

# 船舶制冷装置

尉迟斌 顾安忠 等编

国防工业出版社

27

114422

# 船舶制冷装置

尉迟斌 顾安忠 等编



国防工业出版社

### 内 容 简 介

本书除叙述一般的制冷原理、各种类型制冷机及有关设备的工作原理外，着重阐明制冷装置在舰船上的应用、设计和计算方法。

本书主要用作舰船制冷工程专业教材，也可供设计人员进行制冷系统设计时参考。



01100/15

### 船舶制冷装置

尉迟斌 顾安忠 等编

\*

国防工业出版社 出版

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

国防工业出版社印刷厂印装

\*

787×1092<sup>1</sup>/<sub>16</sub> 印张 28 651 千字

1980年4月第一版 1980年4月第一次印刷 印数：0,001- 4,800册

统一书号：15034·1964 定价：2.85元

# 前 言

本书为船舶动力工程类专业教材,是根据 1978~1980 年全国造船类专业教材编审出版会议通过的《船舶制冷装置》教材大纲编写的。

本书主要讲述食物冷藏和空气调节所需的温度之冷却。包括制冷原理、各种类型的制冷机及有关设备的工作原理。着重介绍制冷装置在舰船上的应用、设计和计算方法。

本书编写人员如下:第一、二、三、四章——顾安忠;第五章——袁仲文;第六章——邹根南;第七章——邹持、浦保荣;第八章——常立新、浦保荣、张茂祥;第九、十章——张茂祥;第十一、十二、十三、十四章——尉迟斌;第十五章——陆震;第十六、十七、十八、十九章——尉迟斌、阙雄才;第二十、二十一、二十二章——顾安忠。

本书在编写过程中得到上海交通大学 260 教研组和教材供应科的有关同志协助,提供资料,绘制插图,并承厦门水产学院王锡珩同志、704 所潘大和、戴永庆等同志、708 所赵伯诚、荣佩芳等同志审阅校正,提出了宝贵的意见,谨表示衷心感谢。

编 者

# 目 录

本书主要符号的米制、国际单位制对照 ..... 1

## 第一篇 压缩式制冷装置原理

第一章 单级压缩制冷装置的热力循环	3
1.1 单级压缩制冷装置的基本循环	3
1.2 单级压缩制冷装置的极限理论循环	6
1.3 具有节流阀前液体制冷剂过冷的循环	9
1.4 蒸气的过热及回热循环	11
1.5 单级压缩制冷装置的实际循环及循环的热计算	14
第二章 制冷剂、载冷剂和润滑油	19
2.1 制冷剂	19
2.2 润滑油	25
2.3 载冷剂	28
第三章 活塞式制冷压缩机	31
3.1 活塞式制冷压缩机的系列及典型结构	31
3.2 活塞式制冷压缩机的工作过程	68
3.3 单级活塞式制冷压缩机的热力计算	79
3.4 单级制冷压缩机的特性及制冷机工况	81
第四章 多级压缩制冷循环	88
4.1 采用多级压缩的原因	88
4.2 两级压缩制冷循环	89
4.3 两级压缩制冷循环的热力计算	95
4.4 两级压缩制冷机的特性	102
4.5 复迭式压缩制冷循环	104
第五章 离心式制冷压缩机	109
5.1 离心式制冷压缩机的工作原理及主要结构	109
5.2 离心式制冷压缩机的热力过程、压缩功	111
5.3 离心式制冷压缩机内气体流动的基本概念	118
5.4 离心式制冷压缩机的损失和效率	124
5.5 叶轮的几何参数和气动参数	128
5.6 离心式制冷压缩机的固定部件	132
5.7 空调用离心式制冷压缩机的结构及其装置	137
5.8 离心式制冷压缩机组的运转与调节	140
第六章 螺杆式制冷压缩机	147
6.1 螺杆式制冷压缩机的基本工作原理和结构	147
6.2 螺杆式制冷压缩机的转子型线及性能	151
6.3 船舶螺杆式制冷装置举例	161

## 第二篇 制冷装置的主要换热器及附属设备

第七章 冷凝器 .....	165
7.1 冷凝器的典型结构 .....	165
7.2 冷凝器的传热概述 .....	167
7.3 蒸气在水平肋管外冷凝时的放热 .....	168
7.4 冷凝器传热系数的计算 .....	172
7.5 冷凝器的设计计算 .....	176
第八章 蒸发器 .....	181
8.1 蒸发器的典型结构 .....	181
8.2 蒸发器传热系数的计算 .....	184
8.3 管内蒸发时的流动阻力 .....	192
8.4 蒸发器的热计算 .....	196
8.5 蒸发盘管 .....	202
8.6 冷风机 .....	208
第九章 制冷装置的控制阀件 .....	219
9.1 截止阀和止回阀 .....	219
9.2 热力膨胀阀 .....	220
9.3 毛细管 .....	223
9.4 蒸发压力调节阀和恒压阀 .....	224
9.5 安全阀 .....	226
第十章 制冷装置的主要附属设备 .....	227
10.1 干燥器和过滤器 .....	227
10.2 油分离器 .....	228
10.3 贮液器 .....	230
10.4 中间冷却器 .....	232
10.5 气液分离器 .....	233
10.6 放空气器 .....	234
10.7 回热器 .....	236

