

摆动输出活齿凸轮机构的凸轮廓面分析

李剑锋, 赵宏伟, 张雷雨, 于 洋

(北京工业大学 机械工程与应用电子技术学院, 北京 100124)

摘 要:传统摆动从动件凸轮机构具有体积小、价格低廉、运动特性良好、可产生复杂运动规律等优点,在印刷机械、农业机械、纺织机械、自动化办公设备等方面有着广泛的应用。随着自动化机械不断朝着高速化、精密化、轻量化的方向发展,对传统的摆动从动件凸轮机构提出了更高的要求。传统摆动从动件凸轮机构在实现大摆角范围输出时需要较大结构尺寸,且凸轮与从动件间多为单个高副接触,承载能力较弱,使其应用受到了一定程度的限制。作者以活齿传动和凸轮机构为基础,提出了一种综合两种传动形式优点的摆动输出活齿凸轮机构,具有齿数灵活、摆角范围宽、可按多种既定凸轮曲线规律摆动输出的特点。介绍了摆动输出活齿凸轮机构的结构组成及传动原理,通过引入凸轮曲线运动规律建立了输入-输出凸轮转角关系,推导了输入、输出凸轮的理论廓线方程和实际廓面方程。给出了凸轮理论廓线曲率公式,分析了凸轮理论廓线曲率最值的变化规律以及凸轮实际廓面不发生干涉的条件。由图形结果可以看出,输入、输出凸轮理论廓线曲率最值分别出现在齿顶及齿根处、始末端点处,其最大值曲线随比值 e/R 变化过程中存在增长拐点、顶点,并且干涉最先发生在理论廓线的最大偏置距的廓面截线上。因此,在凸轮实际廓面参数 R 、 e 、 r 取值过程中,应满足活齿半径 r 不超过限定值的条件,并尽量保证比值 e/R 小于曲线增长拐点所对应的比值且远离曲线顶点所对应的比值,以使凸轮廓面不发生干涉,机构能够平稳运转。

关键词:活齿凸轮机构;摆动输出;廓面方程;曲率分析;廓面干涉

中图分类号:TH132.4

文献标志码:A

文章编号:2096-3246(2018)01-0149-08

Cam Profile Surface Analysis of Swing Output Movable Teeth Cam Mechanism

LI Jianfeng, ZHAO Hongwei, ZHANG Leiyu, YU Yang

(College of Mechanical Eng. and Applied Electronics Technol., Beijing Univ. of Technol., Beijing 100124, China)

Abstract: Traditional cam mechanism with oscillating follower has the advantages of small size, low price, complex motion, and so on, which is widely used in printing machinery, agricultural machinery, textile machinery and automated office equipment, etc. As the automation machinery keeps moving towards high speed, high accuracy and lightweight, higher requirements are proposed for traditional cam mechanism with oscillating follower. When outputting a large angle, traditional cam mechanism with oscillating follower is required in great size structures. In addition, carrying capacity of traditional cam mechanism with oscillating follower is lower, because the contact between cam and follower is mostly high pair. So to some extent, applications of traditional cam mechanism with oscillating follower are limited. On the basis of movable teeth transmission and cam mechanism, a swing output movable teeth cam mechanism with advantages of both was proposed which has many superior attributes, such as flexible teeth number, full teeth mesh, wide range of swing angular and swing output regularly. The structure and transmission principle of the mechanism were introduced, besides, the angle relation of input and output cam were built by introducing cam curve and the equations of theoretical profile line and practical profile surface of input and output cam were deduced. The equations of curvature of cam theoretical profile line were given, and the change rules of the most values of theoretical profile line curvature and non-interference condition of cam practical profile surface were analyzed. From the graphical results, the most values of theoretical profile line curvature of input cam were on addendum and dedendum, and that of output cam appeared on start and end points, and the maximum curve with e/R ratio of cam theoretical profile line curvature had growth in-

收稿日期:2017-06-21

基金项目:国家高技术研究发展计划资助项目(2011AA04A101)

作者简介:李剑锋(1964—),男,教授,博士。研究方向:活齿传动技术及机器人机构学。E-mail: lijianfeng@bjut.edu.cn

网络出版时间:2018-01-17 22:49:00

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/51.1773.TB.20180117.2249.001.html>

<http://jsuese.ijournals.cn>

<http://jsuese.scu.edu.cn>

flection point and peak, and the interference happened in the maximum offset profile surface cutting line of theoretical profile line. Therefore, when R , e and r parameters of cam practical profile surface are assigned, movable teeth radius r shouldn't exceed the threshold, and trying to guarantee that e/R ratio is lesser than corresponding value of growth inflection point and far away from corresponding value of peak, and then, ensuring that cam profile surface has no interference and mechanism runs more calmly.

