

不同盐度海水在板式蒸发器内传热蒸发特性的模拟研究

苏国萍¹, 周洪光¹, 张建丽¹, 杜小泽²

(1. 神华国华(北京)电力研究院有限公司, 北京 100025;

2. 华北电力大学 电站设备状态监测与控制教育部重点实验室, 北京 102206)

摘要: 对板式蒸发器相邻的两人字形波纹板间的流道建立三维数学模型, 使用 Fluent 软件模拟海水在人字形波纹板间流道内的流动蒸发传热过程。研究不同盐度海水在板式蒸发器流道内的两相流动和传热特性, 分析传热温差对海水在板式蒸发器内流动蒸发传热性能的影响。结果表明: 在板式蒸发器内相邻两个波纹板倒置时产生的触点处, 产生较强的湍流, 在触点的左侧水蒸气质量分数较大。努赛尔数 Nu 随着板式蒸发器流道出口水蒸气干度的增加而不断减小; 波纹板壁面温度越高, 换热系数越大。

关键词: 海水; 气液两相流; 板式蒸发器; 蒸发特性

中图分类号: TK172 文献标识码: A
DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.03.007

引言

在成熟的海水淡化工艺中, 低温多效蒸馏海水淡化技术具有海水预处理要求低、操作温度低、热效率高、淡化水品质高及易控制设备腐蚀和结垢等优点, 已经成为未来第二代海水淡化的主流技术^[1-2]。蒸发器作为低温多效蒸馏海水淡化技术的核心装置, 其性能的优劣对海水淡化效果具有重大的影响。由于板式蒸发器的传热系数高, 单位体积内的传热面积大、价格低, 还能实现小温差传热, 将其作为蒸发器应用于海水淡化系统具有良好的发展前景^[3]。板式蒸发器的换热板片上有许多不同形状的沟槽和突起, 海水流经波纹板间流道时形成强烈湍流, 蒸发传热及两相流相互耦合, 流道间的传热和流动情况极其复杂, 对板式蒸发器流道中复杂的两相流和传热研究具有重大的意义。已有文献主要通过实验方法对板式蒸发器内的蒸发传热及两相流特性进行研

究^[4]。Renaudin 等人^[5]研究了三效板式蒸发海水淡化系统的性能; Táboas F 等人实验研究了板式蒸发器中氨/水沸腾传热和压降情况, 并提出了板式蒸发器流动沸腾传热实验关联式^[6-7]; Jokar A 等人研究了板式蒸发器内制冷剂 R-134a 和 50% 的乙二醇水混合溶液换热情况^[8]; Longo G A 等人研究了 HFC-410 在小黄铜板式蒸发器中蒸发时, 热流量、制冷剂质量流量、饱和温度和出口条件对传热和压降的影响^[9]。在理论研究方面, 董玉军等人主要根据两相流动换热理论^[10-12], 得出了制冷剂的温度、压力、气液相速度以及冷水温度、压力沿通道方向上的分布情况; Han 等人模拟了波纹板式换热器^[13], 得到三维温度、压力和速度场; Galeazzo F C C 等人研究了四通道板式换热器^[14], 并将平流和顺流的实验结果与数值预测结果相比较。海水在板式蒸发器中的蒸发传热两相流动比较复杂, 而将计算流体力学用于模拟板式蒸发器内蒸发传热及两相流特性的研究却鲜有报道。

本研究通过建立人字形板式蒸发器三维流道模型, 使用计算流体力学的方法研究波纹板组成的流道间的水蒸发传热特性。分析海水盐度、传热温差对板式蒸发器内海水蒸发传热特性的影响。

1 计算模型

1.1 物理模型

板式蒸发器人字形波纹板流道结构和坐标情况如图 1 所示。计算区域为相邻的两片倒置波纹板组成的流道。图 1(a) 中的平行四边形为倒置的两块

收稿日期: 2014-08-05; 修订日期: 2014-08-08

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(U1361108)

作者简介: 苏国萍(1980-), 女, 山东济宁人, 神华国华(北京)电力研究院有限公司和华北电力大学联合培养博士后。

波纹板接触的区域,也即是触点,板长为 X 方向,板宽为 Z 方向,板高为 Y 方向。图 1(b) 中示出了波纹板的波长 p 和波高 b 。该研究中的人字形波纹板波

