

轮胎结构力学设计理论研究进展

李丽娟¹, 刘 锋¹, 苏秀平², 杨学贵²

(1. 广东工业大学, 广东 广州 510500; 2. 青岛化工学院, 山东 青岛 266042)

摘要:介绍了充气轮胎帘线-橡胶复合材料的基本结构, 重点介绍了轮胎复合材料力学性能分析的各类理论模型和轮胎静、动态结构设计的经典理论和现代理论的发展过程, 并对轮胎的滚动阻力和振动性能及噪声的研究方法作了简述, 最后阐述了随着计算机技术的发展有限元分析方法在轮胎结构分析和设计领域中的应用及发展前景。

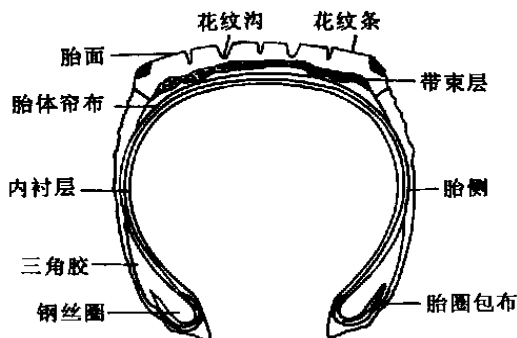
关键词:轮胎; 复合材料; 结构设计; 力学分析; 滚动阻力; 有限元

中图分类号: TQ330.1⁺7 **文献标识码:** A **文章编号:** 1006-8171(2000)10-0579-09

充气轮胎是由帘线-橡胶复合材料组成的复杂结构体, 是世界上出现较早的复合材料制品。现代汽车工业的高速发展, 对轮胎的使用性能, 特别是高速行驶条件下使用性能的要求日益提高。轮胎的功能主要包括: 支撑负荷、将驱动力及制动力传递到路面、转弯时产生横向力、车辆行驶时起导向作用并吸收来自地面的振动。要完成这些功能, 轮胎不仅要有足够的刚性, 还要有足够的柔软性。

现代汽车一般都采用充气轮胎, 其主要结构形式见图 1。目前国际上比较流行使用的是子午线轮胎、斜交轮胎及浇注轮胎。斜交轮胎由于其性能较子午线轮胎差而将被逐步淘汰。浇注轮胎中无织物而只有弹性体形成的气腔和用于将轮胎固定于轮辋上的胎圈钢丝。各种轮胎的结构示意图见图 2。青岛化工学院橡胶新技术研究所新试制出的浇注轮胎如果能达到子午线轮胎质量性能要求, 对轮胎工业来说将是一场革命, 可以大大简化子午线轮胎的制造工艺和设备。

轮胎设计分为两部分, 一部分是结构设计, 另一部分是配方设计, 它们对产品的质量和性



能起着决定性的作用。配方设计和试验的目的是优选适合于轮胎使用要求的最佳胶料配方。配方是按轮胎性能特点制定的, 而轮胎性能特点与其结构设计密切相关。结构分析一直是许多轮胎工业技术人员和力学工作者致力解决的问题, 轮胎作为一种复合材料制品, 其结构设计的优化程度已成为轮胎技术指标的基础因素。轮胎结构设计优化的内容是对轮胎的强度、刚度梯度、应力-应变、轮廓、花纹等因素的最佳组合化。

1 帘线-橡胶复合材料的力学理论

轮胎中使用的材料概括起来有 3 种: 纯胶料材料、纯骨架材料和橡胶-帘线复合材料。轮胎材料力学性能的测试和计算的准确性直接影响轮胎变形和应力分析的成败。相对而言, 橡胶及帘线的物理参数较易通过试验测得, 而橡

基金项目:国家自然科学基金资助项目(59603001); 广东省“人才引进”基金资助项目(990002)

作者简介:李丽娟(1966-), 女, 山西霍州人, 广东工业大学教授, 博士, 主要从事结构力学、工程力学、结构工程等方面的研究。

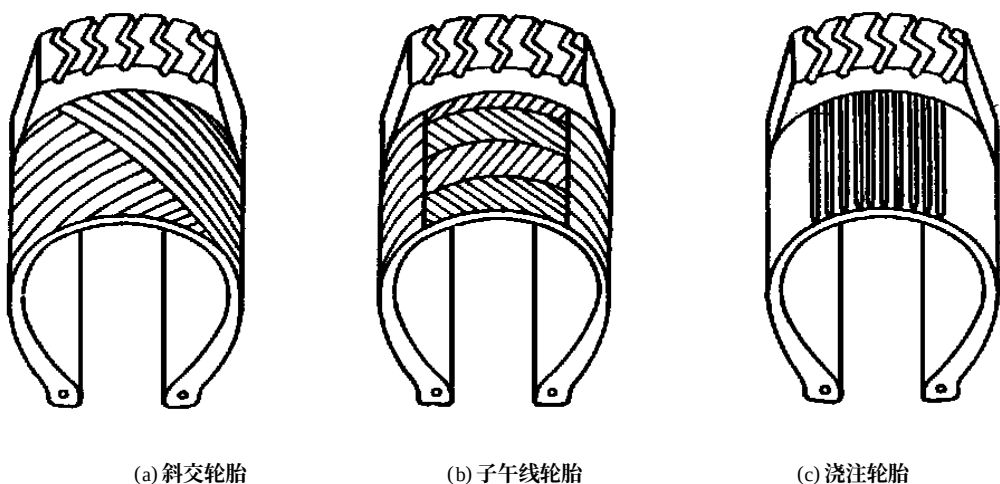


图 2 3 种轮胎结构示意图

胶-帘线复合材料的力学性能参数往往需要借助于一些包含着理想假设的经典理论,在对组分材料进行试验测试的基础上由公式计算得出^[1~3]。

轮胎中使用的橡胶是含有各种填料的硫化胶,具有非线性粘弹性、非均质及各向异性的特点。在工程分析中为了使问题简化,一般将橡胶材料当成各向同性的超弹性材料,其力学行为可用适当的应变能密度函数(如 Rivlin 方程和 Ogden 方程)来描述^[4]。

