

# 子午线轮胎动态下的一维接触压力分布

H. Shiobara *et al.* 著 戴元坎编译 俞 淇校

**摘要** 子午线轮胎负荷下运行时的接触压力分布和滚动阻力是轮胎结构的基本特性,对汽车的驾驶性能很重要。有关这些轮胎性能的许多理论和实验研究此前已大量发表过。然而,由于理论分析和实验上的一些困难,轮胎的使用性能和结构特性之间的关系还没有过很充分和论述。本文通过建立由复合材料带束层组成的弹簧支撑的环状模型以及模拟胎侧和胎面胶的沃伊特(Voigt)粘弹性模型系统,分析了轮胎以  $60\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$  速度运行时的一维接触压力分布情况。橡胶阻尼系统取适当值时的一维接触压力分布预测结果与实验结果相当一致。研究结果表明,随着速度的提高,胎面接触区前端的压力增大,后端的压力减小,且接触区在前进方向有轻微的移位。

**关键词** 接触压力,充气压力,环状模型,滚动阻力,重量载荷

## 术 语

$p$  充气压力

$\bar{N}_y$  周向膜力

$r_D$  轮胎断面上带束层端点  $D$  的半径坐标

$r_C$  轮胎断面上旋转点  $C$  的半径坐标

$\varphi_D$  轮胎断面上带束层端点  $D$  的子午线角

$b$  带束层宽度

$v$  切向位移

$w$  内法向位移

$\psi$  从轮胎顶点起逆时针方向的角度坐标

$N, \bar{N}$  带束层轴向力及其增量

$a$  带束层环的半径

$\rho$  胎面单位面积的质量

$\Omega$  角速度

$D_0$  带束层面外弯曲刚度

$K_r$  胎侧径向弹性常数

$C_r$  胎侧径向粘性系数

$K_t$  胎侧切向弹性常数

$C_t$  胎侧切向粘度系数

$C_0$  积分常数

$\bar{\alpha}_i (i=1,2,3,4,5)$  方程(6)中的常系数

$\lambda (i=1,2,3,4,5,6)$  方程(17)特征根

$C_i (i=1,2,3,4,5,6)$  积分常数

$X_i (i=1,2,3,4,5,6)$  无量纲积分常数

$x_1, x_2$  接触区带束层端部切向转角

$M_1, M_2$  接触区带束层端部弯矩

$F_1, F_2$  接触区带束层端部横向剪切力

$u_1, u_2$  接触区带束层端部水平位移

$\zeta_1, \zeta_2$  接触区带束层端部垂直位移

$f(\theta)$  接触区带束层的附加变形

$\alpha_1, \alpha_2$  接触区带束层端部的切向角

$\Gamma_0$  带束层环的周长

$\Gamma_1$  胎面圆周长

$\eta_1, \eta_2$  接触区带束层端部变形后的垂直位置

$z_1, z_2$  接触区带束层端部变形前的垂直位置

$\theta_1, \theta_2$  接触区带束层后端和前端的中心角

$\theta$  由带束层底部起按逆时针方向的角度坐标

$V$  带束层切向角度

$A_i (i=1,2,3)$  微分方程(29)的常系数

$g(\theta)$  方程(29)的非齐次项

$\bar{\lambda}_i (i=1,2)$  方程(31)的特征根的实部

$\bar{\mu}_i (i=1,2)$  方程(31)的特征根的虚部

$\bar{C}_i (i=1,2,3,4)$  积分常数

- $\bar{g}_i (i=1,2,3,4)$  特解  $f(\theta)$  的常系数
- $g_i (i=1,2,3,4)$  替换常数
- $q(\theta)$  接触压力
- $\bar{q}(\theta)$  单位宽度的接触压力
- $K_m$  胎面胶单位面积弹性常数
- $C_m$  胎面胶粘度系数
- $\delta$  轮胎接地区的垂直下沉量
- $W$  重量载荷
- $e$  偏心距
- $Q$  滚动阻力
- $K_r$  接触区单面胎侧的径向弹性常数
- $\bar{C}_r$  接触区单面胎侧的径向粘度系数
- $\Delta\theta$  接触区带束层半中心角的变量
- $Z$  垂直方向坐标轴
- $Y$  水平方向坐标轴
- $X$  带束层宽度方向坐标轴
- $\theta_0$  速度  $V=0$  时接触区带束层的半中心角
- $B_s, B_c$  沿胎肩和胎冠中心线的接触压力均值的重量因子
- $\beta$  滚动阻力因子

性系统, 在恒速、恒定充气压力和接触压力下, 精确分析了带束层的变形情况, 参见图 1。首先解决非接触区与接触区带束层的变形和受力问题, 其次在上述两部分带束层的边界上利用连续性条件将分析结果合并在一起。同时也考虑了在前进方向上接触区移位的问题。

