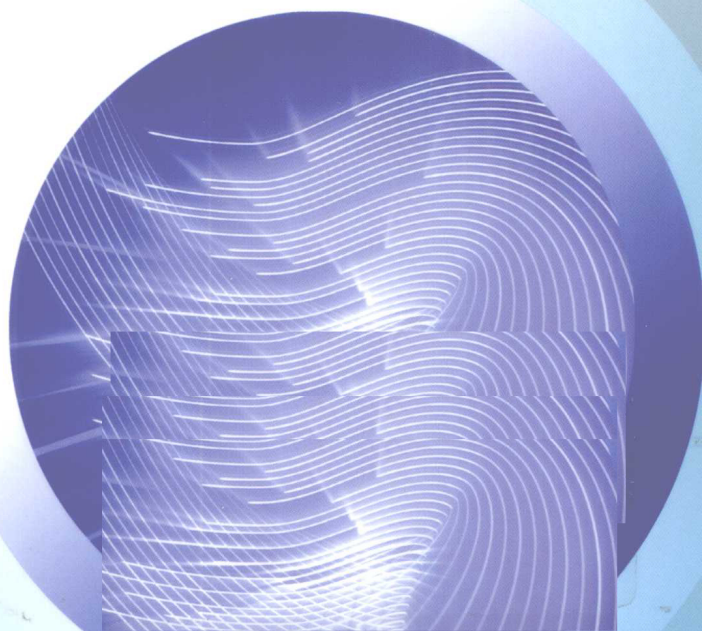


ZHILENG JISHU
JI YINGYONG

制冷技术及应用

胡大鹏 陈淑花 主编



中國石化出版社

[HTTP://WWW.SINOPEC-PRESS.COM](http://www.sinopec-press.com)

制冷技术及应用

胡大鹏 陈淑花 主编

中国石化出版社

内 容 提 要

本书比较全面地介绍了制冷技术原理、常见制冷设备的性能与应用及常见故障与处理方式。主要包括:制冷热力学原理、制冷系统组成、制冷循环计算与制冷机的特性分析;给出了目前研究比较热门的亚临界和跨临界二氧化碳制冷的工作原理、研究进展及应用前景;同时介绍了制冷剂与载冷剂的类型;阐述了其他类型的制冷方式,如溴化锂吸收式制冷、固体吸附式制冷、喷射式制冷、热电制冷、气体涡流制冷、气体膨胀制冷等;最后介绍了制冷装置安装、运行及常见故障处理等内容。

本书可作为高等院校能源动力类、化工类本科生的专业教材,也可供制冷工程学科的研究生和从事此领域工作的科研和工程技术人员阅读参考。

图书在版编目(CIP)数据

制冷技术及应用 / 胡大鹏, 陈淑花主编. —北京:
中国石化出版社, 2010.3
ISBN 978-7-5114-0241-7

I. ①制… II. ①胡… ②陈… III. ①制冷技术
IV. ①TB66

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2010) 第 023581 号

未经本社书面授权,本书任何部分不得被复制、抄袭,或者以任何形式或任何方式传播。版权所有,侵权必究。

中国石化出版社出版发行

地址:北京市东城区安定门外大街 58 号

邮编:100011 电话:(010)84271850

读者服务部电话:(010)84289974

<http://www.sinopec-press.com>

E-mail:press@sinopec.com.cn

北京科信印刷厂印刷

全国各地新华书店经销

*

787×1092 毫米 16 开本 13.25 印张 323 千字

2010 年 3 月第 1 版 2010 年 3 月第 1 次印刷

定价:25.00 元

前 言

近十余年来制冷技术得到了飞速发展，其产品日新月异。新型热力循环得到了应用，同时新型制冷压缩机得到了较快发展，微电子技术也已经应用到制冷产品的各个角落。从人们的日常生活到国民经济各个部门，从传统产业到高新技术产业，从国防科技到航空航天，到处都离不开制冷技术。为将这些新技术和制冷领域的最新研究成果、发展状况介绍给学生和广大从业人员，扩大他们的专业知识面，从而能够更好地满足制冷领域对人才的需求，有必要编写合适的教材。

现有的大部分教材均是根据热能动力工程专业开设的，其内容过精、过深，不适合化工大类本科生的学习及从事制冷专业的人员参考。本书在编写时充分考虑了当前高等院校化工大类开设制冷课程的办学特色和相应的人才培养特点，与现有的众多教材相比，有许多不同之处，本书中所反映的制冷知识面大大拓宽，各类新技术和原理得到充分体现，与化工类基础课程具有较好的衔接。

本书比较全面地介绍了制冷技术原理、常见制冷设备的性能与应用及常见故障与处理方式。主要内容包括：制冷热力学原理、制冷系统组成、制冷循环计算与制冷机的特性分析；给出了目前研究比较热门的亚临界和跨临界二氧化碳制冷的工作原理、研究进展及应用前景；同时介绍了制冷剂与载冷剂的类型；阐述了其他类型的制冷方式，如溴化锂吸收式制冷、固体吸附式制冷、喷射式制冷、热电制冷、气体涡流制冷、气体膨胀制冷等；最后介绍了制冷装置安装、运行及常见故障处理等内容。

为了便于读者将所学理论知识应用于实际，书中一些章节有计算举例，供参考。除书中列有各种图表以外，书后还附有一些工质的热物性参数表，供查阅。

本书可作为高等院校能源动力类本科生的专业教材，也可供制冷工程学科的研究生和从事此领域工作的科研和工程技术人员参考。在适当选择章节后，可用作化工类学生学习和了解制冷技术原理的专业教材。

本书参加编写的人员有大连理工大学的胡大鹏(第1章和第2章)、刘学武(第3章和第4章)、夏远景(第7章)、代玉强(第9章)，大连大学的陈淑花

(第5章和第6章), 中国石化股份有限公司青岛安全工程研究院的孟庭宇(第8章), 沈阳工业大学的葛晓冬(第10章), 中国石油吉林石化公司运输仓储部的姜远维(第11章)。本教材由胡大鹏、陈淑花任主编。

