文章编号:0253 - 4339(2014) 01 - 0066 - 05
doi:10.3969/j.issn.0253 - 4339.2014.01.066

外绕微通道冷凝器空气源热泵热水器仿真与优化

杨 亮　邵亮亮　张春路

(同济大学 机械与能源工程学院　上海　201804)

摘　要　空气源热泵热水器比燃气或电热水器更为节能。本文提出了一种外绕微通道冷凝器,可以减少制冷剂充灌量、提高换热效率、降低成本、提高安全性。建立了热泵热水器的准稳态系统模型,制冷剂侧采用稳态模型,水箱和水侧采用动态模型。通过实验证明了该系统模型可以准确地预测时变的系统功耗、水温,以及系统时均 COP。通过仿真分析,发现水箱隔热层可以缩短水的加热时间、并提高系统 COP 约 9.2%。增大冷凝器也可提升系统 COP,但几乎不改变水的加热时间。最后提出了微通道冷凝器的三流程优化设计方法。

关键词　热泵热水器;微通道换热器;模型;仿真;实验

中图分类号:TQ051.5;TP391.9　　**文献标识码**:A

Modeling and Optimization of Air Source Heat Pump Water Heaters Using Wrap-around Micro-channel Condenser

Yang Liang　Shao Liangliang　Zhang Chunlu

(School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai, 201804, China)

Abstract　Heat pump water heaters are more energy efficient than the conventional ones using electricity or gas. A wrap-around micro-channel condenser was proposed to reduce the system charge of refrigerant, improve the heat transfer efficiency, reduce cost of heat pump water heaters, and improve safety. A quasi-steady-state system modeling approach to performance simulation of the air source heat pump water heater using wrap-around micro-channel condenser was developed. The refrigerant components were described by steady-state models, while the water tank was described by a dynamic lumped-parameter model. The model was well validated with the laboratory test data of the dynamically cumulative power consumption, time-variant water temperature rise, and the overall time-average COP of heat pump water heaters. Parametric analysis revealed that the insulation layer of water tank can reduce the heating time and improve the system COP around 9.2%, while a bigger condenser can improve the system COP but has negligible impact on the heating time. At last, pass number of the micro-channel condenser was optimized and three-pass design were recommended for higher performance and less chance of refrigerant maldistribution.

Keywords　heat pump water heater; micro-channel heat exchanger; model; simulation; experiment

空气源热泵热水器比传统的燃气或电热水器更为节能、安全,在发达国家、特别是日本已经广泛使用。由于价格等原因,空气源热泵热水器在中国的发展一直较为缓慢。随着国家对节能减排的日益重视,空气源热泵热水器在我国的发展前景非常广阔。

空气源热泵热水器的研究内容涉及循环、工质、部件设计和控制等方面[1-2]。在部件设计中,冷凝器[3-6]与水箱[7-8]是研究关注的重点,两者互为传热边界,如何相互配合以提高换热效率和系统效率是热泵热水器研究要解决的关键问题之一。

空气源热泵热水器的研究方法包括实验与仿真,其中采用仿真方法可以提高研究效率、并易于深入了解与分析系统运行的细节。按不同的研究目的,系统仿真模型可以选择全稳态模型[9]、全动态模型[10]或准稳态模型[11]。如果要模拟热水升温过程中的系统运行特性,系统仿真模型宜采用全动态模型或准稳态模型。前者的制冷剂系统和水系统都采用动态模型,而后者的制冷剂系统采用稳态模型、水系统采用动态模型。当水系统的时间常数远大于制冷剂系统时,采用准稳态模型可以在保持仿真精度的同时大大提高仿真计算速度与稳定性。

