

# 转子-联轴器-轴承-隔振器系统 不对中及锁频故障实验研究\*

赵广 刘占生 陈锋 王永亮

(哈尔滨工业大学能源学院, 哈尔滨 150001)

**摘要** 通过搭建转子-联轴器-轴承-隔振器系统实验台来模拟舰船主汽轮齿轮机组及其隔振系统,并通过轴承标高调节装置和不平衡质量来模拟实际机组运行过程中的不对中故障,分别研究了静、动态不对中和低频锁定故障的特征,并给出了解决途径.实验研究结果表明,对于含有隔振器的转子-联轴器-轴承系统,静态不对中和不平衡力等引起的动态不对中都会激起2倍频振动;在转速达到隔振系统的固有频率以后,系统有两个主要的振动频率:基频和被锁定的低频,说明系统出现结构不稳定性,发生周期分岔,锁频故障会严重威胁转子系统的安全稳定运行.研究结果可以为舰船主汽轮齿轮机组及其隔振系统的不对中和锁频故障诊断以及稳定性理论分析提供实践依据.

**关键词** 转子-轴承系统, 联轴器, 隔振器, 不对中, 锁频

## 引言

旋转机械中转子故障是关系到国民经济生产安全性的重要问题,其中不对中故障占转子系统故障的70%以上<sup>[1]</sup>.不对中状态下转子运动会引起机械振动、轴承的磨损、轴的挠曲变形、转子与定子间的碰摩等,对系统的稳定运行危害极大,因此一直备受设计者和工程师的关注<sup>[2]</sup>.对于普通的转子-联轴器-轴承系统,轴承座安装在刚性基础之上,因此其不对中主要源于轴承座的安装误差和联轴器的加工安装误差等<sup>[3]</sup>,而对于含有隔振系统的主汽轮齿轮机组,不对中具有其特殊性.

主汽轮齿轮机组是舰船动力系统的主要动力源,由汽轮机、联轴器和齿轮减速器等组成,由于舰船对振动和噪音要求严格,因此汽轮机和减速器分别通过隔振器连接到柔性基础(浮筏或者船体)之上,构成舰船转子-联轴器-轴承-隔振器系统.由于舰船主汽轮齿轮机组的特点,常常导致联轴器的两端产生不对中故障,包括静态不对中和动态不对中.动态不对中主要源于以下三个部分:第一,汽轮机和减速器转子的不平衡力差别导致它们在各自的隔振器系统上的动态响应不同,使联轴器的两端产生动态偏差;第二,舰船工作在复杂的海况下,主动力系统的工况变换频繁,而变工况下驱动扭矩的

改变会影响联轴器的连接和对中状态;第三,整个机组结构复杂,机组内各子系统具有不对称性,如汽轮机壳体下方常挂有很重的冷凝器等,同时,水平向和垂直向的支承刚度具有不对称性,这些会导致机组在运行过程中产生难以预估的各种动态不对中状况.

上述引起不对中的诸因素中,轴承静态安装误差导致的静态不对中和不平衡力作用下转子、隔振系统响应不同导致的动态不对中占主要部分.以上静态不对中和动态不对中在机组运行中会相互作用、相互影响,不能割裂开来,但以往对不对中的研究中,静态不对中较多<sup>[6-9]</sup>,动态不对中尤其是含有隔振系统的转子系统的动态不对中较少.

旋转机械转子的故障中,除不对中外,还存在锁频故障.锁频故障虽然不太常见,但其危害性较为严重,如转子-轴承系统中,非线性油膜力作用下转子的低频振动及其导致的油膜涡动和油膜振荡故障,常常导致系统的失稳,因此研究锁频故障的产生机理及消除措施具有重要的意义.目前对于非线性油膜力作用下转子锁频故障的实验研究较多<sup>[10,11]</sup>,而对于其他激振力导致的锁频故障研究较少.

