

# 一种新型非匀速间歇机构的研究

俞高红<sup>1</sup> 陈志威<sup>1</sup> 叶秉良<sup>1</sup> 赵 匀<sup>1</sup> 朱建平<sup>2</sup>

1. 浙江理工大学, 杭州, 310018      2. 中机南方机械股份有限公司, 湖州, 313000

**摘要:**在分析现有非匀速间歇机构的基础上,提出了一种基于非圆—不完全非圆齿轮传动的非匀速间歇机构。介绍了该机构的工作原理和运动学特性,建立了该机构的运动学模型,开发了该非匀速间歇机构的计算机辅助分析软件,通过人机交互方式得出一组满足间歇机构传动的结构参数。基于该参数,进行了三维建模和虚拟仿真。该非匀速间歇机构已成功地运用于穴盘苗取苗机构的样机上,从而验证了该非匀速间歇机构理论模型的正确性和可行性。

**关键词:**非匀速间歇机构;不完全非圆齿轮;非圆齿轮;设计

**中图分类号:**TH112.3

**DOI:**10.3969/j.issn.1004-132X.2012.23.002

## Study on a New Non-uniform and Intermittent Mechanism

Yu Gaohong<sup>1</sup> Chen Zhiwei<sup>1</sup> Ye Bingliang<sup>1</sup> Zhao Yun<sup>1</sup> Zhu Jianping<sup>2</sup>

1. Zhejiang Science Technology University, Hangzhou, 310018

2. Zhongji Southern Machinery Co., Ltd., Huzhou, Zhejiang, 313000

**Abstract:** A new type of non-uniform and intermittent mechanism with non-circular gear and incomplete non-circular gear was designed on the basis of the analysis of recent advances. Working principles and structural feature of the mechanism were introduced, and the kinematics model was established. The software of computer-aided analysis for this non-uniform and intermittent mechanism was developed. By human-computer conversation, structural parameters were obtained, which can meet the demands of driving. Based on these parameters, 3D model and simulation analysis of this non-uniform and intermittent mechanism were completed. This mechanism was used successfully in plug seedling pick-up mechanism, thus the feasibility of the theoretical model was verified.

**Key words:** non-uniform and intermittent mechanism; incomplete non-circular gear; non-circular gear; design

## 0 引言

间歇机构广泛应用于实际生产中,常用的间歇机构主要有棘轮机构、槽轮机构、凸轮机构及不完全圆齿轮机构。与槽轮、棘轮机构相比,不完全圆齿轮机构中从动轮的停歇次数、停歇时间以及每次转过的转角,其选择的幅度较大,因而设计灵活<sup>[1]</sup>;另外,它还克服了槽轮、棘轮机构运动不平稳、精度低和寿命短等缺点<sup>[2]</sup>。

但不完全圆齿轮机构只能实现匀速间歇传动,目前已有的实现非匀速间歇传动的方案有两种:一种是基于凸轮机构实现的非匀速间歇传动;另一种是基于不完全圆齿轮机构(实现匀速间歇运动)和非圆齿轮传动机构(非匀速运动)组合实现非匀速间歇传动。在实现非匀速比传动方面,相对于凸轮机构而言,非圆齿轮机构具有结构紧凑、运动精度高、传动平稳、速比范围大和易于实现动平衡等优点<sup>[3]</sup>。文献[4]提出了一种应用

偏心齿轮传动和不完全圆齿轮传动相组合实现的非匀速间歇传动的机构,该套机构由不完全圆齿轮机构实现匀速间歇传动,2个偏心圆齿轮啮合实现非匀速运动,该非匀速间歇传动机构由两级齿轮传动实现,共有4个齿轮。文献[5]提出了一种由不完全圆齿轮机构和一对椭圆齿轮传动机构组合实现的非匀速间歇传动机构,该机构由不完全圆齿轮机构实现匀速间歇运动,椭圆齿轮啮合实现非匀速传动,通过这2种机构组合实现非匀速间歇传动。该种非匀速间歇齿轮传动机构也是由两级齿轮传动实现的,共有4个齿轮。以上2种机构都是两级齿轮传动,需要4个齿轮组合才能实现非匀速间歇传动,结构复杂,传动效率低。

