

重大工程装备

基于 CFD 方法的土工离心机数值建模

邵文博¹, 任晓栋², 胡博²

(1.清华大学无锡应用技术研究院, 江苏 无锡 214000; 2.清华大学 能源与动力工程系 热科学与动力工程教育部重点实验室, 北京 100000)

摘要: **目的** 研究湍流模型和旋转域划分对土工离心机数值计算的影响, 以建立适用于土工离心机计算的数值模型。**方法** 针对一款有实测风阻功率的土工离心机模型, 分别采用 SRF 和 MRF 方法进行建模, 选用标准 $k-\varepsilon$ 、RNG $k-\varepsilon$ 和 SST $k-\Omega$ 湍流模型, 对不同转速下土工离心机室内流场进行数值模拟, 对比计算所得风阻功率、流场及温度场分布。**结果** 标准 $k-\varepsilon$ 模型和 SST $k-\Omega$ 模型对湍流黏度的过度预测会导致计算所得土工离心机风阻功率偏大。中低转速下, 旋转域的划分对计算结果的影响较小, 但采用 SRF 方法计算所得的风阻功率与实验值更接近。**结论** 通过对比实验结果, 为土工离心机计算建立了较为可靠的数值模型, 并通过对比流场分布分析了因湍流模型选择引起计算误差的原因, 为土工离心机数值模拟提供了思路。

关键词: 土工离心机; CFD; 风阻功率; 湍流模型; SRF; MRF

中图分类号: TU41

文献标识码: A

文章编号: 1672-9242(2022)10-0110-10

DOI: 10.7643/issn.1672-9242.2022.10.015

Numerical Modeling of Geotechnical Centrifuge Based on CFD Method

SHAO Wen-bo¹, REN Xiao-dong², HU Bo²

(1. Wuxi Institute of Applied Technology Tsinghua University, Jiangsu Wuxi 214000, China; 2. Key Laboratory of Thermal Science and Power Engineering, Ministry of Education, Department of Energy and Power Engineering, Tsinghua University, Beijing 100000, China)

ABSTRACT: The paper aims to study the influence of turbulence model and rotation domain division on the numerical calculation of geotechnical centrifuge, and establish a numerical model suitable for the calculation of geotechnical centrifuge. A geotechnical centrifuge model with measured wind resistance moment is used in this paper. The SRF and the MRF method are used to model, and the standard $k-\varepsilon$, RNG $k-\varepsilon$ and SST $k-\Omega$ turbulence models are selected to simulate operating condition of geotechnical centrifuge at different speeds. The wind resistance moment, flow field and temperature field distribution of geotechnical centrifuge are compared after calculation complete. It is found that the wind resistance moment obtained by standard $k-\varepsilon$ and the SST $k-\Omega$ is larger than RNG $k-\varepsilon$ because of former over-prediction of the turbulent viscosity. There is little dif-

收稿日期: 2021-05-10; 修订日期: 2021-07-26

Received: 2021-05-10; Revised: 2021-07-26

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51806118)

Fund: The National Natural Science Foundation of China (51806118)

作者简介: 邵文博 (1993—), 男, 硕士, 主要研究方向为旋转机械数值计算与气动热分析。

Biography: SHAO Wen-bo (1993-), Male, Master, Research focus: numerical calculation and aero-thermal analysis of rotating machinery.

通讯作者: 任晓栋 (1985—), 男, 博士, 副教授, 主要研究方向为压气机气动热力学和高精度算法。

Corresponding author: REN Xiao-dong (1985-), Male, Doctor, Associate professor, Research focus: compressor aerodynamics and thermodynamic research, high-precision algorithm research.

引文格式: 邵文博, 任晓栋, 胡博. 基于 CFD 方法的土工离心机数值建模[J]. 装备环境工程, 2022, 19(10): 110-119.

SHAO Wen-bo, REN Xiao-dong, HU Bo. Numerical Modeling of Geotechnical Centrifuge Based on CFD Method[J]. Equipment Environmental Engineering, 2022, 19(10): 110-119.

ference of flow field and temperature field obtained by SRF and MRF at low and medium speeds, but the wind resistance moment obtained by SRF is closer to the experimental value. Finally, a more reliable numerical model was established for the calculation of the geotechnical centrifuge by comparing the experimental results, and the reason of the calculation error caused by the selection of the turbulence model was analyzed by comparing the flow field distribution, which provided an idea for the numerical simulation of the geotechnical centrifuge.

KEY WORDS: geotechnical centrifuge; CFD; wind resistance power; turbulence model; SRF; MRF

岩土工程和土动力学是防止地质灾害, 保障人民生命财产安全和国家经济快速发展的重要学科, 而土工离心机是岩土工程和土动力学研究的主要试验平台, 通过转臂高速旋转形成超重力环境, 可以准确复现地基、岩土结构物等高缩尺比模型的自重应力条件, 从而研究各类岩土结构实际变形机制和破坏特征^[1-4]。自首次在哥伦比亚大学建成, 几十年来, 随着科学技术的发展和水平的提高, 土工离心机设备的研制正在朝着大尺寸、大容量和高转速等特点发展^[5-6]。土工离心机运行过程中, 由于高速转子旋转带动主机室内空气流动, 旋转空气和转子及侧壁面摩擦会产生大量的热量, 若不采取合理的温控策略对产生的热量进行处理, 会导致主机室温度超高, 影响主机和机载测试仪器的正常工作。因此, 研究土工离心机产热机理, 提出可行的温控策略, 是目前大容量、高转速土工离心机研制的首要问题^[7-9]。

土工离心机冷却系统的设计, 取决于其风阻功率的大小。通常风阻功率可通过简化的解析公式进行估算^[10]。杜延龄等^[11]对国外土工离心机风阻功率的估算方式进行了总结, 提出了一种风阻功率的解析公式。孙述祖等^[12]对比了几种风阻功率解析公式的计算值和实验值的误差, 研究了机室空气的温度、湿度对风阻功率的影响。尹益辉等^[13]研究了通风和密闭环境下转臂对空气的做功方式, 总结了密闭机室内风阻功率的解析计算公式。黄鹏等^[14]基于动量定理和机室流场分布, 推导了随流比方程, 根据随流比重新推导了风阻功率计算公式。经过学者们对风阻功率计算方法的深入研究, 风阻功率解析公式的计算精度已经得到了较大的提高, 但由于解析公式中一些关键性参数的标定难度较大, 参数取值的模糊性导致预估风阻往往不够准确, 进而会影响电机的选取和冷却系统的设计^[15]。