帘线是橡胶复合材料中的增强材料,轮胎工业中应用的帘线品种主要有人造丝帘线、尼龙帘线和聚酯帘线等。研究表明,帘线的拉伸应力-应变关系呈非线性,通常情况下,聚合物帘线不具有抗压刚度,但经埋入橡胶,即使单根帘线也具有一定的抗压刚度。工程分析中,小应变情况下,可认为帘线应力-应变曲线呈线性、弹性关系,其力学性能可用 3 个工程常数表示:拉伸模量、剪切模量及泊松比。

帘线-橡胶复合材料不同于一般意义上的复合材料,有其自身的特点。一般复合材料是刚性复合材料,如玻璃纤维/聚酯、硼/环氧树脂、硼/钛等。目前较为成熟的复合材料理论是以这些刚性复合材料为对象而得到的。刚性复合材料中增强纤维的弹性模量与基体弹性模量的比值范围为 1~100,而帘线-橡胶复合材料是典型的柔性复合材料,帘线的弹性模量与橡胶弹性模量的比值范围为 500~10 000,两者相

差很大。此外,轮胎中由于帘线方向随着帘布层数和部位的不同而变化,使得帘线-橡胶复合材料呈现出复杂的力学各向异性和非线性,研究起来非常困难。

目前关于帘线-橡胶复合材料的研究方法很多^[5~7],选取的模型也各有特色,其中主要有以下几种方法。

(1) Hermans 公式

该公式采用的是复合材料独立圆柱模型,如图 3 所示,由一个单一的圆柱纤维(弹性模量为 E_c)插入基体材料(弹性模量为 E_r)的同心圆柱中构成一个复合材料单元,设此单元的纤维体积含量和复合材料中全部纤维的体积含量相等,再将此单元放在无限均匀的介质(弹性模量为 E_m)中。

(2) Halpin-Tsai 公式

Halpin-Tsai 改进了 Hermans 的研究成果,得出了已被广泛应用的 Halpin-Tsai 公式。该公式可用于任何几何形状的纤维,在公式中增加了一个表示纤维增强材料度量的量,其值在 $0 \sim \infty$ 之间,大小与纤维的几何形状和排列

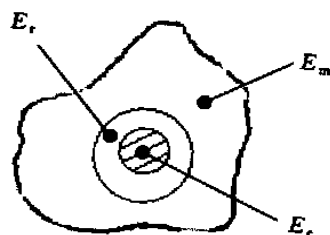


图 3 复合材料独立圆柱模型

方式有关。

(3) Gough-Tangorra 公式

Gough(高夫)和 Tangorra(汤哥拉)考虑了帘线和橡胶的相互作用,其试样模型如图 4 所示,矩形试件的长度为 L ,高度为 B ,宽度为 T ,帘线角度为 θ 。假设 B 方向上帘线的应力分量与橡胶在这个方向上的应力分量相平衡(高度方向无外力),并假设帘线和橡胶中的应变是均匀相等的,通过对高度和长度方向上应变分量的几何分析,用材料力学的方法得出等效弹性模量和泊松比的表达式。

(4) Tabaddor 公式

Tabaddor 对有关帘线-橡胶复合材料力学性能的概念及边界效应对帘线-橡胶复合材料力学性能的影响进行了详细研究和分析,并对平板模型中代表性体积单元的一维、二维和三维近似情况作了计算,他的一维近似计算模型如图 5 所示(单元长度为 L ,单向加载后的变形为 ΔL),单向加载(沿纤维方向定义为坐标 1 方向,加载应力值为 σ_1),并假设帘线-橡胶在帘线方向上的应变是一致的,其推导实质是材料力学方法。

(5) 赤板-平野公式

赤板-平野公式采用的模型如图 6 所示,帘线和橡胶在横断面上均以矩形截面相互间隔,而且都是均质材料。

通过试验与计算得到的弹性常数可以看到,上述 5 种方法在预测单层板(压延帘布)的弹性常数上各有所长,没有一种方法明显地优于其它方法。Hermans 公式和 Tabaddor 公式分别代表了复合材料微观力学性能研究中弹性力学精确解方法或材料力学方法,但 E_2 (垂直于帘线方向的弹性模量)的计算远不如 E_1 (帘线方向的弹性模量)精确,这是因为纵向上 E_1 受帘线几何形状、填实情况及加载条件的影响不是很大,而横向上则相反。作为弹性力学精确解的近似形式,Halpin-Tsai 公式弥补了这一缺陷,但公式中含有 G_c (帘线的剪切弹性模量)和 ν_c (帘线的泊松比)很难用试验的方法得出,使得公式的应用受到限制。赤板-平野公式的

