

轿车前副车架 尺寸优化设计

□ 华北电力大学（保定）能源动力与机械工程学院 / 崔彦彬 张朋亮 王勇

运用Optistruct在制动工况下对前副车架进行强度分析、模态分析以及尺寸优化，对优化后的副车架结构进行强度和模态分析验证，均符合设计要求，且优化后前副车架总质量减轻12.6%，实现了前副车架的轻量化。

轿车副车架作为支承前、后车桥的骨架，是底盘系统重要的承载元件，其特点是在隔绝路面振动的同时提升悬挂系统的连接刚度，实现汽车舒适性和操控性的平衡。

目前汽车零部件的开发主要是在已有零件的基础上进行优化或参考标杆车以达到设计要求。本文以某轿车前副车架为研究对象，首先对其进行强度和模态分析，在满足设计要求的前提下，对其进行尺寸优化，优化后结构总质量减轻12.6%，优化效果良好。

几何模型的建立

前副车架上的板件都为冲压件，整个结构由板件焊接而成。前副车架主要由前副车架弯管、前副车架上板、前副车架下板、前副车架摆臂前安装点支架、前副车架加强

板和前副车架套管六部分组成。通过CATIA软件建立前副车架的3D模型，前副车架几何模型如图1所示。

有限元模型的建立

1.有限元网格划分

将前副车架的三维模型导入Hypermesh中，对模型进行适当的几何清理。本文研究的前副车架主体为薄板冲压焊接件，选择赋予厚度的壳单元对其建立有限元模型进行实体的模拟。有限元模型的单元总数为35 298个，单元主体采用四边形单元，部分采用三角形单元，其中三角形单元占整体比例2.6%，网格质量较好。焊缝分别通过两种方法进行模拟：单独建立焊缝单元组，以四边形壳单元对主要受力零件间的焊缝进行模拟；对于部分附件结构的焊接则采用相近节点的拉

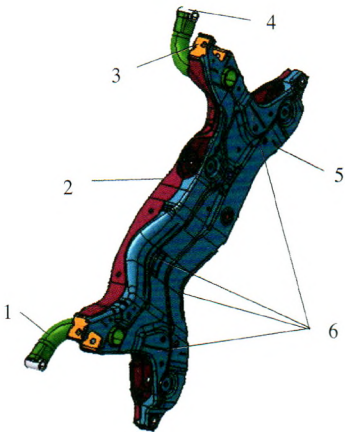


图1 前副车架几何模型

1.弯管 2.上板 3.摆臂前安装支架 4.套管
5.下板 6.加强板

合或采用RBE2单元进行模拟。螺栓则通过刚性单元将螺栓孔附近节点全部连接来模拟。最终的前副车架有限元模型如图2所示。

2.赋予单元材料属性

前副车架弯管和套管采用STKM13A，其他零件均采用



图2 前副车架有限元模型

SAPH440汽车结构钢，材料的具体属性如表 1 所示。

有限元模型中各部件壳单元的厚度及材料属性均根据其对应的实际前副车架各部件的材料参数在Hypermesh中赋予。

前副车架有限元分析

1.前副车架静力分析

前副车架各硬点载荷通过在ADAMS动力学软件中建立仿真模型进行力的分解得到。

(1) 边界条件。在前副车架有限元模型中，将前副车架上与车身相连的四个套筒处进行全约束，限制其六个自由度。

(2) 载荷的施加。制动工况下的前副车架受力硬点主要包括下

摆臂前后点、转向机安装点以及稳定杆安装点，将对应工况下的载荷施加到相应硬点处，提交Optistruct进行强度计算。

在制动工况下，前副车架应力分布如图3所示。

由分析结果可知前副车架SAPH440材料的最大应力为233.7MPa，小于材料的屈服极限353MPa，最大应力出现在前副车架上板靠近左侧摆臂前点安装支架附近。STKM13A材料的最大应力为148MPa，小于材料的屈服强度324MPa，满足使用要求，且前副车架受力较小，应力分布较均匀。

