

文章编号: 1001-7372(2012)01-0146-06

汽车轮胎滚动阻力试验机测试方法分析

张绍国¹, 高峰¹, 杭柏林², 李 萌¹

(1. 北京航空航天大学 交通科学与工程学院, 北京 100191; 2. 软控股份有限公司, 山东 青岛 266042)

摘要: 为了对汽车轮胎滚动阻力测试方案的可行性进行预先评估, 基于检测设备的结构模型, 提出了一种运用位移量对轮胎滚动阻力进行仿真分析的新方法。在简述滚动阻力有限元测试模型构建过程的基础上, 通过改变轮胎的外部使用参数, 分析传感器板在不同工况下位移场的分布情况, 制定了设备的测试方案。以传感器的安装位置作为目标检测点, 建立轮胎滚动阻力位移场与控制参数之间的关系曲线。最后将采集的数据经过平均滤波处理, 与实验室的实测数据进行了趋势性对比。结果表明: 采用该测试方法, 轮胎滚动阻力随着轮胎负载和速度的增加而增大, 随着气压的变大而减小; 仿真结果和试验数据在相同工况下的变化趋势基本一致; 该测试方法合理、可行。

关键词: 汽车工程; 轮胎; 有限元分析; 滚动阻力; 位移场; 测试方法

中图分类号: U467.4 文献标志码: A

Analysis of Test Method of Vehicle Tire Rolling Resistance Tester

ZHANG Shao-guo¹, GAO Feng¹, HANG Bai-lin², LI Meng¹

(1. School of Transportation Science and Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China;
2. MESNAC Co., Ltd., Qingdao 266042, Shandong, China)

Abstract: In order to evaluate the feasibility of test scheme for vehicle tire rolling resistance, based on tire rolling resistance measurement system model, a new method of studying tire rolling resistance was developed with displacement deformation. Based on brief introduction of construction process of finite element test model for rolling resistance, by controlling the experimental parameter of outer tire, the displacement field distributions of sensor plate were studied under different conditions and test scheme was worked out. Regarding the sensor installation positions as the detection points, the relation curves between tire rolling resistances and the control parameters were established. After average filtering treatment of collected data, calculated values were compared with test data. Results show that tire rolling resistance rises as the load or speed enhances and reduces as the pneumatic pressure increases. The simulation results are consistent with test data. It is validated that the proposed test method is reasonable and feasible.

Key words: automotive engineering; tire; finite element analysis; rolling resistance; displacement field; test method

收稿日期: 2011-04-11

基金项目: 国家高技术研究发展计划(“八六三”计划)项目(2010AA101405)

作者简介: 张绍国(1979-), 男, 河南洛阳人, 工学博士研究生, E-mail: zsg7311391@163.com。

0 引言

汽车在公路上行驶时,轮胎与地面的接触区域因相互作用而产生变形,由于轮胎材料的粘弹性,轮胎滚动过程中在 1 个循环的应力、应变周期内所做的功不能全部收回,而以内摩擦的形式产生迟滞损失,这些能量损失是形成轮胎滚动阻力的主要原因。汽车在良好的沥青或混凝土路面上行驶时,滚动阻力较小,在湿砂路或压实雪道上行驶时,滚动阻力相对较大。

节能是未来汽车的发展方向,低滚动阻力轮胎能够有效降低油耗,减少温室气体排放^[1]。目前世界各国都在采取措施促进低油耗轮胎的普及,美国和欧洲已经实施新的轮胎分级及标识制度,对轮胎滚动阻力的准入上限做出明确规定,达不到检测标准的轮胎不能进入相关国家市场,因此研发具有自主知识产权的轮胎滚动阻力检测设备已迫在眉睫。

轮胎滚动阻力试验机主要有转鼓式和平带式 2 种结构。美国 TMSI 和 MTS 公司开发出的平带式试验机具有滚动阻力测试功能,但由于在轮胎大负载高速运动状态下,难以满足路面所具有的刚度和平整度要求,测试效果不太理想^[2-3]。转鼓式结构有单滚筒和双滚筒 2 种结构形式,研究表明,精确的轮胎滚动阻力试验适宜在大直径单滚筒上进行。中国早期的滚动阻力测试在底盘测功机上通过反拖法来实现,测试精度相对较低^[4]。

