

# 有限元法在轮胎结构设计中的分析与应用

丁剑平 俞 洪

(华南理工大学 510641)

**摘要** 简要介绍了轮胎结构分析方法的发展过程,着重介绍了二维和三维有限元法在轮胎结构分析中的应用。通过对轮胎二维和三维有限元实际模型的分析比较,指出了它们各自应用的优缺点,并阐述了有限元法在轮胎结构分析和设计领域中的发展及应用前景。

**关键词** 有限元法,轮胎,结构设计

充气轮胎是帘线-橡胶复合材料构成的十分复杂的多层结构体,它承受着巨大的应力和变形。长期以来人们对其结构与性能的关系缺乏足够的认识。近年来,随着交通运输事业的迅猛发展,轮胎的安全、舒适、高速、节能等使用性能愈来愈广泛地受到人们的重视。为了能有效地预测轮胎的各项性能,从而降低昂贵的试验费用并缩短产品的开发周期,人们不断尝试用各种方法来进行轮胎的结构分析,如网络理论、薄膜理论、层合理论、薄壳理论等等。60年代以后,随着计算机的飞速发展,有限元法逐步在工程分析及设计中得以广泛应用,并成功地解决了不少复杂的结构问题。作为一种行之有效的数值计算方法,它也毫不例外地被引入到轮胎的结构设计中,并取得了一定的成果。有限元法起源于航空工程中飞机结构的矩阵分析,其实质就是将具有无限个自由度的连续体理想化为只有有限个自由度的单元集合体,使问题简化为适合于数值解法的结构型问题。在有限元法求解应力、变形问题时,随着所取未知量的不同,可分为位移法、力法、混合法等3种方法,其处理过程大致包括前、中、后3个阶段。

早在70年代美国与日本各大轮胎公司已开始采用有限元法来分析轮胎结构中的力学问题。最初只研究了轮胎受充气压力和自由旋转离心力等对称性负荷作用时的应力-

应变,随后进一步研究了轮胎静态集中负荷下的接触问题,并逐步深入研究动态非对称负荷下的应力-应变分析。从有限元法的单元形式来看,早期采用的是三角形常应变单元和薄壳单元等,由于这些单元存在着某些缺点如精度不高等等。目前广泛应用的是等参元,一般选用八节点以上的六面体进行模拟分析,多节点等参元的采用大大提高了有限元法计算的精度。

80年代以日本普利司通公司为首的几家大轮胎公司应用有限元分析法开发了各种优化轮胎结构设计的方法,如RCOT理论(Rolling Contour Optimization Theory)<sup>[2]</sup>。在RCOT理论中充气轮胎被看作一个轴对称的薄壳体,由于胎侧部位的刚度较小,因而采用了薄膜理论,利用RCOT理论所设计出的轮胎较传统方法所设计的轮胎在操纵性、滚动阻力及制动性能等方面有较大的改善。随后又开发了适用于载重车和公共汽车子午线轮胎的TCOT理论(Tension Control Optimization Theory),此理论是从RCOT理论发展而来的,它在不牺牲轮胎的其它特性的基础上提高了胎圈和带束层的耐久性,并节约用油<sup>[3]</sup>。东洋橡胶公司提出运用三维有限元法进行动态模拟,开发了DSOCT理论(Dynamic Stability Optimized Contact Theory)<sup>[4]</sup>;横滨橡胶公司又开发出了STEM理论(Strain Energy Minimization)<sup>[5]</sup>,这也是

采用三维非线性有限元程序与 CAD(计算机辅助设计)一起投入使用;还有住友橡胶工业公司提出的载重轮胎形状理论——PSP-F<sup>[6]</sup>以及横滨橡胶公司提出的 SCL 理论(Synchronized Cornering Lag)<sup>[7]</sup>即同步转向滞后理论;考虑轮胎应力-应变的周期性变化,前苏联莫斯科轮胎工业研究院提出了轮胎应力-应变周期优化设计理论即 CSSOT 理论<sup>[8]</sup>,它采用了三维有限元模型对轮胎的应力-应变周期进行了计算,经过 CSSOT 理论优化的轮胎比普通轮胎具有更扁平化的胎面形状.CSSOT 应用的最重要的结果是降低带束层边缘的周期应力,从而较大幅度地提高了轮胎的耐久性。

开发上述轮胎设计理论的基础是掌握非线性有限元法的使用,本文根据近年来国外所发表的文献对二维和三维有限元法在轮胎结构设计中的分析应用作一梗概的介绍。

### 1 二维有限元分析与应用

有限元在轮胎结构分析中的应用首先是从二维分析入手的,二维有限元的分析中最常用的是三角形常应变单元,如图 1 所示。所选择的位移模式为最简单的线性函数,即

$$U = a_1 + a_2x + a_3y$$

$$V = a_4 + a_5x + a_6y$$

$a_1, a_2, \dots, a_6$  为待定常数。

经整理可得:

$$U = [(a_i + b_i x + c_i y)u_i + (a_j + b_j x + c_j y)u_j + (a_m + b_m x + c_m y)u_m]/2\Delta$$

$$V = [(a_i + b_i x + c_i y)v_i + (a_j + b_j x + c_j y)v_j + (a_m + b_m x + c_m y)v_m]/2\Delta$$

其中:

$$\begin{aligned} a_i &= x_j y_m - x_m y_j \\ b_i &= y_j - y_m \quad (i = i, j, m) \\ c_i &= x_m - x_j \end{aligned}$$

