

尼龙斜交轮胎“充气平衡内轮廓”设计浅析

李承民

(桦林轮胎有限责任公司 157032)

摘要 通过分析影响斜交轮胎结构设计的3个主要因素(即充气后胎里半径、充气后断面宽最宽点半径和胎冠角度),研讨了内轮廓伸张值的确定方法。认为以“静态充气平衡理论”为设计依据,可把轮胎静态形状和柔性复合材料性能等有机地联系起来,对轮胎进行优化设计。

关键词 充气平衡内轮廓,柔性复合材料,轮胎设计,内轮廓伸张值

目前,斜交轮胎仍是我国轮胎行业的主导产品。在轮胎结构设计中,设计者考虑的主要问题有以下四点:一是轮胎的充气外缘尺寸;二是轮胎强度等室内试验指标;三是轮胎使用性能要求;四是轮胎的设计经济性。本文以“充气平衡内轮廓理论”为设计依据,着重讨论设计内轮廓与充气平衡内轮廓的相互关系,研讨“充气平衡内轮廓”到设计内轮廓的设计方法。

1 设计的理论依据

目前,轮胎应力分析方法有网状分析法、薄膜分析法、薄壳分析法和有限元分析法,由于目前分析水平和客观条件限制,只能定性地采用薄膜分析法与试验经验相结合的分析手段,对轮胎进行“充气平衡轮廓”分析。

本方法假定充气轮胎的内压由在轮胎胎体内部排列成内部菱形网状结构的胎体帘线承担,以此简化轮胎应力分析,在受力膜变成一个平衡状态时,平衡形状取决于帘线排列方向和弹性性能以及轮胎充气内压的大小。由于尼龙帘线是可伸张的,因此轮胎充气形状与内压大小、采用的尼龙帘线的单根帘线张力和应力-应变曲线有关。这种网状分析法包括计算轮胎径向力和周向力,并确立以

内轮廓顶点为原点的径向和轴向坐标描述的轮胎形状。

在以上分析方法中,没有包括帘线外覆胶的非弹性因素,忽略了胎圈部和多层轮胎胎体对屈挠变形的影响。该方法能近似地分析计算轮胎形状和应力,对保证充气轮胎设计尺寸,减小轮胎充气下内应力以及轮胎设计经济性很有益处。

2 轮胎胎体复合材料特性

“静态充气平衡轮廓”理论是建立在薄膜网格理论基础上的,它主要是确定了轮胎充气的内轮廓尺寸和参数。而轮胎是柔性复合材料体,为了更准确描述轮胎形状,必须在静态充气平衡轮廓的基础上,以复合材料特性加以补充、修正、做定性分析。

众所周知,轮胎是各向异性和非线性的“柔性复合材料体”,各部位材料、材料厚度都不同,而这些对轮胎充气后的尺寸、形状都将产生重大影响。

尼龙帘线和橡胶复合材料的拉、压特性不同,并且既不同于橡胶,亦不同于增强材料本身,因而具有其独特的性质。由于轮胎充气后其应力以拉应力形式存在,故复合材料以其拉应力特征呈现,柔性复合材料拉应力的应力-应变曲线与帘线相似,而其压应力的应力-应变曲线与橡胶相似,在一定范围内,胎体复合材料的应力-应变曲线可近似地以

尼龙帘线的拉伸应力-应变曲线代替,从而得到轮胎充气平衡形状的大小与模型内轮廓大小的关系,在考虑轮胎各部分壳体材料对其充气形状的影响和参照相应试验数据后,就可以得到较为合理的轮胎设计参数。

3 设计方法

根据轮胎充气平衡内轮廓理论,在一定的工艺条件下,对斜交轮胎充气形状起决定性作用的有以下3个主要因素,即轮胎的3个设计边界条件:充气后胎里半径 R_k ; 充气后断面宽最宽点半径 R_m ; 胎冠帘线角度 α_k 。故此三参数选取对斜交轮胎外缘尺寸、成品性能有决定性影响。

3.1 胎冠帘线角度 α_k

一旦轮胎模型尺寸确定后,即轮胎设计内轮廓已定,影响轮胎充气形状的只有帘线角度。由于设计中帘线假定伸张值的选取、成型方法以及硫化过程中帘线的最短程效应等都影响胎冠帘线角度的变化,因此,实测胎冠帘线角度一般比设计胎冠帘线角度大。我厂轮胎试验报告统计结果表明:实测胎冠帘线角度比设计胎冠帘线角度约大 $1 \sim 2^\circ$ 。再有,轮胎胎冠材料较厚,影响到充气后轮胎在外直径方向上的变形。故在确定充气平衡边界条件时,要充分考虑以上因素的影响。

