

分动器输出轴断裂失效分析及解决方案

□ 北京汽车研究总院有限公司 / 陈雷

某越野车分动器输出轴在30 000km整车性能及可靠性试验中发生断裂，为了判断该输出轴的断裂性质及原因，进行了一系列的检测与分析，找出断裂原因，并对分动器输出轴结构进行优化。通过50 000km动力总成试验验证，该位置未再发生断裂情况。

某越野车在整车性能及可靠性试验时，分动器输出轴在扭曲路试验中发生断裂，遂对该现象进行详细分析。

失效形式描述

试验车在四驱状态下进行扭曲道路试验，在从扭曲路下来之后，挂两驱行进时分动器输出轴断裂。

分析过程

该试验车是在进行30 000km整车性能及可靠性试验时发生的分动器输出轴断裂。发生故障时，试验车已经完成21 041km的试验，故确认为分动器可靠性问题，而不只是在扭曲路承受大扭矩而造成的损坏。

1. 输出轴断裂分析

输出轴断裂部位为花键与退刀槽连接根部，可以观察到在断口的

边缘，存在着一些非常光洁的亮点，这是由于裂纹源在该区扩展速度很慢及裂纹反复张开和闭合而使断口磨光的缘故。断口心部为灰色的瞬时破断区，为达到临界尺寸后发生的快速破断，见图1所示。

2. 输出轴的材质检验

该分动器输出轴材料为20CrMnTiH，我们从化学成分、硬

度、硬化层深度、微观金相几个方面对断口附近的材料进行了检测，结果如下列表格所示：

化学成分。在断轴上取样进行化学成分检测，检测结果见表1化学成分结果。该断轴的化学成分符合技术要求。硬度检测。表面和心部的维氏硬度进行检测，检测结果见表2硬度结果，满足技术要求。硬化层深度。硬化层深度0.71，见表3硬度结果所示，满足技术要求。微观金相。在断口附近截取金相试样，按GB/T 13298-1991试验方法检测，表层为细针马氏体，心部为板条马氏体+少量铁素体，组织正常，见表4金相组织结果。

3. 输出轴加工工艺

分动器输出轴的加工工艺为：锻压毛坯探伤；预备热处理：920~970℃正火处理；机械加工；渗碳处理：920~940℃渗碳处理；淬



图1 断口外观

表1 化学成分结果（质量分数）

元素	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ti
测量值	0.17	0.24	0.91	0.026	0.016	1.10	0.064
参考值	0.17~0.23	0.17~0.37	0.80~1.15	≤0.035	≤0.035	1.00~1.35	0.04~1.10
试验方法	GB/T 4336—2002						

表2 硬度结果

项目	试验温度/℃	测试部位	维氏硬度/HV		
测量值	室温	心部	335	337	326
		齿表面	734	730	737
要求值	室温	心部	270～380		
		齿表面	720～850		
试验方法	GB/T 4340.1－2009				

表3 硬度结果

项目	试验温度/℃	硬化层深度
测量值	室温	CHD=0.71mm
要求值	室温	有效硬化层深0.7~1.1mm；磨削部位有效硬化层>0.35mm
试验方法	GB/T 9450—2005	

表4 金相组织结果

项目	检测部位	金相组织
测量值	表层	细针马氏体
	心部	板条马氏体+少量铁素体
参考值	低碳马氏体	
试验方法	GB/T 13298—1991	

火：油淬；回火：180℃两小时回火；喷丸处理；磨削及校直。

目前大多数材料为20CrMnTiH的轴都是该方式加工。经过加工之后，表面的高硬度和心部的高韧性相结合，提高了疲劳强度、具有高的低温冲击韧性，高的抗弯强度。

4. 输出轴受力分析

分动器的低挡传动比，通常是按在发动机最大转矩下，汽车行驶于阻力很大的松软地面上的最小稳定车速来选择的，因此按驱动车轮的最大附着力矩（取 $\phi=0.7$ ）为计算载荷，对分动器低挡进行静强度计算则更为合理。通过公式（1）、公式（2）、公式（3）计算。

$$T=Mg r_k \phi / i_o \quad (1)$$

$$T=701 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$W=0.2 d_3 \quad (2)$$

$$W=2764.8 \text{ mm}^3$$

抗扭安全系数：

$$S=\frac{\tau_s}{T/W} \quad (3)$$

$$S=3.35$$

由以上计算可知，该局部原尺寸无问题。

5. 输出轴断裂处失效分析

轴的剖面变化处、轴毂配合面的边缘、键槽根部等都会产生应力集中，应力集中会严重削弱轴的疲劳强度。为减少和避免应力集中，轴的剖面尺寸变化不要太大，并适当增大过渡圆角半径。若圆角半径受限制时，可采用凹切圆角、过渡肩环、减载槽等结构。从断裂输出轴结构上看，退刀槽根部过渡圆角过小，容易应力集中。

输出轴断裂真因

从理化分析结果看，输出轴断裂部位金相组织、硬度及硬化层深度以及化学成分均满足要求，由此可知输出轴的材质及加工工艺没有问题。从输出轴受力情况分析，输出轴断裂的时候，试验车在扭曲路上试验，分动器输出轴在工作中承受转矩，由于花键受力不均匀可能会承受少量弯矩的作用，此次计算对其效果忽略。静强度校核结果，抗扭安全系数在3.35以上，输出轴显然满足强度要求。

通过对断裂输出轴的断口分析、断口附近材料金相组织检查、

硬度测试以及化学成分检测，结合输出轴的结构及使用工况，认定输出轴的断裂主要是由于结构上存在应力集中，在交变力作用下，产生疲劳断裂。

结语

从轴的结构方面优化设计，由于增大过渡圆角，圆角半径受限制，所以改变结构，取消退刀槽，增大轴径，采用过渡肩环，以降低应力集中（见图2）。

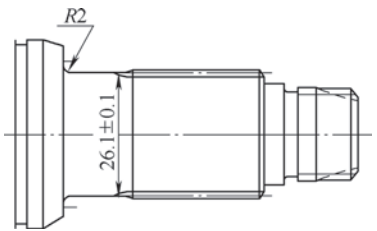


图2 优化结构

（1）计算验证。通过公式（3）计算， $S=4.26>3.35$ ，理论计算无问题。

（2）试验验证。改进后的输出轴在后续试验中没有再出现失效，分动器总成顺利通过50 000km PT试验。 **AUTO1950**