

DOI:10.13364/j.issn.1672-6510.20160015

## 内平动分度凸轮机构扭转刚度及其部分影响因素分析

刘明涛, 翟凤潇, 李彦启, 郭志全  
(天津科技大学机械工程学院, 天津 300222)

**摘要:** 以内平动分度凸轮机构为研究对象, 针对其结构特点搭建了扭转刚度测试实验台, 并进行了扭转刚度实验测试. 构建了该机构不同转角位置下的传动结构三维模型, 对内平动分度凸轮机构内部轴承刚度进行了建模求解. 利用 ANSYS 软件建立了考虑该机构非线性轴承刚度及分度期内针齿凸轮啮合状态的有限元分析模型. 通过各仿真结果和实验结果的对比分析, 验证了该机构轴承刚度及分度期内针齿凸轮啮合状态为该机构扭转刚度的主要影响因素.

**关键词:** 内平动分度凸轮机构; 扭转刚度; 实验测试; 轴承刚度; 啮合状态; 仿真分析

**中图分类号:** TH112.2      **文献标志码:** A      **文章编号:** 1672-6510(2017)02-0055-07

### Factors Influencing the Torsional Stiffness of Inner Parallel Indexing Cam Mechanism

LIU Mingtao, ZHAI Fengxiao, LI Yanqi, GUO Zhiquan

(College of Mechanical Engineering, Tianjin University of Science & Technology, Tianjin 300222, China)

**Abstract:** Taking inner parallel indexing cam mechanism as research object, a torsion stiffness test platform was set up and the torsion stiffness test was conducted. A 3D transmission structure model of the mechanism with different rotation angles was constructed according to the structural characteristics of the mechanism. The internal bearing stiffness of the mechanism was modeled. A finite element analysis model which deals with the nonlinear bearing stiffness and meshing state between the cam and pins was constructed by using ANSYS. The simulation and experimental results show that the nonlinear bearing stiffness and meshing state between the cam and pins are the main factors influencing torsional stiffness.

**Key words:** inner parallel indexing cam mechanism; torsional stiffness; experiment test; bearing stiffness; meshing state; simulation analysis

内平动分度凸轮机构具有结构简单、体积小、分度数大以及承载能力大等优点, 应用前景广阔. 研究人员针对该类机构已开展了许多相关研究工作并取得了涉及动力学建模、仿真及实验、精度分析、可靠性分析、减震降噪控制及参数化设计等方面的诸多成果<sup>[1-4]</sup>. 扭转刚度为内平动分度凸轮机构的重要性能指标之一, 刚度不足将使得机构在输出端负载的工况下, 输出端的实际转角与理论转角产生较大误差; 同时刚度不足会使机器人在工作中发生不必要的振动, 降低承载能力, 造成机器人的末端操作位姿偏差等, 影响生产效果. 因此针对该机构扭转刚度进行深入

研究对提高此类机构传动特性, 完善机构具有极其重要的意义. 但对此类机构扭转刚度方面研究仍然相对欠缺.

国内针对机构的刚度方面进行了大量研究: 文献[5]分别采用石川法、修正后的弹塑性力学方法对 RV 减速器齿轮及摆线针轮啮合刚度进行计算, 建立了其等效扭转刚度模型; 文献[6]研究了螺旋锥齿轮啮合刚度的计算方法, 并在使用有限元前提下给出计算螺旋锥齿轮刚度的前处理方法; 文献[7]使用求解模型微分方程的方法分析了弧面分度凸轮机构动态精度与系统刚度、负载、配合间隙等之间的关系.

收稿日期: 2016-01-13; 修回日期: 2016-06-28

基金项目: 天津市应用基础与前沿技术研究计划重点资助项目(15JCZDJC39100)

作者简介: 刘明涛(1974—), 女, 山东人, 副教授, liumingtao@tust.edu.cn

数字出版日期: 2016-12-01; 数字出版网址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/12.1355.N.20161201.1112.014.html>

本文针对内平动分度凸轮机构<sup>[8]</sup>,通过实验测试与考虑非线性轴承刚度及轮齿啮合状态的仿真分析深入研究了其部分影响因素. 所得研究成果不但为相似机构扭转刚度的优化提供了更多可参考的影响因子,同时也为同类型机构相关参数测试实验台的搭建提供更加丰富的理论依据及实验方案参考.

