

基于 ANSYS 的弹性支承的 悬臂转盘-轴承系统模态分析

孔凡亮, 何 涛, 任晓庆

(上海工程技术大学 机械工程学院, 上海 201620)

摘 要:针对悬臂转盘系统在高速旋转时的振动、不稳定等现象,建立弹性支承悬臂转盘-轴承系统动力学模型并计算理论临界转速,应用 ANSYS 有限元软件对带有预应力的转盘-轴承系统进行了模态分析,分析转盘系统额定转速、轴承支承刚度、轴承间跨度和转盘厚度对转盘-轴承系统固有频率的影响,得到了各阶固有频率和固有振型。结果显示:额定转速和轴承支承刚度是影响转盘-轴承系统模态参数的主要因素,在相同工况条件下,同阶固有频率与额定转速成一元三次方程变化。同时转盘系统固有频率都随着额定转速和轴承支承刚度的增大而增大。

关 键 词:转盘-轴承系统;模态分析;ANSYS 有限元分析软件;固有频率

中图分类号:TH113.1

文献标志码:A

文章编号:1005-2895(2015)04-0093-04

Modal Analysis of Elastically Supported Cantilever Wheel - Bearing System Based on ANSYS

KONG Fanliang, HE Tao, RENG Xiaoqing

(School of Mechanical Engineering, Shanghai University of Engineering Science, Shanghai 201620, China)

Abstract: There are some phenomena about vibration and instability for cantilever carousel system rotating at high speed. The dynamics model of resilient support arm wheel - bearing system was built and the theoretical critical speed was calculated. The modal analysis for wheel-bearing system with pre-stress was made based on the finite element software of ANSYS. It analyzed some effects of turntable system rated speed, bearing stiffness, bearing span, dial thickness to the turntable system natural frequency, and natural frequencies and mode shapes were obtained. The results show: rated speed and bearing stiffness are major factors affecting the turntable system modal parameters. Under the same working conditions, the natural frequency and the rated speed vary to cubic equation. In the meanwhile, the natural frequencies increase as the rated speed and bearing stiffness increases.

Key words: wheel-bearing system; modal analysis; ANSYS; natural frequency

旋转机械在设计时经常采用悬臂式转子类型。目前我国悬臂转子主要应用于非标产品中。由于受到客观条件的制约,人们对旋转转盘往往依靠经验进行加工,其结果与设计要求的相差甚远^[1]。在此类系统中由于有的悬臂盘采用非金属材料,抗干扰能力差,容易引起机械振动,造成悬臂转子系统的不稳定^[2]。

本文针对一弹性支承悬臂转盘-轴承系统,建立动力学模型,运用有限元模态分析方法,分析影响其振动参数固有频率的因素,从而提高悬臂旋转机械工作

的稳定性,提高其机械性能创造条件。此项研究不仅具有理论意义,而且具有一定的工程价值^[3]。

1 转盘-轴承系统的动力学模型

对于一个实际连续的圆盘系统,经离散化后就变成一个多自由度系统。根据弹性力学有限单元理论对于一个 N 自由度线性弹性系统,其通用基本动力学运动方程为

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = Q(t)。(1)$$

其中, M 、 C 和 K 分别为 $n \times n$ 阶的质量、阻尼和刚

度矩阵, $\mathbf{q}$ 、 $\dot{\mathbf{q}}$ 、 $\ddot{\mathbf{q}}$ 和 $\mathbf{Q}$ 为广义坐标、广义速度、广义加速度和广义力的 n 维向量。

不计偏心量, 得到稳态自由运动微分方程:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \\ & \mathbf{M} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{q}}_1 \\ \ddot{\mathbf{q}}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & \mathbf{I} \\ -\mathbf{I} & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{q}}_1 \\ \dot{\mathbf{q}}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K} & \\ & \mathbf{K} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{q}_1 \\ \mathbf{q}_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{Q}_1 \\ \mathbf{Q}_2 \end{Bmatrix} \quad (2)$$

其中 $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{I}$ 和 $\mathbf{K}$ 为转子系统质量矩阵、转子转动惯量和转子刚度矩阵, $\mathbf{q}_i$ 、 $\dot{\mathbf{q}}_i$ 、 $\ddot{\mathbf{q}}_i$ 、 $\mathbf{Q}_i$ ($i=1,2$) 为广义坐标、广义速度、广义加速度和广义力列向量。

