

考虑压缩负荷的密封条传递损失分析

冯海星, 高云凯

(同济大学 汽车学院, 上海 201804)

摘要: 对某车门密封条进行非线性准静态分析, 获取各压缩率下的密封条变形及应力分布情况. 对变形后的密封条进行预应力模态分析. 根据混响室-消声室法建立传递损失分析模型, 基于模态叠加法计算密封条传递损失, 分析预应力、压缩率对传递损失的影响. 研究表明, 预应力的存在对于低频刚度控制区域的传递损失影响较大, 在压缩率 50% 以内, 压缩率的增加能够有效地提高密封条的传递损失.

关键词: 车身结构; 密封条; 声固耦合; 传递损失(TL)

中图分类号: U467.1

文献标志码: A

Transmission Loss Analysis of Seal Based on a Consideration of Compression Load

FENG Haixing, GAO Yunkai

(College of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: A nonlinear quasi-static analysis on a door seal was carried out to obtain its deformation and stress distribution under different compression ratios. Then the pre-stress modal analysis was applied to the deformed seal. To analyze the impacts of pre-stress and compression ratio to the transmission loss (TL), the model of which was built by reverberation chamber-anechoic chamber method, so that the seal TL could be calculated based on the mode superposition method. The result shows that the pre-stress has a great influence on the transmission loss of the low frequency stiffness control area, while the increase of compression ratio will improve the transmission loss of seal effectively within the compression rate of 50%.

Key words: body structure; seal; acoustic-structure coupling; transmission loss(TL)

门与门框之间的间隙中, 不仅起到防止风、雨灰尘等进入车内和在车门开闭过程缓冲的作用, 而且对于车内噪声有着十分重要的作用. 众所周知, 车内噪声主要来自两个方面^[1]: 一是结构传播噪声, 其产生机理为发动机和排气系统等振动和路面激励传递到车身, 引起车身壁板的振动从而辐射出噪声. 二是空气传播噪声, 其产生机理为发动机表面、进排气等噪声通过板件缝隙传播到车内. 合理安装的密封条能够有效地隔绝空气声往车内的传递, 从而起到提高车身整体隔声性能的作用. 另外, 密封条安装到车门上, 在车门关闭的情况下会承受一定的压缩负荷. 密封条材料的非线性、压缩后的结构形状以及压缩负荷在密封条内部产生的应力等因素对密封条的隔声性能都有一定的影响.

Wagner 等^[2]利用 Abaqus 对车门密封条进行了非线性压缩分析, 得到了压缩后的密封条变形形状、压缩载荷行程曲线和接触压力分布等. 认为压缩载荷行程曲线对关门力有一定的影响. Stenti 等^[3]对车门密封条进行非线性压缩分析, 得到不同压缩率下的密封条形状及压缩负荷-变形曲线, 并对车门密封条系统进行了动力学特性分析, 认为受压缩后的密封条内部有应力的存在会影响车门系统的低频模态频率. Andro 等^[4]利用 Actran 基于有限元-无限元方法对二维密封条的传递损失进行了分析, 研究了压缩量、密封条的材料参数与几何形状对传递损失的影响. Cordioli 等^[5]利用混合有限元-统计能量分析(FE-SEA)法对密封条、密封条及两侧间隙的传递损失进行了分析, 认为受压缩后的密封条能有效地提高其传递损失, 而密封条两侧间隙的形状对密封条传递损失的影响不大. 但是, Andro 与 Cordioli 均未考虑密封条受压后内部应力的存在对模态频率及传递损失的影响.

密封条是车身结构的重要组成部分, 通常位于

收稿日期: 2013-03-01

基金项目: 国家“九七三”重点基础研究发展规划(2011CB711203); 上海汽车工业科技发展基金(SAISTDF/12-07)

第一作者: 冯海星(1985—), 男, 博士生, 主要研究方向为车身结构振动噪声分析与控制. E-mail: haixing85@163.com

通讯作者: 高云凯(1963—), 男, 教授, 工学博士, 博士生导师, 主要研究方向为汽车车身结构设计与优化分析.

