

基于解决传动系统变速器齿轮敲击的分析方法*

万里翔¹, 王波¹, 刘雪莱², 侯秋丰³, 姚实聪⁴, 上官文斌²

(1. 西南交通大学机械工程学院 成都, 610031) (2. 华南理工大学机械与汽车工程学院 广州, 510641)

(3. 宁波宏协股份有限公司 宁波, 315807) (4. 中国汽车工程研究院股份有限公司 重庆, 401122)

摘要 建立一汽车传动系统 6 自由度动力学模型, 模型中包括发动机、离合器、变速器与整车, 考虑了变速器内承载齿轮副以及非承载齿轮副啮合间隙。以变速器输入轴的角加速度值为评价指标, 研究模型参数变化对传动系统扭转振动的影响。利用序列二次规划法对存在非承载齿轮敲击问题的某车辆的飞轮转动惯量和离合器设计参数进行优化。根据优化结果, 试制了离合器, 并对新旧离合器下传动系统非承载齿轮敲击的情况进行测试, 测试了变速器处的输入轴扭转角加速度、变速器壳体处加速度以及发动机舱变速器侧声压。测试结果表明, 增大飞轮侧转动惯量和离合器阻尼转矩、合理地调节离合器刚度可以衰减变速器输入轴角加速度幅值, 抑制非承载齿轮副敲击现象。

关键词 传动系统; 非承载齿轮; 齿轮敲击; 离合器; 齿轮拟合模型

中图分类号 U463.21; TH113.1

1 问题的引出

变速器作为汽车传动系统的关键部件, 其齿轮敲击问题是变速器主要的噪声、振动与声振粗糙度 (noise, vibration, harshness, 简称 NVH) 问题之一^[1]。为了防止受热膨胀后齿轮副卡死, 在设计齿轮副时啮合齿轮对间留有间隙, 而当齿轮副之间的相对位移往复地越过齿侧间隙时, 齿轮副会产生敲击现象^[2]。齿轮敲击发生于变速器的常啮合非承载齿轮副, 其解决方法主要有: 降低发动机输出转速的波动; 从传递路径上增加隔音措施; 调整飞轮惯量、离合器刚度阻尼等参数和齿轮副齿侧间隙。

某乘用车 (发动机排量为 1.5L, 5 挡手动变速器) 在 3 挡全油门加速工况下, 主观感受存在异响。NVH 测试结果如图 1、图 2 所示。从图 1 变速器侧的声压总值测试结果可以看到, 在发动机转速为 1 900 r/min 附近时, 变速箱侧的噪声增加, 同时变速器输入轴的角加速度幅值在相同转速位置也增加。这一现象的原因之一是由于发动机激励使传动系统共振, 进而引发非承载齿轮对间敲击^[3-4]。图 2 所示为变速器处的声压信号瀑布图, 在发动机转速为 1 900 r/min 附近时, 从 500 Hz 到 5 500 Hz 均存

在较大的声压分量, 符合非承载齿轮敲击时的宽频带特征^[5]。

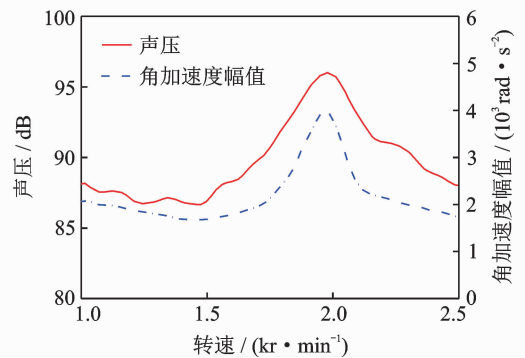


图 1 变速器侧声压及输入轴角加速度 (总值)

Fig. 1 Sound pressure and input shaft angular acceleration of transmission side (overall)

Yoon 等^[6-7]通过分析传动系统固有特性, 将 14 自由度的多对非承载齿轮副模型简化为 6 自由度的单对非承载齿轮副模型。对全油门加速工况和滑行工况下的系统阻力矩进行了详细的分析计算, 在此基础上研究了这两个工况下的齿轮敲击问题。Yoon 等^[8-9]分析了 3 种不同扭转特性的离合器在不同工况下, 其扭转减振器减振弹簧的工作区域对齿轮敲击情况的影响。Wu 等^[10]建立出含有多级减振

* 国家自然科学基金资助项目 (11472107)

