

第十二章

传热过程与换热器

Heat Transfer and Heat Exchangers

作 业

思考题

2

7

习题

12-3

12-8

12-1 传热过程

一、通过平壁的传热

- 无内热源、热导率 λ 为常数、厚 δ 单层无限大平壁；
- 流体温度分别为 t_{f1} 与 t_{f2} 、表面传热系数分别为 h_1 与 h_2 的稳态的传热过程。

$$\phi = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{\frac{1}{Ah_1} + \frac{\delta}{A\lambda} + \frac{1}{Ah_2}} = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{R_{h1} + R_{\lambda} + R_{h2}} = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{R_k}$$

$$\phi = Ak(t_{f1} - t_{f2}) = Ak\Delta t$$

传热系数

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_2}}$$

无内热源多层平壁的稳态传热过程

- 各层热导率 λ_1 、 λ_2 、...、 λ_n 为常数、厚度分别为 δ_1 、 δ_2 、...、 δ_n ;
- 层与层之间接触良好，无接触热阻。

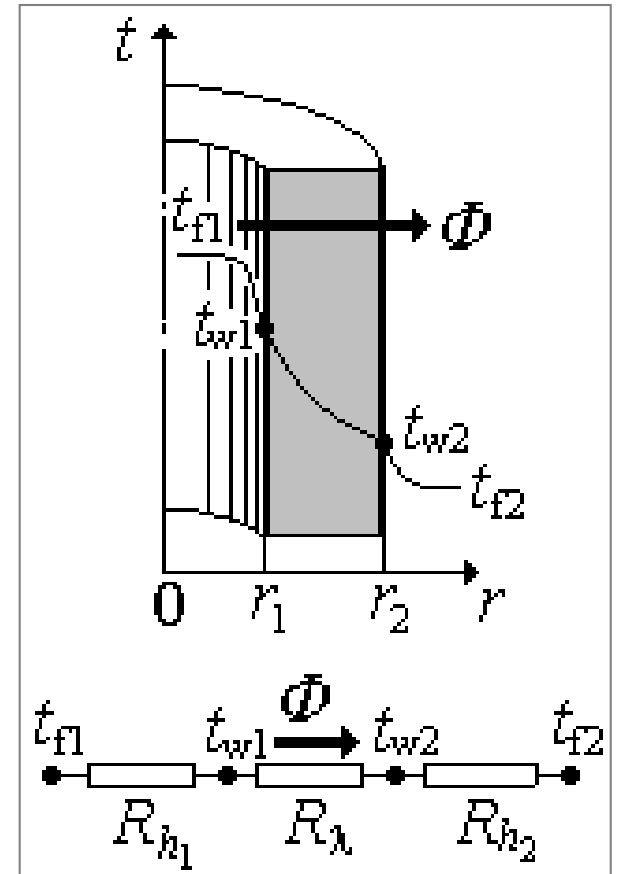
$$\phi = Ak(t_{f1} - t_{f2}) = Ak\Delta t$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_2}}$$

二、通过圆管的传热

1、单层圆管

- 内、外半径分别为 r_1 、 r_2 ，长度为 l ，
- λ 为常数，无内热源，
- 流体温度分别为 t_{f1} 、 t_{f2} ，且 $t_{f1} > t_{f2}$ ，表面传热系数分别为 h_1 、 h_2 。



$$\phi = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{\frac{1}{\pi d_1 l h_1} + \frac{1}{2\pi\lambda l} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\pi d_2 l h_2}}$$

$$= \frac{t_{f1} - t_{f2}}{R_{h_1} + R_{\lambda} + R_{h_2}} = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{R_k} \quad \text{传热热阻}$$

上式写成

$$\phi = \pi d_2 l k_0 (t_{f1} - t_{f2}) = \pi d_2 l k_0 \Delta t$$

k_0 为以圆管外壁面面积为基准计算的传热系数，
计算式为：

$$k_0 = \frac{1}{\frac{d_2}{d_1} \frac{1}{h_1} + \frac{d_2}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{h_2}}$$

2、多层圆管

- 各层材料的热导率分别为常数；
- 层与层之间无接触热阻。

$$\begin{aligned}\phi &= \frac{t_{f1} - t_{f2}}{R_{h_1} + \sum_{i=1}^n R_{\lambda_i} + R_{h_2}} \\ &= \frac{t_{f1} - t_{f2}}{\frac{1}{\pi d_1 l h_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\pi \lambda_i l} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\pi d_{n+1} l h_2}}\end{aligned}$$

三、临界热绝缘直径

- 为了减少热流体输送管道的散热损失，在管道外面加一层或多层保温层。
- 加保温层后，增大 d_o

$$\left. \begin{aligned} R_{\lambda l} &= \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_o}{d_i} \uparrow \\ R_{hl} &= \frac{1}{d_o h_o} \downarrow \end{aligned} \right\}$$

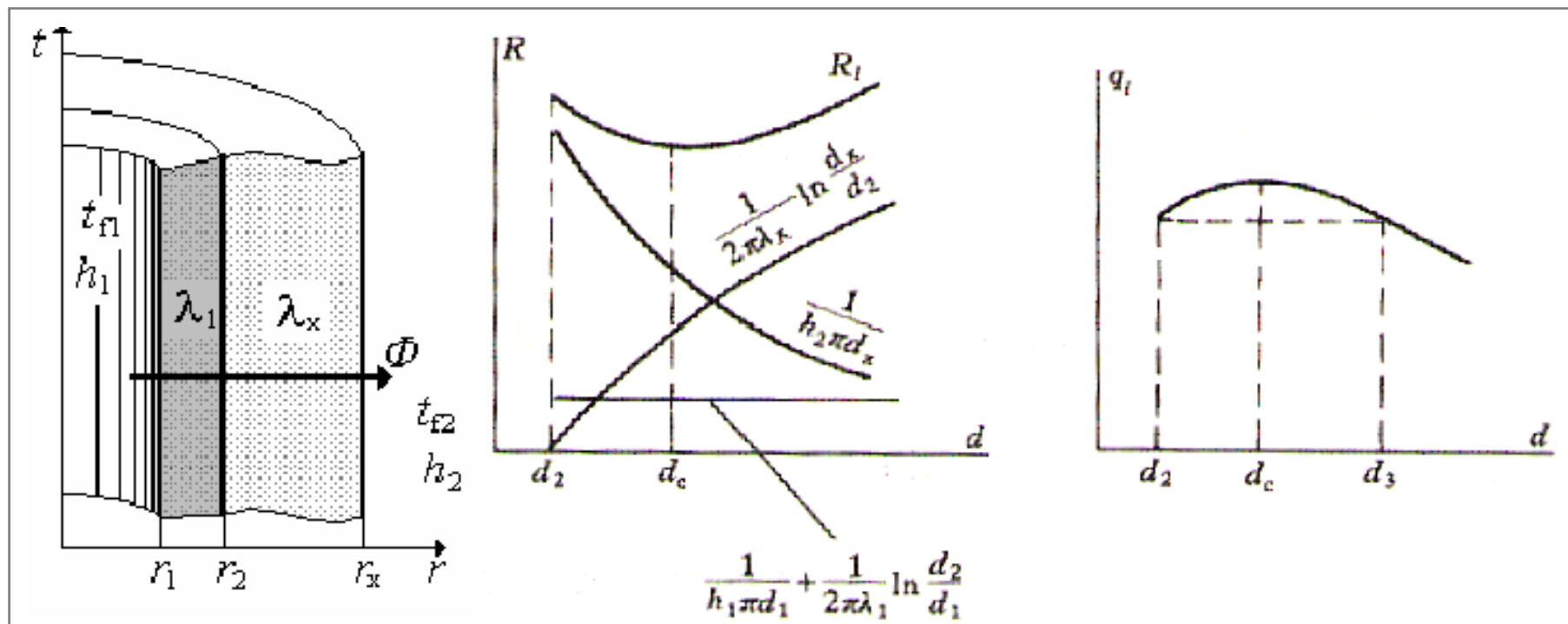
单位长度的热流量 ϕ_l 存在最大值，所对应的 d_c 称为临界热绝缘直径。

$$\phi_l = \frac{\phi}{l} = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{\frac{1}{\pi d_1 h_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\pi \lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\pi d_{n+1} h_2}}$$

R_l 单位长度热阻

总单长热阻:

$$R_l = \frac{1}{h_1 \pi d_1} + \frac{1}{2\pi\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\pi\lambda_x} \ln \frac{d_x}{d_2} + \frac{1}{h_2 \pi d_x}$$



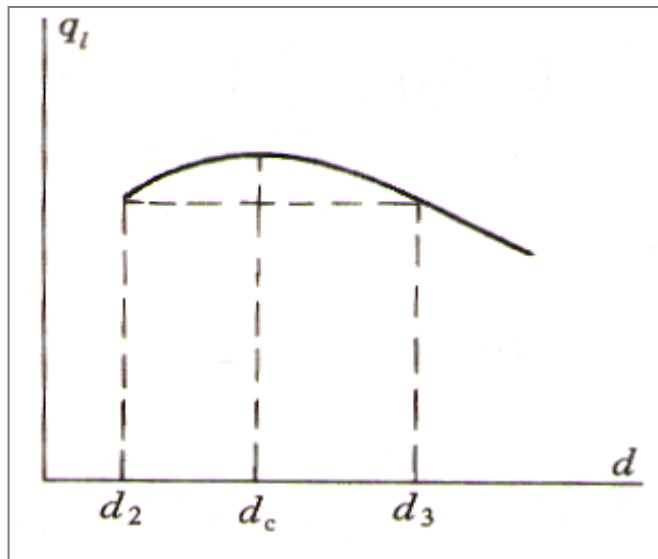
临界热绝缘直径：总热阻达到极小值时热绝缘层外径

$$R_l = \frac{1}{h_1 \pi d_1} + \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\pi\lambda_x} \ln \frac{d_x}{d_2} + \frac{1}{h_2 \pi d_x}$$

求极值： $\frac{dR_l}{dd_x} = \frac{1}{2\pi\lambda_x} \frac{1}{d_x} - \frac{1}{h_2 \pi d_x^2} = 0 \quad \rightarrow \quad d_x = d_c = \frac{2\lambda_x}{h_2}$

