

# 基于机载模型的轴向柱塞泵动态特性 参数辨识及影响分析 \*

郝圣桥, 胡松涛

(中国航发控制系统研究所, 江苏 无锡 214063)

**摘 要:** 针对航空发动机柱塞泵动态特性解析模型复杂、阶次高、计算资源需求大、参数多且难以准确确定的问题, 在忽略解析模型高阶特性得出简化的机载模型基础上, 提出了基于典型环节特征参数的时域阶跃响应辨识方法, 得到柱塞泵的动态参数。仿真分析和试验结果表明, 简化模型精度可达 95%, 计算资源需求少, 为柱塞泵机载模型应用奠定了基础。同时, 基于动态模型分析了柱塞泵动态响应伺服控制动态响应的影响, 柱塞泵动态特性应在伺服回路动态特性 4 倍以上, 国军标中规定的柱塞泵动态特性要求可满足航空发动机喷嘴控制要求。

**关键词:** 航空发动机; 轴向柱塞泵; 变量调节机构; 动态特性; 参数辨识; 机载模型

**中图分类号:** TH137      **文献标识码:** A      **文章编号:** 1001-4055 (2023) 04-210766-09

**DOI:** 10.13675/j.cnki. tjjs. 210766

## Identification of Dynamic Characteristic Parameters for Axial Piston Pump and Influence Analysis Based on On-Board Model

HAO Sheng-qiao, HU Song-tao

(AECC Aero Engine Control System Institute, Wuxi 214063, China)

**Abstract:** The dynamic analytical model of aero-engine axial piston pump is complicated, has high order and a great number of estimated parameters and needs large demand for computing resources. Based on the simplified dynamic on-board model disregarding the high order characteristics of the analytical model, a new identification method based on the step response of typical transfer function characteristic parameter was proposed, and the dynamic parameters of the piston pump were estimated. The simulation and experimental results show that the accuracy of the simplified model can reach up to 95% and the simplified model requires less computing resources, which provides a basis for the application of on-board model. Meanwhile, the influence on dynamic characteristic of the servo control loop is analyzed based on the piston pump dynamic model, the bandwidth of piston pump should be at least 4 times of the servo control loop and the dynamic characteristic specified in the national military standard can meet the requirement of the aero-engine nozzle control.

**Key words:** Aero-engine; Axial piston pump; Variable regulator mechanism; Dynamic characteristic; Parameter identification; On-board model

\* 收稿日期: 2021-11-01; 修订日期: 2022-03-30。

通讯作者: 郝圣桥, 硕士, 高级工程师, 研究领域为发动机燃油系统设计。E-mail: haoshengqiao@163.com

引用格式: 郝圣桥, 胡松涛. 基于机载模型的轴向柱塞泵动态特性参数辨识及影响分析[J]. 推进技术, 2023, 44(4): 210766. (HAO Sheng-qiao, HU Song-tao. Identification of Dynamic Characteristic Parameters for Axial Piston Pump and Influence Analysis Based on On-Board Model[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2023, 44(4):210766.)

## 1 引言

目前,轴向柱塞泵作为飞机液压泵和航空发动机伺服泵得到了广泛应用,主要为飞机舵面控制和发动机变几何控制提供压力油源<sup>[1-2]</sup>,其工作的可靠性在一定程度上决定了航空发动机的安全性,其动态特性也对发动机的导叶和喷口等的控制动态有影响<sup>[3-5]</sup>。某型发动机试车中曾出现过因柱塞泵响应慢而导致喷口控制性能差的问题。另外,随着航空发动机可靠性和性能的提升,对故障检测和健康管理提出了更高的要求,基于机载模型的性能退化评估作为一个重要的发展方向得到越来越多的关注,因而急需开发柱塞泵机载模型。机载模型一般用于实时控制或在线故障诊断,要求在满足一定精度的情况下计算资源消耗小。因此,开展柱塞泵动态特性的建模研究,尤其是内嵌在发动机电子控制器内的机载模型研究及柱塞泵动态特性对发动机变几何伺服控制动态特性的影响研究具有重要意义。

针对柱塞泵的动静态模型,国内外开展了大量研究。兰州理工大学的乔丰立等<sup>[6]</sup>建立了柱塞泵的动态模型用于新产品的性能预测,哈尔滨理工大学的王全福等<sup>[7]</sup>建立柱塞泵的动态解析模型,并进行了动态特性分析。秦彦凯<sup>[8]</sup>利用 Simulation X 软件对轴向柱塞泵进行了建模和仿真,得出了排量控制特性曲线,并分析了关键参数对柱塞泵动态特性的影响,为变量机构的设计提供了依据。西北工业大学的陈焕明等<sup>[9]</sup>等利用 AMESim 软件建立了恒压大流量柱塞泵的仿真模型用于优化柱塞泵的设计参数,引入了斜盘摆动速度等参数,使得对斜盘的力矩分析更符合实际。中南大学方晓瑜等<sup>[10-11]</sup>利用 AMESim 软件建立了恒功率变量柱塞泵的模型用于泵性能的优化。浙江大学的杨华勇等<sup>[12]</sup>提出了考虑柱塞腔油液冲击振动过程对柱塞腔压力瞬态变化特性建模的思路,综合考虑了油液压缩、各位置泄漏量、阻尼槽节流效应、柱塞运动对流量的影响等因素。胡敏等<sup>[13]</sup>针对柱塞泵活塞组件,建立了模型与结构参数直接联系的精细动力学模型用于对泵结构开展动态变参优化。Li 等<sup>[14]</sup>针对直接压力控制阀控制柱塞泵后压力的方案建立了动态解析模型并进行了负载匹配研究。Li 等<sup>[15]</sup>针对一种新型变流量泵考虑了泵出口液压管路和负载特性等因素建立了动态解析模型。上海交通大学的余经洪等<sup>[16]</sup>对柱塞泵柱塞腔的压力瞬变过程进行了理论建模、实验研究,利用非线性规划问题的最优化设计方法对模型中的参数进行

