

文章编号:0253 - 4339(2014) 01 - 0092 - 06
doi:10. 3969/j. issn. 0253 - 4339. 2014. 01. 092

R404A 在水平强化管外的冷凝实验及数据处理方法

欧阳新萍 袁道安 张同荣

(上海理工大学制冷技术研究所 上海 200093)

摘 要 针对一种双侧强化换热管,实验测试和分析了制冷工质 R404A 在管外凝结与水在管内对流的传热规律,采用“Wilson 图解法”和“Gnielinski 法”两种不同的方法对实验数据进行了处理。经理论分析和实验研究表明,Wilson 图解法对于双侧强化换热管管内、管外表面传热系数实验容易产生较大误差,“Gnielinski 法”是更合适的方法。实验得出了管内对流传热和管外凝结传热的计算关联式及传热的强化倍率。对于制冷剂 R404A,在强化管外凝结的表面传热系数随着壁面过冷度的增加而增大,呈现出与纯工质光滑管外冷凝时不同的变化趋势。

关键词 强化传热;冷凝传热;R404A;数据处理

中图分类号:TB657. 5;TB61⁺1

文献标识码:A

Condensing Test of R404A Outside Horizontal Enhanced Tubes and Method of Data Processing

Ouyang Xinping Yuan Daoan Zhang Tongrong

(Institute of refrigeration technology, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China)

Abstract Condensation of refrigerant R404A on doubly-enhanced tubes and convection heat transfer of water inside tube were measured and analyzed. The experimental data were processed by Wilson graphical method and Gnielinski method. Theoretical analysis and experimental studies show that the Gnielinski method is more appropriate to process the experiment data of doubly-enhanced tubes inside and outside surface heat transfer coefficients than the Wilson graphical method which will engender great error. The correlations of convective heat transfer inside tube and condensation heat transfer outside tube were obtained. The heat transfer enhancement ratios of inside and outside tube are 2. 17 and 7. 91, respectively. The condensation surface heat transfer coefficients of non-azeotropic refrigerant R404A on enhanced tubes increase with increasing wall subcooling degree which present a different variation trend from pure refrigerants condensation on smooth tubes. That is mainly due to the vapour diffusion layer formed between the liquid film and the vapour bulk.

Keywords heat transfer enhancement; condensation heat transfer; R404A; data processing

冷凝器对制冷系统的效率起着重要的作用。目前,制冷系统中的冷凝器大多采用了强化换热管,以减少金属耗量、缩小冷凝器体积、提高系统效率。国内外学者针对不同工质在不同管型外的冷凝传热问题进行了大量研究^[1-2],并取得了丰富的成果。对于一维和二维表面的单管外冷凝传热已经有了基本的求解模型^[3-5],但对于三维强化管,由于表面结构的复杂性,其管外冷凝传热问题主要还是以实验研究为主,尚未建立完善的理论求解模型。此外,一些新型替代工质在各种强化管中的相变换热研究还不够充分,还须进行大量的实验研究。R404A 作为 R22 的替代工质之一,应用在逐步推广,对其在强化管外的冷凝实验研究具有重要意义。

由于壁面温度难以准确测量,为获得强化管外凝

结的表面传热系数,通常的方法是采用热阻分离法^[6],即首先通过某种方法获得管内热阻,再热阻分离得到管外表面传热系数。对于管内热阻或对流传热系数的获取,不同实验方法所采用的数据处理方法也不一致。对于光滑内表面,有很多对流传热系数的计算关联式可以选择,但许多强化换热管都是双侧表面强化,管内的对流传热系数的计算难以找到合适的计算关联式,因而 Wilson 图解法^[6]及其修正方案经常被应用,如制冷系统中的蒸发器、冷凝器及各种不同管型的强化换热管的传热实验等^[7-10]。然而,这样的应用存在局限性,且可能存在较大的误差。首先, Wilson 图解法使用的一个重要条件是:实验过程中的各工况下,换热壁面一侧的热阻要保持不变,这增加了实验的难度,且在某些场合下难以实现。其次,待

