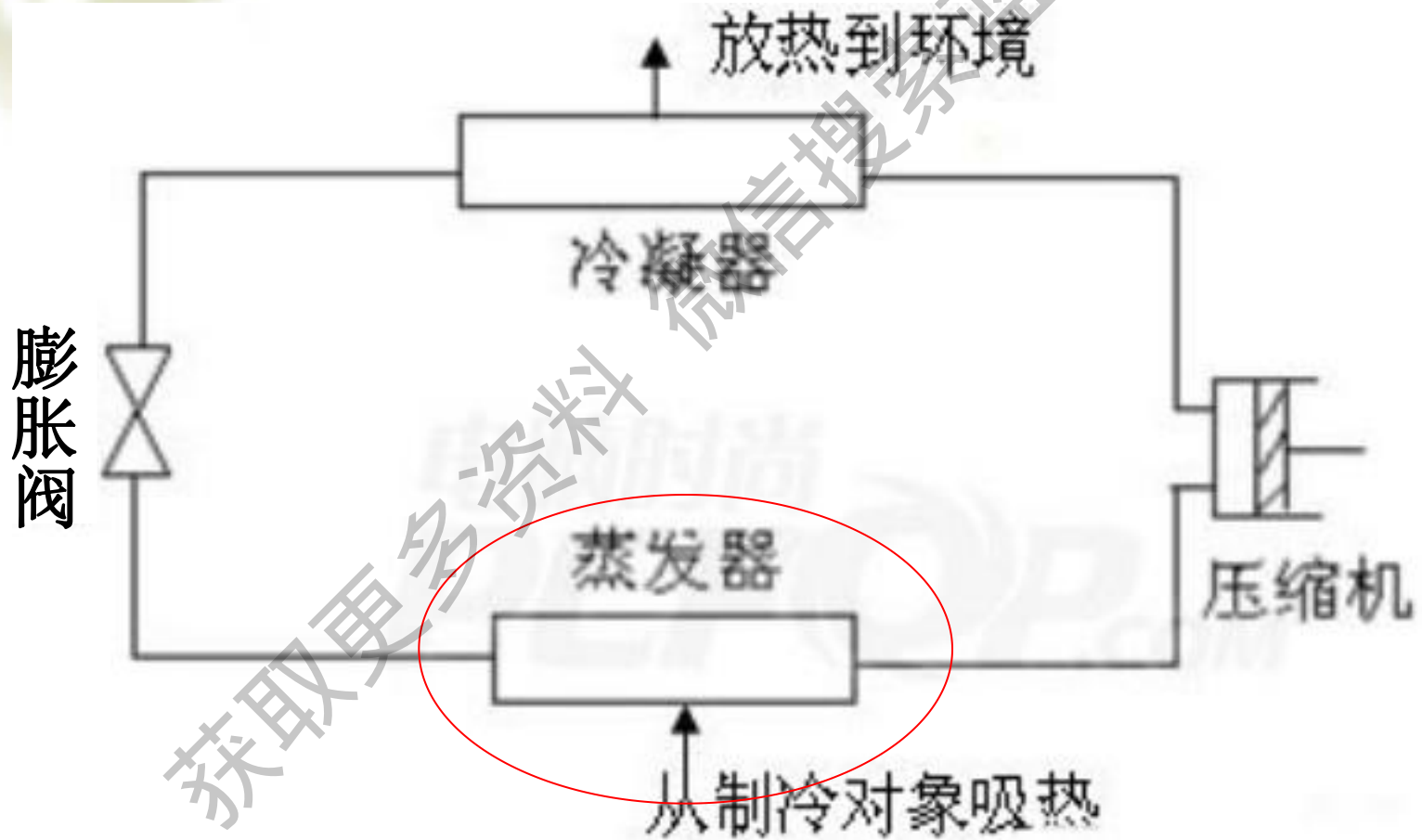


蒸发器

在制冷系统中：蒸发器是制造和输出冷量的设备



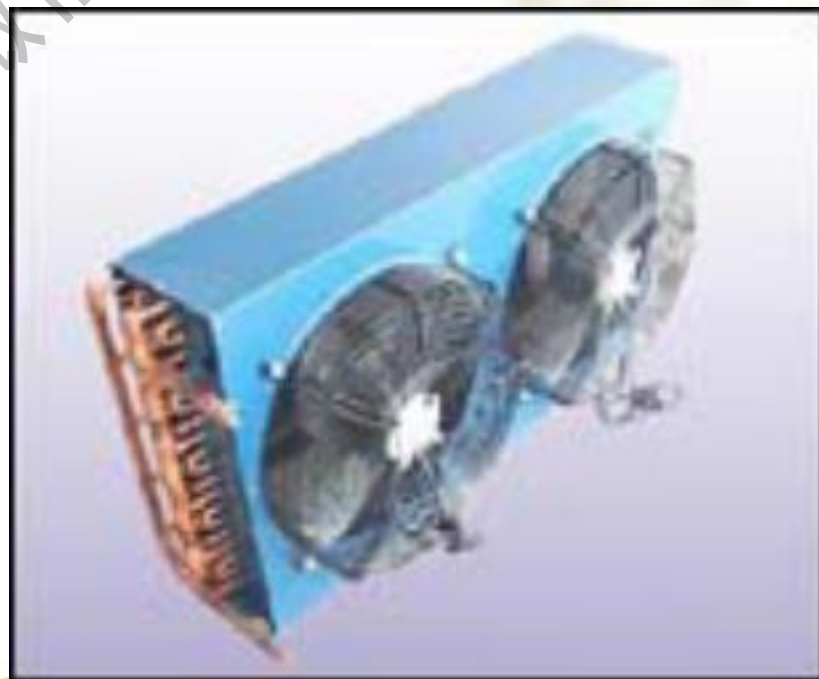
压缩机的作用：

- ❖ 从蒸发器中抽取气化的蒸气, 从而维持蒸发器内一定的蒸发温度和压力;
- ❖ 对吸入的蒸气进行压缩, 以维持冷凝器内的高压;
- ❖ 输送制冷剂, 是系统中的循环动力。

膨胀阀的作用：

- ❖ 膨胀阀起节流降压的作用, 经冷凝器冷凝后的高压液态制冷剂转变为低压的液体, 为制冷剂在低温低压下气化创造条件;
- ❖ 调节蒸发器的供液量 (用于控制压缩机入口处制冷剂蒸气的过热度)。

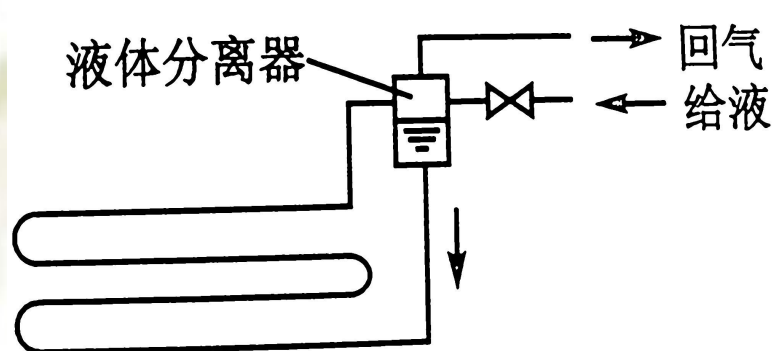
- ❖ 蒸发器的类型、基本构造及工作原理
- ❖ 制冷剂在水平管内的沸腾换热
- ❖ 冷却空气型蒸发器的设计与计算
- ❖ 冷却液体型蒸发器的设计与计算



蒸发器的类型、基本构造及工作原理

- ❖ 蒸发器是一种吸热设备；
- ❖ 工作原理：制冷剂液体在较低的温度下沸腾，转变为蒸气，并吸收被冷却物体或空间所散发的热量，达到制冷的目的；
- ❖ 蒸发器是制冷系统中制造和输出冷量的设备；
- ❖ 按制冷剂的供液方式，蒸发器可分为满液式、非满液式、循环式和淋激式。
- ❖ 按照蒸发器中被冷却介质的种类分为冷却空气型蒸发器和冷却液体型蒸发器



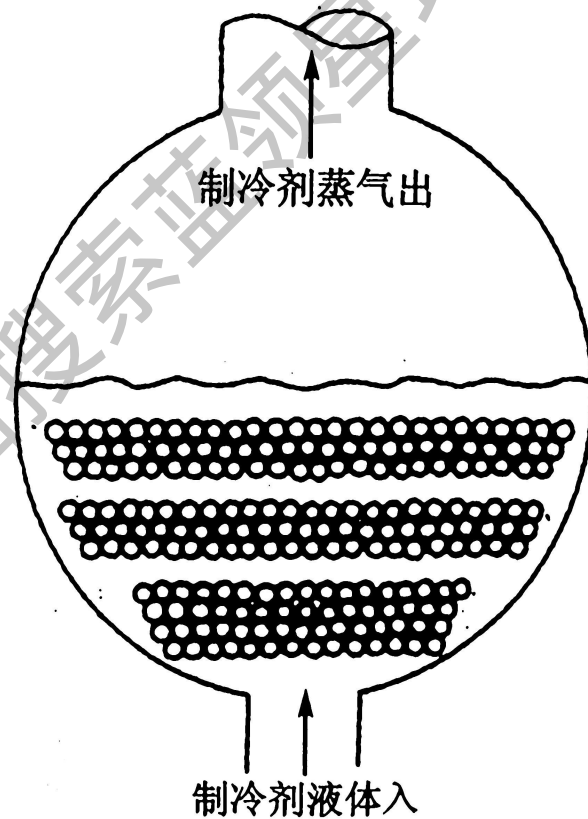


(a) 满液式

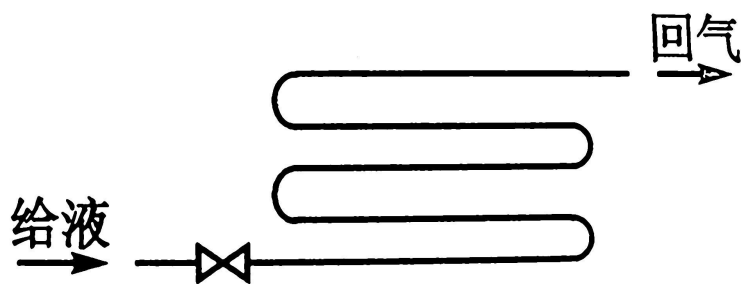
液体制冷剂经过节流装置进入蒸发器，蒸发器内的液位保持一定。蒸发器内的传热管浸没在制冷剂液体中。吸热蒸发后的气液混合物中仍含有大量液体，故从蒸发器内逸出的湿蒸气经气液分离后再回入压缩机。

- ◆ 满液式蒸发器的蒸发管表面为液体润湿，表面传热系数；
- ◆ 制冷剂侧阻力较大；
- ◆ 由于制冷剂液体静压力的影响，使其下部液体的蒸发温度提高，从而减小了蒸发器的传热温差，蒸发温度越低这种影响就越大。

- ◆ 满液式蒸发器大多为壳管式，载冷剂在管内流动，制冷剂在管外蒸发，制冷剂液体基本浸满管束，上部留有一定的气空间。
- ◆ 对于润滑油与制冷剂互溶情况下，满液式蒸发器的回油较难且不稳定，而回油状况直接影响机组的工作工况和工况油移。



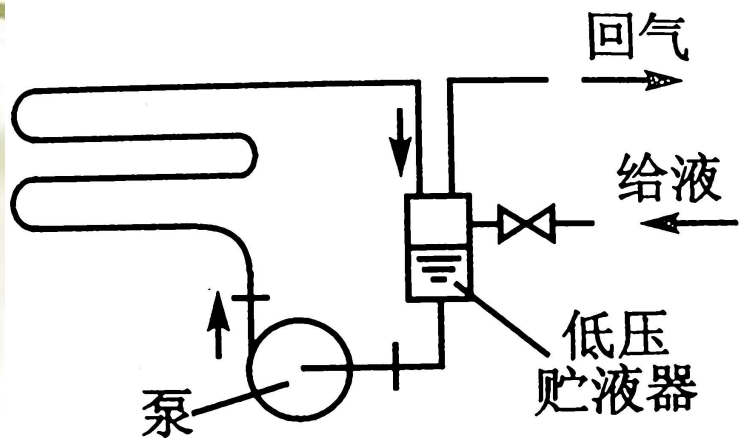
满液式蒸发器



(b) 非满液式

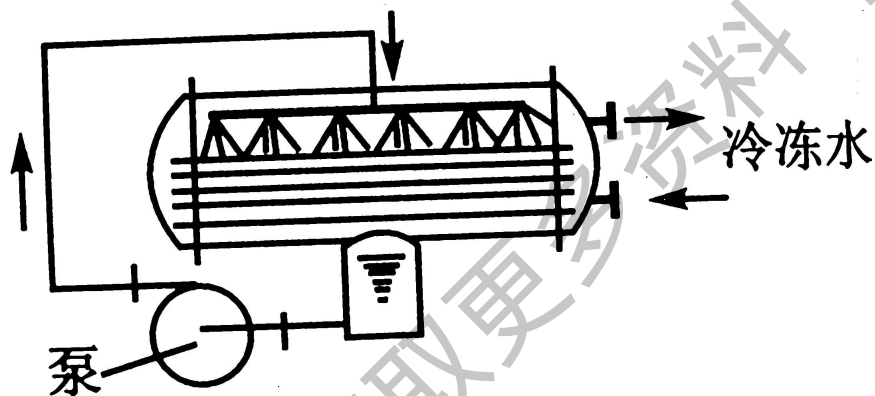
液体制冷剂经过膨胀阀节流后直接进入蒸发器，在蒸发器内处于气液共存状态，制冷剂边流动，边汽化，蒸发器中并无稳定的制冷剂液面。

- ◆ 只有部分传热面积与液态制冷剂相接触，表面传热系数相对较小；
- ◆ 充液量少，润滑油容易返回压缩机；



(c) 循环式

依靠泵强迫制冷剂在蒸发器中循环，液体循环速度大小由泵调节，制冷剂循环量是蒸发量的几倍，沸腾换热强度较高，润滑油不易在蒸发器内积存。



(d) 淋激式

依靠泵把制冷剂喷淋在传热面上，蒸发器中制冷剂充灌量很少，液柱高度不会对蒸发温度产生影响。



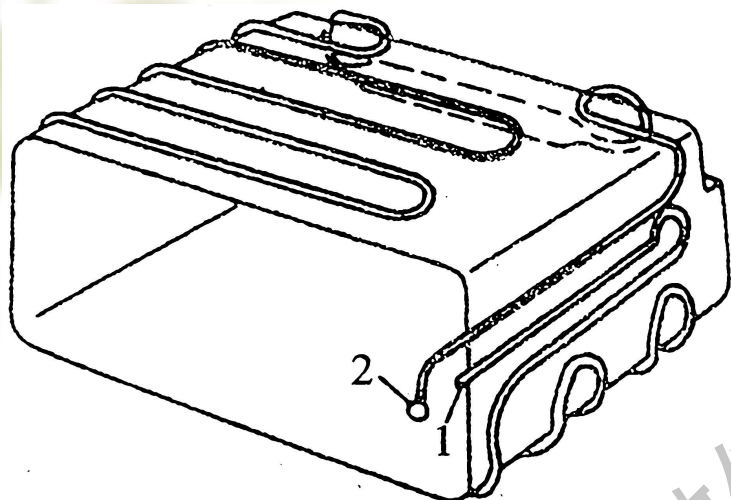
冷却空气型蒸发器

- ❖ 广泛用于冰箱、冷藏柜、空调器及冷藏库中；
- ❖ 多做成蛇形管式，制冷剂在管内蒸发，空气从管外流过被冷却；
- ❖ 按引起空气流动的原因，可分为自然对流式和强制对流式。