优点是形式简单、应用方便,但由于忽略了帘线与橡胶的相互作用,计算中会产生较大误差。Gough-Tangorra 公式考虑了帘线与橡胶间的相互作用,而且假设条件与实际情况相近,尤其是公式中不含 G_c 和 ν_c 项,应用起来非常方便,因此在帘线-橡胶复合材料的微观分析中得到了广泛的应用。

上面所提到的微观力学分析方法,都是试图根据组分材料的力学性能来预测复合材料的力学性能,因此,关于组分材料力学性能的研究也显得非常重要。

经典复合材料公式都是以复合平板材料为

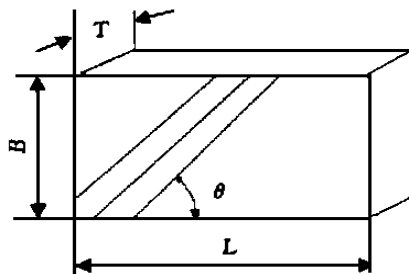


图 4 高夫和汤哥拉研究的矩形试样模型

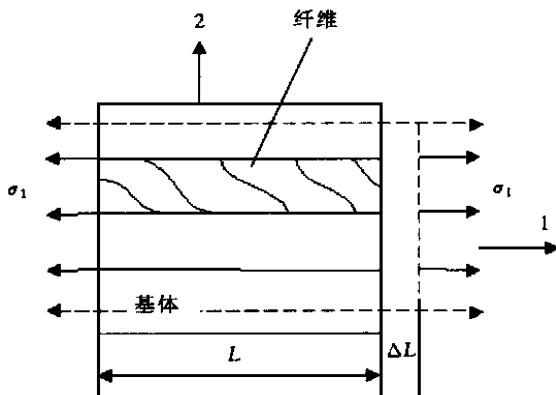


图 5 Tabaddor 研究的一维近似计算模型

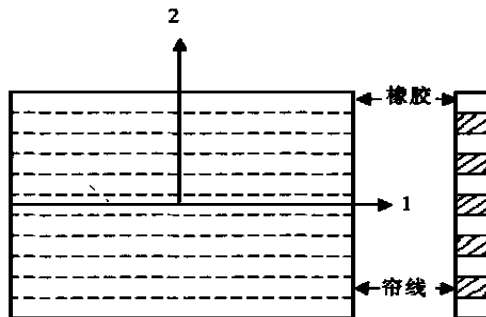


图 6 赤板-平野研究的矩形截面模型

研究对象,由这些公式得到的弹性常数不能完全满足轮胎结构力学分析的需要。由于轮胎是复杂的双曲率壳体,曲率对弹性模量有影响,因此要在实际中使用微观力学公式,而不再依赖于力学试验结果,还有许多工作要做。

哈尔滨工业大学复合材料研究室从本构方程的基本理论出发,经过多年的系统研究,提出了橡胶复合材料的四参量动态数学模型。该模型描述了橡胶复合材料应力-应变行为的全过程,适用于大变形,反映了材料的非线性和温度对材料性能的影响,因而特别适应于工程实际的需要,同时对如何解决非线性各组份性能之间的差异以及工艺条件的影响等问题提出了切实可行的方法,为我国轮胎用橡胶复合材料基础理论的研究做了有益的尝试。

2 轮胎结构力学分析理论

轮胎结构设计理论的发展经历了网格理论、薄膜理论、层合理理论等阶段,分析方法也经历了从简单推算到数值模拟的演变过程。最初的各种理论与算法均由于模型过于简单,与实际轮胎有很大差距而被逐渐淘汰,随着计算机的出现及其计算容量的增大和计算速度的提高,轮胎的大规模数值模拟已经成为可能。当前,三维非线性有限元分析方法是国外各大轮胎公司大力研究与开发的重要课题,并将成为轮胎结构设计与分析的主要手段。

2.1 轮胎结构设计经典理论

2.1.1 网格理论

网格理论假设充气轮胎的帘线张力唯一地平衡了充气压力,承受力的网格形成一个平衡轮廓。该理论的基本公式是建立周向力和径向力与帘线角度之间的关系,并利用半径和轴向柱面坐标确定轮胎的断面轮廓。该理论适合于解决对称性负荷作用下斜交轮胎形状、帘线应力等的计算问题,是现代斜交轮胎设计的理论基础。其局限性在于:①忽视了帘线周围橡胶的影响;②不能用于计算子午线轮胎的最关键部位——带束层的应力-应变;③只能解决对称性负荷问题。

2.1.2 薄膜理论

薄膜理论将轮胎假设为一个柔软的旋转体,应力只作用于薄膜壁上,忽略剪切、弯曲诸力。它考虑了橡胶的作用,但忽视了厚度和弯曲刚度。其局限性在于:①不能处理几何上、材料性质上或载荷上的不连续变化;②不能计算接触部位的横向剪切影响;③不能预算曲率变化悬殊部位和帘布层排列方向突变区域的局部力;④不能计算子午线轮胎带束层区域的应力-应变。

2.1.3 薄壳理论

薄壳理论考虑了薄膜理论所忽视的弯曲刚度的影响,因而能反映接地面、胎圈部位及曲率不同变化区域的局部影响。它的基本假定有:①壳的厚度和位移与壳的曲率半径相比小得多;②垂直于壳表面的应力可以忽略不计;③直法线的 Kirchhoff 假设成立。由于轮胎的几何非线性、材料非线性及大变形特性,该理论有如下局限性:①直法线假设有很大的近似性;②中面不是对称面,拉弯耦合不可忽略;③只局限于分析充气 and 自由旋转问题,不能分析其它载荷下的轮胎变形。

