

高等学校试用教材

空气调节用制冷技术

(第二版)

彦启森 主编

徐邦裕 主审

中国建筑工业出版社

高等学校试用教材

空气调节用制冷技术

(第二版)

彦启森 主编

徐邦裕 主审

中国建筑工业出版社

本书系高等院校供热通风专业“制冷”课程试用教材。内容以满足空气调节用制冷系统设计为基本要求，以单级蒸汽压缩式制冷装置为主，阐述其工作原理、构造、系统设计、工作特性、运行调节等问题。并适当介绍了吸收式制冷、蒸汽喷射式制冷和其他制冷方法。此外，还简述了国内外先进技术的动向和有关节能等今后发展趋势。

本书亦可供有关专业工程技术人员参考。

高等学校试用教材
空气调节用制冷技术
(第二版)

彦启森 主编
徐邦裕 主审

中国建筑工业出版社出版(北京西郊百万庄)
新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售
北京市平谷县大华山印刷厂印刷

开本：787×1092毫米 1/16 印张：14 插页：3 字数：341 千字

1985年12月第二版 1985年12月第三次印刷

印数：34,801—53,400册 定价：2.70元

统一书号：15040·4908

原 版 前 言

本书是为高等工科院校《供热与通风》专业“制冷”课程所编写的教材。根据1978年春全国有关院校本专业教师讨论确定：本课程应以满足空气调节用制冷系统设计为基本要求。并且共同拟订了具体章节和主要内容。

本教材以单级蒸气压缩式制冷装置为主，较系统、较完整地讲述其工作原理、构造、系统设计以及工况性能、调节等问题。并适当介绍了可以利用余热、具有节能价值的吸收式制冷装置。为了照顾各院校在要求上有所差异，教材按50~60学时编写，讲授时可根据具体情况有所取舍。

参加本书编写的有清华大学热能工程系空气调节教研组彦启森、陈肇基、陈君燕、陈雨田。由哈尔滨建筑工程学院徐邦裕、陆亚俊二位同志进行了初审和复审。编写和审稿过程中，还得到了北京建筑工程学院来立群和北京工业大学肖远立同志的支持和帮助；梁德云和于少清同志担负了全部插图绘制，在此表示衷心感谢。由于编写水平有限，有不妥和错误之处，希望使用本书同志给予批评指正。

编 者

1980年春

修 订 版 前 言

根据1983年3月“供热、通风与燃气教材编审委员会”会议决定，委托原主编单位对高等工科院校“供热通风与空气调节”专业已出版的教材进行修订再版。本书按会议计划，听取有关院校师生意见，有重点地进行了修订。

参加本书修订的是清华大学热能工程系空气调节教研组彦启森（第一、二、三、六、七、八章及结束语），陈雨田（第四、五章）和陈君燕（第九、十章）。哈尔滨建筑工程学院徐邦裕、陆亚俊二位同志对修订稿进行了审查。天津大学张永铨、西安冶金建筑学院杨磊等同志对原书提出了宝贵意见，并在修订过程中经常支持和帮助，在此表示衷心感谢。

编 者

1984年秋

常用符号表

<p>A——面积, m^2</p> <p>C——热容量, kJ/K</p> <p>c——比热, $kJ/kg \cdot K$</p> <p>c_p——定压比热, $kJ/kg \cdot K$</p> <p>c_v——定容比热, $kJ/kg \cdot K$</p> <p>D, d——直径, m或mm</p> <p>F——力, N</p> <p>H——焓, kJ</p> <p>h——比焓, kJ/kg</p> <p>K——传热系数, $W/m^2 \cdot K$</p> <p>k——绝热指数</p> <p>L——长度, m</p> <p>M——质量流量, kg/s</p> <p>m——质量, kg; 多变指数</p> <p>n——转数, r/min或rpm</p> <p>P——功率, W或kW</p> <p>p——压力, Pa或bar</p> <p>p_k——冷凝压力, bar</p> <p>p_0——蒸发压力, bar</p> <p>Q——热量, J或kJ</p> <p>q_k——冷凝器单位热负荷, kJ/kg</p> <p>q_0——单位质量制冷能力, kJ/kg</p> <p>q_v——单位容积制冷能力, kJ/m^3</p> <p>R——潜热, kJ; 热阻, $m^2 \cdot k/W$</p> <p>Re——雷诺数</p> <p>r——比潜热, kJ/kg</p> <p>S——熵, kJ/K</p> <p>s——比熵, $kJ/kg \cdot K$</p> <p>T——绝对温度, K</p> <p>$\Delta T, \Delta t$——温差, K或$^{\circ}C$</p> <p>t——摄氏温度, $^{\circ}C$</p> <p>T_k, t_k——冷凝温度, K或$^{\circ}C$</p> <p>t_m——空气湿球温度, $^{\circ}C$</p> <p>T_0, t_0——蒸发温度, K或$^{\circ}C$</p> <p>U——内能, kJ</p> <p>u——比内能, kJ/kg</p> <p>V——体积, m^3; 体积流量, m^3/s</p>	<p>v——流速, m/s; 比容, m^3/kg</p> <p>v_m——质量流速, $kg/m^2 \cdot s$</p> <p>W——功, J或kJ</p> <p>w——比功, J/kg或kJ/kg</p> <p>x——湿蒸气的干度, $\%$</p> <p>z——水平管束上、下重迭的排数或系数</p> <p>α——放热系数, $W/m^2 \cdot K$</p> <p>ϵ——制冷系数</p> <p>ϵ_c——逆卡诺循环制冷系数</p> <p>ϵ_{th}——理论循环制冷系数</p> <p>ξ——热力系数</p> <p>η_c——正卡诺循环的热效率</p> <p>η_d——压缩机的传动效率</p> <p>η_f——肋片效率</p> <p>η_i——压缩机的指示效率</p> <p>η_m——压缩机的机械效率</p> <p>η_0——制冷循环的热力完善度</p> <p>η_R——制冷循环的制冷效率</p> <p>η_v——压缩机的容积效率</p> <p>λ——材料的导热系数, $W/m \cdot K$</p> <p>μ——供热系数; 动力粘度, $N \cdot s/m^2$</p> <p>ν——运动粘度, m^2/s</p> <p>ξ——析湿系数; 浓度, kg/kg或$\%$</p> <p>ρ——密度, kg/m^3</p> <p>σ——传湿系数, $kg/m^2 \cdot s$</p> <p>τ——肋化系数</p> <p>ϕ——热流量, W或kW</p> <p>ϕ_k——冷凝器热负荷, kW</p> <p>ϕ_0——制冷量, kW</p> <p>φ_p——空气的相对湿度, $\%$</p> <p>ψ——热流密度, W/m^2或kW/m^2</p>
<p>下角标</p>	
<p>1, 2, 3……表示一个系统或一个循环的不同点, 或不同时间间隔</p>	
<p>a——空气或绝热过程</p>	
<p>b——沸腾</p>	
<p>c——逆卡诺循环; 压缩或冷凝</p>	