针对以上问题,建立了转子-联轴器-轴承-隔振器系统实验台来模拟实际的舰船主齿轮减速机组及其隔振系统,通过调节轴承标高和不平衡质量来

模拟实际机组的各种不对中状态,通过实验研究了该系统不对中和锁频故障的产生、发展过程及其特征,并给出预防和解决途径。

## 1 实验台建立

### 1.1 总体实验台结构

转子-联轴器-轴承-隔振器系统实验台整体框图如图1所示,实验台由驱动电机、减速器、联轴器、汽轮机转子、隔振器、基础和数据采集与处理系统组成。

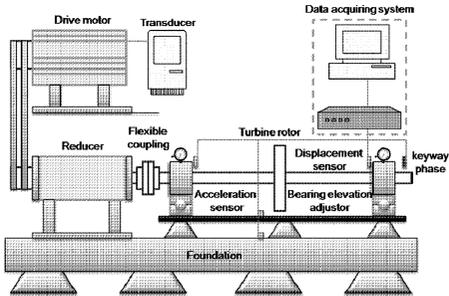


图1 转子-联轴器-轴承-隔振器系统框图

Fig.1 Sketch map of rotor-coupling-bearing-isolator system

实验台中,用基础模拟舰船浮筏或者船体,汽轮机转子和减速器分别模拟舰船主动力系统中的汽轮机和减速器;为了简化问题,有效模拟不对中故障,减速器和驱动电机刚性固定于基础之上,且由于减速器用滚珠轴承支承,其振动和汽轮机转子相比可以忽略。

减速器和汽轮机之间通过柔性联轴器连接。汽轮机转子由两个圆柱瓦滑动轴承支承,轴承下面分别安装在线标高可调装置。两个轴承座通过厚度为20mm的平板连接,模拟汽轮机或者齿轮减速器的机匣,平板下面用6个橡胶隔振器连接柔性基础之上。

信号采集与处理系统包括电涡流位移传感器、放大器,加速度传感器、电荷放大器,数据采集装置和工控机组成。位移传感器用于监测汽轮机转子的轴承附近的横向振动;加速度传感器用于监测基础和平板的振动。图1中略去轴承润滑系统。

### 1.2 实验台实物图及参数说明

实验台实物图如图2所示。标高可调装置及柔性联轴器实物图如图3所示,标高可调装置可连续调节轴承支承高度,有效工作范围为3mm,轴承高度测量用固定于基础上的百分表实现。实验台所用隔振器为JGF2-3剪切-压缩型橡胶隔振器,其实物图见图4。

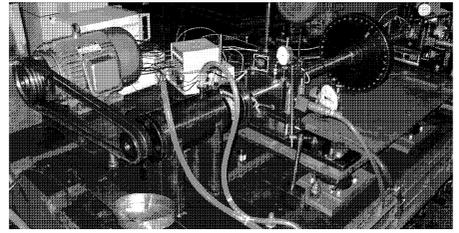


图2 转子-联轴器-轴承-隔振器系统试验台

Fig.2 Experiment rig of rotor-coupling-bearing-isolator system

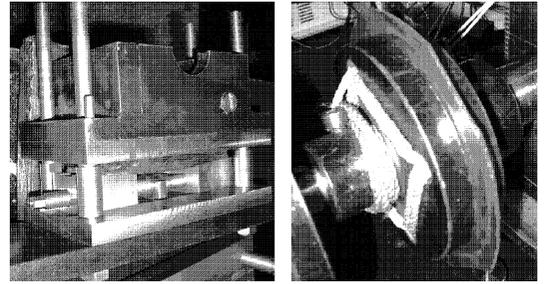


图3 轴承标高调节装置(a)及柔性联轴器(b)

Fig.3 Adjustor for bearing elevation(a) and flexible coupling(b)

