

轻型载重轮胎异常磨损原因分析及解决措施

潘 斌¹, 马 骏², 钱立军²

(1. 中山职业技术学院 机电工程学院, 广东 中山 528404; 2. 合肥工业大学 机械与汽车工程学院, 安徽 合肥 230009)

摘要:根据装配于某轻型客车的轻型载重轮胎批量产生异常磨损的实际情况, 以前轮定位参数为突破口, 从转向和悬架系统的结构设计入手, 分析导致轮胎异常磨损的具体原因, 重新设计前轮定位参数, 并通过相关试验验证前轮定位参数取值的合理性, 有效解决了该车型轮胎异常磨损问题。

关键词:轻型客车; 轻型载重轮胎; 磨损; 定位参数

中图分类号: U463.341⁺.3; TQ336.1 **文献标志码:** B **文章编号:** 1006-8171(2016)08-0493-06

轮胎的使用寿命受到汽车设计工程师、轮胎设计工程师和轮胎使用者的密切关注。正常情况下轮胎的使用寿命主要取决于胎面的耐磨性能。胎面磨损过程包含着物理-化学过程, 受胎面胶耐磨性能、轮胎结构、轮辋宽度、充气压力、负荷、车速、牵引力、侧偏力、路面类型、外界温度及驾驶员操作等影响。异常磨损对轮胎使用寿命的影响非常大, 本工作根据某轻型客车批量出现的轮胎异常磨损实际情况, 以前轮定位参数为突破口, 从转向和悬架系统的结构设计入手, 探索导致该轻型载重轮胎异常磨损的原因, 提出解决方案, 并进行试验验证。

1 胎面异常磨损原因分析

胎面磨损是轮胎在纵向和侧向切线应力作用下与路面相互滑移摩擦, 胎面胶表层受到机械应力、热、氧等因素的综合作用, 发生分子链与交联键断裂破坏的复杂过程, 往往是多种机理共同作用的结果。牵引力和侧偏力是影响胎面磨损的最不利因素。轮胎异常磨损是在胎面宽度和周向上存在明显的磨损量分布差异, 主要包括不均匀磨损、不规则磨损、偏磨损、间断规则性磨损、羽毛状磨损等。图1示出了轮胎胎面异常磨损因素综合关系。

从图1可以看出, 导致轮胎胎面异常磨损的因素很多, 相互之间的影响关系也很复杂, 主要如下

作者简介:潘斌(1982—), 男, 江西定南县人, 中山职业技术学院讲师, 硕士, 主要从事机电工程方面的研究工作。

所示^[1-2]。

(1) 四轮定位参数。四轮定位参数之间相互制约, 相互影响, 同时又影响着整车的转向系统和悬架系统的运动, 最终影响整车的操纵稳定性和安全性。

(2) 整车及底盘结构。悬架的刚度和安装位置、整车载荷质量、载荷分配系数、制动力分配、整车质心高度、转向系统结构以及悬架结构等都会影响胎面磨损。

(3) 轮胎结构和机械特性。轮胎径向刚度、充气压力和断面高等也会影响胎面磨损。

经长期观察和调查分析, 结合实践经验, 发现轮胎异常磨损的产生原因具体如下^[2-4]。

(1) 车轮定位。前束值设置不合理使两前轮同时对称磨损, 在极短时间内轮胎花纹磨光, 车轮的旋转方向和前进方向不一致, 产生滑移, 造成偏磨, 使得肩角起峰、起毛, 且磨面较为粗糙。车轮外倾角与主销内倾角相互配合, 如果配合得当, 车辆行驶时车轮的实际外倾角接近于0°, 轮胎胎冠与地面全部接触, 轮胎无异常磨损; 如果配合不当, 轮胎外倾角过大时, 其外侧受力将增大, 外侧会出现异常磨损, 而外倾角过小, 主销内倾角过大时, 内侧受力增大, 会导致异常磨损。

(2) 车桥定位。车桥定位几种异常表现形式为: 双桥平行, 而车轮的对角线不相等; 双桥的中心线都和整车中心线不垂直以及单桥中心线和整车中心线不垂直。这些都会造成汽车行驶时跑偏

