

文章编号:0253-4339(2013) 06-0059-10
doi:10. 3969/j. issn. 0253-4339. 2013. 06. 059

常规空调热泵系统的 R32 替代研究述评

杨申音¹ 王 勤¹ 唐黎明¹ 徐象国¹ 陈光明¹ 姚玉平² 王 飞²

(1 浙江大学 杭州 310027;2 苏州三星电子有限公司 苏州 215024)

摘 要 R32 由于具有 ODP 为零、GWP 值小于 R410A 等优越的环境性能,逐渐被认识到可以用于替代 R410A。这里对 R410A 和 R32 的循环性能、润滑油的选用、可燃性、充注量、换热器性能等相关问题进行了综述。大量研究表明,与 R410A 系统相比,R32 系统的压缩机功耗略高,制冷量较高,同时排气温度也高出很多,具有极大的替代 R410A 的潜力。然而,相关研究也指出要使其能够在大范围推广使用,除了要有效解决排气温度过高的问题之外,还需要解决其微可燃性在设计应用中所受到的限制。通过解读国内外法规政策发现,国内外对 R32 的充注量限制有放宽的趋势,这对 R32 在常规空调热泵系统中替代 R410A 和 R22 的研究工作将是一个巨大的推动。

关键词 制冷剂替代;空调;热泵;R410A;R32

中图分类号:TB65; TB61+2; TQ051.5 **文献标识码**:A

Review of the Application of R32 on Air Conditioners and Heat Pump Systems

Yang Shenyin¹ Wang Qin¹ Tang Liming¹ Xu Xiangguo¹ Chen Guangming¹
Yao Yuping² Wang Fei²

(1. Zhejiang University, Hangzhou, 310027; 2. Samsung Electronics Korea(Su Zhou), Suzhou, 215024)

Abstract R32 has a number of advantages compared to R410A, such as zero ODP and less GWP value. It is now regarded as a possible substitute refrigerant for R410a. This paper presents a comprehensive review of the application of R32 on air conditioners and heat pumps by comparing both operational performances, such as the system efficiency and the requirement of refrigerant charge, between systems using R32 and R410a, and physical characteristics, such as lubrication oil preference and flammability, between both refrigerants. The comparison indicates although systems using R32 have slightly higher energy consumption and discharge temperature of compressor, it has much larger cooling capacity than that using R410a. Hence, R32 is ideal to replace R410A. However, there are still limitations for spreading the application of R32, such as the possible deterioration of system performance caused by a high compressor discharge temperature and the restriction on the refrigerant charge amount due to the A2L level flammability of R32. Nonetheless, domestic and international legislations tend to set less restriction for the application of R32. This tendency will certainly promote researches on using R32 to replace R410A in domestic air conditioner and heat pump systems.

Keywords refrigerant substitution; air conditioner; heat pump; R410A; R32

自 1987 年 9 月《蒙特利尔议定书》签订以来,世界各国以保护臭氧层为目的,纷纷开展了空调热泵系统制冷剂 R22 的替代研究,先后开发出多种 HFCs 类替代制冷剂,其中 R410A 和 R407C 是目前已得到广泛应用的两种主要替代制冷剂。1997 年 12 月《京都议定书》签订以后,HFCs 类替代制冷剂的温室效应成为国际上关注焦点,不但要求替代制冷剂的 ODP(臭氧破坏潜能值)为零,而且替代制冷剂的 GWP(全球变暖潜能值)尽可能低。特别是 2009 年 12 月召开的哥本哈根气候大会,更是呼吁各国研究开发低 GWP 值的替代制冷剂。虽然 R410A 属于近共沸混

合工质,温度滑移很小($<0.2^{\circ}\text{C}$,接近于纯质),且具有良好的循环性能,但其 GWP 值(≈ 1730)较高,从全球节能减排的大趋势来看,R410A 在空调热泵系统的应用将受到越来越大的限制。

R32 虽然具有一定的可燃性(A2L 类,可燃性温和),但 GWP 值(≈ 675)较低,ODP 为零,具有与 R410A 类似的良好循环性能,而且充注量小。R32 目前已大批量商业化生产,价格便宜。因此,近年来被广泛关注,并已被作为 R410A 和 R22 的替代制冷剂得到了大量的研究。此处拟就这些研究成果从循环热力性能、可燃性、充注量、润滑油、换热器性能等方

面进行综述,为我国空调热泵系统的 R32 替代研究和应用提供参考。

1 循环热力学性能

浙江大学韩晓红等^[1]在电量热器制冷剂性能测试台(按 GB/T 5773—2004 搭建)上,对制冷剂 R32 和 R410A 的循环性能进行了实验比较研究,压缩机采用气缸排气量为 14.8cm³ 的东芝 PG150X1C-4DZ

*2 型压缩机,测量范围:冷凝温度 40℃~50℃;蒸发温度 -5℃~10℃。其中,标准工况下的实验结果如表 1 所示。这些结果表明,在不同的工况下,R32 系统和 R410A 系统的运行压比和 COP 基本相同,R32 系统压缩机耗功略高于 R410A 系统,制冷量要优于 R410A 系统,值得关注的是,R32 系统的排气温度普遍要比 R410A 系统高出很多,因此 R32 系统的压缩机排气温度是影响其实用化的一个重要因素。

表 1 标准工况下 R32 和 R410A 的循环性能实验参数
Tab.1 Cooling performance of R32 and R410A in nominal condition

制冷剂	耗功/W	相对 COP	相对排气温度/℃	冷凝压力/MPa	蒸发压力/MPa	压比
R32	1050	1.04	22.7	3.856	0.777	4.96
R410A	988.3	1	0	2.985	0.709	4.21

注:冷凝温度 54.4℃,蒸发温度 7.2℃,过冷度 8.3℃,过热度 11.1℃

Chun-cheng 等^[2]分别对 R32、R1234yf、R410A 以及不同配比下 R32 与 R1234yf 组成的混合制冷剂在标准制热和制冷工况,以及 R32、R410A 在高环境温度下的循环性能进行了实验比较,研究中分别设定家用空调和小型商用空调的制冷/热量,通过调整充注

量、制冷剂流量和节流阀开度使 R410A 和 R32 系统的制冷/热量在相同工况(标准工况以及高环境温度制冷工况)下运行,观察比较其制冷量、COP、排气温度和相对 GWP 其中 R32 及 R410A 的相关结果见表 2~表 3。

表 2 R32 及 R410A 小型商用一体机在标准工况的实验结果
Tab.2 Drop-in test results for small commercial unitary

