

采用新型电磁动平衡装置的动平衡研究

马石磊¹, 裴世源¹, 王琳¹, 徐华^{1,2}, 张什永³

(1. 西安交通大学机械工程学院, 710049, 西安; 2. 西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室, 710049, 西安;
3. 中国电子科技集团公司第三十八研究所, 230031, 合肥)

摘要: 针对高速转子不平衡产生振动超标的问题,设计了一种基于静磁场的电磁在线动平衡装置;详细讨论了该动平衡装置的基本工作原理和设计方法;通过有限元软件 ANSYS 建立实体模型,计算并分析了设计参数对该装置所施加电磁力的影响.以转子的动力学有限元模型为基础,通过缩减不平衡响应与不平衡量之间的关系矩阵,采用无试重法识别出转子集中不平衡量的大小,最后通过搭建动平衡试验台实现了转子的动平衡,从而验证了该新型电磁动平衡装置的有效性.研究结果表明,该动平衡装置可以产生用于动平衡的电磁力,并且能够根据无试重法识别出的不平衡量值施加电磁力于高速转子,有效地抑制振动幅值.由于受结构和工作原理的限制,该电磁动平衡装置更适用于高速精密转子的在线动平衡.

关键词: 高速转子;电磁动平衡装置;动力学模型

中图分类号: TH113.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2012)03-0021-06

Dynamic Balancing with Online Electromagnetic Balancing Device

MA Shilei¹, PEI Shiyuan¹, WANG Lin¹, XU Hua^{1,2}, ZHANG Shenyong³

(1. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;
2. State Key Laboratory for Manufacturing System Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;
3. No. 38 Research Institute of CETC, Hefei 230031, China)

Abstract: To suppress rotor vibration due to imbalance, an active online electromagnetic balancing device is developed. The magnetic-field distribution and electromagnetic force generated by the device are analyzed via finite-element modeling by using the commercial software ANSYS. Based on the dynamic finite-element model of a rotor, the relationship matrix between unbalanced response and imbalance is reduced to identify the equivalent concentrated imbalance. This electromagnetic balancing device is verified experimentally. The results show that the electromagnetic force from the electromagnetic balancing device effectively suppresses the vibration due to imbalance. This kind of electromagnetic dynamic balancing device is especially suitable for high-speed and high precision online balancing.

Keywords: high-speed rotor; electromagnetic dynamic balancing device; dynamic model

随着人类工业化的不断进步,旋转机械也逐渐朝着高速化、大型化的方向发展.受材料不均匀、安装制造误差等多方面的影响,旋转机械的转子往往存在着不平衡量.不平衡是转子振动的关键性因素之一,尤其对于高速转子,如高速机床主轴、航空发

动机转子等零部件,微小的不平衡量引起的振动足以使其工作失效或引起灾难性后果,因此动平衡必不可少.

动平衡技术发展至今已相当成熟,但是经典的平衡方法不论是在专用的动平衡机上还是在现场进

收稿日期: 2011-08-16. 作者简介: 马石磊(1982—),男,博士生;徐华(通信作者),男,教授,博士生导师. 基金项目: 国家重点基础研究发展计划资助项目(2009CB724404);国家高技术研究发展计划资助项目(2008AA042508).

网络出版时间: 2011-12-20

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20111220.1805.010.html>

行动平衡,都需要1次以上的开、停车,这样所需要的费用有时是昂贵的^[1].因此,在线动平衡装置和动平衡方法成了人们日益关注的焦点.在在线动平衡装置方面,Vande^[2]于1960年代设计了最早的在线动平衡装置,之后有人在此基础上进行了改进^[3-4].这类装置的平衡头结构复杂,应用比较困难.1980年,Gusarov^[5]发明了利用可控电液冲击将固化液体快速喷射在失衡转子较轻一侧的喷涂式动平衡装置,并经改进后于实际中成功应用^[6],但是喷液式调节器也有较大的局限性.曾胜、汪希萱^[7-8]提出了基于电动机工作原理的电磁式动平衡头,通过向定子线圈通入直流电产生电磁力,驱动平衡盘转动到平衡位置.李勇等^[9-11]研究了用电磁力补偿不平衡力的技术,并设计了相应的定子绕组结构,但由于受涡流和磁滞效应的影响,该方法的平衡转速不高.动平衡方法可归纳为模态平衡法和影响系数法两大类^[12],都是刚性转子离线动平衡的有效手段,但仍有起停次数多、平衡时间长、变工况情况下适应效果差等应用上的局限性.对于在线平衡技术,能够快速、准确地识别出转子不平衡量是实现动平衡的前提.