长 $p = 8 \text{ mm}$,波高 $b = 2.5 \text{ mm}$,波纹倾角 $\beta = 60^\circ$,板片为不锈钢,厚度 0.5 mm 。

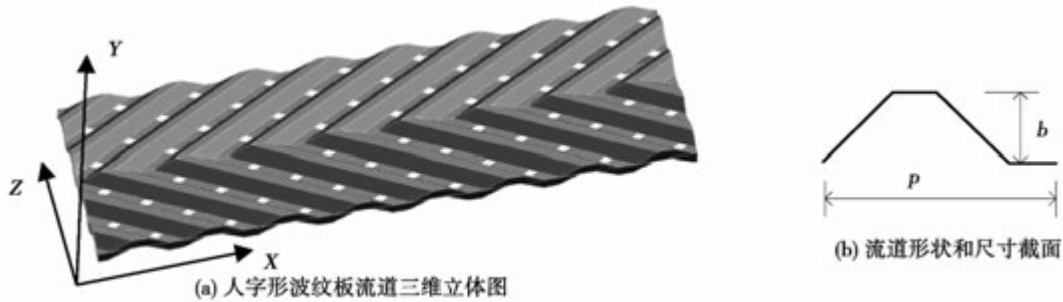


图 1 人字形波纹板流道的物理模型

Fig. 1 Physical model for flow passages formed by herringbone corrugated plates

1.2 控制方程

基于欧拉双流体模型,模拟计算了海水在板式蒸发器中的流动和蒸发过程。计算过程中海水和水蒸气均视为连续相,求解 $N - S$ 方程 (Navier - Stokes)。

连续性方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\gamma_q \rho_q) + \nabla \cdot (\gamma_q \rho_q \vec{u}_q) = \sum_{p=1}^2 (m_{pq} - m_{qp}) + S_q \quad (1)$$

式中: q, p 均代表相; γ 一体积分数, $\gamma_p + \gamma_q = 1$; ρ 一密度, kg/m^3 ; \vec{u}_q 一相 q 的速度, m/s ; m_{pq} 一从第 p 相到 q 相的质量传输, $\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$; m_{qp} 一从第 q 相到 p 相的质量传输, $\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$; S_q 一质量源相, $\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$ 。

动量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\gamma_q \rho_q \vec{u}_q) + \nabla \cdot (\gamma_q \rho_q \vec{u}_q \vec{u}_q) = -\gamma_q \nabla P + \nabla \cdot \vec{\tau}_q + \gamma_q \rho_q \vec{g} + \sum_{p=1}^n (m_{pq} \vec{u}_{pq} - m_{qp} \vec{u}_{qp}) + \vec{F}_q + \vec{F}_{\text{lift},q} \quad (2)$$

式中: $\vec{\tau}_q$ 一第 q 相的应力张量 Pa ; P 一压强, Pa ; \vec{u}_{pq} 一相间速度, m/s ; \vec{F}_q 一一个外部体积力, N ; $\vec{F}_{\text{lift},q}$ 一升力, N 。

能量守恒方程用焓表示:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\gamma_q \rho_q H_q) + \nabla \cdot (\gamma_q \rho_q \vec{u}_q H_q) = \gamma_q \frac{\partial P_q}{\partial t} +$$

$$\sum_{p=1}^2 (m_{pq} H_{pq} - m_{qp} H_{qp}) + S_{qH} \quad (3)$$

式中: H_q 一第 q 相的比焓, J/kg ; S_{qH} 一源相; H_{pq} 一相间焓, J/kg 。

对于海水在波纹板流道内的蒸发过程来说,有海水液相和水蒸气气相两相,质量传输量描述为:

若液相海水的温度大于饱和温度,即 $T_q > T_{\text{sat}}$, T_{sat} 为液相的饱和温度。液相向气相的质量传输 m_{qp} 为:

$$\dot{m}_{qp} = C \cdot \alpha_q \rho_q \frac{T_q - T_{\text{sat}}}{T_{\text{sat}}} \quad (4)$$

若气体的温度小于水的饱和温度,即 $T_p < T_{\text{sat}}$, 则

$$\dot{m}_{qp} = C \cdot \alpha_p \rho_p \frac{T_p - T_{\text{sat}}}{T_{\text{sat}}} \quad (5)$$

