

流路布置对热泵空调中冷凝和蒸发 两用换热器性能的影响

黄东, 李权旭, 吴蓓, 袁秀玲

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 研究了顺交叉、逆交叉和 NU 型三种流路布置对 R22 热泵空调中冷凝和蒸发两用换热器性能的影响规律. 结果表明: 作为蒸发器时, NU 型的换热量最大, 比逆交叉和顺交叉的换热量分别增加了 1.5% 和 3.25%; 作为冷凝器时, 顺交叉的换热量最大, 分别比逆交叉和 NU 型的换热量增加了 7.4% 和 1.28%; 依据蒸发器和冷凝器的换热量之和比较, NU 型的最大, 顺交叉的次之, 逆交叉的最小. 因此, NU 型是使制冷循环和制热循环效率较高的流路布置.

关键词: 流路布置; 蒸发器; 冷凝器; 热泵

中图分类号: TB65 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2008)09-1107-06

Effect of Refrigerant Circuitry on Indoor Coil Serving as Condenser and Evaporator in Heat Pump

HUANG Dong, LI Quanxu, WU Bei, YUAN Xiuling

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: The effects of three refrigerant circuitries on the indoor coil in a split-type air-source heat pump using R22 were investigated numerically by EVAP-COND 2.0. The results show that both the air-and-refrigerant temperature difference and overall heat transfer coefficient change with the space location. Moreover, the evaporator capacity with NU-shape arrangement is 1.5% and 3.25% more than that with counter and parallel arrangements, respectively. Furthermore, the condenser capacity with parallel arrangement is 7.4% and 1.28% more than that with counter and NU-shape arrangements, respectively. From the sum of condenser capacity and evaporator capacity, it seems that the NU-shape arrangement might be the reasonable one for indoor coil with higher energy efficiency in both cooling cycle and heating cycle.

Keywords: tube arrangement; 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, 管外的干或湿工况, 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

侧的热阻基本相当, 甚至在低干度和过热区的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, 本文拟以协调与综合提高热泵空调制冷和制热的效率为目标, 研究流路布置对室内换热器在 2 种循环下对冷凝器和蒸发器的影响.

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,其在翅片管换热器的数值模拟方面具有一定的代表性,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、流量数据.对于多支路布置来说,需要对各支路逐个计算,而在某个支路内,计算按照管路布置与制冷剂的流动顺序进行,前一根管的制冷剂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,由于迎风管排每根管路入口空气的温、湿度均相同,所以假设流速在管路的纵向上可实现一维非均匀分布.对后排管路来说,每根管的空气流量是前排与其距离最接近的 2 根管路中每根管路的 $\frac{1}{2}$ 流量之和,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 Wang^[9] 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.当模拟时,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 Thom^[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 Chishom^[14] 和 Idelchik^[15] 公式.

1.2 模拟的约束条件

文献^[16]的研究表明:支路数对冷凝与蒸发两用翅片管式换热器的性能影响十分显著,在特定条件下对应的最佳支路数为 2.基于以上研究成果,本文的翅片管式换热器采用 2 个支路,几何结构尺寸与文献^[16]完全相同(见表 1),但流路布置不同,如图 1 所示,依次为顺交叉、逆交叉以及上、下部形似 N 和 U(NU 型)的流路布置.制冷剂采用 R22.

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不仅会影响压缩机的流量,也反映了蒸发温

度以及蒸发器内过热段的大小.因此,可把蒸发器的制冷剂出口状态作为模拟的收敛条件.进口空气的干、湿球温度采用国标中标准制冷工况数据.空气和制冷剂的流动方向如图 1 所示.

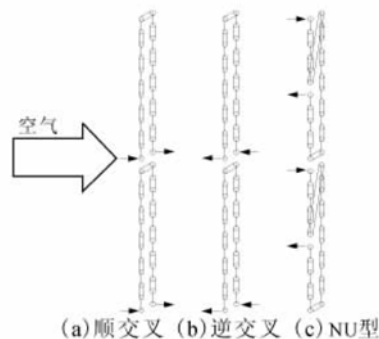


图 1 换热器流路布置图

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不但会影响压缩机的功率,而且也反映了冷凝温度;冷凝器的出口过冷度会影响制冷量的大小,而且足够的过冷度更是制冷系统稳定运行的必要条件.因此,可把制冷剂的进口状态和出口过冷度作为冷凝器模拟的收敛条件.进口空气的干、湿球温度也采用国标中标准制热工况数据.在制热循环时,室内换热器起冷凝器的作用,四通换向阀的切换使制冷剂的流动方向与图 1 刚好相反,但空气的流动方向保持不变.