为了减少制冷剂充灌量、提高换热效率、降低成本、提高安全性,提出了一种新型的外绕微通道冷凝器空气源热泵热水器,并采用仿真与实验相结合的方法进行了研究。

收稿日期:2013 年 1 月 4 日

1 系统描述

1.1 热泵热水器

整个热泵热水器系统如图 1 所示,主要由压缩机、外绕微通道冷凝器与水箱、膨胀阀、翅片管蒸发器等部件组成。

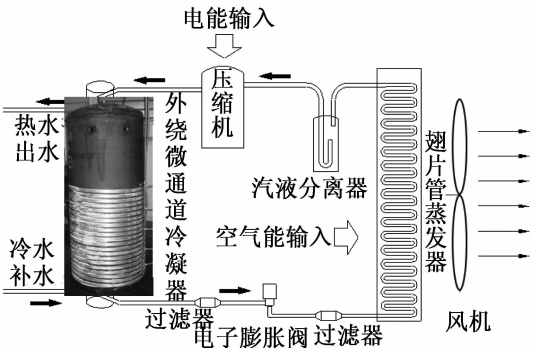

图 1 热泵热水器系统示意图

Fig. 1 Schematic of a heat pump water heater system

1.2 外绕微通道冷凝器

图 2 为外绕微通道冷凝器的实物照片和内部流路示意图。很多根微通道扁平铝管平行缠绕于水箱内胆外壁,微通道扁平管的两头分别与集管相连。集管内通过隔板将微通道冷凝器分割为多个流程,箭头所指为制冷剂流动方向。与普通的外绕圆管式冷凝器相比,这种外绕微通道冷凝器与水箱贴合面积大、热阻小,制冷剂充灌量少,且材料成本低、承压高,有利于节能环保。

2 系统模型

对于热泵热水器系统而言,在通常的水箱容量下,其时间常数较制冷剂系统要大得多,因此采用准稳态模型对热泵热水器制热水的过程进行模拟。下面分别对各主要部件建立数学模型。

2.1 压缩机模型

压缩机采用被压缩机厂商广泛使用的 AHRI10 系数模型:

$$y = c_1 + c_2T_e + c_3T_c + c_4T_e^2 + c_5T_eT_c + c_6T_c^2 + c_7T_e^3 + c_8T_cT_e^2 + c_9T_eT_c^2 + c_{10}T_c^3 \quad (1)$$

式中:y 代表压缩机的冷量、能效比、耗功、质量流量等性能参数。T_e 为(饱和)蒸发温度;T_c 为(饱和)冷凝温度;$c_1 \sim c_{10}$ 为 10 个常系数。在系统仿真中,需对上述模型进行吸气过热度修正、并合理估计排气温度。

2.2 冷凝器及水箱模型

微通道冷凝器采用如图 3 所示的五层分布参数

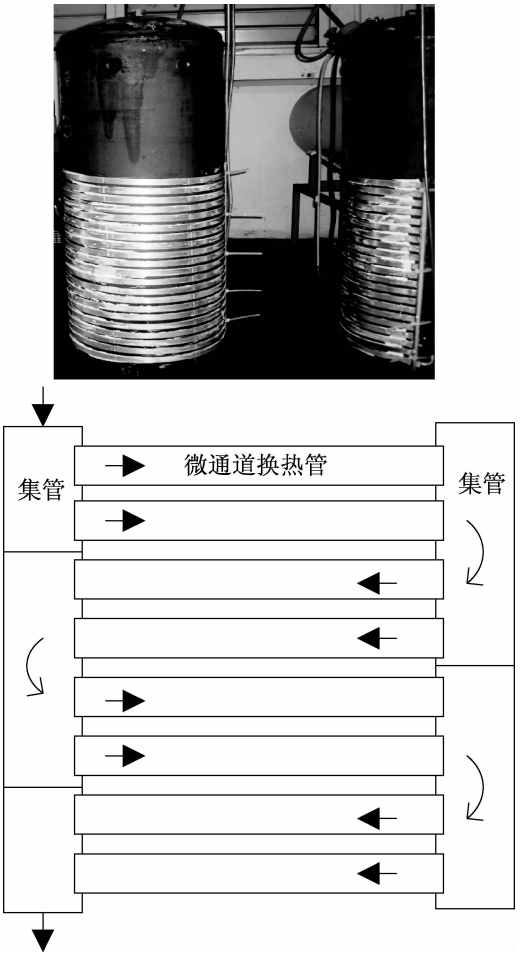

图 2 外绕微通道冷凝器

Fig. 2 Wrap-around micro-channel condenser

模型:换热流动的基本控制方程建立在最底层的微元(element)上。其次按制冷剂流动方向计算微通道(port)上的微元,然后压降平衡原理计算单根扁平换热管(tube)的所有微通道,再按压降平衡原理计算同一流程(pass)上的所有换热管,最后按制冷剂流动方向依次计算整个换热器的所有流程。

