

第一篇

管道工程基础知识

第一章 管道工程力学基础

第一节 力学基本概念

一、力

力是物体间的相互作用,其结果使物体运动状态发生变化,或使物体发生变形。前者称为力的外效应,后者称为力的内效应。

实践表明,力对物体作用的效果取决于力的大小、方向和作用点,通常称为力的三要素。

力是矢量,可用带箭头的线段表示,见图 1-1-1。线段的长短表示力的大小,线段的方位和箭头的指向表示力的方向,线段的起点(或终点)表示力的作用点。过力的作用点沿力的方向划出的直线称为力的作用线。“ F ”代表矢量,用 F 表示力的大小。

国际单位制中,力的单位为 N。

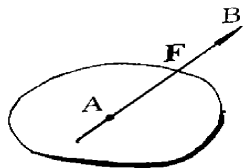


图 1-1-1 力的图示

二、力矩

作用在自由体上的一个力一般会引起物体的移动和转动。力矩是力使物体绕某点转动效应的度量。见图 1-1-2,作用于扳手一端的力 F 使扳手产生绕 O 点转动的效应,不仅与力 F 的大小有关,且与转动中心 O 点至力 F 的作用线的垂直距离 d 有关。

在力学中以 Fd 乘积 ,并加上适当的正负号来度量力 F 对物体 O 点转动的效应。这个量称为力 F 对于 O 点的矩 ,简称力矩 ,以符号 $m_0(F)$ 表示 ,即

$$m_0(F) = \pm Fd \tag{1-1-1}$$

点 O 称为力矩中心 ,简称矩心 ; d 称为力臂。

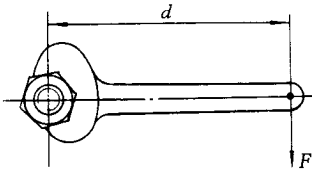


图 1-1-2 力对点之矩

力使物体绕点转动时 ,有两种不同的转向。通常规定 ,力使物体按逆时针方向转动时的力矩为正 ,反之为负。

在平面问题中 ,力对点的矩只取决于力矩的大小和转向 ,因此力矩是个代数量。力矩的单位是 $N \cdot m$ 或 $kN \cdot m$ 。

三、力偶

如图 1-1-3 所示 ,方向盘受到一对反向平行力作用 ,产生转动。这种大小相等、方向相反 ,作用线不在同一直线上的两个平行力称为力偶 ,以符号 (F, F') 表示。两力作用线所决定的平面称为力偶的作用平面 ,两力作用线间的垂直距离称为力偶臂 ,以符号 d 表示。

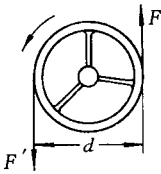


图 1-1-3 力偶

力偶对刚体只产生转动效应 ,没有移动效应 ,这与一个力单独作用时是不同的。因此 ,力偶不能与一个力等效 ,也就不能与一个力平衡。

力偶的转动效应分别与力偶中力 F 的大小、力偶臂 d 的大小成正比 ,与力偶的作用面也有关。因此可用乘积 Fd 来度量力偶的转动效应 ,称力偶矩 ,记作 $m(F, F')$ 或简记为 m ,即

$$m = m(F, F') = \pm Fd \tag{1-1-2}$$

平面问题中 ,力偶中两力逆时针转向取正号 ,顺时针取负号。力偶矩的单位是 $N \cdot m$ 或 $kN \cdot m$ 。

力偶的三要素为：力偶矩的大小、转向和作用面。

力偶在任何坐标轴上的投影为零，力偶没有合力，即力偶不能与一个力等效。

力偶的两个力对其作用面内任一点力矩的代数和为一常数，并等于力偶矩。力偶对平面内任一点之矩与该点的位置无关。

在同一平面内，具有相等数值的力偶矩和相同转动方向的两个力偶等效。

由此等效条件可得出以下推论：

① 已知力偶可以在平面内任意移动而不改变它对刚体的作用；

② 在力偶矩的大小和转向不变的条件下，可同时改变该力偶的力和力偶臂而不改变力偶对刚体的作用。

由此，力偶可用两个等值、反向、不共线的平行力表示，也可用力偶矩 m 的弧线表示，见图 1-1-4。

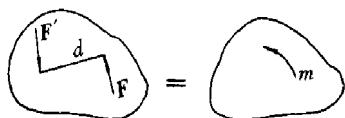


图 1-1-4 力偶矩 m 的弧线

第二节 外力、内力与应力

一、外力

外力是指某一物体受到其他物体作用的所有外力，按其对物体产生的外效应，可分为两大类：主动力与约束反力。主动力的外效应是促使物体运动或发生形变，约束反力的外效应是阻碍物体的运动。按其作用方式可分为体积力和表面力。体积力是连续分布于物体内部各点，单位是 N/m^3 ；表面力是作用于物体表面上的力，又可分为分布力和集中力。连续作用于物体表面某一面积上的力称为分布力，分布力的单位是 N/m^2 。若外力分布面积的宽远小于长度时，以沿轴线每单位长度内作用多少力度量，称为分布载荷，单位是 N/m 。若外力分布面积远小于物体时，可以看成作用于一点的集中力，称为集中载荷，单位是 N 。常见的外力有拉力、压力、剪切力等。

二、内力及其计算

(一) 内力

物体受到外力作用而产生变形时，由内部各质点间的相对位置改变而引起的相互

作用称为内力。不受外力作用时,物体内部各质点也存在着相互作用力,在外力作用下则会引起原有相互作用力的改变。材料力学中的内力,就是指这种因外力引起的物体内部各部分相互作用力的改变量。

(二) 截面法

内力是物体内部相互作用的力,只有将物体假想地截开才可能把内力显露出来并进行分析。以图 1-1-5a 中,在平衡力系作用下的物体为例,沿 C 截面假想地将物体截为 A、B 两部分,如图 1-1-5b 所示。A 部分的截面上由于 B 部分对它的作用而存在着内力,按照连续性假设,内力在该截面上是连续分布的。这种分布内力可以向截面形心 O 简化为主矢 R 和主矩 M_0 。今后把分布内力的合力称为截面上的内力。同理, B 部分的截面上也存在着因 A 部分对它的作用而产生的内力 R' 和 M'_0 。根据作用与反作用定律,同一截面两边的内力必大小相等方向相反,即任一截面处的内力总是成对的。整个物体处于平衡状态时,若将 A、B 两部分中任意一部分留下观察,它也必然保持平衡。因此对留下部分建立平衡方程就可以确定该截面上的内力。这种用假想截面把构件截开后求内力的方法称为截面法。

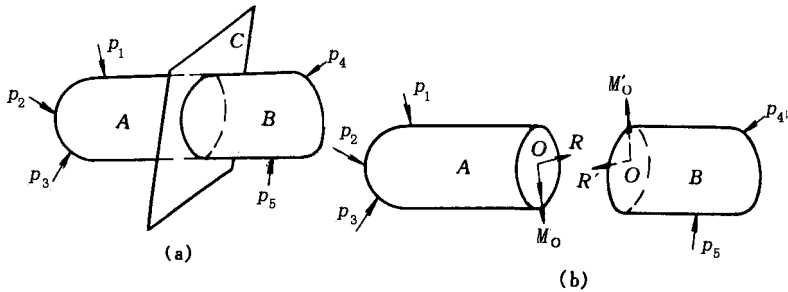


图 1-1-5 截面法

截面法是求内力的基本方法,其步骤如下。

1. 截开 欲求某一截面上的内力时,就用截面假想地把构件截开,取一部分作为研究对象,弃去另一部分。

2. 代替 用作用于截面上的内力代替弃去部分对留下部分的作用。

3. 平衡 对留下的部分建立平衡方程并求解出内力。

例如: 构件受力 P_1 、 P_2 、 P_3 作用,见图 1-1-6a,求截面 1-1、2-2 上的内力

解 (1) 截面 1-1 上的内力: 假想在 1-1 处将杆件截开为两段,取左段为研究对象,画受力图,见图 1-1-6b,列静力平衡方程。

$$\begin{aligned} \sum P_x = 0 \text{ 得} \quad N_1 - P_1 &= 0 \\ N_1 = P_1 &= 1\text{kN} \end{aligned}$$

(2) 求截面 2-2 上的内力。假想在 2-2 处将杆件截开为两段,其左段受力图见图 1-1-6c,由静力平衡方程得

$$N_2 + P_3 - P_1 = 0$$

$$N_2 = P_1 - P_3 = 1 - 3 = -2\text{ kN}$$

截面 2-2 上的内力 N_2 为负值,说明实际方向与假定方向相反。

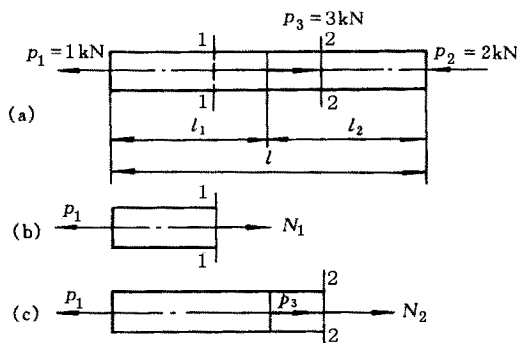


图 1-1-6 构件受力图

三、应力及其计算

只知道截面上内力的大小,还不能解决构件的强度问题。例如两根材料相同,粗细不等的杆件,在相同拉力的作用下,它们的内力是相等的,当拉力逐渐增大时,细杆必先被拉断。这说明杆件的强度不仅与内力大小有关,还与其横截面面积的大小有关。实验证明,杆件的强度必须用单位面积上的内力来衡量。单位面积上的内力称为应力。应力达到一定程度时,杆件就发生破坏。

杆件受轴向拉伸(压缩)时,横截面上的内力是均匀分布的,因此,横截面上各点应力相等,且垂直于横截面。这种与截面垂直的应力,称为正应力,用 σ 表示。产生拉伸变形的正应力为拉应力,产生压缩变形的正应力为压应力。若内力为 N ,杆件的横截面面积为 F ,则正应力为

$$\sigma = \frac{N}{F} \quad (1-1-3)$$

单位是 N/m^2 ,即为 Pa ($1\text{ MPa} = 10^6\text{ Pa} = 10^6\text{ N/m}^2 = 1\text{ N/mm}^2$)。

例如:如图 1-1-7 所示,贮罐每个支脚承受的压力 $P = 30\text{ kN}$,它是用外径是 140 mm ,内径为 131 mm 的钢管制成的。试求支脚的压应力。

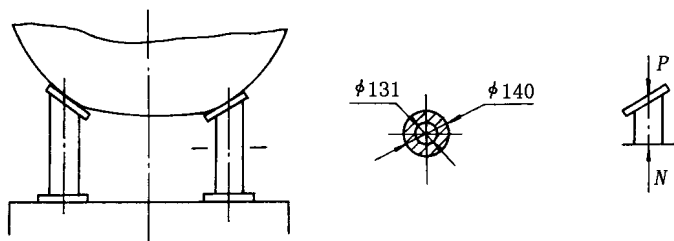


图 1-1-7 贮罐支脚受力图

解 支脚的内力为压力 $N = P = 30\text{kN}$

支脚的横截面积 $F = \frac{\pi}{4}(140^2 - 131^2) = 1920\text{mm}^2$

压应力为 $\sigma = \frac{N}{F} = \frac{30 \times 10^3}{1920} = 15.6\text{MPa}$

四、剪力及其计算

工程上许多构件之间的联接常采用销钉、铆钉、键等。这些构件主要承受剪切作用。构件的受力特点是受到一对大小相等、方向相反、作用线距离很近且垂直于轴线的力的作用。变形特征是构件沿两力的分界面发生相对错动。这两个相对错动的平面称为剪切面,这种变形则称为剪切变形。伴随剪切变形而产生的内力称为剪力,剪力的方向与截面平行。

由于受剪构件的变形很复杂,很难确定剪力在截面上的真实分布规律。为了计算方便,工程中通常采用近似算法,即假设剪力 Q 在截面上均匀分布,于是截面面积 A 上的剪应力 τ 为

$$\tau = \frac{Q}{A} \quad (1-1-4)$$

例如: 在槽钢横梁的一端冲制 $d = 14\text{mm}$ 的孔,设冲孔部分板厚 $\delta = 7.5\text{mm}$,槽钢钢材的剪切强度极限 $\tau_b = 300\text{MPa}$,求所需冲力大小。

解 冲孔时冲头向下的压力和冲模向上的支承力,使槽钢受到剪切的作用。剪切面是直径为 d ,厚度为 δ 的圆柱面,剪切面面积

$$A = \pi d \delta = 3.14 \times 14 \times 7.5 = 330\text{mm}^2$$

剪切时,剪切面上的剪力须达到剪切强度极限 τ_b ,此时的剪力

$$Q = \tau_b \cdot A = 300 \times 330 = 99000\text{N} = 99\text{kN}$$

冲力 P 应等于剪力 Q , $P = Q = 99\text{kN}$

第三节 弯矩、扭矩

一、弯曲变形及弯矩的计算

火车轮轴、桥式起重机的横梁等是常见的杆件。作用于杆件上的外力垂直于杆件的轴线,使原为直线的轴线变形后成为曲线,这种形式的变形称为弯曲变形。以弯曲变形为主的杆件习惯上称为梁。

梁的横截面一般都具有对称轴,见图 1-1-8a,梁的外力均作用在包含此对称轴的

同一纵向对称面内,见图 1-1-8b;梁变形后的轴线在纵向对称面内将是一条平面曲线,这种弯曲称为平面弯曲。这是工程上最常见,也是最简单的弯曲现象。

(一) 作用在梁上的载荷

1. 集中力 其作用范围远小于构件长度的载荷,用 P 表示,单位为 N 。
2. 集中力偶 其矢量的方向垂直于纵向对称面,用 m 表示,单位为 $N \cdot m$ 。
3. 分布载荷 如图 1-1-8b 所示,它是沿梁长度方向单位长度上所受的力,用 q 表示,单位为 N/m 。

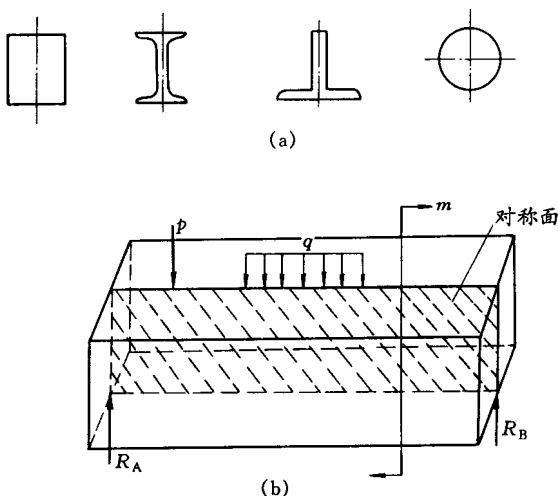


图 1-1-8 平面弯曲

(二) 静定梁的形式

当梁的支、反力都可以用平面一般力系的三个平衡方程求出时,称此梁为静定梁。静定梁有三种形式。

1. 简支梁 一端用固定铰链支承,另一端用活动铰链支承的梁,称为简支梁。如桥式吊车的横梁,铁路桥梁等。
2. 外伸梁 梁的支承情况与简支梁相同,但梁的一端或两端外伸在支座外,称为外伸梁。如车轮轴等。
3. 悬臂梁 一端为固定端,另一端为自由端的梁,称为悬臂梁。

(三) 剪力与弯矩

当梁上所有外力或部分外力(载荷和支反力)为已知时,可用静平衡方程和截面法计算梁横截面上的内力。

以图 1-1-9a 所示的简支梁为例,求距 A 端 x 处的横截面 $m-m$ 上的内力。在 m

- m 处假想地把梁截成两段,取左段梁为研究对象,见图 1-1-9b,作用于左段梁上的外力有 P_1 和 R_A ,右端梁作用于截面 $m-m$ 上的内力。为满足左段梁的平衡条件,横截面 $m-m$ 上必然存在两个内力元素,即沿该截面切线方向的剪力 Q 和位于荷载平面内的弯矩 M 。它们均可利用平衡方程求得。

由
$$\sum Y=0, R_A - P_1 - Q = 0$$

得
$$Q = R_A - P_1$$

由
$$\sum m_O = 0, M + P_1(x - a) - R_A x = 0$$

得
$$M = R_A x - P_1(x - a)$$

这里的矩心 O 是横截面 $m-m$ 的形心。

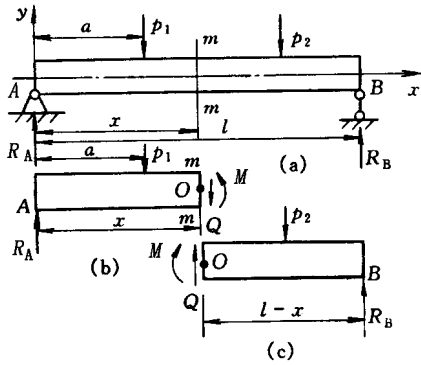


图 1-1-9 简支梁

取右段梁为研究对象如图 1-1-9c,求得截面 $m-m$ 上的剪力 Q 和弯矩 M ,与取左段梁为研究对象时求得的 Q 和 M 大小相等、方向(或转向)相反,互为作用力与反作用力。这就是内力的成对性。为使两段梁在同一横截面上的剪力和弯矩分别有相同的正负号,可根据梁的变形来规定剪力和弯矩的符号。为此,在横截面 $m-m$ 处截取长为 dx 的微段梁(图 1-1-10)。一般规定:使该微段梁有左端截面向上、右端截面向下的相对错动变形时,横截面 $m-m$ 上的剪力为正[图 1-1-10a],反之为负[图 1-1-10b];使微段梁的弯曲为下凸而使底面伸长时,横截面上的弯矩为正[图 1-1-10c],反之为负[图 1-1-10d]。依此规定,图 1-1-9(b)或(c)中的剪力和弯矩都为正。

