多级离心泵转子动力学分析

陆金琪

(上海阿波罗机械股份有限公司 上海 201401)

摘要:本文以某3级离心泵转子为研究对象,建立转子部件的有限元模型,基于 ANSYS Workbench 平台,对多级离心 泵转子开展模态计算,对比分析了多级离心泵级间密封流体支承作用对转子临界转速的影响;并采用计算流体动力学 方法,研究了密封长度、间隙、直径等参数对间隙流体支承力的影响。结果表明:多级泵密封间隙流动对泵转子动力 学性能有显著影响,间隙流体支承作用能提升转子临界转速;适当增加密封间隙长度和直径、减小密封间隙,均能提 高密封间隙流体支承刚度,进而改善转子动力学性能。

关键词:多级泵;级间密封;临界转速;流体支承力;转子动力学

0 引言

多级离心泵是一种高扬程、结构紧凑的泵,在农 业灌溉、石化领域、火力及核能发电等关键领域有 着广泛的应用。但由于扬程高、叶轮级数多、泵轴 长度与直径的比值较大,在泵组运行过程中,多级 离心泵转子易出现振幅偏大的问题。转子在振动状 态长时间运行,泵轴存在疲劳破坏的风险。这些问 题都会影响泵组的安全运行^[1]。因此,在进行转子结 构设计时,为确保离心泵的稳定、可靠运行,进行 转子动力学分析意义重大^[24]。

多级离心泵常在叶轮前后口环处设置环压密封, 来减少泄漏损失。分析转子的动力学特性时,如果 忽略密封对转子的影响,就会很难预测转子的稳定 性^[5-8]。因此,需对叶轮口环处流体密封作用加以 考虑。

国内外学者对离心泵叶轮口环密封特性进行了 较为全面的研究,并且取得了大批研究成果^[9-12]。 此外,平仕良等^[13]建立了基于 N-S 方程的密封动 力学模型,深入分析了关键密封结构参数对密封动 力学特性的影响。Gülich J F 等^[14]推导了适用于 小长径比的平面密封动力系数的计算公式及取值 范围。

本文通过给定不同级间密封结构参数,基于 ANSYS CFX 软件,对多级离心泵级间密封进行建模, 采用准稳态方法,对密封间隙内部流场进行数值模 拟,求得密封间隙流体支承力,并用 ANSYS 有限元 分析软件对转子部件进行动力学分析。

1 分析模型

1.1 级间密封模型

多级离心泵级间密封结构如图 1 所示。关键结构 参数包括密封间隙长度 L、密封间隙 c 和密封环直径 D。根据离心泵密封间隙设计经验,综合考虑泵结构 形式,设计了 13 种不同结构尺寸的密封环,具体参 数见表 1。



图 1 级间密封结构示意图

1.2 转子有限元模型

研究目标为一台3级离心泵,卧式双筒体结构,水平安装,转子为两端支承结构,驱动侧为一对背 靠背安装的角接触球轴承,自由端为圆柱滚子轴承。 转子设计转速 *n*=1480r/min。

利用 NX1872 软件对转子进行三维建模,如图 2 所示。转子包括泵轴、叶轮等,3 级离心叶轮非对称 布置。转子主要零部件物性参数如表 2 所示。泵轴 总长度为 2424mm,转子两轴承中心距为 1905mm。 将三维模型导入到 ANSYS Workbench Meshing 模块,

表 1 级间密封关键结构参数

方案	L/mm	L/mm C/mm		
方案1	40	0.25	280	
方案 2	15	0.25	280	
方案 3	25	0.25	280	
方案 4	55	0.25	280	
方案 5	70	0.25	280	
方案 6	40	0.1	280	
方案 7	40	0.15	280	
方案 8	40	0.35	280	
方案9	40	0.45	280	
方案 10	40	0.25	220	
方案 11	40	0.25	250	
方案 12	40	0.25	310	
方案 13	40	0.25	340	

