

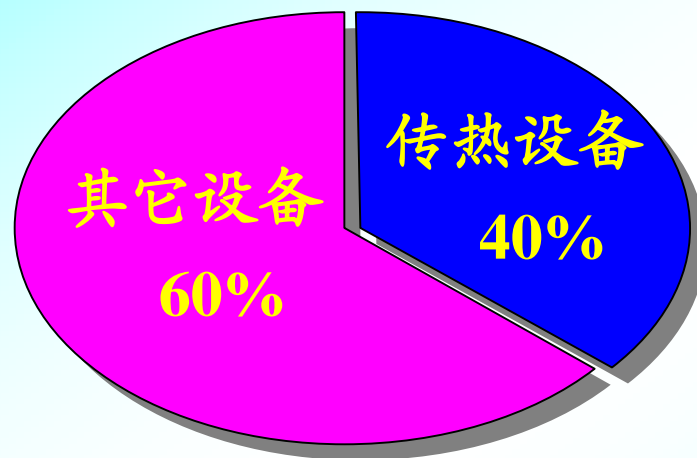
第五章 传热

化学工程与工艺研究所

2009-4-26

1

5.1 概述



在设计时进行合理的优化设计使其在满足工艺要求的条件下投资费用最小；在操作中进行强化传热操作过程，进行最优化操作，对节省传热设备投资，节省能源有着重要的意义。

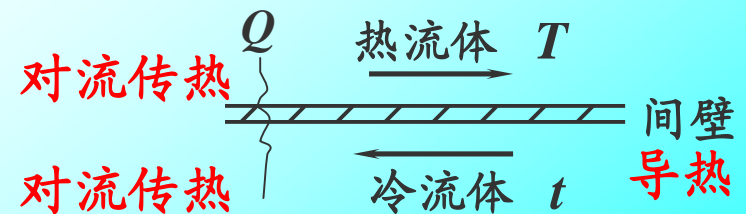
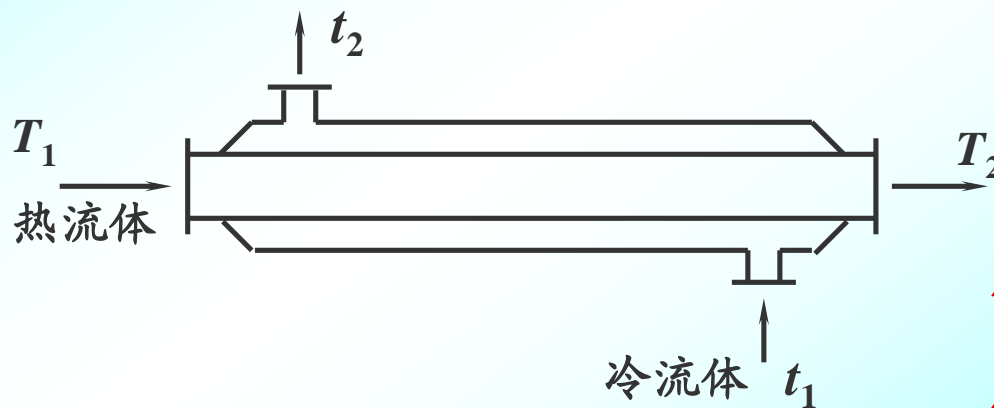
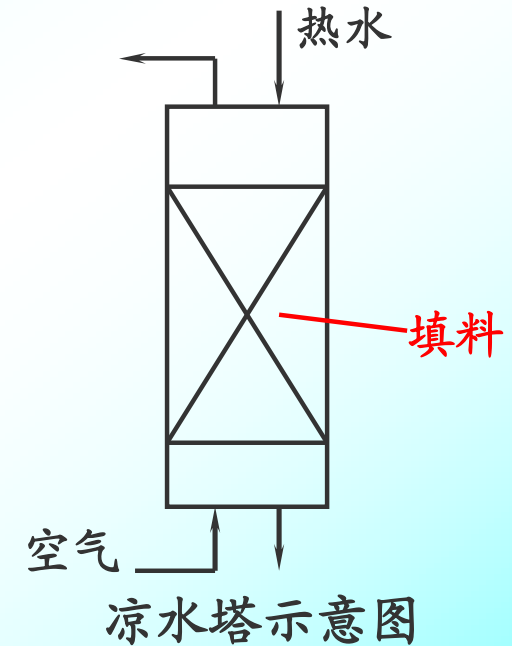
5.1 概述

5.1.1 传热过程的分类

5.1.1.1 根据冷热两种流体的接触方式

(1) 直接接触式传热 (混合式传热)

(2) 间壁式 (间接接触式) 传热

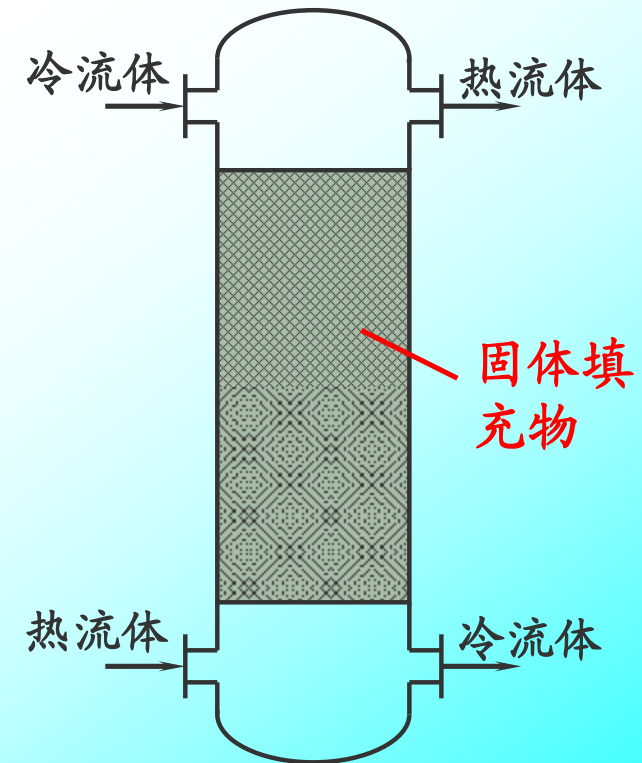
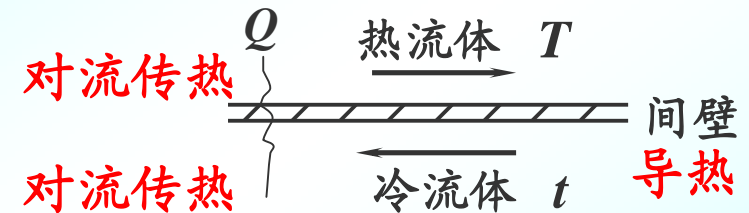


套管换热器中的换热

2009-4-26

5.1.1.1 根据冷热两种流体的接触方式

- ① 热量由热流体靠对流传热传给金属壁的一侧（对流传热）；
- ② 热量自管壁一侧以热传导的形式传至另一侧（导热）；
- ③ 热量以对流传热的方式从壁面的另一侧传给冷流体（对流传热）。



(3) 蓄热式传热

蓄热器示意图

5.1.1.2 根据传热的基本原理

(1) 热传导 热量从物体内部温度较高的部分传递到温度较低的部分或传递的与之接触的温度较低的另一物体的过程称为**热传导**，简称**导热**。

(2) 对流传热 流体各部分质点发生相对位移而引起的热量传递过程，只能发生在流体中。单位时间内所传递的热量 Q 采用牛顿冷却公式计算。

$$\text{流体被冷却时} \quad Q = aA (T - t_w)$$

$$\text{流体被加热时} \quad Q = aA (t_w - t)$$

(3) 热辐射 因热的原因而发出辐射能的过程称为热辐射。辐射是以一种电磁波传播能量的现象。

2009-4-26 以上三种传热方式往往是相互伴随着同时出现。

5.1.1.3 传热基本概念

(1) 传热速率

单位时间内通过传热面传递的热量 Q (W)；

(2) 热通量

单位时间、单位传热面积上传递的热量 q (W/m²)；

(3) 非定态、定态传热过程

$t = f(x, y, z, \theta)$ 温度不仅与空间位置还与时间有关，为非定态传热；（不稳定温度场）

$t = f(x, y, z)$ 温度只与空间位置有关与时间无关，为定态传热。（稳定温度场）。

5.2 热传导

5.2.1 傅立叶定律

(1) 温度场

物体（或空间）各点温度在时空中的分布称为**温度场**。

$$t = f(x, y, z, \theta) \quad (5-2)$$

温度相同的点所组成的面称为**等温面**。温度不同的等温面不可能相交，为什么？（因为空间任一点不能同时有两个不同的温度）

(2) 温度梯度 两等温面的温度差 Δt 与其间的垂直距离 Δn 之比在 Δn 趋于零时的极限，即

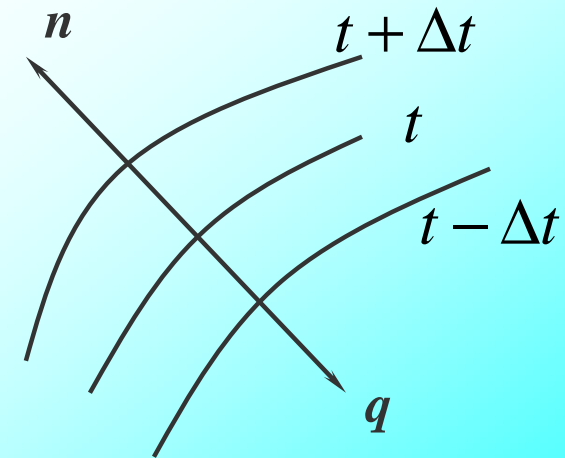


图 5-1 温度梯度与热流方向的关系

2009-4-26

7

5.2 热传导

$$\lim_{\Delta n \rightarrow 0} \frac{\Delta t}{\Delta n} = \frac{\partial t}{\partial n}$$

温度梯度是向量，其方向垂直于等温面，并以温度增加的方向为正。

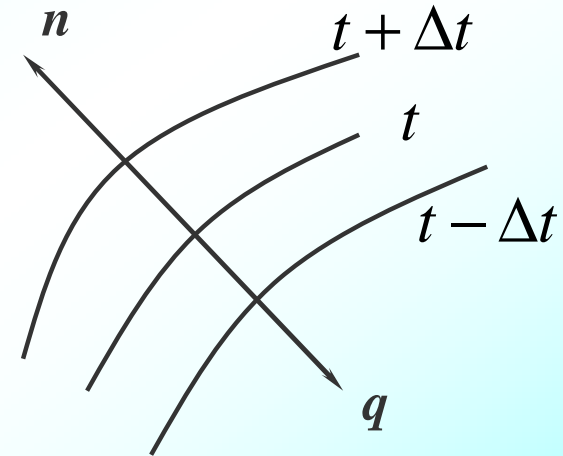


图 5-1 温度梯度与热流方向的关系

用偏导数 $\frac{\partial t}{\partial n}$ 的意义，是指不同等温面间的导热只须考虑其沿法线方向的温度差。

物体内部热流的产生，是由于存在温度梯度的结果，且热流的方向永远与温度降低的方向一致，即与温度梯度的方向相反。

5.2.1 傅立叶定律

(3) 傅立叶定律

傅立叶定律是用以确定在物体各点间存在温度差时，因热传导而产生的热流大小的定律。单位时间内，单位传热面积上传递的热量即热通量与温度梯度成正比，

$$q = -l \frac{\partial t}{\partial n} \quad (5-3)$$

热导率，W/m·°C

传热速率不仅与温度梯度成正比，还与传热面积成正比，即

$$Q = -lA \frac{\partial t}{\partial n}$$

5.2.2 导热系数

$$q = -l \frac{\partial t}{\partial n} \quad \longrightarrow \quad l = -\frac{q}{\partial t / \partial n}$$

物理意义：温度梯度为1时，单位时间内通过单位面积的传热量，在数值上等于单位温度梯度下的热通量， λ 越大，导热性能越好。导热系数是物质的物理性质之一，可用实验求得。

(1) 固体的热导率

纯金属： $t \uparrow, \lambda \downarrow$ ；（**金属的纯度对导热系数影响很大。如纯铜中含有极微量的砷，导热系数即急剧下降。**）

非金属： $\rho \uparrow$ 或 $t \uparrow, \lambda \uparrow$ 。

$$\lambda = \lambda_0 (1 + \alpha t)$$

式中 λ 、 λ_0 ——固体分别在温度 t 、273K 时的热导率，W/(m·K)；

α ——温度系数，对大多金属材料为负值，大多非金属材料为正值，1/K。

5.2.2 导热系数

(2) 液体的热导率

$t \uparrow, \lambda \downarrow$; 非金属液体中以水的导热系数最大。

一般纯液体（水和甘油除外）的热导率比其溶液的热导率大。

(3) 气体的热导率

气体的 λ 很小，对导热不利，但对保温有利。

在相当大的压强范围内，压强对气体的热导率无明显影响。一般情况下气体 $\lambda = f(t)$ ， $t \uparrow, \lambda \uparrow$ 。

5.2.2 导热系数

固体、液体、气体的热导率的大致范围：

$$\lambda_{\text{金属固体}} > \lambda_{\text{非金属固体}} > \lambda_{\text{液体}} > \lambda_{\text{气体}}$$

金属固体： $10^1 \sim 10^2 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$;

建筑材料： $10^{-1} \sim 10 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$;

绝缘材料： $10^{-2} \sim 10^{-1} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$;

液体： $10^{-1} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$;

气体： $10^{-2} \sim 10^{-1} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$;

5.2.3 平壁的稳定热传导

(1) 单层平壁稳定热传导

一高度和宽度均很大的平壁，厚度为 b ，两侧表面温度保持均匀恒定，分别为 t_1 及 t_2 ，且 $t_1 > t_2$ ，若 t_1 、 t_2 不随时间而变，壁内的传热属于沿厚度 x 方向的一维定态热传导过程（见图5-5）。此时傅立叶定律可写成

$$q = -l \frac{dt}{dn}$$

积分上式
$$\int_0^b q dx = \int_{t_1}^{t_2} -l dt$$

➔

$$q = l \frac{t_1 - t_2}{b} = \frac{t_1 - t_2}{b/l}$$

2009-4-26

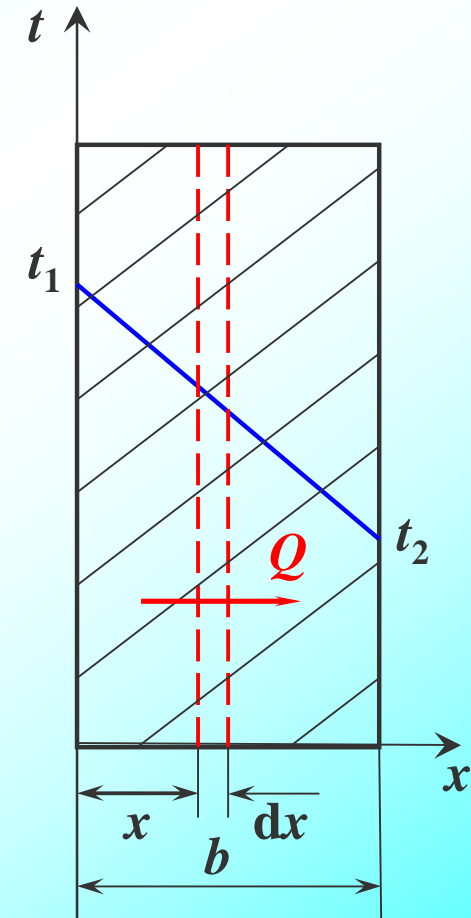


图5-5 单层平壁的稳定热传导

5.2.3 平壁的稳定热传导

传热速率（单位时间通过面积A上的传热量）为：

$$Q = \frac{t_1 - t_2}{b} \quad (5-4)$$

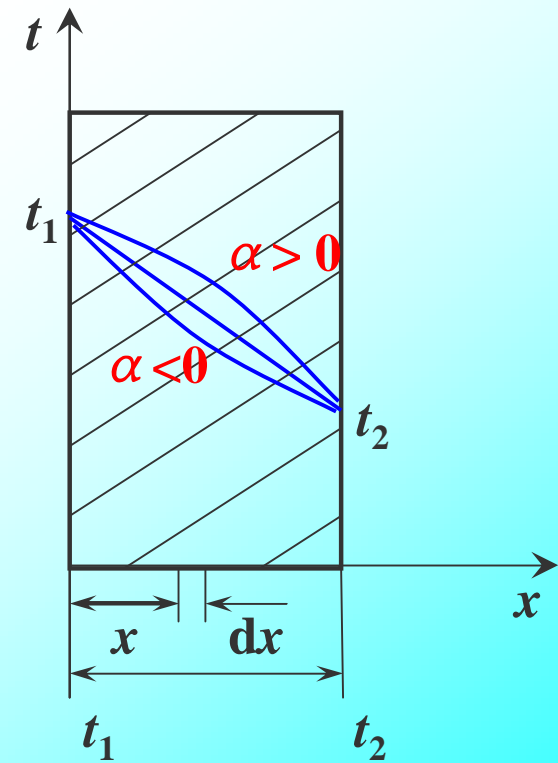
$$\frac{1}{IA}$$

→ $Q = \frac{t_1 - t_2}{b} = \frac{\Delta t}{R} = \frac{\text{推动力}}{\text{阻力}}$

$$\frac{1}{IA}$$

$b \uparrow$ 或 $A \downarrow$ 或 $\lambda \downarrow$, $R \uparrow$ 。

上式 λ 为常数，所以平壁内的温度分布为一直线；若导热系数与温度有关，则温度分布又是怎样的？（略有弯曲，例5-2）



2009-4-26

5.2.3 平壁的稳定热传导

(2) 多层平壁稳定热传导

$$Q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{d_1}{l_1 A}} = \frac{t_2 - t_3}{\frac{d_2}{l_2 A}} = \frac{t_3 - t_4}{\frac{d_3}{l_3 A}}$$

应用合比定律，得

$$Q = \frac{t_1 - t_4}{\sum_{i=1}^3 \frac{b_i}{l_i A}} = \frac{\text{总推动力 } \sum_{i=1}^3 \Delta t_i}{\text{总阻力 } \sum_{i=1}^3 R_i}$$

推广到 n 层平壁

$$Q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{b_i}{l_i A}} = \frac{\text{总推动力 } \sum_{i=1}^n \Delta t_i}{\text{总阻力 } \sum_{i=1}^n R_i} \quad (5-6)$$

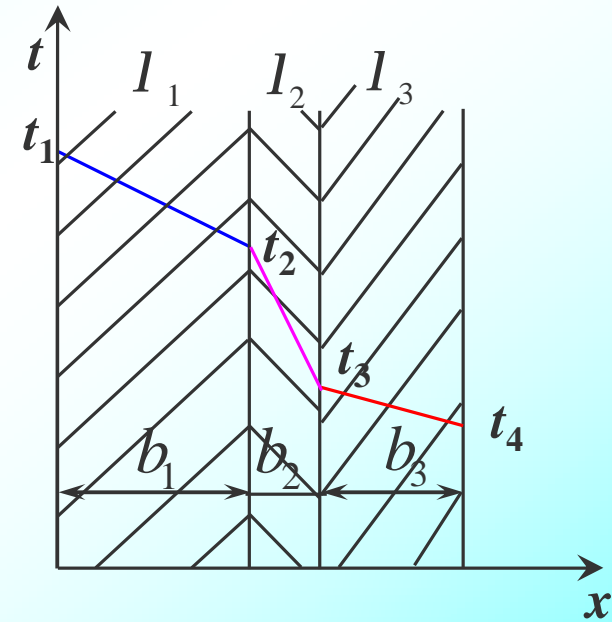


图5-7 多层平壁的热传导

5.2.3 平壁的稳定热传导

$$Q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{b_i}{l_i A}} = \frac{\text{总推动力} \sum_{i=1}^n \Delta t_i}{\text{总阻力} \sum_{i=1}^n R_i} \quad (5-6)$$

从上式可以看出，通过多层壁的定态热传导，传热推动力和热阻是可以加和的；**总推动力等于各层推动力之和，总热阻等于各层热阻之和。**

$$\begin{aligned} & (t_1 - t_2) : (t_2 - t_3) : (t_3 - t_4) \\ &= \frac{b_1}{l_1 A} : \frac{b_2}{l_2 A} : \frac{b_3}{l_3 A} \\ &= R_1 : R_2 : R_3 \end{aligned}$$

此式说明，在多层壁导热过程中，**哪层热阻大，哪层温**

差就大；反之，哪层温差大，哪层热阻一定大。

5.2.3 平壁的稳定热传导

$$Q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{b_i}{l_i A}} = \frac{\text{总推动力} \sum_{i=1}^n \Delta t_i}{\text{总阻力} \sum_{i=1}^n R_i} \quad (5-6)$$

将上式写成热通量的形式为

$$q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{b_i}{l_i}}$$

5.2.3 圆筒壁的稳定热传导

(1) 单层圆筒壁稳定热传导

有内、外半径分别为 r_1 、 r_2 的圆筒，内、外表面分别维持恒定的温度 t_1 、 t_2 ，且管长 l 足够大，圆筒壁内的导热属于沿径向的一维定态热传导，傅立叶定律可写成

$$q = -l \frac{dt}{dr}$$

$$Q = -lA \frac{dt}{dr} = -2\pi r l \frac{dt}{dr}$$

积分
$$\int_{t_1}^{t_2} dt = -\frac{Q}{2\pi l} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r}$$

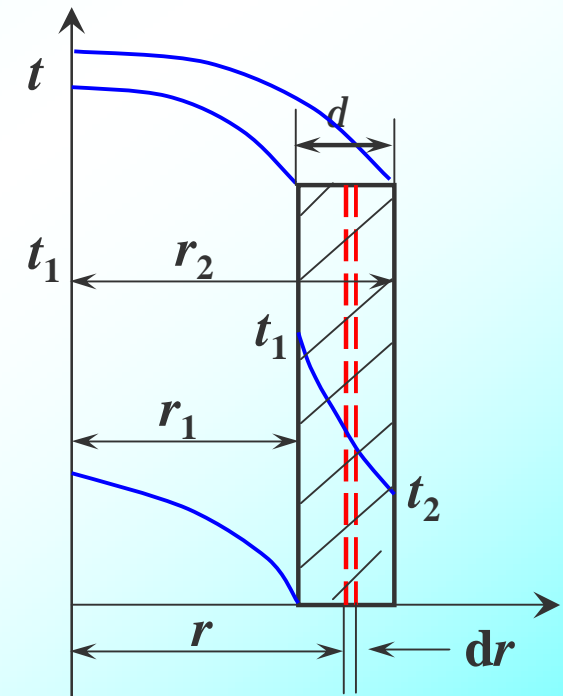


图5-8 圆筒壁的热传导

5.2.3 圆筒壁的稳定热传导

$$\int_{t_1}^{t_2} dt = -\frac{Q}{2p\ell l} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r} \quad \longrightarrow \quad Q = \frac{2p\ell l (t_1 - t_2)}{\ln \frac{r_2}{r_1}}$$

$$\longrightarrow Q = \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{r_2}{r_1} / 2p\ell l} = \frac{t_1 - t_2}{R} = \frac{\text{推动力}}{\text{阻力}}$$

$$\begin{aligned} \longrightarrow Q &= \frac{2p (r_2 - r_1) l}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \frac{l (t_1 - t_2)}{r_2 - r_1} = \frac{2p r_m l l (t_1 - t_2)}{b} \\ &= \frac{(t_1 - t_2)}{\frac{b}{2p r_m l l}} = \frac{(t_1 - t_2)}{l A_m} \end{aligned}$$

2009-4-26

19

5.2.3 圆筒壁的稳定热传导

$$Q = \frac{(t_1 - t_2)}{\frac{b}{l A_m}}$$

式中 $b = r_2 - r_1$ ，为圆筒壁的厚度。平均面积 $A_m = 2 \pi l r_m$ ，而

$$r_m = \frac{r_2 - r_1}{\ln \frac{r_2}{r_1}}$$

称为对数平均半径。当 $r_2 / r_1 < 2$ 时，可以改用算术平均值，即取 $r_m = (r_2 + r_1) / 2$ 。

热阻为：

$$R = \frac{\ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)}{2 \pi l} = \frac{b}{l A_m}$$

5.2.3 圆筒壁的稳定热传导

(2) 多层圆筒壁稳定热传导

$$Q_1 = \frac{(t_1 - t_2)}{\frac{b_1}{l_1 A_{m1}}} \quad Q_2 = \frac{(t_2 - t_3)}{\frac{b_2}{l_2 A_{m2}}} \quad Q_3 = \frac{(t_3 - t_4)}{\frac{b_3}{l_3 A_{m3}}}$$

→

$$Q = \frac{(t_1 - t_4)}{\frac{b_1}{l_1 A_{m1}} + \frac{b_2}{l_2 A_{m2}} + \frac{b_3}{l_3 A_{m3}}}$$

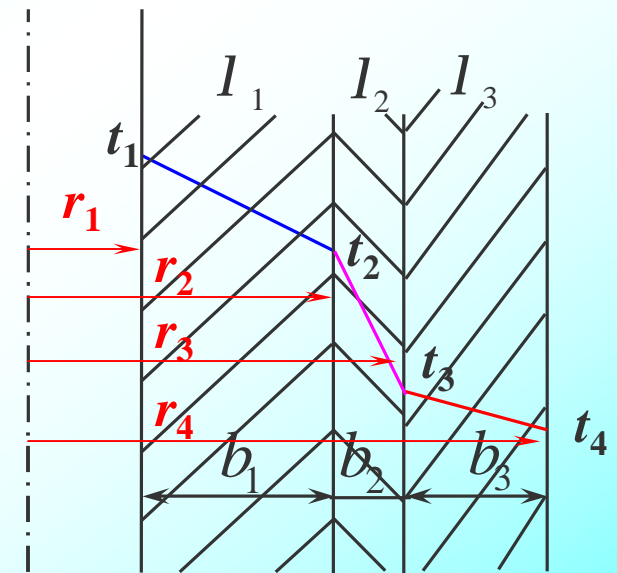


图5-9 多层圆筒壁的热传导

推广到n层圆筒壁

$$Q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{b_i}{l_i A_{mi}}} = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{\ln(r_{i+1}/r_i)}{2\pi l_i}}$$

