

专业指导委员会推荐教材  
高校建筑环境与设备工程学科



普通高等教育土建学科专业  
“十五”规划教材

PUTONG  
GAODENG  
JIAOYU  
TU JIAN XUEKE  
ZHUANYE  
SHIWU  
GUIHUA  
JIAOCAI

# 空气调节用 制冷技术

(第三版)

彦启森 石文星 田长青 编著

中国建筑工业出版社

普通高等教育土建学科专业“十五”规划教材  
高校建筑环境与设备工程学科专业指导委员会推荐教材

# 空气调节用制冷技术

(第三版)

彦启森 石文星 田长青 编著

中国建筑工业出版社

**图书在版编目 (CIP) 数据**

空气调节用制冷技术/彦启森等编著. —3版. —北京:  
中国建筑工业出版社, 2004  
普通高等教育土建学科专业“十五”规划教材  
高校建筑环境与设备工程学科专业指导委员会推荐教材  
ISBN 7-112-06158-X

I. 空… II. 彦… III. 空气调节系统—制冷技术—高等  
学校—教材 IV. TU831.3

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2004)第 020556 号

普通高等教育土建学科专业“十五”规划教材  
高校建筑环境与设备工程学科专业指导委员会推荐教材

**空气调节用制冷技术**

(第三版)

彦启森 石文星 田长青 编著

\*

中国建筑工业出版社出版(北京西郊百万庄)

新华书店总店科技发行所发行

北京密云红光印刷厂印刷

\*

开本: 787×1092 毫米 1/16 印张: 14 字数: 336 千字

2004 年 6 月第三版 2005 年 1 月第十九次印刷

印数: 139001—145000 册 定价: 20.00 元

ISBN 7-112-06158-X

TU·5425 (12171)

版权所有 翻印必究

如有印装质量问题, 可寄本社退换

(邮政编码 100037)

本社网址: <http://www.china-abp.com.cn>

网上书店: <http://www.china-building.com.cn>

## 前 言

本书是普通高等教育土建学科“建筑环境与设备工程”专业“十五”规划教材，是在原高等学校试用教材《空气调节用制冷技术》（第二版）的基础上，结合多年的教学与工程实践修订而成。

本书以空气调节系统中普遍采用的冷（热）源设备——单级蒸气压缩式制冷装置为主，较系统、完整地阐述其工作原理、构造、系统设计以及工作特性、运行调节等问题，并适当介绍了可以利用热能、具有节约电能的吸收式制冷装置。为了照顾各院校在要求上有所差异，教材按 50~60 课时编写，讲授时可根据具体情况有所取舍。

本书充实并强化了基本概念与基本原理的论述，力求体系严密、结构清晰，突出系统性与实用性的有机结合。全书以“系统”思想为主线，站在制冷系统整体角度，阐述制冷循环理论、设备、系统设计、性能调节与性能改善方法；给出了详尽的计算公式、图表和应用例题，具有良好的实用性；取材广泛，内容有所拓宽，着重反映该领域的最新技术进展。在体系编排上，将双级与复叠式蒸气压缩制冷作为改善蒸气压缩式制冷循环性能的措施进行讲述，更能体现制冷循环理论的系统性。在内容方面，充实了近年来所发展的理论成熟、结论明确的内容，如：非共沸工质的性质、劳伦茨循环及其计算方法；超临界制冷循环及其应用；新工质在换热器中的热力、水力计算公式与计算方法；新型节流装置——电子膨胀阀的结构原理；变制冷剂流量系统特性与运行控制以及燃油与燃气溴化锂吸收式直燃机的工作原理等内容。

本书的第一、二、三章由彦启森、石文星编写，第四、五章由彦启森、田长青编写，第六章由田长青编写，第七、八章由石文星编写，彦启森全面统稿。清华大学建筑技术科学系杨新江硕士、黄寓理、马杰、黄宇等同学绘制了部分插图。在此次编写过程中，参考了大量新近文献，在此对本书的原著作者、引文作者以及给予编者大力支持和帮助的各位人士表示衷心的感谢。由于编者水平有限，有不妥和错误之处，希望读者给予批评指正。