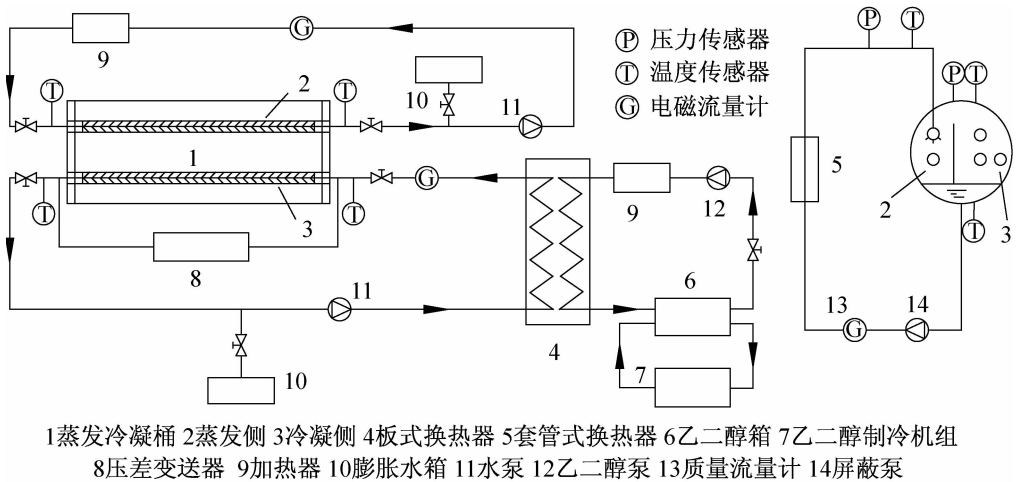
测一侧假定的传热关联式中,速度的幂指数必须已知。由于强化换热表面千变万化的形状,很难从理论上算出这个幂指数。于是,在目前威尔逊法的应用中,不管什么表面都取幂指数为 0.8,这显然存在误差。第三,根据误差传递理论可以得出:只有待测一侧的热阻远大于换热壁面另一侧热阻,威尔逊法得出的结果才具有较小的误差,否则会有较大的误差。对于蒸发器、冷凝器或其中的强化换热管的实验,换热管壁两侧的热阻往往非常接近,因此,应用威尔逊法往往会产生较大的误差。

Gnielinski 关联式^[11]是计算管内对流传热系数的关联式之一。该关联式中包含有阻力系数,建立了流动阻力与传热性能的关联,既适合光滑表面(阻力系数可计算),也适合粗糙表面(如能给出阻力系数)。因此,实验采用如下思路:测量管内的流动阻力,从而获取阻力系数,再用该式计算出管内的对流

传热系数,然后用热阻分离法获得管外凝结的表面传热系数。以下将该方法简称为“Gnielinski 法”。同时,也用威尔逊法整理实验数据,对两种方法进行比较分析。Kang 等^[12]曾采用 Gnielinski 关联式对低翅管和 Turbo-C 管实验数据进行了处理。马志先等^[13]、黄万鹏等^[14]和赵安利等^[15]也用它对双侧表面强化冷凝管的实验数据进行了处理。Seara 等^[16]对 Cu-Ni Turbo-C 管实验数据也采用了 Gnielinski 关联式进行了处理。但有的学者是用于光滑内管的实验数据处理,有的学者是将该式作为威尔逊处理方法的一部分,与上述思路完全吻合的数据处理方法极少报道。

1 实验装置与实验管件

实验装置的原理图如图 1 所示。整个系统主要由四部分组成:制冷剂循环系统、水循环系统、乙二醇循环系统和数据采集系统。



1 蒸发冷凝桶 2 蒸发侧 3 冷凝侧 4 板式换热器 5 套管式换热器 6 乙二醇箱 7 乙二醇制冷机组
8 压差变送器 9 加热器 10 膨胀水箱 11 水泵 12 乙二醇泵 13 质量流量计 14 屏蔽泵

图 1 冷凝传热系统原理图
Fig. 1 Schematic diagram of condensation heat transfer system

制冷剂循环系统如图 1 右半部分所示,蒸发和冷凝在同一筒体内,中间由丁字板隔开,左侧为蒸发侧,右侧为冷凝侧。制冷剂从筒体底部经屏蔽泵、质量流量计和套管式预热器,由喷淋管喷到蒸发管表面,进行降膜蒸发。随后制冷剂蒸汽绕过丁字板,进入容器右边冷凝侧冷凝为液体重新进入底部,如此不断循环。

