

# 轮辋宽度对轮胎不平衡量解算的影响\*

杨静芳<sup>1,2</sup>, 冯显英<sup>2</sup>, 张鹏<sup>2</sup>

(1. 齐鲁工业大学机械与汽车工程学院 济南, 250353)

(2. 山东大学机械工程学院 济南, 250061)

**摘要** 不同规格的轮胎混装在线检测的需要使得多级轮辋应运而生。针对该方式下忽略轮辋宽度影响造成的不同厂家设备检测结果的差异,考虑轮辋宽度的影响,改进完善轮胎动平衡试验机的动力学模型。笔者探讨动平衡试验机的量标定算法,基于最小二乘复影响系数法求解标定系数,推导出不同轮辋层和不同轮辋宽度下不平衡量的等效算法。同时,根据轮胎规格参数设计机械锁紧装置,采用精密伺服控制技术实现了轮辋宽度的在线调节。实验结果和工程应用验证了该算法的可行性、有效性和适用性,也为不同厂家设备检测结果的一致性奠定了基础。

**关键词** 轮胎动平衡;量标定;轮辋宽度;校正面;校正半径

**中图分类号** TH6;TH17

## 引言

轮胎动平衡试验机主要是模拟实际工况,对高速旋转的轮胎实现动平衡质量的在线检测。检测项目包括:上不平衡量、下不平衡量、静不平衡量、偶不平衡量以及各自角度。由于对设备的检测精度、重复性、稳定性以及检测周期均要求较高,而且整个检测过程涵盖了光、机、电、气、液以及信号处理和计算机高级语言等学科内容,颇为复杂。所以,动平衡试验机曾在很长一段时期里一直依赖于进口,直到国内的企业、院校和研究所相继研发的拥有自主知识产权的动平衡试验机问世才打破这一局面<sup>[1-6]</sup>。即便到了今日,众多的轮胎厂家拥有的动平衡试验机数量依旧有限。因此,实际工程中,企业通常采用多级轮辋组合对多个规格的轮胎混装进行动平衡在线检测。由于试重只方便加载在最外层轮辋上,所以量标定过程中忽略多级轮辋的轮辋宽度,实际解算时必须对量标定系数进行在线调整。不同厂家的设备等效处理方法存在差异,加上其余因素的影响,造成了在满足国家标准规定的波动指标和重现性要求的基础上,不同厂家开发的试验机检测结果依旧存在差异<sup>[7]</sup>,用户无从判别孰对孰错的现象。理论上讲,上下不平衡量由于力分解的多样性不同厂家设备检测所得结果可能会不相同,但是静不平

衡量是轮胎的固有属性,无论检测设备的结构,也不管理论算法的差异,都应该趋于一致。

基于上述原因,笔者对轮胎动平衡试验机通用的动力学模型进行了分析,对基于最小二乘的复影响系数标定法进行了探讨。在考虑轮辋宽度影响的基础上,对解算模型进行改进,对不平衡量进行等效计算。同时还通过精密伺服控制实现轮辋宽度的在线调节,最后通过实验对等效算法进行验证。

## 1 轮胎动平衡试验机动力学模型

图1为已经研发成功的轮胎动平衡试验机的现



图1 轮胎动平衡试验机

Fig. 1 Tire dynamic balance machine

\* 国家自然科学基金资助项目(51375266);山东大学研究生自主创新基金专项资助项目(yze12124)  
收稿日期:2014-03-11;修回日期:2014-05-20

场照片。本试验机采用直驱型伺服电机驱动主轴旋转测试,降低了皮带振动信号、预紧力、松紧边拉力对动平衡信号的影响<sup>[8-11]</sup>,从源头上得到更干净、标准的振动信号。图 2 为整个测控系统原理框图。将轮胎、上下轮辋和主轴以及上下传感器一起提取,根据空间力学等效平移原理在忽略轮胎实际结构的基础上,可以得到图 3 所示的“轮胎-轮辋-主轴系”力学模型。

