

11—22.5 无内胎载重轮胎的结构设计

孟耀文, 石 滨, 李泽津, 闫丕文

(双喜轮胎工业股份有限公司, 山西 太原 030006)

摘要:介绍 11—22.5 无内胎载重轮胎的结构设计情况。通过减小胎圈着合宽度、优化内轮廓形状和模型状态下的压力分布等措施,有效抑制了轮胎充气后在外直径方向上的膨胀,轮胎综合性能满足使用要求,经济效益和社会效益良好。

关键词:无内胎载重轮胎;结构设计;压力函数;充气膨胀

中图分类号:TQ336.1⁺1;U463.341⁺.3 **文献标识码:**B **文章编号:**1006-8171(2006)04-0208-03

无内胎载重轮胎主要用于普通载重汽车和公路拖车,使用条件较好。近年来,根据出口需要,我公司开发了一系列无内胎载重轮胎,11—22.5 轮胎便是其中之一。

根据美国 TRA 规定,11—22.5 轮胎外缘尺寸、充气压力和负荷能力等技术参数与 10.00—20 轮胎几乎相同。经计算,10.00—20 和 11—22.5 轮胎的充气断面高宽比分别为 0.98 和 0.87,因此 11—22.5 轮胎的模型断面高宽比 H/B 也应小于 10.00—20 轮胎。这就导致 11—22.5 轮胎充气后外直径更易膨胀,易造成早期耐磨、耐刺扎能力下降及花纹沟底裂口等问题。因此,如何抑制轮胎充气后在外直径方向上的膨胀是该类型轮胎设计的重点。本文以 11—22.5 规格为例,就该类型轮胎的结构设计情况予以介绍。

1 结构设计

1.1 模型外直径(D)、断面宽(B)和胎圈着合宽度(C)

根据经验,轮胎模型设计参数 H/B 取值越大, D'/D 越小, C/B 值对轮胎的充气膨胀也有一定的影响。

为增大模型断面的 H/B 值,应尽可能使 D'/D 取小值, B'/B 取大值。本设计取 $D'/D = 1.004$, $B'/B = 1.14$,即 $D = 1\ 050\ \text{mm}$, $B = 245$

mm , $H/B = 0.984$ 。由于 B'/B 与 H/B 取值差异较大,可以推测,轮胎充气后的实际变形可能是 $D'/D > 1.004$, $B'/B < 1.14$,轮胎的充气外直径和充气断面宽难以满足预期目标。

为有效抑制轮胎在外直径方向上的充气膨胀,本设计通过减小 C 值来达到调整 C/B 和 H/B 取值的目。具体做法是 C 值比轮辋宽度小 12.5 mm,即取 $C = 197\ \text{mm}$ 。根据轮辋宽度与设计 C 值不同对轮胎充气鼓胀的影响,轮胎装配于测量宽度为 209.5 mm 的标准轮辋上时,充气断面宽将比预计值增大 [$\Delta B' = 12.5 \times 0.4 = 5.0\ (\text{mm})$]。因此,轮胎的模型断面宽可相应减小为 240 mm; H/B 也由原来的 0.984 增大为 1.004,在一定程度上缩小了 B'/B 与 H/B 的差值,对抑制轮胎在外直径方向上的充气膨胀有利。

1.2 行驶面和胎肩

轮胎的行驶面设计对轮胎的耐磨性能和接地压力分布等有直接影响,同时也在一定程度上决定了轮胎的肩部厚度和散热性能。考虑到轮胎的使用条件较好,为有效降低轮胎生热和成本,取 $b/B = 0.75$,同时将 h/H 取小值,使行驶面较为平坦一些,以改善轮胎的接地和耐磨性能。

