

研究简报

喷气增焐空气源热泵热性能评价及预测

张东, 李金平, 刘伟, 南军虎, 王林军

(兰州理工大学西部能源与环境研究中心, 甘肃 兰州 730050)

摘要: 喷气增焐空气源热泵系统可显著提高系统低温性能, 应用在寒冷地区时冬季环境温度普遍在 -5°C 以下, 而且全年温度波动范围非常大, 仅以名义工况(干球温度为 7°C)评价系统性能, 难以准确有效反映系统真实节能效果。为此在兰州地区建立了喷气增焐空气源热泵实验系统, 实测不同环境温湿度条件下系统性能, 结果表明系统COP在喷气电磁阀关闭时基本呈线性变化关系, 瞬时COP可达6.5, 在喷气电磁阀开启时COP衰减更为缓慢, 瞬时COP在2.0左右; 据此分段拟合出热泵COP的经验关联式, 确定其适用范围, 并进行实验验证, 与本实验系统相比其平均相对误差在3%以内。

关键词: 喷气增焐; 空气源热泵; COP; 预测; 数学模拟; 实验验证

DOI: 10.3969/j.issn.0438-1157.2014.12.048

中图分类号: TB 61.5

文献标志码: A

文章编号: 0438—1157 (2014) 12—5004—06

Thermal performance evaluation and prediction of enhanced vapor injection air source heat pump

ZHANG Dong, LI Jinping, LIU Wei, NAN Junhu, WANG Linjun

(Western China Energy and Environment Research Center, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, Gansu, China)

Abstract: The enhanced vapor injection air source heat pump (EVI-ASHP) has better thermal performance at a low temperature, which has received much attention to supply hot water in cold region in recent years due to the growing space heating load and concern for environmental degradation. Environmental temperature is often below -5°C in winter in cold region of China, and changes greatly throughout the year. Thus coefficient of performance (COP) under nominal working conditions (dry-bulb temperature of 7°C) is difficult to accurately reflect the actual energy-saving effect of the system. So, a set-up of EVI-ASHP system was built in Lanzhou, and thermal performance at different environmental temperatures and humidities was determined. COP of the EVI-ASHP system could reach above 6.5 when electromagnetic valve for vapor injection was off, and linear change of COP was observed. At a low temperature, when electromagnetic valve was on, COP was about 2.0. The fitting equations of the experimental data were obtained and verified, with average relative error below 3% compared with the experimental data from the set-up. An effective prediction method was established for thermal performance of the EVI-ASHP system at changeable environmental temperature and humidity, supplying a theoretical guidance for the application of the system in cold climate.

Key words: enhanced vapor injection; air source heat pump; COP; prediction; mathematical modeling; experimental validation

2014-07-21 收到初稿, 2014-08-20 收到修改稿。

联系人及第一作者: 张东 (1985—), 男, 博士研究生, 讲师。

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51166008); 甘肃省青年科技基金项目 (1310RJYA005)。

Received date: 2014-07-21.

Corresponding author: ZHANG Dong, zhdngn@126.com

Foundation item: supported by the National Natural Science Foundation of China (51166008) and the Youth Science and Technology Foundation of Gansu Province (1310RJYA005).

引言

空气源热泵按照“逆卡诺循环”工作,以周围环境为低温热源,吸收空气中热能,具有节能、环保等优点。在环境温度相对较高时,空气源热泵运行性能良好,但是在室外环境温度较低时,存在压缩机压比偏大、蒸发器结霜和系统性能低下等问题,一直制约着空气源热泵在寒冷地区大规模推广应用^[1]。具有压缩机喷气增焓技术及经济器的空气源热泵系统(简称喷气增焓空气源热泵)是这一问题较好的解决方案^[2]。近年来,尤其是近两年国内外许多学者就喷气增焓空气源热泵在理论分析^[3-5]、系统仿真^[6-8]、实验研究^[9-16]、部件结构优化^[17-20]等方面开展了大量研究,取得了阶段性成果。Xu等^[9]对以R32为制冷剂的EVI系统进行了实验研究,结果表明其最佳相对喷射质量为12%~16%;Huang等^[11]实验研究了海洋气候条件下结霜及除霜对EVI热泵系统性能的影响;刘琦等^[13]研究了单机双级滚动活塞压缩机闪发器热泵系统,实验表明,蒸发温度为-5~-10℃时,COP最高可达3.38;Cao等^[16]对采用混合制冷剂的热泵系统进行了实验研究,结果表明EVI可增加冷凝功率提高系统EER值。可见,喷气增焓型空气源热泵系统在寒冷地区具有较好的推广应用潜力。

