

文章编号:1000-582X(2012)10-001-08

# 道路试验条件下商用车驾驶室振动舒适性优化

贺岩松<sup>1</sup>,张军峰<sup>1</sup>,徐中明<sup>1</sup>,曾 佳<sup>2</sup>

(1. 重庆大学 机械传动国家重点实验室,重庆 400044;2. 长安汽车工程研究院,重庆 400030)

**摘 要:**以道路试验数据为激励和验证信号,从 2 个方面提高驾驶室的振动舒适性:驾驶室结构方面,在 HYPERMESH 中对其进行了结构优化,在 ADAMS 中对结构优化前后的驾驶室振动舒适性进行了量化对比,结构优化后,不同车速下,驾驶员座椅处加权加速度均方根值平均降低 6%;驾驶室悬置方面,利用柔性化的驾驶室建立其悬置系统的多体动力学模型,以加权加速度均方根值为优化目标,在频域内对悬置的刚度和阻尼进行了正交试验优化,在时域内对优化前后悬置的动挠度进行了对比,悬置优化后,不同车速下,驾驶室员座椅处加权加速度均方根值平均降低 10%,悬置动挠度平均降低 21%。

**关键词:**道路试验;灵敏度分析;刚柔耦合;频域分析;动挠度

**中图分类号:**U463

**文献标志码:**A

## The optimization for vibration comfort of commercial vehicle cab based on road test

HE Yansong<sup>1</sup>, ZHANG Junfeng<sup>1</sup>, Xu Zhongming<sup>1</sup>, ZENG Jia<sup>2</sup>

(1. State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, China;  
2. Changan Automobile Engineering Institute, Chongqing 400030, China)

**Abstract:** The vibration comfort of commercial vehicle is improved in two ways where the data for the road-test are used as excitation and validation signals. The cab structure is optimized in HYPERMESH. At different speeds, acceleration RMS of the driver's seat is reduced by 6% on average compared with the previous structure in ADAMS. In terms of the cab suspension, a multi-body dynamics model based on flexible cab is built. Taking the acceleration RMS as the evaluation target, the orthogonal test for optimizing the stiffness and damping of the suspension is conducted in the frequency domain. The different dynamic deflections are compared in time domain. At different speeds, acceleration RMS of the driver's seat is reduced by 10% on average after optimization of the cab suspension, dynamic deflection is reduced by 21% on average.

**Key words:** road test; sensitivity analysis; rigid-flexible coupling; frequency domain analysis; dynamic deflection

收稿日期:2012-03-05

基金项目:国家自然科学基金资助项目(50975296);重庆市重大科技专项资助项目(CSTC,2009AB6018)

作者简介:贺岩松(1968-),男,重庆大学教授,主要从事车辆系统动力学与控制、噪声与振动控制等方向研究,

(Tel)13527518067;(E-mail)hys@cme.cqu.edu.cn。

商用车行驶路面复杂,行驶时间长,易引起驾驶员疲乏,驾驶室零部件破坏等,因此有必要对驾驶室结构及其悬置参数进行优化以改善其振动舒适性等。

目前国内外对白车身结构的优化<sup>[1-3]</sup>或者对悬架参数优化<sup>[4-7]</sup>比较多,取得了很好的效果。文献[8]通过计算模态与实验模态的对比,验证驾驶室有限元模型正确性,文献[9]分析了车身各部件灵敏度,找出灵敏度大的部件进行车身的结构优化。然而对于结构优化的效果的研究,还未见以振动舒适性的具体评价指标为目标进行量化研究,因此影响结构优化的实际应用价值。文献[10-11]是基于路面仿真模型,悬架钢板弹簧的非线性刚度简化为线性刚度,驾驶室简化为刚体,建立包含悬架在内的整车动力学模型,以时域(ADAMS/VIEW)的加速度均方根值,或频域(ADAMS/VIBRATION)的加速度功率谱的极值为优化目标进行振动舒适性优化。优点是分析全面,运算快,缺点是激励不准确,模型简化太多,优化目标与振动舒适性的评价指标差距大,不利于实际工程应用。且没有考虑参数优化后悬置动扰度的变化,如果动挠度增加过大,同样会影响振动舒适性。

