

# 车架弹性对重型汽车操纵稳定性及行驶平顺性分析

黄玉亭<sup>1</sup>, 李韶华<sup>1,2</sup>, 杨绍普<sup>1,2</sup>, 张兵<sup>1</sup>

(1. 石家庄铁道大学 机械工程学院 河北 石家庄 050043

2. 河北省交通安全与控制重点实验室 河北 石家庄 050043)

**摘要:** 以东风牌载货汽车为研究对象,利用有限元方法及虚拟样机技术建立整车多刚体模型和考虑柔性车架的整车刚弹耦合模型。在验证虚拟样机刚柔耦合整车模型正确性的基础上,比较分析不同工况下两整车模型操纵稳定性和行驶平顺性性能。结果表明:车架柔性越大,其低阶固有频率越低,反之,低阶固有频率越高;车架柔性对整车操纵稳定性影响不大,对行驶平顺性有较大的影响,车速越高,平顺性越差,路面越粗糙,总加权加速度值越大,舒适感越差,适当增加车架刚性可以有效改善整车行驶性能。因此,该方法为汽车车辆开发设计车架提供了理论依据。

**关键词:** 有限元车架; 模态分析; 刚弹耦合模型; 动力学分析

**中图分类号:** U462.3 **文献标志码:** A **文章编号:** 2095-0373(2018)03-0063-06

车架作为发动机、车体、传动部件以及外部载荷的基础和关键承载部件,它承受的载荷包括汽车车身质量和行驶时受到的冲击、扭曲、惯性力等,车架柔性表现得十分明显。文献[1-4]首先建立整车所需的车架模型,并将其进行柔性化处理,对车架进行模态分析,得到固有频率和振型。文献[5-7]建立了基于柔性车架的刚柔耦合整车模型,并与多刚体整车模型进行对比。文献[8-11]基于该柔性车架整车模型进行动力学分析,得出车架柔性对整车操纵稳定性和行驶平顺性的影响。本文基于柔性和刚性车架,对两种整车模型进行操纵稳定性的角阶跃、角脉冲和单移线工况仿真,分析车架柔性对操纵稳定性的影响,以及通过比较不同等级随机路面及车速下三向加速度值的大小分析车辆行驶平顺性的影响。因此,合理设计车架目标,有利于提高车架刚度强度,提高汽车车架的使用寿命。

## 1 车架有限元模型的建立与模态分析

以东风牌某重型三轴载货汽车为研究对象,车架为边梁式车架,由位于两边的两根纵梁和11根横梁组成,车架总长11 398 mm,宽860 mm,高302 mm,前轴与中轴的轴距为5 700 mm,两后轴轴距为1 300 mm。在三维软件中建立所需的车架模型,将车架模型简化后导入有限元ANSYS的前处理软件中,并赋予车架材料属性,进行网格划分,生成的有限元模型如图1所示。

车架材料为16Mn钢,俗称Q345,其参数如表1所示。

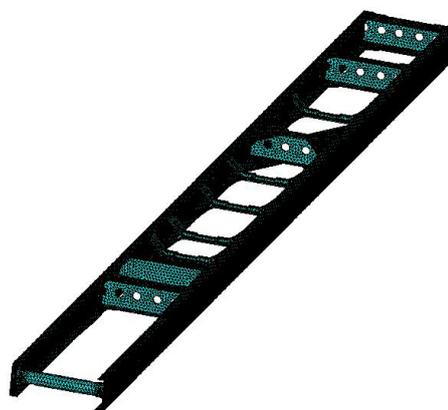


图1 简化车架有限元模型

收稿日期: 2017-02-16 责任编辑: 车轩玉 DOI: 10.13319/j.cnki.sjztdxzb.2018.03.10

基金项目: 国家自然科学基金(11472180); 教育部新世纪优秀人才计划项目(NCET-13-0913)

作者简介: 黄玉亭(1989—),女,硕士研究生,主要从事车辆动力学与控制的研究。E-mail: 1078627173@qq.com

黄玉亭,李韶华,杨绍普,等. 车架弹性对重型汽车操纵稳定性及行驶平顺性分析[J]. 石家庄铁道大学学报: 自然科学版, 2018, 31(3): 63-68.

