

悬架扭杆和稳定杆刚度对车辆转向灵敏度的影响分析

刘敬忠¹, 冯 燕², 赵燕伟³

(1. 浙江工业大学 教育科学与技术学院, 浙江 杭州 310014;

2. 浙江大学 动力机械及车辆工程研究所, 浙江 杭州 310027;

3. 浙江工业大学 机械工程学院, 浙江 杭州 310014)

摘要: 为研究悬架和横向稳定杆的刚度对车辆操纵性能的影响,进而为悬架设计和调整提供参考,以某轻型客车为原型,在ADAMS/Car中构建了无横向稳定杆和前悬架装配横向稳定杆的两辆虚拟样车及其变型车,通过转向盘转角阶跃输入仿真试验,得到了前悬架扭杆和横向稳定杆角刚度对车辆转向灵敏度的影响曲线。研究表明,对于无、有稳定杆两种车型,扭杆角刚度自0.5倍增大至2.0倍基准刚度,转向灵敏度分别产生相对于经验值域约20%和1%的下降量;横向稳定杆角刚度自基准角刚度减小至0或增大至2.0倍基准刚度,转向灵敏度分别产生相对于经验值域约10%的增长量或1%的下降量。

关键词: 扭杆;横向稳定杆;角刚度;转向灵敏度;ADAMS/Car

中图分类号: TH122; TP391.9; U461

文献标志码: A

文章编号: 1001-4551(2012)06-0654-04

Influence analysis of stiffness of suspension torsion bar and anti-roll bar on vehicle steering sensitivity

LIU Jing-zhong¹, FENG Yan², ZHAO Yan-wei³

(1. College of Education Science and Technology, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China;

2. Institute of Power Machinery and Vehicle Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China;

3. College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China)

Abstract: In order to study the effect of stiffness of the suspension and anti-roll bar on the vehicle handling performance, and provide reference for suspension design and adjustment afterwards, two virtual prototype and their variants without anti-roll bar and front suspension assembly anti-roll bar, based on a light bus for the prototype, were structured in ADAMS/Car. Through simulation experiment with input of steering wheel angle step, the curves of effect of angle stiffness of front suspension torsion bar and anti-roll bar on vehicle steering sensitivity were obtained. The results show that, on two models with and without anti-roll bar, steering sensitivity respectively produces about 20% and 1% decline of the range of experience while the angle stiffness of torsion bar increased from 0.5 to 2.0 times of the base stiffness; steering sensitivity respectively produces about 10% increase or 1% decline of the range of experience while the angle stiffness of anti-roll bar decreases from the base angle stiffness to 0 or increases to 2.0 times of the base stiffness.

Key words: torsion bar; anti-roll bar; angle stiffness; steering sensitivity; ADAMS/Car

0 引 言

在汽车设计中,为获得良好的操纵稳定性能,通常需要较大的悬架刚度。而悬架刚度的提高,会降低

乘坐的舒适性。为此,可以通过降低悬架弹性元件的刚度,来获得良好的行驶平顺性能,通过增加横向稳定杆来提高操纵稳定性能。如何协调悬架弹性元件刚度和横向稳定杆刚度二者的关系,是悬架设计的一

项重要工作内容。有关研究人员已对此做过一定的研究,主要是通过改变横向稳定杆的直径或刚度,研究其对操纵稳定性的影响。文献[1-2]分别对某SUV车和某大客车进行了转向盘转角阶跃输入仿真试验,仿真结果表明,随着横向稳定杆直径增大,横摆角速度、侧向加速度的峰值和稳态值逐渐减小,响应时间缩短。文献[3]采用转向盘转角阶跃输入试验方法,对某典型工况大客车进行了稳定性仿真分析,分析结果表明,逐渐增大前横向稳定杆的角刚度,穿越频率和相位裕量表现出了逐渐增大的趋势。文献[4]则对某电动客车进行了稳态回转仿真试验,结果表明,加装横向稳定杆后,车身侧倾角减小,侧倾得到有效抑制。但上述研究工作仅对横向稳定杆角刚度对操纵稳定性的影响趋势进行了研究,尚未深入研究其影响程度。

本研究以国内某公司生产的轻型客车为样车,通过ADAMS/Car建立虚拟样车进行仿真,进一步研究前悬架扭杆刚度和横向稳定杆刚度对车辆转向灵敏度的影响程度,并对两者对转向灵敏度的协同影响进行对比研究,为设计过程中两组件刚度计算、调整和协调提供参考与借鉴。

