

doi:10.16018/j.cnki.cn32-1650/n.202003006

无内胎钢制车轮高强度钢等代设计

孙 跃

(江苏大学 东海机械汽配研究院,江苏 连云港 222300)

摘要:利用 SolidWorks 和 Ansys 软件建立 22.5 in×9.0 in 无内胎钢制车轮的有限元分析模型,采用高强度钢代换低强钢的方法,在保证强度和疲劳寿命的前提下,对车轮进行了轻量化设计,减薄了轮辋和轮辐厚度。弯曲和径向试验的仿真结果表明:虽然改进后的各自最大等效力都有所增加,但都没有超过材料的屈服极限;采用名义应力法并根据经验公式建立的 590CL 材料的 S-N 曲线方程,计算得出的疲劳寿命符合 GB/T 5909—2005 标准要求。

关键词:车轮;疲劳试验;有限元;疲劳寿命

中图分类号:U463.34 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5322(2020)03-0029-06

钢制无内胎车轮一般由钢板卷制的轮辋和旋压成形的轮辐焊接而成,安装无内胎轮胎,利用胎圈座和轮缘结构与轮胎贴合防止漏气。随着汽车节能和轻量化要求的深入,采用高强度材料代替低强度材料从而减少材料厚度是一个简单而有效地降低汽车质量的方法。在保持结构强度不降低的情况下,采用高强度钢板代替普通钢板已经在货车车架、车厢上得到应用^[1]。车轮是汽车重要的安全部件,属于非簧载质量,轻量化设计可以有效提高汽车燃油经济性和操控性。因此借鉴车架和车厢轻量化设计经验,在保证车轮的强度、刚度和疲劳寿命不低于原设计的情况下,将等代设计的方法引进车轮设计中,结合有限元仿真分析技术,将低强度厚钢板替换为高强度薄钢板成为一种现实需要。

1 高强钢等代设计

1.1 原方案

某型汽车车轮规格为 22.5 in×9.0 in(轮辋直径×宽度,即 57.15 cm×22.86 cm),采用 15°深槽轮辋结构。轮辋厚度为 7 mm,材质为 380CL;轮辐厚度为 14 mm,材质为 Q235。轮辐上均布 10 个通风孔和 10 个螺栓连接孔,螺栓孔分度圆直径 φ335 mm,车轮结构参数具体见表 1。

表 1 车轮结构材料性能					
Table 1 Material properties of wheel structure					
结构	材料	弹性模量/MPa	泊松比	屈服强度/MPa	抗拉强度/MPa (kg·m ⁻³)
轮辋	380CL	20 000	0.3	320	420 7 850
轮辐	Q235	20 000	0.3	235	320 7 850

1.2 等代设计

在保证车轮几何尺寸不变、性能设计符合要求、制造工艺变化不大的前提下,采用高强度钢是实现车轮轻量化的最直接方式。参考车架和车厢的等代设计方法,高强度钢板等代壁厚计算公式为^[2]:

$$T_2 = T_1 \times \sqrt{\frac{R_{e1}}{R_{e2}}} \tag{1}$$

式中: T_1 为原钢板厚度,mm; T_2 为替代钢板厚度,mm; R_{e1} 为原钢板屈服强度,MPa; R_{e2} 为替代钢板屈服强度,MPa。

如果轮辋部分用 590CL 钢板替换原 380CL 钢板,替换后钢板屈服强度取 540 MPa,根据公式(1)求得替换后 590CL 的理论厚度 T_2 为:

$$T_2 = T_1 \times \sqrt{\frac{R_{e1}}{R_{e2}}} = 7 \times \sqrt{\frac{320}{540}} \approx 5.38 \text{ mm}$$

