doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2019.03.042

变排量非对称轴向柱塞泵控制特性分析

黄家海[1,2]　贺　伟[1]　郝惠敏[1,2]　权　龙[1,2]

(1.太原理工大学机械与运载工程学院,太原 030024;
2.太原理工大学新型传感器与智能控制教育部重点实验室,太原 030024)

摘要:变排量非对称轴向柱塞泵(Variable-displacement asymmetric axial piston pump, VDAAPP)直接控制单活塞杆缸闭式系统具有结构紧凑、能效高的优势。在定排量三配流窗口轴向柱塞泵的基础上,提出基于斜盘摆角位置反馈的 PD 变排量控制策略。建立 VDAAPP 的数学模型,运用近似线性化及降阶的方法分析影响 VDAAPP 频响的因素,并对斜盘变量阻力矩进行研究。在 AMESim 中建立 VDAAPP 电液仿真模型,通过对斜盘受力特性的仿真分析,验证了阻力矩计算的正确性。搭建 VDAAPP 试验平台,对系统的动态性能进行测试。试验和仿真结果表明,当非对称轴向柱塞泵一个配流窗口吸油、两个配流窗口排油时,非对称轴向柱塞泵斜盘存在较大的单向阻力矩,此单向力矩会降低斜盘摆角减小过程中的动态响应;当采用 PD 控制、比例系数 $k_p=3$ 时,VDAAPP 可实现零超调的变排量控制,且具有较高的响应速度,验证了所提控制方法的合理性。

关键词:轴向柱塞泵;变排量;泵控缸;斜盘受力

中图分类号:TH137.5　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2019)03-0368-09

Analysis of Control Characteristics of Variable-displacement Asymmetric Axial Piston Pump

HUANG Jiahai[1,2]　HE Wei[1]　HAO Huimin[1,2]　QUAN Long[1,2]

(1. *College of Mechanical and Vehicle Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan* 030024, *China*
2. *Key Laboratory of Advanced Transducers and Intelligent Control System, Ministry of Education, Taiyuan University of Technology, Taiyuan* 030024, *China*)

Abstract: Variable-displacement asymmetric axial piston pump (VDAAPP) directly control single piston rod hydraulic cylinder closed loop system has the advantages of compact structure and high energy efficiency. In order to develop VDAAPP, according to the fixed-displacement asymmetric axial piston pump with three flow distribution windows, a PD variable displacement control scheme based on position feedback of swashplate angle was proposed. The mathematical model of VDAAPP was established. The factors affecting the frequency response of VDAAPP were analyzed by using approximate linearization and order reduction methods. The resistance torque of swashplate was also studied. The electro-hydraulic simulation model of VDAAPP was established in AMESim. The correctness of the resistance moment formula was verified by simulation analysis of force characteristics of swashplate. The experimental platform of VDAAPP was built to test the dynamic performance of the system. The results of experiment and simulation showed that when VDAAPP sucked oil by one flow distribution window and discharged oil by two flow distribution windows, the VDAAPP swashplate had a large one-way resistance moment, which would reduce the dynamic response of the swashplate in the process of reducing the swashplate angle; when the PD control was used and the proportional gain k_p was 3, VDAAPP can achieve zero overshoot variable displacement control and had high response speed, which demonstrated the rationality of the proposed control scheme.

Key words: axial piston pump; variable-displacement; pump-controlled cylinder; swashplate force

收稿日期:2018-09-13　修回日期:2018-10-08

基金项目:国家自然科学基金项目(51375324)

作者简介:黄家海(1979—),男,副教授,博士,主要从事电液比例控制研究,E-mail: huangjiahai@tyut.edu.cn

通信作者:郝惠敏(1971—),女,副教授,博士,主要从事智能检测和微纳米传感器研究,E-mail: haohuimin@tyut.edu.cn

0　引言

目前泵控技术在泵控双活塞杆缸系统中得到广泛应用[1-2]；但对采用单活塞杆缸作为执行机构的系统，泵控技术尚未得到广泛应用，主要原因是单活塞杆缸有杆腔和无杆腔面积不相等，使得通过两腔的流量也不相等，从而限制了泵控技术的应用[3-5]。为解决单活塞杆缸两腔流量不相等的问题，LODEWYKS[6]提出采用液压变压器或 2 台同轴电液比例变量泵解决流量匹配问题；RAHMFELD[7]提出采用两个液控单向阀来补偿单活塞杆缸两腔流量的不平衡，基本策略是将不平衡流量通过液控单向阀补充到低压侧。上述解决方案通常需要辅助阀或泵，造成液压系统回路复杂，同时伴随着能耗损失。

文献[8-10]提出一种具有 3 个独立吸、排油口（油口 A、B、T）的非对称轴向柱塞泵，其中油口 A 与单活塞杆缸的无杆腔连接，油口 B 与单活塞杆缸的有杆腔连接，油口 T 连接蓄能器。在理论分析基础上，试制出定排量非对称轴向柱塞泵，对该泵的输出压力特性、容积效率和噪声等开展了研究。文献[11-13]将定排量非对称轴向柱塞泵应用到挖掘机动臂势能回收系统中，由于采用变转速法改变泵的输出流量，使得系统结构异常复杂。因此，开展非对称轴向柱塞泵变排量特性的研究具有重要意义。文献[14]对一种变排量非对称轴向柱塞泵输出特性进行仿真研究，并进行了初步的试验验证，但研究内容并未涉及到变排量控制特性研究。

在文献[11-13]研究基础上，本文提出一种基于斜盘摆角位置反馈的变排量非对称轴向柱塞泵控制策略，建立变排量控制机构的数学模型，运用近似线性化及降阶的方法对影响其动态性能的相关因素进行探讨，在此基础上设计相应的变排量控制策略。在 AMESim 中建立变排量非对称轴向柱塞泵电液仿真模型，对其斜盘受力和动态特性进行仿真，并搭建变排量非对称轴向柱塞泵测试平台，对其动态特性进行测试。

1　数学模型建立

1.1　工作原理

变排量非对称轴向柱塞泵（Variable-displacement asymmetric axial piston pump，VDAAPP）控制单活塞杆缸原理如图 1 所示，主要由 VDAAPP、单活塞杆缸、溢流阀、单向阀和蓄能器组成。其中，VDAAPP 由泵体、伺服比例阀、辅助油源、变量缸、角位移传感器以及数字控制器等部分组成。角位移传感器采集斜盘摆角信号，与给定信号比较，误差经控制器运算，输出到伺服比例阀放大器中，控制伺服比例阀的阀芯开度，从而改变变量缸活塞位移和斜盘摆角，最终实现精确的变排量控制。

