

子午线轮胎的受约束充气平衡轮廓 与计算机辅助设计

胡立平

(桦林橡胶厂 157032)

摘要 从静态充气平衡力学分析出发,以薄膜网络理论模型为基础,在考虑带束层及胎圈增强材料对胎体约束作用的前提下,论述子午线轮胎的受约束充气平衡轮廓模型,并给出计算程序框图。利用微机可以高效率地进行分析、计算和方案优选。

近10年来,轮胎结构力学理论的发展和计算机向各行业的普及渗透进展很快^[1]。国外大轮胎公司都已采用CAD(计算机辅助设计)技术设计其产品结构,并多已采用三维有限元方法分析、模拟轮胎在各种滚动状态下的力学及热学行为,获得了丰硕的成果。但对充气轮胎这种同时具有物理非线性、几何非线性和能量耗损性(滞后损失)的复合材料制品的动态大变形行为进行精确的三维有限元分析,有赖于大型计算机的帮助。我国尚无具备这种条件的轮胎企业。

我国的轮胎生产厂家目前基本上仍在沿用50年代由前苏联传入我国的经验型的轮胎结构设计方法。即便问世颇久的平衡轮廓理论,也仅在计算骨架材料的安全倍数时采用了几个由薄膜网络理论导出的公式,并未获得广泛应用。目前国内可见到的轮胎结构CAD软件所依据的设计思想比较保守。几种著名的充气平衡轮廓理论模型,虽然模型简单,运算方便,而且利用微机可以实现其模型设计思想,但却都各有其局限性^[2]。

本文拟从薄膜网络理论出发,对上述不足之处进行修正、弥补,探索出一种较为完善的静态受约束充气平衡轮廓优化设计方法,以期突破经验型结构设计(包括CAD)的模式,提高充气轮胎的设计质量,为进一步开发动态性能优化设计方法抛砖引玉。

1 充气轮胎的平衡状态与模型

对于胎体充分自由的轮胎(如无缓冲层并且胎圈部没有增强材料的斜交轮胎),充气平衡轮廓与薄膜网络理论的计算结果相当吻合。但事实上这种轮胎很少。一般情况下,胎体在内压作用下的变形都或多或少地受到一些其它因素的制约,例如缓冲层或带束层、胎圈增强材料以及这些部件的结构形状与材料属性等。这些影响集中地体现在轮胎的两个部位:胎冠部和胎圈部。

1.1 胎冠部的受力状态与模型

子午线轮胎充气后带束层张力很大(甚至超过胎体),显然带束层承受了相当大的一部分内压。此时不能简单地采用薄膜网络理论计算冠部平衡内轮廓,而必须考虑胎体帘布层所受到的额外的约束。

带束层(缓冲层的情况相似)对胎体帘布层的作用有如下特点:

(1)带束层边缘部的骨架帘线末端呈游离状态(游离末端,即便配置零度冠带层,一般也不会将之作为最宽层,因此其最宽层的边缘仍然是游离末端),帘线对橡胶的周向增强作用趋近于零,几乎等同于纯胶,因此对胎体帘布层的约束力几乎为零。

(2)带束层中部受边缘部游离末端的影响,结构强度损失最小,因而具有最高的周向伸张刚度,可以对胎体帘布层施加最大的约束力。

(3) 由于游离末端造成的带束层周向强度损失只能影响有限的范围(范围大小取决于带束层结构、帘线强度特性及胶料状态等因素), 因此对于较宽的带束层(例如大规格和低断面子午线轮胎的带束层)来说, 具有最高周向伸张刚度的部分将占据带束层中部的一定宽度。所以较宽带束层可对胎体帘布层施加最大约束作用的部分不只是带束层中部的一条周向环线, 而是一环带。

带束层周向伸张刚度或模量在其全宽度范围内的分布状况可通过实测或计算获得。显然, 合理的结构配置应使带束层对胎体帘布层的约束作用力分布与自身强度分布相吻合。

对充气轮胎带束层钢丝帘线张力的测试结果如图 1^[3] 所示: 该张力在带束层宽度范围内的分布形式近似抛物线或抛物线与直线组合型(峰值处有一平台)。

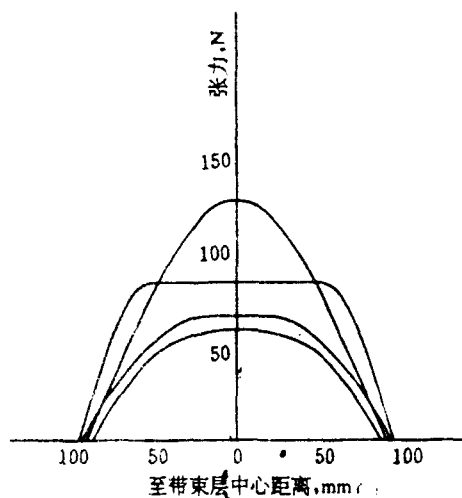


图 1 带束层钢丝帘线张力沿宽度方向的分布示意图

如果将带束层对胎体帘布层的约束作用程度用带束层承担的内压比率来描述, 则在给定带束层对胎体帘布层约束作用的分布形式条件下, 仍可利用薄膜网络理论模型计算胎冠部的平衡内轮廓形状, 这时只需将与胎体帘布层张力平衡的内压修正为剩余内压(即总内压中除去带束层分担的部分)。本文即按此方式处理胎冠部平衡轮廓的。

