

文章编号: 1002-0268 (2010) 01-0138-06

# 汽车动态舒适性的 CAE 分析技术及应用

常放<sup>1</sup>, 吕振华<sup>1</sup>, 张群<sup>2</sup>

(1. 清华大学 汽车安全与节能国家重点实验室, 北京 100084;  
2. 天津一汽夏利汽车股份有限公司产品开发中心, 天津 300190)

**摘要:** 基于某新型轿车的整车多体系统动力学仿真分析模型, 按照有关标准和规范, 建立了相应的数字化路面, 分别进行了脉冲路面输入和随机路面输入下汽车动态舒适性虚拟试验, 通过对仿真计算结果与试验结果比较, 分析探讨了汽车动态舒适性仿真分析精度的一些主要影响因素。进一步采用正交试验优化设计方法以轿车为例分析了动力总成悬置隔振元件刚度对轿车怠速工况动态舒适性的影响, 进行了汽车动态舒适性的优化分析。总结并探讨了系统的基于 CAE 分析技术的汽车动态舒适性仿真分析与应用方法。

**关键词:** 汽车工程; 汽车动态舒适性; CAE 分析; 多体系统动力学; 虚拟试验; 优化

**中图分类号:** U416

**文献标识码:** A

## CAE Analysis Techniques of Automotive Ride Comfort and Application

CHANG Fang<sup>1</sup>, LU Zhenhua<sup>1</sup>, ZHANG Qun<sup>2</sup>

(1. State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Tsinghua University, Beijing 100084, China;  
2. Tianjin FAW Xiali Automobile Co., Ltd., Tianjin 300190, China)

**Abstract:** Based on the automotive rigid-flexible multi-body system dynamic simulation models, the corresponding virtual road surfaces were built and the virtual experiments of automotive ride comfort were carried out under conditions pulse road and random road input respectively according to corresponding experiment standards. Some key factors affecting the computation accuracy were studied and checked by comparing the results of the experiment and simulation. The optimization of automotive ride comfort was tried using method of orthogonal experiment design optimization, which was applied to investigate car idle speed state comfort affected by powerplant suspension rubber stiffness. The simulation and application methods of automotive ride comfort of the system based on CAE analysis technology were discussed and summarized.

**Key words:** automobile engineering; automotive ride comfort; CAE analysis; multi-body system dynamics; virtual experiment; optimization

## 0 前言

基于多体动力学方法, 通过建立整车仿真分析模型, 采用虚拟实验技术, 可研究汽车系统部件对操纵稳定性和动态舒适性等整车动力学特性的综合影响并进行系统优化设计, 在国外已有大量的应用<sup>[1-6]</sup>, 在国内也有较多的尝试。本文基于建立的汽车多体动力学仿真分析模型, 根据汽车行驶平顺性试验标准, 进

行了某新型轿车典型工况下的动态舒适性虚拟试验和分析评价。通过仿真结果与试验结果的对比, 分析了汽车动态舒适性仿真分析精度的影响因素, 进行了汽车动态舒适性优化分析, 探讨了应用虚拟试验技术进行汽车系统动力学特性设计的分析评价方法。

## 1 汽车动态舒适性仿真分析

汽车的动态舒适性要求是, 汽车在行驶过程中产

生的振动和冲击环境对乘员舒适性的影响要保持在一定界限内<sup>[7]</sup>。针对实际汽车原型, 将某新型轿车分解为多个子系统分别建模并将各子系统模型按照约束关系进行装配建立轿车的整车多体动力学模型, 如图 1 所示, 整个模型包括 72 个刚体, 1 个柔性体 (扭梁式后悬架柔性体模型), 共计 92 个自由度。

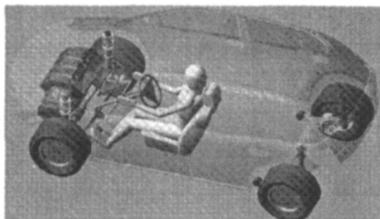


图 1 轿车整车刚-柔混合多体系统动力学模型

Fig. 1 Car rigid-flexible multi-body system dynamics model

### 1.1 影响汽车动态舒适性的部分子系统模型

座椅的弹性、阻尼特性可以有效地降低传递到人体的振动响应, 提高乘坐舒适性。将座椅按实车装配状态固定, 在座椅椅面上施加垂直载荷, 测量加、卸载时的载荷和椅面的变形量, 得到座椅载荷-变形迟滞曲线, 如图 2 所示, 由此计算出座椅椅面的垂向刚度为 35 465.6 (N/m), 阻尼比容为 0.223 6, 损耗因子 0.035 6。采用非线性插值函数建立人体-座椅系统动力学模型, 如图 3 所示。

