

中高温热泵混合工质 R13I1/R290/R600a 替代 R134a 的理论研究

向 璨¹, 常华伟¹, 段 晨², 文 科¹, 舒水明¹

(1. 华中科技大学能源与动力工程学院, 武汉 430074; 2. 武汉第二船舶设计研究所, 武汉 430064)

摘 要: 针对普通 R134a 热泵制取中高温热水过程中存在的冷凝压力过高、系统效率低、不环保及无法直接替代等问题, 提出一种新型中高温热泵混合工质 R13I1/R290/R600a。建立基于该工质的热力循环模型, 计算该循环的热力特性。结合气象数据, 对其进行多工况计算并与已有的工质 R134a、MIX1 和 MIX2 对比分析。研究结果表明该新型混合工质的循环性能与同模型常温热泵工况下 R134a 的循环性质大致相同, 且其环境性能优良: ODP 为零, GWP 小于 20, 温度滑移小于 4 °C。单位容积制热量略低于 R134a, 分别比 MIX1 和 MIX2 平均高 16.7%、1.3%; COP 分别比 R134a、MIX1 和 MIX2 平均高 9.2%、4.1% 和 0.7%。综合循环性能较对比工质更优越, 适用于冷凝温度为 70~90 °C, 循环温升低于 75 °C 的热泵工况。

关键词: 混合工质; R13I1/R290/R600a; 空气源热泵; 循环性能

中图分类号: TB611.2; TQ027.3 **文献标识码:** A

0 引 言

因臭氧层破坏及温室效应日益严重, CFCs 类工质遭到全面禁用, HCFCs 类工质也将于 2030 年完全禁用^[1], 故研究环保高效的替代工质越发重要。目前混合工质研究大多是针对 R22 替代方面, 文献[2]对 R22/R141b 进行实验研究, 高温热泵工况下, 系统 COP 最高可达到 2.57。文献[3]通过对 R22/R124/R152a 三元混合工质的研究, 得到最佳配比, 系统 COP 为 2.5~5.0, 但其保留了 R22 成分。为优化工质环境性能, Park 等^[4]对环保 R432A 进行试验研究, 结果表明热泵工况下 R432A 的 COP 比 R22 高 8.7%, 制热量高 6.4%。Hakkaki-Fard 等^[5]研制出一种混合工质 R32/CO₂, 热容量比 R410A 提高 30%。针对于 R134a 替代的研究相对较少, 史琳等^[6,7]筛选出 HTR02 和 HTR04, 可分别生产 75 和 85 °C 热水。但 HTR02 的 ODP 不为零, HTR04 的滑移温度较大。Fatouh 等^[8]理论验证当 R290、R600a 和 R600 混合物质量比为 60/40 时, 其循环物性与 R134a 基本一致, 但其只适用于冷凝温度在

40~60 °C 常温循环。

三氟碘甲烷(R13I1)是一种新型且阻燃的制冷剂替代物, 清华大学等对 R13I1 的物性已有较全面的研究^[9,10], 混合工质相关研究也有相应进展^[11,12]。HCs 类工质具有环保及高效的特点, 但可燃性阻碍其发展, 可通过添加阻燃剂降低其可燃性。而 R13I1 与 HCs 类工质混合应用于中高温热泵方面研究较少。故研究新型 R13I1 与 HCs 中高温热泵混合工质替代 R134a 有很好的应用价值及实际意义。

1 混合工质组分选择

现已投入使用的碳氢工质有 R50、R170、R600、R600a、R290、R1150、R1270。利用 REFPROP 9.0 热物性计算程序, 筛选以上多种工质, 针对替代 R134a 的高温混合工质主要遵循下列原则:

- 1) ODP 值为零, GWP 值小;
- 2) 冷凝压力在 2.5 MPa 以下, 蒸发压力在 0.1 MPa 以上, 避免损害热泵系统;
- 3) 容积制热量与被替代工质接近, 减少原有压