2009-4-26

21

5.3 两流体间的热量传递

5.3.1 间壁两侧流体热交换过程的分析

用于加热或冷却物料的流体称为**载热体**，其中起加热作用的叫**加热剂**，起冷却作用的叫**冷却剂**。

规定：冷流体温度用 t 表示，热流体温度用 T 表示，下标**1**，**2**分别代表**进口**与**出口**参数， m_{s1} ， m_{s2} 分别表示**热流体**、**冷流体**的质量流量。

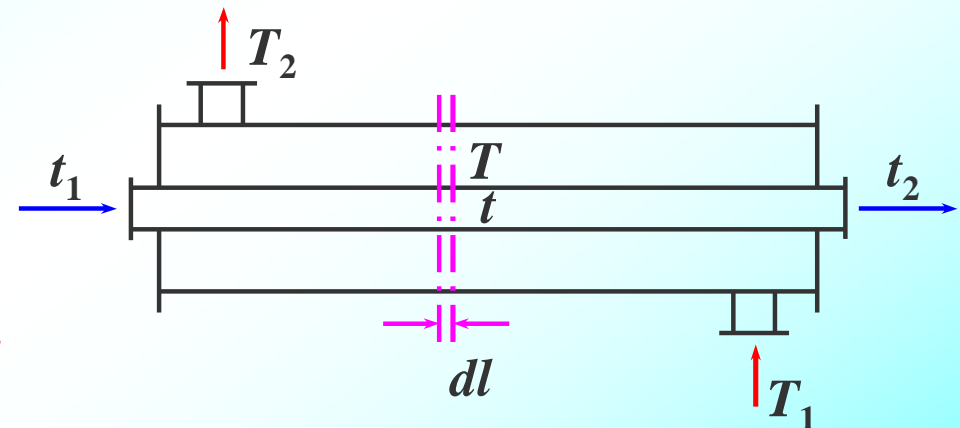


图5-11 套管换热器示意

5.3.1 间壁两侧流体热交换过程的分析

传热过程在流动的流体中也存在传热边界层，同样包括湍流主体、过渡区、层流底层；在湍流主体中热量传递主要靠对流传热，导热的作用很小可以忽略不计；在层流体底层中由于流体层间没有质点的交换，主要靠热传导传递热量，传热阻力大、温度变化大；在过渡区不仅有热传导也有对流传热，两者的作用相当，均不能忽略。

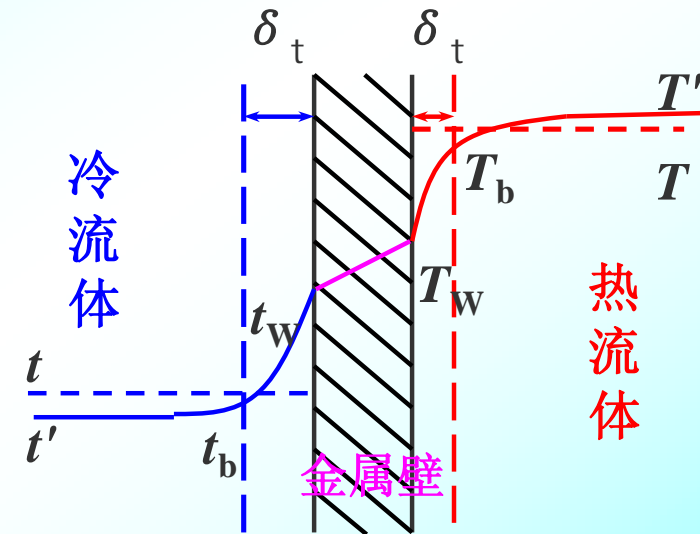


图5-12 热、冷流体通过间壁传热过程示意

流动的流体传热的阻力主要集中在层流底层，所以要强化传热，主要的措施是破坏层流底层，降低层流底层的厚度。间壁的导热过程可以用导热速率方程描述，那么给出对流传热速率方程是弄清楚间壁两侧流体传热的关键。

2009-4-26

5.3.2 总传热系数

(1) 对流传热系数和总传热系数

对流传热为一复杂过程，包括通过层流底层的热传导以及层流底层以外流体各部分之间发生相对位移所引起的热量传递，因而影响对流传热速率的因素很多。由于过程复杂，严格计算相当困难。目前采用的比较简单的办法是应用本章第一节中提到的牛顿冷却公式，把许多复杂影响因素归纳在比例系数 α 内。

5.3.2 总传热系数

因为换热器中流体在管长的不同位置温度不同，两侧流体的温度差也不相同；所以必须在流体流动方向上取微元段 dl 进行分析；在微元段 dl 中，传热间壁的内侧传热面积为 dA_1 ，外侧面传热面积为 dA_2 ；如图，管内为冷流体，管外为热流体，微元管段上热流体的对流传热温差为 $T-T_W$ ，冷流体的对流传热温差为 $t_W - t$ ，在间壁上导热的温差为 $T_W - t_W$ 。

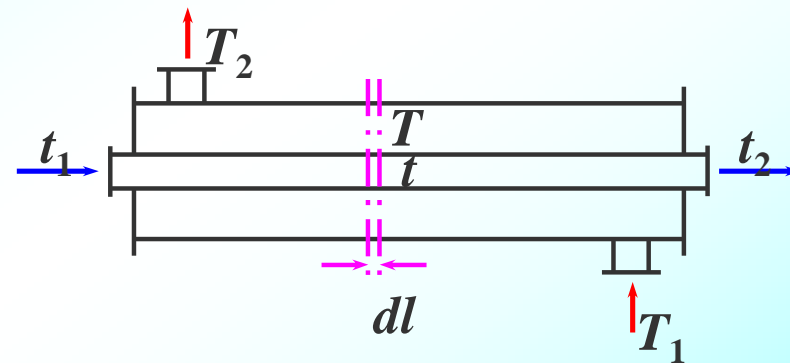


图5-11 套管换热器示意

5.3.2 总传热系数

热流体传给管壁的热流量:

$$dQ_1 = a_1 dA_1 (T - T_w) = \frac{T - T_w}{\frac{1}{a_1 dA_1}} = \frac{\Delta t_1}{R_1}$$

间壁热传导的导热量:

$$dQ_2 = \frac{l}{b} dA_m (T_w - t_w) = \frac{T_w - t_w}{\frac{b}{l dA_m}} = \frac{\Delta t_2}{R_2}$$

管壁传给冷流体的热流量:

$$dQ_3 = a_2 dA_2 (t_w - t) = \frac{t_w - t}{\frac{1}{a_2 dA_2}} = \frac{\Delta t_3}{R_3}$$

5.3.2 总传热系数

间壁两侧流体的传热在稳定情况下，热流体对流传热、间壁导热、冷流体的对流传热速率相等，即：

$$dQ_1 = dQ_2 = dQ_3 = dQ$$

$$dQ = \frac{T - T_w}{\frac{1}{a_1 dA_1}} = \frac{T_w - t_w}{\frac{b}{l dA_m}} = \frac{t_w - t}{\frac{1}{a_2 dA_2}} = \frac{T - t}{\frac{1}{a_1 dA_1} + \frac{b}{l dA_m} + \frac{1}{a_2 dA_2}}$$

$$= \frac{T - t}{\frac{1}{K dA}} = \frac{T - t}{\sum R}$$

局部（微元管段）的总传热系数， $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$

$$\text{令 } \frac{1}{a_1 dA_1} + \frac{b}{l dA_m} + \frac{1}{a_2 dA_2} = \frac{1}{K dA} \longrightarrow dQ = K dA(T - t)$$

总热阻

总传热速率方程

5.3.2 总传热系数

$$dQ = K dA(T - t)$$

工程计算中，按某一定性温度 → 确定物性参数 → 计算 α → 将 α 看作常数 → 求得 K 也是常数 → 求出 $T-t$ 的平均值 → 沿全部传热面积分得

$$Q = KA\Delta t_m$$

总传热速率方程
(传热基本方程)

Q —— 换热器单位时间内的传热量，W；

A —— 换热器的传热面积， m^2 ；

K —— 换热器的总传热系数， $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$ 或 $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ；

Δt_m —— 冷热流体温度差的平均值， $^\circ C$ 或 K 。

5.3.2 总传热系数

$$\frac{1}{K dA} = \frac{1}{a_1 dA_1} + \frac{b}{l dA_m} + \frac{1}{a_2 dA_2}$$

①当传热面为平壁时， $dA_1 = dA_m = dA_2 = dA$

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{a_1} + \frac{b}{l} + \frac{1}{a_2}$$

②当传热面为圆筒壁时， $dA_1 \neq dA_m \neq dA_2 \neq dA$
 $dA = dA_1$ 即以外表面积为基准时，

$$\frac{1}{K_1} = \frac{1}{a_1} + \frac{b}{l} \frac{dA_1}{dA_m} + \frac{1}{a_2} \frac{dA_1}{dA_2}$$

5.3.2 总传热系数

对圆管 $\frac{dA_1}{dA_2} = \frac{pd_1(dL)}{pd_2(dL)} = \frac{d_1}{d_2}$, $\frac{dA_1}{dA_m} = \frac{d_1}{d_m}$

→ $\frac{1}{K_1} = \frac{1}{a_1} + \frac{b}{l} \frac{d_1}{d_m} + \frac{1}{a_2} \frac{d_1}{d_2}$

$$d_m = \frac{d_1 - d_2}{\ln(d_1/d_2)} = \frac{2b}{\ln(d_1/d_2)} = \frac{2b}{\ln(r_1/r_2)} = 2r_m$$

→ $dQ = K_1 dA_1 (T - t)$

→ $Q = K_1 A_1 \Delta t_m$

5.3.2 总传热系数

当 $dA = dA_2$ 即以内表面积为基准时，

$$\frac{1}{K_2} = \frac{1}{a_1} \frac{d_2}{d_1} + \frac{b}{l} \frac{d_2}{d_m} + \frac{1}{a_2}$$



$$Q = K_2 A_2 \Delta t_m$$

以换热管内表面积为基准的总传热系数

要用以上式子求 K ，则须先求 α ，此外还要考虑由于传热表面有污垢积存而增加的污垢热阻。

5.3.2 总传热系数

(2) 污垢热阻

流体在间壁两侧流动久而久之会在间壁表面形成污垢，其产生的热阻也应计入总热阻：

外表面积为基准

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{a_1} + R_{s1} + \frac{b}{l} \frac{d_1}{d_m} + R_{s2} \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{a_2} \frac{d_1}{d_2}$$

总传热阻力
 管外污垢热阻
 管内污垢热阻
 管外流体对流传热阻力
 间壁导热阻力
 管内流体对流传热阻力

常见流体污垢的大致范围见表5-5。

2009-4-26

5.3.2 总传热系数

(3) 传热系数的大致数值范围

在进行换热器的计算时，要估计冷、热流体间的总传热系数。总传热系数 K 值数值范围见表5-3。 K 变化范围很大，应对不同类型流体间传热时的 K 值，有一数量级的概念。

(4) 提高 K 值途径的讨论

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{a_1} + R_{s1} + \frac{b}{l} \frac{d_1}{d_m} + R_{s2} \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{a_2} \frac{d_1}{d_2}$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + R_{s1} + \frac{b}{l} \frac{d_1}{d_m} + R_{s2} \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{a_2} \frac{d_1}{d_2}}$$

显然，减小分母中的任一项，都可使 K 值增大。但因各项所占比重不同，要设法减小对 K 值影响较大的项。

5.3.2 总传热系数

① 换热器结垢严重时，必须设法减小污垢的热阻，如减慢污垢生成的速率或及时清除污垢，就成为主要考虑的方面。

② 当污垢热阻和管壁热阻很小可以忽略不计时

$$K = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_2} \frac{d_1}{d_2}} \quad d_1 \gg d_2 \quad \frac{a_1 a_2}{a_1 + a_2}$$

提高 α 就成为应主要考虑的方面。

a、若 α_1 、 α_2 相差不大，须设法同时提高 α_1 、 α_2 。

b、若 $\alpha_1 \gg \alpha_2$ ， $K \approx \alpha_2$ ， K 几乎完全取决于 α_2 。

因此要提高 K 值关键在于提高较小的一个 α 值。

5.3.3 热量衡算式与传热速率方程间的关系

(1) 热量衡算式

热流体：无相变时， $Q = m_{s1}c_{p1}(T_1 - T_2)$

有相变时， $Q = m_{s1}[r_1 + c_{p1}(T_1 - T_2)]$

冷流体：无相变时， $Q = m_{s2}c_{p2}(t_2 - t_1)$

有相变时， $Q = m_{s2}[r_2 + c_{p2}(t_2 - t_1)]$

根据不同的情况计算传热量，如

冷、热两流体均无相变时： $Q = m_{s1}c_{p1}(T_1 - T_2) = m_{s2}c_{p2}(t_2 - t_1)$

热流体饱和蒸汽冷凝： $Q = m_{s1}r_1 = m_{s2}c_{p2}(t_2 - t_1)$

冷流体饱和液体沸腾： $Q = m_{s2}r_2 = m_{s1}c_{p1}(T_1 - T_2)$

以上三中传热量计算式的条件：

① $Q_{\text{损}} = 0$;

② m_{s1} 、 m_{s2} 为常数;

2009-4-26 ③ c_{p1} 、 c_{p2} 为常数。

5.3.3 热量衡算式与传热速率方程间的关系

(2) 校核计算

A 已知，核算换热器是否合用

$$A = \frac{Q}{K\Delta t_m} \leq A_{\text{已知}} \quad \text{可用}$$

传热任务要求的

或 $Q = KA_{\text{已知}}\Delta t_m \geq Q_{\text{要求}} \quad \text{可用}$

5.3.4 平均温度差的计算

一、恒温差传热

恒温差传热是指传热温度差不随位置而变的情况。

若间壁两侧流体均为相变对流传热，即饱和蒸汽冷凝和饱和液体沸腾，如蒸发单元操作，热流体在换热器中处处的温度均为 T ，冷流体在换热器中处处温度均为 t ，故：

$$\Delta t_m = T - t$$

$$Q = KA(T - t)$$

5.3.4 平均温度差的计算

二、变温差传热

在实际中常见的是变温差传热，两流体在换热器中不同位置传热温度差 Δt 不同；间壁两侧流体的流动形式各种各样，但最基本的有两种形式：逆流、并流

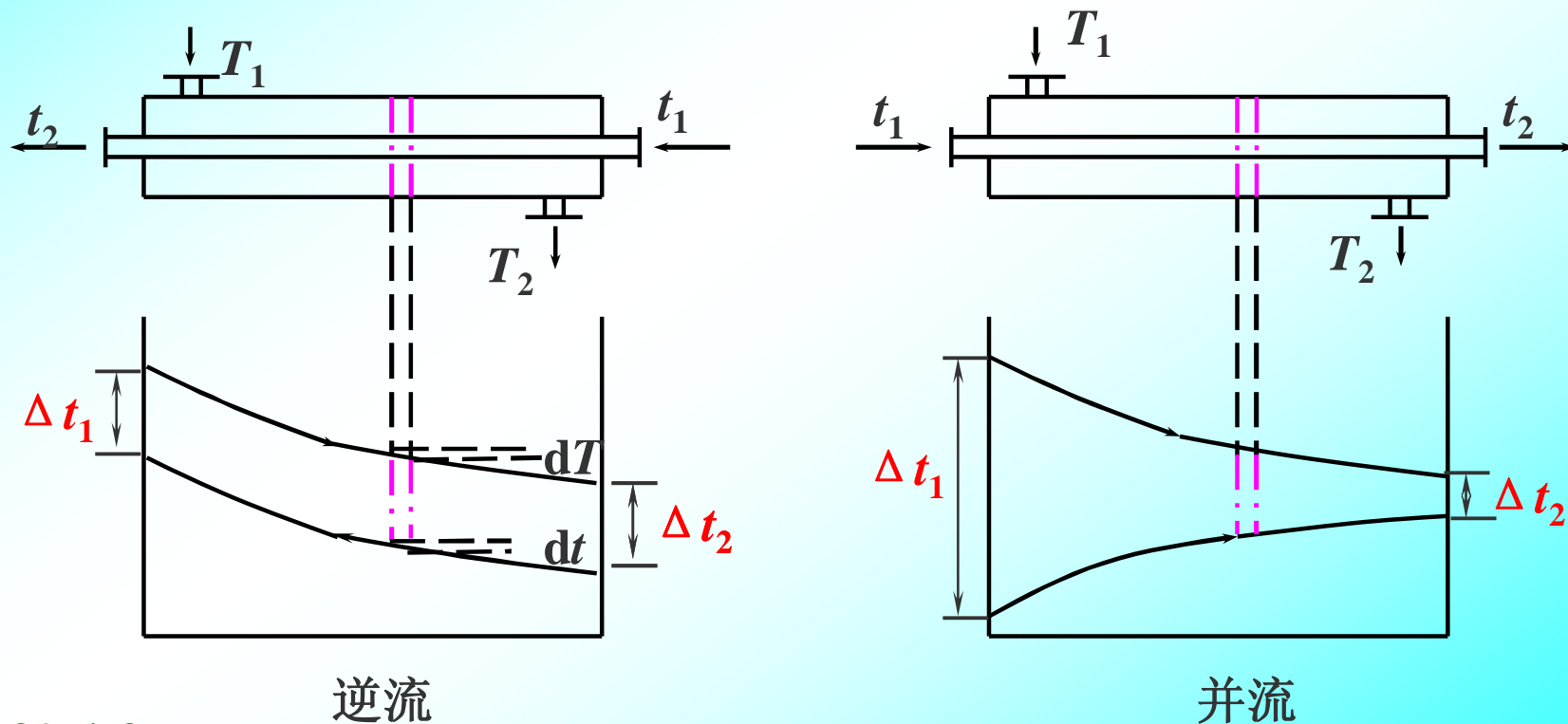
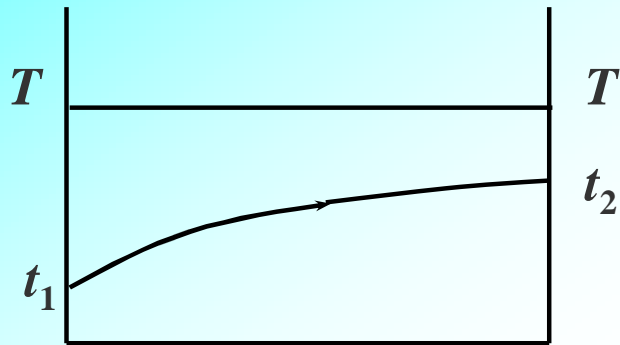


图5-13 两侧流体均无相变时的温度变化

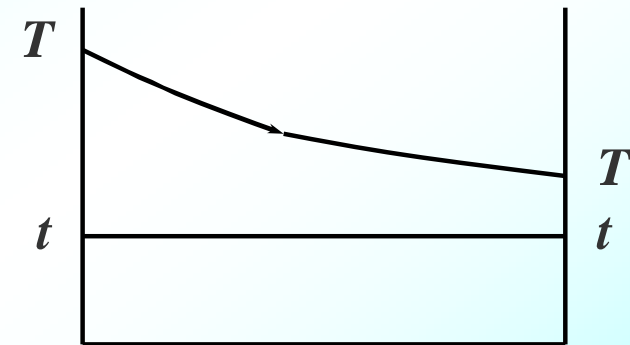
2009-4-26

38

5.3.4 平均温度差的计算



(a) 蒸汽冷凝加热无相变流体



(b) 无相变流体加热液体沸腾

图5-13 一侧流体相变时的温度变化

5.3.4 平均温度差的计算

(1) 以逆流为例导出计算平均温度差 Δt_m 的通式

取一微元传热面 dA

① 经 dA 的传热速率为

$$dQ = K (T - t) dA = K \Delta t dA$$

② 对 dA 进行热量衡算 (冷、热流体均无相变化)

$$dQ = -m_{s1} c_{p1} dT = -m_{s2} c_{p2} dt$$

③ 对整个换热器进行热量衡算

设 $Q_{\text{损}}=0$, c_{p1} 、 c_{p2} 分别取平均温度下的平均值, 可以认为是常数, 冷、热流体均无相变化,

$$Q = m_{s1} c_{p1} (T_1 - T_2) = m_{s2} c_{p2} (t_2 - t_1)$$

5.3.4 平均温度差的计算

④ 导出计算 Δt_m 的通式

$$dT - dt = d(T - t) = -\frac{dQ}{m_{s1}c_{p1}} + \frac{dQ}{m_{s2}c_{p2}} = -dQ\left(\frac{1}{m_{s1}c_{p1}} - \frac{1}{m_{s2}c_{p2}}\right)$$

$$\longrightarrow -\frac{d\Delta t}{dQ} = \frac{1}{m_{s1}c_{p1}} - \frac{1}{m_{s2}c_{p2}}$$

$$-\frac{d\Delta t}{K(dA)\Delta t} = \frac{T_1 - T_2}{Q} - \frac{t_2 - t_1}{Q} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{Q} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{Q}$$

$$-\frac{1}{K} \int_{\Delta t_1}^{\Delta t_2} \frac{d\Delta t}{\Delta t} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{Q} \int_0^A dA$$

$$-\frac{1}{K} \ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{Q} A \quad \text{即} \quad -\frac{1}{K} \ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{Q} A$$

5.3.4 平均温度差的计算

$$-\frac{1}{K} \ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{Q} A \quad \longrightarrow \quad Q = KA \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

令
$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

对数平均温度差，对逆流、并流及一侧流体变温的情况均使用，是计算 Δt_m 的通式

Δt_1 ——热流体进口侧的传热温差， $^{\circ}\text{C}$ ；

Δt_2 ——热流体出口侧的传热温差， $^{\circ}\text{C}$ 。

$$Q = KA \Delta t_m$$

传热基本方程式

5.3.4 平均温度差的计算

(2) 讨论

① Δt_m 由逆流推导得出，但同样适用于并流

逆流: $\Delta t_1 = T_1 - t_2$, $\Delta t_2 = T_2 - t_1$

$$\Delta t_m = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}}$$

并流: $\Delta t_1 = T_1 - t_1$, $\Delta t_2 = T_2 - t_2$

$$\Delta t_m = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2}}$$

② 若 $\max(\Delta t_1, \Delta t_2) / \min(\Delta t_1, \Delta t_2) < 2$, $\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 + \Delta t_2}{2}$

5.3.4 平均温度差的计算

例5-8 在一列管式换热器中用机油和原油换热。原油在管外流动，进口温度为120℃，出口温度上升到160℃；机油在管内流动，进口温度为245℃，出口温度下降到175℃。

(1) 试分别计算并流和逆流时的平均温度差。(2) 若已知机油质量流量 $m_{s1}=0.5\text{kg/s}$ ，其比热 $c_{p1}=3\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$ ，并流和逆流时的 K 均等于 $100\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ ，求单位时间内传过相同热量分别所需要的传热面积。

5.3.4 平均温度差的计算

③ 逆流与并流比较

a、当 T_1 、 T_2 及 t_1 、 t_2 均已确定时， $\Delta t_{m逆} > \Delta t_{m并}$ ，若 Q 相同，则 $A_{逆} < A_{并}$ ，所以工业换热器一般是采用逆流；

b、并流 t_2 总是 $< T_2$ ，逆流 t_2 可以 $< T_2$ ， Q 一定时

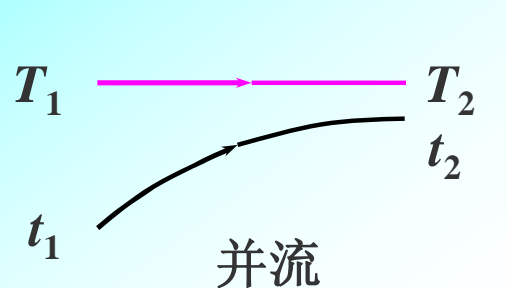
若热流体被冷却($T_1 \rightarrow T_2$)，则冷却剂温升 $(t_2 - t_1)_{逆} > (t_2 - t_1)_{并}$ ，冷却剂用量 $m_{s2逆} < m_{s2并}$ ；

若冷流体被加热($t_1 \rightarrow t_2$)，则加热剂温降 $(T_1 - T_2)_{逆} > (T_1 - T_2)_{并}$ ，加热剂用量 $m_{s1逆} < m_{s1并}$ ；

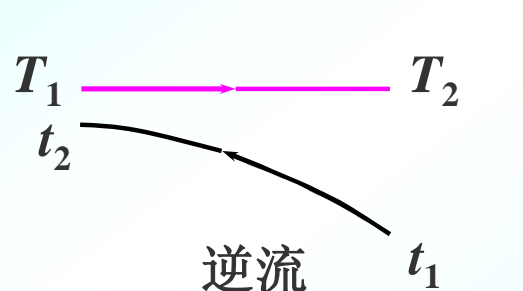
结论：逆流比并流优越，故应尽可能采用逆流操作。但对热敏性物料的加热并流操作可避免出口温度 t_2 过高而影响产品质量。此外，传热的好坏，除 Δt_m 的大小外，还应考虑影响 K 的多种因素及换热器结构方面的问题。

5.3.4 平均温度差的计算

- ④ 对只有一侧流体变温的情况，则无逆流和并流之分
饱和蒸汽（热流体）冷凝，冷流体无相变



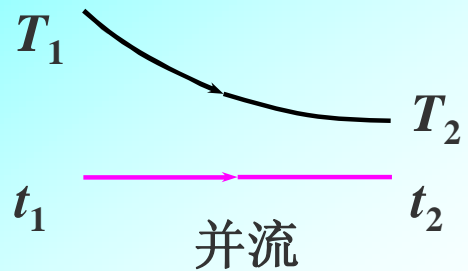
$$\Delta t_{m\text{并}} = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2}} = \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{T_s - t_1}{T_s - t_2}}$$