流体动力学方法(Computational Fluid Dynamics, CFD)是一种有效计算土工离心机风阻功率的方法, 通过对土工离心机进行合理的建模, 可以较好地预测离心机风阻功率, 并获得一些试验无法获得的内部流场和温度场数据。郝雨等^[16]利用多参考坐标系方法(Multiple Reference Frame, MRF)模拟了中低速土工离心机转臂和机室墙壁的相对运动, 对比试验结果验证了 CFD 方法在预测土工离心机风阻功率的可行性。郭毅楠等^[15]通过 CFD 数值计算的方法, 针对

ZJU400 中高速大型土工离心机, 模拟了其风阻功率、主机室内流场和温度场。徐太栋等^[17]对精密离心机进行了瞬态计算, 对比了不同外形负载的风阻, 对精密离心机负载整流结构提出了优化方案。虽然上述学者证明了 CFD 方法计算风阻功率的可靠性, 但尚未发现研究湍流模型和旋转域划分对风阻功率影响的相关文献。本文针对一款土工离心机, 借助实测风阻功率, 研究了湍流模型和旋转域划分对土工离心机风阻功率的影响, 建立了能准确模拟土工离心机风阻功率的数值模型。

1 数学模型

在土工离心机通常运行环境条件下, 其内流动可视为连续流体, 可以采用 N-S 方程进行描述。气体控制方程见式(1) — (3)。

连续性方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j) = 0 \quad (1)$$

动量方程:

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] + S_M \quad (2)$$

能量方程:

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j h_{tot}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} - \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial h}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[U_i \left(\tau_{ij} - \rho u_i u_j \right) \right] + S_E \quad (3)$$

式中: ρ 为密度; p 为热力学压强; U_j 为速度向量 U 的 j 方向分量; μ 为动力黏度; h_{tot} 为平均总焓; T 为静温; S_M 为体积力, 当介质为空气时可以忽略; S_E 为能量源项; τ_{ij} 为流体黏性产生的黏性应力张量 τ 的分量; Pr_t 为湍流普朗特数; μ_t 为涡粘系数(湍流黏度), 表示雷诺应力与时均速度梯度的比值, 需通过建立相应的方程进行求解。

1.1 标准 $k-\varepsilon$ 模型

标准 $k-\varepsilon$ 模型引入了湍动能 k 和湍流耗散 ε 的运输方程, 求解涡粘系数对方程组进行封闭, 方程组见式(4) — (6)^[18]。

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \varepsilon) = \\ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \end{aligned} \quad (6)$$

式中： k 为湍动能； ε 为湍流耗散率； P_k 为黏性引起的湍流产生项； σ_k 和 σ_ε 为常数，其值分别为1.0、1.3；其他各系数分别为 $C_{1\varepsilon}=1.44$ ， $C_{2\varepsilon}=1.92$ ， $C_\mu=0.09$ 。

1.2 RNG $k-\varepsilon$ 模型

RNG $k-\varepsilon$ 模型是在标准 $k-\varepsilon$ 模型的基础上提出的，主要考虑旋流对湍流的影响，提高旋流的预测精度。其模型基本形式与标准 $k-\varepsilon$ 一致，各个系数有所不同， $C_{2\varepsilon\text{RNG}}=1.68$ ， $C_{\mu\text{RNG}}=0.085$ ， $\sigma_{k\text{RNG}}=\sigma_{\varepsilon\text{RNG}}=0.7179$ ，而 $C_{1\varepsilon\text{RNG}}$ 变为了有关 η 的函数，见式(7)、(8)^[19]。

$$C_{1\varepsilon\text{RNG}} = 1.42 - \frac{\eta(1-\eta/4.38)}{(1+0.012\eta^3)} \quad (7)$$

$$\eta = \sqrt{\frac{P_k}{\rho C_{\mu\text{RNG}} \varepsilon}} \quad (8)$$

1.3 SST $k-\omega$ 模型

SST $k-\omega$ 模型利用 $k-\varepsilon$ 模型求解中心区域充分发展的湍流，利用 $k-\omega$ 模型求解壁面附近的分离流动，避免了 $k-\omega$ 模型对自由流的敏感性，可以较好地预测逆压梯度下壁面处的流动分离。涡粘系数和 k 方程、 ω 方程见式(9) — (11)^[20]：

$$\mu_t = \frac{\rho a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF)} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j k) = \\ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \\ (1-F)2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2}} \frac{\partial k}{\omega} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 \end{aligned} \quad (11)$$

式中：各个系数取值分别为 $\beta'=0.09$ ， $\beta=0.075$ ， $\sigma_k=2.0$ ， $\sigma_\omega=2.0$ ， $\sigma_{\omega 2}=1.168$ ， $\alpha=0.56$ ； S 表示应变率，在简单剪切流动中可用涡量代替； F 表示混合函数，表达式见式(12)、(13)。

$$F = \tanh(\arg^2) \quad (12)$$

$$\arg = \max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \quad (13)$$

式中： y 表示到壁面的距离； ν 表示动力黏度。

2 计算模型

2.1 土工离心机几何建模

本文参照尹益辉等^[13]对密闭机室型土工离心机风阻功率的研究，建立了和文献中一致的离心机模型。考虑减少计算成本，将离心机沿转轴剖开，建立1/2物理计算域，如图1所示。离心机机室半径和高度分别为2.6、2.8 m，单侧悬臂最大半径为2.2 m，离心机运转时工作吊斗中心半径和迎风面积分别为2.0 m、0.6657 m²，单侧阶梯型工作转臂的总长度为1.3 m，宽度为1.2 m，从主轴至吊斗方向，转臂各段尺寸见表1。

表1 转臂各段尺寸
Tab.1 Dimensions of each segment of the boom

	m				
	1	2	3	4	5
长度	0.31	0.28	0.2	0.19	0.32
高度	0.36	0.18	0.33	0.18	0.26

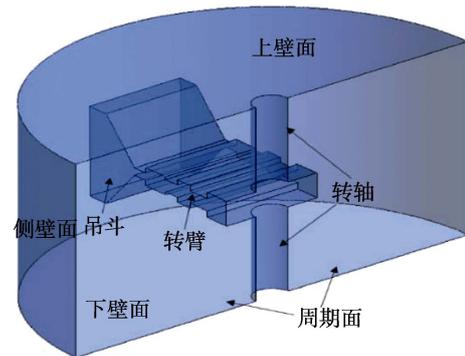


图1 离心机物理计算域和网格划分
Fig.1 The physical computing domain and grid division of the centrifuge

