

基于Hyperworks对车后背门的刚度和模态分析

伏 天

上海理工大学产业处, 上海

收稿日期: 2024年4月25日; 录用日期: 2024年5月22日; 发布日期: 2024年5月30日

摘 要

本文基于Hyperworks软件对某车后背门模态、刚度进行分析, 为后背门的结构优化提供了一定的理论依据。具体分析了车后背门的模态特性, 并对求解的结果进行研究, 分析各阶振型, 对模态结果进行评价; 根据车后背门的静力学要求, 对后背门施加特定的载荷及约束, 从而分析后背门的扭转、弯曲刚度, 并根据各个刚度标准对各类刚度结果进行评价。

关键词

有限元分析, 刚度, 模态

Stiffness and Modal Analysis of the Rear Door of a Vehicle Based on Hyperworks

Tian Fu

Industrial Affairs Department, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

Received: Apr. 25th, 2024; accepted: May 22nd, 2024; published: May 30th, 2024

Abstract

This paper conducts a modal and stiffness analysis of a certain vehicle's rear door based on Hyperworks software, providing a theoretical basis for the structural optimization of the rear door. It specifically analyzes the modal characteristics of the rear door, studies the results obtained, analyzes the modes of vibration, and evaluates the modal results. Based on the static requirements of the rear door, specific loads and constraints are applied to analyze the torsional and bending stiffness of the rear door, and the stiffness results are evaluated according to various stiffness standards.

Keywords

Modal Analysis Finite Element Analysis, Stiffness Analysis, Modal Analysis

Copyright © 2024 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

车门是车身上相对独立的总成，与车身是一个有机的整体，车门在强度、刚度、可靠性及工艺性等方面必须满足车身整体性能的要求[1]，而且自身的强度和刚度满足与内外饰装配的要求。

国外从 60 年代起就开始用有限元法进行车辆的强度和刚度计算。1970 年美国宇航局将 NASTRAN 结构分析程序引入到汽车结构分析中，为车身轻量化设计开了先河。随着计算机技术的飞速发展，各有限元分析软件也日趋完善。有限元模型建立的技术和方法也日趋丰富。到 80 年代后期，日本五十铃汽车公司将 CAE 技术应用到汽车设计的各个阶段，分析范围包括强度、刚度、振动、分析对象也由静态应力扩展到动态响应、噪声、碰撞和优化设计。进入 90 年代，有限元分析得到了广泛应用。美国通用汽车公司在通用有限元程序的基础上自主开发了后处理程序，把发动机激励和道路激励集成到数据库中进行激励响应分析，简化了分析过程。目前，国外各大汽车公司有限元分析涉及到汽车设计的各个方面，包括刚度与模态分析、随机响应分析、噪声分析、碰撞分析等领域[2]。

本文基于 Hyperworks 软件，对汽车后背门(如图 1)进行有限元模态分析、静力学刚度分析为汽车后背门的优化提供了大量理论依据，计算数据，大大减小了后背门的优化难度，因此具有十分重要的理论意义和实用价值。

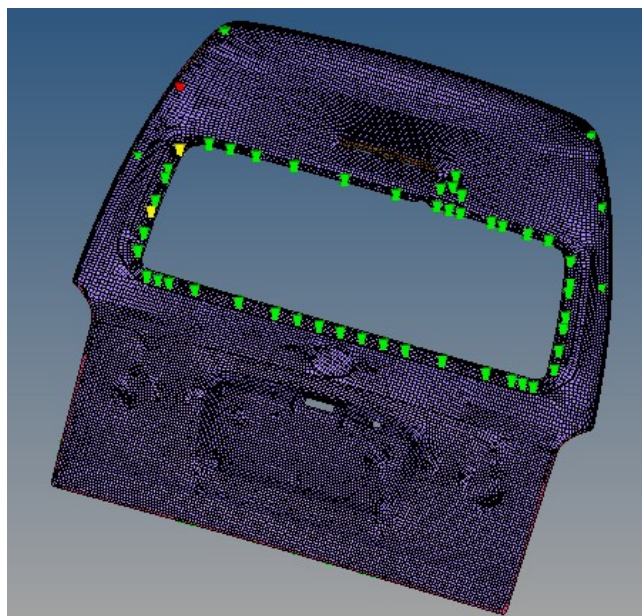


Figure 1. Rear door model of a vehicle

图 1. 车后背门模型

2. 后背门刚度分析

2.1. 后背门扭转刚度分析

2.1.1. 后背门扭转刚度的约束及载荷

在计算后背门扭转刚度时，采用的约束方式是：铰链约束方式及门锁处约束方式，即约束铰链与车身连接处的六个自由度，铰链旋转轴除绕 y 轴转动的 5 个自由度，门锁处 x, y, z 轴的平动自由度。