笔者基于道路试验,综合以往在仿真优化方法上的优点,从驾驶室结构优化和驾驶室悬置参数优化两个方面同时提高驾驶室振动舒适性。在结构优化方面,在 HYPERMESH 中对驾驶室结构优化后,把优化前后的驾驶室有限元模型分别导入到 ADAMS 中,建立驾驶室的柔体动力学模型,以实测的悬置上的信号为激励,以驾驶员座椅处的加权加速度均方根值为输出,对结构优化前后的驾驶室振动舒适性进行量化对比;在驾驶室悬置优化方面,直接以实测的悬置下的信号为激励,按照 ISO2631-1997<sup>[12]</sup>推荐的频率范围,提取驾驶室 80 Hz 以内的模态,建立驾驶室悬置系统的刚柔耦合多体动力学模型,以驾驶员座椅处的加权加速度均方根值为优化目标,结合正交试验设计对悬置系统参数进行优化,最后对参数优化之后悬置的动挠度变化进行研究。

## 1 行驶平顺性道路试验及平顺性评价

首先对商用车样车进行道路试验,以评价其平顺性,同时获得仿真模型的激励信号和验证信号。

试验采用 2 个德国 IMC 八通道采集器,10 个丹麦 B&K 加速度传感器。用于测量仿真模型输入信号的加速度传感器分别布置在前后悬置支架接近车

架的部位以及前后悬置上托架接近驾驶室的部位,用于评价样车振动舒适性和验证模型正确性的传感器布置在驾驶员座椅部位。设置采样频率为 500 Hz,信号长度为 90 s。

试验是在沥青公路上进行,路面等级接近 B 级,被试样车在满载的工况下,分别以常用的 30、40、50、60 km/h 的车速匀速行驶,测量各测点的振动信号。对测得的加速度信号在 ADAMS 后处理模块进行 FFT 变换,得到加速度功率谱。以 30 km/h 前左悬上托板接近驾驶室的部位及驾驶员座椅部位两处的垂直方向的功率谱为例,如图 1~2。

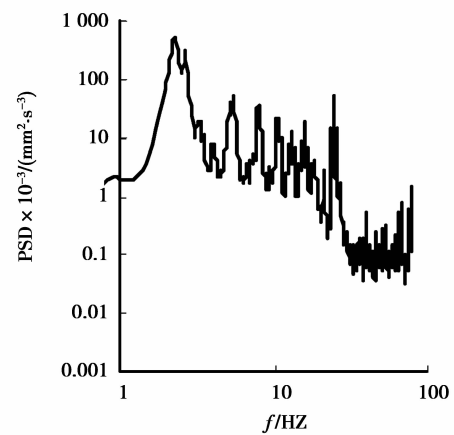


图 1 前左悬振动信号

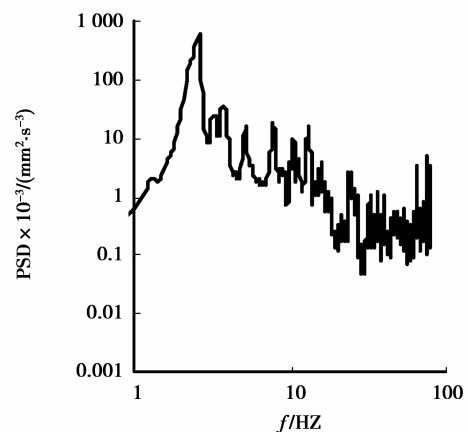


图 2 座椅支撑处振动信号

按照 ISO2631-1:1997 标准规定的加权系数  $W(f)$  对不同车速下座椅部位不同方向功率谱  $G_a(f)$  进行加权,根据

$$a_w = \left[ \int_{0.5}^{80} W^2(f) G_a(f) \right]^{1/2}.$$

计算得到各单向加权加速度均方根值  $a_{wi}$ , 根据

$$a_{w\text{总}} = [(a_{wx})^2 + (a_{wy})^2 + (a_{wz})^2]^{1/2},$$

$$L_{aw\text{总}} = 20 \lg(a_{w\text{总}} / 10^{-6}).$$

进一步计算出总加权加速度均方根值  $a_{w\text{总}}$ , 及加权

振级  $L_{aw总}$ , 如表 1。以此来评价此商用车驾驶室的振动舒适性, 根据标准: 当  $L_{aw总}$  大于 114 dB 时, 驾驶员感觉就相当不舒适, 则此试验样车在沥青公路上当车速大于 50 km/h, 其驾驶室振动已处于令人相当不舒适状态, 因此有必要对其振动舒适性进行优化。

表 1 不同车速下驾驶室的平顺性客观评价值

V/ (km · h <sup>-1</sup> )	$a_{wx}$ / (m · s <sup>-2</sup> )	$a_{wy}$ / (m · s <sup>-2</sup> )	$a_{wz}$ / (m · s <sup>-2</sup> )	$a_{w总}$ / (m · s <sup>-2</sup> )	$L_{aw总}$ / dB
30	0.146	0.194	0.354	0.430	112.7
40	0.194	0.221	0.363	0.467	113.4
50	0.277	0.217	0.380	0.518	114.3
60	0.278	0.268	0.434	0.581	115.3

