

双平面和单平面主动平衡控制转子振动的对比实验研究

何立东, 沈伟, 刘锦南, 高金吉

(北京化工大学诊断与自愈工程研究中心, 北京市朝阳区 100029)

STUDY ON THE CONTRAST EXPERIMENTS BETWEEN DOUBLE AND SINGLE PLANE ACTIVE BALANCING TO SOLVE THE VIBRATION PROBLEM FOR THE ROTOR

HE Li-dong, SHEN Wei, LIU Jin-nan, GAO Jin-ji

(Diagnosis and Self-Recovery Engineering Research Center, Beijing University of Chemical Technology, Chaoyang District, Beijing 100029, China)

ABSTRACT: In order to direct the application of the active balancing device on the turbomachinery, the contrast experiments between double planes and single plane active balancing are carried out on the test rig. The test results indicate that the rotor vibration response can be decreased from $550\mu\text{m}$ to $40\mu\text{m}$ below by using double planes active balancing devices. The vibration response decreases approximately by 93%. The test results indicate that the vibration response of the bending rotor can be decreased from $550\mu\text{m}$ to less than $100\mu\text{m}$ by using the single plane active balancing device and the vibration response decreases by more than 80%. The synchronous vibration can be controlled effectively by using active balancing device. The test results indicate that the active balancing device has good practical value in practice.

KEY WORDS: Active balancing; Turbomachinery; Vibration

摘要: 为了指导在透平机械中应用在线主动平衡技术, 进行了利用双平面主动平衡技术和单平面主动平衡技术解决转子振动问题的对比实验研究。实验结果表明, 没有应用主动平衡技术时, 转子一阶临界转速时的振动峰值为 $550\mu\text{m}$; 应用双平面主动平衡装置后, 可以将振动峰值减小到 $40\mu\text{m}$ 以下, 降幅达到 93%; 利用单平面的主动平衡装置, 可将振动峰值减小到 $100\mu\text{m}$ 以下, 降幅达到 80%。应用双平面或单平面主动平衡技术, 都可有效地控制转子同频振动。实验研究表明这种电磁式主动平衡系统具有良好的工程实用价值。

关键词: 主动平衡; 旋转机械; 振动

基金项目: 国家自然科学基金项目 (50375013, 50375014); 教育部重点研究项目 (03024)。

Project Supported by National Natural Science Foundation of China (50375013, 50375014).

1 引言

中国石油某厂 83C102 压缩机是从法国引进的关键设备, 自 1980 年开车投入运行以来一直振动较大, 不能满足使用要求。1990 年 6 月年度大检修时, 对该机进行了现场动平衡调整。开始准备按双平面影响系数法进行, 但在试加重量时发现, 仅在排气端联轴节上配重, 转子振动值就明显下降。采用单平面法试验, 试车 4 次, 在联轴节适当位置加 5.4g 螺丝即解决了压缩机振动过大的问题。

目前, 该厂新增了一台相同类型的压缩机, 在运行中经常振动超标报警。由于现场调整动平衡需要反复试车, 影响生产, 为此拟在联轴节上安装主动平衡装置, 在机组运转中不需停车, 自动解决不平衡产生的振动问题。在线主动平衡技术目前在磨床等机械加工设备中有一定的应用, 美国的汽轮机透平机械中有少量的应用, 但在国内透平机械中很少应用^[1-4]。

本文搭建了自动平衡实验台, 研究利用单平面和双平面在线主动平衡装置来解决转子不平衡产生的振动问题, 为在离心压缩机中应用在线主动平衡装置提供依据。

2 电磁式主动平衡系统

电磁式主动平衡系统通过对振动的实时监测、智能诊断和主动调控技术, 可以在压缩机工作的整

个转速范围内，利用振动传感器在线实时检测出工作状态下转子的振动，然后将此信息传递给控制器，计算出转子不平衡量的大小和位置，在工作状态下自动控制平衡执行机构动作，使其产生相应的校正平衡量，从而随时消除转子或轴系的不平衡问题，确保最大限度地平稳操作，保护轴承、密封等免受振动带来的损害，还可以解决运行中由于转子积灰形成动不平衡引起的振动问题。该系统避免了人工调整动平衡中的启、停机和故障停机，延长使用寿命、节省大量的维护和检修费用^[5-7]。

