

轮胎接触问题的分析与研究

戴元坎 俞 淇

(华南理工大学高分子系, 广州 510641)

摘要 简要地综述了轮胎接触问题分析的发展过程及所使用的一些方法,着重介绍了三维有限元法在轮胎接触问题中的应用,同时也概括了弹性力学理论及实验测试在轮胎接触问题中的应用。本文对轮胎接触问题的分析主要是围绕静态接触和滚动接触两方面展开论述的,列出了轮胎接触问题中轮胎变形、接触区形状大小、接触压力分布、应力分布、载荷-变形关系、内轮廓形状等结果。

关键词 轮胎接触问题,静态接触,滚动接触,三维有限元模型,摩擦系数

充气轮胎是由帘线-橡胶复合材料构成的十分复杂的结构体,它承受着很大的应力和变形。在结构上,轮胎既有几何非线性,又有材料非线性。由于这种复杂性,使得对轮胎的研究工作难度很大且十分复杂,因此进展也缓慢。在最近的二十多年里,由于复合材料理论和结构力学中有限元理论的发展,以及新型的高性能、高速度、大容量的计算机的出现,使得对轮胎的研究工作变得较为容易了。

近年来,随着交通运输事业的迅猛发展,安全、舒适、高速、节能等使用性能愈来愈成为轮胎发展的目标,而受到人们的重视。交通工具的安全和可靠性对轮胎使用的要求主要依赖于轮胎与地面接触的这一块区域。这一接触区承担了在任何路面条件(干、湿、冰等)和任何驾驶行为(加速、拐弯、刹车等)下交通工具与地面之间的载荷转换。由于接触区的重要性,轮胎与地面之间的接触问题也就成为人们对轮胎研究工作的重点。为了有效地研究和预测轮胎与地面接触区的各项性能,从而降低昂贵的实验费用,缩短产品的开发周期,提高轮胎使用的安全性,人们使用了多种方法来研究轮胎与地面的接触问题。

有从有限弹性力学角度来考虑的,有从材料特性方面来考虑的,更主要的更多的是利用有限元法来分析轮胎接触问题,特别是近些年来,由于复合材料科学、数值计算方法、有限元理论和计算机科学等领域的发展,使得有限元法在解决轮胎接触问题中发挥了巨大的作用。除了从理论上分析研究轮胎接触问题外,还可利用实测的方法来了解轮胎接触中的一些性能特点。

本文根据近年来国内外所发表的一些文章,对轮胎接触问题的分析研究方法和结果作了一些概要的介绍。

1 轮胎接触问题弹性力学理论分析

轮胎与地面的接触分静态接触和滚动接触。接触区的压力分布对于滚动阻力、轮胎的磨损和转向性能等是一个重要问题。对轮胎接触区的理论分析可从一维和二维两方面来着手。

1.1 轮胎与地面接触区的一维压力分布

Clark 利用圆柱壳理论分析了稳定状态下的一维接触压力分布,发现在接触区前部压力高而后部压力低^[1]。Yamigishi 和 Jenkins 对分离带束层区采用微扰法,预测了静态下接触压力分布形状类似于梯形^[2]。Clark 考虑速度因素,利用圆柱壳理论分析了一维接触压力分布,发现由于不变的惯性力作用,

接触区前部的压力有一定的增大。

H. Shiobara 等^[3]采用胎面和胎侧的沃伊特 (Voigt) 型弹簧系统,从弹性力学理论上分析了恒速、恒定充气内压下,轮胎的一维接触压力分布,并通过实验测试 (样品为 175R14 子午线轮胎),测出 $v = 0$, $W = 4\text{kN}$ 时子午线轮胎的一维接触压力分布,见图 1; $v = 60\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$, $W = 4\text{kN}$ 时子午线轮胎的一维接触压力分布见图 2。由图 1 和 2 可看出理论预测值和实际测试值相当一致,并从图 2 可知,接触区前部压力增大,而后部压力减小。图 3 为由运行速度而引起的接触区的压力分布图,表明随着速度的提高,接触区前部压力增大,而后部压力减小。

1.2 二维接触压力分布

实验研究发现子午线轮胎在周向的接触压力分布随着负荷的增大,在胎冠中心处的曲线由微凸变为深凹,而在胎肩处保持凸状。

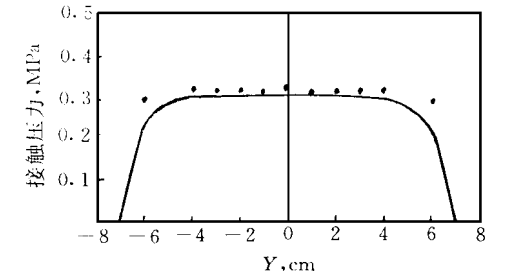


图 1 $v = 0$, $W = 4\text{kN}$ 时子午线轮胎的一维接触压力分布
 $P = 0.18\text{MPa}$; $\delta = 14\text{mm}$

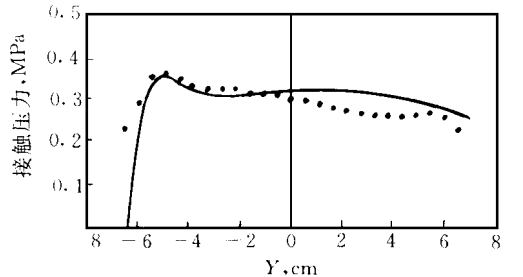


图 2 $v = 60\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$, $W = 4\text{kN}$ 时的子午线轮胎的一维接触压力分布
 $P = 0.18\text{MPa}$

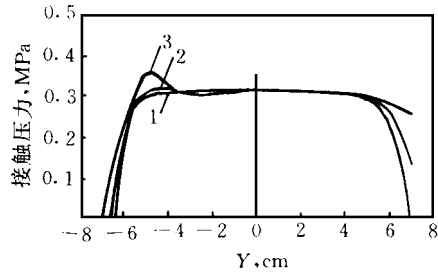


图 3 运行速度和接触压力分布变化关系图
 $P = 0.18\text{MPa}$; $W = 4\text{kN}$; 1 — $v = 0\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$;
2 — $v = 30\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$; 3 — $v = 60\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$

