

水平强化管管外 R407C 降膜蒸发换热特性实验研究

欧阳新萍, 邱若文, 包琳琳

(上海理工大学 制冷与低温工程研究所, 上海 200093)

摘要: 搭建降膜蒸发实验台, 对水平布置的强化管单管外的降膜蒸发换热特性进行了实验研究。实验强化管外径为 19 mm, 有效长度为 2 500 mm。实验采用一种新型布液器, 布液采用滴淋方式, 以 R407C 为管外降膜蒸发工质, 与管内热水进行热交换, 分别在变蒸发管管内流速(1、1.5、2、2.5、3 m/s)、变喷淋量(0.08~0.16 kg/(m·s))、变蒸发温度(2.5~16 °C)和变热流密度(15~40 kW/m²)的情况下进行实验, 得到了 R407C 在管外降膜蒸发时的特性: 随着热流密度的增加, 传热系数不断增大; 随着喷淋量的增加, 传热系数先增大后减小, 降膜蒸发存在一个最佳喷淋量; 随着蒸发温度的升高, 传热系数不断增大。同时分析了强化传热的原理。

关键词: 强化管; 降膜蒸发; 换热强化; 布液器

中图分类号: TB657.5 文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2016.03.006

符号说明

- D_i —蒸发管内径, μm
- F —管外光滑表面积, m^2
- g —重力加速度, m^2/s
- h —总传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
- h_i —蒸发管管内换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
- Pr —普朗特常数
- q —热流密度, W/m^2
- Q —蒸发管管内吸热量, W
- Re —雷诺数
- STC_i —不同强化表面的经验数值
- ΔT_m —对数平均温差, K
- ρ —密度, kg/m^3
- λ_f —热水导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$
- μ_f —热水均温下动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$
- Γ —单位长度制冷流量, $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$
- 下角标
- i —管内
- f —热水
- w —管壁

引言

水平管降膜蒸发器在海水淡化、造纸工业、化学

工程、海洋热能转换系统等领域都有较为广泛的应用。

水平管降膜蒸发器与传统的满液式蒸发器相比, 具有传热系数高、传热温差损失小、制冷剂充注量少等特点^[1~6]; 布液器是降膜蒸发器的重要组成部分, 水平管降膜蒸发器蒸发换热特性很大程度上取决于布液器的结构和性能^[7~10]。

热流密度也是降膜蒸发传热性能的一个重要影响因素。对于只存在对流传热的表面, 热流密度的变化对传热系数几乎无影响。但是对于以沸腾为主的降膜蒸发, 热流密度对传热系数有重大影响^[11~15]。

喷淋密度是影响水平管降膜蒸发器蒸发换热特性的重要因素^[16~20]。在降膜蒸发过程中, 如果喷淋密度过低, 蒸发管表面会产生干斑, 干斑的存在减少了管壁的有效润湿面积, 从而降低了降膜蒸发换热效果; 而喷淋密度过大会使热阻增大, 同样不利于薄膜蒸发。

本实验采用一种自主设计的新型布液器, 以非共沸制冷剂 R407C 为实验工质, 针对强化管外降膜蒸发特性进行研究。

1 实验设备及方法

1.1 实验设备

如图 1 所示, 实验装置主要由实验筒体和 3 个独立的循环系统组成。3 个独立循环系统分别是制冷剂 R407C 循环系统、蒸发管热水循环系统和冷凝管乙二醇溶液循环系统。实验采用滴淋的布液方式, 对单根水平强化管进行降膜蒸发研究。

从图中可以看出, 实验蒸发管(测试管)和冷凝

收稿日期: 2015-04-01; 修订日期: 2015-06-10

作者简介: 欧阳新萍(1964-), 男, 上海人, 上海理工大学副教授。

通讯作者: 邱若文(1989-), 男, 上海理工大学硕士研究生。

管布置在筒体的两侧,筒体中间由一个丁字隔板隔开,分成蒸发侧和冷凝侧两部分。蒸发侧蒸发的制冷剂气体可以绕过隔板到冷凝侧,被冷凝管冷凝成液体。制冷剂循环系统主要包括布液器、蒸发管、冷凝管、预冷器、屏蔽泵、过冷器、电加热器和质量流量计等。制冷剂由屏蔽泵驱动,在系统中循环,为避免闪蒸,制冷剂要有一定的过冷度。喷淋温度由电加热

