内啮合弧面凸轮机构的设计与分析

闫茹，曹巨江，杨坤，梁金生，刘言松
（陕西科技大学 机电工程学院，西安 710021）

摘要：目的 研究内啮合弧面凸轮机构新的结构形式，推导其廓面方程，分析其工作性能，为其结构设计提供理论依据。**方法** 基于共轭曲面理论和微分几何原理，结合几何坐标变换理论推导内啮合弧面凸轮廓面方程和压力角的计算公式；运用 Matlab 得到压力角计算结果并进行分析；进行三维建模和 ADAMS 运动仿真。**结果** 得到了内啮合弧面凸轮廓面方程和压力角的影响因素，从动件运动规律对最大压力角影响显著，径距比越小，压力角越小。**结论** 弧面凸轮机构新形式的理论研究，拓展了弧面凸轮机构的应用领域，并为其结构设计提供了理论依据。

关键词：内啮合；弧面凸轮；结构设计；运动仿真
中图分类号：TB486 **文献标识码：**A **文章编号：**1001-3563(2021)01-0186-07
DOI：10.19554/j.cnki.1001-3563.2021.01.026

Design and Analysis of Internal Meshing Globoidal Cam Mechanism

YAN Ru, *CAO Ju-jiang*, *YANG Kun*, *LIANG Jin-sheng*, *LIU Yan-song*
(Shaanxi University of Science & Technology, Xi'an 710021, China)

ABSTRACT: The work aims to study the new structure of the internal meshing globoidal cam mechanism, deduct its profile equation and analyse its working performance, to provide theoretical basis for its structure design. Based on the theory of conjugate surface and the principle of differential geometry, the equations of convex profile surface of internal meshing and calculation formula of pressure angle were derived combined with the theory of geometric coordinate transformation. The pressure angle calculation results were obtained and analysed with Matlab. Finally, 3D modelling and Adams variable input motion simulation were carried out. The profile equation of internal meshing globoidal cam and the influencing factors of pressure angle were obtained. The motion law of follower had a significant effect on the maximum pressure angle. The smaller the diameter ratio was, the smaller the pressure angle was. The theoretical research on the new form of globoidal cam mechanism expands the application field of globoidal cam mechanism and provides theoretical basis for its structural design.

KEY WORDS: internal meshing; globoidal cam; structural design; motion simulation

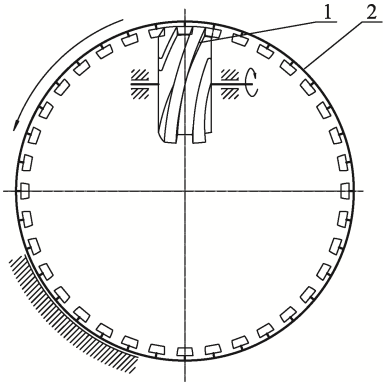
在各种包装机械中，为适应不同运动场合，多采用间歇运动机构。凸轮机构之所以被广泛应用的原因在于它具有导向性好、传动平稳和易于控制等优点。目前，诸多学者对弧面凸轮机构进行研究[1—3]，形成了多种多样的建模方法。基于 VC++、VB 以及 Pro/E 软件完成了对凸轮机构的三维实体建模，并通过 Ansys 软件对模型进行了模态分析，以及运动仿真[4—5]。李俭等[6]提出一种新型建模方法，基于包络原理建立数学模型，并以软件 Mathematica 计算曲面三维坐标利用UG实现弧面凸轮轮廓数字化

收稿日期：2020-04-27
基金项目：陕西省科技厅工业公关项目（2019GY-089）；陕西科技大学博士科研基金（2018BJ-05）
作者简介：闫茹（1980—），女，硕士，陕西科技大学副教授，主要研究方向为现代机构学及轻工装备。

设计。冯立艳等[7]根据弧面凸轮工作廓面方程，利用 CREO 软件建立弧面分度凸轮的精确三维参数化模型，相比常见的"点-线-面-体"方法，此方法建立模型更准确，速度更快。在压力角方面也有学者进行了探索和研究，给出了相应的压力角表达式[8—10]。曹鹏等[11—12]基于理论研究，利用 Pro/E 建模并基于 ADAMS 建立了弧面凸轮机构虚拟样机，进行运动仿真分析，验证了模型的正确性。采用 Matlab 编程计算轨迹点，导入 NX 完成建模，最后对弧面分度凸轮与转盘装配体进行运动仿真[13]。笔者所在课题组长期进行弧面凸轮机构的研究，探索了机电一体化弧面凸轮机构的运动规律和运动学数值解法[14—15]。文中提出内啮合弧面凸轮机构这一新的结构形式，拟推导廓面方程和压力角的计算公式，并进行三维建模和仿真。

