

文章编号:0253-4339(2016)06-0020-06

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2016.06.020

HFO-1234ze 与 HFC-32 混合制冷剂用于热泵热水器的实验研究

陈红群 王芳 藕俊彦 汪涛 余大维 王莹

(上海理工大学能源与动力工程学院 上海 200093)

摘要 本文选用了 NIST 发行的 REFPRO9.0 制冷剂计算程序及 KW2 模型参数对混合制冷剂 HFO-1234ze 与 HFC-32 在不同配比下的热物性进行了模拟计算,并依据热泵热水器测试的标准工况,计算了不同配比下混合制冷剂的理论循环特性,分析得出了 HFO-1234ze/HFC-32 较为合适的配比。通过一次加热(即热式)热泵热水器实验台,对多种环境工况及不同进水温度进行性能测试,分别对 R410A 和混合制冷剂(HFO-1234ze 与 HFC-32 配比 0.3/0.7)在实验系统中的压缩机功率、系统性能系数、压缩机吸、排气压力和温度、冷凝器出水温度等参数进行了对比分析。结果表明:混合制冷剂(HFO-1234ze 与 HFC-32 配比 0.3/0.7)的压缩机功率和排气压力都低于 R410A 系统,而 COP 高于 R410A 系统,在标准工况下,分别为 4.03 和 3.56,且在高于标准工况的环境温度情况下,混合制冷剂系统 COP 下降速率低于 R410A 系统,有利于热水器机组的安全稳定运行,在替代 R410A 系统方面具有可行性。

关键词 热泵热水器;混合制冷剂;实验工况;性能系数

中图分类号:TB61⁺2; TQ051.5

文献标识码:A

Experimental Study of HFO-1234ze and HFC-32 Mixture on Heat Pump Water Heater

Chen Hongqun Wang Fang Ou Junyan Wang Tao Yu Dawei Wang Ying

(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China)

Abstract Based on REFPRO 9.0 and KW2 model parameters, the thermophysical properties of mixing refrigerant HFO-1234ze/HFC-32 were calculated in this paper, and the cycle performance of mixed refrigerant in different ratios was figured out according to the heat pump water heater test standard. The results showed that the optimal mixture ratio is 0.3/0.7. With this ratio, the performance of heat pump water heater in different operating conditions were conducted and compared with R410A. The results indicate that the mixed refrigerant's compressor power consumption and discharge pressure are lower than R410A system, which is conducive to the safe and stable operation of the water heater; under the standard condition, the COP is 4.03 which is higher than R410A's 3.56; meanwhile the decline rate of COP is lower than R410A when the temperature is higher than the standard condition. Therefore, the mixed refrigerant is feasible to replace R410A.

Keywords heat pump water heater; mixed refrigerants; test conditions; COP

近年来,温室气体带来的气候变化及环境破坏引起了人们对环境保护的日益重视。热泵热水器以其高效、环保的特点受到广泛关注^[1-2]。随着经济的发展,热水能耗在建筑能耗中占的比重越来越大,促进了人们对热水器产品的环保节能需求。我国 2012 年 6 月将其纳入了家电的补贴范围,空气源热泵热水器迎来了行业繁荣发展的黄金时期^[3]。目前空气源热泵热水器广泛采用 R22 作为制冷剂,R22 属于氢氟烃(HCFCs)类制冷剂,对臭氧层具有破坏作用。《蒙特利尔议定书》规定,发达国家应在 2020 年淘汰

HCFCs 的使用,而发展中国家可延长至 2030 年^[4]。国内热泵热水器对 R22 的替代物氢氟烃(HFCs) R410A,虽然 ODP 为零,但 GWP 仍然达到 1924。2014 年欧盟修订的 F-gas 法规^[5]明确规定,从 2015 年 1 月 1 日和 2022 年 1 月 1 日起,分别禁止包含 HFCs 及其 GWP 大于 150 的家用冰箱和冷冻机及商用冷藏箱和冷冻箱进入市场。高 GWP 的制冷剂已越来越多的引起关注且终将被并入淘汰行列^[6],制冷剂从高 GWP 向低 GWP 过渡也成为制冷空调行业制冷剂替代的重要研究内容。

