

无内胎载重子午线轮胎的结构设计及仿真评价

付 平,赵晓鹏*,王昌宁,闫 枫,汪传生

(青岛科技大学 高分子科学与工程学院,山东 青岛 266061)

摘要:对305/75R24.5无内胎载重子午线轮胎进行结构设计优化,并利用有限元分析软件Abaqus对轮胎充气过程中的外轮廓、负荷下胎圈与轮辋的接触应力、胎肩应力集中和接地压力进行仿真分析评价。有限元分析结果表明,对轮胎外轮廓、胎面花纹和材料分布等结构关键项进行优化设计,可以避免轮胎早期胎肩脱层、胎冠脱层、胎面异常磨损和气密性差等问题。

关键词:载重子午线轮胎;结构设计优化;有限元分析

中图分类号:U463.341⁺.3/.6;TQ336.1;O241.82 **文献标志码:**A **文章编号:**1006-8171(2018)0- -05

与有内胎载重子午线轮胎相比,无内胎载重子午线轮胎在安全、节油和使用寿命方面优势突出,产品已经覆盖各类运输以及矿山等领域^[1],随着交通道路条件的不断改善正在逐步替代有内胎载重子午线轮胎。但无内胎载重子午线轮胎低断面、胎冠刚性大和胎侧薄等结构特点易造成轮胎胎肩空、冠空和胎面异常磨损等问题,在设计之初就需应对这些问题。无内胎轮胎的气密性靠胎圈与轮辋的紧密结合实现,胎圈与轮辋的接触压力分布十分重要。自1955年W. Hofferberth^[2]首次发表了轮廓形状理论至今,轮胎设计理论经历了从经典的薄膜网格设计理论^[3]到以有限元方法为依托的现代轮胎设计理论的演变^[4]。有限元为轮胎结构设计提供了一个可靠的仿真工具^[5-6],可以大大减少设计成本,提高设计效率。

本工作针对无内胎载重子午线轮胎的结构特点以及由此可能造成的早期病象,以305/75R24.5无内胎载重子午线轮胎为例进行结构优化设计,利用有限元分析软件进行轮胎性能仿真分析评价。

1 技术要求

经研发技术人员考察分析后,参照GB/T

基金项目:山东省高等学校科技计划项目(YB18)

作者简介:付平(1971—),女,吉林省吉林人,青岛科技大学教授,博士,主要从事高分子材料加工机械的教学和科研工作。

*通信联系人(qkdzhp@126.com)

2977—2016《载重汽车轮胎规格、尺寸、气压与负荷》和GB 9744—2015《载重汽车轮胎》以及目标市场相关标准(《美国轮胎轮辋协会工程设计手册》),确定305/75R24.5无内胎全钢载重子午线轮胎的主要技术参数为:标准轮辋 9.00,充气外直径(D') 1 080(1 066~1 094) mm,充气断面宽(B') 302(293~317) mm,标准充气压力 850 kPa,标准负荷 3 750 kg。

2 结构设计优化

2.1 外直径(D)和断面宽(B)

全钢载重子午线轮胎由于骨架材料的箍紧效果好,充气后外直径膨胀很小^[7],结合设计和生产经验以及研发成本和目标要求,根据以往相近规格产品的开发设计经验,并考虑充气膨胀效应, D 取1 073 mm, B 取296 mm。

2.2 行驶面宽度(b)和弧度高(h)

b 和 h 是决定胎冠形状的主要参数,直接影响轮胎的牵引性能、附着性能、耐磨性能和滚动阻力。 b 大有利于提高轮胎的牵引性能和附着性能,但 b 过大会导致胎肩过厚,轮胎生热大、散热慢,使胎肩与胎冠脱层而发生早期损坏,影响轮胎的使用寿命^[8];但 b 过小,行驶面过窄,胎面与路面接触面积小,平均压力大,轮胎易早期磨损。同理, h 越大,则胎面曲率半径大,轮胎行驶时与路面接触面积小,易早期磨损; h 越小,胎肩越厚,造成轮胎的生热和散热问题。 b 和 h 应根据 B 和断面高(H)确

