

子午线轮胎有限元分析

第8讲 子午线轮胎稳态滚动分析

洪宗跃, 吴桂忠

(北京橡胶工业研究设计院, 北京 100039)

中图分类号: U463.341⁺.6; O241.82

文献标识码: E

文章编号: 1006-8171(2006)05-0310-06

装在车上的轮胎最终是要运动的, 只对其进行静态分析是不够的, 因此, 需要借助有限元方法对其进行滚动分析。在有限元分析中, 圆柱可变形体在拉格朗日框架下的接触分析的计算成本有时很大, 它不仅需要作与时间相关的瞬态处理, 还需要将整个结构网格细分以便取得准确的接触特性。然而, 完全轴对称结构仅涉及定常速度的移动/转动时, 如果采用的参考系与物体一起移动但不绕旋转轴转动, 这些问题可认为是稳态的。

利用欧拉-拉格朗日方程并考虑旋转或侧偏物体的惯性影响, 采用附在轮轴上且不转动的参考架, 分析简化完全空间离散问题。这是通过瞬态分析达到稳态条件以减轻不必要计算负担的替换方法, 同时仅是接触区而不是整个转动表面需要细化网格。

本研究以 MSC. Marc 软件为平台, 考虑橡胶材料的非线性和不可压缩性、帘线-橡胶复合材料的各向异性、轮胎大变形导致的几何非线性以及轮胎与路面的接触非线性边界条件, 建立子午线轮胎的三维非线性稳态滚动有限元模型。

1 稳态滚动分析原理

1.1 运动方程

研究如图 1 所示的轴对称物体。物体绕对称轴 T_s 在点 P_s 以角速度 ω_s 旋转, 同时以侧偏角速度 ω_c 在点 P_c 绕轴 T_c 转动。假设物体上有一质点在 $t=0$ 时位于 P_0 , 在 t 时刻, 其运动由三部分组成:

- 由于旋转从 P_0 运动到位置 X ;

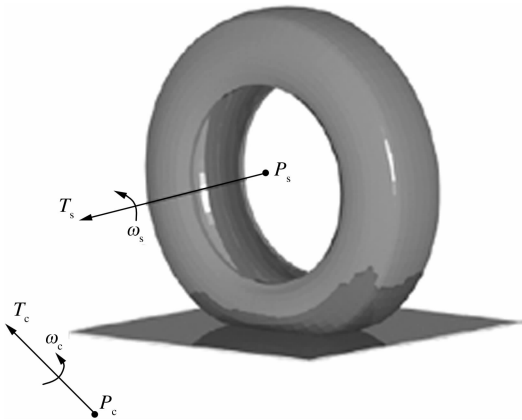


图 1 轮胎运动示意

- 由于变形从 X 运动到位置 Y , $Y=D(X)$, D 为由稳态条件得到的与时间相关的函数;
- 由于侧滚由 Y 运动到位置 Z 。

3 个运动可描述为:

$$X = R_s(P_0 - P_s) + P_s \quad (1)$$

$$Y = D(X) \quad (2)$$

$$Z = R_c(Y - P_c) + P_c \quad (3)$$

式中

$$R_s = \exp(\bar{\omega}_s t) \quad (4)$$

$$R_c = \exp(\bar{\omega}_c t) \quad (5)$$

在式(4)和(5)中, $\bar{\omega}_s$ 和 $\bar{\omega}_c$ 为非对称张量, 矢量 r 与旋转张量 $\omega_s T_s$ 和 $\omega_c T_c$ 的关系如下:

$$\bar{\omega}_s r = \omega_s T_s \times r \quad (6)$$

$$\bar{\omega}_c r = \omega_c T_c \times r \quad (7)$$

对式(4)和(5)求导, 得

$$\dot{R}_s = \bar{\omega}_s R_s \quad (8)$$

$$\dot{R}_c = \bar{\omega}_c R_c \quad (9)$$

对式(3)求导可得质点速度(v):

$$v = R_c [\omega_c T_c (Y - P_c) + \omega_s \frac{\partial D}{\partial \alpha}] \quad (10)$$

