

# 悬臂转子远端优化主动平衡技术研究

苏奕儒, 何立东, 冯 伟

(北京化工大学 诊断与自愈工程研究中心, 北京 100029)

**摘 要:** 为了指导主动平衡装置在工业悬臂转子上的应用, 搭建了悬臂转子实验台进行主动平衡实验研究工作。对实验台转子进行有限元仿真计算表明, 安装在联轴节处的平衡装置可以有效地降低由飞轮不平衡产生的振动, 在两个转速下, 2 号轴承的振动降幅均达到 25% 以上。但在 2 号轴承振动降低的过程中, 1 号轴承处的振动量会迅速增大。提出了 1 号和 2 号轴承振动的优化控制, 使两个轴承振动在工作转速下不超过报警值  $30\mu\text{m}$ 。基于优化控制的思想, 在悬臂转子实验台上进行多转速下液压主动平衡实验, 实验结果验证了仿真计算的结论, 2 号轴承的振动降幅达到 30% 以上, 取得了较好的平衡效果。数值仿真与实验研究为主动平衡技术在工程实际悬臂转子中的应用奠定了基础。

**关 键 词:** 悬臂转子; 主动平衡; 振动; 优化控制

中图分类号: O347.6 文献标识码: A

## 引 言

转子平衡是保证旋转机械其正常运转的关键。对于工业中一些带悬臂结构的机组, 由于其悬臂端的质量较大, 导致整个转子系统的稳定性较差。当转子悬臂端存在不平衡就会激起很大的工频振动, 需要对转子进行重新动平衡。传统的动平衡或者现场动平衡需要停机进行检修, 耗时长, 同时也造成了大量人力、物力和经济损失<sup>[1~4]</sup>。

在线自动平衡技术可以在机组运行过程中对转子进行动平衡, 可以有效地解决转子在运行过程中不平衡产生的振动问题。目前, 在线自动平衡技术在磨床等机械加工领域中有一定的应用, 但在透平机械上很少应用<sup>[5~7]</sup>。本文搭建了悬臂转子实验台, 研究在联轴节处安装主动平衡装置对解决悬臂转子振动问题的有效性, 为在实际工程中的悬臂透平机械上应用自动平衡技术提供参考和依据。

## 1 液压主动平衡系统

图 1 为 Waler Dittel GmbH 公司的液压主动平衡系统原理图。液压主动平衡系统的平衡头由盖板和 3 个互不相通的扇形容腔组成, 盖板上 3 个半径各不相同的弧形注水槽与 3 个容腔相对应, 通过注水槽向容腔喷射平衡液体可以达到补偿转子上不平衡的目的。而每个进水槽与一个由电磁阀控制的液压喷嘴单元相对应, 喷嘴单元释放液体时间的长短由与之相连的控制器来决定。

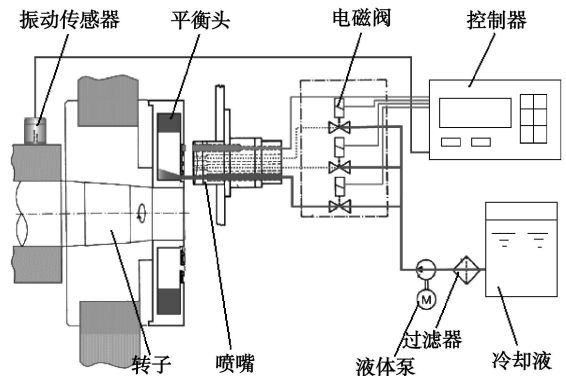


图 1 液压主动平衡系统原理图

当转子产生较大振动后, 控制器根据振动传感器拾取的振动信号决定开启哪个电磁阀及开启的时间长短。电磁阀开启后, 液体泵将冷却液输送到喷嘴单元, 喷嘴将液体注入指定的容腔之内, 由于惯性离心力的作用, 冷却液始终分布在容腔内侧而不会沿注水槽流出, 实现转子不平衡量的补偿。平衡后的振动信号经传感器反馈到控制器, 再重复前面操作, 实现无停机的在线主动平衡。