1.2 胎侧和胎圈部的受力状态与模型

实践证明, 无论子午线轮胎还是斜交轮胎, 利用薄膜网络理论计算柔软的胎侧部平衡轮廓结果都令人满意。

鉴于胎圈部有较强韧的增强部件增强, 亦可参照胎冠部的处理方法修正其平衡轮廓。

根据胎圈增强部件的结构特点, 其承受的内压比率分布, 可以采取较为简单的形式近似处理: 自承受内压比率为零的增强部件顶端至承受内压比率达最大绝对值的轮辋点处呈线性变化。

对轮辋点的定义有多种, 所定轮辋点的位置也不尽相同。本文对轮辋点的定义是: 胎体内轮廓受气压影响与内压平衡的部分和被轮辋约束而不受内压影响部分的交界点, 见图 2。如此定义的轮辋点有如下特征: 轮辋点处切线与轮辋点和轮缘弧圆心的连线互相垂直。

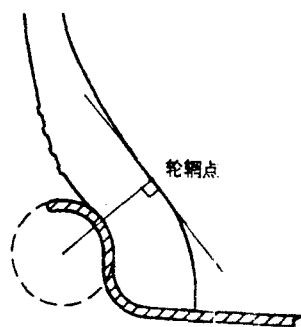


图 2 轮辋点定义示意图

2 充气平衡内轮廓的计算方法

根据薄膜网络理论, 与内压相平衡的应是轮胎骨架材料的张力。因此本文实际计算的是轮胎充气后胎体最内层帘布的断面轮廓曲线, 而非内衬层胶这一真正的内轮廓。

2.1 基本边界条件

计算所需最基本的边界值由国家标准或企业标准及所用轮辋尺寸限定, 如轮胎的充气内直径(D')、断面宽(B')以及轮辋(与轮胎接触部位)的结构尺寸等。

另外, 设计者需预先设定轮胎的胎冠总

厚度($W1$)、水平轴处的胎侧总厚度($W2$)、轮胎点处材料总厚度($W3$)及相应部位最内层胎体帘布内侧的胶层厚度($H1, H2, H3$),如图3所示。

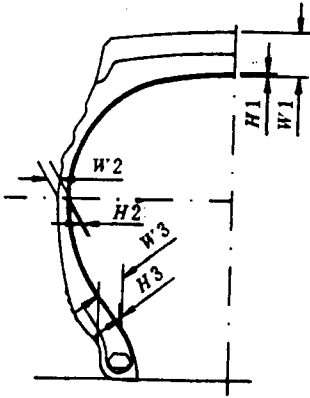


图3 预先设定的部分基本边界值

2.2 出发点——薄膜网络理论的应用

薄膜网络理论的两个基本关系式(1)和(2):

$$\frac{T_m}{\rho_m} + \frac{T_t}{\rho_t} = P \quad (1)$$

式中 T_m, ρ_m ——胎体帘布层任意点处的径向张力与曲率半径;

T_t, ρ_t ——同一点处的周向张力与曲率半径;

P ——内压,参见图4。

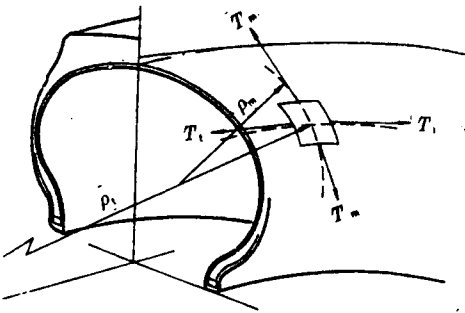


图4 薄膜张力与曲率半径示意图

$$\frac{\cos \alpha}{r} = \frac{\cos \alpha_k}{r_k} \quad (2)$$

式中 α, r ——胎体帘布层任意点处帘线与周向的夹角及该点相对于轮胎旋转轴的半径;

α_k, r_k ——胎冠中心处胎体帘线与周

向的夹角(胎冠角)及其相对于轮胎旋转轴的半径。

式(1)是薄膜理论模型的基础,反映了双曲率曲面的张力与所产生的附加压力的关系,亦称拉普拉斯方程。式(2)是网络理论模型的精髓,描述了胎体伸张时帘线的菱形变化规律,轮胎行业称之为余弦定理。

由式(1)和(2)可导出一系列有用的关系式,择其有关者列之如下:

$$\frac{T_t}{T_m} = \cot^2 \alpha \quad (3)$$

$$T_m = \frac{(r^2 - r_m^2)P}{2r \sin \varphi} \quad (4)$$

式中 r_m ——断面最宽点半径;