E-mail: gaoyunkai@tongji.edu.cn

国内也有一些学者对密封条压缩变形、压缩载荷行程曲线及隔声性能进行了研究,如赵建才等^[6-7]利用非线性有限元法对密封条的压缩受力变形和压缩负荷进行了研究.李奇^[8]将密封条简化为双层薄壁结构,采用边界元法对密封条的隔声机理进行了研究,但未考虑密封条不同压缩率对隔声性能的影响.

本文根据车门密封条的材料特性选取合适的材料模型,利用 Abaqus 对密封条进行非线性静力分析,计算密封条不同压缩率下的变形及应力分布情况.通过预应力模态分析,获取密封条受压缩负荷影响下的模态信息.然后基于压缩后的密封条形状,根据混响室-消声室法利用 LMS Virtual. Lab 软件建立外部混响室与内部消声室,由入射声功率和透射声功率来计算密封条的传递损失.最后分析了预应力的存在与不同的压缩率对传递损失的影响.

1 密封条非线性静力分析

1.1 材料模型

车门密封条的主要材料是 EPDM(三元乙丙橡胶),属于超弹性材料,它的变形过程中会产生大位移和大变形.车门密封条主要由金属骨架、密实橡胶和海绵橡胶三部分组成,如图 1 所示.橡胶的本构关系比较复杂,因此在分析之前首先要确定密封条的材料模型.

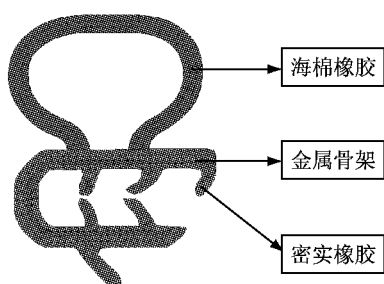


图 1 密封条的材料组成

Fig.1 Material composition of seal

EPDM 密实橡胶部分采用 Mooney-Rivlin 材料模型,Mooney-Rivlin 材料模型简单实用,能够很好的模拟橡胶材料的力学行为^[9].相对于其他应变势能模型,该模型不仅形式简单,而且在实际应用中也证明了其在模拟天然橡胶材料的中、小变形具有足够的准确度,便于有限元程序的求解. Mooney-Rivlin 的数学表达式为

$$U = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) \quad (1)$$

式中: U 为应变能密度; I_1 和 I_2 分别为 Cauchy-

Green 变形张量的第一不变量与第二不变量. C_{10} 和 C_{01} 为材料系数,通过相关试验来确定, $C_{10} = 8 \text{ MPa}$, $C_{01} = 2 \text{ MPa}$. EPDM 海绵橡胶部分采用 Ogden 材料模型,其弹性行为基于应变能函数:

$$U = \sum_{i=1}^N \frac{2\mu_i}{\alpha_i} [\lambda_1^{\alpha_i} + \lambda_2^{\alpha_i} + \lambda_3^{\alpha_i} - 3 + \frac{1}{\beta_i} ((J^{\text{el}})^{-\alpha_i \beta_i} - 1)] \quad (2)$$

式中, $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ 分别为三个方向的主伸长率; μ_i, α_i, β_i 为材料常数,由相关试验(单轴拉伸、平面剪切和体积试验数据)确定; i 为应变能函数的阶数, $i = 1, 2, \dots, N$; J^{el} 为弹性体积比, $J^{\text{el}} = \lambda_1 \lambda_2 \lambda_3$. 本文根据单轴拉伸试验数据拟合海绵橡胶的相关材料参数,海绵橡胶的单轴拉伸试验数据见表 1^[10].

表 1 单轴拉伸试验数据

Tab.1 Uniaxial tension test data

应变	0.03	-0.03	-0.09	-0.15	-0.21
应力/MPa	0.07	-0.07	-0.17	-0.34	-0.56

1.2 边界条件

密封条 U 型槽部分安装到车门板件上时,车门板件压缩 U 型槽内的齿状部分.密封条通过车门板件与密封条 U 型槽的齿状部分的摩擦力来固定.因此密封条的边界条件可以认为是 U 型槽内的齿状部分固定,即约束 X, Y, Z 三个方向的平动自由度,如图 2 所示.另外,本文是截取其中一段 60 mm 长的密封条进行分析,因此密封条的两个端面需要添加对称约束.

