

# 透平机械三转子四支撑轴系不平衡振动特性\*

沈意平, 宾光富, 王 钢, 李学军

(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)

**摘要** 针对汽轮机、压缩机等透平机械三转子四支撑轴系经常发生不平衡振动现象,研究轴系中各转子振型不平衡的响应特性。采用有限元法构建三转子四支撑轴系动力学有限元模型,分别在各跨转子上施加一阶、二阶弯曲振型不平衡,分析高低转速下轴系的涡动轨迹,以揭示各转子振型不平衡与轴系振动响应的关联。通过搭建的三转子四支撑轴系转子振动实验台,开展各跨转子不平衡激励下轴系振动响应测试,分析共振点和幅、相频特性,得出结论:这类轴系跨内加重振动响应由轴系模态振型和激励类型共同决定,兼具有转子外伸端振动特性。该结论可为消除这类三转子四支撑轴系不平衡故障提供参考。

**关键词** 振型不平衡; 涡动轨迹; 加重响应实验; 三转子四支撑轴系

**中图分类号** TH113.1; O327

## 引 言

多转子轴系振动往往是影响发电、石化行业机械设备甚至是整个生产线安全稳定运行的重要因素,其中大多数振动故障是由转子质量不平衡直接引起或因平衡状态发生变化。统计资料表明:在现场发生的机组振动故障,属于转子质量不平衡的约占 75%。尤其近年来国内发电行业采用高参数的  $N+1$  支撑超超临界汽轮机组。这种新型轴系具有结构紧凑、运行效率高等特点,但该轴系中相邻各转子振动特性相互耦合程度更高,造成轴系不平衡振动问题更为复杂<sup>[1]</sup>。国内外在轴系转子不平衡振动特性方面开展了大量研究<sup>[2-4]</sup>。文献[5]分析了双悬臂转子系统动力学特性及不平衡响应。苏引平等<sup>[6]</sup>研究了主跨支撑特性对三支撑轴系结构振动的影响。文献[7]进行转子不平衡量识别研究。陈景明等<sup>[8]</sup>研究了双转子-支撑系统不平衡故障识别法。文献[9]通过构建有限元模型分析转子不平衡特性,进而求取加重影响系数。崔亚辉等<sup>[10]</sup>分析了单支撑超超临界汽轮机轴系不平衡特性,发现相邻转子两临界转速附近的振动耦合性突出。以上多针对传统双支撑轴系开展不平衡振动特性仿真研究,而且较少涉及三转子四支撑这类单支撑轴系,尤其是转

子振型不平衡对轴系振动影响鲜有报道。

因此,针对汽轮机、压缩机等透平机械三转子四支撑轴系结构特点,通过在轴系不同跨内施加一阶、二阶弯曲振型不平衡(即激励类型),稳态同步响应分析得到轴系不同转速下涡动轨迹和振动响应,分析共振转速点和幅频、相频特性,揭示这种轴系各转子间不平衡振动特性和规律,为解决这类型机组多转子轴系不平衡振动问题提供参考。

## 1 轴系不平衡振动特性仿真分析

以三转子四支撑汽轮机轴系为对象研究其不平衡振动特性,其中轴系模拟结构参数如表 1 所示。

表 1 轴系基本结构参数

Tab. 1 The basic structural parameters of shafting

名称	密度/ ( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )	长度/ mm	内径/ mm	外径/ mm	质量/ kg
转轴 1	7 830	600	0	15	0.830
转轴 2	7 830	600	0	15	0.830
转轴 3	7 830	600	0	15	0.830
大圆盘	7 850	30	29	200	6.760
小盘 1	2 768	35	29	50	0.126
小盘 2	7 850	35	29	40	0.164
轴系		1 820			46.086

\* 国家自然科学基金资助项目(51575176, 51875196, 11672106);湖南省教育厅优秀青年资助项目(16B093);湖南省科技重大专项资助项目(2015GK1003)

