

含齿式联轴器的单盘转子系统耦合故障分析*

伍小莉¹ 杨洋^{1†} 葛玉梅¹ 杨翊仁¹ 曹登庆²

(1.西南交通大学 力学与工程学院, 成都 610031) (2.哈尔滨工业大学 航天学院, 哈尔滨 150001)

摘要 为研究转子系统在不平衡-不对中耦合故障作用下的动力学特征,建立了转子-滚动轴承耦合系统动力学模型.其中,考虑齿式联轴器平行不对中问题,且刚性转盘的质心和形心不同心.通过 Lagrange 方法推导出系统的动力学方程,并采用数值分析的方式分别分析了联轴器不对中程度、不同的联轴器参与振动的质量大小以及不同的支承条件等对转子系统动力学特性的影响规律.计算结果表明:由于不对中故障的存在,当转子系统运行的转速达到临界转速二分之一时,转盘的横向振动位移明显增大,即不对中量会使系统在二分之一临界转速处产生一个不稳定区域;当采用滚动轴承支承时,随着不对中程度的加剧,上述不稳定区域内转子的最大振幅所对应的转速逐渐增大,而采用线性支承时,尚未出现此类现象;随着联轴器参与不对中故障的质量的增加,系统的振动越来越剧烈.

关键词 转子-滚动轴承系统, 齿式联轴器, 滚动轴承, 平行不对中, 临界转速

DOI: 10.6052/1672-6553-2019-045

引言

在大型旋转机械中,不对中故障是普遍存在的,据相关资料介绍,不对中故障占有所有转子系统故障的60%以上^[1].转子在不对中情况下运转,会引起旋转机械振动过大、联轴器偏转、油膜失稳、轴承摩擦损伤及轴的挠曲变形等问题,由此可见,研究转子在不对中故障下的动力学特性,对旋转机械的安全运转和故障诊断有极其重要的理论价值和工程意义.

针对目前开展的不对中故障研究,韩清凯等^[2]总结了几类常用的建模方法,介绍了针对齿式联轴器、弹性支承组件等部件的动力学研究成果,强调转子系统的不对中问题主要集中在联轴器不对中和支点不对中两类.针对齿式联轴器中三种不对中故障,韩捷^[3]进行了运动学分析,发现齿式联轴器不对中的特征频率是转速频率的两倍,且其因不对中故障产生的激振力随着转速的增加而变大,所以,对于高转速的旋转机械更要重视转子的对中要求.Xu M 等^[4,5]提出了在联轴器不对中故障影响下不平衡转子的理论模型,并且利用仿真和实验分析

了不对中转子的不平衡响应,得出了不对中会激发高倍频振动这一结论.雷文平等^[6]提出了一种关于齿式联轴器不对中故障的有限元建模方法,通过对比平行不对中和角度不对中两种故障下的振动响应发现:联轴器在平行不对中故障下,其联接的两端部件相位近似,而在角度不对中故障下,其相位相反,这可以作为区分不对中类型的一个重要参考.针对不对中转子的稳定性问题,Al-Hussian K M^[7]用 Lagrange 能量方程建立了两跨对称 Jeffcott 转子不对中动力学模型,发现了随着角度不对中量或者耦合刚度的增加,系统的稳定性范围也会随之变大.万召等^[8]对比分析了有无不对中故障时,转子—轴承系统的频率特征及稳定性,发现了不对中故障会使系统发生油膜振动的临界转速增大,进而拓宽系统的稳定性范围.马俊红等^[9]利用实验和数值分析了转子在碰摩故障、不对中故障及以上两种故障耦合作用下的动力学响应,研究发现在各故障耦合时,不对中故障对转子系统的整体振动影响更为明显.李兴阳等^[10]考虑了不对中、不平衡及转静子碰摩耦合故障下的转子系统,采用数值计算的方式分析了转子不对中和碰摩对其的影响规律.发现

2018-10-10 收到第1稿,2018-11-05 收到修改稿.

* 国家自然科学基金(11702228);中央高校基本科研业务费专项资金(2682017CX087)

† 通讯作者 E-mail: 181042yy@163.com

了当不对中和碰摩故障耦合时,在临界角频率以下,将出现2倍、3倍及4倍等高倍频,在临界角频率以上时,将出现分频和混沌现象.随着不对中量的增加,混沌现象减少,系统趋于稳定.关于不对中故障的诊断,Reddy M C S等^[11]提出了一种扭矩传感器测试和检测转子不对中的方法,并且利用实验证明了这种方法是具有可行性的.