目前,我国主要采用热泵机组名义工况(nominal working condition)能效比来衡量机组节能性能,2008年国家标准GB/T 21362—2008《商

业或工业用及类似用途的热泵热水机》中将空气源热泵热水机分为普通型和低温型,其中低温型机组名义工况干球温度、湿球温度分别规定为7℃和6℃,对应的热泵COP为3.10(不提供水泵),喷气增焓空气源热泵即属于低温型热泵。我国寒冷地区冬季环境温度长期在-5℃以下,全年温湿度波动范围很大,系统名义工况性能不足以全面说明系统低温性能,也难以综合评价和预测系统实际运行性能,极大影响了其在我国北方地区的推广应用,寻求较为合理的低温型热泵热性能预测及评价方法迫在眉睫。鉴于此,本文在兰州建立了喷气增焓空气源热泵热水系统,并对其典型工况性能进行实测,对其在不同工况下的节能效果进行分析,得到了系统性能系数COP值预测方法,并进行验证分析。

1 系统实验装置

1.1 实验装置

喷气增焓空气源热泵热水实验系统及实验测点布置如图1所示,循环工作压焓图如图2所示。制冷剂在冷凝器(套管换热器)中释放热量被冷凝,从冷凝器出来的制冷剂液体(状态4)分为两部分,一部分为主回路,直接进入过冷器被继续冷却,另一部分为喷射回路,经热力膨胀阀节流到某一中间压力(状态4')进入过冷器。这两部分制冷剂在过冷器中产生热交换,后一部分气化后(状态6)被压缩机第二吸气口吸入,前一部分进一步过冷后

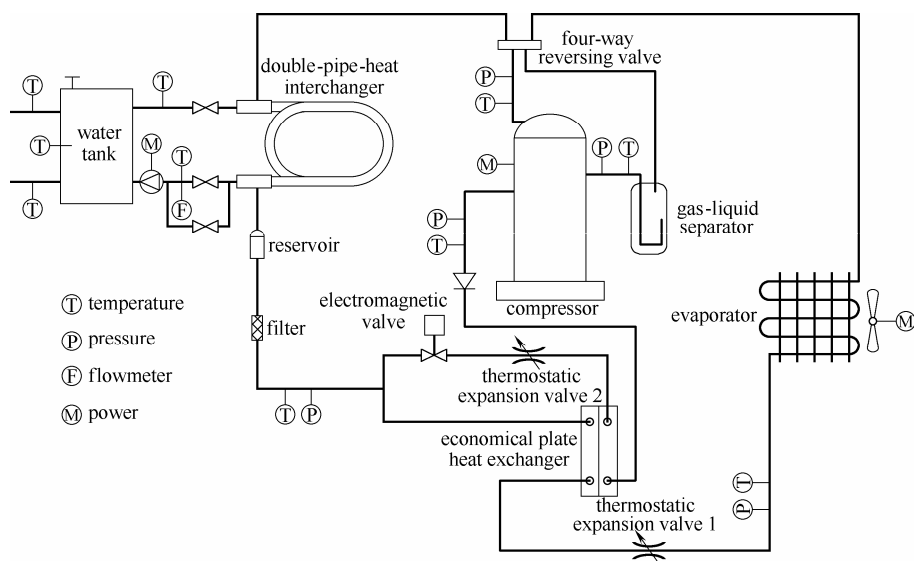


图1 系统实验装置示意图

Fig. 1 Schematic diagram of system experimental set-up

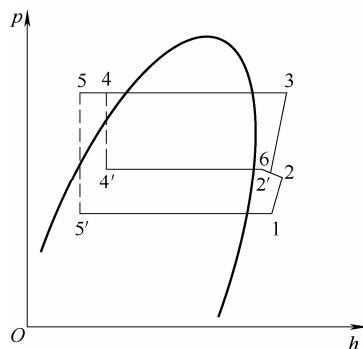


图 2 系统循环压焓图

Fig.2 p - h graph of circle

(状态 5), 经热力膨胀阀节流 (状态 5') 进入蒸发器吸热蒸发 (状态 1), 然后进入压缩机主吸气口被初步压缩 (状态 2), 两部分制冷剂在压缩机中混合 (状态 2') 后被压缩成高温高压的过热蒸气 (状态 3) 通过四通换向阀进入冷凝器, 完成一个循环。