## 第三篇 吸收式制冷机

第十一章 吸收式制冷机的工作原理和工作循环 .....	237
11.1 概述 .....	237
11.2 溴化锂吸收式制冷机的工作原理 .....	237
11.3 溴化锂吸收式制冷机的优缺点及其应用 .....	239
11.4 溴化锂-水溶液的特性及 $i-x$ 图 .....	240
11.5 溴化锂吸收式制冷机的工作循环 .....	245
第十二章 溴化锂吸收式制冷机的热力计算 .....	252
12.1 设计参数的选定 .....	252
12.2 热负荷计算 .....	254
12.3 传热面积的计算 .....	257
第十三章 吸收式制冷机的结构 .....	263
13.1 溴化锂吸收式制冷机的典型结构 .....	263

13.2	溴化锂吸收式制冷机在舰船上的应用	273
13.3	溴化锂吸收式制冷机的发展趋势	273
13.4	吸收-扩散式制冷机	281
第十四章 溴化锂吸收式制冷机的运行		284
14.1	溴化锂吸收式制冷机的运行特性	284
14.2	溴化锂吸收式制冷机的变工况计算	287
14.3	溴化锂吸收式制冷机的能量调节	293
14.4	防腐蚀	294
14.5	制冷能力的强化	295

#### 第四篇 热电制冷

第十五章 热电制冷原理、计算和应用		297
15.1	热电效应的基本现象	297
15.2	热电制冷原理和计算	300
15.3	热电制冷的特点及其应用	307

#### 第五篇 船舶制冷系统

第十六章 船舶冷藏运输和伙食冷库		311
16.1	船舶冷藏运输	311
16.2	船用伙食冷库	314
16.3	冷藏舱空气的臭氧化	316
第十七章 船舶冷藏舱的绝热与热负荷计算		319
17.1	船舶冷藏舱的绝热材料	319
17.2	冷藏舱绝热层结构型式	321
17.3	船舶绝热结构传热系数的确定	323
17.4	冷藏舱热负荷计算	338
第十八章 船舶冷却系统		347
18.1	船舶冷却系统的基本型式	347
18.2	直接蒸发冷却系统	348
18.3	间接冷却系统	354
18.4	冷藏货舱与制冷机舱的布置	360
第十九章 船舶制冷管系		365
19.1	管子和管子的连接	365
19.2	管径的选择	368
19.3	制冷管系的设计	372
19.4	管路的绝热	380

#### 第六篇 船舶制冷装置的安装、运行及试验

第二十章 安装及运转前的准备工作		381
20.1	安装及接管	381
20.2	制冷系统的检漏和抽空	385
20.3	制冷剂的充注和取出	390
20.4	添加润滑油	392

20.5 压缩机的试运转	393
第二十一章 制冷装置常见故障的分析和排除	395
21.1 检查故障的基本方法	395
21.2 故障分析	396
第二十二章 制冷装置的试验	405
22.1 压缩机出厂前的试验	405
22.2 型式试验和抽查试验	409
22.3 制冷压缩机性能测定	410
22.4 制冷系统的调试	415
22.5 效用试验	418

## 附 录

1. 氨(R717) (NH <sub>3</sub> ) 饱和蒸气表	419
2. R12 (CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub> ) 饱和蒸气表	421
3. R22 (CHClF <sub>2</sub> ) 饱和蒸气表	423
4. R502 (R22/R115) 饱和蒸气表	425
5. 氨(R717) lg $p-i$ 图	428
6. R12 lg $p-i$ 图	429
7. R22 lg $p-i$ 图	430
8. R502 lg $p-i$ 图	431
9. 水蒸气表	432
10. 溴化锂 水溶液 $i-\xi$ 图	435
11. 溴化锂 水溶液 $i-\xi$ 图(放大部分)	436
12. 与制冷工程有关的国际单位制与米制、英制的换算表	437
参考文献	439