基于上述研究现状,本文以含齿式联轴器的单盘柔性转子系统为研究对象.通过理论分析和数值计算相结合的方式,对系统中出现的不对中-不平衡耦合故障进行分析.选取不对中程度、联轴器参与系统振动的质量、支承条件为关键参数,逐一讨论转子系统动力学特征的变化规律,剖析非稳定区域内的非线性振动行为,进而丰富对旋转机械中常见耦合故障的认识.

1 含齿式联轴器的转子系统动力学模型

1.1 齿式联轴器中的不对中故障模型

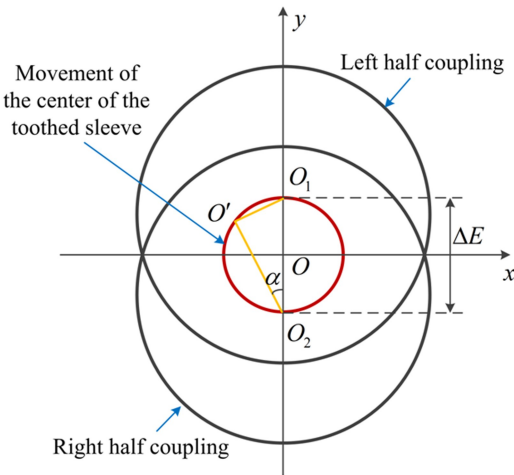


图1 联轴器平行不对中运动示意图

Fig.1 Schematic diagram of Coupling's parallel and misaligned movement

如图1所示, O_1 为左半联轴器轴心, O_2 为右半联轴器轴心, O' 为齿式联轴器齿套中心, O' 沿着不对中量为直径做圆周运动,即齿套中心 O' 的回转半径为圆形^[12].平行不对中量 $\Delta E = \overline{O_1 O_2}$,以 α 为自变量, O' 的坐标为 (x, y) , ω 为转轴的角速度,因此,齿套中心 O' 的运动轨迹表示为:

$$\begin{cases} x = \Delta E \sin \alpha \cos \alpha = 0.5 \Delta E \sin 2\alpha \\ y = 0.5 \Delta E - \Delta E \sin \alpha \sin \alpha = 0.5 \Delta E \cos 2\alpha \end{cases} \quad (1)$$

随后,将公式(1)对时间 t 求2阶导数,以此得到 O' 的加速度,即:

$$a_{o'} = -\sqrt{\left(\frac{d^2x}{dt^2}\right)^2 + \left(\frac{d^2y}{dt^2}\right)^2} = -2\Delta E \omega^2 \quad (2)$$

由于联轴器的质量较大,因此,转子存在平行不对中故障时,相当于给转子施加了一个不对中激振力,激振力 $F_{o'}$ 及激振力在 x, y 方向上的分力 $F_{o'_x}, F_{o'_y}$ 分别为:

$$F_{o'} = -2m_c \Delta E \omega^2 \quad (3)$$

$$\begin{cases} F_{o'_x} = -2m_c \Delta E \omega^2 \sin 2\omega t \\ F_{o'_y} = -2m_c \Delta E \omega^2 \cos 2\omega t \end{cases} \quad (4)$$

式中, m_c 为联轴器齿套的质量.

1.2 滚动轴承模型

参照文献[13],可将采用的滚动轴承模型表示如图2所示.滚动轴承由内圈、外圈、滚动体以及保持架组成.滚珠在内外滚道之间等间距排列,滚珠与滚道之间为纯滚动.

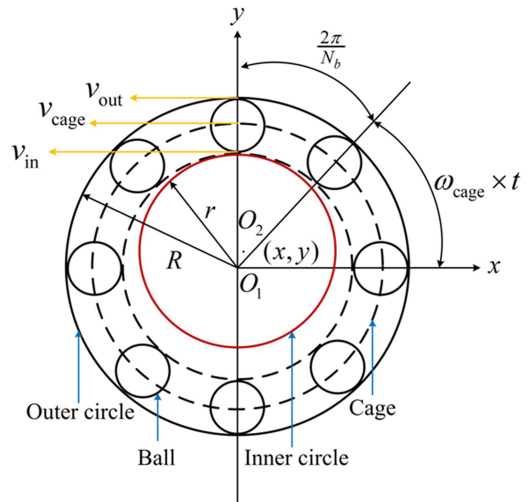


图2 滚动轴承模型

Fig.2 Rolling bearing model

如图2所示,滚珠个数为 N_b ,滚珠与外圈接触点的线速度为 v_{out} ,其与内圈接触点的线速度为 v_{in} .此外,轴承外圈的旋转角速度为 ω_{out} ,轴承内圈的旋转角速度为 ω_{in} .轴承的外滚道半径为 R ,内滚道半径为 r ,则:

$$\begin{cases} v_{out} = \omega_{out} \times R \\ v_{in} = \omega_{in} \times r \end{cases} \quad (5)$$