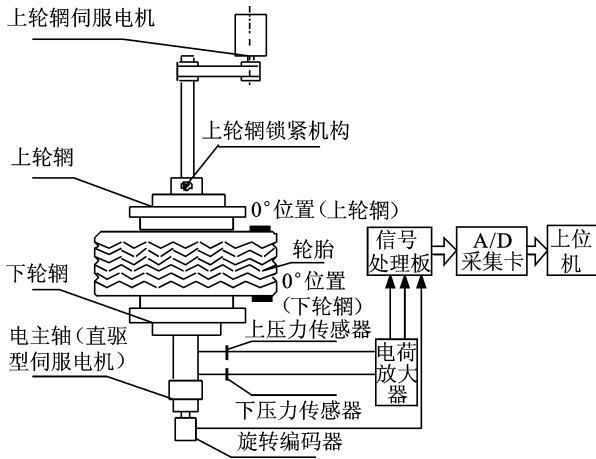


图 2 测控原理框图

Fig. 2 Measurement schematic diagram

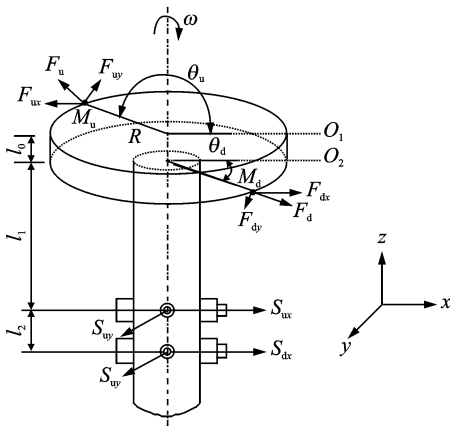


图 3 动力学模型

Fig. 3 Dynamic model

设  $M_u, M_d$  表示图 1, 2, 3 上下平面的不平衡量;  $\theta_u, \theta_d$  为上下平面不平衡量对应的相位角;  $F_u$  为上平面离心力,其  $x$  和  $y$  方向上的分量分别为  $F_{ux}, F_{uy}$ ;  $F_d$  为下平面离心力,其  $x$  和  $y$  方向上的分量为  $F_{dx}, F_{dy}$ ;  $S_u$  为上传感器受力,其  $x$  和  $y$  方向的受力为  $S_{ux}, S_{uy}$ ;  $S_d$  为下传感器受力,其  $x$  和  $y$  方向的受力  $S_{dx}, S_{dy}$ ;  $\omega$  为主轴角速度;  $R$  为校正半径。

以  $O_2$  为原点,在  $x$  方向上由力平衡和力矩平衡

可得

$$\begin{cases} F_{ux} + F_{dx} + S_{ux} + S_{dx} = 0 \\ l_1 S_{ux} + (l_1 + l_2) S_{dx} = l_0 F_{ux} \end{cases} \quad (1)$$

由式(1)有

$$\begin{cases} F_{ux} = \frac{l_1}{l_0} S_{ux} + \frac{l_1 + l_2}{l_0} S_{dx} \\ F_{dx} = -\frac{l_0 + l_1}{l_0} S_{ux} - \frac{l_0 + l_1 + l_2}{l_0} S_{dx} \end{cases} \quad (2)$$

同理,在  $y$  方向上有

$$\begin{cases} F_{uy} = \frac{l_1}{l_0} S_{uy} + \frac{l_1 + l_2}{l_0} S_{dy} \\ F_{dy} = -\frac{l_0 + l_1}{l_0} S_{uy} - \frac{l_0 + l_1 + l_2}{l_0} S_{dy} \end{cases} \quad (3)$$

合成之后可得

$$\begin{cases} F_u = \frac{l_1}{l_0} S_u + \frac{l_1 + l_2}{l_0} S_d \\ F_d = -\frac{l_0 + l_1}{l_0} S_u - \frac{l_0 + l_1 + l_2}{l_0} S_d \end{cases} \quad (4)$$

## 2 轮胎动不平衡量的解算

### 2.1 轮胎动不平衡量的直接解算

据式(4)可知,只要获得传感器受力就能解算出不平衡离心力。根据离心力的计算公式  $f = mr\omega^2$ ,可进一步求出最终的不平衡量。而实际测量过程中,压电式力传感器输出的是电压信号,故需要使此电压信号与它所受到的力对应。通常认为,在一定范围内传感器电压信号与传感器的力信号成线性比例关系,设此比例系数为  $a$ ,称为传感器的特征参数。

如图 2 所示,输出的电压信号需要经过放大、滤波和快速傅里叶变换(FFT),最终提取与主轴转速同频的基波信号<sup>[12-14]</sup>,并表示为

$$\begin{cases} u_u = A_u \cos(\omega t + \varphi_u) \\ u_d = A_d \cos(\omega t + \varphi_d) \end{cases} \quad (5)$$