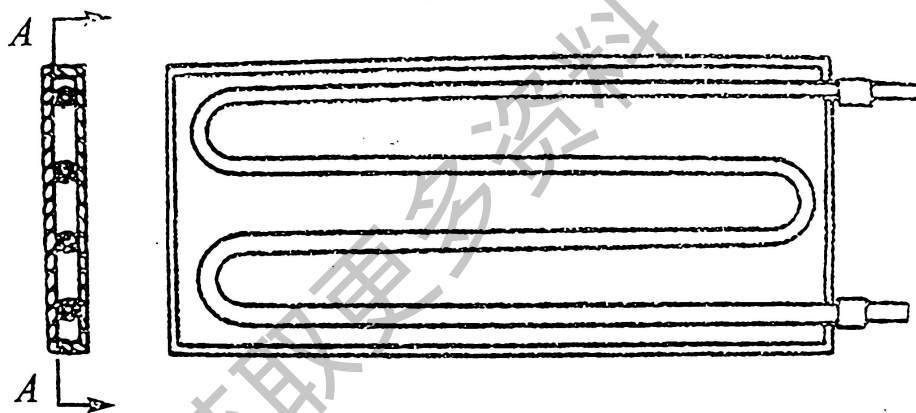
自然对流式空冷器

两种典型的管板式蒸发器

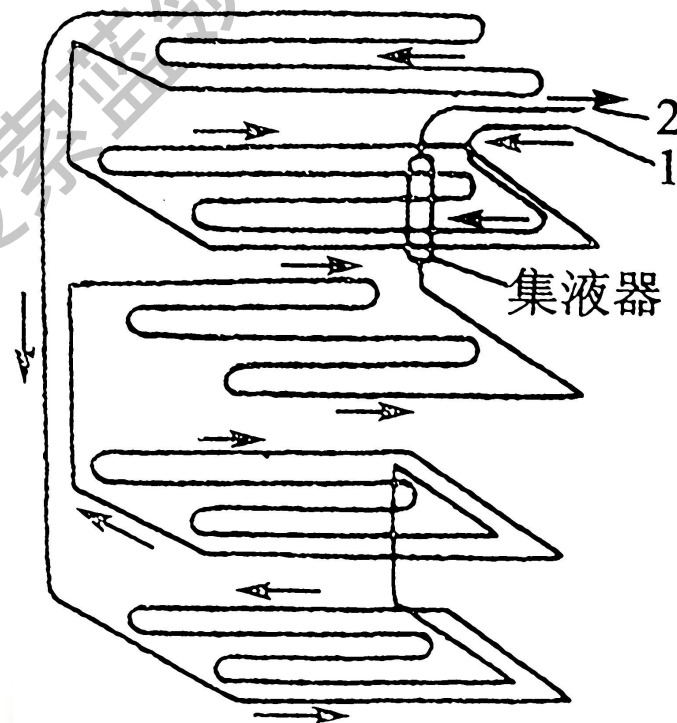


(a) 管子贴焊在钢板上的管板式蒸发器

A-A

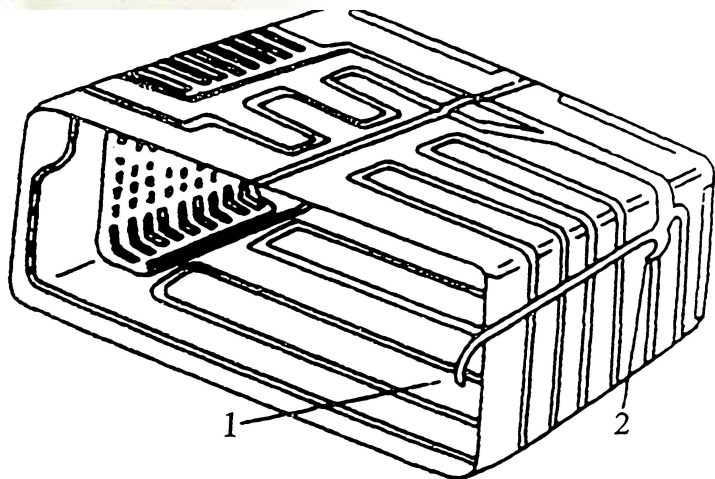


(b) 由管子和平板组成的板面式蒸发器



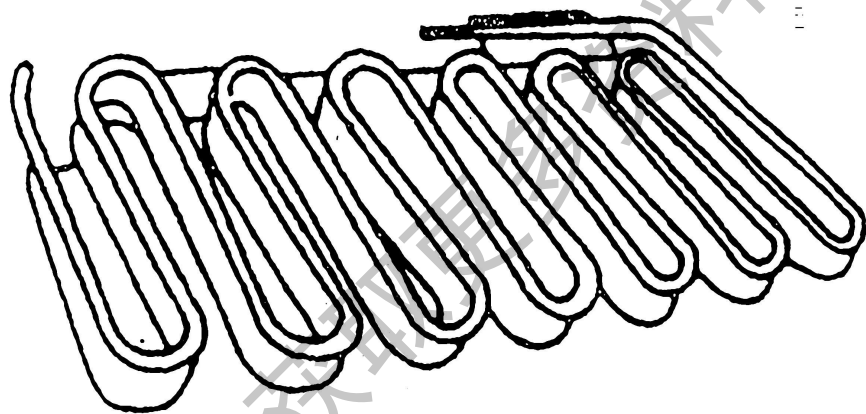
1—进口;2—出口。

多层搁架式蒸发器

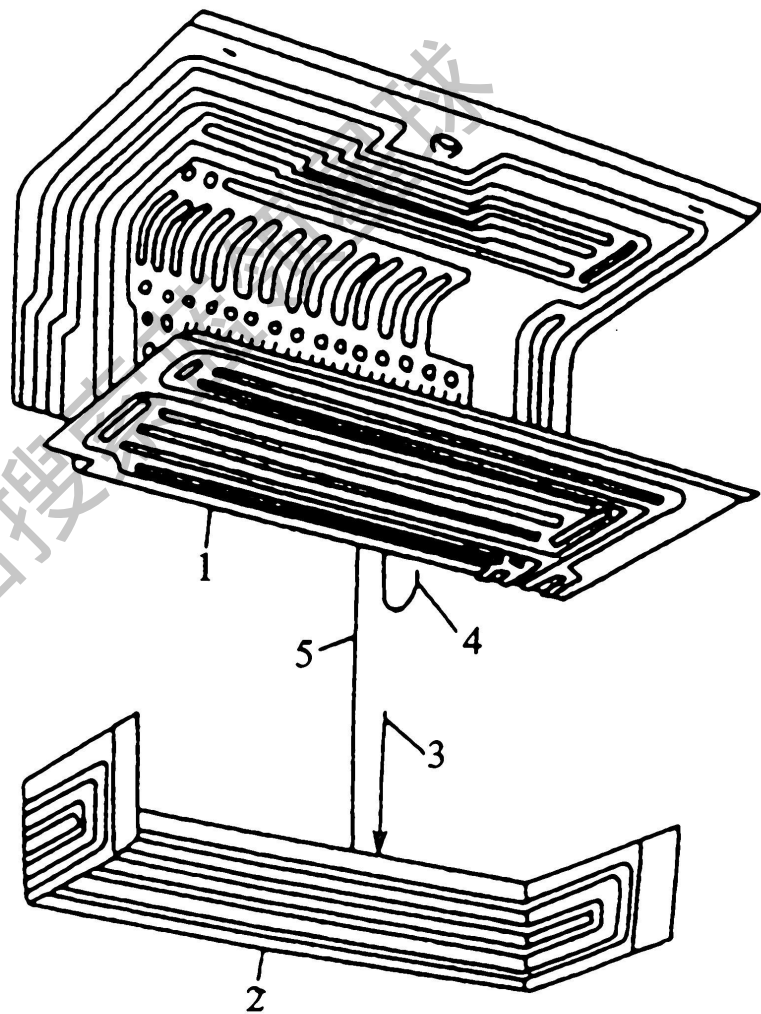


1—出口铜铝接头；2—进口铜铝接头。

铝合金吹胀式蒸发器

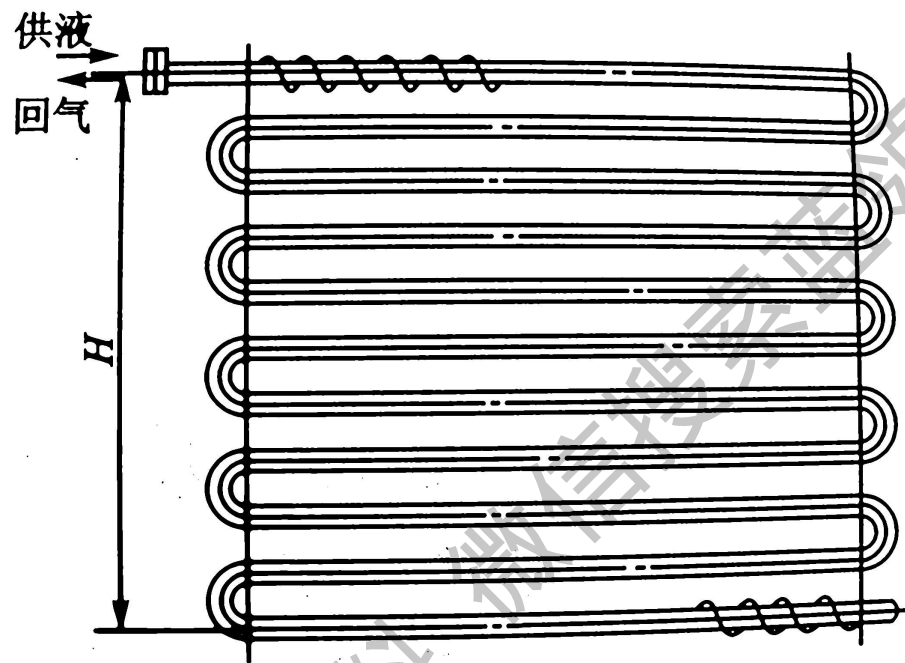


单脊翅片管式蒸发器

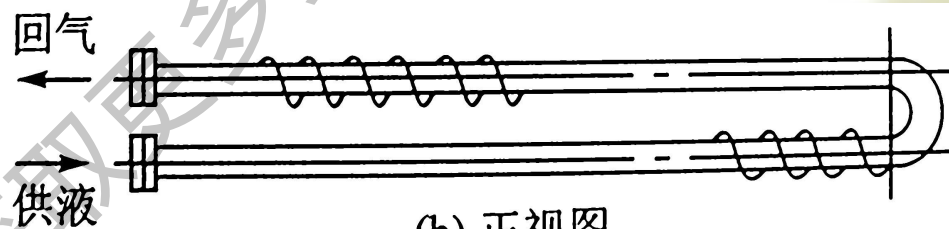


1—冷冻室蒸发器；2—冷藏室蒸发器；
3—进口铜铝接头；4—出口铜铝接头；5—铝管。

串联板吹胀式蒸发器



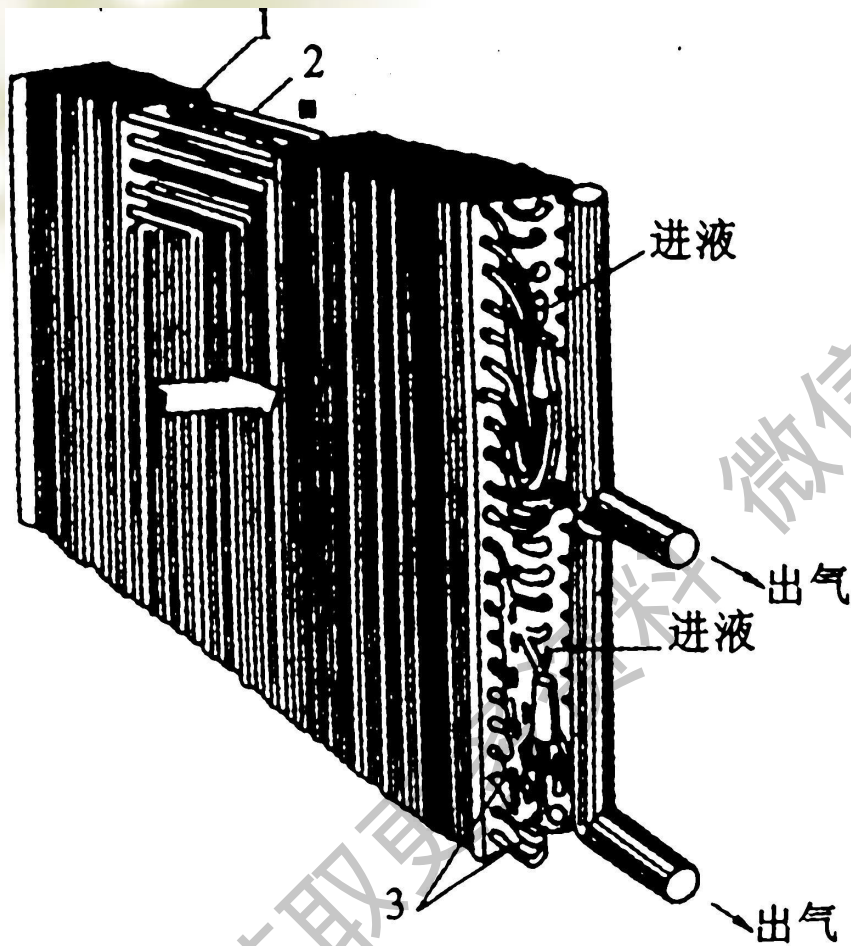
(a) 顶视图



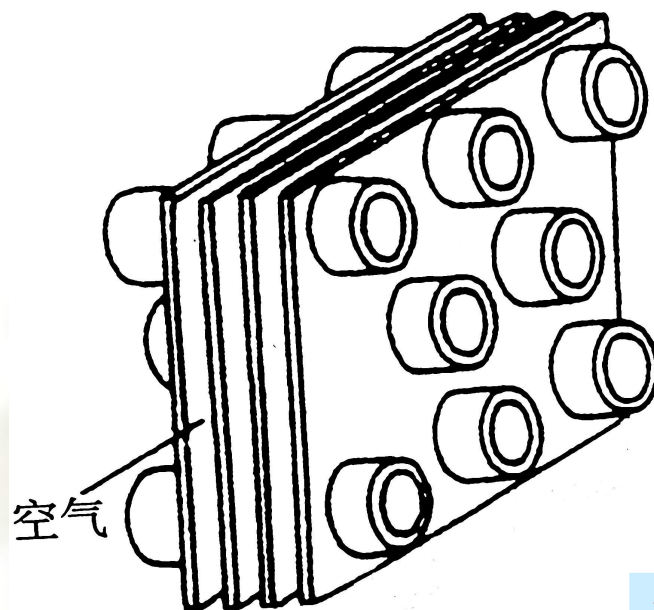
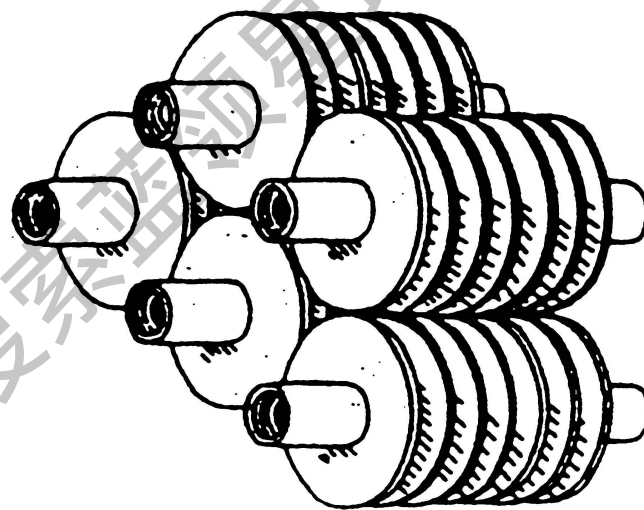
(b) 正视图