根据线速度与角速度之间的物理关系,可得滚珠中心的线速度为:

$$v_{cage} = \omega_{cage} \cdot \frac{R+r}{2} = \frac{1}{2} \cdot (v_{out} + v_{in}) \quad (6)$$

由于外圈固定在轴承座上是固定不动的,故

$\omega_{\text{out}}=0$. 内圈固定在轴上,故 $\omega_{\text{in}}=\omega$,则保持架的角速度为:

$$\omega_{\text{cage}} = \left(\frac{r}{R+r} \right) \cdot \omega \quad (7)$$

若设第 i 个滚珠的角位置为 β_i ,根据第 i 个滚珠的角位置由滚珠在初始位置的角位移和保持架在时间 t 内的转动角位移组成,可得:

$$\beta_i = \omega_{\text{cage}} \cdot t + \frac{2\pi}{N_b}(i-1) \quad (8)$$

由 Hertz 弹性接触理论^[14]可知,滚动轴承的滚动体与滚道产生的非线性轴承变形载荷为 $f=C_b u^{\frac{3}{2}}$,其中, C_b 为 Hertz 接触刚度, u 为接触变形量,因此,第 i 个滚珠产生的弹性接触变形量为 u_i ,则:

$$u_i = x \cos \beta_i + y \sin \beta_i - r_0 \quad i=1, 2, \dots, N_b \quad (9)$$

其中, x, y 为内圈中心点在水平方向和垂直方向的位移, r_0 为轴承间隙.

由于只有滚珠发生接触变形才会产生接触压力,即只有 $u_i > 0$ 时才会产生作用力,根据 Heaviside 函数,则有:

$$\begin{aligned} f_i &= C_b [u_i]^{\frac{3}{2}} \\ &= C_b (x \cos \beta_i + y \sin \beta_i - r_0)^{\frac{3}{2}} \cdot H(x \cos \beta_i + y \sin \beta_i - r_0) \end{aligned} \quad (10)$$

f_i 在 x 和 y 方向上的分力为:

$$f_{ix} = C_b (x \cos \beta_i + y \sin \beta_i - r_0)^{\frac{3}{2}} \cdot H(x \cos \beta_i + y \sin \beta_i - r_0) \cdot \cos \beta_i \quad (11)$$

$$f_{iy} = C_b (x \cos \beta_i + y \sin \beta_i - r_0)^{\frac{3}{2}} \cdot H(x \cos \beta_i + y \sin \beta_i - r_0) \cdot \sin \beta_i \quad (12)$$

滚动轴承中共 N_b 个滚珠,所以把每个滚珠产生的接触压力求和,故得到滚动轴承所产生的轴承力为:

$$F_x = \sum_{i=1}^{N_b} f_{ix} \quad (13)$$

$$F_y = \sum_{i=1}^{N_b} f_{iy} \quad (14)$$

为了进一步研究转子支承方式的影响,在论文 2.3 节将对比分析线性支承和非线性支承所引起的响应差异.

1.3 动力学方程

本文建立了考虑转盘质心和形心不同心,且联轴器存在平行不对中故障的转子—滚动轴承动力学模型,如图 3 所示.在模型中,左侧部件为一电

机,它与右侧转子通过联轴器连接.此处,令 m_{tp} 为转盘的等效质量, $m_{\text{rbL}}, m_{\text{rbR}}$ 分别为左端轴承和右端轴承处的等效质量, k 为转盘左右两弹性轴的刚度, c_{tp} 为转子在转盘处的阻尼系数, c_{rb} 为轴承处的阻尼系数, ΔE 为转子平行不对中量, e 为转盘质量偏心量, m_c 为联轴器齿套的质量.

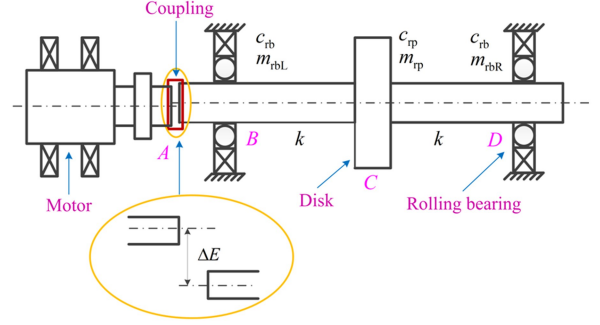


图3 不对中转子结构图

Fig.3 Misaligned rotor structure

该模型中,共有 6 个自由度,分别为:转盘的横向自由度 x_{tp} 和竖向自由度 y_{tp} ,左端轴承有横向自由度 x_{rbL} 和竖向自由度 y_{rbL} ,以及右端轴承处也有两个自由度 $x_{\text{rbR}}, y_{\text{rbR}}$.