杜邦公司和霍尼韦尔公司共同开发了新型制冷剂 HFO-1234ze, 其 ODP 为 0, GWP 仅为 6, 且大气寿命较短, 是一种环境友好型制冷剂。但纯工质的 HFO-1234ze 潜热值较小, 蒸发压力较低, 导热系数偏低, 会导致系统性能系数的下降, 而 HFC-32 具有较好的热物性及传输特性, 拥有较高的理论 COP 及容积制冷量^[7-10], 可作为改善制冷剂 HFO-1234ze 热力学特性与传输特性的掺混物^[11]。国外已有学者 Hos-sain M A 等^[12-13]对 HFO-1234ze 与 HFC-32 混合制冷剂在蒸发和冷凝下进行了单管流动换热实验研究。

本文在混合制冷剂热物性理论分析及制冷循环最佳配比讨论的基础上, 通过热泵热水器多工况性能测试, 开展整机运行特性方面的研究。

1 理论分析

1.1 混合法则

目前, 国内外许多学者对于 HFO-1234ze 及其混合制冷剂的热力学状态方程已经有了一定的研究。用亥姆霍兹(Helmholtz)能量表示的状态方程被广泛用来描述制冷剂的热力学特性参数, Akasaka R^[14]对基于混合物的亥姆霍兹能量表示的状态方程模型进行了研究, 并结合已有的工作对模型进行了参数拟合。亥姆霍兹能量 α 表示为:

$$\frac{a}{RT} = \alpha = \alpha^{\text{idmix}} + \alpha^{\text{E}} \quad (1)$$

式中: a 为摩尔亥姆霍兹能量; T 为混合制冷剂温度; $R = 8.314472\text{J}/(\text{mol} \cdot \text{K})$ 为通用气体常数; α^{idmix} 为理想部分, 由下式计算:

$$\alpha^{\text{idmix}} = \sum_{i=1}^n x_i [\alpha_i^{\circ}(T, v) + \alpha_i^{\tau}(\tau, \delta) + \ln x_i] \quad (2)$$

其中:

$$\tau = \frac{T_{\text{red}}(x)}{T} \quad (3)$$

$$\delta = \frac{v_{\text{red}}(x)}{v} \quad (4)$$

1.2 热力学性质分析

本文选用了美国国家标准和技术研究所(USA National Institute of Standard and Technology, 简称 NIST)发行的 REFPRO9.0 制冷剂计算程序, 并应用 Ryo Akasaka 优化的 KW_2 模型参数(如表 1 所示)对 HFO-1234ze 与 HFC-32 混合制冷剂在各配比下制冷剂的热物性及循环性能进行了计算, 选取的 HFC-32/HFO-1234ze 配比比率关系如表 2 所示。

将各配比下混合制冷剂作为研究对象, 在各配比下的混合制冷剂压焓图中, 选取饱和和液体线上温度为

253.15 K 时对应的压力, 计算等压蒸发时的饱和气体线上的温度, 从而计算出其温度滑移列于表 3。

表 1 REFPRO9.0 中的 KW_2 模型参数

Tab. 1 The KW_2 model parameters in REFPRO9.0

β_T	β_v	γ_T	γ_v	F_{12}
1.003 43	1.005 86	0.977 857	0.982 707	-0.265 419

表 2 HFC-32/HFO-1234ze 配比(质量百分比)

Tab. 2 The mixing ratio of R32/R1234ze (mass percentage)

配比序号	1	2	3	4	5
HFC-32/	0.1/	0.3/	0.5/	0.7/	0.9/
HFO-1234ze	0.9	0.7	0.5	0.3	0.1

表 3 不同配比下混合制冷剂定压蒸发时的温度滑移

Tab. 3 Temperature glide of mixed refrigerant under different mixing ratio

配比	饱和和液体温度/ $^{\circ}\text{C}$	饱和液体压力/MPa	饱和气体温度/ $^{\circ}\text{C}$	温度滑移/ $^{\circ}\text{C}$
1	253.15	0.19	264.33	11.18
2	253.15	0.27	264.89	11.74
3	253.15	0.32	261.35	8.20
4	253.15	0.36	257.60	4.45
5	253.15	0.39	254.48	1.33

