

R22 与 R410A 热泵中蒸发器性能随支路数变化的比较

黄东, 李权旭

(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, 模拟对比了在室内换热器中分别采用 R22 与 R410A 制冷剂时蒸发器的性能随支路数的变化, 结果表明: 室内换热器作为蒸发器时, R410A 的换热量比 R22 的要大, 换热量之差随支路的增多先减后增, 最大差别幅度为 19.41%; 作为蒸发器时, R410A 第 1 排管的传热温差和传热系数都比 R22 的要大, 而第 2 排管基本相同, 因此 R410A 和 R22 蒸发器换热量的差别主要是由第 1 排管引起的; 随支路数的增多, 传热温差对蒸发器换热量差别的影响逐渐减弱, 而传热系数的影响逐渐增强, 制约 R410A 和 R22 蒸发器换热量差别的主导因素从传热温差逐渐转变为传热系数。

关键词: R22; R410A; 支路数; 蒸发器; 热泵

中图分类号: TB65 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2009)07-0058-05

Performance Comparison of Evaporator with Circuit Number Change in Heat Pump Using R22 and R410A

HUANG Dong, LI Quanxu

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

Abstract: The performance of the indoor coil in a split-type air-source heat pump with R22 and R410A is investigated numerically and compared by EVAP-COND 2.1 version simulation package of NIST. The variation in the evaporator capacity with the circuit number is also analyzed. The results show that the capacity of the evaporator with R410A is greater than that with R22. Moreover, the difference in the capacity of the evaporator with R410A and R22 drops first, and then it rises with the circuit number and the maximum difference is 19.41%. Both the air-and-refrigerant temperature difference and the overall heat transfer coefficient of the evaporator with R410A are greater than those with R22 in the first row, but they are almost equal in the second row. Thus the tube capacity sum in the first row contributes to the difference in the evaporator capacity. In addition, the effect of the air-and-refrigerant temperature difference on the difference in the capacity of the evaporator with R22 and R410A may decrease with the increase of the circuit number while the effect of the overall heat transfer coefficient may increase with the circuit number.

Keywords: R22; R410A; circuit number; evaporator; heat pump

热泵空调器存在制冷和制热两种循环, 室内换热器在制冷循环中作为蒸发器, 在制热循环中作为冷凝器。室内换热器在两种循环时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 (COP) 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, 必须从空气

和制冷剂侧同步研究才更有价值. 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. 作者的研究还表明:支路数、流路布置也是影响冷凝与蒸发两用翅片管式换热器性能的关键因素^[6-7]. 以上研究主要针对 R22 工质,R410A 作为目前 R22 的主要替代工质之一,有必要研究支路数对 R22 和 R410A 冷凝和蒸发两用相变换热器影响的区别,为 R410A 替代 R22 奠定理论基础. 由于翅片间距很小,气液两相流测量的难度较大,从空气、制冷剂两侧对翅片管式换热器传热局部特征进行同步实验研究的难度和工作量都较大,数值模拟则能更好地获取换热器的局部特征参数,为以后的实验研究提供理论指导和指明方向. 因此,本文拟以综合提高热泵空调制冷和制热的效率为目标,分别采用 R22 和 R410A 作为工质,运用数值模拟的手段先研究支路数对热泵空调中室内换热器在制冷循环下蒸发器性能的影响规律和区别,并以此为基础进一步研究支路数对室内换热器在制热循环下冷凝器性能的影响规律和区别.

1 模拟程序及运行条件

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^[8],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^[1,9-10]. EVAP-COND 软件的详细介绍,包括压降、传热系数关联式等,请参考文献[6-7].

1.2 模拟的运行条件

文献[6]的研究表明:采用 R22 制冷剂时,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. 基于以上研究成果,本文将研究支路数对 R22 和 R410A 制冷剂在热泵蒸发器中性能影响的区别,为 R410A 替代 R22 奠定理论基础. 因此,支路内的流路布置、翅片管式换热器的几何结构尺寸、风量等与文献[6]完全相同,分别见图 1 和表 1. 制冷剂分别采用 R22 和 R410A.

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,把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、湿球温度采用国标中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.