表 1 车架材料属性

弹性模量/MPa	泊松比	密度/( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )	屈服应力/MPa	抗拉强度/MPa
2.1E+011	0.28	7 700	345	510 ~ 560

在有限元 ANSYS 中将车架进行无约束自由状态下的模态分析,考虑到低阶固有频率对车架影响较大,这里重点关注 60 Hz 以下的频率范围,前 6 阶频率值很小,为刚体模态不记,由于篇幅限制,本文只列出前 6 阶的固有频率和振型,如图 2 所示。

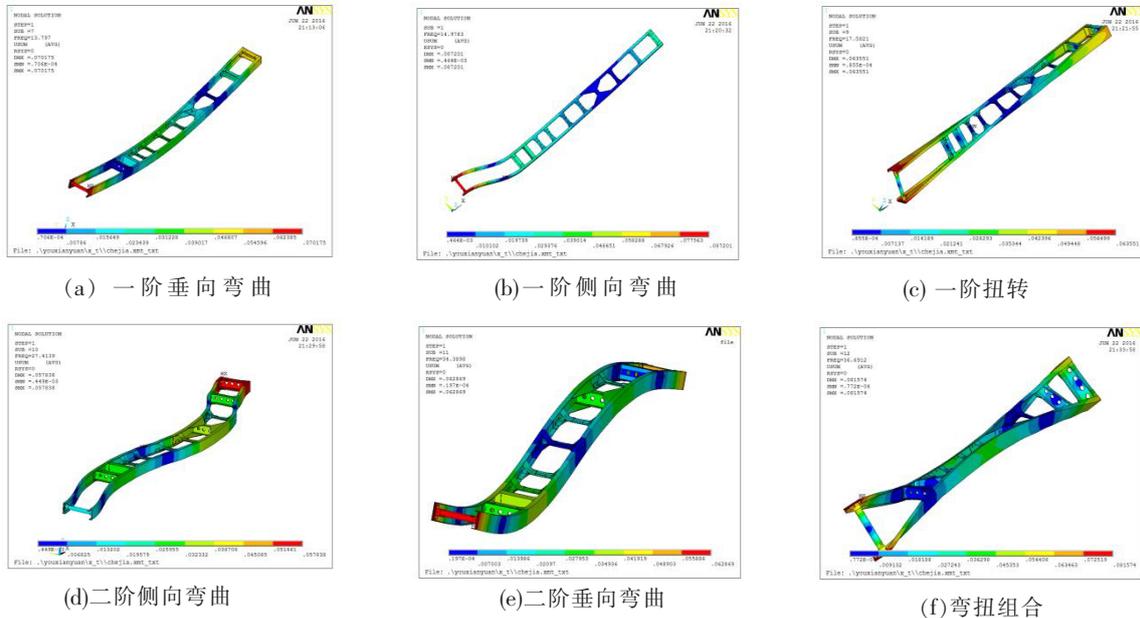


图 2 车架振型图

通过有限元分析计算出频率值低于 60 Hz 的车架模态和频率,如表 2 所示。

表 2 车架模态和频率

阶数	模态描述	频率值/Hz
1	一阶垂向弯曲	13.797
2	一阶侧向弯曲	14.978
3	一阶扭转	17.582
4	二阶侧向弯曲	27.414
5	二阶垂向弯曲	34.389
6	弯扭组合	36.691
7	局部模态	53.648
8	二阶弯扭组合	55.982
9	三阶弯曲	59.389

## 2 整车刚弹耦合模型的建立

将柔性车架导入 Adams/Car 中,车架与整车其它部件之间没有建立连接关系,它们之间的连接存在一定的限制条件,因此,需要建立外部节点保证模型连接的准确度。本文在有限元车架上共设置 35 个外部节点,生成 .mnf 中性文件,导入虚拟样机软件 ADAMS 中,在界面点上建立界面物体 interface part,用于柔性体与刚性体之间的连接。最后,在界面物体上建立用来交换信息的通讯器 communications 共 35 个,保证柔性车架与各刚性子系统的信息交换。装配后得到的柔性车架整车模型如图 3 和图 4 所示。

