

# 多结构船用冷凝器管束流场特性仿真模型研究

杜威<sup>1</sup>, 代守宝<sup>1,2</sup>, 王景富<sup>1,2</sup>

(1. 中国船舶集团有限公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150078;

2. 船舶热动力全国重点实验室, 黑龙江 哈尔滨 150078)

**摘要:** 作为冷凝器核心换热区, 换热管束在进行热量交换时存在两相多组分凝结相变复杂的过程, 管束区的蒸气混合物流动与传热特性的精确计算分析是论证和评估船舶冷凝器方案的核心环节。为满足船舶动力系统装置集成、工具软件自主可控及创新正向设计体系的发展需求, 针对典型集成冷凝器结构紧凑及运行特点, 采用有限体积法计算冷凝器核心换热区内蒸气混合物的传热流动及冷凝量, 建立涵盖传统与集成结构且自主可控的冷凝器管束流场通用仿真模型。利用该模型对某传统结构冷凝器壳侧管束流场进行仿真计算, 并与试验结果进行对比。最后, 基于本模型与 CFD 计算结果, 分析了冷凝器壳侧管束多介质流场特性。结果表明: 仿真结果的最大误差为 1.35%, 小于工程最大允许误差 20%, 验证了模型的准确性; 计算结果与 CFD 结果基本一致, 表明该模型在船舶多种管束布置结构集成冷凝器优化设计中的有效性。

**关键词:** 多介质套管式集成冷凝器; 管束流场; 有限体积法

中图分类号: U674 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2025.06.010

[引用本文格式] 杜威, 代守宝, 王景富. 多结构船用冷凝器管束流场特性仿真模型研究[J]. 热能动力工程, 2025, 40(6): 92-100. DU Wei, DAI Shoubao, WANG Jingfu. Study on simulation model of flow field characteristics of multi-structure marine condenser tube bundle [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2025, 40(6): 92-100.

## Study on Simulation Model of Flow Field Characteristics of Multi-structure Marine Condenser Tube Bundle

DU Wei<sup>1</sup>, DAI Shoubao<sup>1,2</sup>, WANG Jingfu<sup>1,2</sup>

(1. No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150078;

2. State Key Laboratory of Marine Thermal Energy and Power, Harbin, China, Post Code: 150078)

**Abstract:** As the core heat exchange zone of the condenser, the heat exchange tube bundle involves complex two-phase, multi-component condensation and phase change processes during heat exchange. The accurate computational analysis of flow and heat transfer characteristics of vapor-gas mixtures in the tube bundle region is a critical aspect of condenser scheme demonstration and evaluation in marine applications. To address the development needs of integrated marine power systems, independent and controllable software tools, and innovative forward design methodologies, this study focused on the compact structure and operational characteristics of typical integrated condensers, and employed a finite volume method to numerically simulate the flow, heat transfer and condensation amount of vapor-gas mixtures in the core tube bundle heat exchange zone. A general-purpose, independently developed simulation model for tube bundle flow fields was established, covering both traditional and integrated condenser structures. The developed model was applied to simulate the shell-side tube bundle flow field of a conventional condenser, and the results were compared with experimental data. Finally, based on this model and CFD calculation result, the multi-medium flow field characteristics in the shell-side tube bundle of a condenser was analyzed. The result shows that the maximum error of simulation result is only 1.35%, less than

20% of the maximum allowable engineering error, validating the model's accuracy. The calculation result is basically consistent with the CFD result. This demonstrates the model's effectiveness in optimizing the design of various tube bundle arrangements integrated condensers for marine applications.

**Key words:** multi-medium casing integrated condenser, flow field of tube bundle, finite volume method

### 符号说明

下标  $i$ —爱因斯坦求和;  
 $\varphi$ —多孔介质的孔隙率,其物理含义为除去换热管及其他固体结构后流体所占网格的体积分数;  
 $x, y$ —笛卡尔坐标分量;  
 $u, v$ — $x$  轴与  $y$  轴方向上的速度分量;  
 $u''$ —平均速度矢量梯度;  
 $\phi, \Gamma_\phi$ —模型中所求解的标量方程特征量以及该特征量所对应的扩散系数;  
 $S_\phi$ —特征标量  $\phi$  所对应的源项;  
 $S$ —源项;  
 $A, V$ —计算单元内的传热面积和控制体积;  
 $h_p$ —蒸汽的汽化潜热;  
 $\frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i}$ —湍动能通过流体的流动在空间的传输;  
 $\Delta T_{ave}$ —蒸汽与管束间的平均温差;  
 $\Delta T_d, \Delta T_x$ —计算单元内蒸汽与管束间的较大温差值和较小温差值;  
 $R_t$ —管壳换热器中壳侧蒸汽至管侧冷却水的总热阻;  
 $d_o$  和  $d_i$ —冷却水管的外径和内径;  
 $R_{cw}$ —冷却水的对流热阻;  
 $\lambda_{cw}$ —冷却水的导热系数;  
 $Re_{cw}, Pr_{cw}$ —管内冷却水的雷诺数及普朗特数;  
 $R_w$ —管壁导热热阻;  
 $\lambda_w$ —管壁导热系数;  
 $\lambda_c$ —管壁外凝结水的导热系数;  
 $R_c$ —管壁外层流膜状凝结热阻;  
 $R_a$ —气流的对流换热热阻;  
 $Re$ —蒸汽横掠管束的雷诺数;  
 $Nu$ —层流液膜的努塞尔数,  $Nu = d_o / (R_c \lambda)$ ;  
 $n$ —从上至下数的换热管排数;  
 $g$ —重力加速度;  
 $T_{cs}$ —气液界面温度;  
 $T_w$ —管壁外温度;  
 $\rho$ —汽水混合物密度;  
 $\rho_c$ —管外流体密度;  
 $\mu_c$ —管外流体粘度;  
 $\mu_t$ —湍流粘度;  
 $d_k$ —蒸汽传质系数;  
 $P$ —汽水混合物压力;  
 $p_s, T_s$ —混合物中蒸汽分压力与饱和温度;  
 $a, b$ —经验常数,  $Re < 350$  时,  $a = 0.52, b = 0.7, Re > 350$  时,  $a = 0.82, b = 0.6$ ;  
 $R_f$ —管壁污垢热阻,参阅有关文献或依据实际情况选取;  
 $u_m$ —混合物速度;

