

主动磁悬浮轴承支承旋转机械的减振性能研究^①

郭垒磊^② 李 悦 于溯源

(清华大学核能与新能源技术研究院 北京 100084)

摘 要 针对旋转机械的振动噪声问题,在对轴承工作特性及系统振动传递特性进行理论分析的基础上,提出了采用新型主动磁悬浮轴承取代传统机械轴承以实现整机减振降噪的设想。以某工程试验样机为研究对象,利用有限元软件考察了轴承的刚度变化对该样机轴承座机脚振动不平衡响应的影响,进而开展了专门的振动对比实验来对主动磁悬浮轴承的减振性能进行实际评估。结果表明:减小轴承刚度的思路对于降低旋转机械的机脚振动确实可行;相比于机械轴承,采用主动磁悬浮轴承支承对于减小整机振动水平具有显著实际效果。相关结论可为拓展主动磁悬浮轴承技术的应用领域和场合提供重要思路及数据支持,同时也为其今后的工程化实用奠定研究基础。

关键词 主动磁悬浮轴承(AMB), 旋转机械, 减振, 机脚振动, 加速度阻抗, 轴承刚度

0 引 言

以透平机、航空发动机、电机和泵等为代表的旋转机械,是电力、石化、冶金及航空航天等行业中重要的动力设备。这些设备运行的平稳性和可靠性至关重要,一旦发生故障,都可能造成相当的经济损失甚至引发安全事故。从工程经验来看,振动过大是引起故障的主要原因,其危害是:降低设备的工作效率;产生不期望的结构噪声;因长时间承受大幅交变应力导致部件的疲劳失效甚至断裂^[1]。旋转机械的振源多种多样,但本质上讲,主要来自于各种形式的不平衡,例如因材质不均匀、结构不对称以及制造和装配误差产生的原始不平衡,部件在运行中由于碰摩、松动或变形产生的继发不平衡,因流体力或电磁力分布不均匀产生的载荷不平衡等^[2]。由这些不平衡振源产生的转子不平衡力和其它轴系激励力,通过轴承、轴承座、外壳、隔振器等支承结构以弹性波的形式在系统内进行传递,最后经基座以及与空气直接接触的设备表面将振动能量传递至外界,从而形成结构噪声。

传统的振动被动控制技术已在工程中获得了广泛应用,但其自身所存在的各种局限性也是为业内

所熟知。随着在高转速、高精度、高可靠性及轻量化方向上的不断演进,旋转机械对振动的控制要求也愈加苛刻。于是,近些年各种振动主动控制技术得到了空前的发展^[3]。作为目前唯一投入实用的可以实施主动控制的支承,主动磁悬浮轴承(active magnetic bearing, AMB)具有很多机械轴承所无法比拟的优点:高转速、低功耗、无磨损、无需润滑以及振动实时控制等。国外已经成功地将其应用于透平机械、离心机、储能飞轮及人工心脏等多个领域^[4],而国内因起步晚,大都仍处于实验室研究阶段。由于国外的应用已有成功事例,而且近些年国内的研究成果,主动磁悬浮轴承受到了越来越多领域的关注。本文以旋转机械减振降噪的需求为研究背景,提出了利用主动磁悬浮轴承替代机械轴承的设想,通过结合某工程试验样机,利用理论分析、数值计算及实验对比测试,研究并验证了主动磁悬浮轴承在整机减振方面的性能和潜力,从而为今后拓展其应用领域和场合奠定了基础。

1 主动磁悬浮轴承技术简介

主动磁悬浮轴承(AMB),又称磁轴承、电磁轴承或磁力轴承,是一种典型的机电一体化产品^[4]。

① 863 计划(2003AA511010)和国家科技重大专项课题(2011ZX06901-010)资助项目。

② 男,1985 年生,博士生;研究方向:旋转机械振动与噪声控制;联系人,E-mail: gll03@mails.tsinghua.edu.cn
(收稿日期:2012-07-08)

如图 1 所示,主动磁悬浮轴承的基本工作原理如下^[5]:转子在两端差动电磁铁吸引力的联合作用下,其合力恰好和重力相互平衡,处于悬浮状态。当有干扰力使转子偏离中心位置时,由非接触高灵敏度传感器检测出转子的位移,产生的状态信号经信号调理之后作为系统的输入量送到控制器中,控制器的高速运算单元根据预先设计的控制算法运算产生实时控制信号,控制信号经功率放大器在电磁线圈中产生相应的控制电流,从而在电磁铁上产生能够抵消干扰、保持转子稳定的电磁力,以达到控制转子悬浮运转的目的。而当转子在不工作或出现突然断电状况时,转子将由两端的保护轴承来提供辅助支承。