式中, $\alpha = \omega_s t$, α 为旋转角。

类似地, 对式(3)进行二次求导可得加速度(a):

$$a = R_c [\omega_c^2 (T_c \otimes T_c - I) (Y - P_c) + 2\omega_s \omega_c T_c \frac{\partial D}{\partial \alpha} + \omega_s^2 \frac{\partial^2 D}{\partial \alpha^2}] \quad (11)$$

式中, $\otimes$ 为张量积, I 为单位张量。

在式(10)和(11)前乘 R_c^T 转换为:

$$v = \omega_c T_c (Y - P_c) + \omega_s \frac{\partial D}{\partial \alpha} \quad (12)$$

$$a = \omega_c^2 (T_c \otimes T_c - I) (Y - P_c) + 2\omega_s \omega_c T_c (\frac{\partial D}{\partial \alpha} + \omega_s^2 \frac{\partial^2 D}{\partial \alpha^2}) \quad (13)$$

1.2 惯性影响

惯性对系统方程右端项的影响可采用变分形式计算得到:

$$\begin{aligned} \delta\pi = \int_V \rho a \delta u dV = & -\rho \omega_c^2 \int_V (T_c \otimes T_c - I) \cdot \\ & (Y - P_c) \delta u dV - 2\omega_s \omega_c \int_V T_c \frac{\partial D}{\partial \alpha} \delta u dV + \\ & \rho \omega_s^2 \int_V \frac{\partial D}{\partial \alpha} \cdot \frac{\partial \delta u}{\partial \alpha} dV \end{aligned} \quad (14)$$

式中, ρ 为密度, V 为体积, u 为位移。

将式(14)线性化得:

$$\begin{aligned} \Delta\delta\pi = & -\rho \omega_c^2 \int_V \Delta u (T_c \otimes T_c - I) \cdot (Y - \\ & P_c) \delta u dV - 2\omega_s \omega_c \int_V T_c \frac{\partial \Delta u}{\partial \alpha} \delta u dV + \\ & \rho \omega_s^2 \int_V \frac{\partial \Delta u}{\partial \alpha} \cdot \frac{\partial \delta u}{\partial \alpha} dV \end{aligned} \quad (15)$$

式(15)可用于计算惯性影响对刚度矩阵的贡献。

1.3 转动接触

为了在接触中考虑转动的影响, 将式(12)中的速度矢量分解为法向和切向分量。在接触表面, 对于所有与地面接触的节点, 其法向分量被强制为零。用于摩擦力计算的相对滑移速度是切向分量与地面运动的速度差。

2 子午线轮胎的三维稳态滚动有限元模型

子午线轮胎主要包括胎面、胎肩、胎侧、胎体、

带束层和胎圈等部位。胎侧、胎面和胎圈护胶等为硬度不同的胶料; 胎体、带束层、胎圈包布和钢丝圈都是一层或多层帘线-橡胶复合材料。

2.1 有限元网格划分

为了更好地模拟帘线-橡胶复合材料, 需合理简化模型, 本研究利用软件提供的加强筋模型来模拟轮胎中复杂的多层帘线-橡胶复合材料。利用加强筋模型可以直接在 Marc 前处理中定义轮胎中不同部位帘线的角度和位置, 比一般的复合材料模型更能真实地模拟帘线-橡胶复合材料的几何和材料非线性。

首先在 Marc 中调入轮胎的材料分布 CAD 图, 划分网格, 得到轮胎子午面的网格划分图, 如图 2 所示。使用该二维轴对称非线性有限元模型可以模拟轮胎轮辋定位-充气-自由旋转的过程。使用 MSC. Marc 软件中提供的方法, 可以方便地由轴对称网格旋转拉伸成三维模型(如图 3 所示), 并且接地部位网格划分得比较细。设轮胎的转轴为 X 轴方向, 轮胎行驶方向为 Z 轴方向, 静态负荷在 Y 轴方向。

2.2 材料模型

纯橡胶材料采用 Mooney-Rivlin 非线性弹性材料模型, 通过对单轴拉伸或单轴压缩、平面拉伸(纯剪切)及等轴双拉等简单试验测得的数据进行曲线拟合, 可以得到相应的材料参数; 带束层、胎体、钢丝圈和胎圈包布采用加强筋模型, 对橡胶基体和帘线分别定义, 橡胶基体采用 Mooney-Rivlin 模型, 帘线采用线弹性模型。

