

文章编号 :1007 - 649X(2000)03 - 0015 - 04

汽车车架的静态强度分析

王 伟¹, 陈 淮², 王红霞¹, 冯国胜³

(1. 郑州工业大学数理力学系, 河南 郑州 450002; 2. 郑州工业大学土木建筑工程学院, 河南 郑州 450002; 3. 石家庄铁道学院机械系, 河北 石家庄 050043)

摘 要: 汽车车架是汽车的重要组成部分, 应用有限元方法对 SJZ 630 型汽车车架进行了静态强度分析, 计算汽车车架在弯曲工况、纯扭工况、弯曲与扭转联合作用下的静态强度和静变形, 计算结果表明: 在纯弯工况下, 结构的最大应力发生在车架支承点(29 节点)处; 在纯扭工况下, 结构的最大应力发生在车架 19 节点处; 在弯曲与扭转联合作用下, 结构的最大应力发生在 13 节点处。经强度校核, 该车架强度满足要求, 所得结果可为该车架的修改设计提供参考。

关键词: 汽车车架; 静态强度; 分析; 应用

中图分类号: U 270.1+2 文献标识码: A

汽车是用车架把发动机、底盘和车身中各主要总成连成一体。车架的功用是做这些总成的安装基体, 承受这些总成的重量及其传给车架的各种力和力矩^[1,2]。本文对 SJZ 630 型客车车架进行了研究, 它是边梁式车架, 由左右分开的两根纵梁和若干根横梁组成。

汽车车架大多数由薄壁型钢焊接或铆接而成。槽钢是常用的一种型钢, SJZ 630 型车架的纵梁即采用这样的型钢。由于载荷常不通过薄壁型钢的弯曲中心, 汽车车架在复杂载荷作用下不仅要发生弯曲变形, 而且还要发生严重的扭转变形, 所以在分析计算车架强度时, 必须考虑薄壁杆件的扭转变形, 这样才能得到符合实际的结果。

1 力学模型

本文采用有限元法进行计算, 把车架离散为有限单元, 首先进行单元特性分析, 组集单元特性矩阵, 再进行整体分析, 引入车架边界支承条件及载荷条件, 求解平衡方程得出节点位移, 计算应力, 从而进行车架强度计算和校核。

汽车车架结构复杂, 为了简化计算, 在建立有限元模型时, 为了减少单元数量, 在不失对主要因素研究的前提下, 略去次要杆件, 这些杆件是为了

满足构造或使用上的要求而设置的, 并非应强度要求而设, 其横截面积很小, 在结构的计算模型中可以忽略。在对车架进行有限元划分时, 根据车架结构特点, 可将其简化为梁单元模型^[3], 整个车架只承受垂直方向的集中及分布载荷。

SJZ 630 型车架长为 5.305 m, 最大宽度为 0.875 m, 最大高度为 0.075 m, 根据模型简化原则, 将车架划分为 46 个梁单元, 41 个节点, 计算简图如图 1 所示。

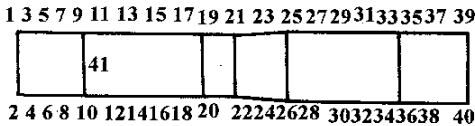


图 1 SJZ 630 型车架有限元计算简图

车架属薄壁梁构件, 根据弹性力学理论, 非圆截面杆的横截面在扭转变形后要发生翘曲, 必须考虑扇形惯性矩的影响, 一般有限元计算程序在形成单元刚度矩阵时没有考虑翘曲的影响, 因此在应用其对车架结构分析时, 必须对单元刚度矩阵进行修正, 用考虑两端翘曲约束影响的当量惯性矩代替扭转惯性矩^[2]。

(1) 两端均受翘曲约束时的当量惯性矩为

$$I_e = \frac{kls(kl)}{2 + kls(kl) - 2cl(kl)} I_t \quad (1)$$

收稿日期 2000 - 04 - 03; 修订日期 2000 - 06 - 08

基金项目 河南省科技攻关项目(991150222)

作者简介: 王 伟(1937 -)男, 河南省永城市人, 郑州工业大学教授, 主要从事结构力学计算及结构动力分析方面的研究。

(2) 一端自由翘曲而另一端受翘曲约束时的当量惯性矩为

$$I_e = \frac{kl}{kl - t(\frac{kl}{kl})} I_t. \tag{2}$$

式中 ,

$$k = \sqrt{GI_t/(EI_\omega)} ,$$

其中 , l 为杆长 ; I_t 为杆件横截面的抗扭惯性矩 ; G 为剪切模量 ; E 为弹性模量 ; I_ω 为扇形惯性矩 . 单元刚度矩阵中的其他参数 , 可根据单元实际情况进行计算 .