滚动阻力测试是在高负荷下测量小分力的试验,为保证试验结果的可重复性和准确性,设备不仅要满足相应的制造和安装精度,合理的传感器布置形式和有效的数据处理方法也至关重要。本文中从设备的结构模型出发,以测力传感器的安装位置作为物理检测点,通过改变轮胎的外部使用参数,分解出相应工况下轮胎滚动阻力方向位移场的坐标变量,经过模拟标定,计算传感器安装位置接触变形与结构受力的关系,分析轮胎大变形滚动接触问题,对设备测试方案的可行性进行论证。

1 检测设备结构分析

设备采用转鼓式结构,滚动阻力的计算模式采用测力法,通过测量轮胎轴上的反作用力来实现,以避免转鼓转动惯性对测量结果的影响^[5]。设备主要有床身、导轨、径向加载装置、转鼓、驱动电机、轮轴装置和传感器座等部件组成,如图 1 所示。

轮胎通过连接法兰安装在轮轴装置上,轮轴装

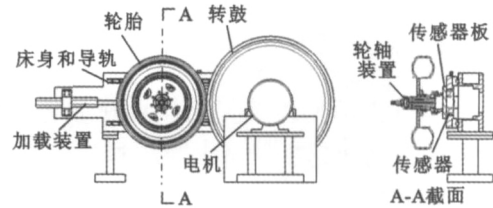


图 1 轮胎滚动阻力试验设备

Fig. 1 Tire Rolling Resistance Measurement System

置与传感器板通过螺栓固定在一起。试验设备以转鼓的表面取代路面,驱动电机带动转鼓旋转,通过控制转鼓的转速可以测试不同速度下汽车轮胎滚动阻力的大小。径向加载系统通过传感器板给轮胎施加大小不同的负载,并把轮胎紧紧压在与转鼓相接触的表面上,与转鼓相配合,可以模拟轮胎在各种工况下的运行情况。

旋转的轮胎与转鼓之间的接触压力使轮胎发生变形,并且在接触点的切线方向产生滚动阻力,通过轮轴的反作用力传递给传感器板。合理布置传感器的安装位置,通过采集目标检测点位移量,经过数据处理,分析不同工况下轮胎滚动阻力位移场的响应情况。

2 测试模型的建立

2.1 轮胎有限元模型

以某成品子午线轮胎 11R22.5 16PR 为研究对象。轮胎材料主要由橡胶和帘线(钢丝帘线、绵纶帘线和聚酯帘线)等组成。橡胶作为超弹性材料,具有大变形和高弹性的力学特点,本构关系相当复杂,本文中采用 Yeoh 三次方程表征胶料的力学性能,如式(1)所示

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{20}(I_1 - 3)^2 + C_{30}(I_1 - 3)^3 \quad (1)$$

式中: W 为橡胶应变能函数; I_1 为第一应变不变量,由橡胶材料拉伸试验 3 个正交方向的变形率确定; C_{10} , C_{20} , C_{30} 均为常数,由材料试验数据拟合确定。

轮胎的橡胶-帘线复合材料呈各向异性,本模型把钢丝作为加强筋,将橡胶和帘线分开处理,利用有限元软件 ABAQUS Embedded 功能将橡胶和帘线嵌到一起。

轮胎的滚动阻力主要是由于轮胎粘弹性引起的滞后损失造成,通过轮胎的变形以内摩擦损失为主要形式表现出来,以热量形式散发出去,故在轮胎滚动阻力分析中要考虑热力耦合情况^[6-7]。

计算轮胎的温度场分布时,主要考虑轮胎体热源和轮胎内、外表面与外界的热交换 2 个方面。轮

胎的有限单元网格热能 Q 通过式(2)计算^[8]

$$Q = \frac{\pi \sigma_p \varepsilon_p \tan \delta}{2\pi/\omega} = \frac{\omega}{2} \sigma_p \varepsilon_p \tan \delta \quad (2)$$

