

简明空调用制冷设计手册

主编 郭庆堂 副主编 吴进发



中国建筑工业出版社

简明空调用制冷设计手册

主 编 郭庆堂
副主编 吴进发

中国建筑工程出版社

(京)新登字 035 号

本书阐述了制冷技术的理论基础,以手册的形式介绍了空气调节用的活塞式制冷机、螺杆式制冷机、离心式制冷机、溴化锂吸收式制冷机,并列有大量实用数据与图表,对热力计算、制冷设备的选型原则、站房设计、制冷辅助设备和目前国际通用的替代制冷剂均有详细介绍,对设备安装、运行、维护保养也作了简要说明。本书图文并茂,侧重实用。

简明空调用制冷设计手册

主 编 郭庆堂

副主编 吴进发

*

中国建筑工业出版社出版、发行(北京西郊百万庄)

新 华 书 店 经 销

北京市顺义县燕华印刷厂印刷

*

开本:787×1092 毫米 1/16 印张:24 $\frac{1}{4}$ 插页:1 字数:584 千字

1997 年 4 月第一版 1997 年 4 月第一次印刷

印数:1—5000 册 定价:37.00 元

ISBN 7-112-03051-X

TU·2339(8182)

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)

前 言

随着我国科学技术的迅速发展和人民生活水平的日益提高,人们需要精度高、可靠性强的产品,需要舒适的工作环境和生活环境,因而空气调节制冷工程设计任务日益增多。广大工程设计技术人员迫切需要一本查阅方便、实用性强的空气调节用制冷工程设计手册。

本书选材和内容,从我国实际情况出发,对制冷技术的基本理论、制冷机的主机、辅助设备、选型、绝热、站房设计、施工安装、调试、试运转和维护保养方面作了全面的叙述。本书力求深入浅出,辅以实例,文图并茂,侧重实用。

本书可供从事制冷工程设计的技术人员、管理人员和高等院校有关专业的师生参考应用,是一部可读可查的工具书。

参与本书编写的人员如下:第一、四、六章由吴进发高级工程师编写;第二、七章由中国航天建筑设计研究院郭庆堂高级工程师编写;第三章由中国航天建筑设计研究院曹伟生高级工程师编写;第五章由中国扬子石油化工设计院林康立高级工程师编写;全书由主编郭庆堂和副主编吴进发审阅定稿。

本书的编写工作曾得到许多工厂、设计院和高等院校的大力支持、帮助,在此谨致谢意。

本书的出版若能对我国制冷事业的发展有所裨益,我们将感到欣慰。希望它能成为深受广大读者欢迎的一本实用工具书。由于我们的知识有限,经验不足,加上时间仓促,书中错误在所难免,恳请读者批评指正。

目 录

第一章 制冷原理.....	1
第一节 制冷的热力学基础	1
第二节 制冷的传热学基础	8
第三节 蒸气压缩式制冷循环	22
第四节 其他制冷循环	30
第二章 制冷剂、载冷剂与润滑油	32
第一节 制冷剂	32
第二节 载冷剂	62
第三节 润滑油	75
第三章 活塞式制冷机	82
第一节 活塞式压缩制冷循环及其热力计算	82
第二节 活塞式制冷压缩机及其选择	87
第三节 活塞式制冷机热交换设备的选择	104
第四节 活塞式制冷机的节流机构	118
第五节 活塞式制冷机其他辅助设备的选择与计算	128
第六节 活塞式制冷机组	133
第七节 活塞式制冷机的安装	153
第八节 活塞式制冷机的试运转	158
第四章 螺杆式制冷机	164
第一节 螺杆式制冷压缩机的工作原理及特点	164
第二节 螺杆式制冷压缩机的转子齿形	165
第三节 螺杆式制冷压缩机的输气量及功率计算	167
第四节 能量调节与卸载起动	170
第五节 螺杆式制冷机的形式及参数	172
第六节 螺杆式制冷机的性能	177
第五章 离心式制冷机	194
第一节 离心式制冷机的特点、基本组成及制冷循环	194
第二节 离心式制冷机的选择计算	196
第三节 离心式制冷机的特性和调节	206
第四节 离心式制冷机组的安装调试和运行	215
第六章 溴化锂吸收式制冷机	231
第一节 溴化锂吸收式制冷机的特点	231
第二节 溴化锂溶液的性质	235
第三节 溴化锂吸收式制冷机工作原理	243
第四节 设计计算	252
第五节 性能与试验	261
第六节 布置形式	270

第七节 主要附属设备	275
第七章 制冷站与系统设计	280
第一节 制冷站工艺设计	280
第二节 制冷机种类的选择	285
第三节 制冷设备及机组的布置	289
第四节 制冷系统设计	292
第五节 管道水力计算与实用线算图	315
第六节 管道敷设与设计	323
第七节 制冷设备和管道绝热	329
第八节 制冷站及其系统实例	340
附录	356
附录一 单位换算表	356
附录二 制冷设备及其生产单位一览表	360
附录三 生产单位通讯录	377
附图一 R22 的压—焓图	插页
附图二 R717 的压—焓图	插页
附图三 R123 的压—焓图	378
附图四 R134a 的压—焓图	379

