

换热表面结垢对U型管蒸汽发生器 传热性能的影响分析

王 祎, 邢天阳, 朱小良, 胥建群
(东南大学 能源与环境学院, 江苏 南京 210096)

摘要: U型管蒸汽发生器的壳侧沉积了来自二回路系统中的腐蚀产物, 结垢导致热量聚积在金属换热管上, 容易造成垢下热点腐蚀, 危害设备安全。为了明确结垢对蒸汽发生器传热性能的影响, 本研究基于仿真平台 APROS 建立了 U型管蒸汽发生器的分布式模型, 并根据已公开论文中的数据进行了模型准确性验证; 推导了污垢热阻与表面换热系数之间的关系式, 分析了不同结垢厚度、位置对 U型管蒸汽发生器换热区域的传热管壁面温度、流体温度、传热系数、热流密度等的影响程度。研究表明: 随着结垢程度的加剧, 蒸汽发生器的换热效率不断降低, 出口蒸汽品质不断下降; 结垢对沸腾段换热效率的影响比对过冷段换热效率的影响更大。

关键词: U型管蒸汽发生器; APROS; 结垢; 传热性能

中图分类号: TL333 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2024.03.014

[引用本文格式] 王 祎, 邢天阳, 朱小良, 等. 换热表面结垢对 U型管蒸汽发生器传热性能的影响分析[J]. 热能动力工程, 2024, 39(3): 109-115. WANG Yi, XING Tian-yang, ZHU Xiao-liang, et al. Analysis of the influence of heat exchange surface fouling on heat transfer performance of U-tube steam generator[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(3): 109-115.

Analysis of the Influence of Heat Exchange Surface Fouling on Heat Transfer Performance of U-tube Steam Generator

WANG Yi, XING Tian-yang, ZHU Xiao-liang, XU Jian-qun

(School of Energy and Environment, Southeast University, Nanjing, China, Post Code: 210096)

Abstract: Corrosion products from the secondary loop system were deposited on the shell side of the U-tube steam generator. Fouling led to heat accumulation on the metal heat exchange tubes, which is easy to cause hot spot corrosion under fouling and harm the safety of equipment. In order to clarify the influence of fouling on the heat transfer performance of steam generators, this study established a distributed model for the U-tube steam generator based on simulation platform APROS, and verified the model accuracy according to the data in published papers; the relationship between fouling thermal resistance and surface heat transfer coefficient was derived, and the influence of different fouling thickness and positions on the tube wall temperature, fluid temperature, heat transfer coefficient and heat flux in the heat exchange area of the U-tube steam generator was analyzed. The results show that the heat transfer efficiency of the steam generator decreases and the outlet steam quality decreases with the increase of fouling thickness; the effect of fouling on the heat transfer efficiency of boiling section is greater than that of subcooling section.

Key words: U-tube steam generator, APROS, fouling, heat transfer capability

收稿日期: 2023-04-28; 修订日期: 2023-07-20

基金项目: 核反应堆系统设计重点实验室资助项目 (HT-WDZC-02-2020007)

Fund-supported Project: Science and Technology on Reactor System Design Technology Laboratory of China (HT-WDZC-02-2020007)

作者简介: 王 祎 (2000-), 女, 东南大学硕士研究生。

通信作者: 朱小良 (1965-), 男, 东南大学教授。

引 言

蒸汽发生器运行一段时间后,换热管表面堆积了大量来自于二回路设备和管道中的腐蚀产物,这些腐蚀产物使蒸汽发生器的热阻显著增加。数据统计显示,至少 90% 以上的换热器存在不同程度的结垢问题,全球每年因换热器结垢造成的经济损失高达数百亿元^[1]。蒸汽发生器换热管束数量多且结构布置紧凑,来自于给水、冷凝水、排水系统中的腐蚀产物沉积在蒸汽发生器的二次侧,导致换热管表面出现污垢堆积^[2]。压水堆运行经验表明,换热管结垢会使一、二回路之间的传热能力退化^[3],恶化流动换热过程,同时造成换热管热应力分布不均和热点腐蚀,最终导致传热管穿孔,危害机组安全。因此,开展 U 型管蒸汽发生器(U-tube steam generator, UTSG)结垢故障模拟,对核电机组的经济性和安全性分析具有重要意义。

