

文章编号:1000-582X(2010)03-007-06

新型定轴摆轮减速传动分析

朱才朝, 罗召霞, 刘明勇, 肖 宁

(重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400044)

摘 要:针对目前摆线针轮减速传动需要专门的输出机构、体积大、振动大等缺点,提出了一种摆线轮作定轴传动的新型定轴摆轮传动机构。分析研究了该机构的传动原理和传动结构;推导了摆线轮基本参数计算公式和齿廓方程;设计制造样机,并在齿轮传动试验台上对该样机性能进行了测试,结果表明该减速器在额定工况下传动效率可达 91.9%,最大振动速度有效值为 3.09 mm/s,最大结构噪声为 101.6 dB。

关键词:定轴;摆线轮传动;传动原理;效率;振动及结构噪声

中图分类号:TH132

文献标志码:A

Analysis on new gyratory fixed-spindle cycloid drive

ZHU Cai-chao, LUO Zhao-xia, LIU Ming-yong, XIAO Ning

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China)

Abstract: The current cycloid reducer drive has the shortage of needing special output mechanism, large volume and high vibration. To solve this problem, a new gyratory fixed-spindle cycloid drive is designed. The drive principle of the reducer is introduced. Formula for calculating the basic parameters and tooth profile equation of cycloid gear are derived. On the basis of discussion of the mechanism and the principles of gear connection, a prototype is designed and manufactured. The results of the prototype test on the gear test rig indicate that the transmission efficiency of the new drive may reach 91.9% at rated operating conditions, the biggest vibration velocity effective value is 3.09 mm/s, and the biggest structure noise is 101.6 dB.

Key words: fixed-spindle; cycloid gear drive; transmission principle; efficiency; vibration and structure noise

摆线行星传动啮合齿数多,误差平均效应显著,传动精度高,滑动率均匀,损失小且没有柔性构件,扭转刚度高,近年来在精密传动领域受到了广泛关注。

在摆线行星传动的啮合传动理论方面,国外不少学者做了大量工作。Shin 等^[1]利用普通平面机构的速度瞬心的三心定理,通过针齿上啮合点的位置和坐标变换得到摆线轮的齿廓曲线方程;Lai^[2]根

据曲面单参数的包络方法建立了内摆线针轮传动的啮合方程;Vecchiato 等^[3]基于微分几何中的包络理论研究了摆线泵齿廓包络形成法、包络线奇异点的产生条件和避免齿廓出现奇异点的条件。Mimmia 等^[4]、Tong 等^[5]、Chen 等^[6]从不同侧面应用齿轮啮合原理和微分几何理论对摆线曲线及其包络线的形成进行了研究。

国内不少学者也致力于摆线传动的基础理论研

收稿日期:2009-10-20

基金项目:国家“十一五”科技支撑计划项目(2006BAF01B07-01);新世纪优秀人才计划项目(NCET-05-0766);重庆市科技攻关计划项目(2008AC3087);高等学校博士点学科专项科研基金项目(200806110004)

作者简介:朱才朝(1967-),男,重庆大学教授,博士生导师,主要从事齿轮传动方向的研究,(E-mail)zccqz@sohu.com。

究,并提出了一些新型传动结构,如何卫东等提出的双曲柄环板式针摆行星传动^[7-8],林菁等提出的偏心针齿摆线行星齿轮传动^[9]等在一定程度上缩小了体积,提高了传动效率和承载能力,但内摆线轮加工困难,针齿易磨损。笔者在分析现有摆线传动的基础上,提出了一种新型定轴摆线传动^[10],该传动结构由针轮推动摆线轮传动,省去专门的输出机构,由摆线轮直接输出运动和扭矩,除了具有传动比大、效率高、承载能力高等优点外,与双曲柄环式针摆行星传动相比,省去了针轮环板,体积更小、振动更低;与偏心针齿摆线行星齿轮传动相比,该结构针轮分布在摆线轮外侧,不易出现卡齿现象,且针轮单面啮合,结构更简单,易加工和安装,寿命更高。