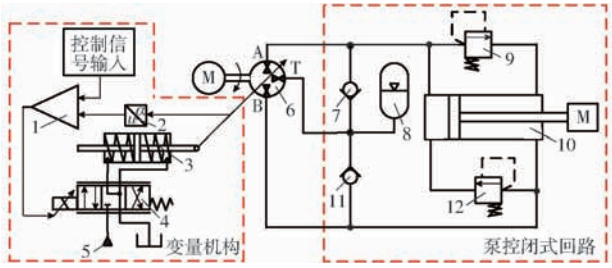


图 1　VDAAPP 控制单活塞杆缸原理图

Fig. 1　Schematic of VDAAPP controlling single piston rod hydraulic cylinder

1. 数字控制器　2. 角位移传感器　3. 变量缸　4. 伺服比例阀　5. 辅助油源　6. 泵体　7、11. 单向阀　8. 蓄能器　9、12. 溢流阀　10. 单活塞杆缸

VDAAPP 结构如图 2 所示，9 个柱塞均匀地安装在缸体的柱塞孔中，柱塞的头部安装有滑靴，滑靴在回程机构的作用下始终贴着斜盘表面，斜盘相对于缸体平面有一倾斜角 α，通过变量缸控制倾斜角 α，即可达到改变柱塞泵排量的目的。如图 2 中 $A-A$ 视图所示，VDAAPP 配流盘上加工有 3 个独立的配流窗口，即配流窗口 A、B 和 T。其中配流窗口 B 和 T 的周向包角根据单活塞杆缸有杆腔和无杆腔的面积比确定。假设有杆腔和无杆腔的面积比为 η，则通过对配流窗口 B 和 T 的周向包角进行设计，从而使通过窗口 A、B 和 T 的流量比为 $1:\eta:(1-\eta)$。

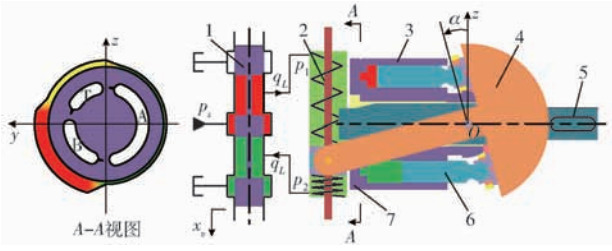


图 2　VDAAPP 结构示意图

Fig. 2　Schematic of structure of VDAAPP

1. 伺服比例阀　2. 变量缸　3. 缸体　4. 斜盘　5. 传动轴　6. 柱塞　7. 配流盘

1.2　数学模型

根据现有轴向柱塞泵流量计算表达式[15]，可求出通过配流窗口 B 的流量

$$q_B = \frac{NA_p rn\tan\alpha}{\pi}\eta \tag{1}$$

式中　N——柱塞个数

A_p——柱塞横截面积

r——柱塞分布圆半径

n——缸体转速

由于 α 较小,存在 $\tan\alpha\approx\alpha$,则式(1)可简化为

$$q_B=\frac{NA_p rn\alpha}{\pi}\eta \tag{2}$$

根据图 3 所示斜盘受力状态,得到斜盘动力学方程为

$$I\frac{d^2\alpha}{dt^2}=-C\frac{d\alpha}{dt}+FL-\sum_{n=1}^{N}F_nL_n \tag{3}$$

式中 I——斜盘相对于 y 轴的转动惯量

C——粘性阻尼系数

F——变量缸对斜盘的作用力

L——力 F 相对于 y 轴的力臂

F_n——第 n 个柱塞滑靴组件对斜盘的作用力

L_n——力 F_n 相对于 y 轴的力臂

需指出的是,式(3)仅考虑了柱塞滑靴组件作用在斜盘上的力矩、变量缸作用在斜盘上的力矩和斜盘的惯性力矩以及摩擦力矩,并将斜盘和支撑轴承的摩擦力矩折算到阻尼系数 C 中。

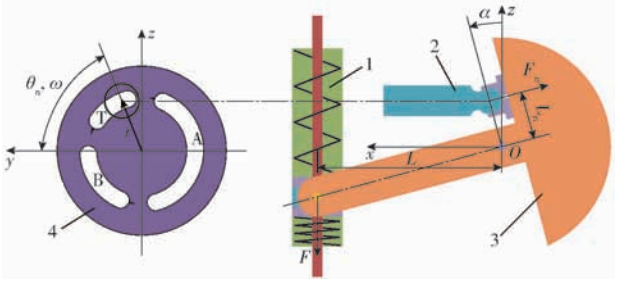


图 3 VDAAPP 斜盘受力示意图

Fig. 3 Swashplate force diagram of VDAAPP

1. 变量缸 2. 柱塞 3. 斜盘 4. 配流盘

根据图 3 斜盘受力状态,则变量缸对斜盘的作用力可表示为

$$F=-mL\frac{d^2\alpha}{dt^2}+p_1A_c-p_2A_c-2kL\alpha \tag{4}$$

其中

$$A_c=\frac{\pi}{4}(d_1^2-d_2^2) \tag{5}$$

式中 m——变量缸活塞质量

A_c——变量缸活塞面积

d_1——变量缸活塞直径

d_2——变量缸活塞杆直径

p_1——变量缸上腔压力

p_2——变量缸下腔压力

k——变量缸对中弹簧刚度

根据图 3 斜盘受力状态,不考虑柱塞与缸体间的库伦摩擦力和粘性阻尼,则第 n 个柱塞滑靴组件对斜盘的作用力可表示为

$$F_n=m_p r\sin\theta_n\frac{d^2\alpha}{dt^2}+2m_p r\cos\theta_n\omega\frac{d\alpha}{dt}-m_p r\sin\theta_n\omega^2\alpha+p_nA_p \tag{6}$$

式中 m_p——柱塞质量

p_n——第 n 个柱塞腔的压力

θ_n——第 n 个柱塞的转角

ω——缸体角速度

由图 3 可知,F_n 的力臂 L_n 可表示为(由于斜盘摆角 α 较小,$\sec\alpha\approx1$)

$$L_n=r\sin\theta_n\sec\alpha\approx r\sin\theta_n \tag{7}$$

由于柱塞等间距分布在缸体的柱塞孔中,满足以下关系[16]

$$\begin{cases}\sum_{n=1}^{N}\sin^2\theta_n=\dfrac{N}{2}\\ \sum_{n=1}^{N}\sin\theta_n\cos\theta_n=0\end{cases} \tag{8}$$

将式(4)、(6)~(8)代入式(3)得

$$\left(I+mL^2+\frac{N}{2}m_pr^2\right)\frac{d^2\alpha}{dt^2}+C\frac{d\alpha}{dt}+\left(2kL-\frac{N}{2}m_pr^2\omega^2\right)\alpha=(p_1-p_2)A_cL-T_p \tag{9}$$