收稿日期: 2007-08-13; 修订日期: 2007-11-06

基金项目: 国家自然科学基金重点基金资助项目(50635010)

作者简介: 苏奕儒(1984-)男, 福建南安人, 北京化工大学博士研究生

## 2 悬臂转子实验台的搭建

为了对液压主动平衡方案的可行性、快速性和平衡效果等指标进行实际考察,在实验室中搭建了悬臂转子试验台并开展实验研究工作。

悬臂转子实验台如图 2 所示。转子由 55 kW 的异步电机通过增速齿轮箱驱动,转轴长 876 mm,两个可倾瓦轴承的跨距是 490 mm,安装轴承的轴径是 50 mm。右侧悬臂端安装一个内径 57 mm、外径 270 mm、宽度 25 mm 的飞轮。飞轮上均布有 16 个 M8 的螺纹孔,通过在螺纹孔内添加螺栓可以模拟实际悬臂转子外伸端在运行过程中产生的不平衡量。

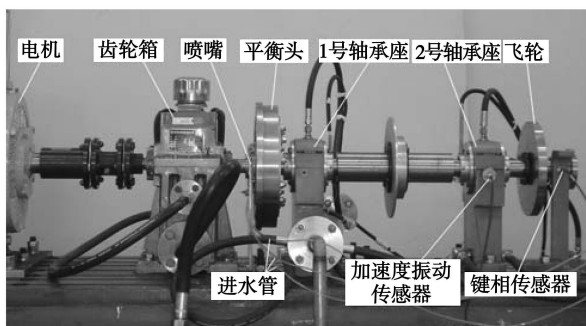


图 2 安装主动平衡装置的悬臂转子实验台

考虑到工业中许多悬臂转子的结构紧凑,在轴向安装平衡头的位置十分有限,因此平衡头安装位置选择在实验台左联轴节位置。喷嘴单元安装在平衡头左侧 3~4 mm 处,3 个喷嘴口对应平衡头盖板的 3 个进水槽。轴承座上安装有一套加速度传感器,用来测量轴承处的振动值(以速度单位  $\mu\text{m/s}$  表示)。右侧联轴节处安装有键相传感器用来测量转子转速和相位。在 1 号轴颈上还另外安装了一套电涡流传感器,用来监测平衡效果。

## 3 悬臂转子实验台模型计算

### 3.1 悬臂转子的结构模型

为了指导主动平衡头的最大平衡能力选择,并验证转子系统的平衡效果,建立了实验台转子模型进行仿真计算。

图 3 为该实验台转子的有限元模型,模型分为 14 个节点:1~4 节点为左联轴节;4 节点为平衡头的安装平面;5 节点为 1 号轴承;9 节点为 2 号轴承;10 节点为飞轮;11~14 节点为右联轴节。其中联轴

节、飞轮、过渡套及平衡头在相应各个节点位置用集中质量和惯性矩来模拟。

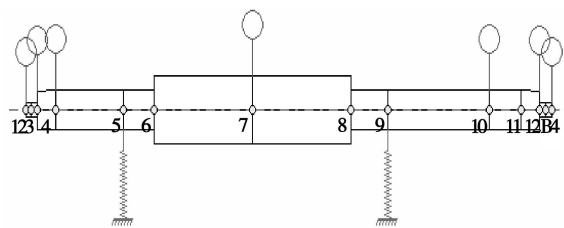


图 3 悬臂转子的有限元模型

计算得到该实验台转子的一阶临界转速为 8 129 r/min。图 4 为实验台转子在工作转速下的挠曲变形图,可以看出转子悬臂端飞轮处的挠曲变形较大,对不平衡比较敏感。因此,该实验台可以有效地模拟实际悬臂转子的固有动特性。

