

中等专业学校试用教材

铁道车辆空调与制冷装置

北京铁路机械学校 马汉纶 主编

苏州铁路机械学校 江天箴 主审

中 国 铁 道 出 版 社

1996年·北京

常用符号表

p ——压力 (Pa)	δ ——厚度 (m, mm)
V ——容积 (m^3) 容积流量 (m^3/h)	K ——传热系数 ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)
v ——比容 (m^3/kg)	α ——放热系数 ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)
T ——热力学温度 (K)	F ——面积 (m^2, cm^2)
t ——摄氏温度 ($^{\circ}\text{C}$)	T_K ——冷凝温度 (K, $^{\circ}\text{C}$)
R ——半径 (m)	t_K ——冷凝温度 (K, $^{\circ}\text{C}$)
B ——大气压力 (Pa)	T_0 ——蒸发温度 (K, $^{\circ}\text{C}$)
γ ——容重 (kg/m^3)	t_0 ——蒸发温度 (K, $^{\circ}\text{C}$)
h ——焓 ($\text{J}/\text{kg}, \text{kJ}/\text{kg}$)	ε ——制冷系数
φ ——相对湿度	η ——效率
D ——直径 (m, mm)	η_i ——压缩机的指示效率
d ——直径 (m, mm)	η_m ——压缩机的机械效率
含湿量 (g/kg 干空气)	λ_v ——压缩机的容积系数
G ——质量流量 ($\text{kg}/\text{s}, \text{kg}/\text{h}$)	λ_p ——压缩机的压力系数
C ——比热 ($\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}$)	λ_t ——压缩机的温度系数
Q ——热量 (J, kJ, kJ/h, W)	λ_l ——压缩机的漏泄系数
q_k ——冷凝器单位热负荷 (kJ/kg)	Q_0 ——制冷量 (kW)
q_0 ——单位质量制冷能力 (kJ/kg)	F ——氟里昂制冷剂
q_v ——单位容积制冷能力 (kJ/m^3)	NH_3 ——氨制冷剂
p_K ——冷凝压力 (Pa)	N ——功率 (W, kW)
p_0 ——蒸发压力 (Pa)	n ——压缩机转数 (r/min)
λ ——导热系数 ($\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$)	AL, ω ——压缩功 (W)
压缩机输气系数	

(京)新登字 063 号

内 容 简 介

本书主要阐述铁路客车空调和机械冷藏车制冷装置的结构、工作原理,设备的安装、使用、调试、维修等。内容包括:氟里昂制冷压缩机、直接蒸发式空气冷却器、风冷式冷凝器及制冷自动化元件的工作原理、结构和调试;制冷系统的操作、保养、维修的基本知识,常见故障的判断和处理;以新型单元式空调客车、进口空调客车和 B₁₉、B₂₂ 等型机械冷藏车的制冷装置为主型机组,进行系统的讲述,并提供了必要的技术资料;简要介绍了蒸气压缩式制冷的工作原理,通用的小型制冷设备等。

本书是中等专业学校车辆空调与制冷专业教材,亦可供有关专业技术人员参考。

中等专业学校试用教材

铁道车辆空调与制冷装置

北京铁路机械学校 马汉纶 主编

*

中国铁道出版社出版发行

(北京市东单三条 14 号)

责任编辑 吴桂萍 封面设计 陈东山

河北省遵化市胶印厂印

开本: 787×1092 毫米 1/16 印张: 20 插页: 2 字数: 490 千

1995 年 8 月第 1 版 1996 年 1 月第 2 次印刷

印数: 3001—6000 册

ISBN 7-113-01997-8/U · 583 定价: 19.80 元

前 言

本书是为普通中等专业学校铁道车辆空调与制冷专业所编写的教材，总授课时数为 166 学时。根据 1991 年铁道部车辆及空调制冷专业教学指导委员会讨论确定，本课程以满足空气调节及制冷技术在铁路运输中的应用为基本内容，并确定了编写成员。

编写中严格遵循部颁的空调与制冷专业教学计划的基本要求，密切结合我国铁路车辆的实际及以后的发展方向，以单级、双级蒸气压缩式制冷装置及空气调节系统为主，较系统、完整地讲述其工作原理、构造、工况性能等知识。不引入过多的理论推导，注重技能培养，采用结构图形及实用表，以给中专教学、现场应用、专业人员培训带来方便。书中所用单位均采用法定计量单位，并在主要部位同时标有原计量单位。

本书由北京铁路机械学校马汉纶主编，苏州铁路机械学校江天箴主审。本书编写分工：马汉纶编写第一、二、三、四、五、六、七、十、十一章，苏州铁路机械学校鲍卫编写第八、九章。