1　结构设计

内啮合弧面凸轮机构组成原理见图 1，弧面凸轮 1 位于从动盘 2 内部，凸轮转动带动从动盘实现间歇转位运动。相对于普通的外啮合弧面凸轮机构而言，兼具其优点并且大大的降低了整体结构对空间的占用，体积小，结构紧凑，实用性强。



1.弧面凸轮　2.从动盘

图 1　内啮合弧面凸轮机构原理

Fig.1 Schematic diagram of the internal meshing globoidal cam mechanism

1.1　廓面方程的建立

在进行结构设计过程中，对于凸轮工作曲面与从动盘滚子的共轭接触点需要注意以下几个方面：凸轮工作曲面与滚子曲面在共轭接触点位置必须重合；凸轮工作曲面与滚子曲面在共轭接触点位置相切，互不干涉，同时在接触点领域无曲率干涉现象；两曲面在接触点位置的公共法线与两曲面在接触点的相对速度相互垂直。根据这些原则进行设计推导，建立如下空间坐标系，见图 2。

1）$OXYZ$ 为从动盘系统的固定坐标系，X 轴与凸轮轴线空间垂直，Y 轴与凸轮轴线平行。

2）$oxyz$ 为凸轮系统的固定坐标系，轴与凸轮轴线重合，点在平面上，轴与轴平行。

3）$O_1X_1Y_1Z_1$ 为固结在从动盘上的动坐标系，并跟随从动盘绕 Z 轴旋转，旋转角度记作θ_1。轴与轴之间，以及从动盘的旋转轴线平行，轴与某一个滚子的轴线重合。

4）$o_2x_2y_2z_2$ 为固结在凸轮系统中的动坐标系，并跟随凸轮绕 y 轴旋转，旋转角度记作θ_2。轴与凸轮轴线重合，点在 xoz 平面上，在 t=0 时刻，该动坐标系与 $oxyz$ 重合。

设在某一时刻，弧面凸轮与滚子相接触于一点，该点的滚子半径与 X_1 轴夹角为 β，此时凸轮转角为 θ_2，从动盘的转角为 θ_1，点 P 在 4 个坐标系中的矢径分别为 $\boldsymbol{A}$，$\boldsymbol{a}$，$\boldsymbol{A}_1$，$\boldsymbol{A}_2$，它们之间的关系见图 2。在坐标系 $O_1X_1Y_1Z_1$ 中：

$$\boldsymbol{A}_1=\left(d,r\cos\beta,r\sin\beta\right)^{\mathrm{T}} \tag{1}$$

式中：d 为 O 与 P 点之间的距离（mm）；r 为滚子半径（mm）；β 为滚子位置角（°）。

通过坐标变换的方法，在其余三坐标系中的矢径分别如下所述。

1）在定坐标系 $OXYZ$ 中，点 P 的矢径为 $\boldsymbol{A}$，即：

$$\boldsymbol{A}=E_1\boldsymbol{A}_1 \tag{2}$$

其中：

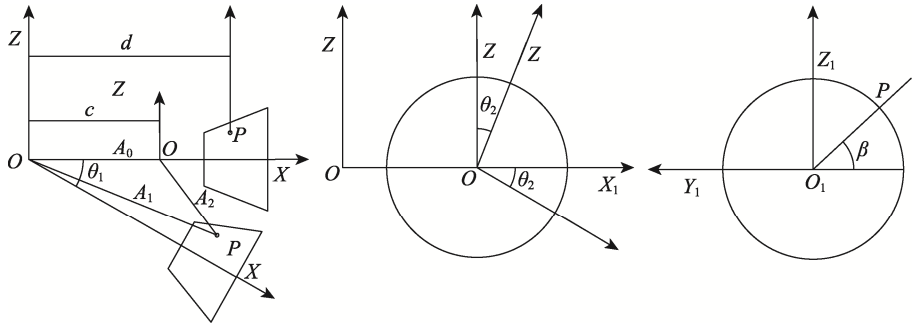


图 2　空间坐标系

Fig.2 Space coordinate system

$$E_1=\begin{pmatrix}\cos\theta_1 & -\sin\theta_1 & 0\\ \sin\theta_1 & \cos\theta_1 & 0\\ 0 & 0 & 1\end{pmatrix} \tag{3}$$

