

冰箱板管式冷凝器空气侧换热研究

王石 陈林辉 易佳婷 伍志辉 田怀璋
(西安交通大学制冷与低温工程系)

摘要 建立了用于计算板管式冷凝器空气侧换热的数学模型,模型中考虑了背板的非等温特性,确定了背板表面传热系数的计算公式,并讨论了影响空气侧换热的因素。另外还通过板管式冷凝器的换热实验验证了模型的可靠性。

关键词 板管式冷凝器 表面传热系数 非等温平板

HEAT TRANSFER RESEARCH ON AIR SIDE OF TUBE-PLATE CONDENSER OF REFRIGERATOR

Wang Shi Chen Linhui Yi Jiating Wu Zhihui Tian Huaizhang
(Refrigeration and Cryogenic Engineering, Xi'an Jiaotong University)

ABSTRACT A simulation model is developed to calculate the heat transfer on air side of tube-plate condenser and the heat convection coefficients for the outer plate are compared in the model including the non-isothermal characteristics. The results of heat transfer are compared with the experimental ones, which shows that the model and the calculation method are practical.

KEY WORDS Tube-plate condenser Heat convection coefficient Non-isothermal plate

引言

传统冰箱采用丝管式冷凝器,由于暴露在外,易受损,且易积灰产生附加热阻,明显降低了冷凝器的传热性能,因此目前市面上的冰箱大都采用内藏板管式冷凝器(结构如图1所示),其盘管在发泡层内,通过铝箔压紧在钢板上,一般固定在冰箱的背面或侧面。背板显著增加了换热器的换热面积,但同时小部分热量会透过冰箱绝热层进入冰箱内

部,形成漏热。目前,国内外对板管式冷凝器换热性能的实验研究及理论分析的文献不多。板管式冷凝器的传热热阻主要存在于空气侧。由于在传热过程中制冷剂的温度沿着冷凝盘管递减,背板是非等温平板,而一般工程计算中将背板当成等温平板粗略计算其空气侧自然对流换热及辐射换热,所以引起较大的误差。

为准确计算板管式冷凝器空气侧的换热,研究板管式冷凝器的换热性能,本文建立了数学模型,考虑了整个背板的非等温特性,通过仿真计算分析了盘管入口温度、流量及换热器几何尺寸的变化对空气侧换热性能的影响,并在实际冰箱板管式冷凝器盘管中通入热水,对其进行换热实验,验证了模型的可靠性。

1 模型与求解

板管式冷凝器的热传递主要由以下几部分组成:

- ① 蛇行盘管传递给背板的热量;
- ② 背板传递给空气的热量,包括自然对流换热及辐射换热;

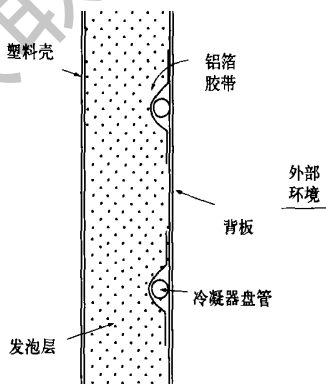


图1 板管式冷凝器结构

③ 绝热层漏热量。

模型作了以下假设和简化：

- ① 平板当作冷凝盘的翅片；
- ② 冷凝器传热沿径向，忽略沿管轴向与周长方向的传热；
- ③ 水平管重力场不做功，忽略蛇形盘管弯头对传热的影响；
- ④ 各微元控制体内物性参数为常数；
- ⑤ 单个控制体微元上的平板当作等温平板。