本书在编写过程中，曾得到北京铁路局丰台机保段谢玉生、北京车辆段刘绪成等同志帮助，提供了不少资料和有益的意见，在此表示衷心感谢。

编 者
一九九三年十月

目 录

第一章 制冷原理.....	1
第一节 制冷常用名词及概念.....	1
第二节 蒸气压缩式制冷原理.....	6
第三节 制冷剂及润滑油	11
第二章 活塞式制冷压缩机	16
第一节 活塞式制冷压缩机的分类及型号表示法	16
第二节 活塞式制冷压缩机的工作原理及性能	20
第三节 4FS7B 型制冷压缩机	33
第四节 2H ₂ -56/7.5-105/4 型压缩机	46
第五节 H ₃ -80-104/17 型压缩机	53
第六节 全封闭式制冷压缩机	56
第七节 活塞式制冷压缩机的修理和装配	65
第三章 制冷换热器及其它辅助设备	73
第一节 换热器的工作原理	73
第二节 冷 凝 器	75
第三节 蒸 发 器	80
第四节 板翅式换热器	83
第五节 其它辅助设备	86
第四章 制冷自动化元件及阀件	91
第一节 节流机构	91
第二节 温度控制器.....	101
第三节 制冷机的压力保护器件.....	107
第四节 电 磁 阀	114
第五节 制冷阀件.....	117
第五章 机械冷藏车制冷系统.....	121
第一节 机械冷藏车制冷系统的类型.....	121
第二节 B ₁₉ 型机械冷藏车制冷加温系统	123
第三节 B ₂₂ 型机械冷藏车制冷加温系统	126
第六章 客车空气调节装置.....	134
第一节 客车空调装置.....	134
第二节 德国制造的铁路空调客车空气调节装置.....	143
第三节 25A 型空调硬座客车空气调节装置	153
第七章 空气通风、预热加湿的结构.....	157
第一节 通风机的结构.....	157
第二节 通风管道和诱导通风的结构.....	159

第三节	空气预热装置	163
第四节	热泵和加湿器	165
第八章	空调与制冷装置的安装调试及操作	168
第一节	制冷装置的安装和接管	168
第二节	制冷装置的检漏和充注制冷剂	177
第三节	制冷系统的试运转及调试	187
第四节	制冷系统正常运转中的保养与维护	189
第五节	车辆空调与制冷机组的操作	199
第六节	通风系统的安装、调试及使用	201
第九章	空调与制冷装置的故障分析和检修	203
第一节	制冷系统的启动故障	205
第二节	制冷系统的运转故障	207
第三节	客车单元式空调制冷系统的正常工况与故障分析	216
第四节	半封闭式压缩机的常见故障	218
第五节	全封闭式压缩机的故障检查	223
第六节	通风机的常见故障	225
第十章	空调及制冷装置的性能测试	227
第一节	常用的测试仪表	227
第二节	客车空调装置的性能试验	237
第三节	机械冷藏车的热工试验	242
第十一章	电冰箱、空调器和制冷机组	246
第一节	电冰箱	246
第二节	小型空调器和冷饮水箱	266
第三节	螺杆压缩式制冷机组	270
第四节	溴化锂吸收式制冷机组	286
附录 1	国际单位与曾使用单位名称对照	298
附录 2	十进制制的倍数及分数首符号	298
附录 3	国际单位与曾使用单位压力换算表	299
附录 4	国际单位与迄今使用单位功、能及热量换算表	300
附录 5	检修用的工具	301
附录 6	开启式制冷压缩机基本参数	302
附录 7	半封闭制冷压缩机基本参数	302
附录 8	某些国产氟里昂制冷压缩机结构参数及装配间隙表	303
附录 9	空气流速在 0.5m/s 以下的空气相对湿度表	305
附录 10	$B=101325\text{Pa}$ 空气的物理性质	306
附录 11	饱和 F-12 蒸气表	307
附录 12	饱和 F-22 蒸气表	308
附录 13	F-12 压焓图	插图
附录 14	F-22 压焓图	插图

附录 15 德国空调软卧车电器原理图 插图
附录 16 B₂₂型机械冷藏车总配电柜面板图 309
参考文献 312

第一章 制冷原理

第一节 制冷常用名词及概念

一、温 度

温度是表明物体冷热程度的物理量。由于规定和划分方法的不同，温度的标尺（简称温标）又分为摄氏温度、华氏温度、热力学温度。

（一）摄氏温度

在标准大气压下，把水结冰的温度规定为零度，沸腾时的温度定为 100°C ，在 0°C 与 100°C 之间平均分成 100 等分，每一份作为 1°C 。按这种规定和划分方法定出的温度标准称为摄氏温度。摄氏温度的单位符号用 “ $^{\circ}\text{C}$ ” 表示，在温度数值前面加 “-” 表示零下多少度。

（二）华氏温度

在标准大气压下，把水结冰时的温度定为 32°F ，沸腾时的温度定为 212°F 。在 32°F 与 212°F 之间，平均分成 180 等分，每一份作为 1°F 。按这种规定和划分方法定出的温度标准称为华氏温度，单位用 $^{\circ}\text{F}$ 表示。华氏温度与摄氏温度的换算关系为

$$F = \frac{9}{5} \times t + 32$$

（三）热力学温度

由于前两种温标存在许多缺点，于是要求建立一种与物体的任何物理性质无关的统一温标，这就是建立在热力学第二定律基础上的热力学温标。热力学温标是纯理论的，通常习惯称为绝对温度。现行的国际单位制作如下确定。

1. 以开尔文 (K) 表示热力学温度的单位。开尔文一度等于水三相点热力学温度的 $1/273$ 。
2. 摄氏温度定义为 $t = T - 273\text{K}$

