

# 重型车辆转向节臂强化路耐久性断裂试验\*

门玉琢<sup>1</sup>, 于海涛<sup>2</sup>, 于海波<sup>1</sup>

(1. 吉林工程技术师范学院汽车工程学院 长春, 130012) (2. 哈尔滨师范大学教学实验设备管理中心 哈尔滨, 150025)

**摘要** 为研究某重型车辆在试验场强化耐久路可靠性试验中发生的转向节臂锥体根部断裂问题, 从材料组织结构特性和工艺装配精度角度考虑, 对转向节臂断裂故障模式进行了详细分析。在断裂口附近粘贴全桥弯曲应变片并布置与转向系统关联的测试传感器, 采集断裂部位的弯曲应变、侧向加速度及转向横拉杆位移等试验数据。依据缺口根部循环应力-应变滞回环曲线方程及诺伊贝尔(Neuber)原理, 将测试的名义应力载荷转换成断裂部位的局部应力-应变响应, 利用曼森-科芬(Manson-Coffin)平均应力修正方程计算断裂位置的疲劳寿命和损伤。分析和计算结果表明, 转向节臂材料特性满足设计技术条件, 而工艺装配锥度及表面粗糙度不满足图纸设计精度, 转向节臂与转向节的装配接触面积只达到 30%, 导致转向节臂锥体根部产生局部高集中应力, 最终发生弯曲低周疲劳断裂。

**关键词** 车辆; 强度; 可靠性; 转向节臂; 应力; 工艺; 疲劳

**中图分类号** TH140.1; TH123.3

## 引 言

汽车的耐久性主要是由其各结构及零部件的疲劳寿命决定的, 大多数情况下零部件所承受的是随时间发生变化的动态载荷, 它们一般是随时间变化的随机函数<sup>[1]</sup>。在这种载荷作用下零部件会发生疲劳失效或破坏, 即零件在经受一定时间的循环载荷作用以后发生疲劳失效。试验场可靠性试验着眼于模拟汽车在实际使用环境中所碰到的最恶劣工况, 即造成汽车零部件疲劳损伤主要部分的工况。为缩短可靠性试验时间, 试验条件变得越来越苛刻, 这主要是通过建造更恶劣的试验道路和加快车速来实现<sup>[2-3]</sup>。转向节臂作为重型汽车转向系统的重要部件, 起到传递转向力作用, 其可靠性对行车安全至关重要, 在整个寿命里程内不允许其发生断裂<sup>[4-6]</sup>。从现有的转向系统可靠性研究成果看, 各大汽车公司主要偏向于动力传动系和承载结构的研究, 而转向系构件的故障分析、数据测试相对复杂, 相关研究资料较少, 尤其在试验场强化路可靠性试验阶段。

根据某重型载货汽车转向系可靠性试验结果, 笔者测量转向节臂锥体根部断裂位置附近的弯曲应变及转向系相关数据, 并结合材料特性和工艺装配

精度分析, 确定转向节臂断裂机理。

## 1 结构的疲劳

疲劳是零部件由于循环载荷引起的局部损伤过程, 循环加载期间, 在最高应力区域会产生局部塑性变形, 这种变形将引起零部件的永久损伤和裂纹扩展<sup>[6]</sup>。尽管大多数零部件名义上都具有循环弹性应力, 然而对于有切口、焊缝或其他存在应力集中的零部件, 会形成局部循环塑性变形, 因此利用局部应力-应变法预测零部件疲劳寿命更具有效性。

转向节臂发生的断裂主要是由于局部应力波动循环而引起的, 应用雨流计数法可以把载荷时间历程处理成幅值-均值-循环次数的雨流循环计数矩阵<sup>[5-6]</sup>。结构和零部件的疲劳损伤就是由循环载荷产生的, 将整个时域载荷循环引起的疲劳损伤通过累积得到总损伤<sup>[3,7]</sup>, 雨流计数过程如图 1。图中两条平行实线和垂向实线分别为坐标系的横轴与纵轴, 上半部分的实曲线为实测的应变数据, 下面的实曲线为其雨流计数后的滞回环曲线; 字母 A~H 为峰谷值数据点, 虚线为峰谷值计数后对应点连接线。