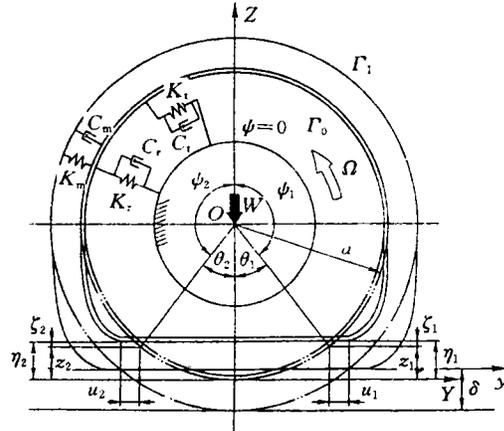


图 1 运行的轮胎模型与平坦路面接触时的变形情况

$$\psi_1 = -(\pi - \theta_1), \psi_2 = \pi - \theta_2$$

### 1 带束层非接触区的分析

带束层受到周向初始膜力  $\bar{N}_y$ , 为

$$\bar{N}_y = \rho r_D \left(1 - \frac{r_D^2 - r_C^2}{r_D b} \text{ctg} \varphi_D\right) \quad (1)$$

式中  $r_D, r_C$ ——断面上胎面端点  $D$  和旋转点  $C$  的半径;

$\varphi_D$ —— $D$  点的切向角;

$\rho$ ——充气压力;

$b$ ——带束层宽度。

参见图 2。假定带束层是半径为  $r$  的环状弹性层,  $v$  和  $w$  分别为切向和内法线方向的位移, 则环状带束层的非伸张性条件为:

$$w = v' \quad (2)$$

式中  $(') \equiv d/d\psi$ ,  $\psi$  为从轮胎顶点起沿逆时针方向的角度坐标。参见图 3 和 4。

带束层在周向上的拉伸力  $N$  为

子午线轮胎负荷下在平坦路面上恒速运行时的动态接触压力分布与轮胎的磨损、转弯性能等密切相关。已发表的大量论文通过理论分析和实验都研究过轮胎的动态接触问题。Clark<sup>[1]</sup>利用圆柱壳理论分析了稳态下的一维接触压力分布, 并发现在该接触区内, 前端的接触压力高, 后端的接触压力低, 但未给出有关理论预测和实验结果的比较。

Loo<sup>[2]</sup>利用径向带有沃伊特型弹性-阻尼系统的弹簧支撑环状模型研究了在平坦圆形表面上旋转轮胎的滚动阻力问题, 但未列出接触压力分布情况。Yamagishi 和 Jinkims<sup>[3]</sup>研究了静态下的一维接触压力分布, 对分离的带束层区采用微扰法, 预测了接触压力分布形状类似于梯形。文献 4 在理论上、文献 5 在数值分析上应用结构理论研究了静态下的二维接触压力分布问题。

本文采用胎面胶和胎侧胶的沃伊特型弹

$$N = \bar{N}_y b + \bar{N} \quad (3)$$

式中  $\bar{N}$  为  $N$  的增量。

由曲率变化而引起的向心力  $dR$  给定如下:

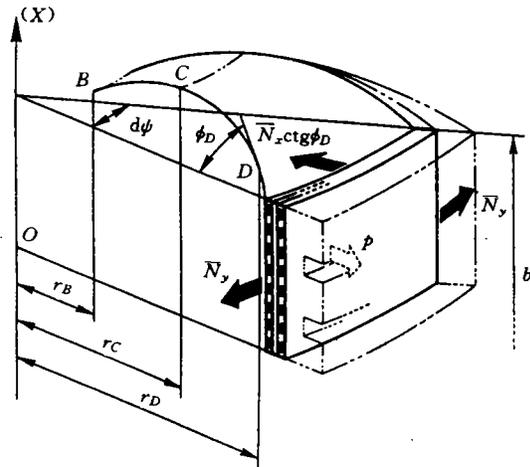


图2 子午线轮胎由于充气压力引起的初始膜力  $\bar{N}_x$  和  $\bar{N}_y$

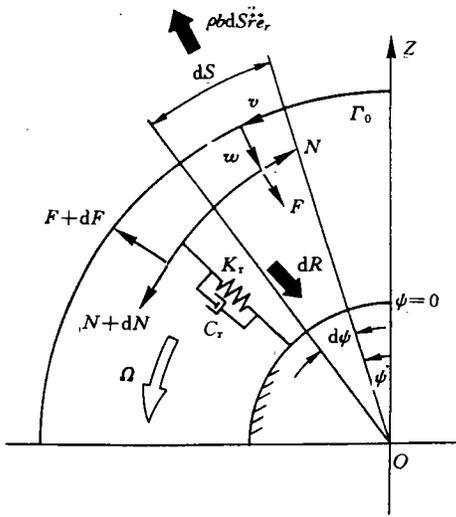


图3 自由轮胎带束层单元径向平衡状态

$$dR = Nd\psi' - \bar{N}_y b d\psi$$

$$= \left\{ \frac{\bar{N}_y b}{a} (w'' + w) + \bar{N} \right\} d\psi \quad (4)$$

用杆梁理论表示横向剪切力  $F$

$$F = \frac{M'}{a} = D_0 \left( \frac{w'' + w}{a^3} \right)' \quad (5)$$

式中  $D_0$ ——带束层的弯曲刚度。

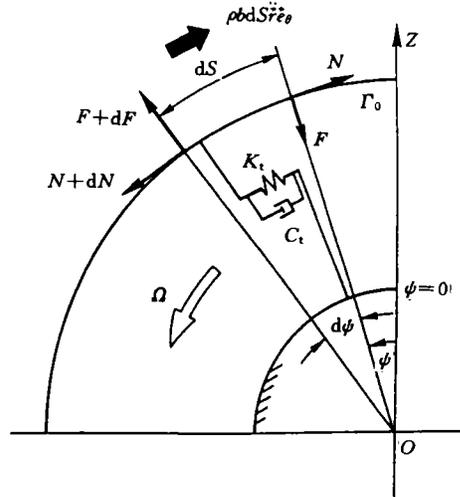


图4 自由轮胎带束层单元切向平衡状态

假定复合胎面胶与带束层的单位面积质量为  $\rho$ , 轮胎旋转角速度为  $\Omega$ . 计算出径向惯性力  $Z_r$ :