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
每排管根数	24
翅片类型	平直翅片
翅片厚度/mm	0.11
管内表面	光管
翅片间距/mm	1.5
空气流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$	12

表 2 蒸发器模拟的约束条件

进口干度	制冷剂		进风	
	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

制冷剂			进风	
进口干度	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 换热器总体性能分析

图2、图3表明了室内换热器分别作为蒸发器和冷凝器时换热量、压降随流路布置的变化。如图2所示:作为蒸发器时,顺交叉布置的换热量最小,NU型比逆交叉布置的换热量略大,最大值比最小值增加了4.9%;作为冷凝器时,逆交叉布置的换热量最小,顺交叉的换热量最大,最大值比最小值增加了7.4%,NU型居中。若要综合提高热泵空调的制冷和制热效率,则必须使蒸发器和冷凝器的换热量同时增大,而同时增大很难用定量指标描述,这里可以选用的比较依据之一是冷凝器和蒸发器的换热量之和,顺交叉、逆交叉和NU型布置对应的换热量之和分别为10、9.83和10.15 kW,最大值比最小值增加了3.25%。显然,换热量之和较大的顺交叉与NU型布置,在作为蒸发器时皆为顺交叉布置,而作为冷凝器时为逆交叉布置,因此热泵空调中应优先选择这2种布置。

图3表明蒸发器的压降比冷凝器要大几倍,这是因为蒸发器的沿程干度增大,密度小的气体在增多,使管内的平均流速不断增大,因此压降比较大,而冷凝器的沿程干度不断减小,密度大的液体在增多,使管内的平均流速不断降低,因此压降比较小。

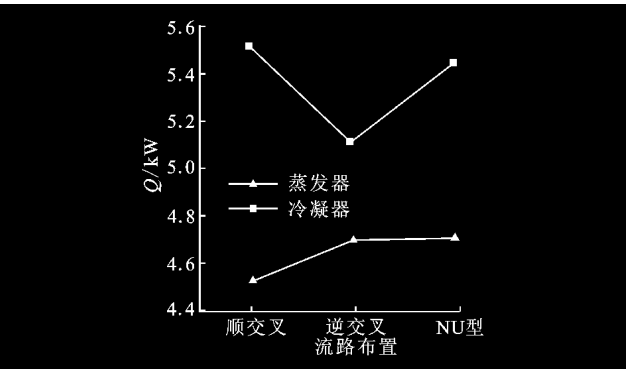


图2 蒸发器和冷凝器的换热量随流路布置的变化

2.2 蒸发器性能分析

室内换热器在制冷循环时起蒸发器的作用,模拟计算的收敛条件如表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,各支路间的性能几乎也完全相

