

DOI:10.13476/j.cnki.nsbdtk.2021.0086

方国材,郭绘娟,胡大明,等.大型竖井贯流泵压力脉动及轴系模态优化[J].南水北调与水利科技(中英文),2021,19(4):822-832. FANG G C, GUO H J, HU D M, et al. Pressure pulsation and shaft system modal optimization of a large shaft tubular pump[J]. South-to-North Water Transfers and Water Science & Technology, 2021, 19(4): 822-832. (in Chinese)

大型竖井贯流泵压力脉动及轴系模态优化

方国材¹, 郭绘娟², 胡大明¹, 石俊峰², 郑源^{2,3}, 阚阚², 杨剑峰²

(1. 中水淮河规划设计研究有限公司, 合肥 233001; 2. 河海大学能源与电气学院, 南京 211100;
3. 河海大学水利水电学院, 南京 211100)

摘要:为研究某大型竖井贯流泵的稳定性和轴系模态,基于 ANSYS Workbench 软件对南水北调某泵装置进行全流道数值模拟来研究水泵的压力脉动分布规律和轴系模态。计算结果表明:贯流泵转轮进口及出口处监测点的压力脉动时域图呈现出周期性;压力脉动的主频多为转频和转频倍频,脉动幅值有随着扬程增大而增大;转轮转动是形成轴向水推力的主要因素,轴向力和径向力随着扬程的增大而明显增大;轴系在水体中固有频率下降幅度较小,干湿模态的高阶频率基本一致;对比非定常计算结果和模态分析结果,与转轮的固有频率差距较大,不容易引起共振,满足结构强度要求;模态优化结果显示,随着主轴直径的增大,轴系各阶的固有频率出现逐渐增大的趋势,而增长主轴长度,各阶的固有频率出现逐渐减小的趋势,同时轴承长度的增长会导致各阶的固有频率随之增大,其中增长轴承长度以及增大轴直径的变化对固有频率的影响更为明显,1 阶频率分别增大 83% 和 18%。研究结果为贯流泵装置水力设计和稳定性分析提供一定的参考。

关键词:竖井贯流泵装置;轴系;压力脉动;模态分析;优化设计

中图分类号:TV136 文献标志码:A 开放科学(资源服务)标志码(OSID):



泵站是重要的水利基础设施,在防洪排涝、跨流域调水农田和区域灌溉等方面起着关键的作用^[1-2]。为提高水泵水力效率,叶轮叶缘部分会设计得较薄,在外界长时间的振动刺激下容易产生如卡门涡、压力脉动等现象,使叶片产生振动,导致叶片出现裂纹或是断裂破坏,对泵的运行造成严重的威胁。同时对轴系在水中和空气中的自振特性分析,使结构的固有频率能够避开外界可能的激励频率,防止共振,对改善水泵机组在运行过程中的安全性和稳定性、延长机组的寿命有特别重要的意义。

国内外学者对水泵的压力脉动特性研究和模态进行了相关的研究。周颖等^[3]发现在反向发电工况下轴流泵压力脉动频率受转轮转频影响;Pei 等^[4]、

Kan 等^[5]、Al-obaidi^[6]、王福军等^[7]、Cheng 等^[8]基于数值模拟技术发现装置偏离设计工况点越多,压力脉动较大,且主频大多为转频及其倍频,转轮与导叶间的动静干扰是主要脉动源之一。针对动静干扰问题,汤方平等^[9]预测了叶轮进口前由于叶轮转动引起的压力脉动影响范围;Zheng 等^[10]发现叶片和隔舌之间的相对运动引起叶片位置上的压力波动;陈超等^[11]发现叶轮进口和导叶出口受叶频随着空化情况加深的影响较小。在对监测点数据处理方法上,Zhang 等^[12]采用均方根方法对蜗壳机壳各监测点处的离散分量进行处理来评价模型泵整体脉动水平。在模态分析方面,梁权伟等^[13]发现转轮在水中的第 1 阶固有频率与叶片旋转频率相近,额定工况下的卡门涡频率又接近于转轮的高阶固有频率,易

收稿日期:2020-09-19 修回日期:2021-03-19 网络出版时间:2021-03-26
网络出版地址:https://kns.cnki.net/kcms/detail/13.1430.tv.20210325.2004.004.html
基金项目:国家自然科学基金(52009033)
作者简介:方国材(1962—),男,安徽绩溪人,正高级工程师,主要从事水利水电工程自动化设计及研究工作。E-mail: ahbbfgc@163.com
通信作者:阚阚(1990—),男,安徽滁州人,副教授,硕士生导师,主要从事水力机械稳定性分析。E-mail: kankan@hhu.edu.cn

引起共振;龙慧等^[14]、施卫东等^[15]、赵文鲁^[16]对部件模态特性进行分析,发现湿模态分析更能真实地符合运行条件。在增大装置固有频率方法上:Ganesh等^[17]在立式离心泵的联轴器盖上进行结构修改,以此增加固有频率从而降低振动水平;沈高飞等^[18]建议增加泵输入端支撑或更换更好的轴承,提高其刚度并使共振频率避开叶频倍频的共振频率范围。

但上述文献在计算时,仅对转轮进行模态分析,未对轴系进行研究,且未指出增大固有频率的优化方向。本文通过对泵站流道进行全数值模拟,并对泵站不同叶片安放角及不同扬程下进行流场分析,选取一个安放角下的压力脉动监测面产生的时域图和频域图进行分析。利用 ANSYS Workbench 的模态分析,得出水泵固有频率,并得到轴长度、直径、支撑位置对固有频率的影响的定性分析,研究大型泵的稳定性问题。

1 数值模拟方法

1.1 流体力学基本方程

流体流动要遵循动量方程(N-S 方程)、能量方程以及质量方程。水泵工作在常温状态下,故不考虑热量的交换。所采用的控制方程为连续性方程和动量方程。

流体运动的连续性方程^[19-20]为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = 0 \quad (1)$$

式中: ρ 为流体密度, kg/m^3 ; u 为速度矢量, m/s ; t 为时间, s 。

由于水体为不可压缩流体,其密度恒定,则连续性方程可以简化为

$$\nabla \cdot u = 0 \quad (2)$$

动量守恒方程为

$$\frac{\partial u}{\partial t} + (u \cdot \nabla)u = f - \frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 u \quad (3)$$

式中: f 为流体微元所受体积力, N ; p 为流体微元所受表面力, Pa 。

1.2 湍流模型

基于 SST^[21-22] (shear stress transport) 模型的 $k-\omega$ 方程考虑了湍流剪切应力的传输,能够精确地预测流动的分离和负压梯度条件下流体的分离量。SST 模型考虑了湍流剪切应力,不会对涡流黏度造成过度预测。选用 SST $k-\omega$ 模型:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho \omega k \quad (4)$$

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \frac{\partial \rho \omega u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu + \sigma_{\omega} \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] +$$

$$2(1-F_1) \frac{\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial \kappa}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \quad (5)$$