3.2 轮胎充气后内轮廓伸张值的选取

由于轮胎充气后外缘尺寸变化主要取决于轮胎内轮廓的变化,并受骨架材料、工艺条件、充气压力作用下帘线伸张特性的影响,且尼龙帘线在内压作用下伸张,使轮胎充气后内轮廓增大,形状向充气平衡轮廓变化,由此带来轮胎外缘尺寸的变化,所以说尼龙增强橡胶复合材料在充气压力作用下的伸张率是决定轮胎外缘尺寸、产品性能的重要参数。

本文主要从以下三方面来选取轮胎充气后内轮廓伸张值。

3.2.1 尼龙帘线的应力-应变特性值

(1) 尼龙帘线的定负荷伸长率

统计我厂外胎成品物理性能报告中尼龙帘线定负荷伸长率,结果如下:

帘线品种	定负荷张力/N	定负荷伸长率/%
尼龙 140tex/2	6.8	9.0
尼龙 187tex/2	9.0	8.9

由于尼龙帘线应力(本文的帘线应力指帘线单根所受到的力,单位为N)-应变曲线非线性,帘线的定负荷伸张值是确定帘线性能的定性参考值,即不同材料的帘线确定完全不同的内轮廓伸张值。

(2) 帘线应力-应变曲线分析

图1为硫化后成品中剥取的187tex/2尼龙帘线应力-应变曲线;图2为帘线原线应力-应变曲线。用试验手段绘出帘线应力-应变曲线,取出2条代表性曲线做分析基础。在帘线应力-应变曲线中,由于尼龙帘线加捻时一些不均因素的影响,初始应力较小,应变较大,并且在一定范围内帘线应力-应变曲线近似呈线性关系。值得注意的一点是,由于轮胎硫化过程中帘线在受约束条件下热收缩的影响,再加上轮胎工艺参数——假定伸张值的影响,成品帘线的应力-应变曲线中应变值略小于原线的应变值。

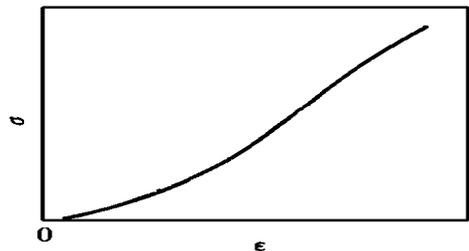


图1 硫化后成品尼龙帘线应力-应变曲线

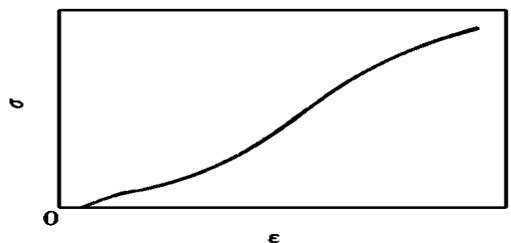


图2 尼龙帘线原线应力-应变曲线

(3) 胎体帘线单根张力分析 —— 利用公式计算胎体帘线单根张力

在计算胎体安全倍数时, 一般用帘线单根张力公式计算单根帘线所受到的最大张力, 而轮胎各部位所受张力不同。一般轮胎设计胎体帘线的安全倍数为 5~8, 换言之, 对应于 140tex/2 尼龙帘线, 单根帘线张力为 26~41N, 对应于 187tex/2 尼龙帘线, 单根帘线张力为 33~54N, 在此应力范围内尼龙帘线(成品)的伸长率(应变)值约为 4.2%~6.1%(如图 3 中 C 和 A 点的应力-应变值)。

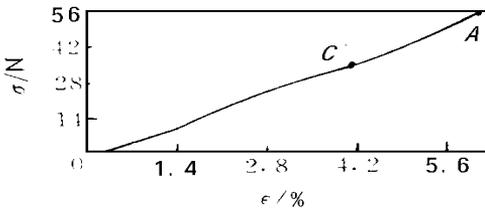


图 3 硫化后成品尼龙帘线应力-应变曲线局部图

由于外胎胎体帘线受力从胎冠点到轮辋点各点都不相同, 从胎冠点到轮辋点附近单根帘线张力分布公式如下:

$$T = P \cdot \frac{(R_k^2 - R_m^2) \cos \alpha_k}{2 R \cos^3 \alpha_0 \cdot i} \quad (1)$$

$$i = N_i i_{0i} \cdot R_0 \cos \alpha_0 / R \cos \alpha_k \quad (2)$$

式中 P —— 轮胎充气压力;
 R_k —— 轮胎胎里半径;
 R_m —— 轮胎水平轴半径;
 α_k —— 轮胎胎冠帘线角度;
 α_0 —— 轮胎断面上任一点帘线角度;
 R —— 轮胎断面上任一点半径;
 α_0 —— 裁断角度;
 N_i —— 帘布层数;
 R_0 —— 帘布筒半径;
 i_{0i} —— 帘线初始密度;
 T —— 单根帘线所受张力;
 i —— 任意点胎体帘线总密度。