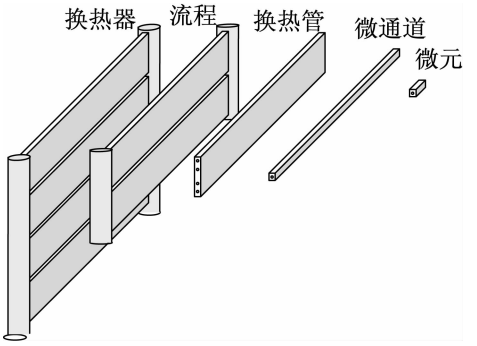

图 3 微通道换热器模型结构

Fig. 3 Multi-layer model of micro-channel condenser

对于每个微元,基本控制方程如下:

制冷剂连续性方程:

$$m_{r,in} = m_{r,out} \tag{2}$$

制冷剂能量守恒方程：

$$Q_{cond} = m_{r,in}h_{r,in} - m_{r,out}h_{r,out} \tag{3}$$

制冷剂侧换热方程：

$$Q_{cond} = \Delta T_r / R_r \tag{4}$$

制冷剂动量守恒方程：

$$-\Delta p_r = G^2(v_{r,out} - v_{r,in}) + f\frac{G^2(v_{r,out} + v_{r,in})}{4D} \tag{5}$$

式(2)~(5)中：m、Q、h、G、v、f 和 D 分别为质量流量、换热量、焓、质流密度、比容、摩擦系数和微通道的内径(水力直径)。ΔT_r 和 R_r 分别是制冷剂与水箱壁之间的温差与热阻。下标 r, in 和 out 分别指制冷剂、进口和出口。限于篇幅，微通道换热器模型及算法细节详见文献[12]。

实测表明水箱内水温分布比较均匀，最大温差约 2℃，故采用如下的动态集中参数模型。

$$M_{tank}c_{tank}\frac{dT_{tank}}{d\tau} = Q_{cond} - Q_{water} - Q_{amb} \tag{6}$$

$$M_{water}c_{water}\frac{dT_{water}}{d\tau} = Q_{water} \tag{7}$$

式中：M 为质量；c 为比热；T 为温度；τ 为时间；Q_{cond}、Q_{water} 和 Q_{amb} 分别为冷凝器放热量、水箱内水的得热量和向环境的漏热量。下标中，tank、water、amb 分别是水箱、水箱内的水和水箱所处的环境。

2.3 蒸发器及膨胀阀模型

翅片管蒸发器也采用分布参数模型[21]。对于每个微元，基本控制方程如下：

制冷剂连续性方程：

$$m_{r,in} = m_{r,out} \tag{8}$$

制冷剂能量方程：

$$Q_r = m_{r,out}h_{r,out} - m_{r,in}h_{r,in} \tag{9}$$

制冷剂侧换热方程：

$$Q_r = \Delta T_{r,metal} / R_r \tag{10}$$

制冷剂动量方程：

$$-\Delta p_r = G^2(v_{r,out} - v_{r,in}) + f\frac{G^2(v_{r,out} + v_{r,in})}{4D} \tag{11}$$

干空气连续性方程：

$$m_{a,in} = m_{a,out} \tag{12}$$

湿空气含湿量方程：

$$m_a(W_{a,in} - W_{a,out}) = h_d A_a(W_{a,in} - W_{metal}) \tag{13}$$

空气侧能量方程：

$$Q_a = m_a(h_{a,in} - h_{a,out}) \tag{14}$$

空气侧换热方程为：

$$Q_a = \Delta T_{a,metal} / R_a \tag{15}$$

式(8)~(15)中：m、Q、h、G、v、f、D、W 和 A 分别为质量流量、换热量、焓、质流密度、比容、摩擦系数、管内径、含湿量和面积；$\Delta T_{r,metal}$ 和 R_r 分别为制冷剂与金属壁面(换热管与翅片)之间的温差与热阻；$\Delta T_{a,metal}$ 和 R_a 分别是空气与金属壁面(换热管与翅片)之间的温差与热阻。下标 r, a, d, metal, in 和 out 分别指制冷剂、空气、传质系数、金属壁面、进口和出口。限于篇幅，翅片管换热器模型及算法细节详见文献[12]。

