

椭圆齿轮-槽轮组合机构的虚拟样机设计及仿真分析

李宇庭¹, 胡万里¹, 谢伟华², 沈小华¹, 李波¹, 陈定方¹

(1. 武汉理工大学 智能制造与控制研究所, 武汉 430063;

2. 武昌船舶重工有限责任公司, 武汉 430064)

摘要: **目的** 建立椭圆齿轮-槽轮组合机构的虚拟样机, 并对其运动学与动力学特性进行仿真分析。**方法** 在 Matlab 中利用齿廓包络原理, 计算得到椭圆齿轮齿面数据, 将数据导入 SolidWorks 中建立椭圆齿轮三维模型, 并利用 Adams 软件建立椭圆齿轮-槽轮组合机构的虚拟样机, 最后将理论计算与仿真结果进行对比分析。**结果** 仿真结果中的角速度与理论值基本一致, 角加速度在理论值上下波动, 总体来看理论分析是合理的。**结论** 改进槽轮机构角加速度最大值比原机构减小了 42.10%, 最大应力降低了 38.52%, 证明椭圆齿轮-槽轮组合机构应用于高速运转情况是可行的。

关键词: 椭圆齿轮; 虚拟样机; 齿廓包络原理; 运动学分析

中图分类号: TB486.03 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2014)17-0079-07

The Design and Simulation Analysis for the Virtual Prototype of Elliptic Gear-geneva Combined Mechanism

LI Yu-ting¹, HU Wan-li¹, XIE Wei-hua², SHEN Xiao-hua¹, LI Bo¹, CHEN Ding-fang¹

(1. Intelligent Manufacturing and Control Institute, Wuhan University of Technology, Wuhan 430063, China;

2. Wuchang Shipyard Metal Manufacturing Co., Ltd., Wuhan 430064, China)

ABSTRACT: Objective To establish a virtual prototype of elliptic gear-geneva combined mechanism, and analyze its kinematic and dynamic characteristics for stimulation. **Methods** Using the tooth profile envelope principle in Matlab, the surface data of the elliptical gear tooth was calculated. Then the three-dimensional model of elliptical gear was established using the data in SolidWorks, and the virtual prototype of the elliptic gear-geneva combined mechanism was built by the software Adams. Finally, the theoretical calculation and the simulation results were compared and analyzed. **Results** The simulation results of the angular velocity were in accordance with the theoretical value. Although the angular acceleration fluctuated up and down around the theoretical value, in general, the theoretical analysis was reasonable. **Conclusion** The maximum angular acceleration of the improved geneva mechanism was reduced by 42.10% compared to the original mechanism, and the maximum stress was decreased by 38.52%, which proved that the elliptical gear-geneva combined mechanism used in high speed condition was feasible.

KEY WORDS: elliptic gear; virtual prototype; tooth profile envelope principle; kinematic analysis

槽轮作为一种分度与锁死机构, 其应用极其广泛。它结构简单、工作可靠, 多用于包装、纺织、机床等领域^[1-2]。由于槽轮机构几何上的特殊性, 使其在高速运转时存在较大柔性冲击, 而且运动系数为离散常

数不可调节。将椭圆齿轮机构作为其前置机构, 可有效减小冲击, 并能通过改变椭圆齿轮离心率实现运动系数的连续可调^[3]。

目前, 国内对椭圆齿轮-槽轮组合机构的研究较

收稿日期: 2014-04-06

作者简介: 李宇庭(1993—), 男, 湖北荆门人, 武汉理工大学本科生, 主攻机械设计制造及其自动化。

为透彻^[4-7]。文献[4]对椭圆齿轮机构的传动特性进行了理论分析及设计方法的研究,并以椭圆齿轮-移动槽轮机构为例,对其进行了设计计算分析。文献[5]运用有限单元法建立槽轮机构的动力学微分方程,通过求解得到机构的固有频率、机架受力等基本运动学参数。文献[6]分析了椭圆齿轮-槽轮机构运动系数的变化规律,给出了最大运动系数和最小运动系数的计算方法,并提出了按照运动系数进行椭圆齿轮-槽轮机构综合的方法。文献[7]对椭圆齿轮-槽轮机构的运动学特性进行了理论分析。

文献[4-7]得到了椭圆齿轮-槽轮组合机构的设计公式,并分析了其运动学特性,但没有建立相应的虚拟样机对此组合机构进行仿真分析。文中在已有结论的基础上,建立椭圆齿轮-槽轮组合机构的虚拟样机,从角速度、角加速度以及槽轮受力等方面对该组合机构进行仿真分析,并将仿真结果与理论值对比,为该机构的理论分析与设计运用提供依据。