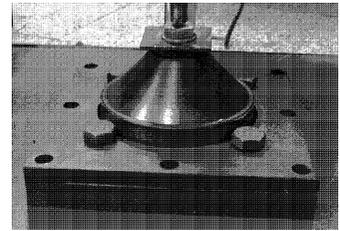


图4 橡胶隔振器

Fig.4 Rubber isolator

### 1.3 不对中实验状态说明

#### (1) 静态不对中

实验分为三类不对中进行,即平行不对中、倾角不对中和综合不对中。各状态参数如表1所示。为了分析问题的方便,只考虑垂直向不对中问题。

表1 静态不对中实验状态

Table 1 Experiment state of static misalignment

State No.	Elevation of bearing 1#(mm)	Elevation of bearing 2#(mm)	State explain
1	0	0	Initial state
2	0.2	0.2	Parallel misalignment 1
3	0.4	0.4	Parallel misalignment 2
4	0	0.2	Angular misalignment 1
5	0	0.4	Angular misalignment 2
6	0.2	0.4	Synthesis misalignment 1
7	0.3	0.6	Synthesis misalignment 2

通过轴承标高调节装置,可有效控制静态不对中状态,且各状态具有可重复性,上述每次不对中实验后均能回到初始状态,且各初始状态实验结果吻合很好,文中不在重复给出其他初始状态。

### (2) 动态不对中

分别改变轮盘的不平衡质量,各状态参数如表 2 所示. 实验过程中,每次改变不平衡质量实验后,均回到初始状态,且各初始状态吻合很好.

表 2 动态不对中实验状态

Table 2 Experiment state of static misalignment

State No.	Unbalance (g)	Phase(degree)	State explain
1	0	—	Initial state
2	3	180	Unbalance 1
3	6	180	Unbalance 2

## 2 实验结果及分析

### 2.1 静态不对中实验结果

各状态实验结果如表 3 所示. 实验过程,各状态的 3 倍频以上的幅值和频率成分几乎没有改变,因此只列出 2500rpm 稳态响应下,1,2 倍频的振动幅值.

表 3 静态不对中实验结果

Table 3 Experiment results of static misalignment

State No.	Amplitude of work frequency				Amplitude of 2X work frequency			
	1#x	1#y	2#x	2#y	1#x	1#y	2#x	2#y
1	29.6	14.4	37.6	37.4	2.8	7.6	5.4	2.2
2	26.0	7.8	12.6	29.0	1.8	42.4	7.0	1.2
3	15.8	7.0	10.6	32.4	2.0	65.0	7.4	1.4
4	10.4	17.2	22.8	39.0	3.0	4.0	5.4	2.6
5	14.0	30.2	17.2	39.8	3.2	7.2	4.4	2.2
6	22.4	8.8	7.0	27.4	2.2	22.2	5.4	0.2
7	39.6	20.8	20.8	24.2	2.0	23.4	5.6	0.8

以上各状态中,1#轴承 y 向频谱图分别如下.

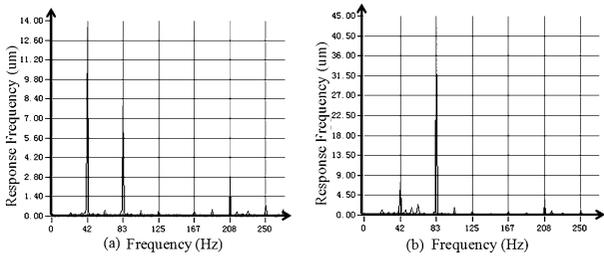


图 5 状态 1(a)和 2(b)频谱图

Fig. 5 Frequency spectrums of state 1(a) and 2(b)

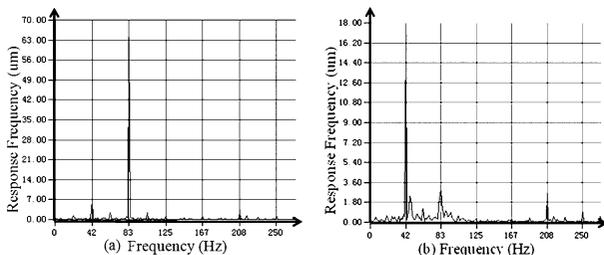


图 6 状态 3(a)和 4(b)频谱图

Fig. 6 Frequency spectrums of state 3(a) and 4(b)

