

文章编号:1671-6833(2025)01-0113-06

# 不同湍流模型对环形射流泵流场模拟的影响

向伟宁,陈云良,熊顺,张艳

(四川大学 水利水电学院,四川 成都 610065)

**摘要:**为准确反映环形射流泵吸入室内流体剧烈的动量交换对流场的影响,将 RNG  $k-\varepsilon$  (RNG)、Realizable  $k-\varepsilon$  (RKE)、RSM、Standard  $k-\omega$  (SKW)、SST  $k-\omega$  (SST) 这 5 种湍流模型和 3 种壁面处理方法进行组合对比计算,并开展水力实验进行验证。结果表明:不同壁面函数对环形射流泵性能和壁面压力系数的计算影响很小;相较于 RNG、SKW、SST、RKE 模型或 RSM 模型结合可扩展壁面函数(ScWF)的计算结果与实测更吻合。对比模拟流场发现:低流量比工况下不同湍流模型性能预测结果与模拟的回流区分布范围相关,模拟出来的回流区范围越大,预测的环形射流泵性能越低。基于熵产理论分析认为,环形射流泵的能量损失主要源于分布在壁面和混合剪切层的湍动熵产,高流量比工况下 RSM 模型计算得到的湍动熵产率偏高,是其预测性能低于 RKE 模型的主要原因。

**关键词:**环形射流泵;湍流模型;性能;回流区;熵产理论

**中图分类号:**TH38 **文献标志码:**A **doi:**10.13705/j.issn.1671-6833.2024.04.013

射流泵是一种利用高速工作液驱动,用于抽吸、混合和输送低速流体的流体机械。射流泵没有运动部件,具有结构简单、密封性好和安全性高等优点,广泛应用于水利<sup>[1]</sup>、能源<sup>[2]</sup>、核电<sup>[3]</sup>等领域。根据喷嘴和吸入室位置的不同,射流泵可分为中心射流泵和环形射流泵。中心射流泵的喷嘴在中心位置,被吸液管道环绕在其周围。与中心射流泵相反,环形射流泵的被吸液管道在中心位置,喷嘴环绕在被吸液管道周围形成环形喷嘴,其优点是被吸液的过流通道大,且没有阻碍,因此,常用于输送含较大体积固体物质的混合流体<sup>[4-6]</sup>。

计算流体动力学(CFD)是目前研究射流泵性能和内部流场的主要手段,学者们使用不同的湍流模型进行数值研究。在中心射流泵中,Fan 等<sup>[7]</sup>使用 3 种  $k-\varepsilon$  和 RSM 湍流模型来预测气体中心射流泵性能,发现 RSM 模型可以准确预测射流泵压力随质量流量的变化。周凌九等<sup>[8]</sup>基于雷诺平均 N-S 方程(RANS)和大涡模拟(LES)对中心射流泵内部流场进行数值模拟,发现小流量比时不同模型计算结果均与实验吻合;随着流量比的增大,LES 计算结果与实验最吻合。杨雪龙等<sup>[9]</sup>采用不同湍流模型和壁

面函数的组合对中心射流泵进行数值模拟,发现湍流模型的影响大于壁面函数,综合考虑计算精度和计算时间,采用 SKE 或 RKE 模型更加合适。环形射流泵的工作原理与中心射流泵不同,适用的湍流模型也不同。Kwon 等<sup>[10]</sup>采用 SKE 和 RNG 湍流模型对环形射流泵进行数值模拟,并与实验结果对比,发现两种模型预测工作液和混合液压力准确,但是预测被吸液的质量流量不准确。Yang 等<sup>[11]</sup>采用 3 种  $k-\varepsilon$  湍流模型对环形射流泵进行数值模拟,结果发现 RNG 模型性能的计算结果与实验更吻合。

上述环形射流泵研究大多采用二维轴对称模型,没有考虑三维流动的特性。并且环形射流泵高速工作液通过环形喷嘴进入吸入室后提携被吸流体,与其产生剧烈的动量交换<sup>[12]</sup>。只有采用合适的湍流模型与壁面处理方法组合才能准确反映吸入室内流体剧烈的动量交换对流场的影响。因此,采用不同湍流模型与壁面处理方法组合对环形射流泵三维模型进行计算验证是有必要的。另一方面,上述大部分研究仅将不同湍流模型计算得到的性能与实验对比,缺乏内部流场的对比分析。

本文将 RNG  $k-\varepsilon$  (RNG)、Realizable  $k-\varepsilon$  (RKE)、

收稿日期:2024-02-02;修订日期:2024-04-26

基金项目:国家自然科学基金资助项目(52276208)

通信作者:陈云良(1976—),男,云南巍山人,四川大学教授,博士,主要从事工程水力学研究,E-mail:chenyunliang@scu.edu.cn。

引用本文:向伟宁,陈云良,熊顺,等.不同湍流模型对环形射流泵流场模拟的影响[J].郑州大学学报(工学版),2025,46(1):113-118,125.(XIANG W N, CHEN Y L, XIONG S, et al. Influence of turbulence models on the flow field simulation of annular jet pump[J]. Journal of Zhengzhou University (Engineering Science), 2025, 46(1): 113-118, 125.)

