

160 km/h工程车车轮热负荷研究及强度分析

胡飞飞¹, 黄志辉¹, 朱红军², 苗武², 王敏²

(1. 西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031;

2. 宝鸡中车时代工程机械有限公司 技术研发中心, 陕西 宝鸡 721003)

摘要:以160 km/h工程车的车轮为研究对象,运用有限元分析方法,分析了车轮轮径、制动缸压力和环境温度对车轮热负荷的影响,并计算了热载荷对车轮强度的影响。有限元分析结果表明,初始条件相同时,大轮径车轮踏面的最高温度低于小轮径车轮;制动缸压力和环境温度影响车轮踏面达到最高温度所用的时间,初始值越大,用时越短,但随后踏面温度下降却越快。热载荷对车轮强度主要有2个方面的影响:其一,影响车轮最高应力的位置,施加热载荷后最高温度由轮毂孔附近变为踏面位置;其二,影响车轮的最大应力值,热-机载荷共同作用下车轮的最大应力值在各工况下均有不同幅度的增大。

关键词:车轮;热负荷;有限元;静强度;热载荷

中图分类号: U273.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 2095-0373(2021)02-0072-08

0 引言

160 km/h工程车一般单独编组运行,有时亦可挂车编组运行。因此,该车车轮既可以满足高速运行、又能承受大轴重。为保证制动的可靠性,车轮采用双侧踏面制动。现以工程车车轮的三维模型为研究对象,运用有限元方法,对车轮进行了热负荷及强度分析。

1 车轮有限元模型的建立

车轮辐板为S型,新造车轮直径为915 mm,磨损到限车轮直径为845 mm。参照设计图纸,首先用CATIA软件建立车轮三维模型,然后利用HyperMesh软件进行网格划分。有限元模型采用六面体单元^[1]进行离散,网格大小为5 mm^[2-3]。轮径为915 mm的车轮有限元模型共有308 929个节点和293 184个单元。车轮有限元模型如图1所示。

车轮与车轴通过过盈配合连接,所以采用CONTACT173和TARGE170接触单元模拟轮轴之间的过盈配合^[4-5]。

2 车轮热负荷分析

2.1 车轮材料属性

热负荷计算所需参数如表1所示。

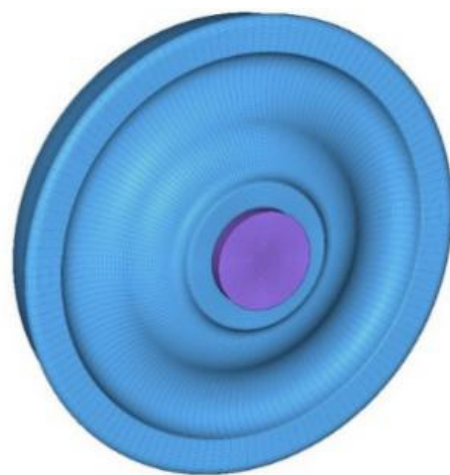


图1 车轮有限元模型(轮径915 mm)

收稿日期:2020-05-10 责任编辑:车轩玉 DOI:10.13319/j.cnki.sjztdxxbzb.20200065

基金项目:国家重点研发计划(2016YFB1200501)

作者简介:胡飞飞(1995—),男,硕士研究生,研究方向为车辆结构设计及强度分析。E-mail:1500589065@qq.com

胡飞飞,黄志辉,朱红军,等.160 km/h工程车车轮热负荷研究及强度分析[J].石家庄铁道大学学报(自然科学版),2021,34(2):72-79.

表 1 车轮热负荷计算所需参数

属性	材料名称	温度 $T/^{\circ}\text{C}$	材料密度 $\rho/$ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	弹性模量 E/GPa	泊松比 μ	比热 $C/$ ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}$)	线热膨胀数 $\alpha/^{\circ}\text{C}^{-1}$	热传导系数 $\lambda/$ ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}$)
数值	CL70	—	7 833	200	0.3	$0.391\,9T+434\,020\,4$	$(0.006\,5T+10.645\,2) \times 10^{-6}$	50

2.2 热负荷计算的载荷及边界条件

对于车轮热分析只需确定 2 类边界条件,分别是:第二类边界条件,即车轮踏面上的热流密度函数;第三类边界条件,与车轮相接触的流体介质,即空气的温度和换热系数^[6-7]。图 2 为热分析的边界条件。

