文章编号: 1001 - 2060(2011) 06 - 0694 - 06

水平管降膜蒸发器的全三维数值模拟

侯　昊, 毕勤成, 张晓兰
(西安交通大学 动力工程多相流国家重点实验室, 陕西 西安 710049)

摘　要: 针对水平管降膜蒸发器运行和优化设计中存在的流动与传热问题, 建立了水平管降膜蒸发器实体的三维分布参数模型, 采用数值模拟方法对蒸发器内海水流场、温度场等特性进行了深入研究, 获得了相应热力参数分布的详细信息, 直观地刻画了蒸发器内部的工作过程以及复杂流动与换热现象。通过数值解与实际值的比较, 对模型进行了验证, 结果表明: 第 1、2 管程蒸汽进口区总传热系数最大, 海水表现出喷淋密度“上高下低”、盐度“上小下大”等细观规律; 供入海水流量在 280 ~ 370 t/h 范围内变化对二次蒸汽与加热蒸汽的温差影响较大, 而对二次蒸汽产量没有明显的影响, 说明海水流量偏离设计值会造成整个海水淡化系统无法正常运行。

关　键　词: 水平管降膜蒸发器; 分布参数模型; 流动与换热; 数值模拟

中图分类号: TK124　　**文献标识码**: A

引　言

近年来, 随着人类对淡水需求量的不断增加, 以及环境破坏、水污染等造成淡水资源日益匮乏, 海水淡化逐渐成为开发淡水资源的重要途径之一。目前, 已商业化的海水淡化方法有多种[1], 其中低温多效蒸馏海水淡化技术不仅能与核能、太阳能等新能源相耦合, 还具有热能利用率高、产水率高、工艺运行稳定安全等特点, 尤其是水平管降膜蒸发与凝结、多效回热等先进措施, 使其成为较为理想的海水淡化方式[2-3]。因此, 这种新型海水淡化技术日益得到重视, 具有非常广阔的发展前景。

在低温多效蒸馏海水淡化系统中, 水平管降膜蒸发器性能不仅受几何结构的影响, 而且与管内蒸汽和管外海水的热工参数密切相关。对于每一局部区域都经历变质量的流动、热力和传热过程, 并且流动与换热相互耦合, 这样造成整个热力过程错综复杂。目前, 针对蒸发器结构优化、内部过程认识等方面还缺乏有效手段, 工程上大多采用集总参数法, 即采用一个总传热系数来表征整个蒸发器的换热性能, 但是这种方法误差较大, 研究者很难准确掌握蒸发器的宏观性能, 更无法深入了解局部区域真实流动和传热状况的细观规律。随着多物理场耦合技术的发展, 分布参数法因其能够描述实际物理过程, 获得更加真实准确的参数分布, 受到越来越多的重视。国内外一些学者已经将该方法应用于某些换热器的热力性能分析和优化设计[4-7], 而将其用于水平管降膜蒸发器的研究却鲜有报道。为此, 研究构建了水平管降膜蒸发器实体的三维分布参数模型, 通过数值计算获得了海水流场、温度场等详细信息, 直观地刻画了蒸发器内部的热力过程以及复杂流动与换热现象, 为局部区域流体流动和传热状况的改善以及进一步的结构优化提供了直观、可靠的依据。

1　物理模型

图 1 是水平管降膜蒸发器示意图, 其中管束分两管程布置, 1 管程布置在下部, 2 管程在上部。换热过程分为管内蒸汽冷凝和管外海水蒸发两部分: 一方面, 加热蒸汽首先进入一管程并大部分冷凝, 剩余蒸汽经管箱折返后进入二管程直至完全冷凝; 另一方面, 海水通过喷头分布到管束上, 自上而下降膜流动并逐渐吸收热量, 由过冷变为饱和状态后开始产生二次蒸汽。分管程布管在热力学上是合理的, 可以减小冷热流体传热温差, 减少熵增引起的热损失, 同时管内蒸汽压力高于管外二次蒸汽压力, 即使传热管因腐蚀穿透也能保证产品水水质。

2　数学模型

2.1　基本假设

为了使模型推导方便, 模型建立基于以下假设: (1) 忽略管排间液体的飞溅, 即上排管底部落下的

收稿日期: 2010 - 12 - 10;　**修订日期**: 2010 - 12 - 30
基金项目: 国家重点基础研究发展计划(973 计划) 基金资助项目(2009CB219805)
作者简介: 毕勤成(1964 -) , 男, 吉林梅河口人, 西安交通大学教授, 博士生导师.

