

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2025.04.037

# 某三轮摩托车低转速振动分析及改进

权春锋

(陕西国防工业职业技术学院, 陕西 西安 710302)

**摘 要:**某成熟三轮摩托车车体平台在搭载新的动力平台后,因低转速振动过大会影响用户的舒适度。通过振动测试与车体平台模态分析,结合新动力平台不平衡激励方向的变化找到车体低转速下扭转振动的主要原因。基于激励力作用方式,调整发动机悬置方式,使激励中不包含模态敏感型敏感的转矩激励,使低转速振动幅值下降约 90%,在保障车体平台通用(不调整)的条件下满足振动控制要求。

**关键词:**三轮摩托车;振动控制;悬置;模态分析

**中图分类号:**TH122      **文献标志码:**B      **文章编号:**1671-5276(2025)04-0200-04

## Low-speed Vibration Analysis and Improvement of Three-wheeled Motorcycle

QUAN Chunfeng

(Shaanxi Institute of Technology, Xi'an 710302, China)

**Abstract:** A mature three-wheeled motorcycle body platform carrying a new power platform will suffer excessively large low-speed vibration, which may affect user comfort. By vibration test, the modal analysis of the vehicle body platform is conducted, and combined with the change of the unbalanced excitation direction of the new power platform, the main cause for the torsional vibration at low speed of the vehicle body is identified. Based on the action mode of the excitation force, the engine mounting mode is adjusted, excluding the torque excitation in excitation, which reduces vibration amplitude at low speed by about 90%, and meets the vibration control requirements under the condition of ensuring the universality (unadjusted) of the vehicle body platform.

**Keywords:** three-wheeled motorcycle; vibration control; mounting; modal analysis

### 0 引言

三轮摩托车作为一种高性价比生产力工具,在国内和出口市场一直广受欢迎。随着经济发展和社会进步,用户从单纯的功能要求也逐渐升级为对功能性和舒适性的双重要求。由于三轮车发动机工作转速较高、负荷排量比较大,所以其振动较大。在相同条件下减小振动,提升舒适性已成为三轮车市场竞争的一个重要方面。

相比于汽车振动控制,摩托车振动目前还未形成统一的测试评价标准,各企业均按照自己的测试标准和主观骑行评价来进行把控<sup>[1~3]</sup>。摩托车振动控制一般采用振动测试、车体动态特性(模态)分析及优化、激励源大小控制等方法,而针对激励源作用点和激励方向的优化则较少<sup>[4~9]</sup>。

文中产品是采用同一车体平台搭载不同动力形成产品序列,其中首款产品市场反馈其振动优秀,成为核心竞争力之一;但搭载新动力平台后,

样车低速振动较大,严重影响产品的舒适性。通过振动测试和车体模态分析,发现发动机不平衡激励方向变化锁定 26 Hz 扭转模态是低转速振动大的主要原因。为了控制成本并保持车体平台的通用性,基于激励力作用方式,只调整发动机悬置方式来消除共振,并结合悬置刚度的优化使整车振动主观评价达到 7.5 分以上,与首款产品振动水平同样优秀。

### 1 样车初始状态及振动摸底测试

初始样车从怠速开始出现非常明显的振动,且伴随振动产生了异常明显的噪声,并随着转速上升振动明显降低。这种振动表现不能满足基本的舒适度要求。因该平台首款产品已上市且振动舒适性一般,所以计划从振动表现入手,通过振动测试和数据分析,并结合该产品所搭载的新动力平台与原动力平台差异两个方面来进行振动原因分析。

**基金项目:**2023 年度陕西高等职业教育教学改革研究项目(23GG009);2020 年度陕西国防工业职业技术学院思政科研项目(ZY20B02)

**作者简介:**权春锋(1986—),男,陕西西安人,副教授,硕士,研究方向为车辆机械传动故障诊断分析, Chunfeng0505@126.com。

## 1.1 振动测试

分别测试手把、脚踏、坐垫等位置在  $x$  轴、 $y$  轴、 $z$  轴 3 个方向的振动加速度,测试工况为空挡发动机转速由怠速(1 600 r/min)匀加速至设计最高转速(6 500 r/min)。测点布置及方向如图 1 所示。

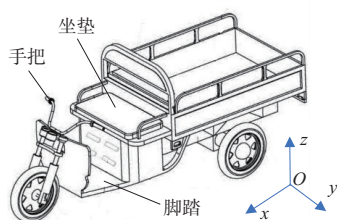


图 1 振动摸底测试测点图

## 1.2 振动测试数据分析

对 3 个测点在各方向振动加速度采集后,计算随转速变化的有效值曲线。各个测点中手把的振动特征最为显著,所以以手把部位  $y$  轴方向振动加速度曲线和振动最明显的怠速工况振动频谱进行说明,分别如图 2 和图 3 所示。