在上述假定下，将板管式冷凝器简化为直管水平冷凝器，沿着管长将盘管划分为若干微元，如图 2 所示。

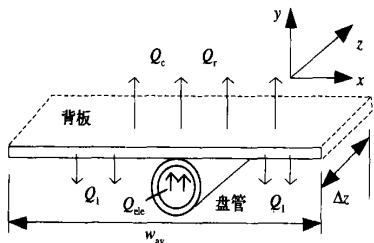


图 2 微元段换热图示

微元背板平均宽度 w_{av} 按下式计算。

$$w_{av} = \frac{\text{背板总面积}}{\text{在背板上的盘管总长度}} \quad (1)$$

稳定状态下，单个控制体微元段管内侧的换热量等于微元平板上自然对流换热、辐射换热以及向绝热层的漏热三者之和。

$$Q_{ele} = Q_c + Q_r + Q_l \quad (2)$$

单个控制体微元平板侧换热采用下述定义的平板平均温度计算^[1]。

$$T_{pl,av} = \eta_{pl}(T_o - T_\infty) + T_\infty \quad (3)$$

$$\eta_{pl} = [\tanh(m w_{av}/2)] / [m w_{av}/2] \quad (4)$$

$$m = \sqrt{h_o \Delta z / k_f / A_c}$$

h_o 为微元平板外的表面换热系数，与平板表面平均温度有关，需迭代求解。单个微元的辐射换热量和自然对流传热量可分别按下式计算。

$$Q_r = h_r(T_{pl,av} - T_{air}) \quad (5)$$

$$Q_c = h_c(T_{pl,av} - T_{air}) \quad (6)$$

这里辐射等效换热系数 h_r 如下。

$$h_r = \epsilon \sigma \frac{(T_{pl,av}^4 - T_\infty^4)}{(T_{pl,av} - T_\infty)} \quad (7)$$

虽然过去几十年对竖直平板自然对流传热进行了广泛研究，并提出了许多传热系数计算关联式，但几乎都是针对等壁温或等热流密度边界条件。对于冰箱管板式冷凝器这类非均匀竖直平板自然对流传热，目前还没有公认的计算关联式。为此，本文将通过对 3 个竖板局部传热系数计算公式和 3 个竖板平均传热系数计算公式的研究确定最适合本文模型的自然对流传热系数计算关联式。背板透过绝热层向箱体的漏热可按下式近似计算。

$$Q_l = \frac{\lambda_{adi} A}{\delta_{adi}} (T_{pl,av} - T_{adi}) \quad (8)$$

微元段管内工质对平板的换热 Q_{ele} 由下式计算：

$$Q_{ele} = U A_{ele} (T_{ref} - T_o)_{ele} \quad (9)$$

其中 $\frac{1}{U A_{ele}} = R_{toti,ele} = R_i + R_l + R_{con}$

$$R_i = \frac{1}{h_i A_i} \quad (10)$$

h_i 按下式计算：

$$Nu = \begin{cases} 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3}, & Re \geq 10^4 \\ 0.46 Re^{0.5} Pr_f^{0.43} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0.25} \left(\frac{d}{l}\right)^{0.4}, & Re \leq 2200 \\ 0.012 (Re^{0.87} - 280) Pr_f^{0.4} \left[1 + \left(\frac{d}{L}\right)^{2/3}\right] \times \\ \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0.11}, & 2200 \leq Re \leq 10^4 \end{cases} \quad (11)$$

$$R_l = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi \lambda \Delta z} \quad (12)$$

$$R_{con} = \frac{t_{con}}{\lambda_{pl} \Delta z \left(\frac{dt}{2}\right)} \quad (13)$$

其中 t_{con} 是接触厚度。发泡后，铝箔胶带和蛇行管以及平板紧密结合，实际的接触厚度应该取一个较大的数值，在计算中，取 t_{con} 等于 0.05 倍蛇行管外径。

上述模型计算中，需先假定微元盘管外壁与平板的接触温度 T_o ，然后分别计算平板外侧总换热量(对流传热、辐射传热及向箱体的漏热)和微元管内工质向背板的传热，并判断两者是否相等。如果不等，则调整 T_o 迭代计算，直至两者相等，即为管板式换热器微元的换热量。在利用模型计算换热量的过程中，上一微元的出口即为下一微元的进口，按工质在管内的流动方向逐个微元求解直至盘管出口，最后将各个微元的换热量相加即为板管式

换热器的换热量。

2 板管式冷凝器换热实验

为验证提出的数学模型的可靠性, 本文对实际的冰箱板管式冷凝器进行了传热实验。在实验过程中, 改变板管式冷凝器进口水温 and 流量, 对换热器的传热工况进行调节; 通过测量进、出冷凝器的水温和流量, 得到冷凝器的换热量。冰箱按国标 GB/T 8059.2—1995 放置。在冷凝盘管的进口及出口分别布置铜-康铜热电偶, 用于测量盘管进出口水温, 计算总换热量, 以与用上述方法计算的空气侧总换热量进行比较。铜-康铜热电偶测量前在西安交大制冷与低温研究所热电偶标定仪上对其进行了标定, 使其分度误差小于 0.1 °C。所有温度