2.副车架模态分析

在满足强度要求的前提下对副车架进行模态分析，得到前副车架的各阶模态，通过模态分析可以在设计过程中有效地避开共振频率，为结构设计与研究提供动特性参数。

本文通过Optistruct作为求解器求解前副车架的自由模态，设置滤

去0.1Hz以下的前六阶刚体模态，求取副车架的前四阶模态频率进行分析。

表2 初始设计前副车架前四阶模态结果

阶数	频率/Hz	振型描述
1	224.5	一阶弯曲
2	277.3	一阶扭转
3	339.8	二阶扭转
4	390.3	复合模态

模态分析结果如表2所示。从模态分析所得的结果来看，前副车架的模态比较分散，且副车架的第一阶频率为224.5Hz，远高于一般路面和一般情况下发动机的激励频率范围，振动特性良好，有利于汽车的乘坐舒适性和噪声控制。

副车架的优化设计

为减少材料的使用，实现结构轻量化设计，结合初始设计的前副车架有限元分析结果，对结构进行优化设计。

本文采用Optistruct 的优化模块进行副车架的结构优化，优化方法主要包括拓扑优化、形貌优化、形状优化以及尺寸优化。

由于本文所研究的前副车架为冲压焊接件，出于经济性考虑，选用尺寸优化方法，以前副车架部件的厚度作为设计参数进行优化设计，以满足设计要求前提下副车架总质量最轻优化目标。

1.优化条件参数的设定

以前副车架的上下板、弯管、摆臂前安装支架、上下板间的加强板以及套管的厚度作为优化的设计变量。在各部件设计尺寸变化范围内，通过Optistruct软件多次迭代求出部件的最优尺寸组合，进而优化前副车架整体结构的刚度和模态，

表1 前副车架材料属性

材料	屈服强度 R_{el}/Mpa	弹性模量 E/Mpa	波松比 μ	密度 $\rho/(\text{kg/m}^3)$
SAPH440	353	210 000	0.3	7 850
STKM13A	324	210 000	0.3	7 850

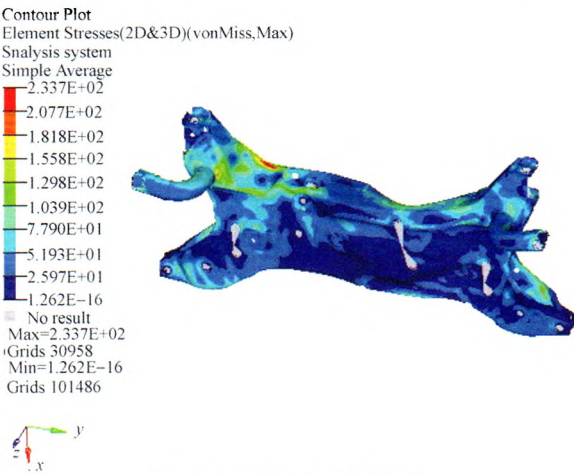


图3 初始设计前副车架应力云图

使应力和材料的分布更加趋于合理。

一般来说，低阶频率对前副车架的结构动态性能影响最大。根据分析结果，以大于初始设计前副车架的前四阶非零固有频率以及小于前副车架材料的屈服强度作为优化设计的约束条件。

选择前副车架的质量最小作为优化目标函数。其数学模型可描述为：

$$\begin{cases} \min(f(X)) \\ g_i(X) \leq 0 \quad i=1,2,...,m \\ \sigma_j(X) \leq 0 \quad j=1,2,...,n \\ X=(x_1,x_1,...,x_p) \\ x_k^L \leq x_k \leq x_k^U \quad k=1,2,...,p \end{cases}$$

