

轿车车室声固耦合系统的模态分析

马天飞

(吉林大学汽车工程学院 长春 130022)

林逸

(北京理工大学机械与车辆工程学院 北京 100081)

张建伟

(吉林大学汽车动态模拟国家重点实验室 长春 130022)

摘要: 车室声学模态分析是汽车 NVH 特性研究的重要内容, 识别系统模态对避免声学共振、降低车内噪声有重要意义。利用有限元法建立某轿车车身结构和车室空腔模型, 并建立了考虑结构与空气之间相互作用的车室声固耦合系统模型。列出三个系统的有限元方程式, 使用 MSC.Nastran 软件对三个模型的模态进行仿真计算, 对结构的模态频率和变形部位、空腔声学系统的声学模态频率和声压分布情况以及耦合系统中结构和声学空腔模态频率和振型的变化进行了详细分析。测量车内纵向对称面上的等声压线以验证仿真结果。结果表明: 结构与空气的相互作用将改变原系统(车身结构或车室空腔)模态的频率和振型, 并将引起另一个系统产生相应模式的振动; 系统第一阶声学模态为纵向声学模态, 其振型的试验结果与仿真结果在分布特点、变化趋势等方面符合较好。

关键词: NVH 声固耦合 模态分析 仿真 MSC.Nastran

中图分类号: U461.4 U461.1

0 前言

汽车的舒适性是决定其市场竞争能力的重要因素。以提高舒适性为目标的汽车 NVH(Noise vibration harshness)特性研究的主要任务就是预测并改善车室内的噪声。车内噪声将直接影响到汽车产品的声学品质, 对整车的开发和改进设计都有重要的指导意义。

汽车声学设计(NVH 设计)方法是基于 NVH 特性研究的以整车声学性能最优化为目的的设计方法。它将现代仿真与试验技术综合应用于工程设计与制造领域。自从在“世界汽车开发项目(Palio)”中获得成功后, 声学设计方法得到国外各大汽车公司的高度重视, 使之成为开发新车型的重要方法^[1]。

我国在激励源(如发动机)特性分析和振动噪声传递途径控制等方面进行了广泛研究^[2~5], 对车内噪声计算以及车内声场模型简化方法等内容也进行了研究^[6,7], 但在结构与空气相互作用对车内声学模态影响方面的研究较少。

在充分考虑车身结构与车内空气相互作用的基础上, 利用有限元方法分析车室声固耦合系统的模态。通过与结构系统、空腔声学系统的模态进行比较, 讨论声固耦合作用对系统模态的影响, 并测量

车内声场对仿真结果进行验证, 为研究车室系统声学特性提供可靠的理论和试验依据。

1 车室声固耦合系统模型的建立

汽车车室构成封闭空腔, 形成一个声学系统。车身结构可以视为弹性体, 车室空腔的声压变化会激励车身壁板产生振动, 而车身壁板的振动又会通过对临近空气的压迫改变车室的声压^[8], 形成结构与空气(流体)相互作用的声固耦合系统。

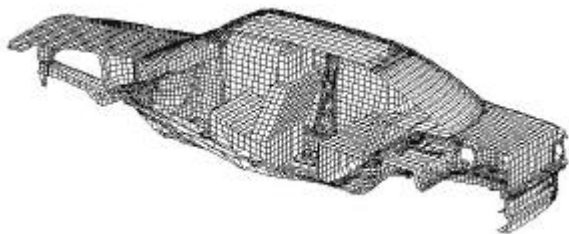
在不影响车室空腔形状的基础上, 对该轿车的车窗、车门、发动机罩和行李厢盖等部分进行简化, 利用 MSC.Patran 软件建立车身结构的有限元模型。为了准确模拟车室空腔, 又用壳单元建立简化的座椅模型, 得到有座椅的车身结构有限元模型(图 1a), 包括 29 936 个节点和 35 490 个壳单元, 单元长度为 0.05 m, 厚为 0.001 m。