了辨识。

综上,对于柱塞泵动静态特性,从建模方法看有基于商业软件的黑盒建模,基于白盒化的解析模型。基于 AMESim 的商业模型计算资源消耗大,无法运行在嵌入式系统中。解析模型一般阶次高,且控制活门的间隙、压力增益、油液的弹性模量、各位置间隙泄漏量等参数难以准确确定,模型精度难以保证,模型复杂不利于工程应用,面向工程应用的简化模型及参数辨识方法研究的较少。大多数模型主要用于柱塞泵的优化设计或性能评估,缺乏面向机载模型的建模研究。另外,虽然 GJB2188A 飞机变量液压泵通用规范<sup>[17]</sup>中对柱塞泵的动态特性进行了明确规定,但其指标来自于美军标 MIL-P-19692E<sup>[18]</sup>,对柱塞泵动态特性与伺服控制动态特性的关系及影响没有进行说明,国内外针对这方面开展的研究较少,大多聚焦于泵动态特性测试方法及实现方面的研究<sup>[19]</sup>。

针对以上问题,本文以某航空发动机柱塞泵为主要研究对象,在建立解析模型的基础上,结合工程实际,提出简化的柱塞泵机载模型,基于时域阶跃响应的辨识方法,开展仿真与试验对比研究,基于提出的柱塞泵动态模型开展了柱塞泵动态特性对伺服控制动态特性的影响分析,最后给出确定柱塞泵动态特性的设计准则。

## 2 轴向柱塞泵解析模型

### 2.1 轴向柱塞泵原理

航空发动机柱塞泵一般为恒压变量式直轴式轴向柱塞泵,其结构原理如图 1 所示,主要由传动轴、斜盘、转子、柱塞、压力调节机构等模块组成。传动轴带动转子转动,转子带动柱塞转动,由于斜盘相对于转子平面有一定的倾角,使得柱塞转动的同时在柱塞腔内做直线往复运动。当柱塞从最低点(下死点)

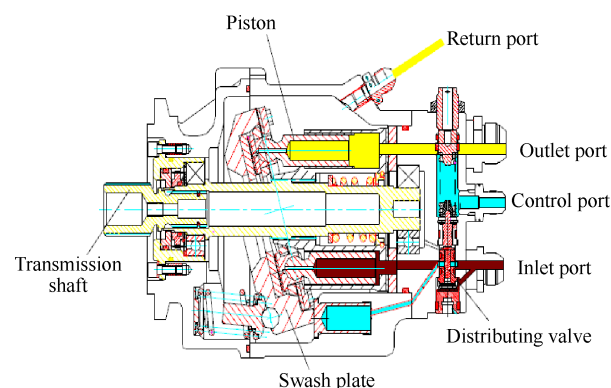


Fig. 1 Structure of axial piston pump

向最高点(上死点)运动的过程中,柱塞腔和配油盘吸油口相通,完成吸油过程;当柱塞从最高点向最低点运动过程中,柱塞腔和分油盘排油口相通,完成排油过程。

柱塞泵的压力调节机构是通过泵出口压力与压力调定值之间的差值来调节柱塞泵的输出流量,使柱塞泵出口压力保持为定值。压力调节机构保证在系统压力未达到调定值之前为定量泵,向系统提供最大流量;当系统压力达到调定值后,不管输出流量如何变化,其输出压力基本维持不变。

柱塞泵的压力调节机构是一个反馈控制系统,其工作原理如图2所示。当负载所需流量突然减少,在压力调节机构动作前柱塞泵的输出流量保持不变,此时多余的流量引起系统压力快速上升,超过调压弹簧的调定压力,使分油活门向上移动,使得柱塞泵出口的高压油与随动活塞的控制腔连通,在高压油的作用下,推动随动活塞下移,使柱塞泵的排量减小,输出流量随之减小,导致柱塞泵的出口压力降低,直到出口压力恢复到调定值;反之,当负载所需流量突然增加时,压力调节机构动作前柱塞泵出口压力降低,此时分油活门在调压弹簧作用下向下移动,使得随动活塞控制腔与壳体回油相连通,随动活塞上移,使柱塞泵的排量增大,输出流量增加,柱塞泵出口压力随之增加,直到恢复到调定值。

