

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2017.03.007

板式换热器换热特性及压降的实验研究

王超, 陶乐仁*, 黄理浩, 虞中旻, 沈冰洁

(上海理工大学 制冷与低温工程研究所, 上海 200093)

摘要:为了研究强化板式换热器的换热性能及压降特性,利用小型R32制冷系统,基于钎焊式板式换热器,进行了一系列实验。实验结果表明:板式换热器出口制冷剂由过热到两相态时,制冷剂侧换热系数先急剧增大后缓慢降低,传热温差快速减小后缓慢降低,压降只有小幅度的变化;随着换热器的效能逐渐增大,平衡换热器效能和系统性能后,蒸发器出口干度接近1时,换热效果最好。研究可为强化板式换热器的设计提供参考。

关键词:板式换热器;小型R32制冷系统;传热;两相流;压降

中图分类号:TK124

文献标志码:A

文章编号:1005-2895(2017)03-0030-06

Experimental Study on Heat Transfer Characteristics and Pressure Drop for Plate Heat Exchanger

WANG Chao, TAO Leren*, HUANG Lihao, YU Zhongyang, SHEN Bingjie

(Institute of Refrigeration and Cryogenics, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: In order to study the heat transfer performance and pressure drop characteristics of plate heat exchanger, based on the brazed plate heat exchanger, a series of experiments were carried out by using small R32 refrigeration system. The experimental results show that: the refrigerant outlet state from overheat to the two-phase state, the heat transfer coefficient on refrigerant side increases rapidly initially and then decreases slowly, the temperature difference of heat transfer decreases quickly and then decreases slowly, the pressure drop only has a small decline. As the effectiveness of plate heat exchanger increases gradually, balance the effectiveness of plate heat exchanger and system performance, the evaporator outlet dryness is close to one, the heat transfer performance reaches the best. This study can provide reference for the design of plate heat exchanger.

Keywords: plate heat exchanger; small R32 refrigeration system; heat transfer; two-phase flow; pressure drop

板式换热器由于结构紧凑,质量轻,耐高温及压降小等特点在食品、石油化工、制冷及空调等行业备受欢迎^[1-2]。钎焊式板式换热器除了板片和端板外没有任何多余结构,但这种结构的单片面积与总装面积受限,使换热面减小,对于热容量的变化敏感,而且焊接后的设备无法拆卸^[3]。波纹型板片的换热效率高根本原因是板片间流道截面变化复杂,容易引发湍流,同时流体在多变流道中流动(弯头和接头等),流动阻力很大,会消耗更多的能量。板式换热器在强化换热的时候,比相同雷诺数下管壳式换热器流体阻力高10~20

倍^[4],因此平衡板式换热器的换热性能和流动阻力,最终降低泵或压缩机耗功将是板式换热器优化设计的重要课题。国内外近年来对板式换热器方面的实验研究主要有:单相换热^[5-7]、沸腾换热^[8-9]、冷凝换热^[10-11]、相变换热^[12]及流动分布方式^[13-14]等。

板式换热器单相换热相关的研究已经相当成熟,然而由于两相流换热影响因素的复杂性,板式换热器通道内流动状态的多变性和随机性,严格的理论推导难度相对较大,同时大部分板式换热器性能实验结果是基于水、氟利昂及氨获得,对于具有环保、良好热力

收稿日期:2016-09-19;修回日期:2017-03-10

基金项目:上海重点实验室资助项目(13DZ2260900)。

第一作者简介:王超(1990),男,河南信阳人,硕士研究生,主要研究方向为制冷系统及传热传质。通信作者:陶乐仁,教授,主要研究方向为制冷及低温技术。E-mail:cryo307@usst.edu.cn

性能的热门替代制冷剂 R32 作为系统冷媒的板式换热器的换热性能研究较少。笔者通过模拟 R32 制冷系统实际运行工况,研究不同出口状态下的板式换热器的换热及压降特性,为强化板式换热器换热提供一些指导性意见。

