

文章编号:1006-1355(2019)02-0122-06

汽车钢板弹簧动力学建模及应用研究

杨超, 刘夫云, 赵亮亮, 王秋花, 张秋峰

(桂林电子科技大学 机电工程学院, 广西 桂林 541004)

摘要:针对传统的钢板弹簧动力学模型在整车平顺性仿真分析时存在的仿真精度低、未考虑运动特性等问题,开展钢板弹簧的动态特性对整车平顺性影响的研究。根据运动学理论,推导钢板弹簧的运动学特性计算公式,并分析钢板弹簧的运动特性对其弹性恢复力和阻尼力的影响;利用Hyper Mesh和ANSYS建立钢板弹簧的三维有限元模型,并将该模型导入基于ADAMS建立的整车动力学模型。对整车动力学模型进行平顺性仿真分析,结果表明:采用钢板弹簧模型与减震器模型的整车平顺性仿真结果与实车测试结果的最大误差分别为14.67%、30.48%;所建立的钢板弹簧模型与单纯将钢板弹簧简化为具有静刚度和阻尼的减震器模型相比,其平顺性仿真结果与实际更为接近。

关键词:振动与波;钢板弹簧;运动特性;动力学模型;随机路面;平顺性

中图分类号:U461

文献标志码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2019.02.024

Dynamic Modeling and Application Research of Automobile Leaf Springs

YANG Chao, LIU Fuyun, ZHAO Liangliang,
WANG Qiuhua, ZHANG Qiufeng

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Guilin University of Electronic Technology,
Guilin 541000, Guangxi China)

Abstract: In traditional leaf spring dynamic modeling, the leaf spring is simplified as a shock absorber which only possesses static stiffness and damping with its dynamic characteristics ignored. So, the accuracy of vehicle ride comfort simulation analysis based on this model is low. In this paper, the influence of the dynamic characteristics of the leaf spring on the ride comfort of the whole vehicle is studied. According to the theory of kinematics, the kinematic formula of the leaf spring is deduced, and the influence of the kinematic characteristics of the leaf spring on its elastic restoring force and damping force is analyzed. A three-dimensional finite element model of the leaf spring is established using Hyper Mesh and ANSYS, and this model is introduced into the vehicle dynamics model by means of ADAMS. The ride comfort analysis of the vehicle dynamics model shows that the maximum errors of the vehicle ride comfort simulation results by using the leaf spring model and using the shock absorber model are 14.67 % and 30.48 % respectively in comparison with the actual vehicle test results. So, results of the model of leaf spring established in this paper are closer to the actual vehicle test results than that of the shock absorber model.

Keywords: vibration and wave; leaf spring; kinetic characteristic; dynamic model; random road; ride comfort

钢板弹簧作为商用车悬架的主要部件,具有结构简单、制造维修方便、传递力性能好等特点^[1]。目

前,对板簧动力学建模研究非常广泛,席敏等提出将有限元法和多体动力学法相结合,考虑片间接触建立板簧动力学模型,并将该模型应用于载货汽车的平顺性分析,验证了该建模方法具有较高建模精度^[2];李小龙等结合离散及柔性体理论,利用ADAMS板簧工具箱建立板簧动力学模型,并通过仿真结果与理论设计值对比,验证模型的正确性^[3];魏慧利等对目前板簧的几种建模方法以及建模途径进行了对比分析,并且总结出各种建模方法的建模步骤和理论、优缺点以及适用范围^[4];孙学民等采用ANSYS建立了汽车钢板弹簧的有限元模型,并分析

收稿日期:2018-06-26

基金项目:广西科学研究与技术开发资助项目

(桂科AC16380078);桂林市科学研究与技术开发资助项目(20170104-1)

