

风速分布对双排管两流路蒸发器性能影响的模拟研究

李权旭, 孙敏超, 黄东

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 利用 EVAP-COND 软件计算分析了风速均匀分布以及风速呈下三角、上三角、中三角分布对双排管两流路蒸发器性能的影响, 结果表明: 风速分布越均匀, 蒸发器的换热量越大, 风速呈中三角、上三角和下三角分布时蒸发器的换热量分别比均匀分布时小 8.5%、34.3% 和 35.3%; 风速非均匀分布使两支路的风量不同, 导致总传热系数减小, 从而使得蒸发器的换热量减小; 两支路的风量差别越大, 制冷剂出口状态差别越大, 制冷剂流量就越小, 蒸发器的总换热量也就越小; 风量大的支路易产生逆向传热现象, 这更加恶化了蒸发器的传热性能, 而空气温度低于制冷剂温度是逆向传热产生的原因; 风速非均匀分布时, 支路数对蒸发器的性能影响非常显著, 存在着使蒸发器换热量最大化的最佳支路数。

关键词: 风速分布; 蒸发器; 换热量; 风量; 制冷剂出口状态

中图分类号: TB65 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2010)05-0050-06

Simulation of Effect of Air Velocity Distribution on Performance of Two-Row Finned Tube Evaporator with Two Circuits

LI Quanxu, SUN Minchao, HUANG Dong

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

Abstract: The effects of the airflows with the same flow rate and different air front velocity distributions on the performance of a two-row finned tube evaporator with two circuits were numerically studied by the software EVAP-COND 2.1. The air velocity distribution was in four shapes, i. e., rectangle, two triangles with respective upper and lower right angles, and isosceles triangle. The results show that the evaporator capacity increases with the increase in the uniformity of the air velocity distribution. The capacity for the isosceles triangle, two triangles with upper and lower right angles is 8.5%, 34.3% and 35.3% less than that for the rectangle shape, respectively. The non-uniform distribution of the air velocity causes different airflow rates of the two circuits, leading to the reduction of the overall heat transfer coefficient and then the decrease in the evaporator capacity. The different airflow rates of the two circuits result in different refrigerant outlet states. The refrigerant flow rate and the evaporator capacity decrease with the increase in the difference in the refrigerant outlet states between the two circuits. Moreover, the reverse heat transfer occurs easily for the circuit with greater airflow rate because the air temperature is lower than the refrigerant temperature. In addition, when the air velocity distribution is non-uniform, the effect of the circuit number on the evaporator capacity is significant, and there is an optimum circuit number.

Keywords: air velocity distribution; evaporator; capacity; airflow rate; refrigerant outlet state

在大、中型制冷装置中,翅片管式换热器的尺寸较大,多采用 V、W、I 字形布置,将风机置于顶部,这种相对位置关系易导致风速非均匀分布,而在小型家用空调装置中,因风机与换热器的相对位置关系、角度以及风道狭小、曲折等原因也易造成风速非均匀分布现象. 风速非均匀分布会导致翅片管式换热器的换热量显著衰减^[1-4]. 因翅片间距很小(1~2 mm)且气液两相流测量难度较大,所以从空气侧和制冷剂侧对翅片管式换热器传热的局部特征进行实验研究的难度和工作量也就比较大,再加上风速非均匀分布会使局部特征更为复杂,从而更增加了实验研究的工作量和难度. 数值模拟则能更好地获取换热器的局部特征参数,文献[5]就采用数值模拟的手段研究了风速分布对单流路双排管蒸发器性能的影响. 因此,本文拟以文献[5]为基础,采用数值模拟的手段,进一步研究风速分布对双排管两流路蒸发器性能的影响.

1 模拟程序及运行条件

1.1 模拟程序简介

本文采用美国标准与技术研究所(NIST)的 Domanski 所设计的软件 EVAP-COND 2.1^[6],该软件经过 NIST 十几年的开发和完善,在翅片管式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. EVAP-COND 软件的详细介绍,包括压降、传热系数关联式等,可以参考文献[7-8].