## 1 传动原理与三维模型

### 1.1 传动原理

内平动分度凸轮机构由 2 级传动机构组成: 第 1 级为齿轮传动, 作用是将输入轴转动分为两分流轴的等速转动; 第 2 级为凸轮针齿啮合传动, 作用是实现机构间歇分度输出. 机构简图如图 1 所示, 输入轴通过齿轮传动及分流轴将动力传递至 2 个对称布置的凸轮, 凸轮与针齿啮合传动, 带动输出轴按照给定运动规律进行输出. 分流轴与前后支撑板上对应轴孔组成转动副, 轴上偏心套与 2 个凸轮上对应轴孔组成转动副.

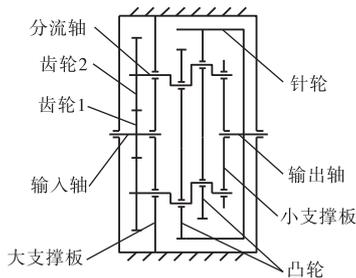


图 1 内平动分度凸轮机构简图

Fig. 1 Sketch of inner displaced indexing cam mechanism

### 1.2 三维模型

为便于进行该机构内部传动部分扭转刚度仿真, 使用各传动部分零件进行装配时需适应仿真要求, 部分装配采用特殊方式. 模型样机参数见表 1.

表 1 模型样机参数

Tab. 1 Parameters of prototype

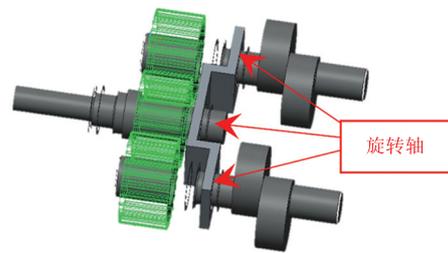
分度数	针齿半径	针齿系数	动静比	偏心距	运动规律
12	120 mm	0.6	1.0	10 mm	MS

#### 1.2.1 齿轮传动部分

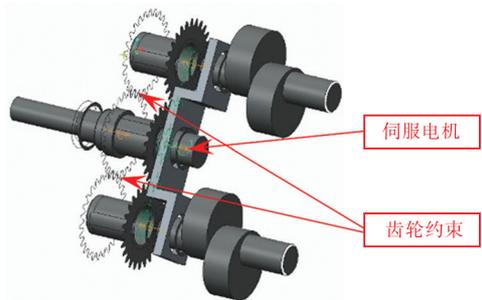
装配过程中输入轴、分流轴与各支撑板之间采用销连接, 使输入轴与分流轴上生成相对于转动副的旋转轴, 方便后续添加伺服电机, 如图 2(a) 所示.

在齿轮啮合位置添加齿轮约束, 保证输入轴转动时可带动分流齿轮同时转动, 同时在输入轴旋转轴上

添加伺服电机, 设定电机以 0.5°/s 的速度恒速转动. 如图 2(b) 所示. 驱动伺服电机每运转 9 s, 即输入轴旋转 4.5°, 保存 1 个三维模型. 1 个分度期内共保存 41 组齿轮传动三维模型.



(a) 销连接旋转轴



(b) 齿轮约束与伺服电机

图 2 齿轮传动部分建模

Fig. 2 Modeling of gear transmission

#### 1.2.2 凸轮针齿啮合部分

在已建立齿轮传动三维模型的基础上, 继续装配针齿凸轮啮合部分以获得内部传动部分三维模型, 模型如图 3 所示.



图 3 传动部分三维模型

Fig. 3 Three dimensional model of the transmission part

## 2 扭转刚度测试实验

### 2.1 扭转刚度计算方法

扭转刚度  $k$  是指输入轴固定时, 输出轴旋转单位转角时所需要的力矩值, 即

$$k = \frac{T}{\varphi} \quad (1)$$

式中:  $T$  为使输出轴产生大小为  $\varphi$  的转角值时所需的力矩值, 由式(2)得到.

$$T = F \cdot l \quad (2)$$

式中:  $F$  为力传感器检测得到的加载力;  $l$  为加载力臂长度.

