

叶片差速泵驱动系统运动与力学特性分析

胡 明¹, 袁伟东¹, 陈 明², 陈文华¹, 张 尧¹, 钱 萍¹

(1. 浙江理工大学 机电产品可靠性技术研究浙江省重点实验室, 310018 杭州;

2. 哈尔滨工业大学 机电工程学院, 150001 哈尔滨)

摘 要: 为改善转子式容积泵存在的排量小、压力脉动较大、径向力不平衡等问题, 提出新型转动导杆-齿轮驱动式叶片差速泵, 分析以曲柄为主动件和以导杆为主动件的叶片差速泵转动导杆-齿轮驱动系统, 研究转动导杆-齿轮驱动系统的运动特征及其随运动特征系数变化的运动规律. 在此基础上分别建立两种驱动系统的基本参数方程, 对比分析两种驱动系统下叶片差速泵的运动特性和力学特性. 研究表明, 以导杆为主动件的转动导杆-齿轮机构组合的叶片差速泵驱动系统更具优越性.

关键词: 叶片差速泵; 驱动系统; 转动导杆-齿轮机构; 运动特性分析

中图分类号: TH32

文献标志码: A

文章编号: 0367-6234(2012)09-123-05

Kinematics and mechanics performance analysis of driving systems of differential velocity vane pump

HU Ming¹, YUAN Wei-dong¹, CHEN Ming², CHEN Wen-hua¹, ZHANG Yao¹, QIAN Ping¹

(1. Zhejiang Province's Key Laboratory for Reliability Technology of Mechanical & Electrical Produces, Zhejiang Sci-Tech University, 310018 Hangzhou, China; 2. School of Mechatronic Engineering, Harbin Institute of Technology, 150001 Harbin, China)

Abstract: To overcome the drawback of small displacement, large pressure fluctuation and unbalanced radial force of a rotary positive displacement pump, the rotating-guide-bar and gear mechanisms assembled driving systems of differential velocity vane pump with the cranks and the guide-bars as active parts are presented in this paper. With variation of the motion characteristic coefficient on the rotating-guide-bar and gear mechanisms assembled driving systems, their motion characteristics and laws are investigated. The basic parameter equations are established and the kinematics characteristics and mechanics performance are analyzed for these two types of driving systems. The results show that the transmission performance of rotating-guide-bar and gear mechanisms assembled driving system with the guide-bars as active parts is superior to that with cranks as active parts.

Key words: differential velocity vane pump; driving system; rotating-guide-bar and gear mechanisms; Kinematic performance analysis

多种转子式容积泵在实际工程中已得到了广泛应用,但其普遍存在着排量体积比小、转子所受

径向载荷不平衡等缺点^[1-2]. 针对上述情况,提出了一种新型转子式容积泵-叶片差速泵. 叶片差速泵由驱动系统、叶轮和泵壳3部分组成. 驱动系统用于实现叶轮工作所需的运动规律. 叶轮和泵壳共同形成封闭腔,两个叶轮通过不等速转动实现封闭腔容积的变化,从而完成排液和吸液. 泵壳除了承担形成封闭腔的任务外,其上还开设有实现配液功能的配液口. 叶片差速泵通过其驱动系统实现叶轮的运动规律来完成吸液和排液^[3-4],

收稿日期: 2011-02-13.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50935002); 浙江省自然科学基金资助项目(LZ12E05004); 浙江省重点科技创新团队资助项目(2010R50005); 2010、2011年度浙江省级公益性技术应用研究计划资助项目(2011C31012, 2010C31076).