第一章 制 冷 原 理

第一节 制冷的热力学基础

一、状 态 参 数

(一)压力

压力 p 是作用在单位面积 A 上的力 F , 在物理学中称为压强。

$$p = \frac{F}{A} \quad (1-1)$$

压力的计量单位是 Pa。1Pa = 1 $\frac{\text{N}}{\text{m}^2}$ 。在实用上这一单位值太小, 故常用 kPa (即 1000Pa) 或 MPa (1000000Pa) 作单位。

大气压力是地球周围空气层的质量对地球表面的压力。在北纬 45°海平面上全年平均的大气压力值为 101.325kPa。

表压力 p_b 是用普通的弹簧管压力表指示出的压力, 它等于被测的真实压力 p_j (称为绝对压力) 与大气压力 B 之差。因此

$$p_j = B + p_b \quad (1-2)$$

当被测的绝对压力比大气压力低时, 表压力是负值。这时, 我们只取它的绝对值, 称为“真空度”, 以 H 表示。

$$H = B - p_j \quad (1-3)$$

(二)温度

温度是度量物体冷、热程度的量。它是物质分子热运动平均动能的表现。分子热运动得愈快, 温度愈高。理论上, 当分子热运动停止时的温度是物质的最低温度, 称为“绝对零度”。

温度的计量单位有摄氏温度和绝对温度两种。

摄氏温度以符号 $^{\circ}\text{C}$ 表示。它是以水的凝固点为 0°C 、沸点定为 100°C 得出的。

绝对温度以符号 K 表示, 它是以理想气体定律外推到气体分子热运动停止时的状态定为 0K 得出的。绝对温度 T 和摄氏温度 t 之间的换算关系为

$$T(\text{K}) = t(^{\circ}\text{C}) + 273.15 \quad (1-4)$$

(三)密度

密度是物质单位体积中所含的质量。以符号 ρ 表示。单位是 kg/m^3 。

密度的倒数称为比容, 代表单位质量物体的体积, 以 v 表示。单位是 m^3/kg 。

(四)比热容

热量是能量的形式之一。物质接受了热量, 会引起温度的升高或相的变化。物质放出了热量, 会引起温度的降低或相的变化。物质没有相的变化而只有温度的变化时所接受或释放出的热量称为显热。而没有温度变化, 只有相的变化所接受或放出的热量称为潜热。热量的

计量单位是焦耳(J)或千焦尔(kJ)。1kJ=1000J。

使单位质量(1kg)的物质温度升高 1K 所需要的热量,称为比热容。以符号“ c ”表示。单位是 kJ/kg。

与上述定义相似,对于 1 标准立方米的气体温度升高 1K 所吸收的热量称为容积比热容 [kJ/(m³·K)]。1 摩尔(mol)的气体温度升高 1K 所吸收的热量称为摩尔比热容 [kJ/(mol·K)]。

气体在压力不变或容积不变的条件下,温度升高 1K 所吸收的热量称为定压比热容 c_p [kJ/(kg·K)]或定容比热容 c_v [kJ/(kg·K)]。定压比热容对定容比热容之比称为“绝热指数”,也称为“比热比”。以 k 表示。

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad (1-5)$$

表 1-1 列出了一些固体和液体物质的比热容,表 1-2 列出了一些气体的定压比热容、定容比热容和比热比。

一些物质的比热容

表 1-1

物 质	比热容 kJ/(kg·K)	物 质	比热容 kJ/(kg·K)	物 质	比热容 kJ/(kg·K)	物 质	比热容 kJ/(kg·K)
锌	0.394	铁	0.481	软 木	2.051	甘 油	2.428
铝	0.921	铅	0.130	木 材	2.512	挥发油	2.931
金	0.130	硫磺	0.754	木 炭	0.837	石 油	2.093
银	0.234	玻璃	0.837	大理石	0.879	机械油	1.675
铜	0.394	焦炭	0.837	乙 醚	2.261	盐 酸	2.512
锡	0.234	冰	2.093	酒 精	2.428	硫 酸	1.424

一些气体的比热容与比热比

表 1-2

名 称	定压比热容 c_p kJ/(kg·K)	定容比热容 c_v kJ/(kg·K)	比热比 $k=c_p/c_v$	名 称	定压比热容 c_p kJ/(kg·K)	定容比热容 c_v kJ/(kg·K)	比热比 $k=c_p/c_v$
空气	0.9944	0.7076	1.40	过热蒸汽	2.0536	1.4486	1.41
氧气	0.9106	0.6490	1.40	二氧化碳	0.9085	0.6427	1.41
氮气	1.0207	0.7231	1.41	氨	2.1269	1.2573	1.69
氢气	14.2728	10.0994	1.41	二氧化硫	0.6502	0.5217	1.25
氩气	0.5233	0.3199	1.68	硫化氢	1.0593	0.8039	1.32

