doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2020.05.043

# 基于 ABAQUS 的测力车轮有限元建模与试验

刘 莉<sup>1,2</sup> 陶 亮<sup>1</sup> 孙小明<sup>3</sup> 张小龙<sup>1,2</sup> 钱 鹏<sup>1</sup>

(1. 安徽农业大学工学院,合肥 230036; 2. 安徽省智能农机装备工程实验室,合肥 230036;3. 安徽佳通乘用子午线轮胎有限公司,合肥 230601)

摘要:轮胎力信息是研究车辆动力学控制系统、车辆可靠性等的基础,对轮胎力测试最直接有效手段是测力车轮传 感器(简称测力车轮)。当前对测力车轮的研究主要集中于弹性体部件,考虑到轮胎对车辆运动特性的显著影响, 本文对包括弹性体和橡胶胎体的整个测力车轮进行有限元建模和试验研究。首先基于测力车轮典型结构,明确轮 胎胎体建模方法、各部件间接触问题的处理方法,制作测力车轮样机并建立样机(195/65R15)的 ABAQUS 有限元 模型。然后基于轮胎刚度机进行测力车轮样机的垂直工况、侧向工况和纵向工况的稳态加载台架试验。最后进行 这3个工况下的测力车轮有限元仿真分析。试验与仿真结果对比分析表明:3种工况下各测点应变最大相对误差 绝对值分别为 4.86%、3.92%和 3.15%,说明本研究确定的建模方法可行,模型能够准确反映稳态工况下的车轮受 力情况。

关键词:轮胎力;测力车轮;有限元模型;试验 中图分类号:TH823 文献标识码:A 文章编号:1000-1298(2020)05-0387-08



## Finite Element Modeling and Testing for Force-measuring Wheel Based on ABAQUS

LIU Li<sup>1,2</sup> TAO Liang<sup>1</sup> SUN Xiaoming<sup>3</sup> ZHANG Xiaolong<sup>1,2</sup> QIAN Peng<sup>1</sup>

(1. School of Engineering, Anhui Agricultural University, Hefei 230036, China

2. Anhui Province Engineering Laboratory of Intelligent Agricultural Mcehinery and Eguipment, Hefei 230036, China

3. Anhui Giti Passenger Radial Tire Co., Ltd., Hefei 230601, China)

Abstract: Tire force information is the basis of research on vehicle dynamics control system and vehicle reliability, and the most effective means for tire force testing is force-measuring wheel sensor (i.e. forcemeasuring wheel). At present, the research on force-measuring wheel mainly focused on elastomer components, and in view of the significant influence of tire on the motion characteristics of vehicle, the whole force-measuring wheel, including elastomer and rubber tire body was modeled and tested. Firstly, the structure of force-measuring wheel was introduced in detail. Besides, the method of modeling tire carcass and the method of dealing with contact problems between components were clarified, and a finite element model of the force-measuring wheel prototype (meridian tire 195/65R15) was established. Then, based on the tire stiffness machine, the bench test of vertical working condition, lateral working condition and longitudinal working condition of force-measuring wheel prototype was carried out. Finally, the finite element simulation analysis of force-measuring wheel under three working conditions were executed. The comparative analysis of test and simulation results showed that the maximum absolute values of the relative error of strain values of each measuring point under the three working condition were 4.86%, 3.92% and 3.15%, which indicated that the modeling method determined was feasible, and the model can accurately reflect the wheel force under steady-state conditions. The rubber carcass and elastomer as a whole were studied, which laid a foundation for the decoupling optimization of the multidimensional force structure of force-measuring wheel.

Key words: tire force; force-measuring wheel; finite element model; test

收稿日期: 2019-11-14 修回日期: 2019-12-22

基金项目:国家自然科学基金项目(51675005)和安徽农业大学研究生创新基金项目(2020ysj-76)

作者简介:刘莉(1973-),女,副教授,主要从事汽车性能测试研究,E-mail: ahndliuli@163.com

通信作者:张小龙(1976—),男,教授,博士生导师,主要从事轮胎力测试与动力学研究, E-mail: xlzhang@ ahau. edu. en

## 0 引言

车辆运动控制的实质是对地面作用于多个轮胎 的车轮力的协同控制<sup>[1]</sup>,对控制系统开发和进行控 制性能验证需要轮胎力测试手段。当前轮胎力测试 最直接有效的方法是采用测力车轮传感器,简称测 力车轮<sup>[2]</sup>。在典型车辆动力学控制系统如稳定性 控制系统(ESC)中,轮胎力估计精度和实时性对控 制效果影响大<sup>[3-4]</sup>,研发过程中需要采用测力车轮 进行轮胎力测试以对其估算算法进行验证。车辆可 靠性测试中,测力车轮也是多维载荷谱测试的最直 接有效手段<sup>[5-6]</sup>。