翅片管式排管

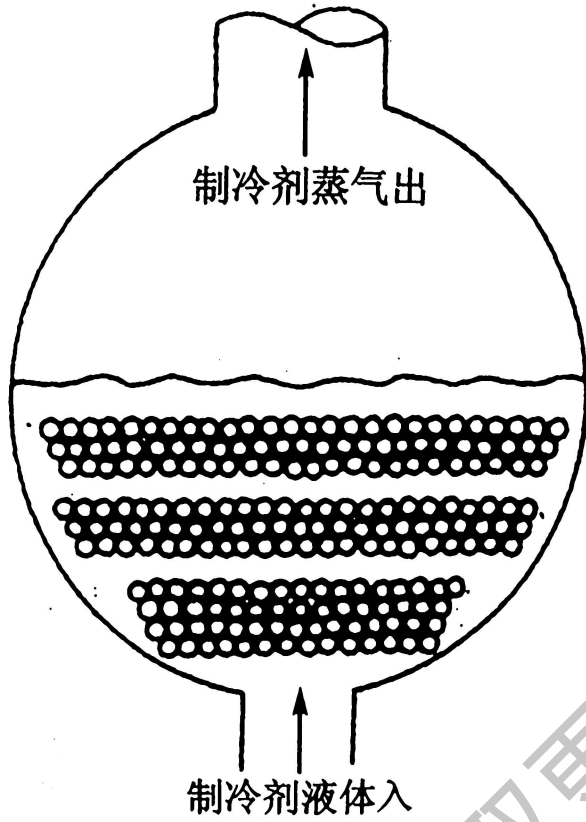
强制对流式空冷器



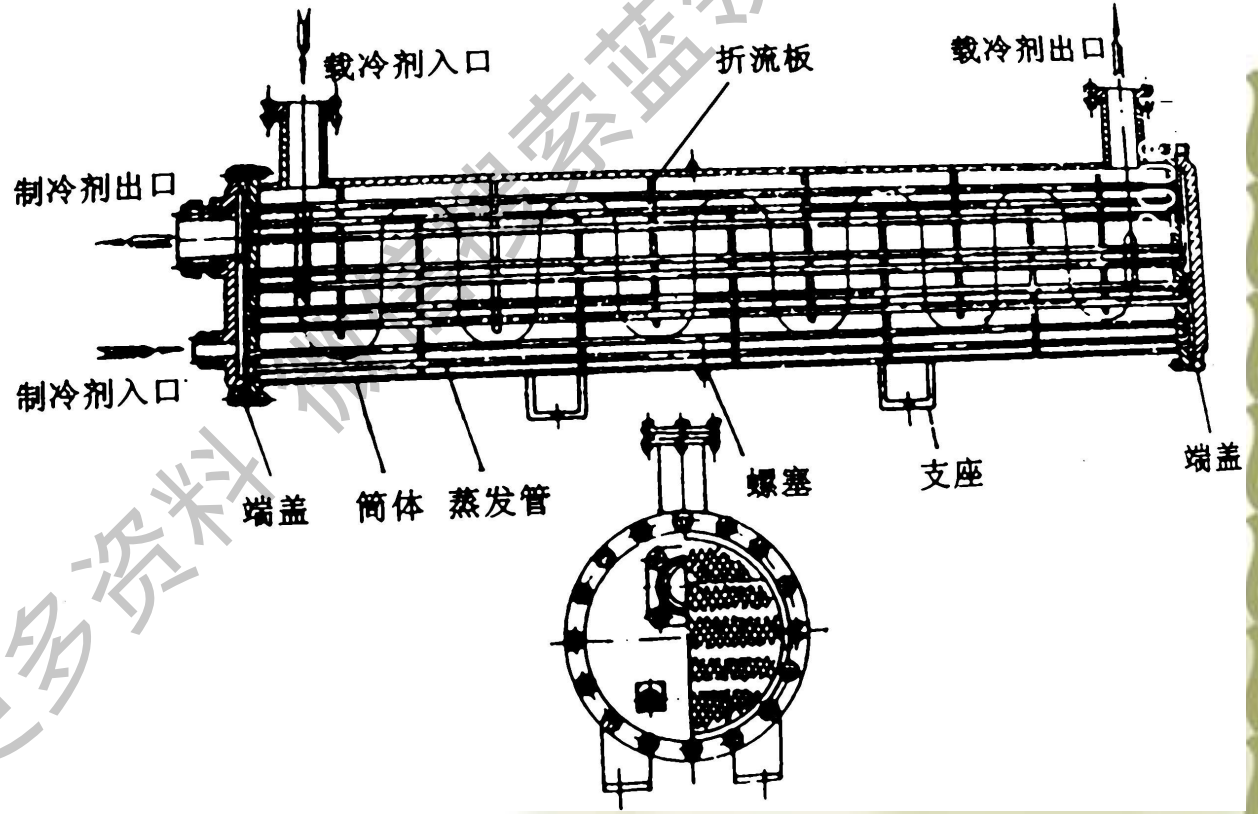
1—翅片；2—蒸发管；3—毛细管。



冷却液体型蒸发器



满液式蒸发器



干式壳管式蒸发器

干式壳管式蒸发器:液态制冷剂在管内流动，沿程吸收管外载冷剂的热量逐渐汽化，制冷剂处于液汽共存的状态，蒸发器部分传热面与气态制冷剂接触，导致总传热系数较满液式低，但其制冷剂充注量少，回油方便，适用于氟利昂作制冷剂。

优点: (1) 充液量少，为管内容积的40%左右；
(2) 受制冷剂液体静压力的影响较少； (3) 排油方便；
(4) 载冷剂结冰不会胀裂管子 (5) 制冷剂液面容易控制；
(6) 结构紧凑。

缺点:制冷剂在换热管束内供液不易均匀，弓形折流板制造与装配比较麻烦，由于装配间隙的存在，载冷剂在折流板孔和换热管间、折流板外周与筒体间容易产生泄漏旁流，从而降低传热效果。



制冷剂在水平管内的沸腾换热

- ◆ 制冷剂在水平管内的沸腾换热是蒸发器最常用的形式。
- ◆ 在制冷系统中，循环的制冷剂中含有润滑油其浓度一般为0.2-10%。

1、润滑油对管内沸腾换热的影响因素

- ❖ 润滑油与制冷剂的互溶性
- ❖ 润滑油的浓度
- ❖ 润滑油的物性
- ❖ 蒸发器的热流密度及蒸发管的长度

2、制冷剂流阻对蒸发器传热的影响：

蒸发器进出口的制冷剂压降与所对应的饱和温度降的关系：

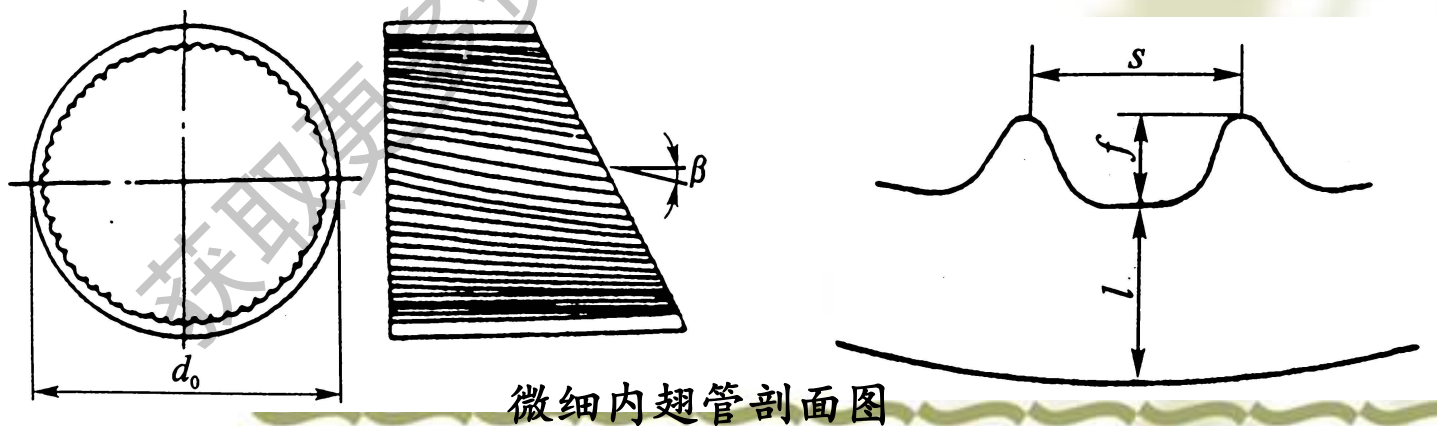
$$\Delta t_0 = Z \Delta p_0$$

Z ——系数， K / kPa ，对于不同制冷剂仅为饱和温度 t_0 的函数，可查140页的表4-4。

3、制冷剂液体高度对蒸发器传热的影响。

4、制冷剂在微细内翅管中的沸腾换热：

传热的增强明显大于压降的增加，成本比较低。



5、纯制冷剂在管内的沸腾换热

$$\frac{\alpha_{TP}}{\alpha_1} = C_1 (C_0)^{C_2} (25Fr_1)^{C_3} + C_3 (B_0)^{C_4} F_{f1}$$

$$\alpha_1 = 0.023 \left[\frac{g_m (1-\bar{x}) d_i}{\mu_1} \right]^{0.8} \frac{Pr_1^{0.4} \lambda_1}{d_i}$$

凯特里卡的通用关系式： $C_0 = \left(\frac{1-\bar{x}}{\bar{x}} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_1} \right)$

$$B_0 = \frac{q}{g_m r}$$

$$Fr_1 = \frac{g_m^2}{9.8 \rho_1^2 d_i}$$

获取更多资料

冷却空气型蒸发器的设计与计算

- ❖ 自然对流空冷器空气侧的换热
- ❖ 湿工况下空冷器空气侧的换热
- ❖ 设计实例

获取更多资料

微信

领星



自然对流空冷器空气侧的换热

- ❖ 在计算自然对流空冷器的表面与空气间的传热系数时，必须同时考虑空冷器表面与外界的辐射换热；
- ❖ 对于工程设计，一般对于家用冰箱（采用的管板式与吹胀式蒸发器），其对流换热系数在 $11-14\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ 之间（未结霜状态）；
- ❖ 对于家用冰箱（采用的单脊翅片管式、管板式和吹胀式蒸发器）也可以采用下面的式子估算传热面积 A 。

$$A = \frac{\Phi_0}{K(t_a - t_0) + \varepsilon\sigma\left[\left(\frac{T_a}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_0}{100}\right)^4\right]}$$

$$\Phi_0 = \Phi_C + \Phi_R$$

$$\Phi_C = KA(t_a - t_0)$$

$$\Phi_R = \varepsilon\sigma A\left[\left(\frac{T_a}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_0}{100}\right)^4\right]$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0\eta_0} + \frac{A_0}{\alpha_i A_i}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0\eta_0} + \frac{\beta}{\alpha_i}}$$

$$\eta_0 = \frac{1}{A_0}(A_p + A_f\eta_f)$$

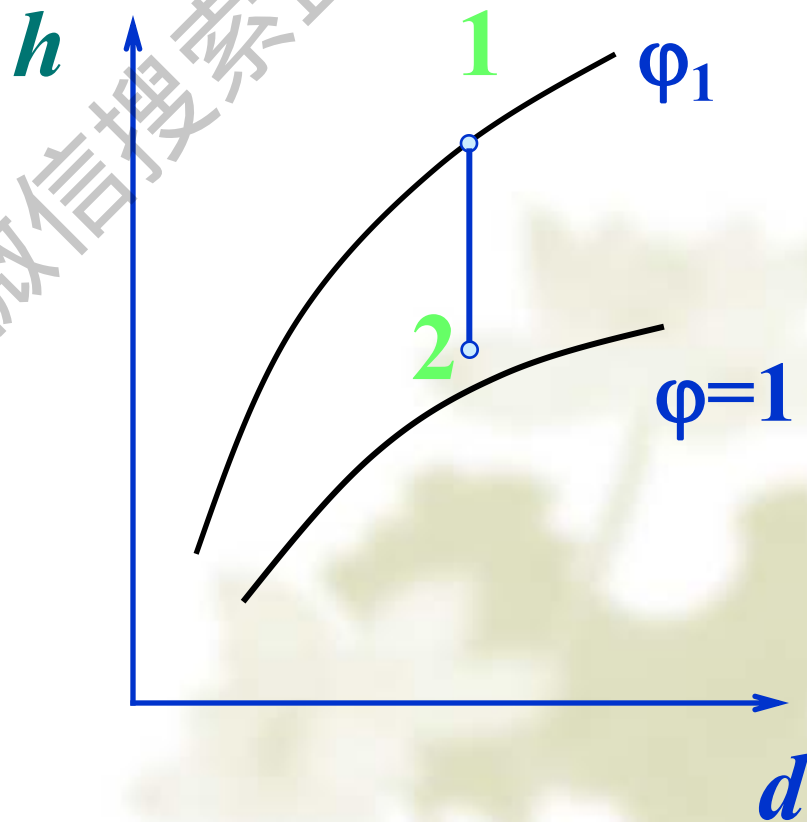
$$A_0 = A_p + A_f = \pi d_0 L + 2hL$$



湿工况下空冷器空气侧的换热

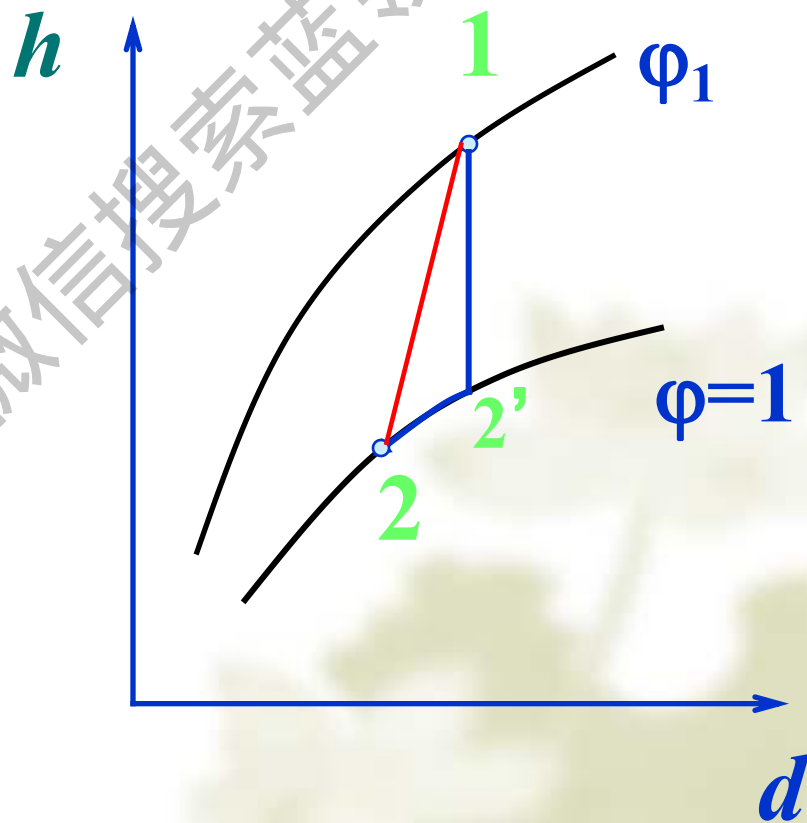
1、空气流过蒸发器时状态的变化

- ◆ 等湿（干式）冷却：
空气在含湿量不变的情况下冷却。
- ◆ 当换热壁面的温度低于湿空气露点温度（ $t_s > t_D$ ）时，空气侧的换热属于无相变换热。



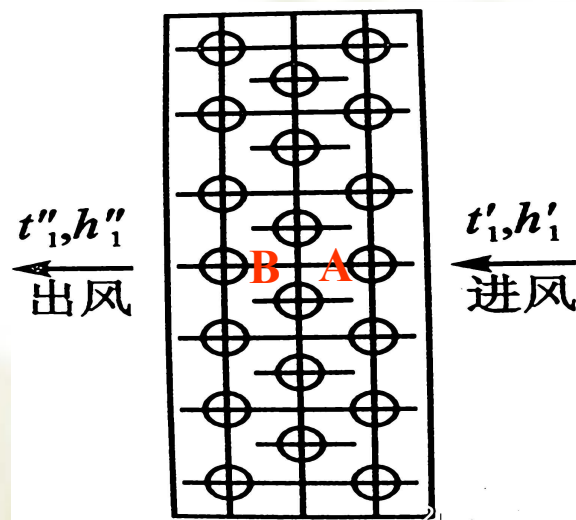
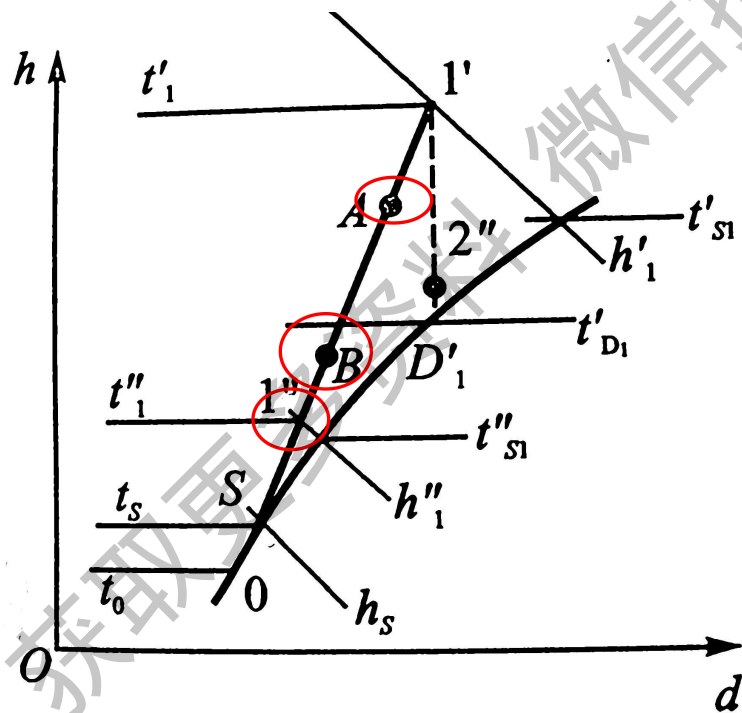
◆析湿冷却：空气在含湿量下降的同时的冷却。