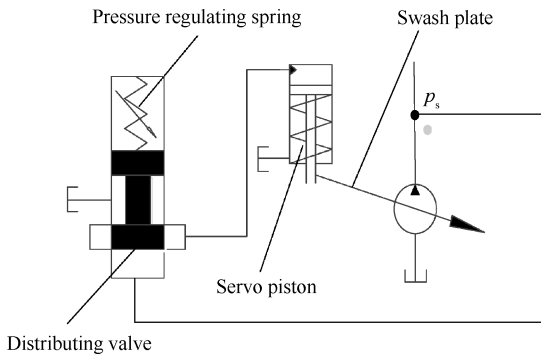


Fig. 2 Diagram of variable displacement mechanism

在图2所示的原理中,若要改变泵的调定压力 $p_s$ ,则需手动调节弹簧的预压缩量。为实现柱塞泵调定压力的自动调节,将伺服阀的控制口连接至分油活门的弹簧腔,见图3,通过改变伺服阀的输入电流来调节伺服阀控制口压力,以此来实现泵出口压力的远程自动调节。

## 2.2 柱塞泵解析模型

分油活门在泵后压力、调压弹簧和伺服阀控制口压力作用下运动,忽略阀芯重力及液动力,则力平

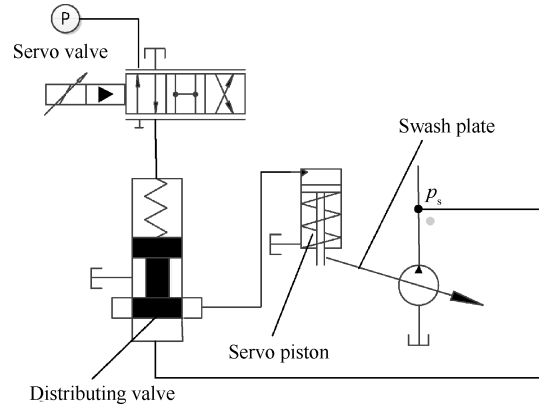


Fig. 3 Diagram of electronic pressure control

衡方程为

$$F_k - (p_s - p_t)A_v = m_v \ddot{x}_v + b_v \dot{x}_v + k_v x_v \quad (1)$$

式中 $F_k$ 为调压弹簧预紧力; $p_s$ 为泵出口压力; $p_t$ 为伺服阀控制口压力; $A_v$ 为分油活门有效面积; $m_v$ 为分油活门质量; $b_v$ 为分油活门阻尼系数; $k_v$ 为调压弹簧刚度; $x_v$ 为分油活门位移。

柱塞泵斜盘组件由随动活塞驱动,随动活塞则由分油活门控制,分油活门线性化后的流量方程为

$$q_v = K_q x_v - K_e p_a \quad (2)$$

式中 $q_v$ 为通过分油活门的流量; $K_q$ 为分油活门的流量增益; $K_e$ 为分油活门的压力增益; $p_a$ 为随动活塞控制腔压力。

随动活塞在泵出口压力和斜盘回复弹簧的联合作用下运动,其力平衡方程为

$$p_a A_a - k_a x_a - F_a = m_a \ddot{x}_a + b_a \dot{x}_a \quad (3)$$

式中 $A_a$ 为随动活塞作用面积; $k_a$ 为斜盘回复弹簧刚度; $x_a$ 为随动活塞位移; $F_a$ 为斜盘回复弹簧预紧力; $m_a$ 为随动活塞与斜盘的等效质量; $b_a$ 为随动活塞的阻尼系数。

随动活塞的流量连续方程为

$$q_v = A_a \dot{x}_a + \frac{V_a}{\beta_e} \dot{p}_a + C_l p_a \quad (4)$$

式中 $V_a$ 为随动活塞控制腔容积; $\beta_e$ 为燃油的等效体积弹性模量; $C_l$ 为随动活塞腔的泄漏系数。

泵的理论流量方程为

$$q_p = n \frac{\pi}{4} d_z^2 z d_t \tan \beta \quad (5)$$

式中 $n$ 为泵转速; $d_z$ 为柱塞直径; $z$ 为柱塞个数; $d_t$ 为柱塞分布圆直径; $\beta$ 为斜盘倾角。

斜盘倾角与随动活塞位移满足以下关系,即

$$x_a = L_0 - r \tan \beta \quad (6)$$

式中 $L_0$ 为随动活塞的总行程; $r$ 为随动活塞距泵中心

轴线的距离。

泵的输出流量连续方程为

$$q_p = q_L + q_v + \frac{V_L}{\beta_e} \dot{p}_s + C_{ip} p_s \quad (7)$$

式中  $q_L$  为负载流量;  $V_L$  为泵出口容积;  $C_{ip}$  为泵的总泄漏系数。

将以上各式进行拉氏变换,并化简得:

泵出口流量连续方程

$$q_L(s) = \frac{n\pi d_z^2 z d_f L_0}{4r} - \left( \frac{n\pi d_z^2 z d_f}{4r} + A_a s \right) x_a(s) - \left( C_t + \frac{V_a}{\beta_e} s \right) p_a(s) - \left( C_{ip} + \frac{V_L}{\beta_e} s \right) p_s(s) \quad (8)$$

分油活门力平衡方程

$$F_k - (p_s(s) - p_i(s))A_v = (m_v s^2 + b_v s + k_v)x_v \quad (9)$$

随动活塞力平衡方程

$$p_a(s)A_a = (m_a s^2 + b_a s + k_a)x_a(s) + F_a \quad (10)$$

随动活塞腔流量连续方程

$$K_q x_v(s) = A_a s x_a(s) + \left( \frac{V_a}{\beta_e} s + C_t + K_c \right) p_a(s) \quad (11)$$

根据系统组成和上述方程,可绘制柱塞泵的方块图如图4所示。压力给定信号与泵的输出压力进行对比,在压力差值和调压弹簧的共同作用下,控制滑阀动作,改变斜盘角度,进而改变泵的排量。在泵转速一定时,泵的输出流量发生变化,考虑负载流量和液体动态时,就可以得到泵的输出压力。

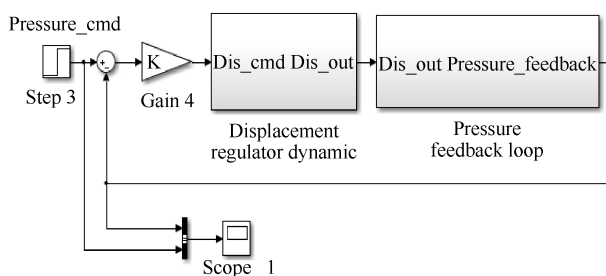


Fig. 4 Block diagram of variable displacement mechanism

## 2.3 柱塞泵简化模型

通过2.2节的建模方法获得的数学模型尽管精度较高,但需要得到泵的具体结构参数,且模型阶次高,化简和计算过程复杂。下面面向机载应用需求,提出一种基于忽略高阶动态环节的模型简化方法。

柱塞泵的输出流量可写为

$$q_f = D\omega \quad (12)$$

式中  $D$  为泵的排量;  $\omega$  为泵转速。

记斜盘倾角最大时的排量为  $D_M$ ,那么泵的实际排量满足如下关系,即

$$D = D_M \alpha \quad (13)$$

式中  $\alpha$  为归一化后的斜盘倾角,  $\alpha_0 \leq \alpha \leq 1$ 。也就是说,为了避免将柱塞分布圆直径和随动活塞位移等参数引入计算,将斜盘倾角对排量变化的影响等效为系数  $\alpha$ ,使泵的排量能够在最小和最大排量之间变化。

假设泵的内漏为层流流动,则泵的内漏为

$$q_i = C(p_s - p_i) = C\Delta p \quad (14)$$

式中  $q_i$  为泵内部泄漏流量;  $C$  为泵内部泄漏系数;  $p_i$  为泵进口压力,取为0;  $\Delta p$  为泵进出口压差。

泵的外部泄漏流量为

$$q_e = C_v p_s \quad (15)$$

式中  $q_e$  为泵外部泄漏流量;  $C_v$  为泵外部泄漏系数。

流量连续方程为

$$q_p - q_i - q_e - q_v - q_L = \frac{V_L}{\beta_e} \frac{dp_s}{dt} = \frac{1}{U_h} \frac{dp_s}{dt} \quad (16)$$

式中  $V_L$  为泵出口容腔体积;  $\beta_e$  为介质的有效体积弹性模量;  $U_h$  为流量压力系数。此处,暂不考虑泵出口容腔体积的变化和体积弹性模量随压力的变化,即系数  $U_h$  为常值。

分油活门重量为0.2kg,弹簧刚度为90N/mm,则固有频率为238Hz。随动活塞的重量为0.25kg,弹簧刚度为23N/mm,则固有频率为98Hz,远高于伺服泵的动态特性,由于液压固有频率较高,可以忽略掉两者的动态特性。

为避免将分油活门直径、流量增益和随动活塞面积等参数引入计算,同时降低模型阶次,将调整机构的动态特性进行简化。一般而言,变量调节机构的动态特性约为整个柱塞泵的响应动态特性的5倍以上,因此可以将变量调节机构的模型简化为一阶惯性环节,即

$$\alpha = \frac{K}{1 + \tau s} (p^* - \Delta p) \quad (17)$$

式中  $K$  为调整机构的增益;  $\tau$  为调整机构的时间常数;  $p^*$  为调定压力。

经整理,可得到柱塞泵的简化动态模型如图5所示。由此可得柱塞泵的传递函数为

$$\frac{\Delta p(s)}{p^*(s)} = \frac{K_1}{\frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\xi}{\omega_n} s + 1} \quad (18)$$