表 2 转子主要零部件物性参数

零件	士 + 业:1	弹性模量		密度/
名称	1/2 1/7	/GPa	比	(kg/m ³)
泵轴	45# 钢	200	0.3	7850
叶轮	304 不锈钢	195	0.247	7930

生成网格, 网格总数为 870000。转子有限元模型如 图 3 所示。

2 密封动力学模型

多级泵级间密封的作用与滑动轴承类似,但作用 机理有所不同。由于泵送介质为清水,其黏度较小, 级间密封轴向压差较大,密封间隙流体支承力主要 靠密封间隙两端高压差引起轴向流动而不是靠动压 效应。沿密封间隙的轴向流动和圆周方向流动均为 湍流状态。基于 ANSYS CFX 软件,对多级离心泵 级间密封进行建模,采用准稳态方法,对密封间隙 内部流场数值模拟,求得密封间隙流体支承力。

理想状态下,转子沿密封中心线转动。给转子一 个微小位移或速度扰动,对密封动力学方程进行简 化:

$$\begin{pmatrix} F_x \\ F_y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} M_{xx} & M_{xy} \\ M_{yx} & M_{yy} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix}$$
(1)

式中: F_x 、 F_y - 间隙内流体对转子 x 和 y 方向的力;

 M_{xx} 、 M_{yy} 、 C_{xx} 、 C_{yy} 、 K_{xx} 、 K_{yy} - 直接质量、阻尼和刚度 系数;

 M_{xy} 、 M_{yx} 、 C_{xy} 、 C_{yx} 、 K_{xy} 、 K_{yx} - 交叉质量、阻尼和刚 度系数。

当转子为小偏心(偏离中心小于密封间隙值的 10%)情况时,有:

$$M_{xx} = M_{yy}, \ M_{xy} = M_{yx} = 0, \ C_{xx} = C_{yy}$$

$$C_{yy} = -C_{yy}, \ K_{yy} = -K_{yy}, \ K_{yy} = -K_{yy}$$
(2)

假设转子作圆形涡动,转子偏心量为*e*,涡动速 度为Ω,求得*t*=0时转子的位移、速度和加速度, 将结果和方程(2)一起代入方程(1),得到的方程 组转化到旋转坐标系(如图4所示),有如下方程组:





图 3 转子有限元模型

$$F_r = e(-K_{xx} - \Omega C_{xy} + \Omega^2 M_{xx})$$
(3)
$$F_r = e(-K_{xy} - \Omega C_{yx})$$

式中: F, -密封径向力;

 F_t - 密封切向力。

从式(3)可知, $F_t 与 \Omega$ 呈线性关系, $F_r 与 \Omega$ 呈二次方关系。对于非可压流体, 采用数值方法,求解方程组(3),得到速 度与压力分布,分别沿轴向和周向对压力 场进行积分,求得作用于转子上的流体力^[8],即:

$$F_r = \int_0^L \int_0^{2\pi} P(\phi, z) g \cos \phi \, gRgd\phi gdz =$$

$$(LgDg\pi/N) \sum_{j=1}^N P(\phi_j) \, g \cos \phi \, j$$

$$F_t = \int_0^L \int_0^{2\pi} P(\phi, z) g \sin \phi \, gRgd\phi gdz =$$

$$(LgDg\pi/N) \sum_{j=1}^N P(\phi_j) \, g \sin \phi \, j$$

式中:D-密封半径;

L-间隙密封长度;

 $P(\phi)$ – 压力沿着轴向的均值。



图 4 密封转子动力学模型

3 转子动力学分析

相对于单级离心泵,多级离心泵的泵轴长细比 更大,泵轴刚性较小,转子临界转速较低。在进行 转子结构设计时,更应考虑转子固有频率,使其避 开轴频及前3倍频。转子设计转速为1480r/min,叶