Kabe 和 Akasaka 应用薄膜理论对二维压力分布和接地区中带束层的张力减小一起作了分析,但结果同实验预测不十分吻合。

T. Akasaka 等^[4]用一个固定弹簧环来模拟子午线轮胎,利用矩形接触面积分析了静压下在平坦路面上的子午线轮胎的二维接触压力分布,并以 175SR14 子午线轮胎作为数值计算和实验测试对象,测试了充气压力为 0.18MPa、垂直载荷为 4kN 条件下沿子午线样胎胎冠中心和胎肩的接触压力分布,并与计算值进行了比较 (见图 4),两者十分吻合。由图 4 即可知,沿胎冠中心的接触压力分布呈轻微凹形,这可理解为在接触区中带束层中心向内翘曲引起;而沿胎肩则呈凸形分布,这与实验结果十分吻合。

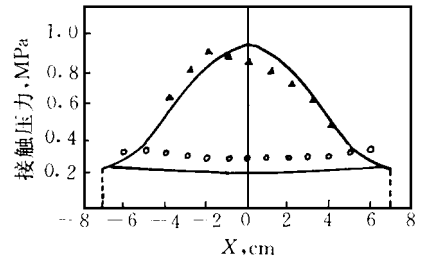


图 4 沿子午线轮胎周向在胎冠中心和胎肩处的接触压力分布
▲, ○ — 实验值; — — 计算值

2 轮胎接触问题的三维有限元分析

轮胎接触问题的有限元分析主要是利用三维有限元模型来模拟,轮胎接触问题有静

态接触和滚动接触。

2.1 静态接触

由于轮胎的几何非线性和材料非线性，人们对接触问题的研究并非一开始就用实际轮胎作为研究对象，而是通过一定的简化从简单到复杂的研究过程。

(1) 均质体充气轮胎承受接地载荷

H. Rothert 等^[5]用三维有限元法分析了具有光滑胎面的轮胎。其 1/4 的有限元模型见图 5，共包括 488 个 8 节点三维等参数单

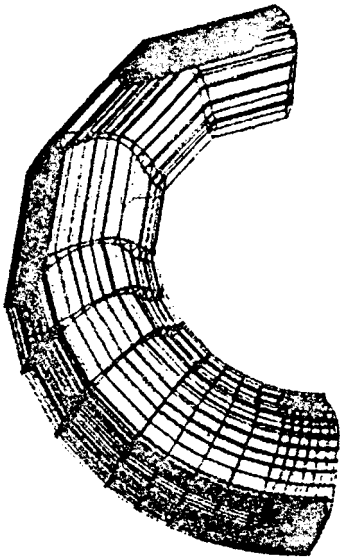


图 5 光滑胎面未变形轮胎的有限元模型

元，986 个节点。均质材料特性为：杨氏模量 $E = 4.98 \text{MPa}$ ，泊松比 $\mu = 0.324$ 。

图 6 表示受载分别为 100 和 200N 时接触区内的压力分布。图 7 则为在同一内部压力载荷下受到不同外部载荷时同一时间内接地印痕区的测量结果和计算结果的比较。图

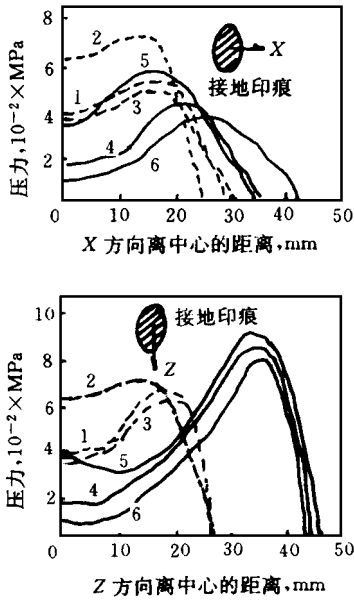


图 6 轮胎接地印痕区内的压力分布
($P = 0.01 \text{MPa}$)

—— $F = 100 \text{N}$, 1—线性, 2—实验, 3—非线性;
—— $F = 200 \text{N}$, 4—线性, 5—实验, 6—非线性

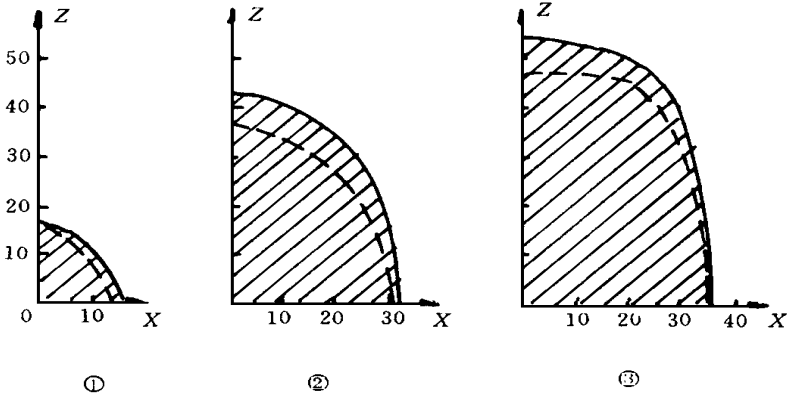


图 7 轮胎接地印痕面积($P = 0.01 \text{MPa}$)

——有限元解; ——实验测试值(线性); 1— $F = 25 \text{N}$; 2— $F = 150 \text{N}$; 3— $F = 250 \text{N}$

8 为轮胎的载荷-下沉量的关系图,图中表明测量值和计算值一致。

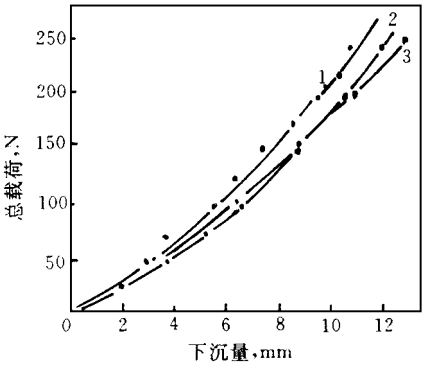


图 8 载荷-下沉量关系($P = 0.01\text{MPa}$)
1—实验值;2—FEM 解(线性);3—非线性(几何)