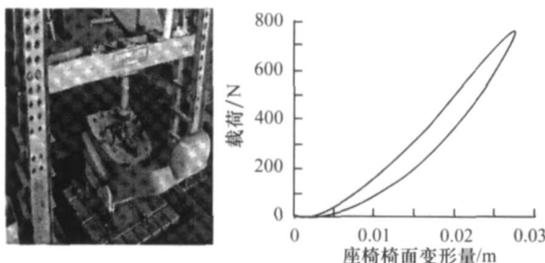


图 2 座椅弹性特性试验和结果

Fig. 2 Seat performances experiment and result

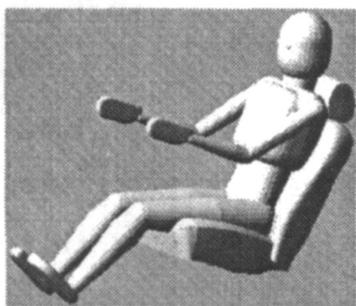


图 3 驾驶员-座椅多体系统动力学模型

Fig. 3 Driver-seat multi-body system dynamics model

轮胎作为汽车与地面之间的力学耦合元件, 其力

学特性的精确描述是整车性能仿真分析结果精度的最重要保证。轿车轮胎型号为 175/65R14, 通过轮胎模态试验测得轿车轮胎的第 1 阶、第 2 阶和第 4 阶模态频率分别为 65.2、68.6、86.4 Hz 等, 如图 4 所示, 然后按照输入格式要求构建 FTire 轮胎模型。基于建立的 FTire 轮胎动力学模型, 对轮胎垂直静刚度、扭转刚度和纵向刚度等分别进行仿真计算, 仿真分析与测试结果吻合, 如图 5 所示<sup>[8]</sup>, 因此所建立的轮胎模型可用于整车动态舒适性仿真分析。

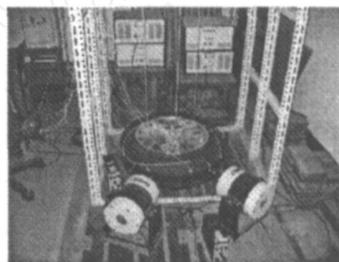


图 4 轮胎模态频率测试试验

Fig. 4 Tire modal frequencies experiment

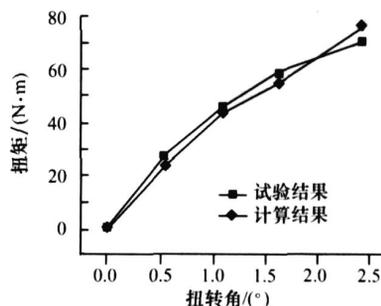


图 5 FTire 轮胎模型胎压 210 kPa 的扭转刚度仿真计算结果与试验结果对比

Fig. 5 Simulation and test results of torsion stiffness of the FTire model under 210 Kpa pressure

### 1.2 地面脉冲输入的汽车动态舒适性虚拟试验

基于所建立的轿车多体系统动力学仿真分析模型, 依据《GB 5902-86 汽车平顺性脉冲输入行驶试验方法》中的规定进行虚拟试验, 采用三角形的单凸块 (如图 6 所示) 作为地面脉冲输入, 从汽车以某一车速前后轮依次驶过单凸块时的冲击对乘员影响的角度, 以乘员的最大加速度响应与车速的关系来评价汽

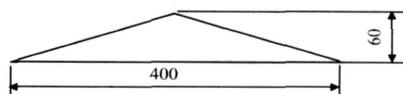


图 6 三角形凸块尺寸 (单位: mm)

Fig. 6 Dimensions of triangular cross-section obstacle (unit: mm)