其中:  $u_u, u_d$  分别为上下传感器输出的电压信号;  $A_u, A_d$  依次表示电压信号的幅值;  $\varphi_u, \varphi_d$  则对应电压信号的角度。

则有以下式子成立

$$\begin{cases} S_u = aA_u \cos(\omega t + \varphi_u) \\ S_d = aA_d \cos(\omega t + \varphi_d) \end{cases} \quad (6)$$

将式(6)带入式(4),同时将式(4)中校正面距离、传感器距离以及校正面和传感器之间的距离等参数称为动平衡机的结构参数,记为  $b_1, b_2, b_3, b_4$ ,则式(7)成立。

$$\begin{cases} F_u = M_u R \omega^2 = \frac{l_1}{l_0} S_u + \frac{l_1 + l_2}{l_0} S_d = \frac{l_1}{l_0} a A_u \cos(\omega t + \varphi_u) + \frac{l_1 + l_2}{l_0} a A_d \cos(\omega t + \varphi_d) = \\ b_1 a A_u \cos(\omega t + \varphi_u) + b_2 a A_d \cos(\omega t + \varphi_d) = a [b_1 A_u \cos(\omega t + \varphi_u) + b_2 A_d \cos(\omega t + \varphi_d)] \\ F_d = M_d R \omega^2 = -\frac{l_0 + l_1}{l_0} S_u - \frac{l_0 + l_1 + l_2}{l_0} S_d = -\frac{l_0 + l_1}{l_0} a A_u \cos(\omega t + \varphi_u) - \frac{l_0 + l_1 + l_2}{l_0} a A_d \cos(\omega t + \varphi_d) = \\ -b_3 a A_u \cos(\omega t + \varphi_u) - b_4 a A_d \cos(\omega t + \varphi_d) = -a [b_3 A_u \cos(\omega t + \varphi_u) - b_4 A_d \cos(\omega t + \varphi_d)] \end{cases} \quad (7)$$

由此可知,假若能够获得确切的  $R$ ,  $\omega$ ,  $a$ ,  $b_1$ ,  $b_2$ ,  $b_3$ ,  $b_4$ ,  $A_u$ ,  $A_d$ ,  $\varphi_u$  和  $\varphi_d$ , 就可以精确地解算出不平衡量  $M_u$ ,  $M_d$  以及  $\theta_u$ ,  $\theta_d$ 。

实际工程中,有的轮辋安装面凸起,有的轮辋安装面凹陷(见图4),这就导致设备的部分结构参数不固定也不稳定。再者,传感器特征参数在一定范围内受传感器非线性或力的关联效应等因素影响<sup>[15-16]</sup>;电压信号的幅值和相位在信号处理过程中需考虑滤波群延迟影响,可能会有幅值偏差以及相位移动。所以,直接解算会引入较大的误差。故本系统采用系统辨识理念,忽略系统的中间环节,将系统看作黑箱,求取输入与输出之间的传递函数即影响系数,以此表征轮胎不平衡量与主轴支撑振动之间的线性耦合关系,从而实现对轮胎动平衡试验机的量标定<sup>[17]</sup>。

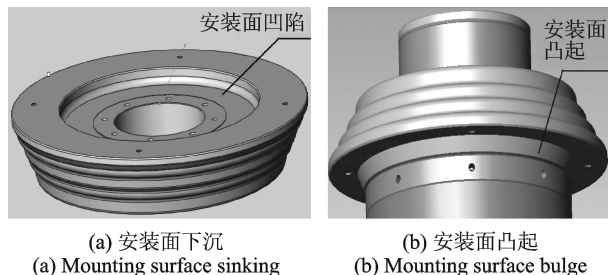


图4 不同型号的轮辋示意图

Fig. 4 Rim structure

## 2.2 基于最小二乘的复影响系数标定法

### 2.2.1 量标定原理

将式(4)变形,式(8)成立,其中的  $K_{11}$ ,  $K_{12}$ ,  $K_{21}$ ,  $K_{22}$  为量标定系数:

$$\begin{cases} M_u = K_{11} U_u + K_{12} U_d \\ M_d = K_{21} U_u + K_{22} U_d \end{cases} \quad (8)$$