式中: k 为湍动能, m^2/s^2 ; ω 为比散耗率, m^2/s^3 ; μ_t 为湍流黏性系数; F_1 为混合函数; σ_k 、 β^* 、 σ_{ω} 、 $\sigma_{\omega 2}$ 均为封闭常数; ρ 为流体密度, kg/m^3 。

1.3 模态分析原理

结构能够产生共振现象,一个很小的力就能使共振时的结构产生较大的变形,导致结构破坏,因此在设计时需要结构的振动特性进行分析,即对结构的模态进行分析。模态是结构固有的属性,材料的属性(质量、阻尼、刚度)以及结构的边界约束决定模态。如果结构材料的特性或者边界约束条件发生改变,结构的模态发生改变。结构的模态特性通常可以通过有限元计算或者试验得到^[23]。通过模态分析,可以为结构的振动特性优化提供参考依据,在结构设计过程中使结构的固有频率能够避开外界可能的激励频率,可以防止结构发生共振。结构的振动方程为

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\} \quad (6)$$

式中: $[M]$ 为总体质量矩阵; $\{\ddot{u}\}$ 为节点加速度向量, m/s^2 ; $[K]$ 为刚度矩阵; $\{u\}$ 为节点位移量, m 。

对应的特征方程

$$(-\omega_i^2 [M] + [K])\{\phi_i\} = \{0\} \quad (7)$$

式中: ω_i 为第 i 阶自然振动频率, Hz ; $\{\phi_i\}$ 为第 i 阶模态形状的特征向量; $[M]$ 为总体质量矩阵; $[K]$ 为刚度矩阵。

1.4 物理计算模型及边界条件

以某大型竖井贯流泵为研究对象,转轮直径 $D=4.3 \text{ m}$,6 个导叶,3 个叶片,额定转速为 $86 \text{ r}/\text{min}$ 。计算域包括进水流道、叶轮、导叶、出水流道等四大部分,泵段由转轮和导叶组成,泵轴长 $L_s=9.4 \text{ m}$,泵轴直径为 $D_s=0.462 \text{ m}$,滑动轴承长度为 $L_b=1.0 \text{ m}$,贯流泵模型见图 1。设计水头为 3.2 m ,转轮转速为 $86 \text{ r}/\text{min}$ 。

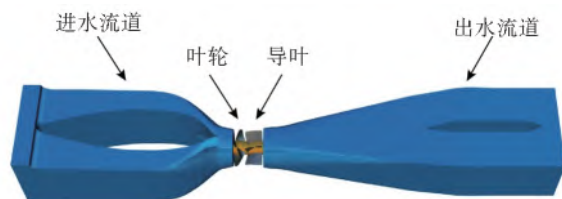


图 1 贯流泵模型

Fig. 1 Model diagram of a tubular turbine

针对该竖井贯流泵模型,水泵的扬程即出水道出口断面和进水水道进口断面总压之差,其边界条件设定如下:进口为进水水道的进口断面,采用压力进口条件;出口为出水水道的出口断面,采用压力出口条件;泵装置的进出水水道、叶轮的轮毂、外壳及导叶体均设置为静止壁面,采用无滑移条件,近壁区采用壁面函数;在对竖井贯流泵开展定常数值模拟计算时,叶轮区域采用旋转坐标参考系,其他过流区域求解采用静止坐标参考系。非定常计算时动静交界面设置为瞬态冻结转子类型,考虑到流道壁面和轮毂壁面的影响,对 a_2 、 b_2 监测点进行数据分析。为了得到较为稳定的结果,取非定常计算结果具有周期性后的数据进行分析,在计算过程中,选取了 4 个周期为采样时间,选取最后 2 个周期的数据进行压力脉动特性分析。

1.5 网格划分及监测点设置

考虑到网格的局部加密以及计算成本,将水泵模型分成进水水道、转轮段、导叶段和出水水道等 4 部分,由于泵段部分结构较为复杂,并且要考虑计算精度,因此对泵段部分进行网格加密,见图 2。网格数目的多少会对数值计算的结果产生一定的影响,因此对该竖井贯流泵进行网格划分时应进行无关性验证。以叶片安放角 -2° 设计扬程工况为例,对泵装置进行网格划分。经过网格无关性验证后可知,当网格数目达到一定量级之后,再增加网格数对计算结果并没有显著的影响,效率的相对差值在 1% 以内,见图 3,而增加网格的数目,对计算机的要求也会越高,因此,最终将网格数量确定在 420 万个左右。



图 2 水泵模型整体网格划分

Fig. 2 Schematic diagram of overall grid division of pump model

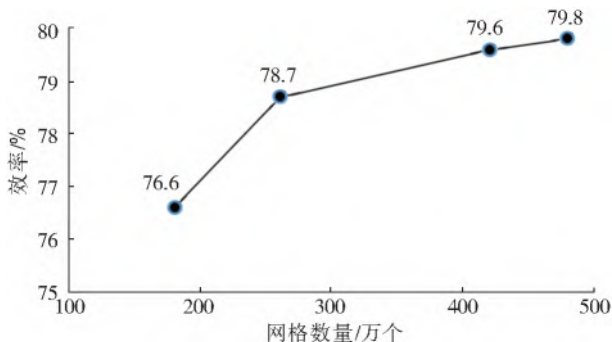


图 3 网格无关性验证

Fig. 3 Grid independence verification

竖井贯流泵的额定转速为 86 r/min,则转频为 1.43 Hz,设置时间步长 $\Delta t=6 \times 10^{-3}$ s,每步步长叶片旋转 3° ,考虑到泵的叶片数为 3,叶片转过 60° 时可作一个计算周期,转轮叶频为 4.30 Hz。为了获得该竖井贯流式泵运转时内部各处的压力脉动的信息,设置了若干监测点:在转轮的进口处,从轮缘到轮毂,设置的 3 个点分别是 a_1 、 a_2 、 a_3 ;在导叶进口处,从轮毂到轮缘,均匀布置了 3 个点,分别是 b_1 、 b_2 、 b_3 ;监测点所在平面依次为 F_1 、 F_2 ,见图 4。