## 本书主要符号的米制、国际单位制对照

符 号	量	代 号	
		米 制	国 际 单 位 制
<i>A</i>	功的热当量	千卡/公斤·米	
<i>C</i>	比热	千卡/公斤·°C	千焦/公斤·K (°C) ①
<i>c</i>	绝对速度	米/秒	米/秒
<i>D</i>	直径	米	米
<i>F</i>	面积	米 <sup>2</sup>	米 <sup>2</sup>
<i>G</i>	重量流量, 循环量	公斤/时	公斤/时
<i>H</i>	高度; 压头	米	米
<i>i</i>	焓	千卡/公斤	千焦/公斤
<i>K</i>	传热系数	千卡/米 <sup>2</sup> ·时·°C	瓦/米 <sup>2</sup> ·K (°C)
$\overline{K}$	传热率	千卡/时·°C	瓦/K (°C)
<i>K<sub>e</sub></i>	单位轴功率制冷量	千卡/时·千瓦	千瓦/千瓦
<i>K</i>	绝热指数		
<i>L</i>	压缩功	公斤·米	焦耳
<i>l</i>	单位压缩功	公斤·米/公斤	焦耳/公斤
<i>N</i>	功率	千瓦	千瓦
<i>N<sub>th</sub></i>	理论功率	千瓦	千瓦
<i>N<sub>i</sub></i>	指示功率	千瓦	千瓦
<i>N<sub>m</sub></i>	摩擦功率	千瓦	千瓦
<i>N<sub>e</sub></i>	轴功率	千瓦	千瓦
<i>n</i>	转速	转/分	转/秒
<i>P</i>	压力	公斤/厘米 <sup>2</sup> 公斤/米 <sup>2</sup> ; 毫米水柱	巴 帕
		毫米汞柱	帕
<i>P<sub>a</sub></i>	吸收压力	毫米汞柱	帕
<i>P<sub>R</sub></i>	发生压力	毫米汞柱	帕
<i>P<sub>R</sub></i>	冷凝压力	公斤/厘米 <sup>2</sup> ; 毫米汞柱	巴; 帕
<i>P<sub>0</sub></i>	蒸发压力	公斤/厘米 <sup>2</sup> ; 毫米汞柱	巴; 帕
<i>Q</i>	热负荷	千卡/时	瓦(千瓦)
<i>Q<sub>R</sub></i>	冷凝热量	千卡/时	瓦(千瓦)
<i>q<sub>R</sub></i>	单位冷凝热量	千卡/公斤	千焦/公斤
<i>Q<sub>0</sub></i>	制冷量	千卡/时	瓦(千瓦)
<i>q<sub>0</sub></i>	单位制冷量	千卡/公斤	千焦/公斤
<i>q<sub>v</sub></i>	单位容积制冷量	千卡/米 <sup>3</sup>	千焦/米 <sup>3</sup>
<i>r</i>	汽化潜热	千卡/公斤	千焦/公斤
<i>S</i>	活塞行程	米	米
<i>s</i>	熵	千卡/公斤·°C	千焦/公斤·K
<i>T</i>	热力学温度	K	K
<i>t</i>	摄氏温度	°C	°C
<i>T<sub>R</sub></i>	冷凝温度	K	K
<i>t<sub>R</sub></i>	冷凝温度	°C	°C
<i>T<sub>0</sub></i>	蒸发温度	K	K
<i>t<sub>0</sub></i>	蒸发温度	°C	°C
<i>u</i>	圆周速度	米/秒	米/秒

符 号	量	代 号	
		米 制	国 际 单 位 制
$V$	容积	米 <sup>3</sup>	米 <sup>3</sup>
	排量	米 <sup>3</sup> /时	米 <sup>3</sup> /秒
$\nu$	比容	米 <sup>3</sup> /公斤	米 <sup>3</sup> /公斤
$V_N$	气缸工作容积	米 <sup>3</sup>	米 <sup>3</sup>
$V_h$	气缸理论排量	米 <sup>3</sup> /时	米 <sup>3</sup> /秒
$V_s$	实际排气量	米 <sup>3</sup> /时	米 <sup>3</sup> /秒
$W$	相对速度	米/秒	米/秒
$x$	湿蒸汽干度		
$z$	气缸数; 叶片数; 时数		
$\alpha$	放热系数	千卡/米 <sup>2</sup> ·时·°C	瓦/米·K(°C)
$\gamma$	重度	公斤/米 <sup>3</sup>	公斤/米 <sup>3</sup>
$\delta$	厚度	米	米
$\epsilon$	制冷系数		
$\zeta$	热力系数; 局部阻力系数		
$\eta$	热力完善度		
$\eta_e$	总效率		
$\eta_i$	指示效率		
$\eta_m$	机械效率		
$\lambda$ ①	导热系数	千卡/米·时·°C	瓦/米·K(°C)
	沿程阻力系数		
$\xi$	浓度、叶轮系数、析湿系数		
$\xi_a$	稀溶液浓度	%	%
$\xi_r$	浓溶液浓度	%	%
	析湿系数		
$\omega$	角速度	弧度/秒	弧度/秒

① 本书中多处以°C代K。

② 在热电制冷篇中用符号  $k$ 。

# 第一篇 压缩式制冷装置原理

## 第一章 单级压缩制冷装置的热力循环

### 1.1 单级压缩制冷装置的基本循环

单级压缩制冷装置在现代制冷技术中应用最为广泛。这种装置中的压缩机主要采用活塞式、离心式和螺杆式。但不管用何种压缩机，其制冷装置的循环过程是相似的。我们就以单级压缩活塞式制冷装置为例来说明其循环过程。

我国自行设计制造的远洋客货轮，其伙食冷库采用的就是以R12为制冷剂的2F-10型活塞式压缩机为主机的制冷装置。图1-1所示为这个伙食冷库的制冷装置系统简图。装置由四个主要部件组成：压缩机、冷凝器、节流阀（也称膨胀阀，下同）和蒸发器。图中还标出制冷剂在各处的压力和温度。

