

文章编号: 1006-1355(2014)02-0207-05

一种动刚度的测试方法及其在动平衡中的应用

鲁 鹏, 廖明夫, 李 明

(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘要: 基于 Jeffcott 转子, 利用转子不平衡激振力与转子不平衡响应的线性关系, 提出了一种不受初始弯曲影响的动刚度测试方法。利用动刚度与影响系数之间的关系, 提出了基于动刚度的无试重动平衡方法。通过建立双盘单转子实验器, 测试盘的暂态不平衡响应曲线, 计算出全转速下盘处的动刚度, 对这种动平衡理论进行了验证, 实验表明这种方法的平衡效果显著。

关键词: 振动与波; 动刚度; 影响系数; 无试重; 动平衡

中图分类号: V231.92; TB123

文献标识码: A

DOI编码: 10.3969/j.issn.1006-1355.2014.02.048

Dynamic Stiffness Test and Its Application in Analysis of Unbalance Response of Rotors

LU Peng, LIAO Mingfu, LI Ming

(School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: A test method for dynamic stiffness measurement is presented. In this method, the linear relation between unbalance vibration force and the unbalance response of rotors is used. Based on the dynamic stiffness, the dynamic balance method without trial weight is presented. First of all, a double-disk single-rotor tester is built and the curve of temporary state unbalance response of the tester is measured. Then, the dynamic stiffness at different speeds of the disk is calculated. Through this work, the dynamic balance theory is verified. The result shows that this method has a significant balance effect.

Key words: vibration and wave; dynamic stiffness; influence coefficient; no trial weight; dynamic balance

动刚度是转子系统的重要参数之一, 对研究转子系统的临界转速、振型、不平衡响应、传递特性等动力学特性, 具有重要的价值^[1]。转子系统结构状态上的变化在动刚度上将有直接反映。因此, 动刚度测试对于研究转子结构与转子动力学之间的规律具有重要的应用意义^[2]。但是如何获得转子动刚度曲线在国内外文献较少提及, Steve Sabin 通过加载不平衡量方法简要介绍了测量动刚度的原理和获得转子动刚度的简略步骤^[3], 并未对工程意义及应用进行讨论。近年来国内对动刚度的研究也主要是集中在支撑动刚度^[4-7]。本文基于 Jeffcott 转子, 利用转子不平衡激振力与转子不平衡响应的线性关系, 建立了对转子系统动刚度的测试方法, 测试结果综

合考虑了转子一支承系统的装配工艺等因素对转子动刚度的影响, 并基于动刚度提出了现场无试重动平衡方法, 最后在转子实验器上进行了动平衡实验验证。

1 动刚度的测试方法

线性阻尼系统在谐和激振力作用下强迫振动, 系统的复谐和响应与复谐和激振之比, 常被称为系统的频率特性或频率响应函数。设系统的激振力为 $\vec{F} = F_0 e^{j\omega t}$, 相应的位移应为 $\vec{x}_c = X_c e^{j\omega t}$, 则系统的位移频率特性 $H_d(\omega)$ 可表示为 $H_d(\omega) = \frac{\vec{x}_c}{\vec{F}}$, 由于 $H_d(\omega)$ 具有柔性的量纲, 故称为动柔度。相应地, 它的倒数被称为动刚度^[6]

