

弧形螺旋弹簧动态负载特性仿真分析研究

李以农^{1,2} 钱新建¹ 孙 伟¹

1. 重庆大学机械传动国家重点实验室,重庆,400044

2. 重庆理工大学汽车零部件制造及检测技术教育部重点实验室,重庆,400000

摘要:通过建立单节弹簧单元受力模型,分析了长弧形螺旋弹簧在加载和卸载工况下的扭矩负载特性及影响因素。研究表明:弹簧在工作时处于非均匀压缩状态,具有非线性动态迟滞,且发动机转速及摩擦因数越大,迟滞效应越大。在此基础上,仿真计算了双质量飞轮与传统离合器从动盘式扭转减振器的动态响应,仿真结果表明:双质量飞轮可大幅度降低变速箱输入轴振动响应,从而降低传动系统的振动噪声。

关键词:弧形螺旋弹簧;动态负载特性;摩擦阻尼;迟滞效应;仿真分析

中图分类号:U463.2

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2012.02.008

Simulation and Study on Dynamic Load Characteristics of Arc Spring

Li Yinong^{1,2} Qian Xinjian¹ Sun Wei¹

1. State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing, 400044

2. Key Laboratory of Manufacture and Test Techniques for Automobile Parts, Ministry of Education, Chongqing Institute of Technology, Chongqing, 400000

Abstract: In light of the working principle of DMF-CS (dual mass flywheel-circumferential spring), a force model of single-coil spring unit was established to analyze the loading and unloading torque characteristics of equations of the arc spring, as well as the influencing factors. Results reveal that the arc spring are compressed inhomogeneously in operation condition, and possesses nonlinear hysteresis characteristics which is proportional to the engine speed and friction coefficient. On the basis of that, a comparison between DMF-CS and CTD (clutch torsional damper) is simulated, which illustrates that the former can greatly attenuate the oscillations in automotive powertrains and to reduce the vibration response of gearbox input shaft.

Key words: arc spring; dynamic load characteristics; friction damping; hysteresis characteristics; simulation analysis

0 引言

双质量飞轮(dual mass flywheel, DMF)扭转减振器(下称 DMF 减振器)克服了传统离合器从动盘式扭转减振器(clutch torsional damper, CTD)空间有限、扭转角小、刚度大等缺点,能有效地减小汽车传动系的扭转振动。通过改变其转动惯量和刚度可以实现传动系统扭振固有特性的调节,以降低传动系的共振转速,减小发动机扭矩波动^[1],并利用其阻尼来衰减振动幅值,达到降低车辆振动噪声的目的。

国外学者已对 DMF 减振器做了很多研究工作^[2-6]。LuK 公司推出的周向长弧形螺旋弹簧双质量飞轮^[7-9]较好地解决了减振器低刚度要求和设计空间的矛盾,使变速箱噪声大幅降低,其工作偏重于 DMF 减振器的实际应用及实验测试,较少涉及基础理论的分析。Sachs 等^[10]在 Simulink

环境下,以单频振动激励作为输入,分析了双质量飞轮角加速度的时域输出,其模型简化较多,工况分析较单一。吕振华等^[11-13]分别对径向弹簧型和周向弹簧型双质量飞轮的结构特点及多级非线性弹性特性进行了理论探讨,采用离散化分析方法推导出了减振器扭转刚度的解析表达式,其研究着重于减振器的静态特性。文献^[14-15]探讨了多级非线性双质量飞轮结构参数的设计和优化,但忽略了作为重要因素的摩擦阻尼。

本文以长弧形螺旋弹簧双质量飞轮(DMF-circumferential spring, DMF-CS)为研究对象,将弹簧受到的离心力和弯曲应力考虑在内,深入研究摩擦阻尼对减振器动态特性的影响。通过建立单节弹簧单元受力平衡模型,推导出单节弹簧单元传递扭矩和扭转角之间的扭矩特性递推公式,分析了长弧形螺旋弹簧在加载和卸载工况下的扭矩负载特性及影响因素。在此基础上,仿真计算了双质量飞轮减振器与传统离合器从动盘式扭转减振器的动态响应。

