排灌机械工程学报
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering
2016 年 6 月 June 2016 | 第 34 卷 第 6 期 Vol. 34 No. 6

doi:10.3969/j.issn.1674-8530.15.0153

预应力下矿用抢险排水泵转子部件湿模态计算

曹卫东，刘冰，张忆宁，刘光辉
（江苏大学国家水泵及系统工程技术研究中心，江苏 镇江 212013）


曹卫东

摘要：为计算多级泵运行过程中转子部件的模态特征，以某多级矿用抢险排水泵为研究对象，分别建立流场模型和转子部件模型，重点基于流固耦合技术，在 ANSYS WORKBENCH 平台上计算流场预应力下的转子湿模态. 此外，还分别计算了无预应力下的湿模态和不同转速下的干模态，得到了不同情况下的模态分布，分析了造成模态分布差别的原因. 结果表明：真空中，转子转速发生改变时，其相应固有频率有一定程度变化；在流体介质中，转子各阶临界转速较真空中均有不同程度的降低；而预应力对于转子动力特性有较大影响，预应力下转子的固有频率有较大幅度上升；其次，随着阶次升高，预应力下湿模态的变形量逐渐超过干模态，两者振型亦存在差异，流场介质的阻尼同样是影响转子动力特性的又一重要因素. 转子部件的湿模态计算对合理的结构设计和转速的选取具有重要的指导意义.

关键词：多级泵；转子；流固耦合；模态；阻尼
中图分类号：S277.9　**文献标志码**：A　**文章编号**：1674-8530(2016)06-0477-06

曹卫东，刘冰，张忆宁，等. 预应力下矿用抢险排水泵转子部件湿模态计算[J]. 排灌机械工程学报，2016，34(6)：477-482.
CAO Weidong，LIU Bing，ZHANG Yining，et al. Numerical simulation on modal of mine emergency drainage multistage pump rotor [J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering(JDIME)，2016，34(6)：477-482.(in Chinese)

Numerical simulation on modal of mine emergency drainage multistage pump rotor

CAO Weidong，*LIU Bing*，*ZHANG Yining*，*LIU Guanghui*
(National Research Center of Pumps，Jiangsu University，Zhenjiang，Jiangsu 212013，China)

Abstract：To obtain the modal characteristic of multistage pump rotor in operation，the three-dimensional flow passage and the structure of the rotor for one mine emergency drainage multistage pump were established，then，based on the method of fluid-solid coupling，a model of the rotor which contains impellers and shaft was simulated with ANSYS WORKBENCH software considering the influence of both the damping and pre-stress from fluid especially. In addition，the modal of rotor was simulated without pre-stress and with different speed of revolution respectively，the characteristics of modal under different situations were obtained，and the reasons for different profiles of modal were analyzed. The results show that pre-stress in the pump has a significant influence on the modal of rotor，then，the damping from fluid has a great effect on that as well. Calculation for the modal of rotor can contribute significantly to reasonable design of multistage pump and determination of revolution.

Key words：multistage pump；rotor；coupled fluid-structure；modal；damp

收稿日期：2015-07-06；**网络出版时间**：2016-06-12
网络出版地址：http://www.cnki.net/kcms/detail/32.1814.TH.20160612.1028.026.html
基金项目：国家自然科学基金资助项目(51179095)；江苏省自然科学基金资助项目(BK20131256)；江苏高校优势学科工程资助项目
作者简介：曹卫东(1972—)，男，江苏南通人，副研究员，博士(cwd@ujs.edu.cn)，主要从事流体机械水动力学工程研究.
刘冰(1988—)，男，江苏徐州人，硕士研究生(758475689@qq.com)，主要从事流体机械内部流动研究.