其中

$$T_p=A_pr\sum_{n=1}^{N}p_n\sin\theta_n \tag{10}$$

式中 T_p——柱塞滑靴组件对斜盘的合力矩

文献[17-18]认为柱塞腔压力 p_n 在通过过渡角时呈近似线性变化,则第 n 个柱塞通过配流盘不同位置时,柱塞腔对应压力 p_n 为

$$p_n=\begin{cases}p_B & \left(-\frac{\pi}{2}+\gamma_1<\theta_n\leqslant\beta_1-\frac{\pi}{2}\right)\\ p_B+\frac{p_T-p_B}{\gamma_2}\left(\theta_n+\frac{\pi}{2}-\beta_1\right) & \left(\beta_1-\frac{\pi}{2}<\theta_n\leqslant\beta_1-\frac{\pi}{2}+\gamma_2\right)\\ p_T & \left(\beta_1-\frac{\pi}{2}+\gamma_2<\theta_n\leqslant\frac{\pi}{2}\right)\\ p_T+\frac{p_A-p_T}{\gamma_1}\left(\theta_n-\frac{\pi}{2}\right) & \left(\frac{\pi}{2}<\theta_n\leqslant\frac{\pi}{2}+\gamma_1\right)\\ p_A & \left(\frac{\pi}{2}+\gamma_1<\theta_n\leqslant\frac{3\pi}{2}\right)\\ p_A+\frac{p_B-p_A}{\gamma_1}\left(\theta_n-\frac{3\pi}{2}\right) & \left(\frac{3\pi}{2}<\theta_n\leqslant\frac{3\pi}{2}+\gamma_1\right)\end{cases} \tag{11}$$

式中 p_A——柱塞泵 A 口压力

p_B——柱塞泵 B 口压力

p_T——柱塞泵 T 口压力

β_1——配流窗口 B 周向包角

γ_1——柱塞从配流窗口 T(或 A)到配流窗口 A(或 B)的等效压力过渡角

γ_2——柱塞从配流窗口 B 到配流窗口 T 的等效压力过渡角

当斜盘摆角分别为 $0°<\alpha\leqslant15°$ 和 $-15°\leqslant\alpha<0°$ 时,柱塞转动一周,柱塞腔压力变化情况分别如

图 4 所示。当斜盘摆角 $\alpha=0°$ 时，柱塞腔体积不变，其压力完全由吸(排)油口压力确定。

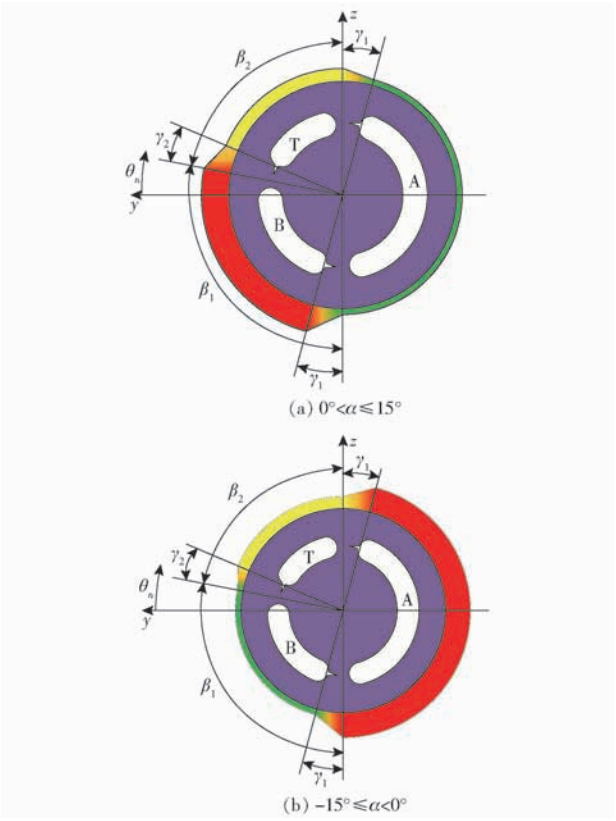


图 4　不同斜盘摆角下配流盘压力分布示意图

Fig. 4　Schematic of pressure distribution on valve plate with different swashplate angles

将式(11)代入式(10)可知，柱塞滑靴组件对斜盘的合力矩是周期脉动的。对于 9 柱塞的 VDAAPP 而言，当转速为 2 000 r/min 时，该合力矩脉动频率将达到 300 Hz，此频率远高于伺服比例阀控制变量缸的频率，因此，本研究只需考虑合力矩的平均值对系统动态性能的影响[16]，T_p 可使用其积分平均值来代替

$$A_p r\sum_{n=1}^{N} p_n\sin\theta_n\approx\frac{NA_p r}{2\pi}\int_0^{2\pi} p_n\sin\theta_n\mathrm{d}\theta_n=\frac{NA_p r}{2\pi}\left[p_{\mathrm{T}}-p_{\mathrm{B}}+\left(\frac{p_{\mathrm{T}}+p_{\mathrm{B}}}{2}-p_{\mathrm{A}}\right)\gamma_1\right]\tag{12}$$

伺服比例阀频宽约为系统液压固有频率的 3 ~ 5 倍，因此伺服比例阀可简化为一阶系统[19]

$$K_v u_i=T_1\frac{\mathrm{d}x_v}{\mathrm{d}t}+x_v\tag{13}$$

式中　K_v——螺线管力常数

u_i——输入电压　　T_1——时间常数

x_v——阀芯位移

设 $p_L=p_1-p_2$，由于变量机构采用压力为 p_s 的辅助恒压源，因此伺服比例阀在零工作点附近的线性化流量方程为

$$q_L=K_q x_v-K_c p_L\tag{14}$$

式中　q_L——负载流量

K_q——流量增益

K_c——流量压力系数

假定伺服比例阀与变量缸的连接管路对称且短而粗，管路中的压力损失和管路动态可以忽略；变量缸每个工作腔内各处压力相等，油温和体积弹性模量为常数；变量缸内、外泄漏均为层流，则变量缸流量连续方程为

$$q_L=A_c L\frac{\mathrm{d}\alpha}{\mathrm{d}t}+C_t p_L+\frac{V_t}{4\beta_e}\frac{\mathrm{d}p_L}{\mathrm{d}t}\tag{15}$$