	干态			湿态				
阶次	临界	频率	进动	模态	临界	频率	进动	模态
	转速		方向	振型	转速		方向	振型
一阶	2561	42.7	反进动	一次弯曲	3834	63.9	反进动	一次弯曲
二阶	2568	42.8	正进动	一次弯曲	3842	64	正进动	一次弯曲
三阶	10010	166.8	反进动	二次弯曲	10153	169.2	反进动	二次弯曲
四阶	12074	201.2	正进动	二次弯曲	12212	203.5	正进动	二次弯曲

轮为六叶片,计算得到其转频 f_s =24.67Hz,其叶频 f_b =6 f_s =148Hz。

3.1 转子临界转速计算

定义干临界转速为忽略流体对转子动态特性影响时的临界转速;湿临界转速为泵真实运行状态下转子的临界转速,需考虑流体密封支承刚度、附加质量、 黏性、阻尼等因素的影响。为快速响应工程研发需求, 本文重点研究流体密封支承刚度对转子临界转速的 影响。

泵转子前4阶临界转速计算结果见表3。其中湿态临界转速计算采用表1中方案1的密封结构参数。 由表3可知,无论是干态下还是湿态下,转子前4 阶横向临界转速所对应的频率与转子轴频及叶频均 相差较远,转子结构设计合理。

对比表 3 两种状态下转子临界转速计算结果,可 看出湿态下转子一阶临界转速为干态下转子一阶临 界转速的 1.5 倍,湿临界转速明显高于干临界转速, 说明多级泵密封间隙流体支承作用能提升转子临界 转速,在转子设计工作中,应予以重视。

干态下转子前4阶模态振型如图5~图8所示, 湿态下转子前4阶模态振型如图9~图12所示。根 据图5与图9,对比两种状态下转子一阶振型,发现 两种状态下转子一阶振型均为一次弯曲振动,振幅 最大位置均出现在叶轮处,但湿态下,转子振幅小 于干态下转子振幅。这是因为湿态下,叶轮密封环 间隙处流体对转子有较强支承作用,相当于提高了 转子中间段刚度。根据图6与图10,发现两种状态 下转子二阶振型均为一次弯曲振动,振幅相差不大, 且两种状态下转子临界转速也比较接近,说明本转 子密封环间隙处流体支承作用对转子二阶临界转速 的影响较一阶临界转速的影响小。

3.2 密封动力学分析

本文基于 ANSYS Workbench 平台,采用计算流 体动力学方法,分析了不同密封长度、直径、间隙





图 6 干态下转子二阶振型

等参数对流体支承刚度及转子一阶临界转速的影响。 3.2.1 密封长度的影响

在保证密封间隙 (0.25mm) 和密封直径 (280mm) 不变的情况下, 对比分析 5 种不同密封长度 (15mm、 25mm、40mm、55mm、70mm) 的密封结构, 密封 间隙流体主刚度随密封长度 L 的变化曲线如图 13 所 示,一阶临界转速随密封长度 L 的变化曲线如图 14 所示。从图 13、图 14 中可看出,密封间隙处主刚度 系数及转子一阶临界转速随着密封长度的增加几乎 线性增加,说明在一定长度范围内增加密封长度能 迅速提升密封间隙流体支承作用,进而提高转子一 阶临界转速。

3.2.2 密封间隙的影响

在保证密封长度(40mm)和密封直径(280mm) 不变的情况下,对比分析 5 种不同密封间隙(0.1mm、 0.15mm、0.25mm、0.35mm、0.45mm)的密封结构,密封间隙流体主刚度随间隙尺寸 c 的变化曲线如图 15 所示,一阶临界转速随间隙尺寸 c 的变化曲 线如图 16 所示。从图 15、图 16 中可以看出,密封 间隙越大,主刚度系数越小,并且其减小的趋势为



```
图 7 干态下转子三阶振型
```