RSM、Standard  $k-\omega$  (RKW)、SST  $k-\omega$  (SST) 这 5 种湍流模型和 3 种壁面处理方法进行组合,对环形射流泵三维模型开展数值研究。同时搭建水力实验台,对比分析计算与实验的结果,选择合适的湍流模型和壁面处理方法组合,为环形射流泵优化设计提供参考依据。

1 实验方案

1.1 实验装置

图 1 为环形射流泵示意图,射流泵由以下 6 个部分组成:工作管、被吸管、吸入室、喉管、扩散管、出水管。所采用射流泵面积比(喉管入口面积和喷嘴出口面积之比)为 2.22。工作管直径为 100 mm,被吸管直径  $D_s$  为 44 mm,吸入室角度  $\alpha$  为  $20^\circ$ ,喉管直径  $D_l$  为 40 mm,喉管长度  $L_l$  为 100 mm,扩散管角度  $\beta$  为  $6^\circ$ ,出水管直径  $D_d$  为 60 mm。射流泵沿流向布置 7 个壁面压力测点,依次编号①~⑦,分别布置在喉管入口断面下游 10、50、90、140、190、240、357 mm 处。

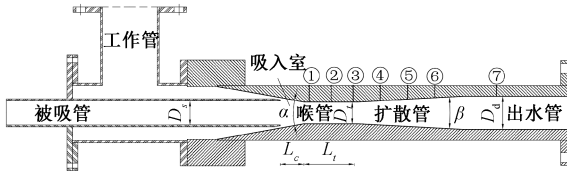


图 1 环形射流泵装置示意图

Figure 1 Schematic diagram of annular jet pump

图 2 为实验装置实物图,实验工作液流量采用 LWY-50F 型涡轮流量计测量,精确度等级为 0.5 级。混合液的流量采用 LWY-80F 型涡轮流量计测量,精确度等级为 0.5 级。工作液压力和混合液压力采用 Y-100 型压力表测量,精确度等级为 1.6 级。测点①~⑦壁面压力测点采用 CY200 型压力传感器测量,精确度等级为 0.1 级。

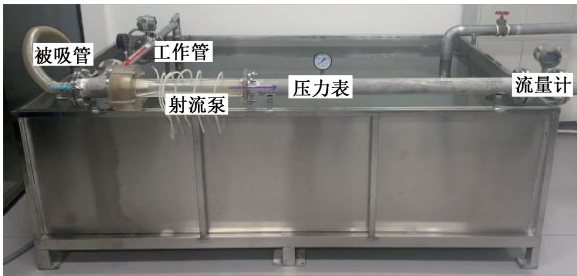


图 2 实验装置实物图

Figure 2 Diagram of experiment device

1.2 基本参数

射流泵的基本参数为流量比  $q$ , 压力比  $h$  和效率  $\eta$ , 定义分别为

$$q = (Q_c - Q_j) / Q_j; \tag{1}$$

$$h = (H_c - H_s) / (H_j - H_s); \tag{2}$$

$$\eta = qh / (1 - h). \tag{3}$$

式中:  $Q$  为体积流量,  $\text{m}^3/\text{h}$ ;  $H$  为总压, Pa; 下标  $j$ 、 $s$  和  $c$  分别表示工作液、被吸液和混合液。

1.3 实验步骤

实验步骤具体如下:工作管阀门保持一定开度;通过调节出水管阀门改变混合液流量及出口压力,获得不同工况;调节后等待 5~10 min,待流量计示数稳定后,通过压力传感器测量并记录壁面压力测点数据,每组数据记录时长为 2 min,同时读取工作液流量、混合液流量;重复上述操作测量不同流量比工况。

