

平行流冷凝器在冰箱制冷系统中的应用研究

张驰 庄友明

(集美大学轮机工程学院 厦门 361021)

摘要: 铝制平行流冷凝器以其质量轻、传热系数大而日益受到小型制冷装置的青睐。把平行流冷凝器引入家用冰箱并进行节能分析讨论。通过建立冰箱箱壁式冷凝器和冰箱平行流结构风冷式冷凝器的传热理论数模,在制冷量相同的前提下,计算得出在相同测试工况(ASHARE标准)和相同冷凝换热面积时,两台同型号冰箱因冷凝换热器的结构形式改变而引起的能效差异。结果显示:相同测试工况运行,平行流冷凝器相比箱壁式,换热面积减少75%,耗材成本大大降低。相同冷凝换热面积运行,平行流冷凝器冷凝温度相比箱壁式下降约11.5℃,制冷循环的能效比EER提高约5.5%。

关键词: 冰箱; COP; 平行流冷凝器; 传热系数

DOI:10.16711/j.cnki.34-1059/o4.2015.09.018

Application of parallel-flow condenser in the refrigeration system of refrigerator

Zhang Chi Zhuang Youming

(Marine Engineering College, Jimei University, Xiamen 361021, China)

Abstract: Parallel-flow type condenser is favored by small refrigeration device as a result of the light-weight and high coefficient of heat transfer. The parallel-flow type condenser was introduced to use in the refrigerator and its energy saving efficiency was analyzed in this paper. The heat transfer models of parallel-flow type condenser and natural convective hot-wall condenser were built. The difference energy efficiencies of above two kinds refrigeration system were calculated under the condition of same refrigeration capacity in case of the same working conditions and the same heat transfer area. The results show that when working at the same situations, parallel-flow type condenser was cut heat transfer area by 75% compared with hot-wall condenser. And the cost of condenser was saved. When working the same heat transfer area, the condensation temperature of parallel-flow type condenser drop 11.5 Celsius and the energy efficiencies was raised by 5.5% compared with the hot-wall condenser.

Keywords: Refrigerator, COP, Parallel-flow type condenser, Coefficient of heat transfer

1 引言

多元平行流冷凝器是在管带式冷凝器结构^[1]基础上发展而来的一种高效紧凑式换热器。其由多孔扁管、百叶窗翅片波浪带和集流管组成(图1)。集流管被隔片分割,使冷凝器形成多个流程以满足设计需要。空气侧和制冷剂侧的特殊结构不仅强化了平行流冷凝器的换热性能,还具备压降损失小、耗材少、重量轻、结构紧凑和制冷剂充灌量少^[2]等优点。现阶段,平行流冷凝器已广泛应用于汽车空调领域。

目前家用冰箱大部分采用自然对流形式冷凝器(丝管式或箱壁式),冷凝盘管紧贴保温壁面,增加了箱体外壁的温度,传热效果差,且部分冷凝热会传入箱内,增加了隔热箱体的耗冷量。

冰箱等小型制冷系统要求冷凝器具有换热性能高、体积小重量轻、承压安全、易于安装等特点。因此,采用风冷平行流式冷凝器代替传统自然对流式冷凝盘管,将平行流冷凝器置于箱体上部,从而提高冷凝器的换热效率、降低冷凝温度和箱体壁面温度、减少箱体传入热、提高冰箱制冷系统能效比。

