

用于大型光学仪器中的谐波齿轮传动

孙麟治 谢金瑞 李元燮

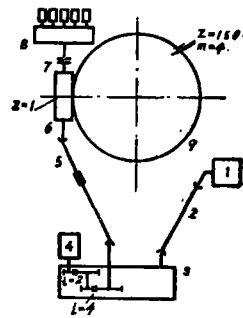
摘要:大型光学仪器的机械传动系统,对于仪器的瞄准跟踪性能具有很重要的作用。过去这类仪器大都采用蜗杆传动和齿轮传动。考虑到谐波齿轮传动具有速比大、结构紧凑和多齿啮合等特点,研究探讨了在大型精密光学仪器中应用这类新型传动的可能性。试验表明,为负载转动惯量 $J = 200\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$ 的俯仰轴研制的大速比谐波齿轮传动的动态传动误差可达 $9''$ 以内,间隙虚动 $3''$ 左右。对于转动惯量更大的方位轴,设计试制的谐波齿轮减速器与摩擦滚轮组合成的传动系统,能够获得高精度。文内还对比了两种结构的波发生器,对方位谐波齿轮减速器啮合性能的影响。

一、引 言

大型光学仪器中的机械传动系统,对于仪器的瞄准跟踪性能具有重要的作用。例如天文望远镜在跟踪天空中的恒星体时,为了等速追随星体,仪器的赤经轴就应以与地球自转转速相同、方向相反的速度缓慢转动,而且必须保持高度平稳,才能在视场中获得清晰的图片质量。

一般情况下,这类仪器的工作口径都很大,从而传动系统承受的负载转动惯量将是很大的。过去这类高精度的大、中型光学仪器,大都采用蜗杆传动,以实现运转平稳、精度高等要求,但是它往往具有传动效率低,容易产生爬行和摩擦自振甚至出现齿面咬粘等缺点。例如图1所示的大型光学仪器的俯仰轴传动中,负载的转动惯量为 $J = 50\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$, 要求的最大角加速度为 $30^\circ/\text{s}^2$ 。仪器由伺服电机驱动,传动系统的总减速比为 $i = 1200$ 。图中的蜗杆、蜗轮、精密齿轮箱和万向传动轴等零部件虽经精密加工工艺方法制造,最后达到的大周期传动误差仅为 $50''$, 小周期误差达 $8''$, 而且传动系统的机械传动效率只能达到40%左右,试验中还出现过爬行颤动现象。将单头蜗杆改成双头蜗杆,以及采取一些其它措施以后,虽然克服了上述缺点,但是传动效率仍然很低(62.5%左右)。

这类仪器方位轴的转动惯量大于俯仰轴,对传动系统的性能要求也更高,近年来逐渐发展以齿轮传动代替蜗杆传动,用于改善系统性能,但是传动链很长,齿轮很多,制造精度非常高,有时为了实现消减回差目的,还增添了相应的机构,使仪器的结构变得非常复杂。



- | | |
|----------|-----------|
| 1—手动齿轮箱 | 2—万向传动轴 |
| 3—主传动齿轮箱 | 4—伺服电机 |
| 5—万向传动轴 | 6—蜗杆 |
| 7—联轴节 | 8—一整角机齿轮箱 |
| 9—蜗轮 | |

图1 俯仰角传动链示意

考虑到谐波齿轮传动是近二十多年发展起来的一种新型传动装置，它具有减速比大、结构紧凑、重量轻、啮合中具有多齿啮合补偿误差的作用及易于实现高精度和小虚动量等优点。为此，我们探讨了在大型光学仪器中应用这类新型传动的可能性。

二、俯仰谐波齿轮传动的研制

图 2 所示的是为大型光学仪器的俯仰轴而研制的谐波齿轮传动装置。负载的转动惯量为 $J = 200\text{kg}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^2$ ，最大角加速度 $\epsilon = 30^\circ/\text{s}^2$ ，相当于扭转力矩 $105\text{kg}\cdot\text{m}$ 以上。装置的输入端由液压伺服马达驱动，从输入端至俯仰轴的减速比为 $i = 1200$ 。

