

## 一字轴式免维护万向节危险截面分析及结构改进研究

纪明刚<sup>1</sup>, 江京亮<sup>1,\*</sup>, 朱德伟<sup>2</sup>

(1. 青岛理工大学 机械与汽车工程学院, 青岛 266525; 2. 青岛极致创新科技有限公司, 青岛 266000)

**摘要:**以一字轴式免维护万向节为研究对象,通过有限元分析与实验相结合的方法,得到万向节中危险截面的准确位置。结果表明:一字轴极限摆角过大导致轴颈截面变小,使球头轴轴颈部分的结构强度降低。通过改进球头轴轴颈结构的方法,降低了危险截面应力,提高了承载能力,并为一字轴式免维护万向节传动系统设计优化提供了理论支撑。

**关键词:**一字轴式万向节;危险截面;静扭实验;结构改进

**中图分类号:**U463.216<sup>+</sup>.1 **文献标志码:**A **文章编号:**1673-4602(2025)04-0126-09

### Hazardous cross-section analysis and structural improvement research of one-axis maintenance-free universal joints

JI Minggang<sup>1</sup>, JIANG Jingliang<sup>1,\*</sup>, ZHU Dewei<sup>2</sup>

(1. School of Mechanical and Automotive Engineering, Qingdao University of Technology, Qingdao 266525, China;  
2. Qingdao Extreme Innovation Technology Co., Ltd., Qingdao 266000, China)

**Abstract:** The one-axis maintenance-free universal joint is used as the research object, and experimentation is combined with finite element analysis to determine the precise location of the hazardous cross-section in the universal joint. The findings indicate that an excessively large angle of the ultimate swing of the one-axis results in a decrease in the size of the journal section and in the structural strength of the ball journal portion. By improving the ball head journal's construction, the hazardous cross-section's stress is decreased, and its load-bearing capability is increased. This study provides theoretical support for the design and optimization of one-axis maintenance-free universal joint transmission system.

**Key words:** one-axis universal joints; hazardous cross-section; static torsion test; structural improvement

万向节是传动系统中实现变角度动力传递的关键部件,随着节能减排政策及“双碳”目标的推行,行业及市场对其提出了免维护、轻量化等一系列更高要求。一字轴式万向节采用了紧凑型结构及全密封设计,具备免维护、轻量化、高承载及长寿命等优点,因此具有广阔的应用前景。然而,在危险截面分析方面,目前相关研究内容仍较为有限,严重制约了其性能的进一步提升。因此,迫切需要在该方面开展系统性的深

收稿日期:2023-12-04

基金项目:山东省自然科学基金(ZR2022ME192)

作者简介:纪明刚(1998—),男,山东潍坊人。硕士,研究方向为汽车传动系统。E-mail:2561115823@qq.com。

\*通信作者:江京亮(1982—),男,山东济南人。博士,副教授,主要从事机械工程装备动力学、摩擦学理论、精密特种加工技术等方面的研究。E-mail:cba1981@126.com。

人研究和分析。

国内外学者关于传动轴的研究方法主要分为3个方面:理论分析、虚拟样机技术、实验验证。研究发现,传动轴自身的性能会受到中间轴的扭转变形和构件磨损的影响<sup>[1]</sup>,且传动轴零件的松动会与这两种因素发生不稳定性的叠加,使传动性能进一步恶化<sup>[2-3]</sup>。运动学分析表明,传动轴的运动特性及传递效率会受到传动轴的轴间夹角的影响<sup>[4-6]</sup>,球笼式万向节可以实现等速传动<sup>[7-8]</sup>。动力学分析表明,传动轴的角度变化会导致万向节上惯性力与摩擦力的变化<sup>[9]</sup>,产生弯曲载荷,引起传动轴振动<sup>[10]</sup>,使其过度磨损,进而失效。十字轴式万向节轴承滚针和中间十字轴是常见的失效位置<sup>[11]</sup>,通过对传动轴及万向节的结构进行优化<sup>[12-15]</sup>,可有效提高万向节的承载能力。以上研究结论为一字轴式免维护万向节的研究提供了有益的借鉴和参考。

为弥补一字轴式免维护万向节现有研究内容的不足,本文围绕影响一字轴式免维护万向节承载能力的危险截面问题,开展了深入研究和分析。通过建立仿真分析模型,获取关键构件的应力分布情况,并对其失效原因进行探讨;在此基础上,进一步确定危险截面的准确位置,并通过静扭实验验证仿真结果的准确性;根据分析结论,提出相应的结构改进方案,从而有效提升承载能力。

## 1 一字轴式万向节危险截面分析

### 1.1 万向节分析模型的建立

一字轴式免维护传动轴由一字轴式免维护万向节(以下简称一字轴式万向节)与连接轴组成,模型如图1(a)所示。一字轴式万向节主要结构包括球头轴、一字轴、圆锥滚套、滚针轴承、锁紧螺母、翼翅、球窝

