

文章编号: 1000-8055(2008)08-1420-07

滑动轴承-转子系统的稳定性研究

杨金福¹, 杨晟博², 陈 策¹, 王永军³, 吴文峰³

(1. 中国科学院 工程热物理研究所, 北京 100190;

2. 中国科学院 北京全三维动力工程有限公司, 北京 100190;

3. 东安发动机有限公司 新能源科技发展公司, 哈尔滨 150066)

摘 要: 根据滑动轴承流固耦合运动的载荷平衡方程, 阐明了轴承油膜与转子相互耦合作用的失稳机理, 结合轴系涡动耦合频率激振与非线性耦合振动频率之间的耦合特性, 提出了一项轴系耦合调频的新技术. 通过对轴承油膜涡动、谐振等自激耦合振动现象的实验研究, 给出了轴系非线性动力学行为的典型特征与稳定性判别的准则, 同时也为实现轴系非线性振动的有效控制提供了相应理论及试验的依据.

关 键 词: 轴承转子系统; 非线性; 稳定性; 判别准则

中图分类号: TH117

文献标识码: A

Research on sliding bearings and rotor system stability

YANG Jin-fu¹, YANG Sheng-bo², CHEN Ce¹,
WANG Yong-jun³, WU Wen-feng³

(1. Institute of Engineering Thermo Physics,
Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

2. Sanwei Power Limited Company,
Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

3. Dongan Power Limited Company,
New Energy Technology Company, Harbin 150066, China)

Abstract: Based on the load balance equations of sliding bearing fluid-solid coupling motion, the mechanism of instability in bearing-rotor system was presented. According to the coupling relationship between whirl frequency and nonlinear coupling vibration frequency, a new technology was put forward to perform rotor-bearings system frequency coupling modulation. Through experiments of oil whirl, sub-harmonic resonance and other self-excited vibration, a criterion for rotor-bearing stability and nonlinear dynamics characteristics were presented. Moreover, relevant theoretical and experimental references were provided to achieve effective control of rotor-bearing nonlinear vibration.

Key words: rotor-bearing system; nonlinear; stability; stability criterion

随着旋转机械向高转速、大跨度、柔性轻结构方向发展, 滑动轴承油膜与转子相互作用引起的非线性失稳问题日益突出^[1-3]. 多年以来, 轴承转子系统稳定性研究取得了一系列成果. 但是, 滑动轴承-转子系统(以下简称为轴系)失稳问题仍是

旋转机械领域没有彻底解决的难题, 稳定性判别一直没有一个实用的方法与标准, 尤其是滑动轴承转子涡动特性与稳定性的关系还不清楚^[4-5], 无法对轴系运行稳定性进行有效的诊断与控制, 因此, 经常发生旋转机械滑动轴承及设备的损坏事

收稿日期: 2007-07-27; 修订日期: 2007-11-10

作者简介: 杨金福(1961-), 男, 黑龙江哈尔滨人, 研究员, 博士, 主要从事滑动轴承、转子动力学及流固耦合调频技术的研究.

故^[6-10].

本文针对轴系及轴承流固耦合运动载荷平衡方程^[11]的理论分析,探讨轴承油膜涡动、谐振等自激耦合振动现象及非线性作用的机理,结合单圆盘弹性支撑的轴系的典型试验及微型燃气轮机的实验结果,研究确定轴系稳定性的分析方法与判别准则,为进一步研究旋转机械的稳定性、故障诊断、非线性控制和优化设计等方面奠定基础。

1 轴系非线性动力学行为的理论分析

1.1 轴系的简化模型

轴系的运转状态将直接影响旋转机械的工作性能。在工程应用中,有些旋转机械的结构比较简单,轴系由一根轴、一级叶轮和两个轴承组成。尽管把轴系简化成单圆盘轴系模型是一个理想化的模型,但是对于解决旋转机械存在的振动问题仍然具有一定的指导意义。

