

# ATV 车体动特性分析

赵伟 张志飞 彭旭阳 徐中明

(重庆大学机械工程学院, 重庆 400030)

**摘要:** 本文的主要目的是针对某款 ATV150 在某一车速下振动舒适性差的问题, 从车体动态特性入手寻找其原因。首先利用反求工程技术, 采用三维建模软件 CATIA 建立车架的几何模型, 再利用有限元软件 MSC.PATRAN/NASTRAN 建立车架及挂上发动机的车架的有限元模型, 得到其计算模态结果。通过采用 LMS 实验模态分析系统对车架、挂发动机的车架进行了实验模态分析, 验证了有限元模型的正确性。根据模态分析结果和对应于共振车速的发动机转速, 可知在该转速下发动机的激励和车体结构固有频率接近, 说明该车剧烈振动的原因就是由于发动机激励频率与车体固有频率接近而引起的车架共振, 这为整车振动舒适性改进提供了改进方向和思路。

**关键词:** 全地形车; 车体; 模态分析; 舒适性

## Analysis of dynamic characteristic of ATV's body

ZHAO Wei, ZHANG Zhi-fei, PENG Xu-yang, XU Zhong-ming

*(College of Mechanical Engineering, Chongqing University, Chongqing 400030, China)*

**Abstract:** The aim of the paper is to find the reason for bad ride comfort of a certain type ATV150 at a certain speed, from the view of body's dynamic characteristic. Firstly, according to the reverse engineering technology and the 3D modeling software CATIA, the geometry model of ATV's frame is established, then the finite element model of frame with and without engine are set up with FEA (finite element analysis) software MSC.PATRAN/NASTRAN, the mode parameters are obtained. Meanwhile, the experimental modal analysis is completed with LMS modal analysis testing system. The results show that the calculated modes are very close to the experimental modes, so the finite element models can be considered correct and accurate. According to the results of modal analysis and the engine's rotary speed which corresponds to the certain bad ride comfort speed, it's found that the ATV's bad ride comfort is caused by the body's resonance vibration in respect that the engine excitation frequency is closed to the body's inherent mode frequency. Also it provides a direction and method for the improvement of the ATV's whole ride comfort.

**Key words:** All-terrain-vehicles; body; modal analysis; ride comfort

### 引言

ATV (All-terrain-vehicles) 又称全地形车, 是具有跨骑式座椅、把式转向、三轮或四轮结构, 采用大尺寸, 低气压轮胎的单人多用途车辆。目前国内对 ATV 振动舒适性的研究并不多, 而随着对 ATV 振动舒适性要求的提高, 对其振动舒适性的研究就显得特别重要。ATV 车体主要是指挂上发动机后的车架, 作为 ATV 的关键部件, 其动态特性直接影响整车的振动舒适性, 因此有必要对 ATV 车体的动态特性进行研究, 指出其动力学上的缺陷并进行合理的结构修改, 改善其动态特性。ATV 行驶时, 受到来自路面和发动机的激励, 当激励频率和车体的固有频率接近时, 就会产生共振, 从而使乘坐舒适性下降。所以通过 ATV 车体动特性分析, 找出车体结构上的缺陷, 并进行合理的结构修改, 这对提高 ATV 整车的振动舒适性是十分有效的。

**作者简介:** 赵伟 (1983-), 男 (汉族), 四川省仁寿县, 硕士, 研究方向为计算机辅助工程。张志飞 (1983-), 男 (汉族), 河南濮阳市人, 博士研究生, 研究方向为车辆动力学。通讯联系人: 赵伟, E-mail: [sonake@tom.com](mailto:sonake@tom.com)

