

流速对水平圆管外混合蒸汽凝结换热影响的实验研究

乔宏斌, 王 顺, 胡申华

(南京工程学院 电力仿真与控制工程中心, 江苏 南京 211167)

摘 要: 本文在蒸汽压力为 70 kPa 的实验工况下, 通过实验研究了不同蒸汽流速 ($v=0.31, 0.46$ 和 0.62 m/s) 下纯水和不同酒精浓度 (1%、2%、5%、10% 和 20%) 水-酒精混合蒸汽在水平圆管外不同位置的凝结换热特性, 并实现了实验的可视化, 同时分析了不同蒸汽流速下造成 Marangoni (马朗戈尼) 凝结换热特性差异的原因。实验及分析结果表明: 对纯水蒸气而言, 蒸汽流速对凝结换热特性影响较大; 对水-酒精二元混合蒸汽而言, 换热系数随蒸汽流速增加而增加, 增加幅值与酒精浓度有关; 在较低浓度范围内 (1%、2%) 换热系数随蒸汽流速增大而增加, 且当浓度为 2% 时增加幅值最大。在较高浓度范围内 (5%、10%、20%), 随蒸汽流速增加, 换热系数增加幅度逐渐减小。

关键词: 水平圆管; 水与酒精混合蒸汽; 蒸汽流速; Marangoni 凝结换热

中图分类号: TK124 文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2016.10.002

引 言

多年来, 混合蒸汽的凝结已经被广泛研究。在大多数研究中, 着重于研究气相中扩散过程的效应, 也就是所谓的传质阻力和传热缩减。二元混合工质在强迫对流和自然对流过程中的气相对流和扩散, 现在已很容易被理解。某些外观类似于纯水蒸气滴状凝结的双工质混合蒸汽凝结已被观察到^[1-2]; Utaka and Terachi 测得了凝结换热特性曲线, 表明过冷度在 Marangoni 凝结换热中是一个占主导地位的因素。凝结换热的外界环境, 例如蒸汽质量分数, 蒸汽流速等被研究^[3-5]; 严俊等进行了水-酒精混合蒸汽在竖直夹板的凝结换实验, 分析了蒸汽浓度与压力对凝结换热系数的影响^[6]; Murase 等研究了在水平圆管外, 水-酒精混合蒸汽 Marangoni 凝结换热^[7]; 杨豫森等通过实验研究了不同蒸汽流速下

纯水和不同酒精浓度水-酒精混合蒸汽沿重力方向流过竖直紫铜平板表面上的凝结换热特性, 并实现了实验的可视化, 同时分析了不同蒸汽流速下造成凝结换热特性差异的原因^[8]; 李杨研究了流速对竖直通管外水-酒精混合蒸汽凝结系数的影响^[9]; 胡申华研究了在具有温度梯度的凝结表面, 流速对 Marangoni 凝结的影响^[10]。

在以上的研究中, 涉及到平板或者圆管的凝结, 一般只考虑凝结表面平均的换热系数。实际上, 沿着管长方向, 壁面温度是不同的, 凝结表面各处的换热系数也是变化的, 在这方面, 还未有学者进行研究。本研究选用了一根管长为 1 000 mm, 管外径为 16 mm 的紫铜管作为实验管段, 研究了入口段 (S1 测点处)、中间段 (S7 测点处) 及出口段 (S13 测点处) 的换热系数。

1 实验系统及计算方法

1.1 实验系统

Marangoni 凝结换热实验系统组成如图 1 所示, 实验系统分为 3 个循环系统: 混合工质循环系统、冷却水循环系统和辅助冷凝器冷却水循环水系统。混合工质循环系统主要由蒸汽发生器、实验管段、管壳式换热器和回流管路等组成; 冷却水循环系统由冷却水箱、冷却水循环水泵和相应的管路组成, 通过直流稳压电源可改变冷却水流速; 辅助冷凝器冷却水循环水系统主要由冷却水循环水泵、换热器冷却水箱、管壳式换热和相应的管路组成, 通过直流稳压电源可改变冷却水流速。辅助冷凝器冷却水循环水系统的作用是凝结经过实验管段仍未完全凝结的混合蒸汽。抽真空系统用来排除系统中的不凝结气体,