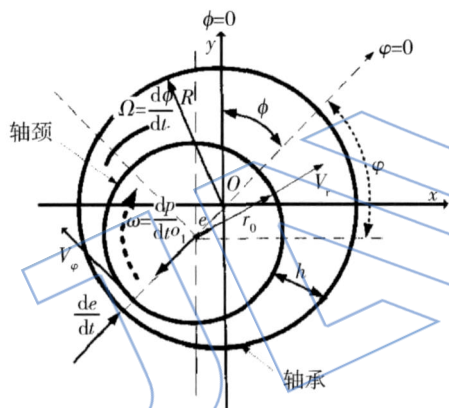


图 1 轴承结构及参数

Fig. 1 Schematic diagram of journal bearings

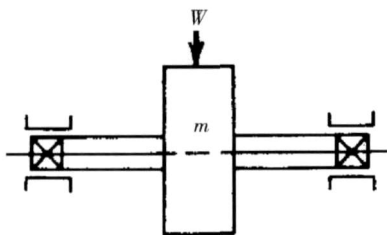


图 2 滑动轴承支承结构的轴承转子系统

Fig.2 Jeffcott rotor-bearings model

最简单的轴系模型是轴两端为圆柱滑动轴承的弹性支撑,一个轮盘固定在轴中部的单轮盘转子系统,如图 2。单轮盘转子又称作 Jeffcott 转子,它最早被 Jeffcott H H 用来研究高速旋转机械转子的不平衡响应。

1.2 轴承流固耦合运动载荷平衡方程

轴承流固耦合运动的载荷平衡方程,实质上是轴承流固耦合运动形式的转子旋转、振动、涡动、静压与外载荷相互耦合作用能量转化的守恒方程^[12]

$$\Theta + \xi + \psi - \varpi = 1 \quad (1)$$

$$\Theta = \frac{f_{1\phi} \omega}{f_{2\phi} \frac{d\phi}{dt}}, \quad \xi = \frac{f_{3\phi} \frac{d\mathcal{E}}{dt}}{f_{2\phi} \frac{d\phi}{dt}},$$

$$\psi_a = \frac{(\phi - \phi_0)}{2\mu f_{2\phi} \left\{ \frac{L}{D} \right\}^2 \frac{d\phi}{dt}} p_a, \quad \varpi = \frac{W_i}{\mu f_{2\phi} \left\{ \frac{L}{D} \right\}^2 \frac{d\phi}{dt}}$$

这里 Θ, ξ, ψ_0 和 ω 分别为轴承流固耦合特征系数; $f_{1\phi}, f_{2\phi}, f_{3\phi}$ 分别为非线性油膜力动力特征系数。其中 Θ 为惯性耦合系数、 ξ 为振动耦合系数、 ψ_0 为静压耦合系数、 ω 为外载荷耦合系数; $f_{1\phi}$ 为旋转惯性系数, $f_{2\phi}$ 为扰涡运动系数, $f_{3\phi}$ 为弹性挤压系数, 下标 ϕ 为轴颈旋转角。这里, μ 为润滑油动力粘度, L 为轴承宽度, λ 为轴承间隙比 c/r_0 , c 为半径间隙 $c = R - r_0$, ω 为轴颈旋转角速度, ϕ 为轴颈涡动角, ε 为偏心率 $\varepsilon = e/c$, r_0 为轴半径, p_0 为油膜静压力, ϕ_0 为油膜起始角, ϕ_1 为油膜终止角。

显然,在工程实际应用中,只要根据旋转设备的具体情况有效调整外扰动参数(W)、结构参数(L, D, λ)、物性参数(μ)和运动参数 $\left[\omega, \frac{d\phi}{dt}, \frac{d\theta}{dt}\right]$ 的合理匹配,并且满足载荷平衡方程(1),就能够实现滑动轴系稳定性的有效控制。

1.3 失稳的机理

在工程实际中,影响油膜承载能力的不稳定因素主要有轴颈旋转角速度 ω ,轴颈的涡动角速度 $\frac{d\phi}{dt}$ 和偏心率变化速度 $\frac{d\varepsilon}{dt}$,可以将轴承流固耦合运动的载荷平衡方程,转化成轴颈的涡动与挤压速度方程的两种形式,即涡动耦合频率激振和非线性耦合振动频率的分析方程^[11,13]

$$\frac{d\phi}{dt} = \frac{f_{2\phi}}{f_{2\phi}} \omega_0 + \frac{f_{3\phi}}{f_{2\phi}} \frac{d\mathcal{E}}{dt} + \frac{\frac{\pi}{2\mu f_{2\phi}} \left(\frac{L}{D}\right)^2 p_a - \frac{W_i}{\mu f_{2\phi} \left(\frac{L}{D}\right)^2}}{2\mu f_{2\phi} \left(\frac{L}{D}\right)^2} \quad (2)$$

