

位移信号测量轮胎不平衡质量数学模型的建立

杭柏林 王毅 段振亚

(青岛科技大学 自动化与电子工程学院 青岛 266045)

摘要: 本文在分析了测力法轮胎动平衡测量系统不足的基础上,改进了轮胎动平衡测试装置的支承结构、传感器类型及其连接方式,针对改进的轮胎动平衡测试系统,建立了以该系统振幅位移量为输入变量,轮胎不平衡质量为输出变量的多变量数学模型,采用激光非接触测量方法获取了位移信号,最后通过自相关序列信号处理方法在载重轮胎动平衡系统上比较位移传感器和力传感器所采集到的信号时域图,验证了该方法对提高测试系统稳定性、灵敏度有较好地促进作用。

关键词: 轮胎;支撑结构;位移;不平衡质量

中图分类号: TP29 **文献标识码:** A **国家标准学科分类代码:** 510.99

Mechanical model of displacement signal measuring tire unbalanced mass

Hang Bailin Wang Yi Duan Zhenya

(College of Electro mechanical Engineering, Qingdao University of Science and Technology, Qingdao 266045, China)

Abstract: Balance based on the analysis of the dharma wheel load quickened, on the basis of measurement system is insufficient, improve the supporting structure of tire dynamic balance testing device, sensor types and connection mode, the improvement of tire dynamic balance test system, establishes the system amplitude displacement as input variables, tire uneven quality as output variables of multivariable mathematical model, using a laser non-contact measuring method to obtain the displacement signals, finally through the signal processing method of autocorrelation sequence comparison on load tire dynamic balance system displacement sensor and the force sensor signal collected by the time-domain diagram, the method is proven to be to improve stability and sensitivity test system has a better role in promoting.

Keywords: tire; unbalanced mass; displacement signal; supporting structure

1 引言

轮胎动平衡的实质是轮胎质量不均匀分布^[1-3]的程度,轮胎动平衡是衡量轮胎质量好坏的重要指标之一。动平衡测试系统是用于检测轮胎不平衡质量大小和位置的装置。随着汽车行驶速度的提高,人们对汽车轮胎的动平衡性能要求愈发严苛,轮胎动平衡检测已成为轮胎生产环节中的必检项目。检测结果用于标注轮胎静不平衡量的轻点或重点位置,指导轮胎安装。提高测试系统稳定性、灵敏度和测量结果精准度,轮胎生产者能更有效地依据检测结果发现轮胎制造环节中存在的问题,以及时有效的提出解决方案,提高轮胎产品性能是轮胎动平衡测试技术关注的问题。

以往的测量方法,根据 GB/T 18505-2013《汽车轮胎动平衡试验方法》^[4],轮胎的校正面指两侧对称的平行于轮胎中心横断面的供平衡配重用的两个旋转面。轮胎在呈水平

放置时,上旋转面称为上校正面,下旋转面称为下校正面;上、下校正面间的距离称为校正面间距。轮胎动不平衡就是静不平衡和偶不平衡的矢量和,将静不平衡量等效按比例分解到上、下校正面上,静不平衡量在轮胎上平面的等效质量块与偶不平衡量在轮胎旋转时产生离心力的矢量和可等效代替上校正面的不平衡量,称为上不平衡量,产生上不平衡量的根源是轮胎质量分布的不均匀,往往也用上不平衡质量表示此量。同理,静不平衡量在轮胎下校正面的等效质量块与偶不平衡量在轮胎下校正面的等效质量块的合成,就是下不平衡量。

当轮胎水平放置时,将引起轮胎静偶不平衡质量在轮胎中分面产生的离心力分别等效到校正面上,则引起轮胎静不平衡的离心力和引起轮胎偶不平衡的离心力与等效的上、下不平衡量的关系如下式所示。

由离心力和力偶原理有:

$$\vec{F} = mR\omega^2 \quad (1)$$

$$\vec{F}_{cu} = -\vec{F}_{cd} = \vec{F}_c \quad (2)$$

式中： \vec{F} 为离心力，N； \vec{F}_c 为轮胎偶不平衡离心力，N； \vec{F}_{cu} ， \vec{F}_{cd} 为轮胎上下校正面的力偶不平衡离心力，N； R 为不平衡质量校正半径，cm； ω 为轮胎旋转角速度，rad/s； m 为被测轮胎质量，g。