车的行驶平顺性<sup>[9]</sup>。其中轿车以 40 km/h 的速度行驶时驾驶员质心垂向加速度响应如图 7 所示。

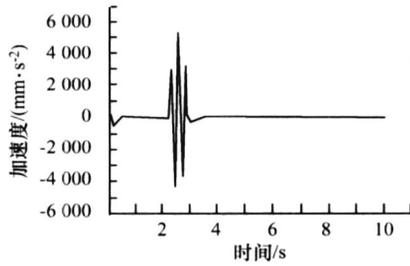


图 7 脉冲输入下轿车驾驶员质心垂向加速度响应  
Fig. 7 Vertical acceleration response of car driver's center of gravity to pulse input

在单凸块脉冲路面输入下进行轿车不同车速的虚拟试验，驾驶员质心、座椅下地板位置最大加速度响应与车速的关系分别如图 8、图 9 所示。人体-座椅单自由度系统固有频率接近 3.5 Hz，此频率附近座椅对车身地板的振动输入有一定放大作用。由于轿车轴距为 2 425 mm，车速为 10 km/h 时，路面激励引起的驾驶员座椅地板加速度为连续的两个脉冲信号，如图 10

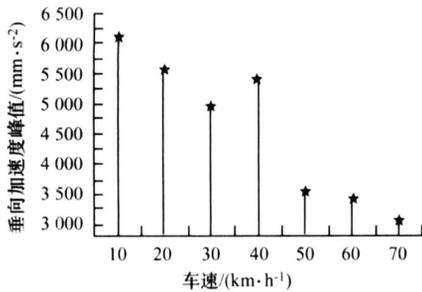


图 8 在不同车速下轿车受到地面脉冲输入时驾驶员质心加速度峰值

Fig. 8 Maximum acceleration variation response of car driver's center of gravity to pulse input at different car velocities

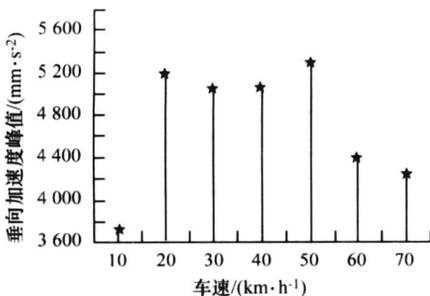


图 9 在不同车速下轿车受到地面脉冲输入时座椅底部地板加速度峰值相对车速变化

Fig. 9 Maximum acceleration variation response of car seat ground to pulse input at different car velocities

所示，其功率谱密度如图 11 所示，峰值频率在 2 Hz 附近，处于车身固有频率和人体-座椅系统固有频率之间，座椅对路面激励和地板的振动输入有放大作用。随着车速超过 40 km/h，输入信号的功率谱密度峰值频率大于 3.5 Hz，向高频段偏移，高速行驶时驾驶员座椅对从地板传递到人体的振动衰减作用更明显。

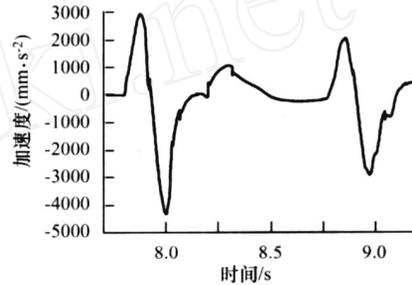


图 10 轿车座椅底部地板加速度响应

Fig. 10 Acceleration response of car seat ground

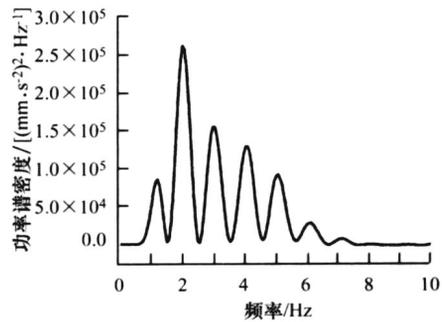


图 11 轿车座椅底部地板加速度功率谱密度

Fig. 11 Acceleration power spectra of car seat ground

### 1.3 地面随机输入的汽车动态舒适性虚拟试验

基于所建立的轿车多体动力学分析模型依据《GB/T 4970-1996 汽车平顺性随机输入行驶试验方法》的要求<sup>[10]</sup>，对汽车以多种车速分别通过不同等级随机路面的工况进行虚拟试验，如图 12 所示，其中以 50 km/h 的速度通过 B 级随机路面时，驾驶员质心加速度响应及其自功率谱密度如图 13 所示。