$\varphi_k$ —换热管平均孔隙率;  
 $s$ —管间距;  
 $\xi_0$ —阻力损失系数修正系数;  
 $\theta$ —速度方向与水平方向的夹角,即:  $\theta = \arctan(v/|u|)$ ;  
 $\dot{m}$ —质量源项。

### 引言

冷凝器是船舶动力装置一、二回路系统的最终且唯一的通海冷源,其工作性能直接影响汽轮机组运行的热经济性和可靠性。船舶冷凝器多为单流程、表面式管壳换热器,汽轮机排汽或其他排汽经过冷凝器喉部进入其壳体,将热量传向管中的冷却水而被冷凝。蒸汽比容在冷凝过程中急剧缩小进而形成真空<sup>[1]</sup>。冷凝器内未凝结的空气由抽气器持续抽出以维持真空,冷凝水聚集在鼓泡除氧式热井内,经除氧后被凝水泵抽出。集成化、模块化设计是船舶核动力装置在有限舱容条件下实现大功率动力的必然需求,换热设备是船舶动力系统的重要组成部分,所占空间较大<sup>[2]</sup>。多介质套管式集成冷凝器的广泛应用,对提升船舶大功率、机动性等综合性能具有关键作用。

冷凝器壳侧的换热过程是蒸汽空气混合物在复杂形状管束通道中的强制对流换热。随着蒸汽的凝结,混合物流速、空气浓度、传热系数及热负荷等参数沿流径剧烈变化,流动与传热过程较为复杂<sup>[3]</sup>。冷凝器壳侧流场性能模拟方法经历了从一维到二维和准三维以及全三维的演变。在一维模型中,通常假定气流参数在垂直于换热管径向截面不发生变化,导致一维模型应用范围非常有限。考虑到冷凝器中可能存在孤立的空气聚集区及结构边界复杂性,如受壳体壁面、蒸汽通道、凝结水溢流和冷却水多流程的影响,传热计算变得复杂,此时传热与局部的流动条件相关性增强,仅采用一维模型很难准确计算<sup>[4-6]</sup>。二维模型只取垂直于换热管轴向的中间横截面进行数值计算,所得流场实际为换热管轴向平均值。由于冷凝器中间隔板将壳侧空间分成多个汽室,这些中间隔板在一定程度上限制了蒸汽轴向

流动,因此每个汽室中的蒸汽流场可近似作二维处理。另外, Malin、MM Prieto 等学者采用商业软件开展了相关冷凝器全三维的数值模拟,在算例中考虑了冷却水沿管长方向的温升影响<sup>[7-8]</sup>。

目前,船舶冷凝器管束设计主要参照国外管束布置方案,并利用 CFD 软件进行逆向设计及仿真优化。随着船舶动力系统集成设计、工具软件自主可控及创新正向设计体系的发展需求,本文开发了具有自主知识产权的多结构船舶冷凝器准三维管束流场特性仿真模型,该模型综合考虑冷凝器数值模拟的计算量和精确度要求,可有效评估冷凝器管束布置和壳体空间设计的合理性。

## 1 模型建立

### 1.1 建模方法及假设

冷凝器性能指标主要包括冷凝器真空度、凝结水过冷度、凝结水含氧量、空冷区排出汽气混合物的过冷度及管侧水阻 5 项指标。其中,前 4 项指标均为壳侧流场特性参数,管束布置合理性直接影响冷凝器的换热效果、真空度及蒸汽流动阻力等壳侧流场特性。冷凝器的热力计算可分三步进行<sup>[9]</sup>: (1) 利用国家或行业标准或经验公式推荐的总体传热系数公式进行热力计算,确定所需换热面积; (2) 根据工程热力计算的结果初步设计管束布置结构; (3) 通过冷凝器详细热力计算,对管束排列进行优化。经过反复多次试验或计算,逐步获得较为合理的管束结构和精确的壳侧流场特性参数。