1 转向灵敏度分析的三自由度模型

在转向盘转角阶跃输入试验中,车辆进入的稳态响应是做等速圆周行驶。稳态横摆角速度 r 与转向盘转角 δ_{sw} (或前轮转角 δ)之比值,称为转向灵敏度,也称为稳态横摆角速度增益,以符号 $\left. \frac{r}{\delta_{sw}} \right|_s$ (或 $\left. \frac{r}{\delta} \right|_s$)表示,它是稳态转向特性的一项重要评价指标。转向灵敏度受多种因素的影响,其中悬架侧倾刚度是一个重要影响因素。

悬架侧倾刚度较大的车辆在曲线行驶时,车身倾斜较小,导致的侧倾转向效应也小,可以采用简化的线性二自由度汽车模型对汽车进行前轮角输入响应分析,此时认为汽车车厢只作平行于地面的平面运动,即汽车沿 Z 轴的位移、绕 Y 轴的俯仰角和绕 X 轴的侧倾角均为零,而忽略了转向系和悬架的影响。但是,实际上汽车沿曲线行驶时,悬架、转向系统甚至传动系统都会对操纵稳定性产生一定的影响。由于现代汽车的悬架侧倾刚度一般较小,侧倾转向效应较大,必须考虑侧倾自由度的影响。

考虑侧倾自由度时,则以线性三自由度汽车模型进行分析。三自由度角输入操纵运动数学模型有几种^[5-6],虽然表述各异,但方法基本相同。其中一种模型即用下列一阶常系数线性状态变量微分方程来表

示:

$$[M]\{\dot{X}\}=[C]\{X\}+\{n\}\delta \quad (1)$$

其中:

$$[M]=\begin{bmatrix} I_z & 0 & I_{xz} & 0 \\ 0 & MV & -M_s h & 0 \\ I_{xz} & -M_s h V & I_x & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$\{X\}=[r \quad \beta \quad p \quad \varphi]^T \quad (3)$$

$$[C]=\begin{bmatrix} N_r & N_\beta & 0 & N_\varphi \\ Y_r - MV & Y_\beta & 0 & Y_\varphi \\ M_s h V & 0 & L_p & L_\varphi \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\{n\}=[N_\delta \quad Y_\delta \quad 0 \quad 0]^T \quad (5)$$

以上各式中: I_x —悬架上质量绕 X 轴的转动惯量; I_z —整车绕 Z 轴的转动惯量; I_{xz} —悬架上质量绕 X 、 Z 两轴的惯性积; M —整车质量; M_s —悬架上质量; h —侧倾力臂; V —车速; $r, \beta, p, \varphi, \delta$ —横摆角速度、质心速度偏离角、侧倾角速度、车身侧倾角、名义前轮转角; $N_r, N_\beta, N_\varphi, N_\delta$ —绕 Z 轴外力矩 N 对 $r, \beta, \varphi, \delta$ 的偏导数; $Y_r, Y_\beta, Y_\varphi, Y_\delta$ —侧向外力 Y 对 $r, \beta, \varphi, \delta$ 的偏导数; L_p, L_φ —绕 X 轴外力矩 L 对侧倾角速度 p ,侧倾角 φ 的偏导数。

令 $\{\dot{X}\}=0$,即可求出各变量的稳态值,进而求出转向灵敏度。由式(1~5)可以看出,悬架侧倾刚度从多个方面对转向灵敏度构成影响。

2 虚拟样车的构建与验证

2.1 虚拟样车构建

该轻型客车采用发动机后置后轮驱动方式,齿轮齿条式转向系统,前悬架采用双横臂扭杆式独立悬架,后悬架采用双横臂螺旋弹簧独立悬架。前、后悬架的数字模型根据实车结构进行构建,各关键点坐标与实车完全相同,但在模型结构上做了适当简化。轮胎建模时选用UA轮胎模型。车身模型的外形参照原车尺寸构建,但将负载质量简化为一个质量点,质量点的坐标通过试验获取,转动惯量通过经验公式估算。

原车没有配置横向稳定杆,为研究需要,笔者在构建虚拟样车时,分别建立了无横向稳定杆和前悬架装配横向稳定杆的两套数字模型 nonantiroll 和 antiroll。前悬架装配横向稳定杆的虚拟样车 antiroll 如图1所示。

