



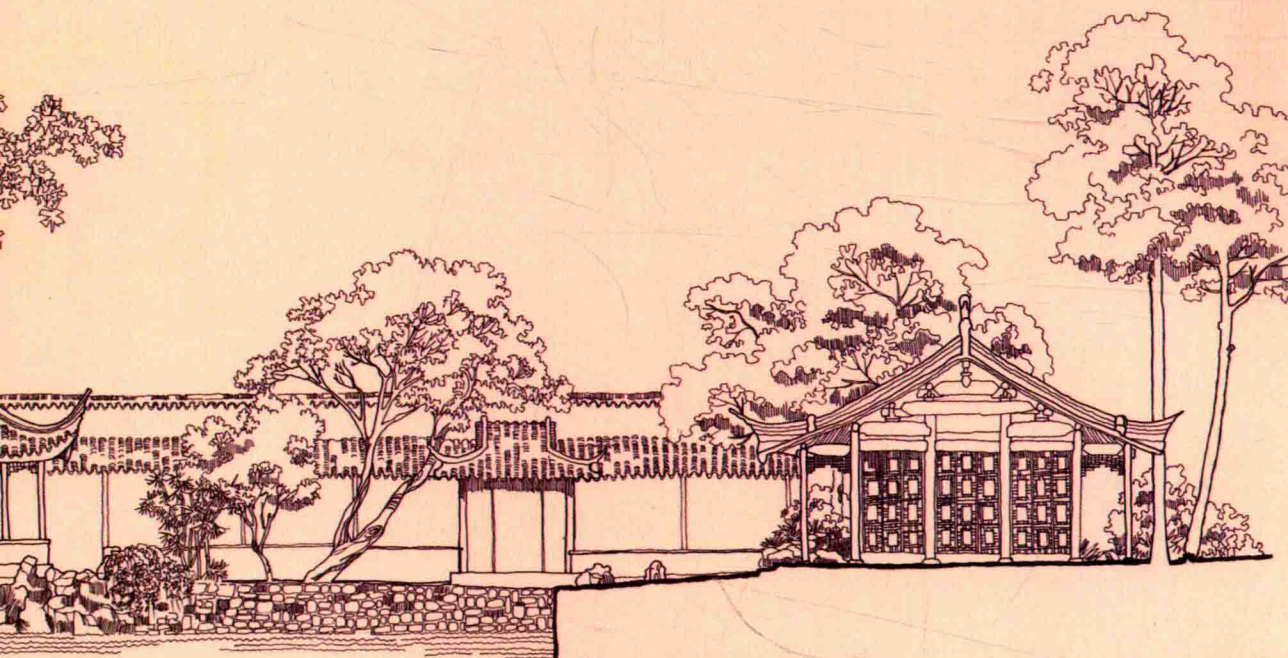
“十二五”普通高等教育本科国家级规划教材
高校建筑环境与能源应用工程学科专业指导委员会规划推荐教材

空气调节用制冷技术

Refrigeration Technology for Air Conditioning

(第五版)

石文星 田长青 王宝龙 编著



中国建筑工业出版社

“十二五”普通高等教育本科国家级规划教材

高校建筑环境与能源应用工程学科专业指导委员会规划推荐教材

空气调节用制冷技术

Refrigeration Technology for Air Conditioning

(第五版)

石文星 田长青 王宝龙 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/石文星, 田长青, 王宝龙编著. —5 版.
北京: 中国建筑工业出版社, 2016. 2

“十二五”普通高等教育本科国家级规划教材 高校建筑环境与能源应用工程学科专业指导委员会规划推荐教材
ISBN 978-7-112-18904-5

I. ①空… II. ①石…②田…③王… III. ①空气调节系统-制冷技术-高等学校-教材 IV. ①TU831.3

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2015)第 313240 号

本书是“十二五”普通高等教育本科国家级规划教材。针对建筑环境与能源应用工程专业的教学要求,以空气调节系统中普遍采用的冷(热)源设备——蒸气压缩式制冷(热泵)装置为主,系统地阐述其工作原理、部件构造、系统设计、工作特性和运行调节等问题,并适当介绍利用热能驱动的吸收式制冷(热泵)装置,以及连接冷(热)源设备与空调末端设备的水系统和制冷机房设计的相关问题。本书注重对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。全书取材广泛,其内容基本涵盖空气调节用制冷技术领域的最新进展。