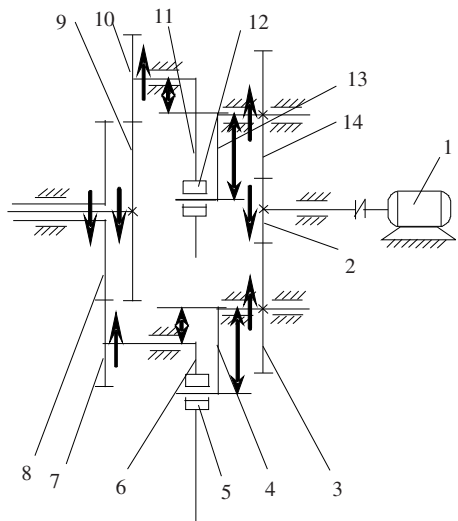
作者简介: 胡 明(1976—), 女, 博士, 副教授;
陈 明(1957—), 男, 教授, 博士生导师;
陈文华(1963—), 男, 教授, 博士生导师.

通信作者: 胡 明, huming@zstu.edu.cn.

本文提出转动导杆-齿轮机构组合的叶片差速泵驱动系统设计方案,并对其运动与力学特性进行分析.

1 转动导杆-齿轮驱动系统工作原理

转动导杆-齿轮机构组合的叶片差速泵驱动系统如图 1 所示,主要包括动力源即电机、转动导杆机构、齿轮机构等.其工作原理是:齿轮 2 同时与齿数相同的齿轮 3 和 14 啮合,使其同向等速转动.齿轮 3 和 14 分别与转动导杆机构的曲柄 4 和 13 固联,两曲柄的安装角按设计要求设定.通过滑块 5 和 12,曲柄 4 和 13 分别驱动转动导杆 6 和 11 作周期性的非匀速转动,从而使转动导杆 6 和 11 的角速度按照不同的相位输出.转动导杆 6 和 11 则分别与齿轮 7 和 10 固联,而齿轮 7 和 10 分别与齿轮 8 和 9 啮合.齿轮 8 和 9 分别与叶片差速泵的两个叶轮固联,使其作周期性的不等速转动,以满足叶轮运动规律的要求^[5].



1—电动机;2,3,7,8,9,10,14—齿轮;4,13—曲柄;5,12—滑块;6,11—导杆

图 1 叶片差速泵转动导杆-齿轮驱动系统简图

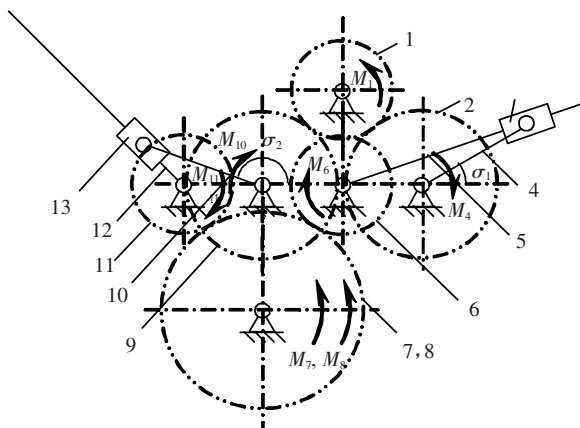
叶片差速泵驱动系统中的转动导杆机构是双曲柄机构的演化形式,因此具有两种应用类型:主动件为曲柄和主动件为导杆.无论采用哪种构件作为主动件,当主动件匀速转动时,从动件均可实现变速的整周转动,与圆柱齿轮机构组合后,均可构成叶片差速泵的驱动系统.因此,需从运动特性和力学特性的角度对其进行对比分析.

2 转动导杆-齿轮驱动系统运动分析

2.1 曲柄为主动件的驱动系统运动分析

曲柄为主动件的转动导杆-齿轮机构组合的

叶片差速泵驱动系统如图 2 所示.



1,2,6,7,8,9,11—齿轮;4,10—曲柄;3,13—滑块;5,12—导杆;
 $M_1, M_4, M_7, M_8, M_{10}, M_{11}$ —齿轮 1,4,7,8,10,11 所受工作阻力矩