其中, C 是一个需要微调的系数。能量方程源相可由质量传输量与潜热的乘积获得。

1.3 计算方法和边界条件

基于计算流体力学 (CFD) 的方法使用 Ansys Fluent 14.0 模拟软件计算了海水在人字形板式蒸发器流道中的沸腾和传热过程。假设海水进入波纹型流道时已经达到某温度下的饱和状态,采用速度入口边界条件,压力出口边界条件。首先,使用标准 $k - \epsilon$ 紊流模型模拟海水在人字形板式蒸发器流道内的稳态流动,再将得到的流道出口的稳态流数据作为非稳态沸腾模型的入口边界条件,图 1(a) 中流

道右侧为入口,左侧为出口。考虑到波纹板的另一侧为蒸汽凝结过程,因此组成流道的两个波纹板被认为等温壁面边界条件。模拟了盐度分别为 3%、4% 和 5% 的海水蒸发过程中水蒸气质量分数在人字形波纹板间流道内分布情况,并分析波纹板温度分别为 328.15、333.15、338.15 和 343.15 K 时对海水蒸发过程的影响。

2 结果和讨论

使用 GAMBIT 软件建立人字形波纹板间流道物理模型,对每个梯形通道均划分四面体网格,计算结果的精确性取决于网格尺寸和网格数量,考虑网格独立性问题,选择 4 组网格进行验证,由图 2 可知,当网格数大于 16 万时,平均努赛尔数 Nu 数开始趋于稳定,说明此网格密度已经满足精度的要求。

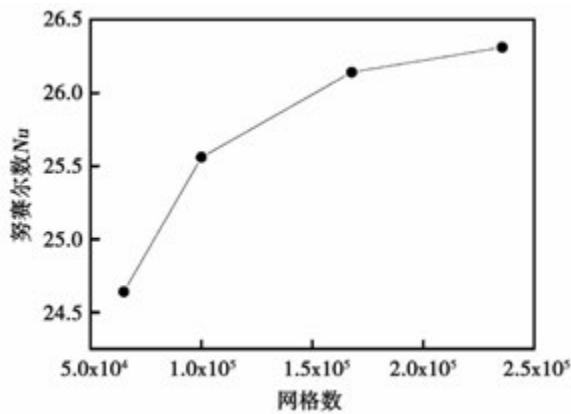


图 2 网格独立性验证

Fig. 2 Verification of the independence of the grid

2.1 人字形波纹流道中水蒸气的质量分数分布

海水盐度为 3%,人字形波纹板入口速度为 0.2 m/s 时,在两个波纹板倒置时产生的触点平面,即 $Y = -0.01$ m 平面(图 1(a) 示出的流道三维及坐标系图)上部分流动区域内水蒸气和水的质量分数分布如图 3(a) 和图 3(b) 所示。两个波纹板壁面恒温 338.15 K,图 1(a) 中波纹板流道的右侧边界为海水入口,海水沿着负 X 方向流动,在每个矩形波纹流道的左侧波纹板附近水蒸气浓度较大。由图 3(a) 中可以看出,在平行四边形触点的左侧水蒸气浓度较大。而且沿着流动方向,触点左侧的水蒸气质量分数不断增大,如横坐标在 $X = 0.067$ m 触点左侧的

黑色区域要比横坐标在 $X = 0.086$ m 触点左侧的黑色区域范围大,并且颜色深,也就是说水蒸气质量分数增大。在 $Z = 0.01$ m 平面上触点的右侧,水蒸气质量分数较小,海水质量分数较大。在 $Z = 0$ m 平面上每个触点的右下侧附近水蒸气浓度达到最小值。

