



第六节 传热过程的计算

前面给大家分别介绍了三种传热的基本方式（热传导、对流给热、热辐射）所遵循的规律，热传导用傅立叶定律来描述，对流给热遵循牛顿冷却定律，热辐射用波尔兹曼定律和克希荷夫定律。

而工业上的传热过程，大都是由固体内部的导热及各种流体与固体表面间的给热组合的，如壁面温度太高的话，热辐射也不能忽略。这一节就是在前几节课的基础上对这种组合的传热过程进行计算。

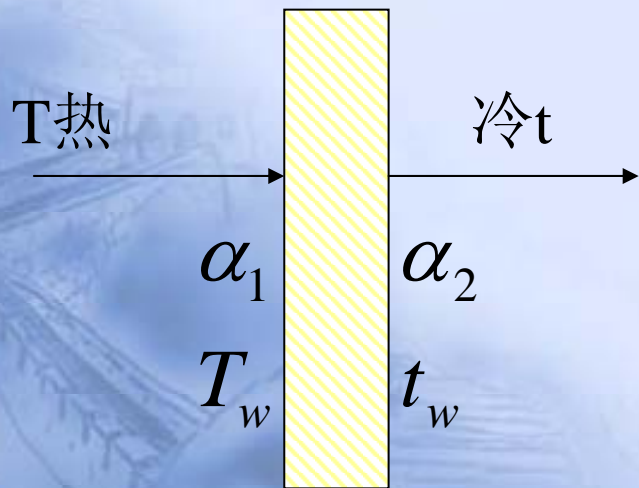




一、传热过程的数学描述

工业生产中冷热流体的接触方式有三种：直接、间接和蓄热式，而间壁接触最多。同时，在连续化的工业生产中，换热器内进行的大都是定态传热过程。由于过程的定态条件就使传热过程的计算大为简化。

我们以间壁式传热为例。若此传热过程为定态过程，即无热量损失和热量积累。



$$q = \frac{T_w - t_w}{\frac{\delta}{\lambda}}$$

$$q = \alpha_1 (T - T_w)$$

$$q = \alpha_2 (t_w - t)$$





三步传热用热流密度表示时， T_w 和 t_w 很难得到。在传热计算中希望用 T_1 、 T_2 、 t_1 、 t_2 来代替 T_w 和 t_w ，即用流体温度来进行计算。

若冷或热流体进出口温度已知，热负荷为：

$$Q = WC_p \Delta t \text{ 或 } Q = WC_p \Delta T$$

$$\text{令： } Q = KA \Delta t_m$$

这里 K — f (传导，对流)

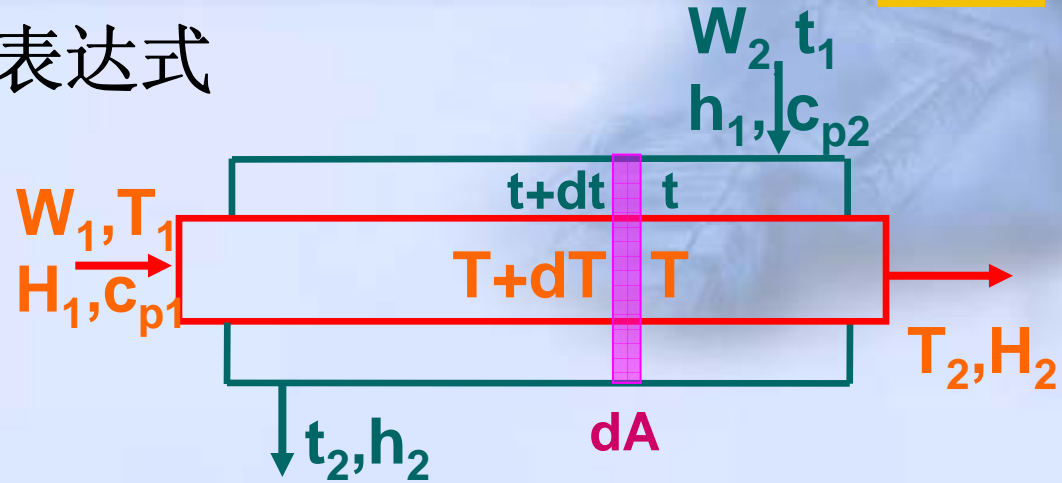
这就是传热计算的指导思想，以下的工作就是要解决 K 和 Δt_m ！





1、热量衡算的微分表达式

右图为一定态逆流操作的套管换热器，以微元体内内管空间为控制体作热量衡算，并假定：



(1)、 W_1 、 W_2 、 C_{p1} 、 C_{p2} 为定值；

(2)、热流体无相变；

(3)、换热器无热损；

(4)、只计径向温度梯度，控制体两端面的热传导可以忽略。

于是可得到：

$$-W_1 C_{p1} dT = dQ = qdA = W_2 C_{p2} dt$$

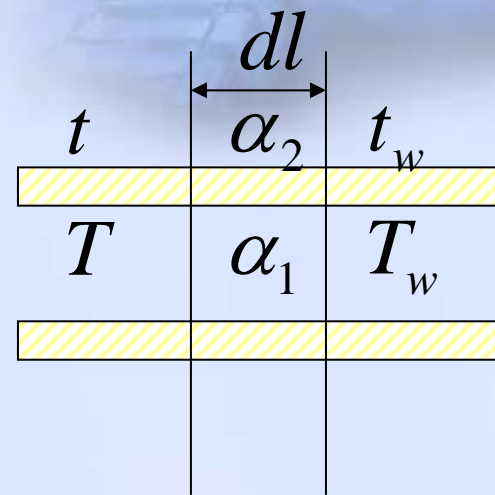




2、传热速率方程式

以套管换热器为例，在定态条件下，忽略管壁内外表面积的差异，则各步的 q 应相等。

$$q = \frac{T - T_w}{\frac{1}{\alpha_1}} = \frac{T_w - t_w}{\frac{\delta}{\lambda}} = \frac{t_w - t}{\frac{1}{\alpha_2}}$$



$$T - T_w = q \cdot \frac{1}{\alpha_1}$$

$$T_w - t_w = q \cdot \frac{\delta}{\lambda}$$

$$t_w - t = q \cdot \frac{1}{\alpha_2}$$

三式相加

$$T - t = q \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right)$$





$$\text{所以: } q = \frac{T - t}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\text{推动力}}{\text{阻力}} \quad (6-113)$$

从此式可在此看到串联过程的推动力和阻力具有加和性，
 式中 $\frac{1}{\alpha_1}$ 、 $\frac{\delta}{\lambda}$ 、 $\frac{1}{\alpha_2}$ 分别为各传热环节对单位传热面的热阻，

