

点波板式换热器流动换热特性研究

魏文建 李华

(丹佛斯板式换热器中国研发中心, 杭州, 310018)

摘 要 介绍了丹佛斯(杭州)板式换热器有限公司提出并开发的点波板式换热器。分别通过单相水-水换热测试和制冷剂(R410A)-水蒸发换热测试,实验研究了点波板式换热器与传统人字波板式换热器的传热及流动性能。结果表明,新型点波钎焊板式换热器,作为单相换热装置,具有较好的传热和流动性能。与传统的人字波板式换热器相比,较大雷诺数下,强化传热 20%以上,沿程阻力因子降低为传统结构的 1/4 左右。同时,作为蒸发器,在相似的制冷剂流动特征下,点波板式换热器比人字波板式换热器具有更好的流动和传热性能,这些性能优势,随着制冷剂流动特征的加强将变得更为明显。

关键词 板式换热器 换热 压降 点波

Characteristics of heat transfer and pressure drop of dimple plate heat exchanger

Wei Wenjian Li Hua

(Danfoss Plate Heat Exchanger China R & D Center, Hangzhou, 310018)

Abstract A novel type of brazed plate heat exchanger, which was developed by Danfoss Plate Heat Exchanger Co. Ltd. was introduced. Tests of single phase heat transfer and evaporation with refrigerant R410a were performed. Performance on heat transfer and pressure drop for the dimple plate heat exchanger and the traditional herringbone plate heat exchanger were investigated experimentally. It is shown that the dimple plate heat exchanger had a better performance on heat transfer and pressure drop as a single phase heat transfer device. To compare with the herringbone plate heat exchanger, heat transfer enhancement was at least 20% and the frictional factor decrease to about 1/4 of the herringbone structure for large Re numbers. Furthermore, good performance on heat transfer and pressure drop was also found in the evaporation tests. The performance of heat transfer and pressure drop would be enhanced for the cases of large Re numbers of the refrigerant.

Keywords Plate Heat Exchanger Heat Transfer Pressure Drop Dimple

1 引言

钎焊板式换热器不仅结构紧凑、传热及流动性能好,而且能够承受较高压力(40bar 以上)和温度(200℃以上)^[1],在供热和制冷领域中具有较强的竞争优势。

当前市场上的钎焊板式换热器主要以“人字波”(Herringbone)板片结构的产品为主,学界的主要研究工作集中在研究“人字波”结构参量对传热、流

不同波纹角度下钎焊板式换热器内制冷剂流量、蒸汽干度和热流密度等参量对蒸发换热过程的影响,并给出了描述制冷剂传热和沿程阻力的准则方程。Würfel 等^[2]以水和 n-庚烷为测试工质,实验研究了气相负荷和波纹结构对冷凝传热过程的影响。Longo 等^[3-6]以人字板流道结构的钎焊板式换热器为研究对象,探讨了不同制冷剂、不同热力状态(饱和、过热)下,饱和温度、饱和压力、制冷剂流量、热流密度、制冷剂干度等参量对冷凝传热过程中压降和换热的影响,给出了描述相关过程的准则方程,并与已报道实验结果和理论进行了比较。

丹佛斯于 2008 年开发了一种新型流道结构的钎焊板式换热器。如图 1 所示,区别于传统的“人字波”板片结构,这种新产品的板片上分布着密集的“点波™状”(Dimple)结构。板片的造型结构图和