### 2.2 实验方案

为深入分析内平动分度凸轮机构的扭转刚度特性, 本文设计了实验台. 对于该机构, 扭转刚度是指输入轴固定时, 输出轴旋转单位转角时所需要的力矩值. 结合扭转刚度定义及实验条件, 建立测试实验方案如图4所示.

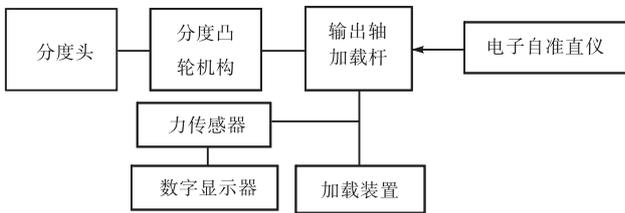


图4 测试分度凸轮机构扭转刚度的实验方案

Fig. 4 Test of torsional stiffness of inner parallel indexing cam mechanism

实验采用固定输入端, 对输出端进行加载的方式进行. 固定分度机构输出轴位置后, 将分度头锁定, 从而保证输入轴在实验加载时不转动. 加载杆与被测机构输出轴相连, 加载装置经由加载杆对被测机构输出轴添加扭矩. 力传感器安装于加载装置与加载杆之间, 实时采集加载至加载杆的力的大小, 并由数字显示器显示. 输出轴变形转角由电子自准直仪进行测量.

实验现场布置如图5所示. 输入轴每转  $4.5^\circ$  设置1个数据采集点, 共41个, 保证与仿真建模数量一致, 以方便进行对比分析. 实验样机偏心套的配合为 H7/e6, 凸轮半径加工精度和滚子半径的加工精度都选为8级, 轴承进位为0级<sup>[4]</sup>.



图5 实验现场布置

Fig. 5 Layout of the experiment site

### 2.3 实验结果

任取某一采集点实验测试结果, 其扭转变形滞回曲线如图6所示.

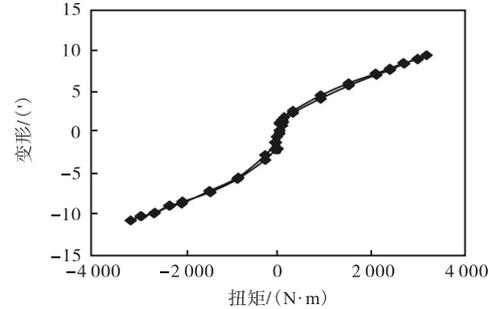


图6 扭转变形滞回曲线

Fig. 6 Hysteresis curve of torsion-deformation

利用最小二乘法对此点数据进行处理, 计算公式为

$$k_r = \frac{\overline{\theta \cdot T} - \bar{\theta} \cdot \bar{T}}{\overline{\theta^2} - \bar{\theta}^2} \quad (3)$$

式中:  $k_r$  为该点实测扭转刚度;  $T$  为加载扭矩;  $\theta$  为对应变形转角. 由此可获得该点实测扭转刚度值, 需要指出的是, 该测量方法测得的扭转刚度并非被测机构本身, 而是包括了加载装置、支撑装置2个环节的刚度. 因此需要在此基础之上进行数值修正, 方法见式(4).

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_r} - \frac{1}{k_{jzg}} - \frac{1}{k_{az}} \quad (4)$$

式中:  $k$  为被测机构实际扭转刚度;  $k_{jzg}$  为输出端加载杆刚度, 可计算直接得出;  $k_{az}$  为支撑装置刚度, 可通过电子自准直仪配合平面镜测量得到.

由式(4)可得出被测机构扭转刚度. 汇总各采集点扭转刚度值, 可得到图7所示曲线.