$$Z_r = -\rho b a d\psi [\ddot{w} + 2\dot{w}\Omega + (a-w)\Omega^2] \quad (6)$$

因此, 得出径向上的平衡方程为:

$$D_0 \frac{(w'' + w)''}{a^3} + K_r w a - \frac{\bar{N}_y b}{a} (w'' + w) - \bar{N} + C_r w a + \rho b a [\ddot{w} + 2\dot{w}\Omega + (a-w)\Omega^2] = 0 \quad (7)$$

式中  $K_r$  [6] 和  $C_r$  分别为胎侧径向弹性常数和径向阻尼系数。

由切向上的惯性力  $Y_\theta$

$$Y_\theta = \rho b a d\psi (\ddot{v} - 2\dot{v}\Omega - v\Omega^2) \quad (8)$$

可得出切向平衡方程:

$$d\bar{N} + F d\psi - K_r v a d\psi - C_r v a d\psi - \rho b a d\psi (\ddot{v} - 2\dot{v}\Omega - v\Omega^2) = 0 \quad (9)$$

式中  $K_r$  [7] 和  $C_r$  分别为胎侧切向弹性常数和切向阻尼系数。

对于角速度为  $\Omega$  的稳态, 由拉格朗日-欧拉(Lagrange-Euler)转换式可得:

$$\frac{\partial}{\partial t} = -\Omega \frac{\partial}{\partial \psi} \quad (10)$$

$$\frac{\partial^2}{\partial t^2} = \Omega^2 \frac{\partial^2}{\partial \psi^2} \quad (11)$$

因此, 在欧拉坐标系下平衡方程(7)和

(9)可变换为:

$$D_0\left(\frac{(w'' + w)''}{a^3} + K_r wa - \frac{\bar{N}_y b}{a}(w'' + w) - \bar{N} - C_r \Omega w' a + \rho ba[\Omega^2 w'' - 2\Omega^2 v' + (a - w)\Omega^2]\right) = 0 \quad (12)$$

$$d\bar{N} + Fd\psi - K_r vad\psi - C_r \Omega v' ad\psi - \rho bad\psi(\Omega^2 v'' + 2\Omega^2 w' - v\Omega^2) = 0 \quad (13)$$

对式(13)积分, 因为  $dN = d\bar{N}$ , 得

$$\bar{N} = C_0 - D_0 \frac{(w'' + w)}{a^3} + \int^\psi K_r vad\psi - \Omega \int^\psi C_r v' ad\psi + \Omega^2 \int^\psi \rho ba(v'' + 2w' - v)d\psi \quad (14)$$

式中  $C_0$  为积分常数. 将式(14)代入方程式(12), 再将式(12)对  $\psi$  求一次导数, 同时考虑式(2), 可推导出关于  $v$  的六阶微分方程:

$$v^{(6)} + \bar{\alpha}_1 v^{(4)} + \bar{\alpha}_2 v^{(3)} + \bar{\alpha}_3 v^{(2)} + \bar{\alpha}_4 v^{(1)} + \bar{\alpha}_5 v = 0 \quad (15)$$

式中  $\alpha_i$  —— 常系数 ( $i=1-5$ )

$$\bar{\alpha}_1 = 2 - \frac{a^2}{D_0} \bar{N}_y b + \frac{a^4}{D_0} \rho b \Omega^2$$

$$\bar{\alpha}_2 = -\frac{a^4}{D_0} C_r \Omega$$

$$\bar{\alpha}_3 = 1 + \frac{a^4}{D_0} K_r - \frac{a^2}{D_0} \bar{N}_y b - 6 \frac{a^4}{D_0} \rho b \Omega^2 \quad (16)$$

$$\bar{\alpha}_4 = \frac{a^4}{D_0} C_r \Omega$$

$$\bar{\alpha}_5 = -\frac{a^4}{D_0} K_r + \frac{a^4}{D_0} \rho b \Omega^2$$

方程(15)的特征方程为

$$\lambda^6 + \bar{\alpha}_1 \lambda^4 + \bar{\alpha}_2 \lambda^3 + \bar{\alpha}_3 \lambda^2 + \bar{\alpha}_4 \lambda + \bar{\alpha}_5 = 0 \quad (17)$$

由于方程(17)有实根  $\lambda_i (i=1-6)$ , 因此  $v$  和  $w$  的解为

$$v(\psi) = \sum_{i=1}^6 C_i \exp(\lambda_i \psi) \quad (18)$$

$$w(\psi) = \sum_{i=1}^6 C_i \lambda_i \exp(\lambda_i \psi) \quad (19)$$

式中  $C_i (i=1-6)$  为积分常数.

