

张力弦-永磁动力吸振器理论及试验研究

姚红良, 高英华, 李文龙, 闻邦椿
(东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819)

摘 要: 为了实现转子系统振动抑制,设计了一种适用于旋转机械的张力弦-永磁刚度动力吸振器.利用张力弦结构的拉力-刚度可调特性,实现吸振器的频率可调;又引入永久磁铁构成的刚度机构,使得吸振器整体结构与转子系统相互分离.对转子-动力吸振器系统进行动力学建模和仿真分析,研究了吸振器的工作特性,又进行试验研究证明理论研究的正确性.研究结果表明,该吸振器可以达到转子系统振动抑制的效果,在永磁刚度机构磁铁间距小时吸振器效果好且更加稳定.

关 键 词: 动力吸振;张力弦;永久磁铁;振动抑制;旋转机械

中图分类号: TH 113 文献标志码: A 文章编号: 1005-3026(2018)06-0823-05

Theoretical and Experimental Study of the Tension String-Permanent Magnet Dynamic Vibration Absorber

YAO Hong-liang, GAO Ying-hua, LI Wen-long, WEN Bang-chun
(1. School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China.
Corresponding author: YAO Hong-liang, E-mail: hlyao@mail.neu.edu.cn)

Abstract: In order to eliminate the vibration of the rotor system, a tension string-permanent magnet dynamic vibration absorber is designed for the rotating machinery. The frequency adjustability of the vibration absorber is realized by using the adjustable tension-stiffness feature of the tension string, and the structure of the vibration absorber is separated from the rotor system by a stiffness institution which is made with permanent magnets. In this paper, the dynamical model and the simulation analysis of the rotor-dynamic vibration absorber is built, the operating characteristic of the vibration absorber is studied, and the correctness of the theoretical research is proved by the experimental study. The results proved that the vibration absorber has good effect on eliminating the vibration of the rotor system, and the absorbing function becomes better and more stable as the inter-distance of the magnets is set closer.

Key words: dynamic vibration absorber; tension string; permanent magnet; vibration suppression; rotating machinery

动力吸振器作为一种常用的减振手段,广泛应用于工程实践中,其具有结构简单、减振降噪效果良好、工作可靠等特点.动力吸振器主要包括质量、弹簧(刚度)和阻尼结构,其与主系统之间通过弹簧元件连接,在达到吸振器共振时实现能量转移,将主系统的振动能量转移到吸振器上,以达到降低主系统振幅的目的.

为适应实际使用中激励频率变化的要求,往往需要可调动力吸振器^[1],即通过改变吸振器的结构使其固有频率可调.改变吸振器的固有频率可以通过改变其质量来实现^[2-3].

改变吸振器的固有频率还可以通过改变连接刚度实现,一般采用智能材料或可变结构来实现,例如文献[4]通过改变连接梁截面矩、文献[5]采用磁流变弹性体、文献[6]采用电磁铁来调节刚度等.

张力弦是一种可以通过两端拉力调节的变刚度机构.许多学者对于张力弦的刚度变化进行了

深入研究,证明通过调整其内部拉力可以改变其横向固有频率^[7].张力弦变刚度仅需要较为微小的变形,即可通过改变其内部应力大小改变结构刚度,因此容易设计较为简单和紧凑的机构.

另外,旋转机械中添加吸振结构,应该尽量减少对转子系统结构的改动,以添加非接触式结构为宜,例如电磁或者永磁结构的非接触式力传递机构.因此本文提出了适用于旋转机械的张力弦-永磁变刚度吸振器结构,并通过理论分析和试验证明了其有效性.

1 张力弦-永磁动力吸振器结构及模型

1.1 张力弦-永磁动力吸振器结构

所设计的张力弦-永磁动力吸振器结构如图 1 所示.该吸振器安置于转子系统的转轴之上,如图 1a 所示.主要的吸振结构为吸振器框架,其外侧通过张力弦与张力弦固定板连接在一起,通过改变张力弦固定板的位置调整张力弦的张力;吸振器框架内侧是永磁刚度机构(如图 1b 所示),该机构由内磁铁和外磁铁组成且左右对称,通过内外磁铁间径向的相斥力使转轴与吸振器之间产生连接刚度.