在本书的编写过程中, 参考了许多本领域的专业书籍和优秀教材, 对本书的编写启发颇深, 本书学习和吸收了其中的许多精华。在此, 对这些作者表示诚挚的谢意。大连理工大学化工机械系和大连理工大学教务处对本教材的编写和出版给予了大力支持, 在此也表示感谢。

由于水平有限, 认识不足, 本教材会有许多不尽如人意之处, 请各位专家和学者不吝赐教。

编 者

目 录

第 1 章 蒸气压缩的热力学基础	(1)
1.1 热力学基本定律在制冷中的应用	(1)
1.2 恒温热源的理想制冷循环——逆卡诺循环	(1)
1.3 变温热源的理想制冷循环——劳伦兹循环	(3)
1.4 热泵循环	(4)
第 2 章 单级蒸气压缩式制冷循环	(5)
2.1 单级蒸气压缩式制冷理论循环	(5)
2.2 单级蒸气压缩式液体制冷剂过冷循环	(13)
2.3 单级蒸气压缩式蒸气有害过热及回热循环	(14)
2.4 单级蒸气压缩式制冷实际循环	(18)
2.5 CO ₂ 压缩式制冷循环	(20)
第 3 章 双级和复叠式蒸气压缩式制冷循环	(31)
3.1 单级蒸气压缩式制冷循环的不足	(31)
3.2 双级压缩制冷循环	(32)
3.3 带有经济器的制冷循环	(41)
3.4 复叠式蒸气压缩制冷循环	(44)
第 4 章 制冷剂与载冷剂	(48)
4.1 制冷剂	(48)
4.2 载冷剂	(58)
第 5 章 制冷压缩机类型及应用	(61)
5.1 压缩机分类	(61)
5.2 压缩机的特点及比较	(62)
5.3 往复式活塞式制冷压缩机	(63)
5.4 离心式制冷机	(72)
5.5 螺杆式制冷压缩机	(77)
5.6 滚动转子式压缩机	(82)
5.7 斜盘式制冷压缩机	(83)
5.8 涡旋式制冷压缩机	(84)
第 6 章 蒸发器、冷凝器、节流机构及辅助设备	(86)
6.1 蒸发器	(86)
6.2 冷凝器	(90)
6.3 换热器的计算	(93)
6.4 节流机构	(95)
6.5 活塞式制冷机的辅机系统	(100)
第 7 章 吸收式制冷循环	(106)

7.1	溴化锂吸收式制冷循环	(106)
7.2	氨水吸收式制冷循环	(124)
第8章	蒸汽压缩式制冷系统的自动控制	(127)
8.1	制冷系统自动控制的主要内容	(127)
8.2	自动控制系统的控制部件	(128)
8.3	制冷系统的自动调节单元	(141)
8.4	冷藏库库温的自动控制系统	(143)
第9章	其他制冷技术	(146)
9.1	固体吸附式制冷	(146)
9.2	喷射式制冷	(148)
9.3	热电制冷	(150)
9.4	气体涡流制冷	(154)
9.5	气体膨胀波制冷	(157)
第10章	制冷装置的安装与运行	(162)
10.1	制冷装置的安装	(162)
10.2	制冷管道的安装	(163)
10.3	制冷系统的排污及气密性试验	(165)
10.4	制冷剂的充注和取出	(168)
10.5	压缩机的试运行	(169)
10.6	制冷装置工况分析及调试	(170)
第11章	制冷装置的常见故障分析与处理方式	(173)
11.1	故障检查的方法和机组正常运行的标志	(173)
11.2	活塞式制冷压缩机的故障分析与处理方式	(174)
11.3	离心式制冷压缩机的故障与分析	(177)
11.4	螺杆式制冷压缩机的故障与分析	(179)
11.5	制冷系统运行中常见故障与分析	(181)
附录		(184)
附表-1	饱和水及饱和水蒸气的热力性质	(184)
附表-2	NH ₃ 饱和液体及蒸气的热力性质	(185)
附表-3	R11 饱和液体及蒸气的热力性质	(187)
附表-4	R12 饱和液体及蒸气的热力性质	(188)
附表-5	R13 饱和液体及蒸气的热力性质	(190)
附表-6	R22 饱和液体及蒸气的热力性质	(192)
附表-7	R502 饱和液体及蒸气的热力性质	(194)
附表-8	R134a 饱和液体及蒸气的热力性质	(195)
附表-9	R142b 饱和液体及蒸气的热力性质	(196)
附表-10	R600a 饱和液体及蒸气的热力性质	(198)
附表-11	氯化钠水溶液的热物理性质	(200)
附表-12	氯化钙水溶液的热物理性质	(201)
附表-13	乙二醇水溶液的热物理性质	(203)
参考文献		(204)

第1章 蒸气压缩的热力学基础

1.1 热力学基本定律在制冷中的应用

在人工制冷中，不仅有热量的转移，也有热功的转换过程。热力学第一定律是能量守恒和转换定律在具有热现象的能量转换中的应用，具体内容为：自然界的一切物质都有能量，能量只能够从一种形式转换为另一种形式，从一个物体传递给另一个物体，能量的数量不变。该定律指出了能量转换在数量上的关系，但没有说明遵循该定律的所有过程是否一定能够实现。因此，还要考虑热力学第二定律。

热力学第二定律揭示了能量交换和转换的条件、深度和方向，具体内容为：机械功可以全部转换为热，但热却不能够无条件地全部转换成机械功，即不可能从单一热源吸热，使之完全变为功而不引起其他变化。因此，利用一个热源（或者冷源）无法完成循环过程，在制冷循环过程中，制冷工质除了从低温热源吸热外，还必须向高温热源排热。

