

技术工人基础技术丛书

JISHU GONGREN JICHU JISHU CONGSHU

制冷与空调维修工

ZHILENG YU KONGTIAO
WEIXIUGONG
JICHU JISHU

基础技术

傅秀丽·主编

制冷技术基础知识

制冷压缩机

换热器

节流装置

制冷辅助设备

小型冷藏设备

空气调节基础理论

空气调节系统

制冷与空调维修工的技能训练与安全

上海科学技术出版社

技术工人基础技术丛书

制冷与空调维修工基础技术

傅秀丽 主编

上海科学技术出版社

图书在版编目(CIP)数据

制冷与空调维修工基础技术 / 傅秀丽主编. — 上海: 上海科学技术出版社, 2009.1

(技术工人基础技术丛书)

ISBN 978-7-5323-9635-1/TM·175

I. 制... II. 傅... III. 制冷-空气调节设备-维修-基本知识 IV. TB657.2

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2008)第 162969 号

上海世纪出版股份有限公司 出版、发行
上海科学技术出版社

(上海钦州南路 71 号 邮政编码 200235)

新华书店上海发行所经销

常熟市兴达印刷有限公司印刷

开本 787×1092 1/16 印张 14.25

字数: 314 千字

2009 年 1 月第 1 版 2009 年 1 月第 1 次印刷

印数: 1-4 250

定价: 29.00 元

本书如有缺页、错装或损坏等严重质量问题,
请向工厂联系调换

内 容 提 要

本书根据制冷与空调系统的运行、制冷与空调设备的维修,以及制冷与空调电气控制所需的技术要求进行编写,内容主要包括:制冷与空调设备维修工、制冷与空调设备操作工、制冷与空调管理人员常用到的基本知识;典型的单级压缩、双级压缩、复叠压缩制冷系统以及空气调节系统的操作、维修基础技能。本书从制冷系统运行、制冷设备维修和制冷电气控制三个角度进行阐述,对象包括制冷压缩机、换热器、节流装置和辅助设备,涉及家用空调器、中央空调以及低温产品等。

本书可作为制冷与空调维修工的基础读本,也可作为职业院校相关专业的授课教材,同时也适合专业工作人员参考学习。

前 言

制冷与空气调节设备是近代形成并迅速发展起来的产品。目前,它们对于现代化的工业、农业、商业、医学、交通运输、科学研究等行业以及人民日常生活显得越来越重要。

我国有近百所高等学校开设有制冷空调技术相关专业,近年来又有大批职业学校、技校陆续开设制冷空调技术专业,旨在为国家的制冷空调行业培养一大批基础扎实、动手能力强的技术人才。而在教与学的过程中,师生需要一本适用的教材。同时,对于广大生产第一线的专业人员,他们也需要一本实用性强的参考书。基于此,在有关部门和同事的关心与支持下,凭借多年职业培训教材使用的经验,我们编写了这本《制冷与空调维修工基础技术》,以供教学和专业人员参考。

全书由傅秀丽高级技师主编,由陈维刚高级工程师主审。参与编写和给予支持的有徐德胜、谢晶、陈邓曼、谢堃、徐雪琴、袁进、高增权、贡祥元、王开元、茆荣康、姜开兵、张培青、张乐平、李伟、苏金星、鲍耀敏、陈平龙、林海峰等专家,在此一并致谢。

由于编者水平有限,错误和疏漏之处在所难免,恳切希望读者提出宝贵意见,以便再版时修正。

编 者

目 录

第一章 制冷技术基础知识	1
一、制冷热力学参数	1
二、热力学基本定律	4
三、传热的基本方式	5
四、流体力学基础	8
五、制冷剂	11
六、载冷剂和润滑油	25
七、单级压缩制冷的热力循环	31
八、双级压缩和复叠压缩制冷系统	35
九、制冷空调电气基础知识	40
第二章 制冷压缩机	65
一、制冷压缩机概述	65
二、活塞式制冷压缩机	70
三、螺杆式制冷压缩机	78
四、离心式制冷压缩机	80
第三章 换热器	84
一、蒸发器	84
二、冷凝器	91
三、其他换热器	97
第四章 节流装置	100
一、热力膨胀阀	100
二、电子膨胀阀	104
三、其他节流装置	108
第五章 制冷辅助设备	112
一、分离类设备	112
二、储存型设备	117
三、其他辅助设备	118
第六章 小型冷藏设备	124
一、家用电冰箱	124
二、冷藏柜	136
三、小型冷库	137
第七章 空气调节基础理论	141