图 2 曲柄为主动件的转动导杆-齿轮驱动系统

图 2 中齿轮 1 为系统运动输入构件,且同时与齿数相同的齿轮 2 和齿轮 9 啮合,而齿轮 2 和齿轮 9 分别与两个曲柄为主动件的转动导杆机构中的曲柄 4、曲柄 10 固联,而曲柄 4 和曲柄 10 则分别以安装角 σ_1 和 σ_2 安装(定义两个主动件安装角的差 $\Sigma = \sigma_2 - \sigma_1$ 为安装相位角,为便于系统的安装操作和动平衡,实际设计中采用 $\Sigma = \sigma_2 - \sigma_1 = 180^\circ$ 的安装方案).当运动由齿轮 1 输入时,曲柄 4 和曲柄 10 以等角速度同向运动.两个曲柄为主动件的转动导杆机构导杆 5 和导杆 12 分别与等齿数的齿轮 6 和齿轮 11 固联,齿轮 6 和齿轮 11 分别与齿数相同且同轴安装的齿轮 7 和齿轮 8 啮合.齿轮 7 和齿轮 8 分别与叶片差速泵的两叶轮固联,从而驱动叶片差速泵工作.

根据运动传递关系,得到齿轮 7、齿轮 8 的角速度分别为

$$\omega_7 = \frac{1 + \lambda \cos(\sigma_1 + \varphi_4)}{[1 + 2\lambda \cos(\sigma_1 + \varphi_4) + \lambda^2]u} \omega_4. \quad (1)$$

$$\omega_8 = \frac{1 + \lambda \cos(\sigma_2 + \varphi_{10})}{[1 + 2\lambda \cos(\sigma_2 + \varphi_{10}) + \lambda^2]u} \omega_{10}. \quad (2)$$

式中: λ 为曲柄导杆机构运动特征系数, $\lambda = \frac{d}{a}$,

即为导杆机构两回转中心距离 d 与曲柄长度 a 的比值; $\sigma_1, \varphi_4, \omega_4$ 分别为曲柄 4 的安装角、转角、角速度; $\sigma_2, \varphi_{10}, \omega_{10}$ 分别为曲柄 10 安装角、转角、角速度; ω_7, ω_8 分别为齿轮 7、齿轮 8 的角速度; u 为齿轮 7 与齿轮 6(齿轮 8 与齿轮 11) 齿数比.

当运动特征系数 $\lambda = 0.5$, 齿数比 $u = 2$ 时, 分别给定两个转动导杆机构主动件的安装角 $\sigma_1 = 0^\circ, \sigma_2 = 180^\circ$, 即驱动系统的安装相位角 $\Sigma = 180^\circ$. 由式(1)、式(2) 绘制齿轮 7 和齿轮 8 的角速度线图(图 3). 由图 3 可知, 安装相位角为

$\Sigma = 180^\circ$ 时的角速度线图各交点纵坐标值相同.

2.2 导杆为主动件的驱动系统运动分析

以导杆为主动件时, 构成的驱动系统如图 4 所示. 与图 2 比较可知, 除了主动件由曲柄变成导杆之外, 其余部分均相同. 同理, 可求得齿轮 7、齿轮 8 的角速度分别为

$$\omega_7 = [1 - \lambda^2 \sin^2(\sigma_1 + \varphi_4) + \lambda^2 \cos^2(\sigma_1 + \varphi_4) - 2\lambda \cos(\sigma_1 + \varphi_4) \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\sigma_1 + \varphi_4)}]^{1/2} \omega_4 / [u \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\sigma_1 + \varphi_4)}]. \quad (3)$$

$$\omega_8 = [1 - \lambda^2 \sin^2(\sigma_2 + \varphi_{10}) + \lambda^2 \cos^2(\sigma_2 + \varphi_{10}) - 2\lambda \cos(\sigma_2 + \varphi_{10}) \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\sigma_2 + \varphi_{10})}]^{1/2} \omega_{10} / [u \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\sigma_2 + \varphi_{10})}]. \quad (4)$$