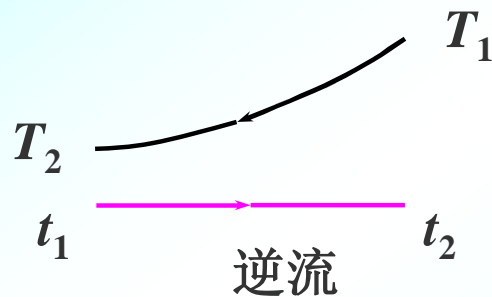
$$\Delta t_{m\text{逆}} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} = \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{T_s - t_1}{T_s - t_2}}$$

5.3.4 平均温度差的计算

热流体无相变，饱和液体（冷流体）沸腾



$$\Delta t_{m\text{并}} = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2}} = \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{T_1 - t_s}{T_2 - t_s}}$$



$$\Delta t_{m\text{逆}} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} = \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{T_1 - t_s}{T_2 - t_s}}$$

5.3.4 平均温度差的计算

(3) 错流

两流体流动方向互相垂直。若 $\alpha_1 \downarrow$, $K \downarrow$, 为提高 $\alpha_1 \uparrow$, 使 $K \uparrow$, 可设法使 $u_1 \uparrow$, 同时迫使流体按规定的路径多次横向流过管束, 增大湍动程度 (在较低的 Re , $Re > 100$ 即可达到湍流)。

(4) 复杂折流 (多管程、多壳程)

实际上, 工业换热器并不一定都是逆流或并流, 许多情况下采用折流、错流等复杂的流动, 复杂流动的 Δt_m 按下式计算

$$\Delta t_m = y \Delta t_{m逆}$$

式中

$$y = f(R, P) \quad (\text{温度差校正系数})$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

5.3.4 平均温度差的计算

讨论:

(1) 单管程改为多管程, 壳程增加折流挡板, 虽然能提高传热效果, 但同时也增大了流动阻力;

(2) 对一侧有相变的情况, 饱和液体沸腾 $P \rightarrow 0$, $R \rightarrow \infty$; 饱和蒸汽冷凝 $R \rightarrow 0$; 由 $\psi \sim R$ 、 P 关系图可知, $\psi = 1$, 其对数平均推动力均按逆流计算, 无需进行温差校正;

(3) 一般 $\psi < 1$, 当 $\psi < 0.8$ 时, 由图可知 P 的微小变化 (t 变化引起的) 使 ψ 急剧变化 (特别是下降的情况), 导致 Δt_m 大大降低, 造成传热操作极不稳定, 因此设计换热器时应使之 $\psi > 0.8$, 否则经济上不合理、操作温度略有变动, $\psi \downarrow \downarrow$, 操作不稳定。

5.3.4 平均温度差的计算

改用多壳程:

单壳程: $R=2.0$, $P=0.3$ 时, $\psi = 0.86$

多壳程: $R=2.0$, $P=0.3$ 时, $\psi = 0.97$

因此, 要增大温差校正因子, 可以增加壳程数。

(4) 若蒸汽冷凝于壳程, 由于蒸汽本身的对流传热系数很大, 所以壳程安装挡板的距离比一般的换热器要大, 且挡板间应有冷凝水的排放口。

5.3.5 壁温的计算

对于稳定传热过程


热流体侧传热面积

平均传热面积

$$Q = a_1 A_1 (T - T_w) = \frac{l}{b} A_m (T_w - t_w)$$

$$= a_2 A_2 (t_w - t) = KA \Delta t_m$$

冷流体侧传热面积



$$\left\{ \begin{array}{l} T_w = T - \frac{Q}{a_1 A_1} \\ t_w = T_w - \frac{bQ}{l A_m} \\ t_w = t + \frac{Q}{a_2 A_2} \end{array} \right.$$

5.4 对流与对流传热系数

5.4.1 影响对流传热系数的因素

(1) 引起流动的原因：自然对流和强制对流

自然对流：流体内温度不同，导致密度差异，热流体上升，冷流体下降，由于流体温度不同而使流体流动的传热过程，称为自然对流传热。

强制对流：由外力作用（输送机械）使流体流动而传热，称为强制对流传热。

$$\alpha_{\text{强制对流}} \gg \alpha_{\text{自然对流}}$$

(2) 流体的流动形态：层流和湍流

流体传热热阻主要集中在层流底层中。对层流而言，整个流体均处于层流状态；而湍流流体中只有层流底层处于层流状态；所以湍流情况下传热效果大于层流状态，且湍动程度越大，层流底层越薄，对流传热系数越大。

2009-4-26

$$\alpha_{\text{湍流}} \gg \alpha_{\text{层流}}$$

52

5.4.1 影响对流传热系数的因素

(3) 流体的性质

影响对流传热过程的性质主要有：比热、导热系数、粘度、密度等。

如粘度大，流动阻力大，湍动程度差，传热效果差；导热系数大，层流底层中热阻小。一般比热大、导热系数大、密度大、粘度小对传热有利。

(4) 传热面形状、大小和位置

流通截面及形状（圆管、套管环隙、翅片管、单管、管束、板、弯管）

管子排列方式（三角形、正方形）

位置（水平、垂直）

大小（短管、长管）

相变（无相变、沸腾、冷凝）

5.4.2 因次分析在对流传热中的应用

(1) 获得传热系数的方法

①分析法：对描写某一类传热问题的偏微分方程及其定解条件进行数学求解，获得特定问题的温度场，从而获得传热系数和传热速率的分析解。

②数值法：数值求解法是将传热的偏微分方程离散化，用代数方法进行求解而得到传热系数和传热速率的方法。

③实验法：通过实验来获得不同情况下的传热计算式（常为关联式或经验式）。为减少实验工作量，提高实验结果的通用性，应当在量纲分析的指导下进行；即对某一类传热问题，将影响传热系数的因素用量纲分析归纳成几个无量纲的特征数，以减少变量数目，再用实验确定这些特征数之间的具体关系。

5.4.2 因次分析在对流传热中的应用

(2) 因次分析在对流传热中的应用

根据前面的分析可知，影响对流传热系数的因素有（无相变）：

(1) 流体物性： μ 、 ρ 、 λ 、 c_p

(2) 流动状态： u

(3) 传热面特征尺寸： l

(4) 自然对流： $\beta \Delta T g$ （视为一个变量，相当单位质量流体由于温度不同所产生的浮力）

所以对流传热系数是以上七个变量的函数：

$$a = f(m, r, l, c_p, u, l, b\Delta Tg)$$

$$\text{令 } a = Km^a r^b l^c l^d c_p^e u^f (b\Delta Tg)^g$$

5.4.2 因次分析在对流传热中的应用

对SI制基本量纲有七个，在此关系有涉及到四个量纲，包括长度L、质量M、时间T、温度 Θ ；所以关联式中各变量的因次分别为：

$$[a] = \text{MT}^{-3} \text{Q}^{-1} \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1})$$

$$[m] = \text{MT}^{-1} \text{L}^{-1} \quad (\text{Pa} \cdot \text{s})$$

$$[r] = \text{ML}^{-3} \quad (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$$

$$[l] = \text{MLT}^{-3} \text{Q}^{-1} \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1})$$

$$[l] = \text{L} \quad (\text{m})$$

$$[c_p] = \text{L}^2 \text{T}^{-2} \text{Q}^{-1} \quad (\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1})$$

$$[u] = \text{LT}^{-1} \quad (\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$$

$$[bDTg] = \text{LT}^{-2} \quad (\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$$

2009-4-26

5.4.2 因次分析在对流传热中的应用

把以上因次代入关联式

$$\text{MT}^{-3} \text{Q}^{-1} = K (\text{MT}^{-1} \text{L}^{-1})^a (\text{ML}^{-3})^b (\text{MLT}^{-3} \text{Q}^{-1})^c (\text{L})^d (\text{L}^2 \text{T}^{-2} \text{Q}^{-1})^e (\text{LT}^{-1})^f (\text{LT}^{-2})^g$$



$$\text{MT}^{-3} \text{Q}^{-1} = K \text{M}^{(a+b+c)} \text{T}^{(-f-a-3c-2e-2g)} \text{L}^{(f-a-3b+c+d+2e+g)} \text{Q}^{(-c-e)}$$

根据因次一致性原则:

$$a + b + c = 1$$

$$-f - a - 3c - 2e - 2g = -3$$

$$f - a - 3b + c + d + 2e + g = 0$$

$$-c - e = -1$$

$$\text{解得: } a = e - f - 2g, \quad b = f + 2g, \quad c = 1 - e, \quad d = f + 3g - 1$$

2009-4-26

57

5.4.2 因次分析在对流传热中的应用

$$\longrightarrow a = Km^{e-f-2g} r^{f+2g} l^{1-e} l^{f+3g-1} c_p^e u^f (b\Delta Tg)^g$$

$$= K \frac{l}{l} \frac{\delta l u r}{m} \frac{\delta^f}{\delta} \frac{\delta c_p m}{l} \frac{\delta^e}{\delta} \frac{\delta b \Delta T g r^2 l^3}{m^2} \frac{\delta}{\delta}$$

$$\longrightarrow \frac{al}{l} = K \frac{\delta l u r}{m} \frac{\delta^f}{\delta} \frac{\delta c_p m}{l} \frac{\delta^e}{\delta} \frac{\delta b \Delta T g r^2 l^3}{m^2} \frac{\delta^g}{\delta}$$

令: $Nu \propto \frac{al}{l}$ 努塞尔特准数, $\frac{a}{l/l}$ 反映对流与纯导热时传热能力的比值;

$Re \propto \frac{dur}{m}$ 雷诺准数, 惯性力与粘性力的比值, 表征流体流动型态对对流传热的影响; 强制对流时影响显著, 自然对流时影响微小;

5.4.2 因次分析在对流传热中的应用

$Pr \propto \frac{c_p m}{l}$ 普朗特准数，反映流体物性对对流传热的影响；
液体 $Pr > 1$ ，气体 $Pr < 1$ 接近 1；

$Gr \propto \frac{b\Delta T g r^2 l^3}{m^2}$ 格拉斯霍夫准数， $\frac{u_{自}^2 l^2 r^2}{m^2}$ 反映自然对流对对流传热的影响。

根据以上定义可以得到最终的关联式：

$$Nu = K Re^f Pr^e Gr^g$$

讨论：

① 根据不同的对流传热过程，由实验确定系数 K 及指数 f 、 e 、 g 值；如强制对流、自然对流、沸腾传热、冷凝传热等；

② 强制对流时， Gr 一般可忽略，即 $Nu = f(Re, Pr)$

自然对流时， Re 一般可忽略，即 $Nu = f(Pr, Gr)$

③ 由实验条件所限，得到 $Nu = f(Re, Pr, Gr)$ 关联式应注意

2009应用范围；

5.4.2 因次分析在对流传热中的应用

④ 由于流体在传热过程中存在传热边界层，所以冷流体从 t 上升到 t_w ，热流体从 T_w 降为 T ；故对冷、热流体的物性应分别取 $(t + t_w)/2$ 、 $(T + T_w)/2$ 查取或计算；当壁温的计算需要确定对流传热系数（ α 未知需试差），工程上为计算方便一般取流体主体的平均温度来查取或计算；这个确定物性参数数值的温度称为**定性温度**。有些情况下，定性温度不一定取进出口的平均温度，如取膜温（进出口平均温度与壁温的平均值）；所以要注意关联式对定性温度的说明和要求；

⑤ 定性尺寸（特征尺寸）根据不同传热面而不同，它是代表传热面几何特征的长度量，是直接影响对流传热过程的几何尺寸；如大空间内加热面垂直高度为定性尺寸，圆管定性尺寸为直径，非圆管定性尺寸为当量直径；

⑥ $Nu = f(Re, Pr, Gr)$ 适用于无相变的对流传热。

5.4.2 因次分析在对流传热中的应用

总之，对流传热是流体主体中的对流和层流底层中的热传导的复合现象。任何影响流体流动的因素（引起流动的原因、流动型态和有无相变化等）必然对对流传热系数有影响。下面分四种情况来讨论对流传热系数的关联式，即：

- ① 强制对流时的传热系数；
- ② 自然对流时的对流传热系数；
- ③ 蒸汽冷凝时的对流传热系数；
- ④ 液体沸腾时对流传热系数；

5.4.3 流体作强制对流时的对流传热系数

强制对流情况下， Gr 对 α 的影响较小，一般可以忽略，所以

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

其中 C 、 m 、 n 由实验测定。

5.4.3.1 流体在管内作强制对流

(1) 流体在圆形直管内作强制湍流时的 α

① 低粘度（粘度 <2 倍常温水的粘度）的液体和气体

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n$$

或

$$a = 0.023 \frac{l}{d} \frac{\rho u_r}{m} \frac{0.8}{\theta} \frac{c_p m}{l} \frac{n}{\theta}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{流体被加热时 } n=0.4 \\ \text{流体被冷却时 } n=0.3 \end{array} \right.$$

5.4.3 流体作强制对流时的对流传热系数

上式的应用范围及条件:

- a、 $Re > 10^4$ ，流动是充分湍流；
- b、 $Pr = 0.6 \sim 160$ ，一般流体皆可满足；
- c、 $\mu < 2\mu_{\text{水}}$ 的液体及气体；
- d、 $l/d > 50$ ，即进口段占总长的很小一部分，管内的流动是充分发展的。若 $l/d < 50$ ，则 $\alpha' = f_1 \alpha$ ， $f_1 = (l/d, Re)$ 。
- e、 Nu 、 Re 中的特征尺寸 l 取 $d_{\text{内}}$ 。
- f、流体物性参数按定性温度 $t_m = (t_1 + t_2)/2$ 取。

液体 $Pr > 1$ ，被加热： $t \uparrow$ ， $\mu \downarrow$ ， $u \uparrow$ ， $\delta_b \downarrow$ ， $\alpha \uparrow$ ， $n = 0.4$ ；

被冷却： $t \downarrow$ ， $\mu \uparrow$ ， $u \downarrow$ ， $\delta_b \uparrow$ ， $\alpha \downarrow$ ， $n = 0.3$ ；

气体 $Pr < 1$ ，被加热： $t \uparrow$ ， $\mu \uparrow$ ， $u \downarrow$ ， $\delta_b \uparrow$ ， $\alpha \downarrow$ ， $n = 0.4$ ；

被冷却： $t \downarrow$ ， $\mu \downarrow$ ， $u \uparrow$ ， $\delta_b \downarrow$ ， $\alpha \uparrow$ ， $n = 0.3$ ；

对于气体， $t \uparrow$ ， $\mu \uparrow$ ， Pr 基本不变，对空气或其他对称双

原子气体， $Pr \approx 0.72$ ， $Nu = 0.02 Re^{0.8}$

5.4.3 流体作强制对流时的对流传热系数

② 高粘度的液体:

若流体平均温度与壁温相差较大或高粘度流体，应对粘度进行校正:

$$a = 0.027 \frac{l}{d} \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

上式的应用范围及条件:

- a、 $\text{Re} > 10^4$;
- b、 $\text{Pr} = 0.6 \sim 160$;
- c、特征尺寸 l 取 $d_{\text{内}}$;
- d、流体物性参数按定性温度 $t_m = (t_1 + t_2)/2$ 取;
- e、用 $t_{wm} = (t_{w1} + t_{w2})/2$ 求 μ_w ;
- f、不适用于液态金属。

一般情况下，由于壁温是未知的，应用上式须试差。但在工程计算中，也可取以下近似值:

液体被加热 $\left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} = 1.05$

液体被冷却 $\left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} = 0.95$

2009-4-26

5.4.3 流体作强制对流时的对流传热系数

(2) 流体在圆形直管内作强制层流

① $Gr < 25000$ ，自然对流的影响可以忽略

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

此式适用范围及条件： $Re < 2300$ ， $Gr < 25000$ ， $0.6 < Pr < 6700$ ， $RePr(d/l) > 10$ （不适用于管长很长的情况），特征尺寸取 $d_{内}$ ；定性温度取 $t_m = (t_1 + t_2)/2$ ，用 $t_{wm} = (t_{w1} + t_{w2})/2$ 求 μ_w 。

② 当 $Gr > 25000$ 时，自然对流对强制层流 α 的影响不能忽略，应乘以校正系数：

$$f = 0.8 \left(1 + 0.015 Gr^{\frac{1}{3}} \right)$$

注意：层流时 α 很小，从而 K 也很小，因此在换热器设计

中应尽量避免在层流条件下传热。

5.4.3 流体作强制对流时的对流传热系数

(3) 圆形直管内强制过渡状况

当 $Re=2000\sim 10000$ 的过渡状态时，因湍动不充分，层流底层较厚，热阻大， α 比湍流时小，作为粗略估计，可用 $Re>10^4$ 的公式算出 $Re>10^4$ 值，然后乘以校正系数 f_2

$$f_2 = 1 - \frac{6 \cdot 10^5}{Re^{1.8}}$$

(4) 圆形弯管内作强制对流

流体在弯管内流动时，由于离心力的作用，扰动加剧，使对流传热系数加大。

$$\alpha_c = \alpha_e \left(1 + \frac{1.77d}{R} \right)^{0.6}$$

弯管中的传热系数
弯管轴的曲率半径
直管中的传热系数

管内径

5.4.3 流体作强制对流时的对流传热系数

(5) 非圆形直管内作强制对流

① 用上述关联式，但式中的 d 要用代替 d_e

$$d_e = \frac{4 \times \text{流体流通截面积}}{\text{润湿周边}}$$

这种方法简便，但计算结果不够准确。

② 采用专用的关联式

如对 **套管环隙**，用水而和空气等进行实验，得到关联式为：

$$\alpha = 0.023 \frac{\lambda}{d_e} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^{0.53} \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{1/3}$$

适用条件： $\text{Re}=12000\sim 220000$ ， $d_2/d_1=1.65\sim 17$ ，特征尺寸为 d_e ，定性温度取 $t_m=(t_1+t_2)/2$ 。也可计算其他流体在环隙中作

强制湍流时的 α 。

5.4.3 流体作强制对流时的对流传热系数

5.4.3.2 流体在管外作强制对流

(1) 流体垂直接流过单根管

(2) 流体横向流过管束

$$Nu = C_1 C_2 Re^n Pr^{0.4}$$

C_1 、 C_2 和 n 的值见表5-11。

上式的适用范围及约束条件：

a、 $Re=5000\sim 7000$ 和 $x_1/d=1.2\sim 5$ ， $x_2/d=1.2\sim 5$ ；

b、特征尺寸取管外径；

c、定性温度 $t_m=(t_1+t_2)/2$ ；

d、流速取各排最窄通道处的流速。

由于各列的 α 不同，可按下式求出整个管束的平均 α ：

$$a = \frac{a_1 A_1 + a_2 A_2 + a_3 A_3 + L}{A_1 + A_2 + A_3 + L}$$

5.4.3 流体作强制对流时的对流传热系数

(3) 流体在列管换热器管间（装有折流挡板）流过

a、查图5-30;

b、当 $Re=2000\sim 10^6$ 时

$$Nu = 0.36 Re^{0.55} Pr^{1/3} \left(\frac{c_p}{c_{pw}} \right)^{0.14}$$

适用条件:

I、换热器管间装有割去25%（面积）的圆缺形折流挡板;

II、 $Re=2000\sim 10^6$;

III、定性温度 $t_m=(t_1+t_2)/2$;

IV、 $t_{wm}=(t_{w1}+t_{w2})/2$ 求 μ_w ;

V、特征尺寸 d_e （根据管束排列方式而定）;

VI、管外的流速根据流体流过的最大截面积S计算。

2009-4-26

69

5.4.3 流体作强制对流时的对流传热系数

(4) 流体在列管换热器管间无折流挡板

用管内强制对流的公式计算，但要将式中管内径改为管间当量直径。

(5) 液体在有搅拌器的容器中的对流传热系数 α

$$a = C \frac{l}{D} \left(\frac{d^2 n r}{m} \right)^m \left(\frac{c_p m}{l} \right)^{1/3} \left(\frac{m}{m_w} \right)^{0.14}$$

搅拌器直径 搅拌器转速
容器直径 搅拌雷诺数

传热壁面	m 值	C 值		
		涡轮式	平桨式	推进式
容器夹套内壁	2/3	0.62	0.36	0.54
蛇管外壁	0.62	1.01	0.87	0.83

2009-4-26

70

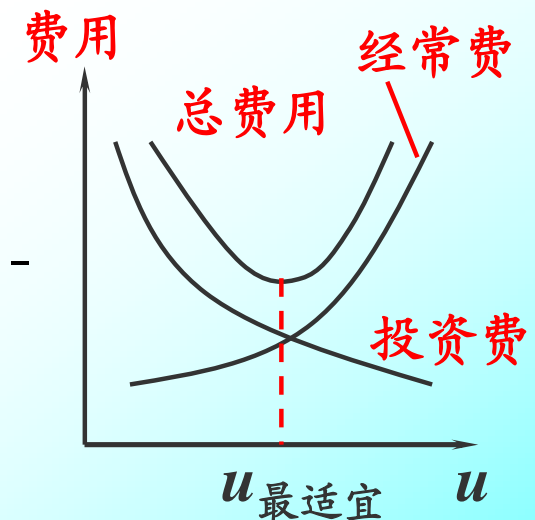
5.4.3 流体作强制对流时的对流传热系数

5.4.3.3 提高对流传热系数的途径

(1) 从层流转变为湍流时, $Re \uparrow$, $\alpha \uparrow$, 应力求使流体在换热器中达到湍流流动;

(2) 圆形直管时,

$$a = A \frac{u^{0.8}}{d^{0.2}} \quad \begin{matrix} \hat{a} \mu u^{0.8}, u^-, a^-, K^-, A^-, \text{投资}^- \\ u^-, Dp^-, \text{电耗}^-, \text{经常费}^- \\ \hat{a} \mu d^{-0.2}, d^-, a^- \text{ (不显著)} \end{matrix}$$



(3) 列管换热器管间加折流挡板时,

$$a = B \frac{u^{0.55}}{d_e^{0.45}} \quad \begin{matrix} \hat{a} \mu u^{0.8}, u^-, a^- \\ \hat{a} \mu d_e^{-0.45}, d_e^-, a^- \end{matrix} \quad \begin{matrix} \text{设置折流板时 } u \text{ 或 } d_e \text{ 对 } \alpha \text{ 都} \\ \text{有显著作用} \end{matrix}$$

(4) 在管内加麻花铁或选用螺纹管均能使湍动程度提高,

2009-4-26

$\alpha \uparrow$, 但能耗 \uparrow 。

5.4.4 流体作自然对流时的对流传热系数

自然对流时 α 的大小和流体的物性、传热面的大小、形状、位置及传热面与流体间的温度差都有关系，情况复杂，仅限于讨论大空间（指边界层不受干扰）的自然对流。传热的特征数普遍关联式为： $Nu=f(Gr,Pr)$ ，在一定范围内可用幂函数表示

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

或

$$\alpha = C \frac{l \rho r^2 g b D t l^3 c_p m \ddot{\theta}^n}{l \rho m^2 l \ddot{\theta}}$$

适用范围及条件：

- ① 大容积（大空间）的自然对流；
- ② 定性温度取膜温 $t_{膜}=(t_w+t_m)/2$ ；
- ③ 特征尺寸 l ：水平管取外径，垂直管取管长，垂直板取板高；
- ④ $\Delta t = t_w - t$ 。

2009-4-26

5.4.5 蒸汽冷凝时的对流传热系数

(1) 蒸汽冷凝对流传热过程的热阻

如果加热介质是饱和蒸汽，当饱和蒸汽和低于饱和温度的壁面接触时，蒸汽将放出潜热并冷凝成液体，冷凝对流传热过程的热阻几乎全部集中在冷凝液膜内。这是蒸汽冷凝对流传热过程的一个**主要特点**。设法减小液膜厚度就是强化冷凝对流传热的**有效措施**。

如果加热介质是过热蒸汽，且 $t_w > t_s$ 时，则壁面上不会发生冷凝现象，蒸汽和壁面间进行的是一般对流传热，此时热阻将集中于壁面附近的蒸汽层流底层中。蒸汽的导热系数比冷凝液的导热系数小得多，故饱和蒸汽冷凝对流传热系数远大于过热蒸汽的对流传热系数。

因此，工业上通常使用饱和蒸汽作为加热介质，其原因有两个：一是饱和蒸汽有恒定的温度，二是它有较大的对流传热系数。

2009-4-26

73

5.4.5 蒸汽冷凝时的对流传热系数

(2) 膜状冷凝和滴状冷凝

膜状冷凝：冷凝液能够润湿壁面并形成一层完整的液膜向下流动。此种冷凝壁面上始终覆盖着一层液膜，蒸汽冷凝时放出的潜热只能以导热的形式通过液膜后才能传给壁面。因此膜状冷凝的热阻较大。

滴状冷凝：若蒸汽中混有油脂类物质，或者壁面被油脂沾污时，冷凝液不能全部润湿壁面，而是结成滴状小液珠从壁面落下，重又露出新的冷凝面，这种冷凝称为滴状冷凝。实验结果表明，滴状冷凝 α 的比膜状冷凝的 α 大几倍甚至几十倍。但是滴状冷凝在工业上没有现实意义，难以实现，在工业上遇到的冷凝过程大多数是膜状冷凝。

5.4.5 蒸汽冷凝时的对流传热系数

(3) 蒸汽冷凝时的 α

① 理论推导 $dQ = \frac{l}{d_x} dADt = a_x dADt$

平均 $a = \frac{1}{H} \int_0^H a_x dx = \frac{l}{H} \int_0^H \frac{dx}{d_x}$

a、垂直管外或垂直板侧

$$a = 0.943 \frac{c_p r r^2 g l^3}{m H D t} \frac{1}{\theta}$$

特征尺寸 H 取管长或板高，冷凝潜热 r 按饱和温度取，其余物性按液膜平均温度 $t_m = (t_w + t_s)/2$ 取。

推导上式的条件：冷凝液膜为层流；蒸汽 $u=0$ ，对液膜无摩擦阻力；冷凝潜热以热传导方式通过液膜；冷凝液物性为常数。

2009-4-26 b、单根水平管外 $a = 0.725 \frac{c_p r r^2 g l^3}{m l_o D t} \frac{1}{\theta}$