轮辐部分用 380CL 钢板替换原 Q235 钢板,根据公式(1)求得替换后 380CL 的理论 T'_2 厚

收稿日期:2020-01-19

作者简介:孙跃(1984—),男,江苏连云港人,工程师,硕士,主要研究方向为有限元仿真。

度为:

$$T'_2 = T'_1 \times \sqrt{\frac{R'_{e1}}{R'_{e2}}} = 14 \times \sqrt{\frac{235}{320}} \approx 11.99 \text{ mm}$$

对上述数据进行圆整,取替换后的轮辋厚度为 5.5 mm、轮辐厚度为 12 mm。

2 疲劳性能试验方法

根据国标 GB/T 5909—2005《商用车车轮性能要求和试验方法》^[3]的要求,车轮设计完成后要分别进行弯曲和径向疲劳试验,检测车轮的安全性能,要求试验后的车轮在渗透测试法下无明显可见裂纹。弯曲疲劳试验让车轮承受一旋转弯矩模拟连续转弯状态,试验原理如图 1 所示;径向疲劳试验是车轮装胎充气后承受一定径向载荷模拟道路行驶状态,试验原理如图 2 所示。

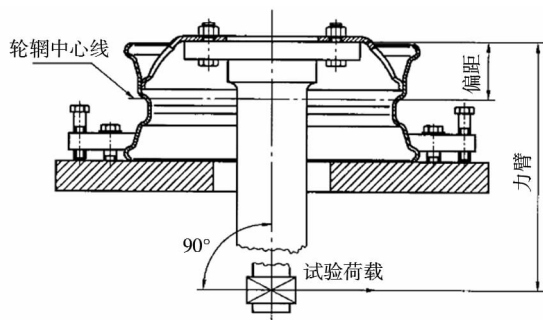


图 1 弯曲疲劳试验示意图

Fig 1 Schematic diagram of bending fatigue test

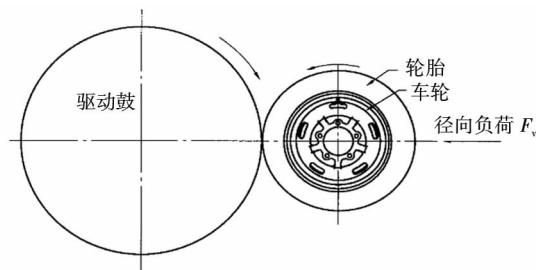


图 2 径向疲劳试验示意图

Fig 2 Schematic diagram of bending fatigue test

弯曲疲劳试验中的弯矩 M 可根据公式(2)确定。

$$M = (\mu \cdot R + d) F_v \cdot S \quad (2)$$

式中: μ 为摩擦系数,取 0.7; R 为轮胎静负荷半径,m; d 为车轮的偏距,m; F_v 为车轮最大额定载荷,N; K' 为弯曲试验强化试验系数,取 1.6。

径向疲劳试验中的径向载荷 F_r 可根据公式(3)确定。

$$F_r = F_v \cdot K \quad (3)$$

式中: F_v 为车轮最大额定载荷,N; K 为径向试验强化试验系数,取 1.6。

根据经验以试验轮胎的设计载荷为参考, F_v 取为 35 500 N,经计算可确定弯矩 M 为 20 000 N·m,径向载荷 F_r 为 56 800 N,作为后续弯曲和径向有限元仿真分析的载荷条件。

3 有限元仿真

3.1 原方案分析结果

弯曲试验可直接根据物理试验形式建模进行有限元分析,径向试验由于要安装轮胎充气后试验,考虑到胎圈座与轮胎非线性接触的复杂性,径向疲劳仿真根据 Stearns 等^[4]的研究成果对胎圈座处施加余弦分布载荷等效轮胎传递的径向载荷。由于试验转速远低于车轮的一阶固有频率,可采用载荷步静态结构分析模拟动态分析的方式,将车轮一周 36 等份,每 10°设置一求解步,进行逐载荷步求解。