膨胀阀采用控制模型，即压缩机吸气过热度为定值。

2.4 系统仿真算法

系统仿真的总体算法如图 4 所示。在每个时刻按上一时刻的水温计算系统中的制冷剂状态和冷凝器放热量，再按当前时刻的冷凝器放热量计算当前时刻的水温。然后进入下一时刻计算。如此反复计算，直到水温被加热到目标值或用完设定的加热时间。

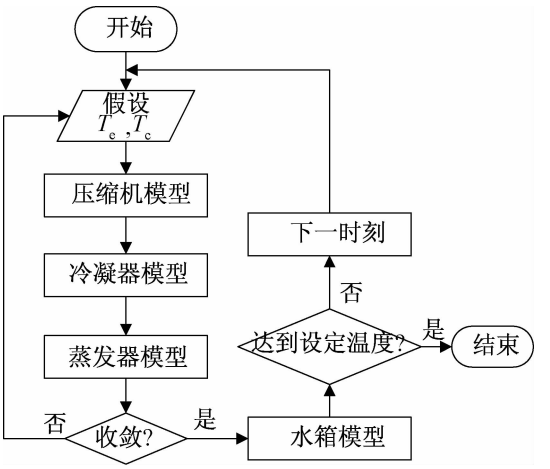

图 4 系统仿真流程图

Fig. 4 System simulation flowchart

3 实验验证与参数分析

3.1 实验验证

制作了几台外绕微通道冷凝器空气源热泵热水器样机，分别采用 R410A 和 R134a 为工质。实验按国家标准《家用和类似用途热泵热水器 GB/T23137—2008》中的静态加热式热泵热水器名义工况实验之规定：在规定的环境温度条件下(干球温度 20℃ ±1℃、湿球温度 15℃ ±0.5℃)，将水箱内注满 15℃ ±0.5℃的水，将水加热至 55℃ ±0.5℃，在水箱内由上至下均匀布置 5 个热电偶测试水温记录加热时间、耗电量，并按规定方法计算热泵制热量和性能系数 COP。实验在普通的焓差法实验室内进行，控

制环境参数到规定值。实验中温度与功率测量最大误差分别为 ±0.5℃和 ±1%。

实验结果显示同一时刻水箱内的最高与最低水温相差小于 2℃,因此取 5 点水温的均值为水温的测量值。为了方便测量,样机在实验时处于图 2 所示的裸露状态,未加隔热层。

图 5 给出了某台 R410A 样机的仿真预测与实测数据的对比。该样机的水箱内径 0.5m、内高 1m。压缩机的额定制冷量为 2kW,相应的制热量为 2.6kW。结果表明上述的准稳态系统仿真模型可以很好地模拟空气源热泵热水器的系统功耗和水温随时间的变化,并能准确预测系统 COP。多台不同尺寸的样机的仿真结果与实测数据的误差均小于 ±5%。

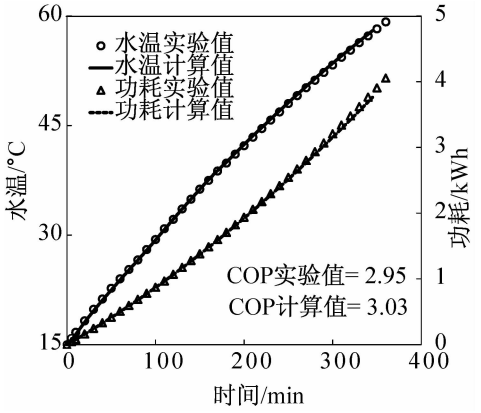

图 5 仿真结果与实验数据的比较

Fig. 5 Comparison of simulated and measured data

3.2 参数分析与讨论

基于验证后的仿真模型,可以用于深入分析热泵热水器的主要部件和设计参数对系统性能的影响。限于篇幅,本节主要探讨冷凝器及水箱相关参数。

图 6 对比了水箱是否有隔热层时热泵热水器的性能。没有隔热层时,水箱壁(无冷凝器包裹的裸露部分、微通道冷凝器的外侧表面都与环境发生自然对流和辐射换热;有隔热层时则近似与环境绝热。仿真结果显示,隔热层可以缩短水的加热时间、并提高系统 COP 约 9.2%。

