

支路数对热泵空调中冷凝和蒸发两用 换热器性能的影响

黄东¹, 陈群², 袁秀玲¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 清华大学工程力学系, 100084, 北京)

摘要: 在空气的进口状态和流量、换热器的几何结构尺寸、管路排布方式等相同时,研究了支路数对蒸发和冷凝两用换热器流动与传热性能的影响规律。结果表明:随支路数增多,空气与制冷剂间的传热温差会增大,但总传热系数却会变小;室内换热器作蒸发器时,换热量先升后降,最小值比最大值小 23.2%,存在使换热量最大的最佳支路数,在支路数小于或大于最佳支路数时,换热量的主导因素分别为传热温差与总传热系数;室内换热器作冷凝器时,换热量随支路数增多单调递减,最小值比最大值小 40.55%,总传热系数始终是制约换热量的主导因素。因此,为协调并同时提高制冷、制热循环的效率,需要优化热泵系统中换热器的支路数。

关键词: 支路数;冷凝器;蒸发器;热泵

中图分类号: TB657.5 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-987X(2007)05-0543-06

Effect of Circuit Number on the Indoor Coil Serving as Both Condenser and Evaporator in Heat Pump

Huang Dong¹, Chen Qun², Yuan Xiuling¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. Department of Engineering Mechanics, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: The effect of the circuit number on the indoor coil in a split-type air-source heat pump is investigated numerically by EVAP-COND 2.0 version simulation package of American NIST. The indoor coil serves as an evaporator in a cooling cycle and as a condenser in a heating cycle. The simulation demonstrates that the air-and-refrigerant temperature difference increases with the circuit number, but the overall heat transfer coefficient drops. The evaporator capacity rises firstly, and then drops with the circuit number and achieves the maximum in the optimum circuit number. The minimum evaporator capacity gets less than the maximum by 23.2%. The air-and-refrigerant temperature difference and the overall heat transfer coefficient become the dominant factor governing the evaporator capacity, respectively behind and beyond the optimum circuit number. The condenser capacity always decreases with the circuit number and the overall heat transfer coefficient acts as the dominant factor. The minimum condenser capacity is less than the maximum by 40.5%. These results demonstrate that the indoor coil in a heat pump is endowed with an optimal circuit number to heighten the efficiencies and capacity in heating and cooling cycles simultaneously.

Keywords: circuitry number; condenser; evaporator; heat pump

热泵空调器存在制冷和制热 2 种循环,室内换热器在制冷循环时作为蒸发器,在制热循环时作为冷凝器。室内换热器在 2 种循环的运行条件存在差别,如制冷剂流量、蒸发和冷凝的传热和流动特性、管外的干、湿工况,制冷剂进、出口方向等。文献[1]利用软件 EVAP-COND1.0 优化了 6 种制冷剂的蒸发器流路布置,使性能系数提高了 11.7%。文献[2-3]发现:对于蒸发器和冷凝器来说,空气侧和制冷剂侧的热阻已经基本相当,甚至在低干度和过热区,主要热阻位于制冷剂侧。文献[4]的研究表明,逆交叉布置的压降比较小。文献[5]的实验研究发现,逆交叉流具有较好的综合性能,重力会引起两支路的制冷剂流量分配不均匀。因此,本文拟以协调并综合提高热泵空调制冷和制热的效率为目标,研究支路数对室内换热器在 2 种循环下冷凝器和蒸发器的特性。至今,作者未发现相关研究报道。

1 模拟程序及约束条件

1.1 模拟程序简介

本文采用美国 NIST 的 Domanski 设计的软件 EVAP-COND 2.1^[6],它历经了 NIST 十几年的开发和完善,在翅片管换热器的数值模拟方面具有很强的代表性,在国际上也具有广泛的影响^[1,7-8]。EVAP-COND 2.1 采用逐管计算的方案,即把每根铜管作为独立的计算单元^[7-8],需要单独输入制冷剂 and 空气的状态、流量。对于多支路布置来说,需要对各支路逐个计算。在某个支路内,计算按照管路布置与制冷剂的流动顺序进行,前一根管制制冷剂的出口参数是后一根管的入口参数。对于支路内的分叉,先计算其中一个分支直至出口,然后再倒回至分叉处计算其他分支。