$\Delta$  为三角形单元的面积。

$$\text{令 } N_i = (a_i + b_i x + c_i y)/2\Delta$$

于是可得位移模式为

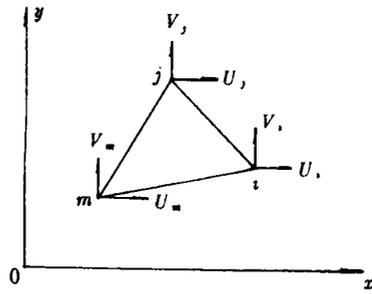


图 1 平面三角元的结点力和结点位移

$$\{U \ V\}^T = [N] \{\delta\}^e$$

$$\{\delta\}^e = [u_i \ v_i \ u_j \ v_j \ u_m \ v_m]$$

$\{\delta\}^e$  为节点位移分量。

有了位移模式即可利用平面问题的几何方程求解应变分量,得到应变后再由物理方程求得应力。

70 年代中期, H. Kaga, K. Okamoto 等<sup>[9]</sup>利用此法分析了垂直负荷下轮胎的应力状况,其有限元模型如图 2 所示,共有 262 个节点,434 个单元。

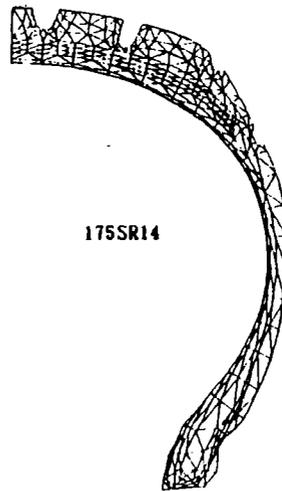


图 2 轮胎有限元模型

图 3 是充气压力为 216 kPa, 负荷为 2.94kN 时带束层的帘线负荷分布图,由图可见计算值与实测值十分接近。

从图 4 可以看出,轮胎承受负荷时,其带束层端部剪应变有一峰值,即在此处其剪应变非常集中,而且随着试验鼓直径的减小剪

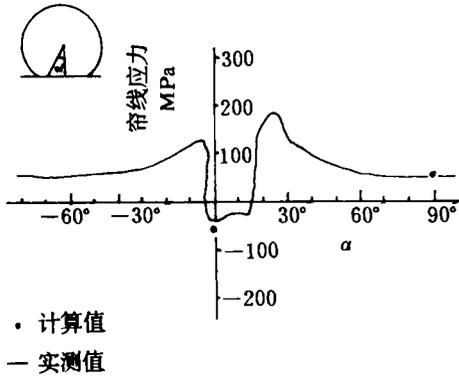


图3 带束层帘线负荷实测值与计算值分布

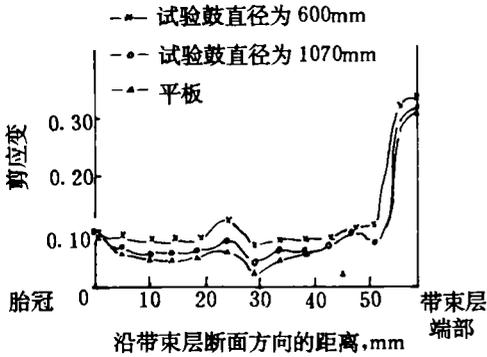


图4 沿带束层径向剪切应变变化

应变有变大的趋势。

80年代初, R. H. Kennedy 和 Patel, Miminn 等<sup>[10]</sup>也利用三角形常应变单元对子午线轮胎的充气情况进行了分析。图5为760kPa 充气压力下有限元法预测的轮胎充气形状与实测形状比较图。可以看出实测值与预测情况非常吻合, 二者的位移均非常小。

从图6亦可看出在轮胎的肩部区域, 其帘线的张力由200N 跃至315N, 有限元法的预测值较实际测量值略小。图7反映了胎侧外部径向应变的分布情况, 从图中可看出应变的最大值出现在胎侧的下半部, 大约为5%—8%, 最小应变值出现在胎肩下部, 其值大约为-0.5%, 即是压应变, 实测值与预测值十分接近。同时, 通过改变轮胎的带束层帘线角度、带束层帘线密度、胎体层帘线密度等

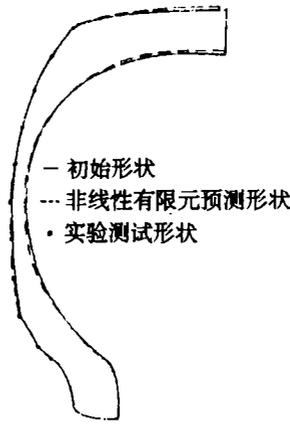


图5 预测与实测轮廓

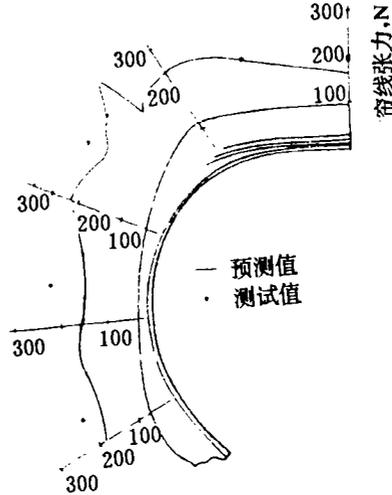


图6 760kPa 充气压力下胎体层帘线张力的预测和实测值

特征参数, 对轮胎的充气形状、应变及帘线张力等进行了预测, 这些预测为设计新型轮胎及改善现有轮胎的性能提供了非常有用的信息。

胎圈是子午线轮胎的一个薄弱点, 在轮胎结构设计中胎圈与轮辋之间的配合是一个值得重视的问题。恰当的配合可减少轮辋凸缘处橡胶的磨损, 从而提高轮胎的质量。由于在无充气状态下, 轮胎与轮辋间有一定的间隙, 随着充气压力的增加, 间隙逐渐闭合, 为