2.2 模型验证

因为虚拟样车为一数字模型,本研究在建模时对各种结构和参数做一些假设与简化,使之与实车相比会存在一些差异,因此,在进行仿真分析前应对其进

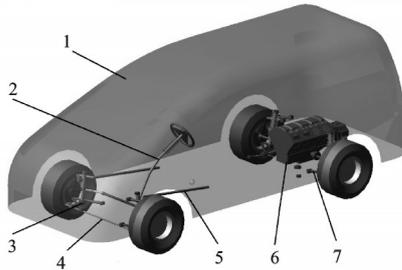


图1 虚拟样车 antiroll

1—车身;2—齿轮齿条式转向系;3—前悬架;4—前横向稳定杆;5—前悬架扭杆;6—发动机;7—后悬架

行验证,以检验模型与实车的符合程度。

按照国标 GB/T 6323.6-94 和 GB/T 6323.2-94 规定的试验方法,本研究分别对实车进行稳态回转试验和转向瞬态响应试验(转向盘转角阶跃输入),然后按照同样的标准和试验方法对无横向稳定杆的虚拟样车进行仿真分析,得到实车和虚拟样车的横摆角速度、车身侧倾角和侧向加速度,两者结果对比如图2、图3所示。

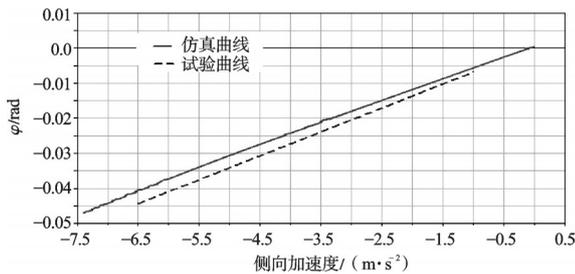


图2 稳态回转试验车身侧倾角与侧向加速度关系曲线

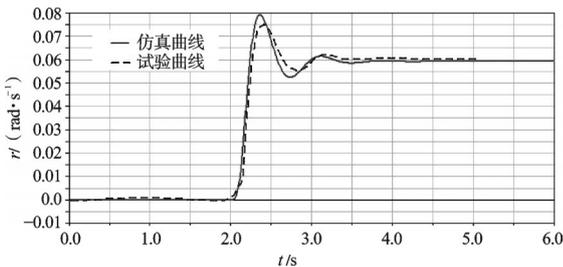


图3 转向盘转角阶跃输入试验横摆角速度时域响应曲线

对比实车试验曲线和仿真曲线可知,两者变化趋势相同。由稳态回转试验结果求得的稳态评价指标—车箱侧倾度 K_{ϕ} 的试验值和仿真值分别为 $0.0068 \text{ rad}/(\text{m}\cdot\text{s}^{-2})$ 和 $0.0063 \text{ rad}/(\text{m}\cdot\text{s}^{-2})$,由转向盘转角阶跃输入试验求得的瞬态评价指标—横摆角速度响应时间 T 的试验值和仿真值分别为 0.13 s 和 0.12 s ,误差均小于 10% ,说明建模方法可行,构建的数字模型基本正确,可以用来进行仿真分析。

3 虚拟样车试验

基于建立的两款虚拟样车的原型车,本研究在前悬架扭杆和横向稳定杆角刚度值可能的调节范围内,按照倍率等距原则,分别改变横向稳定杆角刚度和前

悬架扭杆角刚度,得到多款变型车。

拟定的刚度变化倍率组合如表1所示。

表1 变型刚度系数表

原型车代号	变型车代号	n		m			
nonantiroll	nonantiroll	0.0	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0
	$K_s=mK_{s0}$	0.5	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0
antiroll	antiroll	0.75	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0
	$K_s=nK_{s0}$	1.0	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0
	$K_s=mK_{s0}$	1.5	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0
		2.0	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0

注: K_{s0} 、 $K_{\phi 0}$ —原型车前悬架扭杆和横向稳定杆的基准角刚度; K_s 、 K_{ϕ} —变型车前悬架扭杆和横向稳定杆的角刚度; m —变型车前悬架扭杆角刚度倍率, $m=K_s/K_{s0}$; n —变型车横向稳定杆角刚度倍率, $n=K_{\phi}/K_{\phi 0}$ 。

在 ADAMS 软件中,本研究按照国标 GB/T 6323.2-94 规定的试验方法分别对原型车和各款变型车进行转向盘转角阶跃输入仿真试验,其中两款原型车的横摆角速度时域响应曲线如图4所示。

