

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2020.04.002

碟式分离机支撑条件对转子系统动力学特性影响

韩洁婷¹, 缪宏江², 吕伟领³, 杨 帅¹, 张 凯¹, 单 岩¹, 吴大转¹

(1. 浙江大学 能源工程学院, 浙江 杭州 310027;
2. 杭州大路实业有限公司, 浙江 杭州 311234; 3. 上海船舶设备研究所, 上海 200031)

摘 要:为保证碟式分离机转子系统的稳定性,笔者基于有限元分析软件 ANSYS 分析转鼓内离心载荷、支承位置与支承刚度对碟式分离机动力学特性的影响,研究固有特性、模态频率和相应振型的变化规律。结果表明:转鼓内流体离心载荷对转子刚度产生显著影响,进而导致各阶模态变化趋势各异;支撑位置和支撑刚度对转子不同阶模态的影响趋势与相应振型有关,当转子部件变形不一致时,部分阶数模态频率可能随支撑位置上移而减小;转子振型在支承位置的径向振幅明显时,支撑刚度对模态频率产生显著影响。研究结果可用于碟式分离机转子系统的设计与优化。

关 键 词:碟式分离机;模态分析;模态振型;离心载荷;支撑条件

中图分类号:TQ051.8;TH703.3 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2020)04-0009-07

Influence of Support Conditions of Disc Separator on Dynamic Characteristic of Rotor System

HAN Jieting¹, MIU Hongjiang², LÜ Weiling³, YANG Shuai¹,
ZHANG Kai¹, SHAN Yan¹, WU Dazhuan¹

(1. College of Energy Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China;
2. Hangzhou Dalu Industry Co., Ltd., Hangzhou 311234, China; 3. Shanghai Marine Equipment Research Institute, Shanghai 200031, China)

Abstract: In order to ensure the stability of the rotor system of the disc separator, author analyzed the influence of the centrifugal load in the drum, support position and support stiffness on the mechanical characteristics of disc separator based on ANSYS, and studied the change rule of the inherent characteristics, modal frequency and the corresponding mode shape. The results show that the centrifugal load of the fluid in the drum has a significant effect on the rotor stiffness, which leads to different trends of the modes. The influence tendency of support position and stiffness on different modes of rotor is related to corresponding modes. When the deformation of the rotor components is not consistent, the frequency of some order modes may decrease with the support position moving up. And when the radial amplitude of the rotor mode at the support position is obvious, the support stiffness has a significant impact on the modal frequency. The results can be used for the design and optimization of rotor system of disc separator.

Keywords: disc separator; modal analysis; modal shape; centrifugal load; supporting conditions

碟式分离机是应用最广的离心分离机械之一,广泛应用于食品加工、医药工业、化学工业、石油工业、机械制造等行业,具有生产能力强、分离效率高、占地面积小等优点。随着近代工业的发展,碟式分离机也逐渐朝着高转速、高功率的方向发展。转速和功率的提升,使得碟式分离机工作运行在一阶临界转速之上,分

析和优化碟式分离机转子系统的动力学特性,对提升其运行稳定性至关重要。

近年来,随着计算机技术的发展,不少学者借助各种软件研究了高速转子动力学特性,实现转子系统的优化与改进。Wang等^[1]利用 ANSYS 软件对带有轴间轴承的双转子系统进行了动态特性分析,通过坎贝尔

