

双质量飞轮怠速敲击的能量影响因素分析与验证

张逸¹, 吴光强^{1,2}

(1. 同济大学汽车学院, 上海 201804; 2. 东京大学生产技术研究所, 东京 153-8505)

摘要: 分析了与双离合变速器匹配的双质量飞轮在发动机怠速工况下, 减振弹簧和次级侧传力板之间、次级侧花键和变速器输入轴之间产生敲击的机理; 提出了一种将敲击能量作为评价双质量飞轮敲击异响的方法; 用正交试验(DOE)的设计方法指导仿真试验, 厘清了双质量飞轮各关键参数对敲击能量的影响, 提出了优化基础阻尼来抑制弹簧敲击的解决措施; 通过实车试验验证了敲击能量仿真试验的研究方法有效, 验证了仿真试验结果、客观试验结果和主观评价之间的一致性。

关键词: 机械设计; 双质量飞轮; 正交试验设计; 敲击能量; 怠速敲击

中图分类号: TH133.7

文献标志码: A

Analysis and Verification of Energy Influencing Factors of Dual Mass Flywheel Idle Rattle

ZHANG Yi¹, WU Guangqiang^{1,2}

(1. School of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Institute of Industrial Science, University of Tokyo, Tokyo 153-8505, Japan)

Abstract: Under engine idling condition, the mechanism of rattle between damping spring and secondary side and the rattle between secondary side spline and transmission input shaft when dual mass flywheel matched with dual clutch transmission were studied. The knocking energy was proposed as an index to evaluate the rattle noise. The design of experiments (DOE) method was used to guide the simulation, and the influences of the key parameters of the dual mass flywheel on the impact energy were clarified. The solution of optimize basic friction to restrain rattle were proposed. The effectiveness of DOE simulation test was verified by experiments, and the consistency between the proposed impact energy evaluation method

and subjective evaluation results was verified.

Key words: mechanical design; dual mass flywheel; design of experiments method(DOE); knocking energy; idle rattle

现代汽油发动机广泛应用了增压直喷等新技术, 朝着轻量化、高升功率、高转矩容量的方向发展, 输出转矩波动增大导致的传动系扭振问题非常突出。双质量飞轮(dual mass flywheel, DMF)可以有效隔离和衰减发动机扭振, 是传动系统常用的减振元件之一, 它起源于欧洲, 起先应用于大排量的高端车型, 2015年后大众汽车集团的双离合变速器技术得到世界范围的认可并得到普及, 国内主机厂也开始开发双离合变速器, 应用在中高档车型, 同时DMF作为双离合变速器的标配零部件被广泛使用。

由于DMF和发动机以及传动系的匹配难度大, 加上消费者对车辆舒适性尤其是声学舒适性的要求越来越高, 近年来, 无论是国内品牌还是国际知名品牌的车辆在开发过程中和售后都出现DMF怠速敲击异响的案例。例如, 欧洲某知名汽车集团的新车型2019年和2020年冬季均在我国北方收到发动机怠速热机时DMF敲击的售后抱怨; 某汽车集团的某车型在怠速负载开启时出现DMF异响^[1]; 国内某知名自主品牌在某车型开发过程中发现冷启动怠速热机过程中开空调时DMF异响。吉利集团为解决类似问题, 通过发动机控制器判断发动机运行工况调节双离合器的位置参数, 利用带排转矩来抑制敲击^[2], 但是其忽视了增大带排转矩会使燃油消耗率增大, N档的驻车安全无法保障; DMF生产厂商吉林大华通过优化传力板的几何尺寸改变敲击声响和声音频率, 通过填充吸音海绵来吸收声音能量^[3], 但

收稿日期: 2020-12-25

基金项目: 国家自然科学基金项目(52075388)

第一作者: 张逸(1976—), 男, 高级工程师, 博士生, 主要研究方向为车辆动力传动系的振动抑制。

E-mail: zhangyi@tongji.edu.cn

通信作者: 吴光强(1987—), 男, 教授、工学博士, 主要研究方向为车辆现代化设计理论及方法以及车辆动力学及其控制。

E-mail: wuguangqiang@tongji.edu.cn



论文
拓展
介绍

是改变传力板几何尺寸并没有从根本上解决敲击问题,增加吸音棉会增加DMF的结构复杂性,吸音棉老化后影响DMF性能,油脂吸附在吸音棉上会降低隔音效果;赵光明等^[4]认为理想的DMF在怠速工况应该具备低阻尼特性,但忽略了低阻尼会削弱DMF抑制变速箱输入轴转速波动的功能,反而更加容易导致传动系零件的敲击;某厂商发现通过加大DMF次级侧传力板的自由行程可以解决空调开启时DMF异响,但是自由行程增大会导致DMF动态响应滞后。上述文献提出了各种有针对性的解决方案,但均未进行机理研究。纵观世界范围DMF敲击异响的研究现状,由于国内消费者对噪声、振动与声振粗糙度(noise, vibration and harshness, NVH)问题敏感,加上DMF匹配难度高,目前以国内案例研究居多,国外鲜有类似案例报道和研究。