Key words: movable teeth cam mechanism; swing output; profile surface equation; curvature analysis; profile surface interference

活齿传动是由少齿差行星齿轮传动演变出的一种大功率、宽速比、高承载的传动形式,由于中间体(活齿)的形状及运动方式的不同而形成了推杆活齿传动、摆动活齿传动、滚动活齿传动以及钢球活齿传动等多种典型的活齿传动类型^[1]。近年来,众学者以典型活齿传动为基础,在齿形及结构方面进行创新,改善了活齿传动的性能并扩展了其应用范围。赵纯可、梁尚明等^[2-3]提出了一种摆杆活齿传动,解决了活齿偏心引起的啮合副间的强制性滑动问题以及偏心激波器导致的附加动载荷问题,同时分析了温度对中心轮结构模态的影响。Xu等^[4]将谐波传动与活齿传动结合,提出了一种具有响应快、精度高、重量轻等特点的电磁谐波活齿传动系统,给出了电磁力计算公式,研究了输出转矩随系统参数的变化关系,相比传统谐波传动,该系统的柔轮无轮齿且输出转矩较大。Xu等^[5-6]融合谐波传动、压电传动及活齿传动,提出了一种机电集成谐波压电传动系统,较现有压电电机,该系统提高了输出转矩、使用寿命和传动效率。宜亚丽等^[7]在滚动活齿传动齿形设计过程中引入了五次多项式类曲线,给出了齿廓方程和压力角公式,并对机构的传力特性进行了讨论。李剑锋等^[8]用标准椭圆激波器代替偏心圆激波器,提出了一种双相凸轮激波滚动活齿传动,其从原理上消除了偏心引起的振动激励,讨论了机构的几何设计;李剑锋等^[9]又将双相凸轮激波滚动活齿传动与行星齿轮传动串联,设计了一种具有更大速比范围的传动机构并对其啮合副受力进行了分析。沈煜等^[10]将活齿传动原理引入到分度凸轮机构设计中,提出了一种输入、输出同转速的新型分度凸轮机构,推导了凸轮齿廓方程,并对机构进行动态静力分析。刘大伟等^[11]以非圆齿轮传动原理为基础,设计了一种变速推杆活齿传动机构,给出了齿廓方程以及连续传动条件,并对机构传动特性进行了研究。

传统摆动从动件凸轮机构实现大摆角范围输出时需要较大结构尺寸,且凸轮与从动件间多为单个高副接触,承载能力相对较弱,使其应用受到了一定程度的限制。因此,作者在融合活齿传动和凸轮机构优点的基础上,提出了一种摆动输出活齿凸轮机构。该机构作为一种新颖的、可摆动输出的传动形式,与现有摆动机构相比,摆动输出活齿凸轮机

构能够实现全齿同时啮合,从而提高了承载能力,并且能够在较小结构尺寸条件下实现大摆角范围的精确摆动输出。

1 机构组成与传动原理

摆动输出活齿凸轮机构的结构简图如图1所示,机构主要包括输入轴、输入凸轮、活齿架、钢球活齿、输出凸轮、输出轴及机架等构件。其中:输入轴与输入凸轮连为一体构成输入组件作为激波器;活齿架与机架连为一体构成固定组件;输出凸轮与输出轴连为一体构成输出组件;活齿作为传动中介体,时刻处于输入凸轮与输出凸轮实际廓面的交错区域中,其在输入凸轮实际廓面的驱动下以及活齿架廓面的限制作用下推动输出组件作摆动输出。

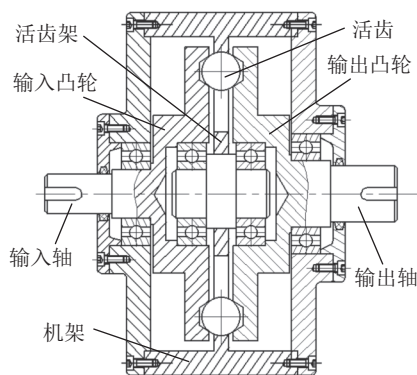


图1 摆动输出活齿凸轮机构结构简图

Fig.1 Structure sketch of swing output movable teeth cam mechanism

2 凸轮理论廓线方程与实际廓面方程

凸轮曲线是从动件按照某种运动规律输出的曲线,影响着机构的运动和动力特性。在摆动输出活齿凸轮机构中,输入凸轮理论廓线为余弦曲线;活齿架理论廓线为直线;输出凸轮理论廓线为多条相同的连续非封闭曲线。活齿、活齿架及输入、输出凸轮的实际廓面类型分别为球面、直廓面和V型槽面^[12]。

2.1 输入、输出凸轮理论廓线方程

如图2、3所示,分别建立活齿架、输入凸轮、输出凸轮连体坐标系 $o-xy$ 、 $o_1-x_1y_1$ 和 $o_2-x_2y_2$,各自位于经过点 A 、 A_1 、 A_2 且垂直中心轴线的平面上,设定 z_1 、 z_2 轴与中心轴线重合且以指向活齿架的方向为正方向。机构在初始位形处,动系 $o_1-x_1y_1$ 、 $o_2-x_2y_2$ 皆与定