设计时考虑到仪器俯仰轴的结构特点和高精度传动要求，采用了由直齿圆柱齿轮副和谐波齿轮传动串联组成的减速系统。齿轮副设置在高速端，减速比 $i_1 = 10$ ，小轮齿数 $Z = 18$ ，大轮齿数 $Z = 100$ ，由于结构原因两轮之间装有一个齿数 $Z = 45$ 的惰轮，它们的模数均为 $m = 2.25$ 。谐波齿轮传动设置于传动链的低速端，采用外波发生器，并将波发生器的凸轮廓形直接做在大齿轮的内表面上。柔轮的支承端面固定连接在箱体上。随后通过刚轮将输出力矩传递给仪器的俯仰轴。

谐波齿轮传动的设计参数为：柔轮齿数 $Z_r = 242$ ，刚轮齿数 $Z_o = 240$ ，模数 $m = 1.25$ ，从而可得减速比 $i_2 = 120$ 。柔轮上的内齿轮和刚轮上的外齿均采用直线齿廓，柔轮内齿的齿槽角 $\alpha_r = 27.725^\circ$ ，刚轮外齿的齿形角 $\alpha_o = 28.6^\circ$ 。

外波发生器的凸轮廓形按下列的余弦凸轮方程式^[1]制造：

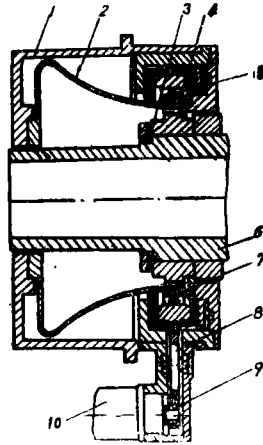
$$\rho = R_H + \Delta_1 m \cos 2\varphi \quad (1)$$

式中 ρ —— 任意点的矢量半径
 R_H —— 余弦凸轮曲线的等效圆半径
 Δ_1 —— 径向变形量系数， $\Delta_1 = 1$
 m —— 模数
 φ —— 以长轴为起始点的转角

柔轮的外形采用钟型结构，它的长度 L 与口径 D 的比例为 $L/D = 218/302.5 = 0.72$ ，这不仅大大缩短了俯仰轴的轴向尺寸，增加了柔轮的径向尺寸，有利于提高它的扭转刚度，而且因为这种形状比较吻合其变形规律，变形时出现的振动也容易被传动装置的箱体吸收，有利于提高传动性能。

波发生器的余弦凸轮孔与柔轮上的抗弯环之间设置有特制的保持器和钢球，这种结构不仅容易制造，而且有利于减小摩擦阻力和保持柔轮的变形。

研制时为了保证获得较高的传动精度和较小的间隙，传动装置中的波发生器的余弦凸轮廓形曲线、柔轮的钟形外廓以及内外直线齿廓等均经过特别的精加工工艺制造和精细装

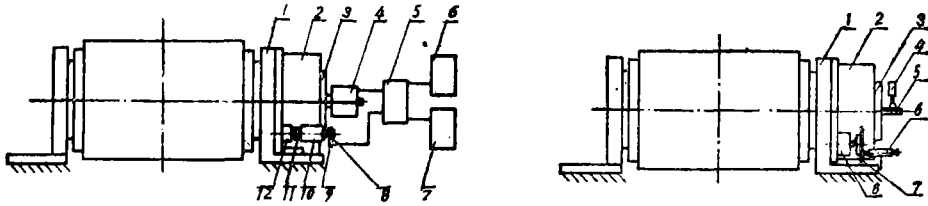


1—箱体 2—柔轮 3—刚轮 4—波发生器大齿轮 5—柔性轴承 6—俯仰轴 7—抗弯环 8—惰轮 9—小轮 10—液压伺服马达

图 2 俯仰谐波齿轮传动装置的结构示意

调。当然，研制结果表明，在今后的应用中某些零件的制造方法和制造精度可以大大简化和降低。

我们曾对研制成的这一传动装置，进行了静态传动误差（利用经纬仪和精密光学度盘）以及利用光栅式角位移传感器进行了空载动态传动误差测定^[1]。动态测试的原理如图3上所示。测试时由直流电机驱动传动装置的输入轴（拆去液压伺服马达），电机轴的另一轴端上装有精密发讯齿轮，通过磁头拾取高速端的正弦信号。仪器的俯仰轴上安装着精密光栅式角位移传感器，用于拾取低速端的正弦信号。两路信号同时送进相位计进行比相，最后用记录仪画出传动装置的误差曲线。