式中：θ_1 为从动盘 t 时刻转角（°）。

将式（3）代入式（2）即可得出：

$$\boldsymbol{A}=\begin{pmatrix}d\cos\theta_1-r\sin\theta_1\cos\beta\\ d\sin\theta_1+r\cos\theta_1\cos\beta\\ r\sin\beta\end{pmatrix} \tag{4}$$

2）在定坐标系 $oxyz$ 中，P 点的矢径为 $\boldsymbol{a}$，即

$$\boldsymbol{a}=\boldsymbol{A}-\boldsymbol{A}_0 \tag{5}$$

$\boldsymbol{A}_0$ 为 O 到 o 之间的距离矢量，为常矢量，即：

$$\boldsymbol{A}_0=(c,0,0)^{\mathrm{T}} \tag{6}$$

式中：c 为从动盘中心到凸轮定坐标系的距离。

3）在动坐标系 $o_2x_2y_2z_2$ 中，P 点的矢径即为 $\boldsymbol{A}_2$，即：

$$\boldsymbol{A}_2=E_2\boldsymbol{a} \tag{7}$$

其中：

$$E_2=\begin{pmatrix}\cos\theta_2 & 0 & -\sin\theta_2\\ 0 & 1 & 0\\ \sin\theta_2 & 0 & \cos\theta_2\end{pmatrix} \tag{8}$$

式中：θ_2 为凸轮 t 时刻转角（°）。

将式（8）代入式（7）中即可获得表达式：

$$A_2=\begin{pmatrix}\cos\theta_2(d\cos\theta_1-r\sin\theta_1\cos\beta-c)-r\sin\beta\sin\theta_2\\ d\sin\theta_1+r\cos\theta_1\cos\beta\\ \sin\theta_2(d\cos\theta_1-r\sin\theta_1\cos\beta-c)+r\sin\beta\cos\theta_2\end{pmatrix} \tag{9}$$

式（9）就是此凸轮机构的轮廓参数方程。

其中，d，r，c 都是给定的设计参数；β 为滚子的位置角。在任意的时刻，凸轮旋转某一角度，那么与之相啮合的从动盘旋转角度也会跟随旋转一定的角度。在推导廓面方程的过程中，虽然式（9）适合凸轮工作曲面上的所有点，但是在同一时刻，从动盘上的滚子曲面上的点也应满足该方程。在确定弧面凸轮工作曲面之外，还应该将凸轮工作曲面和滚子曲面的接触问题考虑进去。假设凸轮固定不动，滚子以角速度 ω 围绕 y 轴转动，且跟随从动盘以角速度 ω_1 围绕 Z 轴转动，形成了滚子曲面的曲面族。假设滚子曲面与凸轮的曲面皆为光滑曲面，根据微分几何包络原理，前两者之间的接触方程为：

$$F(\beta,r,t)=(R_{c\beta}R_{cr}R_{ct})\equiv 0 \tag{10}$$

式中：F 为矢量混合积这一纯量函数，其中 $R_{c\beta}$，R_{cr}，R_{ct} 分别对式（9）求偏微分得：

$$A_{2\beta}=\frac{\partial_{A2}}{\partial_\beta}=\begin{pmatrix}r\sin\theta_1\sin\beta\cos\theta_2-r\cos\beta\sin\theta_2\\ r\cos\theta_1\sin\beta\\ r\sin\theta_1\sin\beta\sin\theta_2-r\cos\beta\cos\theta_2\end{pmatrix} \tag{11}$$

$$A_{2r}=\frac{\partial_{A2}}{\partial_r}=\begin{pmatrix}-\sin\theta_1\cos\beta\cos\theta_2-\sin\beta\sin\theta_2\\ \cos\theta_1\cos\beta\\ -\sin\theta_1\cos\beta\sin\theta_2+\sin\beta\cos\theta_2\end{pmatrix} \tag{12}$$

$$A_{2t}=\frac{\partial_{A2}}{\partial_t}=\begin{pmatrix}d\omega_1\omega_2\sin\theta_1\sin\theta_2+r\omega_1\omega_2\cos\theta_1\cos\beta\sin\theta_2+\\ \quad c\sin\theta_2\omega_2-r\omega_2\cos\theta_2\sin\beta\\ d\omega_1\cos\theta_1-r\sin\theta_1\cos\beta\omega_1\\ -d\omega_1\omega_2\sin\theta_1\cos\theta_2-r\omega_1\omega_{21}\cos\theta_1\cos\beta\cos\theta_2-\\ \quad c\omega_2\cos\theta_2-r\omega_2\sin\beta\sin\theta_2\end{pmatrix} \tag{13}$$