这是两个很有实际工程意义的轴承稳定性分析方程,根据这两个方程相关参数来确定提高轴系稳定性的根本途径,就是有效的控制轴系外扰动参数、结构参数和物性参数对轴系的影响;合理调整轴颈旋转角速度 ω 、轴颈的涡动角速度 $\frac{d\phi}{dt}$ 和偏心率变化速度 $\frac{d\varepsilon}{dt}$ 的耦合运动特性,确保载荷平衡方程的 4 个流固耦合特征系数之和 ≥ 1 ,就能够实现轴系的稳定性分析、故障诊断、非线性控制和优化设计等工作。

2 轴系失稳的分析方法与判别准则

至今为止,轴系稳定性一直没有一个完整的实用判别准则。在汽轮发电机组轴系的设计中,一般工程设计的稳定裕度经验公式要求:刚性轴 $n < 0.75 n_{cl}$;柔性轴 $1.4 n_{cl} < n < 0.7 n_{c2}$ ^[14];在滑动轴承的设计中,要求在轴颈运行最大偏心率工作时,承压油膜厚度不能小于该轴承设计的最小值 h_{min} ^[15]。可见在工程中,轴系的工作频率与最小油膜厚度的安全设计裕度都缺乏相互耦合的内在联系,因此,不能很好地解决轴系非线性振动领域动态失稳的一些问题。

$$\varepsilon = \int \left(\frac{W_i}{\mu f_{3\phi} \left(\frac{L}{D} \right)^2} - \frac{f_{1\phi} \omega}{f_{3\phi}} + \frac{f_{2\phi} \frac{d\phi}{dt}}{f_{3\phi} \frac{d\phi}{dt}} - \frac{\pi}{2 \mu f_{3\phi} \left(\frac{L}{D} \right)^2} p_a \right) dt \leq \varepsilon_{max} \tag{4}$$

显然,用涡动耦合频率激振分析方法是对系统某一激振频率进行的谐振分析与评价,非线性耦合振动频率及位移分析方法则是对系统运行状态与过程进行的安全性分析与评价。因此,涡动耦合频率激振只是轴系产生失稳的条件,耦合振动导致轴颈偏心率 (ε) 大于工程允许或规定值 ε_{max} 的结果才是判别轴承失稳的依据。轴承的油膜振荡是在转速高于转子一阶临界转速以上发生。针对机组通过转子的临界转速产生振动机理,在机组起动升速过程中,如果轴颈的涡动频率不在转子的临界转速区域,采取快速升速通过转子的临界转速区域,只要是振动的幅值不超过规程的规定值,那么系统仍然是安全稳定的。一旦轴系发生 $\frac{1}{2}$ 和 $\frac{1}{3}$ 次谐波振荡现象,轴颈的振动就表现出典型的分叉及混沌运动特征,虽然油膜涡动机理导致升速不能改变轴系的运动行为及特征,但是只要能够有效控制转子运动的位移边界 ε_{max} ,轴系则仍能处于稳定的工作状态。因此,这里结合工程实际提出根据轴承允许最大偏心工作位置的油膜承载

这里根据轴承载荷平衡方程的流固耦合运动分析理论,结合轴系涡动耦合频率激振与非线性耦合振动频率之间的耦合特性,进一步给出如下两种耦合分析的方法:

1) 涡动耦合频率激振分析方法就是在于如何改变系统外扰动参数 (W) 、结构参数 (L, D, λ) 、物性参数 (μ) 和运动参数 $\left(\omega, \frac{d\phi}{dt}, \frac{d\varepsilon}{dt} \right)$,控制轴颈涡动频率有效地避开转子的固有频率或相关的载荷激振频率 ω^* 区域。相应的控制方程如下:

$$\frac{d\phi}{dt} = \frac{f_{1\phi}}{f_{2\phi}} \omega + \frac{f_{3\phi}}{f_{2\phi}} \frac{d\varepsilon}{dt} + \frac{\pi}{2 \mu f_{2\phi} \left(\frac{L}{D} \right)^2} p_a - \frac{W_i}{\mu f_{2\phi} \left(\frac{L}{D} \right)^2} \neq \omega^*$$