在空气侧,迎风管排每根管路入口空气的温、湿度均相同,流速在管路的纵向上可实现一维非均匀分布的假设。对后排管路来说,每根管的空气流量是前排中 2 根距离最接近管路流量的各一半之和,入口状态为 2 股空气混合后的状态参数^[7-8]。本文采用平直翅片,空气侧的传热和压降公式采用文献[9]中的公式,该公式考虑了排数影响和接触热阻的影响。

在制冷剂侧,流量在各支路间的分配采用阻力相同的原则。在模拟时,先确定制冷剂侧两相区和过热区的临界点,并采用相应的传热和压降公式。本文采用光滑圆管,沸腾表面换热系数采用 Thome^[10]公式,冷凝换热表面传热系数采用 Shah^[11]公式,单相区传热采用 McAdams^[12]公式。制冷剂在单相区的

压降采用 Blasius 公式,两相区的压降采用 Müller-Steinhagen^[13]公式,弯头单相与两相区的局部压降分别采用 Chisholm^[14] Idelchik^[15]公式。

1.2 模拟的约束条件

为着重研究支路数对换热器流动和传热性能的影响,支路内采用相同的流路布置,即如图 1 所示的“n”字形排布,被分为 1、2、3、4 和 6 个支路,换热器的几何结构尺寸完全相同(见表 1),换热器面积和风量的选取具有典型性和代表性,参考了国内外众多家用分体柜式空调器室内换热器的数据。

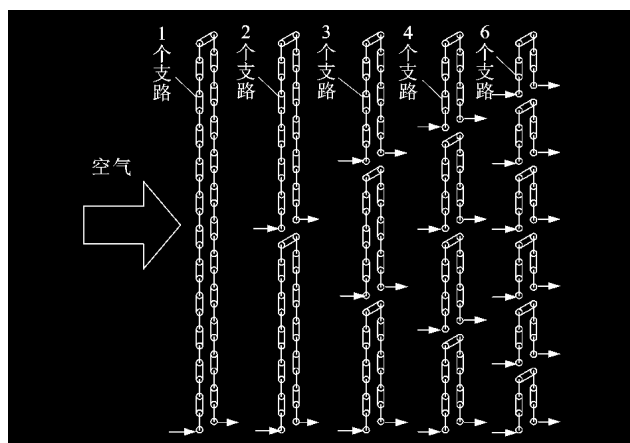


图 1 换热器各种支路布置图

室内换热器在制冷运行时作为蒸发器,数值模拟收敛的约束条件如表 2 所示。蒸发器的出口压力和温度是制冷系统的关键参数,它不仅会影响压缩机的流量,并在一定程度上也反映了蒸发温度以及蒸发器过热区的大小。因此,把制冷剂的出口状态作为蒸发器数值计算的收敛条件。进口空气的干、湿球温度采用国标中标准制冷工况的数据。空气和制冷剂的流动方向如图 1 中箭头所示,换热器为顺交叉流布置。

室内换热器在制热运行时作为冷凝器,数值模拟的收敛条件如表 3 所示。冷凝器的进口压力和温度也是制冷系统的关键参数,它会影响压缩机的功率,而且也反映了冷凝温度。同时,冷凝器的出口过冷度也是一个重要参数,会影响系统的制冷量,同时足够的过冷度更是制冷系统避免振荡等不稳定现象的必要条件。因此,在对冷凝器模拟时,把制冷剂的进口状态和出口过冷度作为收敛条件。进口空气的干、湿球温度也采用国标中标准制热工况的数据。在对冷凝器模拟时,空气的流动方向如箭头所示(见图 1),但制冷剂的流动方向刚好相反,换热器为逆交叉流布置。

表1 换热器的几何结构参数

带翅管长/mm	400
管内径/mm	8.82
管外径/mm	9.52
管间距/mm	25.4
排间距/mm	22
管排数	2
每排管数/根	24
翅片类型	平直翅片
翅片厚度/mm	0.11
管内表面	光管
空气流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$	12