二、状 态 方 程

在制冷领域里,物质存在的形态有固态、液态和气态三种。物质从一种形态变化到另一种形态需要吸收或放出热量。物质的形态可以通过由一些状态参数构成的状态方程来描写。常用的状态参数除了前面已提到过的压力、温度、比容(或密度)等外,还有焓和熵等参数。状态方程式的普遍形式是

$$F(p, v, T) = 0 \quad (1-6)$$

函数 F 的形式很多,因物质的种类及其所处的状态而异。例如,理想气体的状态方程式为

$$pv = mRT \quad (1-7)$$

式中 m ——质量,kg;

R ——气体常数,kJ/(kg·K)。

对于实际气体和蒸气,可以按实验数据整理成的方程式表示。其中最简单的一种方程式是

$$pv = ZmRT \quad (1-8)$$

式中, Z 称为压缩性系数,它的数值与对比压力(p/p_{cr})及对比温度(T/T_{cr})有关。 p_{cr} 和 T_{cr} 分别代表临界压力和临界温度。

另一个在制冷工程中应用较多的方程是马丁-侯方程

$$p = \sum_{i=1}^5 \frac{A_i + B_i T + C_i e^{(-KT/T_{cr})}}{(v-b)^i} + \frac{A_6 + B_6 T + C_6 e^{(-KT/T_{cr})}}{e^{a_v}(1 + C' e^{a_v})} \quad (1-9)$$

式中

p ——压力;

v ——比容;

T ——温度;

$b, A_i, B_i, C_i, C', a, K$ ——与制冷剂种类有关的系数。

对于相互不起作用的多种气体所组成的混合物,其总压力 p 和分压力 $p_1, p_2, \dots, p_n$ 之间的关系可用道尔顿定律求得

$$p = p_1 + p_2 + \dots + p_n \quad (1-10)$$

三、热力学第一定律和焓

热力学第一定律是能量守恒定律在热力学中的具体体现。它建立起物质能量平衡和相互转换之间的数量关系。

热力学第一定律的一种表述是:在一个封闭的或者是完全绝热的系统里,能量不可能消失,而只能从一种形式转换成另一种形式。

以工质在气缸内的膨胀过程图 1-1 为例,工质从外界接受的热量、工质因受热而容积膨胀时推动活塞所作的功以及工质内部储存或放出的能量这三者之间必然是收支平衡的。

质量 m 的工质在气缸内因受热膨胀而推动活塞,使活塞从位置 M 移动到位置 N 。若在某一瞬间工质的压力为 p ,活塞被向前推进一微小距离 dx ,活塞面积为 A ,则工质对活塞所作的功 dW 为

$$dW = pAdx \quad (1-11)$$

$A \cdot dx$ 表示容积的变化,记作 dV ,则活塞由位置 M 移到 N 的总功为

$$W = \int_{v_1}^{v_2} p dV \quad (1-12)$$

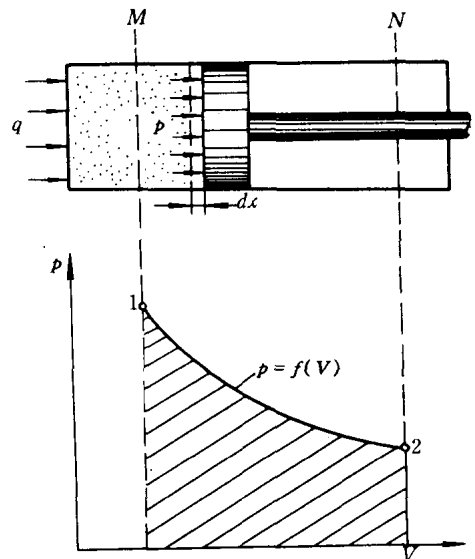


图 1-1 工质在气缸内的膨胀

式(1-12)中下角标 1 和 2 代表活塞处于 M 和 N 位置时工质的状态,即做功过程的初态和终态。若过程中工质的质量 m 不变,则 $v=V/m$;因而每 kg 工质所作的功为

$$dw = p dv \quad (1-13)$$

或

$$w = \int_{v_1}^{v_2} p dv \quad (1-14)$$

W 可以用 p - V 图(图 1-1)上的阴影线面积表示。 p - V 图也称为“压容图”或“示功图”。

对工质加热的结果,除了引起膨胀做功外,还发生工质热力状态的变化。因而工质有内能的变化。内能是工质内部所具有的各种能量的总称。在工程热力学所论述的范围内,由于不涉及到化学、核裂变等变化,因而内能只包括分子无规则运动的动能和分子间的位能。故工质的内能大小仅取决于工质的温度和比容的大小,即取决于工质的热力状态。所以内能也是状态参数。工质的总内能用 U 表示,单位是 J 或 kJ 。单位质量工质的内能用 u 表示,单位是 J/kg 或 kJ/kg 。