分别用复数形式表示,得

$$\begin{aligned} M_u &= M_{ur} + jM_{uy} = (K_{1r} + jK_{1y})(U_{ur} + jU_{uy}) + \\ & (K_{2r} + jK_{2y})(U_{dr} + jU_{dy}) = \\ & K_{1r}U_{ur} + (K_{1r}U_{uy} + K_{1y}U_{ur})j - K_{1y}U_{uy} + \\ & K_{2r}U_{dr} + (K_{2r}U_{dy} + K_{2y}U_{dr})j - K_{2y}U_{dy} \end{aligned} \quad (9)$$

所以

$$\begin{cases} M_{ur} = K_{1r}U_{ur} - K_{1y}U_{uy} + K_{2r}U_{dr} - K_{2y}U_{dy} \\ M_{uy} = K_{1r}U_{uy} + K_{1y}U_{ur} + K_{2r}U_{dy} + K_{2y}U_{dr} \end{cases} \quad (10)$$

同理可得

$$\begin{cases} M_{dr} = K_{3r}U_{ur} - K_{3y}U_{uy} + K_{4r}U_{dr} - K_{4y}U_{dy} \\ M_{dy} = K_{13}U_{uy} + K_{3y}U_{ur} + K_{4r}U_{dy} + K_{4y}U_{dr} \end{cases} \quad (11)$$

故有

$$\begin{bmatrix} M_{ur} \\ M_{uy} \\ M_{dr} \\ M_{dy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{1r} & -K_{1y} & K_{2r} & -K_{2y} \\ K_{1y} & K_{1r} & K_{2y} & K_{2r} \\ K_{3r} & -K_{3y} & K_{4r} & -K_{4y} \\ K_{3y} & K_{3r} & K_{4y} & K_{4r} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_{ur} \\ U_{dr} \\ U_{uy} \\ U_{dy} \end{bmatrix} \quad (12)$$

### 2.2.2 量标定步骤

量标定过程就是确定  $K_{1r}$ ,  $K_{2r}$ ,  $K_{3r}$ ,  $K_{4r}$ ,  $K_{1y}$ ,  $K_{2y}$ ,  $K_{3y}$ ,  $K_{4y}$  参数值的过程。为了获得  $K$  系数值,按照以下步骤进行数据采集:

1) 不加试重,对系统进行测量。

$$\begin{bmatrix} M_{10} \\ M_{20} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_{10} \\ U_{20} \end{bmatrix} \quad (13)$$

2) 在上轮辋的零度位置加已知试重,设试重在上校正面上的不平衡量为  $U$

$$\begin{bmatrix} M_{11} \\ M_{21} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_{10} + U \\ U_{20} \end{bmatrix} \quad (14)$$

3) 在下轮辋的零度位置加已知试重  $U$

$$\begin{bmatrix} M_{12} \\ M_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_{10} \\ U_{20} + U \end{bmatrix} \quad (15)$$

笔者将采集到的数据使用复数最小二乘拟合方法<sup>[18]</sup>作处理求解对应的  $K$  系数,也可根据实际需要采用合适的方法进行  $K$  系数的解算<sup>[19]</sup>。图5是量标定过程中下轮辋零度位置加试重的照片。

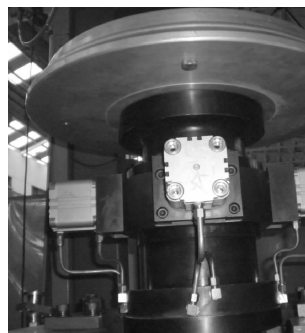


图5 量标定中试重加载过程

Fig. 5 Calibration with the test weight

### 2.2.3 量标定系数校正

量标定系数的准确性直接决定了轮胎不平衡量解算的精度,行业内采用零校正的方式对标定系数进行校核。零校正是量标定的逆运算,用量标定系数  $K$  与传感器输出信号反计算试重的质量和角度。当计算结果和试重实际值之间误差在国家标准<sup>[20]</sup>规定范围内时表示量标定系数准确,否则需要重新标定。本系统对规格为 165/70R13 的半钢轿车轮胎进行零校正的结果。所加试重的实际重量为 49.785 3 g,实际的量标定过程中以 50 g 处理。在上轮辋零度位置加上试重 50 g 之后,校正计算得到在 0.944 4° 处有 50.162 8 g 不平衡量;在下轮辋零度位置加上试重 50 g 之后,计算得到在 1.096 3° 处有 49.521 6 g 的不平衡量。满足国家标准规定的波动误差,量标定系数准确。