?1994-2016 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

液量等于下排管顶部的初始液量; (2) 汽液界面处于热力学平衡状态,不考虑蒸汽的剪切力作用; (3) 不考虑传热管的污垢热阻。

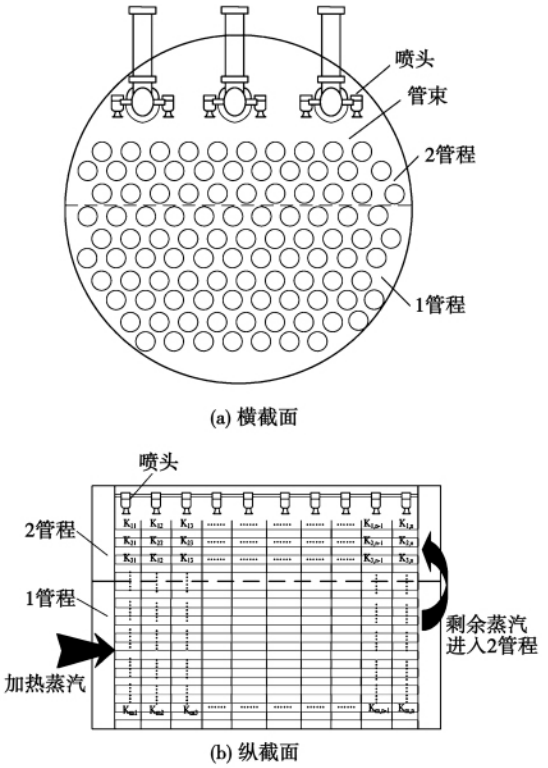

图 1　水平管降膜蒸发器示意图

Fig. 1 Schematicdrawing of a horizontal-tube film-falling evaporator

2.2　计算单元划分

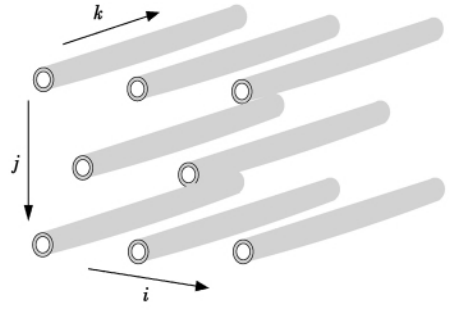

图 2　管束示意图

Fig. 2 Schematicdrawing of a tube bundle

对于蒸发器内部不同区域的管束而言,管内蒸汽干度沿管子轴向逐渐减小,管外喷淋海水流量沿管排方向变化,从而造成蒸发器的换热性能沿管子轴向和管排方向均有变化。因此,由图 2 所示将蒸发器内管束从 i、j、k 3 个方向划分为 N_x、N_y、N_z等份,其中 i、j、k 分别表示水平、垂直和轴向方向,这样整个管束划分为 $N_x \times N_y \times N_z$个计算单元。这种方法的优点在于数学模型的尺度基于物理模型的实际拓扑结构,具有明确的物理意义,避免陷入 CFD 方法过于繁琐的计算,极大地提高计算速度和加快程序收敛。针对每一单元建立传热与流动控制方程,使该单元出口参数成为下一单元的入口参数,采用迭代法求解出所有单元进出口的温度、压力等热力参数。每一计算单元的热负荷为:

$$Q = h_{\text{overal}} A(T_{\text{i}} - T_{\text{o}}) \tag{1}$$

$$h_{\text{overal}} = 1 / \left[\frac{1}{h_{\text{i}}} \frac{d_{\text{o}}}{d_{\text{i}}} + \frac{d_{\text{o}}}{2\lambda} \ln \frac{d_{\text{o}}}{d_{\text{i}}} + \frac{1}{h_{\text{o}}} \right] \tag{2}$$

式中: h_{overal}、h_{i}、h_{o}—总、管内、管外传热系数; A—传热面积; λ—导热系数; T_{i}和 T_{o}—管内外工质热力学温度; d_{i}和 d_{o}—管内、外直径。