2.1.4 层合理理论

层合理理论考虑了轮胎各部位不同的材料性质及拉弯耦合和弯矩的影响,对研究斜交轮胎自然断面形状与应力-应变分析颇为有效,且能用于研究子午线轮胎带束层结构的力学性能。其局限性在于:①忽略了层合材料单层之间性能的差异与变化;②无法预测层间剪切力、层间挤压力和伸张力等;③假定帘线-橡胶复合材料的应力-应变为线性关系,受变形速度和温度的影响很小,拉压模量相等,且两者界面之间有完好的粘合特性等,这些都与实际情况有较大差异。

2.2 应用有限元法的现代轮胎结构设计理论

70年代末、80年代初轮胎结构分析研究中引入了有限元法,到80年代中后期,蓬勃兴起了轮胎结构优化设计的理论研究,开发出了动态平衡轮廓设计法。动态设计法的基本原理是依据轮胎的实际使用条件,运用大型电子计算机,借助于三维非线性有限元分析程序,模拟实

际使用中的轮胎,对轮胎的应力-应变作整体分析,以达到各部位应力的综合平衡。分析时将组分材料的性能同轮胎的宏观性能联系起来,比较全面地考虑轮胎结构分析中所涉及的材料非线性、几何非线性、双模量、可动边界和随动载荷等问题。动态设计理论的出现和发展,使轮胎结构力学得到了进一步的发展。目前国内外许多轮胎公司都采用三维非线性有限元法研究轮胎结构优化设计方法,并结合提高轮胎的动态性能来开发新产品。下面是具有代表性的几种现代轮胎结构设计理论。

(1) RCOT 理论 (Rolling Contour Optimization Theory)^[8]

RCOT 理论由日本普利司通公司于 1984 年提出。它通过改变胎肩至胎踵的曲率,提高了带束层和胎圈的张力,同时降低了胎侧张力,从而抑制了轿车子午线轮胎转向时胎面与地面接触区的“皱曲”现象,同时也减少了纹状不均匀胎面的磨损。该理论以滚动中的轮胎作为轮廓设计的基准,根据此理论设计的轮胎在操纵性、乘坐舒适性及制动性方面有较大改善。

(2) TCOT 理论 (Tension Control Optimization Theory)^[9]

TCOT 理论是日本普利司通公司在 RCOT 理论的基础上开发出来的适用于载重和公共汽车子午线轮胎的动态设计理论。它在不改变轮胎原有结构和材料的前提下,通过控制轮胎充气后胎体应力分布和充气形状的变化来改善轮胎的性能。与传统轮廓轮胎相比,TCOT 轮胎的胎侧曲率半径减小,而胎圈曲率半径增大,这就提高了轮胎带束层和胎圈张力,减小了胎侧张力,从而使带束层和胎圈的耐久性大幅度提高,同时还提高了行驶安全性和操纵稳定性,降低了滚动阻力。

(3) PSP 和 PSP-F 理论 (Prestress Profile and Prestress Profile-Fourth)^[10,11]

PSP 理论是日本住友公司针对载重子午线轮胎的设计于 1987 年提出的。其设计思想是通过模型轮廓设计使充气后的轮胎肩部变形大于胎面中心来实现胎面平坦化,同时带束层端部也得到一定的预应力,使带束层端部和中部

应力差减小,从而提高胎面耐磨性,降低滚动阻力和生热。

随着对载重轮胎要求的变化,又考虑到轮胎随使用时间的变化,住友公司对 PSP 理论进行了改进和完善,于 1989 年提出了 PSP-F 理论。该理论的具体目标是提高轮胎的经济性、翻新率和翻新耐久性。为实现上述目标,PSP-F 理论将胎体帘布层在充气时的形状变化限制到最小,采用平坦的胎面弧度,使接地形状和接地压力达到最佳。试验表明,PSP-F 轮胎能大幅度提高轮胎的综合里程。

(4) DSOC 和 DSOC-T 理论 (Dynamic Simulation Optimization Contour and Dynamic Stability Optimization Contact Theory)^[8,12]

DSOC 理论是日本东洋公司于 1988 年提出的,它通过动态模拟来确定轮胎的最佳轮廓。由于采用了三维有限元方法,可以计算出行驶时轮胎内部应变和接地形状等重要信息,为轮胎轮廓设计提供依据。DSOC 轮胎具有行驶中接地形状和压力变化小而稳定、胎冠形状变化小、带束层稳定、胎圈变形小等特点。

1989 年,东洋公司继 DSOC 理论之后,又推出了 DSOC-T 理论。该理论认为,在动态条件(滚动或转弯)下,接地面形状保持稳定是保证操纵稳定性的基础,因此,DSOC-T 力求使接地面形状保持动态稳定,同时又有良好的缓冲性。它着眼于使带束层张力均匀化,其途径是采用大的胎面半径和包边带束层结构。带束层刚性及其分布和胎面半径的最佳配合,是通过三维有限元动态模拟实现的。

(5) I 理论 (Integrated Tire Technical Concept)^[13]

I 理论是日本大津公司于 1989 年提出的。其理论要点包括改进结构和配方,以提高耐久性和耐磨性,同时兼顾其它性能。采用的办法是控制带束层和胎体的张力,减小胎圈变形,采用新型带束层和胎面结构及新的胶料配方等,全面考虑了提高质量和改进性能的因素。