表2 蒸发器模拟的约束条件

制冷剂			进风	
进口干度	出口饱和温度/ $^{\circ}\text{C}$	出口过热度/ $^{\circ}\text{C}$	干球温度/ $^{\circ}\text{C}$	湿球温度/ $^{\circ}\text{C}$
0.2	5	5	27	19

表3 冷凝器模拟的约束条件 $^{\circ}\text{C}$

制冷剂			进风	
进口饱和温度	出口饱和温度	出口过热度	干球温度	湿球温度
50	35	5	20	15

2 模拟结果及分析

2.1 作为冷凝器或蒸发器时换热器的总体性能分析

图2~图4表明了冷凝器和蒸发器的换热量、压降、制冷剂流量随支路数的变化.如图2所示:随支路数的增多,蒸发器的换热量先升后降,最大值为2个支路时的4.81 kW,最小值为6个支路时的3.69 kW,最小值比最大值小23.2%;冷凝器的换热量却一直在单调递减,峰值为1个支路时的6.49 kW,最小值为6个支路时的3.86 kW,最小值比峰值小40.5%.如图3所示,当支路数增多时,支路内的制冷剂流量在减小,蒸发器和冷凝器的压降也都随着减小,但压降曲线的斜率并不相同,支路数较少时明显斜率要大,然后逐渐平缓.由图3还可知,蒸发器的压降一般比冷凝器大几倍.对于各种支路布置来说,虽然换热器的几何结构尺寸与数值模拟的收敛条件都相同,但图4表明:不同支路对应的制冷剂流量差别仍然比较显著,尤其在作为冷凝器时,1个支路的制冷剂流量为116.28 kg/h,6个支路的制冷剂流量为69.31 kg/h.另外,图4中制冷剂的流

量和图2的换热量变化趋势基本保持一致.

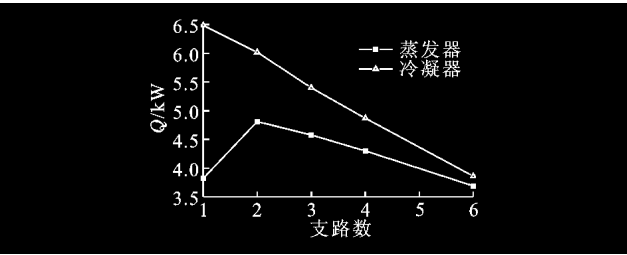


图2 蒸发器和冷凝器的换热量随支路数的变化

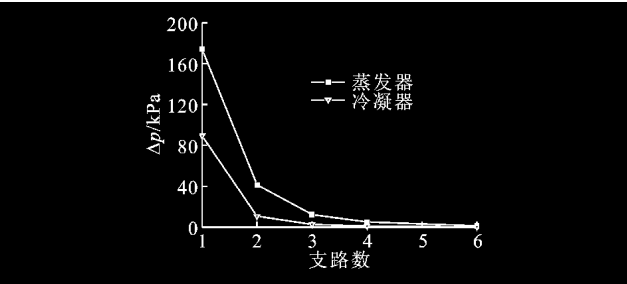


图3 蒸发器和冷凝器的压降随支路数的变化

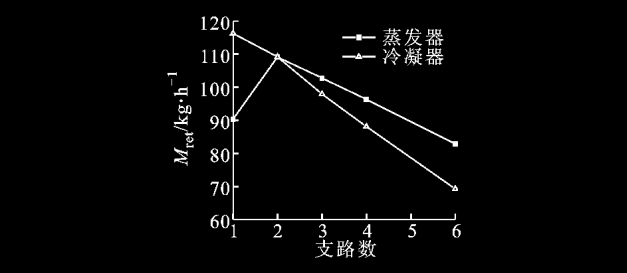


图4 蒸发器和冷凝器的制冷剂流量随支路数的变化

2.2 蒸发器性能分析

室内换热器在制冷循环作为蒸发器时,模拟计算的约束条件如表2所示,制冷剂和空气的流动方向如图1所示.由于管外空气的进口状态、流量、风速分布都相同,相应制冷剂在支路间的分配也几乎无差别,因此可选取其中某一个支路进行详细分析.为分析方便,沿制冷剂流向对支路内的管路进行编号.

