

CAE 分析在汽车尾门结构设计中的应用

撰文 / 郑州日产汽车有限公司技术中心 李梦帆 兰天亮 王少伟

一、引言

在汽车车身设计中车门的设计是比较复杂的，尤其是尾门的设计。因为车门不仅要满足一定的强度、刚性和抗凹性，还要满足人机工程、感官质量等要求。对尾门而言，由于使用了气弹簧装置，使得其相对左右侧门而言更加复杂一些。但是，随着 CAE 技术的快速发展，这些性能都可以通过 CAE 软件来模拟分析，使设计者可以客观地评价设计结果，为产品的结构优化提出改善方向，缩短产品的设计开发周期、节省设计开发费用。

本文以 CAE 在某车型尾门结构设计中的具体分析为例，简述 CAE 在汽车尾门结构设计中的具体应用。

二、CAE 分析在汽车尾门结构设计中的应用

本文利用 Hyperworks 软件对尾门总成（不含尾门铰链）采用壳单元进行网格划分，可得 41940 个单元，42661 个节点。在焊点处作 RBE2 SPIDER 连接，约束 1-6 自由度。尾门内外板粘接处作一层 solidmap 实体单元，尾门总成质量为 21.36Kg。尾门的有限元分析模型如图 1 所示：

1. 尾门自由模态分析

(1) 约束和加载。未施加约束和载荷，为自由模态。

(2) 分析结果。通过计算可知相对基型车而言，改型后尾门的扭转和弯曲模态频率比基型车有较大提升，但是局部模态基本没能提高，但满足设计要求（> 30Hz）。

改型前后的模态对比结果如表 1 所示，相关的分析云

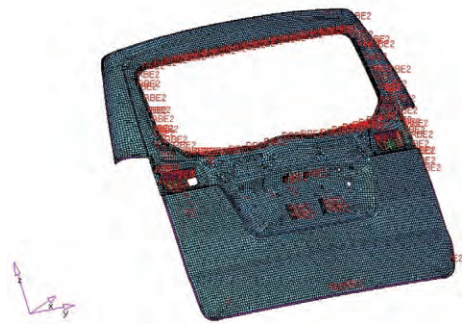
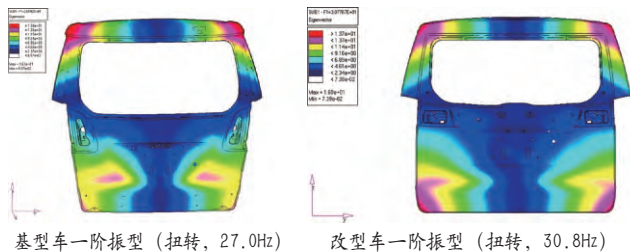


图 1 尾门的有限元分析模型

图如图 2 所示。

表 1 改型后和基型车尾门的前 6 阶模态比较

模态阶数	基型车模态频率 (Hz)	改型后模态频率 (Hz)	振型描述
1	27.0	30.8	扭转
2	38.5	49.4	弯曲
3	56.6	56.3	局部
4	60.5	65.8	局部
5	78.8	73.1	局部
6	85.4	76.5	局部