收稿日期:2015-07-06

基金项目:福建省自然科学基金项目(2013J01199)资助。

作者简介:张驰(1989-),男,硕士生,研究方向为小型制冷装置节能技术。

通讯作者:庄友明(1958-),男,教授,从事制冷空调学科教学和科研工作(E-mail:13003913560@163.com)。

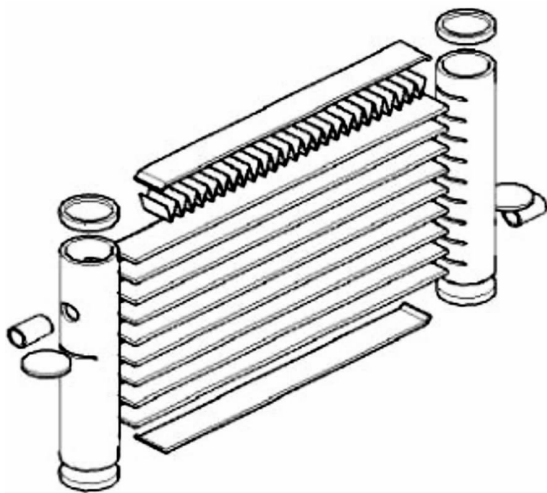


图 1 平行流冷凝器示意图

Fig.1 The sketch drawing of parallel-flow type condenser

本文从普通家用冰箱着手,基于冰箱制冷压

表 1 压缩机电子样本参数

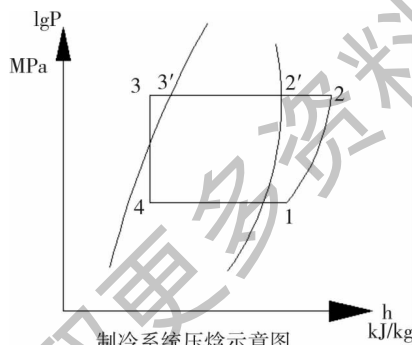
Tab.1 The sample parameters of compressor

| 型号 | 电压/V | 频率/Hz | 冷却方式 | 汽缸容积/cm ³ | 制冷量/W | COP/(W/W) | 电机类型 |
|----------|---------|-------|------|----------------------|-------|-----------|------|
| HYE55Y63 | 220-240 | 50-60 | ST | 5.5 | 150 | 1.28 | ESCR |

其测试工况执行 ASHRAE 标准^[3]。

2.2 运用压焓图求各热力参数

根据设计压缩机工况和制冷剂 R134a 热力学性质,绘制相应压-焓图(图 2)。



制冷系统压焓示意图

1—压缩机吸气口; 2—压缩机排气口; 2'—制冷剂饱和蒸汽状态点; 3—制冷剂饱和液状态点; 3'—制冷剂过冷状态点。

图 2 制冷系统压-焓图

Fig.2 The logP-h drawing of the refrigeration system

由压缩机在测试工况下的相关参数计算得,制冷系统冷凝热 $Q = 274\text{W}$ 。

3 箱壁式冷凝器的传热计算

箱壁式冷凝器选用 0.5mm ~ 0.6mm 的镀锌

压缩机在 ASHRAE 标准工况^[3]下的热力状态参数,计算箱壁式冷凝器和平行流式冷凝器的换热特性参数,比较它们在相同工况下的有效换热面积差别及能效比。在制冷量及换热面积相同时,得出两种形式冷凝器冷凝温度,从而进行两台冰箱能效比分析。

2 冰箱的工况

2.1 压缩机测试工况

以某压缩机公司生产的型号:HYE55Y63 为例,其蒸发温度范围为低背压型的(-35℃ ~ -15℃),制冷剂选用 R134a。压缩机的参数见表 1。

板作为散热片,Φ5mm × 1mm 的铜管作为盘管。散热片冲出通风孔和凹槽,盘管积压在凹槽中。根据箱壁式冷凝器设计^[4]计算得:实际空气侧传热面积为 0.947 m²,冰箱压缩机功率为 117.2W, COP 为 1.28。

4 平行流冷凝器设计及传热计算

4.1 平行流冷凝器结构

平行流冷凝器是由多根扁管与两根集流管组成,其中集流管被隔板分割,形成各个流程。扁管采用平行多孔微通道结构,内孔当量直径尺寸很小,保证制冷剂有较高流速,从而提高制冷剂侧换热性能。扁管与扁管之间装有波纹型多重百叶窗翅片,该结构能够有效地破坏空气流动边界层,增加空气的扰动、强化传热(见图 3)。

4.2 模型条件假设及基本微元的建立

建模时需要考虑的一些假设条件^[5]如下:

(1) 忽略制冷剂在管内轴向地导热。制冷剂在扁管内的流动简化为一维流动。

(2) 当平行流冷凝器在稳定工况工作时,制冷剂侧和空气侧的各个参数值不随时间变化。

(3) 制冷剂在扁管各流道内流量分配均匀,

并且具有相同的压力和温度分布。

(4) 制冷剂在两相区任何截面上气液两相的压力相等。

(5) 不计润滑油和管内外污垢的热阻影响和

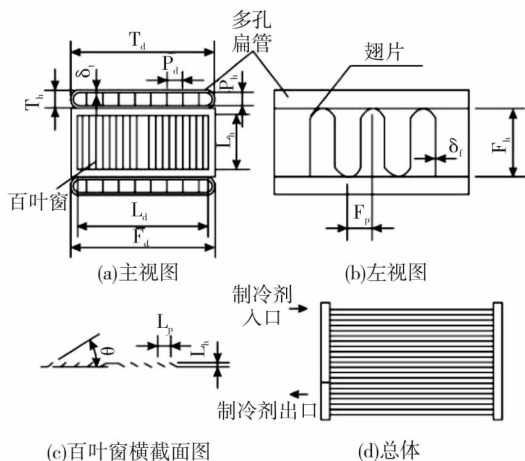


图3 平行流冷凝器结构简图

Fig. 3 Structural drawing of parallel flow condenser

不凝性气体的影响。

(6) 忽略重力对传热和压降的影响。

冷凝器理论模型如图4所示。

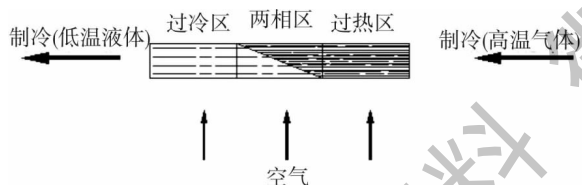


图4 冷凝器理论模型

Fig. 4 The physical model of condenser

根据以上的假设,在沿着制冷剂流动方向上按焓差划分微元,取其中的一个微元为控制体,基本微元如图4所示。对控制体建立空气侧的能量方程、制冷剂侧的能量方程及制冷剂侧和空气侧的热平衡方程。

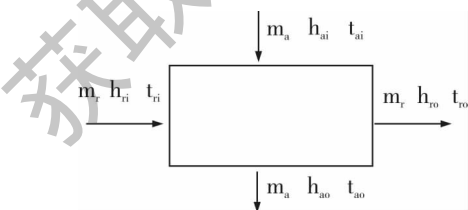


图5 微元示意图

Fig. 5 The sketch drawing of element

空气侧能量流动方程:

$$Q_a = m_a \times (h_{a0} - h_{ai}) \quad (1)$$

制冷剂侧能量流动方程:

$$Q_r = m_r \times (h_{ro} - h_{ri}) \quad (2)$$

微元段热平衡方程:

$$dQ_r = K \cdot A_i \cdot dL \cdot (T_{rm} - T_{am}) \quad (3)$$

式中: dQ_r —对应于微元段的传热量(J); dL —微元体的长度(m); A_i —管内单位长度表面积(m^2); T_{rm} —制冷剂平均温度($^{\circ}C$); T_{am} —空气侧平均温度($^{\circ}C$); K —以管内面积为基准的总传热系数(忽略壁面的导热热阻和污垢热阻)($W/m^2 \cdot ^{\circ}C$)。

4.3 模型概述

平行流冷凝器空气侧表面传热以波纹型百叶窗翅片传热为主。扁管内制冷剂侧的传热过程可按制冷剂的物相状态分为过热区、饱和区和过冷区三个阶段,建立数模。

4.3.1 空气侧换热模型

空气侧百叶窗翅片具有很强的结构性。因此空气侧传热系数不能采用传统的 Nusselt 数^[6]计算,一般采用通用的传热因子 j 公式^[7] 计算空气侧换热系数:

$$\alpha_0 = j \times Re_a \times Pr_a^{1/3} \times \lambda_a / P_{10} \quad (5)$$