系 $o-xy$ 轴向重合,活齿位于 $o-x$ 轴活齿架廓面 a 端点(以 x 轴正向的活齿为例)。

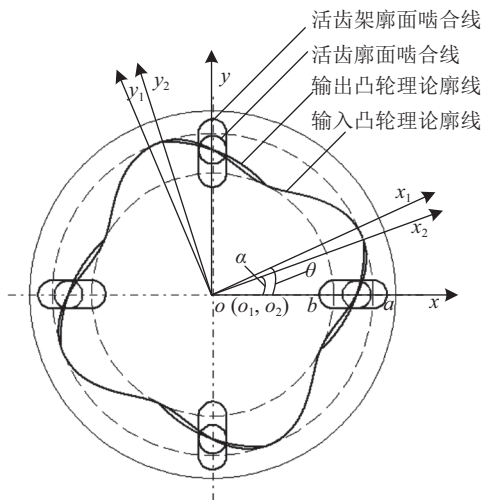


图2 输出凸轮理论廓线形成原理

Fig.2 Formation principle of output cam theoretical profile line

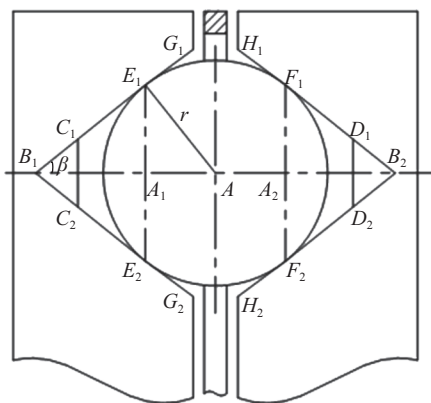


图3 啮合副径向剖视图

Fig.3 Radial sectional view of the meshing pair

输入凸轮理论廓线为余弦曲线,其方程为:

$$\begin{cases} x = P \cos \theta, \\ y = P \sin \theta \end{cases} \quad (1)$$

式中, P 为输入凸轮理论廓线极径, 且 $P = R + e \cos(n\theta)$, 其中, e 为偏心距, n 为齿数 ($n \geq 2$), 图2中的齿数为4, $\theta \in [0, 2\pi]$ 为输入凸轮理论廓线的极角(即输入凸轮的转角)。

令输入凸轮连体坐标系 $o_1-x_1y_1$ 相对于定系 $o-xy$ 匀速转过 θ 角, 输出凸轮则根据选定的凸轮曲线相应地转过 α 角, 活齿在输入凸轮的推动下以及活齿架廓面的限制下, 在 a, b 两端点间作往复直线运动, 活齿中心在输出凸轮连体坐标系 $o_2-x_2y_2$ 中的轨迹即为输出凸轮理论廓线, 则输出凸轮理论廓线方程为:

$$\begin{cases} X = P \cos(-\alpha), \\ Y = P \sin(-\alpha) \end{cases} \quad (2)$$

式中, α 为输出凸轮转角, 且 $\alpha = \Phi S(T)$, 其中, Φ 为输出凸轮最大摆角, $S(T)$ 为凸轮曲线无量纲角位移。

2.2 输入、输出凸轮实际廓面方程

参考文献[12]所述推导V型廓面方程的方法, 建立输入凸轮内侧、外侧廓面方程为:

$$\begin{cases} x_1 = P \cos \theta - \frac{y_T'}{\sqrt{(x_T')^2 + (y_T')^2}} r \cos \beta_{t_{11}}, \\ y_1 = P \sin \theta + \frac{x_T'}{\sqrt{(x_T')^2 + (y_T')^2}} r \cos \beta_{t_{11}}, \\ z_1 = r \cos \beta \cot \beta(t_{11} - 1) \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} x_2 = P \cos \theta + \frac{y_T'}{\sqrt{(x_T')^2 + (y_T')^2}} r \cos \beta_{t_{12}}, \\ y_2 = P \sin \theta - \frac{x_T'}{\sqrt{(x_T')^2 + (y_T')^2}} r \cos \beta_{t_{12}}, \\ z_2 = r \cos \beta \cot \beta(t_{12} - 1) \end{cases} \quad (4)$$

式中: r 为活齿半径; β 为V型槽面半锥顶角; t_{11}, t_{12} 分别为输入凸轮内、外侧实际廓面的直母线上任意一点到顶点 B_1 的距离与线段 E_2B_1, E_1B_1 长度的比值[12]; x_T', y_T' 分别表示输入凸轮理论廓线方程的横、纵坐标对无量纲时间 T 的导数, 且有:

$$\begin{cases} x_T' = P' \cos \theta - PB \sin \theta, \\ y_T' = P' \sin \theta + PB \cos \theta. \end{cases}$$

式中, P' 为极径 P 对时间 T 的导数, B 为输入凸轮转角 θ 对时间 T 的导数。

同理, 可得输出凸轮内、外侧实际廓面方程分别为

$$\begin{cases} X_1 = P \cos(-\alpha) + \frac{Y_T'}{\sqrt{(X_T')^2 + (Y_T')^2}} r \cos \beta_{t_{01}}, \\ Y_1 = P \sin(-\alpha) - \frac{X_T'}{\sqrt{(X_T')^2 + (Y_T')^2}} r \cos \beta_{t_{01}}, \\ Z_1 = r \cos \beta \cot \beta(t_{01} - 1) \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} X_2 = P \cos(-\alpha) - \frac{Y_T'}{\sqrt{(X_T')^2 + (Y_T')^2}} r \cos \beta_{t_{02}}, \\ Y_2 = P \sin(-\alpha) + \frac{X_T'}{\sqrt{(X_T')^2 + (Y_T')^2}} r \cos \beta_{t_{02}}, \\ Z_2 = r \cos \beta \cot \beta(t_{02} - 1) \end{cases} \quad (6)$$

式中, 参数 t_{01}, t_{02} 分别为输出凸轮内、外侧实际廓面的直母线上任意一点到顶点 B_2 的距离与线段 F_2B_2, F_1B_2 长度的比值, X_T', Y_T' 分别表示输出凸轮理论廓线方程的横、纵坐标对无量纲时间 T 的导数, 且有:

$$\begin{cases} X_T' = P' \cos(-\alpha) + AP \sin(-\alpha), \\ Y_T' = P' \sin(-\alpha) - AP \cos(-\alpha) \end{cases}$$