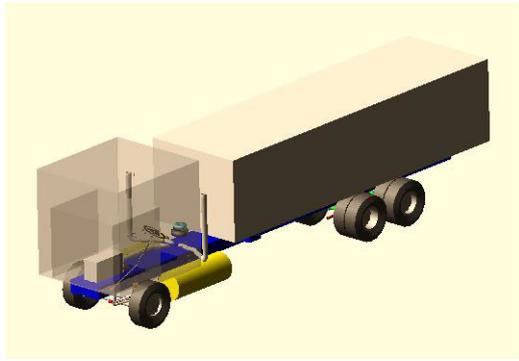


图 3 整车多刚体模型

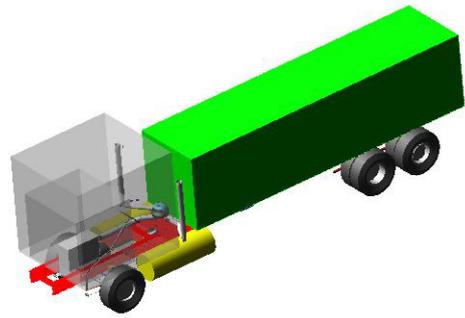


图 4 整车刚柔耦合模型

### 3 车架弹性对整车行驶操纵稳定性分析

本文着重分析对比了基于柔性车架的刚柔耦合整车模型和刚性车架的整车多刚体模型的转向盘角阶跃输入试验仿真、转向盘角脉冲输入试验仿真以及单移线仿真这 3 种工况,比较两车的操纵稳定性。

#### 3.1 转向盘角阶跃输入试验仿真

转向盘角阶跃输入试验常常用来评价汽车转向盘转角输入下的瞬态响应。两车在相同的路况下转动转向盘转角  $100^\circ$  进行整车方向盘角阶跃输入实验仿真结果,如图 5 至图 7 所示。

由图可以看出,柔性车架整车模型和多刚体整车模型转向盘角阶跃输入仿真试验相差不大。方向盘转角值相同,转向趋势一致,且两车横摆角速度和侧向加速度趋势一致,峰值控制在  $0.5\text{ s}$  内,说明两车均具有良好的操纵稳定性,且柔性车架对整车模型的操纵稳定性影响不大。

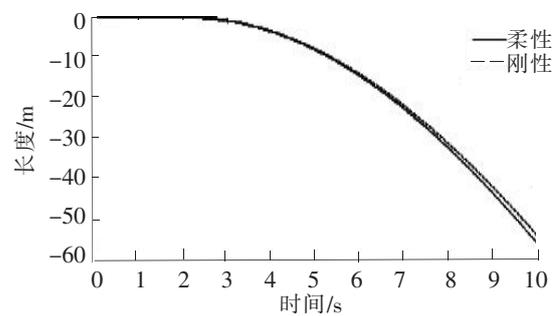


图 5 车辆行驶轨迹图

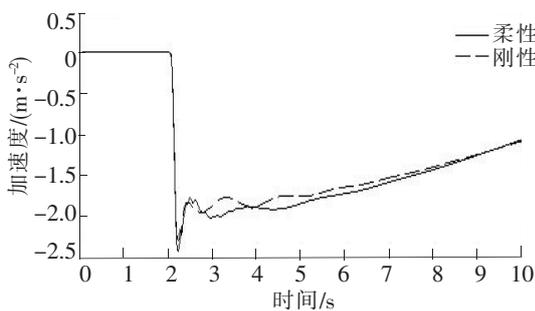


图 6 转向盘角阶跃输入侧向加速度

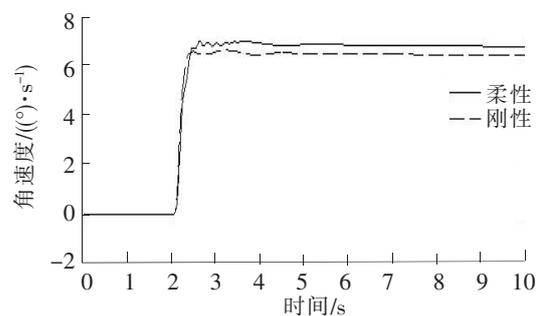


图 7 转向盘角阶跃输入横摆角速度

#### 3.2 转向盘角脉冲输入试验仿真

转向盘角脉冲输入试验是以汽车横摆角速度频率特性来表征汽车动特性。汽车在 2D 平坦路面下,先以恒定速度行驶,车速稳定后给转向盘一个角脉冲输入,最大角为  $120^\circ$ ,正弦波半波脉宽选择  $0.5\text{ s}$ ,整车侧向加速度达到  $0.4g$ ,随之迅速将方向盘转到原处,直至汽车恢复直线。仿真结果如图 8 至图 10 所示。