国外对测力车轮的研究主要偏重于使用性能试 验对比、应用测试介绍等<sup>[7-9]</sup>,而关于测力车轮动标 定和解耦等核心技术保密。国内对汽车测力车轮的 研究始于 20 世纪末,主要针对测力车轮弹性体部分 结构设计优化<sup>[10-12]</sup>、解耦标定方法<sup>[13-17]</sup>以及信号 传输、处理<sup>[18-20]</sup>等进行研究,但所获得的实际上是 车桥轴头的六分力信息。车辆运动控制主要关注轮 胎与地面接触位置的轮胎力信息,需要对该位置轮 胎力测试以进一步研究橡胶胎体对车辆运动的影 响,提高车辆控制和驾乘品质。而包含橡胶胎体的 轮胎六分力传感器研究尚未见报道。

本文基于 ABAQUS 软件提出一种构建完整测 力车轮有限元模型的方法,基于该方法得到测力车 轮样机(子午线轮胎 195/65R15)的有限元模型,通 过台架试验和仿真试验对比分析验证建模方法的有 效性。

## 1 测力车轮有限元建模

测力车轮主要包括轮胎、轮辋、轮辋适配器、轮 毂适配器、弹性体以及数据采集单元等,结构如图1 所示。



图 1 测力车轮结构图

Fig. 1 Structure diagram of force-measuring wheel 1. 轮胎 2. 轮辋 3. 轮辋适配器 4. 轮毂适配器 5. 弹性体 6. 数据采集单元

本文基于测力车轮样机(子午线轮胎 195/ 65R15),根据其结构尺寸、各部件约束关系以及获 取的轮胎建模参数,建立测力车轮有限元模型。

#### 1.1 轮胎胎体建模

本文研究的子午线轮胎型号为 195/65R15。与 一般的同材质部件建模不同,轮胎由于复杂多层结 构和多种材料,导致轮胎的有限元建模过程复 杂<sup>[21-22]</sup>。轮胎胎体建模时,首先要进行二维建模, 如图 2 所示,分别对轮胎部件的各个截面以及 Rebar 部件赋予其相对应的材料属性。其中橡胶采用 Yeoh 的橡胶本构模型模拟<sup>[23]</sup>,如表 1 所示; Rebar 部件采用 Rebar 材料模拟,如表 2 所示,并将 Rebar 部件作为加强筋单元内嵌到对应的橡胶基体 中<sup>[24-25]</sup>。轮胎材料参数由合作的轮胎公司提供。



图 2 轮胎二维有限元模型 Fig. 2 Two-dimensional finite element model of tire

	表1 橡胶材料参数	
Tab. 1	Rubber material paramet	e

なお		系数	
石林	$C_{10}$	$C_{20}$	C <sub>30</sub>
胎面胶	0. 728 230	-0.26918	0. 084 875
胎侧胶	0. 484 964	-0.132 21	0.042146
冠带层胶	1. 242 562	- 0. 494 97	0. 212 215
带束层1胶	1. 242 562	-0.494 97	0. 212 215
带束层2胶	1. 242 562	-0.494 97	0. 212 215
胎肩垫胶	1. 242 562	- 0. 494 97	0. 212 215
胎体胶	0.874706	-0.22225	0.087177
内衬层胶	0. 579 786	-0.22229	0.085 520
三角胶	3. 180 557	- 5. 396 09	6. 926 711
子口耐磨胶	1. 366 444	-0.512 10	0. 212 145
钢丝圈胶	3. 180 557	- 5. 396 09	6. 926 711

表 2 Rebar 材料参数

Tab. 2 Rebar material parameters

反称	対松い	弹性模量/	截面积/	间距/	布置角/
石协	101216	MPa	$\mathrm{mm}^2$	mm	(°)
带束层1	0.3	188 500	0. 171 7	1.25	112
带束层 2	0.3	188 500	0. 171 7	1.25	68
冠带层	0.4	6 948	0.302	1.25	45
胎体帘线	0.4	9 597	0.302	0.274	0
钢丝圈	0.3	206 000	1.3273	1.7	90