项目	COP	R410A 排气温度/℃	COP	HFC32COP 比/%	排气温度/℃
标准制冷	2.9	76.5	3.2	111.4	86.3
标准制热	4.2	63.9	4.3	102.5	73.4

表 3 R32 及 R410A 家用空调在高环境温度制冷工况实验结果
Tab.3 Cooling performance for high ambient conditions for residential unitary

制冷剂	R410A			HFC32		
室内回风干/湿球温度/℃	26.7/19.4			26.7/19.4		
室外环境温度/℃	35	48	52	35	48	52
制冷剂充注量/g	1700			1530		
等效 GWP 百分比/%	100			29		
制冷量/W	4075.0	3385.0	3156.0	4127.0	3572.0	3369.0
制冷量衰减比率/%	100	83.1	77.4	100%	86.6	81.6
COP	3.99	2.57	2.18	4.16	2.73	2.38
COP 衰减比率/%	100	64.4	54.6	104.1	68.4	59.6
排气温度/℃	64.8	82.4	90.5	78.2	93.8	101.5

通过实验发现,在制冷方面,R32 表现出相对优异的性能,无论是标准工况还是在高环境温度工况情况下,家用空调和小型商用空调 R32 系统的制冷量和 COP 比相同工况下的 R410A 系统高,且制冷剂充注量较少(相对 GWP 值低)。在制热方面,R32 系统

与 R410A 系统表现出的性能相当,无明显优劣之分。此外,R32 系统的排气温度比 R410A 系统高,在该实验中,最高达到了 101.5℃。然而,这还不能反映 R32 的真正潜力,因为该实验并不是在专门针对 R32 开发的系统中进行的,即 R32 并不一定表现出了最优

的性能。作者认为综合来讲, R32 替代 R22 是比较合适的选择。然而作者并未对 R32 的可燃性进行分析探讨, 而开发专门适用于 R32 压缩机及其他系统, 并对其排气温度进行深入研究显得尤为必要。

Xing Xu 等^[3]也对 R32 及 R410A 在常规热泵空调系统和带有喷射器的热泵空调系统中的循环性能进行了实验研究。对比后发现, 无论是常规热泵空调还是带有喷射器的热泵空调, 抑或纯喷射系统, R32 的制冷/热量和 COP 均略高于 R410A。但在恶劣工况(夏季环境温度较高和冬季环境温度较低)下, 两者的制冷、制热性能相当。同时, R32 系统的排气温度比 R410A 高(尤其在恶劣工况下), 作者指出, 需要对专门适用于 R32 制冷剂的系统部件(如 R32 专用压缩机、换热器、润滑油等)进行研究, 以获得 R32 系统的最佳应用潜能。

大连三洋压缩机有限公司周英涛等^[4]也对 R32 制冷剂空调压缩机的应用进行了实验研究。结果表明, 采用型号为 C ~ SBP170H38Q, 额定功率 5kW, 频率 50Hz(三相电), 排气容积为 $55.7\text{cm}^3/\text{r}$ 的压缩机, 在相同工况下, R32 制冷能力高于 R410A。因此, 如果以获得相同制冷量为目标, 采用 R32 制冷剂时压缩机的排气量可相应减少。另外, 采用 R32 制冷剂时压缩机排气温度显著高于采用 R410A 制冷剂时。作者还提出了选用 R32 系统应该采取的改进方向, 即采用制冷剂喷射冷却的方式对压缩机进行直接冷却, 以降低排气温度。通过实验发现, 随着制冷剂喷射量的增加, 虽然 R32 系统的排气温度明显降低, 但压缩机功率也显著上升, 而制冷量不增加, 因此 COP 值持续下降。

针对 R32 系统在空调工况下排气温度较高的问题, 大连三洋压缩机有限公司秦妍等^[5]提出了采用补气(从冷凝器出来的液体制冷剂一部分节流后在经济器内对系统主回路的制冷剂进行过冷, 然后喷入压缩机中间腔对我旋盘进行冷却)方法降低 R32 系统排气温度的方案。通过实验发现(使用带补气功能的涡旋式压缩机), 采用补气系统有助于降低空调工况下 R32 系统排气温度(排气温度降低 15°C 左右), 系统的制冷量和 COP 均有所提升, 并且在蒸发温度较低时效果尤其显著。张剑飞等^[6]也对涡旋式压缩机中间补气技术进行了实验研究, 研究发现, 与普通涡旋式压缩机相比, 带有中间补气的系统制冷/热量、能效比均有所增加, 同时功耗也有所增加。

大金工业公司失岛龙三郎等^[7]提出了通过调节膨胀阀开度、采用专用润滑油降低压缩机排气温度的方法。该研究采用 R32 专用润滑油(在 R410A 润滑

油 FVC68D 的基础上进行改进, 改善其与 R32 的相容性, 且制冷剂与润滑油的分离温度在 10°C 左右)。在蒸发温度为 -20°C 、冷凝温度 45°C 的工况下, 通过降低吸气干度(0.93)并保持排气温度在 135°C , 进行了 3000h 的 R32 系统的耐久实验, 为了加速润滑油的劣化和系统部件的腐蚀, 实验中还在润滑油中混入 $3000\text{mg}/\text{kg}$ 的空气, 制冷剂中分别混入了 $140\text{mg}/\text{kg}$ 和 $500\text{mg}/\text{kg}$ 的水分。结果发现, 制冷剂中混入 $140\text{mg}/\text{kg}$ 水分且干度为 0.93、排气温度为 135°C 的情况下, 系统各部件的长期耐久性没有问题。

另外, 费继友、Winandy 等^[8-9]对采用吸气喷液的 R22 热泵空调系统循环性能进行了研究。发现在压缩机吸气结束后直接将高压制冷剂液体喷入压缩腔, 可有效降低系统排气温度, 在环境温度较低时效果更加显著。但喷液会降低系统的制热量并提高能耗, 从而使能效降低。在实际应用中, 可将液体直接喷入吸气管, 是一种简单易行的措施, 吸气喷液对降低压缩机排气温度具有比较明显的效果。虽然在低环境温度下, 吸气喷液可更有效地降低压缩机的排气温度, 但压缩机压比在环境温度较低时仍然很高, 严重偏离涡旋压缩机的正常工作范围, 长期运行会大幅缩短压缩机寿命, 因此, 费继友等^[8]指出, 在环境温度低于 -5°C 时, 喷液对低环境温度下的压缩机高压压缩比恶劣运行工况没有改善。