从分析结果可以看出,柔性车架整车模型和刚性车架整车模型转向盘角脉冲输入仿真试验结果差距较小。在

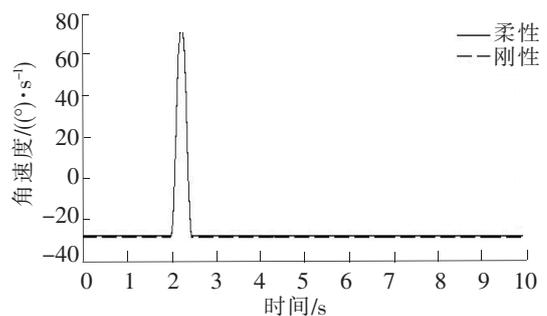


图 8 转向盘转角

转向盘转角一致的情况下,两车侧向加速度和横摆角速度趋势相同,且基于车架柔性的整车模型在仿真开始时侧向加速度有一定的波动,短暂时间后又恢复为零。由此得出,车架柔性化对整车模型的操纵稳定性影响不大。转向盘角脉冲对刚柔耦合整车模型操纵稳定性的影响较小。

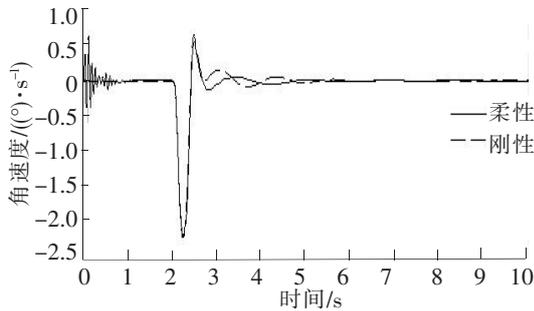


图 9 转向盘角脉冲输入侧向加速度

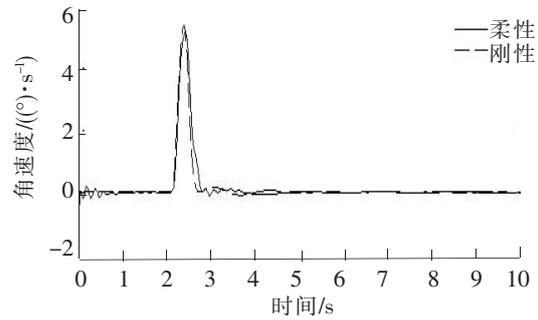


图 10 转向盘角脉冲输入横摆角速度

### 3.3 单移线仿真试验

单移线仿真试验是汽车稳态响应的典型工况。本文采用正弦角输入,通过一个 S 型样式的道路模拟汽车变车道的过程,能够较好反应出汽车的稳态响应特征。汽车以 60 km/h 的初始速度直线行驶,行驶一段时间后以正弦形式转动方向盘,最大转角值设置为  $100^\circ$ ,正弦输入周期时间为 5 s,然后保持直线行驶直至汽车达到稳定行驶状态。仿真结果如图 11 至图 13 所示。

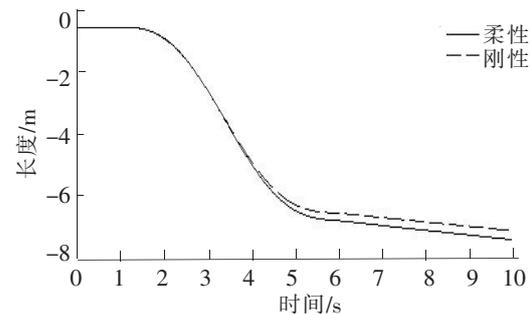


图 11 行驶轨迹变化曲线

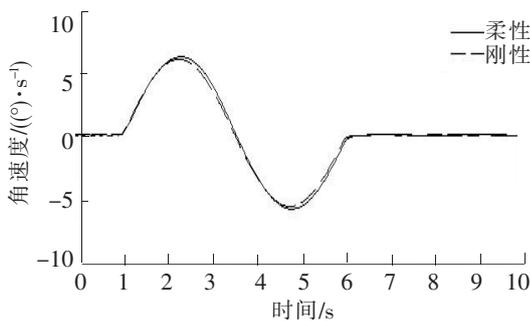


图 12 单移线横摆角速度

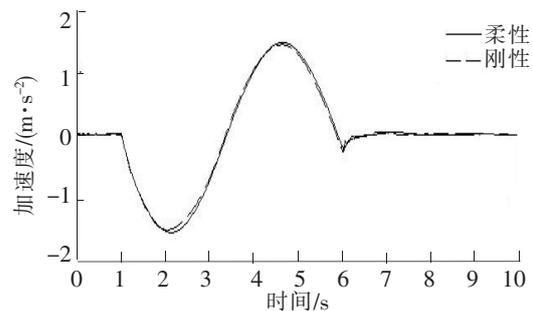


图 13 单移线侧向加速度

由汽车行驶轨迹图可以知道,汽车执行的是变车道行驶,侧向加速度曲线图和横摆角速度曲线图均是正弦波的输入波形,在行驶到 6 s 时结束转向,横摆角速度值和侧向加速度值迅速恢复为 0,说明两车均具有良好的操作稳定性能且柔性车架的整车刚柔耦合模型对操纵稳定性的影响不大。