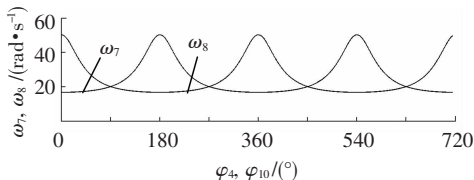
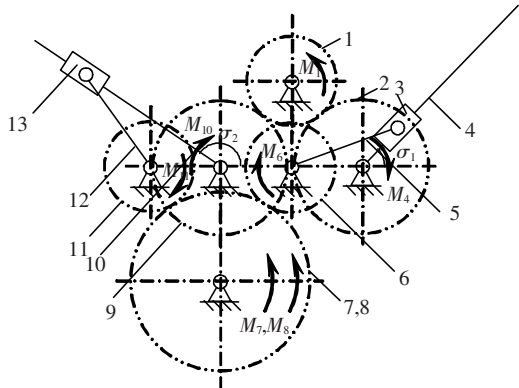


图 3 曲柄为主动件 $\Sigma = 180^\circ$ 的驱动系统运动线图



1, 2, 6, 7, 8, 9, 11—齿轮; 4, 10—导杆; 3, 13—滑块; 5, 12—曲柄; $M_1, M_4, M_7, M_8, M_{10}, M_{11}$ —齿轮 1, 4, 7, 8, 10, 11 所受工作阻力矩

图 4 导杆为主动件的转动导杆—齿轮驱动系统

当运动特征系数 $\lambda = 0.5$, 齿数比 $u = 2$ 时, 给定两个转动导杆机构的主动件安装角 $\sigma_1 = 0^\circ$, $\sigma_2 = 180^\circ$, 即驱动系统的安装相位角为 $\Sigma = 180^\circ$. 由式(3)、式(4) 绘制齿轮 7 和齿轮 8 的角速度线图(图 5). 同理可知, 图 5 中安装相位角 $\Sigma = 180^\circ$ 时角速度线图各交点的纵坐标值相同.

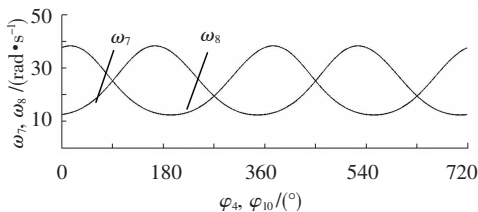


图 5 导杆为主动件 $\Sigma = 180^\circ$ 的驱动系统运动线图

比较图 3、图 5 运动曲线可知, 相同条件下以曲柄为主动件的转动导杆——齿轮驱动系统中齿轮 7、8 的角速度较导杆为主动件的转动导杆——

齿轮驱动系统中齿轮 7、8 的角速度波动幅度大.

3 转动导杆——齿轮驱动系统参数方程

3.1 曲柄为主动件的驱动系统基本参数方程

通过对叶片差速泵驱动系统的运动规律分析可知, 驱动系统运动线图两个交点之间角速度较小的构件转过的角度为叶轮理论叶片角 γ_0 (叶轮上一个叶片两侧边之间的夹角), 由图 3、图 5 可知 $\gamma_0 = \theta_8$. 因此, 若求出理论叶片角 γ_0 需先求出角速度线图的交点(等角速度重合点). 根据 $\omega_7 = \omega_8, \omega_4 = \omega_{10}$, 由式(1)、式(2) 即可求得, 但由此得到的复杂代数式只能求出其数值解^[6-7]. 为直观、简便的求得等速点, 采用几何法求解.

当图 2 和图 4 中的齿轮 7 和齿轮 8 等速时, 实际上是两个转动导杆机构的从动件等速, 故把图 2 简化为图 6, 即两曲柄为主动件且以等角速度绕点 A 转动, 两曲柄之间的夹角为安装相位角 Σ , 两导杆为从动件且分别绕点 C 转动^[8].