2.2.1 热流密度

为简化计算,假设摩擦产生热量全部被闸瓦和车轮踏面吸收,并且热量在整个与闸瓦摩擦的车轮踏面周向上均匀输入^[6]。由摩擦功率法可得热流密度计算公式

$$q(t) = \frac{\eta F v(t)}{3.6 S_f} \quad (1)$$

式中, η 为能量分配系数; F 为踏面和闸瓦作用所产生的滑动摩擦力; $v(t)$ 为车轮瞬时速度; S_f 为闸瓦在踏面上旋转一周扫过的面积。

2.2.2 对流换热系数

影响车轮表面对流换热系数大小的主要因素是车轮的运行速度,对流换热系数采用以下经验公式^[7]

$$h = 0.382\,8 + 14.39v(t) \quad (2)$$

2.3 轮径对车轮热负荷的影响

工程车车轮采用磨损型踏面,车轮使用时间越长,轮径会越小。而轮径大小不仅影响热输入(轮径越大, S_f 值越大),还会影响车轮的热输出(轮径越大,散热面积越大)。为综合研究轮径对车轮热负荷的影响,选取了轮径分别为 915、895、865、845 mm 的车轮进行热分析。

初始条件:制动初速度为 160 km/h,制动缸压力为 420 kPa,环境温度为 24 $^{\circ}\text{C}$ 。

图 3~图 6 为不同轮径车轮达到最高温度时车轮温度分布云图。图 7 为不同轮径车轮温度随时间变化关系。

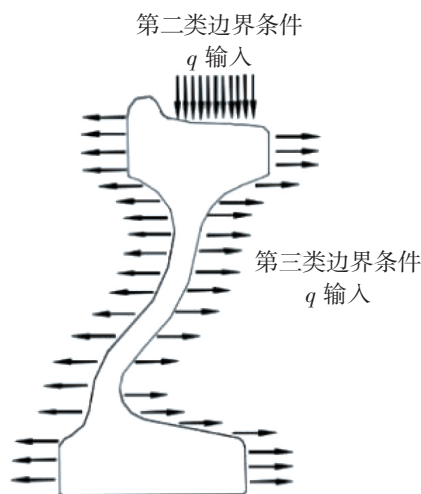


图 2 车轮热负荷边界条件

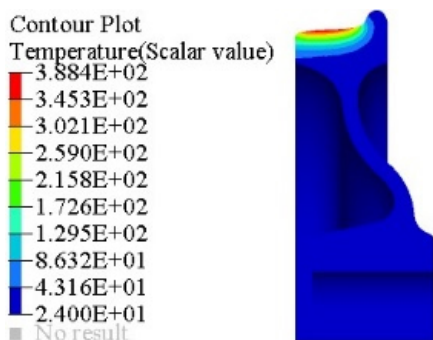


图 3 915 mm 车轮最高温度

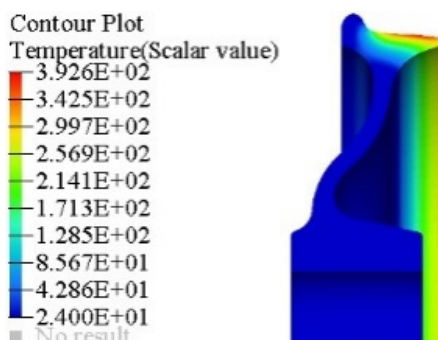


图 4 895 mm 车轮最高温度

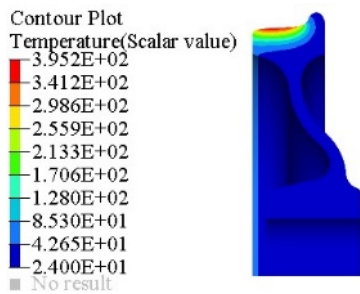


图 5 865 mm 车轮最高温度

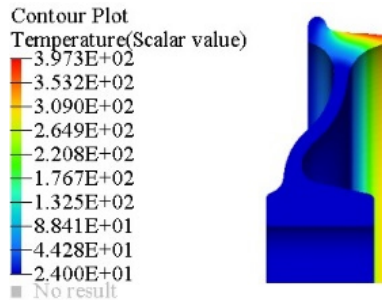


图 6 845 mm 车轮最高温度

由图 3~图 7 可知:

(1)在任意时刻,温度场中的最高温度均在车轮踏面上;在车轮制动 26 s 左右,车轮温度达到最高,随后温度逐渐下降。

(2)在同样初始条件下,车轮轮径越小,车轮踏面所达到的最高温度越高。由式(1)可知,小轮径车轮的热流密度更大,但是散热面积却更小。所以在相同初始条件下,小轮径车轮所达到的温度更高。

2.4 制动缸压力对车轮热负荷的影响

制动缸压力的大小对车轮热负荷计算有着 2 方面的影响:一是影响踏面与车轮之间摩擦力的大小,制动压力越大,摩擦力越大;二是影响制动的的时间,制动压力越大,制动时间越短。为研究制动缸压力对车轮热负荷的影响,选取了制动缸压力分别为 420、430、440、450 kPa 对车轮进行热分析。

初始条件:制动初速为 160 km/h,车轮轮径 845 mm,环境温度为 24 °C。

图 8~图 11 为不同制动缸压力下车轮达到最高温度时车轮的温度分布云图。图 12 为不同制动缸压力下车轮温度随时间的变化关系。

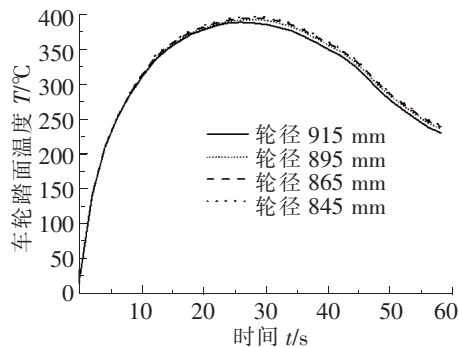


图 7 不同轮径车轮温度随时间的变化关系

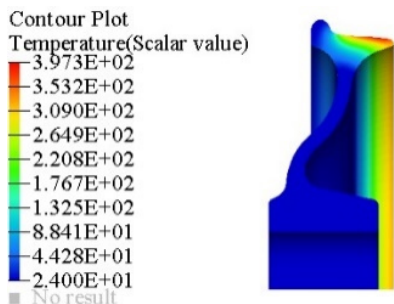


图 8 制动缸压力 420 kPa

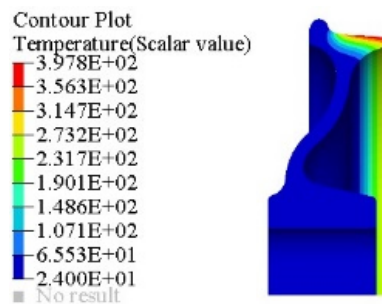


图 9 制动缸压力 430 kPa

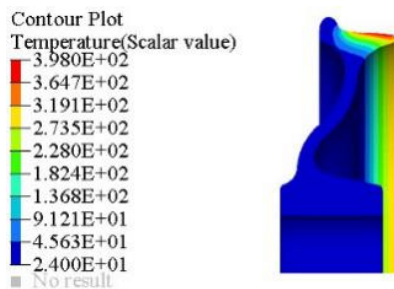


图 10 制动缸压力 440 kPa

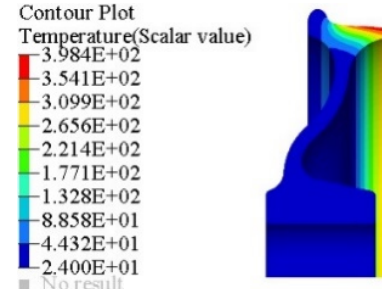


图 11 制动缸压力 450 kPa

由图 8~图 12 可知:在相同的初始条件下,随着制动缸压力的不断增大,车轮所达到的最高温度基本相同,但是车轮达到最高温度所用时间更短,其后的温度下降会更快。即制动缸压力越大,温度上升越快,温度下降也越快。

2.5 环境温度对车轮热负荷的影响

工程车在不同天气下运行时,车轮制动的环境温度则会有所不同。为研究环境温度对车轮热负荷的影响,选取了初始温度分别为 24、30、35、40 °C 对车轮进行热分析。

