

重型卡车传动轴的扭转强度分析

明志茂, 刘 帅, 赵可沦*

广州广电计量检测股份有限公司, 广东 广州

Email: *zhaokl@grgtest.com

收稿日期: 2021年6月28日; 录用日期: 2021年7月12日; 发布日期: 2021年7月28日

摘 要

本文采用有限元方法对重型卡车传动轴的扭转强度进行分析, 系统地分析了传动轴各部件在扭转作用下的应力分布规律。研究发现了传动轴扭转强度的相对薄弱处, 并对照试验结果验证了传动轴有限元模型的正确性, 在此基础上提出了传动轴结构设计优化的建议。

关键词

传动轴, 扭转强度, 设计优化

Torsional Strength Analysis of Heavy Truck Drive Shaft

Zhimao Ming, Shuai Liu, Kelun Zhao*

Guangzhou GRG Metrology & Test Co., Ltd., Guangzhou Guangdong

Email: *zhaokl@grgtest.com

Received: Jun. 28th, 2021; accepted: Jul. 12th, 2021; published: Jul. 28th, 2021

Abstract

The torsional strength of the drive shaft of the heavy-duty truck was analyzed by using the finite element method. The relatively weak point of the drive shaft was obtained by analyzing the stress distribution of each component of the drive shaft under torsion. The finite element model for the drive shaft is verified by the experimental results, on which the design optimization suggestions of the structure for the drive shaft were put forward.

*通讯作者。

Keywords

Drive Shaft, Torsional Strength, Design Optimization

Copyright © 2021 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

传动轴是汽车传动系统的关键部件之一,其扭转强度等机械性能直接关系到汽车的安全性与稳定性,对整个汽车的动力性能起到重要作用[1] [2] [3]。传动轴的主要作用就是将发动机总成的动力和旋转运动传递出来,在传动过程中会受到较大扭矩,会产生较大的应力应变。而且在汽车系统运行过程中,快速启动、急刹车、急转弯等复杂工况对传动轴的扭转强度提出了更高的要求。为了降低研发成本,缩短研发周期,现在利用 CAE 软件在设计阶段评估传动轴强度以及测试过程中分析传动轴失效原因已经成为当今趋势。

国内外学者在传动轴性能方面进行了大量研究,主要集中在疲劳寿命、静力学强度和结构优化等方面。国内,王肖英、习伟博、王成明[4] [5] [6]等人主要对汽车传动轴的疲劳强度进行了大量研究,主要采用试验与仿真分析相结合的手段,为强度和可靠性的分析提供数据支撑;而马叶叶、张小红[7] [8]等人基于强度仿真分析结果,对传动轴薄弱点进行了结构优化。国外,研究主要集中在复合材料传动轴的疲劳性能和轻量化方面;S. A. Mutasher 等人[9]主要通过试验研究复合材料传动轴的弯曲疲劳性能;Valavan, D. [10]主要进行碳纤维增强传动轴的设计和性能分析。

本文基于 Ansys Workbench 平台对重型卡车汽车的传动轴系统进行扭转强度分析,得到不同工况下的传动轴的应力分布,分析在扭转作用下传动轴各部件的应力分布规律,找到传动轴强度相对薄弱处,并与实际试验结果进行对照,验证了传动轴有限元模型的准确性,并根据仿真分析结果提出了传动轴的结构优化建议。

2. 理论基础

2.1. 结构计算模型

传动轴结构模型计算方程即为结构动力学运动方程[11],数学表达式为:

$$Mu''(t) + Cu'(t) + Ku(t) = P(t) \quad (1)$$

式中, M 、 C 、 K 分别为结构的质量阵、阻尼阵及刚度阵; $u''(t)$ 、 $u'(t)$ 、 $u(t)$ 分别为随时间变化的加速度向量、速度向量及位移向量; $P(t)$ 为作用在叶片上面的时变载荷。

2.2. 有限元计算模型

在有限元计算中,结构都是由三维单元构成的,而本研究中三维单元主要指四面体单元和六面体单元。结构的强度计算均是基于单元刚度矩阵进行的,单元刚度矩阵数学表达通式为:

$$[k^e] = \iiint_V [B]^T [D] [B] dV \quad (2)$$

式中, $[B]$ 单元集合矩阵, $[D] = E$ 为单元弹性矩阵, $[k^e]$ 为单元刚度矩阵, V 为单元体积。

3. 传动轴扭转强度有限元分析

3.1. 有限元模型建立

重型卡车传动轴主要由突缘叉、花键轴、滑动套、万向节叉、万向十字节、卡簧等零部件构成，传动轴整体装配图图和坐标系如图 1 所示。其中突缘叉、花键轴材料为 45 钢，滑动套、万向节叉材料为 40 钢，万向十字节材料为 20 Cr，卡簧为 65 Mn，各部件材料见表 1。