轮胎胎肩部位采用反弧形设计,旨在减小胎肩厚度,降低胎肩刚性,使胎肩部位易于向外膨胀,从而抑制轮胎冠部膨胀,同时生热低、散热快,对提高轮胎的耐久性有利。

1.3 胎圈和胎趾倾角

轮胎的标准轮辋为底部倾斜角度为 15° 的特

制深槽轮辋, 为保证无内胎轮胎胎圈口的气密性, 胎圈与轮辋采用过盈配合, 底部倾斜角度为 17° 。

轮胎设计 C 值比轮辋宽度小 12.5 mm , 应根据标准轮辋绘制胎圈轮廓曲线, 避免轮胎与轮辋配合过紧、过松甚至漏气的问题。

1.4 断面水平轴位置(H_1/H_2)

由于轮辋宽度大于设计 C 值, 使下胎侧的挺性增大, 断面水平轴位置上移, 因此, 断面水平轴位置不宜过高。

一般而言, 轮胎的内轮廓趋于圆形有利于减小轮胎的内应力。因此, 在轮胎各部位厚度确定后, 根据内轮廓趋于圆形的设计思想确定断面水平轴位置, 如图 1 所示。

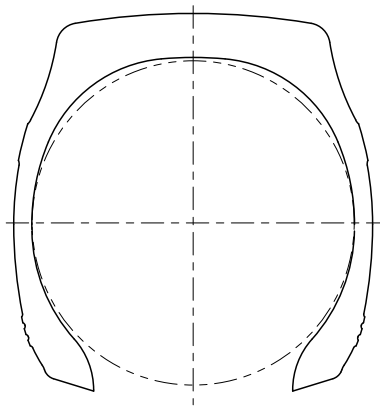


图 1 断面水平轴位置示意

1.5 花纹形式

轮胎采用普通的条形花纹, 如图 2 所示。

2 施工设计

2.1 胎面

胎面采用四方六块复合结构。胎面各部位的材料分布充分考虑了轮胎形变过程中的相互作用与受力形式, 使其适应轮胎整体形变的要求。

2.2 胎体帘布层与缓冲层

胎体采用高强力优质锦纶 6 帘布。胎冠帘线角度(β_k)取大值, 有利于抑制轮胎在外直径方向上的充气膨胀, 但同时也使胎体帘线张力和层间剪切力急剧增大, 易形成应力集中, 综合权衡后, 取 $\beta_k=52^\circ$ 。

轮辋宽度大于 C 值使轮胎的变形区域在一定程度上上移, 因此, 胎体帘布不需要采用专门的

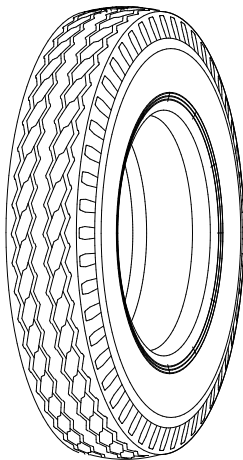


图 2 轮胎花纹示意

高反包设计, 胎体帘布级差和反包高度的设置使胎侧至胎圈的材料厚度和刚度平滑过渡即可, 以免出现应力集中。

缓冲帘布层采用宽、窄结构, 其中宽缓冲层的端点设在装配线附近, 窄缓冲层端点则设在行驶面以内, 以避免应力集中区。上、下缓冲胶片分别覆盖宽、窄缓冲层端点, 以提高缓冲层与相邻部件的粘合强度和动态疲劳性能。

2.3 胎圈

轮胎胎趾倾角为 17° , 钢丝圈直径的选取要充分考虑到较大胎趾倾角对钢丝圈底部材料压缩率的影响, 以保证轮胎与轮辋紧密配合。钢丝圈强度计算不仅要考虑轮胎充气压力的作用, 同时还要考虑胎圈与轮辋过盈配合引起的箍紧力。

较大胎趾倾角对钢丝圈受力均匀性存在一定的影响, 在工艺条件许可的情况下, 应尽可能采用单钢丝圈结构, 尤其是低层级轮胎。在胎体帘布层数较多必须采用双钢丝圈结构时, 内外两钢丝圈应采用不等直径, 扣圈盘采用阶梯形, 在方便成型操作的同时, 也可改善内外钢丝圈受力状况。

