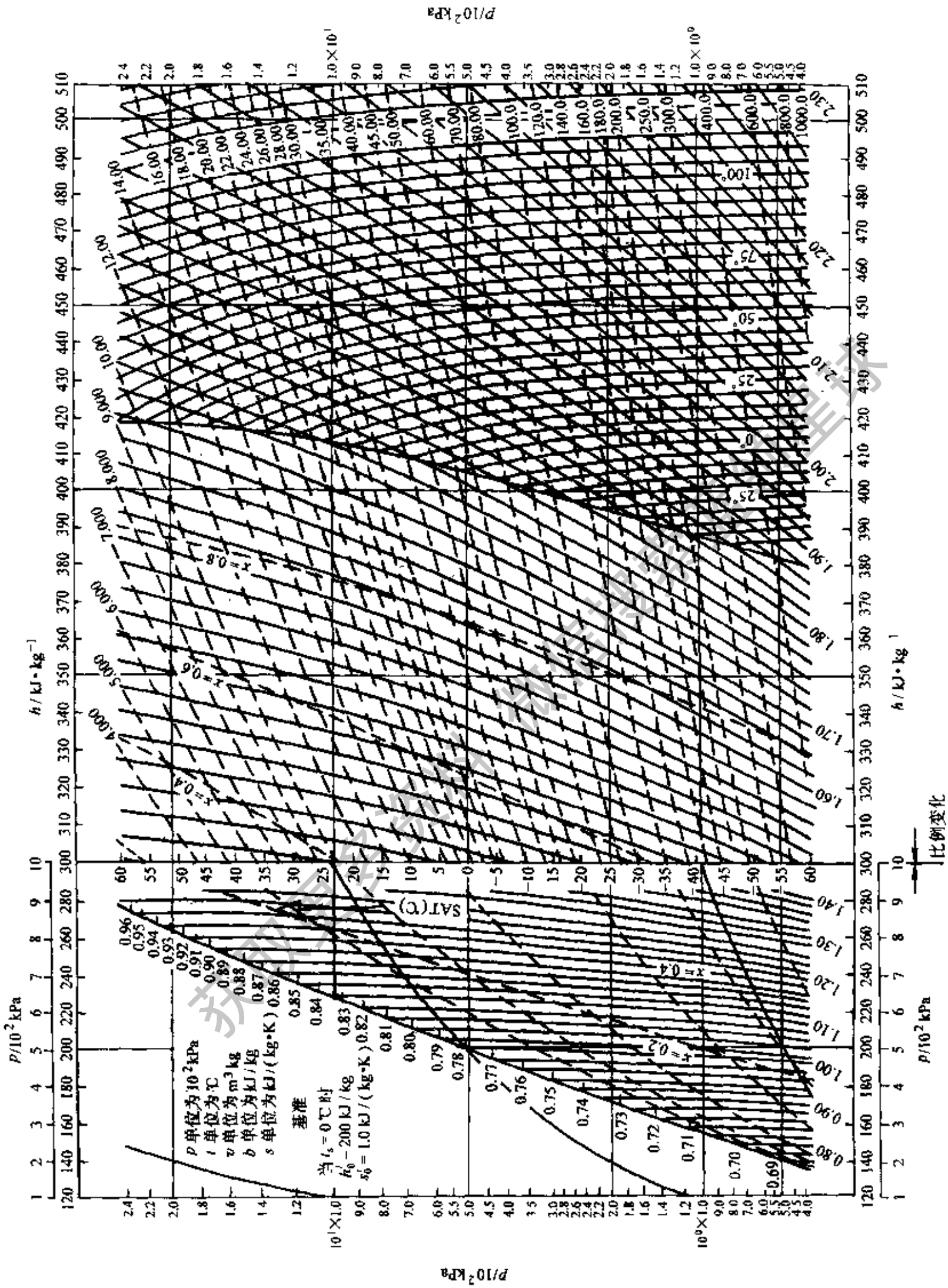
```

附录 D 常用制冷剂压—焓图

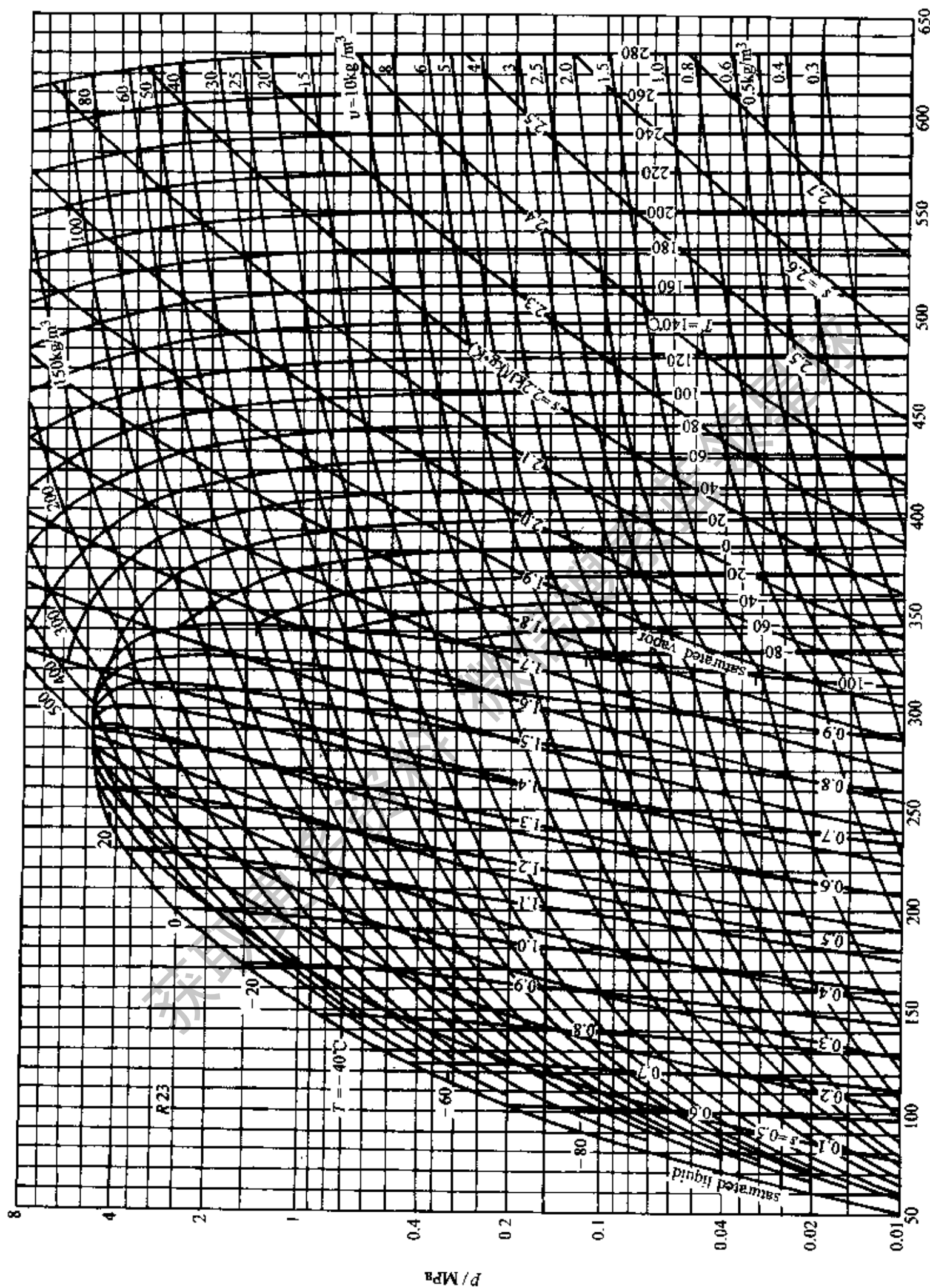
附图 D-1 ~ 附图 D-8 为常用制冷剂 R12、R22、R23、R123、R134a、R502、R717 及 R600a 的压—焓图。



附图 D-1 R12 压—焓图



附图 D-2 R22 压-焓图



$h/\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$

附图 D-3 R23 压-焓图

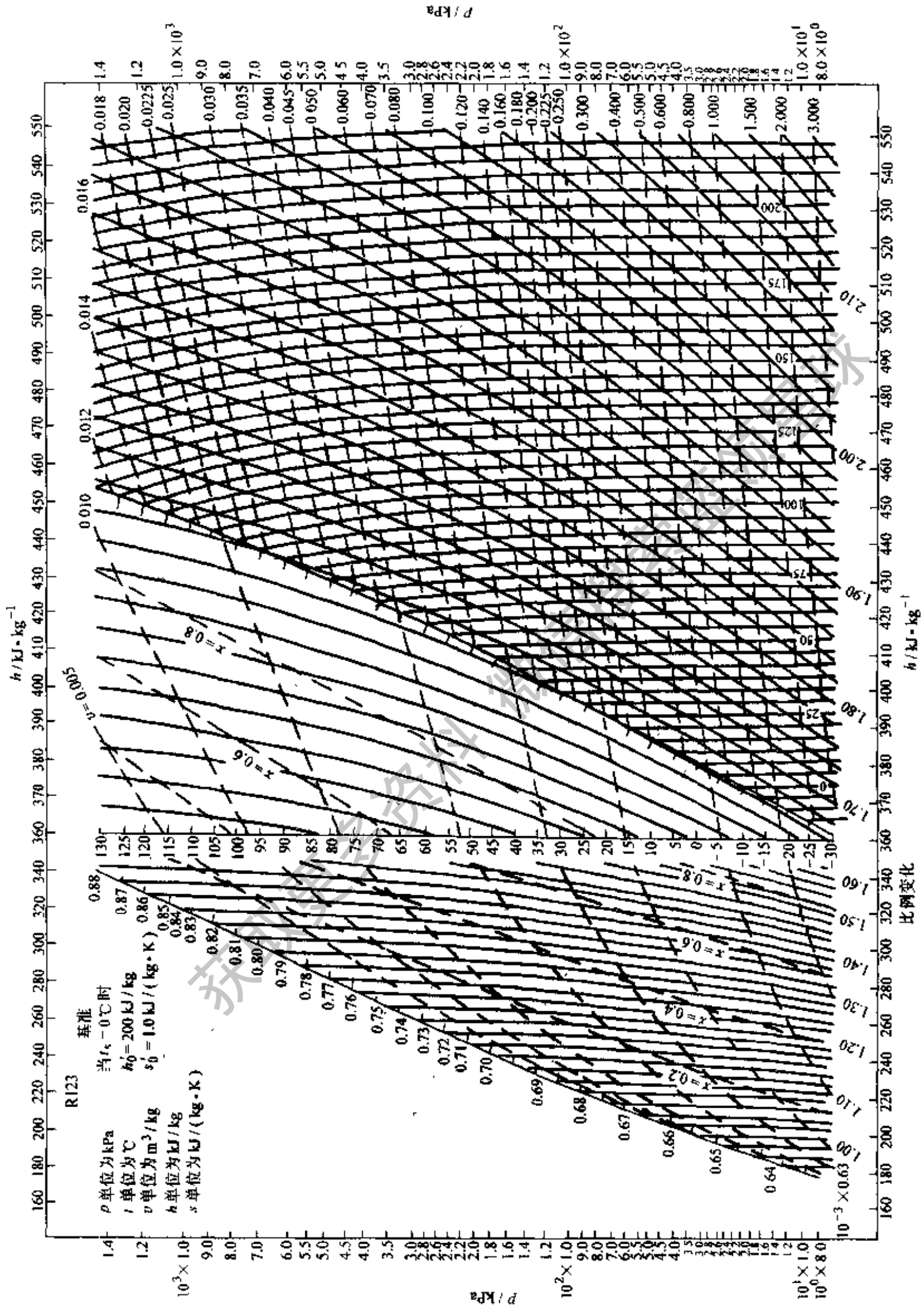
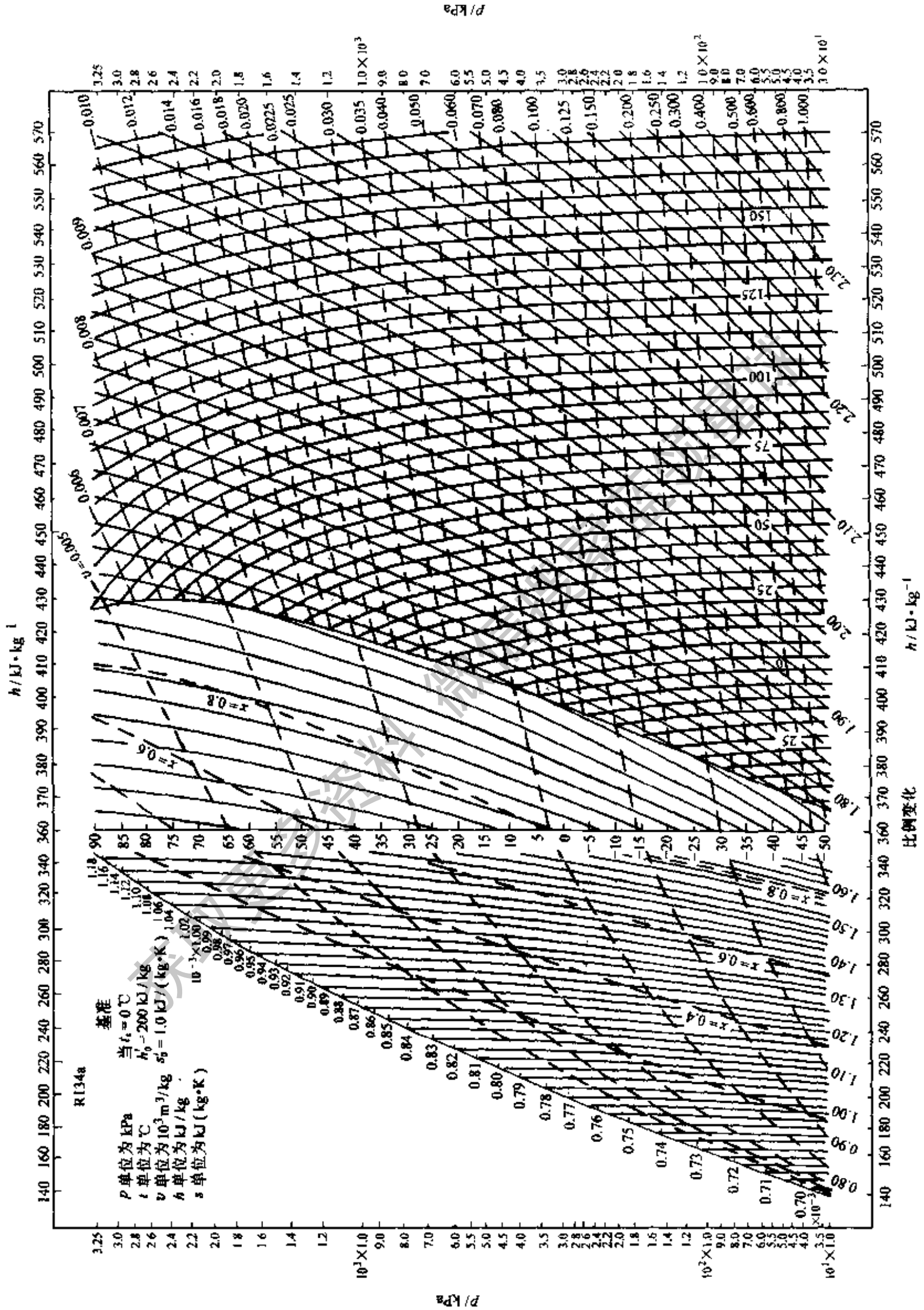
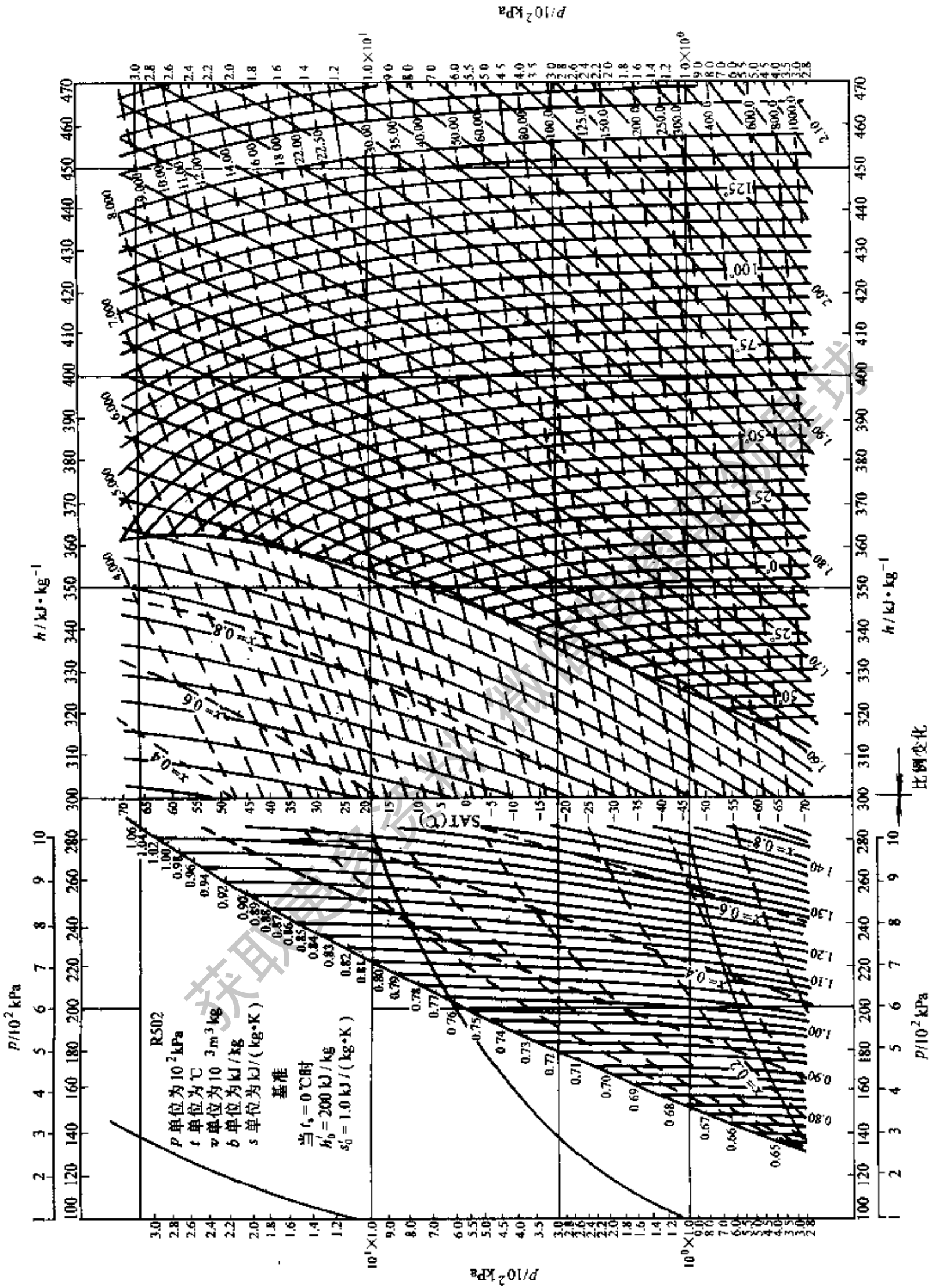


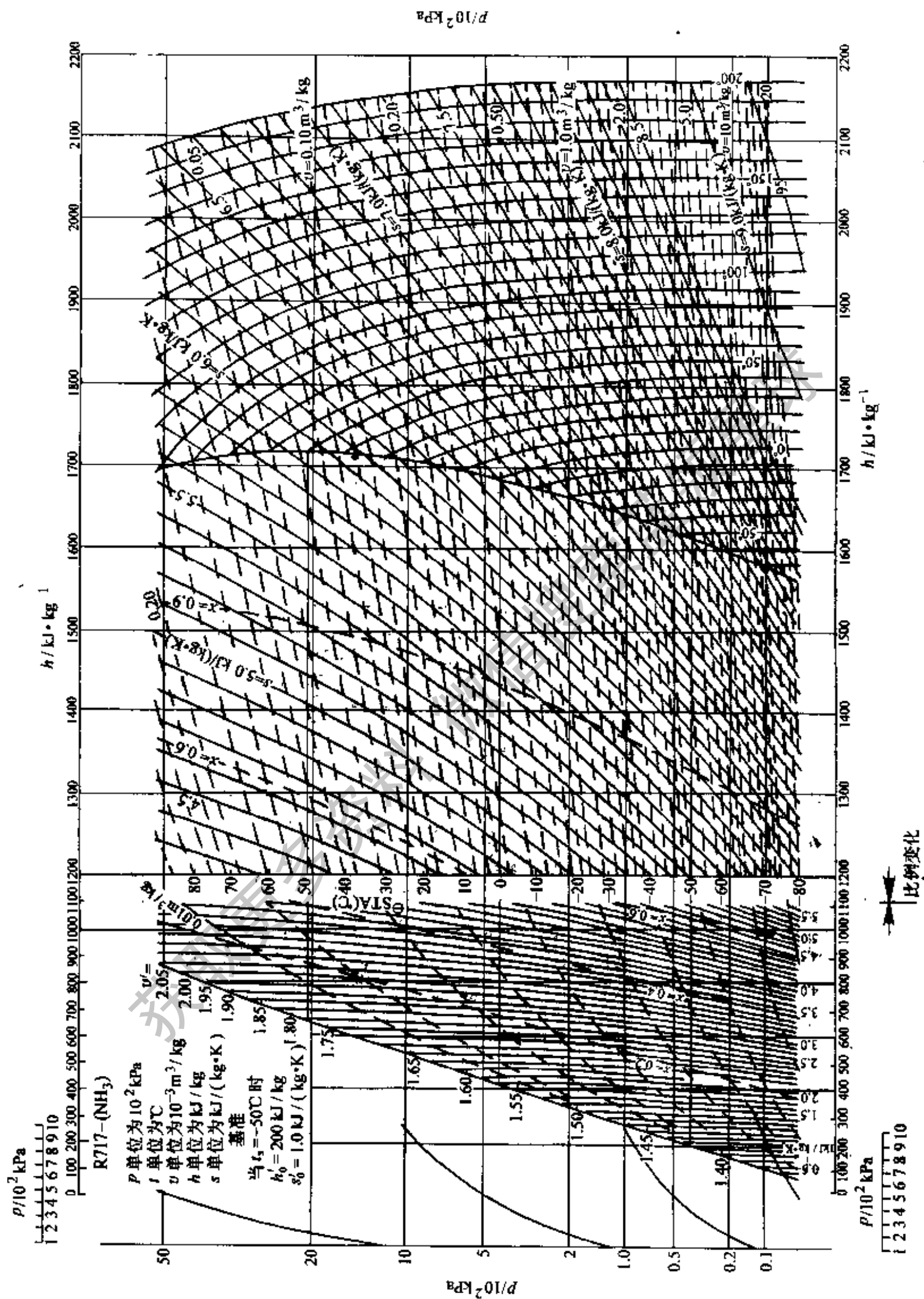
图 14-4 R123 的 $t_s - t_d - x$ 图



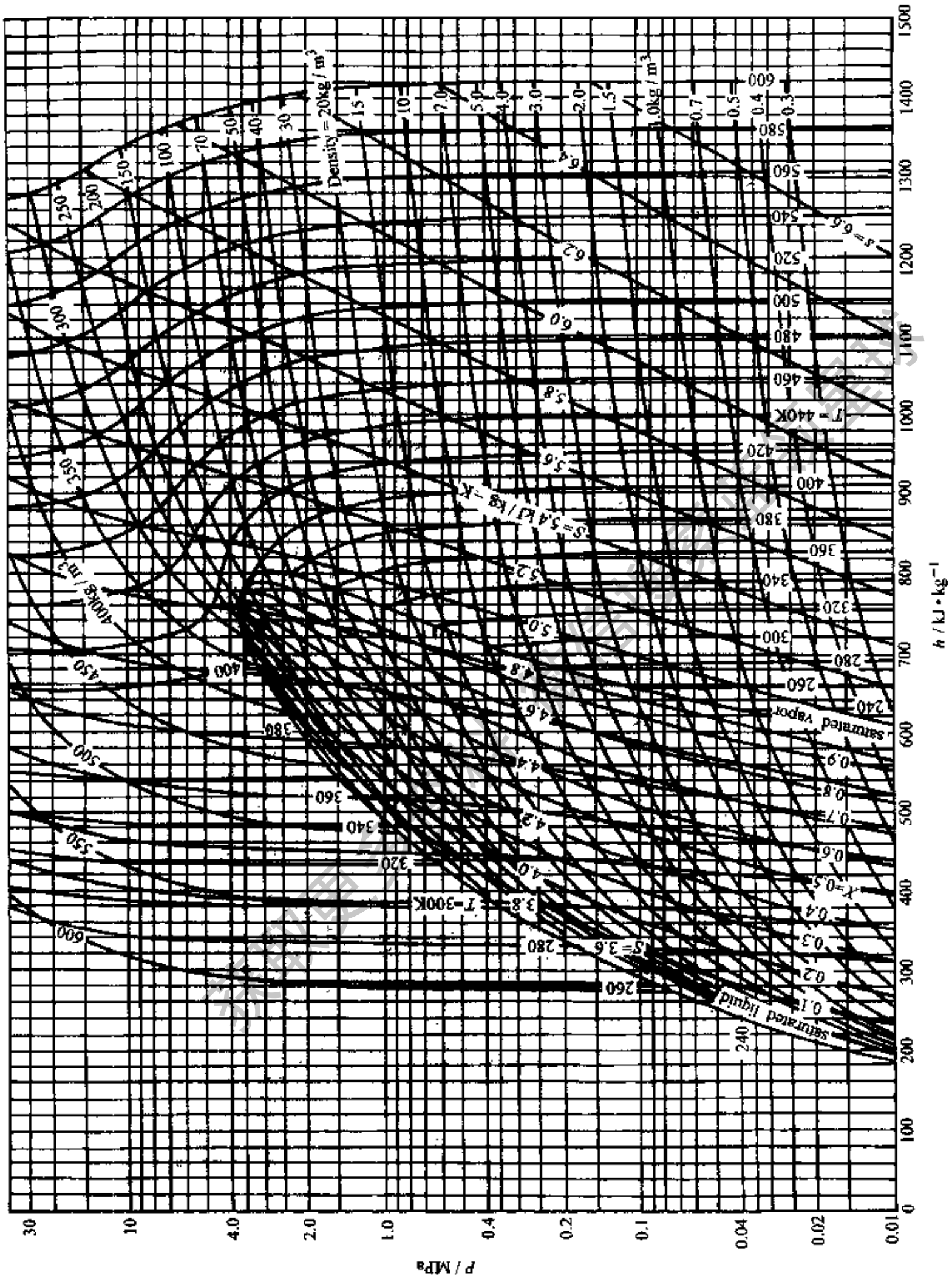
附图 D-5 R134a 压—焓图



附图 D-6 R502 压—焓图



附图 D-7 R717 压—焓图

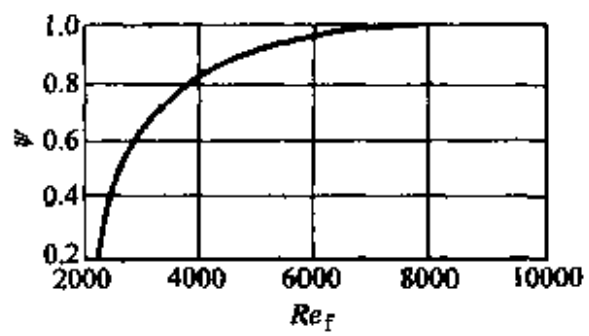


附图 D-8 R600a 压—焓图

附录 E 制冷剂、载冷剂在不同条件下的表面传热系数计算准则式

附表 E-1 ~ 附表 E-3 为制冷剂、载冷剂在不同条件下的表面传热系数准则式，其中，表面传热系数 α 的单位为 $W/(m^2 \cdot K)$ 。

附表 E-1 无集态变化时的换热

序号	换热条件	计算准则式	说明																																																																																																																							
一、	流体在管内受迫运动时的放热 1. 流体在紊流区流动时的换热	$\alpha_i = 0.023 \frac{\lambda_f}{d_i} \left(\frac{wd_i}{\nu_f} \right)^{0.8} \left(\frac{\nu_f}{\alpha_f} \right)^{0.4}$ $= B_f \frac{w^{0.8}}{d_i^{0.2}}$ <p>式中，α_f 为流体的热扩散率，单位为 m^2/s；B_f 为与流体种类、温度有关的系数；w 为水流速，单位为 m/s。</p> <p>在工程中，为简化计算，管内紊流的表面传热系数，可按式计算：</p> $\alpha_i = \frac{1396 + 23t_f}{d_i^{0.2}} w^{0.8}$ <p>式中，t_f 为流体平均温度，单位为 $^{\circ}C$。</p>	1. 该公式适用于 $Re_f > 10^4$ ， $Pr_f = 0.7 \sim 2500$ 的所有液体和气体 2. 空气和水的 B_f 值 <table border="1" style="margin-left: 20px;"> <thead> <tr> <th></th> <th colspan="5">空气</th> <th colspan="4">水</th> </tr> <tr> <th>$t_f/^{\circ}C$</th> <th>-50</th> <th>-20</th> <th>0</th> <th>20</th> <th>50</th> <th>0</th> <th>20</th> <th>40</th> <th>60</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>B_f</td> <td>4.3</td> <td>3.92</td> <td>3.72</td> <td>3.56</td> <td>3.40</td> <td>1430</td> <td>1878</td> <td>2314</td> <td>2686</td> </tr> </tbody> </table> 3. NaCl 的 B_f 值 <table border="1" style="margin-left: 20px;"> <thead> <tr> <th>$t_f/^{\circ}C$</th> <th>0</th> <th>-5</th> <th>-10</th> <th>-15</th> <th>-20</th> <th>-30</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>$e/kg \cdot L^{-1}$</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>1.06</td> <td>1407</td> <td>1279</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>—</td> </tr> <tr> <td>1.12</td> <td>1306</td> <td>1186</td> <td>1070</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>—</td> </tr> <tr> <td>1.175</td> <td>1198</td> <td>1058</td> <td>958</td> <td>866</td> <td>796</td> <td>—</td> </tr> </tbody> </table> 4. CaCl ₂ 的 B_f 值 <table border="1" style="margin-left: 20px;"> <tbody> <tr> <td>1.13</td> <td>1236</td> <td>—</td> <td>997</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>—</td> </tr> <tr> <td>1.20</td> <td>1062</td> <td>—</td> <td>877</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>—</td> </tr> <tr> <td>1.25</td> <td>935</td> <td>—</td> <td>762</td> <td>—</td> <td>621</td> <td>528</td> </tr> <tr> <td>1.286</td> <td>843</td> <td>—</td> <td>683</td> <td>—</td> <td>558</td> <td>458</td> </tr> </tbody> </table> 5. 