

农用拖车尾部防钻装置设计及模态分析

瞿炳华, 于建国* (东北林业大学交通学院, 黑龙江哈尔滨 150040)

摘要 基于农用拖车尾部结构特点, 结合乘用车的外形尺寸、事故车辆的碰撞速度等参数, 通过对碰撞力及碰撞能量的计算, 设计了农用拖车尾部的防钻装置, 此装置所设计的双层螺栓剪切装置可以在碰撞发生时通过变形及断裂, 吸收车辆碰撞时所产生的能量, 避免乘用车钻入农用拖车造成人员伤亡。为检验防钻装置与农用拖车的系统匹配性, 在 Pro/E 中建立该装置的三维实体模型, 应用 ANSYS 有限元分析软件对其进行振动响应特性分析, 计算了自由状态下该防钻装置的固有频率, 通过对模态分析的 10 阶模态振型图的分析, 得知该防钻装置与农用拖车无共振现象, 为实际模态试验提供了参考和依据。

关键词 农用拖车; 防钻装置; 追尾事故; 碰撞吸能; 模态分析; 动态响应

中图分类号 S229 **文献标识码** A **文章编号** 0517-6611(2014)33-11980-03

The Design and Modal Analysis of Anti-enter Device on Agricultural Trailer's Tail

QU Bing-hua, YU Jian-guo* (Traffic College, Northeast Forestry University, Harbin, Heilongjiang 150040)

Abstract The anti-enter device on agricultural trailer's tail is developed to forbid car entering the below of agricultural trailer based on the structure of it, the size of cars, and the collision velocity, etc. The double bolts shear device is developed to adsorb impact energy through deformation and fracture of bolts according to the calculated impact force and the energy. In order to check the dynamic matching characteristic between the anti-enter device and the agricultural trailer, three-dimensional numerical model is build in pro/E to analyze the vibratory response characteristic of the anti-enter device by Ansys. The natural frequency of anti-enter device is calculated without load. There is no resonance between the anti-enter device and agricultural trailer by analyzing from 10 phase modal figures, which can provide reference for realistic modal test.

Key words Agricultural trailer; Anti-enter device; Rear-end collision; Impact energy-absorbing; Modal analysis; Dynamic response

近年来, 中国公路里程数和机动车保有量持续增加。据公路局和公安部交管局最新统计资料表明: 截止到 2012 年底, 我国仅高速公路总里程达到 9.6 万 km, 居于全球第一; 机动车保有量达到 2.3 亿辆, 其中汽车达到 1.23 亿辆, 仅次于日本, 居于全球领先地位^[1]。伴随我国农业现代化的大力发展, 农用拖车的使用越来越广泛, 如运输粮食、甘蔗、棉花等。因此, 如何保障公路上农用拖车的交通安全将成为今后讨论的热点和难点问题。

在大型货车涉及的交通事故中, 尤以小轿车追尾大货车和多车连环追尾造成的恶性程度最为严重, 极易造成车毁人亡, 其所占事故比例和致死率都很大, 约占到追尾交通事故的 46%, 致死比例是轿车与其他车型碰撞致死比例的 4 倍^[2]。针对此类事故, 大部分货车后部都加有简单的防护装置(多采用槽钢或圆管结构), 在发生中低速追尾碰撞时可对追尾车辆有部分阻挡保护功能。但是由于很多农用汽车生产商对产品品质把关不够严格, 车辆最大设计质量大于 3.5 t 时甚至不加后防护装置, 无法起到阻止后车钻入碰撞的作用^[3]。因此, 安全可靠的防护装置应主要考虑在随机的碰撞事件中能以相对固定的破坏来耗散碰撞能量, 从而有效控制碰撞力和减速度以及防止后车发生钻入碰撞^[4]。

1 农用拖车后部吸能装置的结构设计

根据汽车追尾碰撞理论, 并结合国内一起公路上轿车追尾碰撞货车的实例来进行整体尺寸的设计^[5]: 事故轿车质量为 1 870 kg, 外形尺寸(长×宽×高)为 4 820 mm×1 807

mm×1 450 mm, 大型农用拖车质量为 14 390 kg, 外形尺寸(长×宽×高)为 8 490 mm×2 470 mm×2 830 mm。

在事故发生过程中, 根据车辆的基本数据和能量守恒定理公式(1)可得出:

$$\frac{1}{2}MV^2 + \frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2}MV_1^2 + \frac{1}{2}mv_1^2 + \Delta E_{K1} + \Delta E_{K2} \quad (1)$$