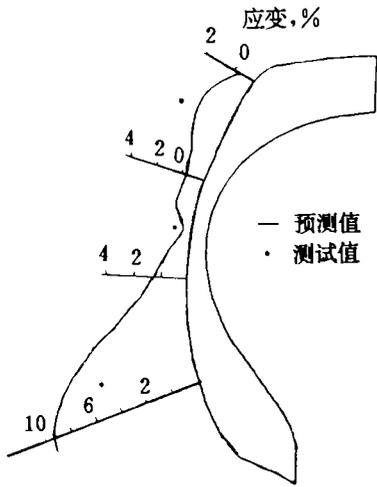


图 7 胎侧径向应变分布

了预测这种情况下轮胎与轮辋间的接触压力分布,引入了间隙单元<sup>[11]</sup>。该单元有两个特点:①当间隙敞开时两物体间无力传递;②间隙闭合后力的传递满足平衡条件和摩擦定理。间隙单元的发展是以非线性完全压缩概念为基础的。图 8 为过盈配合所引起的轮胎与轮辋间的接触压力分布图。

图 9 为 96.5kPa 充气压力下无过盈配合时的压力分布及 124kPa 充气压力下有过盈配合时的压力分布,从图中可发现压力主要集中在轮辋的凸缘和胎圈底座上。

当轮胎处于自由高速旋转时其接触压力分布如图 10 所示,可见在无垂直负荷时,高

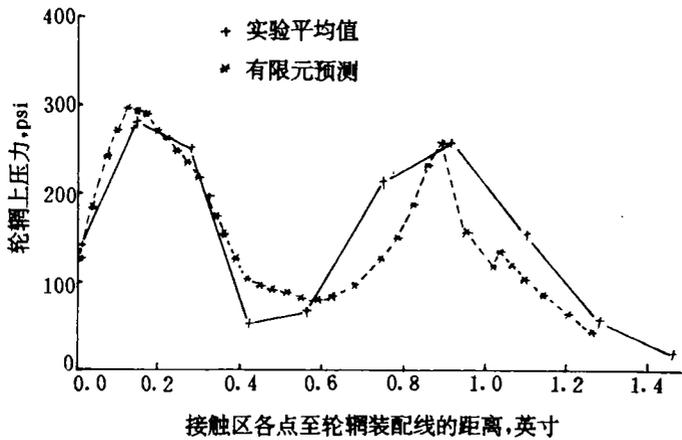


图 8 轮辋压力分布实测与预测值比较图

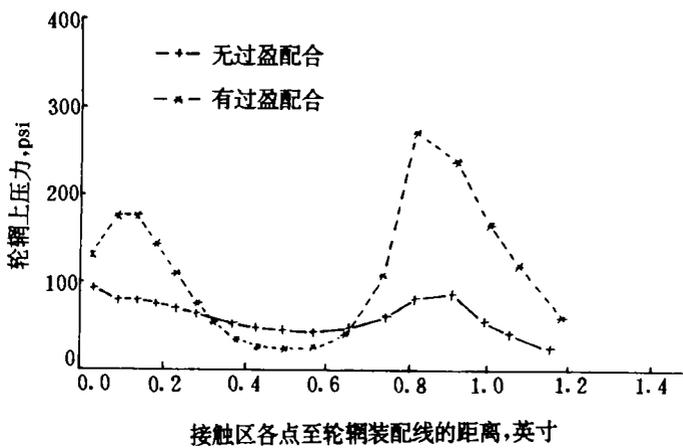


图 9 有无过盈配合时轮辋处的压力分布比较图

速旋转产生的接触压力比不旋转时产生的接触压力低。这与实际情况非常吻合。以上这

些分析为我们在保证轮胎的气密性方面提供了非常有用的信息。

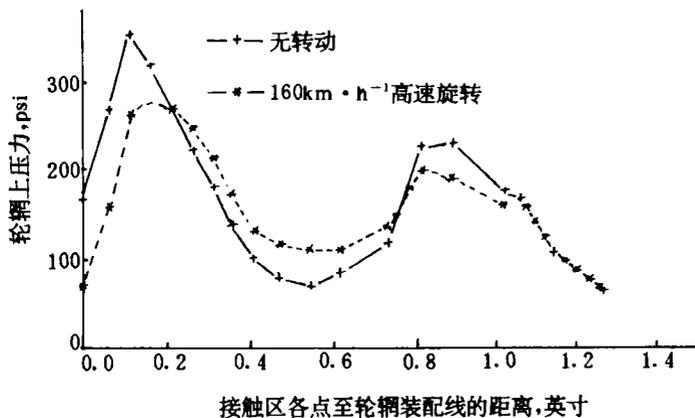


图 10 自由旋转对轮胎压力分布影响图

通常我们用爆破力、高速自由旋转、压穿力等来反映轮胎的强度极限, Tseng N. T. 和 Pelle 等<sup>[12]</sup>利用二维轴对称分析对爆破力及高速自由旋转引起的破坏进行了数值模拟, 如图 11 所示。从图中可以看出, 当充气压力达到 258psi (25.28MPa) 时, 胎圈钢丝首先达到强度极限, 实验值大约在 220psi (21.56MPa) 时即发生爆破。对于高速自由旋转情况, 其胎圈带束层、胎体帘线荷载的变化如图 12 所示。从图 12 可以看出, 在高速自由旋转时亦是胎圈处首先达到强度极限, 且有限元预测与实验数据非常接近。通常通过测试我们知道什么时候轮胎会发生破坏, 但很

