

第二章 热量传递 Heat Transfer

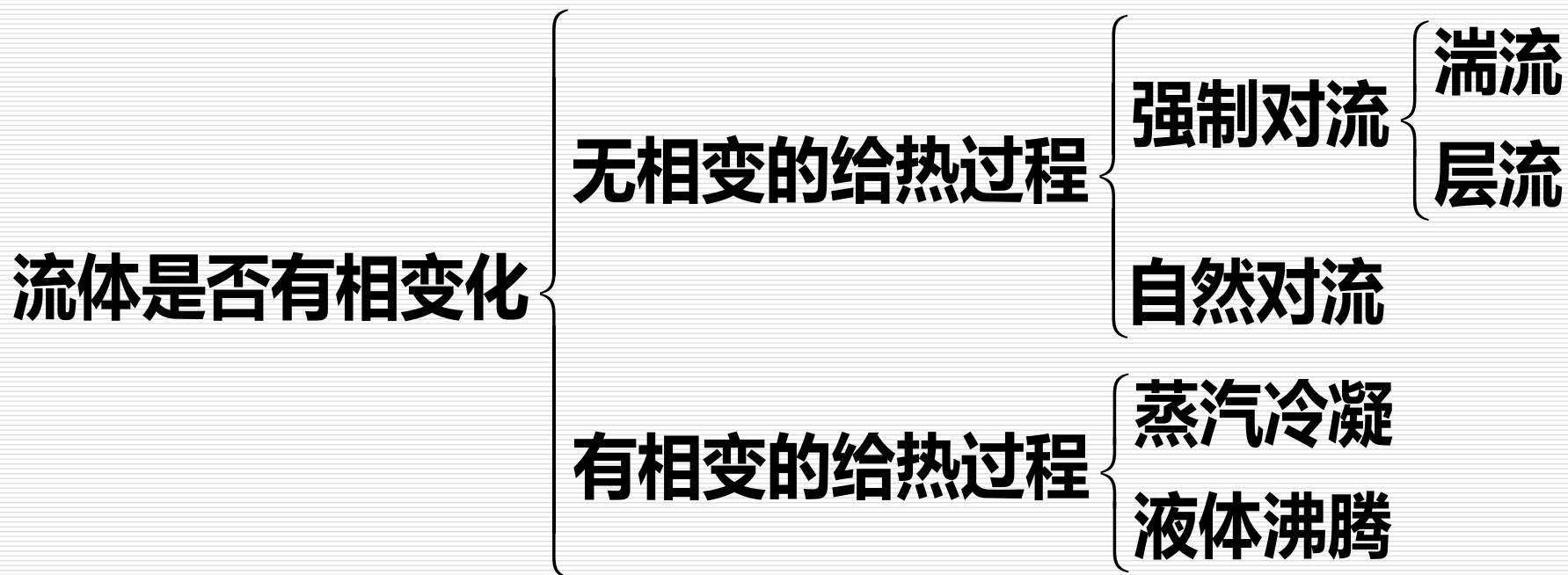
- 2.1 概述
 - 2.2 热传导
 - 2.3 对流传热
 - 2.4 传热系数经验关联式
 - 2.5 传热过程的计算
 - 2.6 换热器
-

2.3 对流传热

对流传热基本概念

- 对流传热是指流体各部分发生相对位移而将热量从一处带到另一处所引起的传热现象。化工生产中所遇到的对流传热过程往往是指固体壁面与流体直接接触时的热量传递。
 - 若流体的温度高于固体壁面的温度，热量由流体传到固体壁面，**称为流体放热（给热）**。
 - 若流体的温度低于固体壁面的温度，热量由固体壁面传到流体，**称为壁面放热（给热）**。
-

对流给热过程的分类



2.3.1 对流传热机理

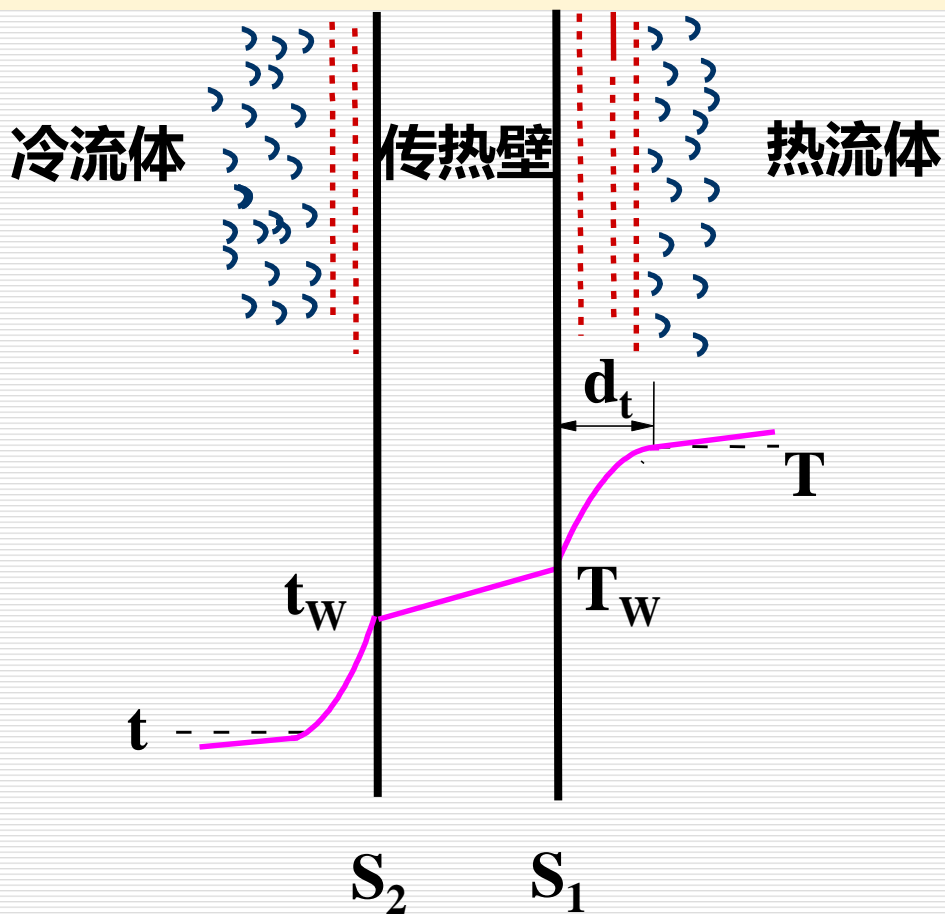
具有粘性的流体流过固体表面，在壁面附近产生速度梯度，形成流动边界层。在固体壁面附近存在**层流层**，然后是**过渡层**，再是**湍流层**。在层流层内，热量靠**热传导**的方式传递，在**过渡层**和**湍流层**内，热量靠质点的流动和混合，即**热对流**方式来传递。