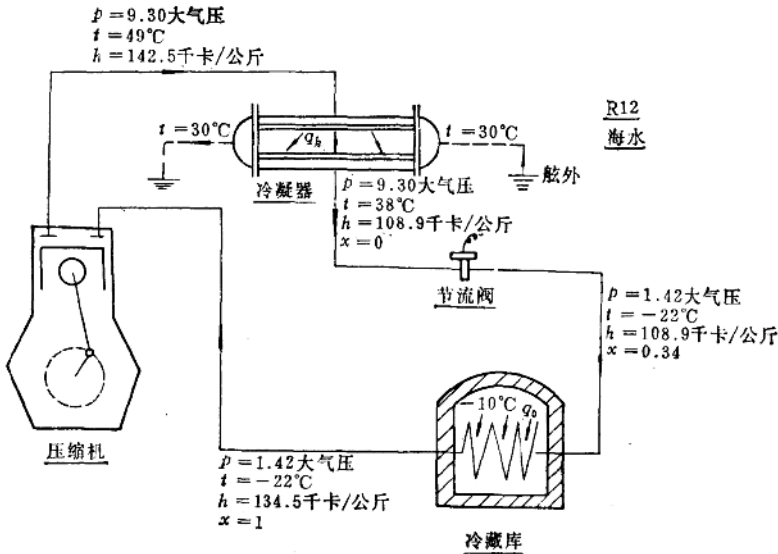


图1-1 制冷装置简图

制冷装置的工作过程是：低温（ $-22^\circ\text{C}$ ）液态制冷剂R12在流过蒸发器时不断气化为干饱和蒸气，气化中从冷藏库内（ $-10^\circ\text{C}$ ）吸收气化潜热，从而产生并维持冷库内的低温。制冷剂的饱和压力为1.42大气压（1.39巴）；压缩机把蒸发器内的干饱和和蒸气吸入并压缩，使压力从1.42大气压（1.39巴）提高到9.30大气压（9.12巴），温度从 $-22^\circ\text{C}$ 提高到 $49^\circ\text{C}$ ；然后把它引入冷凝器，用 $30^\circ\text{C}$ 的舷外水冷却，使它从过热蒸气逐渐冷却或干饱和蒸

气,最后冷凝成为饱和液体。冷凝过程中压力接近不变,出口状态是 9.30 大气压(9.12 巴)、 $38^{\circ}\text{C}$ 、 $x = 0$ ;最后使它流经一个阀门,藉以调节进入蒸发器的制冷剂流量,以适应外界负荷变化的需要。同时高压液态制冷剂在流经阀门时发生节流,压力从 9.30 大气压(9.12 巴)降为 1.42 大气压(1.39 巴),它的饱和温度相应地从  $38^{\circ}\text{C}$  降为  $-22^{\circ}\text{C}$ ;节流后的低温制冷剂重新进入蒸发器气化吸热,达到制冷的目的,这样就完成了一个循环过程。

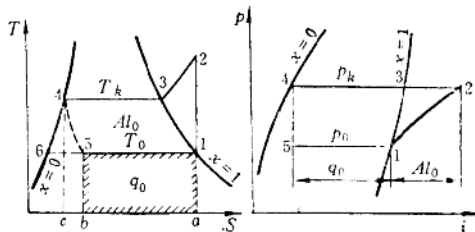


图1-2 基本循环的温熵图和压焓图

这个循环过程可表示在温熵图( $T-S$ 图)和压焓图( $\lg p-i$ 图)上,如图1-2所示。在这里假定压缩机吸入的是饱和蒸气,在节流之前是饱和液体。这是按最理想的情况来进行分析的循环,故称之为理论循环。

图中1-2表示制冷剂在压缩机中的压缩过程,在理想情况下这一过程是等熵过程;2-3-4表示制冷剂在冷凝器中的冷却(2-3)及冷凝(3-4)过程,在这一过程中制冷剂的压力保持不变,且等于与冷凝温度 $T_k$ 相对应的饱和蒸气压力 $p_k$ ;在冷却阶段,制冷剂的温度从 $T_2$ 降低到 $T_k$ ,在冷凝阶段则 $T_k$ 保持恒定,而且在理想情况下 $T_k$ 与环境介质的温度相等;4-5表示节流过程,经节流后制冷剂的焓未变,即 $i_4 = i_5$ ,但压力和温度都降低,而且进入两相区,部份制冷剂蒸发成饱和蒸气;5-1表示在蒸发器中的蒸发过程,在这一过程中制冷剂的压力保持不变,等于与蒸发温度 $T_0$ 相对应的饱和蒸气压力 $p_0$ ,而且在理想情况下,蒸发温度 $T_0$ 与被冷却物体的温度相等。

单级压缩制冷装置的理论循环,是其它各种制冷循环的基础,所以称之为基本循环。

根据图1-2,我们进一步分析基本循环的各个过程。

### 1. 蒸发器中制冷剂定压气化吸热过程

如图中过程线5-1所示。每1公斤制冷剂在蒸发器中的吸热量,称为单位制冷量 $q_0$ ,它在温熵图中是用蒸发过程线下的面积 $a-1-5-b-a$ 表示,而在压焓图中用蒸发过程线段的长度5-1表示,显然:

$$q_0 = i_1 - i_5 = i_1 - i_4 \text{ 千卡/公斤 (千焦/公斤)} \quad (1-1)$$

$$\text{或} \quad q_0 = r_0 (1 - x_5) \text{ 千卡/公斤 (千焦/公斤)} \quad (1-1a)$$

式中  $r_0$ ——在蒸发温度 $T_0$ 时制冷剂的蒸发潜热,千卡/公斤(千焦/公斤);

