

浅析大客车横向稳定杆的虚拟疲劳分析

潘金坤

摘要: 根据大客车横向稳定杆的几何参数、载荷及约束情况,建立了横向稳定杆的有限元分析模型。基于疲劳寿命预测的相关理论,结合 Abaqus 有限元分析软件和 nSoft 疲劳分析软件进行虚拟疲劳分析,在较短的时间内获得了横向稳定杆的疲劳寿命分布、寿命薄弱位置等信息。结果表明,虚拟疲劳分析能大大缩短产品的开发周期,减少试验的工作量,降低开发成本。

关键词: 横向稳定杆;有限元分析;虚拟疲劳分析

在多数轿车和客车上,为了防止车身在转向行驶等情况下发生过大的横向倾斜,在悬架中均设有横向稳定杆。横向稳定杆由弹簧钢制成,呈扁平的 U 形横向地安装在汽车的前端或后端。汽车转向时车身侧倾,横向稳定杆一端下移,另一端则上移,而中部对于车架并无相对运动,于是横向稳定杆便被扭转。弹性的横向稳定杆所产生的扭转的内力矩阻碍了悬架弹簧的变形,从而减小汽车的侧倾,使其保持良好的姿态。

在实际工作状态中,横向稳定杆常会受到大小不同的扭力作用,随着受力次数的增加,某些部位会出现疲劳破坏。因此,疲劳寿命是设计中必须要考虑的一个重要因素,有必要对横向稳定杆进行虚拟疲劳分析。

某新型双层大客车,前、后悬架各安装一套横向稳定杆。本文基于 Abaqus 有限元分析软件进行线性静力分析,结合 nSoft 疲劳分析软件,对横向稳定杆进行虚拟疲劳分析。

关键词: 横向稳定杆 有限元分析 虚拟疲劳分析

1、虚拟疲劳分析的方法与过程

1.1 疲劳分析的方法

疲劳是在某点或某些点承受扰动应力,且在足够多的循环扰动之后形成裂纹或完全断裂的材料中发生的局部的、永久结构变化的发展过程。零件在循环加载下产生疲劳破坏所需的应力或应变循环数称为疲劳寿命。按破坏时循环数的高低,疲劳分为高周疲劳和低周疲劳。高周疲劳受应力幅控制,又称应力疲劳。高周疲劳是各种机械中最常见的,简称疲劳。低周疲劳受应变幅控制,又称应变疲劳。

根据疲劳破坏的形式,常用三种疲劳分析方法: S-N 名义应力法、e-N 局部应变法、LEFM 裂纹扩展寿命法。其中, S-N 名义应力法适用于高周疲劳。

1.2 虚拟疲劳分析的过程

虚拟疲劳分析是将有限元应力、应变分析结果,导入疲劳分析系统;而后在疲劳分析系统中建立材料的疲劳曲线,选择或输入循环载荷谱;在选择合适的疲劳损伤累积规则后,疲劳分析系统自动进行疲劳分析,计算出零件的疲劳寿命分布,以帮助设计人员判断设计寿命是否达到,或进行寿命优化设计。图 1 为虚拟疲劳分析流程图。



图1 虚拟疲劳分析流程图

nSoft 是 nCode 公司开发的一套完整的疲劳分析系统。专门为解决工程系统的疲劳问题而设计,主要由数据分析、数据显示、疲劳分析等模块组成。可用于解决数据采集、疲劳设计分析以及实验室疲劳模拟等问题。

2、横向稳定杆有限元分析

2.1 几何参数及几何模型的确立

横向稳定杆结构示意图如图 2 所示，参数见表 1，D 为横向稳定杆直径。

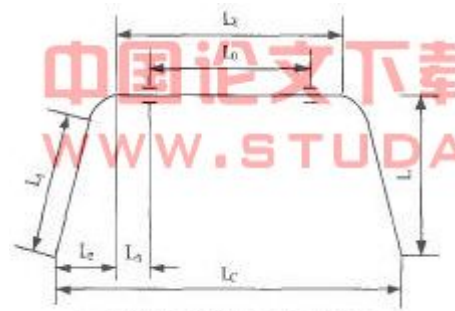


图2 横向稳定杆结构示意图

表1 横向稳定杆的结构参数 /mm

参数	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	L_7	L_8	L_9	L_{10}	D
前横向稳定杆	1026	868	426.5	780	351.5	79.0	44				50
后横向稳定杆	812	600	426.0	438	361.7	106.2	81				50

