

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2022.S2.020

# 流固耦合作用下斜流泵转子动力学特性研究

许正萱<sup>1</sup> 张帆<sup>1</sup> 陈轲<sup>1</sup> 祝路峰<sup>1</sup> 张金凤<sup>1</sup> 宋梦斌<sup>2</sup>

(1. 江苏大学国家水泵及系统工程技术研究中心, 镇江 212013; 2. 利欧集团股份有限公司, 台州 317500)

**摘要:** 为了研究斜流泵转子系统的动力学特性,以某型号的斜流泵作为研究对象,采用计算流体力学软件 CFX 2021R1 和有限元分析软件 ANSYS Workbench 2021R1 平台,对斜流泵转子系统的干湿模态固有频率和振型、临界转速以及基于流固耦合的瞬态动力学进行了求解,研究了叶轮叶片不同位置的变形与应力分布,对比分析了不同流量工况对叶轮叶片变形与应力分布的影响。结果表明:湿模态下转子固有频率会下降,同时随着阶数的增加,固有频率下降程度逐渐明显,第3阶模态时下降程度最小,下降率  $\Delta f$  为 9.82%,第6阶模态时下降程度最大,下降率  $\Delta f$  为 44.31%。计算所得第2阶模态的临界转速为 7369 r/min,远大于转子工作转速,说明转子系统在工作转速下运行时不会发生共振,符合转子动力学的设计要求,能够稳定运转。叶轮叶片背面与工作面总变形量的变化趋势和变形量基本一致,叶片工作面出口叶顶位置变形量最大,幅值达到 2.6755 mm,各个位置处工作面变形量都大于背面,最大变形量差值为 0.0358 mm,叶顶处变形量都大于叶根处,最大差值为 1.0177 mm;叶片工作面进口叶顶处与背面处应力变化趋势和应力幅值大致相似,叶片工作面进口叶顶处与出口叶根处应力幅值都大于相应背面处,而在叶片背面出口叶根处应力幅值大于工作面处。叶片出口处测点应力幅值明显大于进口处测点,叶片背面出口叶根处等效应力最大,最大幅值约 6 MPa。不同流量工况下叶片变形量的变化趋势相似,随着流量增大,叶轮叶片各位置处变形量逐渐减小。0.6Q 时叶片变形量随时间变化波动最大,最大变形量为 3.0672 mm,出现在叶片出口叶顶位置;在叶片叶顶处,随流量增大,应力波动逐渐减小,叶片叶根处, Q 时应力幅值波动最大,进口与出口应力波动最小处分别出现在 0.6Q 与 0.8Q 流量工况,各位置最大等效应力为 12.456 MPa,叶根处每一个应力波动结束后,0.6Q 与 0.8Q 应力曲线会额外多一次小波动,因此应避免泵在小流量工况下运行,并且应加强叶轮叶根处叶片厚度。研究结果可以为斜流泵转子系统运行稳定性分析以及叶轮叶片的结构优化设计提供参考。

**关键词:** 斜流泵; 流固耦合; 模态分析; 临界转速; 瞬态动力学

**中图分类号:** TH313      **文献标识码:** A      **文章编号:** 1000-1298(2022)S2-0179-09

## Rotor Dynamic Characteristics of Oblique Flow Pump under Action of Fluid-structure Interaction

XU Zhengxuan<sup>1</sup> ZHANG Fan<sup>1</sup> CHEN Ke<sup>1</sup> ZHU Lufeng<sup>1</sup> ZHANG Jinfeng<sup>1</sup> SONG Mengbin<sup>2</sup>

(1. National Research Center of Pumps, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China

2. LEO GROUP Co., Ltd., Taizhou 317500, China)

**Abstract:** Taking a certain type of oblique flow pump as the research object, the computational fluid dynamics software CFX 2021R1 and the finite element analysis software ANSYS Workbench 2021R1 platform were used to solve the natural frequency and mode shape of the dry and wet mode of the oblique flow pump rotor system. The critical speed and the transient dynamics based on fluid-structure coupling, the deformation and stress distribution of the impeller blades at different positions were studied, and the influence of different flow conditions on the deformation and stress distribution of the impeller blades was compared and analyzed. The results showed that with an increase in the order, the natural frequency was gradually decreased. The 3rd order mode had the least decline rate at 9.82% while the 6th order mode had the highest decline rate at 44.31%. This confirmed the findings that the natural frequency of the rotor would decrease in the wet mode. The critical speed of the calculated second-order mode was

收稿日期: 2022-06-08 修回日期: 2022-08-08

基金项目: 国家重点研发计划项目(2021YFC3090404)和中国博士后科学基金项目(2021M701535)

作者简介: 许正萱(1998—),男,硕士生,主要从事大流量叶片泵研究,E-mail: 654886689@qq.com

通信作者: 张帆(1987—),男,副研究员,主要从事流体机械理论与设计研究,E-mail: fzhang@ujs.edu.cn

7 369 r/min, which was much greater than the rotor working speed. This indicated that the design requirements of the rotor dynamics met as the rotor system would not resonate when operating at working speed hence resulting in a stable operation. The deformation trends between the rear side of the blade and the working side of the impeller blade were quite similar. On the working surface, the deformation at the upper span of the blade towards the outlet was the largest. When the amplitude reached 2.675 5 mm, the deformation at each given position on the impeller blade working surface was higher than the rear surface with a maximum deformation of 0.035 8 mm. The deformation at the upper span of the blade was higher than at the root of the blade with the maximum difference being 1.017 7 mm. The highest amplitude reached 2.675 5 mm. Considering the stress change and stress amplitude trend, it was revealed that at the upper span of the blade near the inlet part were roughly similar on both sides. The stress amplitude graphs showed that towards the outlet portion of the blade, the upper span and root on the working surface had higher amplitudes than on the corresponding rear surface. The amplitude of the monitoring point at the outlet of the blade was significantly greater than that of the monitoring point at the inlet. On the rear surface, the equivalence force at the root of the blade towards blade was the largest, and the largest value reached about 6 MPa. The change trend of blade deformation under different flow conditions was similar, and as the flow rate increased, the amount of deformation at each position of the impeller blade gradually decreased. At  $0.6Q$ , the amount of blade deformation fluctuated the most with time. The maximum deformation was 3.067 2 mm, which appeared at the upper span of the impeller blade towards the outlet. At the upper span of the blade, as the flow rate increased, the stress fluctuation gradually decreased, at the blade root, the stress amplitude fluctuated the most at  $Q$ . The smallest fluctuations in inlet and outlet stress occurred under  $0.6Q$  and  $0.8Q$  flow conditions, respectively, and the maximum equivalent force was 12.456 MPa. At the blade root, after each stress fluctuation, the  $0.6Q$  and  $0.8Q$  stress curve would have an additional small fluctuation, therefore operating the pump under small flow conditions must be avoided and also the blade thickness at the impeller root should be strengthened. The research results can provide a reference for the operation stability analysis of the oblique flow pump rotor system and the structural optimization design of the impeller blades.