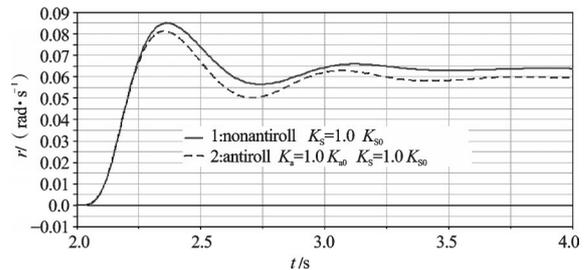


图4 无、有横向稳定杆原型车横摆角速度时域响应曲线

从图4可以看出,由于横向稳定杆使悬架的侧倾刚度增大,有横向稳定杆的原型车 antiroll 的横摆角速度峰值和稳态值均小于无横向稳定杆原型车 nonantiroll 的横摆角速度峰值和稳态值。通过对各款变型车的横摆角速度时域响应对比曲线进行分析可知,对于无横向稳定杆车型,增大前悬架扭杆的角刚度,车辆的侧倾刚度随之增加,横摆角速度逐渐减小;对于装有横向稳定杆的车型,由于稳定杆对侧倾刚度的贡献,前悬架扭杆的刚度变化对横摆角速度的影响明显降低。

4 试验结果处理与分析

4.1 转向灵敏度变化规律

本研究对仿真试验结果进行处理,求出各原型车和变型车的转向灵敏度,其中两款原型车的转向灵敏度随前悬架扭杆角刚度变化的对比曲线如图5所示。

通过对仿真结果分析可知,无、有横向稳定杆时,车辆转向灵敏度均随前悬架扭杆角刚度增大而降低,但无横向稳定杆车型变化速率较快;在前悬架扭杆刚度一定时,与未装配横向稳定杆的车型相比,设置横

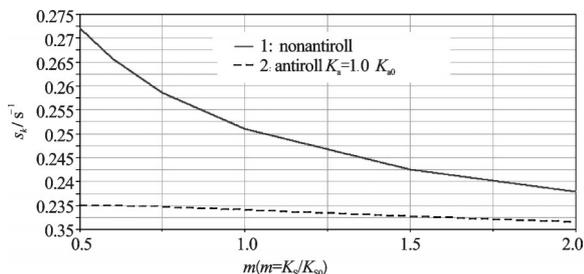


图5 无、有横向稳定杆($K_s=1.0 K_{s0}$)模型转向灵敏度随 K_s 变化曲线

向稳定杆会在很大程度上降低车辆的转向灵敏度;通过改变横向稳定杆的角刚度,也可以对车辆的转向灵敏度进行调节,但调节的速率较缓慢。

4.2 角刚度影响因子分析

为进一步研究前悬架扭杆角刚度和横向稳定杆角刚度对转向灵敏度的影响程度,本研究引入影响因子 I 的概念,定义为因角刚度变化而引起转向灵敏度 S_k 相对于原型车转向灵敏度 S_{k0} 的变化量($S_k - S_{k0}$)与转向灵敏度经验统计值上下限差($E_U - E_L$)的比值,即:

$$I = \frac{S_k - S_{k0}}{E_U - E_L} \quad (6)$$

德国几所大学的汽车研究所在车速为 22.35 m/s (80.46 km/h)、侧向加速度为 0.4 g 工况下测得的近代轿车转向灵敏度统计值域^[7-12]上限 E_U 为 0.33 s⁻¹,下限 E_L 为 0.16 s⁻¹。虽然该统计数据的试验车速低于仿真试验车速,但根据美国试验安全车(ESV)规范中对转向灵敏度速度特性允许范围的规定,车速高于 80 km/h 后,转向灵敏度范围变化不大,故可借鉴该经验统计值域并根据式(6),分别求出前悬架扭杆和横向稳定杆各刚度倍率下的影响因子,所得到的角刚度影响因子曲线即 I 曲线如图6所示。

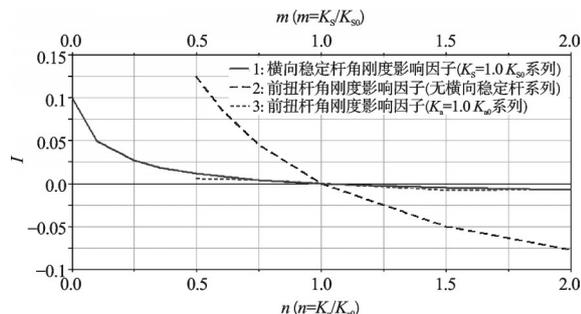


图6 角刚度影响因子曲线

由于 $E_U - E_L$ 为常量,对于一特定车型, S_{k0} 也为常量,所以 I 曲线可以线性反映 S_k 随 K_s (或 K_t)的变化规律。

图6中,曲线1为 K_s 取基准角刚度 K_{s0} 时, K_s 的 I 曲线;曲线2为无横向稳定杆时, K_s 的 I 曲线;曲线3为 K_t 取基准角刚度 K_{t0} 时, K_t 的 I 曲线。