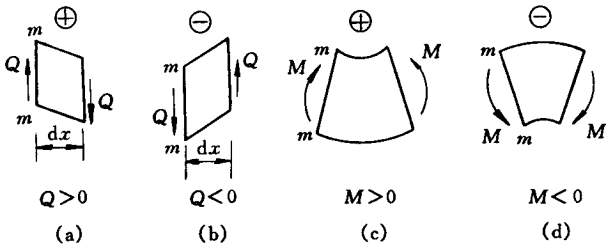


图 1-1-10 剪力和弯矩的符号

用截面法求得梁上某一截面上的剪力和弯矩,总是与该截面任一侧梁上的外力相平衡的。因此,有如下结论。

1. 梁任意截面上的剪力,在数值上等于该截面任一侧(左侧或右侧)梁上全部外力的代数和。

2. 梁任一截面上的弯矩,在数值上等于该截面任一侧(左侧或右侧)梁上全部外力对该截面形心力矩的代数和。

(四) 弯矩图

在一般情况下,梁横截面上的剪力和弯矩随截面位置的不同而变化。若以梁的轴线为 x 轴,坐标 x 表示横截面的位置,则可将弯矩表示为

$$M = M(x) \quad (1-1-5)$$

以上函数表达式称为弯矩方程。根据这个方程,画出弯矩沿梁轴线变化的图线,称为弯矩图。

例如:如图 1-1-11 所示,简支梁 AB 受载荷 P 作用。梁的跨度为 l ,为 P 到支点 A 和 B 的距离分别为 a 和 b ,试画该梁的弯矩图。

解 先求支座反力。由静力平衡方程求出:

$$R_A = P \frac{b}{l} \quad R_B = P \frac{a}{l}$$

外力将梁分成受力不同的 AC 和 CB 两段,这两段的弯矩方程不同,应分别列出,然后按弯矩方程画弯矩图。

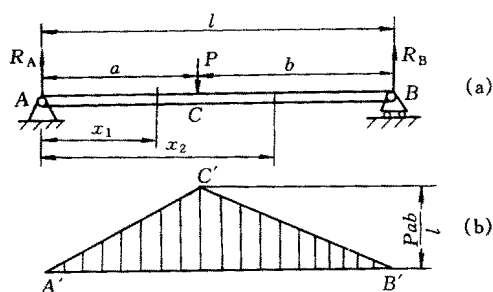


图 1-1-11 简支梁的弯矩与弯矩图

(1) AC 段 距 A 与为 x_1 的任意截面上的弯矩

$$M_1 = R_A x_1 = P \frac{b}{l} x_1 \quad (0 \leq x_1 \leq a)$$

当 $x_1 = 0$ 时 $M_1 = 0$

当 $x_1 = a$ 时 $M_1 = P \frac{b}{l} \cdot a$

这是直线方程。选适当比例,按以上数据确定 $A'C'$ 两点,连接 $A'C'$,即得 AC 段的

弯矩图。

(2)CB 段 距 A 点为 x_2 的截面上的弯矩方程

$$M_2 = R_A \cdot x_2 - P(x_2 - a) = P \frac{a}{l}(l - x_2) \quad (a \leq x_2 \leq l)$$

这也是一直线方程。

当 $x_2 = a$ 时 $M_2 = P \frac{a}{l}(l - a) = P \frac{ab}{l}$

当 $x_2 = l$ 时 $M_2 = 0$

按以上数据画出 CB 段的弯矩图 $C'B'$ 。

从弯矩图上看 ,由单个外力 P 作用的简支梁 ,最大弯矩在力 P 的作用处 ,其值为

$$M_{\max} = P \frac{ab}{l}$$

二、扭转变形及扭矩的计算

在工程中常遇到一些承受扭转变形的构件。如图 1-1-12 所示 ,搅拌器的主轴 ,两端受到由电动机传来的主动力偶矩和介质对搅拌轴的阻力矩的作用 ,就是杆件受到扭转变形的实例。

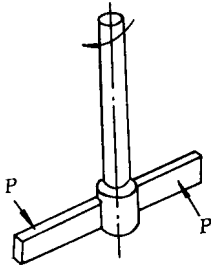


图 1-1-12 搅拌器

上述杆件的受力特点是垂直于杆轴 x 的两个平面内作用着两个大小相等、方向相反的力偶矩 ,使杆件任意两横截面之间都发生绕轴线相对转动。这就是扭转变形。

一般受扭转的杆件常同时伴随着其他的变形。如果略去其他变形 ,只考虑扭转变形 ,其受力简图如图 1-1-13 所示。将主要产生扭转变形的杆件称为轴。圆轴扭转是工程中常见扭转现象。

使轴产生扭转变形的力偶矩 m 称为轴的外力偶矩。



图 1-1-13 扭转杆件

(一) 外力偶矩的计算

当传动轴的转速和各轮传递的功率已知时,可以换算出作用在各轮上的扭转外力偶矩。

设轴的转速为 n , 则作用在轴上的外力偶矩 m 每秒做功为

$$N = \frac{2\pi n}{60} \cdot m \quad (1-1-6)$$

外力偶矩的计算公式为

$$m = \frac{60N}{2\pi n} \text{ 或 } m = 9549N/n \quad (1-1-7)$$

式中 N ——轴所传递的功率 kW;

n ——轴的转速 r/min;

m ——作用在轴上的外力偶矩 $N \cdot m$ 。

主动力矩方向与轴的转向一致,而在同一轴上的从动力矩(阻力矩)方向则与轴的转向相反。

(二) 扭矩及其计算

图 1-1-14 所示为传动轴 AB,其受力简图如图 1-1-14a 所示,可用截面法求任意截面 I-I 上的内力。假想将轴沿该截面切开,分成两部分,并取左部分为研究对象,见图 1-1-14b。由于整个轴是平衡的,所以左部分也处于平衡状态,在横截面上与外力偶矩平衡的内力必须是一个内力偶矩,内力偶矩称为扭矩,以 M_T 表示。由左部分的平衡条件 $\sum M_x = 0$

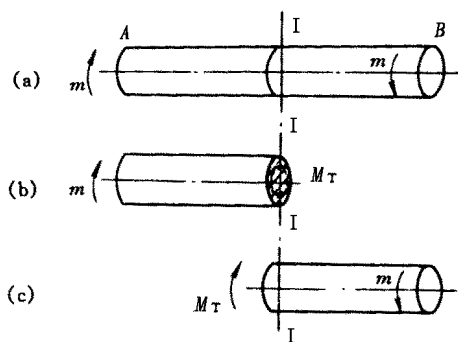


图 1-1-14 传动轴

$$M_{T_I} - m = 0$$

得

$$M_{T_I} = m$$

M_{T_I} 为 I-I 截面上的扭矩,它是左右两部分在 I-I 截面上相互作用的内力偶矩。

若取右部分为研究对象,见图 1-1-14c,仍然可以求得 $M_T = m$ 的结果,其方向则与左部分相反。

扭矩 M_T 的正、负符号规定如下:按右手螺旋法则把 M_T 表示为矢量,右手四指沿着扭矩的旋转方向转动。如果大拇指的指向与该扭矩所作用的横截面的外法线方向一致时,扭矩为正,反之为负。依此,在图 1-1-14 中 I-I 截面上的扭矩无论是在左截面上或在右截面上,都是正的。

若作用于轴上的外力偶矩多于两个,可用图线来表示各截面上扭矩沿轴线变化的情况,这种图线称为扭矩图。以横轴表示横截面的位置。纵轴表示相应各截面上的扭矩,按适当的比例尺,将正的扭矩画在横轴上面,负的扭矩画在下面。

例如:如图 1-1-15 所示,传动轴转速 $n = 500\text{r/min}$ 轮 2 输入功率 $N_2 = 10\text{kW}$ 轮 1 和轮 3 输出功率分别为 $N_1 = 7\text{kW}$ 和 $N_3 = 3\text{kW}$ 。轴承的摩擦忽略不计。试求截面 1-1、2-2 的扭矩。

解 (1)求各轮的力偶矩

$$M_2 = 9549 \times \frac{N_2}{n} = 9549 \times \frac{10}{500} = 191\text{N}\cdot\text{m}$$

$$M_1 = 9549 \times \frac{N_1}{n} = 9549 \times \frac{7}{500} = 134\text{N}\cdot\text{m}$$

$$M_3 = 9549 \times \frac{N_3}{n} = 9549 \times \frac{3}{500} = 57\text{N}\cdot\text{m}$$

(2)求 1-1 截面上的扭矩 M_{T_1} 假想在 1-1 处截开传动轴,取左段为研究对象,画出受力图,见图 1-1-15b,根据平衡方程

$$\sum M_x = 0 \quad M_1 - M_{T_1} = 0 \quad M_{T_1} = M_1 = 134\text{N}\cdot\text{m}$$

(3)求 2-2 截面上的扭矩 M_{T_2} 由图 1-1-15c 所示受力图得

$$M_{T_2} - M_2 + M_1 = 0 \quad M_{T_2} = M_2 - M_1 = 191 - 134 = 57\text{N}\cdot\text{m}$$

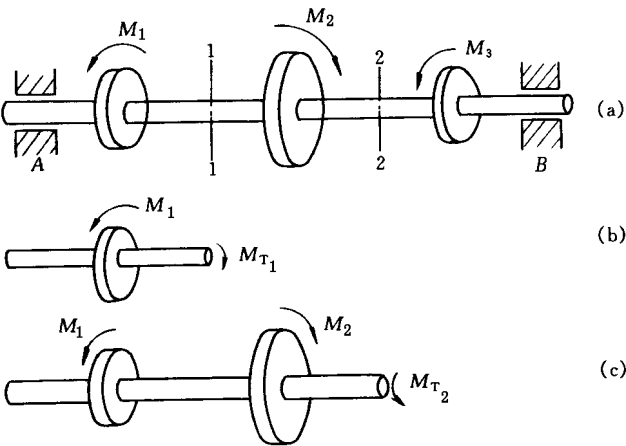


图 1-1-15 传动轴截面的扭矩

第二章 管道工程流体力学理论

第一节 流体的性质

液体和气体 统称为流体。

流体力学是力学的一个分支 ,它研究流体静止和运动的力学规律及其在工程技术中的应用。

流体在管道工程中应用非常广泛。学好流体力学就能对专业范围内的流体力学现象作出合乎实际的定性判断 ,进行足够精确的定量估计。在这一章里主要讲述流体的主要物理性质 ,流体静压强及其应用 ,恒定流的连续方程 ,能量方程及应用 ,流动阻力及能量损失。学习流体力学应把注意力放在基本原理、基本概念、基本方法的理解和掌握方面 ,要学会理论联系实际地分析和解决工程中的各种流体力学问题。

一、流体的特性

物质有三种形态 :固态、液态和气态。液体和气体统称为流体。固体和流体有根本的区别 ,固体有一定的形状和体积 ,具有抗拉、抗压、抗剪的能力。而流体则不同 ,流体没有固定的形状。流体的抗剪能力很小 ,当流体受到微小的剪切力作用时 ,会发生连续不断的变形 ,流体质点之间必然产生相对运动 ,因此 ,流体具有流动性 ,也是流体适宜作为介质便于采用管渠输送的主要原因。另一方面 ,流体和固体一样 ,能够承受较大的压力。

液体与气体又有质的差别 ,液体没有固定的形状 ,但有一定的体积。这是因为液体各质点间的内聚力很小 ,不能承受拉力和抵抗剪切变形 ,所以不能有固定的形状 ,而气体既没有固定的形状 ,也没有一定的体积。气体各质点间的内聚力很小 ,不能承受压力 ,在外力作用下 ,很容易被压缩。

二、流体的主要物理性质

(一)密度和重力密度

1. 密度

流体和固体一样具有质量 ,质量愈大 ,惯性愈大。对于均质流体 ,单位体积的流体质量称为流体的密度 ,其表达式为 :

$$\rho = \frac{M}{V} \tag{1-2-1}$$

式中 ρ ——流体的密度(kg/m^3);
 M ——流体的质量(kg);
 V ——流体的体积(m^3)。

2. 重力密度

流体和固体一样 ,也具有重力 ,对于均质流体 ,单位体积流体的重力称为流体的重力密度 ,又称为重度 ,其表达式为 :

$$\gamma = \frac{G}{V} \tag{1-2-2}$$

式中 γ ——流体的重力密度(N/m^3);
 G ——流体的重力(N);
 V ——流体的体积(m^3)。

由于物体的重力等于质量和重力加速度的乘积 ,所以式 1-2-2 可以写成

$$\gamma = \frac{G}{V} = \frac{M}{V}g = \rho g \tag{1-2-3}$$

式 1-2-3 表明 :流体的重力密度等于流体的密度和重力加速度的乘积。
常见液体的密度和重力密度见表 1-2-1。

表 1-2-1 常见流体的密度、重力、密度

流 体 名 称		密 度 (kg/m^3)	重 力 密 度 (N/m^3)	测 定 条 件 ($^{\circ}\text{C}$)
液 体	汽 油	687 ~ 740	6670.8 ~ 7259.4	15
	乙 醚	740	7259.4	0
	纯 乙 醇	790	7749.9	15
	甲 醇	810	7946.1	4
	煤 油	800 ~ 850	7848 ~ 8338.5	15
	重 油	900 ~ 950	8829 ~ 9319.5	15
	蒸 馏 水	1000	9810	4
	海 水	1020 ~ 1030	10006.2 ~ 10104.3	15
	无水甘油	1260	12360.6	0
	水 银	13590	133318	0

续表

流 体 名 称		密 度 (kg/m^3)	重 力 密 度 (N/m^3)	测 定 条 件 ($^{\circ}\text{C}$)
气 体	氢	0.0899	0.8819	标准状况
	甲 烷	0.7168	7.0318	
	氨	0.7714	7.5674	
	乙 炔	1.1709	11.4865	
	一氧化碳	1.2500	12.2625	
	氮	1.2505	12.2674	
	空 气	1.2928	12.6824	
	氧	1.4290	14.0185	
	二氧化碳	1.9768	19.3924	
	氯	3.2200	31.5882	

(二) 流体的粘滞性

在日常生活中,人们会发现,从瓶里向外倒水比倒油快,这就是说,水比油流得快。这个现象说明流体具有一种性质,即粘滞性。水的粘滞性较油的粘滞性小,因而流得快。当流体处在静止状态时,粘滞性显示不出来,因此,粘滞性与运动有关。粘滞性对流体运动起着阻碍作用。

以管内流体流动为例,来研究流体的粘滞性,如图 1-2-1 所示,当流体在圆管中缓慢流动时,水流断面上出现了速度快慢不一的无数流层,紧贴管壁处的流速为零,各层流速向着管轴心方向逐渐增大,在管轴中心流速最大,呈现曲线形状变化。位于管壁与管中心之间的流层将以不同的流速向前运动,由于各流层的流速不同,使质点间产生了相对运动,其中流速较大的流层对流速较小的流层便产生了一个拖力,相反,流速较小的流层对流速较大的流层也产生了一个阻挠拖动的阻力,拖力和阻力是大小相等方向相反的一对力,分别作用在相邻两流层的表面上。我们将这一对力叫粘滞力或内摩擦力。流体运动能够产生粘滞力的性质称为流体的粘滞性。

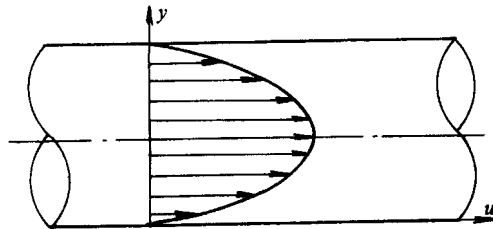


图 1-2-1 流体质点在圆管中的流速分布图

实验证明,压力对同一流体的粘度影响不大,而温度对流体的粘度影响较大。如水的粘度随温度的升高而减小,这是因为粘滞性是分子间的吸引力和分子不规则的热运

动产生动量交换的结果。温度升高,分子间的吸引力降低,动量增大。反之,温度降低,分子间的吸引力增大,动量减小。对于液体,分子间的吸引力是决定性的因素,所以液体的粘滞性随温度的升高而减小;对于气体,分子间的热运动产生动量交换是决定性因素,所以,气体的粘滞性随温度的升高而增大。

(三)流体的压缩性和膨胀性

1. 压缩性

当温度不变时,流体所受的压强增大,流体体积被压缩变小的性质称为流体的压缩性。

2. 膨胀性

当压强不变时,流体的温度升高,流体体积膨胀的性质称为流体的膨胀性。

水的膨胀性和压缩性是很小的,在通常情况下均可以不考虑,但在某些特殊情况下就不能忽略。例如,水在管道中流动,当阀门突然关闭产生水击时,就必须考虑水的压缩性。热水供应及热水供暖系统中,水的膨胀性就必须考虑。

气体与液体不同,具有显著的压缩性和膨胀性,温度和压强的变化都会引起气体重力密度和密度较大的改变。

第二节 流体静压强

一、流体静压强及其特性

(一)流体静压强

流体处在静止状态时,质点间无相对运动,故不存在粘滞力,但存在压力和重力的作用。流体静止时产生的压力称为静压力。如果在一个盛满水的水箱侧壁上开一个孔口,水立即会从孔口喷射出来。这个现象说明静止的流体中有压力,这个压力是流体的静压力,用符号“ P ”表示。

作用在整个面积上的静压力,称为流体的总静压力,作用在单位面积上所承受的流体静压力,称为流体的静压强,用“ P ”表示。

如图 1-2-2 所示,一个充满水的水箱,水箱底和侧壁均存在静水压力,如果水箱的某一侧壁面积为 A ,作用在面积 A 上的总静水压力为 P ,作用在面积 A 上的流体平均静压强为

$$P_{pj} = \frac{P}{A} \tag{1-2-4}$$

式中 P_{pj} ——作用面上流体平均静压强(N/m^2);
 P ——作用面上流体总静压力(N);
 A ——作用面面积(m^2)。

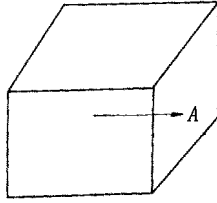


图 1-2-2 流体的
平均静压强

受压面上某点的压强称为流体静压强。流体平均静压强是作用在受压面上各静压强的平均值,而静压强则精确地反映了作用面上各流体质点的静压强。

(二) 流体静压强的特性

1. 静压强的方向与作用面垂直,并指向作用面,如图 1-2-3 所示。

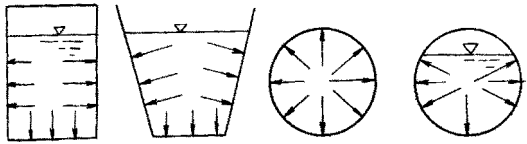


图 1-2-3 几种容器和管道流体静压强的方向

2. 静止流体中任意一点压强,在各个方向上都相等。

二、流体静压强的基本方程式

从静止的流体中,取出一铅直微小的圆柱体作为隔离体,如图 1-2-4 所示,微小圆柱体高为 h ,端面积为 A ,我们分析研究微小圆柱体的受力平衡问题。

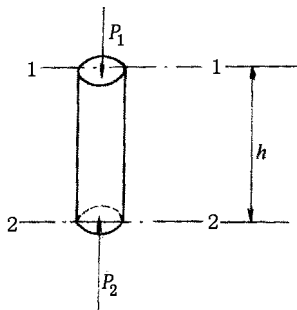


图 1-2-4 静压强基本方程式的推导

1. 微小圆柱体上端面压力为 P_1 :

$$P_1 = P_1 A \quad \text{方向垂直向下。}$$

2. 微小圆柱体下端面压力为 P_2 ;

$$P_2 = P_2 A \quad \text{方向垂直向上。}$$

3. 微小圆柱体自身重力 :

$$G = \rho ghA \quad \text{方向垂直向下。}$$

4. 微小圆柱体的侧面力 ,方向是水平的 ,作用在微小圆柱体的水平方向的压力相互抵消。因为流体处在静止状态 ,作用在垂直方向上的合力为零。即 :

$$\begin{aligned} P_2 - P_1 - G &= 0 \\ P_2 A - P_1 A - \rho ghA &= 0 \\ P_2 - P_1 &= \rho gh = \gamma h \end{aligned} \tag{1-2-5}$$