对  $C_i$  引入无量纲常数  $X_i$ :

$$X_i \equiv C_i / a \quad (i = 1-6) \quad (20)$$

则在边界  $\psi_1 = -(\pi - \theta_1)$  和  $\psi_2 = \pi - \theta_2$  上可得出各种力学和几何参数值, 即切向转角  $x_1(\psi_1)$  和  $x_2(\psi_2)$ 、弯矩  $M_1(\psi_1)$  和  $M_2(\psi_2)$ 、横向剪切力  $F_1(\psi_1)$  和  $F_2(\psi_2)$ 、水平位移  $u_1(\psi_1)$  和  $u_2(\psi_2)$ 、垂直位移  $\zeta_1(\psi_1)$  和  $\zeta_2(\psi_2)$ :

$$x_1 = \frac{w'(\psi_1) + v(\psi_1)}{a}$$

$$x_2 = \frac{w'(\psi_2) + v(\psi_2)}{a}$$

$$M_1 = D_0 \frac{w''(\psi_1) + w(\psi_1)}{a^2}$$

$$M_2 = D_0 \frac{w''(\psi_2) + w(\psi_2)}{a^2}$$

$$F_1 = D_0 \frac{w'''(\psi_1) + w'(\psi_1)}{a^3} \quad (21)$$

$$F_2 = D_0 \frac{w'''(\psi_2) + w'(\psi_2)}{a^3}$$

$$u_1 = -w(\psi_1) \sin \theta_1 + v(\psi_1) \cos \theta_1$$

$$u_2 = w(\psi_2) \sin \theta_2 + v(\psi_2) \cos \theta_2$$

$$\zeta_1 = w(\psi_1) \cos \theta_1 + v(\psi_1) \sin \theta_1$$

$$\zeta_2 = w(\psi_2) \cos \theta_2 - v(\psi_2) \sin \theta_2$$

式中  $\theta_1$  和  $\theta_2$  分别为  $\psi_1$  和  $\psi_2$  的补角, 见图 1.

## 2 边界条件

图 5 示出了具有切向角  $\alpha_1$  和  $\alpha_2$  的接触区轮胎带束层的变形轮廓图, 接触区带束层端部用中心角  $\theta_1$  和  $\theta_2$  来表示. 根据路面与胎面表面的分离状况, 在接触区带束层端部可得

$$\eta_1 = \eta_2 = \delta \quad (22)$$

式中

$$\eta_1 = z_1 + \zeta_1$$

$$\eta_2 = z_2 + \zeta_2$$

$$z_1 = a(1 - \cos \theta_1) \quad (23)$$

$$z_2 = a(1 - \cos \theta_2)$$

在接触区端部必须免除胎面胶的压缩, 以该条件得出式(22). 用  $f(\theta)$  表示接触区带束层在  $Z = \delta$  的水平基准线上的附加变形, 得出下列表达式:

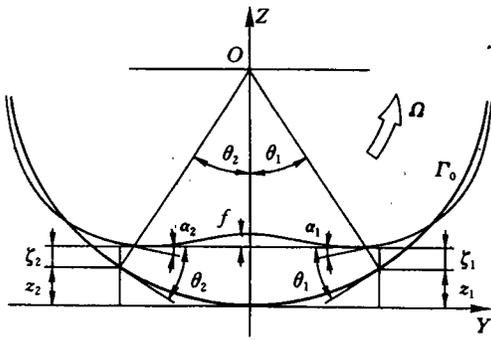


图5 轮胎以角速度Ω运行时带束层Γ₀变形轮廓

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= -\frac{1}{a} f_{,\theta}(\theta_1) \\ \alpha_2 &= -\frac{1}{a} f_{,\theta}(-\theta_2) \end{aligned} \quad (24)$$

由此,考虑接触区带束层内部和外部的变形,可得出接触区带束层两端的边界条件:

$$\begin{aligned} x_1 &= -\theta_1 - \alpha_1 \\ x_2 &= -\theta_2 - \alpha_2 \\ M_1 &= D_0 \left( \frac{f_{,\theta\theta}(\theta_1)}{a^2} - \frac{1}{a} \right) \\ M_2 &= D_0 \left( \frac{f_{,\theta\theta}(-\theta_2)}{a^2} - \frac{1}{a} \right) \\ u_1 - u_2 &= \frac{a}{6} (\theta_1^3 + \theta_2^3) \\ \zeta_1 - \zeta_2 &= a(\cos\theta_1 - \cos\theta_2) \end{aligned} \quad (25)$$

这些边界条件可改写成

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^6 (\lambda_i^2 + 1) X_i \exp[-\lambda_i(\pi - \theta_1)] + \alpha_1 &= -\theta_1 \\ \sum_{i=1}^6 (\lambda_i^2 + 1) X_i \exp[\lambda_i(\pi - \theta_2)] + \alpha_2 &= \theta_2 \\ \sum_{i=1}^6 \lambda_i (\lambda_i^2 + 1) X_i \exp[-\lambda_i(\pi - \theta_1)] - \frac{f_{1,\theta\theta}}{a} &= -1 \\ \sum_{i=1}^6 \lambda_i (\lambda_i^2 + 1) X_i \exp[\lambda_i(\pi - \theta_2)] - \frac{F_{2,\theta\theta}}{a} &= -1 \end{aligned} \quad (26)$$