5.4.5 蒸汽冷凝时的对流传热系数

② 实验结果

a、垂直管外或垂直板侧

$$a = 1.13 \frac{\rho r^2 g l^3}{m H D t} \frac{1}{\theta^4}$$

使用范围及条件:

特征尺寸 H 取管长或板高;

冷凝液膜为层流, $Re < 1800$;

冷凝潜热 r 按饱和温度 t_s 取;

其余物性按液膜平均温度 $t_m = (t_w + t_s)/2$ 取。

判断时 Re 怎么求?

$$Re = \frac{d_e u r}{m} \quad d_e = \frac{4 \times \text{流通截面积}}{\text{润湿周边}} = \frac{4S}{b} = \frac{4S}{pd_0}$$

2009-4-26

76

5.4.5 蒸汽冷凝时的对流传热系数

$$ur = G = \frac{m_s}{S} \longrightarrow \text{Re} = \frac{d_e ur}{m} = \frac{4 \frac{S}{b} \frac{m_s}{S}}{m} = \frac{4 \frac{m_s}{b}}{m} = \frac{4M}{m}$$

$M = m_s/b$ 单位长度润湿周边上冷凝液的质量流量也称冷凝负荷。

$$\Delta t = \frac{Q}{aA} = \frac{m_s r}{abL} = \frac{Mr}{aL} \longrightarrow a \frac{m^2}{r^2 gl^3} \frac{\rho}{\rho}^{1/3} = 1.87 \text{Re}^{-1/3}$$

$$\text{令 } a^* = a \frac{m^2}{r^2 gl^3} \frac{\rho}{\rho}^{1/3} \quad \text{冷凝准数}$$

$$\longrightarrow a^* = 1.87 \text{Re}^{-1/3}$$

5.4.5 蒸汽冷凝时的对流传热系数

冷凝液膜为湍流, $Re > 1800$ $a = 0.0077 \frac{\alpha r^2 g l^3}{\rho m^2} \frac{\rho^{\frac{1}{3}}}{\mu^{\frac{1}{3}}} Re^{0.4}$

计算步骤:

假设为层流 $\longrightarrow a = 1.13 \frac{\alpha r^2 g l^3}{\rho m H \Delta t} \frac{\rho^{\frac{1}{4}}}{\mu^{\frac{1}{4}}} \longrightarrow$ 计算 Re

\longrightarrow $\begin{cases} Re < 1800, \text{ 所求 } \alpha \text{ 有效} \\ Re > 1800, a = 0.0077 \frac{\alpha r^2 g l^3}{\rho m^2} \frac{\rho^{\frac{1}{3}}}{\mu^{\frac{1}{3}}} Re^{0.4} \end{cases}$

$$M = \frac{m_s}{b} = \frac{Q/r}{b} = \frac{aA\Delta t/r}{b} = \frac{aL\Delta t}{r} \longrightarrow Re = \frac{4aH\Delta t}{rm}$$

5.4.5 蒸汽冷凝时的对流传热系数

b、单根水平管外

实验结果和理论推导公式所得结果基本相符

$$a = 0.725 \frac{\alpha r r^2 g l^3 \Delta t_0^{-1/4}}{m \Delta t d_0}$$

在其它条件相同时 $\frac{a_{\text{水平}}}{a_{\text{垂直}}} = \frac{0.725 \alpha L \Delta t_0^{-1/4}}{1.13 \alpha d_0}$

一般 $L \gg d_0$, $\alpha_{\text{垂直}} < \alpha_{\text{水平}}$ 。

结论：工业冷凝器通常都是卧式的，但蒸发器都是立式的，这是蒸发器特点本身要求的。

c、水平管束外 $a = 0.725 \frac{\alpha r r^2 g l^3 \Delta t_0^{-1/4}}{m \Delta t d_0 n}$

错排的在垂直方向上的管数小于直排在垂直方向的管子数，

2009-4-26

$$\alpha_{\text{错排}} > \alpha_{\text{直排}}$$

79

5.4.6 液体沸腾时的对流传热系数

对液体加热时，液体内部伴有液相变为气相产生汽泡的过程称为沸腾。

按设备的尺寸和形状可分为：

大容积沸腾：传热面浸沉在无强制对流液体中发生的沸腾现象。

管内沸腾：流体在一定压差下流过加热管发生沸腾现象，沸腾过程受液体流速的影响，且沸腾产生的气泡无法脱离流体而随流体一起流动，形成复杂的气液两相流。管内沸腾的传热机理比大容器沸腾复杂得多。

根据沸腾温度分为：

过冷沸腾：液体主体温度低于相应压力下的饱和温度。

饱和沸腾：液体主体温度达到或高于饱和温度。

5.4.6 液体沸腾时的对流传热系数

(1) 沸腾现象

过热度 $Dt = t_e - t_s$

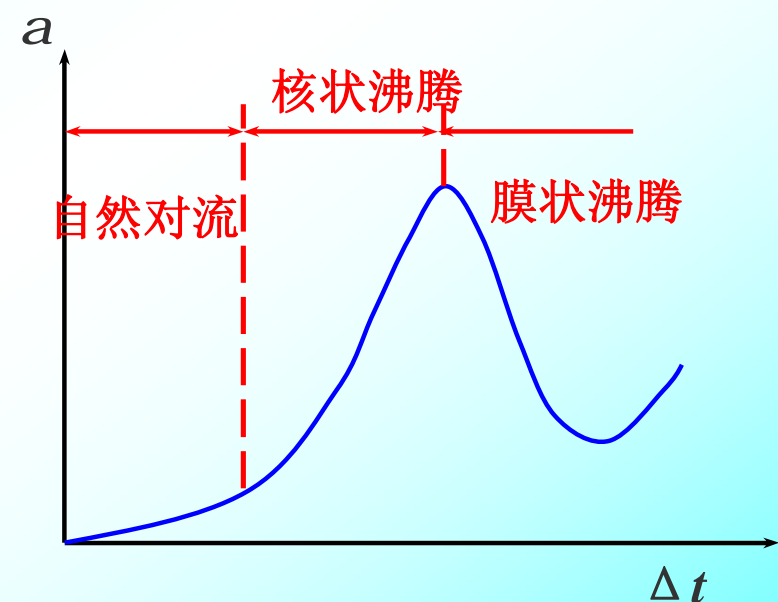
平均温度 t_e 饱和温度 t_s

汽泡就是在加热面上凹凸不平的点上形成，这种点称为**汽化核心**。无汽化核心则汽泡不会产生，汽化核心与传热面粗糙度、氧化情况、材料性质及其不均匀性质等多因素有关。由于汽泡生成和脱离，对近壁处的液体层产生强烈搅动，降低了热阻，从而使液体沸腾时的 α 比无相变时的 α 大得多。 $\alpha_{\text{沸腾}} \gg \alpha_{\text{无相变}}$

5.4.6 液体沸腾时的对流传热系数

如图所示，以常压水在大容器内沸腾为例，说明 Dt 对的 a 影响：

① Dt 很小时，仅在加热面有少量汽化核心形成汽泡，长大速度慢，所以加热面与液体之间主要以自然对流为主。 $Dt < 5^\circ\text{C}$ 时，汽化仅发生在液体表面，严格说还不是沸腾，而是表面汽化。此阶段， a 较小，且随 Dt 升高得缓慢。



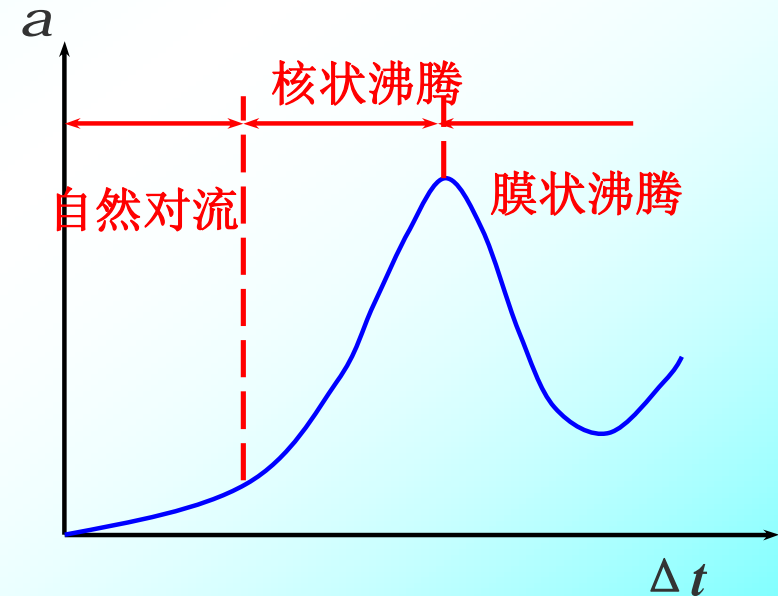
② $25^\circ\text{C} > Dt > 5^\circ\text{C}$ 时，汽化核心数增大，汽泡长大速度增快，对液体扰动增强，对流传热系数增加，由汽化核心产生的汽泡对传热起主导作用，此时为**核状沸腾**。

2009-4-26

82

5.4.6 液体沸腾时的对流传热系数

③ $Dt > 25^\circ\text{C}$ 进一步增大到一定数值，加热面上的汽化核心大大增加，以至气泡产生的速度大于脱离壁面的速度，气泡相连形成气膜，将加热面与液体隔开，由于气体的导热系数较小，使 a 降低，此阶段称为 **不稳定膜状沸腾**。
 $Dt > 250^\circ\text{C}$ 时，气膜稳定，由于加热面温度高，热辐射影响增大，对流传热系数增大，此时为 **稳定膜状沸腾**。



工业上一般维持沸腾装置在核状沸腾下工作。从核状沸腾到膜状沸腾的转折点称为临界点（此后传热恶化），对于常压水在大容器内沸腾时临界点为 $Dt_c = 25^\circ\text{C}$ 。

5.4.6 液体沸腾时的对流传热系数

(2) 影响大容积核状沸腾传热的因素

- ① 表面粗糙度和表面物理性质的影响;
- ② 温度差和压力的影响。

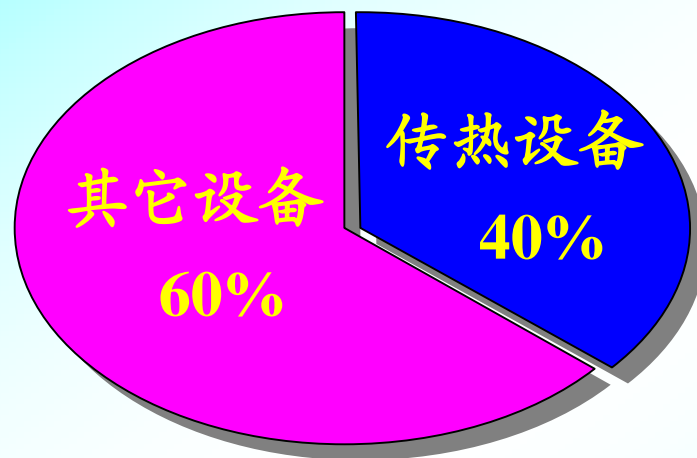
第五章 传热

化学工程与工艺研究所

2009-4-26

1

5.1 概述



在设计时进行合理的优化设计使其在满足工艺要求的条件下投资费用最小；在操作中进行强化传热操作过程，进行最优化操作，对节省传热设备投资，节省能源有着重要的意义。

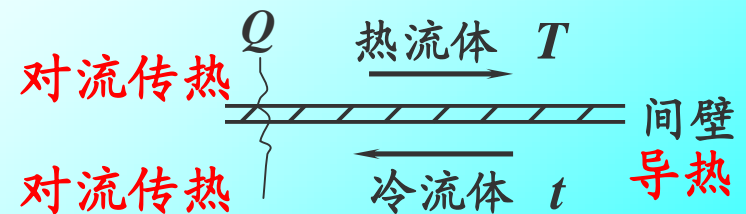
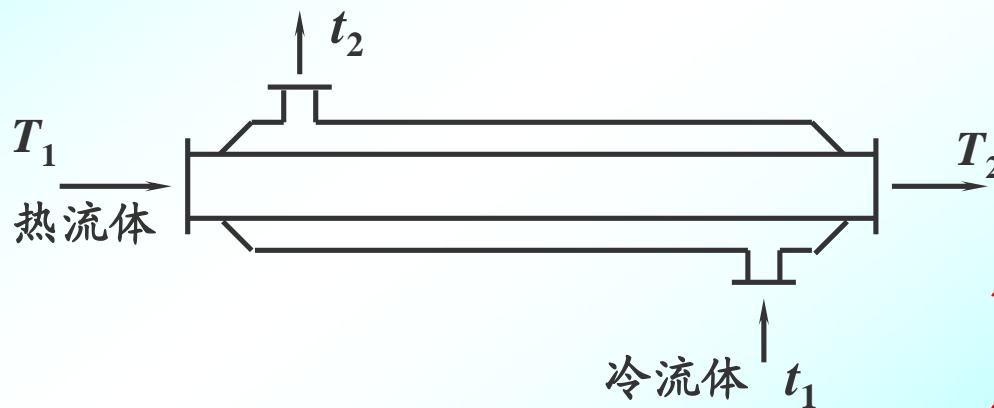
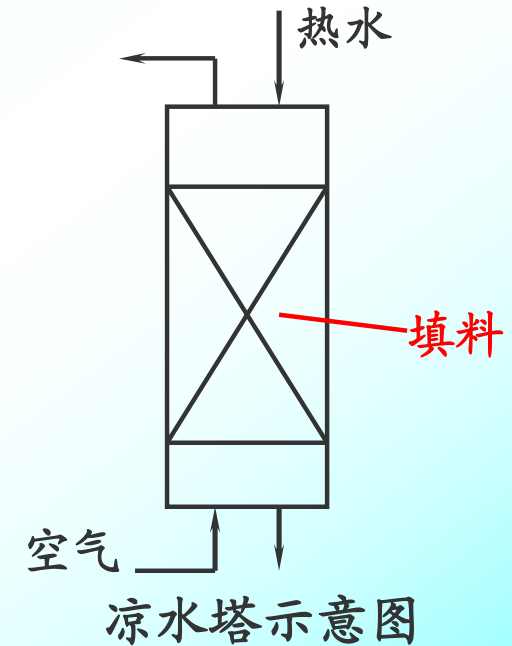
5.1 概述

5.1.1 传热过程的分类

5.1.1.1 根据冷热两种流体的接触方式

(1) 直接接触式传热 (混合式传热)

(2) 间壁式 (间接接触式) 传热

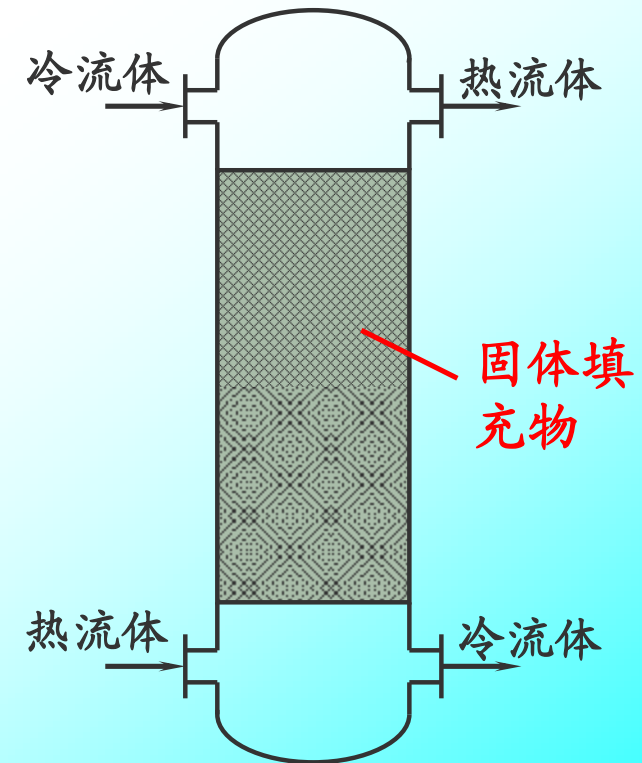
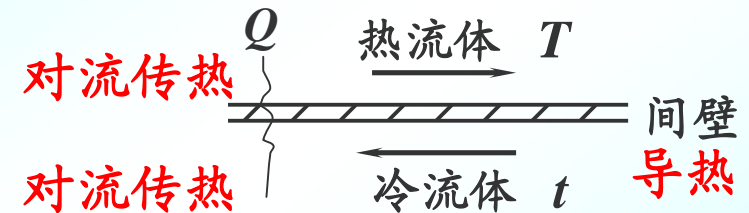


套管换热器中的换热

2009-4-26

5.1.1.1 根据冷热两种流体的接触方式

- ① 热量由热流体靠对流传热传给金属壁的一侧（对流传热）；
- ② 热量自管壁一侧以热传导的形式传至另一侧（导热）；
- ③ 热量以对流传热的方式从壁面的另一侧传给冷流体（对流传热）。



(3) 蓄热式传热

蓄热器示意图

5.1.1.2 根据传热的基本原理

(1) 热传导 热量从物体内部温度较高的部分传递到温度较低的部分或传递的与之接触的温度较低的另一物体的过程称为**热传导**，简称**导热**。

(2) 对流传热 流体各部分质点发生相对位移而引起的热量传递过程，只能发生在流体中。单位时间内所传递的热量 Q 采用牛顿冷却公式计算。

$$\text{流体被冷却时} \quad Q = aA (T - t_w)$$

$$\text{流体被加热时} \quad Q = aA (t_w - t)$$

(3) 热辐射 因热的原因而发出辐射能的过程称为**热辐射**。辐射是以一种电磁波传播能量的现象。

2009-4-26 以上三种传热方式往往是相互伴随着同时出现。

5.1.1.3 传热基本概念

(1) 传热速率

单位时间内通过传热面传递的热量 Q (W)；

(2) 热通量

单位时间、单位传热面积上传递的热量 q (W/m²)；

(3) 非定态、定态传热过程

$t = f(x, y, z, \theta)$ 温度不仅与空间位置还与时间有关，为非定态传热；（不稳定温度场）

$t = f(x, y, z)$ 温度只与空间位置有关与时间无关，为定态传热。（稳定温度场）。

5.2 热传导

5.2.1 傅立叶定律

(1) 温度场

物体（或空间）各点温度在时空中的分布称为**温度场**。

$$t = f(x, y, z, \theta) \quad (5-2)$$

温度相同的点所组成的面称为**等温面**。温度不同的等温面不可能相交，为什么？（因为空间任一点不能同时有两个不同的温度）

(2) 温度梯度 两等温面的温度差 Δt 与其间的垂直距离 Δn 之比在 Δn 趋于零时的极限，即

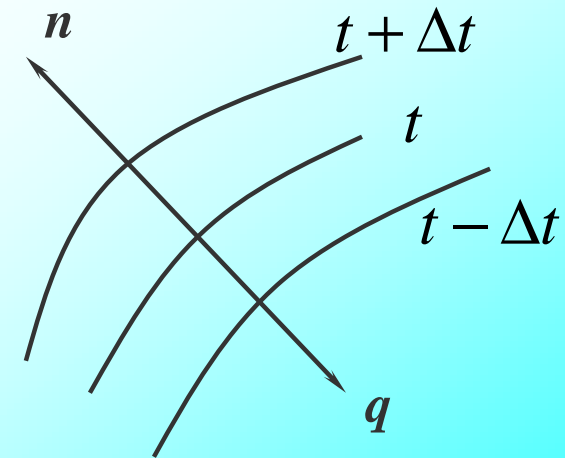


图 5-1 温度梯度与热流方向的关系

2009-4-26

7

5.2 热传导

$$\lim_{\Delta n \rightarrow 0} \frac{\Delta t}{\Delta n} = \frac{\partial t}{\partial n}$$

温度梯度是向量，其方向垂直于等温面，并以温度增加的方向为正。

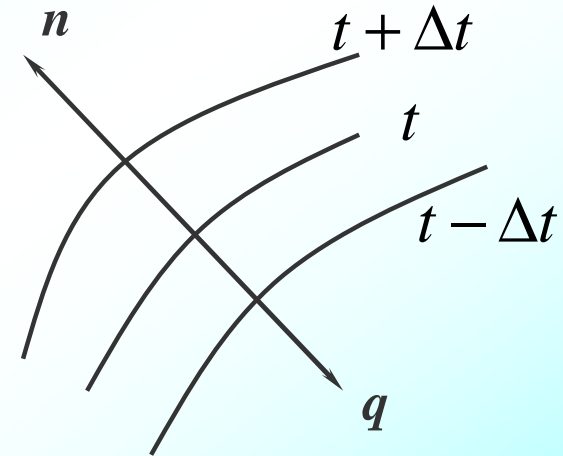


图 5-1 温度梯度与热流方向的关系

用偏导数 $\frac{\partial t}{\partial n}$ 的意义，是指不同等温面间的导热只须考虑其沿法线方向的温度差。

物体内部热流的产生，是由于存在温度梯度的结果，且热流的方向永远与温度降低的方向一致，即与温度梯度的方向相反。

5.2.1 傅立叶定律

(3) 傅立叶定律

傅立叶定律是用以确定在物体各点间存在温度差时，因热传导而产生的热流大小的定律。单位时间内，单位传热面积上传递的热量即热通量与温度梯度成正比，

$$q = -l \frac{\partial t}{\partial n} \quad (5-3)$$

热导率， $\text{W/m}\cdot\text{C}$

传热速率不仅与温度梯度成正比，还与传热面积成正比，即

$$Q = -lA \frac{\partial t}{\partial n}$$

5.2.2 导热系数

$$q = -l \frac{\partial t}{\partial n} \quad \longrightarrow \quad l = -\frac{q}{\partial t / \partial n}$$

物理意义：温度梯度为1时，单位时间内通过单位面积的传热量，在数值上等于单位温度梯度下的热通量， λ 越大，导热性能越好。导热系数是物质的物理性质之一，可用实验求得。

(1) 固体的热导率

纯金属： $t \uparrow, \lambda \downarrow$ ；（**金属的纯度对导热系数影响很大。如纯铜中含有极微量的砷，导热系数即急剧下降。**）

非金属： $\rho \uparrow$ 或 $t \uparrow, \lambda \uparrow$ 。

$$\lambda = \lambda_0 (1 + \alpha t)$$

式中 λ 、 λ_0 ——固体分别在温度 t 、273K 时的热导率，W/(m·K)；

α ——温度系数，对大多金属材料为负值，大多非金属材料为正值，1/K。

5.2.2 导热系数

(2) 液体的热导率

$t \uparrow, \lambda \downarrow$; 非金属液体中以水的导热系数最大。

一般纯液体（水和甘油除外）的热导率比其溶液的热导率大。

(3) 气体的热导率

气体的 λ 很小，对导热不利，但对保温有利。

在相当大的压强范围内，压强对气体的热导率无明显影响。一般情况下气体 $\lambda = f(t)$ ， $t \uparrow, \lambda \uparrow$ 。

5.2.2 导热系数

固体、液体、气体的热导率的大致范围：

$$\lambda_{\text{金属固体}} > \lambda_{\text{非金属固体}} > \lambda_{\text{液体}} > \lambda_{\text{气体}}$$

金属固体： $10^1 \sim 10^2 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$;

建筑材料： $10^{-1} \sim 10 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$;

绝缘材料： $10^{-2} \sim 10^{-1} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$;

液体： $10^{-1} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$;

气体： $10^{-2} \sim 10^{-1} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$;

5.2.3 平壁的稳定热传导

(1) 单层平壁稳定热传导

一高度和宽度均很大的平壁，厚度为 b ，两侧表面温度保持均匀恒定，分别为 t_1 及 t_2 ，且 $t_1 > t_2$ ，若 t_1 、 t_2 不随时间而变，壁内的传热属于沿厚度 x 方向的一维定态热传导过程（见图5-5）。此时傅立叶定律可写成

$$q = -l \frac{dt}{dn}$$

积分上式
$$\int_0^b q dx = \int_{t_1}^{t_2} -l dt$$

➔

$$q = l \frac{t_1 - t_2}{b} = \frac{t_1 - t_2}{b/l}$$

2009-4-26

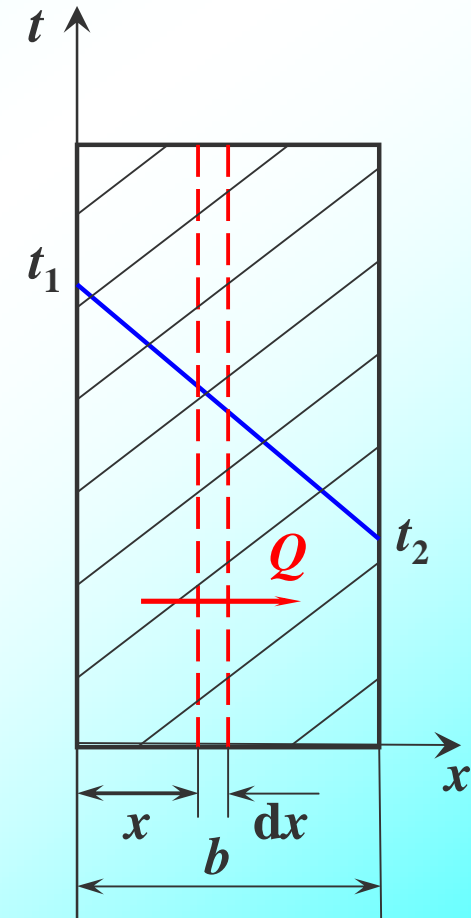


图5-5 单层平壁的稳定热传导

5.2.3 平壁的稳定热传导

传热速率（单位时间通过面积A上的传热量）为：

$$Q = \frac{t_1 - t_2}{b} \quad (5-4)$$

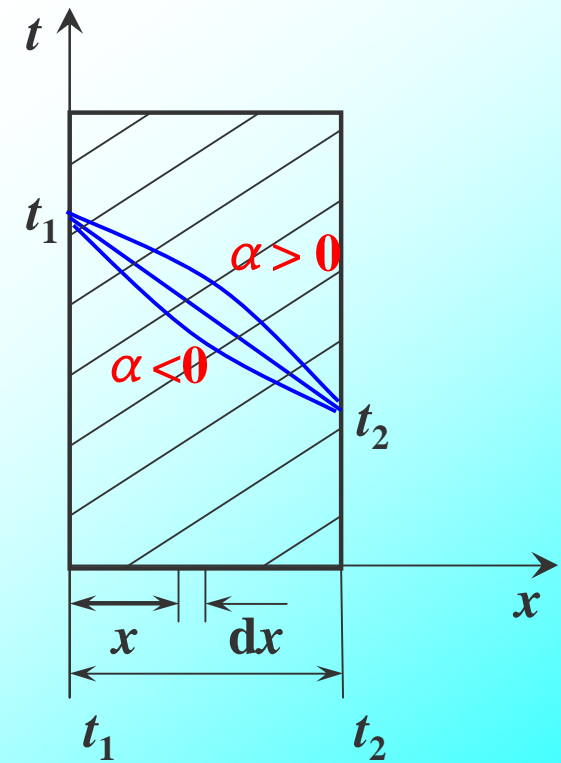
$$\frac{1}{IA}$$

→ $Q = \frac{t_1 - t_2}{b} = \frac{\Delta t}{R} = \frac{\text{推动力}}{\text{阻力}}$

$$\frac{1}{IA}$$

$b \uparrow$ 或 $A \downarrow$ 或 $\lambda \downarrow$, $R \uparrow$ 。

上式 λ 为常数，所以平壁内的温度分布为一直线；若导热系数与温度有关，则温度分布又是怎样的？（略有弯曲，例5-2）



5.2.3 平壁的稳定热传导

(2) 多层平壁稳定热传导

$$Q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{d_1}{l_1 A}} = \frac{t_2 - t_3}{\frac{d_2}{l_2 A}} = \frac{t_3 - t_4}{\frac{d_3}{l_3 A}}$$