本文的电磁式主动平衡系统由以下 3 个部分组成：检测器、控制器和平衡执行机构，平衡执行机构是由与机壳连接的静环和连接在旋转轴上的动环组成，如图 1。动环和静环间没有接触，电磁信号由静环中发出，动环接收。静环包含驱动器芯体和两个独立的线圈。动环中有两块配重盘，调整这两个配重盘的相对位置，形成一定的角度从而产生了不平衡量，与转子原始的不平衡量相抵消，实现减振的目的。动环与静环之间采用无接触的电磁场进行能量和数据的传输，使整个系统的稳定性和可控制性大大提高。动环中的磁性板一般由环形非导磁和非导电材料制成。配重盘的几何形状需要进行加工，使每个配重盘对于它们的几何中心有不平衡配重。配重盘为环形，由非磁性材料制成。配重盘通过球轴承置于磁性板之间，球轴承使得配重盘能够在磁场的作用下进行合理的移动。



图 1 电磁式主动平衡系统
Fig. 1 Electromagnetic active balancing system

当测量平面的振动幅值小于设定的幅值时，两配重盘可以成 180° 相对放置而不提供平衡功能。当测量平面的振动幅值大于设定的幅值时，控制器估算出不平衡量的大小和相位，发出适当大小和周期的电子脉冲，利用电磁原理驱动动环中两配重盘移动到相应的位置，产生一个有效平衡调整量，使转子得到平衡。

电磁式主动平衡系统的控制原理是基于影响系

数的自适应闭环控制，如图 2。

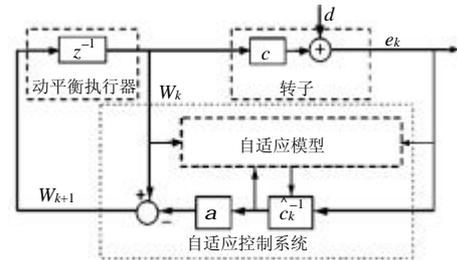


图 2 基于影响系数的自适应主动闭环控制系统
Fig. 2 Adaptive active closed loop control system based on the influence coefficient

在控制策略上充分利用了基于影响系数法的动平衡原理，其二次控制目标为

$$J = \frac{1}{2} \{X\}_{k+1}^* Q \{X\}_{k+1} + \frac{1}{2} \{W\}_{k+1}^* R \{W\}_{k+1} + \frac{1}{2} (\{W\}_{k+1} - \{W\}_k)^* S (\{W\}_{k+1} - \{W\}_k) \quad (1)$$

式中 “*” 表示转置共轭算子， $\{X\}_{k+1}$ 表示 $k+1$ 时刻位移振动值， $\{W\}_{k+1}, \{W\}_k$ 分别表示 $k+1$ 和 k 时刻的控制作用力。 Q, R, S 为正定矩阵，用于调整各个测量值和控制量的重要程度^[8-12]。

3 转子实验台的特性

转子主动平衡实验台如图 3 所示。转子由 40 kW 的直流电机通过增速齿轮箱驱动，最高转速可以达到 10000 r/min。转轴长为 1130 mm，滚动轴承的跨距是 953 mm，安装轴承的轴径是 30 mm。转子上有 3 个圆盘，圆盘间距离均为 200 mm。转盘 1、3 的结构相同，外圆直径 210 mm，内孔直径 40 mm，宽度 38 mm，质量 7.81 kg。转盘 2 外圆直径 210 mm，内孔直径 53 mm，宽度 38 mm，质量 7.59 kg。沿转子轴向测量，转子呈“弓形”弯曲，转轴中部的最大弯曲跳动量为 120μm。

主动平衡装置没有工作时，测得转子振动曲线如图 4 所示。可以看出转子在 1300 r/min 时振幅为 20μm 左右，在 2500 r/min 之后振幅为 50μm 以下，

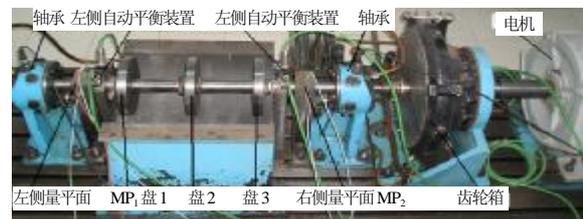


图 3 安装主动平衡装置的柔性转子实验台
Fig. 3 The test rig with active balancing device on the flexible rotor

在 2800 r/min 附近转速时的振幅很大, 最高达到 550 μm 。

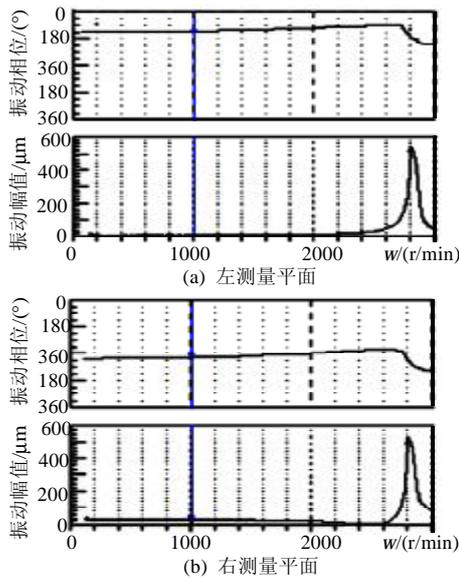


图4 主动平衡装置没有工作时转子水平方向振动响应曲线图

Fig. 4 Vibration response on the horizontal direction without active balancing device