收稿日期: 2016-07-04

基金项目: “十二五” 国家科技支撑计划(2014BAJ01B04-4)

通信作者: 舒水明(1954—), 男, 硕士、教授、博士生导师, 主要从事制冷及低温工程方面的研究。fei@mail.hust.edu.cn

缩机的改动。

R131I 的饱和压力及单位容积制冷量较低,一般作为混合工质组分与其他工质一同使用。HCs 工质具有可燃性,在混合工质中的比例不应过高。其中 R290

的单位容积制冷量较大,但饱和压力较高且随温度变化较大。R600a 饱和压力和单位容积制热量均较小,与 R290 性质互补,两者经过计算调节可达到最优配比。3 种组分的性质如表 1 所示^[13]。

表 1 组分的基本热物理性质和环保性能

Table 1 Basic thermophysical and environment-friendly properties of components

工质	分子式	ODP	GWP	相对分子质量	标准沸点/℃	临界压力/MPa	临界温度/℃	安全等级	可燃性
R131I	CF ₃ I	0	~1	195.9	-21.9	4.0	123.3	—	阻燃
R290	C ₃ H ₈	0	~20	44.1	-42.1	4.3	96.7	A3	可燃
R600a	C ₄ H ₁₀	0	20	58.1	-11.7	3.6	134.7	A3	可燃

温度滑移是制冷剂泡点温度和露点温度的温差,是混合工质的一个重要特性。非共沸混合工质循环更加接近于洛伦兹循环,因而循环效率更高。但当工质温度滑移较大时,如果发生工质泄露,剩余在系统内混合物的含量就会改变,影响系统性能。混合工质 R131I/R290/R600a(以下简称 MIX3)的温度滑移随压力变化如图 1 所示,温度滑移均在 4℃以下,混合工质近似于近共沸工质。因此,MIX3 既有较高的循环效率,又不会因泄露而对系统性能造成很大的影响。

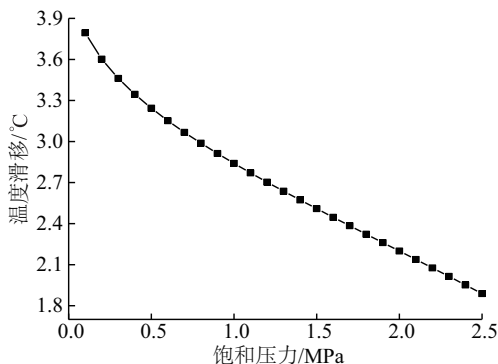


图 1 滑移温度与饱和压力的变化关系

Fig. 1 Relationship between temperature glide and saturation pressure

2 混合工质热物性计算模型

本文主要采用 REFPROP 9.0 软件计算混合工质物性。REFPROP 9.0 采用亥姆赫兹自由能方程计算工质物性,具有较高精确度。主要公式^[14,15]为:

$$p = Z\rho RT \quad (1)$$

$$Z = 1 + \delta \left(\frac{\partial \alpha^r}{\partial \delta} \right) \quad (2)$$

式中, p ——混合工质的压力; Z ——压缩因子; ρ ——混合工质密度; R ——理想气体常数; T ——混合工质温度; α^r ——残余混合工质的对比亥姆赫兹自由能; δ ——对比密度; τ ——对比温度。

混合工质的定容比热容 c_v :

$$\frac{c_v}{R} = -\tau^2 \left[\left(\frac{\partial^2 \alpha^o}{\partial \tau^2} \right)_{\delta} + \left(\frac{\partial^2 \alpha^r}{\partial \tau^2} \right)_{\delta} \right] \quad (3)$$