式中　C_t——变量缸总泄漏系数

β_e——有效体积弹性模量

V_t——总压缩容积

2　模型降阶和控制器设计

式(9)、(13) ~ (15)表示了一个四阶的系统，其中伺服比例阀输入电压 u_i 和柱塞滑靴组件对斜盘的合力矩 T_p 为输入，斜盘摆角 α 为输出。

2.1　模型降阶

选择 $x_1=\alpha, x_2=\dot{\alpha}, x_3=p_L, x_4=x_v$ 为状态变量，$u_1=u_i, u_2=T_p$ 为输入变量，$y=\alpha$ 作为输出变量，则系统状态空间形式可表示为

$$\begin{cases}\dot{x}_1=x_2\\ a_2\dot{x}_2=-a_1x_2-a_0x_1+a_c x_3-u_2\\ \varepsilon\dot{x}_3=-a_c x_2-(C_t+K_c)x_3+K_q x_4\\ \dot{x}_4=-\tau_v x_4+\tau u_1\\ y=x_1\end{cases}\tag{16}$$

其中　$a_c=A_c L\quad a_2=I+mL^2+\frac{N}{2}m_p r^2$

$$a_1=C\quad a_0=2kL-\frac{N}{2}m_p r^2\omega^2$$

$$\varepsilon=\frac{V_t}{4\beta_e}\quad \tau_v=\frac{1}{T_1}\quad \tau=\frac{K_v}{T_1}$$

由于总压缩容积 V_t 较小，同时有效体积弹性模量 β_e 很大，因此，ε 是一个很小的正数。运用奇异摄动法[20-21](设 $\varepsilon=0$)，式(16)可表示为

$$0=-a_c x_2-(C_t+K_c)x_3+K_q x_4\tag{17}$$

因此，模型可降阶为

$$\begin{cases}\dot{\xi}_1=\xi_2\\ a_2C_1\zeta=-(a_1C_1+a_c^2)\zeta-a_0C_1\xi_1+a_cK_q\xi_2-C_1u_2\\ \dot{\xi}_2=-\tau_v\xi_2+\tau u_1\\ y=\xi_1\end{cases}\tag{18}$$

其中 $\xi_1=\alpha$ $\zeta=\dot{\alpha}$ $\xi_2=x_v$ $C_1=C_t+K_c$

由于变量缸总泄漏系数 C_t和流量压力系数 K_c较小，运用奇异摄动法(设 $a_2C_1=0$)，式(18)可表示为

$$0=-(a_1C_1+a_c^2)\zeta-a_0C_1\xi_1+a_cK_q\xi_2-C_1u_2 \tag{19}$$

因此，模型可降阶为

$$\begin{cases}\dot{\xi}_1=-\dfrac{a_0C_1}{a_1C_1+a_c^2}\xi_1+\dfrac{a_cK_q}{a_1C_1+a_c^2}\xi_2-\dfrac{C_1}{a_1C_1+a_c^2}u_2\\ \dot{\xi}_2=-\tau_v\xi_2+\tau u_1\\ y=\xi_1\end{cases} \tag{20}$$

2.2 控制器设计

根据式(20)，设 $D(s)=(a_1c_1+a_c^2)s+(a_1c_1+a_c^2)\tau_v$，$M(s)=(a_1C_1+a_c^2)s^2+[(a_1C_1+a_c^2)\tau_v+a_0C_1]s+a_0C_1\tau_v$，$N(s)=a_cK_q\tau$，将柱塞滑靴组件对斜盘的合力矩 u_2视为干扰，则系统的闭环控制框图如图 5 所示，假设 $u_1=0$，则 u_2作用下系统的闭环传递函数可表示为

$$G(s)=\frac{-D(s)}{M(s)+C(s)N(s)} \tag{21}$$

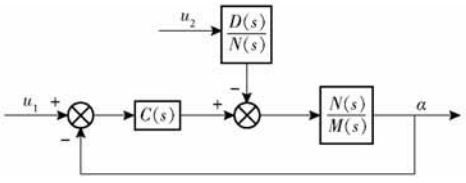


图 5 VDAAPP 闭环系统控制框图

Fig. 5 Control block diagram of closed loop system of VDAAPP

由以上分析可知，$N(s)$为非常大的正数，$D(s)$和 $M(s)$相比 $N(s)$较小。则 $G(s)$为很小的值，由于扰 u_2引起的误差很小。因此，选择反馈控制。假设 $u_2=0$，则 u_1作用下系统的闭环传递函数可表示为

$$T(s)=\frac{C(s)N(s)}{M(s)+C(s)N(s)} \tag{22}$$

若多项式 $M(s)+C(s)N(s)$为二阶多项式，则系统可保证其稳定性。因此，选择比例控制(P)或比例微分控制(PD)是恰当的。

基于以上分析，同时考虑系统响应的快速性，选择 PD 控制器，$C(s)=k_ds+k_p$。则闭环传递函数可表示为

$$T(s)=\frac{a_cK_q\tau(k_ds+k_p)}{(a_1C_1+a_c^2)s^2+[(a_1C_1+a_c^2)\tau_v+a_0C_1+k_da_cK_q\tau]s+(a_0C_1\tau+k_pa_cK_q\tau)} \tag{23}$$

式中 k_p——比例系数

k_d——微分时间常数

从式(23)可以看出，只要比例系数选择合理，高频未建模项就不会被激发，研究中采用的比例微分控制(PD)可使得系统矩阵的特征值都在 S 平面左半平面，确保闭环系统是稳定的。在低频段，系统近似为一阶动态系统，对于阶跃输入没有超调。VDAAPP 频响主要受变量缸活塞面积 A_c，变量缸作用力臂 L(式(23)中 $a_c=A_cL$)，伺服比例阀流量增益 K_q以及比例系数 k_p影响。

3 VDAAPP 动态性能仿真分析

本质上 VDAAPP 是一个非线性系统，为尽可能准确地了解排量切换过程中柱塞泵的动态特性，以及相关状态变量在排量切换过程中的变化情况。利用 AMESim 对 VDAAPP 进行仿真。图 6 为 VDAAPP 的 AMESim 模型，模型中关键元件参数如表 1 所示。