## 2 驾驶室结构仿真分析及优化

驾驶室是商用车的关键总成, 车辆在行使过程中常因路面不平、发动机转动等各种外部和内部激励与驾驶室相互作用, 引起驾驶室整体或局部振动, 使驾驶员感到不舒适, 并破坏车身的密封性。为此, 一般要求白车身具有较高的刚性和良好的振动特性。

### 2.1 驾驶室有限元模型建立及静动态特性分析

某商用车是重型商用车, 其驾驶室由地板、顶盖、侧围、前围、后围五大总成, 近 90 个冲压薄板零件构成的多层大面积组合体, 结构复杂, 质量较大。本文在 HYPERMESH 中, 以四边形壳单元为基本单元对驾驶室进行网格划分, 共得到 238 433 个节点和 235 125 个有限单元。建好白车身有限元模型之后, 就可以在 OPTISTRUC 模块进行各种仿真分析。

**扭转刚度分析:** 在驾驶室 2 个后悬置点处分别建立两处自由度约束, 2 个前悬置点竖直方向上施加大小相等、方向相反的 1 000 N 的两个力来模拟扭转工况下的驾驶室受力情况。在 OPTISTRUC 中可算出驾驶室的扭转变形, 如图 3, 驾驶室的扭转刚度  $GI = M/\phi = 19\ 867\ \text{Nm}/(^{\circ})$ 。而目前市场上重型商用车的扭转刚度值在 20 000 ~ 30 000  $\text{Nm}/(^{\circ})$ <sup>[13]</sup>, 因此可以认为该驾驶室白车身的刚度稍微偏低; **弯曲刚度分析:** 在驾驶室 4 个悬置点处分别建立四处自由度约束, 在主副驾驶员座椅处分别施加 980 N、882 N 的 2 个力来模拟驾驶员及座椅的载荷, 可算出驾驶室弯曲刚度  $EI = F/l = 3\ 008\ \text{N}/\text{mm}$ 。

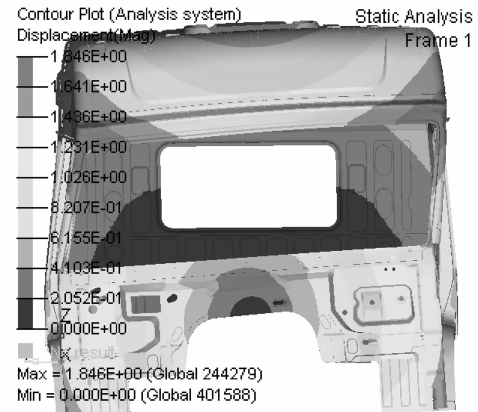


图 3 驾驶室扭转刚度

白车身结构的低阶弹性模态不仅反映了车身的整体刚度性能, 而且是控制车身常规振动的关键指标, 通过模态分析可以预测车身与发动机、路面之间产生的动态干扰的大小, 因此对驾驶室进行模态分析, 忽略前六阶刚体模态, 计算得到驾驶室前六阶弹性模态, 如表 2。

表 2 驾驶室前六阶弹性模态频率及振型特点

阶数	频率/Hz	振型特点
1	18.076	整体绕纵向扭转, 前部变形较大
2	24.978	局部右挡泥板前后变形
3	25.014	局部左挡泥板前后变形
4	31.231	顶盖地板反向弯曲, 顶盖中部变形最大
5	35.264	顶盖地板同向弯曲, 地板中部变形最大
6	39.880	前围后围反向弯曲, 后围上部变形最大

车身结构的低阶固有频率是衡量其动刚度和振动舒适性的主要参数, 第一阶固有频率在一定范围内越高则表示其动刚度和振动特性越好, 此驾驶室的一阶模态振形为整体扭转, 频率 18.076 Hz, 如图 4, 而

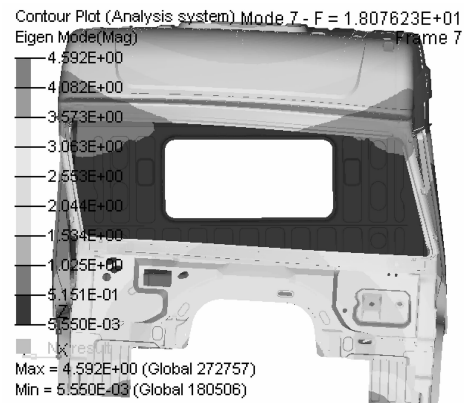


图 4 驾驶室一阶模态

目前市场上同类车型的一阶整体模态频率均在 20 Hz 左右<sup>[13]</sup>, 因而, 希望通过结构优化使一阶频率在现有基础上能得到进一步提高。

## 2.2 驾驶室结构优化

驾驶室作为一种复杂的结构系统, 影响一阶频率的设计变量很多, 为了避免结构修改的盲目性, 在结构优化设计时, 通过灵敏度分析, 找出对一阶频率影响较大的部件参数为设计变量, 可提高优化效率。因此, 采用灵敏度分析方法确定驾驶室各部件厚度对驾驶室一阶频率的贡献大小。