式中 p_1 ——流体端面 1 处的压强(Pa);
 p_2 ——流体端面 2 处的压强(Pa);
 ρ ——流体的密度(kg/m³);
 γ ——流体的重力密度(N/m³)。

从式 1-2-5 的推证来看 ,微小圆柱体的两个端面是任意选取的 ,因此可以得出结论 :静止流体中任意两点的压强差等于两点间的深度差乘以重力密度。

将式 1-2-5 压差关系改写成压强关系 则为

$$p_2 = p_1 + \rho gh = p_1 + \gamma h \tag{1-2-6}$$

现在把压强关系应用于求静止流体内某一点的压强 ,如图 1-2-5 所示 ,设液面压强为 p_0 ,液体的重度为 γ ,该点在液面下的深度为 h 根据式 1-2-6 得

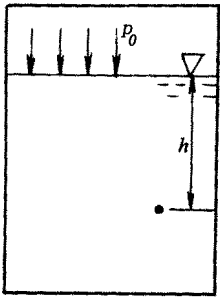


图 1-2-5 密闭容器
内某点压强

$$p = p_0 + \gamma h \tag{1-2-7}$$

式中 p ——液面内某点压强(Pa);
 p_0 ——液面气体压强(Pa);

γ ——液体的重力密度(N/m^3);

h ——某点在液面下深度(m)。

式 1-2-7 就是流体静压强的基本方程式。它表示静止流体中的压强随深度按直线变化的规律。静止流体中任意点的压强是由液面的压强和该点深度与重力密度的乘积两部分组成,因此,压强的大小与容器的形状无关。

如果把图 1-2-5 改成敞开容器,液面压强等于大气压强 p_a ,则式 1-2-7 就可写成

$$p = p_a + \gamma h \quad (1-2-8)$$

从式 1-2-7 可以看出,深度相同的各点压强也相同,这些深度相同的点所组成的面是一个水平面,由于水平面上各点的压强均相等,因此称这个水平面为等压面。

三、流体静压强的表示

在工程中,量度流体中某一点或某一空间点的压强,可以用不同的基准和量度单位。

(一)压强计算基准

压强的两种计算基准:绝对压强和相对压强。

1. 绝对压强:以没有气体存在的完全真空为零点起算的压强称为绝对压强,用符号 p_j 表示。

2. 相对压强:以大气压强为零点起算的压强值称为相对压强,用符号 p_x 表示。采用相对压强基准,则大气压强的相对压强值为零。即 $p_a = 0$

相对压强与绝对压强的关系为:

$$p_x = p_j - p_a \quad (1-2-9)$$

在容器开敞的情况下,相对压强可从式 1-2-8 简化为:

$$p = \gamma h \quad (1-2-10)$$

3. 真空压强:真空压强是指某点的绝对压强小于大气压强 p_a 的那部分,某一点的绝对压强只能是正值,不可能出现负值。但是拿它与大气压强相比,它可以大于大气压,也可以小于大气压。因此,相对压强可以正,也可以负。相对压强为正值时,称为正压;相对压强为负值时,称为负压,负压的绝对值称为真空度,用 p_k 表示,即

$$p_k = | - p_x | \quad (1-2-6)$$

以上三种压强的关系可用图 1-2-6 所示。

(二)压强的单位

第一种单位是从压强的基本定义出发,用单位面积上的力表示,即力/面积。国际单位为 N/m^2 (Pa), kN/m^2 (kPa)。工程单位为 kgf/m^2 或 kgf/cm^2 。

第二种单位是用大气压的倍数来表示,国际上规定:1 标准大气压(atm)= 101325Pa

= 101.325kPa。

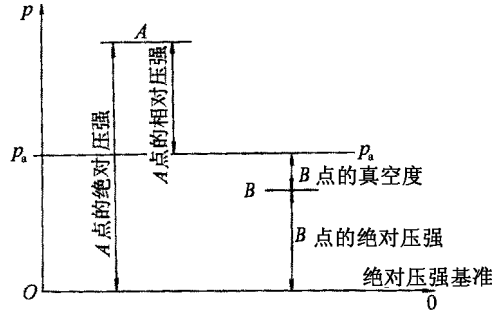


图 1-2-6 压强的关系图

1 工程大气压(at)=98070 Pa=98.07kPa

第三种单位是用液柱高度来表示 ,常用的有水柱高度或汞柱高度。

这种单位可从式 $6-10p = \gamma h$ 改写成 :

$$h = \frac{p}{\gamma} \tag{1-2-11}$$

只要知道液体的重力密度 γ 、 h 和 p 的关系就可以通过式 1-2-11 表示出来 ,因此 ,液柱高度也可以表示压强。例如一个标准大气压相应的水柱高度为 :

$$h = \frac{p}{\gamma} = \frac{101325\text{N/m}^2}{9807\text{N/m}^3} = 10.33\text{mH}_2\text{O}$$

相应的汞柱高度为 :

$$h' = \frac{101325\text{N/m}^2}{133370\text{N/m}^3} = 760\text{mmHg}$$

同理 ,一工程大气压相应的水柱高度为 :

$$h = \frac{98070\text{N/m}^2}{9807\text{N/m}^3} = 10\text{mH}_2\text{O}$$

相应的汞柱高度为 :

$$h' = \frac{98070\text{N/m}^2}{133370\text{N/m}^3} = 736\text{mmHg}$$

我国习惯用的工程单位制中 ,压强的单位为 kgf/cm^2 和 kgf/m^2 ,或者以大气压的倍数以及采用液柱高度作为压强单位 ,这些单位已经废除 ,但考虑到人们的使用习惯 ,现将它们之间的换算关系列表 1-2-2 中 ,供读者在使用时参考。

表 1-2-2 法定压强单位与习用非法定单位的换算

法定压强单位		习用非法定单位		单位换算关系
名 称	符 号	名 称	符 号	
牛顿/平方米 (帕斯卡)	N/m^2 (Pa)	千克力/平方米	kgf/m^2	$1\text{kgf/m}^2 = 9.807\text{N/m}^2(\text{Pa})$
千牛/平方米 (千帕斯卡)	kN/m^2 (kPa)	千克力/平方厘米	kgf/cm^2	$1\text{kgf/cm}^2 = 98.07\text{kN/m}^2(\text{kPa})$
兆帕斯卡	MPa	标准大气压	atm	$1\text{atm} = 0.101325\text{MPa}$
兆帕斯卡	MPa	工程大气压	at	$1\text{at} = 0.09807\text{MPa}$
帕斯卡	Pa	毫米水柱	mmH_2O	$1\text{mmH}_2\text{O} = 9.807\text{Pa}$
千帕斯卡	kPa	米水柱	mH_2O	$1\text{mH}_2\text{O} = 9.807\text{kPa}$
帕斯卡	Pa	毫米汞柱	mmHg	$1\text{mmHg} = 133.32\text{Pa}$

四、流体静压强基本方程式的应用

流体静压强的基本方程式在实际工程中应用广泛,现举例说明。

(一) 连通器

1. 如图 1-2-7 所示,连通器的两个容器内,装有同一种液体,液面上的气体压强(表面压强)相等,即 $p_{01} = p_{02}$ 因此可以确定两个容器内液面高度就一定相等,即 $h_1 = h_2$ 。现证明如下:

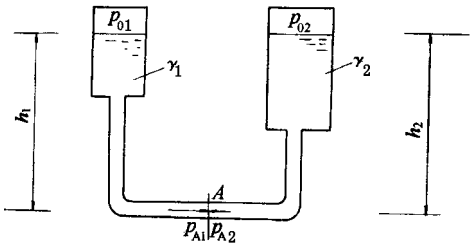


图 1-2-7 连通器 I

在连通器的连接管中取一点 A,分别列出容器 I、II 内液体对 A 点产生的绝对压强。

$$p_{A1} = p_{01} + \gamma_1 h_1$$

$$p_{A2} = p_{02} + \gamma_2 h_2$$

由于液体处于静止状态,所以 A 点是静止的,即 $p_{A1} = p_{A2}$ 亦即

$$p_{01} + \gamma_1 h_1 = p_{02} + \gamma_2 h_2$$

由于 $p_{01} = p_{02}$, $\gamma_1 = \gamma_2$ 所以

$$h_1 = h_2$$

结论 装有同一种流体 ,而表面压强又相等的连通器 ,其液面高度相等。工程上用的水位计就是根据这个原理制作的。

2. 如图 1-2-8 所示 ,连通器内装有相同的液体 ,即 $\gamma_1 = \gamma_2$,但表面压强不相等 ,即 $p_{01} > p_{02}$ 。在这种情况下 ,根据静压强的基本方程式 ,A 点的绝对压强为

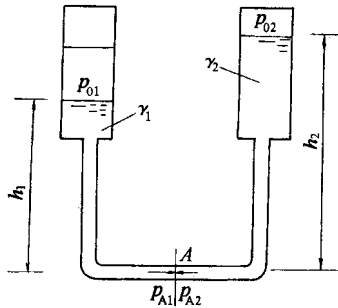


图 1-2-8 连通器 II

$$p_{A1} = p_{01} + \gamma_1 h_1$$

$$p_{A2} = p_{02} + \gamma_2 h_2$$

由于液体处于静止状态 , $p_{A1} = p_{A2}$,亦即

$$p_{01} + \gamma_1 h_1 = p_{02} + \gamma_2 h_2$$

因为 $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma$

所以 $p_{01} - p_{02} = \gamma_2 h_2 - \gamma_1 h_1 = \gamma (h_2 - h_1)$

结论 装有同一种液体的连通器 ,由于容器表面的压强不相同 ,液面的高度也不相同 ,表面压强的差可用 $\gamma (h_2 - h_1)$ 来表示 ,工程上常用的 U 形管就是根据这个原理来测量压强的。

(二)液注测压计

在工程中 ,经常需要测量流体的压强 ,如锅炉、水泵、风机、管道试压等 ,常常用到压差计来测量流体的压强 ,常用的测压计和真空计又分弹簧式、电测式和液柱式三类。由于液柱式测压计直观、方便和经济 ,因而在工程上得到了广泛的应用 ,下面介绍几种常用的液柱式测压计。

1. 测压管 :

测压管是一根玻璃直管或 U 形管 ,一端连接在需要测定的管道或容器壁的孔口上 ,另一端开口直接和大气相通 ,如图 1-2-9 所示。由于液面和大气接触 ,液面的相

对压强为零,测压管所测出的压强当然是相对压强。

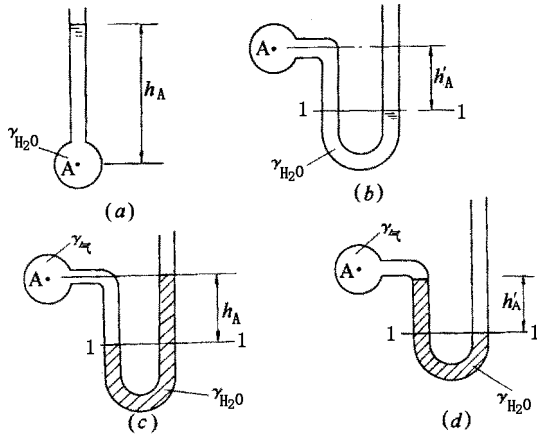


图 1-2-9 测压管

在图 1-2-9a 中测压管水面高于 A 点, p_A 为正值, 即 $p_A = \gamma_{H_2O} h_A$

在图 1-2-9b 中, 测压管水面低于 A 点, 以 1-1 为等压面, 则 $p_A + \gamma h'_A = 0$

故 A 点负压为 $p_A = -\gamma h'_A$

或真空度为 $p_k = \gamma h'_A$

如果需要测定气体压强, 则可以采用 U 形管盛水, 如图 1-2-9c 所示。由于空气的重力密度远小于水, 一般容器中的气柱高度又不大, 所以可以忽略气柱高度所产生的压强。仍以 1-1 为等压面, 则 $p_A = \gamma h_A$ 。

在图 1-2-9d 中, 测压管水面低于 A 点。仍以 1-1 为等压面, 则

$$p_A + \gamma h'_A = 0$$

故容器内气体的压强为负压 $p_A = -\gamma h'_A$

或 $P_k = \gamma h'_A$

2. 压差计:

压差计是测量两点间压强差的仪器, 常用 U 形管制成。根据压差的大小, U 形管中采用空气或各种不同重度的液体, 应用等压面进行压差计算。如图 1-2-10 所示, 根据 U 形管中水银面的高度差就可计算 A、B 两点的压差。

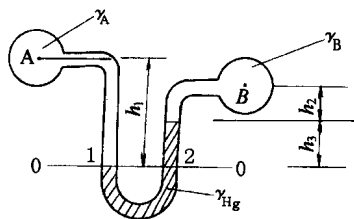


图 1-2-10 压差计

取 0-0 为等压面 根据静压强的基本方程式 $p_1 = p_A + \gamma_A h'$

$$p_2 = p_B + \gamma_B h_2 + \gamma_{Hg} h_3$$

因为 $p_1 = p_2$ (等压面)

$$\text{所以 } p_A - p_B = \gamma_B h_2 + \gamma_{Hg} h_3 - \gamma_A h_1 \quad (1-2-12)$$

若 $\gamma_A = \gamma_B = \gamma$ 则

$$p_A - p_B = \gamma_{Hg} h_3 - \gamma (h_1 - h_2) \quad (1-2-13)$$

若 A、B 两处被测流体均为气体时 则

$$p_A - p_B = \gamma_{Hg} h_3$$

3. 微压计 :

在测量微小压强或压差时 ,为了提高量测的精度 ,可以采用微压计 ,微压计一般用于测定气体压强 ,它的测压管是倾斜放置的 ,倾角为 α ,如图 1-2-11 所示 ,左边的容器与需要测压强的点相连 ,该容器与斜管液面的高差为 h ,高差 h 在测压管中的读数为 l ,则 $h = l \sin \alpha$

$$\text{所以 } p_1 - p_2 = \gamma l \sin \alpha \quad (1-2-14)$$

若 $p_2 = p_a$ 则左边容器的相对压强为 :

$$p_1 = \gamma l \sin \alpha \quad (1-2-15)$$

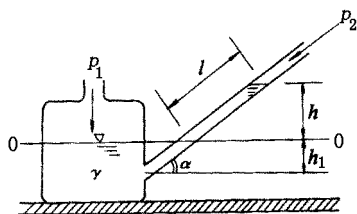


图 1-2-11 微压计

第三节 恒定流连续性方程

一、压力流与无压流

按照促使流体运动的作用力来分 ,流体运动可分为压力流和无压流。

(一) 压力流

流体运动时, 流体充满整个流动空间并依靠压力作用而流动的液流或气流, 称为压力流。压力流的特点是没有自由表面, 对固体壁面的各处包括顶部(如管壁顶部)有一定的压力, 如图 1-2-12a 所示, 在压力流中, 流体的压强一般大于大气压强, 局部地区(如水泵吸水管和虹吸管)可以小于大气压强。工业管道工程中管道内的介质流动, 一般都是压力流。

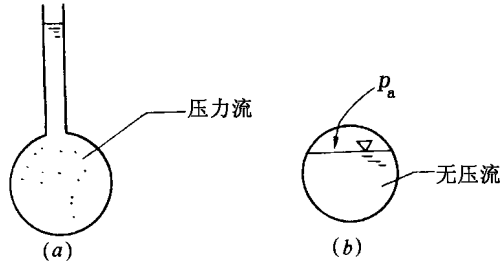


图 1-2-12 压力流与无压流

(二) 无压流

具有与大气相接触的表面, 并只依靠本身的重力作用而流动的液流, 称为无压流。无压流的特点是液体的部分周界不和固体壁相接触, 自由面上的压强等于大气压强, 如图 1-2-12b 所示。天然河流属于无压流, 各种排水管、明渠的液流都是无压流。

二、管流和射流

按照流体运动的边界条件来分, 流体运动可以分为管流和射流。

(一) 管流

流体运动时, 流体的整个周界或部分周界和管壁相接触的流动, 称为管流。管流的特点是, 流体运动时受到固体壁面的约束和影响。

(二) 射流

流体运动时, 流体的整个周界不和固体壁面相接触的流动称为射流。无论是气体射流还是液体射流, 进入同相流体的射流称为淹没射流, 进入异相流体的射流称为自由射流。在图 1-2-13 中, (a) 图水从侧孔流入大气属于自由射流。(b) 图水从侧孔流入水中属于淹没射流。

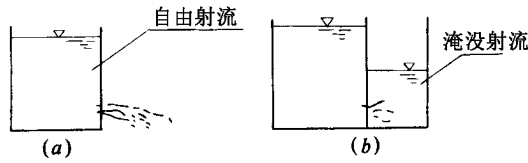


图 1-2-13 液体的射流

三、恒定流与非恒定流

按流体的运动要素是否随时间变化 ,流体流动可以分为恒定流和非恒定流。

(一) 恒定流

流体运动时 ,流体任意点的流速、压强、密度等运动要素不随时间发生变化的流动称为恒定流。

(二) 非恒定流

流体运动时 ,流体任意点的流速、压强、密度等运动要素随时间发生变化的流动称为非恒定流。

在图 1-2-14a 中 ,当水从水箱侧孔出流时 ,由于水箱上部的水管不断充水 ,使水箱中的水位保持不变 ,这样 ,水流的压强、流速均不随时间发生变化 ,所以是恒定流。在图 1-2-14b 中 ,水箱上部无充水管 ,水箱中的水位逐渐下降 ,导致水流的压强、流速等均随时间发生变化 ,所以是非恒定流。

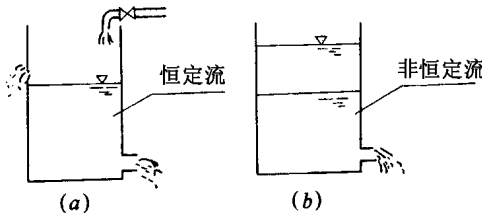


图 1-2-14 恒定流与非恒定流

应该说明的是 :恒定流并不是在所有的断面处的流速和压强都不变 ,如果流体在变径的管道作恒定流动时 ,沿程各断面处的流速压强虽不相等 ,但在每一个断面处的流速压强是不随时间变化的 ,这就是说 ,恒定流中的压强可以随位置改变 ,但在同一位置 ,流速、压强是不随时间改变的。对于非恒定流 ,流速和压强不仅随位置改变 ,同时各个位置上的流体压强、流速又随时间改变。实际上和一切平衡现象一样 ,恒定流只具有相对的性质 ,客观上并不存在绝对的恒定流动 ,但工程中为了便于分析一般都将流体运动视为恒定流。

四、均匀流和非均匀流

(一) 均匀流

流体运动中各过流断面上相应点的流速相等,流速沿流向不变的流动称为均匀流。

(二) 非均匀流

流体运动各过流断面上相应点的流速不相等,流速沿流向变化,这样的流体运动称为非均匀流。非均匀流又按流速随流向变化的缓急分为渐变流和急变流,如图 1-2-15 所示。

