

双级串联式扭转减振器特性及其固有频率测试*

上官文斌¹, 张 飞¹, 唐 亮²

(1. 华南理工大学机械与汽车工程学院 广州, 510641) (2. 北京林业大学工学院 北京, 100083)

摘要 介绍一种双级串联式扭转减振器结构, 对比分析了当扭转减振器总的转动惯量一定、刚度参数最优时, 双级串联式扭转减振器与单级、两级并联式扭转减振器对主系统的减振效果。讨论当曲轴系统等效转动惯量和扭转刚度变化时, 双级串联式扭转减振器相比其他两种减振器对主系统减振效果的鲁棒特性; 给出了双级串联式扭转减振器各级固有频率的测试与计算方法, 并进行了测试分析。

关键词 橡胶扭转减振器; 双级串联; 动态特性; 频率测试

中图分类号 U472.43

引言

由于橡胶的阻尼较低^[1], 单级橡胶扭转减振器已不适用于高功率化的发动机曲轴系统的减振要求, 因此多级橡胶阻尼式扭转减振器在发动机曲轴系统的扭转振动减振中得到了应用^[2-4]。在多级减振器的研发中, 研究较多的是并联式多级扭转减振器。Iwanam 和 Seto^[2]在假定惯量环与曲轴系统质量相等的情况下, 理论推导了两级并联式减振器各个参数的近似公式。Yu^[3]分析了两级复合式减振器在曲轴扭转振动和弯曲振动控制中的应用。上官文斌等^[4]阐述了多级并联式减振器的设计思路, 提出了各级减振器设计参数(频率、惯量、阻尼系数)的优化方法, 分析了多级并联式扭转减振器对减少发动机曲轴扭振的优势。文献^[5]介绍了多级串联式扭转减振器的集中参数模型。

笔者介绍了一种双级串联式橡胶扭转减振器的结构, 对比分析了当扭转减振器总的转动惯量一定、刚度参数最优时, 双级串联式扭转减振器与单级、两级并联式扭转减振器对主系统的减振效果。讨论了当曲轴系统等效转动惯量和扭转刚度变化时, 双级串联式扭转减振器相比其他两种扭转减振器对主系统减振效果的鲁棒特性。给出双级串联式扭转减振器各级固有频率的测试与计算方法, 并进行了测试分析。

1 双级串联式橡胶扭转减振器

图1为某一双级串联式橡胶扭转减振器总成, 其中: 两个减振器惯量环使用HT250材料制造; 减振器轮毂通过花键与发动机曲轴前端相连; 丁腈橡胶圈以一定的压缩比分别压入到惯量环和轮毂、惯量环之间, 橡胶圈5和惯量环3组成第1级扭转减振器, 橡胶圈2和惯量环1组成第2级扭转减振器。

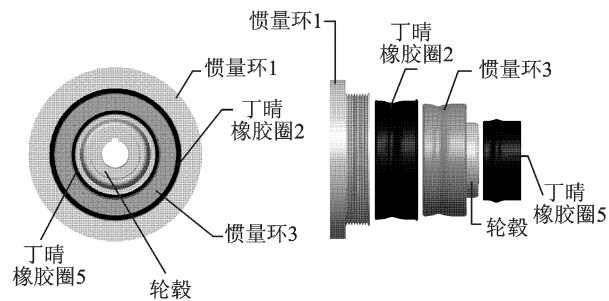


图1 双级串联式橡胶扭转减振器系统总成

2 双级串联式减振器的动态特性

在设计曲轴扭转减振器时, 将发动机曲轴多自由度系统简化为单自由度系统^[6], 按照动力吸振器的设计原理和理论, 优化扭转减振器的基本参数^[7]。由于曲轴系统的一阶扭转振动模态阻尼较小, 因此在曲轴系统的一阶扭振等效单自由度系统中其阻尼忽略不计^[8]。图2为3种类型的扭转减振器安装在发

* 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(YX201110, TD2011-26); 国家自然科学基金资助项目(50975091); 广东省科技计划资助项目(2010A040308003)

