doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.05.054

# 轴向柱塞液压马达机械液压耦合仿真分析

高有山[1,2]　权　龙[1]　黄家海[1]　张　一[2]　蔚鹏飞[2]　孙宣德[2]
(1. 太原理工大学机械电子工程研究所, 太原 030024; 2. 太原科技大学机械工程学院, 太原 030024)

**摘要**: 为了使轴向柱塞液压马达仿真模型接近于物理样机,采用机械、液压耦合模型并综合考虑柱塞和缸体、柱塞和斜盘等摩擦副的摩擦力和液体的粘性阻尼以及减小压力脉动的三角阻尼槽等因素,建立了轴向柱塞液压马达仿真模型。液压马达高压油推动柱塞位移、机械能推动柱塞排油,实现液压能和机械能相互转换,主要包括压力源(恒流源或恒压源)、负载(外部阻力矩,转动惯量)、柱塞缸体组件、柱塞往复和旋转运动转换组件、配流窗口等。仿真结果与有关文献中液压马达实验数据进行对比,马达转速、加速时间、最大输出流量的仿真值与实验值误差均小于 5%,验证了仿真模型能够保证较好的计算精度。仿真结果表明,由于卸荷槽和腰型槽过渡区域有通流面积突变现象,容易产生局部压力脉冲现象,且转速越高压力波动越大,通过优化卸荷槽结构型式和参数可以减小脉动冲击;液压马达工作特性受负载的影响,负载的总转动惯量大时加速时间长而稳定转速波动区间窄,相应产生的脉动也趋于减小。

**关键词**: 轴向柱塞液压马达; 机械液压耦合; 仿真分析
**中图分类号**: TH137　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2016)05-0395-06

# Simulation Analysis of Axial Piston Hydraulic Motors by Mechanical Coupling with Hydraulic

Gao Youshan[1,2]　Quan Long[1]　Huang Jiahai[1]　Zhang Yi[2]　Yu Pengfei[2]　Sun Xuande[2]
(1. *Institute of Mechatronic Engineering*, *Taiyuan University of Technology*, *Taiyuan* 030024, *China*
2. *College of Mechanical Engineering*, *Taiyuan University of Science and Technology*, *Taiyuan* 030024, *China*)

**Abstract**: In order to make the simulation model closer to physical prototype, mechanical hydraulic coupling simulation model on axial piston hydraulic motor was established, and the factors including the friction force of cylinder plunger and cylinder block, cylinder plunger and swash plate, the viscous damping of fluid and the triangle damping groove which is to decrease the pressure fluctuation were taken into consideration. Through the high pressure oil of the hydraulic motor pushing plunger to move and mechanical energy driving plunger to discharge oil, the mutual conversion between hydraulic energy and mechanical energy was implemented. The simulation model mainly included the pressure source (constant current source or constant voltage source), load (external resistance moment), piston and cylinder components, reciprocating and rotating motion transformation components of the plunger, oil-distribution port, etc. In the model, cylinder was connected with rigid or elastic locking device. Piston and cylinder surface is simplified to a spring-damper elastic sealing unit. In order to realize positive inversion of the hydraulic motor, triangle unloading groove was set in the both ends of the oil inlet and outlet of the valve plate. Through the contrast between simulation result and experimental data from literature, it can be found that the errors of motor speed, acceleration time and maximum flow output are less than 5%. The accuracy of simulation model was testified. According to the simulation result, on

收稿日期: 2015-11-27　修回日期: 2015-12-18
**基金项目**: 国家自然科学基金项目(51375324)、NSFC-山西煤基低碳联合基金项目(U1510206)和山西省科技攻关项目(20140321008-02)
**作者简介**: 高有山(1974—),男,博士后,太原科技大学教授,主要从事液压传动及车辆节能技术研究,E-mail: gaoyoushan@tyust.edu.cn
**通信作者**: 权龙(1959—),男,教授,博士生导师,主要从事电液伺服及比例控制技术研究,E-mail: quanlong@tyut.edu.cn

account of the flow area mutation of the unloading groove and the waist type slot transitional region, there is a local pressure pulse; and the higher rotational speed is, the greater pressure fluctuation is. The pulsating pressure could be alleviated through improvement of structure and optimization of parameters of the load discharging groove. The performance characteristic of hydraulic motor will be affected by load, when the moment of inertia of load is high, the acceleration time will be long, the fluctuating region of steady rotational speed will be narrow, and the corresponding impulse will be smaller.