$x_5$ ——节流后湿蒸气的干度。

由式(1-1a)可知, $r_0$ 越大、 $x_5$ 越小,则循环的单位制冷量就越大。 $r_0$ 及 $x_5$ 的数值通常与制冷剂的种类有关,而且 $x_5$ 还与膨胀过程的温度范围有关。膨胀过程的温度范围越大,则膨胀后产生的蒸气就越多, $x_5$ 的数值也越大。

单位容积制冷量 $q_v$ 是表示每1米<sup>3</sup>(按吸气状态计算)制冷剂在冷藏库中的吸热量,它可以很方便地由 $q_0$ 换算出来:

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{i_1 - i_4}{v_1} \text{ 千卡/米}^3 \text{ (千焦/米}^3\text{)} \quad (1-2)$$

式中  $v_1$ ——制冷剂在吸气状态时的蒸气比容,米<sup>3</sup>/公斤。 $v_1$ 对 $q_v$ 有很大的影响,当蒸发

温度较低时,  $v_1$  的数值较大, 因而  $q_v$  的数值就较小。

由式 (1-1) 及 (1-2) 可看出, 同一种制冷剂,  $q_0$  及  $q_v$  仅仅与蒸发温度及节流前液体的温度有关, 可以很方便地根据制冷剂的热力性质表或图计算出来。在有的表中还直接给出不同温度范围内  $q_v$  的数值。

## 2. 在压缩机中的绝热压缩过程

理想的绝热压缩过程为一等熵过程。如图中过程线 1-2 所示。压缩机吸入的是干饱和蒸气 1, 经绝热压缩到出口已成为过热蒸气 2。压缩机每输送 1 公斤制冷剂所消耗的功称为单位功, 用  $l_0$  表示。由于在节流过程中制冷剂不对外作功, 所以循环的单位功与压缩机的单位功是相等的。由热力学理论可知, 在等熵压缩时, 压缩机的单位功是用初、终两态的焓差表示:

$$Al_0 = i_2 - i_1 \text{ 千卡/公斤 (千焦/公斤)} \quad (1-3)$$

它在图 1-2 的温熵图中可用面积 1-2-3-4-6-1 表示, 而在压焓图中是用 1、2 两点的横坐标差表示。很显然, 循环的单位功是随着工作温度  $T_k$  及  $T_0$  而变的; 而在工作温度相同的条件下不同的制冷剂其单位功也是不同的。单位功可以很方便地用制冷剂的热力性质图计算出来。

## 3. 冷凝器中定压冷凝放热过程

制冷剂的过热蒸气在冷凝器中先冷却成干饱和蒸气, 再继续冷凝为饱和液体。如图中过程线 2-3-4 所示。每 1 公斤制冷剂在冷凝器中放出的热量, 称为单位冷凝热量, 用  $q_k$  表示。由图 1-2 可看出:

$$q_k = (i_2 - i_3) + (i_3 - i_4) = i_2 - i_4 \text{ 千卡/公斤 (千焦/公斤)} \quad (1-4)$$

按热力学第一定律也可得

$$q_k = q_0 + Al_0 = (i_1 - i_4) + (i_2 - i_1) = i_2 - i_4 \text{ 千卡/公斤 (千焦/公斤)}$$

单位冷凝热量在温熵图上是用面积 a-2-3-4-c-a 表示 (或用面积 a-2-3-4-6-5-b-a 表示), 而在压焓图上用线段 2-4 表示。

## 4. 节流过程

制冷剂在流经调节阀门时是一个节流过程。根据稳定流动能量方程式得出节流前后的焓值是相等的, 即:

$$i_4 = i_5 \quad (1-5)$$

已知节流前制冷剂的压力  $p_4$  和  $i_4$ , 以及节流后的压力  $p_5$ , 就可由  $i_4 - i_5$  确定制冷剂节流后的状态 5, 如图中过程线 4-5 所示。高压液态 ( $x_4 = 0$ ) 制冷剂在节流后成为干度不大 ( $x = x_5$ ) 的湿蒸气。

在热力学上, 我们把冷藏库称为冷源, 而把冷凝器称为热源 (因其温度较冷库高)。为了解决热量从低温传向高温, 压缩机要消耗功, 这份功也转化为热量  $Al_0$ , 并和从冷源所吸收的热量  $q_0$  一起向热源放热, 即  $q_k = q_0 + Al_0$ 。

制冷装置的目的是从冷源吸取热量  $q_0$ , 而付出的代价是压缩机中消耗一定量的功  $Al_0$ , 两者之比称为制冷系数, 用符号  $\epsilon_0$  表示:

$$\epsilon_0 = \frac{q_0}{Al_0} = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1} \quad (1-6)$$

制冷系数  $\epsilon_0$  表示, 消耗一个单位的功所能制得的冷量。它是制冷装置循环的一个重要技术经济指标。在给定的条件下, 制冷系数越大, 则循环的经济性就越好。因为  $q_0$  和  $Al_0$  都是随着循环的工作温度而变的, 所以制冷系数也是随着工作温度而变; 冷凝温度越高、蒸发温度越低, 则循环的制冷系数越小。制冷系数通常是大于 1 的。