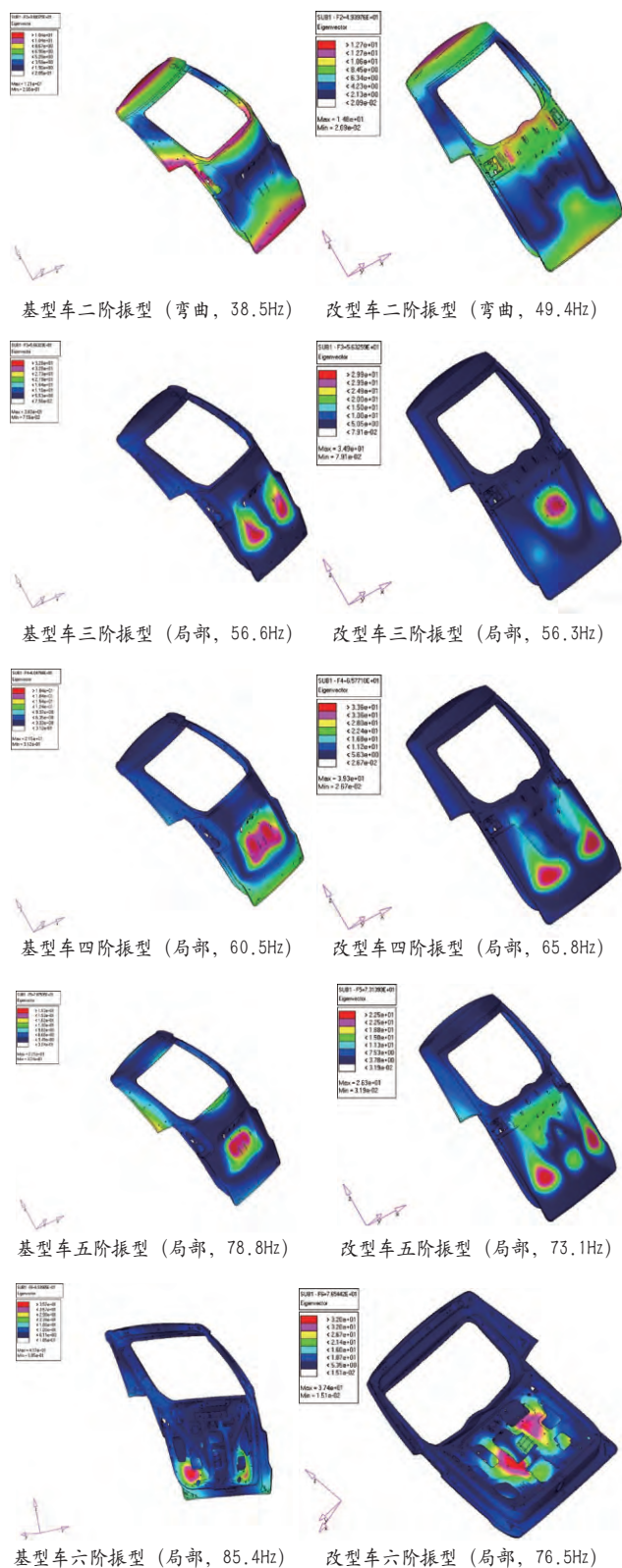


图2 尾门改型前后自由模态对比分析云图

(3) 由以上分析云图可以发现, 尾门在牌照板安装特征的下部和上部较弱 (如图3中红色圆圈处所示), 因此为改善其模态特性, 在此3处增加3片补强胶片。

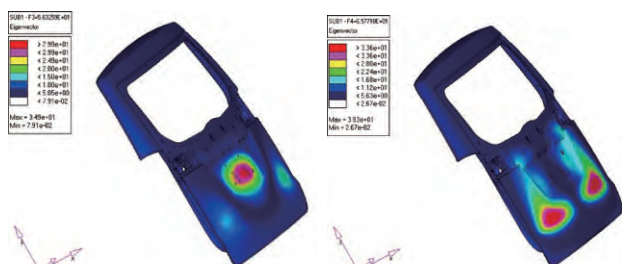


图3 尾门改型后自由模态较弱的3处示意图

2. 尾门扭转刚度分析

(1) 约束和加载。约束: 在尾门铰链及门锁处施加约束, 限制123自由度。加载: 在门锁处施加 $100\text{N} \cdot \text{m}$ 的Z向扭矩。约束和加载模型, 如图4所示。



图4 尾门扭转刚度分析约束和载荷模型

(2) 分析结果。通过计算可知: 扭转刚度1, 加载点的Z向转动位移 $R3=4.797\text{E}-03$, 其扭转刚度为:

$$K_6 = 1\text{e}2 / 4.797\text{e}-3 = 20846.36\text{Nm/rad} = 363.7\text{N} \cdot \text{m}/^\circ$$