一、湿空气的物理性质	141
二、湿空气的焓湿图	145
三、空气处理的基本过程	149
第八章 空气调节系统	151
一、空调常用概念	151
二、全新风空调系统	152
三、一次回风、二次回风空调系统	155
四、组合式空调箱操作技能	158
五、喷水室操作技能	163
六、风机盘管操作技能	167
七、冷水机组操作技能	171
八、房间空气调节器	176
第九章 制冷与空调维修工的技能训练与安全	189
一、制冷系统的维修	189
二、制冷设备的维修	196
三、制冷电气的维修	201
四、制冷与空调的清洗与消毒	203
附录	207
(一) 制冷工常用单位换算表	207
(二) R22(CHF_2Cl)饱和蒸气热力性质表	208
(三) R134a($\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$)饱和蒸气热力性质表	210
(四) R600a(异丁烷)饱和蒸气热力性质表	211
(五) R407c[R32/R125/R134a(23%/25%/52%)]饱和蒸气热力性质表	214
参考文献	217

第一章 制冷技术基础知识

一、制冷热力学参数

制冷是借助于专用的技术装置(通常是由制冷机、热交换设备、节流机构以及必须的辅助设备构成),从温度较低的被冷却的物体中取出热量,并将此热量排放到温度较高的环境介质中去的过程。制冷技术就是研究这一过程的工艺与设备。

1. 温度

温度是表明物体冷热程度的物理量。

测量温度的标尺简称温标。常用的温标有热力学温标、摄氏温标和华氏温标。

(1) 热力学温标 热力学温标也称绝对温标,通常用 T 表示,其单位用符号 K(读做“开尔文”)表示。

(2) 摄氏温标 国际单位制(SI)规定摄氏温标为实用温标,用 t 表示,其单位是 $^{\circ}\text{C}$ 。摄氏温标规定,在 1 标准大气压下,纯冰的融点是 0°C ,纯水的沸点为 100°C ,两者之间等分为 100 格,每一格就是 1°C 。摄氏温标的每 1°C 与热力学温标的每 1K 相同。

摄氏温度与热力学温度之间的关系是:

$$T = t + 273.15$$

(3) 华氏温标 进口英制设备常用的是华氏温标。华氏温度的单位是 $^{\circ}\text{F}$ 。

华氏温标与摄氏温标之间有以下关系:

$$t^{\circ}\text{C} = \frac{5}{9}(t^{\circ}\text{F} - 32)$$

2. 压力(压强)*与真空

(1) 绝对压力 物体单位面积上所受的力称为压强,在工程技术上习惯地称为“压力”;其中以绝对真空为基准来表示的压力,称为绝对压力,通常用 p 表示,其单位用符号 Pa 表示。

$$1 \text{ Pa} = 1 \text{ N} / \text{m}^2$$

由于 1 Pa 是一个很小的数,所以工程上常用 kPa(千帕)或 MPa(兆帕)作为压力的单位。

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

(2) 相对压力 相对压力也称表压力,通常用 p (或 p_b)表示,其单位常采用 MPa 或 kPa。

绝对压力与表压力有以下关系:

* 若无特别说明,本书所指“压力”均指物理学上的“压强”。

绝对压力 = 表压力 + 当地大气压(约 0.1 MPa)

(3) 真空度 真空度也称负压力,以 p_z 表示,其单位常采用 Pa 或 kPa。

真空度与表压力有以下关系:

真空度 = 当地大气压(约 0.1 MPa) - 表压

(4) 压力(压强)单位换算

$$1 \text{ 标准大气压(atm)} = 101\,325 \text{ Pa} = 760 \text{ mmHg} \approx 0.1 \text{ MPa}$$

$$1 \text{ 工程大气压(at)} = 1 \text{ kgf/cm}^2 \approx 0.1 \text{ MPa}$$

$$1 \text{ 巴(bar)} = 10^5 \text{ Pa} = 0.1 \text{ MPa}$$

$$1 \text{ mmHg} = 133.32 \text{ Pa}$$

$$1 \text{ mmH}_2\text{O} = 9.806\,65 \text{ Pa}$$

$$1 \text{ mH}_2\text{O} = 9.806\,65 \times 10^3 \text{ Pa}$$

3. 密度与比体积

(1) 密度 密度是单位体积的气体所具有的质量,用 ρ 表示,单位为 kg/m^3 。

$$\rho = \frac{m}{V}$$

式中 ρ ——气体的密度(kg/m^3);

m ——物质的质量(kg);

V ——物质的体积(m^3)。

(2) 比体积 比体积是单位质量的气体所占有的容积,在数值上是密度的倒数,比体积用符号 v 表示,单位是 m^3/kg (立方米/千克)。

$$v = \frac{V}{m}$$

式中 v ——气体的比体积(m^3/kg);

V ——物质的体积(m^3);

m ——物质的质量(kg)。

4. 热量与比热容

(1) 热量 热是能量的一种形式。

热量表示物体和外界在相互作用过程中所传递的能量。热量用字符 Q 表示,单位是 J(焦耳)。

$$1 \text{ kJ(千焦)} = 1\,000 \text{ J}$$

根据我国法定计量单位的规定,卡(cal)或千卡(kcal)已为非许用单位,它们之间换算关系为

$$1 \text{ J} = 0.238\,9 \text{ cal}$$

$$\text{或 } 1 \text{ kcal} = 4.186\,8 \text{ kJ}$$

(2) 比热容 单位质量的物体温度升高或降低 1°C 所吸收或放出的热量,称为物质的质量比热容,比热容用符号 C 表示,其单位是 $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ [焦/(千克·开)]或 $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ [千焦/(千克·开)]。

假设某物体的质量为 m ,当它吸收了 Q 的热量后,温度从原来的 T_1 升高到 T_2 ,那么该物体的比热容 c 为

$$c = \frac{Q}{m(T_2 - T_1)}$$

5. 显热与潜热

(1) 物质的相态变化 在一般状态下,物质的相态有三种,即气态、液态和固态。随着物质所处的条件不同,三态之间可以互相转化。

在制冷专业中,气液转化是制冷的关键变化。

装在一个封闭容器内的制冷剂,在一定压力和温度下,既有液态也有气态,而且气态的不断液化和液态的不断气化处于平衡。这种状态称为饱和状态。此时温度称为饱和温度,压力称为饱和压力。饱和温度与饱和压力是一一对应的。

饱和状态的液体继续向周围物质放热,使自己温度下降的过程称为过冷过程,下降温度的幅度称为过冷度,下降到的温度称为过冷温度。

饱和状态的气体继续向周围物质吸热,使自己温度上升的过程称为过热过程,上升温度的幅度称为过热度,上升到的温度称为过热温度。

(2) 显热 物质进行热交换时,物质的相态不发生变化,物质的温度发生变化,此时交换的热量称为显热。显热计算采用下式:

$$Q = cm\Delta t$$

式中 c ——物体比热容 [$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$];

m ——物体质量 (kg);

Δt ——物体的温度 ($^{\circ}\text{C}$)。

显热变化可以用温度测量仪器进行测量。

在一定压力下水的比热容为 $4.187 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$,空气的比热容为 $1 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

(3) 潜热 物质进行热交换时,物质的相态发生变化,物质的温度不发生变化,此时交换的热量称为潜热。

如果使液体变为气体,那么该潜热为汽化潜热,简称汽化热。

已知物质的汽化潜热为 $r(\text{kJ}/\text{kg})$,对于质量为 $m(\text{kg})$ 的液体,若在温度不变的情况下被加热为气体,那么它吸收的热量为

$$Q = rm$$

如果使气体变为液体,则该潜热称为凝结潜热,简称凝结热。

已知物质的凝结潜热为 $L(\text{kJ}/\text{kg})$,对于质量为 $m(\text{kg})$ 的气体,若在温度不变的情况下被冷却为液体,那么它放出的热量为

