

此资料由UG网收集整理
www.uggd.com

汽车悬架支架的结构分析及仿真

燕志华, 蒯向前, 王东方, 苏小平

(南京工业大学 机械与动力工程学院, 江苏 南京 210009)

摘 要: 针对某种卡车悬架支架的载荷作用情况, 从静态和动态两方面进行分析处理, 评估其力学性能和安全性能。首先, 基于 UG 软件建立悬架支架的参数化模型, 导入 Ansys 中进行分析, 两者的 Parasolid 核心保证了模型的完整和不失真; 其次, 基于力学原理和数值分析方法对模型进行静力学和动力学分析及仿真, 真实再现了悬架支架的工作环境。研究表明, 此方法明显节约了时间和减少了工作量 (尤其对复杂庞大的零部件的建模分析), 同时为整车分析和复杂结构的有限元分析提供了必要的参数和依据。

关键词: 悬架支架; 参数化建模; Ansys; 模态分析; 谐响应分析

中图分类号: TH113 **文献标识码:** A **文章编号:** 1671-7627(2007)01-0093-04

Structure analysis and simulation of suspension bracket for some kinds of truck

YAN Zhi-hua, KUA I Xiang-qian, WANG Dong-fang, SU Xiao-ping

(College of Mechanical and Power Engineering, Nanjing University of Technology, Nanjing 210009, China)

Abstract: Loads on some kinds of truck suspension bracket under both static and dynamic states were analysed, and the mechanic performance and safety were evaluated. At first, the parameter model of a suspension bracket with UG software was built, and then it was imported into Ansys software. The integrity and fidelity of the model were ensured by both of their Parasolid cores. Based on mechanics theory and numerical analytic method, static and dynamic analyses and simulation were carried out. The real running environment of the bracket recurred. This method can substantially save time and work, especially for some huge components. At the same time, a lot of parameters and experiences for analysis of whole car and even more complex structures were obtained.

Key words: suspension bracket; parameter model; Ansys; mode analysis; humorous analysis

有限元法是目前广泛使用的一种现代计算方法。其思路是: 结构离散—单元分析—整体求解。经过近 50 年的发展, 有限元法的理论日趋完善, 广泛地应用于各行各业, Ansys 软件代表了最先进的 CAE 整合技术, 可用它进行所有行业的几乎任何类型的有限元分析。

悬架支架是汽车上的主要连接和承载构件, 承担了大部分的连接和承载任务, 同时也承受巨大的载荷和周期性应力。目前对悬架系统进行仿真分析

的研究较多, 在这里根据实际情况, 只对某汽车制造厂新研制的一种卡车悬架支架进行评估, 以确定其可靠性。

笔者用 UG 软件建立前悬架支架的三维实体模型, 利用 Ansys 软件进行静力学分析和模态分析, 确定其应力应变分布情况和 5 阶固有频率及振型; 用 Adams 软件仿真悬架在具体路面上的升降过程, 得到升降过程悬架支架的受力范围; 基于 Ansys 软件进行支架的谐响应分析, 观察其在持续的周期载荷

作用下的周期响应。

1 实体参数化建模与导入

1.1 建立实体模型

为保证模型顺利导入 Ansys 进行有限元计算, 采用 UG 这一大型建模软件建立模型, 其具有很高的精度和可靠性。同时建模过程中注意一些技巧: 避免使用旋转特征工具, 避免面与面特征之间有尖锐的倒角过渡, 抑制对实际问题研究没有影响的特征, 从而减少模型的特征数, 达到降低网格单元数和缩短计算时间的目的。

1.2 模型转换

模型的转换有很多种方式。一般情况下习惯用 Iges 格式, 但由于用 Iges 导入 Ansys 时, 会发生实体模型数据丢失的情况。例如, 部分实体无法显示, 产生了多余的点、线等问题。由于两种软件属同一厂家所开发且具有相同的 Parasolid 核心, 选用 Parasolid 格式导入 Ansys 或直接导入 Part 文件, 则可避免此类情况的发生。笔者采用 Part 文件导入, 导入模型见图 1(a)。