器进行调节。

蒸发管水循环系统主要包括水箱、水泵、电加热器、电磁流量计、流量调节阀、测温元件和冷却器等。通过电加热器和冷却器的共同作用,为实验提供相应温度的蒸发管供水。冷凝管乙二醇溶液循环系统的构成与蒸发管水循环系统相似,为冷凝管内提供相应温度和流量的乙二醇溶液。

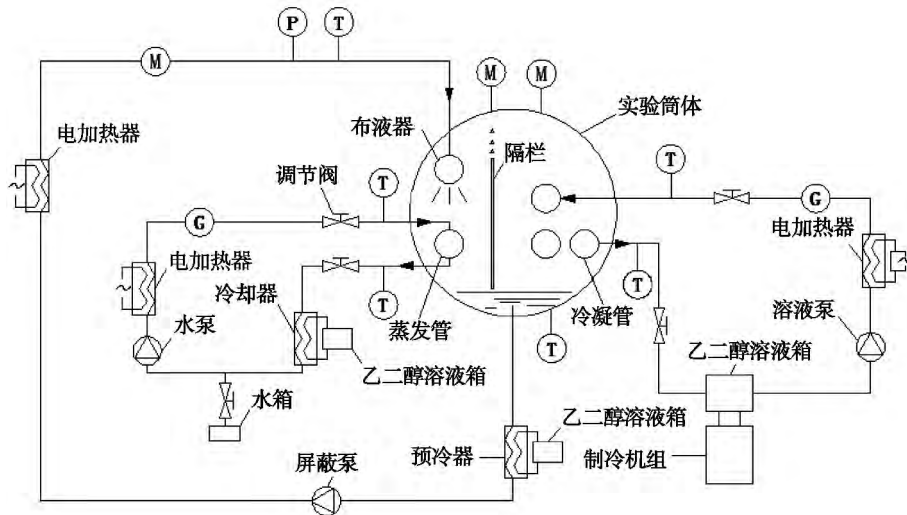


图 1 实验原理图

Fig. 1 Schematic diagram of the test

新型布液器结构如图 2 所示,布液器由一根长度为 2 500 mm 的不锈钢管和它下部的一个同样长度的矩形储液槽焊接而成,不锈钢管下部与垂直方向成 30°交错开两排孔,孔间距为 50 mm,储液槽下部有 99 个 10 mm 的开孔,孔口与一直径相同的滴淋管相连,滴淋管两端边缘为锯齿形。采用锯齿形圆环旨在利用液体的表面张力来促进液体的均匀分配。

实验用蒸发管直径为 19 mm 的双侧强化管,强化管表面形状如图 3 所示。强化管壁厚为 1.2 mm,翅间距为 0.5 mm。

1.2 实验方法

实验测量蒸发管和冷凝管进出口流体的温度和流量、实验筒体内的压力、循环制冷剂几个关键节点的温度和压力等数值。依据蒸发管内流体的吸热量和冷凝管管内流体的放热量进行热平衡计算,在热平衡绝对值不大于 5% 的前提下,取蒸发管管内的放热量 Q 作为总传热系数 h 计算的换热量:

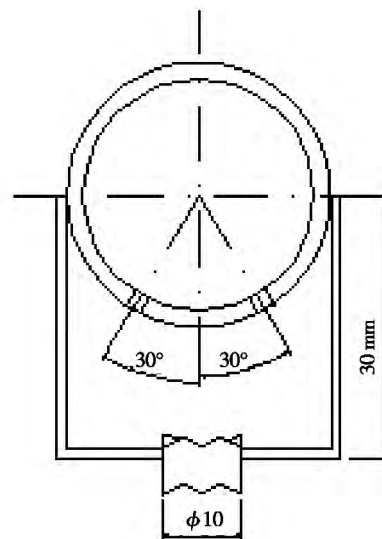


图 2 布液器结构图

Fig. 2 Structural drawing of the liquid distributor

$$h = \frac{Q}{F\Delta T_m} \quad (1)$$

式中: Q —蒸发管内放热量, W; ΔT_m —蒸发管内水的

进出口温度与管外制冷剂泡点温度和露点温度之间的对数平均温差, °C; F —管外光滑表面积, μm^2 。

管内换热系数 h_i 的计算模型采用齐德 - 泰特公式^[21]:

$$h_i = STC_i \frac{\lambda_f}{D_i} Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2)$$

