

轮胎动力学通讯 Tire Dynamics Newsletters 2019年 第2期(总第4期)

轮胎动力学协同创新联盟 Tire Dynamics Collaborative Innovation Alliance



本期导读

- **卷 首 语** 各方联动,实现轮胎动力学研究新突破
- 封面故事 集聚资源,突破瓶颈
- 技术前沿 通过全工况试验辨识 Pacejka 轮胎模型的缩放因子
- 行业先锋 佳通公司轮胎动力学相关技术简介
- 快讯精选 动力学数据云平台今日上线

卷首语

各方联动,实现轮胎动力学研究新突破



罗吉良

罗吉良先生现任万力轮胎首席技术官,是知名的半钢子午线轮胎技术 专家。在轮胎行业工作近 30 年里,他从一名基层普通技术人员,逐 渐成长为掌控企业设计、研发、制造系统的总工程师,为企业乃至行 业做出了卓著贡献。

轮胎行业是典型的传统行业,即便是子 午线轮胎,也经历了 70 余年的发展历程, 其技术体系相对而言还是比较成熟的。最近 20年,轮胎的发展集中体现在两个方面:一 是轮胎与车辆匹配性研究从实践到理论再 到实践取得了实质性突破;二是轮胎制造工 艺过程自动化、智能化得到了很好地应用, 使轮胎制造工艺过程逐步从"劳动密集型" 向"智能制造型"转变。在系统地开展轮胎 与车辆匹配性研究之前,轮胎企业研发部门 和从事轮胎研究的高等院校、研究机构基本 上是立足于对轮胎个体行为表现的研究,汽 车企业研发部门和从事车辆研究的高等院 校、研究机构在研究车辆时也因为缺乏完整 的轮胎模型而把轮胎"忽视"掉。

轮胎动力学的发展很好地解决了这些 困扰轮胎研究和车辆研究的瓶颈问题,国内 轮胎企业研发部门纷纷组织力量"恶补"这 一领域的研究。大部分轮胎企业的研发部门 积极跟像吉林大学、哈尔滨工业大学、清华 大学、华南理工大学、青岛科技大学等在轮 胎仿真或轮胎动力学领域有深入研究的知 名高等院校合作,也有很多企业聘请国内外 知名的轮胎仿真或轮胎动力学专家作为本 企业在这个领域的带头人,还有些轮胎企业 积极跟汽车企业通过战略合作开展研究。

中国自主品牌轮胎企业,正新轮胎在轮 胎动力学性能的研究走在了前面; 万力轮胎、 中策橡胶、三角轮胎在轮胎动力学方面的研 究起步虽然较早,但进展较慢,直到最近几 年才完成软硬件和人才的配置,取得卓有成 效的输出:玲珑轮胎、成山轮胎、森麒麟轮 胎伴随着企业的快速发展,在轮胎动力学方 面的研究进展很快,也取得了喜人的成绩; 双钱轮胎、贵州轮胎,还有中策橡胶在全钢 载重汽车轮胎方面的研究成就显著,在很多 方面已经超过了国外知名品牌轮胎。新兴合 资品牌轮胎企业在轮胎动力学方面的研究 取得成效最快的应该就是佳通轮胎了,他们 虽然起步不算早,但一直在持续稳步推进, 逐步建立起适合本企业的基础技术研究、新 产品开发、工艺技术管理、设备管理、质量 管理等较为完整的研发管理体系。

虽然轮胎企业已经充分认识到轮胎动 力学性能研究的重要性,也投入了巨大资源 并取得了可喜的成就。但是,目前轮胎企业 所开展的研究工作仍然很脆弱,一是研发经 费投入的持续性,这是决定轮胎企业开展轮 胎动力学性能等基础技术研究成功与否的 关键。国内一些轮胎企业即使很早就启动基 础技术研究工作,但是由于购买研发软件、 购买性能测试设备、聘请或培养高端人才等 都需要花费巨额资金,后续软件升级和设备

卷首语

维护保养还需要大笔费用,结果很多企业是 一路磕磕绊绊,要不是软硬件跟不上,要不 是人才流失,最终是长时间难有建树,其根 源还是研发经费投入缺乏持续性。二是研究 成果的可应用性,这是决定轮胎企业能否快 速地将研究成果转化为生产力、转化为效益 的关键。研究工作开展初期,通过边学习边 研发的仿真模型、车辆及轮胎动力学模型, 由于受研发人员所掌握的知识的限制,这些 模型的应用范围、应用灵活性以及计算结果 的准确性等都存在不足,这时产品开发工程 师可能会表现出对这些模型的应用不感兴 趣或持怀疑态度,模型研发人员可能会因此 不知所措甚至失去信心。三是研发设备应用 的合理性。近几年,随着各轮胎企业对轮胎 性能研究工作重视程度的提高,国内几家技 术研发能力领先的轮胎企业,逐步配置了高 端的研发设备,如滚动阻力测试设备、力和 力矩即六分力测试设备、高速均匀性测试设 备、噪音测试设备、冲击(撞击)测试设备、 静态刚性测试设备等等。但是,一些轮胎企 业由于缺乏用好这些设备的人才,导致这些 设备只能"主机厂有任务时开开",大部分 时间处于闲置状态,不知道干什么用,开着 还费电。

轮胎动力学协同创新联盟的成立,给汽车企业和轮胎企业深入研究车辆动力学和 轮胎动力学性能搭建了非常巨大的平台,这 个平台一定能够很好地协助各个汽车企业 和轮胎企业解决目前所开展的轮胎动力学 性能研究工作"很脆弱"的难题。

首先,我们要把轮胎动力学研究作为轮 胎前瞻性研发工作,把持续稳定足额的费用 投入作为研发工作的一部分。包括老板在内 的每一个人都知道,企业要想把基础技术研 究工作做好,必须把持续稳定足额的经费投 入到具体的研究项目工作中去。但是目前国 内大多数轮胎企业面临的困局是"只能够艰 难地维持现有生产经营活动"。在此建议联 盟一方面考虑一下如何协助企业做好轮胎 动力学基础技术研究着力点的策划,做好近 期、中期、长期的基础技术研发投入预算; 另一方面,结合技术研讨活动组织一些企业 生产经营层面的高峰论坛,邀请企业主要领 导参加,形成合力,共同推进轮胎动力学研 究工作。

其次,企业要提高性能测试设备使用率 和模型计算结果的准确性,把CAE真正在新 产品开发中得到合理应用。建议联盟组织技 术力量协助轮胎企业开展对现有研发设备 和应用模型的分析工作,使企业更加有针对 性地设计基础技术研究课题,例如不同胎体 材料、不同带束材料、不同(类型)花纹对 轮胎动力学性能影响研究等。还有是协助企 业修正现有模型,不断提高模型计算结果的 准确性和应用效率,从而达到指导新产品开 发工作的应用效果。

最后,要提高轮胎研究与车辆匹配研究 的联动性。由于汽车企业跟轮胎企业属于 "上下游"关系,因此,大多数情况下,汽 车企业研发部门不敢或不想让轮胎企业的 研发人员参与到他们所做的轮胎与车辆匹 配的研究工作里面,同样的原因,汽车企业 的研发人员也不敢或不想参与到轮胎企业 所做的轮胎与车辆匹配的研究工作里面,于 是出现"各干各的、各不相干"的局面。建 议由联盟牵头组织设置一些有针对性的研 究课题,再组织汽车企业和轮胎企业的研发 机构人员就各自感兴趣的课题组成科研团 队,联合联动研究,参与各方共同享有科研 成果。我们有理由相信,只要做好各方联动, 共同发力,一定能够实现轮胎动力学研究新 突破。



卷 首 语

各方联动,实现轮胎动力学研究新突破

 目录

论胎模型的缩放因子2	通过全工况试验辨识Pace.
分析与评价	子午线轮胎凸块冲击特性
立······18	柔性非充气轮胎二维模型

行业先锋 ————

佳通公司轮胎动力学相关技术简介	
一汽轮胎力学研究史	
SGMW底盘试验能力介绍	••••••42

快讯精选一

动	力学	数据	云平	台今E	上线	•••••	• • • • • • • • •	•••••	•••••	•••••	•••••46
20	19轮	胎动	力学	有限元	己技术	研讨	会即将	仔召开	•••••	•••••	••••••47
关	键共	性技	术攻	关课题	瓦启动		•••••	•••••	•••••	•••••	•••••49
测	试资	源共	享平	台投入	使用	•••••	•••••	•••••	•••••	•••••	50
第	二届	专家	委员	会工作	三会议	顺利	召开••	•••••	•••••	•••••	•••••51
新	加入	单位	会员	名单-		通会	员单位	<u>.</u>	•••••	•••••	•••••54



集聚资源,突破瓶颈

轮胎动力学协同创新联盟秘书处



本期封面:验证台车试验过程(2019年5月22日马尧博士摄于中亚轮胎试验场,图片已经过处理)

2017 年 4 月份的轮胎动力学协同发展策略研讨会上,来自汽车、飞机、轮胎、高校及行 业管理单位的院士和专家呼吁成立一个联盟,以集行业之力,共同推动我国轮胎动力学的进步。 会议结束后,郭孔辉院士与卢荡教授就联盟成立事宜广泛征求行业意见,得到了迅速响应,同 年 10 月 23 日,轮胎动力学协同创新联盟(以下简称轮学盟)在上海正式成立。

轮学盟成立之初,就以"协同创新、集聚资源、战略合作、突破瓶颈、互赢共荣"作为宗旨,关键共性技术研发也成为了轮学盟七项工作内容的重点。经过了一年多的行业需求调研和准备工作,第一个关键共性技术攻关课题——轮胎模型高精度应用协同创新于 2019 年 2 月 26 日正式启动。

轮胎模型高精度应用协同创新课题旨在解决行业内轮胎模型应用时面临的三大瓶颈问题: 基于室内测试建立的轮胎模型应用于整车室外仿真是存在的一致性问题、提高仿真精度的正确 轮胎模型参数调整方法、FTire 模型应用精度考核。解决这些问题对提高整车多工况底盘动力 学仿真精度,进而提高底盘或整车正向开发能力,帮助主机厂在平顺耐久、载荷分析方面实现 新突破以及减少新产品开发过程中轮胎匹配轮次等具有重要意义。

吉林大学作为技术协作单位承担本次关键共性技术攻关课题,该课题目前已得到 20 家包 括整车企业、轮胎企业以及研究机构在内的参研单位支持。为提高车辆建模及仿真精度,突出 轮胎模型对整车性能的影响,吉林大学团队试制了一台无悬架的轮胎模型应用验证台车。验证 台车 2 月底完成试制,在中亚轮胎试验场历经重新设计轮边系统以解决车辆转角测试不稳定问 题、使用轮胎六分力测试系统评估测试场地路面以及使用固定在主销上端的高精度编码器测量 车轮转角等过程,直到 5 月份才正式投入使用。当前第一轮测试(春季测试)已经全部完成, 验证台车已经运达 KC 试验场地,同期轮胎建模测试按照原定计划进行中。

本次关键共性技术攻关课题集合了行业内最先进的测试设备、测试场地及技术团队资源, 每家参研单位以极低的投入来分享验证台车模型、多套高精度轮胎模型及课题深度培训等成果, 一般我行了轮学盟集聚资源,突破瓶颈的工作宗旨,是集行业之力,共同推动我国轮胎动力学的进 一般的一次成功实践。轮学盟秘书长卢荡教授表示"公益、专业、开放、合作是轮学盟的四个标 案、轮学盟一定会秉承这四个标签的内涵,为推动行业技术进步而努力!"



技

术

前

沿

通过全工况试验辨识 Pacejka 轮胎模型的缩放因子

卢磊 译

(吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室,长春•130025) 原文下载链接: <u>http://dx.doi.org/10.1080/00423110500229683</u>

原文作者: D.AROSIO^[1], F.BRAGHIN^[2], F.CHELI^[2], E.SABBIONI^[2]

1. 倍耐力轮胎有限公司, 轮胎和车辆系统, 米兰 • 意大利

2.米兰理工大学,机械工程系,米兰·意大利

摘 要: Pacejka 将一组缩放因子插入到魔术公式,以考虑到许多外部整体参数的影响,例如 路面粗糙度、天气条件和悬架特性。这些缩放因子对于正确的预测轮胎-路面接触力(而不是 轮胎自身产生的力)是非常重要的。从不同的角度来看,可以说相同的仿真工况下比如具有相 同的天气条件和相同的汽车,不同轮胎的缩放因子应保持不变。通过对不同的轮胎进行进行室 内测试(不考虑外部状态参数),并在缩放因子设定为1的前提下辨识 Paceika 模型参数,之后 进行一系列的室外测试从而确定车辆及路面对缩放因子的影响。通过这些测试数据及最小化分 析方法,可以辨识得到针对特定车辆、特定轮胎、特定路面下的最优化的 Paceika 模型比例系 数,之后再对比相同轨迹、相同车辆、不同轮胎的缩放因子系数是否是一致的。本文所示的所 有实验数据均来自 VERTEC 项目(车辆,道路,轮胎和电子控制系统的相互作用:通过完全 集成潜在危险情况下的行为预测模型提高主动车辆安全性)(官方合同 G3RD-CT-2002-00805) 中进行的测试,这是一项欧洲资助的研究项目,汇集了来自汽车制造商(Volvo, Porsche 和(CRF), 轮胎制造商(Pirelli和 Nikian Tyres),控制逻辑制造商(Lucas Varity GmbH),路面维护专家 (CETE), 交通研究机构(TRL)和(VTI), 高校(HUT)和(UNIFI))。本文所示的结果是 通过在 VERTEC 项目的研究任务 2a (参考轮胎特征和测试)和 2b (轮胎-路面相互作用模型的 开发和验证)期间进行的测试获得的。参与这些研究的合作伙伴有 Pirelli, Nokian, Porsche, CRF, CETE, VTI, HUT 和 UNIFI。

关键词:轮胎-路面接触力,MF轮胎模型,缩放因子,室内测试,室外测试



Pace jka 的魔术公式(MF)轮胎模型是 一个经验模型,也就是说,它是一组方便的 分析公式,可以插入测量的轮胎数据,而不 是对轮胎结构本身进行建模。为了在不改变 MF 模型参数的前提下将车辆,路面及环境因 素考虑到轮胎模型中,唯一的方法就是通过 室外测试辨识 26 个比例缩放因子。

可以通过两种方法来辨识这些比例缩 放因子: (i)对于每个测试,将缩放因子设定为1, 辨识不同的 MF 轮胎模型,之后选择一个测 试作为参考。之后将每个测试中辨识的 MF 系数的值除以相应的参考值来获得缩放因 子;

(ii)选择参考测试,仅针对该测试辨识 MF 系数的值(假设缩放因子为1);对于所 有其他测试,仅辨识缩放因子,假设 MF 系 数值恒定。

不同的 MF 轮胎模型系数都可得到比较 好的辨识结果(辨识过程的非唯一性),方¤ 法(i)由于缩放因子只跟辨识过程有关,可[≯]

診



能会导致辨识过程中缩放因子数值离散程 过高,所以本文采用方法(ii)。

缩放因子可直接从室内试验台的力和 力矩的试验数据试验中辨识得到。此外,基 于多体模型的迭代辨识过程对确定缩放因 子是十分必要的,然而,多体模型的不确定 性和近似性可以导致缩放因子的变化,从而 在它们的值中产生更高的离散程度。在本文 中,在室内试验进行测试便可以避免这个问 题。

如上所述, MF 轮胎模型参数的参考值可 以从室外和室内的任何实验测试中确定。然 而,由于室外测试更受天气条件的影响,室 内测试更有代表性。因此, MF 轮胎模型性的 参数值的辨识是基于室内测试数据获得的。

2 试验测试

本文的目的是研究路面、天气和测试车辆的影响及能够将这些因素的影响从轮胎模型中剥离出来。因此,(VTI)和 Nokian Tires为VERTEC项目的任务2a进行的室外试验是使用两种不同的试验车辆(VTI 的 BV12 B拖车和 Nokian轮胎测试拖车)在不同速度下进行测试,配备了五套完全不同的乘用车轮胎(不同尺寸,不同特性,不同磨损条件,新胎和磨损胎,由不同制造商Nokian和Pirelli制造)在五种不同的路面(干沥青路面,湿沥青路面,粗糙冰路面,光滑冰路面,雪路面)上。测试的乘用车轮胎信息如表1中描述。在下文中,每个轮胎将通过表1中给出的缩写来引用。