## 3 多级轮辋转换算法

### 3.1 轮辋宽度的在线控制

轮胎和轮辋的装配需满足:轮胎和轮辋直径相同,轮胎断面宽度和轮辋宽度基本吻合<sup>[21]</sup>。多级不同直径的轮辋进行组合以满足直径匹配要求;“段差”调整的方式实现对轮辋宽度的在线调节。由于轮辋宽度通常以 12.7 mm(0.5 inch)为基数发生变化,如 114.3(4.5 inch),127(5.0 inch),139.7mm(5.5 inch)等,所以轮辋宽度的调节通常是按 12.7 mm 的整数倍进行。故设计图 6 所示的锁紧芯轴和锁紧块,齿距均为 12.7 mm。下轮辋安装在轴向固定,周向可旋转的主轴上。上轮辋则周向固定,轴向在伺服电机的控制下可准确定位到设定距离,以调节两轮辋间距。之后上下轮辋通过锁紧齿啮合实现

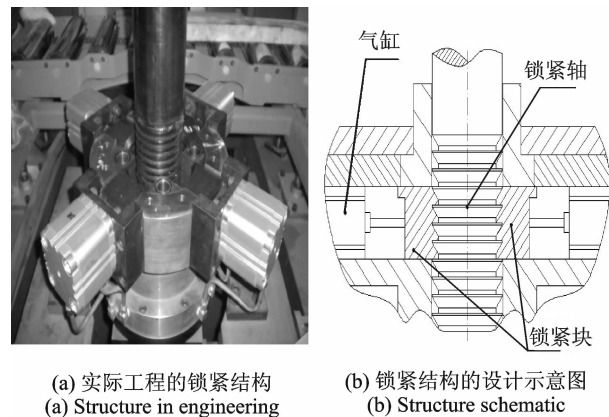


图 6 上下轮辋的锁紧结构  
Fig. 6 Locking structure of the rims

锁定,将轮胎夹持在轮辋上。通常把得到最小轮辋宽度时上轮辋所处位置设为零段差位置,然后每增加一个段差,两轮辋宽度增加 12.7 mm,锁紧齿固定不动,锁紧芯轴往上移动一个齿距。综上,采用多级轮辋组合以及调整段差的方法,实现轮胎的混装在线测试。

### 3.2 不平衡量的等效转换算法

带入标定系数解算得到的是轮胎和系统两者的不平衡量之和,实际测试过程中,需要在此基础上减去系统自身的不平衡量,才能得到轮胎单独的不平衡量,行业内通过偏心补偿操作求解动平衡机本身的偏心量。

由于标定过程中,加载试重的校正面对应的校正半径与轮胎胎圈实际校正面以及胎圈处实际校正半径存在差异,所以量标定系数需要调整或者解算,所得不平衡量需进一步等效。然而,整个量标定过程包括了诸多环节,电压到力的换算系数、不平衡量到力的换算系数、机械结构参数变形系数、滤波操作产生的相移等全部包含在标定系数当中。故对量标定系数转换是非常复杂的,所以笔者对解算得出的不平衡量进行等效。转换示意图如图 7 所示。

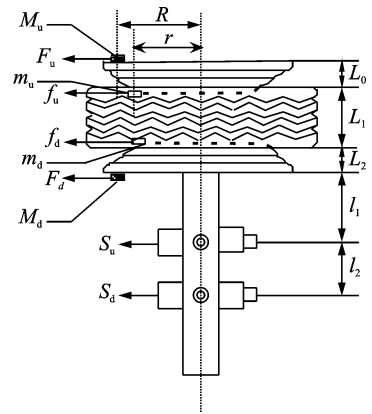


图 7 考虑轮辋宽度的不平衡量等效模型  
Fig. 7 Unbalance calculation equivalent model based on rim width