为了得到图 3 中转子系统的振动方程,依据 Lagrange 方法,分别表示出系统的动能、势能和耗散函数.

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} m_{\text{rbL}} \dot{x}_{\text{rbL}}^2 + \frac{1}{2} m_{\text{rbL}} \dot{y}_{\text{rbL}}^2 + \\ &\quad \frac{1}{2} m_{\text{rbR}} \dot{x}_{\text{rbR}}^2 + \frac{1}{2} m_{\text{rbR}} \dot{y}_{\text{rbR}}^2 + \\ &\quad \frac{1}{2} m_{\text{tp}} \dot{x}_{\text{tp}}^2 + \frac{1}{2} m_{\text{tp}} \dot{y}_{\text{tp}}^2 \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} V &= \frac{1}{2} k (x_{\text{rbL}} - x_{\text{tp}})^2 + \frac{1}{2} k (y_{\text{rbL}} - y_{\text{tp}})^2 + \\ &\quad \frac{1}{2} k (x_{\text{tp}} - x_{\text{rbL}})^2 + \frac{1}{2} k (y_{\text{tp}} - y_{\text{rbL}})^2 + \\ &\quad \frac{1}{2} k (x_{\text{tp}} - x_{\text{rbR}})^2 + \frac{1}{2} k (y_{\text{tp}} - y_{\text{rbR}})^2 + \\ &\quad \frac{1}{2} k (x_{\text{rbR}} - x_{\text{tp}})^2 + \frac{1}{2} k (y_{\text{rbR}} - y_{\text{tp}})^2 \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \varphi &= \frac{1}{2} c_{\text{rbL}} \dot{x}_{\text{rbL}}^2 + \frac{1}{2} c_{\text{rbL}} \dot{y}_{\text{rbL}}^2 + \\ &\quad \frac{1}{2} c_{\text{rbR}} \dot{x}_{\text{rbR}}^2 + \frac{1}{2} c_{\text{rbR}} \dot{y}_{\text{rbR}}^2 + \\ &\quad \frac{1}{2} c_{\text{tp}} \dot{x}_{\text{tp}}^2 + \frac{1}{2} c_{\text{tp}} \dot{y}_{\text{tp}}^2 \end{aligned} \quad (17)$$

耗散系统的 Lagrange 方程为:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_j} + \frac{\partial \varphi}{\partial \dot{q}_j} = Q_j \quad (18)$$

其中, L 为 Lagrange 函数, $L = T - V$, T 为系统总动能, V 为系统的势能, Q_j 是广义力。

将式(15)~(17)代入式(18), 方程如下:

$$\begin{cases} m_{rbL} \ddot{x}_{rbL} + c_{rb} \dot{x}_{rbL} + k(x_{rbL} - x_{rp}) = F_{xL} \\ m_{rbL} \ddot{y}_{rbL} + c_{rb} \dot{y}_{rbL} + k(y_{rbL} - y_{rp}) = F_{yL} - m_{rbL} g \\ m_{rp} \ddot{x}_{rp} + c_{rp} \dot{x}_{rp} + k(x_{rp} - x_{rbL}) + k(x_{rp} - x_{rbR}) \\ = -2m_c \Delta E \omega^2 \sin 2\omega t + m_{rp} e \omega^2 \cos \omega t \\ m_{rp} \ddot{y}_{rp} + c_{rp} \dot{y}_{rp} + k(y_{rp} - y_{rbL}) + k(y_{rp} - y_{rbR}) \\ = -2m_c \Delta E \omega^2 \cos 2\omega t + m_{rp} e \omega^2 \sin \omega t - m_{rp} g \\ m_{rbR} \ddot{x}_{rbR} + c_{rb} \dot{x}_{rbR} + k(x_{rbR} - x_{rp}) = F_{xR} \\ m_{rbR} \ddot{y}_{rbR} + c_{rb} \dot{y}_{rbR} + k(y_{rbR} - y_{rp}) = F_{yR} - m_{rbR} g \end{cases} \quad (19)$$

其中, F_{xL} 、 F_{yL} 、 F_{xR} 、 F_{yR} 分别为左右两端轴承所提供的轴承力。由于不对中力对靠近联轴器的转盘影响较大, 所以将其加载在转盘上^[13]。