工程上定义为：

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

$$\therefore q = K(T - t) \quad (6-121)$$

$\frac{1}{K}$ —传热过程的总热阻， K —传热系数。

根据 K 与 α 的关系由壁面两侧的给热系数 α 求出 K ，就可以避开未知的壁温计算 q 。





3、传热系数和热阻

根据 $\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}$ ，原则上讲，减小任一环节的热阻都可以提高K，增大传热过程的速率。

但当各环节的热阻 $\frac{1}{\alpha_1}$ 、 $\frac{\delta}{\lambda}$ 、 $\frac{1}{\alpha_2}$ 具有不同的数量级时，总热阻 $\frac{1}{K}$ 的值由最大热阻所决定，以套管换热器为例， $\frac{\delta}{\lambda}$ 一般很小，可忽略不计。

$$\text{当 } \alpha_1 \gg \alpha_2 \text{ 时, } \frac{1}{\alpha_1} \ll \frac{1}{\alpha_2}, \therefore \frac{1}{K} \approx \frac{1}{\alpha_2} \Rightarrow K \approx \alpha_2;$$

$$\text{当 } \alpha_2 \gg \alpha_1 \text{ 时, } \frac{1}{\alpha_2} \ll \frac{1}{\alpha_1}, \therefore \frac{1}{K} \approx \frac{1}{\alpha_1} \Rightarrow K \approx \alpha_1$$





可见，若 α_1 、 α_2 有数量级差别时，K值总是接近最小的给热系数 α ，由此可见：在串联过程中可能存在某个控制步骤。因此，要强化传热，提高K，就要从控制步骤上下功夫。

前面推导热流密度的计算式 ($q = \frac{T-t}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$) 时没有

考虑内外表面的差异，实际上，圆管的内外表面积不同，量出的q不等，而热流量是相等的。

$$\left. \begin{array}{l} \text{对实际面积: } dQ = KdA(T-t) \\ \text{内表面}A_1: Q = K_1A_1(T-t) \\ \text{外表面}A_2: Q = K_2A_2(T-t) \end{array} \right\} \Rightarrow K_1A_1 = K_2A_2$$





$\because A_1 \neq A_2$, 显然 $K_1 \neq K_2$, 即以内外表面为基准的传热系数 K_1 、 K_2 是不相等的。如圆管的内外直径分别用 d_1 、 d_2 表示, 则可导出:

$$A_1 = \pi d_1 L \rightarrow K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{d_1}{d_m} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{d_1}{d_2}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{d_1}{d_2}}$$

$$\text{或: } \frac{1}{K_1} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{A_1}{A_m} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{A_1}{A_2}$$

$$A_2 = \pi d_2 L \rightarrow K_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \frac{d_2}{d_1} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{d_2}{d_m} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_2}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

$$\text{或: } \frac{1}{K_2} = \frac{1}{\alpha_1} \frac{A_2}{A_1} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{A_2}{A_m} + \frac{1}{\alpha_2}$$





$$d_m = \frac{d_2 - d_1}{\ln \frac{d_2}{d_1}}, A_m = \frac{A_2 - A_1}{\ln \frac{A_2}{A_1}}$$

当 $\frac{d_2}{d_1}$ 或 $\frac{A_2}{A_1} < 2$ 时，可用算术平均值代替。

工程上习惯以为表面积 $A_{\text{外}}$ 作为计算基准面，所以以后所遇到的传热系数 K （如没有特殊说明）均为相对于外管表面。

当管壁很薄或管径较大时，可近似取 $A_1 = A_2$ ，

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

P280 例6-9





4、污垢热阻

换热器操作一段时间后，传热面上常有污垢积存，从而使传热速率减小。污垢层虽然不厚，但热阻很大，估算K时一般不可忽略。因垢层厚度及导热系数不易估计，计算时，通常根据经验选用污垢热阻。

在管内、外侧的污垢热阻分别用 R_1 、 R_2 表示，则K可用下式计算：

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_1 + \frac{\delta}{\lambda} + R_2 + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (\text{注意：认为内外表面相同})$$

P282表6-6列出了一些常用流体的污垢热阻。





5、壁温的计算

$$q = \frac{T - T_w}{\frac{1}{\alpha_1}} = \frac{T_w - t_w}{\frac{\delta}{\lambda}} = \frac{t_w - t}{\frac{1}{\alpha_2}}$$

$$T - T_w = q \cdot \frac{1}{\alpha_1}$$

$$T_w - t_w = q \cdot \frac{\delta}{\lambda}$$

$$t_w - t = q \cdot \frac{1}{\alpha_2}$$

三个方程原则上可以确定出
 q 、 T_w 、 t_w 三个未知数。

$$(T - T_w) : (T_w - t_w) : (t_w - t) = \frac{1}{\alpha_1} : \frac{\delta}{\lambda} : \frac{1}{\alpha_2}$$





从它们的比例关系可以看出：哪层热阻大，哪层的温差就大，一般情况下金属的热阻通常可以忽略。

金属壁两边温差很小， $T_w \approx t_w$ ，于是：

$$\frac{T - T_w}{T_w - t} = \frac{\frac{1}{\alpha_1}}{\frac{1}{\alpha_2}} \quad (6-119)$$

如果金属壁热阻不能忽略时，从（6-119）式可看出：**传热面两侧温差之比等于两侧热阻之比、壁温 T_w 必接近于热阻较小或给热系数较大一侧流体的温度。**



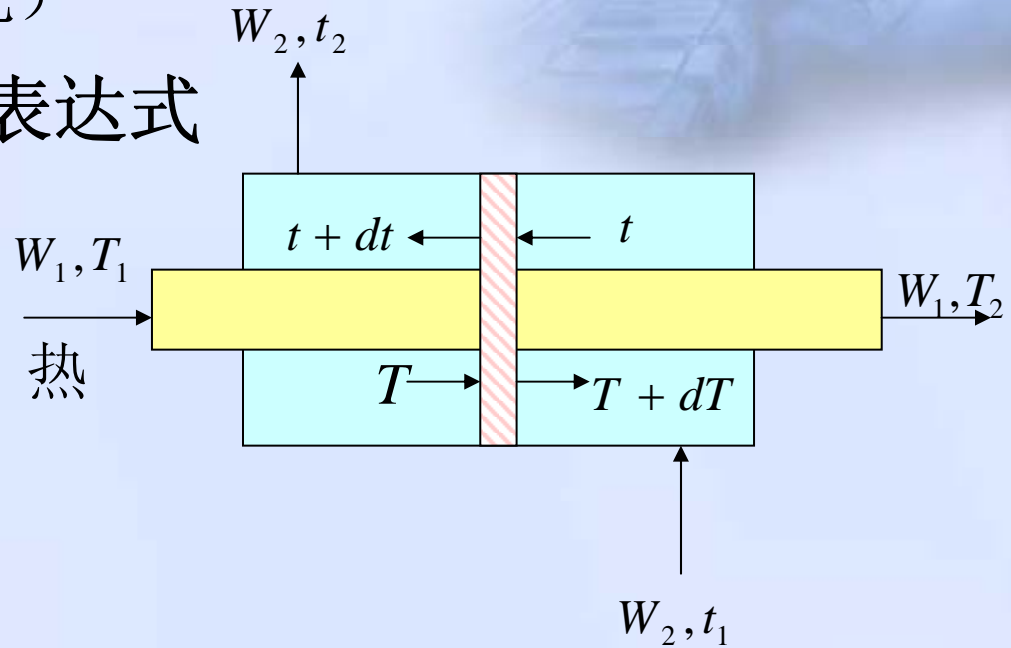


二、传热平均温差和传热基本方程式

(考虑整个换热器情况)