难清楚地回答其是如何达到强度极限的, 关于这一点有限元预测可提供较有用的信息。

二维有限元法虽然计算量较小, 在预测自由充气状态下轮胎的一些性能方面取得了较令人满意的成果, 但它并不能完全准确地反映出轮胎的实际工作情况, 尤其是在考虑了非对称性负荷及层间剪切力后, 其模拟效果与实际相差较大。由于实践的需要以及人们对有限元技术的进一步开发研究, 有限元法在轮胎领域中的应用亦有了新的发展。

## 2 三维有限元分析与应用

根据轮胎的实际工作情况及材料特性,

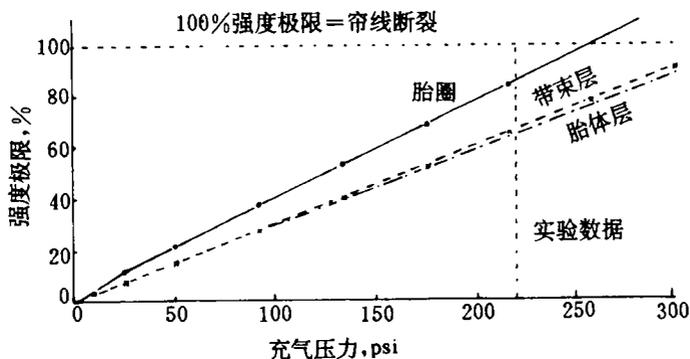


图 11 爆破力的预测与实验测试值

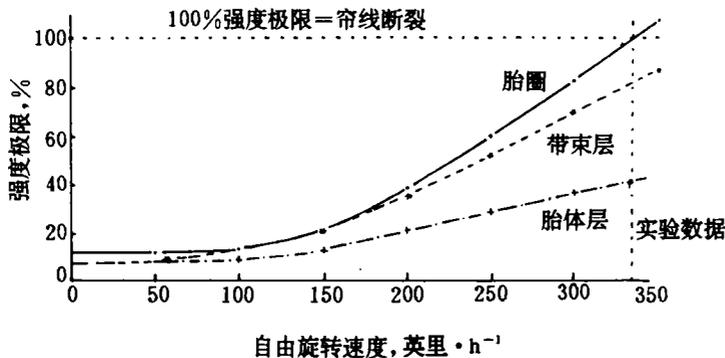


图 12 随着速度增加胎圈、带束层、胎体帘线最大负荷的变化

我们知道实际工作中轮胎所呈现的是一系列非线性现象，其产生的变形和应力大大超过了线性理论的临界值，而且它不仅有几何非线性特征还有材料非线性特征。现阶段主要考虑的是几何非线性，忽略了其材料非线性特征，由于轮胎结构及变形的复杂性，采用三维有限元模型更能真实地反映轮胎的实际情况。

Jozef. DeEskinazi 等<sup>[13]</sup>利用非线性三角形板单元对静态情况下钢丝子午线轮胎接触的位移及应力作了详细的分析。图 13 为板单元模型，其位移模式可选为：

$$U = b_1x + b_2x + b_3y$$

$$V = b_4 + b_5x + b_6y$$

$$W = a_1 + a_2x + a_3y + a_4x^2 + a_5xy + a_6y^2 + a_7x^3 + a_8xy^2 + a_9y^3$$

应变-位移关系式如下：

$$\begin{pmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \epsilon_x \end{pmatrix} = -\alpha \begin{pmatrix} W_{xx} \\ W_{yy} \\ 2W_{xy} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} U_x \\ V_x \\ U_x + V_y \end{pmatrix} + \frac{1}{2} \begin{pmatrix} W_x^2 \\ W_y^2 \\ 2W_xW_y \end{pmatrix}$$

图 14 为轮胎的负荷-变形曲线，由图可见，在最大垂直变形不超过 15mm 时，实验值与计算值较为吻合，当最大垂直变形超过 15mm 时，计算值开始偏离实验值。

从图 15 可以看出，随着下沉量的增加，印痕区中心的径向应力峰值向胎肩移动，在轮辋接触区径向应力也有相当大的增加。

图 16 为接地区内沿径向方向变化的周

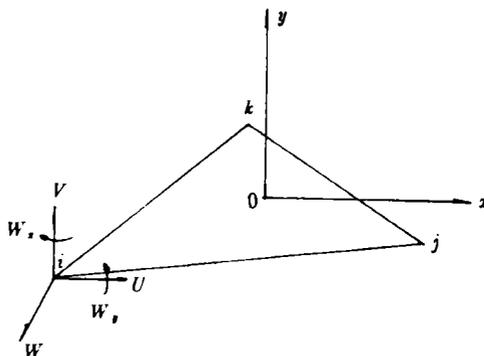


图 13 三维三角形板单元

向应力分布，从图可以看出其应力主要集中在带束层区域。

Ridha 等<sup>[14]</sup>利用三维 16 节点六面体单元对印痕负荷下的均质充气轮胎作了分析，其有限元模型及边界条件如图 17 所示。该模型共有 336 个 16 节点体单元，1760 个节点及 4728 个自由度，材料假定为均质的粘弹性材料，泊松比假定为 0.48。