式中: STC_i —不同表面的经验值, 对于光滑管 $STC_i = 0.027$, 对于强化管 STC_i 通过试验及相应的数据处理方法求出。本实验通过威尔逊图解法求出强化管的 STC_i 系数。

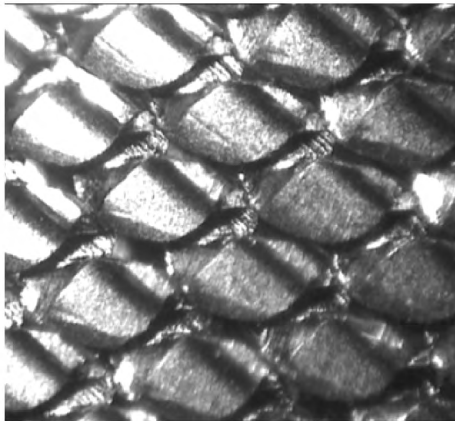


图 3 强化管表面形状

Fig. 3 Appearance of the enhanced tube on the surface

根据管内换热的关联式, 可通过直接热阻分离法求得管外蒸发换热系数。

2 实验结果与分析

2.1 布液器布液效果

布液器的布液效果如图 4 所示。可见制冷剂以滴淋的形式下落, 基本能覆盖整个蒸发管表面, 布液效果良好。

2.2 管内换热关联式

通过 Wilson 图解法得到管内换热系数的关联式:

$$h_i = 0.0875 \frac{\lambda_f}{D_i} Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3)$$

将式 (2) 与式 (3) 中系数进行比较, 可知管内的换热系数的强化倍率为 3.24。

2.3 管外换热性能分析

图 5 是强化管和光管管外换热系数与热流密度

的比较。从图中可以看出, 随着热流密度的增加, 光管和强化管管外降膜蒸发换热系数都增加。这是因为热流密度的增加使蒸发管外壁液膜温度升高, 制冷剂的黏度和表面张力随之减小, 换热得到强化; 另一方面, 随着热流密度的增加, 换热管壁面气化核心数量增加, 有利于气泡的产生和脱离, 壁面附近制冷剂扰动增强, 从而使换热系数不断增大。强化管管外降膜蒸发换热强化倍率在 1.92 ~ 2.02 之间。

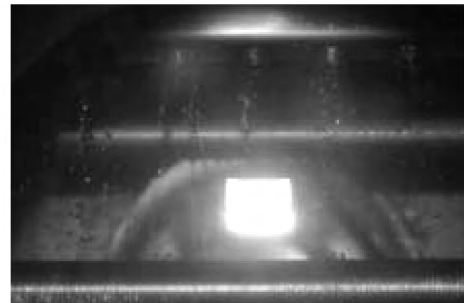


图 4 布液器布液效果

Fig. 4 Liquid distribution effectiveness achieved by using the liquid distributor

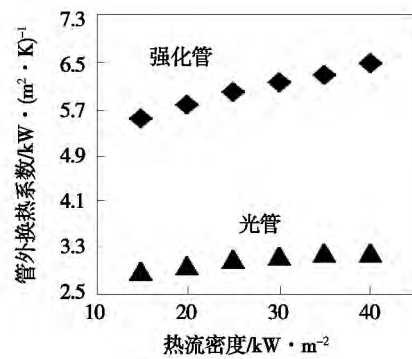


图 5 管外换热系数与热流密度的关系

Fig. 5 Relationship between the heat exchange coefficient and the heat flux density outside the tubes

2.4 热流密度对换热的影响

实验过程中, 将蒸发压力维持在 0.67 MPa (对应泡点温度 5 °C, 露点温度 11 °C), 蒸发管内水速维持在 2 m/s, 制冷剂喷淋量维持在 0.14 kg/(m·s), 通过改变蒸发管内水循环系统上的电加热器的功率, 即改变进水温度, 达到改变热流密度 (从 15 ~ 40 kW/m²) 的目的。热流密度对 R407C 在强化管外降膜蒸发换热特性的影响如图 6 所示。从图中可以看出, 随着热流密度的增加, 管外降膜蒸发换热系

数也增加。导致这种趋势的主要原因是: 随着热流密度的增加, 蒸发管表面过热度随之增大, 换热管壁面气化核心数量增加, 有利于的气泡的产生和生长, 液膜扰动增强, 从而使管外降膜蒸发换热系数不断增大; 另一方面, 热流密度增加可以使制冷剂黏度降低, 从而使液膜厚度减薄, 扰动增强, 从而换热得到强化。这与文献 [14] 的研究结论相符。