(6) STEM 理论 (Strain Energy Minimization Theory)^[14]

STEM 理论是日本横滨公司于 1988 年年

初发表的,用于载重子午线轮胎的设计理论。它的主要目的是为了解决钢丝载重子午线轮胎带束层端部和胎体帘布层反包端部容易出现的应力集中,以及在那些部位应变能过大的问题。该理论首先为满足预定目标和性能而设计轮胎的形状、结构和选择材料,然后以这些为基准反复进行结构分析,以求优化设计。其主要设计特点是带束层和胎圈包布两端点应变能最小,因而耐久性和抗偏磨性很好且生热很低。

(7) EOT 理论 (Energy Optimization Theory)^[15]

EOT 理论是大陆公司 80 年代推出的着眼于能量损失和使用寿命的轮胎设计理论。它不仅考虑应力、应变这些力学性能的综合影响,而且还可从材料的热学性能、生热和升温来研究轮胎的使用寿命。该理论对轮胎采用了宽带束层结构,从而使接地面压力分布更加均匀。

(8) CSSOT 理论 (Circle Stress-Strain Optimization Theory)^[16]

CSSOT 理论由前苏联莫斯科轮胎工业研究院于 1988 年提出。该理论对 RCOT 理论中某些不足之处进行了讨论和补充,它不仅注意轮胎形状的影响,还考虑了材料特性和材料分布等内部结构特性的影响。该理论在实际应用中最重要结果是降低了带束层边缘的周期性应力,从而提高了轮胎的耐久性。

(9) PDEP 理论 (Prestress & Dynamics Equilibrium Profile)^[17]

PDEP 理论是北京橡胶工业研究设计院于 1994 年提出的。它以轮胎的预应力轮廓和动平衡轮廓为基准,充分考虑轮胎在动态条件下的变形情况,通过改变胎体轮廓线在模型内的形状实现对带束层和胎圈施加张力,使其在动态下达到最佳的平衡状态。

(10) GUTT 理论 (Ground Unified Tire Technology)^[18]

GUTT 理论由日本普利司通公司于 1995 年提出。其设计思想是将自然平衡轮廓理论和非平衡轮廓理论统一起来,以有限元法和优化技术为依据,通过已给定现有轮胎设计特定优化目标性能(如操纵稳定性、耐磨性等)及某些

约束条件(如轮胎规格等)的计算得出优化的轮胎结构。通过改变轮胎模型及目标函数,该理论可用于各种轮胎及其性能的优化,而且可延伸到其它轮胎设计领域,如材料设计、结构和花纹设计等,对轮胎综合性能的提高有重要的理论指导意义。

通过对轮胎现代设计理论的分析可以看出,用动态平衡轮廓法设计轮胎结构有如下特点:①轮胎一般均为低断面子午线结构;②采用三维有限元方法进行设计计算;③带束层和胎圈区承受应力明显降低,磨胎肩问题得以解决;④绝大多数性能均有不同程度的提高并能使多种性能达到最佳组合。在分析方法上,通常都是在薄膜理论的基础上,根据力学参变量的计算,结合设计者的经验和相关因素对方案进行优选和评价,有着明确的量值依据。

以上各种轮胎设计理论均建立在材料力学强度理论或疲劳强度理论基础之上,然而由于轮胎是非均质的复合材料构件,其界面力学性能差异明显,极易产生局部应力集中,且制造时会不可避免地产生各种缺陷,材料力学理论由于未考虑缺陷的影响,客观上存在着一定的局限性。文献[15]中提出用建立在弹塑性断裂力学基础上的疲劳强度理论作为轮胎结构设计的理论基础,讨论了用撕裂能作为轮胎强度设计判据的可行性,这为今后轮胎结构设计理论的发展提供了新的思路。

3 滚动阻力

轮胎的滚动阻力是当今轮胎力学研究的重要内容之一。对轿车轮胎或轻型载重轮胎来说,燃料用途的 3.4%~6.6%用于克服轮胎的滚动阻力;对载重子午线轮胎来说,燃料用途的 12.4%~14.5%用于克服轮胎的滚动阻力。降低滚动阻力 10%,小型子午线轮胎和大型载重子午线轮胎可分别节约燃料 1.22% 和 3.94%^[19]。当前,国外各大轮胎公司都在全力研究不损害轮胎牵引性能和抗湿滑性能的低滚动阻力轮胎,并冠之以“绿色轮胎”的美名。虽然轮胎的各种标准中都还没有将轮胎滚动阻力的要求列入,但是各汽车厂家(主要是美国)

都开始将轮胎的滚动阻力列为对原配轮胎质量的一项性能要求。

轮胎工作时要承受交变载荷,由于材料的粘弹特性,轮胎变形所做的功不能完全恢复,会有一部分滞后损失,将轮胎各部件的损失能加在一起即可得出整个轮胎的损失能,即滚动阻力。滚动阻力不仅与轮胎的使用条件(如轮胎的变形、速度、环境温度、路面状况等)有关,而且受轮胎结构和材料的影响,其中轮胎变形对滚动阻力的影响最大,而且在这些因素中也是最可控制的。影响轮胎变形的因素则是应变能(U)、损耗因子 $\tan \delta$ 和体积变化(dV),因此降低滚动阻力的途径如图 7 所示。