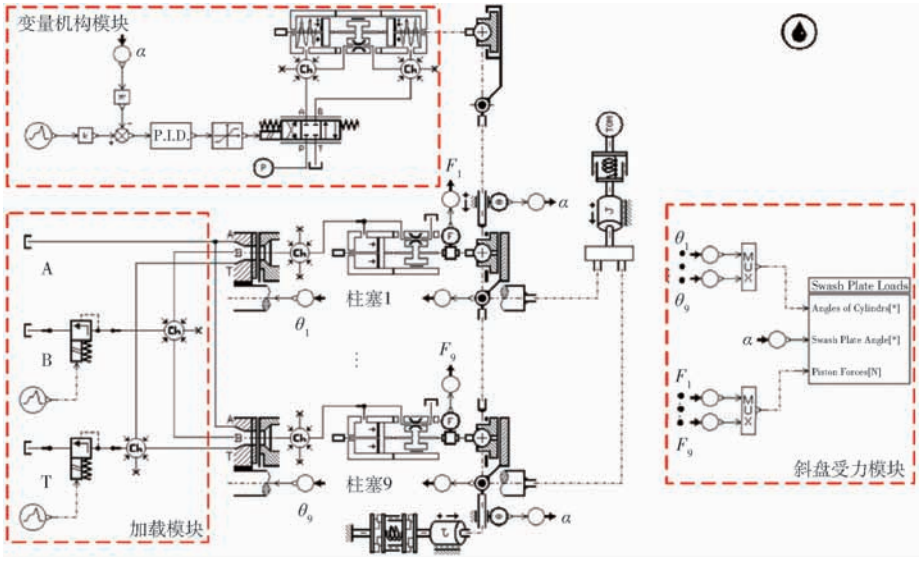


图 6 VDAAPP 的 AMESim 模型

Fig. 6 AMESim model of VDAAPP

其中斜盘受力模块通过采集每个柱塞滑靴组件对斜盘的合力矩 F_n、转角位置 θ_n 以及斜盘的摆角 α，对柱塞滑靴组件对斜盘的合力矩 T_p 进行计算。

表 1　VDAAPP 主要参数

Tab. 1　Main parameters of VDAAPP

参数	数值
斜盘转动惯量/(kg·m²)	1.14×10^{-2}
变量缸作用力臂/m	0.055
柱塞横截面积/m²	2.34×10^{-4}
柱塞分布圆半径/m	0.035
柱塞个数	9
变量缸活塞直径/m	0.032
变量缸活塞杆直径/m	0.020
变量缸弹簧预紧力/N	140
变量缸对中弹簧刚度/(N·m⁻¹)	7.5×10^{3}
辅助油源压力/Pa	7×10^{6}
配流窗口 B 周向包角/rad	1.763
配流窗口 T 周向包角/rad	1.379

当吸油口 A 压力为 0 MPa，排油口 T 压力为 3 MPa，排油口 B 压力分别为 10、20 MPa 时，由式(12)及 AMESim 仿真得到的斜盘变量阻力矩如图 7 所示。可以看出，由仿真得到的斜盘变量阻力矩是围绕由式(12)计算得到的平均阻力矩上下波动的周期性力矩，且具有很高的脉动频率。因此，进行非对称轴向柱塞泵设计时，可使用式(12)作为斜盘变量阻力矩的估算公式。同时可以看出，斜盘为正摆角($0°<\alpha\leqslant15°$)时，斜盘变量阻力矩为较大的单向力矩；当斜盘为负摆角($-15°\leqslant\alpha<0°$)时，斜盘变量阻力矩为较小的正负脉动力矩，与普通斜盘式轴向柱塞泵相似，通常在进行柱塞泵设计时可将此力矩忽略。

当排油口 B 压力分别为 0、10、20 MPa 时，VDAAPP 斜盘对方波阶跃输入信号的响应如图 8 所示，可以看出斜盘由最大摆角切换到最小摆角的上升时间分别为 54、90、281 ms，这是由于排油口 B 压力增加使得斜盘变量阻力矩增加(图 7a)。变量缸为克服斜盘变量阻力矩，使得辅助恒压源作用在伺服比例阀阀口的压降减小，相当于等效降低了流量增益，从而降低了斜盘摆角的响应速度。

此时可通过适当提高辅助油源压力 p_s，以增加伺服比例阀阀口压降，提高斜盘摆角减小时斜盘的响应速度。图 9 为排油口 B 压力为 20 MPa，辅助油源压力 p_s 分别为 7、10、13 MPa 时，VDAAPP 斜盘摆角阶跃响应曲线。随着供油压力 p_s 升高，斜盘在摆角减小过程中的响应时间明显缩短。

提高辅助恒压源压力 p_s 可以提高系统的动态响应，但会增加系统能耗。由图 7 可知，斜盘为正摆角时阻力矩最大，且为使斜盘摆角增大的单向力矩；斜盘为负摆角时阻力矩较小，且为正负脉动的力矩。因此，在变量缸设计时可增大图 2 中变量缸下腔的活塞面积以减小 p_s；同时配合非对称流量的伺服比例阀，以增加非对称变量缸大腔的进油速度。

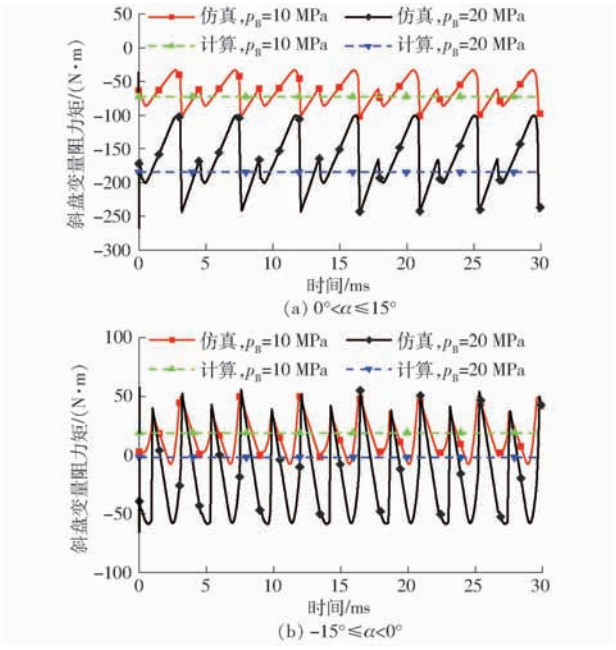


图 7　排油口 B 压力 p_B 对斜盘变量阻力矩的影响

Fig. 7　Effect of pressure p_B of discharge port B on resistance torque of swashplate