收稿日期: 2018-01-11; 修回日期: 2018-03-12

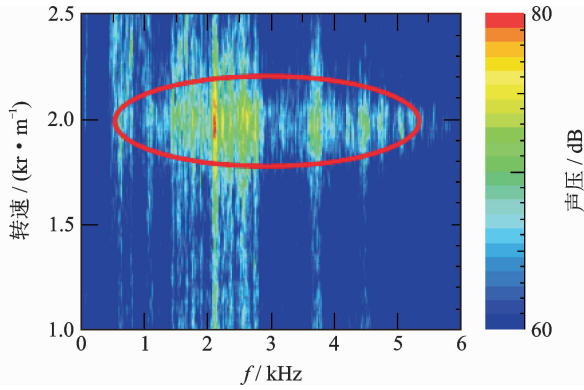


图 2 变速器侧声压瀑布图

Fig. 2 Sound pressure waterfall curve of transmission side

离合器和 5 挡手动变速器的传动系统动力学模型, 其研究表明, 将离合器扭转减振器刚度调整为 3 级时, 可以有效地衰减爬行工况下的齿轮敲齿现象。吴虎威等^[11]对某一实车齿轮敲击问题进行了研究, 结果表明, 控制齿侧间隙以及非承载齿轮转动惯量的大小可以有效衰减齿轮敲击频次以及齿轮敲击强度。刘雪莱等^[12]建立了车辆怠速工况下的 4 自由度模型, 通过调整离合器扭转减振器的 1 级刚度和 1 级刚度扭转角度, 优化了某问题车辆的怠速敲齿现象。文献[13-14]基于离合器输入、输出转速的波动, 建立出以离合器的振动衰减率最大为优化目标的 3 自由度非线性动力学优化模型, 改善了某问题车辆的加速异响现象。

上述对齿轮敲击问题的研究中, 关于加速工况下的齿轮敲击问题, 主要是利用计算分析, 试验研究较少。研究中多是通过拟合齿轮间啮合力的动态响应来表征齿轮敲击情况, 对于齿轮副啮合时相对位移的动态响应分析较少。笔者从实测的变速器噪声突变现象及声压分量宽频带特征等入手, 建立了可以表征齿轮敲击的传动系统动力学模型, 建模时考虑了啮合齿轮间动态非线性特性。利用建立的模型, 计算分析了传动系统中变速器输入轴的扭转角加速度和齿轮对的相对位移动态响应, 前者是在实

际工程测试中使用较为广泛的参考指标, 后者则能够最为直接地表现出齿轮敲击的具体情况。利用建立的模型, 研究分析模型参数对齿轮敲击问题的影响。利用计算分析结果, 对某一在 3 挡全油门加速时有齿轮敲击问题的车辆进行优化改善。对优化后的车辆进行实车测试, 该车的齿轮敲击现象得到明显改善, 验证了笔者所建立模型的正确性。

2 基于表征齿轮敲击的传动系统的动力学模型

笔者利用集中参数法建立了基于表征齿轮敲击的 6 自由度传动系统动力学模型。该模型如图 3 所示, 其中: J_1 为飞轮侧转动惯量(含发动机、飞轮、离合器主动盘及摩擦片); J_2 为从动盘毂转动惯量; J_3 为变速器输入轴等效转动惯量(输入轴及其上的主动齿轮); J_4 为变速器非承载齿轮转动惯量(输出轴上 5 档齿轮); J_5 为变速器输出轴等效转动惯量(输出轴及其上除 5 档齿轮外的被动齿轮); J_6 为主减速器、差速器、半轴及车身等效转动惯量; θ_i ($i=1, 2, \dots, 6$) 为各部分角位移; k_1 为离合器刚度; k_2 为变速器输入轴扭转刚度; k_4 为主减速器、差速器、半轴及车身等效扭转刚度; k_{g3}, k_{g5} 分别为 3 挡和 5 挡齿轮啮合刚度; c_2 为输入轴阻尼; c_4 为主减速器、差速器、半轴及车身等效阻尼; c_{g3}, c_{g5} 分别为 3 挡和 5 挡齿轮副啮合阻尼; T_{d3} 为变速器输入轴阻力矩; T_{d4} 为变速器非承载齿轮阻力矩; T_{d5} 为变速器输出轴阻力矩; T_{d6} 为车身等效阻力矩; H_c 为离合器阻尼力矩; R_{i3}, R_{i5} 分别为输入轴 3 挡和 5 挡齿轮节圆半径; R_{o3}, R_{o5} 分别为输出轴 3 挡和 5 挡齿轮节圆半径; b_{g3}, b_{g5} 分别为 3 挡和 5 挡齿轮副齿侧间隙。