2.3 单元模型

三维模型采用 8 节点实体单元, 共有 16 730

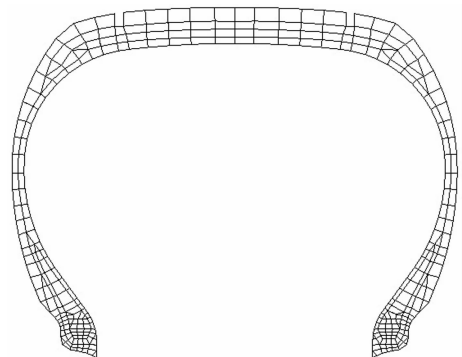


图 2 有限元网格划分

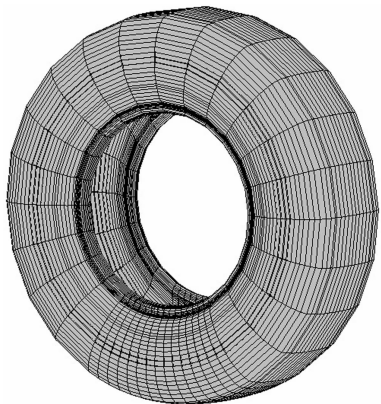


图3 三维网格模型

个单元 13 651 个节点。为解决不可压缩性,橡胶材料单元采用基于 Herrmann 公式的不可压缩单元,并在单元中心点增加了静水压自由度;加强筋材料采用相应的加强筋单元,有 5 530 个。

2.4 边界条件

根据轴对称模型和三维有限元静力模型计算分析可知,轮胎-轮辋接触边界条件对轮胎与地面之间的接触作用影响不大;同时,由于接触分析很耗费计算资源,且不易收敛,因此在本研究的稳态滚动计算模型中简化了轮胎与轮辋的接触边界条件,限制与轮辋装配接触的节点和钢丝圈节点的位移自由度,如图 4 所示。模型考虑了轮胎与路面的接触边界条件,通过直接约束法来解决接触问题,将路面定义为刚性体,通过控制点来控制地面的位移和受力,定义轮胎与刚性路面之间的接触关系。

2.5 载荷工况

在模型中共包括以下几种载荷工况:

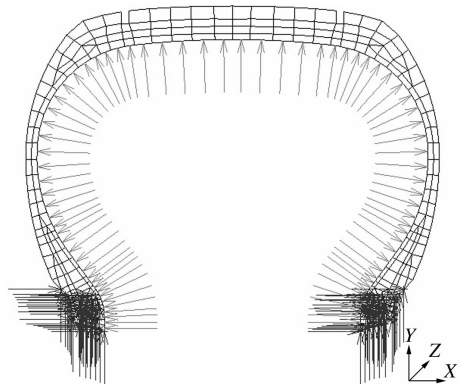


图4 轮胎-轮辋接触边界条件的简化示意

(1)充气压力:施加在轮胎的内表面;

(2)静负荷:通过路面相对于轮胎轴心的位移或者给定路面的作用力来实现;

(3)稳态滚动:通过轮胎的转速控制;

(4)自由滚动:通过轮胎的扭矩控制。

模型采用了新的拉格朗日格式的增量方法来处理轮胎的大变形几何非线性,并考虑了随动载荷(充气压力)。

3 计算结果分析

3.1 接地面分析

在未考虑摩擦的有限元静力分析中,加载 1 120 kg 后轮胎的变形如图 5 所示,轮胎接地面上接触正应力分布如图 6 所示,接地面中心周向节点和轴向节点的接触正应力分布分别如图 7 和 8 所示。从图 7 和 8 可以看出,施加静态载荷后,轮胎接地面内最大值并不出现在接地面中心,而是偏离中心节点。

3.2 牵引力与轮胎运行角速度的关系

轮胎行驶速度为 $100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$,在其转动角速度从零提高到 $16.4 \text{ r} \cdot \text{s}^{-1}$ 的过程中,地面对轮胎的摩擦牵引力与轮胎的转动角速度呈一定的关系,如图 9 所示。从图 9 可以看出,牵引力与摩擦因数关系很大,摩擦因数越大,在相同转动角速度下,地面提供的摩擦牵引力也越大。