1 实验原理

1.1 实验装置

实验制冷系统类似一台小型变流量水冷冷水机组,整体结构由制冷循环、水循环和过冷装置 3 大部分构成。实验装置如图 1 所示。

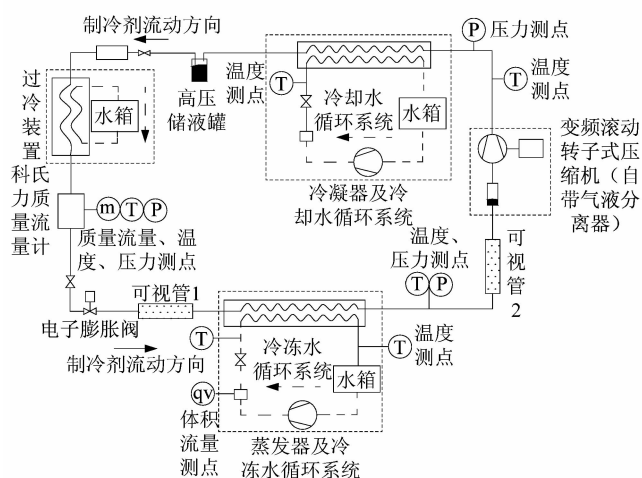


图 1 实验装置图

Figure 1 Experimental device diagram

实验测试段为蒸发器段板式换热器,选用江阴宝得换热设备有限公司生产的 BL26 紧凑型钎焊式板式换热器,制冷剂管路接口 5/8",水管路接口 G1",长为 310 mm,宽为 111 mm,上下角孔中心距 250 mm,左右角孔中心距 50 mm,厚度 71.36 mm,26 片人字形换热片,单流程,制冷剂侧和水侧分别为 12 和 13 个通道,单通道容积约 0.05 L,波纹深度 2 mm,换热总面积 0.624 m²。蒸发器进口和出口处放置温度和压力测点,铂电阻斜插入管道内部,减小对边界层的破坏。温度偏差为 $\pm 0.15 + 0.002|t|$ °C (t 为实际测量温度,°C),压力变送器和压差传感器精度为 $\pm 0.5\%$,科氏力质量流量计测量精度为 $\pm 0.1\%$ 。

冷冻水的循环流量保持 6 L/min,改变冷冻水侧电加热的加热量,使蒸发器出口制冷剂由过热向两相态变化。冷却水出口水温 and 流量不变,即可控制冷凝压力恒定,控制电子膨胀阀的开度不变,改变频率,即可控制流量的变化。设置进口干度变化的对照组,保

持其余参数不变,频率保持不变,改变过冷度大小,即可改变进口干度。待系统稳定后,导出各个状态点的系统参数,设置不同质流密度的对照组,通过改变压缩机频率即可。具体实验工况如表 1 所示。

表 1 实验工况

Table 1 Experimental conditions

工况	进口干度	质流密度/ (kg · m ⁻² · s ⁻¹)	冷却水 出口温度/°C	过冷度/°C
1#	0.15	103.3	40.0	8.5
2#	0.20	103.5	40.0	8.0
3#	0.20	108.2	40.0	8.0
3#	0.20	115.4	40.0	8.0

1.2 实验公式

根据图 1 中仪器仪表测得相关的压力、温度值,调用 Refprop9.0 可计算得以下主要数据:

质流密度

$$G = q_m / A_p \quad (1)$$

式中: q_m 为制冷剂质量流量,kg/s; A_p 为流量测试段管径的截面积,m²。

水侧换热量

$$Q_w = c \cdot m \cdot (T_{w,o} - T_{w,i}) \quad (2)$$

式中: c 为水的比热容,kJ/(kg · °C); m 为冷冻水的循环流量,kg/s; $T_{w,i}$ 和 $T_{w,o}$ 分别为冷冻水的进出口温度,°C。