水循环系统分为蒸发侧水循环和冷凝侧水循环。蒸发侧水经水泵、电磁流量计,在电加热器中加热并控制到所需温度,随后进入蒸发管,与喷淋在其外表面的制冷剂液体换热降温,再由水泵驱动循环。冷凝侧水流过水泵后进入板式换热器,与乙二醇水溶液进行换热,放出热量,再经电磁流量计进入冷凝管,与管外的制冷剂蒸汽换热升温,再由水泵驱动循环。乙二醇水溶液在板式换热器内吸收冷凝侧水的热量后回到乙二醇水箱,与经过制冷机组冷却的乙二醇水溶液

混合冷却,再由乙二醇泵驱动循环。该回路中的加热器辅助调节乙二醇水溶液温度。实验中的主要测量仪表及精度等级见表 1。

实验管为一种具有内外双侧强化的冷凝管,管外表面是在低肋管的基础上加工而成,管内为内螺纹表面。表面结构形状如图 2 所示,主要参数如表 2 所示。

表 1 主要测量仪表
Tab. 1 Main measuring instruments

仪表	型号	精度和等级
热电阻	Pt100	A
压力传感器	横河 EJA510A	±0.12%
压差变送器	横河 EJA110A	±0.065%
质量流量计	高准 F 系列	±0.2%
电磁流量计	科隆 IFM4080K	±0.3%

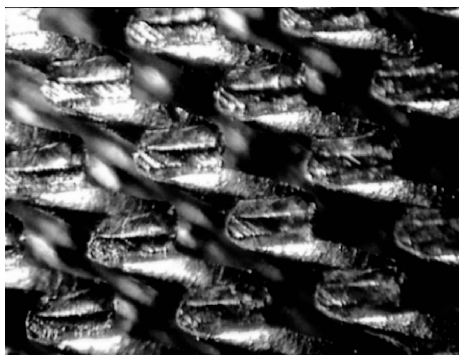


图 2 冷凝管表面结构

Fig. 2 Surface structure of condenser tube

表 2 冷凝管的结构参数

Tab. 2 Structure parameters of condenser tube

翅间距	翅高	翅外径	翅根径	壁厚	管长
<i>S</i> /mm	<i>H</i> /mm	<i>d_t</i> /mm	<i>d_r</i> /mm	<i>δ</i> /mm	<i>l</i> /m
0.74	1.1	19.1	16.9	1.2	2.5

2 实验参数及数据处理方法

2.1 实验参数

采用三元近共沸制冷剂 R404A 对冷凝强化管在饱和温度为 34.5℃ 进行实验研究。实验过程中,分别改变管内水速和热流密度,测量冷凝侧和蒸发侧管内水的流量和进出口温度、冷凝侧管内水的流动阻力、冷凝压力和温度;采用冷凝侧和蒸发侧水的吸热量和放热量的平均值作为冷凝换热量;计算传热系数和阻力系数。

2.2 数据处理方法

2.2.1 Wilson 图解法

为了使 Wilson 图解法更可靠,实验中尽量保证管两侧热阻差值较大且换热壁面热阻不变。从而对于管件传热,不计污垢热阻的热阻关系式为:

1/K = d_o/(d_i h_i) + R_w + 1/h_o (1)

式中:*K* 为总传热系数, W/(m² · K); *h_i* 为管内传热系数, W/(m² · K); *h_o* 为管外传热系数, W/(m² · K); *d_i* 为冷凝管内径, m; *d_o* 为冷凝管外径, m; *R_w* 为管壁导热热阻, m² · K/W

对于管内旺盛湍流状态,近似认为管内换热系数 *h_i* 与流速 *u*^{0.8} 成正比,即:

h_i = c_1 u^0.8 (2)

保持各工况管外冷凝压力和管壁温度基本不变,即保持管外凝结表面传热系数基本不变,式(1)可表示为:

1/K = a × u^-0.8 + b (3)

