

研究简报

R32/R134a 混合工质水平管内流动 凝结换热的实验研究*

陈 民 王秋旺 陶文铨

(西安交通大学能源与动力工程学院, 西安 710049)

关键词 制冷剂 R32/R134a 凝结换热
中图分类号 TK 124

引 言

R32/R134a 非共沸混合工质是近期比较理想的 R22 替代物之一。但迄今为止, 报道其管内凝结换热性能研究的实验和数据都很少。在已有的报道中, Torikoshi 和 Ebisu^[1]以及 Ro 等人^[2]都只对 R32 质量分数为 30% 这种浓度配比下的 R32/R134a 混合物进行了管内凝结换热实验。Doerr 等人^[3]则对 R32 质量分数为 10% 和 25% 时的 R32/R134a 混合工质的水平管内流动凝结换热系数进行实验测量。可以说已研究过的浓度配比和已获得的实验数据都还很少。本文对 R32 质量分数分别为 10%, 19.9%, 30%, 40%, 51.9% 和 60.1% 时的 R32/R134a 混合物在水平光滑管内的流动凝结换热系数进行了实验测量, 获得了两千余个实验数据, 并通过实验研究了质量分数 w 、质量流速 G 、饱和温度 T_{sat} 以及干度 x 对换热的影响, 为 R32/R134a 混合工质的优选和在工程实际中的应用提供了有价值的参考。

1 实验系统和实验方法

实验系统如图 1 所示, 主要由一个质量回路和两个水回路组成。实验时, 贮液罐内的液态工质经过磁力驱动式隔离泵的驱动, 流经旋转活塞式流量计, 进入安装在恒温热水箱内的水浴式蒸发器。由于蒸发器是按过量负载设计的, 因此工质在走完蒸发器全程后是具有一定过热度的过热蒸汽, 其过热度主要依靠工质回路的压力和热水箱中的水温来调控。从蒸发器出来的过热蒸汽被引入实验段, 在实验段内经过一个相对较短的单相对流换热阶段后开始凝结。经过实验段内凝结换热后出来的工质可能完全凝结, 也可能仍含一部分蒸汽, 再经过冷凝器的进一步冷却后被送回贮液罐。

实验段的总有效换热长度为 13 m, 共分为 10 个局部换热段。每一个局部换热段都是一个逆流式套管换热器, 内管采用 11 mm 内径的光表面紫铜管, 外管为不锈钢管。在每个局部换热段长 1.3 m 的有效换热长度上, 按照面积平均的方法在实验管的外壁面上开槽埋设了 4 组 16 对热电偶, 分处于 4 个截面的上、下、左、右 4 个位置。在每个局部换热段的两端, 还各设有一个测量管内工质的温度和压力的测量截面。

由于混合工质凝结是一个变温过程, 因此在实验过程中需要先在入口处利用物性计算程

1999-01-26 收到初稿, 1999-07-06 收到修改稿。

联系人: 陶文铨。第一作者: 陈民, 男, 33 岁, 讲师, 现在清华大学工程力学系。

* 西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室基金资助项目。

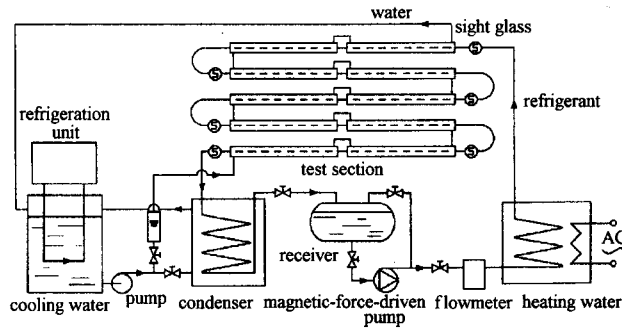


图 1 实验系统示意图

Fig.1 Schematic diagram of test facility

序计算出工质的初始比焓, 然后根据每一局部换热段的换热量和测得的相应段上的进出口截面处工质饱和压力, 以及工质的总摩尔浓度, 推算出工质在各局部段进出口处的饱和温度、汽液相组分浓度以及热力学平衡干度. 在实验过程中, 有包括 150 对热电偶在内的共近 200 个电量需要采集. 为了完成上述采集任务, 同时进行实验过程中需要同步完成的一些计算工作, 作者采用由英国输力强公司生产的 IMP 分布式数据采集转换板和微机共同组成的分布式数据采集和处理系统.

