

减振型三叉式万向联轴器的静力仿真分析

朱安康, 李松梅*

(青岛科技大学 机电工程学院, 山东 青岛 266100)

摘要:建立减振型三叉式万向联轴器的简化模型,通过获取橡胶减振元件单轴拉伸和等双轴拉伸试验数据,采用非线性最小二乘法对数据进行拟合而确定材料的本构模型;对减振型三叉式万向联轴器的关键部件橡胶减振元件、滑块主体、滑块约束层和连接盘导向槽进行非线性静力仿真分析。结果表明:在不超出橡胶材料的强度和刚度许用范围时,橡胶减振元件的厚度越大,其对减振型三叉式万向联轴器的减振效果越好。

关键词:减振型三叉式万向联轴器;橡胶减振元件;静力仿真分析

中图分类号:TQ336.4⁺2;O241.82

文献标志码:A

文章编号:1000-890X(2019)11-0814-06

DOI:10.12136/j.issn.1000-890X.2019.11.0814



OSID开放科学标识码
(扫码与作者交流)

三叉式万向联轴器是一种非定心式准等速万向联轴器,传递方式为面接触,具有传递扭矩大、承载能力强、安装方便、传输能力强等特点。三叉式万向联轴器是汽车和机械结构中的常见组件,作为一种准等速传动部件,其在机械传动的过程中会不可避免地产生振动和噪声,导致使用寿命缩短。

近年来,国内外研究者在万向联轴器研究方面做了大量工作。K. Watanabe等^[1]通过运动学和静力学仿真分析了三柱销式万向节各组件之间相对运动时3个圆柱滚子所受的力和力矩。Y. H. Lim等^[2]提出一种三柱销式万向节多体动力学模拟方法,用于数值计算三柱销式万向节传动过程中产生的轴向力和抗切力。C. H. Lee等^[3-5]建立了不同类型三柱销式万向节摩擦模型,用于预测其在传动过程中产生振动的轴向力。付胡代等^[6]对十字轴式万向联轴器的轴根进行结构优化设计,发现轴根采用双曲率型线过渡曲线时十字轴的最大应力值和总变形量都会有所下降。郭志强等^[7]对十字轴万向联轴器和万向接轴进行

整体有限元分析发现,对平衡方式进行改进可以有效减小万向接轴的挠度变形。杜微等^[8]通过对SSWZ330型十字轴万向联轴器的中间轴进行动力学仿真分析,得出该联轴器在传动过程中,小的轴间角能够使中间轴受力变小,从而延长使用寿命。

目前,国内外学者利用橡胶减振元件减小机械传动过程中产生的振动,尤其是减小零部件扭转传动中产生的振动的研究非常多^[9-15],但将橡胶减振元件应用于三叉式万向联轴器的研究不是很多。减振型三叉式万向联轴器是一种带有橡胶减振元件的新型三叉式万向联轴器,其利用橡胶减振元件的变形吸收振动冲击,提高传动平稳性。本工作通过获取橡胶减振元件单轴拉伸和等双轴拉伸试验数据,采用非线性最小二乘法对数据进行拟合来确定材料的本构模型;利用ANSYS仿真软件对减振型三叉式万向联轴器的关键部件进行静力仿真分析,研究橡胶减振元件厚度对减振型三叉式万向联轴器扭转传动过程中减振效果的影响,以期为新型三叉式万向联轴器的设计 and 应用提供理论依据。

基金项目:山东省重点研发科技计划项目(2018JMRH0508);
青岛市科技计划项目(18-2-2-21-jch)

作者简介:朱安康(1993—),男,河南商丘人,青岛科技大学在读硕士研究生,主要从事机械设计、机械传动、计算机辅助设计的研究。

*通信联系人(lisongmei1126@163.com)

1 模型的创建

1.1 简化设定

对减振型三叉式万向联轴器分析计算进行简

化:由于更关注整体的变形和应力,因此不考虑建立螺栓模型,螺栓连接采用绑定接触模式;橡胶边缘接触区域的存在会导致相应部位压缩时挤压严重,网格畸变严重,且对减振装置整体影响较小,因此橡胶边缘接触区域简化为绑定接触模式。