经计算可得, 驾驶室一阶频率对各板件厚度的灵敏度最大的前 3 个部件及其对应的灵敏度分别是: 前围立柱外板 6.600 Hz/mm、前围立柱内板 0.785 Hz/mm、侧围内板 0.154 Hz/mm。其中前围立柱外板灵敏度远远大于其它部件, 根据驾驶室结构零件的可制造性, 及最大限度地减少模具的改变量, 降低改进成本等工程应用的实际, 仅选择前围立柱外板的厚度进行调整。

根据文献[14], 当汽车在正常路面上以低于 150 km/h 的速度行驶时, 路面不平、车轮不平衡对汽车的激励频率低于 21 Hz, 而商用车的常用车速为 30~70 km/h, 引起的激励频率要远低于 21 Hz。

为了减少驾驶室的一阶扭转振动与来自悬置下的激励发生的相互作用, 同时使其频率避开发动机的怠速激励频率范围, 计划把驾驶室一阶模态频率提高到 21 Hz 左右。

在 OPTISTRUCT 模块中, 以质量, 扭转、弯曲工况下的位移, 一阶频率最大 21 Hz 为约束, 以驾驶室前围立柱外板的厚度为设计变量, 驾驶室一阶扭转频率最大为优化目标进行优化设计。图 5 为一阶频率迭代过程, 图 6 为设计变量的迭代过程。

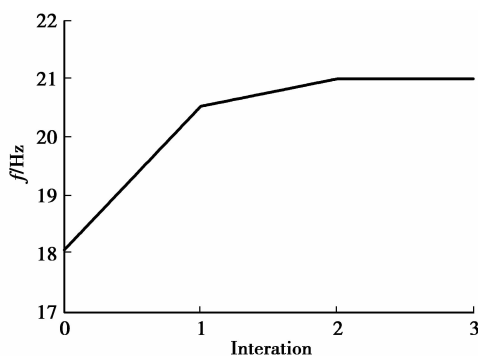


图 5 一阶频率迭代过程

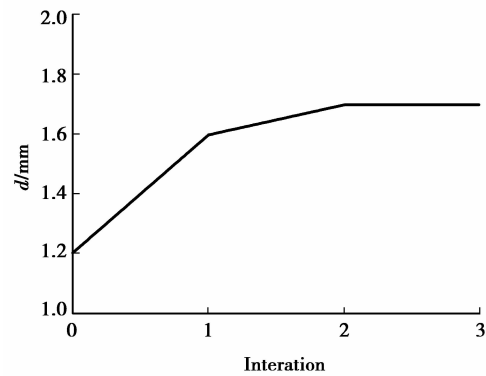


图 6 设计变量的迭代过程

根据迭代结果对前围立柱外板的厚度重新赋值, 对调整后的驾驶室重新进行模态分析, 其一阶扭转频率由原来的 18.076 Hz 提高到了 21.017 Hz, 如图 7, 达到了目标值。优化后车身扭转刚度由 19 867 Nm/(°) 提高到 23 604 Nm/(°), 如图 8, 达到同类车型扭转刚度的范围。车身的弯曲刚度改善不大。车身结构调整后, 驾驶室白车身的重量比原先只增加了 3.5 kg, 因此本结构完全兼顾了轻量化的要求。