2 弹性元件和约束的处理

汽车的车架是同悬挂系统一起工作的 , 不同的悬挂系统对车架的强度、刚度影响很大 , 为了使计算更符合实际工况 , 在汽车工程中 , 常把悬挂元件与车架 (甚至车身) 组合起来一起计算 . 在建立车架有限元计算模型时 , 可把汽车的钢板弹簧理想化为两根垂直的柔杆和一根刚度大的平衡杆件 - 柔杆、刚梁共同模拟悬挂系统 . 在应用计算机程序对含有纯弹性元件的结构进行结构分析时 , 除上述方法外 , 还可使用伪单元 , 读入刚度单元模拟 , 即把各弹簧元的单元刚度矩阵输入程序中 , 程序会根据单元定位向量自动将此弹簧元的刚度矩阵迭加到车架总刚度矩阵中去 .

求解车架的平衡方程时 , 需要有足够的约束条件 , 以消除车架的整体刚体位移 , 才能求出车架因受力而引起的节点位移 . 为了消除车架空间运动的刚体位移 , 在纯弯工况计算中 , 将节点 9 及节点 10 的 y 和 z 方向的位移加以约束 , 同时约束节点 29 及 30 的 y, z, θ_x 方向上的位移 . 对纯扭工况 , 为模拟前轮单轮悬空时的工况 , 在节点 29, 30 处将 y, z, θ_x 方向上的位移约束 ; 在节点 41 处将 x, y, z 方向的位移加以约束 .

3 汽车车架的载荷工况

汽车使用工况复杂 , 故作用在车架上的载荷变化也很大 . 以 SJZ 630 型边梁式车架为例 , 汽车静止时 , 车架只承受弹簧以上部分的载荷 , 它是由车架、车身的自身重量、装在车架上各总成与附近的质量所受的重力组成 , 其总和称为车架的静载荷 . 汽车在平坦道路上以较高车速行驶时 , 路面的反作用力使车架承受对称的垂直载荷 , 它使车架产生弯曲变形 , 其大小取决于作用在车架上各处的载荷 . 汽车在崎岖不平路面上行驶时 , 汽车的 4 个车轮可能不在同一平面内 , 从而使车架连同车

身一起倾斜 , 这种工况使车架承受斜对称载荷 , 它使车架产生扭转变形 , 其大小取于路面不平度及车架与悬架的刚度 . 从实践经验看 , 与车架结构强度有直接关系的主要是弯曲工况和弯扭联合工况 . 对车架进行静力分析的目的是为了计算其在最大载荷作用下的变形与应力 , 以便进行强度和刚度的校核 . 因此 , 应对车架可能承受的最大载荷进行分析 , 本文采用 3 种不同工况进行了计算分析 .

3.1 弯曲工况

整车位于水平位置 , 满载 , 沿垂直方向乘以 2.5 倍动载系数^[4,5] , 模拟客车运行过程中瞬时受力情况 , 计算公式为 :

$$[W + (65 + 15) \cdot N + G] \cdot 9.81 \cdot K. \tag{3}$$

式中 : W 为车架骨架质量 , 可根据元件体积和材料密度计算 , 按体积分布作用在骨架上 ; N 为乘员总数 , 每乘员体重以 65 kg 计算 ; K 为动载系数 ; G 为发动机、油箱、备胎等设备质量 , 按安装部位计算 .