既降低滚动阻力又不损害轮胎的牵引性和耐磨性是轮胎工业的一个重要课题,上述降低滚动阻力的途径若使用不当,也会使一些使用性能变得更差(见图 8)。因此要注意适度采取措施。

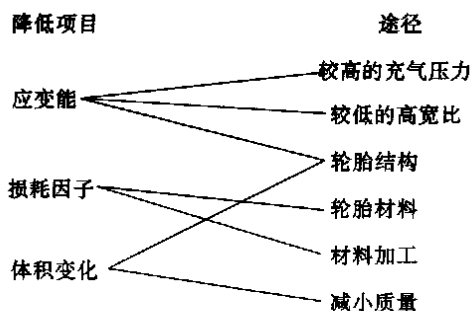


图 7 降低滚动阻力的途径

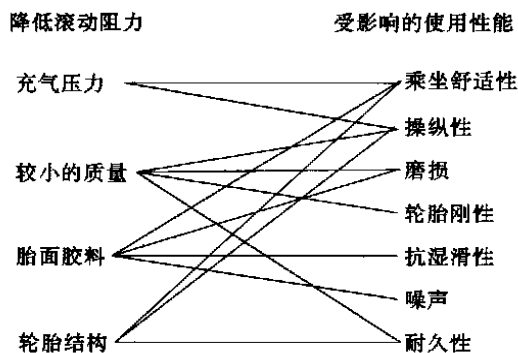


图 8 降低滚动阻力与相关性能间的关系

Chokko 提出一种分析方法,将轮胎断面分成 7 个区域,把每个区域的能耗相加,以计算整个轮胎的能耗。计算结果表明,胎面和胎面基

部的能耗占整个轮胎能耗的 36%,胎侧和胎体帘布的能耗占 28%,胎侧胶的能耗占 15%。

Chark 和 Schuring 使用红外摄像机测量了表面温度分布,然后根据基于有限差分热模拟评价负荷、速度和充气压力对轮胎滚动阻力的影响,以及轮胎关键部件对滚动阻力的影响。结果表明,随滚动速度提高滚动阻力增大,胎面能耗占整个滚动损耗的比例增至最大^[7]。

应用有限元法,通过计算每个单元的应变周期和对应的单元材料能耗特性,可以确定单元的滚动阻力,各个单元的滚动阻力之和即为整个轮胎的滚动阻力。Priss 和 Shumuskaya 指出,轮胎内部实际承受脉冲负荷的能耗比一般试验正弦加载周期的能耗高 1.5~2.5 倍。

随着研究的深入,进一步从各个方面提出了降低轮胎滚动阻力的其它途径和方法,包括改进轮胎设计、轮胎/车轮设计、使用条件、配方工艺、混炼工艺、开发和应用补强填充剂、聚合物并用等。有些方法还处于试验阶段,有待进一步证实。

4 轮胎振动及噪声

4.1 轮胎的振动

轮胎受到力或力矩时,胎面、胎侧以及胎内所充空气将产生振动,轮胎振动对汽车的平顺性、操纵稳定性、行驶速度(生产效率)、燃料经济性及安全性能等有很大影响。轮胎的振动还会产生噪声,影响汽车的乘坐舒适性,其中胎面的振动对汽车舒适性的影响最大。

导致轮胎在汽车行驶过程中产生振动的因素很多,有车辆、地面、驾驶员、轮胎本身等因素及各因素之间的相互作用。它会导致车体产生异常振动。因此在轮胎的制造过程中,必须严格控制轮胎的平衡特性。

轮胎振动的研究方法主要有试验方法和数值方法两种。其中对轮胎的固有频率和振型的研究比较多。在国内,赵文奇、杨学贵等^[20,21]建立了有帘布层、带束层和橡胶等组成的轮胎复合材料力学模型,研究了轮胎的模式频率和振型,得到了与试验基本相同的结果。贺海留等^[22]则采用试验方法研究了轮胎的固有频率

及振型。事实上,轮胎在径向、纵向和横向都会传递振动。在轮胎振动理论研究发展过程中,第一个模拟充气轮胎的模型是弹性基环形梁模型,即由环形梁代表胎面,弹簧代表轮胎的弹性。随后又出现了改进的弹性基环形梁模型,梁受轮胎气压和旋转离心力的作用,模型还包含了梁与轮辋之间的纵向刚度。1975 年 Soedel^[23]将轮胎等效为旋转薄壳,用三维动态格林方程研究了滚动轮胎的动态响应,求得了比测量所能达到的更高周向波数的固有频率和振形。1982 年 Hunckler 等^[24]用一个具有正交各向异性材料特性、几何双曲率及一次和二次非线性刚度的轴对称单元模型,研究了具有几何非线性大变形对称壳结构的平衡状态,并以此为基础,进行了小振幅的振动分析,用此模型进行的固有频率计算与实测数据非常接近。1984 年 Kung 等^[25]用一个有效的具有叠层复合材料性质的双曲率旋转壳有限元程序进行了子午线轮胎的固有频率及振形计算,并能研究轮胎横向与纵向运动之间的关系,超出了试验所能达到的目标。1986 年 Kung 等^[26]做了进一步研究,用一个具有叠层复合材料特性、12 个自由度、几何非线性和双曲率旋转壳的有限元模型,研究了没有悬架轮胎的固有频率及振形,给出了更为详细和精确的自由振动和动态响应的分析结果。1988 年 Yamazaki 和 Akasaka 等^[27]研究了胎侧的固有频率。