**Key words:** oblique flow pump; fluid-structure interaction; modal analysis; critical speed; transient dynamics

## 0 引言

斜流泵因具有抗汽蚀性能良好、高效区范围广、结构紧凑、方便启动等优点<sup>[1]</sup>,广泛应用于农田排灌、调水工程、火力发电等领域<sup>[2]</sup>。目前我国调水工程的泵站建设中较多选用斜流泵,尤其在扬程4 m以上泵站大力推荐使用斜流泵<sup>[3]</sup>。斜流泵叶轮的进口来流与叶轮旋转流场的相干作用、叶轮出口流体与导叶之间动静干涉、导叶的旋转失速等因素容易引发斜流泵振动<sup>[4-6]</sup>,进而影响泵的性能,并且缩短机组零部件的使用寿命。为降低系统受泵振动的影响,提高泵运行稳定性,有必要对斜流泵转子动力学特性进行深入研究。

通常情况下,转子系统的振动问题比较突出,不仅有转轴的弯曲以及扭转振动,还包括叶轮和叶轮上叶片的振动以及流体介质等因素引起的涡动失稳等<sup>[7]</sup>。目前,已有诸多学者对转子系统的动力学特性展开了研究<sup>[8-14]</sup>。上述文献研究对象种类较多,但对于斜流泵的转子动力学研究少有提及。

作为常见水力机械的一种,国内外学者对斜流泵进行了大量研究,研究文献主要关注于斜流泵内

的不稳定流动特性和泵实际运行时的振动特性<sup>[15-18]</sup>,然而,目前对斜流泵数值模拟的研究中,对于斜流泵内部流动对斜流泵转子的影响以及泵转子动力学特性考虑较少。本文以斜流泵为研究对象,采用计算流体力学软件CFX 2021R1和有限元分析软件ANSYS Workbench 2021R1平台,对斜流泵转子干湿模态、临界转速和瞬态动力学特性进行研究。

## 1 数值计算模型及方法

### 1.1 三维建模及网格划分

本文以某斜流泵为研究对象,其主要设计参数如下:流量 $Q$ 为 $1\,273.3\text{ m}^3/\text{h}$ ,扬程 $H$ 为14.08 m,转速 $n$ 为1 450 r/min,叶轮为半开式叶轮,其进口直径 $D_1$ 为350 mm,出口直径 $D_2$ 为400 mm,叶轮叶片数 $Z_1$ 为4,导叶叶片数 $Z_2$ 为7。

通过UG软件对斜流泵装配体进行全流道水体抽取,将流体域划分为进口段、叶轮、导叶和出口段,如图1所示,计算区域为从泵的进口段到出口段的整个装置段。模型泵输送介质为清水,常温下密度为 $1\text{ g}/\text{cm}^3$ ,粘度1 cp,泵叶轮与轴材料为45号钢,

密度  $7850 \text{ kg/m}^3$ , 弹性模量  $210 \text{ GPa}$ , 泊松比  $0.3$ 。

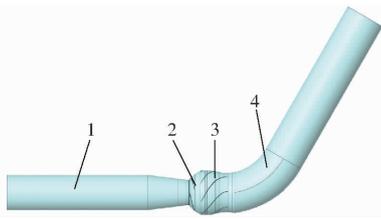


图 1 全流道计算域

Fig. 1 Computational domain of whole flow passage

1. 泵进口 2. 叶轮 3. 导叶 4. 泵出口

采用 ANSYS Mesh 软件对计算域进行网格划分, 选取网格类型为混合网格, 为了更好地模拟近壁面区域的流动, 在近壁区采用边界层网格, 通过对叶片等关键部位进行局部加密, 将近壁区平均  $y^+$  值控制在 100 以内, 具体划分如图 2a~2d 所示。固体区域有限元网格单元数为 16 万, 如图 2e 所示。对斜流泵在最优工况定常流动下进行网格无关性验证, 如图 3 所示, 确定流体域网格总数为 1 109 万。