收稿日期:2010-11-24

基金项目:教育部重点科技项目(108108);重庆市自然科学基金资助重点项目(CSTC2008BA6025)

1 弧形螺旋弹簧扭矩负载特性

1.1 工作原理

DMF 减振器是将原汽车发动机飞轮一分为二,即主飞轮和次飞轮,并采用弹性元件连接两级飞轮,这种结构可以使减振弹簧吸收发动机扭矩中的谐波成分,将平顺化后的扭矩传递给离合器及变速器,并通过引入低刚度环节的减振弹簧,使动力传动系的惯性矩分布规律和刚度发生改变。通过选取适当的减振器参数可使整个动力传动系统固有频率远离发动机常用转速范围,从而避免汽车传动系发生共振。

1.2 弧形螺旋弹簧受力状态分析

弧形弹簧安装位置如图 1 所示,弹簧由主飞轮滑道支撑。传递扭矩时,弹簧一端与滑道支座接触,另一端与传力法兰盘传力齿接触,从而将扭矩从主飞轮传递到次级飞轮。

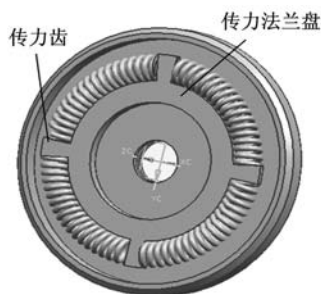


图 1 弧形弹簧安装示意图

受离心力和弹簧弯曲的共同作用,弧形弹簧与滑道之间会产生径向接触力,当弧形弹簧与滑道相对运动时,在接触面切线方向会产生摩擦力。取第 i 节弹簧单元为研究对象,其受力状态如图 2 所示。

图 2 中, F_i 为第 i 节弹簧在切向受到的相邻节弹簧作用力; ψ_i 为弹簧压缩后第 i 节弹簧对应的圆心角; F_{Ri}

为切向摩擦力; F_{Fi} 为离心力; N_i 为法向支持力; μ 为摩擦系数; m_w 为单节弹簧质量; r 为弧形弹簧的布置半径; ω 为角速度; K_w 为单节弹簧扭转刚度。

主要假设及说明:

(1) 弧形弹簧在自由状态下,轴线曲率与减振器滑道轴线曲率相同。

(2) A、C、D、E 四点对应的圆心角较小,近似认为四点位于同一法线上。

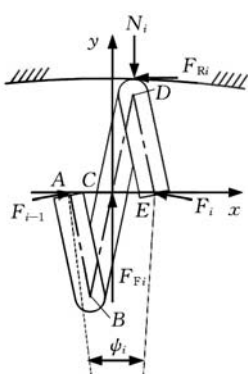


图 2 单节弹簧单元受力图

(3) 忽略弹簧中径影响,近似认为 A、C、D、E 位于弹簧中心弧形轴线上。

(4) 将弹簧最左端的第一节左侧受力产生的扭矩定义为输出扭矩,将最右端的最后一节右侧受力产生的扭矩定义为输入扭矩,将每一节弹簧受摩擦力产生的力矩定义为摩擦力矩。

弹簧加载时,摩擦力方向为逆时针方向。将作用力分别沿切线和法向分解,由于受力平衡,故可得以下方程:

切线方向

$$(F_{i-1} - F_i) \cos(\psi_i/2) = F_{Ri} \quad (1)$$

法线方向

$$(F_{i-1} + F_i) \sin(\psi_i/2) + F_{Fi} = N_i \quad (2)$$

受力后圆心角的变化:

$$\psi_i = \psi_i^* - F_{i-1}r/K_w \quad (3)$$

式中, ψ_i^* 为自由状态时第 i 节弹簧对应的圆心角, ($^\circ$)。

摩擦力

$$F_{Ri} = \mu N_i \quad (4)$$

式中, μ 为摩擦系数。

离心力

$$F_{Fi} = m_w r \omega^2 \quad (5)$$

联立式(1)~式(5)可得加载时第 i 节弹簧的切向受力:

$$F_i = \frac{F_{i-1} (\cos(\psi_i/2) - \mu \sin(\psi_i/2)) - \mu F_{Fi}}{\cos(\psi_i/2) + \mu \sin(\psi_i/2)} \quad (6)$$