式中, A 为输出凸轮转角 α 对时间 T 的导数。

3 凸轮理论廓线曲率分析

凸轮理论廓线的曲率是描述凸轮实际廓面几何特性的重要参数,影响了实际廓面的弯曲程度以及活齿半径的选取,同时也是传动机构承载能力评估以及润滑情况的重要参考依据之一。

3.1 输入、输出凸轮理论廓线曲率分析

根据微分几何可知,凸轮理论廓线在平面直角坐标系中的曲率及曲率半径公式分别为:

$$k = \frac{x'y'' - y'x''}{((x')^2 + (y')^2)^{\frac{3}{2}}}$$
$$\rho = 1/k$$

(7)

(8)

式中, x'' 、 y'' 分别为凸轮理论廓线方程的横、纵坐标对无量纲时间 T 的 2 阶导数, 且有:

$$\begin{cases} x'' = P'' \cos \gamma - 2CP' \sin \gamma - C^2 P \cos \gamma, \\ y'' = P'' \sin \gamma + 2CP' \cos \gamma - C^2 P \sin \gamma. \end{cases}$$

式中, P'' 为极径 P 对无量纲时间 T 的 2 阶导数, C 为凸轮转角 $\gamma(\theta, \alpha)$ 对无量纲时间 T 的导数。

在如表 1 所示的参数条件下, 输入、输出凸轮理论廓线的曲率分别如图 4、5 所示。

表 1 理论廓线参数

Tab.1 Parameters of theoretical profile line	
名称	数值
齿数 n	3, 4
基圆半径 R/mm	50
偏心距 e/mm	10
输出凸轮摆角 $\Phi/(\circ)$	30
凸轮曲线	简谐曲线 ^[13]

综合分析式 (8) 和图 4、5 可知, 对于输入凸轮: 当 $n=3$ 时, 理论廓线在 $\theta=0^\circ$ 、 $\theta=60^\circ$ 处取得曲率最值, 分别为 0.041 7、-0.031 3; 当 $n=4$ 时, 理论廓线在 $\theta=0^\circ$ 、 $\theta=45^\circ$ 处取得曲率最值, 分别为 0.061 1、-0.075。因此, 输入凸轮理论廓线曲率最值点位于齿顶和齿根处。对于输出凸轮: 当 $\alpha=0^\circ$ 时, 曲率取最大值为 -0.018 1; 当 $\alpha=30^\circ$ 时, 曲率取最小值为 -0.026 7。因此, 输出凸轮理论廓线曲率最值位于始末端点处。

3.2 参数对凸轮理论廓线曲率最大值的影响

输入凸轮理论廓线曲率最大值随偏心距与基圆半径的比 e/R 、齿数 n 、基圆半径 R 的变化规律如图 6~7 所示。图 6 为 $R=50$ 时, 输入凸轮理论廓线曲率最大值关于齿数 n 和比值 e/R 的变化曲线, 随着比值 e/R 的增加, 输入凸轮理论廓线曲率最大值增大且增速也随之变快, 而齿数 n 的增大亦使得输入凸轮理论廓线曲率最大值变大; 图 7 为不同齿数条件下, 输入凸轮理论廓线曲率最大值随比值 e/R 和基圆半径 R 的变化曲

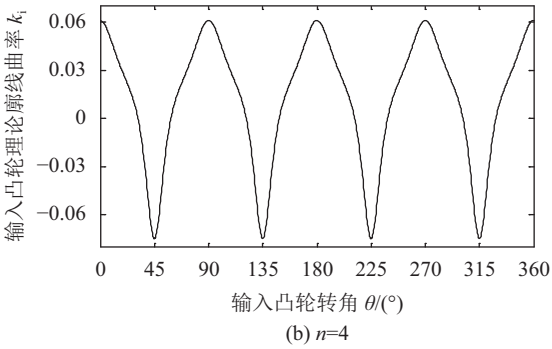
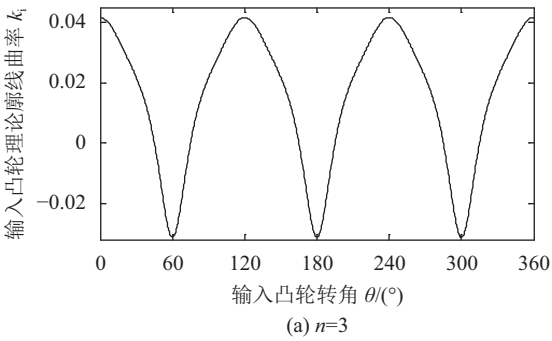