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^6 X_i \{ \exp[-\lambda_i(\pi - \theta_1)] (-\lambda_i \sin\theta_1 + \cos\theta_1) - \exp[\lambda_i(\pi - \theta_2)] (\lambda_i \sin\theta_2 + \cos\theta_2) \} &= \frac{1}{6} (\theta_1^3 + \theta_2^3) \\ \sum_{i=1}^6 X_i \{ \exp[-\lambda_i(\pi - \theta_1)] (\lambda_i \cos\theta_1 + \sin\theta_1) - \exp[\lambda_i(\pi - \theta_2)] (\lambda_i \cos\theta_2 - \sin\theta_2) \} &= \cos\theta_1 - \cos\theta_2 \end{aligned}$$

### 3 接触区带束层分析

如图6所示,在垂直方向上接触区带束层单元的平衡方程为:

$$\begin{aligned} -\frac{dF}{dy} - \rho b \ddot{f} - \rho b + \bar{N}_y \frac{b}{a^2} f_{,\theta\theta} - 2\bar{K}_r [f(\theta) + \delta - z(\theta)] - 2\bar{C}_r [f(\theta) - \dot{z}(\theta)] + K_m b [-f(\theta)] + C_m b [-\dot{f}(\theta)] &= 0 \end{aligned} \quad (27)$$

应用拉格朗日-欧拉转换式

$$\begin{aligned} \ddot{f} &= V^2 \frac{d^2 f}{dy^2} = \left(\frac{V}{a}\right)^2 \frac{d^2 f}{d\theta^2} \\ f &= -V \frac{df}{dy} = -\frac{V}{a} \frac{df}{d\theta} \\ \dot{z} &= -V^2 \frac{dz}{dy} = -\frac{V}{a} \frac{dz}{d\theta} \end{aligned} \quad (28)$$

对于方程(27),可得到下列方程:

$$f_{,\theta\theta\theta\theta} + \bar{A}_1 f_{,\theta\theta} + \bar{A}_2 f_{,\theta} + \bar{A}_3 f = g(\theta) \quad (29)$$

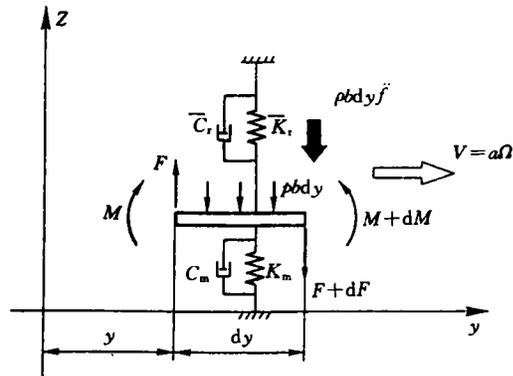


图6 垂直方向上接触区带束层单元的平衡状态式中A<sub>i</sub>(i=1-3)为常数,g(θ)为非齐次项,定义如下:

$$\bar{A}_1 = \frac{a^2}{D_0} b (\rho V^2 - \bar{N}_y)$$

$$\bar{A}_2 = -\frac{a^3}{D_0}V(2\bar{C}_r + C_m b) \quad (30)$$

$$\bar{A}_3 = \frac{a^4}{D_0}(2\bar{K}_r + K_m b)$$

$$g(\theta) = \frac{a^4}{D_0}[-pb - 2\bar{K}_r\delta + 2\bar{K}_r z(\theta) - \frac{V}{a}2\bar{C}_r z_{,\theta}(\theta)]$$

由方程(29)的齐次方程可得出其对应的特征方程:

$$\lambda^4 + \bar{A}_1\lambda^2 + \bar{A}_2\lambda + \bar{A}_3 = 0 \quad (31)$$

方程(31)有两对共轭复根:

$$\bar{\lambda}_1 \pm \bar{\mu}_1 i, \bar{\lambda}_2 \pm \bar{\mu}_2 i \quad (32)$$

因此,方程(29)的通解如下:

$$f(\theta) = e^{\bar{\lambda}_1\theta}(\bar{C}_1\cos\bar{\mu}_1\theta + \bar{C}_2\sin\bar{\mu}_1\theta) + e^{\bar{\lambda}_2\theta}(\bar{C}_3\cos\bar{\mu}_2\theta + \bar{C}_4\sin\bar{\mu}_2\theta) + \bar{g}_1 + \bar{g}_2\cos\theta + \bar{g}_3\sin\theta \quad (33)$$

式中  $\bar{C}_i (i=1-4)$  为积分常数,  $\bar{g}_i (i=1-3)$  为已知常数, 列举如下:

$$\bar{g}_1 = \frac{g_1}{\bar{A}_3}$$

$$\bar{g}_2 = \frac{(1 - \bar{A}_1 + \bar{A}_3)g_2 - \bar{A}_2g_3}{(1 - \bar{A}_1 + \bar{A}_3)^2 + \bar{A}_2^2}$$

$$\bar{g}_3 = \frac{(1 - \bar{A}_1 + \bar{A}_3)g_3 + \bar{A}_2g_2}{(1 - \bar{A}_1 + \bar{A}_3)^2 + \bar{A}_2^2} \quad (34)$$

$$g_1 = \frac{a^4}{D_0}(2\bar{K}_r a - 2\bar{K}_r\delta - pb)$$

$$g_2 = -\frac{a^5}{D_0}2\bar{K}_r$$

$$g_3 = -\frac{a^4}{D_0}2\bar{C}_r V$$

4 个积分常数  $\bar{C}_i (i=1-4)$  可由 4 个边界条件求出:

$$f(\theta_1) = 0$$

$$f(-\theta_2) = 0$$

$$f_{,ooo}(\theta_1) = w'''(\psi_1) + w'(\psi_1) \quad (35)$$

$$f_{,ooo}(-\theta_2) = w'''(\psi_2) + w'(\psi_2)$$

因此,最后共有方程(26)和(35)的 10 个边界条件,根据每一条件可求出 10 个积分常数  $C_i (i=1-6)$  和  $\bar{C}_i (i=1-4)$ 。