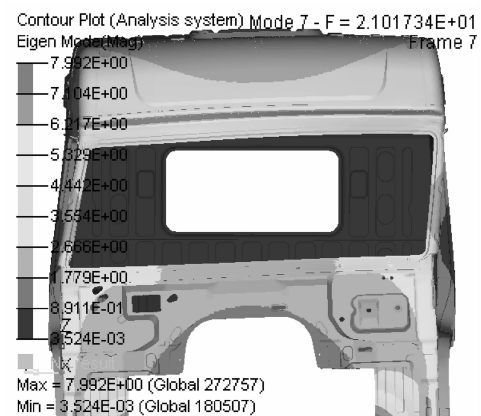


图 7 优化后的一阶模态

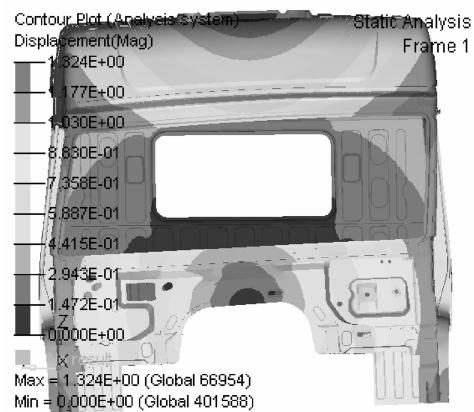


图 8 优化后的扭转刚度

### 2.3 结构优化前后驾驶室振动舒适性的对比研究

通过结构优化提高了驾驶室的静态刚度和驾驶室的一阶整体扭转频率,从而减少了驾驶室与来自悬置的激励之间的共振,然而结构优化对驾驶室振动舒适性改善的大小,现有的论文还未见到以量化形式进行对比。把驾驶室的网格模型导入 NASTRAN 并生成模态中性文件,再导入到 ADAMS 中建立多体动力学模型,以道路试验测得的悬置上托板接近驾驶室的部位的信号为激励,以驾驶室座椅部位的垂直方向的加权加速度均方根值输出,对结构优化前后的驾驶室振动舒适性的客观评价价值  $a_w$  进行对比,见表 4。

表 4 优化前后加权加速度均方根值对比

V/(km·h)	$a_w$ 优化前/( $m \cdot s^{-2}$ )	$a_w$ 优化后/( $m \cdot s^{-2}$ )
30	0.298	0.290
40	0.345	0.330
50	0.374	0.356
60	0.463	0.407

由表 4 可直观看到结构优化明显改善了驾驶室的振动舒适性。不同车速下,驾驶员座椅处加权加速度均方根值平均减少 6%。

## 3 驾驶室悬置参数优化

驾驶室悬置系统是商用车的二级减振装置,通过选择适当的悬置参数使悬置弹簧和减振器相互配合,充分缓冲,可衰减车架传来的振动,改善驾驶室的振动舒适性。本商用车在道路试验中当车速大于 50 km/h 时,驾驶员感觉就很不舒适,需要对其悬置参数进行优化<sup>[15-16]</sup>。

### 3.1 模型建立

样车驾驶室采用的是螺旋弹簧式全浮式悬置,其前悬为剪刀结构,剪刀结构的上托架上下运动时会带动驾驶室及后悬上托架一起前后微小的摆动,根据此运动特点在 ADAMS 中建立前后悬的连接副,如图 9。整个悬置系统左右对称,包括 25 个运动件、8 个万向副、5 个固定副、4 个圆柱副、4 个球形副、3 个移动副、2 个基本副。

驾驶室悬置的横向稳定杆在振动中会发生扭转,弯曲等变形,不能视为刚体,在 ADAMS 中离散成柔性连接件,可使整个模型能兼顾左右激励不同状态下的响应。

从前文的结构优化可以看出,驾驶室一阶整体弹性模态频率比较低,与来自悬置的激励相互作用,

因此不可忽略其柔性的影响,利用前面结构优化时的驾驶室网格模型,将其导入 NASTRAN 中,按照加权的频率范围,提取驾驶室 80 Hz 以内的模态,生成模态中性文件,最后将模态中性文件导入 ADAMS,驾驶室内饰、座椅等作为集中质量,分别加载到相应位置。柔性驾驶室、柔性横向稳定杆与其它刚性的悬置部件装配一起即是驾驶室悬置系统刚柔耦合动力学模型如图 10。