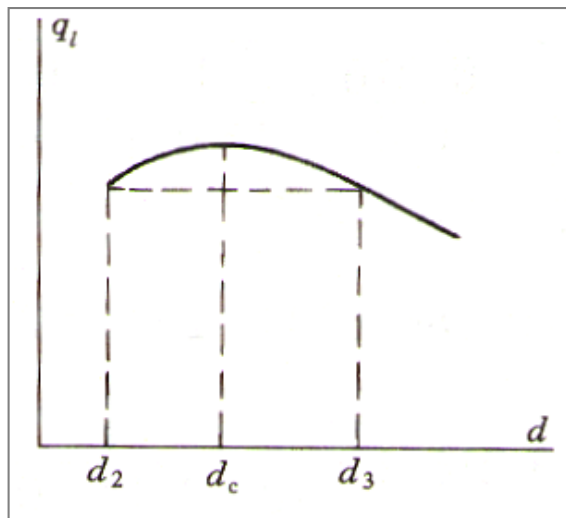
总热阻达到极小值？

$$\left. \frac{d^2 R_l}{dd_x^2} \right|_{d_x=d_c} = \left(-\frac{1}{2\pi\lambda_x} \frac{1}{d_x^2} + \frac{2}{h_2 \pi d_x^3} \right) \bigg|_{d_c} = \frac{h_2^2}{8\pi\lambda_x^3} > 0 \Rightarrow \text{极小值}$$



注意：若 $d_2 < d_c$ ，当 d_x 在 d_2 与 d_3 范围内时，管道向外的散热量比无绝缘层时更大。 $d_x > d_3 \Rightarrow q_l \downarrow$

只有当 $d_2 \geq d_c$ 时，覆盖绝热层肯定减少热损失！



问题：如何确定 d_3 ？

$$R_l = \frac{1}{h_1 \pi d_1} + \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\pi\lambda_x} \ln \frac{d_x}{d_2} + \frac{1}{h_2 \pi d_x}$$

$$\frac{1}{h_2 \pi d_2} = \frac{1}{2\pi\lambda_x} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{h_2 \pi d_3}$$

$$d_3 = \exp \left(\ln d_2 + \frac{2\lambda_x}{h_2} \left(1/d_2 - 1/d_3 \right) \right) \quad \text{迭代求解 } d_3$$

例：电线, 包黑胶布: $\lambda_{\text{ins}}=0.04\text{W}/(\text{mK})$, $h_{\text{air}}=10\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$

$$d_c = 2\lambda_{\text{ins}}/h_{\text{air}} = 8\text{mm}$$

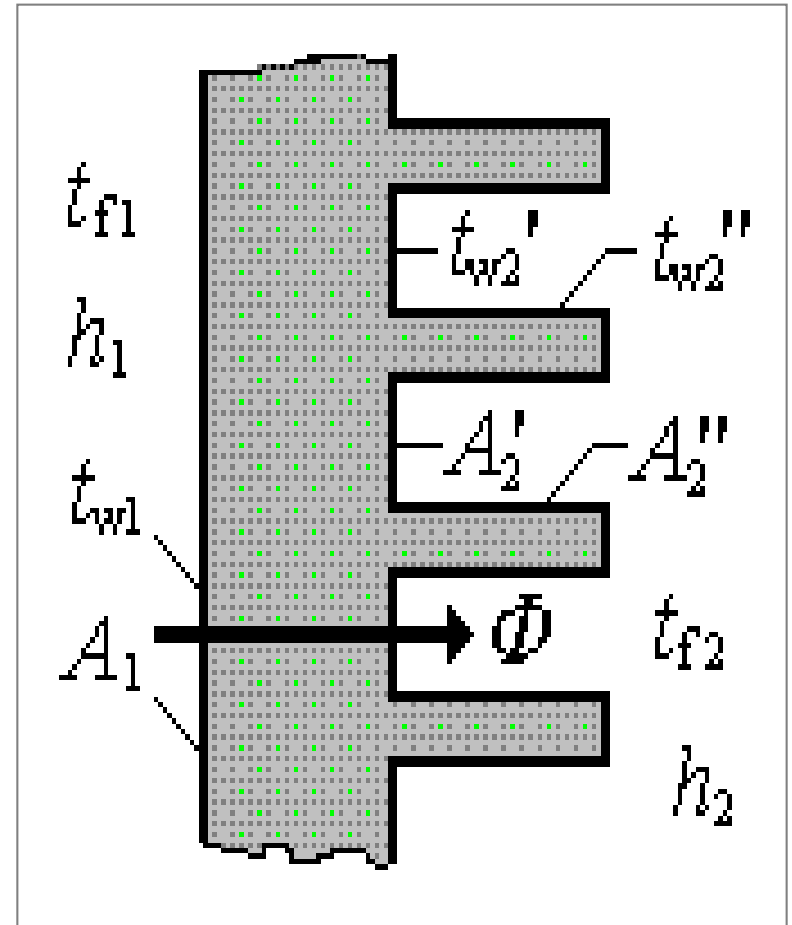
一般 $d_2 \cong 5\text{mm} < d_c$ \longrightarrow 有利于散热!

讨论:

- $d > d_c$, 加保温层总会起到隔热保温的作用;
- $d < d_c$, 加保温层**可能增大**散热;
- 保温层应保证 $d > d_3$, 在工程上, 绝大多数需要加保温层的管道外径都大于此直径, 只有当管径很小, 保温材料的热导率又较大时, 才需要考虑临界绝缘直径的问题。

四、通过肋壁的传热（略）

- 左侧基面面积： A_1
- 加肋侧肋基面面积： A_2'
- 肋基温度： t_{w2}'
- 肋片面积为： A_2''
- 肋片平均温度： t_{w2}''
- 肋侧总面积： A_2



稳态情况下,左侧对流换热:

$$\phi = A_1 h_1 (t_{f1} - t_{w1}) = \frac{t_{f1} - t_{w1}}{\frac{1}{A_1 h_1}} \quad (a)$$

壁的导热

$$\phi = \frac{t_{w1} - t'_{w2}}{\frac{\delta}{A_1 \lambda}} \quad (b)$$

肋侧对流换热

$$\phi = A_2 ' h_2 (t'_{w2} - t_{f2}) + A_2'' h_2 (t''_{w2} - t_{f2}) \quad (c)$$

根据肋片效率的定义式:

$$\eta_f = \frac{A_2'' h_2 (t_{w2}'' - t_{f2})}{A_2'' h_2 (t_{w2}' - t_{f2})} = \frac{t_{w2}'' - t_{f2}}{t_{w2}' - t_{f2}}$$

可将(c)式改写为

$$\begin{aligned} \phi &= (A_2' + A_2'' \eta_f) h_2 (t_{w2}' - t_{f2}) \\ &= A_2 \eta h_2 (t_{w2}' - t_{f2}) = \frac{t_{w2}' - t_{f2}}{\frac{1}{A_2 \eta h_2}} \end{aligned}$$

肋面总效率: $\eta = (A_2' + A_2'' \eta_f) / A_2$

$$A_2'' \gg A_2' \quad A_2 \approx A_2'' \quad \longrightarrow \quad \eta \approx \eta_f$$

可得通过肋壁的传热计算公式为:

$$\phi = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{\frac{1}{A_1 h_1} + \frac{\delta}{A_1 \lambda} + \frac{1}{A_2 \eta h_2}}$$

或:

$$\begin{aligned} \phi &= A_1 \cdot \frac{t_{f1} - t_{f2}}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{A_1}{A_2} \cdot \frac{1}{\eta h_2}} = A_1 \cdot \frac{t_{f1} - t_{f2}}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\beta \eta h_2}} \\ &= A_1 k_1 (t_{f1} - t_{f2}) = A_1 k_1 \Delta t \end{aligned}$$


肋化系数

以光壁表面积为基准的传热系数

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\beta\eta h_2}}$$

- **肋化系数** $\beta = A_2 / A_1$
- **加肋后，肋侧的对流换热热阻是 $1 / \beta\eta h_2$**
- **而未加肋时为 $1 / h_2$ ，加肋后热阻减小的程度与 $(\beta\eta)$ 有关。**

讨论:

- 由定义知 $\beta > 1$ ，其值取决于肋高与肋间距。
- 增加肋高可以加大 β ，但会使肋片效率降低，从而使肋面总效率降低。
- 减小肋间距，即使肋片加密也可加大 β ，但肋间距过小会增大流体的流动阻力，一般肋间距应大于两倍边界层最大厚度。
- 工程上，常以肋侧表面积为基准：

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{h_1} \beta + \frac{\delta}{\lambda} \beta + \frac{1}{h_2 \eta}} \quad \phi = A_2 k_2 \Delta t$$

五、有复合换热的传热计算

- 对流换热与辐射换热同时存在的换热过程。
- 通常将辐射换热量折合成对流换热量，引进**辐射换热表面传热系数**。

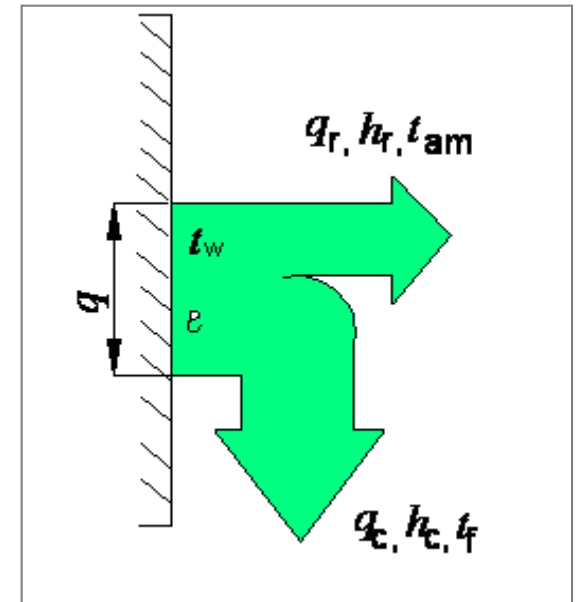
$$h_r = \frac{\phi_r}{A(t_w - t_f)} \quad \longrightarrow \quad \underline{\text{辐射换热量}}$$

- 复合换热表面传热系数 h 为对流换热表面传热系数与辐射换热表面传热系数之和：

$$h = h_c + h_r$$

■ 总换热量为对流传热量与辐射换热量之和

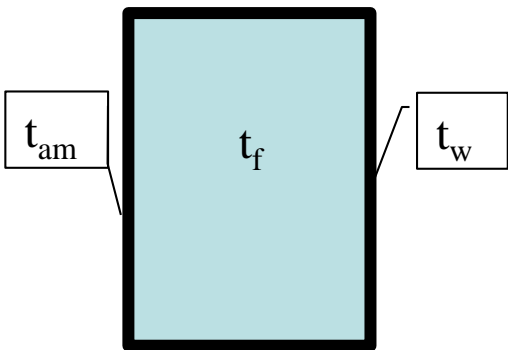
$$\begin{aligned}\phi &= \phi_c + \phi_r \\ &= (h_c + h_r) A (t_w - t_f) \\ &= hA (t_w - t_f)\end{aligned}$$