收稿日期: 2016-01-05; 修订日期: 2016-02-24

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (50966003); 南京工程学院校级科研基金资助项目 (YKJ201533)

作者简介: 乔宏斌 (1969-), 男, 江苏宝应人, 南京工程学院讲师。

以保证实验的准确性和可靠性。

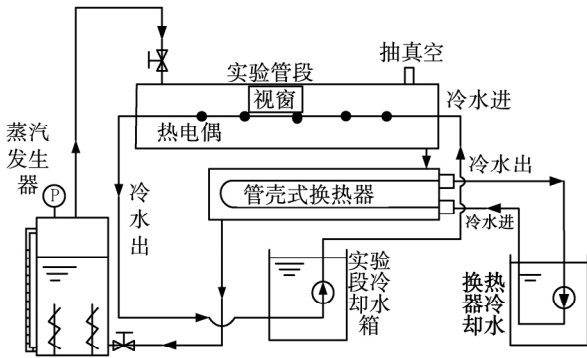


图 1 实验系统简图

Fig. 1 Schematic view of the experimental test rig

为了减少系统与外界环境换热对实验造成影响,在 3 个循环系统外铺垫了可靠保温层。为实现对凝结状态的可视化,在实验管段设置了视窗,利用 CCD 摄像头对凝结状态进行观察和记录。实验采用厚度 0.68 mm,有效长度 1 000 mm,外径 16 mm,内径 13.33 mm 的紫铜管作为实验管段。热电偶沿铜管轴向布置,共布置 5 处,每处沿铜管外壁间隔 90°布置 3 对热电偶,一共 15 对热电偶。实验管段及热电偶的布置如图 2 所示。热电偶采用经过标定的铜-康铜 T 型热电偶。在实验中,同一截面处位于顶部的热电偶测量的温度最高,底部的最低,中部的热电偶测量的温度位于两者之间,在计算换热系数的时候,取这 3 点温度的平均值作为该处的管壁温度。

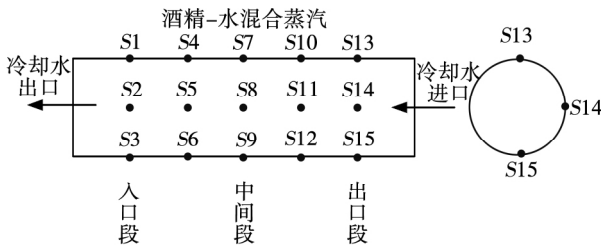


图 2 实验管段测温区域热电偶分布简图

Fig. 2 Thermocouple arrangement in test section for measuring temperature

1.2 计算方法

根据能量守恒原理:蒸汽的热流量全部转换为冷却水的吸热量 Q 。即:

$$Q = c \cdot q_m (t_{fo} - t_{fi}) \quad (1)$$

式中: c —冷却水质量比热容 $J/kg \cdot ^\circ C$; q_m —质量流量 kg/s ; t_{fo} —出口温度 $^\circ C$; t_{fi} —进口温度 $^\circ C$ 。

管外侧壁面的实验传热系数 h_{exp} 为:

$$h_{exp} = \frac{Q}{\pi d_o l (t_s - t_{wo})} \quad (2)$$

式中: d_o —铜管外径 m ; l —有效换热长度 m ; t_s —蒸汽温度 $^\circ C$; t_{wo} —管壁面温度 $^\circ C$ (l 取各区域温度的平均值)。

管外侧蒸汽层流膜状凝结理论表面传热系数 h_{th} 为:

$$h_{th} = 0.729 \cdot \left[\frac{\gamma \cdot g \cdot \lambda \cdot \rho^2}{\eta \cdot d (t_s - t_{wo})} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (3)$$

式中: γ —汽化潜热 J/kg ; λ —导热系数 $W/(m \cdot K)$; ρ —蒸汽密度 kg/m^3 ; η —动力粘度 $Pa \cdot s$ 。

在实验过程中,管子内、外侧常会积起各种污垢,由于本实验均采用的是新管材,故忽略其污垢热阻项。

利用文献 [11] 的方法对 h 的不确定度进行分析。导热系数 λ 的不确定度取为 2%, 温度 T 的不确定度取为 0.1 $^\circ C$, d 的不确定度取为 0.02 mm, 传热系数 h 的不确定性为 4% ~ 16%。