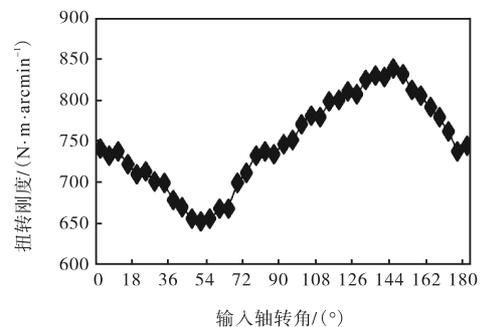


图7 1个分度期内扭转刚度变化曲线

Fig. 7 Curve of torsion stiffness change in the stage of indexing

被测样机平均扭转刚度为  $747.39 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{arcmin}$ , 分度期内变化幅度为  $186.49 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{arcmin}$ . 扭转刚度

曲线变化规律为自初始位置刚度值先下降,至 50°左右到达谷底后缓慢上升,至 145°左右到达峰值,最后缓慢下降至初始值左右大小,样机扭转刚度值在 1 个分度期内变化范围较大.

针对该实验结果,本文将通过仿真方式对影响该机构扭转刚度具体因素进行深入分析.

### 3 扭转刚度仿真

为建立更加贴近实际的扭转刚度仿真模型,针对该机构结构特点,除考虑主要构件弹性外,还考虑了传动部分转臂轴承及支撑轴承的刚度、凸轮针齿啮合状态的影响.

#### 3.1 轴承刚度求解

##### 3.1.1 轴承刚度

相关文献指出,轴承径向刚度随外载呈现非线性变化<sup>[9-10]</sup>,内平动分度凸轮机构在传动过程中轴承外载不断变化,因此本文将通过对机构传动部分进行受力分析,最后利用式(5)和式(6)求解各轴承刚度,获得其非线性变化规律,其中式(5)为圆柱滚子轴承刚度计算经验公式,式(6)为角接触球轴承刚度计算经验公式<sup>[11]</sup>.

$$k_x = 0.340 \times 10^4 (R^{0.1} Z^{0.9} L^{0.8} \cos^{1.9} \gamma) \quad (5)$$

$$k_y = 0.118 \times 10^4 (d_1 R Z^2 \cos^5 \beta)^{1/3} \quad (6)$$

式中:  $k_x$  为圆柱滚子轴承刚度;  $k_y$  为球轴承刚度;  $Z$  为滚子数目;  $L$  为滚子的有效长度;  $\gamma$  和  $\beta$  为滚动体接触角;  $d_1$  为钢球直径;  $R$  为轴承的受力.

##### 3.1.2 转臂轴承受力分析

首先求解传动部分转臂轴承受力. 针对凸轮各轴承支撑位置进行受力分析,坐标的建立及受力分析如图 8 所示.

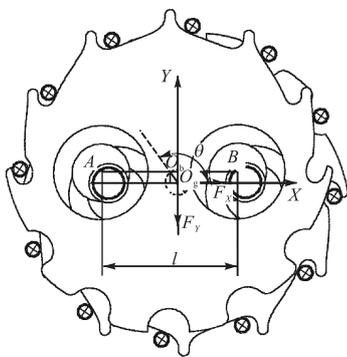


图 8 凸轮各轴承支撑位置受力分析

Fig. 8 Force analysis of supporting positions of the cam

分析与针轮啮合情况下,单一凸轮受力情况. 不

妨设机构凸轮处于任一非特殊位置,此时曲柄转角为  $\theta$ ,  $O_g$  为针轮回转中心,  $O_b$  为凸轮几何中心,凸轮 2 轴承孔几何中心分别为  $A, B$ , 2 轴承孔中心距为  $l$ , 凸轮偏心距  $O_g O_b = e$ . 如图 8 所示建立坐标系,坐标原点为针轮回转中心  $O_g$ ,  $X$  轴沿 2 轴承孔中心连线方向,  $Y$  轴方向垂直于 2 轴承孔中心连线方向. 则凸轮几何中心坐标为

$$\begin{cases} x_b = e \cos \theta \\ y_b = e \sin \theta \end{cases} \quad (7)$$

在固定输出轴情况下,在凸轮上添加扭矩,设此时针轮所受等效啮合力在  $X$  方向大小为  $-F_x$ , 在  $Y$  方向大小为  $-F_y$ , 则凸轮所受针轮等效啮合力为  $F_x$  和  $F_y$ . 将单片凸轮等效为一简单杆,在  $X, Y$  方向分别进行受力分析,如图 9 所示. 其中  $R_{x1}, R_{x2}$  为凸轮 2 轴承孔支撑位置  $X$  轴方向支撑分力,  $R_{y1}, R_{y2}$  为凸轮 2 轴承孔支撑位置  $Y$  轴方向支撑分力.

