

# 车辆悬架中高频振动传递分析与橡胶衬套刚度优化<sup>\*</sup>

陈无畏 李欣冉 陈晓新 王磊

(合肥工业大学机械与汽车工程学院, 合肥 230009)

**【摘要】** 利用 ADAMS 与 NASTRAN 软件建立了某微型轿车整车刚柔耦合动力学模型。通过 ADAMS/Vibration 模块建立虚拟激振台,分析悬架在路面中高频段激励下的振动响应与传递特性。从提高悬架隔振性能的角度出发,分析了底盘/悬架系统中副车架、扭转梁和橡胶衬套对整车振动的影响。采用 ADAMS 中的 DOE 技术对悬架系统中几个主要连接衬套的刚度进行灵敏度分析,在 ADAMS/Insight 中对衬套刚度进行优化,通过改变衬套刚度提高整车振动性能。仿真结果显示,地板处的垂向加速度均方根值在整个研究频率范围内由  $477.9 \text{ mm/s}^2$  降至  $454.2 \text{ mm/s}^2$ ,降低了 5%。

**关键词:** 车辆 悬架 中高频激励 振动传递特性 橡胶衬套 优化

**中图分类号:** U461.4; U463.33 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2011)10-0025-05

## Middle-high Frequency Vibration Transfer Analysis of Vehicle Suspension and Optimization of Rubber Bushings

Chen Wuwei Li Xinran Chen Xiaoxin Wang Lei

(School of Mechanical and Automobile Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

### Abstract

Based on ADAMS and NASTRAN, a rigid-flexible coupling dynamic full vehicle model was established. A virtual test rig was also built up by using ADAMS/Vibration to analyze the vibration responses and transfer characteristics of the suspension system motivated by middle-high frequency road excitations. To improve the vibration isolation capability of the suspension system, the effects of the subframe, twist beam and rubber bushings of the chassis/suspension system with the vehicle vibration was analyzed. Finally, through adopting the ADAMS/Insight DOE technology, the researchers proposed the sensitivity analyses of several key rubber bushing stiffness, and the optimization of the bushing in the environment of ADAMS/Insight. By changing the bushing stiffness, the vibration performance of the vehicle was improved. Simulation results indicated that the vertical acceleration root mean square (RMS) decreased from  $477.9 \text{ mm/s}^2$  to  $454.2 \text{ mm/s}^2$ , by 5% in the whole research frequency spectrum.

**Key words** Vehicle, Suspension, Middle-high frequency excitation, Vibration transfer characteristics, Rubber bushings, Optimization

### 引言

悬架是汽车底盘系统的主要组成部分,作为路面激励通过轮胎传递到车身的过渡环节,能缓冲和吸收来自路面的振动,对整车的噪声、振动与舒适度(NVH)等性能有很大影响。文献[1~2]主要是利

用多体动力学的方法,在 ADAMS 中建立整车多刚体动力学模型,实现了虚拟样车在软件三维路面上的行驶,并且对汽车的平顺性进行仿真与分析。在此基础上,对前、后悬架的弹簧刚度和减振器阻尼等主要参数进行优化匹配,取得了不少成果。

路面不平度和动力总成是汽车 NVH 的主要激

收稿日期: 2010-10-21 修回日期: 2011-05-25

\* 国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2006AA110101)和国家自然科学基金资助项目(51075112)

作者简介: 陈无畏,教授,博士生导师,主要从事车辆振动与噪声控制、车辆控制技术研究, E-mail: cww@mail.hf.ah.cn

励源。对于路面激励,按其频率范围可分为两部分:低频下的振动激励,激励频率在 20 Hz 以下,是车辆平顺性研究主要关心的频率范围;中高频路面激励,激励频率大于 20 Hz,主要用于研究路面激励产生的车身高频振动和车内噪声<sup>[3-4]</sup>。针对以平顺性为主要评价指标的悬架刚度、阻尼的优化匹配,主要是改善车辆在较低频率下的乘坐舒适性。将分析范围扩展到中高频段,研究车辆中高频段的振动传递特性,对整车的 NVH 设计具有重要意义。