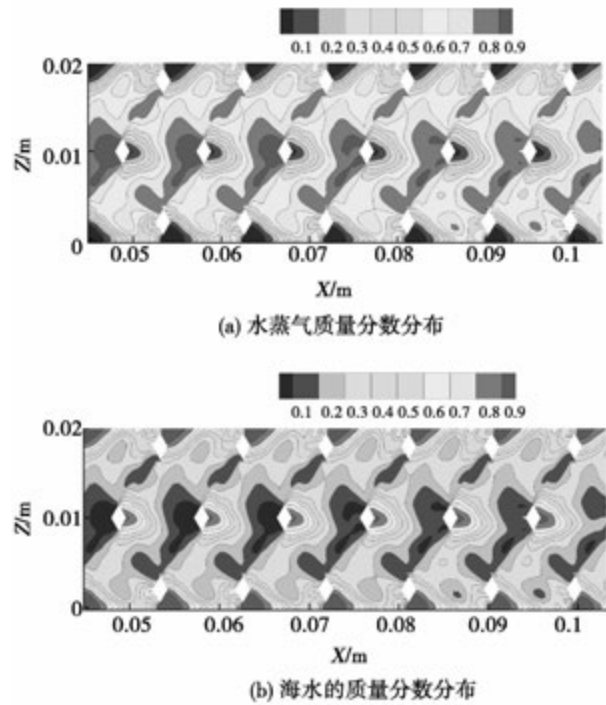


图 3 $Y = -0.01$ m 平面上水蒸气和海的质量分数分布

Fig. 3 Distribution of the mass fraction of steam and water on the plane $y = -0.01$ m

由图 3(b) 中可以看出,在平行四边形触点的左侧海水质量分数较小,沿着流动方向,海水的质量分数不断减小。因为 $Y = -0.01$ m 平面正好是两个人字形波纹板倒置接触的平面,上面有许多触点,饱和海水进入波纹板间流道沿着负 X 方向流动时,因为触点的存在,会产生较强的湍流,而且波纹板的壁面温度高于饱和海水的温度,因此海水不断的被加热并产生水蒸汽,沿流动方向海水质量分数不断减少,而水蒸气质量分数不断增大。

2.2 传热温差对人字形波纹流道出口处水蒸气干度的影响

图 4 给出了海水盐度 $S = 3\%$ 时,波纹板流道出口处水蒸气干度随时间的变化关系。从图中可以看出,波纹板壁面温度为 328.15 K 时,在 0.005 - 0.01

s 间,波纹板流道出口处水蒸气干度 (X_{out}) 几乎为零,饱和海水被加热,仅有很少一部分海水蒸发变成了水蒸气, $t > 0.01$ s 波纹板流道出口处水蒸气干度随着时间的增加而不断增加,由于加热温度较低, X_{out} 维持在 0.4 左右。而波纹板壁面温度为 333.15、338.15 和 343.15 K 时, X_{out} 随着时间的增加而不断增大,当 $t > 0.05$ s 时 X_{out} 随着时间的增加变化不再明显,达到一稳定值 0.92 左右。当 0.01 s $< t < 0.04$ s 时,在同一个加热时刻人字形波纹板壁面温度越高, X_{out} 越大。

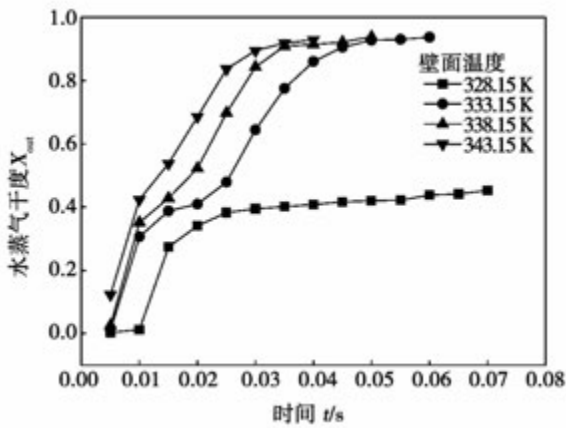


图 4 海水盐度 $S=3\%$ 时,波纹板壁面温度不同,波纹板流道出口处水蒸气干度 X_{out} 随时间 (t) 的变化关系

Fig. 4 When salinity is 3%, the changes in the relationships between water steam dryness X_{out} and time (t) at the outlet of the corrugated plate flow channel