编 者

# 目 录

主要符号表	1
绪论	3
<b>第一章 蒸气压缩式制冷的热力学原理</b>	<b>5</b>
第一节 理想制冷循环	5
第二节 蒸气压缩式制冷的理论循环	7
第三节 蒸气压缩式制冷循环的改善	15
第四节 跨临界制冷循环	23
第五节 蒸气压缩式制冷的实际循环	28
<b>第二章 制冷剂与载冷剂</b>	<b>32</b>
第一节 制冷剂	32
第二节 载冷剂	41
<b>第三章 制冷压缩机</b>	<b>43</b>
第一节 活塞式制冷压缩机的构造	44
第二节 活塞式制冷压缩机的性能	51
第三节 回转式制冷压缩机	60
第四节 离心式制冷压缩机	69
<b>第四章 制冷装置的换热设备</b>	<b>76</b>
第一节 冷凝器的种类和工作原理	76
第二节 冷凝器中的传热过程	82
第三节 冷凝器的设计计算	90
第四节 蒸发器种类和工作原理	94
第五节 蒸发器的传热过程	98
第六节 蒸发器的设计计算	103
第七节 其他换热设备	111
<b>第五章 节流机构和辅助设备</b>	<b>115</b>
第一节 节流机构	115
第二节 辅助设备	124
<b>第六章 蒸气压缩式制冷系统</b>	<b>131</b>
第一节 蒸气压缩式制冷系统的典型流程	131
第二节 制冷剂管路的设计	133
第三节 水系统	139
第四节 制冷机组	142
第五节 制冷机房的设计	149

<b>第七章 蒸气压缩式制冷装置的运行与调节</b> .....	153
第一节 蒸气压缩式制冷系统的工作特性 .....	153
第二节 蒸气压缩式制冷装置的性能调节 .....	158
第三节 制冷系统的故障与排除 .....	168
<b>第八章 吸收式制冷</b> .....	170
第一节 吸收式制冷的基本原理 .....	170
第二节 二元溶液的特性 .....	172
第三节 单效溴化锂吸收式制冷机 .....	179
第四节 双效溴化锂吸收式制冷机 .....	188
<b>附图</b> .....	194
附图 1 制冷剂 R22 压焓图 .....	194
附图 2 制冷剂 R123 压焓图 .....	195
附图 3 制冷剂 R134a 压焓图 .....	196
附图 4 制冷剂 R717 压焓图 .....	197
附图 5 制冷剂 R407c 压焓图 .....	198
附图 6 制冷剂 R410a 压焓图 .....	199
<b>附表</b> .....	200
附表 1 R22 饱和液体与饱和气体物性表 .....	200
附表 2 R123 饱和液体与饱和气体物性表 .....	202
附表 3 R134a 饱和液体与饱和气体物性表 .....	203
附表 4 R717 饱和液体与饱和气体物性表 .....	205
附表 5 R407c [R32/125/134a (23/25/52)] 沸腾状态液体与结露状态气体物性表 .....	206
附表 6 R410a [R32/125 (50/50)] 沸腾状态液体与结露状态气体物性表 .....	208
附表 7 氯化钠水溶液物性表 .....	209
附表 8 氯化钙水溶液物性表 .....	210
附表 9 乙烯乙二醇水溶液物性表 .....	212
附表 10 几种常用载冷剂的物性比较 .....	212
附表 11 主要国际单位制与迄今使用单位名称对照表 .....	213
附表 12 主要单位换算表 .....	213
<b>主要参考文献</b> .....	214