1 机构运动分析

椭圆齿轮-槽轮组合机构见图1,设两相同椭圆齿轮的长半轴均为 a ,则椭圆齿轮机构的中心距为 $2a$,椭圆偏心距为 c ,离心率 $e=c/a$ 。主动齿轮1以匀角速度 ω_1 转动,从动轮2以角速度 ω_2 变速转动。设两椭圆齿轮在图1中的位置为初始时刻,且主动齿轮1的位置角 $\varphi_1=0$ 。

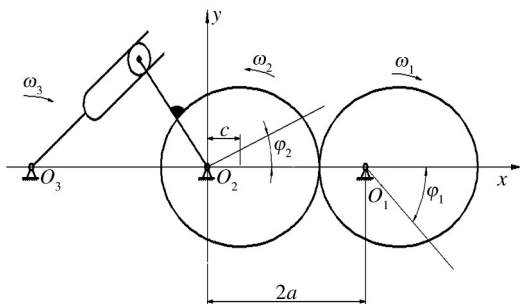


图1 椭圆齿轮-槽轮组合机构

Fig. 1 Diagram of the elliptic gear-geneva combined mechanism

1.1 椭圆齿轮机构运动学分析

从动椭圆齿轮2的转角为:^[8]

$$\varphi_2 = \varphi_{20} - 2 \arctan \frac{(1-e) \tan(\varphi_1/2)}{1+e} \quad (1)$$

式中: φ_{20} 为齿轮2的初始位置角,且 $\varphi_{20}=0$ 。

对式(1)求导得齿轮2的角速度为:

$$\omega_2 = - \frac{1-e^2}{1+2e \cos \varphi_1 + e^2} \omega_1 \quad (2)$$

对式(2)求导得齿轮2的角加速度为:

$$\alpha_2 = - \frac{2e(1-e^2) \sin \varphi_1}{(1+2e \cos \varphi_1 + e^2)^2} \omega_1^2 \quad (3)$$

1.2 槽轮机构运动学分析

槽轮机构的运动简图见图2,设槽轮机构中槽轮与拨盘的间距为 d ,槽轮销的回转半径为 r ,任意时刻槽轮销圆心离槽轮中心间距为 b ,槽轮销的压力角为 θ 。槽轮销在椭圆齿轮2的带动下,以变角速度 ω_2 运转,其圆心线速度为 v_2 ,而槽轮则以角速度 ω_3 变速转动,其与槽轮销圆心重合点的线速度为 v_3 。

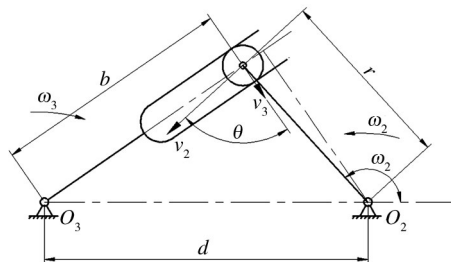


图2 槽轮机构运动

Fig. 2 Motion diagram of the geneva mechanism

根据点的速度合成定理及相应几何关系,得到槽轮3的角速度为:

$$\omega_3 = \frac{\lambda(\lambda + \cos \varphi_2)}{1 + \lambda^2 + 2\lambda \cos \varphi_2} \omega_2 \quad (4)$$

式中: $\lambda = \sin \beta$, β 为1/2槽轮槽间角。

槽轮角加速度为:

$$\alpha_3 = \frac{d\omega_3}{dt} = \frac{\lambda(\lambda^2 - 1) \sin \varphi_2}{(1 + \lambda^2 + 2\lambda \cos \varphi_2)^2} \omega_2 + \frac{\lambda(\lambda + \cos \varphi_2)}{1 + \lambda^2 + 2\lambda \cos \varphi_2} \alpha_2 \quad (5)$$

2 虚拟样机设计

2.1 槽轮机构参数的确定

为便于仿真分析,设槽轮机构中拨盘上的圆销数目 $j=1$,槽轮槽数 $Z=4$,中心距 $d=80$ mm。根据槽轮的运动特性以及几何关系^[9],可得到相关参数见表1。