对流传热分析

1、**层流底层**，靠近壁面的流体，由于流体粘度作用，形成一薄层作层流流动膜，称为**层流底层**，热量传递在此层内以**热传导**的方式进行，层流底层具有很大的热阻，形成很大的温度梯度。

2、**过渡区**，在层流底层与湍流主体之间存在着一个过渡区，该区的流体由于漩涡运动，而造成流体质点产生相对运动，热量传递除了**热传导**方式以外，还有**对流方式**，故温度梯度逐渐变小。

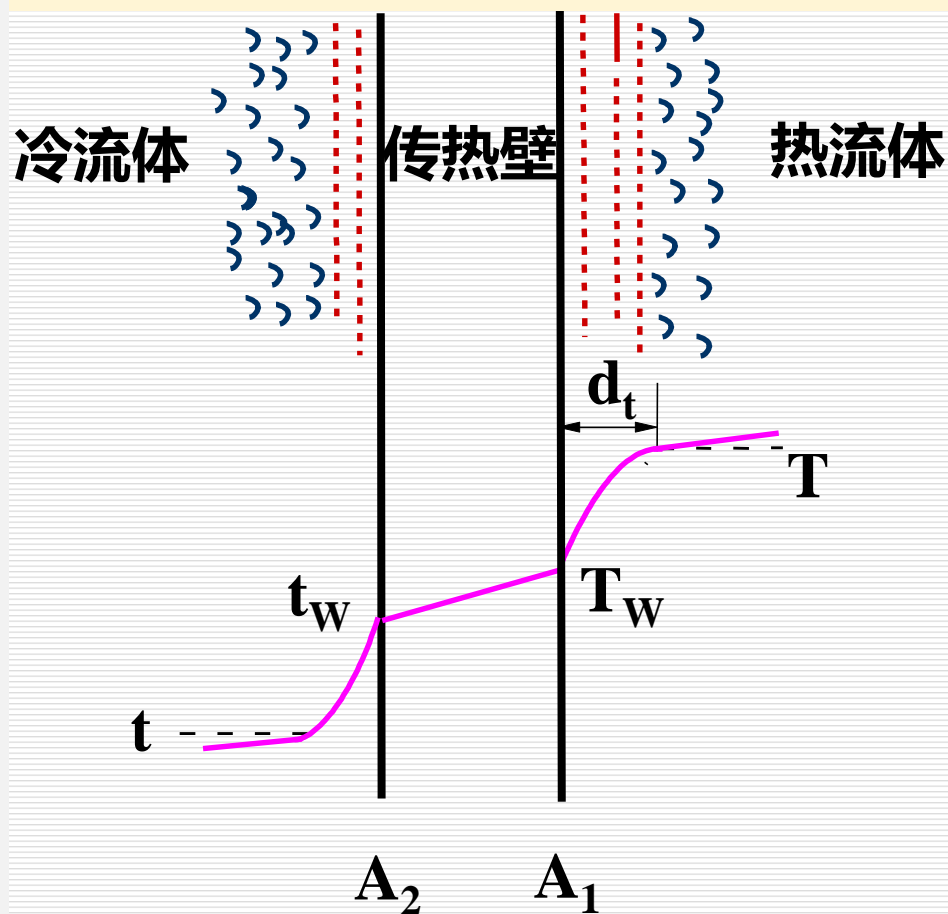
3、**湍流主体**，流体质点的剧烈碰撞与混合，热量传递以对流方式为主，可以认为无热阻，温度梯度为零，各处的温度相等。