$$\psi_i = \psi_i^* - F_{i-1}r/K_w$$

弹簧卸载时,各受力方程与式(1)~式(5)相同,而摩擦力反向(为顺时针方向),类似可得卸载时第 i 节弹簧切向受力:

$$F_i = \frac{F_{i-1} (\cos(\psi_i/2) + \mu \sin(\psi_i/2)) + \mu F_{Fi}}{\cos(\psi_i/2) - \mu \sin(\psi_i/2)} \quad (7)$$

$$\psi_i = \psi_i^* - F_{i-1}r/K_w$$

1.3 弹簧动态负载特性分析

由推导的递推公式,编写弹簧加载和卸载过程的扭矩特性程序代码,对其弹性特性进行计算仿真。

图 3 所示为摩擦系数 μ 相同时,弹簧在不同转速下的 DMF 减振器输出扭矩特性。由图 3 可以看出,在不同发动机转速下,弧形弹簧表现出不同的弹性特性。由于摩擦力方向总是与弹簧相对运动方向相反,故弹簧在压缩和恢复过程中受到摩擦阻尼,表现出明显的迟滞回环特性,迟滞回环包围的面积即为加载和卸载过程中的摩擦损耗。从图 3 还可看出,发动机转速越大,弹簧迟滞效应越显著,迟滞环包围的面积越大,迟滞损耗越大。这是由于转速越大,弹簧受到的径向离心力越大,使弹簧与滑道之间的径向接触力变大,进而使切向摩擦力增

大,导致迟滞效应变大。由图 3 还可看出,扭矩角越大,传递扭矩上升越快。当弹簧传递扭矩时,弹簧压缩程度越大,弯曲产生的径向力越大,从而使切向摩擦力增大,传递扭矩相应变大。

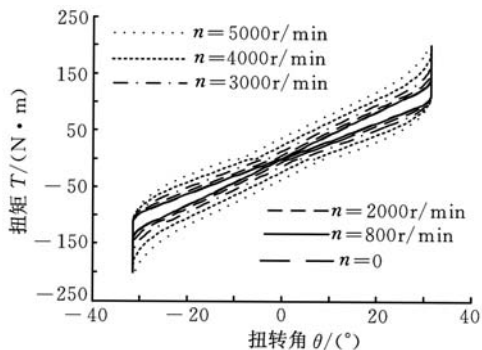


图 3 不同转速 n 下 DMF 减振器输出扭矩特性

通过计算可得,在转速为 800r/min 时,弹簧加载过程刚度约为 $250 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rad}$,卸载过程刚度约为 $180 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rad}$;转速为 3000r/min 时,弹簧加载过程刚度约为 $330 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rad}$,卸载过程刚度约为 $120 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rad}$,这种变刚度特性满足了不同工况的减振要求。

图 4 所示为典型的 DMF 减振器在某转速下的工作特性实测曲线^[16]。与仿真结果对比,可以发现,两者变化趋势基本一致,仅在细节方面有差别,这是由于在仿真计算时,简化了一些次要因素,并且试验测试也受主观因素和客观因素的影响,因此仿真曲线可以反映弹簧的弹性特征。

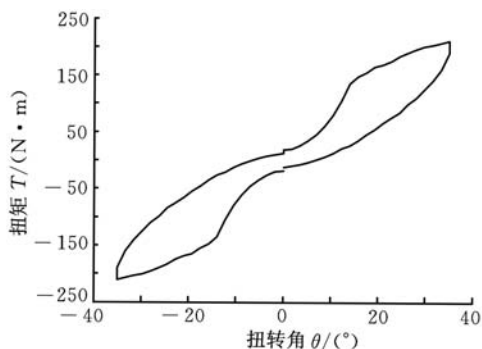


图 4 DMF 减振器弹性特性测试曲线

同样可以得到弹簧在工作时受到的输入扭矩、摩擦力矩特性,如图 5、图 6 所示。

摩擦阻尼是影响弹簧特性的一个重要因素。图 7 所示为转速相同、摩擦阻尼系数 c 不同的扭矩特性。摩擦阻尼系数 c 越大,弹簧迟滞效应越明显。弹簧在工作过程中,阻尼系数越大,做功越多,转化为内能越多,能量损失越大,因此迟滞越大。摩擦阻尼对输入扭矩和摩擦力矩特性的影响如图 8、图 9 所示。