式中, α^o ——理想混合工质的对比亥姆赫兹自由能。

混合工质的定压比热容 c_p :

$$\frac{c_p}{R} = \frac{c_v}{R} + \frac{\left(1 + \delta \left(\frac{\partial \alpha^r}{\partial \delta} \right)_{\tau} - \delta \tau \left(\frac{\partial^2 \alpha^r}{\partial \delta \partial \tau} \right) \right)^2}{1 + 2\delta \left(\frac{\partial \alpha^r}{\partial \delta} \right)_{\tau} + \delta^2 \left(\frac{\partial^2 \alpha^r}{\partial \delta^2} \right)_{\tau}} \quad (4)$$

混合工质的比焓 h :

$$\frac{h}{RT} = \tau \left[\left(\frac{\partial \alpha^o}{\partial \tau} \right)_{\delta} + \left(\frac{\partial \alpha^r}{\partial \tau} \right)_{\delta} \right] - \delta \left(\frac{\partial \alpha^r}{\partial \delta} \right)_{\tau} + 1 \quad (5)$$

混合工质的比熵 s :

$$\frac{s}{R} = \tau \left[\left(\frac{\partial \alpha^o}{\partial \tau} \right)_{\delta} + \left(\frac{\partial \alpha^r}{\partial \tau} \right)_{\delta} \right] - \alpha^o - \alpha^r \quad (6)$$

3 混合工质循环性能分析

采用单级蒸汽压缩热泵循环分析 MIX3 的循环性能。选用谷轮 ZW61KAE 压缩机模型,压缩机转速为 2900 r/min,吸气容积为 90 cm³/r,容积效率为 0.85,指示效率为 0.85,机械效率为 0.95,电机效率为 0.8。因混合工质存在温度滑移,为使结果更精确,定义冷凝温度为冷凝压力下露点温度和泡点温度的算术平均值,蒸发温度为蒸发器进口温度和蒸

发压力下露点温度的算术平均值^[16]。

为了更好地进行分析,加入另外 2 种混合工质对比计算。对比工质 MIX1 采用清华大学研制的混合工质 R134a/R227ea/R245fa(质量比为 45:25:30),对比工质 MIX2 采用适用于大循环温升的混合工质 R1270/R134a/R142b(质量比为 2:48:50)。两对比工质均为 R134a 替换工质且工作温区为 70~90 ℃。

3.1 典型工况分析

根据相关文献及具体气象数据设计 3 种典型工况^[17],对该混合工质以及同模型常温工况下 R134a 和 2 种对比混合工质的循环性能进行计算。3 种典型工况计算参数如表 2 所示,计算结果如表 3 所示。

由表 3 计算结果可知,MIX2、MIX3 与 R134a 的冷凝压力、单位容积制热量、*COP*、制热量和输入功率均与 R134a 的基本一致,而 MIX1 的性能略低于 R134a。其中 MIX3 在冷凝压力、单位容积制热量、*COP* 和制热量等方面比 MIX2 更有优势。因此从循环性能上来看,3 种混合工质直接充灌 R134a 热泵机组是完全可行的。在冬季工况下 MIX1、MIX2 和 R134a 的压缩比均已超过 8.0,长期运行会损害压缩机^[18]。而 MIX3 的压缩比为 6.82,在压缩机安全运行范围内。由于 MIX1、MIX2 和 MIX3 的冷凝温度比 R134a 高 10 ℃,因而导致 3 种混合工质的压缩机排气温度均比 R134a 的高约 5 ℃以上,其中 MIX3 冬季最高排气温度达到 107.81 ℃。而压缩机排气温度一般不超过 120 ℃,因此 MIX3 的排气温度在压缩机安全运行范围内。

表2 3种典型工况
Table 2 Three typical working conditions

工况	环境温度/℃	冷凝温度/℃		蒸发温度/℃		过热度、过冷度/℃
		混合工质	R134a	混合工质	R134a	
一般	23	85	75	18	10	5
夏季	32	85	75	27	20	5
冬季	2	85	75	7	0	5

表3 典型工况下4种工质循环性能对比
Table 3 Cycle performance comparison among four refrigerants under typical working conditions