式中系统增益  $K_1 = \frac{D_M K \omega}{D_M K \omega + C + C_v}$ , 二阶环节自然频率

$\omega_n = \sqrt{\frac{D_M K \omega + C + C_v}{U_h \tau}}$ , 二阶环节阻尼比  $\xi =$



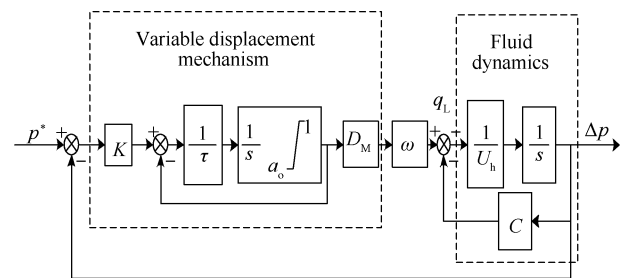


Fig. 5 Simplified model of variable displacement mechanism

$$\frac{U_h + (C + C_v)\tau}{2\sqrt{(D_M K\omega + C + C_v)U_h\tau}}$$
。未知参数有  $p^*, K, \alpha_0, D_M, C, C_v, U_h, \tau$ 。

3 轴向柱塞泵参数辨识

3.1 轴向柱塞泵静态参数辨识

在 100% 转速下测试柱塞泵出口压力  $\Delta p$  与输出流量  $q_t$ 、内漏  $q_l$  的关系,结果见表 1。由此可得柱塞泵的压力-输出流量特性曲线,如图 6 所示。显然,工作在曲线 AB 段时,斜盘倾角保持在最大位置,出口压力由负载决定;工作在曲线 BC 段时,斜盘倾角由变量机构根据调定压力和出口压力决定。

Table 1 Static characteristic of axial piston pump

| $\Delta p/\text{MPa}$ | $q_t/(\text{L}/\text{min})$ | $q_l/(\text{L}/\text{min})$ |
|-----------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| 5.0                   | 191.3                       | 5.9                         |
| 10.0                  | 190.4                       | 6.9                         |
| 15.0                  | 189.4                       | 7.9                         |
| 19.5                  | 184.3                       | 11.8                        |
| 20.0                  | 179.3                       | 15.0                        |
| 20.3                  | 178.0                       | 15.3                        |
| 20.6                  | 88.3                        | 17.9                        |
| 21.0                  | 17.5                        | 21.1                        |
| 21.06                 | 0.0                         | --                          |

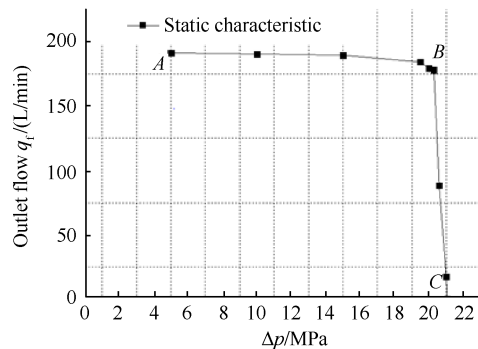


Fig. 6 Static characteristic of axial piston pump

由简化后的柱塞泵传递函数可知,稳态时泵出口压力满足以下方程

$$\Delta p = \begin{cases} \frac{D_M \omega - q_l}{C}, & \text{AB段} \\ \frac{D_M K \omega p^* - q_l}{C + D_M K \omega}, & \text{BC段} \end{cases} \quad (19)$$

在 A 点处计算泵的最大排量。取出口压力为 5MPa 时的流量近似作为出口压力为 0 时的流量(斜盘处于最大倾角),有  $D_M \omega - 191.3 = 0$ ,由此得泵的最大排量  $D_M = 4.72 \times 10^{-2} \text{ L/r}$ 。

假设泵内部泄漏为层流,并认为流量损失  $\Delta q$  和泵输出压力成正比,取泵出口压力 20MPa 时内漏 15L/min 的点进行计算,可得

$$C = \frac{15\text{L}/\text{min}}{20\text{MPa}} = 0.75\text{L}/(\text{min} \cdot \text{MPa})$$

当泵工作在 BC 段,即斜盘处于可调角度范围内工作时,由稳态方程可知泵的调定压力为

$$p^* = 21.06\text{MPa}$$

假设 BC 段为一段直线,取直线的两端点为 (20.3, 178) 和 (21.06, 0),可得 BC 段的斜率为

$$-(C + D_M K \omega) = \frac{0 - 178}{21.06 - 20.3} \text{ L}/(\text{min} \cdot \text{MPa})$$

$$\text{得 } K = 1.2213 \frac{1}{\text{MPa}}。$$

当泵的出口流量为 0 时,柱塞输出的流量全部用于补偿内部泄漏,此时斜盘倾角最小,于是有

$$D_M \omega \alpha_0 = 21.1\text{L}/\text{min}$$

$$\text{得 } \alpha_0 = 0.1104。$$

3.2 轴向柱塞泵动态参数辨识

为得到简化的模型参数,采用如图 3 所示的原理,柱塞泵的调定压力由伺服阀进行控制,在柱塞泵出口设置压力传感器。改变伺服阀的输入电流,记录柱塞泵出口压力的动态响应,通过相关计算即可得到柱塞泵的动态特性参数。