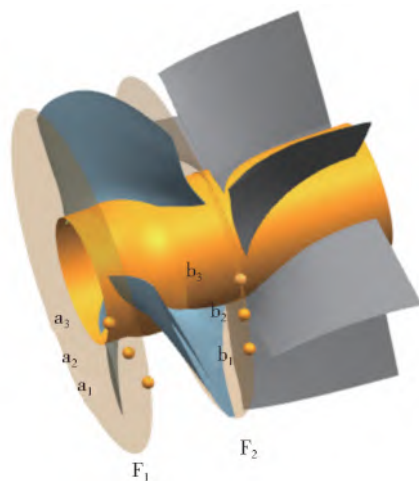


图 4 监测点的设置

Fig. 4 Setting of monitoring points

对计算结果进行分析处理时,引入压力脉动系数

$$C_p = \left| \frac{p_i - \bar{p}}{\bar{p}} \right| \quad (8)$$

式中: p_i 为监测点第 i 秒的绝对压力,Pa; \bar{p} 为绝对压力的时均值,Pa。

2 结果与分析

2.1 水泵定常分析

选取叶片 $+2^\circ$ 、 -2° 、 -8° 共 3 个角度,选取最小扬程 0.5 m、平均扬程 2.0 m、设计扬程 3.2 m、最大扬程 3.8 m 等 4 个扬程,通过数值模拟仿真,以扬程为横坐标,效率为纵坐标,得到效率与扬程的变化关系,见图 5。在确定叶片角度下,随着扬程的增大,水泵效率先增大后减小,在设计扬程 3 个叶片角度下水泵效率最大,叶片角度的改变对水泵处于高扬程时效率影响较大。

选取叶片 -2° 角度下 4 个扬程下的内部流场以及设计扬程下的 3 个角度下的内部流场进行编号,见表 1。方案一至四为叶片安放角 -2° 、水泵在各扬程工况下的划分情况,出水水道中,流态在各种工况下不尽相同,出水水道流速流线见图 6。在最小扬程工况下,出水段内的旋涡主要集中在中前部位

且较为杂乱,最终水流顺滑地从尾水管内流出。在最小扬程和平均扬程工况下,流态较为杂乱且内部近导叶处存在部分旋涡,随着扬程的增加,涡带向后发展。在设计扬程工况下和最大扬程工况下,水的流态较好。图6中方案三、五、六为设计扬程下叶片安放角 $+2^\circ$ 、 -2° 、 -8° 出水通道流速流线图。水流在出水通道中会产生一些涡带,对水泵的性能将会有一定的影响,其中安放角 $+2^\circ$ 涡带最为明显。

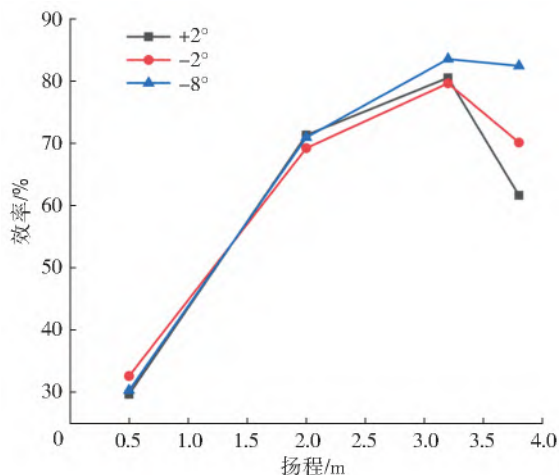


图5 效率-扬程关系曲线

Fig. 5 Efficiency-head relation curve

表1 水泵模型设计方案

Tab. 1 Design scheme of pump model

编号	叶片角度/(°)	扬程/m
方案一	-2	0.5
方案二	-2	2.0
方案三	-2	3.2
方案四	-2	3.8
方案五	+2	3.2
方案六	+8	3.2

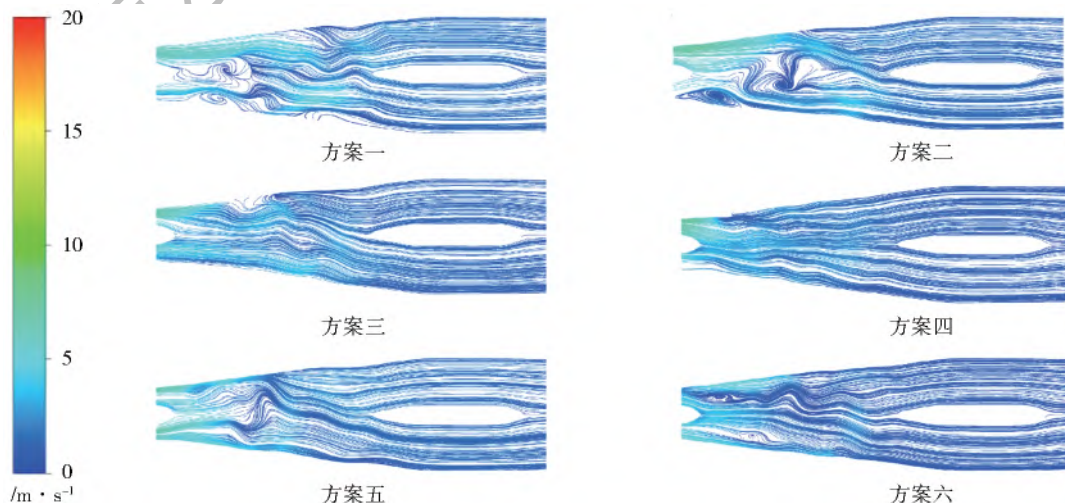


图6 出水通道流速流线

Fig. 6 Flow diagram of outlet channel

2.2 水泵内部压力脉动分析

a_2 点为转轮进口,转轮进口压力脉动具有较好的周期性,其主频为 8.60 Hz,为 2 倍转轮叶频,次频为 4.30 Hz,即转轮叶频,说明转轮的转动是引起 a_1 点压力脉动的主要原因,见图 7(a)。 b_2 点为转轮出口,在 3.2 和 3.8 m 扬程工况下,转轮出口压力脉动主频为 4.30 Hz,即叶片通过频率,次频为 8.60 Hz,而在 0.5 m 低扬程工况下则相反,这说明转轮出口主要的压力脉动由转轮的转动引起,而在低扬程工况下流动较为不稳定。转轮出口点的压力脉动幅值小于转轮进口,说明转轮有稳定水流的作用,同时压力脉动幅值随着扬程的增大而增大,见图 7(b)。轴向水推力在额定扬程 3.2 m 和最低扬程 0.5 m 下主频为 8.60 Hz,即 2 倍转轮叶频,在最高扬程 3.8 m 工况下,主频为 4.30 Hz,即转轮叶频,次频为 8.60 Hz,可见转轮转动是形成轴向水推力的主要因素,而在最低扬程 0.5 m 下流态较差导致轴向力较紊乱,见图 7(c)。径向力在 0.5 m 工况下的主频为 8.60 Hz,次频为 2.86 Hz,分别为 6 倍和 2 倍转频,在 3.2 m 工况下的主频为 2.86 Hz,次频为 8.60 Hz,在 3.8 m 扬程下,主频为 4.30 Hz,即转轮叶频。同时在轴向力和径向力随着扬程的增大而明显增大,见图 7(d)。

2.3 水泵模态分析

在水泵运行过程中,当外界的激振力与转子固有频率接近时,可能会引发转子共振,造成不必要的损坏,因此对转子模态进行分析显得十分重要。水泵的泵轴使用 20SiMn 材料,叶片使用 ZG0Cr13Ni4Mo 材料,轮毂使用 ZG310-570 材料,材料的参数^[24]见表 2。