## 1 有限元模型的建立

### 1.1 几何模型的简化

ATV车体是整车的承载部分,许多部件连接在上面,是一个比较复杂的结构。所以在建立模型时,需要进行一些合理的简化,这种简化既要如实反映车体实际结构的力学特性,又要建立尽可能简单的模型。对于ATV车体动特性分析,结构建模的一般原则是:对车体刚度影响较大的结构,应当尽量保持其原结构的形状、位置;而对车体刚度影响较小的结构,进行忽略。例如对于焊接于车架上用于连接覆盖件、脚踏等结构应忽略;但对于连接车架与发动机的悬挂结构,虽然对车架结构的刚度没有多大的影响,但由于连接上发动机后,会明显提高车体刚度,所以不能忽略。利用反求工程技术,获取用于该分析的某款ATV150车架的几何参数,采用三维建模软件CATIA建立车架的几何模型,如图1所示。

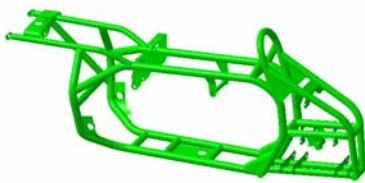
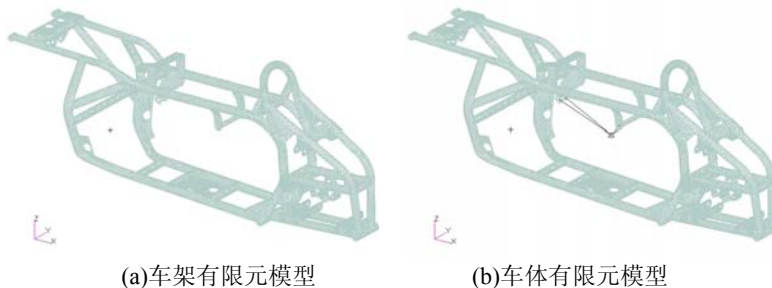


图1 车架几何模型  
Fig.1 Geometry model of ATV's frame

### 1.2 有限元模型的建立

将几何模型导入有限元分析软件MSC.PATRAN/NASTRAN 建立车架有限元模型如图2(a)所示,由于车架结构均为1.5—6.5mm的圆管和薄板组成,且板厚 $h < a/10$ ,其中 $a$ 为板或管的最小主尺寸,所以选用壳单元,用于车体动特性分析是适合的。对于各圆管和薄板及圆管与薄板的连接,要考虑消除自由边的问题,可以用关联的方法使它们在边界处相互协调。采用四边形壳单元划分车架,网格划分完后的节点数和单元数分别为17465和117487。再把发动机简化为一个质点,通过多点约束MPC将发动机与车架连接起来,建立车体有限元模型如图2(b)所示。



(a)车架有限元模型 (b)车体有限元模型  
图2 有限元模型  
Fig.2 FEA model

## 2 模态结果及结果分析

模态分析是研究结构动态特性的有效手段,可以获得结构的固有频率和振型。目前有两种方法:有限元法和试验模态分析技术,有限元法可快速获得结构的模态参数,对结构进行

变参数设计, 缩短设计周期; 而试验模态分析技术可以验证有限元结果, 同时也可以获得只有通过实验才能获得的结构阻尼和刚度等参数。通常实验模态分析与有限元分析是相互结合使用的。首先, 通过有限元法, 获得结构的固有频率和振型, 再通过试验模态分析技术验证有限元模型的有效性, 从而通过在有限元模型上改进结构, 获得理想的结构动态特性。

表 1 车架自由模态频率  
Tab.1 Free mode frequency of frame

阶次	1	2	3	4	5	6
实验值/Hz	108.500	144.956	167.138	168.559	235.733	249.989
FEA 值/Hz	113.670	149.850	164.010	166.480	232.000	245.240
误差	-5.170	-4.894	3.128	2.079	3.733	4.749
相对误差	-4.765%	-3.376%	1.907%	1.233%	1.583%	1.900%