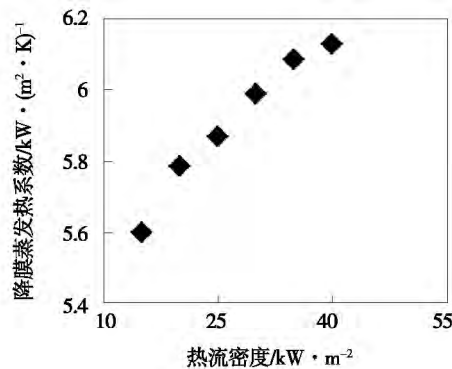


图 6 热流密度对换热的影响

Fig. 6 Effect of the heat flux density on the heat exchange coefficient

2.5 制冷剂喷淋量对换热的影响

实验过程中, 将蒸发压力维持在 0.67 MPa (对应泡点温度 5 °C, 露点温度 11 °C), 蒸发管内水速维持在 2 m/s, 热流密度维持在 30 kW/m², 通过改变制冷剂环系统上的屏蔽泵的转速, 达到改变喷淋量 (0.08 ~ 0.16 kg/(m·s)) 的目的。

制冷剂喷淋量对 R407C 在强化管外降膜蒸发换热特性的影响如图 7 所示。从图中可以看出, 随着喷淋量的增加, 管外降膜蒸发换热系数先增大后减小, 在喷淋密度为 0.15 kg/(m·s) 时达到最大值, 分析认为, 随着喷淋量的增加, 一方面管外液体的流速会有所增加, 使得液膜扰动增大, 换热效果增强; 另一方面, 喷淋量的增加会使得管外液膜厚度增加, 传热热阻增大, 不利于对流换热。因此, 总传热系数受两方面因素的共同影响。当喷淋量较小时, 喷淋的制冷剂没有将蒸发管完全覆盖, 蒸发管上有“干斑”存在, 换热量受影响; 随着喷淋量的增大, 液膜覆盖面增大、液膜扰动增大, 换热系数增加; 当喷淋量增大到某一数值时, 随着喷淋量的继续增加, 管外液膜厚度过大, 换热系数减小。所以选取最佳的喷淋密度对降膜蒸发换热效果具有重要意义。

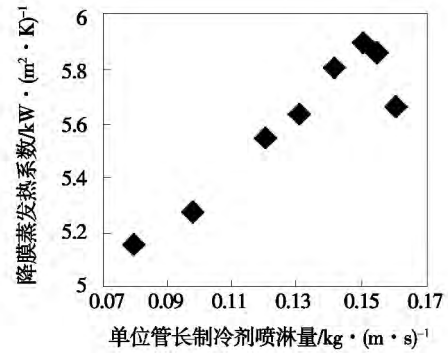


图 7 制冷剂喷淋密度对换热的影响

Fig. 7 Effect of the sprinkling density of the refrigerant on the heat exchange coefficient

2.6 蒸发温度对换热的影响

本研究给出的蒸发温度是恒定压力下泡点温度和露点温度的平均值^[22]。

实验过程中, 将蒸发管内水速维持在 2 m/s, 热流密度维持在 30 kW/m², 制冷剂喷淋量维持在 0.14 kg/(m·s), 实验通过改变冷凝侧乙二醇溶液进口温度和流量, 达到改变蒸发温度的目的。本实验分别将蒸发温度控制在 2.5、5、8、10、12、14 和 16 °C 时进行实验, 实验结果如图 8 所示。从图中可以看出, 随着蒸发温度的升高, 管外降膜蒸发换热系数增大。

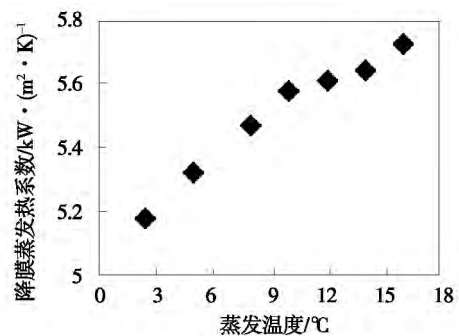


图 8 蒸发温度对换热的影响

Fig. 8 Effect of the evaporation temperature on the heat exchange coefficient

出现这种趋势的主要原因是: 随着蒸发温度的升高, 制冷剂的黏度逐渐减小, 惯性力作用增强, 液膜流动速度增快, 从而导致液膜厚度减小; 此外, 随着蒸发温度的升高, R407C 的表面张力减小, 液膜波动更加剧烈, 对强化换热有利。以上两点因素的共同作用, 使管外降膜蒸发换热系数随着蒸发温度

