

轮胎试验台六分力解算、标定与优化分析^{*}

郭孔辉 杨一洋 许 男 陈 平 张立浩

(吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室, 长春 130025)

摘要: 轮胎试验台的力与力矩测试精度直接影响到轮胎数据的准确性,应用多体动力学理论对所研发的平板式六自由度低速轮胎试验台进行研究,分析了该试验台姿态控制的机理,推导出试验台轮胎六分力解算公式,并用 abaqus 有限元软件验证其准确性。然后对设计加工出的试验台进行标定,结果表明:3个方向的力吻合较好,但是力矩并不特别理想。经合理分析假设,试验台6个电缸铰支的硬点实际安装中存在空间的偏差,对其进行辨识优化分析,结果表明:优化后三方向的力及力矩与标定值吻合的精度符合要求,力的精度高于0.75%,力矩精度可达1%左右,证明了铰支安装偏差的假设是合理的,也体现出该轮胎试验台在测试精度上的优势。

关键词: 轮胎试验台 六自由度 六分力 标定 优化分析

中图分类号: U463.341; U467.5⁺23 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)05-0008-08

引言

轮胎力学特性对汽车动力性、经济性、平顺性、安全性以及操纵稳定性有着至关重要的影响^[1-2]。由于轮胎结构、材料以及与地面之间相互作用的复杂性等,在目前很难完全用理论的轮胎模型来预测轮胎的各种特性,因此轮胎试验研究一直是轮胎性能研究的重要手段^[3]。

轮胎试验设备发展比较迅速。可以分为转鼓试验台、平带式试验台、平台式试验台和试验拖车。国外轮胎力学特性试验台比较典型的有美国 MTS 的 FLAT TRAC^[4-5]、TMSI 的 On LEVELTM Tire Test Machine、Calspan 公司^[6]、日本 A&D 公司、法国 BIA 公司、德国 TS 公司的轮胎试验台以及西班牙 Malaga 大学^[7]、德国 Karlsruhe 大学^[8]自制的平带式试验台等;国内主要有天津久荣转鼓轮胎试验台、吉林大学低速平板轮胎试验台^[9]等。

在前期研究中,分析了国内外采用较多的 A 字架轮胎试验台在复合姿态角下,侧偏角、侧倾角、轮胎印迹中心存在偏移的现象^[10]。根据专利“六自由度轮胎试验机”^[11]研制出新型轮胎试验台,并分析了该试验台有以下优点:该新型试验台具有良好的控制精度,不存在复合姿态耦合误差^[10];该新型试验台通过6个电缸力传感器的组合来解算轮胎的六分力,代替了传统较为昂贵的六分力传感器。另外在大载荷测试时,由于传感器量程的增大会使成本

相应提高,相对而言新型试验台传感器的成本更令人满意。

前期研究^[12]从理论上推导了轮胎试验台载荷解析的过程,但未考虑台架的自身重量;且仅从软件上验证载荷的解析精确度。

本文在前期研究基础上,分析轮胎试验台姿态控制机理;推导考虑自身重力时试验台六分力解算公式。提出轮胎力以及轮胎耦合力与力矩的标定方法,考虑实际过程中试验台的力测量精度问题;经大量标定试验以及分析,找出影响实际精度的原因,并加以解决,使实际设备的力与力矩达到令人满意的精度。

1 轮胎试验台结构与六分力解算

1.1 轮胎试验台结构

如图1所示,该试验台由机身、模拟路面平板、6个电缸、电缸两端的12个铰支等构成。采用非对称六自由度平台的机理实现^[13],测试的轮胎安装在机身上,机身与模拟路面平台通过6个电缸相连。通过控制6个电缸的长度来调节测试轮胎的侧倾、侧偏姿态。每个电缸都串联一个力传感器,如图1中所示3号电缸串联了力传感器10,6个电缸共6个单分力传感器。通过6个单分力的组合来解算轮胎与地面接触印迹内3个方向的力与力矩。

1.2 轮胎试验姿态控制机理

根据 ISO 轮胎坐标系的规定^[14],图2所示的侧

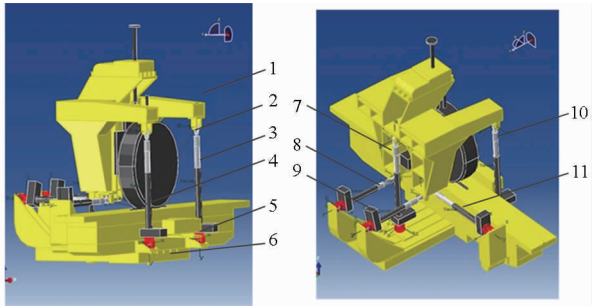


图 1 轮胎试验台原理结构图

Fig.1 Schematic diagram of tire test rig

1. 机身 2.2 号电缸上铰支 3.3 号电缸 4.2 号电缸 5.2 号电缸下铰支 6.模拟路面平台 7.1 号电缸 8.5 号电缸 9.6 号电缸 10.与 3 号电缸串联的力传感器 11.4 号电缸

