

DOI: 10.13476/j.cnki.nsbdkj.2020.0152

王亦晓,秦战生,陈洋,等.基于 PANS 的轴流泵簸箕形进水流道水力特性[J].南水北调与水利科技,2019,17(6):201-208.
WANG Y X, QIN Z S, CHEN Y, et al. Study on the hydraulic characteristics of dustpan shaped inlet of an axial flow pump based on PANS[J]. South-to-North Water Transfers and Water Science & Technology, 2019, 17(6): 201-208. (in Chinese)

基于 PANS 的轴流泵簸箕形进水流道水力特性

王亦晓¹, 秦战生¹, 陈洋^{2,3}, 周大庆¹, 桂佳¹

(1. 河海大学 能源与电气学院, 南京 211100; 2. 长江勘测规划设计研究有限责任公司上海分公司, 上海 200439;
3. 上海宝山人力资源有限公司, 上海 201900)

摘要:为研究簸箕形进水流道轴流泵模拟计算适用湍流模型,基于 CFD 软件 $k-\epsilon$ 湍流模型及二次开发修正 PANS 湍流模型进行三维数值模拟,结果表明:修正 PANS 湍流模型能捕捉各种湍流尺度的漩涡,能够反应更多内部流动的细节特征;为研究隔墩、隔墩长度及后壁距对进水流道内部水力特性的影响,提出 4 种方案。结果表明:方案 3 中进水流道喇叭口外壁附近点压力脉动幅值最小,点 J3、J4 脉动幅值约为原始方案的 77%、62%;方案 4 中进水流道内部流动特性最好,水力损失最少,约为原始方案的 25%。

关键词:簸箕;湍流模型;近壁涡;水力损失;压力脉动

中图分类号:TV131 文献标志码:A 开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Study on the hydraulic characteristics of dustpan shaped inlet of an axial flow pump based on PANS

WANG Yixiao¹, QIN Zhansheng¹, CHEN Yang², ZHOU Daqing¹, GUI Jia¹

(1. School of Energy and Electrical Engineering Hohai University, Nanjing 211100, China;

2. Yangtze River Survey Planning and Design Research Co., LTD, Shanghai Branch, Shanghai 200439, China;

3. Shanghai Baoshan Human Resources co., LTD, Shanghai 201900, China)

Abstract: A three-dimensional numerical simulation was carried out using CFD model and a modified secondary development PANS turbulence model, to study the turbulence model applicability for simulation of dustpan shaped inlet axial flow pump. The results showed that the modified PANS turbulence model can capture the vortices of various turbulence scales, and can reflect the detail characteristics of internal flows. Four scheme were proposed to study the influence of isolation pier, length of isolation pier and rear wall distance on the internal hydraulic characteristics of inlet passage. The results showed that the pulsation value of point pressure near the outer wall of inlet passage bell mouth was the smallest in scheme 3, and the pulsation value of the point J3 and J4 was about 77% and 62% of the original scheme. In scheme 4, the internal flow characteristics of inlet passage were the best and the hydraulic loss was the least, which was about 25% of the original scheme.

Key words: dustpan; turbulence model; near wall vortex; hydraulic loss; pressure pulsation

簸箕形进水流道高度小,开挖深度小,从而节省投资;另外,簸箕形进水流道不易产生漩涡,且流道线型简单,施工方便,是一种较好的进水流道形

式^[1-3]。国内学者将这种形式流道引进到国内并且成功应用于南水北调刘老涧泵站,江西青山湖泵站等大型泵站^[4-6]。

收稿日期:2019-04-25 修回日期:2019-08-28 网络出版时间:2019-09-06

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/13.1334.TV.20190906.0935.004.html>

作者简介:王亦晓(1995—),女,天津人,主要从事流体机械及工程方面研究。E-mail:15952050792@163.com

通信作者:周大庆(1976—),男,浙江人,副教授,主要从事流体机械及工程方面研究。E-mail:zhoudaqing@hhu.edu.cn

目前,已有学者对进水水道做过大量研究;谢传流等^[7]通过先局部后整体的优化方法得到了较优的进水水道;黄佳卫等^[8]通过数值模拟分析提出在实际工程中应充分重视进水水道对泵装置性能的影响;严天序等^[9]提出在最优立式泵肘形进水水道中,喉部高度为 0.8 倍叶轮直径;陆伟刚等^[10]通过选用不同湍流模型进行数值模拟,建议对肘形进水水道进行数值模拟时应优先考虑采用 $k-\epsilon$ 湍流模型。

近几年,对簸箕形进水水道的研究相对偏少;同时,轴流泵数值模拟计算中一般采用 $k-\epsilon$ 湍流模型,但该模型基于定常平均流动,主要能够描述湍流尺度很大的流动,在处理由多种尺度构成的复杂湍流流动时,不能实际反映流体流动特性^[11]。本文基于二次开发的修正 PANS 湍流模型进行三维数值模拟,针对簸箕形进水水道,研究分析隔墩、隔墩长度及后壁距对进水水道内部流动特性及压力脉动的影响,可为轴流泵簸箕形进水水道的水力设计提供依据。