收稿日期:2019-12-14;修回日期:2020-05-10

第一作者简介:韩洁婷(1995),女,四川成都人,硕士研究生,主要研究方向为分离机械流体特性及动力特性。E-mail:21827082@zju.edu.cn

图和临界转速进行系统的稳定性评价;Huang等^[2]计算了考虑接触特性的柔性转轴模型的临界转速,并在此基础上推导出考虑转子非线性接触特性的动力学表达式,该系统模型在预应力下的模态分析与实验结果对比表明了仿真结果的准确性;于欢等^[3]针对高速柔性转子在支承松动情况下的力学特征和动力特性进行分析,得出支承松动会使转子系统产生混沌运动的结论。高速运转机械运行稳定性研究除了临界转速分析,模态分析也是另一项重要内容。Ooi等^[4]借助ANSYS Workbench对变速箱中的齿轮轴进行静力分析和模态分析,结果表明预应力状态下,轮系的共振频率显著增加。Huang等^[5]通过对水压往复柱塞泵进行了模态分析,通过对前10阶固有频率及振幅的分析与控制,保证了泵的安全性;王宗田等^[6]对磁悬浮转子和基体进行模态分析,验证其高速运转时的安全性。Chen等^[7]通过单点激励法对磨床进行振动分析,确定共振频率、阻尼系数及振型,并与有限元获得的结构固有频率、振型和刚度进行比较,提出了一种可靠的研究方法;Sharma等^[8]通过激光测振仪和冲击锤对铣床主轴进行了模态实验,并通过模态分析,得到了相应边界条件下不可行的模态阶数,为改善主轴和优化切削条件提供技术,证明了实验结果和数值计算有较好的相关性。Ferroudji等^[9]对小型H-Darrius风力发电机进行模态分析,验证了其弯曲振动模态与Euler-Bernoulli梁的基本振动理论的一致性,并对模态振型中弯曲扭转振型的对称性做了解释。因此,以模态分析为重要内容的动力学分析在各种机械中得到广泛应用,已是评估结构振动性能的有效途径。具体到碟式分离机的高速转子动力学问题,临界转速技术、不平衡响应和动平衡是已有研究的重点。周保堂等^[10-11]对研究了碟式分离机的临界转速计算和动平衡。张晓军等^[12]探究了静不平衡量和动不平衡量对转子振型的影响。赵志国^[13]对碟式分离机的主轴进行了模态分析和谐波响应分析,验证了主轴的安全性。

总体而言,转子系统的动力学特性的研究成果已

非常丰富,也为高速转子系统运行可靠性的保证提供了支撑。笔者以碟式分离机的高速转子为对象,研究碟式分离机转子系统动力学分析建模方法,分析3种影响因素(转鼓内离心载荷、上支承位置和上支承刚度)下的固有频率的变化规律及原因,通过模态频率和相应振型探讨碟式分离机的运行稳定性,为分离机转子系统的设计及优化提供支撑。

1 计算模型

笔者研究的碟式分离机转子系统部件如图1所示,包括转鼓上盖、转鼓体、碟片架和碟片组等部件。由于建模和分析的需要,对结构模型做简化处理如下:①将碟片组看作质量点,施加于转鼓模型的相应位置;②通过螺栓联接的部分看做整体;③转轴处的支撑均用轴承单元代替,并假设轴承相互垂直的2个刚度方向 $K_{xx} = K_{yy}$,交叉刚度 $K_{xy} = K_{yx} = 0$;④忽略局部小结构。转鼓各部件材料:转鼓体、转鼓上盖、滑动活塞、环形活塞、密封环、轴和立轴连接螺栓为X4CrNiMo16-5-1,油向心泵盖和碟片压盖为ZCZn16Si4,水向心泵盖、水腔底盘、碟片架和碟片为316不锈钢;锁紧环为14Cr17Ni2。转鼓材料参数如表1所示。简化前后模型如图2所示。

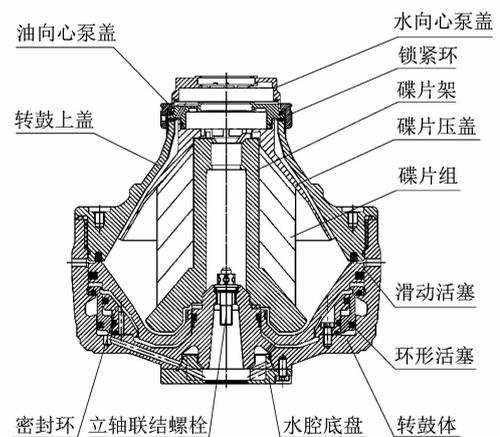


图1 碟式分离机转鼓部件

Figure 1 Drum components of disc separator

表1 转鼓材料参数

Table 1 Material parameters of drum

材料类型	密度 $\rho / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	弹性模量 E / GPa	泊松比 σ	屈服强度 $R_{p0.2} / \text{MPa}$	抗拉强度 R_m / MPa
X4CrNiMo16-5-1	7 700	196	0.300	680	980
ZCZn16Si4	8 320	137	0.325		390
316	7 900	189	0.300	205	520
14Cr17Ni2	7 750	193	0.300		1 080