式中: j —传热因子; Re_a —空气侧雷诺数; Pr_a —空气侧普朗特数; λ_a —空气导热系数($W/m^2 \cdot ^{\circ}C$); P_{10} —百叶窗间距(m)。

当 $100 < Re_a < 3000$ 时,选用误差更小的 Chang 经验公式^[7]:

j 因子关联式为:

$$j = Re_a^{-0.49} \times \left(\frac{\theta}{90}\right)^{0.27} \times \left(\frac{S_f}{P_{10}}\right)^{-0.14} \times \left(\frac{h_f}{P_{10}}\right)^{-0.29} \times \left(\frac{w0}{P_{10}}\right)^{-0.23} \times \left(\frac{l_l}{P_{10}}\right)^{0.68} \times \left(\frac{z}{P_{10}}\right)^{-0.28} \times \left(\frac{df}{P_{10}}\right)^{-0.05} \quad (6)$$

式中: θ —百叶窗角度($^{\circ}$); S_f —翅片间距(m); h_f —翅片高度(m); $w0$ —扁管宽度(m); l_l —百叶窗长度(m); z —扁管间距(m); df —翅片厚度(m);

式(5)和(6)中的雷诺数:

$$Re_a = \rho \times v \times P_{10} / \mu_a \quad (7)$$

式中: μ_a —空气动力粘度($Pa \cdot s$); v —空气流速取 $2.5 m/s$

式(5)中普朗特数:

$$Pr_a = c_a \times \mu_a / \lambda_a \quad (8)$$

式中: c_a —空气定压比热($J/(kg \cdot ^{\circ}C)$);

4.3.2 制冷剂侧换热模型

(1) 过热区制冷剂侧的传热系数

过热阶段制冷剂呈气体状态,一般情况下制冷剂 $Re > 2330$ 因此可作为紊流态考虑。其换热系数可采用 Ditus-Boelter 微小通道内对流换热关联式^[8]:

$$Nu_{wi} = \frac{\alpha_i \cdot d_i}{\lambda_i} = 0.023 \cdot Re_i^{0.8} \cdot Pr_i^{0.3} \quad (9)$$

可得出过热区换热系数计算式

$$\alpha_i = 0.023 \times Re_i^{0.8} \times Pr_i^{0.3} \cdot \lambda_i / d_i \quad (10)$$

式中,制冷剂侧单相流的雷诺数 Re_i 和普朗特数 Pr_i 按以下公式计算:

$$Re_i = G_w \cdot d_i / \mu_i \quad (11)$$

$$Pr_i = c_{pi} \cdot \mu_i / \lambda_i \quad (12)$$

式中 μ_i 为流体的动力粘度、 λ_i 为导热系数、 c_{pi} 为定压比热、 d_i 为扁管内侧水力直径。

(2) 两相区制冷剂的传热系数

对于两相区制冷剂的换热系数采用 Shah 关联式^[9] 即

$$\alpha_{TP} = \alpha_i \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{Pr_i^{0.38}} \right] \quad (13)$$

其中: α_{TP} 为两相区换热系数 α_i 为饱和液体状态换热系数 x 为任一瞬时两相区干度。 Pr_i 为饱和液体制冷剂的普朗特数, 冷凝过程是从 $x_1 = 1$ 至 $x_2 = 0$, 所以冷凝管内制冷蒸汽冷凝平均换热系数为:

$$\alpha_{TP} = \int_1^0 \alpha_i \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{Pr_i^{0.38}} \right] dx \quad (14)$$

(3) 过冷区制冷剂侧传热系数

Bruno Agostini 等曾通过实验研究指出,在该测试工况范围内,针对 R134a 液体在微通道的流动和传热计算,采用传统的 Ditus-Boelter 换热关联式计算的对流表面换热系数与实验值有较大偏差。因此, Bruno Agostini 等推荐利用 Petukhov-Popov 修正后的换热关联式^[10]:

$$Nu = \frac{\alpha_r D_{hr}}{\lambda_r} = \frac{Re_r Pr(f_r/8)}{1.07 + 12.7 \sqrt{f_r/8} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (15)$$