考虑胎面胶弹性系统,接触压力可表示

为

$$q(\theta) = K_m b[-f(\theta)] + C_m b[-f(\theta)] \quad (36)$$

对于以恒速  $V$  运行的稳态,运用拉格朗日—欧拉转换式,由方程(36)可得出下列表达式:

$$q(\theta) = K_m b[-f(\theta)] + C_m b \frac{V}{a}[f_{,\theta}(\theta)] \quad (37)$$

在接触长度范围内对接触压力积分,可求出子午线轮胎受到的垂直载荷  $W$ :

$$W = a \int_{-\theta_2}^{\theta_1} q(\theta) d\theta \quad (38)$$

接触轨迹由静态时的位置略微前移,这已由轮胎的实验数据所证实。然而,很难得到中心角  $\theta_1$  和  $\theta_2$  的解析值。因此,本文运用实验数据的近似方法来推导(见附录 A)。

$\theta_1$  和  $\theta_2$ (图 7)可估计为:

$$\begin{aligned} \theta_1 &= \theta_0 - \Delta\theta \\ \theta_2 &= \theta_0 + \Delta\theta \end{aligned} \quad (39)$$

$$\Delta\theta \approx \beta - \frac{\Delta q}{3q(0)}\theta_0 \quad (40)$$

式中  $\beta$  为滚动阻力因子(值为 0.01—0.015)<sup>[8]</sup>,  $\Delta q$  为首尾端部的接触压力之差。

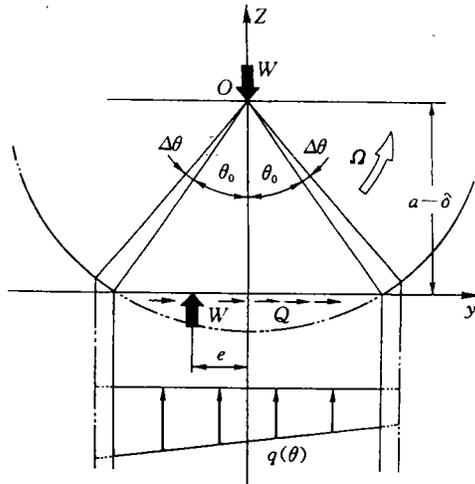


图 7 由负荷  $W$ 、接触压力和滚动阻力引起的轮胎带束层的力矩平衡状态

### 4 数值计算和实验

以 175SR 14 子午线轮胎作为实验样胎和数值计算例子, 计算所用的尺寸和材料特性如下:

$r_D = 0.269\text{m}$	$r_C = 0.251\text{m}$
$\varphi_D = 53.5^\circ$	$a = 0.306\text{m}$
$b = 0.102\text{m}$	$p = 0.18\text{MPa}$
$D_0 = 0.155\text{N} \cdot \text{m}^2$	$K_i = 0.405\text{MPa}$
$K_m = 0.424\text{GN} \cdot \text{m}^{-3}$	$K_r = 1.135\text{MPa}$
$\bar{K}_r = 0.3\text{MPa}$	$\rho = 21.71\text{N} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-3}$
$C_r = 0.2\text{kPa} \cdot \text{s}$	$\bar{C}_r = C_r/2$
$\bar{N}_y = 21.06\text{kN} \cdot \text{m}^{-1}$	$C_i = 0.0\text{Pa} \cdot \text{s}$
$C_m = 0.24\text{MN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$	$\theta_0 = 13.2^\circ$

计算步骤如下:

(1) 由式(40)求出  $\Delta\theta$ , 由式(39)求出  $\theta_1$  和  $\theta_2$ 。

(2) 由式(17)解出特征根  $\lambda_i (i=1-6)$ , 由式(31)求出特征根  $\bar{\lambda}_i (i=1-4)$ 。取  $\delta = 17\text{mm}$ , 即静态下的初始近似值。

(3) 求解式(26)和(35)的一个联立方程, 确定积分常数  $C_i (i=1-6)$  和  $\bar{C}_i (i=1-4)$ 。

(4) 由  $v(\theta)$ ,  $w(\theta)$  和  $f(\theta)$  的表达式确定  $\zeta_1, \zeta_2$  和  $\eta_1, \eta_2$  之值。