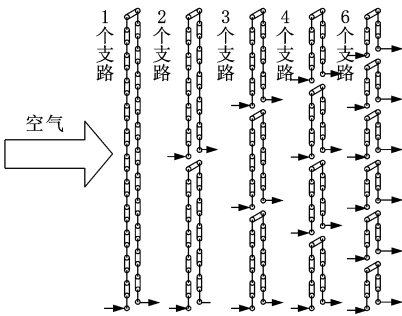


图 1 换热器各种支路布置图

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 蒸发器模拟的运行条件

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

2 蒸发器模拟结果及分析

2.1 蒸发器总体性能分析

图 2、图 3 表明了分别采用 R22 和 R410A 作制冷剂的室内换热器作为蒸发器时的换热量、制冷剂流量随支路数的变化. 由图 2 可知,室内换热器在制冷循环中作为蒸发器使用时,R410A 的换热量比 R22 的换热量要大,与文献[6]的结果相似,R22 和 R410A 的换热量随支路数增多先升后降,2 个支路时换热量最大,6 个支路时换热量最小,但 R410A 与 R22 换热量的差别幅度却不同,1 个支路时换热量差别最大,为 0.72 kW,3 个支路时换热量差别最小,仅为 0.11 kW,其他情况下居中. 由图 3 可知,虽然换热器的几何结构尺寸和运行条件相同,但在同

一支路数下,R410A 和 R22 制冷剂的总流量却不同.室内换热器作为蒸发器使用时,1 个支路时 R410A 的流量比 R22 要大 7.91 kg/h,其他支路数时 R410A 的流量都比 R22 要小,3 个支路时的差别最大,为 4.75 kg/h.

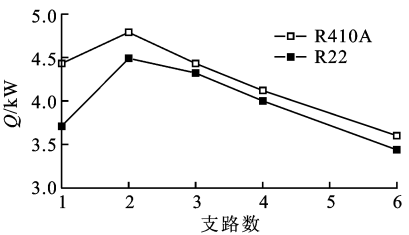


图 2 蒸发器的换热量随支路数的变化

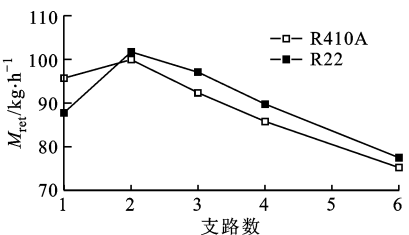


图 3 蒸发器的制冷剂流量随支路数的变化

2.2 蒸发器逐管性能分析

室内换热器在制冷循环中作为蒸发器使用时,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、流量相同且风速均匀分布,使各支路内的制冷剂流量几乎无差别,因此可选取其中某一个支路进行详细地分析和比较.为分析方便,所选支路的管路沿图 1 的制冷剂流向进行编号.

作为蒸发器时,R410A 和 R22 换热量的差别受传热温差和传热系数的影响,而传热温差是由制冷剂的进口温度和空气的出口温度共同决定的.在蒸发器出口状态一定的条件下,每根管的压降决定了每根管的制冷剂进口温度.由图 4 可知,R410A 和 R22 在每根管内的压降几乎相同,但由于二者在热物性上的不同,R410A 在蒸发工况下饱和温度对压降的敏感程度远远不及 R22,使得 1 个支路时 R410A 的进口饱和温度远低于 R22 的,2 个支路时 R410A 的进口饱和温度略低,6 个支路时二者的进口饱和温度基本相同(见图 5).

当支路数为 1 时,由图 6 可知,R410A 的空气出口温度在第 1 排、第 2 排时都比 R22 的要低,差值基本不变.由图 5 可知,R410A 与 R22 每根管制

冷剂进口温度间的差值,沿制冷剂流动方向逐渐减小.对比图 5、图 6 可知,对于第 1 排管,R410A 和 R22 的进口温度间的差值比空气出口温度间的差值要大,但对第 2 排而言,两种制冷剂的进口温度间的差值与空气出口温度间的差值基本相同.因此,R410A 第 1 排管的传热温差比 R22 要大,第 2 排管却基本相同(见图 7).由图 8 可知,传热系数与传热温差的变化趋势基本相同,R410A 第 1 排管的传热系数比 R22 要大,第 2 排管却基本相同.由以上分析可知,R410A 和 R22 蒸发器换热量的差别主要是第 1 排管换热量的差别,第 2 排管的差别不大(见图 9).