其中按实际工况加载方式如图 2 所示。

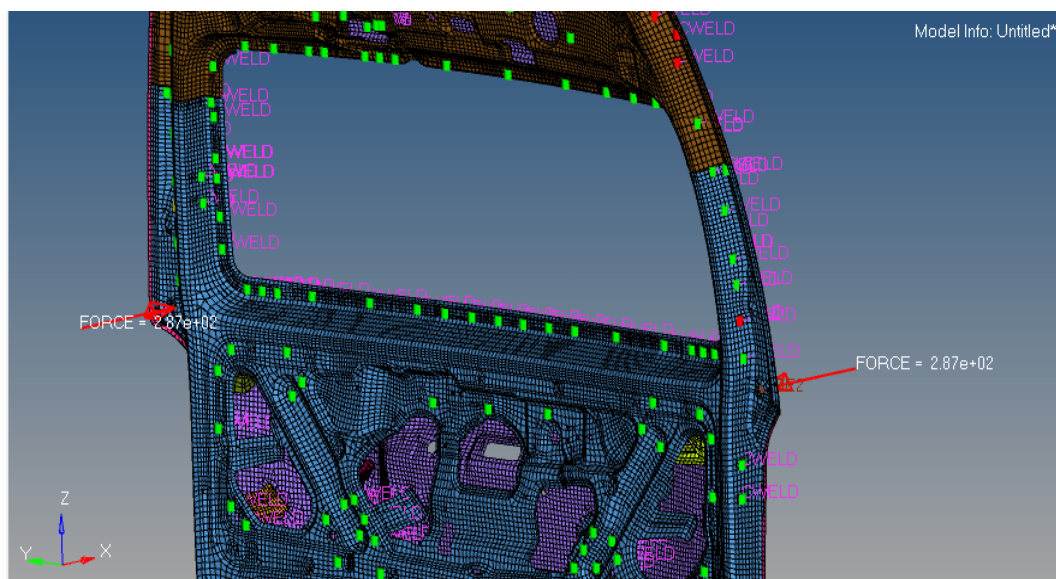


Figure 2. Schematic diagram of the torsion condition

图 2. 扭转工况示意图

2.1.2. 后背门扭转刚度的结果与评价

按照实际工况确定了力和约束的加载方式以后，如图 3 和图 4 所示。

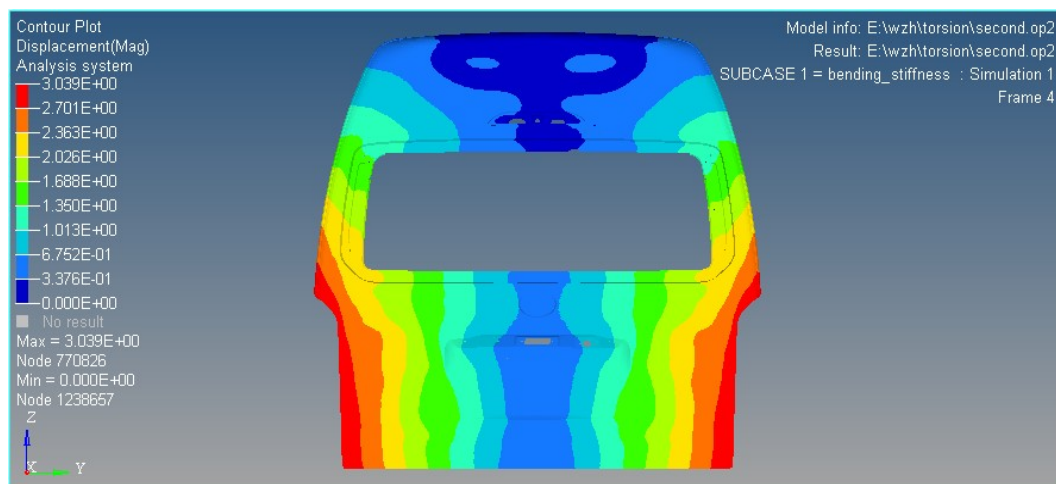


Figure 3. Torsional stiffness displacement contour map

图 3. 扭转刚度位移云图

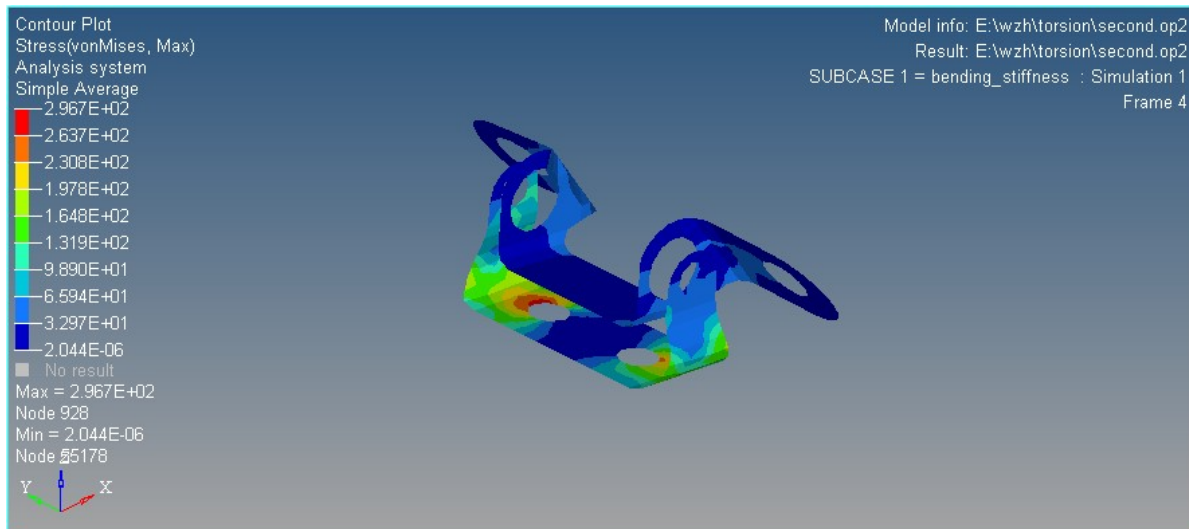


Figure 4. Stress cloud of the hinge in the torsional condition of the rear door
图 4. 后背门扭转工况铰链的应力云

结果显示，后背门在 240 Nm 的扭矩下，最大位移为 3.039 mm，在左右两侧的橡胶减震块处，沿 X 轴的位移分别为 2.885 mm 和 2.827 mm。有扭转角的计算公式得出：

$$\theta = \arctg\left(\frac{U_1 + U_2}{D}\right) = \arctg\left(\frac{2.885 + 2.827}{1667}\right) = 0.2^\circ$$

所以后背门的扭转刚度为：

$$GJ = \frac{240}{0.2} = 1200 \text{ Nm/deg}$$

从后背门扭转刚度的位移云图上可以发现，后背门的扭转刚度曲线较为平滑，没有不合理突变。而应力集中区域主要集中在后背门铰链处(如图 2、图 3 所示)，应力大小为 296.7 MPa 与经验区域一致。后背门的扭转刚度为 1200 Nm/deg，相比于其他的车型的后背门有较高的刚度，当发生意外事故时候，此刚度能很好的保证车体的刚性。因此，此后背门的扭转刚度十分令人满意。

2.2. 后背门弯曲刚度的分析

2.2.1. 后背门弯曲刚度的约束与加载

后背门弯曲刚度分析时有两种工况的情况，分别是 1) 关上车门时在门锁加载的工况；2) 关上车门时在后背门右下角处加载的工况。本文假设两种工况下后背门所受的约束相同和载荷不相同。

