

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2018.04.005

变支承磁悬浮转子超临界运行仿真研究*

郎成业,胡雄心*,胥芳

(浙江工业大学特种装备制造与先进加工技术教育部/浙江省重点实验室,浙江杭州310014)

摘要:针对工业中转子系统在跨越一阶临界转速时,振动幅度过大及失稳的问题,通过对转子系统平稳跨越一阶临界转速方法的归纳和研究,提出了一种基于主动控制下的磁悬浮轴承—转子系统变支承跨越一阶临界转速的方法。首先建立了主动控制下的变支承磁悬浮转子系统数学模型,并分析了两支承转子系统和三支承转子系统跨越一阶临界转速时的响应特性;然后利用 ADAMS 和 Matlab 联合仿真了主动控制下的变支承磁悬浮转子系统跨越一阶临界转速时的振动特性。仿真研究结果表明:变支承磁悬浮转子系统在超临界运行时具有良好的减振效果,与传统两支承转子系统相比,其最大振幅减小了 52.6%。

关键词:变支承;磁悬浮;主动控制;临界转速

中图分类号:TH133

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2018)04-0358-05

Simulation of magnetic bearings rotor's critical characteristics by active variable supports

LANG Cheng-ye, HU Xiong-xin, XU Fang

(Key Laboratory of E&M., Ministry of Education & Zhejiang Province, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China)

Abstract: Aiming at the excessive amplitude vibration and instability when rotor pass through the critical speed, and the method of the rotor system smoothly pass through the first critical speed were researched. Anew method of active variable support magnetic bearings rotor system for passing through the first critical speed was described in this paper. Firstly, the mathematical model of variable support magnetic bearings rotor system were established, and the response characteristics of the rotor supported by two and three magnetic bearings were analysed. Then, the simulation model was established by ADAMS, and the model co-simulation was accomplished by using ADAMS and Matlab. The results indicate that when pass through the first critical speed the damping effect of variable support magnetic suspension rotor system is obvious, and the response amplitude can be reduced by 52.3% comparing with the traditional two-bearing rotor system.

Key words: variable support; magnetic bearings; active control; critical speed

0 引言

近年来,随着科技的发展,高端制造业中对于高速旋转机械的要求越来越高,如航空发动机、透平机械等,故对如何提高转子转速这方面的研究有着非常重

要的意义。

提高转子转速的方法主要有两种:一种是通过提高刚性转子的一阶临界转速,常见的如改变转子的结构尺寸及材料^[1];除此之外,文献[2-3]研究了多支承转子系统,并证明了多个支承能够提高转子的一阶

收稿日期:2017-09-07

基金项目:浙江省自然科学基金资助项目(LY14E050010);浙江省公益技术应用研究计划项目(2015C31054)

作者简介:郎成业(1992-),男,浙江建德人,硕士研究生,主要从事磁悬浮轴承—转子方面的研究。E-mail: 18758236620@163.com

通信联系人:胡雄心,男,讲师。E-mail: huxx007@zjut.edu.cn

临界转速。另一种方法是减小柔性转子跨越临界转速时的振幅,国内外相关学者提出了多种使转子能平稳跨过一阶临界转速的方法。S.-M. Wang^[4]提出一种通过相位调制的方法减小转子在通过临界转速时的振幅;Yohji Okada^[5]采用了弯曲控制的方法,使转子能够平稳越过临界转速。阎晓军等^[6]研究了基于记忆合金的变刚度支承系统,达到了转子减振效果;胡新宁等^[7]提出了一种通过改变磁轴承刚度,使超导转子能够平稳地跨过临界转速的方法;还有一些其他学者通过研究电磁阻尼器^[8-10]来抑制转子振幅。

在一个固定的转子系统中,由于转子结构尺寸不易更改,几乎很难提高一阶临界转速,而新型材料价格较为昂贵;转子系统的多支承理论和技术虽能提高转子一阶临界转速,但提高的幅度有限。其次,运用记忆合金变刚度支承系统进行超临界运行时,因支承与转子有接触擦从而限制了转子的转速,并且该方法结构和控制系统较为复杂,从而导致超临界特性不太理想,特别不适应快速响应的过程。另外,超导磁悬浮变刚度系统的工作条件要求过高,装备复杂,不适用于在民用工业中大量运用。