为了计算每一单元的热负荷和确定出口干度,需考虑蒸汽沿管子轴向和海水沿管排方向各热工参数的变化,将物性、传热、流动等条件实现局部化,从而统一管内外侧相变与非相变情况下的计算,分别获得管内、外传热系数分布。另外,管内蒸汽的压力、温度变化与两相压降有关,因而还需计算管内汽液两相压降。

2.3　管内、外传热系数

2.3.1　管内传热系数

蒸汽进入管束时为饱和状态,随着热交换的进行,经历汽液两相流和单相液体状态。当蒸汽处于汽液两相时,Chato 在 Nusselt 冷凝换热理论基础上进行解析[8],得到了水平圆管周向平均传热系数,Jaster 和 Kosky 又对其进行了修正[9],由此得到管内传热系数公式为:

$$h_{\text{i}} = \Omega \left[\frac{\rho_{\text{L}}(\rho_{\text{L}} - \rho_{\text{G}}) g \lambda_{\text{L}}^3 \gamma}{\mu_{\text{L}} d_{\text{i}} (T_{\text{i}} - T_{\text{w}})} \right]^{1/4} \tag{3}$$

其中, $\Omega = 0.728\beta^{3/4}$

$$\beta = \frac{1}{1 + [(1 - x) / x](\rho_{\text{G}} / \rho_{\text{L}})^{2/3}} \tag{4}$$

式中: ρ_{L}和 ρ_{G}—工质液相和汽相的密度; r—汽化潜热; μ_{L}—液相动力粘度; g—重力加速度; T_{w}—管子内壁面热力学温度; x—汽液两相流干度。

当管内蒸汽完全冷凝后,管内传热系数采用齐德-泰勒公式进行计算[10]:

$$Nu = 1.86 \left(\frac{Re_{\text{L}} Pr_{\text{L}}}{l / d_{\text{i}}} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_{\text{L}}}{\mu_{\text{w}}} \right)^{0.14} \tag{5}$$

式中: l—管子长度; μ_{w}—定性温度为管子内壁面热力学温度。

?1994-2016 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

2.3.2 管外传热系数

海水进入蒸发器为过冷状态，沿管排降膜并逐渐吸热后达到饱和状态。对于管外液膜处于过冷状态，采用 Sernas 公式进行计算[11]：

$$Nu = 0.01925\ Re^{0.24} Pr^{0.66} \tag{6}$$

对于管外液膜处于饱和状态，采用 Parken 公式进行计算[12]：

$$Nu = 0.042\ Re^{0.15} Pr$$

2.4 两相压降

水平管内汽液两相流动压降由重位压降 Δp_{static}、加速压降 Δp_{mom} 和摩擦压降 Δp_{frict} 组成，即：

$$\Delta p_{total} = \Delta p_{static} + \Delta p_{mom} + \Delta p_{frict} \tag{8}$$

由于是水平管，重位压降 $\Delta p_{static} = 0$，加速压降为：

$$\Delta p_{mom} = G_{total}^2 \left\{ \left[\frac{(1-\chi)^2}{\rho_L(1-\varepsilon)} + \frac{\chi^2}{\rho_G \varepsilon} \right]_{out} - \left[\frac{(1-\chi)^2}{\rho_L(1-\varepsilon)} + \frac{\chi^2}{\rho_G \varepsilon} \right]_{in} \right\} \tag{9}$$

式中：G_{total}—液汽两相流总质量流速；ε—空泡份额；下标 in、out 表示计算单元的进口和出口。

摩擦压降采用 Friedel 公式进行计算[13]：

$$\Delta p_{frict} = \Delta p_L \phi^2 \tag{10}$$

式中：Δp_L—液相摩擦压降；ϕ^2—两相摩擦倍率。

3 程序计算流程

根据上述计算模型，再加上对热力过程其它一些现象的数学描述及求解，开发了水平管降膜蒸发器三维稳态过程的数值计算程序，能够模拟不同几何结构和流体物性参数条件下蒸发器内部流动与传热过程，具体计算流程如图 3 所示。针对任一排管，先按照轴向顺序分别计算各个单元，然后沿管排方向转至下一排管进行计算，直到蒸发器的底排管。对于每一单元而言，具体步骤为：进口管内蒸汽和管外海水各热力参数已知，所要求解的是出口参数。先假定计算单元出口蒸汽干度，求出计算单元的热负荷，通过海水和蒸汽各参数获得管外和管内传热系数，进而得到总传热系数；然后利用总传热系数以及管内外温差计算出新的热负荷，将其与已知值进行比较，若误差满足要求，则本单元计算收敛，求出本单元的压降、产汽量等参数，进入下一个单元，否则改变计算单元出口蒸汽干度，重新迭代计算直至误差满足要求。