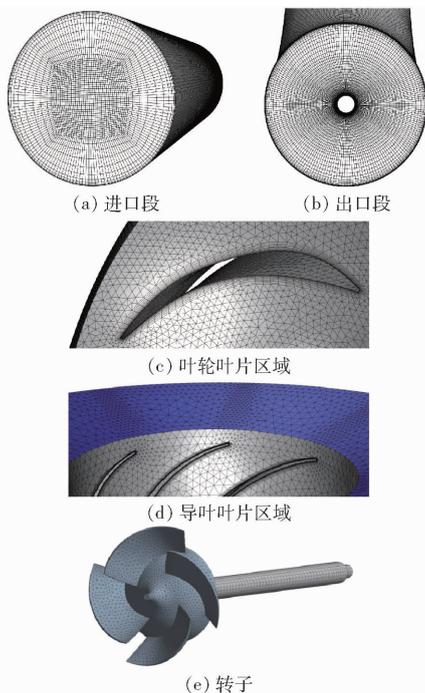


图 2 计算域网格划分

Fig. 2 Mesh generation of computational domain

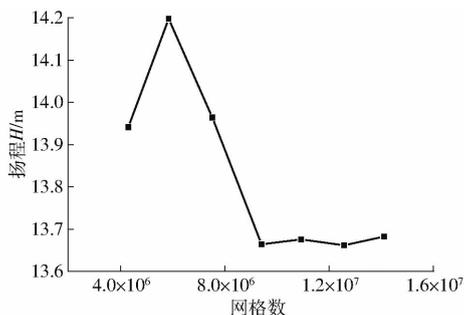


图 3 网格数对泵扬程的影响

Fig. 3 Influence of mesh number on pump head

## 1.2 边界条件及求解设置

应用 ANSYS CFX 软件对整个流体域进行数值模拟计算。湍流模型 SST  $k-\omega$  模型结合了标准  $k-\omega$  模型在近壁区、标准  $k-\epsilon$  模型在自由剪切层中各自的优势, 因此, 本文采用 SST  $k-\omega$  模型进行模拟计算。设置斜流泵叶轮为旋转域。定常计算时, 叶轮前、后部分分别与喇叭管、导叶相连, 交界面类型设置 frozen rotor; 非定常计算时, 将动静交界面设置为 transient rotor-stator。进口边界条件设置为压力进口, 出口设置为质量流量出口。静止区域壁面设置为无滑移光滑壁面条件。为提高计算的稳定性和收敛速度, 首先进行定常计算, 随后以定常结果作为非定常计算的初始值, 选取非定常计算时间步长为叶轮旋转  $3^\circ$ , 即每步  $0.000344828 \text{ s}$ , 计算总时间取 15 倍叶轮旋转周期, 共 1 800 步 ( $0.62069 \text{ s}$ ), 选取最后 5 圈的计算结果进行内部流场及转子动力学特性分析。

为了研究斜流泵转子动力学特性, 对斜流泵转子系统分别进行了模态分析、临界转速分析以及瞬态动力学分析。湿模态需要为转子系统添加流体域以模拟在水中运行的状态, 并且在流固交界处添加流固耦合面。根据转子实际运行状态, 临界转速分析需要对轴承动特性系数进行定义。对斜流泵进行非定常数值模拟后, 将计算得到的流体压力加载至转子系统, 分析在添加非定常流动流体压力的条件下转子系统的瞬态响应情况。

## 2 外特性验证

### 2.1 试验装置与方法

斜流泵的外特性试验在江苏大学流体机械工程技术研究中心的多功能水泵模型及装置模型试验台上进行, 试验装置系统安装如图 4 所示。该试验装置流量采用智能电磁流量计测量, 测量精度在  $\pm 0.2\%$  范围内; 扬程通过在装置上安装差压变送器进行测量, 差压变送器为 WT2000DP5S 型智能差压变送器, 测量不确定度在  $\pm 0.1\%$  范围内; 转矩转速采用 ZJYW1/ZJ500Nm 智能型转矩转速传感器测量, 精度在  $\pm 0.1\%$  范围内, 传感器在使用时只承受



图 4 试验装置系统

Fig. 4 Test device system

1. 斜流泵 2. 测压装置 3. 试验管路

扭矩,不承受其他外力作用。

在效率试验前,先将泵在额定工况点运转30 min以上,排除循环系统中游离气体,其间应检查泵的轴承、密封、噪声和振动状况。性能试验应在无汽蚀条件下进行。试验开始时,需要将阀门调至全开状态,随后进行测量。试验测点应合理分布在整个性能曲线上,试验曲线试验点数不少于15个。试验工况稳定后试验系统在无任何人为干扰条件下连续进行3次测试,每次测试时间为30 s,3次测试效率最大值与最小值之差应小于0.3%,否则需重新进行测试,取3次测量的中间值作为最后测试结果。

## 2.2 外特性对比分析

试验外特性结果与数值模拟计算结果对比曲线如图5所示。由图中曲线可知,数值计算结果与试验测量结果趋势基本一致,数值计算模拟的轴功率与试验测量值基本吻合,在最优工况及邻近工况下,数值计算模拟的效率和扬程曲线与试验值较为贴合,而在偏流量工况下,数值计算模拟的扬程、效率相比试验值较小。最优工况下,数值计算与试验测量的扬程、效率和轴功率的误差为1.5%、3.2%和1.8%,说明采用的数值计算方式精度较高,符合研究要求。

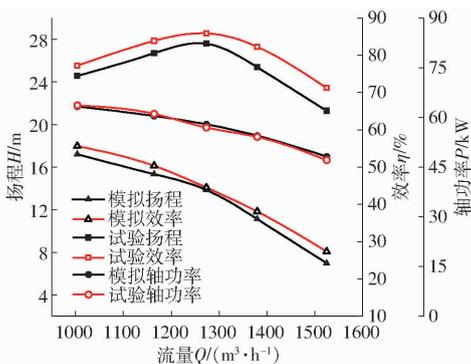


图5 数值模拟与试验外特性对比

Fig. 5 Comparison between numerical simulation and experimental performance characteristics

## 3 计算结果与分析

### 3.1 模态分析

对斜流泵转子系统进行干湿模态分析,获得其前10阶固有频率并进行对比。如图6a所示为斜流泵转子模型,用于计算干模态。计算干模态时需在轴承处添加圆柱支撑,在轴末段添加固定支撑。图6b为带水体的转子模型,用于计算湿模态。计算湿模态时需考虑转子所处流动空间中水的附加质量力,因此,计算时需将水体部分设置为声场域,密度设为 $1000\text{ kg/m}^3$ ,声速设为 $1430\text{ m/s}$ ,同时不仅要添加与干模态一致的约束,还需将水体与转子交界

面设置为流固交界面。

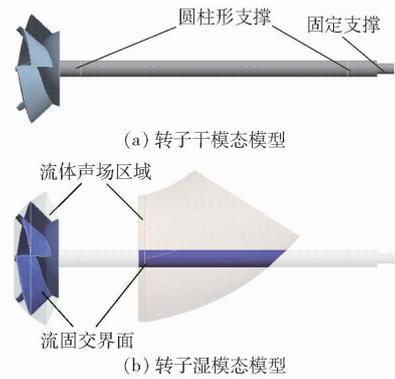


图6 转子干湿模态模型

Fig. 6 Dry and wet modal models of rotor

对斜流泵转子进行模态求解后,分别得到转子干湿模态的前10阶固有频率以及振型。干模态前10阶振型如图7所示,其对应固有频率 $f$ 为80.41、275.93、275.93、393.53、393.59、746.36、746.39、852、941.31、941.43 Hz,由于叶轮转子结构和边界条件是周期性对称的,因此会出现频率、振型相同但振动方向不同的情况<sup>[19]</sup>。由于已有很多报道论证转子湿模态与干模态振型相似,因此本文此处只对