注:表中参数为X4CrNiMo16-5-1在50℃,ZCZn16Si4在70~80℃,316在70~80℃温度下的材料参数。

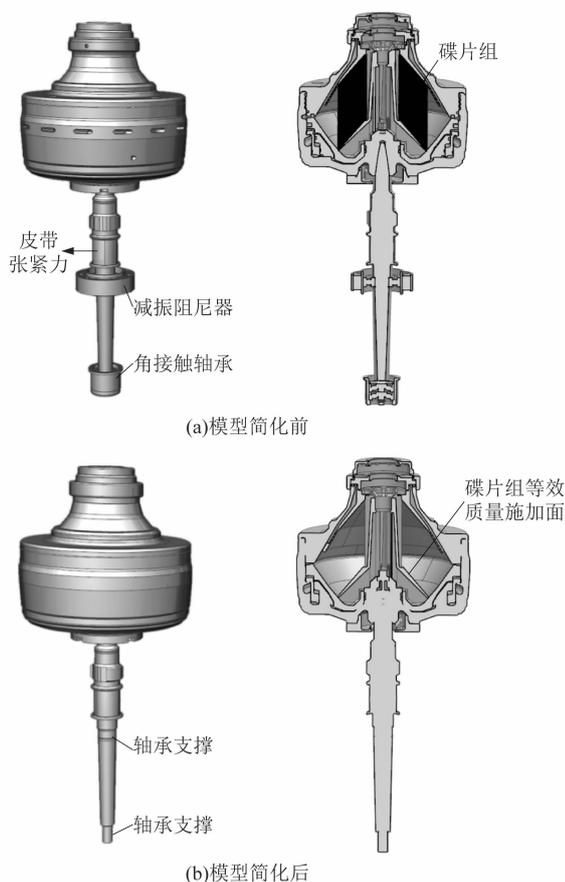


图2 模型简化前后对比
Figure 2 Comparison of model before and after simplification

2 计算方法

2.1 网格划分

考虑到碟式分离机转子结构的复杂性,采用实体单元 solid185 对其进行非结构化网格划分,网格参数如表2所示,网格模型如图3所示。网格质量(单元畸变度)表明:单元畸变度(skewness)平均为0.252 83(0为最佳,1为最差),网格满足计算要求。

表2 网格相关参数

Table 2 Mesh parameters

网格划分方法	网格尺寸/mm	网格单元数量	节点数量	单元畸变度
Patch Conforming	3.0	2 989 156	614 637	0.252 83

2.2 载荷及边界条件

碟式分离机转子通过减振阻尼器和角接触轴承支撑,并在电机驱动皮带的张紧力作用下带动整个转鼓旋转。在分离机工作过程中,其转鼓内逐渐导入分离液并完成分离工作,呈现一种过渡状态。针对这种工作状态,考虑碟式分离机的2种不同载荷条件:一是碟

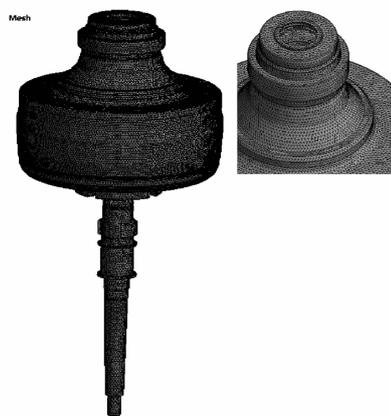


图3 模型网格划分

Figure 3 Meshing of model

片组的等效质量及转动惯量;二是碟式分离机导入分离液后,流体在相应转速下对转鼓产生的压力。

1) 碟片等效质量

由于碟片数量多、厚度薄造成网格划分困难及计算量巨大,因此采用碟片组等效质量及转动惯量施加于支撑碟片的碟片架相应位置。对于文中计算实例,等效载荷大小和施加位置分别如表3和图4所示。

表3 碟片等效质量及惯性矩

Table 3 Equivalent mass and moment of inertia for discs

碟片质量/kg	惯性矩/(kg·mm ²)		
	I_{xc}	I_{yc}	I_{zc}
7.857 5	27 187	30 260	27 188



图4 碟片等效质量施加面

Figure 4 Equivalent mass applied surface of disc

2) 转鼓内部压力

碟式分离机升速过程中逐渐导入分离液,待液体充满转鼓后,在设定的工作转速 $12\ 000\ \text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ 和超速转速 $15\ 000\ \text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ 下运转,工作介质为油水混合物。为便于计算,将分离液简化为单相水介质。此时