转向节臂锥体根部断裂位置难以粘贴应变片来测量局部应变, 只能把应变片粘贴在断裂口附近<sup>[3]</sup>

\* 国家自然科学基金资助项目(51378075;51678065);吉林省发改委产业技术与开发专项项目(2015y73);吉林省科技厅重点科技攻关项目(20160204012SF)

收稿日期:2016-12-26;修回日期:2017-05-27

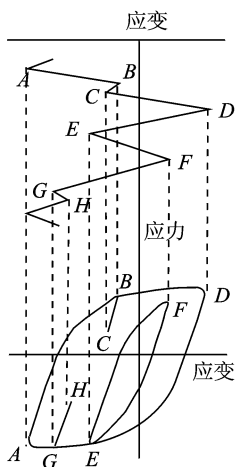


图1 雨流计数法原理

Fig.1 Rain-flow counting principle

测试名义应力。然后将测试的名义应力谱转换成危险部位(断裂位置)的局部应力-应变响应<sup>[5,8]</sup>。

根据 Neuber 法则,循环加载时结构或部件的缺口根部易产生裂纹<sup>[9-10]</sup>,利用应变片测试的名义应力与局部应力-应变幅值间的关系为

$$\Delta\sigma_n \Delta\epsilon_n = \frac{K_f^2 \Delta S^2}{E} = K_f^2 \Delta S \Delta\epsilon \quad (1)$$

其中: $K_f$ 为疲劳缺口系数; $E$ 为弹性模量; $\Delta S$ 和 $\Delta\epsilon$ 为应变片测试的名义应力与应变范围; $\Delta\sigma_n$ 和 $\Delta\epsilon_n$ 为缺口根部的局部应力与应变范围。

疲劳缺口系数<sup>[3,5]</sup>的计算式为

$$K_f = 1 + (K_t - 1)/(1 + a/r) \quad (2)$$

其中: $a$ 为材料的常数; $r$ 为疲劳缺口根部的圆角半径; $K_t$ 为理论应力集中系数。

断裂位置的局部应力-应变范围的滞回环曲线方程为

$$\frac{\Delta\epsilon_n}{2} = \frac{\Delta\sigma_n}{2E} + \left(\frac{\Delta\sigma_n}{2K'}\right)^{1/n'} \quad (3)$$

其中: $n'$ 为循环硬化指数; $K'$ 为循环强度系数。

联合式(1)和式(3)有

$$K_f^2 \Delta\epsilon \Delta S = \Delta\sigma_n^2/E + 2\Delta\sigma_n(\Delta\sigma_n/2K') \quad (4)$$

联立式(3)和式(4),可求出转向节臂断裂处局部应力-应变响应各个滞回环的 $\epsilon_n$ 和 $\sigma_n$ 。

设每个滞回环的平均应力 $\sigma$ 与应变范围 $\Delta\epsilon_i$ 分别为

$$\Delta\epsilon_i = |\epsilon_{1i} - \epsilon_{2i}| \quad (5)$$

$$\sigma_{0i} = (\sigma_{1i} + \sigma_{2i})/2 \quad (6)$$

把上述平均应力 $\sigma_{0i}$ 和应变范围 $\Delta\epsilon_i$ 代入到 Manson-Coffin 公式进行平均应力修正<sup>[3]</sup>,即

$$\frac{\Delta\epsilon_i}{2} = \frac{\sigma'_{fi} - \sigma_{0i}}{E} (2N_{fi})^b + \epsilon'_{fi} (2N_{fi})^c \quad (7)$$