1 新型定轴摆轮减速传动原理

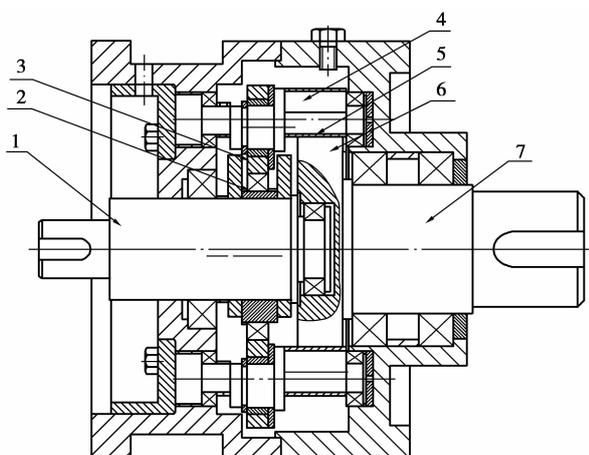
1.1 基本结构

现有摆线针轮减速器,其针轮固定,摆线轮作行星运动,而新型定轴摆轮减速器由针轮作平动,摆线轮作定轴传动输出。新型定轴摆轮减速器除具有现有摆线针轮减速器的优点外,还具有以下优点:

1) 无专门的输出机构,传动效率高、振动小、结构噪声低;

2) 当摆线轮做成锥摆后可实现理论上的零侧隙传动。

新型定轴摆轮减速器,由输入轴、偏心套、偏心针轮、摆线轮、输出轴、轴承、箱体、端盖、密封圈、螺栓和键等组成,其内部结构和装配关系如图 1 所示。



1. 输入轴; 2. 大偏心套; 3. 驱动盘; 4. 传动轴;
5. 小偏心套; 6. 摆线轮; 7. 输出轴

图 1 定轴摆轮减速器的结构简图

其运动过程如下:输入轴转动,带动大偏心套转动;驱动盘与大偏心套相连,从而带动驱动盘平动;动力由驱动盘传入通过轴承连接的传动轴上,每根传动轴有 2 个偏心段,一个偏心段连接驱动盘,另外一个偏心段上套有小偏心套;当传动轴转动时,偏心套自转,作为偏心针轮与摆线针轮啮合;摆线针轮固连在输出轴上,从而实现将运动和动力定轴输出。

1.2 传动原理

如图 2 所示,偏心针轮和摆线轮的轮廓线为共轭曲线,其公法线始终通过节点。

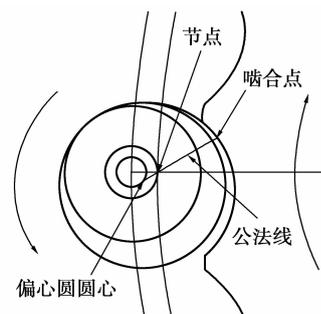


图 2 定轴偏摆减速传动的啮合图

偏心针轮圆心的运动轨迹是一个圆,公法线始终通过圆心和节点,这就构成了一个以偏心针轮偏心距为曲柄,以公法线为导杆,以节点为摇块中心的曲柄摇块机构,如图 3 所示。因此,啮合点的轨迹,是曲柄摇块中摇杆端点 K 的轨迹^[11-15]。

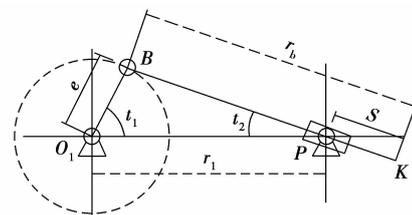


图 3 曲柄摇杆的运动示意图

由图 3 可得, K 点极坐标轨迹方程式为

$$t_2 = \arcsin \left(\frac{e \sin t_1}{\sqrt{e^2 + r_1^2 - 2e r_1 \cos t_1}} \right), \quad (1)$$

