

全钢子午线轮胎应力和生热研究

张 昊¹, 胡尧生², 尹海山², 危银涛¹

(1. 清华大学 汽车安全与节能国家重点实验室, 北京 100084; 2. 杭州朝阳橡胶有限公司, 浙江 杭州 310018)

摘要:结合有限元和有限差分法对全钢子午线轮胎的应力和生热进行研究。分析结果表明,影响轮胎升温历程的因素包括轮胎的应变能、材料的动态粘弹性模量和损耗因子以及与滚动速度有关的散热边界条件。材料的模量匹配和结构设计可改变轮胎内部的应力、应变分布,即应变能的分布,进而影响生热率,不同工况应采取不同的设计方案。

关键词:全钢子午线轮胎;有限元法;有限差分法;生热;应力

中图分类号:U463.341⁺.6 **文献标识码:**B **文章编号:**1006-8171(2006)09-0515-07

轮胎是汽车的重要安全部件。汽车的动力性、经济性、制动性、安全性和操纵稳定性等最终都要通过轮胎与地面的接触运动体现出来。由于轮胎非正常失效造成的事故占交通事故的比例很大,因此,轮胎的耐久性以及轮胎在使用中的失效机理是国内外业界人士最为关心的问题之一。与轿车相比,载重汽车和大客车的工作条件更加恶劣,特别是在我国,由于超载及行驶路面情况复杂,载重汽车和大客车轮胎更容易出现过早失效问题。因此,全钢子午线轮胎的耐疲劳设计分析技术受到国内外学者和轮胎企业的重视^[1~4]。

尽管有限元方法早已成为轮胎的标准分析和设计工具,但是如何将有限元分析得到的大量数据与实际设计过程相联系仍是一个有待解决的问题。在国际上轮胎有限元分析沿着两个方向发展,一是利用更强大的计算能力、发展并行算法、细化分析网格,即更快、更强、更细;二是轮胎耐久性及失效的有限元分析方法和工具的开发。与此相适应,轮胎失效力学特性、计算方法与试验技术和面向车辆动力学的轮胎模型成为研究的焦点^[5,6]。

本工作结合有限元和有限差分法对全钢子午线轮胎的应力和生热特性进行研究,重点考察胎肩部位的应变能和温度变化。结构分析基于通用非线性有限元软件,生热分析采用有限差分法。结构分析和生热分析之间是半耦合,即结构分析

的应变能确定了生热率的输入,为计算简便,未考虑温度场对应力场的影响。整体分析流程如图1所示。

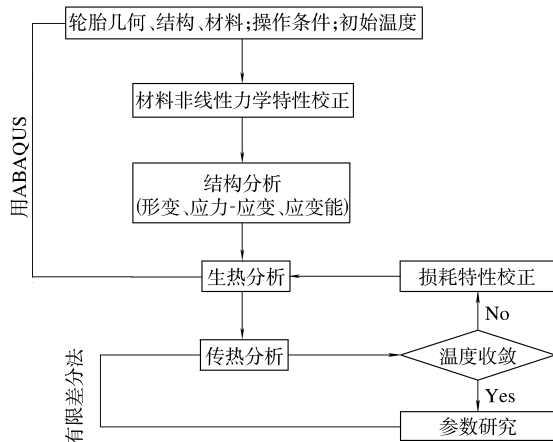


图1 轮胎热力学耦合分析流程

1 基本理论

轮胎仿真是一个热力学耦合问题,包括滚动阻力模拟、生热计算和温度场仿真^[7,8]。从非线性固体的热力学分析入手,可以更清楚地了解轮胎热力学耦合分析问题的本质,也可以对各种轮胎力学数值的近似程度和假设条件有更深入的了解。固体热力学的理论基础是非线性连续介质力学,涉及几何学(运动学)分析、本构关系、控制方程和假设与近似等^[9,10]。

1.1 固体的大变形运动学

考虑未变形固体 B_0 , 其材料质点由拉格朗日

坐标 $X_i (i=1, 2, 3)$ 表示, 现时构形 B_t 中的质点由 $x_i (i=1, 2, 3)$ 表示。一般用 $\mathbf{C}$ 定义右 Cauchy-Green 变形张量, $\mathbf{E}$ 为格林应变张量, $\mathbf{L}$ 为速度梯度张量, $\mathbf{D}$ 为变形率张量。这些变形张量与变形梯度 ($\mathbf{F}$) 之间的关系可以表示为:

$$\mathbf{C} = \mathbf{F}^T \mathbf{F} \quad (1)$$

$$\mathbf{E} = \frac{1}{2} (\mathbf{C} - \mathbf{I}) \quad (2)$$

$$\mathbf{L} = \mathbf{F}' \mathbf{F}^{-1} \quad (3)$$

$$\mathbf{D} = \frac{1}{2} (\mathbf{L} + \mathbf{L}^T) \quad (4)$$

式中, $\mathbf{F}'$ 为梯度对时间的一次微分。

小变形情况下可将应变张量 ($\boldsymbol{\varepsilon}$) 分解成弹性部分 ($\boldsymbol{\varepsilon}_e$) 和非弹性部分 ($\boldsymbol{\varepsilon}_n$):