在第 1 种工况即关上车门时，后背门所受的约束为后背门两侧四个减振块以及后背门上部铰链这几处产生的约束，在加约束时分别将四个减振块连成 RBE2 刚体，并在刚体中心处约束其 X 轴方向上的平动，上部铰链处的约束方法同扭转刚度的相同，约束了 6 个自由度，约束情况如图 5 所示。在第 1 种工况下的载荷，考虑到只有门锁处给门一个力，因此根据实际情况加载荷时在门锁处的 rigids 上加载一个沿 x 轴负向大小为 200 N 的力，如图 6 所示。

第 2 种工况即在车门右下角加载的情况，但是约束和第 1 种工况相同，都是以 4 个减振块和顶部两个铰链来约束，两个铰链约束 6 个自由度而 4 个减振块约束沿 x 轴方向的自由度。加载方式和工况 1 类似，此处不再赘述。

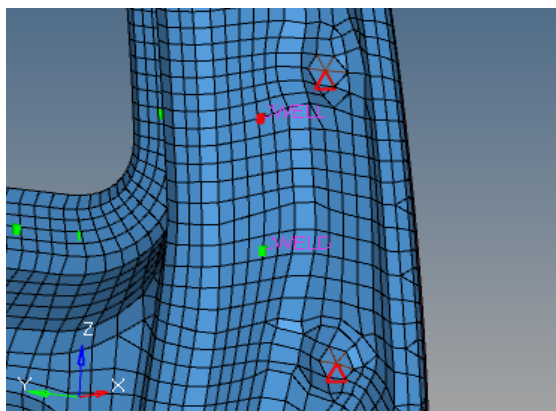


Figure 5. Schematic diagram of constraints on rubber damping blocks for rear door bending stiffness

图 5. 后背门弯曲刚度橡胶减振块的约束示意图

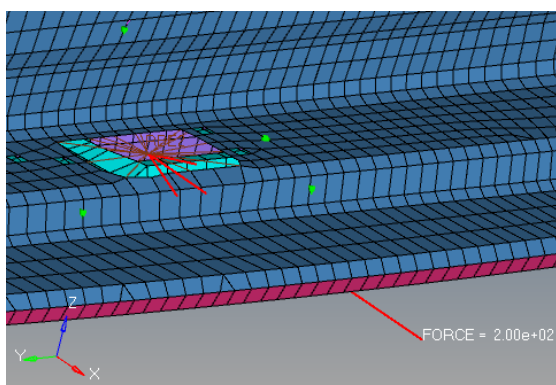


Figure 6. Schematic diagram of load application for rear door bending stiffness

图 6. 后背门弯曲刚度的加载示意图

2.2.2. 后背门弯曲刚度的结果与分析

后背门的整体弯曲刚度也可以用车身载荷 F 与最大弯曲挠度 w_{\max} 的比值来衡量，此时弯曲刚度的计算公式为[2]：

$$EI = \frac{F}{w_{\max}} \quad (1)$$

分别计算这 2 种工况下的弯曲刚度，把结果导入，得到在第 1 种工况下的弯曲刚度位移、应力云图如图 7 和图 8 所示，和在第 2 种工况下的弯曲刚度位移、应力云图如图 9 和图 10 所示。

在第 1 种工况下，后背门弯曲刚度的最大位移为 1.676 mm，因此把最大位移代入式(1)得后背门的弯曲刚度为：

$$EI = \frac{f}{w_{\max}} = \frac{200}{1.676} = 119.33 \text{ N/mm}$$

在第 2 种工况下，后背门弯曲刚度的最大位移为 1.904 mm，因此把此工况下最大位移代入式(1)得后背门的弯曲刚度为：

$$EI = \frac{f}{w_{\max}} = \frac{200}{1.904} = 105.04 \text{ N/mm}$$

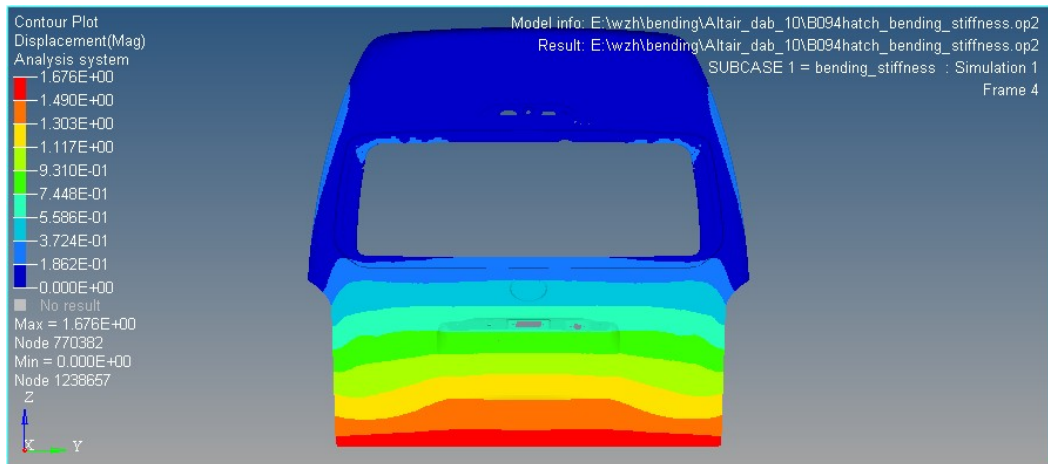


Figure 7. Displacement contour map of the rear door under condition 1
图 7. 工况 1 后背门位移云图