利用 UG 软件建立横向稳定杆的三维实体模型，然后通过 IGES 格式导入到 Abaqus 有限元分析软件，将实体模型转化为有限元模型。

2.2 材料参数

横向稳定杆的材料为 60Si2Mn，材料的弹性模量 $E=2.06 \times 10^5 \text{MPa}$ ，泊松比 $\nu=0.29$ 。

2.3 单元类型的选择与网格划分

四面体实体单元 C3D10M 具有二次位移特性，可以模拟不规则形状的结构，横向稳定杆轴线有较多的转弯点，划分单元后有很多不规则的形状产生，选用该单元类型分析较有利。采用自由网格划分，前横向稳定杆有 278657 个节点，188694 个单元；后横向稳定杆有 223886 个节点，150321 个单元。横向稳定杆有限元模型如图 3 所示。



图3 横向稳定杆有限元模型

2.4 载荷与约束处理

横向稳定杆的简化受力如图 4 所示。B、C 两点是横向稳定杆与稳定杆吊臂接触的区域，简化为两支撑点；A、D 两点分别受大小相同、方向相反的垂直力作用。把 B、C 两点作自由度约束处理，定义 X、Y、Z 三个方向的位移约束；A、D 两点的受力转化为位移载荷处理。施加的位移载荷是客车满载时横向稳定杆的偏移量。

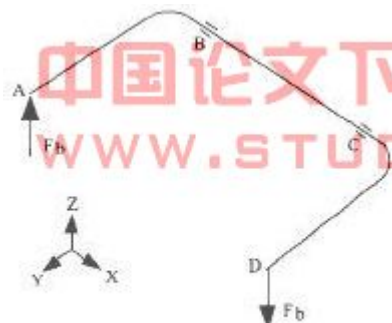


图4 横向稳定杆简化受力图

2.5 静力分析

在横向稳定杆两端分别施加大小为 10mm，方向相反的位移载荷进行静力分析。最大主应力(Max Principal)前横向稳定杆为 623.7MPa，位于节点 140370 处，后横向稳定杆为 641 MPa，位于节点 214338 处。图 5 为横向稳定杆的最大主应力云图。绝对值最大的主应力(Abs MaX Principal)常用于疲劳寿命分析。本例中，前、后横向稳定杆绝对值最大的主应力分别和各自的最大主应力相等。



图5 横向稳定杆主应力云图

3、横向稳定杆虚拟疲劳分析

由有限元静力分析可知，前横向稳定杆最大 Mises 应力为 869MPa，后横向稳定杆最大 Mises 应力为 805MPa。上述应力均小于材料 60Si2Mn 的屈服极限; 1255MPa。因此，前、后横向稳定杆在工作过程中，材料均处于弹性变形区范围，适合用 S-N 名义应力法进行疲劳分析。

本例中，前、后横向稳定杆的疲劳寿命要求在振幅为 110mm、频率 1—3Hz 的条件下至少达到 20 万次。

3.1 材料的 P-S-N 曲线

材料 60Si2Mn 的 P-S-N 曲线表达式为: $\lg N_p = aP + b \lg a$ ，式中: N_p —存活率为 P 时的疲劳寿命，a—应力幅的平均值(MPa)，aP, bP—与存活率有关的材料参数。具体数据见表 2。

表2 60Si2Mn疲劳寿命数据

参数	存活率P	50	90	95	99	99.9
$\Phi 7.52\text{mm}$ 光滑试样	a_p	32.6269	22.6451	19.8172	14.5221	8.5745
	b_p	-9.7953	-6.3067	-5.3184	-3.4678	-1.3892