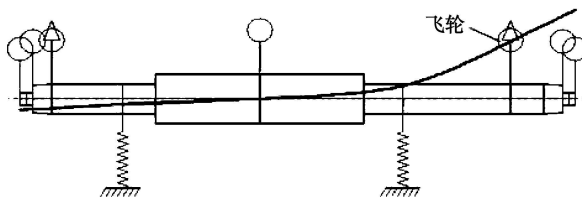


图 4 工作转速下悬臂转子的挠曲变形图

### 3.2 主动平衡方案及优化控制计算

在该模型的飞轮处添加不平衡量  $12.5 \text{ kg} \cdot \text{mm}$ ,当转速达到工作转速 4 000 r/min 时,计算得出 1 号和 2 号轴承的振动值分别  $11.6 \mu\text{m}$  和  $40.4 \mu\text{m}$ 。通过在平衡平面(节点 4)处施加不同大小的平衡配重量,模拟平衡头内液体提供的平衡量,可计算 1 号和 2 号轴承处的振动值。

在平衡平面上(节点 4 处)施加不同大小的平衡配重量,1 号和 2 号轴承处的振动值如图 5 所示,横坐标表示平衡配重量大小,纵坐标表示平衡后 1 号和 2 号轴承处转子的振动值。从图中两条曲线可以看出,随着平衡头位置配重量的增大,2 号轴承的振动值逐渐降低,而 1 号轴承的振动值经过一个阶段的下降之后又迅速地上升。当平衡配重量达到  $18 \text{ kg} \cdot \text{mm}$  时,2 号轴承振动值从  $40.4 \mu\text{m}$  降低到  $29.0 \mu\text{m}$ ,而 1 号轴承则由  $11.6 \mu\text{m}$  上升到  $34.0 \mu\text{m}$ 。

由于受到 1 号轴承振动值增大的制约,平衡效果将有所降低。从图 5 可以看出,1 号轴承振动值变化可分为下降和上升两个阶段:下降阶段较短,2 号轴承振动值变化量较小,故可忽略不计;在上升阶段时,1 号和 2 号轴承振动值与平衡配重量近似呈

如下线性关系:

$$\begin{cases} V_1 = 2.53M - 11.55 \\ V_2 = 40.4 - 0.63M \end{cases}$$

得:  $V_2 = 37.5 - 2.49V_1$

式中:  $V_1$ 、 $V_2$ —1 号和 2 号轴承振动值;  $M$ —平衡配重量。

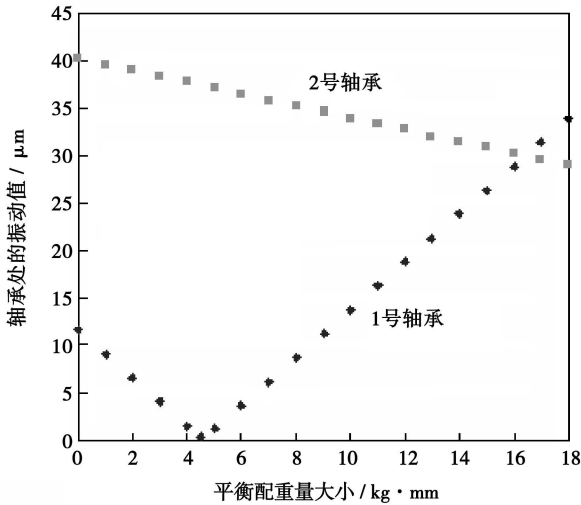


图 5 在 4 000 r/min 下, 平衡平面液体所提供的配重量大小—振动值变化曲线图

为了保证实验台稳定运转, 要求 1 号和 2 号轴承处振动值不能超过 30 μm。应用主动平衡技术时, 应采取最优方案, 在保证 1 号轴承的振动值在允许范围之内, 可以将 2 号轴承的振动值尽量降低, 达到容忍值之内。上述目标的数学描述是:

$$\min V_2 \text{ 即 } \min (37.5 - 2.49V_1)$$

$$s. t \quad 0 < V_1 \leq 30$$

经计算, 当施加的配重量大小  $M$  为 16.361 kg·mm, 1 号轴承的振动值增大到 30 μm, 而 2 号轴承的振动值由原来的 40.4 μm 降低到 30 μm, 降幅达到 25.7%, 此时转子处于较为优化的运行状态。仿真结果证明了联轴器处安装主动平衡系统可以有效地降低叶轮不平衡产生的振动。