厂家	命名	缩写名	状态	型号	备注
Pirelli	P7 91V	PAN	New	205 60R15	四季胎
Pirelli	P7 91V	PDN	New	195 65R15	四季胎
Nokian	Hakka Q	NBN	New	205 60R15	冬季胎
Nokian	WR	NCN	New	205 60R15	中欧冬 季胎
Nokian	WR	NCW	Worn	205 60R15	中欧冬 季胎

表 1 测试轮胎

2.1 室内试验测试

室内试验在 Pirelli 的 MTS Flat-Trac III 型轮胎六分力试验台上进行的,分别变 化不同的径向载荷、侧偏角、纵向滑移率和 侧倾角。在这些测试中,精确测量轮胎的接 触力(侧向力、纵向力、垂向力、翻倾力矩、 驱制动力矩、回正力矩)和轮胎负载半径, 侧偏角和纵向滑移率,这5条轮胎的测试工 况具体测试条件如表 2 所示,测试胎压为 220kPa。

表 2 室内测试工况

纯纵滑测试							
轮胎类型	PAN	PDN	NCN	MCW	NBN		
纵向滑移 率(%)	-50~50	-50~50	-50~50	-50~50	-50~50		
侧倾角 ([°])	-2、0、 2	-2、0、 2	0	0	0		
垂直载荷 (kN)	2、3.5、 5	2、3.5、 5	2、3.5、 5	2、3.5、 5	2、3.5、 5		
		纯侧偏	工况				
侧偏角 (°)	-15~15	-15~15	-15~15	-15~15	-15~15		
侧倾角 ([°])	-2、0、 2	-2、0、 2	0	0	0		
垂直载荷	2,3.5,	2,3.5,	2,3.5,	2,3.5,	2,3.5,		
(kN)	5	5	5	5	5		
		复合滑利	多工况				
纵向滑移 率(%)	-50~50	-50~50	-50~50	-50~50	-50~50		
	-9,-3,	-9,-3,	-9,-3,	-9,-3,	-9,-3,		
侧偏角 ([°])	-6,-1, 1,3,6, 9	-6,-1, 1,3,6, 9	-6,-1, 1,3,6, 9	-6,-1, 1,3,6, 9	-6,-1, 1,3,6, 9		
侧倾角 ([°])	-2、0、 2	-2、0、 2	0	0	0		
垂直载荷	2、3.5、	2、3.5、	2、3.5、	2、3.5、	2、3.5、		
(kN)	5	5	5	5	5		

试验测试结果用于辨识 5 条轮胎的 MF 模型参数,辨识过程中采用最小误差法,比 例系数设定为 1。例如,图 1 中对比了 Fz=3500N下6种不同侧偏角(±1°,±3°, ±9°)的试验曲线(虚线)和拟合 MF 轮胎 模型(实线),可以看出二者的一致性很好。



图 1 载荷为 3500N 时不同侧偏角下试验曲线和拟合曲线 对比图

2.2 室外试验测试

VTI 和Nokian Tyres 使用他们的室外测 试拖车进行了户外测试,以获得不同路面上 轮胎的力学特性,路面分别考虑了五条轨道: 干沥青、湿沥青、光滑冰、粗糙冰和雪路面。

2.2.1 VTI 室外测试

VTI 的测试拖车型号为 BV12 B[3]。如 图 2 所示, 是一辆双轴 Scania LB80 卡车, 配备了乘用车轮胎测试设备。由于其轴可以 通过连续可变的V形带齿轮箱和两级齿轮箱 或盘式制动器交替地连接到卡车的驱动轴, 因此测试轮胎可以实现驱动和制动工况。这 两个变速器可以在 0-50%范围内实现固定或 可变的滑移率测试,盘式制动器通常用于制 动工况测试,也可用于可变滑移率的制动测 试,测试轮胎的侧偏角可在±15°范围内变 化,并且复合工况也可在该试验台上实现, 垂直加载机构是液压加载结构,量程为 6kN, 最大的测试速度为 100km/h,测试车辆配备 了喷水系统,可以在测试路面上产生特定厚 度的水膜, 轮胎六分力测量传感器为 Kistler 六分力传感器。



图 2 VTI的 BV12 B 测试拖车

在干路面、湿路面、光冰面和粗糙冰面 上进行几个不同载荷的纯纵滑测试、纯侧偏 测试和复合滑移的测试,具体的测试工况设 定如表3所示。

表 3 室外测试工况设定(BV12 B 测试拖车)

制动工况测试						
路面	干沥青	湿沥青	光滑冰路 面	粗糙冰路 面		
纵向滑 移率(%)	-100~0	-100~0	-100~0	-100~0		
垂直载 荷(kN)	2、4、6	2、4、6	2、4、6	2、4、6		
速度 (km/h)	80	80、40	30	30		
侧偏角 (°)	0~10	0~10	0~10	0~10		
垂直载 荷(kN)	2、4、6	2、4、6	2、4、6	2、4、6		
速度 (km/h)	80	80、40	30	30		
	复	合滑移工况测	则试			
纵向滑 移率(%)	-100~0	-100~0	-100~0	-100~0		
侧偏角	1、2、5、	1、2、5、	1、2、5、	1、2、5、		
(⁻)	10	10	10	10		
垂直軖 荷(kN)	2、4、6	2、4、6	2、4、6	2、4、6		
速度 (km/h)	80	80、40	30	30		

2.2.2 Nokian 室外测试

Nokian 轮胎测试拖车[4],如图 3 所示, 是一辆四轮驱动的大众 LT 厢式车,在前后 桥之间配备了两个用于乘用车轮胎的测试 设备。测试拖车右侧的测试设备可通过液压 马达实现驱动和制动工况测量,左侧只能实 现制动测试。对于右侧设备纵向滑移率可调 整的范围在-100%^{~50%}之间,两边的测试轮 胎侧偏角可在-5°^{~15°}之间连续变化,复 合工况测试也可实现。侧偏角最大加载频率 为 0.5Hz,垂直加载机构为液压加载,最大 的测试速度为 100km/h,轮胎六分力测试传 感器为 Kistler 六分力测试设备。

在平滑的冰雪路面上进行了不同载荷 下的纯纵滑、纯侧偏测试,具体的测试条件 如表4所示。



图 3 Nokian 轮胎测试拖车

表 4 室外测试工况设定(Nokian 轮胎测试拖车)

制动工况测试					
纵向滑移率(%)	-100~0	-100~0			
垂直载荷(kN)	3、4、5	3、4、5			
速度(km/h)	25	25			
侧偏角(°)	0~10	0~10			
垂直载荷(kN)	3、4、5	3、4、5			
速度(km/h)	25	25			

3 辨识 Pace jka's 模型中的缩放因子

利用恒定的 MF 轮胎模型参数值(等于 从室内测试中辨识的参考值),通过室外实 验测试的最小化方法辨识缩放因子值。最小 化算法是一种子空间置信域法,基于内反射 牛顿法[5]。

在下文中,对5条轮胎的纯纵滑、纯侧 偏及复合滑移工况的缩放因子辨识过程的 结果以平均值、最大值、最小值以及标准差 来表示。之后研究路面、测试车辆以及测试 速度对缩放因子的影响规律。

路面、测试车辆、测试速度对缩放因子 的影响也进行了研究。

3.1 纯纵滑测试

纯纵滑工况中所涉及的缩放因子有: $\lambda_{\mu x}, \lambda_{K x}, \lambda_{C x}, \lambda_{E x}, \lambda_{H x}, \lambda_{\gamma x}, \lambda_{\gamma x}, 然而, 由于 VTI$ 的 BV12 B 测试车辆和 Nokian 轮胎测试车辆 $都只能进行侧倾角为零的测试,所以<math>\lambda_{\gamma x}$ 参 数不能通过试验结果获得。 从图 4、图 5 中可以看出在 VTI 拖车上 PAN 测试轮胎在干燥路面上垂直载荷为 6000N 时纯纵滑测试工况试验曲线(平均化 处理,蓝色曲线)和拟合 MF 轮胎模型曲线 (浅灰色曲线)的对比结果,以及在 Nokian 轮胎测试拖车上 PAN 轮胎在光冰面上垂直载 荷为 5000N 的纯纵滑测试工况对比曲线,此 外还有单位缩放因子的 MF 轮胎模型结果(红 色曲线)。

可以看出具有缩放因子不为1的 MF 轮 胎模型与试验曲线具有很好的拟合结果。



图 4 干沥青路面上 PAN 轮胎载荷为 6000N 制动工况试验 曲线和拟合曲线对比图



图 5 光滑冰路面上 PAN 轮胎载荷为 5000N 制动工况试验 曲线和拟合曲线对比图

首先研究路面对缩放因子值的影响,从 图 6-9 上可以看出,5 条轮胎在干路面、湿 路面、光滑冰路面和雪路面上得到的轮胎模 型的缩放因子的平均值(蓝色方块),最大 值和最小值(垂直条的上下限)以及标准偏 差。正如预期的那样,不同路面主要对模型 , 的峰值摩擦系数缩放因子、刚度缩放因子有 。 影响,这些缩放因子的值随着路面摩擦系数 从高摩擦值到低摩擦值逐渐变小。还可 以看出,在干沥青路面和湿沥青路面上的缩 放因子非常接近,这可以说明 MTS Flat-Trac III 上的等效路面与真实路面 (微观纹理)非常接近。



图 6 纯纵滑测试:路面影响,干沥青(VTI;80km/h)



图 7 纯纵滑测试;路面影响,湿沥青(VTI;80km/h)







除了垂直缩放因子^{*λ*_{1/x}}和水平移位缩放 因子^{*λ*_{1/x}}之外,在大多数情况下由于路面引 起的缩放因子的变化非常小,该结果可以通 过仅考虑纯纵滑工况进行辨识的事实来解 释。为了准确地确定^{*λ*_{1/x}</sub>和*^λ_{1/x}*的值,驱动和 制动特性测试都是必要的。此外,偏移量通 常也非常小,因此为了使得轮胎特性曲线形 状产生小的变化,相关参数的改变是非常有 意义的。形状因子^{*λ*_{Cy}}几乎是恒定值,同时 曲率缩放因子的离散程度在干沥青路面上 是非常小的,在冰雪路面上有一定的增加。}

对测试拖车的行驶速度对缩放因子的 影响也进行了分析。

图 10 和图 11 显示了 VTI 拖车在 40km/h 和 80km/h 时在湿沥青路面上制动试验的缩 放因子值,不同测试速度所得到的缩放因子 值差别并不大,所以可以得出,不同的测试 速度对缩放因子基本没有影响。





图 11 纯纵滑测试;速度影响,80km/h(VTI;湿沥青)

最后研究了测试车辆对缩放因子的影响:图12和图13显示了VTI拖车和Nokian轮胎测试拖车分别基于光滑冰路面上的纯纵滑试验结果辨识得到的缩放因子值,除了位移缩放因子和曲率缩放因子之外,其他缩放因子变化趋势非常相似。



图 12 纯纵滑测试;车辆影响, VTI(光滑冰路面; 30km/h)



3.2 纯侧偏测试

涉及纯侧偏工况的缩放因子为 $\lambda_{\mu\nu}, \lambda_{K\nu}, \lambda_{C\nu}, \lambda_{E\nu}, \lambda_{H\nu}, \lambda_{\nu\nu}, \lambda_{\mu\nu}, \lambda_{F_{2}0}, 由于 BV12$ B和 Nokian 轮胎测试拖车无法进行非零侧倾角的测试,所以 $\lambda_{\nu\nu}$ 不能通过这些测试结果中辨识得到。

图 14 展示了装有 PAN 轮胎的 VTI 拖车 在干沥青路面上进行载荷为6000N 纯侧偏工 况的试验曲线(平均化,蓝色曲线)和仿真 曲线(浅灰色曲线)的对比结果,图 15 展 示了装有 PAN 轮胎的 Nokian 轮胎测试拖车 在光滑冰路面上载荷为5000N 的纯侧偏工况 的试验曲线和仿真曲线对比结果。

从图 16-19上可以看出不同路面对缩放 因子的影响,和纯纵滑工况类似,^{λ_µ,λ_k,两 个参数受路面的影响比较显著。}



图 14 PAN 轮胎:干沥青路面,纯侧偏工况,垂直载荷为 6000N,试验曲线和拟合曲线对比



图 15 PAN 轮胎:光滑冰路面,纯侧偏工况,垂直载荷为 5000N,试验曲线和拟合曲线对比



图 16 纯侧偏工况:路面影响,干沥青路面(VTI;80km/h)



 $\begin{array}{cccc} \lambda_{\mu y} & \lambda_{Cy} & \lambda_{Ey} & \lambda_{Ky} & \lambda_{Hy} & \lambda_{Vy} & \lambda_{Fz0} \end{array}$ 图 17 纯侧偏工况:路面影响,湿沥青路面(VTI;80km/h)



图 18 纯侧偏工况:路面影响,光滑冰路面(VTI;30km/h) SNOW



除此之外,路面对侧向形状缩放因子也 有较大的影响,除了^入_{IF}, 入_{Vy}, 入_{Ey} 这三个参数 之外,路面对其他缩放因子影响较小。正如 纯纵滑工况测试,这是由于侧偏角仅在 0-10° 范围内变化导致的,也就是说,没有研究轮 胎在负侧偏角和大侧偏角(侧向力峰值之后 的缩放因子离散程度高)下的轮胎特性。

拖车行驶速度的影响如图 20 和图 21 所

示,和制动工况类似,除了形状参数^ACy外, 速度基本对其他缩放因子没有影响。



最后研究了不同车辆的影响,从图 22 和图 23 可以看出车辆的影响主要对形状缩 放因子和曲率缩放因子有一定的影响。





图 22 纯侧偏工况:车辆影响, VTI(光滑冰路面; 30km/h) SMOOTH ICE - NOKIAN



3.3 复合滑移测试

9

复合滑移工况涉及的缩放因子为 $\lambda_{x\alpha}$, λ_{yx} , λ_{yx} ,由于缩放因子的辨识是从缩放的 MF 轮胎模型参数开始的,并且由于纯纵向和纯转弯缩放因子的辨识给出了良好的结果,因此复合工况下的缩放因子的变化很小。

从图 24 和图 25 上可以看出,装有 PAN 轮胎的 VTI 拖车在干沥青路面上进行载荷为 6000N 复合滑移测试工况的试验曲线(平均 化,蓝色曲线)和仿真曲线(浅灰色曲线)的对比结果,以及装有 PAN 轮胎的 Nokian 轮胎测试拖车在光滑冰路面上载荷为 5000N 的复合滑移工况的试验曲线和仿真曲线对 比结果。



图 24 PAN 轮胎:干沥青路面,复合滑移测试工况,垂直 载荷为 6000N,侧偏角为 10°,试验曲线和拟合曲线对比



图 25 PAN 轮胎:十沥青路面,复合浑移测试工况,垂直 载荷为 5000N,侧偏角为 5°,试验曲线和拟合曲线对比

图 26-29 展示了路面对复合滑移工况缩 放因子的影响,由于 Nokian 轮胎测试拖车 没有进行雪路面上的复合滑移测试,所以不 能查看雪路面对缩放因子的影响。和前面的 测试类似,不同路面对复合工况的缩放因子 影响较小,缩放因子值离散程度较小。









图 29 复合滑移工况:路面影响,粗糙冰路面(VTI;30km/h)

从图 30 和图 31 上可以看出,速度对复合滑移工况的缩放因子影响较小。



由于 Nokian 轮胎测试拖车没有进行复 合滑移工况测试,所以本文没有研究不同的 测试拖车对复合滑移工况的缩放因子的影 响。

4 结论

在 VERTEC 欧洲项目(任务 2a 和 2b)中 进行了广泛的全面试验测试,以研究一些整 体重要参数(如路面,试验车辆和天气条件) 对轮胎特性的影响等。如果使用缩放因子根 据 MF 轮胎模型解释影响,可以得出以下结 论:

1)除了移位缩放因子^{入_{11x}, 入_{11y}, 入_{1x}, 入_{1y},}

技术前沿

及纯侧滑的曲率缩放因子^{*λ*₅, 之外, 在大多数情况下缩放因子值的离散程度非常小, 这是因为缺少大侧偏角下的测试数据。}



 2)不同的路面主要对峰值摩擦系数缩 放因子有较大的影响,同时也对刚度缩放因 子有一定的影响;

3)车辆类型对纯侧偏、纯纵滑工况基本没有影响,除了 $^{\lambda_{Cy}} n^{\lambda_{Ey}};$

4)车辆行驶速度对缩放因子基本没有 影响;

5)复合工况的缩放因子离散程度比较 小。

为了验证辨识之后的带有缩放因子的 MF轮胎模型,后续工作将进行多体车辆模型 仿真结果和装备整车测试设备得到的试验 结果对比分析。

致谢

我们非常感谢欧洲共同体资助了这个研究项目和所有其他合作伙伴,特别是 VERTEC项目(官方合同G3RD-CT-2002-00805) 协调员 Mancosu 先生和参与任务 2a(参考轮 胎模型辨识及测试)和任务 2b(轮胎-路面 交互模型的开发和验证)的合作伙伴。

参考文献

- [1]. Pacejka, H.B., 2002, Tyre and Vehicle Dynamics (Oxford: Butterworth-Heinemann).
- [2]. Pacejka, H.B. and Besselink, I.J., 1996, MF-Tyre User Manual. A Design and Analysis Tool for Modelling and Simulation of Tyre Behaviour (Delft: Delft Tyre).
- [3]. Nordström, O. and Åström, H., 2001, Upgrading of VTI friction test vehicle BV12 for combined braking and steering tests under aquaplaning and winter conditions. Proceedings of the 2nd International Colloquium on Vehicle Tyre-Road Interaction, Florence, Italy.
- [4]. Hakanen, J. and Kähärä, T., 2001, Tyre characterisation on ice and snowwith a measurement vehicle. Proceedings of the 2nd International Colloquium on Vehicle Tyre–Road Interaction, Florence, Italy.
- [5]. Coleman, T.F. and Li,Y., 1996, An interior, trust region approach for non-linear minimization subject to bounds. SIAM Journal on Optimization, 6.