作者简介:杨超(1993-),男,广东省湛江市人,硕士研究生,主要研究方向为车辆动力学与振动控制。

E-mail: 814017116@qq.com

通信作者:刘夫云(1968-),男,湖南省邵东县人,教授,硕士生导师,主要研究方向为产品数字化设计方法及汽车振动与噪声。

钢板弹簧模型在不同摩擦因数条件下对应力和位移响应的影响^[5];秦东晨等提出利用中性面方法建立的板簧模型,减少整车仿真模型的自由度,有效提高ADAMS 仿真计算速度和精度^[6];沈香等通过对前悬架以纵置对称式板簧为弹性元件兼导向杆件的非独立悬架在板簧变形过程中运动轨迹进行分析,探讨板簧变形对客车前轮定位参数的影响^[7];余龙等利用ADAMS 建立了板簧动力学模型,将该模型应用于整车虚拟样机模型,并通过平顺性仿真,分析板簧模型在不同的刚度下对汽车行驶平顺性的影响^[8];姚春革等采用 HyperMesh 和 ANSYS 联合仿真的方法建立多片板簧三维有限元模型,分析不同接触摩擦系数条件下多片板簧的总成位移、Mises 应力、静刚度特性,并通过与试验结果对比,得出摩擦系数为0.2 时最接近实际情况^[9];芦荡等研究了钢板弹簧模型中动态参数与变形历程的关系,并建立可用于汽车动态仿真的钢板弹簧动态力模型并辨识了模型参数^[10];H Gong 等采用离散梁法,在多体动力学软件ADAMS 中建立板簧动力学模型,通过仿真计算其刚度,并与实测数据进行对比^[11];在国外学者的研究中,U Prasade 等开发了梁单元的钢板弹簧模型,并对钢板弹簧的动静态特性进行了研究^[12];Bartosz Kadziela 等提出了一种可用于整车模拟的板簧模型建模方法,能够有效模拟板簧的刚度特性,并运用于整车仿真分析;在上述学者的研究中,主要研究了钢板弹簧动力学模型的刚度、强度等特性,但并未考虑钢板弹簧的实际运动特性对整车行驶平顺性的影响。

对此,本文对钢板弹簧的动态特性对其刚度特性和整车平顺性的影响进行研究。根据运动学理论,推导出钢板弹簧运动学特性的计算公式,并分析钢板弹簧的运动特性对其弹性恢复力和阻尼力的影响;利用 Hyper Mesh 和 ANSYS 建立板簧的三维有限元模型,进行模态计算,得到板簧各片的模态中性文件,导入ADAMS 进行装配得到板簧动力学模型,并对装配好的板簧动力学模型进行静平衡仿真计算及试验,验证模型的准确性;同时将该模型应用于整车动力学模型,通过整车平顺性仿真,分析板簧的运动特性对整车平顺性的影响。

1 钢板弹簧的运动特性分析

在整车平顺性仿真分析时,传统的钢板弹簧动力学模型并未考虑其运动特性对整车乘坐舒适性的影响;对此,本文根据运动学理论^[11],推导钢板弹簧的运动学特性计算公式,并分析钢板弹簧的运动特性对其弹性恢复力和阻尼力的影响。

1.1 不考虑吊耳的钢板弹簧模型运动特性分析

当不考虑吊耳的作用时,后端卷耳与车架采用平面滑动连接;因此,设钢板弹簧的卷耳半径为 r ,前端参与变形长度为 L ,曲率半径为 R ,张角为 α ,不参与变形长度为 s (U型螺栓加紧段),板簧的中心安装点坐标为 $N(x, z)$,如图1所示。