本文研究了我国某知名自主品牌在开发某车型的过程中,发动机冷启动后怠速热机期间开启空调压缩机制冷,DMF附近产生异响的原因;建立了动力学模型进行仿真,利用正交试验方法(design of experiment, DOE),通过仿真厘清DMF各设计参数对怠速敲击的影响,分析了敲击产生的机理,提出解决方案并进行试验验证。

1 非线性系统动力学模型建立

双质量飞轮将传统单质量飞轮的惯量一分为二,与曲轴连接的部分称为初级侧飞轮,与变速器连接的部分称为次级侧飞轮,两部分飞轮之间通过弹簧和阻尼装置连接。可见,双质量飞轮继承了单质量飞轮的储能功能,初级侧和次级侧之间的弹簧过滤发动机输出转矩波动的高频成分,避免和传动系固有频率重合;阻尼消耗部分能量,降低初级侧和次级侧之间转速波动;合理的初级侧和次级侧飞轮惯量比使传动系的扭转固有频率降低到发动机怠速以下,避免由于变速器输入转矩波动导致传动系的扭振。

图1为双质量飞轮的示意图,发动机曲轴通过螺栓连接初级侧飞轮2;弹簧3将初级侧飞轮的转矩传递给传力板5;传力板和次级侧飞轮1固定;次级侧飞轮内花键6与变速器输入轴外花键形成间隙配合。弹簧和传力板之间有间隙4,如虚线所圈出,是传力板的自由行程,是DMF重要的非线性特征之一。

设计双质量飞轮时,要避免在启动和熄火过程

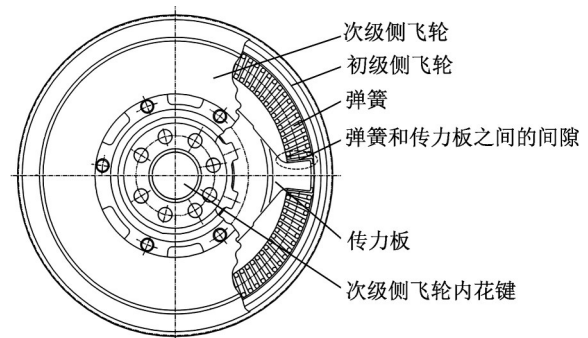


图1 双质量飞轮示意图

Fig. 1 Diagram of DMF

中,发动机和传动系以较大的扭振频率经过系统共振转速段,产生剧烈的扭振振动;要校核各个档位在全油门、半油门、断油滑行、蠕行等工况下DMF的减振性能;要检查各个工况下传动系是否出现共振;要检查传动系零部件之间是否由于间隙导致敲击。特别是怠速工况双离合不传递转矩,要避免弹簧和传力板之间、次级飞轮内花键和变速器输入轴外花键之间产生敲击。

1.1 怠速非线性动力学模型

为研究怠速时系统的动力学特性,建立三自由度非线性动力学模型,如图2所示。图中, J_1 为发动机曲轴、飞轮初级侧及弹簧三者惯量之和, J_2 为包括传力板在内的次级侧飞轮惯量, J_3 为变速器输入轴和湿式离合器毂惯量之和; k_1 为飞轮的非线性扭转刚度, k_2 为变速器输入轴花键啮合刚度; T_e 为发动机的动态转矩; T_d 为湿式离合器的带排转矩; T_f 为非线性动态摩擦阻尼力矩。

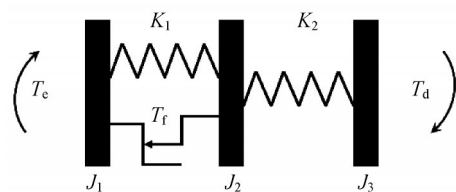


图2 DMF三自由度非线性动力学模型

Fig. 2 DMF rattle nonlinear model with 3 DOF

图2动力学模型的系统动力学方程如下:

$$J \cdot \ddot{\theta} + K \cdot \theta = T \quad (1)$$

$$\theta = [\theta_1, \theta_2, \theta_3]^T \quad (2)$$

$$J = \text{diag}[J_1, J_2, J_3] \quad (3)$$

$$K = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$T = [T_c - T_f, -T_f, -T_d]^T \quad (5)$$

怠速工况非线性刚度表达式如下:

$$k_1 = \begin{cases} k, & |\theta_1 - \theta_2| > \theta_0 \\ 0, & |\theta_1 - \theta_2| \leq \theta_0 \end{cases} \quad (6)$$

$$k_2 = \begin{cases} k_2, & |\theta_2 - \theta_3| > b_k \\ 0, & |\theta_2 - \theta_3| \leq b_k \end{cases} \quad (7)$$