工况	工质	冷凝 压力/MPa	排气 温度/℃	单位容积 制热量/kJ·m ⁻³	<i>COP</i>	制热量/ kW	输入 功率/kW	压缩比
一般	R134a	2.36	90.45	2741.43	2.44	10.14	4.15	5.70
	MIX1	2.10	96.11	2153.95	2.33	7.96	3.42	6.45
	MIX2	2.27	100.97	2602.15	2.43	9.62	3.97	5.81
	MIX3	2.23	104.70	2880.53	2.51	10.65	4.24	4.87
夏季	R134a	2.36	88.56	3688.41	2.96	13.64	4.60	4.14
	MIX1	2.10	95.52	2891.08	2.78	10.69	3.85	4.74
	MIX2	2.27	99.32	3471.31	2.92	12.84	4.40	4.26
	MIX3	2.23	102.53	3625.56	2.96	13.41	4.53	3.78
冬季	R134a	2.36	92.72	2001.27	2.07	7.40	3.58	8.07
	MIX1	2.10	97.24	1466.76	1.92	5.42	2.82	9.74
	MIX2	2.27	103.02	1918.06	2.06	7.09	3.43	8.14
	MIX3	2.23	107.81	2140.23	2.11	7.91	3.75	6.82

3.2 变工况分析

为研究混合工质 MIX3 的变工况特性,分别对不同冷凝温度和不同温升条件下的循环性能进行计算:循环温升为 45 °C,冷凝温度为 70~90 °C;冷凝温度为 80 °C,循环温升为 45~85 °C。

3.2.1 冷凝温度对循环性能的影响

冷凝压力是系统稳定运行的重要因素之一。高压对压缩机及冷凝器等设备的强度要求升高,导致壁厚增加,成本升高。同时,工质泄露的可能性增大,压缩机的功耗也增大。由图 2 可知:当循环温升为 45 °C 时,4 种工质的冷凝压力随着冷凝温度的升高而升高。当冷凝温度为 80 °C 时,R134a 的冷凝压力已超过 2.5 MPa,冷凝器的最大工作压力一般不超过 2.5 MPa,故 R134a 不适用于冷凝温度大于 80 °C 的热泵工况。当温度达到 90 °C 时,R134a 的冷凝压力高达 3.2 MPa,而 MIX1、MIX2 和 MIX3 的冷凝压力均在 2.5 MPa 以下。MIX3 的变化趋势明显低于其他 3 种工质,说明在变冷凝温度工况下,MIX3 有更高的稳定性。

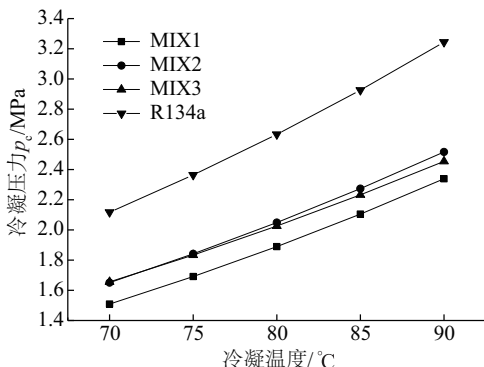


图2 4种工质的冷凝压力随冷凝温度变化关系

Fig. 2 Condensation pressure variation with condensation temperature

排气温度是压缩机安全运行的重要参数。压缩机排气温度长期过高,会造成润滑油粘性降低,性能恶化,对机组产生严重危害。对于中高温热泵循环,其冷凝温度相对普通循环冷凝温度更高,排气温度势必更高,控制压缩机排气温度意义重大。图 3 表示固定温升时,R134a 的排气温度为 82~102 °C,与 MIX2 的排气温度基本一致,MIX3 排气温度比 R134a 和 MIX2 高 2~4 °C,但 MIX3 最高排气温度为 104 °C,在压缩机的允许范围内。