φ ——胎体帘布层断面轮廓上任意 r 处(与径向张力 T_m 对应)的法线与断面水平轴的夹角。

$$\sin \varphi = \frac{(r^2 - r_m^2) \sin \alpha}{(r_k^2 - r_m^2) \sin \alpha_k} \quad (5)$$

$$\rho_m = \frac{r(r_k^2 - r_m^2) \sin \alpha_k}{[2r^2 - (r^2 - r_m^2) \cot^2 \alpha] \sin \alpha} \quad (6)$$

$$\rho_t = \frac{r}{\sin \varphi} \quad (7)$$

$$A = \int_r^{r_k} \frac{(r^2 - r_m^2) \sqrt{r_k^2 - r^2 \cos^2 \alpha_k} dr}{\sqrt{(r_k^2 - r_m^2)^2 r_k^2 \sin^2 \alpha_k - (r^2 - r_m^2)^2 (r_k^2 - r^2 \cos^2 \alpha_k)}} \quad (8)$$

式中 A ——任意 r 处半断面宽,即对应点到断面对称轴的距离。

式(1)~(8)及其推导过程在一些工程力学书和许多轮胎技术资料中均可见到。此处不再赘述^[2,4]。

由式(2)可知, α 是 r 的函数,从式(6)中消去 α 可得到只有一个变量的表达式:

$$\rho_m = \frac{r_k \sin \alpha_k (r_k^2 - r_m^2) \sqrt{r_k^2 - r^2 \cos^2 \alpha_k}}{[2r_k^2 - (3r^2 - r_m^2) \cos^2 \alpha_k] r} \quad (9)$$

显然式(8)也可写为:

$$\Delta A = \int_{r_0}^r \frac{(r^2 - r_m^2) \sqrt{r_k^2 - r^2 \cos^2 \alpha_k} dr}{\sqrt{(r_k^2 - r_m^2)^2 r_k^2 \sin^2 \alpha_k - (r^2 - r_m^2)^2 (r_k^2 - r^2 \cos^2 \alpha_k)}} \quad (10)$$

式中 ΔA ——半径由 r_0 变到 r 时,平衡轮廓半断面宽的增量。

当 $\alpha = 90^\circ$ 时,式(9)、(10)即化为适用于

典型子午线轮胎的较为简单的形式:

$$\rho_m = \frac{r_k^2 - r_m^2}{2r} \quad (11)$$

$$\Delta A = \int_r^{r_0} \frac{(r^2 - r_m^2) dr}{\sqrt{(r_k^2 - r_m^2)^2 - (r^2 - r_m^2)^2}} \quad (12)$$

公式(3)~(10)描述了符合薄膜网络模型的充气轮胎平衡状态。原则上,由公式(8)或(10)即可计算出由胎冠中心到轮辋点的平衡轮廓曲线,而轮辋点到钢丝圈或胎趾之间的曲线因受轮辋约束可根据材料布置情况及与平衡轮廓过渡的原则较轻松地确定,从而获得完整的内轮廓平衡曲线。但有两点须加以强调:

(1)由于式(8)、(10)超椭圆形式的积分求不出解析解,因此只能采用数值积分法计算。本文采用的是辛卜生积分公式(抛物线法):

$$\int_{x_1}^{x_2} f(x) dx = \frac{x_2 - x_1}{6n} \sum_{i=0}^{n-1} \left\{ f\left(x_1 + i \frac{x_2 - x_1}{n}\right) + 4f\left[x_1 + (2i+1) \frac{x_2 - x_1}{2n}\right] + f\left[x_1 + (i+1) \frac{x_2 - x_1}{n}\right] \right\} \quad (13)$$

(2)当 r 趋近于 r_k 时,被积函数趋于无穷大。因此有人采用以 $r_k - \delta$ (δ 为一很小的数)代替 r_k 作为积分上限的近似处理方法^[5],以便在整个区间都能利用式(8)进行计算。本文采用式(9)计算曲率半径拟合胎冠平衡轮廓曲线。

2.3 对胎冠部的修正

式(8)的导出忽略了缓冲层或带束层的影响。根据式(8)计算的子午线轮胎胎冠部平衡轮廓,将产生极大误差。因此,利用薄膜网络模型计算胎冠部平衡轮廓必须加以修正。

带束层和缓冲层对胎体施加约束作用的范围与其自身宽度有所不同:缓冲层对胎体的约束宽度基本上等于缓冲层的宽度,而带束层对胎体的约束宽度小于带束层的宽度(如图5所示)。胎体帘布层受约束范围边缘点的确定方式是:该点的法线应经过带束层(或缓冲层)的端点。

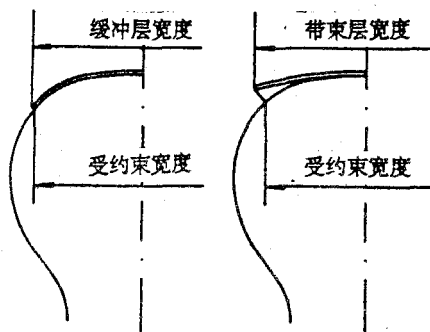


图5 冠部胎体帘布层受附加约束的宽度示意图

在带束层的约束范围内,内压由带束层与胎体帘布层共同承受(缓冲层亦然,只是承受内压比率较低。如未特殊指明,以下对带束层的讨论皆适用于缓冲层),即带束层按一定比率承受部分内压。