1.2 模拟的运行条件

文献[5]的研究表明:风速分布对单流路双排管蒸发器的性能影响十分显著. 文献[7]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,本文将研究风速非均匀分布对双排管两流路蒸发器性能的影响,所用翅片管式换热器的几何结构尺寸、风量等与文献[7]完全相同(见表 1),风速分布与文献[5]相同. 分别为均匀、下三角、上三角、中三角 4 种形状(见图 1),且 4 种形状的总风量相同. 制冷剂采用 R410A,制冷剂流量在各支路间的分配采用阻力相同的原则,由于支路 1 和支路 2 的管根数相同,因此 2 个支路的制冷剂质量流量相等. 模拟程序在迭代时保证各支路的进、出口压力相同,则各支路的进、出口压差相同,即 2 个支路的流阻相同.

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,因此可将蒸发器的制冷剂出口状态作为模拟的运行条件,如表 2 所示. 进口空气的干、湿球温度采用国标准制冷工况的数据. 空气和制冷剂的流动方向如图 1 所示.

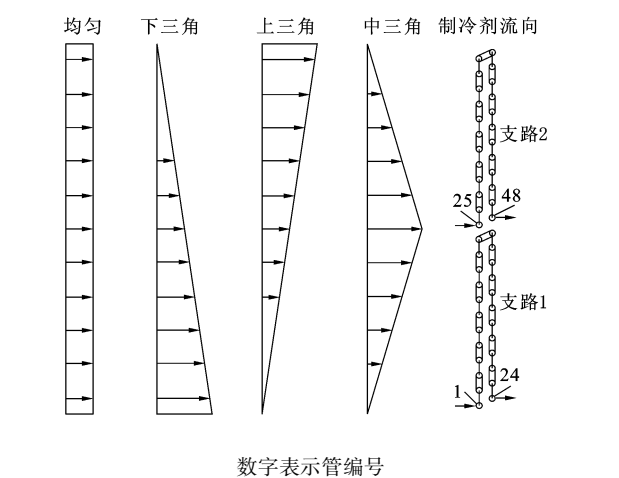


图 1 风速分布和换热器管路布置

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
每排管根数	24
管内表面	光管
翅片类型	平直翅片
翅片厚度/mm	0.11
翅片间距/mm	1.5
空气流量/m ³ ·min ⁻¹	12

表 2 蒸发器模拟的运行条件

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/℃
0.2	5	5	27	19

2 蒸发器模拟结果分析

为便于详细分析和比较,依次对支路 1、支路 2 的管路沿制冷剂流向进行编号,支路 1 的管编号为 1~24,支路 2 的管编号为 25~48(见图 1). 研究表明:在翅片管式蒸发器、冷凝器中,当以管内表面为

基准计算热阻时,因管外翅片面积远大于管内表面积,故管外与管内面积之比远大于1,从而补偿了空气侧换热系数小的缺点,使空气侧与制冷剂侧的热阻在数量级上相当,甚至在过热区和低干度区,主要热阻将位于制冷剂侧^[9-10].由此可见,必须从空气侧和制冷剂侧同步进行研究,才能使认识和分析更加全面,而传热系数综合考虑了空气侧和制冷剂侧的影响,因此可以作为本文分析和比较的重要依据.

2.1 蒸发器总体性能分析

图2、图3显示了蒸发器的换热量 Q 和制冷剂流量 M_{ref} 随风速分布的变化.由图2可知,风速分布越均匀,蒸发器的换热量就越大,风速呈中三角、上三角和下三角分布时蒸发器的换热量分别比均匀分布时的小8.5%、34.3%和35.3%.图3中蒸发器的

制冷剂流量与图2中总换热量的变化趋势相一致,风速均匀时制冷剂流量最大,风速呈中三角、上三角和下三角分布时的制冷剂流量分别比均匀分布时的小8.5%、33.8%和34.7%.由图2还可知,上三角和下三角分布时蒸发器2个支路的换热量都远小于均匀分布,而中三角分布时2个支路的换热量比均匀分布时的略小.此外,风速非均匀分布时,蒸发器2个支路的换热量是不同的.图4显示了蒸发器的显热比随风速分布的变化.制冷量用于空气降温的称为显热部分,用于空气中水蒸气冷凝的称为潜热部分,而显热比反映了显热部分的比率.因冷凝水被排出,因此显热比是反映制冷量有效利用程度的重要指标.由图4可知,显热比按照风速均匀、中三角、下三角和上三角分布从大到小依次排列.