在复合换热情况下，前面讨论的传热过程计算公式中的表面传热系数 h 应为复合换热表面传热系数。

例12-1 冬季一车间外墙内壁温度为 $t_w=10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ；内墙内壁温度为 $t_{am}=16.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ ；车间内气温 $t_f=20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。已知外墙内壁与内墙内壁的系统发射率为 $\varepsilon=0.9$ ，外墙内壁对流换热表面传热系数 $h_c=3.21/(\text{m}^2.\text{W})$ 。求
(1) 外墙热流密度； (2) 外墙内壁复合换热表面传热系数；热损失中辐射散热所占比例。

解：



$$h_r = \varepsilon \sigma_b (T_{am}^4 - T_w^4) / (t_f - t_w) = 3.21 \text{ W} / (\text{m}^2 . \text{K})$$

$$h = h_r + h_c = 6.42 \text{ W} / (\text{m}^2 . \text{K})$$

$$q = h(t_f - t_w) = 64.2 \text{ W} / \text{m}^2$$

$$h_r / h = 3.21 / 6.42 = 0.5$$

讨论:

- 即使在一般常温下，如果对流换热的表面传热系数较小，辐射换热的损失所占比例就不可忽略。因此，不能认为温度不高，就可以忽略辐射换热影响；
- 各种因素中，周围壁面温度 t_{am} 对车间热损失的影响最大，进一步计算表明，在此条件下， t_{am} 降低或升高 $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，热损失将增加或减少5%以上；
- 人体表面也是以复合换热方式散热，如果周围壁面温度太低，即使室内空气温度较高，也会因辐射散热造成不舒服的感觉。

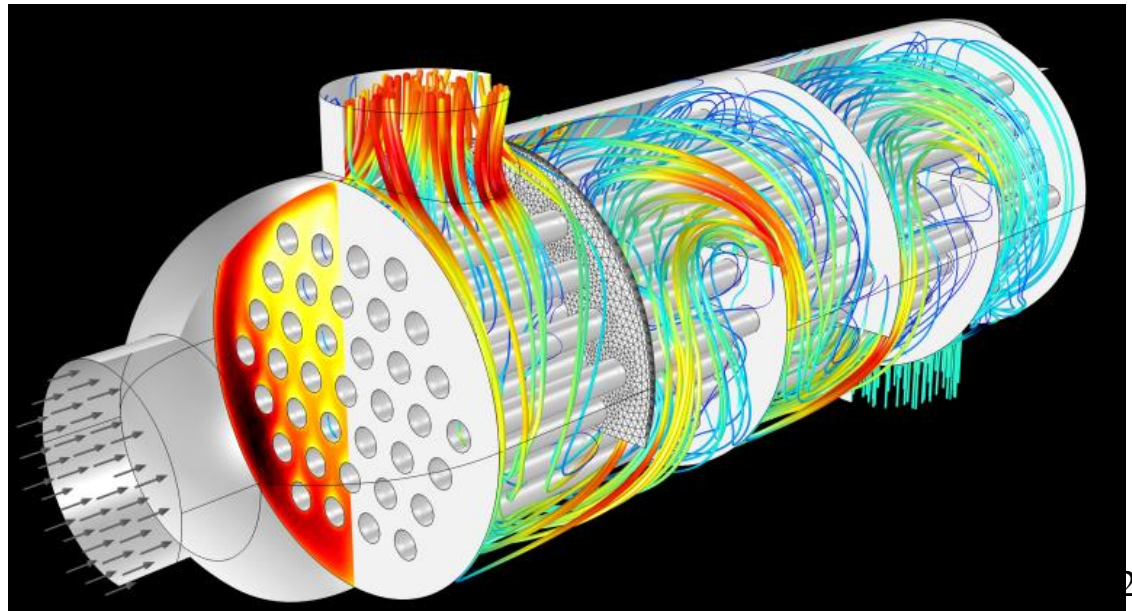
12-2 换热器及平均传热温差

一、换热器的型式

换热器：实现热量从热流体传递到冷流体的装置。

换热器的分类(按照其工作原理)：

- ✓ 混合式
- ✓ 蓄热式
- ✓ 间壁式



混合式：冷、热流体通过直接接触、互相混合实现热量交换。

- 冷、热流体是同一种物质（如冷水和热水、水和水蒸气等）；
- 冷、热流体虽然不是同一种物质，但混合换热后非常容易分离（如水和空气）的情况；

例如：火力发电厂中的大型冷却水塔及空调系统中的中小型冷却水塔、化工厂中的洗涤塔等。

蓄热式： 冷、热两种流体依次交替地流过同一换热面（蓄热体）。

- 当热流体流过时，换热面吸收并积蓄热流体放出的热量；
- 当冷流体流过时，换热面将热量释放给冷流体。
- 通过交替式的吸、放热过程实现冷、热流体间的热量交换。

例如：火力发电厂大型锅炉中的蓄热式空气预热器。热量传递过程是非稳态的。

间壁式：

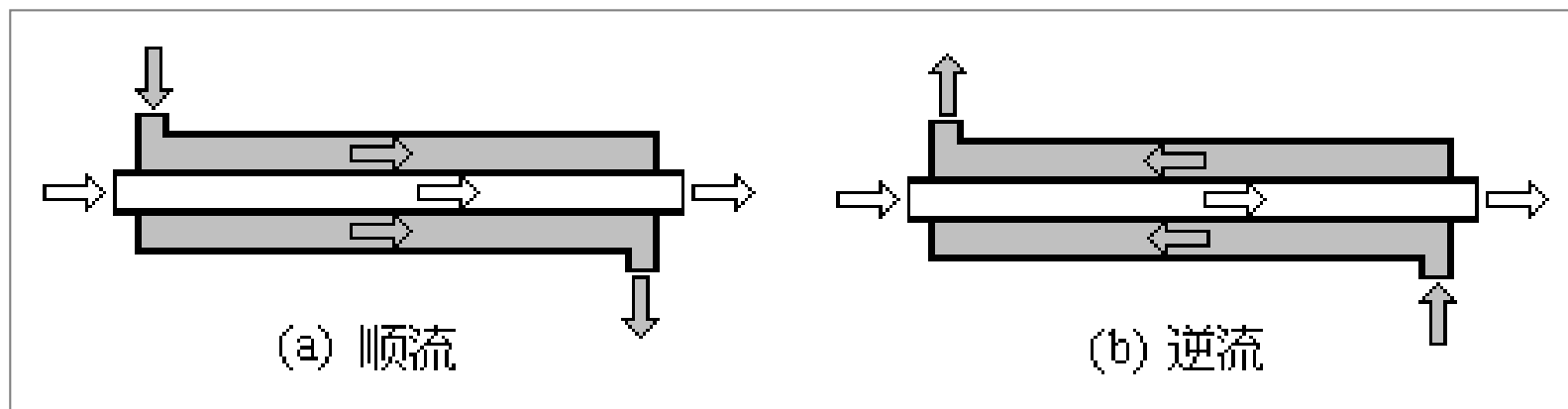
冷、热流体由壁面隔开，热量传递过程是前面所讨论的传热过程。应用最为广泛，型式多样，按照其**结构**可分为：

- ✓ 管壳式换热器
- ✓ 肋片管式换热器
- ✓ 板式换热器
- ✓ 板翅式换热器
- ✓ 螺旋板式换热器
- ✓ 印刷电路板式换热器 (PCHE)

1. 管壳式换热器

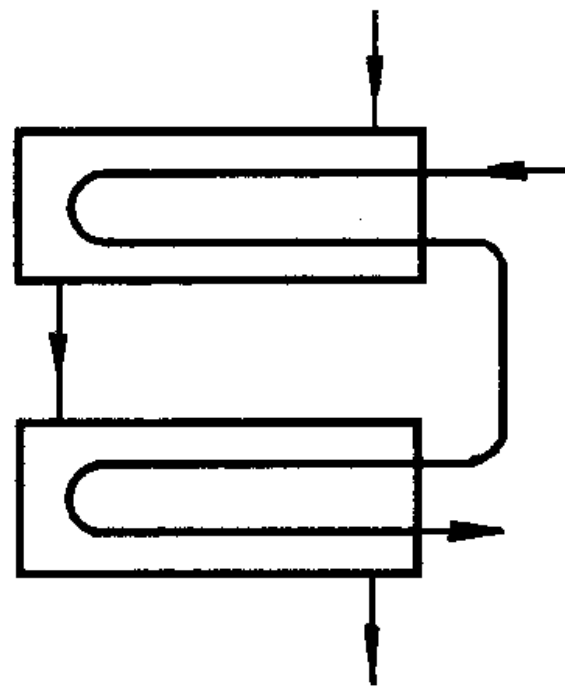
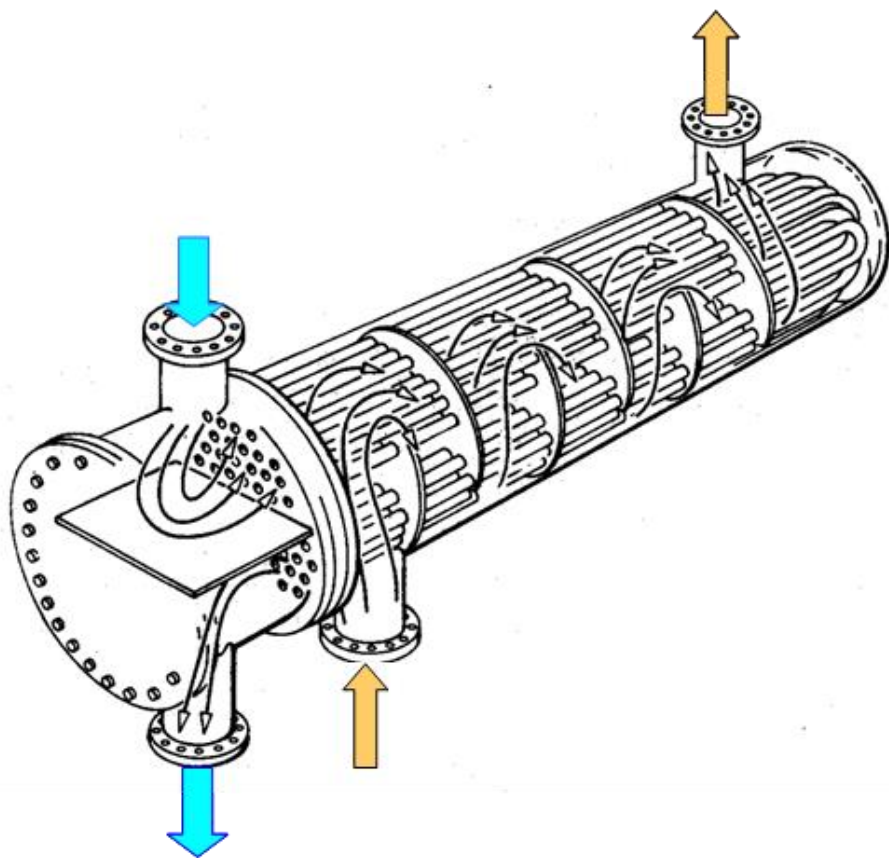
套管式换热器：