在重启动分析的 INP 文件中,利用旋转关键字 \* SYMMERTIC MODEL GENERATION,通过重启动 分析得到轮胎三维有限元模型。经过指令得到三维 轮胎模型如图3所示。



图 3 三维轮胎有限元模型 Fig. 3 Three-dimensional tire finite element model

#### 1.2 轮辋、弹性体等装配体建模

测力车轮的轮辋、弹性体等部件在装配建模时 主要考虑各部件的接触方式,整个模型共有3种接 触方式,分别为摩擦接触、过盈接触和绑定约束。

1.2.1 摩擦接触

摩擦是测力车轮中的主要约束关系,对摩擦接触的准确建模将很大程度上决定测力车轮模型的精度,如轮胎与轮辋摩擦、轮辋适配器与弹性体摩擦、轮毂适配器与弹性体摩擦以及 30 个螺栓与弹性体 摩擦。其中轮胎与轮辋摩擦建模比较复杂,包括装 配摩擦和充气摩擦,在进行轮胎装配仿真时,摩擦因 数为 0.1,在进行轮胎充气仿真时,摩擦因数为 0.5, 以确保轮胎与轮辋接触的有效性。其他摩擦均为金 属构件间的摩擦,摩擦因数始终不变,为 0.2。

#### 1.2.2 过盈接触

在进行测力车轮设计时,考虑到弹性体定位精 度和力的传递效率,对弹性体与轮辋适配器和轮毂 适配器的配合进行过盈设计。在 ABAQUS 软件中, 可通过结点坐标、关键字 \* CLEARANCE 和关键词 \* CONTACT INTERFERENCE 3 种方法实现过盈接 触建模。

通过结点坐标或\*CLEARANCE 定义过盈接触时,在分析一开始全部过盈量就会被施加在模型上, 且无法在分析过程中改变过盈量大小。另外过盈量 太大时,无法通过减小时间增量步达到收敛。使用 \*CONTACT INTERFERENCE 定义过盈量时,可以 通过减小时间增量步实现收敛,且可以像施加载荷 一样,在分析步中改变大小、激活或删除。

比较3种过盈接触建模方法及特点,本文采用 关键词\*CONTACT INTERFERENCE模拟过盈接 触。首先通过ABAQUS/CAE,在初始分析步中进行 摩擦表面接触建模,再在后续分析步中选择干涉调 整选项,设置过盈量0.02,并写入INP文件。然后 对此INP文件中过盈建模语句进行复制,粘贴到用 于仿真分析的 INP 文件相应的加载分析步中,完成 过盈接触的建模。

## 1.2.3 绑定约束

绑定约束是用一个简单的方法来永久性地绑定 一些面。在测力车轮中,轮辋适配器与轮辋是通过 4 段约 60 mm 周向均布的焊缝进行焊接,螺栓与轮 载适配器及轮辋适配器通过螺纹进行连接。由于其 接触面始终紧密接触,且接触面处的应力状态不需 要重点关注,可以不精确建模,故采用绑定约束模拟 焊接和螺纹的连接关系,大大减少计算时间。绑定 约束建模比较简单,通过 ABAQUS 中相互作用模块 建立上述绑定约束关系。

通过以上接触方式建立轮辋、弹性体等有限元 装配体模型,如图4所示。



图 4 轮辋、弹性体等有限元装配模型

Fig.4 Finite element assembly model of rim, elastomer, etc

## 1.3 测力车轮有限元模型构建

通过上述研究建立了轮胎、轮辋以及弹性体等 有限元模型,由于受分析软件的限制,它们之间的装 配不能参考普通的三维装配方法完成,其主要原因 是本研究中各模型的建立主要运用 INP 文件输出模 型信息,在 CAE 界面中不显示部件或者装配体信 息。因此需通过进一步编写 INP 文件,利用 ABAQUS 中的重启动功能实现它们之间的空间相对 位置的装配定义。