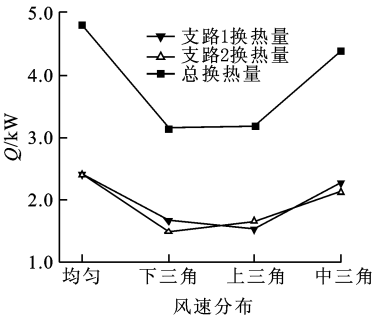


图2 蒸发器换热量及各支路换热量随风速分布的变化

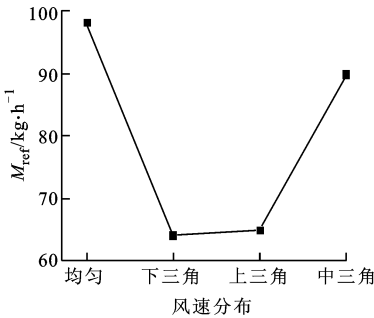


图3 蒸发器制冷剂流量随风速分布的变化

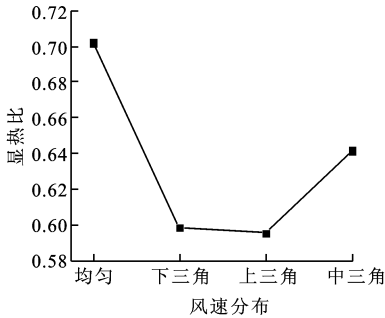


图4 蒸发器显热比随风速分布的变化

由图1可知,风速呈均匀分布和中三角分布时,2个支路的风量相同,而风速呈下三角分布和上三角分布时,2个支路的风量差别很大.风速大小会直接显著影响空气侧表面传热系数,也可以通过影响管内制冷剂的干度而间接影响制冷剂侧表面传热系数,因此风速分布对传热系数 h 的影响极为显著.风速呈下三角和上三角分布时,风量大的支路过热段很长,制冷剂侧表面传热系数较小,这将导致总传热系数比均匀分布的小,而风量小的支路空气侧表面传热系数较小,从而导致总传热系数也比均匀分布的小(见图5),因此2个支路的换热量都比均匀分布的小,进而总换热量远小于均匀分布时的总换热量.风速呈中三角分布时,支路1入口处、支路2第一排后半段和第二排前半段的风速都比较小,空气侧表面传热系数较小,使得总传热系数比均匀分布时要小(见图5),从而2个支路的换热量都比均匀分布时的略小(见图2).

综上所述,风速非均匀分布使2个支路的风量

不同,2个支路的风量分配不均匀又会导致总传热系数减小,从而使得蒸发器的换热量减小.2个支路的风量差别越大,蒸发器的换热量越小,显热比也越小,制冷效果也就越差.

2.2 换热量和2个支路出口状态的关系

表3表明了蒸发器的换热量和2个支路制冷剂出口温度差的关系.由表3可知:2个支路的制冷剂出口温度差越大,蒸发器的总换热量就越小;2个支路的制冷剂出口温度差越小,蒸发器的总换热量就越大.

风速分布不均匀,流过2个支路的风量不同,会引起2个支路的制冷剂出口状态不同,风量大的支路,制冷剂出口过热度较高,而风量小的支路,制冷剂出口仍处于两相态(见表4).本文是以制冷剂的出口饱和温度和过热度均为5℃作约束条件的,即2个支路的制冷剂混合后的总出口温度必须为10℃.在饱和温度为5℃时,R410A的潜热值约为其显热值的120倍,因此,如果一个支路的出口带液,

这些液体的蒸发需要消耗热量,而热量只能来自另一个支路的出口过热气体的显热,过热度要足够高,才能使 2 个支路混合后达到 5℃ 的过热度. 以风速呈下三角分布时为例(见表 4),当制冷剂流量为 98.2 kg/h 时,支路 2 的出口干度为 0.71,带液较多,而支路 1 的出口过热度不够高,使得 2 个支路混合后仍然为两相态,因此程序会减小制冷剂流量以获得出口 5℃ 的过热度. 当制冷剂流量减小到 69.62 kg/h 时,支路 2 的出口干度为 0.94,带液较少,支路 1 的出口过热度较高,此时 2 个支路混合后过热度为 2.1℃. 当制冷剂流量减小到 64.08 kg/h 时,支路 2 的出口干度为 0.99,支路 1 的出口过热度很高,2 个支路混合后过热度达到了 5℃. 这样,风速呈下三角分布时的制冷剂流量只有 64.08 kg/h,远小于均匀分布时的 98.2kg/h,从而换热量也远小于