根据力和力矩的平衡原理得

$$\begin{cases} f_u L_1 - (L_2 + l_1) S_u - (L_2 + l_1 + l_2) S_d = 0 \\ F_u (L_0 + L_1) - F_d L_2 - (L_2 + l_1) S_u - \\ (L_2 + l_1 + l_2) S_d = 0 \end{cases} \quad (16)$$

$$\begin{cases} f_d L_1 + (L_1 + L_2 + l_1) S_u + \\ (L_1 + L_2 + l_1 + l_2) S_d = 0 \\ F_u L_0 - F_d L_2 - (L_1 + L_2 + l_1) S_u - \\ (L_1 + L_2 + l_1 + l_2) S_d = 0 \end{cases} \quad (17)$$

两式分别相减和相加,即有

$$\begin{cases} f_u L_1 = F_u(L_0 + L_1) - F_d L_2 \\ f_d L_1 = F_d(L_1 + L_2) - F_u L_1 \end{cases} \quad (18)$$

根据  $F = MR\omega^2$ , 代入

$$\begin{cases} m_u r \omega^2 L_1 = M_u R \omega^2 (L_0 + L_1) - M_d R \omega^2 L_2 \\ m_d r \omega^2 L_1 = M_d R \omega^2 (L_1 + L_2) - M_u R \omega^2 L_1 \end{cases} \quad (19)$$

所以

$$\begin{cases} m_u = \frac{R}{L_1 r} [M_u(L_0 + L_1) - M_d L_2] \\ m_d = \frac{R}{L_1 r} [M_d(L_1 + L_2) - M_u L_1] \end{cases} \quad (20)$$

其中:  $M_u$  和  $M_d$  为基于量标定系数和系统偏心值解算出来的上、下面不平衡量, 即试重所在校正面上试重所在校正半径圆上的不平衡量;  $m_u$  和  $m_d$  为轮胎胎圈处待求不平衡量;  $F_u$  和  $F_d$  为  $M_u$  和  $M_d$  对应的离心力;  $f_u$  和  $f_d$  为  $m_u$  和  $m_d$  对应的离心力;  $R$  为校正半径;  $r$  为轮胎胎圈处半径;  $L_0$  为上试重中心线到轮胎上胎面的距离;  $L_1$  为上、下轮辋两个轮缘的间距;  $L_2$  为下试重中心线到轮胎下胎面的距离。

## 4 试验结果对比

### 4.1 不同轮辋层的等效计算

将规格为 11.00R20HR168, 标准轮辋宽度为

203.2 mm(8 inch)的轮胎装夹在直径为 508 mm-571.5 mm-622.3 mm(20 inch-22.5 inch-24.5 inch)的三级轮辋上, 在直径 622.3 mm(24.5 inch)的轮辋表面加载试重标定后测试, 测量所得结果为: 上不平衡量 243.635 3 g(225.217 8°), 下不平衡量 113.432 g(67.882 2°), 静不平衡量 144.916 9 g(208.118 2°)。将测量结果等效到不同直径的轮辋层上, 计算所得不平衡量如表 1 所示。通过对比可知: a. 等效前后数据存在显著差异, 实际装配层与标定层距离越远的轮胎, 所得结果差距越大, 而实际装配层上得到的结果才是轮胎胎圈处待求的不平衡量; b. 同样直径的轮辋层下, 使用不同的轮辋宽度测量, 所得结果有差异, 且直径越小的轮辋层所得数据偏差越大; c. 同一直径的轮辋层上, 不同的轮辋宽度下测量, 不平衡量幅值存在差异但基本可以接受, 而角度恒定; d. 不同直径的轮辋层上所得上下面量幅值存在差异, 但是角度基本恒定。

### 4.2 计算与试验对比

将该试验轮胎单独用直径为 508 mm(8 inch)的单级轮辋标定后测试, 取几次测量的平均值, 与等效计算值相比较得到表 2 所示结果。在考虑测量误差的基础上, 说明等效计算和实际测量结果相符, 等效算法合理正确。

表 1 不同轮辋的等效计算不平衡量

Tab. 1 Unbalance equivalent calculation of different rims

轮辋直径/mm	轮辋宽度/mm	上不平衡量		下不平衡量		静不平衡量	
		幅值/g	相位/(°)	幅值/g	相位/(°)	幅值/g	相位/(°)
508	215.9	385.015 6	47.625 7	245.009 0	59.769 6	626.665 1	52.343 5
	203.2	392.875 7	47.725 0	252.837 9	59.545 8	642.442 9	52.349 2
	190.5	401.785 1	47.832 9	261.714 9	59.308 5	660.324 3	52.355 5
571.5	215.9	312.918 3	47.198 7	188.690 3	60.945 9	498.225 2	52.362 3
	203.2	318.071 6	47.288 4	193.815 4	60.727 0	508.578 8	52.369 6
	190.5	323.912 8	47.386 7	199.627 1	60.492 5	520.312 9	52.377 5
622.3	215.9	251.561 4	46.487 7	137.863 5	63.221 1	385.635 3	52.395 6
	203.2	254.052 7	46.553 8	140.334 4	63.042 9	390.651 6	52.405 9
	190.5	256.876 7	46.627 2	143.136 2	62.848 4	396.336 8	52.417 4