图 4 输入凸轮理论廓线曲率

Fig.4 Curvature of input cam theoretical profile line

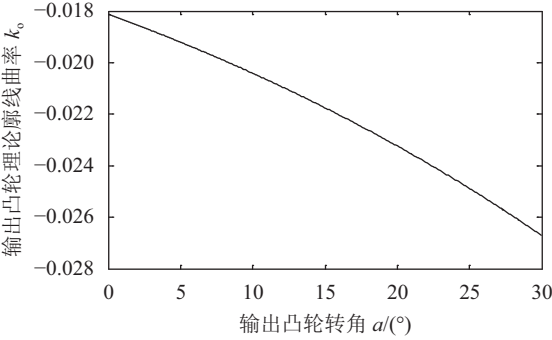


图 5 输出凸轮理论廓线曲率

Fig.5 Curvature of output cam theoretical profile line

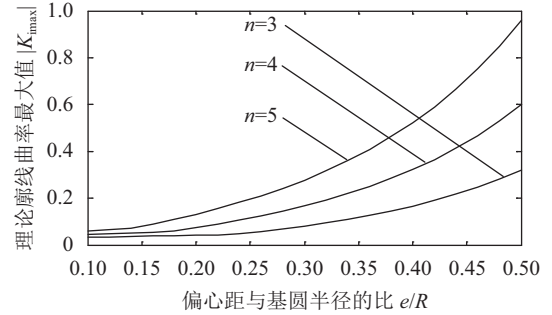


图 6 $R=50$ 时, 输入凸轮理论廓线曲率最大值

Fig.6 When $R=50$, maximum value of curvature of input cam theoretical profile line

线。由图 6 可知, 输入凸轮理论廓线曲率最大值随基圆半径 R 的增大而减小, 并且在随比值 e/R 增大过程中出现增速拐点, 该拐点位置与基圆半径 R 无关, 当齿数 $n=3, 4, 5$ 时, 增速拐点分别出现在比值 e/R 取

0.23、0.17及0.14位置处,即齿数越大则增速拐点出现位置所对应的比值 e/R 越小,而在实际选取参数基圆半径 R 和偏心距 e 时应尽量保证比值 e/R 小于或者靠近增速拐点,以获得良好的输入凸轮理论廓线。

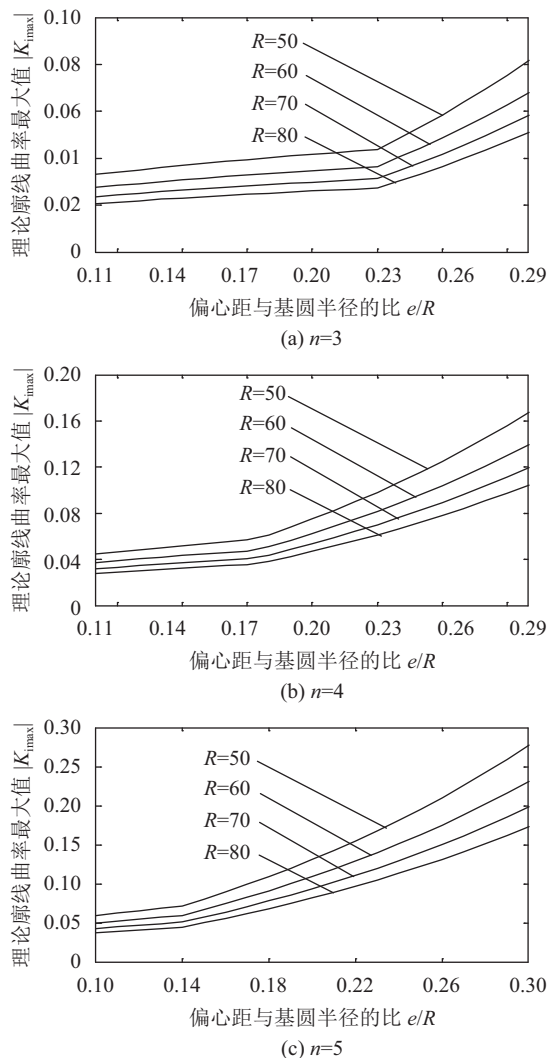


图7 不同齿数条件下输入凸轮理论廓线曲率最大值

Fig.7 Under the condition of different number of teeth, maximum value of curvature of input cam theoretical profile line

简谐曲线规律下输出凸轮理论廓线曲率最大值随偏心距与基圆半径的比 e/R 、摆角 ϕ 、基圆半径 R 的变化规律如图8~9所示。图8为 $R=50$ 时,输出凸轮理论廓线曲率最大值随比值 e/R 和摆角 ϕ 的变化曲线。由图8可知,随着比值 e/R 逐渐增大,输出凸轮理论廓线曲率最大值先增加到顶点然后减小,顶点所对应比值 e/R 及最大值 $|k_{o\max}|$ 随摆角 ϕ 增大而增大。图9为不同摆角条件下,输出凸轮理论廓线曲率最大值关于比值 e/R 和基圆半径 R 的变化曲线,由图9可知: 1)输出凸轮理论廓线曲率最大值随基圆半径 R 的增大而减小; 2)给定摆角 ϕ 以及比值 e/R 条件下的输出

凸轮理论廓线曲率最大值的比等于基圆半径 R 的反比; 3)输出凸轮理论廓线曲率最大值曲线顶点的位置所对应的比值 e/R 仅与摆角 ϕ 有关,而基圆半径 R 对其无影响,当摆角 $\phi=30^\circ$ 、 60° 、 90° 、 120° 时,输出凸轮理论廓线曲率最大值曲线顶点分别出现在比值 e/R 取0.22、0.44、0.6及0.71位置处。