收稿日期: 2012-04-10; 修改稿收到日期: 2012-06-27

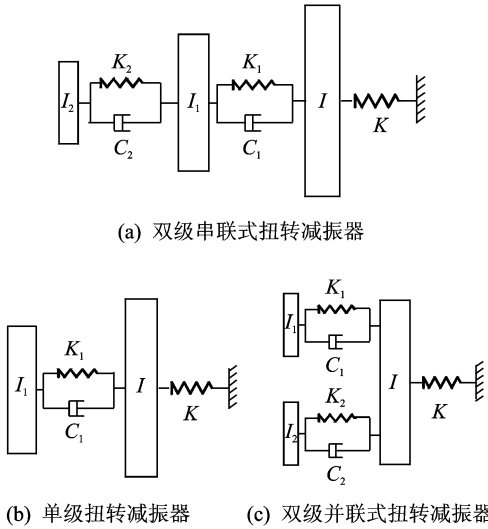


图2 3种类型的扭转减振器

动机曲轴上的等效模型图,其中 I, K 分别为曲轴系统等效的转动惯量和扭转刚度。

2.1 转动惯量的优势

假设减振器总转动惯量与发动机曲轴主系统的等效惯量之比为 μ (单级减振器 $\mu = I_1/I$, 双级串联、并联减振器均为 $\mu = (I_1 + I_2)/I$),图3为当 $\mu = 5\%$ 时,3种具有最优参数的扭转减振器的主系统频率响应曲线^[9]。各种扭转减振器的参数见表1。

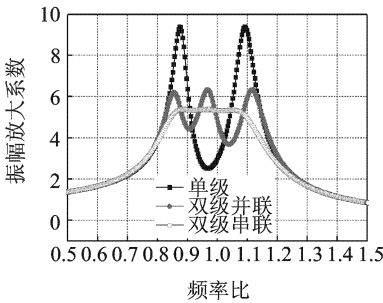


图3 $\mu = 5\%$ 时等效曲轴系统振幅放大系数

表1 扭转减振器参数

类型	$I_1/$ ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)	$K_1/$ ($\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$)	$I_2/$ ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)	$K_2/$ ($\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$)
单级	0.1	453 834	—	—
双级串联	0.08	326 917	0.02	34 633
双级并联	0.05	194 573	0.05	261 303

发动机曲轴系统等效单自由系统的参数 $I = 2 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$;
 $K = 9\ 672\ 212 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rad}$

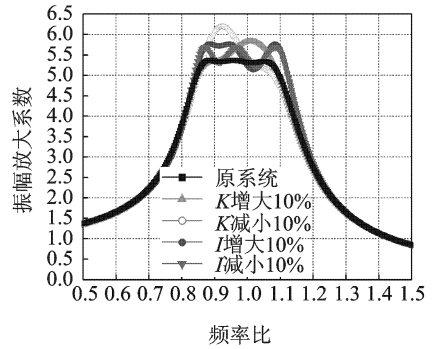
由图3可见,安装双级串联式扭转减振器、单级扭转减振器、双级并联式扭转减振器时,等效曲轴系统振幅放大系数的峰值分别为5.364, 9.367和6.316,表明双级串联式扭转减振器具有良好的减振

性能。为了达到双级串联式减振器的减振效果,单级减振器和双级并联式减振器必须增加惯量^[10],但是发动机前端的位置是有限的,所以双级串联式减振器在减振器轻量化方面具有一定的优势。

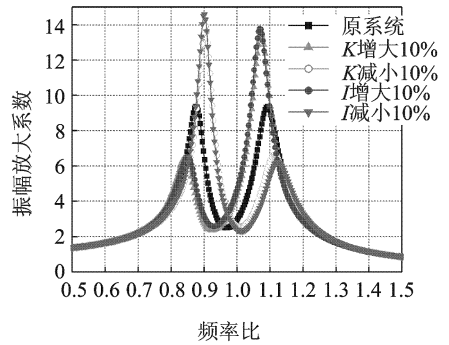
2.2 鲁棒性的优势

在减振器实际应用中,须考虑减振器对于主系统参数改变时其减振性能的鲁棒性。主系统转动惯量和刚度受环境因素和工作条件的影响而发生变化。

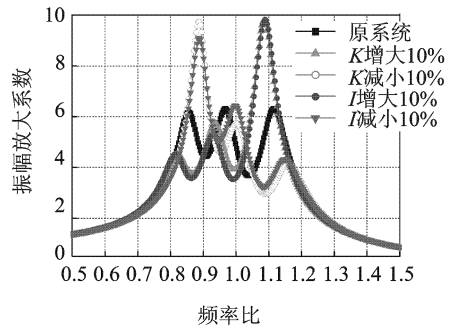
图4(a)为当等效曲轴系统的转动惯量或者扭转



(a) 双级串联式减振器鲁棒特性



(b) 单级减振器鲁棒特性



(c) 双级并联式减振器鲁棒特性

—■— 为原主系统的振幅放大系数; —▲—, —○— 为曲轴系统扭转刚度 $\pm 10\%$ 、转动惯量不变时的频率响应; —●—, —▼— 为曲轴系统转动惯量 $\pm 10\%$ 、扭转刚度不变时为主系统的振幅放大系数。

图4 减振器鲁棒特性

刚度变化时,采用优化后的双级串联式扭转减振器的等效主系统的频率响应曲线。图4(b),(c)为其他两种最优减振器的主系统振幅放大系数。可见,当主系统扭转刚度或转动惯量变化时,采用单级或者双级并联扭转减振器,主系统振动放大系数的变化相比采用双级串联扭转减振器时要大许多。采用双级串联式减振器时,当主系统的参数变化,其振幅最大峰值的变化率小于15%,所以双级串联式减振器在鲁棒特性方面具有一定的优势。