表 3 蒸发器的换热量和 2 个支路制冷剂出口温度差的关系

风速分布	支路 1 制冷剂出口温度/℃	支路 2 制冷剂出口温度/℃	2 个支路制冷剂出口温度温差/℃	总换热量/kW
均匀	9.8	10.2	0.4	4.70
下三角	17.6	5.0	12.6	3.04
上三角	5.0	16.9	11.9	3.09
中三角	9.4	10.6	1.2	4.30

表 4 风速呈下三角分布时制冷剂流量和出口状态的关系

制冷剂流量/kg·h ⁻¹	支路 1 出口状态	支路 2 出口状态	总出口状态
98.20	过热 11.2℃	干度 0.71	干度 0.88
89.36	过热 11.7℃	干度 0.77	干度 0.91
80.29	过热 12.1℃	干度 0.84	干度 0.95
71.99	过热 12.4℃	干度 0.91	干度 0.99
69.62	过热 12.4℃	干度 0.94	过热 2.1℃
67.42	过热 12.5℃	干度 0.96	过热 3.0℃
65.37	过热 12.6℃	干度 0.98	过热 4.0℃
64.08	过热 12.6℃	干度 0.99	过热 5.0℃

均匀分布时的换热量. 风速呈上三角分布时换热量小的原因和下三角分布时一样,这里不再详细介绍.

综上所述,风速分布越不均匀,流过蒸发器 2 个支路的风量差别越大,2 个支路的制冷剂出口状态就相差越大,导致蒸发器的制冷剂流量减小,从而使蒸发器的总换热量减小.

2.3 逆向传热分析

从图 6 可以看出,风速呈下三角分布时,支路 1 从第 17 根管开始,每根管的换热量均为负值,发生了从空气向制冷剂的逆向传热现象. 风速呈上三角分布时,支路 2 从第 16 根管(编号 40)开始也发生了类似的情况.

仔细观察不难发现,风速呈下三角分布和上三角分布时的逆向传热都发生在蒸发器后排接近管路出口的位置,并且这一区域的风速较大. 这是因为:制冷剂在第一排一般都为气液两相态,制冷剂侧表面传热系数较大,若风速较大,则空气侧表面传热系数也较大,这样,第一排的总传热系数就比较大,从而第一排的换热量较大,出风温度较低. 由于第一排的换热量较大,当制冷剂流经第二排时干度较高,甚至已经成为过热气体,制冷剂和空气的换热方式从潜热交换逐渐变为显热交换,制冷剂的温度升高得很快,经过几根管之后,其温度已经高达 20℃. 空气经过第一排管的冷却之后,温度较低,当制冷剂的温度升高到一定值以后,空气的温度会低于制冷剂的温度,热量就会从制冷剂传递给空气,形成逆向传热. 由图 7 可知,风速呈下三角分布时,支路 1 从第 17 根管开始,制冷剂的温度比空气的温度高,风速呈上三角分布时,支路 2 从第 16 根管(编号 40)开始,制冷剂的温度也比空气的温度高,因此这两段都发生了从空气向制冷剂的逆向传热现象.

由以上分析可知,风速非均匀分布使得 2 个支路的风量分配不均匀,风量大的支路易产生逆向传热现象,更恶化了蒸发器的传热性能,而空气温度低于制冷剂温度是逆向传热产生的原因.

2.4 风速非均匀分布时支路数对蒸发器性能的影响

文献[7]的研究表明:风速均匀分布时,支路数对冷凝和蒸发两用翅片管式换热器的性能影响十分显著,存在使换热器的换热量最大的最佳支路数. 所以,有必要针对风速非均匀分布时支路数对蒸发器性能的影响进行研究. 由前面的分析可知,风速呈下三角分布时,蒸发器的换热量最小,蒸发器换热量提升的空间很大,因此本节将以下三角分布作为典型的风速非均匀分布,来研究支路数对蒸发器性能的影响. 与文献[7]相似,蒸发器仍然选取 1、2、3、4 和 6 个支路分别进行研究,为了使研究结果更具有规律性,各支路的面积按照等面积的方式进行分配,如图 8 所示.