热力学第二定律还指出，不可能把热从低温物体传至高温物体而不引起其他变化。因此，人工制冷过程就是在外界的补偿下，将低温物体的热量向高温物体传送的过程。补偿的方法，一种是消耗功（机械能或电能）来提高制冷剂的压力和温度，使制冷剂将从低温物体吸收的热量连同机械功转换成的热量一起排至高温环境中，完成热量从低温向高温转移的过程；另一种是消耗热能，用热量由高温传向低温的自发过程作为补偿，实现将低温物体热量传送到高温物体的目的。

要实现连续将能量进行转移和转化，就必须使工质经过一系列的状态变化来完成循环。循环可分为正向和逆向两种。将热能转换为机械能的循环称为正向循环，在热力图上是顺时针方向的；若是通过消耗能量使热量从低温物体（冷源）转移给高温物体（热源）的循环，称为逆向循环，在热力图上是逆时针方向进行的。

1.2 恒温热源的理想制冷循环——逆卡诺循环

由相互交替的两个等温过程和两个绝热过程组成的正向循环称为卡诺循环，这是一个工作在恒温热源和一个恒温冷源之间的理想热机循环。按照与卡诺循环相同路线但是循环向相反方向进行的循环被称为逆卡诺循环，如图 1.1 所示为逆卡诺循环的 $T-s$ 图。

制冷工质在恒温冷源（被冷却的物体）的温度 t'_c 和恒温热源（环境温度）的温度 t'_h 之间，按照可逆循环进行热交换。制冷工质在吸热过程中，其温度与被冷却物体的温度 t'_c 相等，在放热过程中，其温度与环境的温度 t'_h 相等，即吸热和放热过程工质与被冷却物体及环境介质之间是没有温差的，传热是在等温下进行的，压缩和膨胀过程都没有任何损失。循环中制冷工质沿绝热 3-4 膨胀，温度从 t'_h 降低到 t'_c ，然后沿等温线 4-1 膨胀。在等温膨胀过程中，工质在 t'_c 温度下，从被冷却介质吸收热量 q_0 ；工质再从状态 1 绝热压缩到状态 2，

温度从 t'_c 升高到 t'_e ；最后沿等温线 2-3 压缩。在等温的过程中，工质在 t'_c 温度下向高温热源放出热量 q'_c 。

循环中，每 1kg 制冷工质从低温热源吸收的热量为 q_0 ，消耗的净功为 w_0 ，向高温热源放出的热量为 q_c ，由热力学第一定律有

$$q_c = q_0 + w_0 \quad (1.1)$$

式中 w_0 ——循环的净功，是压缩功 w_c 与膨胀功 w_e 的差值。

制冷循环的性能指标为制冷系数，表示消耗单位功所能够得到的制冷量，计算公式如下：

$$\varepsilon = q_0 / w_0 \quad (1.2)$$

对逆卡诺循环的制冷系数可由图 1.1 中求得

$$q_0 = t'_c (s_1 - s_4) = t'_c (s_a - s_b) \quad (1.3)$$

$$q_c = t'_e (s_2 - s_3) = t'_e (s_a - s_b) \quad (1.4)$$

$$w_0 = q_c - q_0 = (t'_e - t'_c) (s_a - s_b) \quad (1.5)$$

所以对应的逆卡诺循环的制冷系数为

$$\varepsilon_c = \frac{q_0}{w_0} = \frac{t'_c (s_a - s_b)}{(t'_e - t'_c) (s_a - s_b)} = \frac{t'_c}{t'_e - t'_c} = \frac{1}{\frac{t'_e}{t'_c} - 1} \quad (1.6)$$

很明显，逆卡诺循环的制冷系数与制冷工质的性质是无关的，仅仅取决于低温热源的温度 t'_c 和高温热源的温度 t'_e ， t'_c 越低和 t'_e 越高，制冷系数越大，制冷循环的经济性就越好。并且， t'_e 的变化比 t'_c 的变化对制冷循环的制冷系数影响更大。

逆卡诺循环的重要条件是制冷工质与被冷却物体和冷却介质之间，必须在没有温差的情况下进行，但实际的热交换过程总是有温差的，没有温差的传热实际上是不存在的，所以，实际循环的制冷系数要小于逆卡诺循环的制冷系数。有温差的实际制冷循环如图 1.2 所示，吸热过程中工质的温度 t_c 应该低于低温热源的温度 t'_c ；而在放热过程中工质的温度 t_e 应该高于高温热源的温度 t'_e 。为了使 1kg 制冷工质所获得的制冷量与逆卡诺循环相同，则要求图中的面积 $b-4'-1'-a'-b$ 等于面积 $b-4-1-a-b$ ，此时制冷消耗的功为 1-2-3-4-1，比逆卡诺循环多消耗的功在图中以斜线表示。

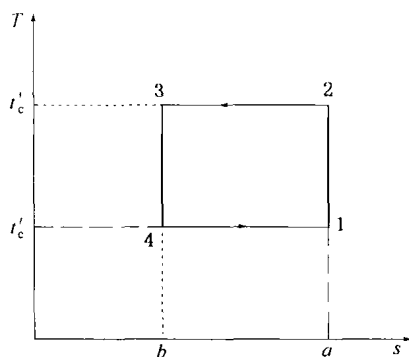


图 1.1 逆卡诺循环的 $T-s$ 图

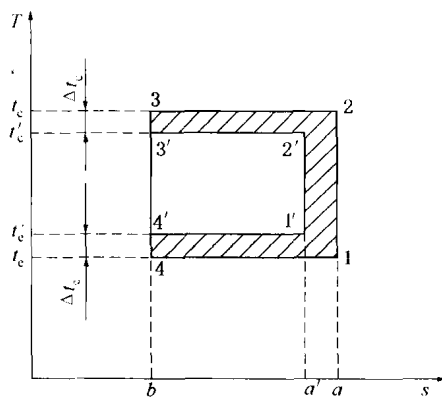


图 1.2 有传热温差的实际制冷循环的 $T-s$ 图

因此,有传热温差的实际循环的制冷系数为

$$\varepsilon = \frac{t_c}{t_c - t_e} = \frac{1}{\frac{t_c}{t_e} - 1} \quad (1.7)$$