子午线轮胎凸块冲击特性仿真分析与评价

王立臣¹, 臧孟炎¹, 杨晓光², 周涛² (1. 华南理工大学, 广州 510640; 2. 万力轮胎股份有限公司, 广州 511400)

摘 要:以215/60 R16 型号的半钢子午线轮胎为研究对象,利用 ABAQUS 建立轮胎有限元模型, 仿真分析轮胎的径向和包覆刚度,并与试验结果比较验证轮胎静态特性仿真结果的正确性。选 择滚动速度为 10 km/h, 垂向载荷为 3 384 N 的工况, 仿真分析轮胎的 90° 凸块冲击试验。轮 轴垂向力和纵向力仿真结果与试验结果的良好一致性,说明了有限元法对轮胎凸块冲击特性仿 真分析的有效性。

关键词:有限元分析,静态性能,动态性能,凸块冲击试验

中图分类号: U463.341 文献标识码: A DOI: 10.3969/j.issn.2095-1469.2018.05.04

Simulation of Transient Dynamic Characteristics of Radial Tire on Uneven Road

WANG Lichen¹, ZANG Mengyan¹, YANG Xiaoguang², ZHOU Tao²

South China University of Technology, Guangzhou 510640, China;
 Wanli Tire Corporation Limited, Guangzhou 511400, China)

Abstract: The paper studied the cleat impact characteristics of 215/60 R16 radial tires. Firstly, the FE-model of the tirewas built in ABAQUS and the radial stiffness and enveloping characteristics were analyzed by the simulation. The model was verified by comparing the simulation results with experimental data. The cleat test in which the cleat was configured 90° to the path of the tire was simulated under the working condition with the applied radial load of 3 384 N and the speed of 10 km/h. The axle vertical and longitudinal forces obtained in the simulation agree well with the experimental results which proves the cleat impact simulation method is valid.

Keywords: finite element analysis, static characteristic, dynamic characteristic, cleat-test

轮胎的减振作用作为整车减振系统 的第一环节,其性能对整车的操纵性、舒 适性有着重要的影响。在轮胎的设计阶段, 不仅要考虑轮胎的静态特性,还应考虑轮 胎的瞬态特性。凸块冲击试验是轮胎瞬态 特性试验最为重要的试验之一^[1],通过获 取各个速度工况下轮轴力的响应,可以进 行轮胎瞬态特性的评价。因此,对该试验 进行仿真分析具有重要的工程意义。管迪 华等^[2]系统介绍了用于轮胎凸块冲击特 性仿真分析的多种模型,包括 F-Tire 模 型、SWIFT模型、有限元模型等。费瑞萍 ^[3]以 F-Tire 模型为基础,利用 ADAMS 软 件对轮胎的凸块冲击特性进行了仿真研 究。李俊浩^[4]基于刷子模型,利用 ADAMS 对轮胎瞬态冲击性能进行了研究。相比于 其它模型,有限元模型可以详细表达轮胎 的内部结构,具有计算精度高,获取结果 信息详尽的优点。特别是近年来,随着计 算机技术的高速发展,有限元理论不断完 养 善,使用有限元方法研究轮胎瞬态冲击特 普 性的效率大幅提升。WE 等^[5]和 KAO^[6]利用 盖 有限元方法对轮胎的瞬态特性进行仿真 分析,但轮胎有限元模型过于简化,也没 有考虑轮辋的影响。

本文以 215/60 R16 型号的轮胎为研 究对象,利用有限元软件 ABAQUS 建立轮 胎有限元模型,进行轮胎径向刚度和包覆 刚度的仿真与对标。在确定轮胎有限元模 型静态特性合理性的基础上,对轮胎凸块 冲击试验进行仿真分析,并通过与对应试 验结果的比较,确认轮胎瞬态性能有限元 仿真分析方法的正确性。

1 轮胎有限元模型的建立

1.1 轮胎有限元网格模型

首先,在ABAQUS 中采用轴对称方式 建立轮胎二维有限元模型,并在二维模型 中完成轮辋安装和轮胎充气(0.21MPa)。 然后通过 *SYMMETRIC MODEL GENERATION, REVOLVE 命令旋转生成三维有限元模型, 并将二维计算结果进行传递。此时,二维 轴对称橡胶单元转变为三维实体橡胶单 元,单元类型由 CAX4R 与 CAX3 转变成 C3D8R 与 C3D6。采用 fluid-cavity方式 定义轮胎内压,需要在胎圈与网格化的轮 辋之间建立一层薄壳单元,使轮辋与轮胎 内表面形成封闭腔。带束层、冠带层等橡 胶部分内嵌的钢丝、尼龙帘线采用 rebar 单元建模。旋转生成的轮胎三维有限元网 格模型如图1所示。



图 1 轮胎三维有限元网格模型 1.2 轮胎材料参数定义

轮胎的材料主要由三部分组成,分别

为橡胶、帘线钢丝和帘线尼龙。由于本文 涉及轮胎的静态特性和瞬态特性的仿真 分析,所以既要考虑橡胶的超弹性特性又 要考虑橡胶的粘弹性特性。

橡胶部分的超弹性特性采用 YEOH 模型进行定义,其应变能密度三次方程^[7] 描述为:

$$U=C_{10}(I_{1}-3)+C_{20}(I_{1}-3)^{2}+C_{30}(I_{1}-3)^{3}+\frac{1}{D_{1}}$$
$$(J^{e1}-1)^{2}+\frac{1}{D_{2}}(J^{e1}-1)^{4}+\frac{1}{D_{3}}(J^{e1}-1)^{6}.$$
 (1)

式中:U 为应变能密度;C_{i0}与 D_i为 材料常数,分别与橡胶的剪切特性与压缩 特性有关;J^{e1}为弹性体积比,不可压缩 材料其值为 1;I₁为第一偏应变不变量。 通过拟合橡胶单轴拉伸试验曲线可获得 C₁₀,C₂₀,C₃₀ 等 YEOH 材料模型的参数值。

采用归一化的 prony 级数^[7]描述橡胶的粘弹性特性,时域归一化 prony 级数描述为:

 $\mathbf{g}_{\mathbf{R}}(\mathbf{t}) = 1 - \sum_{i=1}^{N} \overline{\mathbf{g}}_{i}^{p} \left[1 - e^{(-t/\tau_{i}^{G})} \right]_{\circ} (2)$

式中: $g_{R}(t)$ 为归一化弹性剪切模量 值; $\bar{g}_{i}^{p} 与 \tau_{i}^{G}$ 为材料常数,通过拟合橡 胶材料应力松弛试验结果获得。

钢丝帘线层与尼龙帘线层的材料参 数与角度参数根据实测参数进行定义。

2 模型静态特性验证

轮胎的静态特性是研究瞬态特性的 基础,考虑到凸块冲击试验中凸块尺寸比 较小,轮胎越过凸块时会产生包覆凸块现 象,所以轮胎有限元模型的静态特性评价 包括径向刚度和包覆刚度。

2.1 径向刚度评价

径向刚度仿真方法^[8],是在约束轮6 个自由度的基础上,提升路面实现径向加

载。提取轮辋中心点的径向支反力与路面 位移,获得径向刚度曲线,如图2所示。



由图 2 可知,轮胎径向刚度仿真结果 与实验结果具有良好的一致性。

2.2 包覆刚度评价

轮胎的包覆刚度仿真方法^[8],是首先 约束轮辋6个自由度,然后提升路面实现 轮胎径向加载后,单独提升凸块 10mm, 实现包覆刚度仿真分析。提取凸块提升阶 段的轮辋径向支反力与凸块位移,获得图 3 所示的包覆刚度曲线。



由图 3 可知,包覆刚度的仿真结果也 与试验曲线具有良好的一致性。

以上分析验证了轮胎有限元模型静态特性的正确性,为后续轮胎瞬态特性仿 真分析奠定了基础。

3 轮胎凸块冲击仿真分析和评价

3.1 凸块冲击试验

为了给仿真工作提供对标试验依据, 在高速转鼓试验机上进行了轮胎的凸块 冲击试验。转鼓试验机的原理如图4所示。

试验机转鼓的直径为 2m,所以轮胎 在转鼓上的越障响应可以近似模拟轮胎 在水平路面上越过障碍物^[9]。转鼓中心 A,轮胎中心B以及系统固定点C位于一条 直线上,由转鼓转动驱动轮胎转动。安装 在转鼓上的凸块尺寸为 25×25 mm,足够 的刚度保证与轮胎冲击时不发生明显变 形。



图 4 转鼓越障试验机原理示意图

轮胎凸块冲击试验方法如下:

(1)将轮胎安装在轮辋上进行充气, 充气压力为 0.21 MPa。静止 5 h 后,将 轮胎安装在转鼓试验台上。

(2)参照图 4,向转鼓中心方向移 动轮辋,实现3384N的径向加载并记录 此时轮辋的位移量,然后释放位移以清除 轮胎与转鼓之间的法向载荷。

(3) 将凸块安装在转鼓上,转动转进 鼓使其表面切向速度达到 10 km/h,再移 动轮胎直到轮辋的位移达到第二步中记 浴 录的位移值后,约束轮辋中心的垂向自由 度。

(4)待轮胎进入自由滚动状态后, 提取多个连续周期的轮胎轮轴力,取平均 值获得轮轴力的时间历程即为轮胎凸块 的冲击响应。

3.2 凸块冲击试验仿真方法

路面与障碍物采用解析刚体建模,并 且将凸块固定在路面上。为提高仿真分析 精度,对可能与凸块接触的部分轮胎网格 进行了周向细化,以此建立的轮胎滚动越 障仿真模型如图 5 所示。



图 5 轮胎滚动越障仿真模型

轮 胎 瞬 态 特 性 仿 真 分 析 需 利 用 ABAQUS 软件的显式求解方法。在轮胎显 式滚动分析之前,采用 ABAQUS/Standard 中的稳态传输功能,利用拉格朗日 - 欧 拉混合算法,获得轮胎以特定速度滚动的 自由状态^[10],作为显式滚动仿真分析的 初始条件。

在稳态传输分析模型中,用 TRANSPORT VELOCITY 选项定义轮胎材料 通过模型网格的转动速度,用 MOTION选 项定义移动参考坐标系的水平运动速度,即轮胎的平动速度^[11]。进行一次制动与 驱动分析,获得此过程中轮胎所受摩擦力 为0或者轮胎纵向力为0时对应的转速,即轮胎自由滚动转速^[12]。在滚动速度为 10 km/h、垂向载荷为3384 N的条件下, 求得自由滚动角速度为 8.61 rad/s,如 图6 所示。



获得轮胎的自由滚动状态后,通过数据传输(*import 关键字)功能将轮胎的自由滚动状态传递 ABAQUS/Explicit 中。此时,轮胎在初始阶段即为特定速度的自由滚动。轮胎越障仿真分析流程如图 7 所示。



图 7 轮胎越障仿真分析流程图

3.3 仿真结果及评价

采用图 7 的分析流程,进行在 10 km/h 工况下的轮胎越障仿真分析,并从 分析结果中分别提取轮胎越障过程的轮 轴纵向力和垂向力。

轮胎越障过程的轮轴纵向力和垂向 力的仿真与试验结果如图 8 所示。





由图 8 可知,轮胎越障过程中,轮 轴纵向力经历了一个周期类似正弦波的 振动,而轮轴垂向力表现为半个周期的正 弦波振动。轮轴垂向力与纵向力的仿真结 果与对应试验结果基本一致,说明了轮胎 瞬态特性有限元仿真分析方法的有效性。

4 结论

首先,利用 ABAQUS 建立了轮胎有限 元模型,使用有限元隐式分析方法进行了 轮胎静态特性的仿真,通过刚度试验验证 了轮胎静态特性的合理性。然后,使用有 限元显式分析方法,对轮胎凸块冲击试验 进行了仿真分析和评价。轮胎越障过程中, 轮轴纵向力和垂向力时间历程与试验结 果高度一致,说明了轮胎越障现象有限元 仿真分析方法的有效性,为整车越障过程 有限元仿真评价提供了重要基础。



参考文献

- DORFI H R. Tire Cleat Impact and Force Transmission: Modeling Based on F-TIRE and Correlation to Experimental Data [C] //SAE Technical Papers, 2004-01-1575.
- [2] 管迪华, 范成建. 用于不平路面车辆动力学仿真 的轮胎模型综述 [J]. 汽车工程, 2004, 26(2): 162-167.

GUA Dihua, FAN Chenjian. A Review of Tire Models for Vehicle Dynamics Simulation on Uneven Road [J]. Automotive Engineering, 2004, 26 (2): 162-167. (in Chinese)

- [3] 费瑞萍. FTire轮胎模型的仿真分析及试验研究
 [D]. 吉林: 吉林大学, 2011.
 FEI Ruiping. Simulation Analysis and Experiment Study of FTire Model [D]. Jilin: Jilin University,
- 2011. (in Chinese)
 [4] 李俊浩. 基于刷子模型的不平路面轮胎高频动态特性研究 [D]. 吉林: 吉林大学, 2006.
 LI Junhao. Study Tire High Frequency Dynamic Properties Based on Brush Model to Road Unevenness [D]. Jilin: Jilin University, 2006. (in Chinese)
- [5] WEI Chongfeng, OLATUNBOSUN O A, YANG Xiaoguang. A Finite-element-based Approach to Characterising FTire Model for Extended Range of Operation Conditions [J]. Vehicle System Dynamics, 2017, 55 (3): 295-312.