$$s = r_b - \sqrt{e^2 + r_1^2 - 2e r_1 \cos t_1}, \quad (2)$$

式中: e 为主动轮的偏心距; r_1 为主动轮节圆半径; r_b 为偏心针轮半径。式(1)、(2)表示的轨迹,就是其啮合线。

主动轮为偏心针轮,从动轮为摆线轮,设主动轮齿数为 z_1 ,从动轮齿数为 z_2 ,因为偏心针轮相当于

单齿齿轮,即 $z_1 = 1$, 所以其传动比为

$$i = z_2. \tag{3}$$

设主动轮和从动轮的当量模数为 m , 主动轮的节圆直径为 d_1 , 从动轮的节圆直径为 d_2 ; 主从动轮的中心距为 a , 主动轮的偏心距为 e ; k_1 为短幅系数, $k_1 < 1$, k_2 为针径系数, $k_2 > 1$ (k_1, k_2 按现有摆线针轮短幅系数和针径系数取值方法选取); 偏心轮的直径为 d_p , 齿顶圆直径为 d_a , 齿根圆直径为 d_f , 则

$$d_1 = mz_1, \tag{4}$$

$$d_2 = z_2 m, \tag{5}$$

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{1 + z_2}{2} m, \tag{6}$$

$$e = k_1 m, \tag{7}$$

$$d_p = k_2 m, \tag{8}$$

$$d_{2a} = (1 + z_2 - k_2 + 2k_1) m, \tag{9}$$

$$d_{2f} = (1 + z_2 - k_2 - 2k_1) m. \tag{10}$$

1.3 样机设计

根据以上传动原理,按企业需求设计了样机,样机参数为:额定功率 0.5 kw,输入转速 1 500 r/min,偏心针轮个数为 6 个,摆线轮齿数为 11,模数 6.5,传动比 $i = 11$ 。原理样机如图 4 所示。



(a)摆线针轮传动部分装配图



(b)样机整体拆分图

图 4 定轴摆轮减速器样机拆分图

样机中 6 个偏心针轮和 1 个摆线轮进行啮合传动,6 个偏心针轮集中在摆线轮的周边,并径向互为 60° 排列。设 6 个偏心针轮同步逆时针转动,则摆线轮作顺时针转动,取 1 个瞬时状态说明啮合过程,如图 5 所示。图中,偏心针轮 3 偏心端处于最外边,与摆线轮无啮合;偏心针轮 6 正在啮合;偏心针轮 1 和偏心针轮 2 正在退出啮合;偏心针轮 5 和偏心针轮 4 正在进入啮合。当 6 个偏心针轮逆时针同步旋转 360° 时,摆线轮按传动比的关系顺时针旋转 $32.727 2^\circ$ (摆线轮为 11 个齿,传动比为 11,其转动角度为 $360^\circ/11 = 32.727 2^\circ$),周而复始,6 个偏心针轮交替驱动摆线轮旋转运动。

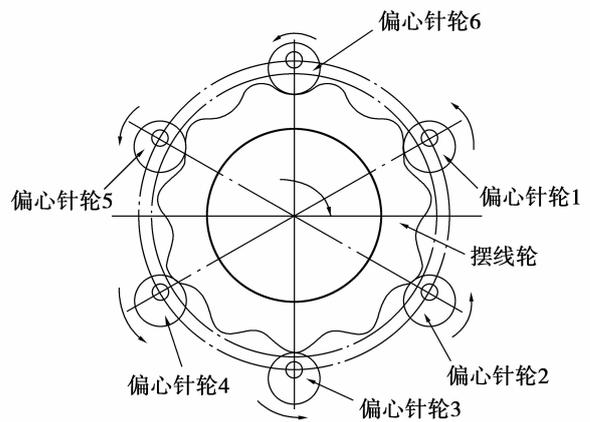
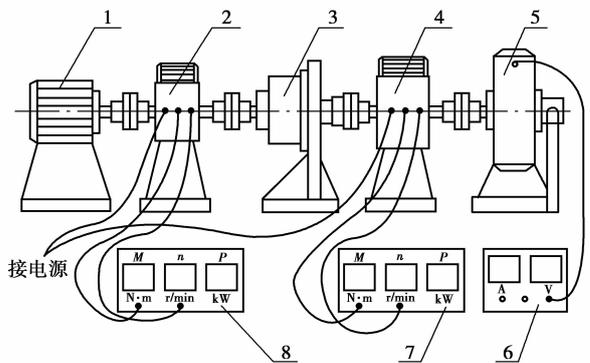