## 主要符号表

$A$	面积, $\text{m}^2$	$t_m$	空气湿球温度, $^{\circ}\text{C}$
$C$	热容量, $\text{kJ/K}$	$T_0, t_0$	蒸发温度, $\text{K}$ 或 $^{\circ}\text{C}$
$c$	比热, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	$U$	内能, $\text{kJ}$
$c_p$	定压比热, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	$u$	比内能, $\text{kJ/kg}$
$c_v$	定容比热, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	$V$	体积, $\text{m}^3$ ; 体积流量, $\text{m}^3/\text{s}$
$D, d$	直径, $\text{m}$	$v$	流速, $\text{m/s}$ ; 比容, $\text{m}^3/\text{kg}$
$F$	力, $\text{N}$	$v_m$	质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$
$H$	焓, $\text{kJ}$	$W$	功, $\text{J}$ 或 $\text{kJ}$
$h$	比焓, $\text{kJ/kg}$	$w$	比功, $\text{J/kg}$ 或 $\text{kJ/kg}$
$K$	传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$	$x$	湿蒸气的干度, %
$k$	绝热指数	$z$	水平管束上、下重叠的排数 或系数
$L$	长度, $\text{m}$	$\alpha$	换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$
$M$	质量流量, $\text{kg/s}$	$\epsilon$	制冷系数
$m$	质量, $\text{kg}$ ; 多变指数	$\epsilon'_c$	逆卡诺循环制冷系数
$n$	转速, $\text{r/min}$	$\epsilon_{th}$	理论循环制冷系数
$P$	功率, $\text{W}$ 或 $\text{kW}$	$\zeta$	热力系数
$p$	压力, $\text{Pa}$ 或 $\text{bar}$	$\eta_c$	卡诺循环的热效率
$p_k$	冷凝压力, $\text{bar}$	$\eta_d$	压缩机的传动效率
$p_0$	蒸发压力, $\text{bar}$	$\eta_f$	肋片效率
$Q$	热量, $\text{J}$ 或 $\text{kJ}$	$\eta_i$	压缩机的指示效率
$q_k$	冷凝器单位热负荷, $\text{kJ/kg}$	$\eta_m$	压缩机的摩擦效率
$q_0$	单位质量制冷能力, $\text{kJ/kg}$	$\eta_e$	电动机效率
$q_v$	单位容积制冷能力, $\text{kJ}/\text{m}^3$	$\eta_R$	制冷循环的制冷效率
$R$	潜热, $\text{kJ}$ ; 热阻, $\text{m}^2\cdot\text{K}/\text{W}$	$\eta_v$	压缩机的容积效率
$\text{Re}$	雷诺数	$\lambda$	材料的导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$
$r$	比潜热, $\text{kJ/kg}$	$\mu$	供热系数; 动力黏度, $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$
$S$	熵, $\text{kJ/K}$	$\nu$	运动黏度, $\text{m}^2/\text{s}$
$s$	比熵, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	$\xi$	析湿系数; 浓度, $\text{kg/kg}$ 或 %
$T$	绝对温度, $\text{K}$	$\rho$	密度, $\text{kg}/\text{m}^3$
$\Delta T, \Delta t$	温差, $\text{K}$ 或 $^{\circ}\text{C}$	$\sigma$	传湿系数, $\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$
$t$	摄氏温度, $^{\circ}\text{C}$	$\tau$	肋化系数
$T_k, t_k$	冷凝温度, $\text{K}$ 或 $^{\circ}\text{C}$		

$\phi$	热流量, W 或 kW
$\phi_k$	冷凝器热负荷, W 或 kW
$\phi_0$	制冷量, W 或 kW
$\varphi$	空气的相对湿度, %
$\psi$	热流密度, W/m <sup>2</sup> 或 kW/m <sup>2</sup>
下角标	
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
$a$	空气或绝热过程
$b$	沸腾
$c$	逆卡诺循环; 压缩或冷凝
$e$	有效值或膨胀; 当量
$f$	介质或肋片
$h$	热源
$i$	指示值; 定焓过程; 表示内侧; 进口
$k$	高压或高温
$l$	长度或潜热
$m$	质量或机械量
$o$	低压; 低温或外侧
$p$	压力或定压过程; 管道
$r$	制冷剂
$s$	饱和状态或定熵过程; 显热
$t$	温度或定温过程
$V$	体积

$w$	冷却水
$a \cdot e$	空气侧当量
$b \cdot f \cdot z$	水平肋管管束上沸腾
$b \cdot z$	管束上沸腾
$c \cdot f$	肋管上冷凝
$c \cdot f \cdot z$	水平肋管管束上冷凝
$c \cdot n$	管内表面冷凝
$c \cdot o$	管外表面冷凝
$c \cdot o \cdot f$	肋管外表面冷凝
$cr$	临界状态
$c \cdot w$	冷冻水
$ev$	蒸发
$f$	霜
$opt$	最优
$sat$	饱和
$s \cdot c$	再冷
$s \cdot h$	过热
$st$	静装配
上角标	
"	气相
'	液相或修正后的物理量
*	迭代计算物理量的新值

字母上横杠表示两相分界面的边界面或量的平均值, 如  $\bar{t}$  表示平均温度。



## 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了广泛的应用，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们生活的需要，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、电器设备、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、火车等公共场所和交通工具，以及住宅，也需要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。此外，对制冷装置的冷凝热加以利用的热泵，近年来也得到了快速发展和广泛应用。

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、鱼类以及农药、血浆等的变质；而粮食或其他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  $-120 \sim 20^{\circ}\text{C}$  的温度条件。气体的液化也和制冷密切相关，氧的液化温度为  $90.17\text{K}$ ，氮的液化温度为  $77.34\text{K}$ ，而火箭燃料——液氢的液化温度低达  $20.25\text{K}$ 。

低温和超低温方面：目前低温和超低温制冷技术（指  $20\text{K}$  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”特性所引起。例如，金属铅在低于  $7.26\text{K}$  时，其电阻几乎为零；而锌的超导转变温度是  $0.79\text{K}$ 。这样，制造低温超导电缆对大功率（ $100$  万  $\text{kW}$  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。为此，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，二是利用人造冷源。

