

农用三轮运输车车架强度分析及节材研究

陈 龙 王锦雯 薛念文 陈太连

(江苏理工大学)

摘 要 在对农用三轮运输车车架强度计算、试验基础上,进行了车架应力分析,提出了合理的农用三轮运输车车架设计方案,设计结果和试验结果吻合,改进后的车架结构比原结构成本大为降低。

关键词 农用三轮运输车 车架 强度

车架是农用三轮运输车的主要承载件,车架强度设计是工程师们普遍关心的重要课题,以往车架强度设计主要靠经验和类比,盲目性大,结构极不合理,浪费严重,且设计周期长,较难对多种方案进行评价。随着现代设计技术的发展,已经采用包括有限元、优化、动态设计在内的计算机分析、预测和模拟手段。近年来,农用三轮运输车年产量达200多万辆,保有量1000多万辆。因此,农用三轮运输车车架强度设计及节材研究,具有重要意义。

1 车架静应力分析

1.1 车架有限元平衡方程及求解

从力学观点看,车架可被认为具有一定自由度的弹性系统,在外力或本身弹性恢复力作用下,结构将产生线弹性振动。因此,车架的弹性分析计算模型可用以下动力学微分方程表示^[1]

$$[M]\{\ddot{U}\} + [C]\{\dot{U}\} + [K]\{U\} = \{R(t)\} \quad (1)$$

式中 $[M]$ ——结构质量矩阵; $[C]$ ——结构阻尼矩阵; $[K]$ ——结构刚度矩阵;
 $\{U\}$ ——结构位移矢量; $\{\dot{U}\}$ 、 $\{\ddot{U}\}$ ——位移矢量的一、二阶导数; $\{R(t)\}$ ——外界激励力,是一个交变的载荷。

对于静力问题,式(1)可简化为

$$K\{U\} = \{R\} \quad (2)$$

结构整体刚度矩阵是直接由单元刚度矩阵迭加而成,即

$$[K] = \sum_{e=1}^{n_e} [K]^e \quad (3)$$

式中 $[K]^e$ ——单元刚度矩阵。

将最小势能原理直接应用于各单元,得单元刚度矩阵方程

$$[K]^e\{U\}^e = \{R\}^e \quad (4)$$

只要已知整体坐标系中单元刚度矩阵,就可按迭加规则组成车架结构的总刚度矩阵,如果结点载荷及边界的约束确定,则由式(2)得出结点位移值,然后便可求出结构中的应力、内力。

对于动力问题,外力和位移都是时间 t 的函数。

收稿日期: 1998-12-08

陈 龙,教授,镇江市 江苏理工大学汽车学院,212013

为研究车架的固有频率和振型, 一般取无阻尼自由振动的情况, 这时式(1) 变成

$$[M]\{\ddot{U}\} + [K]\{U\} = 0$$
 (5)

式(5) 为常系数线性齐次常微分方程组, 设它的解为

$$U_i = U_{Mi}\sin P_i t$$
 (6)

把式(6) 代入式(5) 得代数方程组

$$([K] - P_i^2[M])U_{Mi} = 0$$
 (7)

式中 P_i ——特征值; U_{Mi} ——对应的特征向量。

式(7) 有非零解的条件为系数行列式等于零, 即

$$\det([K] - P_i^2[M]) = 0$$
 (8)

式(8) 中 $[M]$ ——正定阵; $[K]$ ——对称正半定阵,

$$\begin{bmatrix} K_{11} - P^2_{m11} & K_{12} - P^2_{m12} & \dots & K_{1n} - P^2_{m1n} \\ K_{21} - P^2_{m21} & K_{22} - P^2_{m22} & \dots & K_{2n} - P^2_{m2n} \\ K_{31} - P^2_{m31} & K_{32} - P^2_{m32} & \dots & K_{3n} - P^2_{m3n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ K_{n1} - P^2_{mn1} & K_{n2} - P^2_{mn2} & \dots & K_{nn} - P^2_{mnn} \end{bmatrix} = 0$$
 (9)

可解得一组正实数的特征值(即固有频率)。代入式(9) 便可得到相应的一组特征向量 U_{Mi} , 这是一个 n 阶特征值系统, 对于象车架这样的结构, 只研究前面有限特征值和特征向量, 采用子空间迭代法即可获得所需结果。