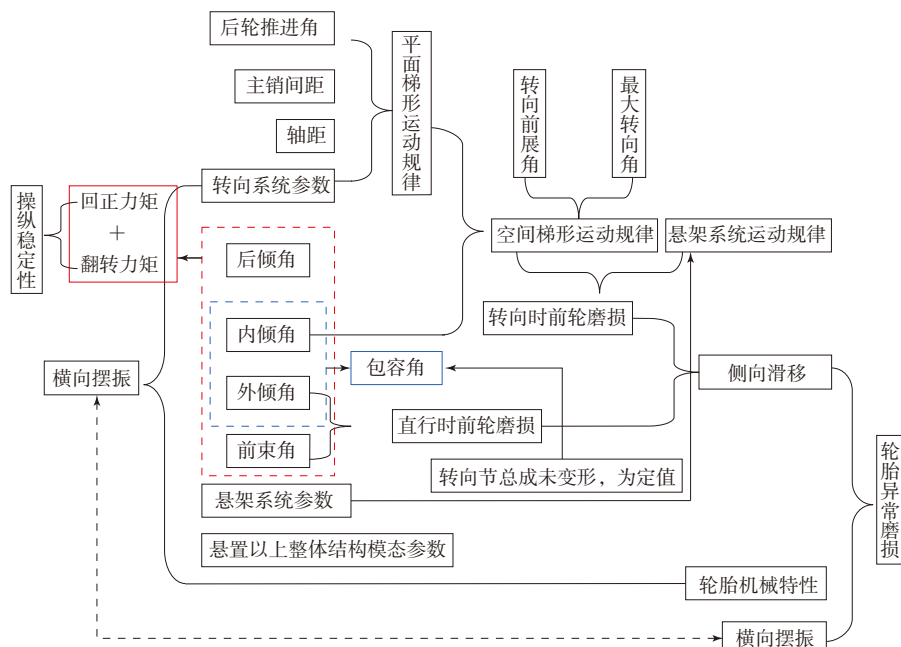


图2 轮胎异常磨损技术分解路线

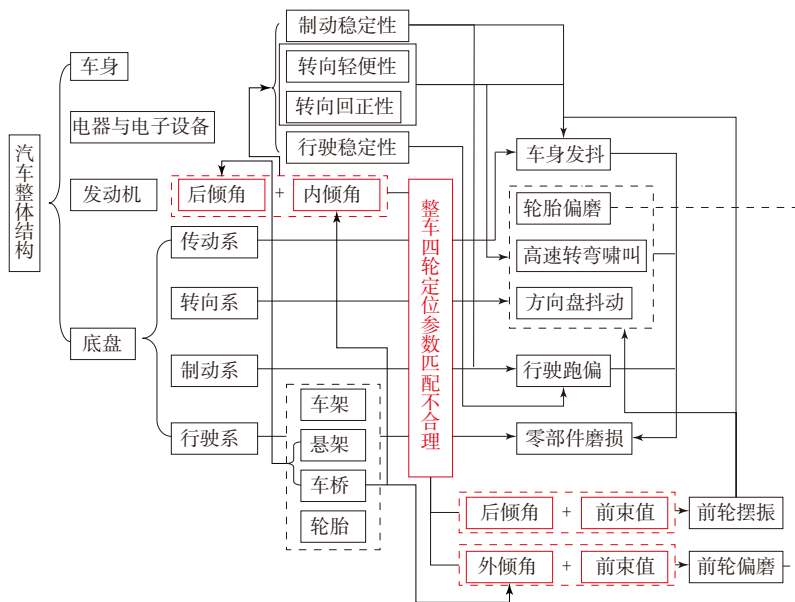


图3 定位参数与汽车性能的关系

2 前轮定位参数优化和试验验证

2.1 定位参数优化

2.1.1 外倾角和前束值的匹配

对同一车轮而言,若外倾角与前束值选取适当,可使外倾角引起的侧偏与前束引起的侧偏相互抵消或部分抵消,达到减少轮胎侧向滑移、降低磨损的目的。这种相互抵消轮胎侧偏的效应仅在