式中 T ——热力学温度 (K)；

t ——摄氏温度 ($^{\circ}\text{C}$)；

3. 单位“摄氏度” ($^{\circ}\text{C}$) 与单位“开尔文” (K) 相等。

4. 摄氏温度间隔或温差可以用“摄氏度”表示，也可以用“开尔文”表示。

在制冷系统中，所显示的温度是指被测处此刻的制冷剂的温度。

在空气调节中，所表示的温度是指被测的空间此处的湿空气的温度，因为干空气和水蒸汽两者完全处于均匀混合状态，所以湿空气的温度就是干空气的温度，也就是水蒸汽的温度。

二、压 力

压力（压强）就是单位面积上的作用力。在 1 平方米 (m^2) 的面积上，均匀垂直作用 1N 的力量，定为 1 个压力单位，称为 1Pa ，即

$$\frac{1\text{N}}{1\text{m}^2} = 1\text{N/m}^2 = 1\text{Pa (帕)}$$

当前,在工程技术上普遍采用的仍是工程制单位,即公斤力每平方厘米 (kgf/cm^2) 或公斤力每平方毫米 (kgf/mm^2)。大部分压力表上都是这样刻度。今后,这种压力单位要逐步废除,采用国际单位制帕 (Pa)。它们换算关系为:

$$\begin{aligned} 1\text{kgf/cm}^2 &= 9.81 \times 10^4 \text{Pa} \\ &= 0.0981\text{MPa} \\ 1\text{MPa} &= 10.2\text{kgf/cm}^2 \end{aligned}$$

同时,在工程技术中常用的压力单位如汞柱(水银柱)、水柱和工程大气压等,也属废除范围。

所谓汞柱和水柱均是采用液柱的高度为压力单位。如图 1-1 表示液柱作用在面积 F 上的力:底部总压力=液柱的重量,即

$$P = pF = hF\gamma$$

所以

$$p = h\gamma$$

或

$$h = \frac{p}{\gamma}$$

式中 F ——液柱底面积;

p ——压力;

h ——液柱高度;

γ ——液柱密度。

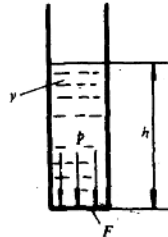


图 1-1 用液柱高度表示压力

从上式可以看出,如果选用的液体一定,即密度 γ 一定,那么一定的压力就有相应的液柱高度,所以压力单位可用液体柱高度 h 表示。常采用的液体为汞柱(水银柱)与水柱。单位毫米水柱 (mmH_2O)、毫米汞柱 (mmHg)。它与其它压力单位换算见附录 3。

在标准重力加速度 $g = 9.80665\text{m/s}^2$ 的情况下,水银密度为 13.5951g/cm^3 ,水银柱高为 760mm 时的压力,称为大气压力。它的大小随不同地点、高度和气候条件而变化。物理学上规定在纬度 45° 的海平面上常年平均大气压为 1 标准大气压 (atm) 或称物理大气压,其值为 760mmHg。即 1 标准大气压 (atm) = 760mmHg。

工程上为了使用和换算方便,将 1kgf/cm^2 作为一个大气压称为工程大气压,简称气压 (at)。即一工程大气压 (at) = $1\text{kgf/cm}^2 = 735.6\text{mmHg}$,具体换算见附录 3。

空气调节的对象是湿空气,湿空气的总压力等于干空气分压力和水蒸汽分压力之和。湿空气中水蒸汽的分压力在饱和空气和未饱和空气中是不同的。同时,温度越高,水蒸汽的饱和分压力就越大。

所谓绝对压力是指设备内部或某处真实压力,它等于表压力与当地大气压力之和,即

$$p_{\text{绝}} = p_{\text{表}} + B$$

所谓真空度是指设备内部或某处绝对压力小于当地大气压力的数值,即

$$p_{\text{真}} = B - p_{\text{绝}}$$

三、热量和比热

热量是能量的一种形式,是表示物体吸热或放热多少的物理量。常用的热量单位 cal 已废

除。在国际单位制中,热量的单位用焦(J)表示, $1\text{J}=0.2398\text{cal}$ 。

比热也叫比热容,是使单位质量物体的温度升高 1°C 时所需的热量。工程中常用的单位是 $\text{kcal/kg}\cdot^\circ\text{C}$ 。在现推行国际单位制中,比热的单位采用 $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 或 $\text{J}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$ 。

四、焓

焓是一个复合的状态参数,是表征系统中所有的总能量,它是内能与压力位能之和。当工质在一定状态(压力 p 、容积 V 、温度 T)时,焓具有一定的数值,说明工质所具有的总能量。在空气调节和制冷循环中,只要求出工质变化前后的焓差值的大小、正负,而与焓的绝对值无关。某一状态下的焓值可在其工质的压—焓($\lg p-h$ 图)图中查出。焓用符号 h 表示。