注: 相对误差计算: 相对误差=(实验值-FEA 值)/实验值

## 2.1 模态结果

由振动理论可知, 结构的振动可以表达为各阶固有振型的线性组合, 对 ATV 来说, 由于发动机激励频率较低, 因此决定所感兴趣的模态也是低阶, 所以只计算车体的前 6 阶模态。为了得到准确的车体有限元模型, 先应验证车架有限元模型的准确性, 再在车架模型的基础上建立车体有限元模型。通过对 ATV150 车架的有限元计算, 获得了车架的模态参数。通过对比所得计算模态参数与采用 LMS 模态测试系统, 如图 3 所示, 的实测值, 发现误差均在 5% 以内, 如表 1, 二者振型也吻合较好, 振型如表 3 所示, 说明所建立的车架有限元模型是有效的。再通过将发动机简化为一质点, 应用 MPC 连接于车架, 得到车体有限元模型; 通过对比有限元值与模态试验值, 如表 3, 除第二阶外, 误差较小。而且二者振型也吻合较好, 振型如表 4, 验证了车体模型的有效性。为了能更直观的观察振型, 现列前两阶车架及车体试验振型如图 4 所示。

表 2 车架自由模态振型  
Tab.2 Free mode shape of frame

	频率/Hz	振型描述
一阶频率	108.500	整车大幅扭摆
二阶频率	144.956	整车大幅前后弯曲
三阶频率	167.138	整车上下弯曲, 尾部弯曲幅度较大
四阶频率	168.559	整车上部左后端左右大幅度弯曲
五阶频率	235.733	整车尾部上下摆动
六阶频率	249.989	整车中部和尾部上侧扭摆

表 3 车体自由模态频率

Tab.3 Free mode frequency of body

阶次	1	2	3	4	5	6
实验值/Hz	39.111	58.521	95.928	115.922	180.182	233.800
FEA 值/Hz	38.111	78.769	87.833	115.830	166.720	204.72
误差	1.000	-20.248	8.095	0.092	13.462	29.080
相对误差	2.557%	-34.600%	8.439%	0.079%	7.471%	12.438%

表 4 车体自由模态振型描述

Tab.4 Free mode shape of body

	频率/Hz	振型描述
一阶频率	39.111	整车左右平动伴有小幅扭摆
二阶频率	58.521	整车大幅前后弯曲
三阶频率	95.928	上下弯曲
四阶频率	115.922	左右扭摆
五阶频率	180.182	尾部左右扭摆
六阶频率	233.800	尾部弯曲