2 不对中转子系统的仿真与分析

2.1 含不对中-不平衡故障的转子系统动力学特性

根据参考文献[14], 本文中转子系统的主要参数如下: $m_{rp} = 32.1 \text{ kg}$, $m_{rbL} = m_{rbR} = 4 \text{ kg}$, $m_c = 2.61 \text{ kg}$, $k = 2.5 \times 10^7 \text{ N/m}$, $c_{rp} = 2100 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $c_{rb} = 1050 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $e = 0.01 \text{ mm}$ 。同时, 本文所使用的型号为 JIS6306 滚动轴承的相关参数如表 1 所示。

表 1 JIS6306 滚动轴承

Table 1 JIS6306 rolling bearings

$R(\text{mm})$	$r(\text{mm})$	N_b	$c_b (\text{N/m}^{\frac{3}{2}})$	BN
63.9	40.1	8	13.34×10^9	3.08

当齿式联轴器运行状态良好时, 即系统中未出现不对中故障, 利用龙格库塔法, 通过数值仿真得到了系统的幅频曲线, 如图 4 所示。此时, 转子系统的临界转速约为 1118 rad/s 。

为了进一步分析联轴器不对中程度对转子振动响应的影响规律, 分别取不对中量 ΔE 为 0.2 mm 、 0.4 mm 、 0.6 mm 。在保持其他参数不变的情况下, 系统幅频曲线的变化规律如图 4 所示。

对比图 4 中有无不对中故障时转子的动力学特性可以发现, 由于考虑联轴器不对中故障, 当转

速约达到系统的二分之一临界转速时, 幅频特性曲线中会存在一种突起现象, 且该突起幅度会随着不对中量的增加而趋于增大。由此可见, 在临界转速约二分之一处, 会存在一个不稳定区域, 在这个区域中转盘的横向位移会快速加剧, 如图 4 所示的阴影区域。观察这个不稳定区域可以发现, 当不对中量 ΔE 等于 0.4 mm 和 0.6 mm 时, 转子系统在不稳定区域中产生的最大的横向位移超过了到达临界转速时产生的横向位移。

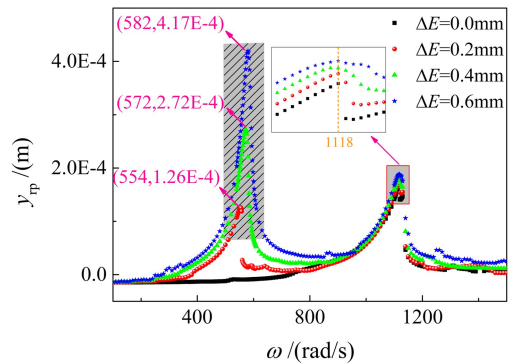
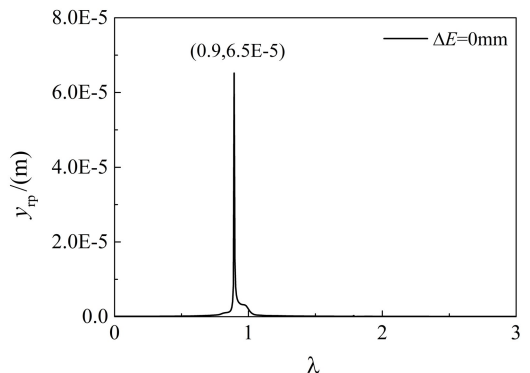


图 4 不同不对中情况下转速-横向位移关系

Fig.4 Relation of rotational speed-lateral displacement in the different condition of misalignment

此外, 在这个不稳定区域中, 转子系统最大横向位移所对应的转速, 会随着不对中量的增加而逐渐提高, 即呈现出一种向后漂移的物理现象。当不对中量为 $\Delta E = 0.2 \text{ mm}$ 时, 在不稳定区域内会出现更为明显的非稳定跳跃现象。总体说来, 联轴器不对中程度将直接影响转子系统动力学响应中可能存在的非稳定区域范围及其对应的转速。

为了分析不对中与对中转子系统间频率有何不同, 故选取转速为 1000 rad/s , 不对中量为 $\Delta E = 0 \text{ mm}$ 和 $\Delta E = 0.4 \text{ mm}$, 得到转子系统的幅频图如图 5、6 所示。