**Key words**: axial piston hydraulic motor; mechanical hydraulic coupling; simulation analysis

## 引言

液压仿真技术是利用数学物理模型,模拟再现液压元件或液压系统静、动态特性。在设计、分析和改进阶段,可以高效快捷地了解仿真对象参数变化对工作性能的影响,为确定和优化仿真对象提供参考,从而缩短设计周期,避免因重复实验及加工所带来的成本开支。液压仿真广泛用于液压回路系统[1-4]及液压泵[5-7]、液压阀[8-9]、液压缸[10]等元件设计分析中。仿真分析一般采用专业商用软件,通常具有液压元件库,利用各元件典型特征参数的设置来获得所需的工作特性。但软件自带的通用元件常常无法分析特定的结构型式,必须根据液压元件的基本理论原理建立详细仿真模型才能实现。例如文献[5]建立了包含活塞、斜盘、配油盘吸油口及排油口、压力控制阀等组成的斜盘柱塞泵详细力学模型,可以分析泵的响应特性、流量-压力特性、工作效率、柱塞所受离心力、摩擦以及由此引起的磨损、流体流动情况(气穴等)、泄漏问题。文献[10]建立了机械和液压耦合的液压缸多体动力学仿真模型,并考虑了初始动态摩擦状态。文献[11]利用多学科仿真软件 SimulationX 建立比例方向阀的液压系统模型,分别在时域和频域中对电闭环阀的动态阶跃响应和频率响应特性进行分析,对比了不同阀芯面积比和节流槽面积增益对动态特性的影响。文献[12-13]建立了基于函数驱动的轴向液压马达数值仿真模型等。

为了使仿真模型在动力学特性上接近于物理样机,液压泵和液压马达仿真模型应包含机械和液压耦合过程。轴向柱塞液压泵的机械和液压耦合仿真模型将机械能转换为液压能,各个柱塞腔加压的液压油经配流窗口汇合到出油口输出压力油;而轴向柱塞液压马达将压力油作用在各个柱塞端面驱动柱塞轴向运动,柱塞在与斜盘作用下为输出轴输出力矩。在建立机械和液压耦合仿真模型时,多个柱塞的往复运动转化为输出轴的连续旋转运动,容易产生输出轴力矩合成的运动干涉,造成求解错误。本文在考虑柱塞和缸体、柱塞和斜盘等运动部件的摩擦和液体的粘性阻尼以及减小压力脉动的三角形阻尼槽等因素情况下,解决输出轴力矩合成产生运动干涉的难题,应用 SimulationX 仿真平台建立具有机械和液压耦合的液压马达模型。

## 1 柱塞马达仿真原理

油源压力油通过配流盘窗口进入柱塞腔,则柱塞上端面受到的压力 $F_{dk}$(方向平行柱塞轴)为

$$F_{dk} = \pi d_k^2 (p_0 - p_e)/4 \tag{1}$$

式中 $d_k$——柱塞直径,m

$p_e$——柱塞腔内压力,Pa

$p_0$——与柱塞腔连通的油口压力,Pa

在高压油压的作用下,柱塞将向柱塞腔内容积增大的方向运行(沿柱塞轴),同时在斜盘法向反力作用下柱塞绕缸体轴线转动,此时柱塞运动是沿柱塞轴方向的平移和绕柱塞轴方向旋转运动的复合运动。则柱塞上受到平行柱塞轴方向的惯性力 $F_{ak}$ 和垂直于柱塞轴的离心力 $F_{\omega k}$ 分布为

$$F_{ak} = m_k \omega^2 \tan\beta\cos\varphi \tag{2}$$

$$F_{\omega k} = m_k R\omega^2 \tag{3}$$

式中 $m_k$——柱塞质量,kg

$\varphi$——柱塞相对于上止点的位置角,rad

$R$——柱塞分布圆半径,m

$\beta$——斜盘倾角,rad

$\omega$——柱塞与缸体及输出轴的旋转角速度,rad/s

斜盘作用于柱塞上摩擦力 $F_{TG}$ 为

$$F_{TG} = \mu\omega \frac{R}{h_G}\pi (R_G^2 - r_G^2) \tag{4}$$

式中 $R_G$——滑靴外封油带半径,m

$r_G$——内封油带半径,m

$\mu$——滑动摩擦因数

$h_G$——滑靴和斜盘距离,m

柱塞腔壁面和柱塞的摩擦力 $F_{TK}$ 为

$$F_{TK} = \mu\omega \frac{R\cos\beta}{h_G f_G}\pi (R_G^2 - r_G^2) - F_{ak} \tag{5}$$

式中 $f_G$——柱塞腔壁面和柱塞间滑动摩擦因数

作用在柱塞上的空间载荷,可分解为 $x$、$y$、$z$ 坐

标方向的力。液压马达的输出力矩是由 $x$、$y$ 方向的各项分力 $F_{RBx}$ 和 $F_{RBy}$ 产生的，作用在柱塞 $x$、$y$ 方向的分项载荷合力 $F_{Bx}$ 和 $F_{By}$ 为

$$\begin{cases} F_{Bx} = \sum_{i=1}^{z} F_{RBxi} \\ F_{By} = \sum_{i=1}^{z} F_{RByi} \end{cases} \tag{6}$$

