

基于能量损失模型的 轴流泵空化特性研究

范云逸¹,周 鹏²,陈 岗³,戴毓帝⁴,于 鑫⁴

(1. 太仓市堤闸管理处,江苏 苏州 215400; 2. 江苏省水文水资源勘测局泰州分局,江苏 泰州 225300;
3. 太仓市浏河镇综合服务中心,江苏 苏州 215400; 4. 扬州市勘测设计研究院有限公司,江苏 扬州 225100)

摘要:以比转速为1500的轴流泵为研究对象,采用SST k- ω 湍流模型和ZGB空化模型,基于熵产理论,开展了轴流泵空化特性及能量损失特性研究。数值模拟结果表明:基于ZGB空化模型,轴流泵的临界汽蚀余量为3.7 m;气泡均最先出现在叶片进口边的背面,空化越严重,空泡分布范围越大,严重时充满整个叶轮通道;深度空化的总熵产损失是无空化的1.22倍,叶轮内脉动熵产损失最大,时均熵产损失最小,高损失区域主要分布在叶片表面和尾迹附近。研究成果可为设计低能耗、空化性能优异的旋转机械提供参考。

关键词:轴流泵;空化特性;能量损失;数值模拟;熵产理论

中图分类号:TV675 文献标识码:A 文章编号:1007-7839(2024)08-0026-0005

Study on cavitation characteristics of axial flow pump based on energy loss model

FAN Yunyi¹, ZHOU Peng², CHEN Gang³, DAI Yudi⁴, YU Xin⁴

(1. Taicang City Embankment Management Agency, Suzhou 215400, China;
2. Taizhou Branch of Jiangsu Province Hydrology and Water Resources Investigation Bureau,
Taizhou 215300, China;
3. Taicang Liuhe Town Comprehensive Service Center, Taicang 215400, China;
4. Yangzhou Surveying and Design Institute of Water Resources Co., Ltd., Yangzhou 225100, China;)

Abstract: An axial flow pump with a specific speed of 1500 was chosen as the research object. The study applied the SST k- ω turbulence model and the ZGB cavitation model and studied the cavitation characteristics and energy loss of the axial flow pump based on the entropy generation theory. Numerical simulation results indicate that, based on the ZGB cavitation model, the critical cavitation margin of the pump is 3.7 meters. Bubbles first appear at the backside of the blade inlet edge, and the more severe the cavitation, the larger the distribution range of bubbles, and in severe cases, they fill the entire impeller passage; The total entropy generation loss of deep cavitation is 1.22 times that of no cavitation. The pulsating entropy generation loss inside the impeller is the largest, and the time averaged entropy generation loss is the smallest. The high loss areas are mainly distributed at the blade surface and near the wake. These research findings can serve as valuable reference for the design of rotating machinery with low energy consumption and excellent cavitation performance.

Key words: axial flow pump; cavitation characteristics; energy loss; numerical simulation; entropy generation theory

收稿日期: 2024-05-02

作者简介: 范云逸(1997—),男,本科,主要从事水利工程管理工作。E-mail:491719335@qq.com

在国家水网的建设和管理中,轴流泵作为调水工程中不可或缺的设备之一,扮演着重要的角色^[1]。然而,随着泵站工程规模的不断扩大和运行条件的复杂化,轴流泵在实际运行中常常面临着空化和能量损失等问题,这不仅会导致泵站系统能效降低,还可能对泵站工程的安全稳定运行产生不利影响。

