

385/65R22.5 轮胎轮廓优化有限元分析

刘 锟¹, 薛 强², 毕守桃²

[1. 佳通轮胎(中国)研发中心, 安徽 合肥 231202; 2. 安徽佳通轮胎有限公司, 安徽 合肥 231202]

摘要:利用有限元分析方法对 385/65R22.5 轮胎进行轮廓优化设计。增大轮胎行驶面和带束层宽度及胎肩内轮廓的曲率半径, 可有效降低带束层端部的应力集中程度, 同时明显改善轮胎的接地形状和接地压力分布。成品试验证明, 优化设计轮胎的耐久性能和高速性能明显提高。

关键词:子午线轮胎; 结构设计; 有限元分析

中图分类号: U463.341⁺.6; O241.82 **文献标识码:** B **文章编号:** 1006-8171(2006)11-0658-04

随着国内全钢载重子午线轮胎产能的日益提升, 市场竞争日趋激烈。为了扩大外销, 我公司决定开拓欧洲市场, 而 385/65R22.5 轮胎占有较大的市场份额。本工作采用有限元分析方法, 对 385/65R22.5 轮胎早期产品进行结构优化设计, 进一步提高了产品性能, 满足了用户需求。

1 有限元分析模型的建立

利用有限元分析方法进行轮廓优化的过程为: 首先根据外缘尺寸的标准规定对 385/65R22.5 进行经验设计, 据此建立有限元分析的初始模型; 然后根据初始模型的计算结果再对设计轮廓进行修正, 以减轻带束层端点的应力集中; 经过多次反复修正后得到优化设计方案, 再通过试验验证优化设计的效果。

在进行有限元分析时, 采用了两种网格划分方案: 一种是精细的网格划分, 如图 1 所示, 有 3 100 个橡胶实体单元, 特征单元长度约为 2 mm, 该模型用来做充气状态分析; 另一种是较粗的网格划分, 其平面轴对称模型如图 2 所示, 有 570 个橡胶实体单元。图 3 所示的三维模型是利用图 2 所示的粗网格模型生成的, 该模型主要用于轮胎承受重力负荷时的有限元模拟。

采用精细有限元网格进行充气状态分析是为了提高计算精度, 由于三维模型的自由度远大于

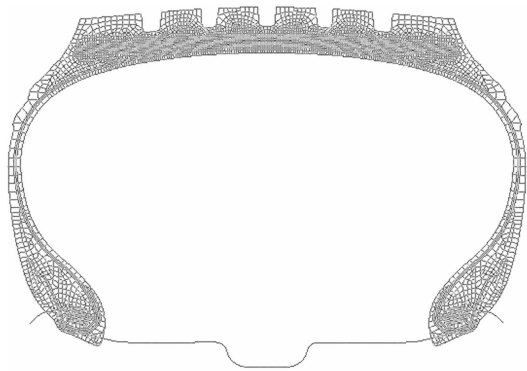


图 1 平面轴对称模型精细有限元网格

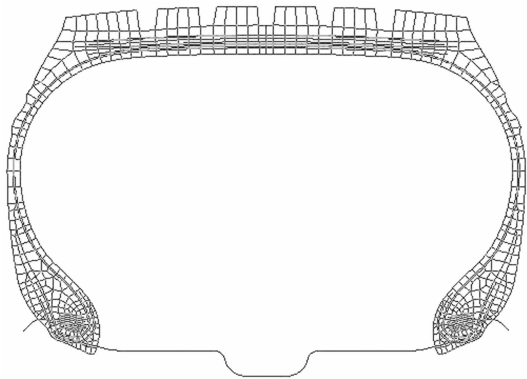


图 2 平面轴对称模型较粗有限元网格

平面模型, 受计算机硬件的限制, 目前还不可能采用很精细的三维有限元网格进行轮胎结构分析, 因此本工作采用图 3 所示模型进行三维问题分析。另外, 本研究所有模型均采用 rebar 单元模拟帘线的增强作用, 采用摩擦接触方式模拟胎圈与轮辋的相互作用, 三维模型中也考虑了轮胎与