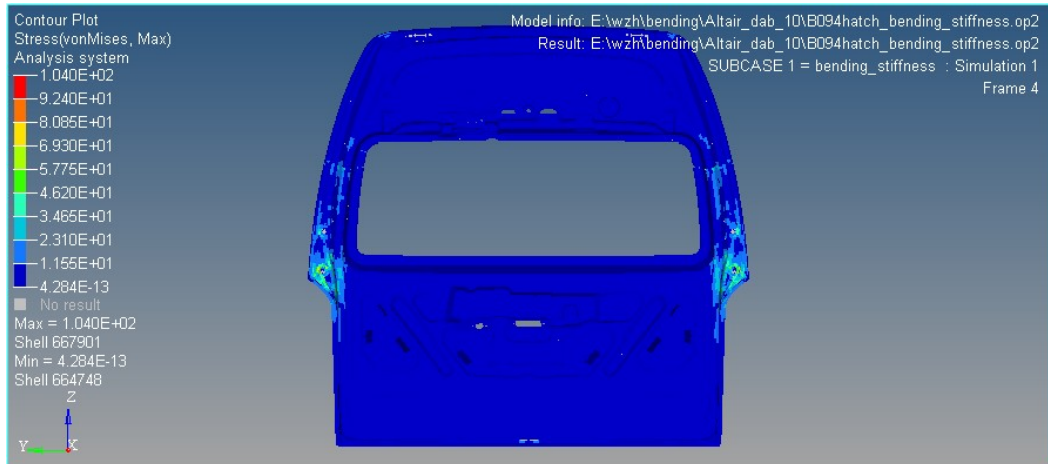


Figure 8. Stress contour map of the rear door under condition 1
图 8. 工况 1 后背门应力云图

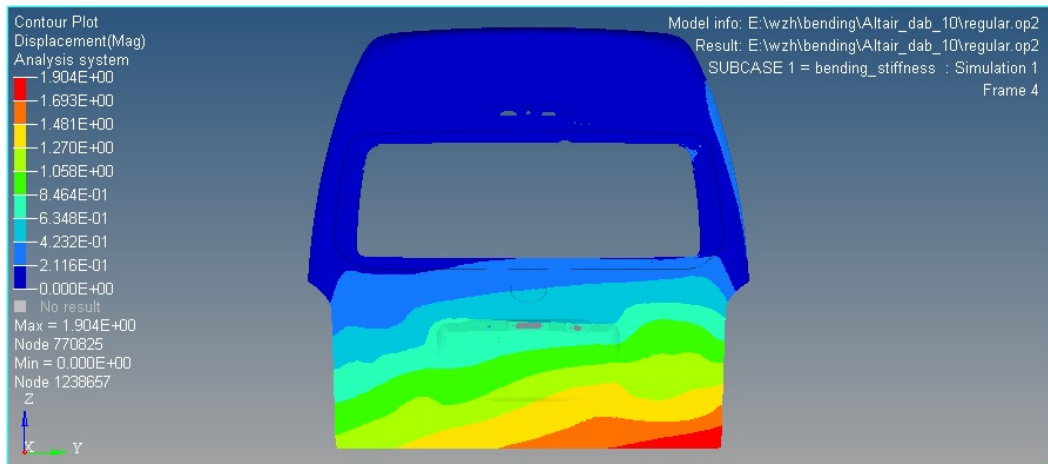


Figure 9. Displacement contour map of the rear door under condition 2
图 9. 工况 2 下后背门位移云图

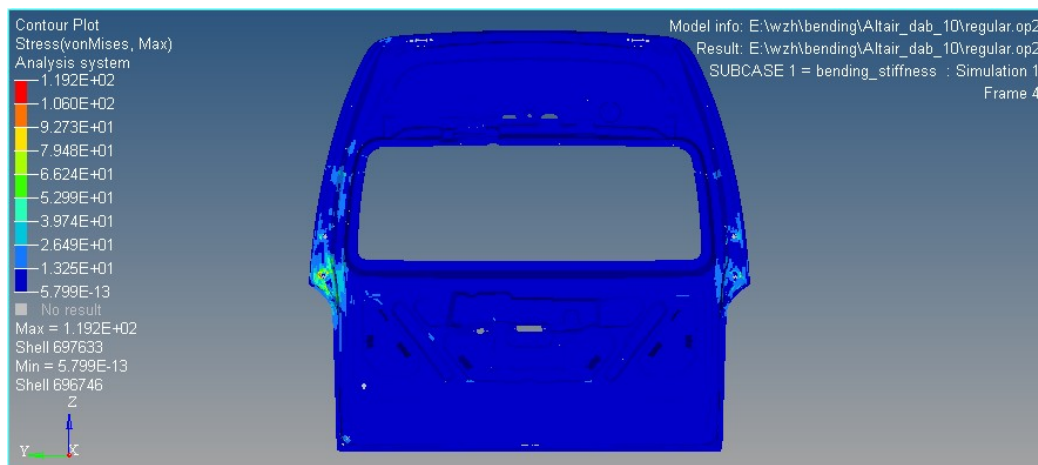


Figure 10. Stress contour map of the rear door under condition 2
图 10. 工况 2 下后背门应力云图

工况 1 和工况 2 情况下的分析结果整理于表 1 中，从表 1 中可以得到以下结论。

Table 1. OptiStruct calculation results
表 1. OptiStruct 计算结果

	最大位移(mm)	最大应力(Mpa)	应变(N/mm)
工况 1	1.676	104.0	119.33
工况 2	1.904	119.2	105.04

1) 分析两种工况下的位移云图可以看出，工况 1 时，位移变化较大的部位集中在加载荷的门锁处，工况 2 时，位移变化较大的部位集中在后背门右下角，在这两种工况中，加载力和 OptiStruct 分析结果贴合常规经验，因此，位移云图基本符合实际情况。建立在此基础上，可以看到两种工况下位移最大值分别为 $w_{1max} = 1.676 \text{ mm}$ ， $w_{2max} = 1.904 \text{ mm}$ ，与经验数据对比均合格。此外位移由加载处至后背门其他部分逐渐均匀减小，在车门顶部位移基本稳定在很小的值，因此，从位移云图来评价，该车门满足弯曲刚度要求。

2) 分析两种工况下的应力云图不难发现，应力主要集中在车后背门顶部与车身相连接的两个铰链处，最大应力值分别为 $F_{1max} = 104.0 \text{ Mpa}$ ， $F_{2max} = 119.2 \text{ Mpa}$ ，由于在两铰链处承受较大的应力，所以在优化设计时可对两个铰链进行结构拓扑优化或者增加单个铰链的厚度等方法对其进行改进优化，以消除铰链由于应力过大断裂的风险。

3) 两种工况下计算得到的刚度分别 119.33 N/mm 和 105.04 N/mm，和同种类型车后背门进行比较发现本文所分析刚度满足刚度要求。

3. 后背门模态分析

3.1. 后背门模态分析概述

将车身后背门视为一个无约束，六自由度的振动系统，在外界的激励下将产生共振。当外界激振频率与系统固有频率接近时，将产生共振。后背门作为连续的弹性结构系统，其固有频率也就相应表现为