- | | | | | |
|-------------|--------------|-------|--------|--------------|
| 1—轴承座 | 2—俯仰谐波齿轮传动装置 | 3—输出轴 | 1—轴承座 | 2—俯仰谐波齿轮传动装置 |
| 4—光栅式角位移传感器 | 5—相位计 | 6—记录仪 | 3—输出轴 | 4—电感仪 |
| 7—示波器 | 8—发讯齿轮 | 9—磁头 | 5—监视杆 | 6—读数显微镜 |
| 11—联轴节 | 12—检测轴系 | | 7—光学度盘 | 8—测量轴系 |

图3 俯仰传动装置动态传动误差（左）和虚动测试（右）示意

试验表明，当刚轮左右齿廓的周节累积误差为

$$\Delta F_{\text{左}} = 9.44 \mu\text{m}, \quad \Delta \varphi_{\text{左}} = \frac{9.44}{150} \times 206'' = 13''$$

$$\Delta F_{\text{右}} = 12.2 \mu\text{m}, \quad \Delta \varphi_{\text{右}} = \frac{12.2}{150} \times 206'' = 16.8''$$

柔轮左右齿廓的周节累积误差为

$$\Delta F_{\text{左}} = 12.5 \mu\text{m}, \quad \Delta \varphi_{\text{左}} = \frac{12.5}{151.25} \times 206'' = 17.1''$$

$$\Delta F_{\text{右}} = 13.2 \mu\text{m}, \quad \Delta \varphi_{\text{右}} = \frac{13.2}{151.25} \times 206'' = 18''$$

由此一对主要啮合元件组合成的传动装置的传动误差曲线见图4（其中包含有高速端的精密齿轮副的误差），图中无明显的大周期误差，其传动误差小于9''。

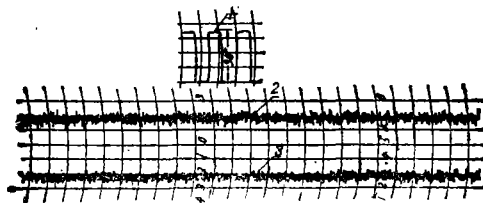


图4 俯仰传动系统的动态传动误差

很显然，试验结果充分证明，在谐波齿轮传动中，由于多齿啮合的误差平均效应，整个传动装置的传动误差小于原件的制造误差。

此外，还在图3(右)所示的装置上，采用精密度盘进行了传动链内的间隙虚动测试。高速端上装有格值为1'的精密光学度盘(通过读数显微镜和测微目镜可以细分到5"格值)。输出轴端装有监视杠杆，在半径300mm外用示值0.5μm的电感比较仪监视输出轴的转角。

试验结果表明，该装置内的间隙虚动仅为2.8"~3.2"。

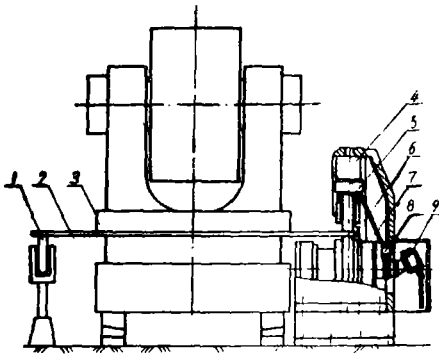
三、方位谐波齿轮传动的研制

大型光学仪器的方位轴负载一般都大于俯仰轴，并且传动系统的精度和其它性能要求也更高。图5所示的是对负载转动惯量 $J = 500\text{kg}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^2$ 、角加速度 $\epsilon = 30^\circ/\text{s}^2$ 的方位轴设计的传动系统(相应的扭矩为 $260\text{kg}\cdot\text{m}$)。输入端由电液伺服马达驱动，中间经过谐波齿轮减速器，随后由摩擦滚轮带动固联在仪器外缘上的滚道圈回

转。谐波齿轮传动减速器的减速比为 $i = 120$ ，摩擦滚轮副的减速比 $i = 7.5$ ，从而传动系统的总速比为 $i = 900$ 。

摩擦滚轮圈直接套装在方位谐波齿轮减速器的箱体外缘。来自加压油缸的压力，通过加压轮将正压力作用到滚道圈与滚轮之间，使在谐波齿轮减速器上的输出滚轮带动下产生的摩擦扭矩，驱动方位转盘回转。