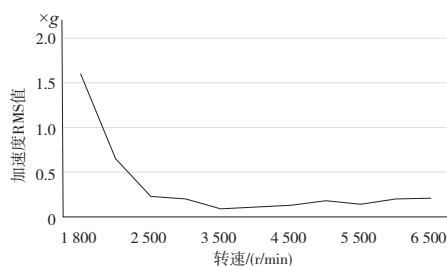


图 2 手把  $y$  轴方向振动加速度曲线

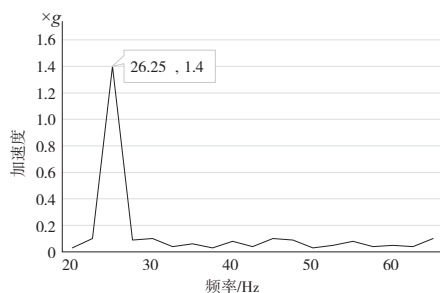


图 3 手把  $y$  轴方向怠速加速度频谱分布

从图 2 可以看出:振动在怠速下是最大的,并随着转速上升而逐步降低,达到 3 500 r/min 后又随转速缓慢上升,由此说明在怠速或者低于怠速的工况下,发生了共振导致振动异常放大,随着转速上升远离了共振转速,振动回归正常。从图 3

的频谱分布可以看出,怠速工况下振动主要频率成分约为 26 Hz,与怠速转速 1 500 r/min 对应的 1 阶频率 25 Hz 非常接近。初步判断该样车低转速振动大的原因是在 26 Hz 左右由发动机不平衡激励产生的共振。

## 2 问题分析及对策方案制定

对共振问题的分析思路一般包含了频率、振型、激励源 3 个方面<sup>[10-11]</sup>。通过振动测试发现 26 Hz 附近为可能的共振频率,再通过车体系统模态频率和激励频率相互佐证就可以锁定原因。

### 2.1 车体模态分析

车体系统模态频率和振型的获取一般有试验和仿真两种手段。试验模态可同时获取频率、振型、阻尼等信息,更贴近实际振动特性表现,但是操作周期长,成本高,而且容易丢掉部分可能重要的模态<sup>[12]</sup>。因本项目具有完整的 3D 数据,所以采用仿真的方法获取。车厢、发动机、车轮都通过较为柔性(刚度远低于车架系统)的方式与车体连接,所以采用自由模态进行分析,假设车架系统为无阻尼系统<sup>[13-16]</sup>。模态分析结果如表 1 所示,其中 26 Hz 附近振型如图 4 所示。

表 1 车体模态分析结果

| 阶数    | 1    | 2     | 3     | 4     | 5     | 6     |
|-------|------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 频率/Hz | 26.1 | 41.3  | 43.3  | 53.3  | 78.5  | 81.6  |
| 阶数    | 7    | 8     | 9     | 10    | 11    | 12    |
| 频率/Hz | 98.9 | 103.9 | 108.4 | 133.1 | 144.8 | 150.0 |

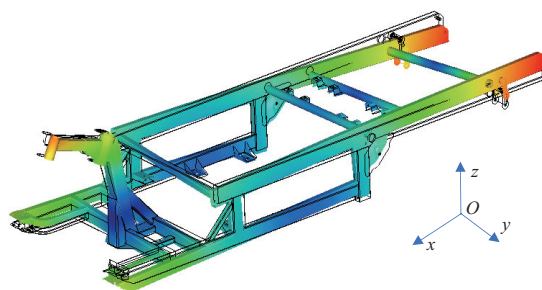


图 4 26.1 Hz 扭转模态阵型图

与测试的振动频率 26 Hz 频率吻合的是绕  $x$  轴扭转的振型。

### 2.2 不平衡激励力分析

样车搭载的发动机为单缸过量平衡发动机,其曲轴绕  $x$  轴旋转,不平衡激励主要为 1 阶和 2

阶不平衡力且处于  $yz$  平面内,不存在绕  $x$  轴的不平衡转矩激励。上款车型搭载的发动机与新发动机平台最核心的差异是曲轴旋转轴不同,上款车型发动机曲轴绕  $y$  轴旋转,不平衡激励力处于  $xz$  平面内。考虑两个极限方向,样车沿  $z$  轴不平衡激励与上款车型相同,可排除不是引起该扭转模态共振的原因。与上款车型不同的是沿  $y$  轴的不平衡激励成为可能引起扭转共振的激励力。