无限多的固有模态，其低阶模态多为整体振型，高阶为局部振型[3]。

路面不平，发动机的运转和高速行驶时所产生的风阻等都是引起后背门振动的主要振源。当后背门产生共振时将带来噪声，影响乘坐舒适性，严重的将破坏后背门结构。

对后背门有限元模型进行有限元分析，可以获得后背门的共振频率，能够考察其整体刚度特性。后背门结构的自然频率能与汽车行驶时的激励作比较，来评价动态干扰，通过修改后背门结构，能有效的避免后背门产生共振。并且模态分析可以找到后背门变形较大的部位，为后背门结构的改进提供了参考。

3.2. 后背门模态分析具体步骤

目前的车身后背门模态分析多为自由边界分析，自由边界分析释放后背门的所有六个自由度。由于对后背门不加任何约束，即对有限元模型进行自由状态下的模型提取，所以前六阶的振型近似于刚体，并且振型所对应的固有频率也几乎为零。本文设置初始频率为 1 HZ 来忽略前六阶较小的固有频率，一共计算了 20 阶振型，忽略前六阶，即分析后背门 14 阶振型。我们将实际的第 7 阶振型作为第 1 阶，第 1 阶至第 14 阶的振型如图 11~20 所示。

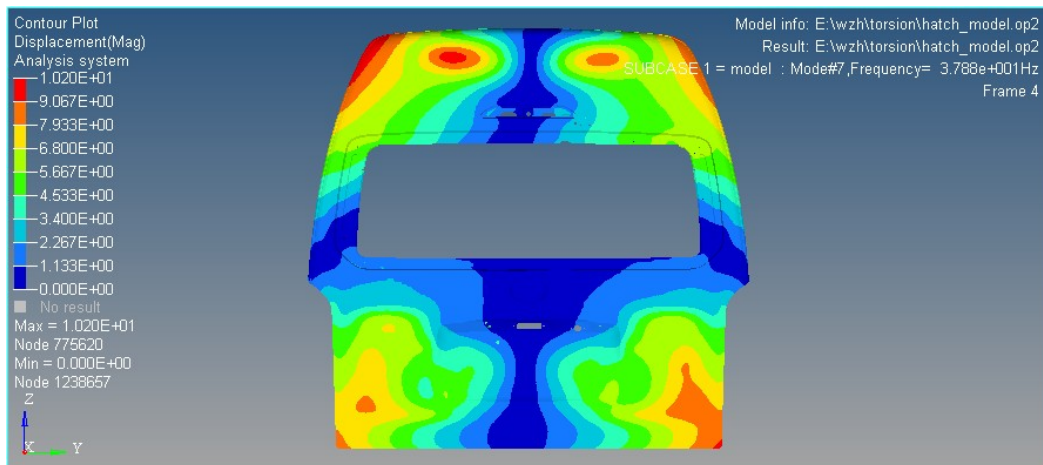


