

# 铰接式自卸车橡胶弹簧悬架系统动力学 仿真分析与实验研究

许志华<sup>1</sup>, 孙庆鸿<sup>1</sup>, 孙蓓蓓<sup>1</sup>, 马 铸<sup>2</sup>, 李锁云<sup>2</sup>, 王华君<sup>2</sup>

(1. 东南大学机械工程系, 南京 210096; 2. 徐州工程机械集团有限公司, 江苏徐州 221006)

**[摘要]** 以 AD250 铰接式自卸车橡胶弹簧悬架系统为研究对象, 运用虚拟样机技术, 在不同载荷和车速下对其进行了动力学仿真分析, 仿真结果与实验结果具有很好的一致性, 表明所建模型是准确的; 分析表明, 前悬架橡胶弹簧刚度的非线性特性能满足前悬架在不同载荷下具有等支承频率, 从而保持稳定的行使平顺性要求; 而后悬架系统在轻载荷下较之重载荷时具有较高的支承频率。分析的结果为橡胶弹簧悬架系统进一步优化设计提供了理论支持。

**[关键词]** 铰接式自卸车; 悬架; 橡胶弹簧; 动力学; 非线性

**[中图分类号]** U461.1; U463.33; U469.4 **[文献标识码]** A **[文章编号]** 1009-1742(2005)09-0034-06

## 1 前言

铰接式自卸车 (articulated dump trucks, ADT) 是指驾驶室和车体之间具有铰接点及摆动环的自卸汽车, 铰接点可使前后车架相对水平转向 45°, 是一种适宜在恶劣环境及空间狭窄的工作条件下工作的工程汽车。相对于刚性自卸车而言, ADT 具有良好的机动性、广泛的适应性、较高的生产效率、简便的可操作性和较低的运营成本等特点, 自 20 世纪 70 年代问世以来, 在欧美非公路运输领域得到广泛的应用。但在国内, ADT 的开发研制还处于起步阶段<sup>[1]</sup>。

悬架系统是铰接式自卸车的重要组成部分之一, 其性能的好坏, 将直接影响车辆的行驶平顺性、操纵稳定性等。由于 ADT 多应用于非公路运输, 世界上几大主要生产厂商如 VOLVO, TEREX, CATERPILLAR 等在产品的设计时均强调司机作业的舒适性, 这就要求车辆的悬架系统具有较低的固有频率。另外自卸车空满载时的轴荷相差甚大, 为保持整车在不同载荷下稳定和具有良好的平顺

性, 要求悬架系统具有非线性的弹性特性。

传统的自卸车可变刚度悬架系统常采用主、副钢板弹簧形式。在空车或载荷较轻时, 只有主钢板弹簧产生作用; 当载荷增加到一定程度时, 副钢板弹簧才开始起作用。近年来, 具有可变刚度特点的橡胶弹簧在车辆的悬架系统中已逐渐得到应用<sup>[2,3]</sup>。橡胶弹簧具有随着挠度增加而刚度变大的硬弹簧特性。大吨位的自卸汽车采用橡胶弹簧悬架可显著地缓和冲击, 减少颠簸, 从而改善驾驶员的劳动条件, 提高行车车速, 也简化了悬架结构, 减轻了悬架的自重。

AD250 铰接式自卸车目前处于新车试制阶段, 采用三点式悬架结构, 前悬架的弹性减振件为橡胶弹簧和液压减振器, 后悬架的弹性减振件为橡胶弹簧。对车辆系统进行动力学分析, 传统的方法多采用集中质量模型, 但一般限于少自由度系统; 对于复杂的多自由度车辆动力学模型, 虽然理论上日趋完善, 但由于模型过于烦琐, 特别是存在非线性特性时, 往往不能够完整地加以描述, 需要运用多刚体系统机构动力学的知识对车辆整体进行建模, 同

**[收稿日期]** 2004-11-12; **修回日期** 2004-12-14

**[基金项目]** “八六三” 高新技术研究发展计划资助项目 (2001AA422013); 江苏省自然科学基金预研项目 (BK200302)

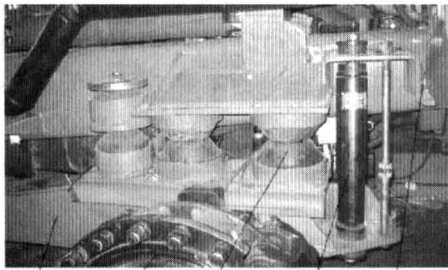
**[作者简介]** 许志华 (1975-), 男, 江西临川市人, 东南大学机械工程系博士研究生, 研究方向为机械结构动态优化