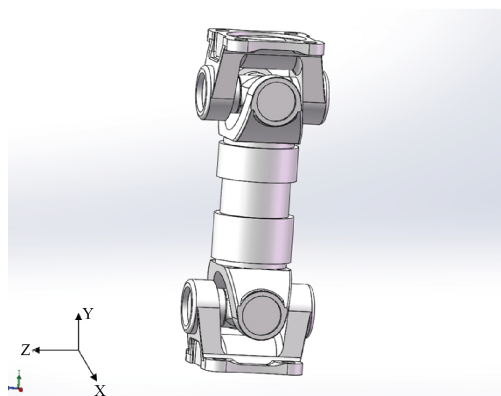


Figure 1. Assembly drawing of drive shaft
图 1. 传动轴装配图

Table 1. Material parameter table
表 1. 材料参数表

| 部件 | 材料 | 杨氏弹性模量(GPa) | 泊松比 | 材料密度(g/cm ³) | 屈服强度(MPa) |
|----------|-------|-------------|------|--------------------------|-----------|
| 突缘叉、花键轴 | 45 钢 | 210 | 0.3 | 7.85 | 355 |
| 滑动套、万向节叉 | 40 钢 | 211 | 0.3 | 7.85 | 335 |
| 万向十字节 | 20 Cr | 207 | 0.26 | 7.9 | 540 |
| 卡簧 | 65 Mn | 211 | 0.29 | 7.85 | 430 |

因传动轴主要关注部件为突缘叉、花键轴、万向节叉、万向十字节、滑动套，故对其他非主要零部件进行简化处理：(1) 删去滚针轴承中的滚针，填充滚针轴承内外圈间隙；(2) 对花键轴、滑动套等零部件的小孔、倒角、圆角进行简化处理。将简化处理后的几何模型导入 workbench 中进行网格划分，设定网格大小为 1 mm，单元类型为四面体单元，生成网格，传动轴模型有限元单元节点数为 1705230 个，有限元单元网格数为 838720 个，网格模型具体见图 2。

3.2. 边界条件设定

因重型卡车传动轴扭矩的传递路径为突缘叉 - 万向十字节 - 万向节叉 - 滑动套 - 花键轴 - 滑动套 - 万向节叉 - 万向十字节 - 突缘叉，在启动、急刹车等极端情况下，一侧的突缘叉可能被卡死，因此考虑到严酷工况，本文对传动轴进行扭转强度分析时将其中一个突缘叉的连接面进行固定约束，如图 3 所示，扭矩施加在花键轴和滑动套上。具体工况有以下三种：(1) 万向节转角 0 度时，转矩施加在花键轴和滑动套上，力矩选用总成公称扭矩 668 N·M，如图 4 所示；(2) 万向节绕 Z 轴转角 15 度时，转矩施加在花键轴和滑动套上，力矩选用总成公称扭矩 668 N·M，如图 5 所示；(3) 万向节绕 X 轴转角 15 度时，转矩施加在花键轴和滑动套上，力矩选用总成公称扭矩 668 N·M，如图 6 所示。