图6所示是方位谐波齿轮减速器的结构示意图。液压伺服马达通过星形弹性联轴节与谐波齿轮减速器的输入轴连接，输入轴上装有双盘波发生器。采用杯状柔轮，它的后端部固定连接在箱体的后盖上。刚轮套装在减速器的箱体内，用于



1—支承滚轮 2—滚道圈 3—仪器方位轴转盘 4—加压油缸 5—加压轮 6—滚轮 7—谐波减速器 8—测速发电机 9—液压伺服马达

图5 方位轴传动系统示意

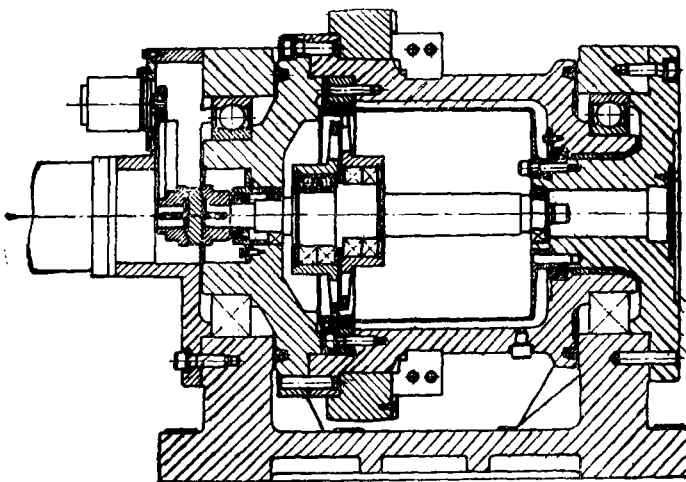


图6 方位谐波齿轮减速器结构示意图

实现输出箱体与输入轴相同方向的回转。

设计研制时，考虑到波发生器的结构形式对于谐波齿轮传动的啮合性能及其制造难易度会有一些影响，为此，分析对比了图 7 所示二种不同结构波发生器的优缺点。

具有直线齿廓的柔轮和刚轮的啮合副，过去多选用上述的余弦凸轮波发生器，但是这种廓形曲线的加工很麻烦而且很不经济。因此我们以椭圆凸轮代替，其廓形方程式为^[1]：

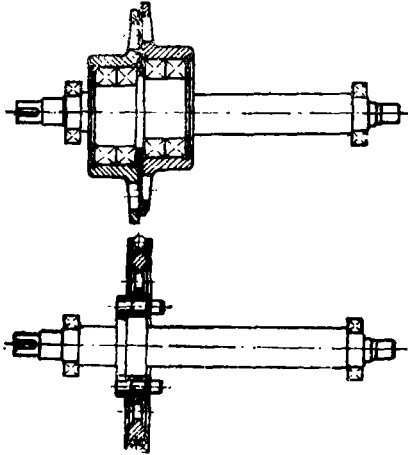


图 7 双盘波发生器(上)和椭圆凸轮波发生器(下)的结构示意

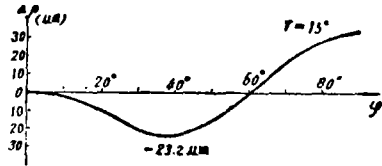


图 8 双盘波发生器相对于椭圆凸轮波发生器的 ρ 值偏差

$$\rho = \sqrt{(R_0 + \Delta_1 m)^2 - 4R_0 \Delta_1 m \sin^2 \varphi} \quad (2)$$

式中 R_0 ——椭圆凸轮的等效圆半径
 Δ_1 ——径向变形量系数

这种椭圆凸轮可以在铣床上直接铣削成型，大大简化了加工工艺。但是计算得出，如果在方位谐波齿轮减速器中，采用这类波发生器时图 7 (下)，波发生器（连同输入轴）的转动惯量将达到 $J = 42g \cdot cm \cdot s^2$ 。它将对减速器的起动加速度和摩擦力矩带来不利影响。结构中的薄壁轴承或者散装的分型保持器轴承的加工制造也很复杂。