对流传热是层流底层的导热和层流底层以外的以流体质点作相对运动和混合为主的传热的总称，即**对流传热是集对流和热传导于一体的综合现象。**

为了便于处理，一般把对流传热看作相当于通过厚度为 δ 的传热边界层的导热。

对流传热分析



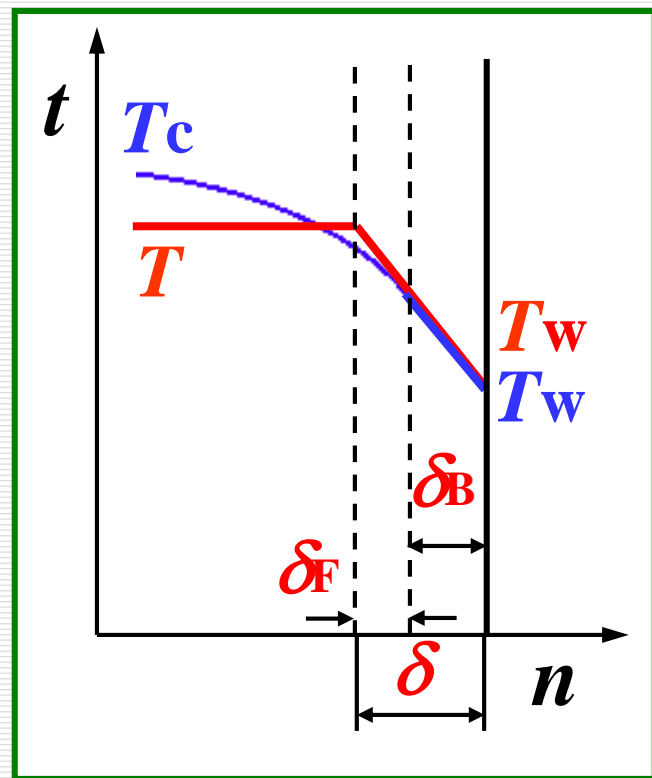
2.3.2 对流传热速率

一、牛顿给热定律

虚拟一个传热边界层(厚度为 δ)，使得层流、过渡流、湍流的全部传热阻力集中在内，且传热方式为热传导。

设流体对固体壁传热

$$Q = \frac{T - T_w}{\frac{\delta}{\lambda S}}$$



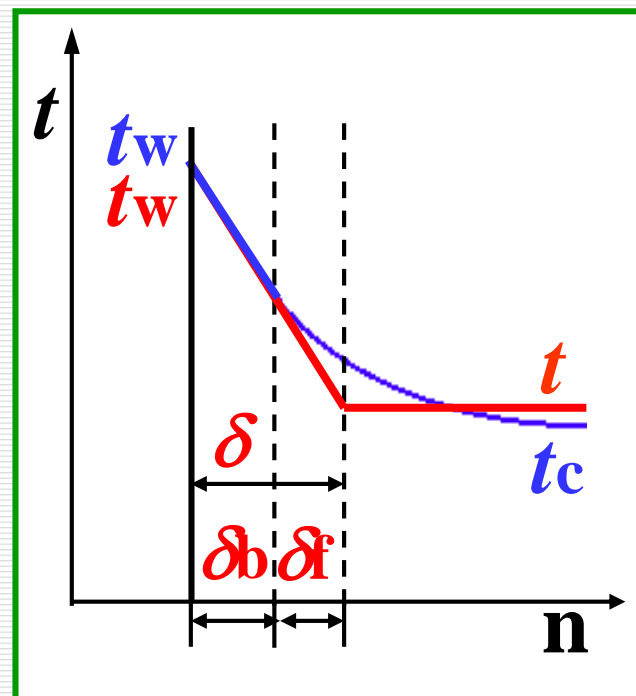
牛顿给热定律

由于传热边界层难以测定，令 $\frac{\lambda}{\delta} = \alpha$,

α : 称给热系数, $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$

则 $Q = \alpha S (T - T_w) = \frac{T - T_w}{1/\alpha S} = \frac{\Delta t}{R}$

设固体壁对流体传热 $Q = \frac{t_w - t}{\frac{\delta}{\lambda S}}$



牛顿给热定律

$$\text{令 } \frac{\lambda}{\delta} = \alpha, \text{ 则 } Q = \alpha S (t_W - t) = \frac{t_W - t}{1/\alpha S} = \frac{\Delta t}{R}$$

固体壁对流体传热

$$Q = \alpha S (t_W - t) \quad Q = \frac{t_W - t}{1/\alpha S} = \frac{\Delta t}{R}$$

流体对固体壁传热

$$Q = \alpha S (T - T_W) \quad Q = \frac{T - T_W}{1/\alpha S} = \frac{\Delta t}{R}$$

牛顿公式 - - 对流传热速率方程

$$\frac{\lambda}{\delta} = \alpha,$$

注意：

1. 流体的平均温度是指将流动截面上的流体绝热混合后测定的温度。

2. 对流传热系数 α 必须和传热面积 S 以及温度差 Δt 相对应。

热流体在换热器管内流动，冷流体在管间（环隙）流动，则对流传热速率方程可分别表示为：

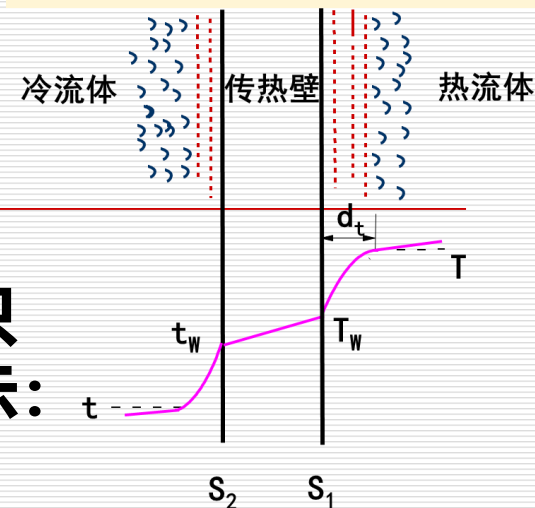
$$dQ = \alpha_i (T - T_w) dS_i$$

$$dQ = \alpha_o (t_w - t) dS_o$$

S_i, S_o ——换热器管内侧和外侧表面积
 α_i, α_o ——换热器管内侧和外侧流体对流传热系数
 T, t ——换热器任一截面上热/冷流体平均温度
 T_w, t_w ——换热器任一截面与热/冷流体相接触一侧的壁温