1.2 有限元计算

有限元平衡方程求解后, 便可进行具体结构模型化, 模型简化原则以忠实地反映工程结构主要力学特性为前提, 既力求每个单元与对应的实际结构之间几何类型一致, 又力求单元传递的运动力学特性相一致。因此, 模型化时, 考虑到车架结构特点及受载后变形特性, 一般采用空间梁单元计算模型来模拟, 这样即可满足车架强度设计要求。以 7Y-750 型农用三轮运输车车架为例, 将该车架划分为 79 个梁单元(共 63 个结点) 进行计算。应力计算结果如表 1。

表 1 车架应力计算和测试值

Tab. 1 Measured and calculated stress				M P a		
距离 / 测点	两后轮抬高 (实测)	前轮抬高 (实测)	右侧轮抬高 (实测)	三轮平置		
				原结构		改进结构
				实测	计算	计算
2450/1, 2	12. 44	19. 85	15. 12	24. 99	21. 71	19. 23
2100/3, 4	0	0. 63	0. 63	1. 68	2. 02	4. 31
2020/5, 6	2. 94	2. 42	1. 79	0. 84	1. 84	/
1770/9, 10	5. 36	3. 68	5. 04	4. 31	5. 62	9. 30
1460/14, 15	9. 03	7. 46	9. 14	6. 98	8. 13	12. 56
1130/18, 19	9. 77	9. 87	16. 07	9. 19	7. 99	8. 23
1110/20	- 27. 1	- 24. 78	- 26. 7	- 19. 98	- 25. 76	- 22. 10
350/22, 23	- 44. 8	- 36. 01	- 46. 6	- 22. 96	- 19. 76	- 15. 23
310/26, 27	- 21. 32	- 26. 25	- 13. 55	- 24. 47	- 6. 53	- 4. 91
1460/30	- 1. 26	- 3. 78	- 0. 84	- 4. 62	- 5. 62	- 8. 21
1770/33	11. 34	15. 12	9. 24	15. 76	10. 26	11. 53
2100/34	1. 05	1. 47	0. 63	1. 26	3. 01	7. 85
2430/35, 36	17. 13	15. 65	14. 91	15. 23	14. 40	12. 56

注: 距离指该点距纵梁后端点尺寸, mm。

1.3 车架静载弯曲、扭转试验

在车架有限元计算基础上进行车架静态应力测试, 以验证计算的正确性。



弯曲应力是车架的基本应力, 三轮运输车行驶不平道路时, 这种应力则是车架强度的主要问题^[2], 根据被测点的应力状态确定布片原则, 最后选 40 个测点进行静态测试, 布片方案如图 1。用静弯曲和静扭转试验来模拟农用三轮运输车实际运行时的车架变形, 10 kN 载荷下的试验情况如表 1。

2 车架动态特性分析

2.1 车架振动计算

静强度计算及使用调查表明, 车架中后部(尤其是车架单双层连接处) 应力值并不很大, 实际使用中发现截然不同的两种反映, 有的地区认为车架虽然常常超载, 但该部位并不损坏; 有的地区反映, 车架该部位有粉碎性破坏现象, 为了对这一现象进行研究, 我们对车架振动的固有振型进行了分析。