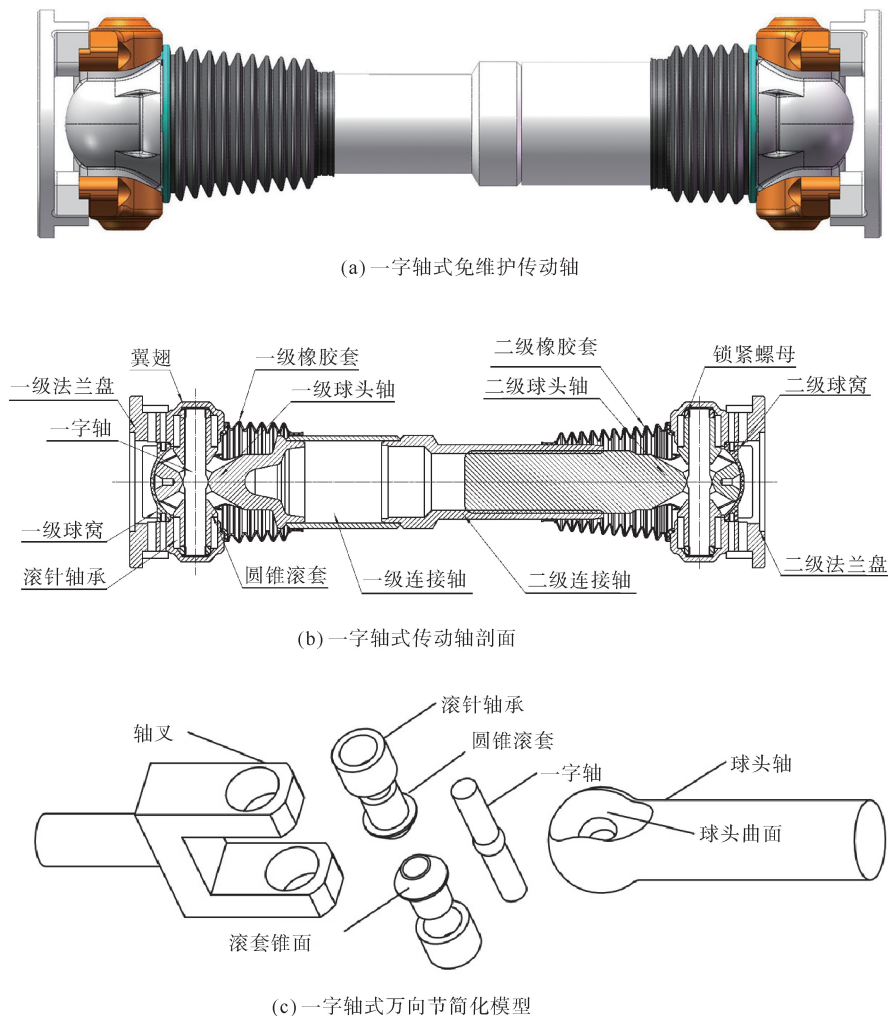


图1 一字轴式免维护传动轴模型

及橡胶套等。球头轴部分设有传动孔,一字轴在传动孔内;圆锥滚套安装在一字轴上,并被螺母锁紧,限制了沿一字轴的径向位移,保证其始终与球头曲面接触,结构更加紧凑;滚针轴承安装于圆锥滚套上圆柱面,轴承外圈安装在翼翅传动孔内;球窝及橡胶套保证了密封性,填充的润滑脂不会暴露在空气中,使其免维护,传动轴剖面如图 1(b)所示。为便于进行分析,在保证基本结构的基础上对一字轴式万向节进行简化,简化后模型如图 1(c)所示。

以额定扭矩为  $7000 \text{ N} \cdot \text{m}$  的 80 型一字轴式免维护传动轴为基准,通过 CREO 完成一字轴式万向节简化模型的建立,模型内一字轴极限摆角  $\alpha=50^\circ$ ,圆锥滚套顶角  $\beta=70^\circ$ 。球头轴球头直径为  $80 \text{ mm}$ ,轴端直径为  $60 \text{ mm}$ ,球头轴传动孔为直径  $25 \text{ mm}$  的通孔,球头曲面摆角为  $50^\circ$ ;一字轴直径最大处为  $24 \text{ mm}$ ,圆柱部分直径为  $22 \text{ mm}$ ,总长度为  $120 \text{ mm}$ ;滚针轴承简化后内径为  $30 \text{ mm}$ ,外径为  $42 \text{ mm}$ ,高度为  $30 \text{ mm}$ ;圆锥滚套尺寸和轴叉尺寸,均通过一字轴与滚针轴承的配合关系确定。

将模型另存为  $x_t$  格式,导入 Ansys Workbench 的稳态分析模块中,建立一字轴式万向节分析模型,对一字轴式万向节的应力分布情况进行分析。

因为四面体网格对复杂结构适应性好,所以本文采用四面体网格划分模型,单元尺寸设置为  $1 \text{ mm}$ 。网格划分完成后进行检测,得到单元质量平均值为  $0.7377$ ,标准偏差为  $0.1465$ 。其他设置均采用默认方式。网格划分结果如图 2 所示。

对万向节的接触条件进行设置,理想的安装条件下万向节球头轴、圆锥滚套、一字轴紧密配合没有间隙,故将球头轴与两圆锥滚套的接触设置为绑定接触,一字轴与圆锥滚套之间的接触设置为绑定接触。为便于分析将滚针轴承与圆锥滚套的接触设置为绑定接触,滚针轴承与轴叉的接触设置为绑定接触。对万向节整体施加约束,只保留其绕  $X$  轴转动的自由度,在轴叉固定端施加完全固定约束,在球头轴端面施加扭矩  $T$ ,扭矩方向为绕  $X$  轴正方向顺时针转动,大小为  $7000 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