对 SJZ 639 型车架 , 其受载荷状况见表 1 , 此工况下所有力的方向皆沿垂直 Z 方向 , 整个车架支承在节点 29, 30 及 9, 10 上 . 显然 , 此时的车架受纯弯曲作用 , 绘制此工况下纵梁 (节点号为单数 1 ~ 39) 的最不利情况下应力值 $(P/A + M_2/S_2 + M_3/S_3)$ 随车架长度的曲线如图 2 所示 , 各节点的挠度曲线 (静变形图) 见图 3 .

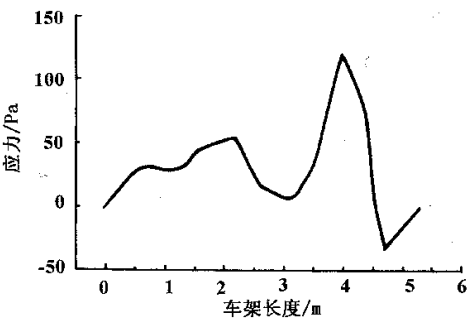


图 2 纯弯工况下应力随车架长度的变化曲线

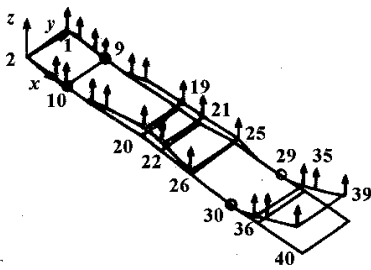


图 3 纯弯工况下的静变形图

表1 节点载荷分布表

节点号	1	2	3	7	8	9	10	13	14	17	18	19
载荷	1350	1350	200	122	122	1350	1350	976	976	300	300	1680
节点号	20	21	22	25	26	35	36	37	38	39	40	
载荷	1680	1350	1350	1350	1350	1350	1350	260	200	1350	1350	

3.2 纯扭转工况

汽车的后二轮固定,前轴间加一极限扭矩(前轴负荷的一半乘以轴距),模拟客车前轮单轮悬空时的极限受力情况.

$$T = W_e L / 2 , \tag{4}$$

式中, W_e 为前轴负载; L 为前轮轮距.

在节点9和10上分别作用有6495 N及-6495 N的集中载荷,从而在车架上形成矩为4773.825 N·m的力偶矩,使整个车架受扭后产生扭转变形.节点29,30,41为车架的支点,在这种工况下,纵梁(节点号为单数1~39)的最不利应力值随车架长度的变化曲线见图4,扭转静变形图见图5.

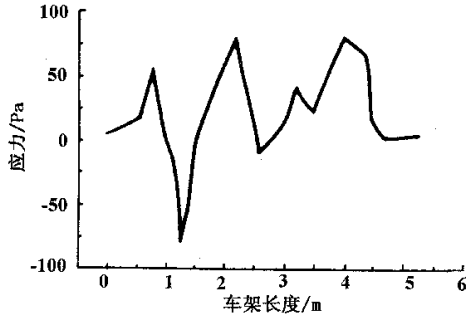


图4 纯扭工况下的应力随车架长度分布曲线

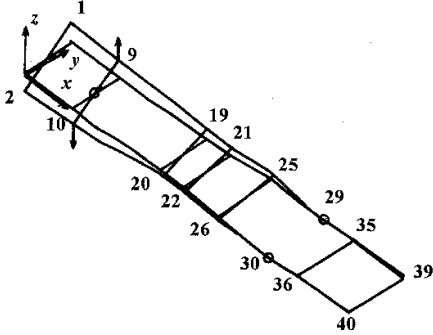


图5 纯扭工况下的静变形

3.3 弯扭联合工况

根据计算经验,以0.4倍的弯曲工况+0.3倍的扭转工况计算汽车车架载荷为宜,约束取在节点29,30及41处,在此工况下,车架纵梁(节点号为单数1~39)的最不利应力值随车架长度的变化曲线见图6,静变形图见图7.