本文以某微型轿车为研究对象,从控制路面中高频激励传递的角度出发,通过建立整车虚拟样机模型和激振台,分析悬架系统对中高频振动传递的影响。针对橡胶衬套的柔性连接作用和作为汽车设计后期少数几个可以修改的设计参数<sup>[5]</sup>,对悬架系统中几个主要橡胶衬套的刚度进行灵敏度分析,对其中影响较大的衬套刚度进行优化匹配,为改善汽车 NVH 性能提供理论指导。

## 1 整车刚柔耦合动力学模型建立

### 1.1 副车架和扭转梁模态分析与柔化

所研究的某微型轿车前悬架为麦弗逊式独立悬架,后悬架为扭转梁式半独立悬架。随着柔体系统动力学的发展,基于刚柔耦合动力学分析的理论与方法日益成熟<sup>[6-7]</sup>,本文在建立整车虚拟样机模型

表 1 副车架和扭转梁的模态频率

Tab.1 Normal mode frequencies of subframe and twist beam

模态阶次	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
副车架	22.7	68.2	96.7	122	144	175	208	220	285	297	306	331	357	387
扭转梁	25.7	117	129	241	259	285	288	291	379	489	491	507	516	548

### 1.2 整车虚拟样机模型建立

整车坐标系定义为:前轴中心线与汽车纵平面交点为原点, $X$ 轴平行于地面指向车辆前进方向的反向, $Y$ 轴平行于地面指向驾驶员右侧,根据右手法则, $Z$ 轴垂直于地面指向上方。

根据微型轿车的整车几何参数、质量参数和力学参数等,通过适当地简化,利用 ADAMS/Car 模块将整车划分成前悬架、后悬架、车身、转向、制动、车轮和动力总成等子系统,最后通过通讯器将各子系统组装成整车刚柔耦合模型,如图 2 所示。

## 2 路面中高频激励确定

研究路面中高频激励对车辆的作用时,路面激励以强迫位移的形式施加在轮胎与地面的接触点<sup>[3]</sup>。路面激励的位移幅值可由路面的时间功率谱密度函数计算得到。路面的时间功率谱密度函数为

时,结合工程实际,充分考虑了悬架结构中副车架与扭转梁的弹性与低阶固有模态对悬架系统振动传递的影响,在进行动力学建模时将其作为柔性体。利用有限元软件建立副车架及扭转梁的有限元模型,利用 NASTRAN 软件的求解器 SOL103 对其进行模态分析,得到 MNF 模态中性文件,导入 ADAMS 中生成柔性体。图 1 为副车架及扭转梁有限元模型。

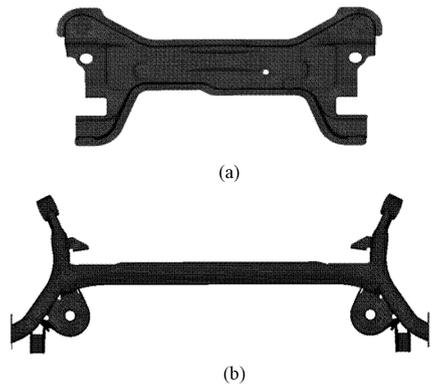


图 1 副车架和扭转梁有限元模型

Fig.1 FE models of subframe and twist beam

(a) 副车架 (b) 扭转梁

副车架与扭转梁作为底盘/悬架系统的主要结构件,前两阶的固有振动主要是扭转和弯曲,其动频率分别为 22.7 Hz、68.2 Hz 和 25.7 Hz、117 Hz,如表 1 所示。该频率范围与整车低阶固有频率分离,但对路面中高频激励的影响必须考虑。

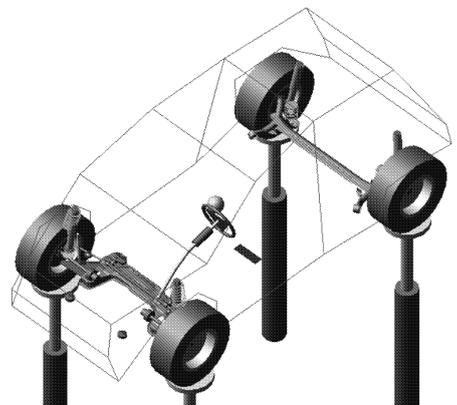


图 2 整车刚柔耦合模型

Fig.2 Rigid-flexible coupling model of full vehicle

$$G_q(f) = G_q(n_0) n_0^2 \frac{u}{f^2} \quad (1)$$

式中  $G_q(n_0)$ ——路面不平度系数, B 级路面时  $G_q(n_0) = 6.4 \times 10^{-5} \text{ m}^3$

$n_0$ ——参考空间频率,  $n_0 = 0.1 \text{ m}^{-1}$   
 $u$ ——车速,  $\text{m/s}$      $f$ ——激励频率,  $\text{Hz}$