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或防暑降温。例如：《诗经》就有“二之日凿冰冲，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，已御温气”的记载。天然能源具有价廉和不需要复杂技术设备等优点，但是，受时间、地区等条件限制，而且不宜用来大量获取低于  $0^{\circ}\text{C}$  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。人造冷源也称人工制冷，其制冷过程必须遵循热力学第二定律。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、电热法、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  $-120^{\circ}\text{C}$

深度制冷： $-120^{\circ}\text{C}$  至  $20\text{K}$

低温和超低温： $20\text{K}$  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，其中以蒸气压缩式制冷、吸收式制冷应用最广。本教材重点讲述单级蒸气压缩式制冷，并对利用热能制冷的吸收式制冷装置作简单介绍。

# 第一章 蒸气压缩式制冷的热力学原理

液体气化过程要吸收气化潜热，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的水，在绝对压力为0.00087MPa下，饱和温度为5℃，气化时需要吸收2488.7kJ热量；1kg的氨，在1个标准大气压力（0.10133MPa）下，气化时需吸收1369.59kJ热量，温度可低至-33.33℃。因此，只要创造一定的低压条件，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所示。图中点划线以外部分为制冷段，氨液（制冷过程称为制冷剂）从贮液器经膨胀阀，降低压力和温度；低温低压氨液进入蒸发器，吸收周围空气或物体的热量而气化，从而降低室温或物体的温度，达到制冷的目的。而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，另一方面使在蒸发器中气化了制冷剂液化，重新流回贮液器，再用于制冷。液化的方法是抽取蒸发器的低压气态制冷剂并使之增压，以提高其饱和温度；然后再利用自然界大量存在的常温空气或水（统称冷却剂），使之在冷凝器内液化。图1-1所示的制冷系统采用压缩机使气态制冷剂增压，故称蒸气压缩式制冷。

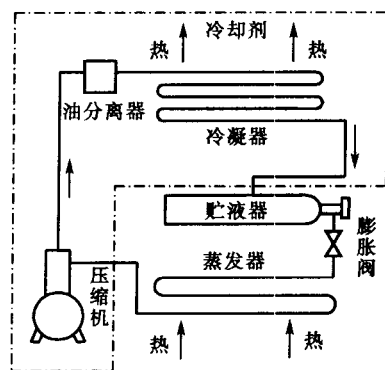


图1-1 液体气化制冷原理图

从上可以看出，蒸气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、放热冷凝、节流和吸热蒸发四个主要热力过程，以完成制冷循环。

## 第一节 理想制冷循环

### 一、逆卡诺循环

卡诺循环（Carnot Cycle）是在两个温度不相同的定温热源之间进行的理想热力循环。图1-2所示的1→2→3→4→1是逆卡诺循环（Reverse Carnot Cycle），也是理想循环。逆卡诺循环中，制冷剂沿等熵线3→4绝热膨胀，温度从 $T'_k$ 降至 $T'_0$ ；然后，在低温热源温度 $T'_0$ 下，沿等温线4→1吸热膨胀，从低温热源吸收热量 $q_0$ ；制冷剂再沿等熵线1→2被绝热压缩至状态2，温度从 $T'_0$ 升至 $T'_k$ ；最后，制冷剂在高温热源温度 $T'_k$ 下，沿等温线2→3进行放热压缩，向高温热源放出热量 $q_k$ 。

这样，每一制冷循环，通过1kg制冷剂将热量 $q_0$ 从低温热源（被冷却对象）转移至高温热源（冷却剂），同时，所消耗的功量 $\Sigma w$ 也转化为热量传给高温热源，即

$$q_k = q_0 + \Sigma w \quad (1-1)$$

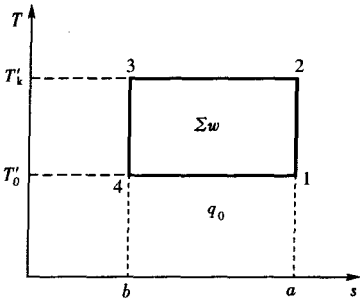


图 1-2 逆卡诺循环

这样，制冷系数则为

制冷循环的性能指标用制冷系数  $\epsilon$  表示，制冷系数为单位耗功量所获取的冷量，即

$$\epsilon = \frac{q_0}{\Sigma w} \quad (1-2)$$

对于逆卡诺循环而言，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

$$\Sigma w = w_c - w_e = (T'_k - T'_0)(s_a - s_b)$$

制冷量为

$$q_0 = T'_0(s_a - s_b)$$

$$\epsilon'_c = \frac{T'_0}{T'_k - T'_0} \quad (1-3)$$

公式 (1-3) 说明，逆卡诺循环的制冷系数与制冷剂的性质无关，仅取决于被冷却物和冷却剂的温度  $T'_0$ 、 $T'_k$ 。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，被冷却物温度的变化比冷却剂温度的变化对制冷系数的影响要大，这点从以下两个偏导数可以看出。