对于吸气喷液系统, 喷液量过小对压缩机排气温度的降低效果不明显, 喷液量过大时, 会造成系统的 COP 大幅下降和压缩机的液击。而系统工作的工况随外部环境是不断变化的, 这要求喷液量不断的调整, 使喷液量在实际运行中不易控制。中间补气虽能提高制冷量和降低排气温度, 但是对系统 COP 的提高幅度不大。为此, 张倩等^[10]提出了采用两级压缩解决 R32 系统排气温度较高的问题。该研究建立了 R32 两级压缩理论模型, 比较了 R32 两级压缩系统与单级压缩系统循环性能, 发现采用两级压缩, 在制冷和制热工况下, 高压级压缩机排气温度比单级压缩最多可降低约 30°C , 系统的 COP 分别提高了 3.02% 和 8.15%, 能有效解决 R32 系统排气温度高的问题。而且夏季冷凝温度越高, 冬季蒸发温度越低, 效果越明显。但两级压缩会造成系统结构复杂和成本的增加, 推广应用将受到很大阻碍。

2 可燃性与充灌量

制冷剂可燃性安全级别是关乎其应用的重要因素, 很多学者对 R32 的微可燃性及其相关安全问题进行了深入研究, 以探究它的应用潜能。

田贯三等^[11]对含有阻燃组元的可燃制冷剂爆炸极限进行了实验研究。该研究将 R134a、R227ea、R125 分别与 6 种可燃工质混合后,研究不同混合比时的爆炸极限的变化规律。在此基础上采用分组法建立了对含有阻燃组元的混合工质爆炸极限的估算模型,研究结果可作为评价混合工质爆炸极限的依据。田贯三等^[12]还对多种抑制后的混合制冷剂爆炸极限及抑制作用进行了理论与实验研究,认为可燃气体的分子结构和反应能力与爆炸极限有密切关系,爆炸极限还与导热系数 K (导温系数)有关, K 越大,爆炸极限范围越大。同时,爆炸极限还受可燃气体的纯度影响,可燃气体中含有惰性气体会缩小爆炸极限的范围。表 4 为根据实验结果计算出的 R134a、R125、R227ea 对 R290、R600a、R32 平均最小抑爆浓度。当空气中阻燃工质超过最小抑爆浓度时,任何浓度下的可燃工质都不会发生爆炸。

朱明善等^[13]对制冷工质燃烧(分解)及生成有毒气体的情况进行了探讨。由表 5 可以看出,R1234yf

属微燃工质,热分解或燃烧后会生成有毒气体。R32 无论从燃烧爆炸极限、燃点来看,是微燃工质中最不易燃的。R32 热分解或燃烧后也会生成有毒气体,但 R32 的分子中只含 2 个 F 原子,比 R1234yf 和 R134a 含 F 原子少,热分解后生成的 HF 也较少,而且化学稳定性比 R1234yf 好。即使在极端恶劣条件下,R32 仍处于较低的风险水平。

表 4 三种阻燃工质对几种可燃工质的最小惰化浓度(体积分数%)

Tab. 4 Inerting concentration of three inflaming retarding medium to several flammable mediums(volume fraction%)			
制冷剂	R290	R600a	R32
分子式	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	CH ₂ F ₂
R134a	13. 87	10. 8	8. 11
R125	10. 53	9. 60	4. 32
R227ea	7. 86	7. 59	3. 37

注:实验条件,室温 17 ~ 23℃,环境大气压,加热器功率 200W。

表 5 一些工质的可燃性和燃烧(分解)产物
Tab. 5 Flammability and ignition generation of some refrigerants

制冷剂	LFL/%	UFL/%	燃点/℃	分解温度/℃	最小点火能/MJ	燃烧(分解)产物*
R32	14. 4	29. 3	648*	> 250**	30	HF, CO, CO ₂
R410A	—	—	732 或 > 750**	> 250**	—	HF, CO, CO ₂
R290	2. 5	10	450*	650**	0. 25	CO, CO ₂
R1234yf	6. 2	12. 3	405*	> 250*	5000	HF, CO, CO ₂

注:* 参见相应的 MSDS,** 参见 Calm J M. FERRET 2001。

此外,龙建佑等^[14]采用正交实验法,对顺德某空调厂一款 KFR-35(R22)分体壁挂空调改变 7 次制冷剂充注量、5 种毛细管长度,在 T1 气候类型名义制冷工况下进行了 35 次实验。研究了空调器制冷剂充注量与毛细管长度对制冷系统的影响,得出了相应的实验曲线,并根据实验结果分析毛细管长度与制冷剂充注量影响空调性能的规律。

制冷剂充注量不仅与其循环性能、产品经济性有关,还受应用安全性的制约,而安全性与制冷剂的可燃性及充注量密切相关,不少学者在保证系统性能的前提下,对可燃制冷剂的最大充注量和如何减少制冷剂充注量进行了研究。同时,国内外关于可燃制冷剂的政策法规也在逐年完善和调整,对可燃制冷剂(R32)充注量的确定和安全性评估具有指导作用。

RTOC(制冷、空调和热泵技术选择委员会)2011 报告(考虑 GWP 问题、HFCs 尽量少用)给出了各领域推荐使用的制冷剂,其中商业制冷和家用空调器、

热泵方面为:

- 1) 商业制冷:HFC-404A,氨,HCs 和 CO₂,小型机 HFC-32;
- 2) 空调器和热泵:HFC-410A,HFC-32,小充注量 HC-290,HFC-161 及其混合物,HFO-1234yf 及其混合物,热泵热水器 CO₂。
- 另外,ISO5149 的修订工作从 1997 年 7 月开始,经过 14 年的努力,2012 年 6 月在蒙特利尔通过了修正案,与 R32 相关的主要修订内容包括^[15]:
- 1) 使用 A2L 制冷剂,室内不需要防爆措施;
- 2) A2L 制冷剂通常使用时,充注量放宽到燃烧等级 2 的 1.5 倍,R32 的最大充注量相应提高到 12kg;
- 3) 多联机的 A2L 制冷剂最大充注量为 195m³ × LFL(R32 = 60kg);
- 4) 多联机室内机的单机容量不得超过室外机的 25%。

由 RTOC2011 报告和 ISO5149 修正案可以发现,考虑到 GWP 和制冷剂减量问题,一方面 R32 被推荐用于家用空调、热泵及小型商用空调。另一方面,具有微可燃性的 R32(A2L 类)在家用和小型商用空调器中的应用有逐步被接受和认可的趋势,深入研究其使用安全性以及充注量限值将对它的推广应用起到指导作用。