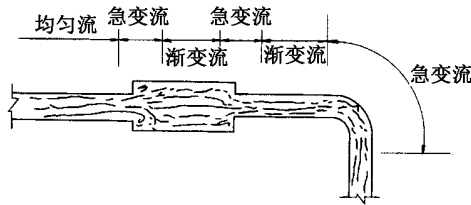


图 1-2-15 均匀流和非均匀流

1. 渐变流 流体运动时,流速沿流向变化缓慢,这样的流体运动是渐变流。
2. 急变流 流体运动时,流速沿流向变化剧烈,这样的流体运动是急变流。

五、过流断面、流量和平均流速

(一) 过流断面

与流体运动方向垂直的流体横断面,称为过流断面。

(二) 平均流速

单位时间内流体所移动的距离称为流速。由于粘滞性的影响,在过流断面上各点的实际流速是不同的。工程中常用的平均流速为过流断面上各点流速的算术平均值。

(三) 流量

流量分为体积流量和质量流量两种。

单位时间内通过某一过流断面的流体体积称为体积流量;单位时间内通过某一过流断面的流体质量称为质量流量。

体积流量、平均流速和过流断面的关系如下式:

$$Q = vA \quad (1-2-16)$$

质量流量与体积流量的关系为：

$$G = \rho Q = \rho v A \tag{1-2-17}$$

式中 Q ——体积流量(m^3/s);
 v ——平均流速(m/s);
 G ——质量流量(kg/s);
 A ——过流断面积(m^2);
 ρ ——流体密度(kg/m^3)

六、恒定流的连续性方程及其注意事项

(一) 恒定流连续性方程

恒定流的连续性方程是质量守恒定律在流体力学中的具体体现。质量守恒定律告诉我们：质量不会凭空产生，也不会自然消失，它只能由一种形式转变为另一种形式，且在转变过程中质量总和不变。流体在恒定流的条件下，我们把流体看成是一种连续介质的流动，一部分流体紧跟一部分流体，中间没有空隙，也没有流体质点的超越。如图 1-2-16 所示，在流体流动中，任取两个断面 1-1 及 2-2，过流断面面积分别为 A_1 和 A_2 ，由于是恒定流，两断面间各处的压强、流速和密度都不随时间变化，同时没有流体的流入和流出，因此，流体只能从断面 A_1 流入，由断面 A_2 流出。因此，流体在流经断面 1-1 至 2-2 的过程中，质量是不变的，亦即

$$G_1 = G_2$$

而

$$G_1 = \rho_1 Q_1$$

$$G_2 = \rho_2 Q_2$$

所以

$$\rho_1 Q_1 = \rho_2 Q_2 \tag{1-2-18}$$

对于不可压缩流体

$$\rho_1 = \rho_2$$

则

$$Q_1 = Q_2 \tag{1-2-19}$$

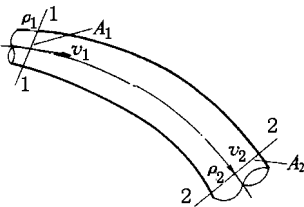


图 1-2-16 恒定流连续性方程

式 1-2-19 是恒定流不可压缩流体的连续性方程式,表明恒定流不可压缩流体的体积流量 Q 沿程不变。如果断面 1-1 和 2-2 的平均流速为 v_1 和 v_2 ,由 $Q = vA$ 知

$$Q_1 = v_1 A_1$$

$$Q_2 = v_2 A_2$$

$$\text{则} \quad v_1 A_1 = v_2 A_2 \quad (1-2-20a)$$

$$\text{或} \quad \frac{v_1}{v_2} = \frac{A_2}{A_1} \quad (1-2-20b)$$

公式 1-2-20a 和公式 1-2-20b 是恒定流不可压缩流体连续性方程的两种表达形式,表明断面平均流速与过流断面面积成反比的变化规律。

(二)应用方程的注意事项

应用恒定流连续性方程必须注意:

1. 流体流动必须是恒定流,非恒定流不能应用;
2. 必须是连续流体,连续性遭到破坏的不能应用;
3. 要分清流体是否可压缩,若为可压缩流体,应用式 1-2-18 即 $\rho_1 Q_1 = \rho_2 Q_2$,这个公式是恒定流质量流量连续方程,若为不可压缩流体则应用式 1-2-19 即 $Q_1 = Q_2$;
4. 流体在流动过程中有流量输入、输出,连续性方程仍可应用,但公式的表达形式应相应的改变。如图 1-2-17 所表示的管路,恒定流不可压缩流体的连续方程式应改写为:

$$Q_1 + Q_2 = Q_3 + Q_4$$

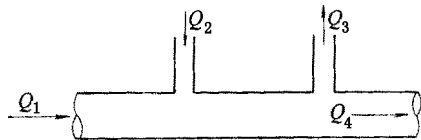


图 1-2-17 中途有流量输入和输出的管路

第四节 恒定流的能量方程

能量守恒定律是自然界中的普遍规律之一,即能量不会凭空产生,也不会自然消失,它只能由能的一种形式转变为另一种形式,且在能量转化过程中能量总和不变。流体作恒定流动中,当然遵循能量守恒定律。

一、能量方程的表达式

在恒定流中取一管段如图 1-2-18 所示 流体自左向右流动 ,入口断面为 1-1 ,出口断面为 2-2 ,断面中心至基准面的高度为 z_1 和 z_2 ,断面平均流速分别为 v_1 和 v_2 ,断面压强分别为 p_1 和 p_2 ,该管段过流断面上所具有的能量有 :

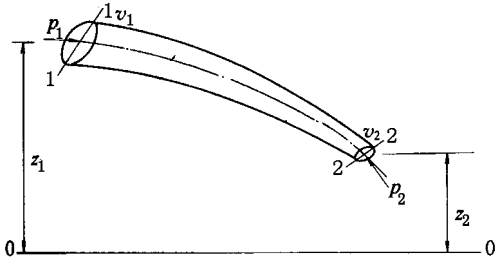


图 1-2-18 恒定流过流断面能量分析

(一) 位能

单位质量的流体 ,因其位置高出某一基准面而具有做功的能力称为位置势能 ,简称为位能。当过流断面的位置高度为 z 时 ,位能为 $\rho g z_0$ 。

(二) 动能

单位质量的流体因其运动所具有的做功的能力称为动能。当流体的平均流速为 v 时 ,其动能为 $\frac{1}{2} \rho v^2$ 。

(三) 压能

单位流体质量的位能 ,因其压强所具有的做功的能力称为压力势能 ,简称压能 ,即流体的压强 p_0 。

单位质量的流体、动能和压能之和 ,称为单位质量流体的总能量。

如图 1-2-18 流体在断面 1-1 处的总能量为 :

$$\rho g z_1 + p_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2$$

流体在断面 2-2 处的总能量为 :

$$\rho g z_2 + p_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2$$

我们把讨论的流体按理想流体(绝对无粘性流体)来考虑 ,流体在流动过程中无能量损失 ,根据能量守恒定律知 ,两个断面上单位质量流体的总能量应相等 ,则

$$\rho g z_1 + p_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 = \rho g z_2 + p_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 \quad (1-2-21)$$

将式 1-2-21 中的各项除以 ρg 得

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \quad (1-2-22)$$

因为 $\gamma = \rho g$

式 1-2-22 又可写成

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \quad (1-2-23)$$

式中 z_1 、 z_2 ——断面 1-1 及 2-2 中心相对基准面的高度(m);

p_1 、 p_2 ——断面 1-1、断面 2-2 处的压强(Pa);

v_1 、 v_2 ——断面 1-1、断面 2-2 处的平均流速(m/s);

ρ ——流体的密度(kg/m^3);

g ——重力加速度(m/s^2);

γ ——流体的重力密度(N/m^3)。

式 1-2-21、1-2-22 称为理想流体总流能量方程式。式 1-2-21 与式 1-2-22 的不同之处是能量的单位不同,式 1-2-21 中的各项能量单位为 Pa,而式 1-2-22 各项能量单位为 mH_2O 。

为了更明确的表达流体流动过程中的能量及能量转换,我们引入一个新的名词——水头,单位质量流体所具的能量称为水头,位能称为位置水头,压能称为压强水头,动能称为速度水头。单位质量流体的冲能量称为总水头。以符号 H 表示,即

$$H = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} \quad (1-2-24)$$

式中 H ——流体的总水头(m);

z ——流体相对基准面的位置水头(m);

$\frac{p}{\gamma}$ ——流体的压强水头(m);

$\frac{v^2}{2g}$ ——流体的速度水头(m)。

实际上,流体具有粘滞性,流体流动过程中需要克服阻力而消耗能量,被消耗的这一部分能量称为能量损失,也叫水头损失,以符号 h_w 表示,如图 1-2-18 所示的流体,由断面 1-1 流至断面 2-2 实际流体的能量方程为

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_w \quad (1-2-25)$$

式中 z_1 、 z_2 ——断面 1-1、断面 2-2 处相对基准面的位置水头(m);

$\frac{p_1}{\gamma}$ 、 $\frac{p_2}{\gamma}$ ——断面 1-1 及断面 2-2 处的压强水头(m);

$\frac{v_1^2}{2g}$ 、 $\frac{v_2^2}{2g}$ ——断面 1-1 及断面 2-2 处的速度水头(m)；

h_w ——流体由断面 1-1 流至断面 2-2 过程中的水头损失(m)。

公式 1-2-25 称为恒定流的实际流体能量方程式 ,其意义为 :在恒定流的条件下 ,流体在流动过程中 ,单位质量的流体位能、压能和动能三者之间可以相互转化 ,其中有一部分能量由于克服阻力而损失 ,但能量总和保持不变。

二、总水头线和测压管水头线

用能量方程能够求出流体在某断面的流速和压强 ,但不能回答流体流动过程中的全线问题 ,用总水头线和测压管水头线即能反映能量方程式中的各项能量及其沿流程的变化。

如图 1-2-19 所示 ,能量方程式中各项能量及其沿流程的变化 ,一般可以用下面五条线来表示。

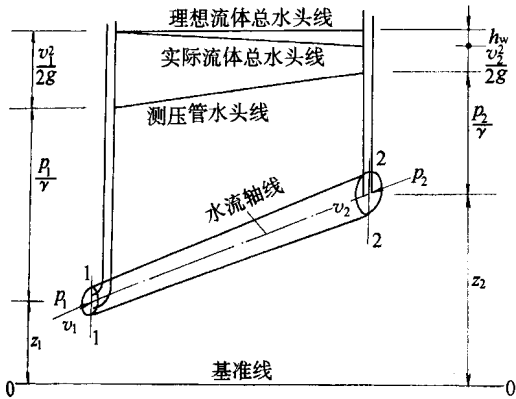


图 1-2-19 总水头线和测压管水头线

(一)理想流体总水头线

理想流体总水头线是指理想流体各断面总水头的连线。它反映了理想流体在各断面上流体总能量守恒 ,由于理想流体不计能量损失 ,各断面总水头相等 ,所以该线为一水平线。

(二)实际流体总水头线

实际流体总水头线是指实际流体各断面总水头的连线 ,反映流体总能量沿程的变化 ,由于实际流体运动时要克服阻力损失能量 ,所以该线沿程下降。理想流体与实际流体水头线的垂直距离反映了流体各断面的能量损失。

(三) 测压管水头线

测压管水头线是指流体各断面上测压管水头的连线,反映流体势能的沿程变化,由于流体的势能和动能之间可以相互转化,因此测压管水头线沿程可以下降,也可以上升。

测压管水头线可分为理想流体测压管水头线和实际流体测压管水头线。与理想流体总水头线相对应的测压管水头线称为理想测压管水头线。而与实际流体总水头线相对应的称为实际测压管水头线,总水头线与测压管水头线的垂直距离反映了流体各断面的流速水头。

(四) 水流轴线

水流轴线是指管道流体各断面中心的连线,它与测压管水头线的垂直距离反映了流体各断面的压强水头。

(五) 基准线

基准线是根据实际情况确定的一水平线或水平面,以此作为分析各断面上各项能量的统一基准。基准线与管道轴线的垂直距离反映流体各断面中心的位置水头。

通过以上分析得知,在用几何图形表示能量方程时,首先应确定基准线,水流轴线和理想流体总水头线,然后再从理想流体总水头线上减去各管段的能量损失,绘出实际流体总水头线,再从实际总水头线上减去各管段的流速水头,得出测压管水头线。

三、能量方程的应用

(一) 应用条件

在应用能量方程时,必须满足下列条件:

1. 流体运动必须是恒定流;
2. 流体是不可压缩的;
3. 建立方程式的两断面必须是渐变流断面;
4. 建立方程式的两断面间无能量的输入和输出;
5. 建立方程式的两断面间无流量的输入和输出。

(二) 使用的步骤与方法

1. 选取合适的过流断面;
2. 选取合适的基准面;
3. 根据选定的过流断面、根据能量方程式列方程;

4. 解方程。

四、能量方程在工程中的应用

在工程流体力学中,恒定流的能量方程式作为最基本的方程之一,得到了广泛的应用。下面介绍能量方程式在工程中应用的几个实例。

(一)文丘里流量计

文丘里流量计是一种装置在管道中量测流体流量的仪器。其构造如图 1-2-20 所示,它是由进水锥形管、喉管、出水锥形管所组成。在管道上游和喉管上分别装有测压管,在喉管处的管径较小,取 1-1 和 2-2 两个渐变流断面,建立能量方程式:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_w$$

因为 $z_1 = z_2 = 0$, 能量损失忽略不计 $h_w = 0$ 。

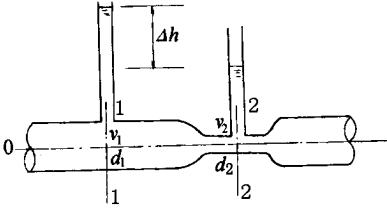


图 1-2-20 文丘里流量计

则

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}$$

移项

$$\frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} = \Delta h \tag{1-2-26}$$

根据连续性方程

$$\begin{aligned} v_1 A_1 &= v_2 A_2 \\ v_1 \times \frac{\pi}{4} d_1^2 &= v_2 \times \frac{\pi}{4} d_2^2 \\ \text{得} \quad \frac{v_2}{v_1} &= \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \\ v_2 &= \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 v_1 \\ v_2^2 &= \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^4 v_1^2 \tag{1-2-27} \end{aligned}$$

把式 1-2-27 代入式 1-2-26

$$\frac{v_1^2}{2g} \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^4 - \frac{v_1^2}{2g} = \Delta h$$

求出流速

$$v_1 = \sqrt{\frac{2g\Delta h}{\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^4 - 1}} \quad (1-2-28)$$

流量 $Q = v_1 \cdot \frac{\pi}{4} d_1^2 = \frac{\pi d_1^2}{4} \sqrt{\frac{2g\Delta h}{\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^4 - 1}}$

对 $\frac{\pi}{4} d_1^2 \sqrt{\frac{2g}{\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^4 - 1}}$ 而言, 只和 d_1 、 d_2 有关, 对于一定的流量计, 它是一个常数。

令 $k = \frac{\pi d_1^2}{4} \sqrt{\frac{2g}{\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^4 - 1}} \quad (1-2-29)$

则 $Q = k \sqrt{\Delta h} \quad (1-2-30)$

在推导 1-2-30 式的过程中, 把流体视为理想流体, 因而求出的流量比实际流量大, 因此, 在实际应用式 1-2-30 时, 应乘以流量系数 μ 予以修正, 修正后的流量公式为

$$Q = \mu k \sqrt{\Delta h} \quad (1-2-31)$$

式中 Q ——通过流量计的实际流量(m^3/s);

μ ——流量系数, 取 $\mu = 0.95 \sim 0.98$;

k ——由管径 d_1 、 d_2 确定的综合系数;

Δh ——测压管内液面的高度差(m)。

(二) 确定水泵的安装高度

水泵的安装高度通常是指水泵轴心到水池最低水位的垂直高度。在实际工程中, 为保证水泵的正常运转, 水泵的安装高度往往有一定的限制, 否则水泵就不能正常工作。

水泵的安装高度在一定的条件下, 可以通过水泵进水口和吸水池最低水面之间建立能量方程式来确定。

如图 1-2-21 所示, 把水泵运转时管中的水流视为恒定流, 以吸水池最低水位为基准面 0-0, 列出最低水面 1-1 与水泵进口断面 2-2 的能量方程式:

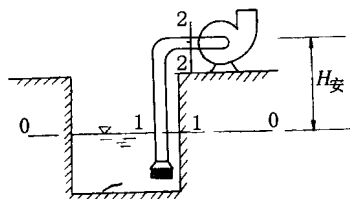


图 1-2-21 水泵的安装高度

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_w$$

以 0-0 作为基准面, $z_1 = 0$, 断面 1-1 处接大气, $p_1 = p_a = 0$ 。1-1 断面为水池平面, 面积较大, 流速较小, 则 $\frac{v_1^2}{2g} = 0$ 。

断面 2-2 处的中心距基准面 0-0 的垂直高度 $z_2 = H_{\text{安}}$, 就是所要求的水泵的安装高度。将上述条件代入能量方程式得

$$0 + 0 + 0 = H_{\text{安}} + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_w$$

p_2 为断面 2-2 处的相对压强, 相对压强为负值, 则水泵的安装高度为

$$\begin{aligned} H_{\text{安}} &= \frac{p_2}{\gamma} - \frac{v_2^2}{2g} - h_w \\ &= \frac{p_k}{\gamma} - \frac{v_2^2}{2g} - h_w \end{aligned} \tag{1-2-32}$$

式中 $H_{\text{安}}$ ——水泵的安装高度(m);

$\frac{p_k}{\gamma}$ ——水泵允许吸上的真空高度(m);

v_2 ——吸水管内水的流速(m/s);

h_w ——水流经过吸水管的水头损失(m)。

第五节 流动阻力和能量损失

流体在流运过程中, 由于内外阻力的作用, 将使它的机械能转变为热能, 从而形成了能量损失, 产生阻力的内因是流体本身的粘滞力和惯性, 外因是固体壁面对运动流体的阻滞作用和扰动作用, 因此讨论能量损失就必然联系到流动阻力, 即要分析流体内部粘滞力与惯性的相互作用, 又要研究边壁对流体的影响。

一、流动阻力及能量损失的分类

流体流动时, 由于流体的粘滞性及管壁并不绝对光滑而是具有一定的粗糙度, 因此, 在流体整个流程中自始至终存在一种阻力, 这种阻力称为沿程摩擦阻力, 简称沿程阻力。流体由于克服沿程阻力而造成的能量损失称为沿程能量损失。

流体在流动过程中, 边界在局部地区发生急剧变化, 迫使流体速度的大小和方向发

生相应的改变,主流脱离边壁而形成漩涡。流体质点发生碰撞、摩擦,因而产生一种阻力称为局部阻力,流体为了克服局部阻力做功而消耗的能量称为局部能量损失。

图 1-2-22 所示的水头线,是根据实验结果绘制的。图中所示为水箱从侧臂上接出一条由三根不同直径管段所组成的管道,管道上有突然扩大、突然缩小、阀门等部件。下面我们来分析流体作恒定流动时的能量损失情况。

