

应用于管壳式换热器热工水力 数值模拟的多孔介质算法

陆道纲^{1,2}, 王雨^{1,2,*}, 袁博³, 隋丹婷^{1,2}

(1. 华北电力大学核科学与工程学院, 北京 102206; 2. 非能动核能安全技术北京市重点实验室, 北京 102206;
3. 长江勘测规划设计研究院, 湖北 武汉 430010)

摘要:管壳式换热器是工程中应用最为广泛的换热器类型。换热器壳侧多为复杂的气液两相流, 使用精确网格对有成千上万根传热管的大型管壳式换热器进行模拟较难实现。为实现对壳侧两相流体整体的数值计算, 目前最常用的是引入多孔介质模型以减少计算网格数量。多孔介质的两个重要参数是体积孔隙率和表面渗透率。关于多孔系数的计算以前的研究人员已提出了一些方法, 但这些方法或直接将体积孔隙率设置为常数, 计算精度不够, 或计算精度良好, 但方法较为繁琐。因此本文提出了一种计算快速且精度高的适用于管壳式换热器热工水力数值模拟的多孔介质系数计算方法 GTG(grid combined with tube geometry)。该方法基于网格和换热管位置关系计算体积孔隙率, 同时基于区域缩短法计算表面渗透率。可实现对直角坐标和柱坐标的大型管壳式换热器各向异性的多孔介质系数自动生成, 且多孔系数可随网格方案改变而自动更新。将 GTG 方法计算的多孔系数与利用 CAD 测量的真实值进行对比验证, 最大误差仅为 4.5%, 说明该方法计算精度良好。又基于 GTG 方法对蒸汽发生器二次侧进行了数值模拟, 计算结果与同类研究结果符合良好, 表明该方法有效。

关键词:多孔介质模型; 体积孔隙率; 表面渗透率; 管壳式换热器; 气液两相流

中图分类号: TL339

文献标志码: A

文章编号: 1000-6931(2020)03-0429-07

doi: 10.7538/yzk.2019.youxian.0304

Porous Media Algorithm for Thermal-hydraulic Numerical Simulation of Shell and Tube Heat Exchanger

LU Daogang^{1,2}, WANG Yu^{1,2,*}, YUAN Bo³, SUI Danting^{1,2}

(1. School of Nuclear Science and Engineering, North China Electric Power University, Beijing 102206, China;
2. Beijing Key Laboratory of Passive Safety Technology for Nuclear Energy, Beijing 102206, China;
3. Changjiang Institute of Survey, Planning, Design and Research, Wuhan 430010, China)

Abstract: The shell and tube heat exchanger is widely used in engineering. The shell side is mostly complex steam-liquid two-phase flow, and it is difficult to simulate the heat exchanger with thousands of heat transfer tubes using precise grids. In order to

收稿日期: 2019-04-23; 修回日期: 2019-06-13

基金项目: 国家科技重大专项资助项目(2012ZX06004-012)

作者简介: 陆道纲(1965—), 男, 江苏扬州人, 教授, 博士, 核能科学与工程专业

* 通信作者: 王雨, E-mail: wyl6wangyu@126.com

网络出版时间: 2019-10-31; 网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.2044.TL.20191031.1444.024.html>

realize numerical simulation of shell side, porous media model is commonly applied to reduce computational grids numbers. The volume porosity and surface permeability are two important parameters of porous media, and previous researchers have proposed several methods to calculate them. However, these methods either directly set volume porosity as a constant, which are not accurate enough, either are tedious even have good precision. Hence, a fast and accurate calculation algorithm named GTG (grid combined with tube geometry) was proposed in this paper. The volume porosity was calculated using this method based on the position relationships between grids and heat exchange tubes and the surface permeability was got based on the regional shortening method. It applied for rectangular and cylindrical coordinates. The porous coefficients can be updated automatically with the change of grid scheme. For verifying its correctness, porous coefficients calculated by GTG method were compared with the real values measured by CAD. The maximum error is only 4.5%, which indicates that the calculation accuracy is good. And a numerical simulation of the secondary side in steam generator was developed based on GTG method. The simulation results are in good agreement with the results of similar studies, which explains that the method is effective.