分项载荷合力 $F_{Bx}$ 和 $F_{By}$ 对应的坐标为

$$\begin{cases} x_{RBi} = R\sin\varphi_i \\ y_{RBi} = R\cos\varphi_i \end{cases} \tag{7}$$

故液压马达的输出力矩 $M_{BZ}$ 为

$$M_{BZ} = \sum_{i=1}^{Z} x_{RBi}F_{RByi} - \sum_{i=1}^{Z} y_{RBi}F_{RBxi} \tag{8}$$

## 2　轴向柱塞马达仿真模型

SimulationX 仿真软件建立轴向柱塞马达仿真模型，主要包括压力源（恒流源或恒压源）、负载（外部阻力矩，转动惯量）、柱塞缸体组件、柱塞往复和旋转运动转换组件、配流窗口等。当柱塞腔进入高压油时，由于斜盘的作用，推动柱塞从下止点向上止点移动，柱塞产生平行于输出轴的线性位移和绕输出轴的旋转运动，对外做功输出力矩；当液压油从柱塞腔通过管路流回到油箱时，柱塞消耗其他柱塞输出的能量或惯性能，保证排油行程的完成。故液压马达的工作实质是液压能和机械能相互转换（高压油推动柱塞位移和机械能推动柱塞排油）的过程，图 1 是液压马达单个柱塞机械和液压耦合仿真模型。

在进油区柱塞机械和液压的耦合是作用在柱塞端面的压力油 $F_{dk}$ 驱动柱塞轴向位移 $s_k$，在滑靴和斜盘的相互作用下驱动柱塞和缸体旋转从而经传动轴输出力矩 $M_{BZ}$，实现液压能转换为机械能。在仿真模型里通过柱塞直线运动力矩转化元件实现。在排油区依靠系统的惯性能或其他柱塞腔输出的转矩进行驱动，通过消耗系统能量实现排油时机械能转化为液压能。在仿真模型里通过柱塞直线运动驱动元件实现。

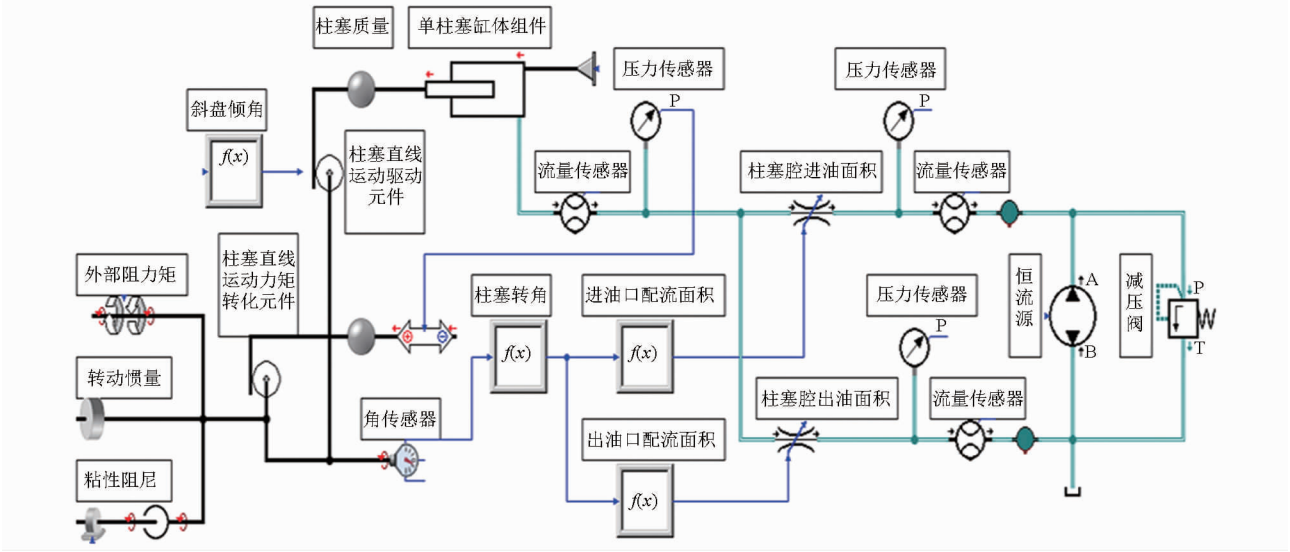



图 1　液压马达单柱塞机械、液压耦合仿真模型

Fig. 1　Mechanical hydraulic coupling simulation model on single plunger of hydraulic motor