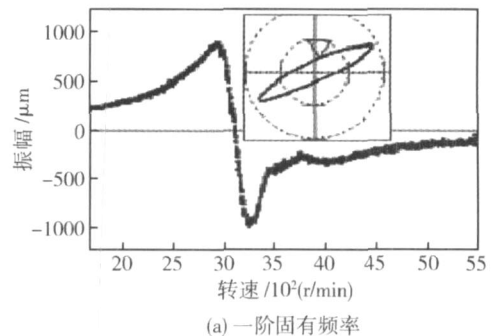
2) 非线性耦合振动频率及位移分析方法就是在轴颈几何中心涡动周期 (T) 里,如何改变系统外扰动参数 (W) 、结构参数 (L, D, λ) 、物性参数 (μ) 和运动参数 $\left(\omega, \frac{d\phi}{dt}, \frac{d\varepsilon}{dt} \right)$,控制轴颈偏心 (ε) 不大于工程允许的规定值 ε_{max} 或在极限值 ε_{max} 内存在 $\frac{d\varepsilon}{dt} \leq 0$ 。相应的控制与判据方程如下:

能力来判别轴系稳定性的准则,即:轴颈在工程允许的最大偏心工作位置,油膜承载失效时,轴承称为失稳。实践证明,这种轴系耦合频率的分析方法是有效的,轴承失稳判别的准则也是安全可靠的。

3 典型轴系非线性动力学行为特征的实验结果

3.1 滑动轴承支撑单元盘的轴系试验

文献[15]在滑动轴承支撑单元盘的轴系试验中,成功地呈现了轴系起停的非线性动力学的典型特征如图 3 和低频结构行为如图 4。



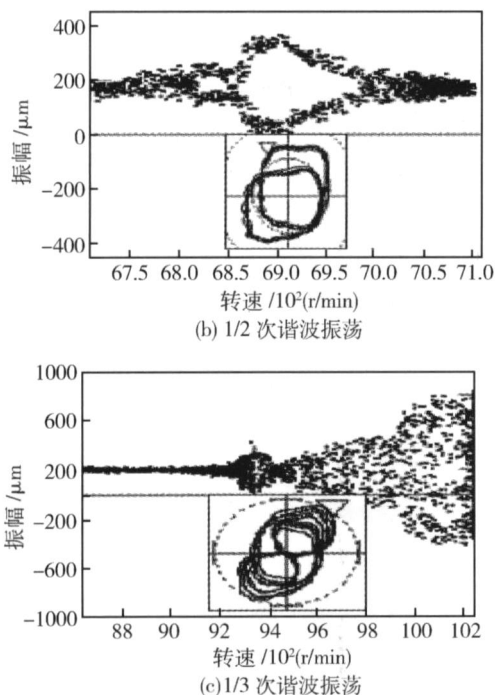


图 3 轴系临界、分岔与混沌的典型特征
Fig. 3 Rotor-bearing system critical speed, bifurcation and chaos

从图 3 给出了轴系一阶固有频率和 $\frac{1}{2}, \frac{1}{3}$ 次谐波振荡现象的临界、分岔与混沌的特征,以及转子运动分别呈现典型周期 1、周期 2 和周期 3 的轨迹行为。

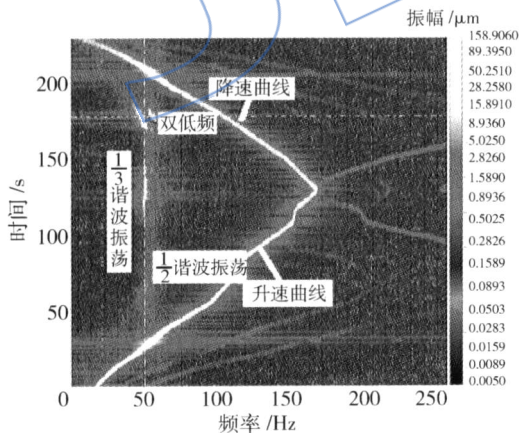


图 4 轴系起停非线性动力学的低频结构行为
Fig. 4 Low frequencies in speed up and cost down

从图 4 可以看出,轴系在升速过程中,当转速接近一阶临界达到 55.65 Hz 左右时,系统出现同频共振;转速继续增加到 71 Hz 左右时同频共振消失,转速继续增加到 99 Hz 左右时出现半速涡动,在转速接近 2 倍一阶临界(113 Hz 左右)系统产生 1/2 次谐波的油膜“锁频”振荡现象,并且随