$$Q = Lm$$

潜热变化不能用温度测量仪器进行测量。

6. 焓与熵

(1) 焓 焓在热力工程中是一个重要而常用的状态参数,它给热力过程的计算带来很大的便利。一般用符号 H 表示,其定义为 $H = U + pV$ 。焓是一个复合状态参数, 1kg 工质的焓称为比焓,一般用符号 h 表示,单位为 J/kg (焦耳/千克) 或 kJ/kg (千焦/千克),它的定义式为

$$h = U + pv$$

式中 U ——物质的内能 (J/kg);

p —— 压力(Pa);

v —— 比体积(m^3/kg)。

关于焓的绝对值是无法求出的,实用中也没有必要求出,因为只要知道同一种物质由一种状态变化到另一种状态时,焓的变化量就可以了。因此通常都选择某一个状态作为焓的起点,其他状态点的焓值均是与该点焓的差值。在制冷工程中,一般取 0°C 时饱和液体的比焓为 200 kJ/kg 。

(2) 熵 熵是一个表征工质状态变化时与外界热量传递交换程度的物质状态的参数,一般用符号 S 表示,熵变的定义由公式 $\Delta S = \Delta Q/T$ 所得,其中 T 为物质的热力学温度, ΔQ 为熵变过程中物质的热量变化。 1 kg 工质的熵,称为比熵,一般用符号 s 表示,单位为 $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ [焦/(千克·开)] 或 $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ [千焦/(千克·开)]。 1 kg 工质在等温加热过程中,从外界获取热量 Q ,加热时温度为 T (绝对温度),加热前后的比熵分别为 s_1 和 s_2 ,对于理想过程可得

$$s_1 - s_2 = \frac{Q}{T}$$

显然,当 $s_2 > s_1$ 时,为熵增加的过程, $Q > 0$,表示工质从外界吸收热量。当 $s_2 < s_1$ 时,为熵减少的过程, $Q < 0$,表示工质对外界放出热量。对于不可逆的绝热过程,熵总是增加的,即 $s_2 > s_1$ 。对于可逆的绝热过程,熵不变,即 $s_2 = s_1$,在此过程中 $Q = 0$ 。

二、热力学基本定律

1. 热力学第零定律

在有且只有两个冷、热物体相互作用时,经过一段时间,两物体最终将达到相同的冷热状态,即处于热平衡状态。

热力学第零定律表述为:如果两个物体分别和第三个物体处于热平衡,则它们彼此之间也一定处于热平衡。这一定律的建立为温度的测量以及建立温度计量的标尺提供了理论基础。

在温度的测量中,温度计即为第零定律中的第三个物体。

2. 热力学第一定律

能量是物质运动的度量。物质存在各种不同形式的运动,因而能量也就具有不同的形式。各种运动形态可以相互转化,这就决定了各种形式的能量也能相互转换。能量的转换反映了运动由一种形式转变为另一种形式的能力。

热力学第一定律是能量转换与守恒定律在热力学中的应用。它确定了热力过程中各种形式能量之间数量的相互关系。

自然界的一切物质都具有能量。能量不可能被创造,也不可能被消灭,而只能在一定条件下从一种形态转变为另一种形态。在转换中,能量的总量恒定不变。这就是能量转换与守恒定律。

热力学第一定律可以表述为:在任何发生能量转换的热力过程中,转换前后能量的总量维持恒定。

3. 热力学第二定律

根据热力学第一定律,热和功可以相互转换,并且在转换过程中,热和功的总量维持不

变。但第一定律并没有说明两者在相互转换时朝着哪个方向更容易进行,需要遵循些什么条件,转换的深度怎样。热力学第二定律对此做出了回答。它有以下两种等效的表达式:

- ① 使热能全部转换为机械能是不可能的。
- ② 热量不可能自发地从低温物体转移到高温物体。

制冷装置的原理是根据热力学第二定律,用消耗一定的机械能或热能作为补偿条件,把热量从低温热源(如冷藏室)转移到高温热源(自然界的水或空气)中去,从而达到连续制冷的目的。