## 4 液压自动平衡实验研究

### 4.1 实验台转子的预平衡

由于转子自身带有较大的残余不平衡量, 对主动平衡有较大的影响, 所以利用液压平衡系统对转子进行预平衡。该预平衡功能采用的是单平面平衡方法, 通过两次试重计算需加配重的位置。在同一平衡平面上, 两块相同质量的配重在指定的不同角

度上试重两次, 最后通过控制器计算出它们所要安装的位置。考虑到安装配重位置有限, 最终将两个质量均为 24 g 的平衡垫片安装在平衡头的 141° 和 356° 两个位置。从加速度传感器监测的振动值可以看出, 转子在 2 000 r/min 时, 1 号轴承处的振动值由平衡前的 148 μm/s 降低到 44 μm/s, 降幅达到 73%, 满足主动平衡对于初始平衡的要求。

### 4.2 主动平衡装置控制远端不平衡振动的实验研究

为了验证安装在左联轴节上的平衡头对解决 2 号轴承振动的有效性, 在转子处于各种转速下进行系列主动平衡实验。此时, 加速度传感器安装在 2 号轴承处上, 用来监测主动平衡装置工作时 2 号轴承的振动值。

图 6 表示主动平衡装置工作时, 转子在 3 000 r/min 转速下的振动值曲线图。在悬臂端飞轮上添加质量为 21.4 g 螺栓的不平衡量后, 2 号轴承的振动值为 237 μm/s, 经过 5 次喷液, 振动值降低到 103 μm/s, 平衡时间为 20 s, 降幅达到 57.8%。

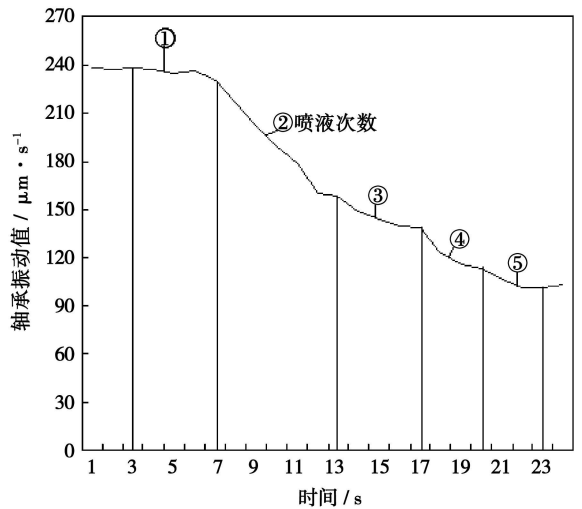


图 6 在 3 000 r/min 下, 2 号轴承平衡过程中的振动曲线

第二次实验是在相同初始条件下, 将转子速度增大到 4 000 r/min 的平衡情况。主动平衡前, 2 号轴承的振动值达到 380 μm/s, 经过 5 次喷液, 振动值降低到 236 μm/s, 平衡时间为 14 s, 降幅达到 37.9%。

在远端主动平衡过程中, 从 1 号轴颈的电涡流传感器监测的振动值可以看出, 在 2 号轴承振动降低的同时, 1 号轴承处的振动值会迅速上升。基于两端轴承处振动优化控制的思想, 在保证 1 号轴承处振动不超过报警值 30 μm 的同时, 尽量将 2 号轴