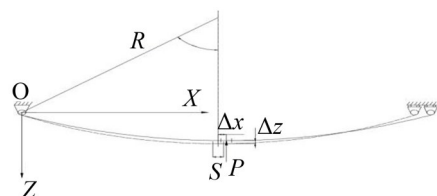


图1 不考虑吊耳的板簧分析模型

根据运动学理论分析,以前端卷耳中心为坐标系原点,则有

$$x = (R - r) \sin \alpha + \frac{s}{2} \quad (1)$$

$$z = R(1 - \cos \alpha) + r \cos \alpha \quad (2)$$

由于 $R = \frac{L}{\alpha}$,得到以 α 为参变量的运动方程

$$x = \left(\frac{L}{\alpha} - r \right) \sin \alpha + \frac{s}{2} \quad (3)$$

$$z = \frac{L}{\alpha} (1 - \cos \alpha) + r \cos \alpha \quad (4)$$

由于 α 比较小,取正弦和余弦3阶以下的近似值

$$\cos \alpha = 1 - \frac{\alpha^2}{2} \quad (5)$$

$$\sin \alpha = \alpha - \frac{\alpha^3}{6} \quad (6)$$

将式(5)、式(6)代入式(3)、式(4)得到

$$z = \frac{L\alpha}{2} + r \left(1 - \frac{\alpha^2}{2} \right) \quad (7)$$

$$\alpha = \frac{2(z - r)}{L} \quad (8)$$

解得板簧中心安装点 $N(x, z)$ 以 z 为参变量的运动方程

$$x = L - \frac{2(z - r)^2}{3L} - \frac{2r(z - r)}{L} + \frac{s}{2} \quad (9)$$

1.2 考虑吊耳的钢板弹簧模型运动特性分析

当考虑吊耳的作用时,吊耳与后端卷耳采用摆动铰链连接;因此,设摆动吊耳中心距为 f ,吊耳固定端的中心点坐标为 $A(x_1, z_1)$,后端卷耳的中心坐标为 $B(x_0, z_0)$,卷耳中心距为 M ,如图2所示。

根据运动学理论分析,以前端卷耳中心为坐标系原点,则卷耳中心距 M 为

$$M = 2L - \frac{4(z - r)^2}{3L} - \frac{4r(z - r)}{L} + s \quad (10)$$

当板簧的中心安装点受到载荷 P 作用时,后端卷耳的中心点 $B(x_0, z_0)$ 以吊耳固定端的中心点 $A(x_1, z_1)$ 为圆心,以 f 为半径作圆周运动;同时,又以

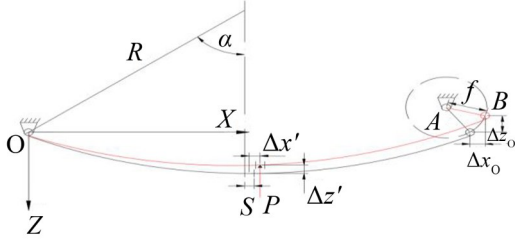


图2 考虑吊耳的板簧分析模型

前端卷耳的中心为圆心,卷耳中心距 M 为半径作圆周运动。

由此得到后端卷耳的中心点 $B(x_0, z_0)$ 的运动方程如下

$$\begin{cases} x_0^2 + z_0^2 = M^2 \\ (x_0 - x_1)^2 + (z_0 - z_1)^2 = f^2 \end{cases} \quad (11)$$

将式(11)进行合并,得到

$$2x_0x_1 - x_1^2 + 2z_0z_1 - z_1^2 = M^2 - f^2 \quad (12)$$

令 $D = M^2 - f^2 + x_1^2 + z_1^2$, 得到

$$x_0 = \frac{D - 2z_0z_1}{2x_1} \quad (13)$$

采用消元法,代入式(9),得到

$$\left(\frac{D - 2z_0z_1}{2x_1} \right)^2 - z_0^2 = M^2 \quad (14)$$

简化后,得到

$$\left(\frac{z_1^2}{x_1^2} + 1 \right) z_0^2 - \frac{Dz_1}{x_1^2} z_0 + \frac{D}{4x_1^2} - M^2 = 0 \quad (15)$$

令 $E = \frac{z_1^2}{x_1^2} + 1$; $F = \frac{Dz_1}{x_1^2}$; $G = \frac{D}{4x_1^2} - M^2$, 并代入

式(15)得

$$Ez_0^2 - Fz_0 + G = 0 \quad (16)$$

解得后端卷耳中心点 $B(x_0, z_0)$ 以 z_0 为变量的运动方程

$$\begin{cases} z_0 = \frac{F \pm \sqrt{F^2 - 4EG}}{2E} \\ x_0 = \frac{D}{2x_1} - \frac{z_1}{x_1} z_0 \end{cases} \quad (17)$$

1.3 静态平衡计算分析

假设板簧的静刚度为 K , 板簧的中心安装点 $N(x, z)$ 受到垂直载荷 P 的作用。

当不考虑吊耳作用时,后端卷耳只能发生水平位移,此时板簧中心点 $N(x, z)$ 的变形量为:

垂向变形量为

$$\Delta z = \frac{P}{K} \quad (18)$$

水平变形量为 Δx

将 Δz 代入式(9),可解得板簧的中心点的水平位移 Δx 。

当考虑吊耳的作用时,后端卷耳分别以前端卷耳和吊耳固定端为圆心做圆周运动,此时中心点

$N(x, z)$ 的变形量为

垂向变形量

$$\Delta z' = \Delta z + \frac{\Delta z_0}{2} \quad (19)$$

水平变形量

$$\Delta x' = \Delta x + \frac{\Delta x_0}{2} \quad (20)$$

其中: Δz_0 为后端卷耳中心的垂向位移, Δx_0 为后端卷耳中心的水平位移;将 Δz 代入式(15)可求得 Δz_0 、 Δx_0 。

由于钢板弹簧的弹性恢复力的变化形态取决于垂向位移的变化,而阻尼力的变化取决于垂向速度的变化;从上述公式推导计算得知,垂向变形量 $\Delta z' > \Delta z$, 水平变形量 $\Delta x' > \Delta x$, 产生的加速度 $a' = \Delta z' > a = \Delta z$;因此,可以推断出在同等条件下,板簧中心安装点受到垂直载荷 P 作用时,考虑吊耳的板簧的运动特性与实际模型更加接近,可以更好地分析板簧的运动特性对其弹性恢复力和阻尼力的影响。

2 钢板弹簧动力学建模方法

2.1 钢板弹簧动力学模型建立

在整车平顺性仿真分析中,传统的钢板弹簧动力学模型存在仿真精度低、未考虑运动特性等问题。基于本文中板簧的运动特性分析,建立板簧动力学模型,其相关的结构尺寸参数如表1所示。板簧的材料采用 60CrMnBa,其具体的参数如表2所示。

钢板弹簧动力学建模可以概括为以下步骤:

(1) 根据企业提供的板簧外形结构尺寸,通过三维软件 Solid Works 建立板簧的三维几何模型,并进行装配;

(2) 将 Solid Works 装配好的板簧三维几何模型导入 Hyper Mesh 中进行网格划分,其网格均采用 8 节点六面体单元,通过分割、映射和合并节点来划分,单元尺寸大小为 8 mm,并且创建属性文件以及赋值;

(3) 将划好网格的板簧有限元模型导入 ANSYS 中进行模态计算分析,得到每片板簧的模态中性文件。

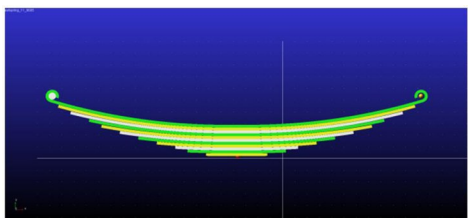
表2 钢板弹簧材料参数

弹性模量	泊松比	密度	屈服强度
E/GPa	ν	$\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	$\delta_s/(\text{GPa})$
206	0.3	7 800	1 080

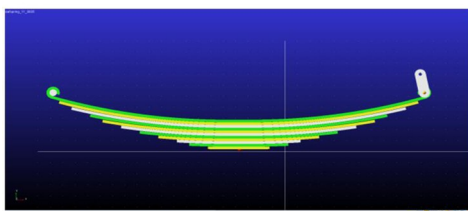
(4) 将板簧各片的模态中性文件依次导入多体动力学软件 ADAMS 中进行装配,得到钢板弹簧动力学模型,如图3所示。

表1 钢板弹簧的结构尺寸参数/mm

序号	板厚	板宽	伸直长度
1	12	90	1 536
2	12	90	1 450
3	12	90	1 350
4	12	90	1 200
5	12	90	1 100
6	12	90	950
7	12	90	800
8	12	90	650
9	12	90	500
10	12	90	400
11	12	90	250
卷耳内径尺寸 d	卷耳的外径尺寸 D	吊耳孔中心距尺寸 f	
30	54	85	