本文提出了一种新的非匀速间歇传动机构——基于非圆—不完全非圆齿轮传动的非匀速间歇齿轮传动机构,该机构只用2个齿轮(一个不完全非圆齿轮,一个从动非圆齿轮)就能实现非匀速间歇传动,与目前靠不完全圆齿轮机构和非圆齿轮机构组合实现非匀速间歇传动的机构相比,结构更简单、传动效率更高。

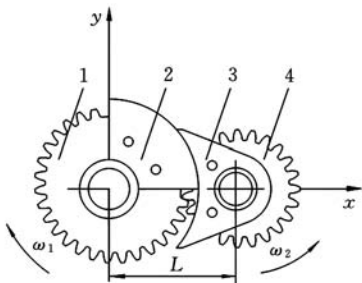
收稿日期:2011-10-21

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51175477);浙江省自然科学基金杰出青年资助项目(R12E050011)

### 1 机构的结构特点和工作原理

普通的基于不完全齿轮传动的非匀速间歇机构中的主动轮是由普通渐开线齿轮而来的,主动轮上的轮齿不是布满整个圆周,而是将一部分轮齿分布于圆周上,根据机构运动和停歇的时间比设计从动轮<sup>[6-7]</sup>。而基于不完全非圆齿轮传动的非匀速间歇机构由一个不完全非圆齿轮 1(简称主动轮)、一个非圆齿轮 4(简称从动轮)、一个凸锁止弧 2、一个凹锁止弧 3 组成,其中,凸锁止弧 2 与不完全非圆齿轮 1 固接,凹锁止弧 3 与从动轮 4 固接。其中从动轮 4 可以是椭圆齿轮、偏心圆齿轮、巴斯噶蜗线齿轮、变性椭圆齿轮或凸封闭节曲线的普通非圆齿轮中的一种,而不完全非圆齿轮 1 节曲线则是由与之共轭的从动轮 4 的结构参数及不完全非圆齿轮 1 的有齿部分所对应的圆心角大小共同确定的,不完全非圆齿轮 1 有齿部分的节曲线长度与从动轮 4 的节曲线周长相等,且每一种从动轮 4 对应一种不完全非圆齿轮 1。

该机构的传动原理与普通的不完全非圆齿轮类似,但又有些不同,如图 1 所示:当不完全非圆齿轮 1 顺时针匀速旋转时,由于凸锁止弧 2 和凹锁止弧 3 配合,锁止弧锁住从动轮,从动轮 4 保持静止;当不完全非圆齿轮 1 转到其有齿部分时,凸锁止弧 2 和凹锁止弧 3 脱离配合,不完全非圆齿轮 1 和从动轮 4 进入啮合,实现非匀速运动;当不完全非圆齿轮 1 再次运动到其无齿部分时,两齿轮脱离啮合,凸锁止弧 2 和凹锁止弧 3 再次进入配合,锁止从动轮 4。即不完全非圆齿轮 1 匀速旋转一周,非圆齿轮 4 实现非匀速间歇运动,从而实现了非匀速间歇运动的输出。



1. 不完全非圆齿轮 2. 凸锁止弧 3. 凹锁止弧 4. 非圆齿轮  
图 1 非匀速间歇机构简图

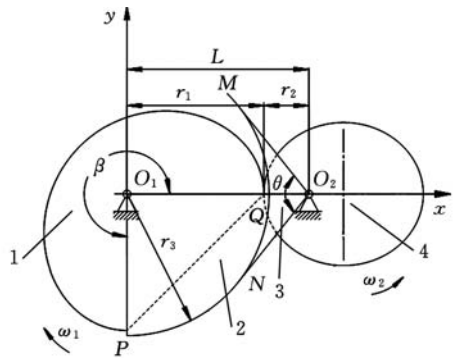
### 2 机构的理论模型

该机构是以不完全非圆齿轮为主动件,非圆齿轮为从动件,在建立该非匀速间歇传动机构运动学模型时,假设:①各个构件不发生弹性变形,

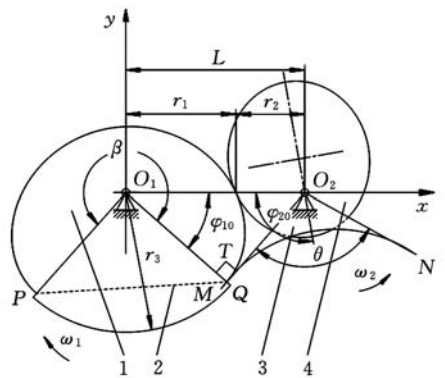
作为刚性机构分析;②不考虑转动副的转动间隙和齿轮啮合的侧隙,以及凹锁止弧、凸锁止弧的配合间隙;③在进行速度分析时,不考虑机构启动和停止的过渡阶段,并假设不完全非圆齿轮匀速转动时的角速度  $\omega_1$  为常数。

