

基于刚柔耦合模型的悬架 NVH 性能研究

李欣冉 陈无畏 陈晓新

合肥工业大学,合肥,230009

摘要:使用有限元软件分析了橡胶衬套对悬架 NVH 性能的影响。柔化其他悬架部件,建立了多体动力学刚柔耦合模型。通过试验设计(DOE)分析了橡胶衬套刚度对悬架 NVH 性能的灵敏度并进行了优化。通过对比优化前后仿真结果,可以看出悬架中高频 NVH 性能得到了改善。将模型仿真与道路模拟机测试结果进行对比,验证了模型的准确性。

关键词:悬架系统 NVH;刚柔耦合模型;DOE 优化;橡胶衬套;有限元法

中图分类号:U467.493

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2014.07.023

Research on Vehicle Suspension NVH Performance Based on Flexible-rigid Coupling Model

Li Xinran Chen Wuwei Chen Xiaoxin

Hefei University of Technology, Hefei, 230009

Abstract: The suspension NVH performances under different road excitations were researched herein, and the work conditions could be divided into two types, the road random and pulse excitations. According to the road geometrical shape, the road pulse excitations could be divided into two kinds, the triangular convex block and sine pothole excitations (with brake). Rubber bushings have great effects on the suspension NVH performance. The bushing properties were analyzed, and some other suspension parts were flexibilized by one FEM software. The vehicle flexible-rigid coupling models were established herein. By the method of DOE, the sensitivities of the suspension bushing stiffness in different directions towards the vehicle sprung mass vertical acceleration response were analyzed. Then, some rather sensitive parameters were selected for optimization, and by comparing the simulation results of those models before and after optimization, it can be seen that the suspension NVH performance is improved in the middle and higher frequency band. Finally, the simulation results of the flexible-rigid coupling models were compared with the road excitation machine for verifying the correctness of the simulation models.

Key words: suspension; noise, vibration, harshness (NVH); flexible-rigid coupling model; design of experiments (DOE) optimization; rubber bushing; finite element method (FEM)

0 引言

悬架系统作为汽车底盘的重要组成部分,将路面激励传递到车身,起到缓冲和吸收来自路面振动冲击的作用,因此它对汽车的 NVH 性能影响很大。文献[1]研究了汽车悬架系统中橡胶衬套对整车 NVH 性能的影响,在 ADAMS 软件中建立多体动力学模型,参照正交回归方程理论优

化橡胶衬套参数,改善悬架 NVH 性能。该研究的不足之处在于没有相应的试验测试对照,并且工况较为单一。文献[2]研究了轮胎充气压力对悬架组合刚度的影响,讨论了轮胎径向刚度和充气压力之间的关系,同时建立了轮胎径向刚度和悬架刚度的数学关系。该研究的不足之处在于没有建立整车模型,分析影响 NVH 性能的关键参数在路面激励作用下的响应情况,且推导出的悬架刚度数学公式比较简单,没有考虑构件之间的相互影响。文献[3]采用有限元方法,建立了刚弹耦合的汽车驾驶室空腔模型,通过改变弹簧刚度、

收稿日期:2012-01-19 修回日期:2014-01-20

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

[6] Tu D C T, Kyoung K A. Nonlinear PID Control to Improve the Control Performance of Axes Pneumatic Artificial Muscle Manipulator Using Neural Network[J]. Mechatronics, 2006, 16(9): 577-587.

[7] 吴根茂,邱秀敏,王庆丰,等.新编实用电液比例技术[M].杭州:浙江大学出版社,2006.

[8] Kovacic Z, Bogdan S. 模糊控制器控制理论与应用[M].胡玉玲,张立权,刘艳军,等,译.北京:机械工

业出版社,2010.