某些制冷剂的 B_f 值 <table border="1" style="margin-left: 20px;"> <thead> <tr> <th rowspan="2">$t_f/^{\circ}C$</th> <th colspan="4">R717</th> <th colspan="4">R744(CO₂)</th> </tr> <tr> <th>0</th> <th>10</th> <th>20</th> <th>30</th> <th>0</th> <th>10</th> <th>20</th> <th>30</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>B_f</td> <td>2756</td> <td>2814</td> <td>2872</td> <td>—</td> <td>1430</td> <td>1394</td> <td>1326</td> <td>1314</td> </tr> </tbody> </table>		空气					水				$t_f/^{\circ}C$	-50	-20	0	20	50	0	20	40	60	B_f	4.3	3.92	3.72	3.56	3.40	1430	1878	2314	2686	$t_f/^{\circ}C$	0	-5	-10	-15	-20	-30	$e/kg \cdot L^{-1}$							1.06	1407	1279	—	—	—	—	1.12	1306	1186	1070	—	—	—	1.175	1198	1058	958	866	796	—	1.13	1236	—	997	—	—	—	1.20	1062	—	877	—	—	—	1.25	935	—	762	—	621	528	1.286	843	—	683	—	558	458	$t_f/^{\circ}C$	R717				R744(CO ₂)				0	10	20	30	0	10	20	30	B_f	2756	2814	2872	—	1430	1394	1326	1314
		空气					水																																																																																																																			
$t_f/^{\circ}C$	-50	-20	0	20	50	0	20	40	60																																																																																																																	
B_f	4.3	3.92	3.72	3.56	3.40	1430	1878	2314	2686																																																																																																																	
$t_f/^{\circ}C$	0	-5	-10	-15	-20	-30																																																																																																																				
$e/kg \cdot L^{-1}$																																																																																																																										
1.06	1407	1279	—	—	—	—																																																																																																																				
1.12	1306	1186	1070	—	—	—																																																																																																																				
1.175	1198	1058	958	866	796	—																																																																																																																				
1.13	1236	—	997	—	—	—																																																																																																																				
1.20	1062	—	877	—	—	—																																																																																																																				
1.25	935	—	762	—	621	528																																																																																																																				
1.286	843	—	683	—	558	458																																																																																																																				
$t_f/^{\circ}C$	R717				R744(CO ₂)																																																																																																																					
	0	10	20	30	0	10	20	30																																																																																																																		
B_f	2756	2814	2872	—	1430	1394	1326	1314																																																																																																																		
2. 流体在管内过渡区流动时的换热	$\alpha_i = \phi B_f \frac{w^{0.8}}{d_i^{0.2}}$ <p>式中，ϕ 为换热修正系数，见附图 E-1。</p>	1. 该式适用范围为 $Re_f = 2300 \sim 10000$ 的液体和气体 2. 换热修正系数见附图 E-1 <div style="text-align: center;">  <p>附图 E-1 换热修正系数</p> </div>																																																																																																																								
