

第六章 单相流体对流换热及准则关联式

单相流体对流换热是各类换热器、换热物体和器件中最常见的换热问题,如第五章图 5-1 及对流换热过程分类表所示,单相流体换热包括:受迫对流;自然对流;混合对流。由于对流换热问题的复杂性,大都还不能用理论方法求解,而要靠实验获得换热关联式,以供实际工程应用。关于外掠平板换热问题已在前一章叙述过了,本章的重点是叙述管内受迫对流换热、横向外掠单管或管束换热、大空间及有限空间自然对流换热等,分析其特点并推荐准则关联式。

第一节 管内受迫对流换热

1-1 一般分析

影响单相流体受迫对流换热的一般因素已在第五章叙及 [参看式 (5-1)],但当流体受迫在管内对流换热时,还应考虑管内流动及换热的 4 个特殊因素:进口段与充分发展段;平均速度与平均温度;物性场的不均匀性;管子的几何特征。分述如下:

一、进口段与充分发展段

边界层分析中曾指出,流体从进入管口开始,需经历一段距离,管断面流速分布和流动状态才能达到定型,这一段距离通称进口段。之后,流态定型,流动达到充分发展,称为流动充分发展段。流动充分发展段的流态由 $Re = u_m d / \nu$ 判断

$Re < 2300$	层流
$2300 < Re < 10^4$	过渡状态
$Re > 10^4$	旺盛紊流

Re 中的 u_m 为管断面平均速度, m/s; 定型尺寸为管内径 d , m。

在流动充分发展段,流体的径向 (r) 速度分量 v 为零,且轴向 (x) 速度 u 不再随 x 改变,即

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0; \quad v = 0$$

在有热交换的情况下,流体从进口到出口,由于换热,管断面的流体平均温度 t_f 将不断变化,壁温 t_w 则视边界条件也可能发生变化。但实验发现,常物性流体在常热流和常壁温边界条件下^[1,2],流体从进口开始经历热进口段后即进入“热充分发展段”,热充分发展段的特征是: t_f 及 t_w 与管内任意点的温度 t 组成的无量纲温度 $\left(\frac{t_w - t}{t_w - t_f}\right)$ 随管长保持不变,即

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{t_w - t}{t_w - t_f} \right) = 0 \quad (1a)$$

式中, t 为管内任意点的温度, 它是 (x, r) 的函数; 因无量纲温度仅是 r 的函数, 若对 r 求导, 并当 $r = R$ (管壁) 时

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{t_w - t}{t_w - t_f} \right)_{r=R} = \frac{- \left(\frac{\partial t}{\partial r} \right)_{r=R}}{t_w - t_f} = \text{const} \quad (1b)$$

再应用傅里叶导热定律 $q = -\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial r} \right)_{r=R}$ 及牛顿冷却公式 $q = h(t_w - t_f)$, 则由上式可得

$$\frac{- \left(\frac{\partial t}{\partial r} \right)_{r=R}}{t_w - t_f} = \frac{h}{\lambda} = \text{const} \quad (2)$$

式 (2) 说明, 常物性流体在热充分发展段的表面传热系数保持不变。

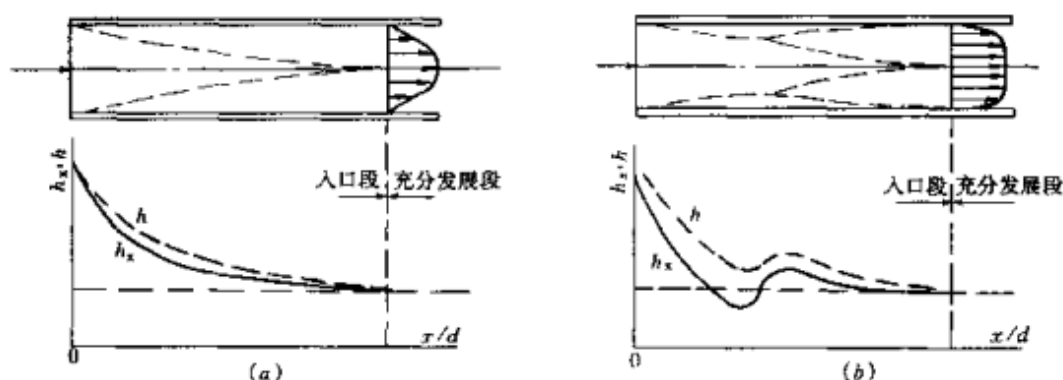


图 6-1 管内局部表面传热系数及平均 h 的变化

(a) 层流; (b) 紊流

流动进口段与热进口段的长度不一定相等, 这取决于 Pr , 当 $Pr > 1$ 时, 流动进口段比热进口段短; 当 $Pr < 1$ 时, 情形正相反。图 6-1 定性地表达了管内局部表面传热系数随 x 的变化, 它以 $Pr = 1$ 为例标绘, 即当流动达到充分发展时, 换热也进入热充分发展段。在进口处, 边界层最薄, h_x 具有最高值, 随后降低。在层流情况下, h_x 趋于不变值的距离较长, 分析证明, 常物性流体层流热进口段长度在常壁温条件下:

$$\left(\frac{l}{d} \right)_l \approx 0.05 Re \cdot Pr \quad (3a)$$

在常热流条件下:

$$\left(\frac{l}{d} \right)_l \approx 0.07 Re \cdot Pr \quad (3b)$$

式 (3) 表明, 层流热进口段 l 随 Pr 增加而变长。在紊流情况下, 当边界层转变为紊流后, h_x 将有一些回升, 并迅速趋于不变值, 紊流时的热进口段较层流短得多, 为管径的 10~45 倍^[2,3]。鉴于进口段 h_x 的变化, 在计算管内平均表面传热系数时应注意管的长度。

二、管内流体平均速度及平均温度

(1) 管内流体平均速度 如图 6-2, 取微元断面积 df , 则

$$u_m = \frac{\int_0^f u df / f}{\int_0^R \pi r u dr} = \frac{2}{\pi R^2} \int_0^R \pi r u dr = \frac{V}{f} \quad (6-1)$$

式中, u 为断面局部流速, m/s ; f 为管断面积, m^2 ; V 为体积流量, m^3/s 。

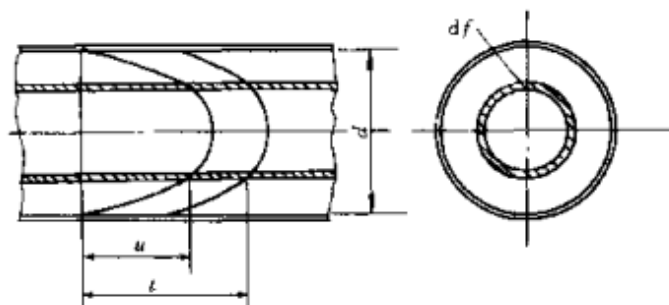


图 6-2 管断面平均流速及平均温度的计算

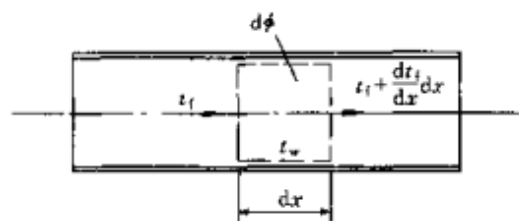


图 6-3 管内换热热平衡

(2) 管内流体平均温度 管内流体平均温度有两种, 即管断面流体平均温度和全管长流体平均温度, 它们是管内换热计算或实验研究中为确定流体物性及换热温度差的重要数据。首先按焓值计算断面平均温度, 如图 6-3, 单位时间通过 df 微元断面积的质量为 $\rho u df$, 它的焓为 $\rho c_p t u df$, 沿断面面积积分得断面流体的总焓为 $\int \rho c_p t u df$ 。对常物性流体, 则断面平均温度为:

$$t_f = \frac{\int \rho c_p t u df}{\int \rho c_p u df} = \frac{2}{R^2 u_{m0}} \int_0^R t u r dr \quad (6-2)$$

按上式来计算断面平均温度, 但必须知道 $u(r)$ 和 $t(r)$ 两者的分布。断面平均温度 t_f 还可通过实验测出, 此时, 设法让该断面上的流体充分混合, 则测出的混合温度即该断面的平均温度。随着热交换的进行, 断面平均温度随管长而变, 其规律可由热平衡关系导出, 即流体沿管长焓值的变化等于它与管壁的换热量。如图 6-3, 设在 dx 长的管段内, 流体获得热量 $d\Phi$, 温度变化了 $\frac{dt_f}{dx} dx$, 则该管段的热平衡式是:

$$d\Phi = h_x (t_w - t_f)_x 2\pi R dx = \rho c_p u_m \pi R^2 dt_f \quad (4)$$

$$\text{又} \quad d\Phi = q 2\pi R dx \quad (5)$$

式中, q 为热流密度, W/m^2 , 由式 (4) 及 (5) 得

$$\frac{dt_f}{dx} = \frac{2q}{\rho c_p u_m R} \quad (6)$$

$$\text{或} \quad \frac{dt_f}{dx} = \frac{2h_x (t_w - t_f)_x}{\rho c_p u_m R} \quad (7)$$

如是, 利用式 (6) 或式 (7) 沿管长积分, 即可求得全管长流体的平均温度。但因 t_f 、 t_w 及 q 均可能是随 x 变的, 故积分应根据不同的边界条件进行。

对于常热流边界条件 ($q = \text{const}$), 设物性为常量, 由式 (6), $dt_f/dx = \text{const}$, 它表明从入口开始, 流体断面温度呈线性变化, 所以, 在常热流条件下, 可取管的进出口断面平均温度的算术平均值作为全管长温度的平均, 即

$$t_f = (t'_f + t''_f) / 2 \quad (6-3a)$$

此外, 对于热充分发展段, q 及 h 均为常量, 则由牛顿冷却公式可求得

$$\frac{dt_w}{dx} = \frac{dt_f}{dx} \quad (8)$$

这说明在常热流条件下，充分发展段的管壁温度也是呈线性变化的，且变化的速率与流体断面温度的变化速率一致，如图6-4 (a)所示。故在充分发展段，流体与壁面间的温度差沿管长保持不变。但由于进口段的壁温不呈线性变化，故全管长的流体与管壁间的平均温度差，可近似取进出口两端温度差的算术平均值，即

$$\Delta t = (\Delta t' + \Delta t'') / 2 \quad (6-3b)$$

式中，进口端流体与管壁温差 $\Delta t' = t_w' - t_{f1}$ ；出口端温差 $\Delta t'' = t_w'' - t_{f2}$

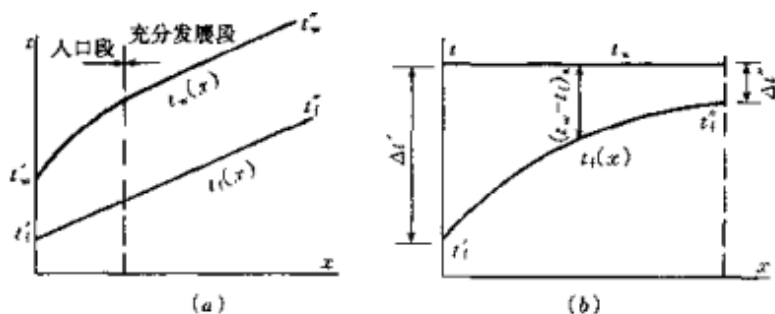


图 6-4 管内换热时流体温度变化

(a) 常热流；(b) 常壁温

对于常壁温边界条件 ($t_w = \text{const}$)，利用式 (7) 可得

$$-\frac{d(t_w - t_f)_x}{(t_w - t_f)_x} = \frac{2h_x dx}{\rho c_p u_m R} \quad (9)$$

将上式沿管长由 0 到 x 积分，其中积分项 $\int_0^x h_x dx$ 等于全管长的平均表面传热系数与长度之积 ($h \cdot x$)，再经整理得

$$\frac{\Delta t'}{\Delta t''} = \exp\left(-\frac{2h}{\rho c_p u_m R} x\right) \quad (10)$$

式 (10) 表明，常壁温条件下，流体与壁面间的温度差将沿管长按对数曲线规律变化，如图 6-4 (b)，由式 (10) 作进一步推导 (详见第十章)，可得全管长流体与壁面间的平均温度差 Δt_m ：

$$\Delta t_m = \frac{(t_w - t_{f1}) - (t_w - t_{f2})}{\ln \frac{(t_w - t_{f1})}{(t_w - t_{f2})}} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} \quad (6-3c)$$

Δt_m 称对数平均温差。但若上式中进出口的温度差之比 $\frac{\Delta t'}{\Delta t''} < 2$ ，则可用式 (6-3b) 代替式 (6-3c)，误差将小于 4%。

由 Δt_m 可以得出全管长流体的平均温度：

$$t_f = t_w \pm \Delta t_m \quad (6-3d)$$

式 (6-3d) 中，当 $t_{f1} < t_w$ 时用“-”号； $t_{f1} > t_w$ 时用“+”号。

综上所述，在计算管内对流换热时应注意按边界条件确定流体与管壁间的温度差及其平均温度。

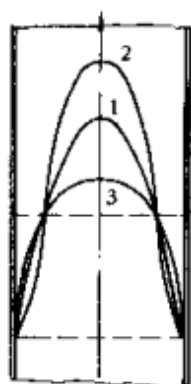


图 6-5 粘度变化
对速度场的影响
1—等温流；2—冷却
液体或加热气体；
3—加热液体或
冷却气体

三、物性场不均匀

在换热条件下，由于管中心和靠近管壁的流体温度不同，因而管中心和管壁处的流体物性也会存在差异，特别是粘度的不同将导致有温差时的速度场与等温流动时有差别。如图 6-5，设速度曲线 1 为等温流情况，若管内为液体，液体的粘度是随温升而降低的，则当它被冷却时壁面附近的液体粘度较管心处高，粘性力增大，速度将低于等温流的情况，这时的速度分布将变成曲线 2 的情形。如果液体被加热，则速度场将变为 3 的情形。显然曲线 3 在壁面上的速度梯度大于曲线 2。在流体平均温度相同的条件下，这种现象将造成加热液体时的表面传热系数高于冷却液体时的表面传热系数。这就是不均匀物性场（由冷却或加热引起）的影响。对于气体，情形与液体相反，它的粘度随温度的增加而增大，所以，由于热流方向不同引起粘度变化对换热的影响恰与液体相反。上述分析，同样适用于管外换热。

还要提及，由于管内各处温度不同，流体密度也不同，必然会产生自然对流，它也会改变速度的分布状况，从而影响换热过程，特别是大直径、低流速或大温度差的管子，这种影响是不容忽略的，通常把自然对流的影响不可忽略时的受迫对流称为混合对流 (Combined Flow)。

四、管子的几何特征

弯曲管、非圆形管、粗糙管都是管内换热的重要影响因素。

1-2 管内受迫对流换热计算

一、紊流换热

受迫紊流换热准则关联式 (5-46) 用下列幂函数表达

$$Nu = C Re^n Pr^m$$

式中常数 C 、 n 、 m 均由实验研究确定。对于光滑管内紊流，使用最广泛的关联式是迪图斯-贝尔特 (Dittus-Boelter) 公式：

$$\text{加热流体 } Nu_f = 0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^{0.4} \quad (t_w > t_f) \quad (6-4a)$$

$$\text{冷却流体 } Nu_f = 0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^{0.3} \quad (t_w < t_f) \quad (6-4b)$$

式 (6-4) 适用于流体与壁面具有中等以下温度差（即该温差下物性场不均匀性带来的误差不超过工程允许的范围，例如●，对空气为 50℃，液体为 20℃左右）。适应参数范围● $(l/d) \gg 10$ ； $Re_f > 10^4$ ； $Pr_f = 0.7 \sim 160$ ；定性温度取全管长流体平均温度；定型尺寸为管内径 d 。

当流体与管壁间存在较大温差时，西得和塔特 (Sieder-Tate) 推荐的关联式采用 $(\mu_f/\mu_w)^{0.14}$ 作为不均匀物性影响的修正项，关联式为：

$$Nu_f = 0.027 Re_f^{0.8} Pr_f^{1/3} (\mu_f/\mu_w)^{0.14} \quad (6-5)$$

式中， μ_f 和 μ_w 分别为流体温度 t_f 和壁温 t_w 下的流体动力粘度， $N \cdot s/m^2$ ，当加热液体

● 只作为量级的参考，各文献数字有出入。

● 转引自 [3] P.394.