IEC(International Electrotechnical Commission) 30335-2-40 标准^[16]和英国的 BSI BS EN 378-1-2008 标准^[17]通过限定最大制冷剂充注量法对可燃制冷剂的充注量进行了限定,为我国制定和完善可燃制冷剂的使用标准有参考价值。前者对于不同的制冷剂充注量划分了三个等级,对于 R32 而言,三个充注量等级分别为: $m_1 = 1.224 \text{ kg}$, $m_2 = 7.956 \text{ kg}$, $m_3 = 39.78 \text{ kg}$ 。在没有强制通风的房间内,当设备所需制冷剂充注量(M)处于 $m_1 < M \leq m_2$ 这一范围时(即中小型空调系统常用充注量范围),其最大允许充注量按下式计算:

$$m_{\max} = 2.5 \times (LFL)^{(5/4)} \times h_0 \times (A)^{1/2} \quad (1)$$

式中: $m_{\max}$ 为所允许的最大充注量,kg; M 为设备中所充注的制冷剂量,kg; $A_{\min}$ 为所要求的最小房间面积, m^2 ; A 为房间面积, m^2 ; LFL 为燃烧下陷, kg/m^3 ; h_0 为设备安装高度,m。

公式(1)只适用于摩尔分子量大于 $42 \text{ kg}/\text{kmol}$ 的制冷剂;当 M 处于 $m_2 < M \leq m_3$ 这一范围时,对于带有强制通风的房间,不再对制冷剂最大充注量有强制要求,转而规定最小通风量,以保证在泄漏发生时能够及时将所泄漏的制冷剂排出到室外。

$$Q_{\min} = S \times 15(m_c/\rho) \quad (\text{with a minimum of } 2 \text{ m}^3/\text{h}) \quad (2)$$

式中: $S = 4$ (安全系数); ρ 为制冷剂在 25°C 、一个大气压下的密度, kg/m^3 ; $Q_{\min}$ 为所需最小通风量, m^3/h ; m_c 为制冷剂充注量,kg。

式(2)中的常数 15 是基于在 4min 内制冷剂全部泄漏的假设;当 $M > m_3$,此标准不再适用。

而在应用 BS EN 378-1-2008 对于制冷剂的最大充注量限制时,必须先利用四个指标对系统进行分类,然后针对不同的分类情况,规定了不同的最大充注量要求,比 IEC 标准相对来说更加复杂、细致。其中若采用“A2”制冷剂(使用 R32 的空调系统属于此类),不管其房间用途以及安装位置,该标准给出了一个统一的计算方法,该方法与 IEC30335-2-40 标准的计算方法类似,不同的是,当室内有强制通风时,其制冷剂最大充注量不得超过

$$m_{\max} = 130 \times LFL \quad (3)$$

为了解决可燃性制冷剂应用带来的安全风险问题,受环保部委托,中国的制冷空调行业正在组织开展针对可燃性制冷剂应用的风险评估项目。CRAA(中国制冷空调工业协会)和合肥通用机械研究院牵头组织成立了“针对使用弱可燃 R32 制冷剂的制冷空调设备制造与使用安全技术标准的前期研究”项目攻关研究课题组,联合行业内 30 余家科研院所、高等院校和企业共同开展相关研究与评估工作。

国家质量监督检验检疫总局、国家标准化管理委员会联合公布的 352 项国家标准中,《家用和类似用途电器的安全热泵、空调器和除湿机的特殊要求》(新标准号 GB 4706.32—2012,代替标准号 GB 4706.32—2004)将于 2013 年 5 月 1 日正式实施。与 2004 版旧标准相比,2012 版将可燃性制冷剂在标识、运输、安装、储存、充注等多个环节的安全操作与使用加入到标准中去。这意味着可燃制冷剂将在国内被允许使用。新版标准还对可燃性制冷剂安全使用、可燃制冷剂器具的运输、标识和贮存以及使用可燃制冷剂器具的安装和维修做了限定要求。

梁祥飞等^[18]对可燃制冷剂充灌量进行了详细的对比分析,发现 R32 和 R1234yf 的燃烧下限接近,与 R717 同属 A2L 类可燃等级,常温工况下密度均大于空气。无通风情况下,泄露后制冷剂气体在高度方向上的浓度分布不均匀,按空间体积和燃烧下限(密度)的乘积得出的制冷剂充灌量作为可燃制冷剂的安全使用量判据是不准确的,而采用前文提到的 IEC30335-2-40 标准和英国的 BSI BS EN 378-1-2008 标准以及欧盟 EN60335-2-40-2009 标准是比较合理的,因为这些标准给出的最大充注量公式充分考虑了浓度不均的影响。同时,作者还提出了可燃制冷剂充灌量的有效减少措施。研究认为,降低制冷剂充灌比需要减小换热器制冷剂侧的内容积,同时提高换热器双侧换热表面积。翅片管式换热器管径小型化以及全铝钎焊式微通道换热器有利于降低制冷剂充灌比。

R22 的替代方案还处于过渡研究阶段,业内尚不能确定某种制冷剂作为 R22 的替代品并被国际社会一致认可接受。在此背景下,减少制冷剂的充注量无疑将对缓解氟利昂类制冷剂对环境的潜在危害大有裨益。马一太等^[19]研究了 HCFCs 制冷剂的减量延续技术,发现一定制冷量的制冷设备的结构参数一旦确定,其需要的工质充灌量就是一定的,与系统的运行工况的变化关系不明显。不同结构的换热方式,对工质的有效充灌量影响较大,如采用干式蒸发器的热泵系统,单位冷量充灌量大约在 $0.16 \text{ kg}/\text{kW}$;采用满液式蒸发器的热泵系统,单位冷量充灌量大约在

0.33kg/kW。这意味着相同制冷量下干式蒸发器比满液式蒸发器的单位充灌量少一半,但在相同的换热器尺寸下,用干式蒸发器的系统 COP 比满液式低 15%~20%。该研究对优化换热器设计方案,减少系统充灌量具有重要指导意义。

3 润滑油

目前,尚不能确定哪种润滑油与 R32 的匹配性最佳,业内也鲜有 R32 专用润滑油的公开研究成果。R32 与 R410A 具有相似的热力性质,且在 R32 系统中可以使用 R410A 的润滑油,或在 R410A 润滑油的基础上稍作改进以进一步改善其与 R32 的相容性^[7]。此处介绍 R410A 润滑油的相关研究和应用情况,为研究 R32 专用润滑油提供参考。

