

文章编号:2095-0411(2016)06-0108-05

基于有限元法的刚性转子动平衡及动力学特性研究

薛海君¹, 祁 燊², 刘雪东², 杜明星²

(1. 双良节能系统股份有限公司, 江苏 无锡 214444; 2. 常州大学 机械工程学院, 江苏 常州 213164)

摘要:采用有限元方法,结合影响系数法双面动平衡原理对刚性转子进行动力学仿真分析,采用临界转速分析界定了转子工作转速下的刚柔属性,并通过谐响应分析,对临界转速的分析结果进行定量验证;比较不同支承方式、信号处理方式等对动平衡响应的影响。研究表明:基于加速度信号处理的配平精度优于基于位移信号处理的配平精度,采用有限元分析方法可以实现刚性转子的虚拟动平衡。

关键词:刚性转子;动力学特性;动平衡;有限元分析

中图分类号:TH 133

文献标志码:A

doi:10.3969/j.issn.2095-0411.2016.06.020

Study on Dynamics Balance and Characteristic of Rigid Rotor Based on Finite Element Method

XUE Haijun¹, QI Fan², LIU Xuedong², DU Mingxing²

(1. Shuangliang ECO-Energy Systems Co., Ltd., Wuxi 214444, China, 2. School of Mechanical Engineering, Changzhou University, Changzhou 213164, China)

Abstract: The kinetic emulating analysis of the rigid rotor combined with influence coefficient was carried out by finite element method (FEM). Whether the rotor was rigid or flexible under the work speed was determined by the critical speed analysis. The results of critical speed analysis were certified by the method of harmonic response analysis. The influence of dynamic balance under unbalanced forms and signal processing method were compared by the theory of influence coefficient. The results showed that the balancing result based on the way of acceleration signal was better than the way of displacement signal and virtual balance could be obtained by finite element method.

Key words: rigid rotor; dynamics characteristic; dynamics balance; finite element method

旋转机械广泛应用于石油、化工、电力、冶金、机械制造领域,大量的工程实践表明,不平衡导致的旋转机械故障占总数的 75% 以上,减小转子的不平衡质量能有效的降低振动带来的危害^[1]。很多学者提出了动平衡方法并被成功运用于实际。缪红燕^[2]通过有限元模拟技术,以转子动力学有限元理论为基

础,通过影响系数计算不平衡量实现柔性转子虚拟动平衡。陈景超^[3]利用有限元方法分析测点、校正面、试质量大小对分离机转子不平衡响应的影响。本文采用有限元方法和数据处理软件联合仿真,针对不同支承方式与信号处理方式,对刚性转子的动力学特性进行仿真研究。

收稿日期:2016-06-18。

作者简介:薛海君(1958—),男,河南焦作人,高工,主要从事换热技术和相关产品研发。通讯联系人:刘雪东(1965—),
E-mail: lxd@cczu.edu.cn

1 模型的建立及材料参数

1.1 转子模型及边界条件

在有限元软件中通过点坐标建立梁单元模型,如图 1 所示。由于各轴段半径不等,分别定义每段的材料特性,单元类型为弹性体。节点 1 和节点 4 是增加配重的平衡面位置。节点 2 和节点 3 是添加不平衡质量的位置。在节点 2 处施加不平衡质量为 10g,偏心距为 22.5mm,不平衡相位角为 0° ;在节点 3 处施加不平衡质量为 10g,偏心距为 22.5mm,不平衡相位角为 90° 。节点 A 和节点 B 是轴承支承的位置。

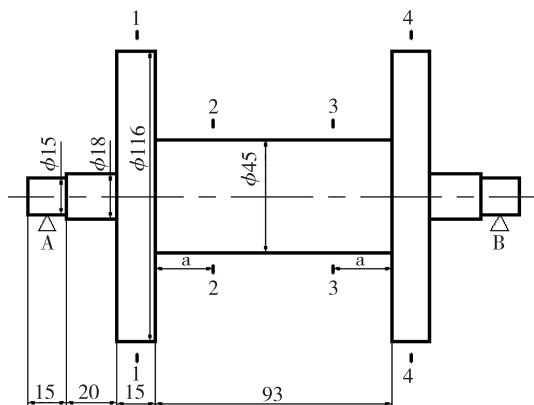


图 1 转子结构简图

Fig.1 Structure sketch of the rotor

在转子有限元模型中约束梁单元绕转动方向的转动自由度和平动自由度。转子绕着水平轴旋转, 转速为 200 Hz。时间步长为 1 s, 由于在传统 FFT 法中^[4], 采样点数通常是 2 的整数次幂, 取步数为 2 048。