3. 牛顿公式表达了复杂的对流传热问题，实质上将矛盾集中到对流传热系数 α 。

对流传热系数 α



紧靠壁面附近薄层流体（层流内层）的传热只能通过热传导，传热速率可用傅里叶定律表示：

$$dQ = -\lambda dS \left(\frac{dt}{dx} \right)_w$$

λ ——流体的导热系数
 $(dt/dx)_w$ ——壁面附近薄层流体内的温度梯度

对流传热速率方程： $dQ = \alpha dS (T - T_w)$

联立二式： $dQ = -\lambda dS \left(\frac{dt}{dx} \right)_w = \alpha dS (T - T_w)$

$$\therefore \alpha = -\frac{\lambda}{T - T_w} \left(\frac{dt}{dx} \right)_w = -\frac{\lambda}{\Delta t} \left(\frac{dt}{dx} \right)_w$$

对流传热系数 α 的另一定义式，理论分析和计算 α 的基础。

$$\therefore \alpha = -\frac{\lambda}{T - T_w} \left(\frac{dt}{dx} \right)_w = -\frac{\lambda}{\Delta t} \left(\frac{dt}{dx} \right)_w$$

讨论

1. 热边界层的厚薄影响层内的温度分布，因而影响温度梯度。当边界层内、外侧的温度差一定时，热边界层越薄，则 $(dt/dx)_w$ 越大，因而 α 越大。反之则相反。
2. 流体在管内传热时，从开始加热（或冷却）到 α 达到基本稳定的这一段距离称为进口段。在进口段内，由热于边界层逐渐增厚， α 将沿管长逐渐减小。若边界层在管中心汇合后，流体流动仍为层流，则 α 减小到某一值后基本上保持恒定。若边界层在管中心汇合前已发展为湍流，则层流变为湍流的过渡段内， α 将有所增大，然后趋于恒定。
3. 管子尺寸和管口形状对 α 有显著影响。在传热管的长度小于进口段以前，管子越短，则边界层厚度越薄， α 越大。对于一定的管长，破坏边界层的发展也能强化对流传热。

二、传热系数

$$\therefore \alpha = -\frac{\lambda}{T - T_w} \left(\frac{dt}{dx} \right)_w = -\frac{\lambda}{\Delta t} \left(\frac{dt}{dx} \right)_w$$

1、 α 的物理意义

$$Q = \alpha S (t_w - t)$$

$$\alpha = \frac{Q}{S \cdot \Delta t}$$

单位温差下单位传热面积的对流传热速率。
反映了对流传热的快慢。

α 与导热系数 λ 不同，**不是物性常数**，受流动状况、壁面情况、流体物性、相态等多种因素影响。

$$\alpha = -\frac{\lambda}{T - T_w} \left(\frac{dt}{dx} \right)_w = -\frac{\lambda}{\Delta t} \left(\frac{dt}{dx} \right)_w$$

2、影响对流传热系数 α 的主要因素

A. 引起流动的原因

自然对流： 由于流体内部密度差而引起流体的流动。

强制对流： 由于外力和压差而引起的流动。

$$\alpha_{\text{强}} > \alpha_{\text{自}}$$

B. 流体的物性 ρ, μ, λ, c_p

流体的密度 ρ 或比热容 c_p 越大，流体与壁面间的传热速率越大

导热系数 λ 越大，热量传递越迅速；

流体的粘度 μ 越大，越不利于流动，会削弱与壁面的传热。

2、影响对流传热系数 α 的主要因素

C. 流动形态

层流、湍流 $\alpha_{\text{湍}} > \alpha_{\text{层}}$

流体对流方式（并流、逆流、错流）

D. 传热面的形状、大小和位置

- 形状：如管、板、管束等；
- 大小：如管径和管长等；
- 位置：如管子的排列方式（管束有正四边形和三角形排列）；管或板是垂直放置还是水平放置。

E. 是否发生相变

蒸汽冷凝、液体沸腾 $\alpha_{\text{相变}} > \alpha_{\text{无相变}}$

3、给热系数 α 的确定

理论分析法

实验法

在因次分析法基础上，结合实验得到一些经验的准数关联式。

例如圆管内湍流给热系数 α 计算可用下面公式。

低粘度流体：

$$\alpha = 0.023 \frac{\lambda}{d} \left(\frac{du\rho}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{C_p\mu}{\lambda} \right)^n$$

当流体被加热时， $n = 0.4$ ，
流体被冷却时， $n = 0.3$ 。

P70 表2-2 α 值的大致范围

换热方式	α
空气自然对流	5~25
气体强制对流	20~100
水自然对流	200~1000
水强制对流	1000~15000
水蒸气冷凝	5000~15000
有机蒸气冷凝	500~2000
水沸腾	2500~25000

4、保温层的临界直径

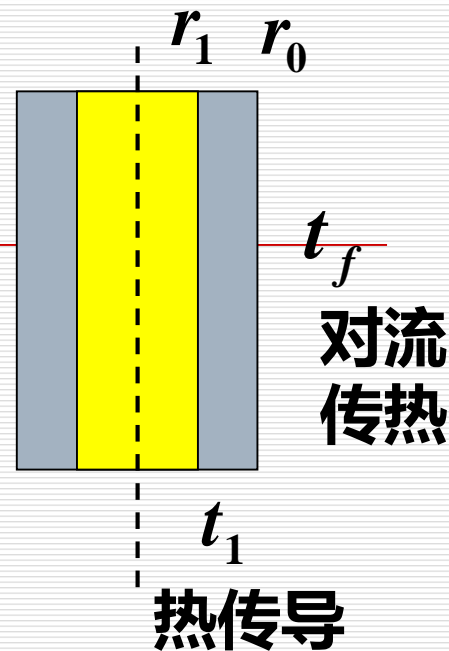
设备和管道保温的方法是在其外部包装绝热材料

问题：保温层的厚度？越厚越好？

通常，热损失随着保温层厚度的增加而减少。对于小直径圆管外包扎性能不良的保温材料，随着保温层厚度的增加，可能反而使热损失增大。

4、保温层的临界直径

假设保温层内表面温度为 t_1 ，环境温度为 t_f ，保温层的内、外半径分别为 r_1 和 r_0 ，保温层的导热系数为 λ ，保温层外壁与空气之间的对流传热系数为 α 。