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \boldsymbol{\varepsilon}_e + \boldsymbol{\varepsilon}_n \quad (5)$$

这一假设利用中介构形 B_i 可以扩展到大变形情况。基于中介构形的概念, 可将 $\mathbf{F}$ 分解为弹性变形梯度 ($\mathbf{F}_e$) 和非弹性变形梯度 ($\mathbf{F}_n$):

$$\mathbf{F} = \mathbf{F}_e \mathbf{F}_n \quad (6)$$

格林应变张量可如下表示:

$$\mathbf{E} = \mathbf{E}_n + \mathbf{E}_e \quad (7)$$

$$\mathbf{E}_n = \frac{1}{2} (\mathbf{F}_n^T \mathbf{F}_n - \mathbf{I}) \quad [8(a)]$$

$$\mathbf{E}_e = \frac{1}{2} \mathbf{F}_n^T (\mathbf{F}_e^T \mathbf{F}_e - \mathbf{I}) \mathbf{F}_n \quad [8(b)]$$

将上述方程转换到中介构形上可以得到:

$$\begin{aligned} \bar{\mathbf{E}} &= (\mathbf{F}_n^{-1})^T \mathbf{E} \mathbf{F}_n^{-1} = \\ &= \frac{1}{2} (\mathbf{F}_e^T \mathbf{F}_e - \mathbf{I}) + \frac{1}{2} [1 - (\mathbf{F}_n^{-1})^T \mathbf{F}_n^{-1}] = \\ &= \bar{\mathbf{E}}_e + \bar{\mathbf{E}}_n \end{aligned} \quad (9)$$

通过这种转换, 得到定义在中介构形上的应变张量 ($\bar{\mathbf{E}}$), 它可以加法分解成弹性部分 $\bar{\mathbf{E}}_e$ 和非弹性部分 $\bar{\mathbf{E}}_n$, $\bar{\mathbf{E}}_e$ 和 $\bar{\mathbf{E}}_n$ 都是 Almansi 形式的应变张量。

1.2 控制方程与本构关系

连续介质的热力学行为必须使基本的物理定律, 包括质量守恒、动量守恒、能量守恒和 Clausius-Duhem 不等式在连续介质 B_0 内部处处满足。

• 质量守恒

$$\rho_t \Delta \mathbf{F} = \rho_0 \quad (10)$$

• 动量守恒

$$\mathbf{S}_{ij} = \mathbf{S}_{ji} \quad [11(a)]$$

$$(\mathbf{S}_{ij} x_{m,j})_i + \rho_0 p_m = \rho_0 u_m'' \quad [11(b)]$$

• 能量守恒

$$\rho_0 e' = \mathbf{S}_{ij} \mathbf{E}_{ij}' - q_{i,i} + \rho_0 h \quad (12)$$

• Clausius-Duhem 不等式

$$\rho_0 T s' - q_{i,i} - \rho_0 h + q_i T_i / T \geq 0 \quad (13)$$

式中, ρ_0 和 ρ_t 是初始构形 B_0 和现时构形 B_t 的密度; $\mathbf{S}_{ij}$ 是第二类 Piola-Kirchhoff 应力张量; p_m 是初始构形中的体积力; e, s 和 h 分别表示内能、熵和单位体积的生热; u_m'' 为位移对时间的二次微分; q_i 是热流分量; $T = \theta_0 + \theta$, 是绝对温度, θ_0 是参考温度。

令比自由能 $\phi = e - sT$, 则式(12)可表示为:

$$\rho_0 \phi' = \mathbf{S}_{ij} \mathbf{E}_{ij}' - \rho_0 s T' - \rho_0 T \Delta s - \frac{q_k T_k}{T} \quad (14)$$

$$\rho_0 T \Delta s = \rho_0 s' T - \rho_0 h + T \left(\frac{q_k}{T} \right)_k \quad (15)$$