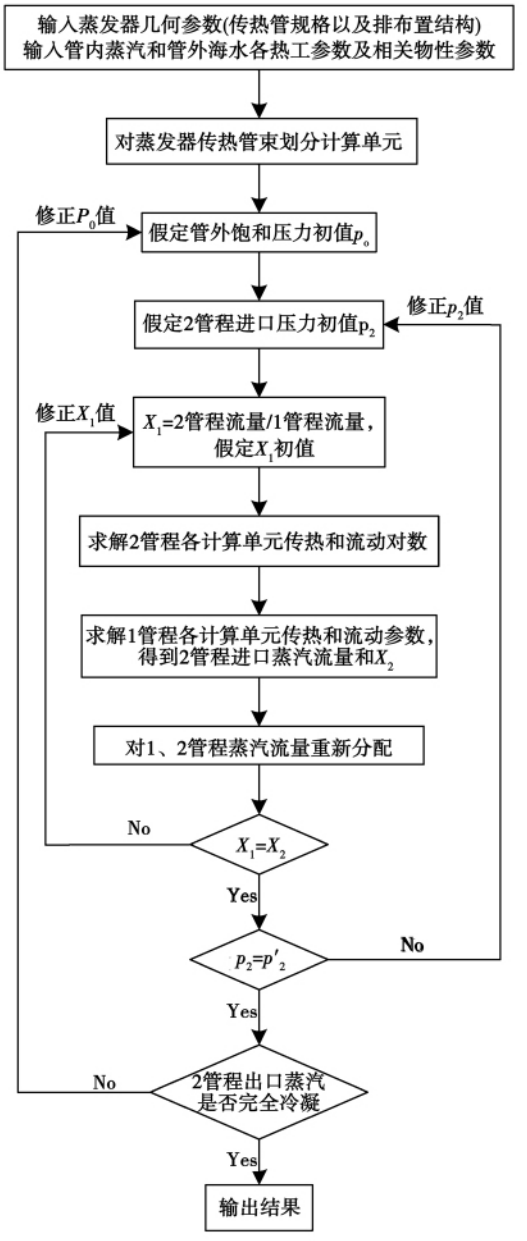

图 3 程序流程图

Fig. 3 Program flow chart

4 计算结果及分析

4.1 模型验证

为了验证模型及程序的正确性与可靠性，对某低温多效海水淡化系统的水平管降膜蒸发器进行了模拟，计算中一共划分单元 26 970 个，满足网格独立性要求，并将计算结果与该蒸发器的实际运行工况进行比较。由图 4 可见，在加热蒸汽和海水参数相同的条件下 ，计算所得二次蒸汽参数与实际工况