表1 槽轮机构参数

Tab.1 Parameters of geneva mechanism

项目	参数
圆销半径 R_r/mm	7
槽轮运动角 $2\beta/(\circ)$	90
转盘运动角 $2\alpha/(\circ)$	90
圆销回转半径 R/mm	56.57
槽底半径 R_b/mm	14.43
槽深 h/mm	42.14
锁止弧半径 R_0/mm	40.57
凸锁止弧所对圆心角 $\gamma/(\circ)$	270

2.2 椭圆齿轮机构参数的确定

椭圆齿轮机构参数的确定包括离心率 e 、中心距 $2a$ 、模数 m 以及齿数 Z 的确定。与圆齿轮类似,椭圆齿轮参数的确定也有一定的先后顺序,同时还必须满足一定的传动条件。

2.2.1 确定偏心率 e

椭圆齿轮运转中最大与最小角速度之比^[10]为:

$$K = \left(\frac{a+c}{a-c} \right)^2 = \left(\frac{1+e}{1-e} \right)^2 \quad (6)$$

考虑传动的平稳性,一般取 $K \leq 5$,从而可得 $e \leq 0.382$ 。在实际设计中,应该根据传动比或运动系数的具体要求来选取 e 值,为便于研究取 $e=0.35$ 。

2.2.2 确定中心距 $2a$ 、模数 m 与齿数 Z

初选椭圆齿轮机构中心距 $2a=72 \text{ mm}$,模数为2,则椭圆的周长为:

$$L = 4a \int_0^{\pi/2} \sqrt{1 - e^2 \sin^2 \theta} d\theta \quad (7)$$

将 a, e 代入式(7)可得 $L=219.10 \text{ mm}$ 。由于要满足节曲线条件 $L=\pi mZ$,可得 $Z=34.87$ 。考虑到加工与安装的条件,将得到的齿数 Z 圆整为奇数,即取 $Z=35$ 。由式(7)重新计算中心距 $2a=72.27 \text{ mm}$ 。

2.2.3 验算是否根切

加工时为避免产生根切现象,模数 m 要满足:

$$m \leq \frac{2a(1-e^2)}{17} \quad (8)$$

代入数据得 $m \leq 3.73$,因此取模数 $m=2$ 满足不根切条件。

2.3 椭圆齿轮模型的建立

目前国内外对非圆齿轮齿廓的数值计算方法已

有较多研究^[11-13]。鉴于齿廓数值计算的通用性,文中采用齿廓包络原理来获取椭圆齿轮齿廓数据。选用齿数 $T=10$,模数 $m=2$ 的标准齿轮插刀,其齿廓见图3。考虑齿廓精度与计算时间,取等距曲线总条数 $N=5$,且每条等距曲线上采样点设为10 000。

结合齿廓啮合原理,运用坐标变换思想,当等距曲线上的点位于插刀齿廓内部则被剔除,否则被保留。对剩余的点进行边界处理与排序,则得到椭圆齿轮齿廓数据。将在 Matlab 中得到的齿廓点坐标导入到 SolidWorks 中,得到其三维模型见图3。

3 虚拟样机的仿真与分析

在 SolidWorks 中把已生成的槽轮机构与椭圆齿轮装配到一起,设置好组合机构的初始位置,然后保存为 parasolid 格式,导入到动力学仿真软件 Adams 中,添加材料属性与约束,以此来完成虚拟样机的建立^[14],见图4。

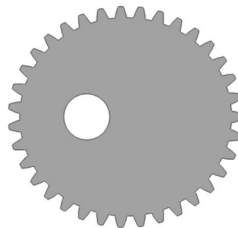


图3 椭圆齿轮三维模型
Fig.3 Three-dimension-
al model of ellip-
tic gear

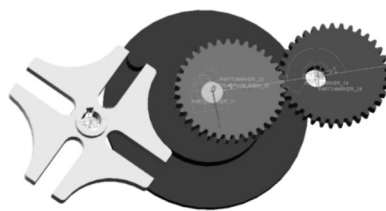


图4 椭圆齿轮-槽轮组合机构虚拟样机
Fig.4 Virtual prototype of elliptic gear-geneva mechanism

3.1 仿真参数设置与理论结果计算

设主动椭圆齿轮1以恒角速度 $\omega_1=-3 \text{ rad/s}$,即 $-1080 (\circ)/\text{s}$ 转动,槽轮所受负载扭矩 $T=20 \text{ N}\cdot\text{m}$,仿真步数 $\text{step}=800$,仿真时间 $t=1 \text{ s}$ 。