应用合比定律，得

$$Q = \frac{t_1 - t_4}{\sum_{i=1}^3 \frac{b_i}{l_i A}} = \frac{\text{总推动力 } \sum_{i=1}^3 \Delta t_i}{\text{总阻力 } \sum_{i=1}^3 R_i}$$

推广到 n 层平壁

$$Q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{b_i}{l_i A}} = \frac{\text{总推动力 } \sum_{i=1}^n \Delta t_i}{\text{总阻力 } \sum_{i=1}^n R_i} \quad (5-6)$$

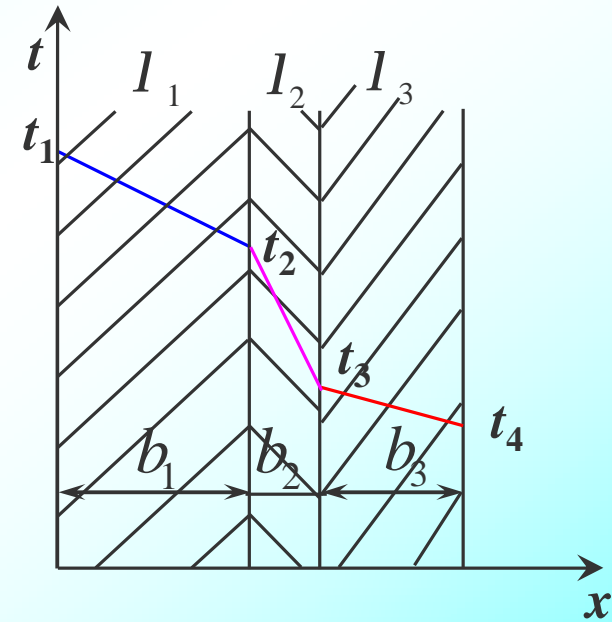


图5-7 多层平壁的热传导

5.2.3 平壁的稳定热传导

$$Q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{b_i}{l_i A}} = \frac{\text{总推动力} \sum_{i=1}^n \Delta t_i}{\text{总阻力} \sum_{i=1}^n R_i} \quad (5-6)$$

从上式可以看出，通过多层壁的定态热传导，传热推动力和热阻是可以加和的；**总推动力等于各层推动力之和，总热阻等于各层热阻之和。**

$$\begin{aligned} & (t_1 - t_2) : (t_2 - t_3) : (t_3 - t_4) \\ &= \frac{b_1}{l_1 A} : \frac{b_2}{l_2 A} : \frac{b_3}{l_3 A} \\ &= R_1 : R_2 : R_3 \end{aligned}$$

此式说明，在多层壁导热过程中，**哪层热阻大，哪层温**

差就大；反之，哪层温差大，哪层热阻一定大。

5.2.3 平壁的稳定热传导

$$Q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{b_i}{l_i A}} = \frac{\text{总推动力} \sum_{i=1}^n \Delta t_i}{\text{总阻力} \sum_{i=1}^n R_i} \quad (5-6)$$

将上式写成热通量的形式为

$$q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{b_i}{l_i}}$$

5.2.3 圆筒壁的稳定热传导

(1) 单层圆筒壁稳定热传导

有内、外半径分别为 r_1 、 r_2 的圆筒，内、外表面分别维持恒定的温度 t_1 、 t_2 ，且管长 l 足够大，圆筒壁内的导热属于沿径向的一维定态热传导，傅立叶定律可写成

$$q = -l \frac{dt}{dr}$$

$$Q = -lA \frac{dt}{dr} = -2\pi r l \frac{dt}{dr}$$

积分 $\int_{t_1}^{t_2} dt = -\frac{Q}{2\pi l} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r}$

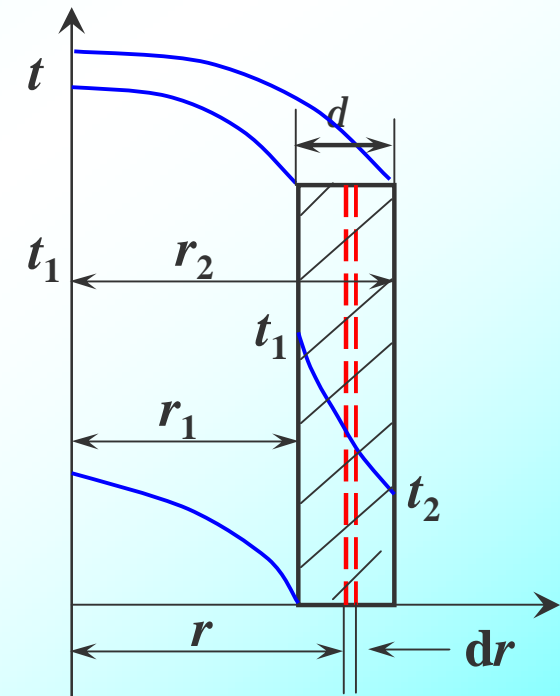


图5-8 圆筒壁的热传导

5.2.3 圆筒壁的稳定热传导

$$\int_{t_1}^{t_2} dt = -\frac{Q}{2p\ell l} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r} \quad \longrightarrow \quad Q = \frac{2p\ell l (t_1 - t_2)}{\ln \frac{r_2}{r_1}}$$

$$\longrightarrow Q = \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{r_2}{r_1} / 2p\ell l} = \frac{t_1 - t_2}{R} = \frac{\text{推动力}}{\text{阻力}}$$

$$\begin{aligned} \longrightarrow Q &= \frac{2p (r_2 - r_1) l}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \frac{l (t_1 - t_2)}{r_2 - r_1} = \frac{2p r_m l l (t_1 - t_2)}{b} \\ &= \frac{(t_1 - t_2)}{\frac{b}{2p r_m l l}} = \frac{(t_1 - t_2)}{l A_m} \end{aligned}$$

2009-4-26

19

5.2.3 圆筒壁的稳定热传导

$$Q = \frac{(t_1 - t_2)}{\frac{b}{l A_m}}$$

式中 $b = r_2 - r_1$ ，为圆筒壁的厚度。平均面积 $A_m = 2 \pi l r_m$ ，而

$$r_m = \frac{r_2 - r_1}{\ln \frac{r_2}{r_1}}$$

称为对数平均半径。当 $r_2 / r_1 < 2$ 时，可以改用算术平均值，即取 $r_m = (r_2 + r_1) / 2$ 。

热阻为：

$$R = \frac{\ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)}{2 \pi l} = \frac{b}{l A_m}$$

5.2.3 圆筒壁的稳定热传导

(2) 多层圆筒壁稳定热传导

$$Q_1 = \frac{(t_1 - t_2)}{\frac{b_1}{l_1 A_{m1}}} \quad Q_2 = \frac{(t_2 - t_3)}{\frac{b_2}{l_2 A_{m2}}} \quad Q_3 = \frac{(t_3 - t_4)}{\frac{b_3}{l_3 A_{m3}}}$$

→

$$Q = \frac{(t_1 - t_4)}{\frac{b_1}{l_1 A_{m1}} + \frac{b_2}{l_2 A_{m2}} + \frac{b_3}{l_3 A_{m3}}}$$

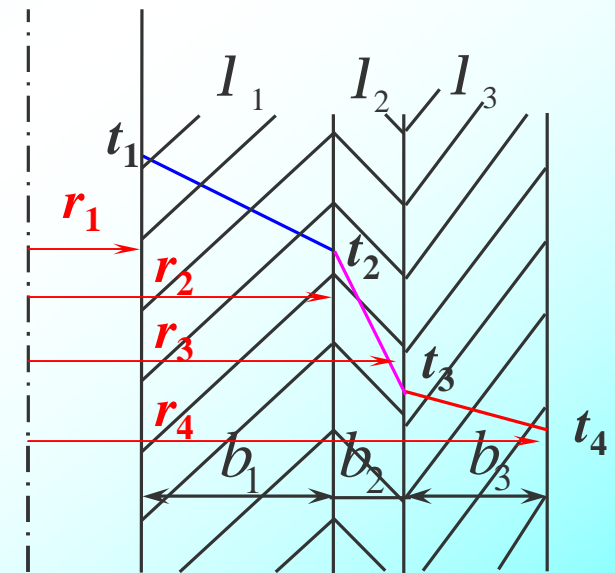


图5-9 多层圆筒壁的热传导

推广到n层圆筒壁

$$Q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{b_i}{l_i A_{mi}}} = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{\ln(r_{i+1}/r_i)}{2\pi l_i}}$$

2009-4-26

21

5.3 两流体间的热量传递

5.3.1 间壁两侧流体热交换过程的分析

用于加热或冷却物料的流体称为**载热体**，其中起加热作用的叫**加热剂**，起冷却作用的叫**冷却剂**。

规定：冷流体温度用 t 表示，热流体温度用 T 表示，下标**1**，**2**分别代表**进口**与**出口**参数， m_{s1} ， m_{s2} 分别表示**热流体**、**冷流体**的质量流量。

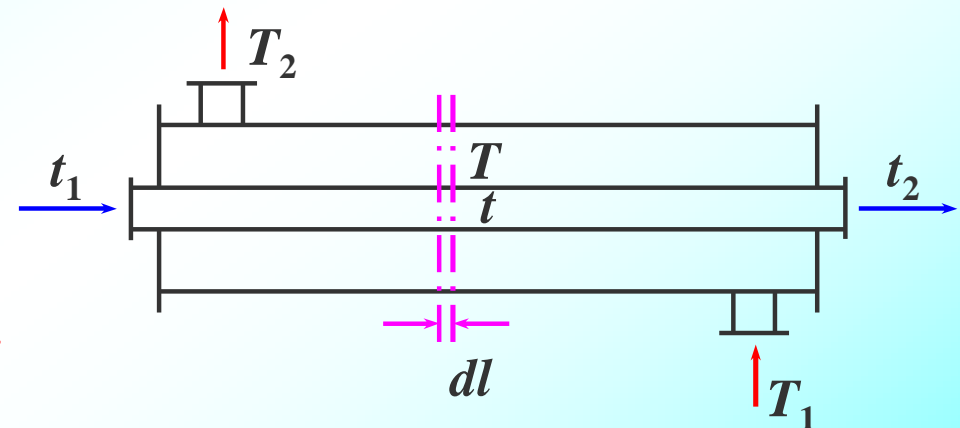


图5-11 套管换热器示意

5.3.1 间壁两侧流体热交换过程的分析

传热过程在流动的流体中也存在传热边界层，同样包括湍流主体、过渡区、层流底层；在湍流主体中热量传递主要靠对流传热，导热的作用很小可以忽略不计；在层流体底层中由于流体层间没有质点的交换，主要靠热传导传递热量，传热阻力大、温度变化大；在过渡区不仅有热传导也有对流传热，两者的作用相当，均不能忽略。

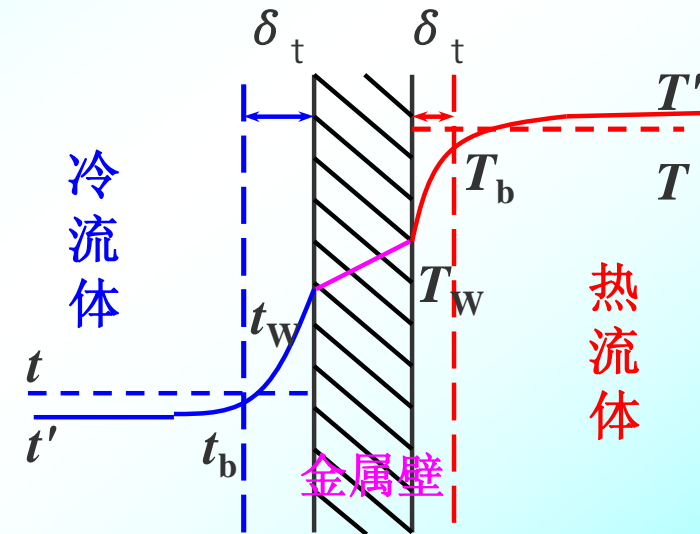


图5-12 热、冷流体通过间壁传热过程示意

流动的流体传热的阻力主要集中在层流底层，所以要强化传热，主要的措施是破坏层流底层，降低层流底层的厚度。间壁的导热过程可以用导热速率方程描述，那么给出对流传热速率方程是弄清楚间壁两侧流体传热的关键。

2009-4-26

5.3.2 总传热系数

(1) 对流传热系数和总传热系数

对流传热为一复杂过程，包括通过层流底层的热传导以及层流底层以外流体各部分之间发生相对位移所引起的热量传递，因而影响对流传热速率的因素很多。由于过程复杂，严格计算相当困难。目前采用的比较简单的办法是应用本章第一节中提到的牛顿冷却公式，把许多复杂影响因素归纳在比例系数 α 内。

5.3.2 总传热系数

因为换热器中流体在管长的不同位置温度不同，两侧流体的温度差也不相同；所以必须在流体流动方向上取微元段 dl 进行分析；在微元段 dl 中，传热间壁的内侧传热面积为 dA_1 ，外侧面传热面积为 dA_2 ；如图，管内为冷流体，管外为热流体，微元管段上热流体的对流传热温差为 $T - T_W$ ，冷流体的对流传热温差为 $t_W - t$ ，在间壁上导热的温差为 $T_W - t_W$ 。

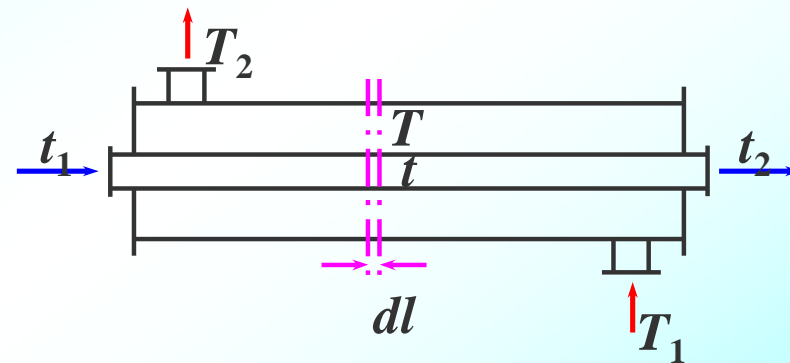


图5-11 套管换热器示意

5.3.2 总传热系数

热流体传给管壁的热流量:

$$dQ_1 = a_1 dA_1 (T - T_w) = \frac{T - T_w}{\frac{1}{a_1 dA_1}} = \frac{\Delta t_1}{R_1}$$

间壁热传导的导热量:

$$dQ_2 = \frac{l}{b} dA_m (T_w - t_w) = \frac{T_w - t_w}{\frac{b}{l dA_m}} = \frac{\Delta t_2}{R_2}$$

管壁传给冷流体的热流量:

$$dQ_3 = a_2 dA_2 (t_w - t) = \frac{t_w - t}{\frac{1}{a_2 dA_2}} = \frac{\Delta t_3}{R_3}$$

5.3.2 总传热系数

间壁两侧流体的传热在稳定情况下，热流体对流传热、间壁导热、冷流体的对流传热速率相等，即：

$$dQ_1 = dQ_2 = dQ_3 = dQ$$

$$dQ = \frac{T - T_w}{\frac{1}{a_1 dA_1}} = \frac{T_w - t_w}{\frac{b}{l dA_m}} = \frac{t_w - t}{\frac{1}{a_2 dA_2}} = \frac{T - t}{\frac{1}{a_1 dA_1} + \frac{b}{l dA_m} + \frac{1}{a_2 dA_2}}$$

$$= \frac{T - t}{\frac{1}{K dA}} = \frac{T - t}{\sum R}$$

局部（微元管段）的总传热系数， $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$

$$\text{令 } \frac{1}{a_1 dA_1} + \frac{b}{l dA_m} + \frac{1}{a_2 dA_2} = \frac{1}{K dA} \longrightarrow dQ = K dA(T - t)$$

总热阻

总传热速率方程

5.3.2 总传热系数

$$dQ = K dA(T - t)$$

工程计算中，按某一定性温度 → 确定物性参数 → 计算 α → 将 α 看作常数 → 求得 K 也是常数 → 求出 $T-t$ 的平均值 → 沿全部传热面积分得

$$Q = KA\Delta t_m$$

总传热速率方程
(传热基本方程)

Q —— 换热器单位时间内的传热量，W；

A —— 换热器的传热面积， m^2 ；

K —— 换热器的总传热系数， $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$ 或 $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ；

Δt_m —— 冷热流体温度差的平均值， $^\circ C$ 或 K 。

5.3.2 总传热系数

$$\frac{1}{K dA} = \frac{1}{a_1 dA_1} + \frac{b}{l dA_m} + \frac{1}{a_2 dA_2}$$

①当传热面为平壁时, $dA_1 = dA_m = dA_2 = dA$

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{a_1} + \frac{b}{l} + \frac{1}{a_2}$$

②当传热面为圆筒壁时, $dA_1 \neq dA_m \neq dA_2 \neq dA$
 $dA = dA_1$ 即以外表面积为基准时,

$$\frac{1}{K_1} = \frac{1}{a_1} + \frac{b}{l} \frac{dA_1}{dA_m} + \frac{1}{a_2} \frac{dA_1}{dA_2}$$

5.3.2 总传热系数

对圆管 $\frac{dA_1}{dA_2} = \frac{pd_1(dL)}{pd_2(dL)} = \frac{d_1}{d_2}$, $\frac{dA_1}{dA_m} = \frac{d_1}{d_m}$

→ $\frac{1}{K_1} = \frac{1}{a_1} + \frac{b}{l} \frac{d_1}{d_m} + \frac{1}{a_2} \frac{d_1}{d_2}$

$$d_m = \frac{d_1 - d_2}{\ln(d_1/d_2)} = \frac{2b}{\ln(d_1/d_2)} = \frac{2b}{\ln(r_1/r_2)} = 2r_m$$

→ $dQ = K_1 dA_1 (T - t)$

→ $Q = K_1 A_1 \Delta t_m$

5.3.2 总传热系数

当 $dA = dA_2$ 即以内表面积为基准时，

$$\frac{1}{K_2} = \frac{1}{a_1} \frac{d_2}{d_1} + \frac{b}{l} \frac{d_2}{d_m} + \frac{1}{a_2}$$



$$Q = K_2 A_2 \Delta t_m$$

以换热管内表面积为基准的总传热系数

要用以上式子求 K ，则须先求 α ，此外还要考虑由于传热表面有污垢积存而增加的污垢热阻。

5.3.2 总传热系数

(2) 污垢热阻

流体在间壁两侧流动久而久之会在间壁表面形成污垢，其产生的热阻也应计入总热阻：

外表面积为基准

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{a_1} + R_{s1} + \frac{b}{l} \frac{d_1}{d_m} + R_{s2} \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{a_2} \frac{d_1}{d_2}$$

总传热阻力
 管外污垢热阻
 管内污垢热阻
 管外流体对流传热阻力
 间壁导热阻力
 管内流体对流传热阻力

常见流体污垢的大致范围见表5-5。

2009-4-26

5.3.2 总传热系数

(3) 传热系数的大致数值范围

在进行换热器的计算时，要估计冷、热流体间的总传热系数。总传热系数 K 值数值范围见表5-3。 K 变化范围很大，应对不同类型流体间传热时的 K 值，有一数量级的概念。

(4) 提高 K 值途径的讨论

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{a_1} + R_{s1} + \frac{b}{l} \frac{d_1}{d_m} + R_{s2} \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{a_2} \frac{d_1}{d_2}$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + R_{s1} + \frac{b}{l} \frac{d_1}{d_m} + R_{s2} \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{a_2} \frac{d_1}{d_2}}$$

显然，减小分母中的任一项，都可使 K 值增大。但因各项所占比重不同，要设法减小对 K 值影响较大的项。

5.3.2 总传热系数

① 换热器结垢严重时，必须设法减小污垢的热阻，如减慢污垢生成的速率或及时清除污垢，就成为主要考虑的方面。

② 当污垢热阻和管壁热阻很小可以忽略不计时

$$K = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_2} \frac{d_1}{d_2}} \quad d_1 \gg d_2 \quad \frac{a_1 a_2}{a_1 + a_2}$$

提高 α 就成为应主要考虑的方面。

a、若 α_1 、 α_2 相差不大，须设法同时提高 α_1 、 α_2 。

b、若 $\alpha_1 \gg \alpha_2$ ， $K \approx \alpha_2$ ， K 几乎完全取决于 α_2 。

因此要提高 K 值关键在于提高较小的一个 α 值。

5.3.3 热量衡算式与传热速率方程间的关系

(1) 热量衡算式

热流体：无相变时， $Q = m_{s1}c_{p1}(T_1 - T_2)$

有相变时， $Q = m_{s1}[r_1 + c_{p1}(T_1 - T_2)]$

冷流体：无相变时， $Q = m_{s2}c_{p2}(t_2 - t_1)$

有相变时， $Q = m_{s2}[r_2 + c_{p2}(t_2 - t_1)]$

根据不同的情况计算传热量，如

冷、热两流体均无相变时： $Q = m_{s1}c_{p1}(T_1 - T_2) = m_{s2}c_{p2}(t_2 - t_1)$

热流体饱和蒸汽冷凝： $Q = m_{s1}r_1 = m_{s2}c_{p2}(t_2 - t_1)$

冷流体饱和液体沸腾： $Q = m_{s2}r_2 = m_{s1}c_{p1}(T_1 - T_2)$

以上三中传热量计算式的条件：

① $Q_{\text{损}} = 0$;

② m_{s1} 、 m_{s2} 为常数;