R. A. Ridha 等^[6]利用三维 16 节点立方体单元对接地载荷下的均质体材料充气轮胎进行了分析,也得出了有关接地印痕区性能的一些结果。

(2) 钢丝带束层子午线轮胎接地区断面应力分布

由于轮胎结构的复杂性,具有几何非线性和材料非线性,利用有限元分析时对模型可进行一定的简化,以使分析过程简单。

Jozef DeEskinazi 等^[7]用一种非线性 HCT 三角形平面单元模拟轮胎,分析钢丝带束层子午线轮胎与平坦路面接触时所产生的位移和应力。该单元见图 9。在有限元模型中,将子午线轮廓分成 4 个区,在每一区复合材料特性假设为均质体材料,见图 10。断面夹角 α 与圆周角 θ 的表示图见图 11。

接地状态下轮胎的垂直负载与下沉量的关系曲线见图 12。由图可知,计算结果和实验结果相当接近。

在接触部分沿子午线轮廓的径向薄膜应力变化见图 13。图中 3 条曲线分别表示充气压力为 0.221MPa (不接触)、垂直接触位移为 10 和 25mm 时的结果。

图 14 表示沿周向上的径向压力分布。图 15 为接触区内沿径向轮廓的周向应力分

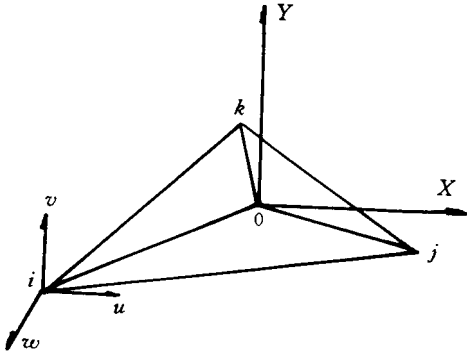


图 9 HCT 单元分为 3 个子单元

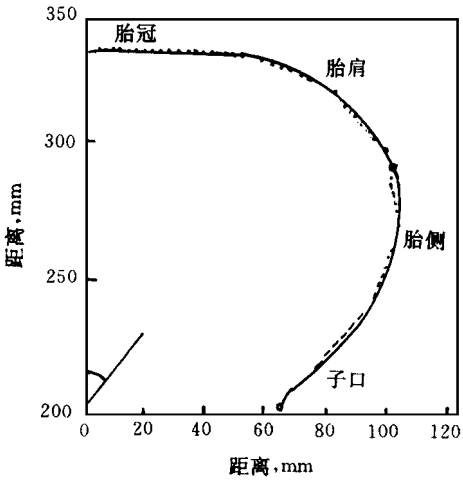


图 10 子午线轮廓分为 4 个均质材料区

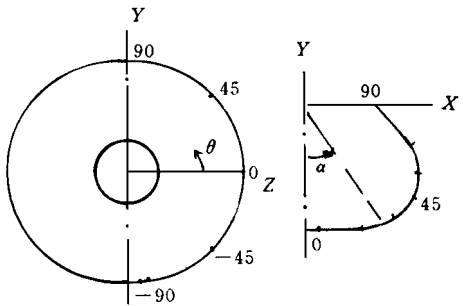


图 11 轮胎结构轮廓图

布。图 16 表示沿周向的周向应力分布。上述几幅应力分布图表明：①几乎所有的周向应力分布及垂直变形都发生在带束层部分，而其余远离带束层的部分实际上不受载荷；②接触位移使带束层区产生大的应力，而对其余部分的影响可忽略不计；③周向应力在

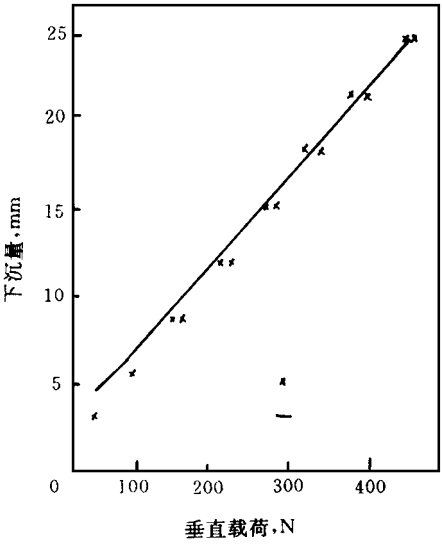


图 12 轮胎的垂直负载-下沉量关系曲线

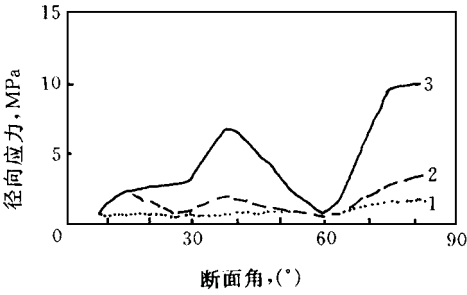


图 13 沿径向轮廓的径向应力分布
($\theta = -90^\circ$)

1— $\delta=0$; 2— $\delta=10.0\text{mm}$; 3— $\delta=25.0\text{mm}$

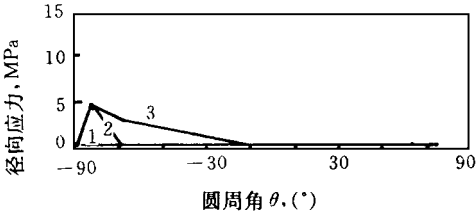


图 14 周向上的径向应力分布($\alpha = 0^\circ$)

注同图 13

接触区边界及其附近是相当大的,而在断面轮廓非接触区的其它部分变形几乎为零。

王铭新等^[8]以 185/70SR14 轿车子午线轮胎为例,用大型有限元通用程序的前处理建立了轮胎三维有限元模型,利用非线性分析程序进行了接触分析。该模型共有 525 个