制冷剂侧制冷量

$$Q_r = q_m \cdot (h_o - h_i) \quad (3)$$

式中: h_i 和 h_o 分别为蒸发器进出口制冷剂的比焓,kJ/kg。

热损失占换热量百分比

$$q = (Q_w - Q_r) / Q_w \quad (4)$$

蒸发器侧传热温差

$$T_D = T_{w,o} - T_{sat} \quad (5)$$

式中: T_{sat} 为蒸发温度,°C。

对数平均温差

$$\Delta T_m = (T_{w,o} - T_{w,i}) / \ln \frac{T_{sat} - T_{w,i}}{T_{sat} - T_{w,o}} \quad (6)$$

总传热系数

$$k = Q_w / (\Delta T_m \cdot A) \quad (7)$$

式中: k 为总传热系数,kJ/(m² · °C); A 为板式换热器的换热面积,为定值 0.624 m²。

根据误差传递得传热系数相对误差

$$\frac{\Delta k}{k} = \frac{1}{Q_w} \cdot \Delta Q_w - \frac{1}{\Delta T_m} \cdot \Delta T_m \quad (8)$$

蒸发器水侧对流换热系数

$$h_w = 0.023 \cdot \lambda_w \cdot Re_w^{0.8} \cdot Pr_w^{0.3} / D_w \quad (9)$$

式中: λ_w 为水的导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$; Re_w 冷冻水的雷诺数; Pr_w 为水的普朗特数; D_w 为板式换热器通道的当量直径, 约为 0.004 m。

蒸发器制冷剂侧换热系数

$$h_r = \frac{1}{1/k - 1/h_w - R_{\text{污垢}} - R_{\text{铜管}}} \quad (10)$$

式中: $R_{\text{污垢}}$ 和 $R_{\text{铜管}}$ 分别为污垢热阻和管壁热阻, $m^2 \cdot K \cdot kW^{-1}$ 。

热容量流比

$$c_r = q_r \cdot c / (q_m \cdot c) \quad (11)$$

式中: q_r 为水侧质量流量, kg/s ; c 为定压热容, $kJ/(kg \cdot ^\circ C)$ 。

换热器的效能

$$\varepsilon = (T_{w,o} - T_{w,i}) / (T_{w,i} - T_{\text{sat}}) \quad (12)$$

换热器的传热单元数

$$N_{tu} = \varepsilon / (1 - \varepsilon) \quad (13)$$

2 实验结果及分析

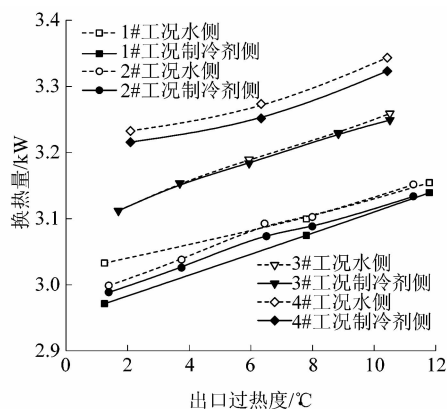
2.1 板式换热器换热性能的分析

由图 2(a) 可知, 制冷剂制冷量变化趋势与冷冻水加热量变化趋势相同, 都随着出口过热度的变小而降低。当出口制冷剂处于两相态时, 假设制冷剂侧制冷量近似等于冷冻水侧加热量。蒸发器同等的出口状态下, 质流密度越大, 制冷量越高; 相同质流密度下, 蒸发器进口干度对板式换热器制冷量影响较小, 这是因为制冷量 $Q = q_m \cdot (h_o - h_i)$, 蒸发器进口干度越小, 蒸发器进口 h_i 越小, 其余参数不变情况下, 主要通过定流量制冷剂的焓差增大而增加制冷量。而质流密度增大, 质量流量 q_m 增大, 相比定进口干度下焓差变化幅度, 质量流量的变化幅度更大, 所以占换热量主要份量的汽化潜热值 $q_m \cdot q_{\text{汽化}}$ 也会大幅增加。