定。 b/B 和 h/H 应控制在合理范围内,且两者相关,行驶面较宽,相应 h 较大,行驶面较窄,相应 h 较小,视轮胎类型、花纹类型、使用要求和环境(路况较好的条件下,速度较高, b 较小,较差和恶劣路况下,速度较低, b 较大)而定。

结合以往同类产品设计经验,考虑到目标产品负荷较大,为避免胎面和胎肩应力集中,适当增大 b ,同时 h 也应当增大。本次设计 b 取252 mm, h 取10.5 mm, b/B 为0.85, h/H 为0.046。

2.3 胎圈着合直径(d)和着合宽度(C)

胎圈必须与轮辋紧密配合,使轮胎牢固地安装在轮辋上,两者要尽可能不发生相对移动,以保证气密性良好。因此,胎圈轮廓应根据轮辋轮缘和圈座尺寸进行设计。本次设计, C 取230 mm, d 取620.5 mm。

为使轮胎与轮辋过盈配合,取胎圈弧度半径(R_4)为13 mm,胎踵弧度半径(R_5)为8 mm。此外,对于无内胎轮胎,为保证气密性,要适当增大胎趾部位倾斜角度,本次设计胎圈部位采用2个倾斜角度:胎踵处第1倾斜角度为 20° ,距胎踵12 mm处胎趾倾斜角度为 25° 。

2.4 断面水平轴位置(H_1/H_2)

断面水平轴位于轮胎断面最宽处,也是负荷下轮胎胎向变形最大的位置。 H_1/H_2 过大,则断面水平轴位置较高,应力集中向胎肩靠近,容易造成肩空或肩裂; H_1/H_2 过小,则断面水平轴位置较低,应力集中偏向胎圈,容易造成胎圈开裂。根据设计经验, H_1/H_2 取0.80~0.95较好,本次设计 H_1/H_2 取0.946, H_1 为110 mm, H_2 为116.25 mm。此外,施工设计时还需根据材料分布图再次确定断面水平轴位置是否合适。

2.5 胎面花纹

由于本次设计的轮胎用于载重汽车的导向轮,因此胎面采用纵向花纹。由于子午线轮胎带束层帘线排列角度接近周向,胎面周向刚性大、胎肩周向刚性相对较小,因此在胎面中央花纹块上增加接近横向的刀槽,从而适当均衡胎面和胎肩的周向刚性。在纵向花纹沟设置加强筋以增强胎面的自洁性能。

为了使轮胎行驶时花纹块产生的噪声尽可能小,花纹采用不等节距分布,将噪声能量分散在不

同的频带。本次设计采用3种节距设计,经数学软件优化确定节距分布情况为:短节距为63.787 6 mm,共11节,中节距为70.096 3 mm,共25节,长节距为76.405 0 mm,共12节。

2.6 材料分布

将轮胎的功能、性能细化到半部件的性能,统筹考虑,从而进行材料分布关键项设计。另外,综合考虑加工工艺,逐步确定轮胎材料分布图。材料分布图也是进行有限元分析建模的基础。图1示出了基于材料分布图得到的各半部件有限元网格断面模型。

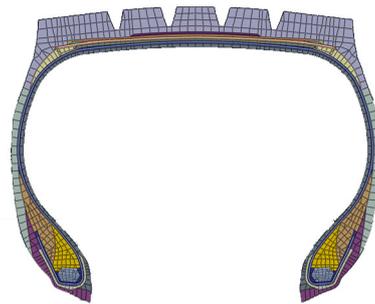


图1 轮胎有限元网格断面模型示意

3 有限元模拟仿真

将CAD中的材料分布图处理成以 x 轴为中心对称分布,再利用hypermesh软件对其进行二维有限元网格划分,分别建立不同的单元集合:胎面胶集合、胎侧胶集合、垫胶集合、带束层胶集合、胎体层胶集合、内衬层胶集合、上三角胶集合、下三角胶集合、耐磨胶集合、胎圈包布胶集合以及接地表面集合、胎圈接触表面集合、内表面集合和外表面集合;还要建立不同带束层、胎体和胎圈等骨架材料的单元集合。橡胶模型采用Yeoh模型^[9],骨架材料rebar单元采用SFMGAX1。