2 计算模型

2.1 CFD 模型

数值模拟模型尺寸与实验一致,模型与网格划分如图 3 所示。计算采用 5 种湍流模型和 3 种壁面处理方法,在使用 RKE, RNG 和 RSM 模型时,壁面处理方法采用标准壁面函数(StWF),可扩展壁面函数(ScWF),增强壁面处理(EWT)。2 种  $k-\omega$  模型 SKW 和 SST 在壁面处的网格需要加密,所用网格数量与 EWT 处理的一致。总共有 11 种组合,需要 2 套网格。边界条件设置依据文献[13],工作液进口设置为速度入口,被吸液进口设为压力进口,混合液出口设为压力出口。压力与速度耦合方式选择 Couple 算法,动量方程和湍动能方程采取二阶迎风格式进行离散。在计算过程中,对出口位置的流量和压强进行监测,当这些量同时保持稳定或在某一值附近振荡,且各项残差低于  $1.0 \times 10^{-5}$  时,认为计算收敛。

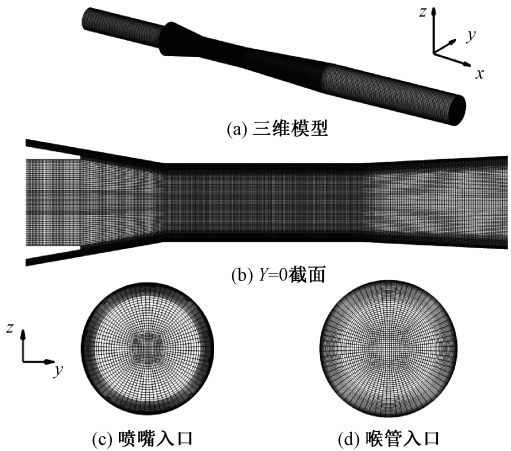


图 3 环形射流泵模型与网格划分

Figure 3 The model of annular jet pump and the mesh

2.2 网格无关性验证

为消除网格因素对计算结果的影响,对模型进行网格无关性验证。如图 4(a)所示,RKE、RNG、RSM 模型结合 StWF、ScWF 壁面处理方法的 6 种组合网格数由  $14.5\times10^4$  增加至  $175\times10^4$ ;其余 5 种组合的网格壁面处需要加密,如图 4(b)所示,网格数从  $56.6\times10^4$  增加至  $337.3\times10^4$ 。前 6 种组合的网格在  $92\times10^4$  后效率变化小于 0.5%,继续增加网格数只会增加计算成本,故网格数选择  $92\times10^4$ 。同理,后 5 种组合的网格数选择  $232\times10^4$ 。

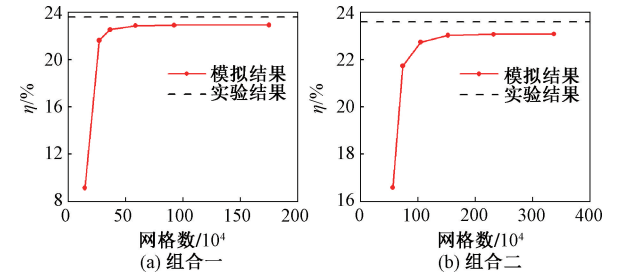


图 4 网格无关性验证 ( $q=0.27$ )

Figure 4 Grid independence verification ( $q=0.27$ )

3 结果分析

3.1 性能及壁面压力系数

图 5 为环形射流泵性能曲线结果对比。从图 5 可以看出,所有模型组合计算的性能曲线与实验的性能曲线趋势基本一致,但 SKW 模型计算得到的结果与实验相差较大。

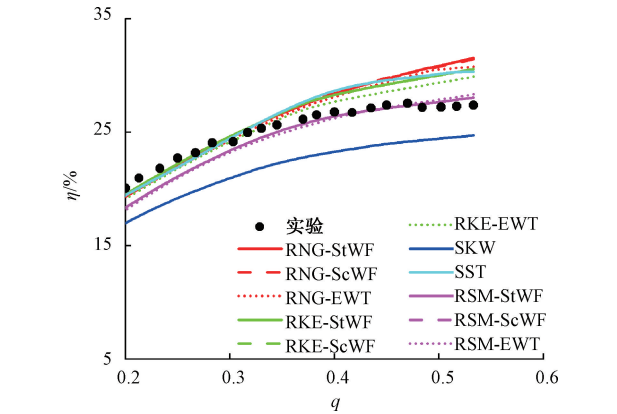


图 5 环形射流泵性能曲线

Figure 5 Performance curve of annular jet pump

为了更清晰地反映不同模型计算结果与实验的差别,引入误差  $e$ :

$$e = \left| \left( 1 - \frac{N_{\text{num}}}{N_{\text{exp}}} \right) \times 100\% \right|。$$