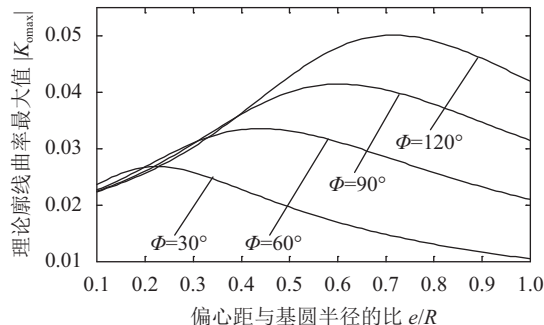


图8 $R=50$ 时,简谐曲线规律下输出凸轮理论廓线曲率最大值

Fig.8 Under the condition of $R=50$ and harmonic curve, maximum value of curvature of output cam theoretical profile line

4 凸轮实际廓面干涉分析

4.1 凸轮实际廓面截线曲率半径

由凸轮实际廓面方程可知,当廓面参数 $t_1(t_{11}, t_{01})$ 、 $t_2(t_{12}, t_{02})$ 在给定范围内取值时,可以得到一系列以理论廓线为基准且分布于不同平面内的不同偏置距的实际廓面截线。因此,凸轮内侧、外侧实际廓面截线的曲率半径可以通过在理论廓线曲率半径的基础上加、减偏置距的方法取得。根据图3所示的几何关系和式(8)可得参数 t_1 、 t_2 为任意值时,凸轮内侧、外侧实际廓面截线的曲率半径分别为:

$$\rho_1 = \frac{\left| \frac{((x')^2 + (y')^2)^{\frac{3}{2}}}{x'y'' - y'x''} \right|}{\pm t_1 r \cos \beta} \quad (9)$$

$$\rho_2 = \frac{\left| \frac{((x')^2 + (y')^2)^{\frac{3}{2}}}{x'y'' - y'x''} \right|}{\pm t_2 r \cos \beta} \quad (10)$$

式(9)、(10)中,“ $\pm$ ”号与凸轮理论廓线的凹凸性有关。内侧实际廓面截线凸、凹分别取“+”“-”号,外侧实际廓面截线则与之相反^[12]。

4.2 凸轮实际廓面不干涉条件

凸轮实际廓面上任意一点处最小法曲率 $k_{\min}$ 对应的主方向 $\tau_{\min}$ 为凸轮实际廓面的直母线方向,且有最小法曲率 $k_{\min}=0$;该点处最大法曲率 $k_{\max}$ 所对应的主方向 $\tau_{\max}$ 与 $\tau_{\min}$ 互相垂直。根据梅尼埃定理^[14]可得凸轮实际廓面上任意一点处最大法曲率 $k_{\max}$ 与过该

点的凸轮实际廓面截线曲率 k 的关系为:

$$k_{\max}=k/\cos\beta \tag{11}$$

进而,由式(9)、(10)可得凸轮内、外侧实际廓面主曲率半径分别为:

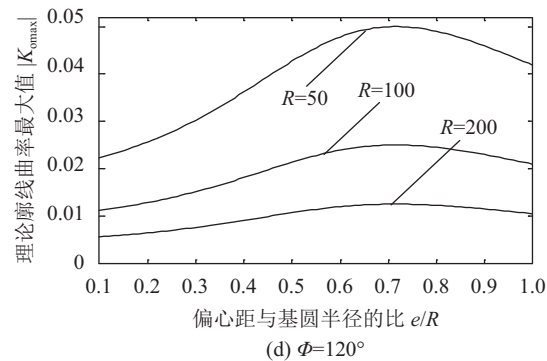
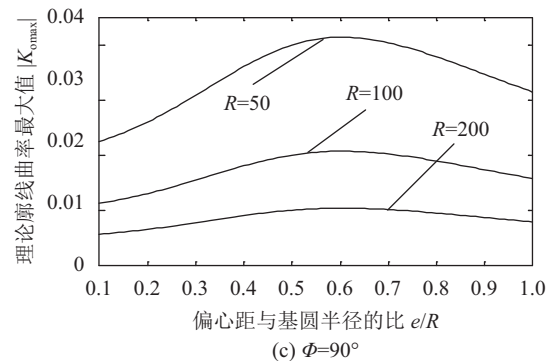
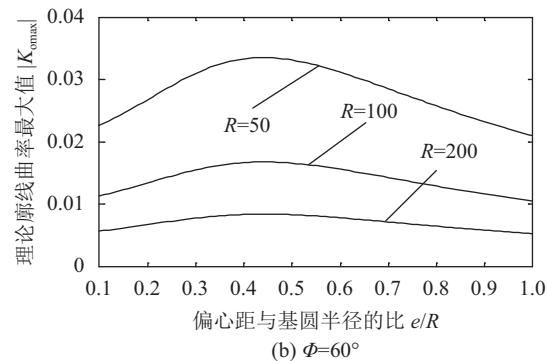
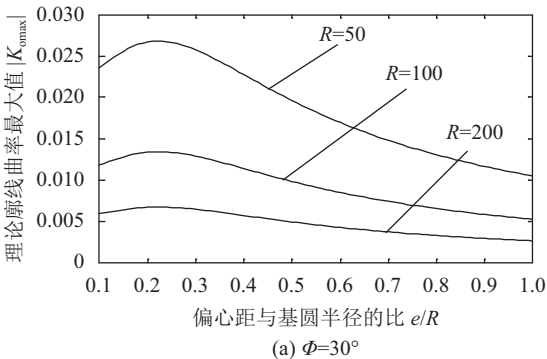