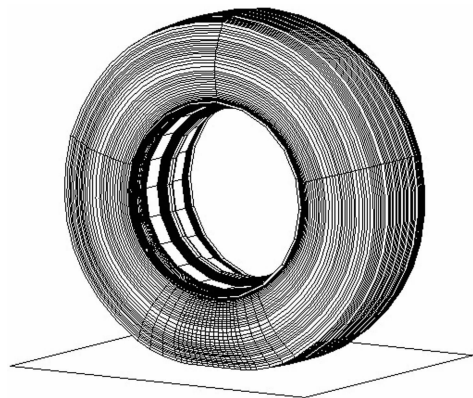


图 3 三维模型的有限元网格

路面的接触作用, 轮辋和路面均视为刚体。

2 充气轮胎轮廓变形特征

根据经验设计轮胎轮廓, 得到平面模型 B0, 充气后胎侧部位向里收缩, 整个胎面近似平行向外移动, 而肩部向外的位移大于冠部, 见图 4。

根据 B0 充气后的轮廓进行下述修正得到平面模型 B1, 如图 5 所示。

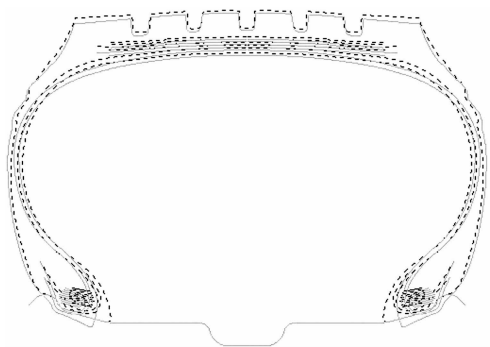


图 4 模型 B0 充气前后轮廓对比

实线—设计轮廓; 虚线—充气轮廓。

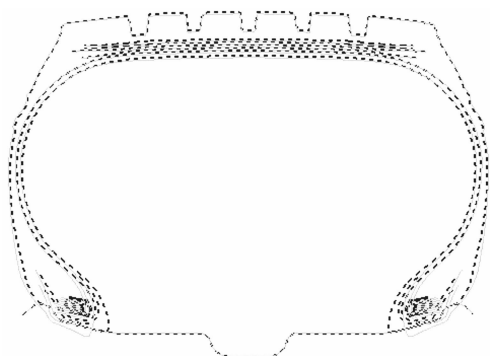


图 5 模型 B1 充气前后轮廓对比

注同图 4。

(1) 减小设计断面宽, 增大胎侧部位的曲率半径;

(2) 增大胎肩部位胎体轮廓的曲率半径;

(3) 增大带束层宽度, 同时将行驶面宽度增大 20 mm。

模型 B1 充气前后的轮廓形状基本不变, 断面宽也基本不变; 胎冠部位向外的位移大于胎肩部位; 胎肩部位的位移非常小, 并且稍微向里收缩。

3 结果分析

3.1 充气状态

充气状态计算结果分析主要包括以下两方面: 充气前后轮廓形状对比和胎肩部位应力、应变分布。

需要指出的是, 在进行有限元分析之前, 先进行预研究, 对初始设计方案的轮廓进行调整, 但保持初始设计方案的行驶面宽度。计算结果表明, 胎肩部位应力集中程度改善很小。加大行驶面宽度, 并适当调整设计轮廓后, 胎肩部位应力集中程度得到明显改善。因此, 模型 B1 是在预研究的基础上提出的。

(1) 充气前后轮廓形状对比

进行轮廓优化的技术目标是使充气后整个轮胎轮廓与充气前相比变化最小, 特别是将带束层端部区域的径向变形控制到最小。模型 B1 最符合轮廓优化的目标。

(2) 胎肩部位应力、应变分布

轮胎的高速和耐久性能主要受胎肩部位应力集中区域的控制, 减小该区域的应力集中程度就会提高轮胎的高速和耐久性能。

对胎肩部位应力、应变分布进行分析的目的是对轮廓优化结果进行补充研究, 即验证最符合轮廓优化目标的模型 B1 也具有最好的应力、应变分布特征, 即胎肩部位的应力集中程度最小。

根据计算结果, 确定胎肩部位应力集中区可以划分为 3 个主要区域, 即图 6 所示的 A、B 和 C 区。各应力集中区域的改善是相互制约的, 因此, 最优方案的选择需要综合考虑各模型的优势。充气时胎肩部位危险区域的最大应力、应变和应变能密度如表 1 所示。相对而言, 模型 B1 在 3 个应力集中区的综合性能较均衡。