本文综合考虑冷凝器数值模拟的计算量与精确度要求,自主建立船用冷凝器壳侧流场准三维仿真模型。该模型主要采用有限体积法计算空气与蒸汽的流动及冷凝过程,利用隔板沿换热管轴向将冷凝器壳侧分为多个独立的汽室,并针对每个汽室垂直于换热管轴向的中间横截面进行流场计算,实现冷凝器壳侧流场的近似准三维分析。管束的布置结构及蒸汽的流动与传热过程被简化为连续多孔介质。通过定义多孔介质阻力系数、传热源项表征管束及相应固体结构对蒸汽流动及传热过程的影响。换热管壁温度或传热系数可通过工程估算确定,并作为数值计算的边界条件。模型还包括以下假定:

- (1) 仅考虑气相流动换热过程;
- (2) 不考虑冷凝器与抽气泵工作特性匹配;

- (3) 冷凝器外壳绝热;
- (4) 各处蒸汽在饱和状态下凝结;
- (5) 管侧冷却水流量均匀分布。

### 1.2 物理模型

冷凝器被广泛应用于船舶、电厂等蒸汽系统回路中,通常由换热管束(管程)、壳体(壳程)、冷却介质通道及进出口等组成(如壳管式、板式、空冷式等),将高温气态工质(如蒸汽)释放潜热通过管壁传递给冷却介质(水/空气)。本文研究对象为非常规冷凝器,即由多种管束布置结构组成的集成冷凝器,适用于有限舱容条件下的船舶动力装置,其结构如图 1 所示。

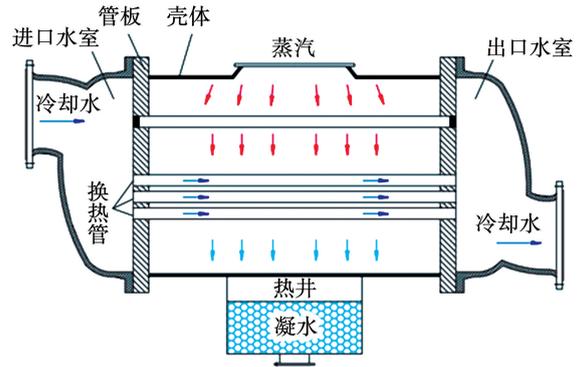


图 1 冷凝器结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of condenser structure

### 1.3 控制方程

基于雷诺时均法,二维 CFD 控制方程统一表示为:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\varphi \rho u_i \phi) = \frac{\partial}{\partial x_i}(\varphi \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i}) + S_\phi \quad (1)$$

本文模型不同控制方程中关于特征量  $\phi$ 、扩散系数  $\Gamma_\phi$  和源项  $S_\phi$  的定义如表 1 所示。

表 1 控制方程的特征量、扩散系数及源项

Tab. 1 Eigen quantity, diffusion coefficient and source term of control equation

方程名称	$\phi$	$\Gamma_\phi$	$S_\phi$
质量方程	1	1	$-\dot{m}$
$x$ 方向 动量方程	$u$	$\mu + \mu_t$	$-\varphi \frac{\partial p}{\partial x} - \varphi F_u - \dot{m} u + \frac{\partial}{\partial x_i}(\varphi \Gamma_\phi \frac{\partial u_i}{\partial x_i})$
$y$ 方向 动量方程	$v$	$\mu + \mu_t$	$-\varphi \frac{\partial p}{\partial y} - \varphi F_v - \dot{m} v + \frac{\partial}{\partial x_i}(\varphi \Gamma_\phi \frac{\partial u_i}{\partial y})$

续表 1

方程名称	$\phi$	$\Gamma_\phi$	$S_\phi$
空气质量分数方程	$Y$	$\mu/S_c + \mu_t/S_{ct}$	0
$k$ 方程	$k$	$\mu + \mu_t/\sigma_k$	$G_k + G_b - \rho\varepsilon$
$\varepsilon$ 方程	$\varepsilon$	$\mu + \mu_t/\sigma_\varepsilon$	$\rho C_1 S\varepsilon - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\mu\varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{k}{\varepsilon} C_{3\varepsilon} G_b$

表 1 中,  $\mu_t = \rho k^2 / \varepsilon$ 。  $\sigma_k$ ,  $\sigma_\varepsilon$ ,  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_{1\varepsilon}$  以及  $C_{3\varepsilon}$  的值如表 2 所示。在标准  $k - \varepsilon$  方程中, 根据量纲分析, 可表示为湍流动能  $k$  和湍流动能耗散率  $\varepsilon$  的函数。因此, 由平均速度梯度引起的湍流动能生成项  $G_k$  和由浮力引起的湍流动能生成项  $G_b$  表达式如下:

$$G_k = -\rho \overline{u''_i u''_j} \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} = \mu_t S^2 = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)^2 \quad (2)$$

$$G_b = -g_i \frac{\mu_t}{\rho Pr_t} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (3)$$

表 2 标准  $k - \varepsilon$  模型中的各参数数值

Tab. 2 Numerical value of each parameter in standard  $k - \varepsilon$  model

变量	数值	变量	数值
$\sigma_k$	1.0	$C_2$	1.92
$\sigma_\varepsilon$	1.2	$C_{1\varepsilon}$	1.44
$C_1$	1.7	$C_{3\varepsilon}$	1.0