近年来,国内外许多学者针对换热器结垢开展了实验和数值模拟研究。Pujet 等人^[4]发现,在蒸汽发生器中污垢的主要成分为 Fe_3O_4 ,并指出如果每次循环积累的 200 kg 污垢均匀分布在换热管上相当于每年增长 10 μm 厚度的污垢。Fguiri 等人^[5]利用实验数据对换热器污垢阻力和总传热系数进行了计算,并与常用预测模型进行对比,结果表明,计算的污垢阻力与预测结果较为吻合。国内学者为研究压水堆一回路的污垢行为开发了自主化软件 CAMP-SIS1.0,用于污垢导致功率偏移(Crud Induced Power Shift, CIPS)、污垢导致局部腐蚀(Crud Induced Localized Corrosion, CILC)风险分析以及一回路的腐蚀产物活化源项分析^[6]。Mu 等人^[7]提出了基于 Maxwell 模型的污垢热阻预测模型,研究结果表明,污垢主要沉积在热侧以及 U 型管区域。

本文从设备性能的角度出发,主要推导了污垢热阻与表面传热系数的效率修正系数之间的关系式,并基于仿真平台(Advanced Process Simulator, APROS)对换热管外壁面结垢进行了模拟,分析了污垢热阻对传热性能的影响,重点研究不同污垢厚度和位置发生结垢时蒸汽发生器换热情况的变化,为评估蒸汽发生器二次侧流动传热提供参考。

1 计算模型

APROS 作为模块化、图形化建模的一体化仿真平台^[8],可以进行模型构建、在线修改以及模拟过程的控制和监测,具有强大的计算功能,广泛应用于核电机组全范围仿真建模、故障及应对措施模拟等研究。本文为分析和掌握 U 型管蒸汽发生器在结垢状态下的热工水力性能,应用该软件对蒸汽发生器进行分布式建模。

1.1 基本控制方程

在 APROS 中关于两相流的计算模型有 3 种,分别为均相流模型、漂移流模型和两流体模型。其中两流体模型对每一相分别进行计算,与前面两种模型相比,还求解了截面含汽率。基本质量、动量和能量守恒方程^[9-10]为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_k \rho_k) + \frac{\partial}{\partial z}(\alpha_k \rho_k u_k) = \Gamma_k \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_k \rho_k u_k) + \frac{\partial}{\partial z}(\alpha_k \rho_k u_k^2) + \alpha_k \frac{\partial p}{\partial z} = \Gamma_k u_{ik} + \alpha_k \rho_k \vec{g} + F_{wk} + F_{ik} + f_k \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_k \rho_k H_k) + \frac{\partial}{\partial z}(\alpha_k \rho_k u_k H_k) = \alpha_k \frac{\partial p}{\partial t} + \Gamma_k H_{ik} + q_{ik} + q_{wk} + F_{ik} u_{ik} + \alpha_k \rho_k u_k \vec{g} \quad (3)$$

式中:下角标 k—g、l 分别表示气相和液相;下角标 i—相界面,下角标 w—壁面; ρ —密度, kg/m^3 ; z —沿程高度, m; u —流速, m/s ; p —压力, Pa; α —某一相容积率; H —包括动能在内的总焓, kJ/kg ; Γ —两相之间的质量交换率; F —壁面或相间摩擦力, N/m^3 ; q —热流量, W; f —局部阻力, N/m^3 ; g —重力加速度, m/s^2 。