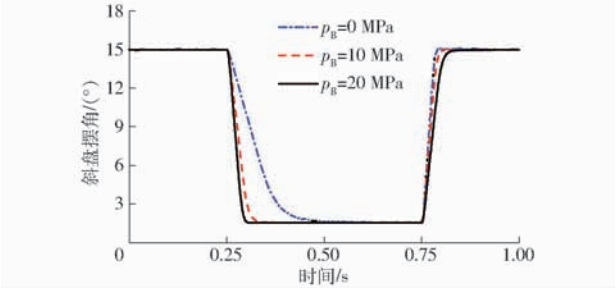


图 8　排油口 B 压力 p_B 对斜盘阶跃响应的影响

Fig. 8　Effect of pressure p_B of discharge port B on step response of swashplate

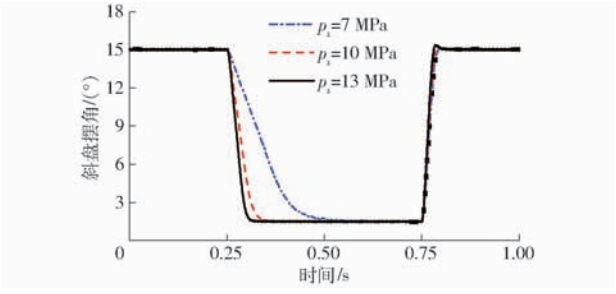


图 9　油源压力 p_s 对斜盘阶跃响应的影响

Fig. 9　Effect of oil source pressure p_s on step response of swashplate

选择大腔活塞直径为 40 mm，小腔活塞直径为 32 mm 的非对称变量缸，额定流量为：$q_{v(P\to A)}$ = 24 L/min、$q_{v(P\to B)}$ = 12 L/min、$q_{v(A\to T)}$ = 24 L/min 及

$q_{v(B\to P)}$ = 12 L/min(压降为 7 MPa)的非对称伺服比例阀。当辅助油源压力为 7 MPa、排油口 B 压力为 20 MPa 时,斜盘摆角的阶跃响应曲线如图 10 所示,可以看出斜盘由最大摆角切换到最小摆角的响应时间为 80 ms,由最小摆角切换到最大摆角的响应时间为 54 ms。在不提高辅助油源压力的情况下,很好地改善了 VDAAPP 斜盘摆角增大和减小过程中,响应速度不同的问题。

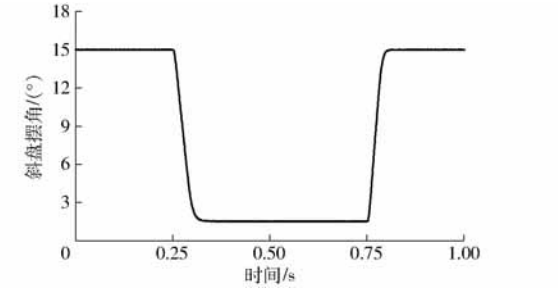


图 10 采用非对称伺服比例阀和非对称变量缸的斜盘阶跃响应

Fig. 10 Swashplate step response using asymmetric servo proportional valve and asymmetrical variable cylinder

当排油口 B 压力为 10 MPa,微分时间常数 k_d 为 0.01,比例系数 k_p 分别为 1、3、20 时,VDAAPP 斜盘对方波阶跃输入信号的响应如图 11 所示,可以看出随着 k_p 的增大,斜盘摆角的响应时间逐渐缩短,当 k_p 超过 3 后继续增大比例系数,响应时间没有明显的缩短,这是由于伺服比例阀开口量达到最大,输出流量饱和所致。同时可以发现,随着 k_p 的增大,系统的高频项被激发,斜盘摆角响应产生了超调和振荡。

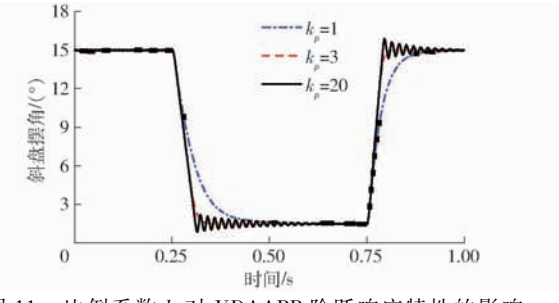


图 11 比例系数 k_p 对 VDAAPP 阶跃响应特性的影响

Fig. 11 Effect of proportional gain k_p on step response of swashplate

4 VDAAPP 试验测试

图 12 为 VDAAPP 测试系统原理图,图 13a 为 VDAAPP 测试系统实物图,图 13b 为去除后泵盖的测试泵实物图。如图 12 所示,电动机驱动被测泵,泵排油口 B、T 的压力分别通过节流阀 10 和节流阀 8 设定,溢流阀 11 和溢流阀 9 作安全阀使用。恒压源作控制油源,数字控制器、伺服比例阀和变量缸控制斜盘摆角。试验时使用 DSpace 采集斜盘的摆角信号,并为伺服比例阀提供控制信号。试验过程中使用的元件与仿真过程中的元件参数一致。

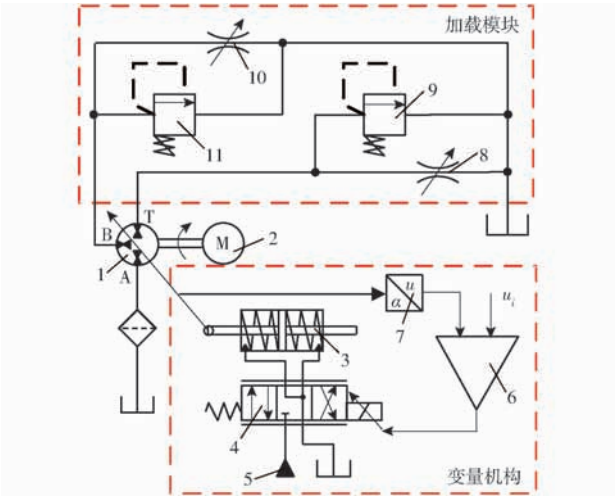
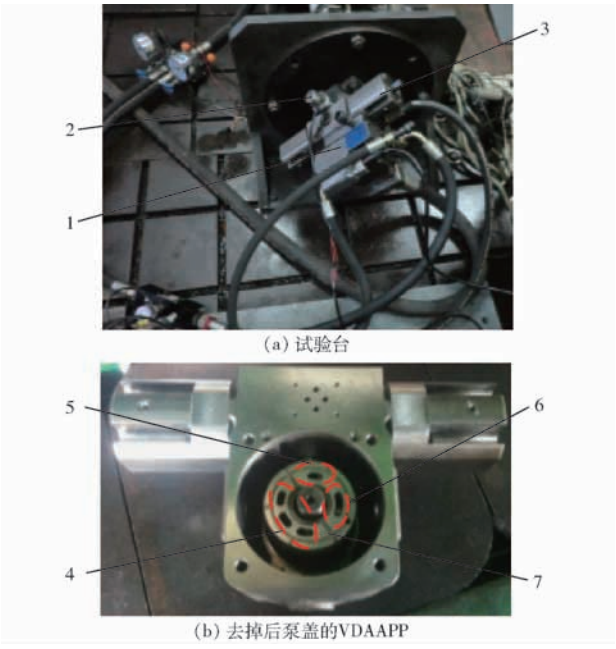