③ c_{p1} 、 c_{p2} 为常数。

2009-4-26

5.3.3 热量衡算式与传热速率方程间的关系

(2) 校核计算

A 已知，核算换热器是否合用

$$A = \frac{Q}{K\Delta t_m} \leq A_{\text{已知}} \quad \text{可用}$$

传热任务要求的

或 $Q = KA_{\text{已知}}\Delta t_m \geq Q_{\text{要求}} \quad \text{可用}$

5.3.4 平均温度差的计算

一、恒温差传热

恒温差传热是指传热温度差不随位置而变的情况。

若间壁两侧流体均为相变对流传热，即饱和蒸汽冷凝和饱和液体沸腾，如蒸发单元操作，热流体在换热器中处处的温度均为 T ，冷流体在换热器中处处温度均为 t ，故：

$$\Delta t_m = T - t$$

$$Q = KA(T - t)$$

5.3.4 平均温度差的计算

二、变温差传热

在实际中常见的是变温差传热，两流体在换热器中不同位置传热温度差 Δt 不同；间壁两侧流体的流动形式各种各样，但最基本的有两种形式：逆流、并流

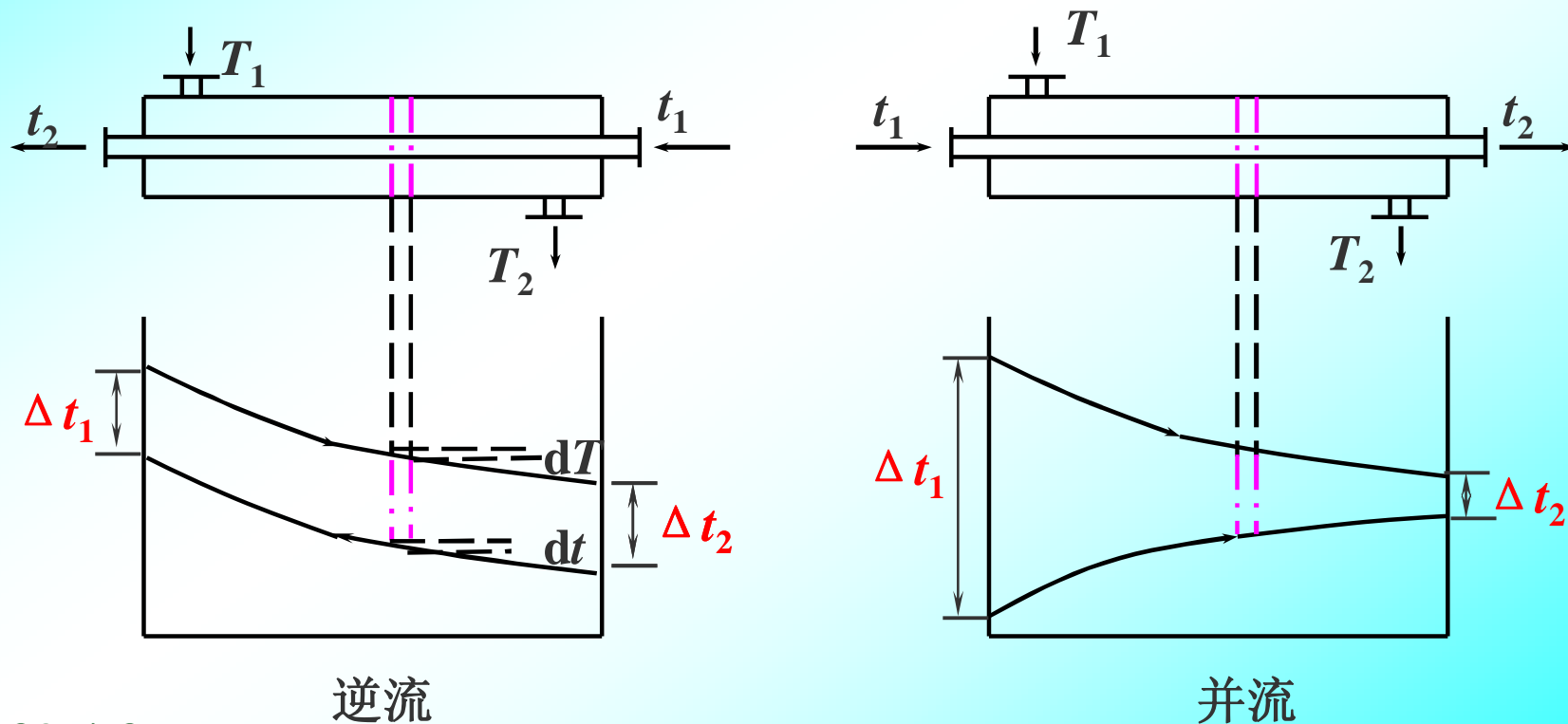
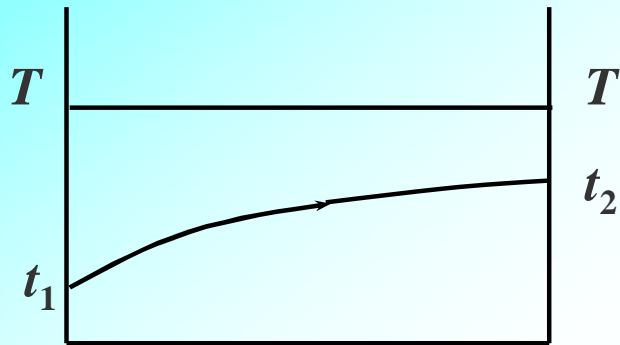


图5-13 两侧流体均无相变时的温度变化

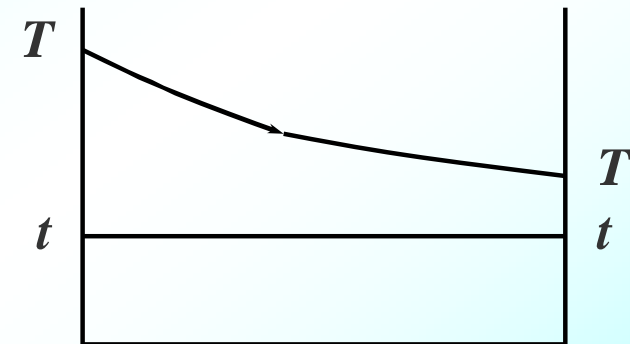
2009-4-26

38

5.3.4 平均温度差的计算



(a) 蒸汽冷凝加热无相变流体



(b) 无相变流体加热液体沸腾

图5-13 一侧流体相变时的温度变化

5.3.4 平均温度差的计算

(1) 以逆流为例导出计算平均温度差 Δt_m 的通式

取一微元传热面 dA

① 经 dA 的传热速率为

$$dQ = K (T - t) dA = K \Delta t dA$$

② 对 dA 进行热量衡算 (冷、热流体均无相变化)

$$dQ = -m_{s1} c_{p1} dT = -m_{s2} c_{p2} dt$$

③ 对整个换热器进行热量衡算

设 $Q_{\text{损}}=0$, c_{p1} 、 c_{p2} 分别取平均温度下的平均值, 可以认为是常数, 冷、热流体均无相变化,

$$Q = m_{s1} c_{p1} (T_1 - T_2) = m_{s2} c_{p2} (t_2 - t_1)$$

5.3.4 平均温度差的计算

④ 导出计算 Δt_m 的通式

$$dT - dt = d(T - t) = -\frac{dQ}{m_{s1}c_{p1}} + \frac{dQ}{m_{s2}c_{p2}} = -dQ\left(\frac{1}{m_{s1}c_{p1}} - \frac{1}{m_{s2}c_{p2}}\right)$$

$$\longrightarrow -\frac{d\Delta t}{dQ} = \frac{1}{m_{s1}c_{p1}} - \frac{1}{m_{s2}c_{p2}}$$

$$-\frac{d\Delta t}{K(dA)\Delta t} = \frac{T_1 - T_2}{Q} - \frac{t_2 - t_1}{Q} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{Q} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{Q}$$

$$-\frac{1}{K} \int_{\Delta t_1}^{\Delta t_2} \frac{d\Delta t}{\Delta t} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{Q} \int_0^A dA$$

$$-\frac{1}{K} \ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{Q} A \quad \text{即} \quad -\frac{1}{K} \ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{Q} A$$

5.3.4 平均温度差的计算

$$-\frac{1}{K} \ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{Q} A \quad \longrightarrow \quad Q = KA \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

令
$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

对数平均温度差，对逆流、并流及一侧流体变温的情况均使用，是计算 Δt_m 的通式

Δt_1 ——热流体进口侧的传热温差， $^{\circ}\text{C}$ ；

Δt_2 ——热流体出口侧的传热温差， $^{\circ}\text{C}$ 。

$$Q = KA \Delta t_m$$

传热基本方程式

5.3.4 平均温度差的计算

(2) 讨论

① Δt_m 由逆流推导得出，但同样适用于并流

逆流: $\Delta t_1 = T_1 - t_2$, $\Delta t_2 = T_2 - t_1$

$$\Delta t_m = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}}$$

并流: $\Delta t_1 = T_1 - t_1$, $\Delta t_2 = T_2 - t_2$

$$\Delta t_m = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2}}$$

② 若 $\max(\Delta t_1, \Delta t_2) / \min(\Delta t_1, \Delta t_2) < 2$, $\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 + \Delta t_2}{2}$

2009-4-26

43

5.3.4 平均温度差的计算

例5-8 在一列管式换热器中用机油和原油换热。原油在管外流动，进口温度为120℃，出口温度上升到160℃；机油在管内流动，进口温度为245℃，出口温度下降到175℃。

(1) 试分别计算并流和逆流时的平均温度差。(2) 若已知机油质量流量 $m_{s1}=0.5\text{kg/s}$ ，其比热 $c_{p1}=3\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$ ，并流和逆流时的 K 均等于 $100\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ ，求单位时间内传过相同热量分别所需要的传热面积。

5.3.4 平均温度差的计算

③ 逆流与并流比较

a、当 T_1 、 T_2 及 t_1 、 t_2 均已确定时， $\Delta t_{m逆} > \Delta t_{m并}$ ，若 Q 相同，则 $A_{逆} < A_{并}$ ，所以工业换热器一般是采用逆流；

b、并流 t_2 总是 $< T_2$ ，逆流 t_2 可以 $< T_2$ ， Q 一定时

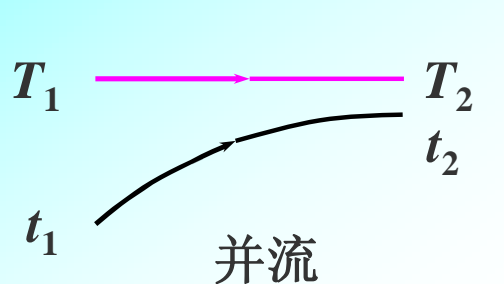
若热流体被冷却($T_1 \rightarrow T_2$)，则冷却剂温升 $(t_2 - t_1)_{逆} > (t_2 - t_1)_{并}$ ，冷却剂用量 $m_{s2逆} < m_{s2并}$ ；

若冷流体被加热($t_1 \rightarrow t_2$)，则加热剂温降 $(T_1 - T_2)_{逆} > (T_1 - T_2)_{并}$ ，加热剂用量 $m_{s1逆} < m_{s1并}$ ；

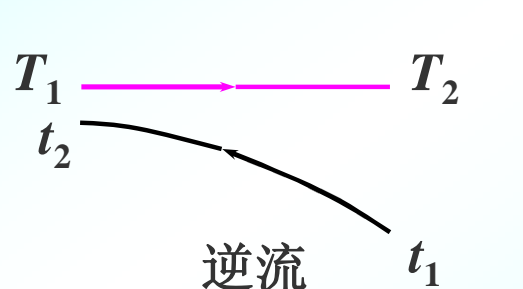
结论：逆流比并流优越，故应尽可能采用逆流操作。但对热敏性物料的加热并流操作可避免出口温度 t_2 过高而影响产品质量。此外，传热的好坏，除 Δt_m 的大小外，还应考虑影响 K 的多种因素及换热器结构方面的问题。

5.3.4 平均温度差的计算

- ④ 对只有一侧流体变温的情况，则无逆流和并流之分
饱和蒸汽（热流体）冷凝，冷流体无相变



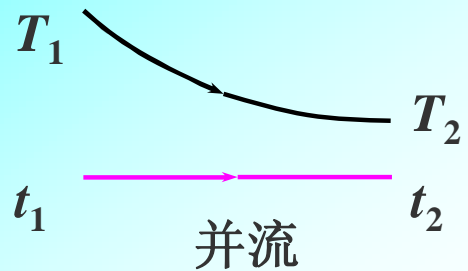
$$\Delta t_{m\text{并}} = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2}} = \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{T_s - t_1}{T_s - t_2}}$$



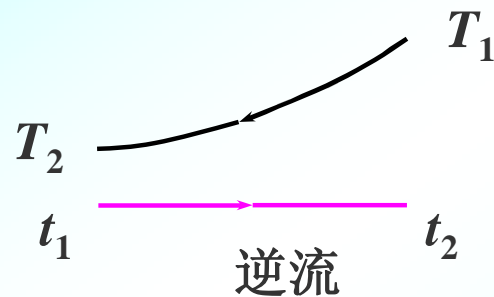
$$\Delta t_{m\text{逆}} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} = \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{T_s - t_1}{T_s - t_2}}$$

5.3.4 平均温度差的计算

热流体无相变，饱和液体（冷流体）沸腾



$$\Delta t_{m\text{并}} = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2}} = \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{T_1 - t_s}{T_2 - t_s}}$$



$$\Delta t_{m\text{逆}} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} = \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{T_1 - t_s}{T_2 - t_s}}$$

5.3.4 平均温度差的计算

(3) 错流

两流体流动方向互相垂直。若 $\alpha_1 \downarrow$, $K \downarrow$, 为提高 $\alpha_1 \uparrow$, 使 $K \uparrow$, 可设法使 $u_1 \uparrow$, 同时迫使流体按规定的路径多次横向流过管束, 增大湍动程度 (在较低的 Re , $Re > 100$ 即可达到湍流)。

(4) 复杂折流 (多管程、多壳程)

实际上, 工业换热器并不一定都是逆流或并流, 许多情况下采用折流、错流等复杂的流动, 复杂流动的 Δt_m 按下式计算

$$\Delta t_m = y \Delta t_{m逆}$$

式中

$$y = f(R, P) \quad (\text{温度差校正系数})$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

5.3.4 平均温度差的计算

讨论:

(1) 单管程改为多管程, 壳程增加折流挡板, 虽然能提高传热效果, 但同时也增大了流动阻力;

(2) 对一侧有相变的情况, 饱和液体沸腾 $P \rightarrow 0$, $R \rightarrow \infty$; 饱和蒸汽冷凝 $R \rightarrow 0$; 由 $\psi \sim R$ 、 P 关系图可知, $\psi = 1$, 其对数平均推动力均按逆流计算, 无需进行温差校正;

(3) 一般 $\psi < 1$, 当 $\psi < 0.8$ 时, 由图可知 P 的微小变化 (t 变化引起的) 使 ψ 急剧变化 (特别是下降的情况), 导致 Δt_m 大大降低, 造成传热操作极不稳定, 因此设计换热器时应使之 $\psi > 0.8$, 否则经济上不合理、操作温度略有变动, $\psi \downarrow \downarrow$, 操作不稳定。

5.3.4 平均温度差的计算

改用多壳程:

单壳程: $R=2.0$, $P=0.3$ 时, $\psi = 0.86$

多壳程: $R=2.0$, $P=0.3$ 时, $\psi = 0.97$

因此, 要增大温差校正因子, 可以增加壳程数。

(4) 若蒸汽冷凝于壳程, 由于蒸汽本身的对流传热系数很大, 所以壳程安装挡板的距离比一般的换热器要大, 且挡板间应有冷凝水的排放口。

5.3.5 壁温的计算

对于稳定传热过程

$$\begin{aligned}
 Q &= \overset{\text{热流体侧传热面积}}{a_1 A_1} (T - T_w) = \frac{l}{b} \overset{\text{平均传热面积}}{A_m} (T_w - t_w) \\
 &= \underset{\text{冷流体侧传热面积}}{a_2 A_2} (t_w - t) = KA \Delta t_m
 \end{aligned}$$

$$\longrightarrow \begin{cases} T_w = T - \frac{Q}{a_1 A_1} \\ t_w = T_w - \frac{bQ}{l A_m} \\ t_w = t + \frac{Q}{a_2 A_2} \end{cases}$$

5.4 对流与对流传热系数

5.4.1 影响对流传热系数的因素

(1) 引起流动的原因：自然对流和强制对流

自然对流：流体内温度不同，导致密度差异，热流体上升，冷流体下降，由于流体温度不同而使流体流动的传热过程，称为自然对流传热。

强制对流：由外力作用（输送机械）使流体流动而传热，称为强制对流传热。

$$\alpha_{\text{强制对流}} \gg \alpha_{\text{自然对流}}$$

(2) 流体的流动形态：层流和湍流

流体传热热阻主要集中在层流底层中。对层流而言，整个流体均处于层流状态；而湍流流体中只有层流底层处于层流状态；所以湍流情况下传热效果大于层流状态，且湍动程度越大，层流底层越薄，对流传热系数越大。

2009-4-26

$$\alpha_{\text{湍流}} \gg \alpha_{\text{层流}}$$

52

5.4.1 影响对流传热系数的因素

(3) 流体的性质

影响对流传热过程的性质主要有：比热、导热系数、粘度、密度等。

如粘度大，流动阻力大，湍动程度差，传热效果差；导热系数大，层流底层中热阻小。一般比热大、导热系数大、密度大、粘度小对传热有利。

(4) 传热面形状、大小和位置

流通截面及形状（圆管、套管环隙、翅片管、单管、管束、板、弯管）

管子排列方式（三角形、正方形）

位置（水平、垂直）

大小（短管、长管）

相变（无相变、沸腾、冷凝）

5.4.2 因次分析在对流传热中的应用

(1) 获得传热系数的方法

①分析法：对描写某一类传热问题的偏微分方程及其定解条件进行数学求解，获得特定问题的温度场，从而获得传热系数和传热速率的分析解。

②数值法：数值求解法是将传热的偏微分方程离散化，用代数方法进行求解而得到传热系数和传热速率的方法。

③实验法：通过实验来获得不同情况下的传热计算式（常为关联式或经验式）。为减少实验工作量，提高实验结果的通用性，应当在量纲分析的指导下进行；即对某一类传热问题，将影响传热系数的因素用量纲分析归纳成几个无量纲的特征数，以减少变量数目，再用实验确定这些特征数之间的具体关系。

5.4.2 因次分析在对流传热中的应用

(2) 因次分析在对流传热中的应用

根据前面的分析可知，影响对流传热系数的因素有（无相变）：

(1) 流体物性： μ 、 ρ 、 λ 、 c_p

(2) 流动状态： u

(3) 传热面特征尺寸： l

(4) 自然对流： $\beta \Delta T g$ （视为一个变量，相当单位质量流体由于温度不同所产生的浮力）

所以对流传热系数是以上七个变量的函数：

$$a = f(m, r, l, c_p, u, l, b\Delta Tg)$$

$$\text{令 } a = Km^a r^b l^c l^d c_p^e u^f (b\Delta Tg)^g$$

5.4.2 因次分析在对流传热中的应用

对SI制基本量纲有七个，在此关系有涉及到四个量纲，包括长度L、质量M、时间T、温度 Θ ；所以关联式中各变量的因次分别为：

$$[a] = \text{MT}^{-3} \text{Q}^{-1} \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1})$$

$$[m] = \text{MT}^{-1} \text{L}^{-1} \quad (\text{Pa} \cdot \text{s})$$

$$[r] = \text{ML}^{-3} \quad (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$$

$$[l] = \text{MLT}^{-3} \text{Q}^{-1} \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1})$$

$$[l] = \text{L} \quad (\text{m})$$

$$[c_p] = \text{L}^2 \text{T}^{-2} \text{Q}^{-1} \quad (\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1})$$

$$[u] = \text{LT}^{-1} \quad (\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$$

$$[bDTg] = \text{LT}^{-2} \quad (\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$$

2009-4-26

5.4.2 因次分析在对流传热中的应用

把以上因次代入关联式

$$MT^{-3} Q^{-1} = K (MT^{-1}L^{-1})^a (ML^{-3})^b (MLT^{-3} Q^{-1})^c (L)^d (L^2T^{-2} Q^{-1})^e (LT^{-1})^f (LT^{-2})^g$$



$$MT^{-3} Q^{-1} = K M^{(a+b+c)} T^{(-f-a-3c-2e-2g)} L^{(f-a-3b+c+d+2e+g)} Q^{(-c-e)}$$

根据因次一致性原则:

$$a + b + c = 1$$

$$-f - a - 3c - 2e - 2g = -3$$

$$f - a - 3b + c + d + 2e + g = 0$$

$$-c - e = -1$$

$$\text{解得: } a = e - f - 2g, \quad b = f + 2g, \quad c = 1 - e, \quad d = f + 3g - 1$$

2009-4-26

57

5.4.2 因次分析在对流传热中的应用

$$\longrightarrow a = Km^{e-f-2g} r^{f+2g} l^{1-e} l^{f+3g-1} c_p^e u^f (b\Delta Tg)^g$$

$$= K \frac{l}{l} \frac{\delta l u r}{m} \frac{\delta^f}{\delta} \frac{\delta c_p m}{l} \frac{\delta^e}{\delta} \frac{\delta b \Delta T g r^2 l^3}{m^2} \frac{\delta}{\delta}$$

$$\longrightarrow \frac{al}{l} = K \frac{\delta l u r}{m} \frac{\delta^f}{\delta} \frac{\delta c_p m}{l} \frac{\delta^e}{\delta} \frac{\delta b \Delta T g r^2 l^3}{m^2} \frac{\delta^g}{\delta}$$

令: $Nu \propto \frac{al}{l}$ 努塞尔特准数, $\frac{a}{l/l}$ 反映对流与纯导热时传热能力的比值;

$Re \propto \frac{dur}{m}$ 雷诺准数, 惯性力与粘性力的比值, 表征流体流动型态对对流传热的影响; 强制对流时影响显著, 自然对流时影响微小;

5.4.2 因次分析在对流传热中的应用

$Pr \propto \frac{c_p m}{l}$ 普朗特准数，反映流体物性对对流传热的影响；
液体 $Pr > 1$ ，气体 $Pr < 1$ 接近 1；

$Gr \propto \frac{b\Delta T g r^2 l^3}{m^2}$ 格拉斯霍夫准数， $\frac{u_{自}^2 l^2 r^2}{m^2}$ 反映自然对流对对流传热的影响。

根据以上定义可以得到最终的关联式：

$$Nu = K Re^f Pr^e Gr^g$$

讨论：

① 根据不同的对流传热过程，由实验确定系数 K 及指数 f 、 e 、 g 值；如强制对流、自然对流、沸腾传热、冷凝传热等；

② 强制对流时， Gr 一般可忽略，即 $Nu = f(Re, Pr)$

自然对流时， Re 一般可忽略，即 $Nu = f(Pr, Gr)$

③ 由实验条件所限，得到 $Nu = f(Re, Pr, Gr)$ 关联式应注意

2009应用范围；

5.4.2 因次分析在对流传热中的应用

④ 由于流体在传热过程中存在传热边界层，所以冷流体从 t 上升到 t_w ，热流体从 T_w 降为 T ；故对冷、热流体的物性应分别取 $(t + t_w)/2$ 、 $(T + T_w)/2$ 查取或计算；当壁温的计算需要确定对流传热系数（ α 未知需试差），工程上为计算方便一般取流体主体的平均温度来查取或计算；这个确定物性参数数值的温度称为**定性温度**。有些情况下，定性温度不一定取进出口的平均温度，如取膜温（进出口平均温度与壁温的平均值）；所以要注意关联式对定性温度的说明和要求；

⑤ 定性尺寸（特征尺寸）根据不同传热面而不同，它是代表传热面几何特征的长度量，是直接影响对流传热过程的几何尺寸；如大空间内加热面垂直高度为定性尺寸，圆管定性尺寸为直径，非圆管定性尺寸为当量直径；

⑥ $Nu = f(Re, Pr, Gr)$ 适用于无相变的对流传热。

5.4.2 因次分析在对流传热中的应用

总之，对流传热是流体主体中的对流和层流底层中的热传导的复合现象。任何影响流体流动的因素（引起流动的原因、流动型态和有无相变化等）必然对对流传热系数有影响。下面分四种情况来讨论对流传热系数的关联式，即：

- ① 强制对流时的传热系数；
- ② 自然对流时的对流传热系数；
- ③ 蒸汽冷凝时的对流传热系数；
- ④ 液体沸腾时对流传热系数；

5.4.3 流体作强制对流时的对流传热系数

强制对流情况下， Gr 对 α 的影响较小，一般可以忽略，所以

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

其中 C 、 m 、 n 由实验测定。

5.4.3.1 流体在管内作强制对流

(1) 流体在圆形直管内作强制湍流时的 α

① 低粘度（粘度 <2 倍常温水的粘度）的液体和气体

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n$$

或

$$a = 0.023 \frac{l}{d} \frac{\rho u r \dot{\theta}^{0.8}}{m \dot{\theta}} \frac{c_p m \dot{\theta}^n}{l \dot{\theta}}$$

$$\begin{cases} \text{流体被加热时 } n=0.4 \\ \text{流体被冷却时 } n=0.3 \end{cases}$$

5.4.3 流体作强制对流时的对流传热系数

上式的应用范围及条件:

- a、 $Re > 10^4$ ，流动是充分湍流；
- b、 $Pr = 0.6 \sim 160$ ，一般流体皆可满足；
- c、 $\mu < 2\mu_{\text{水}}$ 的液体及气体；
- d、 $l/d > 50$ ，即进口段占总长的很小一部分，管内的流动是充分发展的。若 $l/d < 50$ ，则 $\alpha' = f_1 \alpha$ ， $f_1 = (l/d, Re)$ 。
- e、 Nu 、 Re 中的特征尺寸 l 取 $d_{\text{内}}$ 。
- f、流体物性参数按定性温度 $t_m = (t_1 + t_2)/2$ 取。

液体 $Pr > 1$ ，被加热： $t \uparrow$ ， $\mu \downarrow$ ， $u \uparrow$ ， $\delta_b \downarrow$ ， $\alpha \uparrow$ ， $n = 0.4$ ；

被冷却： $t \downarrow$ ， $\mu \uparrow$ ， $u \downarrow$ ， $\delta_b \uparrow$ ， $\alpha \downarrow$ ， $n = 0.3$ ；

气体 $Pr < 1$ ，被加热： $t \uparrow$ ， $\mu \uparrow$ ， $u \downarrow$ ， $\delta_b \uparrow$ ， $\alpha \downarrow$ ， $n = 0.4$ ；

被冷却： $t \downarrow$ ， $\mu \downarrow$ ， $u \uparrow$ ， $\delta_b \downarrow$ ， $\alpha \uparrow$ ， $n = 0.3$ ；

对于气体， $t \uparrow$ ， $\mu \uparrow$ ， Pr 基本不变，对空气或其他对称双

原子气体， $Pr \approx 0.72$ ， $Nu = 0.02 Re^{0.8}$

5.4.3 流体作强制对流时的对流传热系数

② 高粘度的液体:

若流体平均温度与壁温相差较大或高粘度流体，应对粘度进行校正:

$$a = 0.027 \frac{l}{d} \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

上式的应用范围及条件:

- a、 $\text{Re} > 10^4$;
- b、 $\text{Pr} = 0.6 \sim 160$;
- c、特征尺寸 l 取 $d_{\text{内}}$;
- d、流体物性参数按定性温度 $t_m = (t_1 + t_2)/2$ 取;
- e、用 $t_{wm} = (t_{w1} + t_{w2})/2$ 求 μ_w ;
- f、不适用于液态金属。

一般情况下，由于壁温是未知的，应用上式须试差。但在工程计算中，也可取以下近似值:

液体被加热 $\left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} = 1.05$

液体被冷却 $\left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} = 0.95$

2009-4-26

5.4.3 流体作强制对流时的对流传热系数

(2) 流体在圆形直管内作强制层流

① $Gr < 25000$ ，自然对流的影响可以忽略

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

此式适用范围及条件： $Re < 2300$ ， $Gr < 25000$ ， $0.6 < Pr < 6700$ ， $RePr(d/l) > 10$ （不适用于管长很长的情况），特征尺寸取 $d_{内}$ ；定性温度取 $t_m = (t_1 + t_2)/2$ ，用 $t_{wm} = (t_{w1} + t_{w2})/2$ 求 μ_w 。