初始条件:制动初速度为 160 km/h,制动缸压力为 450 kPa,车轮轮径为 845 mm。

图 13~图 16 为不同初始温度下车轮达到最高温度时的温度分布云图。图 17 为不同环境温度下车轮温度随时间的变化关系。

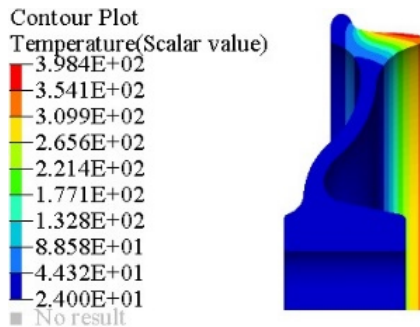


图 13 环境温度 24 °C

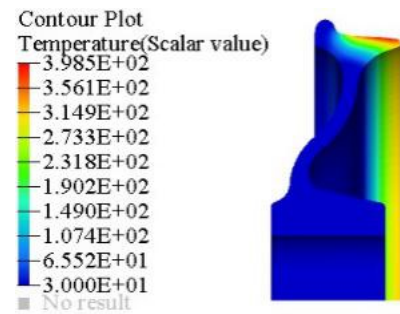


图 14 环境温度 30 °C

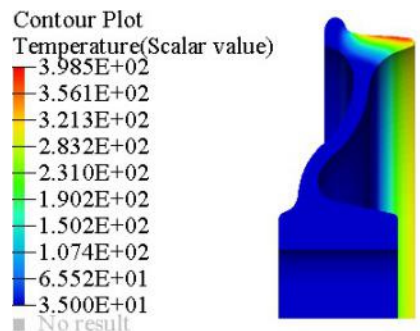


图 15 环境温度 35 °C

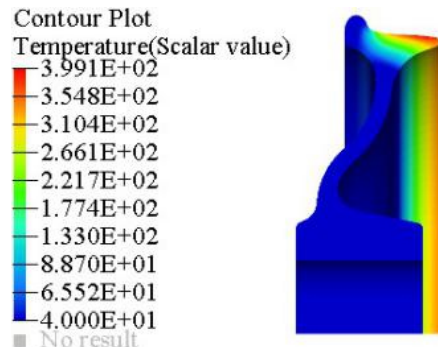


图 16 环境温度 40 °C

由图 13~图 17 可知:在相同初始条件下,随着环境温度在 24~40 °C 的变化范围内不断升高,车轮的最高温度基本相同,但是达到最高温度所用时间更短,其后温度下降会更快。

3 机械载荷作用下车轮强度计算

车轮结构静强度分析的载荷及载荷工况由 UIC 510-5^[8]和 EN 13979-1^[9]2 个标准确定。

3.1 载荷及边界条件

载荷计算所需参数见表 2。

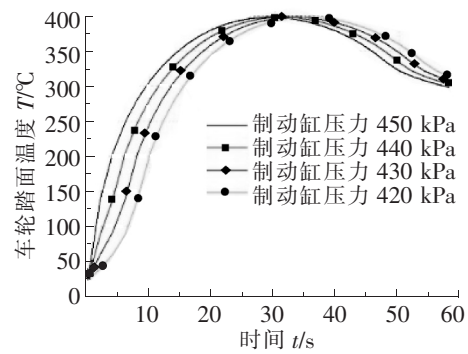


图 12 不同制动缸压力下车轮温度随时间的变化关系

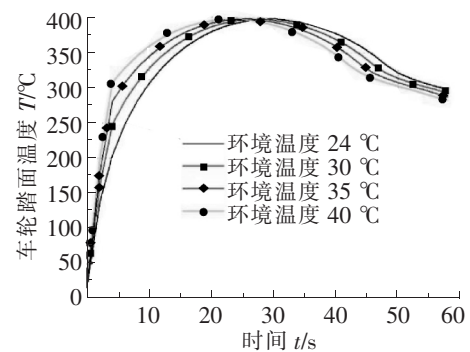


图 17 不同环境温度下车轮温度随时间的变化关系

表 2 载荷计算基本参数

名称	轴重 Q/t	最大运行速度 $v_{\max}/(\text{km} \cdot \text{h}^{-1})$	重力加速度 $g/(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	静轮重 P_0/t	屈服极限 σ_s/MPa	强度极限 σ_b/MPa	许用应力 $[\sigma]/\text{MPa}$
数值	23	160	9.81	11.5	418	780	355 或 418

