

变性高阶比傅里叶非圆齿轮驱动差速泵设计与试验

徐高欢 刘 武 谢荣盛

(浙江水利水电学院机械与汽车工程学院, 杭州 310018)

摘要: 为进一步提高差速泵性能,提出了一种变性高阶比傅里叶非圆齿轮驱动的六叶片差速泵。建立了变性高阶比傅里叶非圆齿轮传动模型和六叶片差速泵性能指标计算模型,编写差速泵性能分析软件。计算和分析不同阶数比和不同变性系数下的差速泵排量、流量和脉动率等性能,计算结果表明,高阶数比非圆齿轮副有利于提高六叶片差速泵综合性能,变性系数改变有利于降低单泵脉动率。经试验台测试,在相同泵尺寸及管路环境下,变性高阶比差速泵第一叶轮输入轴微应变均值下降 35.2%,降低了差速泵流量脉动。而非圆齿轮的不根切最大模数增加 27.7%,增强了承载能力。排量变化不大,降低了 1.2%。该设计更有利于低脉动、大载荷工况。

关键词: 傅里叶非圆齿轮; 变性; 高阶比; 差速泵; 设计; 试验

中图分类号: TH132.424; TH32 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2019)02-0384-09

Design and Experiment of Six-blade Differential Pump Driven by
Denatured Higher Order Ratio Fourier Non-circular Gear Pairs

XU Gaohuan LIU Wu XIE Rongsheng

(School of Mechanical and Automotive Engineering, Zhejiang University of Water Resources and Electric Power,
Hangzhou 310018, China)

Abstract: In order to improve the performance of differential pumps, a six-blade differential pump driven by denatured higher order ratio Fourier non-circular gear pairs was proposed. The denatured Fourier non-circular gear transmission model and the performance calculation model of the six blade differential pump were established, and the differential pump performance analysis software was compiled. The differential pump displacement, flow rate and pulsation rate were calculated at different order ratios and different denaturalization coefficients. The results showed that high order ratio was beneficial to improving the performance of six-blade differential pump, and the change of denaturation coefficient was beneficial to reducing the pulsation rate of single pump. The performance of the six-blade differential pump proposed was better than that driven by the ordinary Fourier non-circular gear pairs. In the same pump shell size and pipeline environment, the micro-strain of input shaft of the first impeller of single pump was reduced by 35.2%. It was indicated that the pulsation rate of differential pump would be decreased. The maximum modulus was increased by 27.7%, the displacement of the differential pump was reduced by 1.2%. The design was more conducive to low pulsation and large load conditions.

Key words: Fourier non-circular gear; denatured; high order ratio; differential pump; design; experiment

0 引言

差速泵是一种新型的容积泵,可以替代大型植保机械常用的柱塞泵、隔膜泵^[1-3],满足大排量和低脉动率的要求,提高施药效果^[4-7]。差速泵的工作原理是通过相邻叶片周期性的差速转动,驱动密闭容积腔周期性变化和周向转移,实现差速泵吸液和排液功能^[8]。根据叶片的驱动方式不

收稿日期: 2018-12-10 修回日期: 2018-12-30

基金项目: 国家自然科学基金项目(51305403、51675486)、浙江省基础公益研究计划项目(LGG18E050004)、浙江省自然科学基金项目(LY15E050026)和浙江省中青年学术带头人培养项目

作者简介: 徐高欢(1980—),男,副教授,博士,主要从事现代农业装备研究,E-mail: 6787135@qq.com

同,目前差速泵主要有转动导杆-齿轮式差速泵^[9]、万向节齿轮机构驱动差速泵^[10]、非圆齿轮驱动差速泵^[11]3 种类型。转动导杆-齿轮式差速泵和万向节齿轮机构驱动差速泵由于存在驱动机构较大的冲击、噪声等缺点逐渐被淘汰,而非圆齿轮驱动机构因有较好的运动学和动力学特性^[12-14],成为差速泵的主要驱动形式。目前较好的驱动机构是傅里叶非圆齿轮驱动机构,傅里叶非圆齿轮驱动的四叶片差速泵综合性能已经优于偏心圆-非圆齿轮驱动的差速泵^[15-17],但是通过数值计算和样机试验,经过建模分析,非圆齿轮副的高阶比和节曲线的变性系数可以有效改善傅里叶非圆齿轮驱动六叶片差速泵的性能。

本文提出变性高阶比傅里叶非圆齿轮驱动的四叶片差速泵,对其进行建模、计算软件编写、计算结果分析、试验及性能对比,以得到更优的差速泵驱动方式。

1 变性高阶比傅里叶非圆齿轮驱动的六叶片差速泵计算模型

1.1 六叶片差速泵基本结构和工作原理

高阶比非圆齿轮是指主、从非圆齿轮的阶数比大于 1 的非圆齿轮副(如阶数比为 2:1、3:2、4:3 等)。变性是指对节曲线极角进行分段处理,变性系数使节曲线具有局部变形能力^[13]。变性高阶比傅里叶非圆齿轮驱动的六叶片差速泵主要由变性高阶比傅里叶非圆齿轮副和六片差速叶轮组成,如图 1 所示。

以 6 阶对 3 阶变性傅里叶非圆齿轮驱动的六叶片差速泵为例,6 阶的第一、第二变性傅里叶非圆齿轮同轴安装,安装角相差 30°,节曲线参数相同,作匀速转动,分别驱动 3 阶第一、第二从动非圆齿轮,带动相连接的第一叶轮和第二叶轮作周期性差动周转,B、D、F 腔处于吸液口 1、2、3 时,第一叶轮转速快于第二叶轮,B、D、F 腔容积增大,吸入液体;此时 A、C、E 腔容积减小,分别从排液口 1、2、3 排出液体;从动非圆齿轮带动叶轮周转,驱动 B、D、F 腔内液体逆时针转移,分别转到排液口 2、3、1,根据设计的运动规律,此时这 3 个腔体的容积开始减小,液体在这里排出;A、C、E 腔将转到吸液口,腔体的容积开始增大,吸入液体。上述过程不断重复,实现容积泵功能^[18]。

1.2 变性傅里叶非圆齿轮的基本数学模型

变性傅里叶非圆齿轮节曲线在一个周期内的方程为^[19-21]