时，采用多刚体系统方法进行空间机构的运动分析，进而实施车辆的优化设计。因此，利用车辆虚拟样机技术的车辆机构多刚体/多柔体动力学虚拟仿真成为目前的研究热点。笔者基于多体动力学仿真软件 ADAMS，建立了 AD250 整车虚拟样机模型，对悬架系统的非线性动态特性进行了分析。这对于提高整车的平顺性和设计水平具有重要意义。

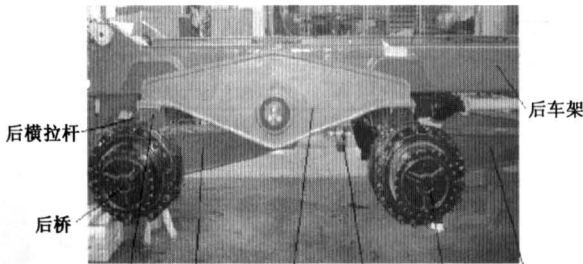
## 2 铰接式自卸车虚拟样机模型的建立

### 2.1 悬架系统结构的拓扑分析

AD250 前悬架为半独立悬架，主要由箱型断面形式的 U 形架、前横拉杆、橡胶减振块及 4 个液压减振器组成（图 1a）。U 形架一端用弹性球轴承与车架相连，另一端用螺栓与桥相连，主要承担车辆的纵向力。完全弹性支撑的前轴与能适应各种地形的转向架确保车桥在一定范围内自由摆动，使 2 个车轮始终与地面接触。这样一来，即使行驶在崎岖的地形，驾驶员也能始终感到安全舒适。横拉杆主要承担侧向力，橡胶弹簧主要承受垂向力。



U 形架 前桥 橡胶弹簧 液压减振器 前车架  
a. 前悬架



后横拉杆 后桥 橡胶弹簧 后A形架 平衡梁 中横拉杆 中桥 中A形架  
b. 后悬架

图 1 前后悬架结构图

Fig.1 Front/rear suspension structure

后悬架为平衡梁悬架，由两根具有箱形断面的 A 形架、中/后横拉杆、平衡梁及橡胶弹簧等部件组成（图 1b）。这种悬架结构允许双后桥的每个车

轮进行单独运动，使车斗始终保持平衡状态。

对 AD250 进行拓扑分析，得到虚拟样机模型的拓扑关系，如图 2 所示。

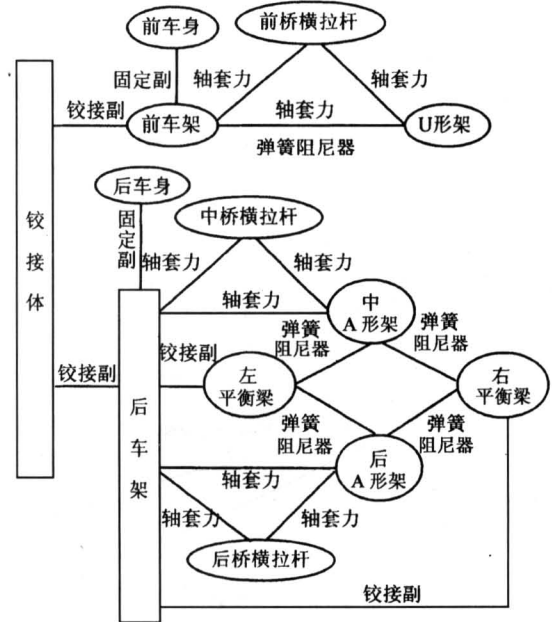


图 2 AD250 虚拟样机拓扑结构图

Fig.2 Topological structure of AD250 virtual prototyping

整个模型由 13 个刚体组成；有 4 个铰接副，2 个固定副，共 46 个自由度。其中弹性球轴承由衬套力（bushing）模拟，bushing 通过定义力和力矩的 6 个分量（ $F_x, F_y, F_z, T_x, T_y, T_z$ ）在两构件之间施加一个柔性力，来表达两构件的空间柔性连接。其计算公式为：

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ T_x \\ T_y \\ T_z \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} K_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & K_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & K_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R_x \\ R_y \\ R_z \\ \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_x \\ V_y \\ V_z \\ \dot{\theta}_x \\ \dot{\theta}_y \\ \dot{\theta}_z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{x0} \\ F_{y0} \\ F_{z0} \\ T_{x0} \\ T_{y0} \\ T_{z0} \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中  $F, T$  表示力和力矩； $R, \theta, V, \dot{\theta}$  分别表

