基于有限元分析的汽车转向拉杆安全稳定性分析

□ 绍兴金江机械有限公司/谢卫亮 沈亮

本文应用有限元分析软件，对汽车转向拉杆进行安全稳定性分析，并为汽车转向拉杆的设计、改进提供有利的参数和依据，从而保证汽车转向拉杆在规定的压力载荷下不损坏。

汽车转向拉杆是汽车转向系统中的重要组成部分，保证汽车在行驶过程中能根据路面情况改变行驶方向。在转向过程中，转向拉杆需要承受很大的载荷，尤其在受压工况下，拉杆极易出现失稳现象，所以在设计汽车转向拉杆时必须考虑其安全稳定性问题。现在很多厂家都是通过试验设备来完成，初期投入相对比较大，而且费时、费资源；而我公司采用有限元分析软件，对汽车转向拉杆进行安全稳定性分析，并求出其安全系数；在汽车设计中，其理论推荐的安全系数为1.7～2.4，这种情况我们一般取其上限2.4。现以某客车转向直拉杆为例，利用有限元分析软件分析该转向直拉杆的安全稳定性问题。

有限元模型建立

该转向直拉杆结构有关参数为：前桥满载载荷为2.5t，钢管规格为35-50×8，其余参数如图1所示。

1. 建立拉杆模型

根据图样要求建立拉杆的模型，因为本文主要研究的是转向直拉杆中的拉杆部分的安全稳定性问题，所以将模型简化，只建立其中的拉杆部分模型，而用两参考点代替左右两端接头，其位置与接头球中心位置一致，如图2所示。

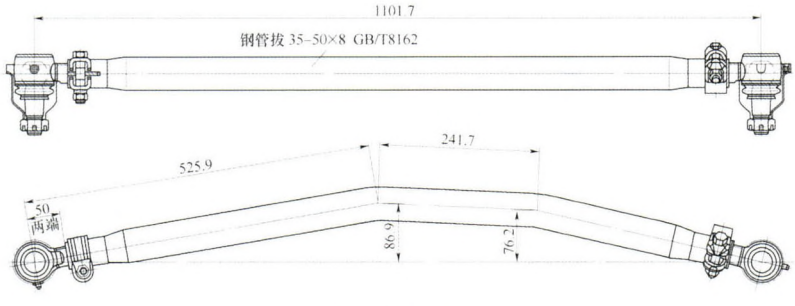


图1 拉杆尺寸

2.定义材料及边界条件

转拉杆材料为35无缝钢管，根据GB/T8162标准，其下屈服强度305MPa，抗拉强度大于等于510MPa；计算时取弹性模量E为208GPa，泊松比μ为0.28，材料密

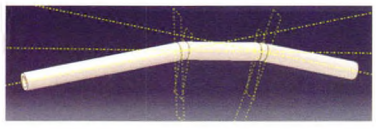


图2 拉杆模型

度为7.8×10^{-6}kg/mm^3。根据上述内容在软件中定义材料。

边界条件对模型的强度起着至关重要的作用，在建立模型的边界条件时，必须与转向直拉杆的实际工况相同，而在实际工况中转向拉杆两端接头内是可绕自身轴向转动的球销；在软件内将两个参考点与拉杆设置耦合，然后根据转向直拉杆的实际工况对两参考点施加边界条件 。

3.施加载荷

根据设计要求在轴向未受约束的参考点上施加任意大小的轴向载荷，假定为100N，算出其临界载荷，如图3所示。

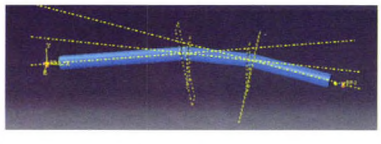


图3 施加载荷

4.网格划分

拉杆一般选用无缝空心钢管，因而采用六面体类型单元，并采用扫掠技术划分网格；同时选择C3D8R八结点线性六面体单元，以消除单元的剪切锁死及沙漏模式。图4为拉杆的网格划分模型，共1 368个单元。

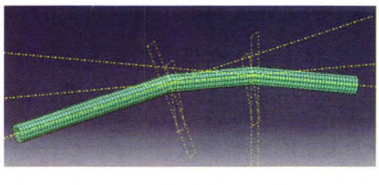


图4 网格划分

计算结果分析

所有参数设置完毕后提交作业分析，分析完成后生成可视化模块，其结果如图5所示。由结果图可知其一阶屈曲模态值为3 028.3，根据屈曲理论，拉杆的各阶临界载荷值是由各阶屈曲模态因子与软件给定载荷值的乘积得到，通常只关注第一阶临界载荷值，所以软件分析所得到的拉杆第一阶临界载荷值为3 028.3×100=302 830N，但该临界载荷值并不是真实的临界载荷值，而是线性理想化的结果，即拉杆不存在任何缺陷的情况下的值。要想得到真实的临界载荷值就必须考虑非线性，而非线性就必须对拉杆材料进行力学性能试验，将力学性能试验得到的塑性参数加入到软件中，然后进行后屈曲分析。

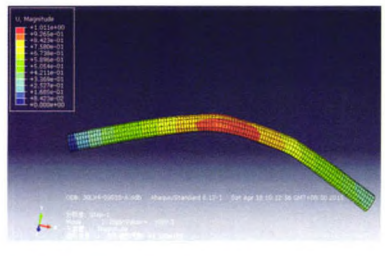


图5 分析结果

后屈曲分析

进入后屈曲分析，将载荷值设为前面分析得到的理想临界载荷值，然后进行计算并作出“位移—载荷”曲线，如图6所示。由图得出，在非线性情况下，拉杆的极限载荷为59 550.9N，而拉杆的设计载荷为3 000×9.8=29 400N，所以该拉杆的安全系数为2.03，而汽车设计里推荐的理论安全系数为1.7～2.4，所以该拉杆在所给定载荷作用下，不会发生屈曲，完全符合设计要求。

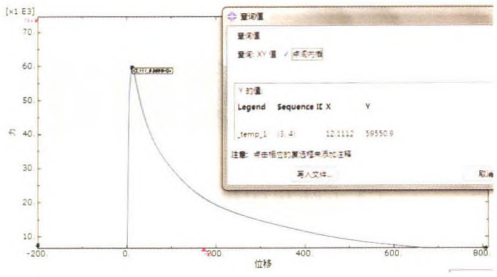


图6 “位移－载荷”曲线

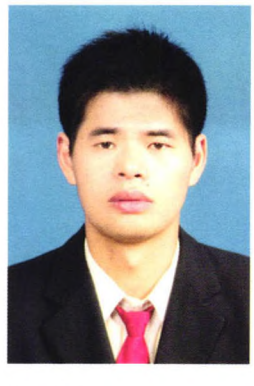
结语

（1）该转向拉杆在所结定载荷作用下不会发生屈曲问题。

（2）该转向拉杆的安全系数为2.03，完全符合汽车拉杆设计要求。

（3）该转向拉杆在行驶过程中还有可能受到小弯矩与扭矩的作用，在本次分析中给予忽略。

（4）通过有限元分析来考察结构的安全稳定性,可以有效的避免潜在的问题，为设计提供理论依据。AUTO1950



谢卫亮

绍兴金江机械有限公司技术部机械设计师，负责汽车零部件的设计开发，期间申请了多项专利。