实验中传动轴材料为  $20\text{CrMnTi}$ ,为使模型更加符合实际情况,模型中材料属性如表 1 所示。

## 1.2 万向节危险截面应力分析

通过有限元仿真分析方法,得到万向节 Von-Mises 应力云图,一字轴式万向节分析结果如图 3 所示。

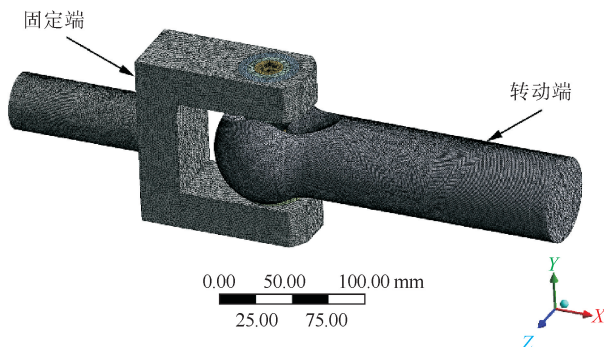
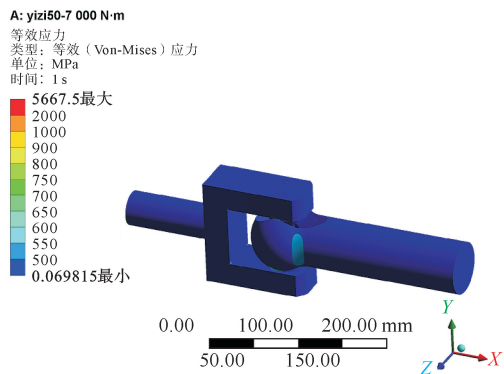


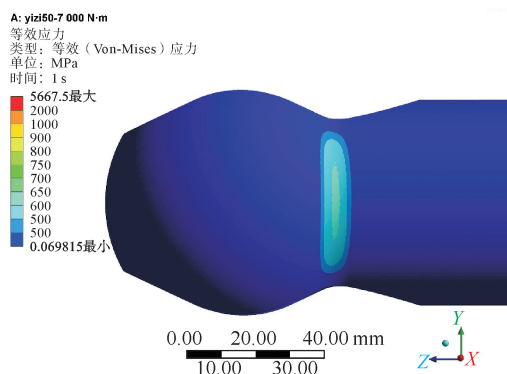
图 2 一字轴式万向节网格模型

表 1 材料属性

材料	弹性模量/GPa	泊松比	密度/( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )
20CrMnTi	207	0.25	7800



(a) 一字轴式万向节应力云图



(b) 球头轴应力云图

图 3 一字轴式万向节分析结果

由图 3 可知,球头轴上的应力集中现象,一方面出现在球头曲面与圆锥滚套接触部分,因为两构件为线接触,根据赫兹接触理论可得该情况属于正常现象;另一方面在球头轴轴颈部分出现应力集中现象,约为 550~750 MPa,远大于周围其他部分的应力值。为验证分析的正确性,将网格扩大一倍,网格尺寸设置为 2 mm 后,轴颈部分应力未出现明显变化。综上,本文重点对球头轴轴颈部分进行研究。

为确定球头轴轴颈部分应力集中的准确位置,以球心为原点  $O$ ,以球头轴轴线为  $X$  轴,以一字轴轴线的原始位置为  $Y$  轴,根据右手法则确定  $Z$  轴,建立的坐标系如图 4 所示。设与  $YOZ$  平面平行的轴颈截面位置为  $l$ 。

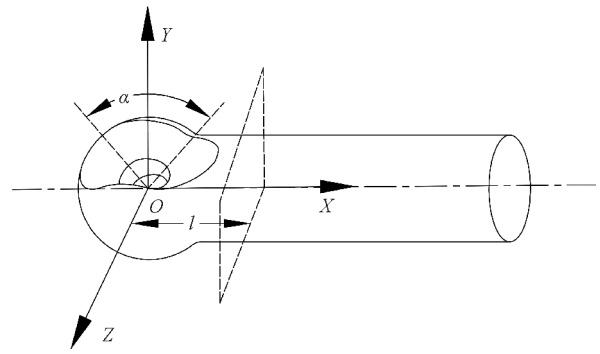


图 4 球头轴坐标系

通过建立截面最大应力变化曲线,分析轴颈截面最大应力的变化趋势,最终确定危险截面的准确位置。在输入扭矩  $T=7000 \text{ N} \cdot \text{m}$  时,提取轴颈截面应力云图,如图 5 所示。可以看到轴颈截面由上下两条平滑凹曲线与轴颈截面圆相交构成。通过对截面内应力变化情况进行分析,得到截面中心处应力较小,应力呈环状逐渐扩大,在外沿部分出现截面最大应力。