在上校正面上力的合成有：

$$\vec{F}_u = \frac{\vec{F}_c}{2} + \vec{F}_{cu} \quad (3)$$

在下校正面上力的合成有：

$$\vec{F}_l = \frac{\vec{F}_c}{2} + \vec{F}_{cd} \quad (4)$$

式中： \vec{F}_u 为轮胎上校正面合成不平衡离心力，N； \vec{F}_l 为轮胎下校正面合成不平衡离心力，N。

设产生离心力的质量均在上、下校正面的同心圆上，在轮胎以 ω 角速度旋转时，由式(3)和(4)联立，并将式(1)和(2)代入解得：

$$\begin{cases} \vec{m}_u = \vec{m}_s/2 + \vec{m}_c \\ \vec{m}_l = \vec{m}_s/2 - \vec{m}_c \end{cases} \quad (5)$$

式中： m_l 为轮胎下校正面不平衡质量，g； m_u 为轮胎上校正面不平衡质量，g； m_s 为静不平衡质量，g； m_c 为偶不平衡质量，g。

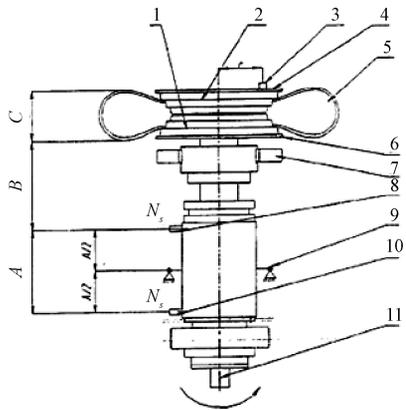
在轮胎动不平衡校正过程中需要对轮胎不平衡进行补偿，优先采用配重法校正动平衡，根据车轮结构特点，配重铅块卡钩在轮辋外边缘或粘贴在轮辋外表面，根据安装形式的不同，配重铅块又分为外挂式铅块和粘贴式铅块。外挂式配重铅块依靠挂钩卡在轮辋边缘，结实耐用，适用于绝大部分车型，在外挂式配重铅块中，开口较大的适用于铝合金轮辋，开口较小的适用于钢质轮辋，粘贴式配重铅块在轮辋内侧粘贴，不破坏轮辋的整体美观，适用于改装轮辋。

2 测力法轮胎动平衡测试系统的不足

以往的轮胎动平衡测试系统^[5]是硬支撑结构如图 1 所示，在忽略系统惯性力基础上，采用测量主轴系统支反力的方法计算轮胎校正平面上的等效不平衡质量。该方法有以下四点不足。

1) 轮胎不平衡质量与支反力的关系只与系统几何尺寸有关，这种静力学处理方法简化了测量复杂性，但测量结果与真实值之间存在较大误差，且不能进行有效的分离轮胎静偶不平衡质量^[6]。

2) 在测力型轮胎动平衡测试系统中，主轴系统的振动特性与传感器的连接方式有关^[7]，根据分析可知，主轴系统的第一阶振动方向和传感器采集支反力的方向正交，第二阶振动方向才与传感器采集支反力方向平行，因此在轮胎惯性离心力作用下，主轴系统更容易在传感器正交方向产生振动，则传感器受到的横向力对轴向力测量有较大干扰作用。



注：1-下轮辋；2-上轮辋；3-砝码；4-上校正面；5-轮胎；6-下校正面；7-上轮辋卡紧机构；8、10-力传感器；9-主轴支撑；11-编码器。

图 1 测力式轮胎动平衡测试系统主要结构

3) 轮胎动平衡的最大测试频率仅占共振频率的 0.081 倍^[8]，也就是说当轮胎不平衡质量较小时，其高速旋转产生的惯性离心力引起的系统振动幅值不大，传感器检测到的支反力信号很微弱甚至检测不到，即测试系统的灵敏度不高，最终将降低测量结果的精准度。