时, $t_f < t_w$, 则 $(\mu_f/\mu_w)^{0.14} > 1$; 反之, 当冷却液体时, $(\mu_f/\mu_w)^{0.14} < 1$ 。对于气体, 情形正相反。式 (6-5) 的适用条件是: $Pr_f = 0.7 \sim 16700$; $Re_f > 10^4$; $(l/d) > 10$ 。此式对物性场不均匀性影响做了修正, 但在计算时, 若壁温未知, 则须采用试算法进行, 即先假定 t_w , 再用最后的结果进行校核。

关于物性变化的修正, 本节只通过上式作扼要的介绍。但实际情况是较为复杂的, 因为对于液体或气体、大温差或小温差、不同的流态等等, 其影响的程度不尽相同。严格地说, 式 (6-5) 的修正项较近似地符合液体被加热时的情况。大量的研究工作表明^[2,5,6], 对于液体, 温度变化主要会引起粘度发生变化, 其他物性相比之下变化较小, 可以忽略; 故对于液体采用 μ 修正是合适的。而对于气体, 除粘度外, 其他物性亦会有明显变化, 而这些物性参数随热力学温度的变化都具有一定的函数关系, 所以, 对气体最好采用 T 修正。综上所述, 管内紊流换热关联式可推荐在式 (6-5) 中采用下列修正项:

液体: $(\mu_f/\mu_w)^n$, 式中 $n = 0.11$ (加热时); $n = 0.25$ (冷却时)

气体: $(T_f/T_w)^n$, 式中 $n = 0.55$ (加热时); $n = 0$ (冷却时)

还有一些文献则建议^[2,7], 不管是液体或气体, 都用 $(Pr_f/Pr_w)^{0.25}$ 作为修正项。当然, 不同的修正方法, 关联式右边的常数项可能不同。

前述的关联式都只能应用在速度和温度场都得到充分发展的管段。关于边界条件, 只要 $Pr > 0.7$ ^[1], 对于紊流, 常壁温条件下的关联式亦可适用于常热流[●]。

对于非圆形管, 例如椭圆管、矩形流道等, 定型尺寸采用当量直径 d_e :

$$d_e = \frac{4f}{U} \quad (6-6)$$

式中 f ——流道断面面积, m^2 ;

U ——流体润湿的流道周长, m 。

对于螺旋形管, 如螺旋板式或螺旋管式换热设备, 流体通道呈螺旋形。在弯曲的通道中流动产生的离心力, 将在流场中形成二次环流, 如图 6-6, 二次环流的路径是沿管径流向外侧, 再沿管壁流向内侧, 此二次环流与主流垂直, 它增加了对边界层的扰动, 有利于换热, 而且管的弯曲半径越小, 二次环流的影响越大。故由上述关联式计算的结果尚须乘以管道弯曲影响的修正系数 ϵ_R , 它大于 1:

$$\text{气体} \quad \epsilon_R = 1 + 1.77 \frac{d}{R} \quad (6-7a)$$

$$\text{液体} \quad \epsilon_R = 1 + 10.3 \left(\frac{d}{R} \right)^3 \quad (6-7b)$$

式中 R ——螺旋管曲率半径, m ;

d ——管直径, m 。

至此, 若将式 (6-4) 展开, 显示出各因素对紊流表面传热系数影响的大小, 则从中可以得到如何更有效地强化换热的启示:

$$h = f(u^{0.8}, \lambda^{0.6}, c_p^{0.4}, \rho^{0.8}, \mu^{-0.4}, d^{-0.2})$$

式中, 流速和密度均以 0.8 次幂影响表面传热系数, 是各项中影响最大者。它反映了水的表面传热系数远高于空气的现象。以流速而论, 在其他条件相同时, 流速由 1 m/s 提高到

● Trans. ASME, Vol. 79, p. 789, 1957.

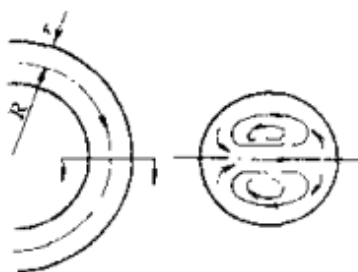


图 6-6 弯曲管二次环流

1.5 m/s, 表面传热系数即可增加 40% 左右。至于管径 d , 在不改变流速及温度的条件下, 采用小直径的管子能够提高表面传热系数, 如把圆管改成椭圆管就是一项有效的措施, 因周长不变时, 椭圆管的断面积和当量直径都变小, 换热将改善, 而且管外部的流动亦会得到改善。

【例 6-1】 一台管壳式蒸汽热水器, 水在管内流速 $u_m = 0.85 \text{ m/s}$, 全管水的平均温度, $t_f = 90^\circ\text{C}$, 管壁温度 $t_w = 115^\circ\text{C}$, 管长 1.5m, 管内径 $d = 17 \text{ mm}$, 试用式 (6-5)

计算表面传热系数。

【解】 本题 $l/d > 10$ 符合式 (6-5) 的管长条件。解题的思路是先用定性温度确定物性, 进而可确定计算式中的准则数。

物性由附录 3 查取, 水在 t_f 及 t_w 下的物性数据:

$$t_f = 90^\circ\text{C}: \quad \nu_f = 0.326 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, \quad \lambda_f = 0.680 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$$

$$\mu_f = 3.15 \times 10^{-4} \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2, \quad \text{Pr}_f = 1.95$$

$$t_w = 115^\circ\text{C} \quad \mu_w = 2.48 \times 10^{-4} \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$$

则
$$\text{Re}_f = \frac{du_m}{\nu_f} = \frac{0.017 \times 0.85}{0.326 \times 10^{-6}} = 4.43 \times 10^4$$

为紊流, 由式 (6-5)

$$\begin{aligned} \text{Nu}_f &= 0.027 \text{Re}_f^{0.8} \text{Pr}_f^{1/3} (\mu_f/\mu_w)^{0.14} \\ &= 0.027 (4.43 \times 10^4)^{0.8} (1.95)^{1/3} \left(\frac{3.15}{2.48}\right)^{0.14} = 181.9 \\ h &= \text{Nu}_f \frac{\lambda_f}{d} = 181.9 \times \frac{0.680}{0.017} = 7276 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}) \end{aligned}$$

【讨论】 此题是管内受迫对流换热计算的最基本的方法, 实际工程问题要复杂得多, 见下例。

【例 6-2】 某厂燃气—空气加热器, 已知管内径 $d = 0.051 \text{ m}$, 每根管内空气质流量 $M = 0.0417 \text{ kg/s}$, 管长 $l = 2.6 \text{ m}$, 空气进口温度 $t_f = 30^\circ\text{C}$, 壁温保持 $t_w = 250^\circ\text{C}$, 试计算该加热器管内的表面传热系数。

【解】 本题为管内受迫对流常壁温换热问题。按上题的思路解题, 应该首先确定定性温度, 据以查取物性参数, 进而计算 Re 以判断流态。但本题中事先没有给定出口温度 t_f'' , 故定性温度也是未知数, 这样空气物性参数就不能立即确定, 因此解题首先遇到的困难是出口温度 t_f'' 。在这种情况下, 如果给定的条件充分, 问题有惟一解, 一般可采用试算法求解, 即先设定一个出口温度 t_f'' , 待求解后再进行校核比较方便, 其程序是:

$$\left. \begin{array}{l} t_f''(\text{设定}) \rightarrow \Delta t_m \text{ 及 } t_f \\ \left. \begin{array}{l} \text{物性} \rightarrow \text{Re} \rightarrow \text{Nu} \rightarrow h_1 \\ c_p \rightarrow \Phi \rightarrow h_2 = \frac{\Phi}{A(t_w - t_f)} \end{array} \right\} \end{array} \right\}$$

要求 $h_1 \approx h_2$, 否则重新设定 t_f'' 再算。

设定 t_f'' , 是为了启动计算。本题的边界条件为常壁温, 换热平均温度差 Δt_m 采用对数平均计算 (如果已知 $\frac{\Delta t_f''}{\Delta t_f} < 2$, 则可用算术平均), 再按式 (6-3c) 确定流体的平均温度作定性温度:

$$t_f = t_w - \Delta t_m \quad (1)$$

有了定性温度,就可确定物性;计算 Re ;判断流态;选用准则关联式;进而按准则方程式计算出该设定出口温度 t_f' 下的表面传热系数,先记为 h_1 。

另一方面,从热平衡关系看,当出口温度 t_f'' 一经设定,则空气由 t_f' 加热到 t_f'' 的换热量也就设定了,即

$$\Phi = Mc_p (t_f'' - t_f') \quad (2)$$

这样,不经准则方程式,而是通过上述换热量就可由牛顿冷却公式直接计算出表面传热系数来,把由换热量计算出来的表面传热系数记为 h_2 , 即

$$\Phi = h_2 A (t_w - t_f) \quad (3)$$

显然,如果最初设定的 t_f'' 是准确的,则由准则方程式计算的 h_1 应等于换热量计算的 h_2 , 因此可以利用 $h_1 \approx h_2$ 这一条件来校核设定的 t_f'' 是否是本题的解。如果 h_1 与 h_2 相差比较大,说明设定值偏离准确值,则需重新设定 t_f'' , 重复上述计算,直到校核条件得到满足。当然,要求两者严格相等,也无必要,只要误差不超过工程上的允许范围即可。上述计算方法,是传热学中常用的试算法。

采用试算法解题,必须是有惟一解。分析本题的未知量有 4 个: h , t_f , t_f'' , Φ , 而上述式 (1)、(2)、(3) 加上准则关联式 (6-5) 也是 4 个计算式。若用解联立方程的方法求解,比较繁杂,而用试算法就比较容易,且物理意义明确。这就是本题求解的思路和目的。因此读者遇到这类问题的时候,不妨先利用传热学的知识,定性地判断一下,在给定的条件下,流体的出口温度是否是惟一的。

本题的 t - A 关系如图 6-4 (b), 为计算平均温度差 Δt_m , 设 $t_f' = 150^\circ\text{C}$, 则

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} = \frac{220 - 100}{\ln \frac{220}{100}} = 152.2^\circ\text{C}$$

$$\therefore t_f = t_w - \Delta t_m = 250 - 152.2 = 97.8^\circ\text{C}$$

查附录 2 空气物性表:

$$\begin{aligned} \nu_f &= 22.87 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}; & \rho &= 0.953 \text{ kg/m}^3; \\ \lambda_f &= 0.0319 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K}); & c_p &= 1.009 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K}); \\ \mu_f &= 21.8 \times 10^{-6} \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2; & \mu_w &= 27.4 \times 10^{-6} \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2; \\ \text{Pr} &= 0.688. \end{aligned}$$

平均流速:

$$u_m = \frac{M}{\frac{\pi}{4} d^2 \rho} = \frac{0.0417}{\frac{\pi}{4} \times 0.051^2 \times 0.953} = 21.4 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{u_m d}{\nu} = \frac{21.4 \times 0.051}{22.87 \times 10^{-6}} = 47700$$

采用紊流换热关联式:

$$\begin{aligned} \text{Nu}_f &= 0.027 Re_f^{0.8} \text{Pr}_f^{1/3} (\mu_f/\mu_w)^{0.14} \\ &= 0.027 \times 47700^{0.8} 0.688^{1/3} (21.8/27.4)^{0.14} = 127.7 \end{aligned}$$

$$\therefore h_1 = \text{Nu} \frac{\lambda}{d} = 127.7 \times \frac{0.0319}{0.051} = 80 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$$

校核: $\Phi = Mc_p (t_i'' - t_i') = 0.0417 \times 1009 \times (150 - 30) = 5049 \text{ W}$

由热量直接计算的表面传热系数是:

$$h_2 = \frac{\Phi}{A (t_w - t_i)} = \frac{5049}{\pi \times 0.051 \times 2.6 \times (250 - 97.8)} = 79.63 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

对比计算, $h_1 \approx h_2$, 相差仅 0.4%, 原设定的 t_i' 合理 (试算过程省略), 在工程计算时, 可取两者的平均值为计算结果。又本题的 $\frac{\Delta t''}{\Delta t} > 2$, 采用对数平均计算 Δt_m 是正确的。

【讨论】 通过本例, 读者可以全面理解管内换热计算所涉及的一些重要概念、计算式和方法, 初步掌握试算法解题。但有几个问题请读者思考: (1) 为启动计算, 应如何选择 t_i' 的第一次设定值? (2) 本例试算时, 如果第一次设定的 $t_i' < 150^\circ\text{C}$ 或者 $t_i' > 150^\circ\text{C}$, 由此计算出来的 t_i , Φ , h , 等值将如何变化? 请就此进行一些定性的分析, 从而理解 t_i' 变化对计算结果的影响规律; (3) 第一次的 t_i' 设定值肯定不会很正确, 那么第二次的 t_i' 应该设定得比第一次的大还是小? 这个问题在进行上述 (2) 的分析后就不难解决。只有采用好的修正方法才能减少试算工作量; (4) 本题的校核方法, 如果不用表面传热系数而用 t_i' 或 Φ 作为校核的参数, 请考虑应如何变更计算程序; (5) 若将本例所用准则关联式改为式 (6-4), 结果如何? (6) 将本例所用准则关联式中的 $(\mu_f/\mu_w)^{0.14}$ 改为 $\left(\frac{T_f}{T_w}\right)^{0.55}$ 计算, 结果又如何? (7) 将本例空气表面传热系数与 [例 6-1] 的水相比, 相差达到 2 个数量级; (8) 以本题为例, 给定了管径、管长、流量、进口温度及壁温, 其出口温度能否是不定值?