图 7 (上)所示的双盘波发生器主要由二个圆盘套装在偏心轴上构成，圆盘与偏心轴的轴径之间装有滚动轴承，用于减小摩擦。计算得出，这种波发生器的转动惯量 $J = 7.8g \cdot cm \cdot s^2$ ，仅为上述的椭圆凸轮波发生器的 18.5% 左右，摩擦力矩也将大大减小。

两种波发生器形成的廓形曲线将是不相同的。图 8 中的曲线表示了双盘波发生器 ($\gamma = 15^\circ$ 时) 相对于椭圆凸轮波发生器，所能形成的柔轮中性层的径向变形量的偏差。

为了分析对比这两种波发生器对于柔轮—刚轮齿廓啮合规律的影响。进行了下列的啮合性能分析计算。计算时选取的啮合参数为：

- 径向啮合变形系数 $\Delta_1 = 1$
- 刚轮齿数 $Z_o = 240$ ，柔轮齿数 $Z_R = 238$
- 模数 $m = 0.75$ ，齿廓变位系数 $\xi_o = \xi_R = 0$
- 压力角 $\alpha_o = 29.475^\circ$ ， $\alpha_R = 28.975^\circ$
- 齿顶高系数 $h_a^* = \frac{7}{8} = 0.875$
- 径向间隙系数 $c^* = \frac{2}{8} = 0.25$

齿顶高 $h_a = h_a^* m = 0.875m = 0.656$

齿根高 $h_f = (h_a^* + c^*)m = 1.125m = 0.844$

齿高 $h = h_a + h_f = 2m = 1.5$

分度圆直径 $d_o = mZ_o = 180, d_R = mZ_R = 178.5$

齿顶圆直径 $d_{ao} = d_o + 2h_a = 178.688$

$d_{aR} = d_R + 2h_a = 179.812$

齿根圆直径 $d_{fo} = d_o - 2h_f = 181.688$

$d_{fR} = d_R - 2h_f = 176.812$

径向间隙 $c = c^* m = 0.25m = 0.1875$

柔轮齿宽 $b_R = 20$

刚轮齿宽 $b_o = 20$

1. 双盘波发生器的计算

由双盘波发生器形成的廓形，当其在 $0 \leq \varphi \leq \gamma$ 角范围内时的向径方程式为^[2]：

$$\rho = \frac{A_1 m}{A - B} (A \cos \varphi - B) + R_o \quad (3)$$

在 $\gamma \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2}$ 角范围内时为

$$\rho = \frac{A_1 m}{A - B} \left[(1 + \sin^2 \gamma) \sin \varphi + \left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) \cos \varphi - 2 \sin \gamma - B \right] + R_o \quad (4)$$

式中 $A = \frac{\pi}{2} - \sin \gamma \cos \gamma - \gamma \quad (5)$

$$B = -2 \sin \gamma + \frac{4}{\pi} \gamma \sin \gamma + \frac{4}{\pi} \cos \gamma \quad (6)$$

$R_o = 86.953 \text{mm}$, 柔轮未变形前的中性层半径

γ 角为柔性元环（抗弯环）变形后紧贴在波发生器圆盘上的包角之半角。 γ 角 的确定与波发生器圆盘的直径及其偏心率 e 有关。 R_1 和 e 与参数 A, B 之间存在有关系式^[2]

$$e = A_1 m \frac{A}{A - B} \quad (7)$$

$$R_1 = R - A_1 m \frac{B}{A - B} \quad (8)$$

方位谐波齿轮减速器结构设计中选定的波发生器盘的直径为 $D_1 = 162.1 \text{mm}$, 偏心率 $e = 3 \text{mm}$, 计算得出的包角 $\gamma = 15^\circ$ 。

由谐波齿轮传动的啮合理论可知，上述的双盘波发生器引起柔轮变形后，齿圈中性线的廓形方程式 ρ 、径向位移 w 、切向位移 v 、径向偏转角 μ 以及径向变形速率 w' 的计算式分别为^[2]：