$$Z_d(\omega) = \frac{\vec{F}}{\vec{x}_c} \quad (1)$$

然而在动刚度的实际测量中还需考虑其他因素。如图 1 所示为一 Jeffcott 转子模型, 由于材料不

收稿日期: 2013-05-09

作者简介: 鲁 鹏(1987-), 男, 河南洛阳人, 硕士, 目前从事转子动力学研究与故障诊断。

E-mail: 121020317@qq.com

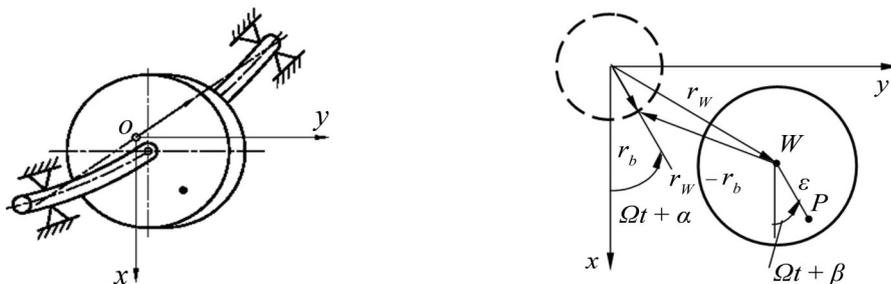


图1 Jeffcott转子模型

均匀、加工和装配误差等因素,存在一定的初始弯曲,相当于在转子上附加了不平衡量,破坏了转子原有的平衡状态,常常使得转子振动增大^[2]。

通常并不能确切地知道转子系统的初始弯曲量,因此采用如下方法测动刚度,可以去除初始弯曲的影响:

(1) 在原始状态中测出转子系统的振动位移响应 \bar{x}_1 ;

(2) 在转子的某个确定位置(相位为 δ) 加上一个确定的不平衡量 m , 再次测出转子系统的振动位移响应 \bar{x}_2 ;

(3) 利用复数运算公式计算出由所加不平衡量激振力引起的振动位移响应 $\Delta\bar{x} = \bar{x}_2 - \bar{x}_1$;

(4) 计算不平衡量引起的不平衡激振力 $\Delta\vec{F} = mr\Omega^2 e^{j\delta}$;

(5) 利用步骤3和步骤4得到的振动位移响应 $\Delta\bar{x}$ 和不平衡力 $\Delta\vec{F}$ 计算动刚度 $\vec{Z}_d(w) = \frac{\vec{F}}{\bar{x}} = \frac{\Delta\vec{F}}{\Delta\bar{x}}$ 。

通过以上步骤,可以测得转子系统在全转速下的不平衡响应,得到转子系统暂态过程的振动位移响应。不同转速下不平衡力的大小已知,就可以计算出整个工作转速范围内的动刚度幅频和相频曲线。

2 基于动刚度的无试重动平衡

基于动刚度的无试重动平衡是指在进行动平衡之前测得转子系统的动刚度曲线,在同类转子系统上进行动平衡时,直接利用已知的动刚度曲线计算配重,因而就省去了加试重的环节。

在线性条件假设下,当转速为 Ω 时转子系统动刚度的表达式为^[8]

$$\vec{Z}_d(w) = \frac{\vec{F}}{\bar{x}} = \frac{mr\Omega^2 e^{j\delta}}{Xe^{j\alpha}} \quad (2)$$

而影响系数的矢量表达式为^[2]

$$\vec{H} = \frac{Xe^{j\alpha}}{me^{j\delta}} \quad (3)$$

由此可得出影响系数与动刚度的关系式为

$$\vec{H} = \frac{Xe^{j\alpha}}{me^{j\delta}} = \frac{r_u \Omega^2}{Z_d(w)} e^{j(-\theta_k)} \quad (4)$$

影响系数法的平衡条件为^[2]

$$\vec{H} \cdot \vec{u} + \vec{r}_0 = 0 \quad (5)$$

平衡条件为

$$\frac{r_u \Omega^2}{Z_d(w)} e^{j(-\theta_k)} \cdot \vec{u} + \vec{r}_0 = 0 \quad (6)$$

其中 r_u 为测试动刚度时添加不平衡量的作用半径, \vec{u} 为平衡校正量, \vec{r}_0 为初始振动量, $Z_d(w)$ 为动刚度矢量的幅值, θ_k 为动刚度矢量的相位。

转子在工作转速下稳态运行时,转子的结构状态和性能将在一段时间内基本稳定不变^[9],即转子的动刚度基本不变。因此,可以考虑在转子第一次运行或者大修期间,较为准确地测得转子动刚度的幅频曲线和相频曲线,并将其存储到计算机中,当进行转子动平衡时再由软件调出。当发现转子振动异常须进行动平衡时,则采集一组初始振动信号,和调出存储的动刚度一起代入到式(6)中,即可求得校正质量 \vec{u} 。但所选取的平衡面和测点与上次测得转子的动刚度时所选取的平衡面和测点需保持一致,否则计算结果不正确。

此外,在进行单面动平衡时,如果转子的振动仍未降低到允许的范围,则加校正质量的过程本身可以看作是一次加试重的过程,重新计算动刚度。如果发现新的动刚度与之前存在明显差异,则说明转子系统的结构状态发生了变化^[9]。