其中: $c$ 为疲劳塑性指数; $\epsilon'_{fi}$ 为疲劳塑性系数; $b$ 为

疲劳强度指数; $\sigma'_{fi}$ 为疲劳强度系数。

解方程式(7)求出疲劳寿命 $N_{fi}$ 。设第 $i$ 级应力幅值产生的疲劳损伤为 $D_i$ ,则

$$D_i = n_i/N_{fi} \quad (8)$$

其中: $n_i$ 为载荷第 $i$ 级幅值下循环次数。

利用 Miner 疲劳线性累积损伤法则,将各级疲劳损伤进行累积得到的总疲劳损伤 $D$ 为

$$D = \sum_{i=1}^M D_i = \sum_{i=1}^M (n_i/N_{fi}) \quad (9)$$

其中: $M$ 为载荷幅值等级。

当 $D$ 等于1时转向节臂即发生疲劳断裂。

转向节臂的材料为40Cr,疲劳损伤计算中与材料相关的参数取值见表1。

表1 转向节臂材料相关疲劳参数取值

Tab.1 Fatigue parameters value of steering knuckle arm

参数	数值
材料常数 $a/mm$	0.635
缺口根部圆角半径 $r/mm$	1.2
理论应力集中系数 $K_t$	2.3
弹性模量 $E/MPa$	$2.12 \times 10^5$
循环强度系数 $K'/Pa$	1 862
循环硬化指数 $n'$	0.133
疲劳强度系数 $\sigma'_{fi}/MPa$	1 680
疲劳塑性系数 $\epsilon'_{fi}$	0.5
疲劳强度指数 $b$	-0.12
疲劳塑性指数 $c$	-0.6

## 2 载荷测试与疲劳损伤计算

### 2.1 载荷测试方案

载荷谱是汽车结构及零部件疲劳寿命、损伤计及疲劳耐久性试验的基础,试验中测试的载荷一般指位移、加速度、转矩及应变等。计算之前需确定载荷谱排列顺序、循环次数及幅值。本次试验具体的测试参数见表2,布置的与转向系统相关联的测试传感器,如图2~5所示。

表2 试验主要测量参数

Tab.2 Main measurement parameters

测试项目	测量参数/单位
CAN 总线	发动机转速 $n/(r \cdot \min^{-1})$
	车速 $v/(km \cdot h^{-1})$
转向节臂	应变 $\mu/10^{-6}$
	加速度 $a/(m \cdot s^{-2})$
转向纵拉杆	应变 $\mu/10^{-6}$
转向横拉杆	力 $F/N$
	位移 $s/m$
前轴轴端	加速度 $a/(m \cdot s^{-2})$