Key words: porous media model; volume porosity; surface permeability; shell and tube heat exchanger; steam-liquid two-phase fluid

管壳式换热器在工程中应用十分广泛,其类型多样,内部结构各不相同,因此与实验研究相比,数值计算方法省时省力且具有可重复性。1974年,Patankar和Spalding^[1]首次提出利用多孔介质的概念对壳侧流场进行数值模拟,引入体积孔隙率并考虑分布式阻力对流场的影响。在此基础上,Sha^[2]引入了表面渗透率解释说明了液态金属换热器中支撑板、传热管等对流场的阻碍作用。Prithiviraj和Andrews^[3]开发了三维计算程序HEATX,该程序物理模型采用了Patankar提出的分布式阻力概念,结合表面渗透率和体积孔隙率对换热器管侧进行建模。Ferng等^[4]提出了一个三维计算流体力学沸腾模型研究蒸汽发生器二次侧不同工况下的热工水力特性。蒸汽发生器二次侧传热管被看作多孔介质,二次侧两相混合流被视为拟单相流,并假设其为物性参数可变化的可压缩流。可见,许多学者在采用数值计算方法对管壳式换热器相关问题进行研究时,均利用了多孔介质模型。尤其对于核电厂蒸汽发生器,其传热管数目众多且结构复杂,可运用多孔介质方法进行适宜的简化模拟。但不同的网格划分方法,每个控制体积的表面渗透率和体积孔隙率也会不同,所以多孔介质系数的计算方案十分重要。

KAERI等^[5]在CUPID的基础上,开发了蒸汽发生器热工水力分析程序CUPID-SG,该程序在模型的入口、中间和出口处分别取多孔介质系数为0.0、0.5、0.9、3处的流体温度也被设定为固定常数。程序与ATHOS3计算结果和瑞士FRIGG试验的结果进行了对比,结果符合良好。但多孔系数并不符合真实情况下的数值,该程序仍需进一步细化。邓斌等^[6]设计了一种计算多孔介质特性参数的算法,将传热管截取控制体积单元边界线的情况总结为16种位置关系。计算时对每个控制体积进行扫描判断其与传热管的位置关系,再选取相应的计算公式进行系数计算,但该方法相对较为繁琐。

为能快速且真实地反映管壳式换热器中两相流的热工水力特性,本文介绍一种适用于直角坐标和柱坐标系的大型管壳式换热器各向异性的多孔介质系数自动生成程序。

1 基于多孔介质模型的气液两相流控制方程

管壳式换热器的壳侧多为气液两相流动,流动情况复杂,为更真实反映流场流动情况,本文在多孔介质模型的基础上结合两相流模型给出了统一的控制方程(式(1)),包括气相和液相

的连续方程、动量方程和能量方程。为使方程封闭,方程源项需辅助方程进行计算。控制方程中各源项表达式列于表 1^[7]。

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(f_v \alpha_k \rho_k \phi_k) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta}(f_\theta \alpha_k \rho_k u_k \phi_k) + \\ & \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(f_r \alpha_k \rho_k v_k \phi_k) + \frac{\partial}{\partial z}(f_z \alpha_k \rho_k w_k \phi_k) = \\ & \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta}\left(f_\theta \alpha_k \frac{\Gamma_k}{r} \frac{\partial \phi_k}{\partial \theta}\right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}\left(f_r \alpha_k \Gamma_k r \frac{\partial \phi_k}{\partial r}\right) + \\ & \frac{\partial}{\partial z}\left(f_z \alpha_k \Gamma_k \frac{\partial \phi_k}{\partial z}\right) + f_v S_{\phi,k} \end{aligned} \quad (1)$$

式中: α 为空泡份额; ρ 为密度, kg/m^3 ; u, v, w

分别为周向、径向和轴向的流速, m/s ; 下标 k 表示气相或液相; f_v, f_θ, f_r, f_z 为多孔系数, 分别表示体积孔隙率及周向、径向和轴向的表面渗透率; θ, r, z 分别为周向、径向和轴向的长度, m ; S_ϕ 为方程源项; Γ 为扩散系数。

表 1 中: μ 为流体动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; λ 为导热系数, $\text{W}/(\text{K} \cdot \text{m})$; c_p 为比定压热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; T 为温度, K ; p 为压力, Pa ; M 为相间质量转移速率, $\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$; MX 为由相间质量转移引起的动量变化; R 为分布式阻力; Q 为二次侧流体热源。