五、蒸气液体两相的转变过程中几个概念

在制冷工程中,经常利用工质(氨、氟里昂)的液气两相的转变来实现人工制冷的目的。

1. 液体的气化

在密闭容积中,液态转化气态的速率大于气态转变为液态的速率时,液体就逐渐减少而蒸气逐渐增加,这过程称之为液体的气化。

气化的方式有蒸发和沸腾两种;蒸发是在任何温度下都会发生于液体表面的气化过程;沸腾是在整个液体的内部发生的剧烈气化过程。

气化是吸热过程,如果外界没有供给热量,气化的结果会从液体内部分子的平均动能获取,从而使液体温度降低。

气化热是单位重量液体气化为同温度的蒸气时所需的热量。

2. 蒸气的液化

在密闭容器中,当液态转变为气态的速度小于气态转变为液态的速度时,液体就逐渐增多而蒸气逐渐减小,这就称为蒸气的液化过程。

凝结热是单位重量蒸气凝结为液体时所放出的热量称之为凝结热。它的数值与相同条件下的气化热相等。气化和液化是气液相变的两种相反过程。

3. 饱和状态

密闭容器中的液体,在一定的温度下,蒸气压力会自动保持在一定数值上,这时液气两相转变就达到了动平衡,此时空间气态分子的浓度不变。这个状态称之为这个液体的饱和状态。

相当于饱和状态的蒸气和液体分别称为饱和蒸气和饱和液体。饱和状态时蒸气压力称为饱和压力。饱和液体的温度称为饱和温度。

4. 蒸气的产生

制冷工程中所用氨、氟里昂等制冷剂,从液体转变为气态时,均经历了未饱和液体(过冷液体)、饱和液体、湿蒸气、干饱和蒸气及过热蒸气五种状态。

以水为例,将一公斤 0°C 的水放在汽缸中,并在压力 p 下等压加热,如图 1—2 (位置 1)。如果对应于 0°C 的饱和压力 $p_s(0^\circ\text{C})$ 低于 p 的话,则刚加热时水没有气泡产生,水尚未沸腾,这种状态的水称为过冷水,它的温度为 t_0 。随着加热而水温逐渐升高,水的比容略有增大。当水温升高到相应压力 p 的饱和温度 t_s 时,水开始沸腾,这种状态的水称为饱和水(位置 2),比容增加到 V' (称为液体比容)。当继续加热时,水逐渐汽化,成为饱和蒸汽(或称湿蒸汽,位

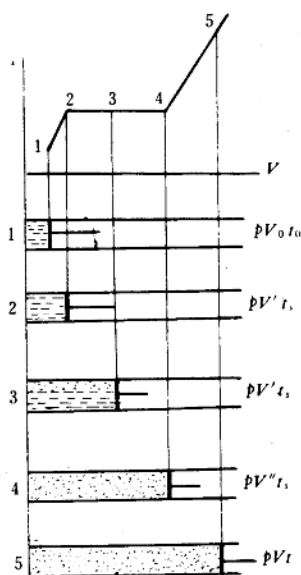


图 1—2 水的等压汽化过程

置 3)。在沸腾的过程中，气缸中的水不断减少而蒸汽不断增加，直到汽化完毕，温度始终保持 t_s 不变，比容增加为 V'' (称为蒸汽比容)，完成气化的水蒸汽叫干饱和蒸汽 (或称干蒸汽，位置 4)。在汽化过程中，由于饱和蒸汽量不断增加，比容增加很快。

在湿蒸汽中，干蒸汽的重量百分数叫做干度，用 X 表示，而 $(1-X)$ 则为湿蒸汽中水分的重量百分数，叫做蒸汽的湿度，用 Y 表示。

$$\text{饱和水 } x=0 \quad y=1$$

$$\text{干蒸汽 } x=1 \quad y=0$$

$$\text{湿蒸汽 } 0 < x < 1 \quad 1 > y > 0$$

随着干度的增大，湿蒸汽的比容增大，三者的关系为 $V' < V_x < V''$ 。

如果在等压下再给干蒸汽加热，它就成为过热蒸汽 (位置 5)，此时以 t 表示过热蒸汽温度，以 V 表示它的比容。凡蒸汽的温度高于产生蒸汽的温度 t_s 时，该蒸汽叫过热蒸汽，而两者的差数叫过热度，即

$$\Delta t_{\text{过热}} = t - t_s$$

过冷度为

$$\Delta t_{\text{过冷}} = t_s - t_0$$

六、制冷剂的压—焓图 ($\lg p-h$ 图)

在进行制冷循环的热力计算时，经常要涉及各个过程的焓值变化。 $\lg p-h$ 图是直接以 h 焓值作为横坐标，压力 p 作为纵坐标绘制成的。为了缩小图的尺寸，并使低压区内的线条交点清楚，所以纵坐标是用压力的对数值 $\lg p$ 来绘制，见图 1—3。

在 $\lg p-h$ 图中有两条比较粗的曲线，左边一条叫做饱和液体线，右边一条叫干饱和蒸汽线，这两条曲线若向上延长将交于一点 K ，称为临界点。因为一般制冷循环都在远离临界点以下进行，故在一些制冷剂的 $\lg p-h$ 图中，临界点都未表示出来。

饱和液体线与干饱和蒸汽线将图划分为三个区域：

1. 过冷液体区，它是指饱和液体线左边的区域。
2. 过热蒸气区，是指干饱和蒸汽线右边的区域。
3. 湿饱和和蒸气区域，是指饱和液体线与干饱和蒸汽线包容的区域。在这个区域中，气态和液态的