在 $0 \leq \varphi \leq \gamma$ 区间内

$$\rho = \frac{A_1 m}{A - B} (A \cos \varphi - B) + R_o \quad (9)$$

$$w = -\frac{A_1 m}{A - B} (A \cos \varphi - B) \quad (10)$$

$$w' = \frac{dw}{d\varphi} = \frac{A \Delta_1 m \sin \gamma}{A - B} \quad (11)$$

$$v = |\int w d\varphi| = - \frac{\Delta_1 m}{A - B} (A \sin \varphi - B \varphi) \quad (12)$$

$$\mu = - \operatorname{arctg} \frac{w'}{\rho} \quad (13)$$

在 $\gamma \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2}$ 区间内

$$\rho = \frac{\Delta_1 m}{A - B} \left[(1 + \sin^2 \gamma) \sin \varphi + \left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) \cos \varphi - 2 \sin \gamma - B \right] + R_0 \quad (14)$$

$$w = \frac{\Delta_1 m}{A - B} \left[(1 + \sin^2 \gamma) \sin \varphi + \left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) \cos \varphi - 2 \sin \gamma - B \right] \quad (15)$$

$$w' = \frac{dw}{d\varphi} = \frac{\Delta_1 m}{A - B} \left[(1 + \sin^2 \gamma) \cos \varphi - \frac{\pi}{2} \sin \varphi - \cos \varphi + \varphi \sin \varphi \right] \quad (16)$$

$$v = |\int w d\varphi| = \frac{-\Delta_1 m}{A - B} \left[\left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) \sin \varphi - (2 + \sin^2 \gamma) \cos \varphi - (2 \sin \gamma + B) \varphi + 2(\cos \gamma + \gamma \sin \gamma) \right] \quad (17)$$

$$\mu = - \operatorname{arctg} \frac{w'}{\rho} \quad (18)$$

随后以上面列出的啮合参数和结构参数为自变量，按照文献^[2,3,4]中已经建立的柔轮与刚轮齿廓之间的相对运动方程和侧隙方程式，在波发生器转角 φ 从 0° 到 90° 范围内，对柔轮齿廓上有限几个特征点，分别求出它们各自相对刚轮齿廓的运动轨迹和侧隙变化规律。图 9 (左) 列出的是中间截面内的柔轮齿廓顶点相对于刚轮齿廓的相对运动关系图。图 9 (右) 曲线 1 和 2 分别为中间截面内的法向侧隙 c_n 和后截面内的法向侧隙 c_n' 的变化曲线。由于啮合过程

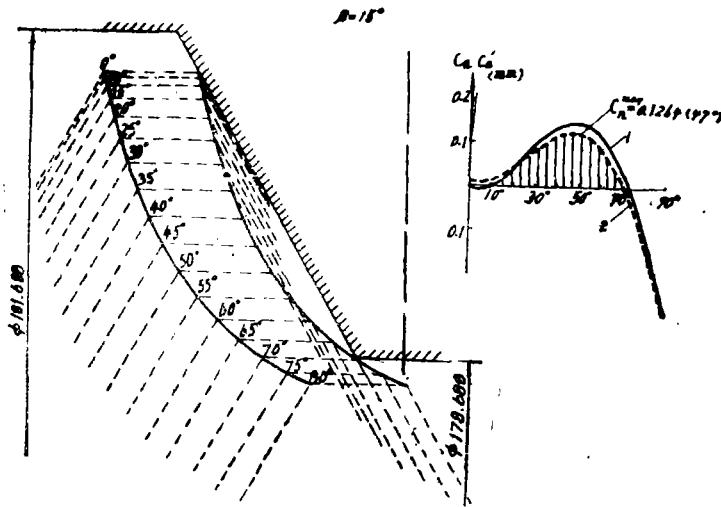


图 9 双盘波发生器形成的柔轮刚轮齿廓啮合关系图(左)及间隙变化(右)

中两截面同时发生作用，因此实际存在的间隙的变化规律及啮合的范围将如图中影线部分所示。

2. 椭圆凸轮波发生器的计算

由椭圆凸轮波发生器引起柔轮变形后，齿圈中性层的廓形方程式 ρ 、径向位移 w 、切向位移 v 、径向偏转角 μ 以及径向变形速率 w' 的计算公式分别为^[1]：

$$\rho = \sqrt{(R_0 + \Delta_1 m)^2 - 4R_0 \Delta_1 m \sin^2 \varphi}$$

$$w = \sqrt{(R_0 + \Delta_1 m)^2 - 4R_0 \Delta_1 m \sin^2 \varphi} - R_0 \quad (19)$$