(4)

式中: $N_{\text{exp}}$  为实验数据; $N_{\text{num}}$  为数值模拟数据。

表 1 为不同模型效率误差分析。从表 1 可以看出,小流量比时 RKE 模型性能计算结果与实验更接

近,这与文献[11–12]的计算结论是一致的;随着流量比的增大,RSM 模型的误差逐渐缩小,与实验更加吻合。同时,不同的壁面处理方法对性能计算结果影响很小,与相关文献[9]的结论类似。

表 1 效率误差分析

模型组合	$e/\%$				
	$q=0.2$	$q=0.3$	$q=0.4$	$q=0.5$	$q=0.533$
RNG-StWF	6.50	0.60	5.21	8.19	10.15
RNG-ScWF	6.16	0.02	5.71	8.06	9.77
RNG-EWT	5.89	1.87	4.19	7.04	7.43
RKE-StWF	5.13	0.23	4.97	6.20	6.75
RKE-ScWF	5.20	0.27	4.93	6.15	6.71
RKE-EWT	5.82	2.21	2.83	3.91	4.37
SKW	17.48	15.09	13.70	14.08	13.74
SST	7.12	3.19	6.13	5.86	5.91
RSM-StWF	9.62	5.65	1.74	1.64	0.54
RSM-ScWF	9.63	5.66	1.73	1.63	0.53
RSM-EWT	10.70	6.04	2.74	1.96	1.06

图 6 为环形射流泵的壁面压力系数分布。壁面压力系数的定义为

$$C_p = \frac{p - p_0}{0.5\rho v_j^2}。$$

(5)

式中: $p$  为某点壁面时均压力值,Pa; $p_0$  为参考点的时均压力值,Pa; $v_j$  为环形喷嘴出口平均流速,m/s。

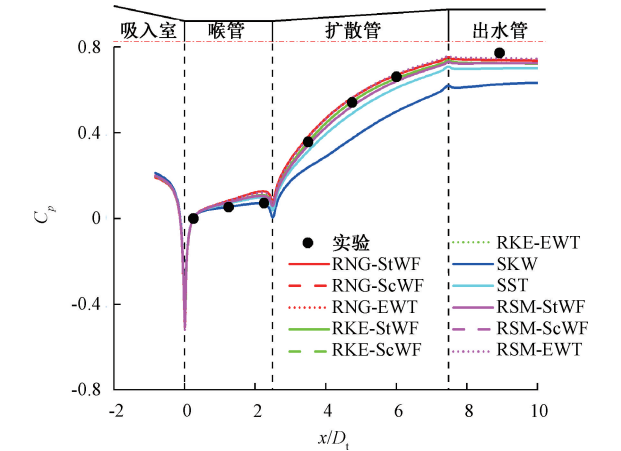


图 6 壁面压力系数分布 ( $q=0.52$ )

Figure 6 Distribution of  $C_p$  ( $q=0.52$ )

从图 6 可知,所有湍流模型组合计算得到的壁面压力系数曲线趋势与实验吻合,但是具体计算结果与实验结果存在误差。同时计算结果在喉管至扩散管交界有下降,这是因为该处结构有转折,产生界面低压点,故壁面压力系数突然降低。表 2 为不同位置壁面压力系数误差,从表 2 可以看出,除 SKW, SST 模型外,RNG、RKE、RSM 这 3 种模型计算得到的壁面压力系数与实验结果相差不大。对比不同壁



面处理方法计算得到的壁面压力系数,可以看出壁面处理方法对计算结果的影响很小。

表 2 不同位置壁面压力系数误差

Table 2 Error of  $C_p$  at different positions

模型组合	$e/\%$	
	$x/D_t = 4.75$	$x/D_t = 8.93$
RNG-StWF	3.80	6.27
RNG-ScWF	3.81	6.27
RNG-EWT	3.91	4.18
RKE-StWF	0.43	6.16
RKE-ScWF	0.43	6.16
RKE-EWT	0.49	6.06
SKW	31.11	18.91
SST	9.57	9.33
RSM-StWF	3.29	4.36
RSM-ScWF	3.29	4.38
RSM-EWT	3.98	3.25

综上所述,选择不同壁面处理方法对环形射流泵数值模拟结果影响很小,但 ScWF 不会恶化任意精细网格的计算结果<sup>[14]</sup>,选择合适的湍流模型与其结合就可以获得精度较高的计算结果。在低流量比工况下,RKE 模型性能计算结果与实验更吻合;随着流量比的升高,RSM 模型性能计算结果与实验更接近。对于壁面压力系数的计算,RNG、RKE、RSM 模型相差较小。综合以上分析,推荐使用 RKE 模型或 RSM 模型结合 ScWF 来模拟环形射流泵。