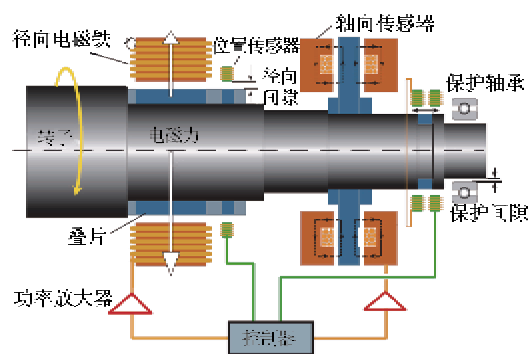


图 1 主动磁悬浮轴承工作原理示意图

2 主动磁悬浮轴承减振原理

传统的机械轴承主要分为滚动轴承和滑动轴承（也称油膜轴承）两大类。滚动轴承技术成熟、性能稳定、应用广泛,早已实现标准化生产,缺点是阻尼较小,通常可忽略,故一般都设计在刚性临界转速下工作。而滑动轴承则具有更加复杂的工作特性,由于能承受很大的支承载荷,其抵抗振动和冲击的能力比较强,故在大型旋转机械上有较多应用,缺点是对润滑要求高,日常维护困难。

主动磁悬浮轴承是一种新型的支承技术,其功能本质与机械轴承无异,都是提供类似弹簧支承的恢复力和阻尼以衰减转子的振荡,因此在原理研究及设计初期,仍可沿用经典转子动力学的相关理论。但需要指出的是:主动磁悬浮轴承绝不止是刚度阻尼支承的电子复制品,例如在采用 PID 控制时,积分反馈环节可以使得稳态转子位置变得与静态负载无关,这可以等效理解成轴承具有“无穷大”的机械刚度^[6]。

作为旋转机械的主要振源之一,转子不平衡始终存在,但对于不同的轴承支承,其引起的振动响应是有差别的。与机械轴承相比,主动磁悬浮轴承的第一特征是刚度普遍较低。无论是滑动轴承还是滚动轴承,它们在整个频率范围内的刚度都要比主动磁悬浮轴承高出很多。而这种高刚度所带来的影响是转子近乎被刚支,只能围绕固定轴即几何中心轴旋转。同时,转子有不平衡意味着其惯性主轴与几何中心轴不重合,这样就产生了正比于转速平方的离心力激励。但是对于主动磁悬浮轴承而言,此类振源却可以得到有效抑制。由于定转子间有足够大的自由间隙且机电设备具有实时主动控制的能力,可以通过设计合适的控制方法(主要有跟踪滤波法和前馈控制法),使得控制器对转子同频振动信号不响应,这时转子也可以像在自由空间中围绕其惯性主轴旋转,从而从根本上消除了转子不平衡振源^[7]。

除了低刚度特征及“主动平衡”的能力,主动磁悬浮轴承在减振方面的其它突出优势还有:自身能提供较大的阻尼以大幅降低系统在临界转速时的振动;振动实时可控保证运行平稳、可靠,避免发生机械轴承支承系统中不可控的振动失稳情形。

下面利用阻抗分析从系统振动传递特性角度来说明主动磁悬浮轴承的减振原理,以机脚振动加速度级作为衡量旋转机械整机振动水平的考察指标。

图 2 所示是旋转机械内部振动传递路径的示意图。由转子不平衡形成的与转速平方成正比的初始加速度源 A_m , 途经轴承、机体(含轴承座、外壳等)和隔振器,最终引起基座的振动。