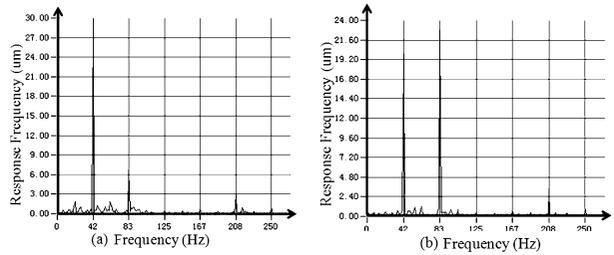


图 7 状态 5(a)和 6(b)频谱图

Fig. 7 Frequency spectrums of state 5(a) and 6(b)

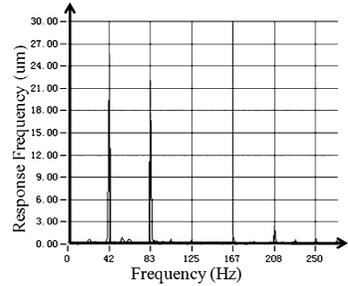


图 8 状态 7 频谱图

Fig. 8 Frequency spectrums of state 7

### 2.2 动态不对中实验结果

各状态中,1#轴承 y 向三维谱图分别如下.

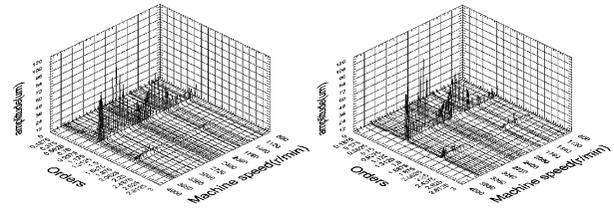


图 9 状态 1 轴承 1y 向三维谱图 图 10 状态 2 轴承 1y 向三维谱图  
Fig. 9 Waterfall of bearing 1y in state1 Fig. 10 Waterfall of bearing 1y in state2

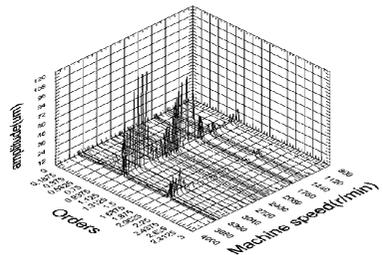


图 11 状态 3 轴承 1y 向三维谱图

Fig. 11 Waterfall of bearing 1y in state3

### 2.3 实验结果分析

#### 1. 静态不对中实验研究结果分析

随着平行不对中的增加,各通道基频幅值降低,但 1#y 向 2 倍频幅值显著提高;

当倾角不对中出现时,各通道 2 倍频变化不大,各轴承 y 向基频振动增加,x 向基频振动降低;

随着综合不对中的增加,1# y 向基频、2 倍频幅值不断升高;

### 2. 动态不对中实验研究结果分析

通过改变转子系统的不平衡质量,由系统响应的三维谱图可以看出,不平衡质量不但使系统的基频振动增加,而且使 2 倍频振动增加.

通过对以上静态不对中和动态不对中实验结果的分析可以得到转子-联轴器-轴承-隔振系统的不对中故障特征为:

(1)平行不对中使靠近联轴器的轴承在不对中方向上出现较大的 2 倍频振动;倾角不对中使各轴承在不对中方向上的基频振动增加;综合不对中则兼有以上平行和倾角不对中的特征.

(2)不平衡质量的增加不但使转子的基频振动增加,而且增加 2 倍频振动.

(3)靠近联轴器的轴承对不对中较为敏感,且该轴承在不对中发生的方向上,振动变化更为显著.

因此,在对含有隔振系统的转子系统进行不对中故障诊断时,需要综合评估各频率成分的变化及其幅值的变化,进而判断不对中的类型和不对中的来源,并采取相应的措施.值得肯定的是提高转子的平衡等级,即减小不平衡质量可以减小动态不对中的影响,为确定静态不对中的类型等排出干扰.