表 1 控制方程源项表达式

Table 1 Governing equation source term expression

方程	ϕ_k	Γ_k	$S_{\phi,k}$
连续方程	1	0	M_k
周向动量方程	u	μ	$-\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} - \frac{\rho_k u_k v_k}{r} - \frac{\mu_k u_k}{r^2} + MX_{\theta,k} + R_{\theta,k}$
径向动量方程	v	μ	$-\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\rho_k u_k^2}{r} - \frac{2\mu_k}{r^2} \frac{\partial u_k}{\partial \theta} - \frac{\mu_k v_k}{r^2} + MX_{r,k} + R_{r,k}$
轴向动量方程	w	μ	$-\frac{\partial p}{\partial z} - \rho_k g + MX_{z,k} + R_{z,k}$
能量方程	T	$\frac{\lambda}{c_p}$	$\frac{Q_k}{c_{p,k}}$

2 多孔系数的计算方案

多孔系数的计算参数主要是体积孔隙率和表面渗透率。以大亚湾核电站蒸汽发生器为原型,解释说明多孔系数的计算方案。大亚湾蒸汽发生器内部共有 4 474 根倒 U 型传热管^[8],以正方形排列成管束。传热管外径为 19.05 mm,管间距为 27.43 mm,下筒体直径为 3 446 mm,管束套筒半径为 1 543 mm。

首先根据模型建立坐标系网格,确定网格中心坐标,并记录网格尺寸、网格体积和柱坐标系中 3 个方向的投影面积。网格与传热管的位置关系(横截面)如图 1 所示。图中阴影区域即为气液两相流流通区域。

其次循环计算体积孔隙率和表面渗透率。对全局传热管中心坐标进行扫描,判断是否落入有效区域。有效区域表示若传热管中心坐标在此区域内,则此控制体网格被该传热管截到。图 2 中虚线内部为有效区域,有效区域为控制体网格四周各扩展 1 个传热管半径距离的区域, Δr 为网格径向尺寸, $\Delta \theta$ 为网格周向角度, d 为传热管外径。

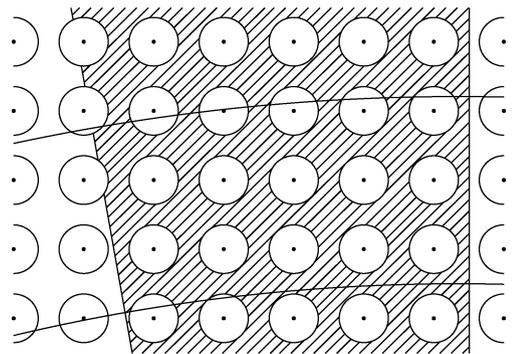


图 1 网格内多孔介质示意图

Fig. 1 Schematic diagram of porous media in grid

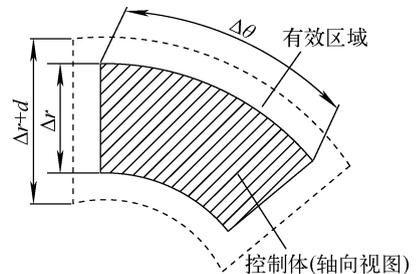


图 2 网格有效区域示意图

Fig. 2 Schematic diagram of grid effective area

2.1 计算体积孔隙率

从第1个传热管开始扫描,若循环中检测到第 n 个传热管中心坐标位于有效区域内,则调用散点生成程序,该程序以此传热管中心坐标为中心,在传热管直径范围内均匀分布 N 个点,并记录点坐标。按顺序扫描散点并判断散点坐标是否位于控制体内。假设有 M 个坐标点位于控制体内,则此传热管占据控制体的体积 V_1 (式中 Δz 为网格轴向尺寸)为:

$$V_1 = \frac{1}{4} \pi d^2 \Delta z \frac{M}{N} \quad (2)$$

逐次扫描所有传热管,判断控制体网格是否被传热管截到。将在此网格内的所有传热管体积相加,即为网格内的所有传热管体积 V_s 。根据体积孔隙率定义计算 f_v 。式(3)中下标 f 、 s 分别代表两相流体和传热管。