着转速的升高,油膜振荡现象并不消失,同时转子的涡动频率也保持不变,始终等于转子的固有频率。转速升高到 119 Hz 后低频涡动现象再次出现,在转速接近 3 倍一阶临界(154 Hz 左右)系统产生 1/3 次谐波的油膜“锁频”振荡现象,并且在转速升高到 170.61 Hz 再降速到 154 Hz 左右过程中,油膜“锁频”振荡现象一直存在。待转速降到 114.61 Hz 左右时系统出现油膜双低(65~54 Hz 和 52~46 Hz)振荡现象,在转速降到 95 Hz 左右振荡现象消失,再次出现低频涡动现象。显然,在转子升降速过程中,1/2 次谐波的油膜振荡现象存在十分明显的“滞后”现象。当转速降到接近一临界转速时,同样发生同频共振,这时半速涡动也暂时消失。

3.2 某微型燃气轮机结构调频的实验结果

某微型燃机的转子结构如图 5,轴承采用全浮环润滑的结构形式,冷态实验转子由电机拖动。

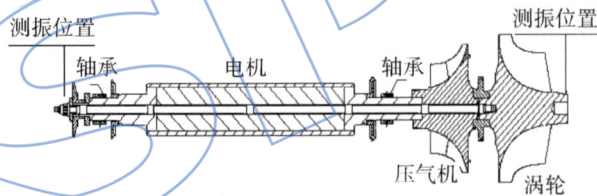


图 5 转子结构示意图
Fig. 5 Micro turbine engine rotor-bearing schematic diagram

在起动升速过程中,轴系实测的临界转速区域 4 700~6 200 r/min,极值转速为 5 400~5 600 r/min 如图 6。在转速超过 22 000 r/min 时,转子的旋转频率与电机基础结构、机匣涡壳的固有频率 375,378 Hz(2 250,2 268 r/min)相耦合,振动就突然增大导致动静碰磨故障而停机。现场实测转子的非线性振动分岔行为和升速过程的低频结构行为如图 7 和图 8。

根据现场设备的实际情况,结合调整轴承标高、支撑方式和机匣结构等措施来改变轴系支撑刚度或机匣的固有频率,达到轴系在转子升速过程中有效避开低频耦合激振的目的。轴系调整的结果为临界转速区域 4 500~6 100 r/min,极值转速为 5 200~5 300 r/min 如图 9。

根据现场测试的结果表明,通过采取降低轴系临界频率或改变机匣结构等调频措施,有效地解决了机组存在 22 000~25 000 r/min 低频振荡与碰摩的问题,使机组顺利的升速至 46 000 r/min,