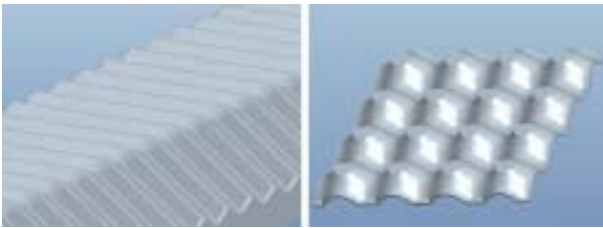
作者简介:魏文建,(1972-),男,博士,高级工程师

动的影响以及认识制冷剂的相变传热规律等两个方面。Han 等^[1]以 R410A 为制冷剂进行实验,研究了

流动空间特征分别如图 2 和图 3 所示。

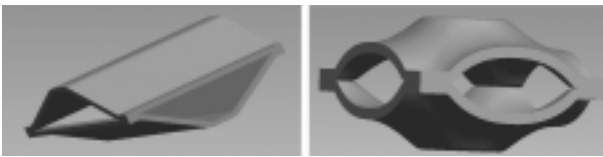


图 1 点波式板片与人字波板片的实物照片



(a) 人字波板片 (b) 点波式板片

图 2 板片结构的三维造型



(a) 人字波板片 (b) 点波式板片

图 3 流道单元的空间结构特征

本文以人字波板片和点波式板片的钎焊板换为测试对象,开展了水-水单相换热实验和制冷剂-水蒸发换热实验,比较了两种产品的流动和传热特性。

2 实验系统与方法

2.1 实验系统

板换性能测试试验系统原理图如图 4 所示,能够分别完成单相、冷凝及蒸发实验测试。

单相传热实验系统由冷水、热水两个循环管路构成。冷水环节分为两路:一路与被测样件的冷侧入口相连,通过样件发生换热,经节能板换后流回冷水箱;另一路经过流量调节阀和三通阀后,直接流入冷水箱,作为流量调节的分流环节。冷水箱通过电加热和冷却机组调节出水温度。热侧管路与冷侧的布置方式一致,热水箱通过电加热方式控制出水温度。

水流量通过 KROHNE 电磁流量计测量,精度为

被测流量的 $\pm 0.15\% \sim \pm 0.3\%$,流量调节通过电磁比例阀实现。被测样件进出口水温通过 Pt100 热电阻提取,精度为 ± 0.05 。冷侧和热侧进出口压差通过横河压差变送器获得,精度为 0.1 级。各参量的采集和控制通过 KEITHLEY 数据采集器完成,信号控制通过比例积分微分(PID)方式实现。

制冷剂-水蒸发换热实验系统由制冷剂、冷水、热水三套循环管路构成。制冷工质为 R410A,由气液分离器送入压缩机,增压后,通过油分,进入冷凝器。随后,液态制冷剂进入储液罐,经过冷器、干燥阀后,由质量流量计测量流量。而后,制冷剂进入过冷器,经过节流阀、流量调节阀,进入被测样件发生蒸发换热。饱和或过热蒸汽从被测样件流出,经过热器后,回到气液分离器,完成一个制冷循环。同时,由于压缩机功率较大,在过冷器(6)出口处至气液分离器(1)之间设置了辅助蒸发器,用于制冷剂分流。

制冷剂流量通过 KROHNE 质量流量计测量,精度为 0.2 级。制冷剂的温度通过 Pt100 热电阻提取,精度为 ± 0.2 。被测样件制冷剂侧进出口压差通过 GE 压力变送器获得,精度为 $\pm 0.2\%$ 。膨胀阀进口温度由 A 级精度的 Pt100 热电阻测量,并通过控制精度为 ± 0.3 的数字 PID 调节器控制。

蒸发实验,进出口水温分别设置为 12 和 7,通过水流量的调节,换热器的热流密度范围为 $2 \sim 6 \text{ kW/m}^2$,制冷剂的膨胀阀前温度设置为 35,蒸发器出口过热度为 2。实验数据的允差标准参考并高于《EN1118》,其中,系统热平衡允差为 $\pm 3\%$ 。

被测样件的主要几何特征如表 1 所示,编号方式是,SP 为单相水-水实验,E 为制冷剂-水蒸发实验,D 对应点波板换样机,H 对应人字波板换样机。

2.2 数据处理方法

水-水单相换热实验借鉴了等雷诺数法^[7]的思想,以修正 Wilson 图解法进行处理,具体如下:

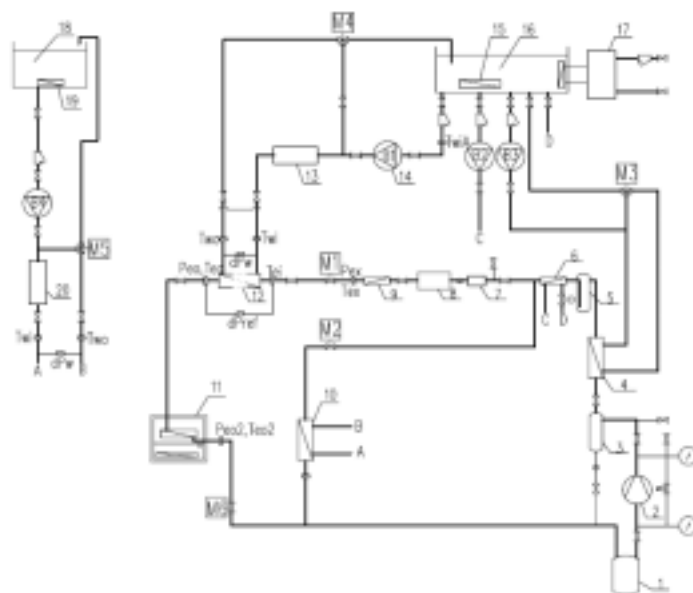
认为板换热侧和冷侧的对流换热系数可以通过相似的准则方程式(D-B 公式形式)描述:

$$Nu = C Re^m Pr^{0.3(0.4)} \quad (1)$$

分别以 1 和 2 表示热水侧和冷水侧,两侧流体的对流换热系数可进一步写成:

$$\alpha_1 = C Re_1^m Pr_1^{0.3} (\lambda_1/d) \quad (2)$$

$$\alpha_2 = C Re_2^m Pr_2^{0.4} (\lambda_2/d) \quad (3)$$



1. 气液分离器；2. 压缩机；3. 油分；4. 冷凝器；5. 储液罐；6. 过冷器；7. 干燥阀；8. 质量流量计；9. 过冷器；
10. 辅助蒸发器；11. 过热器膨胀阀；12. 被测样件；13. 节能板换；14. 水泵；15. 电加热器；16. 冷水箱；
17. 冷水机组；18. 热水箱；19. 电加热器；20. 流量计

图4 板式换热器性能试验系统示意图

表1 被测样件主要几何特征尺寸

被测样件编号		板片数	板片厚	导热率	板片换热面积	通道横截面积	通道长度	板片孔径
		/	mm	W/(m*K)	m ²	mm ²	mm	mm
单相	SP_D	16	0.25	15	0.051	154.8	466	28
实验	SP_H	20	0.4	16.3	0.051	200	466	35
蒸发	E_D	20	0.15	15	0.021	72	278	18
实验	E_H	20	0.3	16.3	0.02	135.48	278	20

热阻方程如下：

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (4)$$

代入，整理，方程两边取自然对数，得：

$$\ln\left(\frac{1}{K} - \frac{\delta}{\lambda_w}\right) = \ln\frac{1}{C} + \ln\left(\frac{d}{\text{Re}_1^m \text{Pr}_1^{0.3} \lambda_1} + \frac{d}{\text{Re}_2^m \text{Pr}_2^{0.4} \lambda_2}\right) \quad (5)$$

分别记：

$$Y = \ln\left(\frac{1}{K} - \frac{\delta}{\lambda_w}\right), \quad b = \ln\frac{1}{C} \quad (6)$$

$$X = \ln\left[\frac{1}{\text{Re}_1^m \text{Pr}_1^{0.3} (\lambda_1/d)} + \frac{1}{\text{Re}_2^m \text{Pr}_2^{0.4} (\lambda_2/d)}\right]$$