图 7 反映了冷凝器尺寸变化(±20%)对系统性能的影响。可以发现,随着冷凝器尺寸变大,冷凝温度下降、功耗下降、系统 COP 上升,冷凝器增大 20% 可提升系统 COP 约 3%。但是,水的温升曲线几乎不随冷凝器尺寸的改变而变化,其原因是冷凝器尺寸改变引起换热温差反向变化,两者相消导致冷凝器放热量变化很小。

以上仿真分析都是在单流程微通道冷凝器上完成的。由于微通道数量众多,制冷剂在微通道内的流

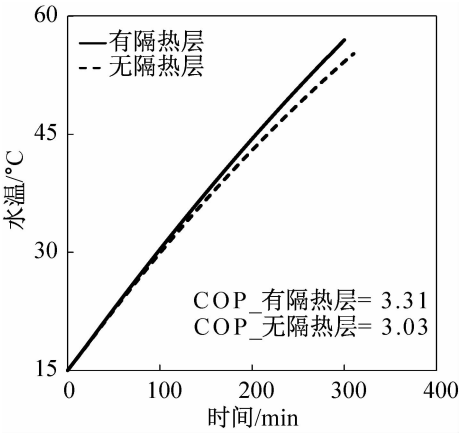

图 6 有无隔热层时的系统性能对比

Fig. 6 System performance with and without insulation layer

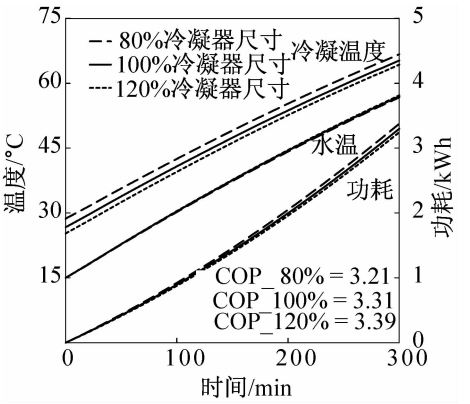

图 7 冷凝器尺寸变化对系统性能的影响

Fig. 7 Impact of condenser size on the system performance

速很低,导致换热系数不高,抑制了换热器性能。因此需要通过增加流程数量来提升制冷剂在微通道内的流速。但是在多流程设计中,除了第一个流程入口制冷剂为过热气体外,其他流程入口的制冷剂状态可能是两相的,容易引起制冷剂分液不均、并导致换热器性能大幅下降。

为解决多流程微通道冷凝器的分液不均问题,进行了如下的两个层次的仿真研究。

首先,假设制冷剂在冷凝器各流程入口的状态都是均匀的,仿真计算不同流程数下的系统性能。流程数越多,制冷剂流速越高,换热性能越好,但制冷剂压降也越大,所以存在使得系统性能最优的流程数。大量系统仿真结果表明微通道冷凝器的最佳流程数为三或四。考虑到四个流程比三个流程多一次中间分液,更容易引起制冷剂分液不均,所以最佳流程数确定为三。

然后,针对三流程微通道冷凝器,优化各个流程的换热管数。优化目标是使第二个流程入口的制冷

剂状态接近饱和气体、使第三个流程入口的制冷剂状态接近饱和液体,从而有效避免或改善分液不均。按照这一思路设计的三流程微通道冷凝器,在多个样机实验中被证实有效地解决了分液不均问题、提高了冷凝器及系统性能。

4 结论

通过仿真与样机实验相结合研究了一种新型的外绕微通道冷凝器空气源热泵热水器。该种热泵热水器具有制冷剂充灌量低、换热效率高、成本低、安全性高的优点,也便于推广到 CO_2 热泵热水器系统。建立的准稳态系统仿真模型具备较高的仿真精度,对热泵热水器系统主要性能指标的仿真误差小于 ±5%。通过仿真分析确定了微通道冷凝器的最优流程数为三,并解决了多流程分液不均的问题。目前该产品已经在某知名企业量产。

参考文献

[1] Hepbasli A, Kalinci Y. A review of heat pump water heating systems [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2009, 13(6/7): 1211-1229.