万方数据

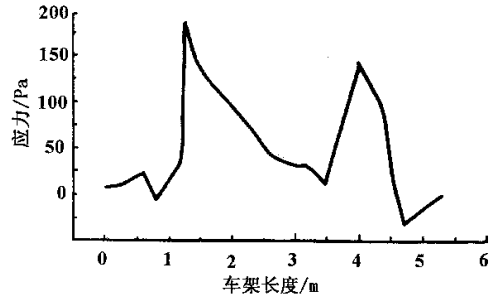


图6 弯扭联合工况下的应力随车架长度分布曲线

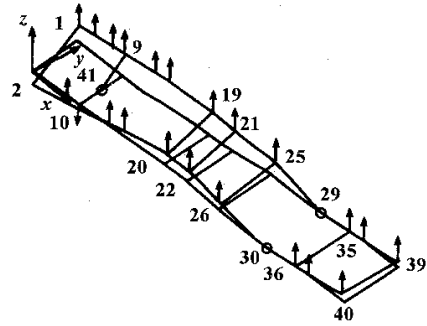


图7 0.4倍弯曲+0.3倍的扭转工况下的静变形

4 结束语

从计算结果可以看出,各工况下的剪力比轴力大,需考虑剪切影响,计算最大主应力.根据计算结果,在纯弯工况下,最不利应力的最大值发生在节点29处, $\sigma_{max} = 119.55 \text{ MPa}$;纯扭工况下,最不利情况下的最大应力值发生在节点19处, $\sigma_{max} = 81.475 \text{ MPa}$;0.4倍弯曲+0.3倍扭转工况下,最不利情况下的最大应力发生在节点13处, $\sigma_{max} = 188.35 \text{ MPa}$.综合前3种工况可以看出,3.3节工况为最不利工况,最大应力 $\sigma_{max} = 188.35 \text{ MPa} \leq [\sigma_{许用}] = 220.00 \text{ MPa}$,可以认为强度满足要求.

从纯弯工况下的静变形图(图3)可以看出,节点40处的Z方向的挠度较大, $f = 1.5400 \times 10^{-5} \text{ m}$,参考受弯钢构件的容许挠度,取容许挠度为1/500,对车架纵梁 $[f_{容许}] = 6.0 \times 10^{-4} \text{ m}$,可以知道,节点40处的挠度在容许范围内.纯扭工况下节点1,2的Z方向的挠度较大,由节点1的挠度 $f = 3.7862 \times 10^{-5} \text{ m}$ 知,挠度仍在容许范围内,但较纯弯工况下的最大挠度大,可知扭转刚度对车架刚度的影响较大.由弯扭联合工况的静变形

图可以看出,节点 13,15,17 处 Z 方向的挠度较大,其中节点 15 处的 $f = 1.9823 \times 10^{-5} \text{ m}$,挠度仍在容许范围内.同时,从 3 种工况下最不利应力值随车架长度分布曲线图中可以看出,应力峰值出现在支座 29,30 处及前支座附近的节点处,其主要原因是受剪切的影响较大,因此,设计车架时应注意抗扭刚度的校核.

参考文献:

[1] 张洪欣. 汽车设计[M]. 北京:机械工业出版社,

1995.

[2] 龚培康. 汽车拖拉机有限元法基础[M]. 北京:机械工业出版社,1995.

[3] 黄金陵. 有限元法应用于汽车车架结构分析中的几个问题[J]. 吉林工业大学学报,1980,(1):76-87.

[4] 冯国胜. 汽车车架强度分析及优化[D]. 石家庄:河北工学院,1993.

[5] 李建国. 车架强度的计算与动载系数的使用[J]. 专用汽车,1993(3):19-22.

Static Analysis of Automotive Frame

WANG Wei¹, CHEN Huai², WANG Hong-xia¹, FENG Guo-sheng³

(1. Department of Mathematics, Physics & Mechanics Zhengzhou University of Technology Zhengzhou 450002, China; 2. College of Civil & Building Engineering Zhengzhou University of Technology Zhengzhou 450002, China; 3. Department of Mechanical Engineering Shijiazhuang Railway Institute Shijiazhuang 050043, China)

Abstract: The frame is an important part of automobile. This paper analyzed the strength of SJZ 630 frame by using finite element method. It calculates the static stress and displacement under three different cases. The calculation pointed out the location of maximum stress of the frame. The results of this paper will provide theoretical foundation for updating design.

Key words: 汽车车架; static strength; analysis; application