文中设定带束层在其约束范围内承受的内压比率按抛物线与直线的组合曲线形式分布。以图6为例说明如下:

(1)曲线 $baa'b'$ 描述了带束层承受内压比率的分布情况。

(2)水平直线区段 aa' 表示带束层承受最大内压比率的峰值宽度,范围大小取决于轮胎结构(主要是高宽比、胎体帘线角度和带束层结构等);当带束层边部外绕零度冠带窄条时,帘线游离末端造成的带束层周向伸张刚度损失得到了弥补,其峰值宽度可接近 bb' 宽度(如皮列里轮胎的带束层结构),参见图7。

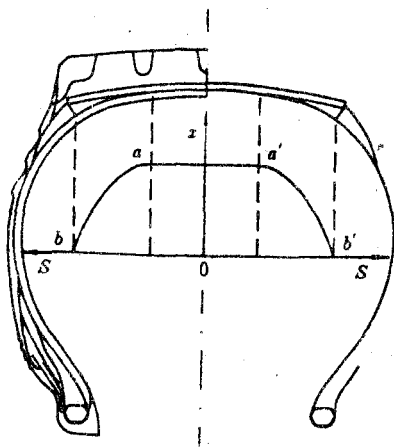


图6 带束层承受的内压比率分布

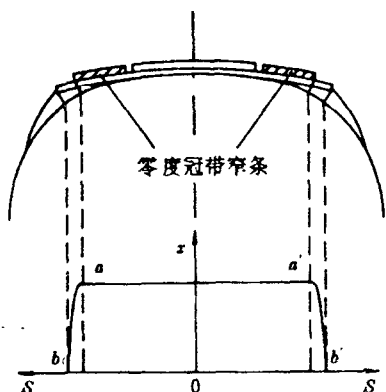


图7 零度冠带层对带束层承受内压比率分布的影响

(3) 抛物线区段 ab 和 $a'b'$ 表示靠近带束层边缘时, 其约束作用逐渐降低至零。

设带束层承受内压的比率为 X , 则在其负荷区域内, 胎体帘布层张力与剩余内压平衡, 可将式(1)改写为:

$$\frac{T_m}{\rho_m} + \frac{T_i}{\rho_i} = (1-X)P \quad (13)$$

T_m , T_i 和 ρ_i 在此均是与 ρ_m 相对无关的函数, 因此 X 的改变将直接导致 ρ_m 的变化, 反之亦然。

若设胎体帘布层周向和径向张力承受的内压比率分别为 X_i , X_m , 则

$$\frac{T_i}{P_i} = X_i P \quad (14)$$

$$\frac{T_m}{\rho_m} = X_m P \quad (15)$$

显然有

$$X_m + X_i + X = 1 \quad (16)$$

或

$$X_m = 1 - X_i - X \quad (17)$$

在一般情况下, 带束层的最大约束作用是使其承受内压的比率达到 $(1-X_i)$, 此时 $X_m=0$, ρ_m 趋于无穷大——该部胎体轮廓呈直线。显而易见, 如果 X 大于 $(1-X_i)$, 胎体轮廓将出现反弧。

当带束层对胎体帘布层无约束作用时, 即 $X=0$ 时, $X_m=1-X_i$ 取得最大值, 该部位胎体呈理想的薄膜网络模型的自然平衡轮廓。设其径向曲率半径为 ρ_{m0} , 根据公式(9)计算, 有

$$\frac{T_m}{\rho_{m0}} = (1-X_i)P \quad (18)$$

而当 $0 < X < 1-X_i$ 时, 则有

$$\frac{T_m}{\rho_m} = (1-X_i-X)P \quad (19)$$

由式(18)和(19)可得

$$\rho_m = \frac{1-X_i}{1-X_i-X} \rho_{m0} \quad (20)$$

胎体帘布层周向张力承受内压比率 X_i 可以从式(3)——(7)导出

$$X_i = \frac{(r_k^2 - r_m^2) \cos^2 \alpha_k}{2(r_k^2 - r^2 \cos^2 \alpha_k)} \quad (21)$$

ρ_{m0} 实际上就是式(9)中的 ρ_m , 为避免混淆, 不妨将式(9)改写为

$$\rho_{m0} = \frac{r_k \sin \alpha_k (r_k^2 - r_m^2) \sqrt{r_k^2 - r^2 \cos^2 \alpha_k}}{[2r_k^2 - (3r^2 - r_m^2) \cos^2 \alpha_k] r} \quad (22)$$

设带束层承受内压比率分布曲线的峰值为 X_0 , 峰台宽度为 W_0 , 其负荷区域总宽度为 b_0 , 其负荷区平衡轮廓曲线上某点至断面中心对称轴的距离为 S (参见图6), 则该点的 X 值可依下式计算:

$$X = \begin{cases} X_0 & S \leq W_0/2 \text{ (直线段)} \\ X_0 - \frac{4X_0}{(b_0 - W_0)^2} (S - \frac{W_0}{2})^2 & S > W_0/2 \text{ (抛物线段)} \end{cases} \quad (23)$$