1.2 转子的特性参数

转子材料为 45 号钢,其弹性模量 207GPa,泊松比 0.3,密度 $7\,800\text{kg/m}^3$ 。节点 A 和节点 B 以水平刚度和竖向刚度均为 10kN/mm 的线性单元 Bearing 模拟轴承支撑。

2 转子动力学特性分析

2.1 临界转速分析

转子的固有频率随着涡动转速和自转转速的变化而变化。由于陀螺效应对转子的影响,随着转子转速的提高,反涡动频率将降低,正涡动频率将提

高。在不平衡力的作用下,转子一般作正同步涡动,当转子涡动转速等于转子固有频率时,转子出现共振。

采用 Pseudo-Modal 伪模态法计算临界转速,如图 2 所示,计算出转子在不同转速下的涡动频率。

在坎贝尔图中构建等速线,其与正涡动频率的交点即为临界转速。由坎贝尔图可知,此转子的一阶临界转速和二阶临界转速分别为 350.46Hz 和 746.96Hz。

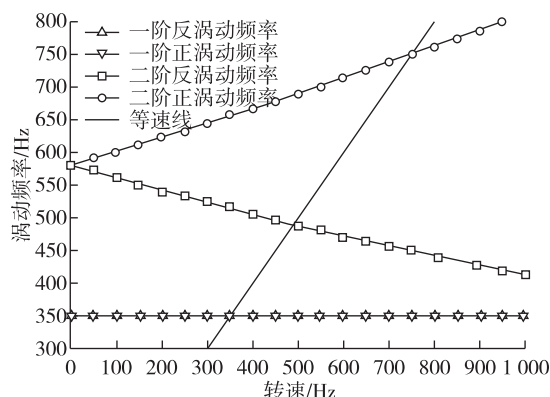


图 2 转速频率坎贝尔图

Fig.2 Revolution frequency Campbell's diagram

2.2 谐响应分析

旋转机械由不平衡质量产生的偏心转动动力将产生简谐载荷。谐响应分析可以通过扫频分析,确定结构在不同频率和幅值的简谐载荷作用下的响应。当转子的转速接近临界转速时,响应信号的幅值和相位会发生变化,从而探测共振频率。

采用 Modal 模态法计算转子谐波响应方法,扫频初始频率为 300Hz,扫频终止频率为 800Hz,扫频次数为 500 次。

如图 3 所示,转速在 350 Hz 和 747 Hz 时,转子

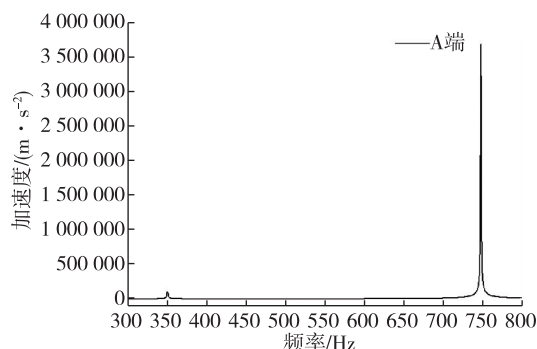


图 3 转子加速度振幅频域图

Fig.3 The relation between rotor acceleration and frequency domain

加速度幅值达到峰值,可见此时转子达到临界转速,此结果与坎贝尔图得到的临界转速值基本吻合,验证了所求临界转速的正确性。

2.3 瞬态响应分析

根据采样定理,取采样频率为2 048 Hz,有限元仿真得到的时域信号是各阶模态频率振动的叠加信号,如图4所示。启动瞬间,转子从静止到工作转速会产生很大的加速度,之后振幅规律趋于稳定,产生稳定的周期性正弦信号。

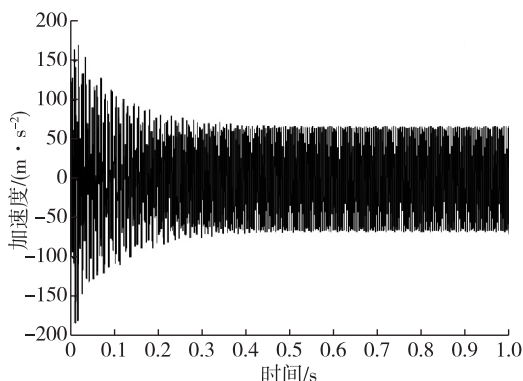


图4 平衡前转子A端振动加速度时域图

Fig.4 Vibration acceleration time-domain diagram at A end of rotor before dynamics balance