当支路数为 2 时,由图 6 可知,R410A 和 R22 的空气出口温度的差别很小,而每根管制冷剂进口温度的差别却较为显著(见图 5).因此,2 种制冷剂传热温差的差别主要是由于制冷剂进口温度不同.同时,R410A 的制冷剂进口温度比 R22 要小,并且二者的差值沿制冷剂流动方向逐渐减小(见图 5),因此,R410A 第 1 排管的传热温差比 R22 要大,第 2 排管基本没区别(见图 7).由图 8 可知,R410A 第 1 排管的传热系数比 R22 略大,但差别幅度比图 7 的传热温差要小,第 2 排管基本无差别,因此 R410A 和 R22 蒸发器换热量的差别主要是由传热温差的差别所引起的.综上所述,R410A 第 1 排管的换热量比 R22 要大,但第 2 排管却基本相同(见图 9).

当支路数为 6 时,R410A 和 R22 每根管的制冷剂进口温度和空气出口温度都基本相同(见图 5、图 6),因此,二者的传热温差也基本相同(见图 7).由图 8 可知,R410A 第 1 排管的传热系数比 R22 的略大,使 R410A 第 1 排管的换热量比 R22 的略大,第 2 排管没有差别(见图 9).

显然,R410A 和 R22 在蒸发器中换热量的差别

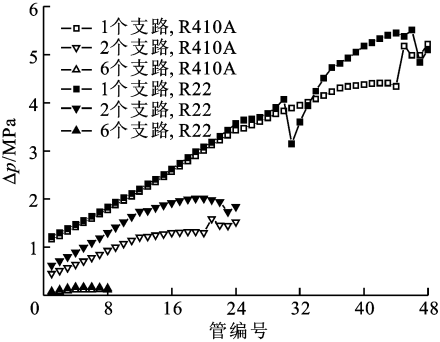


图 4 作为蒸发器时每根管的压降对比

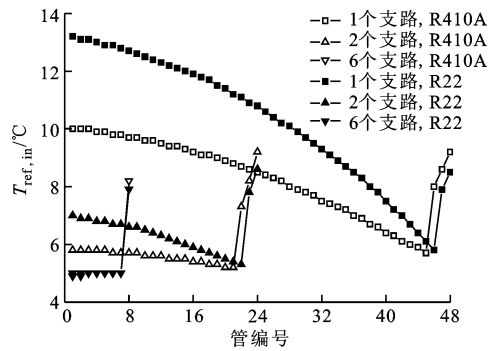


图 5 作为蒸发器时每根管的制冷剂进口温度对比

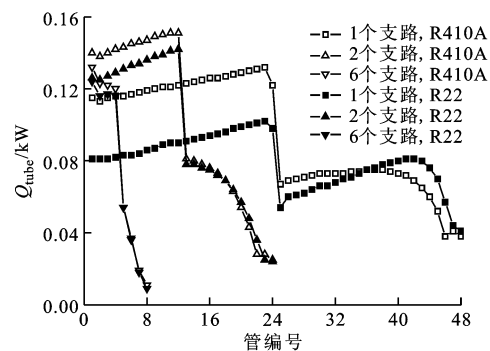


图 9 作为蒸发器时每根管的换热量对比

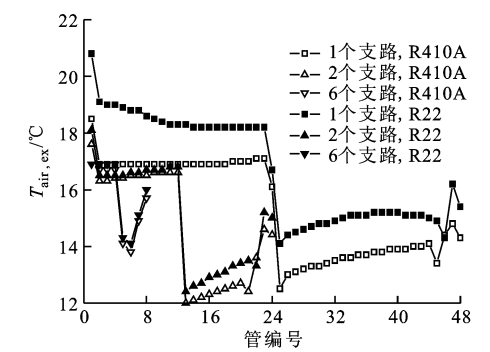


图 6 作为蒸发器时每根管的空气出口温度对比

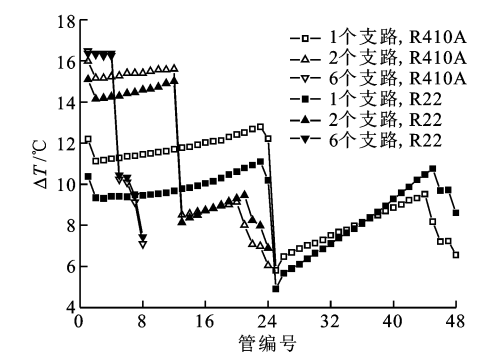


图 7 作为蒸发器时每根管的传热温差对比

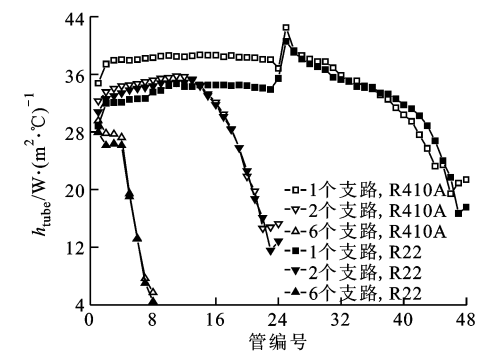


图 8 作为蒸发器时每根管的总传热系数对比

主要是由第 1 排管所造成的,第 2 排管的影响可以忽略不计、R410A 和 R22 在第 1 排管中换热量不同的原因为:1 个支路数时是由于传热系数和传热温差的综合作用;2 个支路数时主要是传热温差的作用;6 个支路数时主要是传热系数的作用. 因此,当支路数较少时,R410A 和 R22 在蒸发器中换热量的差别是传热温差和传热系数综合作用的结果,随支路数的增多,传热温差的影响逐渐减弱,而传热系数的影响逐渐增强,使 R410A 和 R22 在蒸发器中换热量产生差别的主导因素从传热温差逐渐转变为传热系数.

3 结 论

本文在空气的进口状态和流量、换热器的几何结构尺寸、管路排布方式相同的条件下,对比了制冷剂分别采用 R22 与 R410A 时蒸发器的性能随支路数的变化,结论如下.

(1)室内换热器作为蒸发器时,R410A 的换热量比 R22 的要大,换热量之差随支路数的增多先减后增,最大差别幅度为 19.41%. 由此可见,R410A 不但可以作为 R22 的替代物,并且其性能还优于 R22.