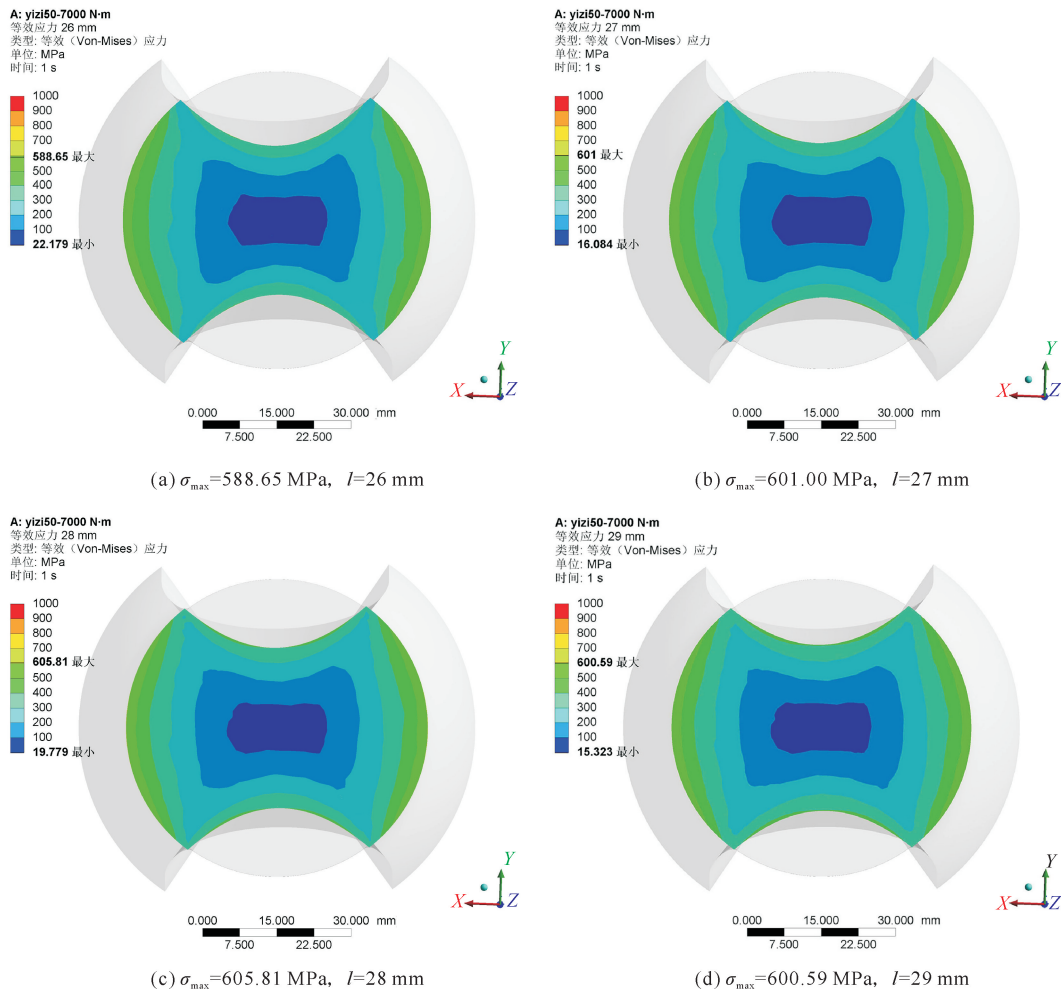


图 5 球头轴轴颈危险截面应力云图

如图6所示,距离O点20~35 mm范围内,截面最大应力沿X轴呈先上升后下降的变化趋势, $l=20$  mm时,截面最大应力 $\sigma_{\max}=366.52$  MPa; $l=28$  mm时,达到最大值 $\sigma_{\max}=605.81$  MPa;然后逐渐下降,在 $l=35$  mm时,降至 $\sigma_{\max}=444.08$  MPa,由此可得本状态中球头轴危险截面位于28 mm处。因为球头轴轴颈截面面积S随X轴距离的变化而发生变化,故对不同X轴距离处球头轴轴颈截面面积进行分析,得到在X轴距离O点20~35 mm范围内 $l=20$  mm时,面积 $S=2\ 428.62$  mm<sup>2</sup>;当 $l=27$  mm时,达到最小值 $S=2\ 208.71$  mm<sup>2</sup>;当 $l=35$  mm时,增大至 $S=2\ 405.94$  mm<sup>2</sup>。

由此可得球头轴轴颈截面面积变小会导致轴颈截面最大应力的增大,两者存在一定的反比关系。

### 1.3 万向节危险截面位置的确定

确定危险截面位置后,针对性地对万向节结构进行改进,可以有效提高承载能力。通过改变球头轴输入扭矩得到轴颈部分截面最大应力与 $l$ 的关系,如图7所示。随着扭矩增大,截面最大应力也随之增大,当 $T=8000$  N·m时, $\sigma_{\max}=692.18$  MPa,此时 $l=28$  mm;当 $T=9000$  N·m时, $\sigma_{\max}=778.70$  MPa,此时 $l=28$  mm;当 $T=10\ 000$  N·m时, $\sigma_{\max}=865.23$  MPa,此时 $l=26\sim 30$  mm内均超出材料的屈服极限;当 $T=11\ 000$  N·m时, $\sigma_{\max}=951.75$  MPa,此时 $l=25\sim 31$  mm内均超出材料的屈服极限。综合以上分析,初步确定危险截面位于球头轴轴颈部分 $l=28$  mm处。

因为承载能力与结构具有相关性,由图6可知轴颈截面面积会随着 $l$ 的变化而变化,故对轴颈截面的面积进行分析,得到危险截面与截面面积的关系。因为轴颈截面为对称关系,仅画出上半部分分析简图,如图8所示。其中OB与一字轴位于极限摆角位置时的轴线重合;XOY平面内OC和两曲面接触线重合;位置为 $l$ 时球头轴轴颈截面设

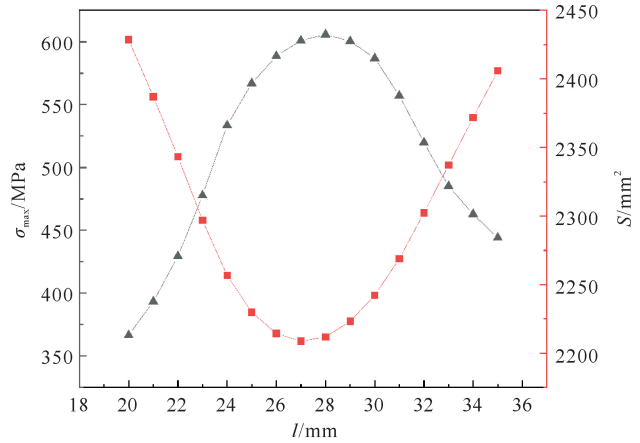


图6 不同位置截面最大应力与面积曲线 ( $T=7000$  N·m)  
—▲—  $\sigma_{\max}$ ; —■—  $S$

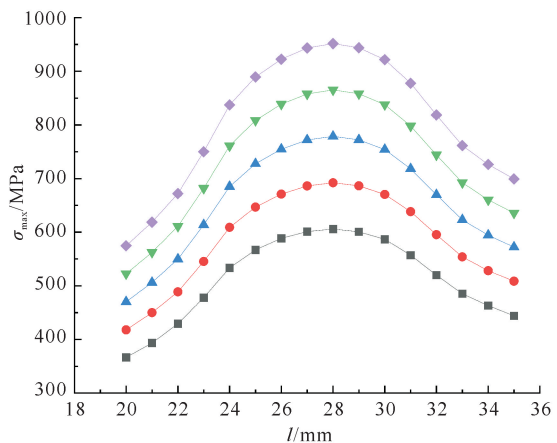


图7 不同扭矩下截面最大应力曲线 ( $\alpha=50^\circ$ )  
—■— 7000 N·m; —●— 8000 N·m; —▲— 9000 N·m; —▼— 10000 N·m; —◆— 11000 N·m