式中: a = d_o/(d_i c_1); b = 1/h_o + R_w。

可拟合得到 *a*、*b* 两个常数,从而得到管内表面传热系数特性,再通过热阻分离,得到管外凝结表面传热系数及其传热规律。

为了使 Wilson 图解法求解结果更准确,实验中尽量做到使非待测一侧的热阻 *b* 小一些。

2.2.2 Gnielinski 法

管内流动阻力采用 Darcy-Weisbach 关联式计算:

Δp = f (l/d_i) (ρu^2/2) (4)

式中:Δ*p* 为管内流动阻力, Pa; *f* 为管内流动阻力系数; *l* 为管长, m。

则冷凝管内水的流动阻力系数 *f* 为:

f = (2Δp/d_i) (l/ρu^2) (5)

根据实验测得的不同管内流速下的流动阻力数据以及式(5)拟合得出管内的流动阻力系数 *f*。

根据 Gnielinski 关联式计算管内表面传热系数:

Nu_f = ((f/8)(Re - 1000)Pr_f) / (1 + 12.7√(f/8)(Pr_f^2/3 - 1)) [1 + (d_i/l)^2/3] c_i (6)

式中:*c_i* 为温度修正因子, *c_i* = (Pr_f/Pr_w)^{0.11}, Pr_f/Pr_w = 0.05 ~ 20; Pr_f 为按流体平均温度计算的普朗特数; Pr_w 为按流体壁面温度计算的普朗特数; Re 为雷诺数。

从而得冷凝管内表面传热系数:

h_i = (Nu_f · λ) / d_i (7)

根据求得的内表面传热系数关联式,可分离得出管外凝结表面传热系数。

3 结果与分析

3.1 强化管管内、外换热性能计算

3.1.1 Wilson 图解法

图 3 是根据强化换热管的一组实验数据拟合的关于强化管管内换热系数的 Wilson 图。可得实验冷凝强化换热管的管内表面传热系数计算的简单关联式:

h_i = 7858u^0.8 (8)

上式相关度 R² = 0.961; 应用范围: *u* = 0.5 ~ 3.0 m/s, 利用式(1)进行热阻分离,可得到各工况的管外凝结表面传热系数,并拟合成如下的简单计算关

联式:

$$h_o = 10260 (t_s - t_w)^{0.827} \quad (9)$$

式中: t_s 为液体饱和温度, $^{\circ}\text{C}$; t_w 为壁面温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

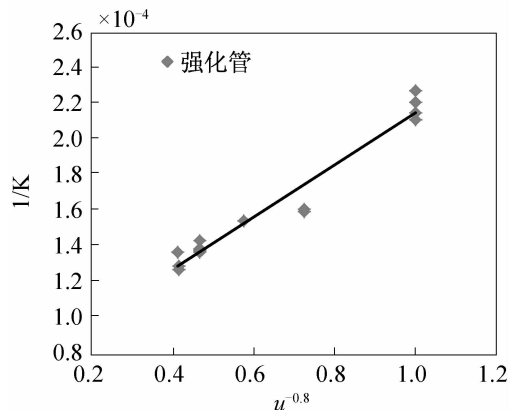


图 3 强化管 Wilson 图

Fig. 3 Wilson graph of enhanced tubes

3.1.2 Gnielinski 法

通过管内流动阻力测量所得到的管内流动阻力系数与 Re 的关系图线如图 4 所示。

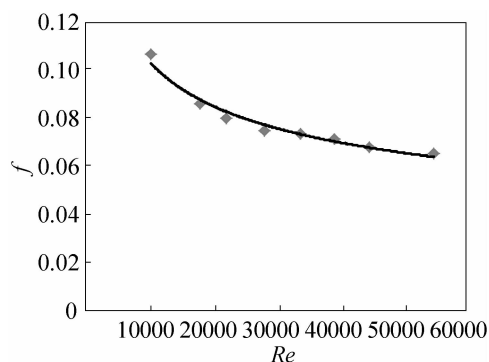


图 4 强化管管内流动阻力系数

Fig. 4 Inner flow resistance coefficient of enhanced tubes

将各工况的 Re 、 Pr 及对应的流动阻力系数 f 代入式(6),可得到各工况的管内表面传热系数,并拟和成如下简单计算关联式:

$$h_i = 10859 u^{0.869} \quad (10)$$

上式相关度 $R^2 = 0.973$,应用范围: $u = 0.5 - 3.0$ m/s。同样利用式(1)进行热阻分离,可得到各工况的管外凝结表面传热系数,并拟合成如下的简单计算关联式:

$$h_o = 7166 (t_s - t_w)^{0.835} \quad (11)$$

3.2 两种数据处理方法的对比分析

强化倍率是衡量强化换热效果的一个指标,是强化换热表面的表面传热系数与光滑表面的表面传热系数的比值。通过经典的理论计算式可以计算出光滑表面的管内、管外表面传热系数。

