

重载车用等速万向节传动总成中间轴与保持架强度分析*

STRENGTH ANALYSIS OF THE INTERMEDIATE SHAFT AND THE CAGE OF CONSTANT VELOCITY UNIVERSAL JOINT TRANSMISSION ASSEMBLY FOR A HEAVY-DUTY VEHICLE

宋有硕** 苗家俊*** 卢曦****

(上海理工大学机械工程学院, 上海 200093)

SONG YouShuo MIAO JiaJun LU Xi

(School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology,
Shanghai 200093, China)

摘要 重载车用球笼式等速万向节传动总成传递的力和转矩比普通汽车的大,且工况要求较高,在冲击载荷下,有可能发生中间轴的静强度破坏或者疲劳失效,以及保持架在大轴间角下的破损。因此,对其中间轴和保持架在极限工况下的强度研究非常重要。以某重载车用球笼式等速万向节传动总成作为研究对象,首先,对中间轴进行受力分析和有限元仿真,并将结果进行对照,以验证模型的准确性;其次,对不同轴间角下保持架进行仿真分析,得出保持架的应力分布规律;最后,进行扭转静强度试验与保持架硬度试验。结果表明,中间轴、保持架在正常工况下均可满足使用要求,但在极端工况下可能发生保持架破损。可为重载车用球笼式等速万向节传动总成的设计和制造提供相应参考。

关键词 万向节 中间轴 保持架 有限元仿真 强度

中图分类号 U463 216+.3

Abstract The force and torque transmitted by the ball cage constant velocity universal joint transmission assembly of heavy-duty vehicles are greater than that of ordinary vehicles, and the working conditions have higher requirements. Under the impact load, static strength failure or fatigue failure of the intermediate shaft may occur, as well as the cage damage under the bigger interaxial angles. Therefore, it is very important to study the strength of the intermediate shaft and the cage in the ultimate working condition. In this study, the ball cage constant velocity universal joint transmission assembly for a heavy-duty vehicle was taken as the object. Firstly, the force analysis and the finite element simulation were carried out on the intermediate shaft and the results were compared to verify the model accuracy. Secondly, the stress distribution and variation law of the cage were obtained through simulation analysis under the different interaxial angles. Finally, the torsional static strength test and the cage hardness test were carried out. The results show that the intermediate shaft and the cage meet the requirements under normal working conditions, but the cage may be broken under extreme working conditions. This research can provide reference for the design and manufacture of ball cage constant velocity universal joint transmission assembly of heavy-duty vehicles.

Key words Universal joint; Intermediate shaft; Cage; Finite element simulation; Strength

Corresponding author: SONG YouShuo, E-mail: wssys2006@163.com

The project supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 51975379).

Manuscript received 20220927, in revised form 20221219.

0 引言

随着等速万向节传动总成零件材料、热处理和制造工艺的不断进步,普通乘用车等速万向节传动总成

在使用过程中静强度破坏、沟道磨损和接触疲劳失效形式逐渐减少。而重载车用球笼式等速万向节传动总成在运转时传递的转矩比普通乘用车的大,且工况要求较高,在冲击载荷下,有可能发生中间轴的静强度破

* 20220927 收到初稿, 20221219 收到修改稿。国家自然科学基金项目(51975379)资助。

** 宋有硕, 男, 1987年生, 江苏南通人, 汉族, 上海理工大学机械工程学院讲师, 博士, 主要研究方向为机械结构的设计与分析。

*** 苗家俊, 男, 1998年生, 河南新乡人, 汉族, 上海理工大学机械工程学院硕士研究生, 主要研究方向为机械结构的设计与分析。

**** 卢曦, 男, 1968年生, 湖北老河口人, 汉族, 上海理工大学机械工程学院教授, 博士研究生导师, 主要研究方向为疲劳与可靠性、机械结构强度学、可回收汽车零件强度与可靠性评价理论和技术。

坏和疲劳失效,以及保持架在极限轴间角下的破损。因此,在极限工况下对重载车用球笼式等速万向节传动总成中间轴和保持架的强度研究显得非常重要。

石宝枢等^[1]对万向节内部结构主参数进行分析与设计计算。卢曦等^[2]对万向节的装配以及球面间的配合进行了分析。李玉璇等^[3]通过理论研究对万向节附加弯矩进行了详细分析。周萍等^{[4]46-48}对万向节内部工作主参数进行详细分析,并着重研究了等速万向节传动轴的振动问题。卢曦等^[5]通过对旋锻轴毛坯的强度、硬度等力学特性进行设计,提出了旋锻轴的设计方法。HAN J N 等^[6-7]对网格划分和塑性变形的应力求解进行了相应研究分析。朱子宏等^[8-9]对 Hertz 接触应力进行了研究,结果表明当接触区域网格小于接触面半宽的一半时,有限元分析结果足够精确。侯文亮等^[10]对保持架进行仿真分析,得出了保持架的强度分布规律。宋有硕等^[11]对万向节进行仿真分析,得出了万向节内部关键零部件之间的相互作用力。RYU I 等^[12]通过准静态有限元分析,对万向节的受力情况进行了研究,得出万向节内部接触力的变化过程。