- [6] KAO B G. Tire Transient Analysis with an Explicit Finite Element Program [J]. Tire Society, 1997, 25 (4): 230-244.
- [7] GHOSH P, SAHA A, BOHARA P C, et al. Material Property Characterization for Finite Element Analysis of Tires [J]. Rubber World, 2006, 233
 (4): 22-26, 31.
- [8] 臧孟炎,许玉文,周涛. 三维非线性轮胎的五刚 特性仿真 [J]. 华南理工大学学报 (自然科学版), 2011, 39 (1): 129-133.
 ZANG Mengyan, XU Yuwen, ZHOU Tao. Simulation Analysis of 3-D Model Nonlinear Tire's Five Stiffness [J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2011, 39 (1): 129-133. (in Chinese)
- [9] 张绍国,高峰,徐国艳,等. 汽车轮胎与转鼓的 滚动特性分析 [J]. 汽车工程, 2013, 35 (4): 341-346.
 ZHANG Shaoguo, GAO Feng, XU Guoyan, et al. An Analysis on the Rolling Characteristics Between Tire and Dynamometer Drum [J]. Automotive Engineering, 2013, 35 (4): 341-346. (in Chinese)
- [10] TAHERI S, SANDU C, TAHERI S. Finite Element Modeling of Tire Transient Characteristics in Dynamic Maneuvers [J]. Journal of Wildlife Management, 2014, 79 (2): 195-210.
- [11]Abaqus, Inc.Abaqus Example Problems Manual, Version 6.13 [M]. Netherland: Abaqus, Inc., 2009.

作者介绍



责任作者:王立臣(1991-),男,山东惠民县人。硕士研究生,主要从事轮胎性能 CAE 仿真研究。

Tel: 15521060297 E-mail: wanglichenk@163.com



通讯作者: 臧孟炎(1961-), 男, 湖南华容县人。教授, 博士生导师, 主要从事汽车 CAE 仿真方法与应用研究。 Tel: 13922252702 E-mail: myzang@scut.edu.cn





柔性非充气轮胎二维模型的建立

刘涛 译

(吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室,长春 130025)
 原文下载链接: <u>https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2012.03.007</u>
 原文作者: Amir Gasmi^a, Paul F.Joseph^{a,*}, Timothy B.Rhyne^b, Steven M.Cron^b

a 克莱姆森大学机械工程系,102 号楼, 克莱姆森·美国

b 米其林美国研发公司,米其林路 515 号,格林维尔·美国

摘要:本文展示了一种适用于无摩擦刚性地面的柔性非充气轮胎的分析模型。轮胎模型由薄的柔性环形带和辐条组成,辐条将带连接到刚性轮毂上。环形带使用弯曲梁理论建模,该理论考虑了由于弯曲,剪切和周向延伸引起的变形。辐条在模型中连续分布并充当线性弹簧,仅在拉伸状态下起作用,这引入了非线性响应。准静态二维分析侧重于接触面,垂向轮胎刚度和滚动阻力如何受到带和辐条的刚度特性的影响。使用环形带中剪切应变的傅里叶级数表示和材料的复数模量来预测由于稳态滚动引起的滚动阻力。从分析的角度来看,当车轮在其轮毂处加载时,会形成以下三个不同的区域:(1)轮毂通过辐条从柔性带的上部悬挂的支撑区域,(2)辐条弯曲并且没有作用的自由表面区域,以及(3)柔性带由地面支撑而没有辐条效应的接触区域。这三个区域的角度界限由辐条角度和接触角确定,辐条角度和接触角分别是辐条开始张紧的角度和限定接触边缘的角度。在柔性带的横截面的质心处的接触应力,应力合力和位移的闭合形式表达用这些角度表示,这必须在数值上确定。本文对轮胎参数进行了全面的参数分析,可用于帮助支持合规的非充气轮胎的最佳和合理设计。通过使用商业有限元软件 ABAQUS 和实验滚动阻力数据与两个计算模型进行比较来验证该模型。

关键词: 非充气轮胎、柔性车轮、滚动阻力、接触压力、延伸弯曲梁、剪切变形、铁摩辛柯梁

1 引言

自 1888 年由 J.B. Dunlop 发明 (Tompkins, 1981)充气轮胎以来,在全 球市场需求促进下,充气轮胎的研究经历 了巨大的发展。在此期间,已经开发了许 多理论和经验模型来解释或理解轮胎行 为及其对车辆动力学的影响。这些模型的 范围从预测轮胎与地面接触时产生力和 力矩的模型,到关注轮胎负载滚动中发生 的特定物理现象的模型。虽然充气轮胎是 地面车辆的主要移动形式,但是非充气轮 胎在某些应用中具有优势,例如不平坦的 路面。在开发非充气轮胎模型时,首先需 要考虑充气轮胎的相关文献。

用于充气轮胎的动态分析的计算模型已经被开发出来,例如 Soedel 和 Prasad(1980),Kung等人(1986),Huang

和 Soede1(1987),以及 Huang 和 Su(1992) 的成果。这些模型是基于弹性环开发的, 已经证明这是一种非常成功的近似自然 频率和由充气轮胎的结构振动影响的模 态形状的方法。Huang 和 Su (1992) 使用 Soedel(1981)、Bishop 和 Johnson(1960) 开发的接收方法,基于滚环模型确定道路 上充气轮胎的固有频率和模态形状。道路 接触被假定为点接触并且在径向和周向 方向上被约束在接触点处。 Kung 等人 (1986)在弹性环上开发了一个带有径向 和圆周弹簧的环。将环模型与更复杂的把 轮胎建为双弯曲非线性壳体的有限元模 型成功地进行了对比。Huang 和 Soedel (1987)通过比较静止环上的动态力的结 果和旋转环受到静止力的结果,研究了科 里奥利加速度对弹性环的动力学的影响。 票 Kindt 等人(2009)已经考虑使用三维环 😤



模型研究结构噪声,并证明该模型在高达 300 Hz 时有效。Huang、Su(1992)以及 Kindt 等人(2009)对充气轮胎的动态研 究进行了广泛的描述。

在所有这些研究中,通过遵循欧拉-伯努利光束假设忽略了剪切引起的变形, 并且使用接收理论简化了接触问题。

还有一个重要的经验模型贡献,也许 是最着名的工作,是由 Pacejka 和 Bakker (1993)做的。该模型提供了一组数学公 式,从中可以计算出由道路和轮胎之间的 相互作用产生的力和力矩,可以用于纵向, 横向和外倾滑动工况。Pacejka 和 Sharp (1991)对这种经验模型进行了大量验证。 虽然这些经验模型已被证明非常有用,但 它们并不系统,需要大量的测试和校准, 这使得它们难以应用于参数研究。

还有一些关于粘弹性建模的研究,它 解决了当轮胎达到临界速度时发生的驻 波现象。该临界速度是充气轮胎的极限速 度。Padovan(1976)首先利用弹性环经 典模型对轮胎进行建模并考虑了 Kelvin-Voigt 型粘弹性模型的阻尼,首 次研究了结构阻尼对驻波现象的影响。该 研究表明,驻波现象基本上是粘弹性类型 的共振响应。在后来的研究中,Padovan (1977)使用改进的轮胎模型并重新考虑 了这个问题,该轮胎模型利用有限元方法 来解释旋转层对非线性壳体加载。该研究 证明了粘弹性效应在驻波的发展中起着 重要作用。最近, Qiu (2009) 开发了一 种用于在刚性地面上滚动的,粘弹性层状 圆柱滚子的半分析模型。傅里叶级数用于 计算表征材料粘弹性的复数模量 G'和 G" 的频域主曲线。他还展示了该模型有效预 测滚动阻力和接触应力的能力,并捕捉了 驻波现象的主要特征,例如当滚动速度接 近临界值时,滚动阻力急剧上升,驻波的 出现和材料动态软化。

有关充气轮胎力学文献的广泛概述, 请参阅本书第7章"气动轮胎的力学", Clark(1981)。有关充气轮胎有限元建模 的详尽文献综述,读者可参考 Ghoreishy (2008)。

文献中提出的充气轮胎模型中很少 包括对接触问题的分析处理。一般而言, 道路接触仅通过使用计算方法来解决。在 纯弯曲梁分析的情况下,从分析的角度来 看,尚未充分详细地研究轮胎接触问题。 本研究中考虑的非充气轮胎所需要的这 种模型细节由 Rhyne 和 Cron (2006) 引 入。它们的设计包括一个柔性环,具有弯 曲和剪切变形。Gasmi 等人(2011) 最近 的一篇论文讨论了在两个刚性表面之间 挤压的这种柔性环的接触问题。此外,关 于非充气轮胎模型的研究很少。 Genta (2009)提出了一种用于低重力应用的弹 性轮作为充气轮胎的替代解决方案,用于 极端条件下的外星探测,例如受到不同种 类的辐射,在真空中操作以及在极度磨蚀 的环境中等。同样, Rhyne 和 Cron(2006) 提出了一种适用于像地球一样的地外条 件的非充气轮胎。作者证明,这种柔性车 轮可以替代充气轮胎,轻松复制大部分气 动特性并可能超过其他特性。这种柔性车 轮被称为 Tweel™轮胎。 根据 Rhyne 和 Cron (2006)的说法,非充气轮胎将垂直 刚度分开,这会影响乘坐舒适性,影响操 纵和转弯的横向刚度以及纵向刚度。在 Twee1[™]轮胎的情况下,这些可以独立优化。 因此,这种非充气轮胎打破了传统的充气 轮胎限制并可能扩大设计空间。

基于前述文献,在非充气轮胎建模领 域存在重要需求。故本文提出了一种使用 弯曲梁理论的分析模型,以准确表示特定 类型的非充气轮胎的设计空间,并支持该 轮胎的合理设计。特别地,该研究旨在通 过将车轮的结构刚度与接触条件联系起 来来描述非充气轮胎的大多数重要特征。 与 Rhyne 和 Cron (2006)的研究相比, 他们只考虑环中的剪切变形,目前的研究 还包括弯曲和伸展变形模式。此外,该 研究解决了完整的问题,例如,量化轮辐 料 剛度对接触压力和轮胎垂直刚度的影响。 對 准静态加载的弹性非充气轮胎。该模型提供了在低速和中速下自由滚动轮胎的稳态解决方案,其中惯性力可忽略不计。该模型的应用包括,用于轮椅,割草机,推土机,太空漫游车,汽车,卡车,军用车辆等的轮胎。该模型使用商业有限元软件 ABAQUS 验证连续和离散辐条。此外,用 试验数据验证了滚动阻力的预测。对轮胎的一些关键特征进行参数分析,以探索设 计空间并展示模型的能力。

2 分析非充气柔性轮胎建模

所考虑的非充气轮胎的物理模型包括胎面,柔性薄带,离散轮辐,其连续穿过轮胎和轮毂的厚度。在常规操作条件下,这种车轮主要在其平面内变形,实现了从 三维结构分析到二维结构分析的简化。在 这项研究中,柔性胎面的效果被忽略,轮 毂被认为是刚性的,因此,模型侧重于柔 性环形带和辐条,分别在下面的 2.1 和 2.2 节中给出。

2.1将柔性环形带模拟为圆形Timoshenko梁

由于柔性环形带与地面相互作用并 决定了车轮的大部分特性,因此通过考虑 所有必要的机械细节来仔细建模和研究 该部件是至关重要的。由于环形带的厚度 远小于其周长,因此圆形梁模型是合适的。 利用圆柱坐标系,在任意角度位置*θ*,柔 性带中的位移场可以用径向变量 r 的多 项式来近似。 可以基于所需的精度来选 择多项式的阶数,这将建模简化为角坐标 中的一维问题。在该研究中,使用圆周位 移的线性近似和区别于厚度空间变量的 恒定径向位移。该方法由 Gasmi 等人 (2011)开发,其产生圆形,可延展的 Timoshenko 梁。该建模过程形成了研究 柔性非充气轮胎的静态特性的基础,并且 考虑了弯曲,剪切和周向延伸方面的变形。

Timoshenko 圆形梁是最简单的薄弹 性连续体模型,可以解释正常伸展,正常 弯曲和横向剪切的三种主要变形机制。在 这种轮胎设计中,最后一种变形模式被验 证是最重要的。位移场由厚度坐标 z = r-R 中的以下多项式表达式近似表示,其中 R 是其平均半径,(Gasmi 等人于 2011 年 提出):

$$\begin{split} u_{r}(z,\theta) &= u_{r}(\theta), \\ u_{\theta}(z,\theta) &= u_{\theta 0}(\theta) + z\phi(\theta) \\ & (1) \\ & \theta \\ & \exists \\ U \\ & \neg \\ r_{r} = 0, \\ & \varepsilon_{rr} = 0, \\ & \varepsilon_{\theta \theta} = \frac{1}{R+z} (\frac{du_{\theta 0}}{d\theta} + u_{r} + z\frac{d\phi}{d\theta}), \\ & (2) \\ & \gamma_{r\theta} = \frac{1}{R+z} (\frac{du_{r}}{d\theta} - u_{\theta 0} + R\phi). \end{split}$$

与(1)一致的应力分布由下式给出,

$$\sigma_{rr} = \sigma_{rr}(\theta),$$

 $\sigma_{\theta\theta} = \frac{N(\theta)}{A} + z \frac{M(\theta)}{I},$ (3)
 $\sigma_{r\theta} = \frac{V(\theta)}{A},$

其中 A, I, N, V 和 M 分别为环的横 截面的质心处的横截面积,横截面的面积 惯性矩,内部轴向力,内部横向剪切力和 内部力矩。

图 1 所示为具有矩形横截面的均匀 弯曲梁的 3-D 环模型。基于方程(1)中 的近似值,它满足 Gasmi 等人(2011)得 出的控制方程:





图 1. 具有矩形横截面的均匀弯曲梁: (a) 平面外变形的 3-D 模型, (b) 平面变形中的 1-D 模型 (Gasmi 等, 2011)

在这些方程中, EA 是圆周刚度, EI 是弯曲刚度, GA 是剪切刚度, 函数 $q_r(\theta)$ 和 $q_{\theta}(\theta)$ 分别是在环形带的中间表面施加 的径向和周向分布载荷。三个刚度参数彼 此独立,并且可以通过用于给定正交各向 异性柔性环的标准均质化技术获得。耦合 微分方程(4)满足以下唯一的基本/自然 边界条件;其中任何一个必须在横梁的每 个边缘都知道:

$$u_{r}(\theta_{i})/V(\theta_{i}) = \frac{GA}{R} \left(\frac{du_{r}}{d\theta} - u_{\theta 0} + R\phi\right)\Big|_{\theta_{i}},$$
$$u_{\theta 0}(\theta_{i})/N(\theta_{i}) = \frac{EA}{R} \left(\frac{du_{\theta 0}}{d\theta} + u_{r}\right)\Big|_{\theta_{i}}, \qquad (5)$$

$$\phi(\theta_i) / M(\theta_i) = \frac{EI}{R} \frac{d\phi}{d\theta}\Big|_{\theta_i}; i = 1, 2$$

2.2 适用于柔性结构轮的辐条模型

在本节中,柔性带和轮毂之间的载荷 传递是为称为顶部装载非充气轮胎定义 的,这种轮胎施加到轴上的重量基本上由 车轮从上方以张力承受。由于轮胎是非充 气的,因此没有内部气压的影响。相反, 唯一的机械相互作用是通过形成连接的 材料,即辐条完成的。

尽管可以使用类似于充气轮胎的连续侧壁来制造顶部装载机(例如 Rhyne和 Cron2006),但是更方便的设计使用多个薄弹性辐条形成带和轮毂之间的连接。无论选择如何,假设这些介质仅在张力下起作用,如图2所示,保证了载荷从刚性轮毂传递到与顶部装载器一致的环形柔性带。将离散辐条与连续分布的情况进行比较,虽然结果在局部范围内会有所不同,但在全局范围内,总体平均结果将达成一致。因此,为了数学计算简单起见,假设并





图 2. 连续辐条分布模型,其中 k 是以每单位面积的 力为单位的辐条刚度, b 是轮胎的平面外宽度。

离散和连续辐条模型的几何构型分 别如图 3(a) 和(b) 所示。分别假设离 散辐条的横截面为矩形,具有厚度 t,宽 度b和长度L。这些图中定义的参数用于 确定等效刚度,这两种情况可以保证等效 力或应力的径向位移相等。

对于具有离散辐条的车轮的情况,如 图 3 (a) 所示, 在虚线 (即一个辐条) 之间限定的单位宽度的等效张力由下式 给出:

$$F_{eq} = E_D \frac{t}{L} u_r(R), \qquad (6)$$

其中 E_D是辐条材料的杨氏模量。

对于连续辐条情况,每单位宽度对应 于离散情况下相同面积量的等效张力,需 要更精细的弹性解决方案。

考虑连续轮辐的无穷小元素,如图4 (a) 所示。径向力平衡由下式给出

 $(r+dr)d\theta\sigma_r(r+dr) - rd\theta\sigma_r(r) = d\theta dr \frac{d[r\sigma_r]}{dr}(r) = 0.$ (7)