由同心套管组成，冷、热流体分别在内管和管间夹层中流过。根据冷、热流体的相对流动方向不同又有**顺流**及**逆流**之别。



由内外管套在一起构成，结构简单、牢固可靠、传热面积有限，传热量小。

管壳式换热器：管程、壳程

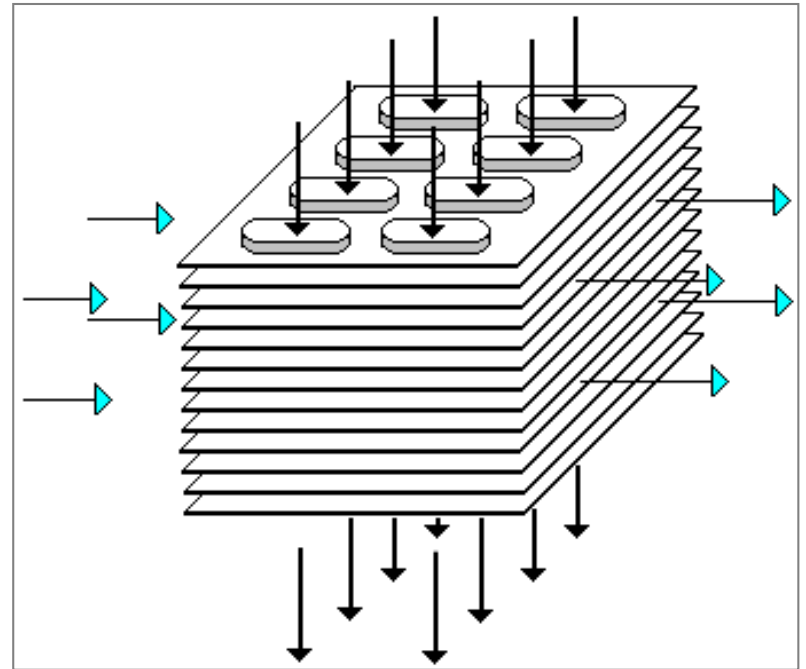
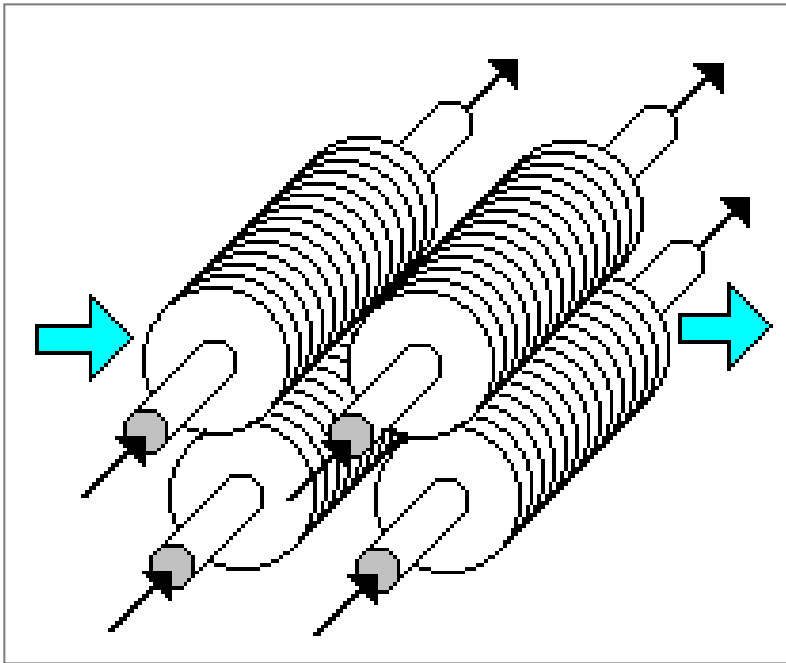


2壳程、4管程换热器

由管子和外壳构成;管壳式换热器结构牢固可靠、耐高温高压。

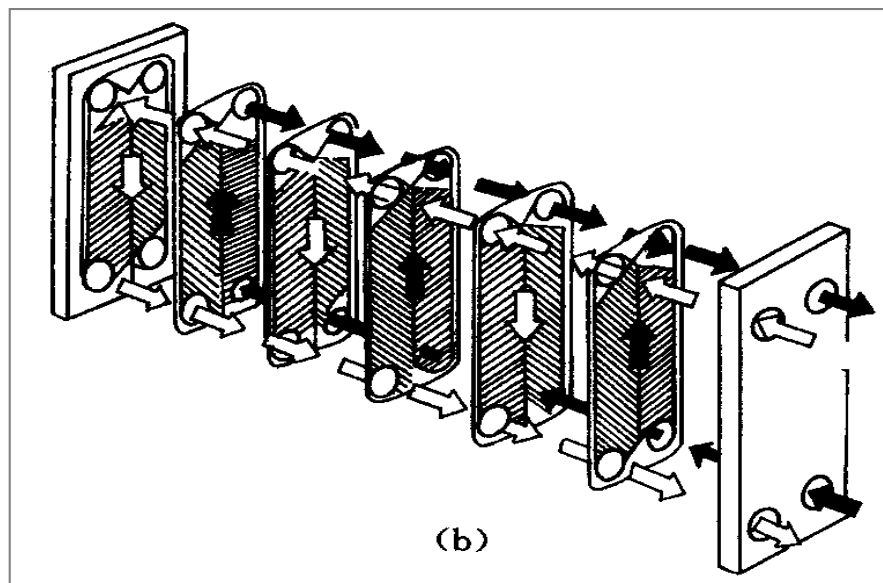
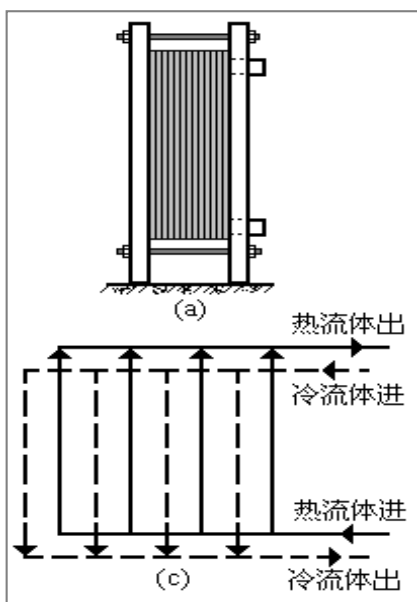
2. 肋片管式换热器

- ✓ 也称为翅片管式换热器，由带肋片的管束构成。
- ✓ 适用于两侧表面传热系数相差较大的场合，如汽车水箱散热器、空调系统的蒸发器、冷凝器等。



3. 板式换热器

- ✓ 由若干片压制成型的波纹状金属薄板叠加而成，板四角开有角孔；
- ✓ 相邻板片之间用特制的密封垫片隔开，使冷、热流体分别由一个角孔流入，间隔地在板间沿着由垫片和波纹所设定的流道流动，然后在另一对角线角孔流出。



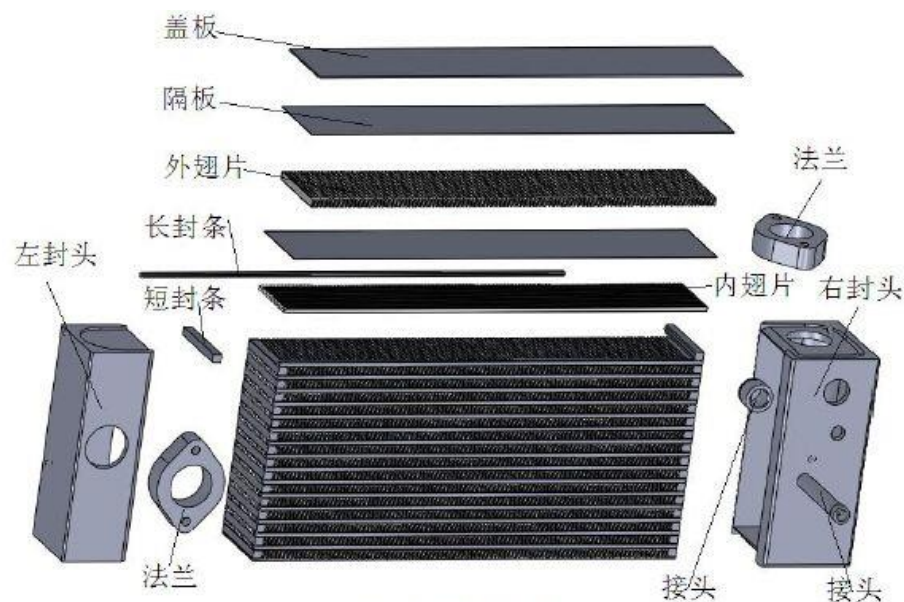
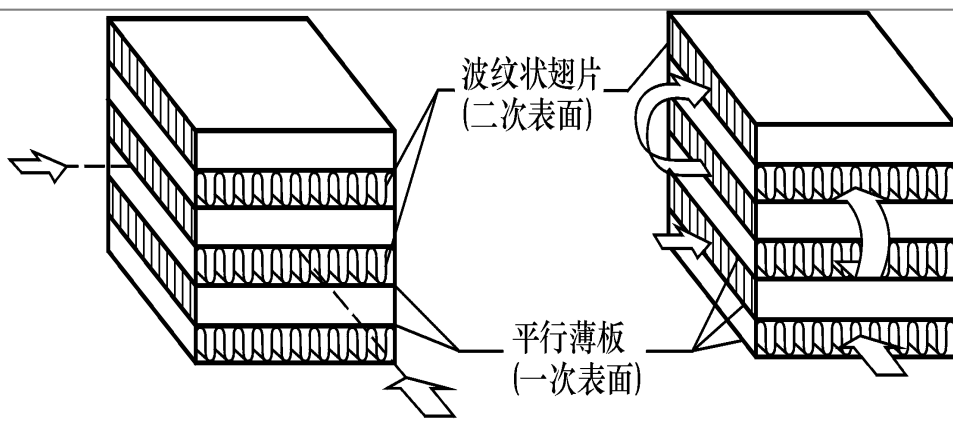
板式换热器的特点：