Figure 11. 1st mode shape
图 11. 第 1 阶振型

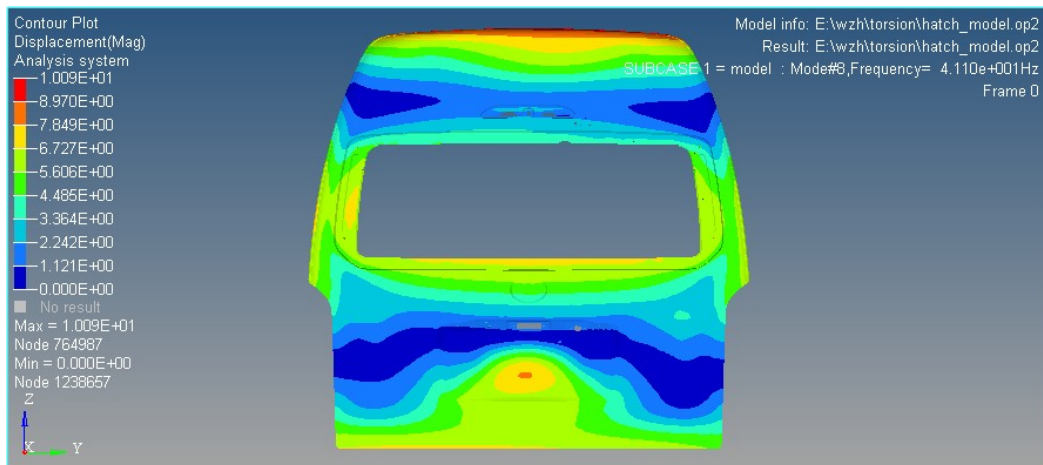


Figure 12. 2nd mode shape
图 12. 第 2 阶振型

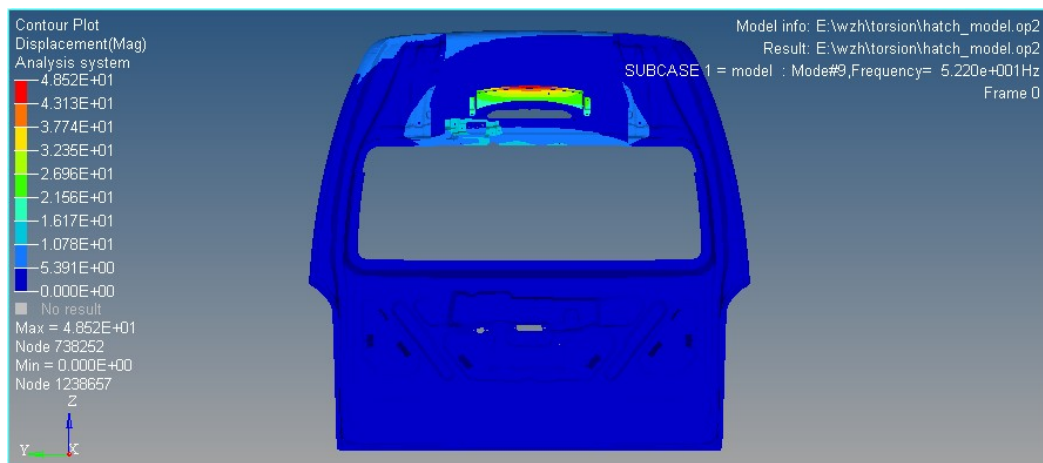


Figure 13. 3rd mode shape
图 13. 第 3 阶振型

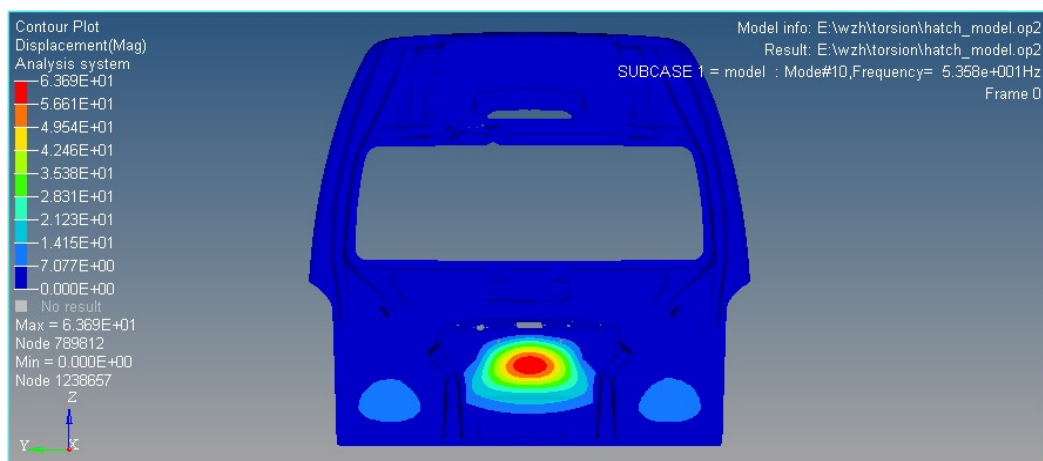


Figure 14. 4th mode shape
图 14. 第 4 阶振型

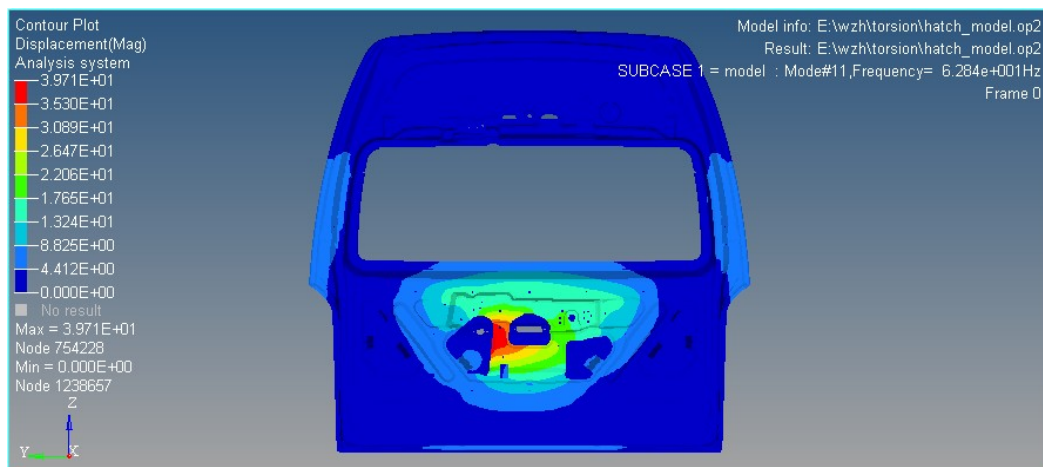


Figure 15. 5th mode shape
图 15. 第 5 阶振型

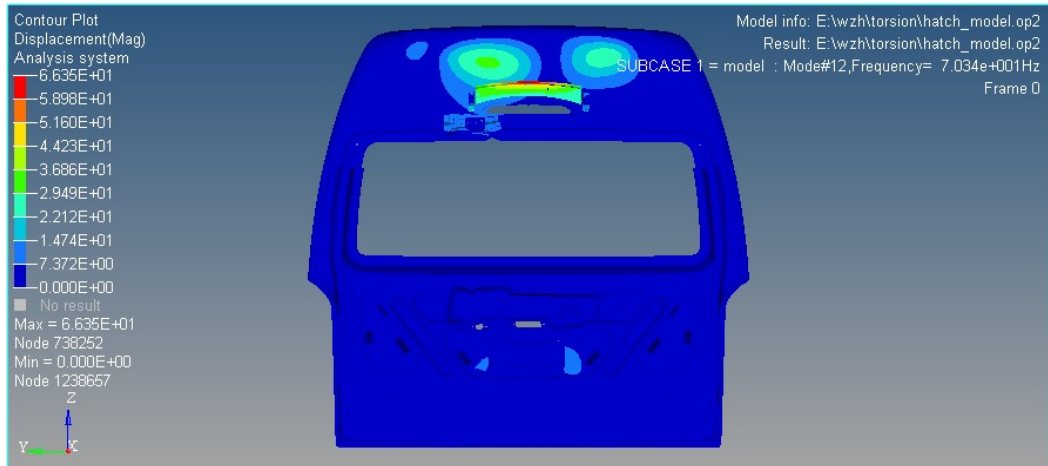


Figure 16. 6th mode shape
图 16. 第 6 阶振型

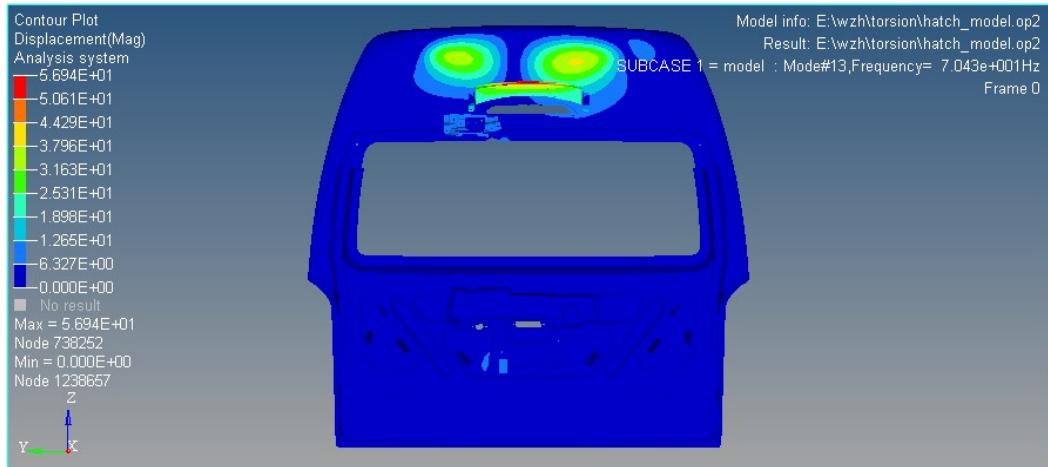