倾角 γ 为轮胎中心面的平面与垂直面的夹角,侧偏角 α 为轮胎中心面与水平面的交线与轮胎滚动方向的夹角, V_T 为轮胎印迹面更新速度。

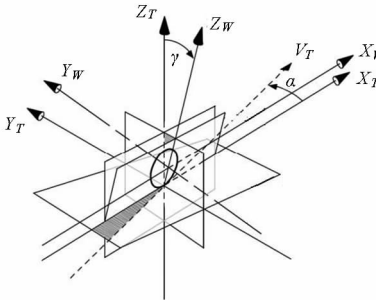


图 2 轮胎 ISO 坐标系

Fig.2 ISO coordinates of the tire

六自由度轮胎试验台复合姿态角的实现方式如图 3a 所示,试验台先沿着垂直旋转轴 Z_i 侧偏 α ,然后沿着如图 3b 所示的车轮印迹更新速度 V_i 、侧倾角 γ 。从调节过程可以发现轮胎的侧偏、侧倾角与 ISO 轮胎坐标系中定义的角度是相符的,无侧偏角、侧倾角、轮胎印迹中心偏移现象^[10]。

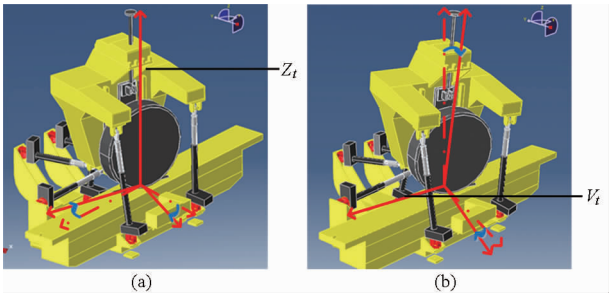


图 3 轮胎试验台复合姿态的实现过程示意图

Fig.3 Composite attitude realization

diagram of new tire test rig

(a) 试验台先侧偏 α (b) 试验台继续侧倾 γ

把试验台的各个部件简化为刚体,6 个电缸的编号如图 1 所示。定义 6 个电缸的下铰支点的空间坐标分别为: $r_1, r_2, r_3, r_4, r_5, r_6$; 6 个电缸的上铰支点的空间坐标分别为: $v_1, v_2, v_3, v_4, v_5, v_6$ 。可以将试验台的姿

态变化看成刚体上的 6 个点随着刚体的运动(平动加转动),只要求解 6 个点在原始坐标系中随轮胎姿态变化后的新的空间位置对应的坐标,就可以求解得到 6 个电缸对应的状态,并确定轮胎的姿态。

设轮胎试验台的平动为 (X, Y, Z) ,转动转角为 (α, γ, θ) , α 为侧偏角, γ 为侧倾角, θ 为翻转角。结合图 3 所示旋转的过程,用欧拉角描述刚体的旋转,采用 3-1-2 的旋转顺序,初始位置到姿态角目标位置的方向余弦矩阵如图 4 所示。由侧偏角 α 与侧倾角 γ 便可以实现轮胎的姿态,取 $\theta = 0$ 。得坐标变换方向余弦矩阵

$$\begin{aligned} A^{rb} &= A^{ru} A^{uv} A^{vb} = \\ &= \begin{bmatrix} \cos\alpha & -\sin\alpha & 0 \\ \sin\alpha & \cos\alpha & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\gamma & -\sin\gamma \\ 0 & \sin\gamma & \cos\gamma \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \\ &= \begin{bmatrix} \cos\alpha & -\sin\alpha\cos\gamma & \sin\alpha\sin\gamma \\ \sin\alpha & \cos\alpha\cos\gamma & -\cos\alpha\sin\gamma \\ 0 & \sin\gamma & \cos\gamma \end{bmatrix} \quad (1) \end{aligned}$$

