

基于数值模拟的 管道离心泵水力性能及能量耗散研究

孙 睿¹, 纪晓磊², 于 鑫³, 戴毓帝²

(1. 骆马湖水利管理局, 江苏 宿迁 223800; 2. 扬州市勘测设计研究院有限公司, 江苏 扬州 225007;

3. 河海大学 港口海岸与近海工程学院, 江苏 南京 210098)

摘要:采用雷诺时均的方法, 基于 SST $k-\omega$ 湍流模型, 开展了管道离心泵能量损失可视化的数值模拟研究。计算结果表明: 叶轮内高压主要分布在叶片出口边, 蜗壳内压力主要分布在隔舌和出口通道; 管道离心泵的能量耗散中脉动熵产占主导地位, 设计工况下管道离心泵的能量耗散最低, 小流量工况的能量耗散是设计工况的 3.4 倍, 大流量工况的能量耗散是设计工况的 2.9 倍; 叶轮进口边、压力面、出口边以及间隙处能量耗散最大, 蜗壳隔舌和出口通道内能量耗散最大。研究成果对同类水泵的低能耗设计提供了参考。

关键词: 管道离心泵; 水力性能; 能量耗散; 数值模拟

中图分类号: TV675

文献标识码: A

文章编号: 1007-7839(2024)04-0016-0005

Research on hydraulic performance and energy dissipation of pipeline centrifugal pump based on numerical simulation

SUN Rui¹, JI Xiaolei², YU Xin³, DAI Yudi⁴

(1. Luoma Lake Water Administration Bureau, Suqian 223800, China;

2. Yangzhou Survey Design Research Institute Co., Ltd., Yangzhou 225700, China;

3. College of Harbor, Coastal and Offshore Engineering, Hohai University, Nanjing 210098, China)

Abstract: Based on the SST $k-\omega$ turbulence model, the numerical simulation of energy loss visualization of pipeline centrifugal pump is carried out by using Reynolds time-averaged method. The calculation results show that the high pressure in the impeller is mainly distributed at the blade outlet, and the pressure in the volute is mainly distributed at the tongue and outlet channel. The pulsation entropy generation is dominant in the energy dissipation of the pipeline centrifugal pump. The energy dissipation of the pipeline centrifugal pump is the lowest under the design condition. The energy dissipation of the small flow condition is 3.4 times that of the design condition, and the energy dissipation of the large flow condition is 2.9 times that of the design condition. The energy dissipation at the inlet edge, pressure surface, outlet edge and tip of the impeller is the largest, and the energy dissipation in the volute tongue and outlet channel is the largest. The research results provide a reference for the low energy consumption design of similar water pumps.

Key words: pipeline centrifugal pump; hydraulic performance; energy dissipation; numerical simulation

管道离心泵具有流量小、扬程高的特点, 因此被广泛应用于城市供水、农业排灌、锅炉给水等输水领域^[1]。在管道离心泵偏工况运行过程中, 内部流动极为复杂, 水力性能恶化、能量耗散增加。陈

金维^[2]采用改进离散型遗传算法分析了管道离心泵的内流特性和流动损失特性。孙浩^[3]基于物理模型试验和熵产理论的数值模拟方法, 研究了叶轮振能量耗散特性。石保虎等^[4]采用数值模拟的方法, 研

收稿日期: 2023-12-23

作者简介: 孙睿(1997—), 男, 主要从事水利工程管理养护工作。E-mail: 554146638@qq.com

究了小流量工况下双吸离心泵的能量性能和水力稳定性。罗文^[5]采用数值模拟和模型试验的方法,基于熵产理论研究了双吸离心泵正反工况下内部能量耗散特性。因此荡条件下多级离心泵的水力性能和,为了保障管道离心泵的安全、可靠即高效运行,研究管道离心泵的水力性能和能量耗散特性势在必行。

1 数值计算方法

1.1 流动控制方程

管道离心泵内部的流动为不可压缩流动,一般不考虑热交换情况。因此,泵内的湍流流动满足质量守恒和动量守恒定律。本文采用基于雷诺时均的RANS方法,模拟管道离心泵内部的流动。其中,连续性方程和动量方程分别为