表 4 不同配比下混合制冷剂临界压力

Tab. 4 The critical pressure of mixed refrigerant under different mixing ratio

配比	1	2	3	4	5
临界压力/MPa	4.41	5.18	5.65	5.90	5.71

由表 3 可知, 不同配比下的混合制冷剂存在不同的温度滑移, 温度滑移在配比 2 时最大, 之后随着 HFC-32 的增加而逐渐减小。造成这一现象的主要原因是由于 HFC-32 与 HFO-1234ze 的混合物是非共沸制冷剂, 随着配比的变化引起蒸发时产生不同露点温度和泡点温度, 导致两相区的范围变化, 这些因素造成了温度滑移的产生。对混合制冷剂的临界压力进行研究, 将其列入表 4, 可以看出, 随着配比中 HFC-32 含量的不断增加, 混合物的临界压力逐渐增高, 对系统承压性能要求也就越高, 从而机组运行安全性降低。

1.3 理论循环性能分析

热泵热水器理论循环计算工况的确定参照国标 GB/T 23137—2008^[15]中有关热泵热水器试验工况的

规定。对于生活热水,温度规定要高于 55 ℃,更要考虑卫生方面的要求,城市用水取自市政自来水,不必考虑滋生细菌问题。生活中用于洗浴、洗碗、洗衣等,若不使用水箱,热泵可直接供 40 ℃ 或 45 ℃ 热水,达到需要的流量^[16]。由于本文提供人工环境测试的实验室容量所限,选配机组功率较小,且主要通过比较制冷剂性能展开研究,故采用 42 ℃ 作为即热式热泵

热水器出口水温,取热泵机组冷凝温度为 52 ℃,在标准工况下对不同配比下的混合制冷剂和 HFC-32、R410A 以及 HFO-1234ze 进行理论循环计算,测试工况条件如表 5 所示。理论循环计算过程中各点的压力、比焓、比体积、比熵等状态参数均依据 REF-PROP9.0 软件的计算得出,计算结果列出如下表 6 所示。

表 5 热泵热水器理论循环计算工况
Tab. 5 Theoretical cycle calculation condition of heat pump water heater

工况	环境干球 温度/℃	环境湿球 温度/℃	冷凝温度 /℃	蒸发温度 /℃	出水温度 /℃	过热/冷度 /℃
计算值	20	15	52	10	42	5

表 6 理论循环性能对比
Tab. 6 Performance comparison of theoretical cycle

制冷剂	蒸发压力 / MPa	冷凝压力 / MPa	单位制热量 /(kJ/kg)	单位容积制热量 /(kJ/m ³)	理论比功 /(kJ/kg)	制热系数 COP
HFC-32	1.10	3.29	278.11	8 106.07	44.99	6.18
R410A	1.08	3.21	181.03	7 300.40	30.18	5.99
HFO-1234ze	0.31	1.05	153.93	2 473.93	23.57	6.53
配比 1	0.37	1.26	121.21	2 107.36	26.50	4.57
配比 2	0.52	1.73	109.26	2 231.74	31.54	3.46
配比 3	0.69	2.21	162.46	3 840.07	35.58	4.57
配比 4	0.87	2.67	238.73	6 289.10	39.24	6.08
配比 5	1.03	3.09	264.90	7 508.33	43.05	6.15

由几种制冷剂及 HFC-32 与 HFO-1234ze 混合制冷剂的理论循环分析可知,HFC-32 排气压力最高,其对应的单位制热量亦最大,而纯 HFO-1234ze 制冷剂各循环参数都较低,HFO-1234ze 与 HFC-32 的混合制冷剂随着 HFC-32 含量由配比 1 增加到配比 2,即由 10% 增加到 30% 时,单位制热量有一个降低过程,而理论比功由于压力的上升而上升,使得制热系数降低。当 HFC-32 含量继续增加时,单位制热量和理论比功呈现持续增加的形式,虽然纯 HFO-1234ze 在气相区等熵线斜率较大,理论比功较小,增加 HFC-32 会使得理论比功增大,但由于增加 HFC-32 同时也使单位制热量增加,且增加幅度大于理论比功的增加,使制热系数总体上有上升趋势。由以上对比可知,当混合制冷剂组成在配比 4 和配比 5 时,制热系数高于 R410A,单位容积制热量最为接近,而冷凝压力却能低于 R410A,循环性能有所提高,可以替代 R410A 热泵系统。考虑 HFO-1234ze 的低 GWP 及低排气压