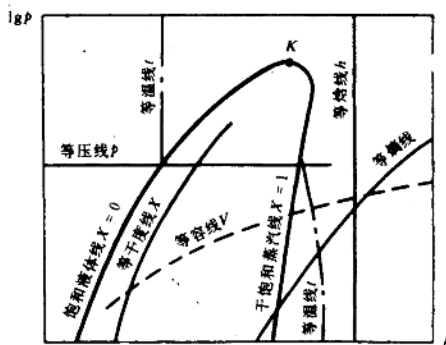


图 1—3 制冷剂 $\lg p-h$ 图

制冷剂共同存在。在湿饱和和蒸气中，制冷剂蒸气所占的重量比例称之为干度，用符号 x 来表示。制冷剂饱和液体的干度 $x=0$ ，当干度 $x=1$ 的饱和蒸气称为干饱和蒸气。湿饱和和蒸气的干度： $0 < x < 1$ 。在饱和液体线与干饱和蒸气线之间绘有等干度线。

在 $\lg p-h$ 图的纵坐标上，还列出与压力相对应的饱和温度 t 。等温线在湿饱和和蒸气区内与等压线相重合，到了过热蒸气区时，等温线则与等压线分开，形成向右下方倾斜的一组曲线。在图中还有等熵线以及虚线表示的等容线。

综上所述，制冷剂的 $\lg p-h$ 图中共有八条线：

1. $x=0$ 的饱和液体线；
2. $x=1$ 的干饱和和蒸气线；
3. 等干度线 x ；
4. 等压线 p ；
5. 等温线 t ；
6. 等焓线 h ；
7. 等熵线 S ；
8. 等容线 V 。

对于制冷剂的任一状态的有关参数，一般只要知道上述参数中任何两个，即可在 $\lg p-h$ 图中找出代表这个状态的一个点，在这个点上可以读出其它有关参数的数值。

七、逆向卡诺循环

逆向卡诺循环是制冷的理想循环，它与热机的理想循环——卡诺循环是相反的。

逆向卡诺循环是由两个可逆的绝热过程和两个可逆的等温过程所组成，现将它表示在 $T-S$ 图上，见图 1-4 所示。

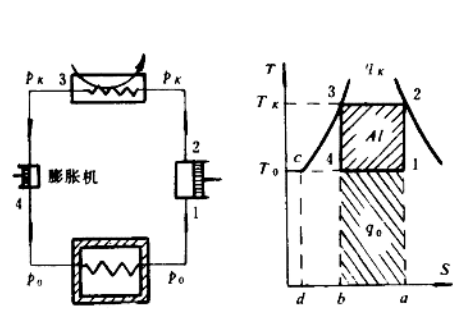


图 1-4 逆卡诺循环图

1—2 为绝热压缩过程，制冷剂由状态 1 经过绝热压缩（等熵过程）到状态 2，消耗机械功，制冷剂的温度由 T_0 升高到 T_K 。

2—3 为等温放热过程，制冷剂由状态 2 向周围介质等温放出热量 q_K ，然后被冷却到状态 3。

3—4 为绝热膨胀过程，制冷剂由状态 3 绝热膨胀（等熵膨胀）到状态 4，作出膨胀功，制冷剂温度由 T_K 降到 T_0 。

4—1 为等温吸热过程，制冷剂由状态 4 等温向被冷却物体吸收热量 q_0 （即制取单位制冷量 q_0 ），这时制冷剂又回复到初始状态 1，完成了一个制冷循环。如果循环继续进行，则要不断消耗循环功，才能不断进行制冷。

由此可见，在制冷循环中，所以能使低温物体中吸收的热量 q_0 传递给周围介质（如冷却水，空气）的过程进行，不是自发的，而是要消耗一定外界能量，即循环功 AL 。

卡诺循环和逆向卡诺循环，虽然在一定温度范围内，具有最大的热效率和制冷系数，但只是个理想循环。在实际中是无法实现的，只能作为改善热力与制冷循环，提高热效率与制

冷系数的一个方向。

第二节 蒸气压缩式制冷原理

一、蒸气压缩式制冷的理论循环

在图 1—4 中表示的是单级压缩的工作过程。单级压缩机主要是由压缩机、冷凝器、蒸发器、膨胀机四大件所组成。单级压缩主要是指从蒸发器出来的低压蒸气，经压缩机一次压缩到冷凝压力而言。

实际采用的蒸气压缩式制冷的理论循环，它与蒸气压缩式制冷的理想循环相比，有以下三个特点：用膨胀阀代替膨胀机；蒸气的压缩采用干压缩代替湿压缩；两个传递过程均为定压过程，并且具有传热温差。

（一）用膨胀阀代替膨胀机

在理想制冷循环中，膨胀功是由膨胀机完成的。膨胀机即能将冷凝后的制冷剂从高压液态变为低压液态，还要无能量损失，实际上这样的膨胀机设备是无法制造出来的，所以采用了膨胀阀代替膨胀机。

采用膨胀阀后，液态的制冷剂的膨胀过程就成为节流过程。它不仅有摩擦损失和涡流损失，而且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，因此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。