热损失为：

$$Q = \frac{t_1 - t_f}{R_1 + R_2} = \frac{t_1 - t_f}{\frac{1}{2\pi L\lambda} \ln \frac{r_0}{r_1} + \frac{1}{2\pi r_0 L\alpha}}$$

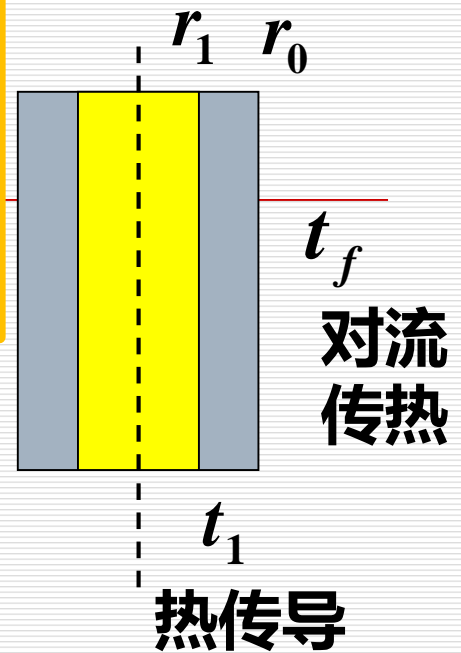
$$Q = \frac{t_1 - t_f}{\frac{\ln(r_0 / r_1)}{2\pi\lambda L} + \frac{1}{2\pi r_0 L \alpha}} = \frac{t_1 - t_f}{R_1 + R_2}$$

↑
传导热阻

↑
对流传热热阻

$$R_1 = \frac{\ln(r_0 / r_1)}{2\pi\lambda L}$$

$$R_2 = \frac{1}{2\pi r_0 L \alpha}$$



当保温层厚度增加（即 r_0 增大）时

$R_1 \uparrow$

$R_2 \downarrow$

$Q \rightarrow ?$

分析:

当 r_1 不变、 r_0 增大时，热阻 R_1 增大， R_2 减小，因此有可能使总热阻（ R_1+R_2 ）下降，导致热损失增大。上式对 r_0 求导，可求出当热损失 Q 最大时的保温层半径，即：

$$\frac{dQ}{dr_0} = \frac{-2\pi L(t_1 - t_f)(\frac{1}{\lambda r_0} - \frac{1}{\alpha r_0^2})}{[\frac{\ln(r_0 / r_1)}{\lambda} + \frac{1}{r_0 \alpha}]^2} = 0$$

解得： $r_0 = \lambda / \alpha$

所以，保温层临界直径为：

$$d_0 = 2r_0 = \frac{2\lambda}{\alpha} = d_{cr}$$

如果保温层的外径小于临界直径即

$$d_o < d_{cr}$$
$$\frac{dQ}{dr_o} \text{ 为正值}$$

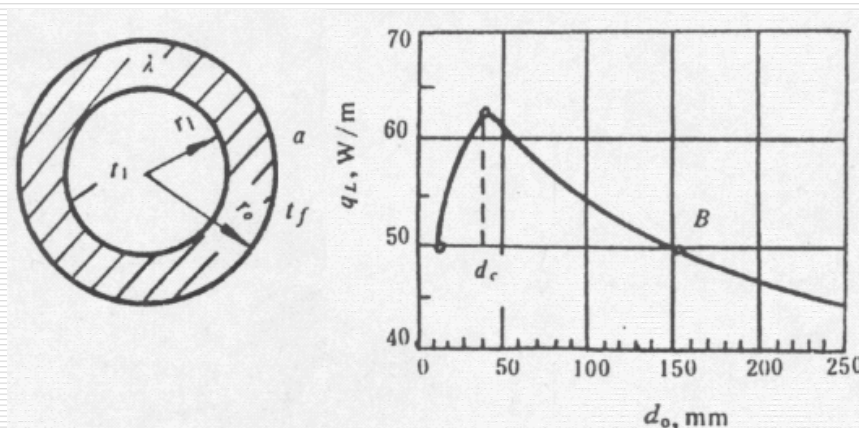


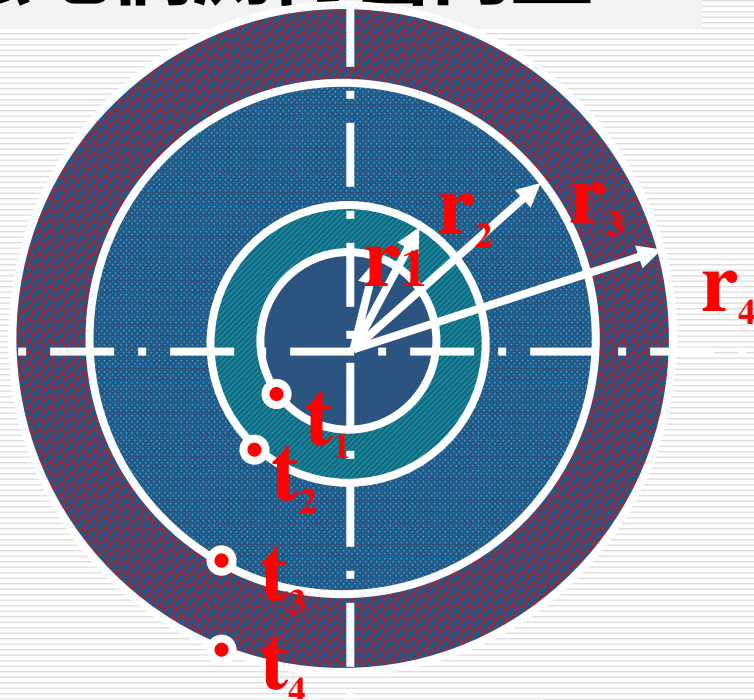
图 4-14 保温层的临界直径

即增加保温层的厚度反而使热损失增加。

结论：

- 当保温层的外径 $d_0 < 2\lambda/\alpha$ 时，则增加保温层的厚度反而使热损失增大。
 - 当保温层的外径 $d_0 > 2\lambda/\alpha$ 时，增加保温层的厚度才使热损失减少。
 - 对管径较小的管路包扎 λ 较大的保温材料时，要核算 d_0 是否小于 d_{cr} 。
-