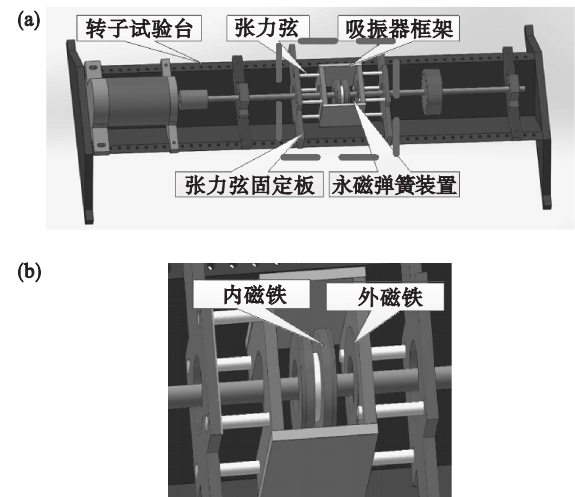


图 1 张力弦永磁动力吸振器-转子系统
Fig. 1 Rotortension string-permanent magnet stiffness vibration absorber
(a)—整体结构;(b)—永磁刚度机构.

1.2 张力弦刚度调整方法

张力弦的横向刚度与其所受拉力有关.文献[7]对其刚度公式进行了推导;如图 2 所示的模型,两端张力弦的长度分别为 $l/2$,中间质量刚体 m 的长为 L ;假设刚体横向振动为一阶振型,张力

弦中的张力为 T ,则张力弦的横向刚度 k 如式(1)所示.

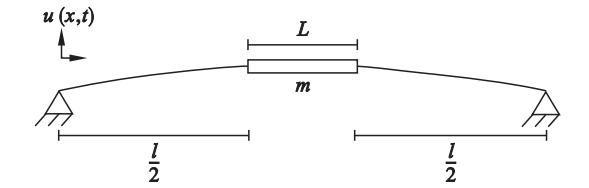


图 2 张力弦模型
Fig. 2 Model of tension string

$$k = \frac{12T(L + l)}{Ll} . \tag{1}$$

可见,仅通过调整张力 T ,就可以使张力弦的刚度发生变化.

1.3 永磁刚度计算方法

负刚度机构由矩形永久磁铁产生,详细原理见文献[8].这里仅简单介绍:该结构中外磁铁与吸振器框架相连,内磁铁通过轴承与转轴相连.由于内外磁铁磁极相反,因此内外磁铁之间形成径向相斥力 F_y ,该力大小决定于内外磁铁的尺寸和距离(如图 3 所示),以及磁铁剩余磁通量 B_r . F_y 的具体大小可以采用磁荷理论^[9]来推导.该相斥力对内外磁铁径向位移 e 求导即可以形成内外磁铁间的非接触连接刚度:

$$k_m = \frac{dF_y}{de} . \tag{2}$$

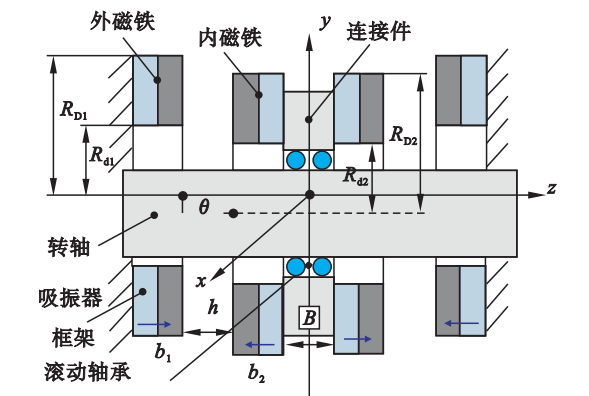


图 3 永磁刚度机构结构
Fig. 3 Permanent magnet stiffness mechanism

该刚度为负刚度,在内外磁铁间距较大时产生的负刚度线性度较好,可以近似按线性计算^[8].