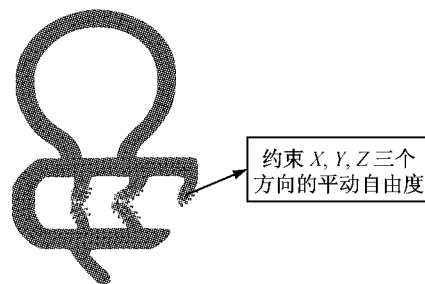


图 2 密封条的约束

Fig.2 Constraint of seal

1.3 单元类型

采用 6 节点五面体单元 C3D6 和 8 节点六面体线性减缩积分单元 C3D8R 对密封条进行网格划分,单元的基本尺寸为 1 mm,最后划分的单元个数为 24 200.

1.4 接触设置

车门钢板与密封条之间的法向接触定义为硬接触,切向接触为库伦摩擦,车门钢板与密封条之间的摩擦系数为 0.4^[10].遵循“应选取刚度较大的面作为

主面”这一原则,将车门钢板定义为主面,密封条与钢板接触的部分定义为从面,为减小收敛的困难,提高求解效率,先定义一个钢板很小位移的载荷步,让接触关系平稳的建立起来,然后在下一个载荷步中定义钢板的实际位移。

1.5 压缩过程分析

密封条压缩率(compression ratio, C_r)的定义为

$$C_r = \frac{D_0 - D_1}{D_0} \times 100\% \quad (3)$$

式中: D_0 为密封条 O 型圈的初始高度, $D_0 = 20 \text{ mm}$; D_1 为压缩后密封条 O 型圈的高度。

不同压缩率下密封条变形后的形状及应力分布如图 3 所示,密封条的最大应力随密封条压缩率的增加而增大。

在密封条的压缩过程中,压缩负荷(密封条对车门的反作用力)与压缩量之间的关系是非线性的,如图 4 所示,密封条的压缩负荷随密封条压缩量的增加而变大。

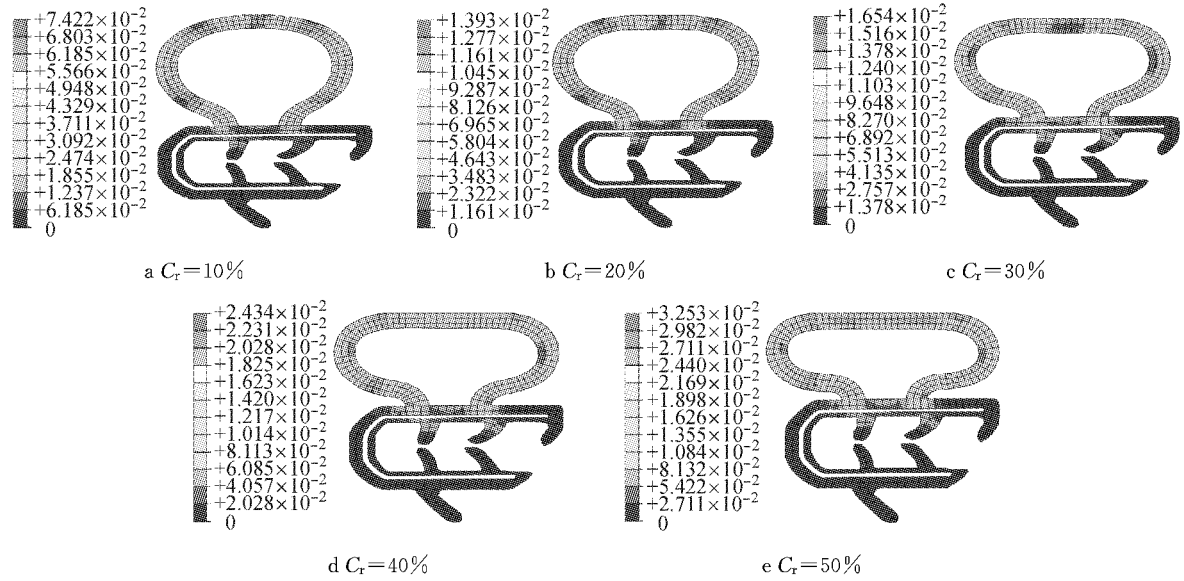


图 3 不同压缩率下密封条的变形图及应力分布图

Fig.3 Deformation and stress distribution of seal at different compression ratios