目前,对球笼式等速万向节的研究主要集中在普通乘用车等速万向节,对重载车用大转矩型的等速万向节的涉及较少。由于普通乘用车行驶工况要求较重载车低,发生中间轴断裂或者保持架破损的现象较少。但是,对于重载车用球笼式等速万向节,保持架和中间轴损坏的现象较为常见,因而需要进一步深入分析重载车用等速万向节中间轴与保持架的强度特征,尤其需要分析中间轴和保持架在不同轴间角和极限工况下的应力及强度分布。

本文以某重载车用球笼式等速万向节传动总成为研究对象,首先,对中间轴进行受力分析和有限元仿真,并对结果进行对照,以验证模型的准确性;其次,对不同轴间角下保持架进行仿真分析,得出保持架应力分布规律;最后,进行扭转静强度试验与保持架硬度试验。结果表明,中间轴、保持架在正常工况下均可满足使用要求,但在极端工况下可能发生保持架破损。本研究可为重载车用球笼式等速万向节中间轴和保持架的设计制造提供参考。

1 万向节传动装置结构与特征

轮边等速万向节传动总成是将动力从差速器传递到车轮的传动装置,由等速万向节、中间传动轴以及相关附件组成。以某重载车用球笼式等速万向节传动总成为研究对象,结构如图 1 所示,左侧为输出端万向节,右侧为输入端万向节。球笼式等速万向节的基本尺寸数据如表 1 所示,并分别由钟形壳(1、1')、保持架(2、2')、6 个均布钢球(3、3')、星形套(4、4')组成,并

由中间轴(5)连接在一起。

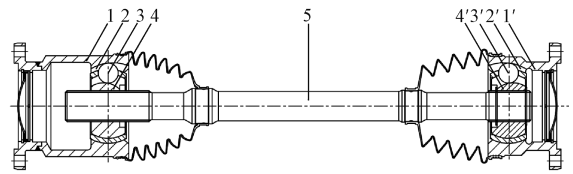


图 1 球笼式等速万向节传动总成结构示意图

Fig. 1 Structure diagram of the ball cage constant velocity universal joint transmission assembly

表 1 球笼式等速万向节基本尺寸数据

Tab. 1 Ball cage constant velocity universal joint basic dimensional data

参数 Parameter	尺寸 Size
钢球直径 Ball diameter	23. 81
钟形壳、星形套偏心距 Eccentric distance of outer or inner race	5. 50
星形套外径 Outer diameter of inner race	76. 20
钟形壳内径 Inner diameter of outer race	88. 40
保持架厚度 Cage thickness	6. 10
保持架槽宽度 Cage groove width	23. 81

等速万向节传动总成各零部件的材料及特性如表 2 所示。

表 2 各零部件的材料及特性

Tab. 2 Materials and characteristics of parts

零件 Component	材料 Material	弹性模量 Modulus of elasticity/GPa	密度 Density/ (kg/m ³)	泊松比 Poisson's ratio
钟形壳 Outer race	55# 钢 55# steel	201	7 850	0. 3
星形套 Inner race	20CrMnTi	206	7 850	0. 29
钢球 Ball	GCr15	206	7 850	0. 29
保持架 Cage	20CrMnTi	206	7 850	0. 29
中间轴 Intermediate shaft	42CrMoA	212	7 850	0. 28

2 中间轴力学分析

图 2 所示为中间轴的结构。依据等速万向节传动总成的使用特性,中间轴的静强度破坏主要发生在低转速、大轴间角下,而疲劳破坏通常发生在高转速、小轴间角下。图 3 为等速万向节传动总成转矩传递矢量关系图。由等速万向节的性质可知,作用在万向节上