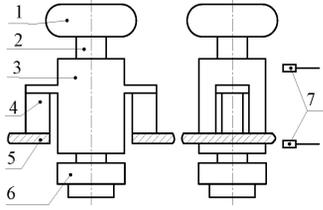
4) 在工程中采用压轴力平衡杆和压轴力平衡杆消除主轴系统重力和皮带压轴力作用^[9]，当吊杆和压轴力平衡杆尺寸参数设计不合理时，会降低轮胎不平衡力的传递，且增加零部件也引入了新的制造和安装误差，进而影响测量结果准确度，而完全按照测试条件匹配吊杆和压轴力平衡杆又浪费了大量时间与精力，且增加了吊杆和压轴力平衡杆加工制造和安装成本。

为克服以上测力型轮胎动平衡测试系统中存在的不足，首先改进了轮胎动平衡测试系统的支撑结构、传感器类型及其安装方式，并建立了测量点位移信号数学模型。为新型动平衡测试系统的研究奠定理论基础。

3 测试系统的改进

同原有测力型轮胎动平衡测试系统相比较，测位移式轮胎动平衡测试系统的结构的主要不同表现在支撑结构及传感器类型及其连接方式上，其结构简图如图 2 所示。新型测试系统的支撑结构主要由两个平行弹簧板构成，弹簧板连接壳体和基座，支撑结构有两组，分别对称分布在主轴系统的两侧。传感器不和主轴系统直接接触，仅用于检测由轮胎不平衡引起主轴系统发生振动时测量点的位移信号，不起固定主轴系统的作用。传感器位移信号采集方向和支撑结构中簧板的长宽面垂直。被测轮胎安装在主轴系统上方，当主轴带动轮胎旋转时，轮胎不平衡产生的惯性力引起整个主轴系统的振动。根据刚体振动理论，测试系统中主轴系统的振动主要具有两个自由度，一是系统质心的平动，二是绕质心的摆动。由于簧板结构的动力学特性，在该结构系统中，主轴系统的振动主要表现在沿簧板厚度方

向产生平动和弯曲变形。



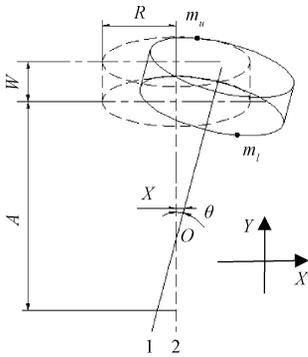
注:1-轮胎;2-主轴;3-壳体;4-支承结构;5-基座;6-皮带轮;7-位移传感器

图2 测位移式轮胎动平衡测试系统结构

4 系统分析与模型建立

图2是采用两面弹性硬支撑结构,可始终保持系统平衡状态,克服了主轴系统重力的影响,驱动旋转力方向与系统不平衡质量产生振动力方向正交;采用非接触测距方式,系统无附加外力干扰,使系统的固有振动频率稳定,利于信号的提取与滤波。

图3是由图2简化的振动系统原理图,由于转子存在不平衡质量,在旋转时会产生离心力,该力的方向会沿360°变化,系统将会产生振动。在设计弹性硬支撑时,在水平面X方向阻尼很小,在水平面Y方向阻尼很大,使得Y方向的阻尼远大于X方向的阻尼,可以认为在Y方向产生的位移趋于零,利于系统定位,在X方向产生的位移较大,利于测量。



注:1-摆动位置;2-初始位置

图3 振动分析

这是一个振动系统,诱因是因系统中存在不平衡质量 m_l 、 m_u ,建立不平衡质量 m_l 、 m_u 与振幅位移 x 、系统摆动角 θ 的数学模型。设测试系统的质心是 O ,忽略系统阻尼影响,依据虎克定律、力平衡、力矩平衡建立系统动力学方程:

$$Mx'' + 4K_x x = m_l R \omega^2 \cos(\omega t + \alpha) + m_u R \omega^2 \cos(\omega t + \beta) \quad (6)$$

$$J\theta'' + 4K_\theta \theta = m_l R \omega^2 A \cos(\omega t + \alpha) + m_u R \omega^2 (A + W) \cos(\omega t + \beta) \quad (7)$$