1、传热过程的积分表达式

随着传热过程的进行， t_1 逐渐上升而 T_1 逐渐下降，故热流密度 q 沿截面是变化的。取换热器微元体作热量衡算：



$$Q = -W_1 C_{p1} dT = W_2 C_{p2} dt = K(T - t)dA$$

假设：K在整个传热面上保持不变，积分上式得：





$$A = \int_0^A dA = \frac{W_1 C_{p1}}{K} \int_{T_2}^{T_1} \frac{dT}{T-t} \quad (6-122)$$

$$A = \int_0^A dA = \frac{W_2 C_{p2}}{K} \int_{t_1}^{t_2} \frac{dt}{T-t} \quad (6-123)$$

$$K = f \left(\alpha_1, \frac{\delta}{\lambda}, \alpha_2 \right)$$

讨论K

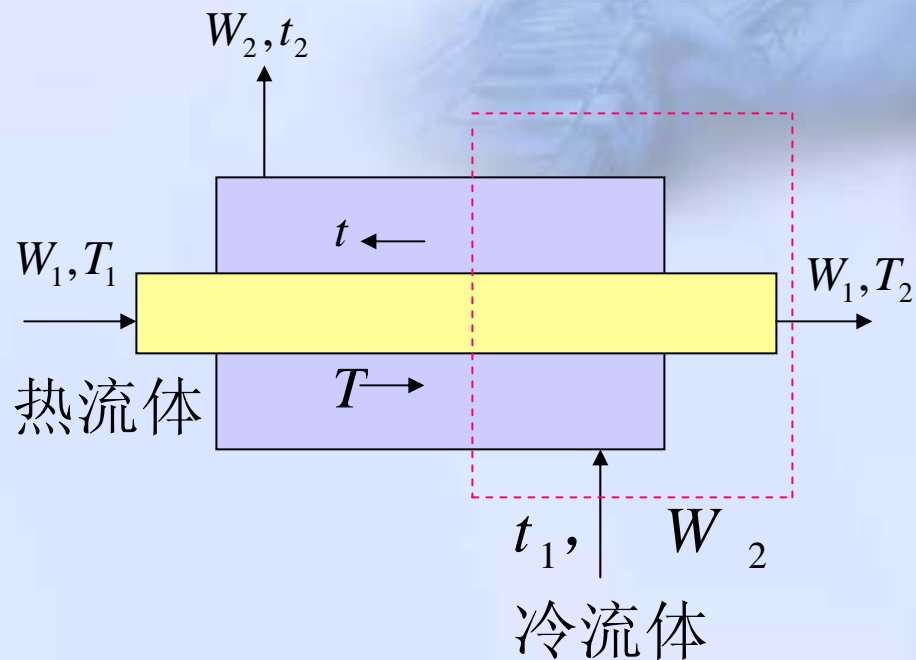
实际流体的物性随温度而变，那么，K值也要随温度而变，但在普通换热器的温度变化范围内，我们用了平均温度查取各物性参数来计算K值，所以可以认为K值不变。





2、操作线与推动力的变化规律

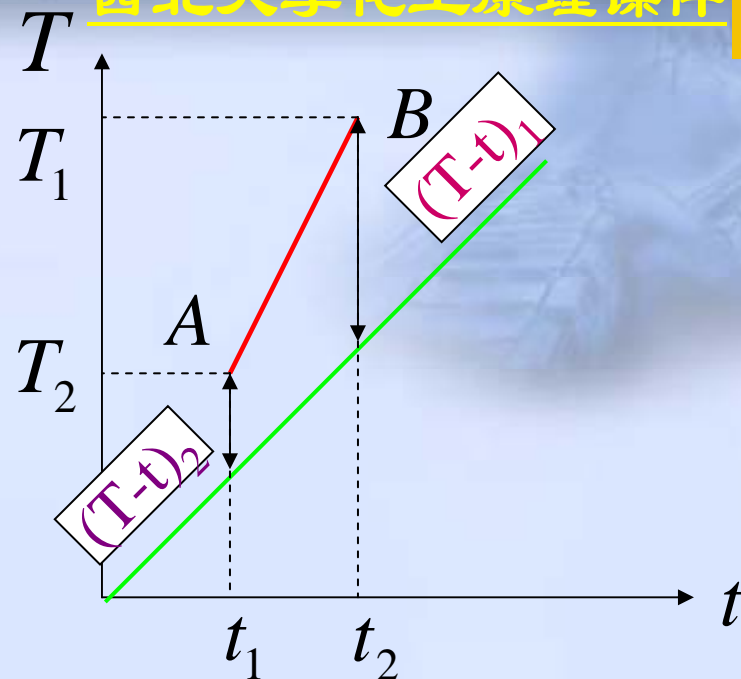
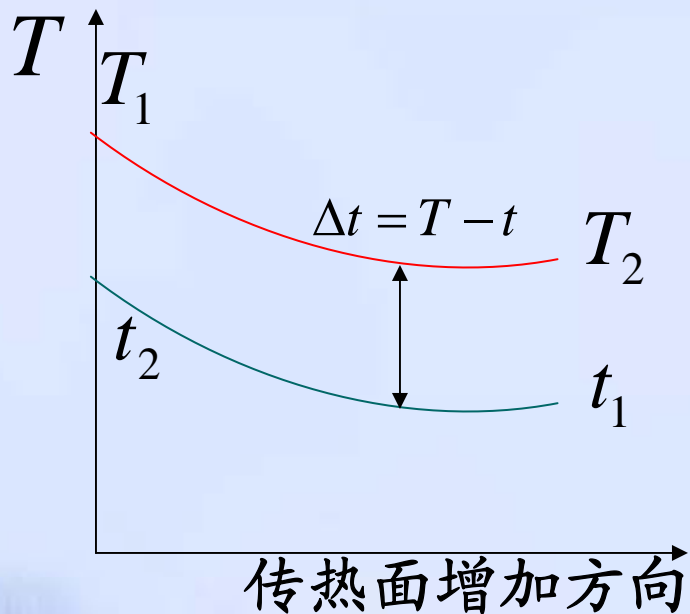
为了积分上面两式，就要找出 (T-t) 与 T 或 t 的函数关系。在换热器内，冷热流体沿传热面的变化如下图。若冷热流体在换热器内无相变，在冷流体入口段和任意界面作热量衡算：



$$W_1 C_{p1} (T - T_2) = W_2 C_{p2} (t - t_1)$$

$$T = \frac{W_2 C_{p2}}{W_1 C_{p1}} t + \left(T_2 - \frac{W_2 C_{p2}}{W_1 C_{p1}} t_1 \right)$$