1 数值计算模型和方法

1.1 几何模型

1.1.1 模型建立

如图 1 所示,该水泵由进水池、簸箕形进水水道、喇叭口、叶轮、导水机构、井筒出水水道及出水池共同组成。泵站机组参数如下:水泵设计流量 5.0

m^3/s ,设计扬程为 3 m,叶轮直径 1 200 mm,配套潜水电机功率 280 kW,转速 365 r/min,叶轮叶片为 3 片,导叶叶片为 7 片。

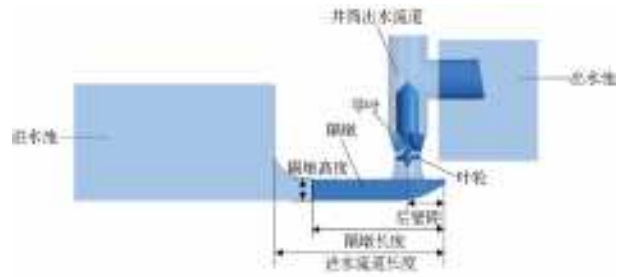


图 1 轴流泵模型

Fig. 1 Axial flow pump model diagram

1.1.2 方案设计

针对簸箕形进水水道,提出 4 种方案,分析加入隔墩、改变进水水道后壁距及改变隔墩长度对簸箕形进水水道内部流动特性及压力脉动的影响;原始模型中不含有隔墩,后壁距为 1 700 mm,为方案 1。

为改善进水水道水流流态,以方案 1 为基础在簸箕形进水水道中加设隔墩,隔墩右端贯通,上下贯通,为方案 2;为了尽可能避免水流在进水水道后壁区形成漩涡和脱流,以方案 2 为基础减小进水水道后壁距,为方案 3;考虑到施工的方便性和材料的节省方面,以方案 3 为基础减小隔墩长度,为方案 4;4 种进水水道模型方案具体尺寸见表 1。

表 1 4 种进水水道模型方案主要尺寸

Tab. 1 Main dimensions of four inlet runner model schemes

单位:mm

方案	隔墩厚度	隔板长度	隔板高度	后壁距	进水水道长度	进水水道宽度
1				1 700	7 700	3 400
2	115	6 200	940	1 700	7 700	3 400
3	115	5 500	940	1 000	7 000	3 400
4	115	3 500	940	1 000	7 000	3 400

做多个剖面研究分析轴流泵内部流体流态,剖面示意图见图 2。截面 1 为簸箕形进水水道在 $x=1$ m 处的过流断面,距进水水道进口断面 7 m;截面 2 为叶轮、导水机构在 $z=0$ m 处的过水断面,截面 3 为簸箕形进水水道在 $y=-0.3$ m 处的过水断面,距进水水道出口断面 1.12 m。

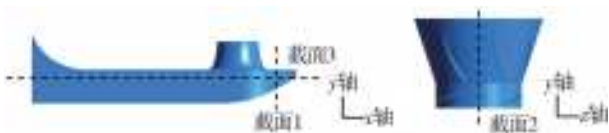


图 2 轴流泵内部剖面

Fig. 2 Section diagram

1.1.3 网格划分

在进行 CFD 计算之前,需对物理模型进行网格划分。非结构化网格储存信息量大,具有极大适应性,对复杂边界的流场计算问题特别有效。因此,采用非结构化网格对三维模型进行网格划分,在叶轮叶片和导叶处分别进行网格加密。

1.1.4 网格无关性验证

采取 4 种网格划分方案,进行网格无关性验证,见图 3;当网格数较少时扬程误差较大,计算结果不准确;网格数增加后,对扬程影响较小;但当网格数量过高时,需要较长的计算时间,且对计算机要求较

高,因此网格数选取 480 万,可满足精度的要求。

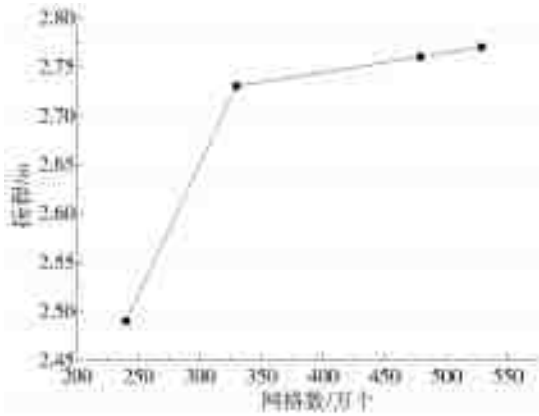


图3 不同网格数轴流泵扬程变化曲线
Fig. 3 Axial flow pump head variation curves with different grid numbers

1.2 计算方法

1.2.1 控制方程及湍流模型

该数值计算采用连续性方程和三维雷诺时均 N-S^[12]方程求解,湍流模型则基于 $k-\epsilon$ 模型,通过利用局部时均法引入未分解湍动能占总湍动能的比值 f_k 、未分解耗散率占总耗散率的比值 f_ϵ ,对运输方程进行修改形成 PANS^[13-15] (Partially Averaged Navier-Stokes)模型。 f_k 、 f_ϵ 定义为

$$f_k = \frac{k_u}{k}, f_\epsilon = \frac{\epsilon_u}{\epsilon} \quad (1)$$

式中: k 、 ϵ 分别代表总湍流动能、总耗散率; k_u 、 ϵ_u 分别代表 PANS 模型中未分解的湍流动能、耗散率。PANS 模型将 $k-\epsilon$ 模型的运输方程改为