表 2 等效计算和实际测量结果

Tab. 2 Results of equivalent calculation and actual measurement

参数	轮辋直径/mm	轮辋宽度/mm	上不平衡量		下不平衡量		静不平衡量	
			幅值/g	相位/(°)	幅值/g	相位/(°)	幅值/g	相位/(°)
计算	508	203.2	392.875 7	47.725 0	252.837 9	59.545 8	642.442 9	52.349 2
测量	508	203.2	388.456 2	49.112 3	261.225 5	58.223 0	647.708 2	52.773 7

该轮胎在不同段差下标定后测试所得结果如表3所示。得到的不平衡量基本一致,说明轮辋宽度一定程度上的调整是合理的。一定范围内通过调节段差微调轮辋宽度,这就解决了实际生产中由于轮胎堆积挤压轮胎胎圈变形充不上气,或者充气时

往上窜的问题。不同轮辋宽度下测量所得结果偏差较小,主要原因在于:对同种规格的轮胎进行了不同段差(即不同轮辋宽度)下的量标定操作,得出了相应的标定系数,且这几种段差下测量时均保证了轮胎与轮辋的良好匹配以及保证了恒定的测试压力。

表3 不同轮辋宽度下的测量结果

Tab.3 Measurement results of different rim width

轮辋直径/mm	轮辋宽度/mm	上不平衡量		下不平衡量		静不平衡量	
		幅值/g	相位/(°)	幅值/g	相位/(°)	幅值/g	相位/(°)
508	215.9	383.895 1	47.256 2	248.854 7	53.441 2	631.870 4	49.688 1
508	203.2	388.456 2	49.112 3	261.225 5	58.223 0	647.708 2	52.773 7
508	190.5	390.231 1	48.235 6	254.637 9	57.772 1	642.728 1	51.999 0

## 5 结 论

1) 量标定过程和实际测试过程中的校正面和校正半径不同,依据量标定系数解算出的不平衡量须进一步等效到轮胎子口所在的平衡面和半径上;

2) 相同直径的轮辋层上,不同的轮辋宽度对上下不平衡量幅值有影响,但对相位影响很小;

3) 多级轮辋层上对不平衡量进行等效的方法合理正确,而且该等效算法比在线直接修正量标定系数简单方便;