式中: σ_p, ε_p 分别为网格单元的应力和应变幅值; ω 为轮胎稳态滚动角速度; $\tan \delta$ 为材料的损耗正切, 可由动态模量仪测得。

本文将轮胎内、外表面划分为不同区域, 分别给定换热系数, 并主要考虑胎面和轮辋区域处的换热效应。

2.2 分析步时间

ABAQUS/Explicit 采用非线性求解技术, 可以模拟复杂接触关系的显式动力学问题, 但必须考虑结构加速度所引起的惯性力作用影响。结构的动力学平衡方程通用表达式为^[9]

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = P \quad (3)$$

式中: M 为质量矩阵; P 为外力矩阵; u, \dot{u}, \ddot{u} 分别为结构位移、速度、加速度向量; K 为刚度矩阵; C 为阻尼矩阵。

对于准静态结果, 理想的情况是将加载时间增加到最低阶模态周期 10 倍, 式(4)为模态特征方程的表达式, 通过对其求解即可得到轮胎各阶频率和模态

$$(K - p^2 M)\Phi = 0 \quad (4)$$

式中: p 为振动频率; Φ 为频率对应的特征向量。

根据计算结果提取轮胎基频, 最后选定稳态分析步时间总长为 0.1 s。

2.3 测试模型简化处理

整个设备内部结构较为复杂, 因主要对设备测试方案的可行性进行定性分析, 故对测试模型进行合理简化, 将转鼓、轮辋和轮轴装置作为刚体部件处理, 传感器安装在传感器支座的受力板上, 受力板采用钢材制作。

为使轮胎在轮轴上具有旋转自由度, 需在轮辋和轮轴装置之间设置铰接属性, 即 2 个连接点之间不允许发生相对位移, 只能沿轮轴轴线方向发生相对转动。轮胎的滚动通过转鼓驱动, 在转鼓与轮胎、轮胎与轮辋之间应建立相互接触对, 并设定罚函数接触关系式。

2.4 边界条件

影响轮胎滚动阻力的因素很多, 本文中主要从使用条件方面考虑负载、充气压力和稳态速度对轮胎滚动阻力的影响, 分析过程分为静负荷加载和稳态分析 2 个步骤。

静负荷加载是在不滚动情况下对轮胎进行受力

分析, 包括轮胎气压和负载 2 个部分。稳态条件下, 通过对转鼓施加恒定的旋转角速度, 转鼓驱动轮胎以设定速度做旋转运动。准确和高效的准静态分析要求所施加的负载尽可能的光滑, 突然、急促的运动会产生应力波, 从而将导致振荡和不准确的结果。本模型采用光滑幅值曲线, 通过转鼓使轮胎分别在 20, 40, 80, 120 km·h⁻¹ 工况下稳态滚动, 在 0~0.05 s 区间内轮胎在转鼓的带动下做加速转动, 在 0.05 s 后轮胎速度达到稳态, 图 2 为轮胎在测试模型中的应力云图。

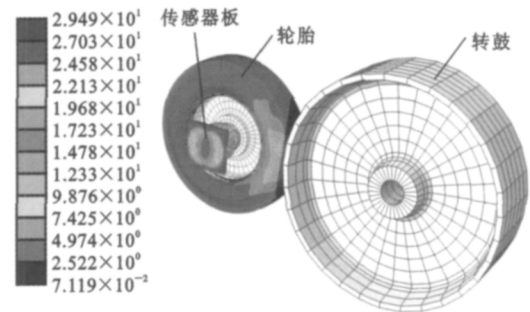


图 2 轮胎应力云图(单位:MPa)

Fig. 2 Stress Nephogram of Tire (Unit:MPa)