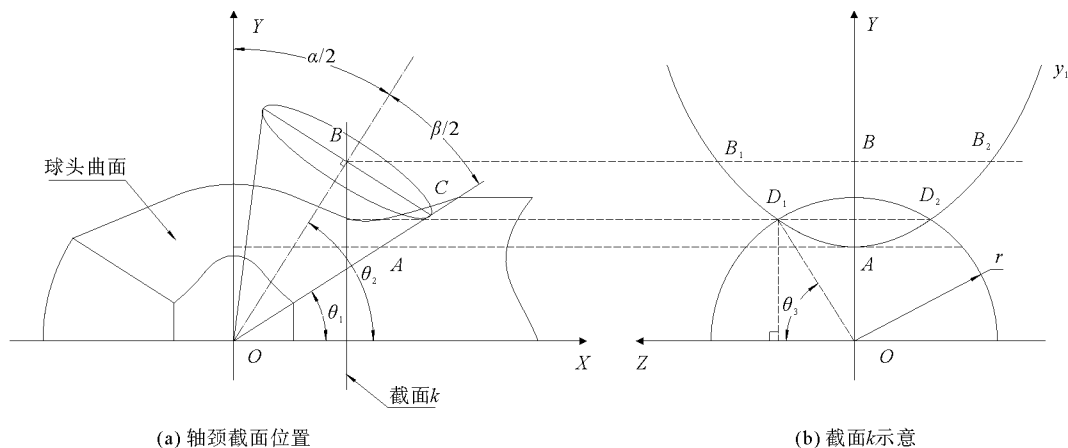


图8 轴颈截面k示意

为截面  $k$ ,  $A$  点为截面  $k$  与  $OC$  交点, 同时也是轴颈截面凹曲线的最低点;  $B$  点为截面  $k$  与  $OB$  交点;  $C$  点为过  $B$  点与  $OB$  垂直的滚套锥面截面圆和球头曲面的交点;  $B_1$ 、 $B_2$  为滚套锥面截面圆与截面  $k$  的交点; 因为  $B_1$ 、 $B_2$ 、 $C$  均位于同一滚套锥面截面圆上, 所以距离  $l_{BC} = l_{BB_1} = l_{BB_2}$ 。轴颈截面  $k$  由位置  $l$  时轴颈截面圆减去其与抛物线  $y_1$  相交部分所得,  $D_1$ 、 $D_2$  为轴颈截面内凹曲线与圆弧部分交点, 距离  $l_{OD_1} = l_{OD_2} = r$ ,  $r$  为轴颈截面圆半径。

设一字轴半径为  $R_0$ , 球头半径为  $R_1$ , 球头轴端半径为  $R_2$ , 球头与轴端过渡处截面位置  $l = \sqrt{R_1^2 - R_2^2}$ , 则位置为  $l$  时截面  $k$  中截面圆的半径  $r$  可表示为

$$r = \begin{cases} \sqrt{R_1^2 - l^2}, & 0 \leq l \leq \sqrt{R_1^2 - R_2^2} \\ R_2, & l > \sqrt{R_1^2 - R_2^2} \end{cases} \quad (1)$$

此时求得  $XOY$  平面内  $A$ 、 $B$  两点, 与  $ZOY$  平面内  $B_1$ 、 $B_2$  两点坐标分别为

$$\begin{cases} A = (l, l \cdot \tan\theta_1, 0) \\ B = (l, l \cdot \tan\theta_2, 0) \\ B_1 = \left( l, l \cdot \tan\theta_2, \frac{l \cdot \tan \frac{\beta}{2}}{\cos\theta_1} \right) \\ B_2 = \left( l, l \cdot \tan\theta_2, -\frac{l \cdot \tan \frac{\beta}{2}}{\cos\theta_1} \right) \end{cases} \quad (2)$$

其中,  $\angle XOC = \theta_1 = \frac{\pi - \alpha - \beta}{2}$ 、 $\angle XOB = \theta_2 = \frac{\pi - \alpha}{2}$ 。

如图 8 所示, 已知  $A$ 、 $B_1$ 、 $B_2$ 、 $D_1$ 、 $D_2$  各点均位于  $ZOY$  平面内, 且符合抛物线一般式方程  $y = aZ^2 + bZ + c$ , 其中  $a$ 、 $b$ 、 $c$  为常数, 代入并求得抛物线公式  $y_1$ :

$$y_1 = \frac{\tan\theta_2}{l} \cdot \left( \frac{\cos\theta_1}{\tan \frac{\beta}{2}} \right)^2 \cdot z^2 + l \cdot \tan\theta_1 \quad (3)$$

其中,  $a = \frac{\tan\theta_2}{l} \cdot \left( \frac{\cos\theta_1}{\tan \frac{\beta}{2}} \right)^2$ ,  $b = 0$ ,  $c = l \cdot \tan\theta_1$ 。