因此,路面激励位移均方根值为<sup>[8]</sup>

$$\Delta_{\text{rms}} = \sqrt{\int_{0.89f}^{1.12f} G_q(f) df} \quad (2)$$

图 3 为汽车以 60 km/h 行驶时,通过计算得到的中高频段的激励位移幅值图,将以正弦扫频的形式施加在轮胎与激振台的接触点处。

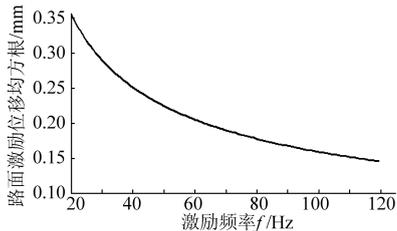


图 3 路面激励位移均方根曲线

Fig. 3 RMS curve of road surface excitation displacement

### 3 悬架中高频振动传递特性分析

#### 3.1 悬架振动传递分析

在实际行驶中,汽车系统是一个多输入多输出系统,将路面激励传递过程简化为:从车轮传来的路面激励作为子系统 A 的输入,子系统 A 与子系统 B 有多处柔性连接,子系统 A 的输出作为子系统 B 的输入,最终子系统 B 输出的响应就是车身内部的振动与结构噪声,如图 4 所示<sup>[9]</sup>。

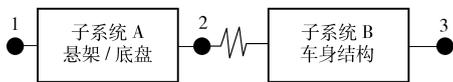


图 4 路面激励传递路径示意图

Fig. 4 Transfer path diagram of road excitation

以中高频段激励引起的车身座椅地板的加速度为最终响应。子系统 A 的输出表示为

$$\begin{cases} Y_{A1} = H_{11} X_{A1} + H_{12} X_{A2} \\ Y_{A2} = H_{21} X_{A1} + H_{22} X_{A2} \end{cases} \quad (3)$$

式中  $Y_{A1}$ 、 $Y_{A2}$ 、 $X_{A1}$ 、 $X_{A2}$ ——系统 A 的连接点 1 和 2 的输出和输入

$H_{11}$ 、 $H_{12}$ 、 $H_{21}$ 、 $H_{22}$ ——系统 A 的传递函数矩阵  
 假设柔性连接的刚度为  $K$ ,则连接处的频率响应函数可表示为  $-\omega^2/K$ 。由此,系统 B 在各连接点的响应可表示为

$$\begin{cases} Y_{B2} = [(-\omega^2/K) G_{22}] X_{B2} \\ Y_{B3} = G_{32} X_{B3} \end{cases} \quad (4)$$

式中  $G_{22}$ 、 $G_{32}$ ——系统 B 的传递函数矩阵  
 在连接点 2,可以得到

$$\begin{cases} Y_{A2} = Y_{B2} \\ X_{A2} + X_{B2} = 0 \end{cases} \quad (5)$$

最终,可以得到输出点 3 的响应为

$$Y_3 = G_{32} [H_{22} + (-\omega^2/K) G_{22}]^{-1} H_{21} X_1 \quad (6)$$

悬架系统与车身结构的连接点主要包括前、后悬架减振器上端连接点,前悬架控制臂与副车架前、后连接点,后悬架扭转梁与车身连接点,后悬架弹簧、减振器与车身连接点,如图 5 所示。