3.3 接地面摩擦应力分布

在不同行驶速度下完全刹车(轮胎抱死、转速

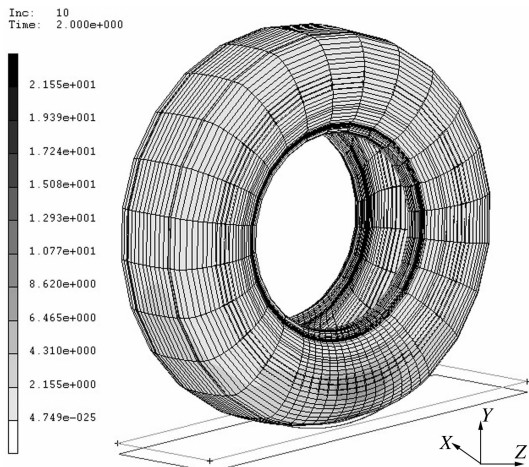


图5 加载后轮胎变形位移

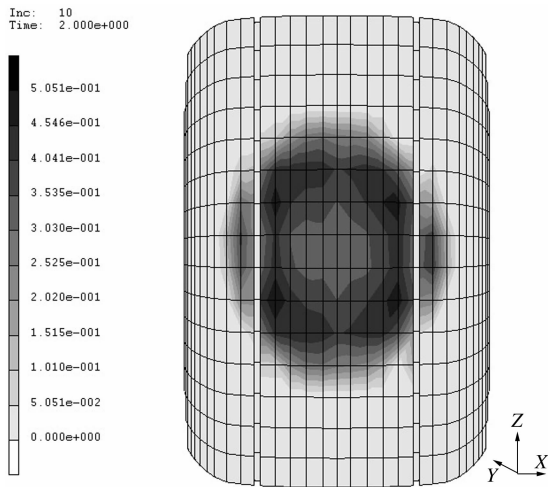


图 6 轮胎接地面接触正应力分布云纹

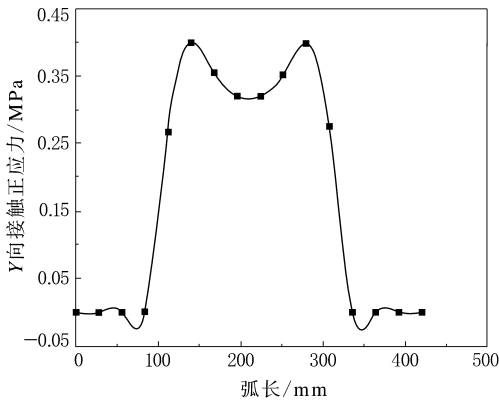


图 7 施加静态载荷时轮胎接地面中心周向节点的接触正应力分布

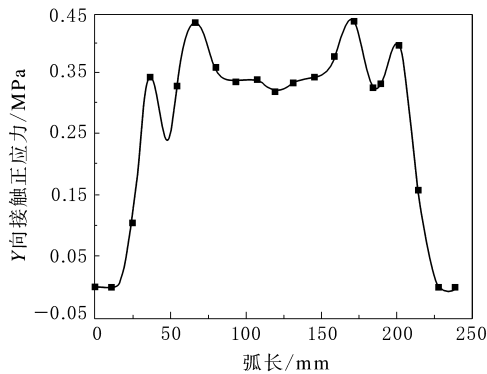


图 8 施加静态载荷时轮胎接地面中心轴向节点的接触正应力分布

为零)时接地面中心周向节点和轴向节点的 Z 向摩擦应力分布分别如图 10 和 11 所示(摩擦因数为 0.5)。

在 $100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 行驶速度下以不同转动角速

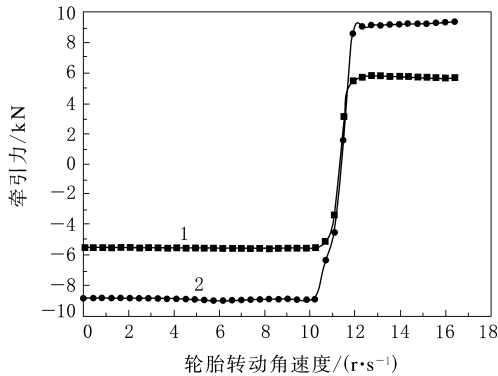


图 9 不同摩擦因数下牵引力与转速的关系
摩擦因数:1—0.5;2—0.8。

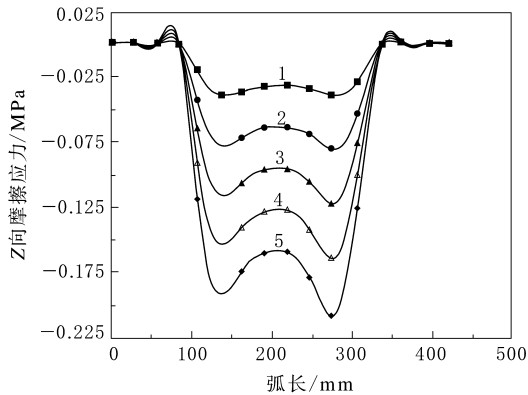


图 10 完全刹车时轮胎接地面中心周向节点的摩擦应力分布
行驶速度($\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$):1—20;2—40;3—60;4—80;5—100。