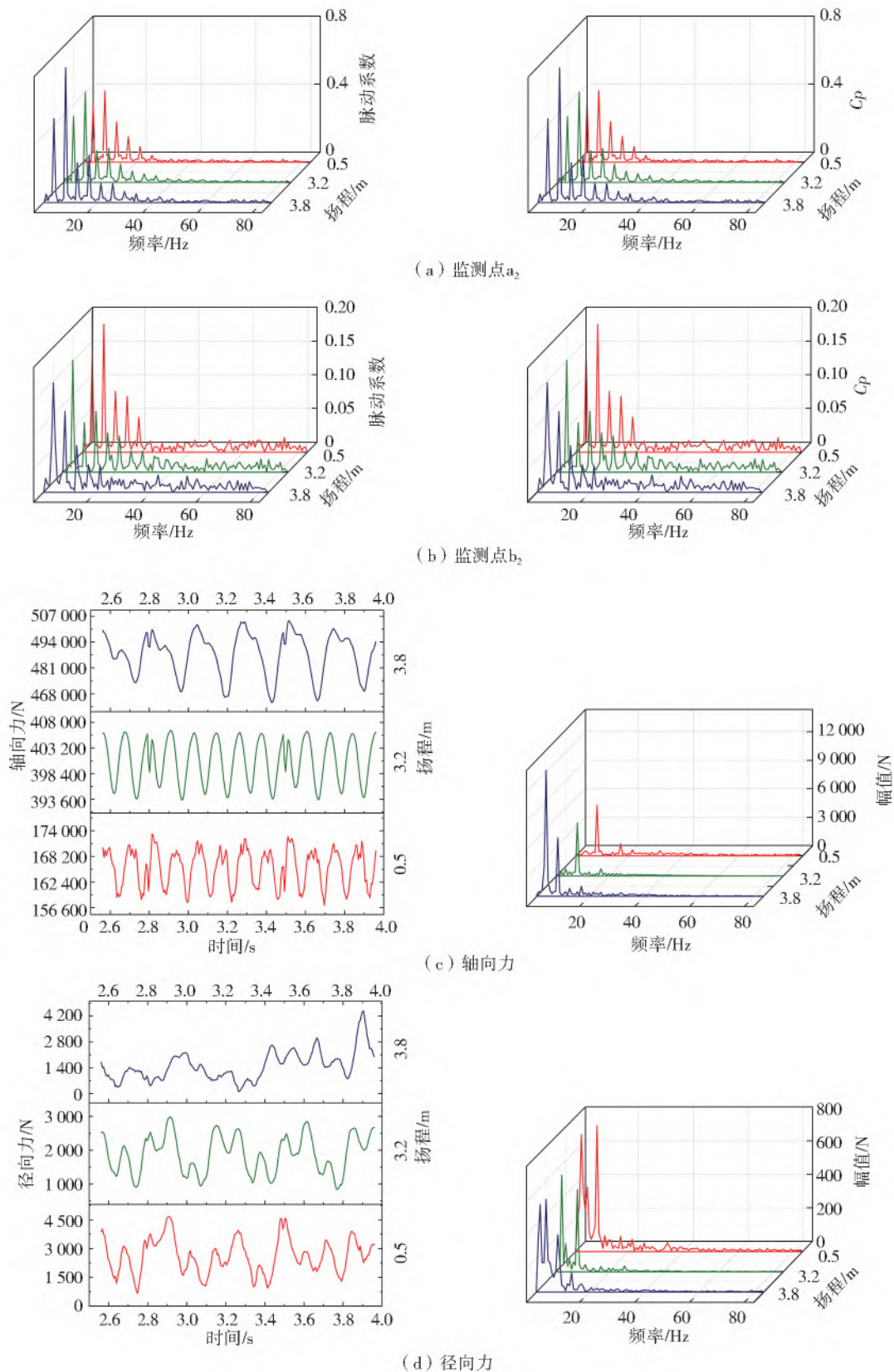


图 7 -2° 安放角下水动力时域与频域特性

Fig. 7 Time domain and frequency domain characteristics of launching power at an -2° of emplacement

采用流固耦合求特征值的方法计算,利用 ANSYS Workbench 软件对叶轮转子在空气中及在水中的模态特性展开研究。其中,转子系统在水中的模态计算通过在转轮外侧罩上一块圆柱形水体,

并向软件中插入 APDL 命令,对这部分水体的材料进行定义,定义声音在水体中传播的速度为 1 483 m/s,将转轮与流体之间的交界面设置为 FSI 面,流体外界的压力定义为 0,见图 8。

表 2 结构材料参数
Tab. 2 Structural material parameters

材料	密度/($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	弹性模量/GPa	泊松比	屈服强度/MPa
20SiMn	7.85E+03	2.00E+05	0.30	470
ZG0Cr13Ni4Mo	7.73E+03	1.92E+05	0.29	550
ZG310-570	7.85E+03	1.80E+05	0.30	570

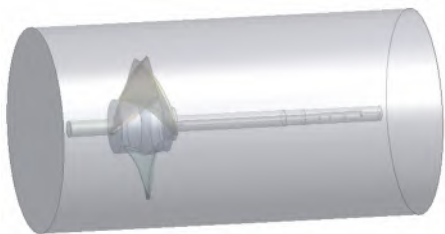


图 8 轴系在流体域内模型

Fig. 8 Shafting model in the fluid domain

2.3.1 空气中转子模态

通过上述模态分析计算方法可计算出不同角度

下的叶轮转子在空气中前 8 阶的固有频率,见表 3。从轴系在空气中前 8 阶振型可以看出,叶片越往负角度偏转,其固有频率呈下降的趋势,但差别较小,其中叶轮转子在 2、3 阶,4、5 阶和 6、7 阶的固有频率基本相同,为计算的重根,见图 9。

表 3 轴系在空气中的固有频率
Tab. 3 Natural frequency of the impeller rotor in the air

阶数	单位:Hz		
	+2°	-2°	-8°
1	27.037	27.166	26.497
2	32.765	32.900	32.450
3	32.772	32.914	32.467
4	56.949	56.967	56.967
5	56.950	56.968	56.968
6	73.405	73.424	74.516
7	73.411	73.429	74.535
8	80.409	80.406	78.589