3 虚拟动平衡仿真

3.1 信号处理

通过对信号做傅里叶变换,将瞬态响应分析的加速度时域信号转化成频域信号,在振动信号的频谱图中提取与转速同频的谱线信号,将特征信号从不平衡响应中分离出来,减小低频和高频的振动干扰。分离出的谱线信号即动不平衡引起的振动信息,从中提取不平衡质量的幅值和相位。通过幅度频率图和相位频率图提取200 Hz下的A端的加速度振动信号。其幅值为 66.72 m/s^2 ,如图5所示。相位角为 -94.02° ,如图6所示。

3.2 影响系数法过程

影响系数法广泛应用在现场动平衡的基础上,可以确保在选定的测点处的振动量减少。根据影响系数法双面动平衡原理,通过不平衡转子两端测点的原始振动信号及2次加配重后振动信号的幅值和相位,利用线性系统的激振力与振动响应之间的线

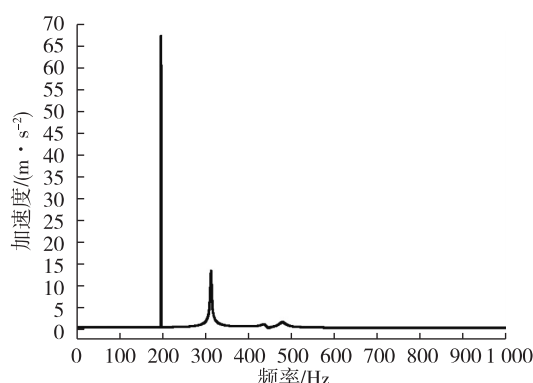


图5 转子A端加速度振幅频谱图

Fig.5 The relation between acceleration and frequency domain at A end of rotor

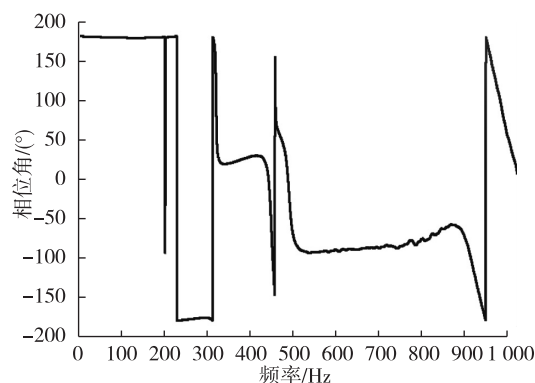


图6 转子A端加速度相位频谱图

Fig.6 The acceleration phase spectrum at A end of rotor

性关系,平衡转子中不平衡量的大小和相位^[5]。

根据影响系数方程求解得到最终配重的质量:左端需加不平衡质量为3.1 g, 198.94° ,右端需加不平衡质量为3.1 g, 250.99° 。

将求得的配重加入有限元模型,平衡后的A端的振幅时域图如图7所示。经过配重后转子加速度的幅值从原始的 66.72 m/s^2 减少到 0.79 m/s^2 ,剩

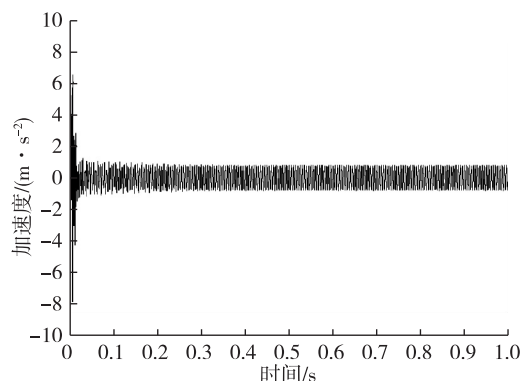


图7 平衡后转子A端振幅时域图

Fig.7 Vibration acceleration time-domain diagram at A end of roto after dynamics balance

余不平衡量所引起 A 端的振动加速度幅值是原来的 1.18%。

3.3 不同支承方式及信号处理方式对动平衡的影响

卧式动平衡机的主要支承方式有以下 4 种,如图 8 所示。在节点 2 处施加不平衡质量为 8g,偏心距为 40mm,不平衡相位角为 30°;在节点 3 处施加

不平衡质量为 7g,偏心距为 40mm,不平衡相位角为 70°。并分别用基于加速度信号和位移信号的处理方式进行动平衡仿真模拟。

基于加速度信号及位移信号的不同支承形式的配平效果见表 1 和表 2。由表 1、表 2 中原始振幅与基于不同信号配重后振幅对比可知,基于加速度信号处理方式的配平效果比基于位移信号的处理方式效果要好。