2.2 网格划分及无关性验证

计算域网格采用 NUMECA Hexpress 划分，该软件可以将流体域划分为以六面体为主的非结构化网格，以六面体为主可以保持良好的网格质量，有助于计算收敛。考虑计算模型为封闭腔体中的换热问题，壁面设置10层边界层网格，壁面第一层网格厚度根据经验设置为 1×10^{-5} m。整体网格划分如图2所示。

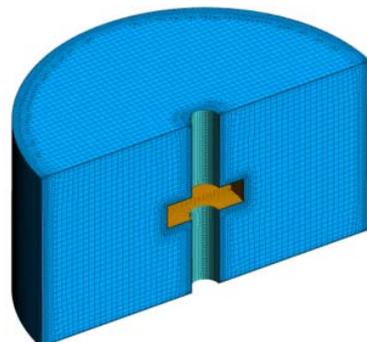


图2 空气域网格划分
Fig.2 Grid division of air domain

经初步计算, 最大的 y^+ 值为 2.27。

由于土工离心机结构尺寸较大, 采用尺度较小的网格能在一定程度上保证计算的精度, 但耗费计算资源较大。若考虑节省计算资源, 采用尺度较大的网格, 可能会导致计算精度的下降。为得到合理的网格尺度, 本文划分了 4 种不同尺度的网格, 网格参数见表

2。经初步计算, 发现网格数为 95 万和 143 万时, 计算得到的风阻功率偏高。随网格数增加, 风阻功率降低, 逐渐接近实验结果 39.7 kW。当网格数达到 360 万以上时, 计算所得风阻功率基本一致。综合考虑计算精度和计算资源, 选取网格总数为 360 万进行本文全部数值计算。

表 2 网格参数及对应风阻功率
Tab.2 Grid parameters and corresponding wind resistance power

	网格 总数/ 10^4	六面体网 格数/ 10^4	四面体网 格数/ 10^4	三棱柱网 格数/ 10^4	四棱锥网 格数/ 10^4	最大偏 斜比/ 10^4	风阻功 率/kW	误差/%
1	95.04	84.14	0.18	8.77	1.95	0.803	49.8	25.4
2	143.76	126.87	0.40	13.55	2.93	0.795	46.2	16.3
3	210.18	184.88	0.53	20.24	4.54	0.824	43.1	8.6
4	364.50	324.50	0.72	31.55	7.63	0.834	42.9	8.0

2.3 边界条件设置

利用 CFX 软件进行数值计算。流场求解采用雷诺时均 Navier-Stokes (N-S) 方程, 时间导数项采用隐式离散方法。结合文献中土工离心机实际运行情况, 设置壁面均为等温, 温度为 298.15 K (环境温度)。转臂表面粗糙度为 0.2 mm, 机室壁面表面粗糙度为 2 mm, 与文献[13]保持一致。机室初始温度设为 298.15 K。模拟类型设置为稳态, 收敛标准设定为 10^{-5} (RMS)。传热模型选取总能量模型, 打开黏性热选项。数值模拟选用二阶迎风格式。根据相关研究, 在温度较低且温度变化不剧烈的流动问题中, 无需采用变物性设置, 因此定压比热容、黏性系数和热导率均设置为常数。

[13] 中转速最高的工况 (31.3 rad/s) 为对比工况, 采用单移动参考系 (Single Moving Reference Frames, SRF) 方法进行计算。设置机室内空气域旋转速度为 31.3 rad/s, 即在相对坐标系下, 转臂保持静止。上下壁面和侧壁面设置为 counter rotating wall, 表示在绝对坐标系下壁面静止。

计算所得风阻功率和文献数据的对比见表 3。由表 3 可知, 3 种湍流模型计算得到的风阻功率均和实验结果有一定差距, 其中标准 $k-\varepsilon$ 和 SST $k-\omega$ 模型计算所得风阻功率误差可达 30% 以上, 而使用 RNG $k-\varepsilon$ 模型计算所得风阻功率误差为 8.0%。考虑土工离心机实际几何模型与建立的简化模型之间存在差异, 且边界条件的给定无法保证与实验完全一致, 认为 10% 以内的误差可以表明 CFD 计算结果的准确性。

3 计算结果

3.1 湍流模型选择对计算的影响

本文选用雷诺时均 (Reynolds Average Navier-Stokes, RANS) 方法对建立的土工离心机模型进行模拟计算, 由于使用数值模拟方法预测土工离心机风阻功率的相关研究较少, 湍流模型对风阻功率预测的影响还尚不明确。因此, 本文选用标准 $k-\varepsilon$ 模型、RNG $k-\varepsilon$ 模型和 SST $k-\omega$ 模型等 3 种常用的湍流模型, 对比实验结果, 研究湍流模型对土工离心机风阻功率的影响。

土工离心机运行过程中, 阻力主要包括转臂和支座间的摩擦阻力、随流空气对转臂的摩擦阻力以及机室侧壁对随流空气的摩擦阻力。土工离心机转速越小, 转臂和支座之间摩擦阻力的占比越大, 而数值计算得到的风阻主要为随流空气对转臂的摩擦阻力和机室侧壁对随流空气的摩擦阻力。为了减小计算和实验结果对比中转臂和支座摩擦阻力的影响, 选择文献

表 3 不同湍流模型计算所得风阻功率与实验值对比
Tab.3 Comparison of wind drag torque calculated by different turbulence models with experimental values

湍流模型	实验值/kW	CFD 计算值/kW	误差/%
标准 $k-\varepsilon$	39.7	51.9	30.7
RNG $k-\varepsilon$	39.7	42.9	8.0
SST $k-\omega$	39.7	52.9	33.3

15.7、22.1、27.1 rad/s 转速下, RNG $k-\varepsilon$ 模型计算的风阻功率与实验值对比如图 3 所示。由于低转速下转臂与支座间的摩擦阻力矩占比较大, 而数值计算中不考虑这部分力矩, 因此计算值小于实验值, 与实际情况相符合。另外, 不同转速工况下风阻功率计算误差最大值为 12.3%, 说明 RNG $k-\varepsilon$ 模型可以较好地预测不同转速下土工离心机风阻功率。

垂直于转轴水平截面上不同高度处空气速度分布如图 4 所示。在转臂半径范围内, 3 种湍流模型计算所得空气切向速度基本一致, 均沿半径方向线性增大, 与转臂速度的关系可以表示为:

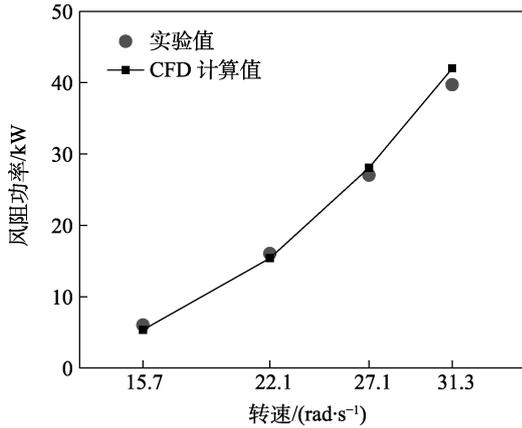


图3 不同转速下风阻功率对比

Fig.3 Comparison of wind drag torque at different speeds

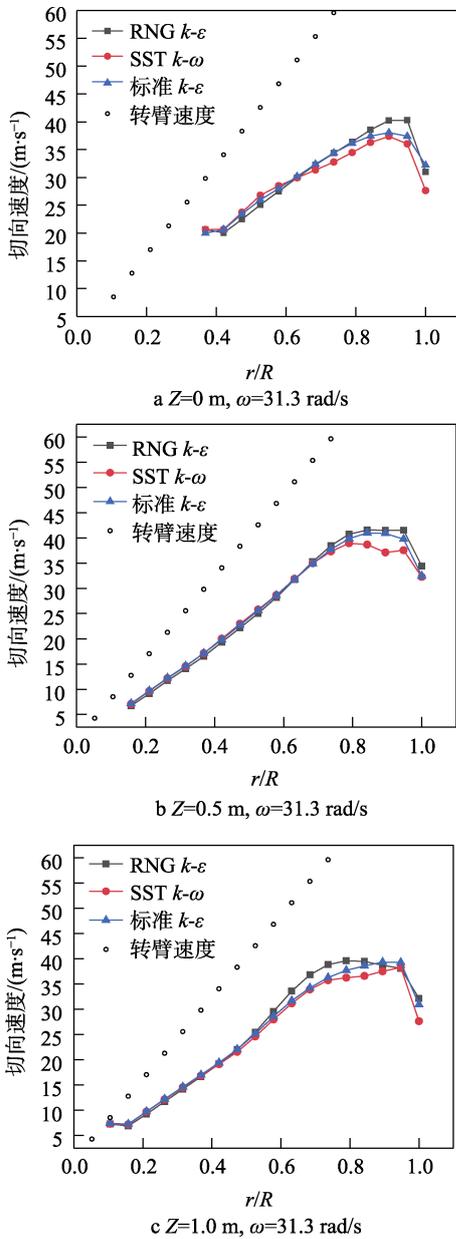


图4 不同高度处半径方向上空气的切向速度曲线

Fig.4 Air tangential velocity curves in the radial direction at different heights

$$u_{\text{air}} = \alpha u_{\text{Arm}} \tag{14}$$

式中： u_{air} 和 u_{Arm} 分别为空气和转臂的切向速度； α 为随流比。经计算，标准 $k-\varepsilon$ 、RNG $k-\varepsilon$ 和 SST $k-\omega$ 湍流模型所得随流比分别为 0.59、0.58 和 0.58，与文献[5]中随流比 0.55 基本一致，说明 3 种湍流模型均能较好模拟转臂半径范围内空气流动。靠近机室侧壁时，受壁面摩擦力的影响，空气速度逐渐减小，相比近侧壁处 RNG $k-\varepsilon$ 模型计算所得速度分布，SST $k-\omega$ 和标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型的计算结果略小。

不同湍流模型涡黏系数计算的差异是导致最终结果不同的主要原因。本文对比了过转臂转轴中心平面半径方向上，3 种湍流模型计算所得湍流强度分布和机室内涡黏系数随湍动能的分布，如图 5、6 所示。相比 RNG $k-\varepsilon$ 模型，使用 SST $k-\omega$ 和标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型计算得到的湍流强度更大，说明机室内空气的脉动速度更大。另外，相同湍动能下，SST $k-\omega$ 和标准 $k-\varepsilon$ 模型所得涡黏系数的值更高，而涡黏系数与流体雷诺应力相关，对涡黏系数的过度预测会使计算所得流体速度降低，阻力做功增强，最后导致风阻功率预测偏大。

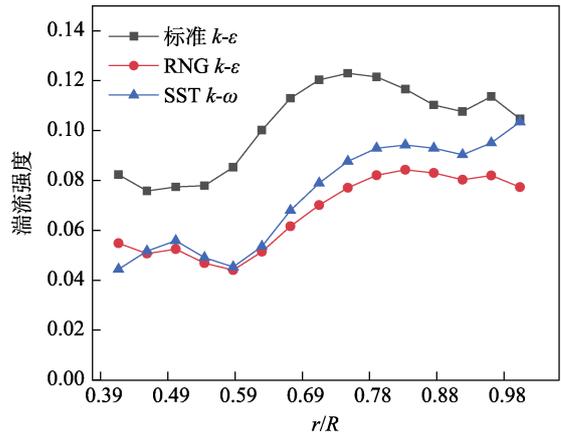


图5 过转臂中心水平截面湍流强度分布

Fig.5 The turbulence intensity distribution of the horizontal section through the center of the rotating arm

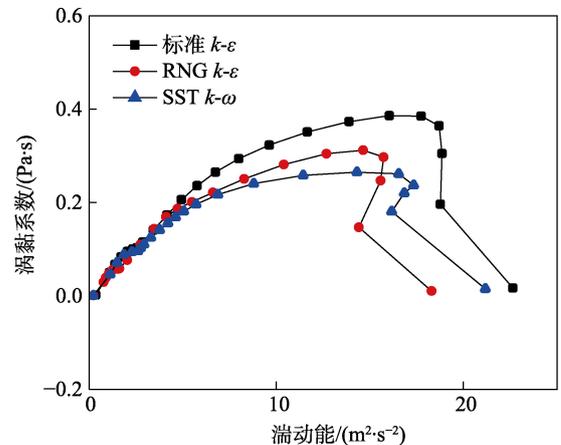


图6 机室内涡黏系数分布

Fig.6 Distribution of vortex viscosity coefficient in the engine room

过转臂中心水平截面速度场分布如图 7 所示。在吊斗和机室侧壁间隙处, 标准 $k-\varepsilon$ 所得速度变化较为平缓, 空气扰流吊斗时, 流动分离不强烈; RNG $k-\varepsilon$ 和 SST $k-\omega$ 模型预测得到的吊斗前缘空气分离较为明显, 空气扰流吊斗时, 在吊斗和侧壁之间形成局部的高速区。在吊斗背风面, 由于吊斗转过之后存在一低压区, 受周围气压影响, 空气加速流入“空区”, 形成局部高速区域, 利用 RNG $k-\varepsilon$ 和 SST $k-\omega$ 模型所得结果, 这一现象更加明显。