二、	流体横向流过光管和肋片管簇时的换热 1. 流体交错流过光管管簇(如干式蒸发器壳程内的水)	$\alpha_0 = C Re_f^{0.6} Pr_f^{0.33} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14}$ <p>式中，C 为系数，壳内光滑时，$C = 0.25$，粗糙时 $C = 0.22$；Pr_f 为流体普兰特数；μ_f 为流体动力粘度；μ_w 为管壁面流体动力粘度；Re_f 为管外流体雷诺数。</p>	1. 该公式适用范围为 $Re_f < 2 \times 10^4$																																																																																																																							

序号	换热条件	计算准则式	说明																								
二、	2. 流体横向流过肋片管簇时的换热	$\alpha_0 = \frac{\lambda_f}{d_0} c Re_f^n \left(\frac{d_b}{s_f} \right)^{-0.54} \left(\frac{h_f}{s_f} \right)^{-0.14}$ 式中, d_b 为肋片根部直径, 单位为 m; h_f 为肋片高度; s_f 为肋片片距	1. 该式适用范围: $Re_f = (3 \sim 25) \times 10^3$; $\frac{d_b}{s_f} = 3 \sim 4.8$ 2. 不同使用条件下的 c, n 值 <table border="1" style="margin-left: 20px;"> <thead> <tr> <th>方式</th> <th>片型</th> <th>c</th> <th>n</th> <th>方式</th> <th>片型</th> <th>c</th> <th>n</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>顺</td> <td>圆型</td> <td>0.104</td> <td>0.72</td> <td>叉</td> <td>圆型</td> <td>0.223</td> <td>0.65</td> </tr> <tr> <td>排</td> <td>方型</td> <td>0.096</td> <td>0.72</td> <td>排</td> <td>方型</td> <td>0.205</td> <td>0.65</td> </tr> </tbody> </table>	方式	片型	c	n	方式	片型	c	n	顺	圆型	0.104	0.72	叉	圆型	0.223	0.65	排	方型	0.096	0.72	排	方型	0.205	0.65
方式	片型	c	n	方式	片型	c	n																				
顺	圆型	0.104	0.72	叉	圆型	0.223	0.65																				
排	方型	0.096	0.72	排	方型	0.205	0.65																				
	流体流过整张平套片管簇时的换热	$\alpha_0 = \frac{\lambda_f}{d_0} c Re_f^m \left(\frac{L}{d_{eq}} \right)^n$ 式中, L 为沿气流方向的翅片长, 单位为 m; d_{eq} 为当量直径 $d_{eq} = \frac{4A}{\nu} = \frac{2(s_1 - d_b)(s_1 - \delta_f)}{(s_1 - d_b) + (s_1 - \delta_f)}$ 其中, s_1 为管间距; δ_f 为肋片厚度, 单位为 m	1. 该式的适用范围: $Re_f = 500 \sim 10^4$; $s_f/d_b = 0.18 \sim 0.35$; $t_f = -40 \sim 40^\circ\text{C}$; $L/d_{eq} = 4 \sim 50$; $s_1/d_b = 2 \sim 5$ 2. $c = A(1.36 - 0.24 Re_f/1000)$; $n = 0.45 + 0.0066 L/d_{eq}$; $A = 0.518 - 0.02315 \frac{L}{d_{eq}} + 0.000425 \left(\frac{L}{d_{eq}} \right)^2 - 3 \times 10^{-6} \left(\frac{L}{d_{eq}} \right)^3$; $m = -0.28 + 0.08 Re_f/1000$																								
	3. 空气通过整张平直套片时的换热 (4排叉排管簇)	$\alpha_4 = 0.0014 + 0.2618 Re_d^{-0.4} \left(\frac{A}{A_1} \right)^{0.15}$ 式中, α_4 为 4 排平均的表面传热系数; Re_d 为以管外径为定型尺寸的雷诺数, $Re_d = \frac{\rho_a w_{max} D_0}{\mu_a}$; ρ_a 为空气密度, 单位为 kg/m^3 ; μ_a 为空气动力粘度, 单位为 $\text{Pa}\cdot\text{s}$; w_{max} 为最窄面风速, 单位为 m/s ; A 为总外表面积, 单位为 m^2 ; A_1 为管簇外表面积, 单位为 m^2	1. 该式适用于管数 $N=4$ 的肋片管换热器 2. 当 $N=4 \sim 8$ 排时, 均可按该式计算 3. 当 $N < 4$ 排时, 则按以下公式计算 $\alpha_N/\alpha_4 = 0.992 [2.24 Re_d^{-0.092} \left(\frac{N}{4} \right)^{-0.031}]^{0.607(N-4)}$ 式中, N 为管排数 4. 由平均表面传热系数推算此种条件下, 表面传热系数, 用下式计算: $\alpha_0 = \frac{\alpha_4 \rho_a w_{max} C_{pf}}{(Pr_f)^{2/3}}$ 式中, Pr_f 为空气普兰特数																								
	4. 空气通过缝隙形肋片管簇时的换热	$\alpha_a = 0.479 Re_d^{-0.644} F_a$ 式中, F_a 为无量纲数; α_a 为表面传热系数	1. $F_a = 1 + 1.093 \times 10^3 \left(\frac{\delta_f}{\delta_a} \right)^{1.24} \phi_a^{-0.944} Re_d^{-0.58} + 1.097 \left(\frac{\delta_f}{\delta_a} \right)^{2.09} \phi_a^{2.66} Re_d^{0.88}$ 式中, δ_f 为片厚, 单位为 mm; δ_a 为肋片净间距; ϕ_a 为套片上被增强部分的面积 (凸出的带条面积) 与总套片面积之比																								