设  $\angle D_1OZ = \theta_3$ , 则点  $D_1$ 、 $D_2$  坐标为

$$\begin{cases} D_1 = (l, r \cdot \sin\theta_3, r \cdot \cos\theta_3) \\ D_2 = (l, r \cdot \sin\theta_3, -r \cdot \cos\theta_3) \end{cases} \quad (4)$$

因为点  $D_1$ 、 $D_2$  均位于抛物线  $y_1$  内, 则将两点坐标代入其中解得  $\sin\theta_3$ :

$$\sin\theta_3 = \frac{1 \pm \sqrt{1 + 4a \cdot (c + ar^2)}}{-2ar} \quad (5)$$

由图 8 可得  $\sin\theta_3$  为正值, 舍去负值, 则  $\theta_3 = \arcsin\theta_3$ 。

依据面积积分公式得到在位置  $l$  时截面  $k$  内轴颈部分截面面积  $S$  为

$$S = \pi r^2 - 2 \int_{-r \cdot \cos\theta_3}^{r \cdot \cos\theta_3} (\sqrt{r^2 - z^2} - y_1) dz \quad (6)$$

根据式(6)可得, 球头轴轴颈部分截面面积与轴的半径  $r$ 、一字轴极限摆角  $\alpha$ 、圆锥滚套顶角  $\beta$  及位置  $l$  有关。

## 2 一字轴式传动轴静扭实验

### 2.1 传动轴静扭实验

实验以 80 型(球头直径  $D=80$  mm)一字轴式传动轴为研究对象, 该万向节额定扭矩为  $7000 \text{ N} \cdot \text{m}$ 、

质量为 16.5 kg、长度为(600±100) mm,最大外轮廓尺寸为 154 mm,一字轴直径为 20 mm。实验设备为扭转实验台,如图 9 所示,通过实验测定该传动轴的极限扭矩  $T_{max}$ ,并确定危险截面的位置,验证仿真分析结果的准确性。

根据《汽车传动轴总成技术条件及台架实验方法》(QC/T 29082—2019)要求,对一字轴式传动轴进行台架实验,实验设计参数如表 2 所示。

### 2.2 传动轴静扭实验结果

实验采用等速率转角载荷施加方式,直到传动轴失效为止。在轴颈发生断裂后,为便于观察受损情况,继续施加载荷至球头断裂分为两部分停止加载。静扭实验载荷曲线如图 10 所示。当时间  $t=32.59$  s、转动角度  $\varphi=10.66^\circ$  时,传动轴发生结构破坏,该传动轴的极限扭矩  $T_{max}=15\ 266.73$  N·m。实验用传动轴额定扭矩  $T_n=7000$  N·m,静扭强度安全系数为极限扭矩与额定扭矩的比值,实验用传动轴静扭强度安全系数为 2.18,根据《汽车传动轴总成技术条件及台架实验方法》(QC/T 29082—2019)要求,传动轴静扭强度安全系数应大于 1.5,该传动轴符合国家标准,有较好的承载能力。

实验完成后对样品进行拆解,如图 11 所示。传动轴在球头轴轴颈部分发生断裂,断裂面为斜截面,符合扭转破坏的特征,球头部分断裂面位于球头顶部分,断裂起始位置与球心点距离约为 25 mm;滚针轴承完好,滚针轴承内外圈均未发现明显压痕,圆锥滚套与一字轴完好,未发生结构破坏与显著变形。实验结果验证了万向节的危险截面位于球头轴轴颈部分。



图 9 传动轴扭转实验台

表 2 静扭实验参数

实验参数	目标扭矩/ (N·m)	控制速率/ ( $^\circ \cdot s^{-1}$ )	轴间夹角/ ( $^\circ$ )
设定值	17 000	0.20	0
失效判定	断裂		

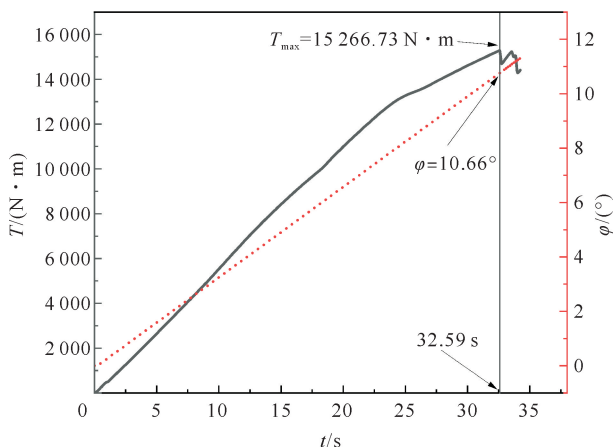
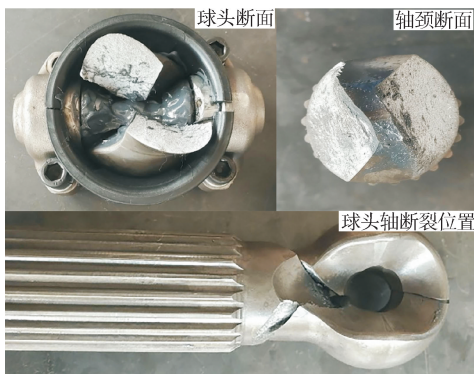
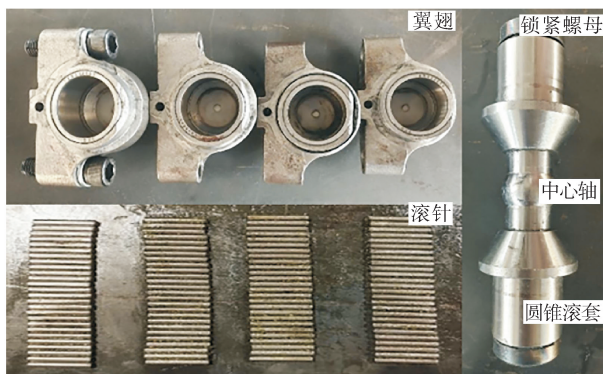