在测力车轮中,实现各部件装配定义具体步骤为:首先建立包含轮胎单元信息、材料以及各个结构集的 old. inp 基础模型文件,并提交分析,生成重启动文件(res 格式的文件)。其次,新建 new. inp 重启动分析文件,将轮辋、弹性体等有限元模型信息写入,最后在 ABAQUS/Command 窗口中提交命令: ABAQUS job = new oldjob = old inter 完成测力车轮 三维有限元模型的建立,如图 5 所示。

## 2 测力车轮台架试验与分析

## 2.1 测力车轮台架试验

测力车轮台架试验在轮胎刚度机上进行,试验



图 5 测力车轮有限元模型 Fig. 5 Finite element model of force-measuring wheel

时将测力车轮样机安装在轮胎刚度机旋转轴上,通 过旋转轴旋转调节梁 A、E 竖直,再通过刚度机的运 动单元不同组合,实现轮胎复杂工况的加载。

测力车轮的实质是对应变片信号的采集、处理, 将应变片沿径向粘贴在弹性体梁指定位置上,如 图 6 所示。将应变片接入应变桥盒组成 1/4 桥,通过 程控放大仪对应变桥盒提供稳定的激励电压,同时 将应变信号转换成电压信号,放大处理后经过数据 采集仪上传到上位机保存、显示,完成应变信号采 集。其中应变片型号为 BHF1203A,应变片灵敏度 系数为 2,属于单轴高精密应变片。程控放大仪型 号为东华 DH3840,将应变信号转换成电压信号。 数据采集仪采用美国 NI 公司的虚拟仪器集成开发, 通过软件编程实现采集功能,测力车轮测试系统原 理图如图 7 所示。



图 6 应变片分布图





根据整车自重和轮胎载荷极限选择施加 6 000 N 垂直力,设计试验工况如下:

垂直工况:匀速连续加载垂直力到 6 000 N,保 持垂直力载荷稳定 10 s 左右再卸载;试验重复 6 次。

侧向工况:匀速连续加载垂直力到6000 N,保持垂直力载荷稳定10s左右后,将测试平台沿轮胎 刚度机坐标系Y轴负方向匀速连续移动60 mm,保 持测试平台稳定10s左右再卸载;试验重复6次。

纵向工况:匀速连续加载垂直力到 6 000 N,保 持垂直力载荷稳定 10 s 左右后,将测试平台沿轮胎 刚度机坐标系 X 轴正方向匀速连续移动 60 mm,保 持测试平台稳定 10 s 左右再卸载;试验重复 6 次。

在轮胎刚度机上完成测力车轮样机的安装,依次连接应变桥盒、程控放大仪、数据采集仪、数据采 集仪和上位机之间的数据线,进行台架试验,如图 8 所示。试验时轮胎胎压保持为 0.24 MPa,桥盒激励 电压设为 2 V,采样频率 100 Hz。



图 8 台架试验装置实物图

Fig. 8 Physical map of bench test equipment

 1. 测力车轮 2. 轮胎刚度机 3. 应变桥盒 4. 蓄电池 5. 数据 采集仪 6. 程控放大仪

试验将应变片连接端子接入应变桥盒组成 1/4 桥,1/4 桥输出电压公式为

$$U = \frac{\Delta R}{R} \frac{n}{\left(1+n\right)^2} U_0 \tag{1}$$

式中 **Δ***R*——桥臂电阻的变化量

R----桥臂电阻

n——电桥平衡时邻臂电阻比

U<sub>0</sub>---桥盒激励电压

同时,电阻应变片传感器有

$$\frac{\Delta R}{R} = K\varepsilon \tag{2}$$

式中 K——电阻应变片灵敏度系数

ε----应变片应变

试验桥盒激励电压 U<sub>0</sub> 为 2 V,邻臂电阻都相等则 n 为 1,试验所用应变片灵敏度系数 K 为 2,代入



对试验数据进行滤波和初值归零处理,得到如 图9所示的不同工况的台架试验曲线。



Fig. 9 Curves of bench test

根据图 9a 可知,测力车轮在垂直工况下梁 E 测 点 7、8 的应变相比于梁 A 测点 5、6 较大,且测点 7、 8 的应变正负相反。因为在垂直工况台架试验中, 测力车轮的梁 E 相对于梁 A 更靠近刚度机加载面, 所承受的载荷更大。同时轮胎接地印迹中心与弹性 体中心具有偏距,垂直工况致使测力车轮梁 E 测点 7 产生弯曲拉伸而测点 8 产生弯曲压缩。同理,由 图 9b 可知,在侧向工况下测力车轮梁 E 的测点 7、8 的应变高于梁 A 的测点 5、6,并且梁 C、G 的测点 9、 10、11、12 几乎为零。同时由图 9c 可知,测力车轮 在纵向工况下,梁 B、D、F、H 变形几乎一致,但梁 D、 F 上的测点 16、17 更靠近加载面,故明显高于其他 测点的应变。