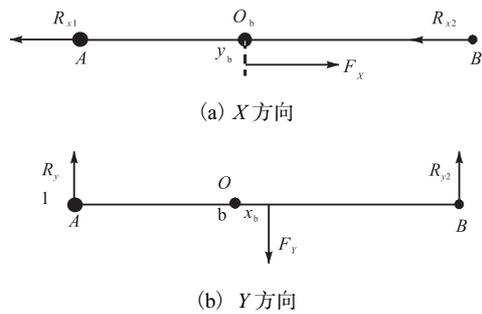


图 9 凸轮分解受力分析

Fig. 9 Decomposition force analysis of the cam

基于图 9 列出平衡方程并求解可得出凸轮在轴承孔位置各支撑力分量如下:

$$\begin{cases} R_{x1} = -\frac{1}{2} F_x \\ R_{x2} = -\frac{1}{2} F_x \\ R_{y1} = -\left(\frac{1}{2} + \frac{x_b}{l}\right) F_y - \frac{y_b}{l} F_y \\ R_{y2} = \left(\frac{x_b}{l} - \frac{1}{2}\right) F_y + \frac{y_b}{l} F_x \end{cases} \quad (8)$$

同理可求得另一凸轮在轴承孔处支撑力,转臂轴承在各凸轮轴承孔处所受径向力与凸轮在轴承孔位置所受支撑力大小相同,方向相反.

##### 3.1.3 支撑轴承受力分析

为求解分流轴上支撑轴承受力,首先需对传动部分的单一流轴进行受力分析. 坐标建立及受力分析如图 10 所示.

建立如图 10 所示坐标系,坐标原点位于输入齿

轮沿轴线方向的中心位置,  $X$  轴方向沿输入齿轮与分流齿轮中心连线方向,  $Y$  轴垂直于输入齿轮与分流齿轮中心连线方向且  $XOY$  平面与凸轮端面平行.  $R_{1qx}$ 、 $R_{1qy}$  分别为分流轴靠近输入端在支撑轴承处所受支撑力沿  $X$ 、 $Y$  方向分量,  $R_{1hx}$ 、 $R_{1hy}$  分别为分流轴靠近输出端支撑轴承处所受支撑力沿  $X$ 、 $Y$  方向分量,  $F_H$  为齿轮啮合位置切向力,  $m$  为输入齿轮及分流齿轮模数,  $z$  为齿轮齿数. 分流轴在凸轮轴承孔位置受力与凸轮受力大小相同, 方向相反, 即

$$\begin{cases} F_{x1} = -R_{x1} \\ F_{y1} = -R_{y1} \\ F'_{x1} = -R'_{x1} \\ F'_{y1} = -R'_{y1} \end{cases} \quad (9)$$

建立分流轴的弯扭平衡及静力平衡方程, 求解可获得

$$F_H = -\frac{2(F_{y1} \cdot x_b - F'_{y1} \cdot x_b)}{mz} \quad (10)$$

$$\begin{cases} R_{1qx} = \frac{F_{x1} \cdot (b_2 + c) + F'_{x1} \cdot b_2}{b_1 + b_2 + c} \\ R_{1hx} = -\frac{F'_{x1} \cdot (b_1 + c) + F_{x1} \cdot b_1}{b_1 + b_2 + c} \end{cases} \quad (11)$$

$$\begin{cases} R_{1qy} = \frac{-F_{y1} \cdot (b_1 + c) - F'_{y1} \cdot b_1 - F_H \cdot (a + b_1 + b_2 + c)}{b_1 + b_2 + c} \\ R_{1hy} = \frac{-F'_{y1} \cdot (b_1 + c) + F_H \cdot a - F_{y1} \cdot b_1}{b_1 + b_2 + c} \end{cases} \quad (12)$$

同理可求得另一分流轴受力, 各支撑轴承在各分流轴被支撑位置所受径向力与分流轴支撑位置所受支撑力大小相同, 方向相反.