式中：X为设计向量，其中 x_k 为设计变量，其变化范围及初始值如表3所示； $g_i(X)$ 和 $3.\sigma_j(X)$ 为优化过程中约束条件； $f(X)$ 为目标函数。

2.优化分析

在Optistruct 软件中将设计变量、响应参数、约束条件和优化目标按设计要求施加，在制动工况下经多次迭代运算后得到最优设计参数值，如表3所示。

表3 优化前后各部件的尺寸（单位：mm）

零件	厚度初始值	下限	上限	优化值	圆整
上下板	3.0	1.5	3.0	2.708	2.7
弯管	4.0	3.0	6.0	3.000	3.0
摆臂前安装支架	4.0	2.0	6.0	2.285	2.3
前加强板	3.0	2.0	5.0	3.289	3.3
后加强板	3.0	2.0	5.0	4.424	4.5
左加强板	3.0	2.0	5.0	2.837	2.9
右加强板	3.0	2.0	5.0	2.000	2.0
车身相连套管	4.5	3.0	6.0	3.000	3.0
中心套管	4.5	3.0	3.0	3.000	3.0

前副车架优化设计验证

1.强度分析验证

按照优化得到的尺寸最优解修改初始设计有限元模型的各部件厚度尺寸，对修改后的模型进行强度分析，图4为优化后前副车架的应力云图。从图4得到前副车架的最大应力为273.6MPa，高于初始设计模型的最大应力233.7MPa，但仍低于材料屈服强度353MPa，符合设计要求。

2.模态分析验证

为保证优化以后副车架结构依然具有较高的模态频

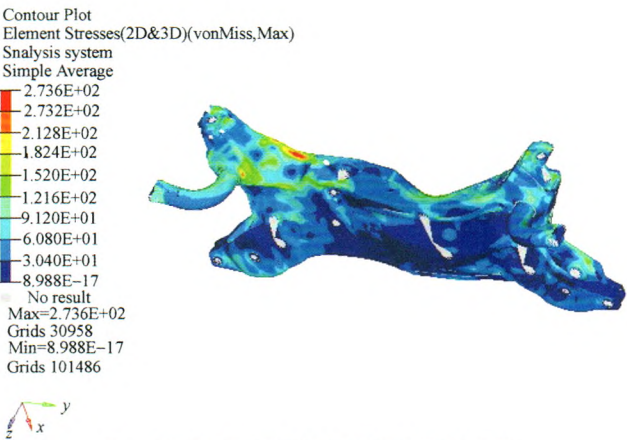


图4 优化设计后前副车架在制动工况下应力云图

率，避免发生共振，需要对优化后的副车架结构进行自由模态分析验证，优化后的前副车架前四阶模态频率结果见表4。

表4 优化设计后前副车架前四阶模态结果（单位：Hz）

阶数	优化前结构模态频率	优化后结构模态频率
1	224.5	228.6
2	277.3	284.7
3	339.8	349.7
4	390.3	402.8

由表4可知，优化后的各阶频率均得到了提升，高于由路面及发动机激励而引起的激励频率。

结语

本文以某轿车的前副车架为研究对象，运用Optistruct在制动工况下对其进行强度和模态分析，并在满足强度设计要求的前提下对副车架进行了尺寸优化，旨在减轻结构的总体质量，对优化后的副车架结构进行强度和模态校核。

(1) 尺寸优化后，部分零件的厚度减小，节约材料2.47kg，总质量减重12.6%，轻量化效果良好，且副车架各阶频率频率皆有提高，说明优化后的副车架结构具有良好的动态性能，另一方面也验证了此优化方法的可行性。

(2) 改进后的副车架整体应力分布更加均匀，优化前SAPH440材料的最大应力为233.7MPa，优化后的最大应力为273.6MPa，均小于该材料的屈服强度353MPa；优化前STKM13A材料的最大应力为148MPa，优化后的最大应力为198.4MPa，小于材料的屈服强度324MPa。 **AUTO1950**