1.2 材料性能

减振型三叉式万向联轴器包括输入轴、连接盘、三叉杆、滑块组件、输出轴五大部分,其中输入轴、连接盘、三叉杆、输出轴、滑块主体和约束层选用40Cr,滑块组件中的橡胶减振元件材料为氟橡胶。

橡胶本构关系模型选用Mooney-Rivlin五参数模型进行拟合,采用最小二乘法进行数据拟合。

Mooney-Rivlin模型的应变能密度函数为

$$W = \sum_{i=0, j=0}^{\infty} C_{ij} (I_1 - 3)(I_2 - 3) + \sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{D_i} (J - 1)^{2i}$$

式中, C_{ij} 为材料系数,且 $C_{00} = 0$; I_1 和 I_2 分别为第1和第2应变张量不变量; D_i 为伸长率张量; J 为弹性体积比。

改进的五参数Mooney-Rivlin模型为

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) + C_{20}(I_2 - 3) + C_{11}(I_1 - 3)(I_2 - 3) + \frac{1}{D_1}(J - 1)^2$$

对橡胶减振元件进行单轴拉伸试验和等双轴拉伸试验(单轴压缩试验),采用非线性最小二乘法对获得的数据拟合,结果表明五参数的Mooney-Rivlin模型拟合效果较好。

橡胶减振元件材料Mooney-Rivlin模型拟合曲线为

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) + C_{20}(I_2 - 3)$$

则拟合求解得到五参数Mooney-Rivlin模型材料系数为: $C_{10} = -2.108 \text{ MPa}$, $C_{01} = 3.188 \text{ MPa}$, $C_{20} = 0.4284 \text{ MPa}$, $C_{11} = -0.27778 \text{ MPa}$, $D_1 = 0$ 。

减振型三叉式万向联轴器的材料性能如表1所示。

1.3 网格划分

由于模型中包含橡胶材料,而橡胶是非线性材料,为使计算收敛,需要控制橡胶网格的质量和密度,若网格太密,则橡胶畸变严重,收敛困难。

表1 减振型三叉式万向联轴器的材料性能

项 目	40Cr	氟橡胶
弹性模量/MPa	206 000	4.44
泊松比	0.28	0.48
密度/(Mg · m ⁻³)	7.82	1.80
屈服强度/MPa	785	计算值 ¹⁾
抗拉强度/MPa	980	计算值 ¹⁾

注:1)采用Mooney-Rivlin模型计算。

在保证计算精度要求前提下,系统整体网格划分采用六面体主导的划分方法,控制网格整体尺寸和局部尺寸,对橡胶块和滑块部分网格加密,划分得到643 952个节点,163 882个单元。

减振型三叉式万向联轴器的有限元模型网格划分如图1所示。

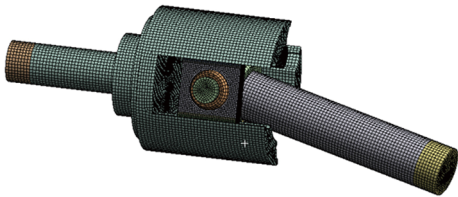


图1 有限元模型网格划分示意

1.4 接触设置

减振型三叉式万向联轴器各个构件之间的连接相对复杂,连接盘的导向槽与三滑块为移动副,关节轴承与三叉杆为圆柱副,关节轴承与轴承套为轴承副,在以上运动副接触区域建立摩擦接触,设置接触区的摩擦系数为0.1;输入轴与连接盘、三叉杆中心与输出轴及滑块上的橡胶减振元件采用绑定接触模式。图2示出了接触约束设置情况(以第1个滑块为例),即接触类型为:下层的橡胶减振元件与滑块主体之间为绑定接触(A),下层的橡胶减振元件与滑块约束层之间为绑定接触(B),上层的橡胶减振元件与滑块主体之间为绑定接触(C),上层的橡胶减振元件与上层的滑块约束层之