扭转刚度2, 尾门左下角位移为 1.812mm , 尾门右下角位移为 -1.819mm , 两者相距 1192.906mm , 扭转角度为:

$$\arctan((1.812+1.819)/1192.906) = 0.174^\circ$$

扭转刚度为:

$$K = 100 / 0.174 \text{ Nm}/^\circ = 574.7\text{N} \cdot \text{m}/^\circ$$

分析云图如图5所示。

(3) 通过分析可知, 改型后的尾门刚度稍低, 但是因造型原因, 只能通过增加尾门内外板厚度、局部加强和合理布置减重孔等措施进行提高。

3. 尾门全开时的自重分析

尾门全开角度为 88.5° , 并由气弹簧支撑, 分析尾门

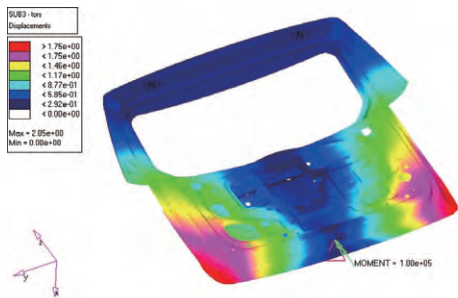


图 5 尾门扭转时的变形情况

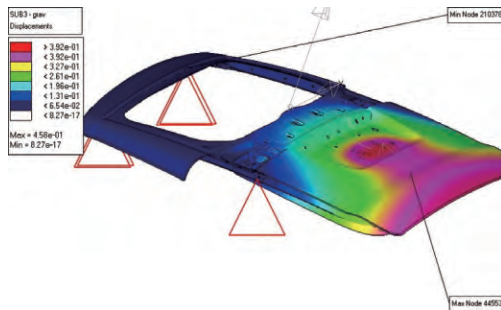


图 8 尾门自重载荷下的应变云图

在自重作用下的结构情况。

(1) 约束和加载。约束：在尾门铰链及撑杆处施加约束，限制 123 自由度。加载：对尾门总成施加 1 倍的重力载荷。约束和加载模型如图 6 所示。

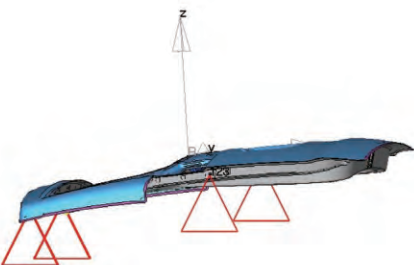


图 6 尾门全开时自重分析约束和载荷模型

(2) 分析结果。通过计算可知，最大应力约为 45.7MPa，仅出现在气弹簧处的局部区域，满足设计要求。分析云图如图 7 所示。

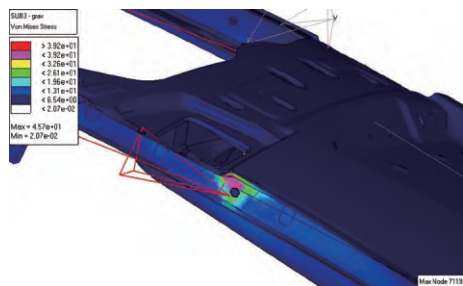


图 7 尾门自重载荷下的应力云图

尾门在自重载荷下，结构的变形情况如图 8 所示，其最大变形点的位移为 0.458mm。

(3) 通过分析可知，改型后尾门在自重载荷下可以满足设计要求。

4. 尾门关闭时的受力分析

(1) 约束和加载。约束：在尾门铰链及门锁处施加约束，

限制 123 自由度。加载：在气弹簧与尾门连接处，沿气弹簧方向施加 742N 的力。约束和加载模型如图 9 所示。

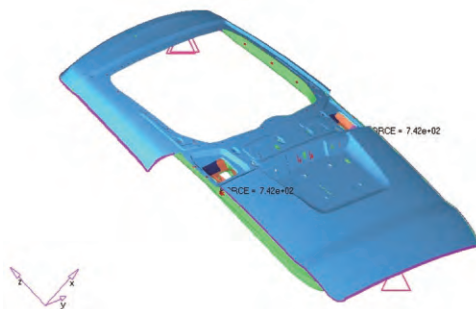


图 9 尾门关闭时受力分析的约束和载荷模型

(2) 分析结果。通过计算可知，尾门关闭时的最大应力位于门锁安装处，为 135MPa。结构最大变形点位移为 1.03mm。分析云图如图 10、图 11 和图 12 所示。