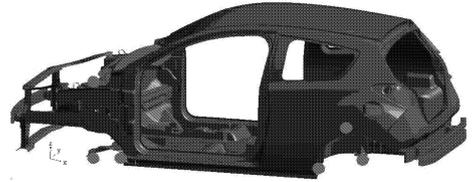


图 5 悬架系统与车身结构连接点示意图

Fig. 5 Link points diagram between suspension and body structure

假设各连接点之间为线性关系,相关系数为 1,则整个系统的传递函数可写成

$$H(f) = \sum H_{Aj}(f) H_{Bj}(f) \quad (7)$$

式中  $H_{Aj}(f)$ 、 $H_{Bj}(f)$ ——各连接点传递的子系统 A 和 B 的传递函数矩阵

因此,整个系统在测试点的响应可表示为

$$Y(f) = H(f) X(f) \quad (8)$$

式中  $Y(f)$ ——加速度响应

$X(f)$ ——输入激励

#### 3.2 计算结果分析

由于各连接点的力矩难以获得<sup>[4]</sup>,所以只考虑 3 个方向的力。从表 2 可以看出,对于车身结构的输入,在整车坐标系下, $X$  方向的力主要由后悬架扭转梁与车身连接点输入, $Y$  方向的力主要由前悬架各连接点输入, $Z$  方向力主要由前悬架减振器、后悬架弹簧与车身连接点输入。

表 2 连接点传递力的均方根值

Tab. 2 RMS of transferred forces of different link nodes

连接点位置	$X$ 向	$Y$ 向	$Z$ 向
前悬架减振器与车身连接点	38.1	966.3	4 332.2
控制臂与副车架前连接点	35.8	868.7	260.2
控制臂与副车架后连接点	23.7	254.5	18
后悬架减振器与车身连接点	3.9	6.4	336.7
后悬架扭转梁与车身连接点	157.9	165.6	6.1
后悬弹簧与车身连接点	55.8	6.5	2 860.2

图 6 描述了座椅下方地板处垂直方向加速度的频率响应,施加激励时,以指数方式递增,曲线在较高频段存在 3 个峰值。

#### 3.3 悬架弹性阻尼元件对振动传递的影响

在路面中高频激励范围内的振动传递,前、后悬

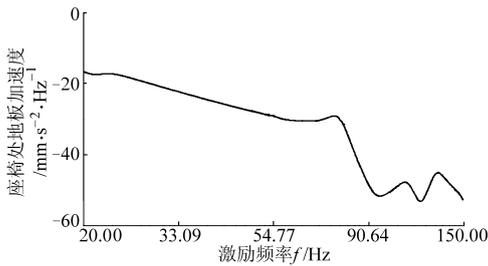


图6 座椅处地板加速度响应

Fig. 6 Acceleration response of floor below chair

架的弹簧刚度和减振器阻尼变化对系统响应的影响比较小。图7~8分别描述了前悬架弹簧刚度与减振器阻尼对响应的影响。

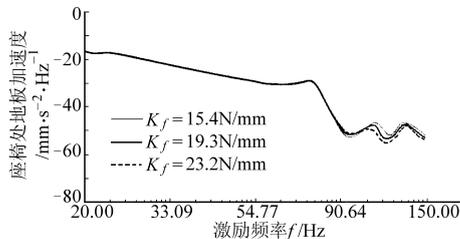


图7 不同弹簧刚度下座椅处地板加速度的响应

Fig. 7 Acceleration response of floor below chair according to different spring stiffness

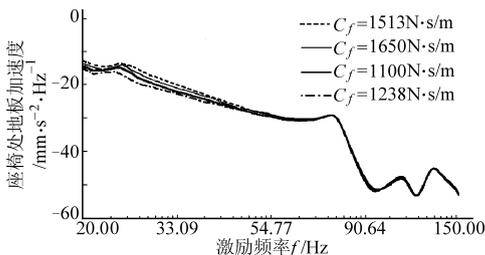


图8 不同阻尼下座椅处地板加速度响应

Fig. 8 Acceleration response of floor below chair according to different damping coefficients

图9描述了使用橡胶衬套作为柔性连接和不使用衬套连接两种情况下,系统响应的对比。从图中可以看出,使用衬套连接时,系统在整个研究频率范围内的响应均较不使用时要小,特别是在较高的频率段,作用更加明显。说明衬套对控制中高频振动传递、改善车辆NVH特性中起到了重要作用。因此有必要对橡胶衬套的刚度进行匹配和优化。