2 实验结果

在蒸汽压力 70 kPa, 蒸汽流速为 $v = 0.3, 0.46$ 和 0.62 m/s 实验条件下,完成了 0%、1%、2%、5%、10% 和 20% 的水-酒精混合蒸汽在水平圆管外凝结换热特性实验。

2.1 蒸汽流速对进口段凝结换热系数的影响

图 3 为水-酒精混合蒸汽在实验管段蒸汽入口段,1% 和 20% 浓度水-酒精混合蒸汽在不同蒸汽流速下的凝结换热特性图。在实验管段入口段,蒸汽开始进入实验管段,其运动状况非常不稳定,剧烈冲刷实验试件,换热能力较强。在管内的冷却水流经该处时水温已较高,过冷度很小(蒸汽温度与管壁温度之差不超过 4 $^\circ C$)。由文献 [4 ~ 5] 可知,在过冷度区域过冷度占主导因素。在此区域,由于过冷度太小,换热系数的误差会急剧上升。但仍可以看出,换热系数随流速增加而增大。

2.2 蒸汽流速对中间段凝结换热系数的影响

图 4 为水-酒精混合蒸汽在实验中间段,不同浓度水-酒精混合蒸汽在不同蒸汽流速下的凝结换

热特性图。在实验管段中间段,由于冷却水换热,混合蒸汽的流动情况等复杂因素存在,对换热特性的影响较大,实验管段中段,各图之间的过冷度范围不一致且相差较大。图 4(a) 显示的过冷度范围为 2~9 °C,而图 4(d) 显示的过冷度范围为 4~10 °C,在图 4(d) 中,流速为 0.31 m/s 时过冷度范围为 3~12 °C,而流速为 0.46、0.62 m/s 时过冷度范围 6~12 °C。

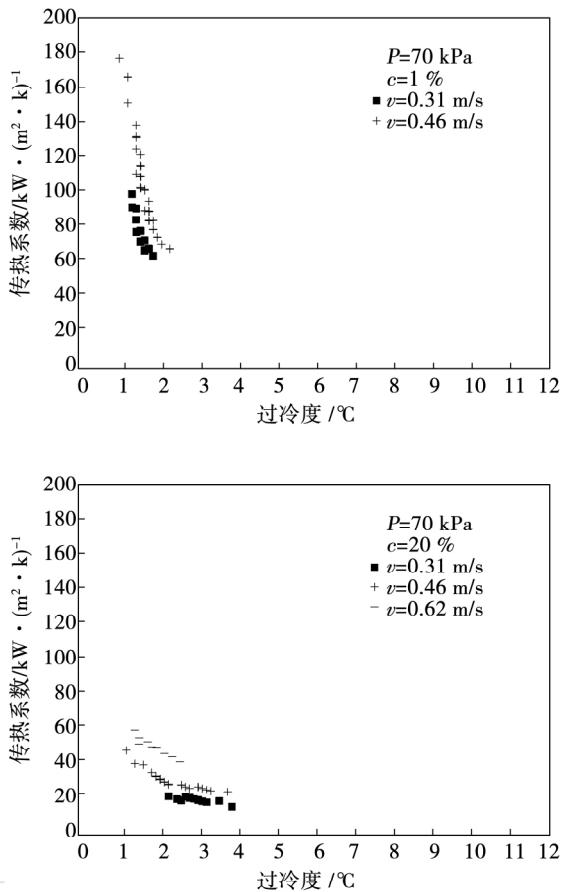


图 3 圆管进口段不同浓度下传热系数随流速变化

Fig. 3 Heat transfer coefficient variation with velocity in pipe entrance under different concentrations

2.3 蒸汽流速对出口段凝结换热系数的影响

图 5 为实验管段蒸汽出口,纯水及不同浓度混合蒸汽在水平圆管外凝结换热系数随蒸汽流速变化的曲线。不同浓度蒸汽在 7.8、11.8 和 14.4 °C 3 种过冷度下,流速从 0.31 m/s 增至 0.46 m/s 时,根据传热系数相对增加量,如表 1 所示。