式中: M —农用拖车总质量(kg); V —农用拖车碰撞前速度(m/s); m —轿车及驾驶员总质量(kg); v —轿车碰撞前的速度(m/s); V_1 —农用拖车碰撞后的速度(m/s); v_1 —轿车碰撞后的速度(m/s); ΔE_{K1} —轿车碰撞变形能的损失(J); ΔE_{K2} —其他能量的损失(J)。

由于轿车和农用拖车的质量相差很大, 所以在碰撞过程中货车的速度变化不大, 即 $V = V_1$; 在碰撞发生后轿车卡入农用拖车底部, 即轿车碰撞后的速度也与农用拖车车速相等, $v_1 = V = V_1$ 。

利用碰撞能量方程可以得出:

$$\Delta E_{K1} = \int_0^X (C_A + C_B x) B dx \quad (2)$$

式中: X —轿车的有效变形量(m); C_A 、 C_B —轿车正面碰撞的刚度系数(N/m); B —轿车的有效碰撞宽度(m); x —轿车变形的微量(m)^[6]。

由于后下部吸能装置可升起放置在农用拖车后部, 为了满足农用拖车限高等要求, 故装置的总长度不能大于货车总高(即 2.8 m)。

研究表明, 利用防护装置吸能的有几种途径: 材料的塑性变形、装置各部件间的摩擦与损坏、液体或气体的流动等^[7], 但为了能在最大程度上吸收碰撞动能, 该装置总长度定为最大值 2.8 m。设计中曲柄连杆吸能装置在正常状态下最下部离地高度为 400 mm^[8]。另外根据安全基准的规定和后下部吸能装置的实际情况, 装置的宽度定为 2 m。

基金项目 中央高校基本科研业务费专项资金项目(DL12BB02)。
作者简介 瞿炳华(1980-), 男, 山东潍坊人, 研究生, 讲师, 研究方向: 载运工具装备功能创新。* 通讯作者, 教授, 从事载运工具装备功能创新研究。
收稿日期 2014-10-08

根据参考文献[8]的试验数据,将装置在放下状态时离地高度定为 0.3 m。

图 1 和图 2 分别为农用拖车后下部吸能装置的工作挡位及其结构示意图。它主要由保险杠连接组件、电子控制部分

分、机械控制部分和缓冲吸能组件等组成。根据广东省农机具站对农用拖车的检验发现农用拖车最大的问题是关键部位螺纹紧固和焊接质量等。为了减少农用拖车普遍存在的焊接气孔、夹渣等缺陷,采用了铰接连接(图 2)^[10]。