内能的数值是相对于某一基准点而言的,基准点可以人为地加以规定。例如,可人为地规定在大气压力下和温度为 0°C 时气体的内能为零。

按图 1-1 所示的热力系统,外界加入的热量等于工质内能的增加和工质膨胀所作的外功。即:

$$dq = du + dw \quad (1-15)$$

式(1-15)即是热力学第一定律的数学表达式。

如果图 1-1 所示的热力系统里发生连续不断的过程,也就是当气缸内的工质作完功后排出气缸,然后再重新进入新工质并在气缸内再次推动活塞做功,如此周而复始地动作,组成热力循环。且工质视作稳定流动过程,略去位能的变化,并以 c 代表工质的流速,则稳定流动时热力学第一定律的表达式可写成

$$dq = du + d(pv) + \frac{1}{2}dc^2 + dw \quad \text{kJ/kg} \quad (1-16)$$

若工质的质量为 m ,则上式也可写成

$$dQ = dU + d(pV) + \frac{m}{2}dc^2 + dW \quad \text{kJ} \quad (1-17)$$

式(1-17)中 $dQ=mdq$, $V=mv$, $dW=mdw$ 。

焓和比焓

在式(1-16)中, $du + d(pv)$ 的值仅取决于工质的热力状态,故可定义成一个新的状态参数 h ,称为“比焓”。单位是 J/kg 或 kJ/kg 。

$$h = u + pv \quad (1-18)$$

质量 m 的工质的总焓称为“焓”,用 H 表示。单位是 J 或 kJ 。

$$H = mh \quad (1-19)$$

四、热力学第二定律和熵

热力学第二定律有许多种表述方式,其中主要有开尔文的表述和克劳修斯的表述。开尔文在 1851 年提出如下的表述:“不可能从单一热源吸取热量,使之完全变为有用的功而不产生其他影响”。克劳修斯在 1850 年提出了如下的表述:“不可能把热量从低温物体传到高温物体而不引起其他变化”。这两种表达方式实质上是等效的。

热量不可能全部转化为功,而总是有一部分会变成无用的能量,也就是能量损失。若总热量为 q_1 ,损失的部分为 q_2 ,那么,能被利用的部分为 $(q_1 - q_2)$,因而热效率 η_t 可表示成

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} \quad (1-20)$$

热源温度越高,热机的效率 η_t 也越高。若热机工作在温度为 T_1 的高温热源和温度为 T_2 的低温热源,且此两热源均为恒温热源,则热效率可表示成

$$\eta_t = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \quad (1-21)$$

比较式(1-20)和式(1-21)可得

$$\frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \quad (1-22)$$

化简上式可得

$$\frac{q_1}{T_1} = \frac{q_2}{T_2} \quad (1-23)$$

考虑到热量传递的方向,以热量传入工质的值定为正。自工质传出的热量值为负,则

$$\frac{q_1}{T_1} + \frac{q_2}{T_2} = 0 \quad (1-24)$$

式(1-24)表明, $\left(\frac{q}{T}\right)$ 的代数和为零,用符号 Σ 表示其代数和,则有

$$\Sigma \frac{q}{T} = 0 \quad (1-25)$$

在循环中微小阶段内加入微小的热量 dq_1 ,排出微小的热量 dq_2 ,则整个循环内求其和,可用积分方程式表示成下式

$$\int_+ \frac{dq_1}{T_1} + \int_- \frac{dq_2}{T_2} = 0 \quad (1-26)$$

若整个循环中工质由初态经过状态变化后再回到初始状态,则有

$$\oint \frac{dq}{T} = 0 \quad (1-27)$$

若用符号 Δs 表示上式等号左边的项,则上式变成

$$\Delta s = 0 \quad (1-28)$$

由此可见,数值 Δs 与工质在工作循环中所经历的途径无关,而只取决于高温热源和低温热源的状态。若高温热源时为 s_1 ,低温热源时为 s_2 ,则

$$\Delta s = s_1 - s_2 \quad (1-29)$$

所以, s_1 和 s_2 是工质的一种状态参数,因而可定义成

$$s = \int \frac{dq}{T} \quad (1-30)$$

s 称为比熵。因为 dq 是单位质量(1kg)工质的热量变化。比熵的单位是 $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 或 $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。对于任一孤立系统,进行的过程只能有可逆过程和不可逆过程两种。因而根据热力学第二定律可写成如下的一个公式