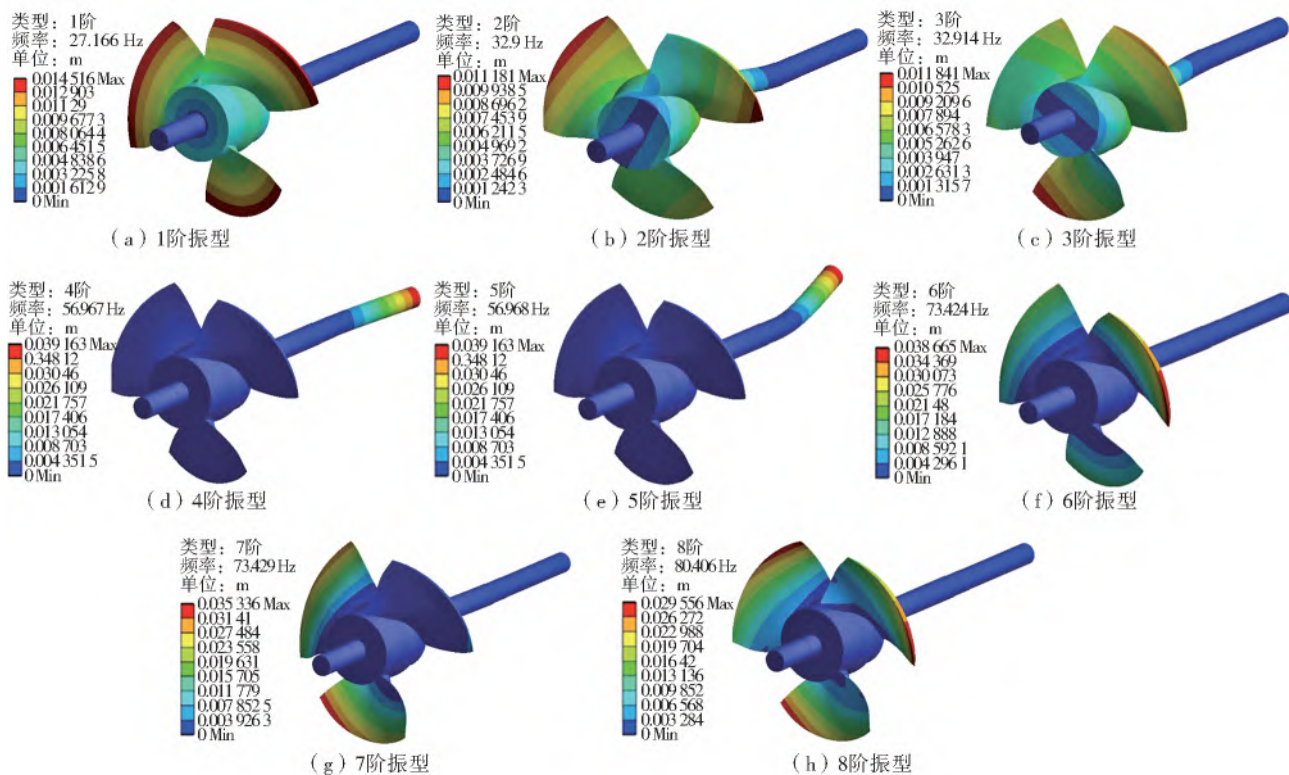


图 9 轴系在空气中前 8 阶振型

Fig. 9 The first eight vibration modes of the shafting in air

2.3.2 水中转子模态

由于叶轮的空间结构比较复杂,而且进行水中模态分析时,需要考虑固体单元与流体单元网格节点对应的问题,在此采用四面体网格单元对叶轮网格进行划分,在确定最终的有限元网格数量前需要对网格数量进行无关性验证。采用 4 种不同的单元尺寸对网格进行划分,网格的单元数量和节点数量见表 4。计算结果显示随着网格数量的增加,转

轮的各阶固有频率最终将收敛于一个恒定值,采用方案 4 的网格进行下面的有限元模拟,方案 4 的转轮网格见图 10。

表 4 网格划分方案

Tab. 4 Meshing scheme

项目	方案 1	方案 2	方案 3	方案 4
网格数量/个	12 390	40 138	95 987	131 882
节点数量/个	23 437	71 025	162 217	377 536

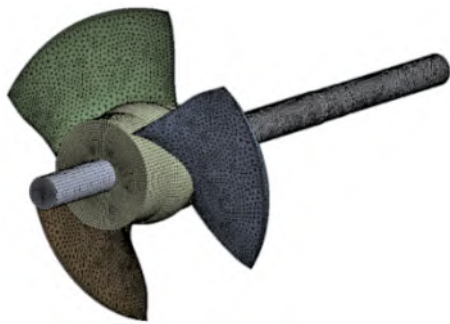


图 10 网格划分结果

Fig. 10 Grid generation results

对比轴系在水中和空气前 8 阶固有频率分别对应的振型图发现,转子系统在水中的振型与在

空气中的较为相似,振幅也较为接近,见图 11。通过附加质量理论可以得知,在空气和水中转子系统的总能量是一定的,但是在水介质中,由于轴系将一部分的动能传递给了水体,水体吸收了这部分动能,使得转轮自身的振动减小,频率也有所降低。为了搞清楚水中模态与空气中模态的差别,引入水模态固有频率的下降系数 σ ^[25],计算公式为