力,配比 4 即 HFC-32/HFO-1234ze 质量比为 0.7/0.3 时可作为替代 R410A 的混合制冷剂配比。

2 实验测试

在对 HFO-1234ze 与 HFC-32 混合制冷剂的热物性及理论循环进行分析的基础上,本文通过实验分别对充注混合制冷剂和 R410A 的热泵热水器进行性能测试,观察实际运行中进行对比。热泵热水器所选用 R410A 专用压缩机,标况下功率为 1 615 W,冷凝器为套管式换热器,蒸发器为 7 mm 管径的翅片管式换热器,用 T 型热电偶采集温度,并在压缩机进出口安装压力变送器。各实验仪器精度见表 7,实验系统原理图及实物图分别如图 1 和图 2 所示。

2.1 实验测试工况

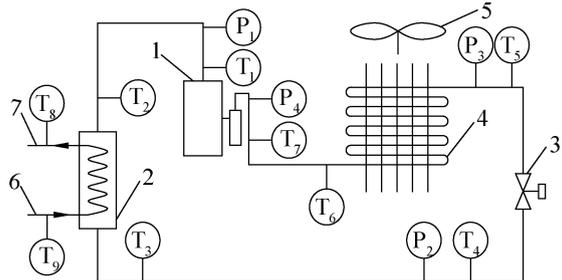
根据国家标准 GB/T 23137—2008 中有关热泵热水器试验工况的规定,本实验测试除标准工况外另自拟定 5 个工况,为便于叙述及在图上表达,下文统

—按工况 1 ~ 工况 6 依次表示,其中工况 4 为标准工况。具体各工况条件见表 8 所示。

表 7 测量仪器精度

Tab. 7 The accuracy of measuring instrument

项目	精度
环境干(湿)球温度	$\pm 0.2\text{ }^{\circ}\text{C}$
相对湿度	$\pm 2.0\%$
制冷剂压力	$\pm 0.15\%$
制冷剂温度	$\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$
进出口水温	$\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$
水流量	$\pm 0.01\%$
电压	$\pm 2.0\%$
电功率	$\pm 0.05\%$



1 压缩机;2 冷凝器;3 电子膨胀阀;4 蒸发器;
5 风机;6 冷凝器进水管;7 冷凝器出水管

图 1 热水器实验系统原理及测点分布图

Fig. 1 Schematic diagram and measuring points distribution of the experimental system



图 2 热泵热水器系统实物图

Fig. 2 The factual picture of heat pump water heater

2.2 实验结果及性能分析

2.2.1 压缩机吸排气压力及温度对比分析

HFO-1234ze 与 HFC-32 混合制冷剂和 R410A 在不同工况下的吸排气温度及吸排气压力分别如图 3 和图 4 所示。随着环境温度及进水温度的增加,

R410A 的吸排气温度和吸排气压力都不断增加,且混合制冷剂吸排气压力均低于 R410A,这主要是受到 HFO-1234ze 的影响,纯工质 HFO-1234ze 的吸排气压力和温度均低于 R410A。当环境温度及进水温度不断增加时,制冷剂的冷凝效果变差,导致冷凝压力上升,压缩机排气压力增大,而压缩机的吸气压力变化不大,因此在高温工况下压比增大,但 HFO-1234ze 与 HFC-32 的混合制冷剂压比变化明显低于 R410A,较低的压力是机组安全运行的有力保障。

表 8 热泵热水器测试工况

Tab. 8 The test conditions of heat pump water heater

实验测试工况	环境干球温度/ $^{\circ}\text{C}$	环境湿球温度/ $^{\circ}\text{C}$	进水温度/ $^{\circ}\text{C}$	水流量/(L/min)
工况 1	7	6	10	6
工况 2	10	7	10	6
工况 3	15	12	10	6
工况 4	20	15	15	6
工况 5	25	20	20	6
工况 6	30	25	25	6