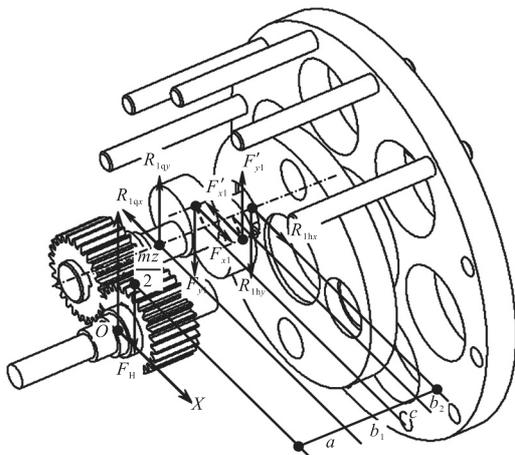


图 10 分流轴受力分析

Fig. 10 Force analysis of the split axle

### 3.1.4 轴承刚度求解

求解获得上述轴承受力. 内平动分度凸轮机构转臂轴承采用圆柱滚子轴承, 利用式(5)计算其轴承刚度, 轴承型号为 NU207E, 其参数见表 2.

表 2 NU207E 轴承参数

Tab. 2 Parameters of NU207E bearing

内径	外径	滚子长度	滚子数	接触角
35 mm	72 mm	8.5 mm	14	0°

支撑轴承采用型号为 61904 的球轴承, 利用式(6)计算其轴承刚度, 支撑轴承参数见表 3. 求解可得各轴承刚度值.

表 3 61904 轴承参数

Tab. 3 Parameters of 61904 bearing

内径	外径	滚子直径	滚子数	接触角
20 mm	37 mm	4.762 mm	11	0°

### 3.2 轮齿啮合状态

文献[12]给出了该机构 1 个周期内针齿与凸轮的接触情况, 啮合状态如图 11 所示. 其中黑色区域表示接触区域, 白色区域表示非接触区域.

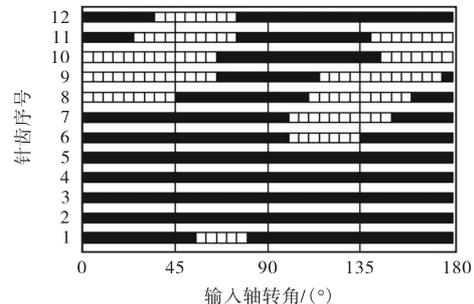


图 11 轮齿啮合状态

Fig. 11 Gear meshing state

输入轴转角为 45°时同时参与啮合针齿数量最少, 只有 7 个; 而输入轴转角为 90°左右时, 全部 12 个针齿均同时参与啮合.

### 3.3 建模与仿真

利用 ANSYS workbench 软件进行该机构传动部分扭转刚度仿真.

#### 3.3.1 接触设置

(1) 轴承位置: 将转臂轴承及支撑轴承位置接触设为 Bushing 单元. 轴承 Bushing 单元是将此位置轴承等效为径向弹簧, 弹簧的刚度值依据 3.1.3 节添加入各 Worksheet 中, 设置效果如图 12 所示.

(2) 轮齿啮合位置: 分度期内不同转角位置下各自具体同时参与啮合针齿数与啮合位置依照 3.2 节内容进行设置, 接触定义为 No Separation. 内平动分

度凸轮机构的 2 个凸轮设计是按照 180°的相位差进行布置的,因此 2 个凸轮上同时啮合轮齿的位置也应满足上述相位差关系,某一位置设置效果如图 13 所示.