由于 $t_c > t'_c$, $t_e < t'_e$, 所以 $\varepsilon < \varepsilon_c$ 。

有传热温差的制冷系数总是要小于逆卡诺循环的制冷系数,所以可知,由两个等温过程与两个绝热过程所组成的逆卡诺循环最经济,制冷系数最大,任何实际循环的制冷系数都要小于逆卡诺循环的制冷系数。任何实际过程都是有温差的,所以逆卡诺循环实际上是无法实现的。但是,逆卡诺循环可以从理论上指明提高制冷装置经济性的重要方向,如制冷工质的蒸发温度 t_e 不要太低,冷凝温度 t_c 也不要太高等。

实际制冷循环中,制冷工质在流动或状态发生变化过程中,因为摩擦、扰动以及内部不平衡等因素会引起一定的损失;换热过程中,因存在传热温差也要引起传热的损失。因此,实际制冷循环是一个不可逆的循环,不可逆的程度用热力完善度进行衡量。将工作在相同温度间的实际制冷循环的制冷系数 ε 和可逆循环的制冷系数 ε_c 的比值,称为该不可逆循环的热力完善度,用 η 表示,即: $\eta = \varepsilon / \varepsilon_c$, 该值用来表示实际制冷循环接近逆卡诺循环的程度,越接近于 1,说明实际循环越接近逆卡诺循环,不可逆损失就越小,经济性越好。

1.3 变温热源的理想制冷循环——劳伦兹循环

逆卡诺循环要求高温和低温热源温度恒定,但是实际工作循环中,高温和低温热源温度大多数是变化的而不是恒定的。例如,冷却器中的冷却介质温度是逐渐升高的,蒸发器中被冷却介质的温度是逐渐下降的。这种变温热源间逆向循环的 $T-s$ 图如图 1.3 所示。

设被冷却物体的初始温度是 t_1 ,在制冷剂的蒸发过程中逐渐下降到 t_4 ,冷却介质的温度由 t_3 逐渐升高到 t_2 ,被冷却物体放出的热量 q_0 可以由面积 1-4-6-5-1 表示。如果运用逆卡诺循环,则为了保证向变温高温热源放热过程和从变温低温热源吸热过程的连续进行,制冷循环的温度区间应该为 t_4 和 t_2 。同时,为了制取相同的冷量,逆卡诺循环的制冷量面积 4-4'-7-6-4 应该与面积 1-4-6-5-1 相等,所以应该采用 4'-2'-3-4-4' 所示的逆卡诺循环。在这个循环中,逆卡诺循环在放热和吸热过程中都有温差,所以要引起不可逆损失,由此引起循环耗功量的增加,增加的量由图中的斜线表示。由此可见,在变温热源的情况下,实现逆卡诺循环所消耗的功并不是最小的。

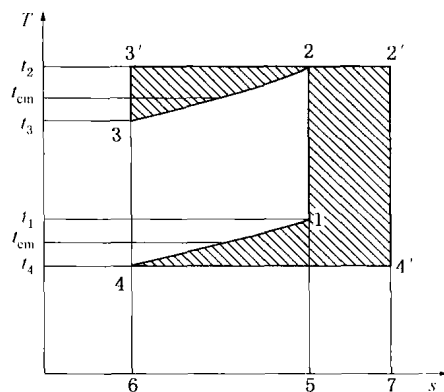


图 1.3 变温热源间逆向循环的 $T-s$ 图

要想达到变温热源条件下的耗功最小,则循环应该是 1-2-3-4-1 过程,该循环由两个绝热过程和两个变温的多变过程组成的。工质在循环的吸热、放热过程中,温度也发生变化,变化的趋势与冷源和热源的变化趋势相一致,使工质与冷、热源之间进行的换热

过程为无温差传热,不存在不可逆传热损失,而过程 1-2 与 3-4 仍然还是可逆绝热压缩与可逆绝热膨胀的过程,因此,循环 1-2-3-4-1 是变温热源条件下的可逆逆向循环,即劳伦兹循环。在给定的条件下,实现这一循环所消耗的功最小,制冷系数具有最大值。

循环中,每 1kg 制冷工质从低温热源吸收的热量为 q_0 ,向高温热源放出的热量为 q_c ,则有

$$q_c = t_{cm}(s_2 - s_3) = t_{cm}(s_1 - s_4) \quad (1.8)$$

$$q_0 = t_{cm}(s_1 - s_4) \quad (1.9)$$

式中 t_{cm} ——工质的平均放热温度;

t_{cm} ——工质的平均吸热温度。

q_c 和 q_0 的大小分别用面积 2-3-6-5-2 和 4-1-5-6-4 表示。变温情况下可逆逆向循环的制冷系数表示为

$$\varepsilon_L = \frac{t_{cm}}{t_{cm} - t_{cm}} \quad (1.10)$$

即为劳伦兹循环的制冷系数。相当于工作在温度 t_{cm} 和 t_{cm} 之间的逆卡诺循环的制冷系数。

工作在热源温度变化时的实际制冷循环的热力完善度为

$$\eta = \varepsilon / \varepsilon_L \quad (1.11)$$

1.4 热泵循环

逆向循环是以消耗功作为补偿的,通过工质的循环,从低温热源中吸收热量(制冷量)并向高温热源放出热量。因此,逆卡诺循环可以用来进行制冷,也可以用来进行制热,或者是制冷和制热同时进行,制热的逆向循环就称为热泵循环。