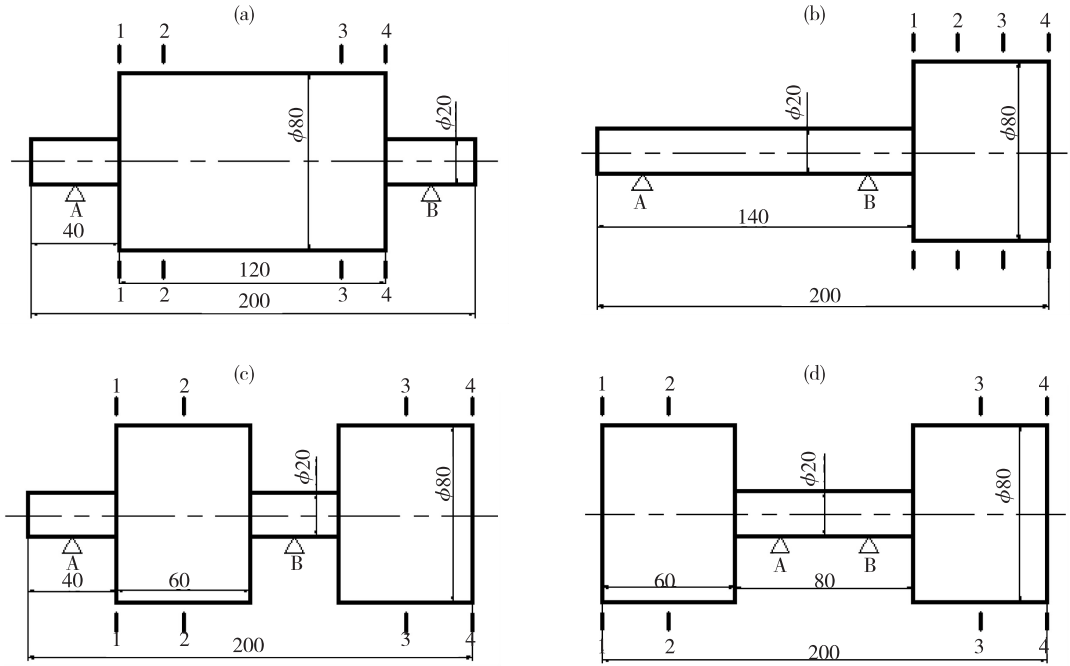


图 8 卧式动平衡机支承方式原理图

Fig.8 The principle diagram of the horizontal support for dynamic balancing machine

表 1 基于加速度信号的不同支承形式的配平效果

Table 1 Balancing results of different support styles based on the acceleration signal

	支承形式			
	a	b	c	d
原始振幅 A / (m ⋅ s ⁻²)	18.48	1.69	4.67	2.49
配重后振幅 A / (m ⋅ s ⁻²)	0.152 7	0.006 5	0.048 2	0.013 2
比率/%	0.83	0.38	1.03	0.53

表 2 基于位移信号的不同支承形式的配平效果

Table 2 Balancing results of different support styles based on the displacement signal

	支承形式			
	a	b	c	d
原始振幅 A / (m ⋅ s ⁻²)	18.48	1.69	4.67	2.49
配重后振幅 A / (m ⋅ s ⁻²)	0.359	0.025 6	0.073 4	0.061 2
比率/%	1.94	1.51	1.57	2.46

4 动平衡理论与试验验证

4.1 理论验证

刚性转速下,转子的变形不致明显影响其不平衡量的大小和分布,平衡中只把力与力偶的不平衡量降低到许可范围[6]。

不平衡质量力的分布:

$$\begin{cases} F_x = F \cos \theta = mr\omega^2 \cos \theta \\ F_y = F \sin \theta = mr\omega^2 \sin \theta \end{cases} \quad (1)$$

将不平衡质量产生的离心力进行分解,如图 9 所示。其中:m 为 10g,r 为 22.5cm,ω 为 1 256r/s。根据公式(1)计算出各节点 X 轴与 Y 轴方向上的合力,将各节点 X、Y 轴方向的应力向 A、B 端简化,具体见表 3。