$$\Delta s \geq 0 \quad (1-31)$$

式(1-31)乃是热力学第二定律的数学表达式。式中等号是对可逆过程而言,大于号是对

不可逆过程而言的。该式表明,在孤立系统中,整个过程的熵只可能增加或保持不变,但不可能减少。熵和焓一样,其数值与所取的基准点有关。

对于质量为 m 的工质的熵,用“ S ”表示,单位为 J/K 或 kJ/K。

五、卡 诺 循 环

工质从某一初始状态开始,相继地经历几种状态变化(几个过程)之后,最终回复到初始的状态,则这些变化(各过程的组合)构成一个循环。

如果工质从初始状态沿某一过程变化到终了状态,又能沿原来的途径变化回到初始状态,则这过程称为可逆过程。反之称为不可逆过程。

真正的可逆过程在实际上是不存在的。只有在理想情况下才能出现。例如,图 1-1 的系统里如果气缸表面和活塞相接触的表面绝对光滑,摩擦功等于零,且气缸内部工质的压力变化均匀一致,则沿 1-2 的气体膨胀过程和沿 2-1 的气体压缩过程完全重合,压缩消耗的功也正好等于膨胀所放出的功。膨胀时加给气体的热量也正好等于压缩时气体所放出的热量。这样的过程就是可逆过程。

在实际的热力过程中,有许多不可逆过程。例如,有温差时的传热过程属于外部不可逆过程,工质内部的摩擦和节流流动都是内部不可逆过程。

循环又分为正向循环和逆向循环。正向循环的各个过程变化在热力图上都是依次按顺时针方向相继进行的。所有热力发动机的循环都是正向循环。逆向循环的各个过程变化都是依次按逆时针方向相继进行的。所有制冷机循环都是逆向循环。

(一)正向卡诺循环

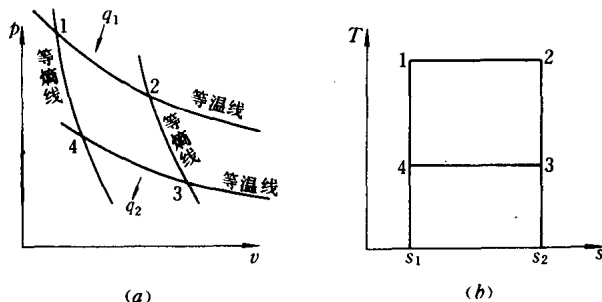


图 1-2 卡诺循环在 $p-v$ 图上的表示(a)和在 $T-s$ 图上的表示(b)

卡诺循环是由两个可逆的等温过程和两个等熵过程组成的,如图 1-2(a)、(b)所示。

正向卡诺循环是沿图 1-2(a)中的 1-2-3-4-1 进行的。相应于图 1-2(b)中也是沿 1-2-3-4-1 进行的。其中 1-2 过程为热量 q_1 对工质的等温加热及工质的等温膨胀过程。2-3 过程为工质的等熵膨胀过程。3-4 过程为工质的等温放热及等熵压缩过程,放热量为 q_2 。4-1 过程为工质的等熵压缩过程。

由于 1-2 和 3-4 是两个可逆的等温过程,在传递热量 q_1 和 q_2 的过程中无温差,因而高温热源的温度必须是 T_1 ,低温热源的温度必须是 T_2 。且两热源均是恒温热源。

由于

$$q_1 = T_1(s_2 - s_1) \quad (1-32)$$

$$q_2 = T_2(s_2 - s_1) \quad (1-33)$$

因此

$$q_1 - q_2 = (T_1 - T_2)(s_2 - s_1) \quad (1-34)$$

从而得出卡诺正循环的热效率为

$$\eta = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (1-35)$$

由于一切实际循环都是不可逆循环,故正向卡诺循环是一切热力发动机中热效率最高的循环。

(二) 逆向卡诺循环

逆向卡诺循环是制冷循环或热泵循环,它也是工作在恒温高温热源和恒温低温热源下由两个可逆的等温过程及两个等熵过程组成的逆向可逆循环。

图 1-3 表示了气体逆向卡诺循环(a)和蒸气制冷剂逆向卡诺循环(b)的 $T-s$ 图。1-2(或 1'-2') 为等熵压缩过程;3-4 为等熵膨胀过程。2-3(或 2'-3) 是等温放热过程,4-1(或 4-1') 是等温吸热过程。高温热源温度为 T , 低温热源温度为 T' 。制冷剂放热时的温度为 T_K , 制冷剂吸热时的温度为 T'_0 。