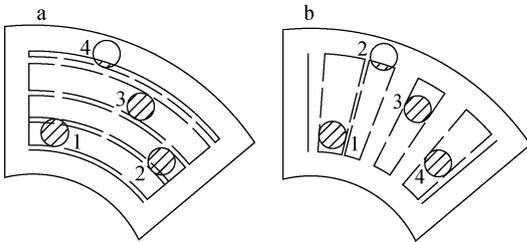
$$f_v = \frac{V_f}{V_f + V_s} = 1 - \frac{V_s}{V} \quad (3)$$

计算时,若要提高体积孔隙率的精确程度,可适当增加传热管直径范围内的散点数量。

2.2 计算表面渗透率

判断位于网格有效区域内的传热管数量不为0,那么则记录位于控制体网格有效区域内的传热管数目及径向坐标。

调用坐标排序子程序对位于有效区域内的传热管按中心径向坐标进行排序,如图3a所示。判断1号传热管的内径向位置 $r_1 - \frac{d}{2}$ 是否位于控制体内,若是,则流通面积增加,增加量为传热管边缘到控制体边缘的面积。然后依次判断2~4号传热管的内径向坐标是否大于前一传热管的外径向坐标。若某传热管内径向坐标大于前一传热管的外径向坐标,如3号传热



a——周向投影; b——径向投影

图3 传热管投影示意图

Fig. 3 Schematic diagram of heat transfer tube projection

管,则流通截面积增加,增加量为该传热管内径向边缘与前一传热管外径向边缘之间投影面积;若某传热管内径向坐标小于前一传热管的外径向坐标,如2号传热管,则表明投影有重合,故流通面积不增加。检测4号传热管外径向坐标是否位于控制体内,若是,则流通面积增加,增加量为4号传热管外径向边缘与控制体边缘之间投影面积;若否,则流通面积不增加。该方法称之为区域缩短法。

根据表面渗透率定义,则周向表面渗透率为:

$$f_\theta = \frac{A_f \theta}{(A_f + A_s) \theta} = 1 - \frac{A_s \theta}{A \theta} \quad (4)$$

同理,可参照图3b,对传热管的左周向位置 $\theta - \frac{d}{2r}$ 依次判断是否位于控制体内。判断结束,得到径向表面渗透率:

$$f_r = \frac{A_f r}{(A_f + A_s) r} = 1 - \frac{A_s r}{A r} \quad (5)$$

其中, θ 、 r 分别为周向和径向的方向矢量。

2.3 计算方案流程

多孔系数的计算方案完整流程控制图如图4所示。该程序可用于直角坐标和柱坐标的

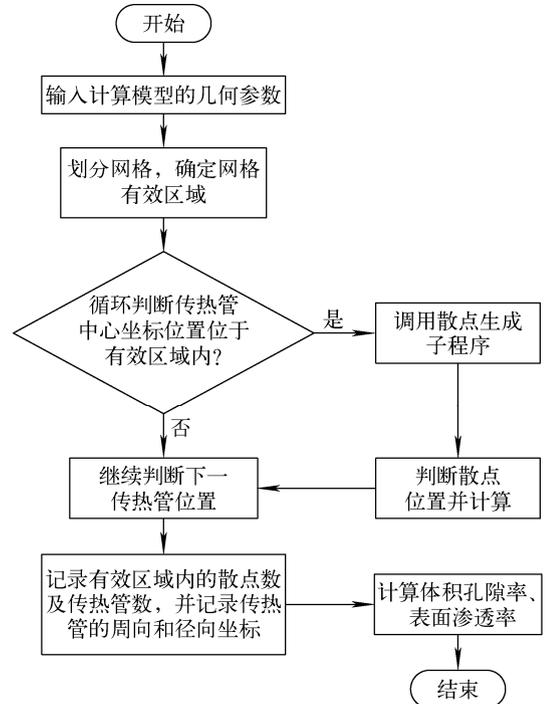


图4 计算方案流程图

Fig. 4 Flow chart of calculation scheme

大型管壳式换热器各向异性的多孔介质系数自动计算,并且多孔系数会随着网格生成方案的改变而更新。

3 计算方案验证

3.1 算例实施

选择网格(3,7,1)作为算例,如图5所示。选取1/4的网格划分横截面图,(3,7,1)网格内阴影区域为气液两相流通区域,其余为传热管。根据以上计算方案可得到该网格中心坐标(θ, r, z)为(0.436 3 rad,0.733 7 m,0.025 0 m),控制体尺寸为 $\Delta\theta=0.174 5$ rad, $\Delta r=0.081 6$ m, $\Delta z=0.050 0$ m,网格体积 $5.223 7 \times 10^{-4}$ m³。周向、径向面积分别为 $A_\theta=4.080 0 \times 10^{-3}$ m², $A_r=6.401 5 \times 10^{-3}$ m²。网格有效区域为 $0.428 7$ rad $<$ $\theta < 0.443 9$ rad、 $0.724 2$ m $<$ $r < 0.743 2$ m。