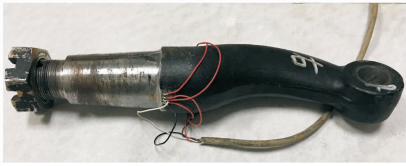


图 2 粘贴全桥应变片的转向节臂

Fig. 2 Full bridge strain gages on steering knuckle arm

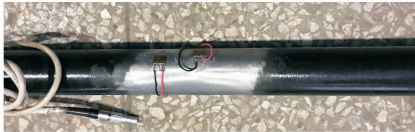


图 3 测量转向拉杆拉力的应变片

Fig. 3 Measurement strain gages for steering rod

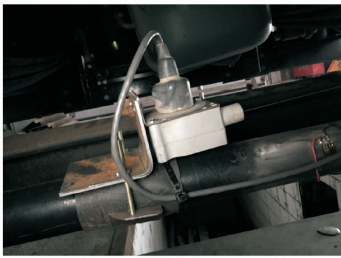


图 4 测量转向横拉杆位移传感器

Fig. 4 Measurement displacement sensor for steering rod



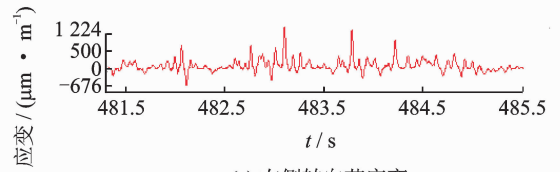
图 5 前轮轴头的加速度传感器

Fig. 5 Acceleration sensor on front axle

### 2.2 疲劳损伤计算

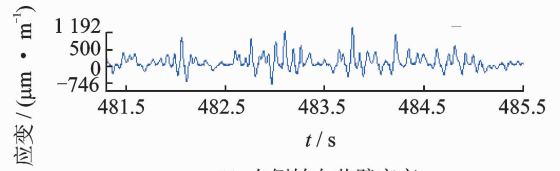
利用 Glyph Works 疲劳分析软件计算局部应力-应变的疲劳损伤,需要对实际测试的载荷信号进行“浓缩”处理,剔除对疲劳损伤贡献度较小的信号。eDAQ 数据采集仪通过传感器测试整个试验过程数据,由于记录的通道数较多、数据计算量庞大,文中只以车辆满载为例,计算强化路的转向节与转向节臂疲劳损伤,测试的时域应变曲线如图 6。

图 6 中,(a~d)分别为右侧转向节应变、右侧转向节臂应变、左侧转向节应变、左侧转向节臂应变时域信号。利用这些数据计算疲劳损伤前,首先要对试验数据的重复性进行检查,保证数据的正确性,然后进行预处理,包括去“毛刺”、漂移矫正、滤波等,最后将预处理后的“干净”试验数据输入到 Glyph-



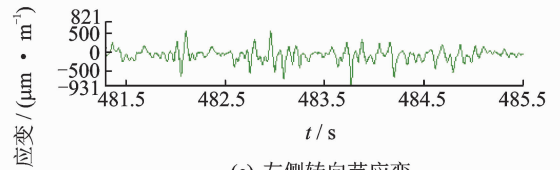
(a) 右侧转向节应变

(a) Strain of right steering knuckle



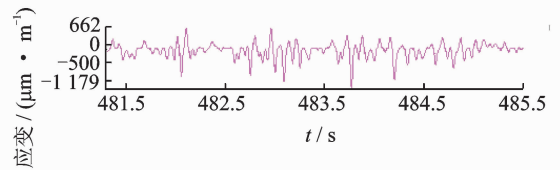
(b) 右侧转向节臂应变

(b) Strain of right steering knuckle arm



(c) 左侧转向节应变

(c) Strain of left steering knuckle



(d) 左侧转向节臂应变

(d) Strain of left steering knuckle arm

图 6 转向节与转向节臂的应变曲线

Fig. 6 Strain of steering knuckle and steering knuckle arm

Works 软件的应变寿命模块,并对其属性进行定义,包括 Manson-Coffin 平均应力的修正、疲劳缺口系数  $K_f$  及材料的属性等参数。

疲劳损伤的计算包括名义应力法和局部应变法。名义应力法的平均应力修正应用的是 Goodman 方程,本次试验采集的应变信号应用局部应变法计算损伤,因此需要用 Manson-Coffin 方法做平均应力修正,其修正曲线如图 7 所示。

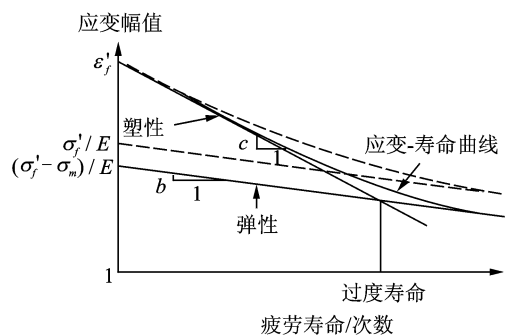


图 7 Manson-Coffin 平均应力修正模型

Fig. 7 Manson-Coffin mean stress correction model

经 Manson-Coffin 平均应力的修正后的应变-寿命( $\epsilon-N$ )曲线是一个曲线族,共计 64 条(雨流直方图区间为 64),这样就实现了考虑每一应力均值后计算的疲劳损伤。雨流计数的直方图矩阵如图 8 所示,雨流计数结果见表 3。