选取的研究对象为 3 挡承载挡位和 5 档非承载挡位。根据牛顿第二定律, 建立动力学模型的数学矩阵方程为

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

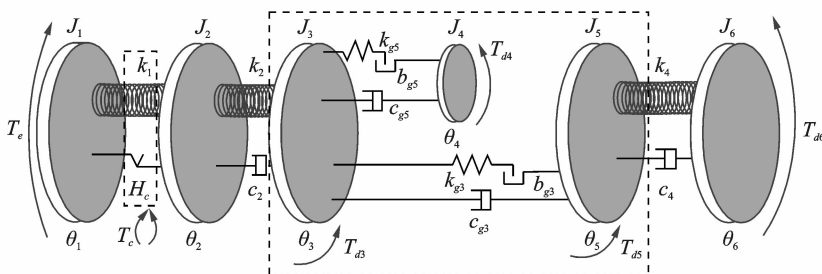


图 3 基于表征齿轮敲击的传动系统动力学模型

Fig. 3 Dynamic model of driveline based on expressing the gear rattle movement

其中： θ 为系统的角位移矩阵； J, C, K 和 T 分别为系统的惯量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵和转矩向量。

各个矢量和矩阵的定义如下

$$\begin{cases} J = \begin{bmatrix} J_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_6 \end{bmatrix} \\ K = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_2 & -k_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_2 & k_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_4 & -k_4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_4 & k_4 \end{bmatrix} \\ C = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_2 & -c_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_2 & c_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_4 & -c_4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_4 & c_4 \end{bmatrix} \\ \theta = [\theta_1 \quad \theta_2 \quad \theta_3 \quad \theta_4 \quad \theta_5 \quad \theta_6]^T \\ T = \begin{bmatrix} T_e - T_c \\ T_c \\ -T_{gi3} - T_{gi5} - T_{d3} \\ T_{go5} - T_{d4} \\ T_{go3} - T_{d5} \\ -T_{d6} \end{bmatrix} \end{cases} \quad (2)$$

其中： T_e, T_c 为发动机输入转矩、离合器传递转矩； T_{gi3}, T_{gi5} 分别为3挡齿轮输入轴上传递转矩、5挡齿轮输入轴上传递转矩； T_{go3}, T_{go5} 为3挡齿轮输出轴上传递转矩、5挡齿轮输出轴上传递转矩。

离合器传递转矩以及齿轮传递转矩均为非线性特性。其中发动机的输入转矩 T_e 的表达式^[12]为

$$T_e(t) = T_m + \sum_{i=1}^6 T_{pi} \sin(\omega_{pi} + \varphi_{pi}) \quad (4)$$

其中： T_m 为发动机输入转矩的平均值； $T_{pi}, \omega_{pi}, \varphi_{pi}$ 分别为发动机输入转矩的第 i 阶主谐量的幅值、角速度和相位。

这里考虑发动机的第2, 4, 6, 8, 10, 12阶不平衡激励, 也就是前6阶主谐量。6阶以后的主谐量较小, 可忽略不计。

离合器传递转矩 T_c 的来源一部分是由于扭转减振弹簧变形产生的恢复转矩 T_s , 另一部分是由于

阻尼垫圈摩擦产生的阻尼转矩 T_H , 利用双曲正切函数 \tanh 以及平滑因子 σ 来实现3级阻尼转矩之间的过渡^[13], 一般取 $\sigma=100$ 。

$$T_c = T_s + T_H \quad (5)$$

$$T_s = k_1(\theta_1 - \theta_2) \quad (6)$$

$$T_H = H_c \tanh(\sigma(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2)) \quad (7)$$

2.1 齿轮副传递的转矩

由于齿轮副间存在啮合间隙, 齿轮传递的转矩为非线性特性。基于齿轮副的啮合特性, 给出齿轮传递转矩的计算方法。齿轮传递的转矩由齿轮啮合力 F_g 以及齿轮节圆半径 R 决定。节圆半径已知的情况下, 只需计算得到齿轮啮合力, 而齿轮啮合力主要根据两齿轮的相对位移与齿侧间隙的关系来得到。令初始时刻齿轮副中的齿轮相对位移为零时, 齿轮运转的前后方向各有二分之一齿侧间隙, 当两齿轮的相对位移在二分之一齿侧间隙以内时, 两齿轮间没有接触, 由齿轮弹性变形所产生的转矩为零。当两齿轮相对位移越过二分之一齿侧间隙时, 开始通过齿轮弹性变形传递转矩。