质量方程和动量方程中的关键变量是质量源项及阻力源项, 质量源项表示计算单元中由于蒸汽冷却而导致的水蒸气质量份额降低的量, 阻力源项表示计算单元中由于管束的存在, 气体流动受到的额外阻力。上述源项的定义与冷凝器的管束结构及传热特性密切相关。

### 1.3.1 质量源项

质量源项由蒸汽与冷凝管间的传热量和最大蒸汽凝结量共同决定。

$$\dot{m} = \min \left( \frac{\Delta T_{ave} A}{R_1 h_p V} \right) \quad (4)$$

$$\Delta T_{ave} = \Delta T_d - \Delta T_x / \ln \frac{\Delta T_d}{\Delta T_x} \quad (5)$$

当计算单元内蒸汽与管束间的较大温差值  $\Delta T_d$

和较小温差值  $\Delta T_x$  的比值小于 1.7 时, 可按代数平均温差进行简化计算。

管壳换热器中壳侧蒸汽至管侧冷却水的总热阻  $R_1$  为:

$$R_1 = \frac{d_o}{d_i} R_{cw} + R_w + R_c + R_a + R_f \quad (6)$$

冷却水的对流热阻  $R_{cw}$  为:

$$R_{cw} = 1 / [0.023 (\lambda_{cw} / d_i) Re_{cw}^{0.8} Pr_{cw}^{0.4}] \quad (7)$$

管壁的导热热阻  $R_w$  为:

$$R_w = \frac{2\lambda_w}{d_o \ln(d_o/d_i)} \quad (8)$$

层流膜状凝结换热热阻  $R_c$  为:

$$\frac{1}{R_c} = \frac{1}{R_{c0}} (1 + 0.0095 Re^{11.8/\sqrt{Nu}}) (n)^{-0.16} \quad (9)$$

横管外蒸汽静止时的层流膜状凝结换热热阻  $R_{c0}$ :

$$\frac{1}{R_{c0}} = 0.725 \left[ \frac{\lambda_c^3 h_p \rho_c^2 g}{d_o \mu_c (T_{cs} - T_w)} \right]^{0.25} \quad (10)$$

气侧的对流换热热阻  $R_a$  为:

$$\frac{1}{R_a} = \theta \frac{D_k}{d_0} Re^{0.5} \left( \frac{p}{p - p_s} \right)^b p^{1/3} \left( \frac{h_p \rho}{T_s} \right)^{2/3} \frac{1}{(T_s - T_{cs})^{1/3}} \quad (11)$$

### 1.3.2 阻力源项

阻力源项  $F_u$  和  $F_v$  分别表示在  $x$  和  $y$  方向上的多孔介质流动阻力系数:

$$F_u = \xi \rho u u_m \quad (12)$$

$$F_v = \xi \rho v u_m \quad (13)$$

阻力损失系数  $\xi$  为:

$$\xi = \frac{2f}{s} \xi_0 \left( \frac{1 - \varphi}{1 - \varphi_i} \right) \quad (14)$$

水平方向的摩擦阻力系数  $f$  为:

$$f = \begin{cases} 0.619 Re^{-0.198} \left( \frac{\varphi}{1 - d_o/s} \right)^2, & Re < 8000 \\ 1.156 Re^{-0.2647} \left( \frac{\varphi}{1 - d_o/s} \right)^2, & 8000 \leq Re \leq 2 \times 10^5 \end{cases} \quad (15)$$

## 2 模型架构和验证

### 2.1 模型架构

本文模型采用 C++ 语言及支持面向对象/类方法构建程序。程序定义类是程序的核心特性, 包含

数据表示法和数据处理方法。针对冷凝器不同流动域的结构特点,程序利用相同类处理不同流动域的模式参数,对不同流动域的计算流体力学类进行定义。C++程序的架构及数据结构如图2所示。