(编辑 何成根)

作者简介:赵贻一,男,1957年生。燕山大学机械工程学院教授、博士研究生导师。主要研究方向为新型液压系统开发和机电设备控制。出版专著9部,发表论文200余篇。程斐,男,1983年生。燕山大学机械工程学院博士研究生。郭锐,男,1980年生。燕山大学机械工程学院讲师、博士。戴建军,男,1983年生。江苏海鹏特种车辆有限公司工程师。

阻尼等参数来研究悬架系统减少振动激励传递方面的作用。该研究的不足之处在于有限元建模较为繁琐,不恰当的结构简化和单元选择可能导致仿真结果不准确,同时缺乏有效的试验验证,忽视了悬架衬套对 NVH 性能的影响。

对于路面激励条件下悬架对整车振动响应影响的研究,根据激励源频率的不同,可以分为低频、中频、高频三个区间。目前对于 20 Hz 以下的路面激励问题研究较多^[4-5],而对于路面中高频激励引起的 NVH 问题研究较少,本文主要分析中高频范围内的悬架 NVH 性能。路面激励通过悬架系统传递至车身,引起车身的振动(主要为垂直方向上的振动),通过车身板壁的振动,传递能量进入车厢,从而影响汽车的 NVH 性能。因此可以将整车簧载质量垂向加速度作为影响 NVH 性能的一个重要指标,尽量减小其数值。悬架橡胶衬套广泛应用于悬架系统,不仅可以消除由于设计加工等因素导致的运动干涉,还可以起到缓冲、防尘等作用。与调整其他悬架构件相比,衬套的调节自由度较大,可以合理地选择参数,比如几何尺寸、连接点位置、物理特性等。本文针对汽车悬架在随机和脉冲路面激励下的 NVH 性能开展研究。

1 路面激励下的汽车动力学模型的建立

1.1 动力学模型示意图

图 1 为四自由度的汽车半车模型示意图。在此模型中,悬架系统的总簧上质量、绕质心的俯仰转动惯量、前后簧上质量、前后簧下质量、质心处耦合质量分别用 m_s 、 I_s 、 m_{fs} 、 m_{rs} 、 m_{fu} 、 m_{ru} 、 m_c 表示,前后悬架弹簧和阻尼器分别用刚度为 k_{fs} 、 k_{rs} 的线性弹簧和阻尼系数为 c_{fs} 、 c_{rs} 的线性阻尼器表示,而前后轮胎的弹性和阻尼分别用 k_{ft} 、 k_{rt} 和 c_{ft} 、 c_{rt} 来表示,路面不平度激励为 z_{froad} 、 z_{rroad} , l_1 、 l_2 、 l 分别表示前后轴到汽车簧载质量距离和总轴距, z_{fu} 、 z_{ru} 、 z_s 、 θ_s 分别表示汽车前后簧下质量、簧载质量垂向位移、俯仰角度, a 、 z 分别表示汽车刹车

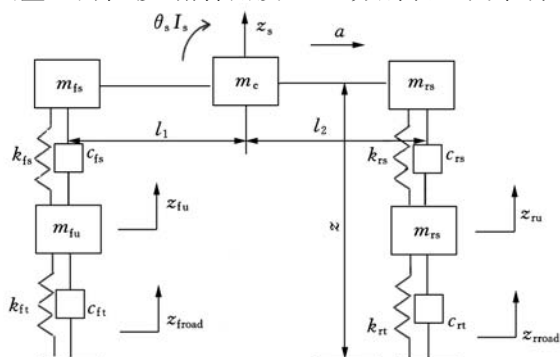


图 1 半车模型

减速度和簧载质量质心到路面的垂直距离。

1.2 不同激励工况模型参数

参照中国国家标准 GB/T4970-1996《汽车平顺性随机输入行驶试验方法》,随机路面选用 B 级路面,车速分别为 30、60、80 km/h,并且参考文献[6]采用滤波白噪声方法构建:

$$\dot{z}_{road}(t) = -2\pi f_0 z_{road}(t) + 2\pi \sqrt{G_0 u} \omega(t) \quad t \geq 0 \quad (1)$$

式中, $z_{road}(t)$ 为路面位移激励; G_0 为路面不平度系数; $\omega(t)$ 为均值为零的高斯白噪声; f_0 为下截止频率; u 为汽车速度。

三角形凸块脉冲激励示意图见图 2, 国标规定的凸块尺寸为 $L = 400$ mm, $h = 60$ mm, $H = 3$ m。当汽车速度为 30 km/h 时,有

$$z_{road}(t) = \begin{cases} 2.499t & t \leq 0.024 \text{ s} \\ 0.06 - 2.499(t - 0.024) & 0.024 \text{ s} < t \leq 0.048 \text{ s} \end{cases} \quad (2)$$

