

冰箱用箱壁式冷凝器的传热面积确定

Making a Determination of the Heat Transfer Area of
a pipe-wall Condenser in Use for Refrigerator

揭基华

(华中理工大学制冷教研室 湖北 430074)

冰箱用箱壁式冷凝器是将传热管(蛇形管)紧密粘贴在箱壁(金属板)内侧而成的一种“内藏式”冷凝器。金属板作为整体在冷凝器中起散热肋片作用。在这种型式的冷凝器中,传热管与箱壁的接触面积很小(线接触),传热管在箱壁内侧而不与空气接触,参与散热的传热面积仅是起肋片作用的箱壁,因此,确定箱壁式冷凝器的散热面积实际上也就是归结为确定起肋片作用的有效箱壁面积。

1. 箱壁式冷凝器的传热特点

箱壁式冷凝器中,向外界散发热量主要是通过起肋片作用的箱壁实现的。由于管内制冷剂的凝结换热系数较空气侧的换热系数大得多,因此冷凝器的换热热阻主要是外界侧壁面与空气之间的换热热阻。对冰箱用箱壁式冷凝器,壁外空气自然对流换热系数通常不大,而辐射换热强度则较之自然对流换热强度还要大,因此在进行箱壁式冷凝器的传热计算时,我们可以不考虑管内制冷剂凝结换热而只同时考虑管外空气侧自然对流换热及辐射换热。

2. 空气侧自然对流换热系数及辐射换热系数关系式

竖壁与空气之间的自由运动换热系数可用米海耶夫经验公式计算,即:

$$Nu = C (Gr \times Pr)^n \quad \dots\dots (1)$$

对冰箱用箱壁式冷凝器,由于壁面有效高度及壁面与空气间温差的影响,其Gr数与Pr数的乘积一般都大于 2×10^7 ,因此上式应用于箱壁式冷凝器的空气侧自由运动换热计算时,可简化成:

$$\alpha_{or} = B (t_w - t_a)^{1/3} \quad [W / (m^2 \cdot K)] \quad \dots\dots (2)$$

式中 t_w —冷凝器外壁面平均温度(°C); t_a —空气平均温度(°C)。

下表给出两种大气压力下几种不同温度的空气的B值:

大气压力 (bar)	t_a (°C)			
	20	30	40	50
0.980665	1.58	1.54	1.50	1.48
1.01325	1.65	1.61	1.58	1.54

在考虑冷凝器与外界辐射换热时，当冰箱置于大空间时，其外界温度可处理成外界空气温度；当冰箱置于小空间时，外界温度应为空间墙壁温度。当按小空间处理时，空间墙壁表面积仍较冷凝器表面积大得多，依据传热理论，冷凝器与室内壁面之间的辐射换热量可由下式计算：

$$Q_r = 5.67 \varepsilon A_c \left[\left(\frac{T_w}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_r}{100} \right)^4 \right] \quad (\text{W}) \quad \dots\dots (3)$$

式中： ε —冷凝器外壁面黑度，对白漆 $\varepsilon=0.85$

A_c —冷凝器外壁面有效面积 (m^2)

T_w —冷凝器外壁面平均绝对温度 (K) T_r —室内墙壁平均绝对温度 (K)

为了计算方便，引入相当辐射换热系数 α_{or} ，并与自然对流换热的传热温差一致，即：

$$\alpha_{or} = 5.67 \varepsilon \frac{\left(\frac{T_w}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_r}{100} \right)^4}{t_w - t_a} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad \dots\dots (4)$$

3. 制冷剂过热蒸汽温度对换热强度的影响

在冰箱中，进入冷凝器的制冷剂均为过热蒸汽，而空气的自然对流换热量及辐射换热量均与传热温差有较大关系，无疑，在冷凝器中的换热初始阶段（称为过热段），其传热温差要比后一阶段（称为饱和段）大得多，显然在相同传热面积条件下，过热段的换热量要比饱和段的换热量大，因此，在冰箱用冷凝器传热计算时必须对过热段和饱和段分别进行计算。