4) 根据等效方法,严格按照轮胎规格参数进行解算测量可减小不同厂家设备之间存在的数据差异。

## 参 考 文 献

- [1] David P, Richard L D, David P K, et al. Lateral load tire testing system; US, 7, 140, 242 B1[P]. 2006-11-18.
- [2] Thomas D W, Steve H, Ronald J H, et al. Tire balancing apparatus; US, 7, 448, 267 B2[P]. 2008-11-11.
- [3] 姜超浪. 全自动充气式轮胎动平衡试验机测控系统的开发[J]. 计算机测量与控制, 2004, 12(6): 532-536.  
Jang Chaolang. Development of tyre dynamic balance measuring machine [J]. Computer Measurement & Control, 2004, 12(6): 532-536. (in Chinese)
- [4] 都强. 轮胎动平衡试验机算法解算和控制方法的研究[D]. 青岛: 青岛科技大学, 2005.
- [5] 王会利. 载重轮胎动平衡机的研究[D]. 天津: 天津大学, 2008.
- [6] 杨静芳. 基于 PLC 的载重轮胎质量在线检测系统的研究与开发[D]. 济南: 山东大学, 2008.
- [7] 杭柏林, 孟鹏, 东野广俊. 不同厂家轮胎动平衡试验机测量结果分析[J]. 橡胶科技市场, 2006, 4(12): 10-13.  
Hang Boling, Meng Peng, Dongye Guangjun. Measurement results analysis of different tire dynamic balance machine[J]. Rubber Technology Market, 2006, 4(12): 10-13. (in Chinese)
- [8] Yang Jingfang, Feng Xianying, Zhao Lianfang, et al. Influences of belt drive on the rotor balance detection system [J]. Journal of Convergence Information Technology, 2012, 7(23): 672-679.
- [9] 王汉英. 平衡机带传动的干扰振动分析[J]. 试验机与材料实验, 1985, 25(4): 18-23.  
Wang Hanying. The interference vibration analysis of the belt drive on balancing machine[J]. The Machine and Material Test, 1985, 25(4): 18-23. (in Chinese)
- [10] 上官文斌, 曾祥坤, 刘泰凯, 等. 多楔带动态特性及带-轮间摩擦系数的测试分析[J]. 振动、测试与诊断, 2013, 33(4): 588-596.  
Shangguan Wenbin, Zeng Xiangkun, Liu Taikai, et al. Measurement of dynamic properties for serpentine belt and friction coefficient between belt and pulley [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2013, 33(4): 588-596. (in Chinese)
- [11] 王民, 张晋欣, 咎涛, 等. 数控加工中心高速电主轴运行状态测试[J]. 振动、测试与诊断, 2013, 33(4): 660-663.  
Wang Min, Zhang Jinxin, Zan Tao, et al. The running condition monitoring and diagnosis of a high-speed e-

- lectric spindle on CNC machining center[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2013, 33(4): 660-663. (in Chinese)
- [12] Yang Jingfang, Feng Xianying, Fu Hongjun, et al. Model parameter identification of tire dynamic balance detection system [J]. Applied Mechanics and Materials, 2012, 157(1): 731-736.
- [13] 牟世刚, 冯显英, 晏志文, 等. 基于小波分析的动平衡机不平衡量提取方法研究[J]. 山东大学学报: 工学版, 2011, 41(3): 61-66.
- Mu Shigang, Feng Xianying, Yan Zhiwen, et al. Study on unbalanced signal extraction from a dynamic balancing machine based on wavelet analysis [J]. Journal of Shandong University: Engineering Science, 2011, 41(3): 61-66. (in Chinese)
- [14] Yang Binhu, Yang Weidong, Chen Liangui, et al. Dynamic optimization of feedforward automatic gague control based on extended Kalman filter [J]. Journal of Iron and Steel Research International, 2008, 15(2): 39-42.
- [15] 黄圣铿. 一种立式轮毂动平衡机标定和偏心补偿方法研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2011.
- [16] 秦鹏. 基于全柔性串接式振动系统的高精度动不平衡测量研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2007.
- [17] Yang Jingfang, Feng Xianying, Fu Hongjun, et al. Research on calibration method of tire dynamic balance detection [J]. Advanced Materials Research, 2012, 542(2): 828-832.
- [18] 刘迎澍, 尹建华, 巫上清. 基于复影响系数的载重轮胎动平衡机标定算法[J]. 天津大学学报: 自然科学与工程技术版, 2013, 46(6): 565-570.
- Liu Yingshu, Yin Jianhua, Wu Shangqing. Complex influence coefficients based calibration algorithm of tire dynamic balance testing machine[J]. Journal of Tianjin University: Science and Technology, 2013, 46(6): 565-570. (in Chinese)
- [19] Zhang Jian, Wu Jianwei, Ma Zhiyong. Hierarchical Bayesian calibration and online updating method for influence coefficient of automatic dynamic balancing machine[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 22(6): 876-882.
- [20] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局. GB/T 18505-2001. 汽车轮胎动平衡试验方法[S]. 北京: 中国标准出版社, 2002.
- [21] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局中国国家标准化管理委员会. GB/T 3487-2005. 汽车轮胎规格系列[S]. 北京: 中国标准化出版社, 2005.



**第一作者简介:** 杨静芳, 女, 1985年10月生, 博士、讲师。主要研究方向为智能检测与数控技术。曾发表《Influences of belt drive on the rotor balance detection system》(《Journal of Convergence Information Technology》2012, Vol. 7, No. 23)等论文。

E-mail: longzhiyang @126.com

**通信作者简介:** 冯显英, 男, 1965年10月生, 博士、教授、博士生导师。主要研究方向为智能检测、数控技术、棉花智能化加工。

Email: fxying@sdu.edu.cn