(a) 无吊耳的钢板弹簧模型



(b) 有吊耳的钢板弹簧模型

图3 钢板弹簧动力学模型

将模态中性文件导入ADAMS进行装配后,得到的板簧动力学模型并没有受到任何约束;因此,需要根据板簧与车架以及车桥的实际连接方式,对板簧动力学模型添加约束和施加载荷。通过板簧的接触理论与试验的方法,确定板簧片与片之间的接触刚度 $K = 10\,000\text{ kN/mm}$ 、动摩擦系数 $\mu = 0.18$ 以及静摩擦系数 $\mu_0 = 0.25$ 。

对定义好边界条件的板簧动力学模型进行静态特性仿真分析,将集中载荷均匀施加在末片板簧的U型螺栓夹紧区域上,施加载荷 P 为3 kN至15 kN,施加载荷间隔为1 kN;将得到的仿真结果与测试结果进行对比分析,验证了板簧动力学模型的刚度特性。

2.2 静态特性验证

根据国家标准GB/T19844-2005《钢板弹簧》,对板簧进行动静态测试;本文采用用于钢板弹簧台架

试验的PWS-20动静态试验机,对11片板簧进行刚度测试,如图4所示。

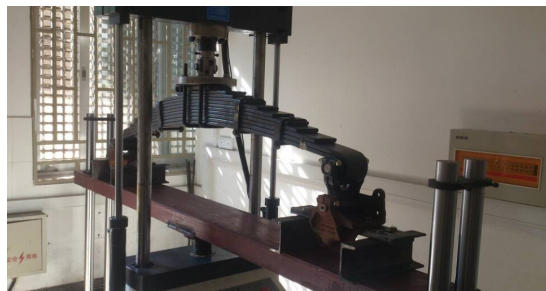


图4 钢板弹簧台架试验

在实际测试中,通过压盘对板簧中部施加载荷,测量板簧在不同的外部载荷作用下的变形;板簧的实测与仿真的位移-载荷曲线如图5所示。

从折线图中可以得出,板簧在不同外载荷的作用下,载荷与位移基本是线性变化的;通过对数据的计算分析,得出板簧静刚度的试验测试值为 446.06 N/mm 、有吊耳的板簧仿真值为 474.77 N/mm 、无吊耳的板簧模型的仿真值为 519.39 N/mm ,其相对误差分别为 $k_1=6.44\%$ 、 $k_2=16.4\%$ 。结果表明:板簧静态刚度的仿真结果与试验结果基本吻合,能够较好反映板簧刚度特性。

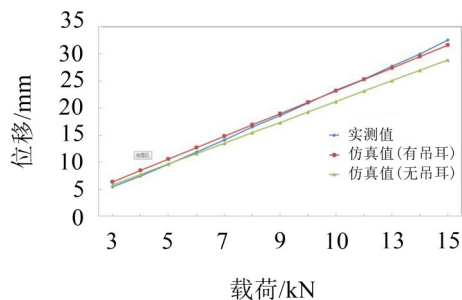


图5 钢板弹簧位移-载荷曲线

3 钢板弹簧动力学模型应用

以前在建立整车动力学模型时,将板簧简化为具有一定静刚度特性和阻尼的减震器模型,并未考虑板簧的动态特性以及运动特性对平顺性的影响;因此,为了分析板簧动力学模型对整车平顺性的影响,将建立好的板簧动力学模型应用于整车动力学模型,如图6所示。