◆当换热壁面的温度低于湿空气露点温度 ($t_s < t_D$) 时，空气气侧的换热属于有相变换热，空气流经蒸发器时状态的变化可用湿空气的 h - d 图来表示。

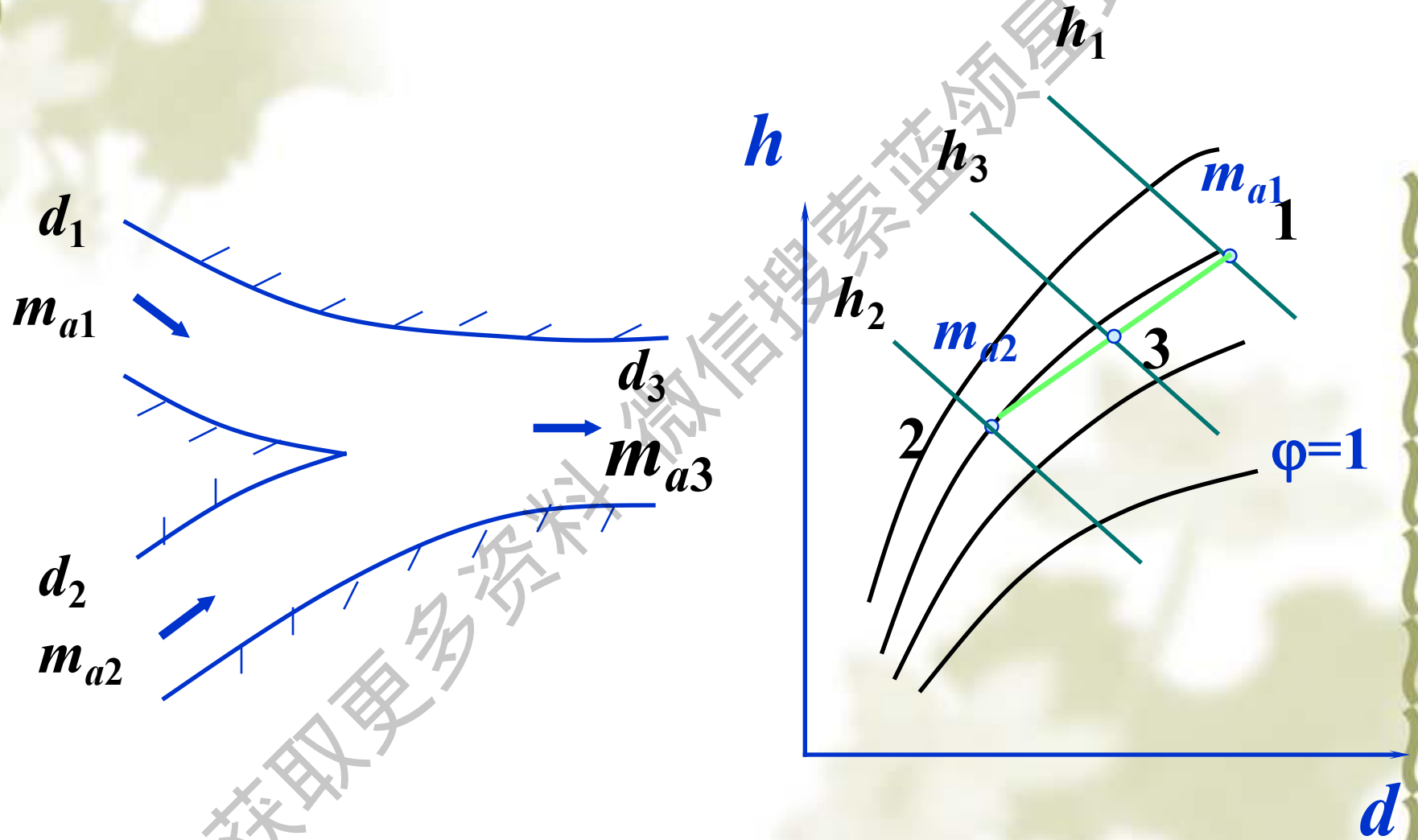


- ◆ 当换热壁面的温度低于湿空气露点温度 ($t_s < t_D$) 时，湿空气气侧的换热属于有相变换热，空气流经蒸发器时状态的变化可用湿空气的 h - d 图来表示。

空气经过蒸发器
时状态变化过程



绝热混合过程



获取更多资料微信搜索蓝领星球



2、蒸发器的接触系数

质量流量为 q_m 的湿空气流经蒸发器时，仅有部分空气与冷表面接触，其余则旁通而过。显然，接触冷表面的空气越多，出口空气的状态越接近冷表面处饱和空气的状态，理想情况下出口空气的状态可以达到点S的状态。

理想情况下空气与蒸发器冷表面的换热热流量 Φ_{\max} (KW)为：

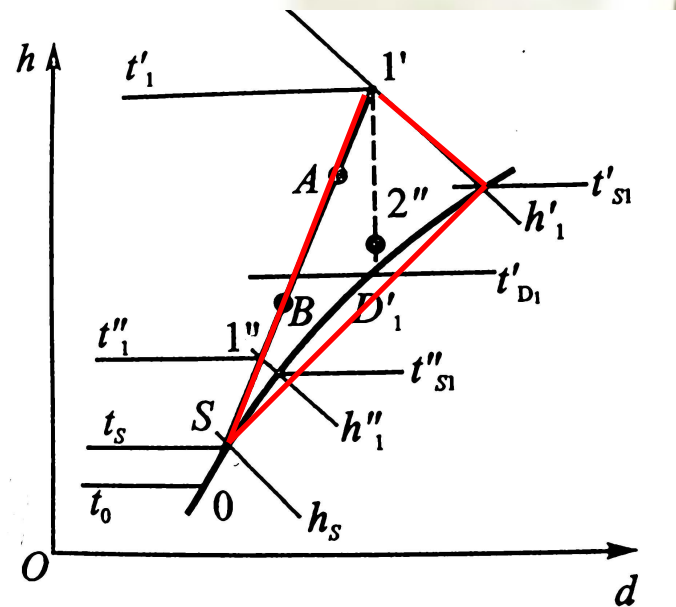
$$\Phi_{\max} = q_m (h'_1 - h_s)$$

实际情况下的换热热流量为： $\Phi = q_m (h'_1 - h''_1)$

接触系数 η_s ：
$$\eta_s = \frac{h'_1 - h''_1}{h'_1 - h_s} = \frac{t'_1 - t''_1}{t'_1 - t_s} = 1 - \frac{t''_1 - t''_{s1}}{t'_1 - t'_{s1}}$$

t'_{s1} ——与点1'状态相对应的空气湿球温度， $^{\circ}\text{C}$ ；

t''_{s1} ——与点1''状态相对应的空气湿球温度， $^{\circ}\text{C}$ 。



η_s 的大小反映了空气与冷表面之间热、湿交换的完善程度，

反映了蒸发器的冷却效率，
$$\eta_s = 1 - \exp\left(\frac{-\alpha_a a N}{u_y \rho c_p}\right)$$

式中： α_a ——外表面显热传热系数， $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ；

u_y ——迎面风速， m/s ； ρ ——空气密度， kg/m^3 ；

c_p ——干空气比定压热容， $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ；

N ——沿气流方向翅片管排数；

a ——翅通系数，
$$a = \frac{A_{\text{of}}}{NA_y}$$

A_{of} 和 A_y ——分别为蒸发器总外表面积和迎风面积， m^2 。

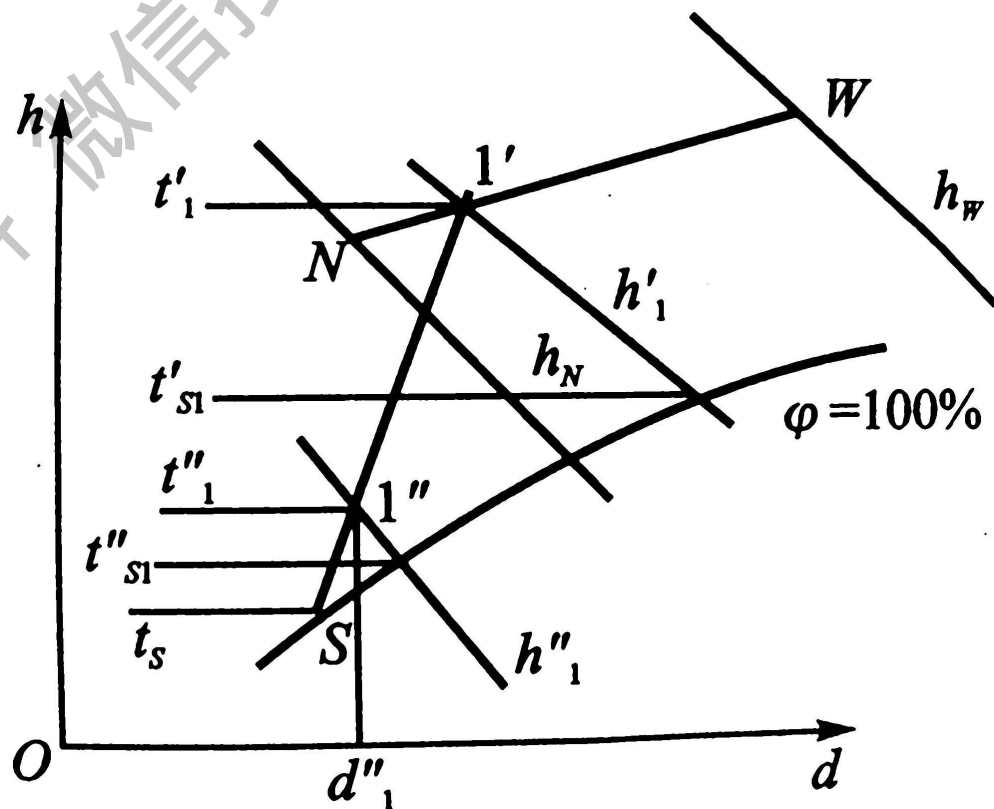
分析空气通过蒸发器时的状态变化：

已知：室内空气状态参数为干球温度 $t_N = 27^\circ\text{C}$ ，湿球温度 $t_{SN} = 19.5^\circ\text{C}$ ，室外空气状态参数为干球温度 $t_W = 35^\circ\text{C}$ ，湿球温度 $t_{SW} = 24^\circ\text{C}$ ，新风比 $m = 15\%$ ，接触系数 $\eta_s = 0.9$ ，蒸发器的传热量 $\Phi_0 = 6976\text{W}$ ，送风量 $q_V = 1395\text{m}^3/\text{h}$ ，大气压力 $p_B = 101325\text{Pa}$ 。求空气经过蒸发器后的出口状态参数。

根据 t_N, t_{SN}, t_W, t_{SW} 的数值，在 $p_B = 101325\text{Pa}$ 的湿空气的 $h-d$ 图上确定室内、外空气的状态点 N 及 W ，

$$h_N = 55.8\text{kJ}/\text{kg},$$

$$h_W = 72.1\text{kJ}/\text{kg}.$$



新风 q_{mW} (室外空气), 回风 q_{mN} (室内空气), 混合后总风量 q_m 。

蒸发器的进口空气状态参数: $q_m h'_1 = q_{mW} h_W + q_{mN} h_N$

而 $q_{mW} = m q_m$, $q_{mN} = (1-m) q_m$

所以 $h'_1 = m h_W + (1-m) h_N = 58.3 \text{ kJ} / \text{kg}$

蒸发器的进口空气状态点应在点 N 、 W 的连线上, 即 NW 线与 h'_1 的交点 $1'$ 。 $t'_1 = 28.2^\circ \text{C}$, $t'_{s1} = 20.2^\circ \text{C}$ 。

空气通过蒸发器时的质量焓降为:

$$\Delta h = h'_1 - h''_1 = \frac{\Phi_0}{\rho q_V} = 15 \text{ kJ} / \text{Kg}$$

出口空气比焓为: $h''_1 = h'_1 - \Delta h = 43.3 \text{ kJ} / \text{kg}$

查湿空气的性质表可得出出口空气的湿球温度: $t''_{s1} = 15.5^\circ \text{C}$

出口空气的干球温度: $t''_1 = (t'_1 - t'_{s1})(1 - \eta_s) + t''_{s1} = 16.3^\circ \text{C}$

由 t''_1 、 t''_{s1} 可在 $h-d$ 图上确定出口空气状态点 $1''$, $d''_1 = 10.5 \text{ g} / \text{kg}$ 。

3、表面凝露时的传热系数

空气流经表面式空气冷却器的蒸发器时，由于空气冷却器的外表面温度低于湿空气的干球温度，所以湿空气要向外表面放热。如果外表面的温度低于湿空气的露点温度，湿空气中的部分水蒸气将在外表面上凝结，使外表面形成一层水膜，那么两者之间要进行显热交换和潜热交换。

空气与 dA 的水膜接触时，如两者温差为 $(t-t_s)$ ，则通过 dA 的显热交换热流量为：

$$d\Phi_s = \alpha_a (t-t_s) dA$$

式中： α_a ——外表面的显热传热系数， $W/(m^2 \cdot K)$

$(t-t_s)$ ——湿空气与水膜之间的温度差，基本等于湿空气干球温度与外壁面温度之差。

在微元面上的潜热交换热流量 $d\Phi_l = \sigma(d - d_s) r dA$

式中: σ —传湿系数, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$;

d, d_s —湿空气、水膜表面饱和湿空气的含湿量, kg/kg (干空气);

r —水的比潜热, J/kg 。

在微元面上总交换热流量

$$d\Phi = d\Phi_s + d\Phi_l = [\alpha_a(t - t_s) + \sigma(d - d_s)r]dA$$

引入路易斯数 $Le = \frac{\alpha_a}{c_p \sigma} = 1$, 则: $d\Phi = \sigma[c_p(t - t_s) + \sigma(d - d_s)]dA$

引入湿空气的比焓 $h = c_p t + rd$, 则: $d\Phi = \sigma(h - h_s) dA = \frac{\alpha_a}{c_p} (h - h_s) dA$

可见: 推动湿空气与水膜表面之间热湿交换的动力是比焓差。

析湿系数 ξ :
$$\xi = \frac{\Phi}{\Phi_s} = \frac{h'_1 - h''_1}{c_p(t'_1 - t''_1)}$$

所以, $d\Phi = \xi d\Phi_s = \xi \alpha_a (t - t_s) dA$

对于翅片管: 以基管外表面温度 t_p 为计算基准,

$$d\Phi = \xi \alpha_a \eta_0 (t - t_p) dA = \alpha_{a,e} (t - t_p) dA$$

$\alpha_{a,e}$ —— 湿工况下翅片管外表面的当量传热系数;

η_0 —— 空气冷却器的表面效率;

直接蒸发式空气冷却器的总传热热流量 $\Phi_0 = KA\Delta t_m$

若忽略管壁热阻和管内污垢热阻, 则传热系数为:

$$\text{则: } K = \frac{1}{\left[\frac{1}{\alpha_{a,e}} + r_{\Sigma} + \frac{A_o}{A_i \alpha_i} \right]} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{a,e}} + r_{\Sigma} + \frac{\beta}{\alpha_i}}$$