3 实验验证

Jeffcott 转子是个非常简化的模型,但它包含了一些转子的基本特征。通过对 Jeffcott 转子的研究,可以得到转子动力学重要典型现象的定性研究^[10]。

基于 Jeffcott 转子提出的不平衡力与响应之间的动刚度测试方法,也适用于双盘单转子实验器。利用双盘单转子实验器,对转子系统的动刚度进行测试并将得到的动刚度进行无试重动平衡实验,图2所示为实验器简化模型。在联轴器水平方向安装光

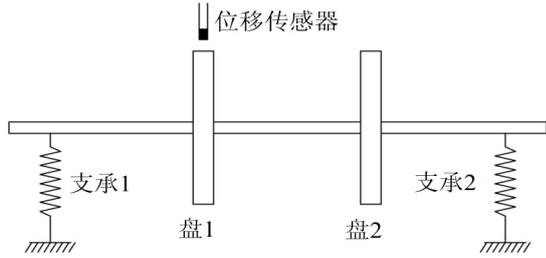


图2 转子实验器的简化模型

电传感器,确保整周期采集数据,在盘处支座水平和垂直方向上呈 90° 分别安装电涡流位移传感器,用于测量振动信号。利用西北工业大学中德所研制的航空发动机状态检测与故障诊断系统,测量水平和垂直方向的振动数据,根据动刚度测试方法获得转子系统动刚度,并进行无试重动平衡实验。

3.1 转子实验器动刚度测试实验

使转子运行,测出整个工作范围的不平衡响应的振动位移幅频和相频曲线,如图3所示。在转子实验器的盘上 0° 位置半径为 250 mm 处加上一质量为 $m=3\text{ g}$ 的不平衡量,测其整个工作范围的振动位移幅频和相频曲线,如图4所示。

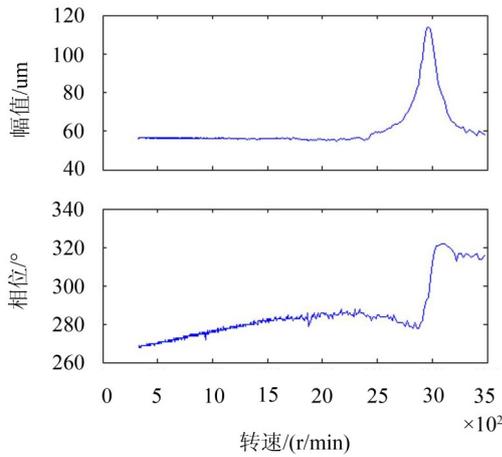


图3 无调整状态下的振动响应

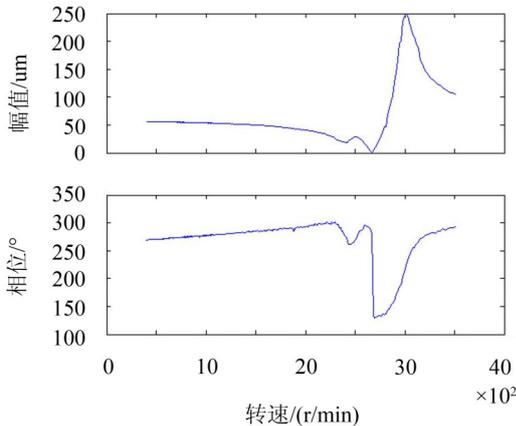


图4 加不平衡量状态下的振动响应

按照上述动刚度测取步骤3将两不平衡响应在同转速下矢量相减得到由所加激振力引起的不平衡响应 $\Delta\vec{x}$,然后按照步骤4计算出激振力 $\Delta\vec{F}$,最后按照步骤5计算出 $\vec{Z}_d(w)$ 。