(5) 最后, 由式(37)可得出  $q(\theta)$  并由式(38)求出  $W$ 。

另一方面, 在直径为 1m, 鼓面上埋有压力传感器(由 Kyowa Dengyo Co. Tokyo 制造)的铝制转鼓机上转动可测出各种载荷下样胎的接触压力。实验工作状态的快照见图 8(略)。沿胎冠中心线和胎肩处所测出的接触压力分布是考虑了多层重量因子  $B_c$  和  $B_s$  而求出的平均值, 由各自的结果可得出修正的一维接触压力分布。通过比较接触压力分布的理论分析结果和  $V=0$  时的实验值, 可得出  $B_c$  和  $B_s$  的适宜值:

$$B_s = 0.13 \quad B_c = 0.87$$

由上述重量因子之值可以预测出, 沿胎冠中心线的接触压力分布比沿胎肩的分布更

为重要。  $\delta$  和  $W$  的计算结果为:

$$\delta = 14\text{mm} \quad W = 4\text{kN}$$

图 9 示出了由速度变化引起位移函数  $f$  变化的情况。图 10 示出了在  $V=0$ ,  $p=0.18\text{MPa}$  和  $W=4\text{kN}$  时单位宽度的接触压力  $\bar{q}(\theta) = q(\theta)/b$  分布图。由图 10 可以看出, 理论预测值和实测结果皆为对称分布, 且吻合很好。图 11 示出了  $V=60\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ ,  $p=0.18\text{MPa}$ ,  $W=4\text{kN}$  时单位宽度的接触压力  $\bar{q}(\theta)$  分布情况, 接触压力分布前端高而后端低。预测值与测量值一致性好。

图 12 示出了由切向速度变化引起的一维接触压力分布变化情况。当速度增大时, 前端接触压力增大, 后端接触压力减小。图 13 示出了接触压力分布随中心角增量  $\Delta\theta$  的变

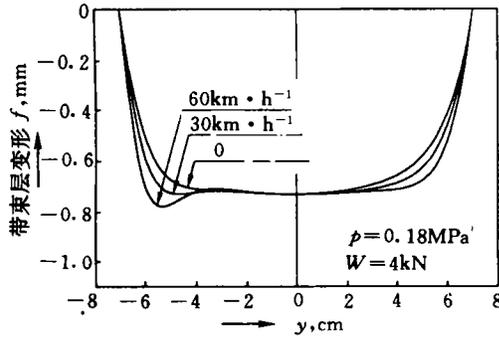


图 9 位移函数  $f$  与运行速度的变化关系

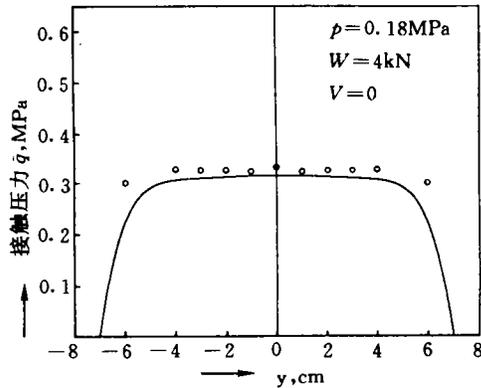


图 10  $V=0$  和  $W=4\text{kN}$  时子午线轮胎的一维接触压力分布

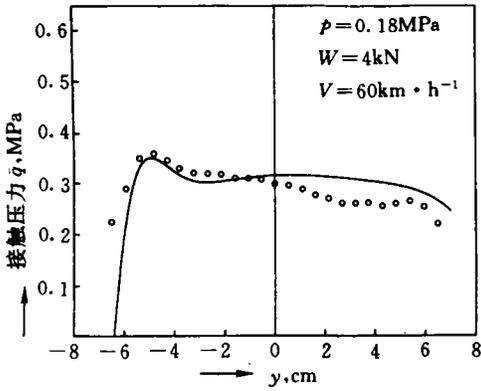


图 11  $V = 60 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  和  $W = 4 \text{ kN}$  时子午线轮胎的一维接触压力分布

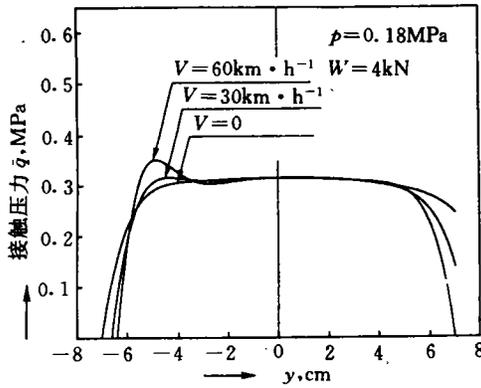


图 12 接触压力分布与运行速度的变化关系

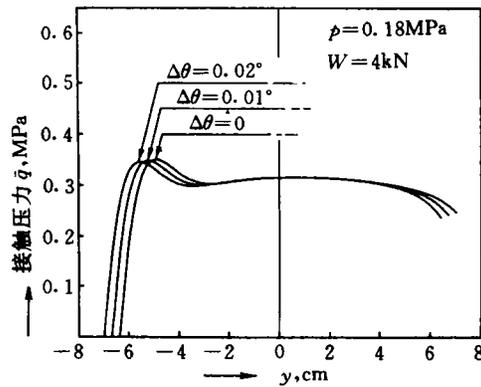


图 13 接触压力分布与接触中心角的变化关系

化情况。该图表明,接触轨迹前移,而接触压力图形却不发生变化。

### 5 结论

子午线轮胎运行时的一维接触压力分布的研究使用弹性支撑环状模型,同时考虑胎侧及胎面胶的径向粘弹性。结论如下:

(1)若粘弹性系数取值适当,则在  $V = 0$  和  $V = 60 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  时,接触压力分布的预测结果与实测结果一致性很好。