?1994-2016 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

吻合良好,两者之间的相对误差在 -4.2% ~1.6% 范围内,证明了本研究所用模型具有很高的准确度。

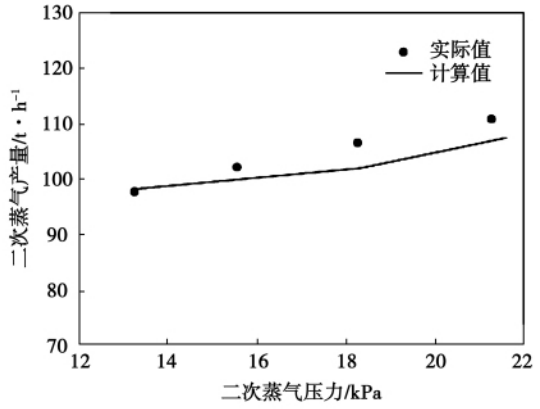

图 4　计算值与实际值的对比

Fig. 4 Comparisonof the calculated and actually-measured values

4.2　总传热系数分布

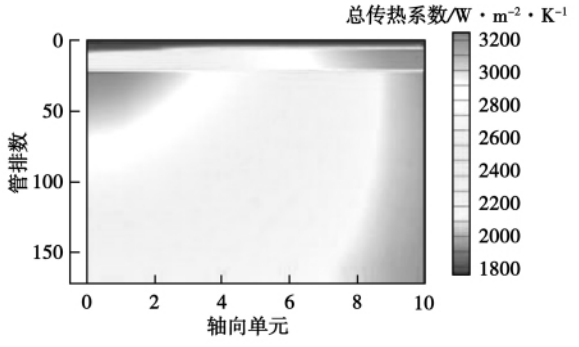

图 5　总传热系数分布

Fig. 5 Distribution of the total heat transfer coefficient

图 5 形象地刻画出蒸发器内部的传热情况,总传热系数与管内、外传热系数密切相关,特别受蒸汽质量流速、干度以及海水喷淋密度影响较大。在 1、2 管程蒸汽进口处总传热系数最大,而后沿管长方向逐渐减小,说明进口区换热较强,特别是 2 管程表现得更加明显,因为该区域蒸汽干度大,管内扰动强烈,使得管内传热系数较大; 而后沿管长方向冷凝换热逐渐减弱,总传热系数也发生较大变化,管内单相流动时总传热系数很小,仅相当于管内蒸汽冷凝情况下总传热系数的 7% 左右。在 1 管程进口的下半区总传热系数略有减小,原因在于上半区海水已经达到饱和状态,开始蒸发汽化,喷淋密度沿管排方向逐渐减小,管外液膜波动减缓,削弱了管外换热,进而影响了总体传热。另外,整个蒸发器总传热系数的平均值为 2800 W/(m^2 · K) ,已经达到了设计参数要求。

4.3　海水流速分布

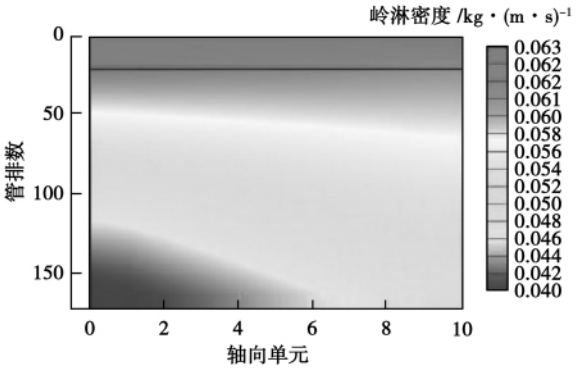

图 6　海水流速分布

Fig. 6 Distribution ofthe seawater flow speed

图 6 为蒸发器内海水流场云图,直观地给出了海水喷淋密度沿管排方向分布的完整数据。从总体趋势上看,海水喷淋密度由顶部的 0.063 kg/(m · s) 减小到底部的 0.04 kg/(m · s) ,呈现出“上高下低”的分布规律,其原因在于过冷的海水需要二管程蒸汽加热后才能达到饱和状态,而且由于 2 管程蒸汽量较少,其换热量也较少,即使海水已经饱和,产汽量也非常小,因此海水喷淋密度在 2 管程时大体上保持不变,而到达 1 管程后海水开始蒸发,产生二次蒸汽。在一管程中部海水喷淋密度由 0.06 kg/(m · s) 逐渐降低到 0.046 kg/(m · s) ,而且整体变化较为平稳,说明此区域换热效果良好,产汽速率保持稳定; 而在一管程进口的下半区海水喷淋密度已经很小,其最小值为 0.04 kg/(m · s) ,但仍处于合理范围内,能够保证传热管束周向完全润湿,不会引起液膜破裂,导致“干斑”现象发生。同时,可以采用前密后疏的喷头布置方式来改善这一区域的海水流动情况。

4.4　海水盐度分布

图 7 清晰地描绘出蒸发器内海水盐度的变化情况,与图 6 所表述的喷淋密度变化情况一一对应,表现出“上小下大”的趋势。由于二管程海水的喷淋密度基本保持不变,其盐度也维持在 36 g/kg。当海水到达 1 管程后开始蒸发,产生二次蒸汽,喷淋密度逐渐减小,造成盐度随之升高。在 1 管程中部海水盐度整体变化较为平稳,而在 1 管程进口的下半区海水盐度明显升高,最大值达到 56 g/kg,再次说明此区域换热强烈,生成较多的二次蒸汽。但是海水