其中: r_{Σ} —— 外表面集灰等所形成的污垢热阻。

4、表面结霜时的换热

当蒸发器表面的温度低于水的凝固点时，从湿空气中析出的凝结水还会凝固在表面上形成霜层，表面结霜后总体的结果是使蒸发器的性能恶化。

表面结霜时，蒸发器外表面的当量传热系数为：

$$\alpha_{a,e} = \left[\frac{1}{\alpha_a \xi} + \frac{\delta_{fr}}{\lambda_{fr}} \right]^{-1} \eta_0$$

式中： δ_{fr} ——霜层的厚度， m ；

λ_{fr} ——霜层的导热系数， $W/(m \cdot K)$ ；

考虑水膜或霜层的形成会使传热系数下降，此时蒸发器的传热系数：

$$K_0 = \frac{e}{\left(\frac{1}{\alpha_i} + r_{di} \right) \beta + \frac{\delta}{\lambda} \frac{A_0}{A_m} + \left(r_{do} + \frac{1}{\xi \alpha_a} \right) \frac{1}{\eta_{0a}}}$$

式中： e ——霜层、水膜及温度分配不均匀对 K_0 的影响系数， $e = 0.8 - 0.9$ 。



设计步骤

- ❖ 确定空气流经蒸发器的状态变化；
- ❖ 计算循环空气量；
- ❖ 蒸发器结构的初步规划；
- ❖ 计算空气侧干工况下对流表面传热系数；
- ❖ 计算空气侧当量对流表面传热系数；
- ❖ 计算管内制冷剂蒸发时对流表面传热系数：假设管内热流密度，确定制冷剂质量流速，这些假设值在后面必须校核；
- ❖ 计算蒸发器的传热系数并核算假设的管内热流密度；
- ❖ 具体确定蒸发器的结构尺寸；
- ❖ 制冷剂侧流动阻力核算；
- ❖ 空气侧流动阻力核算。

设计实例

试设计一台表面式空气冷却器的蒸发器。进口空气的干球温度 $t'_{a1} = 27^{\circ}\text{C}$ ，湿球温度 $t'_{s1} = 19.5^{\circ}\text{C}$ ；管内R134a的蒸发温度 $t_0 = 5^{\circ}\text{C}$ ，当地大气压力 $p_B = 101.32\text{kPa}$ ；要求出口空气的干球温度 $t''_{a1} = 17.5^{\circ}\text{C}$ ，湿球温度 $t''_{s1} = 14.6^{\circ}\text{C}$ ，蒸发器的制冷量 $\Phi_0 = 11600\text{W}$ ，已知R134a进入蒸发器时的干度 $x'_1 = 0.16$ ，出口干度 $x''_1 = 1.0$ ，压缩机的润滑油用聚酯油，取迎面风速 $u_y = 2.5\text{m/s}$ 。

对数平均温差法

1) 计算循环空气量:

$$q_{m,a} = \frac{\Phi_0}{h'_1 - h''_1} \text{ (质量流量)}, \quad q_{V,a} = q_{m,a} v'_1$$

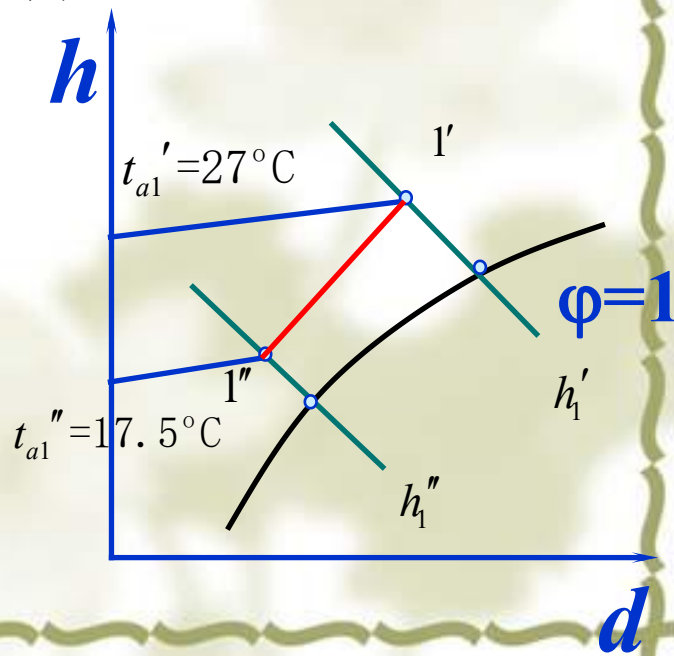
h'_1 与 h''_1 \Leftarrow 状态点 1' 与 1''

确定空气流经蒸发器的状态变化

根据给定的空气进出口温度和 h-d 图可得

$$h'_1 = 55.6 \text{ kJ/kg}, h''_1 = 40.7 \text{ kJ/kg},$$

$$d'_1 = 11.1 \text{ g/kg}, d''_1 = 9.2 \text{ g/kg}.$$



$$q_{m,a} = \frac{\Phi_0}{h'_1 - h''_1} = \frac{11.6 \times 3600}{55.6 - 40.7} = 2802 \text{ kg/h (质量流量)}$$

进口状态下干空气的比体积：
$$v'_1 = \frac{R_a T'_1 (1 + 0.0016 d'_1)}{p_B}$$
$$= \frac{287.4 \times (273 + 27)(1 + 0.0016 \times 11.1)}{101320} = 0.866 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

故循环空气的体积流量：

$$q_{V,a} = q_{m,a} v'_1 = 2802 \times 0.866 = 2427 \text{ m}^3 \text{ h}$$

空气侧定性温度：

$$t_a = \frac{t'_{a1} + t''_{a1}}{2} = \frac{27 + 17.5}{2} = 22.25^\circ \text{C},$$

查物性参数为： $Pr_a = 0.7026$, $\rho_a = 1.1966 \text{ kg/m}^3$,

$$c_{p,a} = 1.005 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}, \quad \nu_a = 15.88 \times 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$$

2) 蒸发器结构的初步规划及几何参数计算

传热管选用 $\phi 10 \times 0.7\text{mm}$ 的紫铜管，翅片选用 $\delta_f = 0.2\text{mm}$ 的铝套片，翅片间距 $s_f = 2.2\text{mm}$ 。管束按正三角形叉排列，垂直于流动方向管间距 $s_1 = 25\text{mm}$ ，沿流动方向管排数 $n_L = 4$ 。

翅片为平直套片，考虑套片翻边后的管外径为：

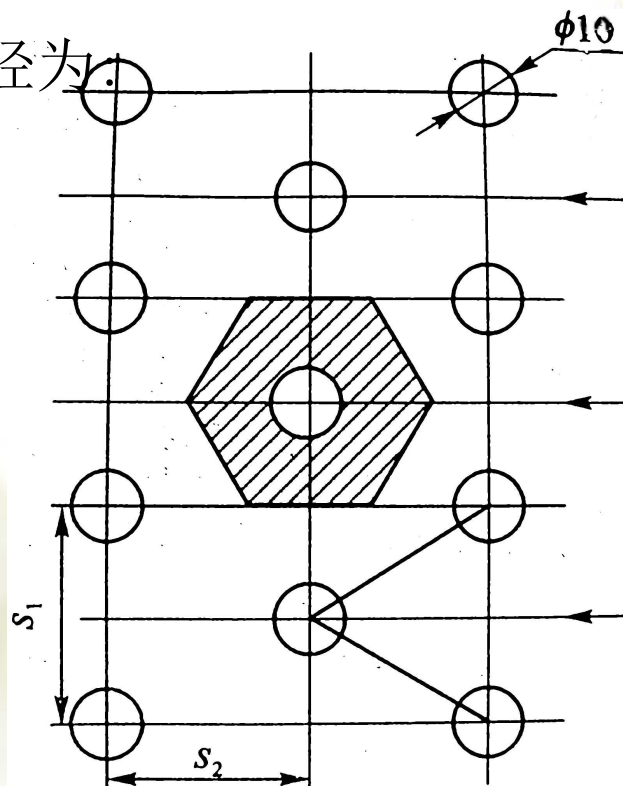
$$d_b = d_0 + 2\delta_f = 10 + 2 \times 0.2\text{mm} = 10.4\text{mm}$$

沿气流流动方向的管间距为：

$$s_2 = s_1 \cos 30^\circ = 25 \times 0.866 = 21.65\text{mm}$$

沿气流方向套片长度：

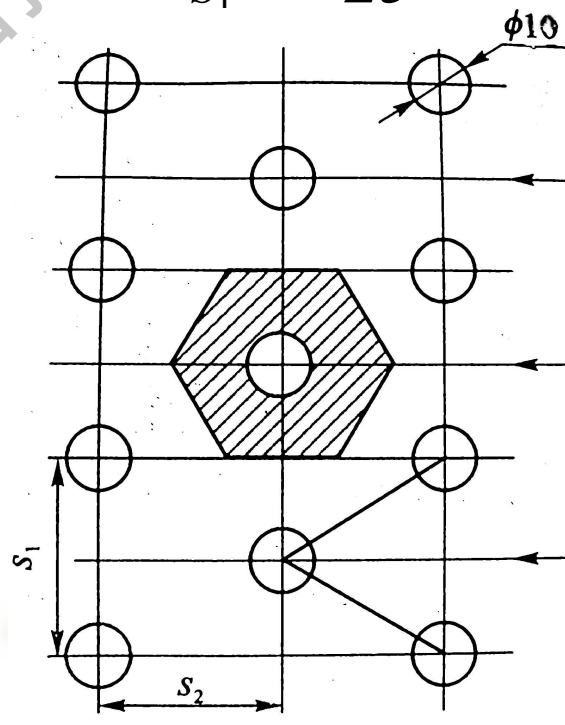
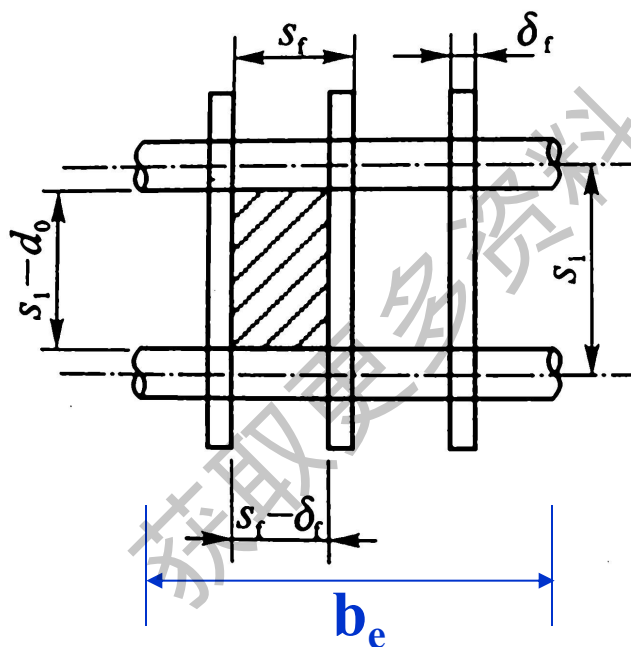
$$L_1 = 4s_2 = 4 \times 21.65 = 86.6\text{mm}$$



迎风面积: $A_y = \frac{q_{V,a}}{u_y} = 0.2697\text{m}^2 \approx 0.27\text{m}^2$

所以: 取蒸发器宽 $b_e = 900\text{mm}$, 高 $H = 300\text{mm}$,

垂直于气流方向的每排管子数: $n_1 = \frac{H}{s_1} = \frac{300}{25} = 12$



每米管长翅片的表面积：
$$A_f = 2(s_1 \cdot s_2 - \frac{\pi}{4} d_b^2) \times \frac{1000}{s_f} = 0.4148 m^2$$

每米管长翅片间的管子表面积：
$$A_b = \pi d_b (s_f - \delta_f) \times \frac{1000}{s_f} = 0.0297 m^2$$

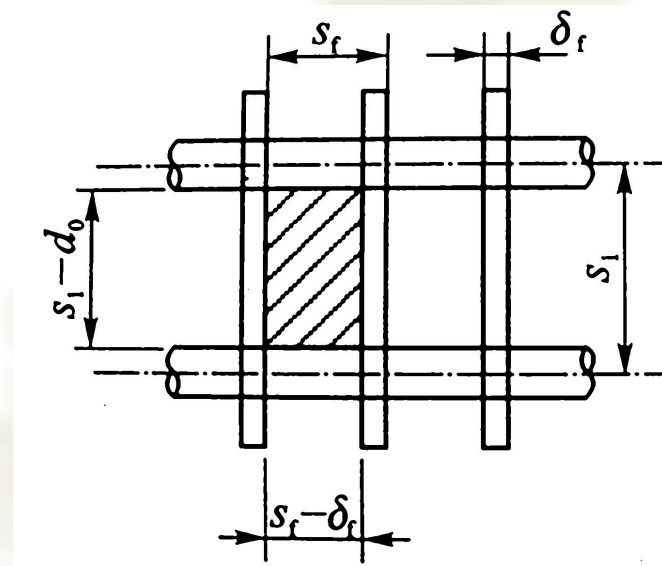
每米管长的总传热外表面积：
$$A_0 = A_b + A_f = 0.4445 m^2$$

每米管长光管的外表面积：
$$A_{b0} = \pi d_b \times 1 = 0.03267 m^2$$

每米管长的内表面积：
$$A_i = \pi d_i \times 1 = 0.02702 m^2$$

$$A_0 / A_{b0} = 0.4445 / 0.03267 = 13.606$$

翅化比：
$$\beta = \frac{A_0}{A_i} = \frac{0.4445}{0.02702} = 16.45$$



3) 计算空气侧干工况下对流表面传热系数:

当量对流表面传热系数: $\alpha_{o,e} = \xi \alpha_o \eta_o$

α_o : 空气侧显热传热系数 (空气冲刷整体式翅片管束)

干工况下表面传热因子由式 (3-105) 得:

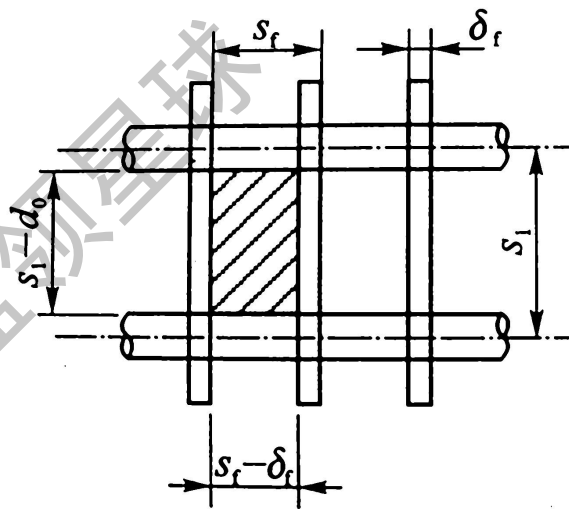
$$j_4 = 0.0014 + 0.2618 \left(\frac{u_{\max} d_b}{\nu_a} \right)^{-0.4} \left(\frac{A_0}{A_{b0}} \right)$$

$$\alpha_o = \frac{j_4 \rho_a u_{\max} c_{p,a}}{(\text{Pr}_a)^{\frac{2}{3}}}$$

ξ : 析湿系数, $\xi = \frac{h'_1 - h''_1}{c_{p,a} (t'_{a1} - t''_{a1})} = \frac{55.6 - 40.7}{1.005 \times (27 - 17.5)} = 1.56$

$$j_4 = 0.0014 + 0.2618 \left(\frac{u_{\max} d_b}{v_a} \right)^{-0.4} \left(\frac{A_0}{A_{b0}} \right)$$

净面比: $\varepsilon = \frac{u_y}{u_{\max}} = \frac{(s_f - \delta_f)(s_1 - d_b)}{s_f s_1} = 0.531$



最窄截面处空气流速: $u_{\max} = \frac{u_y}{\varepsilon} = \frac{2.5}{0.531} = 4.7 \text{ m/s}$

干工况下表面传热因子由式 (3-105) 得:

$$j_4 = 0.0014 + 0.2618 \left(\frac{u_{\max} d_b}{v_a} \right)^{-0.4} \left(\frac{A_0}{A_{b0}} \right) = 0.00825$$