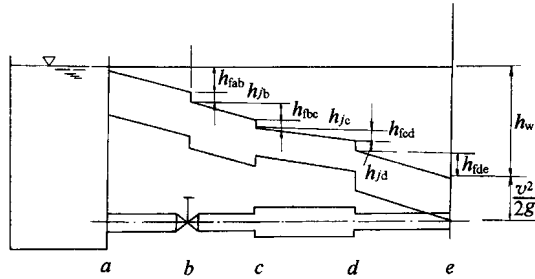


图 1-2-22 管内流体流动时能量损失

当水流经过不同直径的水平管段 ab 、 bc 、 cd 、 de 时,各管段中的流体在其本身的粘性作用以及管壁对水流的阻滞影响下,水流内部就会产生反抗相对运动的内摩擦力,表现为作用在整个管道流程上流动阻力,即沿程阻力,流体因克服沿程阻力所引起的能量损失称为沿程能量损失,用 P_f 表示。如沿程损失以水柱高度表示时,称为沿程水头损失,以符号 h_f 表示。则 h_{fab} 、 h_{fbc} 、 h_{fcd} 、 h_{fde} 分别为管段 ab 、 bc 、 cd 、 de 的沿程水头损失。

当水流经过阀门 b 、突然扩大 c 、突然缩小 d 等处时,由于水的边界条件发生了急剧改变,引起流速分布迅速改变,水流质点发生碰撞和掺混,并伴随有漩涡发生,造成局部流动阻力,流体因克服局部阻力引起的能量损失称为局部损失,用 P_j 表示。局部损失用水柱高度表示时,称为局部水头损失,用 h_j 表示。显然, h_{jb} 、 h_{jc} 、 h_{jd} 分别为水流经阀门 b 、突扩 c 、突缩 d 时的局部水头损失。

二、过流断面的水力要素

流体力学中,把反映过流断面上影响流动阻力的几何条件称为过流断面的水力要素。管道工程中常用的水力要素有 过流面积、湿周和水力半径。

(一) 过流面积

过流面积是指流体过流断面的面积,以符号 A 表示,它是一个基本的水力要素。根据恒定流连续性方程式,流体的体积流量等于断面平均流速 v 与其过流面积 A 的乘积,即 $Q = vA$ 。因此,过流面积为

$$A = \frac{Q}{v}$$

(二) 湿周

湿周是指流体的过流面积与固体壁相接触的那部分周界,用符号 x 表示。应当注意,湿周不包括液体自由面的长度,它只反映固体壁面对流体边界的影响长度,当流体在圆管和梯形管内作无压流时,其过流断面积和湿周如图 1-2-23 所示。

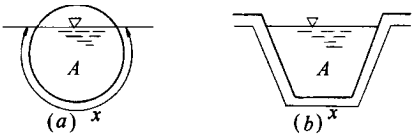


图 1-2-23 无压流的湿周与过流断面积

对于不同断面的管道,在流量、流速相等的条件下,虽然各管道的过流面积相等,但是它们的湿周并不一定相等。如图 1-2-24 所示,断面为矩形、正方形和圆形三种压力流管道中流体的过流面积相等,即 $A_a = A_b = A_c = 1\text{m}^2$,但是它们的湿周却不等。

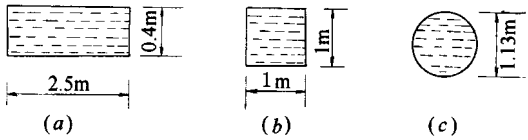


图 1-2-24 三种不同断面管道的湿周

$$\begin{aligned}x_a &= 2 \times (2.5 + 0.4) = 5.8\text{m} \\x_b &= 4 \times 1 = 4\text{m} \\x_c &= \pi \times 1.13 = 3.55\text{mm}\end{aligned}$$

上述三种不同断面的管道,圆形断面的湿周最小,长方形断面的湿周最大。当过流面积相等时,湿周愈小,表明流体与管壁接触的长度愈小,即流体受管壁的影响相对小些,因而流动阻力就小。因此,对于上述三种管道,在其他条件都相同的情况下,正方形管道的沿程损失小于矩形管道的沿程损失,圆形管道的沿程损失小于正方形管道的损失。所以从减少能量损失的角度考虑,管道工程输送流体的管道一般都用圆形断面(工程上采用圆形断面的管道输送流体是综合考虑了节省材料、结构强度好,便于制作、施工、安装方便等诸方面因素,但是这些不是我们本节所讨论的内容)。

反之,当各种断面管道的湿周相等时,它们的过流面积也不一定相等,在湿周相等的条件下,过流面积愈大则通过相同流量时的流动阻力越小。

(三) 水力半径

水力半径是指过流面积与湿周的比值,用符号 R 表示,即

$$R = \frac{A}{x} \quad (1-2-33)$$

从式 1-2-33 知,若过流面积 A 一定,湿周小流动阻力小,这时水力半径就大。湿周一,过流面积大,流体流动阻力小,这时水力半径大,这就是说流体的沿程损失随着水力半径增大而减小。

对于圆管压力流,水力半径为 $R = \frac{A}{x}$

$$= \frac{\frac{\pi}{4} d^2}{\pi d} = \frac{d}{4} \quad (1-2-34)$$

对于宽度为 a 、高度为 b 的矩形管道,其水力半径为

$$R = \frac{A}{x} = \frac{ab}{2(a+b)} \quad (1-2-35)$$

对于边长为 a 的正方形管道,其水力半径为

$$R = \frac{A}{x} = \frac{a^2}{4a} = \frac{a}{4} \quad (1-2-36)$$

三、流体流动的两种型态

实验证明流体流动有两种流态:层流和紊流。

(一)层流

流体流动时,流体质点有层次,互不干扰、互不掺混有条不紊地流动,这种流动型态称为层流。

(二)紊流

流体流动时,流体质点相互掺混,杂乱无章地向前运动,这种流动型态称为紊流。

图 1-2-25 为液体流态的实验装置。由水箱 A 引出玻璃管 B 、阀门 C 用以调节流量,容器 D 装有重力密度和水相近的颜色液。其中的颜色液体可经细管 E 流入玻璃管 B 中,阀门 F 可用来调颜色液量。

实验开始,微微打开阀门 C ,使玻璃管 B 内的水缓慢流动,然后打开阀门 F ,使少量的颜色液进入玻璃管 B 中,这时可以看到一股带有颜色的细线流流过,它和周围的清水互不掺混,如图 1-2-25a 所示,这一现象表明玻璃管内的液体是分层流动,各流层间的流体互不混杂,有条不紊地向前流动,这种流动型态是层流。如果把阀门 C 逐渐开大,则颜色液的细流发生摆动,呈现出波状轮廓。但仍与周围清水不掺混,如图 1-2-25b 所示,此时流态属于过渡态。若继续开大阀门 C ,则颜色液迅速与周围清水

掺混。如图 1-2-25c 所示,这时流体质点的运动轨迹极不规则,流体质点不仅在流动方向上发生位移,还在垂直于运动方向上发生位移,其流速的方向和大小随时间变化,流体的这种运动状态称为紊流。

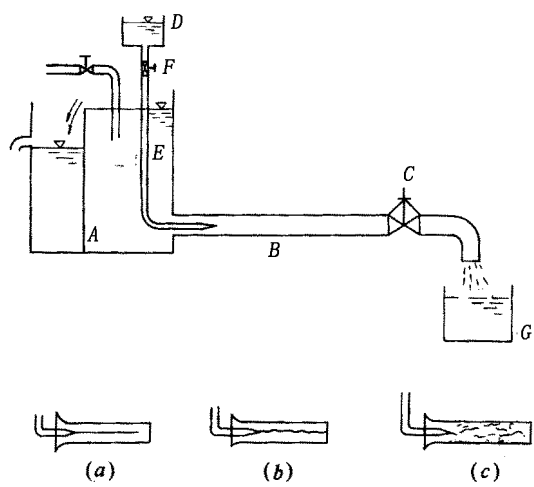


图 1-2-25 流态实验装置

工程中用雷诺数 Re 来判别流态,雷诺数 Re 为

$$Re = \frac{\nu d}{\nu} \tag{1-2-37}$$

式中 Re ——雷诺数;
 ν ——流速(m/s);
 d ——管径(m);
 ν ——运动粘度(m^2/s).

为简便起见,圆管中压力流的流态判别条件:

层流: $Re = \frac{\nu d}{\nu} < 2000$

紊流: $Re = \frac{\nu d}{\nu} > 2000$

实际上,大多数管中的流体流动为紊流,只有在流速很小,管径很小,粘度较大的流体流动时产生层流。

四、能量损失的计算公式

(一) 沿程能量损失

沿程能量损失的计算公式为:

$$P_f = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho}{2} v^2 \tag{1-2-38}$$

式中 P_f ——沿程能量损失(Pa);
 λ ——沿程阻力系数与流体的种类、性质、流速及管道内壁粗糙度有关), λ 值的计算见表 1-2-3 ;
 l ——管长(m);
 d ——管径(m);
 ρ ——流体密度(kg/m³);
 v ——断面平均流速(m/s)。

表 1-2-3 沿程阻力系数 λ

序 号	适用范围		沿程阻力系数 λ
1	层 流		$\lambda = \frac{64}{Re}$
	紊 流	光滑区	$\lambda = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \quad (Re < 10^5)$
		过渡区	$\lambda = \frac{1.42}{\left[\lg \left(Re \frac{d}{\Delta} \right) \right]^2}$ $\lambda = 0.11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0.25}$
		粗糙区	$\lambda = \frac{1}{\left(1.14 + 2 \lg \frac{d}{\Delta} \right)^2}$ $\lambda = 0.11 \left(\frac{\Delta}{d} \right)^{0.25}$
	给水工程 (钢管、铸铁管)	$v < 1.2\text{m/s}$	$\lambda = \frac{0.0179}{d^{0.3}} \left(1 + \frac{0.867}{v} \right)^{0.3}$
		$v \geq 1.2\text{m/s}$	$\lambda = \frac{0.021}{d^{0.3}}$

沿程水头损失计算公式为

$$h_f = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \tag{1-2-39}$$

式中 h_f ——沿程水头损失(m);
 g ——重力加速度(m/s²);

其他符号同式 6－38。

(二)局部能量损失

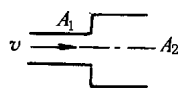
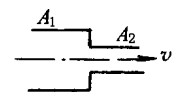
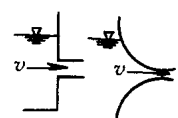
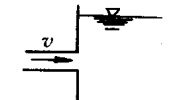
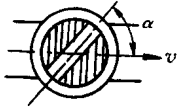
局部能量损失的计算公式为：

$$P_j = \zeta \frac{\rho}{2} v^2$$

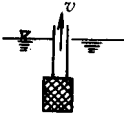
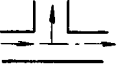
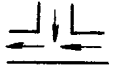
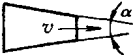
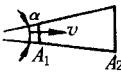
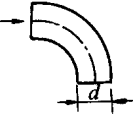
(1-2-40)

式中 P_j ——局部能量损失(Pa)；
 ζ ——局部阻力系数 ,常用的局部阻力系数见表 1－2－4 ；
 ρ ——流体密度(kg/m³)；
 v ——流体流速(m/s)

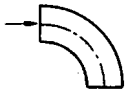
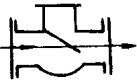
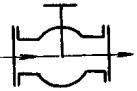
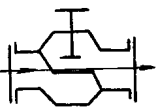
表 1－2－4 常用各种管件的局部阻力系数 ζ 值

序号	管件名称	示 意 图	局 部 阻 力 系 数											
1	突然扩大		$\frac{A_1}{A_2}$	0.01	0.1	0.2	0.4	0.6	0.8	0.9	1.0			
			ζ	0.93	0.81	0.64	0.36	0.16	0.04	0.01	0			
2	突然缩小		$\frac{A_2}{A_1}$	0.01	0.1	0.2	0.4	0.6	0.8	0.9	1.0			
			ζ	0.5	0.47	0.45	0.34	0.25	0.15	0.09	0			
3	管子入口		边缘尖锐时 $\zeta = 0.50$ 边缘光滑时 $\zeta = 0.20$ 边缘极光滑时 $\zeta = 0.50$											
4	管子出口		$\zeta = 1.0$											
5	转心阀门		α	10	15	20	25	38	35	40	45	50	55	60
			ζ	0.29	0.75	1.56	3.10	5.47	9.68	17.3	31.2	52.6	106	206

续表

序号	管件名称	示意图	局部阻力系数					
6	带有滤网底阀		$\zeta = 5 \sim 10$					
7	直流三通		$\zeta = 1.0$					
8	分流三通		$\zeta = 1.5$					
9	合流三通		$\zeta = 3.0$					
10	渐缩管		当 $a \leq 45^\circ$ 时 $\zeta = 0.01$					
11	渐扩管		A_2 / A_1					
			a	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50
			10°	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06
			15°	0.03	0.05	0.06	0.08	0.10
12	折管		A_2 / A_1					
			a	20°	40°	60°	80°	90°
			ζ	0.05	0.14	0.36	0.74	0.99
			A_2 / A_1					
13	90°弯头 (零件)		d (mm)					
			15	20	25	32	40	≥ 50
			ζ	2.0	2.0	1.5	1.5	1.0

续表

序号	管件名称	示 意 图	局 部 阻 力 系 数						
14	90°弯头 (煨弯)		d (mm)	15	20	25	32	40	≥ 50
			ζ	1.5	1.5	1.0	1.0	0.5	0.5
15	逆 止 阀		$\zeta = 1.70$						
16	闸 阀		d (mm)	15	20	25	32	40	≥ 50
			ζ	1.5	1.5	0.5	0.5	0.5	0.5
17	截 止 阀		d (mm)	15	20	25	32	40	≥ 50
			ζ	16.0	10.0	9.0	9.0	8.0	7.0

局部水头损失的计算公式为：

$$h_j = \zeta \frac{v^2}{2g} \tag{1-2-41}$$

式中 h_j ——局部水头损失(m)；

g ——重力加速度(m/s^2)；

其他符号同式 1-2-40。

五、总能量损失的计算

按公式 1-2-38 及公式 1-2-40 将整个管路中各管段的沿程损失和局部损失分别计算出来并相加 ,便得到计算管路的总能量损失 ,即

$$P_w = \sum P_f + \sum P_j \tag{1-2-42}$$

式中 P_w ——计算管段的总能量损失(Pa)；

$\sum P_f$ ——计算管段的沿程能量损失之和(Pa)；

$\sum P_j$ ——计算管段局部能量损失之和(Pa)

按公式 1-2-39 和公式 1-2-41 ,将整个管路的沿程水头损失和局部水头损失分别计算出来并相加 ,便得到计算管路的总水头损失 ,即

$$h_w = \sum h_f + \sum h_j \quad (1-2-43)$$

式中 h_w ——计算管段的总水头损失(m);

$\sum h_f$ ——计算管段沿程水头损失之和(m);

$\sum h_j$ ——计算管段局部水头损失之和(m)。

第三章 管道工程热工理论

第一节 工质的状态参数

热工理论基本知识包括工程热力学和传热学两部分。工程热力学的研究对象是热能转变为机械能的规律和方法,从而找出提高热能转换效率的途径,其任务是研究参与能量转换的工作物质的热力性质和转换过程的规律,以便使能量的转换过程在最有利的情况下进行。传热学研究的对象是热量传递的规律,其任务是研究热量传递过程的物理本质,对单位时间所传递的热量规律进行分析,从而能更有效地利用增强或减弱传热来解决工程实际问题。

热工理论基本知识在工程上应用非常广泛,如供热工程、通风工程、动力管道工程及锅炉与锅炉房设备工程等。这些工程遇到的大量问题都是工作物质(简称工质)的加热、冷却、蒸发、凝结、加湿和除湿等各过程中的状态变化和热量计算,以及工质在流动或膨胀、压缩等过程中的状态变化和能量的转换等。在管道工程中,对于如何提高热效率和提高换热设备的生产能力,减少热量损失,节约能源,具有十分重大的意义。本章着重介绍有关工质的性质,热力学的基本定律,各热力过程以及热交换的方式及其基本规律等内容。

一、工质的概念

当固体、气体或液体燃料在锅炉内燃烧时,产生高温烟气。烟气把热量传递给锅炉内的水,使水变为高温、高压的蒸汽,用这种蒸汽推动汽轮机带动发电机发出电能或推动汽锤进行锻压操作等,这样,就将热能转变为机械能。若产生的蒸汽送入室内的散热器内放热,会加热室内的空气,使周围温度升高,此时的蒸汽、热水和空气就成为传递热能的媒介物质。凡用来将热能转变为机械能或用来传递热能的媒介物质统称为工质。

工程上常用的工质有各种气体、蒸汽及液体。

二、工质的状态参数

在热力过程中,一方面工质的热力状态不断地发生变化,另一方面工质与外界之间有能量的输入或输出。为用于描述工质在进行能量转换和能量传递过程中将发生的状态变化及其状态特征而采用的物理量,就称为工质的状态参数。常用的工质状态参数有温度、压力、比容、热力学能(内能)、焓和熵。其中温度、压力和比容为工质的基本状态参数,因为它们可以通过有关仪表进行直接测定,其它三个参数为一般状态参数,又称导出状态参数。

(一) 温度

当我们的手和一些不同的物体相接触的时候,往往会感到有的物体热,有的物体冷,这是由于物体温度不同的缘故。所谓温度就是物体冷热程度的一个标志,它是用来描述热力系统冷热状态的一个物理量。物体温度的高低确定了热量传递的方向,温度高的物体可以自发地向温度低的物体传递热量。同时温度的高低实质上反映了物体内分子热运动平均动能的大小。温度高的物体,物体内分子热运动平均动能就大,反之,温度低的物体,物体内分子热运动的平均动能就小。

通常,物体的温度是用测温仪表——温度计测量出来的。温度计的种类很多,常见有玻璃管水银温度计、热电偶温度计、热电阻温度计等。它们的原理都是依据热平衡理论,即高温物体能自发地把热量传递给低温物体,使高温物体逐渐降温,低温物体逐渐升温,最后两物体的冷热程度即温度相同。当温度计与被测物体达到热平衡时,温度计指示的温度即为被测物体的温度。

为了衡量温度的高低,必须有一个标准量尺,这标准量尺称为温标。目前我们所用的温标有:

1. 摄氏温标 摄氏温标又称为百分温标,它规定在一个标准大气压(即 101.325kPa)下冰融化时的温度为 0°C ,水沸腾时的温度为 100°C ,将 $0 \sim 100^{\circ}\text{C}$ 之间等分成 100 个刻度,每一刻度就是摄氏温度 1 度,用符号 t 表示,单位是 $^{\circ}\text{C}$,这种温标为实用温标。

