

# 三支撑轴系转子残余不平衡量相位差组合 振动特性研究\*

宾光富<sup>1</sup> 李学军<sup>1†</sup> 蒋勉<sup>1</sup> 王维民<sup>2</sup>

(1.湖南科技大学机械设备健康维护湖南省重点实验室,湘潭 411201) (2.北京化工大学诊断与自愈工程研究中心,北京 100029)

**摘要** 针对三支撑汽轮机组、压缩机组等轴系中各转子动平衡合格,但安装试车后仍发生轴系不平衡振动故障问题,提出研究各跨转子残余不平衡量相位差组合对轴系振动特性的影响.首先,通过构建两跨三支撑轴系动力学有限元模型,进行轴系转子间残余不平衡量相位差典型组合,分析三支撑轴系不平衡稳态响应,得到轴系支撑处振动随各转子残余不平衡量相位差典型组合的关系,发现残余不平衡量相位差组合对高转速下轴系振动影响大,以0-180典型组合下各支撑振动幅值最小,不同于传统双支撑轴系0-0组合下振动最优的结论,最后开展轴系残余不平衡量相位差组合振动特性实验验证.论文结论可为这类三支撑轴系不平衡振动故障诊断和控制提供新的思路和参考.

**关键词** 残余不平衡量, 相位差组合, 三支撑轴系, 不平衡稳态响应, 振动特性实验

DOI: 10.6052/1672-6553-2017-010

## 引言

采用三支撑轴系结构的汽轮机组、压缩机组,与目前常规的双支撑轴系结构相比,相邻各转子振动特性相互耦合,转子间振动相互关联大,造成轴系振动情况更为复杂.在工程中多次出现单转子平衡满足振动合格要求,在现场组装后发生轴系不平衡故障导致振动超标等现象<sup>[1]</sup>.针对多转子轴系不平衡振动问题,国内外开展了很多研究工作,其中Ding<sup>[2]</sup>研究了多支承转子系统多面不平衡特性. Shih等<sup>[3,4]</sup>研究柔性转子不平衡量分布的识别法. De Castro等<sup>[5]</sup>提出转子不平衡力的识别搜索算法. Tiwari等<sup>[6]</sup>通过脉冲响应评估转子轴承系统残余不平衡量. Yao等<sup>[7]</sup>分析了转速、偏心率和联轴器耦合刚度对两跨三支撑轴系动力学特性的影响. Wang等<sup>[8]</sup>开展了不平衡量位置对转子动力学特性影响分析.高金吉院士在传统五维对中基础上,提出考虑各转子残余不平衡量相位相互耦联(一维)的多转子轴系“六维对中”思想<sup>[9]</sup>.基于单转子振动特性和相邻转子挠度互为影响理论,文献[10]提

出轴系相邻转子失衡挠度的同相组合最优观点.韩清凯等<sup>[11]</sup>研究了双圆盘不平衡转子系统非线性动力学特性.赵荣珍等<sup>[12]</sup>研究了双侧转子对双跨转子轴承系统中间轴颈振动的影响.张欢等<sup>[13]</sup>研究了航空发动机双转子结构的稳态不平衡响应.刘淑莲等<sup>[14]</sup>开展基于全息谱分析的非线性转子系统不平衡量识别研究.王美令等<sup>[15]</sup>开展转盘偏置对转子系统动力学特性的影响研究.韩军等<sup>[16]</sup>研究了基于模型的双转子-支撑系统不平衡故障识别法.许琦等<sup>[17]</sup>以传统四跨八支撑轴系转子为例,采用有限元法研究了多跨转子不平衡动力学匹配问题.崔亚辉等<sup>[18]</sup>分析了单支撑超超临界汽轮机轴系不平衡响应.此外,郭玉杰等<sup>[19]</sup>研究了支撑标高对轴系不平衡振动特性的影响.以上研究多以传统双支撑轴系结构为对象,开展不平衡量幅值和轴向位置,以及进行不平衡量识别等方面研究.由于材料、制造和装配等因素限制使各转子在动平衡后总会存在一定量的残余不平衡,它们组装成轴系后各转子残余不平衡量相位差组合会影响三支撑轴系结构振动,这方面的研究鲜有报道.

2016-12-13 收到第1稿,2017-01-25 收到修改稿.