设从低温热源取出 Q 热量,同时制冷机消耗 W 的机械能,那么, Q 与 W 的比值就称为制冷系数,用 ε 表示:

$$\varepsilon = \frac{Q}{W}$$

ε 的值可以大于 1、等于 1 或小于 1。在相同的条件下,制冷系数是制冷机的一个技术经济指标, ε 值越大,则制冷机的性能越好。提高制冷系数是制冷技术的重要任务之一。

4. 热力学第三定律

热力学第三定律是:当温度趋近于绝对零度时,凝聚系统的熵的绝对值趋近于零。

另一种表述方式为不能用有限的步骤使一个系统的温度降到绝对零度。

三、传热的基本方式

热量传递的基本方式有三种:导热、对流和热辐射。

1. 导热

导热又称热传导,是指物体各部分无相对位移或不同物体直接接触时依靠分子、原子及自由电子等微观粒子的热运动而进行的热量传递现象。导热是物质的属性,导热过程可以在固体、液体和气体中进行。但单纯的导热一般只发生在密实的固体中,因为在有温差时,液体和气体中难以维持纯粹的导热。

设有如图 1-1 所示的一块厚度为 δ 的大平壁,壁两侧的温度分别为 $T_1(\text{K})$ 、 $T_2(\text{K})$,垂直于热流方向的平壁面积为 A ,通过平壁的导热热量 Q 的计算式为

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} \cdot A(T_1 - T_2)$$

通过平壁的热流量(热流密度)为

$$q = \frac{Q}{A} = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (T_1 - T_2)$$

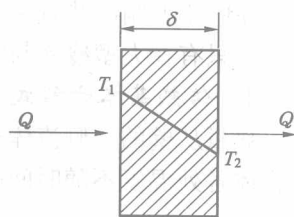


图 1-1 单层平壁导热

式中, λ 为平壁材料的热导率(导热系数),单位是 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,它表示材料导热能力的大小,其数值一般由实验测定。把热流量的计算式写成电学中欧姆定律的形式:

$$q = \frac{T_1 - T_2}{\frac{\delta}{\lambda}}$$

可以看出, δ/λ 正是导热的阻力,我们将它称为导热热阻,其单位是 $\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ 。在一定温差条件下,导热热量与导热热阻成反比,导热热阻越大,导热热量越小。应该注意的是,在不同

的导热过程中,导热热阻的表达式各异。

2. 对流

依靠流体的宏观运动,把热量由一处传递到另一处的现象,称为热对流。因为有温度差,对流过程必然同时伴随导热,很难实现纯粹的对流。工程上遇到的实际传热问题,都是流体与固体壁直接接触时的换热,称为对流换热(也称放热)。与纯粹的对流不同,对流换热过程既有对流作用,又有导热作用。对流换热过程的计算式是牛顿冷却公式:

$$q = \alpha \cdot \Delta t$$

式中 q ——单位面积上的对流放热量(W/m^2);

Δt ——壁面温度与流体温度之差($^{\circ}\text{C}$);

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

表面传热系数(放热系数) α 是对流换热过程强弱的标志,它的影响因素有流体的物理性质、流体的流速与特征、壁面的形状及表面状况等。由于 α 受制于多项因素,故对流换热问题的关键是如何确定表面传热系数(放热系数)。

与导热热阻相对应,对流换热时的热阻为 $1/\alpha$,单位为 $\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{W}$ 。

3. 热辐射

热辐射依靠物体表面发射可见和不可见的射线(电磁波)传递能量。辐射换热与导热、对流换热不同,它不依靠物质的接触而进行热量传递(导热和对流换热都必须由冷、热物体直接接触或通过中间介质相接触才能进行)。另外,辐射换热过程还伴随着能量形式的两次转化,即物体的部分内能转化为电磁波能发射出去,当此波能射及另一物体表面而被吸收时,电磁波能又转化为内能。

辐射并不只有高温物体才发生,一切物体只要其温度 $T > 0 \text{ K}$,都会不断地发射热射线。当物体间有温差时,高温物体辐射给低温物体的能量大于低温物体辐射给高温物体的能量,因此,总的结果是高温物体把能量传递给了低温物体。即使各个物体的温度相同,辐射换热仍然在不断进行,只是每一物体辐射出去的能量,等于吸收的能量,处于动平衡状态,辐射换热等于零。