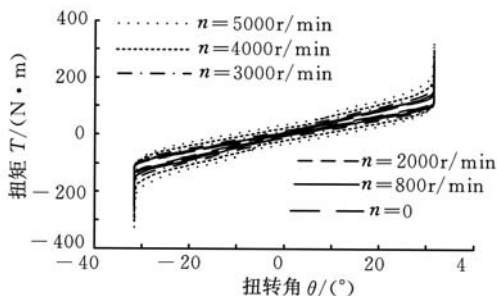


图 5 不同转速 n 下 DMF 减振器输入扭矩特性

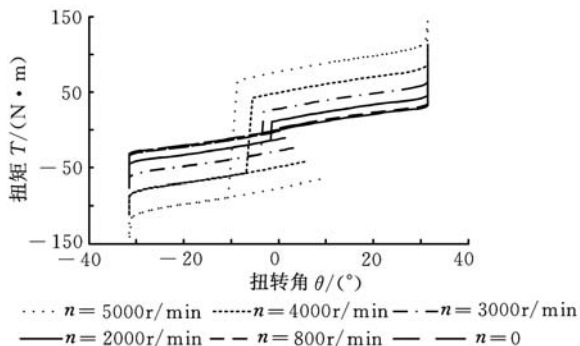


图 6 不同转速下 DMF 减振器摩擦力矩特性

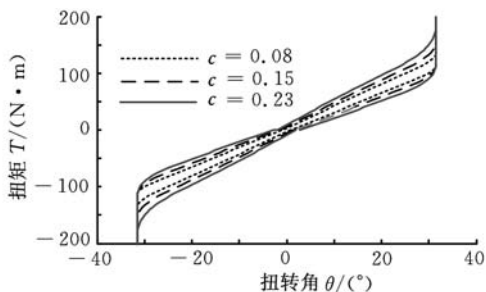


图 7 不同摩擦阻尼系数 c 下 DMF 减振器输出扭矩特性

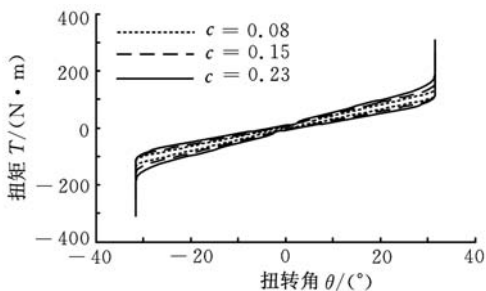


图 8 不同摩擦阻尼系数 c 下 DMF 减振器输入扭矩特性

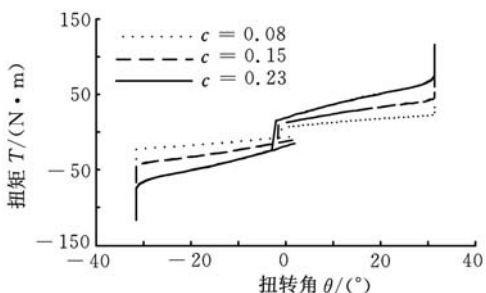


图 9 不同摩擦阻尼系数 c 下 DMF 减振器摩擦力矩特性

对弹簧受力分析,同样可以得到整个弹簧受到的摩擦力、法向支持力以及传递力变化情况;加载时,弹簧从最左边第一节到最右边最后一节传递力逐渐减小,即弹簧压缩时并不是均匀压缩的;卸载时,弹簧从左到右传递力逐渐增大。

由以上分析还可知,DMF 减振器最大扭转角可达到 $35^{\circ}\sim 40^{\circ}$,而 CTD 工作扭转角一般为 $3^{\circ}\sim 12^{\circ}$ 。扭转角的增大,可使减振器的扭转刚度大幅度降低,以解决低频工况振动较大的问题。