收稿日期:2016-12-17;修回日期:2017-03-11

## 1.1 轴系动力学有限元建模

根据转子动力学建模基本原则,采用有限元法构建轴系有限元模型如图1所示。为便于研究轴系中各跨转子的不平衡响应特性,在此不考虑轴承阻尼影响,即采用四个刚性支撑,分别对应节点2,6,

13,20,其主刚度均设为 $5 \times 10^4$  N/mm;刚性联轴器的径向刚度为 $1 \times 10^5$  N/mm,角刚度为 $1 \times 10^7$  N·mm/rad。轴系模型模型共21个节点,每个节点有 $(x, y, \theta_x, \theta_y)$ 共4个自由度,由于节点7和8,14和15为联轴器同一位置点,各约束了1个自由度,故模型总计82个自由度<sup>[11]</sup>。

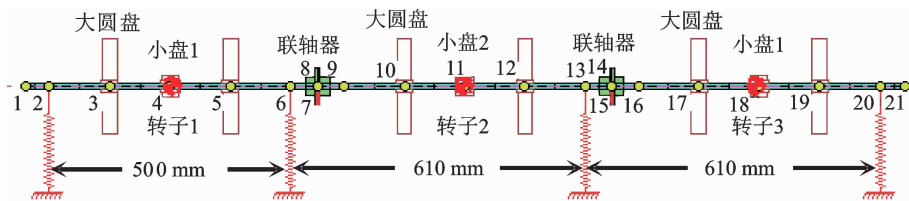


图1 三转子四支撑轴系有限元分析模型

Fig. 1 FEM for shafting with three-rotor and four-support

轴系临界转速(critical speed, 简称 $N_{cr}$ )与振型分析结果如图2所示。

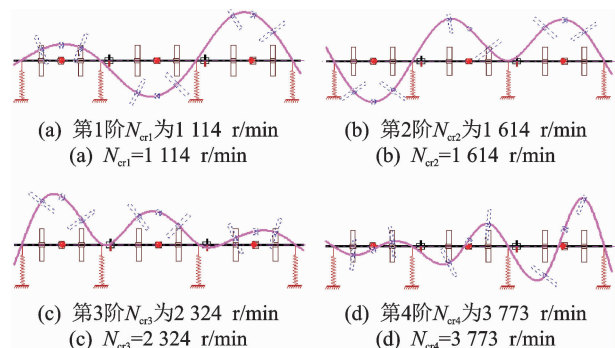


图2 前四阶临界转速及振型

Fig. 2 The first fourth critical speed and mode shape

显然可知:该轴系前四阶临界转速分别为:1 114, 1 614, 2 324, 3 773 r/min,其中对应前三阶轴系振型依次为第3跨、第2跨和第1跨转子的一阶弯曲振型,第4阶为第3跨转子的二阶弯曲振型。综合考虑转子结构特点,分别选择800,3 kr/min两个转速进行轴系临界转速前后振动特性分析。

## 1.2 轴系不平衡稳态响应分析

为研究不平衡激励类型对轴系振动的影响,在转子1两圆盘上分别施加大小为 $0.4 \text{ kg} \cdot \text{mm}$ 的1阶、2阶弯曲振型不平衡(即同、反相不平衡),分析轴系不平衡稳态响应,得到800和3 kr/min时轴系涡动轨迹,结果如图3,4所示。

结合图2中的轴系振型图,从图3和图4涡动响应轨迹可知:当转速为800 r/min时,轴系各跨转子为刚性转子,同相不平衡主要激起了轴系第1阶振型,也即此时轴系涡动主要以第3跨转子的1阶