R410A 作为 R22 替代工质越来越多地被用于实际空调系统,但它对润滑油也提出了不同的要求,原来适用于 R22 的矿物油被酯类油所取代,POEVC68 润滑油已被广泛应用于制冷空调机组。含油制冷剂的热物理性质是准确计算制冷系统热力性能及评价润滑油对换热和压降影响的基础。魏文建等^[20]通过建立 R410A 制冷剂和 POEVC68 润滑油混合物热物性模型,给出了基于实验的适用于 R410A 制冷剂/PPOEVC68 润滑油新型工质对的热物性计算方法。这些物性计算模型可用来计算 R410A/PPOEVC68 新型工质对在常见工况范围内的物性数据,为 R410A 制冷空调系统性能设计及分析提供了热力学参数,同时可用于分析评价 R410A 制冷系统中润滑油不同循环量对系统及其主要部件性能的影响。该研究指出给出了含油制冷剂的混合比焓的计算式:

$$h_{\text{mix}} = \omega_o h_o + (1 - x)(1 - \omega_o)h_{\text{L,r}} + x(1 - \omega_o)h_{\text{V,r}} \quad (4)$$

不同油浓度下 R410A、PPOEVC68 工质对的混合物性计算结果表明,随着油浓度的增加,混合物的导热系数、表面张力、比热和动力粘度显著升高,而密度和比焓则显著降低。

魏龙等^[21]研究分析了冷冻机油对制冷压缩机的作用和影响。该研究结果表明,冷冻机油对制冷压缩机的作用主要有以下几点:1) 冷冻机油在相对运动的零件表面形成一层油膜,可减少摩擦表面的磨损和磨擦功耗;2) 对摩擦表面起冷却和清洁作用。冷冻机油可带走摩擦热量,使摩擦零件表面的温度保持在允许的范围内,还可带走磨屑,便于将磨屑由滤清器清除;3) 起协助密封作用。由于润滑油膜的存在,可提高活塞环和轴封的密封作用。此外,冷冻机油还具有吸音降噪的作用。同时,作者还分析了制冷剂与润

滑油具有不同程度的相容性时对蒸发器、冷凝器换热性能及系统制冷效果的影响。

冯心凭等^[22]也对环保型制冷剂及其配套机油进行了研究,并分析了制冷剂与润滑油的相容性差异对系统的影响。同时,作者还提出润滑油不仅需与制冷剂有良好的溶解性,还必须与压缩机和制冷系统所用的材料有很好的相容性,并且在系统的所有运行状态下都必须保证这一点。

魏文建等^[23]还研究了润滑油的混入对翅片管式空调蒸发器性能影响。该研究结果表明,蒸发器性能受润滑油的影响较大,对压降的影响较换热更为显著。当润滑油循环量为 3% 和 5% 时,蒸发器制冷量的衰减约为 5% 和 10%。作者指出,除换热因素外,蒸发器出口润滑油中制冷剂残留也是导致换热器性能衰减的重要因素。

黄翔超等^[24]研究了润滑油对 R410A 在小管径(3mm 和 5mm)水平光管内流动冷凝摩擦压降的影响。作者发现,R32 要求冷冻机油所具有的特性,基本上与 R410A 所要求的特性一样。可是在相溶性方面,与现在 R410A 正在使用的冷冻机油不一样。如果在相溶性方面进行比较,R32 的要差得多。所以不能套用 R410A 一样的冷冻机油。必须改善其性能。另外,因为 R32 系统出口温度比 R410A 高,必须注意所用冷冻机油的高温安定性。

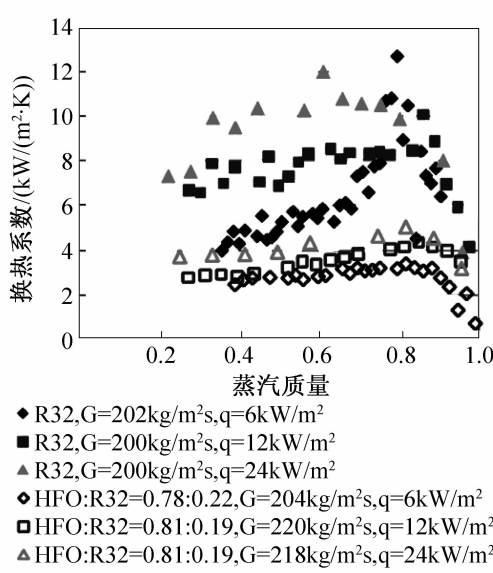
为了寻找适合于陶瓷发动机的耐高温润滑剂,美国 Michael Furey^[25]进行了大量研究工作,于 1993 年研制出一种润滑剂。这种润滑剂适用于陶瓷发动机的工作条件,可以在高温高压下有效地起润滑作用,可以大大减少发动机的磨损。有趣的是,它们只在需要润滑的地方形成聚合物膜,并且能连续形成和不断向需要润滑的点上填充。其优点是,这种润滑剂只吸附在陶瓷表面,并不是和陶瓷本身起反应形成润滑介质。借鉴这种研究思路用于研究适用于较高排气温度的 R32 多联机系统的新型润滑油的开发也是解决当前 R32 推广瓶颈问题的途径之一。

4 换热器性能

前文已经提到,R32 与 R410A 有相似的热力学性能,作为 R22 的替代制冷剂,然而,两者在蒸发/冷凝换热以及流动压降方面仍表现出较大的差异性^[25-26],R32 在系统及换热器中的换热特性有必要进行细致的优化研究,以确定最佳的换热器结构和尺寸。

李敏霞等^[27-28]通过实验对内径为 2mm 的不锈钢光滑管在不同的热流密度和流量密度下的 R32 及其

与 HFO1234yf 的混合物的管内流动沸腾换热进行了测量,并与 HFO1234yf 的数值进行了比较。结果发现,在测试条件下(饱和温度 15℃)R32 的换热系数比同等工况下的 HFO1234yf 平均高 50%,并且,随着流量密度和热流密度的增大,换热系数提高,实验中



R32 的部分实验数据如图 1 所示。同时,该研究将实验结果与现有的换热关联式进行了比较,发现 Saitoh^[29]公式和 Grimella^[30]公式均不能很好地预测 R32 的值,需要进一步拟合并改善适合于 R32 的换热系数关联式。