本文设计了一种基于静磁场的电磁式动平衡装置,介绍了具体结构和工作原理,利用有限元软件对该装置产生的电磁场进行了数值模拟,建立了转子的动力学有限元模型,并以此为基础,采用无试重法^[13]识别出转子的不平衡量,通过电磁动平衡装置实现了转子的动平衡.

1 工作原理和结构

1.1 工作原理

刚性转子的任意不平衡均可以用任选的2个校正平面内的校正质量加以平衡^[14].动平衡原理示意图如图1所示,将转子在转速 ω 下产生的不平衡力集中简化为2个指定平面 O_1 和 O_2 内不平衡质量 m_1 和 m_2 产生的离心力,因此动平衡的过程即为在平面 O_1 和 O_2 内分别产生力 F_1 和 F_2 ,使之分别能与 m_1 和 m_2 产生的离心力相抵消.现有的电磁动平衡装置可产生与轴同步旋转的电磁力,即磁场是随轴的转动而变化的^[9-11],但是由于磁滞效应和电涡流的存在,其工作转速受到很大限制.本文讨论的是一种基于静磁场的新型电磁动平衡装置.

平面内的任意力向量均可由该平面内两两正交四固定方向力系的合力表示,如图2所示, $\mathbf{F} = \mathbf{F}_{X+} + \mathbf{F}_{Y+} + \mathbf{F}_{X-} + \mathbf{F}_{Y-}$ (图中 $\mathbf{F}_{X+}$ 和 $\mathbf{F}_{Y-}$ 为0).可以通过控制4个分力的大小,在该平面内产生方向任意

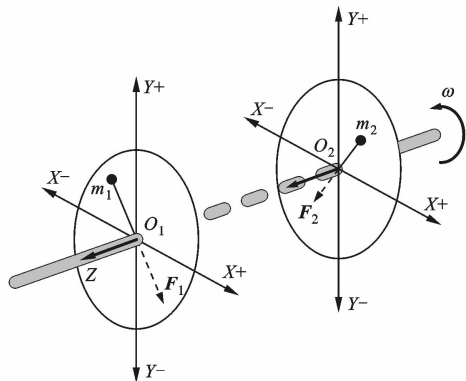


图1 动平衡原理示意图

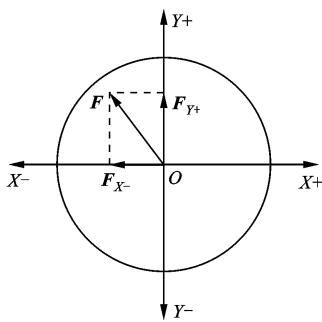


图2 两两正交四固定方向力系示意图

的电磁力。

设有周向均匀、径向随半径增大逐渐增强的电磁场分布,将轴颈表面加工有凸台的轴同轴地放置于该电磁场中,截面图如图3所示,其中灰色的深浅代表电磁场的强弱,颜色越深表示磁场强度越大.在电磁场和凸台的作用下,凸台的表面将产生一个电磁合力 f_{res} ,设轴的转速为 ω ,则 f_{res} 的转速 $\omega_f = \omega$,且方向始终沿半径方向向外。

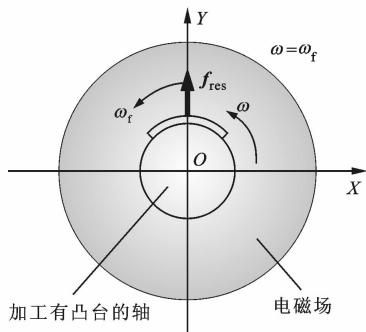


图3 电磁力产生示意图

1.2 电磁动平衡装置的结构

如何产生周向均匀、径向随半径增大逐渐增强的电磁场是该动平衡装置的关键.设计电磁动平衡装置结构如图4所示,该装置共由4个鼠笼状铁心组成,单个电磁铁心的结构为2块平行放置的环形