【例 6-3】 某厂在改进换热器时, 把圆管改制成椭圆形断面管 (设改制后周长不变)。已知椭圆管内的长半轴 $a = 0.02 \text{ m}$, 短半轴 $b = 0.012 \text{ m}$, 试计算在同样流量及物性条件下, 椭圆管与圆管相比, 其管断面积, 当量直径, 流速, Re , Nu , h 及压降等的变化比。

【解】

1. 椭圆管内壁周长 U 按下列近似式计算:

$$U = \pi [1.5(a+b) - \sqrt{ab}] = \pi [1.5(0.02+0.012) - \sqrt{0.02 \times 0.012}] = 0.1021 \text{ m}$$

2. 椭圆管断面积 f

$$f = \pi ab = \pi \times 0.02 \times 0.012 = 7.54 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

3. 椭圆管当量直径 d_e

$$d_e = \frac{4f}{U} = \frac{4 \times 7.54 \times 10^{-4}}{0.1021} = 0.02953 \text{ m}$$

4. 与椭圆管内壁相同周长的圆管内径 d_0 及断面积 f_0 (圆管参数用“0”注角):

$$d_0 = \frac{U}{\pi} = \frac{0.1021}{\pi} = 0.0325 \text{ m}$$

$$f_0 = \frac{\pi}{4} d_0^2 = \frac{\pi}{4} 0.0325^2 = 8.296 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

5. 椭圆管与圆管各项参数比较

$$\text{直径比: } \frac{d_e}{d_0} = 0.9086 \text{ (椭圆管缩小近 } 10\%)$$

$$\text{断面比: } \frac{f}{f_0} = \frac{7.54}{8.296} = 0.9086$$

$$\text{流速比: } \frac{u_m}{u_{m0}} = \frac{d_0^2}{d_e^2} = \frac{0.0325^2}{0.02953^2} = 1.21 \text{ (提高 20\%)}$$

$$\text{Re 比: } \frac{Re}{Re_0} = \frac{u_m d_e}{u_{m0} d_0} = 1.21 \times 0.9086 = 1.1$$

$$\text{Nu 比: } \frac{Nu}{Nu_0} = \frac{Re^{0.8}}{Re_0^{0.8}} = 1.08$$

$$h \text{ 比: } \frac{h}{h_0} = \frac{Nu}{Nu_0} \frac{d_0}{d_e} = 1.08 \times \frac{1}{0.9086} = 1.19$$

故表面传热系数比提高了近 20%，效果较显著。但

$$\text{压降 } \Delta p \text{ 比: } \frac{\Delta p}{\Delta p_0} = \frac{d_0}{d_e} \cdot \frac{u_m^2}{u_{m0}^2} = \frac{1}{0.9086} \times 1.21 = 1.33$$

压降增大了 33%。

【讨论】 椭圆管断面缩小，流速提高，强化了换热，但阻力升高的幅度比 h 还大。

二、层流换热

西得和塔特提出的常壁温层流换热关联式为

$$Nu_f = 1.86 Re_l^{1/3} Pr_l^{1/3} \left(\frac{d}{l} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (6-8)$$

或写成

$$Nu_f = 1.86 \left(Re_l \frac{d}{l} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (6-8b)$$

式中， Pe 为贝克利准则， $Pe = Re \cdot Pr$ 。式中引用了几何参数准则 $\frac{d}{l}$ ，以考虑进口段的影响，上式的适用范围是： $0.48 < Pr < 16700$ ； $0.0044 < \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right) < 9.75$ 。计算中，定性温度取全管长流体平均温度，定型尺寸为管内径 d ，如果管子较长，以致

$$\left[\left(Re \cdot Pr \frac{d}{l} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14} \right] \leq 2$$

则 Nu_f 可作为常数处理，采用式 (6-9) 计算表面传热系数。

从管内层流换热微分方程组分析解得到的常物性流体在热充分发展段的 Nu 是：

$$Nu_f = 4.36 \quad (q = \text{const}) \quad (6-9a)$$

$$Nu_f = 3.66 \quad (t_w = \text{const}) \quad (6-9b)$$

对比式 (6-9a) 及式 (6-9b)，管内常热流层流换热比常壁温约高 20%。

还要指出，式 (6-8) 没有考虑自然对流的影响，而在流速低、管径粗或温差大的情况下，很难维持纯粹的受迫层流，自然对流的影响不容忽视。

三、过渡流换热

在层流和旺盛紊流之间存在过渡流。由于流场中开始出现紊流涡旋，过渡流的表面传热系数将随 Re 而增加，而且随着紊流传递作用的增长，过渡流的换热规律是多变的。本

节推荐的关联式是格尼林斯基^① 在重新整理前人实验数据的基础上提供的关联式。

对于气体, $0.6 < Pr_f < 1.5$; $0.5 < \frac{T_f}{T_w} < 1.5$; $2300 < Re_f < 10^4$

$$Nu_f = 0.0214(Re_f^{0.8} - 100)Pr_f^{0.4} \left[1 + \left(\frac{d}{l} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{T_f}{T_w} \right)^{0.45} \quad (6-10a)$$

对于液体, $1.5 < Pr_f < 500$; $0.05 < \frac{Pr_f}{Pr_w} < 20$; $2300 < Re_f < 10^4$

$$Nu_f = 0.012(Re_f^{0.87} - 280)Pr_f^{0.4} \left[1 + \left(\frac{d}{l} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0.11} \quad (6-10b)$$

四、粗糙管壁的换热

以上各准则关联式均只适用于光滑管。在换热计算中还可能遇到粗糙管, 例如铸造管、冷拔管、普通轧制钢板卷制的螺旋板换热器等, 它们的流道壁具有不同程度的粗糙度, 在这种情况下, 还须考虑粗糙度的影响。本节将介绍根据第五章所述动量传递和热量传递类比原理计算表面传热系数的方法。

因管内流动摩擦系数(以 f 表示)的定义式与外掠平板流动不同, 类比律式(5-40)需稍作改变。管内流动摩擦系数与压降的关系是:

$$\Delta p = f \frac{l}{d} \frac{\rho u_m^2}{2} \quad (11)$$

式中 l ——管长, m;

Δp ——管子进出口端压强降, N/m²;

u_m ——管断面平均流速, m/s;

d ——管子直径, m。

压强降 Δp 用来克服流体与管壁之间的粘滞应力 τ_w , 故 Δp 和 τ_w 的关系由力的平衡可知:

$$\tau_w l \pi d = \Delta p \frac{\pi}{4} d^2$$

化简为:

$$\tau_w = \frac{\Delta p}{4} \frac{d}{l} \quad (12)$$

将式(11)代入式(12)得

$$\tau_w = \frac{f}{8} \rho u_m^2 \quad (13)$$

将雷诺类比得到的式(5-38)中的速度改为管内平均流速, 即

$$\frac{h}{\rho c_p u_m} = \frac{\tau_w}{\rho u_m^2} \quad (14)$$

将式(13)代入式(14), 整理后得管内对流换热类比律表达式为:

$$St = \frac{f}{8} \quad (15)$$

考虑物性的影响, 用 $Pr^{2/3}$ 修正, 即

① Von Volker Gnielinski, Forschung im Ingenieurwesen, Band. 41, Nr. 1, S. 7-16, 1975.

$$\text{St} \times \text{Pr}^{2/3} = \frac{f}{8} \quad (6-11)$$

式中的 St 和 Pr 均采用流体平均温度 t_f ，作为定性温度。

摩擦系数 f 决定于壁表面的粗糙度和 Re_m ，而管壁的粗糙度用粗糙点的平均高度 k_s 与管直径 d 之比表达（亦可用半径 R ）。本书附录 10 列出若干常用粗糙管的 k_s 值，可作计算参考，已知粗糙度后，由下式计算紊流摩擦系数^①：

$$f = \left[2 \times \lg \left(\frac{R}{k_s} \right) + 1.74 \right]^{-2} \quad (6-12)$$

对于已有的实际设备，亦可经由实验测定 Δp 和 u_m 后按式 (11) 计算 f ，这样与实际情况将更符合。

粗糙度增加，摩擦系数变大，表面传热系数也随之增大。这种现象可从流动情况得到解释。如图 6-7 中的 2、3，旺盛紊流时，层流底层厚度比粗糙点平均高度 k_s 小，流体越过凸出点将在凹处引起涡流，使凹处流动得到改善，再加上粗糙点扩大了换热表面积，故换热得到增强。而对层流，如图中 1 的情况，层流层厚度大于 k_s ，凹处流动情况不好，对流作用减弱，虽然粗糙点也扩大了换热面，但两种影响是相反的，综合的效果显现换热与粗糙度无关，摩擦系数仅是 Re 的函数，由下式确定：

$$f = \frac{64}{\text{Re}} \quad (16)$$

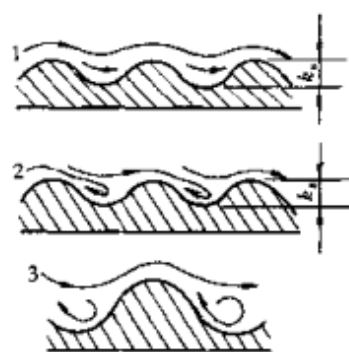


图 6-7 流体在粗糙壁上的流动
1—层流；2、3—紊流

粗糙点能增强换热，缩小设备面积，节约设备投资，并带来其他效益，但阻力的增加使泵功率消耗加大，运行费用增加。因此，只有在增强换热是主要目的的情况下，才宜采用提高粗糙度来增强传热。

【例 6-4】 水以 1.5m/s 的速度流过 $d = 25\text{mm}$ ， $l = 5\text{m}$ ， $\Delta p = 5.6\text{kPa}$ ，管壁 $t_w = 90^\circ\text{C}$ ，进出口水温分别为 25°C 和 50°C ，试从类比律计算表面传热系数。并与按光滑管计算的结果比较。

【解】 本题为常壁温边界条件，由于进出口端流体与壁之间的温度差 $\Delta t'$ 与 $\Delta t''$ 之比小于 2，故流体与壁的平均温度差可按式 (6-3b) 计算：

$$\Delta t = \frac{\Delta t' + \Delta t''}{2} = \frac{(90 - 25) + (90 - 50)}{2} = 52.5^\circ\text{C}$$

$$\therefore t_f = t_w - \Delta t = 90 - 52.5 = 37.5^\circ\text{C}$$

按 t_f 查附录 3 水的热物性数据，有

$$\begin{aligned} \rho &= 993.1\text{kg/m}^3; c_p = 4174\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K}); \lambda = 0.63\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K}) \\ \nu &= 0.695 \times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}; \text{Pr} = 4.59 \end{aligned}$$

按压降由式 (11) 计算摩擦系数

① 引自文献 [7]，P.621。在 $\text{Re} = 10^3 \sim 2 \times 10^5$ 范围内还可采用布拉西乌斯公式 $f = 0.3164\text{Re}^{-1/4}$ 。

$$f = \frac{\Delta p}{\frac{l}{d} \times \frac{\rho u_m^2}{2}} = \frac{0.056 \times 10^5}{\frac{5}{0.025} \times \frac{993.1 \times 1.5^2}{2}} = 0.0251$$

按式 (6-11) 计算 St 及 h , 有

$$St = \frac{f}{8} Pr^{-2/3} = \frac{0.0251}{8} 4.59^{-2/3} = 1.136 \times 10^{-3}$$

$$\therefore h = St \cdot \rho c_p u_m = 1.136 \times 10^{-3} \times 993.1 \times 4174 \times 1.5 = 7063 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

按光管计算, 采用式 (6-4a), 则

$$Re = \frac{du_m}{\nu} = \frac{0.025 \times 1.5}{0.695 \times 10^{-6}} = 5.4 \times 10^4$$

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} = 0.023 (5.4 \times 10^4)^{0.8} 4.59^{0.4} = 258.4$$

$$h = Nu \frac{\lambda}{d} = 258.4 \times \frac{0.63}{0.025} = 6512 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

【讨论】 采用粗糙管后, 表面传热系数提高了 8.5%, 有一定的强化作用, 因此人工粗糙管已成为强化对流换热的一个手段。当然, 阻力的增大会给经济效益带来负面影响, 必须全面考虑得失。

第二节 外掠圆管对流换热

本节先分析外掠单圆管对流换热时的流动特征和准则方程式, 在此基础上再讨论管束的情况。

一、外掠单管

流体绕流圆管壁时, 边界层内流体的压强、流速以及流向都将沿弯曲面发生很大的变化, 从而影响换热。其流动边界层的特征如图 5-9、6-8 所示。流体的压强大约在管的前半部递减, 即 $\frac{dp}{dx} < 0$, 而后再趋回升, 即 $\frac{dp}{dx} > 0$ 。与压强的变化相应, 主流速度则先逐渐增加, 面后又逐渐降低。特别要注意的是在 $\frac{dp}{dx} > 0$ 的区域内, 流体需靠本身的动能来克服压强的增长才能向前流动, 而靠近壁面的流体由于粘滞力的影响速度比较低, 相应的动能也较小, 当它迎着压强的增加持续地向前流动时, 流体在壁面上的速度梯度将逐渐变小, 其结果是从壁面的某一位置开始速度梯度达到 0, 即 $\left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)_w = 0$, 壁面流体停止向前流动, 并随即向相反的方向流动, 如图 6-8 中的 0 点。该点称为绕流脱体的起点 (或称分离点), 自此边界层中出现逆向流动, 形成涡旋、涡束, 从而使正常边界层流动被破坏。脱

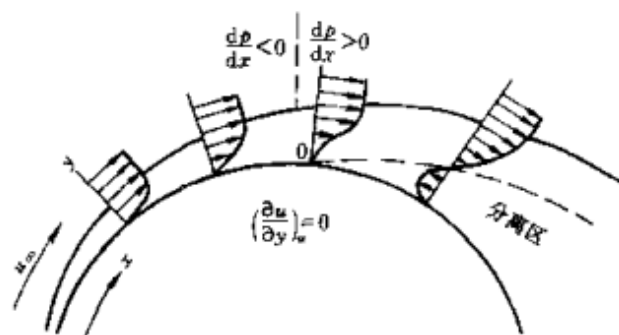


图 6-8 外掠圆管流动边界层

体需靠本身的动能来克服压强的增长才能向前流动, 而靠近壁面的流体由于粘滞力的影响速度比较低, 相应的动能也较小, 当它迎着压强的增加持续地向前流动时, 流体在壁面上的速度梯度将逐渐变小, 其结果是从壁面的某一位置开始速度梯度达到 0, 即 $\left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)_w = 0$, 壁面流体停止向前流动, 并随即向相反的方向流动, 如图 6-8 中的 0 点。该点称为绕流脱体的起点 (或称分离点), 自此边界层中出现逆向流动, 形成涡旋、涡束, 从而使正常边界层流动被破坏。脱

体点的位置取决于 Re ，由于紊流边界层中流体的动能大于层流，故紊流的脱体点位置后于层流。对于圆管，一般当 $Re \leq 1.5 \times 10^5$ 时边界层保持层流，脱体点发生在 $80^\circ \sim 85^\circ$ 处；当 $Re \geq 1.5 \times 10^5$ 时边界层在脱体前已转变为紊流，脱体点可推移到 $\varphi \approx 140^\circ$ 。当然，若 Re 太小，例如 $Re < 10$ ，就不会出现脱体现象。

壁面边界层流动状况，决定了换热的特征。图 6-9 为常热流条件下圆管壁面局部换热 Nu_φ 的分布，曲线都表明，从管正面停滞点 $\varphi = 0^\circ$ 开始，由于层流边界层厚度的增加，局部表面传热系数下降。图中 Re 最低的两个工况，它们在脱体点前一直保持层流，在脱体点附近出现 Nu_φ 的最低值。随后因脱体区涡旋的混乱运动， Nu_φ 趋回升。图中 Re 较高的其他工况在壁面边界层发生脱体时已是紊流， Nu_φ 曲线出现了两次低谷，第一次相当于层流到紊流的转变区，另一次则发生在紊流边界层与壁脱离的地方。图 6-9 的数据^①表明在高 Re 情况下，脱体点可能推迟到 $\varphi = 140^\circ$ 。局部表面传热系数最低的地方，换热最差，在某些情况下，这些局部点容易过热而烧毁。因此，分析局部表面传热系数的变化规律，对换热设备的设计、研究和运行均有指导意义。而且局部低表面传热系数也是引起整体平均值降低的直接原因。对于工程计算，一

