

职业技术教育机类实训系列规划教材

制冷工 操作技术

ZHILENGGONG
CAOZUO JISHU

●主 编 陈 立
副主编 朱立圣 陈先华

 安徽科学技术出版社



职业技术教育机类实训系列规划教材

制冷工 操作技术

●主 编 陈 立
副主编 朱立圣 陈先华
参 编 张荣花 李彦军 江道银

 安徽科学技术出版社

图书在版编目(CIP)数据

制冷工操作技术/陈立主编. —合肥:安徽科学技术出版社, 2008. 8

(职业技术教育机类实训系列规划教材)

ISBN 978-7-5337-3821-1

I. 制… II. 陈… III. 制冷工程-职业教育-教材 IV. TB6

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2008)第 110402 号

制冷工操作技术

陈 立 主编

出 版 人: 朱智润

责任编辑: 何宗华 期源萍

出版发行: 安徽科学技术出版社(合肥市政务文化新区圣泉路 1118 号
出版传媒广场, 邮编: 230071)

电 话: (0551)3533330

网 址: www.ahstp.net

E - mail: yougoubu@sina.com

经 销: 新华书店

排 版: 安徽事达科技贸易有限公司

印 刷: 合肥晓星印刷有限责任公司

开 本: 787×1092 1/16

印 张: 12.5

字 数: 300 千

版 次: 2008 年 8 月第 1 版 2008 年 8 月第 1 次印刷

印 数: 2 000

定 价: 25.00 元

(本书如有印装质量问题, 影响阅读, 请向本社市场营销部调换)

职业技术教育实践教材丛书

编审委员会

主 任 乔德宝

委 员 (以姓氏笔画为序)

牛宝林 吕同斌 刘培玉 邵 刚

汪永华 汪业常 余承辉 杨思国

杨柳青 林春方 郭 恒 曹光跃

黄炳龙 黄 祥 黄道业 程 周

目 录

第一章 制冷、空调基础知识	1
第一节 工程热力学基础	1
第二节 压-焓图	6
第三节 传热学基础	7
第四节 流体的能量损失与减少流动阻力的措施	10
习 题	11
第二章 单级蒸气压缩式制冷原理与设备	12
第一节 单级蒸气压缩式制冷的原理	12
第二节 制冷压缩机	18
第三节 蒸发器和冷凝器	24
第四节 毛细管与膨胀阀	26
第五节 其他辅助设备	28
习 题	30
第三章 制冷剂、载冷剂与冷冻机油	31
第一节 制冷剂	31
第二节 载冷剂	41
第三节 冷冻机油	42
习 题	46
第四章 电工与电子技术基础	47
第一节 直流电路	47
第二节 电容器、晶体管和交直流变换	54
第三节 正弦交流电路	61
第四节 三相交流电路	65
第五节 交流异步电动机	66
第六节 变压器	71
第七节 基本交流放大电路	72
第八节 串联型稳压电路	80
第九节 正弦振荡电路	81
第十节 门电路的基本知识	83
习 题	85
第五章 电冰箱	86
第一节 电冰箱的类型、规格、型号及箱体结构	86
第二节 电冰箱制冷系统	90

第三节 电冰箱电气控制系统	94
第四节 电冰箱常见故障判断与维修	109
习 题	119
第六章 独立式空调机	120
第一节 房间空调器概述	120
第二节 窗式空调器和分体式空调器	124
第三节 空调器制冷系统	132
第四节 空调器制冷系统的检修	139
习 题	151
第七章 制冷系统安全管理	152
第一节 制冷与空调作业事故种类	152
第二节 预防措施和紧急救护	153
第三节 安全保护装置和自动控制系统	154
第四节 安全用电	156
习 题	159
第八章 制冷设备维修工技能训练	160
第一节 基本技能训练	160
实训一 常用检测仪表及使用	160
实训二 制冷与空调设备检修专用工具操作训练	162
实训三 气焊基本操作训练	167
第二节 专业技能训练	172
实训一 小型冷库制冷系统的气密性和真空试验	172
实训二 小型冷库制冷系统充注制冷剂操作训练	174
实训三 电冰箱制冷装置的加压试漏	175
实训四 电冰箱制冷系统的抽真空及充注制冷剂	176
实训五 电冰箱的故障判断与排除	179
实训六 分体式空调器的安装与调试	181
实训七 分体式空调器制冷系统检漏、抽真空及充注制冷剂操作	189
实训八 分体式空调器的故障判断	192
参考文献	197