\* 国家自然科学基金项目(51575176, 51375162)、湖南省教育厅重点项目(13A023)、湘湖青年创新人才项目(2015RS4043)

† 通讯作者 E-mail: abin811025@163.com

因此,针对汽轮机组、压缩机组等三支撑轴系转子结构特点,通过仿真和实验研究各转子间典型残余不平衡相位差组合对三支撑轴系振动特性的影响,找出各支撑处振动最小的残余不平衡相位差组合,以形成考虑残余不平衡量相位差组合的三支撑轴系不平衡振动抑制方法,为解决透平机组多转子轴系不平衡振动问题提供新思路 and 途径。

## 1 轴系动力学建模与振动特性仿真

### 1.1 残余不平衡激励下轴系动力学方程

转子残余不平衡质量所引起的振动属于强迫振动,其响应频率和转速频率相等。对于航空发动机三支撑轴系而言,每跨转子都会因材质不均匀、加工装配误差等因素而在叶轮等部位产生不平衡,虽然在出厂前会进行高速动平衡,但仍会存在一定量的许用残余不平衡量。而由于转子跨数多,又使得轴系间各跨转子的残余不平衡量幅值大小、轴向位置、相位差分布形式多样,因此其组合具有随机性。目前,转子系统的运动方程多根据 Ritz 原理建立,采用互相重叠的三次多项式作为广义坐标,因此整个转轴可作为连续梁系统来处理。这样的转子系统包含了内外阻尼、陀螺力矩、不平衡力和其他各种线性和非线性力,具有高维和局部非线性的特点。为便于说明,以由三个轴承支撑的两跨转子系统为例,每跨转子的残余不平衡量简化到一个圆盘上,经过模态降阶后系统运动方程可写为<sup>[14]</sup>:

$$M\ddot{q}+C\dot{q}+Kq=B_1F_{u1}+B_2F_{u2}+B_3F_{o1}+B_4F_{o2}+B_5F_{o3} \quad (1)$$

其中  $q$  为系统位移矢量,  $M$  为系统的质量矩阵,  $C$  为系统的阻尼矩阵(包括内阻尼和陀螺力矩),  $K$  为系统刚度矩阵,  $B_i$  为作用力位置矩阵,  $F_{u1}$  和  $F_{u2}$  分别为两跨转子上残余不平衡量产生激励力,  $F_{o1}$ 、 $F_{o2}$  和  $F_{o3}$  是支撑轴系的三个轴承的油膜力。对于不平衡力  $F_{u1}$ 、 $F_{u2}$  可表示为如下形式:

$$F_{ui} = \begin{pmatrix} F_{ui}^x \\ F_{ui}^y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} m_i e_i \omega^2 \cos(\omega t + \delta_i) \\ m_i e_i \omega^2 \sin(\omega t + \delta_i) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_{ui} \cos(\omega t + \delta_i) \\ f_{ui} \sin(\omega t + \delta_i) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_{uic} \\ f_{uis} \end{pmatrix} \cos\omega t + \begin{pmatrix} -f_{uis} \\ f_{uic} \end{pmatrix} \sin\omega t \quad (2)$$

式中  $f_{uic} = f_{ui} \cos\delta_i$ ,  $f_{uis} = f_{ui} \sin\delta_i$ ;  $m_i$  表示转子上的残余不平衡质量;  $e_i$  为转子上残余不平衡质量到其回转中心的距离;  $\omega$  为转子绕转轴旋转速度;  $\delta_i$  为转子上残余不平衡量的初始相位;  $i = 1, 2$ , 分别表示轴系中两跨转子。若  $(\delta_1 - \delta_2)$  组合为  $0-0$ , 则表示两跨转子的残余不平衡量形成同相不平衡; 若为  $0-180$ , 则为反相不平衡。

同时,支撑轴承油膜力可视为近似的周期力,采用傅里叶级数将其展开分解为水平方向  $f_{xj}$  和垂直方向  $f_{yj}$  ( $j = 1, 2, 3$ )。根据振动理论可知:两跨三支撑转子系统不平衡响应  $q$  为残余不平衡激励下各阶模态的线性叠加,其形式可表示为:

$$q = \sum_{n=1}^{\infty} (q_{cn} \cos n\omega t + q_{sn} \sin n\omega t) \quad (3)$$