学者们采用ZGB(Zwart-Gerbera-Belamri)空化模型开展了大量的数值模拟研究工作。俞芸芸等^[2]采用PANS湍流模型和ZGB空化模型对轴流泵的空化性能进行了模拟计算,发现泵内湍流耗散与空化现象的发展和消除密切相关;陈斌等^[3]采用SST湍流模型和ZGB空化模型研究了高速潜水轴流泵的空化性能,发现通过增加轴流泵的进口压力,可以有效抑制空化现象,提高泵的工作效率;吕蕊蕊等^[4]采用FBM湍流模型和ZGB空化模型研究了轴流泵站的空化性能,发现FBM湍流模型预测轴流泵偏工况下空化性能的误差最小。近年来,熵产理论在旋转机械能量损失的可视化研究中得到了广泛应用。张绍广等^[5]采用熵产理论的方法,定量分析了不同流量条件下电潜泵的能量损失特性和内部流动特性,发现脉动速度引发的熵产最大;许哲等^[6]基于熵产理论研究了超低扬程卧式轴流泵站双向飞逸过程中的能量耗散特性,发现叶轮是全过流系统损失最大的区域;孙睿等^[7]基于熵产理论分析了管道离心泵的内流特性和能量损失,结果表明,叶片和隔舌是高熵产损失区域。显然,关于泵的空化特性或能量损失特性的研究已经较多,但对于泵空化条件下的能量损失特性的研究则相对较少。因此,有必要深入研究轴流泵在空化状态下的能量损失特性。

1 数值计算理论

1.1 空化模型

空化模型采用基于质量运输的ZGB空化模型,方程如下:

$$\begin{cases} \dot{m}^+ = F_c \frac{3\alpha_{nuc}(1-\alpha_v)\rho_v}{r_b} \sqrt{\frac{2(p_v-p)}{3\rho_1}}, (p < p_v) \\ \dot{m}^- = F_c \frac{3\alpha_v\rho_v}{r_b} \sqrt{\frac{2(p-p_v)}{3\rho_1}}, (p \geq p_v) \end{cases} \quad (1)$$

式中: \dot{m}^+ 为蒸发过程质量源项; F_c 为蒸发系数,一般取值为50; α_v 为气体体积分数; p_v 为空化临界压强; r_b 为气核半径,一般取值为 1×10^{-6} m; p 为当地流场压

力; ρ_1 为流体密度; \dot{m}^- 为凝结过程质量源项; F_c 为凝结系数,一般取值0.01; α_{nuc} 为气核体积分数。

1.2 湍流模型

湍流模型采用SST $k-\omega$ 湍流模型,该模型可以很好地处理轴流泵内部的大曲率分离流动。其中,关于湍动能 k 和湍动频率 ω 的计算公式为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad (3)$$

式中: ρ 为密度; k 为湍动能; ω 为湍动频率; t 为时间; u_i 为速度在 x_i 方向上的分量; G_k 、 G_ω 为 k 和 ω 的生产项; Y_k 、 Y_ω 是 k 和 ω 的耗散项; Γ_k 、 Γ_ω 为 k 和 ω 的有效扩散系数; S_k 、 S_ω 为自定义源项。

1.3 熵产理论

轴流泵的能量损失可以用熵产理论进行量化计算。泵内的熵产损失主要包括时均熵产损失和脉动熵产损失,具体计算公式为

$$\begin{aligned} \bar{E} = \int_V \frac{2\mu}{T} & \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right)^2 \right] + \\ \frac{\mu}{T} & \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} \right)^2 \right] dV \end{aligned} \quad (4)$$

$$E' = \int_S 0.09 \frac{\rho \omega k}{T} dS \quad (5)$$

式中: μ 为动力黏度; T 为开尔文温度; V 为体积; \bar{u} 、 \bar{v} 、 \bar{w} 分别为 x 、 y 、 z 方向上的时均速度; S 为面积。

2 数值计算

2.1 研究对象

研究对象为比转速为1 500的轴流泵水力模型。三维模型如图1所示,该轴流泵的设计流量为320 L/s,设计转速为1 400 r/min,设计扬程为3.0 m。叶轮直径为300 mm,叶顶间隙为0.2 mm。叶轮叶片

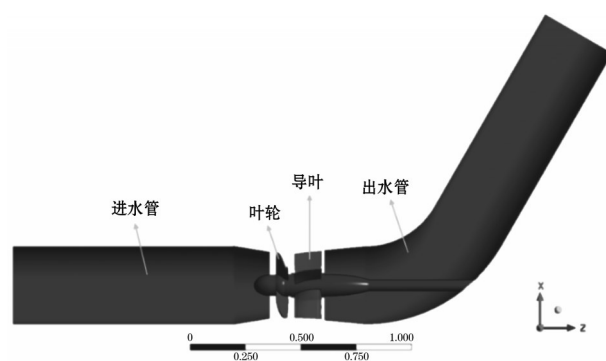


图1 轴流泵的三维水体模型(单位:m)