?1994-2016 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

盐度过高，会促使其在蒸发过程中所含盐分受热分解并转化成不同形态物质沉淀在传热管表面形成结垢，因此在工程设计中应当格外引起注意，控制海水浓缩比不超过 2.5，顶值温度低于 70 ℃可以避免发生上述现象。

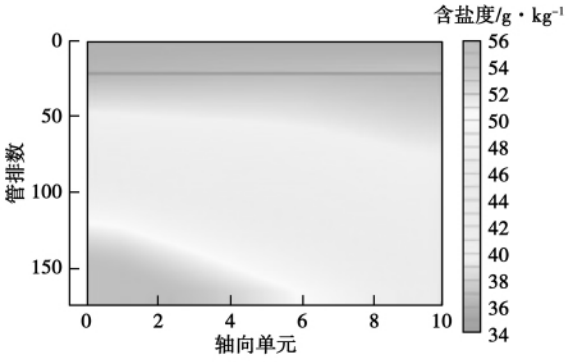

图 7 海水盐度分布

Fig. 7 Distribution of the seawater salinity

4.5 海水温度分布

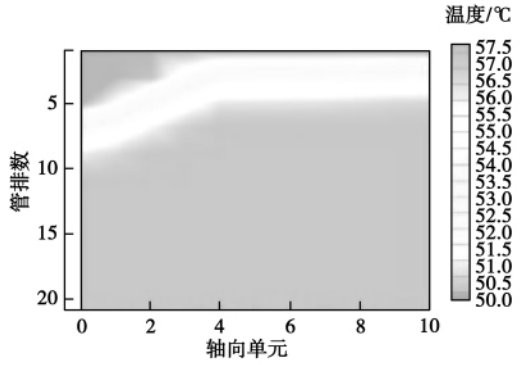

图 8 海水温度分布

Fig. 8 Distribution of the seawater temperature

图 8 是蒸发器内海水温度场云图，过冷的海水经过二管程蒸汽加热后已达到饱和状态，在二管程出口的上半区管内蒸汽已经完全冷凝，两相换热变为单相换热，总传热系数明显降低，对海水的加热效果大大减弱，这部分海水还要继续吸热才能达到饱和。根据蒸发器能量平衡，即加热蒸汽带入的热量等于进出口海水变化的热量与二次蒸汽带走的热量之和，因此可以通过对海水进行预热来有效减小其过冷度，进而增大二次蒸汽所占的热量份额，提高加热蒸汽的热利用率，从而增加单效蒸发器的二次蒸汽产量。

4.6 海水流量对换热性能的影响

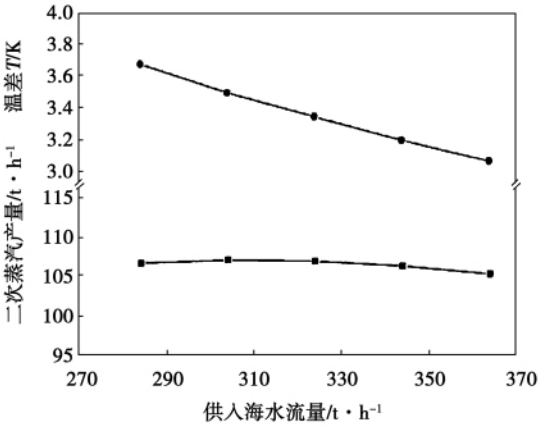

图 9 供入海水流量对二次蒸汽产量与温差的影响

Fig. 9 Effect ofthe intaking seawater flow rate on the secondary steam production capacity and temperature difference