如果  $T_0$  和  $T_k$  确定, 压缩机进口和出口的压力  $p_1$ 、 $p_2$  就一定, 压缩机进口的焓  $i_1$  是  $T_0(p_1)$  下的干饱和和蒸气焓, 从状态 1 画一根等熵线与  $p_2$  相交, 得出压缩机出口的焓  $i_2$ 。至于  $i_3$  是  $T_k(p_2)$  下的饱和液体焓, 从温熵图或压焓图上就可查得各状态点的焓, 从而求得制冷系数  $\epsilon_0$ 。因此,  $\epsilon_0$  仅是蒸发温度和冷凝温度的函数:

$$\epsilon_0 = f(T_0, T_k)$$

从图 1-3 的温熵图上还可以看出, 当蒸发温度  $T_0$  一定, 提高冷凝温度  $T_k$ , 循环就由 1-2-3-4-1 转变为 1-2'-3'-4'-1, 压缩机耗功增加, 制冷量减小,  $\epsilon_0$  就下降。如果冷凝温度  $T_k$  一定, 蒸发温度  $T_0$  下降, 循环就由 1-2-3-4-1 转变为 1''-2''-3-4''-1'', 压缩机耗功增加, 制冷量减小,  $\epsilon_0$  同样下降。由此可知,  $\epsilon_0$  是随着冷凝温度的提高和蒸发温度的下降而下降。即温差越大,  $\epsilon_0$  越小; 反之, 温差越小, 则  $\epsilon_0$  越大。

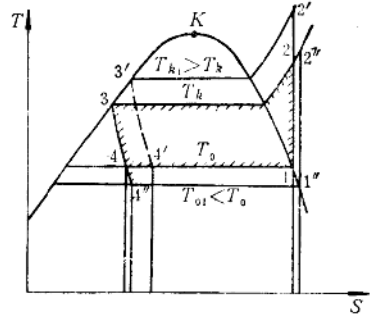


图 1-3 从  $T-S$  图看  $\epsilon = f(T_0, T_k)$  的关系

## 1.2 单级压缩制冷装置的极限理论循环

图 1-4 表示一个理想化的可逆制冷循环。它由压缩机、冷凝器、膨胀缸和蒸发器(冷库)所组成。由于它具备如下两个条件, 致使此循环变为可逆的。

1) 外部条件: 当制冷剂与外部热源进行热交换时, 传热温差为无限小。即, 制冷剂蒸发温度就是冷库的温度, 冷凝温度就是冷却水的温度。

2) 内部条件: 制冷剂在循环变化的各个过程中, 始终处于机械的和热力的平衡状态。即, 没有节流等各种损失。

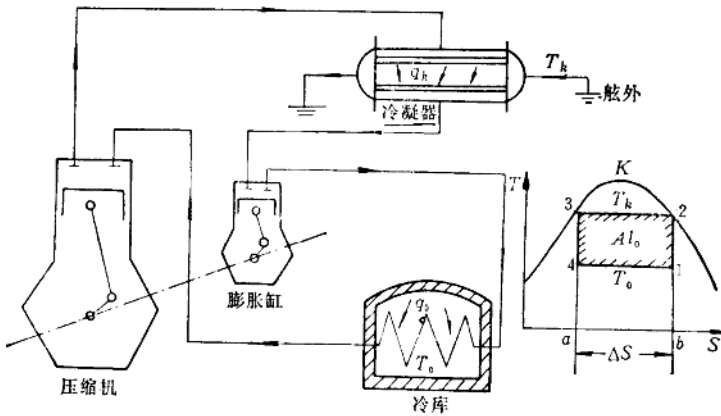


图 1-4 逆向卡诺循环装置

图 1-4 的右面是循环的温焓图。在工程热力学上将这样的循环称为“逆向卡诺循环”或“反卡诺循环”。整个循环由下列四个过程组成：

1) 压缩机中绝热压缩过程 1-2。状态 1 的湿蒸气经绝热压缩至干饱和蒸气状态 2，压缩机的耗功为：

$$Al = i_2 - i_1 \text{ 千卡/公斤 (千焦/公斤)} \quad (1-7)$$

2) 冷凝器中定温（定压）冷却过程 2-3。从干饱和蒸气状态 2 定温（定压）冷却至饱和液体状态 3。冷凝器中的放热量为：

$$q_k = i_2 - i_3 \text{ 千卡/公斤 (千焦/公斤)} \quad (1-8)$$

3) 膨胀缸中绝热膨胀过程 3-4。压力从  $p_2$  降为  $p_1$ ，饱和温度也相应下降，成为状态 4 的湿蒸气。在膨胀缸中作功为：

$$Al' = i_3 - i_4 \text{ 千卡/公斤 (千焦/公斤)} \quad (1-9)$$

4) 蒸发器中定温（定压）吸热过程 4-1。过程线水平往右，一直到状态 1 的湿蒸气，再进入压缩机中，完成了一个循环。蒸发器中吸收的热量为：

$$q_0 = i_1 - i_4 \text{ 千卡/公斤 (千焦/公斤)} \quad (1-10)$$

在该装置中把膨胀缸的轴和压缩机轴连在一起，膨胀缸中作出的功抵消了一部份压缩机所消耗的功，整个装置耗功为：

$$\begin{aligned} Al_0 &= Al - Al' = (i_2 - i_1) - (i_3 - i_4) = (i_2 - i_3) - (i_1 - i_4) \\ &= q_k - q_0 \text{ 千卡/公斤 (千焦/公斤)} \end{aligned} \quad (1-11)$$