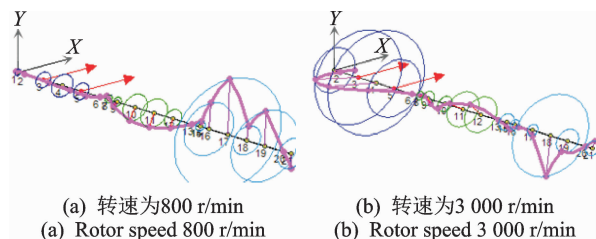


图3 转子1上同相不平衡激励下的轴系涡动轨迹

Fig. 3 Shaft response excited in-phase unbalance in rotor 1

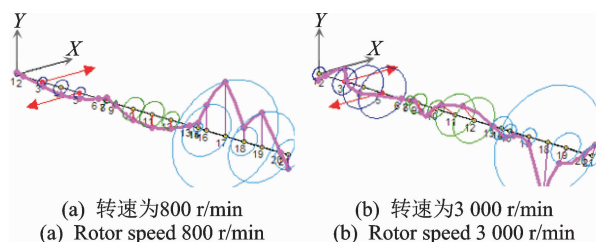
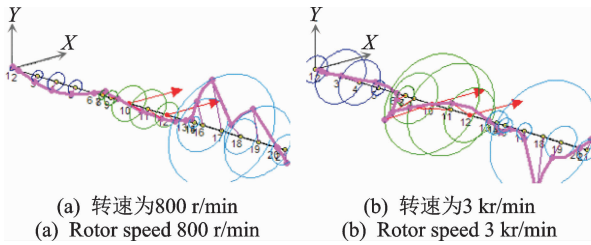


图4 转子1上反相不平衡激励下的轴系涡动轨迹

Fig. 4 Shaft response excited out-phase unbalance in rotor 1

弯曲振型为主;当转速为3 kr/min时,即位于轴系3阶和4阶临界转速之间,轴系涡动轨迹主要由轴系的第3,4阶振型混合组成,即转子1以1阶弯曲振型为主,而转子2和3则含有2阶弯曲振型成分。反相不平衡激励下轴系涡动则以四阶振型为主,转子1,2,3均表现为2阶弯曲振型。在转子2上进行同样分析与处理,得到转子2上不平衡激励下轴系涡动响应轨迹如图5和6所示。

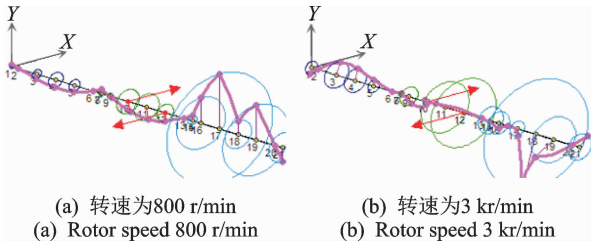
同理,分析图5和图6可知:当转速为800 r/min时,轴系第2跨转子上的不平衡加重情形与第1跨转子基本类似;当转速为3 kr/min时,转子2上同相不平衡激励导致轴系涡动轨迹以轴系的三阶振型为主,即转子1,2,3均以一阶弯曲振型为主,但转



(a) 转速为800 r/min (a) Rotor speed 800 r/min (b) 转速为3 kr/min (b) Rotor speed 3 kr/min

图 5 转子 2 上同相不平衡激励下的轴系涡动轨迹

Fig. 5 Shaft response excited in-phase unbalance in rotor 2

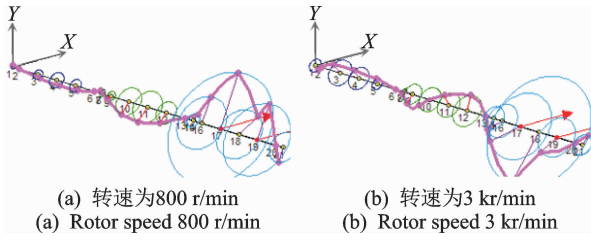


(a) 转速为800 r/min (a) Rotor speed 800 r/min (b) 转速为3 kr/min (b) Rotor speed 3 kr/min