图 9 反映了供入海水流量的变化对二次蒸汽产量与温差的影响。在加热蒸汽参数不变条件下，二次蒸汽与加热蒸汽的温差随供入海水流量的增加而减小，而二次蒸汽产量则大体上保持不变，说明在 280 ~ 370 t/h 范围内，供入海水流量的变化对二次蒸汽与加热蒸汽的温差影响较大，而对二次蒸汽产量没有明显的影响。其原因在于：增加供入海水流量，需要消耗更多的蒸汽来加热海水，但是显热换热量在总换热量中所占比例远远低于潜热，因此加热海水所增加的热量对总换热量的分配影响很小，即对潜热换热量的影响很小，从而能够保证二次蒸汽产量大体上不变。同时，供入海水流量增大会加快管外液膜流动速度，加剧管外液膜波动，使汽液相界面的扰动更加剧烈，有利于加强管外对流换热，提高管外传热系数，这样总传热系数也随之增大，而在热流量和换热面积基本不变的情况下，二次蒸汽与加热蒸汽的温差自然随之减小。由此可看出，海水流量偏离设计值会影响二次蒸汽与加热蒸汽的温差，造成整个海水淡化系统无法正常运行。另外，海水流量过小或过大都会产生负面作用，一方面海水流量过小容易导致一管程进口下半区的管束出现“干斑”现象，发生传热恶化；另一方面，供入大流量的海水需要匹配大功率的给水泵，从而会消耗更多电能，增加系统的运行成本和维护费用。

?1994-2016 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

5 结　论

(1) 建立了水平管降膜蒸发器实体的三维分布参数模型,通过数值解与实际值的比较对该模型进行了验证,结果显示该模型能有效地模拟蒸发器内部热力过程并适用于计算单元复叠循环的数值研究;

(2) 获得了总传热系数、海水流场、温度场和盐度的详细分布参数,反映了蒸发器内部复杂的传热传质过程,揭示出局部区域流体流动和传热状况的细观信息以及多维耦合流场特征;

(3) 1、2 管程蒸汽进口区总传热系数最大,管内单相流动时总传热系数约为管内蒸汽冷凝情况下总传热系数的 7%; 海水喷淋密度由顶部的 0.063 kg/(m·s) 减小到底部的 0.04 kg/(m·s),相应的盐度由 36 g/kg 增大到 56 g/kg,分别表现出喷淋密度"上高下低"、盐度"上小下大"的规律;

(4) 供入海水流量在 280 ~ 370 t/h 范围内变化对二次蒸汽与加热蒸汽的温差影响较大,而对二次蒸汽产量没有明显的影响,表明海水流量偏离设计值会造成整个海水淡化系统无法正常运行。

参考文献:

[1] 王世昌. 海水淡化及其对经济持续发展的作用[J]. 化学工业与工程,2010,27(2): 95 – 102.
WANG Shi-cang. Seawater desalination and its role in the sustainable development of economy [J]. Chemical industry and engineering,2010,27(2): 95 – 102.

[2] MEGAHED M M. An overview of nuclear desalination: history and challenges [J]. International Journal of Nuclear Desalination, 2003,1(1): 2 – 18.

[3] 郑宏飞,何开岩,陈子乾. 太阳能海水淡化技术[M]. 北京: 北京理工大学出版社,2005.
ZHENG Hong-fei, HE Kai-yan, CHEN Zi-qian. Solar energy seawater desalination technology[M]. Beijing: Beijing University of Science and Technology Press,2005.

[4] 张丽娜,杨春信. 基于分布参数的管内传热和热力学[J]. 化工学报,2008,59(12): 2978 – 2984.
ZHANG Li-na, YANG Chun-xin. In-tube heat transfer and thermodynamics based on the distribution parameters [J]. Journal of Chemical Industry,2008,59(12): 2978 – 2984.

[5] 邓　斌,陶文铨,林　澜. 蒸发器流程布置的数值模拟研究与分析[J]. 制冷学报,2006,27(1): 28 – 33.
DENGG Bin, TAO Wen-quan, LIN Lan. Numerical simulation study and analysis of the arrangement of the flow path in an evaporator [J]. Journal of Refrigeration,2006,27(1): 28 – 33.

[6] SULTANA P, WIJEYSUNDERA N E, HO J C, et al. Modeling of horizontal tube-bundle absorbers of absorption cooling system[J]. International Journal of Refrigeration,2007,30(4): 709 – 723.

[7] ZAVALAa-Rio A, Santiesteban-Cos R. Reliable compartmental models for double-pipe heat exchangers: An analytical study[J]. Applied Mathematical Modelling,2007,31(9): 1739 – 1752.

[8] CHATO J C. Laminar condensation inside horizontal and inclined tubes[J] American Society of Heating Refrigerating and Airconditioning Engineers Journal,1962,4: 52 – 60.