注:355 MPa 是不考虑热载荷时的许用应力,418 MPa 是热-机载荷共同作用下的许用应力。

车轮强度分析的基础载荷为:

- (1)静轮重, $P_0=11.5 \times 9.81=112.82 \text{ kN}$ 。
- (2)最大过盈量 Δ 为 0.309 mm。
- (3)车轮角速度 $\omega, \omega=\frac{160}{3.6 \times 0.425}=104.58 \text{ rad/s}$ 。

根据标准拟定了 4 种运行工况,分别为超常运行工况、直线运行工况、曲线运行工况和道岔运行工况。车轮载荷加载示意图如图 18 所示。工况及载荷大小如表 3 所示。

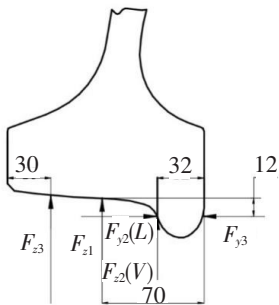


图 18 车轮载荷加载示意图(单位:mm)

表 3 车轮强度计算工况

工况类型	超常工况	直线工况	曲线工况	道岔工况
载荷类型	$V+L+\Delta+\omega$	$F_{z1}+\Delta+\omega$	$F_{z2}+F_{y2}+\Delta+\omega$	$F_{z3}+F_{y3}+\Delta+\omega$
载荷大小	$V=2P_0; L=P_0$	$F_{z1}=1.25P_0$	$F_{z2}=1.25P_0; F_{y2}=0.7P_0$	$F_{z3}=1.25P_0; F_{y3}=0.42P_0$

由于计算的车轮是一个对称的旋转体,因此强度分析时可以任选一个截面进行加载计算。载荷加载采用结点加载,即选择载荷作用部位为中心的结点进行集中力加载。约束加载为固定位于轮缘内侧车轴截面上的所有结点^[10]。