离心水压沿径向呈二次型分布,半径 r 处的分布载荷

$$q_w = \frac{\rho_w \omega^2 (r^2 - r_2^2)}{2}。$$

式中: ρ_w 为水的密度; ω 为分离机转速; r_2 为进水管半径。

在碟式分离机 2 个转速工况下,转鼓体内部的压力边界条件如图 5 所示。由图可见碟式分离机内部流场压力随转鼓半径增大而增大。

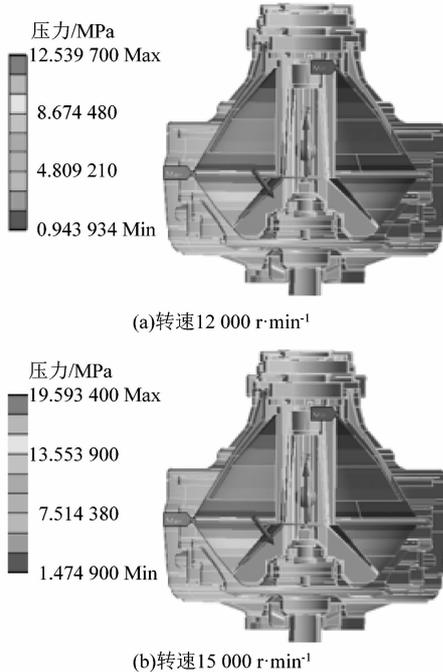


图 5 转鼓内部分离液流场压力分布
Figure 5 Pressure distribution of separation fluid flow field inside drum

3) 上下支承处边界条件

如图 6(a)所示,分离机转子系统上支承由滚动轴承及其外圈的减振圈组成减振阻尼器,减振阻尼器在转轴的上支承面不施加约束。如图 6(b)所示,下支承为角接触轴承,转轴受到沿轴向和径向 2 个方向的支撑,在转轴轴肩处施加位移约束,使转鼓沿轴向位移为 0,而为了限制转轴在转动平面内平动,在转轴的下轴承支撑面处施加圆柱面约束,限制其沿半径和轴向的运动。

2.3 模态分析方法

笔者研究的模态分析基于 ANSYS Workbench 平台实现,并且基于经典的理论方法^[14]。其中,无预应力的模态分析采用 Modal 模块。有预应力的模态分析采用 Static Structural 模块与 Modal 模块进行耦合计算,将应力结果导入模态分析中求解计算,求解模态阶数设置为 10。

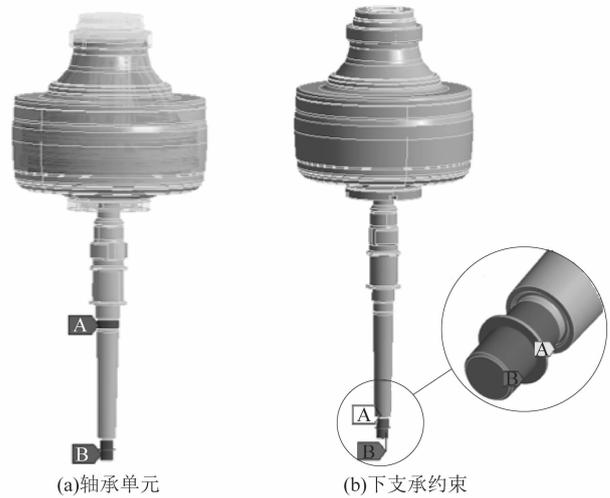


图 6 上下支承处边界条件
Figure 6 Boundary conditions of upper and lower supports

3 结果与分析

3.1 计算工况

由于转鼓内分离液对内壁的作用力和转速本质上都影响了碟式分离机的应力状态,须以预应力的形式考虑到碟式分离机的模态分析中。根据实测结果,转子上支承处减振阻尼器径向支撑刚度为 $K = 1.56 \times 10^6$ N/m,阻尼为 $C = 1 \times 10^4$ N·s/m,下支承处角接触轴承的径向刚度为 5×10^7 N/m。