#### 2.1 非匀速间歇机构的运动学模型

不完全非圆齿轮与共轭的非圆齿轮传动实现非匀速间歇运动,是该非匀速间歇传动机构的核心所在。图 2 为该非匀速间歇机构运动示意图。为了便于分析,选取非圆的一种——椭圆齿轮(即假设图 2 中的非圆齿轮 4 为椭圆齿轮 4)作为实例进行分析。在图 2 中,不完全非圆齿轮 1 的节圆半径为  $r_1$ ,其无齿部分可以用一条直线连接(如图 2 中虚线所示),其旋转中心为  $O_1$ ;椭圆齿轮 4 的节圆半径为  $r_2$ ,旋转中心为  $O_2$ 。当不完全非圆齿轮以速度  $\omega_1$  匀速旋转时,椭圆齿轮以速度  $\omega_2$  非匀速间歇转动。



(a) 机构的初始位置



(b) 不完全非圆齿轮转过  $\varphi_{10}$  的位置

1. 不完全非圆齿轮 2. 凸锁止弧 3. 凹锁止弧 4. 非圆齿轮

图 2 非匀速间歇机构运动示意图

因椭圆齿轮 2 的节曲线周长与不完全非圆齿轮 1 的有齿部分的节曲线周长相等,故有

$$\left. \begin{aligned} \int_0^\beta r_1(\varphi_1) d\varphi_1 &= \int_0^{2\pi} r_2(\varphi_2) d\varphi_2 \\ \int_0^\beta (L - r_2(\varphi_2)) d\varphi_1 &= \int_0^{2\pi} r_2(\varphi_2) d\varphi_2 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中,  $\beta$  为不完全非圆齿轮 1 的有齿部分的节曲线所对应的圆心角;  $\varphi_1$  为不完全非圆齿轮 1 顺时针转过的角位移;

$\varphi_2$  为椭圆齿轮 4 逆时针转过的角位移;  $L$  为不完全非圆齿轮与中间椭圆齿轮的中心距。

椭圆齿轮 4 与不完全非圆齿轮 1 间的啮合点到椭圆齿轮旋转中心  $O_2$  的距离  $r_2(\varphi_2)$  为

$$r_2(\varphi_2) = \frac{b^2}{a + c\cos\varphi_2} = \frac{bk}{1 + \sqrt{1-k^2}\cos\varphi_2} \quad (2)$$

$$0 \leq \varphi_2 \leq 2\pi$$

式中,  $a, b, c, k$  分别为椭圆齿轮的半长轴、半短轴、半焦距、椭圆短长轴之比  $\frac{b}{a}$ 。

当  $\beta$  和椭圆参数确定后, 利用数值积分方法, 中心距  $L$  便可由式(1) 求得。

当不完全非圆齿轮匀速转过  $d\varphi_1$  时, 椭圆齿轮转过  $d\varphi_2$ , 因

$$\left. \begin{aligned} r_1(\varphi_1)d\varphi_1 &= r_2(\varphi_2)d\varphi_2 \\ \int_0^{\varphi_1} r_1(\varphi_1)d\varphi_1 &= \int_0^{\varphi_2} r_2(\varphi_2)d\varphi_2 \\ \int_0^{\varphi_1} (L - r_2(\varphi_2))d\varphi_1 &= \int_0^{\varphi_2} r_2(\varphi_2)d\varphi_2 \end{aligned} \right\}$$

故

$$\varphi_1 = \int_0^{\varphi_2} \frac{r_2(\varphi_2)}{L - r_2(\varphi_2)} d\varphi_2 \quad (3)$$