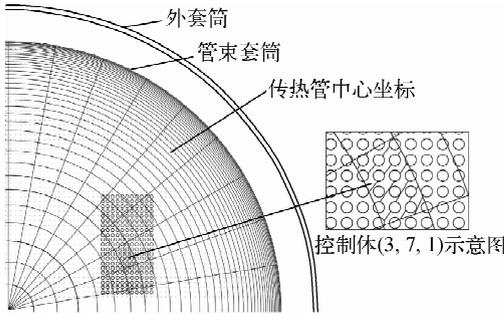


图5 算例示意图

Fig. 5 Schematic diagram of example

根据传热管中心坐标位置判断出有15根传热管位于有效区域内,即(3,7,1)网格被15根传热管截到。以这15根传热管坐标中心为

中心均匀建立40个离散点,经判断有556个点落于控制体内,那么实际固体所占体积为15根传热管的556/600,可求该控制体内传热管体积为 $1.980 9 \times 10^{-4}$ m³,则该网格的体积孔隙率为0.620 3。15根传热管在周向和径向上的投影完全覆盖网格在该方向的面积,则其周向、径向表面渗透率为0。

3.2 方案验证

1) 多孔系数验证

为验证多孔系数生成方案的正确性,本文以大亚湾蒸汽发生器为原型,应用以上多孔系数计算程序计算在本文网格划分方案下的体积孔隙率。共选取14个网格,是从(2,7,1)至(8,7,1)周向上连续7个网格和(2,8,1)至(8,8,1)周向上连续7个网格,计算孔隙率分别设为 f_{v2} 、 f_{v4} ;同时在CAD软件中利用测量面积工具分别测量落在网格内所有传热管的横截面积以及该网格的轴向面积,进而求得体积孔隙率,相应网格的体积孔隙率设为 f_{v3} 、 f_{v5} ;且根据Yoon等^[9-10]提到的算法计算平均孔隙率 f_{v1} 。

根据文献[9-10],大亚湾蒸汽发生器的平均体积孔隙率为:

$$f_{v1} = 1 - \frac{\pi D^2}{4P^2} = 0.621 2 \quad (6)$$

将3种结果进行对比,对比结果如图6所示。从图6可看出,不同控制体的体积孔隙率互不相同,因为控制体内截到的传热管数目和位置关系不尽相同,导致体积孔隙率有所差异。但总体来说,多孔系数计算程序得到的体积孔隙率的值与CAD测量的真实值符合良好,最大误差仅为4.5%。而且计算值和测量值基本

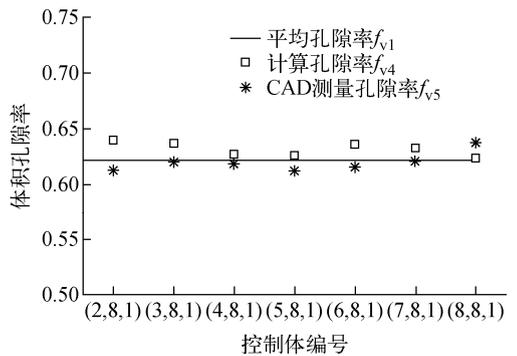
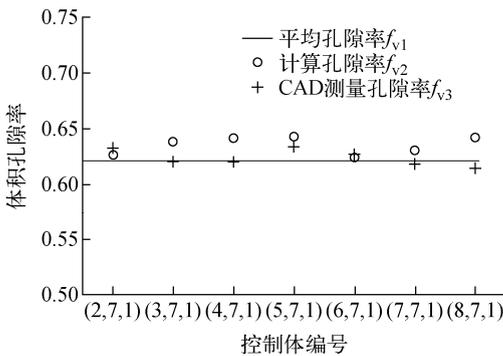