图 6 转子 2 上反相不平衡激励下的轴系涡动轨迹

Fig. 6 Shaft response excited out-phase unbalance in rotor 2

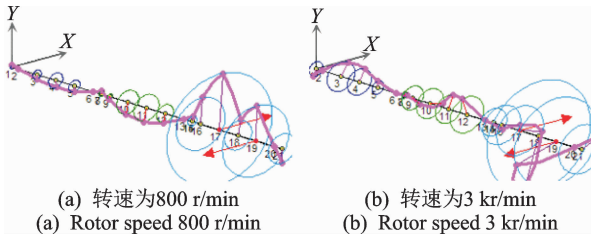
子 2 和 3 挠曲变形较大,明显含有二阶弯曲振型分量。反相不平衡激励下轴系涡动轨迹则以轴系四阶振型为主,转子 2 和 3 则以二阶弯曲振型为主,而转子 1 则仍以一阶振型为主。同理,转子 3 上不平衡激励的分析结果分别如图 7 和 8 所示。



(a) 转速为800 r/min (a) Rotor speed 800 r/min (b) 转速为3 kr/min (b) Rotor speed 3 kr/min

图 7 转子 3 上同相不平衡激励下的轴系涡动

Fig. 7 Shaft response excited in-phase unbalance in rotor 3



(a) 转速为800 r/min (a) Rotor speed 800 r/min (b) 转速为3 kr/min (b) Rotor speed 3 kr/min

图 8 转子 3 上反相不平衡激励下的轴系涡动

Fig. 8 Shaft response excited out-phase unbalance in rotor 3

同理,从图 7 和图 8 分析可知:当转速为 800 r/min 时,第 3 跨转子上不平衡激励引起的轴系涡动情况与第 1 跨转子基本一致,主要激起了轴系的第一阶振型;当转速为 3 kr/min 时,第 3 跨转子同相不平衡激励下的轴系涡动则主要由轴系第 3,4 阶振

型联合决定,即转子 3 的涡动以一阶弯曲振型为主,而转子 2 以二阶弯曲振型为主,转子 1 以一阶弯曲振型为主。反相不平衡激励下轴系涡动则以轴系四阶振型为主,转子 3 和 2 以明显的二阶弯曲振型为主,而转子 1 则以一阶弯曲振型为主。

## 2 轴系不平衡振动特性实验

为验证这类轴系不平衡振动响应特性,设计了透平机械三转子四支撑轴系模拟实验台,该轴系的支撑采用 HM20N 卧式硬支撑平衡机摆架,内嵌灵敏度 310 mV/(mm · s<sup>-1</sup>) 的 SV16 振动速度传感器来测量转子水平振动。轴系采用电机皮带驱动模式。采用 LMS 测试系统进行数据采集与处理,其中采集的分析频率带宽设为 512 Hz,分辨率为 0.5 Hz,谱线数为 1 024。

### 2.1 轴系不平衡特性实验方案

针对表 1 所述三转子四支撑轴系中基本结构参数,搭建的轴系模拟转子实验台如图 9 所示。轴系转子采用双圆盘结构,参数如表 1 所示。其中,支撑摆架采用两个对称滚轮支撑转轴,将 3# 和 5# 标高降低,只留下 1#,2#,4# 和 6# 共 4 个摆架支撑轴系,各转子间通过刚性联轴器刚性相连。

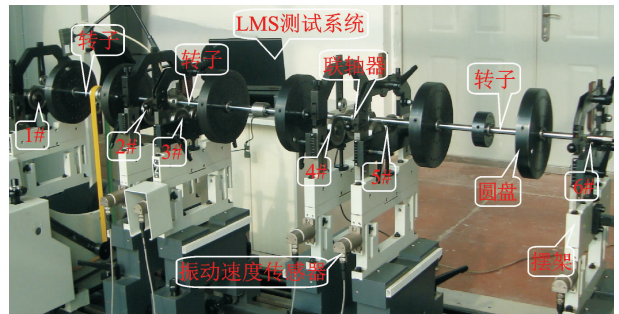


图 9 三转子四支撑轴系实验台

Fig. 9 Shafting rig with three-rotor and four-support

为消除实验过程中由于转子材质不均匀、制造装配等误差造成的原始不平衡以及驱动系统对实验转子的影响,根据转子不平衡激励与振动响应的线性关系,将测试的加重螺钉振动响应与初始振动响应通过矢量运算相减,得到仅由加重螺钉引起的转子振动响应。因此在经过单转子高速动平衡后,再刚性连成轴系,测得初始状态下轴系四支撑的升速工频振动情况如图 10 所示。