由以上分析可知,高温热源所获得的热量,等于从低温冷源吸收的热量与循环所消耗的机械功转换成的热量之和。因此,采用逆向循环制热,以消耗少量的机械功为代价,取得向高温热源供热的效果,1kg 工质在热泵循环中向高温热源放出的热量为

$$q_c = q_0 + w_0 \quad (1.12)$$

热泵循环的经济指标用供热系数 ε_h 表示,指单位耗功量所能够获得的单位供热量,即有

$$\varepsilon_h = \frac{q_c}{w_0} = \frac{q_0 + w_0}{w_0} = 1 + \varepsilon_c \quad (1.13)$$

热泵循环的供热系数 ε_h 永远大于 1。

第2章 单级蒸气压缩式制冷循环

2.1 单级蒸气压缩式制冷理论循环

蒸气压缩式制冷是利用液体汽化时产生的吸热效应来实现制冷的。因此，只要选择合适的制冷工质，产生一定的制冷剂蒸发条件，就可以得到不同的低温以及吸收不同的热量。

逆卡诺循环是一种理想的制冷循环，它的制冷系数被认为是在一定条件下理论的极限值。实现逆卡诺循环，需要两个等温过程和两个绝热过程。在一定的压力下，液体的汽化和蒸气的冷凝都是在等压下进行的等温过程，而且可以由压缩机和膨胀机来分别进行绝热压缩和绝热膨胀。因此，在蒸气区域内，有可能实现理想的制冷循环。图 2.1 给出了湿蒸气区域内的蒸气压缩式制冷的理想循环。

但实际上，在制冷剂的湿蒸气区域内，蒸气压缩式制冷的循环仍然是很难实现的，其困难在于：

(1) 无温差的传热过程很难实现，因为理论上要求蒸发器和冷凝器具有无限大的传热面积。实际上在冷凝器和蒸发器中都有传热温差。在冷凝器中，制冷剂凝结时的温度高于高温热源的温度；在蒸发器中，制冷剂汽化时的温度低于低温热源的温度。

(2) 图 2.1 中进入膨胀机的是液体制冷剂，其比体积比蒸气的小得多，所能获得的膨胀功很小，有时尚不足以克服机器本身的摩擦阻力，而其液体膨胀机尺寸很小，设计和制造都很困难。

(3) 压缩机吸入的是湿蒸气，在压缩机中有一部分液体要被压缩，这种压缩过程称为湿压缩。湿蒸气被吸入汽缸后，汽缸壁与制冷剂之间进行强烈的热交换，湿蒸气中的液滴迅速汽化，占据汽缸容积，使压缩机吸入的制冷剂量减少，制冷量降低，而且液滴进入汽缸后很难全部汽化，容易发生压缩液体的“液击”现象，造成压缩机的损坏。

由于以上几个原因，蒸气压缩式制冷机都不是按上述逆卡诺循环工作的。

2.1.1 工作原理

蒸气压缩式制冷机有单级、多级和复叠式等多种形式。单级蒸气压缩式制冷机是目前应用最广泛的一种。所谓单级压缩，是指制冷剂在一个循环中只经过一次压缩，图 2.2 给出了单级蒸气压缩式制冷系统循环过程。

图 2.2 的单级蒸气压缩式制冷系统由压缩机、冷凝器、节流阀和蒸发器四个基本部分组成；四部分之间用管道连接，形成一个封闭系统；制冷剂在系统内循环流动，发生一系列状态变化，并与外界进行能量交换，从而达到制冷的目的。具体的工作过程如下：

工作时压缩机吸入蒸发器内产生的低压（低温）制冷剂蒸气，保持蒸发器内的低压状态，使蒸发器内制冷剂液体在低温下能够沸腾；吸入的蒸气经过压缩，压力和温度都升高，使制冷剂能够在常温下进行液化；高压高温的制冷剂蒸气排入冷凝器后，在压力不变的情况

下被冷却介质(水或空气)冷却,放出热量,温度降低,最后凝结成液体从冷凝器排出;高压制冷剂液体经节流阀节流降压,导致部分制冷剂液体汽化,吸收汽化潜热,使其本身的温度也相应降低,成为低压、低温的湿蒸气,然后进入蒸发器;在蒸发器中制冷剂液体在等压的情况下,吸收被冷却介质(空气、水或盐水等)的热量从而发生汽化,形成的低压低温蒸气再被压缩机吸走,如此不断进行循环。

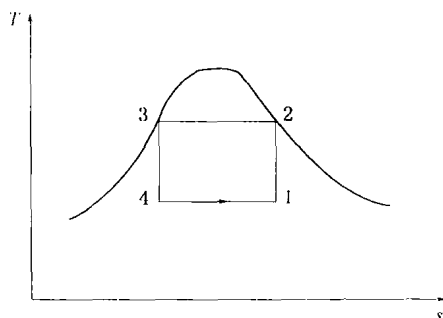


图 2.1 蒸汽压缩式制冷的理想循环过程

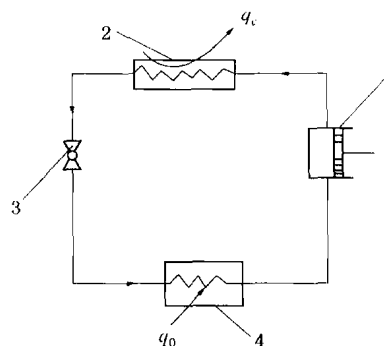


图 2.2 单级蒸汽压缩式制冷系统循环过程

1—压缩机; 2—冷凝器; 3—节流阀;
4—蒸发器

蒸汽压缩式制冷的工作原理简单地说,就是使制冷剂通过在压缩机、冷凝器、节流阀和蒸发器等热力设备中进行压缩、放热(冷却与冷凝)、节流、吸热(蒸发)四个热力过程,从而完成一个制冷循环,然后周而复始进行。