式中 $A^{rb}, A^{ru}, A^{uv}, A^{vb}$ ——坐标变化时的方向余弦矩阵

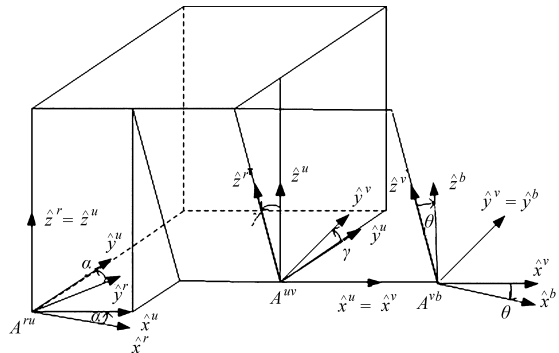


图 4 欧拉角方向余弦矩阵

Fig.4 Euler angle direction cosine matrix

根据旋转与平动矩阵可以得到 6 个电缸上端移动后的空间坐标 $u(i)$ 。

$$u(i) = A^{rb} \times v(i) + [X \ Y \ Z]^T \quad (i=1, \dots, 6) \quad (2)$$

式中 $v(i)$ ——变化前第 i 个电缸上端空间向量

$u(i)$ ——变化后第 i 个电缸上端空间向量

6 个电缸的空间向量 $l(i)$ 为

$$l(i) = u(i) - r(i) \quad (3)$$

式中 $r(i)$ ——第 i 个电缸下端铰支点空间向量

6 个电缸的长度 $L(i)$ 为

$$L(i) = \sqrt{l(i)^T l(i)} \quad (4)$$

通过调节 6 个电缸的长度便可任意控制测试轮胎的空间姿态。

1.3 轮胎试验的轮胎六分力解算

1.3.1 轮胎试验的轮胎力解算

如图 1 所示,机身是空间悬浮的,轮胎测试时,

所承受的力会传递到机身上,而机身是由 6 个电缸支撑的,根据空间受力情况轮胎所受的合力应等于 6 个电缸的合力。

令试验台与轮胎接触印迹中心为全局坐标系中心点 $O(0,0,0)$,首先将 6 个电缸的测量力解算至全局坐标零点,合力为

$$\mathbf{F} = \sum_{i=1}^6 f(i) \mathbf{n}(i) \tag{5}$$

$$\mathbf{n}(i) = \mathbf{l}(i)/L(i) \tag{6}$$

式中 $f(i)$ ——6 个电缸的力传感器测得量

$\mathbf{n}(i)$ ——第 i 个电缸的单位空间列向量

考虑机身的毛重 G ,测试时移出路面模拟平台可测出机身重量。除去毛重后,合力为

$$\mathbf{F}_1 = \mathbf{F} - \mathbf{G} = \mathbf{F} - (0,0,G)^T \tag{7}$$

若轮胎存在侧偏角 α ,根据 ISO 轮胎坐标系规定,还需将力解算至轮胎坐标系^[14]。若轮胎存在侧偏角 γ ,并不会影响轮胎的坐标系,仅需考虑 α 对局部轮胎坐标系的影响。

$$\mathbf{F}_s = \mathbf{A}^T \mathbf{F}_1 = \begin{bmatrix} \cos\alpha & -\sin\alpha & 0 \\ \sin\alpha & \cos\alpha & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \mathbf{F}_1 \tag{8}$$

1.3.2 轮胎试验的轮胎力矩解算

同样,将 6 个电缸的力对全局坐标原点取矩,合力矩为

$$\mathbf{M} = \sum_{i=1}^6 \mathbf{R}(i) \times (f(i) \mathbf{n}(i)) \tag{9}$$

$$\mathbf{R}(i) = \mathbf{r}(i) - (0,0,0)^T = \mathbf{r}(i) \tag{10}$$

式中 $\mathbf{R}(i)$ ——第 i 个电缸力臂的空间向量

考虑机身重力的影响,假设箱体质心的空间坐标为 $(x_g, y_g, z_g)^T$,测试时移出路面模拟平台。此时,6 个电缸对原点力矩应与重力对原点的力矩相等,即

$$\mathbf{R}_g \times \mathbf{G} = \mathbf{M}_C \tag{11}$$

$$\mathbf{R}_g = \mathbf{A}^{rb} (x_g, y_g, z_g)^T \tag{12}$$

式中 $\mathbf{R}_g$ ——机身重力某姿态力臂空间向量

$\mathbf{M}_C$ ——6 个电缸解算的合力矩

整理展开,得

$$\begin{bmatrix} \cos\alpha & -\sin\alpha\cos\gamma & \sin\alpha\sin\gamma \\ \sin\alpha & \cos\alpha\cos\gamma & -\cos\alpha\sin\gamma \\ 0 & \sin\gamma & \cos\gamma \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_g \\ y_g \\ z_g \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ G \end{bmatrix} = \mathbf{M}_C \tag{13}$$

试验时取多组试验下的姿态,可求出多组解,取平均值,可得 (x_g, y_g, z_g) 。

除去机身重力的影响,合力矩为

$$\mathbf{M}_1 = \mathbf{M} - \mathbf{R}_g' \times \mathbf{G} = \sum_{i=1}^6 \mathbf{R}(i) \times (f(i) \mathbf{n}(i)) - (\mathbf{A}^{rb'} (x_g, y_g, z_g)^T) \times (0,0,G)^T \tag{14}$$

式中 $\mathbf{R}_g'$ ——新姿态机身重力力臂空间向量
将力矩解算至轮胎坐标系,得

$$\mathbf{M}_s = \mathbf{A}^{ru} \mathbf{M}_1 = \begin{bmatrix} \cos\alpha & -\sin\alpha & 0 \\ \sin\alpha & \cos\alpha & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \mathbf{M}_1 \tag{15}$$

考虑到一般测试工况是稳态测试,此时只需要在每一次试验过程中,调好轮胎姿态后,将 6 个电缸的初始示值调至为 0(即去掉箱体毛重),就可以求出不同轮荷下轮胎的六分力。因为稳态下试验台箱体的质心是固定的,这样便省去了质心参数的测量,简化了试验的流程,但动态测量需考虑质心影响。

1.3.3 试验台轮胎六分力解算仿真分析

在 abaqus 有限元软件里建立模型,如图 5 所示。将实际试验台简化,与运行不相关的部件去掉。机身与 6 个电缸相连的球铰采用 joint 连接副模拟,滑动平台与 6 个电缸相连的十字万向节采用 Ujoint 连接副模拟,而电缸本身的轴向行程采用 translator 连接副模拟。试验台的输入量:侧偏角 $\alpha = 8^\circ$,侧倾角 $\gamma = 8^\circ$,6 个电缸的作用力均为 1 000 N。