本书亦可供相关专业工程技术人员参考与自学之用。

* * *

责任编辑:齐庆梅

责任校对:李欣慰 党 蕾

“十二五”普通高等教育本科国家级规划教材
高校建筑环境与能源应用工程学科专业指导委员会规划推荐教材
空气调节用制冷技术

(第五版)

石文星 田长青 王宝龙 编著

*

中国建筑工业出版社出版、发行(北京西郊百万庄)

各地新华书店、建筑书店经销

北京红光制版公司制版

北京云浩印刷有限责任公司印刷

*

开本: 787×1092 毫米 1/16 印张: 18½ 字数: 456 千字

2016 年 5 月第五版 2016 年 5 月第四十次印刷

定价: 35.00 元

ISBN 978-7-112-18904-5

(28101)

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)

第五版前言

本书是“十二五”普通高等教育本科国家级规划教材，是在《空气调节用制冷技术》（第四版）的基础上，结合近年来的教学和工程实践修订而成的。

本书以空气调节系统中普遍采用的冷（热）源设备——蒸气压缩式制冷（热泵）装置为主，较为系统地阐述其工作原理、部件构造、系统设计、工作性能与运行调节等问题，并适当介绍了可以利用热能、节约电能的吸收式制冷（热泵）装置，以及连接冷（热）源设备与空调末端设备的水系统和制冷机房设计的相关问题。为了适应各院校的特色和课时差异，教材内容按 60 课时编写，讲授时可根据具体情况适当取舍。

本书注重对基本概念与基本原理的论述，突出系统性、创新性与实用性的有机结合。在修订过程中，保留了前四版彦启森先生确立的贯彻“系统”思想，力求体系严密，体现创新意识，兼顾实用需求等特点，并采纳了各院校学生和任课教师提出的建议，对各章的结构和内容进行了适当的调整与增减，以期符合学生的认知规律，并反映空气调节领域的制冷技术进展。

本书绪论、第一章、第二章、第六章、第七章、附图、附表由石文星编写，第三章由王宝龙编写，第四章、第五章由田长青编写，第八章由田长青、石文星编写，全书由石文星统稿。

在修订过程中，参阅了大量新近文献，并得到“清华建筑 70 周年教师专著与教材出版计划”的资助；清华大学建筑学院建筑技术科学系研究生吴伟、李子爱、张朋磊、游田、艾淞卉、宋鹏远、黄文字、刘星如、张国辉、王建、程作、南硕等帮助查阅、整理了大量资料，并校对了书稿内容；中国建筑工业出版社齐庆梅编审为本书的出版付出了辛勤劳动。在此，对引文作者、清华大学建筑学院以及给予编者大力支持和帮助的人士表示衷心感谢！

为方便任课教师制作电子课件，我们制作了包括书中公式、图表等内容的素材库，可发送邮件至 jiangongshe@163.com 免费索取。

由于编者水平有限，有不妥和错误之处，希望使用本书的人士给予批评指正。

第四版前言

本书是普通高等教育“十一五”国家级规划教材，是在《空气调节用制冷技术（第三版）》的基础上，结合近年来的教学与工程实践修订而成的。

本书以空气调节系统中普遍采用的冷（热）源设备——蒸气压缩式制冷装置为主，较系统地阐述其工作原理、构造、系统设计以及工作性能、运行调节等问题，并适当介绍了可以利用热能、节约电能的吸收式制冷装置，以及连接冷（热）源设备与空调末端设备的冷冻站和水系统的相关问题。为了照顾各院校在要求上有所差异，教材按 60 课时编写，讲授时可根据具体情况适当取舍。