采用交错离散方法将方程(1)~(3)沿时间和空间方向离散化,压力和焓等状态变量在同一控制体中计算,流速等流动相关变量在两个控制体中间计算。由于本文所研究的换热管结垢问题可近似为稳态导热问题,因此在离散化过程中忽略时间项。

$$\Delta(A\alpha_k \rho_k u_k) = V_n \Gamma_k \quad (4)$$

$$\Delta(A\alpha_k \rho_k u_k^2)_{n+\frac{1}{2}} + A_{n+\frac{1}{2}} \rho_{k,n+\frac{1}{2}} \Delta p_{n+\frac{1}{2}} = U_{n+\frac{1}{2}} \quad (5)$$

$$\Delta(A\alpha_k \rho_k u_k H_k) = V_n (\Gamma_{k,n} h_{nk,n} + q_{nk,n} + q_{nk,n} + F_{nk,n} u_{nk,n} + (\alpha_k \rho_k u_k \vec{g})_n) \quad (6)$$

式中:下标 n —第 n 个控制体, $n+1/2$ —第 n 和第

$n+1$ 控制体之间的节点; U —重力与阻力之和, N/m^3 ; V —控制体体积, m^3 ; A —通流截面积, m^2 。

1.2 传热方程式

一次侧冷却剂放热方程:

$$Q_1 = h_1 S_{p,m} (T_p - T_m) \tag{7}$$

式中:下角标 p 和 m —一次侧冷却剂和金属换热管; Q_1 —一次侧冷却剂放热量, kW ; h_1 —一次侧冷却剂对流传热系数, $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; S —换热面积, m^2 ; T —温度, K 。

二次侧流体吸热方程:

$$Q_2 = h_2 S_{m,s} (T_m - T_s) \tag{8}$$

式中:下角标 s —二次侧流体; Q_2 —二次侧流体吸热量, kW ; h_2 —二次侧流体对流传热系数, $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

金属蓄热方程:

$$Q_1 - Q_2 = mc \frac{dT_m}{dt} \tag{9}$$

式中: m —质量, kg ; c —比热, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

2 基于 APROS 的 U 型管蒸汽发生器模型

2.1 模型建立

本文以某立式自然循环蒸汽发生器为参考对象构建仿真模型,其基本参数^[11]如表 1 所示。

表 1 蒸汽发生器基本参数

参数名称	数 值
蒸汽发生器台数	2
传热量/MW	483.1
工作压力/MPa	15.2
冷却剂进口温度/℃	315.2
冷却剂出口温度/℃	288.8
冷却剂流量/ $\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$	12 000
饱和蒸汽压力/MPa	5.54
给水温度/℃	>210
蒸汽产量/ $\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$	935.5

利用仿真软件 APROS 提供的通用模型库对 UTSG 进行建模。对于管束换热区域,选择管壳式换热器、管道和热力节点搭建仿真模型。对于二次侧循环回路,选择管道、热力节点和水箱搭建仿真模型。其中,含有汽水分离功能的水箱用于模拟汽水分离器 and 上筒体空间。将满负荷工况作为建模时的

基准工况,其他工况下对模型进行微调。图 1 为 U 型管蒸汽发生器的仿真模型。

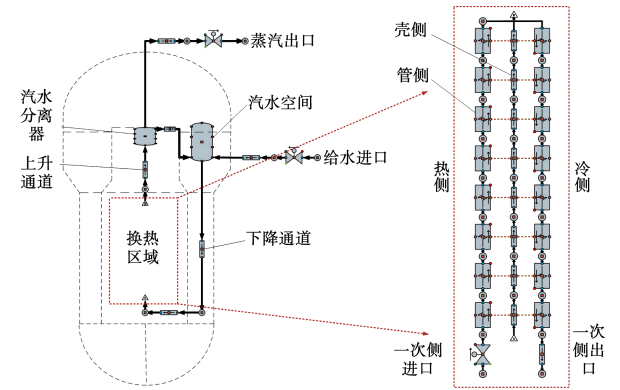


图 1 基于 APROS 的蒸汽发生器仿真模型
Fig.1 Steam generator simulation model based on APROS

2.2 模型求解验证

在 100%、75%、50%、30% 和 15% 功率水平下分别进行仿真计算,并将计算结果与已公开论文中的数据进行比较以验证仿真结果的准确性。

表 2 给出了满负荷工况下的仿真归一化结果。由表 2 可知,一、二次侧流体进出口温度、压力以及换热量的仿真值与设计值之间的相对误差绝对值不超过 1%,循环倍率的相对误差绝对值为 4.94%,这是循环回路各段阻力系数不完全相等导致的。5 个功率水平下蒸汽发生器的静态特性归一化结果如图 2 所示。由图 2 可知,与文献[12]参考值之间的相对误差绝对值均在 1% 以内,满足仿真精度要求。