式中：$\frac{\mathrm{d}\theta_1}{\mathrm{d}t}=\omega_1$；$\frac{\mathrm{d}\theta_2}{\mathrm{d}t}=\omega_2$；$\omega_1$ 为从动盘角速度（rad/s）；ω_2 为凸轮角速度（rad/s）。

将式（11—13）代入式（10），即：

$$(A_{2\beta},A_{2r},A_{2t})=\begin{vmatrix}x_{2\beta} & y_{2\beta} & z_{2\beta}\\ x_{2r} & y_{2r} & z_{2r}\\ x_{2t} & y_{2t} & z_{2t}\end{vmatrix}=0 \tag{14}$$

化简可得：

$$\beta=\arctan\left(\frac{d}{c-d\cos\theta_1}\cdot\frac{\omega_1}{\omega_2}\right) \tag{15}$$

式（15）即为弧面凸轮机构的接触方程，则完整的内啮合弧面凸轮轮廓方程为：

$$A_2=\{x_2,y_2,z_2\}=\begin{pmatrix}\cos\theta_2(d\cos\theta_1-r\sin\theta_1\cos\beta-c)-\\ \quad r\sin\beta\sin\theta_2\\ d\sin\theta_1+r\cos\theta_1\cos\beta\\ \sin\theta_2(d\cos\theta_1-r\sin\theta_1\cos\beta-c)+\\ \quad r\sin\beta\cos\theta_2\end{pmatrix} \tag{16}$$

$$\beta=\arctan\left(\frac{d}{c-d\cos\theta_1}\cdot\frac{\omega_1}{\omega_2}\right) \tag{17}$$

1.2 压力角的计算分析

由图 3 空间曲面压力角与啮合方程的关系[16]得：

$$\cos\alpha=-\cos\beta \tag{18}$$

将式（17）代入式（18）得：

$$\alpha=\arctan\left(\frac{d}{c-d\cos\theta_1}\cdot\frac{\omega_1}{\omega_2}\right) \tag{19}$$

忽略滚子的弹性变形和滚子与凸轮间的摩擦力。当凸轮匀速转动，即 ω_2=1，从动件采用正弦加速度运动规律和修正正弦运动规律时，推程位移方程分别为式（20）和式（21）。任意时刻 t，从动件输出角位移 φ，t_φ 为推程时间，φ_h 为推程从动件角位移。

$$\varphi=\varphi_h\left[\frac{t}{t_\varphi}-\frac{1}{2\pi}\sin(2\pi\frac{t}{t_\varphi})\right] \tag{20}$$

$$\varphi=\begin{cases}\dfrac{\varphi_h}{(4+\pi)}\left[\pi\dfrac{t}{t_\varphi}-\dfrac{1}{4}\sin\left(4\pi\dfrac{t}{t_\varphi}\right)\right] & 0<t<\dfrac{1}{8}t_\varphi\\ \dfrac{\varphi_h}{(4+\pi)}\left[2+\pi\dfrac{t}{t_\varphi}-\dfrac{9}{4}\sin\left(\dfrac{\pi}{3}+\dfrac{4\pi}{3}\dfrac{t}{t_\varphi}\right)\right] & \dfrac{1}{8}t_\varphi<t<\dfrac{7}{8}t_\varphi\\ \dfrac{\varphi_h}{(4+\pi)}\left[4+\pi\dfrac{t}{t_\varphi}-\dfrac{1}{4}\sin\left(4\pi\dfrac{t}{t_\varphi}\right)\right] & \dfrac{7}{8}t_\varphi<t<t_\varphi\end{cases} \tag{21}$$