3.2 车轮在机械载荷作用下强度的计算结果

3.2.1 轮径 915 mm 车轮强度计算结果

4 种工况下轮径为 915 mm 车轮的静强度计算结果如图 19~图 22 所示。

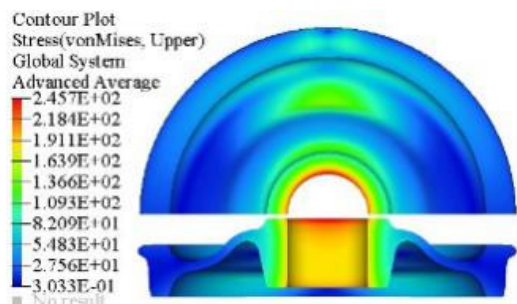


图 19 915 mm 车轮超常工况应力云图

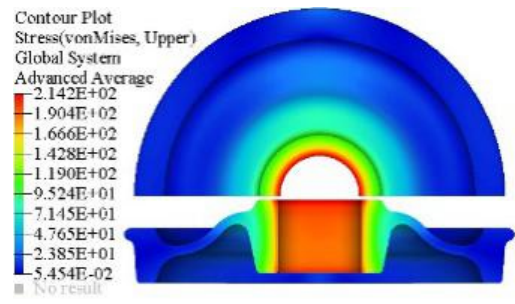


图 20 915 mm 车轮直线工况应力云图

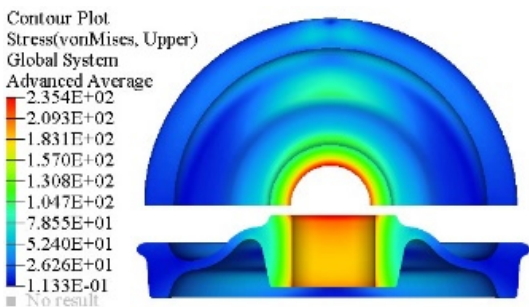


图 21 915 mm 车轮曲线工况应力云图

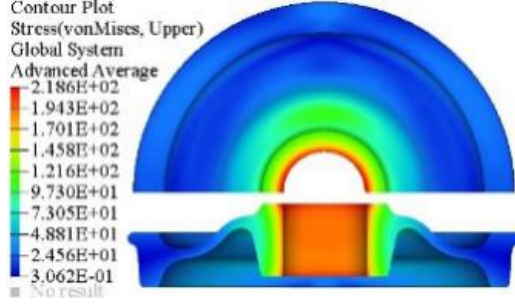


图 22 915 mm 车轮道岔工况应力云图

3.2.2 轮径 845 mm 车轮强度计算结果

4 种工况下轮径 845 mm 车轮静强度计算结果如图 23~图 26 所示。

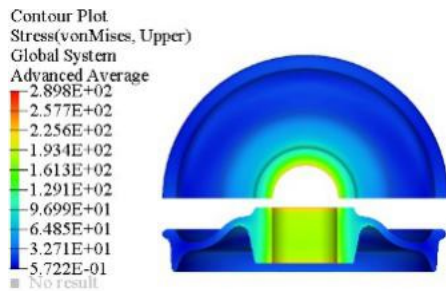


图 23 845 mm 车轮超常工况应力云图

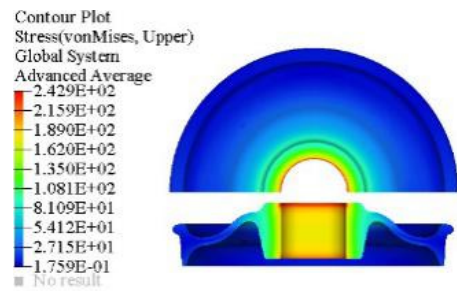


图 24 845 mm 车轮直线工况应力云图

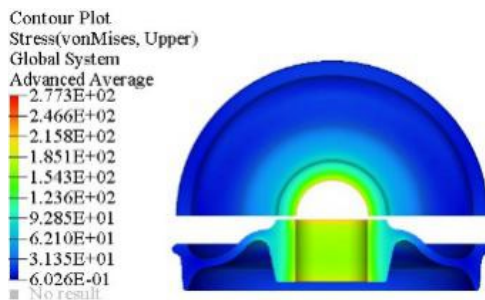


图 25 845 mm 车轮曲线工况应力云图

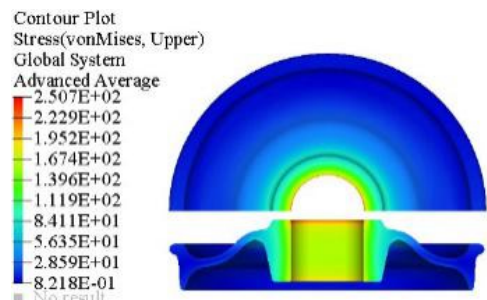


图 26 845 mm 车轮轮盆工况应力云图

由图 19~图 26 可知:

- (1) 车轮最大应力位置均出现在轮毂孔附近。
- (2) 相同工况下,磨耗到限车轮(轮径 845 mm)的最大应力值总是高于新造车轮(轮径 915 mm)。
- (3) 在超常运行工况下,磨耗到限车轮的应力值最大,其值为 289.84 MPa,但并未超过标准规定的许用应力值 355 MPa。

4 热负荷对车轮强度的影响

4.1 热载荷作用下车轮的强度计算结果

由第 3.2.2 节可知,在相同机械载荷作用下,磨耗到限车轮的最大应力总是大于新造车轮。所以本节只分析磨耗到限车轮在热载荷作用下的计算结果。

从车轮温度场分析可知,当热分析初始条件为制动初速度 160 km/h、制动缸压力 450 kPa、环境温度 40 °C 时,提取该条件下车轮温度最高时刻热负荷计算结果,以此为热载荷基础,计算车轮在热载荷作用下的应力结果,如图 27~图 30 所示。