数为3,导叶叶片数为7。

2.2 网格剖分

网格的质量对计算精度具有重要影响。因此,本文采用了TurboGrid软件对轴流泵的叶轮和导叶进行六面体网格剖分,而进水管和出水管则采用ICEM软件进行结构化网格剖分。网格剖分结果详见图2。

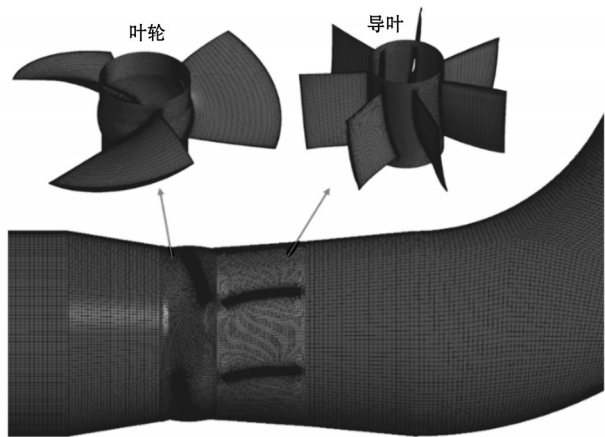


图2 计算域网格

网格数量直接影响数值计算的速度和准确度。因此,本研究进行了敏感性分析,剖分了5组不同数量的网格。结果显示在图3中。从图3可以观察到,随着网格数量的增加,轴流泵的扬程变化曲线愈发平滑,尤其是当网格总数超过650万个后,扬程基本无明显变化,说明该套网格满足了计算要求。在这套网格下,叶轮和导叶的平均Yplus值分别为45和22,符合SST $k-\omega$ 湍流模型对壁面的要求。

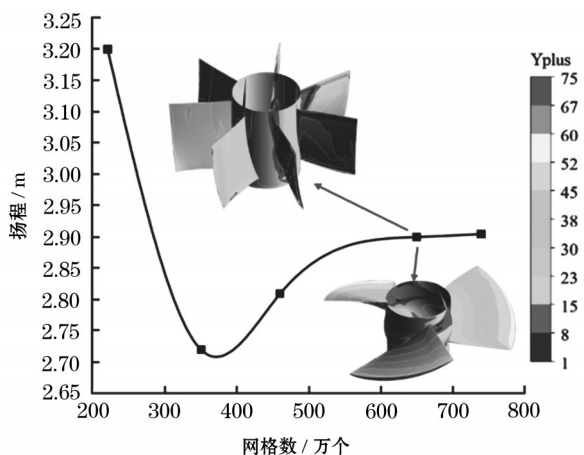


图3 网格敏感性分析及壁面Yplus分布

2.3 计算设置

采用RANS方法开展了轴流泵的数值模拟研

究。进口采用总压进口,压力为1 atm。出口采用流量进口,流量值为设计流量320 L/s,参考压力为0 Pa。与叶轮相接处的断面采用“stage”交接面,其他界面采用“none”交界面。在空化模拟计算中,通过降低进口压力,来模拟轴流泵的空化过程。

3 结果分析

3.1 空化性能分析

基于物理模型实验和数值模拟计算的方法,通过不断改变轴流泵的进口压力,得到轴流泵的空化性能曲线,结果如图4所示。图中横坐标汽蚀余量 N_{PSH} 的计算公式如式(6)所示。同时,定义扬程下降3%的汽蚀余量为临界汽蚀余量 $N_{PSH,c}$ 。

$$N_{PSH} = \frac{p_{in} - p_v}{\rho g} \quad (6)$$

式中: N_{PSH} 为汽蚀余量; p_{in} 为叶轮进口压力; p_v 为汽化饱和压力,取值为3 574 Pa; ρ 为水的密度; g 为重力加速度。

从图4(a)可以看出,数值模拟得到的空化曲线与试验结果较为吻合,说明数值模拟的结果是可信的。从4(b)可以看出:当 N_{PSH} 大于3.7 m时,随着 N_{PSH} 的减小(即进口压力的降低),扬程缓慢降低;当 N_{PSH} 小于3.7 m时, N_{PSH} 的轻微降低都会导致扬程大幅度下降;当 N_{PSH} 为3.7 m时,扬程降低了3%(与无空化结果相比),说明该轴流泵的 $N_{PSH,c}$ 为3.7 m;当 N_{PSH} 为2.6 m时,扬程大幅度下降,说明该轴流泵处于深度空化的工况。