本文提出一种主动控制下的磁悬浮轴承—转子系统变支承跨越一阶临界转速的方法。首先建立多支承转子系统模型,推导出变支承转子系统的控制方程,建立超临界运行的振幅与刚度变化率的关系;然后利用ADAMS和Matlab建立磁悬浮转子机械系统仿真模型和控制系统模型;进一步联合仿真^[11-12]分析变支承磁悬浮转子系统的振动响应,取得快速变支承的方法和技术参数。

1 数学建模

1.1 变支承转子系统原理

转子系统发生共振时的临界转速与支承数有关,磁悬浮转子系统在两支承和三支承下的动态响应图如图1所示。

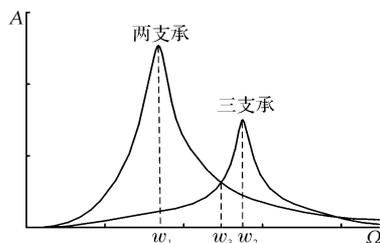


图1 不同支承数目下转子系统的响应曲线

由图1可知:在三支承磁悬浮转子系统加速运转过程中,当转子转速到达 ω_3 时,转子已经过了两支承

磁悬浮转子系统的一阶临界转速,但还未达到三支承磁悬浮转子系统的一阶临界转速,此时通过控制系统使转子系统由三支承切换到两支承(左右两支承不变,只对中间支承控制参数进行改变),从而使磁悬浮转子系统平稳跨过一阶临界转速。

1.2 三支承磁悬浮转子系统模型

三支承磁悬浮转子系统示意图如图2所示。

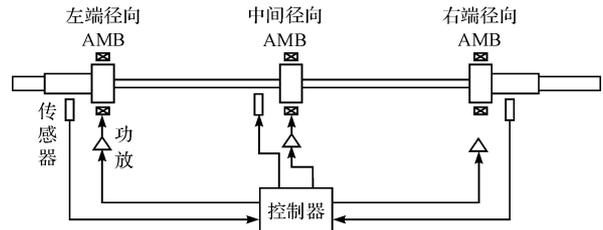


图2 三支磁悬浮轴承转子系统示意图

把转子离散为 j 个节点,由转子动力学可推导出转子系统的运动学方程如下:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = f_0 \quad (1)$$

式中: M —转子质量矩阵; C —阻尼矩阵; K —刚度矩阵; f_0 —干扰力矩阵。

刚度矩阵 K 为:

$$K = K_0 + \sum_{b=1}^3 T_{n_b}^T T_{n_b} k_{n_b} \quad (2)$$

式中: K_0 —轴单元的刚度矩阵; n_b —有支承处的节点编号; k_{n_b} —支承处的支承刚度;矩阵 T_{n_b} — $1 \times j$ 阶矩阵,且在该矩阵中第 n_b 个元素为1,其余为0,如下所示:

$$T_{n_b} = [0 \ \dots \ 0 \ 1 \ 0 \ \dots \ 0]$$

阻尼矩阵 C 为:

$$C = \Omega G + \sum_{b=1}^3 T_{n_b}^T T_{n_b} c_{n_b} \quad (3)$$

式中: Ω —转子转速; G —陀螺矩阵; c_{n_b} —支承处的支承阻尼。

1.3 可控变支承磁悬浮转子系统模型

本文运用的磁悬浮轴承由主动控制下的两个差动电磁铁组成如图3所示。

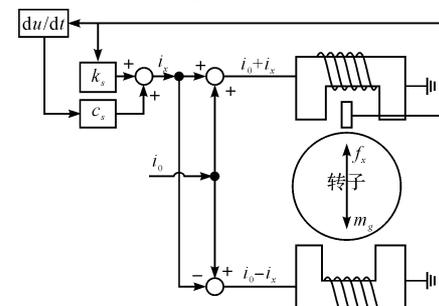


图3 磁轴承差动控制示意图

电磁力与线圈电流和间隙的关系为:

$$f(i, x) = k \frac{i^2}{x^2} = \frac{\mu_0 N^2 A i^2}{4x^2} \quad (4)$$

式中: μ_0 —真空磁导率; A —磁极面积; N —线圈匝数; i —通过线圈中的电流; x —转子与磁极的间隙。

在主动控制下,磁轴承的电磁合力为:

$$f_x = f_x(i_0 + i_x, x_0 + x) - f_x(i_0 - i_x, x_0 - x) \quad (5)$$

将式(4)代入式(5),并对式(5)进行线性化处理得:

$$f_x = k_i i_x - k_x x \quad (6)$$

式中: k_i —径向磁轴承电流刚度系数; k_x —径向磁轴承的位移刚度系数; i_0 —磁轴承静态偏置电流; x_0 —初始气隙; i_x —线圈中的控制电流; x —转子位移变化量。