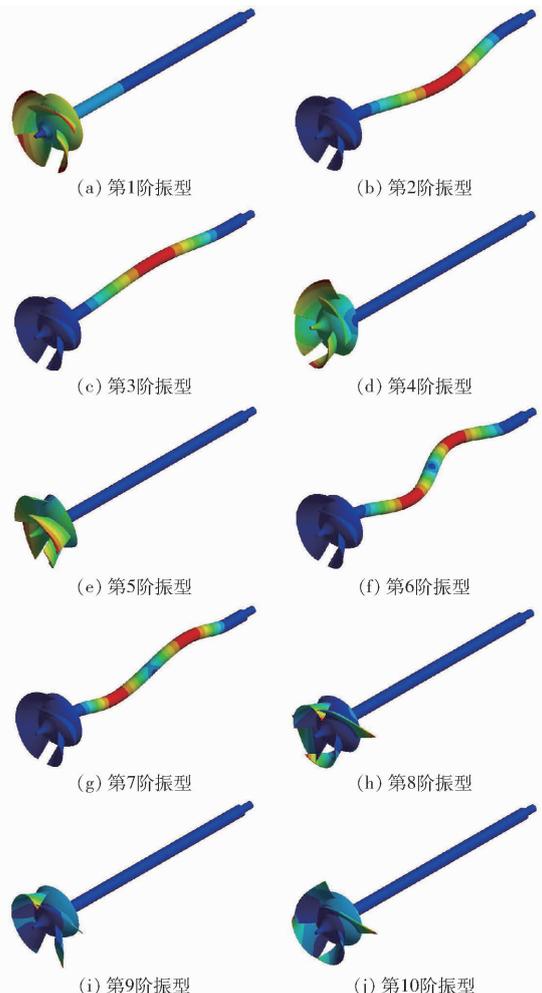


图7 转子干模态前10阶振型

Fig. 7 Vibration shapes of rotor in dry mode

转子干模态振型展开具体分析<sup>[19-21]</sup>。由图 7 可知, 转子第 1 阶振型表现为绕轴的扭转振型, 最大位移出现在叶片出口顶部位置。转子第 2 阶与第 3 阶振型相似, 都表现为转轴垂直于轴向的弯曲变形, 但两阶振型变形方向近似垂直, 最大位移出现在轴中间位置。转子第 4 阶与第 5 阶振型的表现形式为叶轮垂直于轴向的摆动, 两阶振型摆动方向相反, 最大位移出现在叶片出口顶部区域。转子第 6、7 阶振型表现为轴上下两部分向垂直于轴向的相反方向弯曲。转子第 8~10 阶振型都表现为叶轮摆动与叶片扭曲的复合振动, 最大位移也出现在叶片出口顶部位置。

图 8 为转子干湿模态前 10 阶固有频率的对比曲线图。由图所示, 转子在水附加质量力的作用下, 湿模态下的固有频率相比干模态都有所下降。

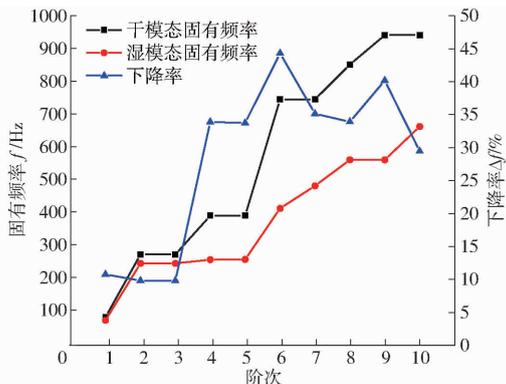


图 8 转子干湿模态固有频率对比

Fig. 8 Comparison of natural frequencies of rotor between dry and wet modes

同时随着阶数的增加, 固有频率下降程度逐渐明显, 第 3 阶模态时下降程度最小, 下降率  $\Delta f$  为 9.82%, 第 6 阶模态时下降程度最大, 下降率  $\Delta f$  为 44.31%, 由此可知, 水介质的附加质量力会对固有频率产生影响, 在动力学分析时应充分考虑水介质的影响进行充分考虑。

### 3.2 临界转速计算与分析

随着转子结构转速的增加, 系统会产生振幅更大的振动, 整个系统也会更加不稳定。当转子在临界转速的范围内运行时, 将会导致工况恶化、系统遭到破坏、危害操作人员等恶劣现象, 因此转子的临界转速一直是研究转子动力学时重点关注的部分。对斜流泵转子进行临界转速分析需要对转子系统的轴承进行约束, 同时与模态分析时相似, 在轴承与轴端定义远程位移。如图 9 所示, 在轴上对应位置对轴承进行具体定义, 由于所用轴承为深沟球轴承, 根据球轴承刚度计算公式得到轴承刚度为  $1 \times 10^5$  N/mm。球轴承刚度计算公式为<sup>[22]</sup>

$$K = 0.118 \times 10^4 \sqrt[3]{F_r N^2 d \cos^5 \beta} \quad (1)$$

式中  $K$ ——轴承刚度, N/mm  
 $F_r$ ——径向载荷, N  
 $N$ ——滚珠数目  
 $d$ ——滚珠直径, mm  
 $\beta$ ——滚珠接触角

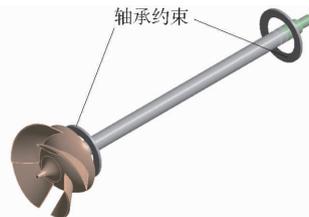


图 9 转子临界转速约束设置

Fig. 9 Rotor critical speed constraint setting

图 10 为计算所得转子系统的坎贝尔图。坎贝尔图反映了转子激励转速与固有频率的关系。转子系统的振型会表现出涡动, 若涡动方向与转子系统旋转方向一致, 就被称为正向涡动 (Forward whirl, FW), 在图中表现为从各固有频率出发的斜率为正的曲线, 该曲线被称为正向进动曲线; 若涡动方向与转子系统旋转方向相反, 则被称为反向涡动 (Backward whirl, BW), 在图中表现为从各固有频率出发的斜率为负的曲线, 被称为反向进动曲线。图中还有一条从原点出发的黑色直线, 该线与各进动曲线的交点即为转子系统的临界转速。从图中可以看到红色三角形交点为 3 个, 对应转子系统前 3 阶模态的临界转速。

