

文章编号:1672-9331(2021)02-0076-07

# 口环密封激振力对多级离心泵动力特性的影响

李志鹏<sup>1</sup>,邱昊<sup>1</sup>,张森<sup>1</sup>,何备荒<sup>2</sup>,罗幼如<sup>2</sup>,冯少生<sup>2</sup>

(1.长沙理工大学 能源与动力工程学院,湖南 长沙 410114; 2.湖南天一奥星泵业有限公司,湖南 平江 414500)

**摘要:** 为了研究口环密封激振力对多级离心泵动力特性的影响,本研究以 KDY150×8 高压多级离心泵为例,通过 CFX 数值仿真对多级泵全流道进行数值模拟,得到了全流道流体力数值;对口环间隙进行建模与仿真处理,对比分析了不同口环间隙尺寸下流体的泄漏量及不同涡动转速下口环表面的径向力;对比“干”态、“湿”态及口环密封激振力的计算结果,得到了转子的动力特性。研究结果表明:随着口环间隙尺寸的增大,口环间隙泄漏量逐渐增加,且修改后的 0.5 mm 口环间隙尺寸在合理范围内。在“湿”态情况下,当考虑流固耦合和口环间隙密封力的影响时,多级泵固有频率和临界转速均有所提高,特别是第一阶固有频率,提高了 95%。因此,在分析离心泵动力特性时,不能忽略口环密封激振力的影响。

**关键词:** 高压多级离心泵;口环间隙;流固耦合;临界转速;转子动力学

**中图分类号:** TH311

**文献标志码:** A

## Influence of annular seal exciting force on dynamic characteristics of multistage centrifugal pump

LI Zhi-peng<sup>1</sup>, QIU Hao<sup>1</sup>, ZHANG Sen<sup>1</sup>,

HE Bei-huang<sup>2</sup>, LUO You-ru<sup>2</sup>, FENG Shao-sheng<sup>2</sup>

(1. School of Energy and Power Engineering, Changsha University of Science & Technology, Changsha 410114, China; 2. Hunan Taneax Pump Co., Ltd., Pingjiang 414500, China)

**Abstract:** In order to study the influence of annular seal exciting force on the dynamic characteristics of multistage centrifugal pump, taking KDY150×8 high pressure multistage centrifugal pump as an example, through the numerical simulation of CFX, the whole flow passage of multistage pump was simulated, and the flow force of the whole flow passage was obtained. The modeling and simulation of the annular seal were carried out, and the fluid leakage with different seal sizes of the annular seal and the radial force on the surface of the annular seal at different whirling speeds were compared and analyzed. The dynamic characteristics of the rotor were obtained by comparing the calculating results of the "dry" state, the "wet" state and the annular seal exciting force. The study results show that the leakage increases gradually with the increase of the annular seal size, and the modified 0.5 mm seal size of the annular seal is in the reasonable range. In the "wet" state, considering the influence of the fluid-solid coupling and the sealing force of annular seal, the natural frequency and critical speed of the multistage pump are increased, especially the first natural

**收稿日期:** 2020-03-15

**基金项目:** 湖南省重点研发项目(2020WK2029);长沙理工大学研究生科研创新项目(CX2018SS11)

**通讯作者:** 李志鹏(1962—),男,教授,主要从事流体机械设备设计与优化方面的研究。E-mail:1379448@163.com

frequency, which is increased by 95%. Therefore, in the analysis of the dynamic characteristics of centrifugal pump, the influence of the annular seal exciting force cannot be ignored.