A 端和 B 端所受合力和合力矩基本等于 0,可以看出在左右校正面上进行配重,抵消了节点 2,3

处施加的不平衡质量。从理论上验证了动平衡结果的可靠性。

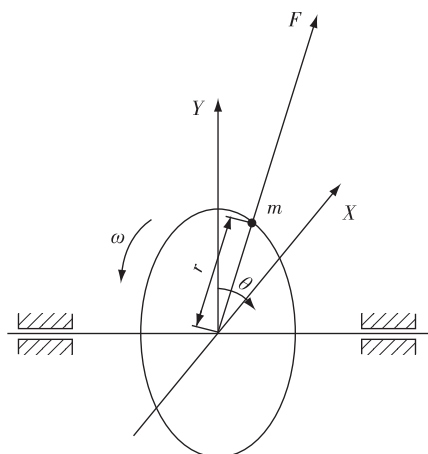


图 9 不平衡质量力学原理

Fig.9 Unbalanced quality mechanics principle

表 3 A、B 端 X、Y 方向合力与合力偶

Table 3 Composition force and couple of X, Y direction at end A and B of rotor

	F_X/N	F_Y/N	$M_X/(\text{N} \cdot \text{m})$	$M_Y/(\text{N} \cdot \text{m})$
A	-5.38	-0.06	-0.06	-6.17
B	-0.35	-5.22	-0.96	-11.21

4.2 试验验证

试验采用上海久尔试验机的 JR-92 型动平衡机,其不平衡减少率可达到 95%,由于转子本身制造过程中带来的误差,通过在两端添加平衡螺栓,先将实验转子进行平衡。然后按照模拟仿真时添加的配重用磁铁代替不平衡质量,如图 10 所示。按照上述动不平衡的添加方式在转速 20Hz 下进行仿真实验。

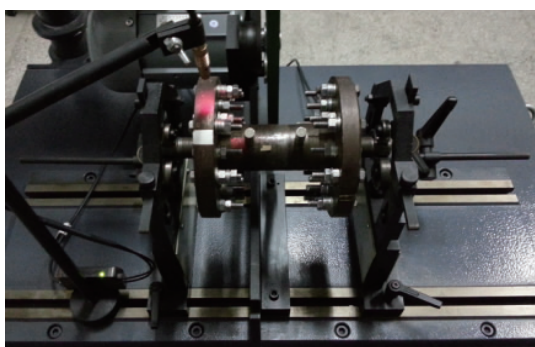


图 10 试验用动平衡机

Fig.10 Dynamic balance machine for testing

将模拟结果与实验结果进行对比,见表 4。模

拟结果基本与实验结果相吻合,定量验证了模拟的准确性。

表 4 实验结果与模拟结果的对比

Table 4 The results comparison between experimental and simulation

		模拟结果	实验结果	误差/%
左校正面	质量/g	3.10	3.24	4.52
	加重半径/mm	58	58	0
	不平衡相位角/(°)	198.84	204	2.60
右校正面	质量/g	3.10	3.33	7.42
	加重半径/mm	58	58	0
	不平衡相位角/(°)	251.11	260	3.54

5 结 论

1)通过临界转速分析界定了转子工作转速下的刚柔属性,并通过谐响应分析,定量验证临界转速的分析结果。

2)比较转子在 4 种类型支承方式下不同信号处理方式的动平衡配平效果,基于加速度信号处理方式比基于位移信号的处理方式精度更高,并验证了双面系数法应用于各类转子的可行性。

3)通过理论与试验验证了基于有限元方法模拟转子动平衡的正确性。

参考文献:

- [1] LUO H, HALLMAN D, WANG S. A method for enclosed rotation system multiple-plane equivalent imbalance detection [A]//Proceedings of the ASME Turbo Expo[C]. Montreal:[s.n.], 2007: 823-831.
- [2] 缪红燕,高金吉,徐鸿,等.基于有限元法的柔性转子虚拟动平衡研究[J].振动、测试与诊断,2004,24(3): 184-188.
- [3] 陈景超.碟式分离机动力特性分析与动平衡研究[D].湛江:广东海洋大学,2013: 39-54.
- [4] 肖敏.幅值和相位的精确测量及转子动平衡方法研究[D].汕头:汕头大学,2004: 23-24.
- [5] 徐宾刚,屈梁生,孙瑞祥.基于影响系数法的柔性转子无试重平衡法研究[J].西安交通大学学报,2000,34(7): 63-67.
- [6] 邓旺群.航空发动机柔性转子动力特性及高速动平衡试验研究[D].南京:南京航空航天大学,2006: 29-49.
- [7] 王玉龙.软支承转子动平衡有限元建模、仿真与实验研究[D].南京:南京航空航天大学,2011: 63-80.

(责任编辑:李艳)