图 3. 车轮几何图示: (a) 离散辐条, (b) 连续辐条



图 4. 连续辐条的无穷小元素:(a)力平衡,(b)均匀拉伸 的示意图

接下来考虑径向拉伸下连续辐条的 无穷小单元,如图 4(b)所示,它给出 了径向应变:

$$\varepsilon_{rr} = \frac{u_r(r+dr) + dr - u_r(r) - dr}{dr} = \frac{du_r}{dr}.$$
 (8)

使用方程(7)和(8)以及由下式给 出的应力-应变关系,

$$\sigma_r = E_C \varepsilon_{rr},\tag{9}$$

其中 E_c 是连续辐条材料的杨氏模量, 径向位移的表达式可以确定为:

$$u_r(r) = u_r(R) \frac{In(r/a)}{In(R/a)}, \qquad (10)$$

并且每单位宽度的等效张力的表达 式为:

$$F_{eq} = u_r(R)Rd\theta = E_C \frac{2\pi}{nIn(R/a)} u_r(R), \qquad (11)$$

如图 3(a) 所示, n 是离散辐条的数 量。因此,使用公式(6)和(11),离散 和连续辐条的杨氏模量之间的关系是:

$$E_D = E_C \frac{2\pi L}{nt \ln(R/a)}.$$
(12)

最后,在图2所示的弹性基础的情况 下,每宽度的等效张力的表达式可以确定 为:

$$F_{eq} = \int_0^\alpha \left[-q_r(R) \right] R d\theta = k \frac{2\pi R}{nb} u_r(R).$$
(13)

因此,使用弹簧模量^k和离散和连续 辐条的杨氏模量 *E*_D和 *E*_C之间的以下关 系,可以将两类辐条进行弹性建模:

$$k = E_C \frac{b}{R} \frac{1}{\ln(R/a)} = E_D \frac{n}{2\pi} \frac{tb}{LR}.$$
 (14)

综上,如图2所示,辐条效果的模型 是在环形柔性带上施加应力

$$q_r(\theta) = \begin{cases} -\frac{k}{b} u_r(R,\theta), u_r > 0\\ 0, u_r < 0 \end{cases},$$
(15)

其中刚度 k 在方程(14)中根据图 1-3 中辐条的几何形状和材料特性定义。

3 解决方案步骤

在上面的部分中,说明了方程(14) 和(15)可用于模拟不同的轮辐设计。这 些方程表明辐条仅在张力时才能抵抗变 形。

第 2.1 节中总结的控制方程式与 Gasmi 等人(2011)推导出的方程式相同。 在该研究中,完整环的解决方案由两个接 触区域和环的其余部分组成。从对称性来 看,只需要考虑两个不同的区域。

然而,在目前的研究中,当柔性轮在 其轮毂处准静态加载时,由于辐条仅在张 力下起作用,因此三个区域如图5所示:

(1)接触区域(辐条弯曲,不对环施加负荷)。

(2)自由表面区域(接触边缘和辐 条接合角度之间的区域)。

(3)支撑区域(辐条处于张紧状态)。



由于加载的对称性和车轮相对于垂 直轴的几何形状,通过应用适当的边界条 件,仅考虑半个车轮。因此,问题相当于 求解三个独立的控制方程,其中每个控制 方程都是由(4)给出的一般控制方程的 变形。解决方案的不同之处在于每个区域 的分布牵引负载的差异。在接触区域中存 在法向和切向接触应力,在自由表面区域 中没有施加牵引力,并且在支撑区域中存 在来自等式(15)限定的辐条的径向应力。 下面分别考虑这些区域。

3.1 接触区域

由于接触被认为是无摩擦的,因此接触压力 q(θ) 垂直于刚性地面。垂直压力需要方程(4)中的径向和周向力分布如下:

$$q_r(\theta) = q(\theta)\cos(\theta),$$

$$q_{\theta}(\theta) = -q(\theta)\sin(\theta).$$
(16)

因此,在接触区域中,控制方程可以写为:

$$EA\frac{d^{2}u_{\theta\theta}}{d\theta^{2}} - GAu_{\theta\theta} + (EA + GA)\frac{du_{r}}{d\theta} + RGA\phi = R^{2}bq\sin(\theta),$$

$$-GA\frac{d^{2}u_{r}}{d\theta^{2}} + EAu_{r} + (EA + GA)\frac{du_{\theta\theta}}{d\theta} - RGA\frac{d\phi}{d\theta} = R^{2}bq\cos(\theta),$$

$$EI\frac{d^{2}\phi}{d\theta^{2}} - R^{2}GA\phi - RGA\frac{du_{r}}{d\theta} + RGAu_{\theta\theta} = 0,$$

$$(17)$$

其中包含四个未知函数^{*u_r*, *u*θ, ^Φ和 *q*。这些未知数必须满足三个控制微分方 程(17)和由接触动力学提供的第四个方 程。如图 5 所示,当平地向上移动^δ并且 车轮保持固定在其中心时,垂直位移可以 用接触面约束方程表示:}

$$w(\theta) = u_r \cos(\theta) - u_\theta \sin(\theta) = R - \delta - R\cos(\theta); |\theta| \le \theta_L$$
(18)

依据 Gasmi 等人(2011)采用的求解 程序来确定由等式(17)和(18)给出的 接触方程的半解析解。由于对称性,作为 偶函数的接触压力被分解为一系列余弦 函数,并确定一般解。最后,通过将方程 (18)的每一侧扩展为泰勒级数并通过匹 ☆ 配项来强制执行接触约束方程(18)。



在环的这一部分中,该解决方案引入了两个随后将由连续性确定的未知积分常数 (C_i)_{1sis2}。

3.2 自由表面区域

在自由表面区域, $\theta_L \leq |\theta| \leq \theta_s$, 方程 (4)中的力的径向和周向分布为零,因 为既没有接触也没有接合辐条。因此:

$$q_r(\theta) = 0,$$

 $q_{\theta}(\theta) = 0.$ (19)

因此,在自由表面区域中,控制方程 由下式给出

$$EA\frac{d^{2}u_{\theta0}}{d\theta^{2}} - GAu_{\theta0} + (EA + GA)\frac{du_{r}}{d\theta} + RGA\phi = 0,$$

$$-GA\frac{d^{2}u_{r}}{d\theta^{2}} - EAu_{r} + (EA + GA)\frac{du_{\theta0}}{d\theta} - RGA\frac{d\phi}{d\theta} = 0,$$

$$EI\frac{d^{2}\phi}{d\theta^{2}} - R^{2}GA\phi - RGA\frac{du_{r}}{d\theta} + RGAu_{\theta0} = 0.$$

(20)

在环的这一部分中,由(21)给出的 一般解决方案引入了六个未知的积分常 数, $(C_i)_{2 \le i \le 8}$

3.3 支撑区域

考虑到图 2 和(4)给出的方程框架, 可以很容易地推导出支撑区域的方程 $\theta_s \leq (\theta)$ 。这些控制方程是:

$$EA\frac{d^{2}u_{\theta0}}{d\theta^{2}} - GAu_{\theta0} + (EA + GA)\frac{du_{r}}{d\theta} + RGA\phi = 0,$$

$$-GA\frac{d^{2}u_{r}}{d\theta^{2}} + EAu_{r} + (EA + GA)\frac{du_{\theta0}}{d\theta} - RGA\frac{d\phi}{d\theta} = -R^{2}ku_{r},$$

$$EI\frac{d^{2}\phi}{d\theta^{2}} - R^{2}GA\phi - RGA\frac{du_{r}}{d\theta} + RGAu_{\theta0} = 0.$$

(22)

新引λ的堂昰县.

$$\begin{aligned} u_{r}(\theta) &= -C_{9} \frac{EA}{EA + kR^{2}} + C_{10}A_{3}\cos(B(\theta - \pi)) + C_{11}A_{4}\cosh(A(\theta - \pi)), \\ u_{\theta 0}(\theta) &= C_{9}(\theta - \pi) + C_{10}\sin(B(\theta - \pi)) + C_{11}\sinh(A(\theta - \pi)), \\ \phi(\theta) &= C_{9}\frac{1}{R}(\theta - \pi) - C_{10}A_{1}\sin(B(\theta - \pi)) - C_{11}A_{2}\sinh(A(\theta - \pi)), \\ N(\theta) &= C_{9}\frac{EAkR}{EA + kR_{2}} + C_{10}\frac{EA(A_{3} + B)}{R}\cos(B(\theta - \pi)) + C_{11}\frac{EA(A_{4} + A)}{R}\cosh(A(\theta - \pi)), \\ V(\theta) &= -C_{10}\frac{GA(1 + A_{1}R + A_{3}B)}{R}\sin(B(\theta - \pi)) - C_{11}\frac{GA(1 + A_{2}R - A_{4}A)}{R}\sinh(A(\theta - \pi)), \\ M(\theta) &= C_{9}\frac{EI}{R^{2}} - C_{10}\frac{EIAB}{R}\cos(B(\theta - \pi)) - C_{11}\frac{EIA_{2}A}{R}\cosh(A(\theta - \pi)). \end{aligned}$$
(23)

$$A = \sqrt{\frac{R^{2}k}{2GA} - 1 + \sqrt{\frac{R^{2}k}{GA} \left(\frac{R^{2}k}{4GA} - \left(1 + \frac{GA}{EA} + \frac{R^{2}GA}{EI}\right)\right)}},$$

$$B = \sqrt{1 - \frac{R^{2}k}{2GA} + \sqrt{\frac{R^{2}k}{GA} \left(\frac{R^{2}k}{4GA} - \left(1 + \frac{GA}{EA} + \frac{R^{2}GA}{EI}\right)\right)}},$$

$$A_{1} = \frac{REAGA(R^{2}k + EA + A^{2}EA)}{EIR^{2}kEA + EIEA^{2} + EIEAGA + GAR^{2}EA^{2} + EIR^{2}kGA},$$

$$A_{2} = \frac{REAGA(R^{2}k + EA - EAB^{2})}{EIR^{2}kEA + EIEA^{2} + EIEAGA + GAR^{2}EA^{2} + EIR^{2}kGA},$$

$$A_{3} = -\frac{EA(GAR^{2}EA + EIEA^{2} + EIEAGA + GAR^{2}EA^{2} + EIR^{2}kGA)}{EIR^{2}kEA + EIEA^{2} + EIEAGA + GAR^{2}EA^{2} + EIR^{2}kGA},$$

$$A_{4} = -\frac{EA(EIR^{2}k + EIGAB^{2} + GAR^{2}EA + EIEA)A}{EIR^{2}kEA + EIEA^{2} + EIEAGA + GAR^{2}EA^{2} + EIR^{2}kGA},$$

$$(24)$$



在环的最后部分,引入了三个更多的 积分常数, $(C_i)_{g_{sisl1}}$ 。

后,通过要求在 θ_{L} 和 θ_{s} 下三个单独通解 的连续性来得出加载的非充气轮胎的解 决方案。这给出了总共十二个方程,两个 角度中每一个角度都有三个自然量和三 个基本量。未知系数包括接触区域中的两 个,自由表面区域中的六个,支撑区域中 的三个以及两个未知角度 θ_{L} 和 θ_{s} 。总的 来说,未知数是十三个,这超过了到目前 为止的方程数。第十三个等式由辐条角度 的定义提供,辐条角度是从辐条开始接合 产生张力到径向位移等于零的位置的角 度。

为了求解该方程组,通过仅使用十一 个线性方程,在角度 θ_L 和 θ_s 方面分析地 确定未知积分常数 $(C_i)_{I \le i \le 1}$ 。因此,所有 表达式都以角度 $\theta_L \, n \, \theta_s$ 给出,且必须满 足剩余的两个等式。通过在 $\theta_L \, n \, \theta_s$ 中找 到两个非犠性方程的根,以数字方式确定 角度 $\theta_L \, n \, \theta_s$ 。

4 验证

该建模程序使用商业有限元软件 ABAQUS 进行验证,使用具有连续辐条的 模型和具有 40 个不连续辐条的模型。考 虑相对于垂直轴的对称性的模型如图 6 所示。在两种模型中,线性平面 Timoshenko梁单元(B21)用于弯曲梁。 无穷小变形理论与线性几何求解器一起 使用。在离散辐条的情况下,辐条使用桁 架元件建模,桁架元件的压缩模量为零。 在连续介质的情况下,辐条被建模为正交 各向异性材料,其中除了在方程(14)之 后考虑张力的径向方向外,所有模量都为 零。



图 6. 变形弹性轮的 ABAQUS 模型: (a) 连续辐条分布, (b) 离散辐条

表 1 列出了定义用于此验证研究的 材料和几何的参数。

表格 1 用于	金证目的的车轮/	属性
---------	----------	----

Material parameters			Geometrical Parameters			
E (GPa)	G (MPa)	k (MPa)	R(mm)	h (mm)	<i>b</i> (mm)	δ (mm)
10	4	1	200	15	60	10

在图 7 中,径向位移(图 7 (a)), 横向剪切力(图 7 (b)),法向力(图 7 (c))和弯矩(图 7 (d))表示为角坐标 的函数。在这些图中,将两个有限元解与 相应的分析解进行比较。此外,在图 8^拱 中,针对图 7 中的三种情况给出了车轮的 新 载荷-挠度曲线。该图包括两个额外的解^造 释大几何形状变化影响的 ABAQUS 解决方案。从这些图的结果可以看出,除了预期的离散辐条的剪切力的情况,所有线性结果都非常一致。分析模型还提供了(1)

中定义的两个附加位移函数和接触压力, 所有这些数值都与 ABAQUS 解决方案一致。 此外,图 8 中的非线性结果显示了这种接 触问题中大偏转的影响。



图 7. 离散和连续辐条的分析和有限元解的比较: (a) 径向位移, (b) 剪切力, (c) 轴向力和 (d)

5 参数分析和注释

在本节中,研究了整个结构的关键元 素之间的关系以及接触区域的细节。为了 支持这项研究,使用这里开发的模型,识 别出一组无量纲关键参数。参数空间涉及 几何参数 δ/R ,它是梁的质心处的环的偏 转和初始半径之间的比率(图 3),以及 三个无量纲材料刚度参数:

$$\overline{K} = \frac{kR^2}{4} \left(\frac{1}{GA} + \frac{1}{EA} + \frac{R^2}{EI} \right), \lambda = \frac{EAR^2}{EI} \frac{(\pi^2 - 8)}{\pi^2}, \gamma = \frac{GAR^2}{EI} \frac{(\pi^2 - 8)}{\pi^2}$$
(25)

它们分别是归一化辐条刚度,柔性环 的轴向与弯曲刚度之比,以及剪切与弯曲 刚度之比。第一个参数 \overline{K} 量化了辐条与 环形带相比的灵活性,并且一旦选择了频 带参数,就有助于设计辐条。第二个参数 λ ,量化了梁延伸性对弯曲刚度的重要性。 第三个参数^{γ}量化了剪切对弯曲刚度的 径向位移,(b)剪切力,(c)轴向力和(d) 重要性。这些参数考虑了非充气车轮的材 料和几何特性。

5.1 接触压力

在本节中,考虑刚度参数对接触压力 的影响。由于归一化压力结果的焦点是材 料行为,因此使用在本节中,考虑刚度参 数对接触压力的影响。由于归一化压力结 果的焦点是材料行为,因此使用 $\delta/R=0.1$ 的恒定值。



TDA

对于图 9 中的结果, 刚度参数 γ 是变 化的, 而辐条参数 \overline{K} 保持恒定且足够大 以保证 $\theta_s > \theta_L$, 这确保了三个区域解。此 外, λ 参数固定在一个较大的值 (不可伸 展带), γ 的值从非常小 (剪切主导弯曲 的 "剪切带")到非常大 (弯曲主导剪切 的 "弯曲带")。这些结果表明弯曲带在接 触边缘处呈现高压峰值并且在接触区域 的中心处呈现非常低的压力的特殊情况, 而剪切带呈现更均匀的压力的特殊情况。