3.2 流场对比

不同流量比工况下不同湍流模型的计算结果存在差异,为寻找产生差异的原因,对不同湍流模型计算的流场进行分析。选取 RKE、RSM、SKW 这 3 种模型进行对比,图 7 为不同流量比工况的流线分布。从图 7(a)可以看出,在小流量比( $q=0.2$ )工况下,RKE 模型计算得到的回流区范围略小于 RSM 模型;SKW 模型的回流区范围约为其他模型的 2 倍。上述 3 个模型中,RKE 模型是标准  $k-\varepsilon$  模型的变形,通过数学约束改善了模型的性能,更适合圆形射流和中等强度旋流;RSM 模型是最复杂的 RANS 模型,它避免了各向同性的涡黏假设,直接求解雷诺应力;SKW 模型是用两个输运方程求解  $k$  与  $\omega$ ,主要用于低雷诺数流动。在流量比  $q=0.2$  时 SKW 模型性能计算结果低于其他模型,分析不同模型的区别,认为是由于其回流区范围预测过大,环形射流泵吸入室回流损失偏多。在大流量比( $q=0.5$ )工况下,RKE 模型和 RSM 模型流线分布差别很小;SKW 模型在扩散管出现回流区,这与其他模型的计算结果不符,也是该流量比工况下 SKW 模型性能计算结果

与其他模型相差较大的原因。

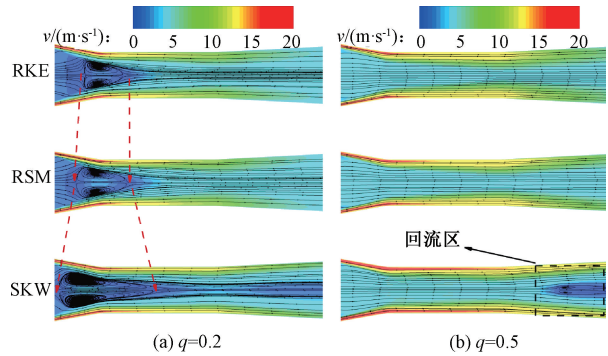


图 7 流线分布

Figure 7 Streamline distribution

3.3 能量熵产损失

在大流量比工况下,RSM 模型计算得到的效率比 RKE 模型低,但模拟流场中的流线分布区别不大,所以考虑从能量损失的角度来分析这两个湍流模型计算结果的差异。目前离心泵<sup>[15]</sup>、立式泵<sup>[16]</sup>等泵类水力机械中能量损失通常采用熵产理论进行分析,所以使用其分析环形射流泵的能量损失是可靠的。

在湍流流动中,熵产主要由直接耗散和湍动耗散引起<sup>[17]</sup>。本文流场计算设定为恒温状态,该状态下直接耗散引起的熵产率记为直接熵产率  $S_{\text{mean}}$ ,由湍动耗散引起的熵产率记为湍动熵产率  $S_{\text{turb}}$ ,计算公式为

$$S_{\text{mean}} = \frac{\mu}{T} \left\{ 2 \left[ \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right)^2 \right\}; \quad (6)$$

$$S_{\text{turb}} = \frac{\mu}{T} \left\{ 2 \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right\}。 \quad (7)$$

式中: $\mu$  为动力黏度,  $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ;  $T$  为热力学温度,  $\text{K}$ ;  $\bar{u}$ 、 $\bar{v}$ 、 $\bar{w}$  分别为  $x$ 、 $y$ 、 $z$  方向的时均速度;  $u$ 、 $v$ 、 $w$  分别为  $x$ 、 $y$ 、 $z$  方向的瞬时速度。

本文所用的 RANS 方法无法计算出射流泵内部流场的瞬时脉动量,为了解决这个问题,引入 Kock 等<sup>[18]</sup>提出的计算方法来获取由脉动速度引起的湍动熵产率。

图 8 为流量比  $q=0.52$  时沿流动方向不同横截面熵产率分布云图,对比两种熵产率的分布情况,环形射流泵内流体时均运动产生的直接熵产率最大值约为  $2\,300\text{ W}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$ ,而流场中由脉动速度引起的湍动熵产率最大值超过  $20\,000\text{ W}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$ 。直