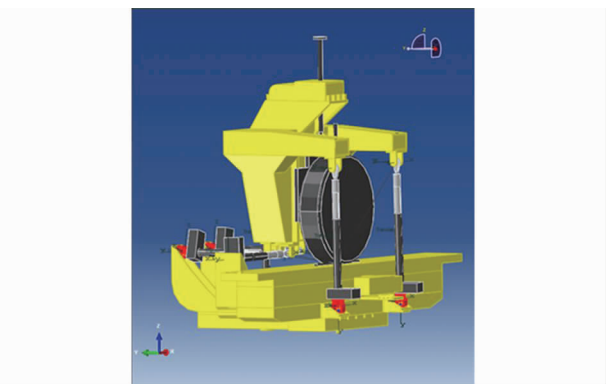


图 5 轮胎试验台模型

Fig. 5 Tire test rig model built in abaqus software

仿真出的轮胎六分力结果与解算结果如表 1 所示。对比仿真计算与理论计算的结果可以看出,力仿真精度约为 0.1 N,力矩仿真精度约为 0.2 N·m。证明了轮胎六分力解算公式的正确性。

表 1 轮胎六分力仿真结果与解算结果对比

Tab. 1 Comparison of simulation and calculation results						
方案	F_x	F_y	F_z	M_x	M_y	M_z
	/N	/N	/N	/(N·m)	/(N·m)	/(N·m)
理论计算	868.79	-2 324.90	3 203.50	549.84	144.44	47.851
仿真计算	868.76	-2 325.01	3 203.53	549.91	144.44	48.069

2 试验台解算值与标定结果对比分析

2.1 试验台标定方法

图 6 为设计加工出的试验台,因为实际中存在

零件加工精度以及装配误差等,理论计算值会与真实值之间存在一些偏差^[15]。



图 6 设计加工出的试验台
Fig. 6 Test rig

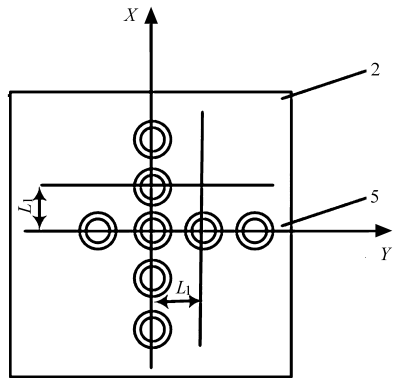
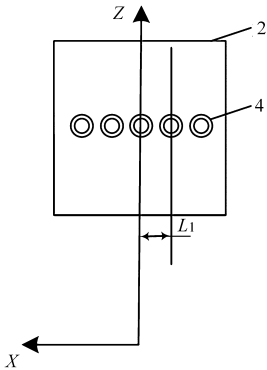
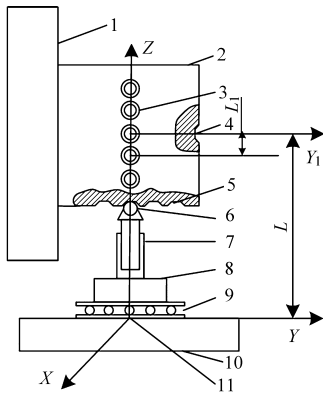


图 7 试验台标定原理图

Fig. 7 Schematic of test rig calibration

1. 机身 2. 标定方箱 3. X轴纵向标定位置 4. Y轴侧向标定位置 5. Z轴垂向标定位置 6. 承力钢球 7. 加载支撑装配
8. 标定传感器 9. 钢珠滑盘 10. 路面模拟平板 11. 坐标系零点,与轮胎坐标系零点重合

化,如 $M_y = F_x \Delta l$,实现力矩 M_y 的标定。

标定方案 2:侧偏力 F_y 及回正力矩 M_z 的标定。
Y轴纵向标定位置有 5 个标定小孔,每个相邻小孔距离 L_1 为 32 mm。在小孔处施加载荷,实现 F_y 的标定;因为小孔在 x 方向位置变化 Δl , F_y 会产生回正力矩的变化,如 $M_z = F_y \Delta l$,实现力矩 M_z 的标定。

标定方案 3:垂直力 F_z 以及翻倾力矩 M_x 、滚动阻力矩 M_y 的标定。据 Z 轴纵向标定位置所示,具体原理同上。

标定工况:轮胎的零姿态以及侧偏姿态下。由于标定方箱的侧倾后存在与基座固定的问题,侧倾标定未能实现。但是不影响该试验台侧偏力 F_y 、纵向力 F_x 、垂直力 F_z 以及相关的 3 个力矩 M_x 、 M_y 、 M_z 的标定,以及力与力、力与力矩耦合的工况的标定。

标定施加载荷 1 000 ~ 8 000 N,间隔 1 000 N。

2.2 试验台标定结果分析

标定位置共 18 个,标定载荷共 8 种,有 $18 \times 8 = 144$ 种工况。若再考虑部分侧偏工况、多方向加载的复合工况,试验数据较为繁多。下面列出一些具