结合主动齿轮和被动齿轮的传递转矩与齿轮节圆半径成正比的关系, 可得主动齿轮传递转矩 T_{gi} 和被动齿轮传递转矩 T_{go} 为

$$l_g = \theta_i R_i - \theta_o R_o \quad (8)$$

$$T_{gi} = F_g R_i = \begin{cases} c_g \dot{l}_g R_i + k_g (l_g - b/2) R_i & (l_g > b/2) \\ 0 & (-b/2 \leq l_g \leq b/2) \\ c_g \dot{l}_g R_i + k_g (l_g + b/2) R_i & (l_g < -b/2) \end{cases} \quad (9)$$

$$T_{go} = T_{gi} R_o / R_i \quad (10)$$

其中： θ_i, θ_o 分别为主动齿轮、被动齿轮的角位移； R_i, R_o 分别为主动齿轮、被动齿轮的节圆半径； c_g, k_g 分别为齿轮副啮合阻尼和刚度； b 为齿轮副的齿侧间隙； l_g 为齿轮副间相对位移, 即主动齿轮位移减去被动齿轮位移得到的差值。

2.2 变速器输入轴转速、角加速度和齿轮副齿间间隙的计算方法

笔者选取模型中变速器输入轴的角加速度幅值为衡量传动系扭转振动程度的指标, 同时选取变速器非承载齿轮副的齿间间隙动态响应来评价齿轮敲击的严重程度。设所需研究的工况转速为 r_s , 3挡和5挡传动比分别为 i_3 和 i_5 。为获取以上响应结果, 将动力学方程(1)写成微分方程的初值问题形式

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{B}\mathbf{U} \\ \mathbf{X}(0) = \mathbf{X}_0 \end{cases} \quad (11)$$

$$\begin{cases} \mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & \mathbf{I}_6 \\ -\mathbf{J}^{-1}\mathbf{K} & -\mathbf{J}^{-1}\mathbf{C} \end{bmatrix} \\ \mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & \mathbf{J}^{-1} \end{bmatrix} \\ \mathbf{U} = \begin{bmatrix} 0 \\ \mathbf{T} \end{bmatrix} \\ \mathbf{X}_0 = [0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \\ \frac{r_s \pi}{30} \quad \frac{r_s \pi}{30} \quad \frac{r_s \pi}{30} \quad -\frac{r_s \pi}{30i_5} \quad -\frac{r_s \pi}{30i_3} \quad -\frac{r_s \pi}{30i_3}]^T \end{cases} \quad (12)$$

其中: $\mathbf{X} = [\boldsymbol{\theta}^T \quad \dot{\boldsymbol{\theta}}^T]^T$ 为状态向量; \mathbf{X}_0 为模型初始向量; \mathbf{A} 为系统的状态矩阵(常数); \mathbf{B} 为系统的控制矩阵(常数); \mathbf{U} 为系统的输入向量。

根据传动系统的参数以及工况转速 r_s 的值,可以确定出当前计算步中各部件的相对扭转角以及状态方程(11)中的各个未知量,再根据 4 阶龙格-库塔数值求解方法可以对所建立的模型进行迭代计算求解。计算稳定后可以得到工况转速为 r_s 时系统各部件的角位移、角速度以及角加速度响应,也就得到了变速器输入轴转速、角加速度和齿轮副齿间间隙的响应。

3 传动系统动态响应的计算与影响因素分析

3.1 动态响应的计算结果

笔者研究 3 挡全油门加速工况下的齿轮敲击响应,此时离合器扭转减振器工作在主减振区域。从图 4 所示输入轴角加速度幅值随转速的变化曲线可以看到,变速器输入轴角加速度幅值在 1 800 r/min 时出现最大值,小于或大于 1 800 r/min 则角加速

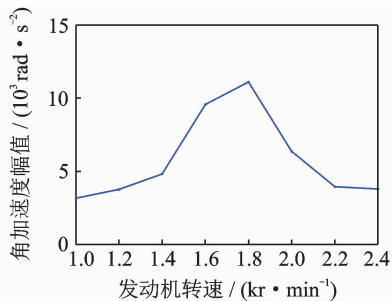


图 4 不同转速下输入轴角加速度幅值
Fig. 4 Transmission input shaft angular acceleration amplitude under different engine speeds

度幅值减小。与试验测得的故障转速 1 900 r/min 相差 100 r/min,该 5% 的误差是由于获取参数不准确等造成,在可接受范围内。

系统的仿真计算约在 8 s 后达到稳定状态,取 9~9.08 s 这段时间内系统的响应进行研究。图 5 为发动机转速为 1 800 r/min 时飞轮和变速器输入轴的转速变化曲线,变速器输入轴的转速在 1 800 r/min 上下周期波动,且其转速波动幅值明显大于飞轮转速的波动幅值。发动机转速为 1 800 r/min 时非承载齿轮对的相对位移变化如图 6 所示,相对位移不断越过 ± 0.05 mm 的齿侧间隙,非承载齿轮对间发生严重的双边敲击现象^[9]。