在临界汽蚀余量条件下,试验和数值模拟得到的叶轮空化图片如图5所示。由图5可以看出,叶片吸力面存在大面积的气泡区域,说明叶轮最容易发生空化的位置为叶片吸力面。此外,数值模拟得到的气泡分布图与试验结果基本一致,再次证明了数值结果的可靠性。

图6为不同汽蚀余量下空泡体积分数为0.1的叶轮等值面图。随着汽蚀余量的降低,叶轮内气泡体积越来越大,并逐渐覆盖叶片吸力面。值得注意的是,空化气泡最先在叶片吸力面的进口边附近产生,随着汽蚀余量的降低,空泡区域逐渐向叶片吸力面的出口边发展。

3.2 能量损失分析

图7为不同汽蚀余量条件下叶轮内熵产损失的变化情况。图7中10.3 m(汽蚀余量)对应无空化工况,3.7 m对应临界空化工况,2.6 m对应深度空化工况。可以看出,随着叶轮进口压力的下降,汽蚀余

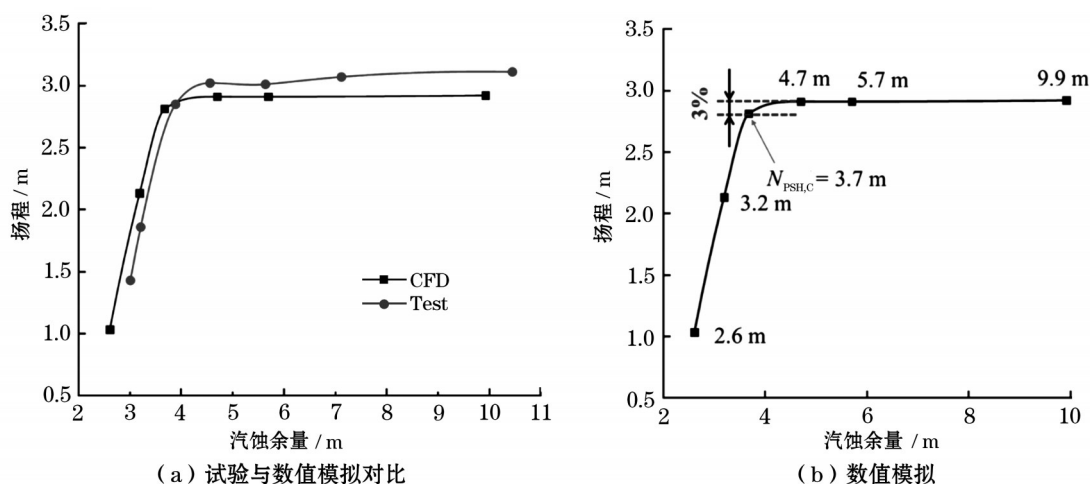


图4 轴流泵的空化性能曲线

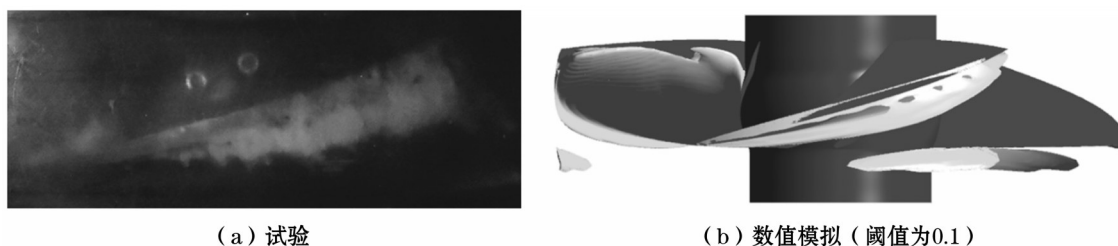


图5 临界汽蚀余量工况下轴流泵空化对比

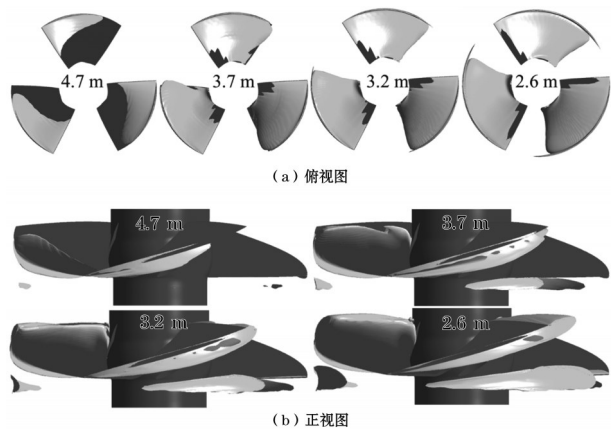