将式(2) 代入式(3) 得

$$\varphi_1 = \int_0^{\varphi_2} \frac{b^2}{L - \frac{b^2}{a + c\cos\varphi_2}} d\varphi_2 =$$

$$\int_0^{\varphi_2} \frac{1}{\frac{La - b^2}{b^2} + \frac{Lc}{b^2}\cos\varphi_2} d\varphi_2 = \int_0^{\varphi_2} \frac{1}{A + B\cos\varphi_2} d\varphi_2 =$$

$$\frac{2}{A+B}\sqrt{\frac{A+B}{A-B}} \arctan\left(\sqrt{\frac{A-B}{A+B}} \tan\frac{\varphi_2}{2}\right) \quad (4)$$

$$A = \frac{La - b^2}{b^2} \quad B = \frac{Lc}{b^2}$$

当已知不完全非圆齿轮 1 顺时针匀速转过  $\varphi_1$  时, 则由式(4) 可得椭圆齿轮 4 逆时针转过的角位移  $\varphi_2$  为

$$\varphi_2 = \begin{cases} 2\arctan\left[\sqrt{\frac{A+B}{A-B}} \tan\left(\frac{A+B}{2}\sqrt{\frac{A-B}{A+B}}\varphi_1\right)\right] & 0 \leq \varphi_1 \leq \beta \\ 0 & \beta \leq \varphi_1 \leq 2\pi \end{cases} \quad (5)$$

不完全非圆齿轮有齿部分的节圆曲线方程为

$$r_1(\varphi_1) = L - r_2(\varphi_2) \quad 0 \leq \varphi_1 \leq \beta \quad (6)$$

由于已知不完全非圆齿轮匀速转动, 速度为  $\omega_1$ , 则椭圆齿轮的速度  $\omega_2$  为

$$\omega_2 = \begin{cases} \frac{r_1(\varphi_1)}{r_2(\varphi_2)}\omega_1 & 0 \leq \varphi_1 < \beta \\ 0 & \beta \leq \varphi_1 < 2\pi \end{cases} \quad (7)$$

## 2.2 非匀速间歇机构锁止弧的设计

主动轮上的凸锁止弧无论是直接在主动轮本体上切制还是在另外的定位盘上切制, 当主动轮首齿到达啮合起点时, 主动轮上的凸锁止弧的终

止边应处于两圆的连心线上; 同理, 当主动轮末齿到达啮合终点时, 主动轮上的凸锁止弧的起始边应处于两圆的连心线上<sup>[8]</sup>, 所以凸锁止弧所对应的圆心角为  $2\pi - \beta$ 。由于固接在非圆齿轮上的凹锁止弧的圆心应与主动轮的转动中心重合, 故根据三角公式可得凹锁止弧 4 对应的中心角  $\theta$  为

$$\theta = 2\arctan \frac{r_3 \sin[(2\pi - \beta)/2]}{L - r_3 \cos[(2\pi - \beta)/2]} \quad (8)$$

式中,  $r_3$  为凸锁止弧的半径。

凹锁止弧的最长边  $O_2M$  的长度  $l_1$  为

$$l_1 = r_3 \sin[(2\pi - \beta)/2] / \sin(\theta/2) \quad (9)$$

凸凹锁止弧设计的关键是两锁止弧在脱离啮合和进入啮合的过程中不能有干涉, 由于锁止弧进入配合是脱离配合运动的逆运动, 设计时只考虑脱离或进入配合两种情况中的一种情况即可, 现以两锁止弧脱离配合为例进行锁止弧的非干涉设计。

如图 2b 所示, 在两锁止弧脱离啮合的过程中, 当凸锁止弧的终止边  $O_1Q$  和凹锁止弧的最长边  $O_2M$  垂直时, 两条边交于一点  $T$ , 此时凸锁止弧从刚开始脱离啮合位置已经转过  $\varphi_{10}$ , 即不完全非圆已转过  $\varphi_{10}$ , 此时从动轮转过的角度为  $\varphi_{20}$ , 根据式(5) 有

$$\varphi_{20} = 2\arctan\left[\sqrt{\frac{A+B}{A-B}} \tan\left(\frac{A+B}{2}\sqrt{\frac{A-B}{A+B}}\varphi_{10}\right)\right] \quad (10)$$

如图 2b 所示, 在直角三角形  $\triangle O_1MO_2$  中, 有

$$\varphi_{20} - \frac{\theta}{2} + \varphi_{10} = \frac{\pi}{2} \quad (11)$$

由于式(11) 是只关于  $\varphi_{10}$  的方程, 由此方程便可解得  $\varphi_{10}$  的值。

当凹锁止弧的最长边  $l_1$  满足  $l_1 \leq L\sin\varphi_{10}$  时, 两锁止弧不发生干涉。

## 3 间歇机构的参数分析

随着计算机越来越多地应用于机械设计与机构创新, 利用计算机可视化设计可以很直观地查看和修改设计的结果, 并且当参数改变后, 计算机可以实时显示机构的变化情况, 极大地提高了设计效率, 缩短了设计时间<sup>[9]</sup>。