的增加而增大。

2.7 传热预测关联式

为了预测水平管降膜蒸发器的换热性能,针对 R407C 的实验数据进行多元线性回归,传热预测的拟合关联式为^[23],

$$Nu = CRe^{m_1}Pr^{m_2}Ar^{m_3}q^{m_4} \quad (4)$$

式中: Pr 指数 m_2 取 1/3。

雷诺数定义为:

$$Re = \frac{4\Gamma}{\mu_f} \quad (5)$$

阿基米德常数定义为:

$$Ar = \frac{g\rho^2 D^3}{\mu_f^2} \quad (6)$$

以最佳喷淋密度点作为分界点,对实验数据分段拟合:

$$Nu = \begin{cases} 2.18 \times 10^{-6} Re^{0.24} Pr^{1/3} Ar^{0.757} q^{0.158} \\ 840 < Re < 1580 \end{cases} \quad (7)$$

$$Nu = \begin{cases} 1.92 \times 10^{-7} Re^{-0.138} Pr^{1/3} Ar^{0.996} q^{0.158} \\ 1580 < Re < 1690 \end{cases} \quad (8)$$

实验中,热流密度范围为 $15 \text{ kW/m}^2 < q < 40 \text{ kW} \cdot \text{m}^2$,蒸发温度范围为 $2.5 \text{ }^\circ\text{C} < T < 16 \text{ }^\circ\text{C}$ 。关联式的计算值和实验值的相对误差在 $\pm 5\%$ 以内。

2.8 总体分析

实验得到的 R407C 的水平管外降膜蒸发规律性是合理的。从 R407C 降膜蒸发换热系数的数值大小看,比纯工质(如 R22)和近共沸工质(如 R404A)都要低不少。分析原因:R407C 是非共沸制冷剂,各组份的挥发性和沸点都不同,当制冷剂滴淋到蒸发管管壁上时,挥发性强、沸点低的组份会先蒸发成制冷剂气体,而挥发性弱、沸点高的组份粘滞在蒸发管周围形成热阻,易蒸发组份必须要通过传质过程到达管壁蒸发,因此通常情况下非共沸制冷剂降膜蒸发换热系数要比纯工质和近共沸制冷剂低。

3 结 论

(1) 实验得到的 R407C 的水平管外降膜蒸发规律性是合理的。随着热流密度的增加,传热系数不断增大,原因是管表面的过热度会随热流密度的增大而增大,这样有利于产生气泡,增强液膜扰动,从而使传热系数增大;随着喷淋量的增加,传热系数先增大后减小,降膜蒸发存在一个最佳喷淋量;随着

蒸发温度的升高,传热系数不断增大。

(2) R407C 用于水平管外降膜蒸发的换热系数与近共沸制冷剂(如 R404A)相比偏低^[24],其原因主要是非共沸制冷剂各组份物性不同,蒸发过程中不易蒸发组份在蒸发管附近聚集,使得热阻增大,换热效果变差。如果通过改变蒸发管表面结构,能充分破坏蒸发液膜,R407C 用于水平管外降膜蒸发还是有望得到改善效果的。

(3) 布液器布液效果良好。

(4) 在同样流动条件下,强化管管内换热系数是光管的 3.24 倍;管外强化倍率在 1.92 ~ 2.02 之间。

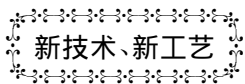
(5) 总结了降膜蒸发传热预测关联式,结果表明关联式具有良好的置信度。

参考文献:

- [1] Siesarenko V N. Thermal desalination of seawater in thin film plants [J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(5): 635 - 653.
- [2] Ribatski G, Jacobi A M. Falling-film evaporation on horizontal tubes a critical review [J]. International Journal of Refrigeration, 2009, 20(2): 195 - 202.
- [3] 邵 雪. 制冷系统水平管降膜蒸发器换热性能的影响因素分析[J]. 节能, 2010, 1(4): 4 - 7.
SHAO Xue. Analysis of the factors influencing the heat exchange performance of a horizontal tube-consisted falling film evaporator in a refrigeration system [J]. Energy Conservation, 2010, 1(4): 4 - 7.
- [4] 何 曙. 基于气提效应的竖管内降膜蒸发器性能研究: 水力学特性[J]. 化工学报, 2009, 5(60): 1104 - 1110.
HE Shu. Study of the performance of a falling-film evaporator in a vertical tube based on the gas lift effect: hydrodynamic characteristics [J]. Journal of Chemical Industry and Engineering, 2009, 5(60): 1104 - 1110.
- [5] 姜世楠. 波形竖管降膜蒸发传热与流动性能的研究[D]. 天津: 天津科技大学, 2003.
JIANG Shi-nan. Study of the falling-film evaporation heat transfer and flow performance of a corrugated vertical tube [D]. Tianjin: Tianjin University of Science and Technology, 2003.
- [6] Chang T B, Lu C C, Li J C. Enhancing the heat transfer performance of triangular-pitch shell-and-tube evaporators using an interior spray technique [J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(29): 2527 - 2533.
- [7] Ribatski G, Jacobi A M. Falling-film evaporation on horizontal tubes-a critical review [J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(28): 635 - 653.
- [8] Fujita Y, Tsutsui M. Evaporation heat transfer of falling films on horizontal tubes [J]. Heat Transfer, 1995, 24(1): 17 - 31.
- [9] Hartfield J P, Moeykens S A, James L W. Falling film evaporator

- having two phase refrigerant distribution system [P]. US 6. 167. 713. 2001 - 01 - 02.
- [10] Moeykens S A. Falling film evaporator having an improved two-phase distribution system [P]. US 6. 830. 099. 2004 - 12 - 14.
- [11] Marcel Christians, John Richard Thome. Falling film evaporation on enhanced tubes part 1: Experimental results for pool boiling, onset-of-dryout and falling film evaporation [J]. International Journal of Refrigeration 2012, 35: 300 - 312.
- [12] Marcel Christians, John Richard Thome. Falling film evaporation on enhanced tubes part 2: Experimental results for pool boiling, onset-of-dryout and falling film evaporation [J]. International Journal of Refrigeration 2012 (35): 313 - 324.
- [13] X. Hu, A. M. Jacobi. The inter-tube falling film. part 2: Mode effects on sensible heat transfer to a falling liquid film [J]. Heat Transfer, 1996, 118(3): 626 - 633.
- [14] Gherhardt ribatski. Experimental study on the set of local dry-out in an evaporating film on horizontal plain tubes [J]. Experimental Thermal and Fluid Science 2007, 31: 483 - 493.
- [15] A. B. Berezin, V. L. Podberezny, V. B. Chemozubov. Investigations of heat transfer in a film horizontal tube evaporator for sea water [J]. Proc. 6th. Int. Symp. fresh water from the sea, Las Palmas, 1978, 2: 97 - 104.
- [16] V. N. Slesarenko. Thermal desalination of sea water in thin film plants [J]. Desalination, 1983, 45: 295 - 302.
- [17] Fujita Y, Tsutsui M. Experimental investigation of falling film evaporation on horizontal tubes [J]. Heat Transfer-Japanese Research, 1998, 27(8): 609 - 618.
- [18] R. J. Conti. Experimental investigation of horizontal tube ammonia film evaporators with small temperature differentials [C]. Proceedings of the Fifth Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC), Miami Beach, 1978(3): 161 - 180.
- [19] M. C. Chyu, A. E. Bergles. An analytical and experimental study of falling-film evaporation on a horizontal tube [J]. Heat Transfer, 1987(109): 983 - 990.
- [20] 马学虎, 高大志, 安家明, 等. 功能表面降膜蒸发传热特性的实验研究 [J]. 热科学与技术, 2003, 2(2): 119 - 123. MA Xue-hu, GAO Da-zhi, AN Jia-ming, et al. Experimental study of the falling film evaporation and heat transfer characteristics of the functional surfaces [J]. Journal of Thermal Science and Technology, 2003, 2(2): 119 - 123.
- [21] Sieder E N, Tate G E. Heat transfer and pressure drop of liquid in tubes [J]. Ind. Eng. Chem., Res, 1936, 28(12): 1429 - 1435.
- [22] 李平, 寿旭日. 水冷 R407C 制冷机组冷凝温度确定方法 [J]. 船舶工程, 2005, 27(2): 33 - 35. LI Ping, SHOU Xu-ri. Method for determining the condensing temperature in a water-cooled R407C refrigeration unit [J]. Ship-building Engineering, 2005, 27(2): 33 - 35.
- [23] Parken W H, Fletcher L S, Han J C, et al. Heat-transfer through falling film evaporation and boiling on horizontal tubes [J]. ASME J. Heat Transfer, 1990, 112(3): 744 - 750.
- [24] 欧阳新萍, 邱雪松, 姜帆. 水平管外 R404A 降膜蒸发换热性能实验研究 [J]. 制冷学报, 2014, 35(1): 77 - 81. OUYANG Xin-ping, QIU Xue-song, JIANG Fan. Experimental investigation of the falling film evaporation heat exchange performance of R404A outside a horizontal tube [J]. Journal of Refrigeration, 2014, 35(1): 77 - 81.