的力矩在内、外轴线的夹角平分线上是平衡的,当万向节轴间角不为 0 时,为了满足转矩平衡,必然产生附加弯矩^{[4]46-48}:

$$M'_{w1} = M_w \tan \frac{\theta_1}{2} \quad (1)$$

$$M'_{w2} = M_w \tan \frac{\theta_2}{2} \quad (2)$$

$$M_{w1} = M_{w2} = M_w \quad (3)$$

式中, M_w 为万向节传递转矩; θ_1 、 θ_2 分别为万向节输入端、输出端轴间角; M_{w1} 、 M_{w2} 分别为万向节输入端、输出端传递的转矩,方向依照右手螺旋法则判定; M'_{w1} 、 M'_{w2} 分别为万向节分别对于输入端、输出端两侧钟形壳、星形套的附加弯矩,是在输入、输出轴水平面内的弯矩,方向垂直于钟形壳、星形套轴线上的转矩。



图 2 中间轴结构

Fig. 2 Structure of the intermediate shaft

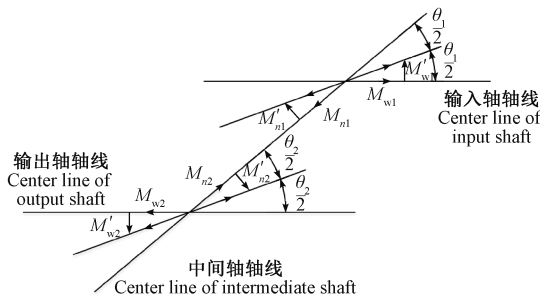


图 3 等速万向节传动总成转矩矢量示意图

Fig. 3 Torque vector diagram of constant velocity universal joint transmission assembly

通过以上分析可以得知,在等速万向节传动总成运转过程中,中间轴两侧始终受到大小相等、方向相反的转矩作用。而附加弯矩只有当万向节存在轴间角时才存在,易知分布于中间轴两侧的附加弯矩随着轴间角的增大而增大,当万向节轴间角为极限角度时出现最大附加弯矩。

对等速万向节传动总成中间轴的静强度分析,可以简化为图 4 所示梁模型,中间轴受到弯矩和转矩作用,其大小仅与输入转矩和输入端万向节轴间角有关。当输入端万向节轴间角为 0° 时,附加弯矩为 0,此时中间轴仅受转矩作用;当输入端万向节轴间角不为 0° 时,中间轴受弯矩和转矩的组合变形作用。当中间轴处于静强度极限工况,即输入端万向节轴间角为极限角度时,由于中间轴各轴段所受弯矩、转矩大小相同,易知截面直径最小处应力最大,即中间轴直径 32 mm 处为危险截面,应用第四强度理论可以求得不同转矩作用下危险截面处应力分布,如图 5 所示。

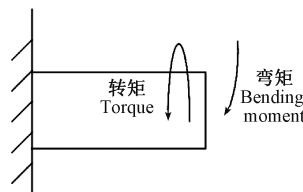


图 4 中间轴简化梁模型

Fig. 4 Simplified beam model of the intermediate shaft

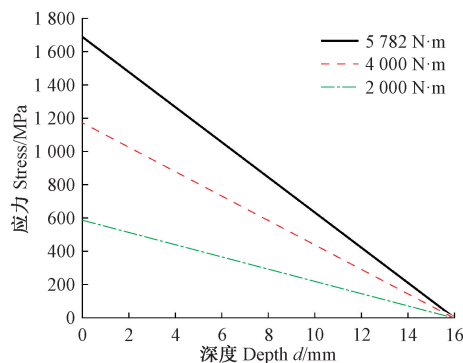


图 5 不同转矩下危险截面应力分布

Fig. 5 Stress distribution of dangerous section under different torques

3 仿真研究

3.1 仿真模型的建立

本文有限元分析采用的求解器为 Abaqus。根据某重载车用等速万向节传动总成,其两侧万向节最大工作轴间角均为 40°,最大静转矩为 5782 N·m。由等速万向节传动总成的实际工作状态可知,在正常工作状态下,钟形壳、星形套非承载区的倒角、圆角等微小特征不会影响总体强度,故可做简化处理。

为了准确获得各零部件间的相互作用,考虑各零部件间的配合尺寸,保留零部件之间的设计间隙。有限元分析的载荷和边界约束条件如图 6 所示,在左侧输出端钟形壳端盖处施加固定约束,固定 6 个方向的自由度,在右侧输入端钟形壳端盖处施加驱动转矩,同时仅保留轴向转动自由度。对保持架和钢球不施加任何约束,由各零部件间接触属性自动约束。