对式(3)求导可得  $\dot{q}$  和  $\ddot{q}$ , 将其代入式(1), 取不平衡响应和激励力工频分量, 整理可得不平衡响应  $q$  为:

$$q = \begin{pmatrix} q_{c1} \\ q_{s1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -m\omega^2 + k & c\omega \\ -c\omega & -m\omega^2 + k \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} B_1 \begin{pmatrix} f_{u1c} \\ f_{u1s} \end{pmatrix} + B_2 \begin{pmatrix} f_{u2c} \\ f_{u2s} \end{pmatrix} + B_3 \begin{pmatrix} f_{x1c1} \\ f_{y1c1} \end{pmatrix} + B_4 \begin{pmatrix} f_{x2c1} \\ f_{y2c1} \end{pmatrix} + B_5 \begin{pmatrix} f_{x3c1} \\ f_{y3c1} \end{pmatrix} \\ B_1 \begin{pmatrix} -f_{u1s} \\ f_{u1c} \end{pmatrix} + B_2 \begin{pmatrix} -f_{u2s} \\ f_{u2c} \end{pmatrix} + B_3 \begin{pmatrix} f_{x1s1} \\ f_{y1s1} \end{pmatrix} + B_4 \begin{pmatrix} f_{x2s1} \\ f_{y2s1} \end{pmatrix} + B_5 \begin{pmatrix} f_{x3s1} \\ f_{y3s1} \end{pmatrix} \end{pmatrix} \quad (4)$$

其中位置矩阵  $B$  可由残余不平衡量所在转子的轴向位置来确定。显然,从式(4)右边可知不平衡响应  $q$  不仅与残余不平衡量幅值  $me$ 、轴向位置有关,还有残余不平衡量相位差组合  $(\delta_1 - \delta_2)$  有关。

### 1.2 两跨三支撑轴系有限元动力学建模

以模拟某型汽轮机组三支撑轴系结构形式的转子为例,进行有限元动力学建模分析,该轴系的基本结构参数如表 1 所示。

表 1 三支撑轴系基本结构参数

Table 1 Structural parameters of shafting with three supports

	$\rho/\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	$L/\text{mm}$	$ID/\text{mm}$	$OD/\text{mm}$	$M/\text{kg}$
Shaft 1	7830	600	0	15	0.830
Shaft 2	7830	600	0	15	0.830
Big Disk	7850	30	29	200	6.760
Disk 1	2768	35	29	50	0.126
Disk 2	7850	35	29	40	0.164
Shafting	—	1210	—	—	30.498

根据表1中基本参数,采用有限元法,构建的两跨三支撑轴系有限元模型如图1所示.其中4个大圆盘中心点分别对应节点3、5、10、12,小圆盘1中心点为节点4,小圆盘2中心点为节点11;轴系采用三个刚性支撑,分别对应节点2、6、13,其主刚度均设为 $5 \times 10^4 \text{ N/mm}$ ;各转子间采用刚性联轴器,按照等效原则将其模化为轴段,其中径向刚度设为 $1 \times 10^5 \text{ N/mm}$ .轴系转子模型共12个主单元,26个子单元,6个转盘,14个节点,总计54个自由度.由于本文只分析轴系前三阶临界转速,故自由度个数理论上大于3即满足要求<sup>[20]</sup>.

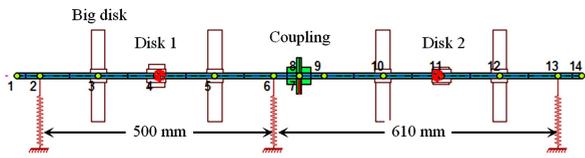


图1 两跨三支撑轴系有限元模型

Fig.1 FEM of shafting with two spans and three supports

在构建了轴系动力学有限元模型后,采用直接积分法求解微分方程的齐次解,得到轴系前三阶无阻尼临界转速及相应的振型,结果如图2所示.