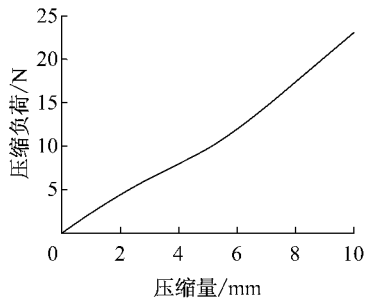


图 4 密封条压缩负荷-压缩量曲线

Fig.4 Compression load - compression curve of seal

2 预应力模态分析

多自由度系统的动力学方程可以写为

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = F \quad (4)$$

式中: M 、 C 、 K 分别为质量、阻尼、刚度矩阵; u 、 \dot{u} 、 \ddot{u} 分别为位移、速度、加速度列阵; F 为等效载荷列阵。

如果忽略阻尼和外界载荷的影响,方程(4)的特征方程为

$$(K - \omega^2 M)\Phi = 0 \quad (5)$$

式中: Φ 为多自由度系统的特征向量; ω 为圆频率。

对方程(5),从而得到固有频率(特征值)及其对应的振型(特征向量)。

同样的模态结构在不同的应力作用下具有不同的动力特性。对于密封条来说,在车门关闭时,处于压缩状态的密封条内部存在一定的应力,其动态特性与无应力作用的密封条有所不同。考虑预应力作用的特征值问题就变为

$$((K + K_D) - \omega^2 M)\Phi = 0 \quad (6)$$

式中: K_D 是外界载荷作用引起的微分刚度矩阵。

在密封条不同压缩率的非线性静力分析步后添加一个模态分析步,就可以提取密封条压缩状态下的模态信息。本文研究的是 20~2 000 Hz 范围内的传递损失,考虑到模态截断频率对结果的影响,根据“模态截止频率是所分析频率范围的 2~3 倍”这一原则,将模态截止频率设为 6 000 Hz。不同压缩率状态下密封条的前 8 阶模态频率见表 2。 $C_r = 0\%$ 表示密封条没有受到压缩,内部无应力存在状态下的

模态频率. $C_r = 10\%, 20\%, 30\%, 40\%, 50\%$ 表示不同压缩率状态下考虑应力存在的密封条的模态频率. 从式(6)和计算结果可以看出, 预应力的存在改变了密封条系统的刚度矩阵, 从而导致模态频率的提高.

表 2 密封条预应力模态频率

Tab.2 Pre-stress modal frequency of seal Hz

阶数	压缩率 $C_r/\%$					
	0	10	20	30	40	50
1	59.45	306.46	348.73	455.5	495.16	553.77
2	164.75	346.56	399.82	466.38	531.53	570.77
3	227.65	377.69	429.93	496.13	567.73	585.03
4	290.29	427.42	470.46	503.49	595.74	597.81
5	333.79	472.55	539.27	615.78	642.91	684.93
6	383.72	566.04	591.46	617.80	688.88	689.08
7	420.87	657.78	724.72	787.61	814.17	843.17
8	467.24	657.78	763.99	791.49	841.30	847.17

3 密封条隔声性能分析

3.1 密封条隔声仿真模型

本文根据参考标准 SAE J1400 汽车材料与配件隔声性能的实验室测量方法^[11], 通过混响室-消声室法来评价密封条的隔声性能, 如图 5 所示.