本书的特点在于，（1）力求贯彻“系统”思想：从制冷系统和建筑能源系统的整体角度出发，讲述制冷循环理论、设备、系统设计和性能调节方法，适当增加了空调系统冷冻站相关内容，体现建筑能源系统的整体性；（2）体现创新意识：从教材内容的构成、各章节的具体内容到例题、习题的选用，都希望体现创新思维和当今最新研究成果；（3）具有实用性：教材中给出了较为详尽的计算公式、图表和应用例题，使学生与工程技术人员能快速掌握理论，并付诸应用；（4）力求体系严密：根据多年的教学实践，改进了章节结构，使教材体系严密、逻辑清晰、结构合理；（5）增加了“思考题”和“练习题”：通过思考与练习（可选作），以提高学生分析和解决问题的能力，并检验学习各章内容的收获。

本书绪论由彦启森先生编写，第一、二、三章由彦先生、石文星编写，第四章由彦先生、田长青编写，第五、八章由田长青编写，第六、七章、附图、附表由石文星编写，全书由石文星统稿。

在修订过程中，参阅了大量新近文献，并得到清华大学“985 工程”二期本科教材建设项目的资助；清华大学建筑学院建筑技术科学系研究生周德海、韩林俊、张晓灵、郜义军，博士后杨启超、韩宗伟，以及中国科学院理化技术研究所博士后邵双全，研究生司春强、罗伊默等帮助查阅、整理了大量资料，绘制了部分插图，并校对了书中例题和练习题；中国建筑设计研究院潘云钢教授对第八章进行了精心审校，并提出了宝贵建议；中国建筑工业出版社齐庆梅编辑为本书的出版付出了辛勤劳动。在此，对引文作者、清华大学以及给予编者大力支持和帮助的人士表示衷心感谢！

彦先生一生致力于制冷空调技术及其教学法研究，为我国制冷空调产业的发展和人才培养作出了巨大贡献，本书就是他的部分心血。先生生前非常关注本书的编写与出版工作，故谨以此书再版纪念敬爱的彦先生。

为方便任课教师制作电子课件，我们制作了包括书中公式、图表等内容的素材库，可发送邮件至 jiangongshe@163.com 免费索取。

由于编者水平有限，有不妥和错误之处，希望使用本书的人士给予批评指正。

石文星 田长青

2009 年 12 月于北京清华园

主要符号表

A	面积, m^2	u	比内能, kJ/kg
C	热容量, kJ/K	V	体积, m^3 ; 体积流量, m^3/s
c	比热, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	v	流速, m/s ; 比容, m^3/kg
c_p	定压比热, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	v_m	质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$
c_v	定容比热, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	W	功, J 或 kJ
D, d	直径, m	w	比功, J/kg 或 kJ/kg
F	力, N	x	湿蒸气的干度, %
H	焓, kJ	z	水平管束上、下重叠的排数 或系数
h	比焓, kJ/kg	α	换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
K	传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	ϵ	制冷系数
k	绝热指数	ϵ_c	逆卡诺循环制冷系数
L	长度, m	ϵ_{th}	理论循环制冷系数
M	质量流量, kg/s	ζ	热力系数
m	质量, kg ; 多变指数	η_c	卡诺循环的热效率
n	转速, r/min	η_d	压缩机的传动效率
P	功率, W 或 kW	η_f	肋片效率
p	压力, Pa 或 bar	η_i	压缩机的指示效率
p_k	冷凝压力, bar	η_m	压缩机的机械效率
p_0	蒸发压力, bar	η_{mo}	电动机效率
Q	热量, J 或 kJ	η_{el}	压缩机的电效率
q_k	冷凝器单位热负荷, kJ/kg	η_R	制冷循环的制冷效率
q_0	单位质量制冷能力, kJ/kg	η_v	压缩机的容积效率
q_v	单位容积制冷能力, kJ/m^3	λ	材料的导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$
R	潜热, kJ ; 热阻, $\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$	μ	供热系数; 动力黏度, $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$
Re	雷诺数	ν	运动黏度, m^2/s
r	比潜热, kJ/kg	ξ	析湿系数; 浓度, kg/kg 或 %
S	熵, kJ/K	ρ	密度, kg/m^3
s	比熵, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	σ	传湿系数, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$
T	绝对温度, K	τ	肋化系数
$\Delta T, \Delta t$	温差, K 或 $^\circ\text{C}$	ϕ	热流量, W 或 kW
t	摄氏温度, $^\circ\text{C}$	ϕ_k	冷凝器热负荷, W 或 kW
T_k, t_k	冷凝温度, K 或 $^\circ\text{C}$	ϕ_0	制冷量, W 或 kW
t_m	空气湿球温度, $^\circ\text{C}$	φ	空气的相对湿度, %
T_0, t_0	蒸发温度, K 或 $^\circ\text{C}$	ψ	热流密度, W/m^2 或 kW/m^2
U	内能, kJ		