图 9 显示了风速呈下三角分布时蒸发器的换热

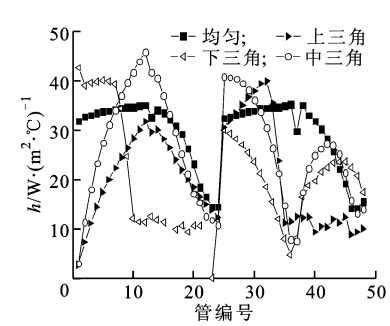


图 5 蒸发器每根管的总传热系数对比

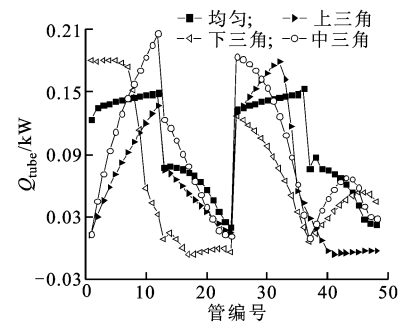


图 6 蒸发器每根管的换热量对比

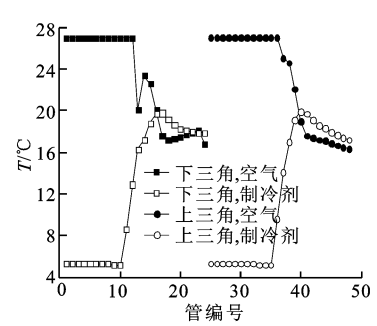


图 7 蒸发器每根管的空气、制冷剂温度对比

量随支路数的变化. 由图 9 可知, 随支路数的增多, 蒸发器的换热量单调递减, 最大值为 1 个支路时的 4.08 kW, 最小值为 6 个支路时的 1.55 kW, 最小值比最大值小 62%, 差别幅度远大于风速均匀时的 23.2%^[7]. 当支路数大于 1 时, 风速非均匀分布会导致流过各支路的风量不同, 若风速呈下三角分布, 则越靠近换热器上部的支路风量越小, 越靠近换热器下部的支路风量越大, 从而导致各支路的出口状态不同, 上部的支路出口带液较多, 下部的支路出口过热度较高. 支路数较少时, 各支路的风量差别不是很大, 且支路的面积较大, 弥补了换热器上部支路风量小的缺陷, 使得支路出口带液相对较少, 这样换热器下部支路的出口过热度无需太高即可保证蒸发器总出口过热度为 5℃的要求, 从而各支路的出口状态差别较小, 制冷剂流量较大 (见图 10), 换热量也较大. 随着支路数的增多, 各支路间的风量差别增大, 尤其是最上部支路和最下部支路的风量差别特别大, 且各支路的面积越来越小, 使得最上部支路的出口带液越来越多, 最下部支路的出口过热度越来越高, 各支路的出口状态差别越来越大. 为了保证各支路汇合后的总出口过热度达到 5℃的要求, 就必须减小制冷剂流量, 如图 10 所示. 随支路数的增多, 蒸发器的制冷剂流量逐渐减小, 从而蒸发器的换热量逐渐减小 (见图 9). 支路数为 1 时, 不用考虑流过各支路的风量不同而导致换热量的衰减, 因而蒸发器的换热量最大. 但是, 由于管路过长会导致蒸发器的沿程压降很大, 使得传热温差衰减显著^[7], 从而风速非均匀分布时蒸发器换热量的最大值 (4.08 kW) 小于风速均匀分布时的最大值 (4.81 kW).

由以上分析可知, 风速非均匀分布时, 支路数对蒸发器的性能影响非常显著, 存在使蒸发器换热量

最大的最佳支路数. 当风速分布极其不均匀时, 支路数越少, 蒸发器的换热量越大.