图6 空泡等值面

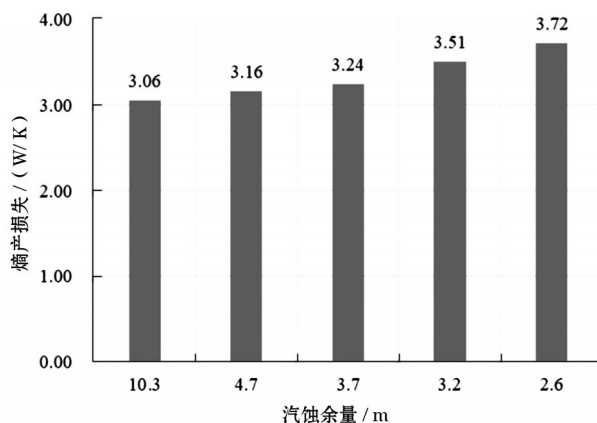


图7 叶轮内总熵产损失

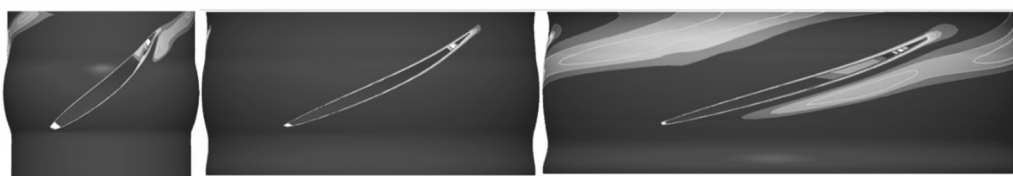
量逐渐降低,叶轮内熵产损失逐渐增加,临界空化下的熵产损失是无空化的1.06倍,深度空化下的熵产损失是无空化的1.22倍。这表明轴流泵空化会恶化叶轮内的能量损失。

以叶轮轮毂(span0.05)、中部(span0.5)和轮缘(span0.95)为特征断面,在无空化和空化条件下,进一步分析叶轮时均熵产率和脉动熵产率的分布情况,结果如图8和图9所示。从图8~9可以看出,叶轮内脉动熵产损失最大,而时均熵产的损失最小。

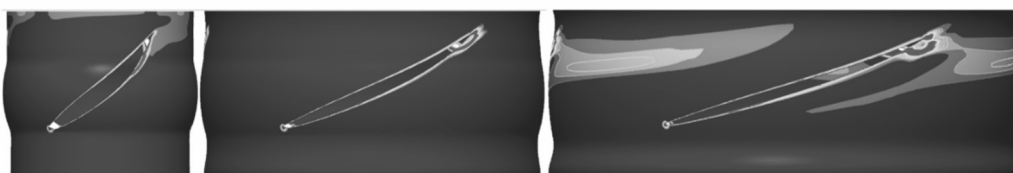
图8为无空化和空化条件下叶轮内时均熵产率

的分布情况。在无空化条件下,轮毂的时均损失主要集中在叶片尾迹和出口附近,叶轮中部的时均损失主要集中在叶片表面及其尾迹附近,轮缘的时均损失主要集中在叶片表面、尾迹和叶片下方的通道。在空化条件下,轮毂、中部和轮缘处叶片尾迹的时均损失均有所增大,而出口及通道内的时均损失有所降低。