充气压力与胎冠膨胀位移的关系如图 18 所示，图 19 为充气时内轮廓形状的预测及实测值。

从这两个图可以看出 3D(三维有限元)预测与实际情况是相当接近的，其计算结果比 2D(二维有限元)的计算结果要精确得多。

应变能密度是反映物体应力应变情况的非常有用的物理量，图 20 和 21 为 165kPa 充气压力、25mm 下沉量的情况下轮胎各部位

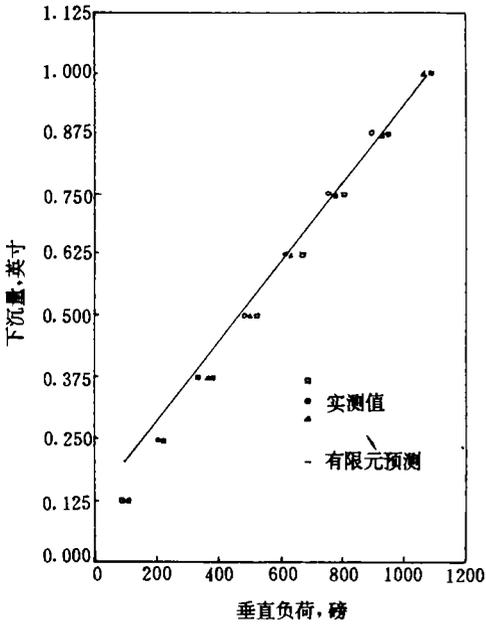


图 14 负荷-变形曲线

的应变能分布情况。从图 20 和 21 可以看出，在印痕区域内越靠近胎冠点其应变能密度越大。在沿周向离接地中心处 0—40° 范围内应变能随角度的增加而急剧下降，超过 40° 后基本上保持常数。

图 22 为胎侧的应变能密度分布情况，胎侧中部的应变能密度最大，峰值出现在接地

区部位，沿周向超过 40° 后基本上保持不变。

图 23 和 24 分别反映了无滑动和无摩擦情况下不同下沉量所对应的接地压力分布，这两组压力分布图非常准确地反映了接地地区的实际压力分布。当变形较小时，接地地区中心出现压力峰，但随着变形的增大，压力峰逐渐向接地地区四周移动。中心压力不断降低，出现“凹”陷情况，这与 Gough 及 Clark 等人所做的实验结果非常一致。

在子午线轮胎的实际应用过程中，胎肩是一个比较敏感的地方，爆破和偏磨经常发生在此处，这与带束层的结构有着密切的关系。De Eskinazi 等<sup>[15]</sup>利用 12 节点三维六面体单元对带束层边缘的耐久性进行了分析，所研究的对象分别为不同带束层帘线角度、带束层宽度及带束层间厚度的三组轮胎方案，如图 25 所示。其相应的结构参数如表 1 所示。

通过三维有限元分析，3 种不同结构的层间剪应力(周向)如图 26 所示，这与实验所显示的情况是一致的(见图 27)。

表 2 为分别利用二维有限元模型和三维有限元模型所得到的层间剪应变，与实际相比，可知三维模型较二维更为精确。

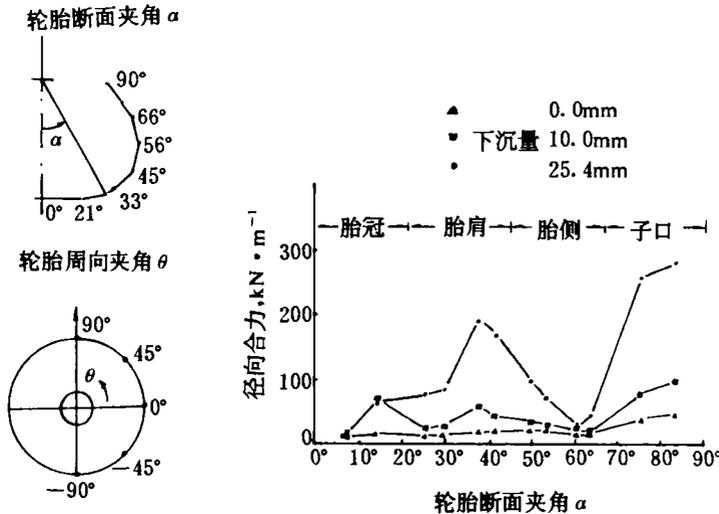


图 15 印痕中心径向应力分布( $\theta = -90^\circ$ )