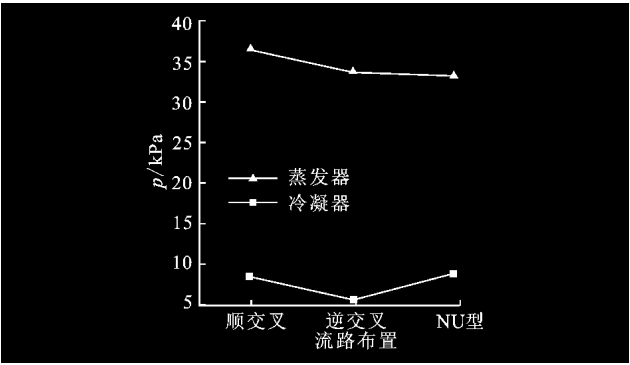


图3 蒸发器和冷凝器的压降随流路布置的变化

同,所以可选取其中某一支路进行详细分析。为分析方便,沿图1的制冷剂流向对支路内的管路进行编号。

图4~图6显示了作为蒸发器时每根管的换热量、平均温差和总传热系数。由图4可知:迎风第1排比第2排每根管的换热量要大,约为2倍左右;3种流路布置中第1排每根管的换热量差别不大,但第2排显著不同,顺交叉布置的第2排每根管的换热量比其他2种布置都要小。由图5可知,第1排比第2排每根管的平均温差要大,约为2倍左右,但各种流路布置在同一排中的差别比较小;逆交叉与NU型布置相比,顺交叉布置每根管的平均温差差别并不显著,但第2排每根管的总传热系数却一直比较低,这也是顺交叉布置在作为蒸发器时换热量最小的主要原因。

由图6还可知,蒸发器的总传热系数沿程在发生变化,即具有空间分布性。该系数在接近出口处较小,这是因为出口处的制冷剂干度较大甚至为过热状态,管壁的润湿周长很小,此时以管内的制冷剂气体与管壁进行单相对流换热为主。同时,由于风速保持不变,虽然管外存在空气凝露的潜热交换,同一排每根管空气侧的传热系数区别并不大,但图5显示总传热系数在同一排的最大值比最小值要大2倍左右,如顺交叉和逆交叉布置的后半段,这主要是由制冷剂侧传热系数变化所导致,这也进一步验证了文献[2-3]中所提到的空气侧和制冷剂侧的热阻已经基本相当的结论。

2.3 冷凝器性能分析

室内换热器在制热循环时起冷凝器的作用,其数值模拟的收敛条件如表3所示。空气的流动方向与其如图1所示,但制冷剂的流动方向与其刚好相反,即图1中的进口在制热循环时变为出口,出口变为进口。为了与蒸发器的每根管路相一致,管路仍然采用作为蒸发器时的编号,即在制热循环时管路沿

制冷剂流动的反方向进行编号。

图7~图9显示了作为蒸发器时每根管的换热量、平均温差和总传热系数。图7表明:迎风第1排比第2排每根管的换热量要大,逆交叉布置第2排的每根管换热量比其他2种布置要小。由图8所示,与其他2种布置相比,逆交叉布置每根管的平均温差的差别并不显著,但第1排和第2排的总传热系数都比较小,这也是逆交叉布置在作为冷凝器时换热量最小的主要原因。

由图9可知,冷凝器的总传热系数也具有空间分布性,呈现出“两头小,中间大”的分布特点,即过热区与高干度区、过冷区与低干度区都比较小,而中间区域比较大。比较图6和图9可知,对总传热系数的沿程分布曲线而言,冷凝器比蒸发器更为复杂,要分为多段,这主要取决于2个原因:①是蒸发器无流速较低的纯液体过冷段,且最小干度为进口处的0.2,而冷凝器存在过冷段;②是由于管外空气侧的工况不同,蒸发器的管外空气侧是湿工况,存在水蒸

气凝结的潜热交换,而冷凝器的管外空气侧为干工况,湿工况显著增大了空气侧的传热系数,有利于总传热系数趋于均匀化。

比较图5和图8可知,对于平均传热温差的分布曲线而言,冷凝器比蒸发器也更复杂,主要是由于冷凝器内存在较长的过热段,即入口的制冷剂存在较大的过热度(表3中的35℃),所以需要先冷却降温后才能被冷凝,又由于制冷剂的温度高,所以过热段比两相段的传热温差要大很多。

2.4 蒸发器和冷凝器的性能比较

换热量是总传热系数、平均传热温差与换热面积三者的乘积。如上所述,在冷凝器或蒸发器中,平均温差具有空间分布性,不仅不同管排间存在显著区别,即迎风第1排比第2排的换热量要大约2倍左右,而且由于过热段较长的影响,冷凝器比蒸发器的平均温差更具复杂性。同时,由于制冷剂侧的传热系数受沿程干度的变化,总传热系数也具有空间分布性,沿程不断发生变化,再加上管外空气侧为干工