## 4 车架弹性对整车行驶平顺性影响

基于车架弹性的刚柔耦合整车模型和多刚体整车模型在 A 级、B 级随机路面上以不同的速度 20 km/h、40 km/h、60 km/h、80 km/h 行驶,通过分析比较两车驾驶室座椅处的三向加速度及总的加权加速度值进行两车平顺性分析。表 3 列出了两车在 B 级随机路面上行驶时的加速度值。

表 3 两车模型 B 级路面平顺性仿真结果

车速/ ( $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ )	两种整车 模型	横向加权加速度均 方根值/ $(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	纵向加权加速度均 方根值/ $(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	垂向加权加速度均 方根值/ $(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	总加权加速度均 方根值/ $(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$
20	柔性	0.015 8	0.047 5	0.252 1	0.261 6
	刚性	0.038 5	0.046 6	0.223 6	0.239 1
40	柔性	0.076 5	0.049 6	0.286 4	0.313 6
	刚性	0.066 1	0.044 2	0.263 1	0.285 6
60	柔性	0.183 2	0.065 1	0.487 5	0.558 3
	刚性	0.194 2	0.096 3	0.508 6	0.592 2
80	柔性	0.297 9	0.068 6	0.605 2	0.741 2
	刚性	0.320 5	0.099 2	0.686 3	0.691 6

为了更直观地观察结果,分别绘制了如图 14 至图 16 所示的刚柔耦合整车模型和多刚体整车模型在 B 级路面下的三向加权加速度均方根值和总的加权加速度均方根值。

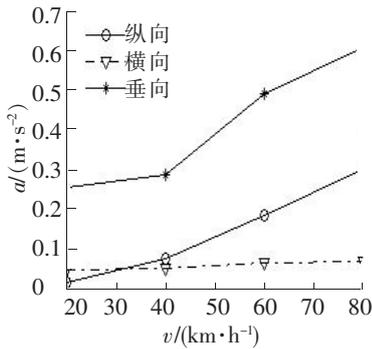


图 14 刚柔车三向加速度

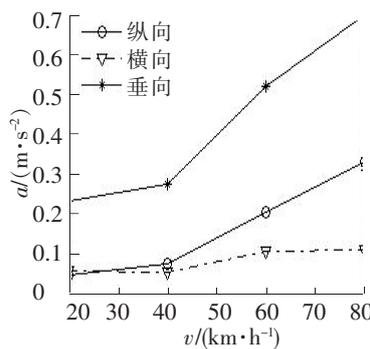


图 15 刚性车三向加速度

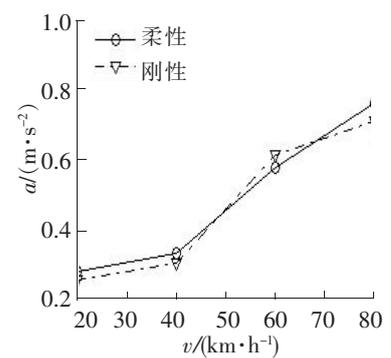


图 16 两车总加权加速度

表 4 两车模型 A 级路面平顺性仿真结果

车速/ ( $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ )	两种整车 模型	横向加权加速度均 方根值/ $(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	纵向加权加速度均 方根值/ $(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	垂向加权加速度均 方根值/ $(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	总加权加速度均 方根值/ $(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$
20	柔性	0.016 5	0.034 5	0.234 1	0.240 1
	刚性	0.043 9	0.032 2	0.205 2	0.218 9
40	柔性	0.092 6	0.132 9	0.607 3	0.705 5
	刚性	0.055 5	0.152 1	0.219 8	0.315 7
60	柔性	0.159 4	0.078 3	0.416 9	0.235 6
	刚性	0.126 3	0.043 9	0.335 4	0.157 5
80	柔性	0.273 1	0.092 3	0.584 5	0.504 5
	刚性	0.225 5	0.069 6	0.411 9	0.528 0