第一章 制冷、空调基础知识

第一节 工程热力学基础

一、热力学基本概念

(一) 温 度

温度是用来表征物体的冷热程度的参数。从分子运动论的观点来看,温度反映了物质分子热运动的剧烈程度。更确切地说,温度反映了物质分子运动平均速度的大小。

衡量温度高低的尺度为温标。国际单位制(SI)中,采用热力学温标作为基本温标。这种温标确定的温度称为热力学温度,用符号 T 来表示,单位为 K(开尔文)。热力学温标取纯水的三相点,即冰、水、汽三相平衡共存的状态点为基准点,规定温度为 273.16 K;每 1 K 为纯水的三相点温度的 $1/273.16$ 。

国际单位制中还规定了热力学摄氏温标,它所确定的温度为摄氏温度,用符号 t 表示,单位为 $^{\circ}\text{C}$ (摄氏度),其定义为

$$t = T - 273.15 \quad (1-1)$$

热力学温标和摄氏温标的分度值相同,仅零点不同。在工程上可近似地用下式计算

$$T = t + 273 \quad (1-2)$$

(二) 压 力

单位面积上受到的垂直作用力叫做压力(即压强),用符号 p 表示,单位为 Pa(帕), $1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$ 。由于 Pa 的单位太小,常采用 kPa(千帕)、MPa(兆帕)作为压力的单位,它们之间的关系为

$$1 \text{ MPa} = 10^3 \text{ kPa} = 10^6 \text{ Pa}$$

压力有绝对压力、相对压力之分。绝对压力是指被测物体的实际压力,用 p 来表示;当绝对压力高于大气压力(p_b)时,相对压力为正值,压力表所指示的数值为表压力,用 p_g 表示。则

$$p_g = p - p_b \quad (1-3)$$

当绝对压力低于大气压力时,相对压力为负值,压力计的示数称真空度,用 p_v 表示,则

$$p_v = p_b - p \quad (1-4)$$

(三) 饱和温度与饱和压力及其相互关系

不同的液体在相同的温度下,其饱和压力是不相同的;同一种液体在不同的密闭容器中,饱和温度也不同。当容器内部的液体因接受外界的热量而使部分液体蒸发时,也有一部分蒸气分子因失去能量返回到液体表面。当达到一定的温度,飞离和返回液体的分子数相等时的蒸气即为饱和蒸气,此时的温度为饱和温度(t_s),即在某压力下液体沸腾时维持不变的温度称为饱和温度。而与饱和温度相对应的绝对压力称为该温度下的饱和压力(p_s)。饱和温度越高,饱和压力也越高。

即

$$p_s = f(t_s) \quad (1-5)$$

(四)临界温度与临界压力及相互关系

当饱和气体的温度不变,压力升高时,比容值变小;随着压力的不断升高,气体的比容值逐渐接近液体的比容值;当压力增加到一定值时,气体和液体之间就没有什么区别了,这种状态称为临界状态,此时所对应的压力和温度分别为临界压力和临界温度。在临界温度以上的气体,无论加多大的压力都不能使它液化。因此,对于制冷剂来说,为了使其能够在常温下液化,其临界温度应较高一些。水的临界压力为 $p_c = 22.064 \text{ MPa}$,临界温度为 $t_c = 373.99^\circ\text{C}$,临界比体积为 $v_c = 0.003106 \text{ m}^3/\text{kg}$ 。

(五)热力学能、焓与熵

1. 热力学能(内能)

热力学能用 U 来表示,单位为 J 或 kJ。单位质量工质的热力学能为比热力学能,用 u 来表示。热力学能表示的是物质内部动能和位能之和。理想气体的热力学能的大小仅与物质的温度有关,温度越高,热力学能越大。热力学能是一个状态参数,即热力学能的变化量仅与初、终状态参数有关,与系统的变化过程无关,即 $\Delta U = U_2 - U_1$ 。