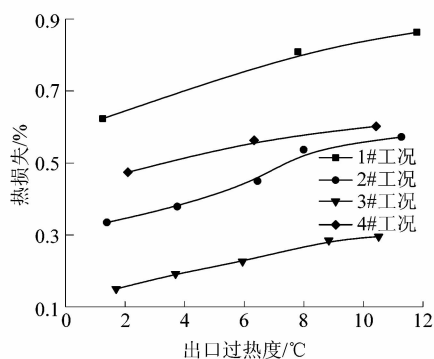
由图 2(b) 可以看出, 蒸发器出口过热度越高, 热损失越大, 但最后都趋于平缓; 相同质流密度下, 蒸发器进口干度越小, 板式换热器热损失越高, 相同进口干度下, 质流密度越高, 换热损失越大, 这是由于质流密度的增加, 强化了换热效果, 降低了换热损失。由于板式换热器出口处于两相区时, 调用 Refprop 计算蒸发器出口的比焓为饱和点的比焓, 与事实背离, 所以将蒸发器出口处于两相区时换热损失作 0 处理。同时从图中还可以看出热损失小于 5%, 可认为保温性良好, 基本没有热损失, 故图 2(a) 中制冷剂侧制冷量和冷冻水侧加热量近似相等的假设可成立, 可按照对数平均温

差法做相关计算。

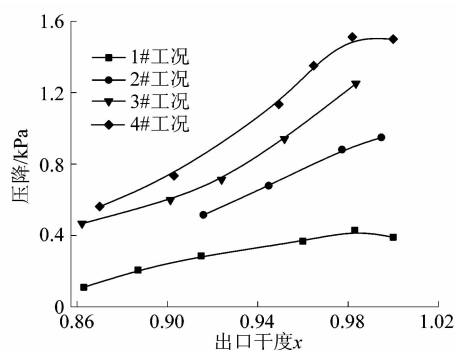
由图 2(c) 和 (d) 可得, 蒸发器进出口压降先缓慢增大后缓慢减小, 在出口干度为 0.99 附近存在最大值, 整体来看压降相对蒸发压力可以忽略不计。气液两相流动时, 由于气体和液体的密度和黏度不同, 以及气液含量不同造成相互滑动, 使得流动过程中除了摩擦压降、局部阻力压降外, 还有重力压降和加速压降, 但相对于摩擦压降, 其余占比很小^[15]。根据 Yan 等模型^[16], 可知雷诺数对压降影响较大, 所以同等情况下质流密度越大, 压降幅度越大。蒸发器内制冷剂由进口到出口, 其状态会经历气液两相—饱和气体—过热气体的变化过程, 流动状态会经历泡状流—环状流—雾状流(气状流)的变化过程^[17], 根据范宁摩擦因数 $f = (\Delta P_i d_e) / (2G^2 v_m L)$, 进入蒸发器后, 两相态制冷剂吸收热量, 干度增大, 单位横截面积上气态制冷剂增多, 制冷的动力黏度相应会降低, 压降也就变大。当两相态制冷剂中液态占比逐渐减少时直至完全蒸发时, 此时由于压降, 饱和温度下降, 制冷剂提早达到饱和状态, 制冷剂黏度随着温度的降低而升高, 系统内润滑油被逐渐分离出来, 附着在蒸发器的换热片上, 这时黏度又缓慢增大, 故压降又缓慢减小。