利用 MSC.Patran 的三维实体单元建立车室空腔有限元模型, 单元长度为 0.12 m。为了与车身结构模型耦合, 使空腔表面的节点全部与车身结构节点重合。单元尺寸根据分析频率而定, 频率越高, 尺寸越小, 一般每个波长有 6 个单元。另外, MSC.Nastran 要求流体单元尺寸应大于结构单元尺寸。

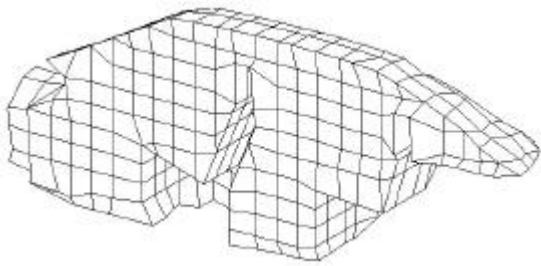
输出模型的数据文件并修改数据卡片。在节点数据卡的第 7 域中填加“-1”;将材料卡改为流体材

料卡(MAT10 卡),并定义流体(即空气)的体积模量(141.6 kPa)和密度(1.29 kg/m^3);在单元特性卡的第 8 域中填入“PFLUID”声明是流体单元。这样就将车室空腔的有限元实体模型转换为声学模型,如图 1b 所示。模型中去除了座椅所占空间,包含 2 242 个节点和 1 820 个声学单元^[9]。

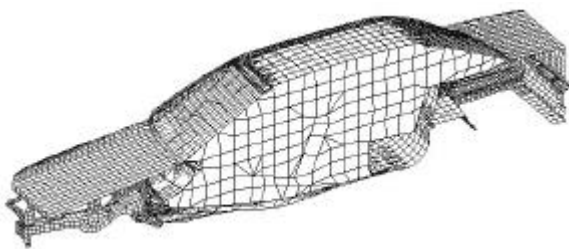
合并车身结构模型和车室空腔声学模型的数据文件,利用“ACMODL,IDENT”卡片使两个模型中重合的节点(即车室空腔表面节点与车身结构的相应节点)耦合(连接)在一起,保证它们在分析时一起运动,从而完成声固耦合系统模型的建立。图 1c 所示为模型的纵剖图,空腔模型表面共有 1 234 个节点,全部与结构模型的节点耦合。



(a) 车身结构模型



(b) 车室空腔声学模型



(c) 车室声固耦合系统模型

图 1 系统仿真模型(剖视图)

2 车室声固耦合系统的模态分析

车室声固耦合系统的声学特征表现为与模态频率和振型(声压分布)相联系的声学振动模态。在强迫振动下车室内部各点的总声压响应取决于各个声学模态被激励的方式,车室空腔的共振会明显增大噪声响应。对声学系统进行模态分析可以识别出系

统的模态频率和振型,从而预测并避免结构模态频率接近声学共振点,因此对耦合系统进行模态分析十分必要。

2.1 耦合系统的有限元方程式

对于车身结构模型,其运动微分方程式可以写为

$$m_{ss}\ddot{u} + k_{ss}u = F_s \quad (1)$$

式中 m_{ss} , k_{ss} ——车身结构的质量矩阵和刚度矩阵

u ——结构位移矢量

F_s ——施加于结构上的外力矢量

车室空腔声学系统的有限元方程式可以写为

$$m_{ff}\ddot{p} + k_{ff}p = F' \quad (2)$$

式中 m_{ff} , k_{ff} ——车室空腔的声学质量矩阵和声学

刚度矩阵

p ——节点声压矢量

F' ——单元表面传给流体的广义力矢量,由系统的边界条件确定

考虑车身结构与车室内空气之间的相互作用,声固耦合系统的有限元方程式可以写为^[8]

$$\begin{bmatrix} m_{ss} & 0 \\ (r_0 c_0)^2 S^T & m_{ff} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{u} \\ \ddot{p} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{ss} & -S \\ 0 & k_{ff} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_s \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3)$$