光滑表面的管内对流传热表面传热系数采用式(6)计算,其式中的流动阻力系数 f 则按照光滑管的流动阻力系数公式(Filonenko)计算:

$$f = (1.82 \lg Re - 1.64)^{-2} \quad (12)$$

根据强化换热管实验的物性和流速范围代入式中计算,并将计算结果拟合成如下简单计算关联式:

$$h_{is} = 4983 u^{0.874} \quad (13)$$

光滑表面的管外凝结传热表面传热系数采用努塞尔理论的水平圆管外表面凝结计算式:

$$h_H = 0.729 \left[\frac{rg \lambda_i^3 \rho_i^2}{\eta_i d (t_s - t_w)} \right]^{1/4} \quad (14)$$

式中: r 为潜热, J/kg ; λ_i 为导热系数, $\text{W/(m} \cdot \text{K)}$; ρ_i 为制冷剂液相密度, kg/m^3 ; η_i 为动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$ 。

根据强化换热管实验的平均物性代入,得到如下简单计算关联式:

$$h_{os} = 2448 (t_s - t_w)^{-1/4} \quad (15)$$

图 5 为根据式(8)、(10)和(13)绘制的管内对流传热的表面传热系数的对比图,图 6 为根据式(9)、(11)和(15)绘制的管外凝结传热的表面传热系数的对比图。

从图 5 可以看出,两种数据处理方法得到的管内表面传热系数存在较大差异,以水流速 2m/s 的工况点计算,光管的管内表面传热系数为 $9133 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$,Gnielinski 法的管内表面传热系数为 $19832 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$,强化倍率是 2.17,Wilson 图解法的管内表面传热系数为 $13682 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$,强化倍率是 1.50,两者相差约 31%。

从图 6 可以看出,两种数据处理方法得到的管外凝结表面传热系数同样存在较大差异,以壁面过冷度 2.5°C 的工况点计算,光管的管外表面传热系数为 $1947 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$,Gnielinski 法的管外表面传热系数是 $15401 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$,强化倍率是 7.91,Wilson 图解法的管外表面传热系数是 $21890 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$,强化倍率是 11.09,两者相差约 29%。

对于双侧强化换热管,内外表面的表面传热系数一般相差不大。Gnielinski 法的管内、管外表面传热系数相差较小,为 22%,而 Wilson 图解法管内、管外表面传热系数相差较大,为 63%,显然 Gnielinski 法的数据处理结果更可信。

从强化倍率的角度分析,业界常识和一些公开的数据表明^[12,15,17-18],管内对流传热的强化倍率大多为 2.0 ~ 3.0,管外相变传热的强化倍率大多在 2.0 ~ 8.0。文中 Gnielinski 法的管内、管外传热强化倍率在此范围,而 Wilson 图解法的结果超出了此范围。因此从强化倍率的角度分析,Gnielinski 法的数据处理