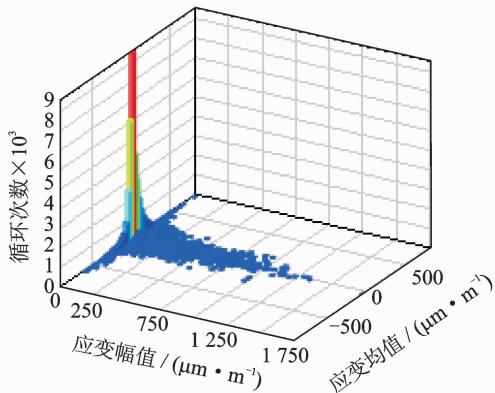


图 8 三维直方图雨流矩阵

Fig. 8 Rainflow matrix of 3D histogram

图 8 为雨流计数结果直方图,即幅值-均值-循环次数的关系,从图中可以看出,小幅值及均值在 0 附近的循环次数较多,这与雨流计数的规则是一致的。表 3 为应变数据为雨流计数的幅值、均值及循环次数。

表 3 应变信号的雨流计数结果

Tab. 3 Rainflow counting result of strain signal

应变幅值 $\epsilon_a / (\mu\text{m} \cdot \text{m}^{-1})$	应变均值 $\epsilon_m / (\mu\text{m} \cdot \text{m}^{-1})$			
	41.5	69.1	96.7	124.3
123.2	58	19	18	25
95.8	95	49	50	45
68.4	143	145	113	106
41.1	267	226	272	316
13.7	339	358	258	146
-13.6	298	160	113	80
-41.0	178	110	49	42
-68.4	86	67	50	30
-95.8	42	31	17	25
-123.2	31	14	16	7
-150.5	27	4	5	6
-177.9	21	4	1	2

根据 Miner 疲劳损伤计算方法,将不同幅值、均值下的疲劳损伤进行累积,即可得到总的疲劳损伤,如表 4。表 4 为应变数据的雨流计数幅值、均值与疲劳损伤。表 3 与表 4 的雨流计数及疲劳损伤计算数据量较大,这里只列出了部分计算结果。最终总疲劳损伤见图 9、图 10 及表 5。

试验测量了三种装载(空载、半载及满载)工况

表 4 疲劳损伤计算结果

Tab. 4 Fatigue damage calculation results

应变幅值 $\epsilon_a / (\mu\text{m}/\text{m})$	应变均值 $\epsilon_m / (\mu\text{m} \cdot \text{m}^{-1})$				
	732.6	760.2	787.8	815.5	843.1
287.4	0	0	0	0	0
260.0	0	0	0	0	0
232.7	0	0	0	0	0
205.3	0	0	0	0	0
177.9	0	0	$1.78 \times 10^{-7}$	0	0
150.5	$1.28 \times 10^{-7}$	0	0	0	0
123.2	$3.32 \times 10^{-7}$	$1.35 \times 10^{-7}$	$3.48 \times 10^{-7}$	$2.26 \times 10^{-7}$	$2.65 \times 10^{-7}$
95.8	$1.04 \times 10^{-7}$	$2.66 \times 10^{-7}$	0	0	$2.82 \times 10^{-7}$
68.4	$2.17 \times 10^{-7}$	$2.55 \times 10^{-7}$	0	0	$5.11 \times 10^{-7}$
41.1	0	$2.47 \times 10^{-7}$	$4.77 \times 10^{-7}$	$3.93 \times 10^{-7}$	$9.70 \times 10^{-7}$
13.7	$2.11 \times 10^{-7}$	$1.21 \times 10^{-7}$	$4.80 \times 10^{-7}$	$1.99 \times 10^{-7}$	$2.30 \times 10^{-7}$
-13.7	$1.08 \times 10^{-7}$	$2.25 \times 10^{-7}$	$4.67 \times 10^{-7}$	$3.44 \times 10^{-7}$	$2.39 \times 10^{-7}$
-41.1	0	$1.05 \times 10^{-7}$	$1.51 \times 10^{-7}$	$1.65 \times 10^{-7}$	$2.16 \times 10^{-7}$
-68.4	0	$2.17 \times 10^{-7}$	$1.36 \times 10^{-7}$	0	0
-95.8	0	0	0	0	0