例题1:在一 $\phi 60 \times 3.5$ mm的钢管外层包有两层绝热材料，里层为40 mm的氧化镁粉，平均导热系数 $\lambda = 0.07$ W/m $\cdot^\circ\text{C}$ ，外层为20 mm的石棉层，其平均导热系数 $\lambda = 0.15$ W/m $\cdot^\circ\text{C}$ 。现用热电偶测得管内壁温度为 500°C ，最外层表面温度为 80°C ，管壁的导热系数 $\lambda = 45$ W/m $\cdot^\circ\text{C}$ 。试求每米管长的热损失及两层保温层界面的温度。



$$r_1 = 0.053/2 = 0.0265 \text{ m} \quad r_2 = 0.03 \text{ m}$$

$$r_3 = 0.03 + 0.04 = 0.07 \text{ m} \quad r_4 = 0.07 + 0.02 = 0.09 \text{ m}$$

解：每米管长的热损失

$$\frac{Q}{L} = \frac{2\pi(t_1 - t_4)}{\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{r_3}{r_2} + \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{r_4}{r_3}}$$

式中：

$$\lambda_1 = 45 \text{ W/m}\cdot^\circ\text{C} \quad \lambda_2 = 0.07 \text{ W/m}\cdot^\circ\text{C} \quad \lambda_3 = 0.15 \text{ W/m}\cdot^\circ\text{C}$$

$$r_1 = 0.053/2 = 0.0265\text{m} \quad r_2 = 0.03\text{m}$$

$$r_3 = 0.03 + 0.04 = 0.07\text{m} \quad r_4 = 0.07 + 0.02 = 0.09\text{m}$$

$$\frac{Q}{L} = \frac{2 \times 3.14 \times (500 - 80)}{\frac{1}{45} \ln \frac{0.03}{0.0265} + \frac{1}{0.07} \ln \frac{0.07}{0.03} + \frac{1}{0.15} \ln \frac{0.09}{0.07}}$$

$$= 191.4 \quad \text{W} / \text{m}$$

$$\frac{Q}{L} = \frac{2 \pi (t_1 - t_3)}{\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{r_3}{r_2}}$$

$$191.4 = \frac{2 \times 3.14 \times (500 - t_3)}{\frac{1}{45} \ln \frac{0.03}{0.0265} + \frac{1}{0.07} \ln \frac{0.07}{0.03}}$$

解得： $t_3 = 131.2 \text{ } ^\circ\text{C}$

【例2】 外径为25 mm的钢管，其外壁温度保持350°C，为减少热损失，在管外包一层导热系数为0.2 W/(m·K)的保温材料。已知保温层外壁对空气的对流传热系数近似为10 W/(m²·K)，空气温度为20°C。试求

- (1) 保温层厚度分别为2 mm、5 mm和7 mm时，每米管长的热损失及保温层外表面的温度；
- (2) 保温层厚度为多少时热损失量最大？此时每米管长的热损失及保温层外表面的温度各为多少？
- (3) 若要起到保温作用，保温层厚度至少为多少？设保温层厚度对管外空气对流传热系数的影响可忽略。

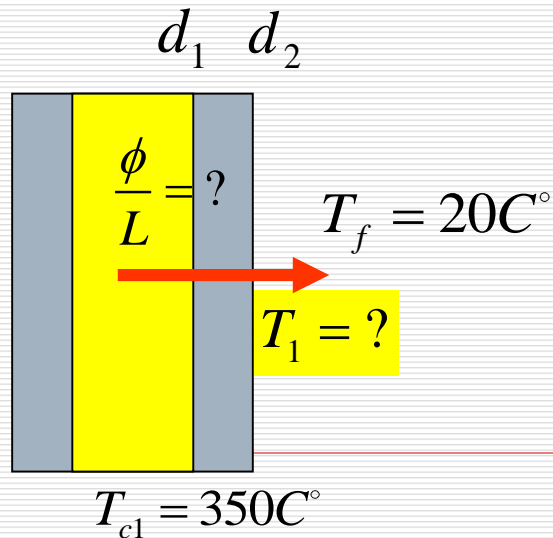
$$\frac{Q}{L} = \frac{T_{c1} - T_f}{\frac{\ln(d_2 / d_1)}{2\pi\lambda} + \frac{1}{\pi d_2 \alpha}} = \frac{350 - 20}{\frac{\ln(d_2 / 0.025)}{2\pi \times 0.2} + \frac{1}{\pi \times d_2 \times 10}}$$