若忽略 C_{p1} 、 C_{p2} 随温度的变化，上式为一直线方程式。

当 $t = t_1$ 时， $T = T_2$ ；

当 $t = t_2$ 时， $T = T_1$ 。

找出两 endpoint，画直线AB，线上每一点代表换热器某一截面上冷热流体的温度，称该直线为**换热器的操作线**。





传热推动力是冷热流体间的温差（ $T-t$ ），从上图可以看出，推动力（ $T-t$ ）刚好等于操作线与对角线间的垂直距离，两直线间的垂直距离必定随温度 T 或 t 呈线性变化。所以推动力（ $T-t$ ）相对于温度 T 或 t 的变化率都为常数。即：

$$\frac{d(T-t)}{dT} = \frac{(T-t)_1 - (T-t)_2}{T_1 - T_2}$$

$$\frac{d(T-t)}{dt} = \frac{(T-t)_1 - (T-t)_2}{t_2 - t_1}$$

$(T-t)_1$ 和 $(T-t)_2$ 为两端传热推动力。





3、传热过程的分类

◆按参与热交换的流体在沿换热器传热面流动时的温度变化情况，可将传热过程分为：

① 恒温传热

指冷热流体温差处处相等，且不随换热器位置而变的情况。如间壁的一侧液体保持恒定的沸腾温度 t 下蒸发；而另一侧饱和蒸汽在温度 T 下冷凝过程，此时传热面两侧的温度差保持不变，称为恒温(差)传热。即：

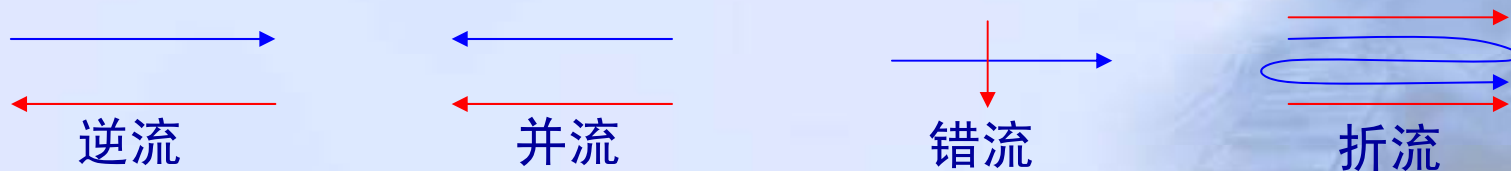
② 变温传热

指传热温度随换热器位置而变的情况。间壁传热过程中流体沿传热壁面在不同位置温度不同，故传热温差必随换热器位置而变化，该过程可分为单侧变温和双侧变温两种情况。





◆按换热器内流体的流动方向，传热过程可分为：



① 逆流传热

指换热的两种流体沿传热面平行且反向流动的传热过程；

② 并流传热

指换热的两种流体沿传热面平行且同向流动的传热过程；

[动画演示](#)

③ 错流传热

指换热的两种流体的流向垂直交叉的传热过程，工程计算时，若曲折次数超过4次，就可作为纯逆流或纯并流处理；

[动画演示](#)

④ 折流传热

指换热的一种或两种流体反复改变流动方向的传热过程；

⑤ 复杂流传热

几种上述流动型式组合的传热过程。





4、传热基本方程式

将式 $dT = \frac{T_1 - T_2}{(T - t)_1 - (T - t)_2} d(T - t)$ 和

$$dt = \frac{t_2 - t_1}{(T - t)_1 - (T - t)_2} d(T - t) \text{ 带入式 } A = \int_0^A dA = \frac{W_1 C_{p1}}{K} \int_{T_2}^{T_1} \frac{dT}{T - t}$$

$$\text{得: } A = \frac{W_1 C_{p1}}{K} \frac{T_1 - T_2}{(T - t)_1 - (T - t)_2} \int_{(T-t)_2}^{(T-t)_1} \frac{d(T - t)}{T - t}, (6-127)$$

$$\text{或: } A = \frac{W_2 C_{p2}}{K} \frac{t_2 - t_1}{(T - t)_1 - (T - t)_2} \int_{(T-t)_2}^{(T-t)_1} \frac{d(T - t)}{T - t}, (6-128)$$

$$\because Q = W_1 C_{p1} (T_1 - T_2) = W_2 C_{p2} (t_2 - t_1)$$

\therefore (6-127)和 (6-128) 可写成:

$$A = \frac{Q}{K} \frac{\ln \left(\frac{(T - t)_1}{(T - t)_2} \right)}{(T - t)_1 - (T - t)_2} = \frac{Q}{K \Delta t_m}, \text{ 或 } Q = KA \Delta t_m \quad (6-131)$$

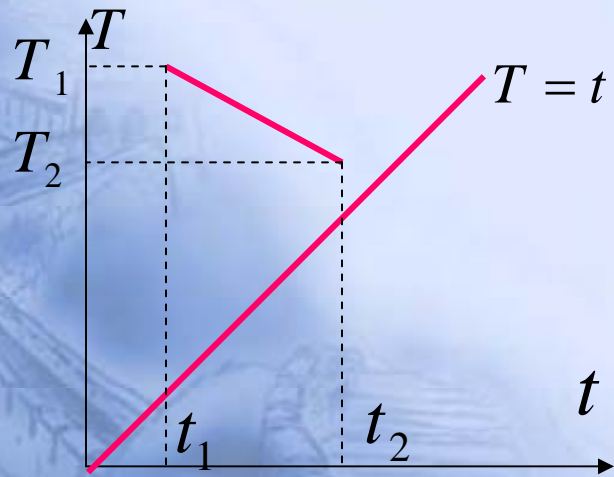




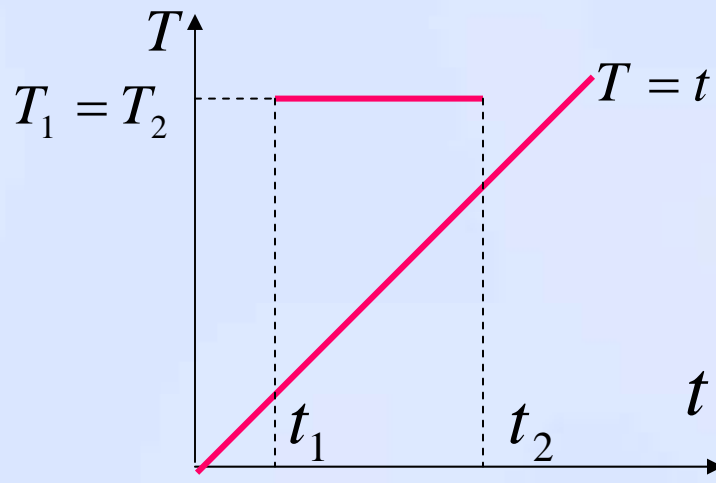
这里， $\Delta t_m = \frac{(T-t)_1 - (T-t)_2}{\ln \frac{(T-t)_1}{(T-t)_2}}$ ，称 Δt_m 为对数平均推动力或对数平均温差。