空气侧显热传热系数: $\alpha_0 = \frac{j_4 \rho_a u_{\max} c_{p,a}}{(\text{Pr}_a)^{\frac{2}{3}}} = 60.94 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$

4) 计算空气侧当量对流表面传热系数

对于正三角形叉排排列的平直套片管束，

$$\text{叉排时翅片可视为六边形，此时：}\frac{b}{a}=1, \rho = \frac{a}{r_b} = \frac{25}{10.4} = 2.404$$

$$\rho' = 1.27\rho\sqrt{\frac{b}{a}-0.3} = 1.27 \times 2.404 \sqrt{1-0.3} = 2.554$$

$$h = \frac{d_b}{2}(\rho-1)(1+0.35\ln\rho') = 9.7\text{mm}$$

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_o\xi}{\lambda_f\delta_f}} = \sqrt{\frac{2 \times 60.94 \times 1.56}{237 \times 0.2 \times 10^{-3}}} = 63.33\text{m}^{-1}$$

$$\text{故在凝露工况下的翅片效率}\eta_f = \frac{\tanh(mh)}{mh} = 0.8795$$

$$\text{表面效率}\eta_o = \frac{\eta_f A_f + A_b}{A_o} = 0.8876$$

$$\text{当量对流表面传热系数：}\alpha_{o,e} = \xi\alpha_o\eta_o = 1.57 \times 60.94 \times 0.8876 = 84.92\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{k})$$

5) 计算管内R134a蒸发时对流表面传热系数

$$\frac{\alpha_{TP}}{\alpha_1} = C_1(C_0)^{C_2} (25Fr_1)^{C_5} + C_3(B_0)^{C_4} F_{f1}$$

$$\alpha_1 = 0.023 \left[\frac{g_m (1 - \bar{x}) d_i}{\mu_1} \right]^{0.8} \frac{\text{Pr}_1^{0.4} \lambda_1}{d_i}$$

$$C_0 = \left(\frac{1 - \bar{x}}{\bar{x}} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_1} \right)$$

$$B_0 = \frac{q}{g_m r}$$

$$Fr_1 = \frac{g_m^2}{9.8 \rho_1^2 d_i}$$

管内的质量流速： g_m

R134a的总质量流量为：

$$q_{m,r} = \frac{\Phi_o \times 3600}{r(x'' - x')} = \frac{11.6 \times 3600}{194(1.0 - 0.16)} = 256.3 \text{ kg/h}$$

则每一根管内R134a的质量流量：

$$q_{m,ri} = \frac{q_{m,r}}{Z} = 21.358 \text{ kg/h}$$

每根管子的有效流通截面积为：

$$A_{ci} = \frac{\pi d_i^2}{4} = 5.8 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

每一根管内R134a的质量流速：

$$g_{m,i} = \frac{q_{m,ri}}{3600 \times A_{ci}} = 102.29 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$$

R134a在蒸发器中的平均干度： $\bar{x} = \frac{x' + x''}{2} = 0.58$

$$\text{于是: } B_0 = \frac{q_i}{g_{m,i} r} = \frac{12000}{102.29 \times 194 \times 10^3} = 6.047 \times 10^{-4}$$

$$C_0 = \left(\frac{1 - \bar{x}}{\bar{x}} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) = 0.08465 < 0.65$$

故取： $C_1 = 1.136, C_2 = -0.9, C_3 = 667.2, C_4 = 0.7, C_5 = 0.3$

$$Fr_1 = \frac{g_{m,i}^2}{\rho_l^2 g d_i} = \frac{102.29^2}{1388^2 \times 9.8 \times 0.0086} = 0.06444$$

$$Re_1 = \frac{g_{m,i} (1 - \bar{x}) d_i}{\mu_l} = \frac{102.29 (1 - 0.58) 0.0086}{250 \times 10^{-6}} = 1477.9$$

$$\alpha_l = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \frac{\lambda_l}{d_i} = 145.66 W / (m^2 \cdot K)$$

$$\alpha_i = \alpha_l [C_1 (C_0)^{C_2} (25 Fr_l)^{C_5} + C_3 (B_0)^{C_4} F_{fl}] = 2646 W / (m^2 \cdot K)$$

6) 计算传热系数 (以传热外表面面积 A_0 为基准)

$$K_0 = \frac{1}{\frac{\beta}{\alpha_i} + r_{\Sigma} + \frac{1}{\alpha_{a,e}}} = \frac{1}{\frac{16.45}{2646} + 0.0048 + \frac{1}{84.92}} = 43.63 \text{ W / (m}^2 \cdot \text{K)}$$

7) 传热温差的初步计算

不计R134a的阻力对蒸发温度的影响: $\Delta t_m = \frac{t'_{a1} - t''_{a1}}{\ln \frac{t'_{a1} - t_0}{t''_{a1} - t_0}} = 16.8^\circ \text{C}$

8) 核算假设的 q_i

$$q_0 = K_0 \Delta t_m = 43.63 \times 16.8 = 733.0 \text{ W / (m}^2 \cdot \text{K)}$$

$$q_i = \frac{A_0}{A_i} q_0 = \beta q_0 = 16.45 \times 733.0 = 12058.2 \text{ W / (m}^2 \cdot \text{K)}$$

计算表明, 假设的 q_i 初值与核算值较接近, 故假设有效。

9) 确定蒸发器的结构尺寸

蒸发器所需的表面传热面积： $A'_i = \frac{\Phi_0}{q_i} = 0.97m^2$ $A'_0 = \frac{\Phi_0}{q_0} = 15.83m^2$

蒸发器所需传热管总长： $L' = \frac{A'_0}{A_0} = 35.61m$ (或 $L' = \frac{A'_i}{A_i} = 35.90m$)

传热管的实际总长度： $L = b_e n_1 n_L = 0.9 \times 12 \times 4 = 43.2m$

传热管的实际内表面传热面积： $A_i = 12 \times 4 \times \pi d_i \times 0.9 = 1.167m^2$

又 $\frac{A_i}{A'_i} = \frac{1.167}{0.97} = 1.203$ 说明换热面积的计算约有20%的裕度。

11) R134a的流动阻力及其对传热温差的影响

借助与其性能接近的R12的公式进行估算，然后予以修正。

$$\Delta p_{R12} = 5.986 \times 10^{-5} \times (\rho_i g_{m,i})^{0.91} \times L_t / d_i = 8.71 \text{ (式中: } L_t = n_L \cdot b_e \text{)}$$

而在其他条件相同情况下，R134a在管内的流动阻力比R12要高10%，

故： $\Delta p_{R134a} = 8.71 \times 1.1 = 9.581 \text{ kPa}$

蒸发温度的降低值 $\Delta t_0 = Z \cdot \Delta p_2$

对于R12，查140页的表4-4： $Z = 0.0883^\circ \text{C/kPa}$

则 $\Delta t_0 = 0.0883 \times 9.581 = 0.846^\circ \text{C}$

$t'_0 = t_0 + \Delta t_0 = 5 + 0.846 = 5.846^\circ \text{C}$

实际传热温差 $\Delta t' = \frac{(t'_{a1} - t'_0) - (t''_{a1} - t''_0)}{\ln\left(\frac{t'_{a1} - t'_0}{t''_{a1} - t''_0}\right)} = \frac{(27 - 5.846) - (17.5 - 5)}{\ln\left(\frac{27 - 5.846}{17.5 - 5}\right)} = 16.45^\circ \text{C}$

该温差比计算中所用温差约小2%，但实际设计面积裕度约20%，因而设计可靠。

12) 计算空气侧的流动阻力（整体式翅片）

空气的平均参数：
$$v_m = \frac{R_a T_m}{p_a} \left(\frac{1 + 0.0016 d_m}{1 + 0.001 d_m} \right) = 0.84 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$\rho_m = \frac{1}{v_m} = \frac{1}{0.84} = 1.19 \text{ kg} / \text{m}^3$$

空气流经平翅片管束（叉排排列），干工况下：

$$\Delta p_b = 1.2 \times 0.1107 \left(\frac{L_1}{d_e} \right) (\rho_1 u_{\max})^{1.7} = 61.39 \text{ Pa}$$

在湿工况下，由于凝结水在翅片表面上形成水膜，使空气流经蒸发器时流动阻力增大，故湿工况下的空气流阻应在干工况下的流阻 Δp_b 的基础上乘以修正系数 ψ ，

即：
$$\Delta p_w = \psi \Delta p_b = 61.39 \times 1.24 = 76.12 \text{ Pa}$$

其中： ψ 与析湿系数 ξ 有关，可由表4-7查取。

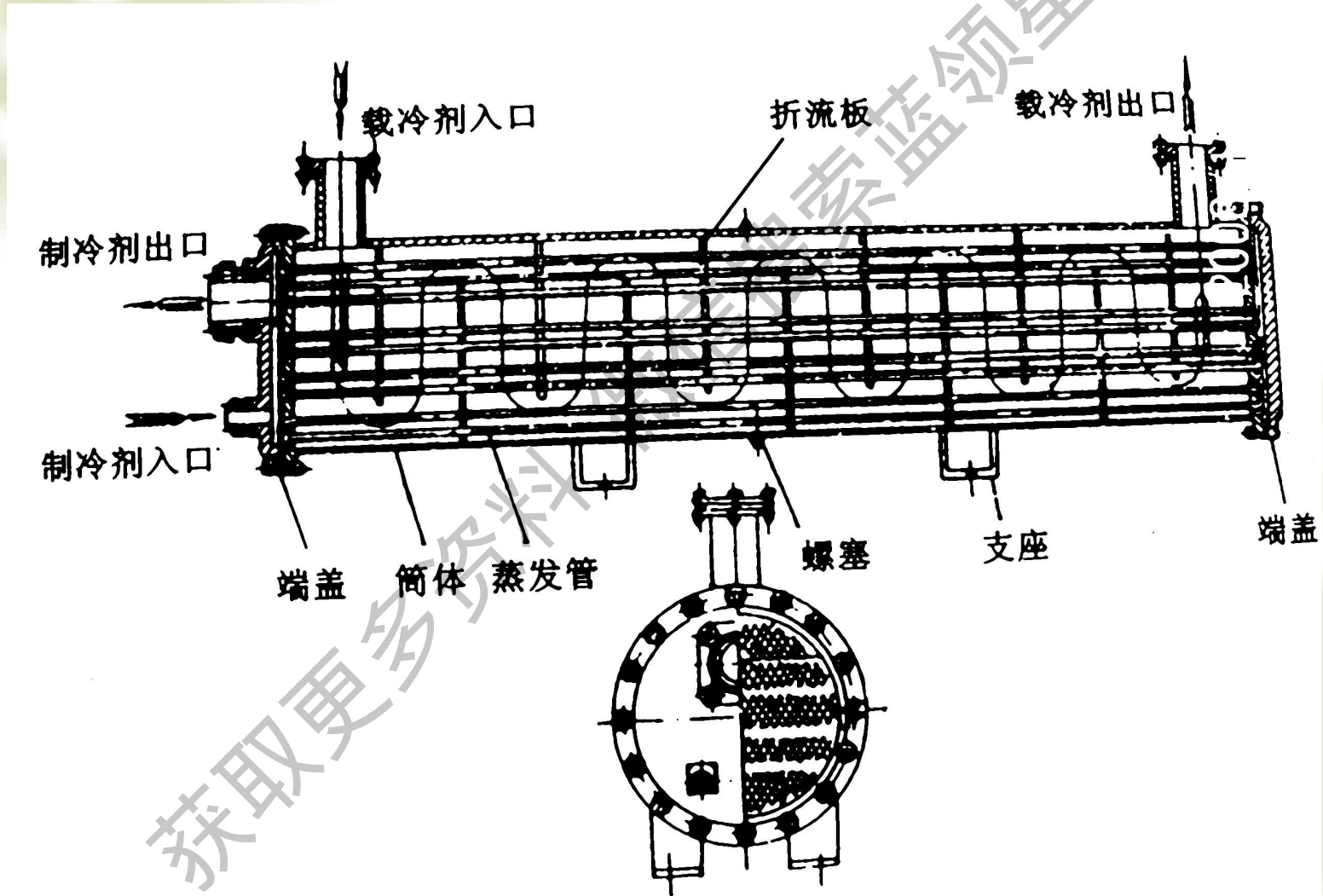


冷却液体型蒸发器的设计与计算

- ❖ 干式壳管式蒸发器的设计与计算
- ❖ 满液式蒸发器的设计原则

获取更多资料 微信: 领星设计

干式壳管式蒸发器的设计与计算



干式壳管式蒸发器的设计与计算

1、确定主要参数

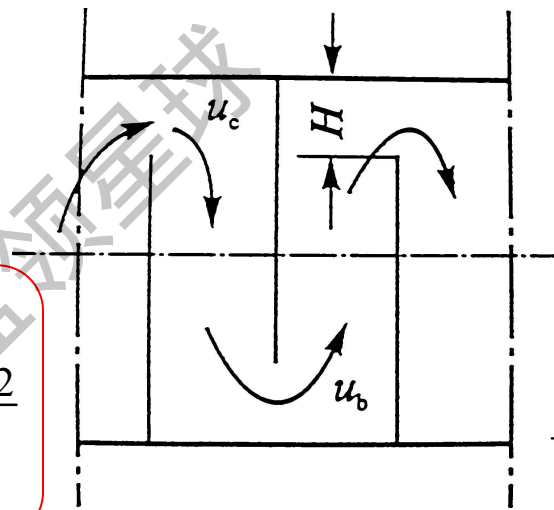
- (1) 确定制冷剂的质量流速；
- (2) 确定制冷剂与载冷剂的相对流向；
- (3) 确定制冷剂侧的流程数；
- (4) 确定制冷剂温降；
- (5) 确定折流板形状及数量；
- (6) 确定载冷剂侧污垢热阻；
- (7) 确定传热管形式。

2、流体流动阻力计算

1、管外载冷剂侧流动阻力（四部分）：

- (1)：流经进、出口管接头的阻力；
- (2)：流经折流板缺口的阻力；
- (3)：与管平行流动的阻力；
- (4)：横掠管束的阻力。

$$A_b = \frac{A_{b1} + A_{b2}}{2}$$

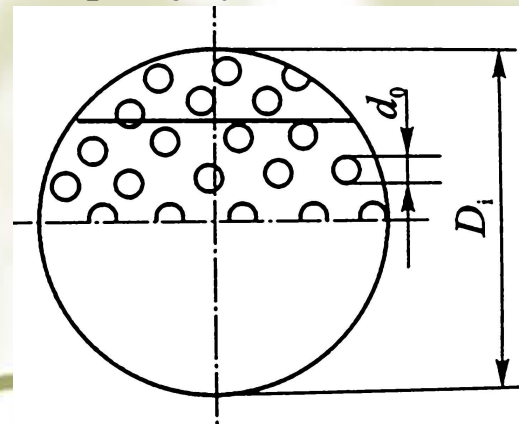


纵向流速 u_b : $u_b = \frac{q_V}{A_b}$ (折流板缺口中流速), $A_b = K_b D_i^2 - n_b \frac{1}{4} \pi d_0^2$

横向流速 u_c : $u_c = \frac{q_V}{A_c}$ (壳体中心线附近的流速), $A_c = (D_i - n_c d_0) s$

式中: q_V —— 载冷剂体积流量, m^3/s ;

A_b , A_c —— 折流板缺口面积和横向流通面积, m^2 ;



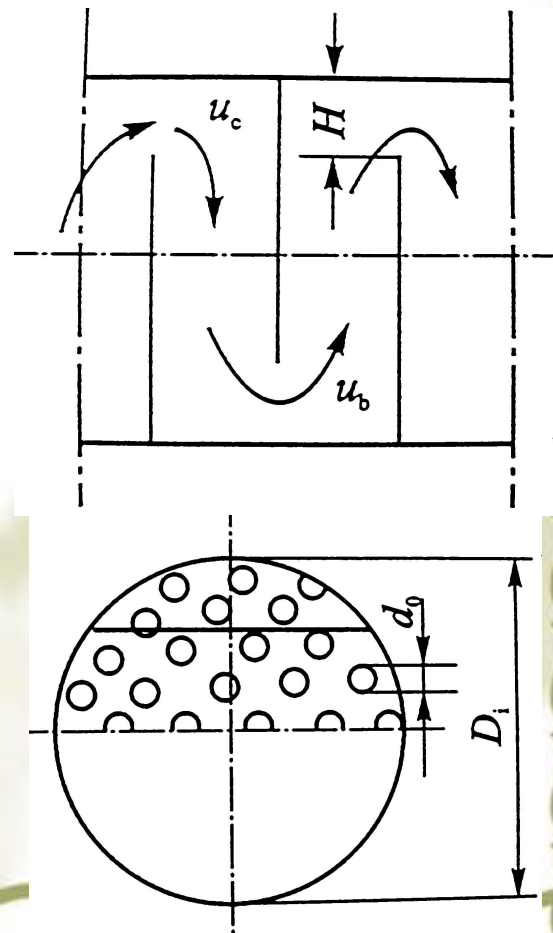
流经每块折流板的阻力： $\Delta p_b = 0.103 \rho u_b^2$