现以循环 1-2-3-4-1 分析。1kg 制冷剂向高温热源放出的热量为

$$q = T(s_1 - s_4) \quad \text{kJ/kg} \quad (1-36)$$

1kg 制冷剂从低温热源吸取的热量

$$q_0 = T'_0(s_1 - s_4) \quad (1-37)$$

循环所消耗的单位功 w_0 等于压缩过程(1-2-3)所消耗的单位功和膨胀过程(3-4-1)所放出的单位功之差

$$w_0 = (T - T'_0)(s_1 - s_4) \quad \text{kJ/kg} \quad (1-38)$$

消耗单位功所获得的制冷量称为制冷系数,用 ϵ 表示。逆卡诺循环的制冷系数为

$$\epsilon_c = \frac{q_0}{w_0} = \frac{T'_0}{T - T'_0} \quad (1-39)$$

一切实际循环都是不可逆循环。因此,实际制冷循环的制冷系数 ϵ 总是小于工作在相同热源温度时的逆卡诺循环的制冷系数 ϵ_c 。用热力完善度 η 来表示实际制冷系数 ϵ 与理想逆卡诺循环的制冷系数 ϵ_c 之比

$$\eta = \frac{\epsilon}{\epsilon_c} \quad (1-40)$$

热力完善度愈接近 1,表示实际循环的不可逆程度愈小,循环的经济性愈好。

(三) 热源温度变化时的逆向可逆循环

在制冷循环实际工作时,有时会遇到低温热源的温度是变化的。例如,冷藏库里食品的预冷过程和冻结过程就是这样的例子。随着时间的延续,食品的温度随着热量的导出而降低。对于高温热源,有时也会遇到循环中热源温度变化的情形。例如热泵循环,随着热量放给被加热的工艺流程中的物料或是供暖房间,热源温度也会随着热量的吸取而升高。在上述情况中,逆卡诺循环已无法实现。因此,需要找寻一个对于式(1-40)中分母里确定制冷系数的循环。即变温热源下工作的制冷系数最大的循环。

图 1-4 表示了高温热源沿 $b-c$ 变化而低温热源沿 $d-a$ 变化的情形。如果这时仍用一个由

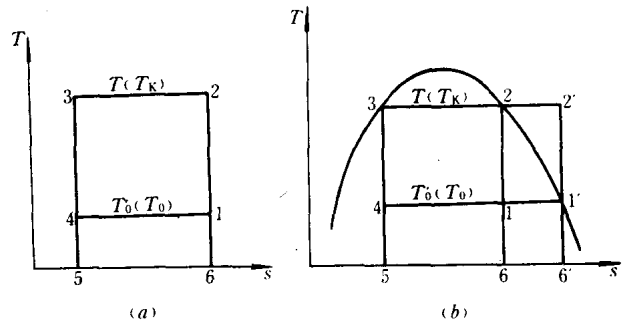


图 1-3 气体(a)和蒸气制冷剂(b)的逆向卡诺循环的 $T-s$ 图

两个等温过程和两个等熵过程所组成的循环 $e-f-g-d-e$ 来实现制冷,则制冷剂向高温热源的放热过程 $f-g$ 与热源的温度变化过程 $b-c$ 之间存在温差,因此是一个不可逆的传热过程。同样,制冷剂向低温热源吸热的过程 $d-e$ 与低温热源温度变化的过程 $a-d$ 之间也有传热温差,也是一个不可逆的传热过程。所以循环 $f-g-d-e-f$ 不是卡诺循环。

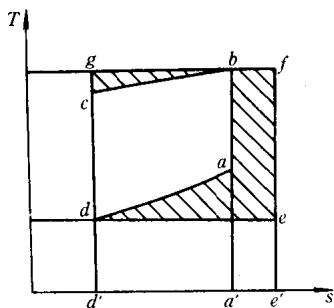


图 1-4 变温热源时的逆向可逆循环

如果能设计一种制冷机按图 1-4 中 $b-c-d-a-b$ 工作,则此循环是由两个与热源之间无温差的换热过程和两个等熵过程的循环,是完全可逆的循环。根据热力学原理,是这种热源条件下工作的最高制冷系数的循环。由图 1-4 可看出,若逆向可逆循环的制冷量(以 $a-d-d'-a'-a$ 面积表示)和不可逆循环的制冷量(以 $e-d-d'-e'-e$ 面积表示)相等,则不可逆制冷循环 $e-f-g-d-e$ 要比可逆循环 $b-c-d-a-b$ 多消耗图上阴影线面积所代表的功。因此,可逆循环 $b-c-d-a-b$ 的制冷系数大于不可逆循环 $e-f-g-d-e$ 的制冷系数。

因此,在热源温度变化的条件下,由两个和变温热源

之间无温差的热交换过程和两个等熵过程所组成的逆向可逆循环是制冷系数最高的循环,因而是最完善的循环。用符号 ϵ_v 表示这一可逆循环的制冷系数,则变温热源时计算热力完善度的公式应该写成

$$\eta_v = \frac{\epsilon}{\epsilon_v} \quad (1-41)$$

随着非共沸混合制冷剂应用的逐渐广泛,可以找寻到某些非共沸混合制冷剂,使循环过程中制冷剂与高温、低温热源之间的换热温差比单一制冷剂循环更小,因而可以提高循环的热力完善度。