从表 1 中可以看出,随流速增大,所有浓度的蒸汽换热系数都是增大的,但对各浓度的影响不同。

具体来说,对纯水蒸气而言,在 3 个不同的过冷度下,凝结传热系数随流速增加而增加,其增幅较大,几乎都达到了 50%。对低浓度(1%、2%)的混合蒸汽而言,尤其是 2% 浓度的混合蒸汽,流速对其的影响非常明显,换热系数的增大程度超过了纯水。而当浓度进一步增加时,流速对换热系数的作用较小。在高浓度时,出现了换热系数的峰值点,而峰值点随浓度增大向过冷度增大的方向推移,这与文献 [5~9] 结论相似。

表 1 流速从 0.31 m/s 增至 0.46 m/s 时传热系数的相对增加量

Tab. 1 Relative increment of heat transfer coefficient when velocity increases from 0.31 to 0.46 m/s

过冷度/°C	0/°C	1/°C	2/°C	5/°C	10/°C	20/°C
7.8	45	4	52	37	20	16
11.8	44.8	28	65	14.3	11	7
14.4	51	25	63	17	7	5

2.4 蒸汽流速对凝结形态的影响

图 6 为 5% 酒精浓度混合蒸汽在 70 kPa 蒸汽力下,不同流速($v = 0.31、0.46$ 和 0.62 m/s)下,凝结换热系数的凝结形态图。由于凝结液在重力作用下沿管壁面由上到下流动,其方向与蒸汽由上到下流过凝结表面的方向是相同的,蒸汽向下运动的速度,由于有减薄液膜厚度和增大流动成为湍流的可能性,传热系数是增加的。而对混合蒸汽的凝结问题,蒸汽流速的增加同样会增加对凝结液表面的剪切应力,同时由于凝结液内存在 Marangoni 对流效应,因此,凝结液表面受到蒸汽的剪切应力和 Marangoni 驱动力的联合作用。

当 $v = 0.31$ m/s 时呈珠状凝结形态的凝结面上有大块的液膜存在,由于流速较低,块的半径比较大,当流速达到 0.46 m/s 时,液珠的直径比低流速时的小,等到流速增加到最大时,液珠的直径变小,数目增加。随着流速的增加,凝结面上密集的液珠变得更加细小密集。流速对凝结形态的影响,可以这样理解:流速增加,凝结液冲刷频率变快,小液珠合并变成液条或大液珠的时间变短,因而合并成的液珠变细,但数量变多,整个凝结面会变得更加混乱,对扩散热阻层的扰动加强,这些都使换热强化。