多级离心泵作为主要的流体介质输送设备,被广泛应用于矿冶、电力和化工等工业领域. 多级矿用潜水泵作为多级离心泵中的一类,主要应对矿井中突发透水事故,故在其设计时,除水力性能满足运行条件(流量、扬程等)外,其运行可靠性亦是重要的指标. 多级泵在运行过程中可靠性方面相对突出的问题主要有轴向力平衡、转子动力特性、过流部件的抗磨损性能等,其中通过改进多级泵的结构以提高性能的过程中,转子动力特性问题更为复杂,研究难度相对较大[1-3]. 目前,众多学者通过简化转子系统模型,同时考虑泵轴、滑动轴承油膜的影响、密封的影响等[4-6],计算得到了转子系统的临界转速和模态,对实际生产起到了重要的指导作用. 其中,对于转子系统模态的计算中,存在“干”、“湿”2种情况下的计算,所谓干态,即转子在真空中的动力特性,而湿态则是转子在流场介质中的动力学特性,需考虑介质对转子的阻尼作用,此外,由于多级泵特殊的结构,实际运行过程中,还受到了流体对转子系统的作用力,即预应力,部分资料显示,预应力对于转子系统的动力特性亦有重要影响,如在叶轮口环、级间密封等微小间隙处的流体作用力是不容忽视的[7-9],因此,对于考虑预应力下的多级离心泵转子系统的湿模态计算显得十分必要,其更接近真实的运行情况.

文中以某一台多级矿用抢险排水泵为研究对象,通过理论推导,基于流固耦合技术,首先计算得到额定运行工况下流体对于整个转子系统的作用力,并将计算得到的预应力加载于转子系统,最终得到预应力下的转子湿模态. 此外,为分析影响转子模态差异的因素,还分别计算无预应力下的湿模态和不同转速下的干模态,得到不同情况下的模态分布. 文中结果为抢险排水泵的结构设计和转速的选取提供理论依据.

1 湿模态计算方法

湿模态法的基本思想是以结构动力学方程为基础,考虑流体对结构振动特性的影响,利用流固交界面处的耦合边界条件,把流体的质量矩阵叠加到结构的质量矩阵上.

1.1 流体运动方程

假设转子在小扰度范围内振动,泵腔内流体为均匀、无黏、无旋的理想流体. 则流体运动方程满足:$\nabla^2 p=0$. 流场内任意一点的压力分布可通过GALERKIN法离散化,可表示为

$$p(x,y,z,t)=\boldsymbol{N}^{\mathrm{T}}(x,y,z)p(t)=\sum_{m=1}^{M}\boldsymbol{N}_m(x,y,z)p_m(t)\ , \tag{1}$$

式中:x, y, z 分别表示各方向位移;p 为流场中的压力;$\boldsymbol{N}$ 为形状函数矢量.

流固交界面上,

$$\frac{\partial p}{\partial n}=-\rho\ddot{\boldsymbol{u}}_n, \tag{2}$$

固定界面上,

$$\frac{\partial p}{\partial n}=0, \tag{3}$$

式中:$\boldsymbol{u}$ 为边界处位移矢量;n 为该边界处的法线方向;ρ 为流体密度.

流固交界面上的法向加速度为

$$\ddot{\boldsymbol{u}}_n=\boldsymbol{N}_{\mathrm{s}}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\Lambda}\ddot{\boldsymbol{r}}, \tag{4}$$

式中:$\boldsymbol{N}_{\mathrm{s}}$ 为结构系统的插入函数矢量;$\boldsymbol{\Lambda}$ 为坐标变换矩阵;$\boldsymbol{r}$ 为结构位移矢量.

离散化后的流体运动方程为

$$\boldsymbol{H}p+\rho\boldsymbol{B}\ddot{\boldsymbol{r}}=0, \tag{5}$$

式中:$\boldsymbol{H}=\iint_{\Omega}\nabla\boldsymbol{N}\nabla\boldsymbol{N}^{\mathrm{T}}\mathrm{d}\Omega;\boldsymbol{B}=\left(\iint_{S}\boldsymbol{N}\boldsymbol{N}_{\mathrm{s}}^{\mathrm{T}}\mathrm{d}S\right)\boldsymbol{\Lambda}$,其中,$S$ 为流固交界面表面积.