横掠管束的流动阻力： $\Delta p_c = 2n_c \xi \rho u_c^2$

式中： ξ —阻力系数：

层流时： $Re < 100$ ：
$$\xi = \frac{15}{Re \left(\frac{s_b - d_0}{d_0} \right)}$$

紊流：
$$\xi = \frac{0.75}{\left[Re \left(\frac{s_b - d_0}{d_0} \right) \right]^{0.2}}$$



2、管内制冷剂侧流动阻力：

$$\Delta p_i = \Delta p_l (\text{沿程阻力}) + \Delta p_m (\text{局部阻力})$$

气液两相流动时，制冷剂的沿程阻力： $\Delta p_l = \varepsilon_R \Delta p_l''$

$$\Delta p_l'' = fN \frac{l}{d_i} - \frac{1}{2} u''^2 \rho''$$

式中： $\Delta p_l''$ ——制冷剂饱和蒸汽流动时的沿程阻力，Pa；

u'' ——制冷剂饱和蒸汽流动时的流速，m/s；

ρ'' ——制冷剂饱和蒸汽的密度，kg/m³；

N——制冷剂的流程数；

ε_R ——两相流动时的阻力换算系数，与制冷剂种类及质量流速有关。

摩擦阻力系数： $f=0.3164\text{Re}''^{-0.25}$

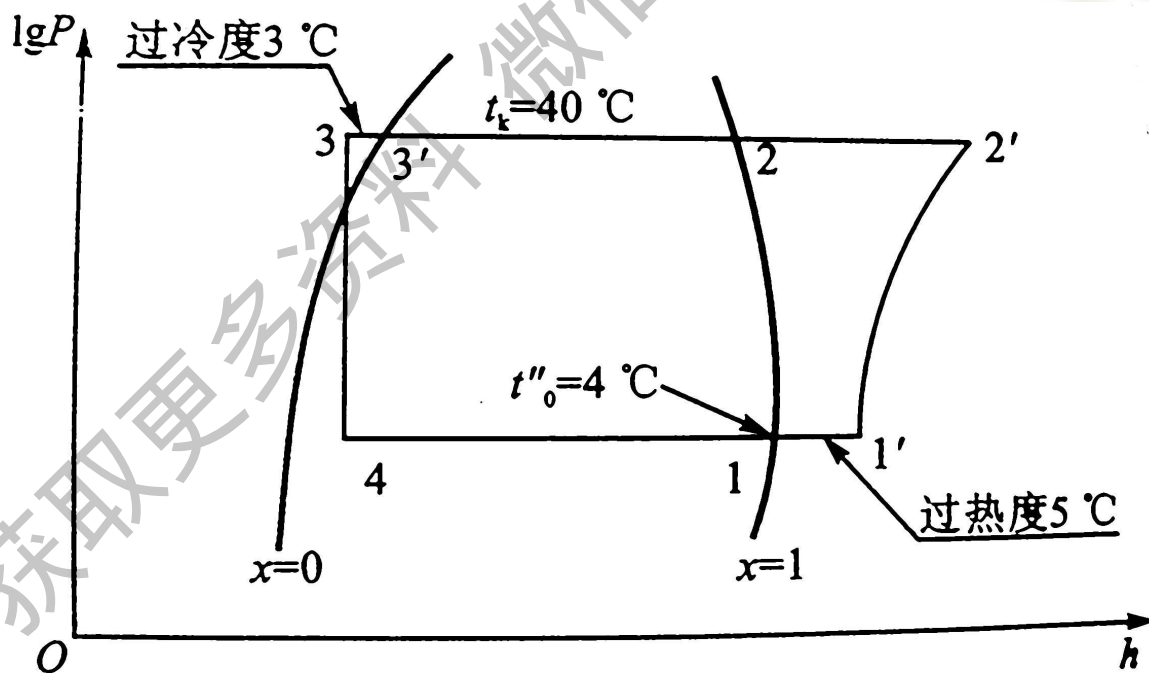
$$\text{Re}'' = \frac{u'' d_e}{\nu''}, (d_e \text{ 可用管内径 } d_i \text{ 代替}), \quad u'' = \frac{4q_{m,r}}{\rho'' Z \pi d_i^2}$$

式中： $q_{m,r}$ ——制冷剂的质量流量，kg/s；

Z_m ——每个流程的平均管束。

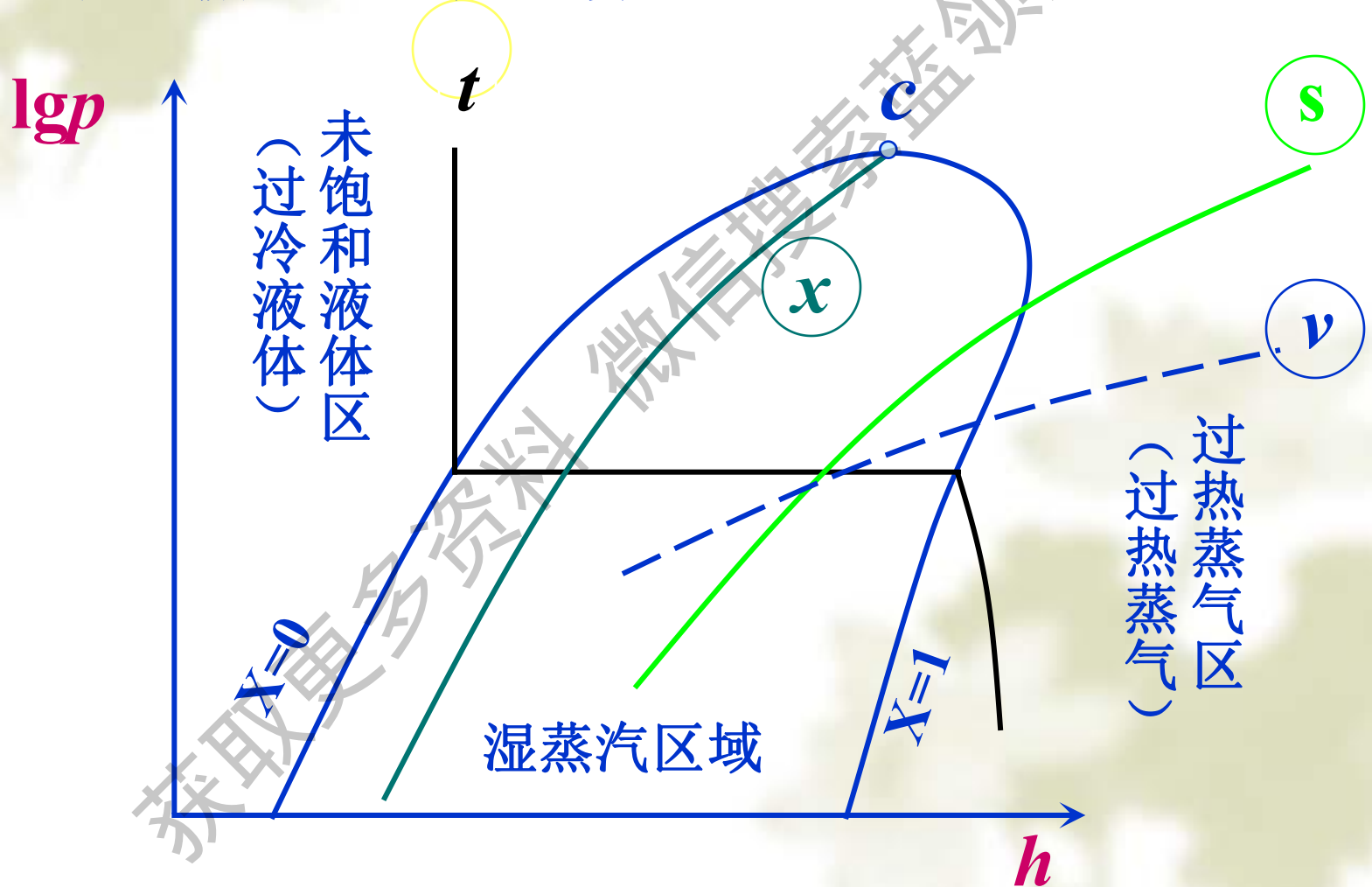
3、设计实例

设计一台与某型制冷压缩机配套用的干式壳管式蒸发器，制冷剂为R22。根据压缩机的性能曲线查得 $t''_0 = 4^\circ\text{C}$ 和 $t_k = 40^\circ\text{C}$ 的制冷量为 $\Phi_0 = 100\text{KW}$ 。已知：冷水进口温度 $t'_1 = 14^\circ\text{C}$ ，冷水出口温度 $t''_1 = 9^\circ\text{C}$ ，最低蒸发温度 $t''_0 = 4^\circ\text{C}$ ，冷凝温度 $t_k = 40^\circ\text{C}$ ，过热度 $\Delta t_0 = 5^\circ\text{C}$ ，过冷度 $\Delta t_0 = 5^\circ\text{C}$ 。

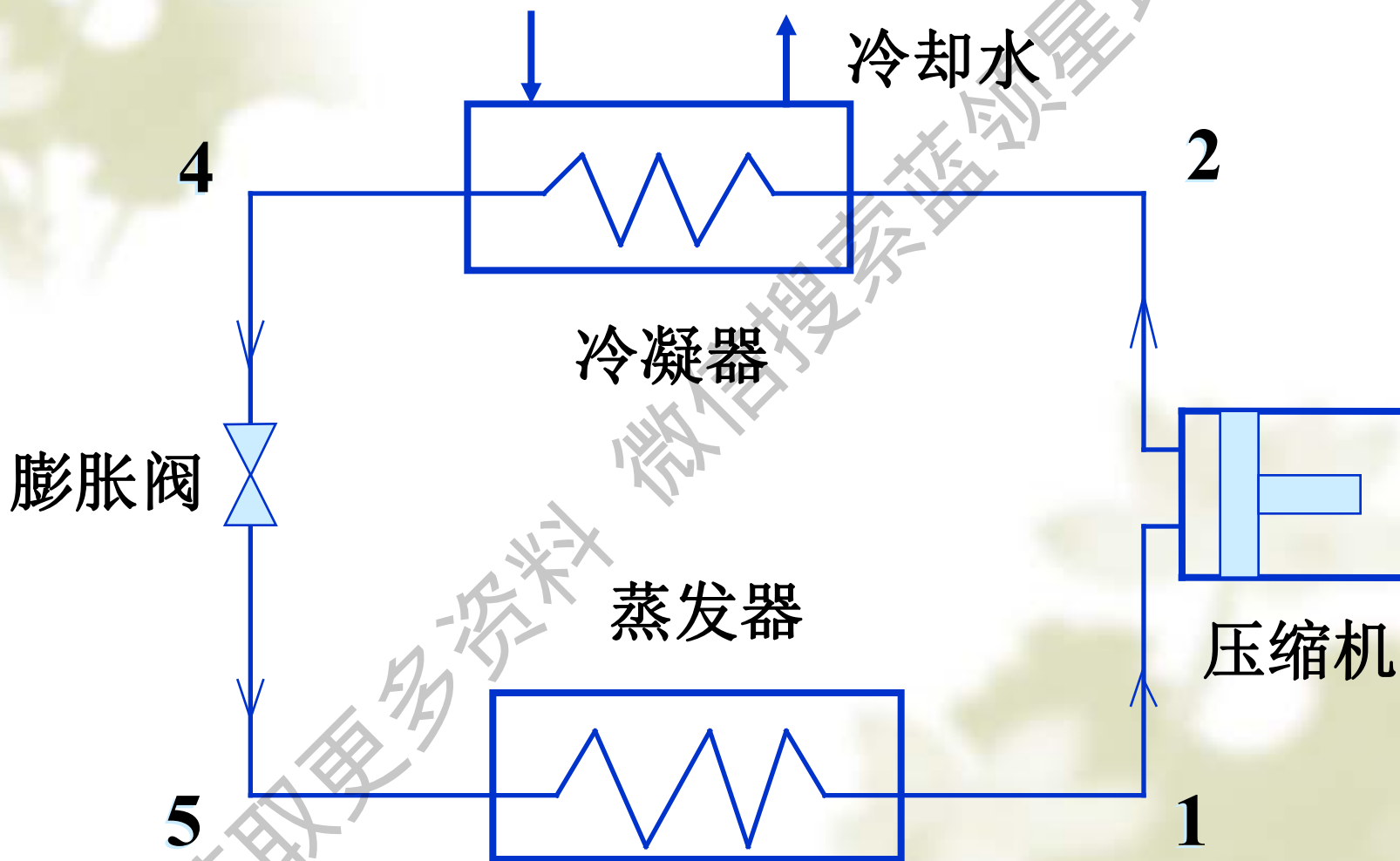


制冷剂的压焓图 ($\lg p-h$ 图)

用于致冷循环的热力计算

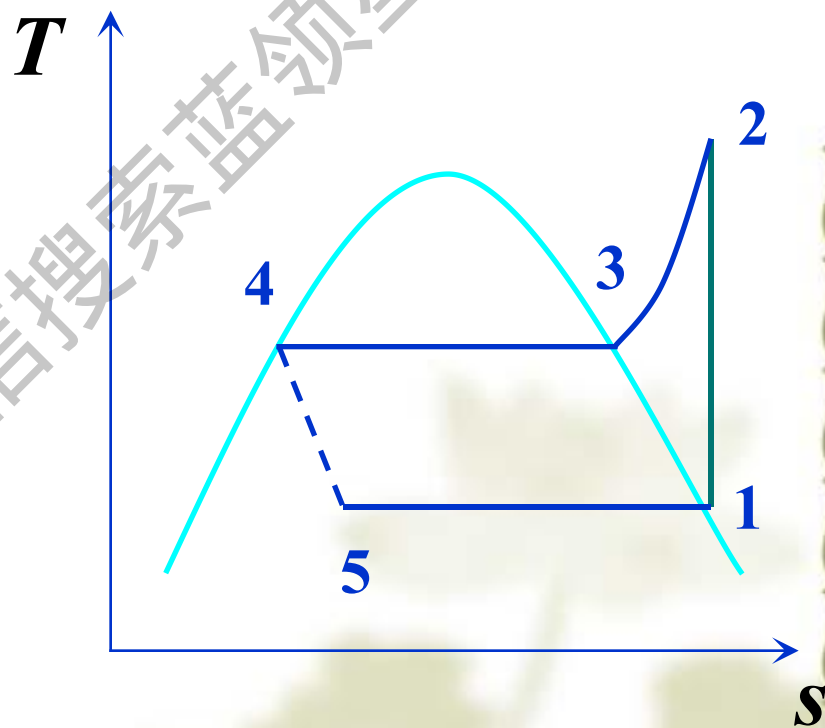
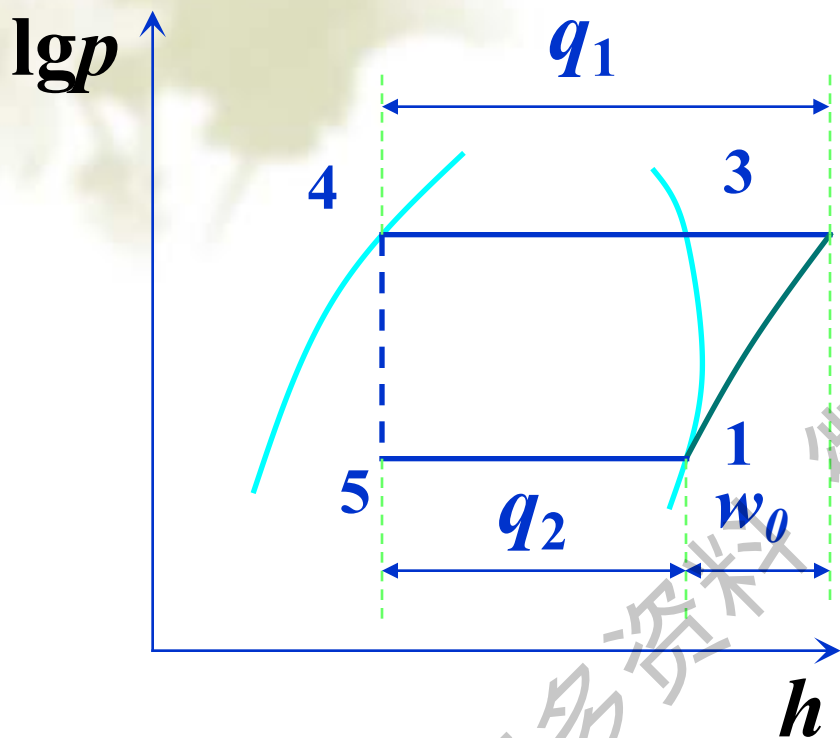