图6 体积孔隙率计算结果

Fig. 6 Calculation result of volume porosity

均分布在平均孔隙率周围。如若要提高计算精准度,可通过增加传热管中心坐标直径范围内的散点数量来减小误差。

2) 数值模拟结果及验证

为进一步研究 GTG 多孔系数计算方法在管壳式换热器热工水力数值模拟中的有效性,本文运用此方法,对蒸汽发生器二次侧管板至汽水分离器之间的流场进行了三维瞬态数值模拟。3 个方向入口流速分别为 0.01、0.01 和 1.33 m/s,入口温度为 543.15 K,入口处空泡份额为 0。设置压力出口边界,无滑移壁面边界条件且壁面温度保持不变,选取 $t=5$ s 时刻的流场进行分析。

图 7 为二次侧流场液相和气相流体的平均速度沿轴向变化示意图。丁训慎^[11]在其研究中提到管束出口处的汽水混物流速为 6.71 m/s, Li 等^[12]研究中给出汽体出口速度为 6.5 m/s 左右,液体出口速度为 6 m/s 左右。本文数值模拟结果显示汽体出口速度为 6.9 m/s,液体出口速度为 6.2 m/s。参考以上出口速度,该模拟结果合理。在流体沸腾初期,产生的汽体受浮升力影响,且自身所受流阻较小,因此汽体速度上升较快。汽体沿轴向上升流动时拖曳液体向上运动,所以气液两相流体速率变化基本相同。图 8 示出了二次侧平均温度轴向变化图以及对称面上的温度分布云图。与 Cong^[13]利用漂移流模型研究蒸汽发生器二次侧流场得到的温度分布规律相似,由图 8 可看出,二次侧给水温度在管壳两侧之间剧烈的传热影响下迅速上升,并且很快达到饱和温度 556 K,在沸腾达到

稳定后,流场温度保持饱和温度不变。从温度分布云图可看出,热侧流场温度上升先于冷侧。图 9 示出了二次侧压力轴向变化图以及轴向高度为 7.575 m 处相对于出口边界的压力分布云图。入口压力为 6.891 MPa,出口压力边界为 6.81 MPa,流场压力在逐渐降低,总压降为 0.08 MPa,符合大亚湾蒸汽发生器的设计参数。从压力云图可看出,热侧的相对压力略大

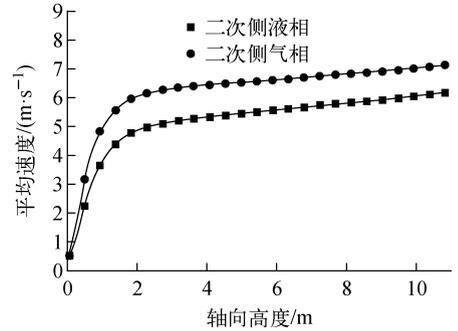


图 7 二次侧流场速度分布

Fig. 7 Velocity distribution in secondary side

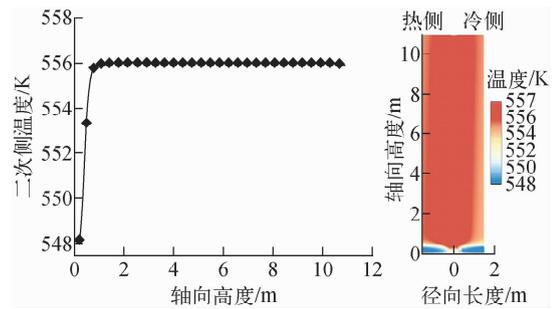


图 8 二次侧温度分布

Fig. 8 Temperature distribution in secondary side

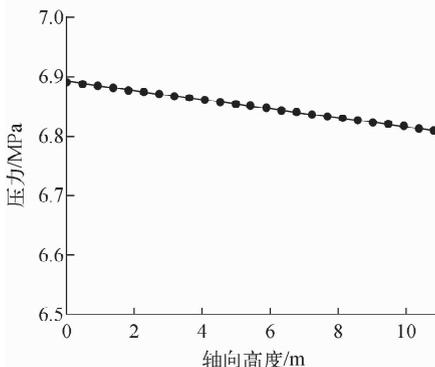
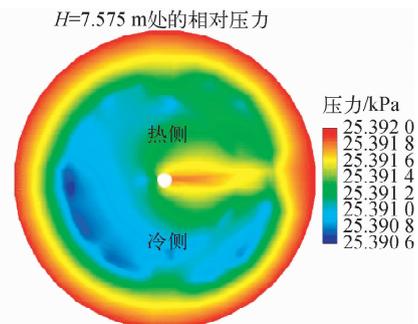