马达内柱塞和缸体间产生的泄漏量 $Q_g$ 用柱塞在上下止点时的泄漏系数 $C_g$ 计算，即

$$C_g = \left.\frac{Q_g}{\Delta p}\right|_{\Delta v=0} \tag{9}$$

$$Q_g = C_g\Delta p + \frac{\pi(d_k+\delta_0)}{2}\Delta v \tag{10}$$

式中　$\delta_0$——缸体和柱塞之间的间隙，m

$\Delta p$——缸体和柱塞间隙之间的压力差，Pa

$\Delta v$——缸体和柱塞的相对速度差，m/s

轴向柱塞马达常见的柱塞个数 $z$ 为 5、7、9、11，相邻柱塞转动相位差为 $2\pi/z$。多柱塞运动的协调是通过设置各柱塞运动初始相位差实现，如柱塞数 $z=7$ 时，各柱塞相位差为 360°/7，因为计算机字长的限制产生舍入误差，多柱塞误差累积容易造成计算错误，需要减少最小计算步长或许用误差值，但会降低计算速度。在仿真模型中用质量单元模拟柱塞质量 $m_k$，柱塞运动产生轴向惯性力 $F_{ak}$ 和离心力 $F_{\omega k}$。

缸体连接在刚性或弹性止动装置上，刚性止动装置是一个服从动量守恒定律的理想碰撞模型，随着位移状态和瞬时动能变化，可以获得止动装置上连接质量产生的冲击力、位移、运行速度、加速度以及功率等。弹性止动装置是参数化弹簧-阻尼模型，

当弹簧-阻尼接触止动装置时内力指向止动位置,接触行为近似为弹簧减震器。

当柱塞和缸体孔壁之间存在摩擦力时,可以将柱塞、缸体和缸体孔壁简化为一个弹簧-阻尼弹性密封单元,该模型即使在静摩擦时柱塞和缸体没有任何相对密封滑动,柱塞也可以相对缸体产生弹性位移,其最大弹性位移为 $x_C$。密封刚度 $c_C$ 与最大弹性位移 $x_C$、静摩擦力 $F_{Sk}$ 有关,即 $c_C = 2F_{Sk}/x_C$。当柱塞位移到 $x_C$ 一半位置时,弹性密封力达到静摩擦力 $F_{Sk}$ 的值。

液压马达旋转时绝对或相对粘性阻力与粘性阻尼系数 $b$ 及相对角速度差 $\Delta\omega$ 相关,其中 $\Delta\omega$ 是旋转系统和壳体的相对角速度差。为使多柱塞输出的连续旋转运动合成且不发生运动干涉,用式(6)~(8)的数学模型将合成力矩输出到液压马达输出轴上。

为了减小冲击和噪声,轴向柱塞马达配流盘配流窗口在进排油过渡区设置双向三角形阻尼槽,以满足液压马达正反转要求。柱塞旋转通过三角形阻尼槽与腰型槽时配流面积 $A(\varphi)$ 计算方法见文献[14]。

## 3 液压马达仿真结果分析

文献[15]实验装置采用高速液压马达作为系统执行器,用与马达输出轴直接相连的飞轮作为大惯性负载。马达排量 107 mL/r,液压马达两侧容积除以液压油体积弹性模量约为 1.58 mL/MPa,油源最高压力 15 MPa,油源最大输出流量 95 L/min,对应马达转速为 880 r/min。根据上述要求设置液压马达主要仿真参数,如表 1 所示。

**表 1 液压马达仿真参数**

**Tab.1 Simulation parameters of hydraulic motor**

| 参数 | 数值 | 参数 | 数值 |
|---|---|---|---|
| 油源最高压力/MPa | 15 | 柱塞个数 | 9 |
| 马达排量/(mL·r$^{-1}$) | 107 | 柱塞直径/m | 0.023 77 |
| 粘性阻尼系数/(kg·m$^2$·s$^{-1}$) | 0.37 | 柱塞质量/kg | 0.2 |
| 体积弹性模量/(mL·MPa$^{-1}$) | 1.58 | 柱塞行程/m | 0.026 79 |
| 马达和飞轮总转动惯量/(kg·m$^2$) | 5.1 | 斜盘倾角/(°) | 15 |
| 柱塞腔壁与柱塞摩擦因数 | 0.085 | 柱塞分布圆半径/m | 0.05 |

图 2 是柱塞相对缸体的轴向位移随柱塞转角的变化关系,柱塞最大行程 26.79 mm,各柱塞相位差 360°/9,位移差 3.13 mm。

各柱塞腔流量、压力曲线变化规律相同,仅是相位不同,第 1 个柱塞流量和压力曲线如图 3、4 所示,由图可知随着液压马达转速升高流量压力曲线周期缩短,在卸荷槽和腰型槽过渡处有压力脉冲现象,且