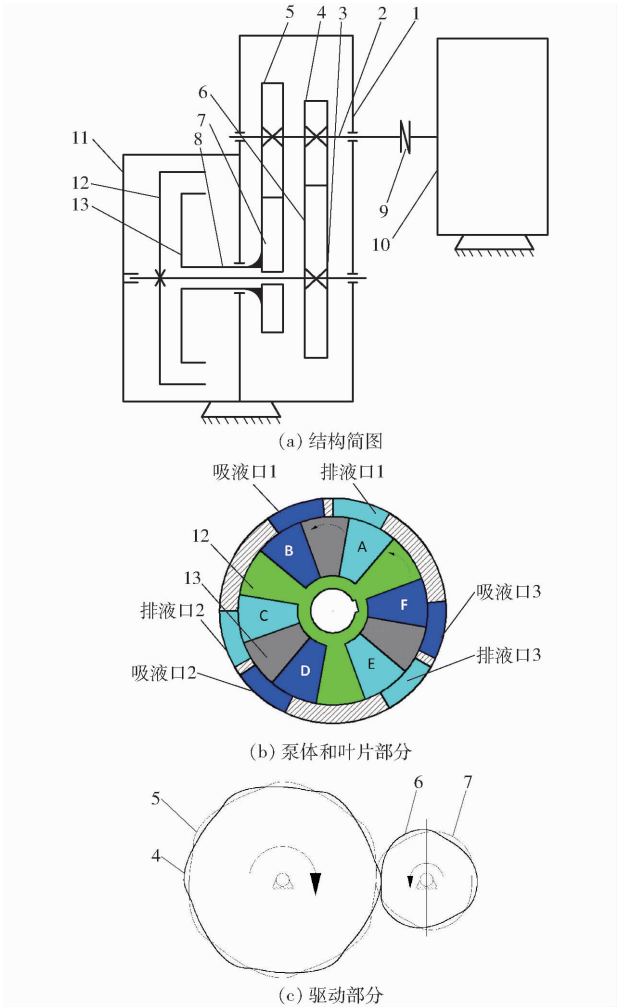


图 1 6:3 阶变性傅里叶非圆齿轮驱动的差速泵简图
Fig. 1 Diagrams of six-blade differential pump driven by denatured 6:3 ratio Fourier non-circular gear pairs

1. 齿轮箱 2. 输入轴 3. 输出轴 4. 第一变性傅里叶非圆齿轮 5. 第二变性傅里叶非圆齿轮 6. 第一从动非圆齿轮 7. 第二从动非圆齿轮 8. 轴套 9. 联轴器 10. 电机 11. 泵体 12. 第一叶轮 13. 第二叶轮

$$\left\{ \begin{aligned} r_{11} &= a_0 + a_1 \cos(n_1 m_{11} \varphi_1) + b_1 \sin(n_1 m_{11} \varphi_1) + \\ &\quad a_2 \cos(2n_1 m_{11} \varphi_1) + b_2 \sin(2n_1 m_{11} \varphi_1) \quad \left(0 \leq \varphi_1 \leq \frac{\pi}{n_1 m_{11}} \right) \\ r_{12} &= a_0 + a_1 \cos\left(n_1 m_{12} \left(\frac{2\pi}{n_1} - \varphi_1 \right)\right) + \\ &\quad b_1 \sin\left(n_1 m_{12} \left(\frac{2\pi}{n_1} - \varphi_1 \right)\right) + a_2 \cos\left(2n_1 m_{12} \left(\frac{2\pi}{n_1} - \varphi_1 \right)\right) + \\ &\quad b_2 \sin\left(2n_1 m_{12} \left(\frac{2\pi}{n_1} - \varphi_1 \right)\right) \quad \left(\frac{\pi}{n_1 m_{11}} < \varphi_1 \leq \frac{2\pi}{n_1} \right) \end{aligned} \right. \quad (1)$$

式中 n_1 ——节曲线阶数
 m_{11} 、 m_{12} ——节曲线的变性系数
 a_0 、 a_1 、 b_1 、 a_2 、 b_2 ——傅里叶函数的参数
已知主动变性傅里叶非圆齿轮节曲线方程为 $r_1 = r_1(\varphi_1)$, 变性傅里叶非圆齿轮副中心距为 a , 则

传动比函数为

$$i_{12}=f(\varphi_1)=\frac{r_2(\varphi_1)}{r_1(\varphi_1)}=\frac{a-r_1(\varphi_1)}{r_1(\varphi_1)}=$$
$$\left\{\begin{array}{l} \frac{a-\left(a_0+a_1 \cos \left(n_1 m_{11} \varphi_1\right)+b_1 \sin \left(n_1 m_{11} \varphi_1\right)+a_2 \cos \left(2 n_1 m_{11} \varphi_1\right)+b_2 \sin \left(2 n_1 m_{11} \varphi_1\right)\right)}{a_0+a_1 \cos \left(n_1 m_{11} \varphi_1\right)+b_1 \sin \left(n_1 m_{11} \varphi_1\right)+a_2 \cos \left(2 n_1 m_{11} \varphi_1\right)+b_2 \sin \left(2 n_1 m_{11} \varphi_1\right)} \quad\left(0 \leqslant \varphi_1 \leqslant \frac{\pi}{n_1 m_{11}}\right) \\ \frac{a-\left(a_0+a_1 \cos \left(n_1 m_{12}\left(\frac{2 \pi}{n_1}-\varphi_1\right)\right)+b_1 \sin \left(n_1 m_{12}\left(\frac{2 \pi}{n_1}-\varphi_1\right)\right)+a_2 \cos \left(2 n_1 m_{12}\left(\frac{2 \pi}{n_1}-\varphi_1\right)\right)+b_2 \sin \left(2 n_1 m_{12}\left(\frac{2 \pi}{n_1}-\varphi_1\right)\right)\right)}{a_0+a_1 \cos \left(n_1 m_{12}\left(\frac{2 \pi}{n_1}-\varphi_1\right)\right)+b_1 \sin \left(n_1 m_{12}\left(\frac{2 \pi}{n_1}-\varphi_1\right)\right)+a_2 \cos \left(2 n_1 m_{12}\left(\frac{2 \pi}{n_1}-\varphi_1\right)\right)+b_2 \sin \left(2 n_1 m_{12}\left(\frac{2 \pi}{n_1}-\varphi_1\right)\right)} \\ \left(\frac{\pi}{n_1 m_{11}}<\varphi_1 \leqslant \frac{2 \pi}{n_1}\right) \end{array}\right.$$

(2)

主动非圆齿轮节曲线方程 $r_1\left(\varphi_1\right)$ 、中心距 a 和传动比 i_{12} 之间的关系可以表达为

$$r_1\left(\varphi_1\right)=\frac{a}{1+i_{12}}=\frac{a}{1+f\left(\varphi_1\right)}$$

(3)