所得的动刚度的实部与虚部如下图5所示。

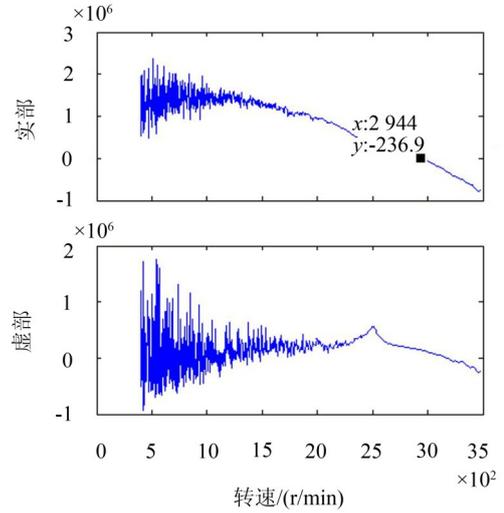


图5 动刚度实部曲线和虚部曲线

根据文献[6]和文献[3]可知,动刚度不仅与结构的内部属性有关,如质量 m ,阻尼 c ,静刚度 k ,同时还与转速 Ω 有关,其线性条件假设下的表达式为

$$Z_d(w) = k - m\Omega^2 + jc\Omega \quad (7)$$

由于在低转速下,平衡前后的不平衡响应量 $\Delta\vec{x}$ 相差不大,由步骤(5)中的公式可知,低速段的动刚度计算数值不稳定,曲线比较振荡。将测得的振动数据实部用最小二乘法拟合,得到的实部拟合曲线如图6所示。

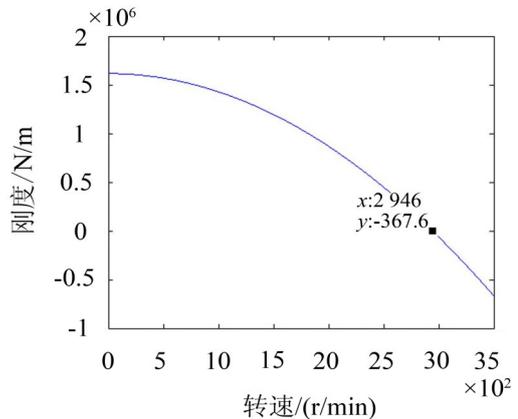


图6 $80\text{ N}\cdot\text{m}$ 时动刚度实部最小二乘法拟合曲线

由图6可知,拟合曲线与Y轴的交点为 $1.616 \times 10^6\text{ N/m}$,与测得的转子支承系统的静刚度基本吻合;曲线与X轴的交点为 2946 r/min ,与系统的临界转速基本相同。与文献[3]中图相比,实部曲线变化趋势与节点基本吻合,所以这种动刚度的测量

方法是有效可行的。然而文献是基于单盘单转子、线性粘性阻尼力模型,但实测的虚部变化曲线表明文献中采用的线性阻尼力模型和真实的阻尼力不一致,真实阻尼力由实际的诸多外在因素决定,所以与文献[3]中给出简单的线性阻尼力曲线不符,但这并不影响对转子进行动平衡。

为验证转子结构状态改变将引起动刚度的变化,改变转子支承系统的装配参数,将轴承的锁紧螺母的力矩由 $80 \text{ N}\cdot\text{m}$ 改变到 $60 \text{ N}\cdot\text{m}$ 时,测得的动刚度曲线用最小二乘法拟合如图7所示。

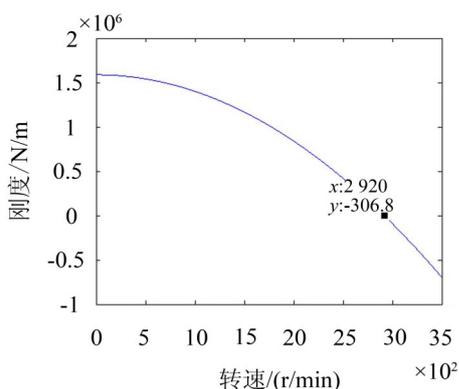


图7 $60 \text{ N}\cdot\text{m}$ 时动刚度实部最小二乘法拟合曲线

转子系统的静刚度由 $1.616 \times 10^6 \text{ N/m}$ 变为 $1.588 \times 10^6 \text{ N/m}$, 临界转速降到 2920 r/min 。说明当系统结构状态发生变化时,动刚度随之发生变化,因此,用于进行转子动平衡的动刚度数据需随之更新。同时根据动刚度的变化也可检验转子支承系统的装配工艺是否与之前一致。