柱塞泵出口压力的动态特性,不仅与柱塞泵本身的动态特性有关,还取决于泵后容腔的容积。因此在进行动态特性试验时,柱塞泵所驱动的执行机构必须处于闭环状态以尽量降低对辨识精度的影响。GJB2188A-2002 飞机变量液压泵通用规范中规定柱塞泵动态试验时泵后容腔应保证出口压力上升速率不小于 35MPa/s,按下式计算柱塞泵出口容腔大小。

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\beta_c}{V_L} q_l \quad (20)$$

由此可得泵出口容积不大于 68.57L,经计算试验器管路可以满足此要求。

将柱塞泵转速调整为 100%,当调定压力  $p_{st\_dem}$  由 16.1MPa 阶跃到 19.2MPa 时,泵出口压力  $p_{st}$  的变化情况如图 7 所示。简化后的柱塞泵的动态特性近似于二阶环节,因此可通过阶跃响应特性进行参数的估算。由图 7 可得峰值时间为 175ms(上升到最大值的时间),最大超调 28.2%,振荡次数为 2。

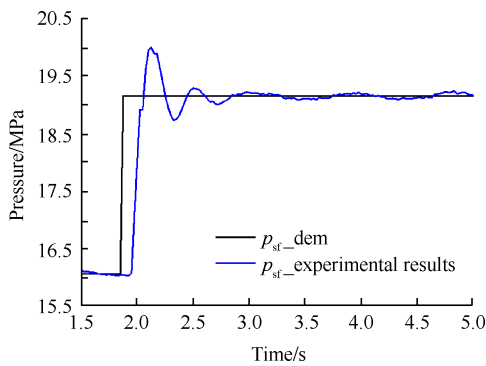


Fig. 7 Experimental results of the outlet pressure step response

由二阶振荡系统的时域响应可知,最大超调量为  $\sigma_p = e^{-\xi\pi/\sqrt{1-\xi^2}} \times 100\% = 28.2\%$ ,可得  $\xi = 0.3737$ 。由峰值时间  $t_p = \pi/(\omega_n\sqrt{1-\xi^2}) = 175\text{ms}$ ,得  $\omega_n = 19.35\text{rad/s}$ 。

测得外部总的泄漏量为 18.26L/min,则外部泄漏系数为  $C_v = \frac{q_c}{p_s} = 1.74\text{L}/(\text{min} \cdot \text{MPa})$ 。

进而,由方式(21)得到  $U_h = 0.1265\text{L}/\text{MPa}$ ,  $\tau = 0.0704\text{s}$ 。辨识的柱塞泵简化动态模型参数见表 2。

$$\omega_n = \sqrt{\frac{D_M K \omega + C + C_v}{U_h \tau}} \quad (21)$$
$$\xi = \frac{U_h + (C + C_v) \tau}{2 \sqrt{(D_M K \omega + C + C_v) U_h \tau}}$$

3.3 简化模型有效性分析

从柱塞泵的解析模型建立过程可见,其动态特性主要取决于两个环节,一是斜盘控制机构的动态

Table 2 Simplified dynamic model parameters of the pump

| Parameter                               | Value  |
|-----------------------------------------|--------|
| $p^*/\text{MPa}$                        | 21.06  |
| $K/(1/\text{MPa})$                      | 1.2213 |
| $\alpha_0$                              | 0.1104 |
| $D_M/(L/r)$                             | 0.0472 |
| $C/(L/(\text{min} \cdot \text{MPa}))$   | 0.75   |
| $C_v/(L/(\text{min} \cdot \text{MPa}))$ | 1.74   |
| $U_h/(L/\text{MPa})$                    | 0.1265 |
| $\tau/\text{s}$                         | 0.0704 |

特性,二是泵出口容腔和油液压缩性共同表现出的动态特性。显而易见,转速的变化对斜盘控制结构的动态特性无影响,而转速的变化会影响泵出口容腔压力的变化速率,在简化模型中转速作为外部的输入量进行了考虑。因此,简化模型适用于不同转速变化的情况。从实际试验也验证了这一点。另外,对航空发动机来讲,柱塞泵主要工作在慢车以上转速,一般是 70% 以上,转速变化范围相对较小。

航空发动机伺服泵后压力变化范围较小,一般为 16~21MPa。不同压力会影响分油活门的流量增益,压力由 16MPa 变为 21MPa,流量增益增大 1.15 倍,一般分油活门的动态特性远大于 5 倍的柱塞泵动态特性,泵后压力的变化对伺服泵动态特性的影响极小。因此,简化模型适用于不同转速和不同压力工况。

4 仿真与试验对比

在 Simulink 中搭建的简化柱塞泵动态模型如图 8 所示。令柱塞泵出口流量为零,当柱塞泵压力给定值  $p_{st\_dem}$  由 16.1MPa 阶跃给定到 19.2MPa 时,泵出口压力  $p_{st}$  仿真与试验结果对比见图 9。可见,压力阶跃变化时,峰值时间为 170ms,超调量为 28.04%,与试验结果上升时间 175ms,超调量 28.2% 基本一致,误差不超过 5%。