目 录

常用符号表

绪论	1
第一章 蒸气压缩式制冷的热力学原理	3
第一节 理想制冷循环——逆卡诺循环	3
第二节 蒸气压缩式制冷的理论循环	6
第三节 蒸气压缩式制冷理论循环的热力计算	10
第四节 蒸气压缩式制冷的实际循环	14
第二章 制冷剂和载冷剂	16
第一节 制冷剂	16
第二节 载冷剂	23
第三章 制冷压缩机	26
第一节 活塞式制冷压缩机的构造	26
第二节 活塞式制冷压缩机的性能	34
第三节 回转式制冷压缩机	44
第四节 离心式制冷压缩机	48
第四章 冷凝器与蒸发器	54
第一节 冷凝器的种类、基本构造和工作原理	54
第二节 冷凝器中的传热过程	60
第三节 冷凝器的设计计算	70
第四节 蒸发器的种类、基本构造和工作原理	79
第五节 蒸发器内的传热过程	84
第六节 蒸发器的设计计算	87
第五章 节流机构和辅助设备	101
第一节 节流机构	101
第二节 辅助设备	116
第六章 蒸气压缩式制冷系统	123
第一节 蒸气压缩式制冷系统的典型流程	123
第二节 制冷剂管路的设计	125
第三节 水系统	132
第四节 制冷机组	135
第五节 制冷机房的设计	139
第七章 蒸气压缩式制冷装置的调节和运行	142
第一节 蒸气压缩式制冷系统的工作特性	142
第二节 制冷系统的自动控制元件	147
第三节 蒸气压缩式制冷装置自动化系统举例	151

第四节	制冷系统的故障与排除	155
第八章	双级和复叠式蒸气压缩制冷	158
第一节	双级蒸气压缩制冷	158
第二节	复叠式蒸气压缩制冷	163
第九章	吸收式制冷	165
第一节	二元溶液的特性	166
第二节	简单吸收式制冷	169
第三节	溴化锂吸收式制冷	177
第四节	溴化锂吸收式制冷机的典型结构与流程	185
第十章	蒸汽喷射式制冷机	191
第一节	蒸汽喷射式制冷机的工作原理	191
第二节	蒸汽喷射式制冷机的性能	194
第三节	蒸汽喷射式制冷装置	196
结束语	199
其他制冷方法	199	
空气调节用冷源的发展趋势	202	
主要参考文献	205	
附表	206	
附表 1	饱和氨蒸气表	206
附表 2	饱和氟利昂12蒸气表	207
附表 3	饱和氟利昂22蒸气表	208
附表 4	低压饱和水蒸气表	209
附表 5	氨饱和液的物性值	209
附表 6	氟利昂12饱和液的物性值	210
附表 7	氟利昂22饱和液的物性值	210
附表 8	某些气体的物性值	210
附表 9	氯化钠水溶液的物性值	211
附表 10	氯化钙水溶液的物性值	212
附表 11	主要国际单位制与迄今使用单位名称对照表	214
附表 12	主要单位换算表	215
附图	216	

绪 论

“制冷”就是使自然界的某物体或某空间达到低于周围环境温度，并使之维持这个温度。随着工业、农业、国防和科学技术现代化的发展，制冷技术在各个领域中都得到广泛的应用，特别是空气调节和食品冷藏，直接关系到很多部门的工业生产和人民生活的需要。它们不但在制冷设备需要量方面占相当大的比重，而且在动力消耗方面也占有颇大的比例。