主要符号表

	下角标	w	冷却水
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	$a \cdot e$	空气侧当量
a	空气或绝热过程	$b \cdot f \cdot z$	水平肋管管束上沸腾
b	沸腾	$b \cdot z$	管束上沸腾
c	逆卡诺循环; 压缩或冷凝	$c \cdot f$	肋管上冷凝
e	有效值或膨胀; 当量; 蒸发	$c \cdot f \cdot z$	水平肋管管束上冷凝
f	介质或肋片	$c \cdot n$	管内表面冷凝
h	热源	$c \cdot o$	管外表面冷凝
i	指示值; 定焓过程; 表示内侧; 进口	$c \cdot o \cdot f$	肋管外表面冷凝
k	高压或高温	cr	临界状态
l	长度或潜热	$c \cdot w$	冷冻水
m	质量或机械量	ev	蒸发
o	低压; 低温或外侧; 出口	f	霜
p	压力或定压过程; 管道	opt	最优
r	制冷剂	sat	饱和
s	饱和状态或定熵过程; 显热	$s \cdot c$	再冷
t	温度或定温过程	$s \cdot h$	过热
V	体积	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。

目 录

主要符号表

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	3
第二节 蒸气压缩式制冷的理论循环	6
第三节 蒸气压缩式制冷循环的改善	13
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
思考题	31
练习题	31
第二章 制冷剂、润滑油、载冷剂	33
第一节 制冷剂	33
第二节 润滑油	44
第三节 载冷剂	47
思考题	49
练习题	50
第三章 制冷压缩机	51
第一节 活塞式制冷压缩机	52
第二节 回转式制冷压缩机	64
第三节 离心式制冷压缩机	75
第四节 压缩机的热力性能	81
第五节 压缩机的运行界限	86
思考题	88
练习题	88
第四章 制冷装置的换热设备	90
第一节 冷凝器种类和工作原理	90
第二节 冷凝器的传热过程	96
第三节 冷凝器的设计计算	103
第四节 蒸发器种类和工作原理	110
第五节 蒸发器的传热过程	115
第六节 蒸发器的设计计算	120
第七节 其他换热设备	129
思考题	132
练习题	133
第五章 节流装置和辅助设备	134

第一节 节流装置	134
第二节 辅助设备	145
第三节 控制机构	152
第四节 制冷剂管路设计	162
思考题	168
练习题	169
第六章 蒸气压缩式制冷装置及运行调节	170
第一节 蒸气压缩式制冷系统的典型流程	170
第二节 空调用蒸气压缩式制冷机组	173
第三节 蒸气压缩式制冷系统的工作特性	181
第四节 蒸气压缩式制冷装置的性能调节	186
思考题	199
练习题	199
第七章 吸收式制冷与热泵	202
第一节 吸收式制冷的基本原理	202
第二节 吸收式工质对的特性	204
第三节 溴化锂吸收式制冷机	210
第四节 吸收式热泵	222
第五节 溴化锂吸收式机组的性能及改善措施	226
思考题	233
练习题	234
第八章 空调水系统与制冷机房	235
第一节 空调水系统	235
第二节 制冷机房的设计	249
思考题	253
练习题	253
附图	255
附图 1 制冷剂 R22 压焓图	255
附图 2 制冷剂 R134a 压焓图	256
附图 3 制冷剂 R410A 压焓图	257
附图 4 制冷剂 R32 压焓图	258
附图 5 制冷剂 R290 压焓图	259
附图 6 制冷剂 R717 压焓图	260
附图 7 制冷剂 R744 压焓图	261
附表	262
附表 1 R22 饱和液体与饱和气体物性表	262
附表 2 R134a 饱和液体与饱和气体物性表	263
附表 3 R410A [R32/125 (50/50)] 沸腾状态液体与结露状态气体物性表	265
附表 4 R32 饱和液体与饱和气体物性表	267
附表 5 R290 饱和液体与饱和气体物性表	268
附表 6 R717 饱和液体与饱和气体物性表	270
附表 7 R744 饱和液体与饱和气体物性表	271