Figure 17. 7th mode shape
图 17. 第 7 阶振型

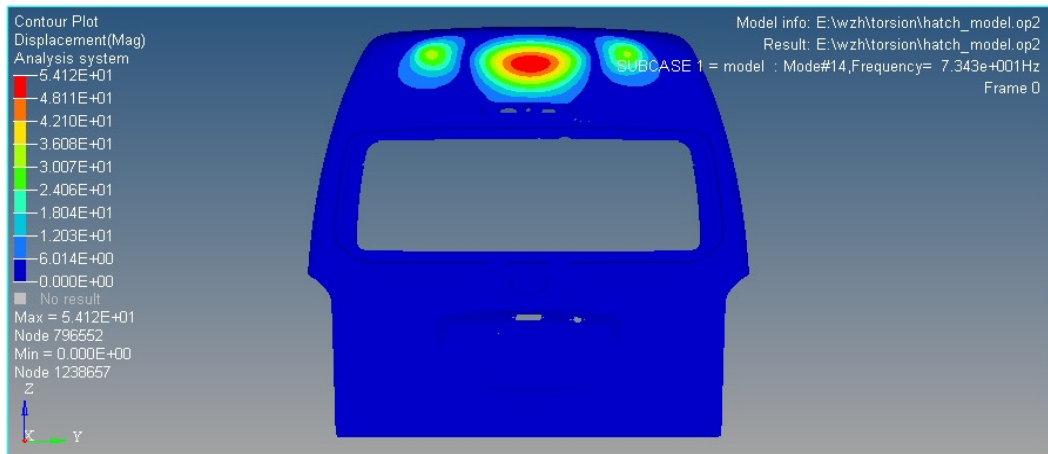


Figure 18. 8th mode shape
图 18. 第 8 阶振型

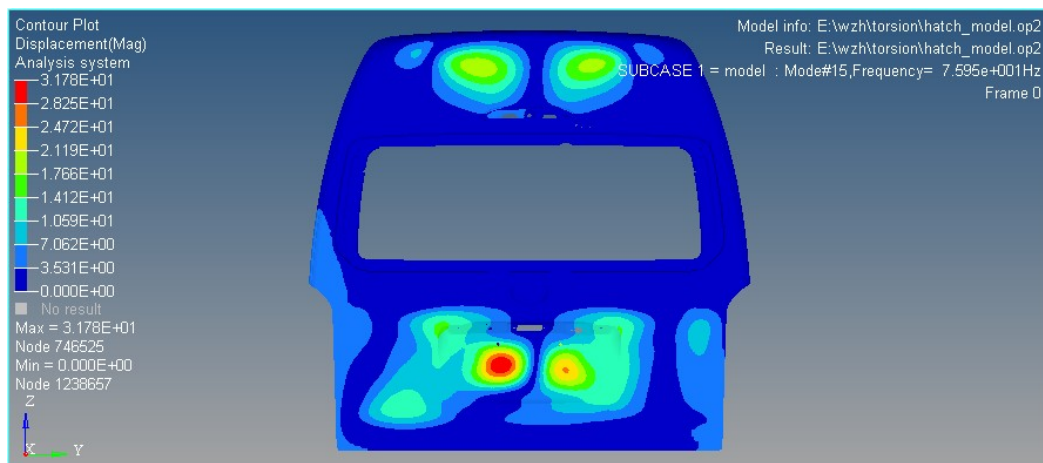


Figure 19. 9th mode shape
图 19. 第 9 阶振型

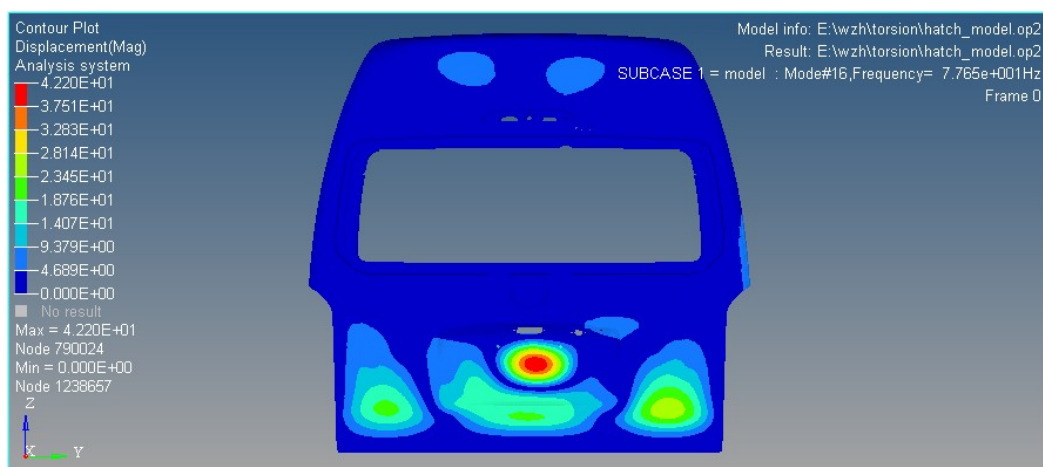


Figure 20. 10th mode shape
图 20. 第 10 阶振型

车后背门各阶模态总结如表 2 所示，本文对除前 6 阶刚性模态之后的 10 阶模态的频率进行了描述，对各个阶数之下的阵型分部情况进行了分析。

Table 2. Rear door modal analysis results
表 2. 后背门模态分析结果

模态阶数	频率/HZ	振型描述
1	37.88	1 阶扭转
2	41.10	1 阶弯曲
3	52.20	加强件横向变形
4	53.58	外板牌照处横向变形
5	62.84	下内板局部变形