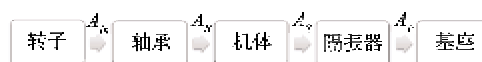


图 2 旋转机械内部振动传递路径示意图

由于轴承加速度阻抗 Z_b 、机体加速度阻抗 Z_s 、隔振器加速度阻抗 Z_l 和基座加速度阻抗 Z_f 之间均为串联方式,故旋转机械机脚振动加速度 A_s 可用各自对应的导纳 Y (即阻抗的倒数)表示为

$$A_s = \frac{Y_l + Y_f}{Y_b + Y_s + Y_l + Y_f} A_m \quad (1)$$

由于本文只考虑不同轴承特性对减振结果的影响,故问题可简化为分析分母 $Y_b + Y_s + Y_l + Y_f$ 的幅值随轴承特性的变化规律。

记机体、隔振器和基座三者的等效加速度阻抗为 Y_e , 即 $Y_e = Y_s + Y_l + Y_f$ 。忽略阻尼的影响,代入

各项参数后,则有

$$|Y_B + Y_e| \approx \omega^2 \left| \frac{1}{k_B} + \frac{1}{k_e - M_e \omega^2} \right| \quad (2)$$

其中, k_B 为轴承刚度, k_e 为机体、隔振器和基座的等效刚度, M_e 为机体、隔振器和基座的等效质量, ω 为振动角频率。

对式(2)进行定性分析可知, A_s 随轴承的变化关系主要看 k_B 与 $|k_e - M_e \omega^2|$ 之间的相互关系。当 $\omega \leq \sqrt{\frac{k_e}{M_e}}$ 及 $\omega > \sqrt{\frac{k_B + k_e}{M_e}}$ 时, A_s 随轴承刚度的减小而减小; 当 $\sqrt{\frac{k_e}{M_e}} < \omega \leq \sqrt{\frac{k_B + k_e}{M_e}}$ 时, A_s 随轴承刚度的减小而增大。

综合以上分析可见, 在所关注的频率区间满足一定条件的情况下, 通过减小轴承刚度从理论上能实现旋转机械整机减振的目的。

3 振动不平衡响应分析

基于前文的原理分析, 为了验证并评估主动磁悬浮轴承较之机械轴承在对旋转机械减振上的可行性和实际性能, 本文结合某工程试验样机开展了相关的有限元数值计算及振动对比实验研究。

如图3所示, 该试验样机由地脚螺栓刚性安装在测试平台(图中未画出)上, 原型是采用A、B、C三组滚动轴承支承, 由驱动电机通过膜片式联轴器带动转子运行。轴承B两侧有大小各一个圆盘, 试验中可以通过调整凹槽中平衡块的质量和位置来改变系统的平衡精度等级。按照指定的要求, 选取三个轴承座机脚位置在竖直方向上的振动加速度级作为考察指标。

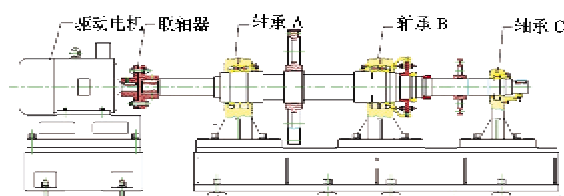


图3 试验样机结构示意图

对于这样一个轴系, 其实际运行时的振源构成是非常复杂的。计算时如果要把所有因素都考虑周全, 通常比较困难且并非必要。因此, 本文在不影响

研究目标的前提下, 作了适度的简化和假设: 忽略电机和联轴器对转子系统的耦合作用, 只考虑转子不平衡质量对振动响应的影响。

由有限元软件建立的模型如图4所示, 共划分成173761个四面体单元和184个梁单元, 合计44249个节点。其中, 转子采用一维梁单元(半段联轴器、铁芯、硅钢叠片及圆盘等均采用等效集中质量和转动惯量来近似模拟)、机体(含轴承定子、轴承座及外壳等)及基座均采用三维四面体实体单元, 转子与机体之间采用Bearing单元连接, 基座通过8个地脚螺栓固定在地面上。

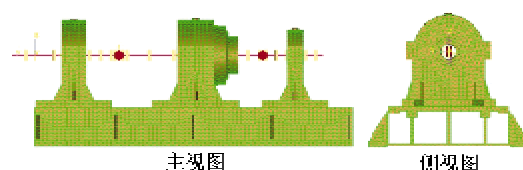


图4 试验样机有限元模型示意图

由于机体及基座自身的结构阻尼、材料阻尼等均很复杂, 但数值较小, 一般情况下可不予考虑^[7]。而对于轴承的阻尼, 通常也难以确定, 本文根据经验统一假定粘性阻尼比为0.05。

在计算中, 重点考察轴承的刚度变化对样机轴承座机脚振动响应的影响。由于原型样机是采用滚动轴承支承, 故将机械轴承的刚度设定在 $2 \times 10^7 \sim 1 \times 10^9 \text{ N/m}$ 量级范围内变化^[8]。