稳态传热时，各层传热速率相等，即

$$\frac{Q}{L} = \frac{T_{c1} - T_f}{\frac{\ln(d_2 / d_1)}{2\pi\lambda} + \frac{1}{\pi d_2 \alpha}} = \frac{T_1 - T_f}{\frac{1}{\pi d_2 \alpha}}$$

$$T_1 = T_f + \frac{Q}{L} \cdot \frac{1}{\pi d_2 \alpha}$$

当保温层厚度为2mm时, $d_2 = 0.029\text{m}$



$$\frac{Q}{L} = \frac{350 - 20}{\frac{\ln(0.029 / 0.025)}{2\pi \times 0.2} + \frac{1}{\pi \times 0.029 \times 10}} = 271.3\text{W} / \text{m}$$

$$T_1 = 20 + 271.3 \cdot \frac{1}{\pi \times 0.029 \times 10} = 318^\circ\text{C}$$

同理，当保温层厚度为5mm时，

$$d_2 = 0.035\text{m} \quad \frac{Q}{L} = 280.0 \text{ W/m}$$

$$T_1 = 275 \text{ } ^\circ\text{C}$$

当保温层厚度为7mm时，

$$d_2 = 0.039\text{m}$$

$$\frac{Q}{L} = 281.6\text{W/m}$$

$$T_1 = 250 \text{ } ^\circ\text{C}$$

在保温层为2~7mm时，随着厚度的增加，热损失量增加。

临界保温直径 $d_2 = 2\lambda/\alpha = 2 \times 0.2/10 = 0.04 \text{ m} = 40 \text{ mm}$

临界保温层厚度为 $(40-25)/2 = 7.5 \text{ mm}$

当保温层厚度为 7.5 mm 时，热量损失最大

$$\left(\frac{Q}{L}\right)_{\max} = \frac{350 - 20}{\frac{\ln(0.040 / 0.025)}{2\pi \times 0.2} + \frac{1}{\pi \times 0.040 \times 10}} = 282 \text{ W / m}$$

$$T_1 = 20 + 282 \times \frac{1}{\pi \times 0.040 \times 10} = 244.5^\circ\text{C}$$

2.4 无相变时流体的给热系数 α 的经验关联式

一、量纲分析法

$$\alpha = f(u, L, \mu, \lambda, c_p, \rho, g\beta\Delta t)$$

式中 L ——特性尺寸;

u ——特征流速。

基本量纲：长度 L ，时间 T ，质量 M ，温度 T

物理量总数：8个

由 π 定律 $(8-4) = 4$ ，可知有4个特征数方程式。

$$Nu = K Re^a Pr^k Gr^g$$

$$Nu = \frac{\alpha L}{\lambda} \quad \text{Nusselt, 器壁几何尺寸对传热的影响}$$

$$Re = \frac{Lu\rho}{\mu} \quad \text{Reynolds, 流动型态对对流传热的影响}$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda} \quad \text{Prandtl, 流体物性对对流传热的影响}$$

$$Gr = \frac{\beta g \Delta t L^3 \rho^2}{\mu^2} \quad \text{Grashof, 自然对流对对流传热的影响}$$

$$\frac{\alpha L}{\lambda} = K \left(\frac{Lu\rho}{\mu} \right)^a \left(\frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^k \left(\frac{\beta g \Delta t L^3 \rho^2}{\mu^2} \right)^g$$

对于实验求得的关系式，应当注意其适用范围

二、流体无相变时的给热系数 α 关联式

1. 流体在圆形直管内呈强烈的湍流状态流动

对于低粘度（小于2倍常温水的粘度）的流体

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n$$
$$\alpha = 0.023 \frac{\lambda}{d_i} \left(\frac{u d_i \rho}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^n$$

注意事项：

- 定性温度：流体、进出口温度的算术平均值 $t_m = \frac{t_1 + t_2}{2}$
- 定性尺寸：管内径 d_i ，非圆管取当量直径 d_e
- 当流体被加热时， $n = 0.4$ ；当流体被冷却时， $n = 0.3$ 。
- 适用范围： $Re > 10^4$ ， $0.7 < Pr < 160$ ， $\mu < 2 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ ， $L/d_i > 50$

1. 流体在圆形直管内呈强烈的湍流状态流动

湍流情况下:

□ $\alpha \propto u^{0.8}$

□ $\alpha \propto 1/d_i^{0.2}$

强化传热:

□ $u \uparrow, \alpha \propto u^{0.8} \Rightarrow \alpha \uparrow$

□ $d_i \downarrow, \alpha \propto 1/d_i^{0.2} \Rightarrow \alpha \uparrow$

□ 流体物性的影响, 选 λ 大的流体 $\Rightarrow \alpha \uparrow$

1. 流体在圆形直管内呈强烈的湍流状态流动时的 α

对于 $L/d_i < 50$ 的短管，由于进口段流体的速度和温度在不断变化，因此对流传热系数变化较大。为了修正进口段的影响，乘以大于1的短管修正系数 ϕ_L

$$\phi_L = 1 + \left(\frac{d_i}{L} \right)^{0.7}$$

对于高粘度流体宜采用适当的修正式。

【例题】：在一个大气压下，空气在内径为25 mm，长6 m的圆形管内流动，温度由5°C升到15°C，若空气的流速为8 m/s,求空气与圆管的给热系数，若空气的流量增加80%，其它条件不变，此时的给热系数又为多少？

解：空气的定性温度 $t_m = (5+15)/2 = 10^\circ\text{C}$

查表得空气在1atm， 10°C时的物性参数：

$$\rho = 1.247 \text{ kg/m}^3, \lambda = 0.02512 \text{ W/(m} \cdot \text{K)},$$

$$C_p = 1.009 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}, \mu = 1.77 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$Re = du\rho / \mu = 0.025 \times 8 \times 1.247 / 1.77 \times 10^{-5} = 14090 > 10000$$

$$Pr = C_p \mu / \lambda = 1.009 \times 10^3 \times 1.77 \times 10^{-5} / 0.02512 = 0.71 > 0.6$$

$$L/d = 6/0.025 = 240 > 50$$

$$\mu = 1.77 \times 10^{-5} \text{ Pa.s} < 2.0 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$\alpha = 0.023 \frac{\lambda}{d_i} \left(\frac{u d_i \rho}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^{0.4}$$

$$\alpha = 0.023 \times 0.02512 / 0.025 \times 14090^{0.8} \times 0.71^{0.4} = 42.04$$

$$\alpha / \alpha' = (u / u')^{0.8}$$

$$\alpha' = \alpha (u / u')^{0.8} = 42.04 \times 1.8^{0.8} = 67.28 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