2 张力弦-永磁动力吸振器工作原理

2.1 转子-吸振器系统动力学模型

转子系统的工作转速往往位于第一和第二阶

临界转速之间,因此在近似计算时可以仅考虑第一阶临界转速.图 1 所示吸振器－转子系统可以简化为如图 4a 所示的力学模型;由于转子系统和吸振器结构对称,因此当转子系统支撑刚度也对称时,可以简化为单方向的力学模型,如图 4b 所示,其中 m_1 和 m_2 分别为转子系统和吸振器的质量, k_1 和 c_1 为转轴和支撑的总刚度和阻尼, k_m 和 c_2 为永磁机构的刚度和阻尼, k_3 和 c_3 为张力弦机构的刚度和阻尼.图 4b 系统的振动微分方程如下:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 + c_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_m \\ -k_m & k_m + k_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} m\delta\omega^2\cos\omega t \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3)$$

式中: δ 为不平衡质量的偏心距; ω 为激励频率.

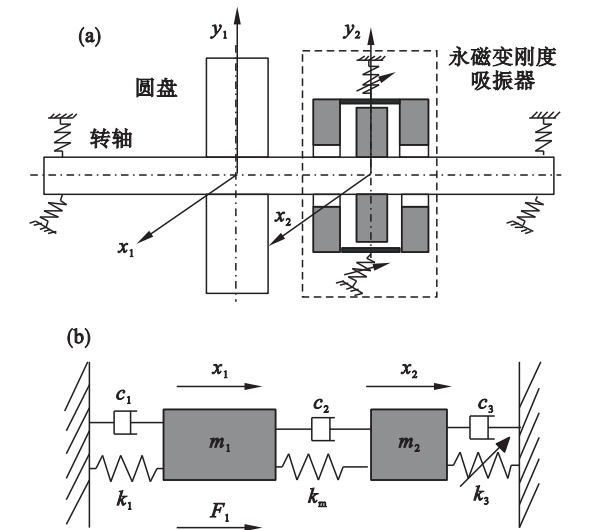


图 4 吸振器模型示意图
Fig. 4 Model of absorber

(a)—简化力学模型;(b)—单方向力学模型.

当阻尼和非线性可以忽略时,由式(3)可得主系统和吸振器的振幅分别为

$$B_1 = \frac{m\delta\omega^2[k_m + k_3 - m_2\omega^2]}{(k_1 + k_m - m_1\omega^2)[k_m + k_3 - m_2\omega^2] - k_m^2};$$
$$B_2 = \frac{m\delta\omega^2 k_2}{(k_1 + k_m - m_1\omega^2)[k_m + k_3 - m_2\omega^2] - k_m^2} \quad (4)$$

因此,当 $k_m + k_3 - m_2\omega^2 = 0$ 时,有

$$B_1 = 0;$$
$$B_2 = -\frac{m\delta\omega^2}{k_m} \quad (5)$$

因此在激励频率(转子系统的转速)发生变化时,可以通过调整 k_3 来保证主系统的振幅为 0,

即转子－吸振器系统处于反共振点工作.

2.2 数值分析

考虑系统的阻尼和非线性影响,用数值方法对转子－吸振器系统的响应进行仿真计算.转子系统和吸振器简化为图 4b 的模型后,所选取的参数如表 1 所示.

永磁刚度机构的尺寸如表 2 所示.根据表中参数,利用式(2),可以求得在内外磁铁距离 $h = 5\text{ mm}$ 时, $k_m = -17.28 \times 10^3\text{ N/m}$; 内外磁铁距离 $h = 10\text{ mm}$ 时, $k_m = -5.878 \times 10^3\text{ N/m}$.

表 1 仿真参数
Table 1 Simulation parameters

参数	数值	参数	数值
m_1/kg	1	c_3	4
m_2/kg	0.7	δ/mm	0.01
$k_1/(\text{N/m})$	9×10^4	$c_2/(\text{Nm/s})$	0
$c_1/(\text{Nm/s})$	4		

表 2 磁力和刚度仿真所用参数
Table 2 Simulation parameters of magnetic force and stiffness

参数	数值	参数	数值
R_{D1}/mm	50	R_{D2}/mm	25
R_{d1}/mm	25	b_2/mm	6
b_1/mm	6	B/mm	15
R_{D2}/mm	50	$B_t/$	1.29

通过 Matlab 数值仿真来求解转子系统以及吸振器的径向振动响应,采用增量谐波平衡法^[10]分析转子系统的稳态响应.