2 分 析

2.1 静力学分析

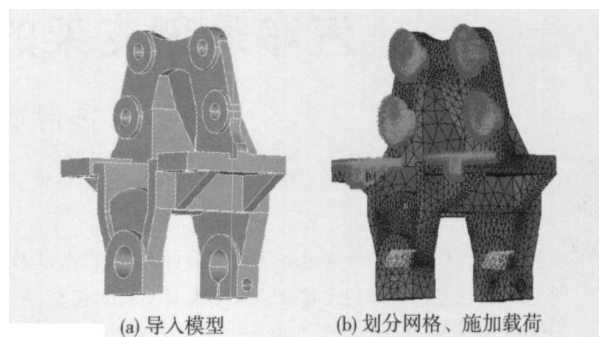
网格划分是静力学分析的基础, 也是结构有限元分析中必不可少的操作, 其目的是将结构转化为离散的连续实体。这里定义单元类型为 10 节点 Solid92, 单元数为 36 637, 节点数为 61 727。

支架模型的参数: 铸钢, 弹性模量 $E = 1.5 \times 10^5$ MPa, $\mu = 0.25$, 模型质量 $M = 750$ kg (整车满载 6 t, 4 轮共 8 个悬架支架, 每个支架载荷 750 kg), $= 7.8 \times 10^{-6}$ kg/mm³。

根据实际使用情况对支架的 6 个圆空面及垫面进行全约束, 将受力面积简化到 1/4 圆面上, 并施加压强 $P = 6.238\ 87$ MPa, 如图 1(b) 所示^[1]。

静力学分析结果显示, 在此压力作用下支架产生了变形, 如图 2(a) 所示。表 1 列出了最大应力节点 (6422/6451/6455/5790/5812/8057) 的应力与应变值以及最大位移节点 (8783/8773/13898/2261) 的应力与位移值。最大应力为 38.672 MPa 和 33.308 MPa, 出现的部位如图 2(b) 标注所示, 应力值均小于材料的抗拉强度 ($\sigma = 360$ MPa) 说明强度是足够的。最大位

移节点位于图 2(a) 所示 1、2 标注位置附近, 是由外部载荷引起, 与实际情况相符。



(密集处为约束部位, 共 6 处; 网格为加载部位, 共 2 处)

图 1 Ansys 模型

Fig 1 Model in Ansys

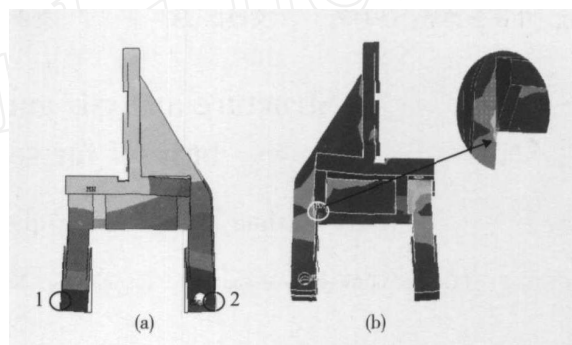


图 2 变形和应力云图

Fig 2 Deformation pattern and stress cloud chart

表 1 部分节点应力、应变与位移

Table 1 Stress, strain and displacement of part nodes

节点号	应力 /MPa	应变	位移 d/mm
6422	33.308	0.023	-
6451	38.672	0.026	-
6455	2.410	0.170×10^{-4}	-
5790	5.790	0.397×10^{-4}	-
5812	12.307	0.873×10^{-4}	-
8057	16.081	0.115×10^{-3}	-
8783	0.052	-	0.012
8773	0.038	-	0.010
13898	0.138	-	0.012
2261	0.895	-	0.015

2.2 模态分析

模态分析是确定复杂结构震动形态和薄弱环节的有效手段。通过模态分析可获得结构较完整的固有频率、振型和振型参与系数, 固有频率和振型是承

受动态载荷结构设计中的重要参数. 采用最接近悬架支架实际工作条件的约束条件,选取 Block Lanczos 模态提取法,提取模态数为 5,获得了 5 阶固有频率以及响应的 5 种振型,除第 5 阶振型外都表现为两支耳 1、2 的摆动 (见表 2). 一般来讲,由路面不平引起的汽车震动,再由板簧传递给支架,频率范围为 0.5 ~ 25 Hz,低于支架的基频 37.294 Hz 很明显,它并不会引起支架的共振. 可以认为,实际中支架的刚性比较大,不会在外部频率的激励下出现不良反应.