这样，式(4)可写为 $Y = k \cdot X + b$ ，其中 $k=1$ 。

通过迭代算法，寻找适当的 m 值，使得 k 值为 1，即可实现将式(4)转化为线性关系。这种求解对流换热系数的方法属于修正 Wilson 图解法^[8]。

对于蒸发换热过程，总热阻如下：

$$U = Q / (S \Delta T_{\ln}) \quad (7)$$

Q 为换热量， S 为板式换热器有效换热面积。

$$S = (N - 2) \cdot A \quad (8)$$

其中， N 为板片数， A 为单板片的换热面积。

此外，式(8)中， $T_{\ln}$ 为对数平均温差，通过制冷剂侧进出口饱和温度与水侧进出口温度获得，计算式如下：

$$\Delta T_{\ln} = (T_{wo} - T_{wi}) / \ln[(T_{sat} - T_{wi}) / (T_{sat} - T_{wo})] \quad (9)$$

制冷剂的换热系数通过热阻方程获得：

$$h_{r,ave} = (1/U - S/\lambda_p - 1/h_w)^{-1} \quad (10)$$

上式中，水侧对流换热系数通过水-水单相换热实验数据拟合的准则式进行计算。

工质的通道压降为：

$$\Delta P_f = \Delta P_{total} - \Delta P_{port} \quad (11)$$

其中， ΔP_{total} 为样机进出口压降， ΔP_{port} 为板孔

上的压降。

对应的沿程阻力因子为：

$$f = \frac{2 \cdot \Delta P_f \cdot \rho \cdot D_h}{G^2 \cdot L_p} \quad (12)$$

上式中， ρ 为密度， G 为质量流量， D_h 为水力半径， L_p 为通道长度。

需要说明的是，文中无量纲准则数的计算，选择换热器进出口温度的平均值为流体定性温度，以板片波纹深度的 2 倍为流动和换热的定性尺寸。

3 结果与讨论

3.1 单相水-水换热及流动特性研究

图 5 为两种板式换热器冷侧流体雷诺数随对流换热系数的变化。首先，随着雷诺数的增加，两种换热器内的对流换热系数逐渐增加，在绝对数值上，当雷诺数大于 300 后，对流换热系数为 $5000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 以上，与传统的管壳式换热器相比，二者表现出了良好的换热性能。对比点波板式（Dimple）换热器和人字波（Herringbone）板式换热器不难发现，相同雷诺数下，点波式板换的换热能力明显高于人字波板换。雷诺数约为 1200 时，点波式板换的换热系数高出人字波板换的 13%。而且，当雷诺数增加至 2000 时，点波式板换的对流换热系数高出人字波板换约 20%。由此可见，点波板换在相同流动特征下，换热性能优于人字波板换，这种优势将随着雷诺数的增加而进一步加强。

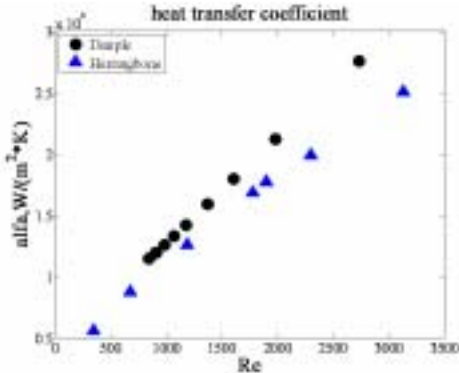


图 5 冷侧对流换热系数随雷诺数的变化关系

图 6 为两种板式换热器在不同雷诺数下的沿程阻力系数特征。明显地，点波板式换热器的沿程阻力系数低于人字波板式换热器。总体上看，点波板换的沿程阻力系数仅为入字板的 $1/4$ ，表现出了优越的流动性能。此外，通过图 6 中雷诺数与沿程阻力系数的变化趋势不难看出，当雷诺数增加到一定程度，沿程阻力系数趋于某一固定值。这表明，点波