3.1.1 从动轮2的运动学理论参数

由式(2)和(3)可以得到从动轮2的角速度与角加速度分别为:

$$\omega_2 = \frac{947.7}{1.12 + 0.7 \cos(-1080t)} \quad (9)$$

$$\alpha_2 = -\frac{1.25 \times 10^4 \sin(-1080t)}{[1.12 + 0.7 \cos(-1080t)]^2} \quad (10)$$

由此可得从动齿轮2的角速度与角加速度曲线见图5—6。

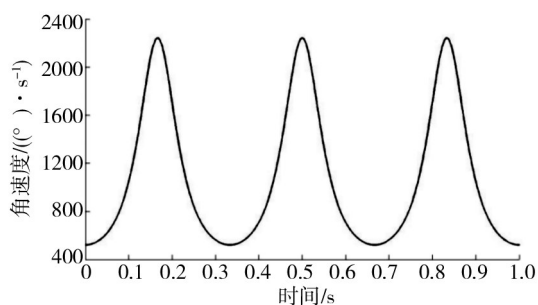


图5 齿轮2角速度

Fig.5 Angular velocity of gear 2

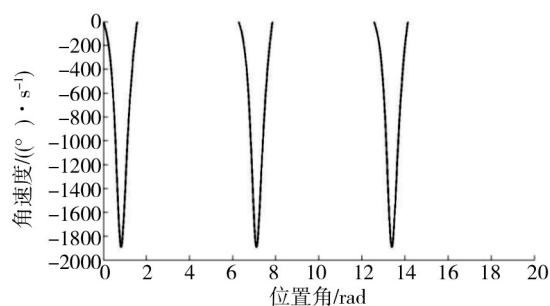


图7 槽轮3角速度

Fig.7 Angular velocity of sheave 3

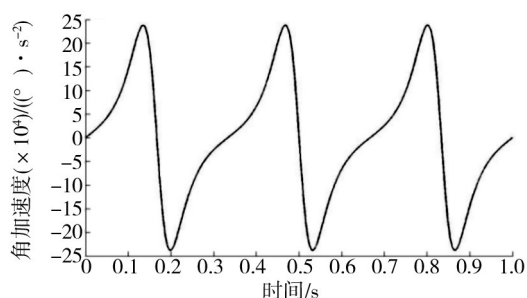


图6 齿轮2角加速度

Fig.6 Angular acceleration of gear 2

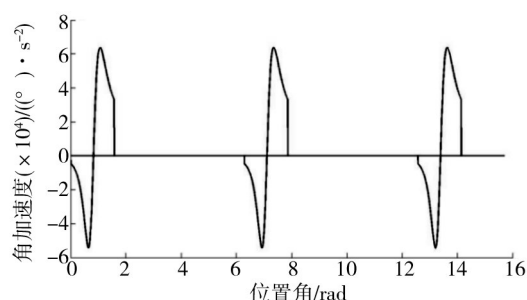


图8 槽轮3角加速度

Fig.8 Angular acceleration of sheave 3

从图5中可以看出,齿轮2角速度的最值为 $\omega_{2\max}=2243 (^{\circ})/\text{s}$, $\omega_{2\min}=520 (^{\circ})/\text{s}$

从图6中可以看出,齿轮2角加速度的最值为 $\alpha_{2\max}=2.379 \times 10^4 (^{\circ})/\text{s}^2$, $\alpha_{2\min}=-2.379 \times 10^4 (^{\circ})/\text{s}^2$ 。

3.1.2 槽轮3的运动学理论参数

由式(4)和式(5)可以得到槽轮3的角速度与角加速度:

$$\omega_3 = \frac{\frac{\sqrt{2}}{2}(\frac{\sqrt{2}}{2} + \cos \varphi_2)}{\frac{3}{2} + \sqrt{2}\cos \varphi_2} \omega_2 \quad (11)$$

$$\alpha_3 = \left[\frac{-\frac{\sqrt{2}}{4}\sin \varphi_2}{(\frac{3}{2} + \sqrt{2}\cos \varphi_2)^2} \omega_2 + \frac{\frac{\sqrt{2}}{2}(\frac{\sqrt{2}}{2} + \cos \varphi_2)}{\frac{3}{2} + \sqrt{2}\cos \varphi_2} \alpha_2 \right] \quad (12)$$

由此可得槽轮3的角速度与角加速度曲线见图7—8。

从图7中可以看出,槽轮3角速度的最值为 $\omega_{3\max}=0 (^{\circ})/\text{s}$, $\omega_{3\min}=-1894 (^{\circ})/\text{s}$ 。