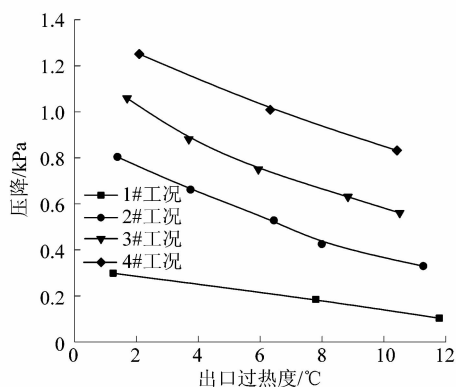
(a) 冷冻水和蒸发器的换热量随出口过热度的变化



(b) 蒸发器的换热损失随出口状态的变化



(c) 换热器压降随出口干度的变化



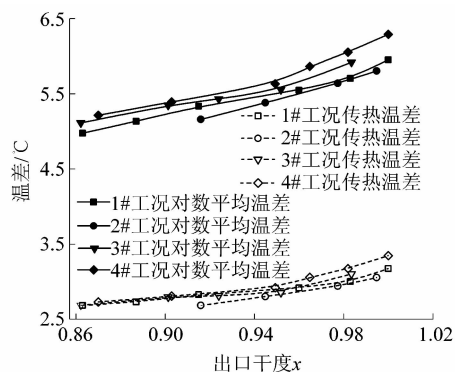
(d) 换热器压降随出口过热度的变化

图2 蒸发器状态参数随不同出口状态的变化

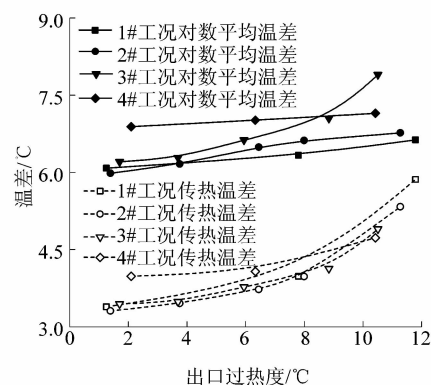
Figure 2 Variation of evaporator state parameters with different outlet status

蒸发器的传热温差反应了换热过程的不可逆损失^[18]。由图3(a)和(b)可知,随着蒸发器出口过热度/干度的降低,蒸发器传热温差先大幅度下降后缓慢降低,这是由于蒸发器内两相换热区增长,提高了蒸发器的换热系数。由图3(c)和(d)及公式(9)可知,总传热热阻减去定值水侧污垢和换热器片的导热热阻后,相应的制冷剂侧换热系数也应先增大后急剧减小。从图中还可以看出,在出口干度为0.96附近换热系数达到最大,与压降在0.99达到最大值的点发生偏差的原因主要是由于润滑油的存在,这也与人字波板式换热器的压降越大,制冷剂侧换热系数越高的特点相符合^[3]。

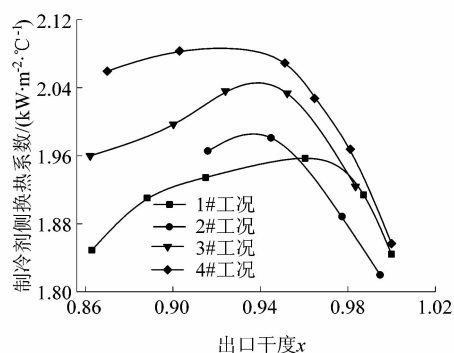
由公式(12)和(13)可知,传热单元数随着蒸发器出口干度/过热度的增大而减小。由图3(e)可看出,逆流型板式换热器的效能随着传热单元数的增大而快速增大,随着蒸发器出口干度/过热度的增大,换热器的效能会降低;小热容流比情况下,板式换热器的效能超过50%,这不仅与换热器的换热性能有关,还与制冷剂R32热力性能有关^[19]。