$$\sigma = 1 - \frac{f_w}{f_a} \tag{9}$$

式中: f_w 为转轮在水中固有频率, Hz; f_a 为转轮在空气中固有频率, Hz。

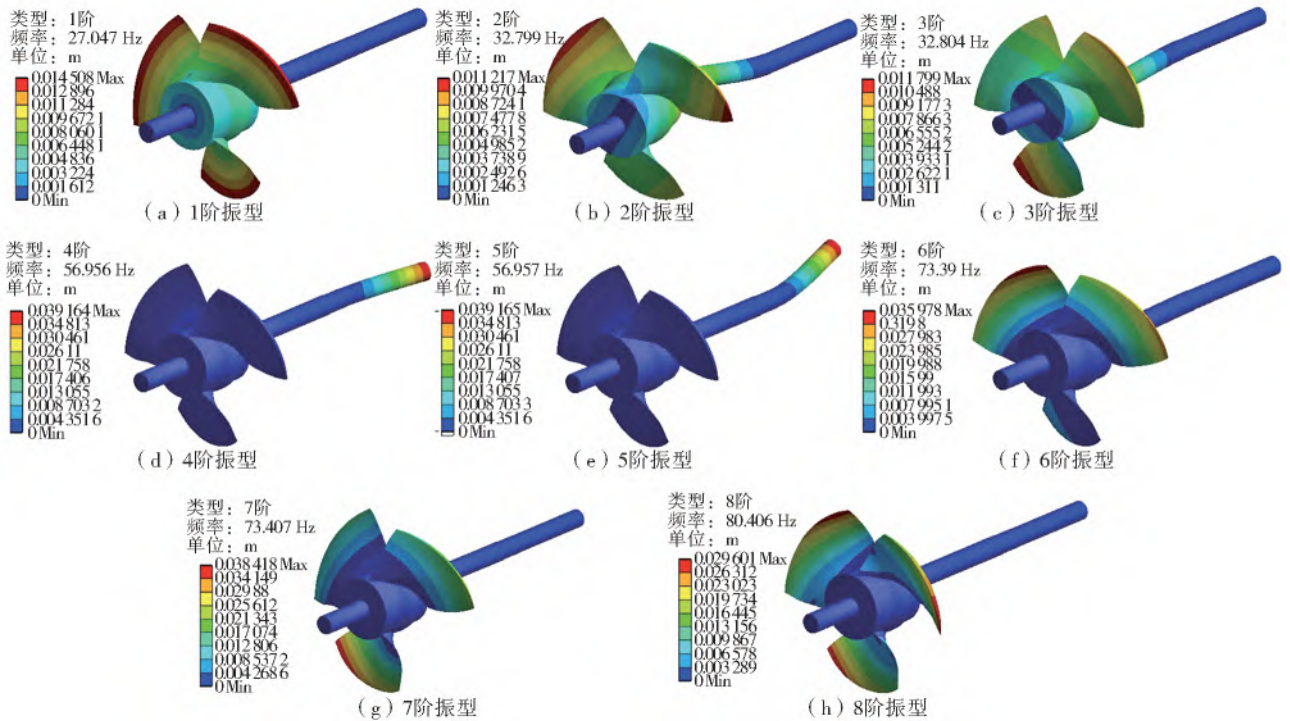


图 11 轴系在水中前八阶振型

Fig. 11 First eight modes of vibration of shafting in water

干湿模态下的固有频率变化较小,其中 4 阶往上模态的固有频率几乎相同,下降系数接近于 0,见表 5。

表 5 轴系在水中的固有频率

Tab. 5 Natural frequency of shafting in water

阶数	固有频率/Hz		下降系数
	干模态	湿模态	
1	27.166	27.047	0.004 4
2	32.900	32.799	0.003 1
3	32.914	32.804	0.003 3
4	56.967	56.956	0.000 2
5	56.968	56.957	0.000 2
6	73.424	73.390	0.000 5
7	73.429	73.407	0.000 3
8	80.406	80.406	0

3 模态优化设计结果分析

仍以安放角-2°为例对轴直径、长度、支撑位置进行轴系优化,见图 12。计算出各方案中前 8 阶的固有频率,具体方案计算结果见表 6。为直观显示各因素对模态的影响,对表 6 中数据进行处理绘出较原方案的增长率-阶数曲线图,见图 13,可以看出:随着轴直径增大,各阶的固有频率均逐渐增大,1 阶频率增大了 18%;随着轴长度增大,各阶的固有频率逐渐减小;随着轴承长度逐渐增长,各阶的固有频率也随着增大,1 阶频率增大了 83%,可以看出其中支撑位置以及轴直径的变化对固有频率的影响更为明显。

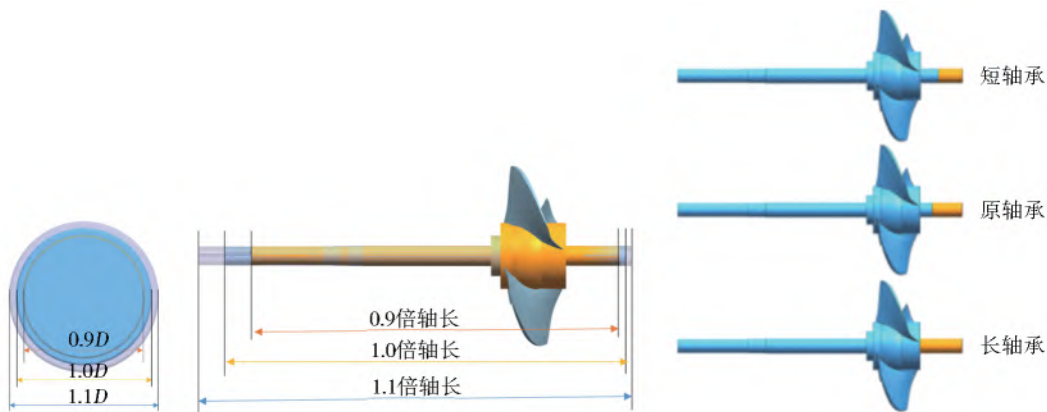


图 12 轴系优化设计

Fig. 12 Optimal design of shafting

表 6 固有频率计算结果

Tab. 6 Calculation results of natural frequencies

单位: Hz

不同方案	1	2	3	4	5	6	7	8	
原方案	27.166	32.900	32.914	56.967	56.968	73.424	73.429	80.406	
直径	0.9 倍(0.415 8 m)	22.425	27.430	27.435	51.703	51.703	72.968	72.979	79.850
	1.1 倍(0.508 2 m)	32.101	38.532	38.560	62.121	62.122	73.824	73.840	81.069
长度	0.9 倍(8.46 m)	28.229	36.060	36.079	69.651	69.652	73.802	73.823	80.586
	1.1 倍(10.34 m)	26.144	30.105	30.123	47.438	47.439	73.666	73.682	80.788
支撑位置	短轴承(0.800 m)	23.157	29.978	29.995	56.968	56.969	72.258	72.275	79.857
	长轴承(1.404 m)	49.638	49.821	56.968	56.969	58.103	76.579	76.614	93.139

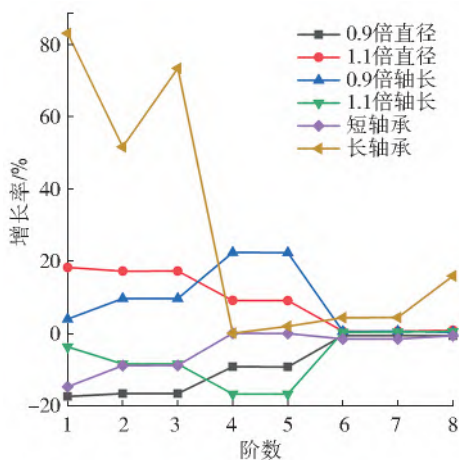


图 13 增长率-阶数曲线

Fig. 13 Growth-order graph

4 结论

本文对某一大型竖井贯流泵进行数值模拟研究,得到水泵压力脉动特性,同时对轴系进行模态仿真分析,得到固有频率各阶振型,在原有模型基础上进行优化分析,结果如下:

水流在出水流道中会产生一些涡带,对水泵的性能将会有一定的影响。对比不同扬程和不同安放角下的流场分布,设计扬程安放角为 -2° 工况下,水

泵流线流态较好。

转轮进口压力脉动具有较好的周期性,其主频为 2 倍转轮叶频,次频为转轮叶频,说明转轮的转动是引起压力脉动的主要原因。转轮出口主频为叶片通过频率,表明主要的压力脉动由转轮的转动引起,低扬程工况下流动较为不稳定。转轮出口点的压力脉动幅值小于转轮进口,转轮有稳定水流的作用,随着扬程的增大,压力脉动幅值增大,轴向力和径向力增大。

对比转轮在空气中和在水中的固有振型可知,部分动能传递给了水体,导致转轮固有频率下降,但是下降较小,干湿模态的高阶频率基本一致。对比非定常计算结果和模态分析结果,压力脉动的主频多为转频,与转轮的固有频率差距较大,不容易引起共振,满足结构强度要求。