对于图 10 中的结果,参数 \overline{K} 再次保 持恒定并且足够大以保证三个区域解,同 时改变 λ 参数。 λ 参数很小(剪切主导弯 曲),并且比率 λ_y 的值从非常大(剪切主 导弯曲和周向延伸的"剪切带")变化到 非常小(周向延伸主导剪切和弯曲的"延 伸带")。这些结果显示了压力分布如何从 具有接近均匀压力的大接触面的剪切带 转换到点负载的延伸带。

在图 11 中,针对剪切带的情况研究 了辐条参数 \overline{K} 对接触压力的影响。 这些 结果的 λ 参数非常大(不可伸展带)并且 γ 参数很小(剪切支配弯曲),这导致剪 切带的特殊情况。 \overline{K} 的值从非常小(软 辐条和刚性带)到非常大(更硬的辐条和 更软的带)变化。这些结果显示了该模型 的一个非常有趣的特征,其中接触压力可 以大于 *GA*/*Rb* 的极限值,这是由接触环 产生的(Gasmi 等,2011)。该压力升高 是由于辐条引起的接触中心处的压缩轴 向力引起的。为了揭示这种重要的影响, 图 12 的接触问题可以分析解决来自(17) 的控制方程,其对应于小^γ的极限情况。

图 12 中小^γ的接触问题的解析解由 下式给出

$$V(\theta) = GA\tan(\theta), N(\theta) = GA\left(\tan^{2}(\theta^{C}) - \tan^{2}(\theta)\right) + N^{C},$$

$$q(\theta) = \frac{GA}{Rb}\left(\frac{2}{\cos^{3}(\theta)} - \frac{1}{\cos(\theta)}\right) - \frac{\cos(\theta^{C})}{\cos^{2}(\theta)}\left(\frac{N^{C}}{Rb} + \frac{V^{C}}{Rb}\tan(\theta^{C})\right).$$

(26)

对于小角度,(26)中的压力可表示为:

$$q(\theta) = \frac{GA}{Rb} - \frac{N^{C}}{Rb} \cos(\theta^{C}) - \frac{V^{C}}{Rb} \sin(\theta^{C}) + O(\theta^{2})$$
(27)

此外,假设接触角 θ^{C} 通常较小,则 压力的极限值可近似为

$$q(\theta) \approx \frac{GA - N(0)}{Rb},\tag{28}$$



图 9. 标准化接触压力对剪切刚度与弯曲刚度之比的灵敏度, λ 。







图 11. 标准化接触压力对轮辐刚度 \overline{K} 的灵敏度



图 12. 接触问题,以了解刚性辐条引起的轴向压缩对接触压力的影响

这表明当法向力为负且幅度与 GA相当时,极限压力解高于 GA/Rb。在图 11中,例如,对于 \overline{K} =150的情况,近似 表达式(28)预测在 θ =0时归一化压力 为约 6.69,而 \overline{K} =50时,预测为 2.91。 因此,如果图 12中的压力曲线通过 $(GA-N^c)/Rb$ 而不是 GA/Rb 标准化,则曲

28

TDA

线将聚集在一点。可以理解,必须解决完整的问题以确定轴向力的值N(0)。

5.2 车轮的曲率半径

从轮胎设计的角度来看,车轮潜在的 有趣特征之一是车轮加载时的曲率半径 变化,这可能对轮胎磨损,滚动阻力以及 轮胎噪音有影响。在本节中,刚度参数对 车轮曲率半径的影响见图 12-14。 由于 标准化曲率半径的焦点是材料特性,因此 再次使用 $\delta/R=0.1$ 的常数值。

在图 13 中,参数 \overline{K} 保持不变,而^{γ}参数变化。 λ 参数很大(不可伸展带)并且 γ 的值从非常小(剪切带:剪切支配弯曲) 变化到非常大(弯曲带:弯曲支配剪切)。 这些结果表明弯曲带的特殊情况如何沿 着带呈现出平滑的曲率半径变化,而剪切 带的特殊情况具有三个不同的均匀曲率 半径,这些曲率半径由非常短的过渡分开: (1)接触区域 : 无穷大半径,(2)自 由表面区域:比车轮初始半径小的曲率半 径和(3)支撑区域:由于反向偏转,曲 率半径略大于车轮的初始半径。

除了^γ参数很小 (剪切主导弯曲)并 且比率 λ_{y} 的值从非常大(剪切带:剪切 主导弯曲和周向延伸) 变化到非常小(延 伸带:圆周延伸主导剪切和弯曲)之外, 图 14 中的结果类似于图 13 中的结果。 这些结果显示了当比率 λ_y 从非常大到非 常小变化时,支撑区域如何变小而自由表 面区域变大。对于延伸带的情况,自由表 面区域的曲率半径更接近于车轮的初始 半径,而对于剪切带的情况,自由表面区 域的曲率半径小于车轮的初始半径。对于 曲率半径的最后一组结果,在图 15 中, 针对剪切带的情况研究了辐条参数 K 对 曲率半径的影响。参数 λ 非常大(不可伸 展带)并且参数^γ很小(剪切主导弯曲), 这导致剪切带的特殊情况。 \overline{K} 的值从非 常小 (软辐条和刚性带)到非常大 (更硬 的辐条和更软的带)变化。这些结果表明, 随着辐条变得更柔软,自由表面区域和支 撑区域之间的曲率半径间隙变得更小,因 为所有变形都发生在辐条中,辐条刚度增 加时,情况相反。



图 13. 标准化曲率半径对剪切刚度与弯曲刚度之比的灵敏度, γ





图 14. 标准化曲率半径对轴向与剪切刚度之比 入, 的灵敏度

5.3 车轮的初始垂直刚度

也许轮胎最重要的特性是其垂直刚 度,它在地面车辆的乘坐舒适性中起主要 作用。从图 8 的结果可以看出,对于合理 的偏转范围,载荷-挠度曲线的斜率变化 非常小,因此只考虑车轮的初始垂直刚度。 通过解决点荷载问题而不是完全接触问 题来分析地获得初始刚度。因此,仅形成 两个区域,即自由表面区域和支撑区域。 这两个区域的解决方案通过使用适当的 边界条件在 3.2 节和 3.3 节中给出,并且 通过在辐条角处强制连续性条件,获得初 始垂直刚度,即集中载荷和挠度之间的比 率。本文接下来的六幅图涉及这种初始刚 度。图 16 中的结果显示了参数⁹的影响, 其是剪切与弯曲刚度的比率对垂直刚度 和轮辐刚度之间的关系。从图中可以看出, 当环比辐条硬得多时,车轮的垂直刚度对 轮辐刚度非常敏感,即对于低刚度的 \overline{K} , 当辐条刚度大时,它的灵敏度要低得多。 此外,当比率 λ 改变时,轮辐刚度和垂直 刚度之间的关系趋势没有实质性变化。

图 17 中的结果与图 16 中的结果相同, 但绘制了垂直轴上的辐条角^{*θ*s</sub>而不是初 始垂直刚度。而且,如图 16 中的垂直刚 度的情况那样,当标准化辐条刚度小时, 辐条角对标准化辐条刚度的变化非常敏 感。类似于图 16 的结果,随着比率^{*λ*}的 改变,趋势没有实质性变化。}





图 16. 车轮的标准化垂直刚度和轮辐刚度与剪切与弯曲刚度之比^{/ 2} 之间的关系的灵敏度(括号中给出了垂直刚度的标准化常数的值)



图 17 轮辐角度和轮辐刚度之间的关系对剪切与弯曲刚度之比的敏感度, γ

图 18 中所示的结果是通过从前两幅 图的结果中消除轮辐刚度而获得的。因此,该图示出了参数⁷对轮辐角度与车轮 的初始垂直刚度之间的关系的影响。结果 表明,当轮辐角度接近 90 度时,车轮的

31

初始垂直刚度对轮辐角度的变化不是非 常敏感,并且对于^γ参数的所有值平滑地 接近零。 该图还显示,当轮辐角接近小 值时,初始垂直刚度变大,与^γ无关,并 且对轮辐角的变化非常敏感。

技术前沿







图 18. 车轮的垂直刚度和轮辐角度与剪切与弯曲刚度之比之间的关系的灵敏度 ^グ (用于垂直刚度的标准化常数的值在括号中 给出)

图 15-17 中所示的初始刚度的研究 对应于 $\lambda = 10^{10}$ 的不可伸长的情况,其中 剪切与弯曲刚度的比率通过参数^{γ}改变, 在图 18-20 对应于于车轮^{$\gamma = 10^2$},剪切主 导弯曲的情况,通过参数^{λ}改变拉伸刚度 与剪切刚度的比率^{$\lambda_{\gamma} = EA/GA}实现。</sup>$ 图 19 中的结果显示了参数^λ的变化 对初始垂直刚度和轮辐刚度之间的关系 的影响。结果表明,对于该参数的小值, 垂直刚度对^λ的值高度敏感,这对应于扩展带的特殊情况。



图 19. 车轮的垂直刚度和轮辐刚度比值与垂向与剪切刚度之比之间的关系的灵敏度⁷(用于垂直刚度的标准化常数的值在括 头 号中给出) 当 ざ





图 20. 辐条角度和轮辐刚度之间的关系对轴向与剪切刚度之比 $^{\lambda_{\gamma}}$ 的灵敏度

图 20 中的结果与图 19 中的结果相同, 但绘制了垂直轴上的辐条角 θ_s 而不是初 始垂直刚度。观察到随着 λ 变化,辐条角 度和轮辐刚度之间的关系趋势发生实质 性变化。与图 17 中考虑的参数相反,在 这种情况下,轮辐角度可能大于 90 度。 因此,会出现一个有趣的现象,虽然斜率 很小,但是当参数 λ 从大变小时,辐条角 度从减小变为增加。在延伸带的特殊情况 即轮辐角总是大于 90 度时,对应于小 λ 的极限,只有一小部分轮辐涉及张力,而 在剪切带和弯曲带的特殊情况即轮辐角 总是小于 90 度时,轮辐的较大部分涉及 张力。

通过从上面两幅图中消除轮辐刚度 来获得图 21 的结果。该图显示了参数^λ 对轮辐角度与车轮初始垂直刚度之间关 系的影响。对于参数^λ的较大值,车轮的 垂直刚度随着轮辐角度增加而减小,直到 值为 90 度。然而,当^λ参数较小时,轮 辐角度大于 90 度并且随着轮辐角度增加, 垂直刚度增加。



图 21. 车轮的垂直刚度和辐条角度与轴向与剪切刚度之比之间的关系的灵敏度 λ_{γ} (用于垂直刚度的标准化常数的值在括号中给出)



5.4 滚动阻力

轮胎由具有机械滞后的粘弹性材料 制成,其结果是不能恢复用于使物体变形 的所有能量。未回收的能量作为热量消散, 导致温度升高,加速损坏并缩短轮胎的寿 命。本文考虑的主要结果是由滚动阻力量 化的能量损失。

5.4.1 滚动阻力计算

计算滚动阻力系数并与实验数据进 行比较作为模型的最终性能。滚动阻力系 数是自由滚动负载轮胎所需的力与正常 载荷之比(Schuring, 1977)。滚动阻力 乘以轮胎圆周对应于使轮胎滚动一圈所 需的功。在该研究中,假设该负工作等于 轮胎一次旋转时发生的稳态滞后能量损 失。下一段列出了使用非充气轮胎模型进 行此计算的假设。

假设在以恒定速度滚动后,轮胎的行 为将达到稳定状态,并且瞬态响应的影响 将减小并最终完全降低。还假设粘弹性响 应的稳态剪切分布与通过模型获得的弹 性静态剪切分布相同,如图 7 (b)所示。 该方法允许直接使用由材料的储能模量 *G* 和损耗模量 *G*"限定的动态模量,其用 于循环加载表征制造轮胎的材料的粘弹 性。最后,假设损失主要是由于环形带中 的剪切,并且忽略了所有其他变形模式和 部件的影响。

由于在该非充气轮胎中经受的应力 或应变不是正弦曲线,因此可以使用傅里 叶级数将实际信号表示为正弦项的总和。 能量损失是每个周期所得损失的总和。应 变输入表示为正弦函数:

$$\gamma(\theta) = g(\theta) \cong \sum_{k=1}^{N} B_k \sin(k\theta), -\pi \le \theta \le \pi, \quad (29)$$

其中傅里叶系数^BK由下式定义

$$B_{K} = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{+\pi} g(\theta) \sin(k\theta) d\theta, k = 1, \cdots, N \qquad (30)$$

使用标准的粘弹性方法(参见,例如, Christensen(1982)),就复数模量而言, 稳态应力响应是

$$\tau(\theta) = \sum_{K=1}^{N} B_{K} | G_{K}^{*}(k\omega) | \sin(k\theta + \delta_{K}), \qquad (31)$$

其中[@]是轮胎的角速度,就储能模量 G'和损耗模量G"而言,(31)中的常数由 下式给出:

$$G^{*}(k\omega) = G'_{K} + iG''_{K} = |G^{*}(k\omega)|e^{i\delta_{K}},$$

$$|G^{*}(k\omega)| = \sqrt{(G'_{K})^{2} + (G''_{K})^{2}},$$

$$\tan(\delta_{K}) = \frac{G''_{K}}{G'_{K}}.$$

(32)

使用这种方法,滚动阻力可以确定为: $\left(\frac{ton}{1000kg}\right)C_{RR} = \frac{E \times (2\pi Rhb)}{2\pi R} \frac{1}{F} = \frac{\pi hb}{F} \sum_{k=1}^{N} kB_{k}^{2}G_{k}' \tan(\delta_{k}),$ (33)

其中 E, 车轮旋转一个周期内每单位体积消耗的能量, 由下式确定:

$$E = \oint \tau d\gamma = \int_{-\pi}^{+\pi} \tau \frac{d\gamma}{d\theta} d\theta.$$
 (34)

表达式 (33) 表明, 给定作为频率函数的复数模量, 一旦来自模型 (29) 的应变已经用傅里叶级数 (30) 表示, 就可以容易地确定滚动阻力系数。给定表达式 (33), 可以容易地推导出标准化的滚动阻力 $F_R = FC_{RR}$, 其中如图 5 所示, F是垂直载荷。

该方法通过米其林的滚动阻力数据 实验验证了适用于高尔夫球车的轮胎。 将实验结果与图 22 中的模型预测进行比 较。作为频率函数的复数模量对于测试中 使用的材料是不可用的。然而,由于这些 常数在关注的频率范围内没有明显变化, 因此可以合理地假设存储和损耗模量的 恒定值。基于独立测试,认为 tan(δ)=0.07 适合于材料使用,即该值未确定为拟合参 ^{**} ^{**} ^{**} ^{**}



图 22 中高负荷时的偏差主要是由于 分析和物理模型时施压的路面的不同。该 实验在半径为 6 英寸的圆形鼓上进行,而 计算是在平地上进行的。结果,实验显示 出比分析模型更大的变形,并且随着加载 力增加,这种效果增加了两种情况之间的 间隙。该图中的绿色箭头表示通过有限元 法计算的 300Kg 的滚动阻力相应增加。该 试验中轮胎的角速度为 13.9rad/s。



图 22. 作为垂直载荷函数的分析模型(平地)和实验数据(圆 形鼓)的滚动阻力比较

现在分析模型已经过验证,可以轻松 生成灵敏度结果,从而充分利用模型的多 功能性。作为第一示例,图 23 中的结果 表示非充气轮胎的滚动阻力系数对具有 理想剪切带的轮胎的轮辐刚度的灵敏度。 该带由三层材料制成,关于中心线对称。 中心的材料是不可压缩的各向同性材料, 具有剪切模量G在该层的内径和外径表 面上是较硬材料的薄层。这些刚性层的厚 度t远小于h,这是复合材料的总厚度。 将E'表示为厚度,t和薄层轴向刚度的乘 积,材料刚度参数由下式给出:

EA = 2bE' + 3Gbh,

$$EI = bE' \frac{h^2}{2} + 3G \frac{1}{12} h^3 b,$$
 (35)
 $GA = Ghb.$



图 23. 非充气轮胎的滚动阻力系数对轮辐刚度的灵敏度 $(E' = 75 \times 10^6 N / m, G = 4MPa, R = 0.2m, b = 0.06m, tan(\delta) = 0.05)$