(3) 通过分析可知，尾门在关闭时门锁安装处的应力较大，主要原因是该处内板尚未倒角，可以通过加大圆角半径、增大门锁加强板尺寸进行改善该处的应力。

5. 尾门凹陷性分析

(1) 约束和加载。根据凹陷性分析的含义及规定，在 10mm × 10mm 的区域内施加 1.59MPa 的压力。因此，需

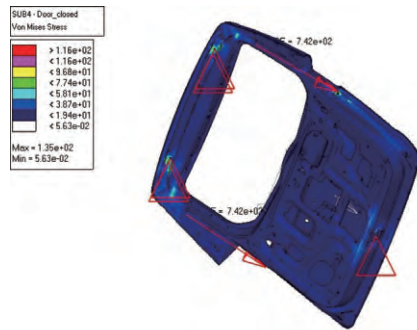


图 10 尾门关闭时整体应力分布图

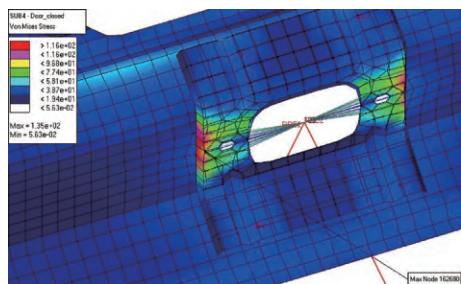


图 11 尾门关闭时最大应力处

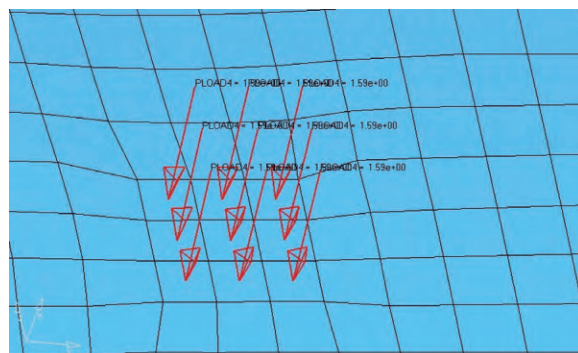


图 14 尾门凹陷性分析作用点示意图

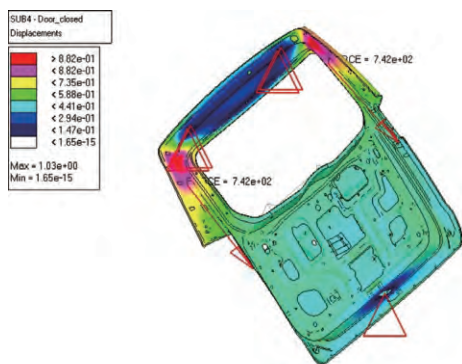
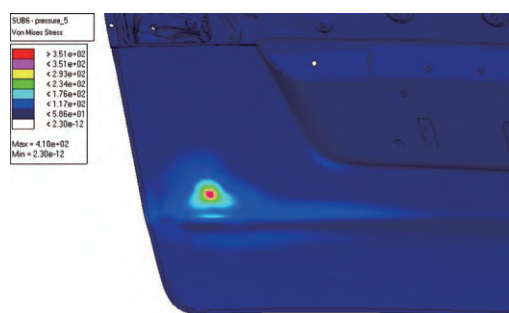
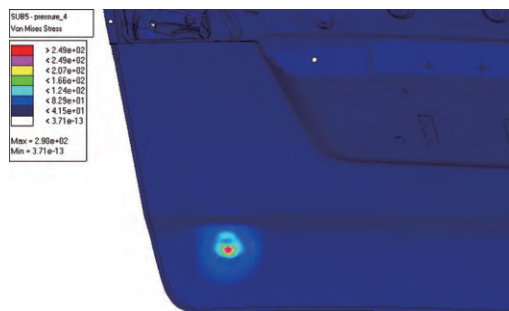