[2] 刘圣春, 马一太, 管海清. CO_2空气源热泵热水器的研究现状及展望[J]. 制冷与空调(北京), 2008, 8(2): 4-12. (Liu Shengchun, Ma Yitai, Guan Haiqing. Present state and perspective of CO_2 air source heat pump water heater [J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2008, 8(2): 4-12.)

[3] Goodman C, Fronk B M, Garimella S. Transcritical carbon dioxide microchannel heat pump water heaters: Part I-validated component simulation modules [J]. Int J Refrig, 2011, 34(4): 859-869.

[4] Goodman C, Fronk B M, Garimella S. Transcritical carbon dioxide microchannel heat pump water heaters: Part II-system simulation and optimization [J]. Int J Refrig, 2011, 34(4): 870-880.

[5] 江明旒, 吴静怡, 孙鹏, 等. 两级冷凝热泵热水系统的实验研究[J]. 制冷学报, 2010, 31(1): 6-10. (Jiang Mingliu, Wu Jingyi, Sun Peng, et al. Experimental study on hot water system with two-stage condensation heat pump [J]. Journal of Refrigeration, 2010, 31(1): 6-10.)

[6] 张俊杰, 曹磊, 程丽薇. 冷凝换热器在空气能热泵热水器中的优化设计[J]. 给水排水动态, 2010(5): 37-38. (Zhang Junjie, Cao Lei, Cheng Liwei. Condenser optimal design for air source heat pump water heaters [J]. Water and Wastewater Information, 2010(5): 37-38.)

[7] 刘志国, 王瑞祥. 空气源热泵热水器卧式水箱内温度场研究[J]. 北京建筑工程学院学报, 2010, 26(3): 29-32. (Liu Zhiguo, Wang Ruixiang. Investigation on the temperature distribution of the water in horizontal tank of an air source heat pump water heater [J]. Journal of Beijing University of Civil Engineering and Architecture, 2010, 26(3): 29-32.)

[8] 殷少有, 吴治将, 李东洺. 水流量对空气源热泵热水器性能的影响[J]. 制冷, 2011, 30(2): 27-29. (Yin Shaoyou, Wu Zhijiang, Li Dongming. Water mass flow on performance of air-source heat pump water heater [J]. Refrigeration, 2011, 30(2): 27-29.)

[9] 田华, 马一太, 文子强. 空气源热泵热水器系统的模拟计算[J]. 热科学与技术, 2008, 7(4): 373-378. (Tian Hua, Ma Yitai, Wen Ziqiang. Simulation of air-source heat pump water heater [J]. Journal of Thermal Science and Technology, 2008, 7(4): 373-378.)

[10] 谢淑萍, 金苏敏. 适于低温的双级压缩热泵热水器动态仿真模型[J]. 低温与超导, 2008, 36(7): 44-46. (Xie Shuping, Jin Sumin. Simulation of air-source heat pump water heater [J]. Cryogenics & Superconductivity, 2008, 36(7): 44-46.)

[11] Fardoun F, Ibrahim O, Zooughaib A. Quasi-steady state modeling of an air source heat pump water heater [J]. Energy Procedia, 2011, 6: 325-330.

[12] 邵亮亮. 微通道换热器及其在商用空调制冷装置中的性能研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2010.

通信作者简介

张春路,男(1971 -),教授,同济大学机械与能源工程学院,13671825133,E-mail:chunlu. zhang@ gmail. com。研究方向:制冷空调系统仿真、优化与控制;冷藏链技术;先进制冷系统。

About the corresponding author

Zhang Chunlu (1971 -), male, Professor, School of Mechanical Engineering, Tongji University, 13671825133, E-mail: chunlu. zhang@ gmail. com. Research fields: refrigeration and air-conditioning system modeling, optimization and control; cold chain; advanced refrigeration systems.