由公式(2)经过一系列的变换可求得

$$|-\mathbf{M}\omega^2 + \mathbf{K}| = 0 \quad (3)$$

其中 ω 为转盘临界角速度。

由上式结合弹性支承悬臂转子-轴承系统结构参数如图 1 所示。

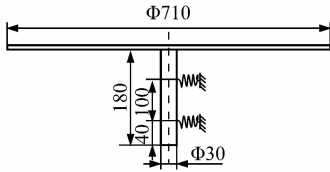


图 1 转盘系统尺寸图

Figure 1 Turntable system size

其中转盘质量为 3.6 kg, 轴质量为 0.1 kg, 圆盘转动惯量为 0.22 kg · m², 轴承质量为 0.1 kg, 轴承跨度为 0.1 m, 悬臂长为 0.04 m, 转轴弹性模量 1.96E11 N · m⁻², 转轴横截面惯性矩 4E-8 N · cm⁻², 轴承刚度为 24 180 N · mm⁻², 求得临界角速度为 $\omega = 66.974 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$, 则临界转速 $n_c = 60\omega/2\pi = 639.89 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 。

2 弹性支承转盘—轴承盘模态分析

2.1 有限元模型的建立

本文采用 Pro/E 三维建模软件绘制实际的转盘-托盘-轴承转子模型。其中转盘为非金属材料电木板。应用 ANSYS 有限元分析软件对大直径非金属高速转盘建立实体模型, 其几何参数和材料模型如表 1 所示。

表 1 转盘系统几何参数和材料参数

Table 1 Geometry and material parameters of turntable system

结构部件	直径/ mm	高度/ mm	弹性模量/ MPa	泊松比	密度 × 10 ³ / (kg · m ⁻³)
转盘	710	8	2 450	0.35	1.200
轴	30	8	196 000	0.30	7.585
托盘	300	180	72 000	0.30	2.700

为了节省计算时间, 对圆盘进行了必要的简化去掉模型中较小的倒角和圆角^[4]。模型建成后, 转盘采用 solid185 单元, 轴和托盘采用 solid45 单元对圆盘进行网格划分, 网格划分后的模型如图 2 所示。尽量使划分的网格的粗细能够既满足分析的精度, 又不至使模型太大, 占用太多的计算机资源和求解时间^[5]。

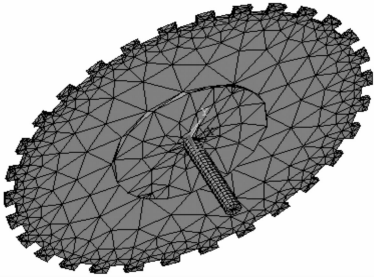


图 2 转盘系统有限元模型

Figure 2 Finite element model of rotating disk

本文以固定约束的形式约束支撑轴地面所有节点在 X、Y 方向 2 个自由度分别表示周向和轴向约束; 根据轴承固定的实际情况, 将轴承支撑简化为弹簧固定, 在轴外相对应处设置弹簧底座, 并约束其所有自由度; 由于高速转动, 离心力会使转动过程中产生预应力^[6], 而预应力对转盘结构频率有很大影响。因此对转盘进行模态分析时要考虑它的高速旋转, 也就是有预应力的模态分析^[7-9]。

2.2 计算结果与分析

设定转盘系统工况条件为轴承支承刚度为 24 180 N · mm⁻¹, 额定转速为 600 rad · s⁻¹, 轴承跨度为 100 mm。得其固有频率及临界转速如表 2 所示。

表 2 固有频率与临界转速表

Table 2 Natural frequency and critical speed table

阶数	转盘固有频率/Hz	临界转速/(r · min ⁻¹)
1	22.282	1 336.92
2	111.230	6 673.80
3	148.230	8 893.80
4	150.990	9 059.40
5	274.050	16 443.00
6	328.270	19 696.20
7	329.610	19 776.00