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = g - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + v_i) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2)$$

式中: u_i 为 x_i 方向上流体速度分量; g 为重力加速度; ρ 为流体密度; p 为压力; v 为水体运动黏性系数; v_i 为湍动黏性系数。

1.2 湍流模型

在工程上,湍流流动问题的求解普遍采用 $k-\varepsilon$ 湍流模型,该模型可以很好地处理工程中较为复杂的流动,但是在仿真大曲率、分离流动时精度较低^[6]。

SST $k-\omega$ 湍流模型是 $k-\varepsilon$ 湍流模型和 $k-\omega$ 湍流模型结合在一起的产物,在近壁区采用 $k-\omega$ 湍流模型,在湍流核心区采用 $k-\varepsilon$ 湍流模型。因此在旋转机械领域中得到了广泛应用。SST $k-\omega$ 湍流模型的具体方程为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad (4)$$

式中: G_k 和 G_ω 为 k 和 ω 的代数; Γ_k 和 Γ_ω 为 k 和 ω 的有效扩散系数; Y_k 和 Y_ω 为 k 和 ω 由于湍流的耗散; S_k 和 S_ω 是用户自定义的源项。

1.3 研究对象与网格划分

基于三维建模软件,对管道离心泵的水体进行三维建模。管道离心泵的几何模型主要包括3部分:进口延伸段、叶轮(旋转域)和蜗壳(静止域),其计算域模型如图1所示。

采用网格划分软件,对管道离心泵的计算域进

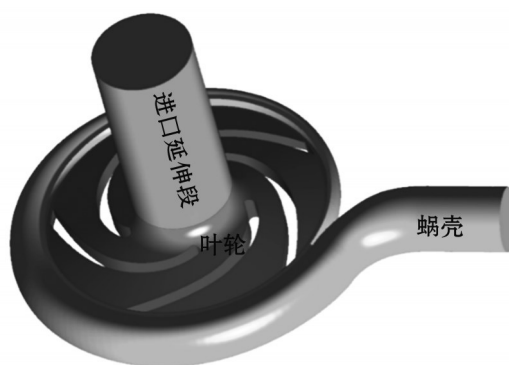


图1 计算域模型

行六面体结构化网格划分,同时对壁面进行加密,得到的网格图及叶轮Yplus分布云图如图2所示。

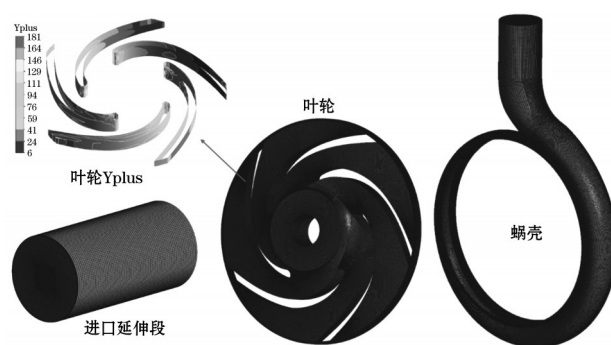


图2 计算域网格及Yplus分布

经网格无关性分析,确定了计算域的网格数量为326万。该套网格可以满足计算精度的要求,叶轮Yplus的范围在181以内,满足SST $k-\omega$ 湍流模型对壁面Yplus的要求。

1.4 边界条件设置

采用三维流体仿真软件对管道离心泵进行三维定常数值模拟计算,边界条件如图3所示。进口设置在进水延伸段进口断面,采用总压进口,压力

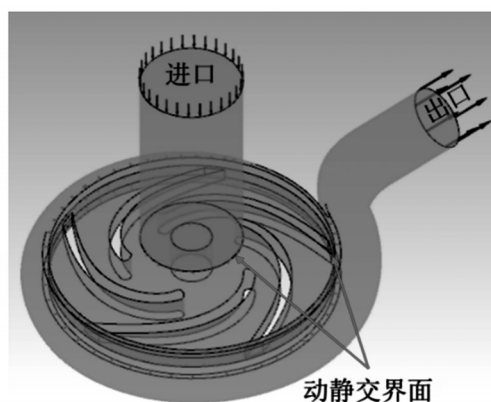


图3 边界条件设置

为 1 atm。出口设置在蜗壳出口断面,采用流量进口,流量值视工况而定。叶轮旋转域进口断面采用动静交接面。壁面设置为 wall,并采用标准函数处理。采用高阶求解格式,收敛精度为 10^{-5} 。