该台架试验结果与现有仅针对弹性体部分进行 直接标定解耦的研究有差异,由理论分析可知,弹性 体在垂直工况下测点7、8的应变与测点5、6的应变 几乎相等,且测点7、8应变正负一致。这种仅仅针 对弹性体的研究忽略轮胎橡胶胎体的力学特性和实 际地面对车轮作用的特点,故进行测力车轮研究具 有实际意义。

#### 2.2 试验重复性分析

对不同工况的 6 次台架试验分别计算重复性。 由表 3 ~ 5 可知,垂直工况与侧向工况 6 次台架试验 的重复性最大绝对值都不超过 3.29%。纵向工况

测点	各次试验应变/με						应变均值/	重复性/
序号	1	2	3	4	5	6	 με	%
1	44. 541	43.374	42.261	43.253	43.310	43.474	43.392	2.70
2	46.674	45.339	43.959	45.179	45.239	45.409	45.324	3.03
3	- 121. 278	- 121. 566	- 121. 266	- 120. 982	- 121. 141	- 121. 599	- 121. 370	-0.26
4	- 121. 145	- 121. 604	- 121. 568	- 121. 051	- 121. 210	- 121. 668	- 121. 439	-0.26
5	- 120. 633	- 121. 095	- 122. 667	- 121. 077	- 121. 236	- 121. 694	- 121. 465	1.04
6	190. 158	187.482	185.010	186. 951	187.196	187.904	187.450	1.44
7	587.346	586. 422	586.284	587.790	587.346	585.578	586.794	0.21
8	- 826. 500	- 827. 100	- 828. 867	- 824. 846	- 825. 929	- 829. 049	- 827. 049	-0.27

表 3 垂直工况试验台架重复性 Tab.3 Repeatability of vertical condition bench test

表4 侧向工况台架试验重复性

Tab.4	Repeatability	of	lateral	condition	bench	test
-------	---------------	----	---------	-----------	-------	------

测点			各次试验	检应变/με			应变均值/	重复性/
序号	1	2	3	4	5	6	με	%
5	- 681. 030	- 686. 728	- 691. 329	- 684. 170	- 685. 068	- 687. 656	- 685. 997	-0.78
6	713.573	706. 700	710.113	707.861	708.790	711.468	709.751	0.54
7	1 504. 642	1 511. 876	1 497. 197	1 499. 768	1 501. 735	1 507.409	1 503.771	0.54
8	- 1 546. 633	- 1 556. 458	- 1 543. 865	- 1 544. 039	- 1 546. 064	- 1 551. 906	- 1 548. 160	- 0. 53
9	66.535	63.943	65.355	65.070	65.155	65.401	65.243	2.00
10	-44.782	- 44. 686	- 44. 861	- 44. 633	- 44. 692	- 44. 669	- 44. 721	- 0. 31
11	71.143	71.566	69.726	70. 586	70.678	70.946	70. 774	1.48
12	- 46. 324	- 45. 331	-48.088	- 46. 432	- 46. 493	- 46. 669	- 46. 556	- 3. 29

	表 5	纵向工况台架试验重复性	
Tab. 5	Repeatabi	ility of longitudinal condition bench tes	st

测点			各次试验	应变/με			应变均值/	重复性/
序号	1	2	3	4	5	6	- με	%
13	- 326. 109	- 323. 984	- 325. 68	- 324. 219	- 324. 645	- 325. 871	- 325. 085	-0.34
14	383.448	381.535	384. 914	382.075	380. 576	384.022	382.762	0.57
15	- 420. 115	- 418. 024	- 422. 236	-418.783	- 419. 333	- 420. 917	- 419. 901	- 0. 56
16	559.131	558.450	557.692	557.371	559.477	556.641	558.127	0.49
17	- 561. 982	- 559. 218	- 557. 406	- 557. 748	- 558. 480	- 560. 590	- 559. 237	- 0. 20
18	419.414	418.859	417.753	417.338	417.886	419.464	418.452	0.27
19	- 385. 511	- 382. 733	- 383. 807	- 382. 791	- 383. 293	- 384. 741	- 383. 813	-0.44
20	327.663	326.368	326. 792	325.897	326. 325	327.557	326.767	0.27