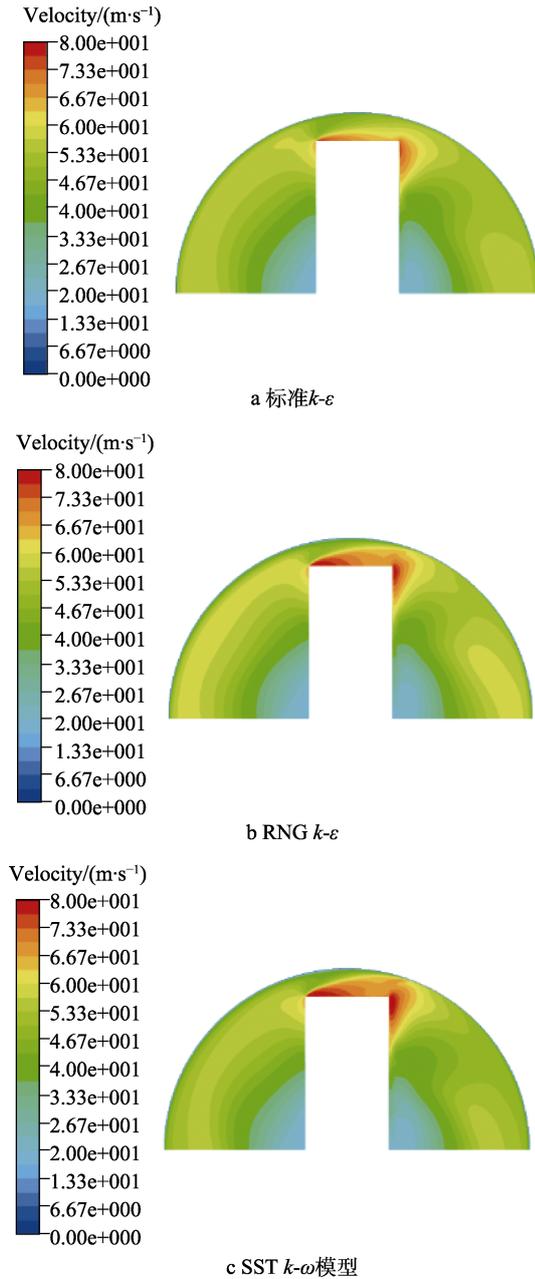


图 7 过转臂中心水平截面速度分布

Fig.7 Horizontal section velocity distribution through the center of the boom: a) standard $k-\varepsilon$; b) RNG $k-\varepsilon$; c) SST $k-\omega$ models

转臂和吊斗表面温度分布如图 8 所示。该转速下, 吊斗表面最高温度为 24 °C。吊斗旋转时, 与机

室内空气摩擦, 高温区主要分布在其迎风面和背风面与低面的交界处。3 种湍流模型所得转臂和吊斗表面温度分布基本一致, 由于计算得到的局部速度有所不同, 吊斗表面温度有微小差异。

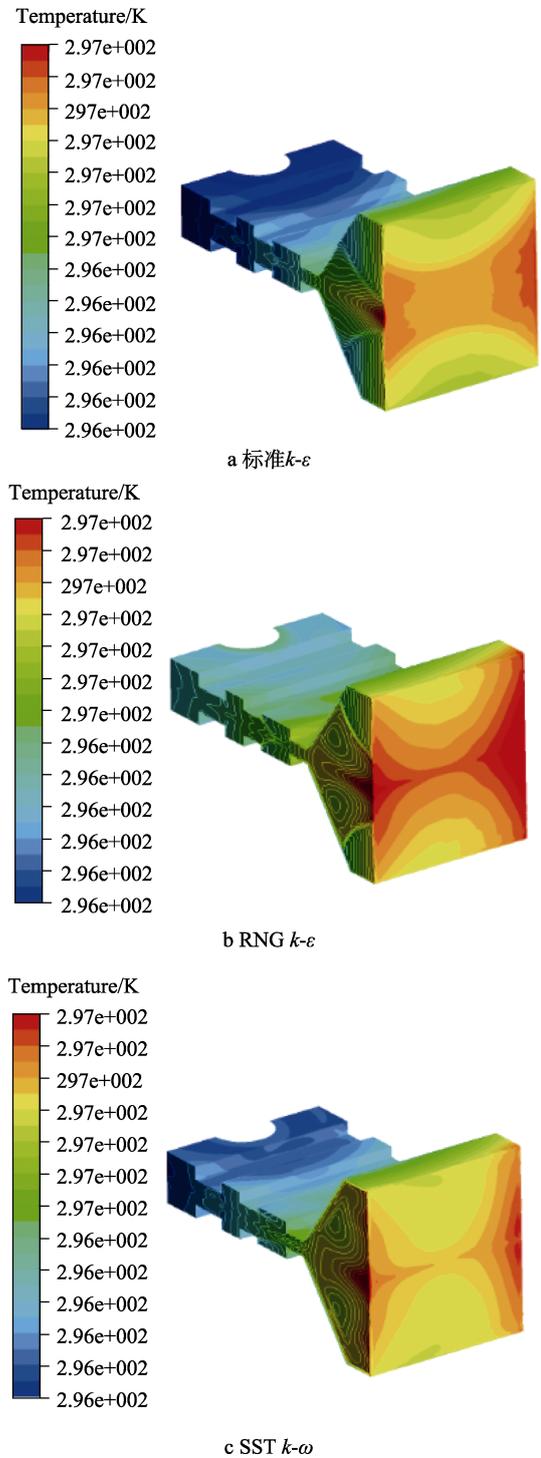


图 8 转臂和吊斗表面温度分布

Fig.8 Surface temperature distribution of boom and bucket: a) standard $k-\varepsilon$; b) RNG $k-\varepsilon$; c) SST $k-\omega$ models