振动分析的理想方法是把轮胎划分为许多单元进行研究,采用非线性有限元模型对轮胎进行振动分析,这是目前行之有效的数值方法。另外将车辆、轮胎和道路统一起来研究,也是轮胎动力学研究的一种方法^[28]。作为汽车整体系统中不可缺少的重要组成部分,单纯考虑轮胎性能已不能满足要求,不仅研究轮胎的强度及耐久性,而且还要研究轮胎与汽车配合的性能要求,这将是动态设计理论的发展方向^[29]。在这方面吉林工业大学的研究成果值得重视,有些研究成果在国际上亦属首创,例如,郭孔辉等在胎体的一般变形理论基础上建立的轮胎非稳态侧偏特性的理论模型^[30]、在轮胎非稳态转向特性理论模型基础上建立的半经验模型^[31]

及非线性仿真模型^[32]、依据流体动力润滑理论和热平衡原理提出的接地面全溶化条件下冰面轮胎摩擦力的预测模型^[33]、考虑轮胎几何滤波效应与弹性滤波效应所建立的轮胎包容特性模型^[34]等,它们对于轮胎特性的改进、汽车操纵动力性能的研究以及轮胎与路面接触问题的研究有重要的指导作用。

4.2 轮胎噪声

轮胎噪声主要是由轮胎振动所致,轮胎胎面、胎侧的振动以及胎面撞击路面和胎面相对路面的滑动均产生振动噪声。

影响轮胎噪声的因素有设计要素、使用条件和路面种类等。从设计要素看,轮胎结构、胎面花纹、帘线材料和胎面橡胶等都对轮胎噪声有重要影响。轮胎的使用条件如速度、载荷、气压、胎面磨耗量等也直接影响轮胎噪声的大小。轮胎噪声还与轮胎表面的粗糙度紧密相关,在气密性高的光滑铺装路面上,由于抽排气作用增大,轮胎的噪声也变大。

实践证明,横向花纹的噪声最大,目前已初步弄清了横向花纹的噪声发生机理^[23]。对于轮胎花纹噪声的研究,目前已可以用计算机进行仿真^[35],这方面的试验研究也在进行中^[36]。

5 未来发展

过去 20 年来,轮胎科学和技术有了显著的发展,在轮胎模型分析及动态分析上,人们做了很多工作,诸如考虑复杂的组分结构、材料的几何非线性、刚度较大的柔性复合材料及接触问题等。此外还涉及到动态负荷条件,从而更实际地模拟轮胎的工作情况及材料特性,为轮胎结构的优化设计提供了强有力的理论工具。在表征轮胎材料特性、分析轮胎温度、建立硫化模型和分析轮胎/车辆相互作用方面也取得了长足的发展。促进这方面发展的主要原因是汽车工业的发展对高性能轮胎需求的日益扩大和计算及试验技术的日益完善。

未来的挑战将在理论、计算和试验三个方面。在轮胎结构力学设计分析工作中,一方面可以利用传统的理论分析和数值计算对轮胎进行分析,另一方面也可利用试验应力分析的方

法,特别是计算机技术的发展,不仅为用数学模型方法进行计算分析创造了条件,也为利用计算机控制的轮胎结构试验、荷载模拟、数据采集和数据处理以及整个试验实现自动化提供了有利条件。因此,在轮胎结构力学的研究发展演变过程中形成了由理论分析、数值计算、试验研究构成的三足鼎立的新的结构形式。

作为一种有效的数值分析方法,有限元法在轮胎力学分析中起到了关键作用,其中计算机的发展起了很大作用。国外已经提出了许多设计理论和方法,国内也取得了一定进展,但需要继续深入和提高。由于轮胎结构的复杂性,经典复合材料理论并不完全适用,如何准确地获取各组材料特性参数也是目前轮胎力学研究的一个重点^[37]。轮胎结构力学理论的发展,特别是能够准确描述轮胎结构力学行为的复合材料理论及非线性大变形本构理论在轮胎结构设计中的应用,将以计算分析技术和试验技术的突破为转机。今后,我们应对轮胎结构试验技术的研究加以重视,开展室内性能试验与实际使用性能相关性的研究,提高轮胎模拟试验手段的准确性。利用现代科学的新成就和其它先进技术解决轮胎结构试验中的问题。进一步加强应用基础研究工作,注意轮胎与汽车的性能匹配,并进行汽车-轮胎系统的模拟试验。加强轮胎检测技术的研究,开展以“绿色轮胎”为代表的新一代子午线轮胎的研究开发。

参考文献:

- [1] Ridha R A. Computation of stresses, strains and deformations of tires[J]. Rubber Chemistry and Technology, 1980, 53(4): 849-900.
- [2] Ridha R A, Satyamurthy K, Hirschfeld L R. Finite element modeling of a homogeneous pneumatic tire subjected to foot-print loading[J]. Tire Science and Technology, 1985, 13(2): 91-100.
- [3] Kenny T M, Stechschulte R A. Application of finite element analysis in tire design[J]. Tire Science and Technology, 1988, 16(2): 96-117.
- [4] 刘凤岐, 汤心颐. 高分子物理[M]. 北京: 高等教育出版社, 1995. 274-281.
- [5] 王维秋. 轮胎结构力学讲座 帘线-橡胶复合材料的力学性能[J]. 轮胎工业, 1993(10): 32-42.
- [6] 王维秋. 轮胎结构力学讲座 帘线-橡胶复合材料的力学性能[J]. 轮胎工业, 1993(11): 29-32.
- [7] 俞 淇, 周 锋, 丁剑平. 充气轮胎性能与结构[M]. 广州: 华南理工大学出版社, 1998. 64-74.
- [8] 三岸引一. 特集 RCOT[J]. 月刊 タイヤ, 1989, 21(8): 54-64.
- [9] Ogawa H, Furuya H. A study on the contour of the truck and bus radial tire[J]. Tire Science and Technology, 1990, 18(4): 236-261.
- [10] 佚名. 住友橡胶公司的轮胎设计新理论[J]. 张卓亚译. 橡胶工业, 1988, 20(1): 35.
- [11] 丸桥襄司, 落合浩. 先进のタイヤ形状理论“PSP-F”[J]. 月刊 タイヤ, 1989, 21(7): 30.
- [12] 大桥纯一. DSOC 理论[J]. 月刊 タイヤ, 1988, 20(9): 30.
- [13] 黄世权. 子午线轮胎设计理论进展述评[J]. 橡胶工业, 1991, 38(7): 427.
- [14] 齐藤勇一. タイヤ负荷状态综合性能向上理论 STEM[J]. 月刊 タイヤ, 1988, 20(3): 66.
- [15] 张士齐, 贾红兵. 论轮胎结构设计中材料力学的局限与断裂力学的发展[J]. 橡胶工业, 1997, 44(9): 546-550.
- [16] Tretyakov O B, Sokolov S L. Tire design theory base on optimization of stress strain cycles of its elements (CSSOT)[J]. Tire Science and Technology, 1989, 17(2): 54.
- [17] 何晓玫, 吴桂忠, 王铭新. 低断面轿车子午线轮胎 PDEP 设计理论[J]. 橡胶工业, 1995, 42(2): 67-71.
- [18] Yvkieo Nakajima. 大统一轮胎技术 GUTT[J]. 刘大众译. 轮胎工业, 1997, 17(4): 212-215.
- [19] Schuring D J. 轮胎滚动损失对汽车燃油消耗量的影响[J]. 周梦玲译. 轮胎研究与开发, 1996(2): 48-54.
- [20] 赵文奇, 陈顺雄, 李万琼. 轮胎振动模态研究[J]. 工程力学, 1998, 15(3): 105-109.
- [21] 李丽娟, 刘 锋, 刘国华. 轮胎结构振动特性的分析研究[J]. 中国学术期刊文摘, 1999(1): 109, 110.
- [22] 贺海留, 谭 锋, 马良清. 轿车轮胎的固有频率及振型的研究[J]. 橡胶工业, 1994, 41(10): 580-585.
- [23] Soedel W. On the dynamic response of rolling tires according to thin shell approximations[J]. Journal of Sound & Vibration, 1975, 41(2): 233-246.
- [24] Hunckler C J, Yang T Y, Soedel W. A geometrically nonlinear shell finite element for tire vibration analysis[J]. Computers and Structures, 1983, 17(2): 217-225.
- [25] Kung L E, Soedel W, Yang T Y. Natural frequencies and mode shapes of an automotive tire with interpretation and classification using 3-D computer graphics[J]. Journal of Sound & Vibration, 1985, 102(3): 329-346.
- [26] Kung L E, Soedel W, Yang T Y. Free vibration of a pneumatic tire —shell unit using a ring on an elastic foundation and a finite element model[J]. Journal of Sound & Vibration

(上接第 587 页)

- tion, 1986, 107(2): 181-194.
- [27] Yamazaki S, Akasaka T. Twisting stiffness and lateral vibration of a radial tire sidewall[J]. Tire Science and Technology, 1988, 16(4): 223-248.
- [28] Potts G R, Csora T T. Tire vibration studies: the state of the art[J]. Tire Science & Technology, 1975, (3): 196-210.
- [29] 昌寿生, 刘大众. 轮胎的设计与发展[J]. 轮胎工业, 1984, (3): 7-10.
- [30] 郭孔辉, 刘青. 考虑轮胎复杂变形的轮胎非稳态侧偏特性理论模型[J]. 汽车工程, 1997, 19(2): 65-71.
- [31] 郭孔辉, 侯永平. 轮胎非稳态转向特性半经验模型[J]. 汽车工程, 1999, 21(3): 129-133.
- [32] 郭孔辉, 侯永平. 轮胎非稳态转向特性非线性仿真模型[J]. 汽车工程, 1999, 21(6): 321-325.
- [33] 彭旭东, 谢右柏, 郭孔辉. 接地面全溶化条件下冰面轮胎摩擦力的预测[J]. 汽车工程, 1999, 21(4): 193-198.
- [34] 郭孔辉, 刘青, 丁国峰. 轮胎包容特性分析及其在汽车振动系统建模中的应用[J]. 汽车工程, 1999, 21(2): 65-71.
- [35] 庄继德. 汽车轮胎学[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1996. 323-330.
- [36] 陆晓军. 轻型汽车轮胎噪声的试验研究[J]. 汽车工程, 1996, 18(3): 158-162.
- [37] 刘锋, 李丽娟. 轮胎结构力学研究方法[A]. 现代力学与科技进步[C]. 北京: 清华大学出版社, 1997. 1231-1233.

收稿日期: 2000-04-16