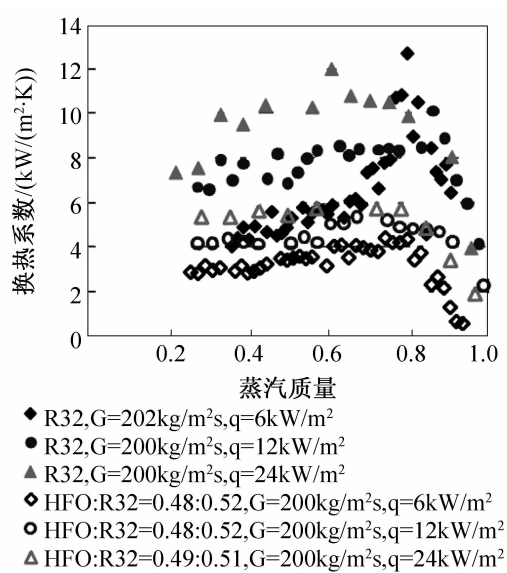


图 1 R32 及其与 HFO1234yf 的混合物的换热系数实验数据
Fig. 1 Measured heat transfer coefficients of pure R32 and the HFO1234yf + R32 mixtures

冯永斌等^[31]通过建立空调换热器分布参数模型,并对模型进行验证,进而对 R22 替代制冷剂 R32、R410A、R407C 和 R290 在翅片管冷凝器进行了研究,分析了不同迎面风温和风速下冷凝器的流动和传热规律。该研究表明,在一定的条件下(冷凝温度 45℃,冷凝器出口过冷 5℃,空气侧干球温度 20 ~ 35℃,空气相对湿度 50%,风速 1.5 ~ 3.5m/s),无论增加迎面风温或风速,R290 和 R32 压降和循环质量流量均小于 R22,R410A 虽然压降较小,但循环流量大。该研究还指出,R410A、R32 和 R290 较 R22 有较小的粘度和循环质量流量,从而压降较小。图 2 给出了不同替代制冷剂单位面积换热量随迎面风速的变化。

K. Torikoshi 等^[32]对 R32、R125、R134a 的纯质及混合物在光滑管与强化管内的蒸发进行了一系列研究。结果发现,在 9.52mm × 0.35mm 光滑管内,R32 的蒸发换热系数比 R22 高出近一倍,而压降比 R22 的低 18%,混合物 R32/R134a(质量浓度 30%/70%)的压降比 R22 高 50%。在 7.0mm × 0.3mm 凹槽管内,二元混合物的压降比 R22 高 33%,高质量流速(520kg·(m²·s))时蒸发换热系数与 R22 一样,低质量流速(150kg/(m²·s))时则比 R22 的小 36%。

森英夫等^[33]对 R22 的两种非共沸替代品 R32/

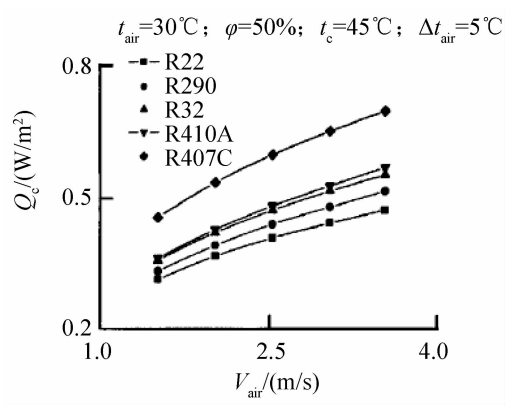


图 2 冷凝器换热量随迎面风速的变化
Fig. 2 The quantity of heat convection of the condenser with respect to the wind speed

R134a(质量浓度分别为 30%/70%)、R407C 在内径 6.3mm 的光滑管及螺旋内凹槽管的蒸发进行了研究,发现这两种替代品在光滑管与凹槽管内具有基本相同的换热系数。

N. Kattan 等^[34]研究了流动方向对蒸发换热系数的影响,结果表明其它条件一样时,向上流的换热系数最大,水平流动次之,而向下流的换热系数最小。

工质在微尺度通道内的换热特性也是各界学者关注的热点,鲍伟等^[35]在压力为 0.5 ~ 1.7MPa,质量流量为 381 ~ 2291kg/(m·s),干度为 0 ~ 1 的工况范

围内,实验研究了微尺度通道内低沸点混合工质 R32/R134a 的流动沸腾压降性能,同时对两相流型进行可视化观察。实验结果表明:

1)管径相同情况下,微尺度通道内压降随质量流量的增加而增大。微尺度通道在低热通量时($q < 150\text{kW/m}^2$)试件进出口压降随着热通量的增大而增加;

2)当热通量 $q > 150\text{kW/m}^2$ 以后,压降不再随着热通量的增大而升高,而是保持一个基本不变的趋势;

3)微通道管径对流动沸腾压降影响较大。当管径减小到 0.5mm 尺度时,微通道内压降剧烈增加;

4)两相流流型对压降影响显著,随着热通量增大,弹状流时压降平稳缓慢上升,环状流时压降保持稳定,而在弹状流向环状流过渡时,压降出现波动。张会勇等关于水平微圆管内 R22 和 R410A 凝结换热的实验研究指出,凝结压降随着质量流速的增大而增大,且在较高干度时更加明显。

近年来,泡沫金属材料的出现引起了传热领域研究人员的兴趣,开孔金属泡沫具有相对密度小,比表面积大、流体混合能力强、热导率高、力学性能好等优点,在紧凑式换热器中可作为一种理想的传热表面。

Zhao 等^[36]对完全填充金属泡沫水平管内的沸腾换热进行了实验研究。发现压降随干度和质量流速增长呈非线性增长,而随着干度增加,换热在高干度和低干度条件下呈现不同的变化趋势。针对上述研究中完全填充泡沫金属导致的管内流动阻力大的问题,徐会金等对内壁填充环状金属泡沫的管内流动凝结换热进行了实验研究^[37]。他们采用 R134a 制冷剂在圆管内壁填充环状金属泡沫的方法强化管内对流凝结换热,克服了完全填充金属泡沫管流动阻力大的缺点。综合分析了质量流速和两相流体干度对流动凝结压降及传热系数的影响。该研究结果表明:内壁填充环状金属泡沫管压降远大于光管,压降随质量流速和干度的增加而迅速增大且呈非线性,该类强化管流动凝结传热系数是光管的 2 倍左右。同样,金属泡沫用于 R32 系统的换热器,将有助于强化换热并使换热器结构更加紧凑,对 R32 空调热泵系统的开发和优化大有裨益。

5 结论

R32 由于具有 ODP 为零、GWP 值小于 R410A 等优越环境性能,逐渐被认识到可以用于替代 R410A。本文对 R410A 和 R32 的循环性能、润滑油的选用、可燃性、充注量、换热器性能等相关问题进行了综述。