为研究上支承刚度、上支承位置、分离机转速、分离液离心载荷 4 种影响因素对于转子固有特性的影响,课题组共选取了 9 个计算工况。9 个工况对应运行参数如表 4 所示。其中,上支承位置共考虑 5 种情况(位置 I 表示原始位置,位置 II、III 分别表示支承位置上、下移动 10 mm;位置 IV、V 分别表示支承位置上、下移动 20 mm),具体如图 7 所示;上支承刚度共考虑 3 种情况(0.1 K, K, 10 K)。

表 4 各工况分组对应参数

Table 4 Parameters of each working group

工况	上支承刚度/ (N·m ⁻¹)	上支承阻尼/ (N·s·m ⁻¹)	运行转速/ (r·min ⁻¹)	有无 分离液	上支承 位置
1	K	C	0	无	I
2	K	C	12 000	有	I
3	K	C	15 000	有	I
4	K	C	0	无	II
5	K	C	0	无	III
6	K	C	0	无	IV
7	K	C	0	无	V
8	0.1 K	C	0	无	I
9	10 K	C	0	无	I

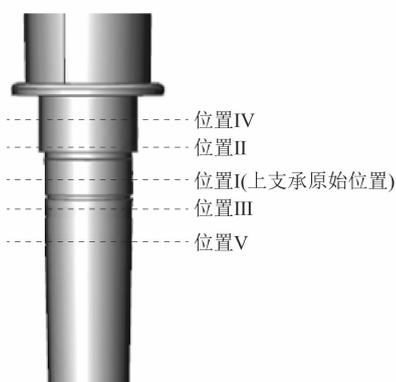


图7 上支承位置

Figure 7 Position of upper support

由图8可知,由于碟式分离机结构具有对称性,第1~2阶,4~5阶,7~8阶,9~10阶的频率值相近,振型表现为不同方向的振动。第1,2阶振型为碟式分离机转鼓及转轴整体以下支承为支点进行典型一阶悬臂梁弯曲特征的摆动;第3阶体现为转鼓的径向变形,转轴变形量较小;第4~5阶为整体的典型2阶悬臂梁弯曲特征变形,转鼓顶端及转鼓底部振动最明显;第6阶为整体轴向变形,转鼓外侧变形最明显;第7~8阶为整体的3阶弯曲变形,此时转子系统的刚度较小,转轴的上支承和下支承中间位置的振动最明显,转鼓及其内部组件的振幅较小;第9~10阶的振动形式与第7~8阶类似,但碟片架与外部转鼓体的振动趋势相反。