根据相关研究,离心力对疲劳寿命影响不大,在仿真中可不予考虑^[5]。车轮在试验中处于复杂的应力状态,为便于分析,以 Von-Mises 应力状态作为分析判断的标准,对原方案分别进行弯曲疲劳试验和径向疲劳试验仿真,得应力云图分别如图 3、图 4 所示,变形云图分别如图 5、图 6 所示。



图 3 弯曲试验应力云图

Fig 3 Bending test stress diagram

由图 3 可知,在弯曲试验仿真分析中,最大等效应力出现在轮辋螺栓孔处,值为 166.3 MPa,小于 Q235 的屈服强度 235 MPa;由图 5 可知,弯曲试验等效变形分布情况与应力分布相对应,最大变形出现在最大等效应力螺栓孔处,值为 0.244 mm。由图 4 可知,在径向试验仿真分析中最大等



图 4 径向试验应力云图

Fig 4 Radial test stress diagram

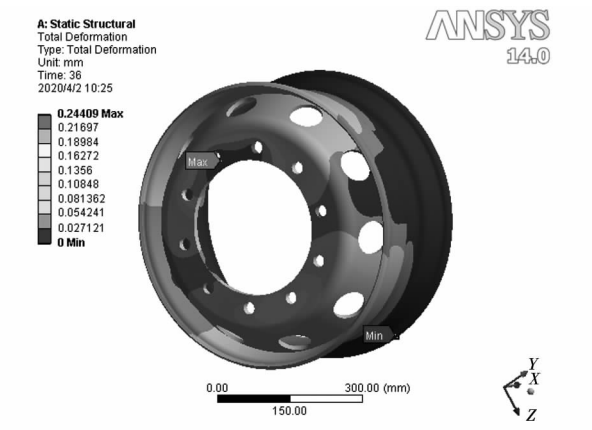


图 5 弯曲试验变形云图

Fig 5 Bending test deformation diagram

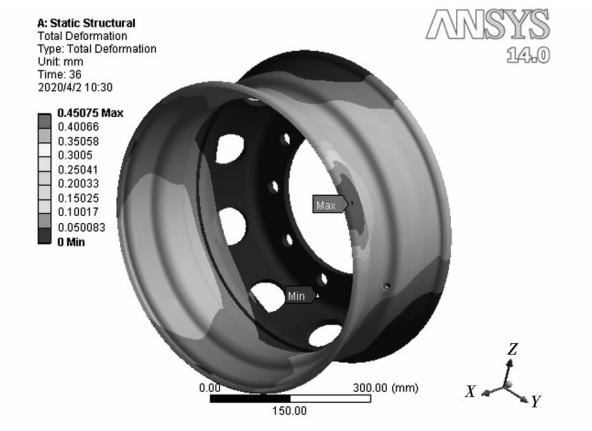


图 6 径向试验变形云图

Fig 6 Radial test deformation diagram

效应力出现在气门嘴处, 值为 133.46 MPa, 小于 380CL 的屈服强度 320 MPa; 由图 6 可知, 径向试验等效变形最大值出现在轮缘处, 值为 0.450 mm。

3.2 新方案分析结果

根据等代设计方案中的轮辋和轮辐厚度, 重新建模并导入有限元软件分别进行弯曲疲劳和径向疲劳的仿真分析, 得到应力云图分别如图 7、图 8 所示, 变形云图分别如图 9、图 10 所示。