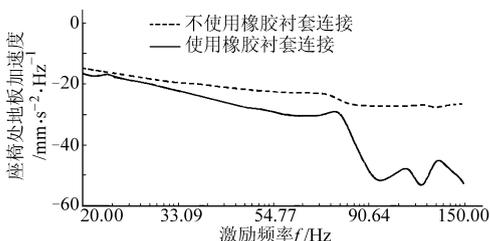


图9 橡胶衬套连接对系统响应的影响

Fig. 9 Response comparison with/without rubber bushings

## 4 橡胶衬套刚度优化分析

### 4.1 橡胶衬套刚度灵敏度分析

在汽车开发设计的后期,大部分设计参数已被冻结,而橡胶衬套则保留较大的调整空间<sup>[5]</sup>。悬架系统中使用橡胶衬套连接有助于控制中高频振动传递,但各处衬套以及衬套不同方向的弹性特性对振动传递影响显然不同。通过灵敏度分析,可以找出对振动影响最大的参数,为系统参数优化指明方向。

本文选取悬架与车身各主要连接点橡胶衬套作为研究对象,包括:前、后悬架减振器上端与车身连接衬套,控制臂与副车架连接前后衬套,后悬架与车身连接衬套。

由于各衬套扭转刚度对系统响应的影响整体较小,因此只考虑各衬套3个方向的平动刚度。

分析时以能体现车辆总的振动情况的座椅地板处垂向加速度均方根值为目标,即

$$y = \text{RMS}(a_z) \quad (9)$$

式中  $a_z$ ——座椅地板处垂向加速度

由表3可以看出,对目标影响较大的参数为:前减振器上端衬套X向和Z向刚度,控制臂后衬套Y向刚度,扭转梁与车身连接衬套Y向、Z向刚度。

表3 衬套刚度灵敏度

Tab. 3 Sensitivity of stiffness of rubber bushings %

连接衬套位置	X向	Y向	Z向
前减振器与车身连接衬套	0.08	2.58	1.58
控制臂前连接衬套	-0.09	0.17	-0.22
控制臂后连接衬套	-0.58	1.51	-0.33
后减振器与车身连接衬套	-0.73	-0.35	-0.74
扭转梁与车身连接衬套	-0.26	-3.64	-1.96

### 4.2 优化结果及分析

ADAMS/Insight模块的试验设计技术,即DOE (design of experiment)技术,主要是通过合理设计试验方案,有效控制试验干扰,在试验域内选择最有效的试验点,用一系列的试验取得关于研究对象的尽可能充分的信息,然后通过试验得到系统的响应值,并利用数学统计分析的方法,对相应的试验数据进行分析 and 评价,求出达到最优响应值时的试验因子的最佳匹配。

在橡胶衬套刚度灵敏度分析的基础上,对结果影响较大的衬套刚度进行匹配优化,直接利用ADAMS的DOE技术,采用响应曲面法(RSM)作为试验方法,选择D\_Optimal为试验设计方式创建设计矩阵,以车身座椅地板处垂直方向的加速度均方根值为试验目标,试验因子选择对目标影响最大的

5 个因子。

在总共进行了 128 次仿真试验后,采用二次模型拟合试验因子和目标之间的关系,得到最终的回归模型,并对该模型进行优化,可得到优化后的结果,如表 4 所示。

表 4 衬套刚度优化结果

Tab. 4 Optimized stiffness of rubber bushings

	N/mm				
	前减振器与车身 连接衬套		控制臂后 连接衬套	扭转梁与车身 连接衬套	
	X 向	Z 向	Y 向	Y 向	Z 向
优化前	2 440	1 160	646	1 600	350
优化后	1 952	974	517	1 712	343

将优化后的结果代入模型中进行仿真,分析衬套刚度变化对车辆振动的影响。

由图 10 可以看出在中高频段,衬套刚度优化后座椅地板处的垂向加速度功率谱比优化前有所下降。加速度均方根值在整个研究频率范围内由  $477.9 \text{ mm/s}^2$  降至  $454.2 \text{ mm/s}^2$ ,降低了 5%。