附表 8 R22 饱和液体的物性值	272
附表 9 R410A 饱和液体的物性值	273
附表 10 氯化钠水溶液物性表	273
附表 11 氯化钙水溶液物性表	274
附表 12 乙烯乙二醇水溶液物性表	276
附表 13 几种常用载冷剂的物性表	277
附表 14 主要国际单位制与常用单位名称对照表	277
附表 15 常用单位换算表	278
主要参考文献	280

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^[1]。人类就是依靠“制冷”，从自然环境开创了人工环境，促进人类文明进步，满足不断发展的要求。当然，随着大量人工环境需求的增加，也付出了大量的能源和环保代价，因而，应因地制宜，充分利用自然环境，以减少能源消耗，并创造出更为优质的人工环境。

人类对人工环境有多种分类方法。从对人工环境的需求而言，可以分为两个方面，其一是人类生活与生产环境，包括居住、交通、医疗和工农业生产等环境；其二是人类饮食的保障环境，包括冷藏、冻结、保鲜、真空升华干燥、冷藏物流与冷藏链等环境。而从创造人工环境的观点而言，则可分为空间人居环境和生产环境。空间人居环境包括人体安全极限环境、工业卫生环境和健康舒适环境，主要是创造健康舒适环境，它涉及生理学和心理学、客观因素和主观因素。生产环境包括生产要求、检测要求和物品贮运要求，它纯属客观因素，它对环境的温湿度要求范围宽，对环境参数要求内容广。例如：生产环境要求实现热湿控制、有害物控制，甚至要求恒温恒湿、工业洁净、生物洁净；贮运环境的空气温度范围为 $10\sim 50^{\circ}\text{C}$ ，甚至需要控制空气组分；检测环境要求空气温度范围可达 $-85\sim 70^{\circ}\text{C}$ 、相对湿度的精度可达2%，甚至要求能实现变温环境和高低压环境。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、红外线探测以及金属和合金“超电导”的实现，还需要 20K 以下的低温和超低温技术。

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。

天然冷源时代。《诗经》就有“二之日凿冰冲冲，三之日纳于凌阴”的诗句；《周礼》有“凌人：掌冰正。岁十有二月，令斩冰，三其凌。春始治鉴，凡内外饗之膳羞，鉴焉，凡酒、浆之酒醴亦如之。祭祀，共冰鉴。宾客，共冰。大丧，共夷槃冰。夏，颁冰掌事。秋，刷。”的记载；《艺文志》则有“大秦国有五宫殿，以水晶为柱拱，称水晶宫，内实以冰，遇夏开放。”的记载。公元前1000年，人类就有计划地存贮和应用天然冰，用于食品贮存和环境降温。14世纪后，开始利用冰和氯化钠的混合物冻结食品。16世纪后，出现了水蒸发冷却空气。1890年左右，空气调节技术得到了初步发展，既有工业空调又有舒适空调。1906年出现“空气调节”名词，从而形成巨大的产业——天然冰的贮配，同时创造出一些人类所需的热湿环境。

自1755年William Cullen发表《液体蒸发制冷》文章开始，人类进入了人造冷源时代^[2]。1824年S. Carnot发表了关于卡诺循环的论文，奠定了制冷技术的热力学基础，1834年第一台乙醚活塞制冷机问世，1844年出现空气制冷机，1859年出现吸收式制冷机，1875年出现蒸汽压缩式氨制冷机，1890年制冰工业开始，从而开创了制冷空调工业。例如：1911年Carrier的湿空气图表，1918年自动冰箱问世，1923年发明食品快速冻结，1927年生产出空调器、空气源热泵，1930年汽车空调逐渐发展，1935年出现卡车自动冷