1.2 结构运动方程

不计输入激励矢量的结构系统无阻尼自由振动方程为

$$\boldsymbol{M}_{\mathrm{s}}\ddot{\boldsymbol{r}}+\boldsymbol{K}_{\mathrm{s}}=\boldsymbol{B}^{\mathrm{T}}p, \tag{6}$$

式中:$\boldsymbol{M}_{\mathrm{s}}$,$\boldsymbol{K}_{\mathrm{s}}$ 分别为结构的质量矩阵和刚度矩阵. 流体的运动方程(5)亦可表示为

$$\begin{bmatrix}\boldsymbol{H}_{\mathrm{rr}} & \boldsymbol{H}_{\mathrm{rh}}\\ \boldsymbol{H}_{\mathrm{hr}} & \boldsymbol{H}_{\mathrm{hh}}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\boldsymbol{p}_{\mathrm{r}}\\ \boldsymbol{p}_{\mathrm{h}}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}0\\ -\rho\boldsymbol{B}\ddot{\boldsymbol{r}}\end{bmatrix}, \tag{7}$$

式中:$\boldsymbol{p}_{\mathrm{h}}$ 为流固交界面上的节点压力矢量矩阵;$\boldsymbol{p}_{\mathrm{r}}$ 为其余节点的压力矢量矩阵;$\boldsymbol{H}_{\mathrm{rr}}$, $\boldsymbol{H}_{\mathrm{rh}}$, $\boldsymbol{H}_{\mathrm{hr}}$, $\boldsymbol{H}_{\mathrm{hh}}$ 为 $\boldsymbol{H}$ 的子矩阵. 综合方程(5)-(7),得到流固耦合振动方程为

$$(\boldsymbol{M}_{\mathrm{s}}+\boldsymbol{M}_{\mathrm{a}})\ddot{\boldsymbol{r}}+\boldsymbol{K}_{\mathrm{s}}\boldsymbol{r}=0, \tag{8}$$

式中:$\boldsymbol{M}_{\mathrm{a}}$ 为流体附加质量矩阵,$\boldsymbol{M}_{\mathrm{a}}=\rho\boldsymbol{B}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{H}_{\mathrm{h}}^{-1}\boldsymbol{B}$.

结构系统作自由振动时,其位移矢量矩阵 $\boldsymbol{r}=\boldsymbol{\Phi}\sin(\omega t+\varphi)$,则

$$\ddot{\boldsymbol{r}}=-\omega^2\boldsymbol{\Phi}\sin(\omega t+\varphi),$$

将其代入式(8)中可得

$$[\boldsymbol{K}_{\mathrm{s}}-\omega^2(\boldsymbol{M}_{\mathrm{s}}+\boldsymbol{M}_{\mathrm{a}})]\boldsymbol{\Phi}=0. \tag{9}$$

而对于振动系统,其振幅 $\boldsymbol{\Phi}$ 必有非零解,则方程(9)的系数行列式必为零,即

$$|\boldsymbol{K}_s - \omega^2(\boldsymbol{M}_s + \boldsymbol{M}_a)| = 0. \quad (10)$$

求解线性方程组(10)可得转子系统 n 阶湿模态频率 ω_i 与其相应的各阶湿模态矢量 $\boldsymbol{\varphi}_i$，利用有限元法求解流体附加质量矩阵，再通过模态分析法提取多级泵转子的湿模态.

2　计算模型及边界设置

2.1　计算模型

文中研究的 BQ200 - 300/4 型多级抢险排水泵基本设计参数：流量 $Q = 200\ m^3/h$，扬程 $H = 300\ m$，转速 $n = 1\ 470\ r/min$，级数 $i = 4$，主要的水力部件为吸入室、叶轮、导叶、导流段、分流段、中段、吐出段、出水壳. 其中叶轮主要水力尺寸：外径 $D_2 = 480\ mm$，出口宽度 $b_2 = 21\ mm$，叶片出口安放角 $\beta_2 = 35°$，叶片数 $Z = 6$；导叶主要水力尺寸：基圆 $D_3 = 486\ mm$，外径 $D_4 = 584\ mm$，正反导叶数为 7. 泵体二维结构如图 1 所示. 右端对称的喇叭口为泵吸入室，左端为多级泵出水法兰.