单位容积制热量是决定系统尺寸的一个关键

指标。当制热量一定时,单位容积制热量较小的工质需要更大的循环量,这意味着需要更大的压缩机及相匹配的机组。由于 R290 的单位容积制热量很高,MIX3 中加入一定量的 R290 可有效提高单位容积制热量。由图 3 可知:当压缩机输气量一定时,随着冷凝温度升高,工质的单位容积制热量升高。R134a 的单位容积制热量比 3 种混合工质都高,较 MIX3 平均高 13%,这是因为 R134a 的冷凝压力远高于其他 3 种工质,但 MIX3 的单位容积制热量仍比 MIX1、MIX2 高,当冷凝温度为 90 °C 时,MIX3 的单位容积制热量可达到 5.35 MJ/m³,在 70 °C 时也有 3.81 MJ/m³,比 MIX1 平均高 16.7%,比 MIX2 平均高 1.3%。

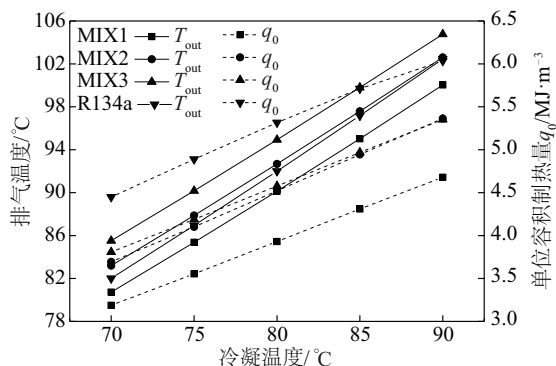


图3 4种工质的排气温度及单位容积制热量随冷凝温度变化关系

Fig.3 Discharge temperature and volumetric heating capacity variation with condensation temperature

图 4 所示为系统 COP 和压比随冷凝温度的变化关系。随着冷凝温度的升高,压缩机的功耗增大,4 种工质的 COP 均下降。其中,R134a 的 COP 随冷凝温度的升高急剧降低,特别当冷凝温度大于 80 °C 时,趋势明显增大,说明 R134a 工质在高温条件下系统效率急剧降低。而 MIX3 的 COP 最高,在 70 °C 时可达 4.0,90 °C 时也在 3.8 以上,较 R134a 的平均高出 9.2%;较 MIX1 平均高出 4.1%;较 MIX2 平均高出 0.7%,且随冷凝温度变化平稳。这是因为 MIX3 中主要成分 R131I 性质优良,循环能效比高。压缩比是压缩机排气与进气绝对压力的比值,影响压缩机的输入功。压缩比过大会导致压缩机容积效率下降,排气温度升高,压缩机实际功耗增加,效率降低。由图 4 可知,随着冷凝温度的升高,4 种工质的压缩比均下降。其中 MIX3 的压缩比最

低且变化最小,为 2.6~2.9;R134a 其次,为 2.8~3.2; MIX2 在 2.8~3.3 之间;MIX1 最高,在 3.0~3.6 之间。可以发现,MIX3 在变工况下压缩性质更稳定,且有在更高循环温升工况下运行的潜力。

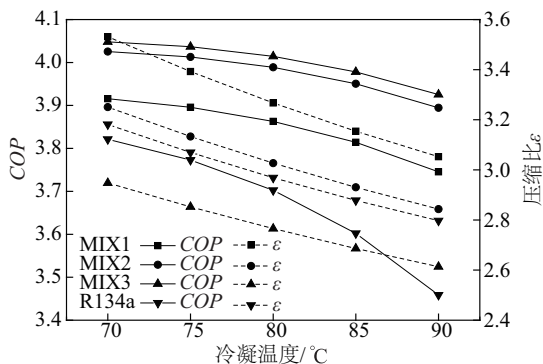


图4 4种工质的压缩比和COP随冷凝温度变化关系

Fig. 4 Compression rate and COP variation with condensation temperature

3.2.2 循环温升对循环性能的影响

冷凝温度一定,循环温升增大,相当于蒸发温度降低,而蒸发温度低会导致压缩机进气压力低,使得吸气温度升高,排气温度升高,压缩比升高,COP下降。图5和图6分别是4种工质的循环性能随循环温升的变化关系。