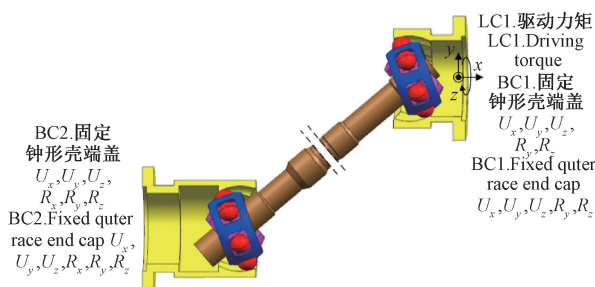


图 6 载荷和边界约束条件

Fig. 6 Load and boundary conditions

有限元分析过程中,设定多个分析步,使得零件的自由度在多个分析步中逐步释放,避免仿真分析出现

不收敛的情况。同时,有限元求解器中采用常用单位制,即毫米(mm)、吨(t)、牛(N),因此后处理中云图显示应力单位均为兆帕(MPa)。

左右两侧万向节内部分别有 30 对接触对。根据接触的定义,钢球与钟形壳内沟道、星形套外沟道和保持架窗孔的接触,保持架内外球面分别与星形套外球面和钟形壳内球面的接触,均选择面面接触。根据万向节内部各部件属性以及润滑状况,取摩擦因数为 0.1。

根据万向节各部件的对称特性,分别将其分割为最小对称块后进行网格划分,这样既简化了网格划分的工作量,又可以更好地控制网格质量,更准确地获得万向节各部件之间的应力。由有限元原理可知,当网格尺寸相同时,六面体单元精度高于四面体单元,同时相对数量更少,从而在相同的体积内可以节约计算量。因此,采用六面体单元对等速万向节传动总成各部件进行网格离散,并尽可能使单元规则细化。首先进行整体网格划分,尺寸为 2 mm,在钢球与保持架窗孔接触部位进行网格细化,尺寸为 0.1 mm,图 7 显示了等速万向节传动总成网格划分结果与六分之一保持架模型的网格细化结果。依据赫兹接触理论,钢球与保持架接触部位会产生长短半轴相等的应力接触椭圆,即应力接触圆。

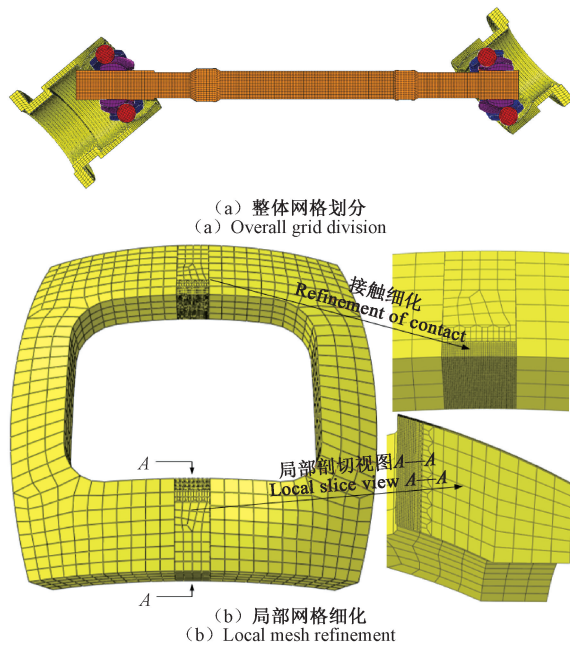


图 7 等速万向节传动总成网格划分

Fig. 7 Meshing of constant velocity universal joint transmission assembly

3.2 仿真模型结果与验证

在道路上行驶过程中,万向节会随着汽车输出转矩的不同而受到不同的加载转矩。当重载车在普通路况下行驶时,所受到的冲击载荷较小,因此选择 2 000 N·m 作为正常行驶时的驱动转矩,在恶劣工况下运行时,取极限转矩 5 782 N·m 为加载转矩。将等

速万向节传动总成输入、输出端轴间角均固定为 40°,分别加载 2 000、5 782 N·m 转矩,由理论分析可知,此时中间轴受弯矩和转矩组合作用,中间轴整体应力分布结果如图 8 所示。由图 8 可以看到,中间轴明显受弯扭组合变形作用,中间轴直径最小处应力最大,考虑到应力集中,提取中间轴直径最小轴段处平均最大应力,平均最大应力分别为 550、1 560 MPa。