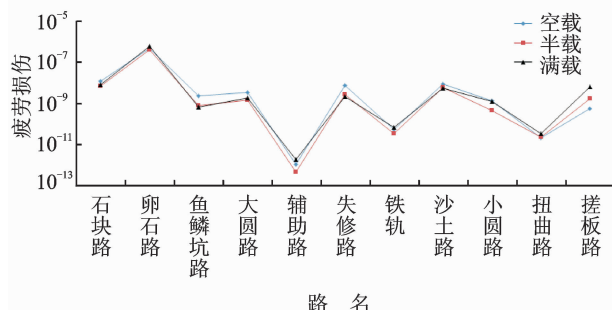


图 9 试验场强化路左侧转向节臂疲劳损伤

Fig. 9 Fatigue damage of left steering knuckle arm on enhancement roads

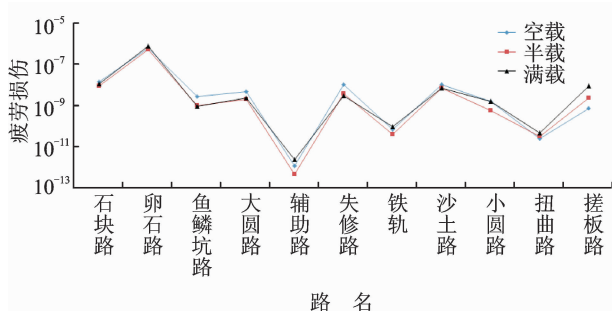


图 10 试验场强化路右侧转向节臂疲劳损伤

Fig. 10 Fatigue damage of right steering knuckle arm on enhancement roads

数据,根据“某试验场汽车产品定型可靠性行驶试验标准”,左右两侧转向节臂断裂里程接近,主要集中在 4 200~4 400 km,且有很好的重复性,没有通过可靠性考核的标准。从转向节和转向节臂的强化路疲劳损伤分布曲线看,装载载荷大小对疲劳损伤影响较小。所有强化路中,卵石路对断裂部位造成的

表 5 试验场强化路转向节疲劳损伤  
Tab. 5 Steering knuckle fatigue damage on enhancement roads

路面类型	左侧转向节疲劳损伤			右侧转向节疲劳损伤		
	空载	半载	满载	空载	半载	满载
石块路	$8.09 \times 10^{-9}$	$4.55 \times 10^{-9}$	$4.98 \times 10^{-9}$	$4.3014 \times 10^{-9}$	$2.9036 \times 10^{-9}$	$3.2993 \times 10^{-9}$
卵石路	$5.54 \times 10^{-7}$	$4.60 \times 10^{-7}$	$5.71 \times 10^{-7}$	$4.1059 \times 10^{-7}$	$3.3799 \times 10^{-7}$	$4.7058 \times 10^{-7}$
鱼鳞坑路	$1.56 \times 10^{-9}$	$7.09 \times 10^{-10}$	$5.62 \times 10^{-10}$	$1.1306 \times 10^{-9}$	$3.630 \times 10^{-10}$	$3.219 \times 10^{-10}$
大圆路	$2.66 \times 10^{-9}$	$1.26 \times 10^{-9}$	$1.27 \times 10^{-9}$	$1.6448 \times 10^{-9}$	$6.456 \times 10^{-10}$	$8.140 \times 10^{-10}$
辅助路	$1.28 \times 10^{-12}$	$2.63 \times 10^{-13}$	$8.23 \times 10^{-13}$	$4.265 \times 10^{-13}$	$1.223 \times 10^{-13}$	$3.910 \times 10^{-13}$
失修路	$6.15 \times 10^{-9}$	$2.06 \times 10^{-9}$	$1.60 \times 10^{-9}$	$4.5108 \times 10^{-9}$	$1.5416 \times 10^{-9}$	$1.0484 \times 10^{-9}$
铁轨	$2.19 \times 10^{-11}$	$1.27 \times 10^{-11}$	$2.42 \times 10^{-11}$	$1.6490 \times 10^{-11}$	$8.008 \times 10^{-12}$	$2.094 \times 10^{-11}$
沙土路	$7.31 \times 10^{-9}$	$4.33 \times 10^{-9}$	$3.78 \times 10^{-9}$	$4.2202 \times 10^{-9}$	$2.9054 \times 10^{-9}$	$2.2805 \times 10^{-9}$
小圆路	$8.79 \times 10^{-10}$	$2.94 \times 10^{-10}$	$8.26 \times 10^{-10}$	$5.6992 \times 10^{-9}$	$2.1469 \times 10^{-10}$	$5.005 \times 10^{-10}$
扭曲路	$8.86 \times 10^{-12}$	$1.38 \times 10^{-11}$	$1.42 \times 10^{-11}$	$5.384 \times 10^{-12}$	$6.575 \times 10^{-12}$	$1.086 \times 10^{-11}$
搓板路	$3.12 \times 10^{-10}$	$1.27 \times 10^{-9}$	$5.43 \times 10^{-9}$	$2.032 \times 10^{-10}$	$9.804 \times 10^{-10}$	$3.731 \times 10^{-9}$