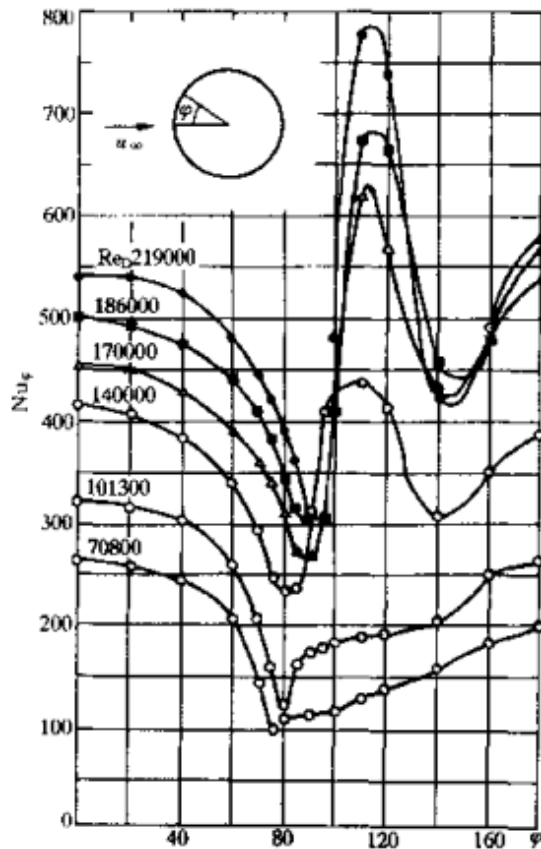


图 6-9 外掠圆管局部表面传热系数的变化

般只要求平均值，本节后面介绍的关联式都属管面平均表面传热系数的计算式。

流体外掠单圆管换热实验研究结果，如图 6-10^②，由于实验的 Re_f 范围广，在双对数图上，数据点呈曲线分布，为方便使用，将图中曲线按 Re_f 分 4 段用下式表达：

$$\frac{Nu_f}{Pr_f^{0.37} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0.25}} = C Re_f^n \quad (6-13)$$

C 及 n 值列在表 6-1 中。定性温度为主流温度，定型尺寸为管外径，速度取管外流速最大值。

当 $Pr_f > 10$ 时， Pr_f 的幂次应改为 0.36，上述关联式的适用范围是 $0.7 < Pr_f < 500$ ；

式 (6-13) 的 C 及 n 值

表 6-1

Re_f	C	n
1~40	0.75	0.4
40~ 1×10^3	0.51	0.5
$1 \times 10^3 \sim 2 \times 10^5$	0.26	0.6
$2 \times 10^5 \sim 1 \times 10^6$	0.076	0.7

① Trans. ASME, Vol.71, p.375, 1949.
② [8] p. 130.

$1 < Re_f < 10^6$; 对于空气近似取 $Pr_f = 0.7$, 故 $Pr_f^{0.37} = 0.88$ 。

二、外掠管束

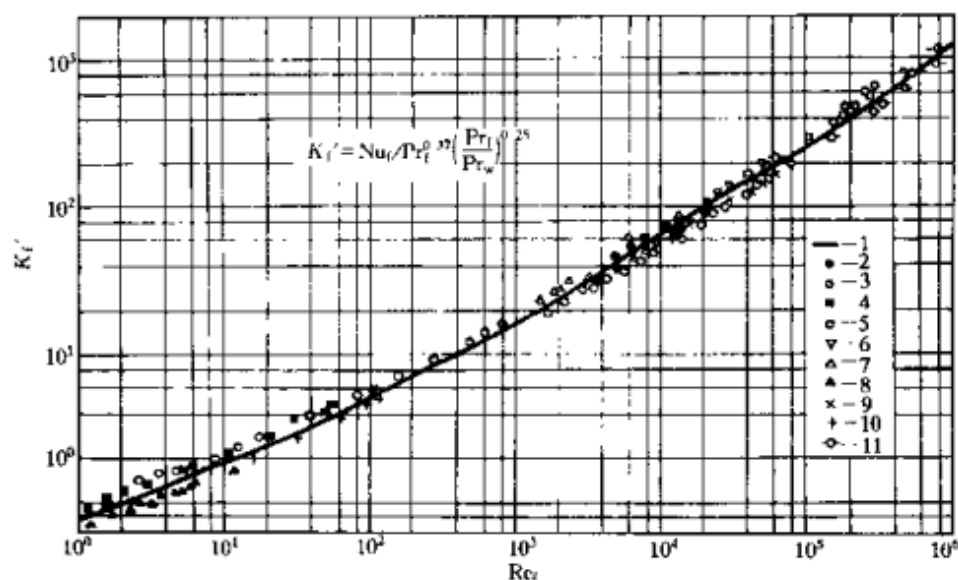


图 6-10 外掠单圆管平均 Nu

$$\left[K'_f = Nu_f / \left(Pr_f^{0.37} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0.25} \right) \right]$$

多数管式换热设备，管外流体一般多设计成从垂直管轴方向冲刷管束。本节主要讨论垂直冲刷管束时的情况。换热设备的管束排列方式很多，但以图 6-11 的顺排与叉排两种最为普遍。叉排时，流体在管间交替收缩和扩张的弯曲通道中流动，而顺排时则流道相对比较平直，并且当流速低或管间距 S_2 较小时，易在管的尾部形成滞流区。因此，在 Re 数较高的情况下，一般地说叉排时流体扰动较好，只要管间距设计合理，换热可比顺排强（须经计算确认）。

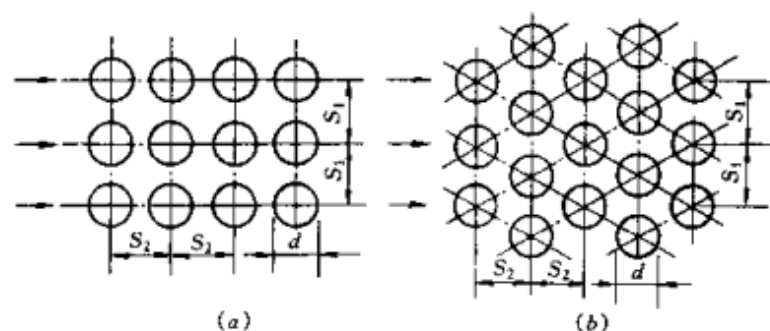


图 6-11 顺排与叉排管束

(a) 顺排; (b) 叉排

外掠管束换热的另一重要特点是，除第一排管子保持了外掠单管的特征外，从第二排起流动将被前几排管子引起的涡旋所干扰，流动状况比较复杂。在低 Re 下 ($Re < 10^3$)，前根管子的尾部出现的涡旋不强，受粘滞力的作用，这种涡旋会很快消失，对下一根管子的边界层影响很小，故管表面边界层层流占优势，可视为层流工况。随着 Re 增加，管子间的紊流旋涡加强，当 $Re = 5 \times 10^2 \sim 2 \times 10^5$ 时大约管的前半周表面为处于紊流

旋涡影响下的层流边界层，后半周则是涡旋流，流动状态可视为混合工况，只有 $Re > 2 \times 10^5$ 后，管子表面紊流边界层才占优势。除排列方式外，尚需考虑管子排数，管子直径以及管间距离（与流向垂直的横向距离 S_1 和与流向平行的纵向距离 S_2 ）等因素。作为一般的估计，后几根管子的表面传热系数可达到第 1 排的 1.3~1.7 倍。在本节推荐的管束换热关联式中采用 $\left[\frac{Pr_f}{Pr_w}\right]^{0.25}$ 反映不均匀物性场的影响。故管束换热的关联式为：

$$Nu = f\left[Re, Pr, \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0.25}, \frac{S_1}{d}, \frac{S_2}{d}, \epsilon_z\right]$$

写成幂函数形式：

$$Nu = C Re^n Pr^m \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0.25} \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^p \epsilon_z \quad (6-14)$$

式中， $\frac{S_1}{S_2}$ 为相对管间距； ϵ_z 为排数影响的校正系数。式 (6-14) 的具体形式列于表 6-2 中^[8]，各式定性温度用流体在管束中的平均温度，定型尺寸为管外径；Re 中的速度用流通截面最窄处的流速（即管束中的最大流速）。因前排引起的扰动加强了后排的换热，故各排的换热将逐排增大，直到 20 排左右，表 6-2 所列的关联式是排数大于 20 时的平均表面传热系数。若排数低于 20，应采用表 6-3 的排数修正系数修正，它适用于 $Re > 10^3$ 的情况。

管束平均表面传热系数准则关联式

表 6-2

排列方式	适用范围 $0.7 < Pr_f < 500$		准则关联式 Nu_f	对空气或烟气的简化式 $Pr = 0.7$ Nu_f
顺排	$Re_f = 10^3 \sim 2 \times 10^5$ $\frac{S_1}{S_2} < 0.7$		$0.027 Re_f^{0.63} Pr_f^{0.36} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0.25}$	$0.24 Re_f^{0.63}$
	$Re_f = 2 \times 10^5 \sim 2 \times 10^6$		$0.021 Re_f^{0.84} Pr_f^{0.36} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0.25}$	$0.018 Re_f^{0.84}$
叉排	$Re_f = 10^3 \sim 2 \times 10^5$	$\frac{S_1}{S_2} \leq 2$	$0.35 Re_f^{0.6} Pr_f^{0.36} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0.25} \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^{0.2}$	$0.31 Re_f^{0.63} \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^{0.2}$
		$\frac{S_1}{S_2} > 2$	$0.40 Re_f^{0.6} Pr_f^{0.36} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0.25}$	$0.35 Re_f^{0.6}$
	$Re_f = 2 \times 10^5 \sim 2 \times 10^6$		$0.022 Re_f^{0.84} Pr_f^{0.36} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0.25}$	$0.019 Re_f^{0.84}$

排数修正系数表

表 6-3

排数	1	2	3	4	5	6	8	12	16	20
顺排	0.69	0.80	0.86	0.90	0.93	0.95	0.96	0.98	0.99	1.0
叉排	0.62	0.76	0.84	0.88	0.92	0.95	0.96	0.98	0.99	1.0

正确选择管子排列方式及参数是换热设备设计中的重要问题。仅从流体输送耗能观点考虑，换热量与流速呈 0.6~0.8 次幂关系，面泵功率则与流速的 3 次幂成比例，把换热

器的换热量与克服流体阻力所耗能量之比作为它的经济性指标，则叉排和顺排相比，在 $Re=5 \times 10^2 \sim 5 \times 10^4$ 范围内，顺排有利，尽管在此范围内，顺排表面传热系数不高。在更高 Re 下，各种管束的经济性则和它们的管间距有很大关系。

对于管壳式换热器（参见图 5-1）管外侧流体，由于壳呈挡板的作用，流体有时与管束平行地流动，有时又近似垂直于管轴流动，同时还有漏流和旁通（管子与挡板间的缝隙，外壳与管束间的间隙等），故表面传热系数常达不到上述公式的计算值。对于流向与管轴夹角小于 90° 时的表面传热系数修正系数 ϵ_φ ，可参阅文献 [9]。

对于供热通风工程，空气加热器和冷却器等都大量采用带肋片的管束（参见图 5-1），品种规格多，流动及换热与管束结构参数密切有关，情况较复杂，一般根据实际结构进行实验研究，将数据制作成线图，供工程设计查用。读者可参阅本书第十章的叙述及文献 [13] pp.225~230。

【例 6-5】 试求空气流过管束加热器的表面传热系数。已知管束为 5 排，每排 20 根管，长为 1.5m，外径 $d = 25\text{mm}$ ，叉排 $S_1 = 50\text{mm}$ ， $S_2 = 37.5\text{mm}$ ，管壁 $t_w = 110^\circ\text{C}$ ，空气进口温度 $t_f' = 15^\circ\text{C}$ ，空气流量 $V_0 = 5000\text{Nm}^3/\text{h}$ 。

【解】 由于空气出口温度为未知数，为了确定物性数据，必须先假定出口温度 t_f'' 。仍采用试算法进行。为了减少试算次数，本题首先估计 t_f'' 的可能范围，进行两次试算，然后采用图 6-12 的两线交点法，得到待求的出口温度。现设定空气出口温度试算范围为 25°C 和 45°C ，同时进行计算（见表 6-4）。计算过程如下。

表 6-4

计算项目	$t_f'' = 25^\circ\text{C}$	$t_f'' = 45$	$t_f'' = 37.5$
空气进出口平均温度 $t_f = \frac{t_f' + t_f''}{2}$	$\frac{15 + 25}{2} = 20$	30	26.2
物性数据:			
$\lambda \quad \text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$	0.0259	0.0267	0.0264
$\nu \quad \text{m}^2/\text{s}$	15.06×10^{-6}	16.0×10^{-6}	15.64×10^{-6}
$c_p \quad \text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	1.005×10^3	1.005×10^3	1.005×10^3
空气体积流量 m^3/h $V = V_0 \frac{T_f}{T_0}$	$5000 \times \frac{273.1 + 20}{273.1} = 5370$	5550	5480
最窄截面处流速 m/s $u = \frac{V}{\Sigma f}$	$\frac{5370}{0.75 \times 3600} = 1.99$	2.05	2.03
$Re_f = \frac{du}{\nu}$	$\frac{0.025 \times 1.99}{15.06 \times 10^{-6}} = 3303$	3108	3180
由表 6-3 $\epsilon_z = 0.92$ $\therefore \frac{S_1}{S_2} = \frac{50}{37.5} = 1.33 < 2$ 由表 6-2 $Nu_f = 0.31 Re_f^{0.6} \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{0.2} \epsilon_z$	$0.31 \times (3303)^{0.6} \times 1.33^{0.2} \times 0.92 = 39.02$	37.62	38.2

续表

计算项目	$t_f'' = 25^\circ\text{C}$	$t_f'' = 45$	$t_f'' = 37.5$
$h = \text{Nu}_f \frac{\lambda}{d} \quad \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	$39.02 \times \frac{0.0259}{0.025} = 40.4$	40.2	40.3
校核计算换热量: $\Phi_1 = hA (t_w - t_f) \quad \text{W}$	$40.4 \times 11.8 \times (110 - 20) = 4.29 \times 10^4$	3.79×10^4	3.99×10^4
校核计算空气获得热量: $\Phi_2 = M c_p (t_f'' - t_f') \quad \text{W}$	$1.796 \times 1.005 \times 10^3 \times (25 - 15) = 1.80 \times 10^4$	5.42×10^4	4.06×10^4

相邻两管间最窄流通截面积 f :

$$f = l(S_1 - d) = 1.5 \times (0.05 - 0.025) = 0.037 \text{ m}^2$$

每排 20 根管, 叉排时总流通截面积 Σf :

$$\Sigma f = 20 \times 0.037 = 0.75 \text{ m}^2$$

管束换热面积 A :

$$A = \pi d l n = \pi \times 0.025 \times 1.5 \times 5 \times 20 = 11.8 \text{ m}^2$$

空气质流量 (标准状态下密度 $\rho = 1.293 \text{ kg/m}^3$):

$$M = \frac{V_0 \rho}{3600} = \frac{5000 \times 1.293}{3600} = 1.796 \text{ kg/s}$$