为进一步分析沿着  $y$  轴的激励力为什么会引起扭转振动,而沿着  $x$  轴的激励力没有引起该扭转共振,需要考察发动机与车架之间的安装和力传递关系。本款车型采用如图 5 所示的悬置结构。

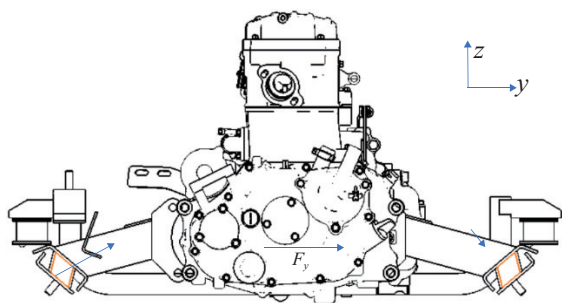


图 5 样车悬置结构

发动机与车体之间通过悬置连接,样车采用了斜置悬置,悬置与  $y$  轴和  $z$  轴之间形成夹角。当发动机激励沿  $x$  轴和  $z$  轴时,悬置左右两端受力完全相同,不会产生力偶引起车体的扭转振动。当不平衡激励沿  $y$  轴时,悬置左右两端作用于车体上的力方向和大小不同,其中沿  $z$  轴形成的分量方向相反形成力偶,这个力偶会引起车架扭转振动,当发动机处于怠速工况,1 阶频率接近模态频率 26 Hz 时就引发扭转共振。上款车型不平衡激励处于  $xz$  面内,所以不会发生扭转共振,样车不平衡激励处于  $yz$  面内,不平衡激励沿  $y$  轴分量是扭转共振的激励力。

### 2.3 改进的对策

通过以上测试分析,解决低转速振动舒适性必须消除 26 Hz 附近的扭转共振。消除共振的一般方法有:1) 改变模态分布使模态频率远离激励频率;2) 使用缓冲材料大幅度减小激励源传递至结构的能量;3) 消除激励源或者让激励源作用于模态振型的节点处<sup>[17]</sup>。

本文中车体平台为通用平台且已上市,其生产工艺已固化,如进行改进周期长且成本高。发动机与车体平台之间通过悬置连接,悬置已经是

柔性连接,考虑到悬置的可靠耐久性和发动机运行时的稳定性无法使用刚度较低的缓冲材料。所以首先从消除激励源的角度进行方案制定。

发动机不平衡激励本身没有不平衡力矩输出,产生转矩激励是由沿  $y$  轴不平衡激励力通过斜置悬置传递到车体上使左右两边产生绕  $x$  轴的转矩。将斜置悬置调整为水平方向,则沿  $y$  轴方向的激励力在悬置左右两边传递的力方向相同,从而不产生力矩激励。调整前后的悬置结构如图 6 所示。

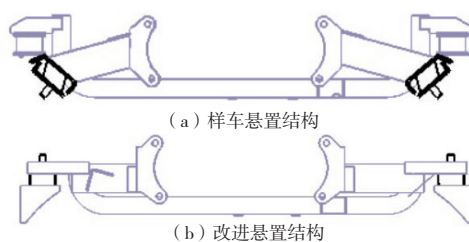


图 6 悬置结构调整

调整悬置结构后对悬置的点位和刚度重新进行优化设计并确定规格制作样车。

### 3 测试及效果评价

对新悬置方案样车、同平台在售车型按照图 1 的方式布置传感器并重新进行振动测试。同样展示手把  $y$  方向加速度有效值如图 7 所示。

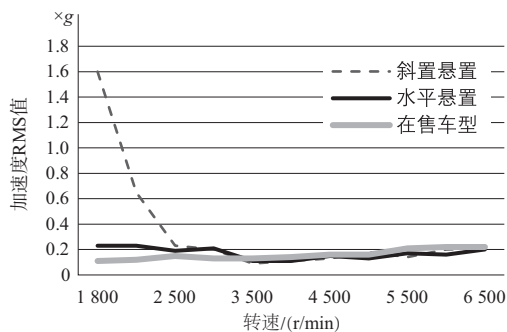


图 7 悬置方式调整前后手把  $y$  轴方向振动加速度

悬置调整后,怠速至 2 500 r/min 振动加速度降低超过 90%。全转速范围内水平悬置方案样车与同平台在售车型振动几乎相当,在同类产品中振动表现优秀。直观上水平悬置方案样车怠速振动“正常”,明显小于斜置悬置方案样车,因振动产生的噪声也消失了。低转速振动舒适性大幅提升,改进方案效果显著且达到了同平台在售车型振动水平。