标定原理如图 7 所示,将标定方箱 2 固定在机身 1 上,标定箱体 2 在正面、右侧、底侧开有标定锥形孔。标定时,将轮胎卸下,把标定方箱安放在轮胎的位置,代替轮胎,然后在方箱下侧、左侧、前方通过加载支撑装配 7 施加力,模拟不同的载荷。加载支撑装配 7 连接标定传感器 8,测量出标定的力值,然后与 6 个电缸解算的值进行对比,即可对六自由度解算结果进行标定。

标定方案 1:纵向力 F_x 以及滚动阻力矩 M_y 的标定。
X轴纵向标定位置有 5 个标定加载小孔,中间孔与零点相距 L ,每个相邻小孔距离 L_1 为 32 mm。在小孔处施加载荷,从而实现 F_x 的标定;因为小孔在 z 方向位置变化 Δl , F_x 会产生滚动阻力矩的变

有代表的试验结果。图 8 ~ 12 中位置 x 、 y 、 z 指的是标定小孔的偏移距。若不存在 x 、 y 、 z 的偏移距,则为单一工况加载标定,否则为力与力矩的耦合工况加载标定。

图 8 为标定位置固定、不同载荷时,主方向力解算值与标定值的变化关系。定义力与力矩的加载方向和力与力矩解算方向一致称为主方向;否则,为次方向。理论上,次方向的力与力矩值应该为零,为干扰值。从图 8 中可知,主方向上力解算值与标定值基本重合,误差的波动在 0 ~ 60 N,精度为 $60/8\ 000 = 0.75\%$ 。图 9 为标定位置固定、不同载荷时次方向解算值与标定值的变化关系,干扰值在 0 ~ 20 N,相对于标定载荷,该影响可以忽略。图 10 为侧向载荷 $F_y = 6\ 000$ N 固定,不同位置下垂直力 F_z 解算与标定值的关系,误差在 0 ~ 10 N。可知,标定结果是比较满意的。另一方面,也反映出该试验台六分力解算的正确性。

轮胎力矩的测量一直是难题,轮胎试验力矩测量时存在波动,残差较大^[3,16],然而力矩对于轮胎的

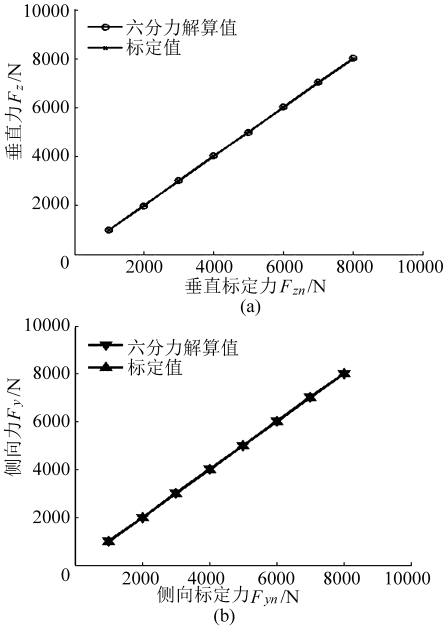


图 8 在同一位置主方向力解算值与标定值比较
Fig.8 Comparison of force solver value and calibration value in the same position in the main direction
(a) 垂直加载,位置: $X=0\text{ mm}$, $Y=0\text{ mm}$;侧偏角 $\alpha=6^\circ$
(b) 侧向加载,位置: $X=32\text{ mm}$;侧偏角 $\alpha=0^\circ$

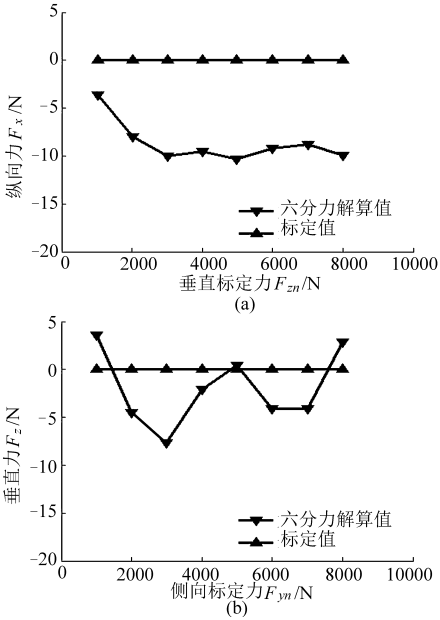


图 9 在同一位置次方向力解算值与标定值比较
Fig.9 Comparison of force solver value and calibration value in the same position in the secondary direction
(a) 垂直加载,位置: $X=0\text{ mm}$, $Y=-32\text{ mm}$;侧偏角 $\alpha=0^\circ$
(b) 侧向加载,位置: $X=32\text{ mm}$;侧偏角 $\alpha=6^\circ$

影响是相当重要的,例如,回正力矩 M_z 直接影响汽车的操纵稳定性。图 11 为力矩解算值与标定值的比较关系。其中,图 11a 为侧向力 F_y 与回正力矩 M_z 耦合加载标定工况,回正力矩 M_z 解算值与标定值的关系。图 11b 为垂直力 F_z 与滚动阻力 M_y 耦合加载标定工况,回正力矩干扰值 M_z 解算值与标定