图 8 干态下转子四阶振型

非线性的。在小间隙(0.1 ~ 0.2mm)范围内,随着间隙增大,主刚度系数减小得较快。一阶临界转速随间隙尺寸 c 变化趋势与主刚度系数变化趋势一致。

3.2.3 密封直径的影响

在保证密封长度(40mm)和密封间隙(0.25mm) 不变的情况下,对比分析 5 种不同密封直径(220mm、 250mm、280mm、310mm、340mm)的密封结构, 密封间隙流体主刚度随密封直径 D 的变化曲线如图 17 所示,一阶临界转速随密封直径 D 的变化曲线如 图 18 所示。从图 17 和图 18 中可以看出,主刚度系 数和转子一阶临界转速随着密封直径的增加近乎线 性增加。

4 结语

综上所述,可以得出以下结论:

(1)多级泵密封间隙流动对泵转子动力学性能有显著影响,间隙流体支承作用能提升转子一阶临界转速,在转子设计工作中,应予以充分的重视;

(2)适当增加密封间隙长度和直径、减小密封间隙,均能提高密封间隙流体支承刚度,进而提高转子一阶临界转速,改善转子动力学性能。





图 10 湿态下转子二阶振型

参考文献:

[1] 杨勇飞,李伟,施卫东,等.超低比转数自平衡多级离心 泵转子模态分析 [J]. 排灌机械工程学报,2019,37(07):593-599.

[2] 戴晓春,赵德清.多级离心泵轴向浮动支撑结构的研究与设计[J].流体机械,2017,45(05):42-45+35.

[3] 张忆宁,曹卫东,姚凌钧,等.不同叶片出口角下离心泵 压力脉动及径向力分析[J].流体机械,2017,45(11):34-40. [4] 高一. 矿用潜水多级泵转子系统的优化设计 [D]. 镇江: 江苏大学, 2012.

[5]周文杰,王孝军,邱宁,等. 口环密封对多级离心 泵湿转子横一轴双向耦合动特性的影响[J].工程科学学报,2018,40(12):1540-1548.

[6] 孙兴华,王跃方,郭婷.离心泵转子的湿态临界转速计算 及边界环境对其动力特性的影响[J].水泵技术,2011(02):26-30+42.



图 11 湿态下转子三阶振型





[7]Wenjie Zhou, Ning Qiu, Leqin Wang, et al. Dynamic analysis of a planar multi-stage centrifugal pump rotor system based on a novel coupled model[J]. Journal of Sound and Vibration, 2018, 434:237-260.
[8]何朝辉,雪增红,刘兴发,等.离心泵环形平面密封动力 特性的数值计算[J].中国农村水力水电,2019(09):138-142.
[9]孙启国,姜培林,虞烈.大间隙环流壁面摩擦及偏心转子 静特性研究[J].摩擦学学报,1999, 19(03):261-265.

[10] 杨从新,强盼,安莎,等. 口环间隙变化对高转速离心 泵性能的影响[J]. 排灌机械工程学报,2017,35(01):18-24.
[11]YUFENG LIN, JEROME NOIR, ANDREW JACKSON. Experimental study of fluid flows in a precessing cylindrical annulus[J]. Physics of Fluids, 2014, 26(04):321-356.
[12]TAE WOONG HA, BOK SEONG CHOE. Numerical simulation of rotor dynamic coefficients for eccentric annulartype-plain-pump seal using CFD analysis [J].













Journal of Mechanical Science & Technology, 2012, 26(04):1043-1048.

[13] 平仕良.大功率高压多级离心泵转子动力学分析及其特性研究 [D]. 杭州:浙江大学,2011:33-49.

[14]Gülich J F.Centrifugal Pumps:2nd ed[M].







图 17 不同密封直径下的主刚度系数



图 18 不同密封直径下的一阶临界转速

Berlin:Springer, 2010:577-595.

作者简介: 陆金琪(1970.04-), 男, 汉族, 江苏靖江人, 硕士研究生, 高级工程师, 研究方向: 核电站用泵研发及优化 改进。