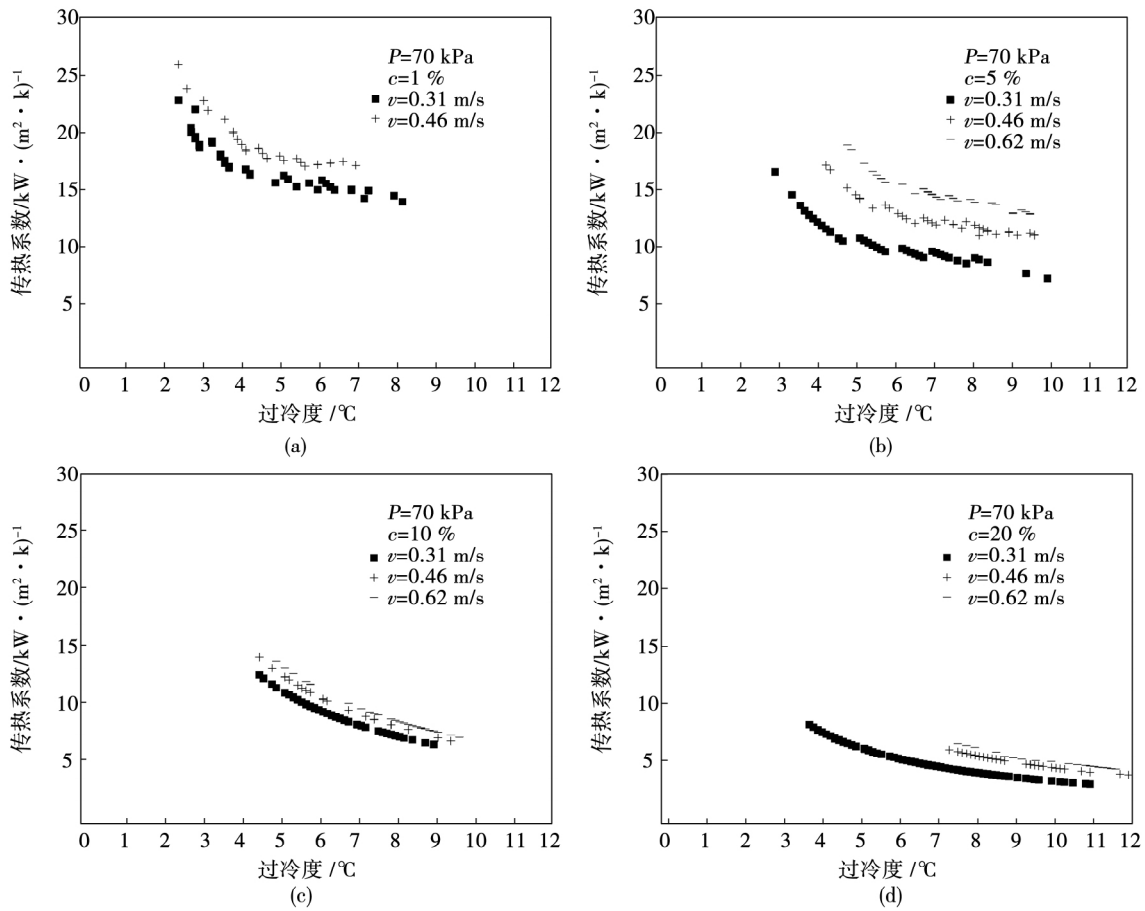


图 4 圆管中间段不同浓度下传热系数随流速变化

Fig. 4 Heat transfer coefficient variation with velocity in middle pipe under different concentrations

3 蒸汽浓度流速对凝结换热特性影响的分析

对于纯水的膜状凝结过程中,如果不存在不凝结气体,其热阻只发生在液相,气相不存在热阻。但对于二元混合蒸汽的凝结,气侧到凝结表面存在两个热阻,一个是蒸汽侧到凝结液面的扩散热阻 R_{diff} ; 另一个是液膜的导热热阻 R_1 。ChrisPhilpott 等人进行了氨水的实验^[12],指出在最低浓度的氨蒸汽中, R_1 远大于 R_{diff} 相差一个数量级; 随着浓度的增加, R_{diff} 逐渐增大,最终超过 R_1 而占据支配地位。从其实验结果也可以推断出在低浓度时,扩散热阻相比导热热阻很小,可以不用考虑; 但当浓度增大后,就必须考虑扩散热阻的值。

随着流速的增加,蒸汽对气-液相界面及凝结表面的冲刷能力加强,加快了液珠的刷新与脱落,减小小液珠并聚现象,形成细小而密集的珠状凝结。

这使得凝结表面液膜覆盖率减小^[13]; 又因为凝结表面传热系数与液膜覆盖率呈相反变化趋势,在表面传热系数峰值点处,液膜覆盖率最低^[14]。所以,流速增加使得凝结换热能力增强。当流速增大时,对于纯水蒸气,由于流速的剪切作用,使得膜状凝结的凝结液膜变薄,凝结液膜扰动增大,大大降低了液膜的导热热阻,换热系数数值变化很大。对于 1% 浓度的混合蒸汽,其换热系数已经非常高,大颗粒的珠状凝结形态和较低的扩散热阻都对流速不敏感。当浓度到 2% 时,其扩散热阻已经呈现出增大的趋势,而凝结形态与 1% 的相比,凝结液珠体积较小,当流速增大时,小液珠较容易脱落,降低了导热热阻,扩散热阻在流速增大时,扩散层扰动增大,扩散热阻减小,两方面的因素,使 2% 换热系数出现较大的增加。浓度进一步增大后,扩散层变厚,其增大程度,大于流速使其减薄的影响,整体热阻减小较小,换热系数增大不多。