由图 2 可知控制电流 i_x 的表达式为:

$$i_x = k_s x + c_s \dot{x} \quad (7)$$

式中: k_s, c_s —可控刚度系数和阻尼系数。

将式(7)代入式(6)得:

$$f_x = k_i k_s x + k_i c_s \dot{x} - k_x x \quad (8)$$

令 $k_{sx} = k_i k_s - k_x, c_{sx} = k_i c_s$ 得:

$$f_x = k_{sx} x + c_{sx} \dot{x} \quad (9)$$

式中: k_{sx}, c_{sx} —磁悬浮轴承系统的等效刚度和等效阻尼,通过改变控制系数 k_s 和 c_s 即可控制系统的等效刚度和阻尼。

将式(2,3)和式(9)代入式(1)可得:

$$M\ddot{x} + (\Omega G + \sum_{b=1}^3 T_{n_b}^T T_{n_b} c_{sx})\dot{x} + (K_0 + \sum_{b=1}^3 T_{n_b}^T T_{n_b} k_{sx})x = f_0 \quad (10)$$

由上式可知:通过改变控制参数,可实现磁悬浮转子系统支承数目的改变。即当转子转速接近 w_3 时(该时刻为 t_0),左右两边支承的控制参数不变只改变中间支承的控制参数,使中间支承的刚度 k_{sx} 在 ΔT 时间内快速减小到零,如图 4 所示。

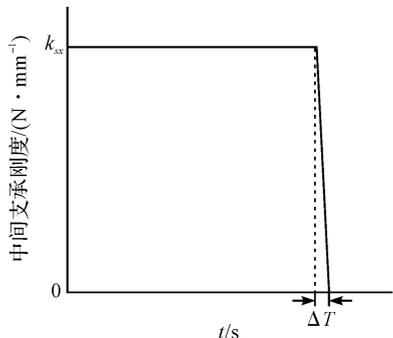


图 4 主动控制下的中间支承刚度变化

2 仿真模型

本文基于 ADAMS 和 Matlab 下对主动控制变支承磁悬浮转子系统进行联合仿真研究,仿真系数如表 1 所示。

表 1 主要仿真参数

参数	数值	参数	数值
磁极面积 A/mm^2	145	偏置电流 i_0/A	4
线圈匝数 N	50	饱和磁通密度 /T	1
单边气隙 s_0/mm	0.4	转子总长 l/mm	645
磁极倾角 $\alpha/^\circ$	22.5	转子质量 m/kg	1.5
磁轴承间距 l/mm	207		

磁轴承转子系统在平稳运行时,转子在轴承铁芯的作用下一般都是在其平衡位置处发生微小振动。故可得磁轴承的电流刚度系数和位移刚度系数为:

$$k_i = 10.5 \text{ N/A}, k_x = -105.2 \text{ N/mm}.$$

ADAMS 和 SolidWorks 有很好的兼容性,所以先用 SolidWorks 建立系统的三维模型。SolidWorks 里建立的模型是没有约束、驱动和质量的,因此在把三维模型导入 ADAMS 后,需要对模型进行质量设置。为使模型能够按一定的规则进行运动,因此需要在模型上添加相应的约束和转子驱动力。在建立约束时,把套筒、硅钢片和转子作为一个实体。

本文只对转子过临界转速时径向振动进行研究,故把转子轴向自由度约束住。此时建立好的系统模型中的转子为刚性转子,需要对转子进行柔性化处理。利用 ANSYS 生成转子的柔性文件,将该文件导入 ADAMS 对转子进行柔性化。