由于轴距的作用,前后车轮所受激励之间存在时滞 t_1 。

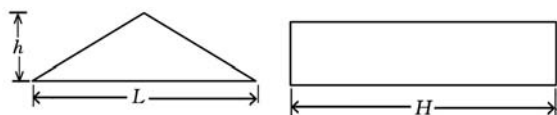


图 2 三角形凸块脉冲激励示意图

当汽车受到正弦凹坑脉冲激励时,驾驶员开始刹车。汽车初始车速为 30 km/h 时,有

$$z_{road}(t) = -0.08 \sin(32.695 25t - 19.2325t^2) \quad t \geq 0 \quad (3)$$

由于轴距的作用,前后车轮所受激励之间存在时滞 t_0 。

不同工况下的整车参数和路面激励如表 1 所示。

2 橡胶衬套特性参数分析

2.1 橡胶衬套材料特性理论分析

悬架橡胶衬套作为减弱振动和噪声传递的弹性元件,主要作用是缓冲和吸收能量,改善汽车 NVH 性能。橡胶具有非线性的几何和材料特性,其性质较为复杂。这里采用 Mooney-Rivlin 理论分析其特性^[7]。

2.2 橡胶衬套材料特性有限元分析

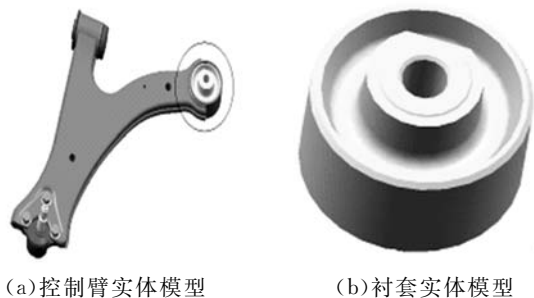
由于橡胶材料的不可压缩性,弹性模量 E 与剪切模量 G 具有如下关系: $E = 3G$ 。根据汽车厂商提供的参数, $E = 5.54$ MPa。本文利用 MSC. Nastran 强大的非线性求解能力,对橡胶衬套刚度进行有限元分析。

表 1 整车参数和路面激励

m_s (kg)	1200
正弦凹坑脉冲激励 I_s (kg · m ²)	1561
随机激励和三角形凸块脉冲激励 I_s (kg · m ²)	1637
正弦凹坑脉冲激励 m_{fs} (kg)	867
正弦凹坑脉冲激励 m_{rs} (kg)	333
随机激励和三角形凸块脉冲激励 m_{fs} (kg)	636
随机激励和三角形凸块脉冲激励 m_{rs} (kg)	564
m_{fu} (kg)	80
m_{ru} (kg)	80
m_c (kg)	0
k_{fs} (N/m)	38 000
k_{rs} (N/m)	34 000
c_{fs} (N · s/m)	2380
c_{rs} (N · s/m)	2380
k_{ft} (N/m)	436 000
k_{rt} (N/m)	436 000
c_{ft} (N · s/m)	400
c_{rt} (N · s/m)	400
正弦凹坑脉冲激励 z_{froad}	式(3)
正弦凹坑脉冲激励 z_{rroad}	$-0.08\sin(32.69525(t-0.28)-19.2325(t-0.28)^2) \quad t \geq 0.28s$
随机路面激励 z_{froad}	$\dot{z}_{froad}(t) = -2\pi f_0 z_{froad}(t) + 2\pi \sqrt{G_0 u w}(t) \quad t \geq 0$
随机路面激励 z_{rroad}	$\dot{z}_{rroad}(t) = -2\pi f_0 z_{rroad}(t) + 2\pi \sqrt{G_0 u w}(t) \quad t \geq 0.29s$
三角形凸块脉冲激励 z_{froad}	式(2)
三角形凸块脉冲激励 z_{rroad}	$z_{rroad}(t) = 2.499t \quad t \leq 0.053s$ $z_{rroad}(t) = 0.06 - 2.499(t - 0.024) \quad 0.053s < t \leq 0.077s$
l_1 (m)	1.1
l_2 (m)	1.24
l (m)	2.34
a (m/s ²)	4.9
z (m)	0.9
t_0 (s)	0.28
t_1 (s)	0.29
G_0 (m ³ /r)	64×10^{-6}
f_0 (Hz)	0.011
u (km/h)	30
L (mm)	400
h (mm)	60
H (m)	3