由式(1)和(2)可得出

$$T = \frac{P(R_k^2 - R_m^2) \cos \alpha_k}{2 R_0 \cos \alpha_0 \cdot N_i i_{0i}} \cdot \frac{1}{\cos^2 \alpha_k} \quad (3)$$

令
$$K = \frac{P(R_k^2 - R_m^2) \cos \alpha_k}{2 R_0 \cos \alpha_0 \cdot N_i i_{0i}} \quad (4)$$

则
$$T = \frac{K}{\cos^2 \alpha_k} \quad (5)$$

对于给定轮胎, 在充气平衡条件确定后 K 为一个常量, 单根帘线各点张力随胎体帘线各点角度的变化而变化, 帘线平均张力由式(5)求出, 并由此得到帘线平均应变值。求法如下:

$$\bar{T} = \frac{K}{\cos^2 \alpha_c} \cdot \frac{1}{\alpha_c - \alpha_k} \quad (6)$$

式中 \bar{T} —— 单根帘线平均张力;
 α_k —— 胎冠帘线角度;
 α_c —— 轮辋点帘线角度;

上式经积分后结果如下:

$$\bar{T} = \frac{K}{\alpha_c - \alpha_k} (-\operatorname{ctg} \alpha_c)^{\alpha_c} \quad (7)$$

(4) 计算实例

例如: 7.50 - 16 - 4CN(187tex/2) 10PR 单根帘线张力计算, 结果如下:

(a) 原始数据:

充气压力 $P = 5.3$

胎里半径 $R_k = 37.9$

零点半径 $R_m = 29.3$

裁断角度 $\alpha_0 = 32$

第一层帘布筒半径 $R_0 = 24.51$

轮辋点半径 $R_b = 23.0$

帘线假定伸张值 $T_A = 1.035$

帘线密度 $I_1 = 8.8$

帘线层数 $N = 4$

(b) 计算过程:

$$\begin{aligned} \alpha_k &= \arcsin(R_k / R_0 T_A \cdot \sin \alpha_0) \\ &= \arcsin(37.9 \div 24.51 \div 1.035 \times \sin 32^\circ) \\ &= 52.3^\circ \quad 0.9136(\text{rad}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \alpha_c &= \arcsin(R_b / R_0 T_A \cdot \sin \alpha_0) \\ &= \arcsin(23.0 \div 24.51 \div 1.035 \times \sin 32^\circ) \\ &= 28.72^\circ \quad 0.5012(\text{rad}) \end{aligned}$$

$$K = P \cdot \frac{R_k^2 - R_m^2}{2 R_0 \cos \theta_0 \cdot N_{i0i}} \cdot \cos \theta_k$$

$$= 5.3 \times \frac{(37.9^2 - 29.3^2) \times \cos 52.3^\circ}{2 \times \cos 32^\circ \times 24.51 \times 4 \times 8.8}$$

$$= 1.28$$

(c) 计算结果

$$\bar{T} = \frac{K}{k - c} (-\operatorname{ctg} \theta)_c^k$$

$$= \frac{1.28}{0.9136 - 0.5012} \times (-\operatorname{ctg} 52.3^\circ + \operatorname{ctg} 28.7^\circ)$$

$$= 33.05 (\text{N})$$

$$T_{\max} = K \frac{1}{\cos^2 \theta_k} = 1.28 \times \frac{1}{\cos^2 52.3^\circ}$$

$$= 34.2 (\text{N})$$

(5) 结果分析

由于轮胎在不同气压下,形状参数发生变化,故在两种气压下帘线所受最大张力比如下:

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{K_1 / \cos^2 \theta_{k1}}{K_2 / \cos^2 \theta_{k2}}$$

$$= \frac{P_1}{P_2} \cdot \frac{R_{k1}^2 - R_{m1}^2}{R_{k2}^2 - R_{m2}^2} \cdot \frac{\cos \theta_{k2}}{\cos \theta_{k1}}$$

$$\text{令 } K_1 = \frac{R_{k1}^2 - R_{m1}^2}{R_{k2}^2 - R_{m2}^2} \cdot \frac{\cos \theta_{k2}}{\cos \theta_{k1}}$$