表 2 满负荷工况下稳态仿真归一化结果对比

Tab.2 Comparison of steady-state simulation normalized results under full load condition			
参 数	设计值	仿真值	相对误差/%
一次侧进口温度/℃	1.000 00	1.000 00	0.000
一次侧出口温度/℃	1.000 00	0.999 97	-0.003
一次侧平均温度/℃	1.000 00	0.999 98	-0.002
一次侧平均压力/MPa	1.000 00	0.996 68	-0.332
给水温度/℃	1.000 00	0.999 98	-0.002
过冷段进口温度/℃	1.000 00	0.999 38	-0.062
饱和蒸汽压力/MPa	1.000 00	1.003 35	0.335
饱和蒸汽温度/℃	1.000 00	1.000 85	0.085
水位高度/m	1.000 00	1.000 00	0.000
循环倍率	1.000 00	0.950 60	-4.940
换热量/kW	1.000 00	0.999 85	-0.015

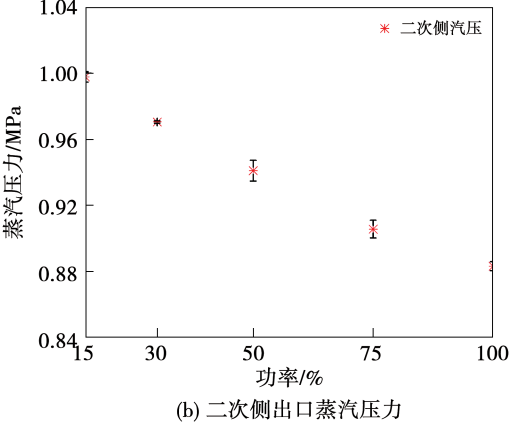
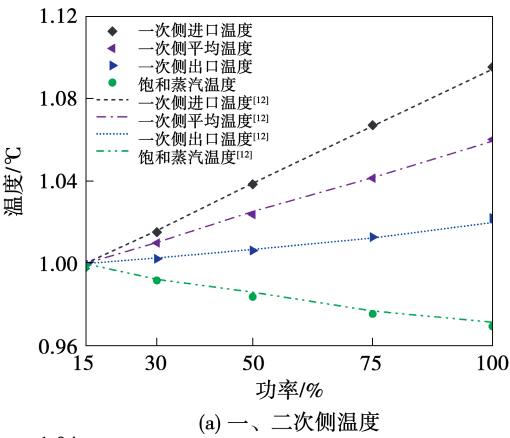


图2 蒸汽发生器静态特性仿真归一化结果对比
Fig.2 Comparisons of simulation normalized results of static characteristics of steam generator

图3为满负荷工况下的一、二次侧流体温度分布图。由图3(a)可知,冷却剂温度沿流程不断降低,位于管束下端的过冷段二次侧流体不断吸热,但温度始终低于饱和温度,之后流体进入饱和和沸腾段继续吸热,温度不再上升。由图3(b)可以看出,APROS模型的仿真结果与文献[13]的模拟结果符合较好,最大误差不超过1%。