节点,490 个单元。在轮胎圆周方向每 20°划分一次,在接触区内每 3°划分一次。

轮胎接触变形中所受应力如图 17 和 18 所示。由图 17 可看出,沿长轴方向的主应力

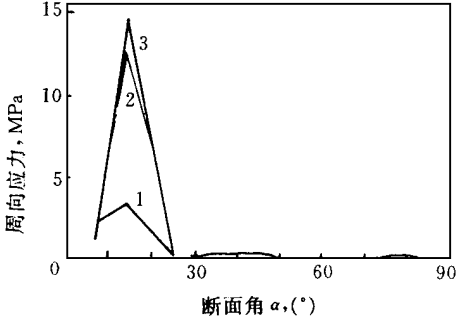


图 15 沿径向轮廓的周向应力分布
($\theta = -90^\circ$)

注同图 13

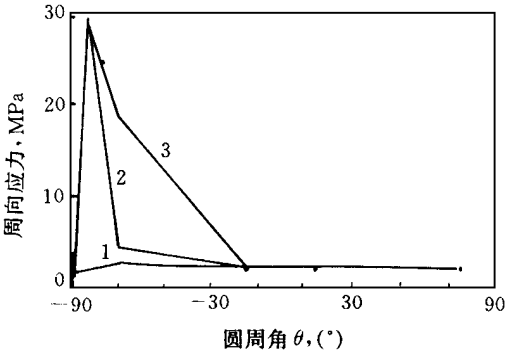


图 16 周向上的周向应力分布($\alpha = 0^\circ$)

注同图 13

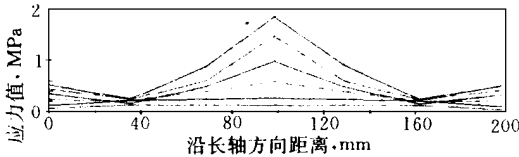


图 17 沿接地长轴方向上的主应力变化

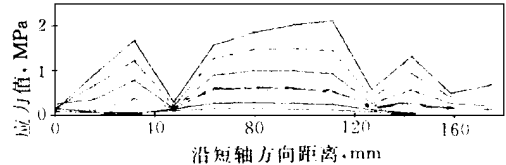


图 18 沿接地短轴方向上的主应力变化

值随着气压增高而在胎冠部位出现峰值,这导致轮胎接地性能和行驶性能下降。由图 18 可发现,随着气压的增高,轮胎横截面上出现几个峰值,这会使轮胎接地部分产生翘曲现象,从而导致接地性能降低。

2.2 滚动接触

轮胎在滚动过程中既有摩擦作用,又可能出现打滑现象,使得对轮胎滚动接触问题的分析研究很复杂。

(1) 粘弹性橡胶柱体的滚动接触

对承受非常大变形时弹性和粘弹性柱体的滚动接触问题 J. T. Oden 等^[9]在三维状态下分析了滚动柱体的运动情况。假设柱体处于平面应变状态,整个柱体材料为均质、各向同性、不可压缩的弹性材料。分析后得出一些结论:A. 若忽略粘度影响及接触面无摩擦,则应力在接触区中心是对称的;B. 若考虑粘度和摩擦影响,则对称性将受到影响;C. 最大剪切应力发生在接触面的前部和后部,在接触区内剪切应力是变化的。

(2) 增强橡胶轮胎的滚动接触

L. O. Faria 等^[10]利用动力学方法和有限元理论研究了增强橡胶轮胎的滚动接触问题,包括自由滚动状态、拐弯、加速和刹车等情况。其有限元模型使用了两种类型的等参数单元,见图 19:三维的 20 节点立方体单元和 9 节点的壳单元(用于承受剪切变形)。图 20 和 21 为轮胎的初始状态,图 22 则表示轮

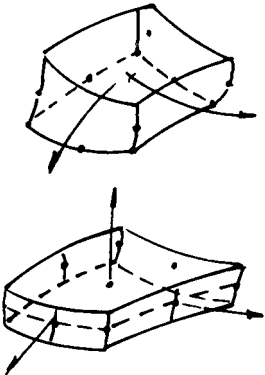


图 19 20 节点立方体单元和 9 节点壳单元

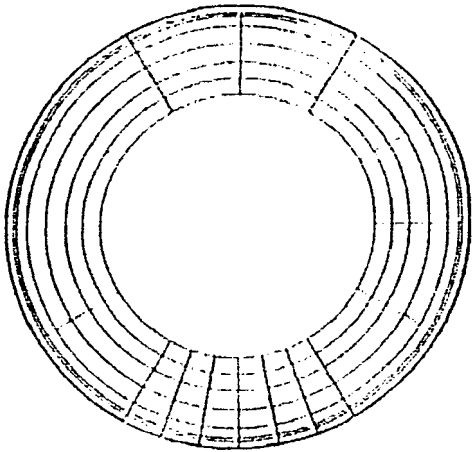


图 20 周向平面上的未变形状态($H = 27.0$)

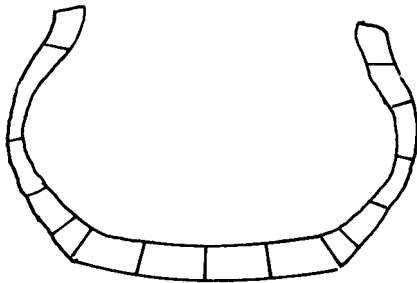


图 21 Y-Y 平面上横截面的未变形状态
($H = 27.0$)

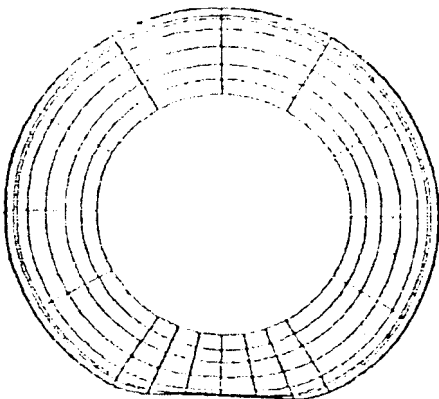


图 22 周向平面上的变形状态($H = 24.5$)
胎变形时所观察到的情况。

(3) 摩擦作用对轮胎接触问题的综合影响

H. Rothert 等^[11]研究了考虑摩擦时具有光滑胎面的均质材料轮胎的滚动接触问题。

其轮胎有限元模型(只包含 1/4 部分)共有 448 个 8 节点三维等参数单元。由于轮胎没有用钢丝帘线束束层增强,最高内压选为 $P = 0.01\text{MPa}$ 。图 23a 和 23b 为 $F = 200\text{N}$ 时接地压力分布的法向分量和切向分量。图 24a 和 24b 为 $F = 250\text{N}$ 时二维接地压力分布的法向分量和切向分量(1/4 接地地区在 $F = 250\text{N}$ 时包含摩擦)。图 25 则为所计算出的接触区的附着部分和打滑部分。