2 双质量飞轮特性仿真与分析

2.1 理论建模

扭转减振器仿真模型主要由三部分组成:主飞轮、次级飞轮以及连接两飞轮之间的弹簧及阻尼,其仿真原理如图 10 所示。

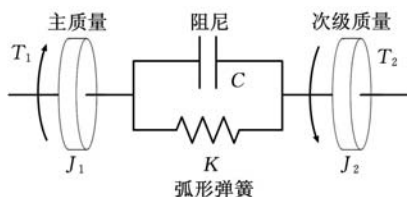


图 10 减振器扭转振动原理图

根据图 10,可得扭转振动系统动力学方程:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\theta}_1 + c(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) + K(\theta_1 - \theta_2) &= T_1 \\ J_2 \ddot{\theta}_2 - c(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) - K(\theta_1 - \theta_2) &= -T_2 \end{aligned} \right\}$$

式中, J_1 、 J_2 分别为主飞轮和次级飞轮的转动惯量; θ_1 为主飞轮角位移; K 为弧形弹簧的动态扭转刚度; c 为两飞轮之间的摩擦阻尼系数; T_1 为作用在主飞轮上的激励扭矩; T_2 为作用在次级飞轮上的输出扭矩,即负载。

根据动力学微分方程,分别建立了具有动态刚度特性和摩擦阻尼特性的 DMF 减振器仿真模型和 CTD 仿真模型,并对其隔振特性进行仿真。

2.2 仿真结果与分析

发动机由启动到稳定运转,转速逐渐提高,产生的扭振激励不同,对汽车动力传动系影响也不同,因此,在三种工况下,对减振器的隔振性能进行仿真。发动机为某型号四冲程六缸发动机,怠速工况的平均输出扭矩为 $27.4\text{N}\cdot\text{m}$,中低速工况的平均输出扭矩为 $220\text{N}\cdot\text{m}$,中高速工况的平均输出扭矩为 $250\text{N}\cdot\text{m}$,最大功率为 120kW ,转速范围为 $800\sim 6500\text{r}/\text{min}$ 。

2.2.1 怠速工况

怠速工况发动机激励仿真结果如图 11、图 12 所示。发动机激励在时域图中表现为周期性变化的交变扭矩。从频域图中可以看出,激励由若干阶不同频率的单频激励成分合成,且随着频率的增大,振幅迅速减小。

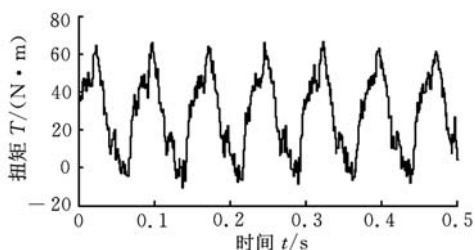


图 11 发动机激励时域曲线

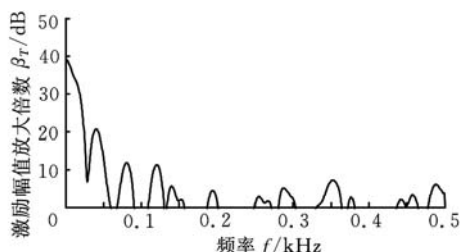


图 12 发动机激励频域曲线

CTD 和 DMF 减振器次级飞轮输出角加速度的仿真结果如图 13、图 14 所示。从时域图上看,DMF 减振器的次级飞轮输出角加速度的负向波动幅值虽然比 CTD 的大,但正向波动幅值远远小于 CTD,即总体上 DMF 减振器对激励振动的衰减程度优于 CTD,同时,DMF 减振器输出角加速度也更加平稳。从频域图上看,DMF 减振器减小了幅值,且将高频成分基本滤除。以时域角加速度的方差作为振动衰减程度的评价指标,设 CTD 输出角加速度波动方差为 σ_C^2 ,DMF 减振器输出角速度波动方差为 σ_D^2 ,通过计算可知 $\sigma_C^2 = 537.3079$, $\sigma_D^2 = 447.7327$, $\sigma_C^2 > \sigma_D^2$,即 DMF 减振器的减振效果优于 CTD 的减振效果。