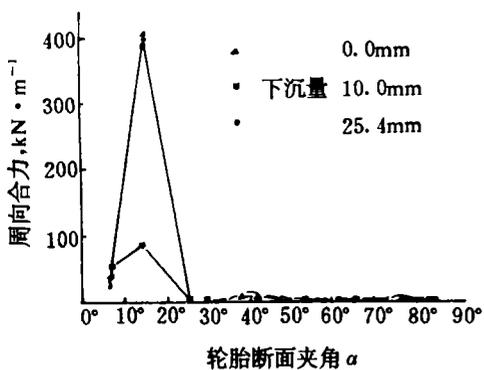


图 16  $\theta=90^\circ$ 接地区应力分布

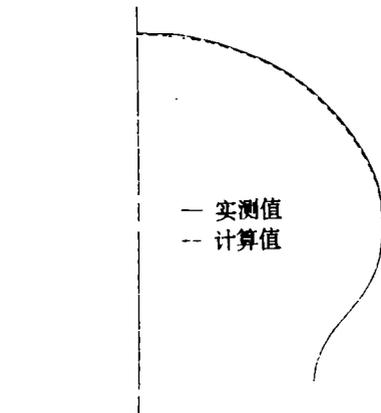


图 19 充气压力为 24psi (2.35MPa) 时的内轮廓

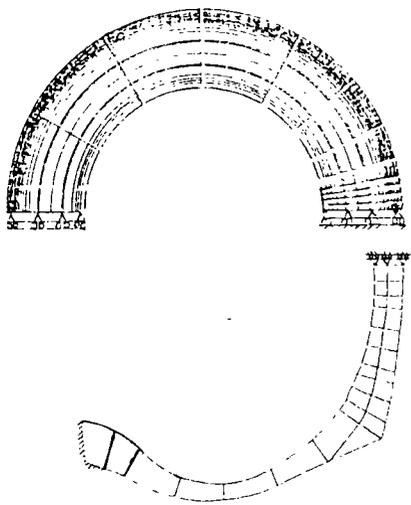


图 17 有限元模型

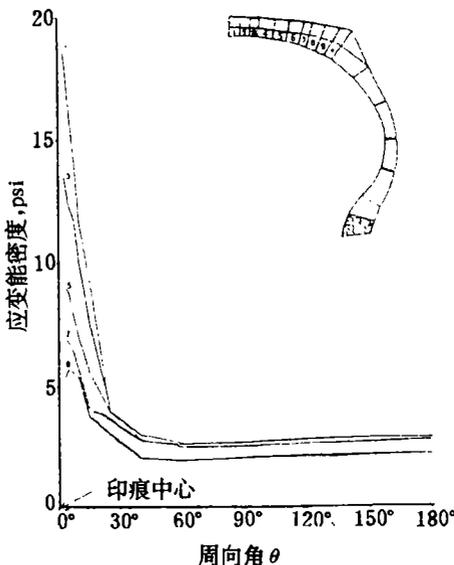


图 20 行驶面内部应变能密度分布

基于上述思想, Weiss 等<sup>[16]</sup>利用三维有限元模型对带束层结构进行了优化, 从而达到了提高高速性能、改善乘坐舒适性以及降低滚动阻力的目的。他们分析了 5 种不同的带束层结构, 如表 3 所示。

通过对以上几种结构在一定条件下的研究, 分析了其径向位移变化、应变能密度分布及刚度, 发现 D 种结构具有较好的高速性能和乘坐舒适性, 这与实验情况十分吻合, 但其产生的滚动阻力却较 A 型稍高。通过计算可发现带束层宽度、带束层折叠边宽度、胎冠中

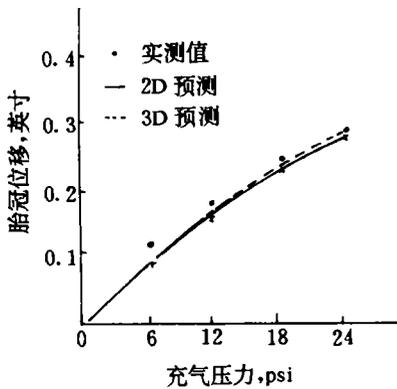


图 18 充气压力下的胎冠位移

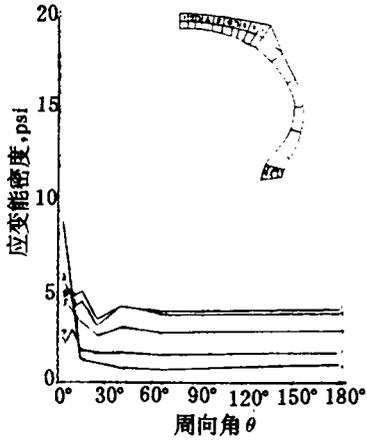


图 21 行驶面外部应变能密度分布

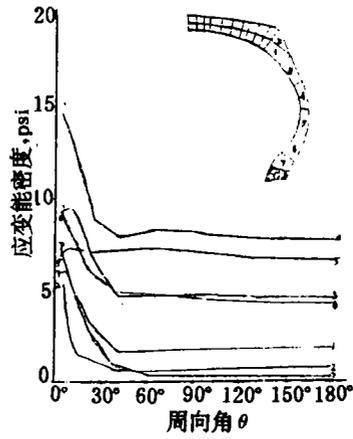


图 22 胎侧应变能密度分布

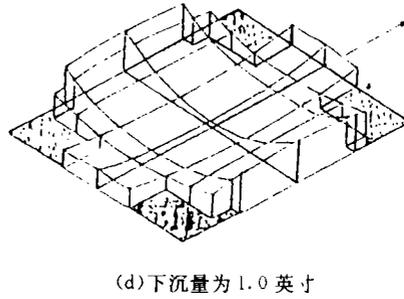
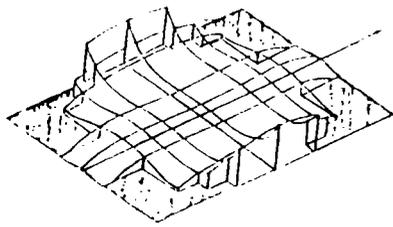


图 23 无滑动接触时接地压力分布(计算值)

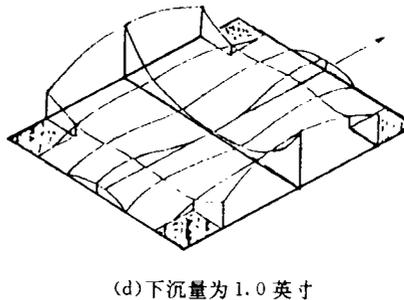
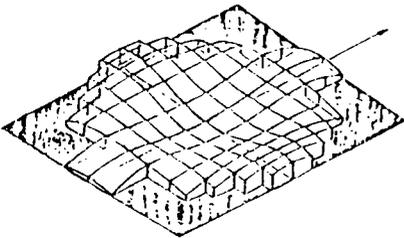
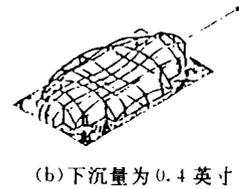
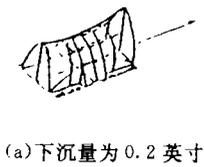