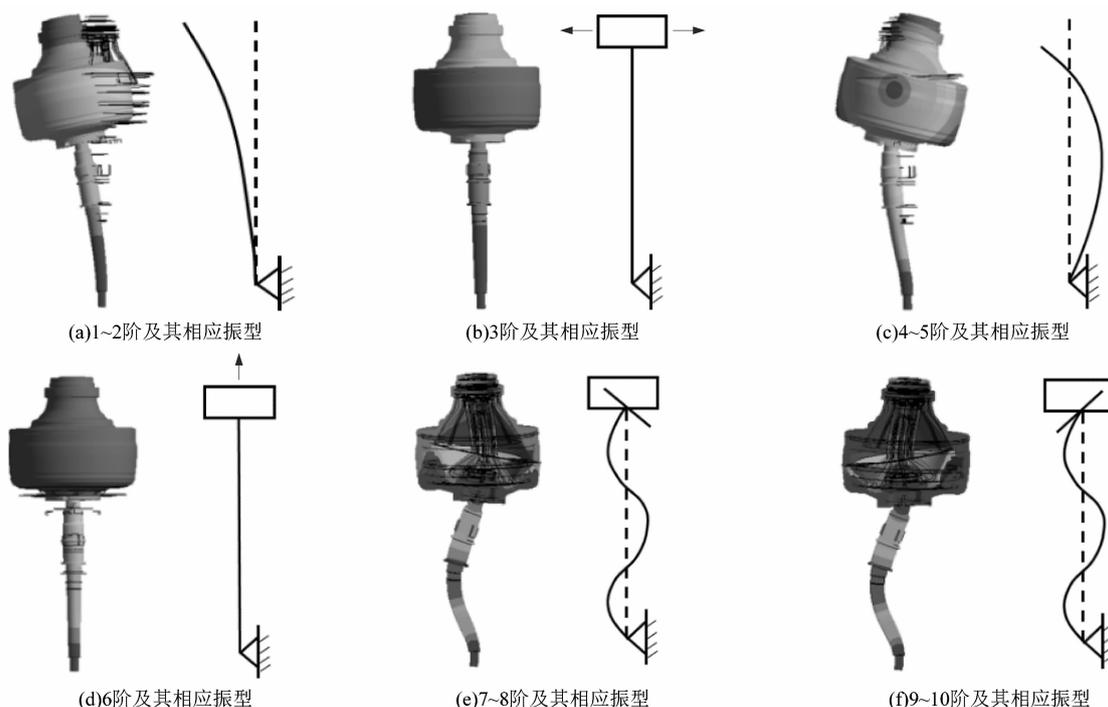


图8 模态分析前10阶振型(标准工况)

Figure 8 Modal analysis of first 10 modes (standard condition)

3.2 模态频率影响因素分析

为进一步分析不同影响因素对碟式分离机模态的影响规律,笔者采用各工况对标准工况的模态频率相对变化值表征各因素变化量大小,即工况N的模态频率相对变化值=(工况N模态频率-工况1模态频率)/工况1模态频率。由此可得工况1(标准工况)的模态频率值是图中值恒为0的基准线,相对变化值>或<0分别代表工况N的模态频率高于或低于标准工况。

1) 转鼓内液体离心载荷对模态频率影响

工况1~3用于研究转鼓内液体离心载荷对模态

频率的影响。工况1为未考虑分离液的工况,工况2和工况3分别考虑分离液在12 000和15 000 r·min⁻¹转速下转鼓内壁受到离心负载的工况。其中工况2和工况3为预应力下的模态分析。

由图9可知,考虑分离液对壁面的压力时,前2阶模态频率均低于空载时的频率,转鼓内部分离液对流体壁面的压力越大,第1~2阶的模态频率越低。从第3阶模态开始,除第6阶外,工况2和工况3的模态频率均高于空载。且转鼓内部分离液对流体壁面的压力越大,其模态频率越高。内部流体压力对第6阶模态频率几乎无影响,说明在轴向振动振型下,转鼓内部流

体对转鼓的压力对其该振型下的模态频率没有影响。

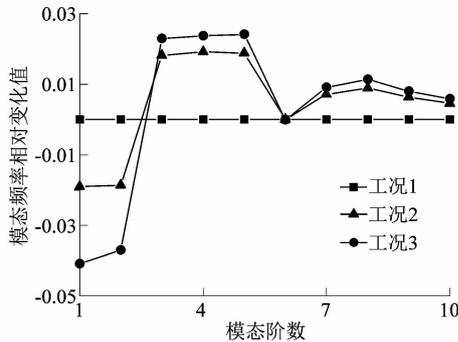


图9 转鼓内有无液体及其转速对模态频率影响
Figure 9 Influence of having or not having liquid in drum and speed of dram on modal frequency

因此,分离机模态频率受转鼓影响较大,主要体现在转鼓内离心负载对转鼓的变形影响,转鼓变形对不同阶模态频率下的转子刚度有不同影响。转鼓内液体离心负载对1阶的弯曲梁特征下的前2阶模态刚度具有一定程度的抑制作用,会降低对应模态频率;但对2阶以上的弯曲梁特征的高阶模态刚度具有一定程度上增强作用,会增大对应模态频率;而对轴向窜动的第6阶模态振型几乎没有影响。

2) 上支承位置对模态频率的影响

工况1,4,5,6,7用于探究上支承位置对模态频率的影响。其中,工况1为标准工况,与实际支承位置一致,为位置I;工况4的支承位置相比标准工况上移10mm,为位置II;工况5的支承位置相比标准工况下移10mm,为位置III;工况6的支承位置相比标准工况上移20mm,为位置IV;工况7的支承位置相比标准工况下移20mm,为位置V。

如图10所示,支撑位置对10阶模态频率均有影响,上支承位置上移,第1~2阶模态频率增大,第6~10阶模态频率减小;上支承位置下移,第1~2阶模态频率减小,第6~10阶模态频率增大。