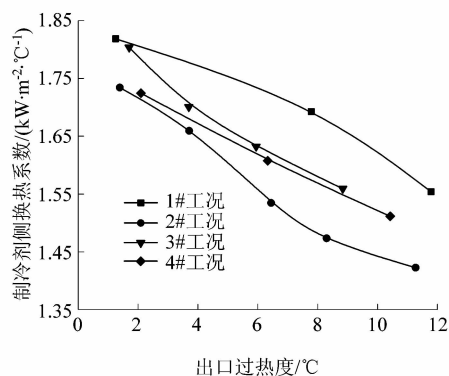
(a) 传热温差和对数平均温差随出口干度的变化



(b) 传热温差和对数平均温差随出口过热度的变化



(c) 制冷剂侧换热系数随出口干度的变化



(d) 制冷剂侧换热系数随出口过热度的变化

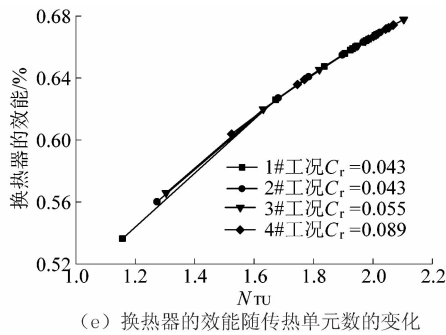


图3 换热系数随不同出口状态的变化

Figure 3 Variation of heat transfer coefficient with different outlet status

2.2 R32在板式换热器中压降的分析

蒸发器内气液两相流动时,摩擦阻力、局部阻力、加速阻力以及重力阻力等造成制冷剂经过板式换热器后产生压降,其余的阻力损失可以忽略不计。摩擦阻力压降主要是由于制冷剂在板式换热器内部人字形波纹通道内由于黏性摩擦产生,局部阻力压降主要是由于制冷剂进入角孔对流冲击造成压力损失,由于板式换热器竖直放置,制冷剂和水逆流分布,制冷剂由下向上流动过程,由于重力及压差的作用会分别产生重力损失和加速阻力损失。故 R32 在板式换热器中,压降

$$\Delta P = \Delta P_f + \Delta P_c + \Delta P_{ele} + \Delta P_{ac} \quad (14)$$

根据 Shah-Focke 模型^[20],局部压降

$$\Delta P_c = 1.5 G^2 / (2 \rho_m) \quad (15)$$

式中, ρ_m 为板式换热器内的制冷剂的平均密度, kg/m^3 。

重力压降

$$\Delta P_{ele} = gL / v_m \quad (16)$$

式中: L 为板式换热器角孔中心间的长度, m ; v_m 为制冷剂的平均比容, m^3/kg 。

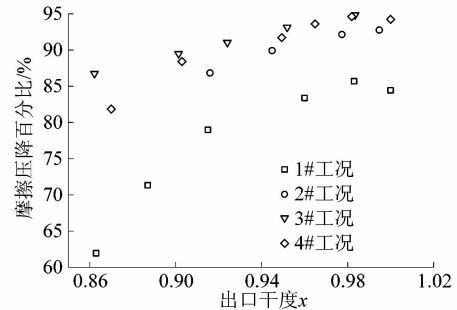
加速压降

$$\Delta P_{ac} = G^2 \cdot (v_{ev} - v_l) \cdot \Delta x \quad (17)$$

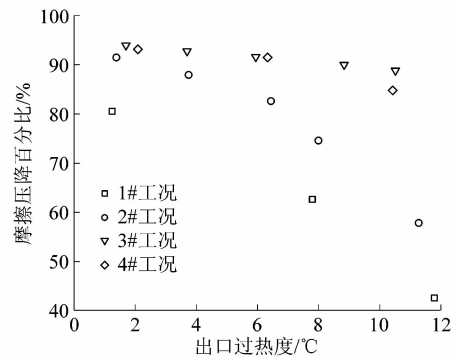
式中: v_{ev} 为蒸发压力下制冷剂饱和液态比容, m^3/kg ; v_l 为饱和气态比容, m^3/kg ; Δx 为蒸发器进出口的干度差。