## 3 锁频故障研究

### 3.1 锁频故障产生,现象及消除

当转子系统的不对中量可以忽略时,在转子运转至 2900rpm 附近时,系统除基频振动外,还出现 3 个低频振动,其中 0.3 倍频和 0.5 倍频振动不大,且随者转速的升高没有大的改变,而 0.5~1 倍

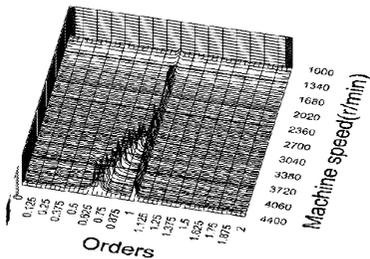


图 12 轴承 1x 向锁频故障三维瀑布图

Fig. 12 Waterfall of frequency-locking in bearing 1x

频之间的低频振动较大,而且随着转速的升高,该低频的频率保持不变,当转速达到 3500rpm 以后,其振动超过基频振动.锁频过程的三维谱图如图

12 所示,没有发生锁频故障转速为 2816rpm 时系统的频谱图和轴心轨迹如图 13 所示.发生锁频故障转速为 4317rpm 时系统的频谱图和轴心轨迹如图 14 所示.

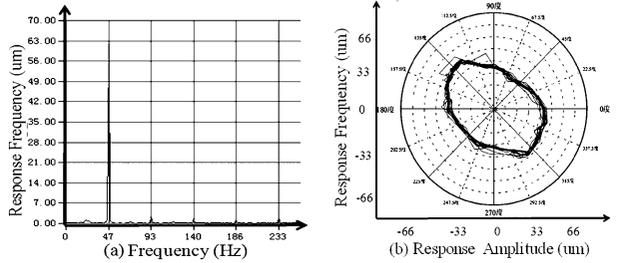


图 13 转速为 2816rpm 时轴承 1 频谱图(a)和轴心轨迹(b)

Fig. 13 Frequency spectrum(a) and Axial Trajectory Shape (b) of bearing 1x in 2816rpm

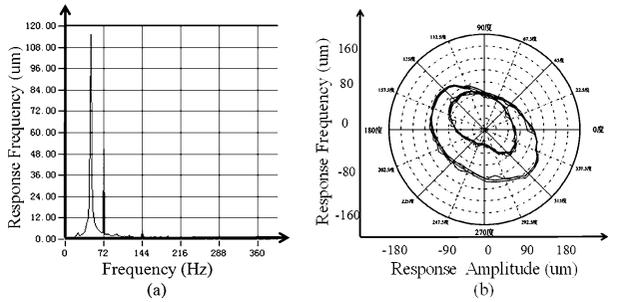


图 14 转速为 4317rpm 时轴承 1 频谱图(a)和轴心轨迹(b)

Fig. 14 Frequency spectrum(a) and Axial Trajectory Shape (b) of bearing 1x in 4317rpm