通过分析标准工况1下的各阶模态振型可知,前5阶属于转子系统整体作为完全梁特征,第6阶以上空心转鼓体与碟片架、滑动活塞以及轴等部件振型变化趋势出现差异,发生振型分离。随支撑位置的上移,相当于碟式分离机上支承到转鼓间悬臂段变短,增强了转子整体作为弯曲梁的模态刚度,提升前2阶的固有频率,但导致第6~10阶分离机组件的刚度差异增大明显,空心转鼓体与碟片架、轴等部件发生振型分离的频率提前,降低了碟式分离机6阶以上的固有频率。支撑下移时,变化趋势与之相反。

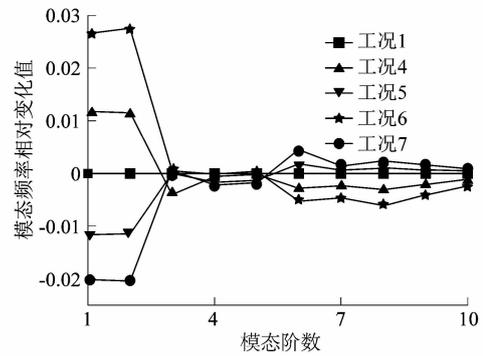


图10 上支承位置对模态频率影响
Figure 10 Influence of upper support position on modal frequency

3) 上支承刚度对模态频率的影响

为研究上支承刚度对模态频率的影响,图11中比较了1,8,9共3种工况的结果。其中,工况1上支承刚度为 $K = 1.56 \times 10^6$ N/m,阻尼为 $C = 10^4$ N·s/m,工况8上支承刚度为 $0.1 K = 1.56 \times 10^5$ N/m,阻尼为 $C = 10^4$ N·s/m,工况9为上支承刚度为 $10 K = 1.56 \times 10^7$ N/m,阻尼为 $C = 10^4$ N·s/m。

由图11可知,除第3阶和第6阶模态之外,模态频率随上支承刚度减小而减小,随上支承刚度增大而增大。结合相应振型图可发现,第3阶振型为转鼓的径向变形,上支承处振幅较小;第6阶振型为整体仅沿轴向变形,而支撑刚度仅对碟式分离机转子在水平方向的刚度产生影响,相当于支撑与分离机转子串连,支撑刚度越小,支撑-转子系统的整体刚度越小,其模态频率越小;支撑刚度越大时,变化趋势与之相反。在转子沿径向无变形的振型下,模态频率不受支撑刚度变化的影响。

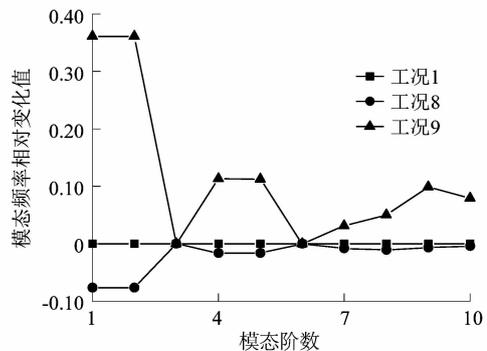


图11 上支承刚度对模态频率影响
Figure 11 Influence of upper support stiffness on modal frequency

4 结论

笔者以某碟式分离机为对象,基于 ANSYS 对支承条件及转鼓内部流体离心负载对碟式分离机转子动力学特性的影响进行研究,分析模态频率在不同因素影响下变化规律,得出主要结论:

1) 由于碟式分离机结构的对称性,除振型为轴向变形和径向变形的模态阶数,其他阶模态会成对出现模态值相近、振型方向相反的现象。

2) 转鼓内流体的离心负载使转鼓产生变形从而影响转子系统刚度,导致碟式分离机不同阶模态变化趋势差异明显。

3) 支撑位置变化对不同阶模态频率下的振型特征影响趋势存在差异。当转子振型为整体变形时,模态频率随支撑位置上移而增大;当转子振型出现振型分离,即空心转鼓体与碟片架、轴等部件变形不一致时,模态频率随支撑位置上移而减小。支撑位置下移时,变化规律与之相反。

4) 支撑刚度变化对不同阶模态频率下的振型特征影响趋势存在差异。当转子振型在上支承位置径向振幅很小时,支撑刚度对该阶振型没有影响;当转子振型在上支承位置径向振幅明显时,该阶模态频率随支撑刚度增大而增大。支撑刚度减小时,变化规律与之相反。

参考文献:

- [1] WANG Nanfei, JIANG Dongxiang, XU Hongzhi. Dynamic characteristics analysis of a dual-rotor system with inter-shaft bearing [J]. Journal of Aerospace Engineering, 2019, 233(3): 1147 - 1158.
- [2] HUANG Ziyuan, FANG Jiancheng, WANG Kun. Dynamics of flexible rotor-shaft assembly with consideration of contact behaviors [J].