根据表 2 中的数据，本文采用偏安全的存活率 50%的 a;和 b;值，在 nSoft 中创建了对应的 S-N 曲线，如图 5 所示。

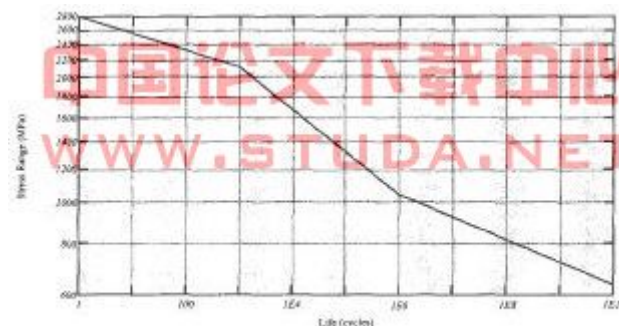


图5 60Si2Mn的P-S-N曲线图

3.2 创建循环载荷谱

本例中定义一个恒幅交变载荷，载荷的极大值为 1，极小值为 -1。这里定义的载荷是个相对量，是相对于有限元静力分析中施加载荷的倍数。1 表示疲劳载荷的大小等于有限元静力分析中施加的载荷，-1 表示疲劳载荷的大小等于有限元静力分析中施加的载荷但方向相反，如图 6 所示。

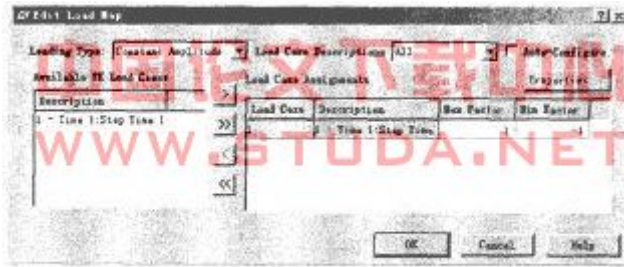


图6 恒幅交变载荷的定义

3.3 虚拟疲劳分析结果分析

图7为nSoft软件构建的横向稳定杆虚拟疲劳分析流程图。选用Miner线性损伤累积规则进行虚拟疲劳分析。前横向稳定杆疲劳寿命最短的为140370节点，应力循环数为;后横向稳定杆疲劳寿命最短的为214338节点，应力循环数为。疲劳寿命云图和热点(HOTSPOT)探测图见图8、图9。

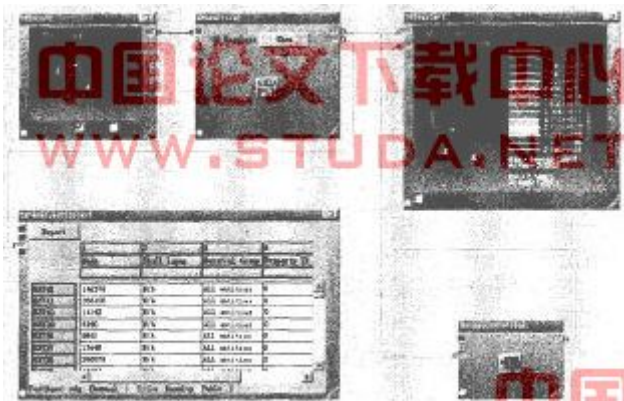


图7 横向稳定杆虚拟疲劳分析流程图



a. 疲劳寿命云图 b. 热点探测图

图8 前横向稳定杆疲劳寿命分析



a. 疲劳寿命云图 b. 热点探测图

图9 后横向稳定杆疲劳寿命分析

事实上，疲劳寿命最短的节点也正是绝对值最大的主应力所在的节点。上述应力循环数满足前、后横向稳定杆20万次的使用寿命要求。

4、结论

- 1)大客车横向稳定杆的设计满足疲劳寿命要求。
- 2)虚拟疲劳寿命分析设计，对提高机械产品开发水平，缩短开发周期，具有至关重要的作

用。

3)本文所述的虚拟疲劳分析具有一般性，对汽车零部件和结构的设计具有指导意义。