变支承磁悬浮轴承仿真模型如图 5 所示。

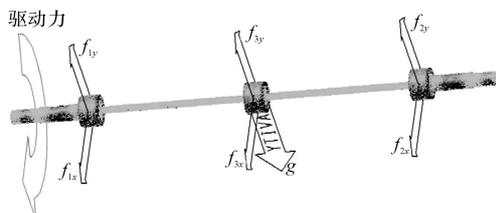


图 5 变支承磁悬浮轴承仿真模型

f_{1x} —左端径向磁轴承延 x 方向电磁力; f_{1y} —左端径向磁轴承延 y 方向的电磁力; f_{2x} —右端径向磁轴承延 x 方向电磁力; f_{2y} —右端径向磁轴承延 y 方向的电磁力; f_{3x} —中间径向磁轴承延 x 方向电磁力; f_{3y} —中间径向磁轴承延 y 方向的电磁力; g —转子重力

建立好约束和驱动以后需要创建 12 个状态变量用于与 Matlab 进行数据交换,其中 6 个输出变量和 6 个输入变量,如图 6 所示。

Input Signal(s)	From Pinout	Output Signal(s)	From Poutut
current1x current1y current2x current2y current3x current3y		distance1x distance1y distance2x distance2y distance3x distance3y	

图 6 状态变量的设置

图中输入信号为控制电流信号,输出信号为位移信号。控制电流的大小由输出位移信号,通过在 Matlab/Simulink 里建立的控制进行分析处理得到。在该仿真模型中,磁轴承作用在转子上的约束力表达式为:

$$f_{ix} = 10.5 \times \text{Varval}(\text{currentix}) - 105.2 \times \text{Varval}(\text{distanceix}) \quad (11)$$

$$f_{iy} = 10.5 \times \text{Varval}(\text{currentiy}) - 105.2 \times \text{Varval}(\text{distanceiy}) \quad (12)$$

式中: $i = 1, 2, 3$ 。

以上模型建立好以后,ADAMS 会自动生成机械系统的仿真模型,不需运用要数学公式进行建模。用 Adams/Controls 模块生成 .m 文件,将该文件导入 Matlab 后能够生成与 Matlab 进行数据交换的子模块,如图 7 所示。

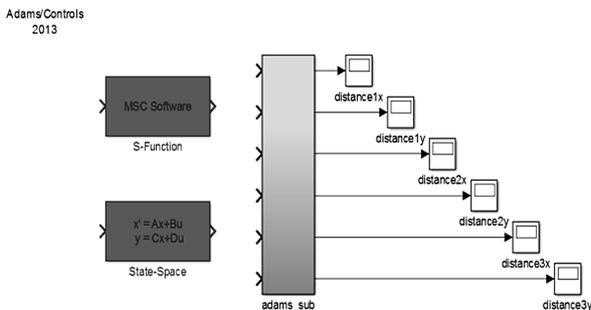


图 7 Adams 子模块

3 联合仿真分析

Adams 建立好模型后,用 step 函数设置驱动,指定输入输出,然后用 Matlab 建立好数据交换口,并通过 Matlab 的 Simulink 模块建立磁轴承转子系统的控制模块,系统仿真框图如图 8 所示。

3.1 两支承和三支承磁悬浮转子系统分析

在进行两支承磁悬浮转子系统振幅分析时,先把中间支承去掉,即 current3x 和 current3y 两项输入为零;进行 3 支承磁悬浮转子系统振幅分析时,除了加上对第三支承的控制外,其他设置都与两支承磁悬浮转子系统相同。转子转速的驱动函数为 $\text{STEP}(\text{time}, 0, 0, 1, 0) +$

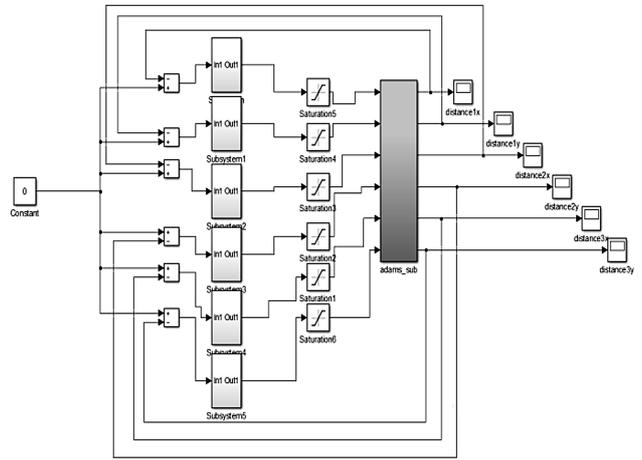


图 8 系统仿真框图

$\text{STEP}(\text{time}, 1, 0, 7, 6\ 000)$,其意义是在 0 到 1 s 转子不旋转,使转子能够静态起浮,1 s 后给转子一个驱动力,使转子以 $60\ 000\ \text{r}/\text{min}^2$ 的加速度匀加速运行。