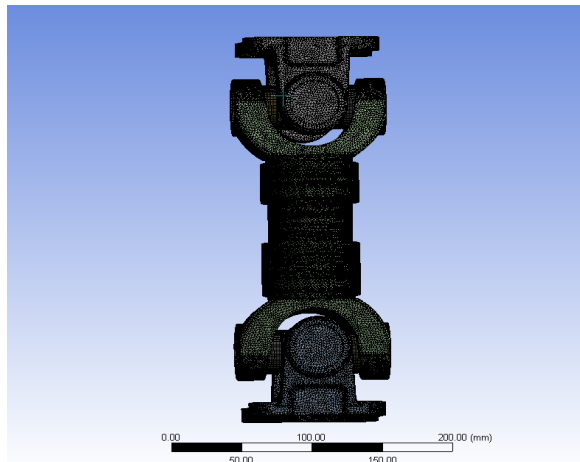


Figure 2. Mesh model of the drive shaft
图 2. 传动轴网格模型

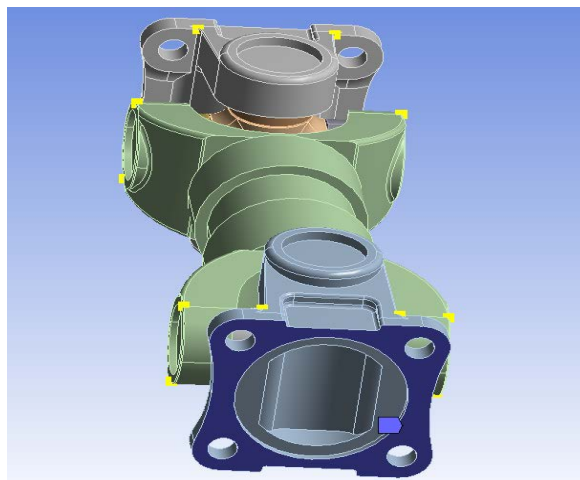


Figure 3. Connection surface constraint of flange fork
图 3. 突缘叉连接面约束

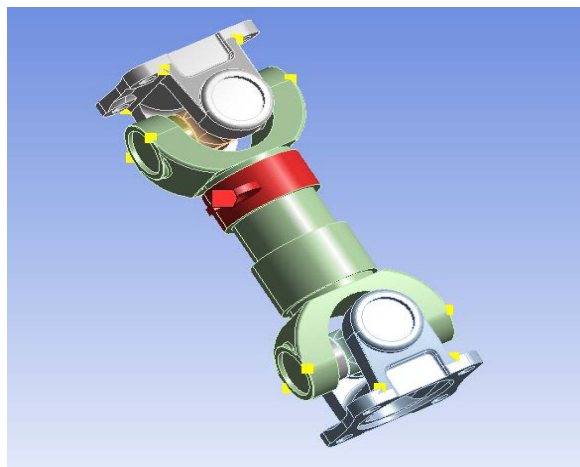


Figure 4. Torque application under working condition 1
图 4. 工况 1 转矩施加

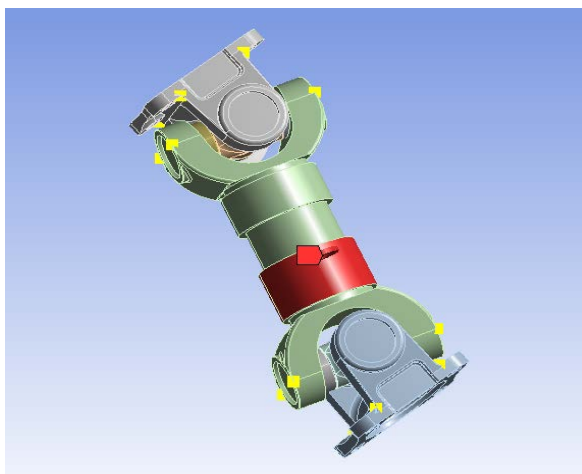


Figure 5. Torque application under working condition 2
图 5. 工况 2 转矩施加

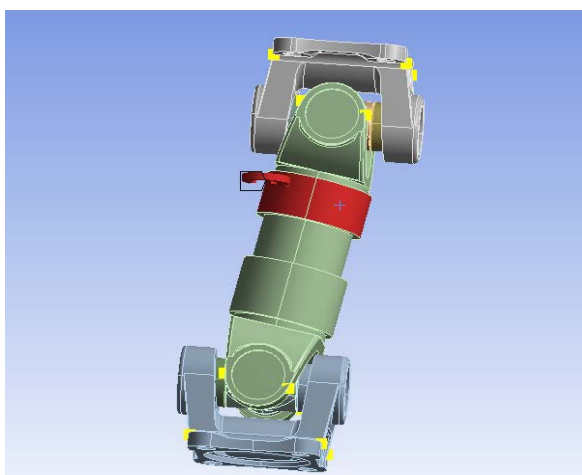


Figure 6. Torque application under working condition 3
图 6. 工况 3 转矩施加

3.3. 计算结果与分析

1) 工况 1

万向节转角 0 度时, 传动轴的受力分析结果如图 7~11 所示。其中等效应力最大处位于万向十字节与其端部轴承过渡处, 最大应力为 169 MPa, 如图 11 所示, 因万向十字节的材料为 20 Cr, 屈服强度为 540 MPa, 安全系数为 $540/169 = 3.20$; 而万向节叉处最大应力处位于与万向十字节相连处, 值为 130 MPa, 其材料为 40 钢, 屈服强度为 335 MPa, 安全系数为 $335/130 = 2.58$; 突缘叉处最大应力位于与万向十字节相连处, 值为 120 MPa, 其材料为 45 钢, 屈服强度为 355 MPa, 安全系数为 2.96, 如表 2 所示。