$$w' = \frac{dw}{d\varphi} = -e^2 (R_0 + \Delta_1 m) \sin \varphi \cos \varphi \left(1 + \frac{1}{2} e^2 \sin^2 \varphi + \frac{3}{8} e^4 \sin^4 \varphi \right) \quad (20)$$

$$v = \int w d\varphi = - \left\{ (R_0 + \Delta_1 m) \left[\varphi - \frac{1}{4} e^2 (\varphi - \sin \varphi \cos \varphi) - \frac{1}{32} e^4 \left(\frac{3}{2} \varphi - \frac{3}{2} \sin^3 \varphi \cos \varphi \right) - \frac{1}{32} e^6 \left(\frac{5}{8} \varphi - \frac{1}{3} \sin^5 \varphi \cos \varphi - \frac{5}{12} \sin^3 \varphi \cos \varphi - \frac{5}{8} \sin \varphi \cos \varphi \right) \right] - R_0 \varphi \right\} \quad (21)$$

$$\mu = - \arctg \frac{w'}{\rho}$$

$$= - \arctg \frac{-e^2 (R_0 + \Delta_1 m) \left(1 + \frac{1}{2} e^2 \sin^2 \varphi + \frac{3}{8} e^4 \sin^4 \varphi \right) \sin \varphi \cos \varphi}{\sqrt{(R_0 + \Delta_1 m)^2 - 4R_0 \Delta_1 m \sin^2 \varphi}} \quad (22)$$

$$e = \frac{\sqrt{4R_0 \Delta_1 m}}{R_0 + \Delta_1 m} \quad (23)$$

式中 R_0 ——柔轮未变形前的中性层半径， $R_0 = 86.953 \text{mm}$

Δ_1 ——径向变形量系数， $\Delta_1 = 1$

m ——模数， $m = 0.75$

e ——椭圆偏心率

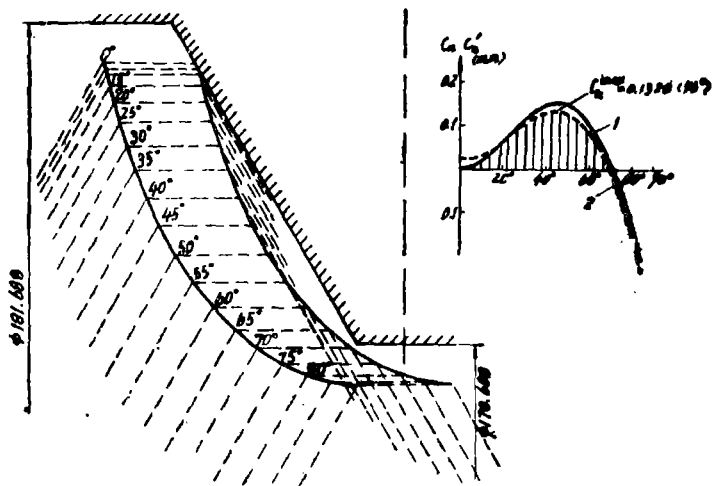


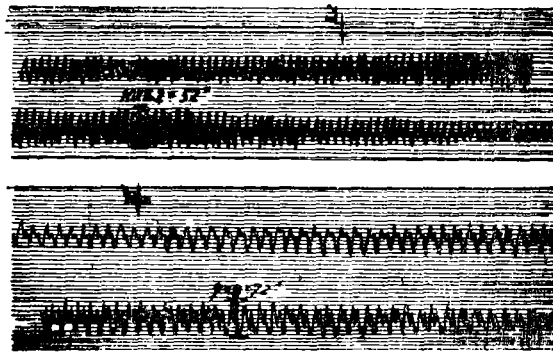
图10 椭圆凸轮波发生器形成的柔轮刚轮齿廓啮合关系图(左)及间隙变化(右)

随后与上述方法相同，以上面列出的啮合参数和结构参数为自变量，求得图10所示柔轮齿廓相对刚轮齿廓的运动轨迹和侧隙变化规律。

对比图 9 和图10曲线可知，两种波发生器形成的啮合运动轨迹和侧隙变化仅有很小的差异。

方位谐波齿轮减速器中的柔轮齿和刚轮齿均按 5 级精度(GB2362—80)制造，即是它们的周节累积误差的公差为 $F_p = 24\mu\text{m}$ ，相当于柔轮齿的周节累积角度公差为 $\varphi_r = 55.4''$ ，刚轮齿的周节累积角度公差为 $\varphi_o = 54.9''$ 。