空气调节方面：如光学仪器、精密计量、半导体、合成纤维……等生产工艺，都需要有恒温、恒湿的空气环境；飞机发动机、航空仪表、特殊气候地区使用的汽车、电气设备、甚至一些军事武器弹药，都应在一定的温湿度条件下进行性能试验，为此需建立人工气候室；旅馆、剧院、医院、汽车、轮船、火车等公共场所，以及住宅，也需要用空气调节装置保证人们工作、生活的舒适条件。制冷装置就是这些空气调节系统中冷却、干燥空气所必需的设备，有时还可用于加热空气。

食品和物资贮存方面：如低温贮存和冻结贮存可以防止果品、蛋品、鱼肉以及药物、血浆等变质；而粮食或其它物资的贮存也常对空气的温湿度有所要求。它们都需要制冷设备。

工业生产工艺方面：工业的许多生产过程，例如石油裂解、石油脱蜡、合成橡胶、合成纤维、以及甲烷、乙烯等重要原料的提取等，分别要求有 $20\sim-120^{\circ}\text{C}$ 的温度条件。气体的液化也和制冷密切联系，氧的液化温度为 90.17K ，氮的液化温度为 77.34K ，而火箭燃料——液氢的液化温度低达 20.25K 。

低温和超低温方面：目前低温和超低温制冷技术（指 20K 以下的温度）也有很大的发展。低温技术的应用，首先是由于金属和合金在低温下具有“超导电”的特性所引起。例如，金属铅在低于 7.26K 时，其电阻几乎等于零；而锌的超导转变温度是 0.79K 。这样，制造低温超导电缆对大功率（100万千瓦以上）输电很有经济价值。利用低温超导的强大电流，也为制造强大磁场提供了可能。此外，现代科学的许多部门，如宇宙空间的模拟、高真空的获得、半导体激光、红外线探测等也都离不开低温制冷技术。

实现制冷可以通过两种途径：一是利用天然冷源；另一则是利用人造冷源。

天然冷源就是用深井水或天然冰冷却物体或空间的空气。早在公元前一千年以前，我国劳动人民已采用天然冰进行食品冷藏和防暑降温。例如，《诗经》就有“二之日凿冰冲冲，三之日纳于凌阴”的诗句；《左传》等书中也谈及冰房窖冰，总管藏冰、出冰的“凌人”，并有“鉴如缶，大口以盛冰，置食物于中，以御温气”的记载。天然冷源具有价廉和不需要复杂技术设备等优点，但是，它受时间、地区等条件限制，而且不宜用来大量获取低于 0°C 的温度。

随着生产力不断发展，19世纪中叶，世界上第一台机械制冷装置问世，人类开始采用人造冷源。人造冷源也称为人工制冷，其制冷过程必需遵守热力学第二定律。实现人工制

冷的办法有多种，按物理过程的不同有：液体气化法、气体膨胀法、热电法、固体绝热去磁法等。不同制冷方法适用于获取不同的温度。根据制冷温度的不同，制冷技术大体可划分为三类，即

普通制冷——高于 -120°C

深度制冷—— -120°C 至 20K

低温和超低温—— 20K 以下

空气调节用制冷技术属于普通制冷范围，主要采用液体气化制冷法，其中包括蒸气压缩式制冷、吸收式制冷以及蒸汽喷射式制冷，本教材重点讲述单级蒸气压缩式制冷，并对吸收式制冷和蒸汽喷射式制冷作简单介绍。

第一章 蒸汽压缩式制冷的热力学原理

液体气化过程要吸收比潜热，而且液体压力不同，其饱和温度（沸点）也不同，压力越低，饱和温度越低。例如，1kg质量的水，在8.72mbar（1 mmHg=1.333mbar）压力下，饱和温度为5℃，气化时需要吸收2489.05kJ（1 kcal=4.1868kJ）的热量；1kg质量的氨液，在1个大气压（1.01325bar）下气化时，需吸收1368.15kJ的热量，可达-33.3℃的低温。因此，只要创造一定的低压力条件，就可以利用液体的气化获取所要求的低温。

液体气化制冷的工艺流程，如图1-1。图中点划线以外部分为制冷段，氨液（制冷中称为制冷剂）从贮液器经膨胀阀，降低了压力和温度。低压低温的氨液流入蒸发器，吸收周围空气或物体的热量而气化，从而使室温或物体的温度降低，以达到制冷的目的。

图中点划线以内部分为液化段，它的作用是一方面使蒸发器内保持一定的低压力，另一方面使在蒸发器中气化了了的制冷剂液化，重新流回贮液器，再去制冷。液化的方法是使来自蒸发器的低压制冷剂增压，提高它的饱和温度，再利用自然界中大量存在的常温空气或水（统称冷却剂），使之在冷凝器内冷凝液化。图1-1所示的制冷系统，采用压缩机使气态制冷剂增压，故称为蒸汽压缩式制冷。