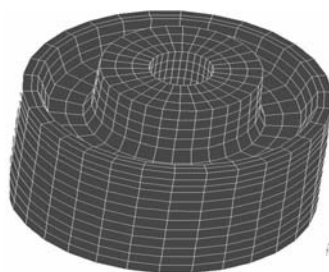


图 3 橡胶衬套结构示意图



(a)控制臂实体模型

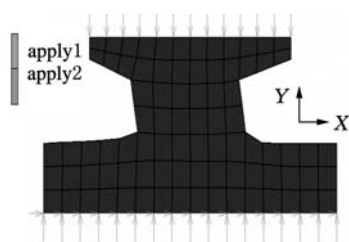
(b)衬套实体模型



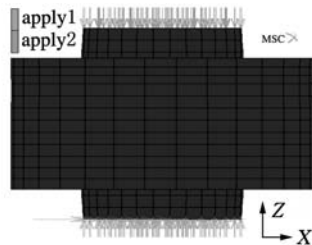
(c)衬套有限元模型

图 4 橡胶衬套分析模型

有限元模型采用六面体单元划分,分别计算其轴向刚度和径向刚度,加载方式如图 5 所示。



(a)径向加载



(b)轴向加载

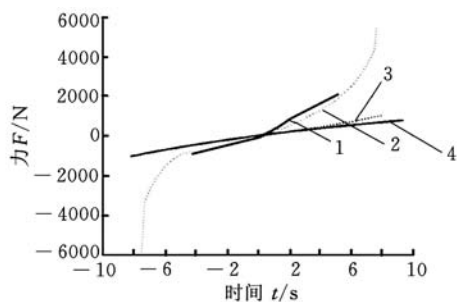
图 5 加载模型

悬架系统中所采用的橡胶衬套主要类型如图 3 所示。此种橡胶衬套主要由中间橡胶体和刚性金属套筒组成。

本文主要研究橡胶衬套的 3 个平动刚度特性,选择前悬架系统副车架与下摆臂连接处橡胶衬套进行分析,衬套如图 4 所示。

径向加载时将模型等效为轴对称模型,进行非线性求解后,可以得到该衬套刚度特性如图 6 所示。

从图 6 可以看出,在较小变形的情况下,对于



1. Y 方向试验曲线 2. Y 方向仿真曲线
3. Z 方向仿真曲线 4. Z 方向试验曲线

图 6 仿真与试验结果对比

橡胶衬套的轴向刚度和径向刚度,有限元分析的结果与企业提供的试验数据基本相符,验证了有限元模型的准确性。

3 橡胶衬套对悬架 NVH 性能的影响及优化

3.1 刚柔耦合模型的建立

传统动力学建模没有考虑构件的变形失效,因而不符合真实工况,随着多柔体动力学理论不断发展,基于刚柔耦合分析的理论与方法日益成熟^[8],一些研究分析了在路面激励下悬架某些部件可能发生的变形^[9]。对悬架的 NVH 性能研究而言,20~120 Hz 的中高频段是受关注的频段。大多数悬架构件的固有频率在这个范围内,在中高频激励下易发生柔性变形,因而有必要在 ADAMS 中建立刚柔耦合模型。利用 MSC. Nastran 对悬架下摆臂、衬套、副车架等构件进行模态分析,生成 MNF 模态中性文件,导入 ADAMS 中生成刚柔耦合模型,如图 7 所示。

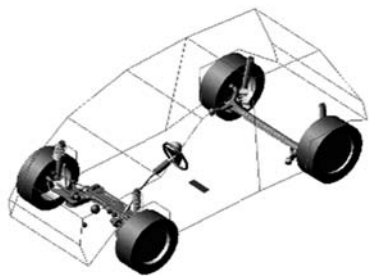


图 7 ADAMS 整车刚柔耦合模型

3.2 橡胶衬套参数对整车响应的影响及其优化分析

在悬架开发设计的后期,大部分设计参数已被冻结,而橡胶衬套却保留了较大的调整空间^[10]。经试验分析可知,使用衬套时,汽车簧载质量垂向加速度在研究频率范围内比不使用衬套时普遍偏小,且频率越高越明显。因而有必要对衬套的参数进行优化分析。