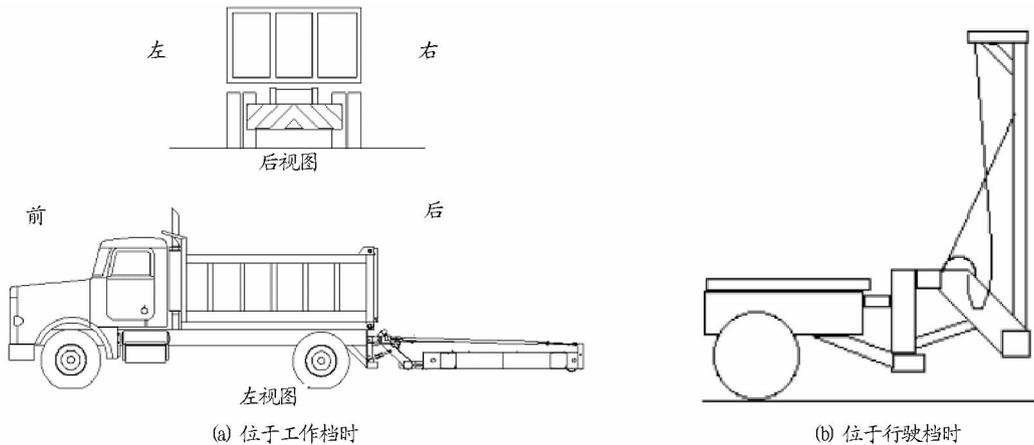


图 1 货车后下部吸能装置的工作挡位示意图

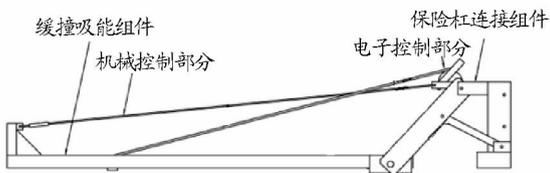


图 2 货车后下部吸能装置的结构示意图

2 Pro/E 模型的建立及其简化

根据农用拖车后下部吸能装置的设计,采用 Pro/E 软件对其机械部分进行 1:1 参数化建模,模型如图 3 所示。

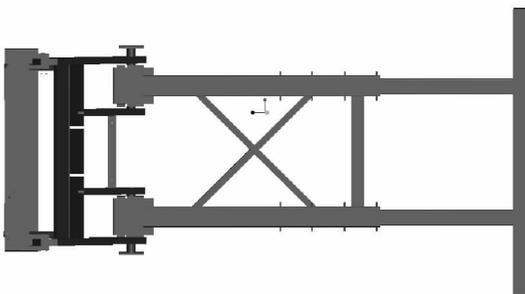


图 3 货车后下部吸能装置的俯视结构模型

对农用拖车后下部吸能装置而言,缓冲吸能组件和后防护板是主要的变形吸能部件,主要通过自身的变形来承受碰撞载荷。因此,必须保证这两个部件要在简化模型之内。而保险杠连接组件在简化时由于其刚度远远大于吸能组件,在这里简化为与后防护板尺寸相同的板件。由于要模拟轿车追尾车的碰撞过程,轿车用质量块来代替。简化后的三维模型如图 4 所示。

3 货车后下部吸能装置模态分析

模态分析的主要目的是用于确定系统振动特性,即系统结构的固有频率及与此相对应的振型。汽车在行驶过程中主要受到发动机和路面两方面的振动激励,为避免所设计结构的固有频率与此相近出现共振现象,故需要对后下部吸能

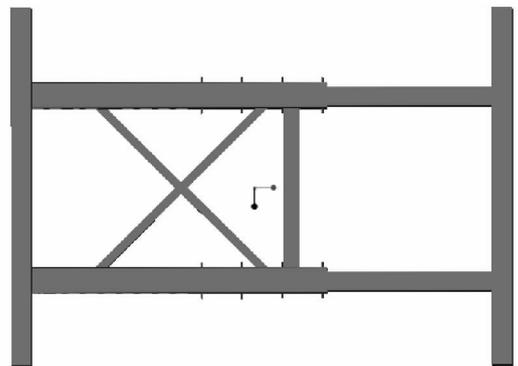


图 4 货车后下部吸能装置三维简化模型

装置进行模态分析。

根据模态分析理论和高速公路的激励频率可知,对结构的动力影响最大的是低频振动,因此该文应用 Ansys 对其结构进行了动态分析,获得此结构的前十阶固有频率及振型(表 1 和图 5)。验证的具体原则为:

(1)后下部吸能装置的低阶频率(即一阶扭转和弯曲频率的值)应低于发动机怠速运转频率,弹性模态频率和固有频率应尽量避开发动机经常工作的频率范围,以避免发生整体共振。发动机引起的频率可由公式(3)求得

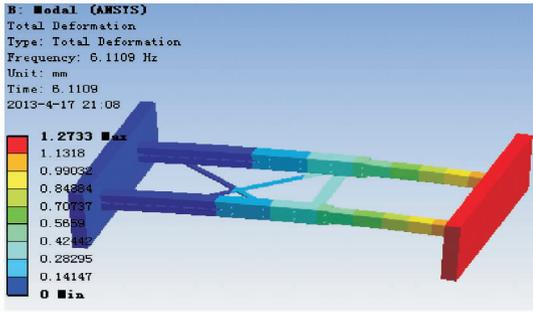
$$f = \frac{2zn}{60t} \quad (3)$$

式中: z —发动机的缸数; t —发动机的冲程数; n —发动机的转速(r/min)。如果该车发动机结构为 6 缸 4 冲程,怠速转速为 600 r/min,则相应发动机的激振频率为 30 Hz。