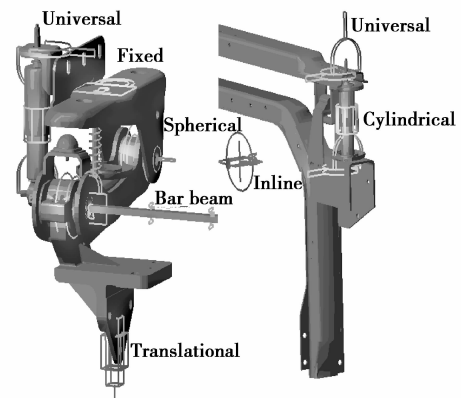


图 9 前右及后左悬运动副

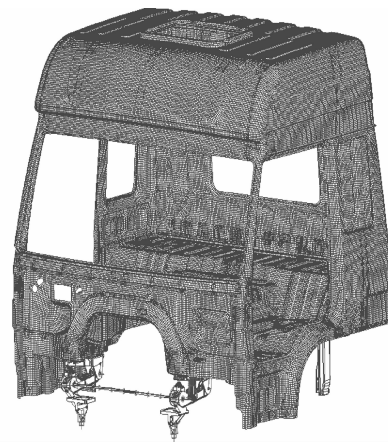


图 10 多体动力学模型

### 3.2 模型的验证

**静平衡验证:**时域内对仿真模型进行静平衡验证,模型能够处于静平衡状态,说明对模型施加的约束和力学参数正确,它们可以支撑起整个系统。

**自由度验证:**在 ADAMS 中进行模型验证显示:模型无过约束,整个模型共有 80 个自由度。根据模型中运动副及其自由度约束数,也可计算出模型的自由度,计算结果与模型验证结果一致。

**加权加速度均方根值的验证:**直接以前文处理得到的悬置支架接近车架处的加速度功率谱为激励,以加权加速度均方根值  $a_w$  为输出进行仿真,不

同车速下,  $a_w$  仿真值与试验值对比结果如图 11。从图 11 上可以看出, 不同车速下仿真值与试验值比较接近, 证明刚柔耦合多体动力学模型的准确性。

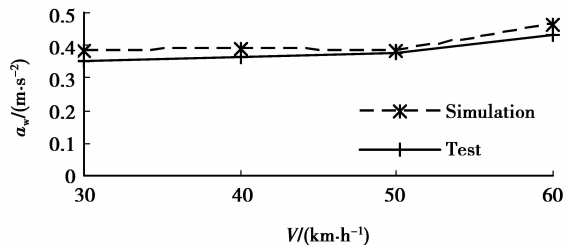


图 11 不同车速下  $a_w$  仿真值与试验值对比

综合以上 3 种验证, 可知仿真模型正确, 可以进行悬置参数优化。

### 3.3 驾驶室悬置参数的正交试验匹配

正交试验技术是利用标准化的正交表来安排试验方案, 采用正交试验技术可以只用较少的试验次数就能推断出各因子水平间的最优搭配, 因此采用正交试验技术进行悬置参数匹配。

试验采用实车试验后处理得到的悬置支架接近车架处的功率谱作为输入, 以座椅支撑处加速度功率谱为输出, 在频域内进行仿真。

ISO2631-1-1997 标准建议用加权加速度均方根值来评价振动对人体舒适性的影响, 而 ADAMS 中并没有直接的加权加速度均方根值评价目标。利用 MATLAB 软件编写程序, 在 0.5~80 Hz 内, 按照 1/3 倍频带的加权系数对座椅处的功率谱进行加权, 得到座椅支撑处垂直方向的加权加速度均方根值, 以此为评价目标, 进行正交试验优化。

根据工程应用的实际, 选择前后悬置弹簧的刚度、减振器阻尼为设计变量<sup>[16]</sup>。试验样车的驾驶室悬置系统的减振器阻尼及弹簧刚度前后不等, 但左右对称, 故共 4 个匹配因子, 每个因子分为 3 个水平, 综合考虑悬置动挠度, 悬置弹簧、阻尼器的耐久性等方面确定各因子水平如表 5。

表 5 各因子水平表

因子	$c_f /$ (N · s · mm <sup>-1</sup> )	$k_f /$ (N · mm <sup>-1</sup> )	$c_r /$ (N · s · mm <sup>-1</sup> )	$k_r /$ (N · mm <sup>-1</sup> )
水平 1	7.2	96.0	7.2	24.8
水平 2	9.0	120.0	9.0	31.0
水平 3	10.8	144.0	10.8	37.2

( $c_f$  前悬阻尼;  $k_f$  前悬刚度;  $c_r$  后悬阻尼;  $k_r$  后悬刚度。)

根据选取的因子与水平, 选用正交表  $L_9(3^4)$  进行仿真试验, 考察试验样车以 30 km/h 的速度行驶时各因子的不同水平对驾驶室座椅支撑处的加权加速度均方根值的影响。表 6 给出 9 次仿真得到的驾驶室座椅支撑处垂直方向加权加速度均方根值  $a_w$  及分析结果。

表 6  $L_9(3^4)$  正交试验表

试验号	$c_f$	$k_f$	$c_r$	$k_r$	$a_w / (m \cdot s^{-2})$
1	1	1	1	1	0.441
2	1	2	2	2	0.405
3	1	3	3	3	0.382
4	2	1	2	3	0.374
5	2	2	3	1	0.350
6	2	3	1	2	0.429
7	3	1	3	2	0.335
8	3	2	1	3	0.396
9	3	3	2	1	0.360
$a_{w1}$	0.409	0.383	0.422	0.384	
$a_{w2}$	0.385	0.384	0.38	0.390	
$a_{w3}$	0.364	0.391	0.356	0.384	
R	0.046	0.007	0.066	0.006	