K_1 为不同气压下轮胎形状变化系数。

由此,帘线平均张力为 33N 时对应的应变值为 4.2% 左右,而其最大张力为 3.4N 时对应的应变值为 4.3% 左右。

以上结论为内轮廓伸张值的选取依据之一。

3.2.2 我厂部分规格外胎内轮廓伸张值测定

假定轮胎充气后达到理想状况——充气平衡轮廓形状,并由此取平衡内轮廓参数,计算各点曲率半径,并绘制平衡内轮廓图,与实测的设计内轮廓比较,得出充气平衡内轮廓伸张值。如 7.50-16 10PR 曲折花纹外胎,伸张值为 1.05。由于以上条件均为假定,且影响因素较多,该伸张值作为本设计参数的参考因素之二。

3.2.3 轮胎设计内轮廓到充气平衡内轮廓伸张与帘线伸长的联系

充气轮胎的几何边界条件只有一个,就是轮辋点到胎冠未伸张帘线的长度,把它作为预测轮胎充气形状的边界值,使充气形状与模型有机地结合起来,即有什么样的模型形状和施工条件,就规定了什么样的轮胎充气形状。

几何边界值只有一个,因此设计中调整的变量也只有一个,轮胎充气后发生变化的是断面形状,因此把轮辋点到胎冠点的弧长作为唯一可调整的变量。

假设从轮辋点到轮胎模型顶点的帘线长度为 L_M ,充气后帘线的伸张值为 K_1 ,则充气后帘线长为 $L = K_1 \cdot L_M$, K_1 为帘线平均伸张值。模型中轮胎从轮辋点到轮胎胎冠中心线内轮廓长度为 L ,充气后内轮廓伸张值为 K_2 ,则充气后轮胎轮辋点到胎冠中心线的内轮廓弧长为 L , $L = K_2 \cdot L$,对于同一轮胎, L 与 L_M 遵循一定规律,即 L 可看成 L_M 径向的投影长度,有下式存在:

$$L / L_M = \cos \theta$$

$$L / L_M = \cos \theta$$

式中 θ 为轮胎充气前胎体任一点帘线角度, θ' 为轮胎充气后胎体任一点帘线角度, L , L , L_M , L_M 为其指定曲线上一小微元曲线长,等分条件相同。

对于同一条轮胎,同一部位充气前后任一点的帘线角度略有变化,在此讨论中忽略角度微小变化的影响,故有 $\cos \theta = \cos \theta'$ (),由此从 $L / L_M = L / L_M$ 中推出 $L / L = L_M / L_M = K_1 = K_2$,所以说,轮胎充气后任意两点间的帘线长度伸张值近似于这两点间轮胎内轮廓的伸张值。

综合以上三点,即可给出较切合实际的轮胎内轮廓伸张值。该方法已得到几种规格轮胎的设计验证,结果令人满意。

规格	值选取
11.00 - 20 16PR(10N187tex/2)	1.06
7.50 - 16 10PR(4N187tex/2)	1.05
6.50 - 16 8PR(4N140tex/2)	1.055

3.3 其它有关参数的选取

在由充气平衡轮廓长度确定出设计内轮廓长度之后,设计内轮廓的形状也相应由充气平衡内轮廓给出,其设计原则如下:

(1) 外直径和断面宽的选取原则

由于轮胎胎冠材料较厚,对轮胎形状影响较大,一般外直径略有膨胀,而断面宽承担帘线伸长的绝大部分,因此,设计内轮廓胎里半径比充气平衡轮廓胎里半径一般略小些,并以此确定轮胎设计断面宽。

(2) 轮辋点的选取原则

一般采用轮辋边缘与横坐标成 45° 角的半径延长线与内轮廓曲线交点来确定轮辋点。所谓轮辋点,实际情况为一很小区域,在该区域以下到轮辋着合部分,在充气时被认为几乎不变形。

(3) 轮胎设计内轮廓曲线的设计原则

设计内轮廓曲线的长度由充气平衡内轮廓长度除以内轮廓伸张值而获得,在长度确定以后,可以给出无数条设计内轮廓曲线,较合理的设计内轮廓曲线应该是:胎肩部基本与充气平衡轮廓相似,以保证充气后该处由变形而引起的帘线层间剪切力最小。从胎肩部到胎侧最宽点和从胎侧最宽点到轮辋点伸张均匀,并使下胎侧内轮廓弧经过轮辋点。