R. Gall 等^[12]研究了具有花纹块结构的轮胎三维有限元模型,以描述轮胎/地面接触区内的应力分布。模仿轮胎/地面接触的有限元模型见图 26,负载及边界条件见图 27。

花纹块的分析结果可见图 28~30,分别示出法向应力、切向应力、切向应力和法向应力之比值与摩擦系数的关系。

由图 28 可看出,摩擦系数较小时,在整

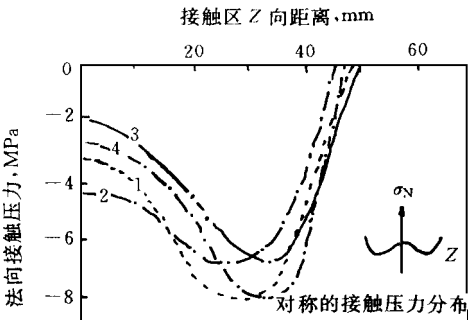


图 23a 横截面内沿 Z 轴方向的法向接触压力 (实验值和计算值的比较)

1—几何线性;2—几何和材料非线性;3—几何和材料非线性(无摩擦);4—实验

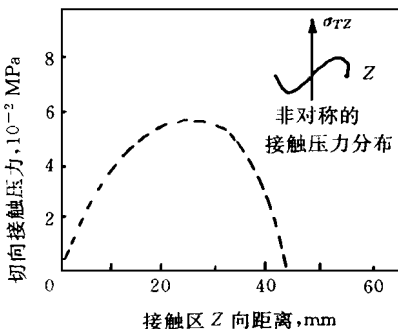


图 23b 横截面内沿 Z 轴方向的切向接触压力

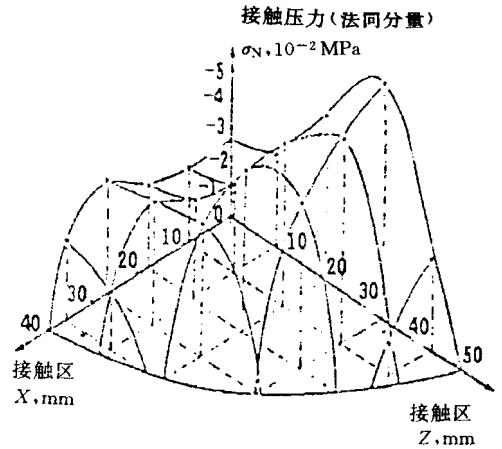


图 24a 二维法向接触压力分布

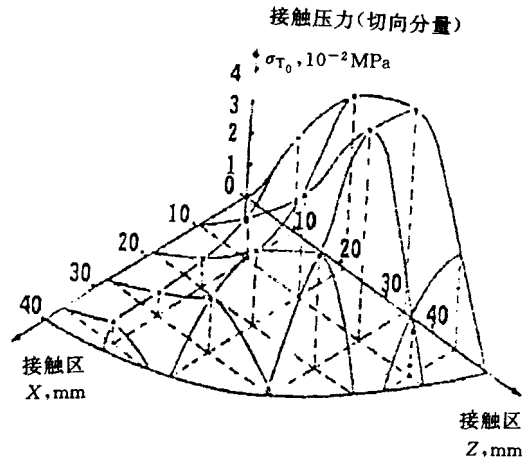


图 24b 二维切向接触压力分布

个接触区内法向应力变化很小,随着摩擦系数的增大,在边界处法向应力也有所增大。当摩擦系数在 0.55 附近时,法向应力达到最大值;摩擦系数继续增大,分布趋向平稳。

由图 29 可知,切向应力在接触面中心为 0,并向外稳定增大,直到切向应力与法向应力之比值等于摩擦系数,并发生打滑。当摩擦系数为 0.55 左右时,边界处切向应力达到最大值。摩擦系数继续增大,分布趋向平稳。

由图 30 可分析出,切向应力与法向应力之比值随摩擦系数增大而增大,达到最大值即等于摩擦系数时,保持常数,并发生打滑。若不发生打滑,由于摩擦系数比较高,比值稳定增大,直到离边界大约 2mm 处,达到最大

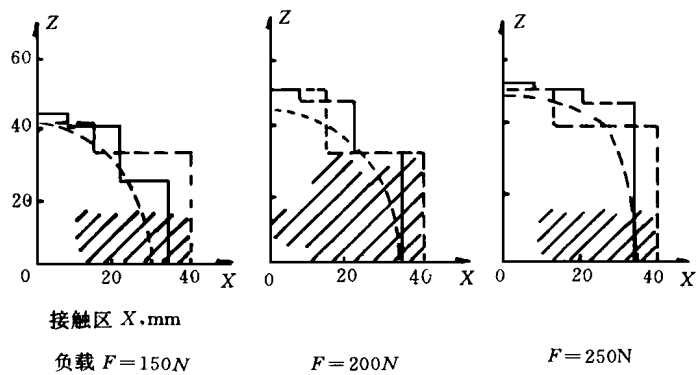


图 25 接地印痕的测量和计算形状

——(曲) 实验结果;几何和材料非线性有限元计算:COULOMB 静态摩擦系数为 1.0,COULOMB 动态摩擦系数为 0.8;◻ 附着区,◻ 滑移区;—— 第一种有限元网格,——(折) 第二种有限元网格