图 12 轿车随机路面激励输入虚拟试验

Fig. 12 Car virtual experiment under random excitation

基于所建立的轿车多体动力学仿真分析模型进行虚拟试验，轿车以 60 km/h 的速度通过 B 级随机路面

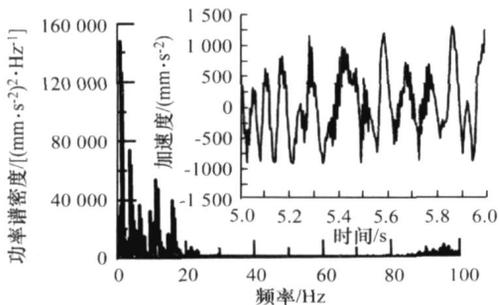


图 13 B 级路面轿车驾驶员质心加速度响应和功率谱密度

Fig. 13 Acceleration response and power spectra of car driver's center of gravity under B grade road excitation

时, 驾驶员质心垂向加速度的  $1/3$  倍频程均方根值与国标《人体全身振动暴露的舒适性降低界限和评价准则》的人体舒适性降低界限对比结果如图 14 所示(自下到上折线所对应的暴露持续时间分别为 24、16、8、4、2.5、1 h 和 25、16、1 min)。图中 ‘ \* ’ 表示仿真计算结果, 由图可见, 在 2、5、6.3 Hz 和 12.5 Hz 频率附近, 驾驶员暴露持续时间较低, 而大部分频率范围内, 轿车动态舒适性较好。

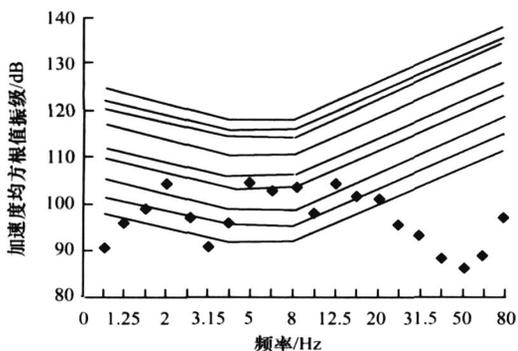


图 14 轿车驾驶员加速度界限-舒适性降低界限对比  
Fig. 14 Comparison of car driver acceleration limitation with ride comfort limitation

采用驾驶员振动加速度加权均方根值作为评价指标, 汽车行驶平顺性以评价指标与车速的关系曲线来评价<sup>[10]</sup>。轿车通过 B 级路面时的仿真计算结果如图 15 所示。

## 2 试验验证与误差影响因素分析

### 2.1 轿车动态舒适性试验验证与评价

轿车在沥青路上进行实车行驶试验, 其路面等级符合 GB7031-86 规定的 A 级路面。试验车速为 40、50、60、70、80 km/h。通过加速度传感器测量驾驶员臀部 X、Y、Z 方向的振动, 驾驶员 Z 向振动加速度

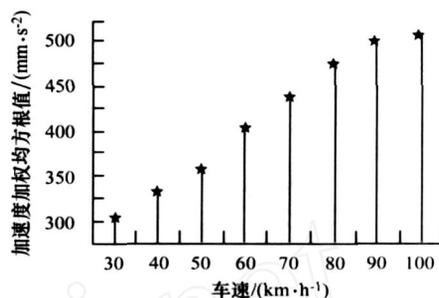


图 15 在不同车速下轿车受到 B 级随机路面输入时驾驶员加速度均方根值相对车速变化

Fig. 15 Acceleration root-mean-square value variation response of car driver to B grade road excitation under different car velocity

等效均值仿真分析结果与虚拟试验结果, 如图 16(a) 所示, 吻合得较好, 而 X 向和 Y 向误差略大, 因为 Z 向振动响应是主要分量, 因此 3 个方向总加权加速度等效均值仿真分析结果与虚拟试验结果吻合得也较好, 如图 16(b) 所示。轿车的随机路面输入虚拟试验结果表明, 在 B 级路面行驶时整车舒适性较高, 可以在较高的车速下行驶。在 C 级路面车速低于 60 km/h 行驶时动态舒适性仍然较好; 随着车速增加, 舒适性恶化; 车速超过 80 km/h 时, 振动较为剧烈人体感觉不舒适, 与实车试验评价结果相同, 试验结果也验证了动态舒适性仿真分析模型的有效性。