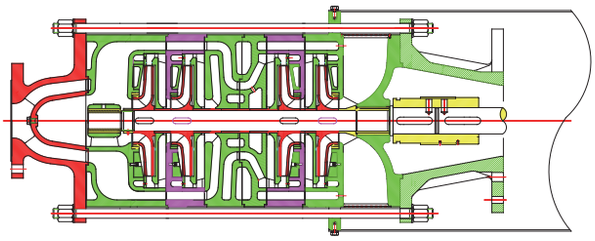


图 1　多级泵结构图
Fig. 1　Structure diagram of multistage pump

采用三维建模软件 UG 分别建立各部件的流道三维模型，并参照结构将各流道装配，得到流场的计算域，如图 2 所示.

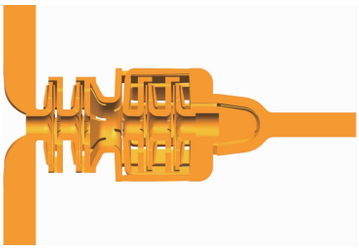


图 2　流场计算域
Fig. 2　Computational domain of fluid

为获得更为准确的流场计算结果，将计算域在 ICEM CFD 软件中进行了高质量的六面体结构网格划分，总体网格质量在 0.3 以上，网格数为 7 037 912，节点数为 7 829 478，满足网格无关性要求，其中叶轮及正反导叶网格如图 3 所示. 转子部件包括轴、圆头键、叶轮，其各自的基本材料属性如表 1 所示，表中，ρ 为材料密度，E 为弹性模量，G 为剪切弹性模量，ν 为泊松比. 转子系统结构以及支撑点如图 4 所示，由于转子部件较为复杂，故对其进行了模型适应性较强的四面体网格划分，总体网格数为 76 895，节点数为 42 209.



图 3　结构网格
Fig. 3　Structure meshes

表 1　转子部件材料基本属性
Tab. 1　Basic properties of materials of rotor

部件	材料	ρ/(kg·m^{-3})	E/GPa	G/GPa	ν
泵轴	40Cr	7 870	211	82.8	0.277
键	45	7 890	209	82.3	0.269
叶轮	ZG1Cr13	7 720	219	85.5	0.281

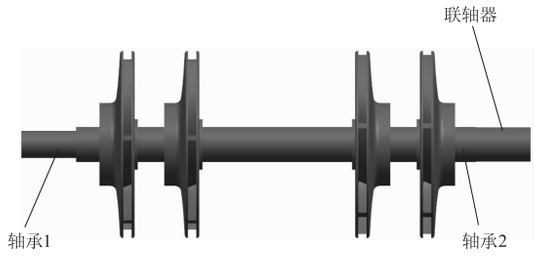


图 4　结构计算域
Fig. 4　Computational domain of fluid

2.2　边界设置

对于流场计算域，由于多级泵在实际运行过程中泵内部流动为非定常流动，故流场对转子系统的作用力随时间有一定程度变化，理论上应对流场进行非定常计算，但根据文献[10]研究结果所述，非定常情况下，转子的固有频率相比定常流动下变化幅度较小，故文中将泵内部流动视为定常流动亦可获得较为准确的计算结果. 选取标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型和 SIMPLEC 算法，采用二阶迎风格式离散差分方程，设定进口为总压进口，出口为质量自由出口，壁面条件为无滑移壁面，应用标准壁面函数求解近壁面流动，结合全隐式耦合算法进行整个流场的数值计算，设定收敛精度为 10^{-5}. 对于结构计算域，由于文中多级泵采用滑动轴承，故在轴承处采用圆柱约束，假设轴承为刚性支撑，固定径向自由度，泵轴与

叶轮通过普通圆头键连接,设定相互之间的接触面.

3 计算结果与分析

3.1 试验验证

为验证流场计算的准确性,在山东某企业大型矿用泵开式试验台上进行了外特性试验,试验结果与数值计算结果如图5所示,由于矿山中的实际运行工况范围较小,故数值计算仅针对 $0.6Q \sim 1.4Q$ 内5个工况点. 从图5中可看出,数值计算趋势与试验趋势基本一致,其中,数值计算值与试验扬程值最大差值约为7 m,相对误差为2.47%,误差较小,计算较为准确,可知流场计算结果较为准确可靠,可为接下来预应力下的模态计算提供保证.