② 当 $Gr > 25000$ 时，自然对流对强制层流 α 的影响不能忽略，应乘以校正系数：

$$f = 0.8 \left(1 + 0.015 Gr^{\frac{1}{3}} \right)$$

注意：层流时 α 很小，从而 K 也很小，因此在换热器设计

中应尽量避免在层流条件下传热。

5.4.3 流体作强制对流时的对流传热系数

(3) 圆形直管内强制过渡状况

当 $Re=2000\sim 10000$ 的过渡状态时，因湍动不充分，层流底层较厚，热阻大， α 比湍流时小，作为粗略估计，可用 $Re>10^4$ 的公式算出 $Re>10^4$ 值，然后乘以校正系数 f_2

$$f_2 = 1 - \frac{6 \cdot 10^5}{Re^{1.8}}$$

(4) 圆形弯管内作强制对流

流体在弯管内流动时，由于离心力的作用，扰动加剧，使对流传热系数加大。

$$\alpha_c = \alpha_e \left(1 + \frac{1.77d}{R} \right)^{0.6}$$

弯管中的传热系数
弯管轴的曲率半径
直管中的传热系数

管内径

5.4.3 流体作强制对流时的对流传热系数

(5) 非圆形直管内作强制对流

① 用上述关联式，但式中的 d 要用代替 d_e

$$d_e = \frac{4 \times \text{流体流通截面积}}{\text{润湿周边}}$$

这种方法简便，但计算结果不够准确。

② 采用专用的关联式

如对 **套管环隙**，用水而和空气等进行实验，得到关联式为：

$$\alpha = 0.02 \frac{\rho d_2^{0.53}}{d_1^{0.53}} \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{1/3}$$

适用条件： $\text{Re}=12000\sim 220000$ ， $d_2/d_1=1.65\sim 17$ ，特征尺寸为 d_e ，定性温度取 $t_m=(t_1+t_2)/2$ 。也可计算其他流体在环隙中作

强制湍流时的 α 。

5.4.3 流体作强制对流时的对流传热系数

5.4.3.2 流体在管外作强制对流

(1) 流体垂直接流过单根管

(2) 流体横向流过管束

$$Nu = C_1 C_2 Re^n Pr^{0.4}$$

C_1 、 C_2 和 n 的值见表5-11。

上式的适用范围及约束条件：

a、 $Re=5000\sim 7000$ 和 $x_1/d=1.2\sim 5$ ， $x_2/d=1.2\sim 5$ ；

b、特征尺寸取管外径；

c、定性温度 $t_m=(t_1+t_2)/2$ ；

d、流速取各排最窄通道处的流速。

由于各列的 α 不同，可按下式求出整个管束的平均 α ：

$$a = \frac{a_1 A_1 + a_2 A_2 + a_3 A_3 + L}{A_1 + A_2 + A_3 + L}$$

5.4.3 流体作强制对流时的对流传热系数

(3) 流体在列管换热器管间（装有折流挡板）流过

a、查图5-30;

b、当 $Re=2000\sim 10^6$ 时

$$Nu = 0.36 Re^{0.55} Pr^{1/3} \left(\frac{c_p}{c_{p,w}} \right)^{0.14}$$

适用条件:

I、换热器管间装有割去25%（面积）的圆缺形折流挡板;

II、 $Re=2000\sim 10^6$;

III、定性温度 $t_m=(t_1+t_2)/2$;

IV、 $t_{w,m}=(t_{w1}+t_{w2})/2$ 求 μ_w ;

V、特征尺寸 d_e （根据管束排列方式而定）;

VI、管外的流速根据流体流过的最大截面积S计算。

2009-4-26

69

5.4.3 流体作强制对流时的对流传热系数

(4) 流体在列管换热器管间无折流挡板

用管内强制对流的公式计算，但要将式中管内径改为管间当量直径。

(5) 液体在有搅拌器的容器中的对流传热系数 α

$$a = C \frac{l}{D} \left(\frac{d^2 n r}{m} \right)^m \left(\frac{c_p m}{l} \right)^{1/3} \left(\frac{m}{m_w} \right)^{0.14}$$

搅拌器直径 搅拌器转速
容器直径 搅拌雷诺数

传热壁面	m 值	C 值		
		涡轮式	平桨式	推进式
容器夹套内壁	2/3	0.62	0.36	0.54
蛇管外壁	0.62	1.01	0.87	0.83

2009-4-26

70

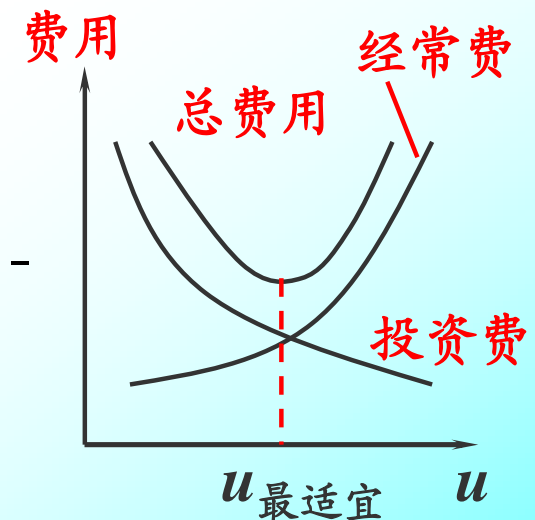
5.4.3 流体作强制对流时的对流传热系数

5.4.3.3 提高对流传热系数的途径

(1) 从层流转变为湍流时, $Re \uparrow$, $\alpha \uparrow$, 应力求使流体在换热器中达到湍流流动;

(2) 圆形直管时,

$$a = A \frac{u^{0.8}}{d^{0.2}} \quad \begin{matrix} \hat{a} \mu u^{0.8}, u^-, a^-, K^-, A^-, \text{投资}^- \\ u^-, Dp^-, \text{电耗}^-, \text{经常费}^- \\ \hat{a} \mu d^{-0.2}, d^-, a^- \text{ (不显著)} \end{matrix}$$



(3) 列管换热器管间加折流挡板时,

$$a = B \frac{u^{0.55}}{d_e^{0.45}} \quad \begin{matrix} \hat{a} \mu u^{0.8}, u^-, a^- \\ \hat{a} \mu d_e^{-0.45}, d_e^-, a^- \end{matrix} \quad \begin{matrix} \text{设置折流板时 } u \text{ 或 } d_e \text{ 对 } \alpha \text{ 都} \\ \text{有显著作用} \end{matrix}$$

(4) 在管内加麻花铁或选用螺纹管均能使湍动程度提高,

2009-4-26

$\alpha \uparrow$, 但能耗 \uparrow 。

5.4.4 流体作自然对流时的对流传热系数

自然对流时 α 的大小和流体的物性、传热面的大小、形状、位置及传热面与流体间的温度差都有关系，情况复杂，仅限于讨论大空间（指边界层不受干扰）的自然对流。传热的特征数普遍关联式为： $Nu=f(Gr,Pr)$ ，在一定范围内可用幂函数表示

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

或

$$\alpha = C \frac{l \rho r^2 g b D t l^3 c_p m \ddot{\theta}^n}{l \rho m^2 l \ddot{\theta}}$$

适用范围及条件：

- ① 大容积（大空间）的自然对流；
- ② 定性温度取膜温 $t_{膜}=(t_w+t_m)/2$ ；
- ③ 特征尺寸 l ：水平管取外径，垂直管取管长，垂直板取板高；
- ④ $\Delta t = t_w - t$ 。

2009-4-26

5.4.5 蒸汽冷凝时的对流传热系数

(1) 蒸汽冷凝对流传热过程的热阻

如果加热介质是饱和蒸汽，当饱和蒸汽和低于饱和温度的壁面接触时，蒸汽将放出潜热并冷凝成液体，冷凝对流传热过程的热阻几乎全部集中在冷凝液膜内。这是蒸汽冷凝对流传热过程的一个**主要特点**。设法减小液膜厚度就是强化冷凝对流传热的**有效措施**。

如果加热介质是过热蒸汽，且 $t_w > t_s$ 时，则壁面上不会发生冷凝现象，蒸汽和壁面间进行的是一般对流传热，此时热阻将集中于壁面附近的蒸汽层流底层中。蒸汽的导热系数比冷凝液的导热系数小得多，故饱和蒸汽冷凝对流传热系数远大于过热蒸汽的对流传热系数。

因此，工业上通常使用饱和蒸汽作为加热介质，其原因有两个：一是饱和蒸汽有恒定的温度，二是它有较大的对流传热系数。

2009-4-26

73

5.4.5 蒸汽冷凝时的对流传热系数

(2) 膜状冷凝和滴状冷凝

膜状冷凝：冷凝液能够润湿壁面并形成一层完整的液膜向下流动。此种冷凝壁面上始终覆盖着一层液膜，蒸汽冷凝时放出的潜热只能以导热的形式通过液膜后才能传给壁面。因此膜状冷凝的热阻较大。

滴状冷凝：若蒸汽中混有油脂类物质，或者壁面被油脂沾污时，冷凝液不能全部润湿壁面，而是结成滴状小液珠从壁面落下，重又露出新的冷凝面，这种冷凝称为滴状冷凝。实验结果表明，滴状冷凝 α 的比膜状冷凝的 α 大几倍甚至几十倍。但是滴状冷凝在工业上没有现实意义，难以实现，在工业上遇到的冷凝过程大多数是膜状冷凝。

5.4.5 蒸汽冷凝时的对流传热系数

(3) 蒸汽冷凝时的 α

① 理论推导
$$dQ = \frac{l}{d_x} dADt = a_x dADt$$

平均
$$a = \frac{1}{H} \int_0^H a_x dx = \frac{l}{H} \int_0^H \frac{dx}{d_x}$$

a、垂直管外或垂直板侧

$$a = 0.943 \frac{c_p r r^2 g l^3}{m H D t} \frac{1}{\theta}$$

特征尺寸 H 取管长或板高，冷凝潜热 r 按饱和温度取，其余物性按液膜平均温度 $t_m = (t_w + t_s)/2$ 取。

推导上式的条件：冷凝液膜为层流；蒸汽 $u=0$ ，对液膜无摩擦阻力；冷凝潜热以热传导方式通过液膜；冷凝液物性为常数。

2009-4-26 b、单根水平管外
$$a = 0.725 \frac{c_p r r^2 g l^3}{m l_o D t} \frac{1}{\theta}$$

5.4.5 蒸汽冷凝时的对流传热系数

② 实验结果

a、垂直管外或垂直板侧

$$a = 1.13 \frac{\rho r^2 g l^3}{m H D t} \frac{1}{\theta^4}$$

使用范围及条件:

特征尺寸 H 取管长或板高;

冷凝液膜为层流, $Re < 1800$;

冷凝潜热 r 按饱和温度 t_s 取;

其余物性按液膜平均温度 $t_m = (t_w + t_s)/2$ 取。

判断时 Re 怎么求?

$$Re = \frac{d_e u r}{m}$$

$$d_e = \frac{4 \times \text{流通截面积}}{\text{润湿周边}} = \frac{4S}{b} = \frac{4S}{pd_0}$$

2009-4-26

76

5.4.5 蒸汽冷凝时的对流传热系数

$$ur = G = \frac{m_s}{S} \longrightarrow \text{Re} = \frac{d_e ur}{m} = \frac{4 \frac{S}{b} \frac{m_s}{S}}{m} = \frac{4 \frac{m_s}{b}}{m} = \frac{4M}{m}$$

$M = m_s/b$ 单位长度润湿周边上冷凝液的质量流量也称冷凝负荷。

$$\Delta t = \frac{Q}{aA} = \frac{m_s r}{abL} = \frac{Mr}{aL} \longrightarrow a \frac{m^2}{r^2 gl^3} \frac{\rho}{\rho}^{1/3} = 1.87 \text{Re}^{-1/3}$$

$$\text{令 } a^* = a \frac{m^2}{r^2 gl^3} \frac{\rho}{\rho}^{1/3} \text{ —— 冷凝准数}$$

$$\longrightarrow a^* = 1.87 \text{Re}^{-1/3}$$

5.4.5 蒸汽冷凝时的对流传热系数

冷凝液膜为湍流, $Re > 1800$ $a = 0.0077 \frac{\alpha r^2 g l^3}{\rho m^2} \frac{\rho^{\frac{1}{3}}}{\mu^{\frac{1}{3}}} Re^{0.4}$

计算步骤:

假设为层流 $\longrightarrow a = 1.13 \frac{\alpha r^2 g l^3}{\rho m H \Delta t} \frac{\rho^{\frac{1}{4}}}{\mu^{\frac{1}{4}}} \longrightarrow$ 计算 Re

\longrightarrow $\begin{cases} Re < 1800, \text{ 所求 } \alpha \text{ 有效} \\ Re > 1800, a = 0.0077 \frac{\alpha r^2 g l^3}{\rho m^2} \frac{\rho^{\frac{1}{3}}}{\mu^{\frac{1}{3}}} Re^{0.4} \end{cases}$

$$M = \frac{m_s}{b} = \frac{Q/r}{b} = \frac{aA\Delta t/r}{b} = \frac{aL\Delta t}{r} \longrightarrow Re = \frac{4aH\Delta t}{rm}$$

5.4.5 蒸汽冷凝时的对流传热系数

b、单根水平管外

实验结果和理论推导公式所得结果基本相符

$$a = 0.725 \frac{\alpha r r^2 g l^3 \Delta t_0^{-1/4}}{m \Delta t d_0}$$

在其它条件相同时

$$\frac{a_{\text{水平}}}{a_{\text{垂直}}} = \frac{0.725 \alpha L \Delta t_0^{-1/4}}{1.13 \alpha d_0}$$

一般 $L \gg d_0$, $\alpha_{\text{垂直}} < \alpha_{\text{水平}}$ 。

结论：工业冷凝器通常都是卧式的，但蒸发器都是立式的，这是蒸发器特点本身要求的。

c、水平管束外

$$a = 0.725 \frac{\alpha r r^2 g l^3 \Delta t_0^{-1/4}}{m \Delta t d_0 n}$$

错排的在垂直方向上的管数小于直排在垂直方向的管子数，

2009-4-26

$$\alpha_{\text{错排}} > \alpha_{\text{直排}}$$

79

5.4.6 液体沸腾时的对流传热系数

对液体加热时，液体内部伴有液相变为气相产生汽泡的过程称为沸腾。

按设备的尺寸和形状可分为：

大容积沸腾：传热面浸沉在无强制对流液体中发生的沸腾现象。

管内沸腾：流体在一定压差下流过加热管发生沸腾现象，沸腾过程受液体流速的影响，且沸腾产生的气泡无法脱离流体而随流体一起流动，形成复杂的气液两相流。管内沸腾的传热机理比大容器沸腾复杂得多。

根据沸腾温度分为：

过冷沸腾：液体主体温度低于相应压力下的饱和温度。

饱和沸腾：液体主体温度达到或高于饱和温度。

5.4.6 液体沸腾时的对流传热系数

(1) 沸腾现象

过热度

$$Dt = t_e - t_s$$

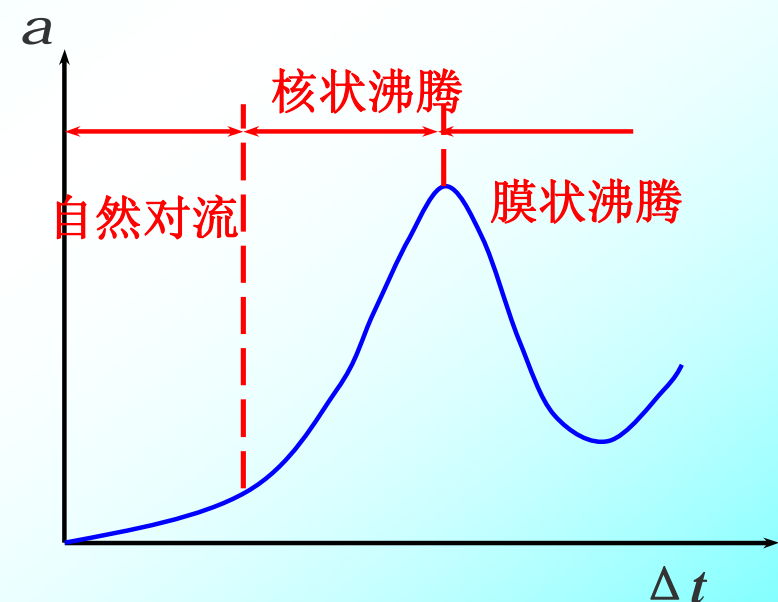
平均温度 饱和温度

汽泡就是在加热面上凹凸不平的点上形成，这种点称为**汽化核心**。无汽化核心则汽泡不会产生，汽化核心与传热面粗糙度、氧化情况、材料性质及其不均匀性质等多因素有关。由于汽泡生成和脱离，对近壁处的液体层产生强烈搅动，降低了热阻，从而使液体沸腾时的 α 比无相变时的 α 大得多。 $\alpha_{\text{沸腾}} \gg \alpha_{\text{无相变}}$

5.4.6 液体沸腾时的对流传热系数

如图所示，以常压水在大容器内沸腾为例，说明 Dt 对的 a 影响：

① Dt 很小时，仅在加热面有少量汽化核心形成汽泡，长大速度慢，所以加热面与液体之间主要以自然对流为主。 $Dt < 5^\circ\text{C}$ 时，汽化仅发生在液体表面，严格说还不是沸腾，而是表面汽化。此阶段， a 较小，且随 Dt 升高得缓慢。



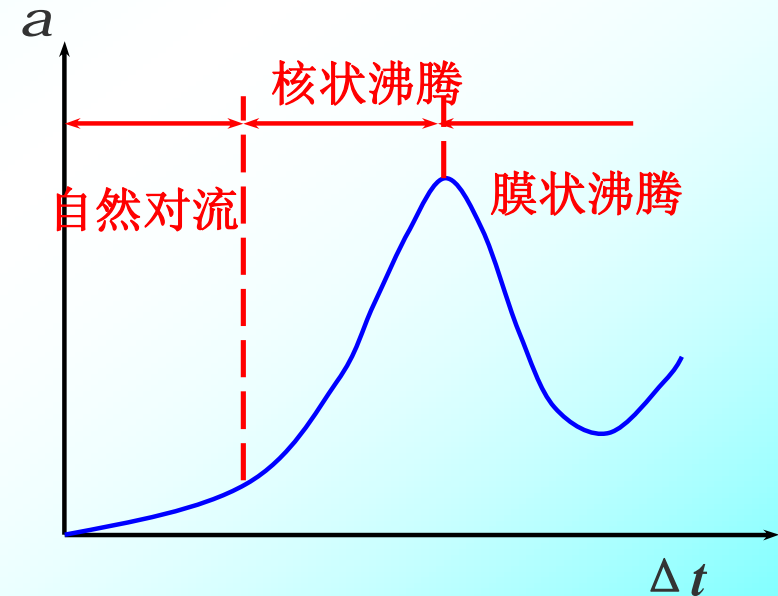
② $25^\circ\text{C} > Dt > 5^\circ\text{C}$ 时，汽化核心数增大，汽泡长大速度增快，对液体扰动增强，对流传热系数增加，由汽化核心产生的汽泡对传热起主导作用，此时为**核状沸腾**。

2009-4-26

82

5.4.6 液体沸腾时的对流传热系数

③ $Dt > 25^\circ\text{C}$ 进一步增大到一定数值，加热面上的汽化核心大大增加，以至气泡产生的速度大于脱离壁面的速度，气泡相连形成气膜，将加热面与液体隔开，由于气体的导热系数较小，使 a 降低，此阶段称为 **不稳定膜状沸腾**。
 $Dt > 250^\circ\text{C}$ 时，气膜稳定，由于加热面温度高，热辐射影响增大，对流传热系数增大，此时为 **稳定膜状沸腾**。



工业上一般维持沸腾装置在核状沸腾下工作。从核状沸腾到膜状沸腾的转折点称为临界点（此后传热恶化），对于常压水在大容器内沸腾时临界点为 $Dt_c = 25^\circ\text{C}$ 。

5.4.6 液体沸腾时的对流传热系数

(2) 影响大容积核状沸腾传热的因素

- ① 表面粗糙度和表面物理性质的影响;
- ② 温度差和压力的影响。

5.5 辐射传热

化学工程与工艺研究所

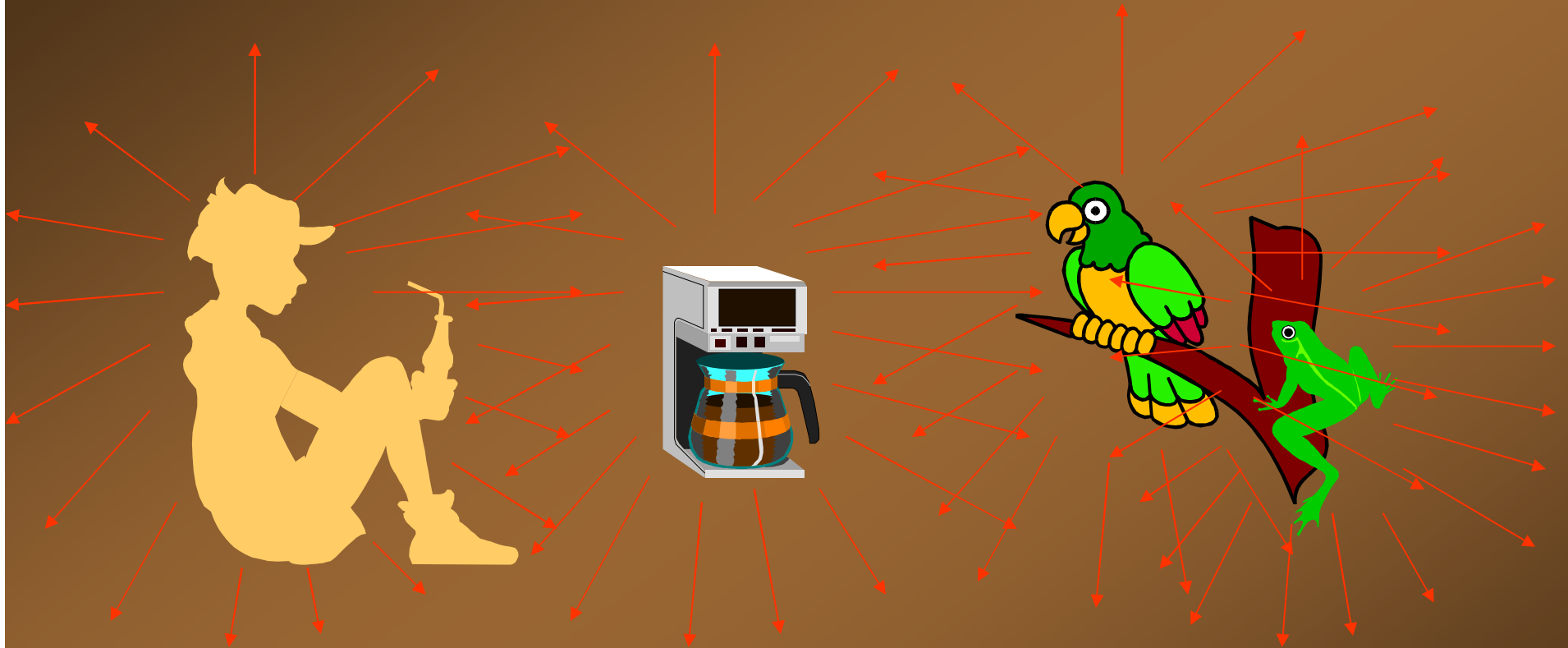
2009-4-26

1

热辐射的定义与性质

任何物体，只要其绝对温度不为零度，都会不停的以电磁波的形式向外界辐射能量；同时，又不断吸收来自外界其他物体的辐射能。当物体向外界辐射的能量与其从外界吸收的辐射能不相等时，该物体与外界就产生热量的传递。这种传热方式称为热辐射。