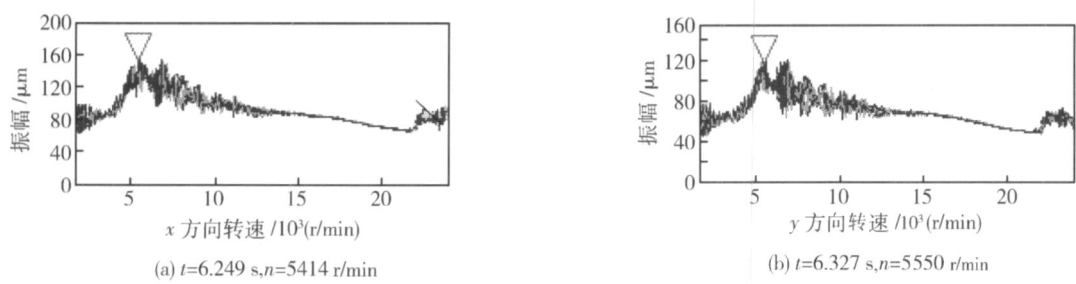


图 6 轴系实测的临界转速区域

Fig. 6 Critical speed range measured in experiment before frequency alteration

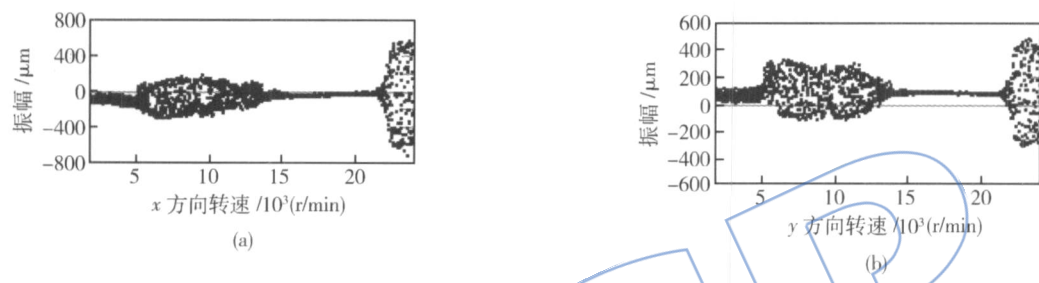


图 7 转子非线性振动的分岔行为

Fig. 7 Rotor-bearings system nonlinear bifurcation before frequency alteration

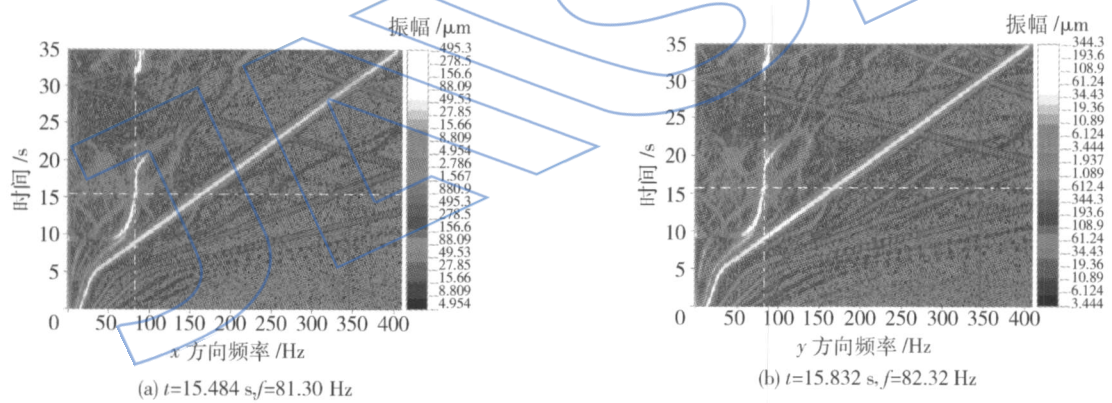


图 8 转子升速过程的低频结构行为

Fig. 8 Low frequencies in speed up before frequency alteration

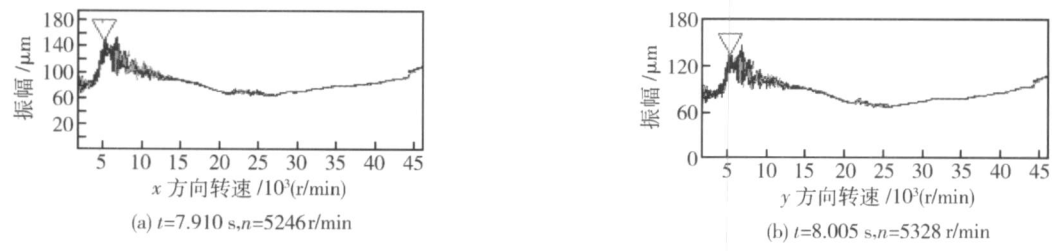


图 9 轴系实测的临界转速区域

Fig. 9 Critical speed range measured in experiment after frequency alteration

如图 10. 并且在升速过程中,也能够很好的避开 域的耦合振动效果,如图 11.
或削弱油膜涡动频率与转子固有频率发生振荡区

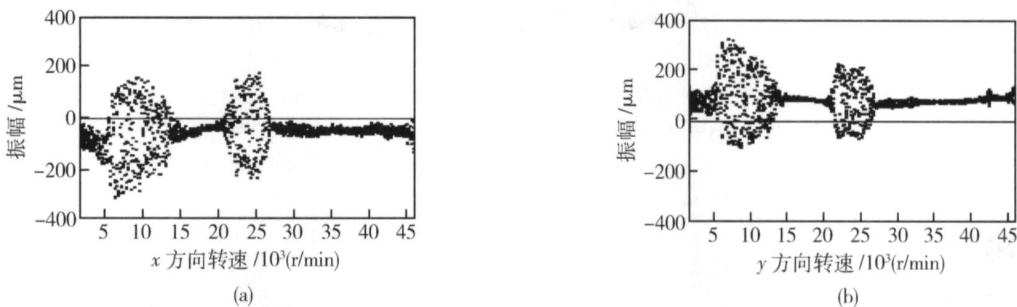


图 10 转子非线性振动的分岔行为

Fig10 Rotor-bearings system nonlinear bifurcation after frequency alteration