从动非圆齿轮节曲线方程为

$$r_2=a-r_1\left(\varphi_1\right)=\frac{a i_{12}}{1+i_{12}}=$$
$$\left\{\begin{array}{l} a-\left(a_0+a_1 \cos \left(n_1 m_{11} \varphi_1\right)+b_1 \sin \left(n_1 m_{11} \varphi_1\right)+\right. \\ \left.a_2 \cos \left(2 n_1 m_{11} \varphi_1\right)+b_2 \sin \left(2 n_1 m_{11} \varphi_1\right)\right) \quad\left(0 \leqslant \varphi_1 \leqslant \frac{\pi}{n_1 m_{11}}\right) \\ a-\left(a_0+a_1 \cos \left(n_1 m_{12}\left(\frac{2 \pi}{n_1}-\varphi_1\right)\right)+b_1 \sin \left(n_1 m_{12} \cdot\right.\right. \\ \left.\left.\left(\frac{2 \pi}{n_1}-\varphi_1\right)\right)+a_2 \cos \left(2 n_1 m_{12}\left(\frac{2 \pi}{n_1}-\varphi_1\right)\right)+\right. \\ \left.b_2 \sin \left(2 n_1 m_{12}\left(\frac{2 \pi}{n_1}-\varphi_1\right)\right)\right) \quad\left(\frac{\pi}{n_1 m_{11}}<\varphi_1 \leqslant \frac{2 \pi}{n_1}\right) \end{array}\right.$$

(4)

主动和从动非圆齿轮转角关系为

$$\varphi_2=\int_0^{\varphi_1} \frac{1}{i_{12}} \mathrm{d} \varphi_1=\int_0^{\varphi_1} \frac{r_1\left(\varphi_1\right)}{a-r_1\left(\varphi_1\right)} \mathrm{d} \varphi_1$$

(5)

对于从动非圆轮节曲线,封闭的条件要求从动非圆齿轮在一个旋转周期 $T=0 \sim 2 \pi$ 范围内, i_{12} 和 r_2 的变化周期为 $T_2=\frac{T}{n_2}$,且 $T=0$ 和 $T=2 \pi$ 时的 r_2

相等。在 i_{12} 的一个周期内,当主动轮的转角为 $\frac{T}{n_1}$,

从动轮的转角为 $\frac{T}{n_2}$,即在主动非圆齿轮旋转一周从

动非圆齿轮转角为

$$\varphi_2=\int_0^{\frac{2 \pi}{n_1}} \frac{1}{i_{12}} \mathrm{d} \varphi_1=\int_0^{\frac{2 \pi}{n_1}} \frac{r_1\left(\varphi_1\right)}{a-r_1\left(\varphi_1\right)} \mathrm{d} \varphi_1=\frac{2 \pi}{n_2}$$

(6)

根据节曲线表达式和转角关系得变性傅里叶非圆齿轮节曲线封闭条件^[21-22]

$$\frac{2 \pi}{n_2}=\int_0^{\frac{2 \pi}{n_1}} \frac{r_1\left(\varphi_1\right)}{a-r_1\left(\varphi_1\right)} \mathrm{d} \varphi_1=\int_0^{\frac{\pi}{n_1 m_{11}}} \frac{a_0+a_1 \cos \left(n_1 m_{11} \varphi_1\right)+b_1 \sin \left(n_1 m_{11} \varphi_1\right)+a_2 \cos \left(2 n_1 m_{11} \varphi_1\right)+b_2 \sin \left(2 n_1 m_{11} \varphi_1\right)}{a-\left(a_0+a_1 \cos \left(n_1 m_{11} \varphi_1\right)+b_1 \sin \left(n_1 m_{11} \varphi_1\right)+a_2 \cos \left(2 n_1 m_{11} \varphi_1\right)+b_2 \sin \left(2 n_1 m_{11} \varphi_1\right)\right)} \mathrm{d} \varphi_1+$$
$$\int_{\frac{\pi}{n_1 m_{11}}}^{\frac{2 \pi}{n_1}} \frac{a_0+a_1 \cos \left(n_1 m_{12}\left(\frac{2 \pi}{n_1}-\varphi_1\right)\right)+b_1 \sin \left(n_1 m_{12}\left(\frac{2 \pi}{n_1}-\varphi_1\right)\right)+a_2 \cos \left(2 n_1 m_{12}\left(\frac{2 \pi}{n_1}-\varphi_1\right)\right)+b_2 \sin \left(2 n_1 m_{12}\left(\frac{2 \pi}{n_1}-\varphi_1\right)\right)}{a-\left(a_0+a_1 \cos \left(n_1 m_{12}\left(\frac{2 \pi}{n_1}-\varphi_1\right)\right)+b_1 \sin \left(n_1 m_{12}\left(\frac{2 \pi}{n_1}-\varphi_1\right)\right)+a_2 \cos \left(2 n_1 m_{12}\left(\frac{2 \pi}{n_1}-\varphi_1\right)\right)+b_2 \sin \left(2 n_1 m_{12}\left(\frac{2 \pi}{n_1}-\varphi_1\right)\right)\right)} \mathrm{d} \varphi_1$$

(7)

1.3 六叶片差速泵排量、流量和不根切最大模数计算模型

为计算方便,叶片展角为 30° ,根据六叶片差速泵工作原理,六叶片差速泵的排量为^[15]

$$V=18\left(V_{\max }-V_{\min }\right)=$$
$$9 \times 10^{-3} h\left(\Delta \psi_{\max }-\Delta \psi_{\min }\right)\left(R^2-r^2\right)$$

(8)

式中 $\Delta \psi_{\min}$ ——两叶片最小张角,rad

$V_{\min}$ ——封闭腔最小容积,mL

$\Delta \psi_{\max}$ ——相邻两叶片最大张角,rad

$V_{\max}$ ——封闭腔最大容积,mL

R ——叶片半径,mm

r ——叶轮轴半径,mm

h ——叶片厚度,mm

六叶片差速泵的瞬时流量为

$$q=\frac{\mathrm{d} V}{\mathrm{d} t}=10^{-3} h\left(R^2-r^2\right)\left|\frac{\mathrm{d} \psi_1}{\mathrm{d} t}-\frac{\mathrm{d} \psi_2}{\mathrm{d} t}\right|=$$
$$10^{-3} h \omega\left(R^2-r^2\right)\left|i_{21}-i_{43}\right|$$

(9)

其中

$$\omega=\frac{\mathrm{d} \varphi_1}{\mathrm{d} t}$$

式中 V ——单泵排液腔容积变化量,mL

φ_1 ——第一变性傅里叶非圆齿轮瞬时转角, rad
 ω ——输入轴角速度, rad/s
 ψ_1 ——第一叶轮转角, rad
 ψ_2 ——第二叶轮转角, rad
 i_{21} ——第一从动非圆齿轮与第一变性傅里叶非圆齿轮转速比
 i_{43} ——第二从动非圆齿轮与第二变性傅里叶非圆齿轮转速比