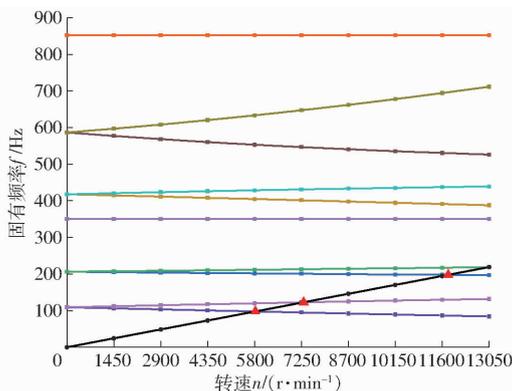


图 10 转子系统坎贝尔图

Fig. 10 Campbell diagram of rotor system

当正向涡动出现时, 临界转速变大; 反向涡动出现时, 临界转速变小。临界转速一般取决于正向涡动。当转子系统转速达到临界转速时, 系统就会出现共振, 整个系统的幅值会出现峰值, 因此工作转速的  $\pm 10\%$  范围必须避开临界转速。由表 1 可知转子系统前 3 阶模态的临界转速, 第 1、3 阶为反向涡动, 因此只关注第 2 阶模态的临界转速: 7 369 r/min, 由于斜流泵转子工作转速为 1 450 r/min, 其  $\pm 10\%$  的

范围为 1 305 ~ 1 595 r/min,远小于第 2 阶模态的临界转速,所以转子系统在工作转速下运行时不会发生共振,斜流泵可以稳定运行,符合转子动力学的设计要求。

表 1 转子系统前 3 阶临界转速

Tab. 1 The first three critical speeds of rotor system

模态阶数	旋转方向	稳定性	临界转速/(r·min <sup>-1</sup> )
1	BW	稳定	5 859
2	FW	稳定	7 369
3	BW	稳定	11 858

### 3.3 瞬态动力学分析

为了研究实际流动情况下转子系统受到流体激励而产生的响应,为斜流泵转子系统添加非定常流动数值计算结果,对其在流固耦合作用下的结构变形和等效应力进行分析。对等效应力的分析通过应力幅值来表示结果。应力幅值表达式为

$$\sigma_a = P_i - \Delta P \quad (2)$$

式中  $P_i$ ——监测点瞬时压力,MPa

$\Delta P$ ——监测点时均压力,MPa

如图 11 所示为叶轮叶片变形及应力监测点位置示意图,其中,A1、A2 为叶片背面进口的叶顶与叶根位置,B1、B2 为叶片工作面进口的叶顶与叶根位置,C1、C2 为叶片背面出口的叶顶与叶根位置,D1、D2 为叶片工作面出口的叶顶与叶根位置。

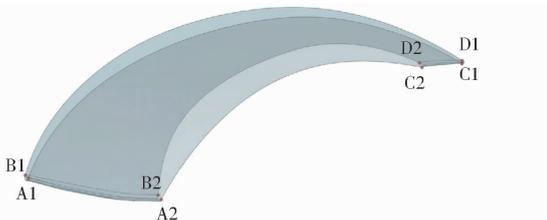


图 11 叶轮叶片变形及应力监测点位置

Fig. 11 Position of impeller blade deformation and stress monitoring point

#### 3.3.1 叶轮叶片变形与等效应力分布

图 12 为斜流泵叶轮在两个旋转周期内叶片背面工作面总变形量对比曲线。由图可知,叶轮叶片背面与工作面总变形量的变化趋势和变形量基本一致。变化趋势呈现周期性变化,在一个旋转周期内均出现 4 个波峰与波谷,与叶片数一致。叶片工作面出口叶顶位置变形量最大,幅值达到 2.675 5 mm,各个位置处工作面变形量都大于背面,最大变形量差值为 0.035 8 mm,叶顶处变形量都大于叶根处,最大差值为 1.017 7 mm。

图 13 为斜流泵叶轮在两个旋转周期内叶片背面与工作面所受等效应力变化对比曲线。从图中可以看出,叶片所受等效应力也呈现周期性变化。叶

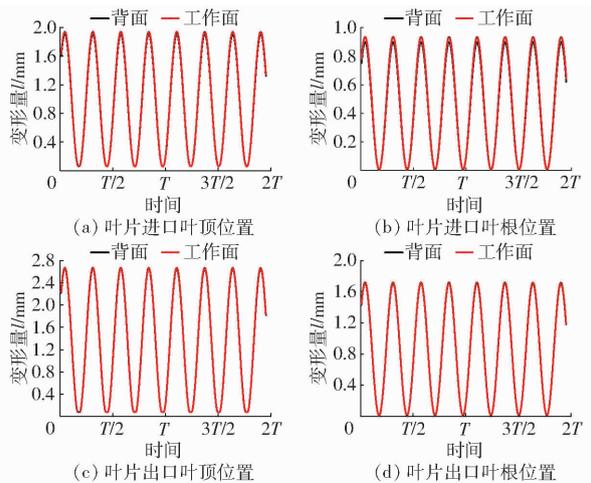


图 12 叶轮叶片工作面与背面变形量对比

Fig. 12 Comparison of deformation between impeller blade pressure surface and suction surface

片 A1、B1 点应力变化趋势与应力幅值大致相似,叶片工作面进口 B2 点与出口 D1 点应力幅值都大于相应背面处点 A2 与 C1,而在叶片出口点 C2 处应力幅值大于点 D2。叶片出口处测点应力幅值明显大于进口处测点,叶片点 C2 处等效应力最大,最大幅值约 6 MPa,虽然最大等效应力值相比材料许用应力较小,但由于应力为周期性变化,因此需考虑叶轮受到疲劳损伤,尤其应该充分考虑叶轮叶根处结构强度。

#### 3.3.2 不同流量工况下叶轮叶片变形与等效应力变化对比

对不同流量下叶轮叶片监测点处变形量与等效应力进行分析,通过上文研究,叶片工作面和背面的变形量与等效应力变化趋势基本一致,因此选取工作面 4 个不同位置测点 B1、B2、D1、D2 进行研究。

图 14、15 为斜流泵叶轮在一个旋转周期内不同流量工况下叶片变形量与等效应力变化的对比曲线。由图 14 可知,不同流量工况下叶片变形的变化趋势相似,随着流量增大,叶轮叶片各位置处变形量逐渐减小。0.6Q 时叶片变形量随时间变化波动最大,最大变形量为 3.067 2 mm,与 0.8Q、Q 和 1.2Q 相同,最大变形量出现在叶片出口叶顶位置。