图 5 给出了波纹板温度为 328.15、333.15、338.15 和 343.15 K,盐度分别为 3%、4% 和 5% 的海水蒸发时,波纹板流道出口处水蒸气干度 (X_{out}) 随加热时间的变化关系。波纹板温度为 328.15 K 的情况,由于存在沸点温升,在 0.005 - 0.01 s,饱和海水被加热,仅有少量海水蒸发,波纹板流道出口处水蒸气浓度较小;在 0.01 - 0.02 s,波纹板流道出口处水蒸气浓度急剧增大;大于 0.025 s,波纹板流道出口处水蒸气质量分数在 0.3 - 0.5 之间缓慢增加。当波纹板温度升高, $T = 333.15$ 、338.15 和 343.15 K 时, X_{out} 在 0.005 - 0.01 s 间急剧增大。随着波纹板温度的不断增大, X_{out} 在 0.3 - 0.5 之间缓慢增加的

时间不断变小。 $T = 333.15$ K 时, X_{out} 在 0.01 - 0.03 s 间缓慢增加; $T = 338.15$ K 时, X_{out} 在 0.01 - 0.02 s 间缓慢增加;但当 $T = 343.15$ K 时,这种缓慢增加的趋势不再明显, X_{out} 在 0.01 - 0.02 s 快速增加到 0.6。 $t > 0.02$ s,当波纹板温度 $T = 328.15$ 、333.15 和 338.15 K 的情况,如图 5(a) - 图 5(c) 所示,海水盐度 $S = 3\%$ 时的流道出口水蒸气干度最大,海水盐度 $S = 5\%$ 时的流道出口水蒸气干度最小;而 $T = 343.15$ K,如图 5(d) 所示,海水盐度 $S = 5\%$ 时的流道出口水蒸气干度最大,海水盐度 $S = 4\%$ 时的流道出口水蒸气干度最小。

2.3 人字形波纹板流道内传热分析

文献 [15] 对波纹倾角 60° 的波纹板组成的板式换热器进行 R-410A 蒸发实验,测试了不同的质量流率、热流量和系统压力等参数,获得了板式蒸发器内 R-410A 蒸发传热关联式:

$$Nu_{tp} = 18.4096 Re^{0.78} Pr_1^{1/3} \left(\frac{\mu_m}{\mu_w} \right)^{0.14} Bo_{eq}^{0.5} \quad (4)$$

无因次数:

$$Nu_{tp} = \frac{\alpha_{r,sat} D_h}{\lambda_f}, Re = \frac{G \cdot D_h}{\mu}, Pr_1 = \frac{\mu_1 \cdot c_{p,1}}{\lambda_1},$$

$$Bo_{eq} = \frac{q_w}{G_{eq} i_{fg}}$$

$$G_{eq} = G \left[1 - X + X \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.5} \right] \quad (5)$$

式中: Re —雷诺数; G —质量流速, $kg/m^2 \cdot s$; G_{eq} —当量质量流速, $kg/(m^2 \cdot s)$; X —蒸汽干度; D_h —水力直径, m , $D_h = 2b$; μ —动力粘度, $kg/(m \cdot s)$; Bo_{eq} —沸腾数; i_{fg} —汽化焓, J/kg ; q_w —热流量, W/m^2 。

根据板式蒸发器内传热蒸发实验关联式 (4), 计算海水盐度为 4% 时模拟工况下的努塞尔数,并将迭代结果与数值模拟的结果进行比较。图 6 给出努塞尔数 Nu 与 X_{out} 的变化关系。努塞尔数 Nu 随着板式蒸发器流道出口水蒸气干度的增加而不断减小,即随着 X_{out} 的不断增大,换热系数不断减小;对于相同的 X_{out} ,波纹板壁面温度为 338.15 K 时努塞尔数 Nu 大于波纹板壁面温度为 333.15 K 时的努塞尔数 Nu ,即波纹板壁面温度越高,换热系数越大。数值模拟的结果与文献 [15] 实验关联式的迭代结果有很好的—致性。