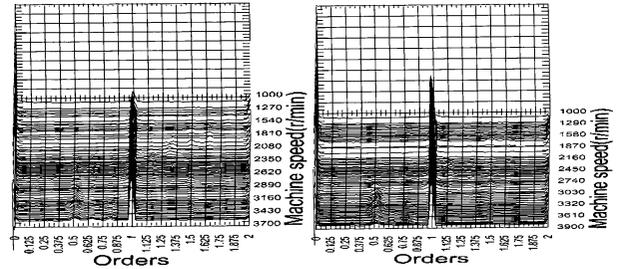


图 15 平行不对中轴承 1x 三维瀑布图

Fig. 15 Waterfall of bearing 1x with parallel misalignment

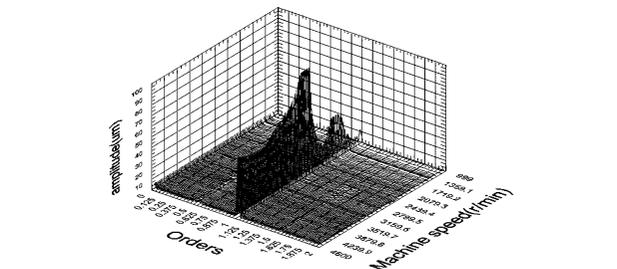


图 17 增加隔振器预载后轴承 1x 三维瀑布图

Fig. 17 Waterfall of bearing 1x with preload of isolator

当给系统一个平行不对中量或者倾角不对中时,锁频现象消失,且没有隔振系统的低频振动出现,如图 15、16 所示。

当在平板上平放两个重量分别为 23kg 的轮盘即给隔振器一个额外较重的预载时,低频振动及其锁频现象不在发生,如图 17 所示。

### 3.2 锁频故障实验结果讨论

(1)上述 3 个低频成分中,0.3 倍频和 0.5 倍频属于非线性油膜力引起的低频振动,而出现锁频现象的低频振动是隔振系统的频率,不是油膜涡动。因为一般情况下,油膜涡动出现在转子系统一阶临界转速 2 倍的频率下,而本系统转子的一阶固有频率为 2100rpm,同时,通过加速度传感器和理论计算,该锁定的频率 2900rpm 是隔振系统固有频率。

(2)由于低频振动的幅值较大,甚至大于基频幅值的 2 倍,且升速至 4800rpm 仍不能消除该频率,因此低频涡动(锁频)显著增加了系统的振动量级,对系统的稳定性构成重要的威胁。

(3)由图 13、14 的锁频前后的频谱图和轴心轨迹可以看出,系统在转速参数变化到一定数量后出现结构不稳定,出现概周期分岔。

(4)当在平板上增加质量块或者给系统一个不对中时,上述锁频现象不再出现。说明此时的系统对转速参数不再敏感,且具有较高的稳定性,也间接验证了上述的低频成分不是滑动轴承引起的低频分量。

因此,锁频故障的特征是系统出现低频振动,且频率不随着基频的变化而变化。在特定情况下,低频振动幅值可能超过基频振动。为了消除低频振动或者锁频,可以给系统一个适当的不对中量,或者增加隔振系统的预载。

## 4 结论

本文针对含有隔振系统的舰船主汽轮齿轮机组建立了转子-联轴器-轴承-隔振系统模拟实验台,研究了不对中故障和锁频故障的特征及消除方法。主要结论如下:

(1)平行不对中使靠近联轴器的轴承在不对中方向上出现较大的 2 倍频振动;倾角不对中使各轴承在不对中方向上的基频振动增加;综合不对中则兼有以上平行和倾角不对中的特征。不平衡质量的增加不但使转子的基频振动增加,而且增加 2 倍

频振动。

(2)靠近联轴器的轴承对不对中较为敏感,且该轴承在不对中发生的方向上,振动变化更为显著。

(3)在对含有隔振系统的转子系统进行不对中故障诊断时,需要综合评估各频率成分的变化及其幅值的变化,进而判断不对中的类型和不对中的来源,并采取相应的措施。

(4)该系统在转速达到隔振系统的固有频率以后,会出现低频锁定故障,这是由于系统在转速参数的不断改变导致结构不稳定,是系统出现概周期分岔。

(5)锁频故障的特征是系统出现低频振动,且频率不随着基频的变化而变化。锁频的出现显著增加了系统的振动量级,对转子系统的安全稳定运行构成重要威胁;为了消除低频振动或者锁频,可以给系统一个适当的不对中量,或者增加隔振系统的预载。

隔振器对转子-轴承系统动力学特性有较大的影响,也会导致新的振动问题的出现,因此需要更多的理论和实验研究,从源头上实现有效的减振降噪。

## 参 考 文 献

- 1 刘占生,赵广,龙鑫. 转子系统联轴器不对中研究综述. 汽轮机技术, 2007, 49(5): 321 ~ 327 (Liu Zhansheng, Zhao Guang, Long Xin. Survey of the research on coupling with misalignment of rotary machinery. *Turbine Technology*, 2007, 49(5): 321 ~ 327 (in Chinese))
- 2 K M Al-Hussain and I Redmond. Dynamic response of two rotors connected by rigid mechanical coupling with parallel misalignment. *Journal of Sound and Vibration*, 2002, 249(1): 483 ~ 498
- 3 韩捷,石来德. 转子系统齿式联接不对中故障的运动学机理研究. 振动工程学报, 2004, 17(4): 416 ~ 420 (Han Jie, Shi Laide. Study on kinematic mechanism of misalignment fault of rotor system connected by gear coupling. *Journal of Vibration Engineering*, 2004, 17(4): 416 ~ 420 (in Chinese))
- 4 陈林根,楼富强. 主汽轮齿轮机组及主要系统故障分析-航行时的主要故障. 航海技术, 2001, 6: 44 ~ 47 (Chen Lingen, Lou Fuqiang. Fault analyses for a marine steam turbine geared unit and its major systems(1) - faults occurred