图 12 尾门关闭时应变分析云图



最大应力的凹陷作用点云图



最小应力的凹陷作用点云图

图 15 最大和最小应力的凹陷作用点分析云图

对尾门外板进行网格加密，具体如图 13 所示，选取 5 个加载区域。

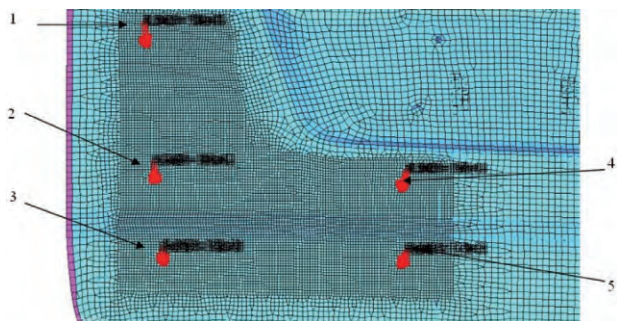


图 13 尾门外板网格加密区域

在适当区域布置凹陷性分析作用点，并保证作用区域为 10mm × 10mm，如图 14 所示。

(2) 分析结果。通过计算可知，所选取的 5 个凹陷点的变形量如表 2 所示。

表 2 各个凹陷点的变形量

压痕位置	1	2	3	4	5
变形量 (mm)	2.33	4.26	0.75	3.29	0.97

最大和最小应力的凹陷作用点分析云图如图 15 所示。

考虑材料塑性，尾门的结构模型及载荷不变，材料的塑性应力、应变的关系如表 3 所示。

表 3 尾门外板材料的塑性应力、应变关系对照表

应力 (MPa)	塑性应变
175	0
208	0.00715
243	0.02705
259	0.03705
283	0.05685

分析时，对 5 个作用点按照顺序进行加载和卸载，分析结果如表 4 所示。

基于 ANSYS 的 50 吨起重机结构强度分析及优化

撰文 / 中铁工程机械研究设计院 周江明

对长江三峡通航管理局 50 吨全回转应急减载船用起重机，运用 ANSYS 模拟整机结构模型并予以计算分析，按 CCS 船级社规范对计算结果进行校核，并以此为理论依据优化起重机结构设计。

一、概述

长江三峡通航管理局 50 吨全回转应急减载船主要应用于葛洲坝到三峡大坝间及坝上至庙河段航道内，工作内容包括：对出现险情船舶实施应急减载及集装箱和其它大件货物的吊装；航道应急清障；水下起吊等。

起重机安装在 FR.76 起重船上，尾部回转半径约 7.5m，吊臂搁置后起重机最高点距甲板面的距离小于 14.5m。其最大安全载荷为 50t，最大起升高度船甲板面以上 22m，甲板面以下 10m。起升机构的设计满足吊钩与抓斗、集装箱吊具之间的转换。



图 1 50 吨全回转应急减载船效果图

表 4 尾门凹陷性分析结果

	应力 (MPa)	最大变形 (mm)	塑性应变
1	179.8	6.59	0.00103
2	179.3	4.61	0.00093
3	190.0	1.43	0.00325
4	179.5	3.23	0.00098
5	191.7	2.06	0.00363

(3) 通过分析可知，尾门凹陷性满足设计标准（最大变形 < 7mm，塑性变形 < 0.07mm）。

三、结语

本文从自由模态分析、扭转刚度分析、全开时的自重分析、关闭时的受力分析及凹陷性分析等方面对 CAE 在汽车尾门结构设计中的应用进行了详细的说明，并针对部分分析提出了合理的改善建议。通过所述项目的 CAE 分析，可以避免在设计阶段因方案验证不足造成后期试装、评价问题再现所产生的对应周期长、费用高等问题，为尾门的结构改进和优化提供量化的依据。IM