式中, Δs 是单位体积的熵增。方程(10)~(15)构成了一般非线性固体的控制方程组。

1.3 轮胎热力学分析

完全基于方程(10)~(15)进行轮胎的热力学分析是不实际的, 理论上的困难在于难以确定非线性材料的本构关系; 工程上的困难在于对滚动轮胎而言, 即使是数值求解这组方程也非常困难。一般可以对滚动轮胎作如下假设:

①材料的拟不可压缩特性和有限温度变化范围使得生热引起的膨胀很小, 可以忽略;

②热分析和力学问题之间的耦合作用引起的能量耗散可以忽略, 即唯一的内部热源是由材料的滞后损失引起的;

③材料点的温度波动在轮胎滚动1个周期内很小;

④力学问题的时间尺度与热传导相比很小, 因此热分析和结构分析可以分别进行。

这4个假设的本质是将热力学分析简化为半耦合的热力学问题, 由此, 基于一般的热动力学理论, 能量守恒方程可以表示为:

$$\rho_0 c_v \theta' = h_n - q_{i,i} \quad (16)$$

式中, $c_v = \partial^2 \phi / \partial \theta^2$, 是常体积下的比热容, $h_n = \mathbf{S}_{ij} \mathbf{E}_{n,ij}'$, 是由于内部材料滞后引起的生热率。应力张量 $\mathbf{S}_{ij}$ 和应变张量 $\mathbf{E}_{ij}$ 由力学分析得到, 热流 ($\mathbf{q}$) 和温度梯度之间的关系由傅立叶定律

$q = -K \nabla_x \theta$ 确定, 其中 K 是热传导系数张量。

根据第3和第4点假设, 进一步通过沿轮胎的周向积分在1个滚动周期内进行平均, 则式(16)简化为:

$$\rho_0 c_v \theta' = \bar{h}_n - q_{i,i} \quad (17)$$

式中, $\bar{h}_n$ 是等效生热率, 由下式表示:

$$\bar{h}_n = \frac{1}{2\pi\tau} \int_0^\tau \int_0^{2\pi} h_n d\vartheta dt \quad (18)$$

式中, τ 为滚动周期, ϑ 是沿周向的角度。

通过平均化, 原来的三维热力学耦合分析问题简化为一个三维的非线性结构问题和一个二维的热传导问题, 它们之间通过滞后损失耦合在一起。根据线性粘弹性理论, 单位体积材料循环1周的滞后损失(δW)为:

$$\delta W = \oint \mathbf{S}_{ij} d\mathbf{E}_{n,ij}' = \pi \bar{\sigma}^T [\varphi] \bar{\epsilon} \quad (19)$$

式中, $\bar{\sigma}$ 和 $\bar{\epsilon}$ 是应力和应变幅值, $\varphi_i = \tan \delta_i$, 是不同

变形方式下的损耗因子。上式成立的条件是材料线性粘弹性。

对轮胎热力学问题而言, 由于问题的复杂性和难度, 为在精度和可能性之间求得平衡, 一般的做法是对力学问题进行非线性分析, 以抓住橡胶大变形非线性的本质。但是, 在进行热传导分析时, 仍借助滞后损失的概念, 则等效生热率可以表示为:

$$\bar{h}_n = \frac{\omega}{2} \bar{\sigma}^T [\varphi] \bar{\epsilon} \quad (20)$$