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

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

因此

$$\left| \frac{\partial \epsilon'_c}{\partial T'_0} \right| \geq \left| \frac{\partial \epsilon'_c}{\partial T'_k} \right|$$

此外还需指出，制冷循环也可用来获得供热效果，例如冬季制冷剂在蒸发器内吸收室外较冷空气（或水等物体）的热量，而通过冷凝器加热室内空气（或水）进行供热。这种装置称为热泵。热泵的经济性用供热系数  $\mu$  表示，供热系数为单位耗功量所获取的热量，即

$$\mu = \frac{q_k}{\Sigma w} = \epsilon + 1 \quad (1-4)$$

从这里可以看出，热泵的供热量永远大于所消耗的功量，所以热泵是能源综合利用的很有价值的装置。

## 二、劳伦兹循环

对于实际情况来说，在制冷过程中冷源（被冷却物）的放热过程和热源（冷却剂）的吸热过程一般都伴随温度的变化，这时，不宜用逆卡诺循环作为衡量标准。而劳伦兹循环（Lorenz Cycle）则是在两个变温热源之间进行的理想制冷循环，如图 1-3 所示。在劳伦兹循环中，制冷剂沿等熵线  $c \rightarrow d$  绝热膨胀，温度从  $T_c$  降至  $T_d$ ；然后，沿着与低温热源温度变化相逆的路径进行吸热膨胀，温度由  $T_d$  升至  $T_a$ ，吸收热量，实现可逆多变膨胀过程；制冷剂再沿等熵线  $a \rightarrow b$  被绝热压缩至状态  $b$ ，温度从  $T_a$  升至  $T_b$ ；最后，沿着与高温热

源温度变化相逆的路径进行放热压缩，温度由  $T_b$  降至  $T_c$ ，放出热量，实现可逆多变压缩过程。由此可以看出，劳仑兹循环是由两个等熵绝热过程和两个可逆多变过程组成的理想制冷循环。

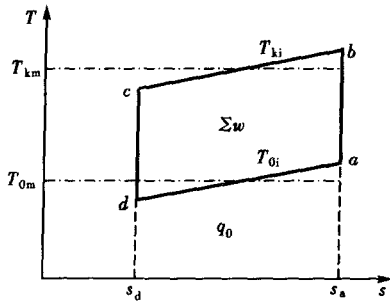


图 1-3 劳仑兹循环

从冷源（被冷却物）吸收的热量

$$q_0 = \int_d^a T_{0i} ds = T_{0m}(s_a - s_d)$$

向热源（冷却剂）放出的热量

$$q_k = - \int_b^c T_{ki} ds = T_{km}(s_b - s_c)$$

制冷系数

$$\varepsilon_l = \frac{q_0}{\Sigma w} = \frac{q_0}{q_k - q_0} = \frac{T_{0m}}{T_{km} - T_{0m}} \quad (1-5)$$

从公式 (1-5) 可以看出，劳仑兹循环的制冷系数等于一个以放热平均温度  $T_{km}$  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，仅取决于被冷却物和冷却剂的温度状况，而与制冷剂性质无关。

## 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

逆卡诺循环的关键是两个可逆等温过程，而纯工质或共沸混合工质定压蒸发和冷凝是等温过程，因此，利用此类工质，在其湿蒸气区内进行制冷循环有可能实现逆卡诺循环。

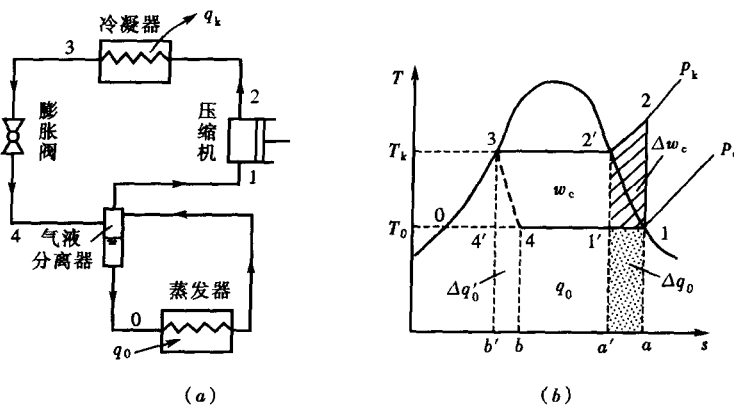


图 1-4 蒸气压缩式制冷的理论循环

(a) 工作过程；(b) 理论循环

但是，实际采用的蒸气压缩式制冷的理论循环是由两个等压过程、一个绝热压缩过程和一个绝热节流过程组成的，如图 1-4。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) 蒸气的压缩在过热区进行，而不是在湿蒸气区内进行；
- (3) 两个传热过程均为等压过程，并且具有传热温差。