实验中的温度测量均采用自制的 0.15 mm 铜-康铜热电偶, 事先采用二等标准铂电阻温度计 ($\pm 0.03\text{ }^{\circ}\text{C}$) 在标准恒温水槽里标定. 实验中温度测量的最大绝对不确定度为 $0.17\text{ }^{\circ}\text{C}$. 温差测量采用自制的铜-康铜热电堆, 以降低二次仪表测量引入的误差. 标定后的热电堆在实验中引起的温差测量的绝对不确定度为 $0.05\text{ }^{\circ}\text{C}$. 压力测量采用 0.25 级精度的精密压力表, 压差的测量采用 0.2 级精度的电容式压差变送器. 工质流量的测量采用涡旋式流量计及与之配套的流量数字积算仪, 基本误差为 0.5%. 冷却水的流量则采用称量法测量. 经对实验数据的不确定分析, 实验得到的凝结局部换热系数 h 的最大绝对不确定度和最大相对不确定度分别为 $0.35\text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$ 和 20.1%, 某典型工况下的绝对不确定度和相对不确定度分别为 $0.184\text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$ 和 8.1%.

工质的管内流动凝结局部平均换热系数按下式计算

$$h = q / (\bar{T}_s - \bar{T}_{wi})$$

式中 q 为局部平均换热量, 是以水侧为基准测量和计算得到的; \bar{T}_s 为工质在此局部换热段的进出口处饱和温度的算术平均值; \bar{T}_{wi} 为实验管内壁温的局部平均值, 由实验测得的外管壁温度的面积平均值推算得到.

2 实验结果与分析

对 R32/R134a 混合工质在水平光滑管内的流动凝结换热, 本文在前述的 6 个浓度配比下进行了一系列的实验. 实验的其他工况为: 质量流量 $G_{80} \sim 500\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$; 热流密度 $2 \sim 32\text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$; 饱和压力 $0.4 \sim 1.7\text{ MPa}$; 干度 $x_0 \sim 1$.

图 2 为一些典型工况下 h 随 x 的变化情况. h 随 x 变化的总体趋势与纯工质相似, 仍保持随 x 的降低 h 近乎单调下降的趋势, 这与多数实验和理论分析结果一致^[2,4,5].

图 3 则是 G 相同、浓度配比不同时的混合工质 h 随 x 变化的情况. 除 6 种浓度配比的混合工质以外, 另有两组实验数据是 R22 和 R134a 纯工质的 h 值. 两种纯工质的实验是同

一时期在混合工质实验之前完成的，以考察不同浓度的混合工质与 R22 和 R134a 纯工质相比变化的程度和规律，为工质的浓度筛选提供传热性能的参考。图中的各组数据彼此间有相近的热流密度变化范围。从图中可以看出， G 相同时，混合工质的 h 随组分的不同而有所不同。对于 R32/R134a 混合工质而言，R32 质量分数为 20% 左右时的 h 低于其他浓度配比下的 h ，同时也低于 R22 和 R134a 纯工质的 h 。这一方面是物性变化的原因，另一方面又有混合效应带来的传热恶化的影响。因为按照摩尔平均计算物性时，R32 的组分越高，混合工质的液相导热系数和汽化潜热也越高，按照纯工质的凝结换热关系式计算出来的 h 也越高。因此，实验表明混合效应带来的传热恶化的影响是不可忽略的。

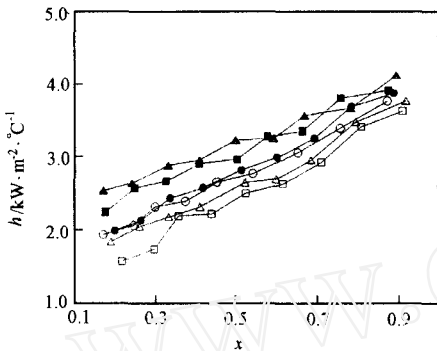


图2 局部凝结换热系数随干度的变化
Fig.2 Measured local - average heat transfer coefficient vs vapor quality
($G = 300 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$, R32/R134a condensation)
 $w(\text{R32})$: \circ 10%; \square 19.9%;
 \triangle 30%; \bullet 40%; \blacksquare 51.9%; \blacktriangle 60.1%

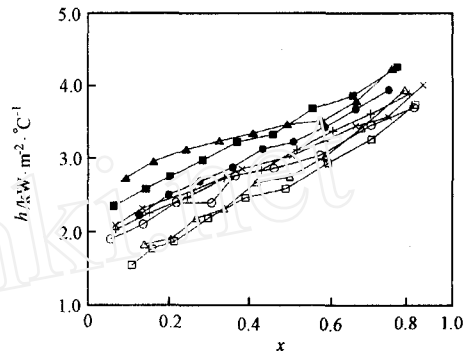


图3 局部凝结换热系数随干度的变化
Fig.3 Measured local - average heat transfer coefficient vs vapor quality
($G = 200 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$, R32/R134a condensation)
 $w(\text{R32})$: \circ 10%; \square 19.9%; \triangle 30%;
 \bullet 40%; \blacksquare 51.9%; \blacktriangle 60.1% + R134a; \times R22