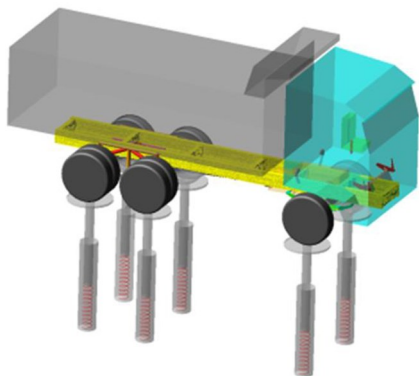


图6 整车动力学模型

3.1 基于MATLAB建立随机路面

本文利用MATLAB/Simulink建立路面随机激励生成模型,如图7所示。

在整车动力学模型仿真分析时,后轮的路面随机激励输入与前轮的路面随机激励存在一定的滞后。

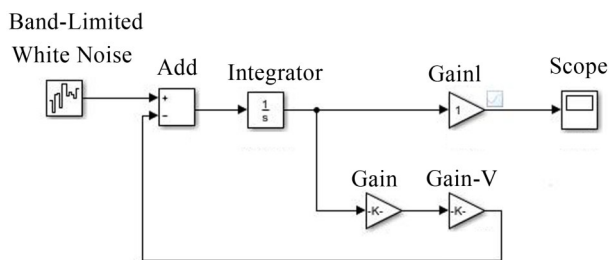


图7 MATLAB/Simulink路面随机激励生成模型

因此,根据路面随机激励生成模型,设置车速 $v=30\text{ km/h}\sim 90\text{ km/h}$,前后轮距 $B=2\ 045/1\ 860(\text{mm})$,轴距 $3\ 800/5\ 250(\text{mm})$,采样时间 $T=120\text{ s}$ 以及B级

路面不平度系数 $G=64\times 10^{-6}\text{m}^3$,生成在B级路面上车辆以 $30\text{ km/h}\sim 90\text{ km/h}$ 的车速行驶的路面随机高程位移并应用于整车平顺性仿真。

3.2 平顺性仿真分析

在平顺性仿真分析中,设整车动力学模型分别以 30 km/h 、 40 km/h 、 50 km/h 、 60 km/h 、 70 km/h 、 80 km/h 以及 90 km/h 的车速在B级路面上行驶,并以座椅为仿真测试点,测试在不同的速度工况下座椅的垂向加速度均方值。在实际车型平顺性测试中,采用Prosing系列的P8004汽车平顺性测试系统对行驶在高速公路上的实车进行数据采集,再通过DATS分析系统对数据进行分析处理,其中采用的传感器类型为3轴坐垫加速度传感器356 B41。

对数据作进一步处理,得到结果的曲线图和数据表分别如图8和表3所示。

从图8中可知,得到的仿真结果与测试结果的趋势基本一致,能较好地反映整车性能。通过对数据作进一步分析发现,考虑钢板弹簧模型的整车平顺性仿真结果与试验测试结果更加接近。

由于在建立整车动力学模型时,简化了整车模型,并且在MATLAB中建立的随机仿真路面与实际也具有一定的差异;因此,平顺性仿真结果与测试结果存在一定的误差。

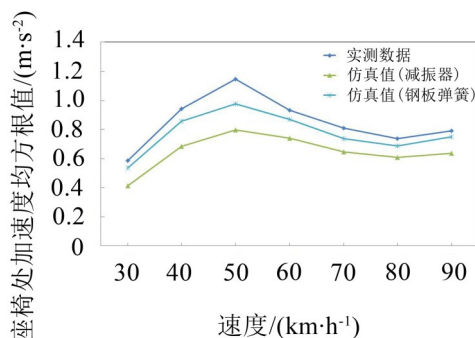


图8 座椅垂向加速度的仿真与实测数据曲线

4 结语

本文主要研究钢板弹簧的动态特性对其刚度特性和整车平顺性的影响。

表3 座椅垂向加速度均方值

车速/(km/h)	测试值/g	仿真值(减振器)/g	仿真值(钢板弹簧)/g
30	0.586	0.412	0.537
40	0.942	0.683	0.856
50	1.145	0.796	0.977
60	0.931	0.739	0.868
70	0.811	0.645	0.737
80	0.738	0.679	0.688
90	0.792	0.636	0.749

(1) 根据运动学理论,推导钢板弹簧的运动特性计算公式,并分析钢板弹簧模型的运动特性对其弹性恢复力和阻尼力的影响。

(2) 基于板簧的运动学特性分析,建立板簧动力学模型。将该模型应用于在ADAMS中建立的整车动力学模型,并假设车辆以30 km/h、40 km/h、50 km/h、60 km/h、70 km/h、80 km/h以及90 km/h的车速在B级随机路面上行驶,进行整车平顺性仿真分析。通过数据分析发现,本文建立的钢板弹簧模型与单纯将钢板弹簧简化为具有静刚度和阻尼的减震器模型相比,其平顺性仿真结果与实际更为接近。