Table 2. Safety factor of each component under working condition 1

表 2. 工况 1 各部件安全系数

| 部件 | 万向十字节 | 万向节叉 | 突缘叉 |
|------|-------|------|------|
| 安全系数 | 3.20 | 2.58 | 2.96 |

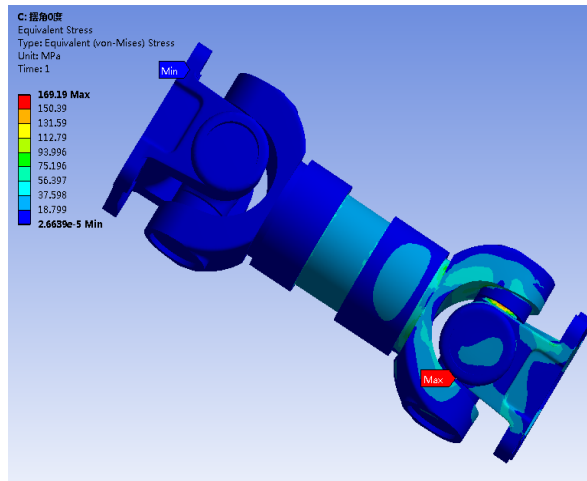


Figure 7. Overall force diagram
图 7. 整体受力图

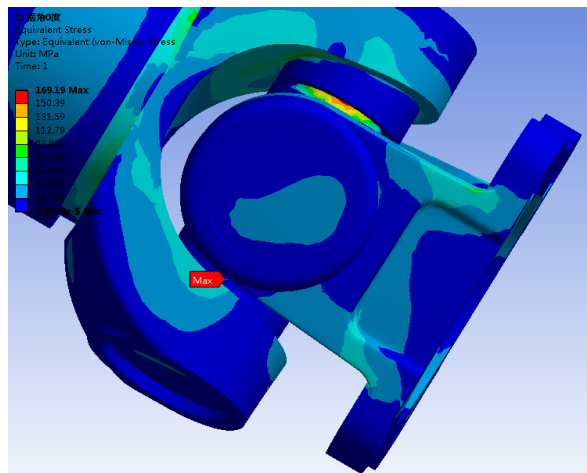


Figure 8. Enlarged view of maximum stress
图 8. 应力最大位置放大图

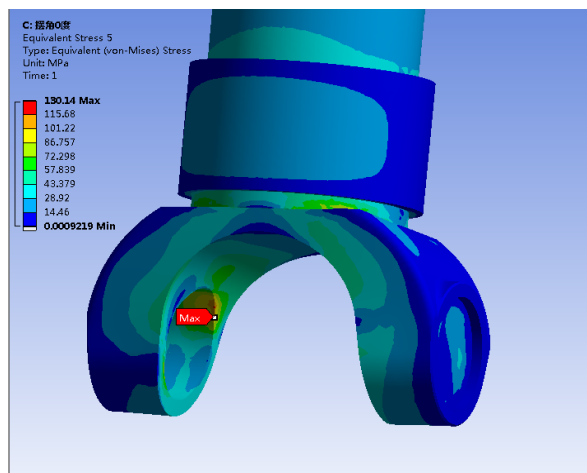


Figure 9. Force diagram of universal joint fork
图 9. 万向节叉受力图

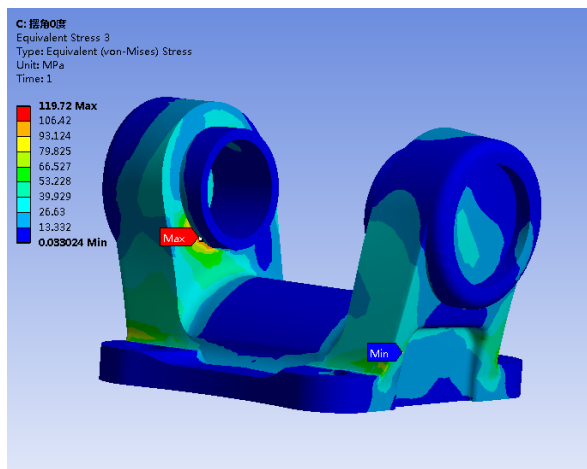


Figure 10. Force diagram of flange fork
图 10. 突缘叉受力图