蒸汽压缩式制冷系统中,压缩机是整个系统的“心脏”,不断地进行压缩和输送制冷剂蒸气;节流阀对制冷剂起到一定的节流降压作用,同时可以调节进入蒸发器的制冷剂流量;蒸发器是吸收热量(输出冷量)的换热设备,制冷剂在其中汽化,吸收被冷却物体的热量,达到制冷的目的;冷凝器是输出热量的换热设备,制冷剂蒸气在冷凝器中冷却和凝结,并向冷却介质(空气或者水)放出热量。由于压缩机消耗的功起到了补偿作用,因此能够实现由制冷剂将被冷却物体(低温热源)的热量转移到冷却介质(高温热源)中去,实现制冷。

在实际的制冷系统中,除了四个基本组成部分外,还需增加许多辅助设备。

2.1.2 理论循环过程

在分析单级蒸汽压缩式制冷的理论循环时,作了如下一些假设:

- (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) 无传热温差,即制冷剂在冷凝器中的冷凝温度等于冷却介质的温度,在蒸发器中蒸发温度等于被冷却物体或介质的温度,且冷凝温度和蒸发温度都是定值;
- (3) 制冷剂在管道内流动时,不考虑流动阻力和热量损失;
- (4) 制冷剂在流过节流阀时,与外界没有热交换。

图 2.3 为单级蒸汽压缩式制冷理论循环的 $T-s$ 图。压缩机吸入的是以点 1 表示的饱和蒸气,1-2 过程表示制冷剂在压缩机中的等熵压缩;2-2'-3 过程表示制冷剂在冷凝器中的冷却和冷凝,在冷却过程 2-2' 中,制冷剂与冷却介质有温差;冷凝过程 2'-3 中,制冷剂与冷却介质无温差,在这两个过程中,制冷剂的压力保持不变,且等于冷凝温度 t_c 下的饱和压力 p_c ;3-4 过程表示节流,节流后制冷剂压力和温度都降低,但比焓保持不变,且

进入两相区；4-1过程表示制冷剂在蒸发器中以温度 t_c 、饱和压力 p_c 保持不变的情况进行蒸发。

单级蒸气压缩式制冷的理论循环与在两相区内的理想制冷循环相比，主要有下述两个区别。

1. 用节流阀代替膨胀机

在理想制冷循环中，采用膨胀机是为了充分利用制冷剂由高压液体变成低压状态的膨胀功，以此减少循环所消耗的净功。这样理想制冷循环所消耗的单位净功为

$$w_0 = w_c - w_e$$

在单级蒸气压缩式制冷的理论循环中，采用的是节流阀对制冷剂进行节流，当然这样会损失膨胀机的膨胀功。因此，1kg制冷剂在制冷循环中所消耗的净功量，就是压缩机的耗功量，即 $w_0 = w_c$ ，比理想制冷循环多消耗功量 $w_e = h_3 - h'_4$ 。在图2.3理论循环的 $T-s$ 图上，这部分功可用面积0-3-4'-0表示。

此外，制冷剂液体在通过节流阀的节流过程中，由于有摩擦损失和涡流损失，而这部分机械损失又转变为热量加热制冷剂，使一部分液体汽化。所以，如图2.3所示，节流后制冷剂的状态4，比绝热膨胀后的状态4'的干度和比熵都增加，这就降低了有效制冷量。1kg制冷剂在汽化过程中吸收的热量（单位制冷量）减少了 $\Delta q_0 = h_4 - h'_4$ ，可以用面积4-4'-b'-b-4表示。由于制冷剂节流前后的比焓相等，即 $h_3 = h_4$ ，所以 $w_e = \Delta q_0$ 。也就是说，由于用节流阀代替了膨胀机，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，用节流阀代替膨胀机后，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。节流损失的大小随着节流前后制冷剂温差的增大而增大，此外也与制冷剂的物理性质有关。由 $T-s$ 图可见，饱和液体线越平缓（液态制冷剂的比热容越大），以及制冷剂的比潜热越小，或者冷凝压力 p_c 越接近其临界压力 p_{kr} ，则节流损失越大。这是因为，对于理想制冷循环，冷凝温度和蒸发温度一定时，制冷系数为定值，且 $\varepsilon_c = q_0/w_0$ 。如果液态制冷剂的比热容增大，损失的制冷量 Δq_0 和膨胀功 w_e 会增大；而随着制冷剂的比潜热的减小，或者冷凝压力接近临界压力，则单位制冷量减小。因此，尽管循环消耗的净功也会相应减小，但是用节流阀代替膨胀机的制冷循环的制冷系数将减小，即

$$\frac{q_0 - \Delta q_0}{(w_0 + w_e)} < \frac{q_0}{w_0} \quad (2.1)$$

2. 用干压缩代替湿压缩

在图2.1所示的湿蒸气区域内蒸气压缩式制冷的理想循环中，压缩机吸入的是湿蒸气，压缩过程为湿压缩。正如本节开始分析的那样，湿压缩过程实际上是无法实现的。因此，蒸气压缩式制冷机在实际运行中，严禁发生湿压缩，要求进入压缩机的制冷剂为干饱和蒸气或过热蒸气。干压缩是蒸气压缩制冷机正常工作的一个重要标志。所以在单级蒸气压缩式制冷的理论循环中，进入压缩机的制冷剂状态点位于饱和蒸气线上，如图2.3中的1点。这样，制冷剂的绝热压缩过程在过热蒸气区进行，即从状态1开始，直至与冷凝压力 p_c 线相交为止，压缩终了状态点2是过热蒸气状态。因此，制冷剂在冷凝器中并非等温凝结过程，而是等压过程。