板式换热器的流动性能优势具有较好的稳定性。

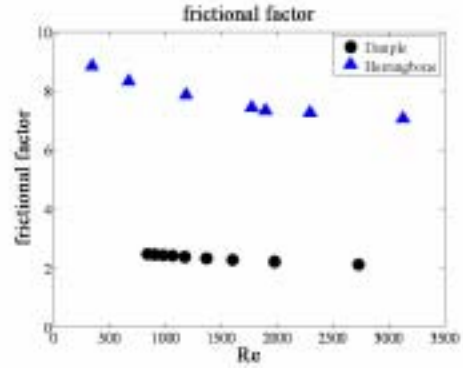


图 6 冷侧沿程阻力系数随雷诺数的变化关系

两种产品沿程阻力系数出现较大差别的原因主要与流道结构特征有关。图 7 为人字波板式换热器和点波板式换热器的流道剖面特征。从图中特征不难发现，总体的空间分布上，点波板式换热器的孔隙结构分布更为均匀，沿流动方向上的通道结构特征较为一致，具有栅格的效果，将使通道内流动工质的流速均匀化。相同泵送功率下，通道内的压降较小。而人字波板片所形成的通道特征是，波纹结构与流体流动方向具有一定的设计角度，这种空间上的不均匀将使流道内的流体产生较大的流速差异，从而出现较大的通道压降。



(a) Herringbone

(b) Dimple

图 7 点波板式换热器流道特征剖面照片

为了整体评价两种板式换热器在传热和流动两方面的综合性能，引用了面积质量因子^[9]，用以描述“传热-阻力”的综合性能^[10]，定义如下：

$$AQF = j / f \quad (13)$$

$$j = \frac{Nu}{Re \cdot Pr^{1/3}} \quad (14)$$

其中， j 为换热因子， f 为沿程阻力系数。

如图 8 所示，相同雷诺数下，点波板式换热器的面积质量因子 AQF 明显高于人字波板式换热器，总体上看，前者高出后者 1 倍左右。同时，比较面积质量因子随雷诺数的发展趋势不难发现，两种换热器综合性能随着雷诺数的变化，发展趋势略有不同。对于人字波板式换热器而言，随着雷诺数的增加，综合性能因子有所降低，而点波板式换热器的综合性能并没有显著的差别。因此，相比而言，点波板式换热器在较为广泛的流动特征下，传热-阻

力的综合性能优势较为稳定。

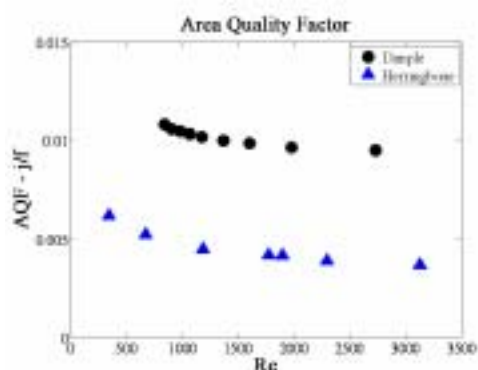


图8 冷侧面积质量因子随雷诺数的变化关系

为了进一步确认上述结论，引用了另一种传热-流动综合性能评价方法—性能评价判据法（PEC）。具体做法是^[11, 12]，选择无限大等壁温平板通道层流换热的 Nusselt 数 Nu_0 为传热参考值，以无限大平板通道内的层流阻力系数为阻力参考值，通过下式实现对传热与流动综合性能的特征：