前束值与外倾角小条件下成立。在线性范围内轮胎侧偏刚度是一定值,当轮胎所受外倾侧向力与前束侧向力相等时,产生的侧偏变形也相同。前束值和外倾角是一对相互影响的因素,文献[5]以轮胎运动几何轨迹为基础,从保证车辆沿直线滚动向前行驶而无横向滑移为前提,推导出以下公式:

$$T = \frac{4Lld\gamma}{(8L - l)r} \quad (1)$$

式中 T ——前束值, mm;
 L ——车辆轴距, mm;
 l ——轮胎接地印痕长度, mm;
 d ——测量前束处的轮辋直径, mm;
 γ ——车轮外倾角, rad;
 r ——轮胎的滚动半径, mm。

l 是受多种因素影响的参数,在整车开发设计过程中, l 值可由下式确定:

$$l = 2\sqrt{(D - \Delta)}\Delta \quad (2)$$

式中, D 为轮胎外直径, mm; Δ 为转向轮胎在前桥垂直载荷作用下的径向变形量, mm,通过单位转换, Δ 由下式确定^[6]:

$$\Delta = 19.1 \frac{CK(0.5G_1)^{0.85}}{B^{0.7}D^{0.43}p^{0.6}} \quad (3)$$

式中,19.1为单位换算系数(原公式单位为cm); C 为系数,普通斜交轮胎为1.15,子午线轮胎为1.5; K 为系数,为 $0.0015B + 0.42$; B 为轮胎断面宽, mm; p 为轮胎充气压力, 100 kPa; G_1 为前轴载荷, kg。

2.1.2 内倾角和后倾角的优化

主销内倾角和后倾角对汽车操作稳定性影响主要体现在转向回正性和转向轻便性。汽车转向时,经转向传动机构传到转向轮的转向力矩须克服转向轮回正力矩和转向轮阻力矩,以实现车轮转向。文献[4]综合考虑车轮转向回正力矩与总回正阻力矩,以主销内倾角、主销后倾角为变量,提出了基于转向回正性能前轮定位参数解析优化程序设计结构。

根据GB/T 6323.4—1994《汽车操纵稳定性试验方法 转向回正性能试验》要求,汽车转向回正性能可以按照QC/T 480—1999(2005)《汽车操纵稳定性指标限值与评价方法》规定的计分标准来进行客观评价。残余横摆角速度(Δr_{δ})为QC/T 480—1999(2005)中计分标准之一, Δr_{δ} 与残余转向角($\Delta\delta$)之间对应关系为

$$\begin{cases} \Delta r_{\delta} = V\Delta\delta/L \\ N_{\Delta r} = 60 + [40(\Delta r_{\delta 0} + \Delta r)]/(\Delta r_{\delta 0} - \Delta r_{100}) \end{cases} \quad (4)$$

式中, V 为车速; $N_{\Delta r}$ 为残余横摆角速度绝对值,为评价计分; $\Delta r_{\delta 0}$ 为残余横摆角速度的下限值, rad $\cdot$ s $^{-1}$; Δr_{100} 为残余横摆角速度的上限值, rad $\cdot$ s $^{-1}$; Δr 为残余横摆角速度试验值, rad $\cdot$ s $^{-1}$ 。

$\Delta\delta$ 可以参考文献[6]求得。QC/T 480—1999(2005)规定大于2.5 t且小于6 t的客货车, Δr_{100} 为0, $\Delta r_{\delta 0}$ 为3。程序中主销内倾角约束区间取 $[6^\circ, 12^\circ]$,主销后倾角约束区间取 $[1^\circ, 4^\circ]$ 。借助matlab软件实现内倾角和后倾角优化计算。

根据上述内容,重新计算该轻型客车前轮定位参数,并根据优化计算结果与现有前桥状态重新确定前桥技术参数。

2.2 定位参数试验验证

前轮定位参数对汽车的操纵稳定性和安全性有重要的影响。前轮定位参数与其他技术参数匹配不合理将会导致整车操纵稳定性不理想,严重时甚至会出现前轮摆振。为此,优化计算得到前轮定位参数后,需要进行操纵稳定性试验对其合理性给予验证。通过横向侧滑试验来验证前轮外倾角和前束值设置的合理性;通过转向回正性能试验和转向轻便性试验来验证主销后倾角和主销内倾角设置的合理性。

2.2.1 横向滑移试验

由于前束值比较容易调整,按照GB 7258—2004《机动车运行安全技术条件》(附录B)规定的转向轮横向侧滑量检验方法,对样车优化前后状态进行侧滑试验。试验结果表明,优化前横向侧滑量为4.2 mm,优化后横向侧滑量为2.8 mm,可见优化后横向侧滑量大幅减小。

2.2.2 转向轻便性试验

前轮定位参数选用是否合理将直接影响转向轮回正力矩的大小,与驾驶员施加在转向盘的力输入有直接联系。表征转向轻便性的转向力矩为前轮定位参数的函数。样车按GB/T 6323.5—1994《汽车操纵稳定性试验方法 转向轻便性试验》要求进行转向轻便性试验,参照QC/T 480—1999(2005)评分标准对样车优化前后状态进行转向轻便性评价,试验结果如表1所示。