$Q = KA\Delta t_m$ 称为传热过程的基本方程式。

在前面推导过程中假设了冷热流体作逆流流动，并规定无相变，但实际上，只要操作线为直线，前面推导出的传热基本方程式都适用（并流或有相变也可使用）。当 $(T-t)_1/(T-t)_2 < 2$ 时，可应算术平均值代替对数平均值。



并流时操作线



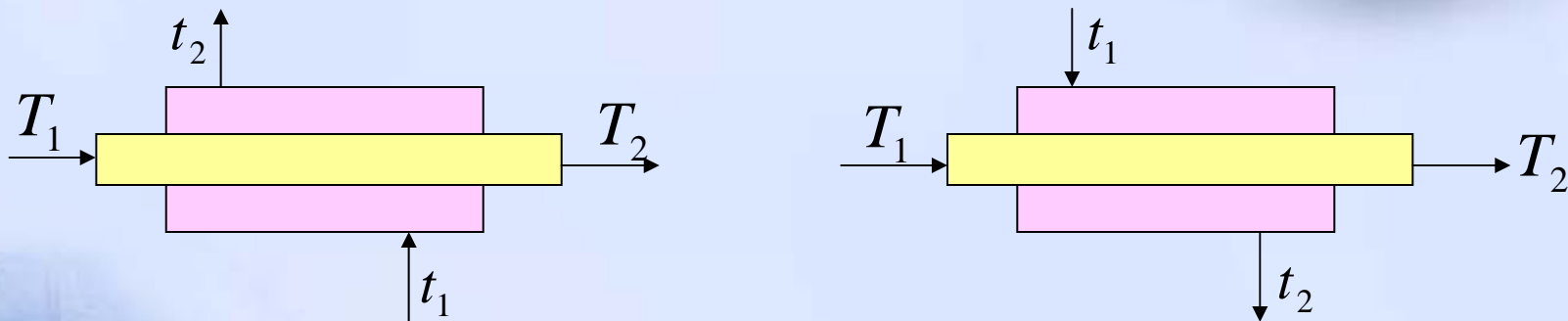
有相变时操作线



5、对数平均推动力

当操作线的两端与对角线相交时(即当换热器两端温差有一个为零时),对数平均推动力为零,要传递相应的热流量,需要无限大的传热面。

当冷热流体进出口温度不变的情况下,比较并流和逆流的推动力。



$$\Delta t_{m \text{ 逆}} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} = \frac{(T_1 - T_2) + (t_1 - t_2)}{\left(\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \right)_{\text{小}}}$$

$$\Delta t_{m \text{ 并}} = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2}} = \frac{(T_1 - T_2) + (t_2 - t_1)}{\left(\ln \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2} \right)_{\text{大}}}$$

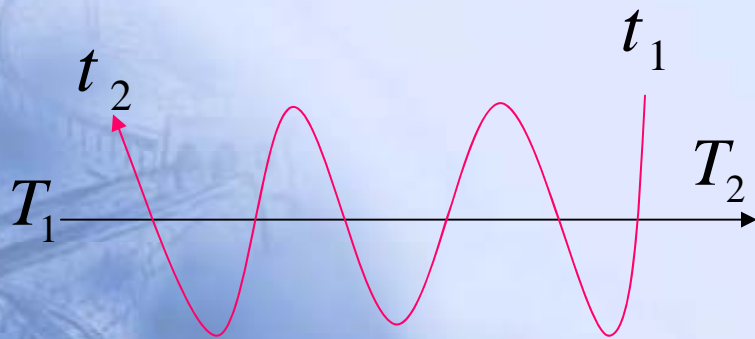


$$\because \Delta t_{m逆} > \Delta t_{m并},$$

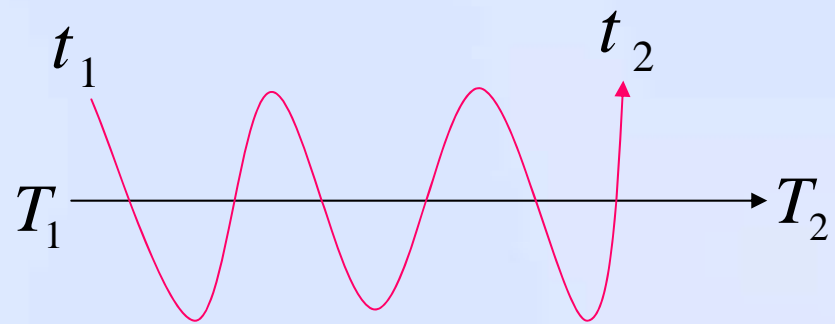
\(\therefore\) 在传递热量相同的条件下, $A_{逆} < A_{并}$,

即逆流操作总优于并流操作。

说明: 在实际换热器中, 纯粹的逆流和并流是不多见的, 但只要曲折数超过4次, 就可作为纯逆流和纯并流处理。



逆流



并流





三、换热器的设计计算

以热流体冷却为例来说明设计型命题的计算方法及参数选择

1、命题方式

设计任务：将 W_1 的热流体自给定的温度 T_1 冷却到指定的温度 T_2 ；

设计条件：选择适当的冷却剂（比如冷却水）进口温度；

设计目的：确定经济上合理的传热面积及换热器其它有关尺寸。

2、计算步骤

(1) 计算热负荷： $Q = W_1 C_p (T_1 - T_2)$ ；

(2) 做出适当选择，计算 Δt_m ；

(3) 计算 α_1 、 α_2 、 $\frac{\delta}{\lambda} \xrightarrow{\text{计算}} K$ ；

(4) 计算传热面积 A ，($Q = KA\Delta t_m$)。





3、参数的选择

根据传热基本方程 $Q = KA\Delta t_m$ 可知：要知 A ，必须知 K 、 Δt_m 时面临一系列选择。

要确定 Δt_m ：

- (1) 流向的选择，并、逆、错、折流；
- (2) 冷却剂的出口温度 t_2 。

要确定 K ：

- (1) 流体流动空间是在管内还是管外，因 α 计算不同；
- (2) 流速 u ： $u \uparrow$ 虽 $\alpha \uparrow$ ，但 $h_f \uparrow$ ，故存在综合优化；
- (3) 污垢热阻 R 。