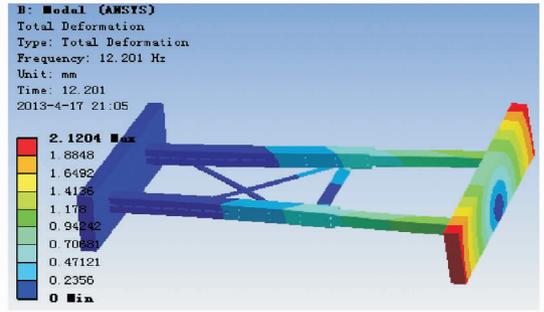
(2)尽量避免和路面的激励频率发生共振。该文主要研究高速公路的情况,因此激励频率选在 1~3 Hz。

(3)振型应尽量光滑,避免有突变。

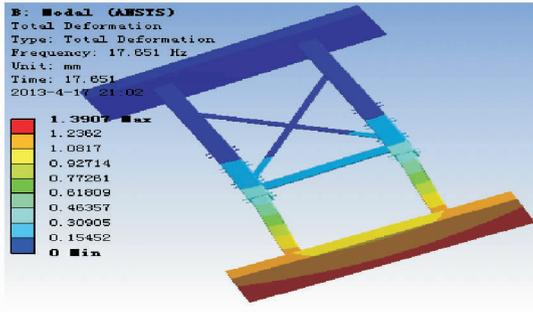
第一阶振型以弯曲为主,最大位移处在吸能装置中后段,曲线平滑;跟第 2 阶模态相比,弯曲的部位相同,但是方向相反,且振幅不大;第 3 阶振型为后端侧向扭转振动,装置