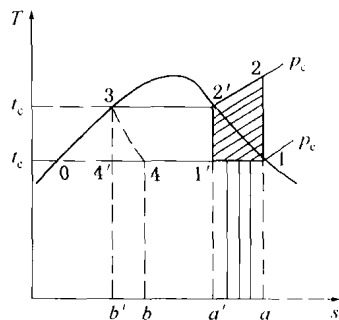


图2.3 单级蒸气压缩式制冷理论循环 $T-s$ 图

如图 2.3 所示,假定在采用节流阀的湿压缩制冷循环 $1'-2'-3-4-1'$ 中, 1kg 制冷剂的制冷量为 q_0 (面积 $a'-1'-4-b-a'$), 循环中所消耗的净功即为单位压缩功 w_c (面积 $1'-2'-3-0-1'$), 制冷系数 $\varepsilon_c = q_0/w_0$ 。采用节流阀的干压缩制冷循环(单级蒸气压缩式制冷的理论循环) $1-2-3-4-1$, 1kg 制冷剂的制冷量增加了 Δq_0 (面积 $a-1-1'-a'-a$), 即 $q'_0 = q_0 + \Delta q_0$; 单位压缩功增加 Δw_c (面积 $1-2-2'-1'-1$), 即 $w'_c = w_c + \Delta w_c$ 。此时制冷系数 ε' 与制冷系数 ε 相比, 由于分子和分母均有所增加, 难以直接判断 ε' 与 ε 相比是增加了, 还是减小了。但可以明确指出, 采用干压缩后, 对于大多数制冷剂, 制冷系数会有所减小 ($\varepsilon < \varepsilon'$), 其降低的程度称为过热损失。它与制冷剂的性质有关。一般情况下, 节流损失大的制冷剂, 过热损失比较小, 反之亦然; 而且 p_c/p_{kr} 越大, 过热损失也就越大。

虽然采用干压缩制冷系数会相应地减小, 但这对于制冷机的安全运行却是必要的。

2.1.3 理论循环过程的热力计算

1. $p-h$ 图的构成及应用

用热力状态图不仅可以研究循环中每一个过程, 而且可以了解各过程之间的关系及循环中某一过程的变化对其他过程的影响。

工质的状态变化及其热力过程, 除了可以在 $p-V$ 图和 $T-s$ 图上表示外, 还可以在工质的 $p-h$ 图上表示。在制冷工程中, $p-h$ 图使用更为普遍: 使用 $p-h$ 图不仅可以简便地确定制冷剂的状态参数, 而且能直观地表示出循环及过程中参数的变化和能量的变化。在 $p-h$ 图上, 可以用线段的长短表示能量的大小。由于制冷剂在冷凝器和蒸发器中的放热或吸热过程都是在等压下进行的, 等压过程中热量的变化和压缩机在绝热压缩过程中所消耗的功, 都可以通过焓差计算, 而制冷剂在节流阀前后的焓值又保持不变, 所以利用 $p-h$ 图分析制冷循环及进行循环的热力计算更为方便。 $p-h$ 图的纵坐标是压力 p , 为了使低压部分表示得清楚及缩小图的尺寸, 有时采用对数坐标, 即 $\ln p$, 而横坐标是比焓 h , 所以该图也称为 $\ln p-h$ 图。

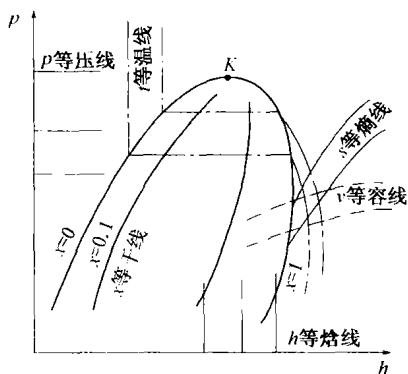


图 2.4 制冷工质的 $p-h$ 图

图 2.4 所示为工质 $p-h$ 图的基本内容。它是依据工质的基本参数 t 、 p 、 v 等以及它们之间的关系式, 以 1kg 工质为基准绘制的列线图。不同的工质性质不同, 其 $p-h$ 图的图形也不完全一样, 但它们的内容及基本形式是相同的。

在 $p-h$ 图中, 临界点 K 把饱和曲线分成两部分: K 点左边的粗实线为饱和液体线, 线上的任何一点代表一个饱和液体状态, 干度 $x=0$; 右边的粗实线为干饱和蒸气线, 线上任何一点代表一个饱和蒸气状态, $x=1$ 。这两条粗实线将图分为三个区域:

(1) 饱和液体线的左边是未饱和液体区 该区域内的液体为未饱和液体, 它的温度低于同压力下的饱和温度, 所以也称为过冷液体, 对应的未饱和区域也称为过冷液体区;

(2) 干饱和蒸气线的右边是过热蒸气区 对应的区域内蒸气称为过热蒸气, 它的温度高于同一压力下饱和蒸气的温度;

(3) 两条线之间的区域为两相区 工质在该区域内处于气、液混合状态, 也称为湿蒸气区。

图中共有六种等参数线簇：

- (1) 等压线，是水平线；
- (2) 等焓线，是垂直线；
- (3) 等温线，过冷液体区几乎为垂直线；两相区内因工质状态的变化是在等压、等温下进行的，故等温线与对应的等压线重合，是水平线；过热蒸气区为向右下方弯曲的倾斜斜线；
- (4) 等熵线，是向右上方倾斜的实线；
- (5) 等容线，也是向右上方倾斜的线，但是虚线，且比等熵线要平坦；
- (6) 等干度线，只存在于湿蒸气区域内，其方向大致与饱和液体线或饱和蒸气线相近，视干度大小而定。

在温度、压力、比体积、比焓、比熵、干度等参数中，只要知道其中任何两个状态参数，就可以在 $p-h$ 图上确定过热蒸气或过冷液体的状态点，从而该状态下的其他参数便可直接从图中读出。对于饱和蒸气和液体，只需要知道一个状态参数，就能在图中确定其状态。