图 7 弯曲试验应力云图

Fig 7 Bending test stress diagram



图 8 径向试验应力云图

Fig 8 Radial test stress diagram

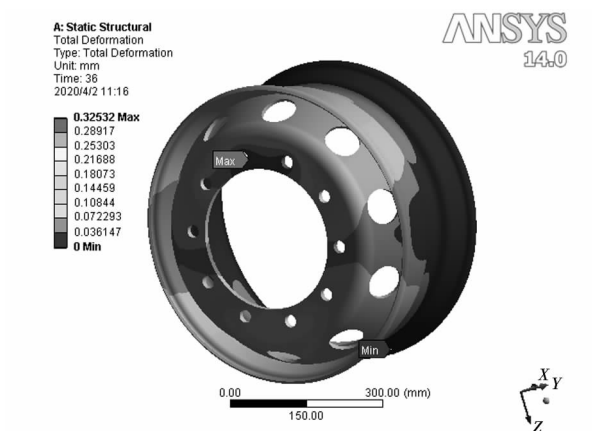


图 9 弯曲试验变形云图

Fig 9 Bending test deformation diagram

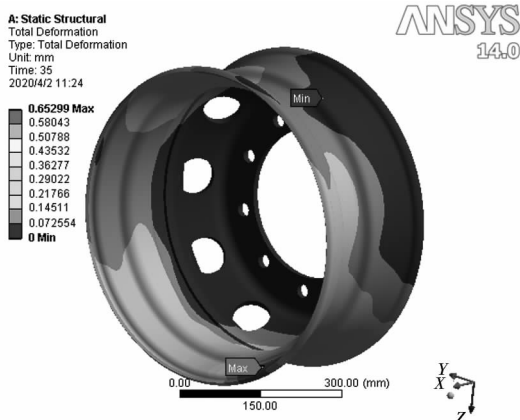


图 10 径向试验变形云图

Fig 10 Radial test deformation diagram

由图 7 可知,在新车轮的弯曲试验仿真分析中,最大等效应力出现在轮辐螺栓孔处,值为 208.9 MPa,显然材料减薄后应力明显增大,但仍小于 380CL 的屈服强度 320 MPa;由图 9 可知,最大变形出现在最大等效应力螺栓孔处,值为 0.325 mm。由图 8 可知,在径向试验仿真中,最大等效应力出现在胎圈座处,值为 152.15 MPa,远小于 590CL 的屈服强度 540 MPa;由图 10 可知,最大变形出现在与胎圈座相邻的轮缘处,值为 0.653 mm。

在分别同图 3、图 4 对比后,发现采用高强度减重后,弯曲和径向等效应力都增加,其中弯曲试验等效应力增加较多,但都没有超过材料允许的强度极限,因此等代方案还是可行的。

3.3 疲劳分析

由等效应力可以看出替换后的强度均符合设计要求,但仍需要进行疲劳寿命分析。现采用名义应力法,根据材料的 $S-N$ 曲线即应力-寿命曲线估算车轮的疲劳寿命($S-N$ 曲线是指材料在应力幅 S 水平下发生疲劳破坏时的应力循环次数 N 与 S 的关系曲线)。由于没有 590CL 钢的 $S-N$ 曲线,现根据经验公式近似求出材料的 $S-N$ 曲线,然后对其进行修正。

经验公式采用双对数公式的形式^[6]:

$$\lg N = a + b \cdot \lg S \quad (4)$$

式中: N 为循环次数; S 为应力幅,MPa; a 为材料常数; b 为修正系数。

初步估算疲劳寿命,可以根据极限抗拉强度 S_u 和疲劳极限强度 S_e (10^6 次循环时的应力幅 S_6)的经验公式来计算 S_6 和 S_3 (10^3 次循环时的应力幅)的值。当 $S_u < 1400$ MPa 时, $S_6 = S_e \approx 0.5S_u$;

当 $S_u > 1400$ MPa 时, $S_6 = S_e \approx 700$ MPa。 10^3 次循环时的应力 S_3 近似等于 $0.9S_u$ ^[7]。

根据零件的名义应力和 $S-N$ 曲线估算的疲劳寿命较可靠。由于 590CL 钢没有 $S-N$ 曲线,因此在根据经验公式近似求出 590CL 钢的 $S-N$ 曲线时,需要对其进行修正,将材料的应力 S 修正为零件的应力 S' 。修正公式为^[8]:

$$S' = \frac{S}{k_f} \cdot \varepsilon \cdot \beta \cdot C_L \quad (5)$$

式中: k_f 是疲劳缺口系数,对于焊接结构取 1; ε 是尺寸系数,取 0.8; β 是表面质量系数,取 0.98; C_L 是加载方式,对钢取 0.85^[9]。