$$\text{或} \quad q_k = q_0 + Al_0 \quad (1-11a)$$

在温焓图上，过程线下的面积表示热量，于是  $q_k$  可用矩形面积 2-3-a-b-2 表示，即  $q_k = T_k \cdot \Delta S$ ； $q_0$  可用矩形面积 4-1-b-a-4 表示，即  $q_0 = T_0 \cdot \Delta S$ 。两者之差是封闭过程线所围的面积 1-2-3-4-1，表示制冷装置所消耗的功  $Al_0 = q_k - q_0 = (T_k - T_0) \cdot \Delta S$ 。循环的制冷系数为：

$$\varepsilon_k = \frac{q_0}{Al_0} = \frac{T_0}{T_k - T_0} = \frac{1}{\frac{T_k}{T_0} - 1} \quad (1-12)$$

从式 (1-12) 可见，逆向卡诺循环的制冷系数  $\varepsilon_k$  只取决于制冷剂的冷凝温度  $T_k$  和蒸发温度  $T_0$ ，并存在着式 (1-12) 的简单关系。从该式可明显看出  $\varepsilon_k$  是随着  $T_k$  的下降和  $T_0$  的增大而提高。就是说，温差越大， $\varepsilon_k$  就越小。它与制冷剂的种类无关。在给定的  $T_k$  和  $T_0$  温度范围内，逆向卡诺循环的制冷系数  $\varepsilon_k$  具有最高的数值。为此，逆向卡诺循环就称为极限理论循环。

理论上的逆向卡诺循环是由二个绝热过程和二个等温过程组成的。由于湿蒸气区域内等压过程即等温过程，因此循环要在饱和区域内进行。这时压缩机吸入的制冷剂是蒸气和液体的混合物（图 1-4 中的状态 1）。压缩机是处于“湿压行程”下工作。实践证明，“湿压行程”实际上是不能采用的，这是因为：一方面湿蒸气被压缩机吸入时，热的气缸壁与冷的湿蒸气之间进行强烈的热交换，使压缩机吸气系数大为降低；另一方面液体进入压缩机气缸后，在短时间的压缩过程中很难立即全部气化，容易在缸内产生压缩液体的“液击”现象，运转很不安全。

实际的压缩式制冷装置, 要求压缩机在“干压行程”下运转, 即压缩机吸入的是干饱和蒸汽, 或稍微过热的蒸汽。

下面讨论干压行程的逆向卡诺循环。图 1-5 表示其循环系统图。

其工作过程是这样的: 从蒸发器中出来的制冷剂蒸气, 进入压缩机后首先被等熵压缩 (1-2'), 当蒸气的温度升高到跟环境介质的温度  $T$  相等时, 再等温压缩 (2'-3), 直到蒸气的

压力升高到冷凝压力  $p_k$  (跟环境介质温度  $T$  相对应的饱和蒸气压力) 时排入冷凝器中 (状态 3); 在冷凝器中制冷剂冷凝成液体, 而且冷凝温度  $T_k$  与环境介质的温度  $T$  相等 (即没有传热温差); 然后制冷剂液体在膨胀缸中等熵膨胀到蒸发压力  $p_0$ , 再进入蒸发器中吸收被冷却物体的热量, 并变为饱和蒸气。

蒸发温度  $T_0$  与被冷却物体的温度  $T_0'$  相等 (没有传热温差)。按这样

工作过程完成的循环, 就是干压行程下的逆向卡诺循环。图 1-5 右图示出其温熵图 1-2'-4-7-1。将它与工作温度范围相同的单级压缩制冷装置基本循环 1-2-3-4-5-1 比较, 逆向卡诺循环不但单位制冷量  $q_0$  (在图中用面积  $a-1-7-c-a$  表示) 增大了, 而且循环的单位功  $Al_0$  (在图中用面积 1-2'-4-7-1 表示) 减少了。减少的部份在图中用画有斜线的面积表示。所以逆向卡诺循环的制冷系数也就大多了。

逆向卡诺循环计算如下:

$$\begin{aligned} q_{0k} &= T_0'(S_1 - S_4) \\ Al_{0k} &= (T - T_0')(S_1 - S_4) \\ \varepsilon_k &= \frac{q_{0k}}{Al_{0k}} = \frac{T_0'}{T - T_0'} = \frac{T_0}{T_k - T_0} \end{aligned} \quad (1-13)$$

从式 (1-13) 可看出: 逆向卡诺循环的制冷系数也是随工作温度而变的。冷凝温度越高, 或蒸发温度越低, 循环的制冷系数就越小。

以上分析的逆向卡诺循环是完全可逆的循环, 它没有任何不可逆损失, 因而在给定的热源温度下其制冷系数具有最大值。但这种循环在实用上是无法实现的 (等温压缩和液体膨胀缸是无法实现的), 所以只能作为理论上进行比较的最高标准。通常将相同工作温度的循环制冷系数  $\varepsilon$  与逆向卡诺循环制冷系数  $\varepsilon_k$  之比, 称为这个制冷循环的热力完善度  $\eta$ :

$$\eta = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_k} \quad (1-14)$$

对于单级压缩制冷装置的基本循环来说, 其热力完善度为:

$$\eta_0 = \frac{\varepsilon_0}{\varepsilon_k} = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1} \cdot \frac{T - T_0'}{T_0'} \quad (1-15)$$