首先利用Abaqus软件建立305/75R24.5无内胎全钢载重子午线轮胎的二维轴对称模型,进行充气过程外轮廓变化的仿真模拟,其次利用Abaqus软件的“SYMMETRIC MODEL GENERATION, REVOLE, EVELMENT = 500, NODE = 500”的关键词将二维充气状态旋转为三维空间充气状态,再对模型施加负荷。采用Fortran语言编写有限元分析结果的后处理程序对有限元结果数据和图形进行处理。

3.1 标准充气压力状态下二维模拟分析

利用Abaqus软件建立305/75R24.5轮胎的二维轴对称模型进行充气过程外轮廓变化的仿真模拟。充气前后轮胎外轮廓变化如图2所示。仿真结果表明,在标准充气压力下,轮胎充气外直径为1 077.5 mm,充气断面宽为300.3 mm,满足GB/T 521—2012《轮胎外缘尺寸测量方法》要求(在标准充气压力下,轮胎充气外直径为1 066~1 094 mm,充气断面宽为293~317 mm)。

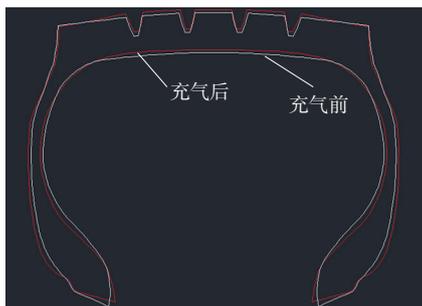


图2 充气外轮廓变形示意

3.2 三维模拟仿真

对标准充气压力850 kPa、3 250 kg静负荷下的轮胎进行三维模拟仿真。

3.2.1 胎圈与轮辋接触气密性

将二维模型进行360°旋转得到三维模型后进行模拟仿真,如图3所示。

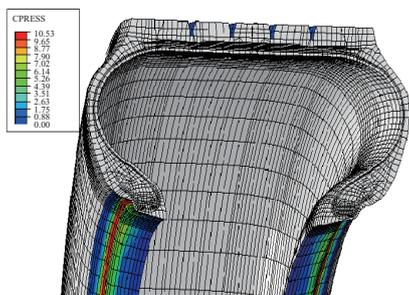


图3 正应力分布云图

负荷状态下轮辋-胎圈接触横向剪应力、纵向剪应力和正压力的模拟结果可以从Abaqus软件中提取出来,然后利用Excel进行处理,结果如图4—6所示。

从图4可以看出,在第2倾斜角度区域距离胎趾展开距离0~22 mm范围内正应力较小、变化均匀,进入第1倾斜角度区域后直到胎踵下边缘,此处胎踵设计半径(R_8)略大于轮辋半径,两者在此