1.2 实验测试

喷气增焓空气源热泵热水系统各测点布置如图 1 所示, 所有温度采用 PT100 铂电阻温度传感器测量, A 级精度; 电磁流量计测量循环水流量, 法兰安装, 其精度为 $\pm 0.5\%$; 压力变送器精度 $0.5\%FS$; 压缩机、风机和水泵耗功由功率变送器测量, 其精度为 0.5 级; 室外温湿度采用温湿度一体传感器测量, 温度测量精度为 $\pm 0.2^\circ\text{C}$, 相对湿度测量精度为 $\pm 2\% RH$, 测量数据通过数据采集仪进行实时记录与保存。

1.3 性能参数

热泵系统冷凝功率 Q_c 根据循环水体积流量 q_w 以及冷凝器进出口水温差计算

$$Q_c = \rho_w q_w c_{p,w} (t_{out} - t_{in}) \quad (1)$$

式中, ρ_w 为水的密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$; q_w 为循环水体积流量, $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$; $c_{p,w}$ 为水的比定压热容, $\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$; t_{in} 和 t_{out} 分别为冷凝器进、出口水温, $^\circ\text{C}$ 。

热泵系统压缩机和水泵耗功均由功率变送器进行测量, 分别用 W_{com} 和 W_p 来表示, 热泵性能系数 COP 由式 (2) 计算

$$\text{COP} = \frac{Q_c}{W_{com}} \quad (2)$$

兼顾到系统中水泵耗功, 系统加热热水能效比 EER 由式 (3) 计算

$$\text{EER} = \frac{Q_c}{W_{com} + W_p} \quad (3)$$

2 系统实验结果及分析

2.1 热泵 COP 经验关联式导出

空气源热泵系统性能系数 COP 及压缩机耗功受环境温度、环境湿度、冷凝器进口水温、蒸发温度等的强烈影响。在 2013 年 2 月~2014 年 5 月进行了不同环境温湿度条件下的系统实验, 选取一些典型工况实验数据, 将热泵性能系数 COP 值与环境温湿度、冷凝器进口水温的变化关系示于图 3。