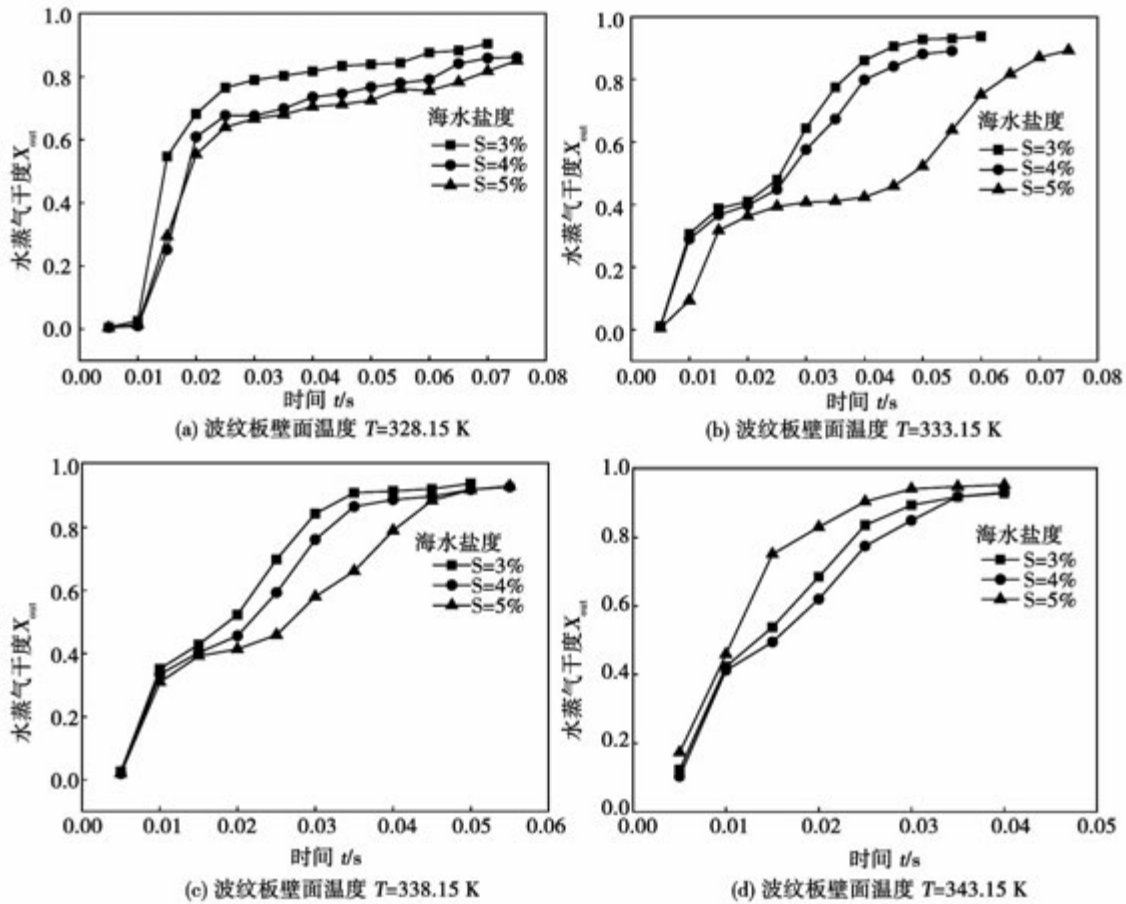


图 5 不同波纹板壁面温度下,波纹板流道出口处水蒸气干度 X_{out} 随加热时间的变化关系

Fig. 5 Under different temperatures of the corrugated plates, the changes in the relationships between water steam dryness X_{out} and heat - up time at the outlet of the corrugated plate flow channel

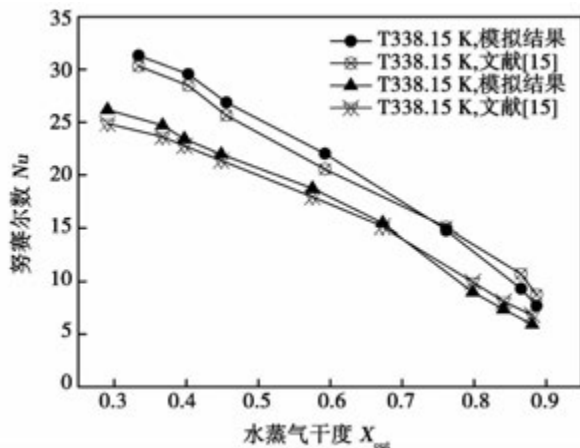


图 6 海水盐度 $S = 4\%$ 时,努赛尔数 Nu 与流道出口处水蒸气干度 X_{out} 的变化关系 (文献 [15])

Fig. 6 When salinity is 4%, the changes in the relationship between Nusselt number and water steam dryness X_{out} at the outlet of flow channel.