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho k_u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k_u)}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{ku}} \right) \frac{\partial k_u}{\partial x_j} \right] + \\ P_{ku} - \rho \epsilon_u &\frac{\partial(\rho \epsilon_u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \epsilon_u)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\epsilon u}} \right) \frac{\partial \epsilon_u}{\partial x_j} \right] + \\ C_{\epsilon 1} P_{ku} \frac{\epsilon_u}{k_u} - C_{\epsilon 2} C'_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon_u^2}{k_u} &\quad (2) \end{aligned}$$

式中: ρ 为流体密度; u_j 为时均速度; μ 为动力黏度; μ_t 为湍流黏度系数; P_{ku} 为未分解湍流动能压力值。

对式(2)中系数 $C'_{\epsilon 2}$ 、 σ_{ku} 、 $\sigma_{\epsilon u}$ 进行修正,公式为

$$\begin{aligned} C'_{\epsilon 2} \rho &= C_{\epsilon 1} + \frac{f_k}{f_\epsilon} (C_{\epsilon 2} - C_{\epsilon 1}) \\ \sigma_{ku} &= \sigma_k \frac{f_k^2}{f_\epsilon}, \sigma_{\epsilon u} = \sigma_\epsilon \frac{f_k^2}{f_\epsilon} \end{aligned} \quad (3)$$

其中, $C_{\epsilon 1}=1.44$, $C_{\epsilon 2}=1.92$, $\sigma_k=1.0$, $\sigma_\epsilon=1.3$ 。

本文基于 CFX 软件 CCL 语言进行二次开发,对 f_k 进行动态定义,形成修正的 PANS 模型, f_k 计算公式为

$$f_k = \min(1, 3(\Delta/l)^{2/3}) \quad (4)$$

式中: l 为当地湍流长度尺度; Δ 表示当地网格尺度。当湍流尺度较小时, $f_k=1$,此时计算方法为 RANS 法;当湍流尺度较大时, $f_k<1$,此时计算方法趋向于直接计算湍流方程;相比 RANS 法,修正 PANS 湍流模型在高湍流流动区域内数值模拟精度更高;相比直接算法,修正 PANS 湍流模型在湍流尺度小的区域进行了时均化处理,减少了计算成本。

1.2.2 离散方法和边界条件

在 CFX 软件平台上进行三维数值模拟,将修正 PANS 模型导入 CFX 软件中,离散方法采用有限体积法,湍流模型对流项采用高阶精度、中心差分格式,计算时将 10^{-5} 作为判断计算收敛的标准。流体域中进水池、簸箕形进水流道、导水机构、井筒出水水道、出水池设置在静坐标系下,叶轮体设置为旋转区域,动静交界面间数据传递格式设置为 Frozen Rotor 格式,网格交接算法设置为 Specified Pitch Angles (360°),以保证数据传递的准确性。进口边界条件设为质量流量进口,出口边界条件设为压力出口。

2 簸箕形进水流道轴流泵数值模拟计算及结果分析

2.1 湍流模型对进水流道内部流动特性的影响

图 4 为两种湍流模型下簸箕形进水流道内流线及漩涡示意图,两湍流模型中均采用 Q-Criterion method 显示漩涡结构,其 level 值均为 0.002。如图 4 所示,两湍流模型均在进水流道后壁区形成漩

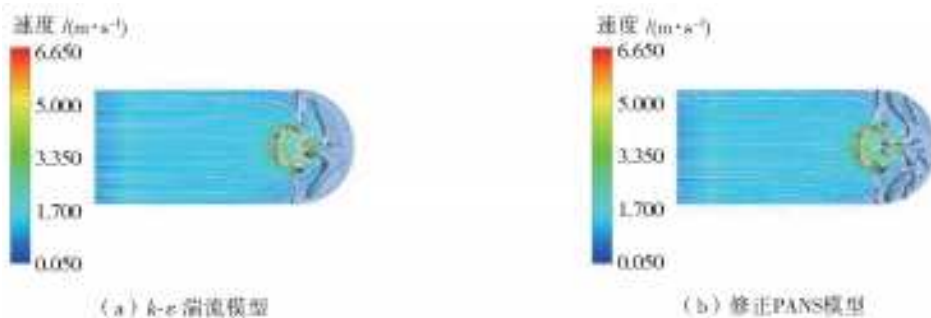


图4 簸箕形进水流道流线及漩涡图

Fig. 4 Dustpan shape inlet flow line and vortex diagram

涡及脱流,相比 $k-\epsilon$ 湍流模型,修正 PANS 湍流模型在进水流道后壁区域模拟出多种尺度漩涡,能够反应更多后壁区流动细节特征。

图 5 为进水流道截面 1 处流线图,相比图 5(a),5(b)中流线图具有明显的对称性,同时在进水流道上壁区附近存在明显的漩涡与脱流。图 6 为截面 2 处流线图,相比 $k-\epsilon$ 湍流模型,修正 PANS 模型模拟计算中,导水机构内壁附近处存在明显漩涡,可见修正 PANS 湍流模型,能很好的捕捉轴流泵近壁区