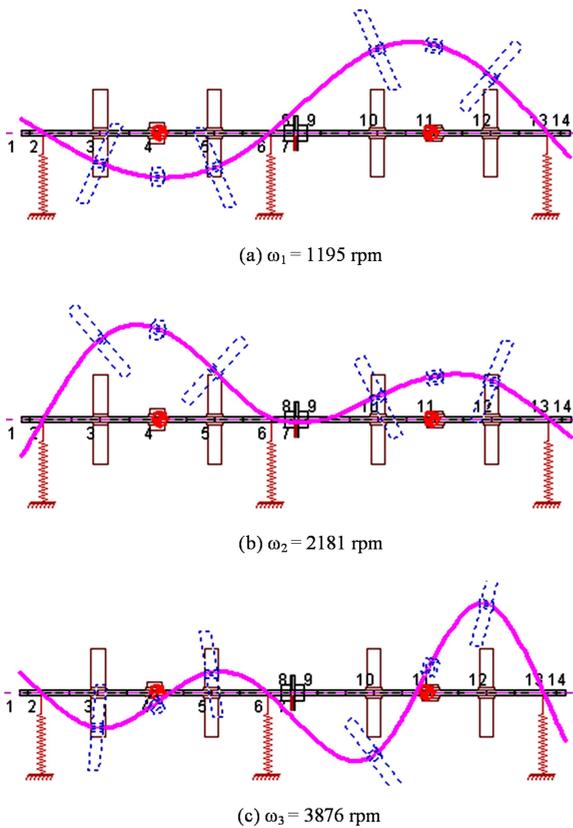


图2 轴系前三阶临界转速及振型

Fig.2 First three critical speeds and mode shape of shafting

从分析结果可知三支撑轴系前三阶临界转速分别为:1195、2181、3876rpm.且可知轴系前两阶振型对应第二、一跨转子的一阶弯曲振型,轴系第三阶振型则对应第二跨转子的二阶弯曲振型.

### 1.3 轴系残余不平衡相位差组合涡动响应分析

由于目前汽轮机工作转速一般高于轴系中各跨转子的一阶临界转速值而低于二阶临界转速值,再结合本节中两跨三支撑轴系结构特点,选取900rpm和3000rpm两种典型转速,以分别考虑轴系在刚性转子和柔性转子两种情况下,轴系中各跨转子间残余不平衡量相位差组合对轴系振动特性的影响.为便于表述,将每跨转子的残余不平衡量进行简化,合成集中到各跨转子中间节点位置,即在三支撑轴系动力学有限元模型节点4和11处施加大小为 $0.4 \text{ kg} \cdot \text{mm}$ ,相位差组合按照0-0和0-180两种典型情况的不平衡量,以模拟轴系中两跨转子的残余不平衡量,分析900和3000rpm典型转速下轴系涡动轨迹,结果分别如图3和4所示.

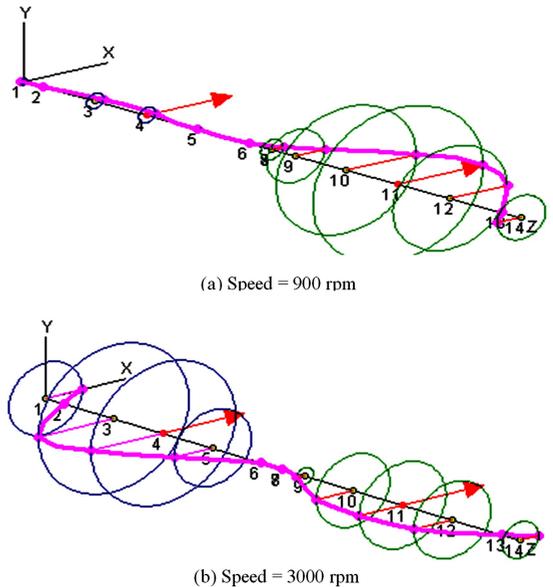


图3 相位差组合0-0下轴系的涡动轨迹

Fig.3 Shaft response due to 0-0 phase difference of unbalances

在三支撑轴系有限元模型基础上,通过在节点9处增加一个支撑,使之成为传统的两跨四支撑轴系,同理进行0-0和0-180两种典型残余不平衡相位差组合下轴系涡动轨迹分析,以进行两种支撑下轴系振动特性对比.根据涡动轨迹图,整理0-0和0-180两种典型相位差组合下两跨转子轴系涡动轨迹最大轨迹圆半径 $O_r$ ,结果如表2所示.