（二）干压缩代替湿压缩

理想制冷循环，采用的是湿压缩。湿压缩存在缺点，压缩机吸入湿蒸气，低温蒸气与高温气缸壁在缸内发生强烈热交换，迅速蒸发而占据气缸的有效空间，减少了制冷剂被压缩机吸入量，从而显著降低了制冷量；过多的液体进入压缩机气缸后，不能立即全部气化，不仅破坏润滑，而且还会造成液击，损坏压缩机。

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。

采用干压缩后，对于大多数制冷剂，制冷系数有所降低，其降低程度称为过热损失。

（三）传热过程为定压过程，并且具有传热温差。

制冷剂与被冷却物和冷却剂之间必须无温差情况下相互传热，即两个定温过程是逆卡诺循环中的重要条件。这就要求蒸发器和冷凝器应具有无限大的传热面积，是不可能的。因此，实际热交换过程总是在有一定的温差下进行。制冷系数不仅与被冷却物和冷却剂的温度有关，而且还与热交换过程的传热温差有关。

（四）改善蒸气压缩制冷循环的措施

蒸气压缩制冷循环存在节流损失和过热损失，因此，采取措施减少损失，提高制冷系数对节省能量消耗非常重要。

1. 使制冷剂过冷

在冷凝压力下，将在节流阀前的制冷剂进行再冷却，使其温度低于冷凝压力下的饱和温

度,称为过冷。图 1—5 就是高压液体制冷剂在再冷却器中的过冷冷却过程。再冷却器所能达到的温度 T_3' 称为过冷温度,冷凝温度与过冷温度之差 Δt_k 称为过冷度, $\Delta t_k = T_3 - T_3'$ 。一般过冷度在 $3 \sim 5^\circ\text{C}$ 范围内 (图中 $T_k = T_3$)。

从图中可以看出,由于液态制冷剂的过冷,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,减少了节流损失,使制冷系数有所提高。

2. 使气体过热

在氟里昂制冷机上,为了避免液滴进入气缸发生液击和影响吸气效率,采用过热循环,见图 1—6。图中 1—1' 为过热过程, 1' 处的温度为过热温度, 1 与 1' 的温度差称为过热度。由图可以看出,采用过热循环,其制冷量增加了 Δq 而多消耗了 ΔAL 的功。它的制冷系数是增加还是减少,要看 ΔAL 和 Δq 的增加量关系。对 F—12 制冷机来说,过热循环较为有利,对 F—22 制冷机效果不明显,对氨、F—11、F—21 制冷机则不利。因此过热循环只在 F—12 制冷机上广泛采用,过热度一般为 $3 \sim 7^\circ\text{C}$ 。

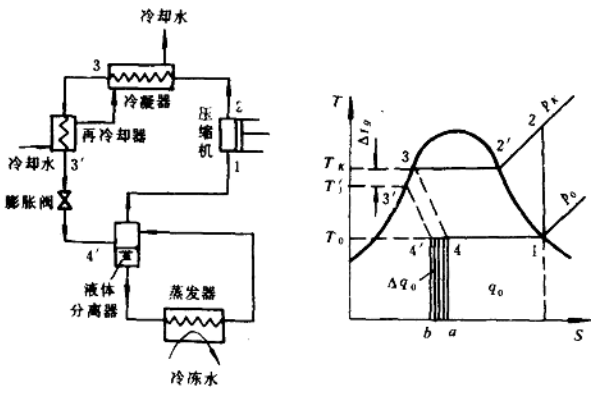


图 1—5 有再冷却器的蒸汽压缩式制冷
(a) 工作流程; (b) 理论循环。

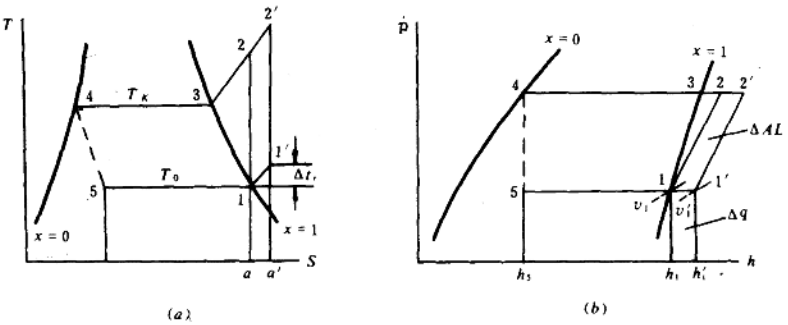


图 1—6 具有吸气过热的循环在温熵图和压焓图上的表示

如果 1—1' 过程不是在蒸发器中进行,则这部分过热量即称为有害过热。例如工质在回气管道上的吸热就是有害过热。有害过热只增加功的消耗,而不增加制冷量,对制冷系数肯定不利。为了减少回气管道的有害传热,通常要包敷较厚的隔热材料。

3. 回热循环

为了使液态制冷剂的温度在膨胀阀前降得更低 (即增大过冷度),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，还不发生有害的过热，可以采用蒸气回热循环。如图 1—7 所示。