式(6)~(7)中: θ_0 为传力板的单侧自由行程角度; θ_1 为DMF初级侧转角; θ_2 为DMF次级侧转角; θ_3 为湿式离合器毂转角; $\theta_1, \theta_2, \theta_3$ 均为时间的函数。 b_k 为花键齿侧隙; k 为飞轮怠速时弹簧等效刚度。

传力板自由行程角度小于 θ_0 时是基础阻尼力矩 T_b 起作用,当传力板接触到弹簧后,与附加摩擦阻尼力矩 T_c 一起叠加成为动态摩擦阻尼力矩 T_f 。即 $T_f = T_b + T_c$ 。基础阻尼力矩 T_b 由DMF内部的摩擦元件产生,为常数。在离心力作用下,弹簧和滑道之间的粘附滑动产生了附加摩擦阻尼力矩 T_c ,它与弹簧刚度 k ,弹簧和弹簧导轨间的干摩擦系数 μ 、动静摩擦转换的临界速度 v 、油脂黏性阻尼系数 c 、自由行程 θ_0 、DMF初级侧转速 $\dot{\theta}_1$ 、初级侧和次级侧的相对转角 $\theta_1 - \theta_2$ 相关:

$$T_c = f(\theta_1 - \theta_2, \dot{\theta}_1, k, \mu, v, c) \quad (8)$$

由于附加摩擦阻尼力矩 T_c 存在,DMF宏观上表现出图3所示的非线性迟滞扭矩特性^[5-6]。由于数学建模复杂,为提高计算精度,用怠速转速 $800 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 时实测的DMF迟滞扭矩,如图3所示,减去对应扭转角 $\theta_1 - \theta_2$ 的弹簧力 $k_1(\theta_1 - \theta_2)$ 作为 T_f 。

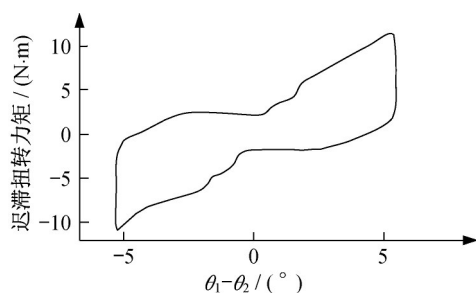


图3 怠速工况迟滞扭矩特性

Fig. 3 Hysteresis torque characteristics under idle condition

1.2 动力学模型CAE仿真参数

本文研究1.5T发动机的最大转矩为 $240 \text{ N} \cdot \text{m}$,怠速转速为 $800 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 。仿真模型参数如表1所示。

表1 仿真模型参数

Tab. 1 Parameters of simulation model

| 参数 | 取值 |
|---|---------|
| 初级飞轮侧等效惯量 $J_1 / (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$ | 0.109 |
| 怠速级弹簧刚度 $k / (\text{N} \cdot \text{m} \cdot (\text{°})^{-1})$ | 1.5 |
| 次级飞轮惯量 $J_2 / (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$ | 0.045 |
| 变速器花键啮合刚度 $k_2 / (\text{N} \cdot \text{m} \cdot (\text{°})^{-1})$ | 5 000 |
| 双离合器毂惯量 $J_3 / (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$ | 0.025 |
| 动态摩擦阻尼 T_f | 图3台架实测值 |

2 DMF 敲击能量

业界评判传动系统零部件之间的敲击已形成一些理论方法,如齿轮敲击的拍击阈值理论,基于角加速度均方根值比值的齿轮敲击指数等^[7]。为了使动力学仿真结果和主观评价结果一致,本文提出将发生一次敲击时转移的能量作为评价传力板和弹簧之间敲击异响的方法,假设每个敲击循环有非常小的固定比例的能量变成声波能量被人耳感知,以此假设建立起敲击发生时,人耳感知的敲击异响和转移的能量之间的主客观联系。

2.1 弹簧敲击能量

DMF弹簧和传力板之间的敲击发生在传动系后端负载较小而发动机激励相对较大时,传力板以一定的频率被弹簧间歇性驱动,即弹簧以一定的速度贴合传力板,由于传力板后端阻力矩较小,两者贴合后传力板立即被弹簧弹开,然后弹簧在发动机转矩作用下再一次接触传力板,又被传力板弹开,形成周而复始的转矩脉动传递的现象。此时DMF会产生轻微的噪音,极端情况会引起客户抱怨。

当初级侧与次级侧的相对转角 $\theta_1 - \theta_2$ 大于 θ_0 时,如图4中 t_1 时刻弹簧被压缩的瞬间产生敲击,弹簧最大压缩量为 δ_θ ,即 $\delta_\theta = \theta_1 - \theta_2 - \theta_0 > 0$ 。