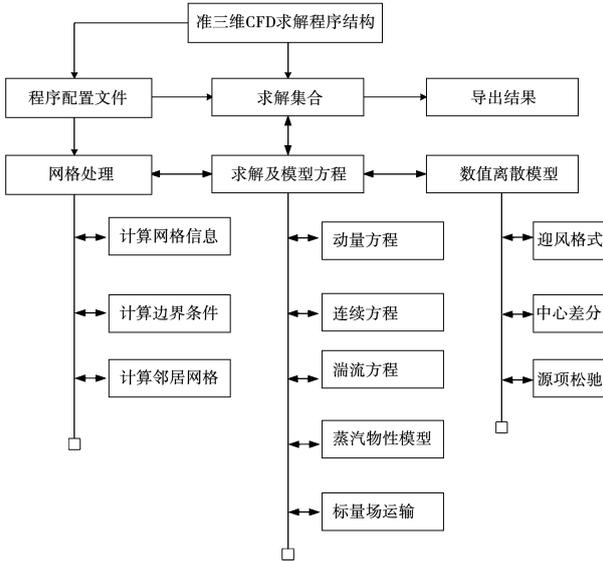


图2 C++程序架构与数据结构

Fig.2 C++ program architecture and data structure

图中双向箭头代表数据双向传输,单箭头表示继承关系。此模型输入文件需要两部分,一部分为模型配置文件,另一部分为程序生成的二维网格。模型配置文件包括用户选择的边界条件、模型参数、离散格式等信息,由模型用户界面输入并生成。针对非结构网格,模型的网格处理类将网格信息赋值于点类、边类和三角形类,利用有限体积方法将模型信息储存在三角形单元中心处。因计算控制体积的流量需求,模型需要计算相邻网格信息。模型构建及求解过程涉及的方程包括动量方程、连续方程、湍流方程以及标量场运输。本文模型利用多孔介质流动模拟冷凝器壳侧流场特性。由于湍流模型(如  $k-\epsilon$  模型)<sup>[10]</sup>、能量方程和组分输运方程具有类似数学表达式,所以可采用标量场类去构建相对应方程。对于此冷凝器壳侧流场换热问题,程序需要耦合水蒸气的物性模型。

## 2.2 模型验证

### 2.2.1 仿真对象

本文采用 Al-Sanea 等人<sup>[11]</sup>和 Bush 等人<sup>[12]</sup>提出的蒸汽表面实验冷凝器来验证数值模型。此实验冷凝器的配置与相关参数分别如图3和表3所示。

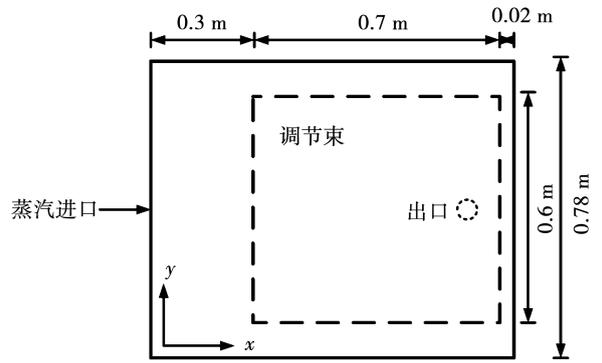


图3 实验冷凝器配置

Fig.3 Configuration of experimental condenser

表3 实验冷凝器参数

Tab.3 Parameters of experimental condenser

参 数	数 值
冷凝器长度/m	1.219
冷凝器深度/m	1.02
冷凝器高度/m	0.78
管外径/m	25.4
管壁厚度/m	1.25
管间距/m	34.9
冷却水入口温度/℃	17.8
冷却水入口速度/ $m \cdot s^{-1}$	1.19
蒸汽水入口压力/Pa	27 670
蒸汽水入口流量/ $kg \cdot s^{-1}$	2.032
空气水入口流量/ $kg \cdot s^{-1}$	$2.48 \times 10^{-4}$

冷凝器管束由  $20 \times 20$  根管组成,呈等边三角形排列。冷却水以单程流经冷凝器,气体混合物(蒸汽和少量空气)从位于冷凝器左侧的进口流入冷凝器,空气与未凝结的蒸汽被抽出到内部出口。凝结水从冷凝器底部排出。该冷凝器的实验数据用于与数值结果进行比较,以评估所提数值模型的预测能力。

### 2.2.2 验证过程

图4给出了气体速度矢量场的数值结果。图中1个箭头代表1个数值,箭头的方向和长短分别表示矢量的方向和大小。由图4可知,蒸汽因在管侧向冷却水传热而冷凝,速度下降导致蒸汽量大幅减少。靠近通风口的气相速度减小,在通风口处抽出不可冷凝的气体和未凝结的蒸汽。

图5为冷凝器压力分布云图和热流密度等值线。由图5可知,管束边缘的压力高于管束中心,迫使流体向通风口流动。蒸汽速度较低的区域与传热较差的区域相对应,最高的热流密度出现在管束入口处,此处蒸汽速度最高。管束外围的热流密度较高,而

通风口区域的热流密度降低到较低值。

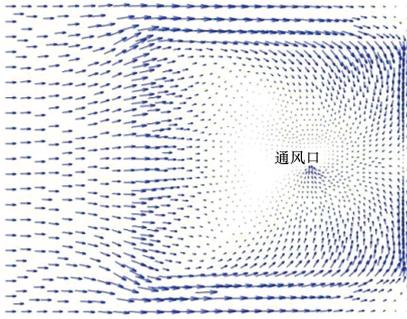
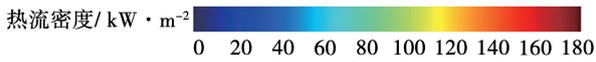