图 24 无摩擦接触时接地压力分布(计算值)

表 1 3 种带束层设计参数

参 数	A	B	C
带束层帘线角	23°	18°	27°
第 1 层带束层宽,mm	132	147	122
第 2 层带束层宽,mm	117	140	113
带束层间厚,mm	1.5	1.9	0.6

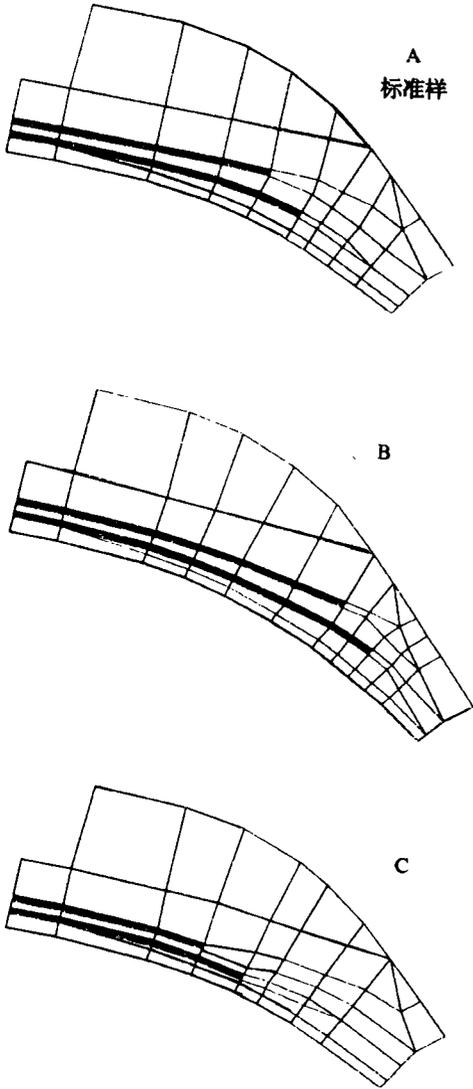


图 25 3 种不同带束层结构的轮胎

心部位的增强层、花纹沟深度、帘线角度等都对滚动阻力有很大影响,而且通过采取下列措施可减小滚动阻力:①减小带束层宽度;②增加带束层折叠边宽度;③增加胎冠中心的补强层;④减小花纹沟深度及基部胶厚度等等。这些预测结果与实测结果十分一致。

有限元法目前除了对轮胎的应力、应变作分析预测外,还用于分析不同结构对轮胎所产生的回正力矩和侧偏力的影响以及轮胎非线性响应的灵敏度分析,从而改善轮胎的操纵性能等。在轮胎的有限元分析中最常用

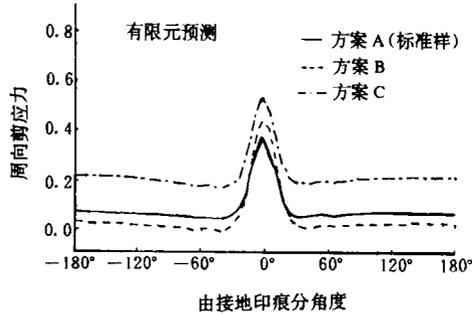


图 26 3 种不同带束层结构层间剪应力的预测值比较

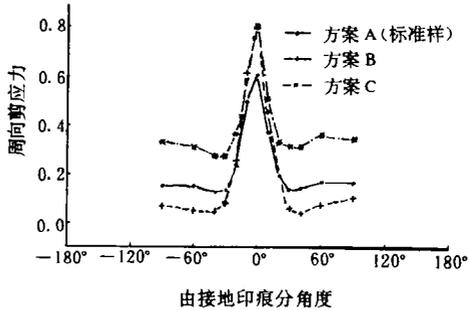


图 27 3 种不同带束层结构层间剪应力的实验值比较

表 2 二维及三维模型的带束层间剪应变比较

模 型	A	B	C	%
二维	15	5	35	
三维	53	70	67	

到的非线性程序有 NONSAP, MARC, SUPERB, ADINA 以及 NASTRN 等,这些通用大型程序发挥了十分重要的作用,将轮胎结构设计的科学化大大提高了一步。

表3 5种不同结构的带束层

模型	A	B	C	D	E
带束层结构					
材料	尼龙/钢丝	芳纶/钢丝	钢丝/芳纶	芳纶/芳纶	芳纶/芳纶
	... 尼龙	— 钢丝	---	---	---

### 3 有限元在轮胎结构设计中的应用前景

70年代初, Durand, Jankovich<sup>[17]</sup>, Rothert 和 Stein<sup>[18]</sup>, Ridha, Stafford, Tabaddor<sup>[19]</sup>以及 Kennedy, Patel, McMinn 等利用轴对称单元对充气轮胎进行了研究。Kaga, Okamoto 及 Tozawa 等利用接触力的傅里叶分解对有垂直负荷的轮胎进行了分析。DeEskinazi, Soedel 和 Yang 等首先利用薄膜及板壳单元对垂直负荷下的轮胎进行了三维有限元分析。80年代,人们把主要精力集中在求解接触问题上,从无摩擦到有摩擦各种情况的印痕压力分布、充气形状等。Trinko, Ridha, Rothert<sup>[20]</sup>以及 Laging 等是这方面研究的代表。