3.2 模型参数对变速器输入轴角加速度幅值及非承载齿轮对齿间位移的影响

传动系统中各个参数的变化会对传动系统振动特性产生影响,进而得到不同的传动系统扭转振动响应。笔者选取飞轮侧转动惯量 J_1 、离合器从动盘转动惯量 J_2 、输出轴非承载齿轮转动惯量 J_4 、离合器扭转刚度 k_1 和离合器阻尼转矩 H 。这 5 个模型参数来研究发动机转速为 1 800 r/min 时传动系统参数变化对变速器输入轴角加速度的影响(调整某一模型参数时,其他模型参数为初始值)。调整模型参数后输入轴角加速度和非承载齿轮对敲击情况的变化趋势见表 1 和表 2。

由表 1、表 2 可见,齿轮敲击强弱程度的变化规律与变速器输入轴角加速度幅值的变化规律一致。通过调整这些系统参数,可以使非承载齿轮对由严重的双边敲击衰减为较弱的单边敲击甚至无敲击。减少变速器输入轴的扭转振动角加速度有以下几种措施:

1) 增大飞轮侧转动惯量和离合器阻尼转矩,前者可以降低发动机输入转速的波动幅度,后者可以

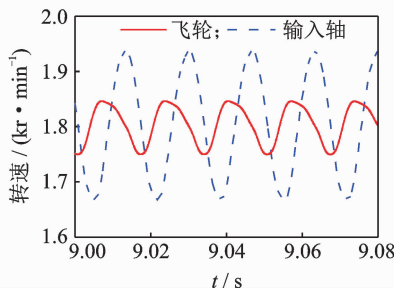


图 5 飞轮和变速器输入轴转速
Fig. 5 The speed of flywheel and transmission input shaft

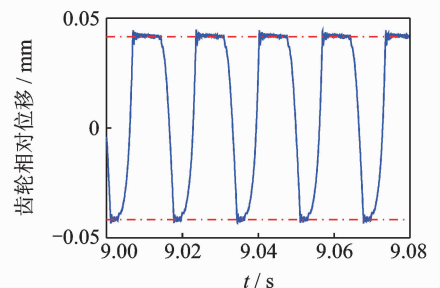


图 6 非承载齿轮对的齿轮间相对位移
Fig. 6 Relative displacement of unload gear pair

表1 调整模型参数后输入轴角加速度结果对比

Tab.1 Variation trends of transmission input shaft angular acceleration after changing the model parameters

模型参数	调整范围	输入轴角加速度 调整结果/(rad·s ⁻²)
飞轮侧转动惯量/ (kg·m ²)	0.5J ₁ ~2J ₁	单调衰减 21 995
从动盘毂转动惯量/ (kg·m ²)	0.5J ₂ ~2J ₂	先增大后减小
非承载齿轮转动惯量/ (kg·m ²)	0.5J ₄ ~2J ₄	单调增大 9 535
离合器刚度/ (N·m)·rad ⁻¹)	500~2 500	先增大后减小
离合器阻尼转矩/ (N·m)	5~25	单调衰减 8 113

表2 调整模型参数后非承载齿轮对敲击情况对比

Tab.2 Calculated results of gear rattle degree after changing the model parameters

模型参数	调整值	齿轮对敲击情况
飞轮侧转动惯量/ (kg·m ²)	0.5J ₁	双边敲击
	2J ₁	无敲击
从动盘毂转动惯量/ (kg·m ²)	0.5J ₂	单边敲击与双边敲击的临界状态
	2J ₂	单边敲击
非承载齿轮转动惯量/(kg·m ²)	0.5J ₄	单边敲击
	2J ₄	双边敲击
离合器刚度/ (N·m)·rad ⁻¹)	500	无敲击
	2 500	单边敲击与双边敲击的临界状态
离合器阻尼转矩/ (N·m)	5	双边敲击
	25	单边敲击

提供较大的阻尼比从而衰减系统的共振峰值;

2) 减小输出轴非承载齿轮转动惯量,使输出轴非承载齿轮被敲击时产生的动能减小,有利于系统稳定,同时也使非承载齿轮被敲击弹开的角度增大,导致下一次齿轮敲击的时间延后,有利于抑制齿轮敲击的频率;