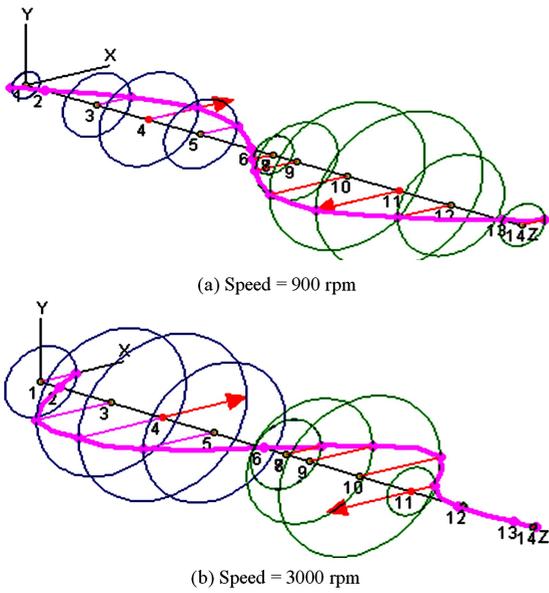


图 4 相位差组合 0-180 下轴系的涡动轨迹

Fig.4 Shaft response due to 0-180 phase difference of unbalances

表 2 两跨转子轴系涡动轨迹特性参数

Table 2 Feature parameters of shaft response for two-span shafting

Speed /rpm	Phase difference / (°)	$O_r$ of Shafting with three-support/mm	$O_r$ of Shafting with four-support/mm
900	0-0	0.0311	0.0128
900	0-180	0.0698	0.0110
3000	0-0	0.1301	0.1101
3000	0-180	0.0654	0.1325

根据两跨三支撑和两跨四支撑轴系的涡动轨迹情况,结合转子振动特性和轴系相邻转子间振动影响规律,分析两跨三支撑轴系残余不平衡量相位差组合下振动特性规律如下:

(1) 在 900rpm 低转速下,即轴系一阶临界转速之下,轴系涡动轨迹最大半径  $O_r$  值均比较小,说明各转子残余不平衡相位差对轴系振动的影响较小,且传统四支撑比三支撑结构的振动更小.事实上,经过高速动平衡合格后各转子残余不平衡量较小,如果轴系工作在临界转速区域以下,则该轴系振动一般小于残余不平衡量偏心值,故低转速下可忽略轴系各转子残余不平衡相位差的影响.

(2) 在 3000rpm 高转速下,即轴系各跨转子的一阶临界转速之上和二阶临界转速之下, $O_r$  值均比较大,说明各转子残余不平衡相位差对轴系振动影响较大.在 0-0 相位差组合下,两跨三支撑轴系中两跨转子的涡动轨迹均位于转轴的同侧.而在 0-180 相位差组合下,两跨转子的涡动轨迹则位于转

轴的不同侧,这说明随着残余不平衡量相位差组合的变化,由不同阶次的振型曲线叠加而成的涡动轨迹曲线也发生了改变.

(3) 从最大轴系涡动轨迹半径值来看,对于传统双支撑轴系结构,0-0 比 0-180 相位差组合对轴系振动要略小,说明传统双支撑同相组合最优,这与文献[9]得出的轴系相邻两转子振动影响规律相符.而对三支撑轴系,0-180 比 0-0 组合的振动要小,这与 0-180 组合下各跨转子残余不平衡挠度使得振型涡动曲线往轴系旋转中心线偏移,从而使三支撑轴系的不平衡挠度峰值变小有关.

## 2 残余不平衡相位差组合振动实验

### 2.1 残余不平衡相位差组合振动实验系统

为验证和分析两跨三支撑轴系残余不平衡相位差组合振动特性仿真结论,按照表 1 中的基本参数,设计两跨三支撑轴系结构,搭建轴系模拟实验台如图 5 所示,包括有两跨三支撑轴系结构、带驱动装置、传感器与振动测试系统.其中实验台支撑系统为 HM20N 卧式硬支撑动平衡机摆架,各支撑摆架采用两个对称滚轮结构形式来支撑转轴,并可通过调整固定滚轮横梁的高度来设置支撑摆架的标高.在实验过程中,只留下 1#、2#和 3#共三个摆架支撑轴系.

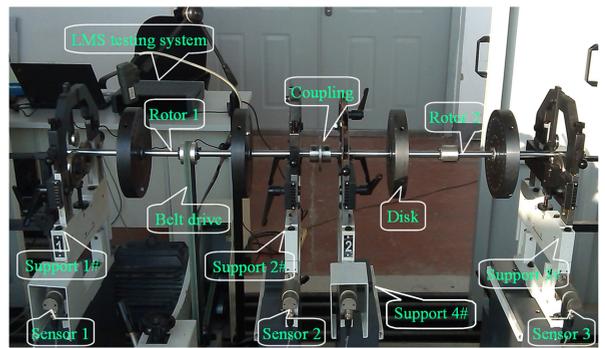


图 5 两跨三支撑转子实验台及测试系统

Fig.5 Two-span and three-support shafting rig and testing system

采用 LMS 测试系统进行振动数据采集,其中分析频谱带宽为 512 Hz,分辨率为 0.5 Hz,谱线数 1024.三个支撑摆架内嵌灵敏度  $310\text{mV}/(\text{mm} \cdot \text{s}^{-1})$  振动速度传感器测量转轴水平方向振动.