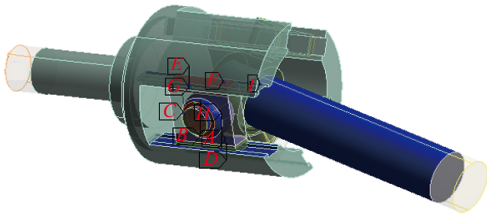
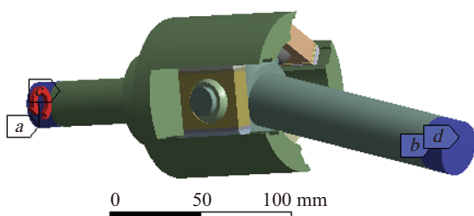


图2 接触约束设置

间为绑定接触(D),轴承套与滑块主体之间为摩擦接触(E),上层的滑块约束层与连接盘之间为摩擦接触(F),下层的滑块约束层与连接盘之间为摩擦接触(G),关节轴承与轴承套之间为摩擦接触(H)。

1.5 分析设定

输出轴一端施加固定约束,输入轴一端施加外力矩 $370\text{ N}\cdot\text{m}$,分析输入轴和输出轴的偏转角为 10° 时系统的静态应力及变形,如图3所示。输出轴和输入轴上轴承的作用用圆柱状支撑约束来模拟,轴向和径向方向固定,切向方向不固定使其能够转动。



a—圆柱面约束1(0 mm); b—圆柱面约束2(0 mm);
c—外力矩($370\text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$); d—固定约束。

图3 边界设置示意

2 有限元分析

2.1 应力和变形分析

为了得到更好的减振效果,又避免材料失效,本研究以橡胶减振元件、滑块主体、滑块约束层和连接盘导向槽作为重点考察对象,分析在 370

$\text{N}\cdot\text{m}$ 的外力矩作用下组合1—5的应力和变形情况。

组合1中滑块组件和导向槽的具体尺寸为:橡胶减振元件厚度为 1 mm ,滑块约束层厚度为 3.5 mm ,连接盘导向槽宽度为 36 mm 。图4和5分别示出了组合1的应力和变形分布。

从图4和5可以看出:橡胶减振元件的最大应力发生在与滑块约束层、滑块主体上下接触面的边缘处,为 1.83 MPa ,最大变形发生在与连接盘导向槽接触的侧面上,为 0.44 mm ;滑块主体的最大应力发生在与三叉杆接触的边缘,为 17.92 MPa ,最大变形发生在与连接盘导向槽接触的面上,为 0.33 mm ;滑块约束层的最大应力发生在与连接盘导向槽接触的侧面上,为 23.85 MPa ,最大变形发生在与滑块主体接触面的中部,为 0.38 mm ;连接盘的最大应力、变形发生在在导向槽根部,分别为 114.14 MPa 和 0.43 mm 。

组合2中滑块组件及导向槽的具体尺寸为:橡胶减振件厚度为 1.5 mm ,滑块约束层厚度为 4 mm ,连接盘导向槽宽度为 36 mm 。图6和7分别示出了组合2的应力和变形分布。

从图6和7可以看出:橡胶减振元件的最大应力发生在与滑块约束层、滑块主体上下接触面的边缘处,为 3.70 MPa ,最大变形发生在与连接盘导向槽接触的侧面上,为 0.57 mm ;滑块主体的最大应力发生在与三叉杆接触的边缘,为 19.17 MPa ,最大变形发生在与连接盘导向槽接触的面上,为