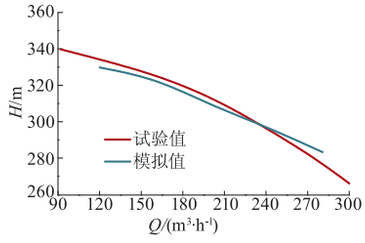
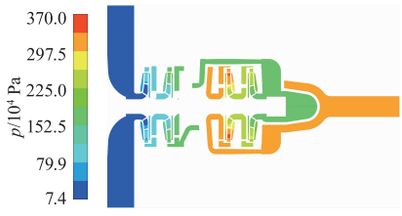


图5 计算值与试验值对比

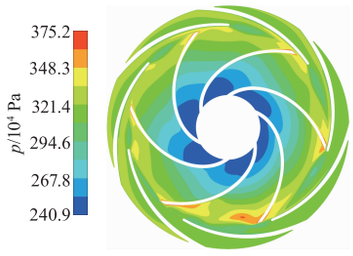
Fig. 5 Comparison between simulation and experiment

3.2 内部流动分析

由于需要考虑预应力下转子部件的模态分析,因此需计算多级泵内压力,定常计算中获取了包括进口和出口在内的多级泵中截面总压分布,如图6a所示.



(a) 中间截面压力分布



(b) 末级叶轮压力分布

图6 多级泵内压力分布

Fig. 6 Profile of total pressure in multistage pump

从图6a中可看出,流体从进口处进入首级叶轮,经叶轮加压后,在径向导叶的引导作用下,进入下一级叶轮,流体总压从进口到出口处逐渐增加,符合实际运行过程,计算结果较为准确. 由于转子系统的做功部件为叶轮,因此,叶轮内部流动计算的准确性对于接下来预应力的加载有着直接的影响,文中仅选取末级叶轮与导叶中截面上的总压分布进行相应分析,如图6b所示. 从图中可看出,叶轮内总压从进口沿径向方向至出口处逐渐增加,符合泵运行时的基本规律,其中叶片出口附近,各叶片附近各自的总压分布存在相对较大差别,这是由于叶轮与导叶间的动静干涉所引起的压力脉动.

3.3 干模态计算

多级泵在启动的过程中,转速是从零逐渐增大到额定转速的,故文中对转速从0增加到 $1.5n$ 过程中的转子系统固有频率进行了计算,考虑到变转速下的流场计算较为困难,因此仅计算转子在真空中的前6阶模态作为参考. 此外,旋转系统所产生的陀螺效应亦是不可忽略的影响因素,综合得到转子固有频率随转速的变化情况,计算结果如图7所示. 从图中可看出,系统的1阶和4阶模态下的固有频率几乎不受转速变化的影响,而其余阶数下的系统固有频率则随转速的增加而发生变化,根据转子转动频率公式 $f = n/60$ 可知,转动频率随转速的增加而增加,当转子转动频率曲线与各阶模态下的固有频率曲线相交时,各交点所对应的转速则为相应阶数模态下的临界转速. 由于所取转速范围相对较小,图中频率曲线与各阶模态下的固有频率曲线均无交点,因此,该多级泵空转时,额定转速离第1临界转速差距较大,转子系统运行较为稳定.

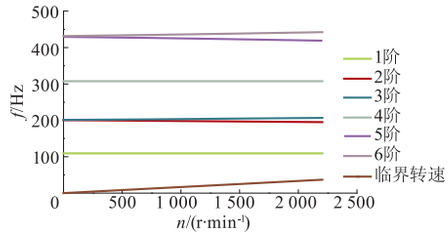


图7 转子变转速时的固有频率变化曲线

Fig. 7 Intrinsic frequency evolution with rotor speed growing

3.4 无预应力时的湿模态

为分析“干”、“湿”情形下的模态分布差异,且更为真实地模拟多级泵运行时的情形,故湿模态计算时,水体选择为泵内全流场. 对转子系统进行了前6阶的湿模态计算,并与干模态计算结果进行了对比,结果如表2所示. 从表中可看出,转子系统湿

模态下的各阶固有频率均有不同程度的降低，尤其高阶固有频率降低幅值更为明显，这是因为结构动力学方程中考虑了流体介质的阻尼作用.