参考文献:

- [1] 张宁.汽车钢板弹簧设计[D].长春:吉林大学,2007.
- [2] 席敏,刘桂萍,雷飞,等.考虑片间接触的汽车钢板弹簧动力学建模[J]. **汽车工程**,2012,34(8):751-755.
- [3] 李小龙,赵又群,王健,等.多片钢板弹簧建模及悬架性能仿真[J]. **农业装备与车辆工程**,2012,50(12):31-33.
- [4] 魏慧利,王新.汽车钢板弹簧CAE建模方法研究分析[J]. **农业装备与车辆工程**,2017,55(2):45-48.
- [5] 孙学民,魏庆檀,辛昌然.基于ANSYS的汽车钢板弹簧非线性有限元分析[J]. **农业装备与车辆工程**,2017,55(03):43-46.
- [6] 秦东晨,潘筱,陈立平,等.汽车钢板弹簧多体模型建立

的一种方法[J]. **武汉理工大学学报**,2007,29(5):111-14.

- [7] 沈香.浅析钢板弹簧变形对客车前轮定位参数的影响[J]. **轻型汽车技术**,2016(4):28-30.
- [8] 余龙.钢板弹簧建模及其刚度对行驶平顺性影响分析[D].华中科技大学,2016.
- [9] 姚春革,杨孟杰,刘夫云.不同接触摩擦条件下多片钢板弹簧刚度分析[J]. **机械设计与研究**,2017,33(2):69-71+75.
- [10] 卢荡,董益量,秦民,等.钢板弹簧动态力建模[J]. **吉林大学学报(工学版)**,2011,41(S1):12-16.
- [11] GONG HAIQING, YANG QILIANG, CHEN YANLONG, et al. Modeling and simulation of taper leaf spring based on the discrete beam method[J]. **Journal of Wuhan University of Science and Technology**, 2015, 38(4): 294-296+306.
- [12] PRASADE UDAY, MEDEPALLI SUDHAKAR, MOORE DANIEL, et al. Beam element leaf spring suspension model development and assessment using road load data [C]. SAE 2006 World Congress, De-troit, USA, April, 2006.
- [13] KADZIELA BARTOSZ, MANKA MICHAL, UHL TADEUSZ, et al. Validation and optimization of the leaf spring multibody numerical model[J]. **Archive of Applied Mechanics**, 2015, 85(12): 1899-1914.
- [14] 和兴锁.理论力学[M].北京:科学出版社,1993.

(上接第84页)

表5 B、C车型替换结果/dB(A)

车型	测试值	等效值	等效误差
B车(M2类)	69.1	69.7	0.6
C车(N2类)	75.8	76.6	0.8

6 结 语

采用噪声室内测量方法避免了室外测试环境因素对试验结果的影响,降低了驾驶员的操作难度,大幅度提高了试验的成功率,缩短了试验周期。

对A、B、C 3款车型分别开展了室内外等效替换试验,结果均满足 ± 1 dB(A)的误差要求,验证了等效替换方法的通用性和高效性。同时给室内代替室外通过噪声的研究提供了新的思路,具有很高的工程应用价值。

参考文献:

- [1] 国际标准化组织. ISO 362-1:2007. Measurement of Noise Emitted by Accelerating Road Vehicles-Engineering Method-Part 1: M and N Categories[S]. 2007.
- [2] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局. GB1495-2002, 汽车加速行驶车外噪声限值及测量方法[S]. 北京,2002.
- [3] 国际标准化组织. ISO 362-3:2016. Measurement of noise emitted by accelerating road vehicles-Engineering method-Part 3: Indoor testing M and N category[S]. 2016.
- [4] RYU YUNSEON, LANGE SOREN. The design and validation of simulated indoor passby noise measurement system[J]. **SAE**, 2007: 26-033.
- [5] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会. GB/T 22036-2017, 轮胎惯性滑行通过噪声测试方法[S]. 北京,2017.