图 5 定轴摆轮减速器样机的啮合图

2 新型定轴摆轮减速试验

2.1 效率的测试

传动效率试验的原理如图 6 所示。



- 1. 电机; 2. 转矩转速信号输入传感器;
- 3. 定轴摆轮减速器; 4. 转矩转速信号输出传感器;
- 5. 磁粉制动器; 6. 加载电源; 7. 输出转矩转速测量仪;
- 8. 输入转矩转速测量仪

图 6 传动效率测试原理图

减速器的输入轴和输出轴分别装有一台转矩转速传感器,并与机构效率仪连接;输入轴与直流调速电机相连。输出轴的转矩转速传感器与磁粉加载器相连。实测加载时,在额定转速下,按额定负载的 20%、40%、60%、80% 及 100% 逐级加载。每级载荷分别加载 1 h,并每隔 30 min 记录一次转速、转矩、效率等数据。

测试设备如表 1 所示,测试结果见图 7 所示。

表 1 测试设备

设备名称	型号	规格
Y 系列三相异步电动机	Y132S-4	15 r/min
输入转矩转速传感器	NJ0	10 N·m
输出转矩转速传感器	NJ1	100 N·m
效率仪	NC-3	
磁粉制动器	CZ-10	100 N·m
稳流电源		5 A

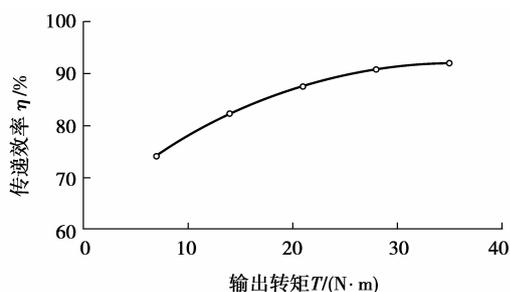


图 7 定轴摆轮减速器传动效率曲线

由图 7 可看出,随着转矩的增加,传动效率增大,在额定转速 1 500 r/min,额定负载 35 N·m 时,减速器的传递效率最高,达到 91.9%。

2.2 结构振动噪声测试

测试根据国家标准《验收试验中齿轮装置机械振动的测定》(GB8543—1987)及《齿轮装置噪声声功率级测定方法》(GB6404—1986)的规定进行。传感器测得的振动信号(加速度级振动信号)经电荷放大器放大后进入 16 通道卡式采集仪进行采集记录,用智能动态信号分析仪分析各测点的 1/3 倍频程加速度级结构噪声。测试系统框图如图 8 所示。

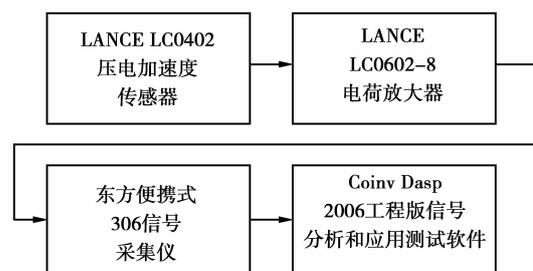


图 8 噪声测试分析系统框图

振动测试测点布置如图 9 所示。整个减速器样机共布有 7 个振动测点,测点 1 布置在箱体的上表面,测试箱体上表面垂直方向的振动;测点 2 和 4 (测点 4 在图 9 中不能显示)布置在左上针轮所在曲柄轴的输出端轴承座表面,测试该轴承座表面垂直方向和横向的振动;测点 3 和 6 布置在右上针轮所在曲柄轴的输出端轴承座表面,测试该轴承座表面垂直方向和横向的振动;测点 5 布置在箱体的侧面,测试箱体侧面横向的振动。在额定载荷 35 N·m,额定转速 1 500 r/min 时进行测试。各测点振动速度的有效值如表 2 所示。