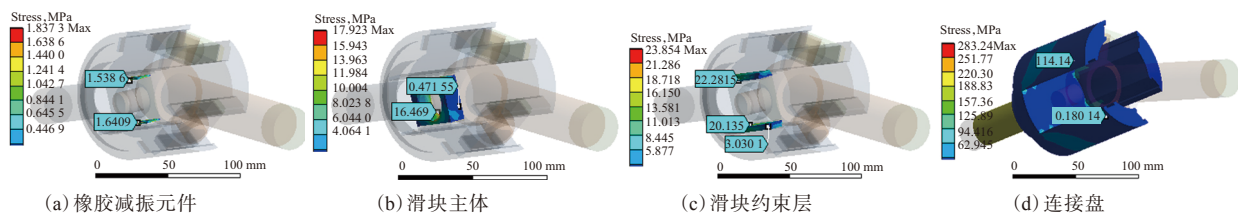


图4 组合1的应力分布

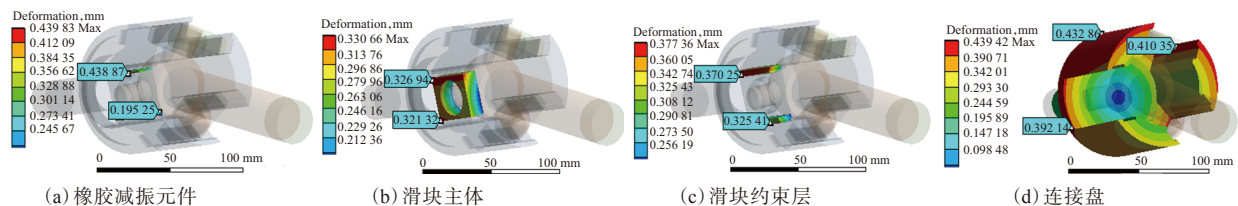


图5 组合1的变形分布

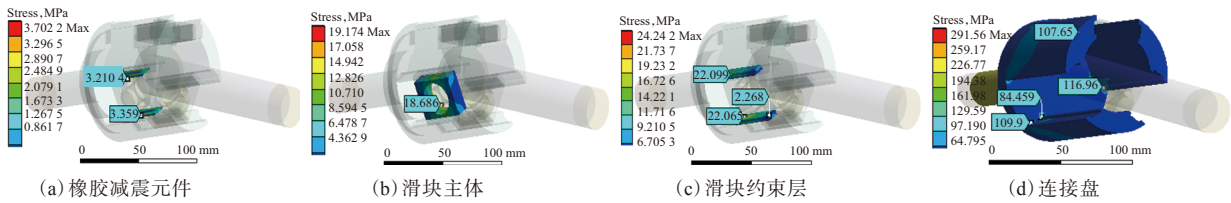


图6 组合2的应力分布

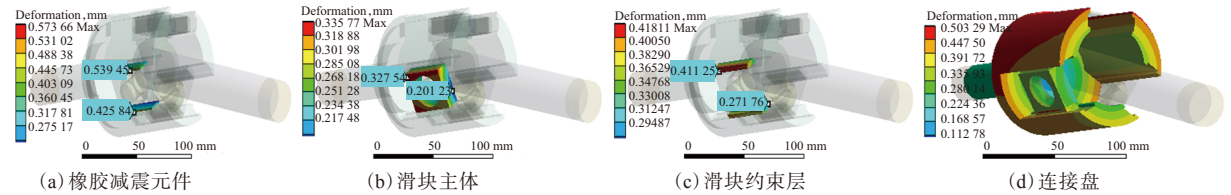


图7 组合2的变形分布

0.34 mm; 滑块约束层的最大应力发生在与连接盘导向槽接触的侧面上, 为24.24 MPa, 最大变形发生在与滑块主体接触面的中部, 为0.42 mm; 连接盘的最大应力、变形发生在导向槽根部, 分别为116.96 MPa和0.47 mm。

组合3中滑块组件及导向槽的具体尺寸为: 橡胶减振元件厚度为2 mm, 滑块约束层厚度为4 mm, 连接盘导向槽宽度为38 mm。图8和9分别示出了组合3的应力和变形分布。

从图8和9可以看出: 橡胶减振元件的最大应力发生在与滑块约束层、滑块主体上下接触面的边缘处, 为5.45 MPa, 最大变形发生在与连接盘导向槽接触的侧面上, 为0.69 mm; 滑块主体的最大应力发生在与三叉杆接触的边缘, 为18.09 MPa, 最大变形发生在与连接盘导向槽接触的面上, 为

0.33 mm; 滑块约束层的最大应力发生在与连接盘导向槽接触的侧面上, 为29.26 MPa, 最大变形发生在与滑块主体接触面的中部, 为0.48 mm; 连接盘的最大应力、变形发生在导向槽根部, 分别为126.87 MPa和0.54 mm。

组合4中滑块组件及导向槽的具体尺寸为: 橡胶减振元件厚度为2.5 mm, 滑块约束层厚度为3.5 mm, 连接盘导向槽宽度为38 mm。图10和11分别示出了组合4的应力和变形分布。