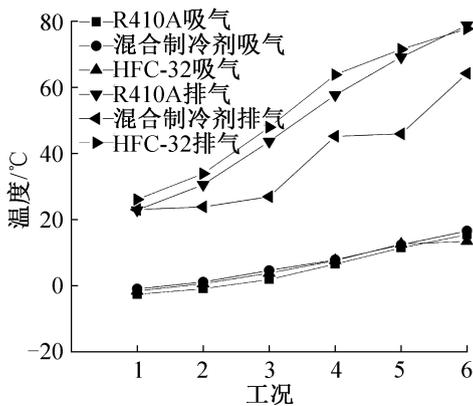


图 3 压缩机在不同工况下的吸排气温度

Fig. 3 The suction and discharge temperature of compressor under different conditions

2.2.2 压缩机功率及系统 COP 对比分析

由图 5 和图 6 可知,在各工况下,HFO-1234ze 与 HFC-32 混合制冷剂的 COP 均高于 R410A,且 R410A 的 COP 最大值为 3.56,混合制冷剂的 COP 最大值为 4.03。随着工况温度越来越高,由于排气温度和压力越来越高,换热效果变差,而压缩机功率变大,在工况 4、工况 5、工况 6 时,R410A 及混合制冷剂的 COP 值均呈现下降趋势,但混合制冷剂 COP 下降趋势明显小于 R410A。这是因为混合制冷剂吸排气压力都较低,循环系统在压焓图上的过热区等熵线斜率较大,

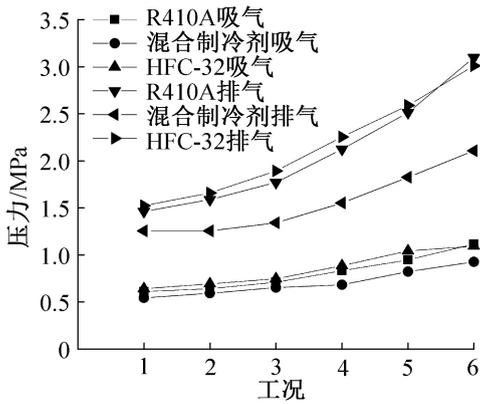


图 4 压缩机在不同工况下的吸排气压力

Fig. 4 The suction and discharge pressure of compressor under different conditions

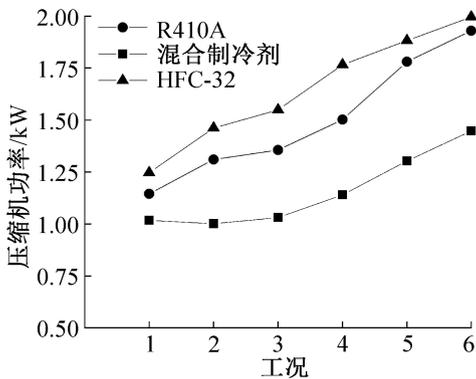


图 5 不同工况下的压缩机功率

Fig. 5 The compressor power under different conditions

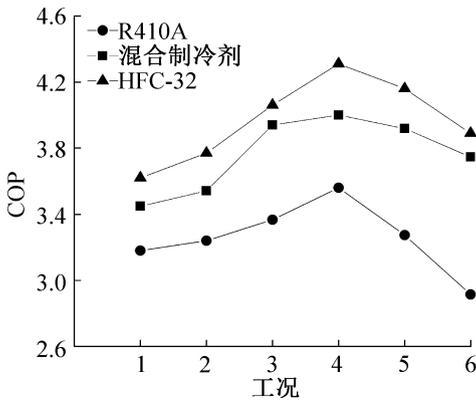


图 6 系统在不同工况下的 COP

Fig. 6 COP of the system under different conditions

随着环境温度的升高,压缩机功率的变化相对缓慢,在换热量变化相差不大时,系统 COP 降低的更慢。

2.2.3 出水温度测试及分析

热泵热水器制冷剂替代研究不仅要有合适的性能参数,还要保证一定的出水温度,图 7 所示为制冷剂分别为 HFO-1234ze 与 HFC-32 和 R410A 时热泵热