先对磁铁间距 $h = 5\text{ mm}$ 情况进行分析.所选取的张力弦变化刚度为 $6.3 \times 10^4, 6.8 \times 10^4, 7.3 \times 10^4\text{ N/m}$.结果如图 5 所示.

其次对磁铁间距 $h = 10\text{ mm}$ 情况进行分析,结果如图 6 所示.

从图 5 和图 6 可以看出:张力弦刚度变化会改变反共振点的位置,因此实际使用中可以通过调节拉力改变张力弦刚度,从而调整反共振点.

对比图 5 和图 6 可以看出:在磁铁间距小时,即永磁刚度比较大时,反共振点的振幅更低,吸振效果更好.

同时,在磁铁间距小时,两个共振峰之间的范围更宽,反共振点两侧的振幅变化比磁铁间距大时要慢,因此在参数发生波动时稳定性要更好一些.

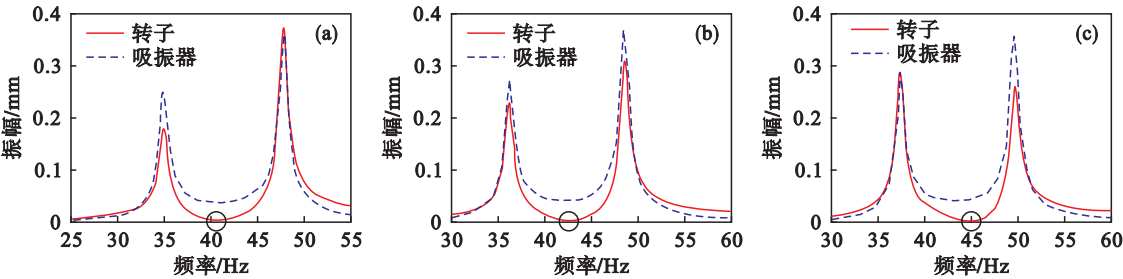


图 5 磁铁间距为 5 mm 时不同刚度下的系统响应
Fig. 5 System response under different stiffness when the distance of magnets is 5 mm
(a) — $k_3 = 6.3 \times 10^4$ N/m; (b) — $k_3 = 6.8 \times 10^4$ N/m; (c) — $k_3 = 7.3 \times 10^4$ N/m.

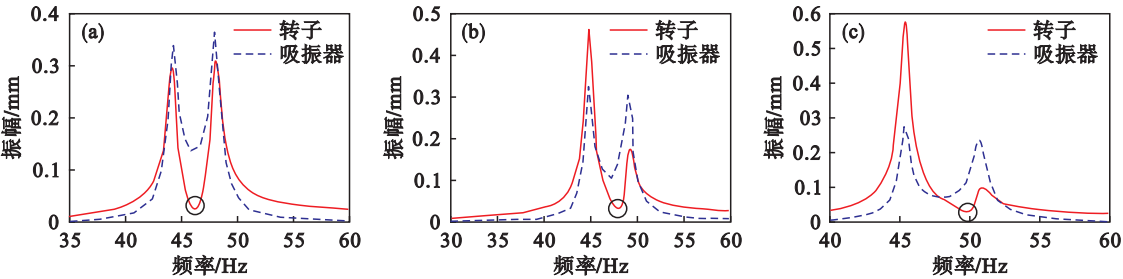


图 6 磁铁间距为 10 mm 时不同刚度下的系统响应
Fig. 6 System response under different stiffness when the distance of magnets is 10 mm
(a) — $k_3 = 6.3 \times 10^4$ N/m; (b) — $k_3 = 6.8 \times 10^4$ N/m; (c) — $k_3 = 7.3 \times 10^4$ N/m.