图4所示为相同 G 、不同 x 下的 h 随质量分数 w 的变化情况。由图可见，在 $w(\text{R32})$ 较低时，混合工质的 h 随 $w(\text{R32})$ 的增加而不断下降，而在 $w(\text{R32})$ 相对较高的范围里，混合工质的 h 又随 $w(\text{R32})$ 的增加而不断增大。反映出的是混合效应和物性变化的共同影响：由于纯工质 R32 具有明显高于 R134a 的液相导热系数和汽化潜热，因而当混合工质中只有很少的

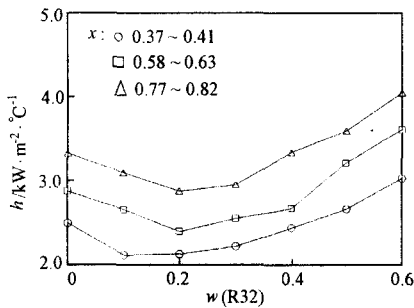


图4 局部凝结换热系数随质量分数的变化
Fig.4 Measured local - average heat transfer coefficient vs mass fraction
($G = 240 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$, R32/R134a condensation)

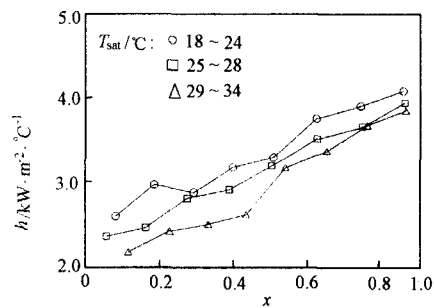


图5 管内局部凝结换热系数与饱和温度的关系
Fig.5 Measured local - average heat transfer coefficient with different saturation temperature
($G = 240 \sim 250 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$,
 $w(\text{R32}) = 10\%$, R32/R134a condensation)

R32 组分时, R32 的物性带来的影响还很小, 而工质混合造成的传质阻力的影响占主导地位, 表现出混合工质的 h 值与纯组分相比有明显的下降; 而当 R32 的质量分数超过一定比例时, 物性带来的影响开始超过混合效应的影响, 因而随着 R32 质量分数的增加, 混合工质的 h 又重新增大。

图 5 所示为相同 w 和 G 下混合工质的 h 随冷凝温度的变化情况。由图可见, 在其他条件都相近的情况下, 虽然混合工质的 h 随冷凝温度的变化程度不大, 但还是表现出随着冷凝温度的升高, h 下降的规律。

3 结 论

本文对 R32/R134a 非共沸混合工质在水平光滑管内的流动凝结换热进行了实验研究, 探讨了组分质量分数、质量流速、饱和温度和干度对换热的影响规律, 并且将不同浓度下的混合工质的换热系数与 R22 和 R134a 纯组分工质作了对比。研究表明, 对于 R32/R134a 混合工质而言, 其换热系数在 R32 质量分数为 20% 左右时有一极低值, 而且这一极低值范围内的混合工质换热系数也明显低于 R22 和 R134a 纯工质的换热系数。实验研究还表明, 对此工质来说, 混合效应造成的传热恶化对换热性能的影响是不可忽略的。

References

- 1 Torikoshi K, Ebisu T. ASHRAE Trans., 1993, 99(Pt2): 90—96
- 2 Ro S T, Jun H S, Chang Y S, Shin J Y. ASHRAE Trans., 1994, 100(Pt2): 715—720
- 3 Doerr T M, Eckels S J, Pate M B. ASHRAE Trans., 1994, 100(Pt2): 547—557
- 4 Wijaya M, Spatz M W. ASHRAE Trans., 1995, 101(Pt2): 1020—1027
- 5 Chen M(陈民). An Investigation on Forced Convective Condensation and Flow Boiling Heat Transfer of R134a and R32/R134a in Horizontal Tube: [dissertation](学位论文). Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 1997

EXPERIMENTAL INVESTIGATION ON FORCED CONVECTIVE CONDENSATION HEAT TRANSFER OF R32/R134a MIXTURES

Chen Min, Wang Qiuwang and Tao Wenquan

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049)

Abstract Forced convective condensation heat transfer characteristics of nonazeotropic mixtures of R32/R134a in a horizontal tube were experimentally investigated, with six different R32 mass fractions ranged from 0 to 60%. Nearly 2000 local - average heat transfer coefficients were taken. The measured heat transfer coefficients were compared with those of the pure R22 and R134a. When compared on an equal mass flux basis, the R32/R134a mixture with about 20% R32 mass fraction had the lower heat transfer coefficient than those of the other mixtures, and those of pure R22 and R134a. The results also revealed considerable degradation of heat transfer coefficients of R32/R134a mixtures, when compared with the linearly interpolated values between the two pure components.

Keywords refrigerants, R32/R134a, condensation heat transfer