分两组按不同出口温度进行计算。把两组计算结果标绘在热量 Φ_1 、 Φ_2 和 t_f'' 为坐标的图上, 按直线规律分别做出 $\Phi_1 = f(t_f'')$ 和 $\Phi_2 = f(t_f'')$ 两线, 如图 6-12, 它们的交点是 37.5°C 。因为 Φ_1 或 Φ_2 与 t_f'' 的关系是非线性的, 故图 6-12 得到的结果严格的说是近似的, 但由于试算的温度范围很窄, 对工程计算已经有足够的精度, 因此不需进行再校核。

【讨论】从计算过程中可以发现, 由于气体的热物性参数随温度的变化并不剧烈, 因而定性温度的变化对表面传热系数的计算结果影响不大。在工程计算中, 如果定性温度的可能变化范围不大, 表面传热系数也可不必试算, 所得结果仍能满足工程计算所需的准确度。

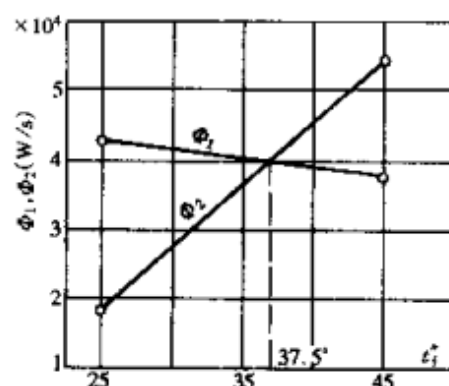


图 6-12 例 6-4 附图

第三节 自然对流换热

自然对流换热因流体所处空间的情况不同可分为若干种类型。若流体处于大空间内, 自然对流不受干扰的情况, 如在不风车间中的热力管道表面散热、冬天玻璃窗室内表面的散热等, 称为无限空间自然对流换热。若流体被封闭在狭小空间内, 如双层玻璃窗中的空气层、建筑围护结构中的封闭空气间层、平板式太阳能集热器的空气间层等, 自然对流运动受到狭小空间的限制, 称为有限空间自然对流换热。其他类型尚有夹层上下端不封闭或侧面不封闭的有限空间等情况。本节仅论及典型的无限及有限空间自然对流换热两类。

3-1 无限空间自然对流换热

图 6-13 (a) 是冷流体沿热壁自然对流运动的状况。当流体受浮力作用沿壁上升时, 边界层开始为层流, 如果壁有足够高度, 达到某一位置后, 流态将转变为紊流。自层流到紊流的转变点取决于壁面与流体间的温度差和流体的性质, 由 Gr 及 Pr 之积来判断, 一般认为对于常壁温条件, 当 $Gr \cdot Pr = 10^9$ 时, 流态为紊流 (竖壁自然对流由层流到紊流的转变, 有一个较大的范围, $Gr \cdot Pr$ 可能的数值是从 $10^7 \sim 10^{10}$)。边界层的速度分布如图 6-13 (b), 在 $y=0$ 和 $y \geq \delta$ 处, u 均为 0 (δ 为流动边界层厚度), 其间有一最大流速, 理论解确定, 层流边界层内最大的

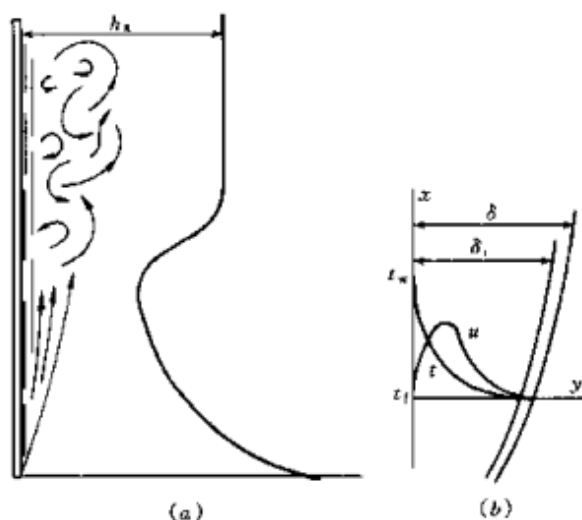


图 6-13 自然对流换热边界层及局部表面传热系数的变化

自然对流流速大约在 $y = \frac{1}{3} \delta$ 处。对于温度边界层, 厚度则为 δ_t , δ_t 不一定等于 δ , 取决于 Pr , 图 6-13 (b) 所示为 $Pr > 1$ 的情况, 即 $y=0, t=t_w$; $y \geq \delta_t, t=t_f$ 。

任何对流换热过程的规律都与流态有关, 自然对流换热亦然。当边界层流态为层流时, 局部表面传热系数将随着厚度的增加逐渐降低, 而当边界层由层流向紊流转变后, 局部表面传热系数 h_x 将趋于增

大。理论和实验的研究都证明, 在常壁温或常热流边界条件下当达到旺盛紊流时, h_x 将保持不变, 即与壁的高度无关, 如图 6-13 (a) 所示。

求解自然对流换热边界层微分方程组或积分方程组, 可获得层流时的理论解。为此, 对动量微分方程式 (5-4a) 作适当的推导^①, 把浮升力用温度差表达出来, 即可得到描述自然对流的动量微分方程式。取如图 6-13 (b) 所示的一段竖壁二维层流边界层, 设 $t_w > t_f$; 流体物性除浮升力项中的密度外均为常量^②; 密度与温度保持线性关系, 并取 x 坐标为流动方向。

由式 (5-4a):

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\rho g - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (1)$$

当 $t_w > t_f$ 时, 重力与竖壁 (x 轴) 平行但方向相反, 故式 (5-4a) 中的 x 应为 $-\rho g$ 。注意到 $y=\delta, u \rightarrow 0, v \rightarrow 0, t \rightarrow t_f$ 以及相应地 $\rho \rightarrow \rho_f$, 将这些条件代入式 (1), 且考虑到 y 方向 $\frac{\partial p}{\partial y} = 0$, 则边界层的压强梯度应是:

$$\frac{dp}{dx} = -\rho_f g \quad (2)$$

① 根据数量级分析, y 方向的动量方程可以略去。

② 称为 Boussinesq 假定。

把式 (1) 中的重力与式 (2) 合并, 则

$$-\rho g - \frac{dp}{dx} = (\rho_f - \rho)g \quad (3)$$

将 ρ 与 t 的关系视为线性, 则体积膨胀系数 α 的定义式 (参见第五章第一节) 可写成:

$$\alpha = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\rho_f - \rho}{t_f - t} \right) \quad (4)$$

即

$$-\alpha \rho (t_f - t) = \rho_f - \rho \quad (5)$$

将式 (3) 和式 (5) 的关系代入式 (1) 得自然对流层流边界层动量微分方程式:

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\rho g \alpha (t - t_f) + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (5-44)$$

引用无量纲温度 $\Theta = \frac{t - t_f}{t_w - t_f}$, 并采用与式 (5-13) 相同的无量纲量^①, 将上式无量纲化 (方法参第 5 章第 3 节), 得:

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = \frac{g \alpha \Delta t l}{u_0^2} \Theta + \frac{1}{Re_0} \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \quad (6-15)$$

式中 $\frac{g \alpha \Delta t l}{u_0^2}$ 可写为 $\frac{Gr}{Re_0^2}$, 其值反映了浮升力的相对大小。由于式 (6-15) 中包含了温度变量, 故自然对流动量方程须与能量方程 [式 (5-11)] 联立求解。理论解与实验所得的准则关联式很接近, 解析方法可参考文献 [3, 7, 10]。本节主要叙述实验关联式。在选择关联式时, 请注意它的使用范围及边界条件。

自然对流换热准则关联式 (5-48) 通常采用下列幂函数形式:

$$Nu = C (Gr \cdot Pr)^n = C Ra^n \quad (6-16)$$

式中, Ra 为瑞利准则 $Ra = Gr \cdot Pr$; $Gr = \frac{g \alpha \Delta t l^3}{\nu^2}$ 为格拉晓夫准则; α 为体积膨胀系数, $1/K$; ν 为运动粘度, m^2/s ; l 为定型尺寸, m ; Δt 为 t_w 与 t_f 之差, t_f 为远离壁流体温度; C 、 n 为由实验确定的常数。

表 6-5 列出了各种情况下自然对流换热准则关联式的 C 及 n 值, 各式的定性温度均为边界层平均温度 $t_m = \frac{t_w + t_f}{2}$ 。请注意表中第 2 项为 $q = \text{const}$ 条件下竖平壁局部表面传热系数关联式。在常热流边界条件下 q 为已知量, 而 t_w 为未知, 则 Gr 中的 Δt 为未知量, 为方便起见, 在准则关联式中采用 Gr^* (称修正 Gr) 代替 Gr , 即 Gr^* 为:

$$Gr^* = Nu \cdot Gr = \frac{g \alpha q l^4}{\lambda \nu^2} \quad (6)$$

如是, 常热流条件下局部表面传热系数准则关联式为:

$$Nu_x = C (Gr_x^* \cdot Pr)^n \quad (6-17)$$

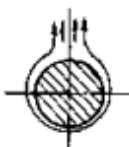
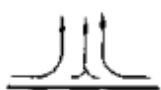
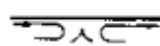
在用式 (6-17) 计算时, 因 $t_{w,x}$ 为未知, $t_{m,x}$ 不能确定, 故仍然要事先假定壁面 x 处的温

① 因自然对流的 u_0 已无意义, 故在无量纲化速度中采用边界层内任一点的速度作为参考值。设为 u_0 。由 u_0 计算的雷诺数为 Re_0 。

度 $t_{w,x}$, 然后通过试算以确定表面传热系数。

式 (6-16) 或式 (6-17) 中的 C 、 n 值

表 6-5

壁面形状、位置及 边界条件	流动情况示意图	C 、 n			定型尺寸	适用范围
		流态	C	n		
$t_w = \text{const}$ 竖平壁或竖圆筒, 平均 Nu , 式 (6-16)●		层流	0.59	1/4	高度 h	$Gr \cdot Pr$ $10^4 \sim 10^9$
		紊流	0.1	1/3		$10^9 \sim 10^{13}$
$q = \text{const}$ 竖平壁或竖圆筒, 局部 Nu_x , 式 (6-17)●		层流	0.6	1/5	局部点的高度 x	$Gr_x^* \cdot Pr$ $10^5 \sim 10^{11}$
		紊流	0.17	1/4		$2 \times 10^{13} \sim 10^{16}$
$t_w = \text{const}$ 水平圆筒平均 Nu , 式 (6-16)●		层流	1.02	0.148	外径 d	$Gr \cdot Pr$ $10^{-2} \sim 10^2$
			0.85	0.188		$10^2 \sim 10^4$
			0.48	0.250		$10^4 \sim 10^7$
		紊流	0.125	1/3		$10^7 \sim 10^{12}$
$t_w = \text{const}$ 热面朝上或冷面朝 下的水平壁, 平均 Nu , 式 (6- 16)●		层流	0.54	1/4	矩形取两个边长的 平均值; 非规则 形取面积与周长之 比; 圆盘取 $0.9d$	$Gr \cdot Pr$ $2 \times 10^4 \sim 8 \times 10^6$
		紊流	0.15	1/3		$8 \times 10^6 \sim 10^{11}$
$t_w = \text{const}$ 热面朝下或冷面朝 上的水平壁, 平均 Nu , 式 (6- 16)●		层流	0.58	1/5	同上	$Gr \cdot Pr$ $10^5 \sim 10^{11}$

计算中, 对于竖直圆筒只有当

$$\frac{d}{H} \geq \frac{35}{Gr_h^{1/4}} \quad (6-18)$$

才能按竖平壁处理。对于直径小而又长的竖直圆筒, 小曲率有强化换热作用●。

值得注意的是, 对于自然对流紊流, 式 (6-16) 中 $n=1/3$, 或式 (6-17) 中 $n=1/4$, 这样, 展开关联式后, 两边的定型尺寸可以消去; 它表明自然对流紊流的表面传热系数与定型尺寸无关, 该现象称自模化现象。利用这一特征, 紊流换热实验研究就可以采用较小尺寸的物体进行, 只要求实验现象的 $Gr \cdot Pr$ 值处于紊流范围。

关于自然对流换热的计算, 丘吉尔 (Churchill) 和朱 (Chu)●●在整理大量文献数据的基础上推荐了竖壁和水平圆筒自然对流换热准则关联式, 近年来这些关联式得到传热学

● 参见文献 [11]。

● Trans. ASME, Vol. 91c, pp. 511~531, 1969.

● <Advances in Heat Transfer>, Vol. 11, p. 211.

① Vol. 15, p. 755, 1972, J. Heat Mass Transfer.

② Vol. 15, p. 755, 1972, J. Heat Mass Transfer.

● Trans. ASME, C, Vol. 96, No. 2, pp. 178~183, 1974.

① Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 18, p. 1323, 1975.

● Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 18, p. 1049, 1975.

术界的关注,虽然结构复杂些,但概括的范围广泛,使用计算机计算,可免除按 Ra 选不同关联式的麻烦,而且准确性好,它们同时适用于 $t_w = \text{const}$ 和 $q = \text{const}$ 两种边界条件。其中竖壁关联式还可用于偏离垂直线倾角 θ 小于 60 度的倾斜壁,但当 $Ra < 10^9$ 时, Ra 中的 g 需乘以 $\cos\theta$, 当 $Ra > 10^9$ 时,则不需任何修正。这些关联式是:

竖壁:

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (6-19)$$

适用范围: $0.1 < Ra < 10^{12}$

水平圆筒:

$$Nu = \left\{ 0.60 + \frac{0.387Ra^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (6-20)$$

适用范围: $10^{-5} < Ra < 10^{11}$

把式 (6-19), 式 (6-20) 用于求常热流边界条件下壁面的平均表面传热系数 (亦即平均 Nu) 时[●], 应取壁面长度一半处的壁面温度与流体温度之差作为计算温差, 以此处的边界层平均温度作为定性温度。

3-2 有限空间中的自然对流换热

如果一个封闭的有限空间的两侧壁存在温度差, 则靠近热壁的流体将因浮力面向上运动, 而靠近冷壁的流体则因被冷却而向下运动, 这样, 封闭空间换热是靠热壁和冷壁间的自然对流过程循环进行的。它与无限空间中的自然对流换热是明显不同的两类问题。

在封闭的有限空间中, 流体自然对流的情况除与流体性质、两壁温差有关外, 还将受空间位置、形状、尺寸比例等的影响, 情况较复杂。本节将只叙及常见的扁平矩形封闭夹层。按它的几何位置可分为竖壁、水平及倾斜三种, 如图 6-14 所示。

竖壁封闭夹层的自然对流换热问题可分为三种情况:

(1) 夹层厚度 δ 与高度 H 之比 $\frac{\delta}{H}$ 较大 (大于 0.3), 冷热两壁的自然对流边界层不会互相干扰, 如图中的 (a), 这时可按无限空间自然对流换热规律分别计算冷壁与热壁的自然对流换热以及夹层的总热阻;

(2) 在夹层内冷热两股流动边界层能相互结合, 出现行程较短的环流, 整个夹层内可能有若干个这样的环流, 如图中的 (b); 夹层内的流动特征取决于以厚度 δ 为定型尺寸的 $Gr_\delta = \frac{g\alpha\Delta t\delta^3}{\nu^2}$ 或 $Gr_\delta \cdot Pr$ 。在低 Gr_δ 时为层流, 高 Gr_δ 下具有紊流特征。