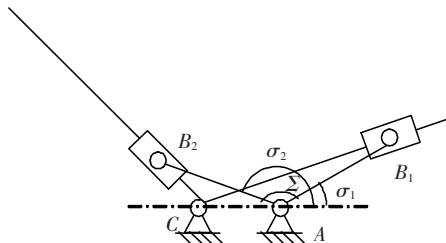


图 6 曲柄为主动件的导杆机构组合

由图 6 可知, 若两个转动导杆机构的从动件角速度同时相等, 则其主动件与从动件的相对位置必须同时对应, 如图 7 所示. 则图 2 所示的驱动系统中与导杆转角 $\theta_1 + \theta_2$ 对应的齿轮 8 转角为

$$\theta_8 = \frac{\theta_1 + \theta_2}{u} = \gamma_0.$$

图 7 所示的两个等速位置之间, 导杆由位置 CB'_1 转到位置 CB''_1 转过的角度大于导杆由位置 CB'_2 转到位置 CB''_2 转过的角度: $\theta_1 + \theta_2$, 而此角与叶轮的理論叶片角 γ_0 有关, 且有

$$\cos \theta_1 = \frac{\lambda + \cos \frac{\Sigma}{2}}{\sqrt{1 + 2\lambda \cos \frac{\Sigma}{2} + \lambda^2}},$$
$$\cos \theta_2 = \frac{\lambda - \cos \frac{\Sigma}{2}}{\sqrt{1 - 2\lambda \cos \frac{\Sigma}{2} + \lambda^2}}.$$

由此确立当 $\Sigma = 180^\circ$ 时, 曲柄为主动件的驱动系统运动特征系数 λ 和叶片差速泵叶片角 γ_0 两基本参数间的关系为

$$\arccos \frac{\lambda}{\sqrt{1+\lambda^2}} - \frac{u\gamma_0}{2} = 0. \quad (5)$$

3.2 导杆为主动件的驱动系统基本参数方程

当导杆作为主动件时,同理可把图 4 简化为图 8,根据图 8 中的两等速位置求得

$$\cos \theta_1 = \lambda \sin^2 \frac{\Sigma}{2} + \cos \frac{\Sigma}{2} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \frac{\Sigma}{2}},$$
$$\cos \theta_2 = \lambda \sin^2 \frac{\Sigma}{2} - \cos \frac{\Sigma}{2} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \frac{\Sigma}{2}}.$$

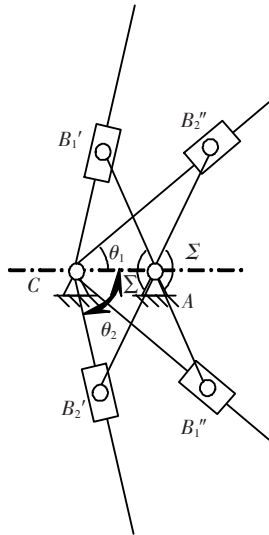


图 7 曲柄为主动件的转动导杆机构等速位置

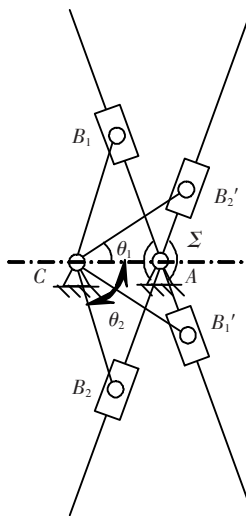


图 8 导杆为主动件的转动导杆机构等速位置

图 4 所示的驱动系统中与导杆转角 $\theta_1 + \theta_2$ 对应的齿轮 8 的转角为

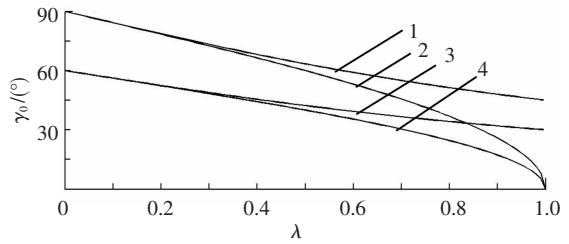
$$\theta_8 = (\theta_1 + \theta_2)/u = \gamma_0.$$

由此得到当 $\Sigma = 180^\circ$ 时,导杆为主动件的驱动系统基本参数方程为

$$\arccos \lambda - u\gamma_0/2 = 0. \quad (6)$$

令 $u = 2$,根据式(5)、式(6)计算得到图 9 中的曲线 1、曲线 2;令 $u = 3$,根据式(5)、式(6)计算得到图 9 中的曲线 3、曲线 4.