为什么采用这样的制冷循环？

### (一) 膨胀阀代替膨胀机

理论制冷循环是为了充分利用制冷剂从高压变为低压状态的膨胀功，设有膨胀机，这在理论上是经济的，但是，对于蒸气压缩式制冷的实现并不合理。因为，液态制冷剂膨胀过程膨胀功不大，而机件小、摩擦损失又相对比较大，所以，为了简化制冷装置以及便于调节进入蒸发器的制冷剂流量，采用膨胀阀代替膨胀机。

如图 1-4 (b) 所示，从理论上讲，在相同蒸发温度和冷凝温度条件下，与理论循环  $1' \rightarrow 2' \rightarrow 3 \rightarrow 4' \rightarrow 1'$  相比，有两部分损失：

(1) 节流过程  $3 \rightarrow 4$  是不可逆过程，制冷剂吸收摩擦热，产生无益气化，降低有效制冷能力。每 1kg 制冷剂蒸发所能吸收的热量（称为单位质量制冷能力）减少  $\Delta q'_0$ ， $\Delta q'_0$  可用虚线多边形面积  $44'b'b4$  表示。

(2) 损失了膨胀功  $w_e$ 。在制冷循环中每千克制冷剂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功量  $w_e$ ， $w_e$  可用面积  $034'0$  表示。

显然，采用膨胀阀代替膨胀机，制冷系数有所降低，其降低程度称为节流损失。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（即液态制冷剂比热越大）以及制冷剂的比潜热越小，节流损失越大。

### (二) 干压缩过程

湿压缩过程压缩机吸入的是湿蒸气，它有两个缺点：

(1) 压缩机吸入湿蒸气时，低温湿蒸气与热的气缸壁之间发生强烈热交换，特别是与气缸壁接触的液珠更会迅速蒸发，占据气缸的有效空间，致使压缩机吸收的制冷剂质量大为减少，制冷量显著降低。

(2) 过多液珠进入压缩机气缸后，很难立即气化，这样，既破坏压缩机的润滑，又会造成液击，使压缩机遭到破坏。

因此，蒸气压缩式制冷装置运行时，严禁发生湿压缩现象，要求进入压缩机的制冷剂为饱和蒸气或过热蒸气，这种压缩过程称为干压缩过程。

如图 1-4 (a) 所示，为了实现干压缩过程，可在蒸发器出口增设气液分离器，气体制冷剂进入其中，速度降低、气流运动方向改变，使气流中混有较重的液滴分离，沉于分离器底部，再返回蒸发器。分离器上部的饱和蒸气则被吸入压缩机，即图 1-4 (b) 的状态 1，绝热压缩过程就可在过热蒸气区进行，压缩终状态点 2 为过热蒸气。这样，制冷剂在冷凝器中并非等温冷凝过程，而是等压过程。

采用干压缩过程，虽然可以增加单位质量制冷能力  $\Delta q_0$ ，但由于压缩终状态点为过热蒸气，故压缩机耗功较大，制冷系数亦将有所降低。降低程度称为过热损失  $\Delta w_c$ ，其大小与制冷剂物理性质有关，一般来说，节流损失大的制冷剂，过热损失较小。

### (三) 关于热交换过程的传热温差

理想制冷循环的重要条件之一就是制冷剂与冷源（被冷却物）和热源（冷却剂）之间必须在无温差条件下进行可逆换热过程。可是，实际换热都是在有温差情况下进行，否则理论上将要求蒸发器或冷凝器应有无限大的传热面积，这当然不可能。这样，有传热温差制冷循环的冷凝温度必然高于冷却剂的温度，蒸发温度必然低于被冷却物的温度，因此，