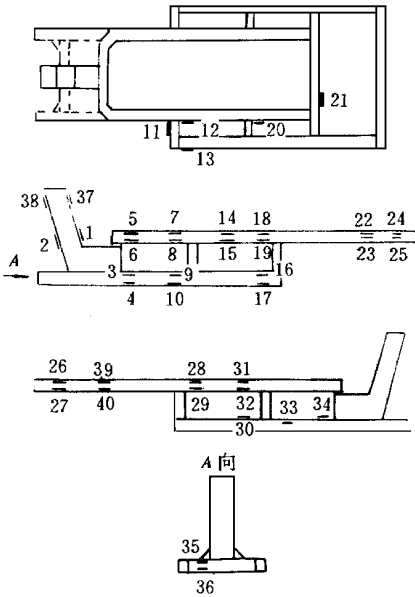


图 1 车架电测布片图

Fig 1 Arrangement of strain gauges on the frame

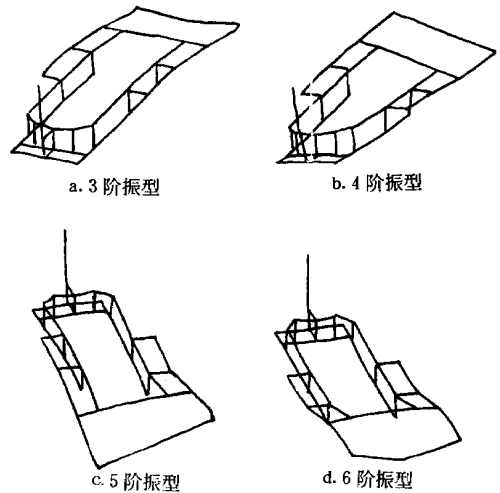


图 2 车架振型图

Fig 2 Vibration model of the frame

车架的振动计算仍基于有限单元法和线性振动理论, 根据前述动力学方程及模型进行特征值计算, 该车架前 6 阶固有频率、振型特征列于表 2, 图 2 为车架振型图。

从计算的前 6 阶固有振型来看, 车架一阶振型模拟反映车架前、后部都以同一相位振动情况, 以弯曲振动为主; 车架二阶振型模拟反映车架左右扭曲振动情况; 车架三阶振型模拟反映车架前、后相差 180° 相位振动; 车架四阶振型模拟反映了车架不仅前后以相差 180° 相位振动, 而且左右也以相差 180° 相位振动。车架在按固有振型振动时, 变形最大的是车架单、双层连接处。所以, 虽然静力计算和实测都没有发现该区有高应力存在, 但当外界激振条件及农用三轮车载荷等各种因素使得发生共振时, 车架按固有振动的形态振动, 受到损坏最明显的就有该区, 三轮运输车在行驶

表 2 车架前 6 阶振型特征

Tab 2 Natural frequency of calculated 6 models by FEM

模态号	固有频率 /Hz	振型特征	
		前后相位	左右相位
1	3.0	相等	相等
2	18.4	相等	相差 180°
3	28.0	相差 180°	相等
4	40.0	相差 180°	相差 180°
5	63.0	相等	相差 180°
6	84.1	相差 180°	相等 中部与两侧相差 180°

中假如很少发生共振, 则该区的应力值不是太高, 因而破坏不多。

2.2 动态应力电测和随机振动测试

动态试验分别在柏油路、砂石路、土路上进行, 载荷为 10 kN, 表 3 列出了部分测点的动态应力测试值, 图 3、图 4 分别为后轴上方车架和座椅下方车架处自功率谱曲线。试验表明, 能量主要集中在 2 Hz、38 Hz 附近, 尤其是 2 Hz 附近振动时应变幅值最大, 这个频率与车架在悬架上的固有频率相接近, 可以理解为激振频率与这固有频率相接近时引起共振, 在此频率下车架容易损坏。在 38 Hz 处附近峰值主要是发动机惯性力所致。

由谱分析还发现, 该三轮运输车在柏油路上行驶时, 2 Hz 附近处谱峰较其它工况突出, 即对类似工况, 车架共振、弯振均较明显, 对于类似砂石路工况, 频率结构和柏油路基本一致, 但由于速度较柏油路低, 相同频率处峰值略小一点, 即使对同一种工况, 峰值随车速的提高而增大, 对于土路工况, 各部分振动响应较前两种工况明显减少, 主要是路面条件差, 扭振加强, 同时, 当车辆行驶速度低时, 表现为发动机惯性引起的振动增强。

表 3 车架动态应力测试值

Tab. 3 Measured stress for dynamic test MPa

测点	柏油路	砂石路	土路
1, 2	61.47	71.12	63.90
3, 4	7.88	7.56	7.52
9, 10	17.12	19.16	13.15
14, 15	48.89	57.16	46.26
20	44.99	44.91	44.91
21	21.21	24.57	27.93
22, 23	34.0	48.71	37.39
24, 25	36.89	36.89	38.23
31, 32	56.1	69.2	50.97
35, 36	25.83	24.51	25.83
37, 38	57.8	70.8	62.81
39, 40	25.99	19.19	22.51

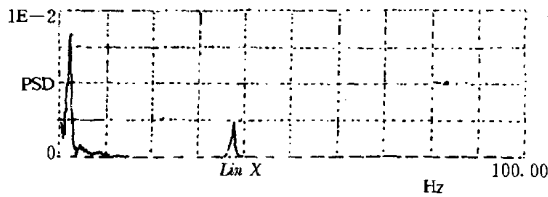


图 3 后轴上方车架处加速度频谱图(砂石路)