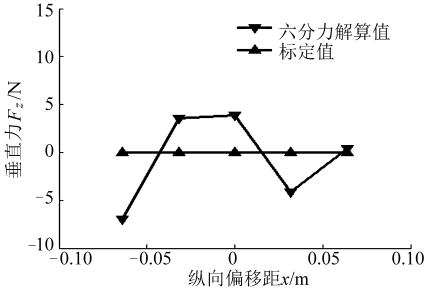


图 10 在不同位置主方向力解算值与标定值比较
Fig.10 Comparison of force solver value and calibration value in the different position in the main direction

值的关系。图 11c 纵向力 F_x 单一力加载标定工况,翻倾力矩干扰值 M_x 解算与标定值关系。图 11d 为垂向与侧向同时加载 F_z 、 F_y 、 M_x 、 M_z 耦合工况,垂直载荷恒为 $F_z=6\ 000\text{ N}$,滚动阻力矩 M_y 干扰值解算值与标定值的关系。

从图中可知,实际六分力解算值与标定值存在一定偏差,结果不够满意。下面对其进行分析并优化。

3 试验台解算结果优化分析

3.1 试验台解算结果误差的分析假设

从图 11 中可看出,虽然力矩解算值与标定值存在偏差,但是均是向一个方向变化(近似为线性),由于之前的六分力解算各个方向的力是准确的,因此这里假设六分力解算的力矩偏差是由力臂引起的。

另外,从图 11 中可近似求出 6 个电缸解算值与标定值差值斜率,为 $0\sim0.007\ 5\text{ m}$,合 $0\sim7.5\text{ mm}$ 。而实际中,会存在零件加工的精度以及装配误差等^[15]。力臂存在几个毫米的偏差相对于台架尺寸来说是合理的。下面通过修正 6 个电缸上下两个空间铰支的坐标来优化解算结果,辨识出实际中更可能的铰支安装坐标。

3.2 试验台解算结果优化函数

优化变量为 6 个电缸上下铰支的空间坐标偏移量,共 12 个。例如图 1 中的 2 号电缸的下安装点 r_2 ,3 个变量为 $(\Delta x_2, \Delta y_2, \Delta z_2)$,合 $12\times3=36$ 个变量。

优化函数采用非线性最小方差法。函数为

$$\Phi(X_i) = \sum_{i=1}^n [(F_{s1}(X_i) - F_{bx_i})^2 + (F_{s2}(X_i) - F_{by_i})^2 + (F_{s3}(X_i) - F_{bz_i})^2 + W_1(M_{s1}(X_i) - M_{bx_i})^2 + W_2(M_{s2}(X_i) - M_{by_i})^2 + W_3(M_{s3}(X_i) - M_{bz_i})^2]^2 \quad (16)$$

式中 X_i ——优化变量

n ——试验次数

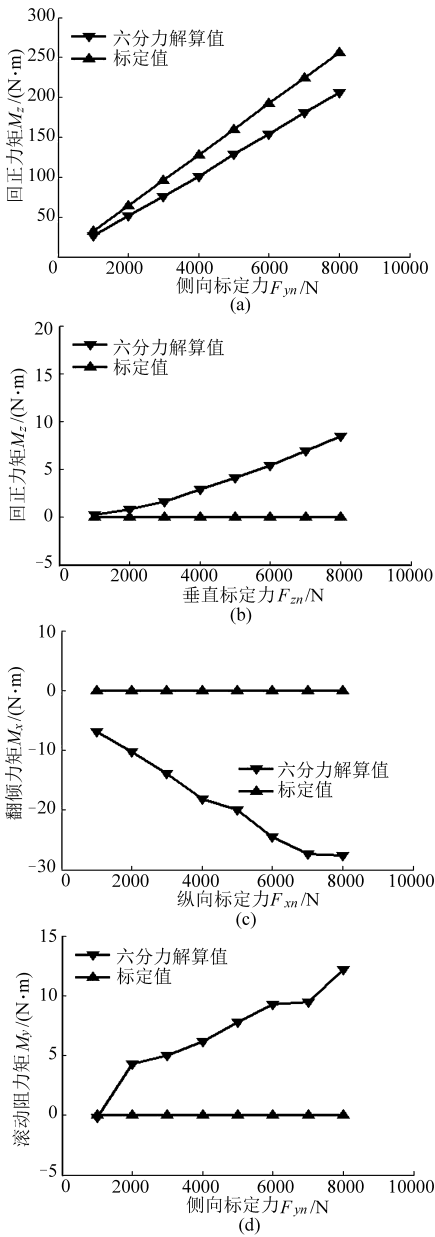


图 11 在同一位置次方向力矩解算值与标定值比较
Fig. 11 Comparison of moment solver value and calibration value in the same position in the secondary direction