	5. 空气通过波纹形肋片管簇时的换热 (4排管簇)	$\alpha_4 = 0.143 Re_d^{-0.375}$	1. 该式适用范围: 管外径 $d_0 = (7.94 \sim 12.77)$ mm, 排数 $N = 2 \sim 4$; 片距 $s_f = 1.956 \sim 2.794$ mm; 管距 $s_1 = 25.4 \sim 31.75$ mm; 排间距 $s_2 = 19$ mm; 迎风速度 $w_f = 3.0 \sim 4.6$ m/s																								
	6. 强制流动空气流过肋片管簇时的换热	$\alpha_a = A w_{max}^{0.55}$ 式中, A 为片型修正系数, 单位为 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; w_{max} 为最窄面空气流速, 单位为 m/s	1. 片型修正系数 <table border="1" style="margin-left: 20px;"> <thead> <tr> <th>片型</th> <th>A 值</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>平直肋片</td> <td>23.26</td> </tr> <tr> <td>带切口、翼形肋片</td> <td>25.6</td> </tr> <tr> <td>波纹片</td> <td>30.24</td> </tr> <tr> <td>针形片</td> <td>31.4</td> </tr> </tbody> </table>	片型	A 值	平直肋片	23.26	带切口、翼形肋片	25.6	波纹片	30.24	针形片	31.4														
片型	A 值																										
平直肋片	23.26																										
带切口、翼形肋片	25.6																										
波纹片	30.24																										
针形片	31.4																										

(续)

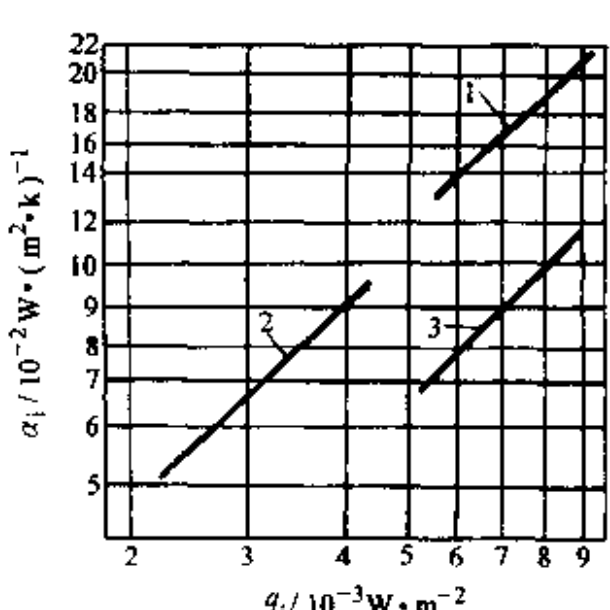
序号	换热条件	计算准则式	说明																																												
三、	液体呈膜状流动时的换热: 1. 在立管内作膜状流动时的换热	$\alpha_i = \frac{\lambda_f}{d_i} 0.01 (Ga Pr_f Re_f)_m^{2/3}$ $\alpha_i = \frac{\lambda_f}{d_i} 0.67 (Ga Pr_f Re_f)_m^{1/9}$ $Ga_m = \frac{gH^3}{\nu_m^2}$ $Re_{fm} = \frac{G}{900 U \mu_m}$ 式中, Ga_m 为格拉晓夫准则; Pr_{fm} 为普朗特数(查表确定); Re_{fm} 为雷诺数	1. 适用范围: $Re_{fm} > 2000$ * * * 适用范围: $Re_{fm} < 2000$ 2. 各准则式中, g 为重力加速度; H 为竖管高度, 单位为 m ; G 为喷淋液量; 单位为 kg/h ; μ_m 为喷淋液动力粘度, 单位为 $Pa \cdot s$; U 为喷淋液接触周界, 单位为 m ; 喷淋在 n 根立管表面时, U 应为 $n\pi d_i$ 之积																																												
	2. 液体在水平管外作膜状流动时	$\alpha_0 = 217 \left(\frac{G}{2ln d_0} \right)^{1/3}$ 式中, l 为管长, 单位为 m ; n 为第一排管数; G 为喷淋量; d_0 为管外径, 单位为 m	1. 适用范围: 常温下喷淋 $Re_f = 160 \sim 4000$; $Pr_f = 2.14 \sim 10.85$ 2. 排管为顺排式																																												
四、	流体自由运动时的换热: 1. 自由运动流体对多根横管的换热	$\alpha_0 = 1.448 \left(\frac{\Delta t}{d_0} \right)^{0.25} + \Delta \alpha_n$ 式中, Δt 为空气温度 t_f 与管壁温度 t_w 之差; $\Delta \alpha_n$ 为附加对流换热系数; 取决横向管数 n , 单位为 $W/(m^2 \cdot K)$	1. 与 n 有关的 $\Delta \alpha_n$ 值 <table border="1" style="width: 100%; text-align: center;"> <tr> <td>n</td> <td>1</td> <td>2</td> <td>3</td> <td>4</td> <td>5</td> <td>6</td> <td>7</td> <td>8</td> <td>9</td> <td>10</td> </tr> <tr> <td>$\Delta \alpha_n$</td> <td>0</td> <td>0.058</td> <td>0.116</td> <td>0.198</td> <td>0.290</td> <td>0.407</td> <td>0.535</td> <td>0.698</td> <td>0.919</td> <td>1.163</td> </tr> <tr> <td>n</td> <td>11</td> <td>12</td> <td>13</td> <td>14</td> <td>15</td> <td>16</td> <td>17</td> <td>18</td> <td>19</td> <td>20</td> </tr> <tr> <td>$\Delta \alpha_n$</td> <td>1.43</td> <td>1.72</td> <td>2.0</td> <td>2.28</td> <td>2.56</td> <td>2.9</td> <td>3.3</td> <td>3.68</td> <td>4.04</td> <td>4.42</td> </tr> </table> 注: n 为高度方向横管数。	n	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	$\Delta \alpha_n$	0	0.058	0.116	0.198	0.290	0.407	0.535	0.698	0.919	1.163	n	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	$\Delta \alpha_n$	1.43	1.72	2.0	2.28	2.56	2.9	3.3	3.68	4.04	4.42
	n	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10																																				
$\Delta \alpha_n$	0	0.058	0.116	0.198	0.290	0.407	0.535	0.698	0.919	1.163																																					
n	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20																																					