式中: $10^4 < Re_r < 10^5$, $0.5 < Pr < 2000$; $f_r = (1.82 \log Re_r - 1.64)^{-2}$ 。

4.4 模型计算

以制冷剂在冷凝器内流动方向上的焓差划分微元,根据制冷剂侧和空气侧能量平衡求解微元出风状态和制冷剂出口状态。对微元进行迭代,即积分求解,从而求出空气侧和制冷剂侧传热系数,最终确定冷凝器的扁管长度。

根据现阶段小型制冷系统普遍采用的平行流换热器结构参数,选定多孔扁管和百叶窗翅片的基本几何尺寸。

表 2 平行流冷凝器主要结构参数

Tab. 2 The main structure parameters of parallel-flow condenser

| 参数名称 | 参数值 |
|---------------------|------|
| 翅片高度 h_f /mm | 8 |
| 翅片间距 S_f /mm | 1.3 |
| 翅片宽度 W_f /mm | 12 |
| 翅片厚度 d_f /mm | 0.12 |
| 百叶窗间距 P_l /mm | 1.3 |
| 百叶窗长度 l_l /mm | 6.8 |
| 百叶窗角度 θ /(°) | 27 |
| 扁管宽度 W_0 /mm | 12 |
| 扁管高度 H_0 /mm | 1 |
| 微通道数 n | 10 |
| 扁管内孔高度 h_{ii} /mm | 0.6 |
| 扁管内孔宽度 w_{ii} /mm | 0.6 |

采用 EES(工程方程求解器)软件,根据流程图(图 6)编写相应计算程序。

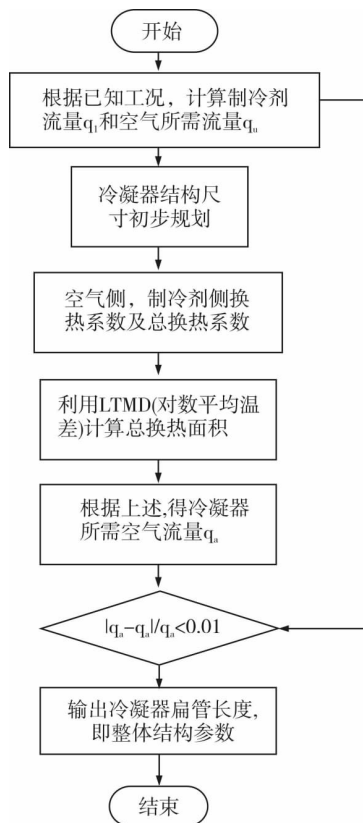


图 6 计算流程图

Fig. 6 The flow chart of calculation

经计算,在该测试工况下,平行流冷凝器相关参数如表3所示。

表3 平行流冷凝器结构参数

Tab.3 The structure parameters of parallel-flow condenser

| 参数名称 | 参数值 |
|--------------------|-------------|
| 扁管数/流程 | 2 2 2 2 2 1 |
| 扁管长度 L /mm | 120 |
| 冷凝器长度 L /mm | 140 |
| 冷凝器宽度 W /mm | 12 |
| 冷凝器高度 H /mm | 150 |
| 实际空气侧总传热面积 / m^2 | 0.234 |

比例尺为 1 : 1 的 3D 模型图见下图 7:

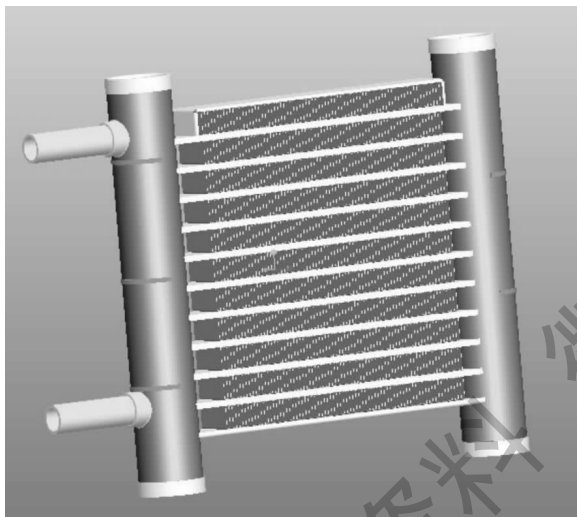


图7 平行流冷凝器 3D 图

Fig.7 The simulation drawing of parallel-flow condenser

当风机采用电机直接传动时,其功率经计算式^[11]计算得:风机功率仅为: $P_{fan} = 0.9W$ 。

在ASHRAE测试工况下,平行流冷凝器冰箱功率为 117.2W, COP 为 1.27。

5 节能优化分析

5.1 耗材量及传热面积对比

冰箱冷凝器的主要热阻以空气侧为主,由于空气侧对流换热系数不同,当平行流冷凝器和箱壁式冷凝器的冷凝温度相同,即测试工况相同时,平行流冷凝器热阻小,换热性能高,所需传热面积少,所需风机功率低。根据第3.4节得出的数据对比分析可得(见表4):

表4 传热面积及耗材量分析

Tab.4 The analysis of the heat transfer area and the material consumption

| 参数 | 自然对流 (箱壁式) | 风冷平 行流式 |
|------------------|---------------|------------|
| 实际有效传热面积 / m^2 | 0.947 | 0.234 |
| 耗铜量 /kg | 2.048 | 0 |
| 耗铝量 /kg | 0 | 0.101 |
| COP | 1.28 | 1.27 |

5.2 能耗分析

当平行流冷凝器和箱壁式冷凝器换热面积相同时,由于平行流冷凝器换热性能远远优于箱壁式冷凝器,故其冷凝温度会比箱壁式冷凝器冷凝温度低。在本文能耗对比分析中,当蒸发温度均为 $-23.3^{\circ}C$,环境温度均为 $32.2^{\circ}C$,压缩机输气容积不变,规定压缩机制冷量均为 150W,冷凝器换热面积相同($A = 0.947m^2$),该工况下箱壁式冷凝器的冷凝温度为 $54.4^{\circ}C$ 。当采用风速为 $2m/s \sim 3m/s$ 的风冷却时,空气侧进出口温差可取 $8^{\circ}C \sim 12^{\circ}C$ ^[11]。本文迎面风速为 $2.5m/s$,所以取冷凝器空气进出口温差为 $8^{\circ}C$ 。根据传热学理论基本公式: $Q = KA\theta_m$

可推导出冷凝温度 $t_k = 42.9^{\circ}C$,所以相同制冷量和冷凝换热面积的前提下,平行流冷凝器循环工况与箱壁式冷凝器循环工况如下表5所示。

表5 新旧制冷循环工况

Tab.5 Two refrigeration cycle

| 工况 | 风冷平行流式 | 箱壁式 |
|--------------------|--------|-------|
| 蒸发温度 / $^{\circ}C$ | -23.3 | -23.3 |
| 冷凝温度 / $^{\circ}C$ | 42.9 | 54.4 |
| 过冷温度 / $^{\circ}C$ | 32.2 | 32.2 |
| 吸气温度 / $^{\circ}C$ | 32.2 | 32.2 |
| 环境温度 / $^{\circ}C$ | 32.2 | 32.2 |

基于两种冷凝器运行于各自工况的能耗计算分析如下表6所示:

表6 冷凝器对应制冷循环工况各运行参数值

Tab.6 The operation parameter value of refrigeration cycle

| 名称 | 风冷平行流式 | 箱壁式 |
|-------------|--------|-------|
| 冷凝热负荷 /W | 247 | 274 |
| 压缩机电功率 /W | 110.18 | 117.2 |
| 理论所需风机功率 /W | 0.9 | 0 |
| COP | 1.35 | 1.28 |