$$PEC = \frac{(Nu / Nu_0)}{(f / f_0)} \quad (15)$$

根据相关文献^[12]， $Nu_0=7.54$ ， $Re_0=96/Re$ 。

对比图8和图9可知，二者具有相同的数据分布特征，因此，肯定了点波板式换热器的综合性能优势及其稳定性。

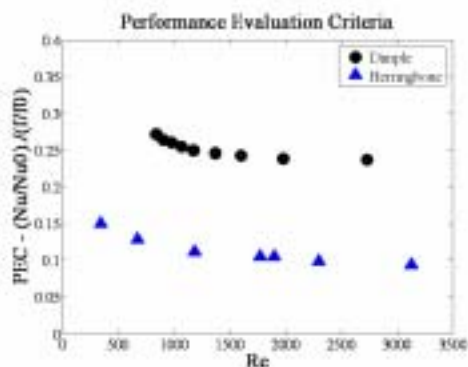
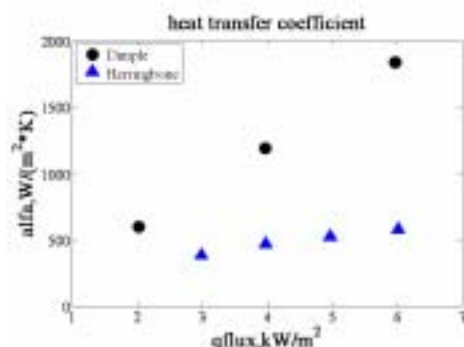


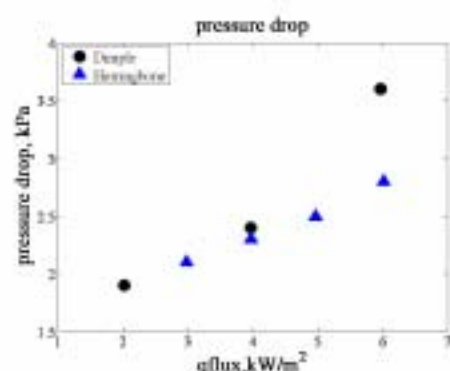
图9 冷侧 PEC 随雷诺数的变化关系

3.2 制冷剂蒸发换热及流动特性研究

图10(a)给出了蒸发换热系数与热流密度的关系。明显地，点波板换在相同热流密度下具有更大蒸发换热系数。当热流密度为 6 kW/m^2 时，点波换热器的平均蒸发换热系数为人字波的近4倍。基于换热面积相同的前提，相同热负荷下，点波板换具有更好的蒸发效果，即制冷剂在蒸发器内将吸收更多的热量，整体系统将获得更好的制冷或制热效果。此外，图10(a)中，随着热流密度（热负荷）的增加，点波板式换热器的平均蒸发换热系数显著增大，而人字波板换的增加幅度较小。



(a) 制冷剂对流换热系数



(b) 制冷剂进出口压降

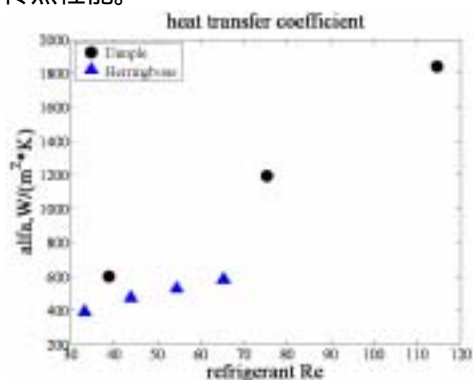
图10 不同热流密度下制冷剂的换热与流动特性

图10(b)给出了不同热流密度下的压降特征。总体上，热流密度较低时，二者压降相近。随着热流密度增加，点波板换压降高于人字板。热流密度为 6 kW/m^2 时，前者压降高出后者的20%，这一现象与二者的流道横截面积上存在差异有关。可见，图11对于根据热负荷进行产品选型具有重要参考，但对有效认识两种换热器的流动和传热性能而言是不够的。

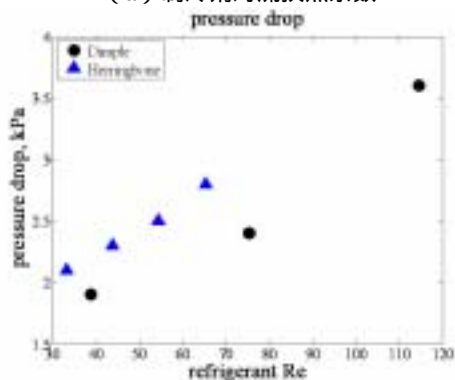
进一步给出了不同制冷剂雷诺数下的换热系数和压降结果，如图11所示。需要说明的是，由于制冷剂的粘度和密度等物性参数与干度有关，因此雷诺数通过不同干度的算术平均值获得的。