续表

6	70.34	加强件扭转
7	70.43	外板扭转
8	73.43	外板 2 阶扭转
9	75.95	扭转弯曲
10	77.65	内外板下部横向变形

3.3. 后背门模态有限元分析及评价

后背门的结构基本在于弯曲和扭转方面的总的动态性能。如果后背门的结构特性不能与环境相适应，发生了结构模态与激励频率相耦合，或汽车结构之间的模态相耦合，会使汽车发生共振，使车内噪声增大，严重的会产生后背门局部的疲劳破坏。

由模态分析结果可见：从振型上看，前 14 阶的模态包含了整体振型，如整体的一阶扭转，一阶弯曲，同时也出现了较多的局部部件振型，如内板加强件的局部振型，下内板的局部振型以及外板牌照处，外板上部的局部振型等。后背门结构模型的自由度较高，整体模态频率也较高。后背门的前 14 阶模态频率的大致范围在 38~90 Hz 之间，从频率值上看，一阶扭转振型频率为 37.88 Hz，一阶弯曲的振型频率为 41.10 Hz，说明后背门整体的弯曲刚度大于扭转刚度，两种固有频率明显错开。

研究车后背门特性的目的在于优化后背门结构以控制后背门模态。后背门结构模态频率应错开载荷激振频率。一般车后背门的一阶固有频率在 20~40 Hz 之间，在此领域内，外部激振频率主要有两种[4]：

1) 车轮不平衡激振，频率一般在 1~30 Hz 之间，从我国的实际情况来看，可以认为车速在 150 km/h 之内，相当于 21 Hz 以下。因此车身的第 1 阶固有频率应控制在 23 Hz 以上。

2) 发动机的怠速激振，频率在 20~40 Hz 之间。

发动机的怠速的激振频率是可以计算的。计算公式为：

$$\text{怠速的激振频率} = \frac{n}{60} \times \frac{M}{2} \tag{2}$$

其中：

N ——发动机怠速时的转速；

M ——发动机的气缸数目。

该车怠速最低转速为 750 ± 30 r/min，发动机为 4 缸，怠速的激振频率 $f = 24 \sim 26$ Hz。所以该车第一阶弯扭主频率应控制在 23~26 Hz 以上，为防止第一阶弯曲模态和第一阶扭转模态的耦合效应，结构设计希望上述两种固有频率错开 3 Hz 以上，而此处的第一阶弯曲模态和第一阶扭转模态错开 x ，其中 $x = 41.1 - 37.88 = 3.22$ Hz，满足结构设计的要求。

一般汽车后背门的激振频率和固有频率为 1~80 Hz，后背门的振动频率从它的关系和上面的分析结果来看大致在 20~80 Hz 之间，汽车在轮胎上的振动频率和悬置状态下发动机的振动频率都与车门的低阶频率比较接近，这也是为了避免低阶频率的出现而提高车门刚性的原因。应尽量使车门共振的速度远离汽车常用的行驶速度，以保证汽车有良好的平顺性[5]。从车后背门震动来看，后背门的低阶震动一般为扭动或者弯曲振动，这一点该车也不例外，其前六阶频率全部在 20~70 Hz 范围。从频率分布上看，两种固有频率错开明显，主要弯曲模式状态无耦合，一阶扭转振型频率 37.88 Hz，一阶曲振型疲劳 41.10 Hz。从频率分布上看，两种固有频率错开明显，主要弯曲模式状态无耦合，一阶扭转振型频率 37.88 Hz，一

阶曲振型疲劳 41.10 Hz。

表 3 为本文分析的车后背门模态与轿车模态主要评价指标的对比，从表 3 可以看出，本文所分析对象的一阶扭转和一阶弯曲频率比较合理，或接近或超过轿车的标准。

Table 3. Comparison of first-order torsion and bending frequencies

表 3. 一阶扭转、弯曲频率对比

车型	本文对象	红旗某车型	POLO	国外某型车	Audi A6
一阶扭转	37.88	25	—	38	28
一阶弯曲	41.10	40	44	35.7	44

由上面的计算结果可以看出，本文分析的第一阶段车后后门的固有频率为 37.88 HZ，比要求控制在 23 HZ 以上的频率要大一些，可见车后后门的固有频率较低的阶段是在合理的要求范围内的。如此一来，整体的共振现象就避免了，所以这款车的后门刚性也显得比较合理。

但同时我们也可以发现，后背门部分地方的局振型过多，如：后背门上部衬板的加强件发生 2 次局振型、外板底板处发生 3 次局振型、下衬板发生 1 次振型、外板上部发生 2 次振型等，说明这些部位的刚性和强度相对整体来说明显不足。所以在重新设计的时候，要注意加强这些局部部件的结构改进，从而使整体的车门后部的花纹性能得到进一步的提升。

4. 结论

本文对汽车的后背门进行了模态分析和刚度测试，根据后背门在实际使用中需要承受的静态载荷，设定了相应的载荷和约束条件。通过模拟不同工况下的载荷，分析了后背门的扭转和弯曲刚度，确定了后背门在各种正常使用和极端条件下的性能表现；分析了后背门的模态特性，包括其自然频率和振型，详细评估了各阶振型的特征；根据预设的刚度标准，对后背门的刚度结果进行了评价。通过对比分析，提出了后背门结构的优化建议。确保在实际应用中能够提供更好的安全性和可靠性。

参考文献

- [1] 丁锡幸, 肖悦, 于海昌, 张影. 《某型 MPV 后背门的有限元分析》[R]. MSC. 北京: Software 虚拟产品开发(VPD)中国用户大会, 2007.
- [2] 段月磊. 轿车车身刚度有限元分析及优化[D]: [硕士学位论文]. 安徽: 合肥工业大学, 2010.
- [3] 张雷. 轿车车身刚度分析及模态研究[D]: [硕士学位论文]. 安徽: 合肥工业大学, 2007.
- [4] 徐金辉. 轿车白车身钢板材料与复合材料对比研究[D]: [硕士学位论文]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2009.
- [5] 夏国林. 轿车白车身有限元模型修正与优化设计[D]: [硕士学位论文]. 安徽: 合肥工业大学, 2007.