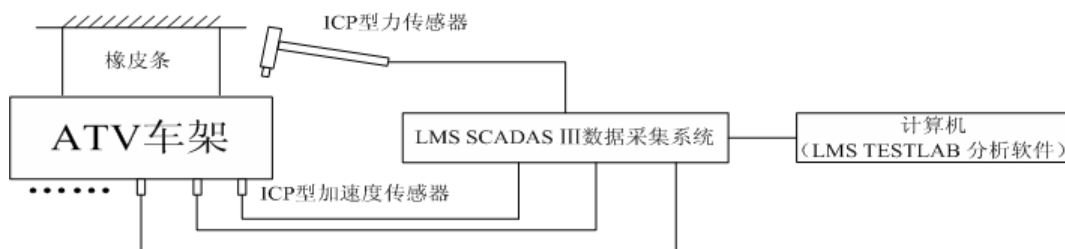


图 3 模态试验测试系统简图

Fig.3 Diagram of instrumentation system for modal test

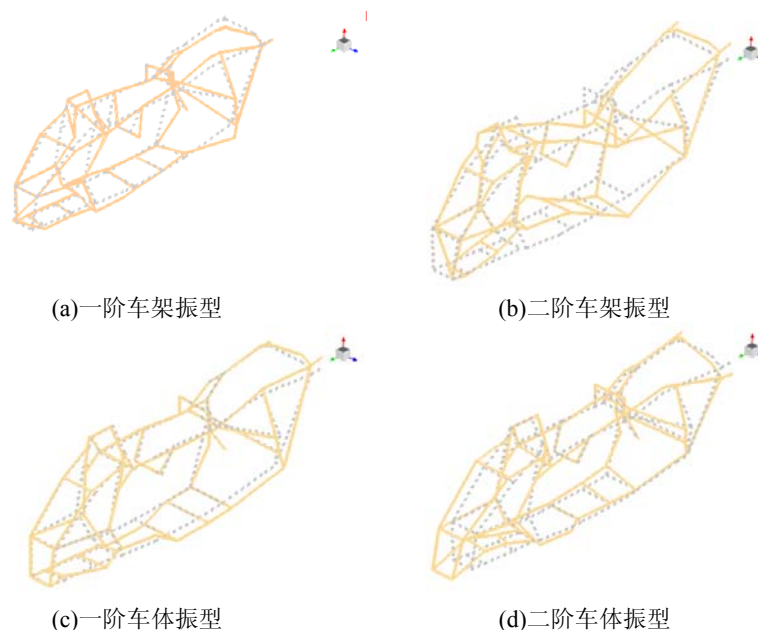


图 4 实验振型  
Fig.4 Experimental mode shap

## 2.2 模态结果分析

由于 ATV 的振源为路面与发动机的激励，所以应从发动机与路面激励传递路径和激励与车体匹配着手。又由于该车在原地运转时，也有剧烈振动的感觉，故可以不考虑路面的激励，只对发动机激励进行考虑。在进行模态分析时，我们可以看出该车架在加上发动机以后，直接导致频率急剧下降，这容易引起发动机激励与车体的共振，对整车是极其不利的。考虑到该车在 50km/h 时发动机转速为 5500r/min，对应频率为  $f=5500/60=91.667\text{Hz}$ ，按 1/2 阶次计算为 45.834 Hz 与车体的第一阶频率接近。于是可以得出发动机引起整车的共振，确实是该车振动剧烈的原因。

## 3 结构改进方案

既然找到了该车剧烈振动的原因是由于发动机激励引起的共振，那么就应该从避免共振出发来降低整车的振动。要避免结构共振可以从激励和结构的固有频率出发，只要使两者的频率隔开即可。考虑到经济、简单、实用的原则，只对车架及车架与发动机的连接进行改进。

### 3.1 对车架的改进

对车架的改进主要是尝试能否在车架薄弱环节增加结构，提高车体的固有频率，避开发动机激励频率引起的共振。基于上述观点进行了以下几种改进，如图 5，发现改进对提高整车的固有频率几乎没有作用，振型也没有得到改善。于是，可以得出通过对车架的改进来降低整车的剧烈振动，基本上是没有作用的，这和我们以往尝试的改进方案没有明显效果的结论，是一至的。