图中“阶次 1.00 1X: +X”表示支撑 1 处水平方向 X 振动速度基频分量,“参考: +X”表示参考的转

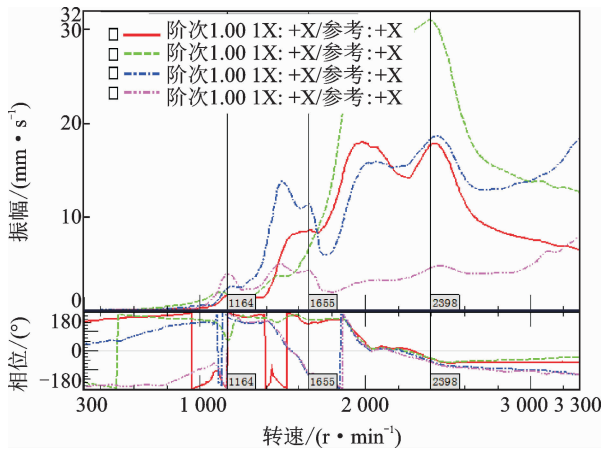


图10 轴系的初始振动

Fig.10 Initial vibration of shafting rig

速探头为水平方向 X,其他曲线含义依此类推。从图 10 可知该三转子四支撑轴系的前 3 阶临界转速约为 1 164, 1 655 和 2 398 r/min,分别对应轴系第 3,2,1 个转子的临界转速。工程上,通常采用临界转速值来检验转子动力学建模的质量,显然本研究中实测值与 1.1 节仿真计算值相对误差在 5% 以内,说明仿真建模参数合理<sup>[12]</sup>。

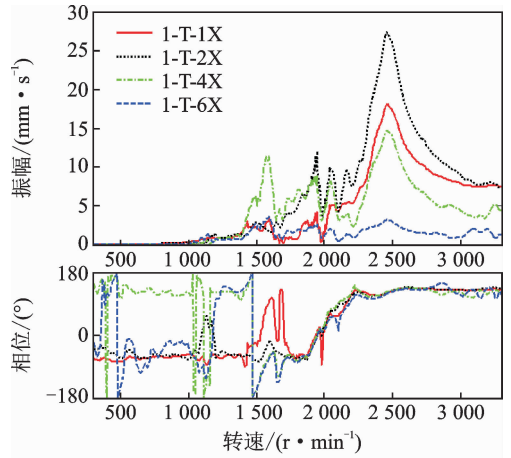
### 2.2 三转子四支撑轴系不平衡振动响应实验

首先测量经动平衡过的轴系初始振动,然后在转子 1 两大圆盘的 0 和 180° 上分别加 5 g 同相和反相不平衡配重螺钉,以模拟转子 1 上的一阶和二阶振型不平衡,测量转子在 300~3 300 r/min 下三支撑的工频振动,经处理得到转子 1 配重的加重响应如图 11 所示。同理,可得到转子 2、3 配重后的加重响应如图 12、13 所示。其中“1-T-1X”表示转子 1 上两大圆盘加同相不平衡激励时,支撑 1 的水平振动;“1-F-1X”为加反相不平衡激励时,支撑 1 的水平振动,其他依此类推。

从图 11~13 中实测的加重响应数据,可分析各转子不平衡对三转子四支撑轴系振动的影响如下:

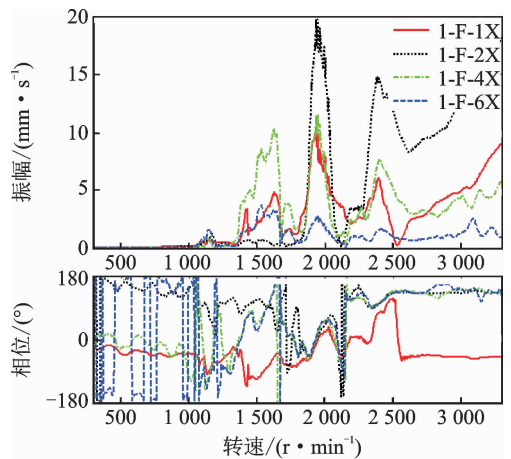
在轴系各转子跨内加同相螺钉时,即施加的是一阶弯曲振型不平衡激励,所加螺钉跨内两支撑工频振动依次在 1 200,1 650,2 450 r/min 左右有明显振幅峰值,相位约有 180° 突变,且一直同相,显然依次激起了转子 3,2,1 的一阶弯曲振型;加反相螺钉时,即施加二阶弯曲振型不平衡激励,有同样的峰值现象,相位也有突变,但对应的峰值比加同相螺钉时的峰值要小很多,且随着转速升高,两支撑振幅明显上升,相位也一直反相,这说明在低转速下以转子

一阶弯曲振型为主,高转速下以转子二阶弯曲振型为主。这些现象均与单转子跨内不平衡加重响应特性相似。



(a) 同向不平衡激励

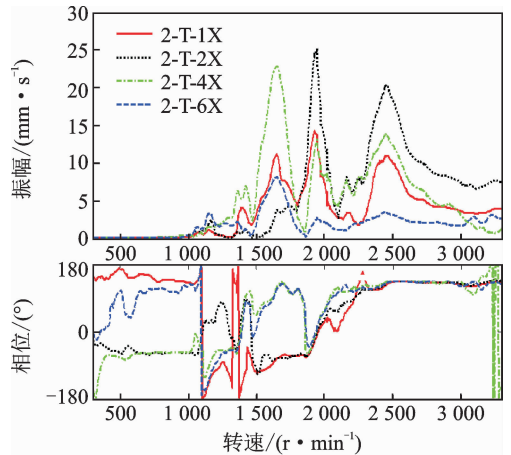
(a) In-phase unbalance excitation



(b) 反向不平衡激励

(b) Out-of-phase unbalance excitation

图 11 三转子四支撑轴系在转子 1 配重的加重响应测试  
Fig.11 Weighted response of rotor 1# from shafting with three-rotor and four-bearing



(a) 同向不平衡激励

(a) In-phase unbalance excitation



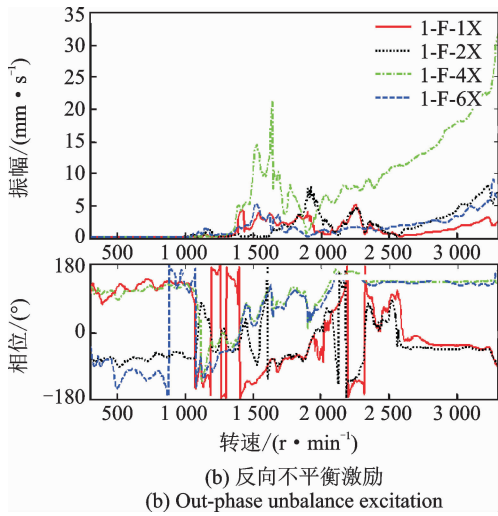


图 12 三转子四支撑轴系在转子 2 配重的加重响应测试  
 Fig. 12 Weighted response of rotor 2# from shafting with three-rotor and four-bearing

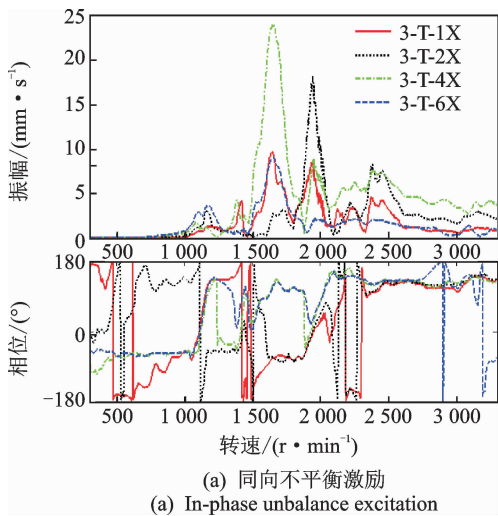


图 13 三转子四支撑轴系在转子 3 配重的加重响应测试  
 Fig. 13 Weighted response of rotor 3# from shafting with three-rotor and four-bearing