的流体不规则运动。

结果表明:在进水流道后壁区,可能会出现近壁漩涡和水中漩涡,其中近壁漩涡对工程影响较大^[16-17],图 4、5 示出, $k-\epsilon$ 湍流模型能模拟部分水中漩涡但不能模拟出进水流道后壁区内存在的近壁漩涡;图 6 示出 $k-\epsilon$ 湍流模型不能模拟出导水机构内存在的壁面涡^[18-19],因此选取修正 PANS 湍流模型进行三维数值模拟能反映出更多内部流动特性细节。

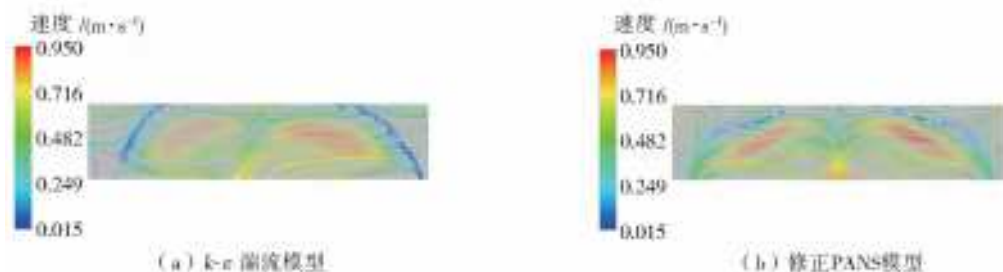


图 5 簸箕形进水流道内截面 1 流线

Fig. 5 Dustpan shape inlet passage internal section 1 flow diagram



图 6 转轮及导叶截面 2 流线

Fig. 6 Runner and guide vane section 2 flow diagram

2.2 数值计算结果及分析

图 7 为各个方案下的簸箕形进水流道截面 3 流线。如图 7(a)所示,方案 1 中进水流道喇叭口下方存在部分高速区及漩涡,后壁区存在明显对称的漩涡,这是由于进水流道中大部分流体流向喇叭口,小部分流体流向后壁区,流体与后壁作用形成漩涡与回流,回流在喇叭口下方与来流相互作用再次形成漩涡;漩涡的产生导致进水流道水流流态较差,水力损失较大。

加设隔墩之后,如图 7(b)所示喇叭口下方区域漩涡明显减少,后壁区域流动情况明显改善,但还是存在对称漩涡影响内部水流流态。当后壁距为 1 700 mm 时,如图 7(a)、7(b)所示,后壁区域出现流速较低的现象,流速明显低于方案 3,极易在后壁区出现流态紊乱的现象。将后壁距减小后,后壁区流速大幅度增加,流体流态得到改善,漩涡与回流减少见图 7(c)。减小隔墩长度后,见图 7(d),进水流道内的

流体流态较好,漩涡较少,回流等不良现象较少。

采用能量守恒方程计算进水流道的水力损失,计算公式为

$$\zeta = \frac{p_{\text{out}} - p_{\text{in}}}{\rho g} \quad (5)$$

式中: p_{in} 、 p_{out} 分别代表进水流道进出口断面压力值。

经过计算,4 种方案在 $5 \text{ m}^3/\text{s}$ 设计流量下的进水流道水力损失分别为 0.270、0.094、0.091 及 0.069 m。可以看出,方案 1 即原始方案中簸箕形进水流道内水力损失较大,其他 3 种方案中计算模型水力损失均不大,其中方案 4 水力损失最小,约为原始方案的 25%。