由图4可知,板式换热器进出口摩擦压降先增大后减小,角孔局部阻力压降先减小后增大,在出口干度0.98附近出现最值;质流密度越大,摩擦压降越大,角孔局部阻力压降越小。从图4(e)可以看出,质流密度的变化对各部分压降的影响最大,板式换热器进口干度越大,摩擦压降越大,角孔局部阻力压降越小,但比摩擦压降的变化幅度小,造成能量损失较高。所以在

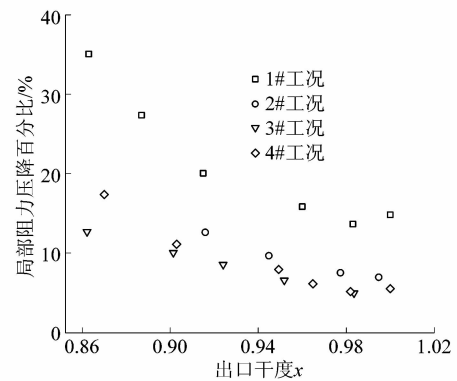
实际运行过程中,适当降低板式换热器进口干度,控制板式换热器的出口在饱和状态或者较小干度附近,但是考虑压缩机可能会产生“液击”现象,故出口制冷剂控制在饱和状态附近最佳,同时还能提高系统的性能。



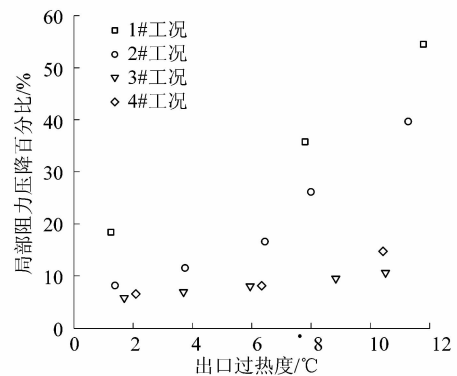
(a) 摩擦压降占总压降百分比随出口干度的变化



(b) 摩擦压降占总压降百分比随出口过热度的变化



(c) 角孔局部压降占总压降百分比随出口干度的变化



(d) 角孔局部压降占总压降百分比随出口过热度的变化

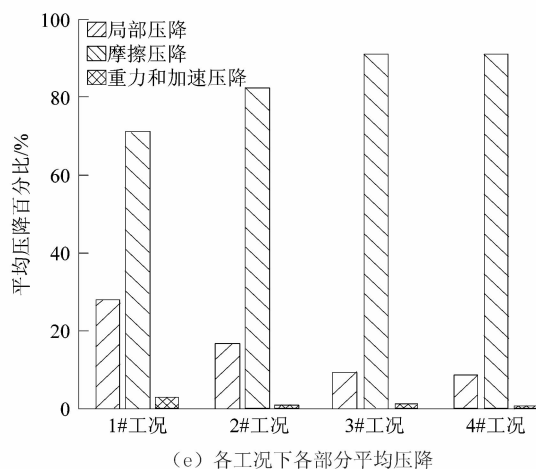


图4 板式换热器中各部分压降的变化

Figure 4 Changes of pressure drop in plate heat exchanger

3 结论

通过分析实验结果可以得出以下几点结论:

1) 对于钎焊式板式换热器,制冷剂侧换热系数与压降变化趋势大致一致,制冷剂在出口处近乎饱和状态,即存在极少量液态制冷剂时换热性能最好;

2) 当蒸发器侧传热温差过大时,要降低蒸发器的出口过热度,使换热效果得到优化,相比对数平均温差,蒸发器侧传热温差更能反映板式换热器的换热效果,并且变化趋势与之相同,故蒸发器侧传热温差和对数平均温差可同时作为调节参数进行反馈调节;

3) 从板式换热器的效能和传热单元数方面来看,蒸发器出口干度越小换热效能越好,传热单元数也越高,然而压缩机的运行环境恶化,所以平衡换热效率和系统性能显得尤为重要;