3 双级串联式减振器各级固有频率的确定

双级串联式扭转减振器各级固有频率是其重要的性能参数。对各级频率进行测试时,通常是激励轮毂,采集减振器轮毂、内、外环的角加速度 a_0, a_1, a_2 ,通过频响函数找出特征频率,计算出两级固有频率 f_1, f_2 。为了简化,模型中忽略阻尼。

双级串联扭转减振器两级固有频率 f_1, f_2 定义为

$$f_i = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_i}{I_i}} \quad (i = 1, 2) \quad (1)$$

其中: K_i, I_i 分别为第 i 级的扭转刚度和转动惯量。

图5所示系统的振动方程为

$$\begin{bmatrix} I_1 & \\ & I_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 x_0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2)$$

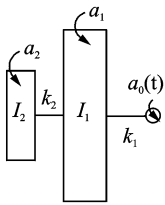


图5 激励减振器与曲轴相连接的轮毂

其中: \ddot{x}_1 和 \ddot{x}_2 分别为惯量环 I_1 和 I_2 的角加速度; $x_0(t)$ 为激振角位移,假设 $x_0(t) = X_0 \sin(\omega t)$ 。

将式(2)中的 \ddot{x}_i 替换为 $-\ddot{x}_i/\omega^2$,化简^[11]得到

$$\begin{bmatrix} -\omega^2 + \omega_1^2 + \frac{I_2}{I_1}\omega_2^2 & -\frac{I_2}{I_1}\omega_2^2 \\ -\omega_2^2 & -\omega^2 + \omega_2^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \end{bmatrix} = \omega_1^2 \begin{bmatrix} A_0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3)$$

其中: A_1, A_2 和 A_0 分别为惯量环 I_1, I_2 和减振器轮毂角加速度的幅值; $\omega_i = 2\pi f_i (i = 1, 2)$ 为各级的角频率; $\omega = 2\pi f$ 为激励的角频率。

由式(3)得到以下传递函数

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{f_2^2}{f_2^2 - f^2} \quad (4a)$$

$$\frac{A_2}{A_0} = \frac{f_1^2 f_2^2}{f^4 - f_1^2 f^2 + f_1^2 f_2^2 - (1 + I_2/I_1) f^2 f_2^2} \quad (4b)$$

可见,当激振频率 $f = f_2$ 时,试验测试传递函数 $|A_2/A_1|$ 将出现峰值,其峰值频率 f_{n0} 即为第2级扭转减振器的固有频率 $f_2 = f_{n0}$ 。

根据 f_2 和由试验测试得到的频响函数 $|A_2/A_0|$ 的峰值对应的峰值频率 f_{n1} 或 f_{n2} (见图6),得到第1级固有频率为

$$f_1 = \sqrt{f_{n1(n2)}^2 + \frac{I_2}{I_1} \frac{f_2^2 f_{n1(n2)}^2}{f_2^2 - f_{n1(n2)}^2}} \quad (5)$$

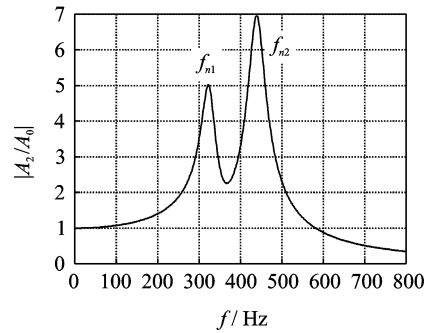


图6 频率响应曲线

4 试验测试分析

图7为双级串联扭转减振器固有频率的测试装置,扭转减振器安装在温控箱内部,通过合适的装置将力学测试与模拟(MTS)试验机作动头的直线运动转化为减振器轮毂的扭转运动。测试前先将温控箱加热到80°C,保持1 h,保证扭转减振器稳定在一定工作温度下。

以0.02°的扭转幅值激励减振器轮毂,频率从50 Hz到750 Hz,得到频域下减振器轮毂以及各级惯量环的角加速度 a_0, a_1, a_2 。对加速度信号进行处理,得到加速度幅值函数频率响应曲线如图8所示。其中, $f_2 = 432$ Hz。将 $f_{n1} = 130$ Hz或 $f_{n2} = 630$ Hz代入式(5),计算得到 $f_1 = 190$ Hz,由此得到串联双级扭