信号采用数据采集系统自动测量, 测试系统每 30 秒自动采集一次热电偶的热电势信号, 由测试系统软件部分将热电势信号转化成温度显示并保存。测试过程中热电偶的补偿采用文献 [2] 中的热电阻及其接线法实时补偿。

3 计算结果与实验结果分析比较

背板空气侧采用不同表面传热系数公式计算的 17 个工况下的换热量与实验结果的误差分析如表 1 所示。由表可以看出, 应用 Eckert 公式计算平板空气侧表面传热系数所得空气侧总换热量与实验所测的换热量最为接近, 误差在 8.04% 以内, 因此, 以下性能分析的计算中都采用 Eckert 公式。

运行参数如冷凝盘管水的质量流量及进口温

表 1 不同表面传热系数计算公式的误差比较

出处	类型	公式	均方根误差	最大误差/%
Ostrach	局部	$Nu_x = 0.75 \left[\frac{2Pr}{5(1+2Pr^{1/2}+2Pr)} \right]^{1/4} (Gr_x Pr)^{1/4}$	9.37	11.59
Eckert	局部	$Nu_x = 0.508 \left[\frac{Pr}{Pr+0.952} \right]^{0.25} (Gr_x Pr)^{0.25}$	7.95	-8.04
文献 [3]	局部	$Nu_x = 0.375 Gr_x^{0.25}$	7.98	-8.21
Bansal	平均	$Nu = 0.15 \left\{ Ra \left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{-16/9} \right\}^{1/3}$	16.17	14.28
Aydin	平均	$Nu = 0.219 \left(\frac{RaPr}{0.191+Pr} \right)^{1/4}$	32.26	-22.29
文献 [4]	平均	$Nu = 0.1 Ra^{1/3}$	13.59	12.36

度的变化对板管式冷凝器空气侧换热量的影响如图 3、图 4 所示, 图中的点表示实验结果, 曲线是采用上述模型计算的结果。由图可以看出, 实验值与计算值吻合得很好, 表明以上对管板式冷凝器空气侧换热量的计算是可靠的。另外空气侧换热量随进口温度的增大比随质量流量增大得快, 这是因为

进口温度的增加增大了空气侧换热温差, 而流量的变化主要影响管内侧换热系数, 对空气侧换热的影响较小, 所以进口温度对空气侧换热的影响大于质量流量对空气侧换热的影响。

板管式冷凝器的几何参数改变时, 冷凝器空气侧换热量的变化如图 5、图 6 所示。图 5 工况 1 为

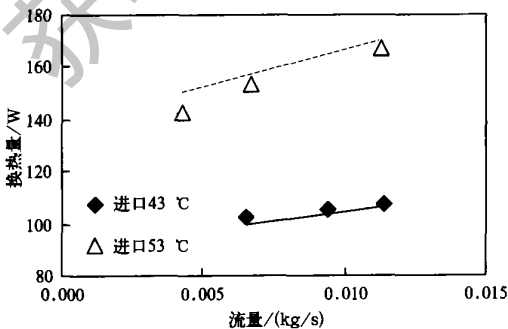


图 3 流量对换热量的影响

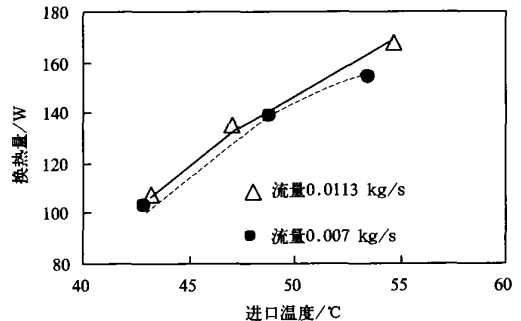


图 4 进口温度对换热量的影响

进口温度 54.63 °C, 流量 0.011 26 kg/s, 工况 2 为进口温度 47.07 °C, 流量 0.011 39 kg/s。图 6 中背板形状的数值表示背板面积不变的情况下板高增大即板宽相应减小的倍数。由图可以看出冰箱