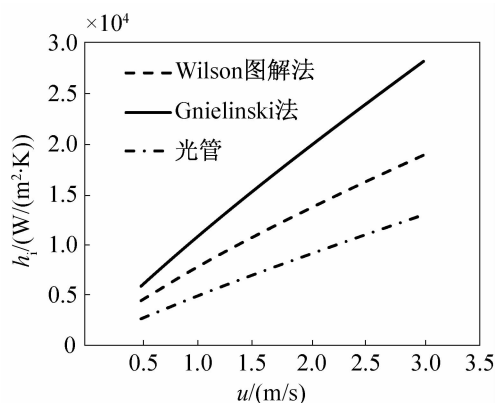


图 5 管内对流表面传热系数对比

Fig. 5 Comparison of convective surface heat transfer coefficients inside tube

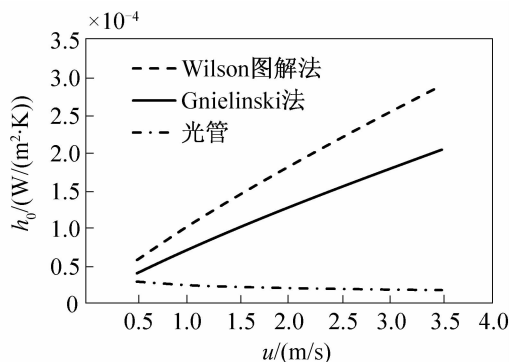


图 6 管外凝结表面传热系数对比

Fig. 6 Comparison of condensation surface heat transfer coefficients outside tube

结果也更可信。

上述结论也可从理论上进一步说明。从式(1)分析,对于 Wilson 图解法,右侧的参数中, h_i 和 h_o 两个参数都要根据传热系数 K 的测量结果予以求解,而对于 Gnielinski 法, h_i 可以根据管内阻力的测量予以辅助求解, h_o 再根据传热系数 K 的测量结果予以求解,显然 Gnielinski 法的求解结果更可靠和稳定。

此外,对于制冷剂 R404A,在强化管外凝结的表面传热系数随着壁面过冷度的增加而增大,呈现出与纯工质光滑管外冷凝时不同的变化趋势。这一现象的产生一方面是由 R404A 作为非共沸制冷工质所具有的特殊的物理性质所决定的^[19-21]。对于 R404A,在蒸汽凝结过程中,汽-液界面形成一层未凝结气体层,因为气膜阻力远大于液膜阻力,气膜阻力占主导地位,大大降低了管外凝结换热效率,随着壁面过冷度的增大,这层未凝结的气体膜开始凝结,气膜厚度开始变薄,管外的凝结换热阻力降低,凝结传热系数增大。另一方面应该与强化管外表面的形状及蒸汽的流动有关,文献[17]对此现象进行了详细

分析。

4 结论

1) 经理论分析和实验研究, Wilson 图解法对于双侧强化换热管管内、管外表面传热系数实验容易产生较大温差,“Gnielinski 法”是更合适的方法。

2) R404A 强化管外凝结实验的结果为:管内对流传热表面传热系数的简单计算关联式为: $h_i = 10859u^{0.869}$,管外凝结表面传热系数的简单计算关联式为: $h_o = 7166(t_s - t_w)^{0.835}$,管内强化倍率为 2.17,管外强化倍率为 7.91。

3) 对于 R404A,在强化管外凝结的表面传热系数随着壁面过冷度的增加而增大,呈现出与纯工质光滑管外冷凝时不同的变化趋势。

参考文献

- [1] M W Browne, P K Bansal. An overview of condensation heat transfer on horizontal tube bundles[J]. Applied Thermal Engineering, 1999, 19(6): 565-594.
- [2] A Cavaliini, G Censi. Condensation inside and outside smooth and enhanced tubes-a review of recent research [J]. International Journal of Refrigeration, 2003, 26(4): 373-392.
- [3] Nusselt W. The condensation of steam on cooled surface [J]. Journal of the Association of German Engineers, 1916, 60:541-546, 569-575.
- [4] Beatty K O, Katz D L. Condensation of vapours on outside of finned tubes[J]. Chemical Engineering Progress, 1948, 44(1): 55-70.
- [5] Honda H, Nozu S. A prediction method for heat transfer during film condensation on horizontal low integral-fin tubes [J]. Journal of Heat Transfer, 1987, 109:218-225.
- [6] 杨世铭,陶文铨. 传热学第四版[M]. 高等教育出版社, 2006.
- [7] 西安交通大学热工研究室. 在换热器传热试验中威尔逊图解法确定给热系数[J]. 化工及通用机械, 1974, 4: 24-30. (Xi'an Jiaotong university thermal laboratory. Determine heat transfer coefficient with Wilson graphical method in heat exchanger[J]. Chemicals and General Machinery, 1974, 4: 24-30.)
- [8] Rose H, Radeachero R, Marzo M D. Horizontal flow boiling of pure and mixed refrigerants[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1987, 30(5): 979-992.
- [9] Cheng B, Tao W Q. Experimental study of R152a film condensation on single horizontal smooth and enhanced tube [J]. ASME J Heat transfer, 1994, 116(1): 266-270.
- [10] 陶文铨,康海军,辛昌荣,等. 空冷气管组内紊流强制对流换热热阻分离法测定[J]. 暖通空调, 1997, 27: 64-67.