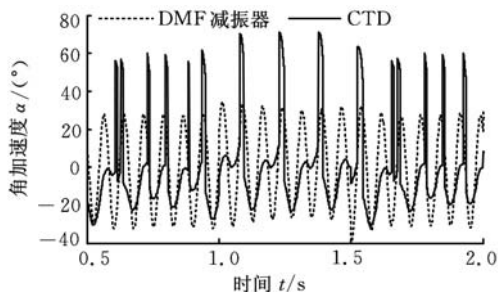


图 13 CTD 和 DMF 减振器输出角加速度时域对比

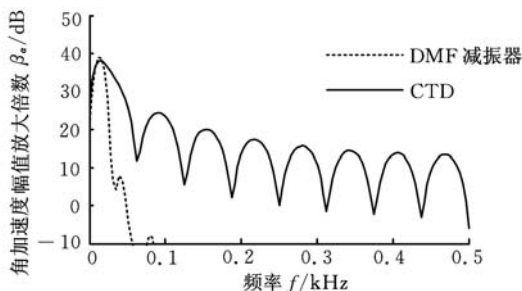


图 14 CTD 和 DMF 减振器输出角加速度频域对比

2.1.2 中低速工况

中低速工况发动机激励仿真结果如图 15、图

16 所示,从图中可以看出,随着发动机转速的增大,发动机激励的频率也相应的变大,但发动机扭矩激励的波动幅值有小幅度的减小。

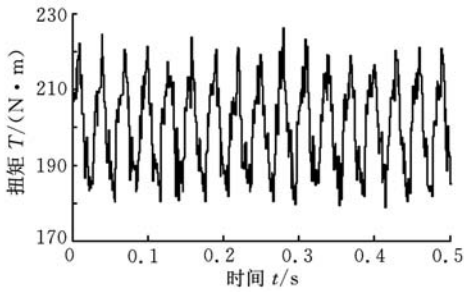


图 15 发动机激励时域曲线

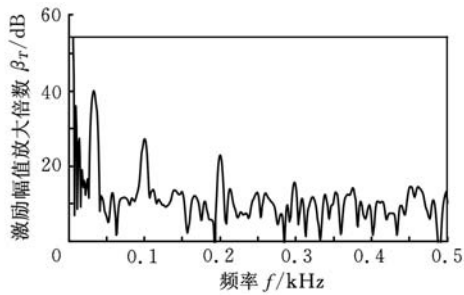


图 16 发动机激励频域曲线

次级飞轮输出角加速度的对比仿真情况如图 17、图 18 所示。从图 17 看出,当负载发生变化,系统会从一稳定工况过渡到另一稳定工况,重新建立平衡。图 18 中,DMF 减振器不仅抑制了飞轮输出角加速度的波动幅值,而且基本滤除了次级飞轮振动响应中的高频成分,图中周期性的波峰是由负载周期性变化引起的。通过计算, $\sigma_C^2 = 57.5328, \sigma_D^2 = 36.3434, \sigma_C^2 > \sigma_D^2$,即 DMF 减振器的减振效果优于 CTD 的减振效果。同时角加速度波动幅值与怠速工况明显减小。

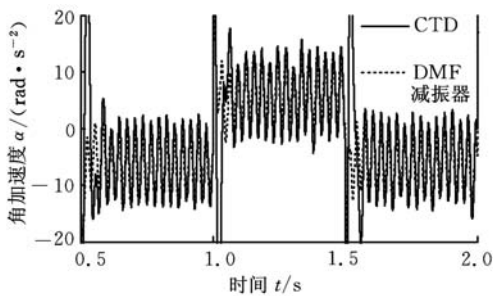


图 17 CTD 和 DMF 减振器输出角加速度时域对比

2.2.3 中高速工况

中高速工况时,发动机激励的仿真结果如图 19、图 20 所示,对应的次级飞轮输出角加速度的仿真情况如图 21、图 22 所示。与图 17、图 18 所示的中低速工况类似,CTD 和 DMF 减振器次级飞轮的输出角速度波动均相对较小,但 DMF 减振器的输出角加速度更加平稳,波动幅值更小。当负载发