● 文献 [Trans. ASME, No. 2, 1956] 通过常热流竖壁层流自然对流理论解证实, 可用壁 1/2 高度处的温度差计算表面传热系数, 即

$$h = q / (t_w - t_f)_x = \frac{h}{2}$$

作为全壁的平均表面传热系数, 它近似等于以全壁积分平均温度差定义的平均表面传热系数 (相差小于 5%)。这实质上是把常热流条件视作常壁温, 这时的常壁温温度等于常热流壁一半高度处的温度。第五章曾用 $\int_0^l h_x dx / l$ 积分式 (5-16b) 以求出常壁温边界条件的平均 Nu 。但在常热流层流条件下, 因 $t_{w,x}$ 沿壁面变化, 其换热温度差 $(t_{w,x} - t_f)$ 是变化的, 就不使用类似常壁温边界条件的积分办法求平均表面传热系数。

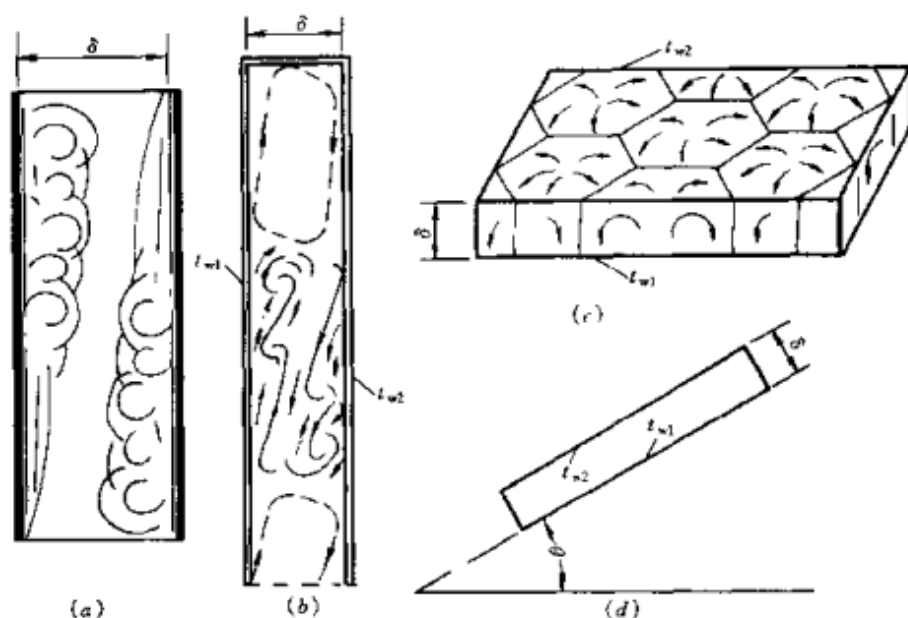


图 6-14 有限空间自然对流换热

(3) 两壁的温差与夹层厚度都很小, Gr_δ 很低, 即 $Gr_\delta = \frac{ga\Delta t\delta^3}{\nu^2} < 2000$ 时, 以至可认为夹层内没有流动发生, 通过夹层的热量可按纯导热过程计算, 此时 $Nu_\delta = 1$ 。

对于水平夹层可有两种情况:

(1) 热面在上, 冷热面之间无流动发生, 如无外界扰动, 则应按导热问题分析;

(2) 热面在下, 对气体 $Gr_\delta < 1700$ 时, 可按纯导热过程计算。 $Gr_\delta > 1700$ 后, 夹层流动将出现图 6-14 (c) 的情形, 形成有秩序的蜂窝状分布的环流。当 $Gr_\delta > 5000$ 后, 蜂窝状流动消失, 出现紊乱流动。

至于倾斜夹层, 它与水平夹层相类似, 当 $Gr_\delta \cdot Pr$ 超过 $1700/\cos\theta$ 时, 将发生蜂窝状流动。

可见, 热流通过有限空间是冷热两壁自然对流换热的综合结果, 因此通常把两侧的换热用一个当量表面传热系数 h_e 来表达, 则通过夹层的热流密度 q 为

$$q = h_e(t_{w1} - t_{w2}) \quad (6-21)$$

式中 t_{w1} 及 t_{w2} ——分别为热壁和冷壁的温度, $^{\circ}\text{C}$;

h_e ——当量表面传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

封闭夹层空间换热准则关联式用下列形式表示 (计算式已列于表 6-6):

$$Nu_\delta = C(Gr_\delta \cdot Pr)^m \left(\frac{\delta}{H}\right)^n \quad (6-22)$$

式中 Nu_δ 及 Gr_δ 的定型尺寸均为夹层厚度 δ , m; 定性温度为 $t_m = \frac{1}{2}(t_{w1} + t_{w2})$; H 为竖直夹层高度, m。

可将式 (6-21) 改写为:

$$q = h_e \frac{\delta}{\lambda} \frac{\lambda}{\delta} (t_{w1} - t_{w2}) \quad (7)$$

$$= Nu_0 \frac{\lambda}{\delta} (t_{w1} - t_{w2}) \quad (8)$$

有限空间自然对流换热准则关联式

表 6-6

夹层位置	Nu_0 准则关联式	适用范围
竖壁夹层 (气体) ^①	-1 (导热)	$Gr_0 < 2000$
	$= 0.18 Gr_0^{1/4} \left(\frac{\delta}{H} \right)^{1/9}$ (层流)	$2000 < Gr_0 < 2 \times 10^5$;
	$= 0.065 Gr_0^{1/3} \left(\frac{\delta}{H} \right)^{1/6}$ (紊流)	$2 \times 10^5 < Gr_0 < 2 \times 10^7$
水平夹层 (热面在下) ^② (气体)	$= 0.059 (Gr_0 \cdot Pr)^{0.4}$	$1700 < (Gr_0 \cdot Pr) < 7000$
	$= 0.212 (Gr_0 \cdot Pr)^{1/4}$	$7000 < (Gr_0 \cdot Pr) < 3.2 \times 10^5$
	$= 0.061 (Gr_0 \cdot Pr)^{1/3}$	$(Gr_0 \cdot Pr) > 3.2 \times 10^5$
倾斜夹层 (热面在下与 水平夹角为 θ) ^{③④} (气 体)	$= 1 + 1.446 \left(1 - \frac{1708}{Gr_0 \cdot Pr \cdot \cos \theta} \right)$	$1708 < (Gr_0 \cdot Pr \cdot \cos \theta) < 5900$
	$= 0.229 (Gr_0 \cdot Pr \cdot \cos \theta)^{0.252}$	$5900 < (Gr_0 \cdot Pr \cdot \cos \theta) < 9.23 \times 10^4$
	$= 0.157 (Gr_0 \cdot Pr \cdot \cos \theta)^{0.285}$	$9.23 \times 10^4 < (Gr_0 \cdot Pr \cdot \cos \theta) < \times 10^6$

① 转引自参考文献 [14], P.242.

② 转引自参考文献 [12], P.258.

③ Trans. ASME (c), Vol.98 (2), P.182, 1976.

④ 若 $\left(1 - \frac{1708}{Gr_0 \cdot Pr \cdot \cos \theta} \right)$ 的计算值为负时, 其值作 0 处理

式中, Nu_0 为夹层换热努谢尔特数。

在有些文献中, 把封闭夹层的换热强弱用当量导热系数 λ_e 表达, 则夹层的换热按平壁导热公式计算, 即

$$q = \frac{\lambda_e}{\delta} (t_{w1} - t_{w2}) \quad (9)$$

式 (9) 亦可改写为:

$$q = \frac{\lambda_e}{\lambda} \frac{\lambda}{\delta} (t_{w1} - t_{w2}) \quad (10)$$

式 (8) 和式 (10) 描写的是同一热量, 故 h_c 和 λ_e 的关系是:

$$Nu_0 = \frac{\lambda_e}{\lambda} \quad (11)$$

【例 6-6】 试求四柱型散热器自然对流表面传热系数, 已知高度 $H = 732\text{mm}$, 表面温度 $t_w = 86^\circ\text{C}$, 室温 $t_f = 18^\circ\text{C}$ 。

【解】 定性温度 $t_m = \frac{t_w + t_f}{2} = (86 + 18) / 2 = 52^\circ\text{C}$, 由附录 2 查空气物性数据:

$$\nu = 18.1 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\lambda = 0.0284 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$$

$$\text{Pr} = 0.697$$

$$\alpha = 1/T = 1/(273.1 + 52) = 3.08 \times 10^{-3} \text{ 1/K}$$

$$Gr = \frac{ga\Delta t H^3}{\nu^2} = \frac{9.81 \times 3.08 \times 10^{-3} \times (86 - 18) \times 0.732^3}{(18.1 \times 10^{-6})^2} = 2.46 \times 10^9$$

$$Gr \cdot Pr = 2.46 \times 10^9 \times 0.697 = 1.72 \times 10^9$$

此例为无限大空间竖壁自然对流紊流换热, 按式 (6-16) 计算, 并取表 6-5 中 $t_w = \text{const}$ 垂直平壁的 C 及 n 值, 即

$$Nu = 0.1 (Gr \cdot Pr)^{1/3} = 0.1 (1.72 \times 10^9)^{1/3} = 119.7$$

$$\therefore h = Nu \frac{\lambda}{H} = 119.7 \frac{0.0284}{0.732} = 4.64 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

【讨论】 由于自然对流换热的特性及供暖散热器高度的限制, 其表面传热系数不可能再有大的提高, 这是散热器的主要热阻。因此只能在散热器的外形设计上采取强化散热的措施, 主要方法是加肋片。这样, 如何设计肋片外形, 使其既美观又能强化传热, 是值得注意的问题。

【例 6-7】 一直立式平板空气加热器, 不计表面辐射换热量时它的自然对流换热量沿高度不变, 保持为 $q = 255 \text{ W}/\text{m}^2$, 外界空气温度为 20°C , 板高 0.5 m 。试计算它壁面的平均表面传热系数。

【解】 本题为常热流边界条件下的自然对流换热。可用式 (6-19) 及 (6-17) 计算。式 (6-19) 用于常热流边界条件时, 取壁面一半高度处的温度差计算平均表面传热系数。因壁温为未知量, 试算中设 $t_{w,H/2}$ 为 70°C , 则

$$t_m = \frac{t_{w,H/2} + t_f}{2} = (70 + 20) / 2 = 45^\circ\text{C}$$

查物性数据表附录 2, 得

$$\nu = 17.46 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s};$$

$$\lambda = 0.028 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K});$$

$$Pr = 0.699;$$

$$\alpha = 1/T_m = 1/(273.1 + 45) = 3.14 \times 10^{-3} \text{ 1/K}。$$

则

$$\begin{aligned} Gr \cdot Pr &= \frac{ga\Delta t H^3}{\nu^2} \times Pr \\ &= \frac{9.81 \times 3.14 \times 10^{-3} \times (70 - 20) \times 0.5^3}{(17.46 \times 10^{-6})^2} \\ &\quad \times 0.699 = 4.41 \times 10^8 \end{aligned}$$

为层流。代入式 (6-19)

$$\begin{aligned} Nu &= \left\{ 0.852 + \frac{0.387 Ra^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \\ &= \left\{ 0.852 + \frac{0.387 \times (4.41 \times 10^8)^{1/6}}{[1 + (0.492/0.699)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \\ &= 95.35 \end{aligned}$$

$$\therefore \text{平均表面传热系数 } h = Nu \frac{\lambda}{H} = 95.35 \times \frac{0.028}{0.5} = 5.34 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

校核上述设定的 $t_{w,H/2}$ 值, 由

$$(t_{w,H/2} - t_f) = \frac{q}{h} = \frac{255}{5.34} = 47.8^\circ\text{C}$$

即 $t_{w,H/2} = 47.8 + 20 = 67.8$ 与原设定很接近。为提高计算精度，再用第一次试算结果作为第二次计算的初始值，即设定 $t_w = 67.8$ ，重复进行上述步骤的计算得： $h = 5.3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ； $t_w = 68.1^\circ\text{C}$ 。设定值与校核值误差小于 0.5%。故本题壁面的结果是：

平均表面传热系数： $h = 5.3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

平均壁面温度： $t_w = 68.1^\circ\text{C}$

当本题采用式 (6-17) 计算时，则应计算局部壁面温度 $t_{w,H/2}$ 及局部表面传热系数 $h_{H/2}$ ，作为平均表面传热系数。为省略试算过程，沿用上法计算的结果，设 $t_{w,H/2} = 68^\circ\text{C}$ ，则各项物性数据由 $t_m = (t_{w,H/2} + t_f)/2 = (68 + 20)/2 = 44^\circ\text{C}$ 确定，即

$$\nu = 17.36 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}; \lambda = 0.0279 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K});$$

$$\alpha = 1/T_m = 1/(273.1 + 44) = 3.15 \times 10^{-3} 1/\text{K}; \text{Pr} = 0.699$$

$$\begin{aligned} \text{则 } Gr_{H/2}^* \cdot \text{Pr} &= \frac{g\alpha q (H/2)^4 \text{Pr}}{\lambda \nu^2} \\ &= \frac{9.81 \times 0.00315 \times 255 \times 0.25^4}{0.0279 \times (17.36 \times 10^{-6})^2} \times 0.699 \\ &= 2.56 \times 10^9 \end{aligned}$$

由式 (6-17) 及表 6-6，得 $H/2$ 处局部表面传热系数关联式：

$$\text{Nu}_{H/2} = 0.6 (Gr_x^* \cdot \text{Pr})^{1/5} = 0.6 \times (2.56 \times 10^9)^{1/5} = 46$$

$$\therefore h_{H/2} = \text{Nu}_{H/2} \frac{\lambda}{H/2} = 46 \times \frac{0.0279}{0.25} = 5.13 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

以此校核 $t_{w,H/2}$

$$t_{w,H/2} = t_f + q/h_{H/2} = 20 + 255/5.13 = 69.7^\circ\text{C}$$

与原设定误差 < 3%。至此，用两种方法计算同一问题得到的结果十分接近。

【讨论】 本例中采用了简单迭代的试算方法，因为本类型问题的计算过程具有收敛性，且收敛速度较快，一般迭代 2 至 3 次可达足够精度。这是本章例题计算中采用的第二种试算方法，掌握这些方法，将有助于提高实际工程计算能力；通过以上两例，还请注意自然对流换热表面传热系数的数量级大小；此外，以上两例的换热表面都是供热中常见的情况，本例是辐射为 0 时的计算结果，实际上，这些设备表面除自然对流外，还必定存在辐射散热，请读者思考一下，如果把辐射散热考虑进去，其表面温度、表面传热系数以及散热量三者将发生什么变化？与上述计算的数值相比是大了还是小了？为什么？在表面温度为未知的情况下，计算又应如何进行？

【例 6-8】 计算垂直空气夹层单位面积表面传热系数及当量换热热阻 $1/h$ ，已知层厚 $\delta = 25 \text{ mm}$ ，高 500 mm ， $t_{w1} = -15^\circ\text{C}$ ， $t_{w2} = 15^\circ\text{C}$ 。