由图 9 可知,在特征系数相同的情况下,根据曲线 1 和 3 得到的叶片角大于根据曲线 2 和 4 得到的叶片角.因叶片角越大,泵的排量越小,即特征系数相同的情况下,根据曲线 2 和 4 设计的驱动系统可以获得更大的排量.由此可见,以导杆为主动件的转动导杆机构构成的驱动系统不仅运动更加平稳,且排量也比较大,其更具优越性.



1,3—曲杆为主动件的驱动系统当 $u = 2$, $u = 3$ 时 λ 和 γ_0 关系曲线; 2,4—导杆为主动件的驱动系统当 $u = 2$, $u = 3$ 时 λ 和 γ_0 关系曲线

图 9 特征系数与理论叶片角的关系曲线

4 转动导杆——齿轮驱动系统力学分析

对于曲柄为主动件的驱动系统,各个构件所受的工作阻力矩如图 2 所示. 齿轮 6、齿轮 11 分别与齿轮 7、齿轮 8 啮合,且齿数比均为 u . 由此可知,齿轮 6 和齿轮 11 所受的工作阻力矩为

$$M_6 = M_7/u,$$

$$M_{11} = M_8/u.$$

同时,齿轮 6 和齿轮 11 分别与导杆 5 和导杆 12 固联,故导杆 5、导杆 12 所受的力矩即为 M_6 和 M_{11} . 而转动导杆机构的主动件曲柄 4 和曲柄 10 所受的工作阻力矩 M_4 和 M_{10} 则分别为

$$M_4 = \frac{1 + \lambda \cos(\sigma_1 + \varphi_4)}{1 + 2\lambda \cos(\sigma_1 + \varphi_4) + \lambda^2} M_6,$$

$$M_{10} = \frac{1 + \lambda \cos(\sigma_2 + \varphi_{10})}{1 + 2\lambda \cos(\sigma_2 + \varphi_{10}) + \lambda^2} M_{11}.$$

曲柄 4 和曲柄 10 分别与齿轮 2 和齿轮 9 固联,而齿轮 2 和齿轮 9 同时与齿轮 1 啮合,齿轮 1、齿轮 2、齿轮 9 的齿数分别为 z_1 、 z_2 、 z_9 . 于是,齿轮 1 所受的工作阻力矩为

$$M_1 = \frac{z_1 M_4}{z_2} + \frac{z_1 M_{10}}{z_9}.$$

令:

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{z_9}{z_1}.$$

整理后得齿轮 1 所受的工作阻力矩 M_1 为

$$M_1 = \frac{1 + \lambda \cos(\sigma_1 + \varphi_4)}{[1 + 2\lambda \cos(\sigma_1 + \varphi_4) + \lambda^2] u i_{12}} M_7 +$$

$$\frac{1 + \lambda \cos(\sigma_2 + \varphi_{10})}{[1 + 2\lambda \cos(\sigma_2 + \varphi_{10}) + \lambda^2] u i_{12}} M_8. \quad (7)$$

对于导杆为主动件的驱动系统, 对比图2、图4可知, 除了转动导杆机构的主动件所受工作阻力矩有所不同外, 其他构件所受的工作阻力矩均相同. 因此, 图4中齿轮1所受的工作阻力矩为

$$M_1 = [1 - \lambda^2 \sin^2(\sigma_1 + \varphi_4) + \lambda^2 \cos^2(\sigma_1 + \varphi_4) - 2\lambda \cos(\sigma_1 + \varphi_4) \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\sigma_1 + \varphi_4)}]^{1/2} M_7 / [i_{12} u \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\sigma_1 + \varphi_4)}]^{1/2} + [1 - \lambda^2 \sin^2(\sigma_2 + \varphi_{10}) + \lambda^2 \cos^2(\sigma_2 + \varphi_{10}) - 2\lambda \cos(\sigma_2 + \varphi_{10}) \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\sigma_2 + \varphi_{10})}]^{1/2} / [i_{12} u \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\sigma_2 + \varphi_{10})}]. \quad (8)$$

由于图2和图4中的齿轮7、齿轮8均将分别与叶片差速泵的两个叶轮固联, 故式(7)和式(8)中的力矩 M_7 和 M_8 即为叶片差速泵两个叶轮上所受的工作阻力矩. 当 $u = 2, i_{12} = 2$ 时, 可计算得到图2、图4中齿轮1的工作阻力矩曲线如图10、图11所示.