在中小型制冷装置中,由于温度较低,温差也较小,往往在传热计算中将辐射换热忽略不计。只有在大型冷库与空调的围护结构的热负荷计算中才把太阳的辐射热考虑进去。

4. 传热基本方程式

热量从壁的一侧流体通过壁传递给另一侧流体的过程,称为传热过程。如果传热过程中物体各处温度不随时间改变,就是稳态传热。

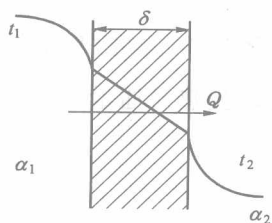


图 1-2 通过平壁的稳定传热

(1) 通过平壁的稳态传热 图 1-2 所示为通过单层材料平壁的传热,传热量的基本计算方程式为

$$Q = KA\Delta t_m$$

式中 Q ——传热量(W);

A ——传热面积(m^2);

Δt_m ——壁面两侧的平均温度差($^{\circ}\text{C}$);

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

在基本传热方程中, A 与 Δt_m 不难确定,关键在于确定传热

系数 K

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

式中 δ ——平壁的厚度(m);

λ ——平壁材料的热导率(导热系数)[W/(m·℃)];

α_1 ——平壁一侧的表面传热系数(放热系数)[W/(m²·℃)];

α_2 ——平壁另一侧的表面传热系数(放热系数)[W/(m²·℃)]。

如果传热过程是通过多层平壁进行的,那么,传热系数中应该计入各层材料的导热热阻。例如,冷库的围护结构就是由砖墙、隔热层、隔汽防潮层等多层材料组成。通过多层材料组成的平壁,其传热过程的传热系数为

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \cdots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

(2) 通过圆管壁的稳态传热

① 通过单层圆管壁的传热过程如图 1-3 所示。传热量的计算式为

$$Q = \frac{\pi L \Delta t_m}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} = KA \Delta t_m$$

$$K = \frac{1}{\frac{d_2}{d_1 \alpha_1} + \frac{d_2}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{1}{\alpha_2}}$$

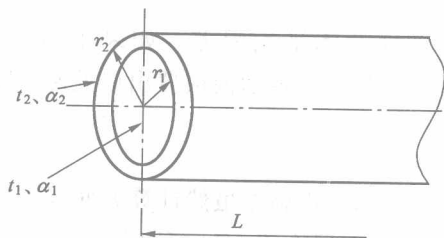


图 1-3 单层圆壁传热

式中 d_2 ——管外壁直径(m);

d_1 ——管内壁直径(m);

α_1 ——管内表面传热系数(放热系数)[W/(m²·℃)];

α_2 ——管外表面传热系数(放热系数)[W/(m²·℃)];

λ ——管壁材料的热导率(导热系数)[W/(m·℃)];

L ——管长(m);

Δt_m ——管内外流体的平均温度差(℃)。

由于圆管的内、外壁的面积不相等,当传热系数 K 以外表面积为计算基准时,计算面积 A 应为圆筒的外壁面积,计算式如下:

$$A = \pi d_2 L$$

② 通过 n 层圆管壁的稳态传热过程的传热量计算式为

$$Q = \frac{\pi L \Delta t_m}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \sum_{i=1}^n \ln\left(\frac{d_{1+i}}{d_i}\right) + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}$$

式中符号代表的物理量与单层圆管壁的相同。

通过圆管壁的传热计算公式中包含了对数项,给实际应用带来不便。对于通过 $d_2/d_1 < 2$ 的薄壁圆管的传热,可以近似用平壁的传热计算公式进行计算,误差一般不超过 4%。