4. 箱壁式冷凝器的分段计算法

在箱壁式冷凝器中，由于没有管壁与空气之间的换热而只有竖壁与空气之间的换热，因此式(2)和式(4)中的传热温差 $t_w - t_a$ 应是竖壁的平均温度与空气温度之差，根据肋效率的定义：

$$\eta_f = \frac{t_s - t_a}{t_b - t_a}$$

式中 t_b 为竖壁与管相接触处温度即管外壁温度。由于紫铜管导热系数很大，忽略管壁热阻， t_b 可用管内制冷剂温度 t_i 代替，即有：

$$t_s - t_a = (t_i - t_a) \eta_f \quad \dots\dots (5)$$

则(2)、(4)式应分别写成：

$$\alpha_{or} = B \left[(t_i - t_a) \eta_f \right]^{1/3} \quad [\text{W}] \quad \dots\dots (6)$$

$$\alpha_{or} = 5.67 \varepsilon \frac{\left(\frac{T_w}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_r}{100} \right)^4}{(t_i - t_a) \eta_f} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad \dots\dots (7)$$

对过热段，管内温度 t_i 逐渐从过热温度 t_s 降到饱和蒸汽温度（即冷凝温度 t_c ），因此，对过热段：

$$t_i - t_a = \frac{t_s - t_k}{\ln \frac{t_s - t_a}{t_k - t_a}} \quad (^\circ\text{C})$$

对饱和段, 制冷剂在管内的温度保持不变(一般制冷剂在冰箱门框防露管中才过冷), 则对饱和段:

$$t_i - t_a = t_k - t_a$$

依据传热理论, 肋效率由下式计算:

$$\eta = \frac{t h (m h)}{m h} \quad \dots\dots (8)$$

$$\text{其中 } m = \sqrt{\frac{2(\alpha_{or} + \alpha_{ar})}{\lambda \delta}} \quad \dots\dots (9)$$

式中: h — 每根水平管上的肋高 (m)

λ — 箱壁材料导热系数 [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$]

δ — 箱壁材料厚度 (m)

分析 (6)、(7)、(8)、(9) 式可知, α_{or} 、 α_{ar} 均各自为 η 的函数, 而 η 又与 $(\alpha_{or} + \alpha_{ar})$ 有关, 因此求解 α_{or} 及 α_{ar} 应采用试凑法。其方法是: 对过热段和饱和段, 分别假定 $(\alpha_{or} + \alpha_{ar})$ 之值, 由 (8)、(9) 式求出 η , 再由 (6)、(7) 式计算 α_{or} 及 α_{ar} , 使 α_{or} 与 α_{ar} 之和与假定值相等。这样, 依据各段热负荷及传热温差计算各段所需传热面积, 所需总传热面积为各段计算面积之和。

5. 箱壁式冷凝器传热面积计算示例

确定总冷凝热负荷 $Q_k = 180\text{W}$ 的某冰箱所需有效箱壁传热面积。

取冷凝温度 $t_k = 50^\circ\text{C}$, 压缩机出口过热蒸汽温度为 80°C , 空气温度为 $t_a = 32^\circ\text{C}$, 冰箱设置预冷盘管及门框防露管, 制冷剂出防露管温度为 35°C , 以 R12 为制冷剂。

(1) 过热段及饱和段热负荷

取预冷盘管和防露管中散发的热量分别占总冷凝负荷的 7% 和 40%, 则可求得过热段热负荷及饱和段热负荷分别占总冷凝热负荷的 8% 和 45%, 即过热段热负荷 $Q_k' = 14.4\text{W}$, 饱和段热负荷 $Q_k'' = 81\text{W}$ 。

(关于冰箱用冷凝器的热负荷确定请参阅本刊 1994 年第 1 期《冰箱用丝管式冷凝器设计计算》)