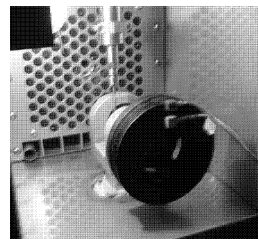


图7 扭转减振器频率测试装置

转减振器中各级的固有频率。

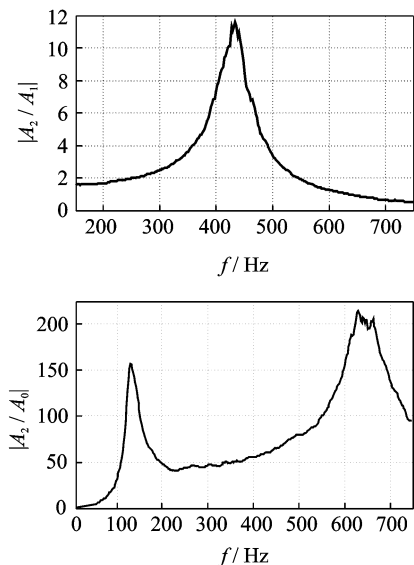


图8 测试频率响应曲线

5 结 论

1) 介绍了一种双级串联式橡胶扭转减振器结构,对比分析了当扭转减振器总的转动惯量一定、刚度参数最优时,双级串联式扭转减振器与单级、两级并联式扭转减振器对主系统的减振效果。探讨当曲轴系统等效转动惯量和扭转刚度变化时,双级串联式扭转减振器与其他两种减振器对主系统减振效果的鲁棒特性。

2) 当需要减振的曲轴系统的转动惯量和扭转刚度变化时,双级串联式扭转减振器对曲轴减振效果的稳定性较好。在扭转减振器总的转动惯量和减振效果一定时,双级串联式扭转减振器较单级、双级并联扭转减振器具有轻量化的优势。

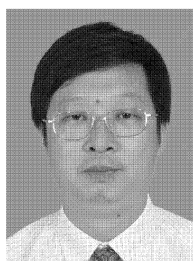
3) 给出了双级串联式扭转减振器各级固有频率的测试与计算方法,并进行了测试分析。

参 考 文 献

- [1] 陆际清. 汽车发动机设计[M]. 北京:清华大学出版社, 1993:172-174.
- [2] Iwanam I K, Seto K. An optimum design method for dual dynamic damper[J]. Bulletin of JSME, 1984, 27 (131):1965-1973.
- [3] Yu S. Development of dual mode engine crank damper [J]. SAE Technical Paper Serials, 2003, 1(1):1-4.
- [4] 上官文斌,牛立志,黄兴. 发动机曲轴多级橡胶阻尼式扭转减振器的设计[J]. 汽车工程, 2007, 29(11): 991-994.

Shangguan Wenbin, Niu Lizhi, Huang Xing. Design of multi-rubber-element torsional vibration dampers for engine crankshaft [J]. Automotive Engineering, 2007, 29 (11):991-994. (in Chinese)

- [5] Shangguan Wenbin, Pan Xiaoyong. Multi-mode and rubber-damped torsional vibration absorbers for engine crankshaft systems [J]. International Journal of Vehicle Design, 2008, 47:176-188.
- [6] Seto K, Ookuma M, Yamashita S, et al. Method of estimating equivalent mass of multi-degree-of-freedom system [J]. JSME International Journal, 1987, 30 (268):1638-1644.
- [7] Xu Zhengchang, Andersont R J. Optimization of vibration absorbers for engine crankshafts [J]. International Journal of Vehicle Design, 1988, 9 (6):654-665.
- [8] 吕振华,冯振东. 汽车发动机曲轴阻尼式扭转吸振器设计方法探讨及应用[J]. 内燃机工程, 1992, 13 (3): 27-33.
Lü Zhenhua, Feng Zhendong. An investigation of design method of the damped torsional vibration absorbers of automotive engine crankshaft with an application [J]. Neiranji Gongcheng, 1992, 13 (3) : 27-33. (in Chinese)
- [9] Lei Zuo, Characteristics and optimization of series multiple tuned-mass dampers [C]// Proceedings of the ASME 2007 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference. Las Vegas: American Society of Mechanical Engineers, 2007.
- [10] 何渝生,魏克严,洪宗林,等. 汽车振动学[M]. 北京:人民交通出版社, 1990:161-173.
- [11] 倪振华. 振动力学[M]. 西安:西安交通大学出版社, 1988:6-20.



第一作者简介:上官文斌,男,1963年10月生,教授,博士生导师。主要研究方向为汽车振动分析方法与控制、汽车设计理论与方法。曾发表《A method for calculating the displacements of a powertrain and mounts in a PMS including torque struts under quasi-static loads》(《Journal of Automobile Engineering》2012, Vol. 226, No. 5)等论文。

E-mail: shangguanwb99@tsinghua.org.cn

通信作者简介:唐亮,女,1982年5月生,博士、讲师。主要研究方向为车辆设计理论与方法。

E-mail: tang-104@mails.tsinghua.edu.cn