式中, ω 为角速度。至此确立了轮胎热力学半耦合分析方法。

2 轮胎结构有限元分析

轮胎充气分析可近似认为是轴对称问题。采用 ABAQUS 的旋转与结果传递功能, 可从轴对称模型方便地得到三维轮胎模型(如图2所示)。

考虑到轮胎垂直加载状态下可能出现的载荷

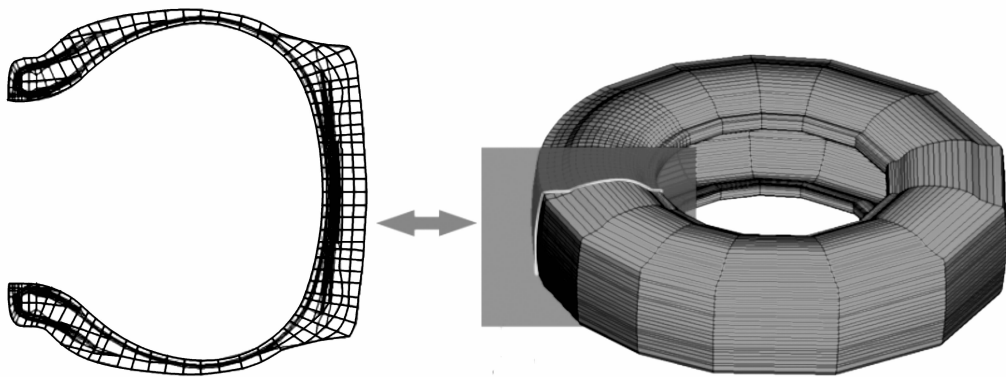


图2 轮胎轴对称模型与三维模型

不对称性, 取轮胎整个断面建立轴对称模型, 进而旋转出轮胎的三维模型。轴对称模型分析时, 采用四节点四边形单元和三节点三角形单元分别模拟轮胎不同部件和胎圈, 对帘布层、带束层和胎圈包布等部件用 rebar 单元模拟, 并根据结构及胶料的分布情况设定若干单元组, 便于分析操作。

将胎体和带束层中的橡胶层定义为 rebar layer, 将钢丝定义为 rebar, 这样既方便建模, 又能够更好地体现带束层和胎体所受的应力和应变情况。这种方法与传统的层合复合材料处理方法相比有两点优势, 一是材料性能容易得到, 更精确模拟剪切变形; 二是在评估失效性能时可提供更多的信息。

以某 10.00R20 全钢子午线轮胎为例进行分析, 轮胎断面由内至外共划分为 586 个单元。轮胎部件设计定位参数由厂家直接提供。材料性能通过静态拉伸试验和动态力学试验测定。为缩短计算时间, 认为橡胶材料符合新虎克定律, 且满足拟不可压缩规律。

对轮胎充气、平直路面加载和转鼓加载状况均进行了分析。充气压力为 910 kPa, 垂直负荷为 6 t。转鼓和平直路面上的轮胎有限元模型比较如图3所示。

接触压力分布和接地形状直接反映了轮胎设计的诸多重要因素之间的匹配情况, 包括胎面弧度设计、带束层设计和胎肩设计等。同时, 接地形

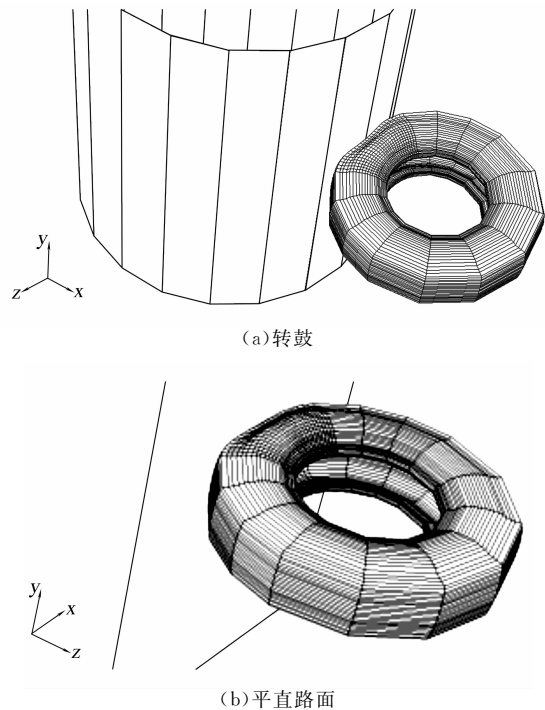


图3 转鼓和平直路面上的轮胎有限元模型比较

状和接地压力分布与汽车和轮胎使用性能直接相关,因此对接地压力分布的分析提供了许多重要的轮胎设计信息。此外,目前转鼓试验评价仍然是国内外评价轮胎耐久性能和高速性能的主要手段,对转鼓与路面加载接触应力和形变的对比分析也有助于理解转鼓轮胎性能与实际轮胎性能之间的关系。

两种情况下的接地应力分布如图4所示。转鼓和平直路面加载轮胎接地面积分别为 0.059 3 和 0.075 9 m²。由图4可以看出,转鼓加载轮胎接地部分的宽度大于路面加载,但路面加载的接地部分长度较大。转鼓加载的接地压力比路面加载大约 0.2 MPa。

模量匹配分析可考察胎冠部分主要胶料的定伸应力和动态粘弹性匹配对胎肩受力和生热的影响,对胎冠胶(软、硬)-胎肩翼胶(软、硬)-胎肩垫胶(软、硬)相互组合的8种模量匹配进行了参数分析。重点考察模量匹配对胎肩部位的应力应变和应变能的影响,取胎肩带束层边缘部位的6列单元(如图5所示)进行分析,其第1列的单元分析结果见表1。