3 测试方案制定

轮胎结构优化设计中的滚动阻力计算以能量损失模型为主, 实测时则通过高精度传感器测量轮轴力来实现。采用有限元方法, 通过分析传感器安装板在不同工况下的位移场变形情况, 根据组桥原理模拟传感器的受力输出特性, 经过数据处理可建立设备正向预测模型。

3.1 传感器布置方案

首先在额定负载下对轮胎滚动阻力进行仿真测试。图 3 为传感器板的变形曲线, 其中 t 为加载时间。从图 3 可以看出, 由于轮胎和转鼓接触部位循环应力的作用, 传感器板滚动阻力方向位移场随时间的变化而改变, 在角部位置位移变化特征更加明显, 呈现非完全对称形态。

通过分析不同工况下传感器板滚动阻力方向位移场与时间的响应关系, 采用 4 个灵敏度完全一致的传感器以测力板形式安装在一起, 以保证测试结果的准确性和有效性。4 个传感器分别安装在传感器板对角线位置, 分别命名为 D1, D2, D3, D4, 其布置方案如图 4 所示。

3.2 数据处理

滚动摩擦的受力情况比较复杂, 表现为两接触物体在接触区域法向力和力矩作用下产生相对运动

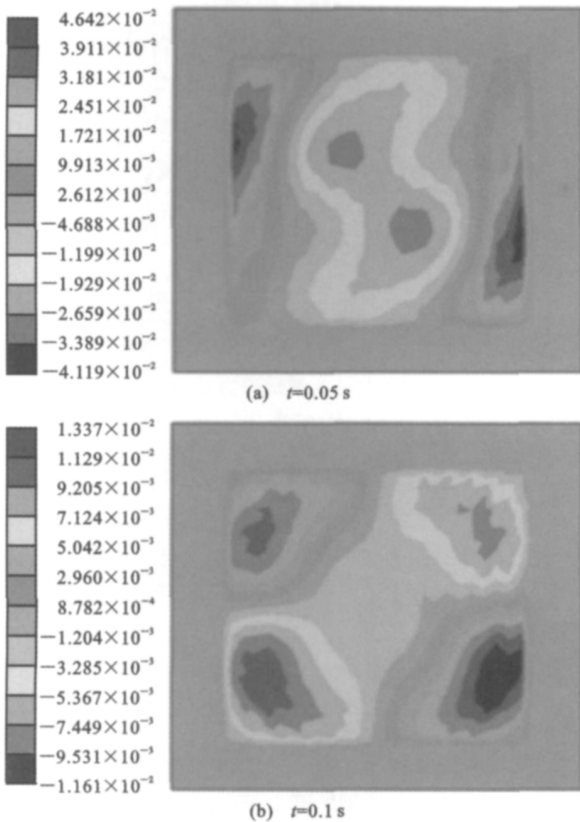


图 3 滚动阻力方向位移场曲线(单位:mm)
Fig. 3 Displacement Field Curves of Rolling Resistances (Unit:mm)