从图 15 可以看到,4 种流量工况下等效应力变化也基本一致,但在不同测点的应力幅值变化波动程度不同,在叶片叶顶点 B1、D1 处,随流量增大应力波动逐渐减小;叶片叶根 B2、D2 处,Q 时应力波动最大,B2 处,0.8Q 时应力波动最小,D2 处,0.6Q 时应力波动最小,各位置处最大等效应力为 12.456 MPa,但所受应力都满足材料的疲劳极限和屈服强度。对图中点 B2、D2 处的应力曲线分析,在每一次波动结束后,0.6Q 与 0.8Q 应力曲线会额外

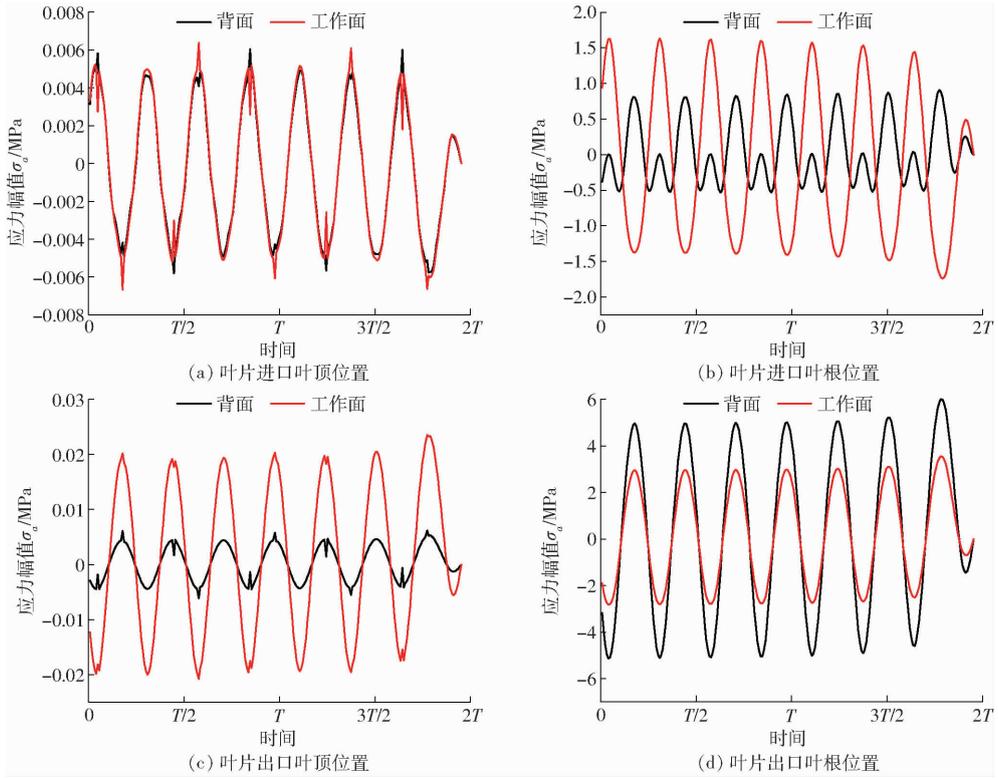


图 13 叶轮叶片工作面与背面等效应力对比

Fig. 13 Comparison of equivalent stress between impeller blade pressure surface and suction surface

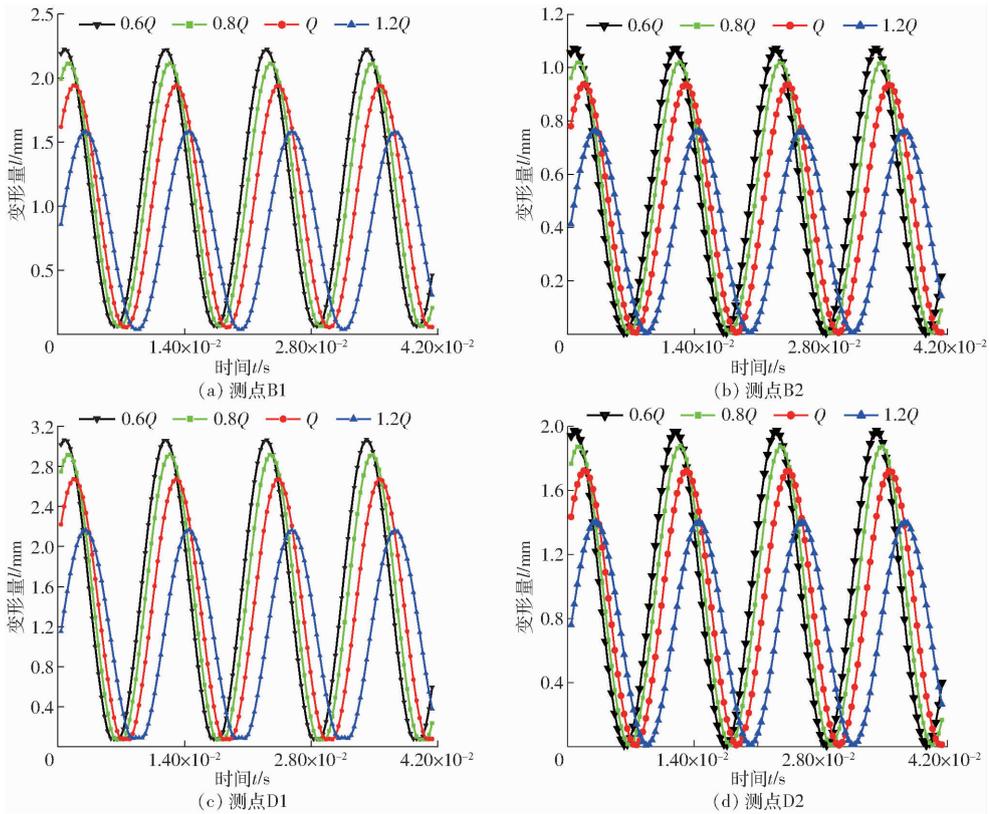


图 14 不同流量叶轮叶片测点变形量变化对比

Fig. 14 Comparison of deformation changes at measuring points of impeller blades with different flow rates