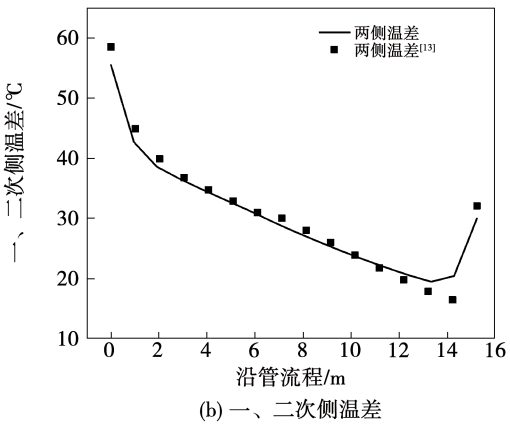
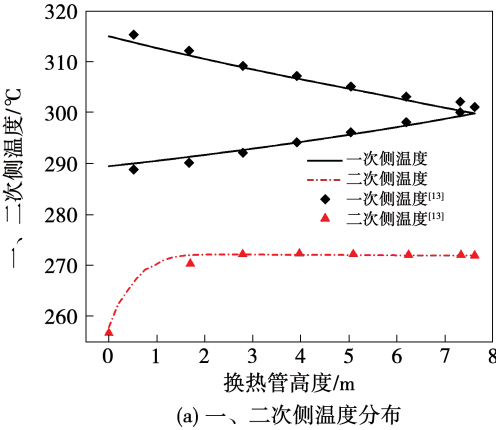


图3 满负荷工况下一、二次侧温度分布
Fig.3 Temperature distribution on primary and secondary sides under full load condition

3 结垢效应分析

3.1 污垢热阻理论

蒸汽发生器管束换热区域相当于管壳式换热器,管两侧流体的流动可视为平行流。图4为换热管壁面结垢示意图,当管壁面发生结垢时,会增加一个附加热阻,同时结垢侧的通流面积略有减小,流速和流动阻力增加,雷诺数发生变化,影响流动传热能力。

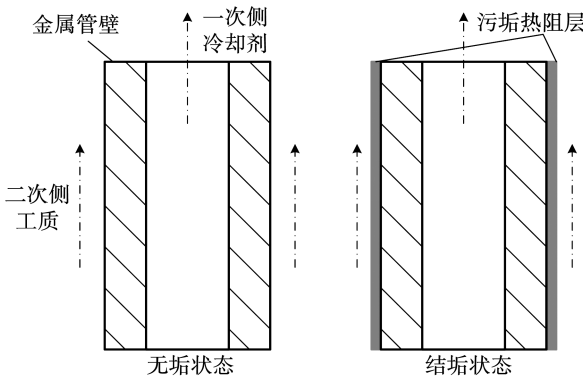


图4 换热管壁面结垢示意图
Fig.4 Schematic diagram of fouling on the wall of heat exchange tube

传热系数与污垢热阻之间的关系为^[14]:

$$K_f = \frac{1}{\frac{1}{h_1} \frac{d_{out}}{d_{in}} + \frac{d_{out}}{2\lambda_t} \ln \frac{d_{out}}{d_{in}} + \frac{1}{h_2} + R_f} \quad (10)$$

$$R_f = \frac{\delta_f}{\lambda_f} \quad (11)$$

式中:下角标 f—污垢;t—换热管;out—换热管外壁;in—换热管内壁; K_f —结垢状态下的传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; h_1 和 h_2 ——二次侧流体对流传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$;和 d —换热管直径,m; λ_t —换热管导热系数, $W/(m \cdot K)$; R_f —污垢热阻, $m^2 \cdot K/W$; δ_f —污垢厚度,m; λ_f —污垢导热系数, $W/(m \cdot K)$ 。

当蒸汽发生器换热管表面发生结垢时,热阻增加导致总传热系数下降。由于在实际工程中难以测量污垢厚度和污垢导热系数,从传热角度考虑,通常利用传热系数与热阻之间的关系来间接获取换热器的污垢热阻^[13]。将污垢热阻增大对传热性能的影响近似等效成结垢侧的表面传热系数下降,即通过改变结垢侧的表面传热系数来模拟蒸汽发生器在结垢工况下性能的变化。

对二次侧的表面传热系数 h_2 定义一个用于模拟污垢热阻的修正系数 $\alpha(0 < \alpha < 1)$,此时传热系数 K_f 和污垢热阻 R_f 分别表示为:

$$K_f = \frac{1}{\frac{1}{h_1} \frac{d_{out}}{d_{in}} + \frac{d_{out}}{2\lambda} \ln \frac{d_{out}}{d_{in}} + \frac{1}{\alpha h_2}}$$
$$R_f = \frac{1}{\alpha h_2} - \frac{1}{h_2} = \left(\frac{1}{\alpha} - 1\right) \frac{1}{h_2} \tag{12}$$