图4 速度矢量

Fig.4 Velocity vector



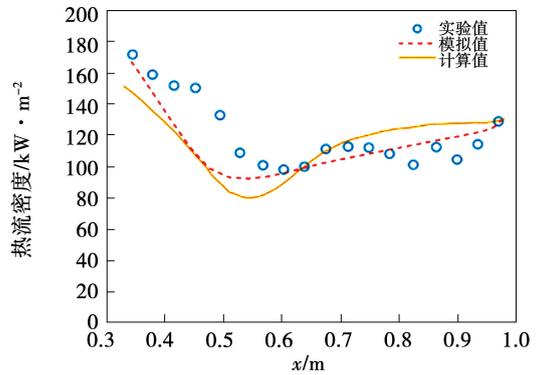
(a) 压力分布云图



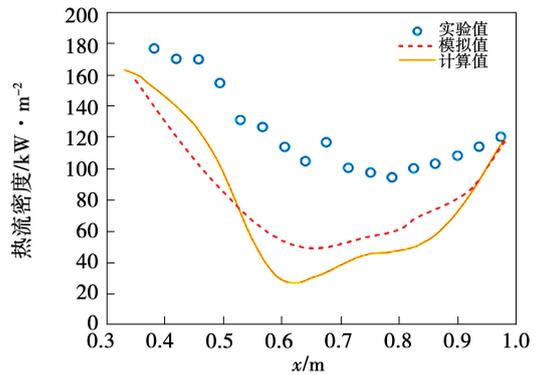
(b) 热流密度等值线

图5 冷凝器压力分布云图和热流密度等值线  
Fig.5 Condenser pressure distribution cloud map and heat flux density contour

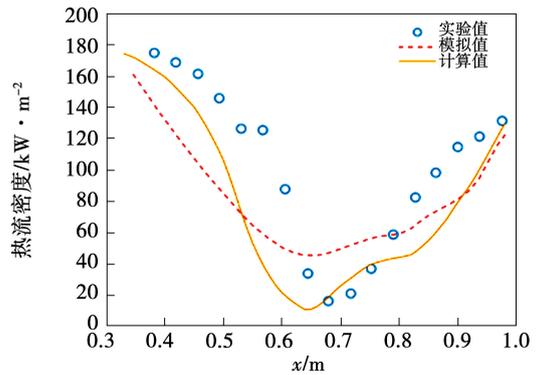
图6中比较了文献[11-12]的实验数据、Fluent模拟值和模型计算值。由图6可知,第3排、第13排和第18排的软件计算结果均与实验值吻合较好,且优于Fluent模拟值,这也与文献[13]的结果比较接近。第8排的计算结果在大部分区域偏低,最大偏差达到85.8 kW/m<sup>2</sup>,相对误差为75%。造成该偏差的可能原因包括:本文模型采用了单流体冷凝模型,未考虑出口附近液相对结果的影响;同时,模型出口处理与实验台实际操作情况存在差异。



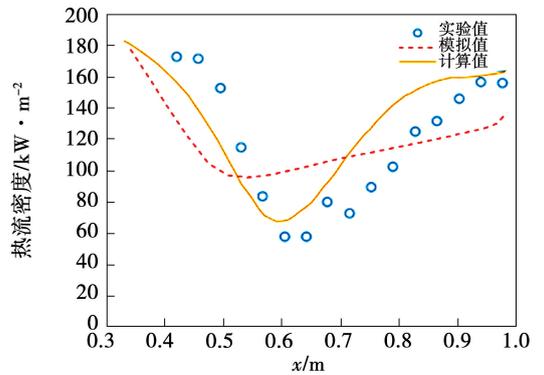
(a) 第3排



(b) 第8排



(c) 第13排



(d) 第18排

图6 冷凝器平均热流密度实验值、Fluent模拟值及计算值比较

Fig.6 Comparison of experimental data, Fluent simulation result and calculated value of condenser average heat flux density

在准三维计算方面,经过 6 次迭代,得到 5 个截面的计算结果如表 4 所示。由表 4 可知,5 个截面

蒸汽入口压力的极差仅为 0.11 Pa,可以认为达到了压降平衡。

表 4 准三维计算结果

Tab.4 Quasi 3D calculation results

截面	冷却水 温度/℃	换热量/ kW·m <sup>-1</sup>	蒸汽入口速度/ m·s <sup>-1</sup>	蒸汽入口 压力/Pa	蒸汽冷凝量/ kg·s <sup>-1</sup>	蒸汽冷 凝比/%
1	17.80	3 924.35	12.31	27 614.03	0.408 9	99.21
2	18.88	3 895.26	12.23	27 613.95	0.405 8	99.16
3	19.96	3 866.10	12.14	27 613.92	0.402 8	99.11
4	21.02	3 836.73	12.06	27 613.94	0.399 7	99.05
5	22.08	3 807.08	11.97	27 614.00	0.396 7	99.99

蒸汽冷凝量的计算结果与文献[13]结果的对比如图 7 所示。由图 7 可知,5 个截面蒸汽冷凝量的计算值与文献值的相对偏差分别为 -1.14%,-0.59%,0.07%,0.63%和 1.35%,可以认为计算结果与文献结果近似,满足设计计算要求。