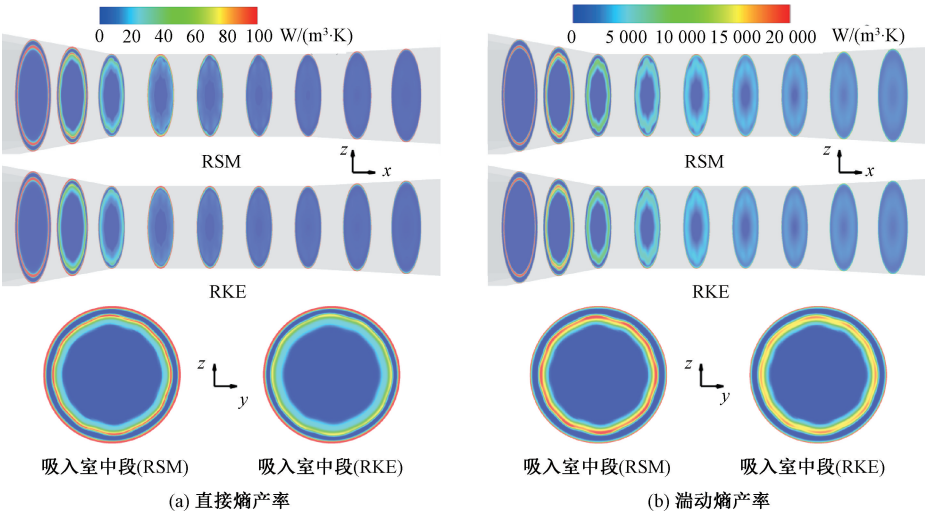


图 8 不同横截面熵产率分布云图 ( $q=0.52$ )

Figure 8 Contours of entropy production rate at different cross sections ( $q=0.52$ )

接熵产率主要分布在吸入室的混合剪切层和壁面,除上述区域外大部分直接熵产率低于  $100\text{ W}/(\text{m}^3\cdot\text{K})$ ;而湍动熵产率分布于吸入室和喉管前端的混合剪切层以及壁面,在吸入室内混合剪切层范围中的最大值超过  $10\,000\text{ W}/(\text{m}^3\cdot\text{K})$ 。根据以上分析结果可以认为湍动耗散引起的能量损失是环形射流泵能量损失的主要原因。

图 9 为不同湍流模型熵产率沿流向壁面的分布,直接熵产率和湍动熵产率整体呈先上升后下降的变化趋势,在喉管入口达到最大值,并在出水管后达到最低稳定值。从图 9(a)可以看出,RSM 模型计算的壁面直接熵产率几乎全段高于 RKE 模型,这说明 RSM 模型计算的直接耗散的能量损失大于 RKE 模型。从图 9(b)可以看出,RSM 模型计算的壁面湍动熵产率与 RKE 模型相差不大。

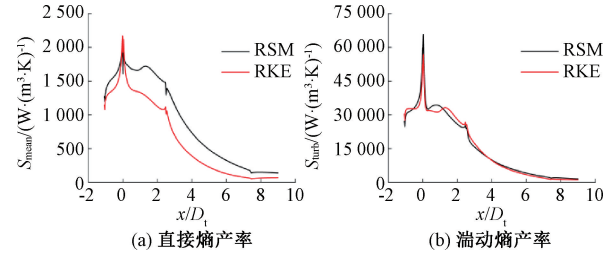


图 9 不同湍流模型熵产率壁面分布 ( $q=0.52$ )

Figure 9 Wall distribution of entropy production in different turbulence models ( $q=0.52$ )

图 10 为不同湍流模型熵产率的径向分布,从图 10(a)可以看出,两种湍流模型的直接熵产率沿径向变化很小,仅在壁面有差距,且差距沿流向逐渐减小。从图 10(b)可以看出,两种湍流模型的湍动熵产率在混合剪切层附近会出现一个明显的峰值,而且该区域 RSM 模型计算

的湍动熵产率比 RKE 模型高,能量损失更大,所以在中高流量比工况 ( $q=0.52$ ) 下,RSM 模型计算得到的效率值低于 RKE 模型。

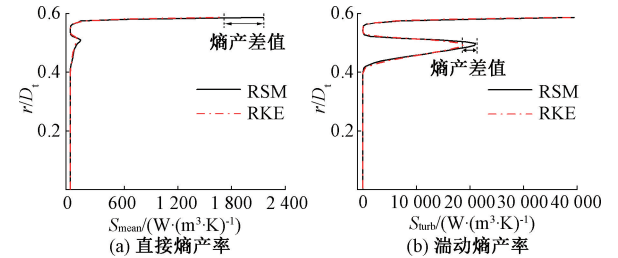


图 10 不同湍流模型熵产率径向分布 ( $q=0.52$ )