电工纯铁,中间由多条沿周向均匀分布的柱状铁心连接,线圈绕组同方向缠绕于柱状铁心上.将 4 个电磁铁心并排同轴安置于表面有凸台的待平衡转子外侧,其轴向位置与凸台位置相对应.

由于电磁力是电磁铁心与转子凸台相互配合、共同作用产生的,因此凸台的形状和相对位置也是设计的关键因素.图 5 为转子上凸台的加工位置截面示意图,其中 A、B、C、D 与图 4 中的相对应.

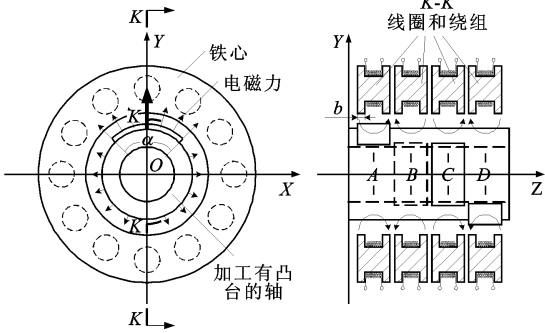


图 4 电磁动平衡装置结构示意图

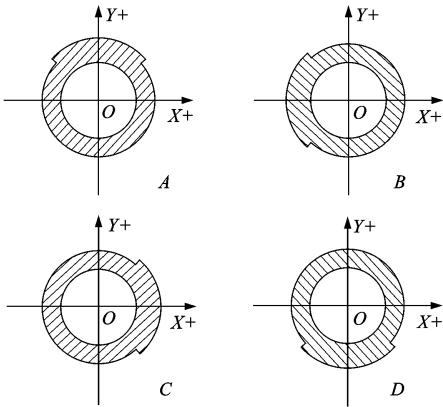


图 5 凸台的相对位置示意图

当给 4 个电磁铁心的绕组通电时,转子受到的电磁合力 $F_{\text{res}} = f_{\text{res-A}} + f_{\text{res-B}} + f_{\text{res-C}} + f_{\text{res-D}}$,根据转子不平衡量的大小和方位,通过调整各个分力的大小即可控制合力 F_{res} ,以抵消不平衡,达到动平衡的目的.此处由于 4 个电磁铁心的厚度很小且安装位置非常接近,故忽略了附加电磁力矩.

2 数值模拟计算

电磁场的合理分布是该动平衡装置工作的基础,因此电磁计算对于该装置的正确设计和优化有着重要的意义.传统的电磁计算基于磁路法的经验公式,计算精度较低.随着数值计算技术的发展,出

现了以 ANSYS 为代表的越来越多的商业有限元分析软件,并已被广泛采用.我们应用有限元软件 ANSYS 对所设计的动平衡装置附近产生的电磁场进行数值模拟计算,其基本参数为:线圈匝数 $n=70$;电流 $I=0.65\text{ A}$;铁心内径 $r=20.85\text{ mm}$;凸台处气隙厚度 $l_0=0.1\text{ mm}$;凸台包角 $\alpha=90^\circ$;铁心单边厚度 $b=3\text{ mm}$.

首先讨论单个电磁铁心,其对应轴段以及附近气隙的有限元网格划分如图 6 所示.