为降低瞬时流量脉动率,通常需要 2 个六叶片差速泵并联使用,并联的两个差速泵相位差为 30° , 双泵并联的瞬时流量为

$$q_2 = \frac{dV_2}{dt} = 10^{-3} h \omega (R^2 - r^2) \left(\left| i_{21}(\varphi_1) - i_{43}(\varphi_1) \right| + \left| i_{21}\left(\varphi_1 + \frac{\pi}{6}\right) - i_{43}\left(\varphi_1 + \frac{\pi}{6}\right) \right| \right) \quad (10)$$

式中 V_2 ——双泵排液腔容积变化量, mL
不产生根切时允许齿轮的最大模数 $m_{\max}$ 的条件为

$$m_{\max} \leq \frac{\rho_{\min} \sin^2 \alpha_0}{h_{\alpha_0}^*} \quad (11)$$

式中 α_0 ——齿条刀齿形角
 $h_{\alpha_0}^*$ ——非圆齿轮齿顶高系数
 $\rho_{\min}$ ——非圆齿轮节曲线的最小曲率半径
当 $\alpha_0 = 20^\circ, h_{\alpha_0}^* = 1$ 时,不产生根切时允许齿轮的最大模数 $m_{\max}$ 为

$$m_{\max} = 0.117 \rho_{\min} \quad (12)$$

1.4 六叶片差速泵设计计算软件

根据建立的变性高阶比傅里叶非圆齿轮驱动差速泵计算模型,采用 Matlab 编写性能分析软件,如图 2 所示。

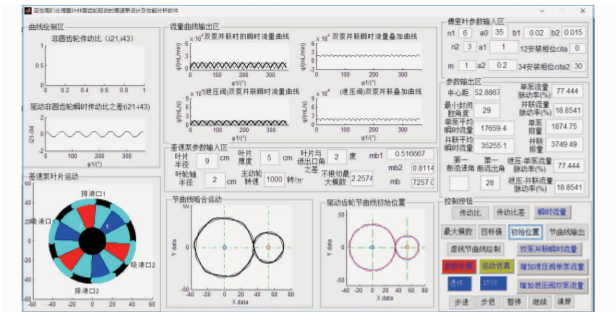


图 2 变性高阶比傅里叶非圆齿轮驱动差速泵设计性能分析软件
Fig.2 Design and performance analysis software of differential pump driven by Fourier non-circular gear

通过 GUI 人机交互界面,可以调整节曲线各参数,主要有傅里叶函数的参数 $a_0, a_1, a_2, b_1, b_2, n_1, n_2$ 、节曲线变性系数和泵结构参数。通过该软件可分析差速泵的流量脉动率、流量、排量和不根切最大模数等性能。

2 变性高阶比傅里叶非圆齿轮驱动的六叶片差速泵参数关联性

2.1 阶数比对六叶片差速泵性能的影响

节曲线阶数比直接影响传动比周期,再根据六叶片差速泵相关计算模型,非圆齿轮传动比周期将影响差速泵进出口分布、排量、瞬时流量和非圆齿轮不根切最大模数等。根据数学模型,六叶片差速泵的从动非圆齿轮为 3 阶,因此本文以 3 阶从动非圆齿轮为基础,选择性能较好的傅里叶参数,逐级改变阶数比,阶数比变化范围为 $1:3 \sim 6:3$, 叶轮外半径为 90 mm, 叶轮轴半径为 20 mm, 叶片厚度为 50 mm, 进出口和叶片角角度差 2° , 输入轴转速 1 000 r/min, 双泵并联相位相差 30° , 分析阶数比变化对单泵和双泵的脉动率、排量、不根切最大模数和泵结构的影响,对应的节曲线形状如图 3 所示,差速泵性能比较如表 1 所示。

(1) 当节曲线阶数比为 $1:3$, 主动节曲线和从动节曲线为凸, 此时不根切最大模数为 1.62 mm, 处于中等水平, 该值越大说明齿轮承载能力越大。单泵脉动率为 155.6%, 双泵并联脉动率为 25.0%, 相比其他六叶片差速泵的脉动率偏高, 流量恒定性不理想, 而双泵并联排量为 8 224.6 mL, 是不同阶数比的六叶片差速泵中排量最大的。

(2) 在傅里叶参数不变情况下, 设置节曲线阶数比为 $2:3$, 此时主动节曲线和从动节曲线出现凹的现象, 不根切最大模数为 0.68 mm, 节曲线不根切最大模数小于 1.5 mm, 不符合传动设计要求, 根据经验方法, 传动齿轮模数是中心距的 0.02 倍以上, 而傅里叶非圆齿轮副的中心距一般是 a_0 的 2 倍, a_0 取值为 35, 则根据标准模数表 $m_{\max}$ 须大于 1.5 mm。因此模数 0.68 mm 不能用于承载传动。为了让傅里叶节曲线凸, 调整节曲线参数为 $a_1 = 5, a_2 = 1$, 不根切最大模数提高到 1.98 mm, 此时单泵脉动率为 158.0%, 双泵并联脉动率为 31.1%, 脉动率处于高位, 不利于流量恒定, 容易产生较大流体噪声, 此时排量下降为 5 563.8 mL。

(3) 傅里叶参数不变, 当节曲线阶数比为 $3:3$, 此时不根切最大模数为 1.29 mm, 小于传动设计标准 1.5 mm, 为此调节傅里叶参数 $a_1 = 2, a_2 = 1$, 该参