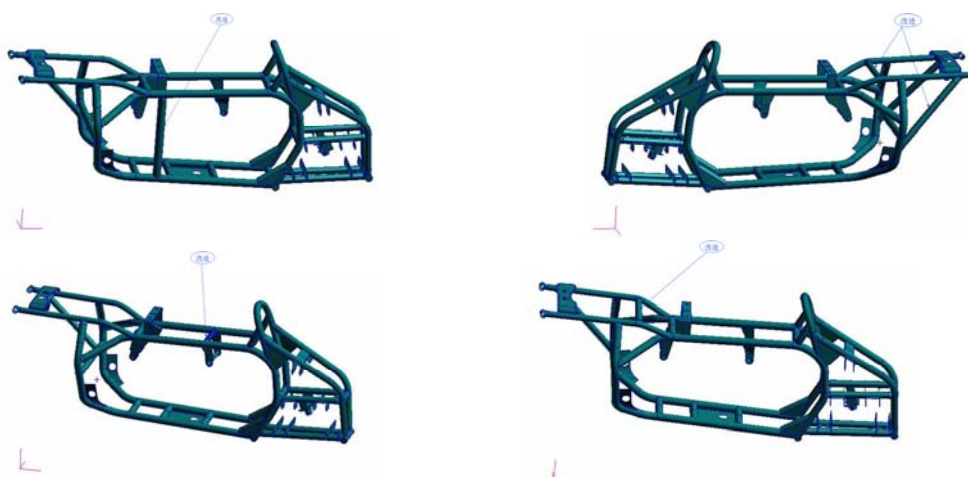


图 5 车架改进方案  
Fig.5 Improved projects of ATV's frame

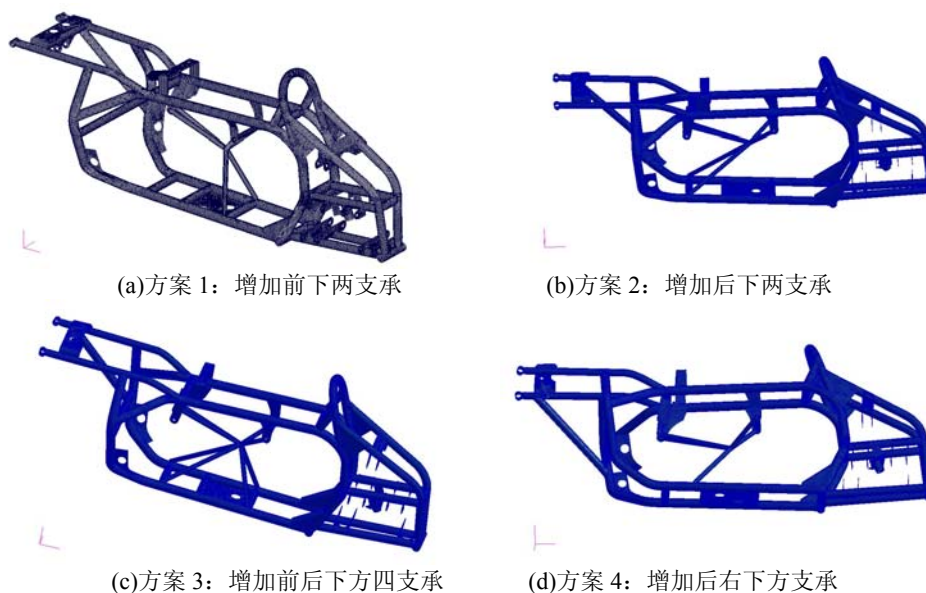


图 6 车架与发动机连接改进方案  
Fig.6 Improved projects of links between frame and engine

### 3.2 对车架与发动机连接的改进

对于车架与发动机连接的改进,主要从增加发动机与车架的悬挂点数,提高车体的刚度,从而提高车体的固有频率,使其避开发动机激励频率出发。考虑到原悬挂是采用两点上吊的悬挂方式,只与上部结构相连,未与下部结构连接,对提高车体的整体刚度效果不理想,同时参考其它 ATV 发动机悬挂方式,提出几种改进方案如图 6 所示。

分析结果表明:通过在底部增加车架与发动机的连接可明显提高整车的固有频率如表 5,这就避开了发动机的  $1/2$  阶次频率  $45.834 \text{ Hz}$ ,解决了发动机激励产生整车共振的问题,可有效地减低整车剧烈振动。考虑到车架与发动机结构实际情况,优先选用方案 4。

表 5 车架与发动机连接改进方案的频率

Tab.5 Frequency of improved links between frame and engine

方案	阶次	1	2	3	4	5	6
1	FEA 值/Hz	71.842	92.183	131.820	157.610	172.370	203.140
2		73.335	87.966	115.660	171.380	182.770	216.760
3		83.866	132.520	156.400	176.060	190.310	221.800
4		59.659	90.176	117.870	139.830	178.630	218.430

## 4 结论

通过对该车车体的动特性分析,找到了该车剧烈振动的原因是由于发动机的激励与整车的第一阶固有频率接近而引起整车的共振。利用增加发动机与车架的连接点的方法可以明显地提高整车的固有频率,避免发动机引起的整车共振。最终,该车在 50km/h 时剧烈振动的问题得以解决,从而提高了该车的乘坐舒适性和市场竞争力。

### 参考文献:

- [1] 姚淑梅.沙滩摩托车车架的有限元分析及减振方法研究[D]:[学位论文]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 2005.01
- [2] 张先刚,朱平,韩旭.摩托车车架的动态特性分析及减振优化研究.中国机械工程,2005, (12):1114-1117.
- [3] 王良,王健.沙滩摩托车车架的有限元模态分析.山东理工大学学报(自然科学版),2004,(12):46-50.