由上表得符合转盘临界转速小于额定转速的频率段应为前 2 阶, 前 2 阶固有频率的模态振型如图 3 和图 4 所示。

转盘系统在工作中, 由于工况条件的不同往往会遇到一些意外情况, 使其振动形式发生变化, 因此分析不同的工况条件的转盘振动情况十分必要。

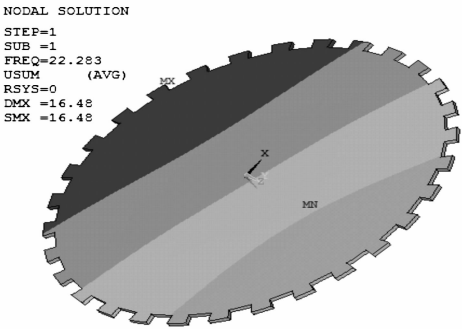


图3 1阶固有频率模态振型
Figure 3 Modal shape of first order natural frequency

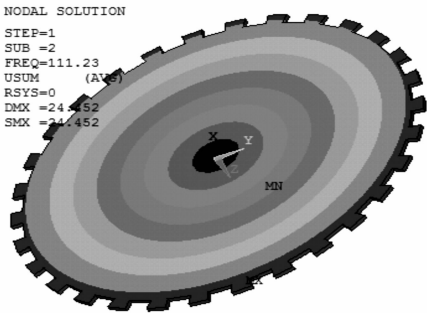


图4 2阶固有频率模态振型
Figure 4 Modal shape of second order natural frequency

2.2.1 额定转速对转盘系统的影响

转盘额定转速是影响转盘系统固有频率因素之一,通过设定不同的转盘额定转速,求解模态下转盘系统的固有频率和临界转速。如表3所示,其中转盘轴承支承刚度为24 180 N·mm⁻¹。

表3 一定条件下额定转速与固有频率关系表
Table 3 Correlation chart of rated speed and natural frequency under certain conditions

模态阶数	固有频率/Hz					
	额定转速/(rad·s ⁻¹)					
	100	200	300	400	500	600
1	17.803	18.428	19.316	20.320	21.331	22.283
2	59.538	65.587	74.587	85.610	97.974	111.230
3	116.250	119.390	124.410	131.280	139.110	148.230
4	120.090	123.060	127.860	134.280	142.070	150.990

由表3可见,在工况条件相同的情况下,固有频率随着转盘系统额定转速的增大而增大,随着阶数的增大也随之增大。绘制转盘系统在不同额定转速下的2阶固有频率拟合方程,如图5所示,可知随着转速的增

大,2阶固有频率成一元三次方程变化,由此可预测当转盘系统转速越来越大时转盘的2阶固有频率值。

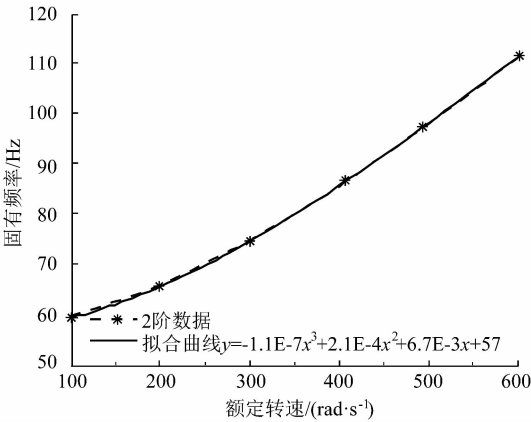


图5 2阶固有频率拟合曲线
Figure 2 Fitted curve of second order natural frequencies

2.2.2 轴承刚度对转盘系统的影响

轴承支撑刚度的大小对转盘系统临界转速的影响非常大。在实际工程中,转子系统的轴承刚度变化范围较大,且轴承预紧力不同的话,轴承刚度也不同,再有,轴承刚度在转盘高速旋转过程中,刚度值也会发生变化^[10]。因此轴承刚度对转盘振动影响不容忽视。如表4所示,求解相同工况条件下,不同轴承刚度的固有频率表。

表4 不同轴承刚度下转盘固有频率表
Table 4 Natural frequency of turntable with different bearing stiffness

阶数	固有频率/Hz			
	刚度/(N·mm ⁻¹)			
	24.18	241.8	2418	24180
1	2.735	7.879	14.949	22.283
2	53.980	59.410	93.903	111.230
3	54.050	59.870	97.023	148.230

由表4可知,转盘系统固有频率随着轴承支承刚度的增大而增大,当轴承刚度的数量级比较小时,固有频率增大的幅度也比较小,当轴承刚度的数量级逐步增大,固有频率越来越大。

2.2.3 轴承跨度对转盘系统的影响

轴承安装位置的不同,也可能影响到转盘系统振动参数的变化,特别是2个轴承间的距离可大可小。因此合理的布局轴承位置至关重要^[11]。如表5所示,在轴承刚度为24 180 N·mm⁻¹,额定转速为600 rad·s⁻¹的工况下,不同轴承跨度的固有频率表。

表 5 不同轴承跨度固有频率表

Table 5 Natural frequency with different bearing span

阶数	固有频率/Hz		
	跨度/mm		
	80	100	120
1	32.786	22.283	20.927
2	111.240	111.230	111.230
3	136.990	148.230	148.240
4	138.240	150.990	151.110

由表 5 可以看出,不同轴承跨度下的 1 阶固有频率随着跨度增大,固有频率随之减小,但是 2 阶以上固有频率变化并不是很明显。从而得出结论:不同轴承跨度对转盘 2 阶固有频率影响不大,如图 6 所示 80 mm 和图 4 所示的 100 mm 的 2 阶振型图比较。