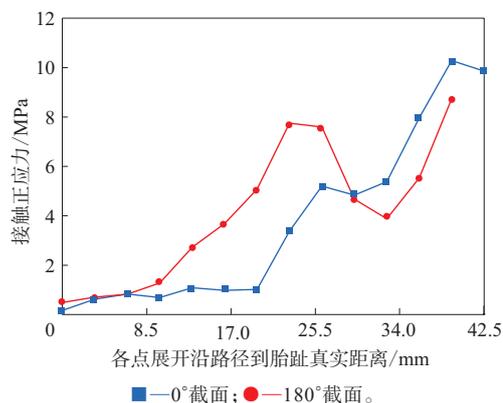


图4 胎圈-轮辋接触正应力分布

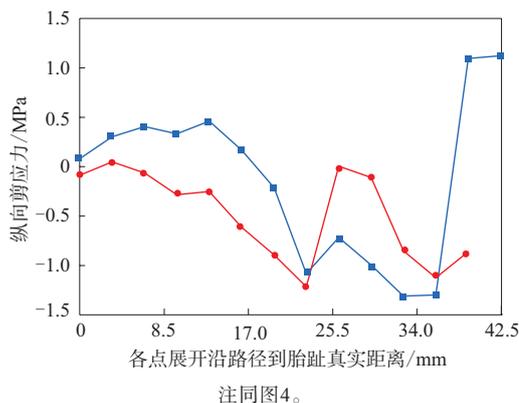


图5 胎圈-轮辋接触纵向剪应力分布

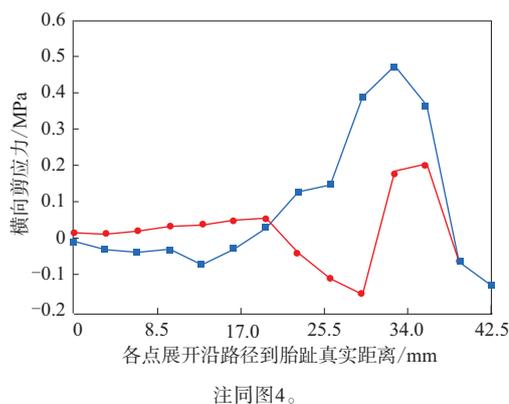


图6 胎圈-轮辋接触横向剪应力分布

处过盈配合,橡胶材料在此处处于挤压状态,正应力迅速升高并第1次达到峰值,此峰值的意义在于有效阻碍胎内的高压空气向外泄露。此后正应力略有下降,然后第2次达到峰值,此峰值位于胎圈圆弧(R_{13})处,此处设计的胎圈半径小于轮辋半径,两者过盈配合,橡胶材料处于应力张紧状态,此峰值的意义在于阻止外部气体或液体渗入胎内。

从图5和6可以看出,相应的剪应力分布情况对应胎踵附近和胎圈附近发生急剧变化,这都是两处过盈设计的结果。曲线峰值不十分吻合可能是有限元分析误差所致,但大致趋势能反映胎圈与轮辋相接处的基本规律。

3.2.2 胎肩应力与接地压力

305/75R24.5轮胎负荷较大,胎面设计较宽,胎肩较厚,必须在设计时对胎冠应力分布情况进行仿真分析,确认应力分布正常。对于全钢载重子午线轮胎来说,冠部刚性远远大于胎侧刚性,而且两者在胎肩处过渡,因此胎肩处应力往往比较大,易发生肩空。

在半部件设计和选材时,在第2层与第3层带束层端部设计胎肩垫胶,并采用耐屈挠、散热好的胶料。理想的应力分布应该是在胎肩垫胶处应力最大。

胎肩Mise应力分布云图如图7所示,最大值为3.07 MPa,位于第3层带束层端部。胎肩应变能密度分布云图如图8所示,应变能密度最大值也位于第3层带束层端部。从有限元仿真结果可以看出,应力分布的最大值在胎肩垫胶处,符合设计目标。