从图8中可以看出,槽轮3角加速度的最值为 $\alpha_{3\max}=6.376 \times 10^4 (^{\circ})/\text{s}^2$, $\alpha_{3\min}=-5.432 \times 10^4 (^{\circ})/\text{s}^2$ 。

3.2 仿真结果分析

3.2.1 从动轮2的运动学仿真结果

齿轮2的角速度仿真结果见图9,从图9可以看出,仿真结果最值为 $2266.81 (^{\circ})/\text{s}$ 和 $500 (^{\circ})/\text{s}$,且仿真结果走势与理论计算曲线基本一致,这一方面证明了理论分析的合理性,另一方面,也说明了椭圆齿轮三维模型建立的正确性。

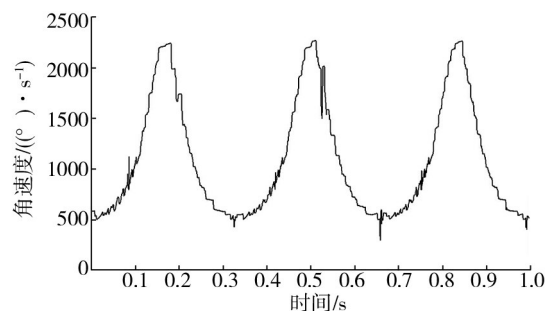


图9 齿轮2角速度仿真结果

Fig.9 Simulation results of angular velocity of gear 2

齿轮2的角加速度仿真结果经过滤波后的曲线见图10,从图10可以看出,仿真结果最值为 $116\,830 (^{\circ})/\text{s}^2$ 和 $-62\,137.86 (^{\circ})/\text{s}^2$,其最值与理论计算相差较大,但

从整体看来,其曲线值在理论值上下波动,基本符合预期结果,最值的偏差可能是由齿轮运转时瞬时碰撞或其内部振动引起的。

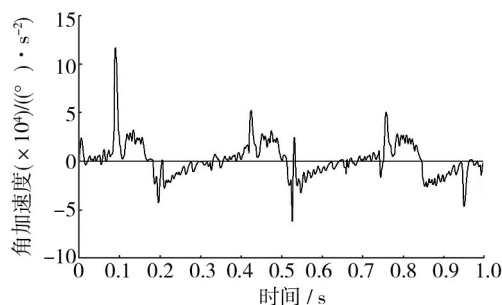


图10 齿轮2角加速度仿真结果

Fig. 10 Simulation results of angular acceleration of gear 2

3.2.2 槽轮3的运动学仿真结果

槽轮3的角速度曲线见图11,其最值分别为0和 $-1960.53 (^\circ)/s$,与图7对比可以发现,除了局部小区间的差别,二者曲线基本上相符。局部的差别一方面来源于槽轮与拨盘之间的间隙,另一方面来源于槽轮局部的碰撞。

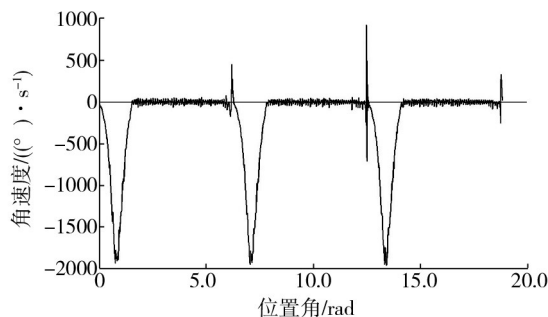


图11 槽轮3角速度仿真结果

Fig. 11 Simulation results of angular velocity of sheave 3

槽轮3的角加速度经过滤波后的曲线见图12,其最值分别为 $68\,388.91 (^\circ)/s^2$ 与 $-64\,693.64 (^\circ)/s^2$,误差分别为7.26%和19.1%,可见最小值误差较大,仿真结