### 2.2 三支撑轴系残余不平衡相位差组合振动实验

为保证实验效果,先将两跨三支撑轴系的各跨转子进行单转子高速动平衡,然后通过刚性联轴器

将其连成轴系,进行轴系初始状态即未加任何配重螺钉下振动测试,测得三个支撑升速区间 300~3300rpm 内工频振动 Bode 图,结果如图 6 所示。

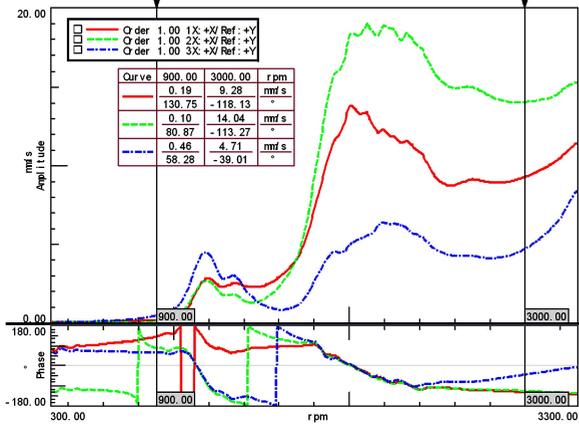


图 6 三支撑轴系初始工频振动

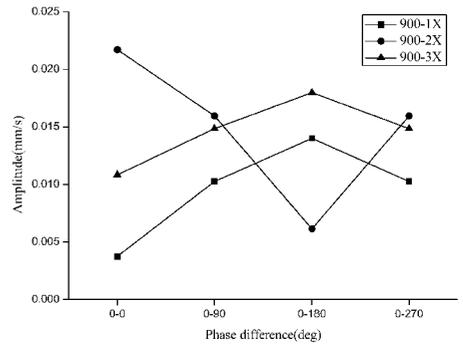
Fig.6 Initial 1X vibration for two-span and three-support shafting

从图中可知该两跨三支撑转子轴系的前 2 临界转速约为 1140 和 2110rpm,分别对应第二跨和第一跨转子临界转速.显然实测值与 1.1 节仿真计算值的相对误差在 5% 以内,根据动力学相似原则,可判断出仿真建模参数选取合理.为模拟轴系中各跨转子残余不平衡量相位差随机组合的情况,采取在转子 1 的两转盘 0° 方向螺钉孔加 5 g 螺钉,然后分别在转子 2 的两转盘 0°、90°、180°、270° 螺钉孔位置上加 5 g 螺钉组合方式,分别测试三个支撑在转盘不平衡加重后 900 和 3000 rpm 转速下的工频振动,共得到 4 组不同不平衡量相位差组合下 900 和 3000 rpm 两转速下的振动数据。

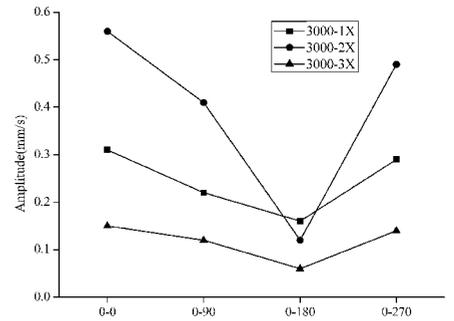
为消除实验过程中原始不平衡量以及驱动系统对实验转子的影响,根据轴系不平衡激励与振动响应之间线性关系,利用各组测量数据一致性和可比性,将测试不平衡加重螺钉的振动响应与初始振动响应通过矢量运算相减,得到仅由不平衡加重螺钉引起的转子振动,从而研究各转子残余不平衡量相位差组合对轴系振动影响.经处理得到 900rpm 和 3000 rpm 转速下三个支撑处振幅值如图 7 所示.其中“900-1X”表示转速为 900 rpm 时,轴系支撑 1 水平方向 X 的振动速度幅值,其它依此类推。

### 2.3 振动实验数据分析与讨论

从图中实验测试数据,可分析得出两跨三支撑轴系振动随转子间残余不平衡量相位差组合的变化规律如下:



(a) Speed=900 rpm



(b) Speed=3000 rpm

图 7 不同相位差组合下三支撑轴系振动测试值

Fig.7 Testing data of three-support shafting with phase difference

(1) 当转速为 900 rpm 时,各支撑处的振幅在 0.004~0.022 mm/s 之间.支撑 1 和 3 的变化趋势基本一致,而支撑 2 的情况则恰恰相反.支撑 2 的振幅波动在三个支撑中最大。