表 2　不同状况下模态对比
Tab. 2　Comparisons of modal under different situations

Hz

阶数	干模态 f（无预应力）	湿模态 f（无预应力）	湿模态 f（预应力）
1	109. 36	106. 87	291. 47
2	197. 00	178. 65	630. 52
3	204. 80	186. 59	653. 85
4	307. 57	299. 59	653. 91
5	422. 79	392. 27	962. 28
6	438. 50	405. 83	1 178. 60

3.5　预应力下的湿模态

根据前面全流场计算结果，即可获得流体作用于转子固体面上的压力. 将转子部件与水体装配，采用流固耦合方法设置相应的水体与固体的交界面，因而流体作用力便垂直作用于固体表面. 预应力下的湿模态即结构在流体中的有阻尼受迫振动，同样计算了前 6 阶的湿模态. 从表 2 中可看出，无预应力时，湿模态下的固有频率略小于干模态，当考虑流场对转子的预应力时，转子的各阶固有频率均有大幅度的提升. 这是因为，预应力作用于转子的径向方向时，流体激振力对转子系统在径向方向形成一定的约束，使得转子系统的刚度增加，从而提高了各阶固有频率. 根据文献[11]中指出，尤其在叶轮口环、级间密封等小间隙处所产生的水动力对转子动力学特性有显著的影响.

由于转子在临界转速处，会产生相应的共振，转子的形变相对明显，因此，对于各阶临界转速下，转子的形变计算是十分必要的. 系统在运行时，通常都处于第 1 临界转速以下，故文中仅计算前两阶振型，并将转子的干模态振型与有预应力时的湿模态振型作对比，如图 8 所示，图中 s 为总变形. 从图中可看出，2 种状态下的 1 阶振型均为横向振型，其中，转子处于 1 阶固有频率时，干模态时的最大变形相对较大. 转子处于 2 阶固有频率时，干模态下的振型为扭转振型，而有预应力下的振型为纵向振型，预应力下的湿模态结构最大变形量相对较大，转子系统空转与实际运行时，结构变形存在一定差别.

考虑流体作用后，对转子系统的固有频率和振型有影响. 因此，不仅要考虑干模态下影响转子系统固有频率的各种因素，还要考虑流体激振力对转子系统的影响，这样才能得到转子真实的模态分布.

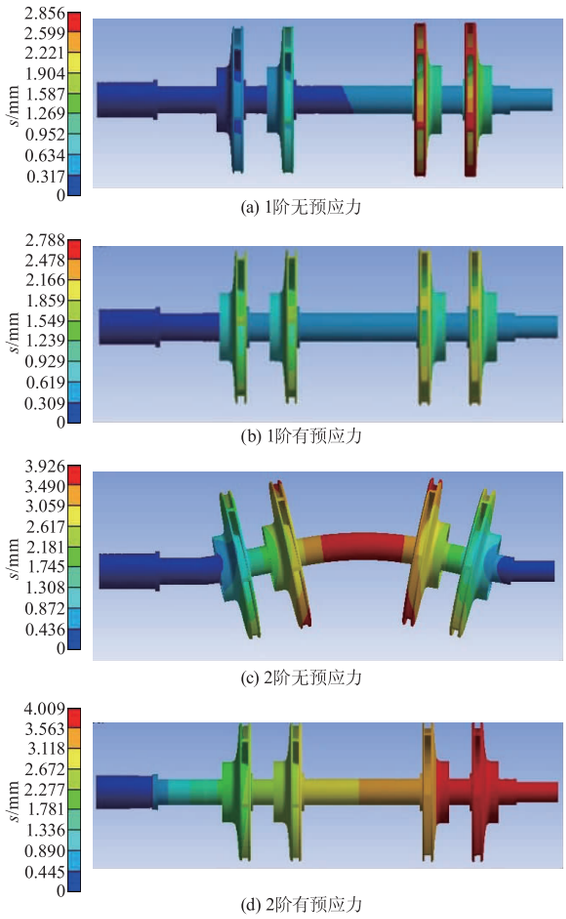


图 8　转子系统振型示图
Fig. 8　Vibration of rotor system

4　结　论

1）假定转子在真空中时，考虑结构系统的陀螺效应，当转子转速发生变化时，其相应的固有频率有一定程度的变化，并可根据系统的转动频率曲线与转子固有频率曲线求得转子系统的临界转速.