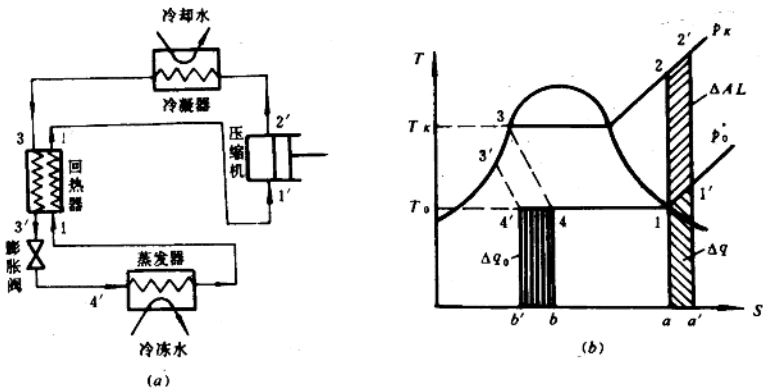


图 1—7 回热式蒸气压缩制冷

因为采用气体过热，同前述一样对制冷剂 F—12、F—22 有利，对于制冷剂氨、F—11 等则不利。此外，蒸气回热循环将提高压缩机的排气温度，所以实际制冷装置是否值得采用回热循环，应具体分析。

回热过程是等压过程，在无热量损失的情况下，液态制冷剂放出的热量等于它蒸发气体吸收的热量，即

$$q_{\text{回热}} = h_4 - h_{4'} = h_{1'} - h_1$$

二、蒸气压缩式制冷的实际循环

前面讨论了蒸气压缩式制冷的理论循环，但是，实际循环又与理论循环有不少差别，因为理论循环是建立在忽略了以下三个条件的情况下讨论的。

1. 制冷剂在压缩机工作过程中，气体内部以及气体与气缸壁之间的摩擦和气体与外部的热交换。
2. 制冷剂流经压缩机进气阀、排气阀的节流损失。
3. 制冷剂通过管道、冷凝器、蒸发器等设备时，制冷剂与管壁或器壁之间的摩擦以及与外部的热交换。

因此，实际制冷循环压缩过程并非绝热过程，制冷剂在蒸发器和冷凝器中压力也并非固定不变，所以实际循环，其效率还要更低一些。

由于蒸气压缩制冷的实际循环比较复杂，难于细致计算，所以一般均以理论循环作为计算基础，再在其上进行提高和必要的修正，用以保证实际循环中其它因素对它的影响。

三、蒸气压缩式制冷机的热力计算

进行蒸气压缩式制冷机热力计算是为了求得制冷机循环的制冷量、制冷系数、单位理论功等性能指标；压缩机的容量和功率以及热交换的热负荷；为设计和选择采用何种压缩机或压缩——冷凝机组、热交换器、其它制冷部件提供数据。

首先确定采用何种制冷剂,采用一级压缩还是多级压缩以及蒸气压缩制冷循环的型式,之后确定制冷循环的工作参数,主要是制冷剂的工作温度。

进出冷凝器的温差(若要求精确时要进行计算)。一般对于水冷式冷凝器冷却水进出温差为 $2\sim 4^{\circ}\text{C}$,若以加大水量、提高水流速,从而提高传热效率,传热平均温差可为 $5\sim 7^{\circ}\text{C}$;对于空气冷却式冷凝器,一般取平均温差 $10\sim 15^{\circ}\text{C}$,而空气进出口温度应不小于 8°C 。

进出蒸发器的温差,用冷却水或盐水的蒸发器平均传热温差约为 $4\sim 7^{\circ}\text{C}$ (特殊要求除外),对于直接蒸发式空气冷却器平均传热温差为 $8\sim 10^{\circ}\text{C}$ 。车辆氟里昂制冷装置均用风冷冷凝器和直接蒸发式表面空气冷却器,一般取:

$$\text{冷凝温度} \quad t_K = t_H + (13\sim 15)^{\circ}\text{C}$$

$$\text{蒸发温度} \quad t_0 = t_C - (8\sim 10)^{\circ}\text{C}$$

式中 t_H ——室外温度($^{\circ}\text{C}$);

t_0 ——蒸发器中空气出口温度($^{\circ}\text{C}$)。

确定冷凝压力 p_K , 蒸发压力 p_0 。根据 t_K 、 t_0 在该制冷剂饱和蒸气表中查得对应的饱和绝对压力值。

过冷度一般取 $3\sim 5^{\circ}\text{C}$ 。过热度根据制冷剂种类而定, F-12 取过热度 $3\sim 7^{\circ}\text{C}$, 氨制冷剂取 $5\sim 8^{\circ}\text{C}$ 。如用气液回热式热交换器, 则

$$q_{\text{回热}} = h_4 - h_{4'} = h_{1'} - h_1$$

根据以上确定的温度、压力、过冷度 Δt_K 、过热度 Δt , 在制冷剂的压焓图上查出循环各主要点的状态参数, 绘出该工况下的压焓图, 然后进行该工况的循环热力计算。参照图 1-8。

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 的关系

$$q_v = \frac{q_0}{\nu_1} = \frac{h_1 - h_5}{\nu_1} \quad (\text{kJ}/\text{m}^3)$$

式中 ν_1 ——压缩机入口气态制冷剂的比容。

ν_1 可根据压缩机入口气态的状态参数在该制冷剂的 $\lg p-h$ 图查得, 也可按下式求出:

$$\nu_1 = \frac{\nu_1 T_1}{T_0} = \nu_1 \left(1 + \frac{\Delta t_r}{T_0} \right) \quad (\text{m}^3/\text{kg})$$