制冷系数必将降低，传热温差越大，制冷系数降低越多；实际应用中应进行技术经济分析，以选择合理的传热温差，使初投资和运行费的综合值最为经济。

## 二、蒸气压缩式制冷理论循环的热力计算

### (一) 压焓图的应用

表示制冷剂状态参数的图线有几种。前面分析蒸气压缩式制冷循环时使用了温焓图，此图的特点是热力过程线下面的面积为该过程所收受的热量，很直观，便于分析比较。但是，由于定压过程的换热量以及绝热过程压缩机的耗功量都可以用过程初终状态的比焓计算，所以，进行制冷循环热力计算时常使用压焓图（也称莫里尔图），如图 1-5。

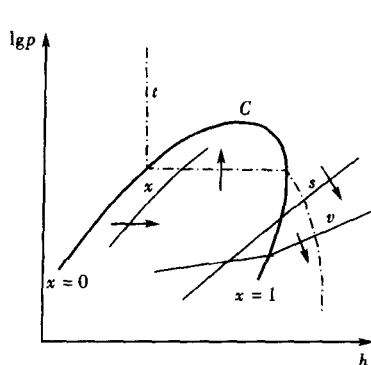


图 1-5 压焓图

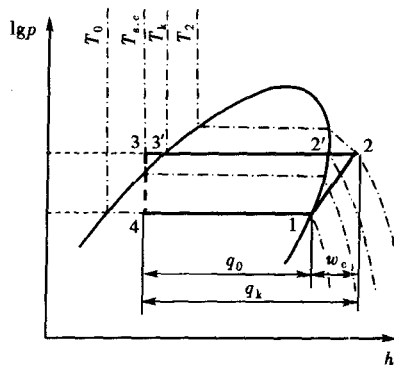


图 1-6 蒸气压缩式制冷理论循环

压焓图的纵坐标是压力，为了清楚地表达低压部分，采用对数坐标，即  $\lg p$ ；横坐标是比焓  $h$ 。图上绘有等压线、等温线、等比焓线、等比熵线、等比容线和等干度线，箭头表示各参数的增值方向。干度等于 0 的曲线是饱和液线，干度等于 1 的曲线是饱和蒸气线，此两条线将图分为三区，饱和液线左侧为液区，饱和蒸气线右侧为过热蒸气区，两线之间为湿蒸气区。

图 1-6 是压焓图上表示的蒸气压缩式制冷的理论循环，1→2 为绝热压缩过程，即等熵压缩过程；2→3 为制冷剂在冷凝器中等压放热过程，其中 2→2' 放出过热热量，2'→3' 放出比潜热，3'→3 是液态再冷却放出的热量；3→4 为节流过程，绝热节流前后制冷剂比焓不变，故为垂直线；4→1 为制冷剂在蒸发器内等压蒸发吸热过程。

根据稳定流动能量方程式可得：

蒸发器中等压吸热过程，单位质量制冷剂的制冷能力为

$$q_0 = h_1 - h_4 \quad \text{kJ/kg} \quad (1-6)$$

冷凝器中等压放热过程，单位质量制冷剂的冷凝负荷为

$$q_k = h_2 - h_3 \quad \text{kJ/kg} \quad (1-7)$$

单位质量制冷剂在压缩机中被绝热压缩时，压缩机的耗功量为

$$w_c = h_2 - h_1 \quad \text{kJ/kg} \quad (1-8)$$

节流前后，制冷剂的比焓不变，即

$$h_3 = h_4 \quad \text{kJ/kg} \quad (1-9)$$

由于在压焓图上比焓差是用水平线段长度表示的，故从图中可以明显看出

$$w_c = q_k - q_0 \quad \text{kJ/kg} \quad (1-8a)$$

## (二) 蒸气压缩式制冷理论循环的热力计算

制冷循环的热力计算是根据所确定的蒸发温度、冷凝温度、液态制冷剂的再冷度和压缩机的吸气温度等已知条件，求出各状态点的状态参数，计算下列数值：

(1) 制冷剂单位质量制冷能力  $q_0$  和单位容积制冷能力  $q_v$ 。单位容积制冷能力是指压缩机吸入  $1\text{m}^3$  制冷剂所产生的冷量

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{h_1 - h_4}{v_1} \quad \text{kJ/m}^3 \quad (1-10)$$

式中  $v_1$ ——压缩机入口气态制冷剂的比容， $\text{m}^3/\text{kg}$ 。

(2) 制冷系统中制冷剂的质量流量  $M_r$ ，以及体积流量  $V_r$ （即压缩机每秒钟吸入气态制冷剂的体积量）

$$M_r = \frac{\phi_0}{q_0} \quad \text{kg/s} \quad (1-11)$$

$$V_r = M_r v_1 = \frac{\phi_0}{q_v} \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (1-12)$$