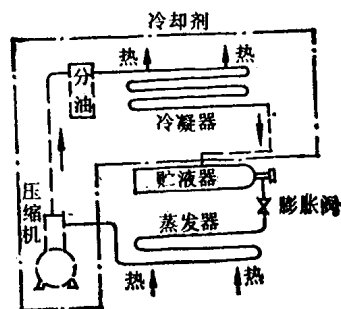


图 1-1 液体气化制冷原理图

从上可以看出，蒸汽压缩式制冷的工作原理是使制冷剂在压缩机、冷凝器、膨胀阀和蒸发器等热力设备中进行压缩、放热、节流和吸热四个主要热力过程，以完成制冷循环。但是，制冷剂在制冷系统中经过哪样的热力过程所组成的制冷循环在理论上最为经济？实际应用中制冷循环又应如何组成？以及如何进行制冷循环的热力计算等问题，本章将一一叙述。

第一节 理想制冷循环——逆卡诺循环

卡诺循环分正卡诺循环和逆卡诺循环，均是由两个定温过程和两个绝热过程组成。它是一个理想循环，其组成的各热力过程，与外界既无温差又无摩擦损失。图1-2所示的1→2→3→4→1是逆卡诺循环，也是理想制冷循环。逆卡诺循环中，制冷剂（工质）沿绝热线3→4膨胀，温度从 T_k 降低至 T_0 ；然后，沿定温线4→1膨胀，在定温膨胀过程中工质在 T_0 温度下从被冷却物体吸收热量 q_0 ，工质再从状态1被绝热压缩至状态2，温度从 T_0 升高至 T_k ；最后沿定温线2→3压缩，在定温压缩过程中，工质在 T_k 温度下向冷却剂放出热量 q_k 。

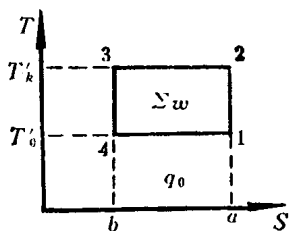


图 1-2 逆卡诺循环

这样，每一制冷循环，通过 1 kg 制冷剂将热量 q_0 从低温物体（或称低温热源）转移至温度较高的冷却剂（或称高温热源），同时，所消耗的功量 Σw 也转变为热量而转移至冷却剂，即

$$q_k = q_0 + \Sigma w$$

循环中所消耗的功量等于压缩机的耗功量 w_c 与膨胀机的得功量 w_e 之差，即 $\Sigma w = w_c - w_e$ 。

制冷循环的性能指标用制冷系数 ε 表示，制冷系数为单位耗功量所能获取的冷量，即

$$\varepsilon = \frac{q_0}{\Sigma w}$$

对于逆卡诺循环

$$q_0 = T'_0(S_1 - S_4) = T'_0(S_a - S_b) \quad (1-1)$$

$$q_k = T'_k(S_2 - S_3) = T'_k(S_a - S_b) \quad (1-2)$$

$$\Sigma w = q_k - q_0 = (T'_k - T'_0)(S_a - S_b) \quad (1-3)$$

$$\varepsilon_c = \frac{T'_0(S_a - S_b)}{(T'_k - T'_0)(S_a - S_b)} = \frac{T'_0}{T'_k - T'_0} \quad (1-4)$$

公式 (1-4) 说明，逆卡诺循环的制冷系数与制冷剂性质无关，仅取决于被冷却物的温度 T'_0 和冷却剂的温度 T'_k 。被冷却物温度越高，冷却剂温度越低，制冷系数越高，制冷循环的经济性越好。而且， T'_0 的变化比 T'_k 的变化对循环的制冷系数影响更大，这点从以下两个偏导数的绝对值可以看出。

$$\left| \left(\frac{\partial \varepsilon_c}{\partial T'_k} \right) \right| = \frac{T'_0}{(T'_k - T'_0)^2}$$

$$\left| \left(\frac{\partial \varepsilon_c}{\partial T'_0} \right) \right| = \frac{T'_k}{(T'_k - T'_0)^2}$$

因此

$$\left| \left(\frac{\partial \varepsilon_c}{\partial T'_0} \right) \right| > \left| \left(\frac{\partial \varepsilon_c}{\partial T'_k} \right) \right|$$

此外还需指出，逆循环（制冷循环）也可用来获得供热效果，例如冬季利用蒸发器吸收室外较冷空气（或水）的热量，而通过冷凝器向房间散热，进行供热。这样工作的装置称为热泵，也就是象泵那样把低位热源热能转移至高位热源。热泵装置的经济性用供热系数 μ 表示，供热系数为单位耗功量所获取的热量，即

$$\mu = \frac{q_k}{\Sigma w} = \varepsilon + 1$$

从这里可以看出，热泵的供热量永远大于所消耗的功量，所以是综合利用能源的一种很有价值的措施。

怎样才能实现逆卡诺循环？逆卡诺循环中关键是两个定温过程，而只有液体的定压蒸发吸热过程和蒸气的定压凝结放热过程是定温过程，所以，在湿蒸气区域内进行的制冷循环有可能易于实现逆卡诺循环，如图 1-3。

但是，理想制冷循环——逆卡诺循环的一个重要条件就是制冷剂与被冷却物和冷却剂之间必须在无温差情况下相互传热，可是实际的热交换过程总是在有温差的情况下进行的，否则理论上将要求蒸发器和冷凝器应具有无限大的传热面积，这当然是不可能的。显然，在这种情况下，制冷系数就不能认为只与被冷却物和冷却剂的温度有关，还与热交换