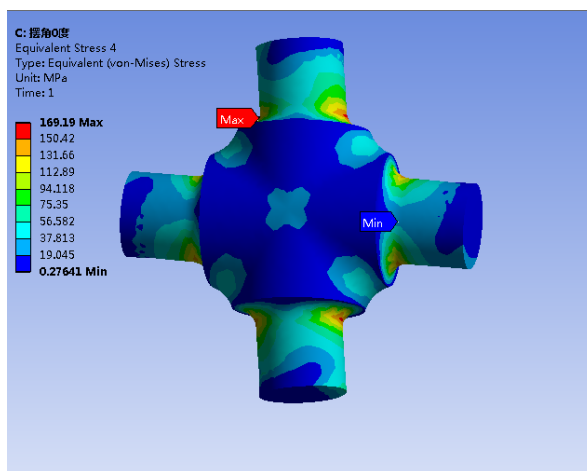


Figure 11. Force diagram of universal cross shaft
图 11. 万向十字节受力图

2) 工况 2

急转弯时，万向节绕 Z 轴转角 15 度时，传动轴的受力分析结果如图 12~16 所示。其中整体应力最大处位于万向十字节与其端部轴承过渡处，最大应力为 169 MPa，如图 16 所示，因万向十字节的材料为 20Cr，屈服强度为 540 MPa，安全系数为 $540/169 = 3.20$ ；而万向节叉处最大应力处位于与万向十字节相连处，值为 128 MPa，其材料为 40 钢，屈服强度为 335 MPa，安全系数为 $335/128 = 2.62$ ；突缘叉处最大应力位于与万向十字节相连处，值为 122 MPa，其材料为 45 钢，屈服强度为 355 MPa，安全系数为 2.91，具体见表 3。

Table 3. Safety factor of each component under working condition 2
表 3. 工况 2 各部件安全系数

| 部件 | 万向十字节 | 万向节叉 | 突缘叉 |
|------|-------|------|------|
| 安全系数 | 3.20 | 2.62 | 2.91 |