图11(a)中，相同雷诺数下，点波板式换热器的平均蒸发换热系数要高于人字波板换，与单相水-水换热过程具有相同的特征。同时，随着雷诺数的增加，点波板式换热器的平均蒸发换热系数增加幅度更大。可见，随着雷诺数的增加，点波板式换热器蒸发换热的优势更为突出。同时，图11(b)中，相同雷诺数下，点波板式换热器的压降要低于人字波板式换热器，前者约为后者的80%。此外，从总体趋势上看，随着制冷剂雷诺数的增加，二者之间的压降差别相对固定。说明点波板式换热器作为蒸发器的压降优势较为稳定。综上所述，对于蒸发器

内的相变过程，点波板式换热器同样具有较好的流动和传热性能。



(a) 制冷剂对流换热系数



(b) 制冷剂进出口压降

图 11 不同雷诺数下制冷剂的换热与流动特性

4 结论

(1) 开发的新型点波钎焊板式换热器，作为单相换热装置，具有较好的传热和流动性能。与传统的人字波板式换热器相比，较大雷诺数下，强化传热 20% 以上，沿程阻力因子为传统结构的 1/4 左右。

(2) 作为蒸发器，与人字波板式换热器相比，点波板式换热器在相同热负荷下，具有较高的换热效果，将使系统获得更好的制冷或制热效果。但负荷较大时，压降略有增加。

(3) 在相似的制冷剂流动特征下，与人字波板式换热器相比，点波板式换热器具有较好的流动和传热性能。这些性能优势，随着制冷剂流动特征的加强将变得更为明显。

参考文献

- [1] Han Dong-Hyouck, Lee Kyu-Jung, et al. Experiments on the characteristics of evaporation of R410A in brazed plate heat exchangers with different geometric configurations[J]. Applied Thermal Engineering, 2003, 23(10): 1209-1225.
- [2] Würfel Reinhard, Ostrowski Nikolai. Experimental

investigations of heat transfer and pressure drop during the condensation process within plate heat exchangers of the herringbone-type[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2004, 43(1): 59-68.

- [3] Longo G. A., Gasparella A., et al. Experimental heat transfer coefficients during refrigerant vaporisation and condensation inside herringbone-type plate heat exchangers with enhanced surfaces[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, 47(19-20): 4125-4136.
- [4] Longo G. A., Gasparella A. Refrigerant R134a vaporisation heat transfer and pressure drop inside a small brazed plate heat exchanger[J]. International Journal of Refrigeration, 2007, 30(5): 821-830.
- [5] Longo Giovanni A. R410A condensation inside a commercial brazed plate heat exchanger[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2009, 33(2): 284-291.
- [6] Longo Giovanni A. Heat transfer and pressure drop during hydrocarbon refrigerant condensation inside a brazed plate heat exchanger[J]. International Journal of Refrigeration, 2010, 33(5): 944-953.
- [7] 欧阳新萍 吴国妹 刘宝兴. 等流速法在板式换热器传热试验中的应用[J]. 动力工程, 2001, (3): 1260-1262
- [8] Fernández-Seara José, Uhiá Francisco J., et al. A general review of the Wilson plot method and its modifications to determine convection coefficients in heat exchange devices[J]. Applied Thermal Engineering, 2007, 27(17-18): 2745-2757.
- [9] 张冠敏. 复合波纹板式换热器强化传热机理及传热特性研究[D]. 济南: 山东大学, 2006.
- [10] Sunden Bent. Enhancement of Convective Heat Transfer Characteristics in Rib roghened Retangular Duct[J]. Enhanced Heat Transfer, 1999, 6, 89-103.
- [11] Zimparov Ventsislav. Extended performance evaluation criteria for enhanced heat transfer surfaces: heat transfer through ducts with constant heat flux[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2001, 44(1): 169-180.
- [12] 李晓伟. 通道湍流换热强化的数值与实验研究 [D]. 北京: 清华大学, 2008.