6 箱体传入热对比

冰箱箱体外壳钢板很薄,其热导率 λ 值很大,因此热阻很小,可忽略不计。箱体传热可视为单层平壁的传热过程^[6]。论文中两种结构形式冷凝器的冰箱,箱体外表面没有任何不同。因采用平行流冷凝器而移除冰箱两侧面及后壁面的冷凝盘管,平行流冷凝器冰箱的外壁温度为箱外空气温度 t_a 。对于箱壁式冷凝器冰箱来说,由于其冷凝盘管积压在散热片凹槽中并紧贴箱体外壳,其箱体壁面表面温度近似等于冷凝温度 t_k 。经实物测量,冰箱侧面及后壁面面积占冰箱总表面积的65%。

经计算可得,平行流冷凝器冰箱箱体传入热比箱壁式冷凝器冰箱箱体减少30%。

7 结论

根据本文计算结果和对比分析,将平行流冷凝器应用于冰箱等小型制冷系统中,主要有以下优势:

(1) 在压缩机运行工况不变的情况下,由于平行流冷凝器换热性能明显优于箱壁式冷凝器,因此冷凝器传热面积减少75%。铝制平行流冷凝器耗铝量为0.101kg,铝的经济成本远低于铜,耗材成本大大降低。

(2) 由于换热性能的提高,相同冷凝面积下冷凝温度下降约11.5℃,制冷循环的能效比EER提高约5.5%。

(3) 冷凝盘管从箱体移除后,箱体总传热量可减少30%,从而减少蒸发器冷负荷,减少压缩机运行时间,从而节省冰箱耗电量。同时,平行流冷凝器冰箱不受摆放限制,可直接靠墙放置,节省冰箱在厨房的占地面积。

(4) 制冷量为150W的冰箱,平行流冷凝器所需风扇功率仅为0.9W,如此小功率风扇产生的噪音的影响可忽略不计。

现阶段,将平行流冷凝器应用于冰箱小型制冷系统中,可能会遇到的难点:

(1) 由于家用冰箱制冷系统冷凝热少,平行流冷凝器换热性能好,故所需传热面积小,相对制作工艺要求精确,严格。

(2) 为保证扁管内孔制冷剂的流速,平行流冷凝器扁管应选择较小的孔径,本文经计算认为选择孔径 0.6×0.6 mm,扁管厚度为1mm较为合适,但更小的孔径规格对扁管的制作提出了更高要求。

综上所述,将平行流冷凝器应用于冰箱制冷系统中,虽然对平行流冷凝器的制作工艺提出了更高要求,但现阶段技术可完全实现。其在节约电能,节省摆放空间,减少耗材方面均优于传统自然对流式冷凝器冰箱。

参考文献

- [1] 吴业正. 小型制冷装置设计指导[M]. 北京: 机械工业出版社, 1998.
- [2] 包涛, 陈蕴光, 袁秀玲, 等. 多元平行流冷凝器传热流动性能研究[J]. 制冷学报, 2005, 26(3): 1-5.
- [3] American Society of Heating, Refrigerating and Air - Conditioning Engineers, Inc. ASHRAE 标准 62 - 1989 [S].
- [4] 庄友明. 制冷装置设计(修订版)[M]. 厦门: 厦门大学出版社, 2006.
- [5] 张萍. 多元微通道平行流冷凝器理论模型与实验研究[J]. 上海交通大学学报, 2013, 47(11): 1738-1744.
- [6] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [7] Chang Y J, Wang C C. A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1997, 40(3): 533-544.
- [8] 汪敏, 吴俊云, 方亮. 多元平行流式冷凝器的仿真优化[J]. 流体机械, 2010, 38(9): 79-82.
- [9] Yi - Yie, Tsing - Falin. Condensation heat transfer and pressure drop of Refrigerant R - 134a in a small pipe [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1999, 42: 697-708.
- [10] 吴业正. 制冷原理及设备[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2010.
- [11] 张驰, 庄友明. 冰箱冷凝器的节能效应及热力分析[J]. 制冷, 2014(4): 77-81.