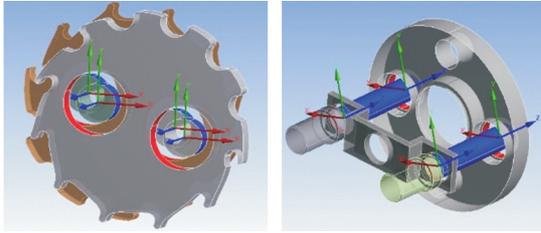


图 12 轴承位置接触设置  
Fig. 12 Contact setting for bearing positions

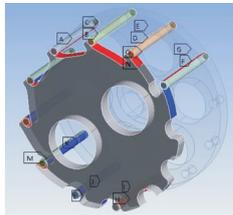


图 13 轮齿啮合状态设置  
Fig. 13 Gear meshing state setting

### 3.3.2 网格划分

为保证仿真精度及运算效率,仿真模型中输入轴、分流轴、偏心套、支撑板、针齿架等形状规则且传动过程中无啮合的构件使用 Automatic Method 进行这类构件的整体自动划分.仿真模型中涉及到接触分析的构件,如输入齿轮与分流齿轮、凸轮与针齿,需利用 Mesh Control-Sizing 中的“影响球(Sphere of Influence)”进行局部网格划分<sup>[13]</sup>.同时,为确保仿真分析模型的网格质量并防止畸变,应对网格的大小与数量予以控制.该有限元分析模型划分网格总数为 109 971,节点数为 507 651.齿轮啮合区域和凸轮针齿啮合区域的网格划分效果如图 14 所示.

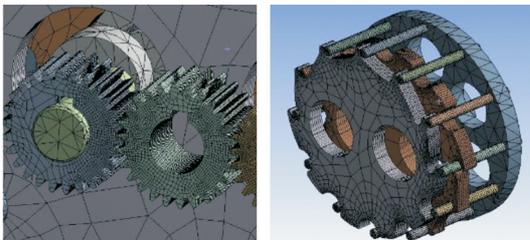


图 14 局部网格划分效果  
Fig. 14 Local mesh generation

### 3.3.3 边界条件设置

仿真过程采取输入轴端固定,输出端加载的方

式进行.加载方式为,分别在 2 块支撑板圆周面以及输入轴的轴面施加固定约束,其中支撑板固定约束代表传动结构机架固定于某一静止平台,输入轴固定约束代表加载时输入端被人为固定,只存在扭转变形.在输出端针齿架端面施加顺时针的额定扭矩  $T$ .边界条件设置如图 15 所示.

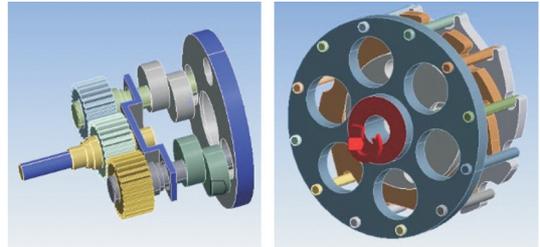


图 15 边界条件设置  
Fig. 15 Boundary condition setting

## 4 影响因素分析

由初始位置开始,对应输入轴旋转 180°的 1 个分度期内,等间距选取了 40 个测点,添加相应位置下的轴承刚度值并通过以上设置构建了此机构内部传动仿真模型.提取仿真结果并计算获得该模型的扭转刚度随输入轴转角的变化曲线.为便于进行分析,将仿真结果与实验测试结果汇总于图 16 中.

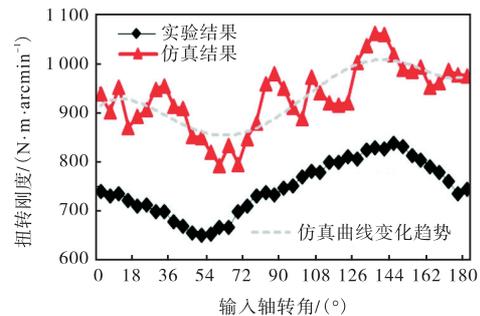


图 16 仿真结果与实验结果  
Fig. 16 Simulation and experimental results

为分析非线性轴承刚度对扭转刚度的影响,将机构内部转臂轴承及支撑轴承刚度设为常数,其余不变,同样进行扭转刚度仿真,作为影响因素分析对比组,获得此状态下扭转刚度仿真结果如图 17 所示.

分析图 17 发现:在设定条件下的仿真结果明显高于实验结果,仿真曲线在 1 020 N·m/arcmin 上下浮动,浮动变化范围不大,上下极限位置相对差值约为 90 N·m/arcmin,仿真曲线与实验结果曲线之间变化规律相互关系不明显,但扭转刚度值变化规律与针齿

凸轮啮合状态变化规律非常接近,同时参与啮合的针齿数在 $90^\circ$ 时达到最大,此时扭转刚度值也达到最大,相同的,输入轴转角在 $45^\circ$ 时扭转刚度值及同时啮合针齿数均相对较小,由此说明,轮齿啮合状态明显影响了机构扭转刚度。