- (a) 侧向加载,位置: $X = 32\text{ mm}$;侧偏角 $\alpha = 0^\circ$
(b) 垂直加载,位置: $X = 64\text{ mm}$, $Y = 0\text{ mm}$;侧偏角 $\alpha = 4^\circ$
(c) 纵向加载,位置: $Z = 0\text{ mm}$;侧偏角 $\alpha = 0^\circ$
(d) 垂直、侧向共同加载:侧向加载,位置 $X = 32\text{ mm}$;
垂直加载,位置 $X = 0\text{ mm}$, $Y = -32\text{ mm}$;侧偏角 $\alpha = 0^\circ$

表 2 6 个电缸上下铰支空间坐标偏移量

Tab.2 Spatial coordinate offsets of the hinges of six electric cylinders

电缸 序号	下端			上端		
	Δx	Δy	Δz	Δx	Δy	Δz
1	-5.490	-14.000	-0.860	-3.060	-14.900	1.051
2	-2.390	2.301	-0.870	-4.760	0.944	0.617
3	0.772	12.970	-1.310	0.974	14.160	1.379
4	0.448	-6.420	-8.130	0.921	-6.760	-10.900
5	6.594	-0.110	-4.70	6.377	0.213	-6.290
6	9.438	0.894	-5.69	8.847	0.539	-4.010

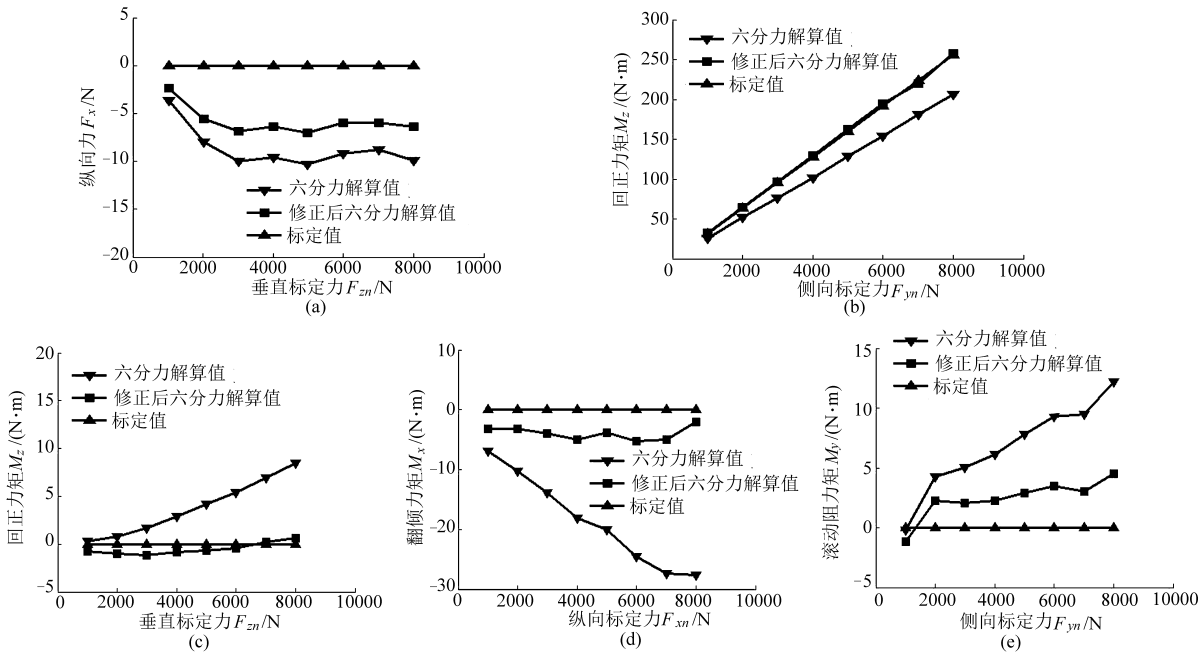


图 12 优化前后解算值与标定值比较曲线

Fig. 12 Comparison of calibration value and solver value before and after optimization

- (a) 垂直加载,位置: $X=0\text{ mm}$, $Y=-32\text{ mm}$;侧偏角 $\alpha=0^\circ$ (b) 侧向加载,位置: $X=32\text{ mm}$;侧偏角 $\alpha=0^\circ$
(c) 垂直加载,位置: $X=64\text{ mm}$, $Y=0\text{ mm}$;侧偏角 $\alpha=4^\circ$ (d) 纵向加载,位置: $Z=0\text{ mm}$;侧偏角 $\alpha=0^\circ$
(e) 垂向、侧向共同加载:侧向加载,位置 $X=32\text{ mm}$;垂直加载,位置 $X=0\text{ mm}$, $Y=-32\text{ mm}$;侧偏角 $\alpha=0^\circ$

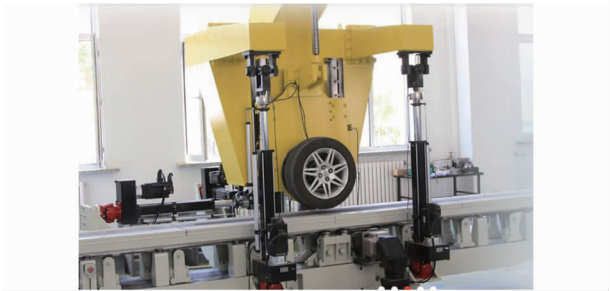


图 13 调试完毕喷漆后轮胎试验台

Fig. 13 Tire test ring after debugging

对其进行标定优化分析。结果表明:优化修正以后,3 个方向的力及力矩与标定值吻合得比较满意,力的精度高于 0.75%,力矩精度可达 1% 左右。一方面,证明了铰支安装存在偏差的假设是合理的;另一方面,也体现出该新型六自由度轮胎试验台在实际工程中力与力矩测量精度上的潜力。