图 10 静扭实验曲线

—  $T$ ; .....  $\varphi$



(a) 球头轴断面



(b) 其他部分

图 11 静扭实验结果

### 3 球头轴轴颈结构改进

#### 3.1 球头轴轴颈结构改进方法

通过实验与仿真分析结果相结合,得到万向节中球头轴为危险构件,危险截面位于球头轴的轴颈部分。在实际应用中一字轴摆动角度为  $0\sim 30^\circ$ ,故根据式(6),在原有设计基础上,选择对整体结构影响最小的方法,通过优化一字轴极限摆角  $\alpha$ ,增大轴颈截面面积,提高承载能力。

如图 12 所示,当一字轴半径  $R_0=10\text{ mm}$ 、球头半径  $R_1=40\text{ mm}$ 、球头轴端半径  $R_2=30\text{ mm}$  时,截面位置  $l=20\sim 35\text{ mm}$  内球头轴轴颈范围内截面面积呈现先下降后上升的趋势。截面面积在  $l=27\text{ mm}$  处出现最小值,当极限摆角  $\alpha=30^\circ$  时  $S=2\,571.27\text{ mm}^2$ ,当  $\alpha=50^\circ$  时  $S=2\,208.71\text{ mm}^2$ ,可得  $\alpha$  减小时球头轴轴颈截面面积增大,由此可知减小  $\alpha$  是增大球头轴轴颈部分截面面积的有效方法。

#### 3.2 球头轴结构改进结果对比

为进一步验证  $\alpha$  对球头轴轴颈截面面积的影响,分别取  $\alpha$  为  $50^\circ, 45^\circ, 40^\circ, 35^\circ, 30^\circ$  建立分析模型。输入  $T=7000\text{ N}\cdot\text{m}$ ,得到  $\alpha$  与  $\sigma_{\max}$  的关系曲线,如图 13 所示。在  $l=20\sim 35\text{ mm}$  内,截面最大应力先上升后下降,并在  $l=28\text{ mm}$  处出现截面最大应力。当  $\alpha$  逐渐减小时,截面最大应力也逐渐减小, $\alpha=50^\circ$  时  $\sigma_{\max}=605.81\text{ MPa}$ , $\alpha=30^\circ$  时  $\sigma_{\max}=469.51\text{ MPa}$ ,故减小  $\alpha$  是降低截面最大应力的有效方法。

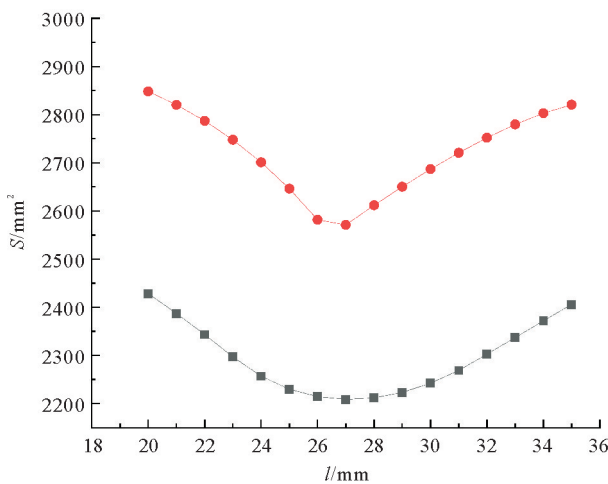


图 12 截面面积随 X 轴距离的变化曲线  
■  $\alpha=50^\circ$ ; ●  $\alpha=30^\circ$

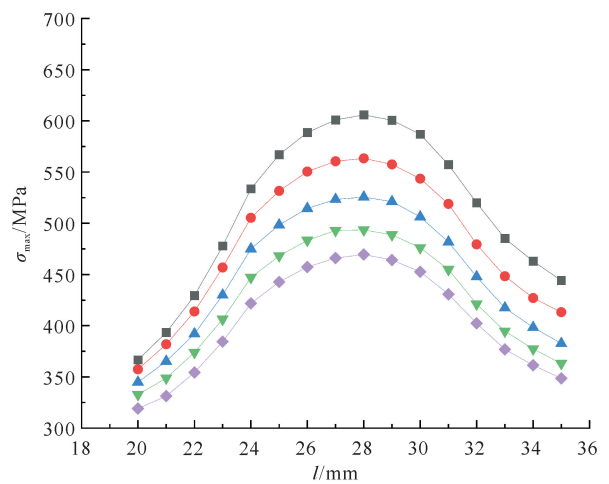


图 13 不同一字轴摆角与扭矩的应力对比曲线  
■  $\alpha=50^\circ$ ; ●  $\alpha=45^\circ$ ; ▲  $\alpha=40^\circ$ ; ▼  $\alpha=35^\circ$ ; ◆  $\alpha=30^\circ$

根据截面最大应力降低情况,设截面最大应力降低百分比为  $\eta$ ,则

$$\eta = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{\sigma_1} \times 100\% \quad (7)$$

式中: $\sigma_1$  为  $\alpha=50^\circ$  时截面最大应力; $\sigma_2$  为  $\alpha=30^\circ$  时截面最大应力。

不同载荷下球头轴轴颈截面最大应力降低情况如表 3 所示。

如表 3 所示,当  $\alpha$  由  $50^\circ$  减小至  $30^\circ$  时,在 X 轴距离  $26\sim 35\text{ mm}$  范围内  $\eta$  均为正值,且  $\eta$  平均值约为  $22.40\%$ ,说明降低  $\alpha$  可以使截面最大应力减小。当  $T=7000\text{ N}\cdot\text{m}$  时,随 X 轴距离的增大, $\eta$  呈现先上升后下