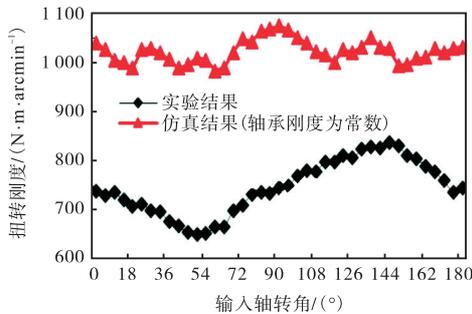


图 17 对比组仿真结果与实验结果

Fig. 17 Simulation and experimental results in the controlled group

对比图 16 及图 17 中各曲线间特征,尤其在引入仿真结果拟合走势曲线后可发现:在图 16 中,非线性轴承刚度及轮齿啮合状态的引入使得仿真结果与实验结果曲线变化规律更加接近,1 个分度期内均存在 1 个波谷和 1 个波峰,且波谷波峰对应输入轴转角位置相差不大,整体上升下降的变化规律也很接近.同时考虑本仿真分析模型已大量简化其他影响因素,因此有充足理由认定,内平动分度凸轮机构内部传动部分支撑轴承及转臂轴承刚度变化及各位置凸轮针齿啮合状态对该机构扭转刚度有极大影响,由曲线走势极其相近可推断,其很大程度上影响了该机构扭转刚度变化趋势,使得 1 个分度期内扭转刚度值变化范围较大。

## 5 结论

(1) 实验中得到的被测样机平均扭转刚度为  $747.39 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{arcmin}$ , 在分度期内的变化幅度为  $186.49 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{arcmin}$ , 样机扭转刚度值在 1 个分度期内变化范围较大。

(2) 考虑轮齿啮合状态的仿真结果与针齿凸轮啮合状态变化规律极其接近,轮齿啮合状态明显影响扭转刚度的变化规律。

(3) 非线性轴承刚度及轮齿啮合状态的引入使得仿真结果与实验结果曲线变化规律更加接近,非线性轴承刚度对该机构扭转刚度有极大影响,各轴承刚度随输入轴旋转呈现不稳定变化且变化范围大,幅度陡,此不稳定变化导致整机扭转刚度变化范围较大。

## 参考文献:

- [1] 刘明涛,张策,杨玉虎. 新型行星分度凸轮机构的原理及廓线[J]. 机械工程学报,2006,42(2):18-21.
- [2] 陈港. 内平动分度凸轮机构动力学与实验研究[D]. 天津:天津科技大学,2013.
- [3] 李根. 基于 FEM 内平动分度凸轮机构的动静特性分析[D]. 天津:天津科技大学,2014.
- [4] 梁凤. 内平动分度凸轮机构的精度与可靠性分析[D]. 天津:天津科技大学,2014.
- [5] 何卫东,陆岩,吴鑫辉. 基于等价模型的 RV 减速器扭转刚度计算[J]. 机械传动,2013,37(9):38-41.
- [6] 唐进元,蒲太平. 基于有限元法的螺旋锥齿轮啮合刚度计算[J]. 机械工程学报,2011,47(11):23-29.
- [7] 吴义忠,李广安. 弧面分度凸轮机构动力学特性的研究[J]. 机械设计,1998,15(8):12-14.
- [8] 王艺惠. 内平动分度凸轮机构的设计理论及实验研究[D]. 天津:天津科技大学,2012.
- [9] Guo Y, Parker R G. Stiffness matrix calculation of rolling element bearings using a finite element/contact mechanics model[J]. Mechanism and Machine Theory,2012,51:32-45.
- [10] 黄琳琳. 滚动轴承刚度的非线性分析及工程应用[D]. 大连:大连理工大学,2009.
- [11] 王刚,郭茂林. 航天航空滚动轴承刚度[J]. 哈尔滨工业大学学报,2001,33(5):644-645,650.
- [12] 刘明涛,陈港,李彦启,等. 内平动分度凸轮机构受力状态判别方法研究[J]. 机械设计,2014,31(4):46-49.
- [13] 仇亚萍,黄俐军,冯立飞. 基于 ANSYS 的有限元网格划分方法[J]. 机械管理开发,2007,21(6):76-77.

责任编辑:常涛