由图5可知,随着循环温升的升高,4种工质的排气温度均有较大升高,其中,MIX1的排气温度最低,R134a次之,为92~100℃,MIX2略高于R134a,MIX3的排气温度最高,为95~106℃,但均在压缩机的安全范围内。虚线表示工质的单位容积制热量均随温升升高而降低,这是由于蒸发温度降低,压缩机吸气比体积增大,从而导致单位容积制热量降低。可知,R134a的单位容积制热量降低趋势最大,而MIX3降低最缓慢。当循环温升为85℃时,MIX3的单位容积制热量与R134a基本一致。且MIX3的单位容积制热量较MIX1平均高35.4%,较MIX2平均高8.2%。说明当循环温升较大时,MIX3在单位容积制热量方面更稳定更有优势。

由图6可知,4种工质的COP随温升的上升而下降,且变化趋势大致相同。MIX3的COP最高。当循环温升为85℃时,MIX3的COP也可达1.9,其分别较R134a平均高9.7%,较MIX1平均高7.1%,较MIX2平均高1.6%。图6中虚线表示压缩比变化趋势,其中混合工质MIX1随温升升高变化速度

最大,MIX3最小。通常容积压缩机的安全压比在8.0以下,当循环温升为85℃时,4种工质均超过压缩机安全使用范围;而当循环温升为75℃时,R134a的压缩比为7.5;MIX3的压缩比为6.6;MIX2的压缩比为7.9;MIX1的压缩比为9.3。R134a、MIX2和MIX3的压缩比均在压缩机安全运行范围内,但R134a和MIX2的压缩比接近安全运行范围的最大值,长期在此状态下运行将损害压缩机。因此MIX3比R134a、MIX1及MIX2适合更广的温升范围,但当循环温升过高(大于75℃)时,建议采用多级压缩循环。

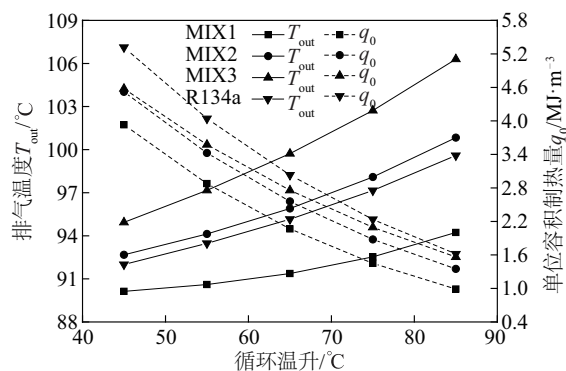


图5 4种工质的排气温度和单位容积制热量随循环温升变化关系

Fig.5 Discharge temperature and volumetric heating capacity variation with cycle temperature rise

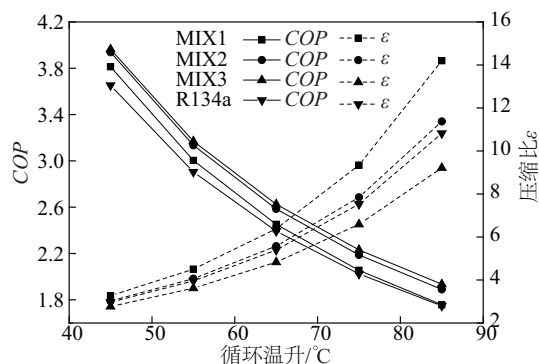


图6 4种工质的压比和COP随循环温升变化关系

Fig. 6 Compression rate and COP variation with cycle temperature rise

对较低热源温度,较高供热温度的实际要求,采用大循环温升工质是必要选择。通过对4种工质进行大循环温升计算可知,MIX3也适用于大循环温升工况条件,且较R134a、MIX1和MIX2在单位容积制热量、COP及循环压缩比上有更优越的