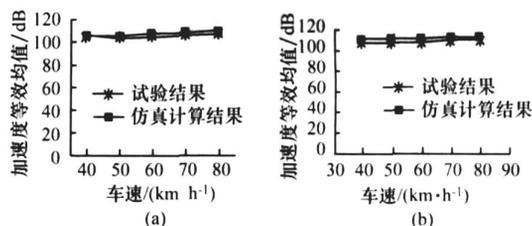


图 16 轿车随机路面输入驾驶员加速度等效均值试验结果与仿真结果

Fig. 16 Experiment and simulation results of car driver acceleration equal mean value under random road input

### 2.2 汽车动态舒适性仿真计算误差的影响因素

汽车动态舒适性试验结果与仿真分析结果存在误差的主要原因之一是试验路谱与仿真分析路谱虽属于国家标准的同一级别, 但并不是同一路谱, 试验所采用的路谱在接近 10 Hz 范围时, 其功率谱密度值大部分处于仿真分析路谱相对应的 A 级或 B 级路面的上限附近, 仿真分析中路谱激励采用的是基于相应路谱和车速所转化的时域激励信号, 建立的用于仿真分析的数字化路面不平度状况比试验状况略有恶化。

汽车直线行驶过程中, 乘员的 Z 向振动加速度响

应为主要成分,同时人体对  $Z$  向的振动也很敏感,因此在汽车动力学模型中考虑了座椅的垂向弹性和阻尼特性,而没有考虑座椅在  $X$ 、 $Y$  向的弹性和阻尼特性,所建立的人体-座椅系统动力学模型对  $X$ 、 $Y$  向进行了约束限制,导致仿真计算结果在  $X$ 、 $Y$  向误差略大。

虚拟试验结果的有效后处理有助于汽车动态舒适性分析评价。基于国标《汽车平顺性随机输入行驶试验方法》进行虚拟试验,采用国标《人体全身振动暴露的舒适性降低界限和评价准则》的评价曲线可以更清楚准确的判断汽车动态舒适性能。

### 3 汽车动态舒适性优化分析

动力总成悬置系统可以有效地隔离发动机振动向车体的传递,合理匹配悬置元件的刚度是提高汽车动态舒适性的重要手段。对轿车怠速工况下方向盘振动加速度进行测量,如图 17 所示,发现方向盘上端缘加速度幅值接近  $1.30 \text{ m/s}^2$ 。

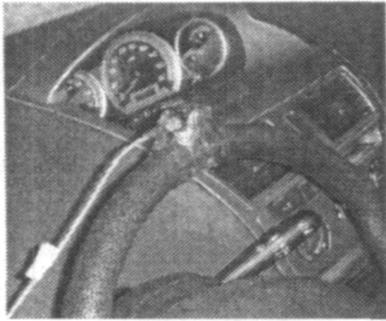


图 17 怠速工况方向盘上端缘振动测试

Fig. 17 Engine idle state handling wheel rim vibration test

该轿车发动机为四缸汽油机,实车测试信号中同时含有发动机附件的振动,发动机转矩激励和往复惯性力对方向盘振动的影响可以线性叠加,因此在振动计算中主要考虑发动机曲柄连杆机构的不平衡往复惯性力激励,在  $700 \text{ r/min}$  怠速转速下,其 2 阶往复惯性力幅值为  $167.39 \text{ N}$ ,不考虑发动机转矩激励,由此引起的方向盘上端缘振动加速度幅值计算结果为  $0.949 \text{ m/s}^2$ 。针对动力总成悬置隔振系统对轿车怠速工况动态舒适性的影响,对悬置元件刚度进行试验设计优化分析。依次选取后、左、右悬置元件  $X$ 、 $Y$ 、 $Z$  向压缩刚度作为 9 个影响因子,每个因子的取值变化范围为  $-15\% \sim 15\%$ ,由 3 个水平因子设计点组成样本,以方向盘上端缘处加速度响应幅值为性能目标值,通过发动机怠速振动输入下的整车动态舒适性虚拟试验,基于  $L_{27}(3^{13})$  正交表进行正交试验分析。首先采用直观分析法分析虚拟试验结果,根据各因子