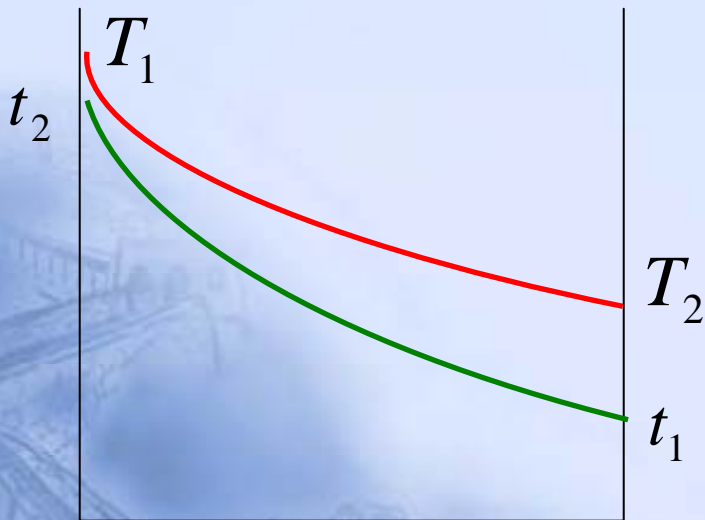


4、参数选择的依据

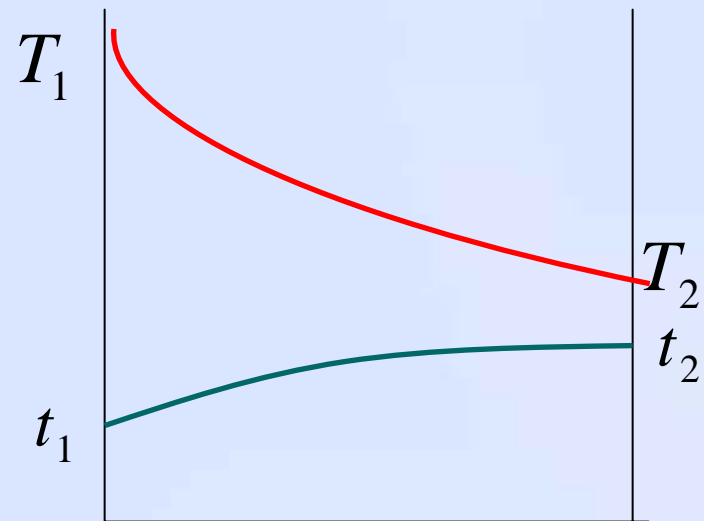
(1) 流向选择

a、采用并流或逆流的冷热流体的进口温度相同时， $\Delta t_{m逆} > \Delta t_{m并}$ ，而传递同样的热量 Q ，所需传热面积 $A_{逆} < A_{并}$ 。

b、



逆流



并流





对一定的 T_1 ，采用并流时 $(t_2)_{\max} = T_2$ ，采用逆流时 $(t_2)_{\max} = T_1$ ，
这样，如果换热的目的是单纯的冷却，则：

$$Q = W_1 C_{p1} (T_1 - T_2) = W_2 C_{p2} (t_2 - t_1)$$

$(t_2)_{\text{逆}} > (t_2)_{\text{并}}$ ，则： $W_{2\text{逆}} < W_{2\text{并}}$ 。

如果换热的目的是回收热量，逆流操作回收的热量温位 t_2 较高，因而利用价值大。

另外对粘度较高的流体，温度升高快，粘度也很快降低， K 增大， $(t_2)_{\text{逆}} > (t_2)_{\text{并}}$ ，所以： $\mu_{\text{逆}} < \mu_{\text{并}}$ 。

因此：在一般情况下，逆流总是优于并流，应尽量采用

采用并流的情况

对某些**热敏性物料的加热**，可避免出口温度过高而影响产品的质量。

在某些高温换热器中，**可避免局部温度过高**，以延长换热器的使用寿命。





(2) 冷却介质出口温度的选择

t_2 定得高些, W_2 减小, 回收能量的价值增加, 输送流体的动力消耗费用降低。但 t_2 越高, Δt_m 越小, 传递相同的热量, 传热面积和设备费用会增加。因此,冷却介质出口温度的选择存在一个优化问题。一般 $\Delta t_m \geq 10^\circ\text{C}$, 如果冷却介质为工业用水, t_2 太高, CaCO_3 、 MgCO_3 、 MgSO_4 、 CaSO_4 会析出, 使垢层增厚, K 降低。

(3) 流速的选择

$$\alpha \propto u^{0.8} \Rightarrow K$$

$$u \uparrow \Rightarrow \frac{\Delta p}{\rho} = h_f = \lambda \cdot \frac{u^2}{2} \uparrow$$

因此 u 的选择也应在经济上权衡, 但应尽量避免层流状态。





四、换热器操作型计算

操作型计算的特点就是：解是唯一的。但计算需要试差，换热器操作型计算就是要判断某换热器对指定的生产任务是否适用，或者预测某参数的变化对换热器传热能力的影响。

1、命题分两类

第一类命题：

给定条件：A（有关尺寸），冷热流体的物性，流量 W_1 、 W_2 、 T_1 、 t_1 及流体的流动方式。

计算（预测）： t_2 、 T_2 。

第二类命题：

给定条件：A（有关尺寸），冷热流体的物性及热体的 W_1 、 T_1 、 T_2 ，冷流体的 t_1 及流动方式。

计算（预测）： W_2 、 t_2 。





2、操作型问题的计算方法

对逆流操作

$$W_1 C_{p1} (T - T_2) = KA \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} = KA \Delta t_m$$

$$W_1 C_{p1} (T - T_2) = W_2 C_{p2} (t - t_1)$$

对操作型计算，不论哪一类命题要求两个未知数，即联立求解以上两个方程便可得解。





◆对第一类命题

$$W_1 C_{p1} (T_1 - T_2) = KA \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} = KA \frac{(T_1 - T_2) - \frac{W_1 C_{p1}}{W_2 C_{p2}} (T_1 - T_2)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}}$$

$$W_1 C_{p1} \ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} = KA \left(1 - \frac{W_1 C_{p1}}{W_2 C_{p2}} \right)$$

$$\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} = KA \left(\frac{1}{W_1 C_{p1}} - \frac{1}{W_2 C_{p2}} \right) = C$$

$$\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} = e^C \Rightarrow T_1 - t_2 = e^C (T_2 - t_1) \quad (1)$$

$$W_1 C_{p1} (T - T_2) = W_2 C_{p2} (t - t_1) \quad (2)$$

经过一系列数学处理将传热基本方程式变换成线性方程。





◆对第二类命题

∵ W_2 未知, u_2 未知 ($\alpha \propto u^{0.8}$), α 未知、 K 未知。

∴ 必须经过试差才能求解。

可先设一个 t_2 , 由 $W_1 C_{p1} (T_1 - T_2) = W_2 C_{p2} (t_2 - t_1) \Rightarrow W_2 \Rightarrow u_2$
 $\Rightarrow \alpha \Rightarrow K$, 再由传热基本方程 $Q = KA\Delta t_m$ 求出 t_2^* 。