2. 焓

焓用 H 来表示,单位为 J 或 kJ。单位质量工质的焓为比焓,用 h 来表示,单位是 J/kg 或 kJ/kg。焓也是状态参数,其变化量仅与初、终状态参数有关,与系统的变化过程无关。

$$\text{焓的表达式为} \quad H = U + PV \quad (1-6)$$

$$\text{比焓的表达式为} \quad h = u + pv \quad (1-7)$$

湿空气的比焓的计算公式为

$$h = 1.005t + 0.001d(2501 + 1.86t) \quad (1-8)$$

3. 熵

熵也是工质的一个状态参数,用符号 S 来表示,单位为 kJ/K。单位质量工质的熵称为比熵,用 s 来表示,其单位是 kJ/(kg·K)。熵没有简单的物理意义。它是在热力学中由数学推导过程定义得出的物理量。其数学上的意义可看做是:工质在状态发生变化的过程中所吸收的极微小的热量与吸入热量前的绝对温度 T 之比。所得的熵用增量 ΔS 来表示,数学表达式为

$$\Delta S = S_2 - S_1 \quad (1-9)$$

式中: S_1 、 S_2 分别表示熵变化前后的熵值。

(六)热力学第一定律、热力学第二定律

1. 热力学第一定律

热力学第一定律是能量守恒定律,它适用于一切热力系统和热力过程,不论是开口系统还是闭口系统,其热力学第一定律均可表述为

进入系统的能量 - 离开系统的能量 = 系统储存能的变化

对于闭口系统,热力学第一定律的数学表达式为

$$Q = \Delta U + W \quad (1-10)$$

即进入系统的热量等于系统热力学能的变化量和系统对外界所做的膨胀功之和。

对于开口系统,热力学第一定律的数学表达式为

$$Q = \Delta H + W_e \quad (1-11)$$

即进入系统的热量等于系统焓的变化量和系统对外界所做的技术功之和。

2. 热力学第二定律

热力学第二定律描述了能量转换的方向、条件和限度等问题。我们知道,机械能可以全部转化为热能(自发的),但热能却不能无条件地全部转化为机械能。热量可以由高温热源自发地传给低温热源,低温热源可以无条件地将热量传给高温热源吗?这就是能量的方向性问题。

自然界中有关的热现象很多,针对不同的热现象热力学第二定律有不同的表述,但其实质是一样的。热力学第二定律有以下两种代表性的说法:

1) 克劳修斯叙述

热量不能自动地、不付出代价地从低温物体传到高温物体。

2) 开尔文-普朗克叙述

不可能制造出一种从单一热源吸收热量,使之完全转变为功而不产生其他变化的循环热机。

两种表述从不同的角度反映了热过程进行的方向和条件问题,虽表述不同,但实质上是统一的。所有的热力过程必须同时符合热力学第一定律和热力学第二定律才能实现。

二、空调基础知识

(一) 湿空气及其参数

湿空气是由干空气和水蒸气组成的。湿空气分为饱和湿空气和未饱和湿空气。由干空气和饱和水蒸气组成的空气是饱和湿空气,饱和湿空气不能再吸收水蒸气;由干空气和过热水蒸气组成的空气为未饱和湿空气,未饱和湿空气还能继续容纳水蒸气。

湿空气中所含水蒸气的多少用湿度来表示。常用绝对湿度、相对湿度、含湿量来表示湿度。

1. 绝对湿度(ρ_v)

单位体积空气中所含水蒸气的质量叫做空气的绝对湿度,单位为 kg/m^3 。绝对湿度就是空气中水蒸气的密度。

$$\rho_v = \frac{m_v}{v} = \frac{p_v}{R_g \cdot T} \quad (1-12)$$

式中: m_v ——水蒸气的质量(kg);

v ——空气的体积(m^3);

p_v ——水蒸气的分压力(Pa);

R_g ——水蒸气的气体常数($\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$);

T ——空气的温度(K)。

2. 相对湿度(φ)

相对湿度指在某一温度时,空气中所含水蒸气的分压力与同温度下空气中的饱和水蒸气的分压力比值。相对湿度的大小也是人舒适性的一个重要指标。

$$\varphi = \frac{p_v}{p_s} \quad (1-13)$$

式中: p_v ——水蒸气的分压力(Pa);

p_s ——同温度下水蒸气的饱和分压力(Pa)。

φ 值愈小,表明空气越干燥,吸收水蒸气的能力越强; φ 值越大,表明空气越潮湿,吸收水蒸气的能力越弱。当 $\varphi=0$ 时,即为干空气;当 $\varphi=1$ 时,即为饱和湿空气;当 $0<\varphi<1$ 时,空气

是未饱和湿空气。

3. 含湿量(d)