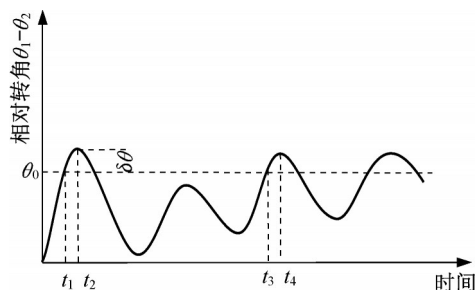


图4 弹簧最大压缩量

Fig. 4 Maximum spring compress angle

记第一次敲击开始时刻为 t_1 ,结束时刻为 t_2 ;以此类推;第 i 次敲击开始时刻为 t_{2i-1} ,结束时刻为 t_{2i} 。忽略敲击产生的声波能量,发生一次敲击所转移的

能量 E_i 包括弹簧存储的能量、动态摩擦阻尼力矩 T_f 消耗的能量:

$$E_i = \frac{1}{2} k (\delta_\theta|_{t=2i})^2 + \int_{t_{2i-1}}^{t_{2i}} T_f \dot{\theta} dt, i=1, 2, 3 \dots (9)$$

式中: $\theta = \theta_1 - \theta_2$ 。取一段时间内 n 次敲击所转移的能量 E_i , 按时间平均, 作为弹簧的敲击能量 E_{spr} :

$$E_{spr} = \frac{1}{t_{2n} - t_1} \sum_{i=1}^n E_i (t_{2i} - t_{2i-1}) \quad (10)$$

2.2 花键齿敲击能量

参照单对齿轮对敲击模型的建模方法^[7-8]进行花键齿敲击能量分析, 考虑花键齿的啮合刚度, 忽略花键齿的阻尼。将仿真结果中的离合器毂驱动力矩和其惯性力矩之差, 与带排转矩对比, 判断是否存在敲击^[9], 并确定敲击开始的时刻 t_{2i-1} 和敲击结束的时刻 t_{2i} 。例如, 图5所示 $t_1=4.0064$ s 时, 力矩差值大于带排转矩 $1.5 \text{ N}\cdot\text{m}$ (虚线所示), 认为发生了一次敲击, $t_2=4.0068$ s 时扭矩达到最大值, 敲击结束。

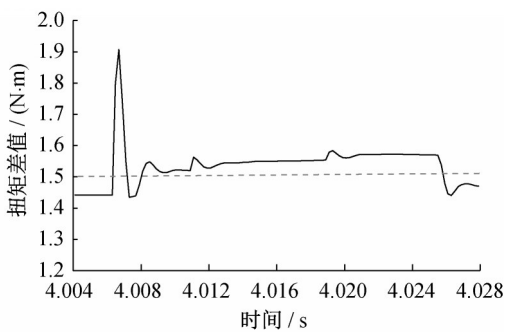


图5 离合器毂驱动力矩和惯性力矩之差随时间的变化
Fig. 5 Difference between driving torque and moment of inertia of clutch hub over time

在图6中找到对应 t_1 和 t_2 时刻的离合器毂角速度, 分别为 $83.17 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$ 和 $83.22 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$ 。

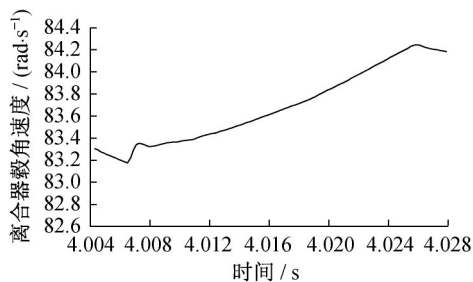


图6 离合器毂的角速度随时间变化
Fig. 6 Angular velocity of clutch hub over time

通过离合器毂的角速度变化计算离合器毂敲击前后的动能变化, 作为一次花键齿敲击的能量 E_n :

$$E_n = \frac{1}{2} J_3 (\theta_3^2|_{t=2i} - \theta_3^2|_{t=2i-1}), i=1, 2, 3 \dots \quad (11)$$

同样, 取一段时间内 n 次敲击的能量变化, 按时间平均, 作为花键齿的敲击能量 E_{spl} :

$$E_{spl} = \frac{1}{t_{2n} - t_1} \sum_{i=1}^n E_i (t_{2i} - t_{2i-1}) \quad (12)$$

根据本研究试验结果, 弹簧和传力板之间发生敲击时, 可在变速器壳体上测得 $1\ 000\sim 2\ 200 \text{ Hz}$ 频率范围的振动信号。而次级侧飞轮和双离合器毂之间的花键齿敲击频率稍低, 有内部资料表明花键齿敲击发生时, 变速器壳体上测得的振动信号在 $400\sim 1\ 000 \text{ Hz}$ 频率范围的幅值会显著增加。这一点也可以辅助判断是否产生花键齿敲击。