式中: M 为系统质量, g ; J 为系统绕质心 O 的摆动惯量,

$\text{kg} \cdot \text{m}^2$; K_x 为单弹簧板平动刚度, N/m ; K_θ 为单弹簧板摆动刚度, N/m ; x 为振幅位移, cm ; θ 为系统摆动角, $^\circ$; α 为轮胎下校正平面不平衡质量初相位, $(^\circ)$; β 为轮胎下校正平面不平衡质量初相位, $(^\circ)$; A 为轮胎下校正平面到质心 O 的距离, cm ; W 为轮胎两校正平面的间距, cm 。

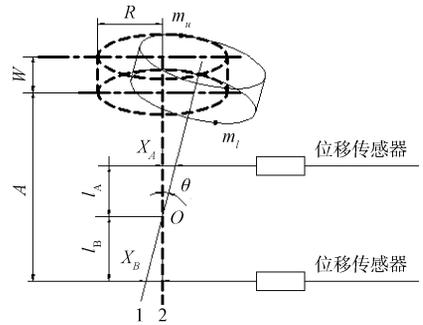
支承结构采用弹性硬支承,轮胎上下校正平面不平衡质量与系统平动位移和摆动角成线性关系,利用叠加原理可解得:

$$\begin{cases} m_u = \frac{(4K_\theta - J\omega^2)\theta - A(4K_x - M\omega^2)x}{R\omega^2 W \cos(\omega t + \beta)} \\ m_l = \frac{(A + W)(4K_x - M\omega^2)x - (4K_\theta - J\omega^2)\theta}{R\omega^2 W \cos(\omega t + \alpha)} \end{cases} \quad (8)$$

式中,除了 x 和 θ ,其余量都是常量,令 $\frac{4K_\theta - J\omega^2}{WR\omega^2} = f_1$, $\frac{A(4K_x - M\omega^2)}{WR\omega^2} = f_2$, $\frac{(A + W)(4K_x - M\omega^2)}{WR\omega^2} = f_3$,代入式(8)中计算得:

$$\begin{bmatrix} m_u \\ m_l \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-f_2}{\cos(\omega t + \beta)(f_1 f_3 - f_2 f_1)} & \frac{f_1}{\cos(\omega t + \beta)(f_1 f_3 - f_2 f_1)} \\ \frac{f_3}{\cos(\omega t + \alpha)(f_1 f_3 - f_2 f_1)} & \frac{-f_1}{\cos(\omega t + \alpha)(f_1 f_3 - f_2 f_1)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ \theta \end{bmatrix} \quad (9)$$

在测试系统中,由于振动摆动角 θ 很小,很难精确测得,所以采用位移传感器,引入 X_A 、 X_B ,间接测出 θ 。依据图3按力学关系和工程位移测量得到图4,用数学表达为:



注:1-摆动位置;2-初始位置

图4 测位移式轮胎动平衡测试系统几何关系

$$\tan\theta = X_A / l_A \quad (10)$$

$$x = X_B \quad (11)$$

式中: l_A 为上位移传感器至质心 O 的距离, cm ; l_B 为下位移传感器至质心 O 的距离, cm 。

由数学原理可知,当 $\theta < 1/8$ 时,有 $\tan\theta \approx \theta$,即当 $8X_A < l_A$ 时有:

$$\theta \approx \frac{X_A}{l_A} \quad (12)$$

则将式(11)和(12)分别代入式(9)中将测 x 、 θ 变为测位移 X_A 、 X_B 进而得到:

$$\begin{bmatrix} m_u \\ m_l \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\mathbf{T}}{\cos(\omega t + \beta)} & 0 \\ 0 & \frac{\mathbf{T}}{\cos(\omega t + \alpha)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_A \\ X_B \end{bmatrix} \quad (13)$$

式中: $\{\mathbf{T}\}$ 为系统系数矩阵, 当被测轮胎型号和系统结构不变时, 该矩阵值是一个定值, 其数学表达式是:

$$\mathbf{T} = \frac{1}{l_A} \begin{bmatrix} f_1 & f_1 \\ f_2 & f_3 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} -l_A & l_A \\ 1 & -1 \end{bmatrix}$$