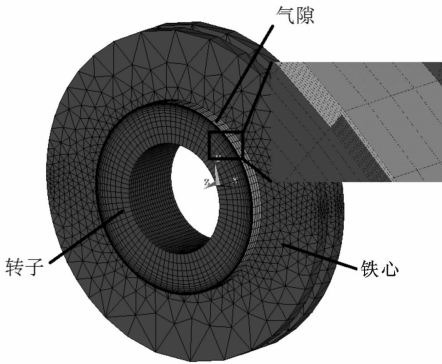


图 6 单个铁心有限元划分结果图

图 7 和图 8 为电磁模拟计算结果.由图 7 可以看出,在转子凸台处的磁场强度明显高于其他地方.当转子在该磁场中同轴旋转时,由于相同半径上的磁场强度几乎相同,因此最大程度地降低了磁滞效应和电磁涡流.图 8 为转子表面所受电磁力示意图,与我们的设计初衷一致,电磁力沿转子半径方向向外,其合力方向为沿凸台包角角平分线的方向向外.X、Y、Z 3 个方向合力的计算结果为:X 方向 4.992 6 N,Y 方向 0.014 8 N,Z 方向 0.000 5 N.Y、Z 方向的电磁力与 X 方向的电磁力相比小很多,以至于可以忽略.

为了探讨铁心之间的相互作用,建立了动平衡装置整体模型,如图 9 所示.为了降低铁心之间的相互影响,设计中在铁心之间留出了 1 mm 的间隙,且通电时令相邻两铁心产生的电磁场方向相反.

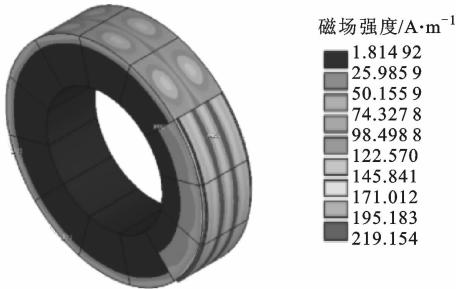


图 7 单个铁心对应的转子表面磁场强度分布示意图

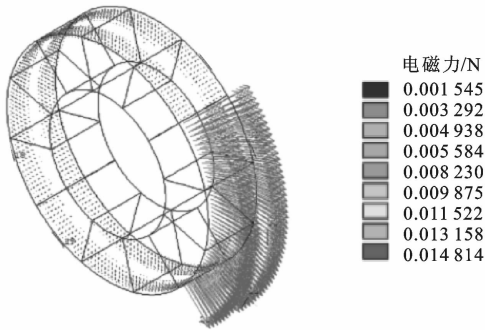


图 8 单个铁心对应的转子表面电磁力示意图



图 9 动平衡装置模型网格划分示意图

图 10 和图 11 分别为电磁动平衡装置整体计算中得到的转子表面磁场强度分布和电磁力计算结果的示意图。从结果分析可知：由于间隙的存在，铁心

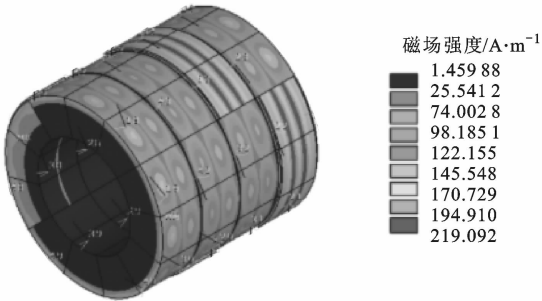


图 10 转子表面磁场强度分布示意图

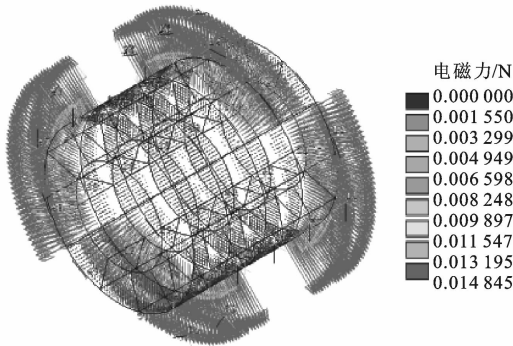


图 11 转子表面所受电磁力示意图

间的相互干扰很小，以至于可以忽略；每个铁心绕组上通入电流的大小相同，因此整个转子所受的电磁合力为 0；调整 4 个铁心上通入电流的大小，即可获得理想的电磁合力。

3 转子有限元模型的无试重不平衡量识别

3.1 动力学模型的建立

一个典型的转子-轴承系统通常是由一些离散的叶轮、具有分布质量及弹性的轴段和轴承座等部件组成的，可以沿轴线把转子系统划分为圆盘、轴段和轴承座等单元，各单元间彼此在节点处联结。节点通常选在圆盘中心、轴颈中心以及轴线的某些位置上^[14]。整个转子上任一截面的位移向量可由 X 、 Y 2 个方向分别表示，对于具有 N 个节点离散化的转子，不计轴承座等效质量，系统的位移向量可表示为