参 考 文 献

1 郭孔辉. 汽车操纵动力学原理[M]. 南京:江苏科学技术出版社,2011.
2 郭孔辉,李宁,庄晔. 轮胎侧向力影响因素试验[J]. 农业机械学报,2011,42(12):1-5.
Guo Konghui, Li Ning, Zhuang Ye. Affecting factors experiment in tire lateral force[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011,42(12):1-5. (in Chinese)
3 Pacejka H B. Tyre and vehicle dynamics[M]. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2002.
4 Langer W J. Flat belt tire tester; US, 4344324[P]. 1982-08-17.
5 Langer W J, Potts G R. Development of a flat surface tire testing machine[C]. SAE Paper 800245, 1980.
6 Bird K D, Martin J F. The calspan tire research facility; design, development and initial test results[C]. SAE Paper 730582, 1973.
7 Cabrera J A, Ortiz A, Simon A, et al. A versatile flat track tire testing machine[J]. Vehicle System Dynamics, 2003, 40(4): 271-284.
8 Freudenmann T, Unrau H J, El-haji M. Experimental determination of the effect of the surface curvature on rolling resistance measurements[J]. Tire Science and Technology, 2009, 37(4): 254-278.
9 刘青,郭孔辉,陈秉聪. 轮胎静特性试验台的标定[J]. 吉林工业大学学报,1998,28(4):6-11.
Liu Qing, Guo Konghui, Chen Bingcong. Calibration of tire test rig for static properties[J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 1998,28(4):6-11. (in Chinese)
10 郭孔辉,杨一洋. 轮胎力学特性试验台的运动学分析[J]. 机械工程学报, 2013,49(20):63-70.
Guo Konghui, Yang Yiyang. Kinematic analysis of tire test rig for mechanical properties[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013,49(20):62-70. (in Chinese)

11 郭孔辉,杨杰. 六自由度轮胎试验机:中国,201010281819.1[P]. 2011-01-19.

12 郭孔辉,张立浩,陈书奇. 新型轮胎试验机载荷解析研究[J]. 北京理工大学学报:自然科学版,2014,34(1):27-31.
Guo Konghui, Zhang Lihao, Chen Shuqi. Study on new tire test bench load analysis[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2014,34(1):27-31. (in Chinese)

13 石奇端,马履中. 六自由度并联机构组合弹簧阻尼减振装置[J]. 农业机械学报,2007,38(8):128-131.
Shi Qiduan, Ma Lüzhong. Research on the device of 6-DOF parallel mechanisms combined with elastic damping system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007,38(8):128-131. (in Chinese)

14 卢荡,郭孔辉. 轮胎翻倾力矩特性的理论及试验研究[J]. 中国机械工程,2004,15(15):1317-1319.
Lu Dang, Guo Konghui. Experimental and theoretical study on tire overturning moment property[J]. China Mechanical Engineering, 2004,15(15):1317-1319. (in Chinese)

15 皮阳军,王宣银,胡玉梅. 基于关节力传感器的并联六自由度机构标定方法[J]. 农业机械学报,2012,43(10):215-218.
Pi Yangjun, Wang Xuanyin, Hu Yumei. Calibration of 6-DOF parallel mechanism using joint force sensors[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012,43(10):215-218. (in Chinese)

16 许男. 复合工况下轮胎稳态模型研究[D]. 长春:吉林大学,2012.
Xu Nan. Study on the steady state tire model under combined conditions[D]. Changchun: Jilin University, 2012. (in Chinese)

Forces and Moments Computation, Calibration and Optimization of New Tire Test Rig

Guo Konghui Yang Yiyang Xu Nan Chen Ping Zhang Lihao
(State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130025, China)

Abstract: Force and moment measurement accuracy of the tire test rig directly affects the accuracy of the tire data. A new type of tire test rig developed by research team was analyzed. Based on multi-body dynamics theory, the mechanism of the attitude control of the test rig was analyzed and equation solver of force and moment of the test rig was derived. The accuracy of equation solver was verified by abaqus which is finite element software. Then the test rig which had been designed and processed was calibrated. The results showed that forces in three directions were in good agreement with the calibration, while moments were not particularly desirable. A reasonable assumption was made that the space bias of hard-point at the hinged of six power cylinder of tire test rig was existed. Then the identification and optimization of spatial coordinates were made. The results showed that the optimized forces and moments in three directions were in good agreement with the calibration. Force accuracy was higher than 0.75% and torque precision can reach about 1%. Results proved that hinged misalignment assumptions were reasonable, also indicated the potential of this new test rig on the test accuracy.

Key words: Tire test rig Six degrees of freedom Forces and moments Calibration Optimization