损伤所占比例最大,超过了 90%。此时转向节与转向节臂由于强化路路面的凹凸不平而引起左右转向轮的运动“步调”不同步,以及结构装配和加工工艺精度的偏差,在转向节臂椎体根部产生了局部高集中应力,最终发生弯曲疲劳断裂。

### 3 材料特性与工艺装配精度

#### 3.1 材料特性

试验中断裂的转向节臂如图 11,断裂位置见图中矩形标识处,左右转向节臂断裂里程接近、位置相同,均发生在转向节臂椎体根部。断裂位置刀痕明显,断口与刀痕平行,有多个清晰可见的“台阶”。同时在裂纹源区域也存在多个明显的“台阶”,裂纹源形貌如图 12 所示,这些“台阶”处易产生高集中应力。

对断裂样品件材料进行维氏硬度检测,维氏硬度由于试验时加载的压力小,压入深度浅,对工件损伤小,特别适用于测量零件的表面,经常用于实验室及科研方面检测。维氏硬度检测位置分布在断口表面,3 个测点呈 120°角,检测结果见表 6。从测试结果看,4 个样品件分别在 3 个测试点的维氏硬度数据接近,同时满足设计技术条件要求。

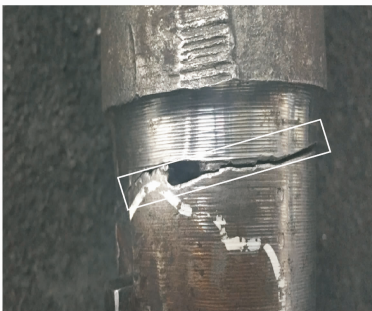


图 11 转向节臂断口形貌

Fig. 11 Fracture surface feature of steering knuckle arm



图 12 转向节臂裂纹源形貌

Fig. 12 Crack source of steering knuckle arm

表 6 维氏硬度检验结果  
Tab. 6 Vickers hardness test results N · mm<sup>2</sup>

检测样件	维氏硬度(HV30)		
	位置 1	位置 2	位置 3
A	261	256	265
B	257	251	259
C	275	273	269
D	266	270	267

4 个样品件的化学元素含量检测结果见表 7。可以看出,A,C 样件的碳元素略有偏高,其他化学元素的含量均符合设计条件。金相组织检测结果:A 样件的回火索氏体为 1 级,B 样件回火索氏体+贝氏体+少量铁素体为 3 级,C 样件回火索氏体+贝氏体+少量铁素体也为 3 级,D 样件回火索氏体为 1 级。

表 7 化学元素含量百分比  
Tab. 7 Chemical element content percentage

检测样件	化学元素					
	C	S	P	Mn	Si	Cr
A	0.46	0.007	0.011	0.77	0.26	0.97
B	0.39	0.005	0.016	0.73	0.23	0.97
C	0.45	0.007	0.012	0.76	0.26	0.97
D	0.44	0.005	0.011	0.77	0.26	0.96