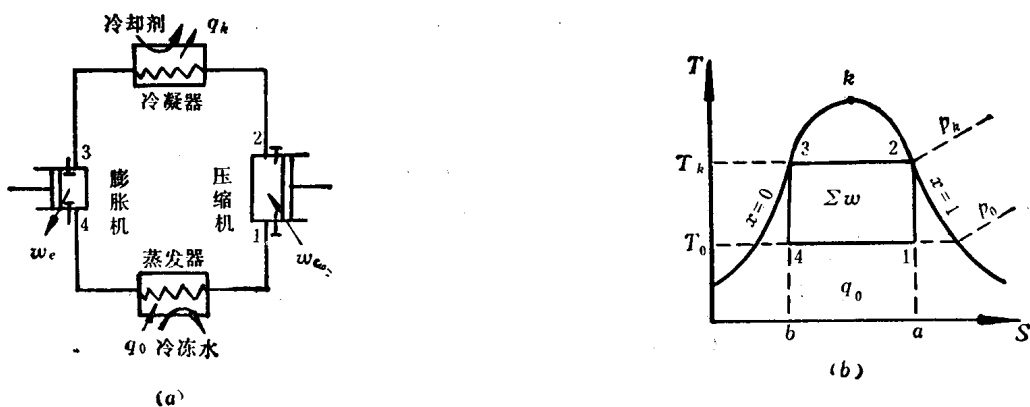


图 1-3 蒸气压缩式制冷的理想循环
(a) 工作流程; (b) 理想循环

过程的传热温差有关。例如被冷却水（通常称为冷冻水）在蒸发器中的平均温度为 T'_0 ，而冷却水在冷凝器中的平均温度为 T'_k 时，逆卡诺循环可用图 1-4 中的 $1' \rightarrow 2' \rightarrow 3' \rightarrow 4' \rightarrow 1'$ 表示。由于有传热温差存在，蒸发器中制冷剂的蒸发温度 T_0 应低于 T'_0 ， $T_0 = T'_0 - \Delta T_0$ ；冷凝器中制冷剂的冷凝温度 T_k 应高于 T'_k ， $T_k = T'_k + \Delta T_k$ 。为了使 1 kg 制冷剂获得与逆卡诺循环相同的制冷量，图中面积 $b4'1'a'b$ 应等于面积 $b41ab$ 。此时有传热温差的制冷循环 $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 1$ 所消耗的功量为面积 12341 ，比逆卡诺循环多消耗的功量为斜线标出的面积。这种在有传热温差条件下由两个定温过程和两个绝热过程所组成的制冷循环的制冷系数为

$$\begin{aligned} \epsilon' &= \frac{T_0}{T_k - T_0} = \frac{T'_0 - \Delta T_0}{(T'_k + \Delta T_k) - (T'_0 - \Delta T_0)} \\ &= \frac{T'_0 - \Delta T_0}{(T'_k - T'_0) + (\Delta T_k + \Delta T_0)} < \epsilon_c = \frac{T'_0}{T'_k - T'_0} \end{aligned} \quad (1-5)$$

由此可见，有传热温差时制冷系数总要小于逆卡诺循环的制冷系数，因此，在工程应用中应进行技术经济比较，以便选择合宜的传热温差，使初投资和运行费的综合值最为经济。此外，还有许多实际原因使得逆卡诺循环不可能实现，这留待以后具体分析。总之，所谓“理想”是指理论上是经济的，但实际上往往是不可能的，而且也并不真正经济。所以，制冷系数不是衡量制冷装置经济性的唯一指标。

那么为什么讨论逆卡诺循环呢？因为逆卡诺循环从理论上指出了提高制冷装置经济性的重要方向。例如，设计中应选择适宜的传热温差，使蒸发温度不要过低，冷凝温度不要过高；又如，应大力研究高效能的热交换设备，以改进制冷装置的经济性，节约能源消耗等。