判断 t_2^* 与 t_2 是否相符。

注意: 若通过根据题中条件能预计到 $\frac{T_1 - t_2}{t_1 - T_1} < 2$, 则 Δt_m 可用

算术平均值代替, 传热基本方程为线性的, 此时不论对哪种命题都可用消元法求解, 不需要试差求解。





3、传热过程的调节

以热流体的冷却为例

在换热器中，若流体的进口温度 T_1 发生变化，而要求热流体出口温度 T_2 不变，可调节 W_2 来达到目的，此时， W_2 改变可能引起 K 的变化，也可能引起 t_2 变化，所以应从两方面进行考虑。

$$Q = WC_p \Delta t \quad Q = KA \Delta t$$

W_2 的改变， t_2 也会改变，会影响 Δt_m 及 K ，

$$\because K = f\left(\alpha_1, \alpha_2, \frac{\delta}{\lambda}, R\right) \quad \therefore W_1 \rightarrow \alpha_1, W_2 \rightarrow \alpha_2。$$

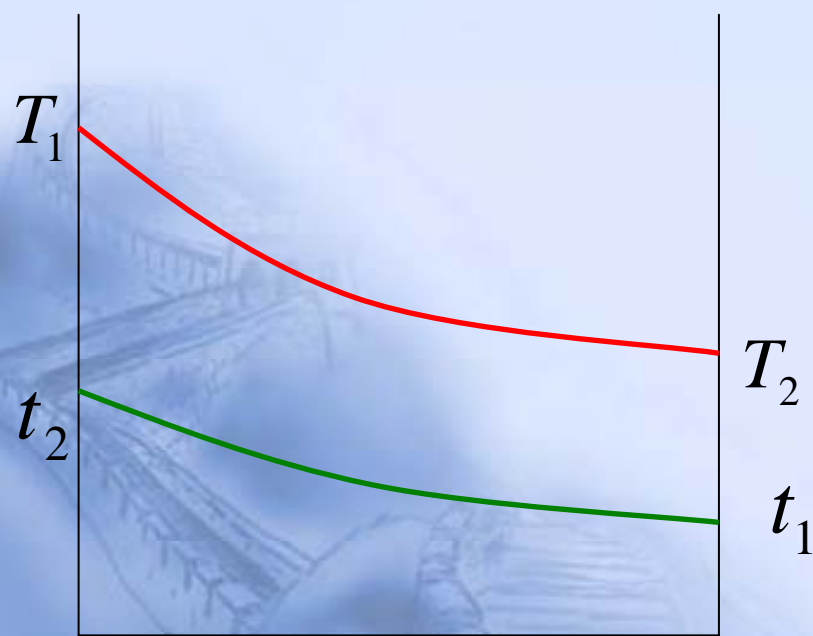
a、当 $\alpha_2 \gg \alpha_1$ ， $K \approx \alpha_1$ ，此时开大冷却水， K 值基本为定值，作用主要靠调节 Δt_m 的变化；





b、当 $\alpha_2 \ll \alpha_1$ 或 $\alpha_1 \approx \alpha_2$ ，此时开大冷却水用量 W_2 ， $K \uparrow$ ，此时过程调节的是 K 、 Δt_m 共同作用的结果。

如果换热器在原工况下冷却介质的温升已很小，即 $(t_2 - t_1)$ 很小 ($(t_2 - t_1)$ 线比较平稳)， Q 一定，所以 Δt_m 略微变化，但变化不大。



当 $\alpha_1 \gg \alpha_2$ ， $K \approx \alpha_2$ ， $W_2 \uparrow$ ， $K \uparrow$ ，使传热速率增加。

当 $\alpha_1 \ll \alpha_2$ ， $K \approx \alpha_1$ ， $W_2 \uparrow$ ， K 不变，则 $W_2 \uparrow$ ，已无调节作用。

因此，在设计时， $t_2 - t_1$ 应大一些，以便给调节留有余地。





五、传热单元法

在进行操作型第一类命题计算时，冷热流体出口温度 T_2 、 t_2 都未知，如果 $Q = KA\Delta t_m$ 中含有 T_2 、 t_2 ，用 $Q = W_1 C_{p1}(T_1 - T_2)$ 消去一个，使 $Q = KA\Delta t_m$ 中仅包含一个温度，计算起来就方便多了，为此我们介绍一种传热单元法。

1、传热效率

$$\varepsilon = \frac{\text{实际传热速率}}{\text{最大理论传热速率}} = \frac{Q}{Q_{\max}}$$

不论在哪一种型式的换热器中，由热力学第二定律知，热流体最多能从 T_1 冷却到 t_1 ，即 T_2 至少到 t_1 ，冷流体的出口温度不能超过 T_1 。

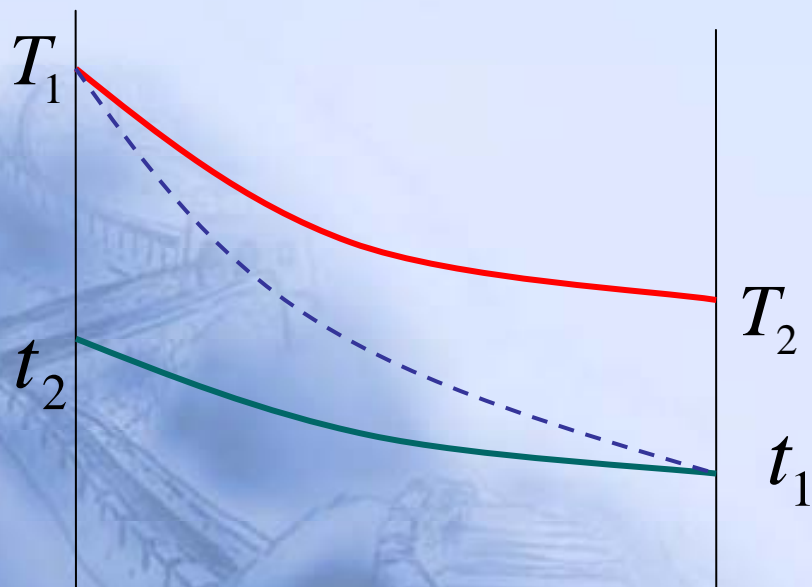




∴ 对热流体: $Q_{\max} = W_1 C_{p1} (T_1 - t_1)$ $T_2 \gg t_1$

∴ $\varepsilon_1 = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{W_1 C_{p1} (T_1 - T_2)}{W_2 C_{p1} (T_1 - t_1)}$