3 DOE 仿真试验

发动机冷启动怠速热机过程中, 空调开启后听到发动机舱内噪声略有增大, 在车辆举升机上用听诊器能判断发动机和变速器接合面处存在敲击异响, 但不是每次都能在驾驶室内感知。故主机厂要求在车外对 DMF 怠速时 NVH 表现进行主观评价, 即评分者站在距离车辆左前轮 0.5 m 处, 主观打分高于 7 分为可以接受, 同时需对比变速器壳体上采集的振动加速度信号, 辅助判断敲击现象是否改善。

3.1 DOE 试验设计方法

影响 DMF 怠速敲击的因素非常多, 如主次级惯量及分配、弹簧刚度、离合器带排转矩 T_d 、双离合器毂惯量 J_3 、次级侧自由行程 θ_0 、油脂黏性阻尼系数 c 、变速箱输入轴和次级侧之间的花键啮合刚度 k_2 和齿侧隙 b_k 、发动机扭振激励、变速器油温、变速器预选换挡策略等。为了评价各种潜在的改进方案, 曾在车辆上更换不同自由行程和弹簧刚度的 DMF, 但工作量巨大。DOE 试验设计方法是研究和处理多控制因子与响应变量关系的一种方法, 通过合理地减少试验次数, 建立响应与控制因子之间的函数关系, 找到总体最优的改进方案。故采用 DOE 方法指导多体动力学仿真试验, 进行正向设计, 以敲击能量的仿真结果辅助判断 DMF 是否产生敲击, 确定不同因子组合对敲击能量的影响, 甄别出对敲击能量影响最大的控制因子, 并对其进行优化。为此采用 L9 正交列表, 三个控制因子 A、B、C 选取如表 2 所示, 各自水平为 1 低、2 中、3 高。例如, B2 代表控制因子 B 基础阻尼的中水平, 即 $6 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。

双离合器的带排转矩对抑制敲击有一定作用,

表2 DOE控制因子选取
Tab. 2 Control factors of DOE

| 水平 | A 自由行程角度 / (°) | B 基础阻尼 / (N·m) | C 花键齿侧隙 / mm |
|----|----------------|----------------|--------------|
| 1低 | 0.5 | 3 | 0.06 |
| 2中 | 1 | 6 | 0.10 |
| 3高 | 2 | 9 | 0.20 |

有研究者将其作为系统参数加以控制^[2]。本研究车辆在D/R档时,由于离合器预结合后增大了带排转矩,无怠速敲击问题;另外由于动力总成的标定已经完成,故将带排转矩作为不可控因素即噪声因子,取1.5、3和5 N·m三个水平。

3.2 控制因子对弹簧敲击的影响

依次对L9正交列表进行27次仿真后得到的弹簧敲击能量 E_{spr} 结果如表3所示,表中序号1~9为正交列表的9种不同组合方式:

表3 弹簧敲击能量仿真结果
Tab. 3 Simulation of spring knocking energy

| | mJ | | |
|---|---------|---------|---------|
| | 噪音因子低水平 | 噪音因子中水平 | 噪音因子高水平 |
| 1 | 3.7 | 6.4 | 6.7 |
| 2 | 3.0 | 6.3 | 5.0 |
| 3 | 4.3 | 4.8 | 3.2 |
| 4 | 3.5 | 6.4 | 6.7 |
| 5 | 2.8 | 6.3 | 5.4 |
| 6 | 5.1 | 4.7 | 3.2 |
| 7 | 3.4 | 6.4 | 6.7 |
| 8 | 3.9 | 6.3 | 5.3 |
| 9 | 4.0 | 4.8 | 3.2 |

对表3中DOE仿真试验结果按照望小特性(smaller is better)原则进行处理后,得到信噪比 S/N (signal to noise ratio)和敲击能量数学期望(Mean),分别如图7和图8所示。可见,满足信噪比最大,并使敲击能量数学期望最小的组合为A1最小的自由行程0.5°,B3最大的基础阻尼9 N·m,C2花键齿侧隙0.1 mm三个控制因子组合。相比基础阻尼增大可以显著减少弹簧敲击能量,自由行程大小和花键间隙对弹簧敲击能量影响却不显著。

3.3 控制因子对花键齿敲击的影响

为了防止设计参数变化导致DMF和离合器毂之间花键齿敲击,必须对花键齿敲击能量 E_{spi} 进行校核。L9试验中花键齿敲击能量如表4所示。

按同样原则处理后,得到信噪比和敲击能量数学期望分别如图9和图10所示。可见,满足信噪比最大,并使敲击能量数学期望最小是A3最大的自由行程2°,B1最小的基础阻尼3 N·m,C1花键齿侧隙