进行循环的热力分析和计算以前，首先必须确定循环的工作参数。通常需要确定的工作参数有：蒸发温度 t_e 、冷凝温度 t_c 、液体节流前的温度 t_3 、压缩机吸气温度 t_1 等。根据工况便能在 $p-h$ 图上确定各有关状态点的参数值，进而画出循环过程。

对于单级蒸气压缩式制冷基本理论循环（或称简单的饱和循环），离开蒸发器或进入压缩机的制冷剂蒸气，是蒸发压力下的饱和蒸气；离开冷凝器或进入节流阀的液体，是冷凝压力下的饱和液体。它的工作过程在 $T-s$ 图和 $p-h$ 图上的表示如图 2.5 所示。现将图中各状态点及各个过程叙述如下：

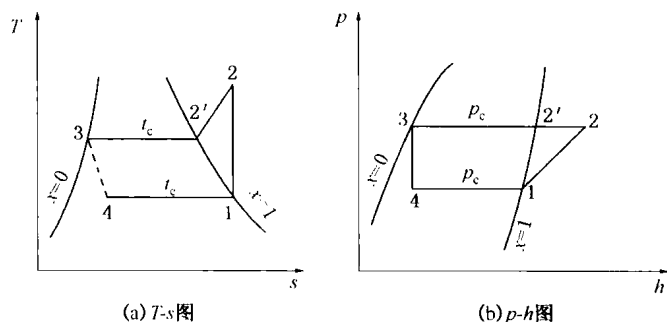


图 2.5 单级蒸气压缩理论循环的 $T-s$ 图和 $p-h$ 图

点 1 表示制冷剂离开蒸发器的状态，也是进入压缩机时的状态。它是对应于蒸发温度 t_e 的饱和蒸气。根据压力与饱和温度的对应关系，该点位于 $p_e = f(t_e)$ 的等压线与饱和蒸气线 ($x=1$) 的交点上。

点 2 表示制冷剂离开压缩机的状态，也是进入冷凝器时的状态。过程 1-2 表示制冷剂蒸气在压缩机中的等熵压缩过程 ($s_1 = s_2$)，压力由蒸发压力 p_e 压缩到冷凝压力 p_c 。因此点 2 可通过经点 1 的等熵线与压力 $p_c = f(t_c)$ 的等压线的交点来确定。由于压缩过程中外界对制冷剂做功，制冷剂温度增加，因此点 2 处于过热蒸气状态。

点 3 表示制冷剂离开冷凝器时的状态和进入节流阀的状态，它是与冷凝温度对应的饱和液体状态。过程线 2-2'-3 表示制冷剂在冷凝器内的冷却 (2-2') 和凝结 (2'-3) 过程，

由于这个过程是在冷凝压力不变的情况下进行的,进入冷凝器的过热蒸气首先将部分热量放给冷却介质,在等压下冷却成饱和蒸气(点2'),然后再在等压、等温下继续放出热量,直至最后冷凝成饱和液体(点3)。因此,压力 p_c 的等压线与 $x=0$ 的饱和液体线的交点即为点3的状态。

点4表示制冷剂离开节流阀的状态,也就是进入蒸发器时的状态。过程线3-4表示制冷剂通过节流阀时的节流过程。在这一过程中,制冷剂的压力由 p_c 降低到 p_e ,温度由 t_c 降低到 t_e ,并进入两相区。由于节流前后制冷剂的焓值不变,因此由点3作等焓线与等压线 p_e 的交点即为点4的状态。由于节流过程是不可逆的,所以3-4过程通常用一虚线表示。

过程线4-1表示制冷剂在蒸发器中的汽化过程。由于这一过程是在等温、等压下进行的,液体制冷剂吸收被冷却物体的热量(即制冷)而不断汽化,制冷剂的状态沿等压线 p_e 向干度增大的方向变化,直到全部成为饱和蒸气为止。这样,制冷剂的状态又重新回到进入压缩机前的状态点1,从而完成一个单级蒸气压缩式制冷的的基本理论循环。

本书附录中给出了几种常用制冷剂的饱和液体及蒸气的热力性质表,有关制冷剂的饱和热力性质可直接查表。对于过热蒸气的热力性质,可从相应的图或过热蒸气性质表中查找。对于过冷液体的热力性质,由于液体的不可压缩性,可以近似认为它的参数不随压力而变,只是温度的函数。工程计算中常用饱和液体的参数值,近似代替同温度的过冷液体的参数值。

2. 热力计算过程

单级蒸气压缩式制冷理论循环的性能指标有单位质量制冷量、单位容积制冷量、单位功、单位冷凝负荷、制冷系数及热力完善度等。根据图2.5可以计算有关性能指标。

1) 单位质量制冷量 q_0

单位质量制冷量表示的是1kg制冷剂在蒸发器内吸收的热量,简称单位制冷量,物理量符号 q_0 ,单位为kJ/kg。计算公式为

$$q_0 = h_1 - h_4 = h_1 - h_3 \quad (2.2)$$

也可用下式进行表示:

$$q_0 = r_e(1 - x_4) \quad (2.3)$$

式中 r_e ——制冷剂在蒸发温度 t_e 时的汽化潜热, kJ/kg;

x_4 ——节流后制冷剂湿蒸气的干度。

单位制冷量与制冷剂的性质有关,也与节流后湿蒸气的干度有关。节流后的干度与节流前、后压力及节流前温度有关。

2) 单位容积制冷量 q_v

单位容积制冷量表示的是压缩机每吸入 1m^3 制冷剂蒸气(按吸气状态计)在蒸发器内吸收的热量,物理量符号 q_v ,单位为kJ/ m^3 。计算公式为

$$q_v = \frac{q_0}{\nu_1} = \frac{h_1 - h_4}{\nu_1} \quad (2.4)$$

式中 ν_1 ——压缩机吸入蒸气的比体积, m^3/kg 。

该值的大小与制冷剂性质有关,且受蒸发压力的影响较大,一般蒸发温度越低, ν_1 值越大, q_v 值越大。