表 2 悬架支架固有特性

Table 2 Inherent properties of suspension bracket

模态	f/Hz	周期 / s	振型特点
1	37.294	0.027	x 方向的摆动,方向一致
2	46.397	0.022	x 方向的摆动,方向相反
3	79.427	0.013	z 方向的摆动,方向一致
4	89.830	0.011	支耳 2 的左右扭转
5	101.500	0.009	除约束部位外,整体上下移动

2.3 支架周期载荷响应

2.3.1 悬架的运动仿真

利用 Adams 的仿真分析功能在 Adams 中建立整车的两自由度 1/4 悬架简化模型 (图 3). 将整车质量 M_1 集中到悬架,板簧简化为带有阻尼的弹簧 K_1 、 C_r ,轮胎、轮轴简化为轮胎质量块 M_2 和无阻尼的弹簧 K_2 [2-3].

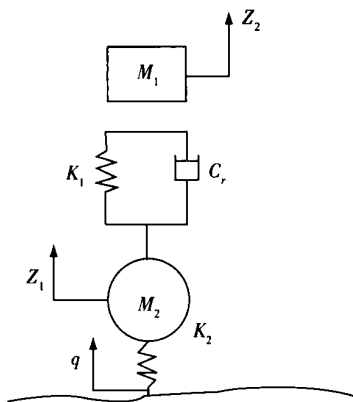


图 3 整车 1/4 悬架简化模型

Fig 3 Simplified model of 1/4 whole car suspension

参数如下: $M_1 = 1\,500\text{ kg}$, $K_1 = 116\text{ N/mm}$, $C_r = 3.8\text{ N}\cdot\text{s/mm}$, $M_2 = 75\text{ kg}$, $K_2 = 970\text{ N/mm}$. 简化模型有两个自由度 Z_1 、 Z_2 ,分别为车轮与车轴、车身的垂

直移动, q 是施加在车轮上的位移驱动. 一般选取下面的正弦函数作为驱动函数:

$$q = Q \sin \omega t = 2 \sin 157.08 t$$

式中: Q 为振幅; ω 为角频率; f 为震动频率. 在这里 f 取车轮振动频率的最大值 25 Hz, Q 取车轮上下垂直移动的振幅 $\pm 50\text{ mm}$ [4], 则驱动函数为正弦函数 $q = 50 \sin (157.08 t)$. 在 Adams View 中仿真得到 M_1 的位移和加速度曲线 [5], 如图 4 ~ 5 所示.