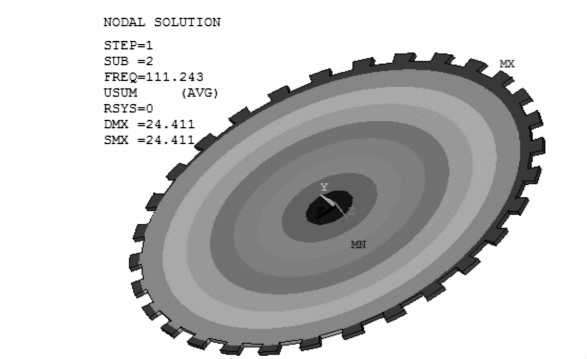


图 6 80 mm 跨度 2 阶振型图

Figure 6 Second order vibration chart with 80 mm span

由图 4 和图 6 可知,不同轴承跨度的模态振型差别并不大。

2.2.4 转盘厚度对转盘系统的影响

转盘在高速旋转过程中,由于其直径大,材料偏软,厚度薄,转盘越大越容易产生震颤,所以改变转盘厚度,验证其对转盘系统振动性能的影响必不可少。表 6 所示为不同厚度的转盘的固有频率表。

表 6 不同厚度的转盘固有频率表

Table 6 Natural frequency of turntable with different thickness

阶数	固有频率/Hz				
	厚度/mm				
	8	9	10	11	12
1	22.283	8.853	72.256	20.000	7.000
2	111.230	109.700	106.270	107.000	106.430
3	148.230	143.630	114.520	133.440	130.310
4	150.990	145.260	140.770	135.700	131.570

由表 6 可以看出在转盘到达高阶频率运转时,转盘厚度的影响并不明显,但在 1 阶固有频率时,10 mm 厚度的转盘固有频率最大,而其他厚度的转盘对其固有频率的影响并不是很大。

3 结论

1) 本文首次对弹性支承的悬臂转盘-轴承系统建立动力学模型,运用 ANSYS 软件探讨了影响该转子系统振动参数的因素。求解了转盘系统在轴承支承刚度为 $24\,180\text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$,额定转速为 $600\text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$ 工况条件的模态参数,得到了转盘系统的固有频率和固有振型。通过分析额定转速、轴承支承刚度、轴承跨度和转盘厚度对转盘振动参数的影响,认为转盘系统额定转速和轴承支承刚度是影响转盘系统固有频率即临界转速主要因素。

2) 随着转盘系统额定转速的不断增大,转盘固有频率也随之增大,可以判断当阶数相同时,不同额定转速的固有频率随着额定转速的增大成一元三次方程变化。转盘系统固有频率也随着轴承支承刚度的增加而增大。

参考文献:

[1] 秦卫阳,孟光,任兴民. 双盘裂纹转子的非线性动态响应与混沌[J]. 西北工业大学学报,2002,20(3):378-382.

[2] 陈宏,李鹤,张晓伟,等. 双盘悬臂裂纹转子-轴承系统的动力学分析[J]. 振动工程学报,2005,18(1):113-117.

[3] 于涛,韩清凯,李善达,等. 双悬臂转子系统动力学特性及不平衡响应分析[J]. 振动测试与诊断,2007,27(3):186-189.

[4] 张义民. 机械振动[M]. 北京:清华大学出版社,2012.

[5] 李卫民,杨红义,王宏祥. ANSYS 工程结构实用案例分析[M]. 北京:化学工业出版社,2007.

[6] BARROS J A O, TAHERI M, SALEHIAN H, et al. A design model for fibre reinforced concrete beams pre-stressed with steel and FRP bars[J]. Composite structures, 2012, 94(8):2494-2512.

[7] 孙路伟,武秀东,吕琼莹,等. 新型球式稳定平台内框架的模态分析与优化[J]. 机电工程,2014,31(3):350-353.

[8] 苏荣华,王碧珊,丁文文,等. 旋转轮盘应力刚化效应对模态特性影响分析[J]. 工程设计学报,2009,16(4):292-296.

[9] 张宪,周浩东,王扬渝,等. 机夹式球头铣刀有限元及试验模态分析[J]. 机电工程,2014,31(1):15-20.

[10] 凌玲,王云懋,吴百海. 高速旋转静压支撑接头的芯轴动力学分析[J]. 润滑与密封,2010,35(2):56-63.

[11] 王彝,华林. 高速旋转状态下汽车弧齿锥齿轮的动力学模态分析[J]. 汽车工程,2011,33(5):447-451.