其中,不同污垢厚度下的修正系数 α 为:

$$\alpha = \frac{1}{\frac{h_2 \delta_f}{\lambda_f} + 1} \tag{13}$$

3.2 分析与计算方法

为分析结垢效应引起的蒸汽发生器二次侧传热性能退化,结合污垢热阻计算模块以及热平衡计算模块进行换热能力评估,分析与计算流程如图 5 所示。基于建立的 U 型管蒸汽发生器模型进行结垢现象模拟,所有仿真模拟均在满负荷工况下开展。

3.3 不同结垢厚度的影响

在模拟时,冷却剂和给水流量以及两侧的进口温度保持不变,水位保持在一个定值上。在换热管束外壁面上分别设置 0,20,40,60 和 80 μm 的污垢厚度进行模拟,得到蒸汽发生器热工参数随污垢厚度的变化情况,如图 6 所示。

由图 6 (a)和图 6(b)可知,二次侧结垢对一次侧传热系数影响不大,而随着污垢厚度的增加,二次

侧传热系数不断降低。这是因为换热管和二次侧流体之间结垢阻碍了热量向二次侧流体的传递,导致二次侧流体的温度下降,如图 6(d)所示。对比热侧和冷侧之间传热效率受污垢热阻的影响可以看出,热侧传热效率下降更明显。从图 6(c)中的结果可以得出,结垢的发生使得内壁的换热管壁面温度逐渐升高,而外壁的换热管壁面温度逐渐降低。一、二次侧流体在热侧之间减小的换热量在冷侧得到了补偿,如图 6(e)所示。由图 6(f)可以看出,蒸汽发生器二次侧出口蒸汽压力随着污垢厚度增加而降低,这表明结垢程度的加剧导致蒸汽发生器的传热能力不断下降,从而影响了出口蒸汽压力。

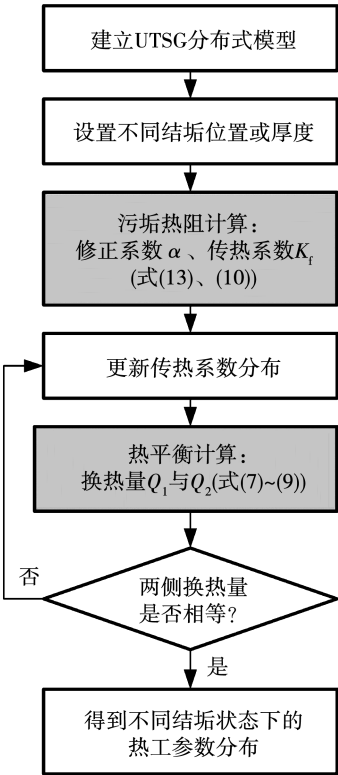
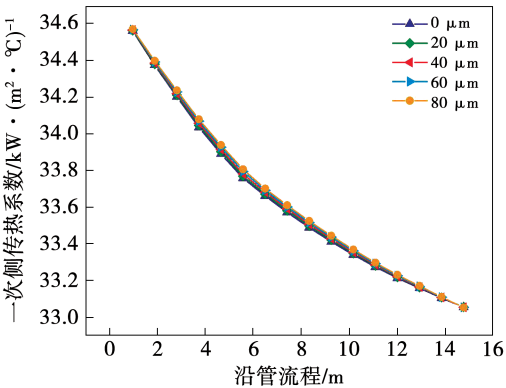