3 结 论

(1) 由于触点的存在,产生较强的湍流,在触点的左侧水蒸气质量分数较大,海水质量分数较小;在触点的右侧水蒸气质量分数较小,海水质量分数较大。随着海水不断被加热,沿流动方向海水质量分数不断减少,而水蒸气质量分数不断增大。

(2) 海水在波纹板流道内的流动时间 $t > 0.01 \text{ s}$ 时,波纹板流道出口处水蒸气干度随时间的增加而不断增加。波纹板壁面温度为 328.15 K 时,随着加热的不断进行, X_{out} 稳定在 0.4 左右。而波纹板壁面温度为 333.15 、 338.15 和 343.15 K 时, X_{out} 随时间的增加而不断增大,当 $t > 0.05 \text{ s}$ 时 X_{out} 随时间的增加变化不再明显,达到一稳定值 0.92 左右。当 $0.01 \text{ s} < t < 0.04 \text{ s}$ 时,在同一个加热时刻人字形波纹板壁面温度越高, X_{out} 越大。

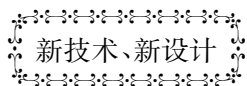
(3) 随着波纹板温度的不断增大, X_{out} 在 0.3 - 0.5 之间缓慢增加的时间不断变小。

(4) Nu 随着板式蒸发器流道出口水蒸气干度的增加而不断减小, 数值模拟的结果与文献 [15] 实验关联式的迭代结果有很好的—致性。

参考文献:

- [1] Akili D. Khawaji, Ibrahim K. Kutubkhanah, Jong-Mihn Wie. Advances in seawater desalination technologies [J]. Desalination, 2008, 221: 47 - 69.
- [2] Bart Van der Bruggen, Carlo Vandecasteele. Distillation vs. membrane filtration: overview of process evolutions in seawater desalination [J]. Desalination, 2002, 143: 207 - 218.
- [3] Kafi, F., V. Renaudin. New MED plate desalination process: thermal performances [J]. Desalination, 2004, 166: 53 - 62.
- [4] Maciver, A., S. Hinge. New trend in desalination for Japanese nuclear power plants, based on multiple effect distillation, with vertical titanium plate falling film heat transfer configuration [J]. Desalination, 2005, 182(1-3): 221 - 228.
- [5] Renaudin, V., F. Kafi. Performances of a three-effect plate desalination process [J]. Desalination, 2005, 182(1-3): 165 - 173.
- [6] Ta'boas, F., Valle's, M., Bourouis, M., Coronas, A. Flow boiling heat transfer of ammonia/water mixture in a plate heat exchanger [J]. Int. J. Refrigeration, 2010, 33(4): 695 - 705.
- [7] Táboas, F., M. Vallès. Assessment of boiling heat transfer and pressure drop correlations of ammonia/water mixture in a plate heat exchanger [J]. International Journal of Refrigeration, 2012, 35(3): 633 - 644.
- [8] Jokar, A., M. H. Hosni. Dimensional analysis on the evaporation and condensation of refrigerant R-134a in minichannel plate heat exchangers [J]. Applied Thermal Engineering, 2006, 26: 2287 - 300.
- [9] Longo, G. A. Andrea Gasparella. HFC - 410A vaporisation inside a commercial brazed plate heat exchanger [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2007, 32: 107 - 116.
- [10] 董玉军, 包涛, 胡跃明, 等. 板式蒸发器换热性能的数值模拟 I: 数学模型 [J]. 制冷与空调, 2004, 25(4): 10 - 13.
DONG Yu-jun, BAO Tao, HU Yue-ming, CHEN Yu-guang, ZHOU Xiang. Simulation of the heat transfer performance of plate evaporator I: Mathematic Model. [J]. Refrigeration and air conditioning, 2004, 25(4): 10 - 13.
- [11] 董玉军, 包涛, 胡跃明, 等. 板式蒸发器换热性能的数值模拟 II: 结果与分析 [J]. 制冷与空调, 2004, 26(5): 16 - 22.
DONG Yu-jun, BAO Tao, HU Yue-ming, CHEN Yu-guang, ZHOU Xiang. Simulation of the heat transfer performance of plate evaporator II: Result and Analysis. [J]. Refrigeration and air conditioning, 2004, 26(5): 16 - 22.
- [12] 胡跃明, 董玉军, 周翔, 等. 人字形波纹板式蒸发器数值模拟 [J]. 制冷与空调, 2005, 5(2): 42 - 46.
HU Yue-ming, DONG Yu-jun, ZHOU Xiang, BAO Tao, YUAN Xiu-ling. Numerical simulation of plate evaporator with sine shape and chevron angle. [J]. Refrigeration and air conditioning, 2005, 5(2): 42 - 46.
- [13] Han, X H, Cui L Q. A numerical and experimental study of chevron, corrugated-plate heat exchangers [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2010, 37: 1008 - 14.
- [14] Galeazzo, F. C. C., R. Y. Miura. Experimental and numerical heat transfer in a plate heat exchanger [J]. Chemical Engineering Science, 2006, 61: 7133 - 38.
- [15] Y. Y. Hsieh, T. F. Lin. Saturated flow boiling heat transfer and pressure drop of refrigerant R410a in a vertical plate heat exchanger [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 45: 1033 - 1044.