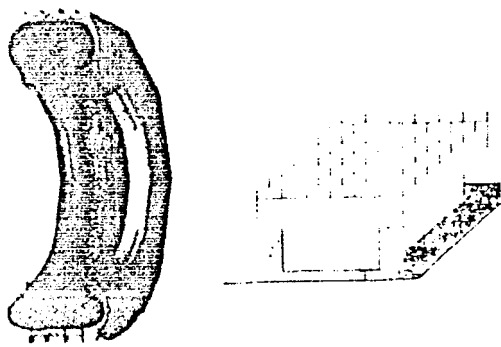


图 26 描述花纹块与地面接触的简单平面应变模型

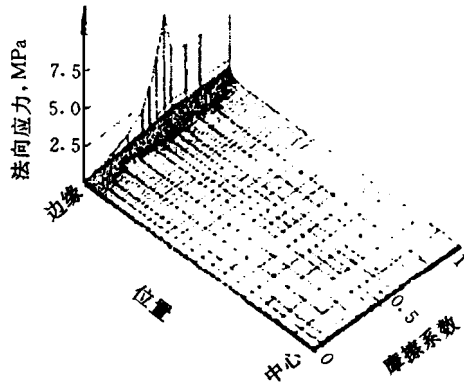


图 28 法向应力与位置和摩擦系数的关系

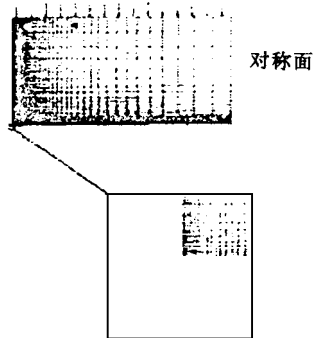


图 27 有限元网格、负载和边界条件

高:10mm;长:20mm;压力:0.2MPa

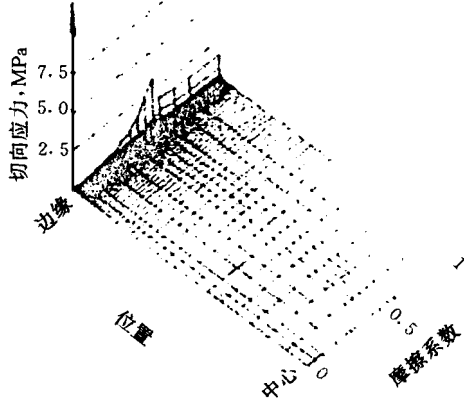


图 29 切向应力与位置和摩擦系数的关系为接触区花纹块的法向应力分布,由此图可估计出轮胎的一些使用性能,如磨损性能。

3 轮胎接触问题的实验测试

对轮胎接触区的性能除了从理论上进行

值,然后就慢慢减小至边界处。
对慢速滚动的载重轮胎可使用大约 80 000个自由度的有限元模型来模拟。除轮胎/地面接触外,在接触区中心各花纹块之间也有接触,因此增加了分析的复杂性。图 31

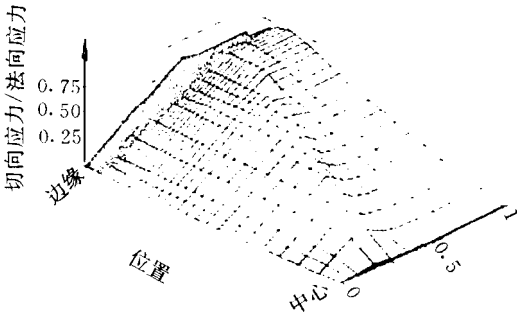


图 30 切向应力与法向应力之比值与位置和摩擦系数的关系



图 31 载重轮胎接触区花纹块的法向应力分析外,还可利用实测的办法来了解。

M. G. Pottinger^[13]对两类轮胎进行了测试:实心轮胎和充气轮胎,比较了两类轮胎在静态和滚动状态下接触区的应力场分布。这些结果对于建立轮胎数学模型,理解磨损及接触区物理性能提供了有意义的指导。

轮胎测试是在静负荷下及低速、直线、平坦的自由滚动两种条件下测试的。实心轮胎由 Indpol A-40 Monothune 做成,充气轮胎为 P195/70R14 轮胎。

图 32 为实心轮胎静止状态和慢速滚动状态下法向应力的立体表示图。图 33 为充气轮胎静止状态和慢速滚动状态下法向应力的立体表示图,图中表明,随着轮胎由静止到滚动状态的变化,在印痕边界处应力值增大,而在印痕内部法向应力值减小。

图 34 和 35 分别是实心轮胎和充气轮胎静态下和慢速滚动状态下接触区切向应力立体图。由两图可看出,实心轮胎和子午线轮

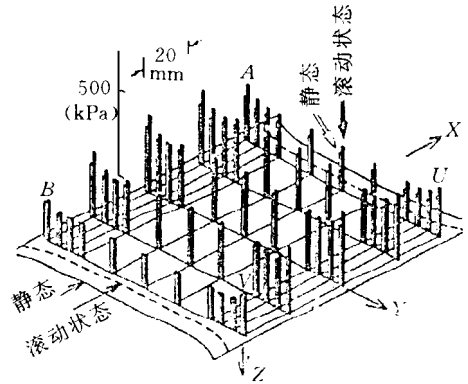


图 32 实心轮胎受载为 3 550 N 时静态和慢速滚动状态下(75mm s⁻¹)的法向应力立体图

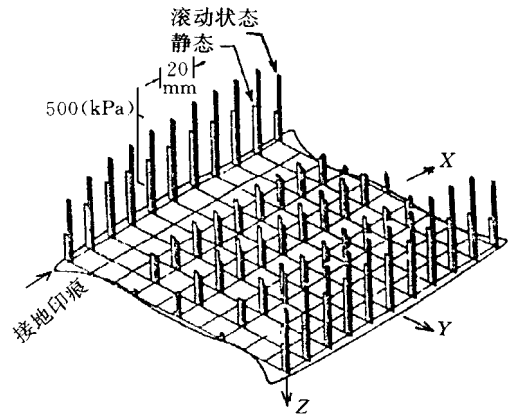


图 33 传统安装的子午线轮胎静态和慢速滚动状态(75mm s⁻¹)下的法向应力立体图
受载:4 900 N,压力:0.2 MPa

胎胎肩处的切向应力都比胎冠处的要大。

图 36 和 37 分别表示实心轮胎和充气轮胎静态下和慢速滚动状态下接触区轴向应力立体图。总结图 36 和 37 可知,滚动时两类轮胎胎肩处轴向应力都有增大,而在接触区内部则有减小。胎冠轴向应力变化与胎肩的基本上是相反的。