Fig. 3 Acceleration power spectra on the frame above rear axle (on sand-gravel-road)

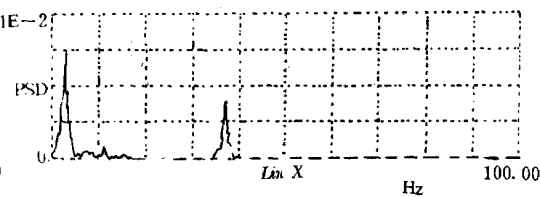


图 4 座椅下方车架处加速度频谱图(土路)

Fig. 4 Acceleration power spectra on the frame under seat (on earth path)

3 强度分析

该车架结构焊接处较多, 焊接变形大, 车厢底板刚度低, 车架受载复杂。以多种载荷反复试验, 结果表明, 车架中前部应力小, 但马头管及中部应力大, 杆件基本变形为弯曲变形, 主要应力为弯曲应力, 在一般的砂石路和柏油路面行驶时, 动载的高应力区与静载的高应力区基本是相符的, 如马头管上测点 1, 2 (71.12 MPa)、测点 37, 38 (70.8 MPa)、车架上测点 22, 23 (48.7 MPa)。因此, 通常情况下, 车架上的薄弱部位通过静态试验便可确定。然而, 车架上有些点的应力值始终很小, 如测点 3, 4, 7, 8, 9, 10 等, 实际上, 所有测点的应力都未超过许可应力。从试验结果和理论分析来看, 综合考虑实际使用情况, 这种类型的车架是偏安全的, 无论是从消除车架应力和刚度不均匀因素方面还是从车架结构方面都有减轻自重的余地, 尤其是车架中前部有双层的部分构成了空间超静定的框架结构, 其强度、刚度都大大提高, 造成结构笨重, 材料浪费。而从振动分析可知, 当车架按固有形态振动时, 双层和单层连接处, 由于刚度梯度大, 扭曲突出, 车架存在损坏的危险。

改进设计后的农用三轮运输车车架结构如图 5 所示。显然,车架前后刚度趋于均匀,车架强度及其分布更趋合理,动强度将有所改善。

4 结 论

1) 就农用三轮运输车车架强度而言,既要对其静强度进行计算和校核,又要对其动态特性,尤其是振动特性进行研究,车架的疲劳强度除了与应力幅有关外,还与振动频率关系很大,车架结构与动力匹配应有总体考虑。在动态设计时,应充分考虑频率结构。

2) 就该型式车架来说,车架各部分的应力数值均处在许可应力范围内,因此,该类型车架结构在强度上是足够的。车架马头等部位是大应力区,而中后部过渡处,刚度梯度大,中前部双层段,属超静定结构,强度储备较大。因此,可着重从这些部分结构上考虑改进方案,若将原结构改成图 5 所示方案,可大大改善车架强度分布,每台车架可降低成本 10 % 以上,且强度满足要求。

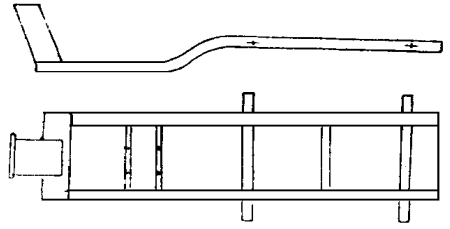


图 5 改进的车架示意图

Fig 5 Improved frame

参 考 文 献

- 1 谢贻权,何福保. 弹性和塑性力学中的有限元法 北京:机械工业出版社,1987. 232
- 2 汪三清,王运周 半挂车车架的有限元分析及其静弯曲强度储备问题 汽车工程,1991,13(3): 37~ 41

Study on Strength of the Frames of Three Wheel Vehicle Used in Agriculture and the Material Saving

Chen Long Wang Jinwen Xue Nianwen Chen Tailian
(Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang, 212013)

Abstract According to calculation and measurement of frame strength of the three wheel vehicle, design method of the frame of three wheel vehicle used in agriculture was presented. Calculation results are in agreement with measured ones. Cost of improved design was much less than that of the original design.

Key words farm transport vehicle, frame, strength