本研究对图6进行分析,可以得出如下结论:

(1) 对于本研究样车,通过增加横向稳定杆可使转向灵敏度产生相对于经验值域约10%的变化量。

(2) K_s 保持基准角刚度 K_{s0} 时,自基准角刚度 K_{s0} 逐渐减小 K_s 值至0, I 逐步增大至0.1,且变化速率逐渐加快;而自基准角刚度逐渐加大 K_s 值至 $2.0 K_{s0}$, I 反向加大至0.01,变化速率很小。

(3) 无横向稳定杆时,调节 K_s 值的大小, I 变化较大;自基准角刚度 K_{s0} 逐渐减小 K_s 值, I 的变化速率逐渐加快;而自基准角刚度 K_{s0} 逐渐加大 K_s 值, I 的变化速率逐渐减小。 K_s 值自 $1.0 K_{s0}$ 减小至 $0.5 K_{s0}$,转向灵敏度产生相对于经验值域约12.5%的变化量; K_s 值自 $1.0 K_{s0}$ 增大至 $2.0 K_{s0}$,转向灵敏度产生相对于经验值域约7.5%的变化量。

(4) 有横向稳定杆时,调节 K_s 值的大小, I 也随之发生变化,但与无横向稳定杆车型相比, I 的变化量很小,仅为1%左右。

5 结束语

本研究针对某一特定样车,分析其前悬架扭杆角刚度和横向稳定杆角刚度对转向灵敏度的影响,得出了如下结论:没有装设稳定杆的车型,通过调节扭杆的角刚度,可以显著地调节转向灵敏度。对于装设有稳定杆的车型,随着稳定杆的刚度逐渐增大,扭杆的角刚度变化对灵敏度的影响逐渐减弱;稳定杆的刚度较高时,通过调节扭杆角刚度来改变灵敏度的效果已不明显。扭杆角刚度一定时,降低稳定杆刚度,灵敏度显著增强;增加稳定杆刚度,灵敏度缓慢降低。本研究可为车辆设计过程中两组件刚度计算、调整和协调提供参考与借鉴。

参考文献(References):

- [1] 蔡章林. 动力学仿真技术在悬架和整车开发中的应用研究[D]. 长春: 吉林大学车辆工程系, 2004.
- [2] 杨 英. 大客车操纵稳定性动力学模型研究[D]. 西安: 长安大学车辆工程系, 2002.
- [3] 刘喜东. 典型工况大客车高速操纵稳定性研究[D]. 西安: 长安大学车辆工程系, 2003.
- [4] 王文伟, 孙逢春, 王志新, 等. 电动客车稳态转向特性仿真研究[J]. 汽车技术, 2006(9): 17-20.
- [5] 郭孔辉. 汽车操纵动力学原理[M]. 南京: 江苏科学技术出版社, 2011.
- [6] SEGEL L. Theoretical prediction and experimental substantiation of the response of the automobile to steering control [C]//Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Automobile Division. Sage Publications, 1970.
- [7] 余志生. 汽车理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 2007.

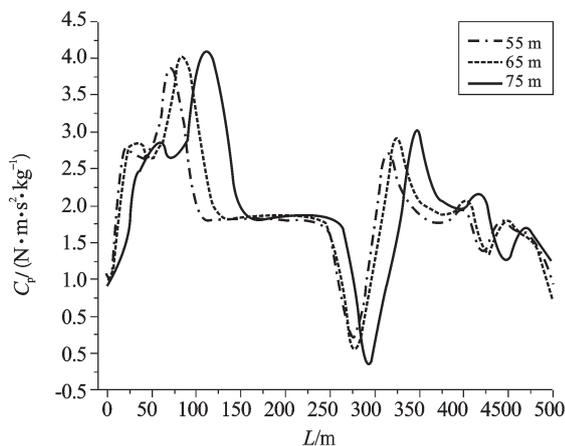


图6 车长对摩擦阻力影响

由图6可以看出,随着列车长度的增加,列车摩擦阻力显著增加。

列车长度是影响列车摩擦阻力的一个重要因素,合理缩短列车长度可以有效地减小列车的空气摩擦阻力,从而减小列车总阻力。

4 结束语

本研究对不同列车长度、头型的长细比进行了数值计算,分析了头型对列车尾涡以及对列车表面压力的影响,同时开展了列车长度对空气阻力的影响研究。最后,得到了以下主要结论:

(1) 列车头型对列车尾涡的影响较大,当列车头型的长度较大时,列车的尾涡的强度减小,涡心较低,阻力较小。

(2) 列车的头型的长细比对列车表面压力也有影响,当列车头型的长细比较大时,列车的表面压力减小,尤其对车头和车尾的效果更为明显。

(3) 列车车长对列车的摩擦阻力影响较大,对列车的压力阻力影响较小,合理地减小列车的长度,可以有效地减小列车的行车阻力。

由以上结论可以看出,列车头型的长细比与列车阻力和列车的表面压力有关,对列车的行车安全和寿命都有影响,列车设计过程中可以通过合适地增加头

型长细比来实现列车减阻。

参考文献(References):

- [1] WOODS W A, POPE C W. Secondary Aerodynamic effects in rail tunnels during vehicle entry [C]. Proceeding 2nd ISAVVT, BHRA, Paper C5, 1976.
- [2] VARDY A. E. The use of airshafts for the alleviation of pressure transients in railway tunnels [C]. Proceeding 2nd ISAVVT, BHRA, Paper C4, 1976.
- [3] STEINBEUER J. Calculation of Unsteady Pressures during Passing and Tunnel Entrance of Trains [C]. ASME Aerodynamics of Transportation, 1979.
- [4] AITA S. CFD Aerodynamics of the French High-speed Train [N]. SAE, 1992, 10. 4271/920343.
- [5] 骆建军, 高波, 王梦恕. 高速列车突入隧道时的三维非定常流的数值模拟 [J]. 中国铁道科学, 2005, 26(1): 15-19.
- [6] 王东屏, 兆文忠, 马思群. CFD数值仿真在高速列车设计中的应用 [J]. 铁道学报, 2007, 29(5): 64-68.
- [7] 周朝晖, 梅元贵, 许建林. 高速列车通过截面突变隧道时压力波的数值模拟研究 [J]. 铁道学报, 2007, 29(5): 34-39.
- [8] 李人宪, 赵晶, 张曙光. 高速列车风对附近人体的气动作用影响 [J]. 中国铁道科学, 2007, 28(5): 98-104.
- [9] 田红旗. 列车空气动力学 [M]. 北京: 中国铁道出版社, 2007.
- [10] 马梦林, 邓海, 王东屏, 等. 空调导流罩对列车气动阻力影响的研究 [J]. 中国铁道科学, 2011, 49(3): 5-6.
- [11] 毛军, 郝艳红, 杨国伟. 侧风风场特征对高速列车气动性能作用的研究 [J]. 铁道学报, 2011, 33(4): 23-29.
- [12] 苗秀娟, 田红旗, 高广军. 峡谷风对桥梁上列车气动性能的影响 [J]. 铁道学报, 2010, 31(6): 63-67.
- [13] 张经强, 梁习锋. 高速列车外形的气动性能数值计算和头部外形的改进 [J]. 计算力学学报, 2003, 20(3): 631-635.
- [14] 陈喜红. 高速列车外形及发展趋势 [J]. 电力机车技术, 1997(3): 1-4.
- [15] 梁习锋. 高速列车外形计算机辅助设计的方法 [J]. 国防科技大学学报, 1996, 18(2): 43-48.

[编辑: 罗向阳]

(上接第657页)

- [8] LEE A Y, MARRIOTT A T, LE N T. Variable Dynamic Tested Vehicle: Dynamics Analysis [N]. SAE Paper, 1997-05-60.
- [9] HUBERT K, KUMAR A. Anti-roll Stability Suspension Technology [N]. SAE Paper, 2005-01-3522.
- [10] 姜立标, 侯文超, 谷方德. 汽车稳态回转性能仿真与正交试验研究 [J]. 汽车技术, 2011(2): 43-46.
- [11] 刘喜东, 刘应东. 考虑转向速度的汽车操纵稳定性分析 [J]. 机械工程学报, 2011, 47(10): 95-100.
- [12] 董益亮, 吴俊刚. 汽车转向响应灵敏度分析及其在新产品开发中的应用 [C]. 2007年MSC. Software中国用户论文集, 2007.

[编辑: 罗向阳]