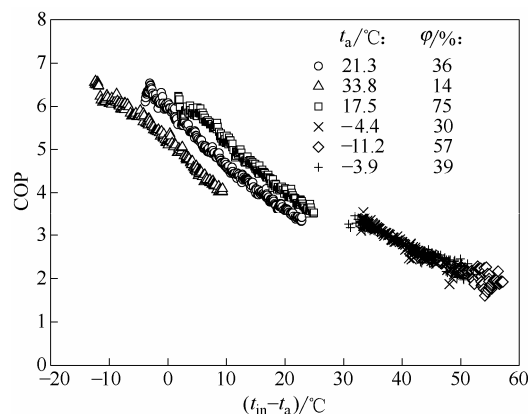


图 3 COP 随环境温度和冷凝器进口水温的变化

Fig. 3 Variation of COP with t_a and t_{in}

由图 3 可知, 热泵 COP 受冷凝器进口水温 t_{in} 与环境温度 t_a 的差值 ($t_{in} - t_a$) 的强烈影响, 且近似呈线性变化, 环境温度 t_a 为 33.8°C 时, 热泵瞬时 COP 可达 6.5, t_a 为 -11.2°C 时, 热泵瞬时 COP 也在 2.0 左右。当 $(t_{in} - t_a) < 25^\circ\text{C}$ (此时环境干球温度 t_a 一般较高) 时, 系统 COP 随 $(t_{in} - t_a)$ 基本呈线性变化, 同时环境相对湿度 ϕ 对 COP 产生较大影响; 当 $(t_{in} - t_a) > 25^\circ\text{C}$ (此时环境干球温度 t_a 一般较低) 时, 系统 COP 随温差 ($t_{in} - t_a$) 的变化也基本呈线性。结合文献[21-22], 常规空气源热泵 COP 随蒸发温度与冷凝温度的差值线性变化, 不同相对湿度下系统 COP 曲线相互平行, 具有相同的斜率, 且相对湿度越大, 曲线截距越大; 对于喷气增焓空气源热泵, 系统 COP 在非低温工况下与常规热泵相差不大, 而在低温工况下, COP 衰减更为缓慢, 主要表现为图 3 中低温工况下曲线更为平缓。根据以上变化规律, 在非低温工况下, 以 $(t_{in} - t_a)$ 为主要变量, 在不考虑相对湿度影响的前提下, 得到平均环境温度分别为 21.3 、 33.8 和 17.5°C 时的线性拟合关系, 其斜率几乎相等, 取斜率平均值可得拟合系数 a_2 ; 在此基础上考虑相对湿度的影响, 以干湿球温度差值 ($t_a - t_w$) 为次要变量对 COP 进行修正, 得到修正系

数 a_3 及截距 a_1 , 拟合结果为式 (4)。在低温工况下, 不同相对湿度情形下, COP 曲线并不平行, 故需要对其斜率 a_2 进行修正, 分析实验结果发现, 斜率与 $(t_a - t_w)$ 的变化关系较为符合负指数关系, 引入系数 a_4 与 a_5 , 此时截距也受指数修正影响, 引入系数 a_6 与 a_7 , 拟合结果为式 (5)。由此得到如下热泵 COP 经验关联式

$$\text{COP} = a_1 + a_2(t_{\text{in}} - t_a) + a_3(t_a - t_w) \quad (4)$$

$$\text{COP} = (a_2 + a_4 e^{-\frac{t_a - t_w}{a_5}})[(t_{\text{in}} - t_a) + a_6] + a_7 \quad (5)$$

式中, a_1 、 a_2 、 a_3 、 a_4 、 a_5 、 a_6 、 a_7 均为拟合系数, 其数值见表 1; t_w 为湿球温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

其中, 湿球温度 t_w 由干球温度 t_a 和相对湿度 φ 迭代计算得到

$$\varphi = \frac{p_v}{p_s} \quad (6)$$

式中, p_v 为湿空气中水蒸气的分压力, Pa; p_s 为饱和湿空气中水蒸气的分压力, Pa。

$$t_w = t_a - \frac{\gamma}{1.09}(d_s - d) \quad (7)$$

式中, γ 为汽化潜热, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$; d_s 为饱和湿度, kg 水蒸气 $\cdot (\text{kg}$ 干空气) $^{-1}$; d 为含湿量, kg 水蒸气 $\cdot (\text{kg}$ 干空气) $^{-1}$ 。

2.2 热泵 COP 经验关联式适用范围确定

对于喷气增焓空气源热泵系统, 一般情况下其适用环境干球温度 t_a 范围为 $[-20^{\circ}\text{C}, 40^{\circ}\text{C}]$, 冷凝器进口水温 t_{in} 范围为 $[10^{\circ}\text{C}, 50^{\circ}\text{C}]$, 此时认为水箱水温一般大于 10°C , 故可得 $(t_{\text{in}} - t_a)$ 可能的范围为 $[-30^{\circ}\text{C}, 70^{\circ}\text{C}]$ 。相对湿度 φ 理论范围为 $[0, 1]$, 由干球温度 t_a 范围可得干、湿球温度差值 $(t_a - t_w)$ 理论范围为 $[1.4^{\circ}\text{C}, 24.8^{\circ}\text{C}]$, 其上下限分别对应湿空气状态点 $t_a = -20^{\circ}\text{C}$, $\varphi = 0$, $t_a = 40^{\circ}\text{C}$, $\varphi = 1$ 。特定的 t_a 具有特定的 t_w 范围, 故 $(t_a - t_w)$ 的范围随干球温度的变化而变化, 且其变化关系为隐式, 但可根据不同的计算值进行拟合得出其显式表达式, 为了确切给出关联式的适用范围, 拟合得到了 $(t_a - t_w)$ 最大值的两阶回归多项式