该夹层结构的材料和几何参数如下: $E' = 75 \times 10^{6}$ N/m, G = 4MPa, tan(δ) = 0.05, R = 0.2 µm, b = 0.06m, h = 0.015m。 此外,这些结果对应于 1000N, 1500N, 2000N 和 3000N 的固定载荷。这些结果的 一般观察结果是滚动阻力随着变形而增 加。主要观察结果是随着轮辐刚度增加, 滚动阻力减小。这是因为刚性辐条限制了 变形,这减少了滞后损失。缺点是,根据 等式(28)的结果,对于较硬的辐条,压 缩轴向力增加,这增加了接触压力。较高 的接触压力会增加轮胎和路面的磨损,并 可能导致乘坐不太舒适。

图 24 中的结果表示滚动阻力系数对 剪切模量G和环形带厚度h的敏感度。 轮辐刚度保持固定在h = 5MPa,而其他 参数与图 23 中的相同。粗线对应于以巴 为单位的接触中心处的恒定压力 2,3,5 和 8。虚线给出滚动阻力系数的恒定值。 主要观察结果是,对于恒定压力,G和h的多种选择下,滚动阻力几乎是恒定的。 因此,这些结果为设计者提供了材料选择, 允许选择低能量损失材料,即 tan (δ) 的小值。同样有趣的是,对于G或h的大 多数固定值,对于固定的滚动阻力值存在 两种解决方案。例如,2巴和 8巴的压力 都具有接近 6 的滚动阻力。





图 24. 理想非充气轮胎的滚动阻力对剪切模量 G 和环形带 厚度的敏感性

 $(E' = 75 \times 10^{6} N / m, k = 5 MPa, R = 0.2m, b = 0.06m, F = 1500 N, \tan(\delta) = 0.05)$

E' 重复该过程。这些结果表明滚动阻力系数对参数<math>E'的某些范围内的剪切模 量除了 $E' = 7.5 \times 10^{6}$ N/m之外,图25 中的结果与图24中的结果相同。在这种 情况下,滚动阻力系数确实对于给定压力 而变化。

图 24 和 25 的结果表明,通过减小参数 E'的值,可以设计低滚动阻力。该观察结果推动了图 26 中所示的研究,该研究使用 h = 15mm 的固定值,改变 G 和有多敏感。





图 26. 与图 24 和 25 相同。 除了 h = 15mm 并且 E' = E×t 用作参数之外

6 结论

顶部加载弹性非充气轮胎的准静态 建模已经被考虑。非充气轮胎被建模为由 代表辐条的弹簧影响的柔性弯曲圆形梁。 柔性梁考虑了三个独立的刚度参数 EA, GA和 EI,而辐条仅在张力下起作用,这 增强了车轮的顶部加载性质。由于对称性, 车轮的一半被分成三个区域,即接触区域, 自由表面区域和支撑区域。三个区域的解 析解在区域的角度边界处匹配,即接触角 θ_{L} 和辐条角 θ_{s} 。通过在两个角度界限处 拟合三个单独的解析表达式来获得解决 方案。因此,该解决方案非常有效和准确, 仅需要角度 θ_{L} 和 θ_{L} 的数值解。

本研究中最重要的成就是将非线性 辐条行为与接触面片的细节联系起来。一 旦完成,该解决方案提供全范围的压力曲 线,因为车轮的四个关键结构参数 EA, GA, EI 和 k 连续变化。此外,给出了环 的曲率半径,初始垂直刚度和滚动阻力的 参数研究作为示例,显示了模型的能力。 滚动阻力计算基于环形带中剪切应变的 傅立叶级数表示和材料的复数模量以解 决循环加载。该方法通过实验结果得到验 证,该实验结果表明准静态模型如何应用 于中等速度的稳态滚动。在更高的速度下, 除了惯性效应之外,还应考虑由于轮辐引 起的轮辐动力学和气动阻力。



参考文献

[1]Bisshop,R.E.D.,Johnson,D.C.,1960.The Mechanics of Vibration. Cambridge University Press.

[2]Christensen, R.M., 1982. Theory of Viscoelasticity. Academic Press, Inc.

[3]Clark, S.K.(Ed.),1982. Mechanics of Pneumatic Tires, second ed. NTIS, Washington, DC.

[4]Gasmi,A.,Joseph,P.F.,Rhyne,T.B.,Cron,S.M.,2011. Closed-form solution of a shear deformable,

extensional ring in contact between two rigid surfaces. Int. J. Solids Struct.48,843-853.

[5]Genta,G.,Genta,A.,2009.Modeling and Nonlinear Analysis of an Elastic Wheel for Low-Gravity Applications. XXXVIII Conv. Naz .AIAS, Torino. Available

from :<u>http://www.giancarlogenta.it/Pubblicazioni.htm</u> [6]Ghoreishy,M.H.R.,2008.A state of the art review of the finite element modeling of rolling tyres. Iran. Polym. J.(English Edition)17,571-597.

[7]Huang,S.C.,Sodel,W.,1987.Effects of Coriolis acceleration on the free and forced in-plane vibration of rotating rings on elastic foundation. J . Sound Vib.115,253-274.

[8]Huang,S.C.,Su,C.K.,1992.In-plane dynamics of tires on the road based on an experimentally verified rolling ring model. Vehicle Syst.Dyn.21,247-267.

[9]Kindt,P.,Sas,P.,Desmet,W.,2009.Development and validation of a three-dimensional ring-based structural tyre model .J. Sound Vib.326,852-869.

[10]Kung,L.E.,Soedel,W.,Yang,T.Y.,1986.Free

vibration of a pneumatic tire-wheel unit using a ring

on an elastic foundation and a finite element model. J. Sound Vib.107,181-194.

[11]Pacejka,H.B.,Bakker,E.,1993.The Magic formula tyre model. In: Proceedings 1st Tyre Colloquium, Delft,October 1991;Vehicle Syst.Dyn.,21.

[12]Pacejka,H.B.,Sharp,R.S.,1991.Shear force development by pneumatic tyres in steady state conditions: a review of modeling aspects. Vehicle Syst.Dyn.20,121-176.

[13]Padovan,J.,1976.On viscoelasticity and standing waves in tires. Tire Sci.Technol.TSTCA4,233-246.

[14]Padovan,J.,1977.On standing waves in tires. Tire Sci.Technol.TSTCA5,83-101.

[15]Qiu,X.,2009.Full two-dimensional model for rolling resistance ,II: viscoelastic cylinders on rigid ground.J.Eng.Mech.135,20-30.

[16]Rhyne,T.B.,Cron,S.M.,2006.Development of a non-pneumatic wheel. Tire Sci.Technol.34,150-169.

Schuring, D.J., 1997. A new look at the definition of tire rolling loss. In: Tire Rolling Losses and Fuel Economy-An R&D Planning Workshop, 1977, SAE Conference Proceedings, p. 74.

[17]Soedel,W.,1981.Vibrations of Shells and Plates. Marcel Dekker ,Inc ,New York and Basel.

[18]Soedel,W.,Prasad,M.G.,1980.Calculation of natural frequencies and modes of tires in road contact by utilizing eigenvalues of the axisymmetric non-contacting tire. J. Sound Vib.70,573-584.

[19]Tompkins,E.S.,1981.The History of the Pneumatic Tyre. Eastland Press.







佳通公司轮胎 动力学相关 技术简介

WWW.GITI.COM

佳通轮胎作为国际领先的轮胎 制造商,有着超过 60 年的行业经验, 始终秉持精益制造和可持续经营理 念,整合全球资源,努力为客户提 供卓越的产品和服务,以期成为全 球顶级供应商之一。迄今,佳通在 全球拥有:来自 20 多个国家的 35,000 多名员工,分布于中国、印 尼及美国的 8 家轮胎制造工厂,以 及美国、德国、中国、印尼及英国 的 5 大研发及轮胎试验中心,覆盖 130 多个国家和地区的 70,000 个 零售服务终端。

轮胎动力学协同创新联盟成立 之初, 佳通轮胎有幸加入并成为副 理事单位, 轮胎动力学是实现汽车 产业自主创新的核心技术, 也是轮 胎行业实现转型升级的关键技术。 轮胎动力学涵盖仿真、测试及应用 三方面的理论与技术。

在仿真技术方面,佳通轮胎主 要在以下三个方面开展了研究:

NVH 技术:通过 PDT 花纹分析技 术对轮胎胎面花纹进行优化设计, 实现轮胎花纹主动降噪,并通过模 态仿真技术预测轮胎的固有振动模 态及频率,避免轮胎与车身或车辆 其他零部件产生共振。

滚动阻力技术:轮胎滚动的周期性 变形导致能量损耗是轮胎滚动阻力 产生的最主要机理,佳通高精度低 滚阻仿真技术,着眼于轮胎滚动阻 力的主要机理,从配方设计和轮廓 与结构设计两个方面出发,通过输 入设定的胶料性能、轮廓结构、花 纹等设计参数以及气压、载荷、速 度等工况信息,准确预测不同轮胎









设计方案的滚动阻力。



精准操控技术:通过车辆仿真 分析和优化得到与目标车型匹配的 最佳轮胎力学特性,采用轮胎仿真 技术针对轮胎的轮廓、结构、花纹 以及胶料属性进行优化,并进行样 胎试制、室内台架试验验证和室外 实车试验验证,在此基础上进行轮 胎综合性能调教,最终达到设计要 求。

在测试技术方面, 佳通依托自有的 RDW、CNAS 认可的实验室以及专 业的测试车手开展室内、室外试验 数据收集及分析,有针对性地开展 测试技术的研究;室内试验方面, 佳通先后引进了六分力试验机、高 速均匀性试验机、滚动阻力试验机 等国外先进的测试设备,同时,针 对橡胶性能检测引入了DMA,SEM 扫描式电子显微镜、GC-MS



气相色谱质谱联用仪、PGC 热裂解 气相色谱分析仪等多台设备;在室 外试验方面,佳通导入了车轮六分 力设备、力矩方向盘、VBOX 测试 系统,以及将要导入的车轮姿态测 量装置、转向机器人等设备。佳通 正在基于自有的现有试验设备进行 二次开发,最终形成佳通独有的测 试技术体系。





在应用技术方面: 佳通着眼于 建立前瞻性的技术能力,如低滚阻、 低 NVH、超安全,继续开发基于 自主知识产权技术积累的应用工 具,建立领先于行业商业化产品水 平的高精准轮胎模型,合适的相邻 技术领域的拓展,并与汽车厂家开 展项目同步开发模式,努力推动行 业内轮胎动力学仿真、测试技术, 测试设备开发等多个标准的建立, 实现行业内的协同发展。

佳通轮胎始终秉持合作共赢理 念,凭借卓越的品牌、产品、服务 和技术优势,与众多国际知名汽车 制造厂商保持战略合作,依托佳通 全球一体化研发平台——



Advanztech 领悦科技平台,深入 探究轮胎各项性能机理,不断完善 轮胎设计、仿真析、试验评价与质 量品控体系,创新升级智能化前沿 技术,致力于不断推动行业技术的 进步与变革。



行业先锋



中国一汽作为国内最早开始进 行整车操稳性能研究的主机厂,在 轮胎力学性能测试及开发领域一直 是行业的领军者,同时也是中国汽 车轮胎性能研究从无到有、从弱到 强的践行者。中国第一位汽车领域 院士、中国汽车轮胎力学的主要奠

一汽轮胎力学研究历史

基人——郭孔辉院士就曾在一汽 轮胎试验室长时间开展科研工作。

在 36 年的发展历程中, 一汽 轮胎试验室历经几代人的努力,取 得了多项先进科研成果,有力支撑 了解放、红旗等自主车型的研发工 作。





图 1 一汽轮胎力学研究历史

2017年底,随着国内主机厂首 台轮胎高速六分力测试设备正式加 入研发序列,一汽轮胎试验室迎来 新的发展机遇。依靠自身在轮胎领 域丰富的技术积淀,迅速建立了一 汽自主的轮胎高速力和力矩测试方 法、操稳轮胎模型 (MF、PAC02) 辨识方法及轮胎模型动力学应用方 法;同时,依靠主机厂行业优势, 大大提升了整合轮胎行业内 FTire 模型测试及辨识资源的能力。



图 2 一汽轮胎测试、数据处理及模型应用流程体系



目前试验室的核心软、硬件包 括: MTS Flat-Trac CT III轮胎高速 六分力试验台、TireScan 轮胎接地 压力分析设备、自研三线摆式轮胎 转动惯量测试试验台、轮胎 MF-Tool 模型辨识软件,具体应用 能力参数如下所示: 一汽轮胎试验室凭借先进的试 验设备及丰富的整车开发经验,不 断创新试验方法,先后进行多项复 杂高速轮胎性能研究,将轮胎测试 效率提升 50%,轮胎模型精确度提 升 10%,轮胎操稳模型建模测试样 品缩减 25%。 一汽轮胎试验室将充分发挥 在轮胎性能开发、测试及建模方面 的技术优势,为提升我国自主轮胎 行业乃至整车行业技术水平做出 贡献。

	轮胎高	海速六分力运
参数	量程	精度
垂直加载	0~25000N	±1%
侧偏角	±30°	±0.01deg
侧倾角	-12~45°	±0.01deg
路面速度	0~250km/h	±1km/h
纵向力Fx	±10000N	±100N
侧向力Fy	±20000N	±200N
垂向力Fz	0~25000N	±250N
翻倾力矩Mx	±10000Nm	±100Nm
滚动阻力距My	±2800Nm	±28Nm
回正力矩Mz	±2000Nm	±20Nm

图 3 轮胎高速六分力试验台

轮胎压力分布测试设备试	验能力
压力分布色彩图	
印痕面积与接地面积	
动/静态压力分布	
接地面积、长度、宽度	Canal -
海陆比	
平均接地压力	
	·V ···································

图 4 轮胎压力分布测试设备



图 5 MF-Tool 轮胎模型辨识工具应用



图 6 轮胎性能影响因素研究



SGMW 底盘试验室已装备有 英国 ABD 双轴整车 K&C 特性试 验台,具备对悬架的加载、车轮轴 距轮距自动调整以及车辆自动对 中等功能,能够实现质心及转动惯

SGMW 底盘试验能力介绍

量测试、标准 KC 试验及部分特殊 试验。在进行 KC 试验时,试验台 可实现对力与位移的精确控制,同 时对相关力与位移设置上限,以便 保护试验台架与试验车辆;为了实 现 KC 试验精确化,对其它因素 能够实现对应解耦,消除其它因 素 (力/位移)对试验的干扰。为 满足以上试验需求,其具体技术 指标如下:



图 1 ABD K&C 试验台测试示意

1.悬架参数测量系统主要技术参数

1.1 K&C 试验台适用车辆

项目	测量能力(卖方需保证的最小测量范围)	精度
轴距调整范围	1960 - 4130mm	±1mm
轮距调整范围	1100 - 2082mm	±1mm
车辆最大质量	5000Kg	
ため正公古の	Front wheel pan ≥400 mm	
牛牝半百旦佺	Rear wheel pan ≥600 mm	

1.2 设备加载能力



轮胎动力学协同创新联盟 Tire Dynamics Collaborative Innovation Alliance

	轮胎动力学协同创新联盟 Tire Dynamics Collaborative Innovation Alliance
项目	能力
纵向力 Fx	≥±20000N
横向力 Fy	≥±20000N
	≥40000N
Mz	≥±1000Nm
侧倾角	≥±10°
	≥±5°
	≥200mm
	≥140mm/s
前后运动速度	≥50mm/s
	≥50mm/s
	≥4deg/s
车轮平台转向速度	≥4deg/s

1.3 车轮负荷传感器参数

			校准精度范围
项目	测量能力	精度	(无范围标示就是指测量
			能力全范围)
纵向力 Fx	≥±18000N	±36 N	±15000N
横向力 Fy	≥±18000N	±36 N	±15000N
垂直力 Fz	≥40000N	±60 N	±30000N
车身平台 Mx 加载范围	≥±80000 Nm		
车身平台 My 加载范围	≥±75000 Nm		
车轮平台 Mz 加载范围	≥±1000Nm	±3 Nm	±500Nm
		<±0.2%	
FX、Fy、FZ 币扎		(软件补偿后)	—
Fx 或 Fy 到 Mz 串扰		≤±0.002 Nm/N	
Fz 到 Mz 串扰	—	≤±0.002 Nm/N	—