用大写字母表示相应参数的无因次量，$T=\dfrac{t}{t_\varphi}$，$\Phi=\dfrac{\varphi}{\varphi_h}$ 运动规律无因次化后，位移方程分别为见式（22）和（23）。

$$\Phi=T-\frac{1}{2\pi}\sin(2\pi T) \tag{22}$$

$$\Phi=\begin{cases}\dfrac{1}{(4+\pi)}\left[\pi T-\dfrac{1}{4}\sin(4\pi T)\right] & 0<T<\dfrac{1}{8}\\ \dfrac{1}{(4+\pi)}\left[2+\pi T-\dfrac{9}{4}\sin\left(\dfrac{\pi}{3}+\dfrac{4\pi}{3}T\right)\right] & \dfrac{1}{8}<T<\dfrac{7}{8}\\ \dfrac{1}{(4+\pi)}\left[4+\pi T-\dfrac{1}{4}\sin(4\pi T)\right] & \dfrac{7}{8}<T<1\end{cases} \tag{23}$$

位移求导，得到的角速度 Ω_1，将 Ω_1，c=200 mm，d=110 mm，带入式（19），可得推程压力角变化规律见图 4。

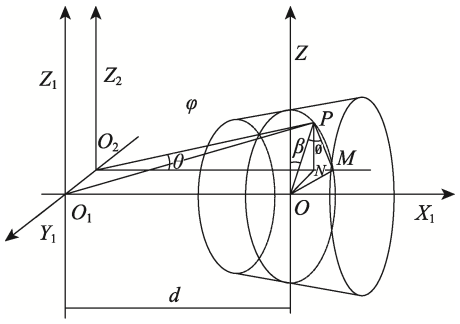


图 3　压力角计算关系

Fig.3 Calculation relationship of pressure angle

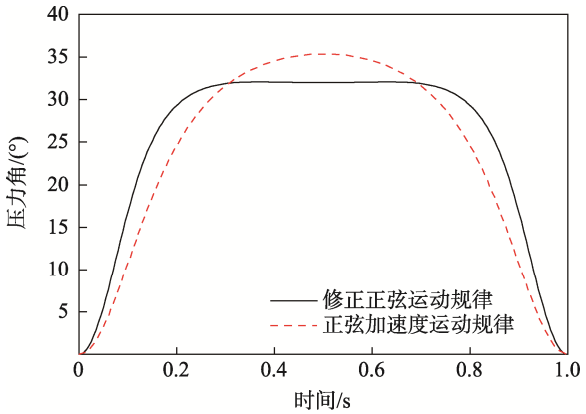


图 4　压力角随运动规律变化

Fig.4 Variation of pressure angle with motion law

在啮合过程中，随着接触点发生改变，压力角也会发生相应的改变，这里计算的是滚子宽度中点处的压力角。从图 4 中可以看出，从动件运动规律的变化会影响凸轮机构的压力角，从动件采用正弦加速度运动规律时，最大压力角为 35.36°，采用修正正弦运动规律时，最大压力角为 32.08°，有明显减小。另外，采用对称运动规律，凸轮曲面也同样对称，压力角变化也呈对称分布。除上述影响因素外，机构尺寸对压力角也会有明显影响。

$$\alpha=\frac{K_{rc}}{1-K_{rc}}V_m\cdot\arctan\frac{\omega_1}{\omega_2} \tag{24}$$

式中：K_{rc} 为径距比。

从动件取正弦加速度运动规律时，不同径距比情况下的压力角见图 5。从式（24）中可以看出，在其他参数一定时，径距比 K_{rc} 越小，压力角越小。

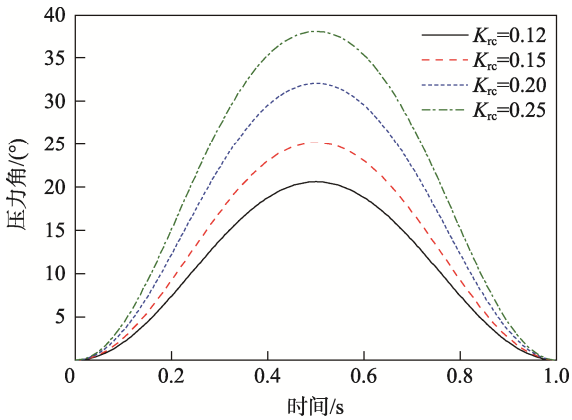


图 5　不同径距比情况下压力角的变化情况

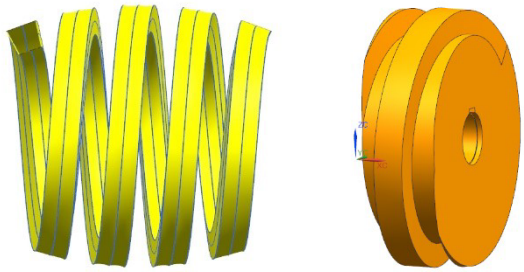
Fig.5 Variation of pressure angle with different K_{rc}