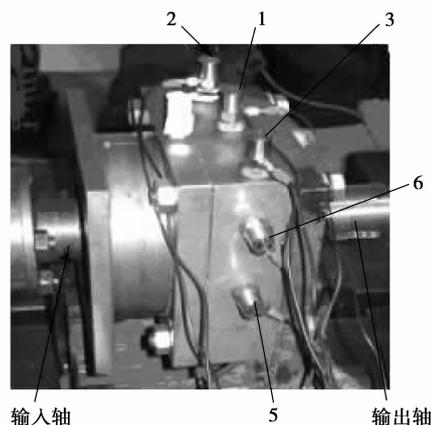


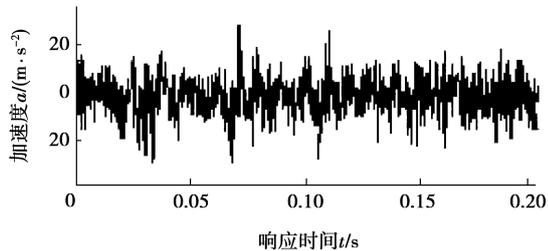
图 9 振动测试测点布置图

表 2 各测点振动速度有效值 mm/s

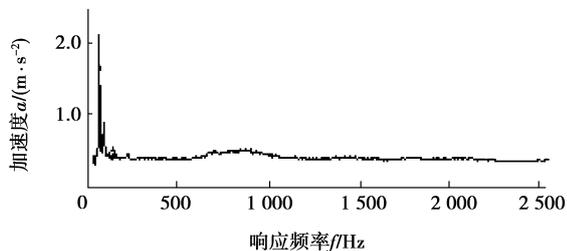
测点号	1	2	3	4	5	6
方向	-y	-y	-y	-x	-x	-x
测试值	3.09	2.54	2.46	1.56	1.83	1.62

测点 2 和 3 的时域、频域图如图 10 所示,从测试结果可以看出箱体和针轮所在偏心曲轴轴承座垂

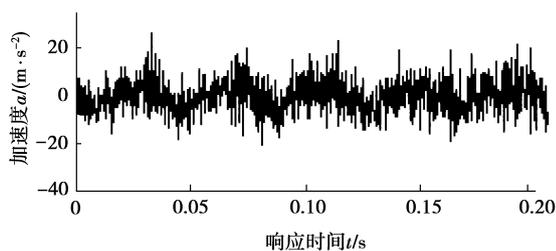
直方向(y)振动较水平方向(x)振动大,主要原因是减速器支架是用焊接的铸铁所制,强度不高,运动测试过程中变形较大^[16-18]。



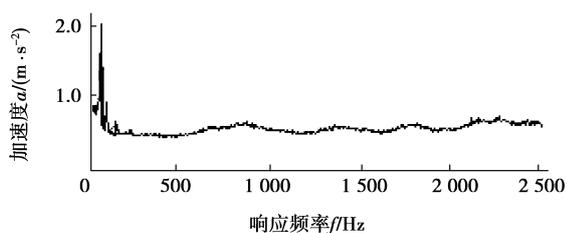
(a)测点2的加速度时域曲线



(b)测点2的加速度频域曲线



(c)测点3的加速度时域曲线



(d)测点3的加速度频域曲线

图10 测点2、3的加速度时域频域图

加速度级 1/3 倍频程结构噪声值定义为

$$L_a = 10 \log \frac{a^2}{a_0^2} = 20 \log \frac{a}{a_0}, \quad (11)$$

式中: L_a 为加速度级 1/3 倍频程结构噪声, dB; a 为以某一频率为中心频率的频率段的加速度有效值, m/s^2 ; a_0 为基准加速度, $a_0 = 1 \times 10^{-6} \text{ m/s}^2$ 。

将测得的加速度频域响应曲线进行 1/3 倍频程处理,即得到各点加速度级 1/3 倍频程的结构噪声值。测试得到结构噪声最大值出现在左上针轮所在曲柄轴的输出端处(即测点 2 的位置),在啮合频率 25 Hz 附近,结构噪声值最大,为 101.6 dB。拆开样机检查,发现该针轮因为制造误差和装配误差的关系,磨损相对较大,是造成结构噪声大的主要原因。

3 结 语

1)提出了摆线轮作定轴传动,针轮作平动的新型定轴摆轮减速传动,并对该新型传动的基本结构、传动原理进行了分析。

2)设计制造出了一款样机,并对其进行了效率实测和振动噪声测试,结果表明该减速器在额定工况下传动效率可达 91.9%,最大振动速度有效值为 3.09 mm/s,最大结构噪声为 101.6 dB。