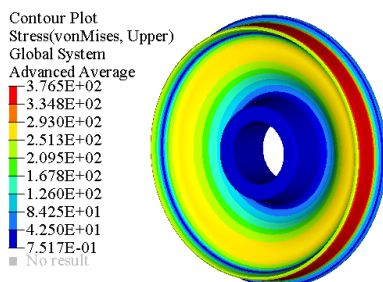


图 27 热载荷作用下 845 mm 车轮超常工况应力云图

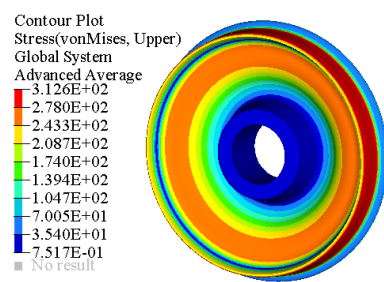


图 28 热载荷作用下 845 mm 车轮直线工况应力云图

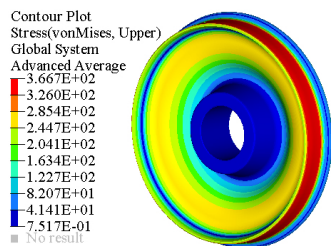


图 29 热载荷作用下 845 mm 车轮曲线工况应力云图

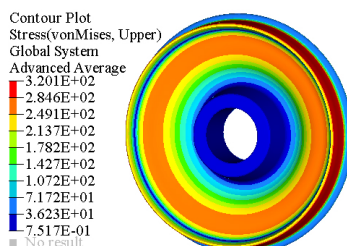


图 30 热载荷作用下 845 mm 车轮道岔工况应力云图

可以看出,车轮仅在热载荷作用下热应力的分布规律与温度场的分布规律是一致的。温度越高的区域,热应力计算结果也就越大,车轮应力从轮毂孔位置逐渐向踏面位置增大。

4.2 热-机载荷共同作用下车轮强度计算结果

采用间接耦合法对磨损到限车轮进行热-机耦合分析,即不用新建有限元模型,磨损到限车轮的热分析完成后,在 ANSYS 前处理模块中将热分析的有限元模型转换为结构分析模型,单元类型从 SOLID70 转换为 SOLID45 即可^[11]。热载荷的施加方式与 4.1 节相同,机械载荷的施加方式与 3.1 节相同。车轮在热载荷与机械载荷共同作用下强度计算结果如图 31~图 34 所示。

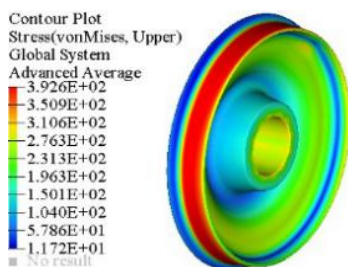


图 31 热-机载荷作用下 845 mm 车轮超常工况应力云图

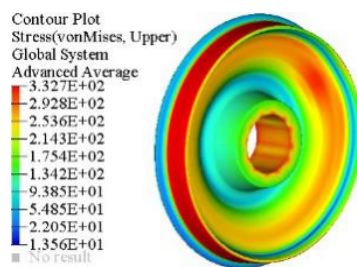


图 32 热-机载荷作用下 845 mm 车轮直线工况应力云图

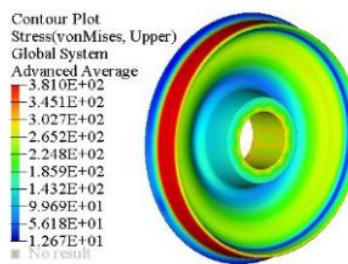


图 33 热-机载荷作用下 845 mm 车轮曲线工况应力云图

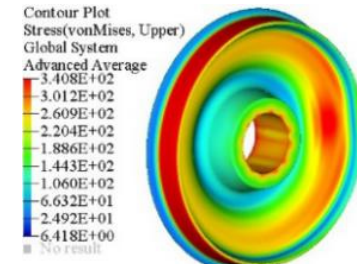


图 34 热-机载荷作用下 845 mm 车轮道岔工况应力云图

将图 31~图 34 与图 23~图 30 的计算结果进行对比可知:

(1)热载荷与机械载荷共同作用下,车轮的最大应力位置均出现在车轮踏面位置处,该位置也是车轮温度最高的地方。

(2)在热载荷与机械载荷共同作用下,超常、直线、曲线和道岔工况的最大应力值大幅提高,增幅分别为 35.5%、36.9%、37.4%和 35.9%,平均增幅达 36.4%。

(3)超常工况下车轮应力值最大,其值为 392.6 MPa,并未超过屈服应力值 418 MPa。

5 结论

通过以上对 160 m/h 工程车转向架车轮进行的热负荷分析及强度分析,得到以下结论:

(1)在相同初始计算条件下,车轮轮径越大,车轮踏面所达到的最高温度越小;制动缸压力越大、环境温度越高,车轮达到最高温度所用时间越短,其后温度下降更快。

(2)相同工况下,磨损到限车轮的应力值总是大于新造车轮;未考虑热载荷作用时,磨损到限车轮在超常工况下的应力值最大,其位置出现在轮毂孔附近。

(3)热载荷对车轮强度的影响表现在 2 个方面:一是影响最大应力的位置,车轮的最大应力位置不再是轮毂孔附近,而是出现在车轮踏面上,除轮毂过盈配合面外,车轮应力从踏面向轮毂位置逐渐减小;二是影响最大应力的数值,考虑热应力后车轮在 4 种工况下的最大应力值平均增幅达 36.4%。

(4)在最恶劣的计算工况下,车轮最大应力值虽未超过其许用应力,能满足强度要求,但是在进行热负荷分析时引用了许多经验公式,计算结果难免出现误差,而且仿真结果缺少实验验证。相关结论可为工程车热负荷和强度分析提供参考,后续还需结合实验内容才能得出更为可靠的结论。

参 考 文 献

- [1]尹成斐. 75 kg/m 钢轨接头预留轨缝与接头热应力场分析[J]. 石家庄铁道大学学报(自然科学版), 2017, 30(2): 89-95.
- [2]文永蓬, 徐小峻, 尚慧琳, 等. 考虑热力耦合的轨道车辆车轮建模与仿真[J]. 交通运输工程学报, 2016, 16(5): 30-41.
- [3]向阳, 傅茂海, 马鹏, 等. 30 t 轴重货车车轮热应力分析[J]. 铁道机车车辆, 2010, 30(6): 29-32.
- [4]贾丽娟. 重载货车轮轨接触应力及车轮踏面制动热应力分析[D]. 石家庄: 石家庄铁道大学, 2013.
- [5]马昌红, 史生良, 吴亚平. 轮轨接触应力的有限元分析[J]. 石家庄铁道学院学报, 2006, 19(3): 32-35.
- [6]张萍. 地铁车轮踏面制动热负荷研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2013.
- [7]张萍, 温泽峰, 吴磊, 等. 不同热流加载方式下车轮踏面制动温度和应力场模拟分析[J]. 润滑与密封, 2013, 38(5): 69-74.
- [8]European Committee for Standardization. UIC 510-5 Technical approval of solid wheels[S]. Paris: International Union of Railways Press, 2007.
- [9]European Committee for Standardization. BS EN 13979 Railway application-wheelsets and bogies-monobloc wheels-technical approval procedure-part1: forged and rolled wheels[S]. Paris: International Union of Railways Press, 2003.
- [10]张澎湃, 刘金朝, 张斌, 等. 基于主应力法和修正的 Crossland 疲劳准则的动车组车轮疲劳强度评定方法[J]. 中国铁道科学, 2014, 35(2): 52-57.
- [11]李金良, 肖楠, 谢基龙. 重载货车车轮踏面制动辐板热应力分析[J]. 机械工程学报, 2012, 48(12): 133-138.

Research on Thermal Load and Strength Analysis of 160 km/h Construction Vehicle Wheel

Hu Feifei¹, Huang Zhihui¹, Zhu Hongjun², Miao Wu², Wang Min²

- (1. The State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China;
- 2. Technology R&D Center, Baoji CRRC Times Engineering Machinery Co. Ltd., Baoji 721003, China)

Abstract: Talking the wheels of 160km/h engineering vehicle as the research object, the influence of wheel diameter, brake cylinder pressure and environment temperature on the wheel thermal load was studied by using the finite element analysis method. At the same time, the influence of thermal load on wheel strength was calculated. The results of finite element analysis show that: when the initial conditions are the same, the maximum temperature of the tread of the large diameter wheel is lower than that of the small diameter wheel; the brake cylinder pressure and environment temperature affect the time for the wheel tread to reach the maximum temperature, the larger the initial value is, the shorter the time is, but then the faster the tread temperature drops. The thermal load has two main effects on the strength of the wheel: firstly, the position of the highest stress of the wheel is affected, and the highest temperature changes from near the wheel hub hole to the tread position after applying the thermal load; secondly, the maximum stress value of the wheel is affected, the maximum stress value of the wheel under the combined action of thermal and mechanical load increases in different ranges under different working conditions.

Key words: wheel; thermal load; finite element; static strength; thermal load