- (Tao Wenquan, Kang Haijun, Xin Changrong. Turbulent heat transfer measurement in air-cooler tube sets using the heat-resistance-separating method[J]. HVAC, 1997, 27: 64-67.)
- [11] Gnielinski V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow[J]. International Chemical Engineering, 1976, 16(2): 359-368.
- [12] Y T Kang, H Hong, Y S Lee. Experimental correlation of falling film condensation on enhanced tubes with HFC134a; low-fin and Turbo-C tubes[J]. International Journal of Refrigeration, 2007, 30(5): 805-811.
- [13] 马志先, 张吉礼, 孙德兴. HFC245fa 水平光管与强化管管束外冷凝换热[J]. 化工学报, 2010, 61(5): 1097-1106. (Ma Zhixian, Zhang Jili, Sun Dexing. Condensation heat transfer coefficient of HFC245fa on horizontal smooth and enhanced tube bundles[J]. CIESC Journal, 2010, 61(5): 1097-1106.)
- [14] 黄万鹏, 马虎根, 罗行, 等. 水平冷凝强化管传热性能实验数据处理方法[J]. 上海理工大学学报, 2009, 31(4): 336-340. (Huang Wanpeng, Ma Hugen, Luo Xing, et al. New method for data processing in heat transfer performance test on horizontal enhanced condensation tube [J]. J. University of Shanghai for Science and Technology, 2009, 31(4): 336-340.)
- [15] 赵安利, 田松娜, 张定才, 等. 双侧强化管热阻分离实验研究[J]. 中原工学院学报, 2011, 22(1): 15-18. (Zhao Anli, Tian Songna, Zhang Dingcai, et al. Experimental study of doubly-enhanced tube thermal resistance separation[J]. Journal of Zhongyuan University of Technology, 2011, 22(1): 15-18.)
- [16] J F Seara, R Diz, A Dopazo. Vapour condensation of R22 retrofit substitutes R417A, R422A and R422D on Cu-Ni turbo C tubes[J]. International Journal of Refrigeration, 2010, 33(1): 148-157.
- [17] 欧阳新萍, 张同荣. 斜翅型冷凝强化换热管传热性能的实验研究[J]. 低温与超导, 2012, 40(5): 58-62. (Ouyang Xinping, Zhang Tongrong. Experimental study on characteristics of condensation heat transfer of oblique-fin tube [J]. Cryogenics and Superconductivity, 2012, 40(5): 58-62.)
- [18] 张定才, 王凯, 何雅玲, 等. R134a 在水平双侧强化管外沸腾换热[J]. 化工学报, 2007, 58(11): 2710-2714. (Zhang Dingcai, Wang Kai, He Yaling. Boiling heat transfer of R134a outside horizontal doubly-enhanced tubes[J]. Journal of Chemical Industry and Engineering, 2007, 58(11): 2710-2714.)
- [19] Colburn A P, Drew T B. The condensation of mixed vapours[J]. Trans. AIChE, 1937, 33: 197-215.
- [20] Tord Karlsson, Lennart Vamling. Surprising effects of combined vapour and liquid mass transfer resistances when condensing a mixture outside tube banks[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48(2): 403-412.
- [21] Jose Fernandez-Seara, Francisco J Uhia, Ruben Diz. Vapour condensation of R22 retrofit substitutes R417A, R422A and R422D on Cu-Ni turbo C tubes[J]. International Journal of Refrigeration, 2010, 33(1): 148-157.

通信作者简介

袁道安, 男(1987 -), 硕士研究生, 上海理工大学, 021 - 55273428, E - mail: yuandaoan@126.com。研究方向: 强化传热。

About the corresponding author

Yuan Daoan (1987 -), male, master, University of Shanghai for Science and Technology, (021) 55273428, E - mail: yuandaoan@126.com. Research fields: heat transfer enhancement.