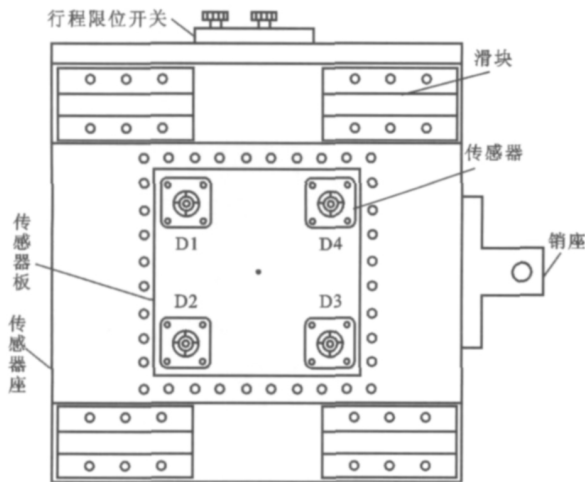


图 4 传感器布置方案
Fig. 4 Layout Scheme of Sensors

趋势。为了准确测定和计算滚动阻力,对采集的传感器滚动阻力方向的 4 个位移数据 D_s ($s=1, 2, 3, 4$) 进行和差处理,得到滚动阻力位移 D 为

$$D = \frac{1}{4}(D_1 - D_2 + D_3 - D_4) \quad (5)$$

图 5 为额定负荷下滚动阻力位移 D 与加载时间 t 的变化关系。轮胎在加速阶段($0 \sim 0.05$ s)位移

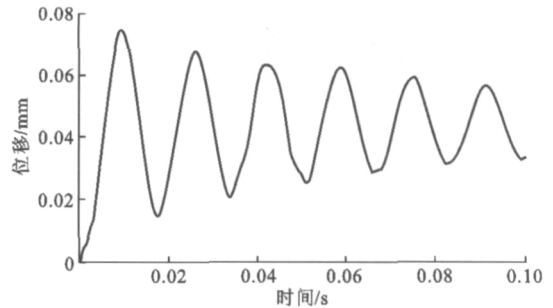


图 5 滚动阻力位移时程曲线

Fig. 5 Time-history Curves of Rolling Resistance

幅值相对较大,主要是受到惯性力影响,轮胎达到稳态转速以后,位移幅值也趋于稳定。

轮胎在转鼓的驱动下,在 0.05 s 后达到稳态速度,采集 0.07~0.1 s 的数据作为稳态测试数据,通过平均滤波,取算术平均值作为每种工况对应的滚动阻力位移量数据 U ,即

$$U = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m D_j \quad (6)$$

式中: m 为分析步数; D_j 为分析步对应的位移量。

式(6)的计算结果是位移变量,需要与轮胎负载进行计量单位换算,故需对测试模型进行相应标定。在静负荷加载状态下,在轮辋参考点沿滚动阻力方向施加不同负载,同时采集传感器检测点对应的位移量,把采集结果作为样本数据,依据最小二乘法对样本数据进行回归变换,得到位移 x 和轮胎负载 F 的拟合方程为

$$F = kx + b \quad (7)$$

$$k = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(F_i - \bar{F})}{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i F_i - n\bar{x}\bar{F}}{\sum_{i=1}^n x_i^2 - n\bar{x}^2} \quad (8)$$

$$b = \bar{F} - k\bar{x}$$

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i, \quad \bar{F} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n F_i$$

式中: k, b 均为回归系数; n 为样本个数; F_i 和 x_i 分别为在轮轴垂直方向所施加的力和传感器位置对应测点的位移量, $i=1, 2, \dots, n$ 。

从而可计算出 $k=1\ 807.62, b=27.11$ 。

4 趋势性试验

11R22.5 16PR 子午线轮胎额定使用参数分别为:额定充气压力 830 kPa,额定负载 30.89 kN,额定速度 $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 。首先在测试模型上分别进行轮胎滚动阻力变速度、变负载和变气压仿真测试,采

集数据经过处理后如表 1~3 所示。

表 1 滚动阻力位移场变速度分析

Tab. 1 Analysis of Displacement Field of Rolling Resistances at Different Speeds

组号	气压 p / kPa	轮胎负载 F / kN	试验速度 v / ($\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$)	计算结果 U / mm
1	830	9.26	20	0.013 6
2			40	0.014 3
3			80	0.015 7
4			120	0.019 5

表 2 滚动阻力位移场变负载分析

Tab. 2 Analysis of Displacement Field of Rolling Resistances at Different Loads

组号	气压 p / kPa	轮胎负载 F / kN	试验速度 v / ($\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$)	计算结果 U / mm
1	830	9.26	80	0.015 7
2		20.07		0.044 7
3		30.89		0.059 5
4		40.15		0.072 3

表 3 滚动阻力位移场变气压分析

Tab. 3 Analysis of Displacement Field of Rolling Resistances at Different Pneumatic Pressures

组号	气压 p / kPa	轮胎负载 F / kN	试验速度 v / ($\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$)	计算结果 U / mm
1	494	30.89	80	0.076 9
2	662			0.066 4
3	830			0.059 5
4	998			0.057 3