由图10、图11可知, 随着运动特征系数 λ 的增大, 齿轮1所受的工作阻力矩波动幅值逐渐增大. 比较由图10、图11可知, 图11中的力矩线图的波动幅值远小于图10的力矩线图波动幅值. 由此可见, 采用以导杆为主动件的驱动系统更具有优越性.

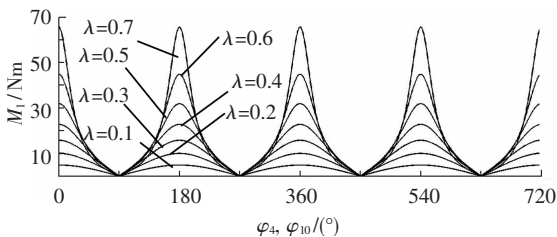


图10 曲柄为主动件的驱动系统工作阻力矩线图

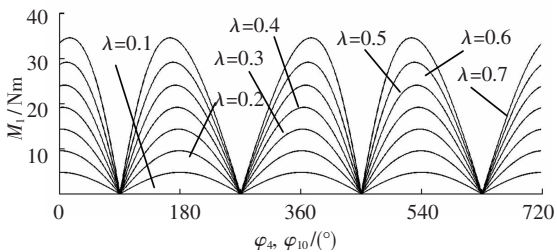


图11 导杆为主动件的驱动系统工作阻力矩线图

5 结 论

基于叶片差速泵驱动系统的工作原理, 根据

转动导杆机构的运动特征, 分别建立了以曲柄为主动件的转动导杆-齿轮驱动系统和以导杆为主动件的转动导杆-齿轮驱动系统, 并分析了其运动和力学特性, 建立了描述转动导杆-齿轮驱动系统运动特征系数与叶轮叶片角之间关系的基本参数方程.

通过对两类驱动系统在运动和力学特性方面的对比研究发现: 以导杆为主动件的转动导杆-齿轮驱动系统的传动性能优于以曲柄为主动件的转动导杆-齿轮驱动系统, 为转动导杆-齿轮机构组合的叶片差速泵驱动系统后续研究提供了理论依据.

参考文献:

- [1] DANRDONO D, KIML K S, ROZIBOYEV E, *et al.* Design and optimization of an LPG roller vane pump for suppressing vavitation[J]. *International Journal of Automotive Technology*, 2010, 3(11): 323-330.
- [2] FERRO L M C, GATO L M C, TAKAO M, *et al.* Design and experimental validation of the inlet guide vane system of a mini hydraulic bulb-turbine[J]. *Renewable Energy*, 2010, 35(9): 1920-1928.
- [3] 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, 3(4): 98-101.
- [4] 陈明, 张勇, 瞿进锋, 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(5): 54-59.
- [5] HU Ming, CHEN Ming, CHEN Wenhua, *et al.* Kinematics analysis and basic parameters design on the rotating-guide-bar and gear mechanisms assembled driving systems of differential velocity vane pump [C]//2010 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation. Piscataway, NJ: IEEE, 2010: 1220-1223.
- [6] ANANTHASURESH G K, VIJAY K. Kinematic and kinetostatic synthesis of planar coupled serial chain mechanism [J]. *Journal of Mechanical Design*, 2002, 124(12): 301-312.
- [7] FIGLIOLINI G, CECCARELLI M. A novel articulated mechsism mimicking the motion of index fingers [J]. *Robotica*, 2002, 20(1): 13-22.
- [8] PEREZ A, MCCARTHY J M. Geometric design of RRP, RPR and PRR serial chains[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2005, 40(11): 1294-1311.

(编辑 张 红)