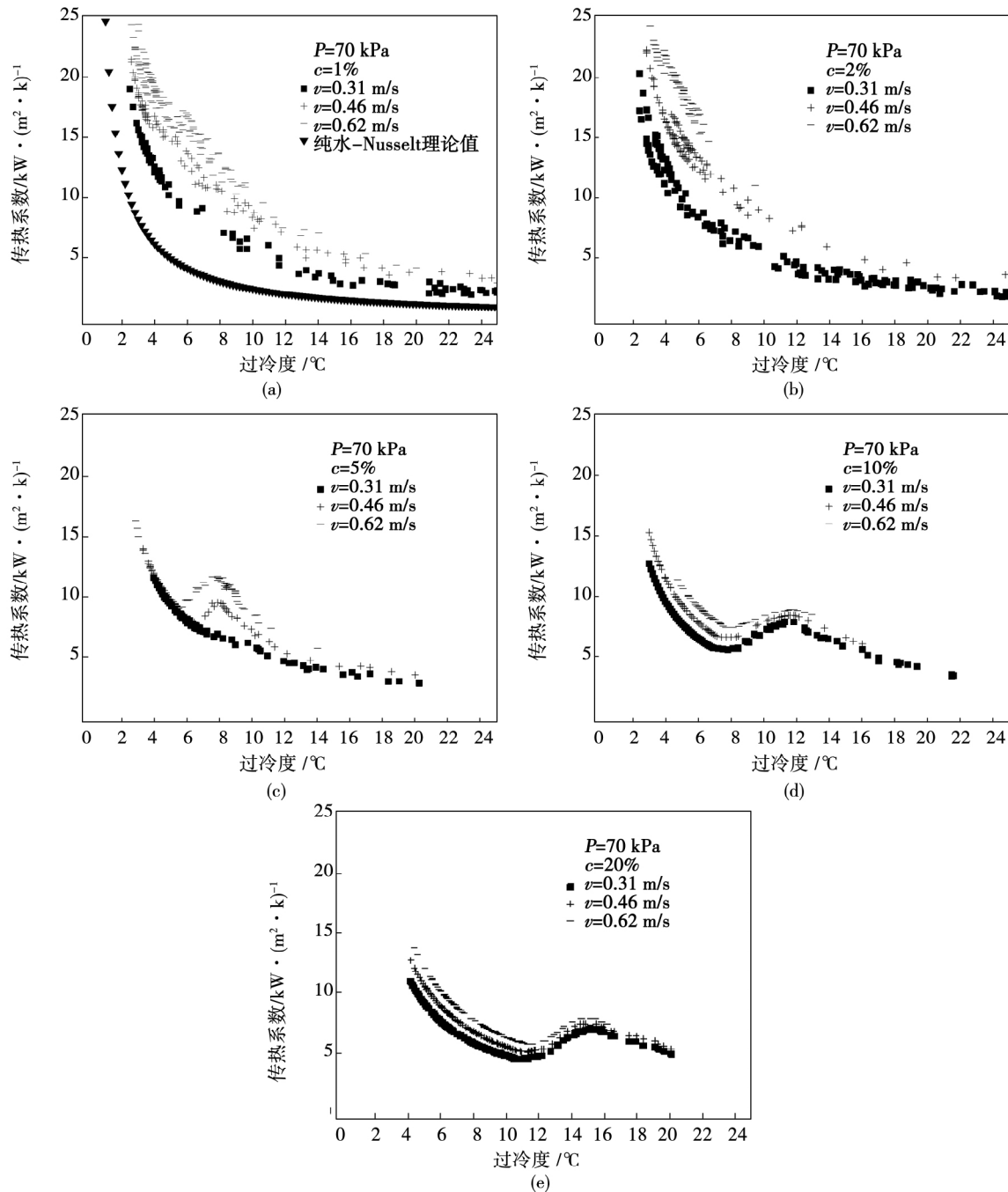


图 5 实验管段出口段不同浓度下传热系数随流速变化

Fig. 5 Heat transfer coefficient variation with velocity in pipe exit under different concentrations

4 结 论

在圆管外蒸汽的入口、中间和出口段分别研究了不同浓度下换热系数随浓度的变化规律,研究发现:在不同位置 and 不同浓度下,换热系数都随着蒸汽流速的增大而增大。入口段过冷度较小 (4°C 以

下) 中间段过冷度分布不均,在蒸汽出口段特性曲线比较稳定。对于出口段的特性曲线:

- (1) 对纯水蒸气而言,蒸汽流速对凝结换热特性影响较小。对水-酒精二元混合蒸汽而言,换热系数随蒸汽流速增加而增加,增值幅值与酒精浓度有关;