3) 调节从动盘毂转动惯量和离合器刚度,改变系统固有频率以避开发动机的主谐量激励频率,从而抑制系统共振的发生。

4 变速器非承载齿轮敲击问题解决方法及验证

根据上面的分析,传动系统很多参数都可以在一定程度上抑制敲齿现象。但在实际生产中,调整变速器参数较难实现,而调整离合器和飞轮的参数

相对容易。根据上述对传动系统参数的仿真分析结果,在保证可靠传递发动机转矩的前提下,通过调整飞轮惯量、离合器扭转刚度和阻尼转矩来优化某实际车辆的齿轮敲击问题。

上述3个参数都是通过衰减传动系统扭转振动响应达到抑制齿轮敲击的目的。3挡工况下,试验测得的故障发生在1 000~2 400 r/min范围内。因此,以此范围内的变速箱输入轴加权角加速度 ψ_w 为优化目标,以飞轮惯量、离合器扭转刚度和阻尼转矩为设计变量进行优化。针对当前车辆的情况:离合器扭转刚度和受结构及发动机最大转矩的限制;同时为了在发动机工作转矩范围内有效消除振动,必须合理选取减振器装置的阻尼转矩;过大的飞轮惯量会导致发动点火困难,过小的惯量会导致发动输出扭振过大。综上所述,建立如下优化模型

$$\begin{cases} \min \psi_w(J_1, H_c, k_1) \\ \text{s. t. } J_{1\min} \leq J_1 \leq J_{1\max} \\ H_{c\min} \leq H_c \leq H_{c\max} \\ k_{1\min} \leq k_1 \leq k_{1\max} \end{cases} \quad (13)$$

其中: ψ_w 是在1 000~2 400 r/min范围内计算得出的在不同转速下的变速箱角加速度 ψ 的加权值。

$$\begin{cases} \psi_w = \sum_{i=1000}^{2400} \alpha_i \psi_i \\ \sum_{i=1000}^{2400} \alpha_i = 1 \\ \alpha_{1000} = \alpha_{1200} = \dots = \alpha_{2400} \end{cases} \quad (14)$$

笔者采用序列二次规划法(sequential quadratic programming,简称SQP算法)进行优化。基于发动机转速1 000~2 400 r/min范围内变速箱输入轴加权角加速度 ψ_w 最小进行优化,优化得到的设计变量的结果如表3所示。

表3 优化结果

Tab.3 Optimized result

参数	飞轮转动惯量/ (kg·m ²)	离合器 扭转刚度/ (N·m)·rad ⁻¹)	离合器 阻尼转矩/ (N·m)
优化前	0.125	1 700	17
优化后	0.150	800	25

优化前后的变速箱输入轴加权角加速度 ψ_w 分别为6 728和2 672 rad/s²,角加速度衰减效果明显。当发动机转速为1 800 r/min时,离合器参数优化前后变速器输入轴的转速如图7(a)所示,由图可见,优化后的输入轴转速波动明显小于优化前的输入轴的转速波动。发动机不同转速下,离合器优化前后的变速器输入轴角加速度幅值如图7(b)所示,由图可见,在1 800 r/min附近处的共振峰值在

优化后被大幅衰减。

发动机转速为 1 800 r/min 时,离合器优化前后,变速器输入轴角加速度及其幅频特性见图 7 (c~e)。优化后,发动机 2 阶分量大幅衰减,同时优化前 2 kHz~6 kHz 范围内的高频分量在优化后几乎消除。

发动机转速为 1 800 r/min 时,离合器优化前后,输出轴非承载齿轮对间相对位移见图 7(f),由图可见,非承载齿轮对之间敲击由优化前的双边敲击衰减为优化后的无敲击。

将表 3 所示优化后的飞轮和离合器进行装车,然后在相同的试验条件下进行测试,得到的离合器

优化前后变速器振动特性如图 8 所示。

图 8(a~c)为变速器输入轴的扭转角加速度、变速器壳体的 z 向振动加速度以及发动机舱变速器侧声压测试数据。优化前的变速器输入轴角加速度、z 向振动加速度以及声压值均在 1 900 r/min 左右,存在明显的凸起现象,优化后凸起现象被很好的消除。图 8(d)为优化后的声压信号瀑布图,对比优化前如图 2 所示的声压信号瀑布图,1 900 r/min 附近处的声压分量的频带明显缩小,尤其是 3 000 Hz 以上的分量被衰减效果显著。试验的结果与动力学模型计算结果一致,验证了所建立模型的正确性。