## 5 结论

(1) 利用 CAE 方法,建立某微型轿车的整车虚拟样机,充分利用 ADAMS 软件中的 Vibration 模块,分析了悬架系统不同部件对路面中高频段激励的振

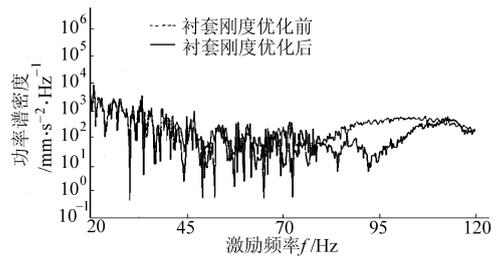


图 10 衬套刚度优化前、后加速度功率谱对比

Fig. 10 Acceleration PSD comparison

before and after optimization

动传递特性。

(2) 从提高悬架隔振性能的角度出发,分析了底盘/悬架系统中副车架、扭转梁和橡胶衬套对整车振动的影响。根据上文的仿真结果对比可以看出,悬架系统中弹簧刚度与减振器阻尼参数在中高频段所起的隔振作用并不明显,而起柔性连接作用的橡胶衬套则影响较大。

(3) 悬架系统的橡胶衬套,在汽车设计时有较大的灵活性。针对橡胶衬套刚度对整车振动的影响进行灵敏度分析,在灵敏度分析的基础上,对影响较大的衬套的刚度进行了优化。结果显示,地板处的垂向加速度均方根值在整个研究频率范围内由  $477.9 \text{ mm/s}^2$  降至  $454.2 \text{ mm/s}^2$ ,降低了 5%,验证了衬套刚度的合理选取有助于提高悬架系统中高频振动传递性能。

## 参 考 文 献

- 1 王国权,许先锋,王蕾,等. 汽车平顺性的虚拟样机试验[J]. 农业机械学报,2003,34(3):26~28.  
Wang Guoquan, Xu Xianfeng, Wang Lei, et al. Virtual vehicle ride comfort test on vehicle [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2003, 34(3):26~28. (in Chinese)
- 2 隗寒冰,邓楚南,何文波. 基于 ADAMS 软件的汽车平顺性仿真分析[J]. 机械设计与制造,2006(7):75~76.  
Kui Hanbing, Deng Chunan, He Wenbo. Simulation of the vehicle comfort based on the ADAMS [J]. Machinery Design & Manufacture, 2006(7):75~76. (in Chinese)
- 3 Ji-Un Lee, Jin-Kwan Suh, Seung-Kab Jeong. Development of input loads for road noise analysis [C]. SAE Paper 2003-01-1608, 2003.
- 4 Joonhyung Park, Perry G U. A new experimental methodology to estimate chassis force transmissibility and applications to road NVH improvement [C]. SAE Paper 2003-01-1711, 2003.
- 5 Yang Xiaobo, Sudhakar Medepalli. Sensitivities of suspension bushings on vehicle impact harshness performances [C]. SAE Paper 2005-01-0827, 2005.
- 6 刘锦阳,洪嘉振. 柔性体的刚-柔耦合动力学分析[J]. 固体力学学报,2002,23(2):159~166.  
Liu Jinyang, Hong Jiazhen. Rigid-flexible coupling dynamics analysis of flexible body [J]. Acta Mechanica Solida Sinica, 2002, 23(2):159~166. (in Chinese)
- 7 张立军,张宇,赵亮. 基于悬架刚柔耦合模型的汽车平顺性[J]. 农业机械学报,2008,39(8):28~32.  
Zhang Lijun, Zhang Yu, Zhao Liang. Ride comfort based on the rigid-flexible coupling model of suspension [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008,39(8):28~32. (in Chinese)
- 8 彭辉,靳晓雄,叶武平. 悬架系统对轿车车内噪声的影响预测[J]. 汽车工程,2000,22(1):42~47.  
Peng Hui, Jin Xiaoxiong, Ye Wuping. Prediction of automotive interior noise incurred by suspension system [J]. Automotive Engineering, 2000, 22(1):42~47. (in Chinese)
- 9 Myung-Gyu Kim, Jae-Sung Jo, Jeong-Hyun Sohn, et al. Reduction of road noise by the investigation of contributions of vehicle components [C]. SAE Paper 2003-01-1718, 2003.