1.4 车轮位置传感器参数

轮胎动力学协同创新联盟 Tire Dynamics Collaborative Innovation Alliance

项目	测量能力	满量程精度
车轮位置垂直位移	≥±200 mm	±0.5 mm
车轮位置纵向位移	≥±75 mm	±0.4 mm
车轮位置横向位移	≥±75 mm	±0.4 mm
车轮转向运动	≥±45°	±0.1°
车轮旋转运动	≥±15°	±0.1°
车轮位置外倾角	≥±10°	±0.1°
线性至线性串扰		<0.007mm/mm
线性至转动串扰		<0.0015mm/°
转动至线性串扰		<±0.035 °/ mm
转动至转动串扰		<±0.01°/°

此外 K&C 试验台还可以测量 整车质心位置与转动惯量。

SGMW 底盘部还装备有 ABD 转向/制动机器人,该系统包含 ABD 转向机器人、OXTS 陀螺、 制动/油门机器人、控制箱、GPS 基站等设备。通过内置的传感器及 执行机构,可以油门、制动踏板、 方向盘做精确控制。能够应对整车 研发过程中各种操稳、制动标准工 况的需求。同时依托外接 GPS 基 站的高精度定位,通过编程、机器 人路径学习等方法,工程师可开发 满足特定需求的试验工况。 转向/制动机器人主要参数 如下表所示:

参数	精度
整车定位精度	≤2cm
整车角度测量分辨率	≤0.01°
整车加速度度测量分辨率	≤1mg
方向盘角度控制精度	≤±0.2°
方向盘力矩测量精度	≤0.05Nm
最大制动踏板力	≥1300N
最大制动踏板速度	≥1500mm/s
制动踏板位置精度	≤0.01mm
最大油门踏板力	≥200N
最大油门踏板速度	≥650mm/s
油门踏板位置精度	≤0.02mm



图 2 转向/制动机器人装车状态示意

可以进行包括国标、NHTSA、ISO 等不同标准的测试,如下表所示:



	能够满足的操稳试验项目	及标准
序号	测试项目	执行标准
1	J 行转弯 (侧翻稳定性试验)	SAE 2003-01-1008 NHTSA 标准
2	鱼钩实验(侧翻稳定性试验)	SAE 2003-01-1008 NHTSA 标准
3	正弦停滞试验	FMVSS-126 (NHTSA 标准)
4	转向盘转角阶跃输入试验	ISO/DIS 7401-2000
5	转向回正性能试验	ISO 17288-1-2002 GB/T6323-2014
6	稳态回转试验	ISO/DIS 4138-2003 GB/T6323-2014
7	ISO 双移线试验	ISO 3888-1999
8	连续正弦扫描输入试验	ISO/DIS 7401-2000
9	方向盘增幅正弦转向试验	Q/SQR.04.903-2007
10	中间位置正弦转向试验	ISO 13674-2003 GB/T6323-2014
11	VDA 躲避试验 (急剧变道试验)	ISO 3888-2
12	蛇行试验	GB/T6323-2014
13	转向瞬态响应试验;转角阶跃和脉冲输入	GB/T6323-2014
14	转向轻便性试验	GB/T6323-2014

	能够满足的制动试验项目]及标准
序号	测试项目	执行标准
1	转弯制动试验	ISO7975
2	汽车防抱死系统性能试验	GB 21670-2008
3	O 型制动试验	Q/SQR.04.485—2006 GB 21670-2008
4	制动系统热衰退试验	Q/SQR.04.485—2006 GB 21670-2008
5	应急制动试验	GB 21670-2008

行业先锋



动力学数据云平台今日上线

轮胎力学特性数据和轮胎模型是轮胎企业和整车企业在产品研发过程中经常使用的 内容,在最短时间内以最低的人力和财力成本获得既有轮胎特性数据的模型,并实现企 业内部数据的高效管理,是各个企业一直以来追求的目标。此外,行业内热门品牌轮胎 在众多企业的产品研发环节中都被作为学习和研究的对象,若能快速地以较低成本获取 热门品牌轮胎的相关数据及模型,将有效缩短行业产品开发周期,推进行业技术进步与 革新。

为满足上述需求,轮胎动力学协同创新联盟经过精心的策划,打造了国内高效先进 的动力学数据云平台。该平台为企业提供了一个方便安全的数据管理平台,能够简化试 验数据复杂的处理过程,并有效减少测试次数、降低测试成本。平台分为"企业数据云 平台"及"数据商城"两大板块,介绍如下:

1. 企业数据云平台



企业云平台是专业的轮胎动力学数据管理平台,包括数据录入、数据查询、参数辨 识、对标分析等功能,可实现轮胎动力学数据的有效管理。

2. 数据商城

购买数据请拨打客服电话: 0431-81807101

序号	厂商	品牌	轮胎断面宽	轮胎高宽比	轮辋直径	轮胎压力	汇总表	实验曲线
1	米其林	Michelin	245mm	45%	19英寸	230kPa	点击查看	点击查看
2	米其林	Michelin	235mm	60%	18英寸	250kPa	点击查看	点击查看
3	韩泰	Hankook	225mm	55%	17英寸	230kPa	点击查看	点击查看
4	韩泰	Hankook	225mm	55%	17英寸	280kPa	点击查看	点击查看
5	韩泰	Hankook	225mm	55%	17英寸	180kPa	点击查看	点击查看

商城陈设有大量常用品牌、常用规格轮胎的动力学测试数据、模型数据,数据全部 来自第三方,轮学盟秘书处委托相关专家审核数据的质量(包括真实性、精度等)并评 估交易价格,之后放进商城供客户选择。数据获取成本大幅降低至市场价格的30%左右。

平台于今日正式上线运行, 欢迎各成员单位登录使用并提出宝贵意见。期待您的关 快讯精选 ; :

动力学数据云平台登录入口:

http://www.tdachina.org.cn/data/page?classtype id=41



2019 轮胎动力学有限元技术研讨会即将召开

根据轮学盟 2019 年度工作计划,将于 2019 年 8 月 21-22 日在长春召开《轮胎动力 学有限元技术研讨会》,与大家一起探讨测试、材料、仿真及应用等相关有限元技术问 题,力争打造国内"最专业、最实用、最前沿"的轮胎动力学有限元技术交流平台。

当前会议日程安排如下:

	2019 年 8 月 20	B	
时间	内 容		备注
14:00-17:00	会议报到 (联系人:王丹妮,联系电话:18626724116)	全 辛 酒 店 H HOTEL	全季酒店 (长春市政府店) 联系人:徐经理 电话:17790064603 酒店地址: 吉林省长春市南关区亚 泰大街与南三环交汇
	2019 年 8 月 21	B	
08:20-08:30	代 表 入	场	
	主旨报告		
时间	主题内容		发言人
08:30-09:30	虚拟与真实融合的轮胎动力学测	试新技术	卢荡 教授 吉林大学
09:30-10:00	合影、茶	欽	
	测试报告		
10:00-10:50	Flat Road 式轮胎高速行驶性能	仿真系统	马明勋 日本计测
10:50-11:40	轮胎六分力虚拟试验台		刘涛 吉林大学
11:40-13:50	午餐		
13:50-14:00	代 表 入	场	
	材料技术		
时间	主题内容		发言人
14:00-14:50	高性能合成橡胶的制备与测试	式方法	白晨曦 中国科学院长春 应用化学研究所
14:50-15:30	合成橡胶改性技术及其在高性能轮	胎中的应用	杨兵 陶氏化学
15:30-16:00	茶歇		
16:00-16:40	EVEC 的动态性能及在轮胎滚阻仿真	真中的应用	姚冰 怡维怡橡胶研究院
16:30-17:10	高温下橡胶和轮胎的透气与氧气剂	肖耗量研究	李畅达 埃克森美孚化工 (上海)有限公司
17:10-20:00	晚餐		

TD.

	2019 年 8 月 22 日	
08:20-08:30	代表入场	
	主旨报告	
时间	主题内容	发言人
08:30-09:30	弱有限元方法及其应用	张然 教授 吉林大学
09:30-10:00	茶歇	
	动力学技术	
10:00-10:50	轮胎操稳模型虚拟试验技术	姚彬 吉林泰尔仿真科 技有限公司
10:50-11:40	轮胎平顺模型虚拟试验技术	高磊 吉林大学
11:40-13:50	午餐	
13:50-14:00	代表入场	
	关键技术	
时间		
н 1 (н)	主题内容	发言人
14:00-14:50	主题内容 橡胶材料的超弹性/粘弹性本构方程及其在轮胎滚动阻力 分析中的应用	发言人 李凡珠 北京化工大学
14:00-14:50 14:50-15:40	主题内容 橡胶材料的超弹性/粘弹性本构方程及其在轮胎滚动阻力 分析中的应用 高精度轮胎有限元仿真的关键因素分析	发言人 李凡珠 北京化工大学 高磊 吉林大学
14:00-14:50 14:50-15:40 15:40-16:10	主题内容 橡胶材料的超弹性/粘弹性本构方程及其在轮胎滚动阻力 分析中的应用 高精度轮胎有限元仿真的关键因素分析 茶歌	发言人 李凡珠 北京化工大学 高磊 吉林大学
14:00-14:50 14:50-15:40 15:40-16:10 16:00-16:50	主题内容 橡胶材料的超弹性/粘弹性本构方程及其在轮胎滚动阻力 分析中的应用 高精度轮胎有限元仿真的关键因素分析 基于达索 SIMULIA 的轮胎仿真分析及优化	发言人 李凡珠 北京化工大学 高磊 吉林大学 张涛 ABAQUS
14:00-14:50 14:50-15:40 15:40-16:10 16:00-16:50 16:50-17:40	主题内容 橡胶材料的超弹性/粘弹性本构方程及其在轮胎滚动阻力 分析中的应用 高精度轮胎有限元仿真的关键因素分析 基于达索 SIMULIA 的轮胎仿真分析及优化 非充气轮胎关键特性的有限元分析	发言人 李凡珠 北京化工大学 高磊 吉林大学 张涛 ABAQUS 刘前进 吉林大学
14:00-14:50 14:50-15:40 15:40-16:10 16:00-16:50 16:50-17:40 17:40-20:00	主题内容 橡胶材料的超弹性/粘弹性本构方程及其在轮胎滚动阻力 分析中的应用 高精度轮胎有限元仿真的关键因素分析 基于达索 SIMULIA 的轮胎仿真分析及优化 非充气轮胎关键特性的有限元分析 晚餐	发言人 李凡珠 北京化工大学 高磊 吉林大学 张涛 ABAQUS 刘前进 吉林大学

本次会议由青岛轮学盟科技服务平台有限公司承办, 诚邀您拨冗莅临并就相关问题 提出您的宝贵意见。



关键共性技术攻关课题启动

为聚集专家力量,解决行业痛点问题,轮胎动力学协同创新联盟根据国家战略导向, 围绕行业创新发展的重大需求,在广泛征求成员单位意见基础上,于 2019 年 2 月 26 日 在上海举办了"2019 年关键共性技术攻关课题研讨及启动会",正式启动了 2019 年的关 键共性技术攻关课题。



图 1. 参会人员合照

本次关键共性技术攻关课题主题为"轮胎模型高精度应用协同创新",目前得到了 20家参研单位的支持。当前项目已经完成轮胎模型应用验证台车研制、轮胎模型应用验 证台车场地预试验、轮胎模型应用验证台车春季测试等工作,验证台车建模及轮胎模型 建立按计划进行中。



图 2. 验证台车在进行场地试验

快讯精选



测试资源共享平台投入使用

为发挥国内外测试资源优势,提供方便快捷的轮胎力学特性测试需求通道,全面了 解并选择测试资源,轮胎动力学协同创新联盟经过精心的策划和筹备,打造了国内先进 的测试资源共享平台。平台简介如下:

首页	关于联盟	联盟动态	工作进展	创新中心	技术平台	期刊资料	加入我们
	-				ß	达术平台用户登录	
					化合成成能量	三百 日	快速登录
		60	A A		注意	문의	side#*
		C	P		相 请致	关车辆动力学测试 电:0431-8180710	1
演试资源 Unified	此享平台 MACEPHT Mild	测试资源	共享平台			首页 > 技术平台	和武法是共享干台
				测试资源地	士 宣亚台简介		
	11499			内山 页际7	(十口间)		
动力学数	据云平台	在共 学測试3 联盟成5 源共享3	等经济发展的浪涛 资源进行共享,是制 创,轮学盟全面集成 创道,以期最快最好	肿,搭建一个高效 解决行业快速发展对 成了国内外轮胎动力 子地满足联盟成员单	的测试资源共享平 测试资源急迫需求 学测试资源,建设 位的测试需求。	台,将国内外轮胎及 的有效途径。为了更 了快速、经济、专业	车辆动力 好地服务 的测试资

图 1. 测试资源共享平台主界面

平台包含 UniTire/PAC 建模测试、FTire 建模测试、其他测试、需求提交四个部分, 用户可根据实际需求(注:需要在轮胎动力学协同创新联盟官方网站注册账号),填写 表格信息,提交测试需求及需求方联系方式,若有其他需要可备注填写。随后工作人员 将联系需求方进一步了解基本内容,并按照用户需求匹配测试资源,以期高效完成测试。

说明:特殊说明	
说明: 特殊说明	
说明:特殊说明	10
说明: 特殊说明	
试霉求说明文件,建议上传ext	cel, word, pdf文档
1/#	
1 6	结束时间
9 件 计问	结束时间
9 件 时间 3话	结束时间
9 件 时间 3话	结束时间
	说明:特殊说明 说明:特殊说明 说明:特殊说明 说明:特殊说明

图 2. 测试需求提交界面

测试资源共享平台入口: http://www.tdachina.org.cn/platform/page?classtype_id=40



第二届专家委员会工作会议顺利召开

6月20日,轮胎动力学协同创新联盟第二届专家委员会工作会议在烟台召开,共计35位 专家委员参会。



图 1 参会人员合影

上午的会议由轮学盟专委会副主任陈赣总担任主持并向大会致辞。陈赣总肯定了轮学盟过 去一年来的工作成绩,并转达了专委会主任郭孔辉院士对参会委员的诚挚问候。轮学盟秘书长、 专家委员会常务副主任卢荡教授进行了上半年工作总结及下半年工作计划汇报。



图 2 常务副主任卢荡教授做工作汇报





图 3 轮学盟秘书处索艳茹博士(左)、王丹妮(右) 解读工作规范

下午的会议由轮学盟专委会副主任魏胜总担任主持。秘书处王丹妮对轮学盟产业推广项目 工作思路进行了汇报。专委会在此环节分成三小组,对轮学盟未来七项工作的开展新思路展开 了深入探讨并提出了宝贵的建设性意见。



图 4 专家委员第一小组讨论



图 5 专家委员第二小组讨论



轮胎动力学协同创新联盟



图 6 专家委员第三小组讨论

专家委员会是轮学盟重大技术类工作的决策机构,根据专委会的工作指导,轮学盟进一步 明确未来发展方向,将充分发挥好桥梁和纽带作用,为轮学盟的发展壮大和行业的快速发展做 出应有的贡献。





新加入单位会员名单——普通会员单位

(按加入时间先后排序)

- 1. VI-grade GmbH
- 2. 中国科学院长春应用化学研究所
- 3. 长沙鑫航机轮刹车有限公司
- 4. 米其林(中国)投资有限公司
- 5. 青岛惠尔浦智能科技有限公司
- 6. 西安航空制动科技有限公司
- 7. 山东中认必维检测技术有限公司
- 8. 宁夏神州轮胎有限公司
- 9. 苏州智行众维智能科技有限公司
- 10. 四川海大橡胶集团有限公司
- 11. 山东兴鸿源轮胎有限公司
- 12. 山东万达宝通轮胎有限公司
- 13. 北汽福田汽车股份有限公司





共同突破产业发展的技术瓶颈

轮胎动力学通讯 2019 年第 2 期(总第 4 期) 本期主编: 索艳茹 副主编: 陈晨 朱彦婷 2019 年 6 月 30 日