由公式(20)——(23)可以计算带束层约束之下的胎体帘布层任意点处的径向曲率半径, 从而拟合出冠部的平衡断面轮廓。

2.4 对胎圈部的修正

原则上, 柔软的胎侧部的平衡轮廓采用不加任何修正的薄膜网络模型计算仍不失结果的准确性。但有些轮胎, 尤其是子午线轮胎, 由于胎圈部受力较大, 一般在胎圈部配有较强韧的增强部件, 这样对平衡轮廓的影响往往不容忽略。

采用1.2中讨论的方法处理胎圈增强部件对平衡轮廓的影响。设增强部件约束胎体帘布层的最高点对轮胎旋转轴的半径为 r_+ , 最低点(有效最低点应为轮辋点, 但在计算之初不好准确确定轮辋点位置, 为计算方便可取三角胶的下底边, 即钢丝圈上缘位置)的相应半径为 r_0 , 增强部件承受内压的最大比率(可正可负, 在最低点处)为 Y , 在约束范围

内任意点处承担内压比率为 Y ,则有

$$Y = \begin{cases} 0 & r \geq r_a \\ \frac{r_a - r}{r_a - r_b} Y_0 & r \leq r_a \end{cases} \quad (24)$$

该点曲率半径(与带束层承受一定内压比率的胎冠部情形相似)显然为:

$$\rho_m = \frac{1 - X_i}{1 - X_i - Y \rho_{m0}} \quad (25)$$

由式(24),(25)和(21),(22)可以计算胎圈增强部件约束之下的胎体帘布层任意点处的径向曲率半径,从而拟合出其平衡轮廓。而不受胎圈增强部件影响的胎侧部的平衡轮廓可根据式(10)采用数值积分法计算。

3 影响平衡轮廓曲线形状的关键参数

3.1 断面最宽处半径 r_m 与胎冠角 α_k

由公式(9),(10)可以看出, r_m 与 α_k 对平衡轮廓至关重要。

图8是 r_m, α_k 对平衡轮廓曲线影响的示意图。由于平衡轮廓曲线是对称的,因此图中对于每种情况的曲线只画半条。曲线1—4只改变 r_m ,曲线5—8只改变 α_k 。

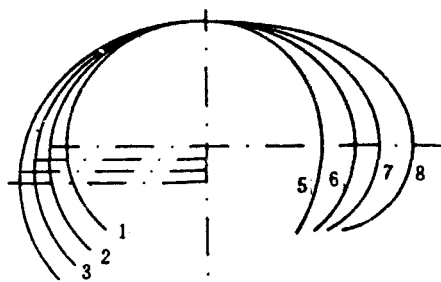


图8 r_m, α_k 对平衡轮廓的影响

$r_m: 1 > 2 > 3 > 4; \alpha_k: 5 > 6 > 7 > 8$

可见, r_m, α_k 越小,最大断面宽越大,反之亦然; α_k 越小,则断面轮廓越扁平,而 r_m 对扁平率的影响较小。

3.2 带束层承受内压比率分布曲线参数

—— X_0, W_0, b_0

带束层约束使断面轮廓趋于扁平。因此, X_0, W_0 和 b_0 中任何一个参数值的增大都能加大其扁平化趋势,反之亦然,而且三者间存在一定的相互影响关系,特别是 X_0 的大小

直接决定断面轮廓形状对 b_0 和 W_0 的敏感性。

对于断面高固定的情况而言,扁平化即意味着断面宽加大。图9为 X_0 值对平衡轮廓曲线形状影响的示意图。

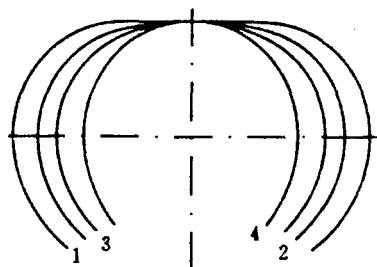


图9 X_0 对平衡轮廓的影响

$X_0: 1 > 2 > 3 > 4$

3.3 胎圈增强部件承受内压最大比率 Y_0

增大 Y_0 值使胎圈增强部件承受更高的内压比率,致使相应部位的平衡轮廓较为挺直,从而断面宽减小,水平轴上移;反之亦然,参见图10。

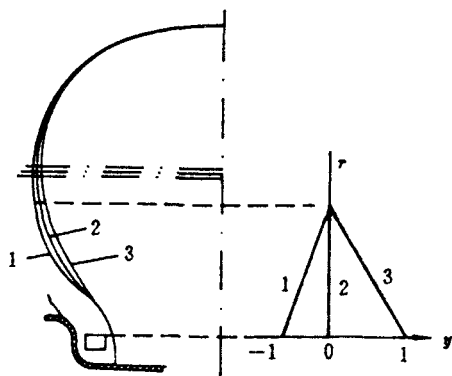


图10 Y_0 对平衡轮廓的影响

4 充气平衡轮廓曲线的计算与绘制

4.1 实施方法

忽略带束层或缓冲层承受的内压,即 X 恒为零时,由式(20)可知, ρ_m 恒为 ρ_{m0} ;若再忽略胎圈增强部件的影响,即 Y 恒为零时,由式(25)也可得到相同的结果。于是两轮辋点间的平衡轮廓曲线可全部依式(9)和(10)计算,此即常见的斜交轮胎平衡轮廓计算方