- in the operation. *Navigation Technology*, 2001, 6: 44 ~ 47 (in Chinese))
- 5 陈林根,李伍生. 主汽轮齿轮机组及主要系统故障分析(I)-准备时的主要故障. 海军工程大学学报, 2000, 95: 56 ~ 62(Chen Lingen, Li Wusheng. Fault analyses for a marine steam turbine geared unit and its major systems(I) - faults occurred in preparation process. *Journal of Naval University of Engineering*, 2000, 95: 56 ~ 62(in Chinese))
  - 6 Zhan-sheng Liu, Guang Zhao. Modeling research on radial force in gear coupling with parallel misalignment. 12th IF-ToMM World Congress, Besancon, France, 2007
  - 7 李明. 平行不对中转子系统的非线性动力学行为. 机械强度, 2005, 27(5): 580 ~ 585(Li Ming. Nonlinear dynamic behavior of parallel misaligned rotor system. *Journal of Mechanical Strength*, 2005, 27(5): 580 ~ 585 (in Chinese))
  - 8 Guang Zhao, Zhansheng Liu, Feng Chen. Meshing force of misaligned spline coupling and the influence on rotor system. *International Journal of Rotating Machinery*, 2008, 321308:1 ~ 8
  - 9 S Prabhakar, A S Sekhar and A R Mohnty. Crack versus coupling misalignment in a transient rotor system. *Journal of Sound and Vibration*, 2002, 256(4): 773 ~ 786
  - 10 韩清凯,任云鹏,刘柯. 闻邦椿. 转子系统油膜失稳故障的振动实验分析. 东北大学学报, 2003. 24(10): 959 ~ 961(Han Qingkai, Ren Yunpeng, Liu Ke, Wen Bangchun. Experimental analysis on vibration of rotor system with oil-film instability fault. *Journal of Northeastern University (Natural Science)*, 2003, 24(10): 959 ~ 961 (in Chinese))
  - 11 王立国,黄文虎,徐殿国等. 转子-轴承系统响应的分岔与混沌控制分析. 动力学与控制学报, 2004, 2(4): 39 ~ 43(Wang Ligu, Huang Wenhu, Xu Dianwu, et. al. Analyzing and controlling bifurcation and chaos of response of a rotor - bearing system. *Journal of Dynamics and Control*, 2004, 2(4): 39 ~ 43(in Chinese))

## EXPERIMENT RESEARCH ON MISALIGNMENT AND FREQUENCY-LOCKING TROUBLE OF ROTOR- COUPLING-BEARING-ISOLATOR SYSTEM\*

Zhao Guang Liu Zhansheng Chen Feng Wang Yongliang

(The School of Energy, Harbin Institute of Technology, Harbin 15000, China)

**Abstract** Experiment rig of rotor- coupling- bearing- isolator system was installed to simulate marine steam turbine geared unit and its isolation system, the bearing elevation adjustor and unbalance mass were used to model the misalignment trouble of this unit, the characteristics of static and dynamic misalignment trouble and low frequency-locking trouble were studied, and the solutions to those troubles were also provided. Experiment research results show, for rotor- coupling- bearing system with isolators, both the static misalignment and unbalance force due to dynamic misalignment will lead 2X basic frequency. When the basic frequency arrives to the natural frequency of isolator system, two main frequencies appear, basic frequency and locked low frequency, and the structure of this system becomes unstable, which causes quasi-periodic bifurcation. Frequency-locking trouble would threaten safe and stable operation of rotor system seriously. The above research results will provide practical basis for misalignment and frequency-locking trouble and stable theoretical analysis of marine steam turbine geared unit and its isolation system.

**Key words** rotor-bearing system, coupling, isolator, misalignment, frequency-locking