2　三维模型的建立

1）确定构件及运动规律。根据文中推导出的廓面方程以及确定的基本参数，编写 Matlab 计算程序求解凸轮廓面空间坐标点，将求解计算得出的轮廓坐标点导出成.dat 文件。

2）凸轮轮廓面建立。将上述获得的凸轮轮廓空间点文件导入到 UG 中，通过拟合曲线命令完成由点到线的工作内容。在实现凸轮轮廓曲线形成的基础上进行凸轮轮廓面的建立。在 UG 的曲线模块中利用‘直纹’命令完成凸轮轮廓面的建立，见图 6a。

3）三维模型的生成。在 UG 软件中的建模环境下，利用直纹与曲线组的指令，形成各曲面，然后利用缝合指令设计成实体模型。再由给定的弧面凸轮尺寸通过旋转已获得的弧面凸轮基体，两者进行布尔运算，得到三维实体模型，见图 6b。



a 运动轨迹　　b 三维模型

图 6　运动轨迹与三维模型

Fig.6 Motion track and 3D model

3　ADAMS 运动仿真

3.1　运动仿真步骤

将完成的内啮合弧面凸轮机构三维模型导出并保存成 Parasolid 格式文件，在 ADAMS View 2019 页面中选择文件-导入，并建立仿真模型。对仿真模型定义运动副，从动盘与弧面凸轮的接触属于特殊的力，添加驱动命令，定义使用选择函数，并输入需要给定的运动规律函数解析式。定义时间参数和步数参数，最后系统分析运算，并进行运动仿真，见图 7，弧面凸轮位于从动盘内部。

3.2　结果分析

结合课题组前期的理论研究成果[17]，对内啮合弧面凸轮机构进行变输入运动仿真，伺服驱动分别为弧面凸轮机构输入 2 种不同的运动规律：修正等速运动规律和余弦加速度运动规律，仿真结果见图 8—9。

通过对比图 8 和图 9 可以看出，凸轮在伺服电机驱动下输出的运动规律基本与预期的运动规律相符，说明廓面方程及结构设计的正确性和可行性，但是在从动盘的速度曲线中存在小幅度的间歇性震荡，主要原因是建模过程中几何尺寸误差和模型的装配误差。另外在建模仿真过程中未考虑：凸轮廓面与从动件滚子的接触间隙造成运动中出现的横越冲击现象；滚动体弹性变形所产生的啮合深度的变化，这些方面还需在以后的动力学分析中进一步研究。

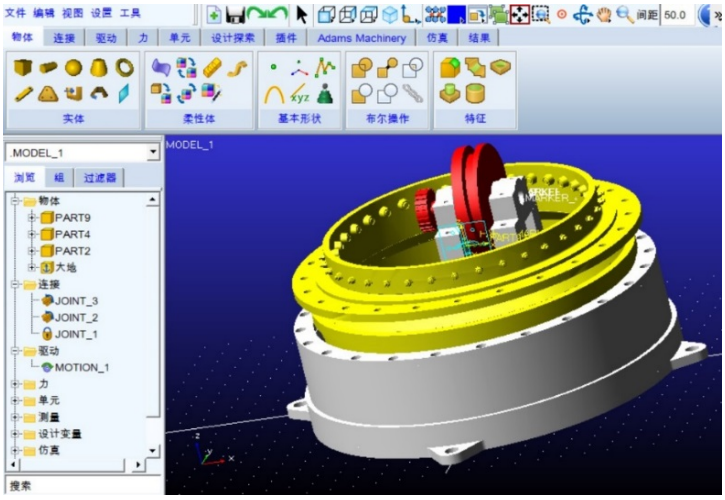
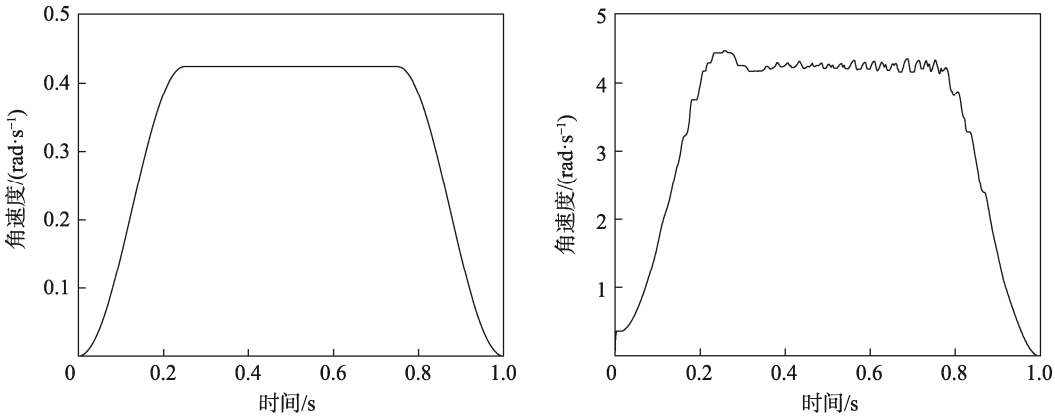