背板几何参数一定时, 盘管长度变大, 冷凝器换热量增大。当盘管长度及背板总面积保持不变时, 背板变高变窄, 则由下往上形成的自然对流边界层越厚, 影响了换热, 导致空气侧换热量减小。

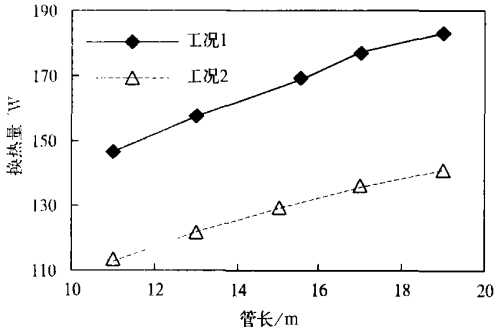


图 5 盘管长对换热量的影响

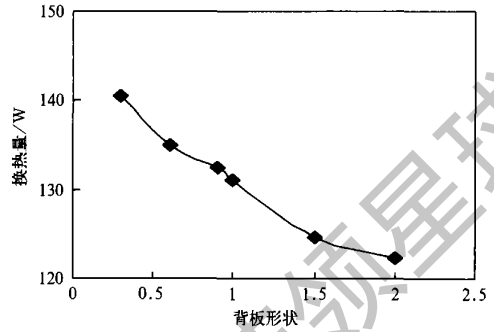


图 6 背板形状对换热量的影响

4 结 论

以上分析表明, 笔者对板管式冷凝器建立的换热模型是可靠的, 空气侧换热的计算具有较高的精度, 其计算方法及换热性能分析对工程中板管式冷凝器的设计计算具有指导意义。

① 板管式冷凝器空气侧自然对流传热系数采用 Eckert 公式计算具有较高的精度, 均方根误差为 7.95, 最大误差为 8.04%。

② 进口温度对空气侧换热的影响大于质量流量对空气侧换热影响, 所以设计板管冷凝器时要充分考虑盘管进口温度的影响。

③ 冷凝器的几何尺寸变化时, 冷凝器空气侧换热性能将发生改变。背板几何参数不变时, 增长盘管可以增大换热。盘管的长度及背板总面积不变时, 背板越宽越低, 越有利于板管式冷凝器的空气侧换热, 是板管式冷凝器优化设计的方向之一。

符号表

A	面积, m^2	R_t	管壁导热热阻, $^{\circ}C/W$
h_o	表面换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$	T_o	管外壁与背板接触温度, K
Nu	努塞尔数	$T_{pl,av}$	平板平均温度, K
Pr_f	以流体平均温度计算的流体 Pr 数	T_{ref}	制冷剂温度, K
Pr_w	以壁温计算的流体 Pr 数	T_{∞}	环境温度, K
Q_c	自然对流换热, W	W_{av}	微元背板平均宽度, m
Q_{dc}	微元段管内侧换热, W	λ_{adi}	绝热层导热系数, $W/(m \cdot K)$
Q_l	漏热, W	λ_t	蛇行管导热系数, $W/(m \cdot K)$
Q_r	辐射换热, W	λ_{pl}	管板导热系数, $W/(m \cdot K)$
R_{on}	蛇行管与管板接触热阻, $^{\circ}C/W$	ϵ	发射率
Ra	瑞利数	σ	斯忒藩-波尔兹曼常量, $W/(m^2 \cdot K^4)$
Re	雷诺数	η_{pl}	翅片效率
R_i	制冷剂与管内侧换热热阻, $^{\circ}C/W$	δ_{adi}	绝热层厚度, m

参 考 文 献

- 1 P K Bansal, T C Chin. Design and modelling of hot-wall condensers in domestic refrigerators. Applied Thermal Engineering, 2002, 22: 1 601 ~ 1 617
- 2 高原, 田怀璋, 曾艳, 等. 一种新的热电偶冷端温度补偿方法. 流体机械, 2002, 30(2): 61 ~ 62
- 3 E R G 埃克特, R M 得雷克. 传质与传热分析. 北京: 科学出版社, 1983: 555 ~ 574
- 4 杨世铭, 陶文铨. 传热学(第三版). 北京: 高等教育出版社, 1998: 183 ~ 186