在湿空气的处理过程中,往往干空气的质量是不变的,变化的是水蒸气的量,因此为了计算方便,常用 1 kg 的干空气为计算基准。含湿量(d)是指含有 1 kg 干空气的湿空气含有水蒸气的质量(用 g 计),其单位是 g/kg。

$$d = 1000 \frac{m_v}{m_a} \quad (1-14)$$

式中: m_v ——水蒸气的质量(kg);

m_a ——干空气的质量(kg)。

(二) 干球温度、湿球温度和露点温度

1. 干球温度

由不包湿纱布的温度计测得的温度是湿空气的干球温度,用 t 来表示。

2. 湿球温度

在玻璃温度计的温包上包上湿纱布,测得的空气的温度称为湿球温度。它表示的是当空气的焓保持不变时,空气达到饱和时所对应的温度,用 t_w 来表示。

除了在饱和空气情况下外,湿球温度总是低于干球温度。空气愈潮湿,干、湿球温度差愈小。当空气潮湿到极限时(相对湿度是 100%,这样的空气称为饱和空气),干球温度和湿球温度相等。所以干、湿球温度差值的大小反映了空气的潮湿程度。

3. 露点温度

可用露点仪或湿度计测得,它表示的是当空气的含湿量保持不变时,空气达到饱和时所对应的温度,用 t_d 表示。在含湿量不变的条件下冷却空气,当温度下降到某一数值空气中的水蒸气开始凝结成水时,该温度就是露点温度。同样温度下的空气含湿量不同,露点温度不同,所以露点温度也是一个确定空气状态的参数。

对于未饱和空气,三者的关系为 $t > t_w > t_d$; 对于饱和空气, $t = t_w = t_d$ 。

(三) 过冷度和过热度

在介绍过冷度和过热度的概念之前,先以水蒸气的形成过程为例来解释几个概念。图 1-1 所示的开口容器中装有 20 °C 的水[如图 1-1(a)所示],水面上有一个能上下自由移动却又起密闭作用的活塞,活塞的重量忽略不计,即水面上有一个大气压的作用。现在对容器中的水进行定压加热。若将水加热到 100 °C 时,这时的水称为饱和水[如图 1-1(b)所示]。20 °C 的水显然比 100 °C 的水温度低,我们把 20 °C 的水称为过冷水,过冷水的过冷度为 $100\text{ °C} - 20\text{ °C} = 80\text{ °C}$ 。若将饱和水继续加热,水温将保持不变,而水不断地汽化变成水蒸气。这时容器中的是饱和水和饱和水蒸气的混合物,此时称为湿蒸汽[如图 1-1(c)所示]。若再继续加热时,水全部汽化变成蒸汽而温度保持 100 °C 不变,此时的蒸汽称为干蒸汽[如图 1-1(d)所示]。若再继续加热,干蒸汽的温度就会升高,温度超过 100 °C,此时的蒸汽称为过热蒸汽[如图 1-1(e)所示]。过热蒸汽的温度与饱和蒸汽的温度之差称为过热度。在图 1-1 中,(a)→(b)是预热阶段,(b)→(c)→(d)是汽化阶段,(d)→(e)是过热阶段。注意,在整个加热过程中,容器内的压力保持不变。对于其他制冷剂的加热过程 and 水的加热过程是一样的。

在图 1-1(c)的湿蒸汽中,干蒸汽质量百分数称为干度,用 x 表示。而 $(1-x)$ 则为湿蒸汽中液体的质量百分数。1kg 饱和液体加热全部变成饱和蒸汽所需的热量为汽化潜热,用 γ 表示。