多一次波动,且上文也提到随流量减少,变形量增大,因此应避免泵在小流量工况下运行,并且应加强叶轮叶根处叶片厚度。

## 4 结论

(1) 对斜流泵转子系统进行干湿模态计算并对

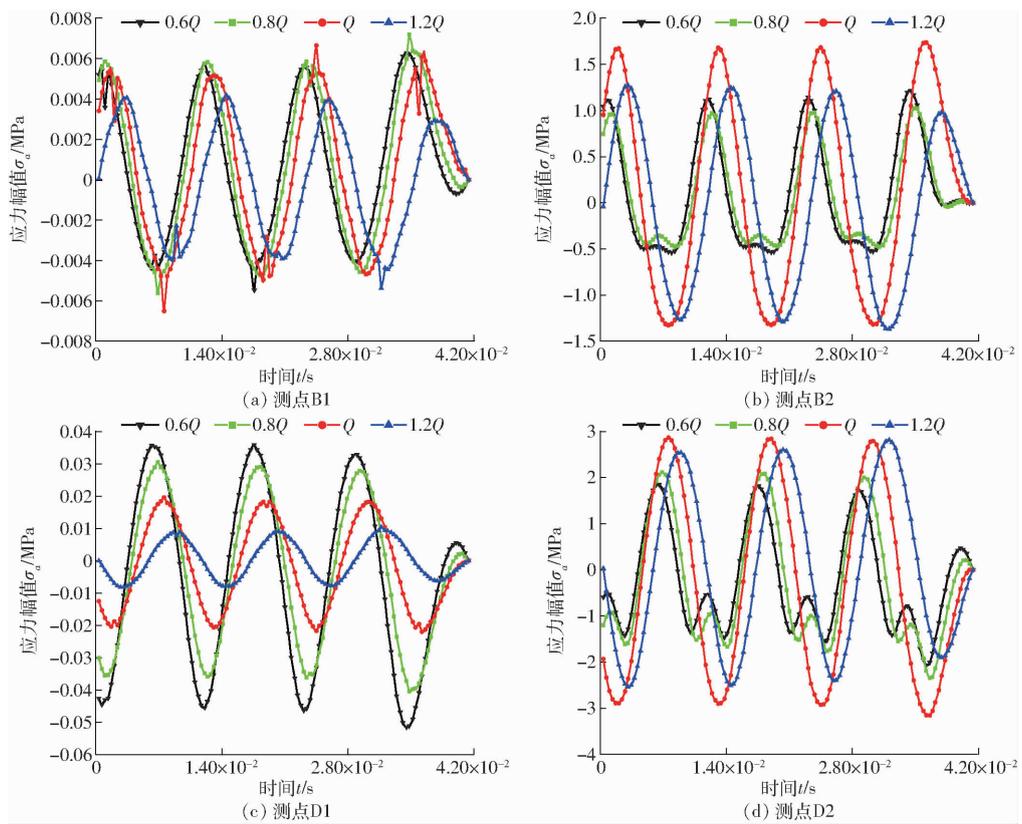


图15 不同流量叶轮叶片测点等效应力变化对比

Fig. 15 Comparison of equivalent stress changes at measuring points of impeller blades with different flow rates

比分析,发现湿模态下转子固有频率会下降,同时随着阶数的增加,固有频率下降程度逐渐明显,第3阶模态时下降程度最小,下降率 $\Delta f$ 为9.82%,第6阶模态时下降程度最大,下降率 $\Delta f$ 为44.31%,因此,在转子动力学分析时应对应水介质的影响进行充分考虑。

(2)对转子系统临界转速进行计算研究,转子工作转速为1450 r/min,其 $\pm 10\%$ 的范围为1305~1595 r/min,远小于计算所得第2阶模态的临界转速:7369 r/min,说明转子系统在工作转速下运行时不会发生共振,符合转子动力学的设计要求,能够稳定运转。

(3)叶轮叶片背面与工作面总变形量的变化趋势和变形量基本一致,叶片工作面出口叶顶位置变形量最大,幅值达到2.6755 mm,各个位置处工作面变形量都大于背面,叶顶处变形量都大于叶根处。

叶片工作面进口叶顶处与背面处应力变化趋势与应力幅值大致相似,叶片工作面进口叶顶处与出口叶根处应力幅值都大于相应背面处,而在叶片背面出口叶根处应力幅值大于工作面处。叶片背面出口叶根处等效应力最大,最大幅值约6 MPa,由于应力为周期性变化,因此需考虑叶轮遭到疲劳损坏。

(4)不同流量工况下叶片变形量的变化趋势相似,随着流量增大,叶轮叶片各位置处变形量逐渐减小。0.6Q时叶片变形量随时间变化波动最大,最大变形量为3.0672 mm,出现在叶片出口叶顶位置。在叶片叶顶处,随流量增大,应力波动逐渐减小,叶片叶根处,Q时应力波动最大,进口与出口应力波动最小处分别出现在0.6Q与0.8Q处,各位置处最大等效应力为12.456 MPa。在叶片叶根处,每一个应力波动结束后,0.6Q与0.8Q应力曲线会额外多一次波动,因此应避免泵在小流量工况下运行。

#### 参 考 文 献

- [1] 王梦成,李彦军,袁建平,等. 叶轮出口环量非线性分布条件下混流泵性能研究[J]. 农业机械学报,2020,51(11):204-211. WANG Mengcheng, LI Yanjun, YUAN Jianping, et al. Performance of mixed flow pump under condition of non-linear distribution of impeller exit circulation[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2020,51(11):204-211. (in Chinese)
- [2] 季磊磊,李伟,施卫东,等. 导叶式混流泵内部非定常流动特性数值模拟[J]. 农业机械学报,2016,47(增刊):155-162. JI Leilei, LI Wei, SHI Weidong, et al. Numerical simulation of unsteady flow characteristics in mixed-flow pump with guide vanes[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2016,47(Supp.):155-162. (in Chinese)