(a) 不对中量为 0mm

(a) The misalignment is 0mm

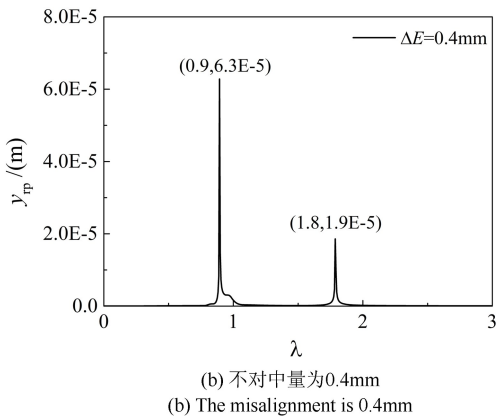


图 5 不同不对中量下转盘的频谱图

Fig.5 Spectrum plot of disc at different misalignment

对比图 5 可以看出,不对中的产生会导致转子出现一个二倍频。

2.2 联轴器参与振动的质量对转子动力学特性的影响

平行不对中转子系统在高速运转时,会产生一个不对中力,大小为 $F_o' = -2m_c \Delta E \omega^2$ 。虽然联轴器质量 m_c 是确定的,但是当联轴器在高速旋转过程中,由于故障所引发的振动的偏差、不稳定,使得真正参与到不对中故障中的质量却不一定是整体的质量,为此,可以研究联轴器参与振动的质量对系统响应的影响。因此本小节讨论在不对中量为 $\Delta E = 0.6\text{mm}$, 分别取联轴器参与的质量百分比为 40%、60%、80%时,随着转速的增加,转子横向位移 x_{rp} 的变化趋势如图 6 所示。

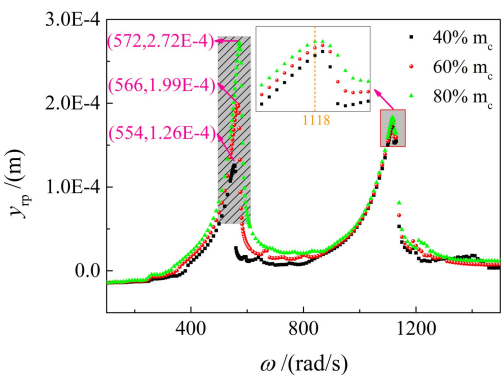


图 6 不同联轴器参与质量情况下转速-横向位移关系

Fig.6 Relation of rotational speed-lateral displacement in the different condition of coupling quality of participation

从图 6 可以看出,阴影区域为不稳定区域。随着联轴器参与振动质量的增加,转速达到二分之一临界转速时产生的横向位移越来越大。在联轴器比重取 60%、80%时,转盘在转速达到约二分之一临界转速时产生的横向位移,超过了转速到达临界转

速产生的横向位移。此外,不稳定区域中的最大横向位移,随着质量百分比的增加,对应的转速也逐渐增大。

2.3 弹性支承方式对转子动力学特性的影响

为了进一步揭示转子系统动力学响应中非稳定区域的产生机理,本节从转子支承方式的角度出发,对比研究滚动轴承和等效线性支承下系统的振动特性。基于系统临界转速不变的条件下,建立其等效线性支承模型。从图 4 中可以得到:在滚动轴承下,无不对中故障转子系统的临界转速约为 1118rad/s,若找出一线性支承代替该滚动轴承,使其系统临界转速达到 1118rad/s 时,该线性支承的刚度就是滚动轴承的等效刚度。通过仿真分析,得出在该动力学系统中滚动轴承的等效刚度为 $k_e = 1.05 \times 10^8 \text{N/m}$ 。系统在滚动轴承和线性支承下,随着转速的增加,转盘横向位移 x_{rp} 的变化趋势如图 7 所示。

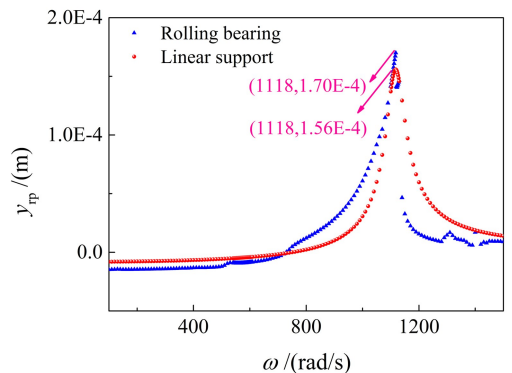


图 7 无不对中故障转子的转速-横向位移关系

Fig.7 Relation of rotational speed-lateral displacement in no misalignment rotor

对比图 7 中两支承下的图可以看出,在超过临界转速后,滚动轴承系统的转盘振动的横向位移会出现跳跃现象,而这种变化就是由于滚动轴承所引起的。

为了保持参数的一致性,仍令联轴器不对中量为 0.2mm、0.4mm、0.6mm,并采用线性支承,分析在不同的不对中量条件下,转盘随着转速的增加,横向位移 x_{rp} 的变化情况如图 8 所示。