对新悬置方案样车展开振动骑行主观评价,

由专业测评人员进行。具体评价结果(6分以上为可接受或及格水平,7分以上为较优秀水平,8分以上为优秀或未明显注意到振动的水平),具体如表2所示。

表2 新悬置方案样车振动评价表

| 序号 | 评价项目 | 评价内容 | 评分  |
|----|------|------|-----|
| 1  | 手把   | 一般转速 | 7.5 |
|    |      | 中高转速 | 7.5 |
| 2  | 主坐垫  | 一般转速 | 8.0 |
|    |      | 中高转速 | 7.5 |
| 3  | 脚踏   | 一般转速 | 8.0 |
|    |      | 中高转速 | 8.0 |

从测试结果、样车直观感受、样车专业骑行评价均表明:通过悬置方案的调整可有效解决原样车低转速振动大的问题,且保障了车体平台通用性,该方案简单易行且不增加成本。新方案样车振动水平达到同平台在售产品的优异表现。

#### 4 结语

通过振动测试、模态分析、样车差异对标的方式锁定了低转速振动大的原因是怠速附近的扭转共振。在车体平台通用、简单易行、成本可控等工程要求下,选择以消除绕 $x$ 轴转矩激励为目的调整发动机悬置方式(主要是方向)改进方案。实际结果表明调整后怠速扭转共振消失,整车低转速振动大幅改善,达到了目标要求。

从具体推进过程中可以看出:除去发动机本身的不平衡激励源输出和车体系统模态特性分布外,两个子系统之间的连接方式也决定了激励作用于系统产生的响应,如本文中由于悬置角度问题产生了绕 $x$ 轴的扭转激励。在产品设计开发时,对子系统特性的分析外还必须充分重视子系统之间的连接系统,同时搭建子系统到大系统的系统级仿真能力有助于在设计前期规避问题,提高效率 and 成功率。

本文只针对了系统存在共振的振动问题,如消除共振后振动舒适性仍不能满足要求,可采用工作变形分析、响应分析的方法来寻找降低受

迫振动的幅值以提升振动舒适性。

#### 参考文献:

- [1] 李加庆,张佳磊,李晓芳. 摩托车振动舒适性研究综述[J]. 小型内燃机与摩托车,2013,42(4):81-84.
- [2] 郑卿. 汽车振动舒适性的测量与评价[J]. 客车技术与研究,2000,22(4):23-26.
- [3] 邹喜红,石晓辉,施全,等. 基于速度与频率加权的摩托车舒适性评价[J]. 中国机械工程,2011,22(11):1362-1365.
- [4] 魏喜明,白清祥,周昌林. 模态分析技术在摩托车振动改进中的应用[J]. 机械工程与自动化.2013(3):208-210.
- [5] 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[J]. 中国机械工程,2005,16(12):1114-1117.
- [6] 雷鹏,黄国鹏,王兵,等. 摩托车车架振动控制与优化设计[J]. 小型内燃机与车辆技术,2023,52(3):51-55.
- [7] 韩林山,周志强,王鑫. 摩托车车架振动特性分析[J]. 汽车实用技术,2018,43(22):95-97.
- [8] 高媛媛,杨绪波. 摩托车振动舒适性的改进[J]. 小型内燃机与车辆技术,2017,46(2):69-72.
- [9] 徐中明,张志飞,周坤,等. 摩托车振动舒适性分析与改进[J]. 中国机械工程,2007,18(24):3009-3013.
- [10] 雷鹏,黄国鹏,王兵,等. 摩托车振动舒适性分析与优化[J]. 噪声与振动控制,2024,44(3):197-201.
- [11] 苏辉,王震武,王毅,等. 摩托车 NVH 特性分析研究(2)[J]. 摩托车技术,2023(5):33-35.
- [12] 童勇. 摩托车振动模式分析与悬架参数优化[D]. 重庆:重庆理工大学,2022.
- [13] 林俊发. 踏板摩托车振动分析与改进[J]. 中国新技术新产,2022(11):87-89.
- [14] 雷鹏,黄国鹏,贾志超,等. 基于振动控制的摩托车车架结构优化[J]. 科技和产业,2021,21(10):314-319.
- [15] 李飞,卢占盈,金鑫,等. 虚拟样机技术在摩托车开发和减振中的研究与应用[J]. 科技资讯,2020,18(14):1-2,4.
- [16] 胡魁. 某摩托车发动机气缸盖振动噪声特征分析与降噪改进设计[D]. 广州:华南理工大学,2020.
- [17] 李金波. 基于虚拟样机的一种摩托车多连杆后悬架优化设计[D]. 重庆:重庆交通大学,2023.

收稿日期:2024-06-13