2.3 压力脉动时域频域分析

2.3.1 监测点设置

在簸箕形进水流道内分别设置 J_1 、 J_2 、 J_3 、 J_4 ,共 4 个监测点,点 J_1 位于簸箕形进水流道进水断面中

心处,点 J_2 位于喇叭口断面中心处,点 J_3 、 J_4 位于喇叭口外壁附近处,见图 8。

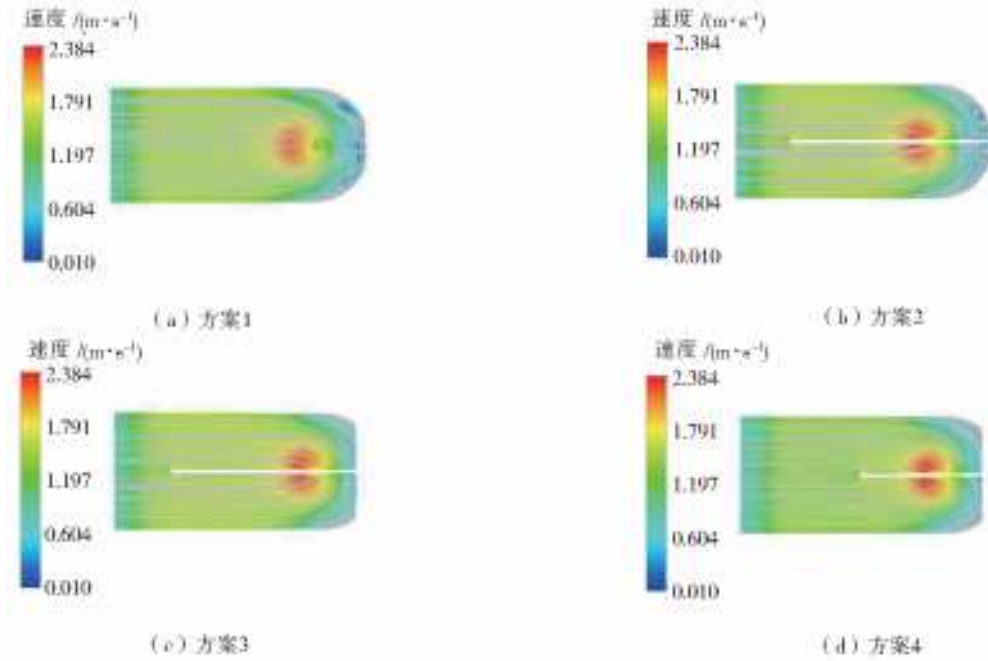


图 7 进水流道截面流线

Fig. 7 Schematic flow line diagram of inlet channel section



图 8 监测点布置

Fig. 8 Schematic layout of monitoring points

2.3.2 压力脉动时域分析

簸箕形进水流道轴流泵进行三维非定常模拟时,叶轮转速为 365 r/min,其周期约为 0.164 s,频率约为 6.083 Hz;为保证计算结果稳定性,非定常计算采样时间选取 4 s,选取最后两个周期约 0.338 s 对计算结果进行压力脉动分析。

为了消除监测点本身的静压对该点压力脉动的影响,在分析中引入无量纲的压力脉动系数 C_p ,压力脉动系数其表达式为

$$C_p = \frac{P_i - P_{ave}}{P_{ave}} \quad (6)$$

式中: P_i 为某一时刻压力脉动值; P_{ave} 为周期内平均压力值。

图 9 为簸箕形进水流道内监测点压力脉动时域图,其中 4 种方案中点 J_3 、 J_4 均具有明显的周期性,每周期有 3 个波峰 3 个波谷;方案 1 中点 J_1 、 J_2 压力脉动幅值明显小于点 J_3 、 J_4 ;点 J_1 位于簸箕形进水流道进口断面处,距离叶轮较远,受叶轮转动影响较小压力脉动幅值较小;点 J_2 位于喇叭口断面中心处,受叶轮转动影响较小压力脉动幅值较小;喇叭口

外壁附近点 J_3 、 J_4 压力脉动幅值均较大。

加入隔墩后,进水流道内点 J_1 、 J_2 的周期性不明显,点 J_3 压力脉动幅值减小,这是由于加入隔墩后喇叭口下方漩涡减少,流体受其影响减小;减小后壁距后,点 J_4 压力脉动幅值减小,这是由于减小后壁距后,后壁区存在的流态紊乱现象减少,点 J_4 受其影响减小;缩短隔墩长度后,点 J_3 压力脉动幅值增加,脉动较剧烈,这是由于缩短隔墩后进水流道内出现较低压力值,而其他 3 种方案并没有出现此种情况。可以看出,长隔墩能改善点 J_3 压力脉动,减小后壁距可改善点 J_4 压力脉动。

2.3.3 压力脉动频域分析

为了进一步分析簸箕形进水流道内监测点的频谱信息,将进水流道内监测点的时间与压力脉动系数导入 origin 中进行快速傅里叶变换,得到簸箕形进水流道内压力脉动频域图,频率及压力脉动系数分别为横纵坐标,见图 10。

4 种方案中,点 J_1 、 J_2 、 J_3 、 J_4 的主频均集中在低频,点 J_1 、 J_2 的主频为 1 倍转频,次主频为 3 倍转频及 6 倍转频;点 J_3 、 J_4 的主频为 3 倍转频,次主频为 1 倍转频及 6 倍转频;可以看出,点 J_3 、 J_4 主要受叶片通过频率的影响,点 J_1 相距叶轮较远,点 J_2 位于断面中心处,其压力脉动受叶片通过频率影响均较小。

相比方案 1,加入隔墩后,点 J_3 的压力脉动幅值明显减少,点 J_1 、 J_2 压力脉动幅值略增加,方案 1 中点 J_3 压力脉动幅值约为方案 2 中点 J_3 幅值的