对比图 4 和图 8 发现,当不对中量为 0.2mm 时,在线性支承下,当转速超过约二分之一临界转速后,转盘的横向位移并未出现跳跃现象,而在滚动轴承下,在转速超过不稳定区域中的最大横向位移后,转盘的横向位移出现了较为明显的跳跃现象。由此可以说明,滚动轴承相对于线性支承而言,会一定

程度上减小不稳定区域的转速范围.与滚动轴承相类似的是,当采用线性支承时,在不对中量分别为0.2mm、0.4mm和0.6mm等工况下,二分之一临界转速处的横向位移大于临界转速的横向位移,且该处的横向位移随着不对中量的增加而增加.

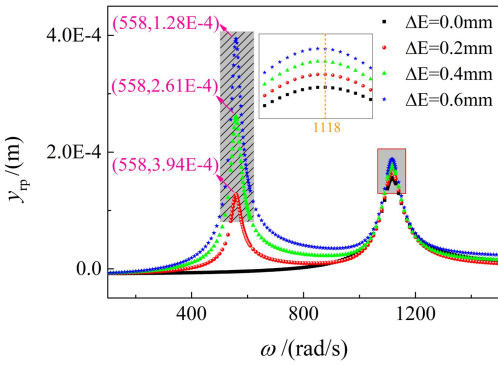


图8 线性支承下不同不对中情况下转速-横向位移关系

Fig.8 Relation of rotational speed-lateral displacement in the different condition of misalignment in linear support

此外,对比滚动轴承可以发现,在线性支承下,不稳定区域的最高点处的转速,并未随着不对中量的增加而改变.由此可以得出,滚动轴承的非线性因素,会导致转子系统的不稳定区域随着不对中量的增加产生向后移动的现象,而这种现象的产生主要就是因为在滚动轴承力中的非线性系数随着不对中量的增加而增加.

3 结论

本文以含齿式联轴器的单盘柔性转子系统为研究系统,讨论了在不对中-不平衡耦合故障下,不对中程度、联轴器参与系统振动的质量、支承条件对转子系统的动力学行为的影响规律,得到以下主要结论:

(1)由于不对中故障,转盘在转速达到约二分之一临界转速的时候,横向位移会出现一个突起的部分,即不对中故障的出现使系统在二分之一临界转速的附近产生一个不稳定区域.在这个不稳定区域中,随着转速的增加,转盘产生的最大的横向位移会逐渐超过临界转速的横向位移.由此可见,不对中会使系统在二分之一临界转速这个区域引起较为剧烈的振动,因此转子系统在运转时需尽量避开这个区域内的转速.

(2)对比线性支承与滚动轴承可以发现,滚动轴承中滚道和滚珠所产生的接触非线性,会使转盘

在不稳定区域中产生的最大横向位移所对应的转速随着不对中的增加而增加,也就是随着不对中量的增加,转盘的不稳定区域的转速会逐渐后移.此外,滚动轴承下,超过不稳定区域中最大的横向位移后,会出现跳跃现象.

(3)对比联轴器参与振动的质量不同,可以看出百分比越大,转盘在不稳定区域的振动越剧烈,进而影响转子系统的平稳运行.

参 考 文 献

- 1 魏伟. 转子不对中故障机理与诊断. 石油化工设备, 1997,26(4):48~51 (Wei W. Rotor misalignment failure mechanism and diagnosis. *Petro-Chemical Equipment*, 1997,26(4):48~51 (in Chinese))
- 2 韩清凯,王美令,赵广,等. 转子系统不对中问题的研究进展. 动力学与控制学报, 2016,14(1):1~13 (Han Q K, Wang M L, Zhao G, et al. A review of rotor system with misalignment. *Journal of Dynamics and Control*, 2016,14(1):1~13 (in Chinese))
- 3 韩捷. 齿式联接不对中转子故障物理特性研究. 振动工程学报, 1996,9(3):297~301 (Han J. Study on fault properties of the rotor connected by the gear coupling. *Journal of Vibration Engineering*, 1996,9(3):297~301 (in Chinese))
- 4 Xu M, Marangoni R D. Vibration analysis of a motor-flexible coupling-rotor system subject to misalignment and unbalance, Part I: theoretical model and analysis. *Journal of Sound & Vibration*, 1994,176(5):663~679
- 5 Xu M, Marangoni R D. Vibration analysis of a motor-flexible coupling-rotor system subject to misalignment and unbalance, Part II: experimental validation. *Journal of Sound & Vibration*, 1994,176(5):681~691
- 6 雷文平,韩捷,李志胜,等. 齿式联轴节不对中转子的动力学响应分析. 机械强度, 2012,34(3):327~332 (Lei W P, Han J, Li Z S, et al. Dynamic response analysis of the rotors connected by the misaligned gear coupling. *Journal of Mechanical Strength*, 2012,34(3):327~332 (in Chinese))
- 7 Al-Hussain K M. Dynamic stability of two rigid rotors connected by a flexible coupling with angular misalignment. *Journal of Sound & Vibration*, 2003,266(2):217~234
- 8 万召,荆建平,孟光,等. 弹性联轴器不对中转子-轴承系统的非线性动力特性及稳定性研究. 振动与冲击, 2012,31(24):20~25 (Wan Z, Jing J P, Meng G, et al. Nonlinear dynamic behaviors and stability of a rotor-bearing