从图10和11可以看出: 橡胶减振元件的最大应力发生在与滑块约束层、滑块主体上下接触面的边缘处, 为7.08 MPa, 最大变形发生在与连接盘导向槽接触的侧面上, 为0.87 mm; 滑块主体的最大应力发生在与三叉杆接触的边缘处, 为20.32 MPa, 最大变形发生在与连接盘导向槽接触的面上, 为

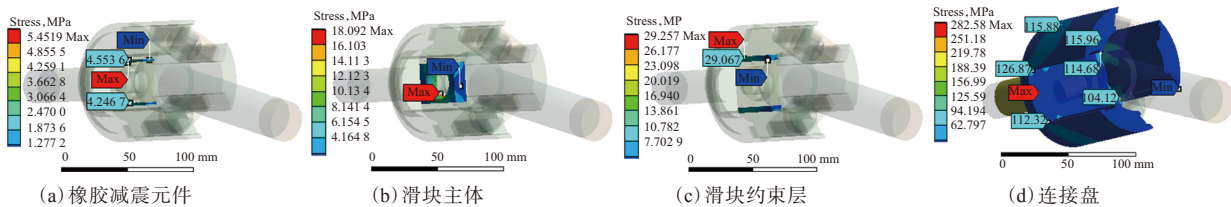


图8 组合3的应力分布

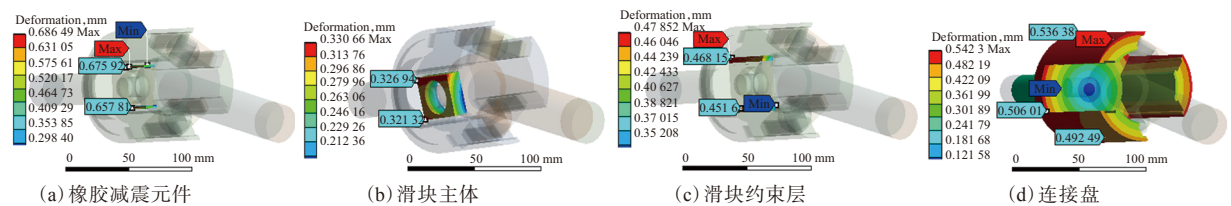


图9 组合3的变形分布

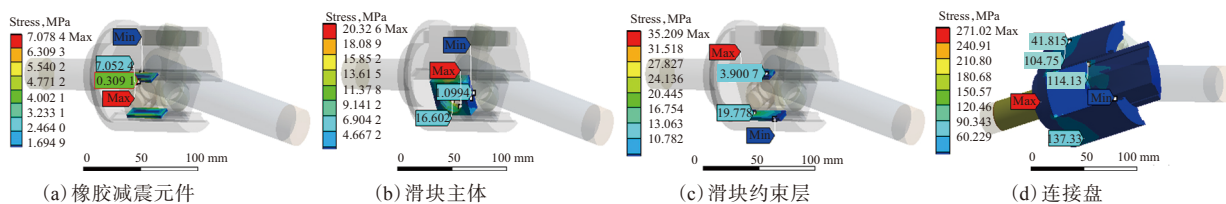


图10 组合4的应力分布

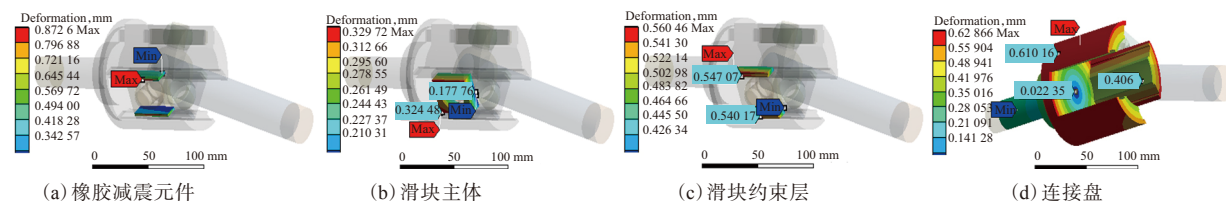


图11 组合4的变形分布

上,为0.33 mm;滑块约束层的最大应力发生在与连接盘导向槽接触的侧面上,为35.21 MPa,最大变形发生在与滑块主体接触面的中部,为0.56 mm;连接盘的最大应力、变形发生在导向槽根部,分别为137.33 MPa和0.63 mm。