藏装置、飞机发动机低温试验装置等。

此外，由于 1928 年制造出氟利昂 R12，人类则从采用天然制冷剂迈向采用合成制冷剂的时代，解决了人类对制冷剂的各种要求。这样，人类从采用天然冰到采用人造冰，从采用天然冷源迈向采用人造冷源的时代，创造出了各种人工环境，人类生活发生了重大变化。但是，此时用于创造人类生活与生产环境（也就是空调）所需求的制冷量只接近总人工制冷产量的 10%。直至 20 世纪 70 年代以后，随着科学技术的发展，特别是信息技术的迅猛发展，以及人们对健康舒适环境要求的不断提高，民用与工业空调所消耗的制冷量达到总人工制冷产量的 60%。制冷空调技术已成为造福人类、开创未来不可或缺的技术，美国工程院在《20 世纪最伟大的工程技术成就》（《The greatest engineering achievements of the 20th century》）一书中就将“空调与制冷”技术排名第十^[3]，足以说明如果没有空调和制冷技术，“四季如春”将永远是诗人的梦想。

“制冷”技术领域非常宽广，涵盖了制冷技术与设备、人工环境、冷藏与冻结以及低温与气体工业等。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。

实现人工制冷的方法有多种，按物理过程的不同可分为：液体汽化法、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。

空气调节用制冷技术属于普通制冷范围，主要采用液体汽化制冷法，其中以蒸气压缩式制冷、吸收式制冷应用最广。自 1852 年汤姆逊（W. Thomson）发表制冷机也可用于供热的论文后，应用制冷原理进行制热的热泵技术开始得到重视，特别是在 1973 年能源危机以后，热泵技术得到了迅猛发展，不仅出现了单独制热的热泵，也发展出各种形式的既能制冷又能制热，以及能够实现同时制冷和制热的热泵装置或设备。目前，制冷与热泵装置已成为大型空调系统的重要冷热源设备，同时很多中小型空调系统本身就是制冷与热泵装置。

除使用目的和工作温度范围不同外，热泵的工作原理和技术问题与制冷机完全相同。因此，本教材将以制冷为主线，重点讲述蒸气压缩式制冷（热泵）设备，并对利用热能的吸收式制冷（热泵）设备以及连接冷热源设备与空调末端设备的水系统和制冷机房作简要介绍。

第一章 蒸气压缩式制冷的热力学原理

液体汽化过程需要吸收汽化潜热，而且其沸点（饱和温度）与压力有关，压力越低，饱和温度也越低。例如，氨在绝对压力为 497.48kPa 时的饱和温度为 4℃，汽化时需要吸收 1247.9kJ/kg 热量，而在 101.33kPa（1 个标准大气压力）下的饱和温度为 -33.33℃，汽化时需吸收 1369.59kJ/kg 的热量。因此，只要创造一定的低压条件，就可以利用液体的汽化获取所需的低温。这种用于汽化制冷的液体被称为制冷剂（或制冷工质）。

液体汽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，制冷剂从贮液器经膨胀阀节流，降低压力和温度；低温低压的液态制冷剂在蒸发器中吸收周围被冷却介质或物体的热量而汽化，从而降低被冷却介质或物体的温度，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汽化了的制冷剂液化，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，故称这种制冷方式为蒸气压缩式制冷。