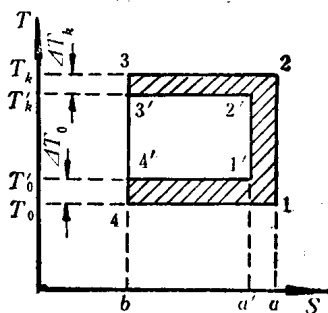


图 1-4 有传热温差的制冷循环

第二节 蒸气压缩式制冷的理论循环

一、蒸气压缩式制冷的理论循环

实际采用的蒸气压缩式制冷的理论循环是由两个定压过程，一个绝热压缩过程和一个绝热节流过程组成，如图1-5。它与理想制冷循环相比，有以下三个特点：

1. 用膨胀阀代替膨胀机；
2. 蒸气的压缩采用干压缩代替湿压缩；
3. 两个传热过程均为定压过程，并且具有传热温差。

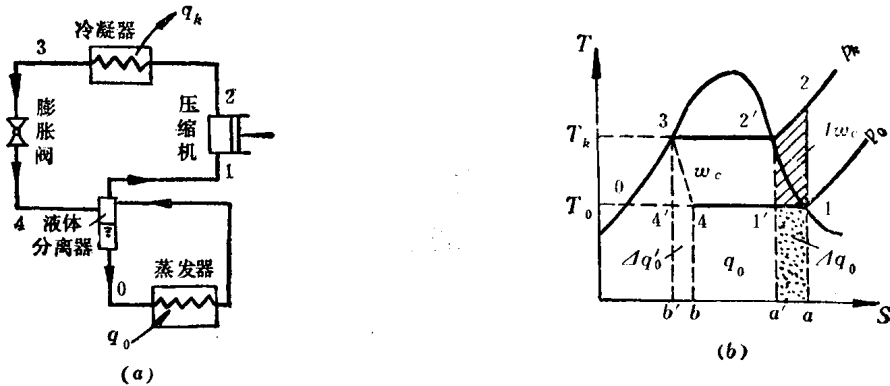


图 1-5 蒸气压缩式制冷的理论循环

(a) 工作流程；(b) 理论循环

为什么采用这样的制冷循环？这种循环为什么既经济又合理呢？关于采用有温差传热问题，前面已经说明，不再重复。下面仅就前两个特点加以分析。

(一) 用膨胀阀代替膨胀机

理想制冷循环，为了能够充分利用制冷剂从高压液态变为低压状态过程的膨胀功，设有膨胀机。这样做在理论上是经济的，但是在普通蒸气压缩式制冷的实践中并不合理。因为进入膨胀机的是液态制冷剂，一则它的体积变化不大，再则机件特别小，摩擦大，以致使所能获得的膨胀功常常不足以克服机器本身的摩擦阻力，因此蒸气压缩制冷装置中通常用膨胀阀代替膨胀机，以简化制冷装置，同时还便于根据负荷变化调节进入蒸发器的制冷剂流量。

采用膨胀阀代替膨胀机，来自冷凝器的液态制冷剂在通过膨胀阀的节流过程中有摩擦损失和涡流损失，同时，这部分机械损失又转变为热量，加热制冷剂，将一部分液态制冷剂气化，所以，节流后的制冷剂状态 4 比绝热膨胀后状态 4' 的干度有所增加，比熵也有所增加，如图1-5(b)。这样，从图中可以看出，在相同的蒸发温度和冷凝温度条件下，与理想制冷循环 $1' \rightarrow 2' \rightarrow 3' \rightarrow 4' \rightarrow 1'$ 相比，有两部分损失：

1. 由于节流过程是不可逆过程，制冷剂吸收摩擦热，产生无益的气化，降低了有效制冷量。每公斤制冷剂所能吸收的热量（称为单位质量制冷能力）减少 $\Delta q_0'$ ， $\Delta q_0'$ 可用面积 $44'b'4$ 表示。

2. 损失了膨胀机的有用功。因此，每公斤制冷剂在制冷循环中所消耗的功量就是压缩

机的耗功量, 即 $\Sigma w = w_c$, 比理想制冷循环多消耗 w_0 , w_0 可用面积 $034'0$ 表示。由于节流前后制冷剂的比焓不变, $h_3 = h_4$, 所以, 面积 $034'0$ 等于面积 $44'b'b_4$ 。就是说, 采用膨胀阀以后, 所损失的功量都变成了热量, 被制冷剂吸收, 因而减少了有效制冷量。

显然, 采用膨胀阀代替膨胀机, 制冷循环的制冷系数有所降低, 其降低的程度称为节流损失。节流损失大小除随冷凝温度与蒸发温度之差 ($T_k - T_0$) 的增加而加大以外, 还与制冷剂的物理性质有关。由温熵图可见, 饱和液线越平缓 (即液态制冷剂的比热越大), 以及制冷剂的比潜热越小, 或冷凝压力 p_k 越接近其临界压力 p_{kr} , 节流损失越大。

这是因为, 对理想制冷循环来说, 冷凝温度和蒸发温度一定时, 制冷系数为定值, 即比值 $\frac{q_0}{\Sigma w}$ 为定值。如果液态制冷剂的比热越大, 损失的制冷量 $\Delta q'_0$ 和膨胀功 w_0 (图1-5(b)

中面积 $034'0$) 均较大; 而制冷剂的比潜热越小, 或冷凝压力越接近临界压力, 则制冷量 q_0 越小, 这样, 尽管循环所耗功量 Σw 也要相应减少, 但是, 以膨胀阀代替膨胀机的制冷

循环的制冷系数 $e_r = \frac{q_0 - \Delta q'_0}{\Sigma w + \Delta q'_0} = \frac{q_0 - \Delta q'_0}{w_c}$ 将越小。

(二) 干压缩代替湿压缩

理想蒸气压缩制冷循环, 为了实现两个定温过程, 压缩机吸入的是湿蒸气, 这种压缩过程称为湿压缩。湿压缩有下列缺点:

1. 压缩机吸入湿蒸气, 低温湿蒸气与热的气缸壁之间发生强烈热交换, 特别是落在气缸壁上的液珠, 更是迅速蒸发而占据气缸的有效空间, 使压缩机吸入的制冷剂质量减少, 从而使制冷量显著降低。

2. 过多的液珠进入压缩机气缸后, 很难全部立即气化, 这时, 既破坏压缩机的润滑, 又会造成液击, 使压缩机遭受破坏。

因此, 蒸气压缩制冷装置在实际运行中严禁发生湿压缩现象, 要求进入压缩机的制冷剂为干饱和蒸气或过热蒸气, 这种压缩过程称为干压缩。干压缩是蒸气制冷压缩机正常工作的一个重要标志。