2.2.3 转向回正性试验

表征转向回正性的残余横摆角速度为前轮定位参数的函数。样车按GB/T 6323.4—1994要求进行转向回正性试验,参照QC/T 480—1999(2005)评分标准对样车进行评价,试验结果如表2所示。

表1 优化前后样车转向轻便性试验结果					
项 目	测量结果		计分值		
	优化后	优化前	优化后	优化前	
左转					
方向盘最大转角/(°)	933.80	889.73			
方向盘最大作用力矩/ (N·m)	25.30	21.83			
方向盘最大作用力/N	112.60	97.07	76.6	83.5	
右转					
方向盘最大转角/(°)	1 005.80	844.1			
方向盘最大作用力矩/ (N·m)	21.70	24.00			
方向盘最大作用力/N	96.30	106.67	83.9	79.3	
方向盘作用功/J	562.80	387.74			
方向盘平均摩擦力矩/ (N·m)	8.30	6.41			
方向盘平均摩擦力/N	36.90	28.47	95.4	100	
转向轻便性总计分			86.2	89.4	

表2 优化前后样车转向回正性试验结果					
项 目	测量结果		计分值		
	优化后	优化前	优化后	优化前	
左转					
初始横摆角速度/ [(°)·s ⁻¹]	29.06	29.31			
残余横摆角速度/ [(°)·s ⁻¹]	1.53	3.96	79.6	47.2	
横摆角速度总方差/s	0.55	0.74	77.1	55.4	
右转					
初始横摆角速度/ [(°)·s ⁻¹]	29.55	29.98			
残余横摆角速度 [(°)·s ⁻¹]	0.66	2.39	91.2	68.1	
横摆角速度总方差/s	0.59	0.69	72.6	61.1	
转向回正性总计分			78.4	51.3	

2.2.4 稳态转向特性试验

汽车稳态转向特性主要反映汽车“不足转向”“中型转向”和“过多转向”的特性,前轮定位参数选择不合理,将会出现整车“过多转向”,严重时影响整车的操纵稳定性。样车按GB/T 6323.6—1994要求进行转向特性试验,参照QC/T 480—1999(2005)评分标准对样车进行稳态转向特性评价,试验结果如表3所示。

2.2.5 转向轮摆振试验

汽车摆振是一个受多因素、多变量作用的问题,这决定了具体样车横摆因素确定的难度和设计初期的不确定性。汽车摆振影响汽车操纵稳定性、行驶平顺性和动力性等。汽车前轮定位参数对汽车横摆有明显影响^[7-8]。参照文献[7]介绍的

表3 优化前后样车稳态回转试验结果					
项 目	试验结果		计分值		
	优化后	优化前	优化后	优化前	
左转					
中性转向点的侧向加速度/ (m·s ⁻²)	>8	>8	100	100	
侧向加速度为2 m·s ⁻² 时 不足转向度/ [(°)·m ⁻¹ ·s ⁻²]	0.17	0.13	81.2	77.0	
车身侧倾度/ [(°)·m ⁻¹ ·s ⁻²]	0.88	1.06	85.6	71.2	
右转					
中性转向点的侧向加速度/ (m·s ⁻²)	>8	>8	100	100	
侧向加速度为2 m·s ⁻² 时 不足转向度/ [(°)·m ⁻¹ ·s ⁻²]	0.47	0.29	99.4	91.3	
车身侧倾度/ [(°)·m ⁻¹ ·s ⁻²]	0.87	0.84	86.4	88.8	
稳态回转总计分	—	—	88.9	82.7	

试验方法对样车满载状态进行横向摆振试验,试验结果如表4所示。

表4 样车优化后横向摆振试验结果						
(振动加速度的有效值)						g
项 目	满载时车辆速度/(km·h ⁻¹)					
	10	20	30	40	50	60
前桥右侧:+Y轴	0.049	0.071	0.090	0.093	0.104	0.121
前桥左侧:-Y轴	0.049	0.068	0.087	0.088	0.099	0.116
横拉杆左侧:+Y轴	0.130	0.230	0.279	0.342	0.435	0.585

由上述试验结果可知,优化计算得到的前轮定位参数与整车参数匹配良好,保证了整车具有良好的转向回正性、轻便性和稳态转向特性,直线行驶稳定,同时优化后整车对转向角输入有着良好的横摆响应。