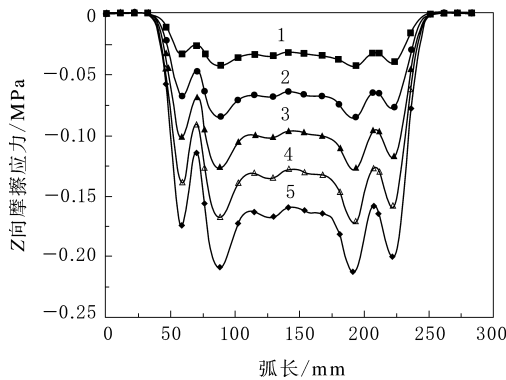


图 11 完全刹车时轮胎接地面中心轴向节点的摩擦应力分布
注同图 10。

度刹车时,接地面中心周向节点和轴向节点的 Z 向摩擦应力分布如图 12 和 13 所示(摩擦因数为 0.5)。

从图 10~13 可以看出,在刹车时,地面对轮

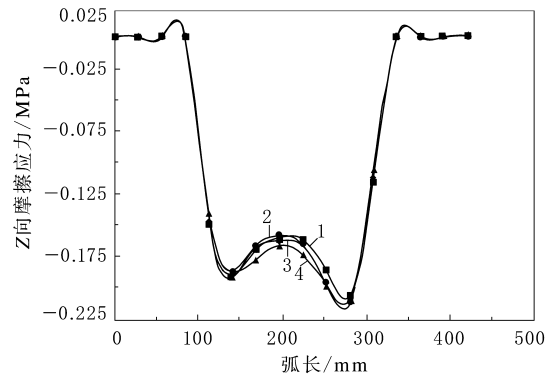


图 12 刹车时轮胎接地面中心周向节点的摩擦应力分布

转动角速度($\text{r} \cdot \text{s}^{-1}$): 1—0; 2—1.64; 3—3.28; 4—4.92。

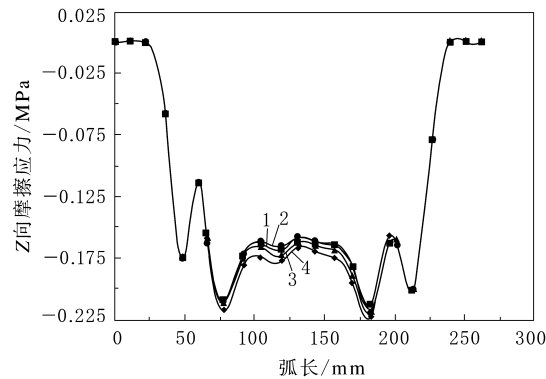


图 13 刹车时轮胎接地面中心轴向节点的摩擦应力分布

注同图 12。

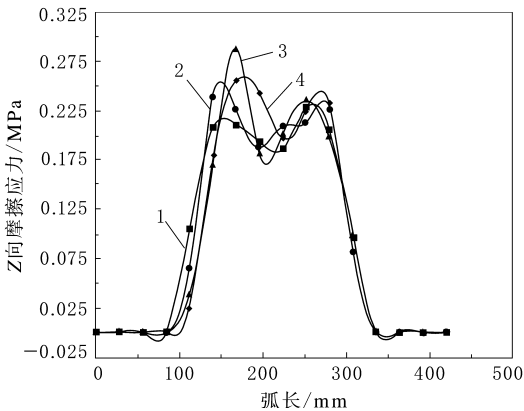


图 14 牵引时轮胎接地面中心周向节点的摩擦应力分布

转动角速度($\text{r} \cdot \text{s}^{-1}$): 1—11.48; 2—13.12; 3—14.76; 4—16.40。

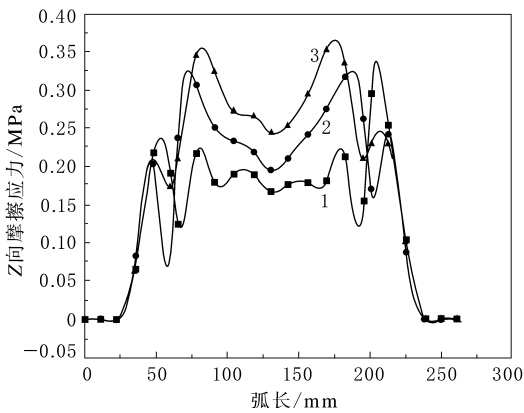


图 15 牵引时轮胎接地面中心轴向节点的摩擦应力分布