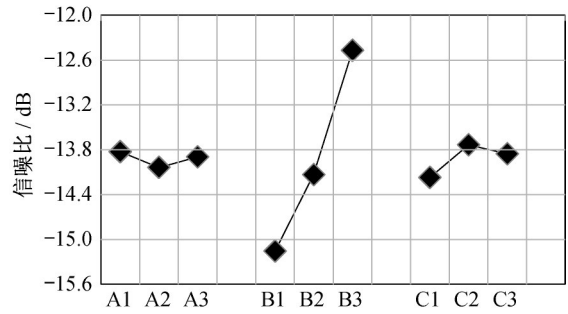


图7 弹簧敲击能量的信噪比

Fig. 7 Signal-noise ratio of spring knocking energy

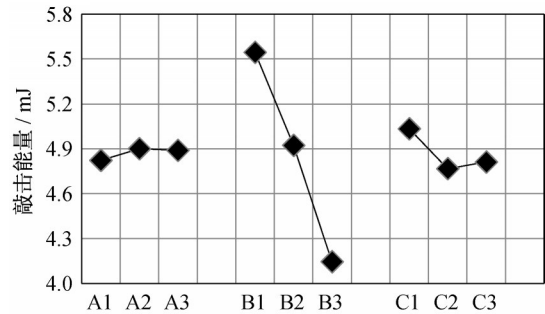


图8 弹簧敲击能量的数学期望

Fig. 8 Mean of spring knocking energy

表4 花键齿敲击能量仿真结果

Tab. 4 Simulation of spline knocking energy

| | mJ | | |
|---|---------|---------|---------|
| | 噪音因子低水平 | 噪音因子中水平 | 噪音因子高水平 |
| 1 | 0.70 | 0 | 0 |
| 2 | 31.4 | 2.0 | 0 |
| 3 | 77.0 | 30.6 | 0 |
| 4 | 0.70 | 0 | 0 |
| 5 | 58.3 | 2.0 | 0 |
| 6 | 23.9 | 30.6 | 0 |
| 7 | 0.70 | 0 | 0 |
| 8 | 15.8 | 2.0 | 0 |
| 9 | 37.5 | 30.6 | 0 |

0.06 mm三个控制因子组合。

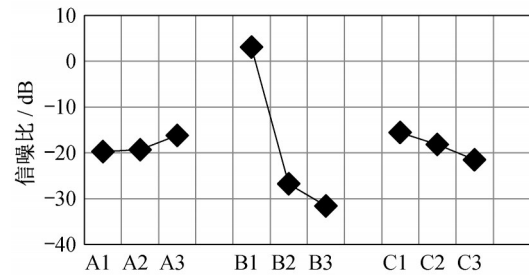


图9 花键齿敲击能量的信噪比

Fig. 9 Signal-noise ratio of spline knocking energy

增加基础阻尼会导致花键齿敲击能量变大,这与增加基础阻尼导致弹簧敲击能量变小的趋势相反;减

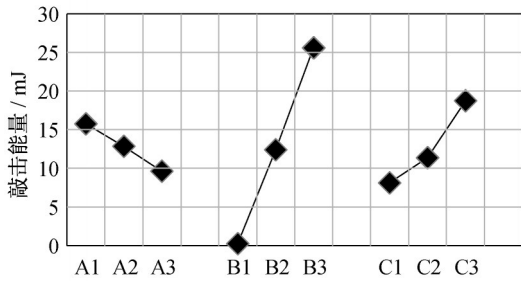


图 10 花键齿敲击能量的数学期望

Fig. 10 Mean of spline knocking energy

小自由行程会导致花键齿敲击能量增大;减小花键齿侧隙会导致花键齿敲击能量减小,但是随着间隙接近 0.06 mm,其对敲击能量的影响便不太显著。

在不改变自由行程和花键齿侧隙原设计值的前提下,计算了不同基础阻尼、不同噪声因子即带排转矩下敲击能量的变化趋势。从图 11 可以看出增大带排转矩可以显著减少花键齿敲击能量。

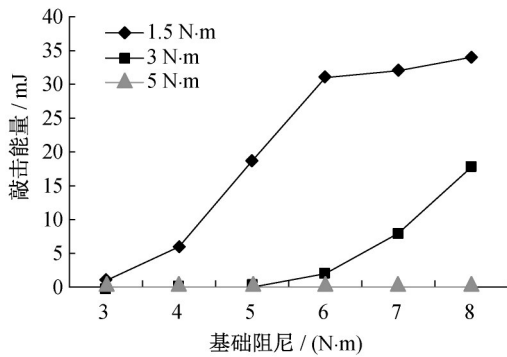


图 11 不同带排转矩下花键齿敲击能量随基础阻尼变化

Fig. 11 Spline knocking energy with base damping variation at different drag torques