2. 热力学温标 这种温标又称为绝对温标,是国际单位制规定的温标。它取纯水的三相点温度为基本点,并定为 273.16K ,1K 就是纯水的三相点热力学温度的 $1/273.16$ 。以气体分子热运动趋于停止状态时的温度为起点,定为 0K ,相当于 -273.16°C 。1K 与 1°C 的间隔安全一样。绝对温标所显示的温度就称为热力学温度,用符号 T 表示,单位是 K。热力学温度与摄氏温度的关系如图 1-3-1 所示。可用下式换算:

$$T = 273.16 + t \quad (1-3-1)$$

或

$$T = 273 + t \quad (1-3-2)$$

$T = 273 + t$ 是工程上常采用的两种温标换算式。

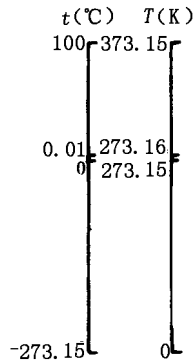


图 1-3-1 热力学温度与摄氏温度的关系

热力工程的计算都是以热力学温标计算,但是无论用哪种温标,工质在状态变化中的初、末温状态下的温差都是一样的。即

$$T_2 - T_1 = t_2 - t_1 \quad (1-3-3)$$

(二) 压力

流体作用于容器壁单位面积上的垂直作用力,称为压强,在工程上人们往往习惯于把压强简称为压力。有关压强的计算基准和单位与第一章中所讲述的内容一致。工质的标准状态指是摄氏温度 0°C (热力学温度 273.16K),压力为 101.325kPa 时所处的状态。

(三) 比容和密度

比容(比体积)是指单位质量物质所占有的容积,用符号 v 表示

$$v = \frac{V}{m} \quad (1-3-4)$$

式中 v ——工质的比容(m^3/kg);

V ——工质的容积(m^3);

m ——工质的质量(kg);

密度同样用符号 ρ 表示。

比容与密度都是用来说明工质物理状态的物理量,比容越大,表明工质越轻;比容越小,表明工质越重。

(四) 内能

常用的气态工质内的分子处在不断地无规则的紊乱运动中,气体分子本身有直线

运动与旋转运动,而且构成分子的原子还有振动,这些微粒运动能量的总和称为微观动能。分子的微观动能愈大,则气体的温度愈高,也就是说,微观动能的大小取决于气体的温度。在实际气体中,还有由于分子之间的相互作用力而形成的微观位能。当气体受热膨胀时,分子之间的距离增加,气体的微观位能也相应的增加,反之则减小。因此气体微观位能的大小取决于气体的比容。

气体的内能就是上述两种能量的总和。由于气体的微观动能取决于状态参数——温度,微观位能取决于状态参数——比容,因此,气体的内能就是指气体在某种状态下内部所蕴藏的总能量。它的大小仅与气体本身所处的状态有关,即气体每一种状态的内能都有其相应的数值,因此内能本身也是一个状态参数。

在工程中,对气(汽)体外加的能量能够转化成它的内能,例如,对气(汽)体加热时温度能够升高。有的气(汽)体可以释放出内能,对外作功,如高温高压蒸汽在汽轮机内作功时温度降低,热水经过散热器放热后其温度也会相应地降低。

(五) 焓

质量为 1kg 的气体工质在某一状态下,比容为 v ,压力为 p 。为抵抗此压力,该工质必须具备有的能量为 pv 。此外,该工质在相同状态下,还应具有内能 u ,则该工质所含有的总能量为 $u + pv$,这个总能量称为该工质的比焓。单位质量工质的比焓用 h (kJ/kg)表示

$$h = u + pv \quad (1-3-5)$$

质量为 m 的工质,焓 H (kJ)为

$$H = mh = mu + mpv = U + pV \quad (1-3-6)$$

式中 U ——内能(kJ);

p ——压强(Pa);

V ——容积(m^3)。

其中 u (U) pv (pV)的任一项或两项同时变化,都会使焓发生变化。若质量 1kg 的工质,其状态保持一定(即温度、压力、比容各等于某定值),则工质的焓也一定,即焓仅为状态所决定,所以焓也是一般状态参数。

(六) 熵

质量为 1kg 工质从热源获得的热量 q 与加热时的绝对温度 T 的比值 $\frac{q}{T}$,就叫做工质在这个加热过程中比熵的增量。比熵的增量用符号 Δs 表示,最初状态的比熵用 s_1 表示,最终状态的比熵用 s_2 表示,那么这一等温加热过程中比熵的增加量 Δs ($\text{kJ/(kg} \cdot \text{K)}$)可写成:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \frac{q}{T} \quad (1-3-7)$$

质量为 m (kg) 的工质熵的增量为 ΔS (kJ/K):

$$\Delta S = m \frac{q}{T} \quad (1-3-8)$$

若给工质加入热量 ,其熵增加(表明它吸热) , ΔS 为正值 ;若从工质中放出热量 ,其熵减小(表明它放热) , ΔS 为负值 ;若工质在热量不变 ,则其熵不变 , ΔS 为零。这样可以由熵的变化来判断工质与外界进行热交换的方向性 ,即工质是吸热或放热。

上面所指的熵的增加量为工质在等温过程中热量与温度之比值。如果不是等温过程 ,计算熵的增加量时应把整个加热过程分割成无限多的微小加热阶段。在每一微小加热阶段中 ,加入的热量极少 ,因而温度的变化也极小 ,这样就能把每个小的加热阶段看成是在等温状态下的加热 ;在求得每个加热阶段工质熵的增加量后 ,再把各增加量相加 ,就是整个加热过程熵的增加量 ,所以 ,上述等温过程的熵的定义仍然是适用的。

第二节 理想气体与实际气体

一、理想气体与实际气体的概念

所谓理想气体是假定气体分子之间完全没有引力、且分子本身不占有体积的一种气体。与此相反 ,凡是不能将分子之间的引力和分子本身占有的体积忽略不计的气体称为实际气体。自然界是不存在真正的理想气体的。但是为了使问题简化和便于研究 ,根据理想气体得到的变化规律 ,应用于一般工程上 ,往往是可行的。一般说来 ,当气体的压力不很高 ,温度不很低 ,比容较大 ,且离它的液体状态越远时 ,实际气体的性质很接近于理想气体。反之 ,当气体的压力很高 ,温度很低 ,比容较小 ,且离它液体状态较近时 ,这种气体分子本身占有的体积以及分子间的引力就不能忽略 ,即不能被看作理想气体。前者如空气、烟气、氧气和氮气等 ,后者如水蒸气、制冷剂蒸气等。

二、理想气体的状态方程

压力、温度和比容是理想气体的基本状态参数 ,它们之间的相互关系可以从下列物理现象中得出 ,如图 1-3-2 所示。

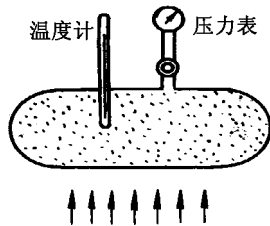


图 1-3-2 气体加热对其基本参数的影响

在一个容器内,装有质量为 1kg 的气体,并保持其体积不变。若对它进行加热,温度升高,装在容器上的压力计所显示的压力会增大;反之,若对它进行冷却,压力计所显示的压力减小。若对它进行加热,待压力升高到某一值,打开放气阀,同样会使压力计的读数下降。显然,压力、温度和比容三者之间具有一定的变化关系,总结如下:

(一) 玻意耳-马略特定律

当温度一定时,一定质量的气体,压强变化与比容变化成反比。用下式表示:

$$p_1 v_1 = p_2 v_2 \quad (1-3-9);$$

式中 $p_1、p_2$ ——气体的始、末绝对压强(Pa);

$v_1、v_2$ ——气体的末比容(m^3/kg);

当气体质量为 $m(\text{kg})$ 时,则:

$$\begin{aligned} mp_1 v_1 &= mp_2 v_2 \\ p_1 V_1 &= p_2 V_2 \end{aligned} \quad (1-3-10)$$

式中 $V_1、V_2$ ——质量为 $m(\text{kg})$ 的气体的始、末体积(m^3);

(二) 查理定律

一定质量的气体,当比容不变时,压强的变化与温度变化成正比。用式(2-11)表示

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad (1-3-11)$$

式中 $P_1、P_2$ ——气体的始、末绝对压强(Pa);

$T_1、T_2$ ——气体的始、末热力学温度(K);

(三) 盖·吕萨克定律

一定质量的气体,当压强不变时,比容的变化与温度变化成正比,也可以说当气体质量为 $m(\text{kg})$ 时,体积与温度成正比,用式 1-3-12 表示。

$$\frac{v_1}{T_1} = \frac{v_2}{T_2} \quad (1-3-12)$$

$$\frac{v_1 m}{T_1} = \frac{v_2 m}{T_2}$$

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2} \quad (1-3-13)$$

以上三定律各表示了气体三个基本状态参数中,一个固定之后,另外两个基本参数的变化关系。为了表示这三个基本参数之间的变化关系,当质量一定时,由实验和理论都可证明下式

$$\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2} \tag{1-3-14}$$

当气体质量为 $m(\text{kg})$ 时 ,式 1-3-14 为

$$\frac{p_1 V_1}{T_1} = \frac{p_2 V_2}{T_2} \tag{1-3-15}$$

式 1-3-15 称理想气体的状态方程或理想气体联合定律。它说明 ,一定质量的气体在状态变化过程中基本状态参数之间的关系 ,即任何气体的 p 、 V 、 T 互相制约 ,可用气体常数 R 表示 :

$$\frac{pV}{T} = mR \tag{1-3-16}$$

R 的单位是 $[\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$,表示质量 1kg 的气体 ,温度升高(或降低) 1K 时所具有的做功的能力。不同性质的气体 ,其 R 值不同 ,并与其所处的状态无关。常用气体的 R 值如表 1-3-1 所示。

表 1-3-1 气体的 R 值

气体	$R/[\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	气体	$R/[\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	气体	$R/[\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$
空气	286.8	氢气	4121.9	二氧化硫	129.65
氧气	258.7	一气化碳	296.94	甲烷	518.42
氮气	295.27	二氧化碳	188.65	乙烯	296.45

R 值愈大 ,同样质量的气体升温(或降温) 1K 吸收(或放出)的能量愈大。

第三节 热力学第一定律及其应用

一、热力学第一定律

能量守恒及转换定律指出 :能量不能创造 ,也不会消失 ,但在一定条件下可以从一种形式转换成另一种形式 ,从一个物体转移到另一个物体 ,转换或转移过程中的总能量是不变的 ,这个定律就称为热力学第一定律。它可以表述为 :加给工质的热量等于工质内能的变化和对外做功之和。以式 1-3-17 表示

$$q = w + \Delta u \tag{1-3-17}$$

当工质质量为 $m(\text{kg})$ 时 则 :

$$Q = W + \Delta U \tag{1-3-18}$$

式中 q 、 Q ——外界加给工质的热量(J/kg)(J);

Δu 、 ΔU ——工质内能的变化量,即工质状态变化后的内能减去工质状态变化前的内能(J/kg)(J);

w 、 W ——工质所做的功(J/kg)(J);

二、应用

这个定律在工程上的应用有:

(一) 定压过程

工质在保持压力不变的状态下变化,称为定压过程。常见凝汽器内蒸汽凝结过程和空气预热器、过热器、冷油器等设备内工质状态变化过程均是定压过程,由式 1-3-19 表示

$$\begin{aligned} q = \Delta u + w &= (u_2 - u_1) + p(U_2 - U_1) = \\ &= (u_2 + p_2 U_2) - (u_1 + p_1 U_1) = \\ &= h_2 - h_1 = \Delta h \end{aligned} \quad (1-3-19)$$

式中 h_1 、 h_2 ——工质初、末状态的比焓(J/kg);

Δh ——工质在状态变化前后的比焓差(J/kg);

式 1-3-19 表明在定压过程中,加入的热量应等于工质焓的增量。

例 2-5 加热器内水的 h_1 为 750J/kg ,加热后变成蒸汽,其比焓 h_2 为 3200J/kg ,问水吸收的热量为多少?

解 因为加热器内水汽化是定压过程,所以加入的热量为

$$q = h_2 - h_1 = 3200 - 750 = 2450\text{J/kg}$$

(二) 定容过程

工质在保持比容不变的状态变化,称为定容过程。在定容过程中工质状态发生了变化,但并未做功,即 $w = 0$,由式 1-3-17 得:

$$q = \Delta u = u_2 - u_1$$

上式表明,定容加热过程加入的热量,全部用于增加工质的内能。或者说,放出的热量等于工质内能的减少。

例如,内燃机运行时,把可燃气体与空气的混合物压入气缸内,并压缩到一定的压力,也就是内能增大,然后由电火花点燃,这时燃料迅速燃烧,活塞来不及移动的一瞬间,这个燃烧过程就是定容过程。

(三) 定温过程

工质在保持温度不变的状态变化过程称为定温过程,由式 1-3-17 得:

$$q = \Delta u + w = T\Delta s = T(s_2 - s_1) \quad (1-3-20)$$

式中 T ——热力学温度(K);
 $S_2、S_1$ ——工质初、末的比熵[kJ/(kg·K)]。

式 1-3-20 表明 ,工质在定温过程中 ,由于温度不变 ,所以内能不变。当气体加热作定温膨胀时 ,加入的热量全部用于对外膨胀做功 ;气体被压缩时 ,则对气体所作之功全部变为热能向外放出。在压气机中 ,对空气的压缩过程越接近于定温过程 ,消耗的功越少。

(四)绝热过程

工质与外界没有热量交换的热力过程称为绝热过程。在这种情况下 ,熵的值不变 ,所以绝热过程又称等熵过程。由式 1-3-17 得 :

$$q = 0$$

若工质不流动 ,绝热过程的功为

$$w = u_1 - u_2 = - \Delta u \quad (1-3-21)$$

若工质流动 ,则绝热过程的功为 :

$$w = h_1 - h_2 = - \Delta h \quad (1-3-22)$$

例如 ,电厂中蒸汽在汽轮机内的膨胀过程 ,水在水泵中压缩升压 ,都可看作是绝热过程。因为这时蒸汽或水在流经该设备时流速很快 ,停留时间很短。尤其是汽轮机的气缸又有很厚的绝热怪 ,这样蒸汽通过气缸壁传递到气缸外的热量极少 ,与蒸汽用来做功的热量相比 ,可以忽略不计。

第四节 热力学第二定律

热力学第一定律是从能量转移或转换过程中的数量关系总结出来的一条客观规律 ,但没有揭示热能转变成机械能需要什么条件 ? 有无限度 ? 有无方向性 ? 这些问题由热力学第二定律来回答。

工质从某一状态点开始 ,经过一系列的状态变化又回到原来这一状态点的封闭变化过程称为工质的热力循环 ,简称循环。热力学第二定律可以从卡诺循环进行阐明。

一、卡诺循环

功转化为热没有什么限度 ,一定数量的机械功通过摩擦可以全部转换为一定数量的热。但是 ,由热能转换为功就需有一定的条件和限度 ,即使在最理想情况下 ,依照可

逆循环把热转换为功,也是有一定限度的。可逆卡诺循环解决了热源所供给的热量在循环中有多少能够转换为有用的机械功的问题。

二、正卡诺循环

卡诺循环由四个过程组成,其中有两个定温过程,两个绝热过程,如图 1-3-3 所示 ①定温膨胀:工质由状态 1 在定温下从恒温热源吸收热量 q_1 而变化至状态 2;②绝热膨胀:工质由状态 2 进行绝热膨胀到状态 3,此时温度从 T_1 下降到 T_2 ;③定温压缩:工质由状态 3 定温压缩并向恒温冷源放出热量 q_2 而达到状态 4;④绝热压缩:工质由状态 4 通过绝热压缩回复到状态 1,温度从 T_2 上升到 T_1 ,形成循环。这个循环由四个可逆过程组成,因而是个可逆循环。然而,可逆过程只是一个理想过程,定温膨胀和定温压缩这两个过程是不能实现的,所以图中的这个循环是不能实现的。但是通过这一循环的分析,能够得出在一定条件下的热能最大利用率。

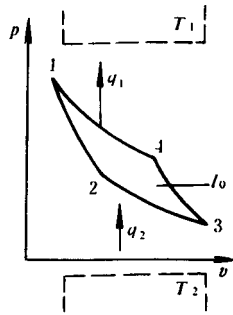


图 1-3-3 正卡诺循环

对正卡诺循环分析可得卡诺循环的热效率 η 为

$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (1-3-23)$$

式中 η ——效率;

T_1 、 T_2 ——工质在定温膨胀和定温压缩过程中的热力学温度,即分别为热源和冷源的热力学温度(K)。

从式 1-3-23 可得:

1. 卡诺循环的热效率只决定于热源和冷源的温度。
2. 要提高循环效率,应尽可能提高热源温度和降低冷源温度。
3. 卡诺循环的热效率总是小于 1,而不能等于 1。若等于 1,即 T_1 为无穷大或 T_2 为零,这显然难以实现。然而在 T_1 及 T_2 温度范围内,正卡诺循环的热效率是一切正循环中热效率最高的极限。
4. 当 $T_1 = T_2$ 时,即两个热源没有温差存在,热效率 $\eta = 0$,即不可利用卡诺循环单

独使一个热源的热能连续地转换为机械功。也即是单一热源的热力原动机是不能存在的。

三、逆卡诺循环

图 1-3-4 表示按逆时针方向进行的逆卡诺循环。

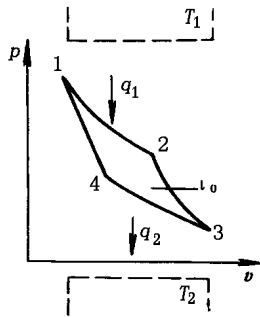


图 1-3-4 逆卡诺循环

在这个循环中 ,工质首先沿绝热线 1—2 膨胀 ,同时温度从 T_1 下降到 T_2 ,然后沿定温线 2—3 膨胀。在定温膨胀中工质在温度 T_2 下从恒温冷源得到热量 q_2 ,接着工质从状态 3 沿绝热线 3—4 被压缩 ,同时温度由 T_2 升到 T_1 ,最后沿定温线 4—1 被压缩。在定温过程中 ,工质在温度 T_1 下向恒温热源放出热量 q_1 。

逆卡诺循环的结果是消耗了机械功 ,使得恒温冷源中的热量排向恒温热源 ,也就是说 ,通过逆卡诺循环能实现热量从低温物体传向高温物体的过程。逆卡诺循环可用于制冷 ,也可用来供热。

综上所述 :单独一个热源(没有冷源)是不能把热量连续地转换为机械功的 ,这是热力学第二个定律的表达形式之一。例如 ,火力发电厂总是有两个热源 ,一个以锅炉为高温热源 ,另一个以凝汽器为低温热源。从单一热源取得热量并使之全部转变为机械功而不产生其它变化的热力发动机是不可能有的。另外 ,热力学第二定律说明热量就不可能自发地从低温物体流向高温物体。这并不是说热量就不可能反向从低温物体转移到高温物体 ,只要消耗一定量的机械功就有可能把低温物体中的热量传到高温物体中去的。