Figure 10 Radial distribution of entropy production in different turbulence models ( $q=0.52$ )

4 结论

(1)不同壁面处理方法对环形射流泵性能、壁面压力系数计算结果影响很小。与 RNG、SKW、SST 模型相比,RKE 模型和 RSM 模型整体性能计算结果与实验结果较为吻合,这与相关文献的结论一致。其中 RKE 模型预测低流量比工况准确性较高,而 RSM 模型在高流量比工况预测上表现更为精确。除 SKW 和 SST 模型外,不同湍流模型计算壁面压力系数相差不大。推荐使用 RKE 模型或 RSM 模型结合 ScWF 模拟环形射流泵。

(2)低流量比工况下不同湍流模型性能计算结果与回流区分布范围相关。SKW 模型预测的回流区分布范围约为其他模型预测的两倍。回流区越大,环形射流泵的回流损失越多,这是导致 SKW 模型预测出的效率远低于其他模型的原因。

(3)基于熵产理论分析,环形射流泵中能量损

失大部分来源于湍动熵产,主要分布于壁面和混合剪切层。高流量工况下,RSM 模型计算得到的湍动熵产率相较于 RKE 模型更高,湍动熵产率越高,环形射流泵能量损失越多,这也是其预测出的效率低于 RKE 模型的主要原因。

参考文献:

[1] 熊顺,陈云良,向伟宁,等. 喷管结构对环形射流泵流场的影响[J]. 中国农村水利水电, 2023(10): 121-128.  
XIONG S, CHEN Y L, XIANG W N, et al. Influence of jet pipe structure on flow field of annular jet pump[J]. China Rural Water and Hydropower, 2023(10): 121-128.

[2] 刘华东,靳朝阳,王定标,等. 旁路结构对亚临界喷射器引射效率的影响[J]. 郑州大学学报(工学版), 2023, 44(6): 48-53.  
LIU H D, JIN Z Y, WANG D B, et al. Influence analysis of the bypass structure on entrainment ratio of a sub-critical ejector[J]. Journal of Zhengzhou University (Engineering Science), 2023, 44(6): 48-53.

[3] KOTAK V, PATHROSE A, SENGUPTA S, et al. Experimental investigation of jet pump performance used for high flow amplification in nuclear applications[J]. Nuclear Engineering and Technology, 2023, 55(10): 3549-3558.

[4] XIAO L Z, LONG X P, LI L, et al. Movement characteristics of fish in a jet fish pump[J]. Ocean Engineering, 2015, 108: 480-492.

[5] LONG X P, XU M S, WANG J, et al. An experimental study of cavitation damage on tissue of *Carassius auratus* in a jet fish pump[J]. Ocean Engineering, 2019, 174: 43-50.

[6] XU M S, LONG X P, MOU J G, et al. Impact of pressure gradients on fish scales in a jet fish pump[J]. Biosystems Engineering, 2020, 191: 27-34.

[7] FAN J, EVES J, THOMPSON H M, et al. Computational fluid dynamic analysis and design optimization of jet pumps[J]. Computers & Fluids, 2011, 46(1): 212-217.

[8] 周凌九,袁玲丽. 射流泵内部流动计算中不同湍流模拟方法的比较[J]. 排灌机械工程学报, 2013, 31(1): 25-30.  
ZHOU L J, YUAN L L. Comparison of internal flows in jet pump predicted by various turbulence models[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2013, 31(1): 25-30.

[9] 杨雪龙,龙新平,肖龙洲,等. 不同湍流模型对射流

泵内部流场模拟的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2013, 31(2): 98-102.

YANG X L, LONG X P, XIAO L Z, et al. Influence of different turbulence models on simulation of internal flow field of jet pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2013, 31(2): 98-102.

[10] KWON O B, KIM M K, KWON H C, et al. Two-dimensional numerical simulations on the performance of an annular jet pump[J]. Journal of Visualization, 2002, 5(1): 21-28.

[11] YANG X L, LONG X P, KANG Y, et al. Application of constant rate of velocity or pressure change method to improve annular jet pump performance[J]. International Journal of Fluid Machinery and Systems, 2013, 6(3): 137-143.

[12] 肖龙洲,蔡标华,胡洋. 不同吸入角度环形射流泵回流区域研究[J]. 流体机械, 2020, 48(2): 48-52.  
XIAO L Z, CAI B H, HU Y. Numerical investigation on the recirculation zone in annular jet pump at different angles of the suction chamber[J]. Fluid Machinery, 2020, 48(2): 48-52.