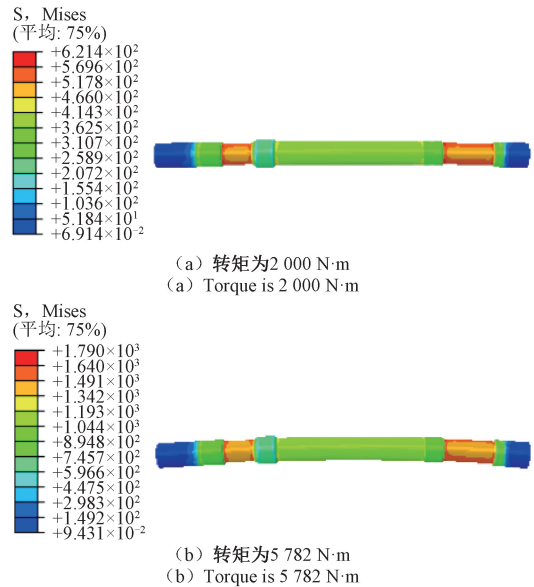


图 8 中间轴应力分布

Fig. 8 Stress distribution of the intermediate shaft

等速万向节传动总成中间轴应力理论值和仿真值对比如表 3 所示。

表 3 中间轴应力理论值与仿真值对比
Tab. 3 Comparison of theoretical and simulation stresses of the intermediate shaft

转矩 Torque/(N·m)	应力 Stress		
	理论值 Theoretical value/MPa	仿真值 Simulation value/MPa	相对误差 Relative error/%
2 000	584	550	5.8
5 782	1 689	1 560	7.6

由表 3 发现,随着输入转矩的增大,中间轴危险截面应力大小误差分别为 5.8%和 7.6%,此误差大小在合理范围之内,因此可以证明本文关于中间轴分析的准确性。同时,中间轴应力理论值与仿真值均小于许用应力,满足强度要求。

3.3 极限轴间角下保持架应力分析

由于万向节在实际运转过程中,存在保持架破损的状况,但现有理论无法精确分析保持架的受力状况,所以,固定万向节轴间角为极限角度 40°,输入极限转矩 5 782 N·m,以观察保持架的受力状态。为了方便定义保持架窗孔的位置,定义如图 9 所示的钢球分布

位置示意图。规定图 9 中逆时针方向为正,钢球与钟形壳端面距离最远处为基准零点(图 9 中 A 点),该位置钢球称为第 1 个钢球,与之接触的保持架窗孔称为保持架第 1 窗孔,并依次定义第 1~第 6 钢球。

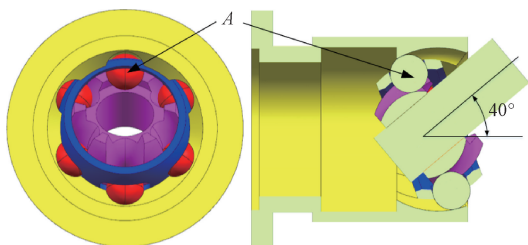


图 9 钢球分布位置示意图

Fig. 9 Diagram of ball distribution position

保持架整体应力分布如图 10 所示。当万向节处于极限工况时,保持架应力主要分布在第 1、第 4 窗孔。极限角度时,第 1 窗孔与第 4 窗孔处钢球处在万向节的内外边缘位置,容易出现应力集中现象,因此该位置钢球的凸出导致与其接触的保持架窗孔出现较大的应力,致使该位置容易出现破损。

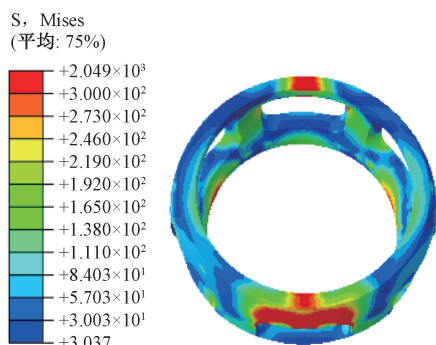


图 10 保持架整体应力分布

Fig. 10 Overall stress distribution of the cage

钢球与保持架窗孔在接触表面会产生接触应力。极限工况下,保持架窗孔最大接触应力位于第 4 窗孔,接触应力云图如图 11(a)所示,在接触区域中心部位的接触应力最大,向外依次减小。沿着应力接触圆中心作垂线对保持架进行剖切处理,查看保持架窗孔次表面沿厚度方向的接触主应力分布,如图 11(b)所示。由图 11(b)可以观察到,在接触点附近随着距离窗孔表面深度的增加,接触主应力减小;最大接触主应力出现在窗孔表面处。这表明窗孔表面是最容易受到损伤的,因此保持架窗孔表面常采用渗碳淬火,以增强表面强度。