**Key words:** high pressure multistage centrifugal pump; annular seal; fluid-solid coupling; critical speed; rotor dynamics

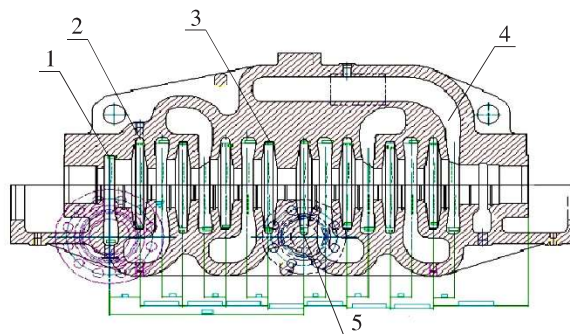
多级离心泵是石油、化工、机械等领域的关键设备。随着工业的发展和进步,人们对多级离心泵的要求也越来越高。根据每年的能源统计,我国泵类产品的耗电量约占全国工业耗电量的 40%<sup>[1]</sup>。因此,如何让多级离心泵安全、高效运行是一个亟待解决的问题。

多级离心泵作为旋转机械,转子部件较多。转子部件若产生水力激振,轻则产生共振,严重时会使零部件发生断裂,产生安全问题。传统意义上转子动力特性的研究主要集中在螺杆泵、汽轮机、变速箱等机械上,但此类旋转机械的转子动力特性的研究成果并不完全适用于高压多级离心泵。学者们广泛认同“干”临界转速与“湿”临界转速存在差异,但对众多影响因素如何影响临界转速仍难以给出准确的分析<sup>[2]</sup>。基于口环密封动力学特性及流固耦合作用的“干”“湿”临界转速的计算与研究一直是学者们关注的焦点<sup>[3]</sup>。吴伟杰<sup>[4]</sup>对多级离心泵进行了有限元分析,研究了多级离心泵工作情况下的振动问题。吕博儒<sup>[5]</sup>对 CAP1400 核主泵进行了单向流固耦合分析,并针对不同工况及有无预应力对转子动力特性进行了研究。高鹏等<sup>[6]</sup>以 DG-350 型多级离心泵次级叶轮为研究对象,对口环间隙泄漏引起的空化激振力进行了研究。目前,离心泵研究中的流固耦合作用已逐渐引起专家学者的重视,但是关于多级泵口环间隙产生的激振力对转子动力特性影响的研究却很少。此外,高压多级离心泵口环间隙的动力特性也是目前研究的重点。

本研究以 KDY150×8 多级离心泵为研究对象,通过有限元数值分析对离心泵内部流体情况进行仿真模拟,将仿真结果与试验结果进行对比,验证仿真结果的准确性;对口环间隙产生的激振力与流体泄漏量进行分析计算;进行“干”“湿”模态分析,考虑口环密封下的“湿”态临界转速,研究流固耦合激振力和口环密封激振力对转子动力特性的影响。

## 1 模型结构与全流道数值模拟

离心泵结构如图 1 所示,其中额定流量  $Q$  为  $100 \text{ m}^3/\text{h}$ ,扬程  $H$  为  $1\,480 \text{ m}$ ,额定转速  $n$  为  $3\,300 \text{ r/min}$ 。该泵共有 8 个叶轮,每 4 个叶轮为一组,两组对称。叶轮采用 6 叶片闭式结构,叶轮整体布局采用背靠背结构,这样可以自平衡掉大部分轴向力,取消了多级泵的平衡盘、平衡孔、后密封环等平衡部件。利用 CREO 建立多级泵的三维模型,在 Meshing 软件中进行网格划分。与结构化网格相比,非结构化网格对复杂流道的计算区域具有更强的适用性。因此,对本研究中的具有复杂流道的多级泵模型采用非结构化四面体网格进行划分。模型物理场为 CFD,关联中心为 Corse,平滑度为 Medium,过渡为 Slow,细化网格尺寸为 Proximity and Curvature,该网格细化方式对转角处的网格细化较为合适。通过网格划分、无关性检查、网格质量检查,得到模型的网格数为 23 231 236,节点数为 4 497 487,平均质量为 0.834 57,满足数值计算的要求。