图 9 简谐曲线规律下输出凸轮理论廓线曲率最大值
Fig.9 Under the condition of harmonic curve, maximum value of curvature of output cam theoretical profile line

$$\rho_{1\min}=\left|\frac{\left((x')^2+(y')^2\right)^{\frac{3}{2}}\cos\beta}{x'y''-y'x''}\right|\pm t_1r\cos^2\beta \tag{12}$$

$$\rho_{2\min}=\left|\frac{\left((x')^2+(y')^2\right)^{\frac{3}{2}}\cos\beta}{x'y''-y'x''}\right|\pm t_2r\cos^2\beta \tag{13}$$

当给定参数取值范围 $t_1\in[t_{1\min},t_{1\max}]$ 和 $t_2\in[t_{2\min},t_{2\max}]$ 时,凸轮内侧、外侧实际廓面主曲率半径的最小值均出现在参数 t_1 、 t_2 取上限值条件下。所以,凸轮内侧、外侧实际廓面的最小主曲率半径均应不小于零,以保证凸轮实际廓面无干涉,则由式(12)、(13)可得:

$$\rho_{1\min}=\left|\frac{\left((x')^2+(y')^2\right)^{\frac{3}{2}}\cos\beta}{x'y''-y'x''}\right|-t_1r\cos^2\beta\geq0 \tag{14}$$

$$\rho_{2\min}=\left|\frac{\left((x')^2+(y')^2\right)^{\frac{3}{2}}\cos\beta}{x'y''-y'x''}\right|-t_2r\cos^2\beta\geq0 \tag{15}$$

4.3 示例分析

由3.1节可知,表1所示的参数条件下输入、输出凸轮理论廓线曲率最大值分别为 $|k_{\text{imax}}|=0.075(n=4)$ 、 $|k_{\text{omax}}|=0.0267$,因此,根据式(14)和(15)可得V型槽面半锥顶角 $\beta=45^\circ$ 、参数 t_1 、 t_2 取1.4条件下,输入、输出凸轮实际廓面截线不发生干涉时活齿半径的最大值分别为 $r_{\text{imax}}=13.47$ 、 $r_{\text{omax}}=37.84$ 。如图10、11所示,当

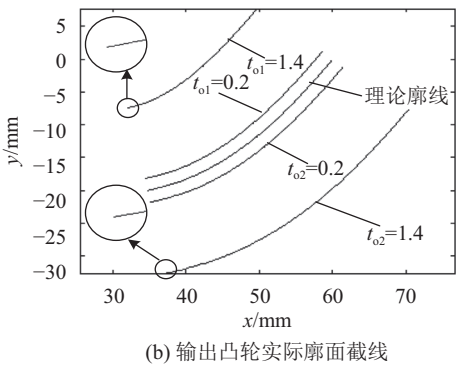
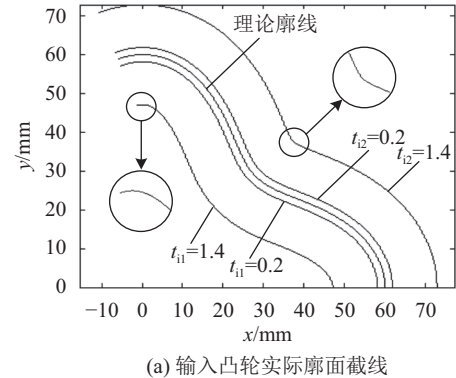


图 10 $r=13$ 时,凸轮实际廓面截线
Fig.10 Cutting line of cam practical profile surface when $r=13$

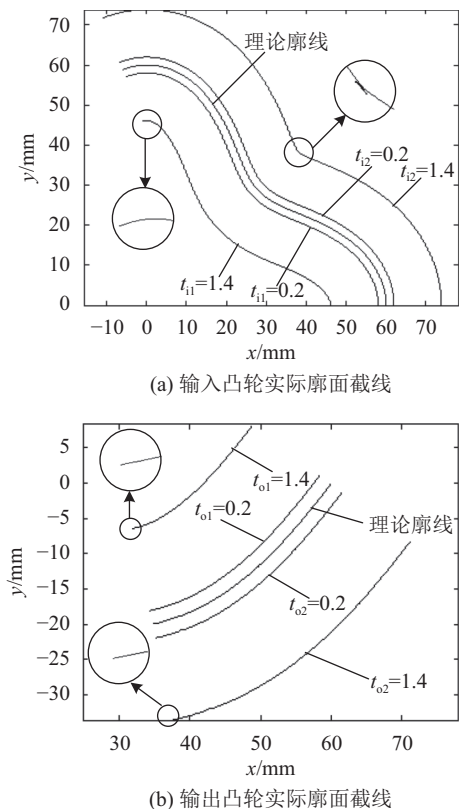


图 11 $r=14$ 时, 凸轮实际廓面截线

Fig.11 Cutting line of cam practical profile surface when $r=14$

活齿半径 $r=13 < r_{\max}$ 时, 参数 t_1 、 t_2 取上限值 1.4 条件时输入、输出凸轮实际廓面截线皆未发生干涉, 而当活齿半径 $r=14 > r_{\max}$ 时仅参数 t_{12} 取上限值 1.4 时输入凸轮外侧实际廓面截线发生干涉。因此, 在比值 e/R 、基圆半径 R 、V 型槽面半锥顶角 β 和参数 t_1 、 t_2 范围取确定值条件下, 保证活齿半径 r 的取值不大于限定值 ($r_{\max}$ 、 $r_{\max}$ 中的较小值), 即可保证凸轮实际廓面不发生干涉。