式中 S ——车室的结构声学耦合矩阵

c_0 ——声波在空气中传播的速度

r_0 ——空气密度

2.2 车身结构的模态分析

对于由式(1)描述的车身结构模型(图 1a),用 MSC.Nastran 进行模态分析,结果见表 1,略去前 6 阶刚体模态。

表 1 车身结构模态

阶数	频率 f/Hz	变形部位
7	13.637	发动机罩
8	13.786	发动机罩
9	18.799	前门
10	19.241	前门
11	19.449	发动机罩

由于车身结构模型的自由度很多,导致模态密集,且模态振型多以结构的局部变形为主。由于发动机罩的刚度较小,因此在低频模态中的相对变形较大,在发动机等激励的作用下容易产生共振并影响汽车舒适性。图 2 为车身结构的模态振型。

2.3 车室空腔的模态分析

假设车身结构为刚性壁,这时车室声学系统的边界可以认为是硬的反射表面,式(2)中的声学广义力矢量 F' 为 0,车室空腔系统的边界没有约束作用,可以看成是一个自由边界的声学系统。

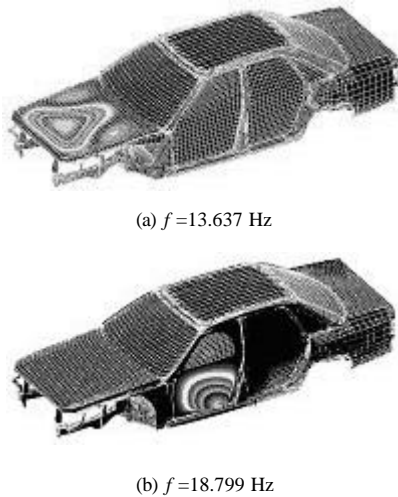


图 2 车身结构模态振型

对车室空腔声学系统(式(2))进行模态分析, 计算出的模态结果见表 2。第一阶模态的频率为 0, 相应的振型中车室内各点声压变化的幅值相同, 相当于结构模态中的刚体模态。

表 2 车室空腔的前六阶声学模态

阶数	频率 f /Hz	说明
1	0	—
2	66.625	第一阶纵向模态
3	109.910	第一阶横向模态
4	113.450	第二阶纵向模态
5	134.950	横纵向综合模态
6	148.600	第一阶垂向模态

车室空腔系统的声学模态振型(相对声压分布情况)如图 3 所示。图 3 中黑色区域的相对声压最小, 近似为零, 相当于节线(声压为零的界线)区域。模型中不同的颜色代表着不同的相对声压。

第一阶纵向声学模态(图3a)的节线大致处于车室中间位置, 向两端声压逐渐增大。由于车室空腔模型是左右对称的, 因此室内声压分布也是对称的。图 3b 中的声压是横向分布的, 节线处于车室纵向对称面上。而 134.950 Hz 的声学模态表现为声压在横、纵两个方向上分布的综合模式, 它的节线近似为首阶纵向和横向模态节线叠加的结果。另外, 由于在垂直方向上车室形状很不规则, 导致垂向模态(图 3d)的声压分布也不规则, 且节线变得不清晰。

2.4 耦合系统的模态分析

利用直接法对声固耦合系统(式(3))进行模态分析。在自由振动的条件下假设

$$\begin{bmatrix} u \\ p \end{bmatrix} = \exp(st) \begin{bmatrix} u_0 \\ p_0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

代入式(3)直接求解模态频率和振型。由于耦合系统振动微分方程式中的质量矩阵和刚度矩阵都不是对

称矩阵, 因此得到的特征值 s 一般为复数, 即

$$s = a + jw \quad (5)$$

式中 w 为系统的模态频率, a 代表方程系数矩阵中存在对角线外耦合项对振动系统产生的阻尼作用。若 $a < 0$, 则系统逐渐衰减至平衡位置; 若 $a > 0$, 则存在负阻尼, 系统振荡发散。对于较大的模型, 为了减少计算时间和费用, 可以采用模态法进行计算。