承处的振动值降低。

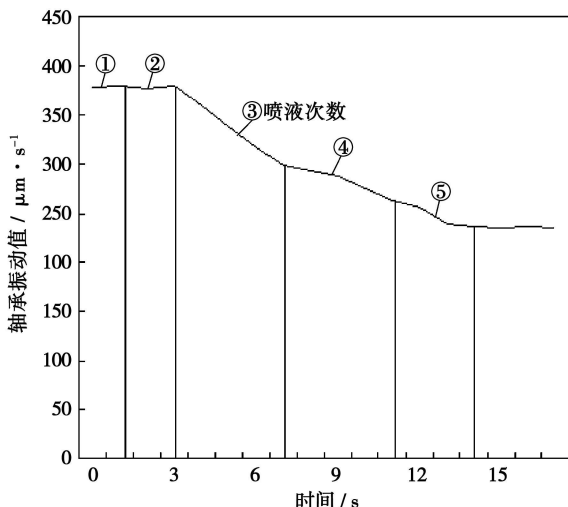


图 7 在 4 000 r/min 下, 2 号轴承平衡过程中的振动曲线

平衡前后 1 号轴颈的振动值如表 1 所示, 当转子转速为 4 000 r/min 时, 2 号轴承振动值降低 37.9%, 而 1 号轴承垂直方向振动值由原来的 9.0 μm 上升到 30 μm, 水平方向振动值由原来的 12.5 μm 上升到 26.6 μm, 振动值非常明显的上升。

表 1 平衡前后的 1 号轴径振动值变化量

转速/ $r \cdot \text{min}^{-1}$	平衡前/ $\mu\text{m}$		平衡后/ $\mu\text{m}$	
	垂直	水平	垂直	水平
3 000	9.6	9.9	29.5	27.5
4 000	9.0	12.5	30	26.6

两次实验结果均表明, 安装在左联轴节上的平衡头可以在多个转速下有效地降低 2 号轴承处的振动值: 在 3 000 r/min 转速下, 2 号轴承的振动值从 237 μm/s 降低到 103 μm/s, 降幅达到 57.8%; 在 4 000 r/min 的转速下, 2 号轴承的振动值从 380 μm/s 降低到 236 μm/s, 降幅达到 37.9%。尽管在两个转速下的自动平衡过程都造成了 1 号轴承振动的增加, 如表 1 所示, 但主动平衡后的 1 号轴承振动值均未超过 30 μm, 两次实验结果均实现了轴承振动之间的优化控制。

## 5 结 论

(1) 对实验台转子的有限元仿真结果表明, 平衡平面在联轴节处的单平面主动平衡方案, 可以在有效地降低飞轮处质量不平衡产生的振动, 轴承的振动降幅在 25% 以上, 证明了在联轴节处安装平衡头, 对叶轮产生的振动进行自动平衡的方案是可行的。

(2) 在模拟实验台上进行了系列主动平衡的实验研究。实验结果表明, 在多转速条件下, 主动平衡装置可以对转子振动进行有效控制, 各次平衡时间短, 稳定性好。实验结果和有限元分析结果均表明, 降低远端轴承振动时, 由于受到近端轴承振动量增大的制约, 平衡效果将有所降低。

(3) 应用该液压主动平衡系统关键在于两轴承振动的协调优化问题。从数值计算结果可以看出, 在工作转速 4 000 r/min 下, 选取平衡配重量为 16.361 kg·mm, 可以将 2 号轴承振动降低 25.7%, 而两个轴承的振动均未超过 30 μm; 在主动平衡实验中, 应用优化控制的思想, 当转子运行在 4 000 r/min 下, 在保证 1 号轴承处的振动值不高于 30 μm 的同时, 将 2 号轴承的振动值降低了 37.9%, 取得了较好的平衡效果。

## 参 考 文 献:

- [1] 魏立勇. 有长外伸端转子的试验室平衡实践[J]. 燃气轮机技术, 1996, 9(3): 43-45.
- [2] 张学延. 汽轮发电机转子外伸端质量不平衡引起的振动分析[J]. 热力发电, 1997(2): 55-67.
- [3] 鲍明忠. 重油催化裂化装置非计划停工原因分析及对策[J]. 炼油技术与工程, 2005 35(6): 15-17.
- [4] 卢世忠, 包 磊, 刘立平. 烟气轮机运行中动平衡破坏的原因分析及维护措施[J]. 化工机械, 2003, 30(6): 372-374.
- [5] 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.
- [6] 李长河, 原所先, 修世超, 等. 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.
- [7] MOON JONG DUK, KIM BONG SUK, LEE SOO HUN. Development of the active balancing device for high-speed spindle system using influence coefficients[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2006 46(9): 978-987.