( $a_{wi}$  是某个因子所在列的第  $i$  水平的评价指标的平均值;  $R$  为  $a_{wi}$  中的极大值与极小值的差)

正交试验结果分析: 极差越大, 因子对评价目标的影响越大, 因此 4 个因子对座椅支撑处的垂直方向的加权加速度均方根值的影响大小顺序为:  $c_r > c_f > k_f > k_r$ 。根据正交试验理论: 当评价目标越小越好时, 每个因子中  $\max(a_{wi})$  相应的水平为最佳水平。对于平顺性而言,  $a_w$  越小越好, 所以根据正交试验的分析结果可推断出前后悬置的刚度与阻尼的最佳匹配为:  $c_f 3 k_f 1 c_r 3 k_r 1$ , 试验中并没有此种组合, 再次仿真可得此种组合下的座椅支撑处垂直方向的加权加速度均方根值为  $0.333 m \cdot s^{-2}$ , 比原方案  $0.380 m \cdot s^{-2}$  降低 12.4%。按照此种组合, 其它车速下驾驶室的振动舒适性也得到了改善。加权加速度均方根值平均减少 10%, 表 7 为不同车速下优化方案与原始方案的加权加速度均方根值  $a_w$  的对比。

表 7 不同车速下悬置优化前后加权加速度均方根值对比

$V/(km \cdot h^{-1})$	$a_w$ 优化前 $/(m \cdot s^{-2})$	$a_w$ 优化后 $/(m \cdot s^{-2})$
30	0.380	0.333
40	0.384	0.346
50	0.377	0.353
60	0.456	0.412

### 3.4 驾驶室悬置优化前后其动挠度变化研究

悬置参数优化后,能降低加权加速度均方根值,改善驾驶室振动舒适性,但也会引起动挠度变化,如果动挠度增加过大,将会增加撞击限位的可能,从而影响振动舒适性,因此有必要对参数优化后的悬置动挠度进行验证。以道路试验测得的加速度转变成的位移为输入,在时域里进行仿真。以30 km/h前后悬置动挠度变化为例,时域对比只取一段信号如图12。前悬动挠度由优化前的6.987 mm,减少为优化后的5.728 mm,远小于前悬限位行程35 mm;后悬动挠度由优化前的7.925 mm减少为优化后的6.257 mm,远小于后悬限位行程49 mm。不同车速下动挠度变化如表8,由表可知:不同车速下,悬置优化后,前后悬置的动挠度都减小,平均减少21%,好于优化前,因此优化方案可行。

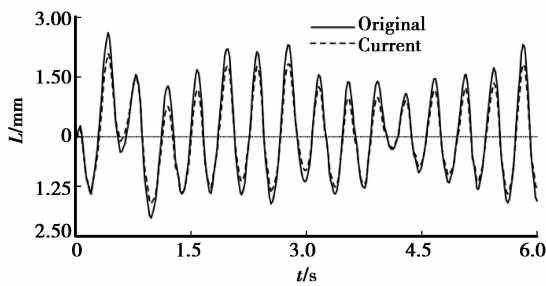


图 12 30 km/h 时优化前后前悬置动行程对比

表 8 不同车速下优化前后动挠度变化

车速 $/(km \cdot h^{-1})$		$f_d$ 优化前/mm	$f_d$ 优化后/mm
30	前	7.0	5.7
	后	7.9	6.3
40	前	7.4	6.4
	后	9.7	7.8
50	前	8.6	6.1
	后	9.3	6.7
60	前	8.6	7.1
	后	8.3	6.8

## 4 结 论

1)道路试验的客观评价结果:在沥青公路上,当车速高于50 km/h时,此试验样车的驾驶室振动已处于令人相当不舒适状态。

2)结构优化方面:通过调整前围立柱外板厚度参数,驾驶室扭转刚度提高19%,一阶整体扭转频率提高2.9 Hz。把结构优化前后的驾驶室有限元模型导入到ADAMS进行仿真,以加权加速度均方根值为输出,研究结构优化的效果,结果表明:不同车速下,驾驶员座椅处加权加速度均方根值平均降低6%。

3)悬置优化方面:直接以测得的悬置下的振动数据为仿真输入,省去悬架和路面的仿真,则仿真激励更准确;驾驶室作为柔体考虑,以加权加速度均方根值为评价目标,可提高仿真模型优化的精度;在频域里进行正交试验分析,仿真较快,可以考虑多网格多阶模态柔性体;时频域结合,可提高计算效率。通过极差分析,分析出前后悬阻尼对评价目标影响比较大,悬置参数优化后,不同车速下,驾驶员座椅处加权加速度均方根值平均降低10%,悬置动挠度平均降低21%。