随着直径的增大,轴系各阶的固有频率出现逐渐增大的趋势;而增长主轴长度,各阶的固有频率出现逐渐减小的趋势;同时轴承长度逐渐增长会导致各阶的固有频率随之增大,其中增长支撑位置以及增大轴直径的变化对固有频率的影响更为明显,1 阶频率分别增大了 83%和 18%。

参考文献(References):

[1] 陈晔,程实. 平面 S 形轴伸泵在苏州市城市防洪工程中

- 的应用[J]. 水利规划与设计, 2012(4): 39-40, 46. (CHEN Y, CHENG S. Application of plane S-shaped axial extensor pump in urban flood control engineering in Suzhou City[J]. Water Conservancy Planning and Design, 2012(4): 39-40, 46. (in Chinese)) DOI: 10.3969/J. issn. 1672-2469. 2012. 04. 014.
- [2] 陈坚, 李琪, 许建中, 等. 中国泵站工程现状及“十一五”期间泵站更新改造任务[J]. 水利水电科技进展, 2008, 28(2): 84-88. (CHEN J, LI Q, XU J Z, et al. Current status of pump stations in China and their renovation and rebuilding according to the 11th Five-Year Plan [J]. Progress in Water Conservancy and Hydropower Science and Technology, 2008, 28(2): 84-88. (in Chinese))
- [3] 周颖, 郑源, 何中伟, 等. 大型轴流泵反向发电压力脉动及流固耦合[J]. 排灌机械工程学报, 2019, 37(11): 947-952. (ZHOU Y, ZHENG Y, HE Z W, et al. Pressure fluctuation and fluid-solid coupling in reverse power generation of large axial flow pump[J]. Journal of Mechanical Engineering of Drainage and Irrigation, 2019, 37(11): 947-952. (in Chinese)) DOI: 0.3969 / j. issn. 1674-8530. 18. 0034.
- [4] PEI J, YUAN S, YUAN J. Fluid-structure coupling effects on periodically transient flow of a single-blade sewage centrifugal pump [J]. Journal of Mechanical Science & Technology, 2013, 27(7): 2015-2023. DOI: 10.1007/s12206-013-0512-1.
- [5] KAN K, ZHENG Y, CHEN Y, et al. Numerical study on the internal flow characteristics of an axial-flow pump under stall conditions[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2018, 32(10): 4683-4695. DOI: 10.1007/s12206-018-0916-z.
- [6] AL-OBAIDI A R. Detection of cavitation phenomenon within a centrifugal pump based on vibration analysis technique in both time and frequency domains [J]. Experimental Techniques, 2020, 44(3): 329-347. DOI: 10.1007/s40799-020-00362-z.
- [7] 王福军, 张玲, 张志民. 轴流泵不稳定流场的压力脉动特性研究[J]. 水利学报, 2007, 38(8): 1003-1009. (WANG F J, ZHANG L, ZHANG Z M. Analysis on pressure fluctuation of unsteady flow in axial-flow pump[J]. Journal of Water Resources, 2007, 38(8): 1003-1009. (in Chinese)) DOI: 10.3321/j. issn: 0559-9350. 2007. 08. 019.
- [8] CHENG X, WANG P, ZHANG S. Correlation research between turbulent pressure pulsation and internal sound field characteristics of centrifugal pump [J]. Journal of Thermal Ence, 2020(3): 1-11. DOI: 10.1007/s11630-020-1253-y.
- [9] 汤方平, 张丽萍, 付建国, 等. 轴流泵内部压力脉动数值预测及分析[J]. 排灌机械工程学报, 2013, 31(10): 835-840. (TANG F P, ZHANG L P, FU J G, et al. Prediction and numerical analysis for pressure fluctuation of axial-flow pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Mechanical Engineering, 2013, 31(10): 835-840. (in Chinese)) DOI: 10.3969/j. issn. 1674-8530. 2013. 10. 002.
- [10] ZHENG L L, DOU H S, CHEN X P, et al. Pressure fluctuation generated by the interaction of blade and tongue[J]. Journal of Thermal Science, 2018, 27(1): 8-16. DOI: CNKI; SUN; RKXY. 0. 2018-01-002.
- [11] 陈超, 李彦军, 裴吉, 等. 多工况空化条件下混流泵装置压力脉动试验研究[J]. 中国农村水利水电, 2019(1): 158-163. (CHEN C, LI Y J, PEI J, et al. An experimental investigation of pressure fluctuation of mixed flow pump under multi-condition cavitation conditions[J]. China Rural Water Resources and Hydropower, 2019(1): 158-163. (in Chinese)) DOI: CNKI; SUN; ZNSD. 0. 2019-01-030.
- [12] ZHANG N, YANG M, GAO B, et al. Experimental and numerical analysis of unsteady pressure pulsation in a centrifugal pump with slope volute[J]. Journal of Mechanical Science & Technology, 2015, 29(10): 4231-4238. DOI: 10.1007/s12206-015-0919-y.
- [13] 梁权伟, 王正伟, 方源. 考虑流固耦合的混流式水轮机转轮模态分析[J]. 水力发电学报, 2004(3): 116-120. (LIANG Q W, WANG Z W, FANG Y. Modal analysis of Francis turbine with considering FSI[J]. Journal of Hydraulic Power Generation, 2004(3): 116-120. (in Chinese)) DOI: 10.3969/j. issn. 1003-1243. 2004. 03. 024.
- [14] 龙慧, 黄长征, 胡松喜, 等. 灯泡贯流式水轮机座环有限元力学仿真[J]. 机电工程技术, 2016, 45(7): 133-138. (LONG H, HUANG C Z, HU S X, et al. Finite element mechanical analysis of stay ring of bulb tubular turbine generator [J]. Mechanical and Electrical Engineering Technology, 2016, 45(7): 133-138. (in Chinese)) DOI: 10.3969/j. issn. 1009-9492. 2016. 07. 033.
- [15] 施卫东, 郭艳磊, 张德胜, 等. 大型潜水轴流泵转子部件湿模态数值模拟[J]. 农业工程学报, 2013, 29(24): 72-78, 366. (SHI W D, GUO Y L, ZHANG D S, et al. Numerical simulation on model of large submersible axial-flow pump rotor [J]. Journal of Agricultural Engineering, 2013, 29(24): 72-78, 366. (in Chinese))