图 12 VDAAPP 测试系统原理图

Fig. 12 Schematic of VDAAPP test system

1. 泵体 2. 电动机 3. 变量缸 4. 伺服比例阀 5. 辅助油源 6. 数字控制器 7. 角位移传感器 8、10. 节流阀 9、11. 溢流阀



(a) 试验台

(b) 去掉后泵盖的VDAAPP

图 13 VDAAPP 测试系统实物图

Fig. 13 Test diagram of VDAAPP

1. 伺服比例阀 2. 角位移传感器 3. 变量缸 4. 配流窗口 A 5. 配流窗口 T 6. 配流窗口 B 7. 配流盘

当电动机转速为 600 r/min、斜盘摆角为 15°时,调节节流阀的开度使排油口 B、T 的压力分别为 15、10 MPa。当斜盘摆角变化为(7.5sin(0.4πt − 0.5π) + 7.5)°时,排油口 B、T 压力和流量响应曲线如图 14 所示,可以看出 VDAAPP 具有较好的动态性能,同时排油口流量 q_B:q_T 约等于3:2。

当电动机转速为 1 500 r/min、斜盘摆角为 10°时,调节节流阀的开度使排油口 B、T 的压力分别为 10、3 MPa;设置比例系数 k_p = 3、微分时间常数 k_d =

0.01；给定的斜盘摆角在 0.25 s 时由 0°阶跃为 10°。当电动机转速为 600 r/min 时重复以上步骤，可得排油口 B 的压力和排油口 B、T 的流量变化情况分别如图 15 所示。因流量计频响较低，因此只研究流量计的稳态数值。

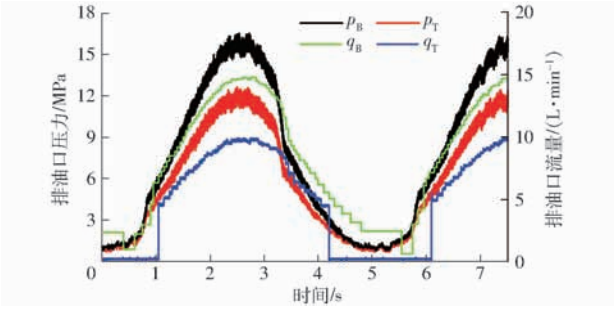


图 14　0.2 Hz 输入信号下 VDAAPP 响应

Fig. 14　Response of VDAAPP under 0.2 Hz input signal

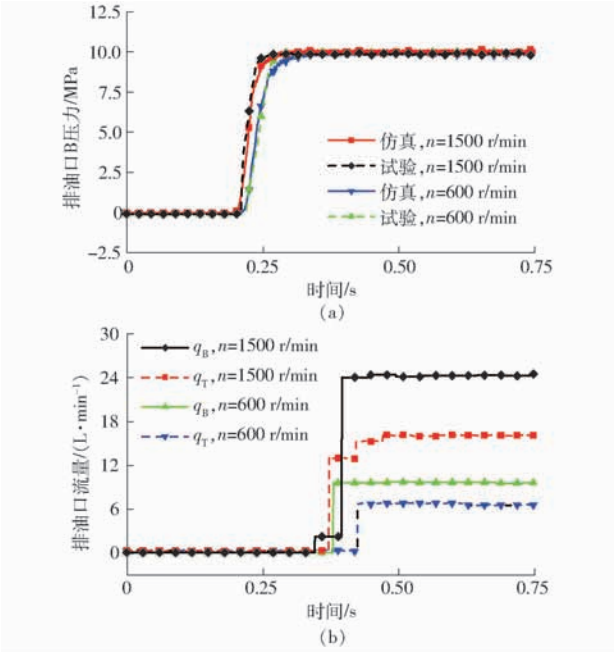


图 15　不同转速下 VDAAPP 阶跃响应

Fig. 15　Step response of VDAAPP at different speeds

由图 15a 可以看出，使用 PD 控制，在 k_p = 3、k_d = 0.01 的情况下可实现排量的无超调控制。当转速为 1 500、600 r/min 时，斜盘摆角由 0°阶跃至 10°，其上升时间分别为 50、100 ms，具有较高的响应速度。从图 15b 可看出，转速为 1 500、600 r/min 时，稳态条件下两个排油口的流量分别为 24.3、16.1 L/min，9.6、6.4 L/min。

当电动机转速为 1 500 r/min、斜盘摆角为 10°时，调节节流阀的开度使排油口 B、T 的压力分别为 20 MPa 和 3 MPa；给定的斜盘摆角在 0.5 s 时由 10°改变为 0°，保持 1 s，在 1.5 s 改变为 10°，得排油口 B 压力、排油口 B 和 T 流量变化情况如图 16 所示。因流量计频响较低，因此只研究流量计的稳态数值。

由图 16a 可以看出，当排油口 B 设定压力为

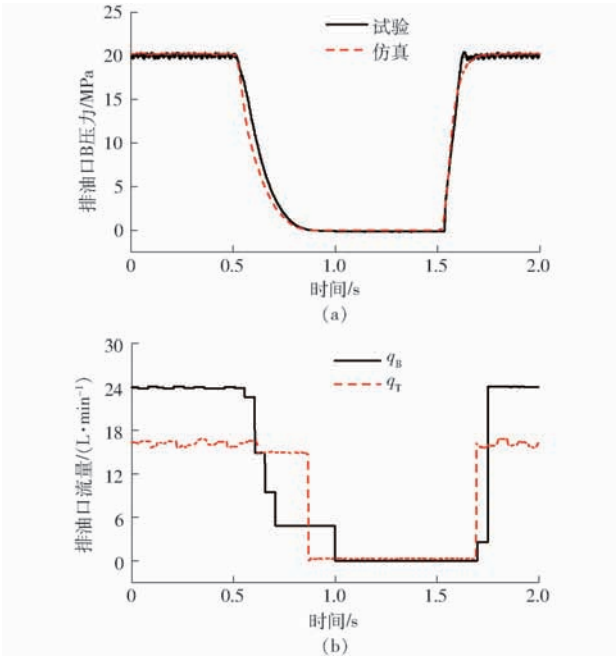


图 16　20 MPa 下 VDAAPP 阶跃响应

Fig. 16　Step response of VDAAPP under 20 MPa

20 MPa 时，VDAAPP 的压力下降速率为 80 MPa/s，压力上升速率为 150 MPa/s。从图 7a 可以看出，这是由于斜盘摆角位于 0° < α ≤ 15°时，处于高压区的柱塞滑靴组件对斜盘有较大的单向阻力矩，且为使斜盘摆角增大的单向力矩。当斜盘摆角减小时，为克服单向阻力矩的作用，伺服比例阀口压降减小，流入变量缸的油液减少，从而使斜盘响应变慢。由图 16b 可以看出，稳态条件下两个排油口的流量分别为 23.8、16.2 L/min，满足设计要求。