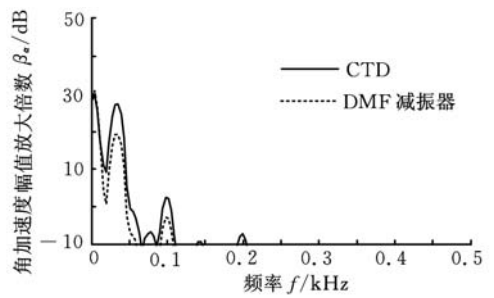


图 18 CTD 和 DMF 减振器输出角加速度频域对比

生突变,系统会从一稳定工况过渡到另一稳定工况,在新的工况重新建立平衡。通过计算, $\sigma_C^2 = 25.2693, \sigma_D^2 = 20.2430, \sigma_C^2 > \sigma_D^2$,即 DMF 减振器的减振效果优于 CTD 的减振效果。

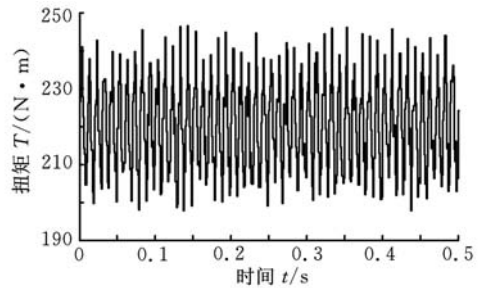


图 19 发动机激励时域曲线

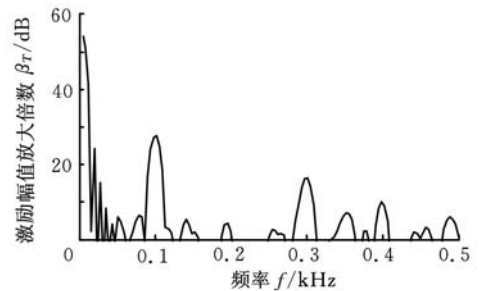


图 20 发动机激励频域曲线

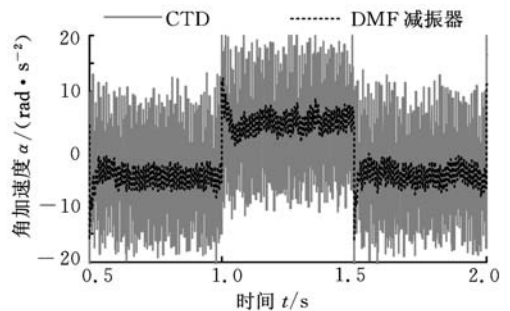


图 21 CTD 和 DMF 减振器输出角加速度对比

通过对 CTD 和 DMF 减振器扭转减振器在三种工况下的对比仿真分析可知,DMF 减振器对汽车发动机激励的扭转振动衰减有着明显的衰减,尤其是高频振动;当负载发生变化后,能自动调节系统在新的工况达到平衡。另外,对比图 17、图 21 可以发现,当工况发生变化时,DMF 减振器过渡时间要大于 CTD,这是由于 DMF 减振器刚度小于 CTD 刚度,这不仅有利于缓冲激励

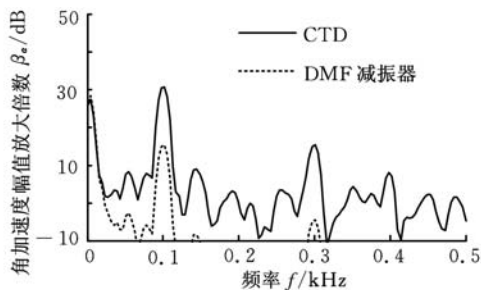


图 22 CTD 和 DMF 减振器输出角加速度频域对比

变化,减小振动传递率,而且还可起到过载保护的作用。三种工况下,CTD 和 DMF 减振器减振情况如表 1 所示。

表 1 减振效果对比

数值项	角加速度方差		
	怠速	中低速	中高速
CTD	537.3079	57.5328	25.2693
DMF 减振器	447.7327	36.3434	20.2430
降低幅度(%)	16.67	36.83	19.89