$$U_1 = [x_1, \theta_{y1}, x_2, \theta_{y2}, \cdots, x_N, \theta_{yN}]^T$$

$$U_2 = [y_1, -\theta_{x1}, y_2, -\theta_{x2}, \cdots, y_N, -\theta_{xN}]^T$$

则转子系统的运动方程为

$$M\ddot{U} - iG\dot{U} + KU = \omega^2 Q e^{i\omega t} \quad (1)$$

$$U = U_1 + iU_2$$

式中： M 、 G 、 K 分别为转子整体质量矩阵、回转矩阵和刚度矩阵（其中 G 、 K 分别计入了支撑刚度和阻尼）； Q 为广义不平衡量； ω 为转子转动角速度。设式 (1) 的特解为 $U = Ae^{i\omega t}$ ，则

$$A = \omega^2 [-M\omega^2 + G\omega + K]^{-1} Q \quad (2)$$

因此，通过不平衡量 Q 便可求得转子的振动响应。

将转子简化为由 8 个单元、9 个节点组成的有限元模型，如图 12 所示，其中节点 5 和节点 7 处为轴承支撑位置，节点 2 为电磁合力施加位置。

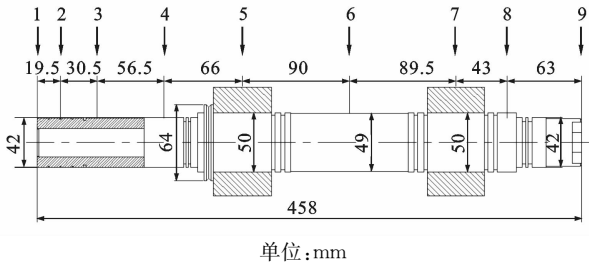


图 12 转子简化模型的节点示意图

3.2 无试重不平衡量识别

由式 (2) 可知，由已知不平衡量可以求出转子的振动响应；相反，通过转子的振动响应也能够识别出转子的不平衡量，即

$$Q = H^{-1}A \quad (3)$$

式中: $H=\omega^2[-M\omega^2+G\omega+K]^{-1}$.

受实际工况或传感器安装位置的限制,转子振动响应的测量点数量是有限的,且一般都安装在轴承支撑处,因此振动响应 A 中仅与测点相对应的位置上为非零值. 同样,对于 Q 而言,可将整个转子的不平衡量简化到指定平面内以便动平衡,因此可以得到 A 和 Q 的缩减形式 A' 和 Q' . 与 A' 和 Q' 相对应,亦可将 H 缩减为 H' ,使得

$$Q' = H'^{-1}A' \tag{4}$$

式中: H' 可通过有限元模型得到; A 可由传感器采集的振动数据得到.

4 动平衡试验

搭建的电磁式动平衡装置试验台如图 13 所示. 待平衡转子由电机驱动;电磁动平衡装置安装在支撑调整架上,并安置于转子前端与凸台位置相对应的位置;支撑调整架上安装有调整螺栓,用于动平衡装置与转子相对位置的微调;转子前、后支撑处的水平和垂直方向均安装有电容式位移传感器,用来测量转子轴承处的振动响应;可调电阻用来控制输入动平衡装置绕组电流的大小,以确保得到合适的电磁合力. 由该转子结构可知,其非驱动端(前端)伸出较长,相对于转子上的其他位置,此处存在的不平衡量对转子的振动状态影响较大. 此外,由于受试验台结构的限制,只在转子的前端设置了动平衡面.