$\Delta \alpha_n$	1.43	1.72	2.0	2.28	2.56	2.9	3.3	3.68	4.04	4.42																																					
2. 立式墙排管外空气自由运动换热	$\alpha_0 = 0.157 \lambda_m \left(\frac{g\beta}{\alpha} \right)_m^{0.33} \Delta t^{0.33}$ 式中, g 为重力加速度; β 为空气容积膨胀系数, 单位为 $1/^\circ C$; α 为空气热扩散率, 单位为 m^2/s ; Δt 为空气温度 t_f 与管外壁面温度 t_w 之差, 即 $\Delta t = t_f - t_w$; λ_m 为空气导热系数																																														

附表 E-2 制冷剂液体沸腾时的换热

序号	换热条件	计算准则式	说明																								
一、	制冷剂在大空间内的沸腾换热 1. 氨在单管和管簇上的沸腾换热	$\alpha_0 = A q_i^{0.25}$ $\alpha_0 = A q_i^{0.7}$ 式中, A 为由液体性质和沸腾压力决定的常数; q_i 为单位面积热流量, 单位为 W/m^2	1. 适用范围: 自由运动区, $t_w - t_s < 3^\circ C$ 适用范围: 沫状沸腾区, $t_w - t_s > 3^\circ C$ 其中, t_w 为加热面温度, 单位为 $^\circ C$; t_s 为液体饱和温度, 单位为 $^\circ C$ 2. A 值 <table border="1" style="width: 100%; text-align: center;"> <tr> <td>$b / ^\circ C$</td> <td>-30</td> <td>-20</td> <td>-10</td> <td>0</td> <td>10</td> <td>20</td> <td>30</td> </tr> <tr> <td>A</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>R717</td> <td>3.52</td> <td>3.87</td> <td>4.25</td> <td>4.56</td> <td>4.79</td> <td>4.83</td> <td>—</td> </tr> </table>	$b / ^\circ C$	-30	-20	-10	0	10	20	30	A								R717	3.52	3.87	4.25	4.56	4.79	4.83	—
$b / ^\circ C$	-30	-20	-10	0	10	20	30																				
A																											
R717	3.52	3.87	4.25	4.56	4.79	4.83	—																				

序号	换热条件	计算准则式	说明												
一、	2. 氟利昂在单管和管簇上的沸腾换热(一般属沫态沸腾)	<p>在单根光管上的沸腾换热:</p> $\alpha_0 = 1.35q^{0.7} p_0 \frac{665}{T_s^{1.3}}$ <p>式中, q 为单位面积热流量 W/m^2; p_0 为蒸发压力, 单位为 $100kPa$; T_s 为标准蒸发温度的热力学温度</p> <p>在管簇上的沸腾换热:</p> $\alpha_n = \epsilon_n \alpha_0$ <p>式中, ϵ_n 为管簇对换热的影响系数</p>	<p>1. 制冷剂 R22 的 ϵ_n 值见附图 E-2</p> <p style="text-align: center;">附图 E-2 R22 的 ϵ_n 值</p>												
	3. 氟利昂在低螺旋管上的沸腾换热	<p>R12</p> $\alpha'_n = 18.3q^{0.5} p_0^{0.25}$ <p>R22</p> $\alpha'_n = 33q^{0.4} p_0^{0.25}$	<p>1. 两式的适用范围: 肋高 $h_f = 1.5 \sim 2.0mm$; 肋节距 $s_f = 0.8 \sim 2.0mm$; 蒸发温度 $t_0 = -30 \sim +40^\circ C$; 管排数 $n < 10$ 排</p> <p>2. 单位面积热流量 $q = 350 \sim 7000 W/m^2$; 含油量 $\xi_{oil} = 8\%$</p>												
二、	制冷剂在管内的沸腾换热 1. R717 在管内沸腾换热(水平管内)	$\alpha_i = \alpha_{fk} \left[1 + \left(\frac{\alpha_{pb}}{\alpha_{fk}} \right)^{1.5} \right]^{0.667}$ <p>式中, α_{fk} 为 R717 管内受迫流动表面传热系数; α_{pb} 为 R717 在大空间沫态沸腾表面传热系数</p>	<p>1. 适用范围 $q_i = 1600 \sim 6600 W/m^2$; $t_0 = -15^\circ C$; $w_0 = 0.3 \sim 8.9 m/s$</p> <p>2. α_{fk} 由式 $\alpha_i = B_f \frac{w_0^{0.8}}{d_i^{0.2}}$ 计算, α_{pb} 由式 $\alpha_{pb} = A_k q^{0.7}$ 计算</p> <p>3. 系数 A_k 值, (单位为 $W^{0.3}/(m^{0.6} \cdot K)$)</p> <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td>$t_0/^\circ C$</td> <td>-40</td> <td>-20</td> <td>-10</td> <td>0</td> <td>10</td> </tr> <tr> <td>A_k</td> <td>1.7</td> <td>2.18</td> <td>2.40</td> <td>2.61</td> <td>2.88</td> </tr> </table>	$t_0/^\circ C$	-40	-20	-10	0	10	A_k	1.7	2.18	2.40	2.61	2.88
$t_0/^\circ C$	-40	-20	-10	0	10										
A_k	1.7	2.18	2.40	2.61	2.88										