的极差值选出对分析目标值影响较大的前三位因素,分别是右、左、后悬置元件  $Z$  向刚度。进一步对虚拟试验结果进行方差分析,如表 2 所示。结果表明,3 个悬置元件  $Z$  向刚度  $F > F_{0.05}(2, 8) = 4.46$ ,是显著因素,其他因素是非显著因素。

表 2 轿车发动机悬置元件弹性特性  
正交设计试验优化分析

Tab. 2 Orthogonal experiment design optimization to car powerplant mount stiffness

影响因素	偏差平方和	自由度	$F$ 比
1	98.173	2	1.711
2	108.246	2	1.886
3	3 391.259	2	59.076
4	20.452	2	0.356
5	26.593	2	0.463
6	8 698.398	2	151.528
7	1.411	2	0.025
8	1.724	2	0.03
9	18 006.17	2	313.671

根据分析结果选取 3 个悬置元件  $Z$  向压缩刚度,针对发动机怠速振动输入下的整车动态舒适性虚拟试验进行回归分析,采用中心组合正交试验设计因子的多水平取值构建设计空间<sup>[11]</sup>,样本容量为 28,设每个因子的取值变化范围为  $-30\% \sim 30\%$ ,其部分分析结果如表 3 所示。获得的二阶多项式优化设计回归模型为:

$$Y = -427.85 + 517.66x_1 + 811.46x_2 + 845.23x_3 - 114.15x_1x_2 - 43.67x_1x_3 - 73.68x_2x_3 - 117.88x_1^2 - 211.71x_2^2 - 235.90x_3^2, \quad (1)$$

其中,  $x_1$ 、 $x_2$ 、 $x_3$  分别是动力总成后悬置、左悬置、右悬置  $Z$  向压缩刚度 3 个设计因素,  $Y$  是方向盘上端缘处加速度响应幅值。

表 3 优化设计域

Tab. 3 Working region of optimization design

$x_1$ 变化量/ %	$x_2$ 变化量/ %	$x_3$ 变化量/ %	$Y/(\text{m s}^{-2})$
-30	-15	15	0.900
15	30	-30	0.914
-15	30	15	1.003
-15	-30	-30	0.733
30	15	15	1.021
-30	0	0	0.903
30	0	0	0.974
0	0	-15	0.908
0	0	15	0.980

针对基于虚拟试验设计结果建立的二次回归模型进行方差分析,回归值与虚拟试验平均值之间的偏差引起的回归平方和为  $108 428.7$ ,  $F$  比值为  $365.90$ ,由于  $F > F_{0.05}(9, 18)$ ,回归方程是高度显著的,对各因素项的偏回归系数的检验也高度显著,因此可用于近似表达响应值与优化参数之间的函数关系或相关

关系。根据回归分析结果发现,将发动机悬置的 $z$ 向刚度变为原来的0.7倍,发动机6阶刚体振动模式频率为:6.14、7.62、8.86、9.28、14.07、19.66 Hz,可以降低怠速工况下轿车方向盘上端缘加速度响应幅值为 $0.692 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ 。左、右悬置元件刚度与方向盘上端缘加速度响应幅值的关系如图18所示,其加速度响应的优化结果与原设计结果对比如图19所示。

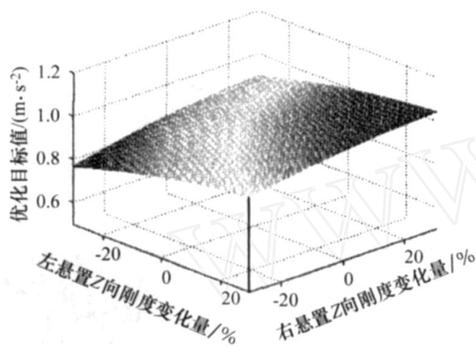


图18 轿车怠速工况下的动力总成悬置元件刚度优化设计响应曲面

Fig. 18 Car powerplant mount stiffness optimization design response surface at engine idle state