### 参考文献:

- [1] 李亦文,徐涛,左文杰,等.基于相对灵敏度的车身结构模型修改[J].吉林大学学报:工学版,2009,39(6):1435-1440.  
LI Yiwen, XU Tao, ZUO Wenjie, et al. Modification method of autobody structure model based on relative sensitivity[J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2009,39(6):1435-1440.
- [2] Tamaki Y. Research into achieving a lightweight vehicle body utilizing structure optimizing analysis; aim for a lightweight and high and rigid vehicle body[J]. SAE Review, 1999,20(4):558-561.
- [3] Wang L S, Basu P K, Leiva J P. Automobile body reinforcement by finite element optimization[J]. Finite Elements in Analysis and Design, 2004, 40(8):879-893.
- [4] Franco J M V, Schaefer G. Real case of vehicle dynamics simulation during an SUV suspension development[J]. SAE Technical Paper, 2005: 2005-01-4177.
- [5] Mehdi A, Patricio P S. Effect of panhard rod cab suspensions on heavy truck ride measurements[J]. SAE Transactions, 2004, 113(2):551-559.

- [6] Kim K B, Song S H, Kim J H, et al. Vehicle ride comfort and brak judder dynamics analysis considering nonlinear characteristics [C] // SAE Technical Paper Series, SAE 2003 Noise&Vibration Conference and Exhibition, Traverse City, Michigan, United States, May 5-8, 2003;2003-01-1614
- [7] 宋发宝, 马力, 张宇龙, 等. 整车刚柔多体全浮式驾驶室悬置隔振仿真[J]. 农业机械学报, 2008, 39(8): 41-43.  
SONG Fabao, MA Li, ZHANG Yulong, et al. Vibration isolation suspension system for commercial vehicle full-float cab based on theory of rigid-flexible dynamics[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(8): 41-43.
- [8] 谢小平, 韩旭, 陈国栋, 等. 某商用车驾驶室白车身模态分析[J]. 湖南大学学报: 自然科学版, 2010, 37(5): 24-30.  
XIE Xiaoping, HAN Xu, CHEN Guodong, et al. Modal analysis of commercial vehicle cab's body-in-white[J]. Journal of Hunan University: Natural Science Edition, 2010, 37(5): 24-30.
- [9] 杨英, 赵广耀, 孟凡亮. 某轿车白车身结构灵敏度分析及优化设计[J]. 东北大学学报: 自然科学版, 2008, 29(8): 1159-1163.  
YANG Ying, ZHAO Guangyao, MENG Fanliang, et al. Structure sensitivity analysis and optimized design of a certain white bodywork [J]. Journal of Northeastern University: Natural Science Edition, 2008, 29(8): 1159-1163.
- [10] 王楷焱, 史文库, 杨昌海, 等. 基于 ADAMS 的商用车驾驶室悬置系统振动模态和传递特性[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2010, 40(2): 330-334.  
WANG Kaiyan, SHI Wenku, YANG Changhai, et al. Commercial vehicle cab suspension system vibration modes and transmission characteristics by means of ADAMS[J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2010 40(2): 330-334.
- [11] 朱祝英, 马力, 张宇龙, 等. 考虑整车刚柔多体全浮式驾驶室悬置系统参数优化设计[J]. 噪声与振动控制, 2009, 29(4): 91-93.  
ZHU Zhuoying, MA Li, ZHANG Yulong, et al. Parameterized optimal design of fully-float cab suspension system of commercial vehicles based on the theory of rigid-flexible dynamics [J]. Noise and Vibration Control, 2009, 29(4): 91-93.
- [12] International Standard Organization, ISO 2631-1: 1997 Mechanical vibration and shock-evaluation of human exposure to whole-body vibration-part 1: general requirements[S]. [S. l.]: ISO, 1997.
- [13] 于多年. 重型商用汽车驾驶室结构与焊点布局优化研究[D]. 吉林大学博士学位论文, 2009.
- [14] 《汽车工程手册》编辑委员会. 汽车工程手册(设计篇) [M]. 北京: 人民交通出版社, 2001.
- [15] Akira N, Satoshi M, Hirokazu, Kuroda K, et al. Improvement of BIW NVH characteristics using a concurrent design optimization approach [J]. SAE Transactions, 2003, 112(6): 1951-1963.
- [16] Ahn S J, Griffin M J. Effects of frequency, magnitude, damping, and direction on the discomfort of vertical whole-body mechanical shocks[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 311(1/2): 485-497.

(编辑 张小强)