	2. 氟利昂在管内沸腾换热	<p>$\Delta R22$: $\alpha_i = 2477 w_0^{0.47}$</p> <p>式中, w_0 为管子进口处流速, 单位为 m/s; 当 $q_i > 4070 W/m^2$ 时(属过渡区)</p> $\alpha_i = B \frac{G_d^{0.2} q_i^{0.6}}{d_i^{0.6}}$ <p>其中 B 为系数; G_d 为每根管流量, 单位为 kg/s; q_i 为管内单位面积热流量, 单位为 W/m^2</p>	<p>1. 适用范围: $q_i \leq 1750 \sim 4070 W/m^2$; $w_0 = 0.1 \sim 0.5 m/s$</p> <p>2. B 值:(R22)</p> <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td>$t_0/^\circ C$</td> <td>-30</td> <td>-20</td> <td>10</td> <td>30</td> </tr> <tr> <td>B 值</td> <td>0.993</td> <td>1.220</td> <td>1.540</td> <td>1.820</td> </tr> </table>	$t_0/^\circ C$	-30	-20	10	30	B 值	0.993	1.220	1.540	1.820		
$t_0/^\circ C$	-30	-20	10	30											
B 值	0.993	1.220	1.540	1.820											

(续)

序号	换热条件	计算准则式	说明																								
二、	<p>3. 基于两相传热机理的凯特里卡制冷剂管内沸腾换热通用关联式</p>	$\frac{\alpha_{TP}}{\alpha_L} = c_1 (c_0)^{c_2} (25 F_{R1})^{c_3} + c_3 (B_0)^{c_4} F_{R1}$ <p>式中, α_{TP} 为管内沸腾的两相表面传热系数, 单位为 $W/(m^2 \cdot K)$; α_L 为液相在管内流动的表面传热系数; c_0 为对流特征系数; B_0 为沸腾特征系数; F_{R1} 为液相沸劳得数; g 为质量流率, 单位为 $kg/(m^2 \cdot s)$; x 为干度(质量含气率); D_i 为管内径; μ_L 为液相动力粘度, 单位为 $Pa \cdot s$; λ_L 为液相热导率; Pr_L 为液相普朗特数; ρ_g、ρ_L 为气相、液相密度; q 为单位面积热流量, 单位为 W/m^2; r 为气化潜热, 单位为 J/kg</p>	<p>1. $\alpha_L = 0.023 \left(\frac{g(1-x)D_i}{\mu_L} \right)^{0.8} \frac{Pr_L^{0.4} \lambda_L}{D_i}$; 2. $c_0 = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_L} \right)^{0.5}$; 3. $B_0 = \frac{q}{g r}$ 4. $F_{R1} = \frac{g^2}{9.8 \rho_L^2 D_i}$ 5. 各种制冷剂的 F_{R1} 值:</p> <table border="1" data-bbox="1171 931 1864 1285"> <thead> <tr> <th>制冷剂</th> <th>F_{R1} 值</th> <th>制冷剂</th> <th>F_{R1} 值</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>H₂O</td> <td>1.00</td> <td>R114</td> <td>1.24</td> </tr> <tr> <td>R12</td> <td>1.50</td> <td>R152a</td> <td>1.10</td> </tr> <tr> <td>R13B1</td> <td>1.31</td> <td>R717</td> <td>4.70</td> </tr> <tr> <td>R22</td> <td>2.20</td> <td>R134a</td> <td>1.63</td> </tr> <tr> <td>R113</td> <td>1.10</td> <td>氟</td> <td>3.50</td> </tr> </tbody> </table> <p>6. c_1, c_2, c_3, c_4, c_5 为常数, 取决于 c_0 $c_0 < 0.65$ 时: $c_1 = 1.136$; $c_2 = -0.9$; $c_3 = 667.2$; $c_4 = 0.7$; $c_5 = 0.3$ $c_0 > 0.65$ 时: $c_1 = 0.6683$; $c_2 = -0.2$; $c_3 = 1058.0$; $c_4 = 0.7$; $c_5 = 0.3$</p>	制冷剂	F_{R1} 值	制冷剂	F_{R1} 值	H ₂ O	1.00	R114	1.24	R12	1.50	R152a	1.10	R13B1	1.31	R717	4.70	R22	2.20	R134a	1.63	R113	1.10	氟	3.50
制冷剂	F_{R1} 值	制冷剂	F_{R1} 值																								
H ₂ O	1.00	R114	1.24																								
R12	1.50	R152a	1.10																								
R13B1	1.31	R717	4.70																								
R22	2.20	R134a	1.63																								
R113	1.10	氟	3.50																								
三、	<p>制冷剂在内肋片管中的沸腾换热: 1. R22 在内肋片管中的沸腾换热(管 $\phi 20mm \times 1.5mm$ 内插入 10 肋铝芯)</p>	$\alpha_i = 762 (G_s q_i)^{1/3}$ <p>式中, G_s 为每根管中 R22 流量, 单位为 kg/s; q_i 为相当于光管内表面的单位面积热流量, 单位为 W/m^2</p>	<p>1. R22 在内肋片管内沸腾时的表面传热系数的图见附图 E-3</p>  <p>附图 E-3 R22 在内肋片管内沸腾时的表面传热系数 1、2—8 肋内翅管 3—光管</p>																								

(续)

序号	换热条件	计算准则式	说明																																																				
三、	2. 制冷剂在细微内肋管中的沸腾换热(R22、R134a)	$\alpha'_i = \alpha_c EF$ 式中, α_c 为光管内表面传热系数, 单位为 $W/(m^2 \cdot K)$; EF 为细微肋片管增强因子	1. 细微肋片: 管内肋数: 60 ~ 70 肋; 肋高 0.1 ~ 0.2mm; 螺旋角 $\beta = 10^\circ \sim 30^\circ$ 2. 