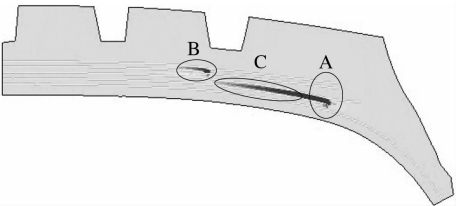


图6 胎肩部位应力集中区域的划分

表1 充气时胎肩部位危险区域的最大应力、应变和应变能密度

项 目	A	B	C
$\epsilon_{\max}/\%$			
B0	43.9	30.6	35.3
B1	20.1	37.4	25.6
$\gamma_{13,\max}/\%$			
B0	69.1	51.5	59.9
B1	31.7	47.8	47.0
$\gamma_{12,\max}/\%$			
B0	17.9	15.5	22.6
B1	17.3	18.7	37.8
$\sigma_{\max}/\text{MPa}$			
B0	1.882	0.855	1.531
B1	1.291	1.135	1.125
$\sigma_{\text{Mises}}/\text{MPa}$			
B0	2.519	1.197	1.345
B1	0.985	1.430	1.066
$E_{\max}/(\text{J}\cdot\text{cm}^{-3})$			
B0	0.465	0.215	0.303
B1	0.123	0.299	0.188

由表1可见,胎肩部位最大周向剪切应变($\gamma_{13,\max}$)大于最大横向剪切应变($\gamma_{12,\max}$);最大应变能密度($E_{\max}$)所在位置与 $\gamma_{13,\max}$ 一致,说明胎肩部位需要重点考察的力学参数是 $\gamma_{13,\max}$,本研究以 $\gamma_{13,\max}$ 作为判断胎肩部位耐久性的依据;调整初始轮廓形状和带束层之间垫胶的分布不仅会显著改变胎肩部位的 $\gamma_{13,\max}$,同时也会明显改变 $\gamma_{13,\max}$ 出现的位置,说明初始轮廓形状的研究应考虑胎体和带束层轮廓形状的匹配问题。

3.2 静负荷状态

静负荷状态分析的主要目的为优化轮胎接地形状并对改善胎肩部位性能进行补充分析,进一步验证充气状态的分析结论。

三维模型的计算条件为:充气压力 0.83 MPa,负荷 4 250 kg,胎面花纹 条形。

(1)轮胎接地形状

三维模型 B0 和 B1 的轮胎接地形状和压力

分布分别如图7和8所示,三维模型与平面模型具有相同的几何和物理参数。

对比图7和8可见,三维模型 B1 的接地形状比 B0 有明显改善;接地压力分布也更均匀,最大接地压力为 1.598 MPa,而 B0 为 2.755 MPa。

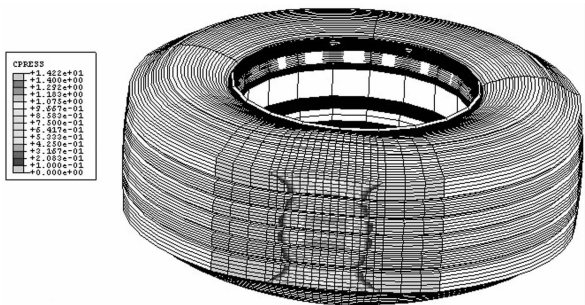


图7 三维模型 B0 的轮胎接地形状和接地压力分布

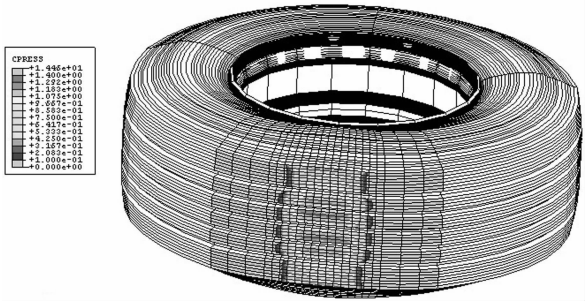


图8 三维模型 B1 的轮胎接地形状和接地压力分布

(2)胎肩部位应力、应变分布

根据三维模型计算得到的接地影响区域的 Mises 应力分布如图9所示。由图9可见,带束层端点是胎肩部位的高应力区。选取带束层端点最高应力单元进行分析,其平均应变能密度沿周向的分布如图10所示,平均剪切应变(γ_{13})沿周向的分布如图11所示。

对比平面和三维模型的计算结果可以看到,在接地影响区域内,应力集中区明显集中于带束层端部,即对应于充气状态分析结果的 A 区,而 B 和 C 区的应力集中在接地影响区内得到明显改善。因此,对三维模型计算结果进行对比分析时应重点比较带束层端部的情况。