E. H. Sakai^[14]最近利用一种新的测量设备测量了轮胎接触区压力分布。压力分布可用数值表示出并可从图象上观察到。这种测试设备的原理是光学棱镜和平坦地面或磨损的橡胶表面之间的光的吸收量是接触压力的函数,参见图 38,图中 DSK 表示试验橡胶

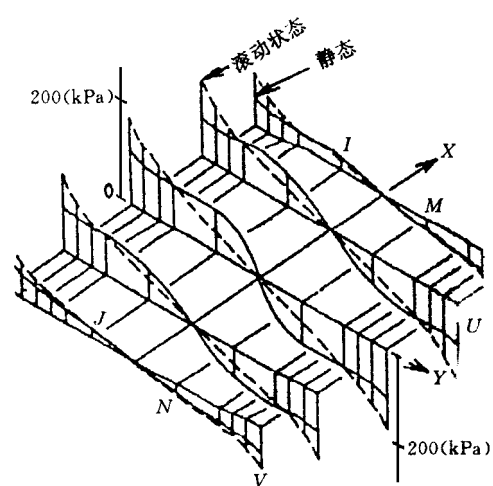


图 34 实心轮胎受载为 3 550 N 时静态和慢速滚动状态(75mm s⁻¹)下的切向应力立体图

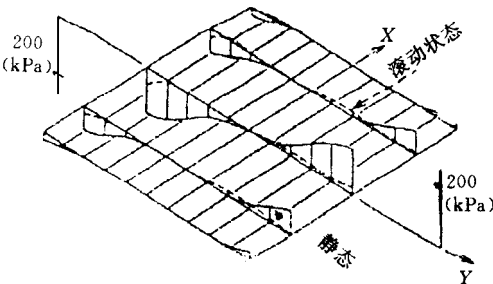


图 35 传统安装的子午线轮胎静态和慢速滚动状态(75mm s⁻¹)下的切向应力立体图
受载:4 900 N,压力:0.2MPa

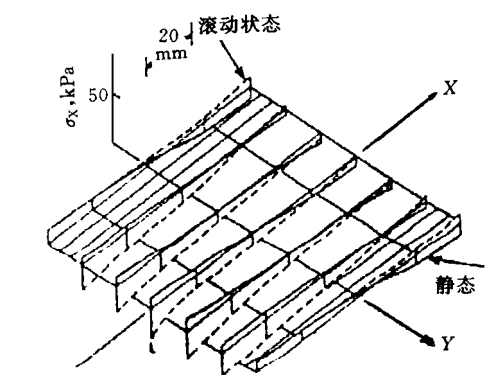


图 36 实心轮胎受载为 3 550 N 时静态和慢速滚动状态(75mm s⁻¹)下的轴向应力立体图

片,ASF,NR,SM 分别为 3 种试验的轮胎。因此,测量接触表面上大量点的光吸收量即

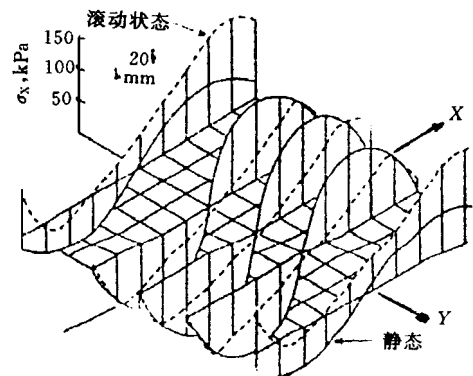


图 37 传统安装的子午线轮胎静态和慢速滚动状态(75mm s⁻¹)下的轴向应力立体图
受载:4 900 N,压力:0.2MPa

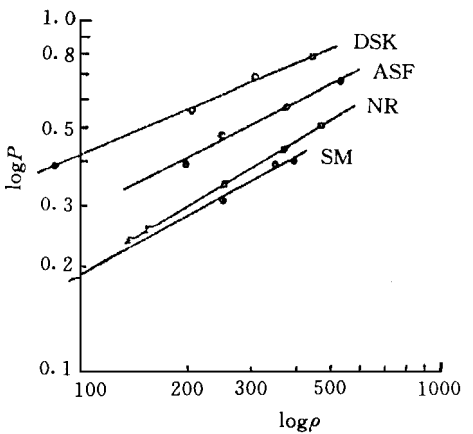


图 38 接触压力与光吸收量的关系图

可得出压力分布。使用这种设备,Sakai 测试了受载橡胶片的压力分布,也测量了受载轮胎的接触压力分布,并用非常清晰的图象显示出了真实的接触区形状及其压力分布,见图 39。从图中可看出:①真实的接触区约为表面接触区的一半;②平均接触压力约为充气压力的 1.7 倍;③周向压力分布近似为抛物线形状;④在胎面花纹块的边界处压力更高,这种高压认为是由边界的影响及花纹块凹槽处带束层的弯曲引起。当对轮胎施加一横向载荷后,接触区的变形和胎面橡胶花纹块的压力分布变化也可测量出来,见图 40。图中显示,受横向力作用的这一侧胎肩的接触长度变长了(图像的上部),因此,接触