图9为无空化和空化条件下叶轮内脉动熵产率的分布情况。在无空化条件下,轮毂的脉动损失主要集中在叶片吸力面和尾迹附近,叶轮中部的脉动

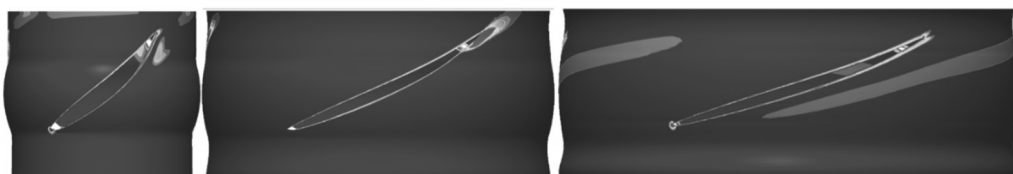


(a) 无空化10.3 m

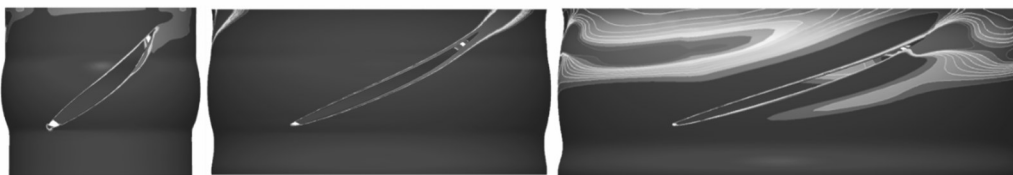


(b) 临界空化3.7 m

图8 叶轮内时均熵产率的分布情况



(a) 无空化10.3 m



(b) 临界空化3.7 m

图9 叶轮内脉动熵产率的分布情况

损失主要集中在叶片表面及其尾迹,轮缘的脉动损失主要集中在叶片表面。在空化条件下,轮毂、中部和轮缘处的脉动损失均明显增大。

4 结 论

基于数值模拟熵产理论的方法,采用ZCB空化模型,对轴流泵的空化性能和能量损失特性进行了三维定常计算,得到以下结论:

(1)基于ZGB空化模型,发现当汽蚀余量为3.7 m时,轴流泵的扬程下降了3%,临界汽蚀余量为3.7 m,说明该轴流泵空化性能优异。

(2)轴流泵空化最先出现在叶片吸力面的进口边,随着汽蚀余量的不断降低,空泡逐渐充满整个叶片的吸力面,并伴随有间隙空化的产生。

(3)基于熵产理论,发现深度空化的总熵产损失是无空化的1.22倍,叶轮内脉动熵产损失最大,主要分布在叶片表面、尾迹及出口附近,叶轮内时均熵产损失最小,主要分布在叶片表面和尾迹附近。

参考文献:

- [1] 王福军. 水泵与水泵站[M]. 北京:中国水利水电出版社,2021.
- [2] 俞芸芸,周大庆,于安,等. 基于修正PANS模型的轴流泵空化特性数值模拟[J]. 排灌机械工程学报,2022,40(12):1204-1211.
- [3] 陈斌,杨陈,张华,等. 高速潜水轴流泵的空化特性[J]. 排灌机械工程学报,2021,39(2):109-115.
- [4] 吕蕊蕊,郑源,张德虎,等. 基于FBM模型的轴流泵空化流动特性CFD分析[J]. 南水北调与水利科技,2020,18(1):150-165.
- [5] 张绍广,杭建伟,施宇晖,等. 基于数值模拟与熵产理论的电潜泵内流特性[J]. 排灌机械工程学报,2023,41(8):771-778.
- [6] 许哲,郑源,阚阚,等. 基于熵产理论的超低扬程双向卧式轴流泵装置飞逸特性[J]. 农业工程学报,2021,37(17):49-57.
- [7] 孙睿,纪晓磊,于鑫,等. 基于数值模拟的管道离心泵水力性能及能量耗散研究[J]. 江苏水利,2024(4):16-20.