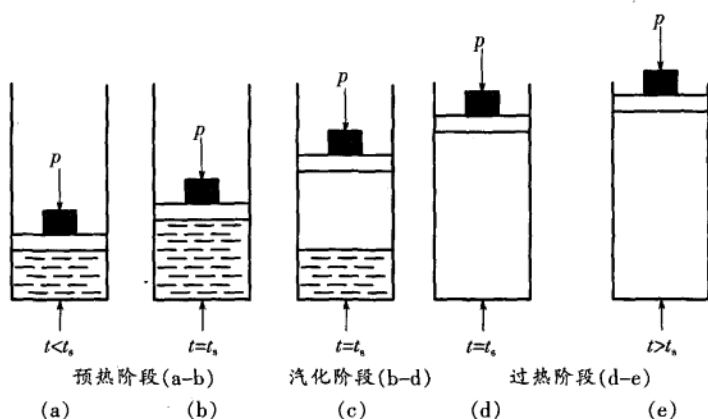


图 1-1 水蒸气的定压加热汽化过程

(四) 制冷量、制热量和能效比

制冷量和制热量分别是表示制冷机制冷能力和制热机制热能力的物理量,单位为 W 或 kW。

1. 制冷量

制冷量表示的是空调器在进行制冷时,单位运转时间内,从密闭空间除去的热量。国家标准规定空调实际制冷量不应小于额定制冷量的 95%。

2. 制热量

制热量表示的是空调器在进行制热时,单位运转时间内,向密闭空间增加的热量。

3. 能效比

能效比是指空调器在制冷运行时,制冷量(制热量)与有效输入功率之比,即 EER 和 COP。EER 是空调器的制冷性能系数,也称能效比,表示空调器的单位功率制冷量。其数学表达式为: $EER = \text{制冷量} / \text{制冷消耗功率}$ 。COP 是空调器的制热性能系数,表示空调器的单位功率制热量。数学表达式为: $COP = \text{制热量} / \text{制热消耗功率}$ 。EER 和 COP 越高,空调器能耗越小,性能比越高。能效比越大,表明空调越节能。若两台空调耗电相同,则能效比更高的空调,能产生更多的冷(热)量。国家出台能效等级的目的是为了节约能源,发展节约型、环保型经济。能效等级共分五级,具体为:

(1)当额定制冷量 $\leq 4500 \text{ W}$ 时,分类如下:

一级: $EER \geq 3.4 \text{ W/W}$; 二级: $EER \geq 3.2 \text{ W/W}$; 三级: $EER \geq 3.0 \text{ W/W}$; 四级: $EER \geq 2.8 \text{ W/W}$; 五级: $EER \geq 2.6 \text{ W/W}$ 。

(2)当 $4500 \text{ W} < \text{额定制冷量} \leq 7100 \text{ W}$ 时,分类如下:

一级: $EER \geq 3.3 \text{ W/W}$; 二级: $EER \geq 3.1 \text{ W/W}$; 三级: $EER \geq 2.9 \text{ W/W}$; 四级: $EER \geq 2.7 \text{ W/W}$; 五级: $EER \geq 2.5 \text{ W/W}$ 。

(3)当额定制冷量 $> 7100 \text{ W}$ 时,分类如下:

一级: $EER \geq 3.2 \text{ W/W}$; 二级: $EER \geq 3.0 \text{ W/W}$; 三级: $EER \geq 2.8 \text{ W/W}$; 四级: $EER \geq 2.6 \text{ W/W}$; 五级: $EER \geq 2.4 \text{ W/W}$ 。

例如,一空调的制冷量是 4800 W ,制冷功率是 1860 W ,制冷能效比是: $4800/1860 \approx 2.6$;制热量 5500 W ,制热功率是 1800 W ,制热能效比(辅助加热不开)是: $5500/1800 \approx 3.1$ 。因此,我们应该选择相对省电的空调。

国家新的《能源效率标识管理办法》从 2005 年 9 月 1 日起开始实施。根据该规定,从 9 月 1 日以后,所有中国生产、销售、进口的家用空调要贴上带有“中国能效标识”字样的标识,否则一律不准上市销售。

第二节 压-焓图

一、压-焓图的构成

制冷剂的压焓图($\lg p-h$)如图 1-2 所示。以制冷剂的焓为横坐标,压力为纵坐标,为了缩小图面,压力采用对数刻度(但图上读取的仍是压力值,而不是压力的对数值)。

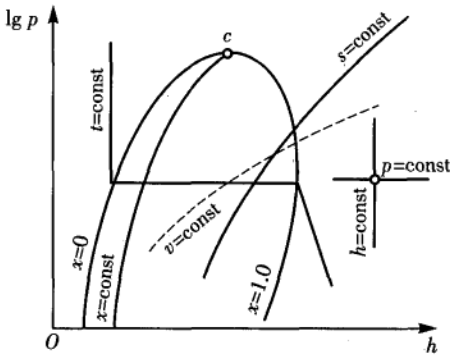


图 1-2 制冷剂的 $\lg p-h$ 图

在 $\lg p-h$ 图中,饱和液体线($x=0$)与干饱和蒸气线($x=1.0$)相交于临界点 c 。整个图面分成三个区,下界线($x=0$)左侧为过冷液体(或未饱和液体)区,下界线与上界线($x=1.0$)之间是湿蒸气区,上界线右侧是过热蒸气区。图中共绘有 6 组状态参数线簇,介绍如下:

1. 定压线簇

定压线是一组水平线,与横坐标轴平行,同一水平线上的压力均相等。

2. 定焓线簇

定焓线是一组垂直线,与横坐标轴垂直,凡处在同一条等焓线上的工质,不论其状态如何,焓值均相等。

3. 定温线簇

定温线在过冷液体区是一组近似垂直线;在湿蒸气区是一组水平线,与相应的定压线重合;在过热蒸气区是一组斜向下的曲线。

4. 定比体积线簇

定比体积线在湿蒸气区是一组向右上方倾斜的曲线;在过热蒸气区,向右上方倾斜的幅度更大。

5. 定熵线簇

定熵线是一组向右上方倾斜的曲线,其斜率要比定比体积线的斜率大。

6. 定干度线

定干度线只在湿蒸气区内绘出,是一组自临界点向下发散的曲线,由 $x=0$ 线逐渐增大至 $x=1.0$ 线。

二、单级压缩蒸气的制冷循环在 $\lg p-h$ 图上的表示

在图 1-3 中,有以下状态点和热力过程:

状态点 1:压缩机的吸汽状态点。由蒸发压力 p_0 的定压线与 $x=1$ 的饱和蒸气线的交点可确定状态点 1。

状态点 2:压缩机的排汽状态点。由过点 1 的定熵线与冷凝压力 p_k 的定压线的交点就可

确定状态点 2。

1—2 过程:表示制冷剂蒸气在压缩机中进行的绝热压缩过程。

状态点 3:冷凝器中饱和蒸气状态点,由冷凝压力 p_k 的定压线和干度 $x=1.0$ 交点确定。

状态点 4:冷凝器的出口状态点。由定压线 p_k 与 $x=0$ 的饱和液体线的交点可确定点 4。

2—3—4 过程:表示制冷剂在冷凝器中的定压冷却过程(2—3 过程)和凝结过程(3—4 过程)。

状态点 5:蒸发器进口状态点。由过点 4 的垂直线与 p_0 定压线的交点可确定点 5。

4—5 过程:表示制冷剂在节流阀中的绝热节流过程,节流前后焓值保持不变。

5—1 过程:表示制冷剂在蒸发器内进行的定压蒸发吸热过程。

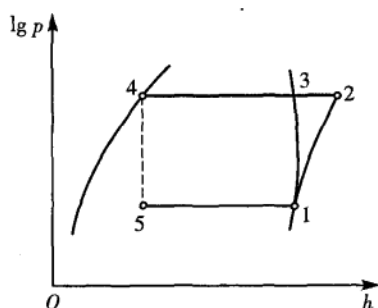


图 1-3 制冷循环的 $\lg p-h$ 图

三、单级压缩蒸气制冷理论循环性能分析

1. 制冷量的大小

制冷量为制冷剂在蒸发器内吸收低温物体的热量,其数学表达式为

$$q_0 = h_1 - h_5 \quad (1-15)$$

2. 制冷剂在冷凝器内向外界排出的热量

$$q_k = h_2 - h_4 \quad (1-16)$$

3. 压缩机消耗的功

$$w_0 = h_2 - h_1 \quad (1-17)$$

4. 制冷系数

$$\epsilon_0 = \frac{q_0}{w_0} = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1} \quad (1-18)$$

式中: h_1 ——蒸发器出口的焓值;

h_2 ——冷凝器进口的焓值;

h_4 ——冷凝器出口的焓值;

h_5 ——蒸发器进口的焓值;

q_0 ——制冷量;

q_k ——表示冷凝器向外界排出的热量;

w_0 ——压缩机所消耗的功;

ϵ_0 ——制冷系数。

第三节 传热学基础

一、传热的基本形式和传热的基本方程式

热量传递的基本形式主要有热传导、对流换热和辐射换热。

(一)热传导

热量由同一物体的某部分转移到另一部分,或者相接触的两个物体之间的热量转移,称为热传导。热传导可以发生在气体、液体和固体中,但是纯导热只能发生在固体中。导热热量 Q 的计算公式为

$$Q = qF = \lambda F \frac{\Delta t}{\delta} \quad (1-19)$$

式中: q ——热流密度(W/m^2);

λ ——导热系数[$\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$];

F ——传热面积(m^2);

Δt ——传热温差($^\circ\text{C}$);

δ ——两导热平面之间的厚度(m)。

(二)对流换热

对流换热是指流体与固体壁面之间既相互接触又相互运动时的热量传递过程。对流换热量 Q 的计算公式为

$$Q = hF\Delta t \quad (1-20)$$

式中: h ——对流换热系数[$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$];

F ——对流换热面积(m^2);

Δt ——对流换热温差($^\circ\text{C}$)。

对流换热按照引起流动的起因分为自然对流和强制对流。引起自然对流换热的动力是流体的温度差或者浓度差;而强制对流的动力是由外界提供的,像泵与风机都是提供强制对流换热动力的设备。