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，从而完成制冷循环，获得对被冷却介质进行制冷的效果。

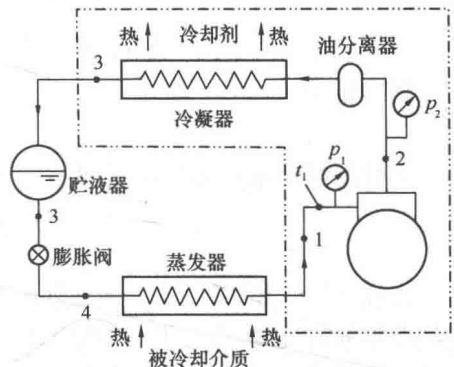


图 1-1 液体汽化制冷原理图

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，从而完成制冷循环，获得对被冷却介质进行制冷的效果。

第一节 理想制冷循环

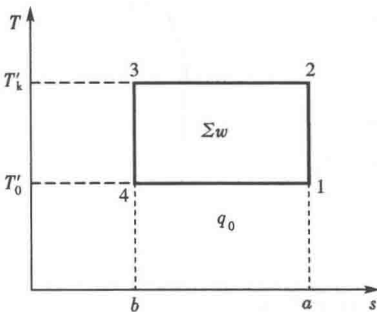


图 1-2 逆卡诺循环

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 所示温熵图（ $T-s$ 图）的 $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 1$ 是逆卡诺循环（Reverse Carnot Cycle），也是理想循环。在逆卡诺循环中，制冷剂沿等熵线 $3 \rightarrow 4$ 绝热膨胀（采用膨胀机），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 $4 \rightarrow 1$ 吸热膨胀，从低温热

源吸收热量 q_0 ；制冷剂再沿等熵线 $1 \rightarrow 2$ 被绝热压缩（采用压缩机），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 $2 \rightarrow 3$ 进行放热压缩，向高温热源放出热量 q_k 。

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

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

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

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

此时的制冷系数如果用 ϵ'_c 表示，则

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

公式 (1-3) 说明，逆卡诺循环的制冷系数 ϵ'_c 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更大，这点可从以下两个偏导数看出：

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

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

因此

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

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（或水体等）中的热量，而通过冷凝器加热空气（或水体）向室内供热。这种装置称为热泵。热泵循环的性能指标用供热系数 μ 表示，供热系数为单位耗功量所获取的热量，即

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

可以看出，热泵的供热量（也称为制热量）永远大于所消耗的功量，所以热泵是能源综合利用中很有价值的装置。

二、劳仑兹循环

在实际的制冷循环中，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。而劳仑兹循环（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。在劳仑兹循环中, 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。

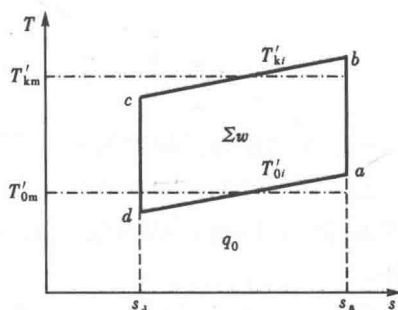


图 1-3 劳仑兹循环

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

$$\epsilon'_l = \frac{q_0}{\Sigma w} = \frac{q_0}{q_k - q_0} = \frac{T'_{0m}}{T'_{km} - T'_{0m}} \quad (1-5)$$

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。

理想制冷循环是可逆制冷循环, 即其循环的各个过程中不存在任何损失, 故公式 (1-3)、(1-5) 给出的是制冷循环的最大制冷系数, 是制冷系统追求的理想目标。然而, 在实际制冷循环中, 存在有各种不可逆损失, 如: 在冷凝器和蒸发器中必然存在有传热温差, 导致实际制冷装置的冷凝温度 T_k (或 T_{km}) 高于高温热源温度 T'_k (或 T'_{km})、蒸发温度 T_0 (或 T_{0m}) 低于低温热源温度 T'_0 (或 T'_{0m})。

为描述存在传热温差的制冷循环的理想程度, 常以工作在冷凝温度 T_k (或 T_{km}) 和蒸发温度 T_0 (或 T_{0m}) 之间的逆卡诺循环的制冷系数 ϵ_c (或 ϵ_l) 作为实际制冷装置追求的目标, 此时

$$\epsilon_c = \frac{T_0}{T_k - T_0} \quad (1-3a) \textcircled{1}$$

或

$$\epsilon_l = \frac{T_{0m}}{T_{km} - T_{0m}} \quad (1-5a)$$

① 本书对于相同物理量随后出现的推导或关联公式, 采用前面的公式序号, 但在后面加 a 、 b 、 c 等, 如 (1-3)、(1-3a) 等; 对于同等重要的一类公式, 采用相同的公式序号, 每个公式后面分别加 a 、 b 、 c 等, 如: (4-25a)、(4-25b)、(4-25c) 等。