(2) 当转速为 3000 rpm 时,各支撑振幅在 0.07~0.52 mm/s 之间.0-0 组合时三个支撑振幅均最大,而 0-180 组合时,振幅最小,幅值比高达 10 倍.其中支撑 2 的振幅较其它两个支撑的振幅变化要明显,且波动比较大。

(3) 转速 3000 rpm 下三个支撑的振动幅值约为转速 900 rpm 下的 10 倍.当轴系为柔性转子时,0-180 组合最优,0-0 组合最差;在刚性转子轴系下,这种规律则表现不明显.支撑 1 和 3 变化趋势基本一致,而支撑 2 振幅较其它两支撑变化要大。

### 3 结论

(1) 通过研究发现三支撑轴系振动随转子间残余不平衡量相位差存在明显变化,且最大振幅变化范围可达 10 倍.因此,在各跨转子动平衡合格的前提下,仍然可通过调整各跨转子间残余不平衡量相位差组合来有效控制轴系不平衡振动响应。

(2) 通过分析转子间残余不平衡量相位差的典型组合方式,得出 0-180 组合下三支撑轴系振动

最优,而0-0组合下轴系振动最差。该结论不同于目前常规双支撑轴系“同相组合为最优”,其原因与三支撑轴系结构以及激起不平衡阶次振型等因素有关。

(3)由于三支撑汽轮机组、压缩机组等轴系中联轴器类型多样、轴承非线性影响、轴承座标高等因素导致情况复杂多样,难以从理论上严格分析所有残余不平衡量相位差组合情况。因此需结合具体结构,根据动平衡报告中残余不平衡量实际数据,按照“六维对中”基本思想,有针对性的分析得出相位差优化组合,以满足实际工程的需求。

### 参 考 文 献

- 1 高金吉. 机器故障诊治与自愈化. 北京: 高等教育出版社, 2012 (Gao J J. Machine fault diagnosis and self-recovering. Beijing: Higher Education Press, 2012 (in Chinese))
- 2 Ding J. Computation of multi-plane imbalance for a multi-bearing rotor system. *Journal of Sound and Vibration*, 1997, 205(3): 364~371
- 3 Shih Y P, Lee A C. Identification of the unbalance distribution in flexible rotors. *International Journal of Mechanical Sciences*, 1997, 39(7): 841~857
- 4 Yang T, Lin C. Estimation of distributed unbalance of rotors. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2002, 124(4): 976~983
- 5 De Castro H F, Cavalca K L, et al. Identification of unbalance forces by metaheuristic search algorithms. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2010, 24(6): 1785~1798
- 6 Tiwari R, Chakravarthy V. Simultaneous identification of residual unbalances and bearing dynamic parameters from impulse responses of rotor-bearing systems. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2006, 20(7): 1590~1614
- 7 Yao J F, Gao J J, Zhang Y, et al. The dynamic analysis of two-rotor three-bearing system. *International Journal of Rotating Machinery*, 2015(2015): 342636-1~15
- 8 Wang L K, Bin G F, Li X J, et al. Effects of unbalance location on dynamic characteristics of high-speed gasoline engine turbocharger with floating ring bearings. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2016, 29(2): 271~280
- 9 高金吉, 缪红燕, 徐鸿等. 多转子轴系优化耦联及其不平衡响应有限元分析. *振动与冲击*, 2005, 24(2): 1~4 (Gao J J, Miao H Y, Xu H, et al. Multi-rotors system coupling optimization and unbalance response analysis with finite element method. *Journal of Vibration and Shock*, 2005, 24(2): 1~4 (in Chinese))
- 10 张厚琪. 轴系相邻转子失衡挠度的同相组合. *电力建设*, 1992, 13(5): 6~9 (Zhang H Q. In phase combination for the adjacent rotor unbalance deflections of shafting. *Electric Power Construction*, 1992, 13(5): 6~9 (in Chinese))
- 11 韩清凯, 于涛, 俞建成等. 单跨双圆盘不平衡转子-轴承系统的非线性动力学分析. *机械工程学报*, 2004, 40(4): 16~20 (Han Q K, Yu T, Yu J C, et al. Nonlinear dynamic analysis of unbalanced single-span double-disc rotor-bearing system. *Journal of Mechanical and Engineering*, 2004, 40(4): 16~20 (in Chinese))
- 12 赵荣珍, 张优云, 孟凡明. 双跨转子轴承系统耦合实验研究. *润滑与密封*, 2003, 28(3): 7~8 (Zhao R Z, Zhang Y Y, Meng F M. Experimental study of coupling effects between two spans in rotor-bearing system. *Lubrication Engineering*, 2003, 28(3): 7~8 (in Chinese))
- 13 张欢, 陈予恕. 航空发动机转子系统的动态响应计算. *动力学与控制学报*, 2014, 12(1): 36~43 (Zhang H, Chen Y S. Dynamic response calculation of a aero engine's dual rotor system. *Journal of Dynamics and Control*, 2014, 12(1): 36~43. (in Chinese))
- 14 刘淑莲, 李强, 郑水英. 基于全息谱分析的非线性转子系统不平衡量识别. *机械工程学报*, 2010, 46(17): 62~66 (Liu S L, Li Q, Zheng S Y. Unbalance identification of nonlinear rotor system based on holospectrum analysis. *Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 46(17): 62~66 (in Chinese))
- 15 王美令, 韩清凯. 转盘偏置对转子系统动力学特性的影响研究. *动力学与控制学报*, 2011, 9(3): 238~242 (Wang M L, Han Q K. Research on the effect of offset disc on dynamic characteristics of rotor system. *Journal of Dynamics and Control*, 2011, 9(3): 238~242 (in Chinese))
- 16 韩军, 高德平, 胡绚. 一种基于模型的双转子不平衡故障诊断方法. *航空动力学报*, 2008, 23(5): 932~938 (Han J, Gao D P, Hu X. A model-based diagnosis method of unbalance faults for dual-spool system. *Journal of Aerospace Power*, 2008, 23(5): 932~938 (in Chinese))
- 17 许琦, 刘子良, 姚红良等. 多跨转子系统不平衡动力学匹配. *东北大学学报(自然科学版)*, 2013, 34(3): 404~407 (Xu Q, Liu Z L, Yao H L, et al. Unbalance dynamic matching of multi-span rotor System. *Journal of*