- ✓ **传热系数高、阻力相对较小；**
- ✓ **结构紧凑、单位体积设备换热能力大；**
- ✓ **使用灵活性大，拆装清洗方便等。**

已广泛应用于采暖、空调系统及食品、医药，化工等部门。

4. 板翅式换热器

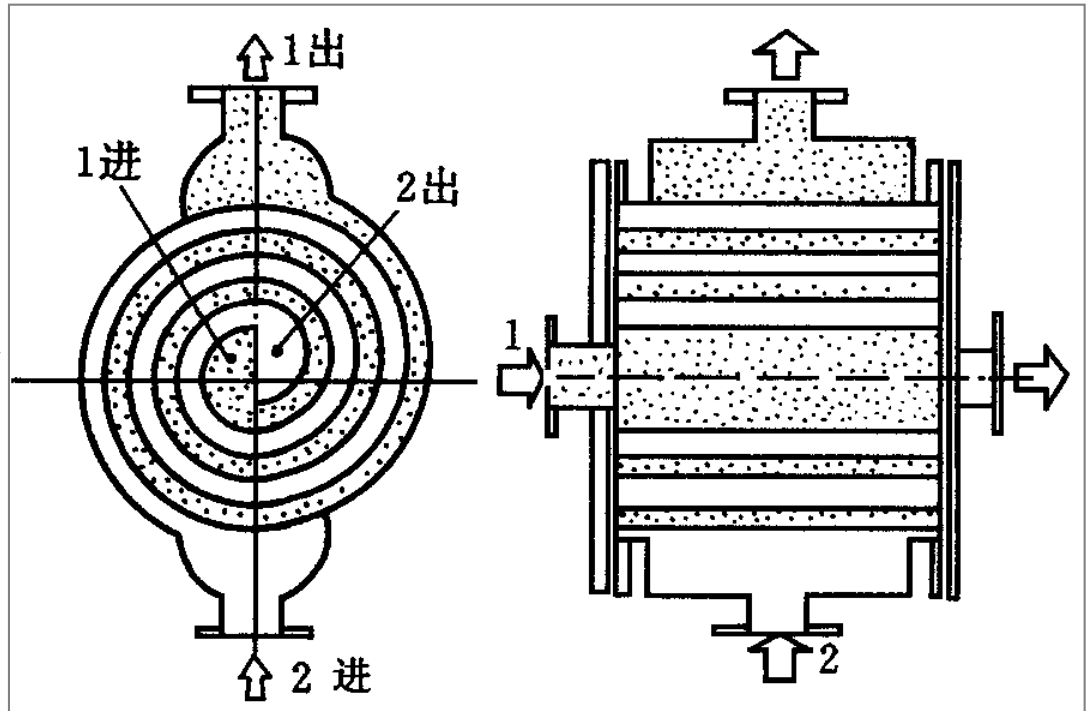
- ✓ 由金属板和波纹板形翅片层叠、交错焊接而成，冷、热流体流向交叉。
- ✓ 结构紧凑，单位体积的换热面积大，但清洗困难，不易检修，适用于清洁无腐蚀性流体间的换热。
- ✓ 使用领域：低温回热器。



标准板翅式换热器结构图

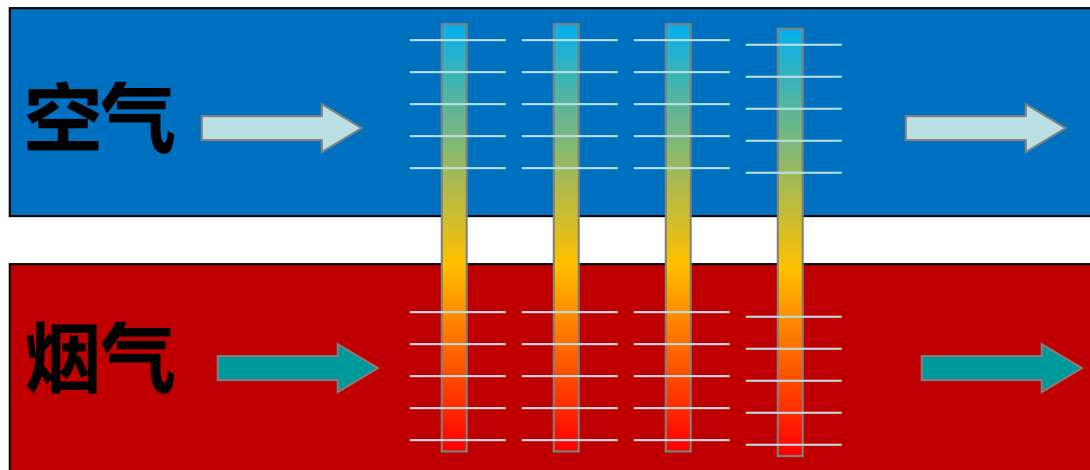
5. 螺旋板式换热器

- ✓ 换热面由两快平行金属板卷制而成，构成两个螺旋通道，分别供冷、热流体在其中流动。
- ✓ 结构与制造工艺简单、价格低廉，流通阻力小；但不易清洗、承压能力低。
- ✓ 用于制冷系统作冷凝器等。



6. 热管式换热器

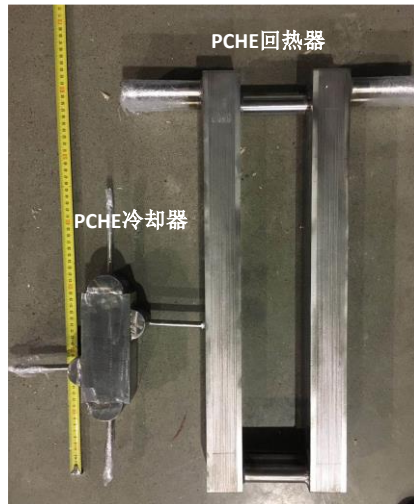
由多根热管构成：



热管式空气预热器示意图

热管式换热器具有较高的传热性能，但热管制造工艺较复杂，热管的密封性、寿命问题需重点考虑。

7. 印刷电路板换热器

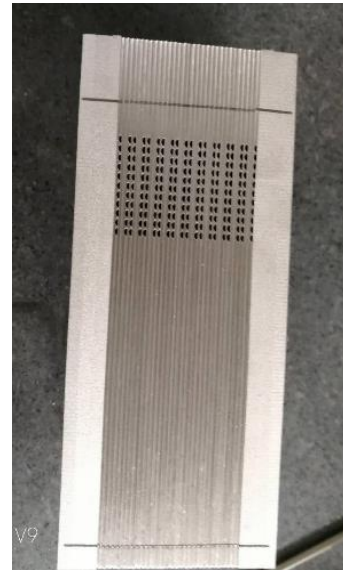
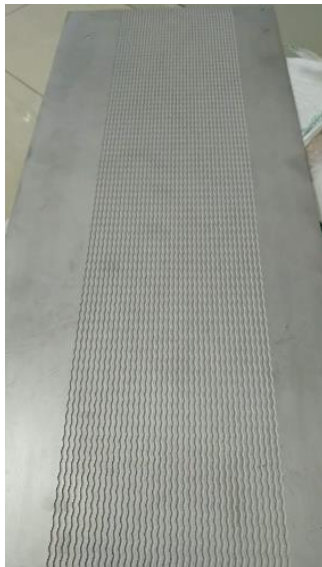


工作压力: 650 barG

工作温度: $-196^{\circ}\text{C} \sim 800^{\circ}\text{C}$

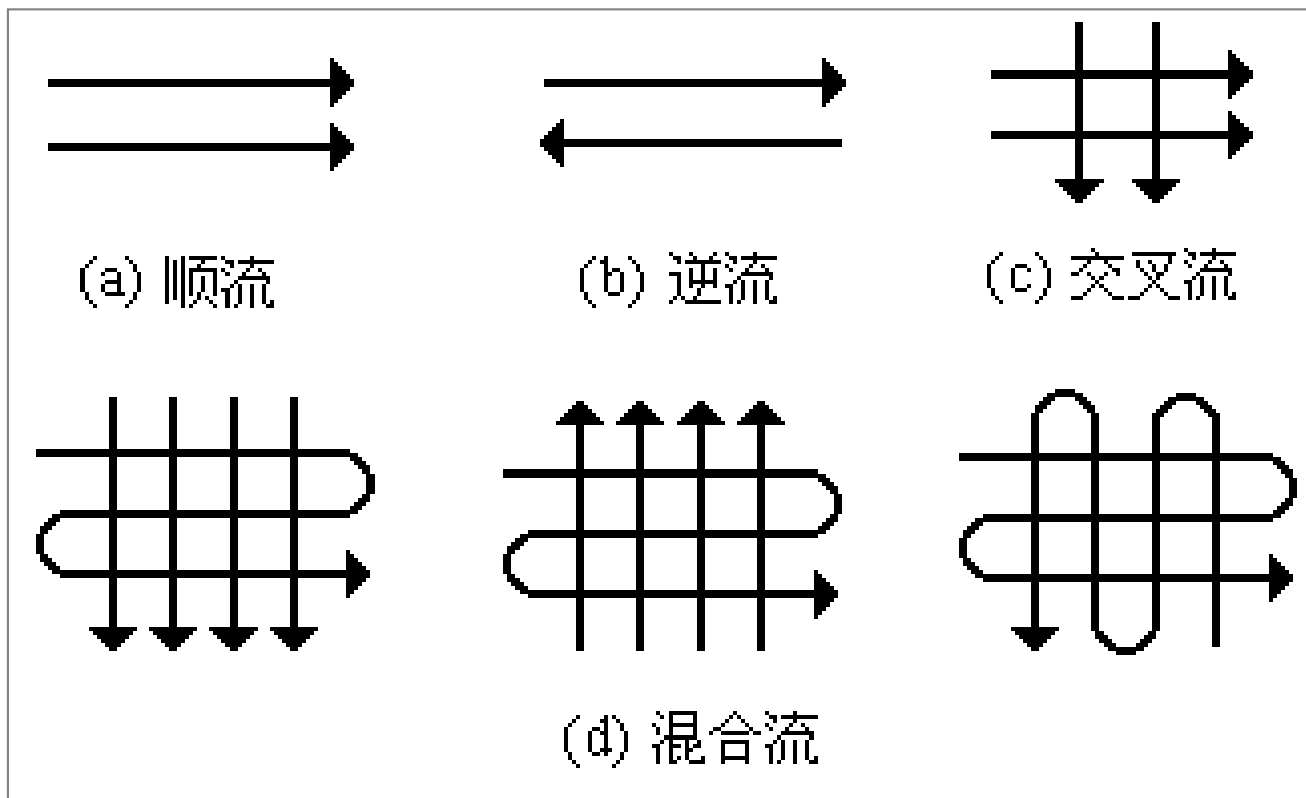
比常规管壳式换热器体积小85%

超临界二氧化碳循环发电系统



PCHE换热片表面通道结构 (左-回热器锯齿状通道; 中-直通道; 右-换热器芯体侧视图)