3.4 最优控制因子组合

综合来看,和基础阻尼相比,自由行程对弹簧敲击能量的影响很小,对花键齿敲击能量的影响也不大,故保持自由行程的原设计方案。花键齿侧隙变化对弹簧敲击的影响很小,对花键齿敲击有一定的影响,但没有基础阻尼对花键齿敲击的影响大;由于过小的花键齿侧隙制造成本高且不利于装配,故维持原方案设计。基础阻尼对弹簧敲击和花键齿敲击有着重要影响,而且影响趋势相反,为控制花键齿敲击的风险,将基础阻尼的上限从原设计 2 N·m 提高到 6 N·m。

按自由行程 1°、基础阻尼 6 N·m 和花键齿侧隙名义值 0.15 mm 进行仿真,得到弹簧敲击能量为 3.5 mJ,花键齿敲击能量为 34.7 mJ,对比 DOE 试验中结果,弹簧敲击能量已经降至最低,但是花键齿敲击能量比较高,因此在试验中要关注花键齿敲击噪声。

4 车辆实车试验

为了验证最优控制因子,制作不同阻尼样件进行对比试验,在变速箱壳体接近 DMF 处布置振动传感器,在飞轮初级侧和次级侧布置转速传感器,冷启动后暖机过程中在 P 档和 N 档切换空调压缩机工作状态。

优化前 DMF 基础阻尼为 2 N·m。如图 12 所示,空调在 2.2 s 开启时,主观感觉发动机扭振增大,敲击声明显,主观评价为 6 分不可接受;变速器壳体上测得整车坐标系 X 轴方向的振动加速度幅值在 1 000 ~ 2 100 Hz 范围显著增加。(图 12~图 14 中色标代表振动加速度幅值的峰-峰值,参照 $1 \times 10^{-7} g$ 以 dB 表示)。

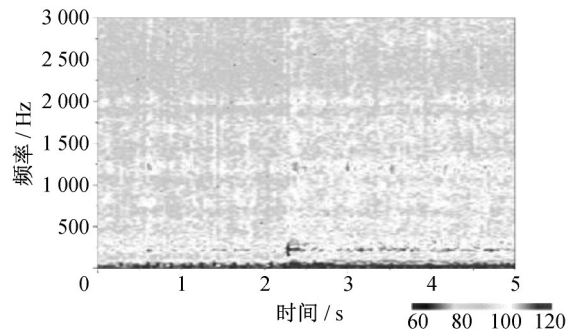


图 12 基础阻尼 2 N·m 振动时频图

Fig. 12 Time-frequency vibration diagram of 2 N·m base damping

将 DMF 基础阻尼调整为 6 N·m。如图 13 所示,空调在 2.4 s 开启时,已经听不到原来所抱怨的敲击声,主观评价为 7.5 分可接受;1 000~2 100 Hz 频率段的振动加速度幅值明显减弱,证实基础阻尼变化对弹簧敲击有至关重要的影响。同时可以看到,图 13 基础阻尼为 6 N·m 的 DMF 在 2.4 s 之前变速器壳体上测得整车坐标系 X 轴方向的振动幅值比图 12 中基础阻尼为 2 N·m 的 DMF 2.2 s 前的幅值小很多,说明适当提高阻尼有助于提高 DMF 的减振功能。

将不同基础阻尼值的 DMF 进行对比试验后,确定 3.5 N·m 为基础阻尼的下限。如图 14 所示,在 2.6 s 空调开启时几乎听不到原来所抱怨的敲击声,主观评价为 7 分可接受;1 000~2 100 Hz 频率段的振动能量比图 13 中相应部分略有增加。

试验中发现基础阻尼值调整到 7 N·m 以上会降低 DMF 的隔振性能,对其他工况造成负面影响,故维持 6 N·m 作为设计上限。在验证了 DMF 基础阻尼为 3.5 N·m 和 6 N·m 的极限件在各工况下的减振性能,并确定花键齿敲击能量增大并没有带来 NVH 问题后,最终确定自由行程 1°、基础阻尼 3.5~6 N·m、花键齿侧隙