3 试验验证

3.1 试验台结构

图 7 所示为 Bently 转子试验台以及安装在其中的转子吸振器。由步进电机带动丝杠使张力弦固定板轴向移动,从而调整张力弦的张力来达到调整刚度的目的。采用电涡流传感器采集转轴振动波形,采用加速度传感器采集吸振器振动行为,最后整理试验结果得到其幅频特性曲线图。

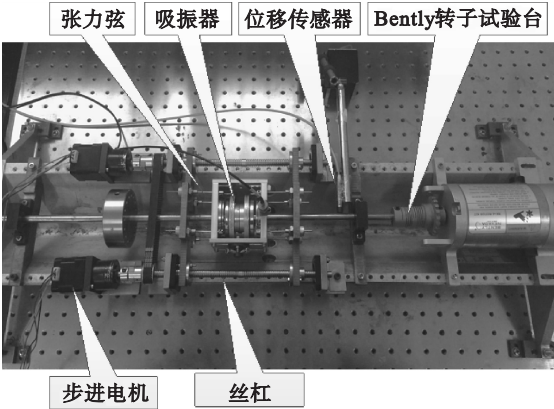


图 7 转子-吸振器试验台照片

Fig. 7 Photo of the rotor-vibration absorber experiment

3.2 试验结果

1) 磁铁间距 5 mm. 调整永磁刚度机构的结

构,将外侧磁铁距离调节至与中间磁铁距离为 5 mm,如图 8 所示,张力弦在不同拉紧程度下分别进行三组试验,通过三组试验结果进行对比,可以看出三组试验中,振幅最小处的点的工作频率分别为 41,44,48 Hz,随着外支撑刚度的逐渐增大而增大;三组试验中,两处峰值最大点之间的频带范围均为 18 Hz 左右。

2) 磁铁间距 10 mm. 将磁铁间距调整为 10 mm,安装吸振器后测得的试验结果如图 9 所示。由图可以看出,在张紧力增加以后,其振幅最低点位置由 45 Hz 左右变化到接近 52 Hz。

3.3 试验结果分析

将试验结果与理论分析结果进行对比,可以看出试验的反共振点比理论计算值普遍要高,这是由于试验的某些参数与仿真不尽相同所致。但是试验结果的基本趋势和规律与仿真结果一致,即

第一:在保证磁铁间距不变的情况下,随着张力弦刚度的增加,反共振点的位置会逐渐右移,即可以通过增加张力弦张力提高刚度,从而增大反共振点频率;

第二:磁铁间距小时,反共振点的吸振效果更好,且两共振峰之间频率范围大,反共振点附近振幅变化慢。

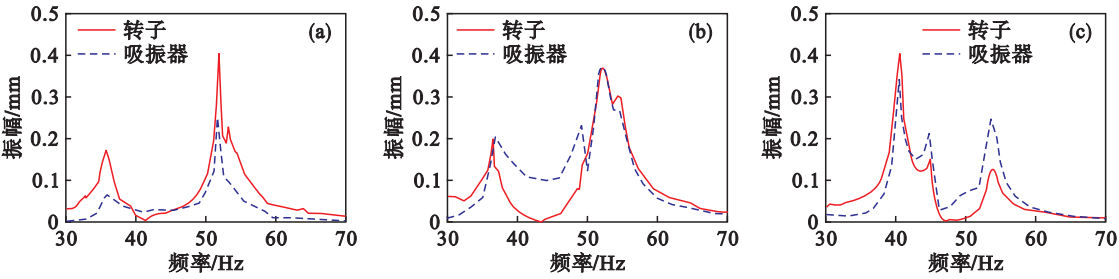


图8 磁铁间距 5 mm 时不同拉紧程度下的系统响应
Fig. 8 System response under different degree of tension when the distance of magnets is 5 mm
(a)—未拉紧；(b)—拉紧 0.3 mm；(c)—拉紧 0.5 mm.