由表1可以看出,在现有的8种模量匹配之间($C_1 \sim C_8$),胎肩部位的受力没有根本性的差

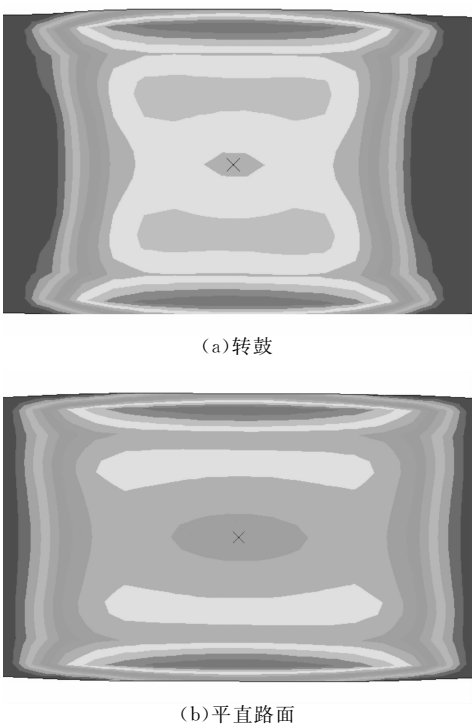


图4 转鼓和平直路面加载接触面积和接触应力分布

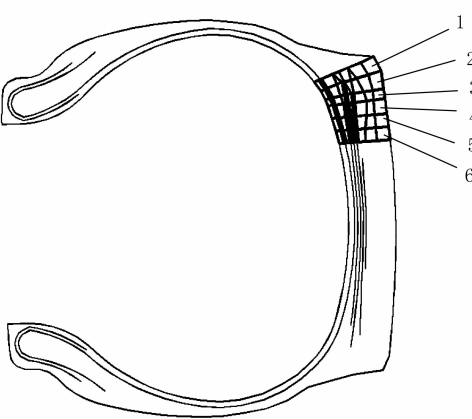


图5 胎肩带束层边缘部位的6列单元示意图

别。由于软硬材料的动态粘弹性有较大的差别,因此可以预料它们之间的滞后和生热差别很大。此外,针对人为增加的胎肩翼胶(C_{1h} , C_{2h})硬度和模量分析表明,胎肩部位的受力有较大变化,夹胶部位单元变化最明显,应变能密度也最大。

模量匹配分析结果表明,冠部主要胶料之间的模量匹配对关键部位的应变能有影响,但这种影响的效果与轮胎的使用环境(负荷)有关。换言之,选择何种材料模量匹配,应考虑到轮胎的具体使用要求。

表 1 第 1 列单元从内到外的压缩应变分析结果

系列	模量因数			单元压缩应变								
	胎冠胶	胎肩翼胶	胎肩垫胶	单元 1	单元 2	单元 3	单元 4	单元 5	单元 6	单元 7	单元 8	单元 9
C ₅	0.957 5	0.572 7	0.732	0.053	0.101	0.179	0.158	0.204	0.230	0.220	0.149	0.123
C ₁	0.957 5	0.572 7	0.620	0.053	0.098	0.195	0.172	0.203	0.232	0.222	0.151	0.123
C ₆	0.842 9	0.572 7	0.732	0.054	0.099	0.177	0.157	0.202	0.228	0.218	0.161	0.134
C ₂	0.842 9	0.572 7	0.620	0.053	0.097	0.194	0.171	0.201	0.231	0.221	0.163	0.134
C ₇	0.957 5	0.658 8	0.732	0.054	0.100	0.178	0.155	0.187	0.209	0.201	0.150	0.124
C ₃	0.957 5	0.658 8	0.620	0.053	0.097	0.194	0.168	0.186	0.212	0.203	0.152	0.124
C ₈	0.842 9	0.658 8	0.732	0.054	0.099	0.176	0.154	0.185	0.207	0.199	0.162	0.135
C ₄	0.842 9	0.658 8	0.620	0.053	0.096	0.193	0.167	0.184	0.210	0.201	0.163	0.135
C _{2h}	0.842 9	0.957 5	0.842 9	0.055	0.103	0.151	0.126	0.148	0.157	0.152	0.149	0.127
C _{1h}	0.957 5	0.957 5	0.957 5	0.054	0.100	0.161	0.133	0.145	0.156	0.151	0.162	0.138

3 轮胎传热分析

有限元法和有限差分法是求解传热问题的两种常用方法^[11,12]。轮胎的结构分析和传热分析是热力学分析的两个方面。从实际应用角度出发,一般进行力学分析和热学分析解耦研究。