间壁式换热器中冷、热流体的相对流动方向



流动型式影响冷、热流体的出口温度、换热温差、换热量以及换热器内的温度分布。

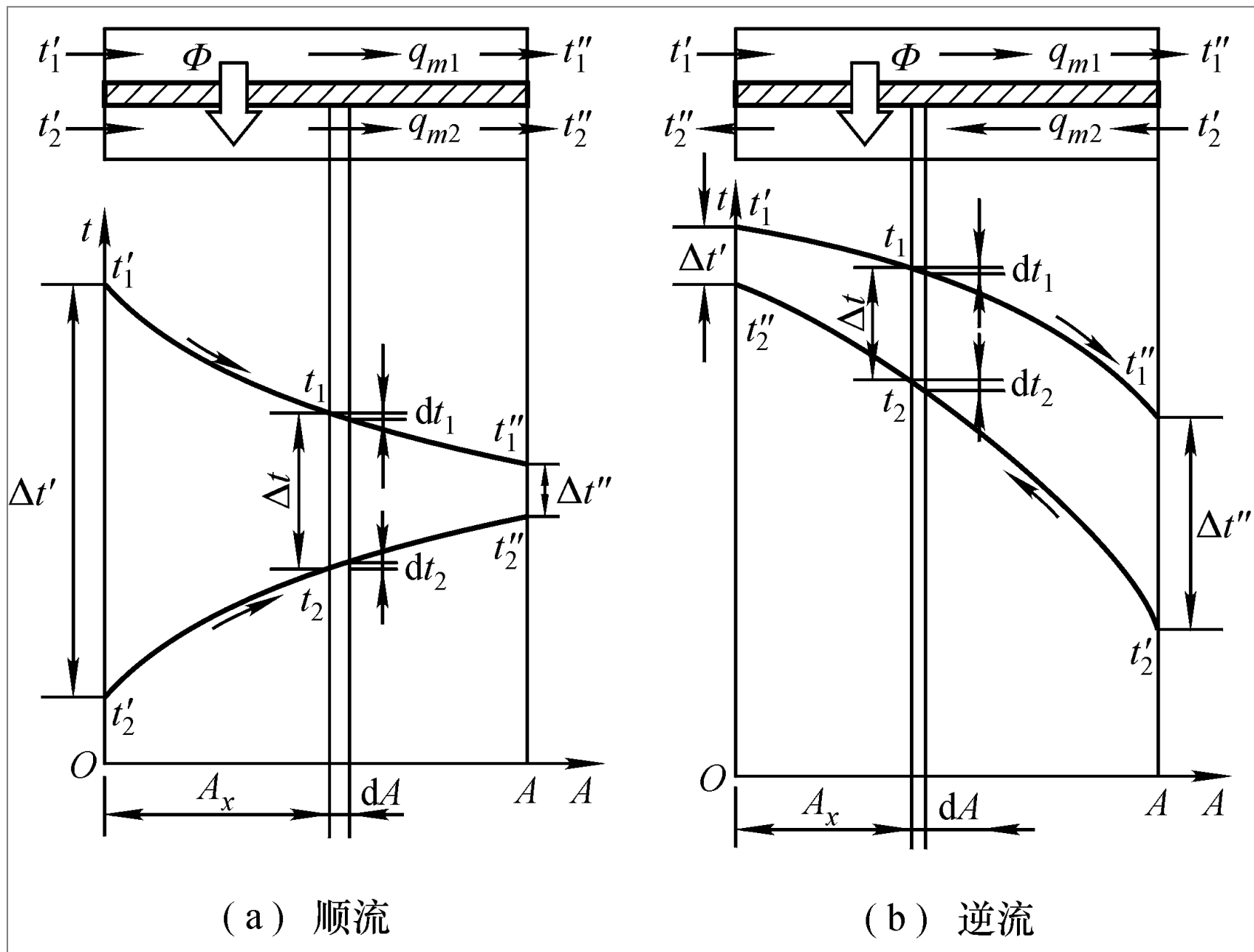
二、顺流及逆流换热器的平均温差

换热器的传热计算公式：

$$\Phi = kA(t_{f1} - t_{f2}) = kA\Delta t_m$$

Δt_m 为换热器的传热平均温差。如何确定换热器的传热平均温差是平均温差法的首要任务。假设：

- (1) 两侧流体的质量流量 q_{m1} 、 q_{m2} 与比热容 c_1 、 c_2 沿换热面保持常数；
- (2) 传热系数沿换热面为常数；
- (3) 换热器没有散热损失；
- (4) 换热面中沿管子轴向的导热可以忽略，一般也不考虑进出口的动能和位能的变化。



对于顺流换热器， A_x 处经
微元传热面 dA 的换热量

$$d\Phi = -q_{m1}c_1 dt_1$$

$$d\Phi = q_{m2}c_2 dt_2$$

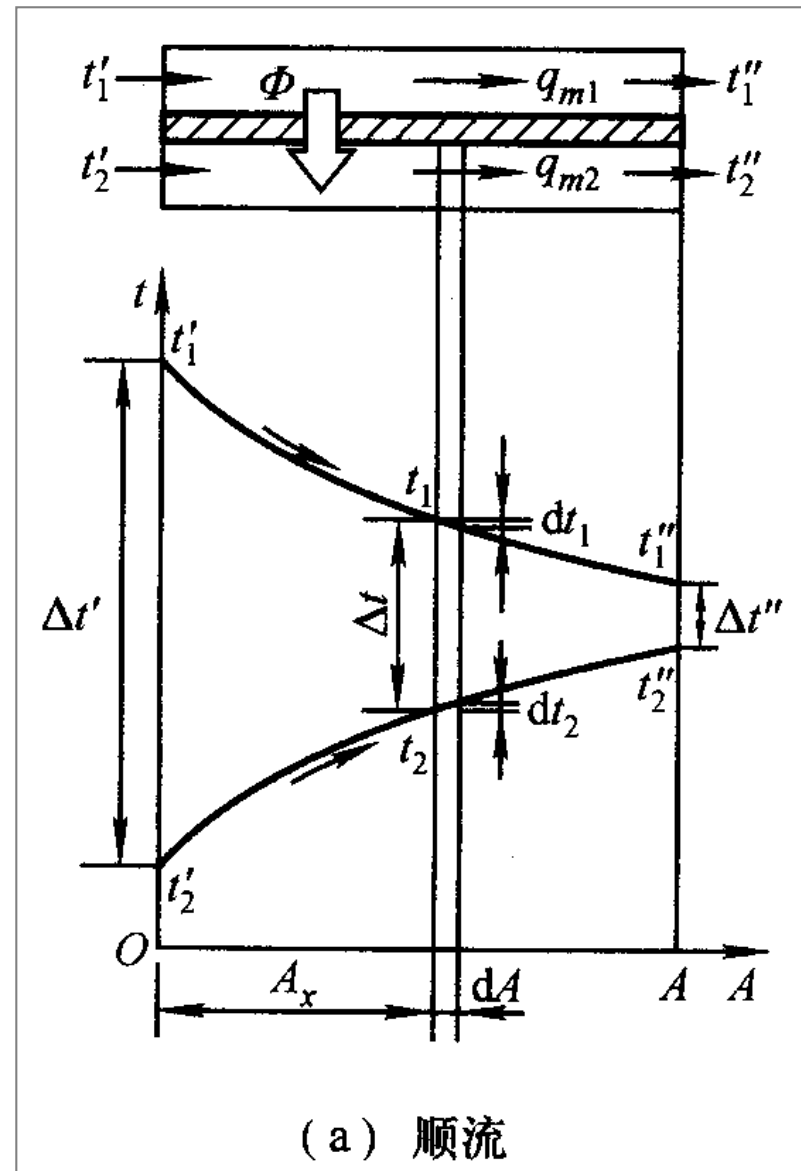
$$d\Phi = k dA \Delta t_x$$

$$d(\Delta t_x) = d(t_1 - t_2)_{A_x}$$

$$= - \left(\frac{1}{q_{m1}c_1} + \frac{1}{q_{m2}c_2} \right) d\Phi = -\mu d\Phi$$

$$\Rightarrow d(\Delta t_x) = -\mu k dA \Delta t_x$$

$$\Rightarrow \int_{\Delta t'}^{\Delta t_x} \frac{d(\Delta t_x)}{\Delta t_x} = -\mu k \int_0^{A_x} dA$$



$$\int_{\Delta t'}^{\Delta t_x} \frac{d(\Delta t_x)}{\Delta t_x} = -\mu k \int_0^{A_x} dA$$