### 3.1 计算机辅助分析软件的开发与设计

本文基于 VB 可视化开发平台开发非匀速间歇传动机构辅助分析软件, 采用人机交互的方法, 对凹凸锁止弧进行可视化设计, 并对非匀速间歇机构进行结构参数分析。图 3 所示为非匀速间歇机构运动模拟分析界面, 通过此功能模块, 可以分析各参数变量变化对非匀速间歇机构传动比的影

响,还可以输出各参数值变化后对中心距  $L$  的影响。

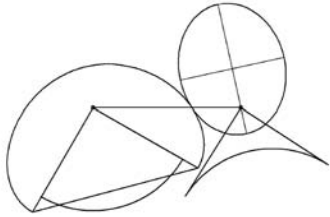
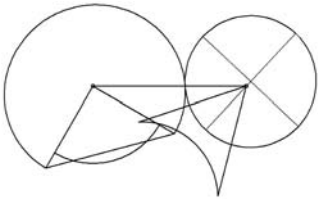


图3 机构的运动模拟分析界面

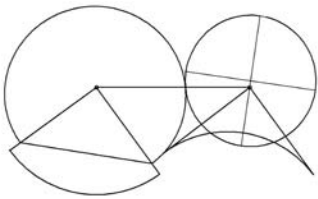
输出参数包括中心距  $L$ 、凸锁止弧的终止边和凹锁止弧的最长边垂直时凸锁止弧转过的角度  $\varphi_{10}$ 、从动轮的角速度  $\omega_2$  等,还可以了解凹、凸锁止弧间的干涉情况。

### 3.2 锁止弧设计的验证

图4所示为锁止弧的干涉验证。首先确定一组不完全非圆和非圆的结构参数:椭圆长轴  $a = 23\text{mm}$ ,椭圆短长轴比  $k = 0.995$ ,不完全非圆齿轮有齿部分所对应的圆心角  $\beta = 270^\circ$ ;利用式(1)可以计算出此时的中心距  $L = 53.7\text{mm}$ ,由于锁止弧的设计较为灵活,理论上凸锁止弧半径  $r_3$  的取值范围为  $0 < r_3 < L$ 。



(a)  $r_3 = 27\text{mm}$



(b)  $r_3 = 38\text{mm}$

图4 锁止弧的干涉验证

当取  $r_3 = 27\text{mm}$ ,在凸锁止弧的终止边  $O_1Q$  和凹锁止弧的最长边  $O_2M$  垂直时,凸锁止弧转过的角度为  $\varphi_{10} = 47^\circ$ ,凹锁止弧的最长边  $O_2M$  为  $l_1 = 39.59\text{mm}$ ,根据锁止弧干涉判别式(12),当  $l_1 > (L\sin\varphi_{10} = 39.27\text{mm})$  时,锁止弧干涉。另外,从图4a的计算机仿真中也可以看出,当凸锁止弧的半径  $r_3 = 27\text{mm}$  时,锁止弧干涉。

当取  $r_3 = 38\text{mm}$ ,在凸锁止弧的终止边  $O_1Q$  和凹锁止弧的最长边  $O_2M$  垂直时,凸锁止弧转过的角度为  $\varphi_{10} = 53.5^\circ$ ,凹锁止弧的最长边  $O_2M$  为  $l_1 = 37.9\text{mm}$ ,根据锁止弧干涉判别式(12),当  $l_1 \leq (L\sin\varphi_{10} = 43.1\text{mm})$  时,凹凸锁止弧不干

涉。另外,从图4b的计算机仿真中也可以看出,当凸锁止弧半径  $r_3 = 38\text{mm}$  时,凹凸锁止弧不干涉。

### 3.3 各结构参数对机构传动特性的影响

应用该软件能够方便地得出各结构参数变化对非匀速间歇齿轮机构传动比的影响规律。非匀速间歇传动机构的各结构参数取不同值时的传动比  $i(r_2/r_1)$  的变化情况如图5所示。

椭圆长轴  $a$  的变化既不影响非匀速间歇齿轮传动机构传动比的大小,也不影响该机构停歇区间 II 的大小。如图5a,当  $a$  分别取  $23\text{mm}$ 、 $21\text{mm}$ 、 $19\text{mm}$  时,该机构的3条传动比变化曲线重合,说明  $a$  的不同取值仅改变椭圆的大小,而不改变传动比的变化规律。