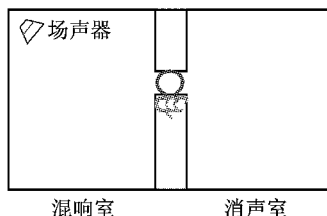


图 5 混响室-消声室法示意图

Fig.5 The sketch map of the reverberation room - anechoic room method

根据混响室-消声室法利用 LMS Virtual. Lab 软件建立密封条的隔声仿真模型, 其步骤如下: ① 将密封条 O 型圈外侧声场定义为混响室; ② 将密封条 O 型圈内侧声场定义为消声室; ③ 定义密封条 O 型圈外表面与混响室、消声室, 密封条内表面与 O 型圈内部空气的耦合关系, 如图 6 所示, 图中 L 为密封条 O 型圈压缩前后内壁之间的距离. 通过混响室入射到密封条表面的声功率跟透射过密封条的声功率计算密封条的传递损失 (transmission loss, TL), 以 T_L 表示, 其表达式为

$$T_L = 10 \lg \frac{W_i}{W_o} \quad (7)$$

式中: W_i 为混响声场入射到密封条上的声功率; W_o

为透射过密封条的声功率.

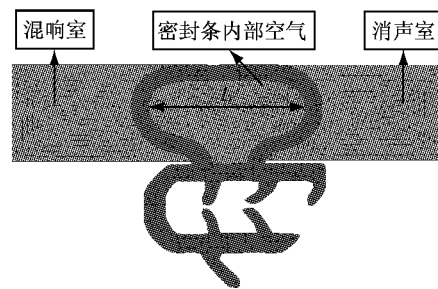


图 6 密封条隔声仿真模型

Fig.6 The sound insulation simulation model of seal

建立好密封条隔声仿真模型之后, 根据本文第 2 节计算的预应力模态分析结果基于模态叠加法进行传递损失的计算.

3.2 结果分析

(1) 预应力对传递损失的影响

随着密封条压缩率的增加, 密封条与车门钢板的接触面积增大, 同时密封条也发生变形, 导致密封条内部存在一定的内力. 这就增加了密封条的刚度, 使密封条的模态频率提高. 以压缩率为 40%, 即 $C_r = 40\%$ 时的密封条为例, 未考虑预应力与考虑预应力作用时的模态频率对比见表 3, 传递损失计算结果如图 7 所示.

表 3 未考虑预应力与考虑预应力作用的模态频率对比

Tab.3 The comparison of the modal frequency with or without consideration of the pre-stress effect

阶数	Hz	
	未考虑预应力	考虑预应力
1	72.80	495.16
2	162.64	531.53
3	250.54	567.73
4	309.90	595.74
5	560.14	642.91
6	589.85	688.88
7	664.01	814.17
8	720.87	841.30

密封条的共振频率计算公式为

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\left(\frac{\alpha^2}{L}\right) \left(\frac{d_1 + d_2}{\rho_s d_1 d_2}\right)} \quad (8)$$

式中: ρ 为空气的密度, 取 $1.22 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$; c 为声音在空气中的速度; 为 $340 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$; L 为密封条 O 型圈压缩后内壁之间距离, 如图 6 所示, $L = 0.026 \text{ m}$; d_1, d_2 分别为密封条 O 型圈的厚度, $d_1 = d_2 = 0.003 \text{ m}$; ρ_s 为密封条橡胶材料的密度, $\rho_s = 370 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