5 实例验证

采用自相关序列信号处理方法^[10]在载重轮胎动平衡系统上进行了实验。振幅法测量轮胎动平衡测试原理如图 5 所示。

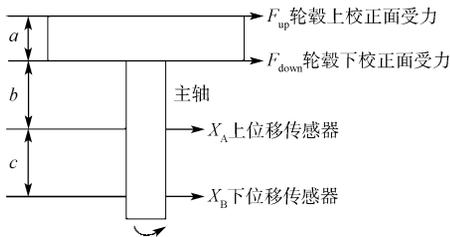


图 5 测试系统原理

测试时, 在上下校正平面上分别添加 25 g、60 g 和 100 g 的不平衡量进行动平衡测试。振动系统主轴转速控制为 400 r/min。试验中不平衡质量产生的振动信号经过位移传感器转化为电压信号, 再按照整周期采样方式对其进行采样, 数据采样频率为 3 800 Hz, 采样时间为 2 s, 点数为 3 960。图 6 为测力法采集到的信号波形, 图 7 为振幅法采集到的信号波形。经过比较该方法对提高轮胎动平衡测试系统的稳定性、灵敏度和测量结果精准度有很好的促进作用。

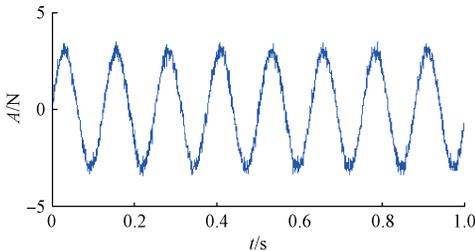


图 6 压力传感器采集的数据时域图

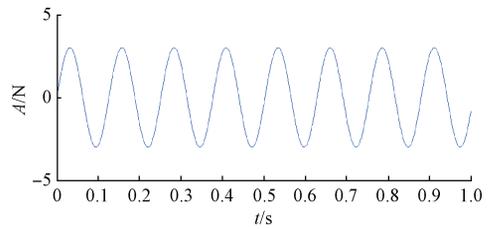


图 7 位移传感器采集的数据时域图

6 结 论

本文首先分析以往轮胎动平衡测试系统存在的缺点, 继而对该系统的支承结构、传感器的安装方式、测量方法等进行了改进。然后针对改进后的测试系统建立了振幅位移信号和轮胎等效不平衡质量间的数学关系模型。对提高轮胎动平衡测试系统的稳定性、灵敏度和测量结果精准度有很好的促进作用。

参考文献

- [1] 戚顺青, 张宝亮, 吕咸岳. 载重子午线轮胎动平衡检测原理及应用[J]. 轮胎工业, 2011, 31(9): 567-570.
- [2] 余萍, 刘凡英, 朱万兵. 轮胎工艺参数对动平衡影响的模拟分析[J]. 轮胎工业, 2013, 33(1): 52-53.
- [3] 王爽, 林传安. 汽车传感器与目标轮磁化及终检综合测试系统[J]. 国外电子测量技术, 2015, 34(12): 8-9.
- [4] 中国石油和化学工业联合会. GB/T 18505-2013, 汽车轮胎动平衡试验方法[S].
- [5] 林晓昱, 李承民. 轮胎动平衡补偿方法研究[J]. 中国橡胶, 2012, 28(16): 38-42.
- [6] 杭柏林, 高国威, 蒋珍, 等. 轮胎动平衡试验机力多变量测量方法与同步逻辑的开发[J]. 石油化工设备, 2011, 40(4): 28-30.
- [7] 伍良生, 洪豪, 马建峰, 等. 轮胎动平衡机测试系统研究[J]. 机械设计与制造, 2014, 2(2): 34-39.
- [8] 韦莉莉. 轮胎动平衡测量原理及方法分析[J]. 中国橡胶, 2009, 25(16): 33-37.
- [9] 王晓秋, 王迎. 新型静偶分离摆架研究[J]. 四川大学学报: 工程科学版, 2011, 43(1): 236-239.
- [10] 钱苏敏, 张云, 常东, 等. 基于小波阈值改进的去噪算法研究[J]. 国外电子测量技术, 2012, 31(5): 49-51.

作者简介

杭柏林, 1959 年出生, 青岛科技大学研究员, 硕士, 主要从事装备控制与机电一体化、智能化、信息化的研究。
E-mail: wy7576476@163.com