通过对图5所测数据进行复数运算,可得到全转速下动刚度向量的幅频曲线和相频曲线如下图8所示。

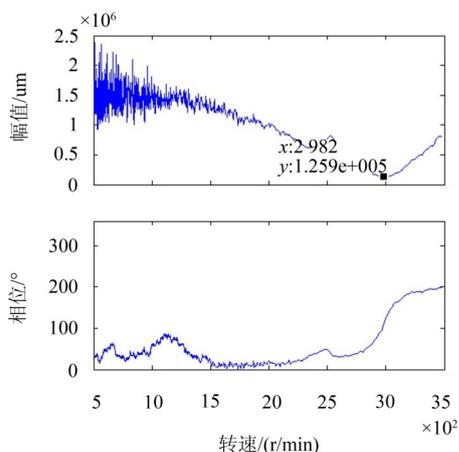


图8 动刚度幅频曲线和相频曲线

因为通常对转子系统动平衡都是在较高转速下进行,所以在低速段测得动刚度振荡曲线将不再使

用。将测到的动刚度幅频曲线和相频曲线存储到计算机中,以备计算动平衡时调用。

3.2 转子实验器动平衡实验

再用测到的动刚度进行转子动平衡。动平衡转速选择在最大振动幅值的 $\sqrt{2}/2$ 倍(半功率点)处平衡效果最显著。因此,选择在临界转速前转速为 3000 r/min 时进行动平衡实验,测得初始状态的暂态响应幅频曲线如图9实线所示。

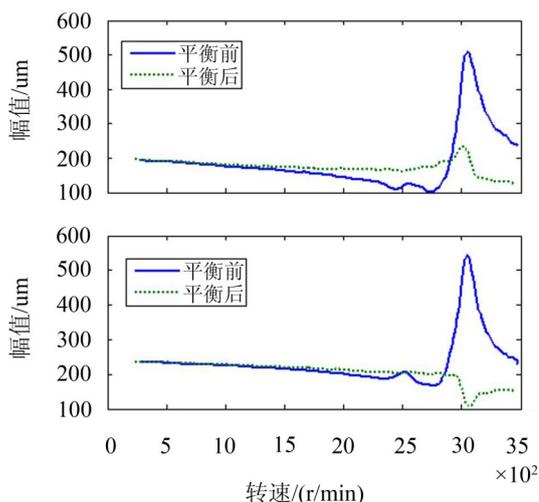


图9 暂态响应幅频曲线

当转速为 3000 r/min 时,由图9实线的幅频曲线可得盘垂直的振动量 $413 \angle 294^\circ$, 水平的振动量 $448 \angle 306^\circ$ 。从动刚度幅频曲线和相频曲线(如图7)可得到动刚度幅值和相位分别为 $1.259 \times 10^5 \text{ N/m}$ 和 111° , r_u 为 250 mm 。

由式(6)可计算得到应加的配重质量约为 2.1 g , 相位为 45° 。考虑到盘上的配重加装位置,实际上将 2 g 的配重加在了 40° 的位置上。再次运行转子,测得不平衡响应的暂态响应幅频曲线如图9虚线所示。

如图3所示,转子系统的初始不平衡量幅值为 $52 \mu\text{m}$, 由图9实、虚线比较可得出:在转速为 3000 r/min 时,盘垂直的振动位移幅值在平衡之后减为 $231.7 \mu\text{m}$, 盘水平的振动位移减为 $169 \mu\text{m}$, 减去初始不平衡量的幅值,垂直方向振动量降低了 50.4% , 水平方向振动量降低了 70.4% , 取得了明显效果。

4 结语

建立了基于转子不平衡激振力与转子不平衡响应的线性关系的转子一支承系统动刚度实验测试方法,并将其应用于现场无试重动平衡,并得到如下结

论:

(1) 建立的转子—支承系统动刚度实验测试方法是实用可行的;

(2) 基于转子动刚度的现场无试重动平衡是可行的,可作为转子现场动平衡的有效手段;

(3) 建立的转子动刚度方法还可用于转子动力学设计的验证和检验每次转子—支承系统的装配工艺是否一致。

参考文献:

[1] 张大义, 母国新, 洪 杰. 航空发动机转子支承系统刚度计算中的几个问题[J]. 战术导弹技术, 2005, 5(2): 20-23.
 [2] 廖明夫. 转子动力学基础[M]. 西北工业大学出版社, 2000.
 [3] Steve Sabin. Understanding and using dynamic stiffness - a tutorial[J]. ORBIT, 2000(SecondQuarter): 44-54.
 [4] 赵文涛, 陈 果, 李 琼, 杨飞益. 航空发动机机匣支承动刚度有限元计算及验证[J]. 航空计算技术, 2011, 9.