(2)室内换热器作为蒸发器时,R410A 第 1 排管的传热温差和传热系数都比 R22 的要大,第 2 排管相差不多. 因此,R410A 和 R22 蒸发器换热量的差别主要是由第 1 排管引起的,第 2 排管的影响可以忽略不计.

(3)当支路数较少时,R410A 和 R22 在蒸发器中换热量的差别是传热温差和传热系数综合作用的结果,随支路数的增多,传热温差的影响逐渐减弱,而传热系数的影响逐渐增强,使 R410A 和 R22 在蒸发器中换热量产生差别的主导因素从传热温差逐渐转变为传热系数.

(4)室内换热器作为蒸发器时,R410A 的压降比 R22 的要小,R410A 换热器表面的温度分布更为均匀,进口附近管路的传热温差更大,这对换热器的性能是有利的. 在同一支路数下,R410A 和 R22 的制冷剂总流量总是不相同的,因此二者传热系数的分布也是不同的.

参考文献:

- [1] DOMANSKI P A, YASHAR D, KIM M. 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] WANG C C, 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 C C, 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] 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.
- [7] 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.
- [8] 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>.
- [9] DOMANSKI P A. Simulation of an evaporator with non-uniform one-dimensional air distribution [J]. ASHRAE Transaction, 1991, 97 (1): 793-802.
- [10] 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.

(编辑 王焕雪)

[本刊相关文献链接]

风冷热泵冷热水机组热气旁通除霜与逆循环除霜性能对比. 西安交通大学学报,2006,40(5):539-543.
不均风速场对大中型热泵结霜工况性能的影响. 西安交通大学学报,2007,41(9):1058-1061.
板翅式换热器封头内部流场的测量与改进研究. 西安交通大学学报,2006,40(1):10-13.
强制对流翅片管式换热器结霜性能的研究. 西安交通大学学报,2006,40(3):353-356.
结霜工况下空气源热泵动态特性的数值模拟与实验验证. 西安交通大学学报,2006,40(5):544-548.
翅片型式对空气源热泵机组结霜特性的影响. 西安交通大学学报,2009,43(1):67-71.
双相变换热器气液均匀分配特性及典型结构研究的新进展. 西安交通大学学报,2007,41(4):383-388.
三种大管径翅管式换热器传热与阻力特性的试验研究. 西安交通大学学报,2007,41(5):521-525.
立式冷藏陈列柜内部结构对冷风幕流动的影响. 西安交通大学学报,2009,43(1):62-66.