- DOI:10.3969/j.issn.1002-6819.2013.24.010.
- [16] 赵文鲁. 水轮机转轮干湿模态振动特性分析[J]. 水利科技与经济, 2016, 22(8): 32-33. (ZHAO W L. Analysis on vibration characteristics of wet and dry modal of turbine runner[J]. Water Resources Science and Technology, 2016, 22(8): 32-33. (in Chinese)) DOI: 10.3969/j.issn.1006-7175.2016.08.008.
- [17] GANESH P, KRISHNA S R. Diagnosis and resolution of vibration issues in vertical centrifugal pump[J]. Journal of Failure Analysis and Prevention, 2020, 20(3): 1-10. DOI: 10.1007/s11668-020-00910-0.
- [18] 沈高飞, 陈立, 李淑萍. 水泵振动模态测试及故障诊断分析[J]. 噪声与振动控制, 2017, 37(3): 182-184. (SHEN G F, CHEN L, LI S P. Vibration modal test and fault diagnosis analysis of water pumps[J]. Noise and Vibration Control, 2017, 37(3): 182-184. (in Chinese)) DOI: 10.3969/j.issn.1006-1355.2017.03.036.
- [19] 王福军. 计算流体力学分析: CFD 软件原理与应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004. 114-158. (WANG F J. Computational fluid dynamics analysis: Principle and application of CFD software[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2004. 114-158. (in Chinese))
- [20] 姚朝辉, 周强. 计算流体力学入门[M]. 北京: 清华大学出版社, 2010. 1-17. (YAO Z H, ZHOU Q. Introduction to computational fluid mechanics[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2010. 1-17. (in Chinese))
- [21] 刘儒勋, 舒其望. 计算流体动力学的若干新方法[M]. 北京: 科学出版社, 2003. (LIU R X, SHU Q W. Some new methods of computational fluid dynamics[M]. Beijing: Science Press, 2003. (in Chinese))
- [22] 陈钱. 叶轮机械相关流动中几种湍流模型的预测性能[D]. 北京: 清华大学, 2007. (CHEN Q. Prediction performance of several turbulence models in turbomachinery correlated flows[D]. Beijing: Tsinghua University, 2007. (in Chinese))
- [23] 施建春, 尹晓黎, 范伟, 等. 一种基于 Hamilton 变分原理的索单元动力分析模型[J]. 钢结构, 2010(5): 1-2. (SHI J C, YIN X L, FAN W, et al. A dynamic analysis model of cable element based on Hamilton variational principle[J]. Steel Structure, 2010(5): 1-2. (in Chinese)) DOI: 10.3969/j.issn.1007-9963.2010.05.001.
- [24] 黄孟生. 材料力学[M]. 北京: 中国电力出版社, 2007. (HUANG M S. Mechanics of materials[M]. Beijing: China Electric Power Press, 2007. (in Chinese))
- [25] 朱文若, 高忠信, 陆力, 等. 离心泵叶轮水中固有频率经验下降系数分析及优化[J]. 水利学报, 2013, 44(12): 1455-1461. (ZHU W R, GAO Z X, LU L, et al. Analysis and optimization of empirical on natural frequencies depreciation coefficient of centrifugal pump impeller in water[J]. Chinese Journal of Water Resources, 2013, 44(12): 1455-1461. (in Chinese)) DOI: 10.3969/j.issn.0559-9350.2013.12.010.

Pressure pulsation and shaft system modal optimization of a large shaft tubular pump

FANG Guocai¹, GUO Huijuan², HU Daming¹, SHI Junfeng², ZHENG Yuan^{2,3}, KAN Kan², YANG Jianfeng²

(1. China Water Huathe Planing Design and Resaerch Co. Ltd., Hefei 233001, China;

2. College of Energy and Electrical Engineering, Hohai University, Nanjing 211100, China;

3. College of Water Conservancy and Hydropower Engineering, Hohai University, Nanjing 211100, China)

Abstract: Pumping station is an important water conservancy infrastructure, which plays a key role in flood control and drainage, cross-basin water diversion for farmland, and regional irrigation. The analysis of the natural vibration characteristics of the shaft system in water and air makes the natural frequency of the structure avoid the possible excitation frequency of the outside world and prevent resonance, which is of special importance to improve the safety and stability of the pump unit in the process of operation and prolong the life of the unit.

A large shaft tubular pump is taken as the research object, based on the equation of SST (shear stress transport) model considers the transmission of turbulent shear stress, and through the modal analysis, it can provide a reference basis for the optimization of the vibration characteristics of the structure and in the process of structural design so that the inherent frequency of the structure can avoid the possible external excitation frequency, which can prevent the structure from resonance.

It is found that: the water flow in the outlet channel will produce some vortex bands, which have some influence on the performance of the pump, among which the angle of placement $+2^\circ$ vortex band is the most obvious. The runner inlet pressure pulsation has good periodicity, and its main frequency is 8.6 Hz, which is 2 times the runner blade frequency, and the second frequency is 4.3 Hz, which is the runner blade frequency. Under 3.2 and 3.8 m head conditions, the main frequency of pressure pulsation at the outlet of the runner is 4.3 Hz, i. e. the blade passing frequency, while the opposite is true under the low head condition of 0.5 m, which indicates that the main pressure pulsation at the outlet of the runner is caused by the rotation of the

runner, whereas the flow is more unstable under the low head condition. The inherent frequencies of the impeller rotor in the air at different angles are calculated for the first eight orders. It can be seen that more blade is deflected to the negative angle (-2°), its inherent frequency has a decreasing trend, but the difference is small. The inherent frequencies of the first eight steps of each scheme are calculated, with the increase of shaft diameter, the inherent frequencies of each step gradually increased, and the first step frequency increased by 18%. With the increase of shaft length, the inherent frequencies of each step gradually decreased, while with the gradual growth of bearing length, the inherent frequencies of each step also increased, and the first step frequency increased by 83%. It can be seen that the influence of the change of support position and shaft diameter on the inherent frequency is more obvious.

Conclusions (1) Comparing the flow field distribution under different heads and different placement angles, the pump streamlines flow pattern is better under the design head and placement angle of -2° working condition. (2) The pressure pulsation at the inlet of the runner has good periodicity, its main frequency is 2 times the runner blade frequency. The second frequency is the runner blade frequency, the rotation of the runner is the main cause of the pressure pulsation. The main frequency at the outlet of the runner is the blade passing frequency, indicating that the main pressure pulsation is caused by the rotation of the runner, and the flow is more unstable under low head conditions. The amplitude of pressure pulsation at the exit point of the runner is smaller than that at the inlet of the runner, and the runner has the role of stabilizing the water flow. (3) Comparing the inherent vibration pattern of the runner in air and water, it can be seen that part of the kinetic energy is transferred to the water body, which leads to the decrease of the inherent frequency of the runner in the water body, but the decrease is small, and the higher-order frequencies of the dry and wet modes are the same. Comparing the non-constant calculation results and modal analysis results, the main frequency of pressure pulsation is mostly the rotational frequency, which has a large gap with the inherent frequency of the runner and is not easy to cause resonance and meet the structural strength requirements. (4) The effect of increasing the support position and increasing the shaft diameter on the inherent frequency is more obvious, and the first-order frequency increases by 83% and 18%, respectively.

Key words: shaft tubular pump device; shaft system; pressure pulsation; modal analysis; optimization design