3.4 不同轴间角下保持架应力分析

为了进一步分析保持架的受力机制,对不同轴间角下保持架进行研究分析。固定输入转矩为极限转矩 $5\,782\text{ N}\cdot\text{m}$,依次取万向节轴间角 0° 、 15° 、 30° 、 40° 四个轴间角作为研究对象,观察不同轴间角下保持架的应

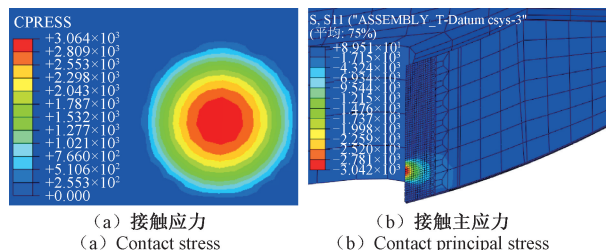


图 11 钢球与保持架接触应力和接触主应力

Fig. 11 Contact stress and contact principal stress between the ball and the cage

力分布与各窗孔接触应力大小。

不同轴间角下保持架整体应力分布如图 12 所示。

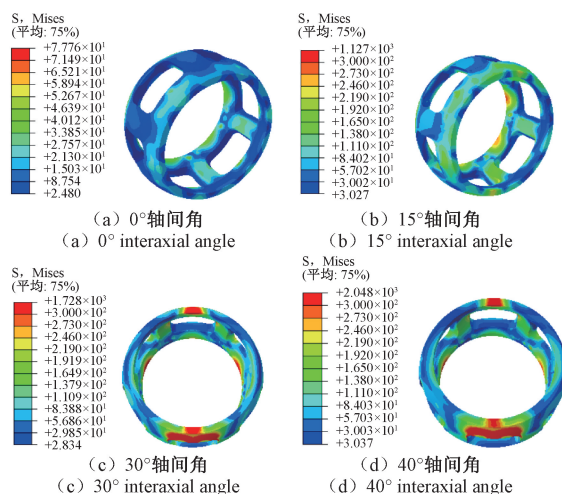


图 12 不同轴间角下保持架应力分布

Fig. 12 Stress distribution of the cage under different interaxial angles

不同轴间角下保持架各窗孔的接触应力如图 13 所示。由图 13 可知,轴间角为 0° 时,保持架各窗孔接触应力较小;轴间角为 15° 时,保持架各窗孔接触应力变大,应力分布较均匀;当轴间角增大至 30° 以上时,保持架各窗孔接触应力出现显著波动,最大值在第 4 窗孔。此外,可以看到 40° 轴间角时,保持架第 2、第 3 窗孔接触应力为 0,此时第 2、第 3 窗孔与钢球脱离接触,保持架的承载主要分布于右侧。

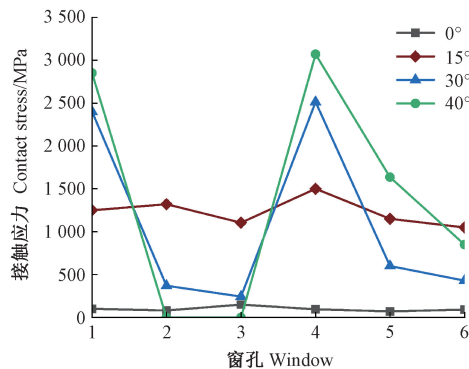


图 13 不同轴间角下保持架窗孔接触应力

Fig. 13 Contact stress of the cage window under different interaxial angles

理想状态下,对于 0° 轴间角,各钢球受力均匀,由于保持架在中心位置仅起到限制钢球位移的作用,因此转矩通过钢球传递时,保持架基本不受力。而随着轴间角的增大,保持架整体的应力逐渐增大。当轴间角为 15° 时,保持架整体的受力仍比较均匀。当轴间角增大至 30° 以上时,保持架各窗孔的受力存在明显的波动性,且应力主要集中在第 1 窗孔与第 4 窗孔,因而极限工况下该部位容易受损。

万向节在运转过程中,保持架分别受到钟形壳、星形套和钢球三者共同力的作用,由于轴间角的存在,相对于钟形壳端面,星形套与保持架向外凸出,轴间角越大,凸出越显著,这种凸出是造成保持架断裂的重要原因。此外,实际加工制造过程中,保持架与钟形壳、星形套之间存在球面配合间隙,该间隙会导致万向节发生中心偏离,随着轴间角的增大,加剧了保持架的挤压。