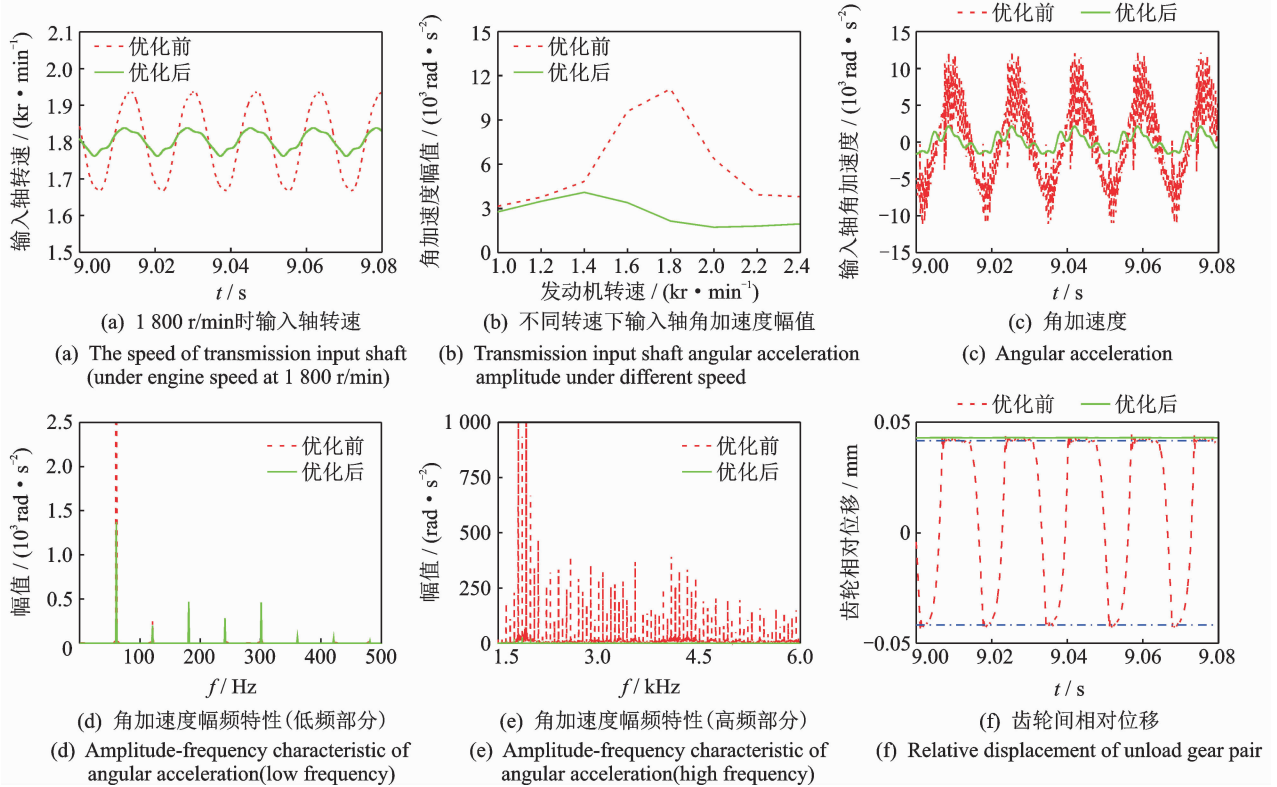


图 7 优化前后计算结果的对比(发动机转速为 1 800 r/min)

Fig. 7 Calculated result before and after optimized(under engine speed at 1 800 r/min)

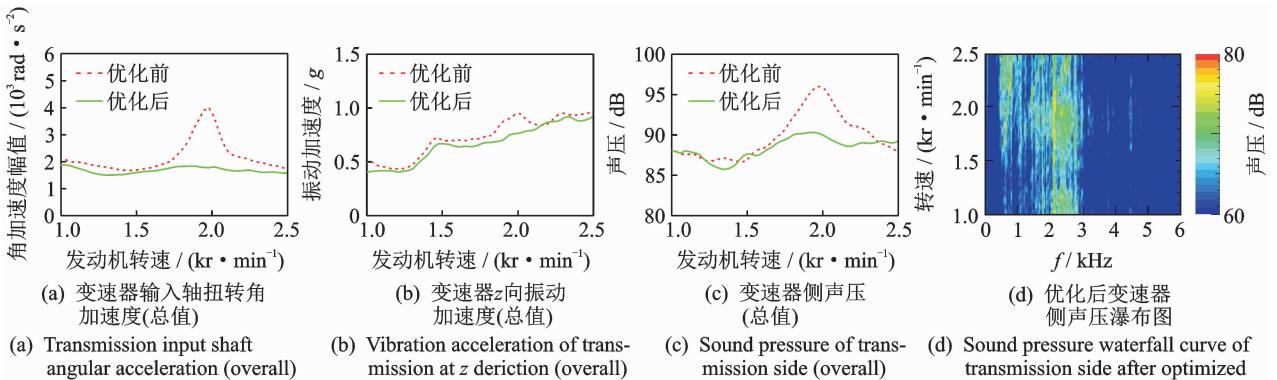


图 8 优化前后变速器处测试数据对比

Fig. 8 Measured data of transmission before and after optimized

5 结论

1) 建立了表征齿轮敲击的整车传动系统6自由度非线性动力学模型,模型中考虑了齿轮副的啮合间隙,并给出了齿轮副传递转矩的计算方法。

2) 通过改变传动系统中的参数,分析了这些参数对变速器输入轴转速波动以及变速器非承载齿轮敲击情况的影响。结果表明,增大飞轮侧转动惯量和离合器阻尼转矩,减小输出轴非承载齿轮转动惯量,向远离发动机主谐波激励频率的方向调节从动盘转动惯量和离合器刚度均能衰减输入轴角加速度幅值。非承载齿轮副的啮合情况也随着输入轴角加速度的衰减,而由双边敲击减轻为单边敲击与双边敲击的临界状态、单边敲击和无敲击。