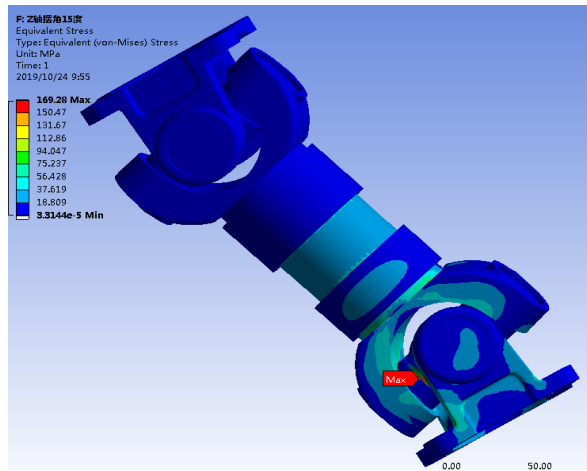


Figure 12. Overall force diagram
图 12. 整体受力图

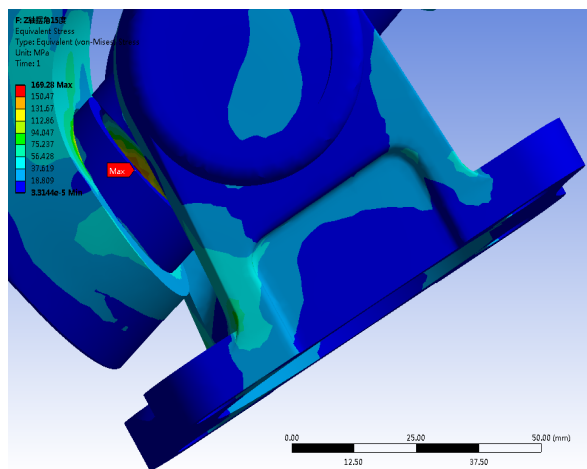


Figure 13. Enlarged view of maximum stress
图 13. 应力最大位置放大图

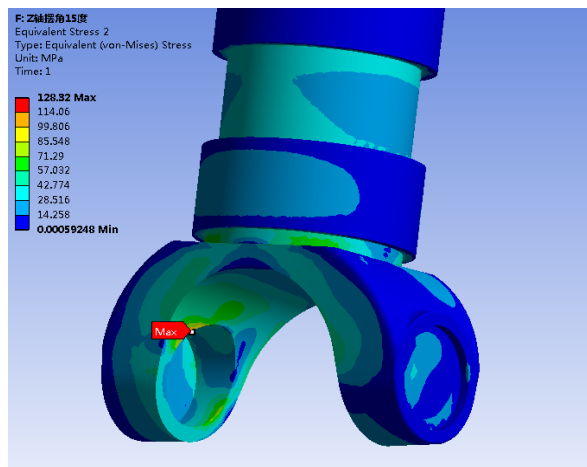


Figure 14. Force diagram of universal joint fork
图 14. 万向节叉受力图

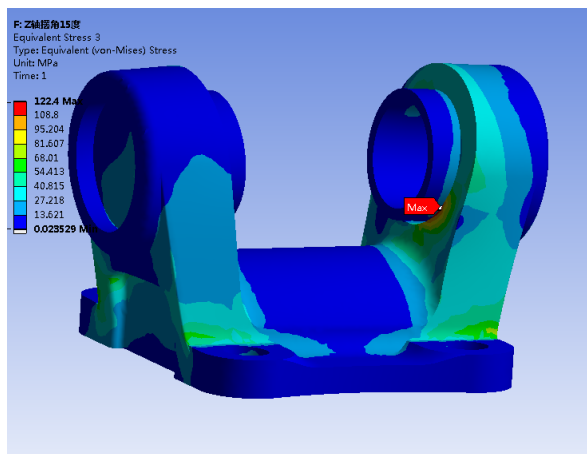


Figure 15. Force diagram of flange fork
图 15. 突缘叉受力图

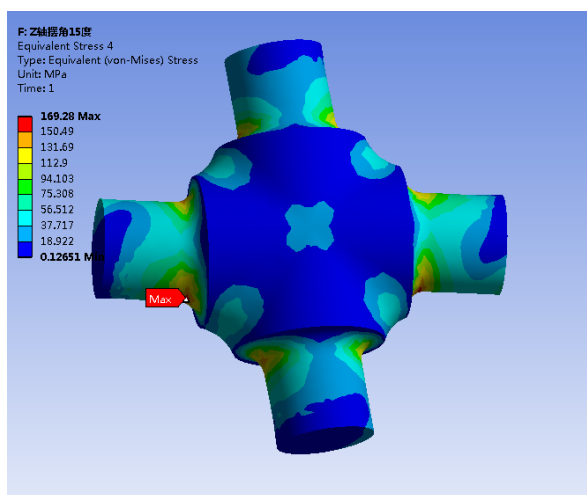


Figure 16. Force diagram of universal cross shaft
图 16. 万向十字节受力图

3) 工况 3

颠簸路面行驶时，万向节绕 X 轴转角 15 度时，传动轴的受力分析结果如图 17~21 所示。其中整体应力最大处位于万向十字节与其端部轴承过渡处，最大应力为 168 MPa，如图 21 所示，因万向十字节材料为 20 Cr，屈服强度为 540 MPa，安全系数为 $540/168 = 3.21$ ；而万向节叉处最大应力处位于与万向十字节相连处，值为 128.5 MPa，其材料为 40 钢，屈服强度为 335 MPa，安全系数为 $335/128.5 = 2.61$ ；突缘叉处最大应力位于与万向十字节相连处，值为 119 MPa，其材料为 45 钢，屈服强度为 355 MPa，安全系数为 2.98，具体见表 4。

Table 4. Safety factor of each component under working condition 3
表 4. 工况 3 各部件安全系数

| 部件 | 万向十字节 | 万向节叉 | 突缘叉 |
|------|-------|------|------|
| 安全系数 | 3.21 | 2.61 | 2.98 |