(编辑 单丽华)

甲醇/电联产系统中甲醇合成与精馏模拟及变负荷研究 = A Study of Methanol Synthesis, Distillation Simulation and Load Variation of a Methanol/Power Cogeneration System [刊, 汉] / WANG Ming-hua, LI Zheng, FENG Jing, et al (Thermal Energy Engineering Department, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(4). — 363 ~ 368

As one of the most promising clean-coal-fired power generation technologies, an integrated gasification combined cycle (IGCC) system coupled with a methanol synthesis system not only can enhance the load regulating ability of the system but also simultaneously improve the cost-effectiveness of the IGCC power plants. The flow path in the process of C301 type LP tube row gas-phase methanol synthesis and three-tower distillation was simulated through the use of software ASPEN, and a tactic for load-variation regulation based on the divided flow ratio and circulation ratio has been proposed. With the help of a four-quadrant chart, the methanol load variation range and the ability of regulating power loads under the condition of different divided flow ratios and circulating ratios were shown. In addition, a load variation regulation of distillation processes was accomplished through a change of the reboiling and condensing loads of various distillation towers. **Key words:** methanol/power cogeneration, IGCC (integrated gasification combined cycle), methanol synthesis, methanol distillation, load variation

悬臂转子远端优化主动平衡技术研究 = A Study of the Active Balancing Technology for the Far End Optimization of a Cantilever Rotor [刊, 汉] / SU Yi-nu, HE Li-dong, FENG Wei (Diagnosis and Self-healing Engineering Research Center, Beijing University of Chemical Technology, Beijing, China, Post Code: 100029) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(4). — 369 ~ 372

To guide the application of an active balancing device in industrial cantilever rotors, a cantilever rotor test stand was set up to perform an experimental study of active balancing technology. The results of finite-element simulation calculation of a test stand rotor show that the balancing device installed on a coupling can effectively reduce the vibration caused by any imbalance of a flying wheel. At two rotating speeds, both amplitudes of 2 # bearing can be reduced by over 25%. However, during the vibration reduction of 2 # bearing, the vibration of 1 # bearing will increase rapidly. An optimized control over 1 # and 2 # bearing vibration was proposed to make the vibration of both bearings at the operating speed not exceed alarm value 50 $\mu$ m. Based on the idea of an optimized control, hydraulic automatic balancing experiments at several rotating speeds were performed on the cantilever rotor test stand. The test results verified the conclusion of the simulation calculation, and the amplitude reduction of 2 # bearing amounts to over 30%, achieving a relatively good balancing effectiveness. The numerical simulation and experimental study have laid a foundation for the application of active balancing technology to cantilever rotors in engineering practice. **Key words:** cantilever rotor, active balance, vibration, optimized control

长外伸段转子高速动平衡时支承方式的研究 = A Study of the Supporting Modes for a Long Overhanging Rotor During a High-speed Dynamic Balancing Process [刊, 汉] / QI Nai-bin, YUAN Qi, RAO Jin-yang (College of Energy Source and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(4). — 373 ~ 377

For large capacity steam turbines, the overhanging section of a LP rotor must be lengthened due to the restrictions of an exhaust hood structure. This may bring about a great difficulty for the shop high-speed dynamic balance of the rotor owing to the influence of the rotational inertia of the long overhanging section. To study the supporting modes for the rotor in question during the high-speed dynamic balance, set up was a test rig for a model rotor with a long overhanging section. Tests were performed respectively with the bearing points being moved outward and an auxiliary bearing being added. The test results show that for rotors with a long overhanging section, the method of adding an auxiliary bearing can effectively reduce the first order resonant amplitude of rotors at the main bearing points. Furthermore, there exists an optimum choice for the auxiliary bearing position. **Key words:** long overhanging section, rotor, high speed dynamic balance, supporting mode

管程转子组合式强化传热装置工业试验的研究 = Commercial and Experimental Study of a Rotor-assembly Type Intensified Heat-transfer Device at the Tube Side [刊, 汉] / YANG Wei-min, LI Feng-xiang, YAN Hua (College