- ing system with flexible coupling misalignment. *Journal of Vibration & Shock*, 2012,31(24):20~25 (in Chinese))
- 9 张俊红,马梁,马文朋,等.不平衡-碰摩-不对中故障耦合作用下柔性转子-滚动轴承系统动力学分析与实验.天津大学学报,2012,45(10):855~864 (Zhang J H, Ma L, Ma W P, et al. Experiment and dynamic analysis of flexible rotor-ball-bearing system with unbalance-rubbing-misalignment coupling faults. *Journal of Tianjin University*, 2012,45(10):855~864 (in Chinese))
- 10 李兴阳,陈果.转子-滚动轴承系统不对中-碰摩耦合故障动力学分析.飞机设计,2009,29(3):71~80 (Li X Y, Chen G. The dynamic analysis of rotor/ball bearings system's misalignment-rubbing coupling faults. *Aircraft Design*, 2009,29(3):71~80 (in Chinese))
- 11 Reddy M C S, Sekhar A S. Detection and monitoring of coupling misalignment in rotors using torque measurements. *Measurement*, 2015,61:111~122
- 12 龙鑫.齿式联轴器不对中动力学特性研究[硕士学位论文].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2006 (Long X. Analysis of dynamic characteristics of gear coupling with misalignment [Master Thesis]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2006 (in Chinese))
- 13 陈果.带碰摩耦合故障的转子-滚动轴承-机匣耦合动力学模型.振动工程学报,2007,20(4):361~368 (Chen G. Rotor-ball bearing stator coupling dynamics model with rubbing coupling fault. *Journal of Vibration Engineering*, 2007,20(4):361~368 (in Chinese))
- 14 陈果,李成刚,王德友.航空发动机转子-滚动轴承-支承-机匣耦合系统的碰摩故障分析与验证.航空动力学报,2008,23(7):1304~1311 (Chen G, Li C G, Wang D Y. Nonlinear dynamic analysis and experiment verification of rubbing faults of rotor-ball bearing-support-stator coupling system for aero-engine. *Journal of Aerospace Power*, 2008,23(7):1304~1311 (in Chinese))

COUPLING FAULTS ANALYSIS OF SINGLE DISK ROTOR SYSTEM WITH GEAR COUPLING*

Wu Xiaoli¹ Yang Yang^{1†} Ge Yumei¹ Yang Yiren¹ Cao Dengqing²

(1. College of Mechanics and Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

(2. School of Astronautics, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract In order to study the dynamic characteristics of the rotor system under unbalanced-misalignment, a dynamic model of the rotor-roller bearing coupling system was established. Consider the parallel misalignment of the gear coupling, and the center of mass and centroid of the rigid turntable are not concentric. Using the Lagrange method, we deduced the dynamic equations of the system. Moreover, numerical analysis is used to analyze the influence of the different misalignment of the coupling, the quality of the different couplings participating in the vibration and the different supporting conditions on the dynamic characteristics of the rotor system. The calculation results show that due to the misalignment, when the rotational speed of the rotor system reaches one-half of the critical speed, the lateral vibration displacement of the disk increases significantly. That is, the misalignment will make the system at one-half critical speed. Produce an unstable area. When the rolling bearing is used, as the degree of misalignment increases, the rotational speed corresponding to the maximum amplitude of the rotor in the unstable region gradually increases, and when linear support is used, such a phenomenon has not occurred. As the quality of the coupling participates in the vibration, the vibration of the system at one-half of the critical speed becomes more and more severely.

Key words rotor-roller bearing system, gear coupling, rolling bearing, parallel misalignment, critical speed

Received 10 October 2018, revised 5 November 2018.

* The project supported by the National Natural Science Foundation of China (11702228), the Fundamental Research Funds for the Central Universities (2682017CX087).

† Corresponding author E-mail: 181042yy@163.com