当出口 $T_2 =$ 冷流体的入口温度 t_1 时, Q 最大, $\varepsilon_1 = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1}$



对冷流体: $Q_{\max} = W_2 C_{p2} (T_1 - t_1)$

$\varepsilon_1 = \frac{W_2 C_{p2} (t_2 - t_1)}{W_2 C_{p1} (T_1 - t_1)} = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$





2、传热单元数NTU

$$Q = W_1 C_{p1} (T_1 - T_2) = KA \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}}$$

$$\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} = \frac{KA}{W_1 C_{p1}} \cdot \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{T_1 - T_2}$$

$$\text{令 } NTU_1 = \frac{KA}{W_1 C_{p1}}$$





3、 ε 与 NTU 的关系

$$\frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{T_1 - T_2} = \frac{(T_1 - T_2) - (t_2 - t_1)}{T_1 - T_2} = 1 - R_1$$

定义： $\frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_2} = R_1$

$$Q = W_1 C_{p1} (T_1 - T_2) = W_2 C_{p2} (t_2 - t_1)$$

$$\frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_2} = \frac{W_1 C_{p1}}{W_2 C_{p2}} = R_1$$

$$\therefore \ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} = NTU_1 (1 - R_1)$$





分子加 t_1 减 t_1 ，分母加 T_1 减 T_1 ，则：

$$\begin{aligned} \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} &= \frac{T_1 - t_2 + t_1 - t_1}{T_2 - t_1 + T_1 - T_1} = \frac{(T_1 - t_1) - (t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1) - (T_1 - T_2)} \\ &= \frac{\frac{[(T_1 - t_1) - (t_2 - t_1)]}{(T_1 - t_1)}}{\frac{[(T_1 - t_1) - (T_1 - T_2)]}{(T_1 - t_1)}} = \frac{1 - \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \cdot \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_2}}{1 - \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1}} \\ &= \frac{1 - R_1 \varepsilon_1}{1 - \varepsilon_1} \end{aligned}$$

$$\text{即: } \ln \left(\frac{1 - R_1 \varepsilon_1}{1 - \varepsilon_1} \right) = NTU_1 (1 - R_1)$$

$$\varepsilon_1 = \frac{1 - \exp [NTU_1 (1 - R_1)]}{R_1 - \exp [NTU_1 (1 - R_1)]}$$





$$\varepsilon_1 = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1} \quad R_1 = \frac{W_1 C_{p1}}{W_2 C_{p2}} = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_2}$$

对热流体: $NTU_1 = \frac{KA}{W_1 C_{p1}}$

$$\varepsilon_1 = \frac{1 - \exp[NTU_1(1 - R_1)]}{R_1 - \exp[NTU_1(1 - R_1)]} \quad (6-139)$$

对第一类操作型问题，用图6-139方程右端为已知量，求出 ε_1 。根据 $\varepsilon_1 = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1} \Rightarrow T_2$ ，在由 $R_1 = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_2} \Rightarrow t_2$ 。

对第二类操作型问题，还须试差求解。

对并流操作也可以作以上类似推导，结果列入表6-7中，为了便于工程计算， ε 、 NTU 、 R 三者的关系绘成图线。(图6-43、6-44)



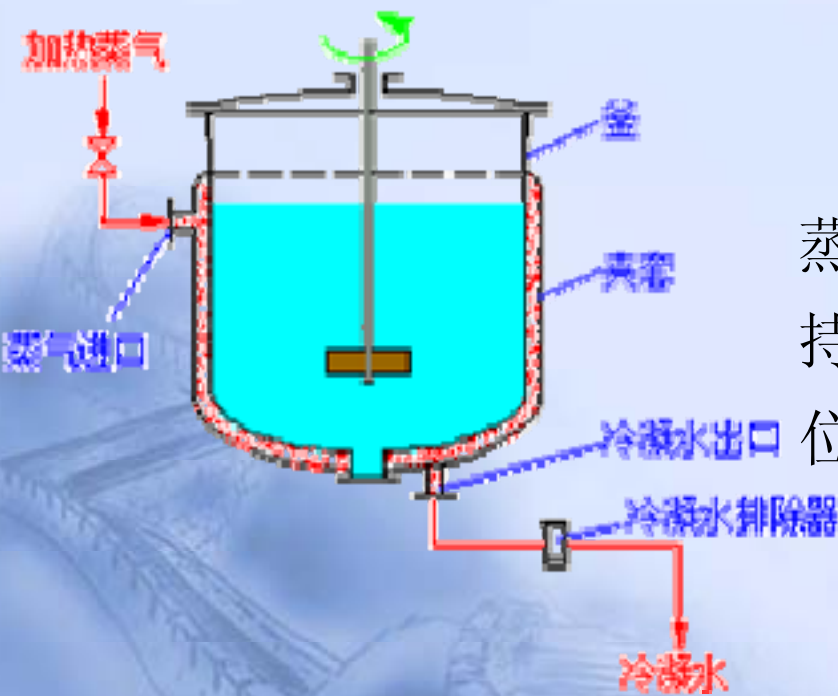
六、非定态传热过程的拟定态处理

前面讨论的都是定态传热，对非定态过程，一般要求的是积累传热量 Q_T 或物量变化关系 $t = f(\tau)$ 。解决问题的方法和定态传热一样，依据的都是传热速率方程式和热量衡算式。

如图为间歇操作的夹套换热器。

设夹套内通入的是温度为 T 的饱和蒸汽，釜内液体因充分混和，温度 t 保持均一。因此，任何时刻的 q 与加热面位置无关，即： $q = K(T - t)$ ，其中

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





上式是在定态下导出的，但是，当流体与加热面的温度随时间 τ 的变化不大时，热量积累可以忽略，此时非定态过程可以按定态处理。

在 $d\tau$ 时间内作热量衡算，并忽略热损失与壁面的温度升高。

$$MC_p d\tau = K(T-t)Ad\tau$$

积分上式得：
$$\tau = \frac{MC_p}{KA} \ln \frac{T-t_1}{T-t_2}$$

因此在一定加热时间 τ_1 内的积累传热量可由上式推得。

$$Q_T = MC_p(t_2 - t_1) = KA\Delta t_m \tau, \text{ 其中: } \Delta t_m = \frac{(T-t_1) - (T-t_2)}{\ln \frac{T-t_1}{T-t_2}}$$

对一般的非定态传热过程，热流密度不但随时间变化而且沿加热面变化。

本节完