[13] WANG X D, CHEN Y L, LI M Q, et al. Numerical investigation of the cavitation performance of annular jet pumps with different profiles of suction chamber and throat inlet[J]. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 2020, 14(1): 1416-1428.

[14] GINTING B M. Central-upwind scheme for 2D turbulent shallow flows using high-resolution meshes with scalable wall functions[J]. Computers & Fluids, 2019, 179: 394-421.

[15] YANG S J, LI P X, TAO R, et al. Investigate the full characteristic of a centrifugal pump-as-turbine (PAT) in turbine and reverse pump modes[J]. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 2023, 17(1): 1-18.

[16] CHEN T P, WEI X Z, BIE R S, et al. A numerical study on the energy dissipation mechanisms of a two-stage vertical pump as turbine using entropy generation theory[J]. Journal of Applied Fluid Mechanics, 2024, 17(1): 159-175.

[17] BEJAN A. Entropy generation minimization: the method of thermodynamic optimization of finite-size systems and finite-time processes[M]. Boca Raton: CRC Press, 1996.

[18] KOCK F, HERWIG H. Local entropy production in turbulent shear flows: a high-Reynolds number model with wall functions[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, 47(10/11): 2205-2215.

Design of Double-trapezoidal and Double-layer Transcranial Magnetic Coil with High Focality

JIN Guiping, YANG Sisi, TU Zhihong, XU Xiangmin, XING Xiaofen

(School of Electronic and Information Engineering, South China University of Technology, Guangzhou 510641, China)

**Abstract:** Based on the influence of focality on transcranial magnetic coil, a single-channel double-trapezoidal and double-layer coil with high focality was designed to address the insufficient commercial use. Firstly, the ball-head model was used to analyze the coils with same structure but different sizes, and the better coil size was obtained. In order to further improve the focality, the differences of medium-size coil between five different structures of double-layer coils and two commercial figure-8 coils were analyzed, and the optimal coil structure was obtained. Finally, 50 groups of real brain models with individual differences were used for simulation verification. The simulation results indicated that when using the ball-head model, the optimized coil improved the focality by 69.48% and reduced the depth by 27.18% compared with the 70 mm figure-8 coil, the focality was improved by 44.78%, and the depth was reduced by 8.5% compared with 25 mm figure-8 coil. When using 50 groups of real brain models, the focality of the optimized coil was improved by 62.07% and the depth was reduced by 25.71% compared with the 70 mm figure-8 coil, the focality was improved by 39.49%, and the depth was reduced by 9.5% compared with 25 mm figure-8 coil. Experiment results of two models tended to be consistent, which confirmed the reliability of the simulation and also proved that the optimized coil had stronger stimulation intensity and focality, which could greatly improve the safety of TMS treatment and reduce discomfort. At the same time, the single-channel design was easy to implement and had high performance.

**Keywords:** electromagnetic induction; focality; transcranial magnetic stimulation; Sim4Life; brain model

(上接第 118 页)

Influence of Turbulence Models on the Flow Field Simulation of Annular Jet Pump

XIANG Weining, CHEN Yunliang, XIONG Shun, ZHANG Yan

(College of Water Resources and Hydropower, Sichuan University, Chengdu 610065, China)

**Abstract:** To reflect the influence of intense momentum exchange of the fluid in the annular jet pump suction chamber accurately, a comparison calculation using different turbulence models and wall functions was conducted, and hydraulic experiments were carried out to verify the results. The results showed that different wall functions had little effect on the performance and wall pressure coefficient calculation of the annular jet pump. Compared to the RNG  $k-\varepsilon$  (RNG), Standard  $k-\omega$  (SKW), SST  $k-\omega$  (SST) models, the results calculated using the Realizable  $k-\varepsilon$  (RKE) model or Reynolds stress model (RSM) combined with the scalable wall function (ScWF) was more consistent with the measurements. By comparing the simulated flow field, it was found that the performance prediction results of different turbulence models with low flow ratio conditions were related to the distribution range of the recirculation zone simulated. The larger the range of the recirculation zone simulated, the lower the predicted performance of the annular jet pump had. Based on the analysis of entropy production theory, it was believed that the energy loss of the annular jet pump was mainly caused by the turbulent entropy production distributed in the wall and the mixed shear layer. With high flow rate conditions, the high turbulent entropy production rate calculated by the RSM model was the main reason for its lower prediction performance compared to the RKE model.

**Keywords:** annular jet pump; turbulence model; performance; recirculation zone; entropy production theory