2. 流体在圆形直管内呈层流流动

特点:

- 1) 物性特别是粘度受管内温度不均匀性的影响, 导致速度分布受热流方向影响。
 - 2) 层流的对流传热系数受自然对流影响严重使得对流传热系数提高。
 - 3) 层流要求的进口段长度长, 实际进口段小时, 对流传热系数提高。
-

$$\frac{\alpha l}{\lambda} = Nu = 1.86 \left(Re Pr \frac{d_i}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

适用范围: $Gr < 25000 \quad \left(Re Pr \frac{d}{l} \right) > 10$

$$0.6 < Pr < 6700 \quad Re < 2300$$

当: $Gr > 25000, f = 0.8(1 + 0.015Gr^{\frac{1}{3}})$

定性温度: $t_m = \frac{t_1 + t_2}{2}$

【例题】： 在一 $\Phi 89 \times 6$ mm的管内流过流速为0.6m/s的原油，原油被加热前后的平均温度为40°C，此时原油的密度为800 kg/m³， $C_p = 2000$ J/kg · °C， $\lambda = 0.15$ W/m.k， $\mu = 25 \times 10^{-3}$ Pa · s， $\beta = 0.0011$ K，已知管长为6 m，管内壁温度为150°C，原油在此温度下的黏度为 3×10^{-3} Pa · s，试求原油与管壁的给热系数？

解:

$$Re = d u \rho / \mu = 0.055 \times 0.6 \times 800 / 25 \times 10^{-3} = 1478 < 2300$$

$$Pr = C_p \mu / \lambda = 2 \times 10^3 \times 25 \times 10^{-3} / 0.15 = 333 > 0.6$$

$$L/d = 6/0.077 = 78 > 50$$

$$Re \times Pr \times d/L = 1478 \times 333 \times 0.077/6 = 6316 > 100$$

$$Gr = g \beta \Delta t d^3 \rho^2 / \mu^2 = 5.55 \times 10^5 > 25000$$

$$f = 0.8(1 + 0.015 Gr^{1/3}) = 1.786$$

$$\alpha = 1.86 \times f \times \frac{\lambda}{d} \times (Re \times Pr \times \left(\frac{d_i}{L}\right))^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$$

$$= 1.86 \times 1.786 \times \frac{0.15}{0.077} \times 6316^{1/3} \times \left(\frac{25}{3}\right)^{0.14}$$

$$= 161 W / m^2 \cdot K$$

3.流体在圆形直管内呈过渡流状态流动

对于 $2300 \leq Re \leq 10^4$ 时的过渡区，其传热情况非常复杂，对流传热系数可先用湍流时的经验式计算，再乘以小于1的修正系数

$$\phi = 1 - \frac{6 \times 10^5}{Re^{1.8}}$$

流体在圆形直管内呈强烈的湍流状态流动：

$$\alpha = 0.023 \frac{\lambda}{d_i} \left(\frac{d_i u \rho}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{\mu c_p}{\lambda} \right)^n$$

4. 流体在弯曲管道内流动时的对流传热系数

$$\alpha' = \alpha(1 + 1.77d_i / R)$$

R—弯管的曲率半径

由于离心力的作用，扰动加剧，使传热系数增加

5. 非圆型管内强制对流的传热系数

两个途径：

- (1) 将特征尺寸改为当量直径，仍用圆管计算式计算，方法简便，但计算准确性欠佳；
 - (2) 直接实验找到计算对流传热系数的经验方式。
-

6. 大空间自然对流传热

固体壁面与静止流体之间由于**流体内部存在温差**造成密度差，由此产生**浮力使流体流动**，是工程上常遇到的纯自然对流传热。

大空间自然对流传热是指固体壁面边界层的发展不受空间限制或干扰的自然对流传热。换热过程中常用的换热设备、中温或高温反应器、热水或蒸汽管道等的热表面向周围大气的对流散热等。

自然对流传热系数与 Gr 和 Pr 有关

$$Nu = C (Gr, Pr)^n$$

$$\alpha = C \frac{\lambda}{L} \left(\frac{c_p \mu}{\lambda} \cdot \frac{\beta g \Delta t L^3 \rho^2}{\mu^2} \right)^n$$

注意：

C, n 与传热面的形状(管或板), 放置位置 (垂直、水平) 有关。

定性温度：膜温

特征尺寸：垂直的管或板取**垂直高度**
水平管取**管外径**

常见大空间自然对流时的C和n值

传热表面的形状和位置	$Gr \cdot Pr$	C	n	特征长度 L
豎直平板和圆柱	$10^4 \sim 10^9$	0.59	1/4	高度 L
	$10^9 \sim 10^{13}$	0.10	1/3	
水平圆柱	$10^4 \sim 10^9$	0.53	1/4	外径 d
	$10^9 \sim 10^{11}$	0.13	1/3	
水平板热面朝上或水平板冷面朝下	$2 \times 10^4 \sim 8 \times 10^6$	0.54	1/4	矩形取两边的平均 值;圆盘取 $0.9d$;
	$8 \times 10^6 \sim 10^{11}$	0.15	1/3	
水平板热面朝下或水平板冷面朝上	$10^5 \sim 10^{11}$	0.58	1/5	狭长条取短边

P72 例2-3