结果表明,与 R410A 系统相比,R32 系统的压缩机功耗略高,制冷量高,排气温度高出很多。然而,R32 空调系统排气温度也许并没有达到文中研究者言及的程度,之所以研究者的实验中得出显著高于 R410A 的排气温度,与该系统充注量是否已达到最佳状态以及换热器结构尺寸是否合理有关。并且,当研究人员针对某一方面进行研究时,往往忽略其他因素的影响,使系统不能运行于最佳状态。业界人士也提出了相应的解决措施,如通过吸气喷液、中间补气、两级压缩或改用专用润滑油等,然而,各措施解决排气温度的同时,又会带来系统制冷量和 COP 下降、经济性较差或系统复杂等问题。在不增加系统成本的前提下,若要在降低排气温度的同时不损失制冷量和 COP,可考虑采用更换合适的润滑油、优化换热器结构(如采用小管径或微通道换热器)等措施。总之,需要对 R32 系统建立完善的系统研究方案,综合考虑各因素的耦合作用,在系统最优状态下对其性能进行判定。R32 具有微可燃性,通过解读国内外政策法规发现,国内外对 R32 的充注量限制有放宽的趋势。一方面国外标准提高了 R32 系统的最大允许充注量,另一方面,可燃制冷剂在国内将被允许使用。总之,R32 具有良好的热物性、环境性能及循环性能,具有极大的替代 R410A 的潜力。然而,要使其能够在大范围推广使用,还有很多深入细致的工作需要开展。

参考文献

- [1] 韩晓红,徐英杰,仇宇,等. 制冷剂 R32 的循环性能实验研究[J]. 制冷与空调,2010,10(2):68-70,83. (Han Xiaohong, Xu Yingjie, Qiu Yu, et al. Experimental study on the cycle performance of refrigerant R32[J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2010, 10(2):68-70,83.)
- [2] Chun-cheng P, Shigeharu T, Michio M, et al. Alternatives to High GWP HFC Refrigerants: Residential and Small Commercial Unitary Equipment[C]//ASHRAE. 2012.
- [3] Xing Xu, Yunho Hwang, Reinhard Radermacher. Performance Comparison of R410A and R32 in Vapor Injection Cycles[J]. International Journal of Refrigeration, 2013, 36(3):892-903.
- [4] 周英涛,刘忠贵. R32 制冷剂空调压缩机应用试验研究[J]. 制冷与空调,2011,11(2):53-55,59. (Zhou Yingtao, Liu Zhongshang. Application experimental study of R32 refrigeration compressor for air-conditioning[J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2011, 11(2):53-55, 59.)
- [5] 秦妍,张剑飞. R32 制冷系统降低排气温度的方法研究[J]. 制冷学报, 2012,33(1):14-17. (Qin Yan, Zhang Jianfei. Study on the Method of Reducing Discharge Tem-

- perature of Refrigerant System with R32[J]. Journal of Refrigeration, 2012, 33(1): 14-17.)
- [6] 张剑飞, 秦妍, 秦海杰. 涡旋式压缩机中间补气技术[J]. 制冷与空调, 2012, 12(2): 22-24. (Zhang Jianfei, Qin Yan, Qin Haijie. Second gas-injection technology for scroll compressor[J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2012, 12(2): 22-24.)
- [7] 矢岛龙三郎, 吉见敦史, 朴春成. 降低 R32 压缩机排气温度的方法[J]. 制冷与空调, 2011, 2(2): 60-64. (Ruzaburo Yajima, Atsushi Yoshimi, Chun-cheng Piao. Measures to reduce the discharge temperature of R32 compressor[J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2011, 2(2): 60-64.)
- [8] 费继友, 曹锋, 邢子文, 等. 吸气喷液对空气源热泵热水器性能的影响[J]. 西安交通大学学报, 2008, 42(7): 818-822. (Fei Jiyu, Cao Feng, Xing Ziwen, et al. Influence of Suction Stream Liquid Refrigeration Injection on the Performance of an Air-Source Heat Pump Water Heater[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2008, 42(7): 818-822.)
- [9] Eric L Winandy, Jean Lebrun. Scroll compressors using gas and liquid injection: experimental analysis and modelling[J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25(8): 1143-1156.
- [10] 张倩, 晏刚, 白涛. 一种新型 R32 两级压缩热泵空调器的理论研究[J]. 低温与超导, 2011, 39(2): 30-36. (Zhang Qian, Yan Gang, Bai Tao. Research on a new two-stage compression for heat pump air-conditioning with R32[J]. Cryogenics & Super Conductivity, 2011, 39(2): 30-36.)
- [11] 田贯三, 马一太, 杨昭. 含有阻燃组元的可燃制冷剂爆炸极限的研究[J]. 爆炸与冲击, 2003, 23(3): 225-229. (Tian Guansan, Ma Yitai, Yang Zhao. The explosion limit of the flammable refrigerants containing nonflammable components[J]. Explosion and Snock Waves, 2003, 23(3): 225-229.)
- [12] 田贯三, 马一太, 杨昭, 等. 可燃制冷剂爆炸极限及抑制的理论与实验研究[J]. 山东建筑工程学院学报, 2001(2): 58-63. (Tian Guansan, Ma Yitai, Yang Zhao, et al. Theoretical and experimental study on explosion limit and inhibition of flammable refrigerants[J]. Journal of Shandong Institute of Architecture and Engineering, 2001(2): 58-63.)
- [13] 朱明善, 史琳. 制冷工质燃烧(分解)及生成有毒气体的探讨[J]. 制冷学报, 2011, 32(3): 1-5. (Zhu Mingshan, Shi Lin. Study on Ignition and Generation of Toxic Gases from Refrigerants[J]. Journal of Refrigeration, 2011, 32(3): 1-5.)
- [14] 龙建佑, 朱冬生, 陈礼. 制冷剂充注量与毛细管长度对家用空调性能的影响[J]. 流体机械, 2006, 34(4): 67-70. (Long Jianyou, Zhu Dongsheng, Chen Li. Impact of Refrigerant Charge Amount and Cappillary Tube Length on Household Air-conditioner[J]. Fluid Machinery, 2006, 34(4): 67-70.)
- [15] International Orgnization for Standardization, ISO/FDIS 5149-1-2012, Refrigerating systems and heat pumps - Safety and environmental requirements[S]. Englewood: IHS Standard Store, 2012.
- [16] International Electrotechnical Commission, IEC 30335-2-40-2005, Particular requirements for electrical heat pumps, air-conditioners and dehumidifiers[S]. Englewood: IHS Standard Store, 2005.
- [17] British Standards Institution, BSI BS EN 378-1-2008, Refrigerating systems and heat pumps - Safety and environmental requirements[S]. Englewood: IHS Standard Store, 2008.
- [18] 梁祥飞, 黄辉, 郑波, 等. 可燃制冷剂充灌量对比分析与减少措施[C]//2011 中国制冷学会学术会议论文集, 2011: 217-222.
- [19] 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 Techonlogy of Refrigerants[J]. Journal of Refrigeration, 2010, 31(5): 11-17, 23.)
- [20] 魏文建, 丁国良, 胡海涛, 等. R410A 制冷剂和 POE VG 68 润滑油混合物热物性模型[J]. 制冷学报, 2007, 28(1): 37-44. (Wei Wenjian, Ding Guoliang, Hu Haitao, et al. Models of Thermodynamic and Transport Properties of POE VG68 and R410A/POE VG68 Mixture[J]. Journal of Refrigeration, 2007, 28(1): 37-44.)
- [21] 魏龙. 冷冻机油对压缩式制冷系统的影响及选择[J]. 压缩机技术, 2001(6): 18-20. (Wei Long. Influence and selection of refrigerator oil for the compression refrigeration system[J]. Compressor Technology, 2001(6): 18-20.)
- [22] 冯心凭, 杨吉胜. 环保型制冷剂及其配套机油的开发现状与展望[J]. 润滑油, 2005(1): 8-11. (Feng Xiping, Yang Jisheng. The Development Present Status and Outlook for Invironmental Protection Type Refrigeration and Its Coresponding Refrigerator Oil[J]. Lubricating Oil, 2005(1): 8-11.)
- [23] 魏文建, 丁国良, 王凯建. 润滑油的混入对翅片管式空调蒸发器性能影响[J]. 上海交通大学学报, 2008, 42(3): 430-435. (Wei Wenjian, Ding Guoliang, Wang Kaijian. The Influence of Oil on Performance of Fin-and-Tube Evaporator[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2008, 42(3): 430-435.)
- [24] 黄翔超, 胡海涛, 丁国良, 等. 润滑油对 R410A 在小管径水平光管内流动冷凝摩擦压降的影响[J]. 上海交通大学学报, 2010, 44(10): 1362-1366. (Huang Xiangchao,