[5] 杜兆刚, 张艳春, 刘少权. MS9001E 燃气轮机轴承支座结构动刚度测试研究[J]. 燃气轮机技术, 2010, 3.
 [6] 石清鑫, 袁 奇, 胡永康. 250 t 高速动平衡机摆架的动刚度分析[J]. 机械工程学报, 2011, 47(1).
 [7] 韩余才, 刘胜军. 汽轮发电机组动平衡的等效动刚度系数方法[J]. 中国电机工程学报, 1997, 17(1).
 [8] 方 同, 薛 璞. 振动理论及应用[M]. 西北工业大学出版社, 2010.
 [9] 王四季, 廖明夫. 转子现场动平衡技术研究[J]. 机械科学与技术, 2005, 24(12): 1510-1514.
 [10] Giancarlo Genta. Dynamics of rotating systems[M]. Springer Verlag, 2005-4.
 [11] 王维民, 高金吉, 江志农, 李 燕. 旋转机械无试重现场动平衡原理与应用[J]. 振动与冲击, 2010, 29(2): 212-215.
 [12] 王四季, 廖明夫. 航空发动机柔性转子动平衡方法[J]. 噪声与振动控制, 2011, 31(6).
 [13] 王 勃, 李光辉, 廖明夫, 王四季. 某小型涡扇发动机柔性转子高速动平衡试验研究[J]. 噪声与振动控制, 2008, 28(6).



(上接第202页)

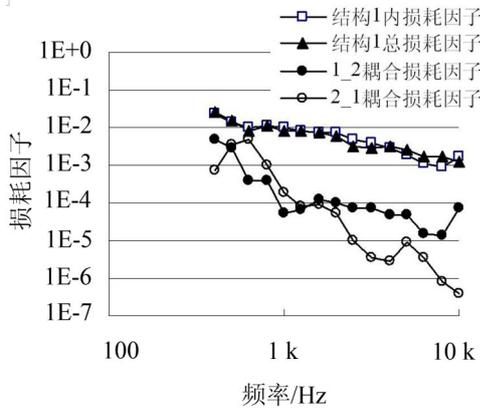


图4 实验结果图

3 结 语

基于统计能量分析方法,对于弱耦合不可分离的结构,提出了损耗因子测量方法,主要结论如下:

(1) 可用结构总损耗因子近似内损耗因子的方法测量不可分离结构的内损耗因子;

(2) 利用测得的内损耗因子结合稳态振动能量比数据,可计算结构间耦合损耗因子;

(3) 对双圆柱壳进行测试,结果验证了所提方法的正确性,可供工程实际运用参考。

参考文献:

[1] Lyon R H. Machinery noise and diagnostics[M]. Boston: Butterworths, 1987.
 [2] 陈广利, 朱石坚. 统计能量分析法及其损耗因子确定方法综述[J]. 船舶工程, 2004, 26(4): 10-15.
 [3] 李 峰, 徐芹亮, 等. 统计能量法在船舶噪声与振动控制中的应用[J]. 噪声与振动控制, 2011, 31(6): 152-155.
 [4] 姚德元, 王其政. 统计能量分析原理及其应用[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1995.
 [5] 孙进才. 复杂结构的损耗因子和耦合损耗因子的测量方法[J]. 声学学报, 1995, 20(2): 127-134.
 [6] Tian Ran Lin, Nabil H. Farag, Jie Pan. Evaluation of frequency depend rubber mount stiffness and damping by impact test[J]. Applied Acoustics, 2005, 66(7): 829-844.
 [7] Micha Rak, Mohamed Ichchou, Jan Holnicki-Szulc. Identification of structural loss factor from spatially distributed measurements on beams with viscoelastic layer[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 310: 801-811.
 [8] 盛美萍, 王敏庆. 衰减法测定稳态振动系统损耗因子的实验分析技术[J]. 西北工业大学学报, 2001, 19(1): 130-135.