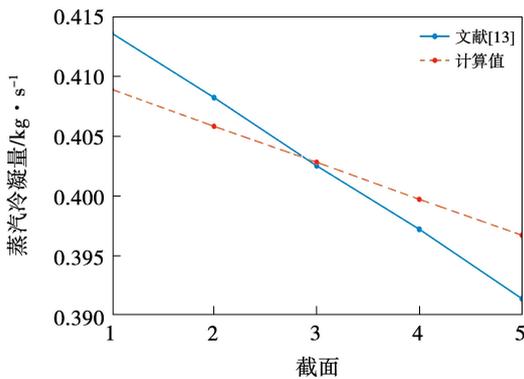


图 7 蒸汽冷凝量计算结果对比

Fig.7 Comparison of steam condensation calculation results

### 3 模型应用

以集成冷凝器壳侧部分为研究对象,利用开发的模型对壳侧流场进行仿真分析。将模拟对象分为蒸汽通道、主冷凝区域、空冷区及热井共 4 个主要流动区域。蒸汽首先由入口进入蒸汽通道,随后流入由辐射管组和菱形管组组成的主冷凝区域,再向下经过空冷区,其中不凝结气体在此排出,最后,凝结水进入热井。针对不同区域,分别计算不同管组的孔隙率、冷凝温度、冷凝管径、比表面积等关键参数,以便计算冷凝质量流率及蒸汽流动阻力源项。

冷凝器壳侧流场冷凝过程的数值模拟结果及其与三维数值模拟计算结果的对比如图 8 所示,图中左侧

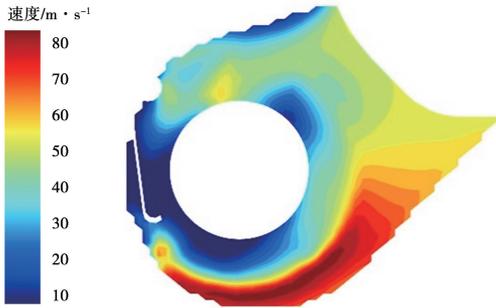
为二维流场计算结果,右侧为三维数值模拟结果。

通过比较图 8(a)与图 8(b)可以看出,三维数值模拟可描述不同入口的条件,因此在不同截面上可展示三维入口条件变化对结果的影响,而不同截面的总体流场特征是一致的,这一特征也符合二维模拟中的预测。与三维结果相比,二维流场的最大速度约为 90 m/s,三维流场的最高速度为 105 m/s,存在差异的主要原因是入口条件不同,但两个结果的高速区一致。二维 CFD 预测的压力区间在 23.25 ~ 24.36 kPa,三维预测结果为 23.2 ~ 24.5 kPa,并且最高压力出现在垂直管区间,而这一区间无法在二维模型中体现出来。从压降上看,二维模拟预测得到的蒸汽压降约为 640 Pa,而三维预测为 461.8 ~ 648.5 Pa 之间,可见二维 CFD 与三维 CFD 的高压区和低压区预测结果是一致的。

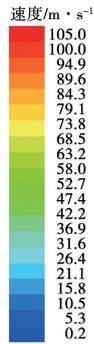
图 8(c)给出了模型对不凝结气体质量分数的预测。由图 8(c)可知,二维数值模拟结果得到的不凝结气体最高质量分数在冷凝器出口处,约为 0.389 2。三维模拟结果表明不凝结气体质量份额在不同位置存在差异,出口的不凝结气体质量占比在 0.3 ~ 0.95 之间。由于二维模型主要表征为截面上的平均效应,因此从平均值来看,三维结果的出口平均值约为 0.6,高于本文模型预测得到的 0.389 2。造成二维与三维模拟结果差异的主要原因是冷凝器蒸汽入口结构是不规则立体的,在一定程度上会影响不凝结气体在冷凝器纵向截面上的质量分布,无法保证每个截面二维模拟预测结果的一致性。同时,二维模型中的传热模型与三维模型略有差异,冷凝换热量的计算方式不完全相同。但二维与三维模拟计算结果的偏差较小,因此两者的预测近似一致。