压缩致冷循环



工作原理图

蒸气压缩致冷在lg p-h图上的表示



1-2 压缩机中的压缩过程

4-5 节流过程

2-4 冷凝器中的放热过程

5-1 蒸发器中的吸热过程

蒸发器中吸热量

$$q_2 = h_1 - h_5 = h_1 - h_4$$

冷凝器中放热量

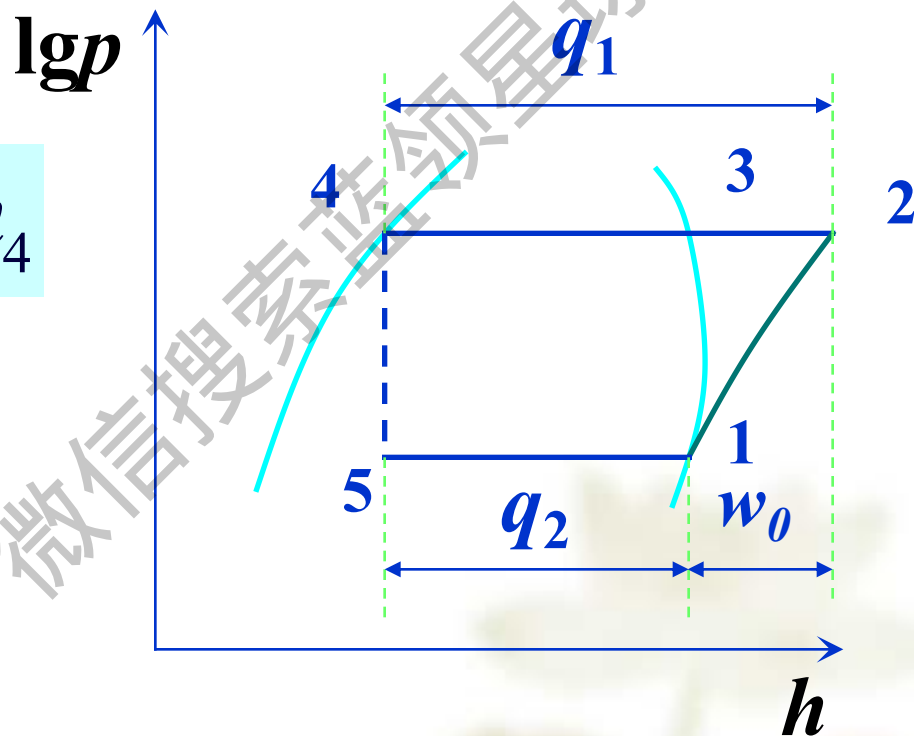
$$q_1 = h_2 - h_4$$

消耗的循环净功

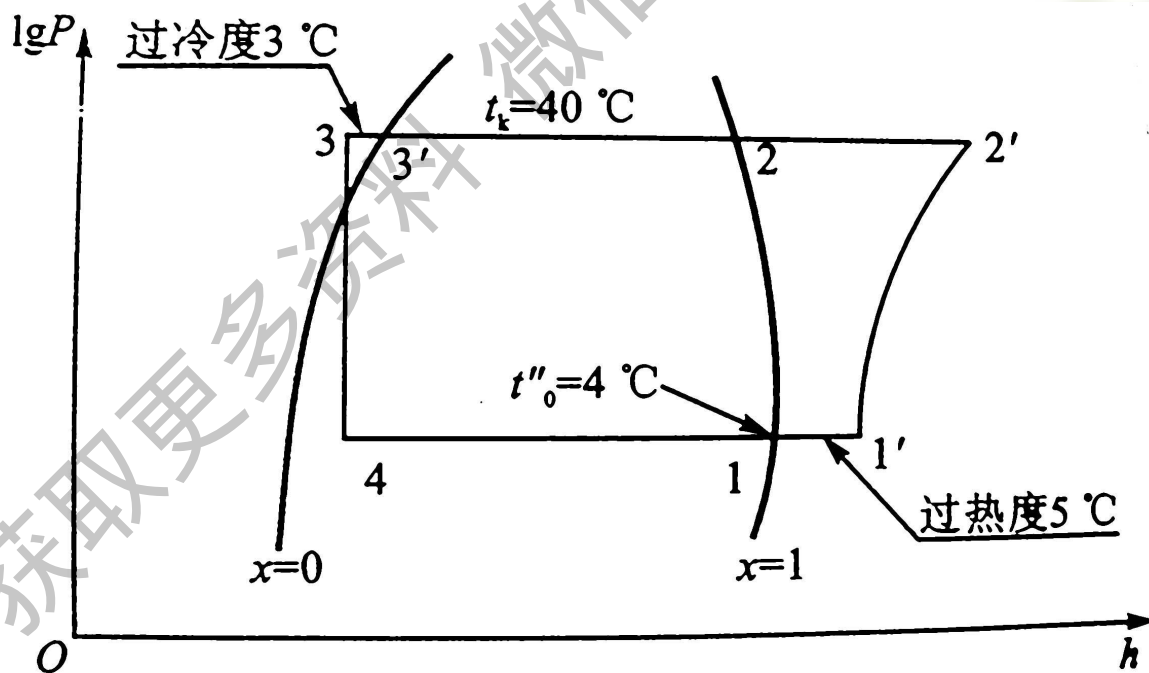
$$w_0 = h_2 - h_1$$

制冷系数

$$\varepsilon_1 = \frac{q_2}{w_0} = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1}$$



设计一台与某型制冷压缩机配套用的干式壳管式蒸发器，制冷剂为R22。
 根据压缩机的性能曲线查得 $t_0'' = 4^{\circ}\text{C}$ 和 $t_k = 40^{\circ}\text{C}$ 的制冷量为 $\Phi_0 = 100\text{KW}$ 。
 已知：冷水进口温度 $t_1' = 14^{\circ}\text{C}$ ，冷水出口温度 $t_1'' = 9^{\circ}\text{C}$ ，最低蒸发温度
 $t_0'' = 4^{\circ}\text{C}$ ，冷凝温度 $t_k = 40^{\circ}\text{C}$ ，过热度 $\Delta t_0 = 5^{\circ}\text{C}$ ，过冷度 $\Delta t_0 = 5^{\circ}\text{C}$ 。



1) 求制冷剂的质量流量和冷水的体积流量

循环的单位质量制冷剂的制冷量： $\Delta h = h_0'' - h_1 + c_p \Delta t$

式中： h_0'' — -4°C 时制冷剂饱和蒸汽的质量焓；

$c_p \Delta t_0$ —饱和蒸汽过热吸收的热量； h_1 —过冷液的质量焓。

由R22的压-焓图及相关热力性质表查得 $h_0'' = 406.796 \text{ kJ/kg}$ ，

$h_1 = 245.73 \text{ kJ/kg}$ ， $c_p = 0.6532 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$ 。

$$\Delta h = 406.796 + 0.6532 \times 5 - 245.73 = 164.33 \text{ kJ/kg}$$

制冷剂的质量流量： $q_{m,r} = \frac{\Phi_0}{\Delta h} = \frac{100}{164.33} = 0.6085 \text{ kg/s}$

冷水的体积流量：

$$q_{v1} = \frac{\Phi_0}{\rho_1 c_{p1} (t_1' - t_1'')} = \frac{100}{1000 \times 4.187 \times (14 - 9)} = 4.777 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

2) 蒸发器结构的初步规划

传热管选取 $\phi 12 \times 1 \text{mm}$ 的铜管，管束按正三角形排列，管间距取 16mm ，壳体内径 $D_i = 308 \text{mm}$ ，流程数 $N = 4$ ，总管数 $Z = 277$ ，则每一流程平均管数 $Z_m = 69$ ，管长 $l = 1960 \text{mm}$ ，折流板数 $N_b = 19$ ，折流板间距 $s_1 = 130 \text{mm}$ ， $s_2 = 85 \text{mm}$ ，管板厚 $\delta_B = 32 \text{mm}$ ，折流板厚折流板上缺口高 $H_1 = 64 \text{mm}$ ，折流板下缺口高 $H_2 = 64 \text{mm}$ ，上缺口内含管数 $n_{b1} = 37$ ，下缺口内含管数 $n_{b2} = 33$ ，壳体中心线附近含管数 $n_c = 19$ 。

蒸发器外侧总面积 A_1 :

$$A_1 = \pi \cdot d_0 \cdot (l - 2\delta_B) \cdot Z_m \cdot N = 19.72 \text{m}^2$$

有效传热面积 A_{1e} :

$$A_{1e} = \pi d_0 N Z_m (l - 2\delta_B - N_b \delta_b) = 18.74 \text{m}^2$$

3) 计算管外水的表面传热系数（水横向冲刷管束的换热系数）

用下标“1”表示管外冷水的参数，

平均流速（几何平均值）： $u_1 = \sqrt{u_b u_c}$

其中：横向流速 $u_c = \frac{q_{v1}}{A_c}$ 纵向流速 $u_b = \frac{q_{v1}}{A_b}$

A: 计算横向流速 $u_c = \frac{q_{v1}}{A_c}$

折流板的平均间距（加权平均数）： $s = \frac{2s_1 + 18s_2}{N_b + 1} = 0.0895m$

横向流通面积： $A_c = (D_i - n_c d_0)s = 7.16 \times 10^{-3} m^2$

横向流速： $u_c = \frac{q_{v1}}{A_c} = \frac{4.777 \times 10^{-3}}{7.16 \times 10^{-3}} = 0.6672 m/s$

B: 计算纵向流速 $u_b = \frac{q_{v1}}{A_b}$

折流板上下缺口面积： $A_{b1} = K_{b1} D_i^2 - n_{b1} \times \frac{1}{4} \pi d_0^2 = 7.07 \times 10^{-3} m^2$

$$A_{b2} = K_{b2} D_i^2 - n_{b2} \times \frac{1}{4} \pi d_0^2 = 6.27 \times 10^{-3} m^2$$

上下缺口面积的平均值： $A_b = \frac{A_{b1} + A_{b2}}{2} = 6.67 \times 10^{-3} m^2$

纵向流速： $u_b = \frac{q_{V1}}{A_b} = \frac{4.777 \times 10^{-3}}{6.67 \times 10^{-3}} = 0.7162 m/s$

横向截面上流速 u_c 与折流板缺口处的纵向流速 u_b 的几何平均值：

$$u_1 = \sqrt{u_b u_c} = 0.6912 m/s$$

冷水的平均温度： $t_1 = \frac{t_1' + t_1''}{2} = 11.5^\circ C$

在定性温度 t_1 下的雷诺数： $Re_1 = \frac{u_1 d_0}{\nu_1} = 6609.08$

管外冷水侧表面传热系数：

$$\alpha_1 = 0.22 \frac{\lambda_1}{d_0} Re_1^{0.6} Pr_1^{0.33} = 4354 W / (m^2 \cdot K)$$

4) 计算管内沸腾表面传热系数 α_2

用下标“2”表示管内制冷剂参数，

假设按内侧传热表面 A_i 计算的热流密度 $q_i > 4000 \text{ W/m}^2$ ，则管内沸腾传热系数可按（4-2）计算。

$$\text{每根管中R22的质量流量: } q_{m,ri} = \frac{q_{m,r}}{Z_m} = \frac{0.6085}{69} = 0.00882 \text{ kg/s}$$

$$\text{质量流速 } g_{m2} = \frac{q_{m,ri}}{\frac{\pi}{4} d_i^2} = \frac{0.00882}{\frac{\pi}{4} \left(\frac{10}{1000}\right)^2} = 112.3 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$$

由表4-2查得 $a = 2.41 \times 10^{-2}$

$$\alpha_2 = 57.8a \frac{q_i^{0.6} g_m^{0.2}}{d_i^{0.2}} = 57.8 \times 2.41 \times 10^{-2} \times q_i^{0.6} \times \frac{112.3^{0.2}}{0.01^2} = 8.995 q_i^{0.6}$$

α_2 由 q_i 确定，单位为 $\text{W/(m}^2 \cdot \text{s)}$

5) 计算阻力及传热温差

制冷剂饱和蒸汽流速: $u'' = \frac{4q_{m,r}}{\rho'' Z_m \pi d_i^2} = 4.525 \text{ m/s}$

饱和蒸汽的雷诺数: $\text{Re}'' = \frac{u'' d_i}{\nu''} = 0.9273 \times 10^5$

摩擦阻力系数: $f = 0.3164 \text{Re}''^{-0.25} = 0.018$

制冷剂饱和蒸汽沿程阻力: $\Delta p_r'' = f N \frac{l}{d_i} \frac{1}{2} u''^2 \rho'' = 3585 \text{ Pa}$

两相流动时制冷剂沿程阻力: $\Delta p_1 = \varepsilon_R \Delta p_r'' = 2.66 \text{ kPa}$

其中: 由表4-10查得 $\varepsilon_R = 0.742$

总阻力: $\Delta p_i = 5 \Delta p_1 = 13.3 \text{ kPa}$

在 4°C 附近, 压力每变化 100 kPa , 饱和温度约变化 5.6°C

故蒸发器制冷剂进口温度: $t'_0 = t''_0 + 5.6 \Delta p_i = 4.745^\circ\text{C}$

对数平均温差: $\Delta t = \frac{(t'_1 - t'_0) - (t'_1 - t''_0)}{\ln \frac{t'_1 - t'_0}{t'_1 - t''_0}} = 6.91^\circ\text{C}$

6) 计算热流密度及传热系数

$$\text{传热系数: } K_1 = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_2} + r_{d_2}\right) \frac{d_0}{d_i} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{d_0}{d_m} + \left(\frac{1}{\alpha_1} + r_{d_1}\right)}$$
$$= \frac{1}{\frac{0.1334}{q_i^{0.6}} + 3.8554 \times 10^{-4}}$$

按内侧表面计算的热流密度 q_i 与按外侧表面计算的热流密度 q_0 的关系:

$$q_i = \frac{12}{10} \times \frac{1}{\frac{0.1334}{q_i^{0.6}} + 3.8554 \times 10^{-4}} \times 6.91$$

解得 $q_i = 8565 \text{ W/m}^2$, 由此可知 $q_i > 4000 \text{ W/m}^2$ 的假定正确, 所以 α_2 的计算式使用合理。

按外表面计算的热流密度: $q_0 = q_i \frac{d_i}{d_0} = 7137.5 \text{ W/m}^2$

$$K_1 = \frac{1}{\frac{0.1334}{8565^{0.6}} + 3.8554 \times 10^{-4}} = 1032.695 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

7) 计算传热面积

根据 q_0 得所需面积的计算值：
$$A_{1cal} = \frac{\Phi_0}{q_0} = \frac{100 \times 10^3}{7137.5} = 14.01 m^2$$

在上述计算中，没有考虑蒸发器出口处R22蒸汽的过热度对传热系数的影响。

根据试验，当过热度提高到 $5^{\circ}C$ 时，传热系数下降30%，

实际传热面积：
$$A_{1req} = A_{1cal} \times 1.3 = 18.213 m^2$$

与初步规划中所定的有效传热面积 $18.74 m^2$ 相比，只差2.8%，故初步规划是合适的。