水器在各工况下的进出水温度。

由图 7 可知,由于机组功率较小,热泵热水器出水温度整体偏低,在换热器及系统匹配上有待进一步优化。在不同工况下,HFO-1234ze 与 HFC-32 混合制冷剂的出水温度比 R410A 的出水温度略低,但相差不大,只有 1~2℃。由实验数据看到混合制冷剂机组的功耗较低,COP 较高,尤其是在高温工况下优势更为明显,使得混合制冷剂在替代 R410A 机组方面具有可行性,因此与 R410A 制冷剂相比,混合制冷剂更适合于高温工况。

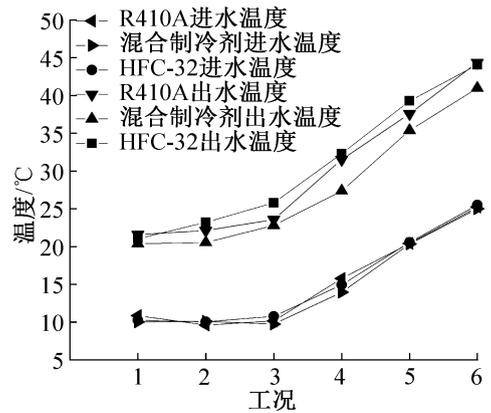


图 7 不同工况下的进出水温度

Fig. 7 The temperature of inlet and outlet water under different conditions

3 结论

本文选用 NIST 发行的 REFPRO9.0 制冷剂计算程序,应用 Ryo Akasaka 优化的 KW_2 模型参数计算并对比分析了 HFO-1234ze 和 HFC-32 的混合制冷剂与 R410A 的热物理性质,计算了 HFO-1234ze 与 HFC-32 混合制冷剂在不同配比下的理论循环,分析得出 HFO-1234ze 与 HFC-32 混合制冷剂配比为 0.3/0.7 时,单位容积制热量与 R410A 最为接近,且制热系数更高,而冷凝压力却低于 R410A,循环性能有所提高。

对该配比下 HFO-1234ze 与 HFC-32 混合制冷剂及 R410A 制冷剂应用于热泵热水器进行了实验研究,通过不同工况下 HFO-1234ze 与 HFC-32 混合制冷剂及 R410A 热泵热水器的运行参数特性分析。结果表明:HFO-1234ze 与 HFC-32 混合制冷剂系统的运行压力低于 R410A 系统,但性能系数 COP 高于 R410A,且 HFO-1234ze 与 HFC-32 混合制冷剂在高于标准工况的环境温度时,COP 下降更为缓慢,性能优势更为明显,可为热泵热水器的制冷剂替代提供可行性参考。

参考文献

[1] 王志华, 郑煜鑫, 郝吉波, 等. R134a 空气源热泵热水器实验研究与性能分析[J]. 制冷学报, 2014, 35(3): 71-76, 85. (WANG Zhihua, ZHENG Yuxin, HAO Jibo, et al. Experimental investigation and performance analysis on R134a air source heat pump water heater[J]. Journal of Refrigeration, 2014, 35(3): 71-76, 85.)

[2] 周全, 樊海彬, 贾磊, 等. 替代制冷剂空气源热泵热水器性能的理论及实验研究[J]. 制冷技术, 2013, 33(4):19-23. (ZHOU Quan, FAN Haibin, JIA Lei, et al. Theoretical and experimental study on performance of air source heat pump water heater with alternative refrigerants [J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2013, 33(4): 19-23.)

[3] 岳红. 方兴未艾的空气源热泵热水器[J]. 节能与环保, 2012, 222(12): 44-45. (YUE Hong. The ascendant air source heat pump water heater[J]. Energy Conservation & Environmental Protection, 2012, 222(12): 44-45.)

[4] 杨昭, 吴曦, 尹海蛟, 等. 低温室效应 HCFCs 替代物性能分析[J]. 制冷学报, 2011, 32(1): 1-6. (YANG Zhao, WU Xi, YIN Haijiao, et al. Analysis on alternatives for HCFCs with low greenhouse effect[J]. Journal of Refrigeration, 2011, 32(1): 1-6.)