4 应用双平面主动平衡装置解决转子同频振动的实验研究

为了降低转子的振动, 研究应用双面主动平衡技术来解决转子的振动问题。双面主动平衡系统的两只执行机构分别安装在轴上, 2 只用来测量振动的加速度传感器分别安装在 2 个轴承座上, 如图 3。

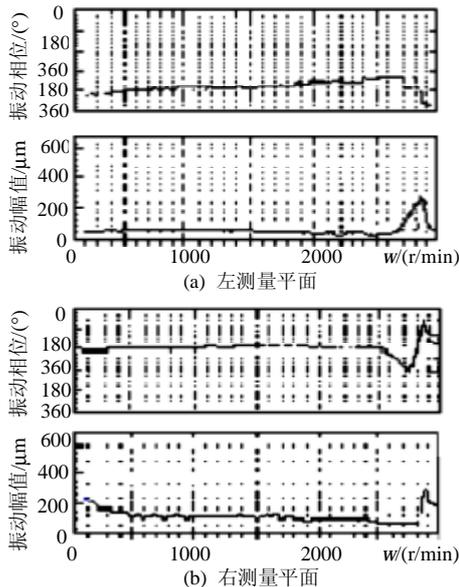


图5 应用双面主动平衡装置转子在水平方向振动响应曲线
Fig.5 Vibration response on the horizontal direction with double planes active balancing device

根据数值分析结果, 实验中采用的主动平衡装置的平衡能力设计分别为 1500g $\cdot\text{mm}$ 。当两只主动平衡装置工作时, 左、右测量平面的水平振动响应曲线如图 5 所示。一阶临界转速下, 左测量平面(MP_1 位置)水平方向振动幅值从 550 μm 降到 40 μm , 而右测量平面 (MP_2 位置) 水平方向振动幅值从 540 μm 降到 37.5 μm 。左、右测量平面的振动峰值降低了约 93%。实验结果反映了双面主动平衡技术具有很好的平衡效果, 表明双面主动平衡技术非常适合在线降低同频振动。

5 应用单平面自动平衡技术解决转子振动问题的试验研究

如前所述, 某厂压缩机曾采用单平面法试验, 仅在排气端联轴节上配重, 转子振动值就明显下降。本文通过单独启动左侧或右侧主动平衡装置, 来研究利用单平面主动平衡装置解决转子同频振动问题的可行性。

分别单独开启左侧或右侧的主动平衡装置, 同时使另一侧的不工作, 此时通过左右测量平面测得两侧的轴振动, 测量结果如图 6 和图 7。

图 6 和图 7 的结果表明, 利用单平面主动平衡装置可将转子在一阶临界转速处的振动值, 从 550 μm 降低到 100 μm 以下, 验证了采用单平面主动平衡技术来解决转子振动问题的可行性。

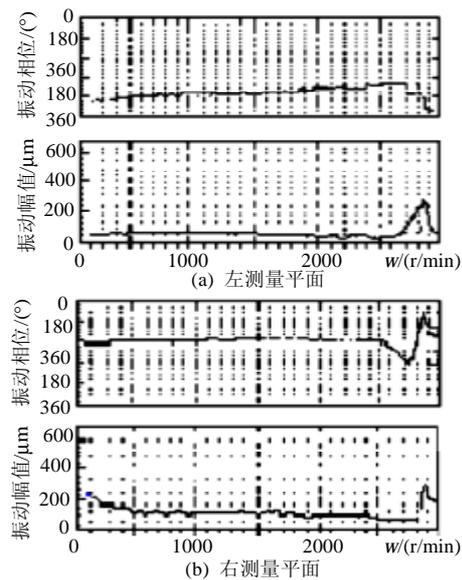


图6 左侧主动平衡装置单独动作时转子在水平方向振动响应曲线

Fig.6 Vibration response on the horizontal direction with left plane active balancing device

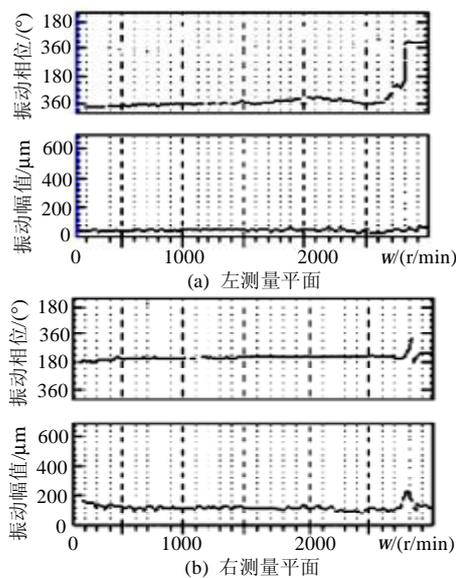


图 7 右侧主动平衡装置单独动作时, 转子在水平方向振动响应曲线

Fig.7 Vibration response on the horizontal direction with right plane active balancing device