示两构件连接点之间的相对位移、转角、速度、角速度； $K, C$  分别表示刚度和阻尼系数；其下标  $X_0, Y_0, Z_0$  分别表示  $X, Y, Z$  方向的初始值。

图 3 所示为 AD250 铰接式自卸车的动力学分析模型。为使分析目标集中，略去了发动机支承系统对车辆平顺性的影响，留待整车驾驶舒适性设计时再考虑。

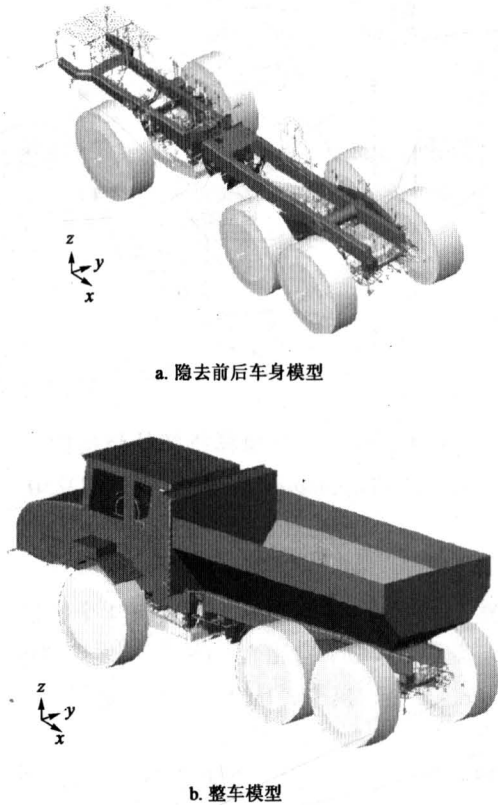


图 3 AD250 动力学仿真模型

Fig.3 Dynamic simulation model of AD250

### 2.2 前后悬架橡胶弹簧刚度和阻尼的确定

使用美国 MTS 公司制造的 SINTECH 20 /D 材料实验机对前后悬架橡胶弹簧的刚度特性进行测试。测试结果如图 4 所示。从图 4 中可知，前后橡胶弹簧均为非线性元件。把前后橡胶弹簧的刚度特性曲线采用 SPLINE 方式输入到 ADAMS 中，完成橡胶弹簧刚度的非线性设置。

利用 SCHENCK M25 动态实验机测得前、后橡胶弹簧的阻尼比分别为 0.052 和 0.11。

### 2.3 仿真路面的生成

为了模拟实际路面对车辆的激励，需要建立具

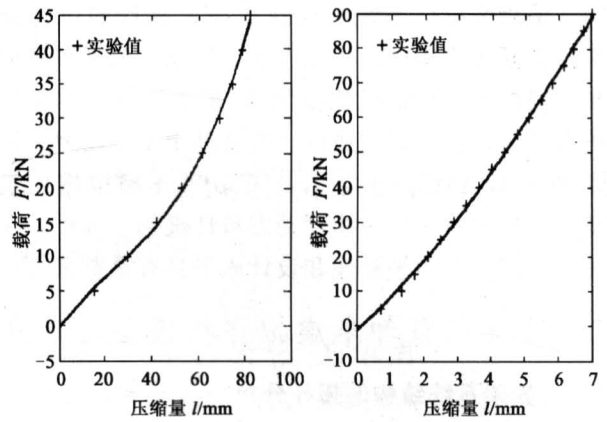


图 4 前、后悬架橡胶弹簧刚度特性曲线

Fig.4 Stiffness curve of front and rear suspension

有一定功率谱密度的随机路面。依据《汽车平顺性随机输入行驶实验方法》(GB/T4970-1996) 第 3.1 节关于“符合 GB7031 规定的 C 级路面为矿用自卸车优选路面”的规定<sup>[4]</sup>，所分析的路面选用 C 级，在参考空间频率  $n = 0.1 \text{ m}^{-1}$  下的路面功率谱密度值  $G_q(n_0)$  为  $256 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ ，求得对应的时间频率功率谱密度  $G_q(f)$  后，再利用反求功率谱密度的方法，即可计算出路面不平度的时间信号  $q(t)$ ，将  $q(t)$  与车速相乘就是路面空间不平度的信号  $q(l)$ ， $l$  为沿道路走向的长度。仿真生成的 C 级路面如图 5 所示。