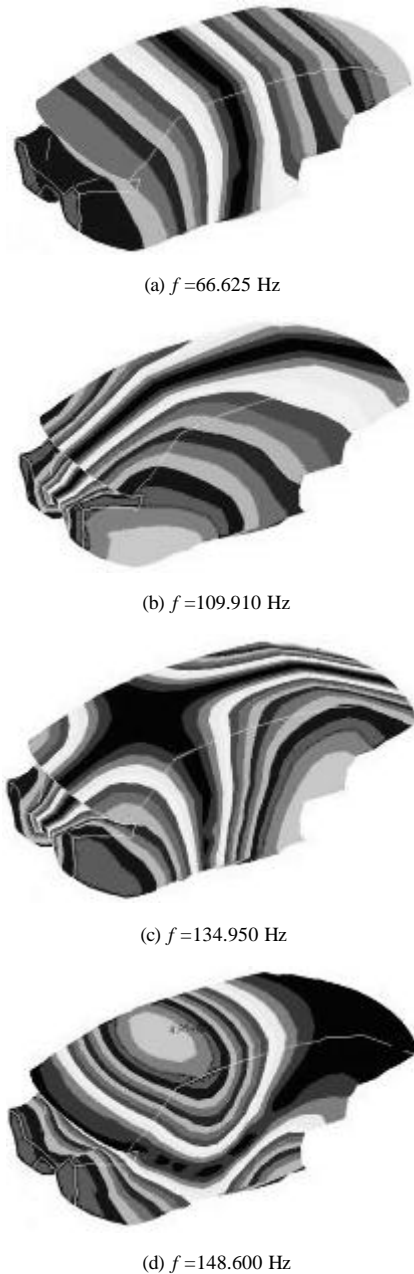


图 3 车室空腔的声学模态振型

利用 MSC.Nastran 的复模态分析直接法求解器 SOL107 对车室声固耦合系统模型进行模态分析。由于耦合系统是由结构和空腔中的空气相互作用形成的, 因此它的模态振型由两部分组成: 结构的变形和空腔中声压的分布。这些模态可能是由于结构的振动引起声压分布的变化(即结构变形占主要地

位),也可能是声压变化引起结构的振动而产生的(即声压变化为主),它们分别与结构和空腔两个系统的模态相对应。

表 3 所示为频率不为 0 的前 5 阶耦合模态,它们都是以结构变形为主的。

表 3 耦合系统模态

阶数	频率 f /Hz	结构变形部位
8	13.695	发动机罩
9	13.875	发动机罩
10	18.643	前门
11	19.641	发动机罩
12	19.749	前门

与车身结构模态(表 1)相比较,由于空气的作用,耦合系统的模态频率稍有变化,多数模态的频率会变大一些,但变化量基本不会超过 1 Hz,而车身结构的变形部位变化也比较小。

由于以结构变形为主的耦合系统模态非常密集,因此直到第 105 阶(66.111 Hz)才出现第一个以空腔声压变化为主的耦合系统模态,它对应着车室空腔系统的第一阶纵向声学模态,其模态频率的变化也较小。图 4 是耦合系统 18.643 Hz 和 66.111 Hz 的模态振型,18.643 Hz 的模态以结构变形为主,对应着 18.799 Hz 的车身结构系统模态。

对比图 4a 和图 2b 可以看出,耦合系统模态中的结构变形与相对应的结构模态振型十分相近,说明以结构变形为主的耦合模态中空气对结构振型的影响很小。另外,车室空腔声学系统在该频率处原本没有模态,但车身结构的振动使空腔内声压发生变化,产生图 4b 中的振动模式。

将图 4c 和图 3a 相对比可以发现,由于结构壁板的振动,耦合系统中的空腔声学模态振型变得不规则,节线变得模糊且略微前移,前部声压的相对变化量变大。而车室空腔中声压的变化也使车身结构产生相应的变形,变形大的部位一般是刚度较差的车身壁板,如图 4d 所示。