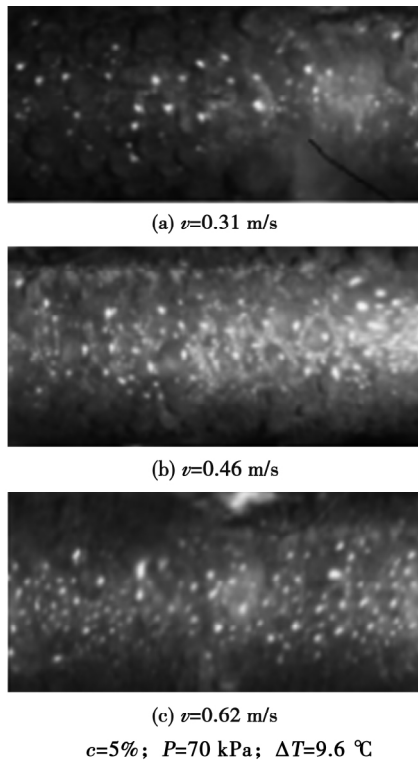


图 6 凝结形态图片

Fig. 6 Condensation mode picture

(2) 对水 - 酒精二元混合蒸汽而言, 蒸汽流速由 0.31 m/s 增大到 0.62 m/s 时, 换热系数增加(对应的 Re 为 176 ~ 353), 增值幅值与酒精浓度有关。在较低浓度范围内(1%、2%) 随蒸汽流速增加, 换热系数增加幅度逐渐增大且在 2% 时增加至最大。在较高浓度范围内(5%、10%、20%) 随蒸汽流速增加, 换热系数增加幅度逐渐减小, 并出现了换热系数的峰值, 峰值随浓度的增大而后移;

(3) 混合蒸汽凝结形态中的液珠, 随着蒸汽流速的增加而逐渐变得密集。

参考文献:

[1] FUJII T. Theory of laminar film condensation [M]. New York: Springer-Verlag, 1991.
 [2] MIRKOVICH V. V., MISSEN R. W. Study of condensation of binary vapors of miscible liquids [J]. Canadian J. Chem. Eng. 1961, 39: 86 - 87.
 [3] UTAKA Y, TERACHI N. Measurement of condensation characteristic curves for binary mixture of steam-ethanol vapor [J]. Transactions of JSME, Series B, 1995, 61(583): 1063 - 1069.
 [4] UTAKA Y, TERACHI N. Study on condensation heat transfer for steam-ethanol vapor mixture (Relation between condensation

characteristic curve and modes of condensate) [J]. Transactions of JSME, Series B, 1995, 61(588): 3059 - 3065.
 [5] UTAKA Y, WANG SX. Characteristic curves and the promotion effect of ethanol addition on steam condensation heat transfer [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, 47(21): 4507 - 4516.
 [6] YAN Jun-jie, YANG Yu-sen, HU Shen-hua, et al. Effects of vapor pressure/velocity and concentration on condensation heat transfer for steam-ethanol vapor mixture [J]. Heat and Mass Transfer, 2007, 44(1): 51 - 60.
 [7] T MURASE, WANG H S, ROSE J W. Marangoni condensation of steam-ethanol mixtures on a horizontal tube [J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 2007(50): 3774 - 3779.
 [8] 杨豫森, 武心壮, 严俊杰, 等. 流速对混合蒸汽 Marangoni 凝结换热影响的实验研究 [J]. 工程热物理学报, 2007, 28(6): 980-982.
 YANG Yu-sen, WU Xin-zhuang, YAN Jun-jie, et al. Effect of vapor velocity on marangoni condensation heat transfer for water ethanol binary vapor mixture [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2007, 28(6): 980 - 982.
 [9] 李 杨 乔 磊, 严俊杰, 等. 蒸汽流速对竖直管外 Marangoni 凝结换热特性影响的实验研究 [J]. 工程热物理学报, 2008, 29(5): 792 - 794.
 LI Yang, QIAO Lei, YAN Jun-jie, et al. Marangoni condensation on external wall of vertical tube under different vapor velocities [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2008, 29(5): 792 - 794.
 [10] 胡申华, 严俊杰, 王进仕. 流速对非等温凝结表面 Marangoni 凝结换热特性的影响 [J]. 热能动力工程, 2012, 27(2): 176 - 180.
 HU Shen-hua, YAN Jun-jie, WANG Jin-shi. Influence of the flow velocity on the marangoni condensation heat exchange characteristics of non-isothermal condensation surfaces [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2012, 27(2): 176 - 180.
 [11] MOFFAT RJ. Contributions to the theory of single-sample uncertainty analysis [J]. Journal of Fluids Engineering, Trans of the ASME, 1982, 104(2): 250 - 260.
 [12] PHILPOTT C, DEANS J. The condensation of ammonia-water mixtures in a horizontal shell and tube condenser [J]. Journal of Heat Transfer, 2004, 126(4): 527 - 534.
 [13] CHEN Xi-ping, CHONG Dao-tong, WANG Jin-shi. Experimental investigation on heat transfer of forced convection condensation of ethanol-water vapor mixtures on a vertical mini-tube [J]. Heat Mass Transfer, 2013, 49: 1231 - 1241.
 [14] 赵 军, 董 彬, 王世学. Marangoni 凝结表面传热系数的影响因素分析 [J]. 热科学与技术, 2010, 9(4): 283 - 287.
 ZHAO Jun, DONG Bin, WANG Shi-xue. Analysis of factors influencing marangoni condensation heat transfer coefficient [J]. Journal of Thermal Science and Technology, 2010, 9(4): 283 - 287.