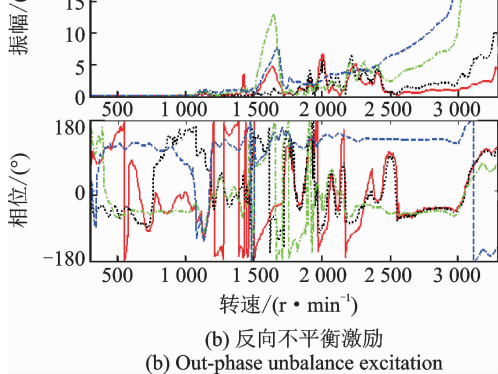


图 13 三转子四支撑轴系在转子 3 配重的加重响应测试  
 Fig. 13 Weighted response of rotor 3# from shafting with three-rotor and four-bearing

在轴系转子 1 上加重时,支撑 2 和 3 的振动相位在 1650 r/min 之前为反相,之后则为同相。支撑 3 和 4 的振动相位在 1 200 r/min 之前为反相,之后则为同相,且支撑 2,3,4 的振幅依次减小;在转子 2 上加重时,支撑 1 和 2 的振动相位在 1650 r/min 之前为反相,之后则为同相。支撑 3 和 4 的振动相位在 1200 r/min 之前为反相,之后则为同相,且支撑 4 的振幅较支撑 3 的明显偏小;在转子 3 上加重时,支撑 1 和 2 的振动相位在 2 450 r/min 之前为反相,之后则为同相。支撑 2 和 3 的振动相位在 1 650 r/min 之前为反相,之后则为同相,且支撑 1,2,3 振幅依次增大有规律。显然,这些现象与转子外伸端不平衡振动特性及轴系振动传递特性有关。

在轴系各跨转子上加重,各支撑振动除了临界转速点外均存在多个峰值点,尤其是在 1 900 r/min 左右非常明显,且加同相不平衡螺钉比反相不平衡螺钉时表现更为突出,这可能与转子 2 和 3 结构相似,相互间强耦合影响有关,这时需结合相频曲线来综合判断临界转速点。由于该轴系实验台支撑为绝对刚性,阻尼值很小,难以抑制转子振动,这也可从各支撑振动相位存在较大波动加以判断。这些现象均很少在单转子不平衡振动中出现。

### 3 结 论

1) 三转子四支撑轴系各转子跨内加重振动响应由轴系振型和激励类型共同决定。在 800 r/min 低转速时,不管不平衡激励类型如何,轴系涡动始终以轴系的一阶振型为主;在 3 kr/min 高转速时,加同相不平衡激励则主要以该跨转子的一阶弯曲振型为主,而加反相不平衡激励则主要以该跨转子的二阶弯曲振型为主。

2) 三转子四支撑轴系具有转子外伸端振动特性。由于单支撑轴系特殊结构,轴系各支撑振动表现出振动特性与单转子外伸端相似,即在转子跨内进行不平衡激励,则转子的一个支撑与其跨外相邻支撑的振动相位在该跨转子一阶临界转速之前为反相,之后则为同相。

3) 三转子四支撑轴系转子间振动影响明显,有可能产生多个振动峰值。由于轴系转子间结构相互耦合,除了共振点外,不平衡激励下轴系振动会产生多个新的振动峰值,这时需结合相频曲线进行综合判断。本研究的结论可为汽轮机组、压缩机组等这类多转子轴系不平衡振动问题提供参考,尤其是为