(三)辐射换热

辐射换热不需要任何介质,通过空间便可将热量从一个物体传递到另一个物体,物体接受到辐射能以后便可将其转化成热能。

在制冷空调工作过程中,实际的换热过程往往是由热传导、对流换热和辐射换热组成的复合换热过程。即热流体先通过对流换热将热量传递给壁面,再通过导热传递给另一壁面,之后又通过对流换热传递给冷流体。在传热计算中,辐射换热一般忽略不计,仅考虑占主导作用的流体与壁面之间的对流换热和壁面内部的导热。

依照牛顿公式引入一个相当于表面传热系数的传热系数 K ,则传热量 Φ 的基本计算公式为

$$\Phi = KF(t_{f1} - t_{f2}) \quad (1-21)$$

式中, F ——传热面积(m^2);

t_{f1} ——热流体温度($^\circ\text{C}$);

t_{f2} ——冷流体温度($^\circ\text{C}$);

K ——传热系数[$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$]。

传热系数 K 的物理意义是,当冷、热流体的温差为 1°C 时,通过单位面积所传递的热量。传热系数 K 是反映传热过程强弱的指标。 K 值的大小与流体的性质、流态以及壁面的材料、形状和尺寸等因素有关。

二、强化传热技术

(一)换热器表面污垢的处理

强化传热有效方法是提高传热系数,而传热系数的大小是由传热过程中的各项热阻决定的。换热器表面的污垢虽然厚度不大,但导热系数很小,是传热过程的主要热阻。在水冷冷凝器中,1 mm 厚的水垢层的热阻相当于 40 mm 厚的钢板的热阻。在制冷空调装置的运行过程中,应对冷却水进行严格的处理,以减少污垢的形成。

(二)提高传热系数

强化传热过程,首先要判断哪一个传热环节的热阻最大,然后再针对这个热阻采取相应的措施。例如,当换热面两侧的表面传热系数的差值较大时,应针对表面传热系数小的那一侧进行强化换热。只有当该侧的热阻减少到了与另一侧的大致相等时,再同时强化两个侧面的换热,才能都收到明显的效果。例如采用双侧强化管技术的冷凝器,就是在管外侧采用强化凝结的表面结构,在管内侧采用强化冷却水换热的扰流结构。

(三)改善流体的流态

对于圆管内紊流换热,提高流速对强化换热的效果十分显著,采用小管径也是强化换热的一种措施。对于无相变的对流换热,强化换热的关键在于增加汽化核心,凡是能减薄边界层、促使流体中各部分混合的措施都能强化换热。对于膜状凝结,强化换热的关键是减薄液膜及加速凝结液膜的排泄。值得注意的是,采取强化对流换热的措施,都不可避免地引起流动阻力的增加,对一种强化换热方式的评价,应当综合考虑传热效果、流动阻力、成本或运行费用等因素。

(四)改善换热器表面结构的新技术

改善换热器表面结构,主要包括以下一些技术手段:①涂层表面。如在沸腾换热表面涂以细小的多孔层可以强化沸腾,在冷凝面上涂以非湿润物质可以形成珠状凝结等。②粗糙表面。对于单向流体的流动,粗糙表面可以促进边界层中流体的混合;对于沸腾换热,粗糙表面的作用在于增加汽化核心。③扩展表面。这是工程技术中广泛用于强化对流换热的措施,它既有增加换热面积的作用,也可以提高传热系数。如车辆空调器中广泛采用的各类整体式翅片。

三、隔热保温技术

与强化传热技术相反,制冷空调工程上也有力求削弱传热的场合,即使用导热系数小的各种隔热材料来削弱导热过程。隔热保温技术在减少热力设备的热量损失、节约能源方面具有显著的经济效益。例如,工程实践表明,对于冷藏库的围护结构,采用新型高效保温材料代替传统的材料一般可节能 15%~30%。

(一)高温设备的隔热材料

高于环境温度的热力设备和管道,其隔热保温材料多是用无机隔热材料。常用的有:①多孔型隔热材料。如微孔硅酸钙,使用温度小于 650℃,导热系数 0.04~0.1 W/(m·℃)。②纤维型隔热材料。如岩棉,使用温度小于 700℃,导热系数 0.035~0.047 W/(m·℃)。③粒状隔热材料。如膨胀珍珠岩,使用温度小于 800℃,导热系数 0.046~0.17 W/(m·℃)。