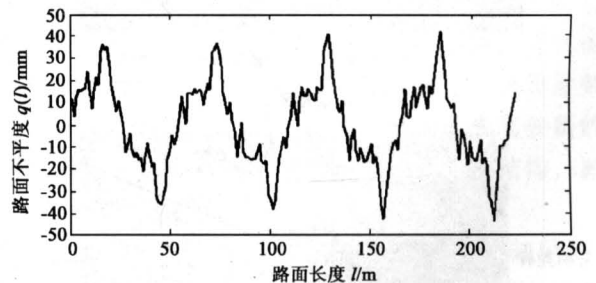


图 5 C 级路面

Fig.5 Grade C road surface

## 3 整车动力学实验

为了获得悬架系统的动力学特性，用整车道路模拟大型试验台 SCHENCK 对 AD250 进行动力学实验，试验现场布局如图 6 所示。整车试验历时一周。实验时在悬架弹性元件（橡胶弹簧）上下部位和驾驶室座椅处安装 B&K4371 型加速度传感器，在不同载荷与车速下，采用路谱信号进行激励，激

励采用位移控制方式。

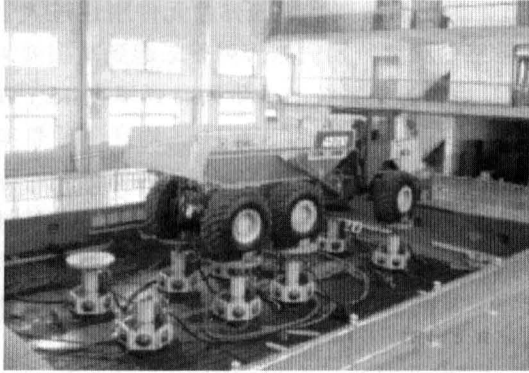


图 6 AD250 整车动力学实验

Fig.6 Dynamic experiment on AD250

### 4 仿真与实验结果分析

#### 4.1 不同载荷与车速下车辆平顺性分析

ISO2631-1:1997(E) 标准给出了平顺性评

表 1 驾驶室座椅处垂向加权加速度均方根仿真与实验值

Table 1 Simulation and experiment value of vertical weighted acceleration at the point under seat

载荷 / t	不同车速下的加速度均方根 / m·s <sup>-2</sup>							
	10 / km·h <sup>-1</sup>		20 / km·h <sup>-1</sup>		30 / km·h <sup>-1</sup>		40 / km·h <sup>-1</sup>	
	仿真值	实验值	仿真值	实验值	仿真值	实验值	仿真值	实验值
15	0.615	0.572	0.551	0.582	0.705	0.663	0.782	0.718
25	0.527	0.471	0.672	0.669	0.790	0.719	1.128	0.975

2) 随着车速的提高, 驾驶室座椅处的加权加速度均方根值也随之增大。车速在 20 km/h 以上时, 25 t 载荷的响应值比 15 t 的略大, 亦即车辆的乘坐舒适性要略差些。在 15 t 载荷、车速为 10, 20 km/h 时, 驾驶室座椅下点的加权加速度均方根值处于 315~630 mm/s<sup>2</sup>, 依据 ISO2631-1:1997(E) 标准, 可判定人体感觉为“稍不舒适”; 车速为 30, 40 km/h 时, 驾驶室座椅下点的加权加速度均方根值处于 630~1 250 mm/s<sup>2</sup> 之间, 人体感觉“不舒适”<sup>[6]</sup>。而在 25 t 载荷、车速为 20~40 km/h 时, 人体感觉均为“不舒适”。

#### 4.2 前后悬架环节传递特性分析

研究悬架系统的传递特性, 对深入分析平顺性产生问题的原因和指导悬架系统的改进设计都是很重要的。

以实验测定的前车轴加速度为输入, 前车架加速度为输出, 对前悬架系统的传递特性进行分析, 绘出不同载荷、C 级路面、20 km/h 工况下的实验加速度传递特性图, 如图 7 所示。

价的近似方法: 用垂直方向的总加权加速度均方根值来评价车辆的平顺性。这一方法适用于正常行驶工况下的各种汽车, 包括越野汽车<sup>[5]</sup>。笔者采用此方法进行评价。