性质。

4 结 论

针对普通 R134a 热泵制取高温热水中存在的冷凝压力过高、系统效率低、不环保及无法直接替代等问题,通过筛选计算多种工质,提出一种新型中高温热泵混合工质 MIX3(R131I/R290/R600a)。理论研究表明,MIX3 替代 R134a 有以下特点:

1)环境性能良好,MIX3 的 ODP 为零,且相对于 R134a,MIX3 的 GWP 非常小,低于 20。

2)滑移温度小于 4 ℃,近似于近共沸工质,温度滑移特性优良。

3)实际工况下,MIX3 循环性能与同模型常温热泵工况下 R134a 的循环性质大致相同,非常有利于混合工质的直接充灌。

4)变冷凝温度和变循环温升工况下,MIX3 的冷凝压力均低于 2.5 MPa,排气温度在 110 ℃以下,符合设计要求。较对比工质在单位容积制热量、COP 及循环压缩比上有更优越的性质,可适应更广的循环温升范围。

[参考文献]

- [1] Powell R L. CFC phase-out: Have we met the challenge? [J]. Journal of Fluorine Chemistry, 2002, 114 (2): 237—250.
- [2] Li T X, Guo K H, Wang R Z. High temperature hot water heat pump with non-azeotropic refrigerant mixture HCFC-22/HCFC-141b [J]. Energy Conversion & Management, 2002, 43(15): 2033—2040.
- [3] Nuntaphan A, Chansena C, Kiatsiriroat T. Performance analysis of solar water heater combined with heat pump using refrigerant mixture [J]. Applied Energy, 2009, 86: 748—756.
- [4] Park K J, Shim Y B, Jung D. Experimental performance of R432A to replace R22 in residential air-conditioners and heat pumps [J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29: 597—600.
- [5] Hakkaki-Fard A, Aidoun Z, Ouzzane M. Applying refrigerant mixtures with thermal glide in cold climate air-source heat pumps [J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 62(2): 714—722.
- [6] 朱秋兰, 史 琳, 韩礼钟, 等. 中高温热泵新工质 HTR02 实验研究 [J]. 工程热物理学报, 2005, 26

(2): 208—210.

- [6] Zhu Qiulan, Shi Lin, Han Lizhong, et al. Study on new medium-high temperature refrigerant HTR02 [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2005, 26 (2): 208—210.
- [7] 咎 成, 史 琳. 零 ODP 的中高温热泵工质 HTR04 实验研究 [J]. 工程热物理学报, 2007, 28 (6): 919—921.
- [7] Zan Cheng, Shi Lin. Experimental research on HTR04: A non-ozone depleting refrigerant for moderately high temperature heat pumps [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2007, 28(6): 919—921.
- [8] Fukuda M, Miyazaki M, Uezumi S, et al. Assessment of propane/commercial butane mixtures as possible alternatives to R134a in domestic refrigerators [J]. Energy Conversion & Management, 2006, 47 (3): 2644—2658.
- [9] 张 昌, 段远源, 史 琳, 等. 三氟碘甲烷(CF₃I)的饱和蒸气压实验研究 [J]. 清华大学学报: 自然科学版, 2000, 40(10): 77—79.
- [9] Zhang Chang, Duan Yuanyuan, Shi Lin, et al. Experimental study on vapor pressure for CF₃I [J]. Journal of Tsinghua University: Science and Technology, 2000, 40(10): 77—79.
- [10] 段远源, 史 琳, 朱明善. 三氟碘甲烷(CF₃I)的热物理性质 [J]. 清华大学学报: 自然科学版, 2000, 40 (6): 60—63.
- [10] Duan Yuanyuan, Shi Lin, Zhu Mingshan, et al. Thermophysical properties of trifluoriodomethane (CF₃I) [J]. Journal of Tsinghua University: Science and Technology, 2000, 40(6): 60—63.
- [11] Guo Hao, Gong Maoqiong, Dong Xueqiang, et al. Measurements of (vapour+liquid) equilibrium data for {trifluoriodomethane (R131I) + isobutane (R600a) at temperatures between (263.150 and 293.150) K [J]. Journal of Chemical Thermodynamics, 2013, 58: 428—431.
- [12] Gong Maoqiong, Guo Hao, Dong Xueqiang, et al. (Vapor plus liquid) phase equilibrium measurements for {trifluoriodomethane (R131I) + propane (R290) from T=(258.150 to 283.150) K [J]. Journal of Chemical Thermodynamics, 2014, 79: 167—170.
- [13] Mcalm J. Refrigerant data update [J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2007, 79: 50—52, 63—64.
- [14] Lemmon E W, Jacobsen R T. Equations of state for mixtures of R-32, R-125, R-134a, R-143a, and R-152a