(4) 轮胎外轮廓的设计原则

对于一条已确定内轮廓曲线的轮胎,外轮廓曲线基本可相应确定。在由里向外布置材料时,在能保证必要的材料厚度前提下,外轮廓曲线应尽可能靠近内轮廓曲线。

4 实验数据和结论

静态下充入标准气压后,停放 0 和 24h,两种设计方法外缘尺寸变化如表 1 所示。

从表 1 可见,采用“充气平衡轮廓”理论

表 1 两种设计方法的外缘尺寸变化

项 目	常规设计法				充气平衡轮廓法			
	6.50 - 16 10PR		11.00 - 20 16PR		6.50 - 16 10PR		11.00 - 20 16PR	
停放时间/h	0	24	0	24	0	24	0	24
充气后外直径/mm	757.8	761.3	1072.1	1075.1	747.8	748.8	1079.7	1080.7
充气后断面宽/mm	188.0	191.3	287.5	292.0	183.0	184.0	293.0	294.0
花纹形式	顺向曲折		横向八脚		顺向曲折		横向八脚	

由“内”向“外”设计轮胎,在充气停放后,外缘尺寸变化较小,也就是说达到初始平衡后,内应力较小。因此,以“静态充气平衡理论”为设计依据,把轮胎静态形状、柔性复合材料性

能等有机联系起来,进行轮胎优化设计,必将大大提高轮胎设计水平,以优质轮胎满足社会需要。

第九届全国轮胎技术研讨会论文

Discussion on Equilibrium Inflated Inner Contour Designing Method for Bias Ply Nylon Tire

Li Chengmin

(Hualin Tire Corp. Ltd. 157032)

Abstract The determination of the inner contour tension was investigated through the anal-

ysis of 3 main factors in the structure design of bias ply tire , i. e. the inside radius of inflated tire , the radius at the maximum width in cross section of inflated tire , and the crown angle. An optimized design of bias tire could be obtained by combining the static contour of tire with the properties of flexible composite based on the theory of static equilibrium inflated inner contour.

Key words equilibrium inflated inner contour , flexible composite , tire design , inner contour tension

轮胎泄气报警器

英国《轮胎和配件》1996年10期91页报道:

丰田公司开发了一种轮胎泄气报警器,它可在行驶中4条轮胎泄气时向司机报警。与只能记录一条轮胎与其它3条轮胎对比时气压变化的其它报警器不同,它还能显示所有轮胎气压的均匀下降,由于温度变化,这种气压下降在普通行驶条件下常常会发生。ABS传感器测量每条轮胎的气压,并将其与预定气压对比。该装置能帮助司机保持安全的、省油的气压,还能使司机尽早发现轮胎的任何损伤。1996年秋季首批安装这种装置的丰田轿车将离开生产线投放市场。

(涂学忠译)

印度——米其林的下一个目标

英国《欧洲橡胶杂志》1996年178卷9期24页报道:

印度政府已批准了米其林在印度建厂生产轮胎的要求,但米其林说这仅是在建厂的长期历程中迈出的第一步。

米其林自1991年就开始在印度寻求建一家合资生产厂,而且曾一度拥有印度最大的轮胎公司——MRF公司10%的股份,当时这一契约被看作是建立合资企业的第一步,但后来两家公司未达成合资协议。

最近据印度传媒报道,米其林与印度Vikrant轮胎公司发生联系,但迄今这些报道仍在推测阶段。

据称,印度工业部批准的米其林的要求

有效期为两年,而且限制比较少。米其林拒绝评论计划中的厂址、规模、投资额或可能的合资伙伴,只是说印度是全球增长最快的市场之一。

过去几年印度宣布的新建合资轮胎厂项目的投资额为8900万~1.8亿美元(见表1)。

表1 印度合资轮胎厂

合资企业	投资额/万美元
普利司通-ACC	8 900
大陆-阿波罗	8 900
MRC工业/登录普印度	18 000
南亚(Ceat/固特异)	15 000

米其林在印度的契约使之成为印度的大轮胎公司,印度为世界第13大轮胎生产国,1995年生产轿车和载重车轮胎1300万条。

固特异自1961年以来一直在印度拥有生产厂,最近它与Ceat合资的南亚公司已开始生产。

大陆在印度有3家技术合作伙伴,最近已同意与阿波罗轮胎公司建一座生产轿车子午线轮胎的合资厂。

普利司通将于1998年加入印度轮胎公司俱乐部,届时它与联合水泥公司的轿车和轻载车子午线轮胎合资厂将投产。住友公司与登录普印度公司有技术合作关系,横滨公司与Ceat公司有技术合作关系。

倍耐力与Birla轮胎公司有技术合作关系,最近又在谈判扩大伙伴关系并提供一家钢丝帘线厂的整套技术。

(涂学忠译)