2. 压缩机中单位质量制冷剂被绝热压缩时, 压缩机的耗功量即单位理论功 AL_0

$$AL_0 = h_2 - h_1 \quad (\text{kJ}/\text{kg})$$

3. 制冷系数是循环的单位重量制冷量与所消耗的单位理论功之比, 即

$$\epsilon_0 = \frac{q_0}{AL_0} = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1}$$

4. 如果制冷机的制冷量 Q_0 已给定, 要进行压缩机选型时, 可先求出制冷剂的质量流量

$$G = \frac{Q_0}{q_0} \quad (\text{kg}/\text{s})$$

5. 冷凝器的热负荷 Q_K , 即

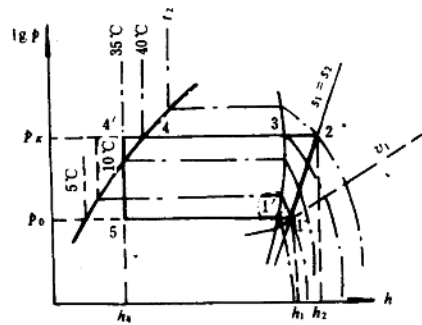


图 1-8 理论制冷循环图

$$G_s = \frac{Q_o}{q_o} q_K$$

$$= \frac{Q_o}{q_o} (h_2 - h_4) \text{ (kW)}$$

【例题】某客车改造时需加装空调装置，要求外气温度 35℃ 时，蒸发温度 5℃，降温设备的制冷能力为 32.57 (kW)，采用制冷剂 F—12，过冷度 $\Delta t_s = 5^\circ\text{C}$ ，试进行制冷机的热力计算。

【解】采用 F—12 气液回热循环。

由已知条件：蒸发温度 $t_o = 5^\circ\text{C}$ ；取冷凝器出口空气温升为 10°C ，冷凝温度 t_K 比冷凝器出口空气温度高 5°C ，即 $t_K = 50^\circ\text{C}$ ，过冷温度 $t_s = t_K - \Delta t_s = 50 - 5 = 45^\circ\text{C}$ 。

根据回热循环的热力平衡关系，可求出吸气状态点的焓值 $h_{1'}$ 为：

$$h_{1'} = (h_4 - h_{4'}) + h_1 = (248.96 - 245) + 254.72 = 258.68$$

所以 $t_1 = 10^\circ\text{C}$

根据已知条件，在 F—12 的压焓图上画出理论制冷循环，见图 1—8。

首先找到 $t_K = 50^\circ\text{C}$ 、 $t_o = 5^\circ\text{C}$ 的等压线，查饱和 F—12 蒸气表， $p_K = 12.236 \times 10^5 \text{Pa}$ ， $P_o = 3.62910^5 \text{Pa}$ ，根据等温线 $t_1 = 12^\circ\text{C}$ 与等压线 p_o 的交点，找到压缩机吸气状态点 1'，查 1' 点等容线， $v_1 = 0.05 \text{m}^3/\text{kg}$ 。由点 1' 沿等比熵线向上与等压线 p_K 交于点 2，即压缩机的排气状态， $h_2 = 38.3 \text{kJ/kg}$ 。

再根据过冷温度 $t_s = 45^\circ\text{C}$ 的等温线与 p_K 的等压线交于 4' 点，4' 点为膨胀前的状态点， $h_4 = 245 \text{kJ/kg}$ 。由 4' 点垂直向下划直线与 p_o 的等压线交于点 5，5 点为进入蒸发器的制冷剂状态， $h_5 = h_{4'}$ 。同时还可以看出蒸发器的制冷剂实际是干度较小的湿蒸气。这样，压焓图上 1'—2—4'—5—1' 已求出，补上空各点，绘出理论制冷循环图 1—8。图上 1'—2—3—4—4'—5—1—1' 就是在已知工作条件下的理论制冷循环。

循环各主要状态参数可由 F—12 的 $\lg p-h$ 图查出，如表 1—1 所示。

制冷循环状态参数表

表 1—1

标 号	参 数	数 值	标 号	参 数	数 值
	p_o (绝对大气压)	3.629	2	t_2 (°C)	65
	p_K (绝对大气压)	12.236		h_2 (kJ/kg)	383
1	h_1 (kJ/kg)	354.72	4	h_4 (kJ/kg)	248.96
1'	$h_{1'}$ (kJ/kg)	358.68	4'	$h_{4'}$ (kJ/kg)	245
	v_1 (m³/kg)	0.05	5	h_5 (kJ/kg)	214.5

热力计算：

1. 单位质量制冷能力和单位容积制冷能力

$$q_o = h_{1'} - h_5 = 358.68 - 214.5 = 144.18 \text{kJ/kg}$$

$$q_v = \frac{q_o}{v_1} = \frac{144.18}{0.05} = 2883.6 \text{kJ/m}^3$$

2. 压缩机的单位耗功量

$$AL_o = h_2 - h_{1'} = 383 - 358.68 = 24.32 \text{kJ/kg}$$

3. 制冷剂的循环量

$$G = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{32.56}{144.18} = 0.2258 \text{kg/s}$$