4) 从节能降耗方面来看,减小板式换热器的摩擦阻力能降低泵或者压缩机耗功,故要尽可能减小板式换热器进口的干度,控制板式换热器出口制冷剂为饱和状态。

参考文献:

- [1] MOTA F A S, RAVAGNANI M A S S, CARVALHO E P. Optimal design of plate heat exchangers[J]. Applied thermal engineering, 2014, 63(1): 33-39.
- [2] 全国压力容器标准化技术委员会. 板式换热器: JB 16409—1996 [S]. 北京: 中国标准出版社, 1996.
- [3] 董其伍, 张鑫. 换热器[M]. 北京: 化学工业出版社, 2008.
- [4] 曲宁. 板式换热器流动与分析[D]. 济南: 山东大学, 2005: 3-4.

- [5] HAN Xiaohong, CUI Liqi, CHEN Shaojie, et al. A numerical and experimental study of chevron, corrugated-plate heat exchangers[J]. International communications in heat and mass transfer, 2010, 37(8): 1008-1014.
- [6] 曾伟平. 板式换热器换热和压降的性能研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2009: 32-43.
- [7] FREUND S, KABELAC S. Investigation of local heat transfer coefficients in plate heat exchangers with temperature oscillation IR thermography and CFD[J]. International communications in heat and mass transfer, 2010, 37(19/20): 3764-3781.
- [8] HUANG Jianchang, SHEER T J, BAILEY-MCEWAN M, et al. Heat transfer and pressure drop in plate heat exchanger refrigerant evaporators[J]. International journal of refrigeration, 2012, 35(2): 325-335.
- [9] KHAN T S, KHAN M S, CHYU M C, et al. Experimental investigation of evaporation heat transfer and pressure drop of ammonia in a 60° chevron plate heat exchanger [J]. International journal of refrigeration, 2012, 35(2): 336-348.
- [10] 魏文建, 张志锋, 马文勇. 新型高效点波板式冷凝器性能研究[J]. 制冷技术, 2015, 35(2): 22-25.
- [11] GRABENSTEIN V, KABELAC S. Experimental and theoretical analysis of local condensation heat transfer in plate heat exchanger [J]. Journal of physics: conference series, 2012, 395: 1-8.
- [12] KIM I K, PARK J H, KWON Y H, et al. Experimental study on R-410a evaporation heat transfer characteristics in oblong shell and plate heat exchanger[J]. Heat transfer engineering, 2007, 28(7): 633-639.
- [13] MIURA R Y, GALEAZZO F C C, TADINI C C, et al. The effect of flow arrangement on the pressure drop of plate heat exchangers[J]. Chemical engineering science, 2008, 63(22): 5386-5393.
- [14] 许淑惠, 周明连. 板式换热器进出口段流道内的压力分布、流阻及流型显示的实验研究[J]. 节能, 1996(8): 12-15.
- [15] 黄永帅, 姜未汀, 韩维哲, 等. 板式换热器两相流换热和压降性能综述[J]. 制冷与空调, 2015, 15(11): 5-8.
- [16] KUO W S, LIE Y M, HSIEH Y Y, et al. Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R410A flow in a vertical plate heat exchanger[J]. International journal of heat and mass transfer, 2005, 48(25/26): 5205-5220.
- [17] 任泽霏. 对流换热[M]. 北京: 高等教育出版社, 1998: 239-245.
- [18] 王如竹, 丁国良, 吴静怡, 等. 制冷原理与技术[M]. 北京: 科学出版社, 2007.
- [19] 李志信, 过增元. 对流传热优化的场协同理论[M]. 北京: 科学出版社, 2010.
- [20] SHAH R K, FOCKE W W. Plate heat exchangers and their design theory: heat transfer equipment design[R]. Washington: Hemisphere Publishing, 1988: 227-254.