法。

如果 $\alpha_k = 90^\circ$, 由式(21)可知 X_k 恒为零, 式(20)和(25)可分别简化为:

$$\rho_m = \frac{\rho_{m0}}{1-X} \quad (26)$$

$$\rho_m = \frac{\rho_{m0}}{1-Y} \quad (27)$$

式(22)简化为:

$$\rho_m = \frac{r_k^2 - r_m^2}{2r} \quad (28)$$

式(10)简化为式(12)的形式。再辅式(23)和(24), 即可较为简便地计算典型的子午线轮胎的受约束平衡轮廓。

当子午线轮胎的胎体由多层帘布按一定角度交叉叠合而成时, 则应该依照式(10)和(20)~(25)计算平衡轮廓。

4.2 实施步骤

由前述可知, 影响平衡轮廓曲线形状的因素较多, 满足边界条件的平衡轮廓曲线将有无数个(6个参数在边界条件限定之下仍可有4个自由度), 因此需将这6个参数中的4个(一般不包括 r_m)预先设定, 然后计算出唯一的曲线。

在一般情况下, 由于 α_k, b_0, W_0 和 Y_0 主要取决于胎体帘布、带束层和胎圈增强部件的基本结构特点, 而且设计者往往在设计之初对此已胸有成竹, 因此往往首先确定这4个参数, 而 X_0 将与 r_m 一起作为待定参数由计算得出。当然也并非必须如此。在设计时为获得尽可能多的可供参考比较的信息, 所编制的程序也允许将 α_k, W_0 和 b_0 作为优化设计时的待定参数。

计算绘图步骤如下:

(1) 设定 $r_m, \alpha_k, X_0, W_0, b_0$ 和 Y_0 的初始值, 并指定 α_k, X_0, W_0 和 b_0 其一为待优化参数。

(2) 根据式(20)分小段逐个计算 ρ_m , 以圆弧拟合胎冠部平衡轮廓曲线。

(3) 根据式(10)从冠部平衡轮廓末端积分至 r_m 得到相应的半断面宽增量, 从而求得最大断面宽。

(4) 检验最大断面宽是否符合边界值要求, 如不符合, 则修正待优化参数, 重复(2), (3), (4)步骤。

(5) 分小段精确积分计算冠部曲线末端至轮辋点的平衡轮廓。如 Y_0 不为零, 则相应部位平衡轮廓曲线依式(25)计算的 ρ_m 分小段以圆弧拟合。

(6) 检查平衡轮廓曲线是否与轮辋部匹配; 如不匹配, 则修正 r_m , 重复(2), (3), (4), (5), (6)步骤。

文中判断曲线是否匹配的根据是看所计算的平衡轮廓曲线与比轮缘弧半径大一定值 (W_3-H_3) 的同心圆弧是否相切, 如图 11 所示。

(7) 设计计算轮辋部配合曲线。

(8) 根据计算结果绘制完整的平衡轮廓曲线。

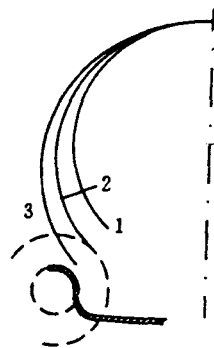


图 11 平衡轮廓曲线与轮辋的位置关系

1—不足; 2—匹配; 3—过盈

按上述步骤采用快速逼近法计算并绘制出一条满足边界值要求的平衡轮廓曲线, 一般只需对 r_m 和另一待定参数修正十几次, 最多几十次即可。若以手工处理, 伴随每次参数调整的成千上万次运算实在令人望而生畏。

笔者采用 Auto LISP 语言, 将上述计算方法编成程序, 在 386 或 486 微机上运行, 几分钟内即可获得结果。运算过程中还将平衡轮廓曲线的长度及相应的胎体帘线长度同时积分算出。程序框图见图 12。