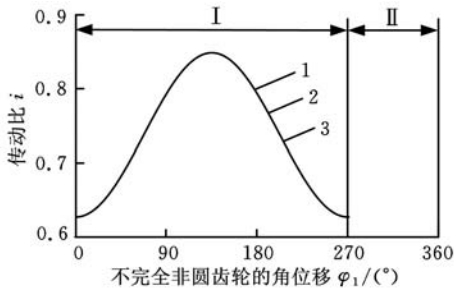
当椭圆的方程不同时,也可以说椭圆的旋转中心不同时,如图5b,分别以椭圆的左右焦点作旋转中心,该变化只影响非匀速间歇齿轮传动机构传动比的大小,但不影响该机构停歇区间 II 的大小。当椭圆方程分别为  $r_2(\varphi_2) = \frac{b^2}{a - c\cos\varphi_2}$ 、

$$r_2(\varphi_2) = \frac{b^2}{a + c\cos\varphi_2}$$

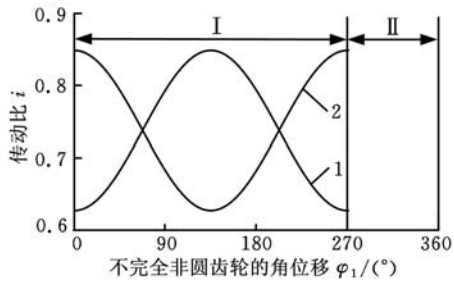
时,前者的传动比是先增大再减小,后者的传动比是先减小再增大,两者的传动比幅值变化区间相等,同时,该机构的停歇区间 II 相等。

不完全非圆齿轮有齿部分节圆曲线所对应的圆心角  $\beta$  不仅影响非匀速间歇齿轮传动机构传动比的大小,而且影响该机构停歇区间 II 的大小。如图5c,当  $\beta$  分别取  $290^\circ$ 、 $270^\circ$ 、 $240^\circ$  时,该机构的3条传动比变化曲线不重合,随着  $\beta$  值的减小,传动比曲线变得平缓,即幅值变化区间减小,同时,该机构的停歇区间 II 减小;当  $\beta$  值增大时,传动比曲线变得陡峭,即幅值变化区间增大,该机构的停歇区间 II 增大,当  $\beta$  值增大到  $360^\circ$  时,传动比变化曲线就是一条椭圆齿轮啮合的传动比变化曲线。

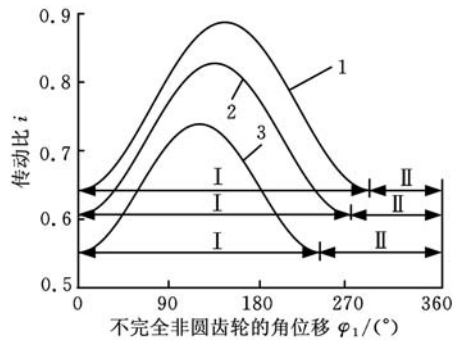
椭圆齿轮长短轴之比  $k$  只影响非匀速间歇齿轮传动机构传动比的大小,但不影响该机构停歇区间 II 的大小。如图5d所示,当  $k$  分别取  $0.991$ 、 $0.993$ 、 $0.995$  时,该机构的3条传动比变化曲线不重合,随着  $k$  值的减小,传动比曲线变得陡峭,即幅值变化区间增大;当  $k$  值增大时,传动比曲线变得平缓,即幅值变化区间减小,当  $k = 1$  时,传动比就是一条平直的直线,该机构就是匀速间歇传动机构,即普通的不完全圆齿轮机构。



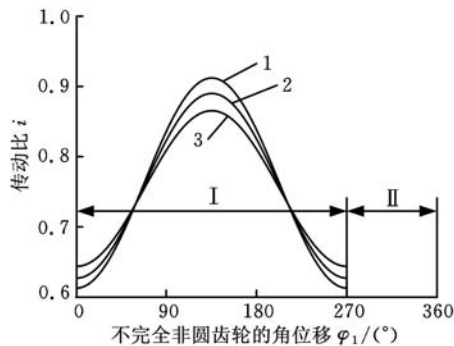
1.  $a = 23\text{mm}$  2.  $a = 21\text{mm}$  3.  $a = 19\text{mm}$   
(a)