如何实现干压缩? 如图1-5(a), 可在蒸发器出口 (或附在蒸发器上) 增设一个液体分离器。来自蒸发器的气态制冷剂先进入液体分离器, 降低气流速度, 改变气流运动方向, 使气流中混有的较重的液滴分离, 沉于分离器底部, 再返回蒸发器。分离器上部的干饱和蒸气则被压缩机吸走, 以保证干压缩。这样, 进入压缩机的制冷剂状态点位于饱和蒸气线上, 如图1-5(b)中的1点。制冷剂的绝热压缩过程在过热蒸气区进行, 即从状态点1起, 直至与冷凝压力 p_k 线相交为止, 压缩终了状态点2是过热蒸气。因此, 制冷剂在冷凝器中并非定温凝结过程, 而是定压过程。

采用干压缩, 制冷循环的制冷量和耗功量有什么变化呢? 如图1-5(b), 采用膨胀阀的湿压缩制冷循环 $1' \rightarrow 2' \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 1'$ 中, 制冷剂的单位质量制冷能力为 q_0 (面积 $a'1'4ba'$), 单位质量耗功量为 w_0 (面积 $1'2'301'$), 制冷系数 $e' = \frac{q_0}{w_0}$ 。而采用膨胀阀的干压缩制冷循环 $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 1$ (也就是实际蒸气压缩制冷的理论循环), 单位质量制冷能力增加 Δq_0 (面积 $a11'a'a$), 单位质量耗功量增加 Δw_0 (面积 $122'1'1$)。此时, 制冷系数 $e = \frac{q_0 + \Delta q_0}{w_0 + \Delta w_0}$, 与制冷系数 e' 相比, 分子和分母均有所增加, 难于直接判断优劣。但是, 可以

明确指出, 采用干压缩后, 对于大多数制冷剂来说, 制冷系数将有所降低, 其降低的程度称为过热损失, 它与制冷剂性质有关, 一般来说节流损失大的制冷剂, 过热损失较小, 而且, p_k/p_{kr} 越大, 过热损失会越大。

综上所述, 实际采用的蒸气压缩制冷理论循环的制冷系数, 除与低温和高温热源的温度有关以外, 还与制冷剂的热力性质有关。因此, 研究选用适宜的制冷剂, 对节约能量有很大意义。

二、改善蒸气压缩制冷循环的措施

实际采用的蒸气压缩制冷理论循环有节流损失和过热损失, 它的制冷系数小于有传热温差的逆卡诺循环的制冷系数。因此, 采取措施减小节流损失和过热损失, 提高制冷系数, 对节省能量消耗非常必要。减小节流损失有再冷却和回热两个措施; 而采用具有中间冷却的多级压缩可以减少过热损失。

(一) 膨胀阀前液态制冷剂的再冷却

从图1-5(b)可以看出, 对于同一种制冷剂, 节流引起有效制冷量的减少主要与节流前后制冷剂的温度差有关, 温差越小, 损失的制冷量越少。但是, 蒸发温度取决于所要求的冷冻水出口温度, 冷凝温度取决于冷却剂的温度, 而冷却剂的温度又受自然条件限制。因此, 要想减少冷凝温度和蒸发温度之差, 就需减少冷凝器和蒸发器的传热温差, 但势必又将造成传热面积过大, 因此没有实际的经济意义。图1-6所示为在冷凝器后面增设再冷却器, 使冷却水先经过再冷却器, 然后进入冷凝器。这样, 冷凝后的液态制冷剂可以在冷凝压力下被再冷至状态点3'。图中3→3'就是高压液态制冷剂在再冷却器中的再冷却过程。再冷却所能达到的温度 $T_{r,c}$ 称为再冷温度, 冷凝温度与再冷温度之差 $\Delta t_{r,c}$ 称为再冷度。

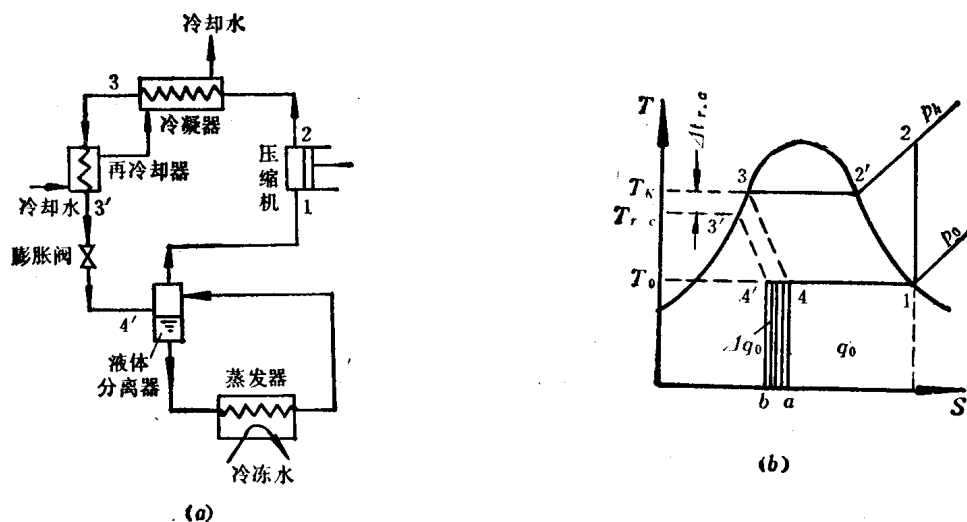


图 1-6 有再冷却器的蒸气压缩式制冷
(a) 工作流程; (b) 理论循环

从图1-6(b)可以明显看出, 由于液态制冷剂的再冷却, 节流过程由3→4变为3'→4', 单位质量制冷能力增加 Δq_0 (面积 $a44'ba$), 而压缩机的耗功量并未增加, 因此, 减少了