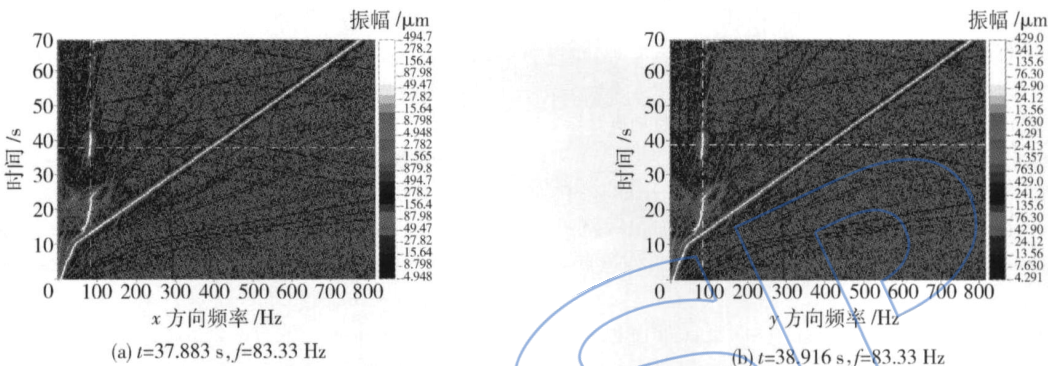


图 11 转子升速过程的低频结构

Fig. 11 Low frequencies in speed up after frequency alteration

4 结 论

在工程应用中,只要根据旋转设备的具体情况有效调整外扰动参数、结构参数、物性参数和运动参数的合理匹配,满足轴承流固耦合运动的载荷平衡方程,就能够实现滑动轴承转子系统稳定性的有效判别与控制,并且轴颈在工程允许的最大偏心工作位置时,轴承的 4 个流固耦合特征系数之和小于 1 为轴承失稳,反之大于或等于 1 则能稳定工作。

1) 根据滑动轴承流固耦合运动的载荷平衡方程,进一步阐明了轴承油膜与转子相互耦合作用的失稳机理,采用控制转子涡动运行的频率有效避开轴系中某一激振频率(如临界转速、汽流激振等)区域,就可以避免轴承失稳或油膜振荡等自激振荡等现象的发生。

2) 提高轴系统运行的稳定性的根本途径,就是在于有效的控制系统外扰动参数、结构参数、物性参数和运动参数对轴系运动的影响,确保轴承流固耦合运动的载荷平衡方程大于或等于 1。轴系无论是在轴承的油膜涡动、油膜振荡,还是处于混沌状态下工作,只要能够有效控制转子运动的位移边界,轴系则仍能处于稳定的工作状态,因此给出了轴系稳定性判别的准则。

3) 根据轴承载荷平衡方程的流固耦合运动分析理论,结合轴系涡动耦合频率激振宇非线性耦合振动频率之间的耦合特性,提出了一项轴系耦合调频的新技术。

4) 针对轴承油膜涡动、谐振等自激耦合振动现象与轴系非线性动力学行为的理论分析及典型实验测试的结果,为进一步研究轴系的稳定性分析、故障诊断、非线性控制和优化设计等工作,提供了相应理论及试验的依据。

参考文献:

[1] 闻邦椿. 故障旋转机械非线性动力学近期研究综述[J]. 振动工程学报, 2004, 17(增刊): 1-5.
WEN Bangchun. Fault turbo machinery nonlinear dynamics recent research report[J]. Journal of Vibration Engineering, 2004, 17(Supplement): 1-5. (in Chinese)
[2] 王正, 李苹. 转子动力学展望[J]. 哈尔滨工业大学学报, 1988, 30(增刊): 1-4.
WANG Zheng, LI Ping. Prospect of rotor dynamics[J]. Transaction of Harbin Institute of Technology, 1988, 30(Supplement): 1-4. (in Chinese)
[3] 黄文虎, 武新华, 焦映厚, 等. 非线性转子动力学研究综述[J]. 振动工程学报, 2000, 13(4): 497-509.
HUANG Wenhua, WU Xinhua, JIAO Yinghou, et al. Review of nonlinear rotor dynamics[J]. Journal of Vibration Engineering, 2000, 13(4): 497-509. (in Chinese)

- [4] 郑惠萍. 滑动轴承不平衡转子系统非线性动力学稳定性及其稳定裕度的研究[D]. 天津: 天津大学, 2000.
ZHENG Huiping. Sliding bearings and imbalanced rotor nonlinear dynamic stability and its stability margin[D]. Tianjing: Tianjing University, 2000. (in Chinese)
- [5] 虞烈, 刘恒. 轴承-转子系统动力学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001: 261-283.
YU Lie, LIU Heng. Bearing-rotor dynamics[M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2001: 261-283. (in Chinese)
- [6] 闻邦椿, 顾家柳, 夏松波, 等. 高等转子动力学[M]. 北京: 机械工程出版社, 2000: 140-183.
WEN Bangchun, GU Jialiu, XIA Songbo, et al. Advanced rotor dynamics[M]. Beijing: Mechanical Engineering Press, 2000: 140-183. (in Chinese)
- [7] 杨金福. 哈三电厂3号汽轮发电机组轴系稳定性的研究与分析[J]. 黑龙江电力, 2000(4): 12-18.
YANG Jinfu. Investigation into and analysis of stability of No. 3 turbine power generating set shafting at Harbin No. 3 power plant[J]. Heilongjiang Electric Power, 2000(4): 12-18. (in Chinese)
- [8] 施维新. 汽轮发电机组振动及事故[M]. 北京: 中国电力出版社, 2001: 198-236.
SHI Weixin. Steam turbine generator vibration and accidents[M]. Beijing: China Electric Power Press, 2001: 198-236. (in Chinese)
- [9] 黄雅罗. 汽轮机运行技术文选[M]. 济南: 山东科学技术出版社, 1997: 149-151.
HUANG Yaluo. Analecta of steam turbine operation technology[M]. Jinan: Shandong Science and Technology Press, 1997: 149-151. (in Chinese)
- [10] 张直明. 滑动轴承的流体动力润滑理论[M]. 北京: 高等教育出版社, 1986: 80-97.
ZHANG Zhiming. The theory of fluid dynamics lubrication in sliding bearings[M]. Beijing: Higher Education Press, 1986: 80-97. (in Chinese)
- [11] 杨金福, 杨昆, 付忠广, 等. 滑动轴承转子系统稳定性判别和控制技术[J]. 动力工程, 2005, 26(增刊): 108.
YANG Jinfu, YANG Kun, FU Zhongguang, et al. Stability control of sliding bearing and rotor system[J]. Journal of Power Engineering, 2005, 26(Supplement): 108. (in Chinese)
- [12] 杨金福. 流体动力润滑及轴承子系统的稳定性研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2006.
YANG Jinfu. Fluid dynamic lubrication and bearing rotor stability research[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2006. (in Chinese)
- [13] 杨金福, 杨昆, 付忠广, 等. 滑动轴承轴颈涡动机理的非线性特性研究[J]. 动力工程, 2005, 26(增刊): 107.
YANG Jinfu, YANG Kun, FU Zhongguang, et al. Research on nonlinear characteristic of whirl mechanism of sliding bearings[J]. Journal of Power Engineering, 2005, 26(Supplement): 107. (in Chinese)
- [14] 周仁睦. 转子动平衡-原理方法和标准[M]. 北京: 化学工业出版社, 1992: 111-113.
ZHOU Renmu. Rotor dynamic balance-element and standard[M]. Beijing: Chemistry Industrial Press, 1992: 111-113. (in Chinese)
- [15] 卜炎. 实用轴承技术手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2003: 365-367.
BU Yan. Bearing design book[M]. Beijing: Mechanism Engineering Press, 2003: 365-367. (in Chinese)