【解】 定性温度 $t_m = (t_{w1} + t_{w2})/2 = (-15 + 15)/2 = 0^\circ\text{C}$ ，查附录 2 空气物性数据：

$$\nu = 13.28 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}; \lambda = 0.0244 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K});$$

$$\alpha = 3.67 \times 10^{-3} 1/\text{K}; \text{Pr} = 0.707$$

$$\begin{aligned} Gr_\delta &= \frac{g\alpha\Delta t\delta^3}{\nu^2} \\ &= \frac{9.81 \times 0.00367 \times (-15 + 15) \times 0.025^3}{(13.28 \times 10^{-6})^2} \end{aligned}$$

$$= 9.57 \times 10^4$$

由表 6-6 选用关联式得:

$$\begin{aligned} Nu_{\delta} &= 0.18 Gr_{\delta}^{1/4} (\delta/H)^{1/9} \\ &= 0.18 \times (9.57 \times 10^4)^{1/4} (0.025/0.5)^{1/9} = 2.28 \end{aligned}$$

$$\therefore h_e = Nu_{\delta} \times \frac{\lambda}{\delta} = 2.28 \times \frac{0.0244}{0.025} = 2.23 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

夹层换热单位面积热阻为:

$$Re = 1/2.23 = 0.448 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$$

【讨论】 对于房屋的外墙、窗户或其他保温设备,采用封闭夹层是简单而有效的保温节能措施之一。设计计算夹层换热时有两个问题需要注意。

1. 夹层散热量除自然对流外还应加上夹层内两表面间的辐射换热。

2. 充分考虑夹层的厚度对当量表面传热系数及热阻的影响。就竖壁夹层而言在其他温度等参数不变的情况下,当厚度小到 Gr_{δ} 为 2000 左右时, $Nu_{\delta} = 1$, 再降低厚度,热阻将迅速减小,因此在不计辐射换热的情况下, $Gr_{\delta} = 2000$ 时热阻较大,对保温有利。按本例数据,当厚度为 6~7mm 时, Gr_{δ} 达到 2000 左右。对热面在下的水平夹层也有类似情况。

3-3 自然对流与受迫对流并存的混合对流换热

在受迫对流换热过程中,由于流体各部分温度的差异,将发生自然对流。本章第一节的分析没有考虑自然对流的影响,视为纯受迫对流换热。若在受迫对流中自然对流因素不可忽略,这种流动称为自然与受迫并存的混合流动。

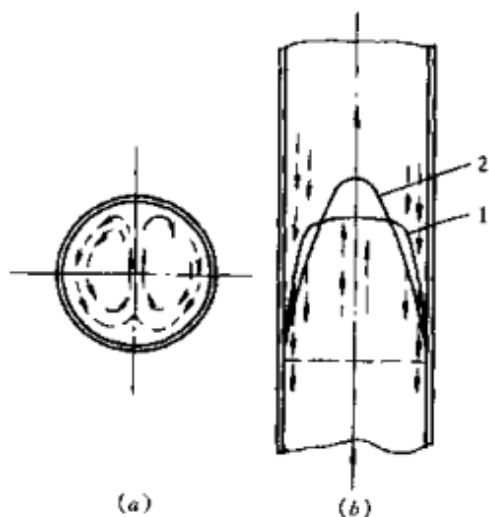


图 6-15 自然对流对速度场的干扰

图 6-15 列举了横管及竖管内受迫对流时速度场受自然对流干扰的情况。对于横管,当流体被冷却时,由于管芯温度高于管壁,将形成由管芯向上而沿管壁向下的垂直于受迫流动方向的环流,如图中 (a) 所示,此环流加强了对边界层的扰动,将有利于换热。对于竖管,则如图中 (b),设流体是向上流动并被管壁冷却 ($t_w < t_f$),则在管中心受迫对流与自然对流同向,而靠壁处则两者方向相反,这样管中心的速度比原来大,而壁面处则比原来小,速度场由图中的 1 变成 2,

显然不利于换热。对于竖壁上受迫对流,亦有类似情况。仅从此二例,足以说明自然对流对受迫对流的影响将与壁面位置、受迫对流和自然对流流动方向等有关,但要使受迫对流受到明显影响,最主要的是必须具备足够大的自然对流浮升力。因此,判断是不是纯受迫对流,或者混合对流,可根据浮升力与惯性力的相对大小来确定。从自然对流边界层动量微分方程式 (5-44) 中惯性力和浮升力数量级的对比中,可以导出两力相对大小的判据。

$$\text{浮升力的数量级} \quad g\alpha (t - t_f) \sim g\alpha (t_w - t_f)$$

惯性力的数量级相当于

$$u \frac{\partial u}{\partial x} \sim \frac{u_{\infty}^2}{l}$$

则两力之比

$$\frac{ga\Delta t}{u_{\infty}^2/l} = \left[\frac{ga\Delta t l^3}{\nu^2} \right] \left[\frac{\nu^2}{u_{\infty}^2 l} \right] \equiv Gr/Re^2 \quad (6-23)$$

一般情况下可以认为 $Gr/Re^2 \geq 0.1$ 时, 就不能忽略自然对流的影响; 如果 $Gr/Re^2 \geq 10$, 则可作为纯自然对流看待, 而忽略受迫对流^{①②}。关于管内混合对流换热的分析计算请参阅论文^③和文献 [5]。

小 结

本章讨论了管内受迫对流、外掠圆管及管束、自然对流等单相流体的换热问题。它们都是具体换热设备、物体和器件中最常见的换热现象, 因此这些内容是分析、计算各种传热问题和传热设备的基础。学习本章的基本要求是, 对每一类换热问题都应注意理解流动与换热的机理及其关系, 掌握典型条件下表面传热系数的数量级大小, 理解影响因素及强化换热的基本途径, 掌握流态的判别, 准则关联式的选用和计算方法, 在选用时要特别注意关联式的条件和使用范围。为达上述要求, 学习中应注意把第五章的内容与本章各节的分析^④结合起来。

对流换热涉及影响因素很多, 提出的经验关联式也很多, 不要求去背诵这些关联式, 主要注意关联式的组成结构以及各主要影响因素在关联式中是如何反映出来的, 其中哪些影响因素最关键。目前推荐使用的一些经验关联式, 虽经广泛应用, 但还都具有一定的局限性, 用不同学者提出的经验式计算同一个问题, 往往结论不完全一致, 如果差别在工程计算的允许范围内, 就是合理的。

单相流体受迫对流换热、自然对流换热的基本对比

项 目		管内受迫对流	外掠管束	自然对流
流动起因		外 力	外 力	浮 升 力
准则关联式的组成		$Nu = f(Re, Pr)$	$Nu = f(Re, Pr, S/d)$	$Nu = f(Gr, Pr)$
判别层流转变为紊流的准则数		$Re > 2300$	$Re < 1000$	$Gr \cdot Pr$ $> 10^9$ (竖壁) $> 10^7$ (水平圆筒)
主要准则幂次	层 流	$Nu \propto Re^{1/3}$	—	$Nu \propto Gr^{1/4}$
	紊 流	$Nu \propto Re^{0.8}$	$Nu \propto Re^{0.84}$	$Nu \propto Gr^{1/3}$

各节要点如下:

一、管内受迫对流换热 从进口段和充分发展段的分析中阐述了局部表面传热系数的变化规律及其特点。推导了在 $t_w = \text{const}$ 和 $q = \text{const}$ 边界条件下, 温度沿管长的变化及其换热温度差, 从而可正确计算出管内流体的平均温度及换热温度差。扼要分析了热流方向、

① Trans. ASME, Ser. E, Vol. 26, p. 133, 1959.

② Trans. ASME, Ser. C, Vol. 86, p. 295, 1964.

③ Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 25, 1737, 1982.

流道弯曲、管壁粗糙度以及自然对流等因素对管内流动及换热的影响机制。推荐了不同流态下的换热关联式，计算时，应先计算 Re ，判别流态，选择关联式和校正系数。本节还为传热学中常用的试算法，提供了计算例题。

二、外掠圆管对流换热 本节首先分析了外掠单管时边界层的流动及局部表面传热系数的变化规律及计算关联式。然后介绍了管束换热。管束中流体的流动与管子排列方式、管间距、排数密切有关。

三、自然对流换热 首先分析了自然对流边界层速度场及温度场的特征、边界层动量微分方程式的推导，建立自然对流换热的理论基础。对于自然对流应采用 $Gr \cdot Pr$ 判断流态，并根据边界条件、壁面形状及位置选择准则关联式。对有限空间自然对流换热问题，应首先判断它的换热机制，以决定计算的方法。采用当量表面传热系数（或当量导热系数）计算有限空间冷热两壁间的换热。本节最后从惯性力和浮升力的数量级分析中提出了混合对流换热的判据 Gr/Re^2 ，从而分清了纯受迫对流换热与纯自然对流换热问题的界限。

本章习题，有些要采用较为烦琐的试算法，关键点是如何设定初始值以及采用什么方法去校核它。在例题 6-2 和 6-7 中采用的试算方法，是较常用的。

复 习 题

1. 试定性分析下列问题：
 - (1) 夏季与冬季顶棚内壁的表面传热系数是否一样？
 - (2) 夏季与冬季房屋外墙外表面的表面传热系数是否相同？
 - (3) 普通热水或蒸汽散热器片型高或矮对其外壁的表面传热系数是否有影响？
 - (4) 从传热观点看，为什么散热器一般都放在窗户的下面？
 - (5) 相同流速或者相同的流量情况下，大管和小管（管内或管外）的表面传热系数会有什么变化？
 - (6) 分析太阳能平板集热器可能涉及的传热问题。（有条件时应事先参观实物）
2. 传热学通常把“管内流动”称为内部流动，将“外掠平板，外掠圆管”等称为外部流动，请说明它们的流动机制有什么差别。这些对流换热问题的数学描写有什么不同？
3. 是否可以把管内流动也视为边界层型问题，采用边界层微分方程求解？为什么？
4. 图 6-16 为带有不同垂直隔断的空间，左右两壁温度 $t_1 > t_2$ ，内隔断不绝热，但前后壁、上顶及地面均为绝热面，试绘出这些空间内空气自然对流循环图。

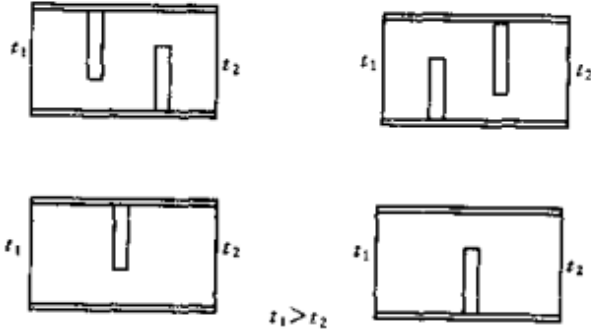


图 6-16 习题 4 插图

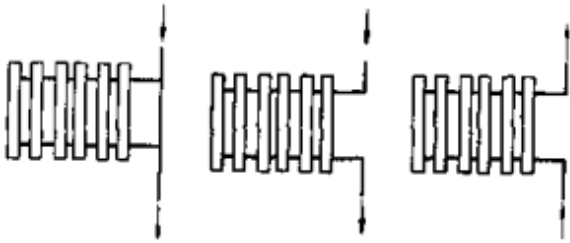


图 6-17 习题 5 插图

5. 图 6-17 是三种散热器热水进出口方法, 试从受迫对流、自然对流、混合对流的机理分析这些散热器内的流动情况、稳定性及可靠性。

6. 试设计测定管断面和全管长流体平均温度的实验方法。

7. 试设计使供热设备表面为常壁温和常热流条件的方案。

8. 垂直管内流体向上或向下流动被加热或被冷却时, 自然对流对速度场的影响如何? 试作速度场变化的示意图。

9. 一个热的竖壁在空气中垂直向上运动, 假定运动速度相当于它静止时表面空气自然对流边界层的平均速度, 试分析运动对它的表面自然对流速度场的影响如何。试作速度场变化的示意图。运动使其表面传热系数与静止壁相比是增加还是减小? 如果竖壁是向下运动又如何?

10. 自然对流是因温度差引起的, $Pr \neq 1$ 时 $\delta \neq \delta_t$, 试说明在边界层里 δ 与 δ_t 区域内的流动情况和温度分布。

11. 试推导垂直壁层流自然对流动量微分方程式, 设 $t_w < t_f$ 。

12. 流体在管内流动而被加热, 已知管长 l , m , 管径 d , m , 管内流体质流量 M , kg/m , 进口温度 t'_f , 管壁为常热流边界条件, 热流密度为 q , W/m^2 , 请写出计算表面传热系数 h 及管子进出口端壁温 t'_w 、 t''_w 的详细步骤。

13. 关于管内对流换热的热进口段长度有几种表达方式, 它们各适应什么条件? (1) 从管子入口到热边界层在管中心闭合前的一段长度; (2) 当 $\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$ 和 $h = \text{const}$ 前的一段长度; (3) $l/d = 0.05 Re \cdot Pr$ 。

14. 外掠平板紊流局部表面传热系数沿板长的变化 (图 5-7) 与管内紊流进口段局部表面传热系数沿管长的变化 (图 6-1) 两者有明显的差别, 请作一些分析。

15. 以薄壁不锈钢管作导体通电加热在管内流动的气体, 管子裸露置于室内, 试写出在稳态情况下, 该管 dx 长微元段的热平衡关系。已知钢管电阻为 R , Ω/m ; 电流为 I , A 。

16. 进口温度为 $10^\circ C$, 质流量为 $0.045 kg/s$ 的空气在直径 $51 mm$, 长 $2 m$ 的管内被加热, 壁温保持 $200^\circ C$, 试用式 (6-4) 计算它的表面传热系数和出口温度。

17. 黄铜管式冷凝器内径 $12.6 mm$, 管内水流速 $1.8 m/s$, 壁温维持 $80^\circ C$, 冷却水进出口温度分别为 $28^\circ C$ 和 $34^\circ C$, 管长 $l/d > 20$, 请用不同的关联式计算表面传热系数。

18. 已知锅炉省煤器管壁平均温度为 $250^\circ C$, 水的进出口温度分别为 $160^\circ C$ 和 $240^\circ C$, 平均流速要求为 $1 m/s$, 热流密度 $q = 3.84 \times 10^5 W/m^2$, 试求所需管内径和长度 (提示: 先按紊流计算, 再校核 Re)。

19. 一盘管式换热器, 蛇形管内径 $\phi = 12 mm$, 盘的直径 $D = 180 mm$ (以管中心距离计), 共有四圈盘管。若管内水进口温度为 $20^\circ C$, 平均流速为 $1.7 m/s$, 壁温为 $90^\circ C$, 试估计冷却水出口温度。

20. 水在热交换器管内被加热, 管内径 $14 mm$, 管长 $2.5 m$, 壁温保持为 $110^\circ C$, 求水在进口温度为 $60^\circ C$ 及流速 $u = 1.3 m/s$ 时, 通过热交换器后的温度。

21. 管式实验台, 管内径 $0.16 m$, 长为 $2.5 m$, 为不锈钢管, 通以直流电加热管内水流, 电压为 $5 V$, 电流为 $911.1 A$, 进口水温 $47^\circ C$, 水流速 $u = 0.5 m/s$, 试求它的表面传

热系数及换热温度差。(管子外绝热保温,可不考虑热损失)

22. 2.5kg/s 的 40℃ 的水进入 50mm 内径的管子, 壁温 85℃, 管壁粗糙度为 0.0002, 若管长为 10m, 计算出口水温及全管热流量。