- [3] 关醒凡,商明华. 以南水北调工程为鉴提高低扬程泵站的技术水平[J]. 通用机械, 2010(3): 62-63,65-66.
- [4] 潘中永,李俊杰,李晓俊,等. 斜流泵不稳定特性及旋转失速研究[J]. 农业机械学报, 2012, 43(5): 64-68.  
PAN Zhongyong, LI Junjie, LI Xiaojun, et al. Performance curve instability and rotating stall[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(5): 64-68. (in Chinese)
- [5] 吴璞,王勇,张子龙,等. 混流泵装置压力脉动特性研究[J]. 中国农村水利水电, 2021(6): 114-118,125.  
WU Pu, WANG Yong, ZHANG Zilong, et al. Research on the pressure pulsation characteristics of the mixed flow pump[J]. China Rural Water and Hydropower, 2021(6): 114-118, 125. (in Chinese)
- [6] 李伟,平原峰,施卫东,等. 导叶式混流泵旋转失速的研究进展[J]. 排灌机械工程学报, 2019, 37(9): 737-745.  
LI Wei, PING Yuanfeng, SHI Weidong, et al. Research progress in rotating stall in mixed-flow pumps with guide vane[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2019, 37(9): 737-745. (in Chinese)
- [7] 韩清凯,马辉. 转子动力学研究进展[J]. 动力学与控制学报, 2018, 16(6): 481-482.  
HAN Qingkai, MA Hui. The research progress of rotor dynamics[J]. Journal of Dynamics and Control, 2018, 16(6): 481-482. (in Chinese)
- [8] 张金凤,宋海勤,张帆,等. 带分流叶片水泵水轮机转子强度及模态分析[J]. 排灌机械工程学报, 2021, 39(10): 981-986.  
ZHANG Jinfeng, SONG Haiqin, ZHANG Fan, et al. Analysis on rotor strength and mode of pump-turbine with splitter blades[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2021, 39(10): 981-986. (in Chinese)
- [9] 吴忠,何勇,邵勇,等. 双向轴流泵流固耦合动力特性分析[J]. 中国农村水利水电, 2017(5): 188-192.  
WU Zhong, HE Yong, SHAO Yong, et al. Research on the dynamic characteristics of reversible axial-flow pumps based on fluid-solid coupling[J]. China Rural Water and Hydropower, 2017(5): 188-192. (in Chinese)
- [10] 滕爽,康灿,赵才甫,等. 基于流固耦合的多级冲压泵转子部件强度和模态分析[J]. 水电能源科学, 2020, 38(5): 151-155.  
TENG Shuang, KANG Can, ZHAO Caifu, et al. Analysis of strength and mode of rotor of multi-stage stamping pump based on fluid-solid coupling[J]. Water Resources and Power, 2020, 38(5): 151-155. (in Chinese)
- [11] SUN J, XIAO J. Dynamic characteristics analysis of the mud transfer pump rotor[J]. Applied Mechanics and Materials, 2014, 455: 248-252.
- [12] 高海司,裴吉,袁寿其,等. 蜗壳式混流泵叶轮部件湿模态流固耦合分析[J]. 流体机械, 2018, 46(1): 46-51,5.  
GAO Haisi, PEI Ji, YUAN Shouqi, et al. Fluid-structure coupling dynamic analysis for the impeller in a mix flow pump[J]. Fluid Machinery, 2018, 46(1): 46-51, 5. (in Chinese)
- [13] HSU C N, CHIANG H W D, HUANG Y M, et al. Rotor dynamics analysis and testing of a turbomolecular pump rotor-bearing system[J]. Proceedings of the ASME Turbo Expo., 2011, 54662: 409-416.
- [14] 潘慧山,蒋小平,郎涛,等. 透平增压泵轴承-转子系统动力学特性[J]. 排灌机械工程学报, 2021, 39(8): 790-796.  
PAN Huishan, JIANG Xiaoping, LANG Tao, et al. Rotor dynamic characteristics of bearing-rotor system of turbo charged pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2021, 39(8): 790-796. (in Chinese)
- [15] 张德胜,王超超,董亚光,等. 高比转速斜流泵内部压力脉动特性的实验研究[J]. 振动与冲击, 2019, 38(9): 27-34.  
ZHANG Desheng, WANG Chaochao, DONG Yaguang, et al. Tests for inner pressure fluctuation features in an oblique flow pump with high ratio rotating speed[J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38(9): 27-34. (in Chinese)
- [16] 张德胜,刘俊龙,耿琳琳,等. 斜流泵小流量工况压力脉动数值模拟与实验[J]. 农业机械学报, 2017, 48(2): 117-125.  
ZHANG Desheng, LIU Junlong, GENG Linlin, et al. Numerical simulation and experiment of pressure fluctuation in mixed flow pumps under low flow conditions[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(2): 117-125. (in Chinese)
- [17] 李伟,季磊磊,施卫东,等. 基于 Hilbert-Huang 变换的混流泵流动诱导振动试验[J]. 农业工程学报, 2018, 34(2): 47-54.  
LI Wei, JI Leilei, SHI Weidong, et al. Experiment of flow induced vibration of mixed-flow pump based on Hilbert-Huang transform[J]. Transactions of the CSAE, 2018, 34(2): 47-54. (in Chinese)
- [18] 李仁年,胡鹏林,黎义斌,等. 叶顶间隙对斜流泵进口压力脉动影响的数值分析[J]. 排灌机械工程学报, 2015, 33(7): 560-565.  
LI Rennian, HU Penglin, LI Yibin, et al. Numerical analysis of effect of blade tip clearance on pressure fluctuation in mixed-flow pump inlet[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2015, 33(7): 560-565. (in Chinese)
- [19] 宋海勤. 不同轴段长度对立式长轴消防泵转子动力学特性影响[D]. 镇江:江苏大学, 2021.  
SONG Haiqin. Influence of different shaft section lengths on rotor dynamics characteristics of vertical long shaft fire pumps[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2021. (in Chinese)
- [20] 张卓然. 化工多级离心泵叶轮优化及转子动力学研究[D]. 镇江:江苏大学, 2021.  
ZHANG Zhuoran. Research on optimization of impeller and rotor dynamics of multistage centrifugal pump in chemical industry[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2021. (in Chinese)
- [21] 刘迎圆,宫建国,徐颖,等. 流固耦合作用下空间导叶式离心泵叶轮湿模态分析[J]. 流体机械, 2020, 48(7): 50-56,65.  
LIU Yingyuan, GONG Jianguo, XU Ying, et al. Wet modal analysis of the impeller of an centrifugal pump with a space diffuser considering fluid-solid coupling[J]. Fluid Machinery, 2020, 48(7): 50-56, 65. (in Chinese)
- [22] 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.