支路数对蒸发器温差场的分布影响显著.如图4所示,支路数对蒸发器制冷剂的总流量影响比较明显,再加上支路数的不同,则某个支路内的制冷剂流量差别更为显著,如6个支路时流量为13.8 kg/h,1个支路时流量为90.35 kg/h,2个支路时流量为54.56 kg/h.随支路数减少,支路内的制冷剂流量增大,会导致更大的压降,如图5所示.当蒸发器的出口状态相同时,压降会抬高制冷剂进口的饱和压力和饱和温度(见图6),增大了进、出口制冷剂的饱和温度之差,换热器表面的温度分布出现不均匀,减小了进口附近管路的传热温差(见图7),尤其以迎风侧进口处最为显著,1个支路时迎风管排(管编

号为1~24)的平均温差约为2个支路时迎风管排(管编号为1~12)的60%左右,约为6个支路时迎风管排(管编号为1~4)的50%左右。

支路数对蒸发器的换热量也影响显著。蒸发器的换热量不仅受到传热温差的影响,同时也受到总传热系数的影响。在图8中,1个支路时迎风管排每根管的换热量比2个支路时和6个支路时都要小,主要原因在于平均温差比较小,如图6所示。2个支路时迎风管排每根管的对数平均温差比6个支路时要小,但换热量却比6个支路时大,主要原因在于总传热系数不同。文献[2-3]的研究表明,空气侧的热阻和制冷剂侧的热阻基本相当,由于空气侧的进口状态、流量和风速分布均相同,使空气侧的表面传热系数几乎无差别,决定总传热系数的因素在于制冷剂的表面传热系数,而制冷剂侧的表面传热系数主要取决于制冷剂的流量,如前所述,6个支路时的流量约为2个支路时的1/4左右。

显然,当蒸发器的出口状态一定时,客观存在使换热量最大的最佳支路数,原因在于:制约蒸发器换热量的主导因素先是温差场,后变为总传热系数。当实际支路数少于最佳支路数时,支路内的制冷剂流

量较大,产生了过大的压降,显著抬高了制冷剂进口的饱和温度和压力,减小了进口附近管路的平均温差,从而降低了蒸发器的换热量,使温差场成为制约换热量的主导因素。当实际支路数大于最佳支路数时,支路内的制冷剂流量较小,压降也较小,未引起平均温差的显著变化,但制冷剂侧的表面传热系数却随流量显著变小,导致蒸发器的换热量降低,使总传热系数成为制约换热量的主导因素。

2.3 冷凝器性能分析

室内换热器在制热循环时作为冷凝器,其数值模拟的收敛条件如表3所示。空气的流动方向如图1所示,但由于四通换向阀的切换,制冷剂流动方向刚好相反,使制冷剂的进、出口也发生了变化,即图1中的进口在制热循环时变为出口,出口在制热循环时变为进口。为与蒸发器的管路对应,管路仍然沿袭蒸发器模拟时的编号,未作变更,即管路按照制热循环时制冷剂流向的逆方向进行编号。

支路数对冷凝器的温差场分布也产生了影响,但影响幅度比蒸发器时要小。对比图9和图5会发现:冷凝器的1、2和6个支路中每根管制制冷剂进口温度的差别幅度远比蒸发器要小,使冷凝器表面