杨国军等^[9]按临界转速随支承刚度的变化关系, 在理论上将主动磁悬浮轴承的刚度从小到大依次划分成低刚度区($10^3 \sim 10^6 \text{ N/m}$)、过渡区($10^6 \sim 10^8 \text{ N/m}$)以及高刚度区(10^8 N/m 以上)。但在实际应用中, 出于控制稳定性以及结构尺寸限制等因素的综合考虑, 一般还是选择“中等”刚度量级($10^5 \sim 10^7 \text{ N/m}$)。

在后续的实验中, 实际测试了多个工况下的振动对比数据。但由于篇幅所限, 本文只能以动平衡精度等级为G1.0时的工况为例来对数值计算和振动实验的结果作相关介绍。

将动平衡实验数据折算成不平衡质量施加于大小圆盘的相应位置, 经软件计算后可得轴承座A、B、C机脚位置在竖直方向上的振动加速度级平均值(选取若干点作平均)随轴承刚度变化的关系, 如图5-图7所示(仅选取了一些典型值作示意)。

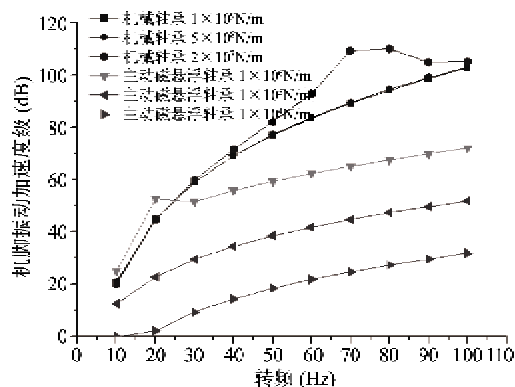


图 5 轴承座 A 机脚振动响应随轴承刚度变化

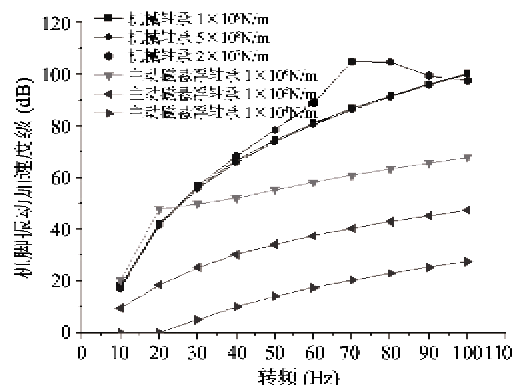


图 6 轴承座 B 机脚振动响应随轴承刚度变化

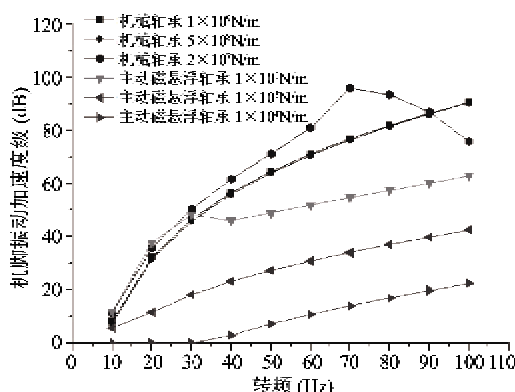


图 7 轴承座 C 机脚振动响应随轴承刚度变化

通过以上三图,可以看出:

(1) 单纯从动力学角度分析,减小轴承刚度的思路对于降低旋转机械的机脚振动确实可行。当轴承刚度低至 10^6 N/m 以下后,刚度每减小一个量级,机脚振动加速度级在全频率范围约降低 20dB。

(2) 在机械轴承的常见刚度范围内,机脚振动变化很小,且刚度越大,这种特征体现得越明显。当轴承刚度等于 $2 \times 10^7 \text{ N/m}$ 时,在转频为 70Hz 附近出现峰值,这是由于转子的刚性模式所致。而当刚度增大至一定值时,该模式的共振频率已远离转速

区域,此时转子相当于被刚支,刚度再增大对机脚振动已无影响,这也就从另一侧面说明了为何以前较少有在机械轴承上作整机减振的相关研究。

(3) 10^5 及 10^6 N/m 属于主动磁悬浮轴承易实现的“中等”刚度量级,但当轴承刚度等于 $1 \times 10^6 \text{ N/m}$ 时,在转频为 20Hz 附近也出现了共振峰,此时的振动加速度级甚至超出了机械轴承刚度区间,这对减振显然是不利的。但是,由于主动磁悬浮轴承自身刚度和阻尼可调的特性,在实际控制中也完全可以通过调整局部刚度将该共振峰移出所关注的频率区间。