图 5 结垢效应下的 UTSG 传热性能分析流程图

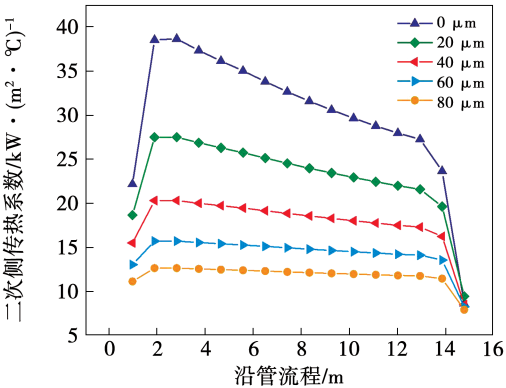
Fig. 5 Flow chart of UTSG heat transfer performance analysis under fouling effect

3.4 不同位置结垢的影响

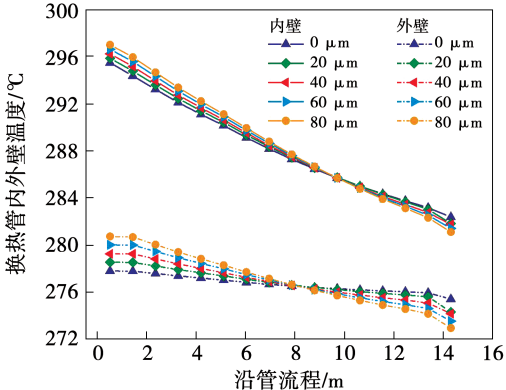
由于污垢层厚度在换热管上分布并不均匀,本文假设了几种不同位置的污垢分布。厚度设置为 40 μm 。污垢沉积在热侧下、中、上部和冷侧上、中、下部的 6 个位置。图 7(a) ~ 图 7(f) 为沿管程的传热系数、温度、热流密度分布等结果对比。



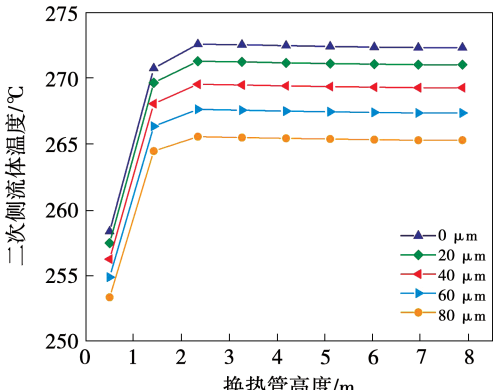
(a) 一次侧表面传热系数



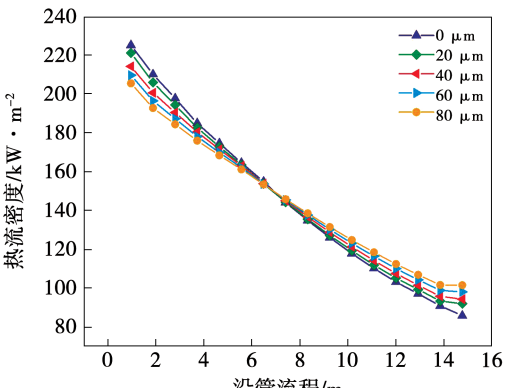
(b) 二次侧表面传热系数



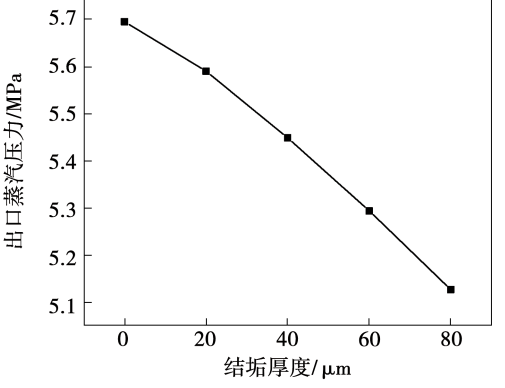
(c) 换热管壁面温度



(d) 二次侧流体温度



(e) 热流密度



(f) 出口蒸汽压力

图 6 不同结垢厚度下的参数分布对比

Fig. 6 Comparisons of parameter distributions under different fouling thicknesses

在结垢位置,二次侧表面传热系数有明显降低,而且出现金属换热管壁面局部温度升高的现象,这是因为传热效率下降,热量不能及时传递给二次侧流体,导致局部管壁温度上升。从几个位置的对比可以看出,热侧下部和冷侧下部即过冷段发生结垢时对壁面温度和二次侧表面传热系数的影响相对其他位置较小,这也表明了结垢对沸腾段传热效率的影响高于对过冷段传热效率的影响。