(2) 过热段及饱和段传热面积

取箱壁钢板导热系数 $\lambda = 45 [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$, 厚度 $\delta = 1.2 \text{ mm}$, 蛇管相邻上下管间距为 60 mm (则肋高为 30 mm), 空间壁面温度 $T_s = 298\text{K}$ 。

对过热段, 由 (6)、(7)、(8)、(9) 式可得:

$$\alpha_{or}' = 4.34 \eta'^{1/3}$$

$$\alpha_{ar}' = 7.46/\eta'$$

$$\eta' = \frac{\text{th}(0.03 m')}{0.03 m'}$$

$$m' = \sqrt{37.04 (\alpha_{cf}' + \alpha_{cf}'')}$$

经试凑计算得 $\alpha_{cf}' = 4.16$ (W/m²·C), $\alpha_{cf}' = 8.47$ (W/m²·C), 则过热段所需传热面积:

$$A_1' = \frac{Q_1'}{(\alpha_{cf}' + \alpha_{cf}'') \eta_1' (t_1 + t_2)} = 0.0524 \text{ (m}^2\text{)}$$

对饱和段, 有:

$$\alpha_{cf}'' = 3.93 \eta_1''^{1/3}$$

$$\alpha_{cf}'' = 7.67 / \eta_1''$$

$$\eta_1'' = \frac{\text{th}(0.03 \text{ m}'')}{0.03 \text{ m}''}$$

$$m'' = \sqrt{37.04 (\alpha_{cf}'' + \alpha_{cf}''')}$$

经试凑计算得 $\alpha_{cf}'' = 3.765$ (W/m²·C), $\alpha_{cf}'' = 8.726$ (W/m²·C), 则饱和段所需传热面积:

$$A_1'' = 0.4096 \text{ (m}^2\text{)}$$

(3) 冷凝器整体布置

箱壁总有效面积 $A_1 = A_1' + A_1'' = 0.462 \text{ (m}^2\text{)}$

取箱壁内侧蛇管有效宽度 $b = 0.4 \text{ m}$, 则箱壁散热有效高度:

$$H = \frac{A_1}{b} = 1.155 \text{ (m}^2\text{)}$$

将蛇管布置在箱体背面和一个侧面上, 每面蛇管水平根数各为 10 根, 则实际箱壁有效散热面积为 0.48 m^2 . 两面箱壁传热有效高度各为 0.6 m^2 .

(参考文献 略)

[国内信息]

台佳机构向全国 50 多所大专院校赠送制冷机组

1994 年 11 月 19 日在西安交通大学科技馆隆重举行了台佳机构西安分公司向西北地区有关大专院校赠送 SJC-05H 型制冷机组的赠机仪式, 由分公司经理王宏主持。陕西省制冷学会副理事长吴业正、西安市制冷学会理事长杨磊以及西安交大副校长束鹏程、西安建筑科技大学副校长吴克明、西北建筑工程学院副院长霍维国等人分别在仪式上讲了话。

出席仪式的除了接受馈赠的西安交通大学、西安建筑科技大学、西安建筑工程学院三所院校的有关系、部、教研室的领导和教职工代表之外,

还有陕西省制冷学会副理事长陆耀庆、省工商局局长周瑛、省政协主席等领导以及有关设计院、研究所、制冷公司的代表等共 200 多人。

台佳为台资企业, 本部在台北, 董事长徐振东。受国内改革开放政策的鼓舞, 到大陆投资建厂, 今已由最初的 50 万美元投资额积累至近千万美元, 成为拥有 18 个销售分公司、12 个制造厂的集产、供、销于一体的集团性制冷公司。为了支持大陆的文化教育事业, 此次由设在大陆的 18 家公司分别为全国 50 多所大专院校赠送了约 50 多台制冷机组。 (特约通讯员 郑爱平)