[9] JASTER H, KOSKY P G. Condensation heat transfer in a mixed flow regime[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1976,19(1): 95 – 99.

[10] 杨世铭,陶文铨. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社,1998.
YANG Shi-ming, TAO Wen-quan. Heat Transfer[M]. Beijing: Higher Education Press,1998.

[11] SERNAS VALENTINAS. Heat transfer correlation for subcooled water films on horizontal tubes[J]. Transactions of the ASME, 1979,101(1): 176 – 178.

[12] PARKEN W H, FLETCHER L S, SEMAS V, et al. Heat transfer through falling-film evaporation and boiling on horizontal tubes [J]. Journal of Heat Transfer,1990,112(3): 744 – 750.

[13] OULD DIDI M B, KATTAN N, THOME J R. Prediction of two-phase pressure gradients of refrigerants in horizontal tubes[J]. International Journal of Refrigeration,2002,25(7): 935 – 947.

(编辑　陈　滨)

敬告作者、读者

随着科学技术的快速发展,新的科研成果大量涌现,国际间的交流越来越快捷、方便,同时,越来越多的作者询问《热能动力工程》是否刊登外文版的论文,本刊编辑部为了适应技术交流的需求,将国内外先进技术在本刊尽快报道,特此决定: 从 2012 年起,《热能动力工程》将刊载外文版论文。欢迎踊跃投稿。

?1994-2016 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

if excessively higher or lower than it, the heat transfer resistance will always increase. Within the limits of the tube diameter permited by the pulsation heat pipe, to increase the tube diameter can greatly reduce the heat transfer resistance. At a same heat-transfer power, the heat transfer resistance of a heat pipe having a liquid filling rate of 30% will be obviously lower than that having a liquid filling rate of 70%. The heat transfer performance resulted from a small and uniform wall temperature fluctuation is superior to that from a big and serration wall temperature fluctuation. **Key words**: single-loop pulsation heat pipe, liquid filling rate, tube diameter, heat transfer performance

水平管降膜蒸发器的全三维数值模拟 = **Full-three-dimensional Numerical Study of a Horizonal-tube Falling-film Evaporator** [刊,汉] HOU Hao, BI Qin-cheng, ZHANG Xiao-lan (National Key Laboratory on Multiphase Flows in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26(6). -694 ~ 699

In the light of the flow and heat transfer problems existing in the operation and optimized design of a horizontal-tube falling-film evaporator, established was an entity three-diemnsional distributed parameter model for the evaporator and studied in depth were such characteristics as seawater flow field and temperature field etc. inside the evaporator by using a numerical simulation method. In this connection, the detailed information showing the distribution of the corresponding thermal parameters was acquired, visually depicting the operation process, complex flow and heat exchange phenomena inside the evaporator. Through a comparison of the numerical solutions with the actual values, the model in quesiton was verified. The calculation results show that the total heat transfer coefficient in the first and second steam inlet zone of the tube side is the biggest and the seawater displays the microscopic law of the sprinkling density in "the upper portion being higher than that in the lower" and the salinity in the "upper portion being smaller than that in the lower". When the seawater supply flow rate changes in a range of 280 - 370 t/h, it has a big influence on the temperature difference of the secodnary steam and heating steam but has no significant influence on the production capacity of the secondary steam, indicating that the deviation of the seawater flow rate from its design value may result in an abnormal operation of the whole seawater desalination system. **Key words**: horizonal-tube falling-film evaporator, distributed parameter model, flow and heat exchange, numerical simulation

船用真空海水淡化装置液-汽引射器的数值模拟及试验研究 = **Numerical Simulation and Experimental Study of the Liquid-steam Ejector of a Marine Vacuum Seawater Desalination Device** [刊,汉] WANG Xiao-juan, ZHANG Bo (Navigation College, Northwest Polytechnic University, Xi'an, China, Post Code: 710072), GAO Chun-lin (Troop 91287 of PLA, Shanghai, China, Post Code: 200833), YANG Dong (Naval Aviation Military Representative Office Resident in Xi'an Region, Xi'an, China, Post Code: 710021) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26(6). -700 ~ 704

According to the one-dimensional ejection characteristic equation, predicted were the optimum ejection parameters of a marine vacuum seawater desalination device, then by using the numerical calculation and test methods, studied

?1994-2016 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net