1.首级吸水室 2.首级压水室 3.级压水室  
4.级吸水室 5.末级压水室

图 1 KDY150×8 高压多级离心泵结构图

Fig. 1 Structure chart of KDY150×8 high pressure multistage centrifugal pump

将划分好的网格导入 CFX 软件中进行数值计算,转速为额定转速  $3\,300 \text{ r/min}$ ,将吸水室、压水室、进出口延长段等设置为静止域。叶轮进口边界设置为压力入口 Inlet,边界细节选择 Total

Pressure, 数值为 3.4 MPa。出口边界的设置与进口类似, 在类型中选择 Outlet, 边界细节选择 Mass Flow Rate, 数值为 27.7 kg/s, 湍流强度为 5%。叶轮体转速设置为 3 300 r/min, 并将前后盖板设置为 Rotating Wall, 数值为 0。旋转方向为  $y$  轴向。通过 CFD-POST 得到多级泵外特性参数。

将全流道数值模拟值与试验值进行对比, 结果如表 1 所示。由表 1 可以看出, 二者相对误差均小于 8%, 且均在允许范围内<sup>[7]</sup>。模型泵的水力设计较为合理, 可以进行后续数值计算。

表 1 试验值与模拟值对比

Table 1 Comparison between test results and simulation results

项目	$Q/$ ( $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ )	$H/$ m	功率/ kW	$n/$ ( $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ )	效率/ %
额定值	100.0	1 480.0	694.90	3 300	58.00
模拟值	100.1	1 571.0	682.56	3 300	60.90
试验值	100.0	1 482.3	696.62	3 300	57.97
相对误差/%	0.10	5.98	2.02	0.00	5.05

## 2 口环密封激振力

### 2.1 口环间隙理论与前处理

由于多级泵的工作介质一般是液体, 而液体的黏性使其内部存在内摩擦力。因此, 在密封间隙前后存在压差, 当压差产生的作用力小于液体内摩擦力时, 液体不再流动, 从而起到密封的作用<sup>[8]</sup>。不同的口环密封结构, 对内部流动的影响也有所不同。近年来, 学者们对口环密封结构的变化进行了不同程度的研究。本研究的高压多级离心泵主要采用环形圆柱密封形式, 如图 2 所示。

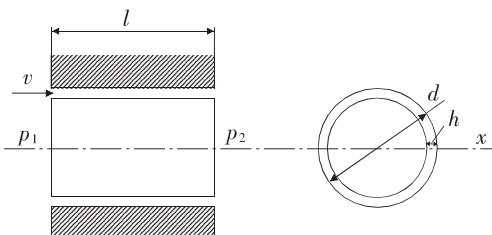


图 2 圆柱密封

Fig. 2 Cylindrical seal

在图 2 中,  $p_1$  为高压侧压力;  $p_2$  为低压侧压力;  $h$  为口环密封间隙;  $l$  为轴长;  $v$  为流体流速;  $d$

为口环直径。

流体间的内摩擦力为:

$$\epsilon_r = -\mu l h \frac{dv}{dx} \quad (1)$$

式中:  $\mu$  为流体介质黏度。

若口环间隙内压力为线性分布, 则内部油膜产生的推力为:

$$F = \int_{r_1}^{r_2} 2\pi r dr p_r \quad (2)$$

式中:  $r_1$  为口环密封内环半径;  $r_2$  为口环密封外环半径。内环半径  $r_1$  处的压力  $p_r$  为:

$$p_r = p_2 \frac{r - r_1}{r_2 - r_1} \quad (3)$$

一般多级离心泵为前后口环密封, 本研究的模型只有前部密封环, 转子结构与口环密封位置如图 3 所示。该模型共有 8 个叶轮与口环, 转子轮毂直径  $d_h = 110$  mm, 进口直径  $d_{in} = 145$  mm, 叶轮外径  $d_{out} = 340$  mm。口环密封宽度  $b = 33$  mm, 内径  $d_k = 165$  mm。口环内间隙原本设计为 0.4 mm, 但在实际工作中由于转子产生变形导致原设计不合理。根据工业离心泵设计标准<sup>[9]</sup>, 将口环间隙改为 0.5 mm。通过验证, 0.5 mm 口环间隙的泄漏量是合理的。