第二节 制冷的传热学基础

制冷热交换设备中进行着传热或质热交换同时进行的过程。传热是热量从温度较高的物体传递到温度较低物体的过程。通常包括导热、对流和辐射三种方式。传质是温度不同的两种物质之间的质量转移。它不仅有显热交换,而且还可能有潜热交换。

一、导 热

导热是热量从物体的一个部分传递到温度较低的另一部分,或者是从一种物体传递到与之接触的、温度较低的另一物体的传热过程。它是依靠分子和原子的微观运动来实现的。

导热分为稳定导热和不稳定导热两种。前者物体各点温度在导热过程中不随时间而变,后者随时间而变。

(一)稳定导热计算公式

稳定导热时,热流量 q 与温度梯度(温度沿等温面法线方向长度上的变化率 $\frac{\partial}{\partial x}$)成正比

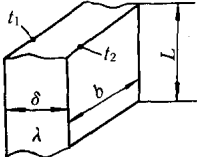
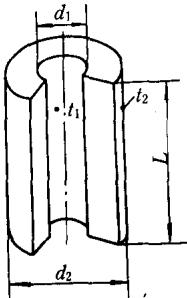
$$q = -\lambda \frac{\partial}{\partial x} \quad \text{W/m}^2 \quad (1-42)$$

导热量 Q 可按下式计算

$$Q = - \lambda A \frac{t_1 - t_2}{\delta} \quad \text{W} \tag{1-43}$$

式(1-42)和(1-43)中, Q 为换热量(W), q 为单位面积热负荷(W/m²), t 为温度[℃或K], A 为换热面积(m²), δ 为传热方向的长度(m), λ 为导热系数[W/(m·℃)或W/(m·K)]。公式的负号表示热量是沿着温度下降的方向传递的。在实际计算导热时,若用 t_1 代表较热一侧的温度, t_2 代表较冷一侧的温度,则上述两式中的负号可以省略。常见的平壁和圆筒壁的导热计算式见表 1-3。

平壁和圆筒壁导热公式表 1-3

导热方式	导 热 体 形 状	计 算 公 式
单 层 平 壁		$Q = \lambda A \frac{\Delta t}{\delta}$ $\Delta t = t_1 - t_2$ $A = Lb$
单 层 圆 筒 壁		$Q = \frac{2\pi\lambda L}{\ln \frac{d_2}{d_1}} \Delta t$ $\Delta t = t_1 - t_2$

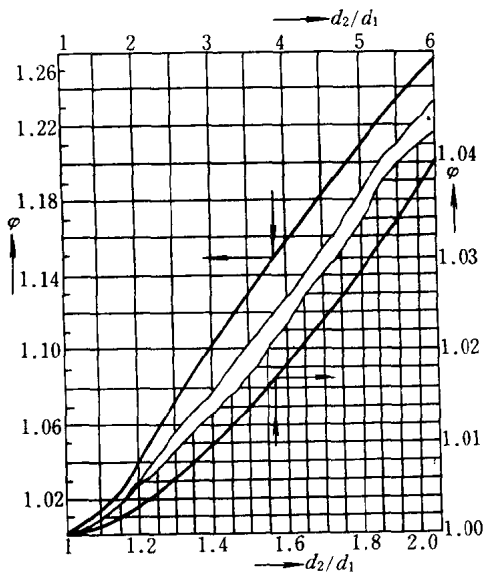


图 1-5 比值 d_2/d_1 和 φ 的关系

圆筒壁导热计算式中包含自然对数项。若
要避免对数运算,可参照单层平壁的导热公式
将其改写成

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} \frac{\pi d_m L}{\varphi} (t_1 - t_2) \tag{1-44}$$

式中 δ 为壁厚,等于 $(d_2 - d_1)/2$ 。 d_m 为圆筒壁
的平均直径,等于 $(d_1 + d_2)/2$, φ 称为形状系数,
可根据 d_2/d_1 的比值由图 1-5 查得。

(二)导热系数

导热系数是单位时间内沿导热方向单位长
度上温降 1℃时导热体单位面积上所传导的热
量。它表征导热物质的导热能力。不同物质、不
同物态(气态、液态和固态)的导热系数不同。在
制冷工程中,利用导热系数大的材料(如铜、铝
等)制造换热器。利用导热系数小的材料(通常

小于 $0.23\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ 作隔热层。常见物质的导热系数见表 1-4。