3.2 旋转域划分对计算的影响

SRF 方法和 MRF 方法是 2 种不同的用于求解带

旋转问题的方法。SRF 方法将整个计算域看作旋转域，求解运动方程时速度为相对速度。MRF 方法是当计算域无法建立为整个旋转域时，将计算域划分为旋转域和静止域，旋转域在相对坐标系下求解，静止域在绝对坐标系下求解^[21]，数据通过交接面进行传递，通常用于计算搅拌罐、离心风机和离心泵等的计算，且受转子直径和计算域直径比值的影响，计算精度与旋转域尺寸的大小有关。Harshal Patil 等^[22]利用 MRF 方法模拟了搅拌罐中流体流动，对比实验结果研究了旋转域大小对计算精度的影响，发现旋转域半径接近搅拌罐半径时，存在最优半径，此时计算结果与实验值最为接近。

郝雨等^[16]和郭毅楠等^[15]采用 MRF 方法分别对低了中低转速和高速土工离心机进行了数值计算，而尚未采用 SRF 方法对其进行计算。由于土工离心机转臂半径较大，吊斗摆起时与侧壁的间距较小，受转臂扰动的空气范围更大，有必要研究计算域建模对计算结果的影响。

本文针对上述土工离心机模型，建立了 3 种不同的计算域模型，研究旋转域大小对其风阻功率的影响。方案 1：整个空气域设置为旋转域，上下壁面和侧壁保持静止，即采用 SRF 方法对离心机进行数值计算。方案 2 和方案 3 均采用 MRF 方法，计算域划分有所不同。方案 2：将空气域分割为 2 部分，一部分为包含转臂转轴的内侧旋转域，另一部分为包含侧壁的外侧静止域，静止域宽度与机室半径的比值 R 为 $1/13$ 。土工离心机吊篮摆起后，距离侧壁的间距较小，为了排除静止域宽度与机室半径的比值对计算的影响，本文根据模型实际尺寸，建立了几种不同 R 的模型。通过计算发现，不同比值的模型所得风阻功率相差较小， $R=1/13$ 时，计算所得风阻功率与实验值最为接近，故取静止域宽度与机室半径的比值为 $1/13$ 。方案 3：将空气域分割为 2 部分，不同的是，在方案 2 的基础上，在上下壁面各增加了厚度为机室高度 $1/14$ 的静止域，这与郝雨、郭毅楠等人研究中的建模方案一致。3 种计算域划分如图 9 所示。

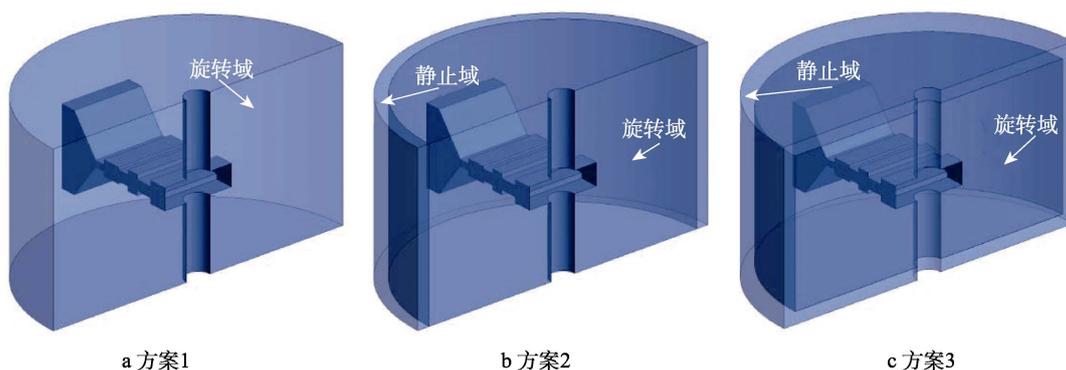


图 9 旋转域划分

Fig.9 Rotation domain division: a) option 1; b) option 2; c) option 3

转速为 22.1、31.3 rad/s 时，3 种方案计算所得风阻功率与实验值的对比见表 4。可以看出，转速为 31.3 rad/s 时，方案 1 计算所得风阻功率与实验值更加接近，方案 2 和方案 3 计算结果基本一致，风阻功率较实验值偏大。转速为 22.1 rad/s 时，相比方案 2 和方案 3，方案 1 计算结果较实验值偏小。这是由于低转速时，转臂与支座的摩擦功率占整体功率的比值更大，而这部分功率在计算中无法体现。综合对

比 2 种转速下 3 种方案的计算结果可以看出，SRF、MRF 方法均能较好地预测土工离心机风阻功率，随转速增加，2 种方法的预测结果都出现误差增大。相比 MRF 方法，SRF 方法的预测结果和实验值更接近。这是由于转臂和侧壁间隙较小，空气流经间隙时，摩擦壁面做功占比较大，而交界面处转-静域数据传递会对计算精度有一定影响，导致计算结果误差增大。

表 4 不同计算域划分所得风阻功率与实验值对比

Tab.4 Comparison of wind resistance torque obtained by dividing different calculation domains with experimental values

	风阻功率 (22.1 rad/s)/kW			风阻功率 (31.3 rad/s)/kW		
	实验	CFD	误差/%	实验	CFD	误差/%
方案 1	16.1	15.4	3.9	39.7	42.9	8.0
方案 2	16.1	15.5	3.5	39.7	43.7	10.0
方案 3	16.1	15.6	2.9	39.7	43.9	10.6

31.3 rad/s 转速下，不同位置半径方向上的切向速度如图 10 所示。在转臂半径范围内，3 种方案计算所得切向速度在不同位置处分布基本一致。在吊篮附近，采用 MRF 方法计算时，空气绕流速度略小，在靠近机室上壁位置处，吊篮附近方案 3 计算所得空气切向速度略小，空气扰流时的局部加速现象不明显。综合对比 3 种方案计算结果可以发现，对于土工离心机这种转子半径较大的计算，采用 MRF 方法会弱化气体局部加速的现象，在主要做功区域交界面处数据传递，也会一定程度上降低计算的精度。