2）转子处于流体介质中，其固有频率相对于转子在真空中时，转子的各阶临界转速均有不同程度的降低，且高阶下的固有频率降低幅度更为明显.

3）转子处于流体介质中，考虑流场的预应力时，转子的固有频率有较大幅度的上升，结构设计时，流场预应力的考虑是很有必要的.

4）转子处于 1 阶模态固有频率时，干模态时的最大变形相对有预应力时的湿模态最大变形量较大，而处于 2 阶模态固有频率时，干模态下的结构最大变形则略小于湿模态下的，干模态和湿模态下的振型亦存在差异，预应力下的湿模态计算更符合多级泵实际运行规律.

参考文献(References)

[1] CHEN Chunxin, WU Dazhuan, TAN Shanguang, et al. Computing critical speeds for multiple-stage centrifugal pumps with dependent support properties[C]// Proceedings of the 4th International Symposium on Fluid Machinery and Fluid Engineering. Beijing:[s. n.],2008:306-309.

[2] 孙兴华,王跃方,郭婷. 离心泵转子的湿临界转速计算及边界环境对其动力特性的影响[J]. 水泵技术,2011(2):26-30.
SUN Xinghua, WANG Yuefang, GUO Ting. Calculation of the critical speed of the centrifugal pump rotor and the influence of the boundary conditions on rotor dynamic characteristics[J]. Pump technology, 2011(2):26-30. (in Chinese)

[3] 蒋小平,施卫东,李伟,等. 泵水润滑轴承-转子系统的动力学特性研究[J]. 农业机械学报,2013,44(1):62-66.
JIANG Xiaoping, SHI Weidong, LI Wei, et al. Rotor dynamic characteristics of water lubricated bearing for pumps[J]. Journal of the CSAM,2013,44(1):62-66. (in Chinese)

[4] WU Y L, LIU S H, DOU H S, et al. Vibration of hydraulic machinery [M]. Berlin: Springer, 2013:147-159.

[5] 陈宁,成晓伟,陈乃娟. 多级离心泵转子部件有限元分析[J]. 科学技术与工程,2010,10(14):3459-3463.
CHEN Ning, CHENG Xiaowei, CHEN Naijuan. The FE analysis of a multistage centrifugal pump rotor[J]. Science technology and engineering, 2010, 10(14):3459-3463. (in Chinese)

[6] 曹卫东,高一,王秀兰. 基于Ansys的矿用潜水电泵转子系统的优化设计[J]. 排灌机械工程学报,2012,30(2):157-161.
CAO Weidong, GAO Yi, WANG Xiulan. Optimization design of submersible pump rotor system for coal mine based on Ansys[J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering, 2012, 30(2):157-161. (in Chinese)

[7] MUHAMMAD R S, GUILHEM M, ALAIN B. Modeling and analysis of nonlinear rotor dynamics due to higher order deformations in bending [J]. Applied mathematical modelling, 2011, 35: 2145-2159.

[8] ZHOU Wenjie, WEI Xuesong, WEI Xianzhu, et al. Numerical analysis of a nonlinear double disc rotor-seal system[J]. Journal of Zhejiang University-science A (applied physics & engineering), 2014, 15(1):39-52.

[9] CHRISTOPHER D. Oil-free shaft support system rotor dynamics: past, present and future challenges and opportunities [J]. Mechanical systems and signal processing, 2012, 29: 67-76.

[10] 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.
SHI Weidong, GUO Yanlei, ZHANG Desheng. Numerical simulation on modal of large submersible axial-flow pump rotor[J]. Journal of the CSAE,2013,29(24):72-78. (in Chinese)

[11] 施卫东,徐燕,张启华,等. 多级潜水泵内部压力脉动特性[J]. 排灌机械工程学报,2014,32(3):196-201.
SHI Weidong, XU Yan, ZHANG Qihua. Characteristics of pressure pulsation in multi-stage submersible pump [J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering,2014,32(3):196-201. (in Chinese)

(责任编辑 盛杰)