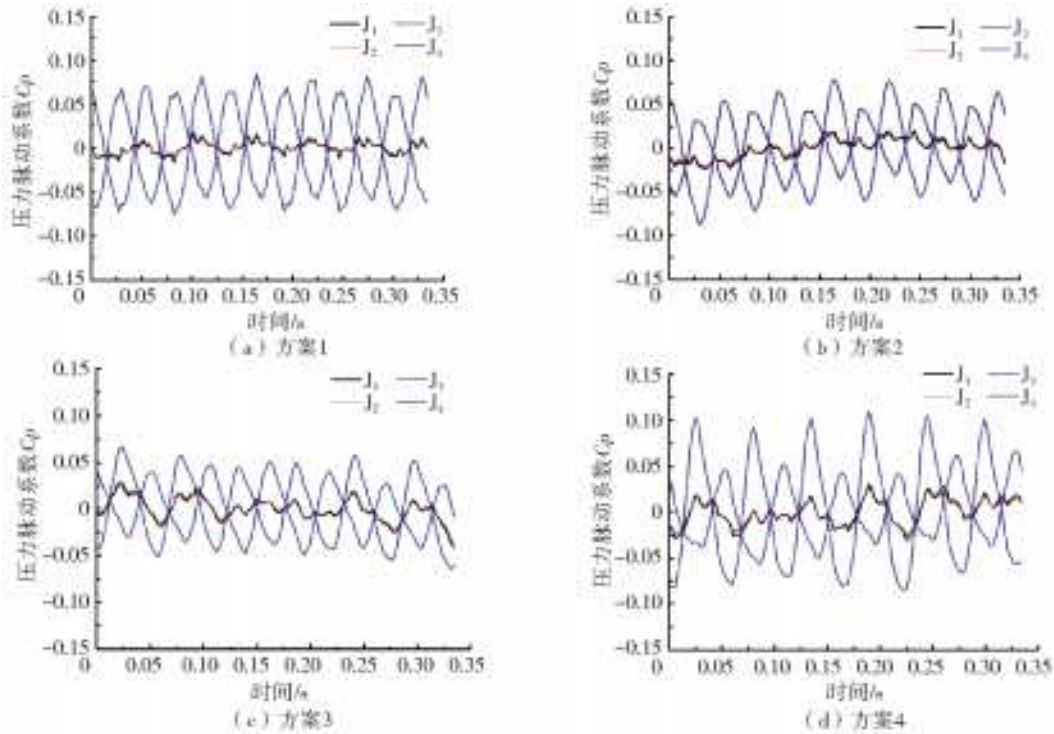


图 9 进水流道压力脉动时域图
Fig. 9 Time domain diagram of inlet pressure pulsation

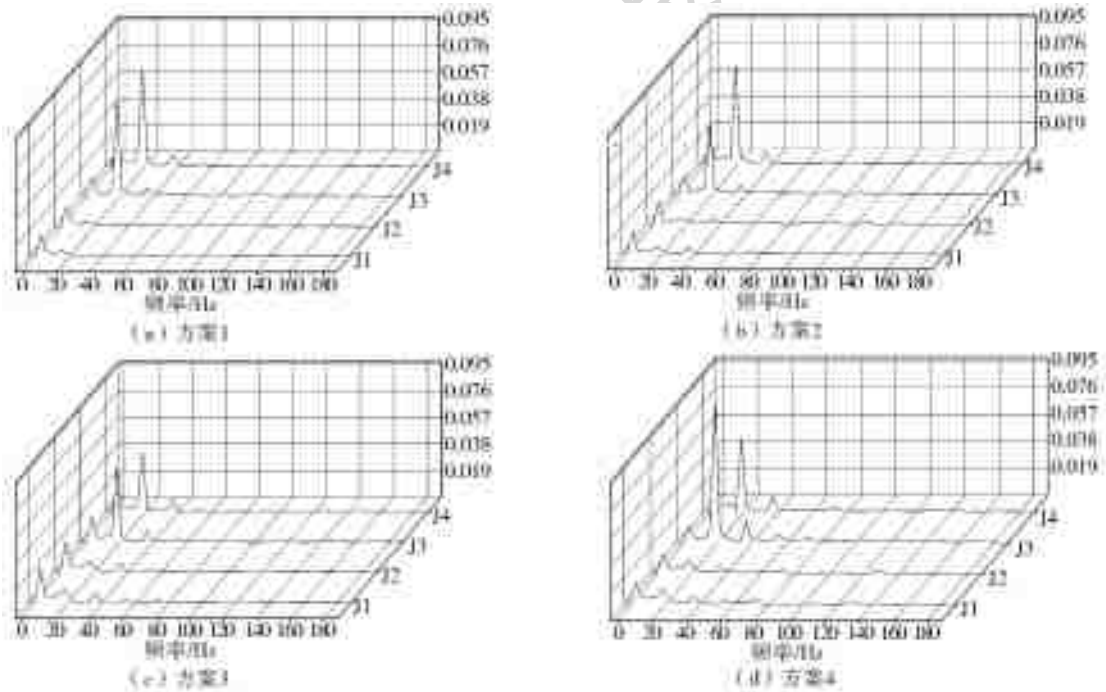


图 10 进水流道监测点频域图
Fig. 10 Frequency domain diagram of inlet channel monitoring points

1.4 倍。相比方案 2,减小后壁距后,点 J_4 压力脉动幅值明显减小, J_1 、 J_2 点压力脉动幅值增加,方案 2 中点 J_4 压力脉动幅值为方案 3 中幅值的 1.6 倍,方案 3 中点 J_1 、 J_2 压力脉动幅值为方案 2 中幅值的 1.5 倍。相比方案 3,减小隔墩长度后明显加剧点 J_3 的压力脉动,方案 4 中点 J_3 压力脉动幅值为方案 3 中幅值的 1.8 倍。