由此可见,将变量机构简化为一阶惯性环节,整个柱塞泵的特性简化为二阶振荡环节,并依据阶跃响应辨识的参数进行建模,可以得到较满意的模型精度,证明了本文提出的柱塞泵动态模型简化方法的有效性。

5 柱塞泵动态对伺服控制影响分析

5.1 柱塞泵的动态要求

GJB2188A-2002 飞机变量液压泵通用规范中对机载变量液压泵的动态响应时间特性提出了相关要求,具体如下:响应时间是指液压泵的出口压力开始增加(或减小)到出口压力最先达到最大值(或最小值)的时间间隔。出口压力随时间变化关系的波形图是判断流量调节机构动作的依据,除另有规定外,各种型号液压泵在额定进口温度、额定转速和型号规定所规定能够的试验系统阻抗值的管路中,其响应时间应不超过 0.05s。所有型号的液压泵,在型号规范规定的范围内和大于 50% 额定转速的任一转速上,若由于液压泵的流量或转速的改变而偏离了它的稳定运转状态,则应在流量变化开始反应后的 1s

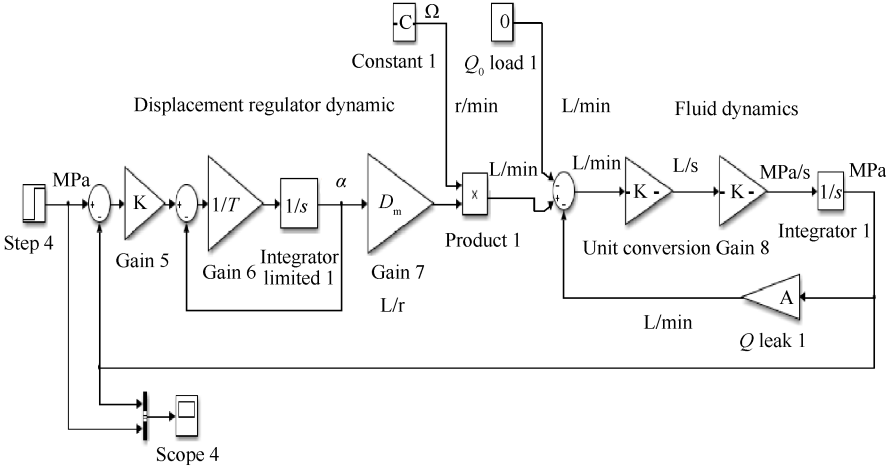


Fig. 8 Simplified model of axial piston pump

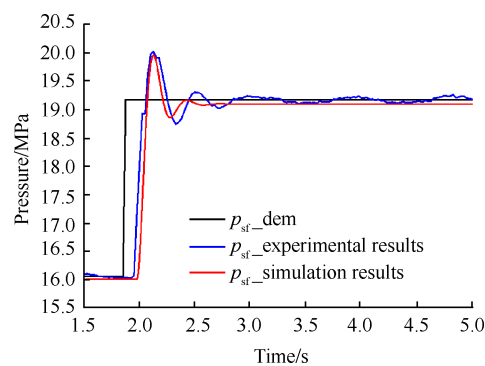


Fig. 9 Comparison of simulation results and experimental results of the outlet pressure step response

内恢复至稳定运转状态。GJB6397-2008《航天变量液压泵通用规范》对适用于航天飞行器伺服系统中的变量液压泵设计、制造、试验和验收等环节作出了规定,并对泵的动态响应时间提出了相关要求,具体如下:液压泵在额定油温、额定转速下和规定的系统阻抗管路中,测得响应时间不应超过 0.05s,过渡时间不大于 1s。

MIL-P-19692E 第 3.3.13.1 中关于响应时间(Response Time)的规定如下:最大为 0.05s,除非在泵详细规范中已经规定。整个调整时间不大于 1s。

由此可见,GJB 2188A,GJB6397 和 MIL-P-19692E 对柱塞泵的动态特性要求是一致的,要求泵出口流量从最小值变化到最大值(或相反)时出口压力的峰值时间不大于 0.05s,调整时间不大于 1s。该动态要求主要针对飞机液压系统和航天飞行器液压伺服系统提出,长期以来对于发动机喷嘴伺服控制主要是直接借用此标准,对此标准是否适用于发动机控制缺少相应的分析和论证。

5.2 柱塞泵动态特性对喷嘴伺服控制影响分析

在航空发动机伺服作动回路中,喷嘴控制负载较大,且对喷嘴控制回路的响应特性有一定的要求,因此研究柱塞泵动态特性对喷嘴伺服控制影响具有重要意义。

不考虑柱塞泵动态特性的喷嘴控制回路的模型如图 10(a)所示。考虑柱塞泵动态特性,将泵的出口压力引入分油活门流量增益计算过程,并将输出流量反馈至柱塞泵,得到的模型见图 10(b)。