6 结论

实验结果表明, 利用主动平衡技术可以有效解决转子不平衡的振动问题。使用双平面主动平衡装置后显著降低了转子的振动, 在一阶临界转速时, 左、右测量平面振动峰值降低了约 93%, 有助于转子顺利地通过一阶临界转速。应用单平面主动平衡装置时, 转子在一阶临界转速时左、右测量平面振动峰值降低了约 80%。实验研究表明这种电磁式主动平衡系统工作可靠, 性能稳定, 安装使用方便, 适合于解决不平衡量随工况变化而带来的时变性和随机性振动问题, 具有良好的工程实用价值。

参考文献

- [1] 李长河, 原所先, 修世超. 超高速磨削中的砂轮自动平衡技术 [J]. 新技术新工艺, 2004(5): 29-31.
Li Changhe, Yuan Suoxian, Xiu Shichao. Automatic balancing technology of grinding wheel in super-high speed grinding[J]. New Technology & New Process, 2004(5): 29-31.
- [2] Zhou S. Modeling, estimation, and active balancing of rotor system during acceleration[D]. University of Michigan, 2001.
- [3] Darayus Pardivala. Design modifications and active balancing on an integrally forged steam turbine rotor to solve serious reliability

problems[C]. Proceedings of the 27th Turbomachinery Symposium, Texas, A&M. 1998.

- [4] Darayus Pardivala. Balancing system cuts downtime[J]. Diesel & Gas Turbine Worldwide. 1999, 31(3): 18-19.
- [5] Hredzak Branislav, Guo Guoxiao. Investigation of the feasibility of active balancing of hard disk drives[J]. Mechanics, 2004, 14(7): 853-859.
- [6] Zhou S, Shi J. Optimal one-plane active balancing of a rigid rotor during acceleration[J]. Journal of Sound and Vibration, 2002, 249(1): 196-205.
- [7] Zhou S, Shi J. Imbalance estimation for speed varying rigid rotors using time-varying observer[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 2001, 123(4): 637-644.
- [8] 杨治平. 基于递归优化的预测学习控制算法[J]. 中国电机工程学报, 2003, 23(4): 62-66.
Yang Zhiping. Control algorithm of predictive learning based on recursive optimal[J]. Proceedings of the CSEE, 2003, 23(4): 62-66.
- [9] 达飞鹏, 宋文忠. 一类非线性系统的自适应控制研究[J]. 中国电机工程学报, 2002, 22(6): 20-24.
Da Feipeng, Song Wenzhong. Study on adaptive control for a class of nonlinear systems[J]. Proceedings of the CSEE, 2002, 22(6): 20-24.
- [10] 王永富, 柴天佑. 一种补偿动态摩擦的自适应模糊控制方法[J]. 中国电机工程学报, 2005, 25(2): 139-143.
Wang Yongfu, Chai Tianyou. An adaptive fuzzy control method for dynamic friction[J]. Proceedings of the CSEE, 2005, 25(2): 139-143.
- [11] 林浒, 蔡光起, 于东. 用自校正模糊滑动控制器解决数控系统中的非线性问题[J]. 机械工程学报, 2004, 40(12): 160-163.
Lin Hu, Cai Guangqi, Yu Dong. Solution to nonlinearity of CNC based on self-tuning fuzzy slide-mode controller[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40(12): 160-163.
- [12] 郭红霞, 吴捷, 王春茹. 基于强化学习的模型参考自适应控制 [J]. 控制理论与应用, 2005, 22(2): 291-294.
Guo Hongxia, Wu Jie, Wang Chunru. Model reference adaptive control based on reinforcement learning[J]. Control Theory & Applications, 2005, 22(2): 291-294.

收稿日期: 2005-08-22。

作者简介:

何立东 (1963-), 男, 博士, 研究员, 博士生导师, 从事叶轮机械结构设计、主动平衡技术和密封等方面的研究工作;

沈伟 (1979-), 男, 博士研究生, 从事转子动力学有限元技术和主动平衡技术的研究;

高金吉 (1942-), 男, 博士生导师, 中国科学院院士, 从事设备诊断工程学科理论和应用技术、机械监控、故障自愈研究以及机械故障机理和专家系统等方面的研究工作。