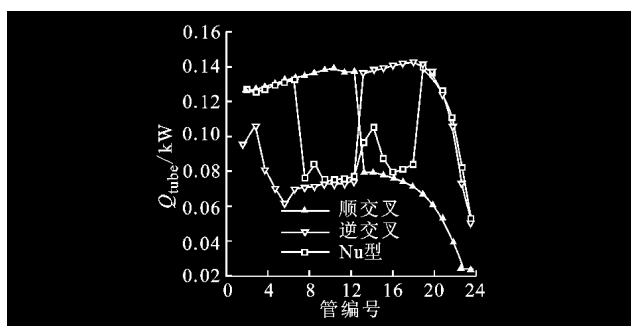


图4 作为蒸发器时每根管的换热量对比

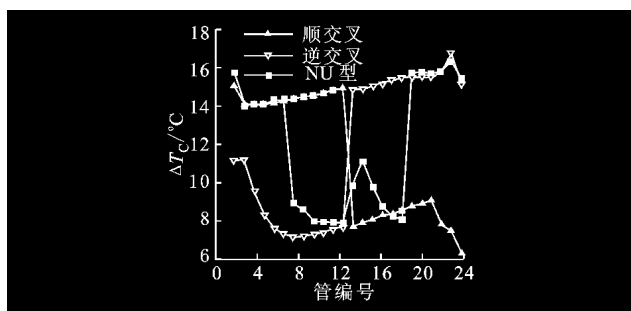


图5 作为蒸发器时每根管的平均温差对比

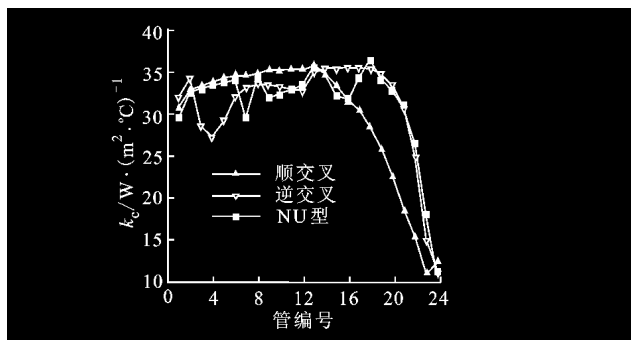


图6 作为蒸发器时每根管的总传热系数对比

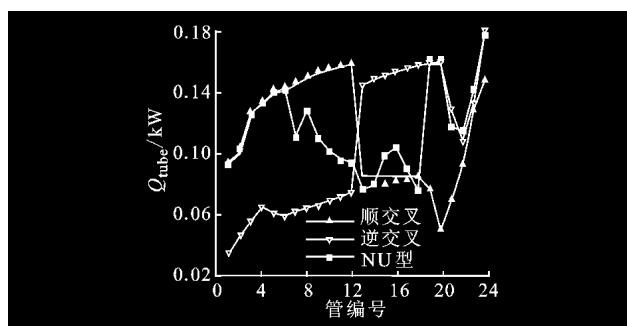


图7 作为冷凝器时每根管的换热量对比

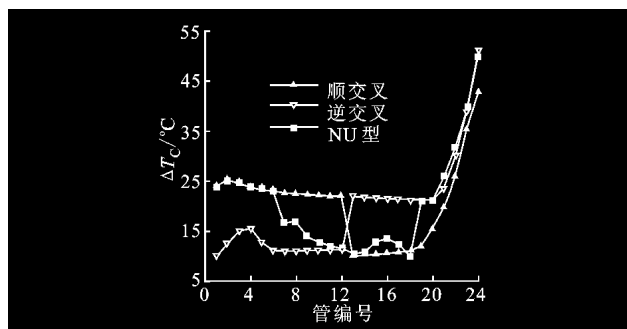


图8 作为冷凝器时每根管的平均温差对比

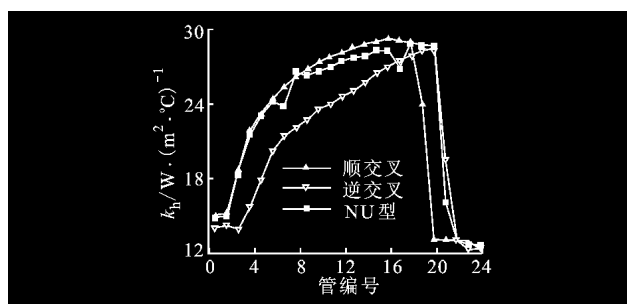


图9 作为冷凝器时每根管的总传热系数对比

况,所以冷凝器比蒸发器的总传热系数也更复杂。显然,流路布置会改变平均传热温差与总传热系数的空间分布,使每根管的换热量不同,最终导致总换热量不同。

作为蒸发器而言,其两相段较长过热段较短,出口的过热度也比较小(表2所示的 5°C),各种流路布置的平均温差的差别较小,此时总传热系数的空间分布对换热量起主导作用。从图6可知:蒸发器的后半段总传热系数比较小,逆交叉布置将后半段放在迎风的第1排,而第1排的传热温差较大,因此逆交叉比顺交叉的换热量要增加4.9%;NU型布置也将最后的1/4换热面积放在迎风第1排,因此换热量也比较大。

作为冷凝器而言,由于制冷剂进口的过热度很高,过热段相应也较长,其中的平均传热温差较大,但总传热系数较小、与蒸发器相比,冷凝器还存在纯液体的过冷段,流速较低,其中的总传热系数也相应较小。因此,影响冷凝器换热量的因素比蒸发器更复杂。从图8和图9可知:顺交叉布置把传热温差较大的过热段放在了第2排,这样部分弥补了第2排传热温差小的缺点,同时把总传热系数较小的过冷段放在了第1排,利用第1排较大的传热温差弥补过冷段总传热系数较小的缺点,因此作为冷凝器时顺交叉布置的换热量最大。逆交叉把传热温差较大的过热段放在了传热温差本来就比较大的第1排,同时又将传热系数较小的过冷段放在了传热温差较小的第2排,因此作为冷凝器时对应的换热量最小。NU型布置虽然将传热温差较大的过热段放在了第1排,但将总传热系数较小的过冷段也放在了传热温差较大的第1排,因此作为冷凝器时传热量居冷凝器蒸发器之中。可见,与作为蒸发器相比,冷凝器具有过冷段与较长的过热段,而且传热温差和总传热系数的分布也更为复杂。

3 结 论

(1)作为蒸发器而言,各种流路布置的传热温差基本相同,总传热系数分布起主导作用,逆交叉布置将传热系数较小的后半段放在了传热温差较大的第1排,换热量最大,比最小的顺交叉布置的换热量增加4.9%,而NU型与逆交叉的换热量基本相同。

(2)作为冷凝器而言,顺交叉布置利用具有较大传热温差的过热段增大了第2排的传热温差,再加上第1排较大的传热温差弥补了过冷段总传热系数小的缺点,使顺交叉布置的换热量大,比最小的逆交

叉布置的换热量增加7.4%,而NU型居二者之中。

(3)当以蒸发器和冷凝器的换热量之和为依据时,流路布置从小到大依次排列为:NU型、顺交叉和逆交叉。

(4)冷凝器由于过热段的传热温差较大及总传热系数具有“两头小,中间大”的分布特点,所以影响换热量的因素比蒸发器要复杂得多。

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 Refrigerant, 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 Refrigerant, 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] WANG Chichuan, LIU Minsheng, 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 Chichuan, JANG J Y, LAI C C, et al. Effect of circuit arrangement on the performance of air-cooled condensers [J]. International Journal of Refrigerant, 1999, 22 (4): 275-282.
- [6] DOMANSKI P A. Simulation models for finned-tube evaporator and condenser-EVAP-COND 2.1 [CP/DK]. Gaithersburg, USA: National Institute of Standards and Technology, [2006-08-12]. <http://www2.bfrl.nist.gov/software/evdp-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 Chichuan, CHIK Y, CHANG C J. Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers: 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 and 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, 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.
- [16] 黄东,陈群,袁秀玲.支路数对热泵空调中冷凝和蒸发两用换热器性能的影响[J]. *西安交通大学学报*, 2007,41(5): 543-548.
- HUANG Dong, CHENG Qun, YUAN Xiuling. Effect of circuit number on the indoor coil serving as both condenser and evaporator in heat pump [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2007, 41(5): 543-548.

(编辑 王焕雪)