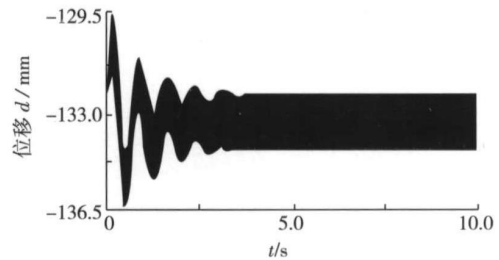


图 4 整车垂直方向位移曲线

Fig 4 Displacement curve at vertical direction of car

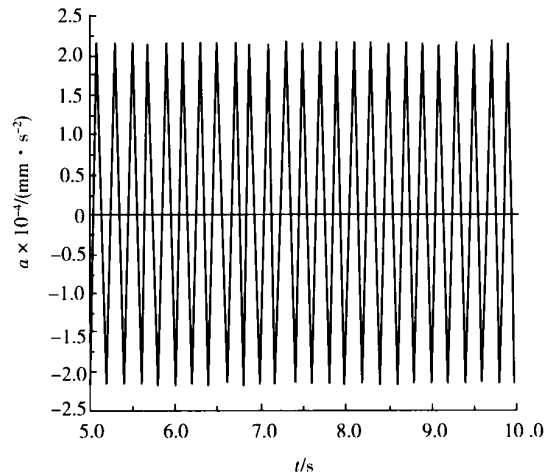


图 5 整车垂直方向加速度曲线

Fig 5 Acceleration curve at vertical direction of car

整车位移曲线显示,汽车在大约 5 s 后进入稳定状态,因此在考察正常行驶中的汽车性能时,应选取 5 s 以后的数值. 由图 5 提取到最大垂直加速度 $a_{\max} = 20\,873\text{ mm/s}^2$,利用牛顿公式 $F = ma$,通过计算,从而得到悬架支架的受力幅值 $P = 19.527\text{ MPa}$.

2.3.2 谐响应分析

为了预测支架在持续的路面不平激励下的结构性能,在 Ansys 中进行谐响应分析. 此时将路面不平激励简化为具有振幅和相位的正弦函数,幅值为 P ,相位角从 0 开始. 采用 full 方法求解简谐运动方程,

使用完整的结构矩阵.

根据静力分析结果,选取同样的节点观察其应力应变和位移的变化情况.部分节点应力应变与位移值见表 3.

表 3 部分节点应力、应变与位移

Table 3 Stress, strain and displacement of part nodes

节点号	应力 /MPa	应变	位移 d/mm
6422	84.359	0.059	-
6451	105.802	0.074	-
6455	6.140	0.049	-
5790	15.693	0.011	-
5812	34.389	0.029	-
8057	44.643	0.036	-
8783	0.935	-	0.207
8773	0.911	-	0.187
13898	0.255	-	0.179
2261	0.034	-	0.133

由表 1、表 3 可知,在假想的实际周期载荷作用下,应力集中点与静力分析结果相符,并且数值明显增大,应力增幅为 2~3 倍,应变增幅大约 200 倍.应力-频率关系见图 6,由图 6 可知,最大应力应变发生的频率为 2.5 Hz 和 8.65 Hz 这说明汽车在怠速、起步或停车时(低频),支架将会产生较大应力和微量变形.

3 结 论

通过静力学分析可知,在支架衬板和两支耳连接的地方应力比较集中,但此类货车在目前载荷作

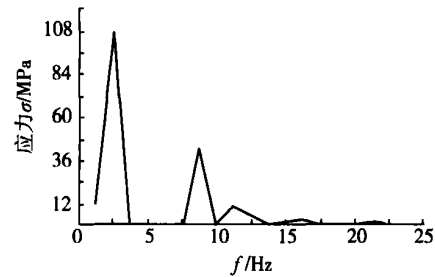


图 6 应力 - 频率关系

Fig 6 Stress-frequency

用下足以满足使用要求,作用载荷能够引起的位移也是微量的.在周期载荷的作用下,应力明显增大,说明动载荷对支架的影响不可忽视.利用几种软件的结合使用,分析了零部件从静态到动态的整个过程,非常接近零部件的实际工作情况,分析结果为此类零部件的结构设计、改进以及日常的维修保养提供了依据.

参考文献:

[1] 陈家瑞. 汽车构造 [M]. 北京:机械工业出版社, 2005: 199 - 243.
[2] 任卫群. 车路系统动力学中的虚拟样机 [M]. 北京:电子工业出版社, 2005: 71 - 107.
[3] 吴志成,陈思忠,林程,等. 中型汽车用麦弗逊式前独立悬架设计与仿真分析 [J]. 车辆与动力技术, 2005, 4: 33 - 38.
[4] 刘浩,何辉,张立军. 基于 ADAM S 的麦弗逊式悬架的结构优化分析 [J]. 辽宁工学院学报, 2005, 25 (6): 397 - 399.
[5] 王国强,张进平,马若广,等. 虚拟样机技术及在 Adams 上的实践 [M]. 西安:西北工业大学出版社, 2001: 46 - 108.