在前面的 4 点假设下,轮胎的传热问题简化为平面二维问题。进一步考察轮胎断面生热与传热可以知道,轮胎的传热主要沿着断面厚度方向进行,在厚度方向的两端是第三类传热边界条件。为进一步简化分析,可以将沿着厚度方向的传热简化成一维问题,数学描述如下:

$$\rho_0 c_v \theta' = \bar{h}_n + K \frac{\partial^2 \theta}{\partial L^2} \quad (21)$$

$$K \frac{\partial \theta}{\partial L} \Big|_0 = b_a(\theta - \theta_a), \quad K \frac{\partial \theta}{\partial L} \Big|_L = b_i(\theta - \theta_i) \quad (22)$$

式中, L 为厚度方向的坐标, K 为传热系数, b_a 和 b_i 分别为胎冠表面与外界空气、轮胎内壁与空气的换热系数, θ_a 和 θ_i 分别为环境温度和内腔温度。换热系数与速度相关,由试验得出的经验公式确定。

内腔热平衡关系式为:

$$\rho_c c_c V_c \frac{\partial \theta}{\partial t} + K_r A_r (\theta_c - \theta_a) = b_i A_i (\theta_i - \theta_c) \quad (23)$$

式中, b_i 为轮胎内壁与内腔空气的平均换热系数, K_r 为内腔-轮胎-环境的平均传热系数, θ_c 为轮胎内部空气温度, θ_a 为外界空气温度, θ_i 为内表面温度, ρ_c 为内部空气密度, c_c 为内腔空气比热容, A_i 为轮胎内壁面积, A_r 为等效轮胎面积, V_c 为内腔空气体积,由下式计算:

$$V_c = \pi \left(\frac{A_i + A_r}{\pi} \right)^2 = \frac{(A_i + A_r)^2}{\pi} \quad (24)$$

在确定轮胎内部等效生热率 $\bar{h}_n$ 、诸边界换热系数和各种材料热物理特性后,公式(21)~(23)确定了一组温度场。生热率计算的关键是准确计算材料点的应变能密度及材料的滞后损失($\tan \delta$)。尽管式(20)的理论基础是线性粘弹性,但材料的滞后损失一般是温度、振幅和频率的函数(如图 6 所示)。实际的做法是利用滞后生热的概念,根据力学分析的变形和瞬时(迭代)过程得到的温度调整滞后损失^[13]。

$\tan \delta$ 与 θ 之间的关系用下式表示:

$$\tan \delta = \tan \delta_0 e^{-\lambda(\theta - \theta_0)} \quad (25)$$

式中, $\tan \delta_0$ 为 θ_0 下的损耗因子,本试验 θ_0 取 30 °C; λ 为常数,由试验数据拟合得到,典型橡胶的 λ 为 $-0.004 \sim -0.002$ 。内外热边界条件由试验得到的经验公式确定,各材料的热物理性质由试验或文献得到。

由中心差分公式可得到瞬态温度场除边界外的其余点满足的表达式:

$$\rho c \left(\frac{\theta_n^k - \theta_{n-1}^{k-1}}{D_t} \right) - \frac{M(\theta_{n-1}^k + \theta_{n+1}^k - \theta_n^k)}{l^2} - \bar{h}_n = 0 \quad (26)$$

式中, ρ 为橡胶的密度, c 为橡胶的比热容, M 为导热率, l 为空间差分步长, k 代表空间步, D_t 为时间步长。

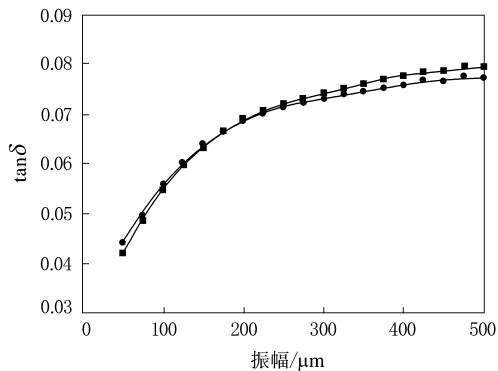
胎冠与外界接触面的边界条件为:

$$b_a(\theta_a - \theta_n) = K(\theta_n - \theta_{n-1}) \quad (27)$$

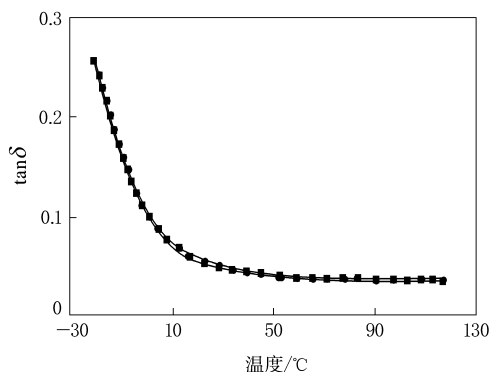
式中, θ_n 为胎冠表面的温度, θ_{n-1} 为胎冠侧紧邻边界点的温度。

对胎内壁与内腔空气的接触表面温度(b_i)有:

$$b_i(\theta_c - \theta_i) = K(\theta_i - \theta_2) \quad (28)$$



(a)