4 振动对比实验

有限元数值计算的结果定性验证了主动磁悬浮轴承在减振方面的可行性,但是由于样机实际振源构成的复杂性,我们需要开展专门的振动对比实验来对其实际减振性能进行综合评估。

根据相似准则及指定要求,在尽可能保证结构和功能相同以及制造和装配精度均一致的情况下,以滚动轴承支承样机为原型,另外又研制了采用主动磁悬浮轴承支承的对比样机,其相关的 PID 控制参数如表 1 所示。

表 1 主动磁悬浮轴承试验样机 PID 控制参数

参数名称	量值
比例系数 k_p	0.25
积分系数 k_i	5
积分截止时间常数 τ_i (s)	1.5915
微分系数 k_d	0.001
微分截止时间常数 τ_d (s)	0.0016
位移传感器比例增益系数 A_d (V/mm)	10/0.3
功率放大器比例增益系数 A_a (A/V)	4
力-电流刚度系数 k_i (N/A)	133
力-位移刚度系数 k_s (N/m)	8.9×10^5

实验中通过变频器改变驱动电机的转速,按照实验大纲规定,转速每隔 600r/min (即转频 10Hz) 记录一组数据,将各个转速下 3 个轴承座机脚位置多个测点的振动加速度有效值 (频段 10Hz - 1kHz) 取平均换算后,得到系统在动平衡精度等级为 G1.0 工况时,机械轴承和主动磁悬浮轴承两种支承下轴承座 A、B、C 机脚位置在竖直方向上的振动加速度级对比关系,如图 8 - 图 10 所示。

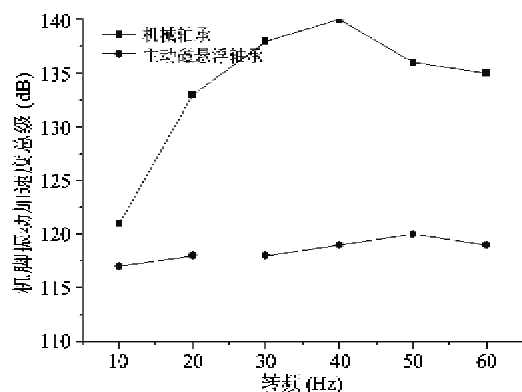


图8 试验中轴承座 A 机脚振动响应

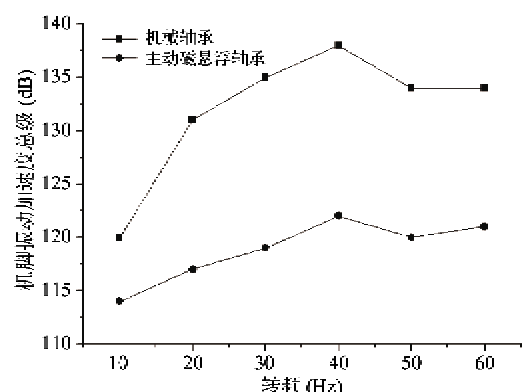


图9 试验中轴承座 B 机脚振动响应

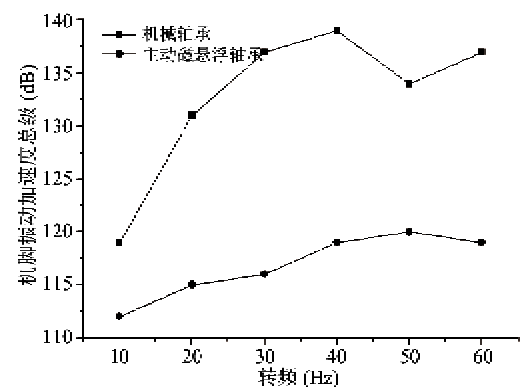


图10 试验中轴承座 C 机脚振动响应

通过以上三图,可以看出:

(1)实验结果与数值计算结果整体反映的趋势基本一致,主动磁悬浮轴承较之机械轴承在整机减振方面具有显著实际效果。本实验中,在绝大多数转速下,样机轴承座机脚振动加速度级降幅超过15dB,最高可达到23dB。