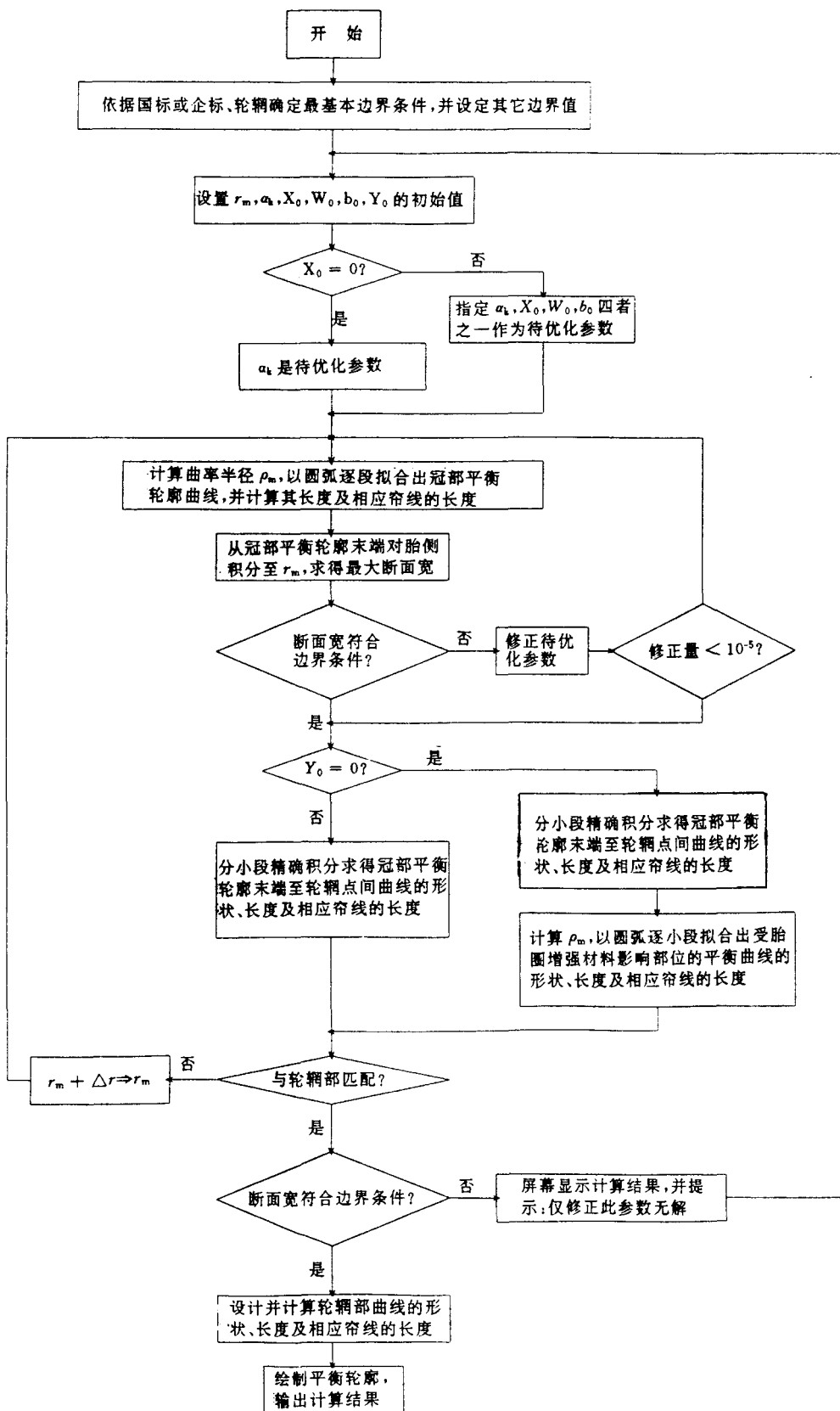


图 12 充气平衡轮廓通用计算程序框图

4.3 拓展应用

约束条件是可变的,甚至从某种意义上说,可以通过调整带束层和胎圈增强部件的具体结构形式人为地进行限定。由于每种约束条件都有与之对应的唯一的平衡轮廓,因此可以有目的地设定或改变某些约束条件,从而获得有意义的计算结果。下面仅举两例以示其应用。

(1) 带束层周向刚度的调整

带束层刚度对轮胎的缓冲性、舒适性等较大的影响,而其刚度在很大程度上依赖于其张力,也即取决于内压及其承受的内压比率。

改变带束层承受内压最大比率 X_0 , 胎体帘布层受力状态也随之改变,若同时调整胎圈增强部件承担的内压最大比率 Y_0 , 也能获得平衡轮廓,即同时改变 X_0 和 Y_0 能获得无数个平衡轮廓,从而可在一定范围内调整带束层的周向刚度。

调整 X_0 过程中,宜以固定的胎体帘线长度为限制条件(不考虑最大断面宽的变化),当然也可将断面宽作为限制条件,显然 r_m 也会有所变化。程序框图见图 13。

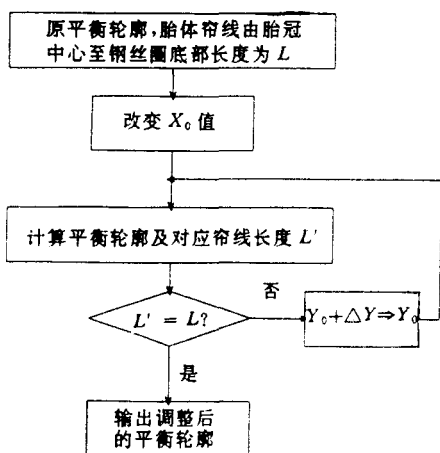


图 13 维持平衡轮廓调整带束层刚度程序框图

(2) 轮胎负荷接地断面轮廓形状的预测

以断面平衡轮廓曲线长度(或 α_0 接近 90° 时对应的帘线长度)为定值,加大带束层承受的内压比率,可得类似于负荷下接地断面形状的平衡轮廓曲线。由于忽略了胎面曲率和刚度的影响,有损于计算的精确性,但至少具有半定量的可靠度,可供模型内成品轮廓设计借鉴。例如要着重考虑轮胎易损部位胎肩部的屈挠变形,则将其设计成近似接地轮廓的形状。计算实例如图 14 所示,程序框图见图 15。