$$t_a - t_w = a_8 + a_9 t_a + a_{10} t_a^2 \quad (8)$$

式中, a_8 、 a_9 、 a_{10} 均为拟合系数, 数值见表 1,

表 1 拟合系数值

Table 1 Values of fitting coefficients

a_1	a_2	a_3	a_4	a_5
6.4952	-0.1120	-0.0948	0.1015	5.0906
a_6	a_7	a_8	a_9	a_{10}
-41.2200	2.6340	5.9349	0.3093	0.0041

式 (8) 的最大相对误差在 6% 以内。

图 1 中电磁阀是否开启与热泵控制系统直接相关, 本文所述系统以水箱中部所测温度 t_c 与环境温度 t_a 差值进行判别, $(t_c - t_a) < 25^{\circ}\text{C}$ 时, 电磁阀关闭, 没有喷气增焓; $(t_c - t_a) > 25^{\circ}\text{C}$ 时, 电磁阀打开, 开启喷气增焓。故式 (4) 适用于电磁阀关闭工况, 式 (5) 适用于电磁阀开启工况, $(t_a - t_w)$ 的取值范围均为 $0 < (t_a - t_w) < a_8 + a_9 t_a + a_{10} t_a^2$ 。

需要说明的是, 本文的结论是在没有考虑结霜工况及除霜对系统影响的前提下得出的。且实验中最低环境温度为 -11.2°C , 最大相对湿度为 75%, 在更低的环境温度和更大的相对湿度条件下实验关联式的适用性有待甄别。同时, 系统性能 EER 值与水泵布置型式、机组除霜方法及控制策略有密切关系, 难以得到较为统一的实验关联式。但实验关联式仍然可以为系统瞬时性能预测及应用推广提供一定的理论指导。

2.3 热泵 COP 经验关联式验证

为了验证热泵 COP 经验关联式, 选取 3 种工况下的实验数据进行比较, 如图 4 所示。3 种工况下加热周期内稳定运行阶段的平均环境温度分别为 18.3°C 、 26.4°C 、 -5.1°C , 平均相对湿度分别为 46%、32%、61%, 由图 4 源数据计算可知, 3 种工况下热泵 COP 经验关联式的计算值与实验值具有相同的变化趋势, 加热过程中热泵 COP 实测值和计算值保持较好的吻合状态, 但大部分时刻实测值均大于计算值, 其最大误差分别为 -9.38%、2.45%、22.36%, 平均相对误差分别为 -2.15%、-1.87%、1.98%。经验关联式兼顾了多种工况, 在某些工况下拟合值可能偏大也可能偏小, 但其平均相对误差较小, 基本可以预测热泵真实性能。

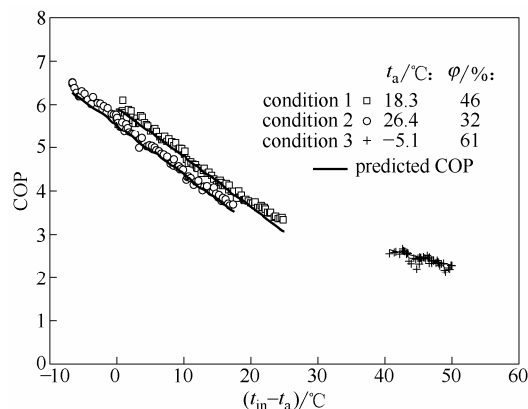


图 4 热泵 COP 经验关联式实验验证

Fig. 4 Experimental validation of empirical correlation

3 系统性能预测

寒冷地区全年环境温度波动范围很大, $-20 \sim 40^\circ\text{C}$ 都有可能出现, 应用经验关联式可以预测喷气增焓空气源热泵热水系统瞬时性能, 一定程度上可以评价系统节能性。现选取环境干球温度 -15°C , 相对湿度 50% 工况采用实验关联式评价系统性能, 计算结果列于图 5 中。曲线 a 和 b 分别表示采用式 (4) 和式 (5) 计算的结果, 由于环境干球温度为 -15°C , 保持 0°C 以上水温时, $(t_{\text{in}} - t_{\text{a}}) > 15^\circ\text{C}$, 则区域 I 为不可能出现工况, 区域 II 和 III 为可能工况。空气源热泵热水系统运行时, 水温一般大于 15°C , 故系统正常工作工况为区域 III。在此区域, 曲线 b 较曲线 a 更为平缓, COP 衰减更为缓慢, 当水温为 25°C 时, 热泵 COP 为 2.6。