5　结论

（1）推导了适用于非对称轴向柱塞泵的斜盘阻力矩计算公式，仿真结果表明，该计算公式精度高，且具有通用性，可为该类型液压泵变量机构的设计及优化提供指导。

（2）当非对称轴向柱塞泵一个油口吸油、两个油口排油时，其斜盘变量阻力矩为较大的单向力矩，此单向力矩会降低非对称柱塞泵斜盘摆角减小过程中的动态响应；当两个油口吸油、一个油口排油时，其斜盘变量阻力矩与现有轴向柱塞泵一致。根据此现象，探讨了非对称伺服比例阀（额定阀口压降下，进油和回油流量不相同）和非对称变量缸相结合的方案，结果表明，该方案不但可降低辅助油源压力，同时可解决斜盘摆角减小时响应较慢的问题。

（3）通过仿真与试验，验证了在比例系数 k_p = 3 时，系统高频未建模项不会被激发，采用 PD 控制能够对排量的阶跃输入实现零超调控制，且有较高的响应速度。

参 考 文 献

[1] MINAV T A, LAURILA L I E, PYRHÖNEN J J. Analysis of electro-hydraulic lifting system's energy efficiency with direct electric drive pump control[J]. Automation in Construction, 2013, 30:144 - 150.

[2] SPROCKHOFF V. Research on the system performance of servo pump controlled cylinder[D]. Aachen: RWTH Aachen University, 1979.

[3] QUAN Z, QUAN L, ZHANG J. Review of energy efficient direct pump controlled cylinder electro-hydraulic technology[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014, 35: 336 - 346.

[4] JING Y, PEI W, CAO X, et al. Independent volume-in and volume-out control of an open circuit pump-controlled asymmetric cylinder system [J]. Journal of Zhejiang University—Science A (Applied Physics & Engineering), 2018, 19(3):203 - 210.

[5] 权龙. 泵控缸电液技术研究现状、存在问题及创新解决方案[J]. 机械工程学报, 2008, 44(11):87 - 92.
QUAN Long. Current state, problems and the innovative solution of electro-hydraulic technology of pump controlled cylinder [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(11):87 - 92. (in Chinese)

[6] LODEWYKS J. Differential cylinder in a closed hydrostatic transmission[D]. Aachen: RWTH Aachen University, 1994.

[7] RAHMFELD R. Development and control of energy saving hydraulic servo drives for mobile systems[D]. Aachen: RWTH Aachen University, 2002.

[8] 张晓刚, 闫政, 权龙, 等. 双排油轴向柱塞泵配流特性理论分析与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2017,48(6):378 - 385,417.
ZHANG Xiaogang, YAN Zheng, QUAN Long, et al. Theoretical analysis and experiment on flow allocation characteristics of dual discharging axial piston pump[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017,48(6): 378 - 385,417. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no=20170649&flag=1&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.06.049. (in Chinese)

[9] HUANG J, ZHAO H, QUAN L, et al. Development of an asymmetric axial piston pump for displacement-controlled system[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2014, 228(8): 1418 - 1430.

[10] 张晓刚, 权龙, 杨阳,等. 并联型三配流窗口轴向柱塞泵特性理论分析及试验研究[J]. 机械工程学报, 2011, 47(14): 151 - 157.
ZHANG Xiaogang, QUAN Long, YANG Yang, et al. Theoretical analysis and experimental research on characteristics of parallel three assignment windows axial piston pump [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(14):151 - 157. (in Chinese)

[11] GE L, QUAN L, LI Y, et al. A novel hydraulic excavator boom driving system with high efficiency and potential energy regeneration capability[J]. Energy Conversion and Management, 2018, 166(1): 308 - 317.

[12] 王成宾, 权龙. 泵控差动缸系统带负载力补偿量速度/位置复合控制方法[J/OL]. 农业机械学报, 2018, 49(4): 420 - 426.
WANC Chengbin, QUAN Long. Method of pump-control differential cylinder system with speed and position compound servo control with compensation amount of load force[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(4): 420 - 426. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no=20180450&flag=1&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.04.050. (in Chinese)

[13] 景健, 权龙, 黄家海,等. 非对称泵直驱液压挖掘机斗杆特性研究[J]. 机械工程学报, 2016, 52(6):188 - 196.
JING Jian, QUAN Long, HUANG Jiahai, et al. Research on the characteristics of asymmetric pump directed controlled arm cylinder of excavator[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(6):188 - 196. (in Chinese)

[14] 高有山, 成杰, 黄家海,等. 变排量非对称轴向柱塞泵特性仿真分析及试验[J]. 机械工程学报, 2018, 54(14):215 - 224.
GAO Youshan, CHENG Jie, HUANG Jiahai, et al. Simulation analysis and test of variable-displacement asymmetric axial piston pump [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(14):215 - 224. (in Chinese)

[15] IVANTYSYN J, IVANTYSYNOVA M. Hydrostatic pumps and motors: principles, design, performance, modelling, analysis, control and testing[M]. New Delhi: Tech Books International, 2003:119 - 124.

[16] 欧阳小平, 李磊, 方旭,等. 双压力航空柱塞泵压力切换动态特性[J]. 浙江大学学报(工学版), 2016, 50(3):397 - 404.
OUYANG Xiaoping, LI Lei, FANG Xu, et al. Dynamic characteristics of dual-pressure switch for aircraft piston pump [J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2016, 50(3):397 - 404. (in Chinese)

[17] MANRING N D, MEHTA V S. Physical limitations for the bandwidth frequency of a pressure controlled, axial-piston pump [J]. Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, 2011, 133(6):061005.

[18] MANRING N D. Designing a control and containment device for cradle-mounted, transverse-actuated swash plates[J]. Journal of Mechanical Design, 2001, 123(3): 447 - 455.

[19] 邢宗义, 张媛, 侯远龙,等. 电液伺服系统的建模方法研究与应用[J]. 系统仿真学报, 2009, 21(6):1719 - 1725.
XING Zongyi, ZHANG Yuan, HOU Yuanlong, et al. Modeling of electrohydraulic system and its application [J]. Journal of System Simulation, 2009, 21(6):1719 - 1725. (in Chinese)

[20] DU H, MANRING N D. A single-actuator control design for hydraulic variable displacement pumps[C]// American Control Conference, 2001. Proceedings of the IEEE, 2001:4484 - 4489.

[21] WANG L, BOOK W J, HUGGINS J D. Application of singular perturbation theory to hydraulic pump controlled systems[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2012, 17(2):251 - 259.