图 9 二次侧压力分布

Fig. 9 Pressure distribution in secondary side



于冷侧,这是由于热侧换热剧烈强于冷侧,因此流体流速更快,导致热侧相对压力大。

4 结论

在管壳式换热器热工水力数值模拟中,为使多孔介质模型更真实准确地反映壳侧流场,本文提出了一种适用于管壳式换热器三维热工水力数值模拟的多孔系数计算方法 GTG。该方法与网格和换热管几何参数有关,其基于网格参数和换热管位置参数计算网格内换热管数目,进而计算体积孔隙率;又使用区域缩短法计算控制体的表面渗透率。

运用此方法,以大亚湾蒸汽发生器为原型,选取 14 个网格计算其多孔系数,并与利用 CAD 软件测量的真实值进行对比,结果表明计算值与真实值的最大偏差为 4.5%。(6,7,1) 网格多孔系数计算值和真实值偏差仅为 0.4%,几近相等。并且计算值基本分布在平均体积孔隙率周围,计算值结果和真实值符合良好。又基于该方法对蒸汽发生器二次侧流场进行了数值模拟,并与同类研究结果进行了对比验证,验证结果良好。总体来说,本文提出的计算多孔系数的方法是有效的。

参考文献:

[1] PATANKAR S V, SPALDING D B. A calculation procedure for transient and steady state behavior of shell-and-tube heat exchangers, heat exchanger; Design and theory source book[M]. New York: McGraw-Hill, 1974: 155-176.

[2] SHA W T, YANG C I, KAO T T, et al. Multi-dimensional numerical modeling of heat exchangers[J]. Journal of Heat Transfer, 1982, 104(3): 417-425.

[3] PRITHIVIRAJ M, ANDREWS M J. Three dimensional numerical simulation of shell-and-tube heat exchangers, Part I: Foundation and fluid mechanics[J]. Numerical Heat Transfer, 1998, 33(8): 799-816.

[4] FERNG Y M, CHANG H J. CFD investigating the impacts of changing operating conditions on the thermal-hydraulic characteristics in a steam generator[J]. Applied Thermal Engineering,

2008, 28(5-6): 414-422.

- [5] PARK I K, LEE J R, CHO H K, et al. Proceedings of the 22th International Conference on Nuclear Engineering[C]. American: American Society of Mechanical Engineering, 2014.
- [6] 邓斌,李欣,陶文铨. 多孔介质模型在管壳式换热器数值模拟中的应用[J]. 工程热物理学报, 2004,25(增刊):169-171.
- DENG Bin, LI Xin, TAO Wenquan. Application of porous media and distributed resistance model in numerical simulation of shell and tube heat exchanges[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2004, 25 (Suppl.): 169-171 (in Chinese).
- [7] LU Daogang, WANG Yu, YUAN Bo, et al. Development of three-dimensional thermal-hydraulic analysis code for steam generator with two-fluid model and porous media approach[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 116: 663-676.
- [8] 广东核电培训中心. 900 MW 压水堆核电站系统与设备[M]. 北京:原子能出版社,2007:87-90.
- [9] YOON C, RHEE B, MIN B. Proceedings of the 22th International Conference on Nuclear Engineering, 2002[C]. American: American Society of Mechanical Engineering, 2002.
- [10] RHEE B, YOON C, MIN B. Proceedings of the 22th International Conference on Nuclear Engineering, 2002[C]. American: American Society of Mechanical Engineering, 2002.
- [11] 丁训慎. 立式自然循环蒸汽发生器的热工水力特性[J]. 动力工程,1983,4(4):26-33,80.
- DING Xunshen. Thermal and hydraulic characteristics of a vertical natural circulation nuclear steam generator[J]. Power Engineering, 1983, 4(4): 26-33, 80(in Chinese).
- [12] LI Yanjun, YANG Yuanlong, SUN Baozhi. Numerical investigation of thermal-hydraulic characteristics in a steam generator using a coupled primary and secondary side heat transfer model[J]. Annals of Nuclear Energy, 2013, 55: 258-264.
- [13] CONG T, TIAN W, SU G, et al. Three-dimensional study on steady thermohydraulics characteristics in secondary side of steam generator[J]. Progress in Nuclear Energy, 2014, 70: 188-198.