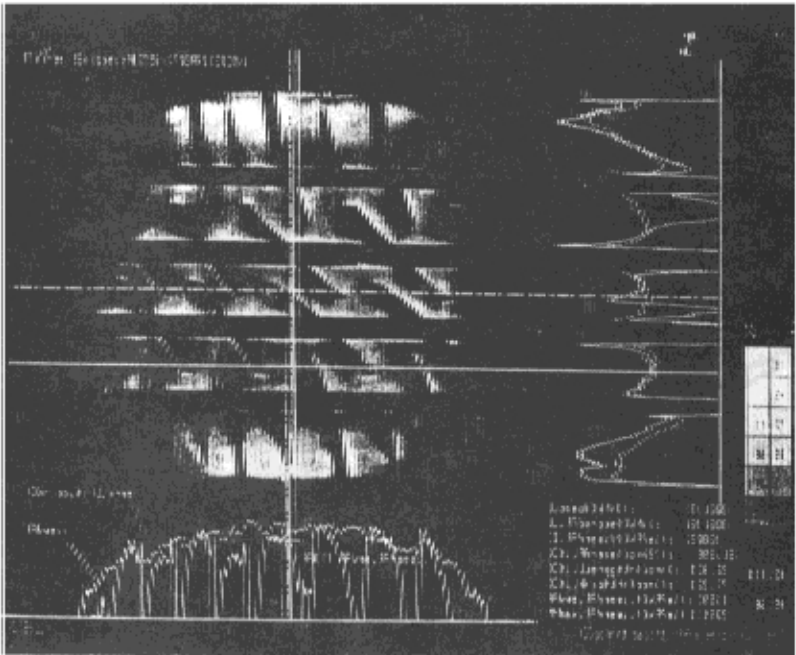


图 39 轮胎接触压力分布显示图(NR)

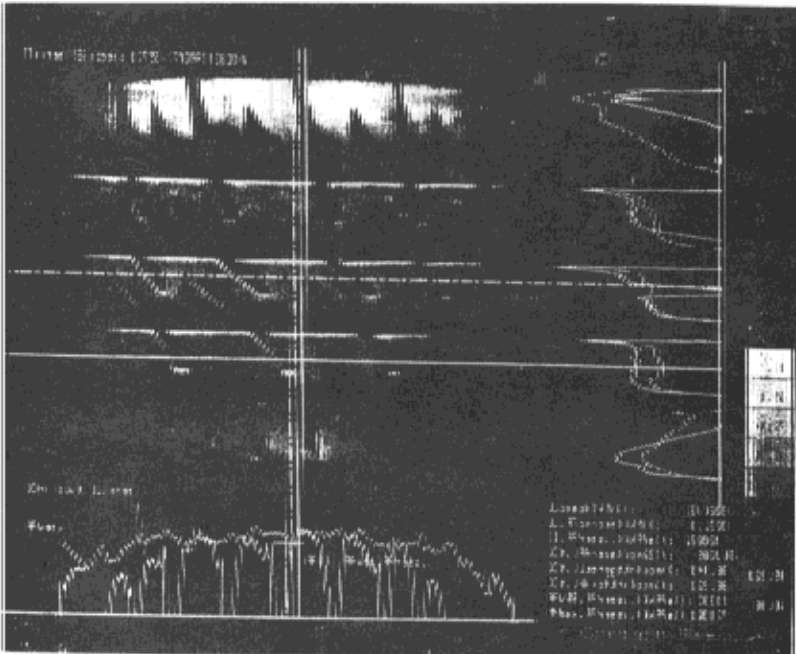


图 40 受一横向力作用时轮胎接触压力分布的显示图

区的形状发生了变化;胎肩上部胎面单元的接触压力增大了,这表明胎肩区受横向力的影响很大。

4 结语

接触区的力学性能与车辆制动性能、轮

胎与路面接触的磨损及轮胎结构力学性能有关,主要依赖于轮胎设计、路面地形和运行条件。对轮胎与地面接触区力学性能的分析研究有助于轮胎结构的优化设计,使轮胎满足安全、舒适、高速、节能等要求。

参考文献

- 1 Clark S K. The rolling tire under load. SAE Paper No. 650493
- 2 Yamagishi K and Jenkins J T. The circumferential contact problem for the belted tire. J. Appl. Mech. ,1980;47(9) : 513~518
- 3 Shiobara H and Akasaka T *et al.* One-dimensional contact pressure distribution of radial tire in motion. Tire Science and Technology , 1995;23(2) :116~135
- 4 Akasaka T. Two-dimensional contact pressure distribution of a radial tire. Tire Science and Technology , 1990;18(2) :80~103
- 5 Rothert H *et al.* On the finite element solution of the three-dimensional tire contact problem. Nuclear Engineering and Design ,1984;78 :363~375
- 6 Radha R and Satyamurthy K *et al.* Finite element modeling of a Homogeneous pneumatic tire subjected to footprint loadings. Tire Science and Technology ,1985;13(2) :91~110
- 7 DeEskinazi Z and Young T Y *et al.* Displacements and stresses resulting from contact of a steel belted radial tire with a flat surface. Tire Science and Techonlogy ,1978;6(1) :48~70
- 8 王铭新, 何晓玫等. 三维有限元(3D-FEA)在轿车子午线轮胎接触问题中的应用. 轮胎工业, 1996;16(1) :12~16
- 9 Oden J T and Lin T L *et al.* A finite element analysis of the general rolling contact problem for a viscoelastic rubber cylinder. Tire Science and Technology , 1988; 16(1) :18~43
- 10 Faria L O and Bass J M *et al.* A three-dimensional rolling contact model for a reinforced rubber tire. Tire Science and Technology , 1989;17(3) :217~233
- 11 Rother H *et al.* On the contact problem of tires , including friction . Tire Science and Technology , 1985; 13(2) :111~123
- 12 Gall R and Tkacik P *et al.* On the incorporation of frictional effects in the tire/ ground contact aera. Tire Science and Technology , 1993; 21(1) :2~22
- 13 Pottinger M G. The three-dimensional contact patch stress field of solid and pneumatic tires. Tire Science and Technology , 1992;20(1) :3~32
- 14 Sakai E H. Measurement and visualization of contact pressure distribution of rubber disks and tires. Tire Science and Technology ,1995; 23(4) :238~255

第九届全国轮胎技术研讨会论文(三等奖)

Analysis of Tire Contact Problems

Dai Yuankan and Yu Qi

(South China University of Science and Technology 510641)

Abstract The progress of the analysis of tire contact problems are briefly described. Some methods used in the analysis of tire contact problems are introduced including the elastic-mechanical theory and the experimental measurement with the emphasis on the tridimensional FEM. Both the static contact problems and rolling contact problems are involved in the analysis in this paper. Some tire contact problems, such as the deformation, the size of contact area, the contact pressure distribution, the stress distribution, the relationship between load and deformation, and the inner contour of tire are discussed.

Keywords tire contact problem, static contact, rolling contact, tridimensional FE model, friction coefficient