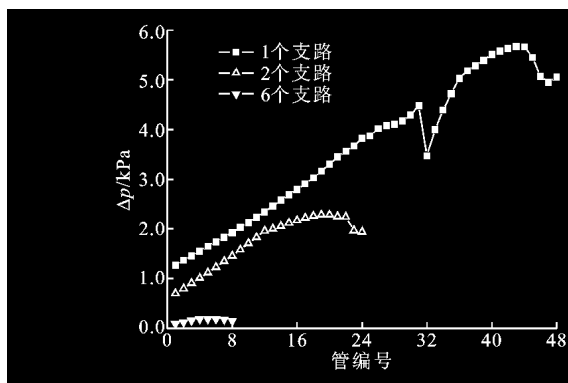


图5 作为蒸发器时每根管的压降对比

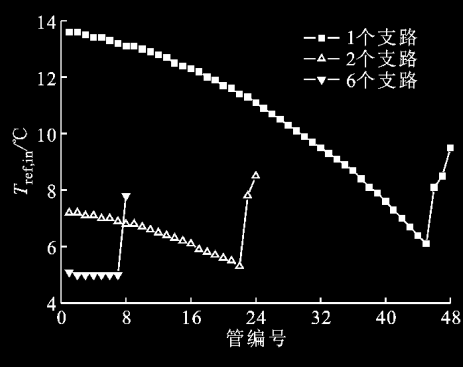


图6 作为蒸发器时每根管的制冷剂进口温度对比

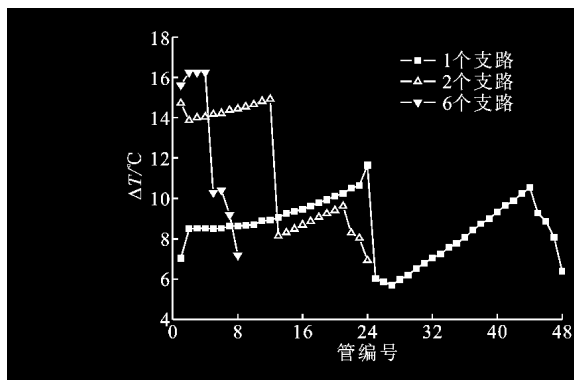


图7 作为蒸发器时每根管的平均温差对比

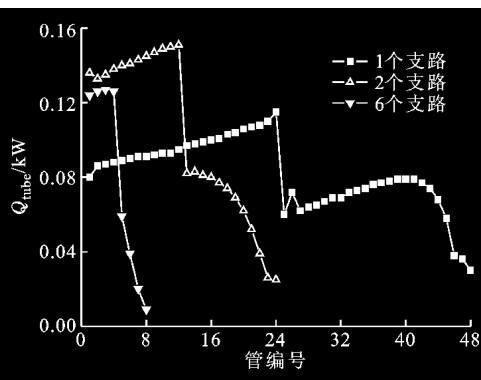


图8 作为蒸发器时每根管的换热量对比

的温度分布更为均匀,这主要取决于2个因素:首先,R22热物性的变化是非线性的,即当压降相同时,在高温区引起饱和温度的变化幅度也要远小于低温区;同时,比较图3、图8和图10可知,冷凝器的压降也要远小于蒸发器的压降.由于冷凝器的表面温度分布比较均匀,使换热器的温差场分布随支路数变化比较小,也更为均匀,如图11所示.显然,由于冷凝器的压降远小于蒸发器的压降,再加上高温区对压降不敏感,因此冷凝器中每根管平均温差的差别幅度也就远小于蒸发器的,温差场已经是制约换热量的主导因素,而总传热系数始终是主导因素.随支路数增多,某个支路内的制冷剂流量在不断降低,使管内制冷剂的表面传热系数随之减小,总传热系数也相应变小,冷凝器的换热量亦随之减小(见图12).

2.4 蒸发器和冷凝器的性能比较

如上所述,随支路数增多,冷凝器和蒸发器的换热量变化趋势不同,差别的幅度也不同.首先,冷凝器的换热量随支路数增多在单调递减,而蒸发器的换热量随支路数增多是先升后降.其次,冷凝器换热量随支路数的变化幅度要远大于蒸发器的,如图2

所示,冷凝器最小换热量为6个支路时的3.86 kW,比最大1个支路时的6.49 kW减小了40.5%,蒸发器的最小换热量为6个支路时的3.69 kW,比最大2个支路时的4.81 kW减小了23.2%.