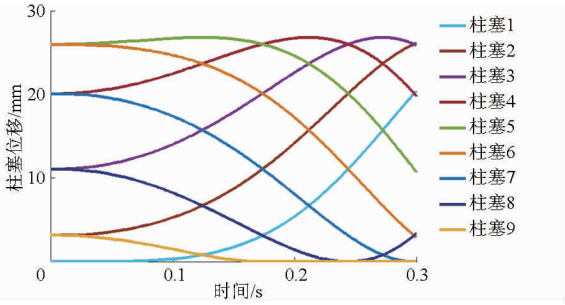



图 2 各个柱塞的位移曲线

Fig. 2 Displacement of every plunger

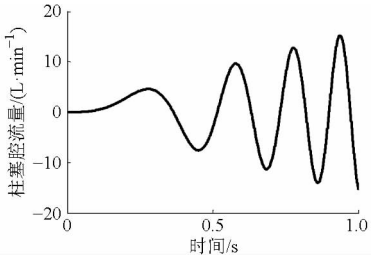



图 3 第 1 柱塞流量曲线

Fig. 3 Curve of flow of the first plunger

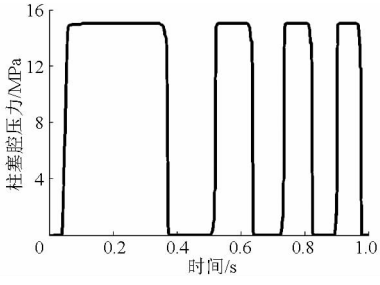



图 4 第 1 柱塞压力曲线

Fig. 4 Curve of pressure of the first plunger

转速越高压力波动越大,故在设计时必须优化卸荷槽结构型式和参数,才能减小脉动冲击,本模型优化的三角卸荷槽长度为 11 mm,最大三角截面夹角为 120°、30°、30°,长边高 3 mm。

柱塞腔与配流盘连通的配流面积如图 5 所示,相位差为 π,由于液压马达可以正反转,故配流盘进出油口随转动方向改变而变化。由于有三角卸荷槽,柱塞腔和进出油口逐渐连通,可以减小柱塞腔的压力冲击和吸空。

缸体壁面和柱塞间的滑动摩擦力 $F_{TK}$ 如式(5)

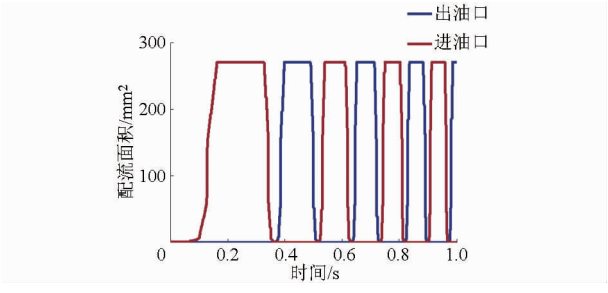



图 5 柱塞腔连通的配流面积变化曲线

Fig. 5 Change curve of oil-distribution area during the plunger hole connected

和图 6 所示，可知在液压马达柱塞腔进油区由于腔内油压高而摩擦力绝对值大；同理在排油区摩擦力绝对值小。

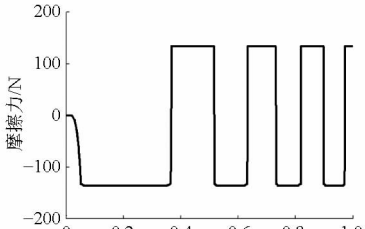



图 6　柱塞与缸体间滑动摩擦力变化曲线

Fig. 6　Sliding friction force between plunger and cylinder

缸体壁面和柱塞间的泄漏与泄漏间隙、压力（图 4）以及相对运动速度有关，如式（10）和图 7 所示。

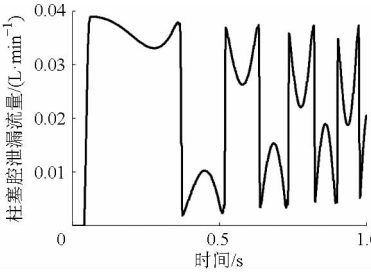



图 7　柱塞腔泄漏流量变化曲线

Fig. 7　Leakage flow rate of plunger hole

在进油区柱塞从下止点运动到上止点时，柱塞腔压力升高并在一定时间内保持最高压力，同时柱塞轴向运动速度由下止点零增大到最高速，到上止点时又降低为零。以第 1 个柱塞在第 1 个工作循环为例，压力和速度从下止点开始迅速增大，相应泄漏量也迅速增加，当压力达到最高值 15 MPa 时泄漏量达到最大值 38.98 mL/min，并开始下降。当柱塞轴向运动到一个循环的最高速 0.167 m/s 时泄漏量达到局部最小值 33.21 mL/min，然后又开始增大到第 2 个峰值 37.80 mL/min；当柱塞从进油区进入排油区时腔内压力迅速降低，泄漏量也迅速降低并达到该循环最小值 1.78 mL/min。