3 试验分析

为了验证车室耦合系统模态分析的仿真结果,利用声压测试技术测量车室内的声压分布情况。车室声学系统近似为线性系统,在外界激励作用下,车内噪声响应在系统模态频率附近将产生共振尖峰,其峰值(声压谐波幅值)的空间分布与相应频率下的模态振型符合较好^[9]。测量发动机激励下车内的噪声响应,提取空间各测点声压信号在仿真模态

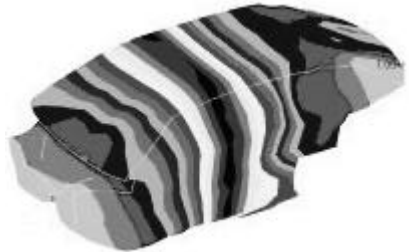
频率附近的声压峰值,绘制车内声场的等声压线,以此验证模态振型的仿真结果。



(a) $f=18.643$ Hz 模态的结构相对变形



(b) $f=18.643$ Hz 模态的相对声压分布



(c) $f=66.111$ Hz 模态的相对声压分布



(d) $f=66.111$ Hz 模态的结构相对变形

图 4 耦合系统模态振型

在车内用细线拉出网格(间距 0.2 m),起动发动机并保持其稳定运转,用传声器测量各测点(即网格点)的噪声信号,放大后利用 DASyLab 数据采集系统记录其时间历程并进行频谱分析。考虑到车内吸声材料阻尼作用对模态频率的影响等因素,控制发动机转速使其激励频率保持在 62~66 Hz 范围,处理得到车室纵向对称面上各测点在此频率范围的声压响应峰值,利用 Matlab 软件插值绘出等声压线,如图 5a 所示。

试验测量的模态频率下的声压响应幅值在空间是纵向分布的,中部声压较小,向两端逐渐变大,其分布趋势与相应的耦合系统仿真模态振型(图 5b)一致。由于激励源处于车室前方,它的节线略微后移,并且在前围板附近声压响应达到最大值。

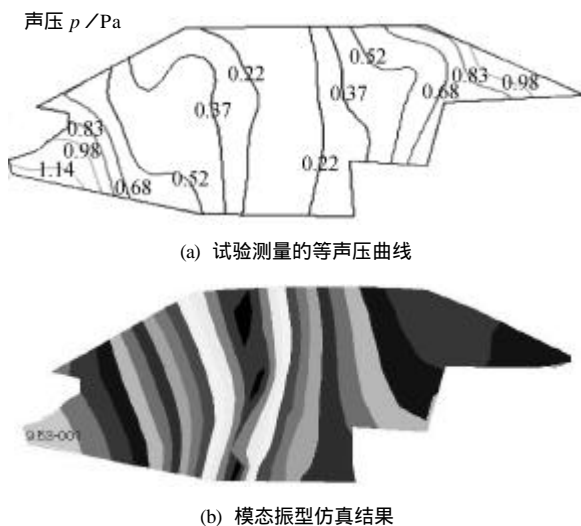


图5 车室纵向对称面上的声压分布(第一阶声学模态)

4 结论

通过对某轿车车身结构模型、车室空腔模型以及车室声固耦合模型的模态分析,得到它们的模态频率和振型。结构变形主要集中在刚度较差的部位,而车室内的声压分布比较规则。分析表明:耦合系统模态并不是两个系统模态简单的叠加,一方面二者之间的相互作用将改变原系统模态的频率和振型,另一方面一个系统在其模态频率处的振动将引起另一个系统产生相应模式的振动。