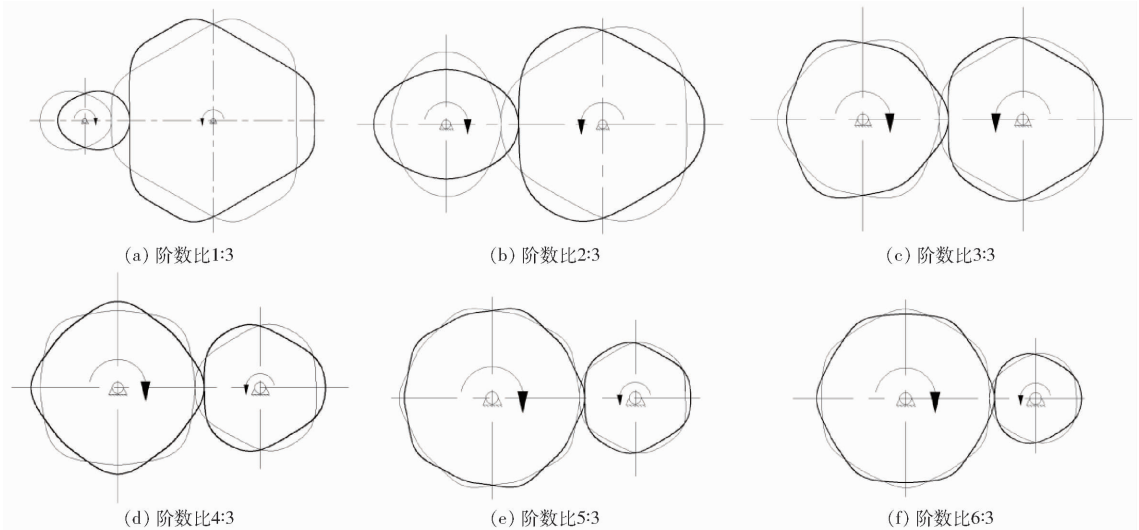


图 3 不同阶数比的(凸)节曲线

Fig. 3 Curves (convex) with different order ratios

表 1 节曲线阶数比变化对单泵和双泵的脉动率、排量和不根切最大模数的影响比较

Tab. 1 Comparisons of effects of different order ratios of curves on pulsation rate, displacement and maximum modulus of single and double pumps								
编号	傅里叶参数	节曲线阶数	节曲线 凹凸	单泵 脉动率/%	双泵并联 脉动率/%	双泵并 联排量/mL	不根切最大 模数/mm	最小封闭 腔角/(°)
1	$a_0=35;a_1=10;$ $a_2=5;b_1=0.02;$ $b_2=0.15$	$n_1=1$ $n_2=3$ (低阶比)	主动:凸 从动:凸	155.6	25.0	8 224.6	1.62	22
2	$a_0=35;a_1=10;$ $a_2=5;b_1=0.02;$ $b_2=0.15$	$n_1=2$ $n_2=3$ (低阶比)	主动:凹 从动:凹	161.3	16.4	5 563.8	0.68	14
3	$a_0=35;a_1=5;$ $a_2=1;b_1=0.02;$ $b_2=0.15$	$n_1=3$ $n_2=3$ (等阶比)	主动:凸 从动:凸	158.0	31.1	5 563.8	1.98	14
4	$a_0=35;a_1=5;$ $a_2=1;b_1=0.02;$ $b_2=0.15$	$n_1=3$ $n_2=3$ (等阶比)	主动:凸 从动:微凹	159.6	29.9	4 596.2	1.29	22
5	$a_0=35;a_1=2;$ $a_2=1;b_1=0.02;$ $b_2=0.15$	$n_1=4$ $n_2=3$ (高阶比)	主动:凸 从动:凸	158.3	32.1	4 596.1	2.01	22
6	$a_0=35;a_1=2;$ $a_2=1;b_1=0.02;$ $b_2=0.15$	$n_1=4$ $n_2=3$ (高阶比)	主动:微凹 从动:微凹	119.1	24.7	3 991.4	1.47	27
7	$a_0=35;a_1=2;$ $a_2=0.5;b_1=0.02;$ $b_2=0.15$	$n_1=5$ $n_2=3$ (高阶比)	主动:凸 从动:凸	118.2	26.7	3 991.4	1.95	27
8	$a_0=35;a_1=2;$ $a_2=0.5;b_1=0.02;$ $b_2=0.15$	$n_1=5$ $n_2=3$ (高阶比)	主动:微凹 从动:微凹	94.6	20.1	3 991.4	1.51	27
9	$a_0=35;a_1=1;$ $a_2=0.5;b_1=0.02;$ $b_2=0.15$	$n_1=6$ $n_2=3$ (高阶比)	主动:凸 从动:凸	93.5	21.6	3 991.4	1.97	27
10	$a_0=35;a_1=1;$ $a_2=0.2;b_1=0.02;$ $b_2=0.15$	$n_1=6$ $n_2=3$ (高阶比)	主动:凸 从动:凸	77.4	18.9	3 749.5	2.26	29

数下的不根切最大模数提高到 2.01 mm,非圆齿轮的承载能力提高,但是双泵并联脉动率提高到了 32.1%,为最高脉动率,容易产生大的流体噪声,其排量下降到 4 596.1 mL,整体性能不佳。

(4)当节曲线阶数比为 4:3,此时不根切最大模数为 1.47 mm,小于传动设计标准 1.5 mm,为此调节傅里叶参数 $a_1 = 2$ 、 $a_2 = 0.5$,该参数下节曲线的不根切最大模数提高到 1.95 mm,此时的单泵脉动率为 118.2%,相比等阶比节曲线降低 25.3%,双泵并联脉动率为 26.7%,降低 16.8%,因此节曲线的高阶比可以大幅度改善脉动率,而排量的降幅较小,双泵并联排量为 3 991.4 mL,该值可以通过提高输入转速来改善。为此傅里叶非圆齿轮的高阶比是提高差速泵性能的重要途径。

(5)当节曲线阶数比为 5:3,此时节曲线出现微凹,不根切最大模数为 1.51 mm,该值处于设计临界值,为提高非圆齿轮的承载能力,调节傅里叶参数 $a_1 = 1$ 、 $a_2 = 0.5$,不根切最大模数提高到 1.97 mm,单泵脉动率为 93.5%,双泵并联脉动率为 21.6%,双泵并联排量为 3 991.4 mL,表现出较好的差速泵性能。

(6)当节曲线阶数比为 6:3,主、从动非圆齿轮节曲线均为凸曲线,不根切最大模数为 2.26 mm,这是不同阶数比中的最高值,非圆齿轮的承载力最优;单泵脉动率为 77.4%,双泵并联脉动率为 18.9%,在凸节曲线中脉动率最低,实现输出流量最恒定。双泵并联排量为 3 749.5 mL,该值可以通过提高差速泵输入转速进一步提高。

通过对差速泵不同傅里叶非圆齿轮阶数比的性能比较,傅里叶非圆齿轮的高阶比可以大幅度提高节曲线的不根切最大模数,有效提高非圆齿轮的承

载能力。同时可以大幅度降低脉动率,理论上可以降低流体噪声。因此高阶比是傅里叶非圆齿轮驱动的差速泵性能提高的重要途径。

2.2 节曲线变性系数对六叶片差速泵性能的影响

节曲线变性系数的变化会影响驱动非圆齿轮的局部传动比,根据计算模型,传动比将影响齿轮的不根切最大模数、泵的进出口分布、瞬时流量、脉动率和排量等重要性能指标。为研究变性系数的影响,节曲线的傅里叶参数不变,逐步调节节曲线变性系数。本文以 6:3 阶数比为基础,选择性能较好的高阶比傅里叶参数 $a_0 = 35$ 、 $a_1 = 1$ 、 $a_2 = 0.2$ 、 $b_1 = 0.02$ 、 $b_2 = 0.15$,变性系数从 1.0 ~ 1.5 进行调节,分析变性系数变化对单泵和双泵的脉动率、排量和不根切最大模数的影响,如表 2 和图 4、5 所示。