图 8、9 分别为液压马达仿真转速曲线和油源输出流量曲线，当运行 2.43 s 时马达分别达到最大转速（908.3 r/min）和最大输出流量（118.2 L/min），然后转速稳定在（884 ± 3）r/min，输出流量在 84 ~ 110 L/min 间脉动，波动区域均值如图 9 所示，约为 95 L/min，对比文献[15]确定的马达转速 880 r/min 和油源最大输出流量 95 L/min，误差均小于 5%。液压马达仿真模型加速到转速稳定所需时间为 2.43 s，与文献[15]实验的加速时间 2.5 s 比较一致，说明仿真模型能保证较好的计算分析精度。

与文献[15]实验结果进行对比，仿真模型液压

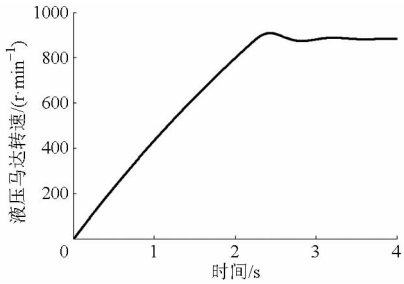



图 8　液压马达转速变化曲线

Fig. 8　Rotational speed of hydraulic motor

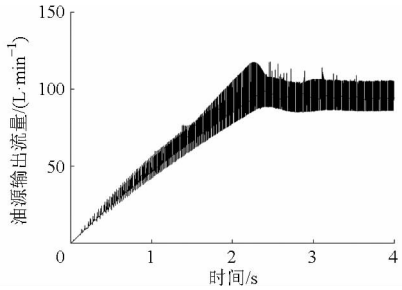



图 9　油源输出流量变化曲线

Fig. 9　Output flow rate of oil source

马达也设置为一个总转动惯量为 5.1 kg·m$^2$ 的负载，液压马达粘性阻尼系数 0.37 kg·m$^2$/s，产生的旋转阻尼力矩如图 10 所示，当转速稳定后，阻尼力矩也稳定并保持在 −80.6 N·m 附近。

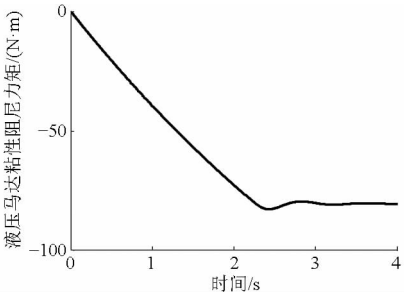



图 10　液压马达粘性阻尼力矩变化曲线

Fig. 10　Viscous damping moment of hydraulic motor

油源压力油驱动液压马达转动加速，在加速过程中随着转速的升高，惯性阻力矩和粘性阻尼力矩随之增加，故马达加速力矩逐步减小，当转速趋于稳定后，加速力矩在零附近波动，如图 11 所示。

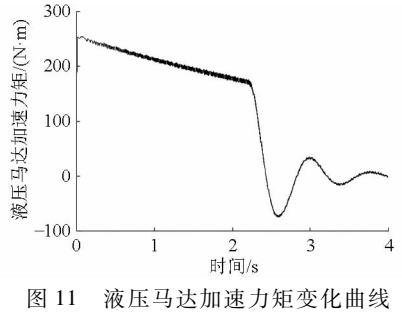



图 11　液压马达加速力矩变化曲线

Fig. 11　Accelerating moment of hydraulic motor

由图 8 ~ 11 可知，在液压马达从加速阶段到转速趋于稳定的过渡区（大约在 1.3 s），产生一个脉冲

极值后趋于稳定,脉动产生的原因是受液压马达负载(马达和飞轮回转部分总转动惯量)的影响,不同总转动惯量所对应的液压马达转速变化曲线见图 12,转速特性见表 2。从表中可知,作为负载的总转动惯量大时加速时间长而稳定转速波动区间窄,相应产生的脉动也趋于减小。

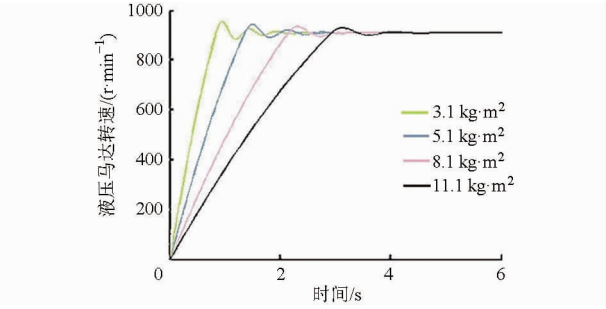



图 12 不同总转动惯量时液压马达转速变化曲线

Fig. 12 Change of rotational speed of hydraulic motor at different total moments of inertia