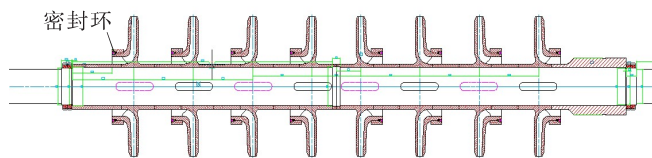


图 3 各级转子口环密封结构

Fig. 3 Rotor annular seal structure at all levels

当转子偏心率为间隙的 5%~10% 时, 一般称其为小偏心(或小扰动); 当大于 15% 时, 称其为大偏心(或大扰动)。多级泵口环间隙的偏心率一般取 10% (0.025 mm), 属小偏心密封情况<sup>[10]</sup>。偏心率随口环间隙内部流体动力特性系数的变化不大, 因此本研究将数值仿真计算的偏心率设置为上方小偏心。口环间隙产生的激振力类似于轴承, 并且在全流道计算中多级泵每一级叶轮的前后压差相近。因此, 在口环激振力研究中, 主要考虑首级叶轮口环间隙密封的主刚度系数。

使用 CERO 软件对口环间隙进行三维建模, 将其导入 Meshing 中进行网格划分。本研究的口

环间隙为圆柱密封,在数值处理时使用非结构化网格六面体结构更高效、准确;同时,在口环间隙的进出口处对进出口进行 5 层加密处理以提高计算效率,网格划分加密处理如图 4 所示。进行网格无关性检查以及网格划分,划分的总网格数为 1 945 328,节点数为 2 493 785,最小网格质量大于 0.33,符合工程计算的要求<sup>[11-12]</sup>。

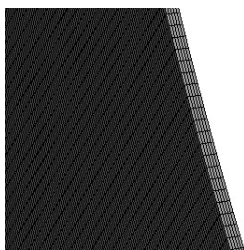


图 4 网格划分加密

Fig. 4 Mesh partition and encryption

口环间隙内径为 165.0 mm,外径为 165.5 mm,内部流体介质为水,计算 4 组不同涡动转速下的径向力和切应力,涡动转速分别为 2 640,3 300,4 950,8 640 r/min。口环处流体的控制方程为连续性方程和动量方程,湍流模型为 5% 的  $k-\epsilon$  模型。离散格式为二阶迎风格式。口环入口处设置 Inlet 作为压力入口,大小为 4.92 MPa;出口 Outlet 为压力出口,大小为 3.4 MPa。口环间隙密封内表面选用旋转坐标系,考虑到小偏心的情况,旋转中心为密封中心<sup>[13-14]</sup>。利用 CFX 软件进行数值计算。

## 2.2 计算结果

由于将口环间隙由 0.4 mm 改为了 0.5 mm,需要分析口环间隙与流体泄漏量之间的变化关系。在额定转速下,使用 CFX 对 0.4,0.5,0.6,0.75 mm 4 组不同口环间隙泄漏量进行对比分析。

根据文献[15]中的口环间隙计算公式计算泄漏量:

$$Q' = \int_0^{2\pi} \omega h' r l' d\theta \quad (4)$$

式中: $h'$ 为口环间隙的单边径向间隙; $r$ 为转子半径; $\omega$ 为口环间隙流体介质沿轴向的速度; $l'$ 为间隙长度。计算结果见图 5。

由图 5 可以看出,在口环间隙由 0.4 mm 增大至 0.6 mm 的过程中,口环处流体泄漏量逐渐增多,在口环密封尺寸合理范围内随着口环间隙

的进一步增大,口环泄漏量增大幅度开始减小。总体上口环间隙的泄漏量随着口环间隙的增大而增多,当口环间隙为 0.5 mm 时,口环处流体泄漏量仍在合理范围内。

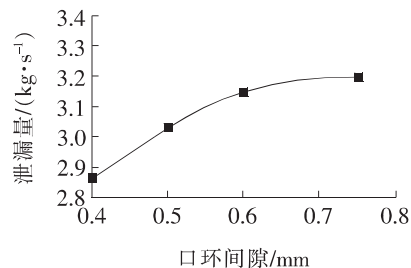


图 5 泄漏量随口环间隙的变化

Fig. 5 Leakage changing with annular seal

利用 CFX-POST 后处理软件对口环处数据进行处理,得到不同涡动转速下口环密封表面所受的径向力和切向力,结果见表 2。

表 2 口环间隙密封力

Table 2 Sealing force of annular seal

涡动转速 $\Omega/(r \cdot s^{-1})$	径向力 $F_x/N$	切向力 $F_y/N$
258	173.65	1.401
345	172.77	2.360
518	164.21	2.820
904	150.13	13.210

不同涡动转速下的径向力见图 6。由图 6 可以看出,在口环间隙处径向力随着涡动转速的增大而减小,当涡动转速由 200 r/s 增大至 400 r/s 时,径向力减小得不明显;随着涡动转速的进一步增大,径向力减小的幅度开始增大。径向力随涡动转速的变化曲线类似于抛物线。当转子中心偏离密封中心并绕其做圆形涡动时,会产生激振力与力矩。

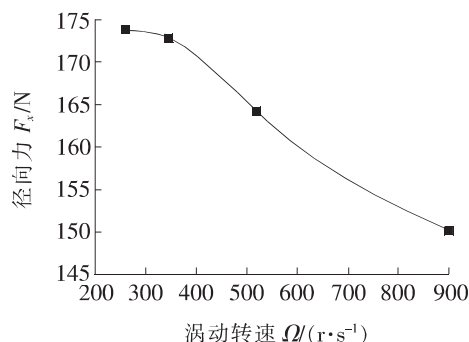


图 6 径向力随涡动转速的变化

Fig. 6 Radial force changing with whirling speed

对口环间隙密封作用在转子表面的作用力进行线性化处理,得到:

$$\begin{cases} \frac{-F_x}{\Delta e} = K + c\Omega - M\Omega^2 \\ \frac{F_y}{\Delta e} = k - C\Omega \end{cases} \quad (5)$$

式中:  $F_x, F_y$  为转子部件所受的流体力;  $C$  为主阻尼系数;  $c$  为交叉阻尼系数;  $K$  为主刚度系数;  $k$  为交叉刚度系数;  $\Omega$  为涡动转速;  $\Delta e$  为转子距离原旋转中心的距离;  $M$  为主质量系数。其中,主刚度系数  $K$  为多级泵转子动力特性的主要影响参数。任取 3 组涡动转速下的径向力进行交叉计算,得到主刚度系数  $K = 6\,746 \text{ N/mm}$ 。

### 3 转子动力特性对比

在高压多级离心泵转子动力特性的研究中,常见的振动有弯曲振动和扭转振动。为得到转子动力特性,需要对转子部件进行模态分析。由于多级泵为旋转机械,因此转子部件会受到陀螺力矩与旋转软化效应的影响。本研究利用有限元梁轴模型,考虑陀螺效应和旋转软化效应的影响,得到转子部件的计算方程为:

#### ① 平衡方程

$$\sigma_{i,jj} + f_i = \rho u_{i,u} + \mu u_{i,t} \quad (6)$$

#### ② 几何方程

$$\epsilon = \frac{1}{2}(u_{i,j} + u_{j,i}) \quad (7)$$

#### ③ 物理方程

$$\sigma_{ij} = D_{ijkl}\epsilon_{kl} \quad (8)$$

#### ④ 边界条件

$$\begin{cases} u_i = \bar{u}_i, \text{在位移边界 } S_u \text{ 上} \\ \sigma_{ij} = q_i, \text{在位移边界 } S_\sigma \text{ 上} \end{cases} \quad (9)$$