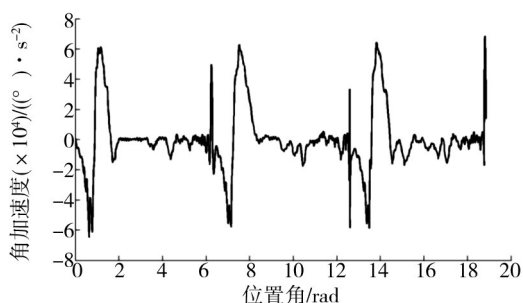


图12 槽轮3角加速度仿真结果

Fig. 12 Simulation results of angular acceleration of sheave 3

果中的误差很可能是由齿廓啮合时的间隙造成的。

3.3 与圆柱齿轮-槽轮机构的对比分析

对于传统圆柱齿轮-槽轮机构,为了便于对比研究,假设主动轮以 $-1080 (^\circ)/s$ 的角速度转动,则拨盘将以 $1080 (^\circ)/s$ 的恒定速度运转。由式(12)可以得到槽轮的角加速度为:

$$\alpha_3 = \frac{7197.47 \sin \varphi_2}{\left(\frac{3}{2} + \sqrt{2} \cos \varphi_2\right)^2} \omega_2^2 \quad (13)$$

其变化曲线见图13,对比图8和图13,可以发现2种机构的角加速度曲线形状极其相似,两曲线的最值见表2。

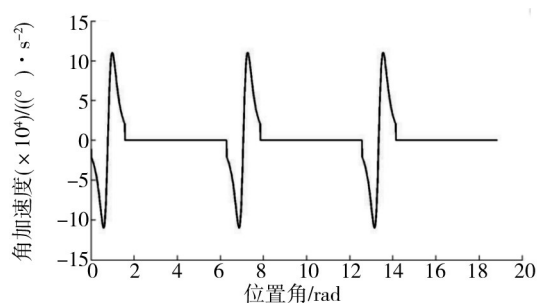


图13 圆柱齿轮-槽轮机构槽轮角加速度

Fig. 13 Diagram of angular acceleration of cylindrical gear-geneva mechanism

表2 两曲线最值

Tab.2 The extremum list of two curves

类别	拨盘角度 $\phi_2/(^\circ)$	角加速度最值 $\alpha_3/(^\circ) \cdot s^{-2}$
椭圆齿轮-槽轮	171.87	-947.99
组合机构	195.91	1112.74
圆柱齿轮-槽轮	168.34	-1921.47
组合机构	191.33	1921.47

由表2可知,角加速度最值由 $1921.47 (^\circ)/s^2$ 减小到 $1112.74 (^\circ)/s^2$,下降了42.10%,这显著降低了槽轮机构在高速运转时的柔性冲击,充分体现了椭圆齿轮作为前置机构的优越性。圆柱齿轮-槽轮组合机构角加速度最大与最小幅值相同,而椭圆齿轮-槽轮组合机构不同,从式(9),(10),(12)可以看出,这是由于椭圆齿轮改变了拨盘的角速度 ω_2 与角加速度 α_2 。角加速度最值出现在槽轮最快转速位置附近,但不是最快转速位置,最快转速位置的角加速度为0。

对二者在最大角加速度处进行力学分析,假设负

载折算转动惯量 $J=0.01 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, 应用 SolidWorks 软件^[15] 分析得到其应力云图见图 14。从图 14 可以看出, 最大应力出现在槽与轴孔相接的部分与槽受压的局部, 椭圆齿轮-槽轮组合机构中槽轮最大应力为 79.0422 MPa (见图 4a), 圆柱齿轮-槽轮组合机构中槽轮最大应力为 128.562 MPa (见图 4b), 改进后的槽轮机构比原机构最大应力降低了 38.52%。

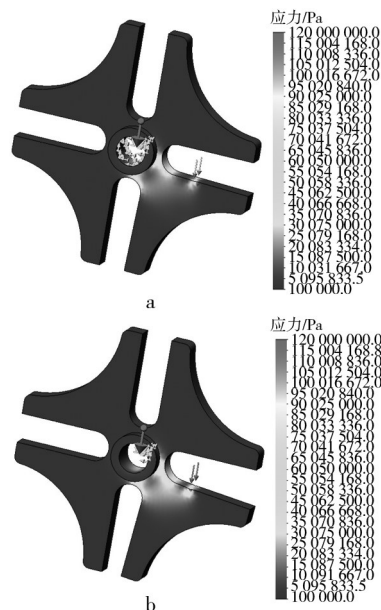


图 14 槽轮应力对比云图

Fig. 14 Stress nephogram of two sheaves

4 结语

分析了槽轮机构及椭圆齿轮的运动特性, 运用齿廓包络原理建立了椭圆齿轮的三维模型。在 Adams 中构造了椭圆齿轮-槽轮组合机构的虚拟样机, 并对椭圆齿轮机构和槽轮机构的速度与加速度进行了仿真分析, 通过仿真结果与理论分析的对比, 验证了理论分析的合理性。

同时, 将椭圆齿轮-槽轮组合机构与圆柱齿轮-槽轮组合机构进行了对比研究, 在相同输入转速下, 前者角加速度最大值比后者减小了 42.10%, 而最大应力降低了 38.52%, 充分体现了椭圆齿轮-槽轮组合机构在高速运转时在运动学与动力学方面的优势。

参考文献:

[1] HSIEH J F, WANG Fu-shou. Design of Geneva Mechanism

with Curved Slots[C]// Applied Mechanics and Materials, 2014:259—263.