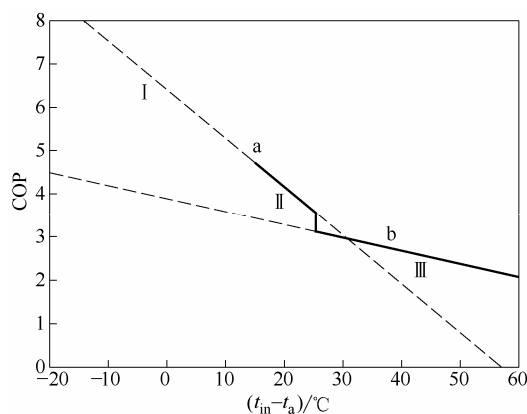


图 5 某工况下热泵性能预测

Fig. 5 System thermal performance prediction

4 结 论

喷气增焓空气源热泵系统由于其较好的低温工况性能, 在寒冷地区具有较好的应用前景, 但其名义工况无法准确反映其真实性能及节能效果。本文以建立的喷气增焓空气源热泵实测系统为基础, 以典型实验数据为依托, 采用数据拟合的方法得到系统 COP 经验关联式, 并对其进行了实验验证。

(1) 系统 COP 随冷凝器进水温度与环境温度的差值呈线性变化, 且受环境湿度的强烈影响。

(2) 喷气增焓电磁阀关闭时, 不同相对湿度下系统 COP 曲线相互平行, 具有相同的斜率, 且相对湿度越大, 曲线截距越大。

(3) 喷气增焓电磁阀开启时, 以干、湿球温度差为自变量, 采用指数拟合对系统 COP 曲线的斜率进行修正, 且曲线相对非低温工况更为平坦, 显著

改善了系统低温性能, 环境温度为 -11.2°C 时, 热泵 COP 也在 2.0 左右。

(4) 实验值与计算值对比表明系统 COP 经验关联式能够较为准确预测系统热性能, 与本文实验装置实验结果比较其平均相对误差在 3% 以内。

符 号 说 明

$a_1 \sim a_{10}$ ——拟合系数

$c_{p,w}$ ——水的比定压热容, $\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$

d ——含湿量, kg 水蒸气 $\cdot (\text{kg}$ 干空气) $^{-1}$

d_s ——饱和湿度, kg 水蒸气 $\cdot (\text{kg}$ 干空气) $^{-1}$

p_s ——饱和湿空气中水蒸气的分压力, Pa

p_v ——湿空气中水蒸气的分压力, Pa

Q_c ——冷凝功率, W

q_w ——循环水体积流量, $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

t_a ——环境干球温度, $^\circ\text{C}$

t_{in} ——冷凝器进口水温, $^\circ\text{C}$

t_{out} ——冷凝器出口水温, $^\circ\text{C}$

t_w ——环境湿球温度, $^\circ\text{C}$

W_{com} ——压缩机耗功, W

W_p ——水泵耗功, W

γ ——汽化潜热, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

ρ_w ——水的密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$

ϕ ——相对湿度, %

References

- [1] Wang Fenghao(王沅浩), Wang Zhihua(王志华), Zheng Yuxin(郑煜鑫), Hao Jibo(郝吉波). Research progress and prospect of air source heat pump in low temperature environment [J]. *Journal of Refrigeration*(制冷学报), 2013, **34**(5): 47-54
- [2] Xu S X, Ma G Y. Research on air-source heat pump coupled with economized vapor injection scroll compressor and ejector [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2011, **34**(7): 1587-1595
- [3] Redon A, Navarro-Peris E, Pitarch M, Gonzalvez-Macia J, Corberan J M. Analysis and optimization of subcritical two-stage vapor injection heat pump systems [J]. *Applied Energy*, 2014, **124**: 231-240
- [4] Hanuszkiewicz-Drapala M. Numerical analysis of systems with vapour compressor heat pumps and horizontal ground heat exchangers [J]. *Rynek Energii*, 2010(5): 82-88
- [5] Xu Weirong(徐卫荣), Du Kai(杜垚). Thermal performance analysis of auto-cascade heat pump circular system [J]. *Journal of Chemical Industry and Engineering(China)*(化工学报), 2008, **59**(S2): 230-234
- [6] Koury R N N, Faria R N, Nunes R O, Ismail K A R, Machado L. Dynamic model and experimental study of an air-water heat pump for residential use [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2013, **36**(3): 674-688
- [7] Banasiak K, Hafner A, Andresen T. Experimental and numerical investigation of the influence of the two-phase ejector geometry on the performance of the R744 heat pump [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2012, **35**(6): 1617-1625

- [8] Li Kuining(李夔宁), Guo Chunlei(郭春雷), Zhou Wei(周伟), Chen Jia(陈佳), Hu Fei(胡飞), Wei Feng(魏峰). Analysis and optimization on coupling sub-cooler vapor injection air source heat pump system [J]. *CIESC Journal*(化工学报), 2013, **64**(8): 2813-2918