式(6)~(9)中:  $\sigma$  为应力;  $t$  为时间;  $u$  为位移;  $\rho$  为密度;  $\mu$  为阻尼系数;  $\epsilon$  为应变;  $u_{i,t}$  为  $u$  对  $t$  的一阶导数;  $u_{i,u}$  为  $u$  对  $t$  的二阶导数;  $\bar{u}_i$  为位移边界条件  $S_u$  上的分量;  $q_i$  为应力边界条件  $S_\sigma$  上的分量。由转子振动基本方程可知系统的应力、应变、位移和载荷都是时间  $t$  的函数。

在 ANSYS Workbench 中对转子部件进行三

维建模并划分网格,经网格无关性检查后,网格划分结果见图 7。网格节点数为 2 332 762,网格数为 1 228 887。

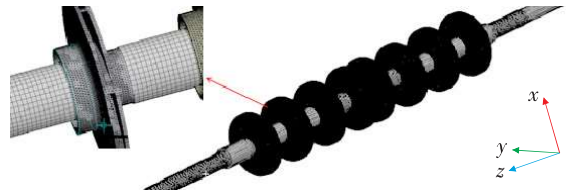


图 7 转子部件网格划分情况

Fig. 7 Meshing of rotor components

分别对“干”态情况、流固耦合作用“湿”态情况、口环密封激振力情况进行模态分析,并考虑陀螺效应及旋转软化效应的影响,提取 3 种情况下各转子部件的弯振固有频率,并进行对比分析。转子部件的运动微分方程为:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{u}(t) = \mathbf{F}(t) \quad (10)$$

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{C} + \mathbf{G}\dot{\mathbf{u}}(t) + (\mathbf{K} + \mathbf{S} - \Omega^2\mathbf{M})\mathbf{u}(t) = \mathbf{F}(t) \quad (11)$$

式中:  $\mathbf{M}$  为系统质量矩阵;  $\dot{\mathbf{u}}(t)$  为系统速度;  $\ddot{\mathbf{u}}(t)$  为系统加速度;  $\mathbf{C}$  为阻尼矩阵;  $\mathbf{G}$  为陀螺矩阵;  $\mathbf{K}$  为刚度矩阵;  $\mathbf{F}(t)$  为外部动态激励;  $\mathbf{u}(t)$  为系统位移;  $\mathbf{S}$  为考虑其他载荷预应力作用下的矩阵;  $-\Omega^2\mathbf{M}$  为旋转软化效应产生的矩阵。

只考虑重力、离心力与支撑力等,计算转子部件“干”态动力特性;将全流道流体力导入模态分析,并进行“湿”态计算;将口环密封激振力对主刚度的作用导入模态分析,进行口环间隙作用下动力特性的计算。计算结果由后处理软件导出并整理。最终的计算结果见表 3 和表 4。

表 3 “干”“湿”态固有频率对比

Table 3 Comparison of natural frequencies in "dry" and "wet" states

阶次	$f_1$	$f_2$	$f_3$
一阶	39.57	39.41	77.27
二阶	88.81	92.09	93.39
三阶	125.12	125.11	149.64
四阶	253.04	253.13	263.64
五阶	333.64	334.34	331.22
六阶	426.75	427.07	429.27

表 4 “干”“湿”态临界转速对比

Table 4 Comparison of critical speeds in

"dry" and "wet" states

r/min

阶次	$n_1$	$n_2$	$n_3$
一阶	2 374	2 365	4 636
二阶	5 329	5 525	5 603
三阶	7 507	7 507	8 978
四阶	15 182	15 182	15 818
五阶	20 018	20 000	19 873
六阶	25 605	25 624	25 756