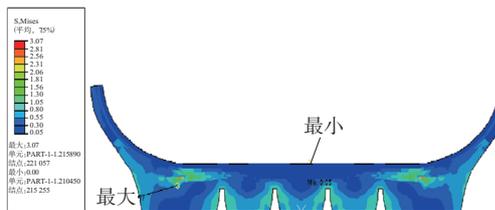


图7 胎肩Mise应力分布云图

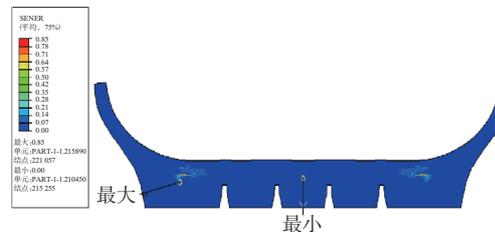


图8 胎肩应变能密度分布云图

静负荷下轮胎的接地压力分布如图9所示。

从上述分析结果可以看出:接触正应力最大值位于第2条花纹块上,为1.23 MPa,这是带束层周向刚度大导致所在区域胎面刚性大的缘故;胎

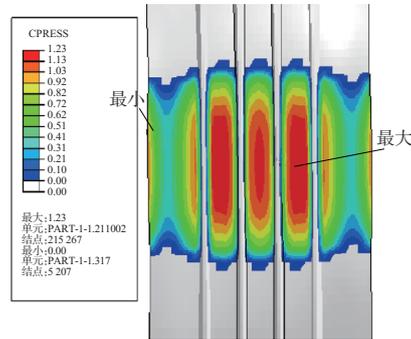


图9 轮胎的接地压力分布

肩花纹块上靠近中轴线处有部分带束层支撑,胎肩花纹块靠近中轴线区域部分刚性大,之后由于胎肩过渡区有胎肩垫胶和胎侧填充胶的填充支撑,厚度逐渐增大,刚性也随之逐渐增大,因此在胎肩处理论上花纹块的刚性从中间到两边应该是先减小再增大,在带束层端点处最小,这与仿真结果一致。中间胎面花纹块上应力最大,能保证轮胎的正常磨损,胎冠内部胎肩处应力十分集中,应变能密度最大,而此时对应胎面上应力却最小。

4 结论

基于技术要求和设计目的对305/75R24.5无内胎载重子午线轮胎进行结构设计优化,并利用有限元分析软件Abaqus对轮胎充气过程的外轮廓变化、负荷下胎圈与轮辋的接触应力、胎肩应力集中和接地压力进行仿真分析评价。有限元分析结果表明,在胎冠内部,带束层端点处应力集中;对于胎面应力,在胎冠区域取得最大值,在胎肩部位是先减小后增大,在胎肩花纹块两边应力较大,中间应力最小,即对轮胎外轮廓、胎面花纹和材料分布等结构关键项进行优化设计,可以避免轮胎早期胎肩脱层、胎冠脱层、胎面异常磨损和气密性差等问题。

参考文献:

- [1] 莫业勇. 2013年中国橡胶工业年会综述[J]. 世界热带农业信息, 2013(5): 1-3.
- [2] Hofferberth W. Statics of a Pneumatic Tire[J]. Rubber and Elastic, 1955, 5(7): 124-130.
- [3] 俞洪, 周峰, 丁剑平. 充气轮胎性能与结构[M]. 广州: 华南理工大学出版社, 1988.
- [4] 燕山. 载重子午线轮胎有限元分析与实验研究[D]. 青岛: 青岛科技

- 大学, 2013.
- [5] 冯希金, 朱光苗, 危银涛, 等. 全钢子午线轮胎滚动阻力的仿真计算和实验对比分析[J]. 世界橡胶工业, 2014, 44(4): 20-26.
- [6] 潘涛. 子午线轮胎轮廓设计理论的相关研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2011.
- [7] 刘鹏, 刘淑娇, 赵敏, 等. 235/60R18 107T 冬季镶钉轿车子午线轮胎设计[J]. 轮胎工业, 2015, 35(12): 728-731.
- [8] 王刚, 裴红兵. 11R22.5 无内胎载重子午线轮胎结构优化设计[J]. 轮胎工业, 2014, 34(8): 473-475.
- [9] Yeoh O H. Some Forms of the Strain Energy Function for Rubber[J]. Rubber chemistry and technology, 1993, 66(5): 754-771.
- 收稿日期: 2016-09-22

Structural Design and Simulation Evaluation of Tubeless Truck and Bus Radial Tire

FU Ping, ZHAO Xiaopeng, WANG Changning, YAN Feng, WANG Chuansheng

(Qingdao University of Science and Technology, Qingdao 266061, China)

Abstract: The structural design of 305/75R24.5 tubeless truck and bus radial tire was optimized, and the finite element analysis software Abaqus was used to simulate and evaluate the external profile of the tire during the inflating process, the contact stress of tire bead and rim under load, the stress concentration of the tread and the ground pressure. The results of finite element analysis showed that, the key items such as tire profile, tread pattern and material distribution were optimized to avoid the problems of early tire delayer, crown delayer, abnormal tread wear and poor air tightness.

Key words: truck and bus radial tire; structural design optimization; finite element analysis