● 严格说液体等压线与饱和液线并不重合, 但相差并不大, 所以, 再冷过程线3→3'近似落于饱和液线上。

节流损失，使制冷系数有所提高。

再冷却器也是热交换设备，由于充分利用了冷却水和制冷剂之间的温差，从而提高了热交换效果。一般空气调节用的制冷装置可不单独设置再冷却器，而是适当增大冷凝器面积，使冷却水与制冷剂呈逆流来达到此目的。此时，冷凝器中存有一定液体，来自压缩机的过热蒸气在冷凝器中放出三部分热量，即， $2 \rightarrow 2'$ 过程放出的过热热量， $2' \rightarrow 3$ 过程放出的比潜热， $3 \rightarrow 3'$ 过程放出的再冷热量。因此，冷凝器中制冷剂的压力不变（冷凝温度不变），而制冷剂温度是变化的。制冷剂的再冷温度取决于冷却水温度及再冷却器的传热面积，当然，再冷温度不可能低于冷却水进口温度。

(二) 蒸气回热循环

为了使膨胀阀前液态制冷剂的温度降得更低（即增大再冷度），以便进一步减少节流损失，同时又能保证压缩机吸入具有一定过热度的蒸气，可以采用蒸气回热循环。

图1-7所示为来自蒸发器的低温气态制冷剂1，在进入压缩机前先经过一个热交换器——回热器。在回热器中低温蒸气与来自冷凝器的饱和液3（或再冷液）进行热交换，低温蒸气1定压过热到状态1'，而温度较高的液体3被定压再冷却到状态3'。回热循环 $1' \rightarrow 2' \rightarrow 3' \rightarrow 4' \rightarrow 1 \rightarrow 1'$ 中， $3 \rightarrow 3'$ 为液体的再冷却过程， $1 \rightarrow 1'$ 为低压蒸气的过热过程，过热后的蒸气温度 $T_{s,h}$ 称为过热温度，过热温度与蒸发温度之差 $\Delta t_{s,h}$ 称为过热度。

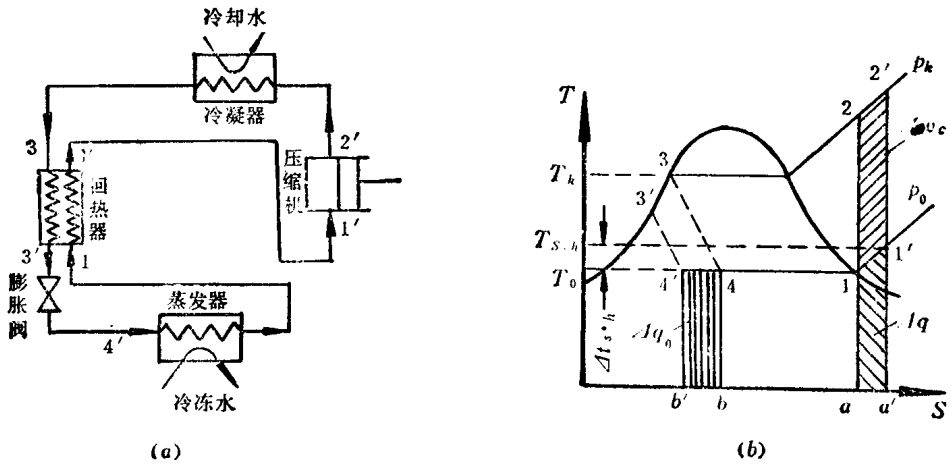


图 1-7 回热式蒸气压缩制冷
(a) 工作流程；(b) 理论循环

根据稳定流动连续定理，流经回热器的液态制冷剂和气态制冷剂的质量流量相等。因此，在对外无热损失情况下，每公斤液态制冷剂放出的热量应等于每公斤气态制冷剂吸收的热量。也就是说，单位质量制冷剂再冷所增加的制冷能力 Δq_0 (面积 $b'4'4bb'$) 等于单位质量气态制冷剂所吸收的热量 Δq (面积 $a11'a'a$)。由于有了回热器，虽然单位质量制冷能力有所增加，但是，压缩机的耗功量也增加了 Δw_c (面积 $11'2'21$)。因此，回热式蒸气压缩制冷循环的理论制冷系数是否提高，应具体分析。它与制冷剂的性质和工作温度的上下限有关，例如，对制冷剂氟利昂12、22（即 CF_2Cl_2 和 CHF_2Cl ）是有利的，对于制冷剂氨、氟利昂11（ CF_3Cl ）等则不利。此外，蒸气回热循环将提高压缩机的排气温度，所