由于橡胶各向异性,衬套不同方向刚度对

NVH 性能影响不一样。当工况为随机路面激励时,优化分析以汽车簧载质量垂向加速度均方根值为目标:

$$y = x_{RMS}(a_z) \quad (4)$$

式中, a_z 为簧载质量垂向加速度; x_{RMS} 为求均方根函数。

通过灵敏度分析,可以找出对振动影响较大的参数,为其参数具体优化指明方向。经过 128 次仿真后,得到悬架系统橡胶衬套刚度灵敏度如表 2 所示。

表 2 橡胶衬套各个方向刚度灵敏度

衬套	X	Y	Z
前悬架下摆臂前衬套	-0.09	0.16	-0.23
前悬架下摆臂后衬套	-0.57	1.52	-0.33
后悬架扭转梁与车身连接衬套	-0.27	-3.65	-1.95
前减振器与车身连接衬套	0.08	2.57	1.59
后减振器与车身连接衬套	-0.74	-0.35	-0.74

在 ADAMS 软件中利用 Insight 插件,采用 DOE(design of experiment)技术,通过合理地设计试验方案,在灵敏度分析的基础上,匹配优化对结果影响较大的衬套刚度。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,试验因子即为上述选定对目标影响较大的参数。优化后的橡胶衬套刚度如表 3 所示。

表 3 优化前后橡胶衬套各个方向刚度 N/mm

	前减振器和车身连接衬套 Y 方向	前减振器和车身连接衬套 Z 方向	前悬架下摆臂后衬套 Y 方向	后悬架扭转梁与车身连接衬套 Y 方向	后悬架扭转梁与车身连接衬套 Z 方向
优化前	2340	1260	670	1526	367
优化后	1889	1024	507	1709	341

表 4 所示为选取的车速为 30、60、80 km/h 的 B 级随机路面激励参数,橡胶衬套刚度经过优化后,汽车簧载质量质心处的垂向加速度均方值功率谱密度比优化前明显减小,整个研究频率范围内依次降低了 4.5%、7%、6%,表明优化有效。

表 4 衬套刚度优化前后 B 级随机路面激励下的簧载质量垂向加速度功率谱密度

车速 (km/h)	优化前垂向加速度均方根(m/s ²)	优化后垂向加速度均方根(m/s ²)	均方根变化率
30	0.542	0.518	4.5%
60	0.638	0.593	7%
80	0.791	0.742	6%

当路面工况为三角形凸块和正弦形凹坑脉冲激励时,优化分析以汽车簧载质量峰值垂向加速度为目标。表 5 所示为选取的车速为 30、60、80 km/h 的三角形凸台路面激励参数,通过对比

优化前后的垂向加速度发现,橡胶衬套刚度经过优化后,汽车簧载质量质心处的垂向加速度比优化前明显减小,整个研究频率范围内垂向加速度峰值减小 5%、6%、5%,优化有效。表 6 所示为选取的车速为 30、60、80 km/h 的正弦形凹坑路面激励参数,通过对比优化前后的垂向加速度,橡胶衬套刚度经过优化后,汽车簧载质量质心处的垂向加速度比优化前明显减小,整个研究频率范围内减小 6.5%、5.5%、10%,优化有效。

表 5 衬套刚度优化前后三角形凸台路面激励下的簧载质量垂向加速度

车速 (km/h)	优化前垂向加速度峰值 (m/s ²)	优化后垂向加速度峰值 (m/s ²)	峰值变化率
30	5.49	5.21	5%
60	6.83	6.42	6%
80	8.11	7.73	5%

表 6 衬套刚度优化前后正弦形凹坑路面激励下的簧载质量垂向加速度

车速 (km/h)	优化前垂向加速度峰值 (m/s ²)	优化后垂向加速度峰值 (m/s ²)	峰值变化率
30	7.84	7.33	6.5%
60	10.13	9.58	5.5%
80	13.42	11.97	10%