3 结语

本文通过对长弧形螺旋弹簧双质量飞轮的研究计算发现,长弧形螺旋弹簧在工作时所受载荷的大小和方向沿轴线变化,而摩擦力随发动机转速变化,因此这种双质量飞轮减振器具有理想的非线性动态刚度迟滞特性和摩擦阻尼特性。进一步分析得知,弹簧各圈在工作时传递的作用力不相等,即弧形弹簧处于非均匀压缩状态,这种现象会导致弹簧的磨损不均匀。此外,长弧形螺旋弹簧双质量飞轮和传统离合器从动盘式减振器的仿真对比显示了长弧形螺旋弹簧双质量飞轮优良的减振性能,与传统离合器从动盘式减振器相比,长弧形螺旋弹簧双质量飞轮输出角加速度波动的降低幅度达 20%~40%。

参考文献:

- [1] 李伟,史文库. 双质量飞轮(DMF)的研究综述[J]. 噪声与振动控制,2008(5):84-88.
- [2] Albers A,Albrecht M,Krüger A,et al. New Methodology for Power Train Development in the Automotive Engineering—integration of Simulation, Design and Testing[C]//Automotive and Transportation Technology Congress and Exhibition. Barcelona, Spain,2001;2001-01-3303.
- [3] Schaper U,Sawodny O,Mahl T,et al. Modeling and Torque Estimation of an Automotive Dual Mass Flywheel[C]//American Control Conference. St. Louis, MO, USA,2009;10-12.
- [4] Theodossiadis S,Gnanakumarr M,Rahnejat H,et al. Effect of a Dual—mass Flywheel on the Impact—

induced Noise in Vehicular Powertrain Systems[J]. Journal of Automobile Engineering,2006,220(6):747-761.

- [5] Cavina N,Serra G. Analysis of Dual Mass Flywheel System for Engine Control Applications[C]//2004 Powertrain & Fluid System Conference & Exhibition. Tampa,FL,USA,2004;2004-01-3016.
- [6] Sangué S,Lepoint G,Bournalt L T. New Approach to Measure Instantaneous Angular Behavior of a Dual Mass Flywheel[C]//2000 FISITA World Automotive Congress. Seoul,2000;2000-05-65.
- [7] Albert A. Advanced Development of Dual Mass Flywheel(DMF) Design[C]//5th LuK Symposium on Noise Control for Today's Automobiles. Buhl, Germany,1994;5-42.
- [8] Reik W,Seebacher R,Kooy A. The Dual Mass Flywheel[C]//6th LuK Symposium. Buhl, Germany,1998;69-93.
- [9] Kim T,Song H. Analysis of Dual Mass Flywheel Using Discrete Arcspring Model[J]. Key Engineering Materials,2006,326-328:1607-1610.
- [10] Sachs AG Z F,Bach S H. Systematic Search for and Vibratory Assessment of New Action Principles for Alternative Rotary Vibration Decoupling Systems in the Passenger Car Driveline[J]. Drive System Technique,2004(6):3-12.
- [11] 吕振华,吴志国,陈涛. 双质量飞轮一周向短弹簧型扭振减振器弹性特性设计原理及性能分析[J]. 汽车工程,2003,25(5):78-82.
- [12] 陈涛,吕振华,苏成谦. 弧形螺旋弹簧弹性特性分析方法研究[J]. 中国机械工程,2006,17(5):493-495.
- [13] 吕振华,陈涛. 双体飞轮一周向弹簧型扭振减振器弹性特性设计研究[J]. 汽车工程,2006,28(1):73-77.
- [14] 史文库,龙岩,卢玉东. 多级非线性双质量飞轮参数设计和优化[J]. 振动与冲击,2009,28(5):92-96.
- [15] 李伟. 汽车传动系用双质量飞轮的设计方法与扭振隔振特性研究[D]. 长春:吉林大学,2009.
- [16] 赵孝峰,宋立权,罗书明,等. 周向短弹簧双质量飞轮扭转减振原理研究[J]. 内燃机,2008(6):6-12.

(编辑 张 洋)

作者简介:李以农,男,1961年生。重庆大学机械传动国家重点实验室教授、博士研究生导师。主要研究方向为汽车底盘控制、机械传动系统动力学、机械系统非线性振动控制与应用。获省级科技进步一等奖 2 项。出版专著 3 部,发表论文 100 余篇。
钱新建,男,1984年生。重庆大学机械传动国家重点实验室硕士研究生。孙伟,男,1986年生。重庆大学机械传动国家重点实验室博士研究生。