转动角速度($\text{r} \cdot \text{s}^{-1}$): 1—13.12; 2—14.76; 3—16.40。

胎的摩擦应力分布很不均匀,最大摩擦应力值并没有出现在接地面中心位置,而是在中心位置的前端(即行驶方向)。

在 $100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 行驶速度下以不同转动角速度牵引时,接地面中心周向节点和轴向节点的 Z 向摩擦应力分布如图 14 和 15 所示(摩擦因数为 0.5)。

从图 14 和 15 可以看出,在轮胎处于牵引状态时,地面对轮胎的摩擦应力分布也很不均匀,最大摩擦应力值出现在接地面中心位置的后端(即行驶方向的反方向)。

3.4 自由滚动分析

设轮胎扭矩为零来模拟轮胎的自由滚动过程。行驶速度从零逐渐提高到 $100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时,轮胎转动角速度与行驶速度的关系如图 16 所示。

从图 16 可以直接得到轮胎在不同行驶速度

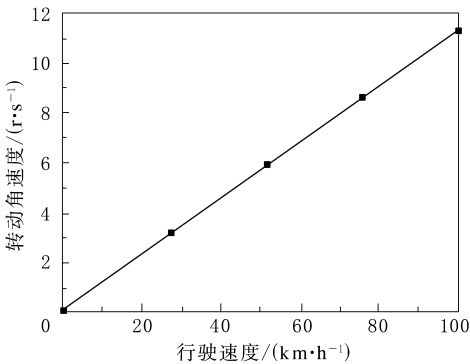


图 16 轮胎行驶速度与转动角速度的关系

下自由滚动时的转动角速度。从图 16 还可以看出,垂直负荷一定时,轮胎的转动角速度与行驶速度之间呈线性关系。轮胎在自由滚动状态下摩擦力与转动角速度的关系如图 17 所示。从图 17 可