用表 1~3 中计算结果 U 代替式 (7) 中的 x , 经计量单位换算后可得到轮胎旋转时轮轴上的反作用力, 该力与轮胎滚动阻力的关系可表示为

$$F_r = F_t [1 + (L/R)] \quad (9)$$

式中: F_r 为轮胎滚动阻力; F_t 为轮轴反作用力; L 为轮轴中心到转鼓面的距离; R 为转鼓半径。

依据《汽车轮胎滚动阻力试验方法》(GB/T 18861—2002), 在美国 MTS 公司产转鼓式轮胎滚动阻力试验机上进行相应工况下滚动阻力实测试验, 如图 6 所示。相应工况下滚动阻力试验结果与式 (9) 仿真计算结果的对比如图 7~9 所示。

从图 7 可以看出, 在低速区域, 滚动阻力随速度增加而稍有提高, 在高速区域变化相对较大。这是因为轮胎与转鼓之间的摩擦大致遵循库伦摩擦定律, 在低速时两者变化关系不明显, 只是由于内部摩擦的粘性阻力才随速度变化。在高速区轮胎会产生驻波现象, 使轮胎的损耗正切 $\tan \delta$ 急剧增加, 导致



图 6 轮胎滚动阻力试验

Fig. 6 Test of Tire Rolling Resistance

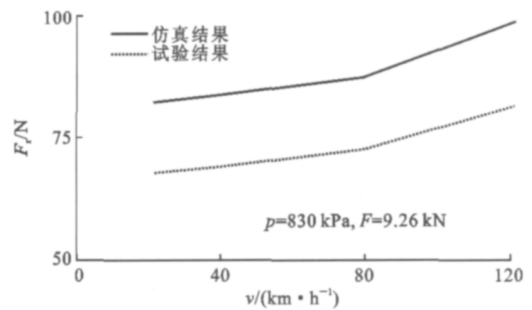


图 7 滚动阻力与试验速度变化关系

Fig. 7 Relations Between Rolling Resistances and Test Speeds

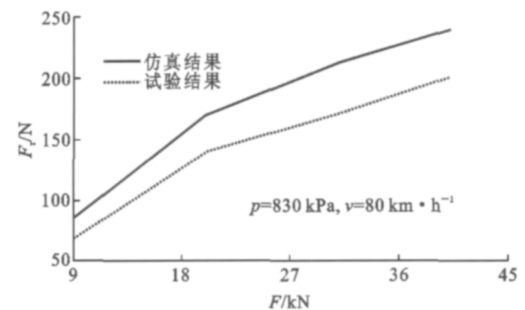


图 8 滚动阻力与轮胎负载变化关系

Fig. 8 Relations Between Rolling Resistances and Tire Loads

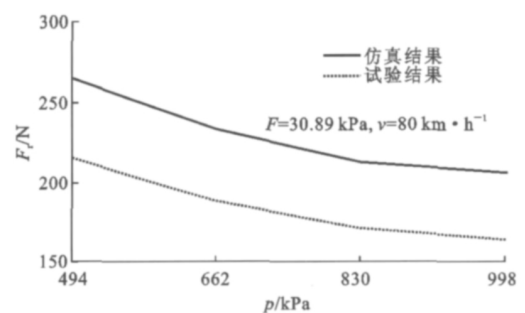


图 9 滚动阻力与气压变化关系

Fig. 9 Relations Between Rolling Resistances and Pneumatic Pressures

滚动阻力升高较快^[10]。

从图 8 可以看出,轮胎滚动阻力与轮胎负载呈正比变化关系,轮胎负载增大使轮胎变形明显增加,轮胎的内摩擦滚动阻力也增大,仿真结果和试验结果的变化趋势是一致的。

从图 9 可以看出,滚动阻力随气压变大而减小,主要是由于气压升高会使轮胎的胎体帘线张紧,刚度增大,在相同的轮胎负载下轮胎的下沉量下降,导致滚动阻力减小。

对比上述几种工况下滚动阻力仿真结果和试验结果可以发现,本文仿真结果与试验结果的变化趋势基本一致,表明本文测试模型具有较高的可靠性。另外仿真结果的计算数值比试验结果高出 25% 左右,这主要是因为精确的轮胎有限元模型构建困难,并且为了节约计算成本,本文中轮轴、转鼓等作为刚体部件处理所致,从定性分析来看,对试验机采用该测试方案是合理和可行的。