研制成的方位谐波齿轮减速器进行了动态传动误差、间隙虚动、扭转刚度以及起动力矩等性能测试。试验结果见图11、12。由此可见，采用双盘波发生器的方位谐波齿轮减速器，虽其扭转刚度和固有频率低于采用椭圆凸轮波发生器时的情况，但是转动惯量、起动力矩、动态传动误差和间隙虚动等性能指标不次于采用椭圆凸轮波发生器，而且这些指标均有利于提高伺服系统的性能。除此以外，还必须明显指出，双盘波发生器的制造工艺也比椭圆凸轮波发生器简便得多。最后还将这台具有双盘波发生器的谐波齿轮减速器在图 5 所示的仪器上进行了电液伺服系统的控制回路闭合，获得了较好的试验结果。



上一双盘波发生器 下一椭圆凸轮波发生器
图11 方位谐波齿轮减速器的动态传动误差

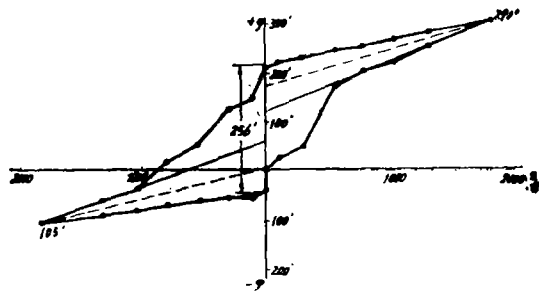


图12 方位谐波齿轮减速器的虚动测试曲线

四、结 论

1. 文中所述的大型光学仪器的俯仰轴，直接由谐波齿轮传动时，可以达到9"左右的传动精度和3"左右的间隙虚动。

2. 在方位轴传动系统中, 采用由谐波齿轮减速器与摩擦滚轮组成的传动装置, 更容易实现较高的传动精度。

3. 通过方位谐波齿轮减速器的研究试验表明, 在合理选择结构参数条件下, 双盘波发生器引起的柔轮刚轮齿廓啮合运动规律基本与椭圆凸轮波发生器相似, 两者产生的传动误差和间隙虚动的差别也不大, 但是前一种波发生器的转动惯量和起动摩擦力矩大大低于后者, 并且具有加工制造简便等优越性。

4. 本文为大型光学仪器提供的两种谐波齿轮传动装置的结构方案原则上是可行的, 今后经过适当改进将可以克服旧有的传动系统的缺点, 以满足这类仪器的精密传动需要。

参加这项研究试验工作的尚有孟庆来、李振铎、王文章、王立鼎、沈潜德、顾钟秀等同志, 特此表示衷心的感谢。

参 考 文 献

- [1] L. Z. Sun et al., Analysis of Meshing Performance of Harmonic Gear Drive, Proceeding of the Int. Sym. on Gearing and Power Trans., 1981, Tokyo.
- [2] J. R. Xie, L. Z. Sun, Meshing Analysis Method of Harmonic Gear Drive Using Symmetric Disc Wavegenerator, Proceeding of the Int. Sym. on Design and Synthesis, 1984, Tokyo.
- [3] С. А. Шувалов, В. Д. Дудко, Блокнотные Контуры Волновой Зубчатой Передачи, Известия Вузов, Машиностроение, 1971, No. 7.
- [4] С. А. Шувалов, В. Д. Дудко, Пространственное Представление Зацепления волновой передачи, Известия Вузов, Машиностроение, 1972, No. 10.

Harmonic Gear Drive for Use in Large Optical Instrument

Sun Linzhi Xie Jinrui Li Yuanxie

Abstract

In large optical instruments, there are always applications of precision worm-wormgear or gears for transmission of azimuth axis and elevation axis. Low efficiency and low wear resistance are the chief disadvantages of the former, although the latter verifies some improvement in transmission, but the fabrication cost is rather high. In consideration of the advantages of harmonic gear drive, we have approached to use this new transmission in a large optical instrument. It has been shown that this transmission system has advantages of good structure character, high accuracy and low backlash. Some experimental results from our research work also will be illustrated in this paper.