表 3 截面最大应力降低百分比  $\eta$  %

X 轴距离 $l/\text{mm}$	扭矩 $T/(\text{N}\cdot\text{m})$				
	7 000	8 000	9 000	10 000	11 000
26	22.31	22.10	22.10	22.10	22.10
27	22.45	22.37	22.37	22.37	22.37
28	22.50	22.48	22.48	22.48	22.48
29	22.73	22.74	22.74	22.74	22.74
30	22.87	22.82	22.82	22.82	22.83
31	22.69	22.90	22.90	22.90	22.90
32	22.63	22.77	22.77	22.77	22.77
33	22.33	22.25	22.25	22.25	22.25
34	21.96	21.83	21.83	21.83	21.83
35	21.50	21.66	21.66	21.65	21.65
平均值	22.40	22.39	22.39	22.39	22.39

降的趋势,当  $X=30$  mm 时出现最大值  $\eta=22.87\%$ 。当扭矩  $T$  发生变化时, $\eta$  同样呈现先上升后下降的趋势,且  $T=8\ 000\sim 11\ 000$  N·m 范围内  $\eta$  值大致相同,当  $X=31$  mm 时出现最大值  $\eta=22.90\%$ 。由此可得,减小  $\alpha$  是提高万向节承载能力的有效措施。

## 4 结论

1) 通过建立一字轴式万向节分析模型,对其应力分布情况进行了深入研究,得到球头轴为危险构件,危险截面位于球头轴轴颈部分;进一步得到轴颈截面面积计算公式,证明轴颈截面面积不仅与轴半径相关,还与一字轴极限摆角、圆锥滚套顶角及截面位置有关。

2) 开展一字轴式免维护传动轴静扭实验,得到 80 型传动轴的极限扭矩为 15 266.73 N·m,远超过其额定扭矩 7000 N·m;传动轴失效时球头轴断裂,断裂位置与有限元分析结果相吻合,均位于轴颈位置。

3) 通过减小一字轴极限摆角的结构改进方案,使轴颈截面最大应力降低了 22.40%,有效提高了其结构强度和承载能力。

本文丰富了一字轴式万向节的研究内容,对一字轴式万向节工作性能的提升具有参考价值,并为其结构设计、工艺优化等方面提供了理论基础。

## 参考文献(References):

- [1] AN K,WANG W D. Transmission performance and fault analysis of a vehicle universal joint[J]. Advances in Mechanical Engineering,2017,9(5):168781401770747.
- [2] FARZAD V,MOHAMMAD A R,MOHAMMAD K. Dynamics of universal joints,its failures and some propositions for practically improving its performance and life expectancy[J]. Journal of Mechanical Science and Technology,2012,26(8):2439-2449.
- [3] CARDOSO A S M,PARDAL J M,CHALES R,et al. Fatigue resistance performance of universal cardan joint for automotive application[J]. Engineering Failure Analysis,2022,135:106-128.
- [4] 陈科,殷磊,郭伟,等. 基于投影几何法的虎克万向节轴承的运动特性分析[J]. 中国机械工程,2016,27(6):732-736.  
CHEN Ke,YIN Lei,GUO Wei,et al. Motion characteristic analysis of bearings in Hooke's joint based on perspective geometry[J]. China Mechanical Engineering,2016,27(6):732-736.
- [5] 余鑫磊. 汽车球笼式万向节传递效率的研究[D]. 广州:华南理工大学,2021.  
YU Xinlei. Transmission efficiency research on automobile fixed constant velocity joint[D]. Guangzhou:South China University of Technology,2021.
- [6] 张锐尧,叶道辉,朱忠喜,等. 十字万向轴多体动力学仿真与啮合面磨损机理[J]. 石油机械,2023,51(7):75-81.  
ZHANG Ruiyao,YE Daohui,ZHU Zhongxi,et al. Multi-body dynamics simulation and mating surface wear mechanism of the cross cardan shaft[J]. China Petroleum Machinery,2023,51(7):75-81.
- [7] 李升明. 汽车球笼式万向节动态特性的研究[D]. 广州:华南理工大学,2021.  
LI Shengming. Research on dynamic characteristics of automotive ball-type universal joint[D]. Guangzhou:South China University of Technology,2021.
- [8] 穆含沙. 等速万向节总成动力学特性分析[D]. 武汉:武汉理工大学,2020.  
MU Hansha. Analysis of dynamic characteristics of constant velocity joint assembly[D]. Wuhan:Wuhan University of Technology,2020.
- [9] HU Y X,LIN J H,TAN A C. Failure analysis of gearbox in CRH high-speed train[J]. Engineering Failure Analysis,2019,105:110-126.
- [10] 高崇一,李建雄,魏云平. 轧机主动传动系统扭振响应数值模拟及结构失效研究[J]. 应用力学学报,2022,39(2):268-273.  
GAO Chongyi,LI Jianxiong,WEI Yunping. Numerical simulation on torsional vibration response of main drive system of rolling mill and structural failure analysis[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics,2022,39(2):268-273.
- [11] AN Y C,LIU J,LI Z G. Dynamic load analysis of the connecting bolts in a universal joint[J]. Maintenance and Reliability,2022,24(2):211-225.
- [12] ASONJA A,DESNICA E. Reliability of agriculture universal joint shafts based on temperature measuring in universal joint bearing assemblies[J]. Spanish Journal of Agricultural Research,2015,13(1):e02-001.

(下转第 156 页)