式中  $\phi_0$ ——制冷系统的制冷量， $\text{kJ/s}$  或  $\text{kW}$ 。

(3) 冷凝器的热负荷  $\phi_k$

$$\phi_k = M_r q_k = M_r (h_2 - h_3) \quad \text{kW} \quad (1-13)$$

(4) 压缩机的理论耗功率  $P_{th}$

$$P_{th} = M_r w_c = M_r (h_2 - h_1) \quad \text{kW} \quad (1-14)$$

(5) 理论制冷系数  $\epsilon_{th}$

$$\epsilon_{th} = \frac{\phi_0}{P_{th}} = \frac{q_0}{w_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (1-15)$$

(6) 制冷效率  $\eta_R$ 。制冷效率  $\eta_R$  是理论循环制冷系数  $\epsilon_{th}$  与考虑了传热温差的理想制冷循环制冷系数  $\epsilon'_c$  或  $\epsilon'_1$  之比，即

$$\eta_R = \frac{\epsilon_{th}}{\epsilon'_c} \quad \text{或} \quad \frac{\epsilon_{th}}{\epsilon'_1} \quad (1-16)$$

用  $\eta_R$  可以评价制冷剂热力性能对制冷系数的影响，选用制冷效率较高的制冷剂，可以提高制冷循环的经济性。

**【例题 1-1】** 某空气调节系统需冷量  $20\text{kW}$ ，采用氨压缩式制冷，蒸发温度  $t_0 = 4^\circ\text{C}$ ，冷凝温度  $t_k = 40^\circ\text{C}$ ，无再冷，而且压缩机入口为饱和蒸气，试进行制冷理论循环的热力计算。

**【解】** 根据已知工作条件，从氨压焓图（参见图 1-7）上可查出各状态点的状态参数如下：

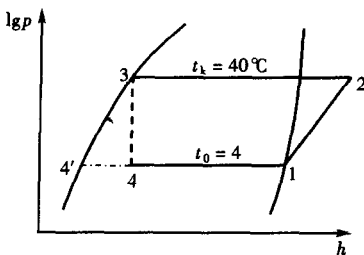


图 1-7 例题 1-1 图



状态点	温度 (°C)	绝对压力 (MPa)	比焓 (kJ/kg)	比熵 [kJ/(kg·K)]	比容 (m <sup>3</sup> /kg)
1	4	0.4975	1466.4	5.5695	0.25153
2	86.7	1.5554	1628	5.5695	—
3	40	1.5554	390.64	1.6446	—
4	4	0.4975	390.64	—	0.03605
4'	4	0.4975	218.55	1.0670	0.00158

状态点 4 的状态参数, 计算时需应用该压力下饱和液态点 4' 的状态参数, 见上表。

$$x_4 = \frac{h_4 - h_{4'}}{h_1 - h_{4'}} = \frac{391.11 - 218.57}{1465.94 - 218.57} = 0.138$$

$$v_4 = v_{4'} + x_4(v_1 - v_{4'}) = 0.00158 + 0.138(0.25153 - 0.00158) \\ = 0.03605 \text{ m}^3/\text{kg}$$

单位质量制冷能力

$$q_0 = h_1 - h_4 = 1466.4 - 390.64 = 1075.76 \text{ kJ/kg}$$

单位容积制冷能力

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{1075.76}{0.25153} = 4277 \text{ kJ/m}^3$$

制冷剂质量流量

$$M_r = \frac{\phi_0}{q_0} = \frac{20}{1075.76} = 0.0186 \text{ kg/s}$$

制冷剂体积流量

$$V_r = M_r v_1 = 0.0186 \times 0.25153 = 0.00468 \text{ m}^3/\text{s}$$

冷凝器热负荷

$$\phi_k = M_r q_k = M_r (h_2 - h_3) = 0.0186(1628 - 390.64) = 23.00 \text{ kW}$$

压缩机理论耗功率

$$P_{th} = M_r (h_2 - h_1) = 0.0186(1628 - 1466.4) = 3.00 \text{ kW}$$

理论制冷系数

$$\epsilon_{th} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{1466.4 - 390.64}{1628 - 1466.4} = 6.66$$

制冷效率

$$\eta_R = \frac{\epsilon_{th}}{\epsilon'_c} = 6.66 \times \frac{t_k - t_0}{t_0 + 273.15} = 0.864$$

**【例题 1-2】** 制冷量与工作条件如例题 1-1, 采用氟利昂 R22 (HCFC22) 作为制冷剂, 试进行制冷理论循环的热力计算。

**【解】** 根据已知工作条件, 从 HCFC22 压焓图 (参见图 1-7) 上查出各状态点的状态