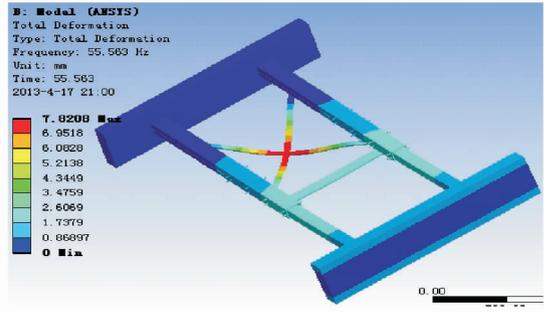
(a) 第1阶模态振型



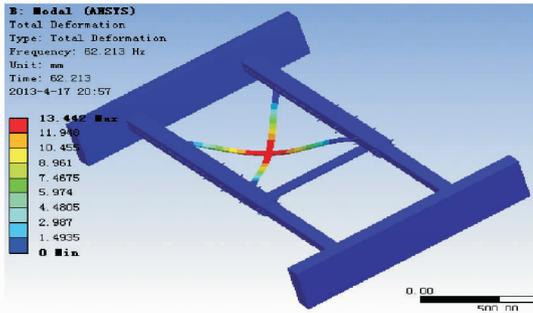
(b) 第2阶模态振型



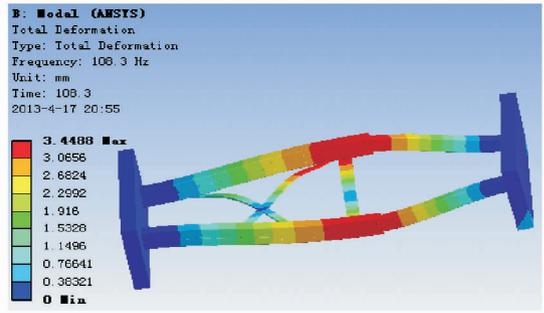
(c) 第3阶模态振型



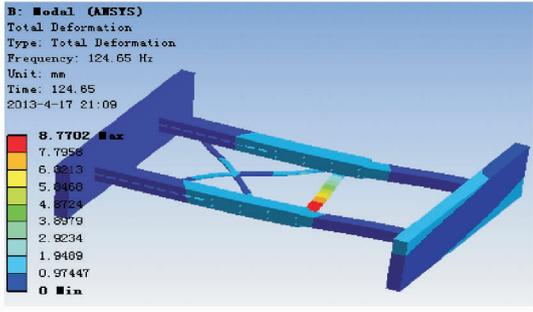
(d) 第4阶模态振型



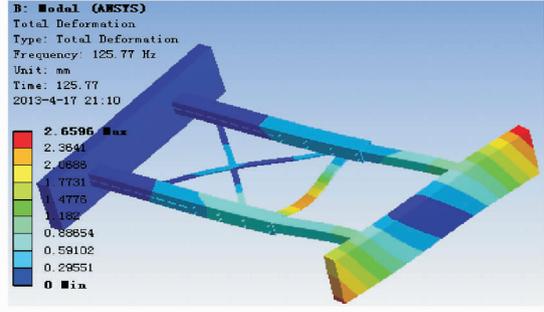
(e) 第5阶模态振型



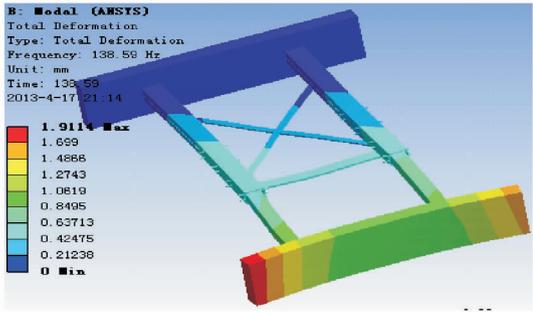
(f) 第6阶模态振型



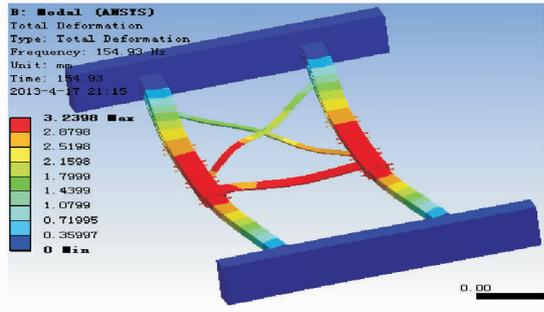
(g) 第7阶模态振型



(h) 第8阶模态振型



(i) 第9阶模态振型



(j) 第10阶模态振型

图5 前10阶模态振型

果转变为实际生产力、是否服务“三农”、是否促进职业农民的培育和广大农民的增收都应该成为科研人员的考核重点。对于在推动职业农民培育上表现突出的科研人员,科研院所及相关政府单位应该给予奖励,并在以后相关课题研究、项目实施上给予长效扶持,使广大科研人员始终以科技兴农,服务“三农”为核心。

3 结语

农业科研院所应当明确国家级、省级及地市级科研院所的分工,发挥各自优势,建立多层次的职业农民培育体系;积极主动的与新型农业经营组织合作,通过新品种和新技术的推广示范、项目的对接合作、农民培训等方式,提升“准职业农民”的整体素质;完善对农业科研院所的相关考核机制和激励机制,使农业科研人员树立致力于服务“三农”的良好服务意识,在较大程度上保障对职业农民培育作用的发挥。综上所述,农业科研院所应当成为培育职业农民的主体、推动职业农民培育体系完善和农业现代化的发展。这是农业发展和农民增收致富的必然要求,也是农业科研院所自身价值