带束层端部的应力、应变和应变能密度见表2。由表2可见,三维模型 B1 明显优于模型 B0。

4 成品性能

按公司内控试验方法对两方案试制轮胎进行

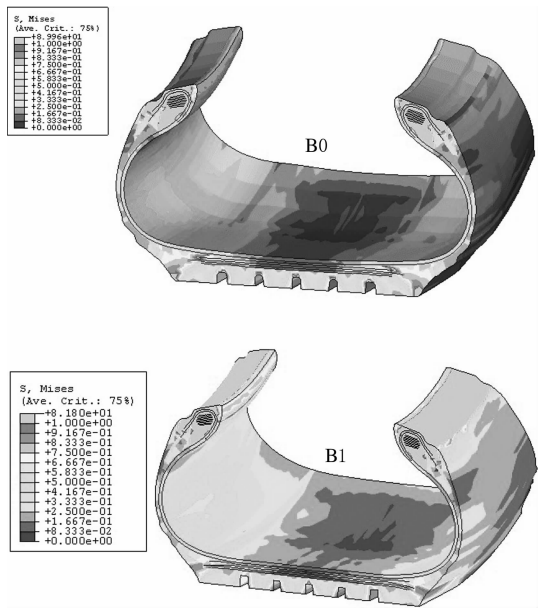


图 9 轮胎接地影响区域内 Mises 应力分布

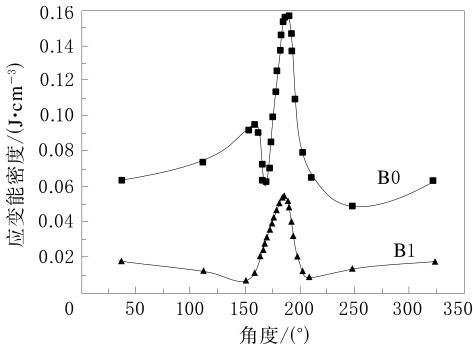


图 10 带束层端点应变能密度(E)沿周向的分布

耐久和高速试验。B1 方案轮胎耐久试验时间不低于 72 h(B0 方案轮胎则不高于 67 h),高速试验

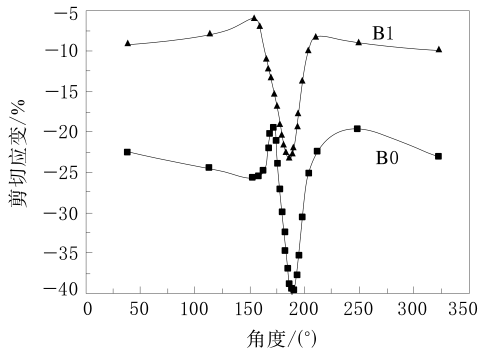


图 11 带束层端点剪切应变(γ_{13})沿周向的分布

表 2 轮胎受静负荷时接地影响区域内带束层端部的应力、应变和应变能密度

项 目	三维模型 B0	三维模型 B1
$\sigma_{\text{Mises}}/\text{MPa}$	1.578	1.089
$E_{\text{max}}/(\text{J} \cdot \text{cm}^{-3})$	0.256	0.143
$\gamma_{13,\text{max}}/\%$	57.8	35.5

通过速度为 $110\text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ (B0 方案轮胎为 $90\text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$)。B1 方案的改进效果明显。

5 结语

根据有限元分析结果,B1 方案有效降低了带束层端部的应力集中程度,并明显改善了轮胎的接地形状和接地压力分布。适当增大 385/65R22.5 轮胎行驶面和带束层宽度及胎肩内轮廓的曲率半径,可以明显提高轮胎的使用性能。

致谢:在本文写作过程中得到公司李炜博士的指导,深表谢意!

收稿日期:2006-06-07

Optimization of 385/65R22.5 tire profile by FEA

LIU Kun¹,XUE Qiang²,BI Shou-tao²

[1. Grand Tour (China) R & D Centre,Hefei 231202,China;2. Anhui Grand Tour Tire Co.,Ltd,Hefei 231202,China]

Abstract: The 385/65R22.5 tire profile was optimized by FEA. The stress concentration at belt ends of optimized tire was effectively lowered,and the shape of ground-contact area and the pressure distribution in ground-contact area improved significantly by increasing the widths of running face and belt. It was confirmed by the test of finished tire that the endurance and speed performance of optimized tire improved significantly.

Keywords: radial tire;structure design;FEA