4 万向节扭转静强度试验和保持架强度-硬度试验

4.1 万向节扭转静强度试验

通过等速万向节传动总成扭转静强度试验,可以获得万向节各部件的断裂转矩与损伤方式,并以此判定万向节各部件强度是否满足工况要求。试验中保持万向节轴间角为极限角度,一端固定,另一端输入负载转矩,逐渐增大负载转矩直到万向节发生断裂破损,试验结果如表 4 所示。

表 4 扭转静强度试验结果

Tab. 4 Results of the torsional static strength test

编号 Serial number	轴间角 Interaxial angle	破损部件 Damage part	破损转矩 Breakaway torque/(N·m)
1	极限角度 Limit angle	保持架破损 Cage damage	7 305
2	极限角度 Limit angle	中间轴断裂 Intermediate shaft fracture	7 411

在轴间角为极限角度时,1 号试样当输入转矩为 $7\,305\text{ N}\cdot\text{m}$ 时保持架发生破损;2 号试样当加载转矩为 $7\,411\text{ N}\cdot\text{m}$ 时中间轴发生断裂。保持架破损如图 14 所示。

通过极限角度下等速万向节传动总成扭转静强度试验可以得知,万向节中间轴、保持架的断裂静转矩大于该万向节的设计要求,因此该万向节满足设定技术要求。

4.2 保持架强度-硬度试验

通过制定保持架危险截面的显微硬度试验,进而获得保持架强度的分布规律。由于保持架的强度随截面分布的真实数据不能够直接通过试验得到,因此将



图 14 保持架破损

Fig. 14 Cage fracture

保持架危险截面处切割式样打磨后进行试验,通过获得沿其深度的硬度值以及查阅相应材料硬度与强度转换关系,间接得到强度的分布。经过测量得到试验的厚度约为 7 mm ,从试样表面往次表面方向间隔取点,取 3 个不同截面为测量路径,得到 3 组不同的硬度分布值。

通过 3 次测量后取平均值,得到图 15 所示沿保持架窗孔表面至次表面方向硬度变化规律。根据试验结果可知,保持架表面硬度平均最大值为 672 HV ,中间部位硬度平均最小值为 301 HV ,且硬度值随着距离表面深度的增加先减小后增大。

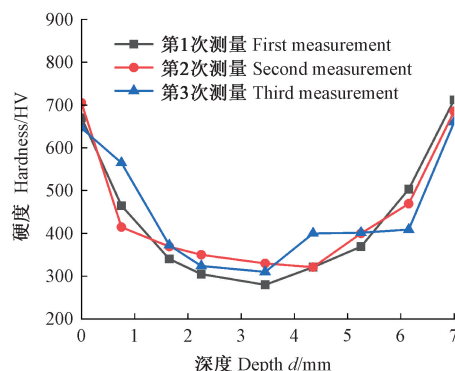


图 15 保持架硬度分布

Fig. 15 Hardness distribution of the cage

查阅国家标准 GB/T 1172—1999^[13],计算距离部件表面不同深度处硬度值与抗拉强度的转换关系,部分转换关系如表 5 所示。

表 5 GB/T 1172—1999 硬度值与抗拉强度换算表(部分)

Tab. 5 GB/T 1172—1999 hardness and tensile strength conversion table (part)

维氏硬度 Vickers hardness/HV	抗拉强度 Tensile strength/MPa	维氏硬度 Vickers hardness/HV	抗拉强度 Tensile strength/MPa
300	1 008	501	1 712
352	1 177	599	2 086
405	1 362	653	2 341

通过保持架危险部位次表面沿厚度方向的硬度值与抗拉强度换算,得到保持架窗孔表面强度约为 2 486 MPa、中间强度约为 1 008 MPa,因此保持架的设计满足正常工况的工作需求。但是,由于重载车在行驶过程中受到的载荷比传统汽车大,在极端情况下有可能出现轴向伸缩不畅等难以预见的状况,进而产生过大的冲击载荷,使得保持架与钢球接触表面受力增大,进而引起保持架的断裂破坏。

5 结论

以某重载车用球笼式等速万向节传动总成成为研究对象,对中间轴的受力进行理论解析与有限元仿真,并分析不同轴间角下保持架应力分布规律,得出以下结论:

1) 极限工况下,中间轴静强度受力分析的理论值与仿真值相对误差较小,由此证明本文所建立的等速万向节传动总成中间轴分析的准确性,在极限工况下中间轴受到的弯扭组合变形仍满足工况要求。