表 2 不同变性系数时单泵和双泵的脉动率、排量和不根切最大模数

Tab.2 Comparisons of effects of denatured coefficients on pulsation rate, displacement and maximum modulus of non-undercutting of single and double pumps					
变性系数	单泵脉动率/%	双泵并联脉动率/%	双泵并联排量/mL	不根切最大模数/mm	最小封闭腔角/(°)
1.0	77.4	18.9	3 749.00	2.26	29
1.1	77.1	18.8	3 749.50	1.98	29
1.2	77.0	19.7	3 749.50	1.74	29
1.3	76.7	20.7	3 628.54	1.54	30
1.4	76.1	21.2	3 628.54	1.37	30
1.5	75.5	23.7	3 628.54	1.22	30

节曲线变性系数从 1.0 ~ 1.5 按 0.1 递增,节曲线局部出现变形,出现不对称特性,如图 4 所示。单泵脉动率随变性系数增加而减小,双泵并联脉动率呈现比例递增趋势,具体趋势如图 5a、5b 所示。主要原

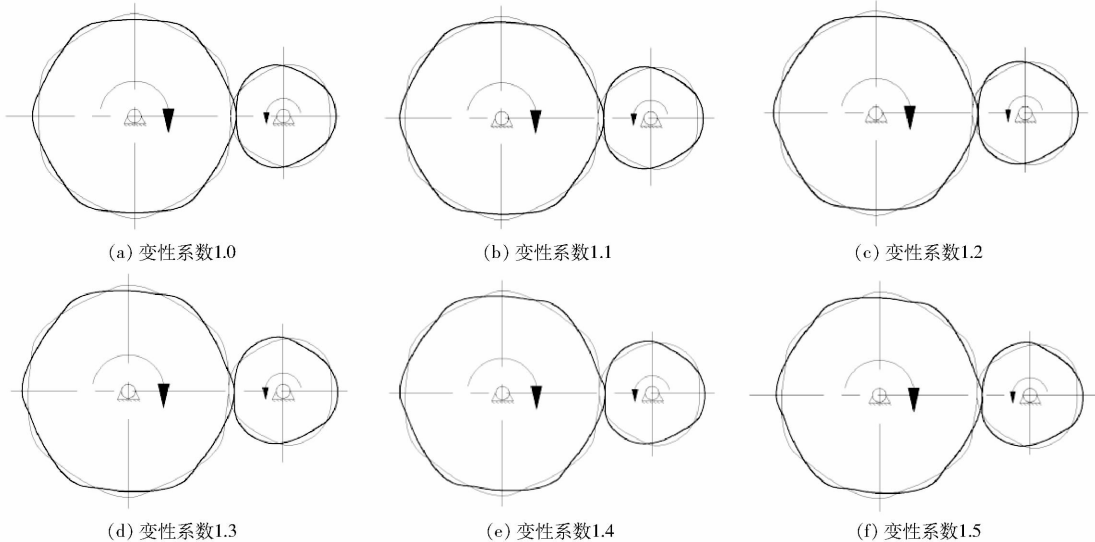


图 4 不同变性系数的节曲线

Fig.4 Pitch curves with different denatured coefficients

因是节曲线变性量增加,节曲线局部变形引起传动比改变,单泵流量曲线局部波动变小,单泵脉动率降低。而双泵脉动率提高,是因为节曲线的对称性变差,双泵叠加的最佳相位随变性系数变化,而目前是 30°固定相位,为此波峰和波谷没有最佳叠加,导致双泵脉动率随之递增。随节曲线变性系数的递增,排量呈阶梯下降趋势,不根切最大模数呈比例递减趋势,具体

趋势如图 5c、5d 所示。排量减少主要原因是节曲线变性引起进、出口位置变化,导致有效容积减少。不根切最大模数变小主要是局部变形引起节曲线最小曲率半径变小(图 4),最终导致不根切最大模数按比例变小,为满足传动和承载的要求,节曲线变性量不宜超过 1.3,因此节曲线变性系数在 1.0~1.3 可以作为差速泵设计和优化的参数之一。

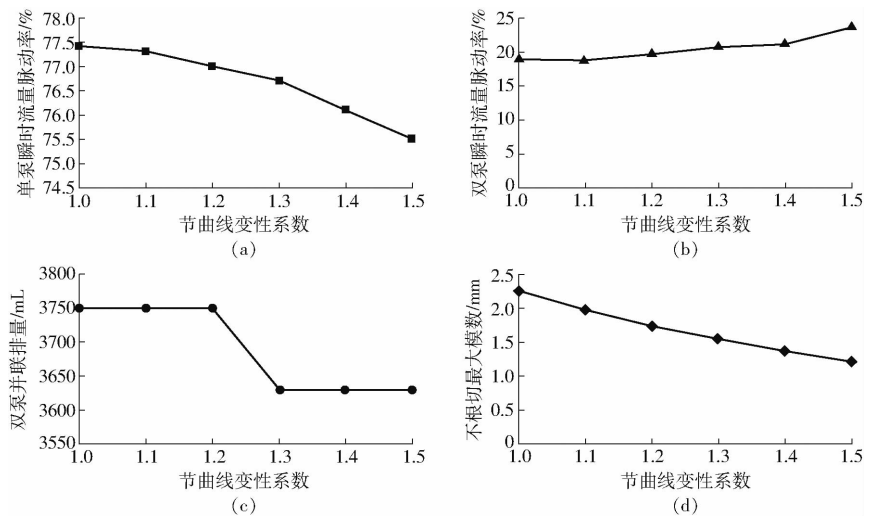


图 5 变性系数变化对单泵和双泵特性参数的影响趋势

Fig. 5 Influencing trends of variability coefficients on characteristic parameters of single and double pumps

3 不同傅里叶非圆齿轮驱动差速泵性能试验

变性高阶比傅里叶非圆齿轮驱动的六叶片差速泵与普通傅里叶非圆齿轮驱动的四叶片差速泵性能进行试验比较。为了具有可比性,六叶片和四叶片差速泵泵壳容积相同,选用经过四叶片差速泵多目标优化的傅里叶参数为基本节曲线参数^[16]。

差速泵试验台动力为 5.5 kW 电机,通过变频器进行调速控制,变频器设定输入轴转速为 400 r/min,电机和差速泵之间安装转速测量传感器。由于泵源流量脉动无法使用流量计直接测量,只能采用间接测量

方法。经过试验发现,差速泵流量脉动引起的脉动压力对叶轮输入轴有周期性冲击作用,该作用会导致输入轴的微应变均值增大。因此在相同负载及管路环境下,叶轮输入轴的微应变均值可以用于间接比较不同差速泵泵源脉动强度。为此试验使用 TQ201 型无线传感器和应变片组成的惠斯通桥式电路测量差速泵第一叶轮输入轴的微应变,将数据实时无线传输到网关,采集软件记录第一叶轮输入轴的微应变数据点,再通过计算微应变均值间接反映差速泵流量脉动强度。试验台构建如图 6~8 所示,性能比较如表 3 所示。