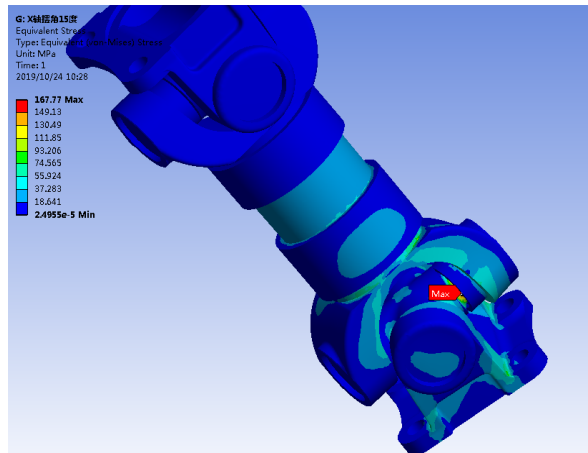


Figure 17. Overall force diagram
图 17. 整体受力图

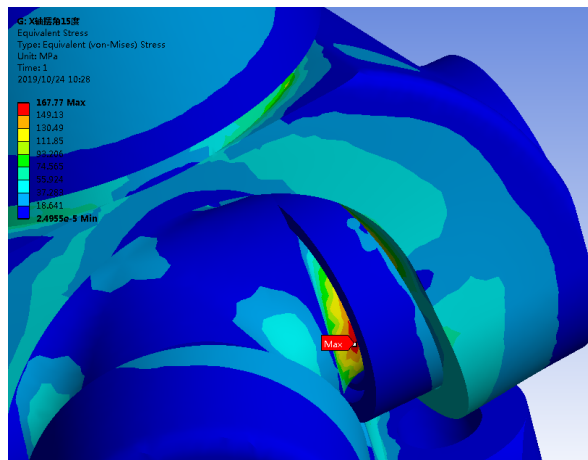


Figure 18. Enlarged view of maximum stress
图 18. 应力最大位置放大图

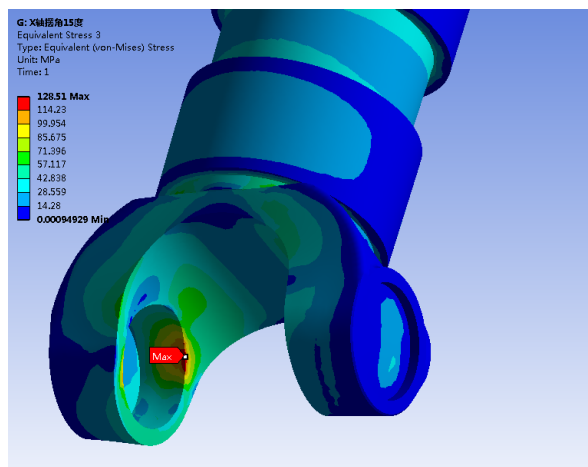


Figure 19. Force diagram of universal joint fork
图 19. 万向节叉受力图

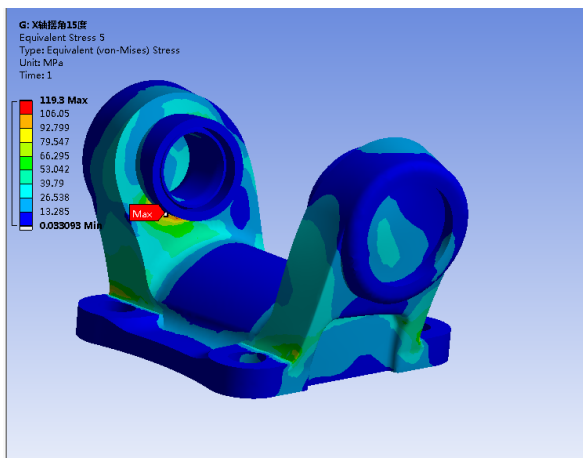


Figure 20. Force diagram of flange fork
图 20. 突缘叉受力图

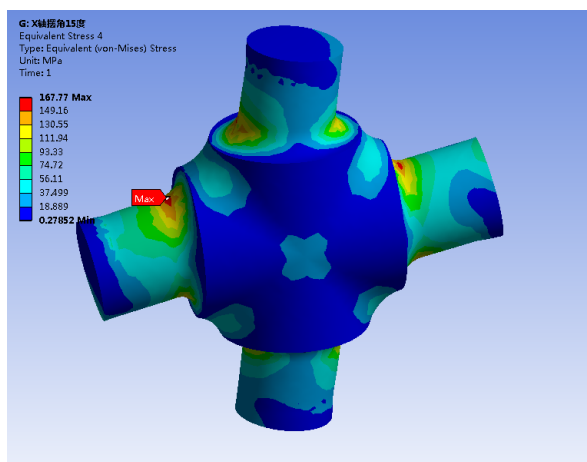


Figure 21. Force diagram of universal cross shaft
图 21. 万向十字节受力图

4) 结果分析

计算结果分析发现万向十字轴、突缘叉、万向节叉部分扭转强度安全系数虽然均大于 2.0，满足一般机械产品结构强度设计要求，但其组件突缘叉和万向节叉的安全系数偏低，且危险区域位于两者与万向十字节轴接触处。当传动轴将较大扭转力矩通过突缘叉 - 万向十字节 - 万向节叉 - 滑动套 - 花键轴 - 滑动套 - 万向节叉 - 万向十字节 - 突缘叉进行传递过程中，两侧的万向十字节是力矩传递的关键零件，且由于与突缘叉和万向节叉之间通过滚针轴承配合，存在缝隙，因此在力矩传递过程中特别是启动和刹车时，万向十字节与突缘叉和万向节叉会产生碰撞，从而在接触处产生较大冲击力；且接触处未进行圆角过渡，导致应力集中系数较大；此外万向十字节材料 20Cr 的屈服强度远大于突缘叉和万向节叉的材料屈服强度，以上三点原因是导致组件突缘叉和万向节叉在与万向十字节接触处的安全系数偏低，容易出现失效现象。