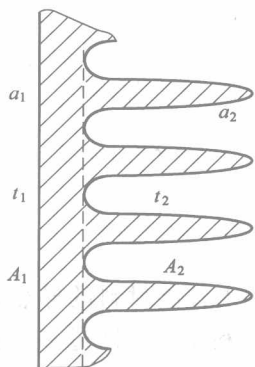


图 1-4 肋片圆管

(3) 通过肋管的稳态传热 在换热器的设计中,经常需要改善表面传热系数(放热系数)较低一侧的换热条件,一个最常使用的方法就是采用肋片,如图 1-4 所示,传热计算公式为

$$Q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1 A_1} + \frac{\delta}{\lambda A_1} + \frac{1}{\alpha_2 A_2}}$$

式中 δ ——壁厚(m);

λ ——壁面材料的热导率(导热系数)[W/(m·℃)];

A_1 ——肋管内表面面积(m²);

A_2 ——肋管外表面面积(m²);

α_1 ——管内表面传热系数(放热系数)[W/(m²·℃)];

α_2 ——管外表面传热系数(放热系数)[W/(m²·℃)];

$t_1 - t_2$ ——管内、外两种介质的温度差(℃)。

(4) 平均温度差的确定 顺流和逆流热交换时,计算平均温度差的方法一般有下面两种。

① 算术平均温差。如果用 $\Delta t' = t_1' - t_2'$ 表示换热器进口处冷、热流体的温度差, $\Delta t'' = t_1'' - t_2''$ 表示换热器出口处冷、热流体的温度差,则算术平均温差

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t' + \Delta t''}{2}$$

算术平均温差虽然计算方便,但它不能准确反映温度变化的实际情况,当 $\Delta t'/\Delta t'' < 2$ 时,误差一般小于 4%。所以,只有在冷热流体间的温差沿传热面的变化不大时,才可以近似采用算术平均温差,否则就应该采用对数平均温差。

② 对数平均温差。设换热器的两个端部温差中,较大的一个为温差 $\Delta t_{\max}$,较小的一个温差为 $\Delta t_{\min}$,则对数平均温差为

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}}$$

如果两工作流体中的一种在换热过程中保持恒定温度时,则不管采用顺流还是逆流,平均温差都相同,而与流体的流动方式无关。例如,液体在蒸发器中沸腾,蒸汽在冷凝器中凝结等,都属于这种情况。

四、流体力学基础

在制冷过程中,制冷剂、载冷剂、冷却介质和润滑油都在不停地流动;在空调系统中,空气和水也在流动。因此在制冷装置的设计制造和安装调试中,必须注意与流体流动有关的问题。

在流体通过流动的任一截面时,流体的流动要素如流速、压力等不随时间变化,而只随空间位置的改变而变化,这样的流动称为稳定流动。如果在流动中,任一截面上的流动参数随时间的改变而变化,则称为不稳定流动。

在制冷和空调范围内一般讨论的都是稳定流动。

1. 理想不可压缩稳定流体的伯努利方程

方程

所谓理想流体是指没有黏度的流体,因此它在流动时只有机械能的转化,而无内能的变换。

假定一流管内的流动为稳定流动(见图1-5),有质量为 m 的理想流体由截面1流入,由截面2流出。流体在截面1时的能量为势能、动能和静压能之和:

$$\text{势能} = mgh_1$$

$$\text{动能} = \frac{1}{2}mv_1^2$$

$$\text{静压能} = m \frac{p_1}{\rho}$$

式中 h_1 ——截面1相对于基准面的高度(m);

v_1 ——流体经过截面1时的流速(m/s);

p_1 ——截面1处流体的压强(Pa);

g ——当地的重力加速度(m/s²);

ρ ——流体的密度(kg/m³)。

把以上三项能量之和定义为 E ,那么在截面1处,有

$$E_1 = mgh_1 + \frac{1}{2}mv_1^2 + m \frac{p_1}{\rho}$$

由于是稳定流动,在同一时间内必然有质量为 m 的流体从截面2流出。同理可知在截面2处的能量为

$$E_2 = mgh_2 + \frac{1}{2}mv_2^2 + m \frac{p_2}{\rho}$$

根据能量守恒定律可知, $E_1 = E_2$, 即

$$mgh_1 + \frac{1}{2}mv_1^2 + m \frac{p_1}{\rho} = mgh_2 + \frac{1}{2}mv_2^2 + m \frac{p_2}{\rho} = \text{常数}$$