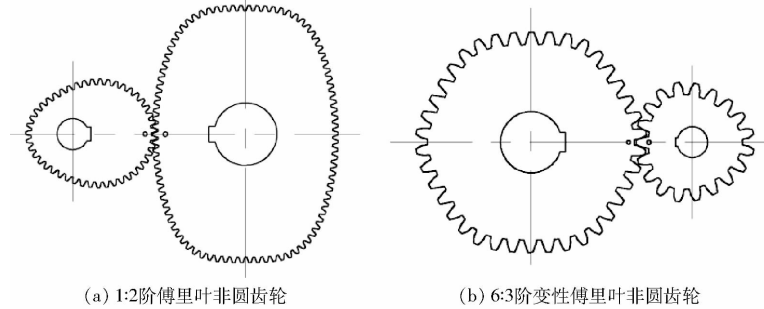


图 6 试验用傅里叶非圆齿轮

Fig. 6 Fourier non-circular gears for test

如图 6 所示,6:3 阶变性傅里叶非圆齿轮和从动非圆齿轮更接近圆形,节曲线最小曲率半径更大,为此不根切最大模数较大,变性系数为 1.1 时,相比 1:2 阶傅里叶非圆齿轮增加 27.7%,单个轮齿可以

更厚实,有利于齿轮承载。六叶片设计增加了吸、排液次数,单次吸排叶片旋转角更小,如图 9 所示,六叶片差速泵在一个旋转周期的波峰和波谷数量增加,流量波动密集,相比四叶片差速泵由流量脉动引

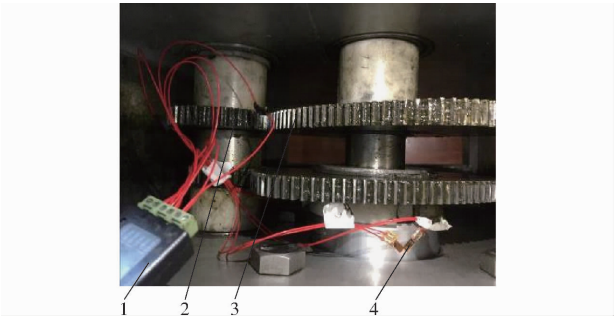


图 7 驱动非圆齿轮及应变片安装

Fig. 7 Driving non-circular gear and strain sheet

1. TQ201 型无线传感器 2. 主动非圆齿轮 3. 从动非圆齿轮
4. 应变片桥式电路

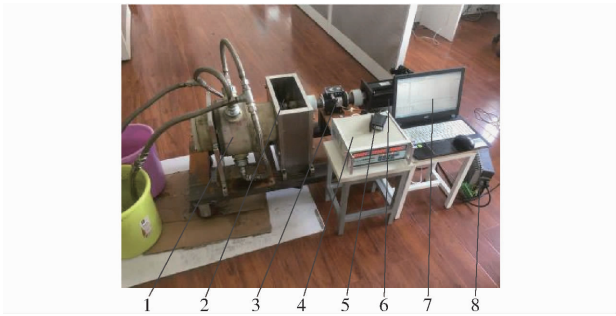


图 8 非圆齿轮驱动差速泵试验台

Fig. 8 Differential pump test-bed

1. 泵体 2. 非圆齿轮箱 3. 扭矩仪 4. 数据采集仪 5. 无线网
关 6. 电机 7. 微应变采集软件 8. 变频器

表 3 同等泵尺寸条件下傅里叶非圆齿轮驱动四叶片差速泵和六叶片差速泵性能试验比较

Tab. 3 Performance comparison of four-blade differential pump and six-blade differential pump under the same pump size

叶片数	节曲线阶数	变性系数	第一叶轮轴 微应变均值	排量/ ($\text{L} \cdot \text{min}^{-1}$)	容积效率/ %	不根切最大 模数/mm	最小封闭 腔角度/($^{\circ}$)
4	$n_1 = 1$ $n_2 = 2$ (低阶比)	1.0	141.2	318.4	87	1.55	22
6	$n_1 = 6$ $n_2 = 3$ (高阶比)	1.1	91.5	314.7	89	1.98	29

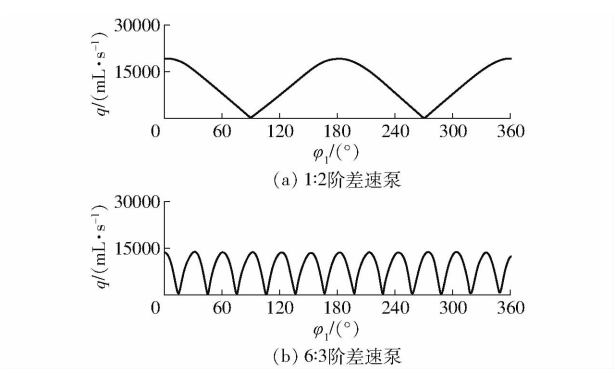


图 9 瞬时流量曲线对比

Fig. 9 Comparison of instantaneous flow curves

起的第一叶轮输入轴微应变均值降低 35.2%，也反映差速泵脉动降低明显。而其排量变化不大，仅下降 1.2%。可见变性高阶比傅里叶非圆齿轮驱动的六叶片差速泵优于普通傅里叶非圆齿轮驱动的四叶片差速泵。

4 结论

(1) 根据差速泵原理，建立变性高阶比傅里叶

非圆齿轮传动数学模型，建立六叶片差速泵排量、流量和不根切最大模数计算模型，编写变性高阶比傅里叶非圆齿轮差速泵性能计算软件。

(2) 分析不同阶数比和不同变性系数下的差速泵不根切最大模数、排量和脉动率等性能，结果表明，非圆齿轮高阶数比有利于提高差速泵性能，变性系数改变有利于降低单泵脉动率。

(3) 变性高阶比六叶片差速泵与普通傅里叶非圆齿轮驱动的四叶片差速泵进行试验研究，六叶片差速泵在泵壳容积相同情况下，不根切最大模数增加 27.7%；由流量脉动引起的第一叶轮输入轴微应变均值降低 35.2%，也反映变性高阶比差速泵脉动降低明显；相比四叶片差速泵，其排量变化不大，仅下降 1.2%。随变性系数增加，单泵脉动率将进一步降低，双泵脉动率有望通过改变叠加相位进一步降低，因此变性高阶比非圆齿轮驱动差速泵更适用于低脉动、大载荷工况。

参 考 文 献

[1] 杨学军, 严荷荣, 徐赛章, 等. 植保机械的研究现状及发展趋势[J]. 农业机械学报, 2002, 33(6): 129 - 131, 137. YANG Xuejun, YAN Herong, XU Saizhang, et al. Current situation and development trend of equipment for crop protection[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2002, 33(6): 129 - 131, 137. (in Chinese)

[2] 何雄奎. 改变我国植保机械和施药技术严重落后的现状[J]. 农业工程学报, 2004, 20(1): 13 - 15. HE Xiongkui. Improving severe dragging actuality of plant protection machinery and its application techniques [J]. Transactions of the CSAE, 2004, 20(1): 13 - 15. (in Chinese)

[3] 郑文钟, 应霞芳. 我国植保机械和施药技术的现状、问题及对策[J]. 农机化研究, 2008, 30(5): 219 - 221. ZHENG Wenzhong, YING Xiafang. Study on actuality and problems with measure of plant protection machinery and spray techniques of agricultural chemicals in China [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2008, 30(5): 219 - 221. (in Chinese)

[4] 朱金文, 周国军, 曹亚波, 等. 氟虫腈药液在水稻叶片上的沉积特性研究[J]. 农药学报, 2009, 11(2): 250 - 254.