各型细微肋管几何参数 <table border="1" style="margin: 10px 0;"> <thead> <tr> <th></th> <th></th> <th>d_0/mm</th> <th>d_{max}/mm</th> <th>t/mm</th> <th>f/mm</th> <th>n</th> <th>$\beta/(\circ)$</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td rowspan="3">φ12.7mm管</td> <td>1</td> <td>12.7</td> <td>11.7</td> <td>0.50</td> <td>0.30</td> <td>60</td> <td>18</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>12.7</td> <td>11.7</td> <td>0.50</td> <td>0.20</td> <td>70</td> <td>15</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>12.7</td> <td>11.7</td> <td>0.50</td> <td>0.15</td> <td>62</td> <td>25</td> </tr> <tr> <td rowspan="3">φ9.52mm管</td> <td>1</td> <td>9.52</td> <td>8.92</td> <td>0.30</td> <td>0.20</td> <td>60</td> <td>18</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>9.52</td> <td>8.92</td> <td>0.30</td> <td>0.16</td> <td>60</td> <td>15</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>9.52</td> <td>8.92</td> <td>0.30</td> <td>0.15</td> <td>60</td> <td>25</td> </tr> </tbody> </table> 3. 细微肋片增强因子 EF 曲线图, 见附图 E-4 <div style="text-align: center;"> </div>			d_0/mm	d_{max}/mm	t/mm	f/mm	n	$\beta/(\circ)$	φ12.7mm管	1	12.7	11.7	0.50	0.30	60	18	2	12.7	11.7	0.50	0.20	70	15	3	12.7	11.7	0.50	0.15	62	25	φ9.52mm管	1	9.52	8.92	0.30	0.20	60	18	2	9.52	8.92	0.30	0.16	60	15	3	9.52	8.92	0.30	0.15	60	25
		d_0/mm	d_{max}/mm	t/mm	f/mm	n	$\beta/(\circ)$																																																
φ12.7mm管	1	12.7	11.7	0.50	0.30	60	18																																																
	2	12.7	11.7	0.50	0.20	70	15																																																
	3	12.7	11.7	0.50	0.15	62	25																																																
φ9.52mm管	1	9.52	8.92	0.30	0.20	60	18																																																
	2	9.52	8.92	0.30	0.16	60	15																																																
	3	9.52	8.92	0.30	0.15	60	25																																																

附图 E-4 细微肋片增强因子 EF 曲线图

表附 E-3 制冷剂蒸气冷凝时的换热

序号	换热条件	计算准则式	说明																																							
一、	蒸气在竖直壁上冷凝时的换热: 1. 液膜为层流时的换热($Re_m < 100$)	$\alpha_0 = c B_m r_v^{1/4} (t_k - t_w)^{-1/4} H^{-1/4}$ 式中, c 为常数完全层流时 $c = 0.943$, 波状层流时 $c = 1.13$; B_m 为冷凝液膜组合物性参数; r_v 为气化潜热; H 为竖直壁厚度; t_w 为壁面温度	1. R717、R22 的 $r_v^{1/4}$ 和 B_m 值 <table border="1" style="margin: 10px 0;"> <thead> <tr> <th rowspan="2">$t/^\circ C$</th> <th colspan="2">R717</th> <th colspan="2">R22</th> </tr> <tr> <th>$r_v^{1/4}$</th> <th>B_m</th> <th>$r_v^{1/4}$</th> <th>B_m</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0</td> <td>33.519</td> <td>235.82</td> <td>21.6</td> <td>86.68</td> </tr> <tr> <td>10</td> <td>33.275</td> <td>233.88</td> <td>21.039</td> <td>83.30</td> </tr> <tr> <td>20</td> <td>33.010</td> <td>232.01</td> <td>20.792</td> <td>79.65</td> </tr> <tr> <td>30</td> <td>32.715</td> <td>228.36</td> <td>20.513</td> <td>75.81</td> </tr> <tr> <td>40</td> <td>32.388</td> <td>223.116</td> <td>20.192</td> <td>71.65</td> </tr> <tr> <td>50</td> <td>32.027</td> <td>217.01</td> <td>19.811</td> <td>66.84</td> </tr> </tbody> </table>	$t/^\circ C$	R717		R22		$r_v^{1/4}$	B_m	$r_v^{1/4}$	B_m	0	33.519	235.82	21.6	86.68	10	33.275	233.88	21.039	83.30	20	33.010	232.01	20.792	79.65	30	32.715	228.36	20.513	75.81	40	32.388	223.116	20.192	71.65	50	32.027	217.01	19.811	66.84
	$t/^\circ C$	R717			R22																																					
$r_v^{1/4}$		B_m	$r_v^{1/4}$	B_m																																						
0	33.519	235.82	21.6	86.68																																						
10	33.275	233.88	21.039	83.30																																						
20	33.010	232.01	20.792	79.65																																						