发挥的重要途径。

参考文献

- [1] 朱奇彪,米松华,杨良心,等. 新型职业农民及其产业发展影响因素分析——以浙江省为例[J]. 科技通报,2013(11):218-223.
- [2] 王佳,余世勇. 农户参加新型职业农民培训意愿的影响因素分析——基于重庆市683份农户问卷调查的实证研究[J]. 西南农业大学学报:社会科学版,2014(1):57-61.
- [3] 吴秋,方晓军,顾保国. 农业科研成果转化的制约因素及对策[J]. 中国经贸导刊,2004(3):22-23.
- [4] 章力建. 加快培育新型职业农民保障我国农产品有效供给和质量安全[J]. 农业科技管理,2014(2):3-6.
- [5] 李凌,何君. 法律与政策保障视角下的职业农民教育培训国际比较研究[J]. 世界农业,2014(1):152-156.
- [6] 李金文. 基于现代农业发展的职业农民培训体系构建研究[J]. 农业经济,2007(11):21-22.
- [7] 李国祥,杨正周. 美国培养新型职业农民政策及启示[J]. 农业经济问题,2013(5):93-97.
- [8] 王绍芳,王环. 农业科技成果向职业农民转化的制约因素分析[J]. 科技管理研究,2013(14):117-124.
- [9] 刘宇. 新型职业农民培育体系建设的探讨[J]. 农业经济,2013(6):85-86.
- [10] 胡志斌. 激励农业科研院所参与产学研合作的路径探索[J]. 云南农业大学学报,2012(4):61-65.

(上接第11982页)

表1 前10阶固有频率

阶数	频率 Hz	振型特征	最大变形 量/mm
1	6.111	上下单向振动	1.273 3
2	12.201	上下单向振动	2.120 4
3	17.651	一阶后端侧向扭转振动	1.390 7
4	55.563	一阶侧向弯曲振动	7.820 8
5	62.213	一阶前端侧向扭转振动	13.442 0
6	108.300	二阶侧向弯曲+扭转振动	3.448 8
7	124.650	一阶上下弯曲振动	8.770 2
8	125.770	二阶上下弯曲振动	2.659 6
9	138.590	二阶侧向扭转振动	1.911 4
10	154.930	二阶上下弯曲+侧向扭转振动	3.239 8

后部略微翘起,对角线上变形基本成对称分布;第4阶、第5阶振型分别为侧向弯曲和扭转振动,此时装置中间起稳定作用的十字板有轻微变形;第6阶振型是一个侧向弯曲和扭转的复杂组合,包括侧向的弯曲以及扭转,此时变形量达到整体最大值为13.44 mm;第10阶振型主要表现为上下弯曲和侧向扭转振动,在装置中部振幅最大,中部与端部之间的位置次之。

4 结论

(1)设计中结合建模和仿真软件,成功地建立了吸能装置的模型并进行了仿真分析,获得了较为合理的吸能结构,缩短了设计周期。

(2)该装置在模态分析中的固有频率与发动机和路面的激励频率不一致,可以有效地避免共振现象。与此同时,也为实际模态试验提供了参考和依据。

(3)由于装置本身具有一定的质量,所以会对与农用拖车后部相连接的螺栓部位具有较大的径向剪切力。为了保证装置的使用寿命,应选用直径30 mm以上的螺栓组件。

(4)新型农用拖车吸能装置结构简单,碰撞后方便拆卸更换。

参考文献

- [1] 中华人民共和国公安部 http://www.mps.gov.cn/n16/n1252/n1837/index_7.html.
- [2] 李敏,于建国,李文超. 货车后部吸能装置的设计及全宽碰撞仿真[J]. 现代科学仪器,2012(4):53-57.
- [3] 裴新民,马惠玲. 执行《农用挂车》新标准应注意的问题及建议[J]. 新疆农机化,2005(1):52-53.
- [4] 李敏. 货车后部吸能装置的设计与分析[D]. 哈尔滨:东北林业大学,2013.
- [5] FORSBERG J, NILSSON L. On polynomial response surface and Kriging for use in structural optimization of crashworthiness [J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2005, 29(3):232-243.
- [6] 曹国华,孙宁. 推算汽车正面碰撞速度的综合约束方法研究[J]. 桂林电子科技大学学报,2010,30(1):66-69.
- [7] 赵洋,岳大军,许颖,等. 浅析大型货车后下部防护装置的现状与改进措施[J]. 农业装备与车辆工程,2010(1):11-13,27.
- [8] 钟志华,张维刚,曹立波,等. 汽车碰撞安全技术[M]. 北京:机械工业出版社,2003.
- [9] 朱西产,程勇. 载货汽车防护装置最佳离地高度和刚度的分析[J]. 汽车工程,2002(5):51-53.
- [10] 陈坚松. 我省农用挂车质量现状[J]. 广东农机,1998(1):33.