首先,在转子有限元模型第二个节点处添加大小和方位已知的偏心质量,测量转子前、后轴承支撑处的振动响应;而后,通过采集的振动响应识别转子不平衡的方位和大小,调整电磁动平衡装置控制电流的大小,再次记录转子前、后轴承支撑处的振动响应. 以前轴承 X 方向的振动为例,分别记录了不同

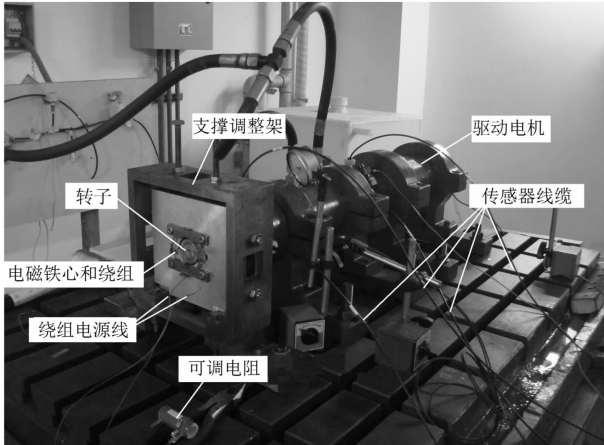


图 13 电磁动平衡装置试验台

转速下动平衡前和动平衡后的振幅,结果见图 14.

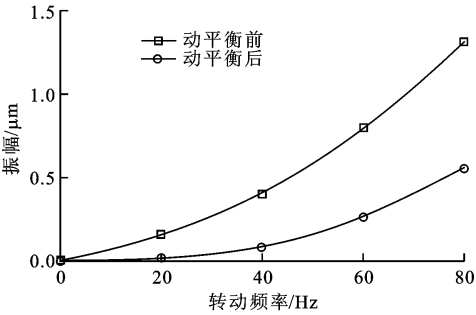


图 14 转子动平衡前后的振幅对比图

从图 14 中可以看出:动平衡作用后,转子的振幅有明显降低,特别是当转速较低的时候,振幅下降了 80%左右;随着转速的上升,振幅下降的比率逐渐减小,这是因为受结构尺寸的限制(电磁力作用面积较小、铁心磁饱和等因素),该电磁动平衡装置所能施加的电磁力是有限的,高转速下的不平衡离心力只能被部分抵消. 因此,该动平衡装置更适用于残余不平衡量较小的转子的高精度在线动平衡.

5 结 论

本文提出了一种基于静磁场的电磁式在线动平衡方法,通过数值模拟研究了该动平衡装置的主要影响参数,并通过缩减不平衡响应与不平衡量关系矩阵的方法,无试重地识别转子的不平衡量,从而控制动平衡装置,实现转子的在线动平衡. 通过对结果的分析,可以得到以下结论:

- (1)本文所设计的电磁动平衡装置可以产生周向均匀、径向随半径增大逐渐增强的静磁场,且配合转子上加工的凸台可以产生随转子同步旋转的电磁力,实现在线动平衡;
- (2)基于转子有限元模型的无试重法可以较为准确地识别出转子的不平衡量;
- (3)该电磁动平衡装置由于受结构和工作原理的限制,因此更适用于高速精密转子的在线动平衡.

参考文献:

[1] 曾胜,汪希莹. 电磁式在线自动平衡调节器的原理及其实验[J]. 流体机械, 1997, 25(5): 11-14.
ZENG Sheng, WANG Xixuan. Principle of the electromagnetic online automatic balancer and experiments [J]. Fluid Machinery, 1997, 25(5): 11-14.