在主动控制下两支承和 3 支承磁悬浮转子系统振动曲线如图 9 所示。

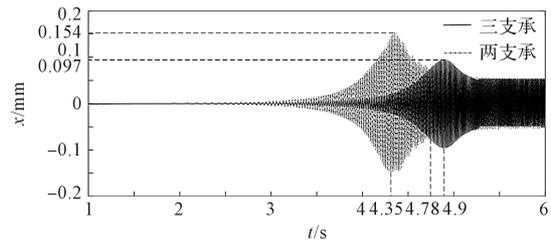


图 9 不同支承下的转子振动曲线

由图可知:两支承磁悬浮转子系统在 4.35 s 时振幅最大为 0.154 mm,对应转速为 3 350 r/min,即在两支承磁悬浮转子系统中,转子所对应的一阶临界转速为 3 350 r/min。3 支承磁悬浮转子系统在 4.9 s 时振幅最大为 0.097 mm,对应转速为 3 900 r/min,即在 3 支承磁悬浮转子系统中,转子所对应的一阶临界转速为 3 900 r/min。在 4.78s 时,两支承磁悬浮转子系统和 3 支承磁悬浮转子系统的振幅相同,此时转子转速为 3 780 r/min。当 3 支承磁悬浮转子系统转速达到 3 780 r/min 左右时,通过主动控制撤去中间支承对转子的支承作用,从而能够平稳跨过二支承磁悬浮转子系统的一阶临界转速。

3.2 变支承磁悬浮转子系统分析

由上一节可知:4.78 s 时两支承磁悬浮转子系统和三支承磁悬浮转子系统的振幅相同,因此进行变支承磁悬浮转子系统振幅分析时,在 4.75 s 时快速撤去中间磁悬浮轴承,使中间支承的刚度分别以 $2\ 000\ \text{N}/\text{mm} \cdot \text{s}$, $1\ 000\ \text{N}/\text{mm} \cdot \text{s}$, $500\ \text{N}/\text{mm} \cdot \text{s}$ 的速率由 k_{sx} 下降为 0。