热辐射线可以在真空中传播，无需任何介质，这是热辐射与对流和传导的主要不同点。因此，辐射传热的规律也不同于对流传热和导热。

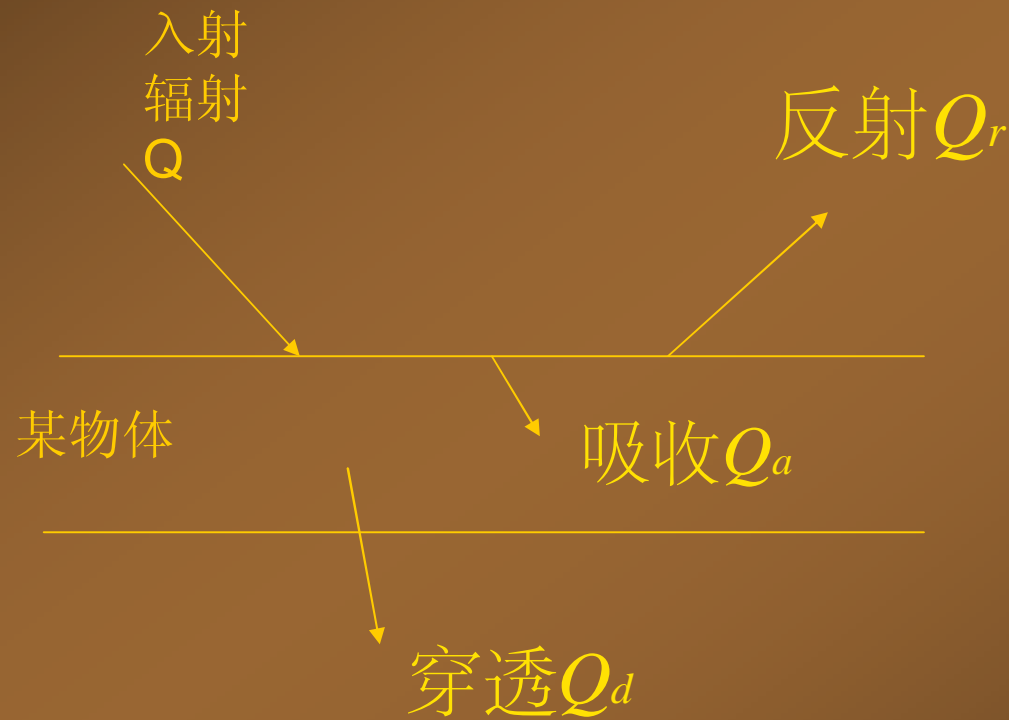


2009-4-26

3

(一) 固体辐射

1. 黑体

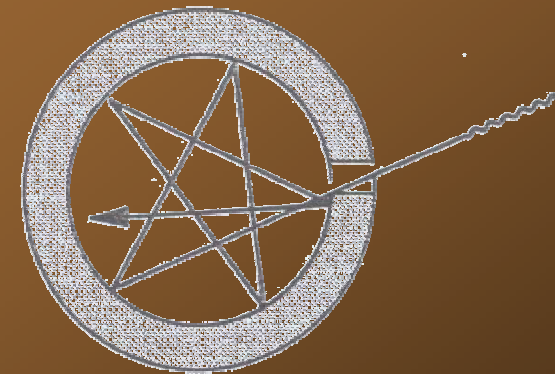


按能量守恒定律，有：
$$Q = Q_a + Q_r + Q_d$$

显然，有：
$$\frac{Q_a}{Q} + \frac{Q_r}{Q} + \frac{Q_d}{Q} = 1$$

式中各项依次称为该物体对入射辐射的吸收率，反射率和穿透率，并分别用字母a，r，d表示。

黑体：是指能吸收投入到其面上的所有热辐射能的物体，是一种科学假想的物体，现实生活中是不存在的。但却可以人工制造出近似的人工黑体。



黑体模型

黑体，白体，透射体

黑体 $a=1$.白体 $r=1$.透射体 $d=1$

“黑”，“白”之分不据颜色

雪霜 $a=0.985$ 近似黑体，黑光金属
 $r=0.97$ 近似白体。

斯蒂芬—波尔兹曼定律

$$E_b = s_0 T^4$$

—— 表明绝对黑体的发射能力和绝对温度的四次方成正比。

式中 $s_0 = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W} / (\text{m}^2 \cdot \text{k}^4)$

称为黑体发射常数。

上式也可表示为：
$$E_b = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4$$

式中， $C_0 = 5.67 \text{ W} / (\text{m}^2 \cdot \text{k}^4)$

称为黑体发射系数。

2. 实际物体

黑度

$$\text{黑度 } \varepsilon = \frac{E}{E_b} = \frac{\text{实际物体辐射能力}}{\text{黑体辐射能力}}$$

黑度只与辐射物体本身情况有关（与温度有关），是物体的一种性质，而与外界无关。

任何实际物体只能部分吸收投入其上的辐射能，而且对不同波长的辐射能呈现出一定的选择性，即对不同波长的辐射能的吸收程度不同。

3.灰体

实验证明，对于波长在 $0.76 \sim 20 \mu\text{m}$

范围内的辐射能，即工业上应用最多的热辐射，大多数材料的吸收率随波长变化不大，根据这一实际情况，可以把实际物体当成是对各种波长辐射能均能同样吸收的理想物体。这种理想物体称为灰体。

克希荷夫从理论上证明： $e = a$

此式称为克希荷夫定律。

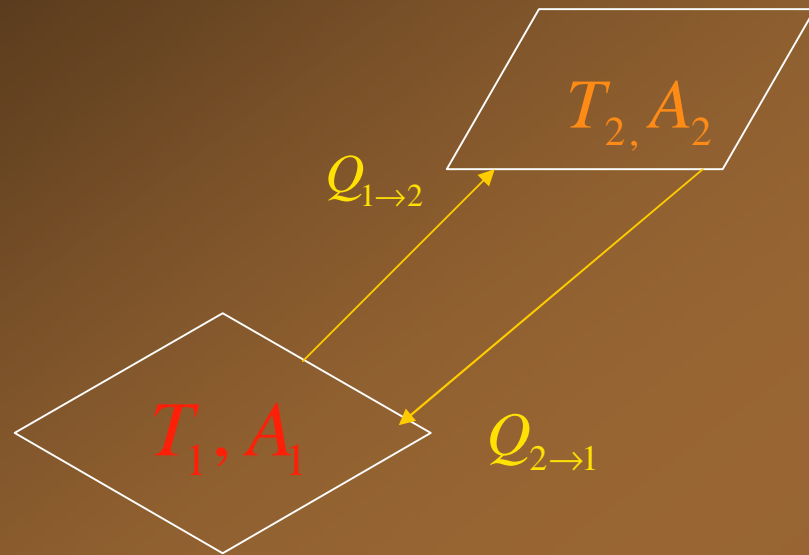
$$e = \frac{E}{E_b} = a$$



$$\frac{E}{a} = E_b$$

此式为克希荷夫定律
得另一种表达式。

4. 黑体间的辐射传热



两黑体间传递的热流量: $Q_{12} = Q_{1 \rightarrow 2} - Q_{2 \rightarrow 1}$

角系数定义

从表面1发出的辐射能中落到表面2上的百分数称为表面1对表面2的角系数，记为 j_{12}

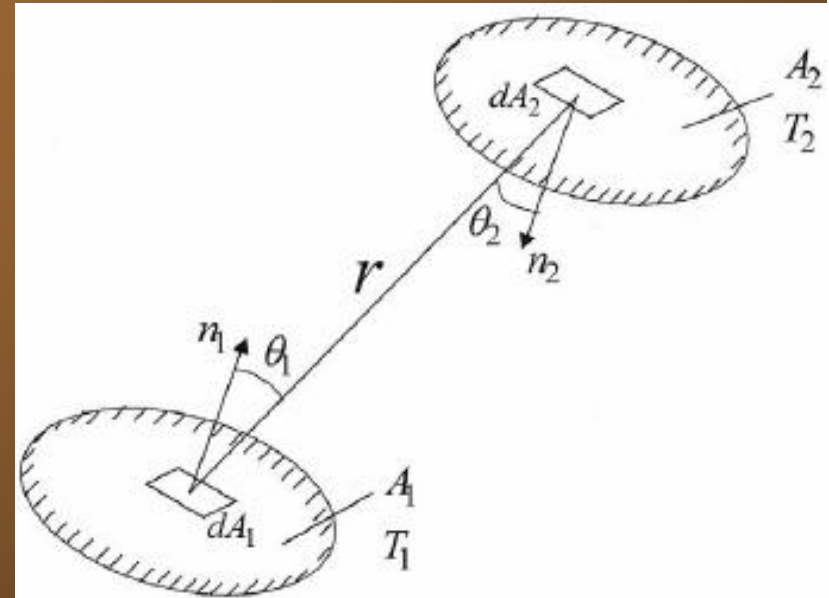
$$j_{12} = \frac{\text{落到}dA_2\text{上的由}dA_1\text{发出的辐射能}}{dA_1\text{向外发出的总辐射能}}$$

$$\therefore Q_{1 \rightarrow 2} = A_1 E_{b1} j_{12}$$

$$Q_{2 \rightarrow 1} = A_2 E_{b2} j_{21}$$

$$Q_{12} = Q_{1 \rightarrow 2} - Q_{2 \rightarrow 1} = A_1 j_{12} E_{b1} - A_2 j_{21} E_{b2}$$

2009-4-26



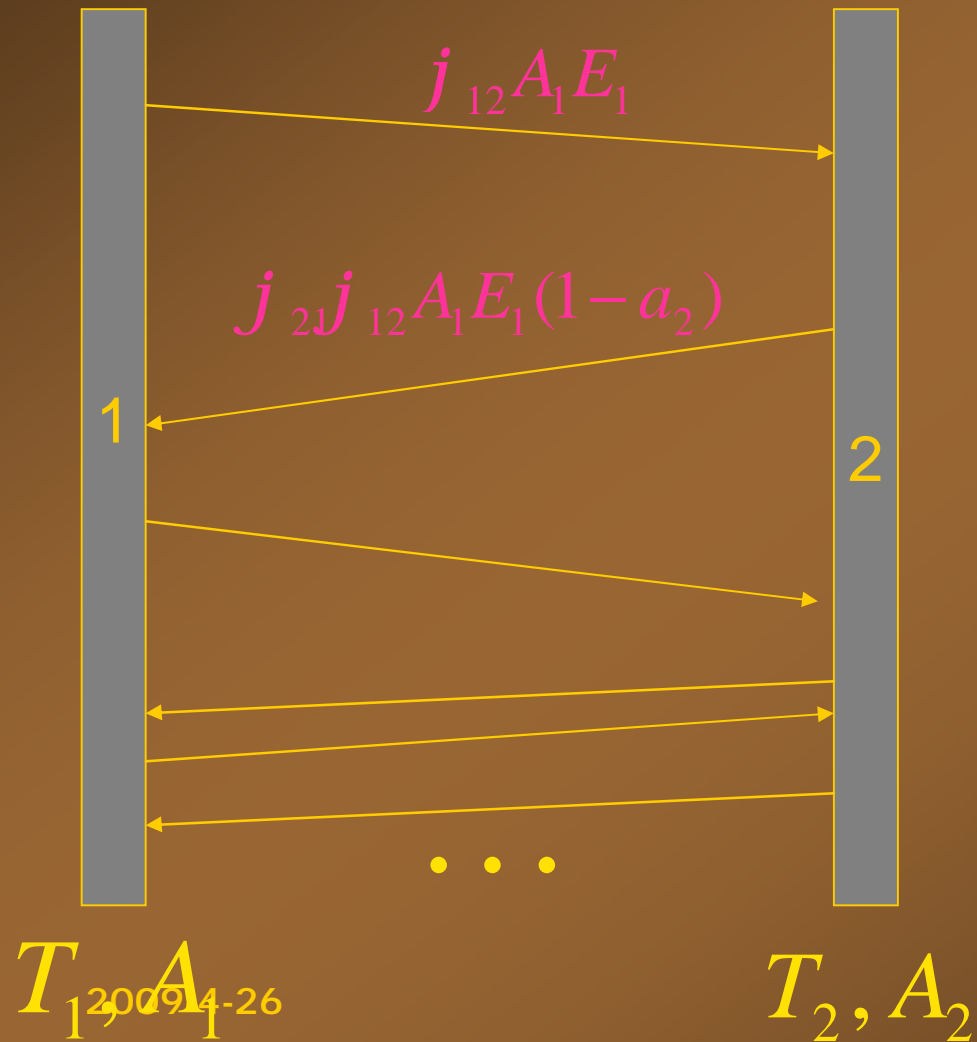
由蓝贝特定律可证明：

$$A_1 j_{12} = A_2 j_{21}$$

$$Q_{12} = A_1 j_{12} (E_{b1} - E_{b2})$$

工程上为了方便起见，已经把角系数的结果绘成曲线，以便计算。

5. 灰体间的辐射传热



有效辐射和投入辐射

单位时间内离开某灰体单位面积的总辐射能称为有效辐射，而单位时间投入灰体单位面积的总辐射能称为投入辐射。

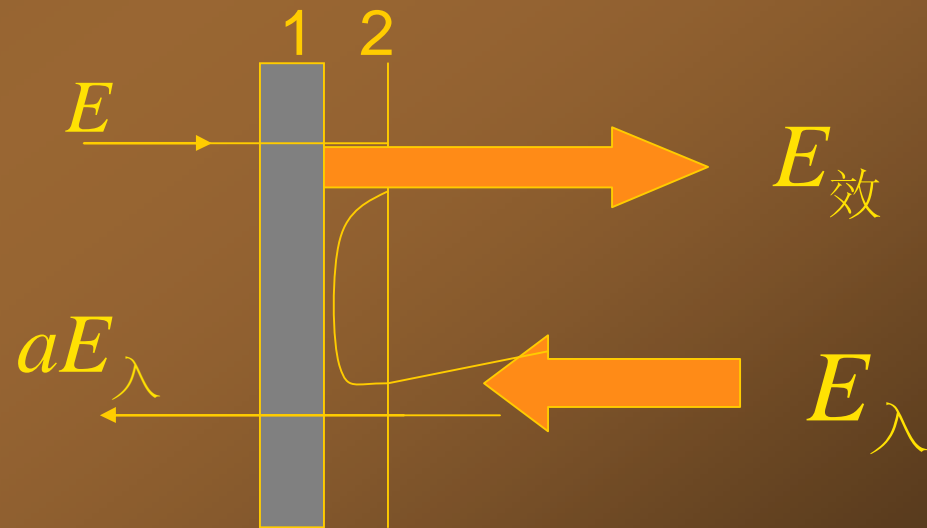
$$E_{\text{效}} = E + (1 - a)E_{\lambda}$$

对假象平面1考察，单位时间，单位面积净损失能量为：

$$\frac{Q}{A} = E - aE_{\lambda}$$

对假象平面2考察，有：

$$\frac{Q}{A} = E_{\text{效}} - E_{\lambda}$$



联立上两式，得：

$$E_{\text{效}} = \frac{E}{a} - \left(\frac{1}{a} - 1\right) \frac{Q}{A} = E_b - \left(\frac{1}{e} - 1\right) \frac{Q}{A}$$

引入了有效辐射，则可以把灰体当成是对投入辐射全部吸收而辐射能力等于有效辐射的“黑体”。

$$Q_{12} = A_1 j_{12} E_{\text{效}1} - A_2 j_{21} E_{\text{效}2}$$

将有效辐射的表达式代入，并且当考察对象是两灰体组成的与外界没有辐射能交换的封闭系统时，有： $Q_{12} = Q_1 = -Q_2$

$$\text{可得： } Q_{12} = \frac{A_1 j_{12} (E_{b1} - E_{b2})}{1 + j_{12} \left(\frac{1}{e_1} - 1\right) + j_{21} \left(\frac{1}{e_2} - 1\right)}$$

2009-4-26

16

或写成：

$$Q_{12} = A_1 \varphi_{12} \epsilon_s C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$$

式中，

$$e_s = \frac{1}{1 + j_{12} \frac{\epsilon_1}{\epsilon} - \frac{\rho_1}{\theta} + j_{21} \frac{\epsilon_2}{\epsilon} - \frac{\rho_2}{\theta}}$$

称为系统黑度。

(1)两距离很近大平板:

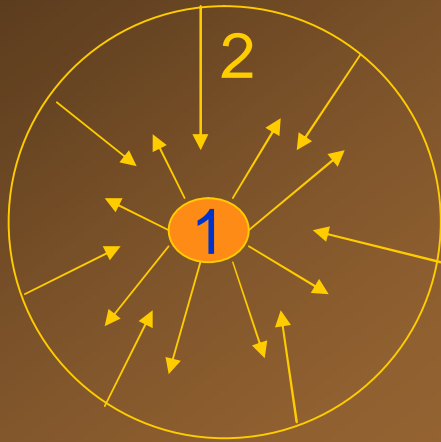
$$Q_{12} = A_1 \varphi_{12} \varepsilon_s C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$$

$$\varphi_{12} = \varphi_{21} = 1$$

$$\varepsilon_s = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$$

$$Q_{12} = \frac{A_1 C_0}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$$

(2)内包系统，内包物体具有凸表面



$$A_2 \quad \text{ff} \quad A_1$$

$$j_{12} = 1, j_{21} = j_{12} \frac{A_1}{A_2} \approx 0$$

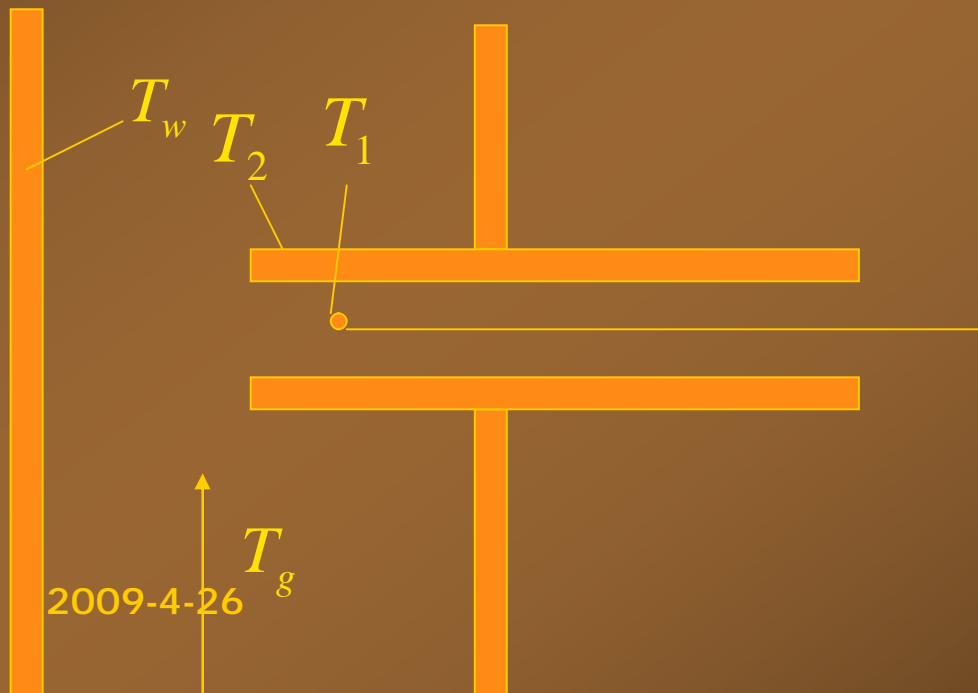
$$Q_{12} = \frac{A_1 j_{12} (E_{b1} - E_{b2})}{1 + j_{12} \left(\frac{1}{e_1} - 1 \right) + j_{21} \left(\frac{1}{e_2} - 1 \right)}$$



$$Q_{12} = e_1 A_1 C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$$

例：热电偶的测温误差：用裸露热电偶测得管内高温气体的温度 $T_1 = 923\text{K}$ 。已知管壁温度为 713K ，热电偶表面的黑度 $e_1 = 0.3$ ，高温气体对热电偶表面的对流给热系数 $a = 50\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ，试求管内的真实温度 T_g 及热电偶的测温误差。

如采用单层遮热抽气式热电偶，热电偶得指示温度为多少？假设由于抽气的原因气体对热电偶的对流给热系数增至 $90\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ，遮热罩表面的黑度 $e_2 = 0.3$



解：（1）考察单位面积上的传热量

$$q = \alpha_1 (T_g - T_1) = \varepsilon_1 C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_w}{100} \right)^4 \right]$$

$$T_g = T_1 + \frac{\varepsilon_1 C_0}{\alpha_1} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_w}{100} \right)^4 \right] = 923 + \frac{0.3 \times 5.67}{50} \times \left[\left(\frac{923}{100} \right)^4 - \left(\frac{713}{100} \right)^4 \right] = 1082 K$$

$$T_1 - T_g = 923 - 1082 = -159 K$$

$$\frac{T_1 - T_g}{T_g} \times 100\% = \frac{-159}{1082} \times 100\% = -14.7\%$$

（2）设遮热罩的表面温度为 T_2 ，气体以对流方式对遮热罩的内、外表面同时传热，

热气体 ⊗ 遮热罩 ⊗ 管壁

$$q' = 2\alpha_2 (T_g - T_2) = \varepsilon_2 C_0 \left[\left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_w}{100} \right)^4 \right]$$

$$2 \times 90 \times (1082 - T_2) = 0.3 \times 5.67 \times \left[\left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{713}{100} \right)^4 \right]$$

解得： $T_2 = 1009 K$

解得: $T_2=1009\text{K}$

热气体 ⊗ 热电偶 ⊗ 遮热罩

$$q' = \alpha_2(T_g - T_1') = \varepsilon_1 C_0 \left[\left(\frac{T_1'}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$$

$$90 \times (1082 - T_1') = 0.3 \times 5.67 \times \left[\left(\frac{T_1'}{100} \right)^4 - \left(\frac{1009}{100} \right)^4 \right]$$

解得: $T_1'=1045\text{K}$, $T_1'-T_g=1045-1082=-37\text{K}$, 相对误差为-3.4% 。

(6)影响辐射的主要因素

1.温度影响

与 T^4 成正比，很敏感。与对流、传导不同。

2.几何位置影响 角系数 J_{12}

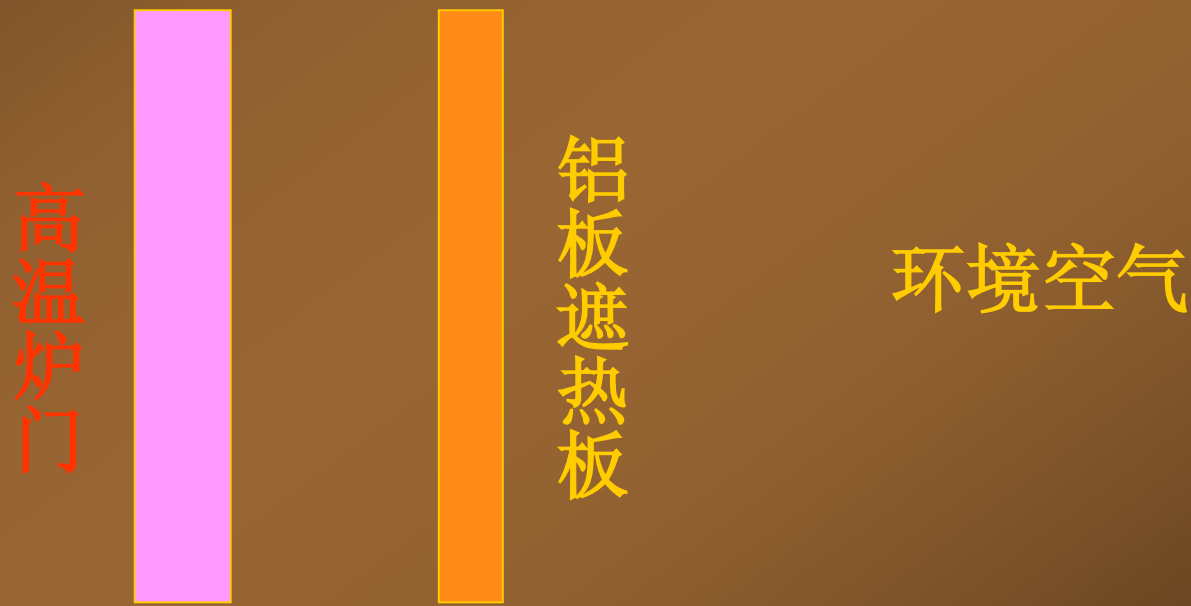
3.表面黑度的影响

为了减少辐射散热，可在表面上镀以黑度很小的银、铝等。

4.辐射表面之间介质的影响

介质指辐射面之间的某一参与辐射的物体，其影响着辐射面之间的直接辐射，如遮热屏壁。
为了减少辐射散热，加遮热板。

例：遮热板的作用：实验室内有一高0.5m，宽1m的铸铁炉门，其表面温度为 600°C ，（1）试求由于炉门辐射散热的热流量
（2）若在炉门前很近距离平行放置一块同等大小的铝板（已氧化）作为遮热板，则辐射散热热流量可降为多少？设室温为 27°C 。



2009-4-26

24

解：(1) 铸铁炉门为环境空气所包围, $A_2 \gg A_1$, $\varepsilon_1 = 0.78$

$$C_0 = 5.669 \frac{W}{m^2 \cdot K^4}, A_1 = 0.5 \times 1 = 0.5 m^2$$

$$Q = \varepsilon_1 A_1 C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_b}{100} \right)^4 \right] = 0.78 \times 0.5 \times 5.669 \times \left[\left(\frac{600 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{27 + 273}{100} \right)^4 \right]$$

$$= 1.27 \times 10^4 W$$

(2) 因炉门与遮热板相距很近，可以当作面积足够大的平行板，

$\varphi_{12} = \varphi_{21} = 1$ ，遮热板温度为 T_3 ，被环境空气所包围， $\varepsilon_3 = 0.15$

$$Q' = \frac{A_1 C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_3}{100} \right)^4 \right]}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_3} - 1} = \varepsilon_3 A_3 C_0 \left[\left(\frac{T_3}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_b}{100} \right)^4 \right]$$

炉门 ⊗ 遮热板 ⊗ 环境

$$Q' = \frac{0.5 \times 5.669 \times \left[\left(\frac{600 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_3}{100} \right)^4 \right]}{\frac{1}{0.78} + \frac{1}{0.15} - 1} = 0.15 \times 0.5 \times 5.669 \left[\left(\frac{T_3}{100} \right)^4 - \left(\frac{27 + 273}{100} \right)^4 \right]$$

试差解得 $T_3 = 733\text{K}$

$$Q' = 0.15 \times 0.5 \times 5.669 \times \left[\left(\frac{733}{100} \right)^4 - \left(\frac{27 + 273}{100} \right)^4 \right] = 1193\text{W}$$

(7) 辐射给热系数

$$a_R = \frac{Q_R}{A(T_1 - T_2)}$$

$$Q_{12} = A_1 \varphi_{12} \epsilon_s C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$$



$$a_R = \epsilon_s j_{12} C_0 \times 10^{-8} \frac{T_1^4 - T_2^4}{T_1 - T_2}$$

2009-4-26

27

(二) 气体辐射

气体：单、对称双原子气体（H₂、O₂、空气）

—— 近似透热体，无吸收、辐射能力

多原子气体(CO₂、H₂O蒸汽)

—— 高温时具有很强辐射和吸收能力。

气体热辐射特点：

* 选择性 — 只辐射和吸收某一波长范围的辐射能；

* 容积辐射特性 — 吸收和辐射在整个体积内进行。

气体发射能力：

$$E_g = e_g E_0 = e_g C_0 \left(\frac{T_g}{100}\right)^4$$

$$e_g = f(T_g, P, l)$$

(三) 辐射、对流的联合传热

很多化工设备外壁温度常高于周围的环境温度，因此热量将由壁面以对流和辐射两种形式散失。

辐射对流联合传热系数。