1.  $r_2(\varphi_2) = \frac{b^2}{a - c\cos\varphi_2}$  2.  $r_2(\varphi_2) = \frac{b^2}{a + c\cos\varphi_2}$   
(b)



1.  $\beta = 290^\circ$  2.  $\beta = 270^\circ$  3.  $\beta = 240^\circ$   
(c)



1.  $k = 0.991$  2.  $k = 0.993$  3.  $k = 0.995$   
(d)

图 5 不同结构参数值的机构传动特性比较

#### 4 机构的虚拟仿真与应用实例

根据非匀速间歇机构计算机辅助分析软件,以—种非圆(以椭圆为例)作为与不完全非圆共轭的齿轮进行计算,得到的一组数据为:椭圆长轴

$a = 23\text{mm}$ ,不完全非圆齿轮有齿部分所对应的圆心角  $\beta = 270^\circ$ ,椭圆短长轴比  $k = 0.995$ ,凸锁止弧  $r_3 = 35\text{mm}$ 。首先以这些数据对非匀速间歇传动机构进行结构设计,然后运用三维建模软件 UG6.0 对该机构进行三维实体建模、虚拟装配,最后将装配体导入到仿真软件 ADAMS 中进行仿真,如图 6a 所示,发现该机构齿轮啮合良好,传动平稳。

同时,由于非匀速间歇齿轮传动机构是蔬菜钵苗取苗机构的关键部件,不完全非圆齿轮的设计也是旋转式取苗机构的核心内容。以虚拟仿真的数据进行不完全非圆齿轮的加工。图 6b 所示为加工出来的不完全非圆齿轮,将这套间歇非匀速机构安装在研制的穴盘苗取苗机构上,能很好地完成取苗动作,实验表明:取苗动作轨迹与理论计算轨迹吻合,完全满足工作要求,验证了非匀速间歇齿轮传动机构的正确性。

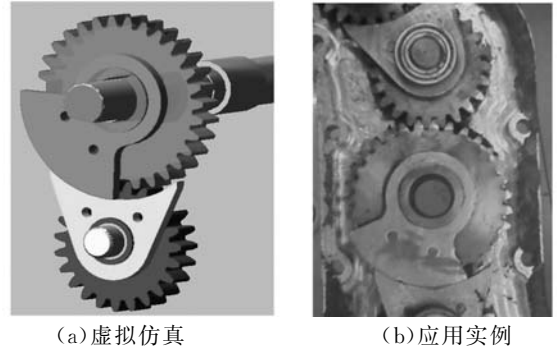


图 6 虚拟仿真与应用实例

#### 5 结论

(1)分析了非匀速间歇齿轮机构的结构特点和运动机理,并建立了该机构的理论模型。

(2)基于可视化 VB 开发平台和该机构的理论模型,开发了非匀速间歇机构辅助分析软件,分析了机构参数对机构传动特性的影响。

(3)基于 UG6.0 对该非匀速间歇机构进行了三维建模并装配,运用 ADAMS 进行了动态仿真,将该机构装在穴盘苗取苗机构上进行试验,取得了满意的效果,验证了该机构设计的有效性与正确性。

#### 参考文献:

[1] 李艳莉,张海燕.常用间歇机构及其在印刷包装行业中的应用[J].今日印刷,2008(2):67-69.  
[2] 赖雅琳,张金顺.间歇机构——不完全齿轮机构设计及应用[J].机械工程师,2002(9):15-16.  
[3] 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. (下转第 2787 页)

表 4 研磨后检测数据  $\mu\text{m}$ 

| 试件号        | a     |       | b     |       |
|------------|-------|-------|-------|-------|
|            | 上表面   | 下表面   | 上表面   | 下表面   |
| 表面粗糙度 $Ra$ | 0.051 | 0.057 | 0.054 | 0.062 |
| 尺寸误差       | 4.0   |       | 5.0   |       |