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的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。

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、一个等熵压缩过程和一个绝热节流过程组成，如图 1-4 所示。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，且热源和制冷剂之间具有传热温差。

为什么采用这样的制冷循环？

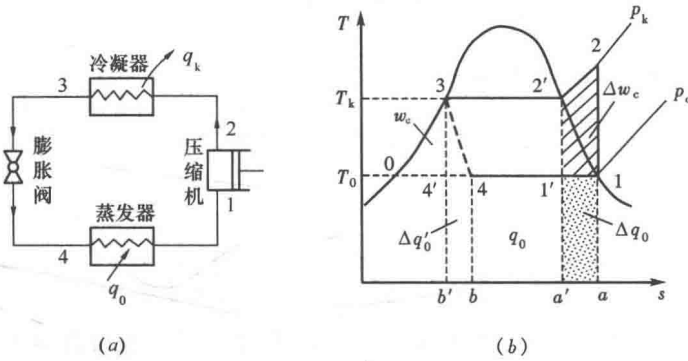


图 1-4 蒸气压缩式制冷的理论循环

(a) 工作过程；(b) 理论循环

(一) 膨胀阀代替膨胀机

理想制冷循环为了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，对于常规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的膨胀功不大，而且机件小、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，故采用膨胀阀代替膨胀机，参见图 1-4 (a)。

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，与理想循环 $1' \rightarrow 2' \rightarrow 3 \rightarrow 4' \rightarrow 1'$ 相比，理论制冷循环 $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 1$ 存在有两部分损失：

(1) 节流过程 $3 \rightarrow 4$ 是不可逆过程，制冷剂吸收摩擦热，产生无益汽化，降低了有效制冷能力。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 1kg 制冷剂消耗的功量就是压缩机的耗功量。采用膨胀阀时，压缩机的耗功量为 w_c （用面积 $032'1'0$ 表示），比理想制冷循环多消耗功量 w_e （用面积 $034'0$ 表示）。可以认为，这部分膨胀功转化为热量抵消了制冷能力（即面积 $034'0$ 等于面积 $44'b'b4$ ），从而导致有效制冷能力的减小。

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

损失的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) 或者制冷剂的比潜热越小, 其节流损失越大。

(二) 干压缩过程

湿压缩时, 压缩机吸入的是湿蒸气 (如 $1'$ 点), 它有两个缺点:

(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, 致使压缩机吸入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, 很难立即汽化, 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。

为了压缩机实现干压缩过程, 有两种措施可以实现:

(1) 采用可调节制冷剂流量的节流装置, 使蒸发器出口的制冷剂为饱和蒸气或过热蒸气。

(2) 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并沉于分离器底部, 分离器上部的饱和蒸气则被吸入压缩机。

采用上述措施后, 压缩机的绝热压缩过程就可在过热蒸气区进行, 压缩终状态点 2 也为过热蒸气, 故制冷剂在冷凝器中并非等温冷凝过程, 而是一个等压冷却、冷凝过程。

由图 1-4 (b) 可以看出, 采用干压缩过程后, 虽然可以增加单位质量制冷能力 Δq_0 (用长方形面积 $a11'a'a$ 表示), 但由于压缩终状态点 2 为过热蒸气, 故压缩耗功增大 Δw_c (用多边形面积 $122'1'1$ 表示), 制冷系数亦将有所降低。其降低程度称为过热损失, 过热损失的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。然而, 实际换热都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有无限大的传热面积, 这显然是不合实际的。这样, 有温差传热的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, 相比无温差的理想循环, 其制冷系数必将降低, 传热温差越大, 制冷系数降低越多。在实际应用中, 应在满足实际需求 (如需要除湿的空调器, 其蒸发温度不应高于室内空气的露点温度) 前提下进行技术经济分析, 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) 压焓图及制冷循环在压焓图中的表示方法

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熵图, 此图的特点是热力过程线下面的面积即为该过程所收受的热量, 便于直观分析。但是, 由于定压过程的换热量以及压缩过程的压缩机耗功量都可以用过程的初、终状态比焓差表