5 结 语

(1) 针对轮胎结构复杂和材料多样性的特点,利用位移量建立了轮胎滚动阻力测试模型,制定了设备测试方案并给出具体数据处理方法。本文中提出的轮胎滚动阻力分析方法避免了对轮胎滚动能量损失的计算,具有较高的计算效率。仿真结果与试验数据趋势性分析表明,该测试方法能够准确反映轮胎滚动阻力与轮胎负载、气压和速度之间的变化关系,具备现实可行性。将有限元分析技术应用于轮胎滚动阻力测试方案的评定分析,不仅限于提出一种解决轮胎接触问题的有效研究方法,而且对各类滚动摩擦相关的测试问题均具有普遍适用意义。

(2) 下一步将开展相关设备样机的研制工作,通过对设备的标定和系统误差分析,将对测试方案的精度进行深入研究。

参考文献:

References:

- [1] BARRAND J, BOKAR J. Reducing Tire Rolling Resistance to Save Fuel and Lower Emissions[J]. SAE Paper 2008-01-0154.
- [2] ORTIZ A, CABRERA J A, CASTILLO J, et al. Analysis and Evaluation of a Tyre Model Through Test

Data Obtained Using the IMMa Tyre Test Bench[J]. Vehicle System Dynamics, 2005, 43(S): 241-252.

- [3] CHELI F, BRAGHIN F, BRUSAROSCO M, et al. Design and Testing of an Innovative Measurement Device for Tyre-road Contact Forces[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2011, 25(6): 1956-1972.
- [4] 王建强, 何凤江, 张立斌, 等. 汽车动力性检测模型的建立[J]. 中国公路学报, 2001, 14(3): 109-112.
- WANG Jian-qiang, HE Feng-jiang, ZHANG Li-bin, et al. A Model for Testing Automobile Dynamic Property[J]. China Journal of Highway and Transport, 2001, 14(3): 109-112.
- [5] 韩秀枝. 子午线轮胎稳态滚动阻力及水滑特性的研究[D]. 北京: 北京化工大学, 2009: 7-10.
- HAN Xiu-zhi. Research on Steady-state Rolling Resistance and Hydroplaning of Radial Tire[D]. Beijing: Beijing University of Chemical Technology, 2009: 7-10.
- [6] LIN Y J, HWANG S J. Temperature Prediction of Rolling Tires by Computer Simulation[J]. Mathematics and Computers in Simulation, 2004, 67(3): 235-249.
- [7] YIN H S, HU Y S, ZHANG H, et al. Truck Tire Thermal-mechanical FEA and DMA with Application to Endurance Evaluation[J]. Tire Science and Technology, 2006, 34(4): 220-236.
- [8] 龚科家, 危银涛, 叶进雄. 基于热力学有限元分析的轮胎滚动阻力仿真[J]. 中国机械工程, 2009, 20(5): 626-629.
- GONG Ke-jia, WEI Yin-tao, YE Jin-xiong. Simulation Techniques of Tire Rolling Resistance Based on Thermal-mechanical FEA[J]. China Mechanical Engineering, 2009, 20(5): 626-629.
- [9] 张文元. ABAQUS 动力学有限元分析指南[M]. 北京: 中国图书出版社, 2005: 3-6.
- ZHANG Wen-yuan. ABAQUS Dynamic Analysis Guide of Finite Element[M]. Beijing: China Book Publishing House, 2005: 3-6.
- [10] 庄继德. 汽车轮胎学[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1996: 180-183.
- ZHUANG Ji-de. Vehicle Tire Study[M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 1996: 180-183.