4 实车道路模拟机测试

选择仿真模型参照的同型车进行道路模拟试验。测试仪器包含美国 MTS 公司生产的四通道道路模拟机,动态信号分析系统 DSPSV5.0,加速度传感器,轮速和车速传感器,电荷放大器,装有数据分析处理软件 LPC2292 的笔记本电脑,示波器等。试验台布局如图 8。不同工况下道路试验测试结果如图 9~图 11 所示。3 种工况下的汽车簧载加速度分别如表 7~表 9 所示。对比表 7~表 9 可以看出,在不同的工况条件下,仿真结果与试验测试结果数据差别不大,因此可以验证 ADAMS 刚柔耦合模型的准确性。



图 8 道路模拟机测试

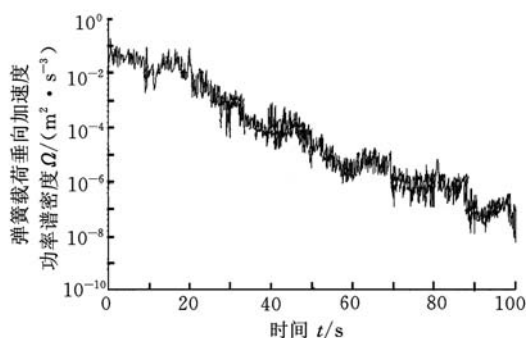


图 9 转速为 60 km/h 时 B 级随机路面激励下的汽车簧载质量质心处垂向加速度功率谱密度

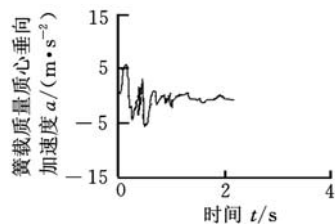


图 10 转速为 30 km/h 时三角形凸块脉冲激励下的汽车簧载质量质心处垂向加速度

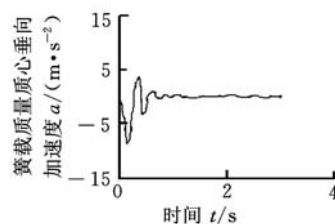


图 11 转速为 30 km/h 时正弦形凹坑脉冲激励下的汽车簧载质量质心处垂向加速度

表 7 B 级随机路面激励下的汽车簧载质量质心处垂向加速度功率谱密度

车速 (km/h)	仿真垂向加速度均方根 (m/s ²)	试验测试垂向加速度均方根 (m/s ²)	均方根变化率
30	0.542	0.568	4%
60	0.638	0.657	3%
80	0.791	0.812	2%

表 8 三角形凸块脉冲激励下的汽车簧载质量质心处垂向加速度

车速 (km/h)	仿真加速度峰值 (m/s ²)	试验测试垂向加速度峰值 (m/s ²)	峰值变化率
30	5.49	5.60	5%
60	6.83	6.97	2%
80	8.11	8.33	2%

表 9 正弦形凹坑脉冲激励下的汽车簧载质量质心处垂向加速度

车速 (km/h)	仿真垂向加速度峰值 (m/s ²)	试验测试垂向加速度峰值 (m/s ²)	峰值变化率
30	7.84	7.99	2%
60	9.56	9.85	3%
80	13.42	10.68	2%

5 结论

(1)利用有限元软件 MSC. Nastran 对橡胶衬套刚度进行有限元分析。通过将有限元分析的结果与企业提供的试验数据进行对比,可以看出在较小变形的情况下两者较为接近,证明了有限元模型的准确性。

(2)分析橡胶衬套刚度对汽车簧载质量质心处垂向加速度响应影响的灵敏度,选择影响较大的衬套的刚度进行了优化。通过比较不同工况条件下衬套优化前后结果,可以看出在 60 km/h B 级随机路面激励时,簧载质量质心处垂向加速度均方根在整个研究频率范围内由 0.638 m/s^2 减小至 0.593 m/s^2 ,减小了 7%;在 30 km/h 三角形凸块和正弦形凹坑脉冲激励时,簧载质量质心处垂向加速度峰值在整个研究时域内分别由 0.549 m/s^2 减小至 0.521 m/s^2 及由 0.784 m/s^2 减小至 0.733 m/s^2 ,分别减小了 5%和 6.5%。上述结果验证了衬套刚度的合理选取有助于提高悬架 NVH 性能。