### 3.2 工艺装配精度

被检验样品转向节臂的锥面粗糙度为 1.251 9, 圆度为 0.006 9, 锥度为  $5^{\circ}44'0''$ 。与转向节臂装配的转向节端面粗糙度为 1.457 6, 内孔粗糙度为 1.523 1, 圆度为 0.010 9, 锥度为  $5^{\circ}43'39''$ 。转向节臂与转向节的锥度检验结果偏差较大, 未满足图纸设计要求。转向节臂、转向节锥孔面表面粗糙度检测结果远超出设计精度要求。

### 3.3 断裂裂纹分析

通过对转向节臂的材料特性和工艺装配精度分析, 发现该批次样品断裂性质一致, 均因受到过大冲击载荷而发生弯曲疲劳断裂, 由于裂纹源表现出对刀痕的极大敏感性, 因此应注意工艺。转向节臂与转向节装配接触面积只有 30%, 也不符合设计标准。

## 4 结束语

转向节臂材料的硬度、化学元素含量以及金相组织检测结果均满足设计技术条件, 断裂裂纹表现出了对刀痕的极大敏感性, 应提高加工工艺精度以增加其强度。转向节臂与转向节锥孔面表面粗糙度没有达到设计精度要求, 转向节臂与转向节装配接触面积只达到 30%, 使锥面由均匀受力变为局部受力; 车辆装载载荷大小对转向节臂的疲劳损伤无明显差异, 损伤的最大值主要集中在强化路中的卵石路, 路面的凹凸不平而引起左右转向轮出现运动学干涉, 在转向节臂椎体根部产生了较大局部高集中应力而发生弯曲疲劳断裂。

### 参 考 文 献

- [1] 门玉琢, 李显生, 于海波. 与用户相关的汽车可靠性试验新方法[J]. 机械工程学报, 2008, 44(2): 224-228.
- [2] Lee Y L, Pan J, Hathaway R B, et al. Fatigue testing and analysis theory and practice [M]. UK: Elsevier Butterworth-Heinemann, Printed in the United States of America, 2011: 79-98.
- [3] Men Yuzhuo, Yu Haibo, Huo Na. Experimental study on durability fracture behavior and vibration modal sweep for vehicle rear axle[J]. Journal of Beijing Institute of Technology, 2013, 22(2): 207-209.
- [4] 门玉琢, 于海波, 韩愈. 用户相关汽车动力传动系可靠性试验新方法[J]. 振动与冲击, 2013, 32(11): 25-29.

Men Yuzhuo, Yu Haibo, Han Yu. New method of reliability test for powertrain of a vehicle correlated with customers[J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(11): 25-29. (in Chinese)

- [5] 张英爽, 王国强, 王继新, 等. 工程车辆传动系载荷谱编制方法[J]. 农业工程学报, 2011, 27(4): 179-180.
- [6] Bannantine J A, Comer J J, Handrock J L. Fundamentals of metal fatigue analysis [M]. New Jersey: Prentice Hall, Englewood Cliffs, 2004: 179-186.
- [7] 王明珠, 姚卫星, 孙伟. 结构随机振动疲劳寿命估算的样本法[J]. 中国机械工程, 2008, 19(8): 972-973.
- [8] 王文阁, 王学义, 郑联珠. 一种新的疲劳强度可靠性计算方法[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2005, 35(6): 665-666.
- [9] 廖爱华, 黄旭, 方宇. 基于刚柔耦合的轨道车辆转向架构架疲劳分析[J]. 振动、测试与诊断, 2017, 37(2): 394-395.
- [10] Williams C R, Lee Y, Rilly J T. A practical method for statistical analysis of strain-life fatigue data[J]. International Journal of Fatigue, 2008, 25(5): 430-433.



**第一作者简介:** 门玉琢, 女, 1978 年 10 月生, 博士、教授。主要研究方向为汽车可靠性与交通环境安全技术。曾发表《与用户相关的汽车可靠性试验新方法》(《机械工程学报》2008 年第 44 卷第 2 期)等论文。

E-mail: menyuzhuo111@sina.com

**通信作者简介:** 于海波, 男, 1973 年 4 月生, 博士、正高级工程师。主要研究方向为汽车可靠性试验技术。

E-mail: yuhaibordc@sina.com