- [9] Xu S X, Ma G Y, Liu Q, Liu Z L. Experiment study of an enhanced vapor injection refrigeration/heat pump system using R32 [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2013, **68**: 103-109
- [10] Minetto S, Brignoli R, Banasiak K, Hafner A, Zilio C. Performance assessment of an off-the-shelf R744 heat pump equipped with an ejector [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, **59**(1/2): 568-575
- [11] Huang M J, Hewitt N J. The experimental analysis of the effect of ambient factors on the defrosting of economised vapour injection compressor air source heat pump in marine climates [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2013, **36**(3): 820-827
- [12] Roh C W, Kim M S. Effect of vapor-injection technique on the performance of a cascade heat pump water heater [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2014, **38**: 168-177
- [13] Liu Qi(刘琦), Ma Guoyuan(马国远), Xu Shuxue(许树学). Performance characteristics of two-stage compression heat pump system coupled with dual-cylinder rolling piston compressor [J]. *CIESC Journal*(化工学报), 2013, **64**(10): 3599-3605
- [14] Xu S X, Ma G Y. Air-source heat pump coupled with economized vapor injection scroll compressor and ejector: design and experimental research [J]. *Science China-Technological Sciences*, 2010, **53**(3): 782-788
- [15] Wang X D, Hwang Y, Radermacher R. Two-stage heat pump system with vapor-injected scroll compressor using R410A as a refrigerant [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2009, **32**(6): 1442-1451
- [16] Cao F, Wang K, Wang S G, Xing Z W, Shu P C. Investigation of the heat pump water heater using economizer vapor injection system and mixture of R22/R600a [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2009, **32**(3): 509-514
- [17] Sun F T, Fu L, Sun J, Zhang S G. A new ejector heat exchanger based on an ejector heat pump and a water-to-water heat exchanger [J]. *Applied Energy*, 2014, **121**: 245-251
- [18] Zhu L, Yu J L, Zhou M L, Wang X. Performance analysis of a novel dual-nozzle ejector enhanced cycle for solar assisted air-source heat pump systems [J]. *Renewable Energy*, 2014, **63**: 735-740
- [19] Heo J, Jeong M W, Kim Y. Effects of flash tank vapor injection on the heating performance of an inverter-driven heat pump for cold regions [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2010, **33**(4): 848-855
- [20] Heo J, Jeong M W, Back C, Kim Y. Comparison of the heating performance of air-source heat pumps using various types of refrigerant injection [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2011, **34**(2): 444-453
- [21] Morrison G L, Anderson T, Behnia M. Seasonal performance rating of heat pump water heaters [J]. *Solar Energy*, 2004, **76**(1/2/3): 147-152
- [22] Chen Junji(陈骏骥), Yang Changyi(杨昌仪), Cai Baiming(蔡佰明). Experiment of low temperature heat-flash type air source heat pump water heater [J]. *Fluid Machinery*(流体机械), 2010, **38**(1): 72-74