(陈 滨 编辑)



东京正在推进整体煤气化联合循环项目

据《Gas Turbine World》2014 年 9 ~ 10 月刊报道,由 MHPS(三菱 - 日立电力系统)公司领导的一个国际财团正在为 TEPCO(东京电力公司)设计一个大型 IGCC(整体煤气化联合循环)项目。

该项目设计要求在福岛建造 2 个 500 MW IGCC 装置,以便帮助在 2011 年的海啸和地震以后当地工业的恢复。

在最近授予设计合同后,该国际财团,它也包括三菱重工公司、三菱电气公司和三菱重工机械电子系统公司,已开始设计工作。

2 个装置中的一个装置将在 Futabagun 的广野电站建造,另一个装置将在 Iwaki 的勿来电站建造。

MHPS 主要负责设计气化和联合循环发电设备。这包括制定设备技术要求、图纸设计、主要的系统图等。

MHI 负责煤气精制设备;三菱电气公司将处理电力生产和电气设备;三菱重工机械电子系统公司将设计废水处理设备。

(吉桂明 摘译)

terference is inevitable because it is necessary to set the fin with the reasonable angle to ensure the ideal evenness of collected rock wool. The lower induced air volume accounts for 49.2% of all the air volume in the rock wool made room, so the air velocity and air volume of the lower induced airflow in the second half section of the rock wool made room have a significant influence on the rejection rate. **Key words:** gas-solid two-phase flow, flow field optimization, numerical simulation, rock wool made room

水平强化管管外工质 R407C 降膜蒸发换热特性的实验研究 = **Experimental Study on the Falling Film Evaporation Heat Transfer Performance of Working Medium R407C outside the Horizontal Enhanced Tube** [刊], 汉]YOUYANG Xin-ping, QIU Ruo-wen, BAO Lin-lin (Institute of Refrigeration and Cryogenics Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(3). -38-43

By setting up a falling film evaporation experiment table, an experimental study was carried out in order to investigate the falling film evaporation heat transfer performance outside a single horizontal enhanced tube. The outer diameter of the enhanced tube is 19mm and its effective length is 2 500 mm. A new-model liquid distributor was used in the experiment with the trickle manner for the liquid arrangement. R407C was used as falling film evaporation working medium outside the tube to exchange heat with hot water inside the tube. Experiments were performed respectively under the conditions of various flow velocity inside the evaporation tube (1, 1.5, 2, 2.5, 3 m/s), of various spray rate (0.08 ~ 0.16 kg/(m · s)), of various evaporation temperature (2.5 ~ 16 °C), and of various heat-flux density (15 ~ 40 kW/m²). The falling film evaporation performances of R407C outside the tube were obtained. With the increase of heat-flux density, the heat transfer coefficient was increasing. With the increase of spray rate, the heat transfer coefficient increased firstly and then decreased and the falling film evaporation corresponded to an optimum spray rate. With the increase of evaporation temperature, the heat transfer coefficient was increasing. In addition, the principle of heat transfer enhancement was analyzed in this paper. **Key words:** enhanced tube, falling film evaporation, heat transfer enhancement, liquid distributor

以生物质气为燃料的微型燃气轮机运行特性分析 = **Analysis on Operating Characteristics of Biogas-fired Micro Gas Turbine** [刊], 汉]ZHANG Qian-qian, BO Ze-min, SANG Zhen-kun, WENG Yi-wu (Key Laboratory of Ministry of Education on Power Machinery and Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, China, Post Code: 200240) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(3). -44-49