**表 2 不同总转动惯量时液压马达转速特性**

**Tab. 2 Rotational speed characteristics of hydraulic motor at different total moments of inertia**

| 总转动惯量/(kg·m²) | 最高转速时间/s | 转速波动区间下限/(r·min⁻¹) | 转速波动区间上限/(r·min⁻¹) |
|---|---|---|---|
| 3.1 | 1.5 | 868.8 | 898.7 |
| 5.1 | 2.4 | 874.1 | 888.3 |
| 8.1 | 3.8 | 878.2 | 886.7 |
| 11.1 | 5.2 | 880.4 | 886.2 |

轴向柱塞马达产生的瞬时总转矩是脉动的。若改变马达压力油输入方向,则马达输出轴旋转方向也随之改变。当斜盘倾角 $\beta$ 变化时液压马达排量也相应改变。

## 4 结论

(1) 采用机械和液压耦合模型相结合的方法,可以解决液压马达多柱塞输出力矩合成而产生运动干涉的问题,并使仿真模型在动力学特性上接近于物理样机。

(2) 双向转动液压马达配流盘应采用对称结构,在配流窗口两端都设置卸荷槽可降低柱塞腔内的压力脉冲和噪声。由于卸荷槽和腰型槽过渡处有通流面积突变现象而容易产生局部的压力脉冲现象,且转速越高压力波动越大,通过优化卸荷槽结构型式和参数可以减小脉动冲击。

(3) 经与有关文献液压马达实验数据对比可知,液压马达采用机械和液压耦合模型相结合的方法进行仿真分析,马达转速和最大输出流量的仿真值与实验值误差均小于 2%。表明仿真模型能保证较好的计算精度。

(4) 液压马达工作特性受负载的影响,作为负载的总转动惯量大时加速时间长而稳定转速波动区间窄,相应产生的脉动也趋于减小。

## 参 考 文 献


1 HUANG Jiahai, DONG Zhixin, QUAN Long, et al. Development of a dual displacement controlled circuit for hydraulic shovel swing motion [J]. Automation in Construction, 2015,57:166 – 174.

2 王伟, 傅新, 谢海波,等. 基于 AMESim 的液压并联机构建模及耦合特性仿真 [J]. 浙江大学学报:工学版, 2007, 41(11): 1875 – 1880.
WANG Wei,FU Xin,XIE Haibo, et al. Modeling of AMESim based hydraulic parallel mechanism and simulation of its coupling characteristics [J]. Journal of Zhejiang University:Engineering Science, 2007, 41(11): 1875 – 1880. (in Chinese)

3 李胜,宋大凤,曾小华,等. 重型卡车轮毂马达液压驱动系统建模与仿真[J]. 农业机械学报,2012,43(4):10 – 14.
LI Sheng, SONG Dafeng, ZENG Xiaohua, et al. Modeling and simulation of hydraulic wheel motor propulsion system for heavy truck [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012,43(4):10 – 14. (in Chinese)

4 HUANG Jiahai,YAN Zheng,QUAN Long,et al. Characteristics of delivery pressure in the axial piston pump with combination of variable displacement and variable speed [J]. Proc. IMech E, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2015, 229(7): 599 – 613.

5 黎文勇,王书翰, OBENAUS C. 基于 SimuationX 的斜盘柱塞泵的模拟仿真[C]//第六届全国流体传动与控制学术会议论文集,2010:89 – 96.
LI Wenyong, WANG Shuhan, OBENAUS C. Modeling an axial piston hydraulic pump with SimulationX[C]//Proceedings of the 6th Fluid Power Transmission & Control Conference, 2010:89 – 96. (in Chinese)

6 BERGADA J M, KUMAR S, DAVIES D L, et al. Acomplete analysis of axial piston pump leakage and output flow ripples[J]. Applied Mathematical Modelling,2012,36(4):1731 – 1751.

7 XIAO Dong, ZHOU Qiang, LIU Jun, et al. The mechanism of non-contact high pressure water injection flow meter for plunger pump[J]. Procedia Earth and Planetary Science,2011,2:76 – 82.

8 ANTONIO Posa, PAOLO Oresta, ANTONIO Lippolis. Analysis of a directional hydraulic valve by a direct numerical simulation using an immersed-boundary method [J]. Energy Conversion and Management,2013,65: 497 – 506.