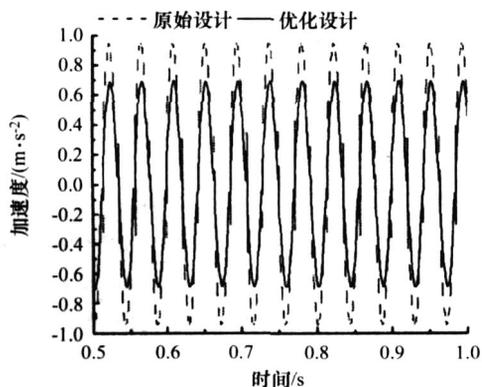


图19 怠速振动方向盘轮缘上端加速度优化结果

Fig. 19 Handling wheel rim acceleration response optimization result at engine idle vibration state

#### 4 总结

基于建立的汽车系统动力学模型,依据脉冲路面输入和随机路面输入下汽车平顺性试验方法,建立了相应的数字化路面,进行了不同类型汽车的动态舒适性虚拟试验,总结了采用虚拟试验技术进行汽车动态舒适性分析评价的方法。根据汽车动态舒适性虚拟试验结果,计算出乘员加速度 $1/3$ 倍频段均方根值,利用人体舒适性降低界限曲线,分析评价了汽车动态舒适性性能。仿真计算所用的数字化路面不平度状况与试验

路面路谱在10 Hz附近的误差以及座椅的 $X$ 、 $Y$ 向刚性约束是影响汽车动态舒适性仿真精度的主要因素。

#### 参考文献:

##### References:

- [1] RAUHJ. Virtual Development of Ride and Handling Characteristics for Advanced Passenger Cars [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2003, 40 (1-3): 135-155.
- [2] RUBINSTEIN D, HITRON R. A Detailed Multi-body Model for Dynamic Simulation of Off-road Tracked Vehicles [J]. *Journal of Terramechanics*, 2004, 41: 163-173.
- [3] FASSBENDER F R, FERVERS C W, HARNISCH C. Approaches to Predict the Vehicle Dynamics on Soft Soil [J]. *Vehicle System Dynamic Supplement*, 1997, 27: 175-188.
- [4] ROCCA E, RUSSO R. A Feasibility Study on Elastokinematic Parameter Identification for a Multilink Suspension [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 2002, 216 (2): 153-160.
- [5] KIELTSCH M, WESTPHAL M, WOJKE B, et al. Integrated Generation of Full Vehicle Models at VW [C] // *Proceedings of 2000 North American ADAMS User Conference*. Orlando, Florida: MSC Corporation, 2000.
- [6] MRAZEK T, MARZY R. Investigation of the Comfort Behavior of a Commercial Vehicle in ADAMS [C] // *Proceedings of The 15th ADAMS European Users' Conference*. Rome: MSC Corporation, 2000.
- [7] 余志生. 汽车理论[M]. 北京:机械工业出版社, 2001.  
YU Zhisheng. *Theory of Automobiles* [M]. Beijing: China Machine Press, 2001.
- [8] 管迪华, 范成建. 轿车F1ire轮胎模型的建立与评价报告[R]. 北京:清华大学汽车工程系, 2006.  
GUAN Dihua, FAN Chengjian. *Car F1ire Model Building and Evaluation Report* [R]. Beijing: Department of Automotive Engineering, Tsinghua University, 2006.
- [9] 国家技术监督局. GB/5902-86 汽车平顺性脉冲输入行驶试验方法[S]. 北京:中国标准出版社, 1986.  
State Bureau of Technical Supervision. *GB/5902-86 Method of Pulse Input Running Test: Automotive Ride Comfort* [S]. Beijing: Standards Press of China, 1986.
- [10] 国家技术监督局. GB/T4970-1996 汽车平顺性随机输入行驶试验方法[S]. 北京:中国标准出版社, 1996.  
State Bureau of Technical Supervision. *GB/T4970-1996 Method of Random Input Running Test: Automotive Ride Comfort* [S]. Beijing: Standards Press of China, 1996.
- [11] 茆诗松, 周纪芾, 陈颖. 试验设计[M]. 北京:中国统计出版社, 2004.  
MAO Shisong, ZHOU Jixiang, CHEN Ying. *Design of Experiment* [M]. Beijing: China Statistics Press, 2004.