胎圈包布采用单丝锦纶网眼布, 在胎圈包布外面加贴胎圈护胶, 并与气密层胶片相搭接。

2.4 成型机头直径

成型机头直径与钢丝圈直径的比值取 1.28, 机头自动折叠。经计算, 成品轮胎胎里直径与机头直径的比值为 1.35, 轮胎定型时的帘线伸张较小, 可有效保证胎体强度。不同层级的轮胎因胎体结构和包圈方式的不同而采用不同的鼓肩

曲线。

2.5 胎圈部位的排气线

针对无内胎轮胎在胎趾和胎踵部位易缺胶的问题,在模型的胎趾倾斜面上和胎踵附近沿圆周24等分交错设置排气线,同时在胎踵处设置R为0.5 mm的周向排气线,如图3所示。

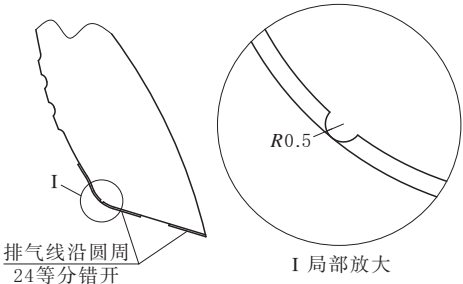


图3 胎圈部位排气线示意

3 应用压力函数法优化轮胎充气轮廓

试制11—22.5 14PR样胎,其部分设计参数和充气外缘尺寸测量结果如下:胎体层数6,帘线假定伸张值1.035,胎冠帘线角度52°,胎冠总厚度29 mm,胎肩总厚度39 mm,胎肩厚度/胎冠厚度比1.35,充气外直径1 062 mm,充气断面宽275.5 mm。

轮胎的充气外缘尺寸虽然符合技术标准,但外直径偏大、断面宽偏小。因此,通过调整轮胎的胎肩与胎冠厚度的比值及内轮廓形状,优化轮胎在模型状态下的压力分布。优化前后轮胎的压力分布对比如图4所示。据资料^[1]介绍,轮胎在模型状态下压力小的部位,充气后变形大。优化后轮胎的压力分布比较均匀,冠部压力比优化前大一些,有利于抑制轮胎充气后的冠部膨胀。

4 成品性能检测

轮胎充气外缘尺寸及强度试验结果见表1。轮胎耐久性试验条件见表2,试验结果见表3。轮胎的外缘尺寸、压穿强度和耐久性均满足设计要求。

5 结论

(1)胎圈着合宽度取值小于轮辋宽度可在一定程度上抑制轮胎在外直径方向上的充气膨胀。

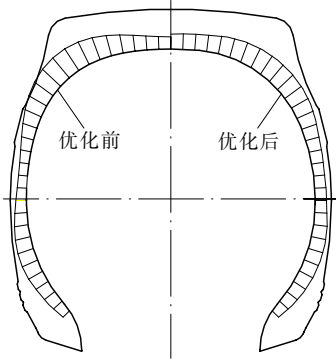


图4 轮胎优化前后模型状态下的压力分布

表1 轮胎充气外缘尺寸及强度试验结果

层级	充气外缘尺寸/mm		强度比/%
	断面宽	外直径	
12	279.0	1 057.4	145.5
14	277.5	1 056.0	148.0
16	276.5	1 054.5	138.6

表2 轮胎耐久性试验条件

试验阶段	负荷率/%	时间/h
1	65	7
2	85	16
3	100	24
4	110	10
5	120	10
6	130	损坏为止

注:试验速度 65 km·h⁻¹。

表3 轮胎耐久性试验结果

层级	累计行驶时间/h	损坏情况
12	89.75	胎肩起泡
14	81.33	胎肩起泡
16	77.17	胎冠脱层

(2)通过优化轮胎的内轮廓形状和模型状态下的压力函数分布,可在一定程度上控制轮胎的充气变形。

轮胎投产5年来,产品质量稳定,出口到多个国家和地区,为公司创造了良好的经济效益和社会效益。

参考文献:

[1] 王军平,周喜进.用压力函数法研究轮胎早期磨损问题[J].轮胎工业,2003,23(5):266-268.