轴系动平衡中振型不平衡型式判断和关注测点相互影响分析提供依据。同时,今后还需进一步考虑油膜轴承、轴承标高、联轴器等因素对这类轴系不平衡振动响应特性的影响。

### 参 考 文 献

- [1] 高金吉. 机器故障诊治与自愈化[M]. 北京: 高等教育出版社, 2012: 29-31.
- [2] Sudhakar G N D S, Sekhar A S. Identification of unbalance in a rotor bearing system[J]. Journal of Sound and Vibration, 2011, 330(10): 2299-2313.
- [3] Guskov M, Sinou J J, Thouverez F, et al. Experimental and numerical investigations of a dual-shaft test rig with intershaft bearing[J]. International Journal of Rotating Machinery, 2007, 128(2): 308-321.
- [4] Ma Hui, Li Hui, Zhao Xueyan, et al. Effects of eccentric phase difference between two discs on oil-film instability in a rotor - bearing system[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2013, 41(1 - 2): 526-545.
- [5] 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.  
Yu Tao, Han Qingkai, Li Shanda, et al. Study on dynamic characteristics and imbalance response of double-over-hung rotor system [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2007, 27(3): 186-189. (in Chinese)
- [6] 苏引平, 曾庆猛, 傅行军. 主跨支撑特性对三支撑结构振动的影响[J]. 动力工程学报, 2014, 34(3): 205-209.  
Su Yinping, Zeng Qingmeng, Fu Xingjun. Effects of main-span supporting characteristics on vibration of the three-bearing structure[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2014, 34(3): 205-209. (in Chinese)
- [7] 臧廷朋, 温广瑞, 廖与禾. 基于稳健回归分析的转子系统不平衡量识别[J]. 振动、测试与诊断, 2016, 36(1): 126-130.  
Zang Tingpeng, Wen Guangrui, Liao Yuhe. Estimation of the unbalance of rotor system based on robust regression analysis [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(1): 126-130. (in Chinese)
- [8] 陈景明, 蒋东翔, 徐洪志. 基于模型的双转子-支撑系统快速故障识别方法[J]. 航空动力学报, 2013, 28(12): 2797-2802.  
Chen Jingming, Jiang Dongxiang, Xu Hongzhi. Efficient fault identification method for dual rotor-supporting system using model-based method[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(12): 2797-2802. (in Chinese)
- [9] 宾光富, 姚剑飞, 江志农, 等. 基于有限元模型的转子动平衡影响系数求解法[J]. 振动、测试与诊断, 2013, 33(6): 998-1002.  
Bin Guangfu, Yao Jianfei, Jiang Zhinong, et al. A method of influence coefficient for rotor dynamic balancing based on the finite element model[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2013, 33(6): 998-1002. (in Chinese)
- [10] 崔亚辉, 姚剑飞, 张俊杰, 等. 1000 MW 汽轮机组  $N+1$  支撑轴系的不平衡振动特性研究[J]. 中国电力, 2015, 48(10): 1-5.  
Cui Yahui, Yao Jianfei, Zhang Junjie, et al. Study on unbalanced vibration characteristics of 1000 MW steam turbine shaft series with  $N+1$  supports[J]. Electric Power, 2015, 48(10): 1-5. (in Chinese)
- [11] Chen W J, Gunter E J. Introduction to dynamics of rotor-bearing systems [M]. Victoria: Trafford Publishing, UK, 2010: 307-311.
- [12] 王维民, 高金吉, 江志农, 等. 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.  
Wang Weimin, Gao Jinji, Jiang Zhinong, et al. Principle and application of no trial weight field balancing for a rotating machinery [J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(2): 212-215. (in Chinese)



**第一作者简介:** 沈意平,女,1981年6月生,博士、副教授。主要研究方向为机械动力学与故障诊断、结构健康监测等。曾发表《海上浮式风机系泊缆索的动张力分析》(《机械设计》2017年第34卷第10期)等论文。

E-mail: yiping1011@163.com

**通信作者简介:** 宾光富,男,1981年10月生,博士、教授。主要研究方向为旋转机械动力学、机械动态测试及轴系动平衡。

E-mail: abin811025@163.com