由此可知 (1) 车辆行驶速度对平顺性的影响较大,车速越大,驾驶室三向加速度随之增大,并且对于两种车型来讲,对侧向加速度的影响最小,对垂向加速度的影响最大。(2) 随着车速的增加,总的加权加速度值逐渐增大,乘员对整车乘坐舒适性的评价越来越差,在车速小于 40 km/h 的车速下,总加权加速度值小于 0.315,驾驶员没有感觉不舒适;在车速大于 40 km/h 时,总加权加速度值大于 0.315,驾驶员开始感觉有些不舒适,随着车速增高,驾驶员不舒适感觉程度增高,说明整车行驶平顺性越来越差。(3) 当车速达 80 km/h 时,两种整车模型行驶时均使驾驶员感觉相当不舒适,说明柔性车架的整车刚柔耦合和多刚体整车模型均不适合在该速度下行驶。(4) 比较两种路面下的仿真结果数据可以看出,路面粗糙程度对整车的平顺性有一定的影响,相同速度下,路面越粗糙,各项加速度值越大,总的加权加速度值越大,车辆行驶平顺性差。

## 5 结语

将整车模型中的一些部件作为柔性体与其它刚性体部件组合成整车刚柔耦合模型是动力学发展趋势。本文正是基于车架柔性化进行的刚弹耦合模型的动力学分析。结果表明,车架弹性对整车操纵稳定性分析影响不大,对整车行驶平顺性有较大的影响,且相同条件下,柔性车架整车模型平顺性能低于多刚体整车模型的正顺性能,说明车架柔性对整车平顺性有一定的影响,刚性越大,平顺性越好;反之,平顺性越差。

## 参 考 文 献

- [1]冯宝林,赵韩,董晓慧. 基于参数化有限元分析的某客货两用汽车车架的改型研究[J]. 农业工程学报, 2008, 24(1): 152-156.
- [2]马迅,赵幼平. 轻型客车车身结构刚度与模态的有限元分析[J]. 机械科学与技术, 2002, 21(1): 86-88.
- [3]潘新安,苏学成,李华等. 有限元前处理技术的研究与应用[J]. 煤矿机械, 2007, 28(4): 68-70.
- [4]傅志方. 模态分析理论与应用[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2000.
- [5]张洁. 基于总成结构的重型载货汽车建模与操纵稳定性仿真[D]. 长春: 吉林大学, 2011.
- [6]佐安康. 重型商用车刚弹耦合系统的平顺性研究[D]. 长春: 吉林大学, 2010.
- [7]Huh H, Kim K P, Kim H S. Collapse simulation of tubular structures using a finite element limit analysis approach and shell elements[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2001, 43(9): 2171-2187.
- [8]黄伟. 越野车操纵稳定性和平顺性仿真及应用研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2007.
- [9]高爽. 矿用重型自卸车平顺性仿真分析[D]. 石家庄: 石家庄铁道大学, 2014.
- [10]黄德惠. 基于整车动力学模型的重型卡车平顺性虚拟仿真与优化[D]. 青岛: 青岛理工大学, 2010.
- [11]郭保杰. 基于虚拟样机的汽车平顺性仿真分析研究[D]. 长安: 长安大学, 2014.

## Analysis of Frame Flexibility on Handling Stability and Riding Comfort of Heavy-duty Truck

Huang Yuting<sup>1</sup>, Li Shaohua<sup>1,2</sup>, Yang Shaopu<sup>1,2</sup>, Zhang Bing<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China;

2. Key Laboratory of Traffic Safety and Control in Hebei Province, Shijiazhuang 050043, China;)

**Abstract:** Taking the Water-shave truck as the research object, the ANSYS and ADAMS were used to establish the vehicle multi-rigid-body model and the rigid-flexible coupling model with a flexible frame. The steering stability and riding comfort of the two vehicle models under different working conditions were compared and analyzed on the basis of validating the correctness of the rigid-flexible coupled model of the virtual prototype. The results show that the larger the flexible of frame is, the lower the inherent frequency is, otherwise the inherent frequency is higher. Flexibility of the frame has little effect on the vehicle steering stability, but it has great influence on the riding comfort. The higher the speed is, the worse the riding comfort is. When the road is rougher, the total weighted acceleration value is larger, and the riding comfort is worse. The riding comfort of the vehicle can be effectively improved by appropriately increasing the frame rigidity. Therefore, this method can provide theoretical data for frame design of motor vehicle.

**Key words:** flexible frame; modal analysis; coupling model; dynamics simulation