第五节 水 蒸 气

在热力工程中 ,水蒸气是最常用的一种工质。

一、水蒸气的形成过程

水汽化为蒸汽的过程称为水蒸气的形成过程,其基本方式有蒸发和沸腾两种。

在常温下,液体表面经常有水分子克服表面张力而跃入空间,变成蒸汽分子,这种汽化过程称为蒸发。在密闭的容器内,在蒸发的同时,液面上的空间有部分蒸汽分子重新返回液面而变为水分子。在蒸发开始时,汽化的分子多,返回的分子少,这样使液面上的蒸汽分子的数量逐渐增多,到达一定程度后,汽化的量与返回的量相等,处于动态平衡状态,当蒸汽分子的浓度达到最高值时,这时的蒸汽称为饱和蒸汽,这种状态称为蒸汽的饱和状态。对应于一定温度,占据一定空间的饱和状态的蒸汽,此时就具有一定的压力,此压力称为饱和蒸汽压。当容积一定时,温度愈高,饱和蒸汽压亦愈高,与饱和蒸汽压相对应的温度称为饱和温度。

如果汽化能在液体内部连续进行,所产生的小汽泡上升至液面,再跃进空间,这种汽化称为沸腾。液体沸腾的条件是它对应的饱和蒸汽压等于或超过液面的压力。在未达到这个压力之前,液体内部产生的小汽泡,在未能到液面就已压破。这是因为外部压力大于此温度相对应的饱和蒸汽压力。发生沸腾的温度,称为该液体在其某种液面压力下沸点也是该压力下的饱和温度。在大气压力 101.325kPa 下,水的沸点热力学温度为 373.15K ,在压强 98.07kPa 下,水的沸点是热力学温度 372.24K 。

在密闭容器内,对水进行加热。当水温到达沸点时,水就开始以沸腾的方式汽化为蒸汽,此时的液态水称为饱和水。从沸腾起,汽化继续进行,但温度不再升高。最后,当液态水全部汽化为蒸汽而温度尚保持不变,这时的蒸汽称为饱和蒸汽。若继续加热,则于饱和蒸汽的温度又开始逐渐升高,此后的蒸汽就称为过热蒸汽。

在液体沸腾时,虽然继续加热,但温度不变,蒸汽和液体一直保持着相应于液面压力下的饱和温度。如果停止加热,液体也就立即中止沸腾。可见要保持液体继续沸腾,必须不断地供给热量。显然这些热量不是用来升高液体的温度,而是用来使液体转变为蒸汽的,这种只使物质相态改变而增加(或减少)的热量称为潜热。例如水从 100°C 变为 100°C 的水蒸气,其单位质量的汽化潜热为 2258.83kJ/kg 。

二、水蒸气状态参数的确定

由于水蒸气是实际气体,其状态参数不能按理想气体状态过程进行,按实际气体的状态方程计算又非常复杂,所以为了便于运用,人们将不同压力下水蒸气的温度、比容、焓、熵绘成图或表。

(一) 饱和水和干饱和蒸汽

饱和水和干饱和蒸汽状态的确定,可查阅饱和水和饱和蒸汽表。饱和水和饱和蒸汽表通常有两种形式:一种按压力排列,如表 1-3-2 所示,列出相应的饱和温度 $T_{\text{饱}}$ 、

比容 v 、比焓 h 、密度 ρ 、汽化热 γ 和比熵 s 的值。另一种按温度排列,如表 1-3-3 所示,列出相应的饱和压力 $P_{\text{饱}}$ 等。在这两种表中分别用“'”和“''”表示饱和水和干饱和蒸汽的量。使用时可查饱和水和饱和蒸汽表,没有列出的某些中间压力或中间温度下各量的值,可以通过数学运算的内插法来确定。定压下加给工质的热量,等于工质焓的增量。所以 1kg 水从饱和水状态汽化成干饱和蒸汽状态时所需的汽化热 $\gamma = h'' - h'$ 。

表 12-3-2 饱和水和饱和蒸汽表(按压力排列)

$p /$ kPa	$T_{\text{饱}} /$ K	$v' /$ (m^3 / kg)	$v'' /$ (m^3 / kg)	$\rho' /$ (kg / m^3)	$\rho'' /$ (kg / m^3)
100	372.64	0.0010432	1.694	958.6	0.5903
1000	452.88	0.0011273	0.1946	887.1	5.139
$p /$ kPa	$h' /$ (kJ / kg)	$h'' /$ (kJ / kg)	$\gamma /$ (kJ / kg)	$s' /$ [$\text{kJ} / (\text{kg} \cdot \text{K})$]	$s'' /$ [$\text{kJ} / (\text{kg} \cdot \text{K})$]
100	417.4	2675	2258	1.3026	7.360
1000	762.7	2778	2015	2.138	6.587

表 1-3-3 饱和水和饱和蒸汽表(按温度排列)

$T /$ K	$p_{\text{饱}} /$ kPa	$u' /$ (m^3 / kg)	$u'' /$ (m^3 / kg)	$\rho' /$ (kg / m^3)	$\rho'' /$ (kg / m^3)
278	0.8719	0.0010001	147.2	999.9	0.006793
373	101.325	0.0010435	1.673	958.31	0.5977
$T /$ k	$h' /$ (kJ / kg)	$h'' /$ (kJ / kg)	$\gamma /$ (kJ / kg)	$s' /$ [$\text{kJ} / (\text{kg} \cdot \text{K})$]	$s'' /$ [$\text{kJ} / (\text{kg} \cdot \text{K})$]
278	21.05	2510	2489	0.0762	9.0241
373	419.1	2676	2257	1.3071	7.3547

现有的蒸汽表按照国际标准规定,取 0℃ 时饱和水的熵和焓值为零。

(二) 湿饱和蒸汽

湿饱和蒸汽又称湿蒸汽,是水与蒸汽处于饱和状态的混和物。由于所含水分的不同,湿蒸汽的状态也不同。湿蒸汽、饱和水和干饱和蒸汽都属于饱和状态,在定压状态下都有相同的温度。为了确定湿蒸汽的状态,一方面要知道它的压力和温度,另一方面要知道每千克湿蒸汽中所含干蒸汽的质量即干度 x ,或每千克湿蒸汽中所含饱和水的质量即湿度 $(1-x)$ 。在一定压力下湿蒸汽的两个极限状态:饱和水的 $x=0$,干饱和蒸汽的 $x=1$ 。利用饱和水、饱和蒸汽表以及湿蒸汽状态参数的计算公式,根据干度 x 就可以求得湿蒸汽的比容 v_x 、比焓 h_x 、比熵 s_x 和内能 u_x 。

1. 湿蒸汽的比容 v_x 湿蒸汽的比容 v_x (m^3/kg) 是 x (kg) 干蒸汽的容积和 $(1-x)$ (kg) 饱和水的容积之和,即:

$$v_x = (1-x)v' + xv'' = v' + (v'' - v')x \quad (1-3-24)$$

当压力不太高和干度很大时,水的容积可忽略不计,故一般计算时常取:

$$v_x = xv'' \quad (1-3-25)$$

2. 湿蒸汽的比焓 湿蒸汽的比焓 h_x (kJ/kg) 是 x (kg) 干蒸汽的比焓和 $(1-x)$ (kg) 饱和水的比焓之和,即:

$$h_x = (1-x)h' + xh'' = h' + x(h'' - h') = h' + x\gamma \quad (1-3-26)$$

3. 湿蒸汽的比熵 湿蒸汽的比熵 s_x [$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$] 是 x (kg) 干蒸汽的比熵和 $(1-x)$ (kg) 饱和水的比熵之和,即:

$$s_x = (1-x)s' + xs'' = s' + x(s'' - s')$$

4. 湿蒸汽的内能。湿蒸汽的内能 u_x (kJ/kg) 用式 1-3-27 计算。

$$u_x = h_x - pv_x \quad (1-3-27)$$

上述各式中, v' 、 h' 、 s' 、 v'' 、 h'' 、 s'' 、 γ 等都可以根据压力或温度在水蒸汽表中查出。如再知道干度 x , 即可算出各值。

(三) 未饱和水及过热蒸汽

未饱和水与过热蒸汽状态参数的确定,可查未饱和水与过热蒸汽表,如表 1-3-4 所示。根据压力和温度即可查出过热蒸汽的比容 v 、比焓 h 、比熵 s 。表 1-3-4 中粗黑线的上方代表未饱和水,粗黑线的下方代表过热蒸汽。

表 1-3-4 未饱和水和过热蒸汽表

其 它 参 数 温度		5kPa			500kPa		
		$T_{\text{饱}} = 305.88\text{K}$ $= 2561\text{kJ/kg}$ $v' = 28.19\text{m}^3/\text{kg}$ $s'' = 8.393\text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}$			$T_{\text{饱}} = 424.84\text{K}$ $h'' = 2749\text{kJ/kg}$ $v'' = 0.3747\text{m}^3/\text{kg}$ $s'' = 6.822\text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}$		
$t/^{\circ}\text{C}$	$T(\text{K})$	$v/$ (m^3/kg)	$h/$ (kJ/kg)	$s[\text{kJ/}$ ($\text{kg}\cdot\text{K})]$	$v/$ (m^3/kg)	$h/$ (kJ/kg)	$s[\text{kJ/}$ ($\text{kg}\cdot\text{K})]$
0	273	0.001002	0.0000	0.0000	0.0009999	0.6	0.0000
30	303.16	0.0010044	125.6	0.4363	0.0010046	126.0	0.4340
					0.0010996	632.1	1.840
150	423.16	39.05	2783	9.002	0.4839	2979	7.304
250	533.16	49.22	2997	9.451	0.5794	3188	7.662
360	633.16	58.47	3198	9.796	0.7109	3484	8.141
500	733.16	71.39	3490	10.214	1.1746	4635	9.230
1000	1273.16						

过热蒸汽的温度是已超过该压力下的饱和温度,故可用超过温度的多少来表示蒸汽过热的程度,超过的温度叫做“过热度”,用 D 表示,其单位为 K。

$$D = T - T_{\text{饱}} \tag{1-3-28}$$

过热度 D 愈低,表示过热蒸汽愈接近于饱和蒸汽。

(四)水蒸汽的焓-熵图

水蒸气的焓-熵 ($h-s$)图(图 1-3-5)就是用图形的方式来表示水蒸气的焓、熵关系。其作法如下:取蒸汽表上不同压力的饱和水与饱和蒸汽的 h' 、 s' 、 h'' 、 s'' ;以 s 为横坐标,以 h 为纵坐标,作出饱和水线 ($bb_1b_2\dots\lambda=\dots k$ 线)与干饱和蒸汽线 ($cc_1c_2\dots\lambda=\dots k$ 线)如图 1-3-5 所示。 $cc_1c_2\dots\lambda=\dots k$ 线以上为过热蒸汽。饱和水线和干饱和蒸汽线间为湿蒸汽。在饱和水线和干饱和蒸汽线上的点 b 和 c ,点 b_1 和 c_1 ,点 b_2 和 c_2 等,分别属于同一个压力。将两线上相同压力的点连成等压线,得 bc 、 b_1c_1 、 b_2c_2 等,是直线的等压线。在湿蒸汽区域内,进行定压加热,温度不变,所以湿蒸汽区域的等压线与等温线重合。再连接一些相同的蒸汽含量的点,作出光滑曲线,可得到具有相同干度的等干度线 kx_1 、 kx_2 、 kx_3 等。在过热蒸汽区域中,是饱和区域的等压、等温线的延长曲

线,如 cd 、 c_1d_1 、 c_2d_2 等曲线。等温线在过热区域里便开始离开干蒸汽,而趋于平坦,如 cf 、 c_1f_1 、 c_2f_2 等曲线。

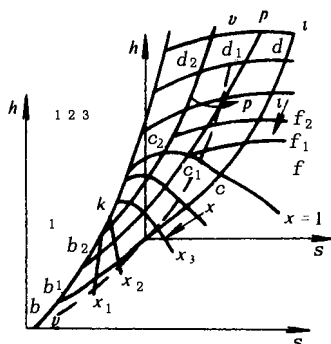


图 1-3-5 水蒸汽的焓-熵 ($h-s$) 图

水蒸汽的焓-熵 ($h-s$) 图在使用上非常方便,例如已知蒸汽的两个参数,便可很快找出参数内的交点,求出其它参数。只要知道干饱和蒸汽的任一参数(因已知 $x=1$)用这一参数与干蒸汽线的交点,就可求出其余各参数。特别是在湿蒸汽区域,不能用蒸汽表直接查出的参数,而应用焓-熵图,除了压力和温度是应重合不能确定状态外,只要知道两个参数就可确定其它参数。此外对水蒸汽的热力过程,应用焓-熵图也非常方便。例如,等压过程中所加的热量为加热前后的焓差,很容易从纵坐标中找出;又如一状态经过特殊过程(定容、定温、定熵、定焓)而到第二状态时,用焓-熵图也可方便地求出第二状态的参数。由图 1-3-5 中所查数据虽然有一定的误差,但对于一般工程应用仍是可行的。

第六节 传热方式

热能与温度密切相关,而热能的传递,又与温度差有关。无论在自然界,还是生产、生活的各领域中,温度差普遍地存在,如室内外温差、锅炉内外温差、冷热水温差等。所以,处处存在着热能的转移和传递。热能总是自发地从高温物体传向低温物体。其传热方式有导热、对流和辐射等。

一、导热

把铁棍的一端插入火炉中,不久,手握着的这一端就感到发热;把木棍一端插入火炉中,不久就会燃烧。这说明热量从物体的一部分传到另一部分或从一个高温物体传到和它相接的另一个低温物体,这种传热的方式称为热传导,又称导热。例如,在散热

器中 ,热量从金属的内壁传到外壁 ;在冬季有供热的房间中 ,热量从墙体的内表面传到外表面 ,都是由于热传导的结果所致。

导热的基本规律。可由平壁传热来说明。设有一面由某单体材料砌成的外墙 ,其厚度为 δ (m) ,面积为 A (m²) ,墙内表面温度为 t_1 (℃) ,墙外表面温度为 t_2 (℃) ,且 $t_1 > t_2$,则热量传递方向是从墙内表面传向墙外表面 ,如图 1-3-6 所示。

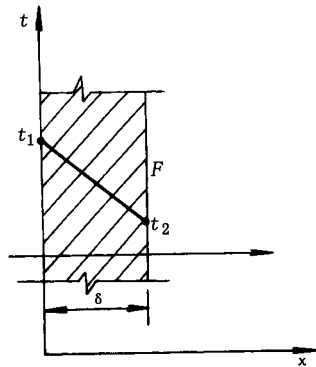


图 1-3-6 平壁的导热

实验证明 :每小时通过墙壁的传热量与壁面积 A (m²) 和两壁面的温差($t_1 - t_2$)的乘积成正比 ,而与壁的厚度 δ (m) 成反比 ,如式 1-3-29 所示

$$Q = \lambda \frac{A(t_1 - t_2)}{\delta} \tag{1-3-29}$$

- 式中 Q ——传热量(J/h)或(W);
 A ——平壁表面积(m²);
 t_1 、 t_2 ——平壁面内、外温度(K)或(℃);
 δ ——平壁厚度(m);
 λ ——热导率[J/(h·m·K)]或[W/(m·K)]

λ 表明壁体的导热能力 ,它的数值等于在单位时间内 ,沿导热方向每单位长度上温差为 1K 时每单位面积上所传导的热量。各种材料的热导率是不一样的 ,热导率 λ 值愈大 ,表明该材料的热传导性能愈好 ,反之 ,就愈差。表 1-3-5 为常用材料的热导率 λ 值。

表 1-3-5 常用材料的热导率 λ

材料名称	λ [W/(m·K)]	材料名称	λ [W/(m·K)]
银	407 ~ 149	松木	0.35
铜	349 ~ 395	石棉	0.09 ~ 0.11

续表

材料名称	λ [W/(m·K)]	材料名称	λ [W/(m·K)]
钢、生铁	47 ~ 58	硅藻土	0.17
合金钢	17 ~ 35	珍珠岩	0.07 ~ 0.11
水	0.59	矿渣棉	0.05 ~ 0.06
空气	0.023	泡沫塑料	0.023 ~ 0.059
耐火砖	1.05 ~ 1.40	锅炉水垢	0.6 ~ 2.3
红砖	0.6 ~ 0.8	烟渣	0.06 ~ 0.11
混凝土	0.8 ~ 1.28		

从表 1-3-5 中可见 ,金属的 λ 值最大 ,固体较大 ,液体较小 ,气体最小 ,轻质多孔性材料也很小。 λ 值大的材料导热性强 ,适宜于做换热设备的受热面。所以 ,散热器、汽锅、水冷壁等都是用金属材料制作的。相反 λ 值小的材料适宜于做保温隔热用。在工程上 ,通常把 $\lambda < 0.23\text{W/(m}\cdot\text{K)}$ 的材料称为保温或隔热材料。但是 ,保温材料受潮后 ,其保温性能降低 ,导热性增大。因此 ,保温材料一定要保持干燥。

若把式 1-3-29 改写成下式

$$Q = \frac{A(t_1 - t_2)}{\frac{\delta}{\lambda}} = \frac{A(t_1 - t_2)}{R} \tag{1-3-30}$$

式中 $R = \frac{\delta}{\lambda}$ 热阻 ,表明材料阻止导热能力的大小。

若平壁由多层匀质材料组成 ,该平壁称为多层匀质平壁。如果由三层不同材料组成的多层平壁 ,各层厚度分别为 δ_1 、 δ_2 、 δ_3 ,各层材料的热导率分别为 λ_1 、 λ_2 、 λ_3 。并已知多层平壁两外表面温度为 t_1 和 t_4 (其中第一层两表面温度为 t_1 和 t_2 ,第二层两表面温度为 t_2 和 t_3 ,第三层两表面温度为 t_3 和 t_4) , $t_1 > t_4$,则式 1-3-30 为

$$Q = \frac{A(t_1 - t_4)}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}} = \frac{A(t_1 - t_4)}{R_1 + R_2 + R_3} \tag{1-3-31}$$

这就是多层匀质平壁的导热公式。

二、对流换热

对流是指流体在运动过程中传递热量的一种现象。在工程上常常遇到的是运动的流体与固体壁面接触时的热量交换问题。我们把这种热量传递的过程称为对流换热。例如在冬季的采暖房间内 ,散热器周围的冷空气因受热温度升高 ,密度减小而上升 ,而另一部分未受热的冷空气密度较大而下降 ,并不断向散热器周围补充 ,受热后又上升 ,这就形成了房间内空气的循环流动 ,使整个房间变暖。这种主要靠物质的流动而进行传热的方式就称对流。由于流体的密度随温度的变化而形成的对流又称自然对流。对

流换热中也伴随着导热。因此 ,对流换热比较复杂 ,影响换热的因素很多 ,如流体的速度 ,流动的动力 ,流体的种类与物性及固体壁面的形状、尺寸、位置等。为了研究方便和简化计算 ,把各种影响因素归纳为一个综合因素 α ,称为表面传热系数。对流换热量计算用下式计算

$$Q = \alpha(t_b - t_e)A \tag{1-3-32}$$

式中 Q ——对流换热量(W);
 α ——表面传热系数[W/(m²·K)];
 t_b ——固体壁面温度(K);
 t_e ——流体温度(K);
 A ——固体壁面的面积(m²)。