热力完善度表示某制冷循环接近逆卡诺循环的程度, 其值越大, 说明循环的不可逆损失越小。所以热力完善度也是制冷装置循环的一个技术经济指标。而它又跟制冷系数有不同的

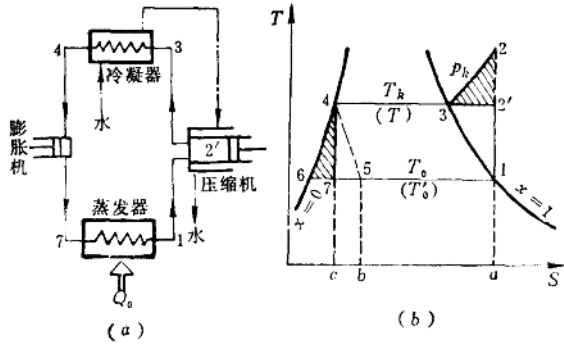


图 1-5 干压行程的逆向卡诺循环  
a—循环原理图; b—循环温熵图。



含义。制冷系数是与循环的工作温度及其它一些因素有关。工作温度范围不同的制冷循环就无法用制冷系数的大小来判断其经济性，而要用热力完善度来判断。在一个具体的设计中，工作温度是给定的，在这种情况下来选择制冷循环，其制冷系数和热力完善度的最大值是一致的。

最后讨论在制冷循环中采用节流膨胀而不用等熵膨胀的问题。前面已提及，液体膨胀缸在实用上是无法实现的。主要是制造技术上很困难。现代制冷技术大都采用节流阀，它的结构简单，便于调节。但从理论上分析，节流膨胀比等熵膨胀经济性要差。如图 1-6 所示。图中等熵膨胀的理论循环是

1-2-3-4-7-1，节流膨胀的理论循环是 1-2-3-4-5-1。显然，等熵膨胀比节流膨胀时能多得一部份冷量；

$$\Delta q_0 = i_5 - i_7 \quad (1-16)$$

在图中用面积 5-7-c-b-5 表示；同时还可以回收膨胀功；

$$\Delta Al_p = i_4 - i_7 \quad (1-17)$$

图中可近似地用面积 4-6-7-4 表示。

由于进入液体膨胀缸的制冷剂流量很小，获得的膨胀功也很小。如当 30°C 的饱和液体膨胀到 -15°C 时，其膨胀功为：

$$\text{NH}_3 \quad \Delta Al_p = 5.3 \text{ 千卡/公斤} (22.2 \text{ 千焦/公斤})$$

$$\text{R 12} \quad \Delta Al_p = 0.9 \text{ 千卡/公斤} (3.77 \text{ 千焦/公斤})$$

$$\text{R 22} \quad \Delta Al_p = 1.3 \text{ 千卡/公斤} (5.45 \text{ 千焦/公斤})$$

这样小的膨胀功有时尚不足以克服机器本身的摩擦阻力，而相应地应用节流膨胀所引起的能量损失倒并不严重。所以在制冷装置中普遍地采用节流阀，以代替膨胀缸。

### 1.3 具有节流阀前液体制冷剂过冷的循环

在用节流阀代替膨胀缸以后，制冷装置就大大地简化了，但经济性稍有降低。下面将通过分析节流过程对循环的影响，来设法提高制冷装置循环的经济性。

由 1.1 知，制冷剂节流后所产生的蒸气干度  $x_6$ ，对循环的单位制冷量  $q_0$  及单位容积制冷量  $q_v$  都有影响。当蒸发温度  $t_0$  一定，通过节流产生的蒸气干度  $x_6$  越大，则  $q_0$  及  $q_v$  的数值就越小。为了减小节流过程的这种影响，一方面在选用制冷剂时，尽量选用冷凝压力远低于其临界压力  $p_{kr}$  (一般  $p_k = (0.1 \sim 0.4) p_{kr}$ ) 的；另一方面当制冷剂已确定时，就尽量设法降低节流前的温度。

降低冷凝温度  $t_k$  自然使节流前温度降低，同时也使压缩机的耗功减小， $q_0$ 、 $q_v$  以及制冷系数都将增大。但冷凝温度是受气候条件限制的，不能随意降低。例如，在船舶制冷装置中，通常是用海水作为制冷剂的冷却介质，即海水经过冷凝器，将气态制冷剂在凝结过程中放出的热量带走。海水温度是受季节和舰区的影响，温度不可能很低。制冷剂的冷凝温度就受到一定的限制。如能设法使制冷剂在冷凝器中放出热量后，再继续加以冷却，以

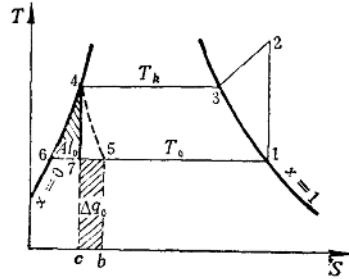


图 1-6 等熵膨胀与节流膨胀的温熵图