[2] 李雪玮. 槽轮机构的参数化设计与自动装配[J]. 包装工程, 2010, 31(7):66—69.

LI Xue-wei. Parameterized Design and Automatic Assembly of Geneva Mechanism[J]. Packaging Engineering, 2010, 31(7):66—69.

[3] 韩继光, 李应生, 谷照燕, 等. 椭圆齿轮-槽轮组合机构分析与综合[J]. 热能动力工程, 1997(3):61—64.

HAN Ji-guang, LI Ying-sheng, GU Zhao-yan, et al. Elliptical Gear-geneva Combined Mechanism Analysis and Synthesis [J]. Journal of Thermal Power Engineering, 1997(3):61—64.

[4] 顾淑华, 耿谦. 椭圆齿轮在槽轮机构中的设计应用[J]. 机械设计, 2009(8):53—56.

GU Shu-hua, GENG Qian. Elliptical Gear Design Application in Geneva Wheel Mechanism[J]. Journal of Mechanical Design, 2009(8):53—56.

[5] 黄剑锋, 吴宏武. 关于槽轮机构的模型研究与仿真分析[J]. 机械传动, 2012(2):71—74.

HUANG Jian-feng, WU Hong-wu. Modeling Study and Simulation Analysis of Geneva Mechanism[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2012(2):71—74.

[6] 韩继光. 椭圆齿轮槽轮组合机构综合[J]. 机械设计, 2012(3):29—31.

HAN Ji-guang. Elliptical Gear-geneva Combined Mechanism Synthesis[J]. Journal of Mechanical Design, 2012(3):29—31.

[7] SHEN Shao-hua, CAI Ji-fei. Kinematic Analysis on Series Combined Mechanism of Elliptic Gear and Outer Geneva[C]// Applied Mechanics and Materials, 2013:42—46.

[8] 吴序堂, 王贵海. 非圆齿轮及非匀速比传动[M]. 北京: 机械工业出版社, 1997.

WU Xu-tang, WANG Gui-hai. Non-circular Gear and Non-uniform Speed Transmission[M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 1997.

[9] 马成习. 基于 Pro/E 的包机槽轮机构建模及运动仿真[J]. 包装工程, 2008, 29(2):36—37.

MA Cheng-xi. Modeling and Kinematic Simulation of Geneva Mechanism in Packing Machinery Based on Pro/E[J]. Packaging Engineering, 2008, 29(2):36—37.

[10] 王广, 吴旭. 包装纸裁切机构中椭圆传动的设计参数优化[J]. 机械设计与研究, 2011(1):16—17.

WANG Guang, WU Xu. Optimization of Wrapper Supply Based on Elliptic Gear Drive[J]. Journal of Mechanical Design and Research, 2011(1):16—17.