(2)轮胎运行时接触区向前的微小移位与滚动阻力因素有关,但实际上并不影响接触压力分布的形状。

(3)随着运行速度增大,前端的接触压力增大,而后端的接触压力减小,接触压力分布的这些变化是由橡胶粘性与速度有关所致。

(4)子午线轮胎运行时的二维接触压力分布可利用这种分析方法作进一步研究。

### 附 录

方程式(40)的推导

参考图 7,有力矩平衡方程

$$W_r = -a^2 \int_{\theta_2}^{\theta_1} q(\theta) \theta d\theta = Q(a - \delta) \quad (\text{A1})$$

假设受重量载荷  $W$  作用的负载轮胎,其总中心角为  $2\theta_0$ ,它与轮胎运行速度无关,则有

$$\theta_1 + \theta_2 = 2\theta_0 \quad (\text{A2})$$

引入中心角变量  $\Delta\theta$ :

$$\theta_1 = \theta_0 - \Delta\theta \quad \theta_2 = \theta_0 + \Delta\theta \quad (\text{A3})$$

再假设接触压力分布为线性:

$$q(\theta) \approx q(0) - \Delta q \frac{\theta}{\theta_0} \quad (\text{A4})$$

$$\Delta q = q(-\theta_0) - q(\theta_0) \quad (\text{A5})$$

由式(A1)可得:

$$W_r \approx a^2 \left\{ 2q(0)\theta_0\Delta\theta + \Delta q \frac{2}{3}\theta_0^2 \right\} \quad (\text{A6})$$

因此,可求出  $\Delta\theta$ :

$$\Delta\theta \approx \frac{W_r - \frac{2}{3}\Delta q\theta_0^2 a^2}{2q(0)\theta_0 a^2} \quad (\text{A7})$$

由式(A1)可求出:

$$e = \frac{Q}{W}(a - \delta) = \beta(a - \delta) \quad (\text{A8})$$

进一步考虑:

$$W = 2q(0)\theta_0 a \quad (\text{A9})$$

可得出:

$$\Delta\theta \approx \beta - \frac{\Delta q}{3q(0)}\theta_0 \quad (\text{A10})$$

$\delta$  与  $a$  相比可忽略,则式中第二项远小于  $\beta$ 。

### 参考文献(略)

译自美国“Tire Science and Technology”,  
23[2],116—135(1995)

## 增塑剂价格上涨

今年以来,增塑剂邻苯二甲酸二丁酯(DBP)和邻苯二甲酸二辛酯(DOP)价格逐月回升,1月份吨价升至10500元,2月份又升至11000元,3月份继续升至11500元,目前上涨势头仍在继续。

据分析,主要原因:一是主要原料苯酐价格走出低谷,呈逐渐回升趋势,带动了增塑剂价格上涨;二是1995年由于DBP和DOP价格过高,用户难以承受,大量使用低档增塑剂,虽然降低了生产成本,但产品质量却明显下降,引起了国家质检部门的重视,塑料生产厂家在价格下降的情况下又转而使用DBP和DOP;三是今年3月份以后塑料加工进入生产旺季,使用量增加;四是国内大型增塑剂生产厂家有出口任务,4月份出口量为1600t,因而,国内资源相对减少,引起货紧价扬。

据测算,4月份DBP和DOP吨价约在12000元以上。预计上半年价格上扬已成定局,下半年形势还不明朗,但只要少进口或不进口,增塑剂将呈货紧势态。

(摘自《中国化工报》,1996,5,1)

## 今年国内橡胶市场走势

影响今年国内橡胶市场走势的主要因素有以下三个方面。

一是国际市场胶价的变动。今年我国仍需进口橡胶50万t以上,国际市场胶价的走势,仍将左右国内价格。据世界橡胶组织统计,1995年世界橡胶总产量比1994年增长

5.4%,而消耗量增长3.7%,NR和SR产量都高于当年的消耗量。目前胶价仍比1994年年初的每吨800美元左右高出较多。因此,今年若不出现大的自然灾害,国际市场胶价上涨的可能性较小,二、三季度内可能会有所回落。

二是出口退税率和外贸逆差。我国轮胎出口量约占轮胎产量的10%,从今年1月份开始退税率由1995年下半年的14%调整为9%,轮胎出口量受到影响。今年1—3月份各种轮胎出口数量已有所减少,若继续下降,将直接影响橡胶消耗量。出口退税率的降低,使得出口积极性受挫。据海关统计,一季度我国出口同比下降8.7%,进口增长23.2%,外贸逆差为11.5亿美元。

三是国内期货市场价格波动。由于目前国内橡胶期货投机因素较大,价格波动频繁,影响现货市场稳定。期货市场远期合约价上涨时,现货市场持胶者惜售,并投入资金购买,使市场过于看好;下跌时,持胶者尽力出货,买胶的积极性下降,使得市场更加看淡,造成大起大落,使橡胶现货经营者难以预测价格走势。

综上所述,今年国内橡胶市场总体上将保持基本平稳,不会出现大的供需矛盾,市场价格波动幅度将小于前两年。但NR是季节性生产,受气候影响较大,气候变化和国际市场价格的波动、汇率的走势及国内期货投机等因素,都会直接影响国内供应和市场稳定,国内价格波动仍将不可避免。

(摘自《中国化工报》,1996,5,17)