(3)选择仿真模型参照的同型车进行道路模拟试验,使用四通道路面模拟机。对比试验测试与上述仿真曲线,可以看出在 60 km/h B 级随机路面激励和 30 km/h 三角形凸块和正弦形凹坑脉冲激励工况条件下,簧载质量质心处垂向加速度响应的仿真和试验数据分别相差 3%、2%和 2%。由此可以验证 ADAMS 刚柔耦合模型的准确性,其仿真曲线具有可信度。

参考文献:

[1] 赵振东,雷雨成. 悬架橡胶元件对汽车 NVH 性能影响的分析方法[J]. 橡胶工业,2008,55(8):490-493.
Zhao Zhendong, Lei Yucheng. Analysis Method of Suspension Rubber Parts on Vehicle NVH Performance[J]. Rubber Industry,2008,55(8):490-493.

[2] 熊建强,黄菊花,廖群. 轮胎气压对汽车振动噪声的影响[J]. 振动与噪声控制,2011(3):65-68.
Xiong Jianqiang, Huang Juhua, Liao Qun. Study on Tire Pressure Affecting Noise and Vibration of Vehicle[J]. Noise and Vibration Control,2011(3):65-68.

[3] 丁渭平. 车内低频噪声与悬架特性参数的定量关系[J]. 噪声与振动控制,2006(5):70-73.
Ding Weiping. Quantitative Relationship between Low Frequency Interior Noise and Suspension Characteristic Parameters of a Vehicle[J]. Noise and Vibration Control,2006(5):70-73.

[4] 郑锋. 基于虚拟样机技术的载重卡车平顺性分析[J]. 汽车实用技术,2011(4):9-11.
Zheng Feng. Ride Analysis of Load Truck Based on Virtual Prototype Technology[J]. Vehicle Technology,2011(4):9-11.

[5] 衣丰艳,邱绪云,樊伟. 八自由度轿车平顺性动力学仿真与试验研究[J]. 机械设计与研究,2011,27(4):107-111.
Yi Fengyan, Qiu Xuyun, Fan Wei. Dynamical Simulation and Test Research on Eight Degrees of Freedom Vehicle Ride Performance[J]. Machine Design and Research,2011,27(4):107-111.

[6] 陈杰平,陈无畏,祝辉,等. 基于 Matlab/Simulink 的随机路面建模与不平度仿真[J]. 农业机械学报,2010,41(3):11-15.
Chen Jieping, Chen Wuwei, Zhu Hui, et al. Modeling and Simulation on Stochastic Road Surface Irregularity Based on Matlab/Simulink[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010,41(3):11-15.

[7] 石少亮,吴伟蔚,黄虎,等. 车用橡胶衬套的有限元非线性分析[J]. 机械设计与制造,2011,23(9):30-32.
Shi Shaoliang, Wu Weiwei, Huang Hu, et al. Finite Element Analysis of Nonlinearity for Rubber Bushing Used in Vehicle[J]. Machinery Design & Manufacture,2011,23(9):30-32.

[8] 喻凡,林逸. 汽车系统动力学[M]. 北京:机械工业出版社,2005.

[9] 吴光强,李运超,盛云. 后悬架多轴疲劳寿命预测[J]. 同济大学学报(自然科学版),2010,38(6):880-885.
Wu Guangqiang, Li Yunchao, Sheng Yun. Multiaxial Fatigue Life Prediction of Rear Suspension [J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2010,38(6):880-885.

[10] 刘新田,石少亮,黄虎. 减振器下衬套刚度对后多连杆独立悬架性能影响分析[J]. 机械设计与制造,2010(10):99-100.
Liu Xintian, Shi Shaoliang, Huang Hu. Influence of the Bushing Stiffness of the Damper on the Multi-link Independent Suspension Performance[J]. Machine Design & Manufacture,2010(10):99-100.

(编辑 王艳丽)

作者简介:李欣冉,男,1986年生。合肥工业大学机械与汽车工程学院博士。主要研究方向为车辆动力学、多学科优化等。
陈无畏,男,1951年生。合肥工业大学机械与汽车工程学院教授、博士研究生导师。
陈晓新,男,1984年生。合肥工业大学机械与汽车工程学院硕士。