2 熵产理论

采用熵产理论,分析管道离心泵内部的能量耗散,并进行可视化研究。基于 RANS 方法的数值模拟,湍流场中的熵产率包括时均熵产率 S_1' 和脉动熵产率 S_2' 。具体计算公式为

$$S_1' = \frac{2\mu}{T} \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right)^2 \right] +$$

$$\frac{\mu}{T} \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (5)$$

$$S_2' = 0.09 \frac{\rho \omega k}{T} \quad (6)$$

将上述熵产率对相应区域进行积分,可以得到时均熵产 S_1 和脉动熵产 S_2 ,计算公式为

$$S_1 = \int_V S_1' dV \quad (7)$$

$$S_2 = \int_V S_2' dV \quad (8)$$

$$S = S_1 + S_2 \quad (9)$$

式中: S 为系统总熵产; T 为开尔文温度,数值为 298.15 K; V 为体积。

3 结果分析

3.1 水力性能分析

通过三维定常计算,得到管道离心泵的外特性曲线,结果如图 4 所示。从图 4 可以发现:随着流量的增加,扬程逐渐减小,效率先增大后减小;在小流量 $0.4 Q_d$ 工况下,管道离心泵的扬程最高,扬程为 6.07 m,效率为 52.79%;在设计流量 Q_d 工况下,管道离心泵的效率最高,效率为 85.23%,扬程为 5.04 m;在大流量 $1.4 Q_d$ 工况下,管道离心泵的的扬程最低,扬程为 3.26 m,效率为 67.37%。

图 5 为典型工况下管道离心泵的压力云图。从图 5(a)可以看出:不同典型工况下,叶轮进口的压力最低,叶轮出口的压力最大;随着流量的加大,叶轮内的压力逐渐减小。从图 5(b)可以看出:在小流量 $0.4 Q_d$ 工况下,蜗壳出口段和隔舌处的压力最大;在设计流量 $1 Q_d$ 工况下,隔舌处的压力最大;在大流量 $1.4 Q_d$ 工况下,蜗壳内与叶轮出口相交的附近压力最大。

3.2 熵产分析

图 6 为不同流量工况下管道离心泵的熵产分布情况。从图 6(a)中不难看出,叶轮和蜗壳内的时均

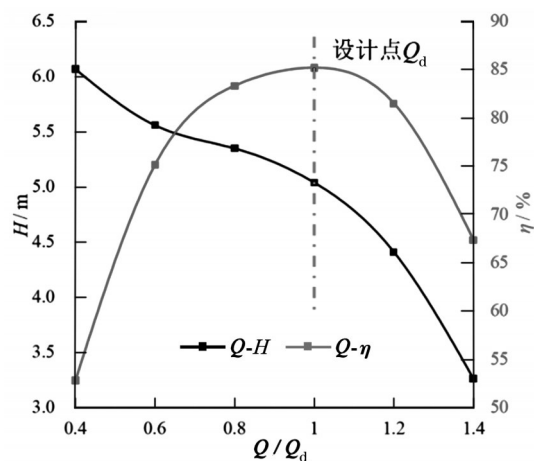


图 4 外特性曲线

熵产 S_1 均较小,并且随着流量的增加, S_1 的数值先下降后上升。从图 6(b)中不难看出,与时均熵产 S_1 相比,叶轮和蜗壳内的脉动熵产 S_2 均较大,并且随着流量的增加,叶轮和蜗壳内 S_2 的数值先下降后上升。在设计流量 Q_d 工况下,叶轮内 $S_2=0.0128$ W/K,蜗壳内 $S_2=0.0221$ W/K。从图 6(c)中不难看出,随着流量的增加,叶轮、蜗壳以及总计算域的 S 表现出下降、上升的趋势,在设计流量 Q_d 工况下,叶轮 $S=0.0130$ Wm³/K,蜗壳 $S=0.0224$ Wm³/K,总计算域 $S=0.0354$ Wm³/K。