(b)

图6 橡胶材料滞后损失与振幅和温度的关系

胶料硫化时间(min): ■—20; ●—30。

式中, θ_2 为近邻内表面处点的温度。

轮胎内腔的热平衡方程的有限差分格式为:

$$b_1 A_1 (\theta_1^k - \theta_c^k) = \frac{\rho_c c_c V_c (\theta_c^k - \theta_c^{k-1})}{D_t} + K_r A_r (\theta_c^k - \theta_a) \quad (29)$$

联立式(26)~(29), 求解非线性方程组, 即可得到随时间变化的轮胎断面各点温度。

分别对 10.00R20 轮胎在 30 和 65 km·h⁻¹ 速度下的升温历程进行分析, 结果如图 7 和 8 所示。从图 7 和 8 可以看出:

- (1) 在高载荷(6 t)情况下, 轮胎胎肩最高温度出现在带束层边缘靠近基部胶部位;
- (2) 温度一般在 90 min 后达到稳态;
- (3) 高速度加高载荷促使轮胎运行温度达到 150 °C 以上, 已超过橡胶临界使用温度。

参数分析表明, 速度和载荷对轮胎温度场的影响最显著。从材料配方和结构设计方面来说, 材料的定伸匹配和动态粘弹性主要影响应变能的分布, 进而影响生热率, 最终影响温度场的变化;

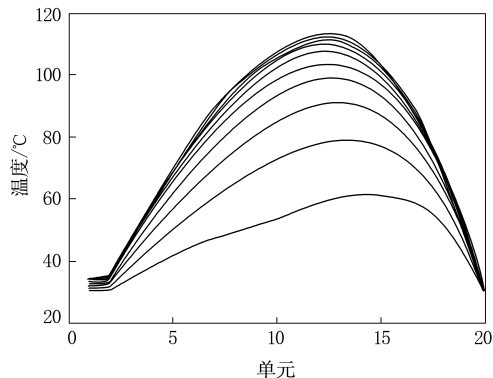
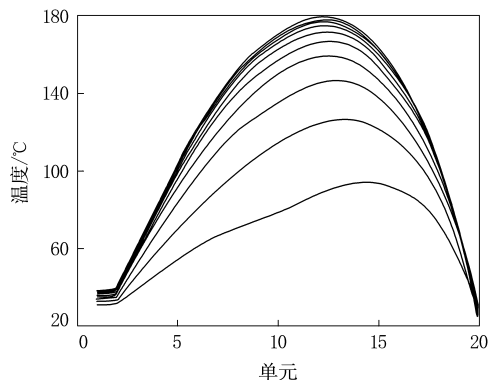
(a) 速度 30 km·h⁻¹(b) 速度 65 km·h⁻¹

图7 轮胎断面温度曲线

曲线由下至上试验时间逐渐延长。

结构设计主要改变轮胎内部的应力、应变分布, 也就是改变了应变能在轮胎内部的分布, 滞后能量也将随之而改变。

由瞬态分析得到的最终稳态结果与直接由稳态分析迭代计算得到的结果基本吻合, 从另一侧面说明了方法的可靠性。

4 结语

应用热力学的有限元和有限差分法, 基于合理假设, 将轮胎热力学问题简化为半耦合的结构分析和传热分析问题。结构分析问题基于通用非线性有限元求解, 传热学问题用有限差分法求解。应用该方法对 10.00R20 轮胎的生热进行了数值分析, 给出了胎肩处升温历程的有限差分结果。有限元-有限差分分析系统可以为轮胎设计人员提供轮胎受力和生热方面的设计依据, 易于使用, 方便进行参数分析。