6次台架试验的重复性较好,其最大绝对值不超过 0.57%。综上所述,测力车轮台架测试系统稳定性 好,试验数据可靠、有效。

测力车轮有限元仿真与数据分析 3

#### 3.1 测力车轮有限元仿真

根据测力车轮台架试验的实际情况,设定测 力车轮仿真分析的边界条件和载荷。垂直工况 仿真时,约束轮毂适配器底部的5个螺栓孔的所 有自由度固定,设定轮胎胎压为 0.24 MPa,轮胎 与地面摩擦因数为0.95,对地面(刚体)施加竖 直向上的集中力,以500N为一个梯度,逐次增 加到6000 N,通过轮胎与地面接触作用到测力车 轮上,实现垂直力的加载。侧向工况、纵向工况 仿真是以垂直工况仿真为基础模型,基于分析结 果通过仿真 INP 文件重启动分析来完成侧向工 况、纵向工况的仿真分析,其边界条件与垂直工 况一致。侧向工况、纵向工况仿真时,将地面沿 侧向、纵向移动,以5 mm 为一个梯度,逐次增加 到 60 mm, 通过地面与轮胎的摩擦作用实现侧向 力、纵向力的加载。图 10 为不同工况的测力车 轮仿真变形图。



图 10 测力车轮仿真分析变形图 Fig. 10 Simulation analysis deformation diagrams of force-measuring wheel

#### 3.2 数据分析

为了保证提取的仿真数据能够真实反映应变片 测量的结果,采用局部柱坐标系提取弹性体测点单 元格的径向应变,即LE11,此时提取的应变方向与 应变片感知方向一致,应变符号相同。根据实际试 验应变片分布情况,选择与应变片对应位置的单元 格提取应变值,如图11所示。

本文以不同工况的6次台架试验的应变均值为 真值,计算测力车轮仿真结果相对误差,以验证测力 车轮有限元模型的准确性和可行性。

表 6~8 表明, 纵向工况各测点仿真应变与 试验应变均值相近,其中各测点相对误差的绝对 值不超过3.15%。侧向工况其各测点相对误差



图 11 仿真测点的单元格洗择 Fig. 11 Cells selection of simulation points

绝对值较小,最大不超过3.92%。而垂直工况的 测点相对误差较大,最大为4.86%,这可能是因 为进行测力车轮垂直工况台架试验时,测试环境 较为嘈杂。综上所述,该测力车轮有限元模型可 有效模拟车轮受力情况,其建模方法合理可行。

表6 垂直工况试验与仿真对比

Tab. 6 Comparison of vertical condition test and simulation

_	测点序号	试验应变均值/με	仿真应变/με	相对误差/%			
_	1	43.392	45.497	4.86			
	2	45.324	45.269	-0.12			
	3	- 121. 370	- 125. 533	3.43			
	4	- 121. 439	- 126. 025	3.78			
	5	- 121. 465	- 118. 779	- 2. 21			
	6	187.450	192.308	2.59			
	7	586.794	599.178	2.11			
	8	- 827. 049	- 834. 622	0. 92			

#### 表 7 侧向工况试验与仿真对比

Tab.7 Comparison of lateral condition test

and	simu	lation
-----	------	--------

测点序号	试验应变均值/με	仿真应变/με	相对误差/%
5	- 685. 997	- 694. 153	1.19
6	709.751	695.314	- 2. 03
7	1 503.771	1 511. 545	0.52
8	- 1 548. 160	- 1 546. 848	- 0. 09
9	65.243	66.326	1.66
10	- 44. 721	- 46. 122	3.13
11	70.774	68.002	- 3. 92
12	- 46. 556	- 47. 898	- 2. 88

表 8 纵向工况试验与仿真对比 Tab.8 Comparison of congitudinal condition

test and simulation

测点序号	试验应变均值/με	仿真应变/με	相对误差/%
13	- 325. 085	- 323. 621	-0.45
14	382.762	381.483	- 0. 33
15	- 419. 901	- 422. 732	0.67
16	558.127	557.788	- 0. 06
17	- 559. 237	- 561. 910	0.49
18	418.452	416.953	- 0. 36
19	- 383. 813	- 395. 906	3.15
20	326.767	329.966	0.98