30	32.715	228.36	20.513	75.81																																						
40	32.388	223.116	20.192	71.65																																						
50	32.027	217.01	19.811	66.84																																						
2. 液膜为紊流时的换热($Re_m > 100$)	$\alpha_0 = 0.16 \lambda_m \left(\frac{9.81}{\nu_m} \right)^{1/3} \frac{Re_m Pr_m^{1/3}}{(Re_m - 100 + 63 Pr_m^{1/3})}$	1. 在蒸气相对于液膜有一定的流速时, 需用 ϵ_w 来修正蒸气速度的影响, 即 $\alpha_w = \epsilon_w \alpha_0 = 0$ 2. 对于 R717 和 R22 取 $\epsilon_w = 0.43 Re_m^{0.12} Pr_m^{0.33}$, 式中参数以 t_k 为定性温度; H 为定型尺寸; 氟利昂速度超过 1 ~ 2m/s 时, 必须考虑其影响																																								

(续)

序号	换热条件	计算准则式	说明
二、	蒸气在水平光管和低螺纹管上的冷凝换热: 1. 在水平光管上的冷凝换热 2. 在低螺纹管上的冷凝换热	$\alpha_0 = c r_0^{1/4} B_m (t_k - t_w)^{-1/4} d_0^{-1/4}$ $\alpha_0 = 0.72 r_0^{1/4} B_m (t_k - t_w)^{-1/4} d_b^{-1/4} \psi_f$	1. 水平管常数 $c = 0.72$ 2. d_b 为肋根部管外径, 单位为 m, ψ_f 为换热增强系数 $\psi_f = 1.2 \sim 1.4$
三、	在光管和低螺纹管簇上的冷凝换热	$\alpha_{0m} = \epsilon_n \alpha_1 = \frac{\alpha_1}{n_m^{1/4}}$	1. ϵ_n 为管簇修正系数, $\epsilon_n = \frac{1}{n_m^{1/4}}$; n_m 为管簇平均管排数 2. α_1 为管簇第一排管子的表面传热系数
四、	蒸气在管内冷凝时的换热; 1. 氟利昂在空冷冷凝器和蒸发式冷凝器中的冷凝换热 2. R717 在管内的冷凝换热	$\alpha_i = 0.683 r_0^{1/4} B_m (t_k - t_w)^{-1/4} \times d_i^{-1/4}$ $\alpha_i = 8688 q_i^{-0.2} d_i^{-0.33}$	
附记	辐射换热: 壁间的辐射换热	$\alpha_r = \epsilon_n c_0 \varphi \frac{(\frac{T_w}{100})^4 - (\frac{T_f}{100})^4}{T_w - T_f}$ 式中, ϵ_n 为系统组合黑度, $\epsilon_n = \epsilon_1 \cdot \epsilon_2$; c_0 为辐射系数, $c_0 = 4.9 \times 1.163$, 单位为 $W/(m^2 \cdot K^4)$; φ 为角系数 $\varphi = \frac{F_1}{F_2}$; ϵ_1 、 ϵ_2 分别为两辐射体黑度; F_1 、 F_2 分别为两辐射体辐射面积	流体与壁面间的总换热量(单位为 W) $Q_t = (\alpha_r + \alpha_f)(t_w - t_f) F$ 式中, α_r 为辐射表面传热系数; α_f 为对流表面传热系数; t_w 为壁面温度; t_f 为流体温度; F 为换热面积

获取更多资料

参考文献

- 1 张祉祐主编. 制冷原理与设备. 北京: 机械工业出版社, 1987
- 2 邹根南, 郑贤德主编. 制冷装置及其自动化. 北京: 机械工业出版社, 1987
- 3 Martin J J. Correlation 's and equations used in calculating the thermodynamic properties of Freon refrigerants, thermodynamic and transport properties of gases and liquids, New York: ASME, 1959
- 4 ASHRAE. ASHRAE Handbook Fundamentals. 3rd ed. Atlanta GA: ASHRAE, Inc, 1993
- 5 Dossat R J. Principles of Refrigeration 2nd ed. New York: John wiley & Sons, 1978
- 6 Pita E G. Refrigeration principles and systems—an energy approach. New York: John wiley & Sons, 1984
- 7 Stocker W F, Jones J W. Refrigeration and Air Conditioning. 2nd ed. McGraw-Hill Book Company, 1982
- 8 赵冠春, 钱立伦编著. 焓分析及其应用. 北京: 高等教育出版社, 1984
- 9 苏长荪主编. 高等工程热力学. 北京: 高等教育出版社, 1987
- 10 机械工业部冷冻设备标准化技术委员会编. 制冷空调技术标准应用手册. 北京: 机械工业出版社, 1998
- 11 戴永庆主编. 溴化锂吸收式制冷技术及应用. 北京: 机械工业出版社, 1996
- 12 吴业正主编. 小型制冷装置设计指导. 北京: 机械工业出版社, 1998
- 13 Theodore A. Pipe sizing and pressure drop calculations for HFC-134a. ASHRAE JOURNAL. 1990 (4): 62 ~ 66
- 14 陈芝久等著. 制冷系统热动力学. 北京: 机械工业出版社, 1998
- 15 蒋能照主编. 空调用热泵技术及应用. 北京: 机械工业出版社, 1997
- 16 郁永章主编. 热泵原理与应用. 北京: 机械工业出版社, 1993
- 17 卢士勋主编. 制冷与空气调节技术. 上海: 上海科学普及出版社, 1992
- 18 郑贤德、李伟安主编. 现代空调用制冷设备. 北京: 电子工业出版社, 1994
- 19 丁国良等. 毛细管内流动的近似分析模型. 科学通报. 1998, 43 (23)
- 20 黄素逸, 林秀诚, 叶志瑾编著. 采暖空调制冷手册. 北京: 机械工业出版社, 1996
- 21 郭庆堂, 吴进发编. 实用制冷工程设计手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1994
- 22 蒋能照等. 新制冷工质热力性质图和表. 上海: 上海交通大学出版社, 1992
- 23 吴业正, 韩宝琦等编. 制冷原理及设备. 西安: 西安交通大学出版社, 1987
- 24 华泽钊等编著. 蓄冷技术及其在空调工程中的应用. 北京: 科学出版社, 1997