Journal of Mechanical Engineering Science, 2014, 229(5): 859 - 868.

- [3] 于欢,马艳红,肖森,等. 高速柔性转子支承松动力学特征及动力特性[J]. 北京航空航天大学学报, 2017, 43(8): 1677 - 1683.
- [4] OOI J B, WANG X, TAN C S, et al. Modal and stress analysis of gear train design in portal axle using finite element modeling and simulation [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2012, 26(2): 575 - 589.
- [5] HUANG Yeqing, NIE Songlin, MA Kai, et al. Static stress and modal analysis of water hydraulic reciprocating piston pump driven by the linear motor [C]// 2015 International Conference on Fluid Power and Mechatronics (FPM). Harbin: IEEE, 2015: 914 - 917.
- [6] 王宗田,谢伟东. 磁悬浮轴承用飞轮电池转子和基体的模态分析[J]. 轻工机械, 2012, 30(5): 45 - 47.
- [7] CHEN D C, CHEN M F, KANG J H, et al. Vibration characteristics and modal analysis of a grinding machine [J]. Journal of Vibroengineering, 2017, 19(8): 6288 - 6300.
- [8] SHARMA J K, PARASHAR S K. Experimental modal analysis using laser vibrometer and finite element modeling of milling machine arbor [J]. Sn Applied Sciences, 2019, 1: 650.
- [9] FERROUJJI F, KHELIFI C, MEGUPELLATI F. Modal analysis of a small H-Darrieus wind turbine based on 3D CAD [J]. International Journal of Renewable Energy Research, 2016, 6: 637 - 643.
- [10] 周保堂,贺世正. 具有六弹簧弹性支承悬臂离心机的整机平衡原理和方法[J]. 应用力学学报, 1995, 12(2): 100 - 106.
- [11] 周保堂,贺世正. 碟片分离机的振型和临界转速影响因素分析[J]. 流体工程, 1992(4): 13 - 17.
- [12] 张晓军,贺世正,王东辉. 转鼓不平衡对碟式分离机振动特性的影响[J]. 现代机械, 2006(5): 43 - 45.
- [13] 赵志国. 矿物油碟式分离机主轴振动模态与谐响应分析[J]. 煤矿机械, 2011, 32(12): 112 - 114.
- [14] 曹树谦,张文德,萧龙翔. 振动结构模态分析: 理论、实验与应用[M]. 天津: 天津大学出版社, 2014: 18 - 27.

[信息·简讯]

· 行业简讯 ·

西门子推出包装行业应用库

西门子最新推出了包装行业应用库,可用于 TIA Portal 工程平台中的 Simatic S7-1500 控制器,可为用户提供丰富的包装行业应用软件。这些软件应用可集成到现有或全新的设备应用中以及程序模块中。该应用库支持 OMAC, PackML 和 Weihenstephan 等国际标准。用户可以通过添加或修改功能块,即可根据个性化要求,对其进行调整。与此同时,借助经过测试的功能和软件解决方案,可显著节省工程和调试时间。该包装行业应用库包括基本功能、专属工艺功能和国际标准。典型基本功能包括轴控制、TCP/IP 通信、非周期通信和警报处理;智能传送带工艺功能(intelligent belt)可输送按顺序到达的产品,并分组置于相应工位;智能进给应用程序(intelligent infeed)可输送连续但不规则到达的产品,并将它们以定义的相等间隙输送至下游工位。

Simatic CPG 模板 Template(消费性包装品)采用 TIA Portal 项目结构,模块化设计,符合国际包装标准要求,从而为机器制造商提供了直观且经过测试的项目参考,为最终客户提供了可轻松集成到生产线中的标准化接口。OMAC 软件库具有符合 OMAC 的模式和状态管理器。另外,应用库还提供有用于搬运设备的运动控制应用、纸品加工工具箱以及用于基于直线电机的多滑块运输系统(MCS)应用。

(梁秀璟)