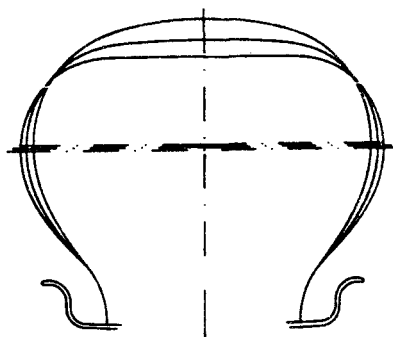


图 14 计算实例图

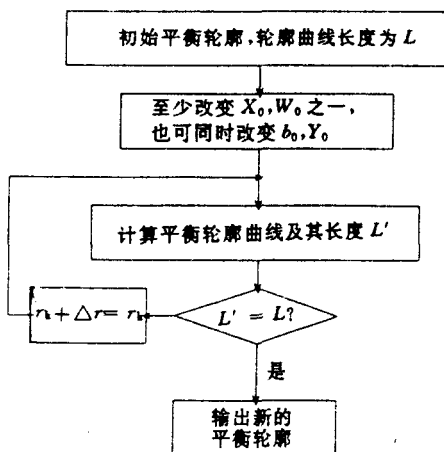


图 15 预测轮胎负荷接地断面轮廓形状程序框图

5 结语

以薄膜网络模型为基础,并进行一定修正的“受约束平衡轮廓”轮胎结构设计,比传统的经验型设计方法有较大的改进。

轮胎结构设计从力学分析开始,经计算获得结构形状,可减少设计的盲目性。其具体优点如下:①所得结构为静力学平衡轮廓,初始内应力大幅度降低,骨架材料的强度能更有效地发挥作用,可在一定程度上提高轮胎的使用性能与寿命。②由于用带束层及胎圈增强部件对平衡轮廓形状加以约束,使低断面及超低断面轮胎新产品开发的难度得以降低。③对带束层形式及胎体帘布角度等没有特殊限制,因而该模式具有一般性,可广泛适用于子午线、斜交及带束斜交轮胎的设计。④轮胎的应用分布与结构的关系得到了定量的描述,可为调整结构、改变应力分布状况从而为改善轮胎的某些性能提供更为科学的依据和手段。⑤通过调整边界约束条件,可以半定量地模拟、预测轮胎负荷下的接地形状,对进一步改善结构设计、提高轮胎的动态性能有

很大的参考价值。特别是该模型并不很复杂,用微机即可实施其设计方法。这对我国所有稍具规模的轮胎企业来说,都是可以做到的。

致谢 本文承蒙王昌舫、张福良、王璟琦、王衍琳、庄瑞秋等高级工程师审阅,特此表示感谢!

参考文献

- 1 黄世权.国外子午胎开发技术一瞥.轮胎工业,1993;(11):3
- 2 张士奇.轮胎力学与热学.北京:化学工业出版社,1988:185—225
- 3 张士奇.轮胎力学与热学.北京:化学工业出版社,1988:81—82
- 4 郑正仁,黄崇期.汽车轮胎制造与测试.北京:化学工业出版社,1987:226—272,293—311
- 5 郑正仁,黄崇期.汽车轮胎制造与测试.北京:化学工业出版社,1987:233

收稿日期 1994-03-16

国外动态

欧洲高模量聚酯用量为何增长缓慢

《欧洲橡胶杂志》1994年176卷4期20页报道:

欧洲各轮胎公司采用新型聚酯纤维的比例明显低于其在北美和日本的竞争对手(参见附表)。

这可能有多方面的原因。首先,早先的聚酯纤维难以满足欧洲高性能轮胎的要求;其次,一个品种的轮胎有其特定的增强体系,改变轮胎的增强体系代价昂贵,其所需费用估计可达5万—10万美元;第三,一旦出现新型材料,轮胎工业往往显得过于保守。

不过,由于聚酯的技术性能已有明显改进,轮胎设计者在决定以聚酯替代人造丝时较有信心。看起来,老的轮胎品种渐遭淘汰,新的品种不断涌现,聚酯消耗量将会明显上

升。这种情况似乎可能发生。据报道,所有欧洲轮胎公司都不同程度地使用了聚酯,只是具体在哪些品种轮胎中使用尚不确切。

附表1 不同帘线在轿车轮胎中的使用比例 %

国家或地区	聚酯	尼龙	人造丝
美国	98	0	2
日本	90	5	5
欧洲	20	5	75

注:本资料来源于 Allied Signal 公司。表2同。

附表2 不同帘线在轻型载重轮胎中的使用比例 %

国家或地区	聚酯	尼龙	人造丝
美国	85	10	5
日本	10	30	60
欧洲	10	5	85

(许炳才译 王晓冬校)