[2] VANDE V J. Continuous automatic balancing of rota-

- ting systems [J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 1964, 6(3): 264-269.
- [3] VANDE V J, LAKE R T. Balancing of rotating system during operation [J]. Journal of Sound and Vibration, 1978, 57(2): 225-235.
- [4] LEE C W, KIM Y D. Modal balancing of flexible rotors during operation: design and manual operation of balancing head [J]. Proc Instn Mech Engin, 1987, 201(C5): 349-355.
- [5] GUSAROV A A. Method for balancing rotors: USA, 844266 [P]. 1977-10-25.
- [6] 姚永璞, 吕长顺. 磨床砂轮动态水力平衡装置[J]. 磨床与磨削, 1980, 2(1): 34-39.
YAO Yongpu, LV Changshun. Dynamic water balancing device for grinder wheel [J]. Grinder and Grinding, 1980, 2(1): 34-39.
- [7] ZENG Sheng, WANG Xixuan. The electromagnetic balancing regulator and the automatic balancing system [J]. Journal of Sound and Vibration, 1998, 209(1): 5-13.
- [8] 汪希萱, 曾胜. 电磁式在线自动平衡系统及其动平衡方法研究[J]. 热能动力工程, 2003, 18(1): 53-57.
WANG Xi-xuan, ZENG Sheng. The study of an on-line automatic dynamic balancing system and its dynamic balancing method when used on a flexible rotor [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2003, 18(1): 53-57.
- [9] 李勇, 陆永平. 采用磁力平衡方法的在线动平衡机技术研究: I 基本原理和结构[J]. 微特电机, 1999, 27(1): 3-5.
LI Yong, LU Yongping. Study of on-line balancer technique adopting electromagnetic force balancing method: I Basic principle and structure [J]. Small & Special Machines, 1999, 27(1): 3-5.
- [10] 李勇, 王靖. 采用旋转电磁力的在线动平衡机技术研究: II 结构参数与电流波形优化[J]. 微特电机, 1999, 27(6): 13-15, 19.
LI Yong, WANG Jing. Study on on-line balancing machine adopting rotating electromagnetic force: II Optimum of structure parameters and current waveform [J]. Small & Special Machines, 1999, 27(6): 13-15, 19.
- [11] 李勇, 王靖. 采用旋转电磁力的在线动平衡机技术研究: III 运行特性分析与实验验证[J]. 微特电机, 2000, 28(4): 18-20.
LI Yong, WANG Jing. Study on on-line balancing machine adopting rotating electromagnetic force: III Working characteristics analysis and experiments [J]. Small & Special Machines, 2000, 28(4): 18-20.
- [12] FOILES W C, ALLAIRE P E, GUNTER E J. Review of rotor balancing [J]. Shock and Vibration, 1985, 5(5/6): 325-336.
- [13] 章云, 梅雪松, 邹冬林, 等. 应用动力学模型的高速主轴无试重动平衡方法[J]. 西安交通大学学报, 2011, 45(7): 34-37.
ZHANG Yun, MEI Xuesong, ZOU Donglin, et al. Model-based balancing method for high-speed machine tool spindle without trial weights [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2011, 45(7): 34-37.
- [14] 钟一谔, 何衍宗. 转子动力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 1987: 210-211.

[本刊相关文献链接]

- 分数阶阻尼裂纹转子的非线性动力学特性分析. 2012, 46(1): 76-80.
- 同步回转式混输泵端面的相对运动及摩擦分析. 2011, 45(9): 90-93.
- 推力轴承对柔性转子系统的非线性动力影响. 2011, 45(9): 108-113.
- 超临界汽轮机中压透平级流动传热特性研究. 2011, 45(7): 9-14.
- 错位安装对多联组配轴承转子系统动力学特性的影响. 2011, 45(7): 106-111.
- 高速动静压轴承支承主轴系统动特性测试研究. 2011, 45(5): 52-58.
- 高速透平膨胀机临界转速的计算与分析. 2010, 44(9): 33-37.
- 刷式密封刷丝束与转子接触力的数值研究. 2010, 44(7): 23-27.
- 可控磁悬浮系统的转子周期性振动抑制. 2010, 44(7): 55-58.
- 微型气浮轴承高速透平膨胀机的研制. 2010, 44(1): 61-65.
- Bulk Flow 方法分析孔型密封转子动力特性的有效性. 2009, 43(1): 24-28.
- 试重组迁移矩阵及现场混合动平衡方法. 2008, 42(11): 1386-1390.
- 移相轨迹及其在全息动平衡中的应用. 2008, 42(7): 803-806.

(编辑 葛赵青 管咏梅)