(二)低温设备的保温材料

对于低于环境温度的工质和容器,关键在于防止外界热量的传入。一般的保温材料有疏松纤维或多孔型泡沫塑料,常用的有:聚苯乙烯泡沫塑料,工作温度为-75~-80℃,导热系数

为 $0.03 \sim 0.0481 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$; 硬质聚氨酯泡沫塑料, 工作温度为 $-65 \sim -80 ^\circ\text{C}$, 导热系数为 $0.0026 \sim 0.042 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$, 等等。

第四节 流体的能量损失与减少流动阻力的措施

一、沿程损失和局部损失

流体在流经直管段和各种管件时受到的阻力不同, 产生的能量损失也不同, 为了便于分析和计算, 通常将能量损失分为沿程损失和局部损失两种形式。

(一) 沿程阻力和沿程损失

流体在管壁沿程不变的管段(直管段)内流动时, 其所受的阻力损失也不发生变化。这一阻力称为沿程阻力。流体克服这一阻力产生的能量损失称为沿程损失, 用 h_f 来表示, 单位为 m 。工程上用于计算沿程损失的一般公式为

$$h_f = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \text{ (或 } p_f = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} \text{)} \quad (1-22)$$

式中: λ ——沿程阻力系数;

l ——管长(m);

d ——管径(m);

v ——断面平均流速(m/s);

g ——重力加速度, $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ 。

(二) 局部阻力和局部损失

流体流经管件、阀门及进出口(以下统称为局部阻碍)等时, 由于受到局部阻碍所产生的阻力称为局部阻力。流体受局部阻力而产生的能量损失称为局部损失, 用 h_j 来表示, 单位为 m 。工程上用于计算局部损失的一般公式为

$$h_j = \xi \frac{v^2}{2g} \text{ (或 } p_j = \xi \frac{\rho v^2}{2} \text{)} \quad (1-23)$$

式中: ξ ——局部阻力系数;

v ——断面平均流速(m/s);

g ——重力加速度, $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ 。

如果某段管路由若干直管段和若干局部阻碍组成, 则整个管路的损失应等于各段沿程损失和各个局部损失之和, 即

$$h_l = \sum h_f + \sum h_j \text{ (或 } p_l = \sum p_f + \sum p_j \text{)} \quad (1-24)$$

二、减少流体流动阻力的措施

能源是经济社会可持续发展的重要物质保证。节约能源不仅能提高经济效益, 而且还会带来一定的环境效益。因此, 设法减小流动阻力是流体力学中的一个重要研究课题。

减小流动阻力可以通过两种不同途径来实现。一种是向流体内部投加添加剂, 使流体运动的内部结构发生变化; 另一种是改善边壁对流动的影响。

鉴于添加剂减阻还是一个课题, 这里主要介绍改善边壁的减阻措施。

(一)减小沿程阻力的有效措施

(1)减小管壁的粗糙度,用柔性边壁代替刚性边壁也可以减小沿程阻力。

(2)减小管段长度。

(3)适当地增加管道直径可以在一定程度上减少阻力。

采取改善措施时,应综合考虑其经济性和安全性。

(二)减小局部阻力的有效措施

减小局部阻力的着眼点应放在避免旋涡区的产生或减少旋涡区的大小和强度上。

(1)管道进口。圆形管道进口比锐缘进口的阻力系数小 50%,流线型的进口比锐缘进口阻力系数小 90%。

(2)渐扩管与突扩管。在相同的截面比下,渐扩管的阻力系数要比突扩管小得多。二次突扩的阻力系数小于一次突扩的阻力系数。

(3)弯管。对于截面较大的风道,加大曲率半径或在弯管内装导流叶片,可以使局部阻力系数减小。

(4)在流体转向的地方将折角转缓,可以使局部阻力系数减小。在总管和分管上安装合流板和分流板,也可减小三通的阻力系数。

习 题

1. 用气压计测得当地大气压为 $p_b = 10^5 \text{ Pa}$, 求:

(1) 绝对压力为 1.8 MPa 时的表压力。

(2) 真空表读数为 8 kPa 时的绝对压力。

(3) 表压力为 0.3 kPa 时的绝对压力。

(4) 绝对压力为 20 kPa 时的真空度。

2. 一热力过程是不是只要满足热力学第一定律就可以实现?

3. 节流装置是用来降低工质压力的设备。在节流的过程中,热力学第一定律的数学表达式是什么?

4. 试简述有哪些强化传热技术。

5. 流体在流动的过程中受到的损失有哪两种形式?