- ZHU Jinwen, ZHOU Guojun, CAO Yabo, et al. Characteristics of fipronil solution deposition on paddy rice (*Oryza sativa*) leaves[J]. Chinese Journal of Pesticide Science, 2009, 11(2): 250–254. (in Chinese)
- [5] 刘卹洲, 吴萍, 罗楚平, 等. 喷雾压力和药液流量对井冈·枯芽菌在水稻叶片定殖的影响[J]. 植物保护, 2008, 34(4): 65–68.
- LIU Youzhou, WU Ping, LUO Chuping, et al. Influences of operating pressure and spray volume on colonization of the biotic fungicide *Bacillus subtilis*[J]. Plant Protection, 2008, 34(4): 65–68. (in Chinese)
- [6] AJAY S, JOHN P F, TIMOTHY P M, et al. Brodbeck real-time nozzle flow uniformity when using automatic section control on agricultural sprayers[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2011, 79: 169–179.
- [7] JULIAN S H, VICTOR J R, FRANCISCO P, et al. Comparative spray deposits by manually pulled trolley sprayer and a spray gun in greenhouse tomato crops [J]. Crop Protection, 2012, 31: 119–124.
- [8] 陈明, 李丽伟, 焦映厚, 等. 四叶片差速泵的理论研究[J]. 机械工程学报, 2002, 38(11): 66–70.
- CHEN Ming, LI Liwei, JIAO Yinghou, et al. Theoretical study of differential velocity 4-vane pump [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2002, 38(11): 66–70. (in Chinese)
- [9] 陈明, 张勇, 訾进锋, 等. 转动导杆-齿轮机构驱动叶片差速泵[J]. 机械工程学报, 2006, 42(增刊): 54–58.
- CHEN Ming, ZHANG Yong, ZI Jinfeng, et al. Differential velocity vane pump driven by rotating guide-bar-gear mechanism [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(Supp.): 54–58. (in Chinese)
- [10] 陈明, 訾进锋, 张勇, 等. 万向节-齿轮机构驱动的叶片差速泵[J]. 机械科学与技术, 2006, 25(11): 1298–1300, 1379.
- CHEN Ming, ZI Jinfeng, ZHANG Yong, et al. Study of a differential velocity vane pump driven by Hooke's Joints [J]. Mechanical Science and Technology, 2006, 25(11): 1298–1300, 1379. (in Chinese)
- [11] 陈明, 王广林, 刘福利, 等. 叶片差速泵偏心圆-非圆齿轮驱动系统的研究[J]. 机械工程学报, 2005, 41(3): 98–101.
- CHEN Ming, WANG Guanglin, LIU Fuli, et al. Study of eccentric circular-noncircular gears driving system of differential velocity vanes pump [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005, 41(3): 98–101. (in Chinese)
- [12] 胡明, 袁伟东, 陈明, 等. 叶片差速泵驱动系统运动与力学特性分析[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2012, 44(9): 123–127.
- HU Ming, YUAN Weidong, CHEN Ming, et al. Kinematics and mechanics performance analysis of driving systems of differential velocity vane pump [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2012, 44(9): 123–127. (in Chinese)
- [13] 叶秉良, 吴国环, 俞高红, 等. 非圆齿轮行星轮系水稻钵苗移栽机构优化设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(11): 67–73.
- YE Bingliang, WU Guohuan, YU Gaohong, et al. Optimized design and test on rice potted seedling transplanting mechanism of planetary gear train with non-circular gear [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(11): 67–73. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20161109&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.11.009. (in Chinese)
- [14] ZHAO Yun, SUN Liang, YU Gaohong. Properties and applications of the eccentric-gear drive [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2011, 24(2): 323–331.
- [15] 徐高欢, 陈建能, 张国凤. 傅里叶非圆齿轮驱动四叶片差速泵设计与特性分析[J/OL]. 农业机械学报, 2014, 45(12): 80–87.
- XU Gaohuan, CHEN Jianneng, ZHANG Guofeng. Design and performance analysis of Fourier non-circular gear-driven differential pump [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(12): 80–87. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20141213&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.12.013. (in Chinese)
- [16] 徐高欢, 陈建能, 童志鹏. 混合高阶傅里叶非圆齿轮驱动的差速泵多目标参数优化[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(1): 383–390.
- XU Gaohuan, CHEN Jianneng, TONG Zhipeng. Multi-objective optimization of the mixed high order Fourier non-circular gear-driven differential pump [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(1): 383–390. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20160153&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.01.053. (in Chinese)
- [17] XU Gaohuan, CHEN Jianneng, ZHAO Huacheng. Numerical calculation and experiment of coupled dynamics of the differential velocity vane pump driven by the hybrid high order Fourier non-circular gears [J]. Journal of Thermal Science, 2018, 27(3): 285–293.
- [18] 陈明, 李丽伟, 魏莉, 等. 六叶片差速泵工作原理及设计理论的研究[J]. 机械科学与技术, 2003, 22(6): 861–864.
- CHEN Ming, LI Liwei, WEI Li, et al. Study of differential velocity vane pump [J]. Mechanical Science and Technology, 2003, 22(6): 861–864. (in Chinese)
- [19] 杨茂祥, 雷昌毅, 陈建能, 等. 一种具有傅里叶函数节曲线的非圆齿轮副: 201220265860.4 [P]. 2012–06–04.
- [20] 徐高欢, 陈建能, 李伟民. 一种傅里叶非圆齿轮驱动的四叶片差速泵: 201410039845.1 [P]. 2015–07–22.
- [21] 吴序堂, 王贵海. 非圆齿轮传动及其应用[J]. 机械设计, 1995, 12(7): 39–42.
- [22] 吴序堂. 非圆齿轮及非运速比传动[M]. 北京: 机械工业出版社, 1997: 1–5.