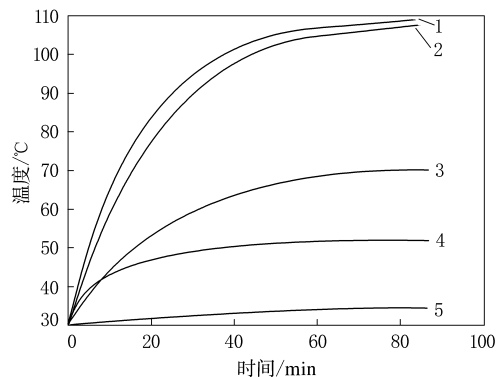
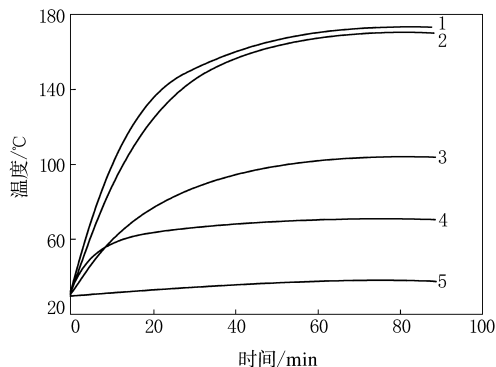
(a)速度 $30 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ (b)速度 $65 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

图8 轮胎断面各点的升温曲线

1,2,3,4和5分别为14,10,5,19和1单元。

参考文献:

- [1] 冯希金,谭惠丰,杜星文,等. 子午线轮胎耐久破坏规律及破坏机理的有限元分析[J]. 轮胎工业,2001,21(10):596-601.
- [2] 毛庆文,李振刚,徐 慧,等. 全钢载重子午线轮胎胎圈裂的原因探讨[J]. 轮胎工业,2003,23(10):585-587.

- [3] 耿新亭,贾云海. 全钢载重子午线轮胎使用中易出现的质量问题[J]. 轮胎工业,2004,24(7):417-419.
- [4] Yan X Q, Wang Y S, Feng X J. Study for the endurance of radial truck tires with finite element modeling[J]. Mathematics and Computers in Simulation,2002,59(6):471-488.
- [5] Gall R, Tabaddor F, Robbins D. Some notes on the finite element analysis of tires[J]. Tire Science and Technology,1995,23(3):175-188.
- [6] Wei Y T, Tian Z H, Du X W. A finite element model of rolling loss predication and fracture analysis for radial tires[J]. Tire Science and Technology,1999,27(4):250-276.
- [7] Sarkar K, Kwon Y D, Prevorsek D C. A new approach for the thermomechanical analysis of tires by the finite element method[J]. Tire Science and Technology,1987,15(4):262-275.
- [8] Yavari B, Tworzydlo W W, Bass J M. A thermo-mechanical model to predict the temperature distribution of steady state rolling tires[J]. Tire Science and Technology,1993,21(3):163-178.
- [9] Oden J T, Bhandari D R, Yagawa G, *et al.* A new approach to the finite-element formulation and solution of a class of problems in coupled thermoplasticity of crystalline solids[J]. Nucl. Eng. Des.,1973,24(3):420-430.
- [10] Allen D H. Thermomechanical coupling in inelastic solids [J]. Appl. Mech. Rev.,1991,44(8):361-373.
- [11] 危银涛,刘宇艳,杜星文,等. 子午线轮胎滚动阻力与温度场非线性有限元分析[J]. 轮胎工业,1998,18(6):330-335.
- [12] Clark S K. Heat generation in aircraft tires under free rolling condition[R]. National Technical Information Service,1983. N83-11096.
- [13] 杨挺青,罗文波,徐 平,等. 粘弹性理论与应用[M]. 北京:科学出版社,2004.

收稿日期:2006-03-17

美国 GPX 国际轮胎并购河北轮胎

中图分类号:TQ336.1;U463.341+.6 文献标识码:D

美国 GPX 国际轮胎有限公司并购河北轮胎有限责任公司,成立了其在中国的第1家独资企业——河北兴茂轮胎有限公司,并于近日正式挂牌投入生产。

GPX 公司总部设在波士顿,在欧洲和亚洲拥有强大的生产能力,同时从世界各地向北美进口轮胎,在北美地区拥有由1000个轮胎零售商和30多个原配胎制造商组成的经销网络,以约33%的份额位居北美特种车辆轮胎市场的前三位。目前,该公司正在扩展产品型号,其中30%~50%

的产品将来自其独资企业。

河北兴茂轮胎有限公司将以生产特种车辆轮胎为主,产品大部分进入 GPX 公司全球经销网络,同时也将在国内市场进行销售。GPX 公司将在近期投资对其现有生产线进行改造,以便大幅度提高装备和技术水平,使轮胎生产能力在1~2年内由 $22\,000 \text{ t} \cdot \text{a}^{-1}$ 提高到 $46\,000 \text{ t} \cdot \text{a}^{-1}$ 以上,销售额达到10亿元左右,企业成为集生产、科研和检测于一体的世界一流的特种车辆轮胎生产基地。

(河北兴茂轮胎有限公司

王向仁供稿)