对虚拟样机进行仿真, 测得驾驶室座椅处垂向加速度的时间历程, 再在 ADAMS-Postprocessor 中建立一滤波器进行加权滤波。其中频率加权函数  $w(f)$  为<sup>[6]</sup>

$$w(f) = \begin{cases} 0.5 & (0.5 < f \leq 2) \\ f/4 & (2 < f \leq 4) \\ 1 & (4 < f \leq 12.5) \\ 12.5/f & (12.5 < f < 80) \end{cases} \quad (2)$$

分别在 15 t 和 25 t 载荷工况下, 以车速 10, 20, 30, 40 km/h (AD250 的最高设计车速为 52 km/h) 进行仿真分析, 结果如表 1 所示。

1) 仿真结果和实验结果有较好的一致性, 表明所建动力学模型的准确性。

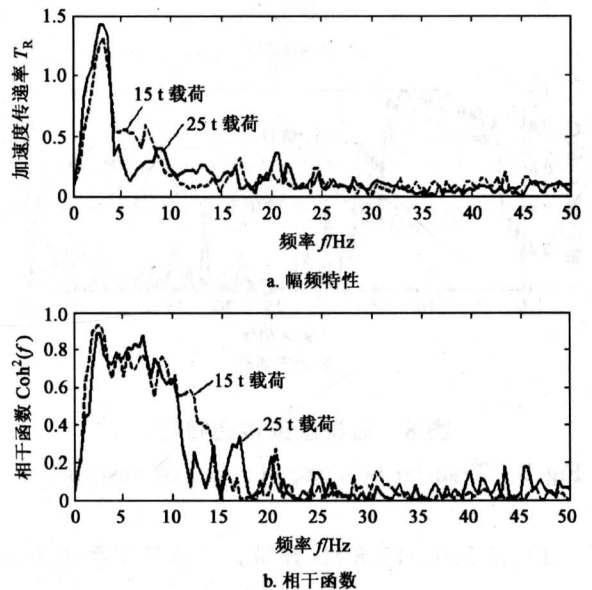


图 7 前悬架传递特性

Fig.7 Transfer behavior of front suspension structure

1) 15 t 和 25 t 载荷时前悬架的固有频率分别

为 2.93 Hz 和 2.92 Hz, 表明前悬架橡胶弹簧刚度的非线性特性得到体现, 满足了不同载荷下悬架系统具有接近固有频率的要求。但固有频率值大于常用的设计值 1.51~2.04 Hz, 优化时可适当减小橡胶弹簧的刚度。在频带 1.5~8 Hz 之间, 相干函数大于 0.75, 说明这一频带的幅频特性基本可信, 亦表明在该频带上前车架的加速度响应主要是由前车轴引起的。其他频带的相干函数值较小, 表明前车架的加速度响应还受到其他激励点的影响; 由于该悬架为非线性系统, 所以相干函数的数值较小。

2) 不论是 15 t 还是 25 t 吨载荷, 人体最敏感的 4~8 Hz 频率范围都处于减振区域, 说明前悬架橡胶弹簧起到了减振的作用。

3) 根据共振时的幅值, 可求出空载至满载时的阻尼比  $\zeta$  近似为 0.5~0.58。

铰接式自卸车后悬架系统采用平衡悬架结构, 中桥和后桥悬架环节的弹性元件一致, 故仅绘出不同载荷、C 级路面、20 km/h 工况下的后桥悬架环节实验加速度传递特性图 (图 8), 由图 8 可得:

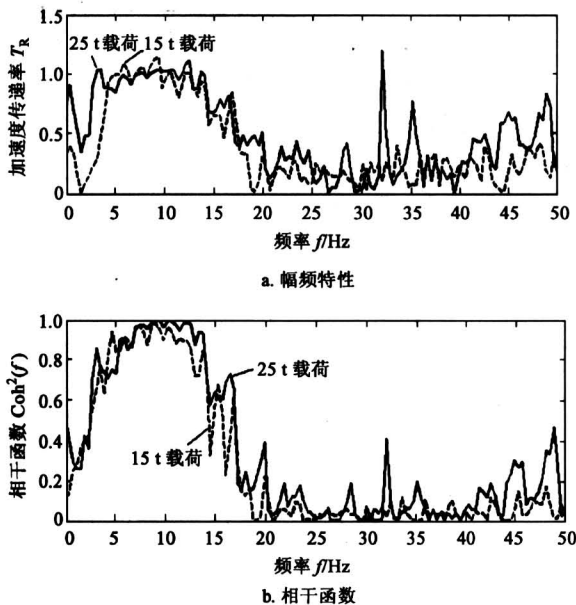


图 8 后桥悬架传递特性

Fig.8 Transfer behavior of rear axle suspension

1) 在 3.6~13.8 Hz 频带, 后桥悬架系统输入

输出的相干函数大于 0.8, 对应的加速度传递率在 1 附近, 说明后悬架系统的弹性元件刚性过大, 在人体敏感的频率范围内橡胶弹簧未起到减振效果。

2) 后桥悬架系统的一阶固有频率在 15 t 载荷时为 5.8 Hz, 25 t 时为 3.6 Hz, 均高于后悬架系统通常的设计值 1.67~2.23 Hz。由空满载时固有频率的不同可知, 中后桥橡胶弹簧刚度的非线性特性不能满足不同载荷下悬架系统具有相近固有频率的要求, 从而影响车辆具有稳定的平顺性。造成这一情况的具体原因是橡胶弹簧的初始刚度偏大。因此在优化时可考虑在限位行程允许的范围内降低轻载对应的刚度值。

## 5 结论

以铰接式自卸车橡胶弹簧悬架系统为研究对象, 对其结构进行了拓扑分析, 运用虚拟样机技术建立了 AD250 的非线性动力学模型。在不同载荷和车速下对其进行了动力学仿真分析, 并在 SCHENCK 整车道路模拟大型试验台上进行了动力学实验。仿真结果与实验结果有很好的 consistency, 说明所建的模型是可信的, 建立的动力学模型和分析结果为橡胶弹簧悬架系统的进一步优化设计奠定了基础。

### 参考文献

- [1] 葛恒安. 国内外铰接式自卸车的发展概况[J]. 建筑机械, 2003, (4): 7~9
- [2] Berg M. A model of rubber spring in the dynamic analysis of rail vehicle [J]. Proc Instn Engrs Part F, 1997, 211: 95~108
- [3] Berg M. A non-linear rubber spring model for rail vehicle dynamic analysis [J]. Vehicle System Dynamics, 1998, 30(3-4): 197~212
- [4] 汽车平顺性随机输入行驶实验方法[S]. 中华人民共和国国家标准, GB/T4970-1996
- [5] ISO2631-1 Mechanical Vibration and Shock Evaluation of Human Exposure to Whole-body Vibration [S]. International Organization for Standardization, 1997
- [6] 余志生. 汽车理论[M]. 第三版, 北京:机械工业出版社, 2002

## Dynamic Simulation and Optimization of Rubber Suspension System of Articulated Dump Truck

Xu Zhihua<sup>1</sup>, Sun Qinghong<sup>1</sup>, Sun Beibei<sup>1</sup>, Ma Zhu<sup>2</sup>, Li Suoyun<sup>2</sup>, Wang HuaJun<sup>2</sup>

(1. *Department of Mechanical Engineering, Southeast University, Nanjing 210096, China;*

2. *Xuzhou Construction Machinery Group Co., Ltd., Xuzhou, Jiangsu 221006, China*)

[**Abstract**] Virtual prototyping technology has been used to analyze the dynamic characteristics of rubber spring suspension of AD250 articulated dump truck. Multi-body dynamics simulation of the ride comfort has been performed under different velocity and different load. The results of analysis are consistent with experiment results, which shows the correctness of the model. Results indicate that the good and constant ride comfort can be satisfied under different load because of the nonlinear properties of rubber springs of front suspension. Rear suspension system under light load has higher supporting frequency than under deadweight. The results provide a basis for the parameter optimization of rubber spring suspension.

[**Key words**] articulated dump trucks; suspension; rubber spring; dynamics; nonlinear

---

(cont. from p. 13)

## Structure Analysis, Forecasting and Urgent Measure for Surprised Severe Weather

OuYang Shoucheng<sup>1</sup>, Xie Na<sup>2</sup>, Hao Liping<sup>2</sup>

(1. *Chengdu University of Information and Technology, Chengdu 610041, China;*

2. *Chengdu Meteorology Bureau, Chengdu 610071, China*)

[**Abstract**] In this paper the structure characteristics of surprised rain gust and storm in Beijing and Shanghai and heavy rain gust in NE Sichuan are analyzed, and the surprised severe weather is discussed by V-3 $\theta$ chard. The results showed that the surprised weather can be forecast. Facilities for water drainage water storage and windbreak should be allocated.

[**Key words**] blown-ups; structure analysis; surprised severe weather; taking precautions against severe weather