2) 保持架的最大接触主应力分布于窗孔表面,且随着距离表面深度的增加而减小。

3) 随着轴间角的增大,保持架的整体受力也在增加,当轴间角较小时保持架受力较均匀,当轴间角较大时保持架受力出现明显的波动,且趋向集中于第 1 窗孔与第 4 窗孔。

参考文献 (References)

- [1] 石宝枢, 赵晓红. 球笼式万向节内部结构主参数的设计计算[J]. 轴承, 2007(10): 5-9.
SHI BaoShu, ZHAO XiaoHong. Design calculation of structural main-parameters of ball basketball constant velocity universal joints [J]. Bearing, 2007(10): 5-9 (In Chinese).
- [2] 卢 曦, 张振东. 球笼式等速万向节的球面配合分析[J]. 轴承, 2001(9): 5-7.
LU Xi, ZHANG ZhenDong. Analysis on spherical surface fit of constant velocity universal joint with ball basket [J]. Bearing, 2001(9): 5-7 (In Chinese).
- [3] 李玉璇, 王立新. 球笼联轴器的转矩与接触应力[J]. 重型机械, 1985(11): 16-22.
LI YuXuan, WANG LiXin. Torque and contact stress of ball cage coupling [J]. Heavy Machinery, 1985(11): 16-22 (In Chinese).
- [4] 周 萍, 高海安, 卢 曦. 球笼式等速万向传动轴设计研究[J]. 机械设计与研究, 2003, 19(2): 46-48.
ZHOU Ping, GAO HaiAn, LU Xi. Analysis of the birfield constant velocity shaft [J]. Machine Design and Research, 2003, 19(2): 46-48 (In Chinese).
- [5] 卢 曦, 叶天南. 基于成形工艺的轿车旋锻轴强度设计[J]. 塑性工程学报, 2016, 23(4): 130-135.
LU Xi, YE TianNan. Strength design of monobloc tube shaft based on forming processes [J]. Journal of Plasticity Engineering, 2016, 23(4): 130-135 (In Chinese).
- [6] HAN J N, CHO N J, CHAE S W, et al. Hybrid three-dimensional mesh generation from quad-dominant surface meshes [J]. International Journal of Automotive Technology, 2008, 9(5): 633-640.
- [7] HEIN C, HONG S, SUH J, et al. Finite element analysis of rotary blanking: effects of punch geometries on cutting area and stress distribution [J]. International Journal of Automotive Technology, 2008, 9(2): 211-216.
- [8] 朱子宏, 魏宪军. 应用 ABAQUS 求解赫兹接触问题[J]. 机械, 2009, 36(3): 11-13.
ZHU ZiHong, WEI XianJun. Application of ABAQUS software in solution of Hertz's contact problem [J]. Machinery, 2009, 36(3): 11-13 (In Chinese).
- [9] 李 峰, 赵 杰. 应用 ANSYS 求解赫兹接触问题[J]. 机电产品开发与创新, 2006, 19(6): 76-78.
LI Feng, ZHAO Jie. Application of ANSYS software in solution of Hertz contact problem [J]. Development & Innovation of Machinery & Electrical Products, 2006, 19(6): 76-78 (In Chinese).
- [10] 侯文亮, 卢 曦, 王孟飞. 极限角度下球笼式等速万向节保持架强度研究[J]. 机械强度, 2018, 40(4): 1002-1006.
HOU WenLiang, LU Xi, WANG MengFei. Study on the cage strength of constant velocity joint under limit angle [J]. Journal of Mechanical Strength, 2018, 40(4): 1002-1006 (In Chinese).
- [11] 宋有硕, 马 跃. 恶劣工况下越野车用等速万向节接触应力和保持架强度分析[J]. 机械强度, 2022, 44(1): 162-168.
SONG YouShuo, MA Yue. Contact stress and cage strength analysis of constant velocity joint for off-road vehicle under bad working conditions [J]. Journal of Mechanical Strength, 2022, 44(1): 162-168 (In Chinese).
- [12] RYU I, LIM Y. Finite-element analysis of quasistatic fracture in CV joints under full-turn and full-throttle conditions [J]. International Journal of Automotive Technology, 2011, 12(2): 199-205.
- [13] 全国钢标准化技术委员会. 黑色金属硬度及强度换算值: GB/T 1172—1999 [S]. 北京: 中国标准出版社, 1999: 370-379.
National Technical Committee for Steel Standardization. Conversion of hardness and strength for ferrous metal: GB/T 1172—1999 [S]. Beijing: Standards Press of China, 1999: 370-379 (In Chinese).