为了更好地识别管道离心泵内的能量耗散部位,得到不同位置下的总熵产率分布云图如图 7 所示。从图 7(a)中可以发现:在小流量工况下,叶轮内的能量耗散主要集中在叶片压力面、叶片尾缘通道和叶顶间隙处;在设计和大流量工况下,叶轮内的能量耗散主要集中在叶片进口压力面和叶顶间隙处。从图 7(b)中可以发现:在小流量工况下,蜗壳内的能量耗散主要集中在隔舌和右侧通道内;在设计流量工况下,蜗壳内的能量耗散主要集中在隔舌处;在大流量工况下,蜗壳内的能量耗散主要集中在隔舌和出口通道内。

4 结 论

采用 CFD 的技术,对管道离心泵的水力性能和能量耗散特性进行了三维定常计算,得到以下结论:

(1)在设计流量工况下,叶轮内压力分布均匀对称,高压主要分布在叶顶间隙附近,蜗壳内高压主要分布在隔舌和出口通道。

(2)管道离心泵内的能量耗散主要是由脉动速度导致的。在设计流量工况下,系统的能量耗散为 0.0353 W/K。在小流量工况下,系统内能量耗散为

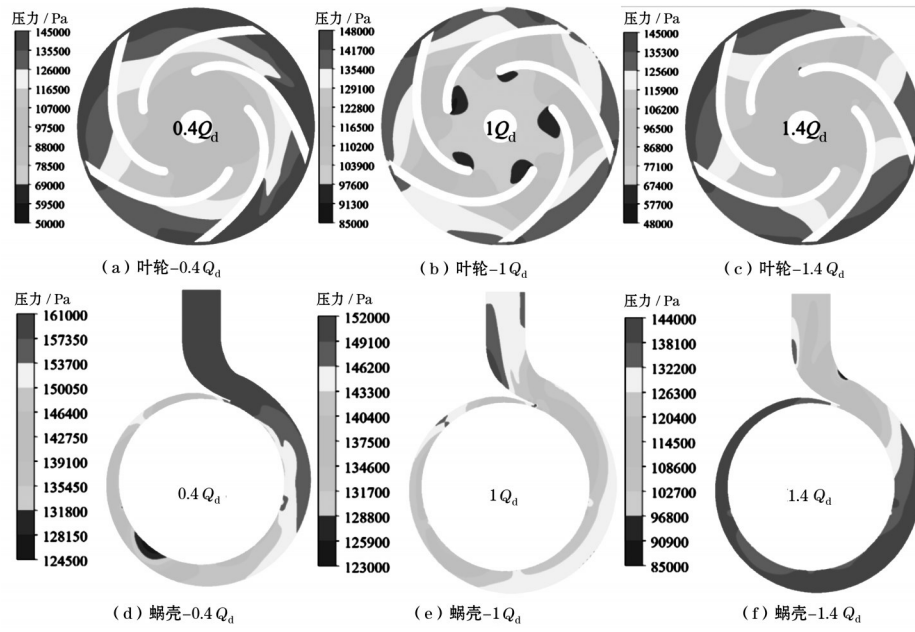


图5 管道离心泵压力云图

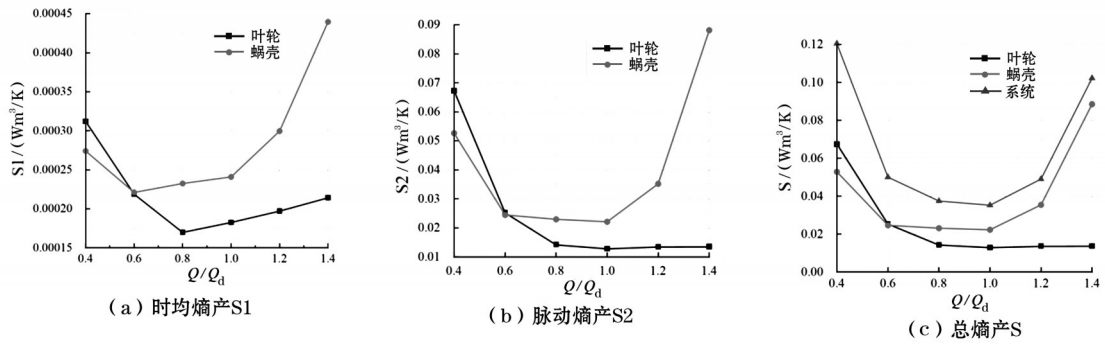


图6 管道离心泵熵产分布