出现以上2个现象的原因在于制约冷凝器和蒸发器换热量的主导因素不同.随支路数增多,制冷剂流量和压降都在减小,此时换热器表面的温度和温差场分布都趋于均匀化,传热温差有增大的趋势.但是,制冷剂侧的表面传热系数会随制冷剂流量的减小而降低,致使总传热系数有减小的趋势.因此,随支路数增多,温差场和传热系数的变化趋势刚好相反.当室内换热器作蒸发器时,随支路数的增多,制约蒸发器换热量的主导因素先是温差场,后是传热系数,换热量也相应先升后降出现最大值,但温差场和传热系数随支路数增多的变化趋势刚好相反,致使蒸发器换热量的变化相对平缓.当换热器作冷凝器时,制约冷凝器换热量的主导因素始终是总传热系数,随支路数增多,制冷剂流量在减小,制冷剂侧的表面传热系数和总传热系数都随之减小,致使冷凝器换热量出现单调递减,换热量的变化曲线也比较陡峭.

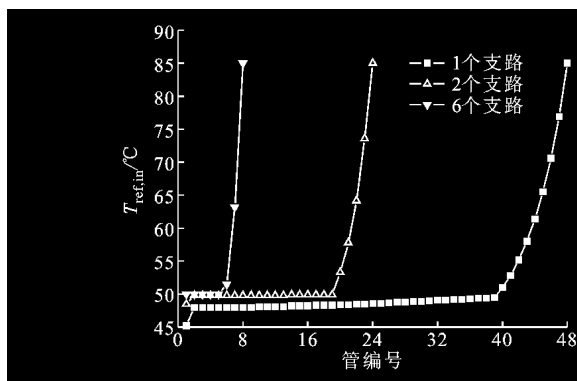


图9 作为冷凝器时每根管的制冷剂进口温度对比

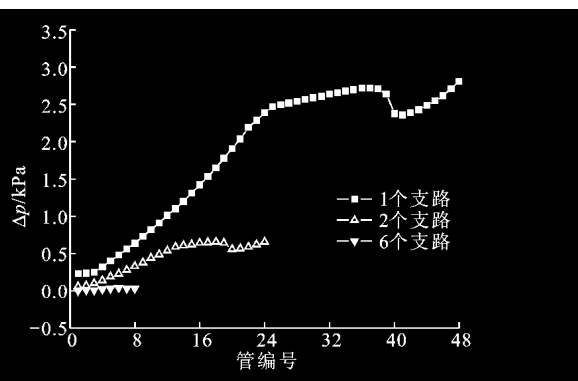


图10 作为冷凝器时每根管的压降对比

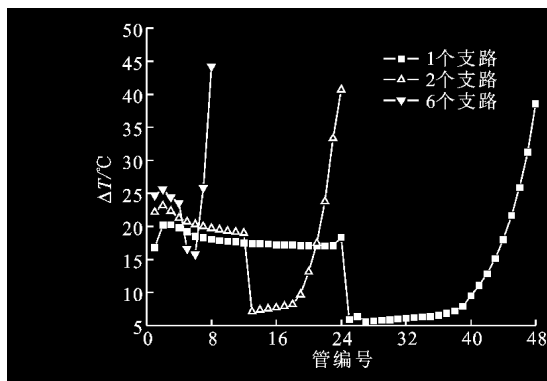


图11 作为冷凝器时每根管的平均温差对比

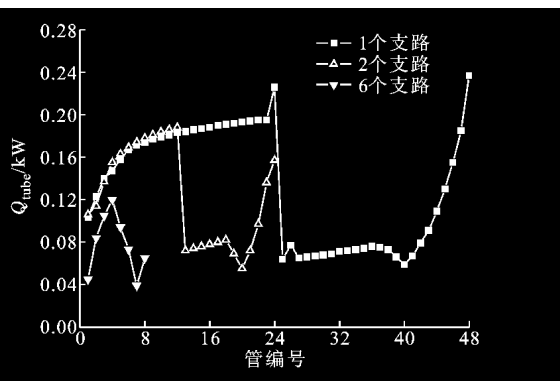


图12 作为冷凝器时每根管的换热量对比

3 结 论

(1) 随支路数增多,换热器的温差场和传热系数的变化趋势相反.支路数的增多使制冷剂流量和压降都降低,减小了进、出口制冷剂的饱和温度之差,换热器表面的温度分布趋于均匀化,传热温差会随着增大,但制冷剂侧的表面传热系数和总传热系数会随制冷剂流量的减小而变小.