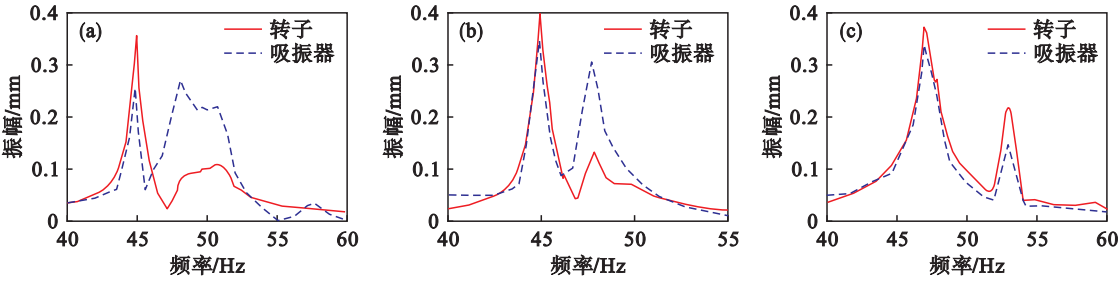


图9 磁铁间距 10 mm 时不同拉紧程度下的系统响应
Fig. 9 System response under different degree of tension when the distance of magnets is 10 mm
(a)—未拉紧；(b)—拉紧 0.3 mm；(c)—拉紧 0.5 mm.

4 结 论

根据旋转机械的特性,设计了张力弦－永磁刚度动力吸振器结构. 对该动力吸振器进行理论和试验分析,结果表明:

- 1) 该吸振器对旋转机械振动抑制有效. 可以通过改变张力弦刚度来调节吸振器反共振点的频率,从而使之适应转子系统转速波动的情况;
- 2) 理论和试验表明永磁刚度机构磁铁间距小时吸振器效果好,且更加稳定.

未来将在此基础上实现该吸振器的主动控制.

参考文献:

[1] Kela L, Vahaoja P. Recent studies of adaptive tuned vibration absorbers/neutralizers [J]. *Applied Mechanics Reviews*, 2009, 62: 0608016.

[2] Lee C, Chen C. Experimental application of a vibration absorber in structural vibration reduction using tunable fluid mass driven by micropump [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2015, 348: 31 – 40.

[3] 赵艳青, 夏晶晶, 高强, 等. 变质量颗粒阻尼吸振器及其宽频减振性能 [J]. *中国机械工程*, 2015, 26 (19): 2571 – 2574.

(Zhao Yan-qing, Xia Jing-jing, Gao Qiang, et al. VMTPD and its performance of wideband vibration reduction [J]. *China Mechanical Engineering*, 2015, 26 (19): 2571

– 2574.)

[4] Ghorbani-Tanha A K, Rahimian M, Noorzad A. A novel semiactive variable stiffness device and its application in a new semiactive tuned vibration absorber [J]. *Journal of Engineering Mechanics*, 2011, 137 (6): 390 – 399.

[5] Komatsuzaki T, Iwata Y. Design of a real-time adaptively tuned dynamic vibration absorber with a variable stiffness property using magnetorheological elastomer [J]. *Shock and Vibration*, 2015, 22: 1 – 11.

[6] Liu J, Liu K. Application of an active electromagnetic vibration absorber in vibration suppression [J]. *Structural Control and Health Monitoring*, 2010, 17 (3): 278 – 300.

[7] Acar M A, Yilmaz C. Design of an adaptive-passive dynamic vibration absorber composed of a string-mass system equipped with negative stiffness tension adjusting mechanism [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2013, 332 (2): 231 – 245.

[8] Yao H L, Chen Z, Wen B C. Dynamic vibration absorber with negative stiffness for rotor system [J]. *Shock and Vibration*, 2016, 23: 1 – 13.

[9] Han B, Zheng S, Le Y, et al. Modeling and analysis of coupling performance between passive magnetic bearing and hybrid magnetic radial bearing for magnetically suspended flywheel [J]. *IEEE Transactions on Magnetics*, 2013, 49 (10): 5356 – 5370.

[10] 姚红良, 王重阳, 王帆, 等. 多频激励局部非线性系统响应求解的降维增量谐波平衡法 [J]. *振动工程学报*, 2015, 28 (5): 741 – 747.

(Yao Hong-liang, Wang Chong-yang, Wang Fan, et al. The demension-reductive incremental harmonic balance method for solving the response of local nonlinear dynamic system with multi-frequency excitation [J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2015, 28 (5): 741 – 747.)