从式(8)可以计算出 $C_r = 40\%$ 的密封条的共振

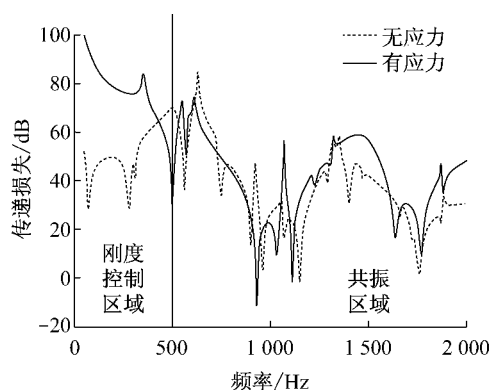


图7 预应力对传递损失的影响

Fig.7 The impact of pre-stress on TL

频率 $f_0 = 497.81$ Hz, 即 497.81 Hz 以下的频率范围属于刚度控制区域, 传递损失的大小受密封条刚度的影响, 密封条受压时, 内部有应力存在, 提高了密封条的刚度, 进而增大了刚度控制区域的传递损失。因此, 考虑预应力存在时的传递损失明显大于未考虑预应力时的传递损失。有应力存在时的传递损失在 500 Hz 附近处于波谷, 这是由于密封条的一阶预应力模态频率为 494.70 Hz, 当入射声波的频率在 500 Hz 附近时会激发密封条的共振, 导致传递损失曲线在该频率处出现波谷。497.81 Hz 以上属于密封条-空气共振区域, 其传递损失由密封条-空气系统的模态特性所决定的, 从图 7 可以看出: 密封条传递损失曲线出现了较密集的波峰波谷, 主要是密封条在该频段范围内存在多阶模态, 在多个频率下产生共振引起的。另外, 在密封条-空气共振区域, 预应力模态的阶数要小于未考虑预应力影响时的模态阶数, 因此考虑预应力存在时的传递损失曲线较平滑, 波峰波谷较少, 不易产生共振。

(2) 压缩率对传递损失的影响

图 8 是不同压缩率时的隔声仿真结果。从图中可以看出: 在低频范围内, 随着压缩率的增加, 密封条的传递损失显著增加。但是, 随着密封条的压缩率的增加, 密封条的压缩负荷, 即对车门的反作用力越大。如果密封条对车门的反作用力过大, 就会导致关门沉重, 因此, 考虑到车门关闭力的影响, 不能一味地增加密封条的压缩率来提高其隔声性能。只能在满足相关企业密封条压缩负荷标准的前提下提高压缩率。

另外, 将不同压缩率下整个频段范围内的传递损失进行均方根值统计, 如图 9 所示。从图中可以看出, 密封条的传递损失随压缩率增加而增加的过程是非线性的, 从未压缩状态到压缩率 20% 的过程中, 随着压缩率的增加, 分析频带范围内的传递损失均

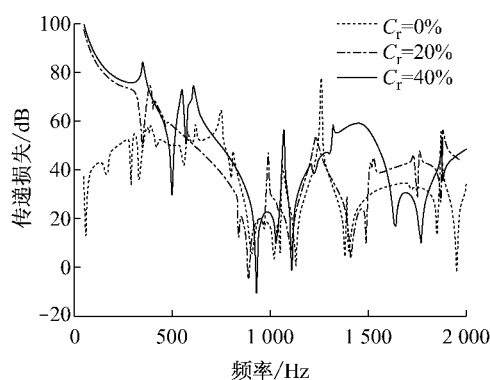


图8 压缩率对传递损失的影响

Fig.8 The impact of compression ratios on TL

方根值迅速增加, 说明在压缩率小于 20% 时, 密封条的传递损失对压缩率的灵敏度较高, 而在压缩率超过 20% 时, 随着压缩率的增加, 分析频带范围内的传递损失均方根值增加较缓慢, 说明在压缩率超过 20% 时, 密封条的传递损失对压缩率的灵敏度较低。

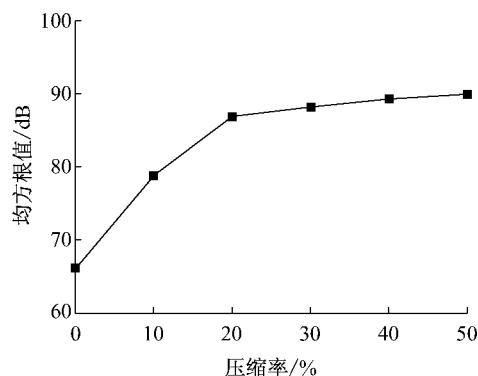


图.9 不同压缩率下分析频带范围内的传递损失均方根值

Fig.9 Root mean square value of TL under different compression ratios in the analysis frequency band

3 结论

(1) 车门密封条的主要材料是橡胶, 属于非线性超弹性材料, 对于密封条的密实橡胶部分和海绵橡胶部分分别选取合适的材料模型才能准确地模拟密封条的受压变形情况。

(2) 密封条的压缩负荷及预应力模态频率随压缩率的增加而提高。

(3) 在密封条刚度控制区域, 有无预应力存在时的传递损失差别较大, 在对其隔声性能进行分析时应充分考虑预应力的影响。另外, 在压缩率 50% 以内, 增加密封条的压缩率能够提高其传递损失, 但是在增加密封条压缩率的时候要考虑密封条的压缩负

荷,不能超过企业标准中对密封条压缩负荷的要求.在密封条压缩过程中,在压缩率小于 20%时,密封条的传递损失对压缩率的灵敏度较高.在压缩率超过 20%时,密封条的传递损失对压缩率的灵敏度较低.