3.4. 实验对照

在实际运行过程中，重型卡车的传动轴出现失效现象，突缘叉向侧向外扩展，导致万向十字节与突

缘叉脱开,使传动轴功能失效(如图 22 所示)。而根据仿真分析结果,突缘叉和万向节叉安全系数偏低,其失效概率更大,且危险区域位于两者与万向十字节轴接触处,与失效实物位置吻合,这验证了传动轴有限元模型的正确性。当出现重型卡车急刹车、急转弯或者其他突发情况时,突缘叉和万向节叉瞬间收到较大扭转力矩,产生较大变形,可能导致滚针轴承与万向十字节方式间的接触模式发生改变,滚针轴承随即发生应力集中和失效破坏。



Figure 22. Failure of the drive shaft
图 22. 传动轴失效现象

4. 优化建议

为传动轴失效现象,提高传动系统的可靠性,根据有限元仿真结果,提出以下优化建议:

- (1) 增加突缘叉两侧支耳厚度,提高突缘叉的结构强度;
- (2) 增加突缘叉支耳与底部过渡直径,或对其形状进行优化,降低突缘叉根部应力集中系数。

5. 结论

本文以重型卡车传动轴系统为研究对象,建立传动轴有限元模型,分析传动轴的扭转强度,得出结论如下:

- (1) 该传动轴突缘叉和万向节叉部分静强度安全系数均大于 2.0,满足一般机械产品结构强度设计要求。
- (2) 应力集中发生在突缘叉和万向节叉与万向十字节轴接触处,理论上该应力集中部位发生破坏的概率更高,与失效实物情况吻合。
- (3) 突缘叉和万向节叉失效变形后,可能导致滚针轴承与万向十字节方式间的接触模式发生改变,滚针轴承随即发生应力集中和失效破坏。
- (4) 优化突缘叉的结构设计,可提高突缘叉的结构强度,有效减小传动轴的失效现象。

参考文献

- [1] 成钰, 邹进成. 汽车传动轴中间轴发展现状分析[J]. 时代汽车, 2021(5): 141-142.
- [2] 魏春梅, 杨畅, 严学涛. 重载汽车传动轴的拓扑优化与轻量化设计[J]. 机械设计与制造, 2020(11): 289-292+296.
- [3] 范景峰, 梅二召, 董振波. 汽车传动轴轴颈断裂分析与优化[J]. 机械, 2020, 47(07): 7-14.
- [4] 王肖英. 基于 ANSYS 的传动轴零件静力学分析[J]. 现代信息科技, 2020, 4(6): 143-145+149.
- [5] 习伟博, 田栋, 马相飞, 申良奇. 基于 Hypermesh 的重卡传动轴有限元分析[J]. 汽车实用技术, 2019(17): 86-87+125.

- [6] 王成明, 刘晓东, 陈云升, 秦书祺, 张得富. 传动轴强度和疲劳寿命有限元分析与试验验证[J]. 客车技术与研究, 2019, 41(4): 44-46.
- [7] 马叶叶, 贾慧芳. 某轻型载货车传动轴性能分析与优化[J]. 井冈山大学学报(自然科学版), 2019, 40(4): 62-66.
- [8] 张小红. 浅析基于扭转强度的传动轴优化设计[J]. 民营科技, 2018(12): 55.
- [9] Mutasher, S.A., Sahari, B.B., *et al.* (2007) Experimental Study of Bending Fatigue Characteristics of a Hybrid Aluminum/Composite Drive Shaft. *Journal of Composite Materials*, **41**, 2267-2288.
<https://doi.org/10.1177/0021998307075440>
- [10] Valavan, D., Balasundaram, R. and Rajkumar, G. (2016) Experimental Design and Analysis of Carbon Fiber Reinforced Composite Drive Shaft. *Asian Journal of Research in Social Sciences and Humanities*, **6**, 167-178.
<https://doi.org/10.5958/2249-7315.2016.01183.7>
- [11] 施卫东, 王国涛, 张德胜, 等. 基于流固耦合的轴流泵叶片应力特性[J]. 排灌机械工程学报, 2013, 31(9): 737-740+757.