(2)与数值计算的单频振动加速度级不同,实验中测试的是频率10Hz~1kHz范围内振动加速度级,它是由各种不同频率振动分量(转子不平衡质量产生的同频振动只是其中一小部分)合成,因

此其有效值肯定也大,尤其是在低频区。尽管如此,仍不难看出主动磁悬浮轴承在非同频区域的减振优势也同样突出。

(3)随着转速的变化,机械轴承支承样机的振动变化幅度较大,而反观主动磁悬浮轴承支承样机则相对平稳,直观地展示了主动磁悬浮轴承能保证系统运行平稳、可靠的优势。

(4)由于时间和条件所限,本实验中选择的控制方法仍是传统的PID控制,未能采用前文提到的更为先进的“主动平衡”控制,这也就是说,在理论上,主动磁悬浮轴承支承样机的实际减振性能还有较大的提升空间。

5 结论

以旋转机械的振动和噪声问题为背景,本文提出了采用新型主动磁悬浮轴承取代传统机械轴承以实现整机减振降噪的设想。结合某工程试验样机,通过理论分析、数值计算及对比实验等方法,针对主动磁悬浮轴承支承旋转机械的减振性能进行了全面综合的验证和评估,直观形象地展示了主动磁悬浮轴承较之机械轴承在整机减振方面的优势和潜力。相信随着主动控制技术的不断进步以及相关工程化条件的逐步完善,在一些对于振动水平有着苛刻要求的领域和场合,主动磁悬浮轴承会成为绝佳的轴承替代选择。

参考文献

- [1] 汤建刚. 旋转机械振动分析与工程应用. 北京: 中国电力出版社, 2007. 1-2
- [2] 闻邦椿, 顾家柳, 夏松波等. 高等转子动力学—理论、技术与应用. 北京: 机械工业出版社, 2000. 377-380
- [3] 刘小玲, 王旭, 郭玲等. 国外振动噪声有源控制技术发展现状. 舰船科学技术, 2011, 33(4): 151-155
- [4] Schweitzer G. Applications and research topics for active magnetic bearings. In: Proceedings of the IUTAM Symposium on Emerging Trends in Rotor Dynamics, New Delhi, India, 2011. 263-273
- [5] Schweitzer G, Maslen E H, Bleuler H, et al. Magnetic Bearings—Theory, Design, and Application to Rotating Machinery. Dordrecht/ Heidelberg/London/New York: Springer, 2009. 1-4
- [6] 施韦策 G, 布鲁勒 H, 特拉克斯勒 A. 主动磁轴承基础、性能及应用. 北京: 新时代出版社, 1997. 36
- [7] 虞烈. 可控磁悬浮转子系统. 北京: 科学出版社, 2003. 242-266

- [8] 航空发动机设计手册总编委会. 航空发动机设计手册
第 19 册转子动力学及整机振动. 北京: 航空工业出版
社, 2000. 57
- [9] Yang G J, Xu Y, Shi Z G. Characteristic analysis of rotor

dynamics and experiments of active magnetic bearing for
HTR-10GT. *Nuclear Engineering and Design*, 2007, 237
(12-13): 1363-1371

Study on the vibration attenuation capability of rotating machinery supported by active magnetic bearings

Guo Leilei, Li Yue, Yu Suyuan

(Institute of Nuclear and New Energy Technology, Tsinghua University, Beijing 100084)

Abstract

Aiming at the vibration and noise problems of rotating machinery, the theoretical analysis of bearings' working features and bearing systems' vibration transmission characteristics was conducted, and the idea of adopting new-style active magnetic bearings (AMBs) to replace conventional mechanical bearings to achieve vibration and noise attenuation was proposed. A practical test prototype was chosen to perform the finite element analysis to study the influence of the change of the bearing stiffness on the seat vibration of the bearing pedestal. Afterwards, a specific vibration contrast experiment was conducted to estimate the real vibration attenuation capability of the AMBs. The results show that decreasing the bearing stiffness do help reduce the seat vibration of rotating machinery, and compared with mechanical bearings, AMBs have obviously the better practical effect on reducing the complete machine vibration level. The relevant conclusions could provide important thoughts and data to broaden the application fields and occasions of AMBs and meanwhile build the research foundation for the further industrial applications.

Key words: active magnetic bearing (AMB), rotating machinery, vibration attenuation, seat vibration, acceleration impedance, bearing stiffness