5 结 论

1) 提出了一种新颖的摆动输出活齿凸轮机构, 具有结构紧凑、摆角范围宽、运动规律多样等优点, 扩展了活齿传动的应用范围。

2) 分析了摆动输出活齿凸轮机构的结构组成及传动原理, 推导了凸轮理论廓线方程和实际廓面方程的一般表达式。

3) 输入、输出凸轮理论廓线曲率最大值随比值 e/R 变化过程中分别存在曲线增长拐点、曲线顶点, 因此, 在选取参数 R 和 e 时, 应尽量保证其比值小于曲线增长拐点所对应的比值并远离曲线顶点所对应的比值。

4) 在理论分析的基础上, 结合凸轮理论廓线曲率的变化规律, 给出了凸轮实际廓面不发生干涉的条件。

参考文献:

- [1] 曲继方. 活齿传动理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 1993.
- [2] Zhao Chunke, Liang Shangming, Zhang Jie. Tooth profile analysis and simulation of the tow-tooth difference swing-rod movable teeth transmission[J]. Journal of Sichuan University(Engineering Science Edition), 2015, 47(Supp1): 151-157. [赵纯可, 梁尚明, 张杰. 二齿差摆杆活齿传动的齿形分析与仿真[J]. 四川大学学报(工程科学版), 2015, 47(增刊1): 151-157.]
- [3] Liang Shangming, Zhou Jian, Li Hua. Study on modal of two-tooth difference swing-rod movable teeth transmission based on thermal analysis[J]. Journal of Sichuan University (Engineering Science Edition), 2016, 48(6): 99-104. [梁尚明, 周剑, 李华. 基于热分析的二齿差摆杆活齿传动中心轮模态研究[J]. 四川大学学报(工程科学版), 2016, 48(6): 99-104.]
- [4] Xu Lizhong, Liang Yongli. Torque for an electromagnetic harmonic movable tooth drive system[J]. Mechanism and Machine Theory, 2016, 98(2): 190-198.
- [5] Xu Lizhong, Li Chong. Coupled dynamics for an electromechanical integrated harmonic piezodrives system[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Science & Engineering, 2014, 39(12): 9137-9159.
- [6] Xu Lizhong, Li Huaiyong. An electro-mechanical integrated harmonic piezodrives system[C]//Proceedings of the 2014 IEEE International Symposium on Intelligent Control. Piscataway: IEEE, 2014: 274-276.
- [7] Yi Yali, Liu Pengpeng, An Zijun, et al. Tooth profile design and meshing characteristics analysis for any tooth-difference pure rolling movable tooth transmission[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(11): 50-56. [宜亚丽, 刘朋朋, 安子军, 等. 任意齿差纯滚动活齿传动齿形设计方法及啮合特性研究[J]. 机械工程学报, 2016, 52(11): 50-56.]
- [8] Li Jianfeng, He Aiyong, Dong Xinrui, et al. Geometrical design of the movable rolling tooth transmission with cam actuating[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(1): 24-30. [李剑锋, 何爱颖, 董新蕊, 等. 凸轮激波滚动活齿传动的几何设计[J]. 机械工程学报, 2011, 47(1): 24-30.]
- [9] Li Jianfeng, Dong Xinrui. Method of meshing force analysis for the movable rolling tooth transmission with cam actuating[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(5): 39-44. [李剑锋, 董新蕊. 凸轮激波滚动活齿传动的啮

合力分析方法[J].机械工程学报,2008,44(5):39–44.]

[10] Shen Yu,Yang Yuhu,Zhang Dawei,et al.Kinetostatic analysis of a new type of oscillating tooth indexing cam mechanism[J].Journal of Tianjin University(Science and Technology),2008,41(8):972–977.[沈煜,杨玉虎,张大卫,等.新型活齿分度凸轮机构的原理及动态静力分析[J].天津大学学报(自然科学与工程技术版),2008,41(8):972–977.]

[11] Liu Dawei,Ren Tingzhi,Zhang Yulin.Transmission theory and typical structure of nonuniform mechanism with movable teeth[J].Chinese Journal of Mechanical Engineering,2014,50(1):47–54.[刘大伟,任廷志,章裕琳.非匀速活齿机构的传动原理及典型结构[J].机械工程学报,2014,50(1):47–54.]

[12] Li Jianfeng,Su Jian,Chen Xing,et al.Tooth profile equation and interference analysis of two-tooth difference steel ball movable tooth transmission[J].Journal of Beijing University of Technology,2014,40(5):641–647.[李剑锋,苏健,陈兴,等.二齿差钢球活齿传动的齿廓方程及齿廓干涉分析[J].北京工业大学学报,2014,40(5):641–647.]

[13] 刘昌祺,刘庆立,蔡昌蔚.自动机械凸轮机构实用设计手册[M].北京:科学出版社,2013.

[14] 傅则绍.微分几何与齿轮啮合原理[M].东营:石油大学出版社,1999.

(编辑 黄小川)

引用格式:Li Jianfeng,Zhao Hongwei,Zhang Leiyu,et al.Cam profile surface analysis of swing output movable teeth cam mechanism[J].Advanced Engineering Sciences,2018,50(1):149–156.[李剑锋,赵宏伟,张雷雨,等.摆动输出活齿凸轮机构的凸轮廓面分析[J].工程科学与技术,2018,50(1):149–156.]