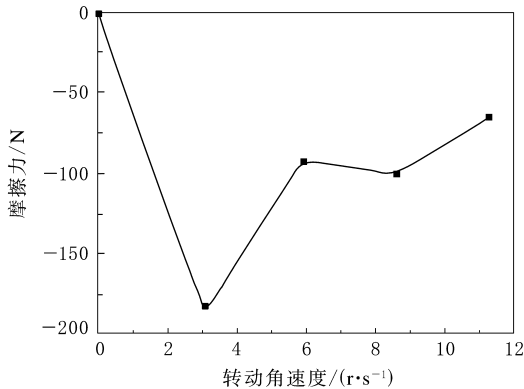


图 17 自由滚动状态下轮胎摩擦力与转动角速度的关系

以看出,在自由滚动状态下接地面的摩擦力很小,与刹车时的情况相比,几乎可以忽略不计。

轮胎自由滚动时与路面间的摩擦应力分布如图 18 和 19 所示。从图 18 和 19 可以看出,自由滚动时,轮胎接地面内的摩擦应力分布不均匀。

4 结语

在建立模型的过程中,合理简化了轮胎-轮辋接触边界条件,这有利于减小计算量,同时更有利于非线性计算收敛。在计算中,考虑了轮胎的静态载荷施加过程、自由滚动过程、完全刹车滑动过程、防抱死刹车过程和牵引过程,得到了轮胎接地面的接触应力分布情况及轮胎牵引力与转速之间的关系等结果。

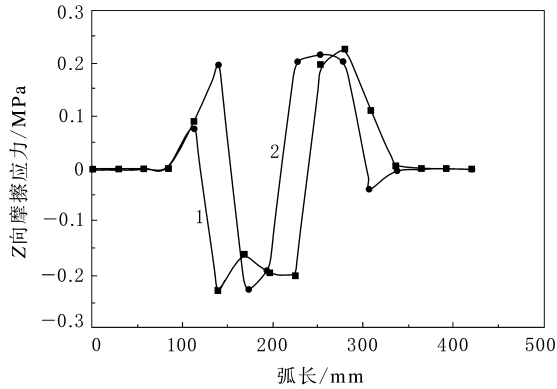


图 18 自由滚动时轮胎接地面中心周向节点的摩擦应力分布
行驶速度($\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$):1—52;2—100。

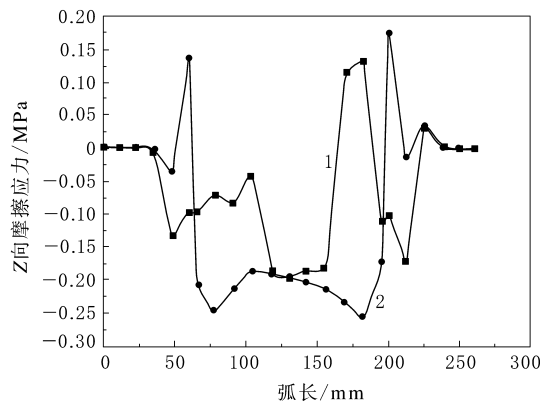


图 19 自由滚动时轮胎接地面中心轴向节点的摩擦应力分布
注同图 18。

弘扬民族品牌轮胎发展研讨会在穗召开

中国分类号:TQ336.1 文献标识码:D

为弘扬民族品牌,促进我国轮胎工业的发展,2006 年 3 月 18 日,中国橡胶工业协会营销工作委员会和广州市扩大轮胎贸易有限公司联合组织召开了弘扬民族品牌轮胎发展研讨会。来自中国橡胶工业协会、中国橡胶工业协会轮胎分会、北京橡胶工业研究设计院、国家橡胶轮胎质量监督检验中心、北京中化联合质量认证有限公司、轮胎生产商和经销商及相关媒体的代表共 300 多人出席会议。

2005 年,我国轮胎行业克服了原材料价格大幅上涨的困难,取得了良好发展。2005 年全国生产轮胎 2.5 亿条,其中子午线轮胎 1.48 亿条(全

钢子午线轮胎 2 800 万条),出口 10 815 万条,成为世界轮胎耗胶第一大国、世界轮胎主要加工基地。预计 2006 年我国轮胎产量将达到 2.93 亿条,其中全钢子午线轮胎 3 300 万条,半钢子午线轮胎 1.37 亿条。专家预测,2010 年中国汽车产量将达到 1 000 万辆,社会保有量为 6 200 万辆以上,汽车轮胎子午化率达 70%;2015 年汽车产量 1 450 万辆,社会保有量 1.25 亿辆,轮胎子午化率 85%;2020 年汽车产量 2 000 万辆以上,社会保有量 1.3 亿辆,轮胎子午化率 95%,届时每千人拥有汽车 100 辆,接近当前世界人均拥有水平。

“十一五”期间,由于汽车工业的高速发展,我国子午线轮胎将以超常速度发展,降低原材料消耗、重视技术创新、提倡节能与环保、加强轮胎服