## 4 结论

(1)以测力车轮整体为研究对象,提出了一种基于 ABAQUS 有限元平台建立完整测力车轮有限元模型的建模方法,并建立了测力车轮样机(子午线轮胎 195/ 65R15)的有限元模型。通过测力车轮台架试验和对应 工况仿真分析进行对比验证,结果表明测力车轮有限 元模型有效,其建模方法合理可行。

(2)在垂直工况与侧向工况、纵向工况台架试验中,测力车轮台架测试系统的重复性最大绝对值不超过3.29%,该测试系统稳定性好,试验数据可靠、有效。

#### 参考文献

- [1] 郭景华,李克强,罗禹贡.智能车辆运动控制研究综述[J]. 汽车安全与节能学报,2016,7(2):151-159.
  GUO Jinghua, LI Keqiang, LUO Yugong. Review on the research of motion control for intelligent vehicles [J]. Journal of Automotive Safety and Energy, 2016,7(2):151-159. (in Chinese)
- [2] 张小龙,张为公,董晓马. 汽车轮力测量方法[J]. 仪器仪表学报, 2004,25(增刊2):63-65.
  ZHANG Xiaolong, ZHANG Weigong, DONG Xiaoma. Measurement methods for wheel force of motor vehicle [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2004,25(Supp.2): 63-65. (in Chinese)
- [3] 赵林峰,杨军,张荣芸,等.基于横摆力矩的轮胎侧向力估计算法[J].中国机械工程,2018,29(19):2284-2289, 2297.

ZHAO Linfeng, YANG Jun, ZHANG Rongyun, et al. Estimation algorithm tire lateral force by yaw moment [J]. China Mechanical Engineering, 2018, 29(19): 2284 - 2289, 2297. (in Chinese)

- [4] 杨斯琦, 解小华, 陈虹. 一种新型的轮胎力级联估计方法[J]. 信息与控制, 2015, 44(2): 203-208,214.
  YANG Siqi, XIE Xiaohua, CHEN Hong. Vehicle tire force estimation using a novel cascade method [J]. Information and Control, 2015, 44(2): 203-208,214. (in Chinese)
- [5] PYTKA J. Determining and analyzing the stress state under wheeled-vehicle loads [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2009, 223(2): 233-253.

[6] 刘庆华,张为公. 基于车轮力传感器的道路载荷谱采集系统设计[J]. 江苏大学学报(自然科学版), 2011, 32(4): 389-393.
 LIU Qinghua, ZHANG Weigong. Design of acquisition system for road loading spectra data based on wheel force transducer[J].
 Journal of Jiangsu University(Natural Science Edition), 2011, 32(4): 389-393. (in Chinese)

- [7] HERRMANN M, TEMKIN M, BLACK L, et al. The mechanical properties of wheel force sensors and their impact on to the data collected—a detailed consideration of specific tests [C]. SAE Paper 2006 - 01 - 0734, 2006.
- [8] SHINDE V, PAWAR P, SHAIKH A, et al. Generation of india specific vehicle wheel load spectrum and its applications for vehicle development[C]. SAE Technical Paper 2013 - 26 - 0156, 2013.
- [9] MORE R, RAVAL C, TRIGUNE V. Virtual validation of truck chassis using wheel force transducer data [C]. SAE Technical Paper 2019 26 0332, 2019.
- [10] 张小龙,李亮,姜山,等. 轮胎力传感器质量对测量精度和整车稳定性影响[J]. 机械工程学报, 2012, 48(22): 121-126.
  ZHANG Xiaolong, LI Liang, JIANG Shan, et al. Effect of wheel force transducer's mass on measurement precision and whole vehicle stability[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(22): 121-126. (in Chinese)