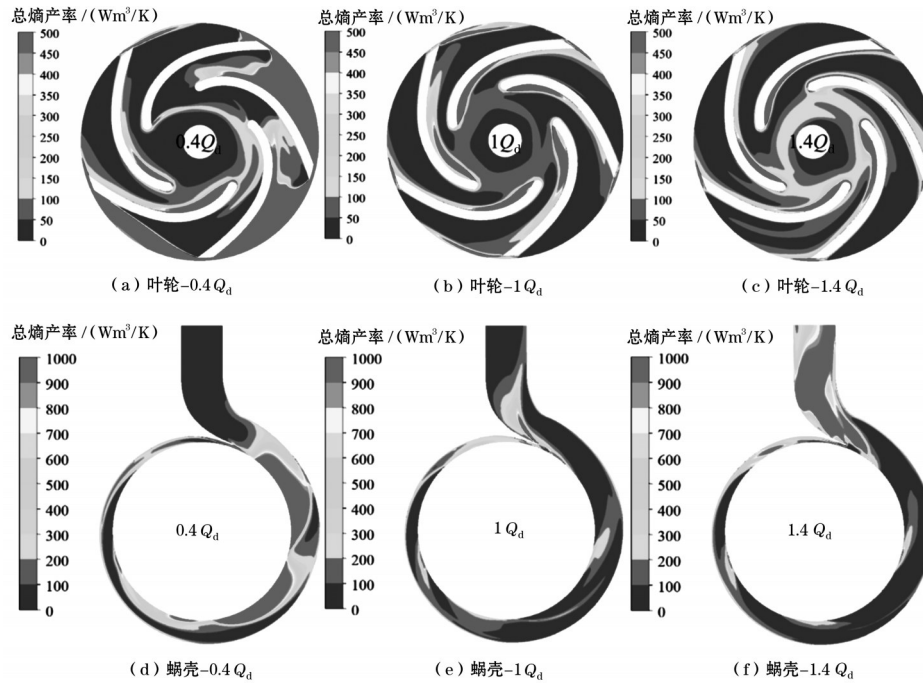


图7 管道离心泵总熵产率分布云图

0.1206 W/K,是设计工况下能量耗散的3.4倍。在大流量工况下,系统内能量耗散为0.1023 W/K,是设计工况下能量耗散的2.9倍。

(3)叶轮内的能量耗散主要集中分在进口边、压力面、出口边以及间隙处,蜗壳内的能量耗散主要集中在隔舌和出口通道内。

参考文献:

[1] 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京:中国宇航出版社,2011.

- [2] 陈金维. 基于改进离散型遗传算法的管道离心泵非定常特性优化[D]. 镇江:江苏大学,2022.
- [3] 孙浩. 叶轮振荡条件下多级离心泵内部流场及外部特性研究[D]. 扬州:扬州大学,2023.
- [4] 石保虎,刘金龙,李晨昊,等. 小流量工况双吸离心泵能量损失及受力特性分析[J]. 水电与抽水蓄能,2023,9(5): 68-73.
- [5] 罗文. 双吸离心泵正反转工况内部能量损失机理研究[D]. 兰州:兰州理工大学,2023.001126.
- [6] 王福军. 水泵与泵站流动分析方法[M]. 北京:中国水利水电出版社,2020.