在表 3 和表 4 中,  $f_1$  为多级泵转子部件“干”态下的固有频率;  $f_2$  为考虑流固耦合时的固有频率;  $f_3$  为同时考虑流固耦合与口环密封等效刚度时的固有频率;  $n_1$  为“干”临界转速;  $n_2$  为考虑流固耦合的临界转速;  $n_3$  为考虑流固耦合作用与口环密封激振力时的临界转速。其中:

$$n = 60f \quad (12)$$

对比“干”态与流固耦合作用, 各阶固有频率与临界转速变化不大, 但考虑口环密封后, 转子部件各阶的弯曲振动固有频率均有所降低。由此可见, 口环间隙产生的激振力减小了陀螺效应对转子部件固有频率的影响, 但同时也加大了同阶临界转速的变形, 其中口环密封第一阶弯振的影响最明显, 且阶数越高影响越小。对于临界转速来说, 考虑口环密封的影响后, 多级泵的一阶临界转速增加了 95%, 二阶临界转速增加了 5%。这说明口环密封激振力对第一阶固有频率与临界转速的影响较大, 这是由于口环间隙对离心泵转轴的主刚度系数产生了影响, 导致多级泵的固有频率在第一阶急剧上升。因此, 在离心泵转子动力特性分析中, 若不考虑口环密封激振力的影响, 会导致对转子部件动力特性的分析不准确。所以在转子动力学分析中, 需要对口环密封激振力进行分析考虑。

## 4 结论

为研究口环密封激振力对高压多级离心泵动力特性的影响, 本研究通过对一台 KDY150×8 多级离心泵进行转子动力学研究, 并对多级泵的全流道进行数值分析, 得到了全流道流体力的数值; 对多级泵口环间隙进行了动力学分析, 并对对比

析了“干”态、“湿”态流固耦合及口环密封激振力 3 种情况下的转子动力特性, 得到以下结论:

1) 通过对多级泵全流道建模与数值分析, 将得到的模拟值与试验值进行对比分析, 发现两者相对误差均小于 8%, 证明了数值分析的准确性, 同时得到了“湿”态情况下 8 级离心泵的全流道数值。

2) 对首级叶轮口环密封进行三维建模与数值分析, 发现将口环间隙设计为 0.4 mm 不合理, 于是将口环间隙改为了 0.5 mm。分析了口环间隙与流体泄漏量之间的变化关系, 并验证了 0.5 mm 口环间隙的合理性。计算了不同涡动转速下口环间隙表面所受的径向力, 借鉴轴承作用力分析口环间隙对转子部件主刚度系数的影响, 通过计算 3 组不同涡动转速下的径向力得到对转子影响最大的口环密封的主刚度系数。

3) 对比分析“干”态、“湿”态流固耦合以及口环密封激振力 3 种情况下转子的动力特性。发现流固耦合作用并没有改变陀螺效应对转子部件刚度的影响, 而口环密封激振力对转子部件第一阶固有频率与临界转速的影响较大。其中第一阶临界转速增加了 95%, 这对多级泵临界转速的计算结果影响较大, 若不进行口环密封的计算, 将导致多级泵整体临界转速产生较大偏差。因此, 在离心泵转子动力特性分析中, 不能忽略口环密封激振力对转子动力特性的影响。

口环密封的结构有很多种, 本研究选择了相对简单的圆柱形口环密封作为研究对象。若需要对口环密封进行更全面的研究, 应当对比分析不同密封结构的口环间隙, 这也是今后进一步的研究需要考虑的问题。

## 〔参考文献〕

- [1] 高涛. 提高离心泵综合效率的主要措施[J]. 机械工程师, 2019(1):119-121, 124.  
GAO Tao. Main measures to improve the overall efficiency of centrifugal pumps[J]. Mechanical Engineer, 2019(1):119-121, 124.
- [2] 王斌. 基于离心泵内流场模拟的转子临界转速分析与计算[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2010.  
WANG Bin. Calculation and analysis based on the initial flow field simulation on critical rotational speeds of the centrifugal pump rotors[D]. Lanzhou:

- Lanzhou University of Technology, 2010.
- [3] 倪羽凤. 基于动网格的口环密封动特性研究及湿转子临界转速的计算[D]. 青岛: 中国石油大学(华东), 2014.
- NI Yu-feng. Dynamic characteristics research of control ring seal based on dynamic mesh and calculation of wet critical speed of rotor system[D]. Qingdao: China University of Petroleum(East China), 2014.
- [4] 吴伟杰. 多级离心泵安全性能分析及优化设计[D]. 杭州: 浙江大学, 2018.
- WU Wei-jie. The safety analysis and optimization design of multistage centrifugal pump[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2018.
- [5] 吕博儒. 基于流固耦合的核主泵内部流动及动力特性研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2019.
- LYU Bo-ru. Study on internal flow and dynamic characteristics of nuclear main pump based on fluid-solid coupling[D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2019.
- [6] 高鹏, 韩汝军, 乔羽, 等. 口环间隙泄漏对离心泵空化性能的影响分析[J]. 人民长江, 2018, 49(9): 76-80, 90.
- GAO Peng, HAN Ru-jun, QIAO Yu, et al. Influence of wear-ring clearance on cavitation characteristics of centrifugal pumps[J]. Yangtze River, 2018, 49(9): 76-80, 90.
- [7] 饶昆. 基于流固耦合的多级离心泵非定常流动特性及诱导振动分析[D]. 杭州: 浙江理工大学, 2016.
- RAO Kun. Study on unsteady flow characteristics and vibration of multistage centrifugal pump based on fluid-structure interaction[D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2016.
- [8] 何洪军, 荆建平. 非线性转子-密封系统动力学模型研究[J]. 振动与冲击, 2014, 33(10): 73-76.
- HE Hong-jun, JING Jian-ping. Dynamic model of a nonlinear rotor-seal system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(10): 73-76.
- [9] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. 石油、重化学和天然气工业用离心泵: GB/T3215-2007[S]. 北京: 中国标准出版社, 2008.
- General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the PRC, Standardization Administration of the PRC. Centrifugal pumps for petroleum, heavy chemical and natural gas industries: GB/T3215-2007[S]. Beijing: Standards Press of China, 2008.
- [10] 胡敬宁, 朱家峰, 朱立凯, 等. 多级农用离心泵首级口环多物理场耦合分析[J]. 农机化研究, 2013(7): 32-34, 38.
- HU Jing-ning, ZHU Jia-feng, ZHU Li-kai, et al. Multi-physical field coupling analysis with ring of first stage of hydro cracking reactor feeding pump[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2013(7): 32-34, 38.
- [11] 谢龙汉, 赵新宇. ANSYS CFX 流体分析及仿真[M]. 北京: 电子工业出版社, 2013.
- XIE Long-han, ZHAO Xin-yu. ANSYS CFX fluid analysis and simulation[M]. Beijing: Electronic Industry Press, 2013.
- [12] 杨宇宸, 刘益弘, 叶林. 叶轮口环间隙对离心泵性能的影响分析[J]. 中国石油和化工标准与质量, 2018, 38(6): 127-128, 133.
- YANG Yu-chen, LIU Yi-hong, YE Lin. Analysis of the influence of impeller ring gap on the performance of centrifugal pump[J]. China Petroleum and Chemical Industry Standards and Quality, 2018, 38(6): 127-128, 133.
- [13] 郑路路. 离心泵口环间隙非定常流动机理研究[D]. 杭州: 浙江理工大学, 2018.
- ZHENG Lu-lu. Investigation of unsteady flow mechanism of wear ring clearance in a centrifugal pump[D]. Hangzhou: Zhejiang Sci-Tech University, 2018.
- [14] 周鹏展, 何振, 王琦, 等. 基于Bezier曲线和弯度函数的翼型优化设计[J]. 长沙理工大学学报(自然科学版), 2020, 17(3): 90-94.
- ZHOU Peng-zhan, HE Zhen, WANG Qi, et al. Optimization design of airfoil based on Bezier curve and bend function[J]. Journal of Changsha University of Science & Technology(Natural Science), 2020, 17(3): 90-94.
- [15] 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京: 中国宇航出版社, 2011.
- GUAN Xing-fan. Modern pump theory and design[M]. Beijing: China Aerospace Press, 2011.