3)该新型传动形式,省去专门的输出机构,具有结构简单、体积小、动态性能好的特点。今后需对其进行承载能力和传动精度的分析研究。

参考文献:

- [1] SHIN J H, KWON S M. On the lobe profile design in a cycloid reducer using instant velocity center [J]. Mechanism and Machine Theory, 2006, 41(5): 596-616.
- [2] LAI T S. Geometric design of roller drives with cylindrical meshing elements [J]. Mechanism and Machine Theory, 2005, 40(1):55-67.
- [3] VECCHIATO D, DEMENEGO A, ARGYRIS J, et al. Geometry of a cyclonical pump [J]. Computer Methods Applied Mechanics Engineering, 2001, 190(18/19):2309-2330.
- [4] MIMMIA G C, PENNACCHI E. Non-undercutting conditions in internal gears [J]. Mechanism and Machine Theory, 2000, 35(4):477-490.
- [5] TONG S H, YANG D C H. On the generation of new

- lobe pumps for higher pumping flowrate [J]. Mechanism and Machine Theory, 2000, 35(7): 997-1012.
- [6] CHEN C K, YANG S C. Geometric modeling for cylindrical and helical gear pumps with circular arc teeth[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineer, Part C, 2000, 214(4):599-607.
- [7] LI X, HE W D, LI L X, et al. A new cycloid drive with high-load capacity and high efficiency[J]. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 2004, 126(4):683-686.
- [8] 何卫东,李欣,李力行. 高承载能力高传动效率新型针摆行星传动研究[J]. 中国机械工程, 2005, 16(7): 565-569.
- HE WEI-DONG, LI XIN, LI LI-XING. Study on new pin-cycloidal drive with high load-capacity and high transmission efficiency [J]. China Mechanical Engineering, 2005, 16(7):565-569.
- [9] 林菁,沈辉,徐国平. 偏心针齿摆线行星齿轮传动研究[J]. 机械传动, 2007, 31(1):10-12.
- LI JING, SHEN HUI, XU GUO-PING. Study on a eccentricity-pin cycloid-gear planetary drive[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2007, 31(1):10-12.
- [10] 朱才朝,罗召霞,张斌,等. 定轴摆轮减速器:中国, 200810070079. X[P]. 2008-08-04.
- [11] 万朝燕,兆文忠,李力行. 二齿差摆线针轮减速器针齿壳内曲线参数优化[J]. 机械工程学报, 2003, 39(6): 124-127.
- WAN CHAO-YAN, ZHAO WEN-ZHONG, LI LI-XING. Optimization of the curve parameters within the pin gear housing in two teeth difference cycloid speed-reducer[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003, 39(6):124-127.
- [12] 于影,于波,陈建新,等. 摆线针轮行星减速器的优化设计[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2002, 34(3):493-496.
- YU YING, YU BO, CHEN JIAN-XIN, et al. Optimal design of cycloid cam planetary speed reducer [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2002, 34(3):493-496.
- [13] LAI T S, CHUNG C T, LYU J M. Geometric design of cycloid drives with two-tooth difference on hyperboloid tooth profiles [J]. Journal of the Chinese Society of Mechanical Engineers, 2006, 27(1):87-92.
- [14] SHIN J H, KWON S M. On the lobe profile design in a cycloid reducer using instant velocity center [J]. Mechanism and Machine Theory, 2006, 41(5): 596-616.
- [15] CHEN B K, FANG T T, LI C Y, et al. Gear geometry of cycloid drives [J]. Science in China, Series E: Technological Sciences, 2008, 51(5):598-610.
- [16] ATHAVALE S M. Assembly strategies to reduce gear whine in planetary gear transmissions [J]. SME Technical Paper, 2002, 186(2):1-7.
- [17] 朱才朝,唐倩,王家序,等. 新型环式减速机的动态特性[J]. 机械工程学报, 2008, 44(4):58-62.
- ZHU CAI-CHAO, TANG QIAN, WANG JIA-XU, et al. Dynamic characteristics of new ring-reducer [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(4):58-62.
- [18] DAVOLI P, GORLA C, ROSA F, et al. Theoretical and experimental analysis of a cycloidal speed reducer[J]. Journal of Mechanical Design, 2008, 130(11): 112604-112612.

(编辑 张 芊)