[5] The European Parliament and the Council of the European Union. Regulation(EU) No. 517 /2014 of the European parliament and of the council of 16 April 2014 on fluorinated green-house gases and repealing regulation (EC) No 842 /2006[J]. Official J. Eur. Union, 2014, 150: 195-230.

[6] 马一太, 王伟. 制冷剂的替代与延续技术[J]. 制冷学报, 2010, 31(5): 11-17, 23. (MA Yitai, WANG Wei. Substitution and postponable technology of refrigerants[J]. Journal of Refrigeration, 2010, 31(5): 11-17, 23.)

[7] 杨申音, 王勤, 唐黎明, 等. 常规空调热泵系统的 R32 替代研究述评[J]. 制冷学报, 2013, 34(6): 59-68. (YANG Shenyin, WANG Qin, TANG Liming, et al. Review of the application of R32 on air conditioners and heat pump systems [J]. Journal of Refrigeration, 2013, 34(6): 59-68.)

[8] 田镇, 谷波, 王婷, 等. HFC-32 制冷剂饱和液体热力学性能参数计算模型[J]. 制冷学报, 2013, 34(2): 28-32. (TIAN Zhen, GU Bo, WANG Ting, et al. Calculation model of thermodynamic properties of saturated liquid for HFC-32 refrigerant[J]. Journal of Refrigeration, 2013, 34(2): 28-32.)

[9] 张雷, 王芳, 王珂, 等. HFO-1234ze 在空气源热泵热水器中替代 R417A、R22 的研究[J]. 制冷学报, 2014, 35

(3): 102-108. (ZHANG Lei, WANG Fang, WANG Ke, et al. Research on HFO-1234ze replacing R417A and R22 used in HPWH [J]. Journal of Refrigeration, 2014, 35(3): 102-108.)

[10] 杨刚, 杨会娥, 李惠黎, 等. 新型制冷剂——HFO-1234ze 和 HFO-1234yf[J]. 有机氟工业, 2009(3): 16-20, 35. (YANG Gang, YANG Hui'e, LI Huili, et al. New refrigerant——HFO-1234ze and HFO-1234yf [J]. Organo-fluorine Industry, 2009(3):16-20, 35.)

[11] Onaka Y, Miyara A, Tsubaki K, et al. Cycle evaluation of refrigerant mixtures of CO₂/ DME and HFC-32 / HFO1234ze(E) [C]//The 23rd IIR International Congress of Refrigeration. Prague, Czech Republic; Chalmers Publication Library, 2011.

[12] Hossain M A, Onaka Y, Afroz H M M, et al. Heat transfer during evaporation of R1234ze(E), R32, R410A and a mixture of R1234ze(E) and R32 inside a horizontal smooth tube[J]. International Journal of Refrigeration, 2013, 36(2): 465-477.

[13] Hossain M A, Onaka Y, Miyara A. Experimental study on condensation heat transfer and pressure drop in horizontal smooth tube for R1234ze(E), R32 and R410A[J]. International Journal of Refrigeration, 2012, 35(4): 927-938.

[14] Akasaka R. Thermodynamic property models for the difluoromethane (R-32) + trans-1, 3, 3, 3-tetrafluoropropene (R-1234ze(E)) and difluoromethane + 2, 3, 3, 3-tetrafluoropropene (R-1234yf) mixtures [J]. Fluid Phase Equilibria, 2013, 358: 98-104.

[15] 中国标准化委员会. GB/T23137—2008 家用和类似用途热泵热水器国家标准[S]. 北京: 中国标准出版社, 2008.

[16] 马一太, 代宝民. 空气源热泵热水机(器)的出水温度及能效标准讨论[J]. 制冷与空调(北京), 2014, 14(8): 123-127. (MA Yitai, DAI Baomin. Discussion on outlet water temperature and energy efficiency standard of air-source heat pump water heater [J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2014, 14(8): 123-127.)

作者简介

陈红群,男,硕士研究生,上海理工大学能源与动力工程学院,15901822926,E-mail:chenhonqun@163.com。研究方向:新型环保制冷剂替代,制冷系统测试。

About the author

Chen Hongqun, male, master candidate, School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, + 86 15901822926, E-mail: chenhonqun@163.com. Research fields: new environmental protection refrigerant substitution, refrigeration system test.