常见物质的导热系数

表 1-4

物 质	温 度 $t(^{\circ}\text{C})$	密 度 $\rho(\text{kg}/\text{m}^3)$	导热系数 $\lambda[\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})]$	物 质	温 度 $t(^{\circ}\text{C})$	密 度 $\rho(\text{kg}/\text{m}^3)$	导热系数 $\lambda[\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})]$
钢(1.0%C)	20	7790	43.2	膨胀珍珠岩散料	25	60~300	0.021~0.062
黄铜(30%Zn)	20	8440	109.0	岩棉制品	20	80~150	0.035~0.038
紫 铜	20	8930	398.0	膨胀蛭石	20	100~130	0.051~0.07
铝	20	2710	236.0	石棉砖	21	384	0.099
银	20	10500	427.0	石棉板	30	770~1045	0.10~0.14
灰铸铁(3%C)	20	7570	39.2	粉煤灰砖	27	458~589	0.12~0.22
镍铬钢(18%Cr, 8%Ni)	20	7820	15.2	矿渣棉	30	207	0.058
铅	20	11340	35.3	玻璃棉毡	28	18.4~38.3	0.043
镁	20	1730	156.0	软木板	20	105~437	0.044~0.079
锡	20	7310	67.0	木丝纤维板	25	245	0.048
锌	20	7140	121.0	棉 花	20	117	0.049
黄 金	20	19300	315.0	丝	20	57.7	0.036
铂	20	21450	71.4	锯木屑	20	179	0.083
				聚氯乙烯泡沫塑料	30	29.5~56.3	0.041~0.048
				聚苯乙烯泡沫塑料	30	41~162	0.043~0.056
				红 砖	35	1560	0.49
				松 木	21	527	0.35
				水 泥	30	1900	0.30
				黄 沙	30	1580~1700	0.28~0.34

(三)肋片和肋片管计算

在制冷换热器中,不同介质与导热材料之间的放热系数不同。因此,通常在放热系数低的一侧用扩展肋片的方法来增大换热量。肋片形式通常有绕片、套片和轧片三种。

常用制冷换热器的换热管是一侧有肋片,另一侧为光管表面。肋片管每 m 管长上的换热面积包括肋片面积 f_i 和肋片间的管子表面积 f_b 。这两部分表面积上的换热特性是不同的。若管子表面温度为 t_0 ,周围介质温度为 t_a ,肋片表面的平均温度为 t_i ,则通过每 m 管长肋片表面的传热量为

$$q_i = a_0 f_i (t_i - t_a) \quad \text{W}/\text{m}^2 \quad (1-45)$$

也可表示成

$$q_i = a_0 f_i (t_0 - t_a) \eta_i \quad \text{W}/\text{m}^2 \quad (1-46)$$

η_i 称为肋片效率,表示肋片平均温度与周围介质温度之差 $(t_i - t_a)$ 对肋根温度(即管表面温度)与周围介质温度差 $(t_0 - t_a)$ 之比

$$\eta_i = \frac{t_i - t_a}{t_0 - t_a} \quad (1-47)$$

导热性能愈好的肋片,其肋片效率愈高。此外,肋片效率还与肋片形状有关。

对于等厚度直肋

$$\eta_l = \frac{\text{th}(mh_l)}{mh_l} \quad (1-48)$$

式中 h_l 为肋高, m 为肋片参数

$$m = \sqrt{\frac{2a_0}{\lambda_l \delta_l}} \quad 1/\text{m} \quad (1-49)$$

式中 a_0 —— 肋片表面与周围介质间的放热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;

λ_l —— 肋片的导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$;

δ_l —— 肋片厚度, m 。

对于圆管上的等厚度肋片, 可应用施密特的简化公式计算

$$\eta_l = \frac{\text{th}(mh')}{mh'} \quad (1-50)$$

$$h' = h_l(1 + 0.35\ln\rho) \quad (1-51)$$

$$\rho = \frac{d_i}{d_b} \quad (1-52)$$

式中 d_i —— 肋尖处直径, m ;

d_b —— 肋根处直径, m 。

对于套片管, 当管簇顺排时肋片单元为长方形, 叉排时为六角形。

长方形肋片单元的当量肋高为

$$h' = \frac{d_b}{2}(\rho' - 1)(1 + 0.35\ln\rho') \quad (1-53)$$

式中 $\rho' = 1.28\rho\sqrt{\frac{L}{B}} - 0.2$;

$$\rho = \frac{B}{d_b};$$

L —— 长方形肋片单元的长边;

B —— 长方形肋片单元的短边。

六角形肋片的当量肋高也按(1-53)计算, 但 L 和 B 分别代表六角形的宽边距离和窄边

距离, 且 $\rho' = 1.27\rho\sqrt{L/B} - 0.3$ 。

二、对 流 换 热

对流换热是指流体和固体壁面接触时相互间的换热过程。它包括流体位移所产生的对流作用和流体分子间导热作用的总作用。习惯上也称为“放热”。

对流有自然对流和强制对流两种形式。在自然对流中, 流体质点的移动是由于流体各点温度不均匀所引起密度差造成的。在强制对流中, 流体质点的移动是由于外界某种强制力引起的压力差造成的。

对流放热所传递的热量可按下式计算

$$Q = aA(t_f - t_w) \quad \text{W} \quad (1-54)$$

式中 a —— 放热系数, 单位是 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 或 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$;

A —— 传热面积, m^2 ;