将各系数值及 590CL 的极限抗拉强度 630 MPa 代入,求得修正后的车轮 $S-N$ 曲线公式为 $\lg N = 33.318 - 11.765 \cdot \lg S$ 。

利用 Workbench 中的疲劳分析模块和求得的 $S-N$ 曲线,得到弯曲试验和径向试验的疲劳寿命和安全系数,如图 11 ~ 图 14 所示。如将 GB/T 5909—2005 中对 22.5 in × 9.0 in (轮辋直径 × 宽度,即 57.15 cm × 22.86 cm) 车轮弯曲试验最低 30 万次、径向试验最低 50 万次的循环次数作为设计寿命,则图 11 和图 12 中的仿真结果都能达到循环 100 万次以上,远高于设计寿命;同时,仿真中弯曲试验的危险点出现在螺栓连接孔,径向试验仿真的危险点出现在风孔处,与物理试验的实际情况相符合。从图 13、图 14 可以看出,弯曲试验和径向试验的安全系数都能达到 1 以上。显然,等代设计方案可行。



图 11 弯曲试验仿真疲劳寿命

Fig 11 Bend test simulation fatigue life

从应力和疲劳寿命分析结果可以看出,采用 590CL 和 380CL 钢分别进行轮辋和轮辐材料的等代轻量化后,车轮无论是最大应力、疲劳寿命还是



图 12 径向试验仿真疲劳寿命

Fig 12 Radial test simulation fatigue life

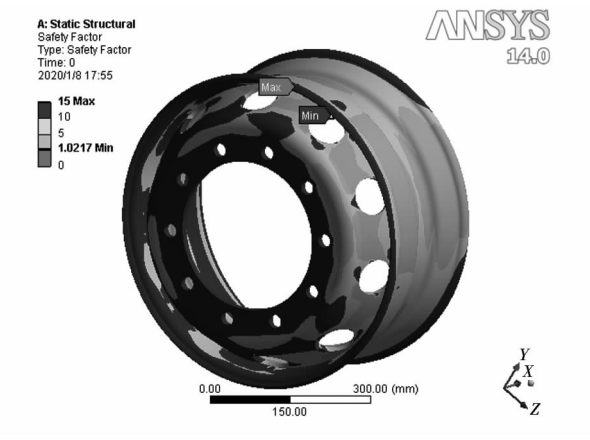


图 13 弯曲试验仿真安全系数

Fig 13 Safety factor of bend test simulation



图 14 径向试验仿真安全系数

Fig 14 Safety factor of radial test simulation

安全系数,都符合国家标准中的安全要求,并且具有足够的安全余量;当然,改换材料后的最大等效应力有所增加,但弯曲试验轮辐处的最大等效应

力与材料的屈服强度比由 0.71 降至 0.65,径向试验中轮辋处的最大等效应力与材料的屈服强度比由 0.41 降至 0.29,从比值看轮辐处更容易出现裂纹。

事实上,受限于原车轮安全系数的设定,以原车轮方案为基础的高强度钢代换,在满足疲劳强度的前提下,并没有达到最佳的轻量化设计,还有进一步的改进空间。

4 成本分析

采用高强钢进行等代设计后,轮辋由 7 mm 减至 5.5 mm,质量降低 6.2 kg;轮辐由 14 mm 减至 12 mm,质量降低 2.9 kg,单只车轮整体质量减重 9.1 kg。制造工艺方面,适当提高旋压和卷形的压力,同时根据 590CL 钢的机械性能调整轮辋焊缝闪光对焊的工艺参数和顶锻参数,避免扩口工序焊缝开裂;轮辋和轮辐焊接方面调整了埋弧焊接的工艺参数和焊丝、焊剂。因此,如以单只车轮计算,不考虑板材套料时的损耗,根据零件质量估算材料成本,则轮辋部分降低成本 4.2 元,轮辐部分降低成本 2.7 元,焊丝焊剂增加成本 1.2 元,合计降低成本 5.7 元,即在高强钢进行等代设计后,不仅实现了车轮轻量化,而且还降低了车轮的成本。