组合5中滑块组件及导向槽的具体尺寸为:橡胶减振元件厚度为3.0 mm,滑块约束层厚度为4.5 mm,连接盘导向槽宽度为40 mm。图12和13分别示出了组合5的应力和变形分布。

从图12和13可以看出:橡胶减振元件的最大应力发生在与滑块约束层、滑块主体上下接触面的边缘处,为7.08 MPa,最大变形发生在与连接盘导向槽的接触面上,为0.87 mm;滑块主体的最大应力发生在与三叉杆接触的边沿,为20.32 MPa,最大变形发生在与连接盘导向槽接触的面上,为

0.33 mm;滑块约束层的最大应力发生在与连接盘导向槽接触的侧面上,为35.21 MPa,最大变形发生在与滑块主体接触面的中部,为0.56 mm;连接盘的最大应力、变形发生在导向槽根部,分别为144.43 MPa和0.63 mm。

2.2 分析结果

分析上述5个组合的应力和变形可知:在外力矩为370 N·m的条件下,减振型三叉式万向联轴器的关键部件均满足强度和刚度要求。随着连接盘导向槽宽度的增大,导向槽根部的最大应力和变形逐渐增大;滑块主体和滑块约束层的最大应力和变形在小范围内变化,受局部尺寸改变的影响不大;增大橡胶减振元件的厚度,其变形和最大应力也逐渐升高,在不超出橡胶材料的强度和刚度许用范围时,通过增大橡胶减振件的

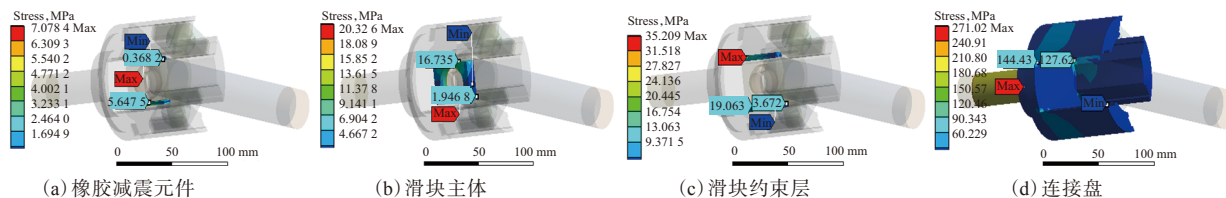


图12 组合5的应力分布

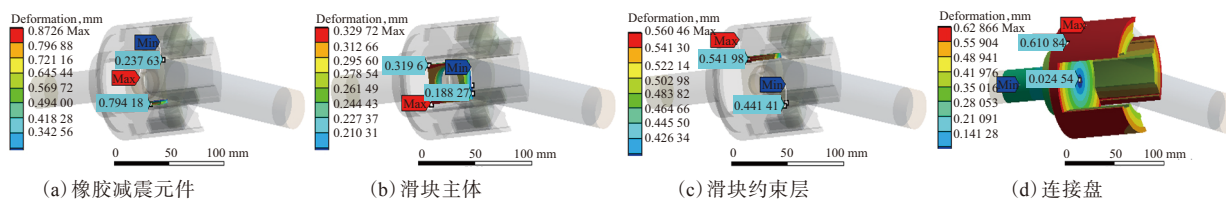


图13 组合5的变形分布

厚度可以提高减振效果;组合4具有较高的减振性价比。

3 结论

在外力矩为 $370\text{ N}\cdot\text{m}$ 的条件下,研究橡胶减振元件厚度对减振型三叉式万向联轴器减振效果的影响规律。结果表明,在不超出橡胶减振元件的许用强度和刚度条件下,随着橡胶减振元件厚度的增大,其最大变形和最大应力逐渐增大,减振效果越好。因此,在进行减振型三叉式万向联轴器的结构设计时,在橡胶材料的强度和刚度许用范围内,适当地增大橡胶减振元件的厚度可以提高其减振效果。