近年来,在轮胎的模型分析及动态分析上,人们做了不少工作,诸如考虑复杂的组分结构、大变形大应变、高度非线性材料、刚度差较大的增强复合材料、接触问题(包括轮胎与路面接触及轮胎与轮辋接触)。此外,还涉及动态负荷条件等,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大的理论工具<sup>[21-24]</sup>。

作为一种分析技术,有限元法目前已发展到十分高的境界,其未来的发展只是着重于提高和完善基本技巧。由于轮胎是一个极其复杂的多层结构复合体,如何更好地求解所形成的非线性联立方程组是一个很重要的课题。由于轮胎材料的复杂性,经典复合材料理论对于轮胎中刚度较大的复合材料而言并不完全适用,因此,如何准确获得各种不同的材料参数也是目前研究的一个重点。总之,利用有限元方法分析轮胎结构为研究和开发新

品种、改善现有的结构提供了诸多便利,在国外有限元法已广泛地应用于轮胎结构设计中,并取得了显著的成效。

### 参考文献

- Ridha R A. Computation of stress, strain and deformations of tires. *Rubber Chemistry and Technology*, 1980; 53(4):849-902
- 山岸引一. 特集 RCOT (Rolling Contour Optimization Theory). 月刊タイヤ, 1984; 16(12):27-36
- Ogawa H, Furuya H. A study on the contour of the truck and bus radial tire. *Tire Science and Technology*, 1990; 18(4):236-261
- 东洋橡胶公司. 轮胎动态最佳接地面理论“DSOC-T”. 月刊タイヤ, 1989; 21(8):54-64
- 齐藤勇一. 横滨橡胶公司开发新的 STEM 理论. 月刊タイヤ, 1988; 20(3):66-73
- 丸桥襄司, 落合杰. 载重轮胎形状理论——PSP-F. 月刊タイヤ, 1989; 21(7):32-39
- 横滨橡胶公司. 同步转向滞后理论——SCL 理论. 月刊タイヤ, 1989; 21(8):28-29
- Tretyakov O B and Sokolov S L. Tire design theory base on optimization of stress-strain cycles of its elements (CSSOT). *Tire Science and Technology*, 1989; 17(2):100
- Kaga H, Okamoto K and Tozawa Y. Stress analysis of a tire under vertical load by a finite element method. *Tire Science and Technology*, 1977; 5(2):102-118
- Kennedy R H, Patel H P and McMinn M S. Radial truck tire inflation analysis theory and experiment. *Rubber Chemistry and Technology*, 1981; 54:751-766
- Tseng N T, Pelle R G and Chang J P. Finite element simulation of tire-rim interface. *Tire Science and Technology*, 1989; 17(4):305-325
- Tseng N T, Pelle R G, Chang J P and Warholc T C. Finite element simulation of destructive tire testing. *Tire Science and Technology*, 1991; 19(1):2-22

- 13 DeEskinazi Jozef, Yang T Y and Soedel Werner. Displacements and stresses resulting from contact of a steel belted radial tire with a flat surface. *Tire Science and Technology*, 1978; 6(1): 48—70
- 14 Ridha R A, Satyamurthy K and Hirschfeld L R. Finite element modeling of homogenous pneumatic tire subjected to footprint loadings. *Tire Science and Technology*, 1985; 13(2): 91—110
- 15 DeEskinazi J, Ishihara K, Volk H and Warholc T C. Towards predicting relative belt edge endurance with the finite element method. *Tire Science and Technology*, 1990; 18(4): 216—235
- 16 Weiss M, Tsujimoto S and Yoshinaga H. Belt construction optimization for tire weight reduction using the finite element method. *Tire Science and Technology*, 1993; 21(2): 120—134
- 17 Durand M and Jankovich E. NASTRN user,s experiences. second colloquium, Langley; Langley Research Center, 1972
- 18 Rothert H and Stein E. Gutachten Zum Stahlguertel-rrifen Typ 'MONZA', der Fa. Metzeler, 1978
- 19 Stafford J and Tabaddor F. ADINA Conference MIT Rep. 82448-9, 1979
- 20 Rothert H, Idelberger H, Jacobi W and Laging G. *Tire Science and Technology*, 1985; 13(2): 111—123
- 21 Faria I O, Bass J M, Oden J T and Becker I B. A three-dimensional rolling contact model for a reinforced rubber tire. *Tire Science and Technology*, 1989; 17(3): 217—233
- 22 Murakoshi H, Ide H and Nishihata S. An approach to vehicle pull using a tire finite element model. *Tire Science and Technology*, 1992; 20(4): 212—229
- 23 Gall R, Tkacik P and Andrews M. On the incorporation of frictional effects in the tire/ground contact area. *Tire Science and Technology*, 1993; 21(1): 2—22
- 24 Faria L O, Oden J T, Yavari B, Tworzydlo W W, Bass J M and Becker E B. Tire modeling by finite element. *Tire Science and Technology*, 1992; 20(1): 33—56

1994 年全国轮胎技术研讨会论文(二等奖)

## Analysis and Application of FEM in Design of Tire Structure

*Ding Jianping and Yu Qi*

(South China University of Science and Technology 510641)

**Abstract** The development of the analysis of tire structure was briefly described with the emphasis on the application of two-dimensional and three-dimensional FEM in the analysis of tire structure. The comparison was made between the two-dimensional and three-dimensional FE models of tire. Their advantages and disadvantages were pointed out and the prospective development and application of FEM in the analysis and design of tire structure were predicted.

**Keywords** FEM, tire, structure design

### 更 正

本刊第 1 期英文目录“Januray”应为“January”，特此更正。