3) 根据参数分析的结果,利用序列二次规划法对某车辆的飞轮转动惯量、离合器刚度和离合器阻尼转矩进行了优化。对比改进前后的实车测试结果,优化后的车辆明显消除了变速器输入轴的扭转角加速度、振动加速度以及声压值在1 900 r/min处的峰值现象。车辆改进前声压测试结果的宽频带现象也得到显著改善,3 000 Hz以上的高频声压分量被大幅衰减。

参 考 文 献

- [1] Tuma J. Gearbox noise and vibration prediction and control[J]. International Journal of Acoustics and Vibration, 2009, 14(2):99-108.
- [2] Couderc P, Callenaere J. Vehicle driveline dynamic behaviour: experimentation and simulation[J]. Journal of Sound and Vibration, 1998, 218(1):133-157.
- [3] Crowther A R, Halse C, Zhang Zhiwei. Nonlinear responses in loaded driveline rattle[C]// SAE Technical Paper Series. [S.l.]:SAE,2009.
- [4] Crowther A R, Zhang Nong. Torsional finite elements and nonlinear numerical modelling in vehicle powertrain dynamics[J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 284(3/5):825-849.
- [5] Jadhav S M. Powertrain NVH analysis including clutch and gear dynamics[C]// SAE Technical Paper Series. [S.l.]:SAE,2014.
- [6] Yoon J Y, Kim B. Gear rattle analysis of a torsional system with multi-staged clutch damper in a manual transmission under the wide open throttle condition [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2016, 30(3):1003-1019.
- [7] Yoon J Y, Kim B. Analysis of vibro-impacts in a torsional system under both wide open throttle and coast

conditions with focus on the multi-staged clutch damper[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2015, 29(12):5167-5181.

- [8] Yoon J Y, Singh R. Effect of the multi-staged clutch damper characteristics on the transmission gear rattle under two engine conditions [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers ,Part D: Journal of Automobile Engineering, 2013, 227(9):1273-1294.
- [9] Yoon J Y, Lee I. Nonlinear analysis of vibro-impacts for unloaded gear pairs with various excitations and system parameters[J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 2014, 136(3):031010.
- [10] Wu Huawei, Wu Guangqiang. Driveline torsional analysis and clutch damper optimization for reducing gear rattle [J]. Shock and Vibration, 2016, 2016(11):1-24.
- [11] 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):136-145.
Wu Huawei, Wu Guangqiang. Modelling of manual transmission gear rattle phenomenon and its impact factors[J]. Journal of Tongji University: Natural Science, 2016, 44(1):136-145. (in Chinese)
- [12] 刘雪莱, 上官文斌, 侯秋丰, 等. 基于解决变速箱怠速敲齿的摩擦离合器传动系统的建模与分析方法[J]. 机械工程学报, 2017, 53(4):85-96.
Liu Xuelai, Shangguan Wenbin, Hou Qiufeng, et al. Modeling and analysis method of automotive driveline transmission system for reducing gear rattle[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(4):85-96. (in Chinese)
- [13] 上官文斌, 郑若元, 孙涛, 等. 基于解决汽车加速异响的离合器减振特性的建模及优化[J]. 振动与冲击, 2015, 34(19):115-119.
Shangguan Wenbin, Zheng Ruoyuan, Sun Tao, et al. Optimization of clutch vibration isolation performance based on trouble shooting for reducing abnormal noise during vehicle accelerating [J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(19):115-119. (in Chinese)
- [14] Liu Xuelai, Shangguan Wenbin, Jing Xingjian, et al. Vibration isolation analysis of clutches based on trouble shooting of vehicle accelerating noise[J]. Journal of Sound and Vibration, 2016, 382:84-99.



第一作者简介:万里翔,男,1965年2月生,副教授、硕士生导师。主要研究方向为汽车设计理论与方法、汽车振动、噪声分析与控制。曾发表《离合器压盘热变形与应力分析方法及其应用》(《汽车工程》2016年第11期)等论文。
E-mail: wanlx@home.swjtu.edu.cn