参考文献:

- [1] Watanabe K, Kawakatsu T, Nakao S. Kinematic and Static Analyses of Tripod Constant Velocity Joints of the Spherical End Spider Type[J]. *Journal of Mechanical Design*, 2005, 127(6): 1137–1144.
- [2] Lim Y H, Song M E, Lee W H, et al. Multibody Dynamics Analysis of the Driveshaft Coupling of the Ball and Tripod Types of Constant Velocity Joints[J]. *Multibody System Dynamics*, 2009, 22(2): 145–162.
- [3] Lee C H, Polycarpou A A. A Phenomenological Friction Model of Tripod Constant Velocity (CV) Joints[J]. *Tribology International*, 2010, 43(4): 844–858.
- [4] Cai Q C, Lee K H, Song W L, et al. Simplified Dynamics Model for Axial Force in Tripod Constant Velocity Joint[J]. *International Journal of Automotive Technology*, 2012, 13(5): 751–757.
- [5] Jo G H, Kim S H, Kim D W, et al. Estimation of Generated Axial Force Considering Rolling–Sliding Friction in Tripod–Type Constant Velocity Joint[J]. *Tribology Transactions*, 2018, 61(5): 889–900.
- [6] 付胡代, 闫占辉, 杨晓东, 等. 重载万向联轴器十字轴强度分析及结构优化[J]. *机械设计与制造*, 2015(11): 262–265.
- [7] 郭志强, 徐泽璐. 平衡方式对万向联轴器强度影响的有限元分析[J]. *重型机械*, 2015(6): 63–66.
- [8] 杜微, 杨晓东, 闫占辉. SSWZ330型十字轴万向联轴器的运动学和动力学仿真[J]. *机床与液压*, 2016, 44(1): 155–157/160.
- [9] 寇朝阳, 孟宪举. 橡胶减振器数学建模[J]. *河北联合大学学报(自然科学版)*, 2013, 35(2): 59–62.
- [10] Singh O P, Sreenivasulu T, Kannan M. The Effect of Rubber Dampers on Engines NVH and Thermal Performance[J]. *Applied Acoustics*, 2013, 75(1): 17–26.
- [11] Deng C, Mu D, Jia X, et al. Effects of Rubber Shock Absorber on the Flywheel Micro Vibration in the Satellite Imaging System[J]. *Photonic Sensors*, 2016, 6(4): 1–13.
- [12] Lee H S, Shin J K, Msolli S, et al. Prediction of the Dynamic Equivalent Stiffness for a Rubber Bushing Using the Finite Element Method and Empirical Modeling[J]. *International Journal of Mechanics & Materials in Design*, 2017(5): 1–15.
- [13] 上官文斌, 杜晓泽, 聂均, 等. 发动机曲轴压入型橡胶扭转减振器鼓形与装配性能的优化[J]. *内燃机工程*, 2017, 38(3): 149–156.
- [14] 汤世友, 戴星. 基于ADAMS车辆橡胶式扭转减振器特性分析[J]. *机械设计与制造*, 2017(10): 211–214.
- [15] 盛精, 贺梦达, 王方, 等. 橡胶扭转减振器性能的试验与仿真分析[J]. *华侨大学学报(自然科学版)*, 2018, 39(4): 514–519.

收稿日期: 2019-06-16

Static Simulation Analysis of Vibration–damping Three–section Universal Joint

ZHU Ankang, LI Songmei

(Qingdao University of Science and Technology, Qingdao 266100, China)

Abstract: A simplified model of vibration–damping three–section universal joint was established, and the constitutive model of the material was determined by fitting the uniaxial and equibiaxial tensile test data of the rubber damping element with non–linear least squares method. Nonlinear static simulation analysis was carried out for the key components of the joint, including rubber damping element, slider body, slider restraint layer and guide groove of connecting disc. The results showed that, when the allowable range of strength and stiffness of rubber material were not exceeded, the thicker the rubber vibration–damping elements was, the better the vibration reduction effect of the vibration–damping universal joint was.

Key words: vibration–damping three–section universal joint; rubber damping element; static simulation analysis