如图 7(f) 所示,结垢会导致出口蒸汽压力出现不同程度的下降。沸腾段表面发生结垢时出口蒸汽压力下降的大一些,其中,沸腾段热侧发生结垢后的出口蒸汽压力与无垢状态相比下降了 0.2%。以上结果说明结垢对沸腾段的传热效率影响比对过冷段的影响更大。

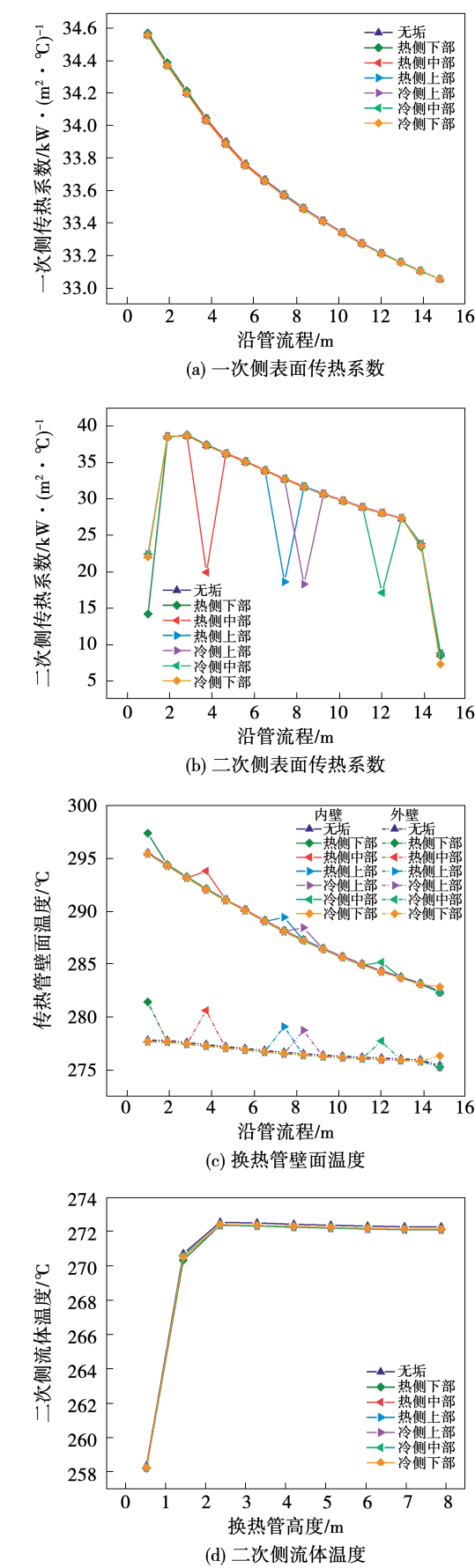


图 7 不同位置结垢时的参数分布对比

Fig.7 Comparisons of parameter distributions of fouling at different positions

4 结 论

- (1) 当整个传热表面发生结垢时,换热管束热侧减少的换热量会补偿在冷侧换热中,并且出口蒸汽压力随着污垢厚度的增加而降低。
- (2) 通过对比不同位置结垢时的流体与换热管壁面温度分布发现,在局部结垢位置的换热管壁面温度明显高于无垢状态,并且传热系数越大的位置壁面温度变化越明显,污垢热阻阻碍了热量向二次侧传递。
- (3) 与换热区域过冷段发生结垢相比,沸腾段发生结垢时对出口蒸汽压力影响更大,过冷段热侧结垢时的影响程度次之,过冷段冷侧结垢时的影响程度最小。

参考文献:

[1] STEINHAGEN R, MÜLLER-STEINHAGEN H, MAANI K. Problems and costs due to heat exchanger fouling in New Zealand industries[J]. Heat Transfer Engineering, 1993, 14(1): 19-30.