图 7　运动仿真

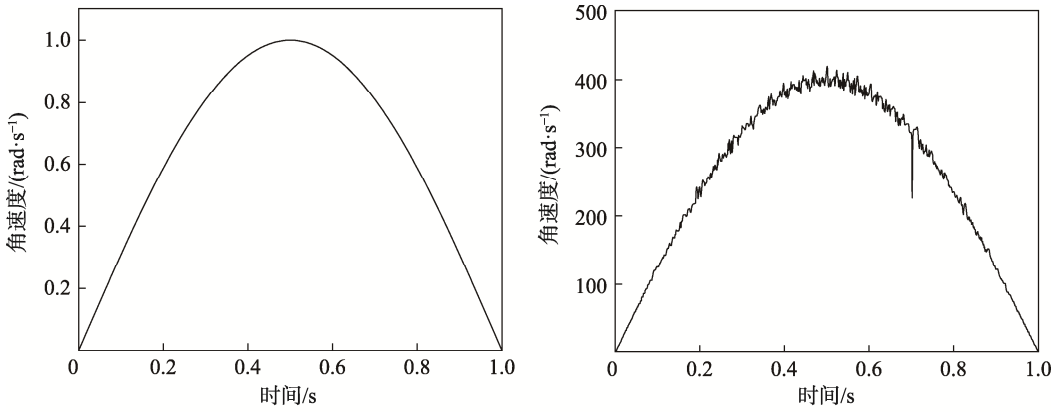
Fig.7 Motion simulation



a 伺服电机　　b 从动盘

图 8　运动规律曲线

Fig.8 Motion law curve



a 伺服电机　　b 从动盘

图 9　运动规律曲线

Fig.9 Motion law curve

4　结语

以共轭曲面理论与微分几何原理为基础，结合几何坐标变换理论推导了内啮合弧面凸轮廓面方程，并计算了内啮合弧面凸轮机构的压力角，计算结果为内啮合弧面凸轮机构的设计和从动件运动规律的选择提供了理论依据。在此基础上进行了物理模型的建立和运动仿真，也证明了内啮合弧面凸轮机构的可行性，为弧面凸轮机构应用领域的拓展提供了理论依据。

参考文献：

[1] YU Jian-wu, GHUAN Kai-feng, LUO Hong. Manipulate Optimal High-order Motion Parameters to Construct High-speed Cam Curve with Optimized Dynamic Performance[J]. Applied Mathematics and Computation, 2020, 371: 1—13.

[2] HAMMOUDI A, ALI R Y, SEYEDALI M. Comparison of Recent Optimization Algorithms for Design Optimization of a Cam-follower Mechanism[J]. Knowledge-based Systems, 2019(11): 1—52.

[3] OUYANGA T C, WANG P, HUANG H Z. Mathematical Modeling and Optimization of Cam Mechanism in Delivery System of an Offset Press[J]. Mechanism and Machine Theory, 2017, 110: 100—114.

[4] 张跃明，岳丽花，牟宏明，等. 刀库 ATC505 弧面凸轮有限元分析与研究[J]. 机械设计与制造, 2014(11): 173—176.
ZHANG Yue-ming, YUE Li-hua, MOU Hong-ming, et al. Finite Element Analysis and Study of Globoidal Indexing Cam Mechanisms of Tool Magazine ATC505 Based on ANSYS Workbench[J]. Machinery Design & Manufacture, 2014(11): 173—176.