图 8(d) 比较了二维与三维模拟计算流体的速度矢量分布。可以看到,两者的趋势一致,表明二维

计算与三维计算中流体速度与方向整体相同,但两种计算模型入口条件变化对结果的影响存在差异。

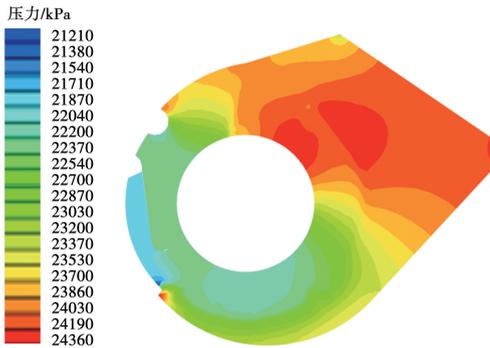


二维

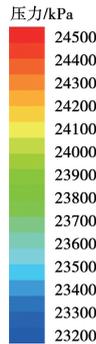


三维

(a) 速度分布

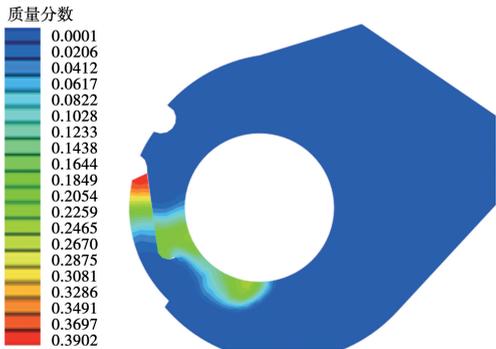


二维

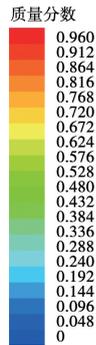


三维

(b) 压力分布

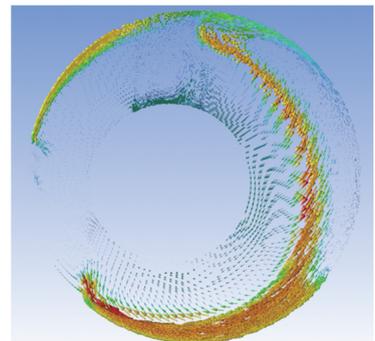
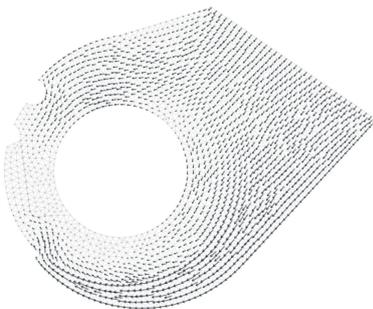


二维



三维

(c) 不凝结气体质量分数



(d) 速度矢量图

图 8 集成冷凝器壳侧流场仿真分析

Fig. 8 Simulation analyses of flow field on shell side of integrated condenser

### 4 结 论

本文建立了一个模拟表面式蒸汽冷凝器壳侧流体流动及传热的准三维模型,采用连续多孔介质简化管束结构、流动和传热过程。基于该模型对套管一体式冷凝器壳侧的多介质流场特性的模拟和分析,得出如下结论:

(1) 除从管束底部开始的第 8 排外,模型计算结果与 Fluent 模拟结果吻合较好。第 8 排的结果在大多数区域都较低,最大偏差为  $85.8 \text{ kW/m}^2$ ,表明冷凝器出口附近的液相对单流体冷凝计算模型存在影响。

(2) 对于集成冷凝器壳侧冷凝过程的仿真,可认为该模型对凝结水分布的预测与三维模拟结果接近,可用于集成冷凝器壳侧两相多组合凝结过程的快速计算。

### 参考文献:

[1] 张永生,马运义.船用冷凝器的真空与凝水过冷度控制系统研究[J].舰船科学技术,2011,33(3):62-64,89.  
ZHANG Yongsheng,MA Yunyi. Research on the control system of vacuum and condensate subcooling degree for the marine condenser [J]. Ship Science and Technology,2011,33(3):62-64,89.

[2] 陶继东.面向制造的集成化船舶设计[J].船舶,2004,15(5):1-3.  
TAO Jidong. Manufacturing oriented integrated ship design [J]. Ship,2004,15(5):1-3.

[3] ANOZIE A N, ODEJOBI O J. The search for optimum condenser cooling water flow rate in a thermal power plant [J]. Applied Thermal Engineering,2011,31(17/18):4083-4090.

[4] IBRAHIM S M A, ATTIA S I. The influence of condenser cooling seawater fouling on the thermal performance of a nuclear power plant [J]. Annals of Nuclear Energy,2014,76:421-430.

[5] ATTIA S I. The influence of condenser cooling seawater temperature on the thermal efficiency of a nuclear power plant [J]. Annals

of Nuclear Energy,2015,80:371-378.

[6] WALKER M E, SAFARI I, THEREGOWDA R B, et al. Economic impact of condenser fouling in existing thermoelectric power plants [J]. Energy,2012,44(1):429-437.

[7] MALIN M R. Modelling flow in an experimental marine condenser [J]. International Communications in Heating and Mass Transfer, 1997,24(5):597-608.

[8] PRIETO M M, SUAREZ I M, MONTANES E. Analysis of the thermal performance of a church window steam condenser for different operational conditions using three models [J]. Applied Thermal Engineering,2003,23(2):163-178.

[9] 陈颖,郑文贤,钟天明,等.多管程微通道冷凝器热力性能计算方法[J].热科学与技术,2015,14(6):476-483.  
CHEN Ying, ZHENG Wenxian, ZHONG Tianming, et al. In-tube heat transfer performance calculation of condensing zone in micro-channel condenser [J]. Journal of Thermal Science and Technology,2015,14(6):476-483.

[10] HU Honggang, ZHANG Chao. A modified  $k-\epsilon$  turbulence model for the simulation of two-phase flow and heat transfer in condensers [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer,2007,50(9):1641-1648.

[11] AI-SANEA S A, RHODES N, WILKINSON T. Mathematical modeling of two-phase condenser flows [C]//Second International Conference on Multi-Phase Flow, London, England, 1985:169-182.

[12] BUSH A W, MARSHALL G S, WILKINSON T S. The prediction of steam condensation using a three-component solution algorithm [C]//Proceedings of the Second International Symposium on Condensers and Condensation, University of Bath, UK, 1990:223-234.

[13] 龚梅杰.核动力二回路系统仿真快速建模技术研究[D].哈尔滨:哈尔滨工程大学,2020.  
GONG Meijie. Research on fast modeling technology for nuclear power secondary loop system simulation [D]. Harbin: Harbin Engineering University,2020.

(刘颖 编辑)