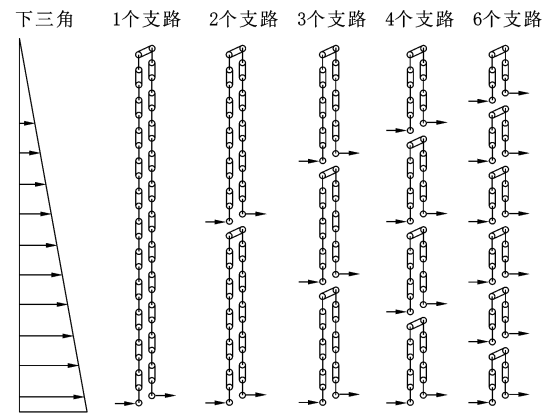


图 8 换热器各种支路布置图

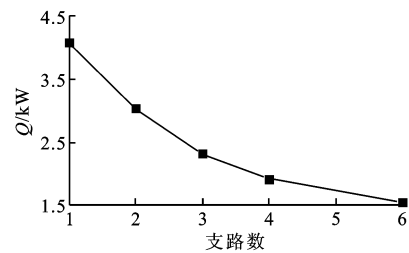


图 9 风速呈下三角分布时蒸发器换热量随支路数的变化

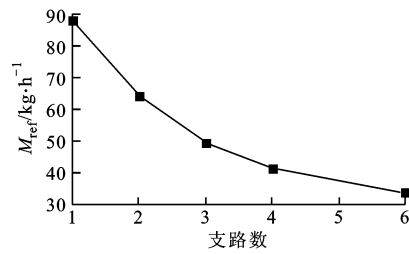


图 10 风速呈下三角分布时蒸发器制冷剂流量随支路数的变化

3 结 论

(1)风速分布越均匀,蒸发器的换热量越大,风速呈中三角、上三角和下三角分布时蒸发器的换热量分别比均匀分布时小 8.5%、34.3%和 35.3%。

(2)风速非均匀分布使 2 个支路的风量不同,2 个支路的风量分配不均匀又会导致总传热系数减小,从而使得蒸发器的换热量减小。2 个支路的风量差别越大,蒸发器的换热量越小,显热比也越小,制冷效果也就越差。

(3)风速分布越不均匀,流过蒸发器 2 个支路的风量差别越大,2 个支路的制冷剂出口状态差别越大,蒸发器的制冷剂流量就越小,从而蒸发器的总换热量也就越小。

(4)风速非均匀分布使得 2 个支路的风量分配不均匀,风量大的支路易出现逆向传热现象,更恶化了蒸发器的传热性能。空气温度低于制冷剂温度是逆向传热产生的原因。

(5)风速非均匀分布时,支路数对蒸发器的性能影响非常显著,存在使蒸发器换热量最大的最佳支路数。当风速分布极其不均匀时,支路数越少,蒸发器的换热量就越大。

参考文献:

- [1] CHWALOWSKI M, DIDION D A, DOMANSKI P A. Verification of evaporator computer models and analysis of performance of an evaporator coil [J]. ASHRAE Transactions, 1989, 95(2):1229-1236.
- [2] DOMANSKI P A. Simulation of an evaporator with nonuniform one-dimensional air distribution [J]. ASHRAE Transactions, 1991, 97(1):793-802.
- [3] AGANDA A A, CONEY J E R, SHEPPARD C G W. Airflow maldistribution and the performance of a packaged air conditioning unit evaporator [J]. Applied Thermal Engineering, 2000, 20(6):515-528.
- [4] LEE J H, KWON Y C, KIM M H. An improved method for analyzing a fin and tube evaporator contain-

ing a zeotropic mixture refrigerant with air maldistribution [J]. INT J Refrig, 2003, 26(2):707-720.

- [5] 黄东,孙敏超,贾杰楠,等. 风速分布对单流路双排管蒸发器性能影响的模拟研究 [J]. 西安交通大学学报, 2009, 43(5):36-40.
HUANG Dong, SUN Minchao, JIA Jienan, et al. Simulation of effect of air velocity distribution on performance of two-row finned tube evaporator with one flow path [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2009, 43(5):36-40.
- [6] DOMANSKI P A. EVAP-COND 2.1: simulation models for finned-tube evaporator and condenser [CP/OL]. Gaithersburg, USA: National Institute of Standards and Technology. [2006-08-12]. <http://www2.bfrl.nist.gov/software/EVAP-COND>.
- [7] 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, CHEN 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.
- [8] 黄东,李权旭,吴蓓,等. 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 [J]. 西安交通大学学报, 2008, 42(9):1107-1112.
HUANG Dong, LI Quanxu, WU Bei, et al. Effect of refrigerant circuitry on indoor coil serving as condenser and evaporator in heat pump [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2008, 42(9):1107-1112.
- [9] 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.
- [10] 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.

(编辑 王焕雪 苗凌)