- Hu Haitao, Ding Guoliang, et al. Influence of Oil on Flow Condensation Frictional Pressure Drop of R410A inside Small Diameter Horizontal Smooth Tubes [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2010, 44(10): 1362-1366.)
- [25] Md Anowar Hossain, Yoji Onaka, Hasan 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.
- [26] Md Anowar Hossain, Yoji Onaka, Akio Miyara. 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.
- [27] 李敏霞, 党超, 飞原英治. R32 在水平细管内的流动沸腾实验研究 [C] // 中国工程热物理学会会议论文集, 2011.
- [28] Minxia Li, Chaobin Dang, Eiji Hihara. Flow boiling heat transfer of HFO1234yf and R32 refrigerant mixtures in a smooth horizontal tube: Part I. Experimental investigation [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2012, 55(13/14): 3437-3446.
- [29] Dang C, S Saitoh, Y Nakamura, et al. Boiling heat transfer of HFO-1234yf flowing in smooth small-diameter horizontal tube [C] // 2010 International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology, Tokyo, Japan, 2010, NS 21.
- [30] Stefan S Bertsch, Eckhard A Groll, Suresh V Garimella. A composite heat transfer correlation for saturated flow boiling in small channels [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52(7/8): 2110-2118.
- [31] 冯永斌, 晏刚, 钱文波, 等. 不同制冷剂在空调冷凝器内换热性能的比较 [J]. 流体机械, 2010, 38(1): 55-60. (Feng Yongbin, Yan Gang, Qian Wenbo, et al. Comparisons of Heat Transfer Performance of Different Refrigerants in Condensor for Air Conditioning [J]. Fluid Machinery, 2010, 38(1): 55-60.)
- [32] TORIKOSHI K, EBISU T. In-tube heat transfer characteristics of refrigerant mixtures of HFC-32/134a and HFC-32/125/134a [C] // Proc. of 1994 Int. Refrig. Conf. At Purdue, 1994: 293-298.
- [33] 森英夫, 吉田骏, 大石克巳. 非共沸混合冷媒 HFC-32/HFC-125/HFC-134a&HFC-32/HFC-134a 水平蒸发管内热传达压力损失 [C] // 日本冷冻空调学会论文集, Trans of the JSRAE, 1997: 39-45.
- [34] KATTAN N, THOME J R, FAVRAT D. R-502 and two near-azeotropic alternatives: Part I-in-tube flow-boiling tests [J]. ASHRAE Transactions, 1995, 101(1): 491-508.
- [35] 鲍伟, 马虎根, 白健美, 等. 微通道内低沸点工质流动沸腾压降特性 [J]. 化工学报, 2011(S1): 118-122. (Bao Wei, Ma Hugen, Bai Jianmei, et al. The pressure drop performance of low boiling for low-boiling point working medium in microchannel [J]. Ciesc Journal, 2011(S1): 118-122.)
- [36] C Y Zhao, W Lu, S A Tassou. Flow Boiling Heat Transfer in Horizontal Metal-Foam Tubes [J]. ASME Journal of Heat Transfer, 2009, 131(12): 121002. 1-121002. 8.
- [37] 徐会金, 屈治国, 杜艳平, 等. 内壁填充环状金属泡沫的管内流动凝结换热 [J]. 化工学报, 2011, 62(5): 1246-1251. (Xu Huijin, Qu Zhiguo, Du Yanping, et al. Flow condensation in tube filled with annular metal foam [J]. Ciesc Journal, 2011, 62(5): 1246-1251.)

通信作者简介

徐象国, 男 (1981 -), 讲师, 浙江大学制冷与低温研究所, (0571)87953944, E-mail: zjuxgxu@zju.edu.cn。研究方向: 传热传质机理研究; 蒸发器表面特性研究; 热管换热器应用研究; 直膨式空调系统数值模拟, 系统运行特性研究; 直膨式空调温湿度同时控制研究; 多联机系统研究; 人工智能技术在暖通领域的应用。

About the corresponding author

Xu Xiangguo (1981 -), male, Ph. D. /Lecture, Institute of Refrigeration and Cryogenics, 0571-87953944, E-mail: zjuxgxu@zju.edu.cn. Research fields: Mechanisms of heat and mass transfer, Surface characteristics of evaporator, Application of HPHE, Operational performance of DX A/C system, Simultaneous control of indoor temperature and humidity using DX A/C systems, Research related to MEAC, Application of artificial intelligence in HVAC systems.