## 5 结语

针对研磨加工对力/位控制的综合要求,通过分析伺服电机多种控制模式的原理和特点,找出了伺服电机输出扭矩与工件表面承受压力之间的函数关系,将压力控制等效为扭矩控制。通过速度模式下准确的速度调控,实现了研磨压力的稳定控制。结合伺服电机速度模式下的扭矩限制功能保证了研磨最大压力的控制,改善了加工中由于压力波动过大而导致的表面灼伤现象。利用定尺寸装置完成了立式数控研磨机最终负载端外环位置检测,由试验确定光整余量和标准位置,通过反向控制待加工余量,实现对工件最终加工尺寸的控制。本文提出的立式数控平面研磨机力/位控制方法是一种针对研磨工艺控制的思想方法,通过试验验证了其可行性。研磨试验结果显示,压力及工件尺寸精度控制良好,研磨表面质量好。此方法对设备要求低,无需液压/气压控制系统。定尺寸机构不仅避免在加工中停机检测,缩短了辅助加工时间,降低了工人的劳动强度,降低了废品率,更可根据实际使用的机床设计支架,选择安装位置,灵活性高,适用于大多数立式数控研磨机的设计制造,具有广泛的实际应用价值。

## 参考文献:

- [1] Shaw M C. Principles of Abrasive Processing[M]. The Second Edition. Oxford: Oxford University Press, 1996.
- [2] Liu C H, Chen A, Chen C C A, et al. Grinding Force Control in an Automatic Surface Finishing System[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2005, 170:367-373.
- [3] 卢杰,陈江,张心明. 固着磨料双面研磨压力的优化控制研究[J]. 长春理工大学学报, 2006, 29(2): 34-36.
- [4] 权龙,许小庆,李敏,等. 电液伺服位置、压力复合控制原理的仿真及试验[J]. 机械工程学报, 2008, 44(9): 100-105.
- [5] Chen J C. Force Control in Grinding Processes[D]. Taiwan(R. O. C): Tamkang University, 2000.
- [6] Liu L, Ulrich B J, Elbestawi M A. Robotic Grind-

ing Force Regulation: Design, Implementation and Benefits[C]//Proceedings of the 1990 IEEE International Conference on Robotics and Automation, Cincinnati, 1990:258-265.

- [7] Jenkins H E, Kurfess T R. Adaptive Process Estimation for a Grinding System[J]. ASME Dyn. Syst. Contr. Div., 1995, 57(1): 483-489.
- [8] Jenkins H E. Process Estimation and Adaptive Control of Grinding System[D]. Atlanta: Georgia Institute of Technology, 1996.
- [9] Jenkins H E, Kurfess T R. Adaptive Pole-zero Cancellation in Grinding Force Control[J]. IEEE Transaction on Control System Technology, 1999, 7(3):363-370.
- [10] 黄玉美,王润孝,梅雪松. 机械制造装备设计[M]. 北京:高等教育出版社, 2008.

(编辑 王艳丽)

作者简介:闫 雯,女,1980年生。西安理工大学机械与精密仪器工程学院博士研究生。研究方向为研磨加工。黄玉美,女,1941年生。西安理工大学机械与精密仪器工程学院教授、博士研究生导师。高峰,男,1969年生。西安理工大学机械与精密仪器工程学院教授、博士研究生导师。

(上接第 2782 页)

- [4] 野马农机株式会社. 蔬菜移植机:中国,01133037.6 [P]. 2001-09-14.
- [5] 俞高红,刘炳华,赵匀,等. 椭圆齿轮行星轮系蔬菜钵苗自动移栽机构运动机理分析[J]. 农业机械学报, 2011, 42(4):53-57.
- [6] 刘文艳,胡国清. 不完全齿轮的高速应用[J]. 机械, 2001, 28(2):59-60.
- [7] 曹熹,申超英. 基于准确转角的齿轮间歇机构设计[J]. 机械管理开发, 2010, 25(2):31-32.
- [8] 邹慧君,殷鸿梁. 间歇运动机构设计与应用创新[M]. 北京:机械工业出版社, 2009.
- [9] 赵匀. 农业机械计算机辅助分析与设计[M]. 北京:清华大学出版社, 1998.

(编辑 何成根)

作者简介:俞高红(通信作者),男,1975年生。浙江理工大学机械与自动控制学院教授、博士。主要研究方向为农业种植机械设计与机构学。获国家技术发明二等奖1项(排名第三)。发表论文30余篇。陈志威,男,1985年生。浙江理工大学机械与自动控制学院硕士研究生。叶秉良,男,1972年生。浙江理工大学机械与自动控制学院教授。赵匀,男,1943年生。浙江理工大学机械与自动控制学院教授、博士研究生导师。朱建平,男,1964年生。中机南方机械股份有限公司高级工程师。