- [J]. Journal of Physical & Chemical Reference Data, 2004, 33(2): 593—620.
- [15] Kunz O, Wagner W. The GERG2004 wide-range equation of state of natural gases and other mixtures[J]. Journal of Chemical & Engineering Data, 2012, 57(11): 103—116.
- [16] ANSI/AHRI Standard 540, Performance Rating of Positive Displacement Refrigerant Compressors and Compressor Units [S]. USA: Air-Conditioning Heating and Refrigeration Institute Registered United States Patent and Trademark Office, AHRI 2004, 1—9.
- [17] 张圣君. 基于R134a常温热泵系统的中高温热泵工质的研究 [D]. 天津: 天津大学, 2009.
- [17] Zhang Shengjun. Working fluids for the moderate and high temperature heat pump based on conventional R134a heat pump system [D]. Tianjin: Tianjin University, 2009.
- [18] 张亚立, 张吉礼, 孙德兴. 三种中高温工质热力性质分析 [J]. 暖通空调, 2005, 35(5): 123—125.
- [18] Zhang Yali, Zhang Jili, Sun Dexing. Analysis on thermodynamic performances of three middle and high temperature refrigerants [J]. Heating Ventilating & Air Condition, 2005, 35(5): 123—125.
- [17] 张圣君. 基于R134a常温热泵系统的中高温热泵工质

THEORETICAL STUDY ON MIXTURE R131I/R290/R600a FOR MODERATE AND HIGH TEMPERATURE HEAT PUMP AS ALTERNATIVE FOR R134a

Xiang Can¹, Chang Huawei¹, Duan Chen², Wen Ke¹, Shu Shuiming¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China;

2. Wuhan Second Ship Design and Research Institute, Wuhan 430064, China)

Abstract: Aiming at the problems of excessive condensing pressure, low system efficiency, non-environmental protection and unable to directly replace in process of the medium-high temperature hot water produced by the ordinary R134a heat pump, a new type of mixed working fluid R131I/R290/R600a of medium and high temperature heat pump is proposed. The thermodynamics cycle model based on the working fluid is established and the thermodynamics characteristics of the cycle are calculated. Combined with meteorological data, it is calculated for multiple working conditions, and compared and analyzed with existing working fluids R134a, MIX1 and MIX2. The research results show that the cycle performance of the new mixed working fluid is almost the same as that of the R134a under the normal temperature heat pump condition of the same model. And its environmental performance is excellent, ODP is zero, GWP is less than 20, and temperature slip is less than 4 °C. The heat produced by unit volume is slightly lower than R134a, but is 16.7% and 1.3% higher than MIX1 and MIX2, respectively; COP is 9.2%, 4.1%, and 0.7% higher than R134a, MIX1 and MIX2, respectively. The proposed mixture has better integrated cycle performance compared to the contrast working fluids, suitable for heat pump working condition with condensing temperature of 70~90 °C and circulating temperature rise of less than 75 °C.

Keywords: refrigerant mixture; R131I/R290/R600a; air source heat pump; cycle performance