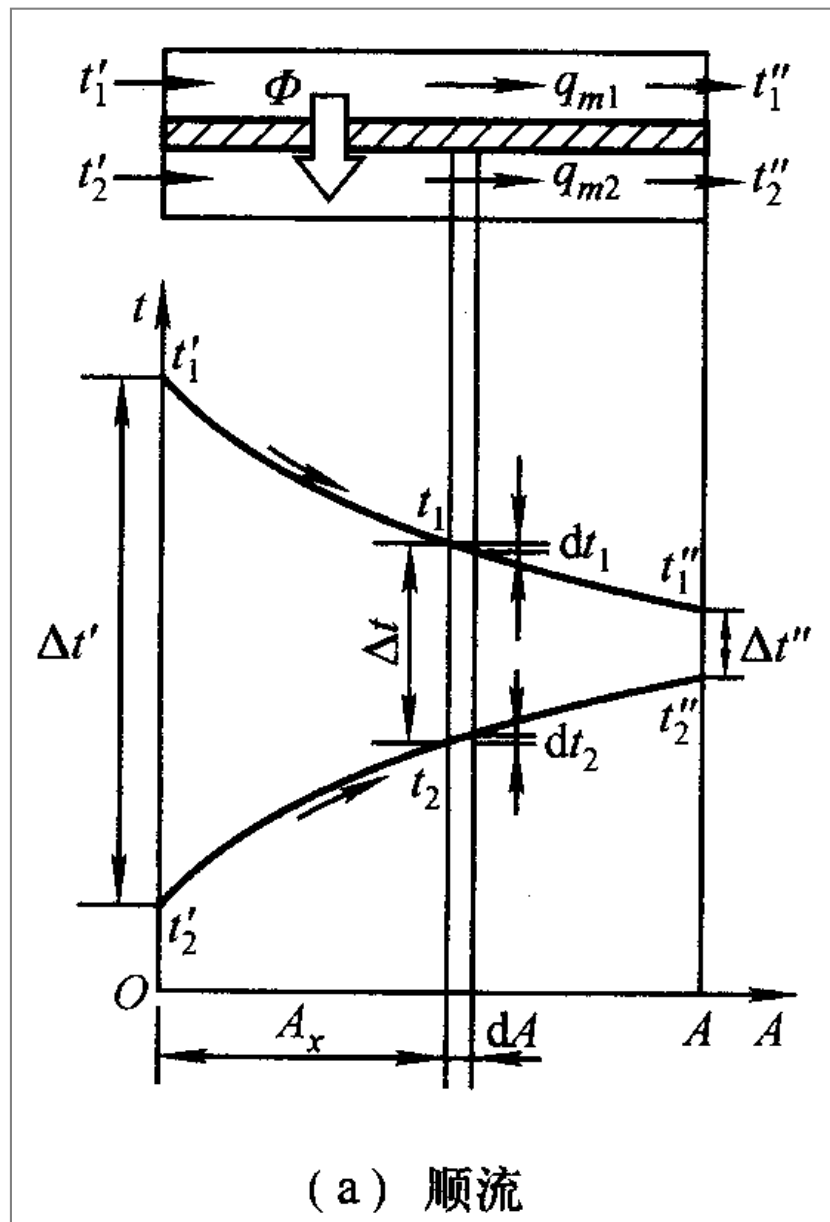
$$\Rightarrow \Delta t_x = \Delta t' \exp(-\mu k A_x)$$

$$\Rightarrow \Delta t'' = \Delta t' \exp(-\mu k A)$$

$$\Rightarrow -\mu k A = \ln(\Delta t'' / \Delta t')$$

整个换热面的积分平均温差

$$\begin{aligned} \Delta t_m &= \frac{1}{A} \int_0^A \Delta t_x dA \\ &= \frac{1}{A} \int_0^A \Delta t' \exp(-\mu k A_x) dA \\ &= -\frac{\Delta t'}{\mu k A} (e^{-\mu k A} - 1) \end{aligned}$$



$$\Delta t_m = \frac{\Delta t' (\Delta t'' / \Delta t' - 1)}{\ln (\Delta t'' / \Delta t')} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln (\Delta t' / \Delta t'')}$$

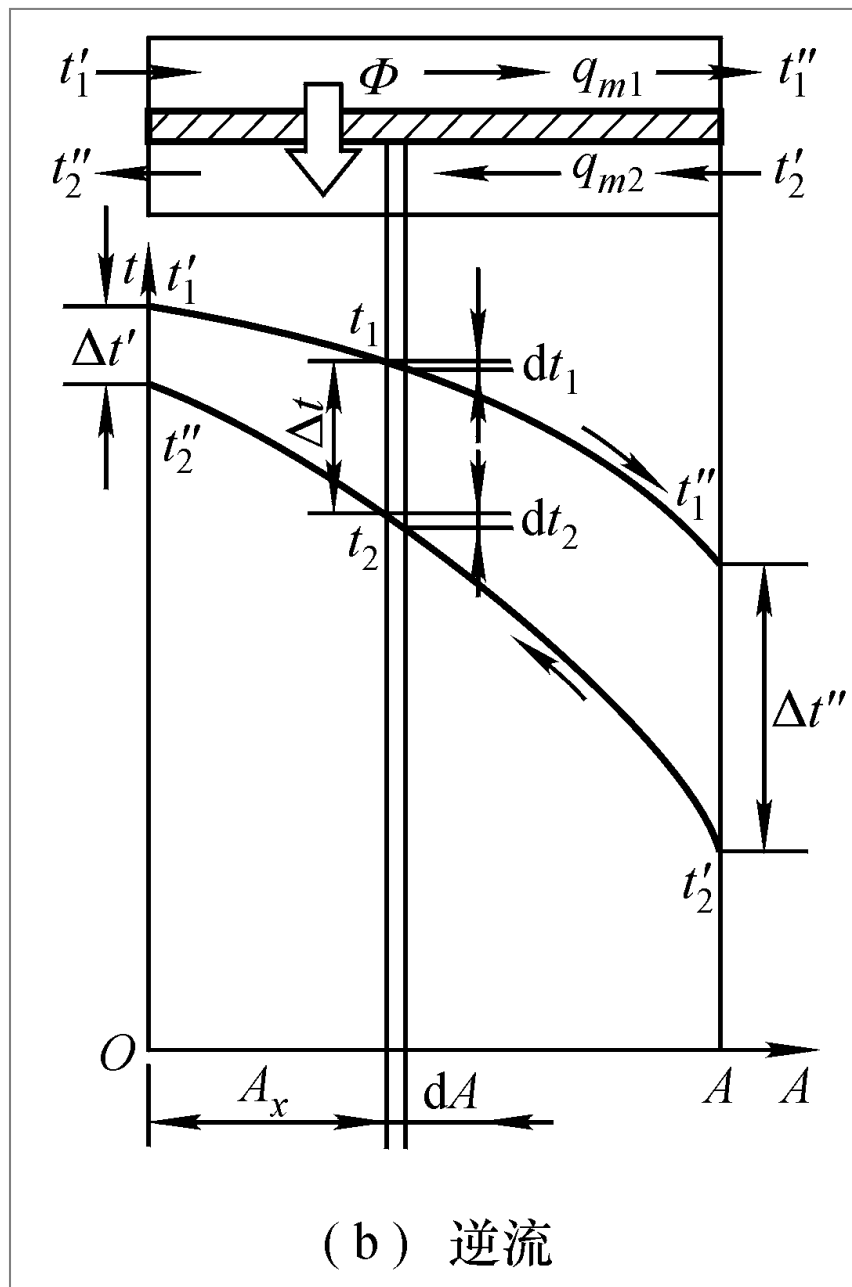
该式为顺流换热器的平均温差表达式，称为对数平均温差（log mean temperature difference），简称为LMTD

对于逆流换热器，可以得出形式相同的对数平均温差表达式。统一写成：

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln(\Delta t_{\max} / \Delta t_{\min})}$$

如果 $\Delta t_{\max} / \Delta t_{\min} \leq 2$,

$$\Delta t_m \approx \frac{\Delta t_{\max} + \Delta t_{\min}}{2}$$

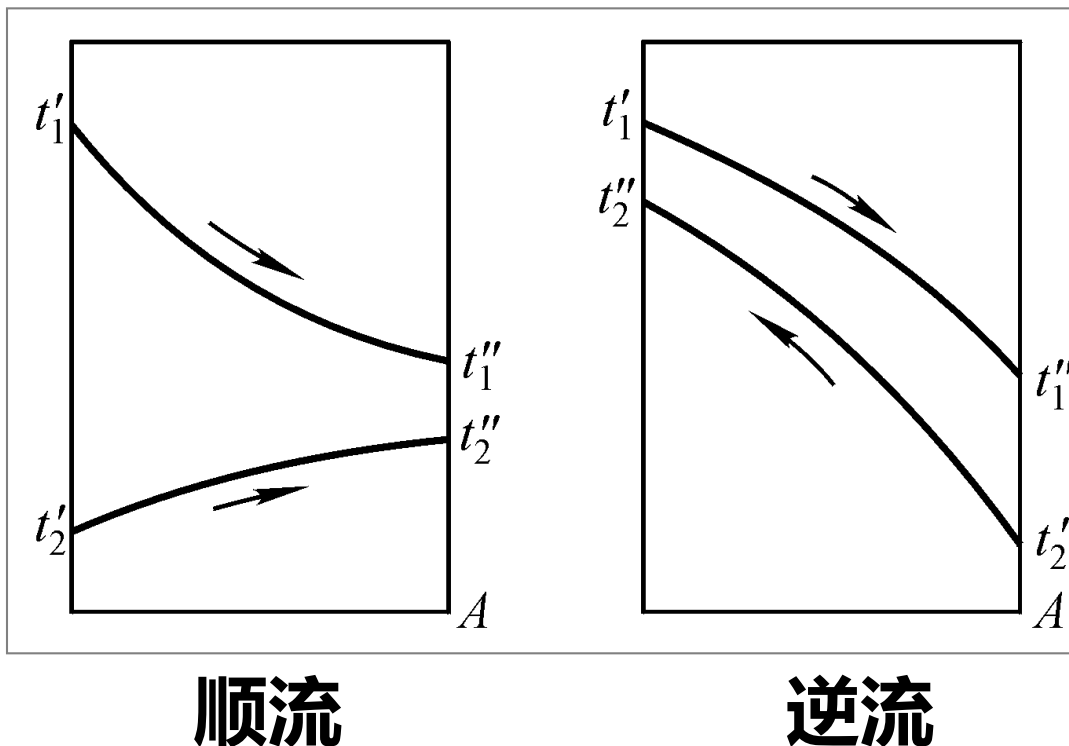


顺流与逆流比较:

(1) 顺流时冷流体的终温永远低于热流体的终温，而逆流时冷流体的终温可以超过热流体的终温；

(2) 计算证明，当冷、热流体进出口温度相同时，逆流的平均温差大于顺流；

(3) 逆流时换热面的温度变化大，容易造成热应力破坏。



例12-2 试比较逆流与顺流的对数平均温差。已知热流体由300℃冷却至150℃，冷流体由50℃被加热至100℃。

解：对顺流

$$\Delta t' = t_1' - t_2' = 250^\circ\text{C} \quad \Delta t'' = t_1'' - t_2'' = 50^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln(\Delta t' / \Delta t'')} = 124.3^\circ\text{C}$$

若按算术平均值计算 $\Delta t_m = (\Delta t' + \Delta t'') / 2 = 150^\circ\text{C}$

对逆流 $\Delta t' = t_1' - t_2'' = 200^\circ\text{C} \quad \Delta t'' = t_1'' - t_2' = 100^\circ\text{C}$

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln(\Delta t' / \Delta t'')} = 144.3^\circ\text{C}$$

若按算术平均值计算

$$\Delta t_m = (\Delta t' + \Delta t'') / 2 = 150^\circ\text{C}$$

讨论:

- ✓ 本例题逆流比顺流温差大16%，意味着完成同样的换热量，逆流换热面积可减少16%。因此，一般情况下换热器应尽量采用逆流布置；
- ✓ 本例题中，顺流时两端温差之比大于2，按算术平均值计算误差太大，而逆流情况下，可以用算术平均值，误差在4%以内。

12-3 换热器的传热计算

- **设计计算：**根据工艺条件和要求，计算确定换热器的型式、结构及换热面积、流动阻力。
- **校核计算：**对已有的换热器进行核算，考察能否满足换热要求，一般需要计算流体的出口温度、换热量等。
- 换热器的传热计算有两种方法：**平均温差法和效能-传热单元数法**（ *ϵ -NTU method*）。

一、平均温差法

基本公式：

$$\phi = kA\Delta t_m$$

$$\phi = q_{m1}c_{p1}(t'_1 - t''_1)$$

$$\phi = q_{m2}c_{p2}(t''_2 - t'_2)$$

如果流体的比定压热容已知，则以上3个方程共有8个独立变量，即

ϕ 、 k 、 A 、 q_{m1} 、 q_{m2} 与 t'_1 、 t''_1 、 t'_2 、 t''_2 中3个

只要知道其中5个变量，就可以算出其它3个。

1、设计计算

- 一般工艺要求，给定流体的质量流量和4个进、出口温度中的3个，需要确定换热器的型式、结构，计算传热系数 k 及换热面积 A 。
- 计算步骤
 - 根据给定的换热条件，如流体性质、流量、温度和压力范围等，选择换热器类型，初步布置换热面，计算换热面两侧的表面传热系数及换热器的传热系数 k ；

- 根据给定条件，由流体热平衡关系求出4个进、出口温度中未知的温度，并求出换热量；
 - 由冷、热流体的4个进、出口温度及流动型式确定平均温差；
 - 由传热方程式求出所需的换热面积 A ；
 - 计算换热面两侧流体的流动阻力。
- 如果流动阻力过大，会使风机、水泵的电耗增加，从而加大了系统设备的投资和运行费用，须改变方案，重新设计。

2、校核计算

已知参数：换热器的换热面积 A 、两侧流体的质量流量 q_{m1} 、 q_{m2} 、进口温度 t_1' 、 t_2' 等5个参数。

两侧流体的出口温度未知，传热平均温差无法计算；同时由于流体的定性温度不能确定，也无法计算换热面两侧对流换热的表面传热系数及通过换热面的传热系数，通常采用**试算法**。

计算步骤:

- 假设一个流体的出口温度，用热平衡方程式求出换热量 ϕ' 和另一个流体的出口温度；
- 根据流体的4个进、出口温度求得平均温差；
- 根据换热器结构及工作条件计算换热面两侧的表面传热系数，进而求得传热系数 k ；
- 由传热方程式求出换热量 ϕ'' ；
- 比较 ϕ' 、 ϕ'' ，如果两者相差较大，重新假设流体出口温度，重复上述计算步骤，直到值的偏差小到满意为止。

例12-2 将水（比热为 $4.18 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot ^\circ\text{C}$ ）以 $68 \text{ kg} / \text{min}$ 的速度与比热为 $1.9 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot ^\circ\text{C}$ 的油在逆流换热器内进行换热，水从 35°C 加热到 75°C ，油从 110°C 冷却到 75°C 。传热系数 k 为 $320 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ 。计算换热器面积。

解：如果忽略换热器的散热损失，根据冷、热流体的热平衡有

$$q = \dot{m}_w c_w (t_1'' - t_1') = 68 \text{ kg} / \text{min} \times 4180 \text{ J} / (\text{kg} \cdot \text{K}) (75 - 35) \text{ K} = 189.5 \text{ kW}$$

对数平均温差为

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} = \frac{(110 - 75) - (75 - 35)}{\ln \frac{110 - 75}{75 - 35}} = 37.44^\circ\text{C}$$

换热面积：

$$A = \frac{q}{k \Delta t_m} = \frac{1.895 \times 10^5}{320 \times 37.44} = 15.82 \text{ m}^2$$

例12-3 一台逆流式换热器，刚投入工作时的运行参数为 $t_1'=360\text{ }^\circ\text{C}$ 、 $t_1''=300\text{ }^\circ\text{C}$ 、 $t_2'=30\text{ }^\circ\text{C}$ 、 $t_2''=200\text{ }^\circ\text{C}$ 。已知 $q_{m1}c_{p1}=2500\text{ W/K}$ ， $k=800\text{ W/(m}^2\text{ K)}$ 。运行一年后发现，在 $q_{m1}c_{p1}$ 、 $q_{m2}c_{p2}$ 及 t_1' 、 t_2' 保持不变的情况下，由于结垢使得冷流体只能被加热到 $162\text{ }^\circ\text{C}$ ，而热流体的出口温度则高于 $300\text{ }^\circ\text{C}$ 。试确定此情况下的热流体出口温度及污垢热阻。

解： 如果忽略换热器的散热损失，根据冷、热流体的热平衡有

$$\phi = q_{m1}c_{p1}(t_1' - t_1'') = q_{m2}c_{p2}(t_2'' - t_2') = 2500\text{ W/K} \times (360 - 300)\text{ K} = 1.5 \times 10^5\text{ W}$$

$$q_{m2}c_{p2} = \frac{\phi}{(t_2'' - t_2')} = \frac{1.5 \times 10^5\text{ W}}{(200 - 30)\text{ K}} = 882\text{ W/K}$$

对数平均温差为

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} = \frac{(300 - 30) - (360 - 200)}{\ln \frac{300 - 30}{360 - 200}} = 210^\circ\text{C}$$

结垢后的传热量为

$$\phi' = q_{m2} c_{p2} ((t_2'')' - t_2') = 882 \text{ W/K} \times (162 - 30) \text{ K} = 1.164 \times 10^5 \text{ W}$$

结垢后热流体的出口温度为

$$(t_1'')' = t_1' - \frac{\phi'}{q_{m1} c_{p1}} = 360^\circ\text{C} - \frac{1.164 \times 10^5 \text{ W}}{2500 \text{ W/K}} = 313^\circ\text{C}$$

结垢后的对数平均温差为

$$(\Delta t_m)' = \frac{(313 - 30) - (360 - 162)}{\ln \frac{313 - 30}{360 - 162}} = 238^\circ\text{C}$$

根据

$$\phi = Ak \Delta t_m = \frac{\Delta t_m}{R_k} \qquad \phi' = Ak' (\Delta t_m)' = \frac{(\Delta t_m)'}{R_k'}$$

则污垢热阻为

$$R' = R_k' - R_k = \frac{(\Delta t_m)'}{\phi'} - \frac{\Delta t_m}{\phi} = 0.64 \times 10^{-3} \text{ K/W}$$

12-4 传热的强化与削弱

- 传热工程技术是应工业生产和科学实践的需要发展起来的，在许多科学与工程领域发挥极其重要的作用。
- 主要任务是按照工业生产和科学实践的要求来控制 and 优化热量传递过程。
- 根据目的不同，对热量传递过程的控制形成了两个方向截然相反的技术：**强化传热技术与削弱传热技术**（又称隔热保温技术）。

强化传热的主要目的

- ✓ 增大传热量；
- ✓ 减少传热面积、缩小设备尺寸、降低材料消耗；
- ✓ 降低高温部件的温度，保证设备安全运行；
- ✓ 降低载热流体的输送功率。

削弱传热的主要目的

- ✓ 减少设备、载冷/热流体的冷/热损失，节约能源；
- ✓ 保护工程技术人员的人身安全，避免遭受热或冷的伤害，创造温度适宜的工作和生活环境。

强化或削弱传热的基本着眼点

- ✓ 导热、热对流、热辐射任何一种热量传递方式，传热量都取决于传热温差与热阻。
- ✓ 传热温差往往被客观环境、生产工艺及设备条件所限定。
- ✓ 强化或削弱传热一般都是从**改变热阻**入手。
- ✓ 一般间壁式换热器的壁面材料为金属薄壁，与对流换热热阻相比，导热热阻可忽略不计，对平壁有

$$k = \frac{1}{1/h_1 + 1/h_2} = \frac{h_1 h_2}{h_1 + h_2}$$

$$k = \frac{1}{1/h_1 + 1/h_2} = \frac{h_1 h_2}{h_1 + h_2}$$

- **k 比 h_1 、 h_2 中的最小值还小；**
- **h_1 、 h_2 中的最小值对 k 影响最大；**
- **强化、弱化传热均应改变对流换热较弱的一侧（或热阻较大的一侧）；**
- **强化：减小最大热阻； 弱化：增大最大热阻。**

强化传热的方法

1、原则：减小其中最大的热阻。增加总传热面积 A ，可以降低总传热热阻，但一般不可取。

2、已有方法

- **扩展换热面：** 是容易实施、采用最为广泛的强化传热措施。
- **改变换热面的形状、大小和位置：**
 - 管内紊流对流换热，表面传热系数 h 与 $d^{-0.2}$ （ d 为管内径）成正比，采用小管径，或流通截面积相同的情况下用椭圆管代替圆管；
 - 管外自然对流换热或凝结换热，管子水平放置时的表面传热系数一般要高于竖直放置。

● 改变表面状况

- 增加换热面的表面粗糙度，强化单相流体的紊流换热，有利于沸腾换热和高雷诺数的凝结换热
- 用烧结、钎焊、火焰喷涂、机加工等工艺在换热表面形成一层多孔层可以强化沸腾换热
- 用切削、轧制等机加工工艺在换热面上形成沟槽或螺纹是强化凝结换热的实用技术
- 对换热表面进行处理，造成珠状凝结
- 改变表面黑度以强化辐射换热

● **改变流体的流动状况**

- **紊流换热强度要大于层流，对流换热热阻主要集中在边界层，紊流换热的主要热阻在层流底层**
- **增加流速、改变换热面几何形状、在流道中加扰流装置**
- **利用机械、声波等使换热面发生振动或使流体振荡等方法，增强流体扰动、破坏边界层，以达到强化对流换热的目的**
- **在有些应用场合，用射流直接冲击换热面来获得较高的局部表面传热系数**

第十二章 小结

重点掌握以下内容：

- (1) 熟悉换热器的类型及特点；
- (2) 掌握换热器热计算的基本概念：对数平均温差、污垢热阻等；

- (3) 灵活运用换热器的基本计算公式：

$$\Phi = kA\Delta t_m$$

$$\Phi = q_{m1}c_{p1}(t'_1 - t''_1)$$

$$\Phi = q_{m2}c_{p2}(t''_2 - t'_2)$$

- (4) 会利用换热器热计算的平均温差法进行换热器的设计计算与校核计算。