- [11] 冯李航,王东,徐扬,等.运动-力解耦的多维轮力传感器研究[J]. 仪器仪表学报,2017,38(5):1240-1248.
  FENG Lihang, WANG Dong, XU Yang, et al. Motion-force decoupling wheel force transducer [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2017, 38(5): 1240-1248. (in Chinese)
- [12] FENG Lihang, LIN Guoyu, ZHANG Weigong, et al. Design and optimization of a self-decoupled six-axis wheel force transducer for a heavy truck [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2015, 229(12):1585-1610.
- [13] 张小龙,冯能莲,张为公,等. 车轮多分力传感器静态解耦方法[J]. 农业机械学报,2008,39(4):18-23.
  ZHANG Xiaolong, FENG Nenglian, ZHANG Weigong, et al. Research on static decoupling methods for self-developed multi-component wheel force transducer[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(4):18-23. (in Chinese)
- [14] 熊铃华,陈守良,张克武,等. 一种六维轮力传感器标定分析[J]. 机电工程,2016,33(9):1094-1097,1139.
  XIONG Linghua, CHEN Shouliang, ZHANG Kewu, et al. Calibration and analysis of six-dimensional wheel force sensor[J].
  Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2016, 33(9): 1094-1097, 1139. (in Chinese)
- [15] LIN Guoyu, WANG Dong, ZHANG Weigong, et al. Research on the online initial value calibration method for the wheel force transducer[J]. IEEE Sensors Journal, 2015, 15(2):1043 - 1054.
- [16] WANG Dong, LIN Guoyu, ZHANG Weigong, et al. The new method of initial calibration with the wheel force transducer [J]. Sensor Review, 2014, 34(1):98 - 109.
- [17] 徐正正.具有惯性解耦功能的车轮力传感器设计与实现[D].南京:东南大学,2017.
  XU Zhengzheng. The design and implementation of wheel force transducer with inertial decoupling function [D]. Nanjing: Southeast University,2017. (in Chinese)
- [18] 刘庆华,晏华文,林国余,等.基于蓝牙的车轮力传感器数据传输系统设计[J]. 江苏科技大学学报(自然科学版), 2013,27(3):263-268.

LIU Qinghua, YAN Huawen, LIN Guoyu, et al. The design of wheel force transducer data transmission system based on bluetooth[J]. Journal of Jiangsu University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2013, 27(3): 263 - 268. (in Chinese)

[19] 刘庆华,李晶晶,张为公,等. 基于 Linux 的 WFT 嵌入式数据传输系统设计[J]. 江苏科技大学学报(自然科学版), 2013, 27(2): 148-153.

LIU Qinghua, LI Jingjing, ZHANG Weigong, et al. WFT embedded data transmission system design based on Linux system [J]. Journal of Jiangsu University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2013, 27(2): 148 - 153. (in Chinese)

- [20] WANG Dong, LIN Guoyu, ZHANG Weigong. Real-time signal denoising algorithm in wheel force transducer [J]. Applied Mechanics and Materials, 2014, 3372(1230):244 - 247.
- [21] 陈海荣,王国林. 带复杂花纹的子午线轮胎有限元建模方法[J]. 橡胶工业, 2012, 59(5): 296-299.
  CHEN Hairong, WANG Guolin. Finite element modeling method for radial tire with complicated pattern[J]. China Rubber Industry, 2012, 59(5): 296-299. (in Chinese)
- [22] 肖辉鹏,陈涛,段利斌,等.基于计算机参数反求的汽车轮胎有限元建模与仿真[J].汽车安全与节能学报,2018,9(3):258-264.
  XIAO Huipeng, CHEN Tao, DUAN Libin, et al. Vehicle tire finite-element modeling and simulation based on parameter reverse by computer[J]. Journal of Automotive Safety and Energy, 2018,9(3):258-264. (in Chinese)
- [23] YEOH O H. Some forms of the strain energy function for rubber[J]. Rubber Chemistry and Technology, 1993,66(5): 754 771.
- [24] 黄小双,彭雄奇,张必超.帘线/橡胶复合材料各向异性黏-超弹性本构模型[J].力学学报,2016,48(1):140-145.
  HUANG Xiaoshuang, PENG Xiongqi, ZHANG Bichao. An anisotropic visco-hyperelastic constitutive model for cord-rubber composites [J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2016, 48(1):140-145. (in Chinese)
- [25] 王培滨,刘红锁,张世鑫,等. ST/UT 超高强度钢丝帘线在子午线轮胎中的应用[J]. 轮胎工业, 2018, 38(5): 296-301.
  WANG Peibin, LIU Hongsuo, ZHANG Shixin, et al. Application of ST/UT ultra-high strength steel cord in radial tire[J].
  Tire Industry, 2018, 38(5): 296-301. (in Chinese)