(2) 在制冷剂出口状态相同的条件下,蒸发器存在使换热量最大的最佳支路数.当实际支路数小于最佳支路数时,过大的制冷剂流量和压降对换热器的表面温度和温差场分布影响显著,此时温差场是制约换热量的主导因素,而传热温差随支路数增多而增大.当实际支路数大于最佳支路数时,总传热系数是制约换热量的主导因素,而它随支路数增多而减小.

(3) 在制冷剂进口状态与出口过冷度相同的条件下,冷凝器的换热量随支路数增多而单调递减.冷凝器的压降比蒸发器要小,再加上高温区对压降不敏感,总传热系数始终是制约换热量的主导因素,而它随支路数增多而减小.

(4) 当支路数增多时,蒸发器的换热量先升后降,冷凝器的换热量单调递减,而且冷凝器换热量的变化幅度也比蒸发器要小.因此,热泵空调的室内换热器存在最佳支路数,以协调和同时提高换热器在制冷和制热循环时的性能.

参考文献:

- [1] Domanski P A, Yashar D, Kim M S. Performance of a finned-tube evaporator optimized for different refrigerants and its effect on system efficiency[J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28 (6): 820-827.
- [2] Liang S Y, Wong T N, Nathan G K. Numerical and experimental studies of refrigerant circuitry of evaporator coils [J]. International Journal of Refrigeration, 2001, 24 (8): 823-833.
- [3] Liang S Y, Wong T N, Nathan G K. Study on refrigerant circuitry of condenser coils with exergy destruction analysis [J]. Applied Thermal Engineering, 2000, 20 (6): 559-577.
- [4] Liu M S, Leu J S. Influence of circuitry arrangement on the pressure drops of two-row finned tube evaporators [J]. ASME Journal of Energy Resources Technology, 2001, 123(1): 100-103.
- [5] Wang Chi Chuan, Jang J Y, Lai C C, et al. Effect of circuit arrangement on the performance of air-cooled condensers [J]. International Journal of Refrigeration, 1999, 22 (4): 275-282.
- [6] Domanski P A. Simulation models for finned-tube evaporator and condenser — EVAP-COND 2.1 [CP/OL]. Gaithersburg, USA: National Institute of Standards and Technology [2006-08-12]. <http://www2.bfrl.nist.gov/software/evap-cond/>.
- [7] Domanski P A. Simulation of an evaporator with non-uniform one-dimensional air distribution [J]. ASHRAE Transaction, 1991, 97 (1): 793-802.
- [8] Domanski P A. Finned-tube evaporator model with a visual interface [C]// 20th International Congress of Refrigeration. Sydney, Australia: International Institute of Refrigeration, 1999: 1-7.
- [9] Wang Chi Chuan, Chi Kuan Yu, Chang Chun Jung. Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: correlation [J]. International Journal of Heat Mass Transfer, 2000, 43 (15): 2693-2700.
- [10] Thome J R. Update on advances in flow pattern based two-phase heat transfer models [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2005, 29(3): 341-349.
- [11] Shah M M. General correlation for heat transfer during film condensation inside pipes [J]. International Journal of Heat Mass Transfer, 1979, 22 (4): 547-556.
- [12] ASHRAE. ASHRAE handbook: fundamentals volume [M]. Atlanta, USA: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc., 2001: 3-14.
- [13] Müller-Steinhagen H, Heck H K. A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes [J]. Chemical Engineering Process, 1986, 20 (6): 297-308.
- [14] Chisholm D. Two-phase flow in pipelines and heat exchangers[M]. London, UK: George Godwin, 1983: 304-305.
- [15] Idelchik I E. Handbook of hydraulic resistance [M]. 2nd ed. New York, USA: Hemisphere, 1986: 640-641.

(编辑 王焕雪)