23. 空气在管内受迫对流换热, 已知管径 $d = 51\text{mm}$, 管长 $l = 2.6\text{m}$, 空气质流量 $M = 0.0417\text{kg/s}$, 进口温度 $t'_f = 30^\circ\text{C}$, 管壁的热流密度 $q = 12120\text{W/m}^2$, 求该管的平均表面传热系数 h , 空气在管子进口和出口端的表面传热系数 h' 、 h'' , 出口温度 t''_f , 管壁进口和出口端的壁温 t'_w 、 t''_w 。

24. 水以 1.3m/s 的速度通过内径 19mm, 长为 5.5m 的管子, 压降为 42mmHg, 管壁平均温度为 80℃, 管内水的平均温度 55℃, 试从类比律求表面传热系数, 并与光滑管进行比较。

25. 空气在管内以 1.27m/s 速度流动, 平均温度 $t_f = 38.5^\circ\text{C}$, 管壁温度 $t_w = 57.9^\circ\text{C}$, 管内径 $d = 22\text{mm}$, 长 2.5m, 试求空气的表面传热系数。

26. 上题空气流速增加到 $u = 3.5\text{m/s}$, 此时 $t_f = 58.1^\circ\text{C}$, $t_w = 90.6^\circ\text{C}$, 试求表面传热系数。

27. 套管换热器, 内管外径 $d_1 = 12\text{mm}$, 外管内径 $d_2 = 16\text{mm}$, 管长 400mm, 内外管之间的环形流道内水流速 $u = 2.4\text{m/s}$, 平均温度 $t_f = 73.1^\circ\text{C}$, 内管壁温 $t_w = 96^\circ\text{C}$, 试求内管外表面的表面传热系数。

28. 空气以 0.0125kg/s 流量流过直径 50mm, 长为 6m 的圆管, 温度由 23.5℃ 加热到 62℃, 试求在常壁温换热条件下管壁温度 t_w , 表面传热系数 h 及换热量 Φ 。(建议用式 (6-5) 计算表面传热系数)

29. 已知椭圆管的长轴 $2a = 26\text{mm}$, 短轴 $2b = 13\text{mm}$, 用它做成的换热器每根管子的水流量为 $4 \times 10^{-4}\text{m}^3/\text{s}$ 。要求在壁温 90℃ 时把水从 32℃ 加热到 48℃。计算一根管的长度。如果采用与该椭圆管周长相同的圆管在同样条件下完成水的加热, 又需多长的圆管, 两者相比差多少 (%)? 并分析引起差别的原因是什么?

30. 空气横向外掠单圆管换热研究实验台, 实验管长 0.3m, 管径有 50mm 及 25mm 两种, 现测得如下表列的 16 个实验点数据。试由数据整理出该次实验得到的空气横向外掠单圆管换热准则关联式。并构思这种实验台的构造及测试系统。

实验点	空气温度	管壁温度	最窄截面风速	换热量 (W)	管径 (mm)
1	23.0	184.8	11.05	288.0	25
2	9.5	152.0	12.67	286.0	25
3	9.1	107.7	25.69	282.0	25
4	21.0	112.4	25.04	282.0	25
5	17.6	105.0	27.60	287.0	25
6	20.6	151.5	13.98	283.0	25
7	23.0	195.0	13.70	520.0	50
8	10.8	160.8	15.65	523.0	50
9	9.6	117.6	29.38	510.0	50
10	21.0	155.0	20.02	517.0	50
11	14.3	136.0	24.04	536.0	50
12	20.2	119.1	34.35	533.0	50
13	21.0	125.0	31.83	519.0	50
14	10.8	104.0	36.94	523.0	50
15	9.5	124.0	17.20	284.0	25
16	21.0	102.0	31.39	280.0	25

31. 空气以 25.5m/s 的速度横向外掠直径 35mm 长 0.5m 的单圆管, 对流换热量为 900W, 管子前后空气平均温度 25.3℃。试确定管壁温度。

32. 直径 14mm, 长 1.5m 的管状电加热器垂直置于速度为 3m/s 的水流中, 水流过管子前后的平均温度为 55℃, 设加热器管表面允许最高温度为 95℃, 试计算它的最大允许电功率。

33. 空气横向掠过单管, 管外径 12mm, 管外最大流速 $u = 14\text{m/s}$, 空气温度 $t_f = 30.1^\circ\text{C}$, 壁温 $t_w = 12^\circ\text{C}$ 。求空气的表面传热系数。

34. 空气横向掠过 6 排顺排管束, 管束中最窄截面处流速 $u = 15.5\text{m/s}$, 空气平均温度 19.4°C , 壁温 $t_w = 67.8^\circ\text{C}$, 管间距 $\frac{S_1}{d} = \frac{S_2}{d} = 1.2$, $d = 19\text{mm}$, 求空气的表面传热系数。

35. 水横向掠过 5 排叉排管束, 管束中最窄截面处流速 $u = 4.87\text{m/s}$, 平均温度 $t_f = 20.2^\circ\text{C}$, 壁温 $t_w = 25.2^\circ\text{C}$, 管间距 $\frac{S_1}{d} = \frac{S_2}{d} = 1.25$, $d = 19\text{mm}$, 求水的表面传热系数。

36. 空气横向掠过 12 排管子组成的叉排加热器, 管外径 $d = 25\text{mm}$, 管间距 $S_1 = 50\text{mm}$, $S_2 = 45\text{mm}$ 。管束的最窄截面处流速 $u = 5\text{m/s}$, 空气平均温度 $t_f = 60^\circ\text{C}$, 试求管束平均表面传热系数。如管束改为顺排, 其他条件不变, 则表面传热系数为多少?

37. 试求空气掠过黄铜管束的表面传热系数及出口温度。已知管束为叉排, 共 4 排, 每排 16 根管, 管长 1m, 管外径 25mm, 管间距 $S_1 = 50\text{mm}$, $S_2 = 37.5\text{mm}$, 管内为 $1.43 \times 10^5\text{Pa}$ 绝对压力的蒸汽, 空气进口温度 $t_{f1} = 15^\circ\text{C}$, 流量 $V_0 = 7500\text{Nm}^3/\text{h}$ 。(提示: 计算中略去蒸汽及管壁热阻)。

38. 试确定上题空气掠过管束时消耗的功率、单位面积换热量与功率消耗之比。已知该叉排管束的阻力系数为 f

$$f = 0.75\text{Re}^{-0.2}$$

流过管束的压强降 $\Delta p = f 2 \rho u^2 \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14} m$, N/m^2

式中 m 为排数, u 为管间最大流速, m/s 。

39. 改变第 37 题中的管间距, 令 S_1 、 S_2 按比例缩小或扩大, 比例为 0.85、0.95、1.05、1.25、及 1.5 等, 在其他条件均不改变的情况下, 求单位面积换热量与功率消耗之比的变化。

40. 由圆翅片管束 (见图 5-1) 制成的蒸汽—空气加热器。管束及翅片管的换热及流动阻力计算关联式为 (Δp 的计算与 38 题相同):

$$\text{Nu} = 0.134\text{Re}^{0.681}\text{Pr}^{1/3} \left(\frac{H-\delta}{H} \right)^{0.3} \left(\frac{H-\delta}{\delta} \right)^{0.1134} \quad (\text{Re} = 10^3 \sim 2 \times 10^4)$$

$$\text{Nu} = 0.189 \left[1 + 0.1 \left(\frac{S_1}{d_0} - 2 \right) \right] \text{Re}^{0.685}\text{Pr}^{1/3} \left(\frac{\delta}{H} \right)^{0.304} \quad (\text{Re} = 2 \times 10^4 \sim 5 \times 10^4)$$

$$f = 37.86\text{Re}^{-0.316} \left(\frac{S_1}{d_0} \right)^{0.927} \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{0.515}$$

上述关联式定性温度为流体平均温度, 定型尺寸为管外径 d_0 。已知管束参数为: 正三角形排列, 管间距 $S_1 = 70\text{mm}$, 6 排, 每排 20 根, 管长 1.5m, $d_0 = 25\text{mm}$, 翅片厚 $\delta =$

0.5mm, 翅片高 $H = 20\text{mm}$, 翅片间距 (节距) $b = 3.5\text{mm}$, 空气质流量 $M = 1.8\text{kg/s}$, 管壁温度 $t_w = 110^\circ\text{C}$, 空气进口温度 $t_{\text{in}} = 10^\circ\text{C}$, 试计算换热量及功率消耗。

41. 一厚壁紫铜管, 内置电加热器, 悬吊于大水槽中进行水平圆筒壁自然对流换热实验研究, 实验中管壁温度可作为常壁温处理, 求水在横管外自然对流表面传热系数, 已知管外径 $d = 30\text{mm}$, 水的平均温度 $t_f = 37.1^\circ\text{C}$, 壁温 $t_w = 64.5^\circ\text{C}$ 。在这种情况下的实验数据为什么可以作为常壁温处理?

42. 直径 50mm 的立管, 高 0.5m, 表面温度 90°C , 空气温度 20°C , 试求管外壁空气自然对流表面传热系数。

43. 水平蒸汽输送管外径 $d = 0.3\text{m}$, $t_w = 450^\circ\text{C}$, 环境温度 $t_f = 30^\circ\text{C}$, 试求每米长管子的自然对流散热损失。

44. 外径 76mm 的暖气管, 横穿室内, $t_w = 100^\circ\text{C}$, 室内温度 $t_f = 18^\circ\text{C}$, 计算管壁自然对流表面传热系数及单位管长散热损失。

45. 顶棚表面温度 13°C , 室内温度 25°C , 顶棚面积 $4\text{m} \times 5\text{m}$, 试求自然对流换热量及其表面传热系数。

46. 倾斜放置, 温度为 45°C 的 $1\text{m} \times 1\text{m}$ 平板, 热面朝上接受辐射热 300W/m^2 , 辐射热被全部吸收, 然后以自然对流方式散出, 环境温度为 0°C , 板背面绝热。试求稳态时, 该板平均温度能达到的最大值。

47. 某实际工程设备是一个水平圆筒, 其直径达 5.5m, 表面温度 355°C , 放置在周围空气温度为 35°C 的环境中, 现需要知道它的自然对流表面传热系数, 但因为实际设备太大, 只能依靠模化实验研究它的表面自然对流换热, 为此需要确定模化实验的圆筒模型最小直径是多少? 根据现有条件, 有两个模化方案可供选择, 第 1 方案是: 模化实验在空气中进行, 模型表面温度为 80°C , 室内空气温度控制为 20°C 。第 2 方案是: 圆筒表面温度控制为 80°C , 并采用温度保持 20°C 的水代替空气在水槽中进行实验。请计算这两个方案模化所用的实验圆筒直径各为多少? 并对方案的优缺点进行分析。

48. 一常壁温竖式散热器, 已知高度为 650mm, 在室温 15°C 时, 它的平均自然对流表面传热系数为 $4.82\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, 散热面积 2m^2 , 试确定表面温度。该散热器内充油, 热源为市电, 请计算它的自然对流散热的电功率。

49. 面积为 $1 \times 1 (\text{m}^2)$ 的加热板, 垂直吊放在空气中, 每边的功率为 3100W, 设其中 1/2 是以自然对流方式散出的, 空气温度为 20°C , 试计算板的局部表面温度及局部表面传热系数沿板高的变化, 并绘出它的变化曲线 (可每隔 0.1m 为一个计算点)。

50. 若上述电热板置于水中情况如何? 如果再将功率增加 10 倍, 板表面局部温度及表面传热系数又如何?

51. 将第 49 题中的板作为常壁温边界条件处理, 计算它的壁面温度 [用式 (6-19) 计算]。并与作为常热流条件处理时, 板的半高度处的壁温相比较。

52. 一辐射采暖板 $t_{w1} = 120^\circ\text{C}$, 空气温度 $t_f = 13^\circ\text{C}$, 板高 0.75m, 宽 1.8m, 热面倾斜 45° , 求它的自然对流表面传热系数及其对流换热量。

53. 某建筑物墙壁内空气夹层厚 $\delta = 75\text{mm}$, 高 2.5m, 两侧壁温分别为 $t_{w1} = 15^\circ\text{C}$, $t_{w2} = 5^\circ\text{C}$, 求它的当量表面传热系数及每平方米通过夹层的热量。

54. 在 $\text{Gr}_\delta < 2000$ 时, 垂直空气夹层的换热过程相当于纯导热过程, 试求在这种情况下

下导热量为最小时的夹层厚度。已知 $t_{w1}=15^{\circ}\text{C}$, $t_{w2}=5^{\circ}\text{C}$, 并求导热量。

55. 计算垂直空气夹层的热流密度随夹层厚度的变化, 要求每隔 1mm 为一个计算点, 厚度由 1mm 到 50mm, 其他条件同例题 6-8, 即夹层高为 0.5m, 两壁温度分别为 -15°C 和 15°C , 将计算结果绘制成图线, 并分析热流密度随厚度的变化趋势。

56. 计算热面在下的水平空气夹层的热流密度随夹层厚度的变化, 要求每隔 1mm 为一个计算点, 厚度由 1mm 到 50mm, 已知夹层宽度远大于厚度, 两壁温度分别为 -15°C 和 15°C , 将计算结果绘制成图线, 并分析热流密度随厚度的变化趋势。

57. 垂直平壁高 2.5m, 表面温度为 30°C , 空气温度 10°C 。试确定空气自下而上掠过此壁的速度高于若干 m/s 时, 该壁的换热可作为受迫对流换热处理? 低于若干 m/s 时, 可作为纯自然对流换热处理?

58. 上题中设空气受迫对流速度为 0.6m/s, 则在什么壁温下可以忽略受迫对流的影响? 设空气物性保持不变。

参 考 文 献

- [1] W.M. 凯斯、M.E. 克拉福特著. 对流传热与传质. 陈熙等译. 北京: 科学出版社, 1986
- [2] B.П. 伊萨琴科著. 传热学. 王丰等译. 北京: 高等教育出版社, 1987
- [3] F.P. Incropera, D.P. Dewitt. Fundamentals of Heat and Mass Transfer, (2-nd ed.), John Wiley & Sons, 1985
- [4] 杨世铭, 陶文铨编. 传热学 (第三版). 北京: 高等教育出版社, 1998
- [5] W.M. Rohsenow, J.P. Hartnett. Handbook of Heat Transfer, McGraw-Hill, 2-nd, 1983
- [6] Advances in Heat Transfer, Vol. 6, P. 503, Academic Press, 1970
- [7] H. Schlichting. Boundary Layer Theory, 7 th-ed., McGraw-Hill, 1979
- [8] Advances in Heat Transfer, Vol. 8, Academic Press, 1972
- [9] 钱滨江, 伍贻文等编. 简明传热手册. 北京: 高等教育出版社, 1984
- [10] B.V. 卡里卡、R.H. 戴斯蒙德著. 工程传热学. 刘吉萱主译. 北京: 人民教育出版社, 1983
- [11] W.H. McAdams. Heat Transmission, 3-ed, McGraw-Hill, 1954
- [12] J.P. 霍尔曼. 传热学. 马庆芳等译. 北京: 人民教育出版社, 1980
- [13] W.M. 凯斯, A.L. 伦敦. 宣益民译. 紧凑式换热器. 北京: 科学出版社, 1997
- [14] J.R. 威尔蒂著. 任泽霏等译. 工程传热学. 北京: 人民教育出版社, 1982