- Northeastern University (Natural Science)*, 2013, 34(3): 404~407 (in Chinese))
- 18 崔亚辉,姚剑飞,张俊杰等. 1000MW 汽轮机组 N+1 支撑轴系的不平衡振动特性研究. 中国电力, 2015, 48(10):1~5 (Cui Y H, Yao J F, Zhang J J, et al. Study on unbalanced vibration characteristics of 1000 MW steam turbine shaft series with N+1 supports. *Electric Power*, 2015, 48(10):1~5 (in Chinese))
- 19 郭玉杰,翟震,张文涛. 标高对俄制 1000MW 机组三支撑轴系振动影响研究. 振动与冲击, 2012, 31(20):99~102 (Guo Y J, Zhai Z, Zhang W T. Influence of bearing elevation on vibration of a 1000MW turbo generator shaft system supported with three bearings. *Journal of Vibration and Shock*, 2012, 31(20):99~102 (in Chinese))
- 20 Chen W J, Gunter E J. Introduction to dynamics of rotor-bearing systems. Victoria: Trafford Publishing, UK, 2010

## VIBRATION CHARACTERISTICS FOR RESIDUAL UNBALANCE PHASE DIFFERENCE OF SHAFTING WITH THREE SUPPORTS\*

Bin Guangfu<sup>1</sup> Li Xuejun<sup>1†</sup> Jiang Mian<sup>1</sup> Wang Weiming<sup>2</sup>

(1. Health Maintenance for Mechanical Equipment Key Lab of Hunan Province, Hunan University of Science and Technology, Xiangtan 411201, China)

(2. Diagnosis and Self-recovering Research Center, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

**Abstract** Although each rotor is balanced well, unbalance vibration fault still exists for the shafting with three supports (i.e., steam turbine, compressor unit, etc.). The effect of residual unbalance phase difference on vibration characteristics of shafting with three supports is investigated in this paper. A finite element model is developed for shafting with two spans and three supports to analyze the steady-state response. Additionally, the combination of residual unbalances phase difference among multi rotors is presented. The relationship between the supports vibration and the residual unbalance phase difference among multi rotors are confirmed. The phase difference of shafting with residual unbalance mostly affects the shafting vibration in the high speed, and the minimum vibration amplitude for the shafting is from 0–180. Obviously, it is different from the traditional shafting with four supports. Finally, the vibration experiment for the phase difference of shafting residual unbalances is performed to validate the simulation predictions. It is a new way to suppress the unbalance vibration fault for this kind of shafting with multi rotors.

**Key words** residual unbalance, phase difference, shafting with three supports, unbalance steady response, vibration experiment