转子振动曲线如图 10 所示。

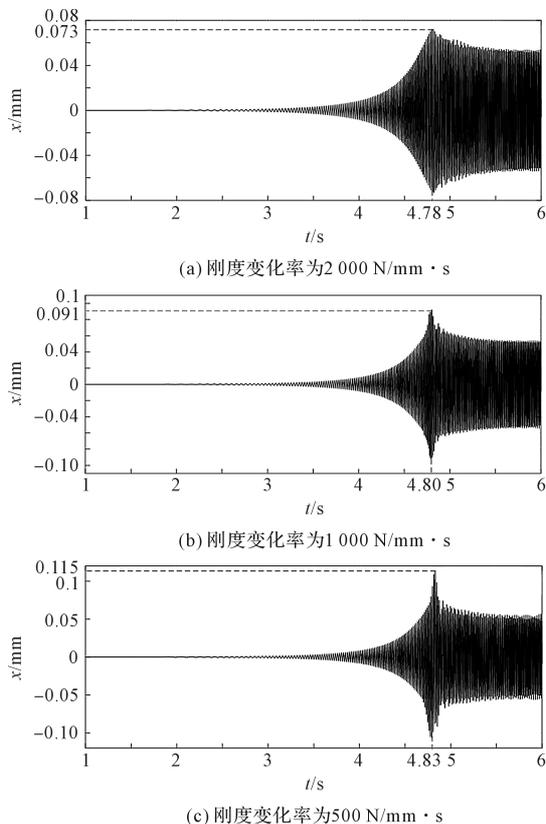


图 10 刚度变化率对变支承磁悬浮转子系统振幅的影响

由图 10 可知:中间支承的刚度变化率分别为 $2\,000\text{ N/mm}\cdot\text{s}$ 、 $1\,000\text{ N/mm}\cdot\text{s}$ 、 $500\text{ N/mm}\cdot\text{s}$ 时,变支承磁悬浮转子系统所对应的最大振幅分别为 0.073 mm 、 0.091 mm 和 0.115 mm 。可得在变支承磁悬浮转子系统中,当中间支承刚度 k_{sx} 变化率越大,即变换间隔 ΔT 越短,其跨一阶临界转速时的最大振幅越小,减振效果越理想。当中间支承的刚度变化率为 $2\,000\text{ N/mm}\cdot\text{s}$ 时,与两支承转子系统相比,跨越一阶临界转速时的最大振幅减小了 52.6% ;与三支承转子系统相比,跨越一阶临界转时的最大振幅减小了 24.7% 。

4 结束语

针对转子在跨一阶临界转速时,振动幅度过大及失稳的问题,本研究提出了一种基于主动控制下的磁悬浮轴承—转子系统变支承跨越一阶临界转速的方法,利用 ADAMS 和 Matlab 对变支承转子系统进行了联合仿真,并定量分析了该方法的减振效果。

结果表明:变支承转子系统在跨越临界转速时能够降低转子振幅,并且中间支承刚度 k_{sx} 变化率越大,其跨一阶临界转速时的最大振幅越小,减振效果越理想。当中间支承的刚度变化率为 $2\,000\text{ N/mm}\cdot\text{s}$ 时减振效果最明显,此时,跨越一阶临界转速时的最大振幅比两支承磁悬浮转子系统减小了 52.6% 。

本研究为转子系统平稳跨越临界转速提供了一种新方法。

参考文献 (References):

- [1] 成大先. 机械设计手册[M]. 5 版. 北京: 化学工业出版社, 2010.
- [2] 刘 聪, 徐龙祥. 多个磁悬浮轴承转子系统动力学特性研究[J]. 机械设计与制造, 2015(3): 19-23.
- [3] DESMIDT H A, WANG K W, SMITH E C. Multiharmonic adaptive vibration control of misaligned driveline via active magnetic bearings [J]. *Journal of Dynamic Systems Measurement & Control*, 2008, 130(4): 472-480.
- [4] WANG S M, LU Q S, TWIZELL E H. Reducing lateral vibration of a rotor passing through critical speeds by phase modulating[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines & Power*, 2003, 125(3): 766-771.
- [5] OKADA Y, SHIMIZU K, UENO S. Vibration control of flexible rotor by inclination control magnetic bearings with axial self-bearing motor [J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2001, 6(4): 521-524.
- [6] 阎晓军, 聂景旭, 孙长任. 用于高速转子振动主动控制的智能变刚度支承系统[J]. 航空动力学报, 2000, 15(1): 63-66.
- [7] HU X, GAO F, CUI C, et al. Active control method for passing through critical speeds of rotating superconducting rotor by changing stiffness of the supports with use of electromagnetic force[J]. *IEEE Transactions on Applied Superconductivity*, 2013, 23(3): 5201304-5201304.
- [8] 祝长生. 径向电涡流阻尼器对柔性转子系统振动的控制[J]. 机械工程学报, 2007, 43(12): 120-126.
- [9] 赵钦泉, 谢振宇. 三支承磁悬浮轴承转子系统动态特性分析[J]. 机械制造与自动化, 2008, 37(2): 31-33.
- [10] 闻 声, 胡雄心, 于振杰, 等. 新型同位阻尼磁轴承模型及其特性研究[J]. 机电工程, 2016, 33(7): 831-835.
- [11] 肖鹏飞, 谢振宇. 基于 Adams-Matlab 的磁悬浮轴承转子系统联合仿真[J]. 系统仿真技术, 2011, 7(1): 48-53.
- [12] 孔佳元, 张 雷. 考虑柔性和间隙的螺旋引纬机构仿真分析[J]. 轻工机械, 2017, 35(1): 5-9.

[编辑: 张 豪]

本文引用格式:

郎成业, 胡雄心, 胥 芳. 变支承磁悬浮转子超临界运行仿真研究[J]. 机电工程, 2018, 35(4): 358-362.

LANG Cheng-ye, HU Xiong-xin, XU Fang. Simulation of magnetic bearings rotor's critical characteristics by active variable supports[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2018, 35(4): 358-362.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>