2.3 样车轮胎磨损道路试验

由上述分析可知,前轮定位参数不合理将导致轮胎的异常磨损。为此,分别对优化前后的样车进行轮胎磨损道路试验(2 500 km)。图4示出了优化前后经过轮胎磨损道路试验后胎面情况。

通过对样车轮胎进行磨损道路试验发现,经过2 500 km磨合后,轮胎磨损量由优化前的4 mm减少到优化后的0.8 mm,说明轮胎异常磨损问题得到了很好解决。

3 结语

根据装配于某轻型客车的轻型载重轮胎批量



(a) 优化前



(b) 优化后

图4 优化前后轮胎磨损道路试验后胎面情况
产生异常磨损的实际情况,以前轮定位参数为突破口,从转向和悬架系统的结构设计入手,分析导致轮胎异常磨损的具体原因,重新设计前轮定

位参数,并通过汽车横向滑移试验、转向轻便性试验、转向回正试验、稳态转向特性试验、转向轮摆振试验以及样车轮胎磨损道路试验等验证前轮定位参数取值的合理性,有效解决了该车型轮胎异常磨损问题。该研究为汽车产品开发设计提供了借鉴和参考。

参考文献:

- [1] 彭旭东,郭孔辉,丁玉华,等. 轮胎磨损的影响因素[J]. 橡胶工业, 2003,50(10):619-624.
- [2] 黄海波,靳晓雄,丁玉兰. 轮胎偏磨损机理及数值解析方法研究[J]. 同济大学学报:自然科学版,2006,34(2):234-237.
- [3] 石保翠,李贤明. 浅谈客车轮胎磨损的原因及解决方案[J]. 汽车零部件,2009(8):74-75.
- [4] 马骏,钱立军. 汽车外倾角与前束值的合理匹配研究[J]. 合肥工业大学学报:自然科学版,2012(1):25-28.
- [5] 庄继德. 汽车轮胎学[M]. 北京:北京理工大学出版社,1995:127-189.
- [6] 钱立军,马骏,高军. 基于转向回正性能主销内倾角和主销后倾角解析研究[J]. 汽车技术,2012(6):20-23.
- [7] 陈吉清,兰凤崇, J. Lin. 轻型货车转向轮摆振计算仿真和试验研究[J]. 振动、测试与诊断,2005,25(1):26-30.
- [8] 李胜,林逸. 汽车转向轮摆振研究[J]. 汽车技术,2004(11):16-19.

收稿日期:2016-03-07

欧洲和北美原配胎和超高性能轮胎销售 助力韩泰一季度业绩

中图分类号:TQ336.1;F27 文献标志码:D

美国《现代轮胎经销商》(www.moderntiredealer.com)2016年5月2日报道:

韩泰轮胎有限公司2016年一季度全球总销售额为1.63万亿韩元,同比增长9.4%,去年同期的销售额为1.48万亿韩元。根据汇率,公司一季度销售额共计13.5亿美元。与去年同期相比,公司营业收入增长23.6%,达2 511亿韩元,净收入未公布。

韩泰表示,2016年一季度的增长归功于其在欧洲和北美核心市场的骄人业绩,尤其是在美国。公司在欧洲和美国的轮胎和原配胎销售量同比分别增长7.9%和8.4%。公司实施积极的全球下游战略,同时加强与市场的品牌传播活动能见度,为一季度的业绩作出了贡献。

超高性能(UHP)轮胎一季度销售额同比增长6.9%,约占公司一季度总销售额的33.7%,并保持

持续的销售增长。尤其是在欧洲和北美洲,UHP轮胎销售额分别同比增长15.6%和38.7%。

韩泰表示将进一步提高其在高档轮胎市场上的地位,尤其是在欧洲和北美。由于大尺寸轮胎市场需求有所增加,韩泰计划到2017年将其4 000个直接和间接的全球分销渠道扩大50%。

作为全球顶级轮胎公司,韩泰将继续通过为全球高档品牌汽车提供轮胎来加速其业务增长。

(吴淑华摘译 李静萍校)

国外简讯1则

△倍耐力与国际汽车联合会(FIA)续签合同,在2017—2019年的未来3年,倍耐力仍为FIA一级方程式世界锦标赛独家轮胎供应商。

目前的合同于2016年冬季结束。从2017年将推出新技术规则,包括车身及加宽轮胎等重大变化。

MTD(www.moderntiredealer.com),2016-06-17