利用声压测试技术测量模态频率附近车内纵向对称面上的等声压曲线,试验结果与耦合系统声学模态的仿真结果在节线位置、变化趋势等方面符合较好。

参 考 文 献

- 1 Nova M, Tamburro A. Noise and vibration reduction for small/medium car market segment: an innovative approach for engineering design and manufacturing. In: Automotive Vehicle Technologies, Autotech Congress, National Exhibition Centre, Birmingham UK, 4-6 November 1997, Bury St Edmunds and London UK: Mechanical Publications Limited for The Institution of Mechanical Engineers, 1997: 117~144
- 2 冯慧华,左正兴,廖日东,等.基于BEM/FEM耦合技术的柴油机外声场模拟技术研究.内燃机学报,2004,22(2):155~161
- 3 郝志勇,刘月辉,毕凤荣,等.乘用车柴油机噪声源识别方法的实验研究.内燃机学报,2004,22(2):150~154
- 4 上官文斌,吕振华.汽车动力总成橡胶隔振器弹性特性

的有限元分析.内燃机工程,2003,24(6):50~55

- 5 张立军,靳晓雄,余卓平,等.轿车车内噪声控制方法研究.汽车工程,2002,24(1):15~19
- 6 夏恒,宫镇,陆森林,等.关于高速车辆内部气流噪声计算方法的研究.汽车工程,2003,25(1):78~81
- 7 孙凌玉,吕振华.有关汽车内部声场模态分析的几点讨论.汽车工程,2003,25(1):74~77
- 8 [美]凯墨尔M M,沃尔夫J A.现代汽车结构分析.北京:人民交通出版社,1987
- 9 马天飞.轿车NVH特性的刚弹耦合、声固耦合一体化研究:[博士学位论文].长春:吉林大学,2003

MODAL ANALYSIS FOR FLUID-STRUCTURE INTERACTION SYSTEM OF CAR CAVITY

Ma Tianfei

(College of Automobile Engineering, Jilin University,
Changchun 130022)

Lin Yi

(School of Mechanical and Vehicle Engineering,
Beijing Institute of Technology, Beijing 100081)

Zhang Jianwei

(National Laboratory of Automobile Dynamic
Simulation, Jilin University, Changchun 130022)

Abstract: The acoustic modal analysis of cavity is the important matter on vehicle NVH performance study. Identifying system mode is of importance to avoid acoustic resonance and reduce interior noise. The body structure model and the cavity model for a car are built using FEM. Fluid-structure interaction (FSI) model of body system that considers the interaction between structure and air is built. The FE equations for three systems are listed. Making use of MSC.Nastran software, modal analysis is simulated for the three models. The modal frequency and distortion section of structure, the acoustic modal frequency and sound pressure distribution of cavity as well as the change of the modal frequency and shape for the structure and cavity in FSI system are discussed in detail. The equal-sound-pressure-curves on the longitudinal symmetry surface of cavity are measured for validating the simulation. The results show that the interaction between structure and air can change the modal frequency and shape of original system (body structure or cavity), and can bring another system to vibrate in a particular pattern. The first

acoustic mode of the system is a longitudinal mode. The distribution and trend of the modal shape, which come from test, are accord with the simulation result.

Key words : Noise vibration harshness (NVH)
Fluid-structure interaction (FSI)

Modal analysis Simulation MSC.Nastran

作者简介: 马天飞, 男, 1970 年出生, 副教授, 博士。主要从事汽车系统动力学及汽车 NVH 特性方面的研究。

E-mail: mtfmyy@sohu.com



(上接第 224 页)

relationship” and cushioning principle with self-adaptation capacity based on “two hypothesis” is presented. The energy for high-speed cylinder is emulation and experimental studied when base speed of piston is 3 m/s and varies 10%. The result shows that the “two hypothesis of linear relationship” and the cushioning principle with self-adaptation capacity are accurate. The necessary theoretical base of cushioning for high-speed

cylinder is established when working condition varies.

Key words: High-speed cylinder System energy
Cushion principle Pressure feedback

作者简介: 李哲, 男, 1961 年出生, 博士研究生。主要从事气动技术基础理论、气压传动和控制系统、工业自动化生产线及新型气动元件的研究和开发工作。发表论文 10 余篇, 获得专利 4 项。

E-mail: lizhe0223@sina.com