参考文献:

- [1] 高云凯,冯海星,马芳武,等.基于 PolyMAX 的声固耦合模态试验研究[J].振动与冲击,2013,32(2):158.
GAO Yunkai, FENG Haixing, MA Fangwu, et al. Acoustic-structure coupled modal test based on PolyMAX[J]. Journal of Vibration and Shock, 2013,32(2):158.
- [2] Wagner D A, Morman K N, Gur Y, et al. Nonlinear analysis of automotive door weather strip seals[J]. Finite Elements in Analysis and Design, 1997,28(1): 33.
- [3] Stenti A, Moens D, Desmet W. Dynamic modeling of car door weather seals: a first outline[C]//Proceedings of ISMA 2004. [S.l.]:ISMA, 2004: 1249-1261.
- [4] Andro B, Chaigne S, Diallo A, et al. Prediction of sound transmission through automotive door seal systems[J]. Journal of the Acoustical Society of America, 2008, 123(5): 3534.
- [5] Cordioli J, Cotoni V, Shorter P. Numerical investigation of the transmission loss of seals and slits for airborne SEA predictions [C]//SAE. [S.l.]:SAE, 2009: 2009-01-2205.
- [6] 赵建才,姚振强.桑塔纳 2000 车门密封条压缩变形的数值分析[J].上海交通大学学报,2006,40(10): 1806.
- ZHAO Jiancai, YAO Zhenqiang. The numerical simulation of compression deformation of Santana 2000 seal[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2006, 40(10): 1806.
- [7] 赵建才,万德安,何珊.轿车车门密封条压缩变形的计算机仿真[J].计算机仿真,2002,19(3): 82.
ZHAO Jiancai, WAN Dean, HE Shan. Computer simulation of compression deformation for automotive door weatherstrip seals[J]. Computer Simulation, 2002,19(3): 82.
- [8] 李奇.车门密封条隔声性能测量方法的研究[D].上海:同济大学声学所,2009.
LI Qi. Research on the measure method sound insulation of door sealing of automobile[D]. Shanghai: Institute of Acoustics of Tongji University, 2009.
- [9] 黄建龙,解广娟,刘正伟.基于 Mooney-Rivlin 模型和 Yeoh 模型的超弹性橡胶材料有限元分析[J].橡胶工业,2008,5(8): 467.
HUANG Jianlong, XIE Guangjuan, LIU Zhengwei. FEA of hyperelastic rubber material based on Mooney-Rivlin model and Yeoh model[J]. China Rubber Industry, 2008, 5(8): 467.
- [10] Park J, Mongeau L, Siegmund T. Effects of geometric parameters on the sound transmission characteristic of bulb seals[C]//SAE. [S.l.]: SAE, 2003: 2003-01-1701.
- [11] Society of Automotive Engineers. SAE J1400 Laboratory measurement of the airborne sound barrier performance of automotive materials and assemblies[S]. Warrendale P A: SAE Sound & Heat Insulation Materials Committee, 1990.

(上接第 24 页)

- LI Zhongsan, LEI Junqing, YAN Donghuang, et al. Analysis of parameters' sensitiveness of long-span hybrid girder cable-stayed bridge[J]. Journal of Beijing Jiaotong University, 2012, 36(1):6.
- [9] 张杨永.斜拉桥近似计算与结构体系研究[D].上海:同济大学土木工程学院,2010.
ZHANG Yangyong. Approximate calculation and study of structural system in cable stayed bridge [D]. Shanghai: College of Civil Engineering of Tongji University, 2010.
- [10] 吴万忠.大跨 P.C.桥梁空间分析关键问题研究[D].上海:同济大学土木工程学院,2012.
WU Wanzhong. Key problems study on spatial analysis of long span P.C. bridges[D]. Shanghai: College of Civil Engineering of Tongji University, 2010.