方程两边均除以 mg , 得到

$$h_1 + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} = h_2 + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} = \text{常数}$$

此式就是理想稳定流体的伯努利方程。工程上通常将 h_1 、 h_2 称为位压头, $\frac{v_1^2}{2g}$ 、 $\frac{v_2^2}{2g}$ 称为

动压头, $\frac{p_1}{\rho g}$ 、 $\frac{p_2}{\rho g}$ 称为静压头。

2. 实际流体的伯努利方程

实际流体具有黏性,在流动过程中要产生阻力,消耗流体的能量。此外,为保证流体达到要求,通常采用机械对流体输入外加能量。因此,应在理想流体的伯努利方程左侧(流入)加入一项外加能量压头 H_e ; 另一侧(流出)加入一项消耗能量的压头损失 Σh_f , 建立实际



图1-5 流管内的稳定流动示意图

流体的伯努利方程,即

$$h_1 + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + H_e = h_2 + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + \Sigma h_f$$

此式为不可压缩实际流体的伯努利方程。

在制冷工程中,气体为可压缩流体,根据能量转化与守恒定律,介绍两种特定情况下的计算式。

(1) 绝热过程

$$h_1 + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{K}{K-1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1 g} + H_e = h_2 + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{K}{K-1} \cdot \frac{p_2}{\rho_2 g} + \Sigma h_f$$

式中, K 为流体的绝热指数, ρ_1 及 ρ_2 分别为压缩前后的流体密度。

(2) 等温过程

当 $\frac{p_1 - p_2}{p_1}$ 小于20%时,采用平均流体密度 $\rho_m \left(\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} \right)$ 计算,计算式为

$$h_1 + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho_m g} + H_e = h_2 + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho_m g} + \Sigma h_f$$

在使用伯努利方程时,应注意只能用于稳定流体的流动。同时还应注意,对于具体的问题应选用对应的计算公式;正确地选取截面和水平基准面。

[例] 已知高压储液桶内地绝对压力为0.8MPa,采用直接供液方式,将液态制冷剂节流降压后供至绝对蒸发压力为0.25MPa的蒸发系统,供液管尺寸为 $\phi 57\text{mm} \times 3.5\text{mm}$,管内最大流速为1m/s,假定管道阻力损失为2m制冷剂液柱,如图1-6所示,试计算最大压送高度。

[解] 取水平基准面为1-1截面。

查饱和制冷剂液体和蒸汽的热力性质表,得到制冷剂液体的密度为: $p_1=0.8\text{MPa}$ 时 $\rho_1=614.83\text{ kg/m}^3$, $p_2=0.25\text{MPa}$ 时 $\rho_2=656.91\text{ kg/m}^3$,则

$$\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} = 635.87\text{ kg/m}^3$$

又已知, $v_1=0$, $h_1=0$; $v_2=1\text{ m/s}$, $H_e=0$,以及 $\Sigma h_f=2\text{ m}$,代入公式

$$h_1 + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho_m g} + H_e = h_2 + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho_m g} + \Sigma h_f$$

$$0 + \frac{0}{2 \times 9.81} + \frac{0.8 \times 10^6}{635.87 \times 9.81} + 0 = h_2 + \frac{1}{2 \times 9.81} + \frac{0.25 \times 10^6}{635.87 \times 9.81} + 2$$

求得 $h_2 = 86.12\text{ m}$

由此可见,制冷系统高、低压之间的压差会把制冷剂送到很远或者很高的地方。

在一般的制冷工艺中,对于阻力损失、管道长度及口径的配置,往往利用整理好的图表进行图解计算,使用很方便。

3. 气体分压定律

道尔顿气体分压定律指出,混合气体的总压力(压强) p 等于各组成气体分压力(压强)

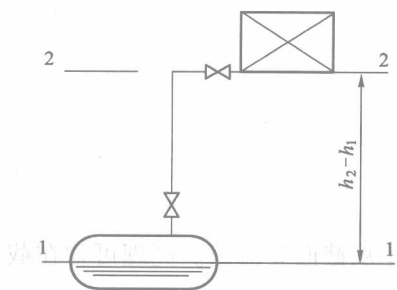


图 1-6 例题图