5 结论

以汽车轻量化为目的,参考车架和车厢轻量化设计经验,对原车轮进行高强钢的等代优化。利用 SolidWorks 软件对车轮进行三维建模,使用 ANSYS 软件对车轮进行了弯曲和径向的疲劳试验有限元仿真,结果表明采用高强钢进行轮辋和轮辐等代设计后,单只车轮整体质量减少 9.1 kg,成本降低 5.7 元;同时,在强度满足设计要求的情况下,车轮的疲劳寿命也符合 GB/T 5909—2005 标准的要求,弯曲试验和径向试验的安全系数都能达到 1 以上。显然,采用高强钢等代设计后,车架和车厢的壁厚计算公式在钢制车轮轻量化的计算上也是可行的。

采用名义应力法进行疲劳分析,需要测得车轮承受的交变应力与循环周次间准确的对应关系,但在设计阶段采用经验公式估算材料的 S-N 曲线方程不失为一个简单快捷的方法。

参考文献:

[1] 严永攀,马力,范世斌,等. 大吨位自卸车货厢高强度钢板强度等代设计[J]. 机械研究与应用,2009,22(2):62-64.

[2] 梁冲,黄忠贤,苏雄波. 高强度钢板在自卸车轻量化设计上的应用研究[J]. 装备制造技术,2010(9):55-57.

[3] 全国汽车标准化技术委员会. 商用车车辆车轮性能要求和试验方法:GB/T 5909—2009[M]. 北京:中国标准出版社,2009:2-3.

[4] STEARNS J, SRIVATSAN T S, PRAKASH A, et al. Modeling the mechanical response of an aluminum alloy automotive rim[J]. Materials Science & Engineering: A , 2004,366(2):262-268.

[5] 闫胜咎,童水光,张响,等. 汽车车轮弯曲疲劳试验分析研究[J]. 机械强度,2008(4):687-691.

[6] 赵少汴,王忠保. 抗疲劳设计:方法与数据[M]. 北京:机械工业出版社,1997:324-325.

[7] 秦培成,查晓雄. 金属面夹芯板疲劳性能的理论及试验研究[J]. 工业建筑,2011,41(3):42-45.

[8] 姚卫星. 结构疲劳寿命分析[M]. 北京:国防工业出版社,2003:91-92.

[9] 颜伟泽,郝艳华,黄致建,等. 车轮径向疲劳试验有限元仿真及疲劳寿命估算[J]. 机械设计与制造,2011,6(6):27-29.

Equivalent Design of High-strength Steel for Tubeless Steel Wheels

SUN Yue

(Donghai Machinery and Auto Parts Research Institute, Jiangsu University, Lianyungang Jiangsu 222300, China)

Abstract: The finite element analysis model of 22.5 in × 9.0 in tubeless steel wheel is established by using SolidWorks and ANSYS software. The method of replacing low strength steel with high strength steel is adopted. On the premise of ensuring the strength and fatigue life, the wheel is designed with light weight to reduce the thickness of rim and spoke. The simulation results of bending and radial tests show that although the maximum equivalent stress of each improved material is increased, the yield limit of the material is not exceeded. By using the nominal stress method and the S-N curve equation of 590CL material established according to the empirical formula, the calculated result of the fatigue life meets the requirements of GB/T 5909-2005 standard.

Keywords: wheel; fatigue test; finite element; fatigue life

(责任编辑:李华云)