3 结 论

(1)相比 $k-\epsilon$ 湍流模型,基于 CFD 软件二次开发的修正 PANS 湍流模型不仅能够预测流场的大尺度漩涡,而且能够预测许多较小尺度的漩涡,能够反应更多内部流动的细节特征。

(2)对于簸箕形进水流道,方案 4 加入短隔墩减

小后壁距后,能明显改善其内部流体流态,流速大幅度增加,漩涡减少,水力损失减少,该方案中水力损失约为原始模型的 25%。

(3)对于簸箕形进水流道,长隔墩能改善点 J_3 压力脉动,方案 1 中点 J_3 压力脉动幅值约为方案 2 中 J_3 点幅值的 1.4 倍;减小后壁距可改善点 J_4 压力脉动;方案 2 中点 J_4 压力脉动幅值为方案 3 中幅值的 1.6 倍。

参考文献(References):

- [1] XU L, LU W G, LU G L, et al. Flow patterns and boundary conditions for inlet and outlet conduits of large pump system with low head[J]. Applied Mathematics and Mechanics(English Edition), 2014, 35(6): 675-688.
- [2] 陈松山,周正富,潘光星,等. 泵站簸箕型进水流道水力特性试验及数值模拟[J]. 扬州大学学报(自然科学版), 2006(4): 73-77. (CHEN S S, ZHOU Z F, PAN G X, et al. Hydraulic experiment and numerical simulation of turbulent flow on a dust-pan-shaped suction box of pumping station[J]. Journal of Yang Zhou University of Science and technology, 2006(4): 73-77. (in Chinese))
- [3] 张文涛,闻建龙. 簸箕式进水流道和井筒式泵[J]. 中国农村水利水电, 1999(12): 40-42. (ZHANG W T, WEN J L. Dustpan inlet and wellbore pump[J]. China Rural Water and Hydropower, 1999(12): 40-42. (in Chinese))
- [4] 成立,刘超,周济人,等. 大型立式泵站簸箕型进水流道三维紊流数值模拟[J]. 水力发电学报, 2004(4): 65-68. (CHENG L, LIU C, ZHOU J R, et al. Numerical simulation of three-dimensional turbulent flow of dustpan shaped box for pumping station [J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2004(4): 65-68. (in Chinese))
- [5] 李四海,陈松山,周正富,等. 两种簸箕形进水流道泵装置数模分析与比较[J]. 水利与建筑工程学报, 2014, 12(4): 191-195, 203. (LI S H, CHEN S S, ZHOU Z F, et al. Numerical simulation analysis and comparison on two pump sets with different dustpan shaped inlet ducts[J]. Journal of Water Resources and Architectural Engineering, 2014, 12(4): 191-195, 203. (in Chinese))
- [6] 陆林广,周济人,叶健,等. 簸箕形进水流道的优化水力设计[J]. 水利学报, 1997(9): 32-37. (LU L G, ZHOU J R, YE J, et al. The optimum hydraulic design of a suction box[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 1997(9): 32-37. (in Chinese))
- [7] 谢传流,汤方平,朱泉荣,等. 钟型进水流道轴流泵装置数值优化与试验分析[J]. 农业机械学报, 2018, 49(5): 195-203. (XIE C L, TANG F P, ZHU Q R, et al. Numerical optimization and experimental analysis of axial-flow pump system for bell-type inlet passage[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(5): 195-203. (in Chinese)) DOI: 10. 6041/j. issn. 1000-1298. 2018. 05. 022.
- [8] 黄佳卫,刘超,严天序,等. 进水流道对泵装置性能影响的数值模拟分析[J]. 水利水电技术, 2018, 49(10): 110-119. (HUANG J W, LIU C, YAN T X, et al. Numerical simulation analysis on influence of inlet flow-passage on performance of pump device[J]. Water Resources and Hydropower Engineering, 2018, 49(10): 110-119. (in Chinese)) DOI: 10. 13928/j. cnki. wrahe. 2018. 10. 016.
- [9] 严天序,刘超,查智力等. 立式泵肘形进水流道喉部高度对性能的影响[J]. 南水北调与水利科技, 2019, 17(1): 186-192. (YAN T X, LIU C, ZHA Z L, et al. Influence of height of throat section of elbow inlet channel on performance of vertical pump system[J]. South-to-North Water Transfers and Water Science & Technology, 2019, 17(1): 186-192. (in Chinese)) DOI: 10. 13476/j. cnki. nsbdqk. 2019. 0025.
- [10] 陆伟刚,王东伟,徐磊,等. 湍流模型在肘形进水流道三维流场数值模拟中的适用性研究[J]. 水电能源科学, 2018, 36(9): 110-113. (LU W G, WANG D W, XU L, et al. Applicability of turbulence model in 3-D flow filed numerical simulation of elbow inlet conduit [J]. Water Resources and Power, 2018, 36(9): 110-113. (in Chinese))
- [11] 于安. 补气对水轮机尾水管压力脉动及涡流特性的影响分析[D]. 北京:清华大学, 2017. (YU A. Analysis of the pressure fluctuations and vortical flow characteristics in a francis turbine draft tube with air admission[D]. Beijing: Tsinghua University, 2017. (in Chinese))
- [12] YAKHOT V, ORSZAG S A, THANGAM S, et al. Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique[J]. Physics of Fluids A: Fluid Dynamics, 1992, 4(7) : 1510-1520.
- [13] GIRIMAJI S S. Partially-Averaged navier-stokes model for turbulence; A Reynolds-Averaged navier-stokes to direct numerical simulation bridging method [J]. Journal of Applied Mechanics, 2006, 73(3): 413.
- [14] REYES D, LAKSHMIPATHY S, GIRIMAJI S. Partially Averaged navier-stokes method; Modeling and simulation of low reynolds number effects in flow past a circular cylinder[C]// Aiaa Theoretical Fluid Mechanics Conference. 2011.
- [15] 胡常莉. 一种基于流场混合密度分域修正的 PANS 模型[A]. 中国力学学会流体力学专业委员会. 第九届全国流体力学学术会议论文摘要集[C]. 中国力学学会流体力学专业委员会:中国力学学会, 2016: 2. (HU C L. A PANS model based on a field mixed density