[11] QIU Hua, DENG Gang. A Calculation Approach to Complete

- Profile of Noncircular Gear Teeth[C]// Lecture Notes in Electrical Engineering, 2014:23—33.
- [12] SUN Liang, ZHU Yu, WU Chuan-yu, et al. Numerical Calculation Algorithm for Spherical Tooth Profile of Noncircular Bevel Gear[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2013, 29(8): 27—35.
- [13] LI Jian-gang, WU Xu-tang, MAO Shi-min. Numerical Computing Method of Noncircular Gear Tooth Profiles Generated by Shaper Cutters[J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2007, 33(11/12): 1098—1105.
- [14] 田晓鸿. 基于 ADAMS 的推烟机构推手中曲柄滑块机构的动态研究[J]. 包装工程, 2014, 35(5): 46—49.
- TIAN Xiao-hong. Dynamics Study on the Slider-crank Mechanism in Smoke Pusher Hand Based on ADAMS[J]. Packaging Engineering, 2014, 35(5): 46—49.
- [15] 惠焯, 李翔. 基于 SolidWorks 的槽轮机构的建模及应力分析[J]. 包装工程, 2009, 30(7): 45—46.
- HUI Ye, LI Xiang. Modeling and Stress Analysis of Geneva Wheel Mechanism Based on SolidWorks[J]. Packaging Engineering, 2009, 30(7): 46—45.
-
- (上接第 60 页)
- Countermeasure[J]. Storage Transportation & Preservation of Commodities, 2007, 29(3): 115—116.
- [3] 徐水波, 熊宗伟, 韩刚. 不同存储条件下棉包分层回潮率变化规律研究[J]. 中国纤检, 2010(9): 30—33.
- XU Shui-bo, XIONG Zong-wei, HAN Gang. Regain Moisture Rate of Layered Cotton Bale under Different Storage Conditions[J]. China Fiber Inspection, 2010(9): 30—33.
- [4] 尹青云, 王洪章, 王瑞霞, 等. 《棉花包装》国家标准执行情况调查[J]. 中国棉花加工, 2009(6): 25—26.
- YIN Qing-yun, WANG Hong-zhang, WANG Rui-xia, et al. The Implementation of National Standards of Cotton Packing [J]. China Cotton Processing, 2009(6): 25—26.
- [5] 张田红. B 级棉花打包钢丝标准探讨[J]. 金属制品, 2009, 35(4): 63—68.
- ZHANG Tian-hong. Discussion on Standard of B Level Steel Wire for Cotton Packaging[J]. Metal Products, 2009, 35(4): 63—68.
- [6] 葛乐通. “以 PET 代钢”是棉花捆扎打包的必然趋势[J]. 包装工程, 2007, 28(7): 208—209.
- GE Le-tong. Discussion on the Trend of "Substituting PET for Steel" in Cotton Bale Packaging[J]. Packaging Engineering, 2007, 28(7): 208—209.
- [7] 王平, 徐晓楠, 郑兰芳. 潜在的火灾危险[J]. 东方消防, 2009(9): 58—62.
- WANG Ping, XU Xiao-nan, ZHENG Lan-fang. The Potential Threat of Fire[J]. Orient Fire Protection, 2009(9): 58—62.
- [8] 王进军, 曾怡, 袁伟, 等. 棉垛早期阴燃火灾特性及棉花仓库主动吸气式复合探测研究[J]. 安全与环境学报, 2012, 12(2): 205—208.
- WANG Jin-jun, ZENG Yi, YUAN Wei, et al. Early Smoldering Characteristics of Cotton Block and Correlative Compound Aspirating Smoke Detection[J]. Journal of Safety and Environment, 2012, 12(2): 205—208.
- [9] HAGEN B C, FRETTE V, GISLEK, et al. Effects of Heat Flux Scenarios on Smoldering in Cotton[J]. Fire Safety Journal, 2013(61): 144—159.
- [10] HAGEN B C, FRETTE V, GISLEK, et al. Onset of Smoldering in Cotton: Effects of Density[J]. Fire Safety Journal, 2011, 46(3): 73—80.
- [11] LU Chang, MENG Die, PAN Rong-kun, et al. The Effect of Sample Size on Smoldering and the Transition to Flaming Combustion[J]. Measuring Technology and Mechatronics Automation, 2011(3): 793—797.
- [12] 包任烈, 张永丰, 顾海昕, 等. 棉花自燃风险性的热分析研究[J]. 消防科学与技术, 2012, 31(1): 100—103.
- BAO Ren-lie, ZHANG Yong-feng, GU Hai-xin, et al. The Research of Cotton's Self Ignition Risk by Thermal Analysis [J]. Fire Science and Technology, 2012, 31(1): 100—103.
- [13] 夏恩亮, 刘申友, 程旭东, 等. 棉花阴燃和明火燃烧特性的对比研究[J]. 火灾科学, 2013, 22(2): 70—76.
- XIA En-liang, LIU Shen-you, CHENG Xu-dong, et al. A Comparative Study on the Characteristic of Cotton Smoldering and Flaming Combustion[J]. Fire Safety Science, 2013, 22(2): 70—76.
- [14] ZHAO Xue-juan, XIAO Hua-hua, WANG Qing-song. Study on Spontaneous Combustion Risk of Cotton Using a Micro-calorimeter Technique[J]. Industrial Crops and Products, 2013(50): 383—390.
- [15] 曾维理, 朱建新. 阻燃 PE 的研究现状[J]. 化工新型材料, 2001, 29(4): 17—19.
- ZENG Wei-li, ZHU Jian-xin. Research Progress of Flame Retardant PE[J]. New Chemical Materials, 2001, 29(4): 17—19.