几种流体表面传热系数的大致范围如表 1-3-6。

表 1-3-6 表面传热系数的大致范围

流体种类及换热方式	表面传热系数 [W/(m ² · K)]	流体种类及换热方式	表面传热系数 [W/(m ² · K)]
空气的自由对流	3 ~ 10	水沸腾	2500 ~ 25000
空气的强制对流	20 ~ 100	水蒸气凝结	5000 ~ 15000
水的自由对流	200 ~ 1000	过热蒸汽强制流动	500 ~ 3000
水的强制对流	1000 ~ 1500		

三、热辐射

有一种传热方式 ,它不同于导热和对流 ,既不靠物体直接接触 ,也不靠流体的流动 ,而是靠物体表面向外发射电磁波来传递热量 ,这就是热辐射。例如 ,冬季在有供暖的房间中 ,人们站在散热器附近 ,会觉得比房间其它地方暖和。这种热量是怎样传到人的身上呢?是空气的热传导吗?不是 ,因为空气的热导率很小 ,是空气的对流吗?也不是 ,因为热空气是往上升的。如果在散热器与人之间挡上一块板 ,就不会有热的感觉。又如 ,太阳的光线照射到地球上 ,然后变成热能 ,这就是通过辐射传热。因为太阳和地球之间绝大部分是真空 ,不含有物质内部的导热和流体流动的传热。从理论上讲 ,一切物体只要温度在 0K 以上 ,都会从表面向外界发射能量 ,并靠电磁波传递。电磁波的波长范围很广 ,从 0 ~ ∞ ,不同波长产生的热效应是不同的。波长在 0.4 ~ 0.76μm 范围内是可见光 ,波长在 0.76 ~ 40μm 范围内的电磁波投射到物体上能明显地转变成热能 ,故称为热射线。热射线传播的过程称为热辐射。

热射线与可见光传播的规律一样 ,投射到物体上的总能量能够被物体吸收、透射和反射。若热射线全部被物体吸收 ,则该物体称为绝对黑体 ,若热射线全部被物体反射出去 ,则该物体称为绝对白体 ,若热射线全部透过物体 ,对该物体称为绝对透热体。对液

体和大多数固体材料(例如金属、砖、木材、耐火材料等)来说,都不能透过热射线。实验证明,凡是对热射线吸收能力较强的物体,其反射能力就较弱,而反射能力较强的物体,吸收能力较弱。

为了从数量上表示物体的辐射能力,可用“辐射力”这一物理量来表示,其符号为 E ,即单位时间内物体表面每 1m^2 对外辐射的能量。实验结果表明:绝对黑体的辐射力与其热力学温度的四次方成正比,这一规律称为四次方定律。四次方定律是热辐射的一条基本定律,是整个辐射换热计算的基础。四次方定律用公式表示如下:

$$E_0 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4 \tag{1-3-33}$$

式中 E_0 ——绝对黑体的辐射力(下角标 0 表示黑体)(W/m^2);

C_0 ——绝对黑体的辐射系数,其值为 $5.67\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$;

T ——绝对黑体的热力学温度(K)。

一切实际物体的辐射力都小于同温度下绝对黑体的辐射力,有了计算绝对黑体辐射力的四次方定律,只要以一个小于 1 的数乘以绝对黑体的辐射力,即可得到同温度下实际物体的辐射力。即:

$$E = \alpha E_0 = \alpha C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4 \tag{1-3-34}$$

式中 E ——实际物体的辐射力(W/m^2);

T ——实际物体的热力学温度(K);

α ——实际物体的黑度。

黑度 α 表明物体接近于绝对黑体的程度,对实际物体 $\alpha < 1$ 。对于不同的物体,黑度 α 差别很大。通常物体的黑度与物体的材料、温度和它的表面状况(如粗糙度、氧化程度等)有关。粗糙和氧化的表面一般黑度较大。黑度的大小可由实验测定,具体数值见表 1-3-7。

表 1-3-7 各种材料的黑度

材料类别和表面状况	温度/ K	黑 度
氧化的钢	473.16 ~ 873.16	0.8
磨光的铁	673.16 ~ 1273.16	0.14 ~ 0.38
铬镍合金	325.16 ~ 1307.16	0.64 ~ 0.76
氧化的铁	398.16 ~ 798.16	0.78 ~ 0.82
红砖(粗糙表面)	293.16	0.88 ~ 0.93
锅炉炉渣	273.16 ~ 1273.16	0.97 ~ 0.70
耐火砖	773.16 ~ 1273.16	0.8 ~ 0.9

任何物体随时都在不停地向四周空间放出辐射能 ,同时也在不断地吸收辐射能 ,从而构成了辐射传热。当物体和周围物体的温度相等时 ,则物体吸收和放出的辐射能相等 ,即此时物体处于热平衡状态。当物体和周围物体的温度不相等时 ,物体吸收和放出的辐射能也不相等。物体实际放出(或吸收)的辐射能量等于该物体在同一时间内所辐射的能量和吸收的能量之差。

任意两个物体之间的辐射换热量 ,可按下面式 1-3-35 计算。

$$Q = \alpha_{\text{相当}} C_0 \left[\left(\frac{T_1}{400} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] A \quad (1-3-35)$$

式中 Q ——单位时间内两物体间的辐射换热量(W);

T_1 ——高温物体的热力学温度(K);

T_2 ——低温物体的热力学温度(K);

A ——辐射换热面的面积(m^2);

$\alpha_{\text{相当}}$ ——由两物体组成的系统的相当黑度或系统黑度。

$\alpha_{\text{相当}}$ 的计算如下 :

$$\alpha_{\text{相当}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} - 1} \quad (1-3-36)$$

式中 α_1 、 α_2 ——两物体的黑度。

因为 α_1 和 α_2 都小于 1 ,所以系统黑度 $\alpha_{\text{相当}}$ 也总是小于 1。 α_1 和 α_2 的值愈高 ,系统黑度 $\alpha_{\text{相当}}$ 就愈大。

第七节 传热过程与传热量计算

上面已讨论了三种基本传热方式及各种传热方式的传热量计算。在工程上 ,实际的传热过程往往不是单纯的一种方式 ,而是几种基本传热方式同时存在的综合作用。例如建筑围护结构的传热 ,管道和换热器的传热 ,就是对流、导热和热辐射都存在的传热过程。

热流体通过固体壁面把热量传递给冷流体的过程称为传热过程。

一、墙体传热过程及传热量计算

在冬季 ,因室内空气温度高于室外空气温度 ,因而产生了由室内通过外墙向室外的传热过程 ,如图 1-3-7 所示。

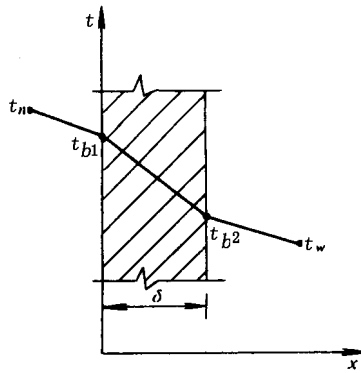


图 1-3-7 外墙的传热过程

整个传热过程可分为三个阶段。

(一) 墙内表面吸收热量阶段

墙内表面以与室内空气对流及与室内物体间热辐射的方式吸收热量。所吸收的热量按式 1-3-37 计算

$$Q_m = \alpha_m (t_m - t_{b1}) A \quad (1-3-37)$$

式中 Q_m ——墙内表面吸收的热量(W);

t_m ——室内空气温度(K);

t_{b1} ——墙内表面温度(K);

A ——墙内表面积(m^2);

α_m ——墙内表面的传热系数[W/($m^2 \cdot K$)];

(二) 墙体传导热量阶段

热量由墙内表面以导热方式传递到墙外表面。传导的热量按式 1-3-38 计算

$$Q_t = \frac{\lambda}{\delta} (t_{b1} - t_{b2}) A \quad (1-3-38)$$

式中 Q_t ——墙体导热量(W);

t_{b2} ——墙外表面温度(K);

δ ——墙体厚度(m);

λ ——墙体材料的热导率[W/($m \cdot K$)];

(三) 墙外表面放出热量阶段

墙外表面与室外空气对流(风的作用)及与物体间辐射的方式放出热量。放出的热量按式 1-3-39 计算

$$Q_w = \alpha_w (t_{b2} - t_w) A \quad (1-3-39)$$

式中 Q_w ——墙外表面放出的热量(W);

t_w ——室外空气温度(K);

α_w ——墙外表面的换热系数[W/(m²·K)]

当传热过程是不随时间变化的稳定传热时,即外墙传热的以上三个阶段的热量相等,则

$$Q_n = Q_t = Q_w = Q$$

变换上面三个计算热量公式的形式,经整理后可得

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_w}} (t_n - t_w) A$$

$$\text{令} \quad K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_w}}$$

$$\text{则} \quad Q = K (t_n - t_w) A \quad (1-3-40)$$

K 称为传热系数,单位是[W/(m²·K)],它表示当室内外温度相差1K时,通过每1m²壁面积,单位时间的传热量。它是反映传热强弱的一个指标。 K 的倒数 R 称为热阻,即:

$$R = \frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_w} \quad (1-3-41)$$

$\frac{1}{\alpha_n}$ 称为内表面放热热阻, $\frac{1}{\alpha_w}$ 称为外表面放热热阻, $\frac{\delta}{\lambda}$ 称为导热热阻。显然,总热阻等于内、外表面热阻与导热热阻之和,单位是(m²·K/W)。当墙体由多层材料组成时,墙体的导热热阻应是各材料层导热热阻之和。 R 的概念具有重要意义,反映了墙体的隔热保温性能。

综上所述,传热量可按式1-3-42计算

$$Q = KA (t_n - t_w) = \frac{1}{R} A (t_n - t_w) \quad (1-3-42)$$

式1-3-42就是传热的基本公式,在工程中应用广泛,极为重要。不仅可用以计算建筑围护结构的耗热量,而且适用于锅炉和其它管道、换热器的热力计算。

例题 某建筑为钢筋混凝土屋面,如图1-3-8所示。该地区冬季室外计算温度 $t_w = 261.16\text{K}$,要求室内温度 $t_n = 289.16\text{K}$,求每1m²屋面的传热量 q 。

已知 油毡 $\lambda_1 = 0.15\text{W/(m·K)}$;水泥砂浆 $\lambda_2 = 0.8\text{W/(m·K)}$,钢筋混凝土 $\lambda_3 = 1.33\text{W/(m·K)}$,内表面抹石灰浆 $\lambda_4 = 0.60\text{W/(m·K)}$, $\alpha_n = 8.7\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}$, $\alpha_w = 23.3\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}$

解 求传热系数 K 或总热阻 R :



图 1-3-8 屋面结构形式

$$\begin{aligned}
 R &= \frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{1}{\alpha_w} = \\
 &= \frac{1}{8.7} + \frac{0.01}{0.15} + \frac{0.015}{0.80} + \frac{0.06}{1.33} + \frac{0.02}{0.60} + \frac{1}{23.3} = \\
 &= 0.11 + 0.07 + 0.02 + 0.05 + 0.03 + 0.04 = \\
 &= 0.32 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}
 \end{aligned}$$

$$K = \frac{1}{R} = \frac{1}{0.32} = 3.13 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

当 $A = 1 \text{ m}^2$ 时,

$$\begin{aligned}
 Q &= KA(t_n - t_w) = \\
 &= 3.13 \times 1 \times (289.16 - 261.16) = \\
 &= 3.13 \times 1 \times 28 = 87.64 \text{ W}
 \end{aligned}$$

二、换热器的传热量计算

凡是热量从热流体传给冷流体的设备称为换热器。换热器筒壁的内外表面积不相等,因此其传热公式非常复杂。为简化计算,在工程上当管壁不太厚时,仍可近似地按平壁公式计算,这时:

$$\begin{aligned}
 Q &= KA_{av}(t_{\text{流1}} - t_{\text{流2}}) \\
 &= K\pi D_{av}l(t_{\text{流1}} - t_{\text{流2}}) \quad (1-3-43)
 \end{aligned}$$

式中 K ——按平壁计算出的传热系数 $[\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}]$;

l ——圆筒壁的长度(m);

D_{av} ——管壁的平均直径(m), $D_{\text{平均}} = \frac{1}{2}(D_{\text{内}} + D_{\text{外}})$;

A_{av} ——按平均直径算出的平均传热面积 (m^2);

$t_{\text{流1}}$ 、 $t_{\text{流2}}$ ——高、低温流体的热力学温度 (K)。

用这种方法计算,如 $\frac{d_{\text{外}}}{d_{\text{内}}} < 2$ 时,其计算误差不超过 2%,这在工程上是允许的。

换热器按其工作原理可分表面式、回热式和混合式三种。表面式指冷、热流体同时在其内流动,热量通过换热面由热流体传给冷流体,它又称间接加热器。回热式指冷、热流体交替地流过同一加热面,当热流体流过加热面时,将热流体交替地流过同一加热面,当热流体流过加热面时,将热量传给加热面,使加热面温度升高;当冷流体流过加热面时,加热面又将热量传给冷流体,例如回转式空气预热器。混合式指冷、热流体直接接触,并互相混合,实现热量的传递,如直接热交换器。

由于表面式换热器应用最为广泛,下面主要讨论表面式换热器计算。

表面式换热器按热、冷流体的流动方向分顺流式(指两流体流动方向平行一致)、逆流式(指两流体流动方向平行相反)、叉流式(指两流体流动方向垂直)、混流式(指两流体流动方向为顺流、逆流、叉流的组合)。它们如图 1-3-9 所示。

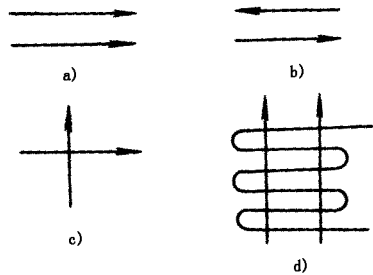


图 1-3-9 换热器内两种流体的流动方式
(a)顺流 (b)逆流 (c)叉流 (d)混流

假设换热器无热损失,换热器中交换的热量为热流体传给冷流体的热量。其传热量如下式

$$Q = KA(t_{流1} - t_{流2})$$

则换热器中热流体放出的热量是

$$Q_1 = c_{p1} q_{m1}(t'_{1} - t''_{1}) \tag{1-3-44}$$

式中 Q_1 ——单位时间内热流体放出的热量(kJ/h);

q_{m1} ——热流体的流量(kg/h);

c_{p1} ——热流体的定压比热容[kJ/(kg·K)];

t'_{1} ——热流体的进口温度(K);

t''_{1} ——热流体的出口温度(K)。

换热器中冷流体吸收的热量是:

$$Q_2 = c_{p2} q_{m2}(t''_{2} - t'_{2}) \tag{1-3-45}$$

式中 Q_2 ——单位时间内冷流体吸收的热量(kJ/h);

q_{m2} ——冷流体的流量(kg/h);

c_{p2} ——冷流体的定压比热容[kJ/(kg·K)];

t'_2 ——冷流体进口温度(K);

t''_2 ——冷流体出口温度(K)。

根据热平衡原理,得

$$Q_1 = Q_2 = Q$$

即

$$\frac{t'_1 - t''_1}{t''_2 - t'_2} = \frac{q_{m_2} c_{p_2}}{q_{m_1} c_{p_1}}$$

如果知道了流体流量、比热容及温度变化,就可算出各流体的传热量。

在进行传热量计算时,利用的公式 $Q = KF(t_{\text{流}1} - t_{\text{流}2})$,其中 $t_{\text{流}1}$ 、 $t_{\text{流}2}$ 在换热器中由于冷热流体不断地进行热交换,热流体的温度由入口到出口不断地降低,而冷流体的温度由入口到出口不断升高,所以冷、热流体的温度差在整个换热面上是不断地变化的,其温差应取换热器中沿整个受热面温度差的平均值,即

$$Q = KF\Delta t_{av} \quad (1-3-46)$$

Δt_{av} 的计算如下:

(1) 算术平均温差 在换热器内若热流体进口处热、冷流体的温度差为 $\Delta t'$,而在出口处热、冷流体的温度差为 $\Delta t''$,其算术平均值为

$$\Delta t_{av} = \frac{\Delta t' + \Delta t''}{2}$$

(1-3-47)

对顺流式而言,温度变化如图 1-3-10 所示

$$\Delta t' = t'_1 - t'_2$$

$$\Delta t'' = t''_1 - t''_2$$

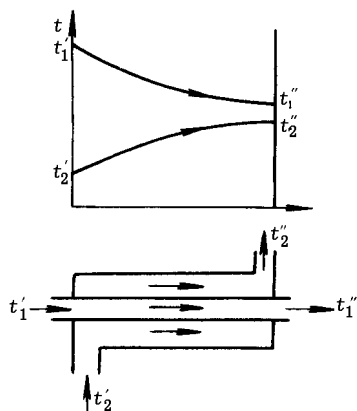


图 1-3-10 顺流时两种流体的温度变化

对逆流而言,温度变化如图 1-3-11 所示。

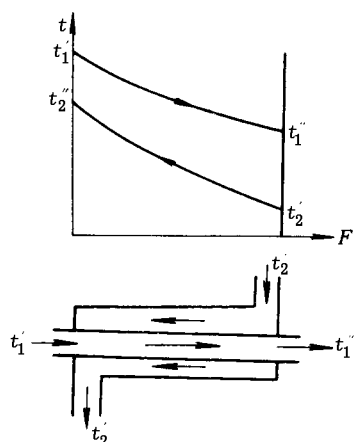


图 1-3-11 逆流时两种流体的温度变化

$$\Delta t' = t_1' - t_2''$$
$$\Delta t'' = t_1'' - t_2'$$

算术平均温差是近似计算值 ,一般采用对数平均温差计算

$$\Delta t_{av} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} \tag{1-3-48}$$

综上所述 ,冷、热流体在换热器内的换热量 ,除了与流体的流量、比热容有关外 ,还与流体的流动方式有关。

第八节 传热的增强与减弱

在管道工程中 根据需要 ,有时要求传热增强 如上节所述对换热器的传热增强 ,而有时要求对进行对热减弱 ,如对供热管道应尽可能减少热损失。

一、传热的增强

从传热量公式 $Q = KF\Delta t$ 可以看出 ,要使 Q 增大 ,应增大传热系数 K 、增加传热面积 F 、提高温差 Δt 。

(一) K 分析

因为 $K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_w}}$,在 α_n ,在 α_w 一定的条件下 ,只有减小 $\frac{\delta}{\lambda}$ 值 ,才能使 K

值大。在管道工程中应减少传热管道管壁内外的污垢和灰尘的厚度 ,以避免传热系数下降。

(二) F 分析

使 Q 增大 ,必须增大传热面积 ,例如在散热器上加装肋片就是这个道理。

二、传热的减弱

减弱传热应设法减小 K 值 ,增大传热热阻 ,使热损失减少 ,如在供热管道外涂敷保温材料 ,在锅炉墙内层放置硅藻土等。

为了减少空气侧换热系数 ,常把供热管道和设备尽量布置在室内 ,这样室内空气流速较小 ,使对流换热系数减小 ,而且室内气温较高 ,辐射换热也减少 ,从而使空气侧的总换热系数减小 ,热阻增大。

总之 ,对传热的增强和减弱 ,应根据工程需要采取相应的措施。