- zoning correction [A]. Fluid mechanics professional committee of Chinese society of mechanics [C]. Abstract collection of papers of the 9th national conference on fluid mechanics; The Chinese Society of Theoretical and Applied Mechanics, 2016; 2. (in Chinese))
- [16] 何耘. 水泵进水池旋涡研究的主要进展[J]. 水力发电学报, 2004 (5): 92-96. (HE Y. Main advances of research on vortices in pump sumps [J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2004 (5): 92-96. (in Chinese))
- [17] 宋希杰, 刘超, 罗灿, 等. 轴流泵装置中侧壁漩涡特性及消涡研究[J]. 流体机械, 2018, 46(6). (SONG X J, LIU C, LUO C, et al. Research on the characteristics of sidewall vortex and vortex elimination in axial-flow pump [J]. Fluid Machinery, 2018, 46(6). (in Chinese)) DOI: 10. 3969/j. issn. 1005-0329. 2018. 06. 006.
- [18] LUCCANEGRO O, O'DOHERTY T. Vortex breakdown; a review [J]. Progress in Energy & Combustion Science, 2001, 27(4): 431-481.
- [19] 陆华伟, 郑雨晨, 郭爽, 等. 周向槽抽吸影响扩压叶栅流动损失与旋涡结构研究[J]. 工程热物理学报, 2019 (1). (LU H W, ZHENG Y C, GUO S, et al. Study on flow loss and vortex structure of compressor cascade with circumferential suction groove [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2019(1). (in Chinese)).
- [20] 胡常莉, 曹友铨, 王学德. 修正 PANS 模型在非定常空化流动数值计算中的应用与评价[J]. 船舶力学, 2018, 22 (11): 1333-1341. (HU C L, CAO Y Q, WANG X D. Application and evaluation of a modified partially-averaged Navier-Stokes turbulence model to simulate the unsteady cavitating flows [J]. Journal of Ship Mechanics, 2018, 22(11): 1333-1341. (in Chinese)) DOI: 10. 3969/j. issn. 1007-7294. 2018. 11. 003.
- [21] 刘栋, 丁仕成, 周文杰, 等. 基于 PANS 模型的湍流 Taylor-Couette 流及其换热特性研究[J]. 排灌机械工程学报, 2019: 1-6. (LIU D, DING S C, ZHOU W J, et al. Research on turbulent Taylor-Couette flow and its heat transfer characteristic based on PANS model [J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2019: 1-6. (in Chinese))
- [22] 汤方平, 袁家博, 周济人. 轴流泵站进出水流道水力损失的试验研究[J]. 排灌机械, 1995(3): 13-14. (TANG F P, YUAN J B, ZHOU J R. Experimental study on hydraulic loss of inlet and outlet flow channels of axial flow pumping station [J]. Drainage and Irrigation Machinery, 1995(3): 13-14. (in Chinese))
- [23] 陈世杰, 杨帆, 黄辉, 等. 立式轴流泵装置叶片区压力脉动数值分析[J]. 流体机械, 2019, 47 (2): 17-22. (CHEN S J, YANG D, HUANG H, et al. Numerical analysis of pressure fluctuation of the blade region in vertical axial-flow pumping system [J]. Fluid Machinery, 2019, 47 (2): 17-22. (in Chinese)) DOI: 10. 3969/j. issn. 1005-0329. 2019. 02. 004.
- [24] 焦伟轩, 成立, 颜红勤, 等. 超低扬程双向流道泵装置压力脉动特性研究[J]. 水力发电学报: 1-12. (JIAO W X, CHENG L, YAN H Q, et al. Study on pressure fluctuation characteristics of bidirectional pumping system under super-low head operation [J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2019: 1-12. (in Chinese))
- [25] 宋希杰, 刘超, 杨帆, 等. 进水漩涡诱发轴流泵压力脉动的试验研究[J]. 振动与冲击, 2018, 37(17): 25-31, 62. (SONG X J, LIU C, YANG F, et al. Tests for inlet vortex-induced pressure fluctuation of an axial flow pump [J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37 (17): 25-31, 62. (in Chinese)) DOI: 10. 13465/j. cnki. jvs. 2018. 17. 004.