(单丽华 编辑)

改进型 Einstein 制冷循环系统运行可行性对比分析 = **Operational Feasibility Analysis of the Improved Einstein Refrigeration Cycle System** [刊, 汉] LIN Fa-long, LIU Dao-ping, AN Li-huan, YANG Meng (Institute of Refrigeration Technology, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, China, Post code: 200093) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(10). -1~8

In the paper, the principle of single pressure absorption-type Einstein refrigeration cycle was introduced. Three improved Einstein refrigeration systems (I, II, III) built in our previous work were compared. The thermodynamic models of the three systems were established using mass and energy conservation law. Then their performances were analyzed. The results show that system II has the highest COP (0.255 1) under the same working conditions. Changing the working conditions cannot very effectively improve the system COP. But the system refrigeration performance can be effectively improved by reasonably matching system components, optimizing pipeline resistance, using heat recovery system and efficient bubble pump, and then choosing the best generation temperature. This study is expected to provide important guidance for Einstein refrigeration cycle system performance optimization and industrial applications. **Key words:** Einstein cycle, single pressure absorption-type refrigeration, improvement, feasibility analysis

流速对水平圆管外混合蒸汽凝结换热影响的实验研究 = **Mixed Vapor Condensation Outside Horizontal Tube under Different Vapor Velocities** [刊, 汉] QIAO Hong-bin, WANG Shun, HU Shen-hua (Electric Power Simulation and Control Engineering Center, Nanjing Institute of Technology, Nanjing, China, Post Code: 211167) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(10). -9~14

Reported herein are the experimental data for so-called Marangoni condensation of steam-ethanol outside the horizontal tube surfaces at vapor pressure of 70 kPa. In order to determine the effect of vapor velocity on Marangoni condensation, heat flux and vapor-to-surface temperature differences were measured for steam-ethanol mixture over a wide range of composition at vapor velocity of 0.31 m/s, 0.46 m/s, and 0.62 m/s. The experimental results show that, for pure steam, the steam velocity has a great effect on the condensation heat transfer characteristics. For ethanol-water mixture steam, heat transfer coefficient increases with steam velocity, and the increase magnitude is associated with alcohol concentration. Specifically, in the lower concentration range (1%, 2%), the heat transfer coefficient increases with steam velocity, and the increase amplitude reaches maximum at 2% concentration. In the higher concentration range (5%, 10%, and 20%), the increase amplitude of the heat transfer coefficient reduces as steam velocity increases. **Key words:** horizontal tube, vapor velocity, steam-ethanol mixture vapor, Marangoni condensation

低温地热梯级分流有机朗肯循环系统热力性能优化 = **Performance Optimization for Cascaded Diversion ORC System** [刊, 汉] LI Wei-kang, YANG Xin-Le, HUANG Fei-fei, DAI Wen-zhi (School of Mechanical Engineering, Liaoning Technical University, Fuxin, Liaoning, China, Post Code: 123000) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(10). -15~19

In this paper, a cascade diversion ORC system was proposed, and the thermodynamic models with or without diversion were built. The genetic algorithm was used to optimize the performance, where the system took the evaporation