[5] 赵世田，付莹莹，曾勇，等. 基于齐次坐标变换的弧面分度凸轮建模与运动仿真研究[J]. 机械传动, 2018, 42(10): 64—67.
ZHAO Shi-tian, FU Ying-ying, ZENG Yong, et al. Research on Modeling and Motion Simulation of Globoidal Indexing Cam Based on Transformation of Homogeneous Coordinate[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2018, 42(10): 64—67.

[6] 李俭，饶雄，唐茂，等. 基于包络面理论的弧面分度凸轮廓面数字化设计[J]. 成都大学学报(自然科学版), 2018, 37(2): 184—186.
LI Jian, RAO Xiong, TANG Mao, et al. Digital Design to Create Contour Surface of Globoidal Indexing Cam Based on Envelope Theory[J]. Journal of Chengdu University (Natural Science Edition), 2018, 37(2): 184—186.

[7] 冯立艳，周新磊，刘迎娟. 弧面分度凸轮机构的 3D 参数化建模及模态分析[J]. 现代制造工程, 2017(8): 53—56.
FENG Li-yan, ZHOU Xin-lei, LIU Ying-juan. 3D Parameterized Modeling and Modal Analysis of Globoidal Indexing Cam Mechanism[J]. Modern Manufacturing Engineering, 2017(8): 53—56.

[8] 谭援强，杨世平，王亮. 圆柱齿超环面行星蜗杆传动的压力角[J]. 机械工程学报, 2010, 46(21): 29—34.
TAN Yuan-qiang, YANG Shi-ping, WANG Liang. Pressure Angle of Toroidal Drive with Cylindrical Teeth[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(21): 29—34.

[9] VERMA K, BELOKAR R M, VERMA V K, et al. Track-based Analysis for Profile Generation on Globoidal Cam in Automatic Tool Changer of CNC Machining Center[J]. Assembly Automation, 2019, 39(2): 369—379.

[10] 李俭，饶雄，唐茂，等. 弧面分度凸轮机构压力角的通用表达式研究[J]. 成都大学学报(自然科学版), 2018, 37(3): 303—306.
LI Jian, RAO Xiong, TANG Mao, et al. Research on General Expression of Pressure Angle of Globoidal Indexing Cam Mechanism[J]. Journal of Chengdu

University (Natural Science Edition), 2018, 37(3): 303—306.

[11] 曹鹏, 葛正浩, 刘小琴. 基于 Pro/E 的 ATC 用多头弧面凸轮的三维建模及运动仿真[J]. 机械传动, 2016, 40(7): 97—100.
CAO Peng, GE Zheng-hao, LIU Xiao-qin. 3D Modeling and Motion Simulation of Multi-ridge Globoid Cam in ATC based on Pro/E[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2016, 40(7): 97—100.

[12] 赵世田, 付莹莹, 郑雷. 平行分度凸轮机构建模与运动仿真分析研究[J]. 机械传动, 2020, 44(3): 52—56.
ZHAO Shi-tian, FU Ying-ying, ZHENG Lei. Research on the Modeling and Kinematic Simulation Analysis of Parallel Indexing Cam Mechanism[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2020, 44(3): 52—56.

[13] 杨春花. 驱动滚珠的弧面分度凸轮运动轨道实体建模及仿真分析[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2015(4): 83—86.
YANG Chun-hua. Solid Modeling and Simulation Analysis of Globoidal Indexing Cam Trajectories of Driving Ball[J]. Combination Machine Tool and Automatic Processing Technology, 2015(4): 83—86.

[14] 曹巨江, 高瑾, 闫茹. 机电复合凸轮机构的运动规律[J]. 包装工程, 2017, 38(21): 141—147.
CAO Ju-jiang, GAO Jin, YAN Ru. Motion Law of Electromechanical Compound Cam Mechanism[J]. Packaging Engineering, 2017, 38(21): 141—147.

[15] 曹巨江, 杨坤, 闫茹. 机电混驱弧面凸轮机构运动学数值法分析[J]. 包装工程, 2020, 41(3): 164—169.
CAO Ju-jiang, YANG Kun, YAN Ru. Numerical Analysis on Kinematics of Electromechanical Hybrid Drive of Globoidal Cam Mechanism[J]. Packaging Engineering, 2020, 41(3): 164—169.

[16] 彭国勋, 肖正扬. 自动机械的凸轮机构设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1990: 140.
PENG Guo-xun, XIAO Zheng-yang. Design of Cam Mechanism of Automatic Machinery[M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 1990: 140.