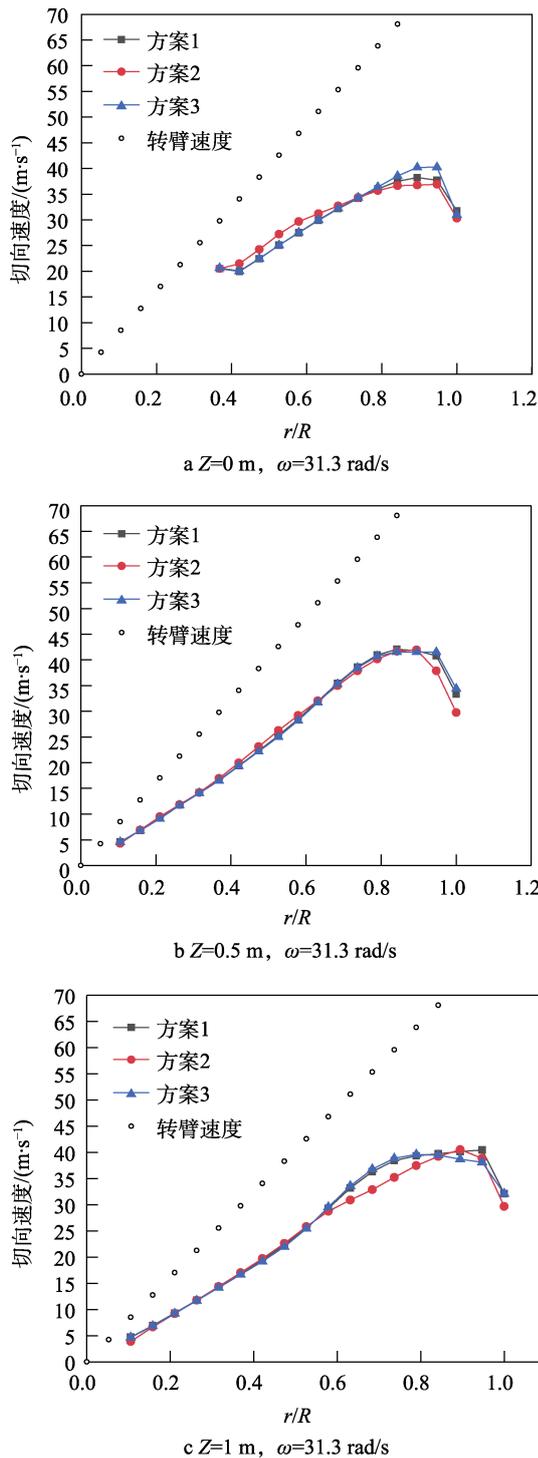


图 10 不同位置半径方向上的切向速度
Fig.10 Tangential velocity in the radial direction at different positions

不同旋转域划分得到的过转臂中心水平截面速度分布如图 11 所示。由图 11 可知, 采用 MRF 方法建模时, 由于在动静交界面处存在数据传递, 空气扰流吊斗时局部加速较小, 吊斗和机室侧壁间隙处高速区减小。采用 SRF 计算所得速度分布更为合理。3 种划分方法所得转臂和吊斗表面温度分布基本一致, 说明温度对计算域的划分敏感性较弱。

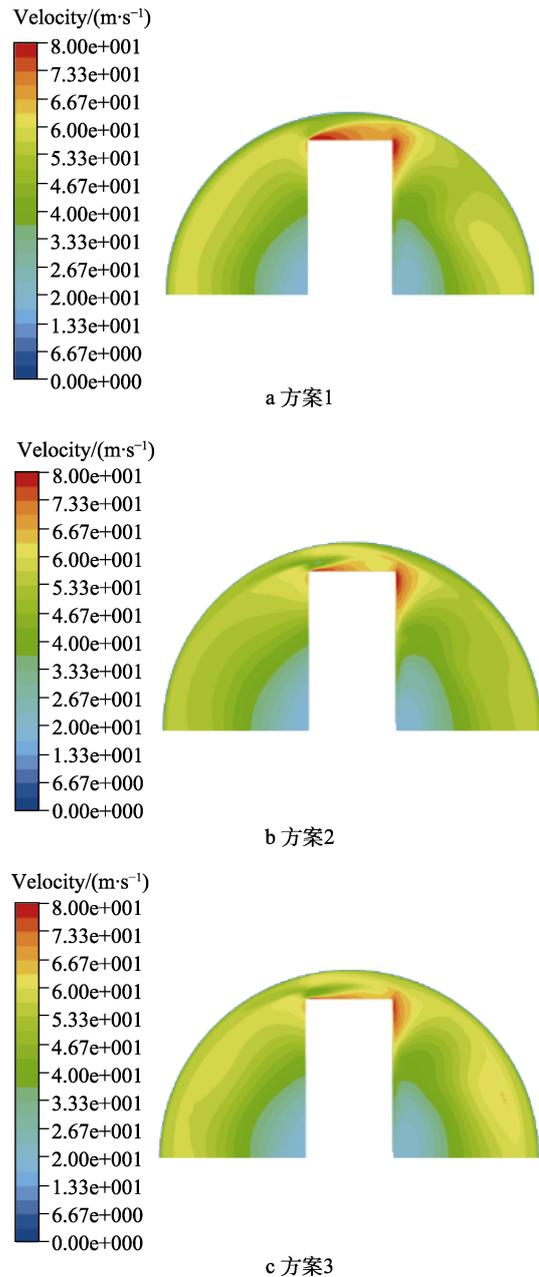


图 11 过转臂中心水平截面速度分布
Fig.11 The horizontal section velocity distribution through the center of the boom: a) option 1; b) option 2; c) option 3

4 结论

本文研究了湍流模型和旋转域划分对土工离心机数值计算的影响, 对比实验所得风阻功率, 确定了适用于土工离心机数值计算的湍流模型和建模方案, 建立了可靠的数值模型, 现得到如下结论:

1) 对比实验结果表明, 本文建立的数值模型可以较为准确地预测土工离心机的风阻功率。由于不同湍流模型计算涡黏系数的方法不同, 导致计算所得风阻功率有所偏差, RNG $k-\epsilon$ 湍流模型更适用于土工离心机的数值计算。

2) 对于土工离心机这种转臂半径较大, 计算域可以看作整个旋转域的问题, SRF 方法具有建模简单、可靠性高的特点。

3) 中低转速下, 湍流模型的选择和旋转域划分对转臂和吊斗表面温度分布的影响较小。

参考文献:

- [1] 王永志. 大型动力离心机设计理论与关键技术研究[J]. 国际地震动态, 2014, 44(5): 44-45.
WANG Yong-zhi. Research on Design Theory and Key Technology of Large-Scale Dynamic Centrifuge[J]. Recent Developments in World Seismology, 2014, 44(5): 44-45.
- [2] 白冰, 周健. 土工离心模型试验技术的一些进展[J]. 大坝观测与土工测试, 2001(1): 36-39.
BAI Bing, ZHOU Jian. Some Advances in Geotechnical Centrifuge Model Test Technology[J]. Dam Observation and Geotechnical Tests, 2001(1): 36-39.
- [3] 包承纲. 我国离心模拟试验技术的现状和展望[J]. 岩土工程学报, 1991, 13(6): 92-97.
BAO Cheng-gang. The State and Prospect of Centrifugal Model Test in China[J]. Chinese Journal of Geotechnical Engineering, 1991, 13(6): 92-97.
- [4] 董龙雷, 闫桂荣, 廖红建. 岩土工程中动态离心模型试验技术的应用[J]. 岩石力学与工程学报, 2000, 19(6): 789-793.
DONG Long-lei, YAN Gui-rong, LIAO Hong-jian. The Dynamic Centrifuge Model Test in Geotechnical Engineering[J]. Chinese Journal of Rock Mechanics and Engineering, 2000, 19(6): 789-793.
- [5] 邢建营, 邢义川, 梁建辉. 土工离心模型试验研究的进展与思考[J]. 水利与建筑工程学报, 2005, 3(1): 27-31.
XING Jian-ying, XING Yi-chuan, LIANG Jian-hui. Development and Thoughts of Geotechnical Centrifuge Modeling[J]. Journal of Water Resources and Architectural Engineering, 2005, 3(1): 27-31.
- [6] 林伟岸, 郑传祥, 蒋建群, 等. 大容量超重力离心机温控缩比模型试验[J]. 浙江大学学报(工学版), 2020, 54(8): 1587-1592.
LIN Wei-an, ZHENG Chuan-xiang, JIANG Jian-qun, et al. Temperature Control Test of Scaled Model of High Capacity Hypergravity Centrifuge[J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2020, 54(8): 1587-1592.
- [7] 林伟岸, 陈云敏, 杜尧舜, 等. 高校建设国家重大科技基础设施机制的探索与实践[J]. 实验技术与管理, 2019, 36(4): 250-252.
LIN Wei-an, CHEN Yun-min, DU Yao-shun, et al. Exploration and Practice on Mechanism of Constructing Na-
- tiona Major Science and Technology Infrastructure in Colleges and Universities[J]. Experimental Technology and Management, 2019, 36(4): 250-252.
- [8] 刘小刚, 王新伦. CKY-200 型土工离心机研制[J]. 机械设计与制造, 2012(6): 113-115.
LIU Xiao-gang, WANG Xin-lun. Research and Design of Geotechnical Centrifuge of CKY-200[J]. Machinery Design & Manufacture, 2012(6): 113-115.
- [9] LI Xin-yao, LUO Zhao-yu, LIN Ming, et al. Design and Research of Condition Monitoring and Fault Diagnosis System of Geotechnical Centrifuge[J]. Applied Mechanics and Materials, 2012, 224: 460-465.
- [10] 贾普照. 稳态加速度模拟试验设备: 离心机设计(4)[J]. 航天器环境工程, 2009, 26(4): 386-400.
JIA Pu-zhao. Steady State Acceleration Simulation Test Equipment-Centrifuge design(Part IV)[J]. Spacecraft Environment Engineering, 2009, 26(4): 386-400.
- [11] 杜延龄. 土工离心模型试验基本原理及其若干基本模拟技术研究[J]. 水利学报, 1993, 24(8): 19-28.
DU Yan-ling. Fundamental Principle and some Modeling Techniques of Geotechnical Centrifugal Model Test[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 1993, 24(8): 19-28.
- [12] 孙述祖. 土工离心机设计综述(二)[J]. 水利水电科学研究, 1991(2): 219-226.
SUN Shu-zu. Review of Design for Geotechnical Centrifuge(II) [J]. Hydro-Science and Engineering, 1991(2): 219-226.
- [13] 尹益辉, 余绍蓉, 冯晓军, 等. 密闭机室型土工离心机的风阻功率[J]. 绵阳师范学院学报, 2010, 29(2): 1-5.
YIN Yi-hui, YU Shao-rong, FENG Xiao-jun, et al. Aerodynamic Power of Geotechnical Centrifuges with Closed Chamber[J]. Journal of Mianyang Normal University, 2010, 29(2): 1-5.
- [14] 黄鹏, 尹益辉, 李顺利, 等. 离心机风阻功率及启动过程分析[J]. 装备环境工程, 2015, 12(5): 105-110.
HUANG Peng, YIN Yi-hui, LI Shun-li, et al. Analysis of Wind Resistance Power and Starting Process of Centrifuge[J]. Equipment Environmental Engineering, 2015, 12(5): 105-110.
- [15] 郭轶楠, 杨毅, 王亚林, 等. 基于 ZJU400 土工离心机的 CFD 模拟方法[J]. 装备环境工程, 2020, 17(11): 85-89.
GUO Yi-nan, YANG Yi, WANG Ya-lin, et al. CFD Simulation Method Based on ZJU400 Geotechnical Centrifuge[J]. Equipment Environmental Engineering, 2020, 17(11): 85-89.
- [16] 郝雨, 尹益辉, 万强, 等. 基于 CFD 的土工离心机风阻及流场特性分析[J]. 装备环境工程, 2018, 15(2): 52-56.
HAO Yu, YIN Yi-hui, WAN Qiang, et al. Wind Resistance

- and Flow Field Characteristic Analysis of Geotechnical Centrifuges Based on CFD[J]. *Equipment Environmental Engineering*, 2018, 15(2): 52-56.
- [17] 徐太栋, 杜平安, 王炼, 等. 基于 CFD 的精密离心机风阻优化[J]. *工程设计学报*, 2014, 21(6): 572-577.
XU Tai-dong, DU Pin-gan, WANG Lian, et al. Optimization Design of Wind Resistance for Precision Centrifuge Based on CFD[J]. *Chinese Journal of Engineering Design*, 2014, 21(6): 572-577.
- [18] LAUNDER B, SPALDING D. *Lectures in Mathematical Models of Turbulence*[M]. New York: Academic Press, 1972.
- [19] ORSZAGS A, YAKHOT, FLANNERYW S, et al. Renormalization Group Modeling and Turbulence Simulations[J]. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 1998(30): 275-310.
- [20] MENTER F R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications[J]. *AIAA Journal*, 1994, 32(8): 1598-1605.
- [21] Chen L. Numerical Simulation of Local Characteristics in an Aerated Stirred Tank with Multiple Impellers[J]. *Journal of Beijing University of Chemical Technology (Natural Science Edition)*, 2010, 37(3): 14-19.
- [22] PATIL H, PATEL A K, PANT H J, et al. CFD Simulation Model for Mixing Tank Using Multiple Reference Frame (MRF) Impeller Rotation[J]. *ISH Journal of Hydraulic Engineering*, 2021, 27(2): 200-209.

责任编辑: 刘世忠