(丛敏 编辑)



新技术、新设计

两个煤整体气化联合循环电站将用于福岛

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.03.008

据《Gas Turbine World》2013年9-10月刊报道,东京电力公司和三菱重工已经宣布计划在福岛建筑2个IGCC(整体煤气化联合循环)电站。

这2个电站,它们将在岩木和广野建造,其联合的发电能力约为4500MW大约在2020年开始运行。

其项目工程师指出,使用等量的原料,预期整体煤气化联合循环技术可以比使用传统燃料燃烧的电厂多生产20%电力。

(吉桂明 摘译)

output power and heat recovery rate will be as follows in turn: 333.24 kW, 259.62 kW, 241.70 kW, 0.6311, 0.4537 and 0.4470. In the meantime, when the hybrid working medium mass proportion changes in a range from 0 to 1, the thermodynamic performance of the systems has two points with extremely big values and the corresponding mass proportion will not change with the temperature of the heat source. In addition, with a rise in the temperature of the heat source, to use a hybrid working medium and adopt the flow division and flash process will make the increment in the net output power of the systems increase, however, the increment in the heat recovery rate will relatively decrease. If the net output power serves as the target, when the temperature of the heat source is relatively high, a non-priming hybrid working medium ORC flow division and flash system should be first chosen. **Key Words:** flow division and flash, non-priming hybrid working medium, mixture mass proportion, heat source temperature, thermodynamic performance

不同盐度海水在板式蒸发器内传热、蒸发特性的模拟研究 = **Simulation Study of the Heat Transfer and Evaporation Characteristics of Seawater at Various Salt Concentrations in a Plate Type Evaporator**[刊,汉]

SU Guo-ping, ZHOU Hong-guang, ZHANG Jian-li (Shenhua Guohua (Beijing) Electric Power Research Institute Co. Ltd., Beijing, China, Post Code: 100025), SU Guo-ping, DU Xiao-ze (Education Ministry Key Laboratory on Power Plant Equipment Condition Monitoring and Control, North China University of Electric Power, Beijing, China, Post Code: 102206) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2015, 30(3). -340-345

A three-dimensional mathematical model was established for the flow passage formed by two neighboring herringbone corrugated plates in a plate type evaporator and Fluent software was used to simulate the flow, evaporation and heat transfer process of seawater in the flow passage between the herringbone corrugated plates. In this connection, the two-phase flow and heat transfer characteristics of seawater at various salt concentrations in the flow passage of a plate type evaporator were studied and the influence of the heat transfer temperature difference on the flow, evaporation and heat transfer performance of seawater inside the plate type evaporator were also analyzed. It has been found that at the contact point formed when two neighboring corrugated plates in the plate type evaporator are placed upside down, a strong turbulent flow will emerge and the mass fraction of steam at the left side of the contact point is relatively big. The Nusselt number will continuously decrease with an increase of the dryness of steam at the outlet of the flow passage of the plate type evaporator. The higher the temperature on the wall surface of the corrugated plates, the bigger the heat exchange coefficient. **Key Words:** seawater, gas-liquid two-phase flow, plate type evaporator, evaporation characteristics