(下转第 394 页)

[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(2):281 - 287. (in Chinese)
12 TAN S C, LAI Y M, TSE C K, et al. A fixed-frequency pulsewidth modulation based quasi-sliding-mode controller for Buck converters[J]. IEEE Transactions on Power Electronics, 2005, 20(6): 1379 - 1392.
13 TAN S C, LAI Y M, CHEUNG M K H, et al. On the practical design of a sliding mode voltage controlled Buck converter[J]. IEEE Transactions on Power Electronics, 2005, 20(2):425 - 437.
14 HE Y, LUO F L. Design and analysis of adaptive sliding-mode-like controller for DC - DC converters[J]. IEEE Proceedings-Electric Power Applications, 2006, 153(3):401 - 410.
15 WANG P, SHEN W, ZHANG K. A Buck converter based on fuzzy control[J]. Power Electronics, 2006, 40(4): 68 - 69.
16 KOMURCUGIL H. Adaptive terminal sliding-mode control strategy for DC - DC Buck converters[J]. ISA Transactions, 2012, 51(6): 673 - 681.
17 倪雨,许建平,于海坤,等. 控制受限滑模控制 Buck 变换器设计[J]. 中国电机工程学报,2010,30(18):26 - 32.
NI Yu, XU Jianping, YU Haikun, et al. Design of sliding mode control Buck converter with bounded input[J]. Proceedings of the CSEE, 2010,30(18): 26 - 32. (in Chinese)
18 凌睿, 柴毅. 悬臂式掘进机器人截割臂建模与二阶滑模控制器设计[J]. 控制理论与应用,2010, 27(8):1037 - 1046.
LING Rui, CHAI Yi. Dynamic modeling and design of second-order sliding-mode controller for arm of roadheader robot[J]. Control Theory & Applications, 2010, 27(8): 1037 - 1046. (in Chinese)
19 凌睿, 柴毅. 永磁直线同步电机多变量二阶滑模控制[J]. 中国电机工程学报, 2009, 29(36):60 - 66.
LING Rui, CHAI Yi. Dynamic modeling and design of second-order sliding-mode controller for arm of roadheader robot[J]. Proceedings of the CSEE, 2009, 29(36): 60 - 66. (in Chinese)
20 丁世宏,王加典,黄振跃,等. Buck 变换器扰动补偿控制算法及实现[J]. 农业工程学报, 2015, 31(8):214 - 220.
DING Shihong, WANG Jiadian, HUANG Zhenyue, et al. Disturbance compensation controller algorithm and implementation for Buck converters[J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(8): 214 - 220. (in Chinese)
21 DING S H, LI S H, ZHENG W X. New approach to second-order sliding mode control design[J]. IET Control Theory & Applications, 2013, 7(18): 2188 - 2196.

(上接第 400 页)

9 MENG Fei, SHI Peng, KARIMI Hamid Reza, et al. Optimal design of an electro-hydraulic valve for heavy-duty vehicle clutch actuator with certain constraints[J]. Mechanical Systems and Signal Processing,2016,68 - 69: 491 - 503.
10 ANTTI Ylinen, HEIKKI Marjamaki, JARI Makinen. A hydraulic cylinder model for multibody simulations [J]. Computers and Structures, 2014,138:62 - 72.
11 王松峰,赵虎,权龙. 新型比例方向阀动态特性仿真研究[J]. 液压气动与密封,2013,33(6):34 - 39.
WANG Songfeng, ZHAO Hu, QUAN Long. Simulation of the dynamic characteristics for a new type proportional direction valve [J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2013,33(6):34 - 39. (in Chinese)
12 YANG Lijie, NIE Songlin, YIN Shuai, et al. Numerical and experimental investigation on torque characteristics of seawater hydraulic axial piston motor for underwater tool system [J]. Ocean Engineering,2015,104:168 - 184.
13 苗中华,李振华,王旭永,等. 中空液压马达系统建模与摩擦动态补偿算法研究[J]. 农业机械学报,2013,44(12):314 - 320.
MIAO Zhonghua, LI Zhenhua, WANG Xuyong, et al. Modeling and friction dynamic compensation for ultra-large-diametered hollow hydraulic motor servo system [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013,44(12):314 - 320. (in Chinese)
14 杨阳,权龙,杨敬. 轴向柱塞泵非止点配流窗口过渡区压力脉动特性分析[J]. 机械工程学报,2011,47(24):128 - 134.
YANG Yang, QUAN Long, YANG Jing. Pressure pulsation characteristic analysis of the non-dead spots transtion zone between flow distribution windows of axial piston pump [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011,47(24):128 - 134. (in Chinese)
15 顾临怡,王庆丰,路甬祥. 液压驱动的大惯性负载加减速特性研究[J]. 机械工程学报, 2002,38(10): 46 - 49.
GU Linyi, WANG Qingfeng, LU Yongxiang. Research on acceleration and deceleration characteristic for high inertia loads driven by hydraulic [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2002, 38(10): 46 - 49. (in Chinese)