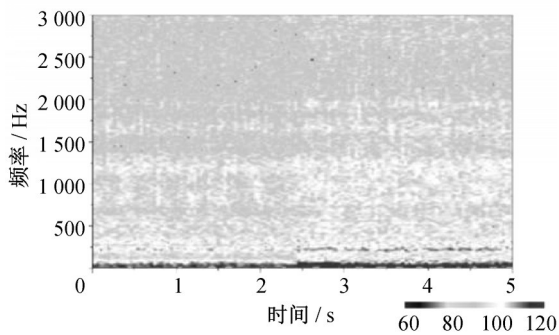


图13 基础阻尼6 N·m 振动时频图

Fig. 13 Time-frequency vibration diagram of 6 N·m base damping

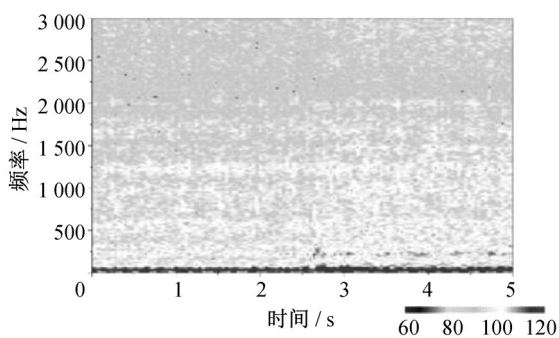


图14 基础阻尼3.5 N·m 振动时频图

Fig. 14 Time-frequency vibration diagram of 3.5 N·m base damping

0.1~0.2 mm 为设计推荐值。

5 结论

采用DOE仿真试验可以快速找到对DMF 敲击影响最大的因子,显著减少车辆试验次数。敲击能量的计算结果与实测振动加速度信号以及主观评价结论之间有很强的相关性,这验证了所采用的将敲击能量评价DMF 敲击异响的方法有效性。

阻尼是DMF 的重要设计参数,由基础阻尼和附加摩擦阻尼构成,它消耗DMF 主级侧传递给次级侧的振动能量,减小次级侧的转矩和转速波动幅值。但是,阻尼值过大会降低DMF 隔振性能,过小会降低DMF 减振性能。发动机冷启动后暖机过程中输出转矩波动大,开启空调压缩机后转矩波动进一步加剧,DMF 减振能力不达标是DMF 在P档和N档产生敲击的主要原因,可以通过调整基础阻尼解决。

由于传力板存在自由行程,应该充分考虑阻尼的非线性动态特征,怠速时基础阻尼对DMF 敲击的影响很大,基础阻尼过小会导致弹簧敲击,过大会导致花键敲击。D档和R档因为有湿式离合器的带排

转矩存在,抑制了DMF 敲击。附加摩擦阻尼对敲击也有重要影响,其产生机理复杂,仿真时采用实测值可以减少计算误差。

作者贡献说明:

张逸:试验设计,仿真及试验数据处理。

吴光强:项目全过程中的技术指导。

参考文献:

- [1] 马亚坛. 某双质量飞轮异响研究[J]. 时代汽车, 2018(12):172. MA Yatan. Research on abnormal noise of a double mass flywheel [J]. Auto Time, 2018(12):172.
- [2] 义乌吉利发动机有限公司. 减小花键敲击噪声的方法、装置及控制装置[P]. 中国:201811117671.0, 2018-09-25. Yiwu Geely Engine Co., Ltd.. Method, device and control device for reducing the knocking noise from spline [P]. China: 201811117671.0, 2018-09-25.
- [3] 吉林大华机械制造有限公司. 一种汽车传动系统及双质量飞轮及传力板[P]. 中国:201821785815.5, 2018-10-31. Jilin Dahua Machinery Manufacturing Co., Ltd.. A kind of automobile transmission system, double mass flywheel and power transfer plate [P]. China: 201821785815.5, 2018-10-31.
- [4] 赵光明, 江征风, 陈雷, 等. 周向长弧形弹簧双质量飞轮阻尼特性研究及其试验验证[J]. 内燃机工程, 2012, 33(1):81, ZHAO Guangming, JIANG Zhengfeng, CHEN Lei, *et al.* Research and experimental verification on damping characteristics of circumferential arc spring dual mass flywheel [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2012, 33(1):81.
- [5] 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: IEEE, 2009: 1207-1212.
- [6] QUATTROMANI G, PALERMO A, PULVIRENTI F., *et al.* Nonlinear 3D dynamic model of an automotive dual mass flywheel [C]// Hybrid Test Methods, Vibro-Acoustics & Laser Vibrometry, Volume 8. Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series. Cham: Springer, 2017: 131-142
- [7] 吴光强, 吴虎威, 李迪. 汽车变速器齿轮敲击动力学问题研究综述[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2016, 44(2):276. WU Guangqiang, WU Huwei, LI Di. Review of automotive transmission gear rattle [J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2016, 44(2):276.
- [8] 吴虎威, 吴光强. 机械变速器齿轮敲击现象建模及其影响因素[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2016, 44(1):136. WU Guangqiang, WU Huwei, Modeling of manual transmission gear rattle phenomenon and its impact factors [J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2016, 44(1):136.
- [9] SEAMAN R L, JOHNSON C E, HAMILTON R F. Component inertial effects on transmission design [C]//SAE 1984 International Truck and Bus Meeting & Exposition. Dearborn, Michigan: SAE, 1984: 1-22.