(上接第4页)

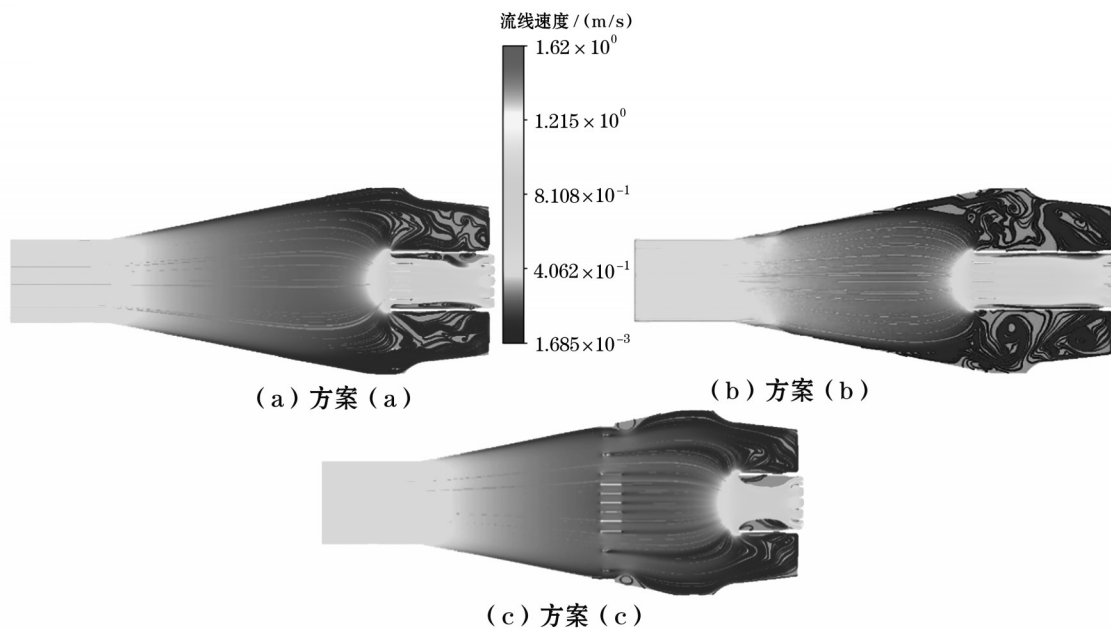


图5 机组全开抽水下游清污机桥不同位置时, $z=2$ m平面内流线分布

4 结 论

(1)闸站结合泵站下游,采用两导流墙将泵站前池与闸室分开,但在导流墙内侧靠近导流墙的区域产生回流漩涡,造成大量泥沙淤积。

(2)适当延长泵站下游导流墙,将清污机桥移位至导流墙头部,采用墩墙式桥墩进行导流,可以大幅度减小前池内低速回流区,减少泥沙淤积,改善泵站进水流态。

(3)泵站两导流墙外侧的闸室区域的泥沙淤积,可以在节制闸行洪时予以冲刷排除。

参考文献:

[1] 刘超. 水泵及水泵站[M]. 北京:中国水利水电出版社,

2009.

- [2] 窦国仁. 河口海岸全沙模型相似理论[J]. 水利水运工程学报,2001,1(1):1-11.
- [3] 吉庆丰,陈永明,冯丽华. 用蒙特卡罗方法计算泵站前池泥沙淤积[J]. 灌溉排水学报,2004,23(4):40-43.
- [4] 刘成,何耘,韦鹤平. 泵站前池进水流态及泥沙淤积的试验研究[J]. 水泵技术,1997(3):40-44.
- [5] 丛日颖,陈毓陵,冯建刚,等. 污水泵站前池进水流态对水泵性能及泥沙淤积的影响[J]. 中国农村水利水电,2005(3):103-105.
- [6] 王小振. 大型泵站前池泥沙淤积机理及结构优化设计研究[D]. 兰州:兰州理工大学,2010.
- [7] 周龙才,刘士和,丘传忻. 泵站正向进水前池流态的数值模拟[J]. 排灌机械工程学,2004,22(1):23-27.