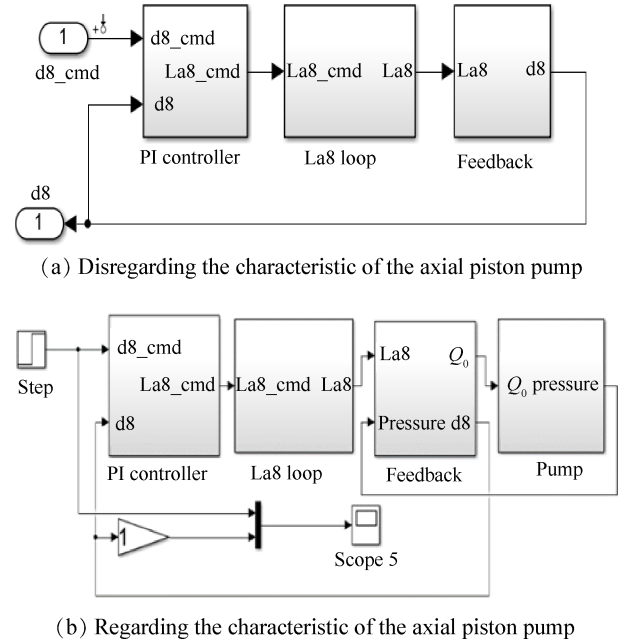


Fig. 10 Nozzle control model

将柱塞泵压力恒定给定为 20MPa,给定阶跃信号和扫频信号,对比考虑柱塞泵动态特性前后的伺服回路响应特性,仿真结果见图 11 和图 12。

其中,阶跃响应曲线的变动范围占阶跃全程的

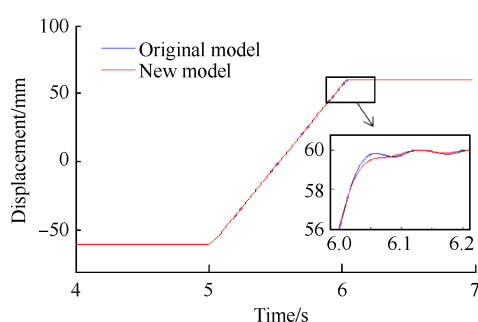


Fig. 11 Comparison of the step response regarding and disregarding the characteristic of the axial piston pump

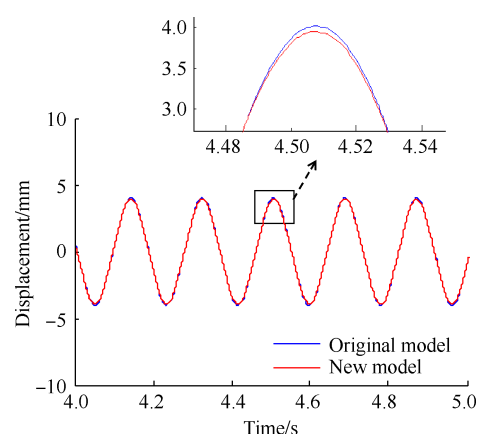


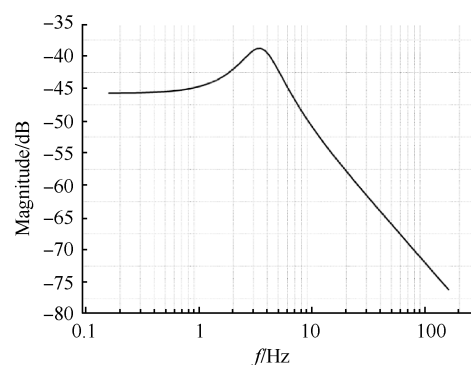
Fig. 12 Comparison of the sinusoidal response regarding and disregarding the characteristic of the axial piston pump

0.2%,影响较小。不考虑柱塞泵动态特性时,正弦响应曲线的峰值为4mm,考虑柱塞泵动态特性后,正弦响应曲线的峰值为3.95mm,变化比例为1.25%。可见,当前参数的柱塞泵动态特性对伺服回路的动态特性影响是非常小的。

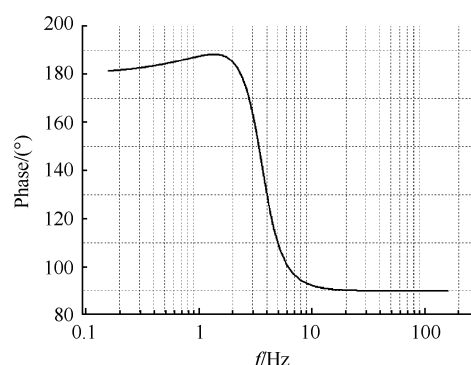
参考图8的方块图,柱塞泵的传递函数是以柱塞泵调定压力作为输入,泵出口压力作为反馈压力的负反馈回路,其中负载流量作为前向通道的干扰也作用在控制回路中。考虑到在伺服控制时,柱塞泵的调定压力通常变化缓慢,因此考察柱塞泵对伺服控制的影响,更多考虑的是闭环回路对负载流量的响应。

以负载流量作为输入,泵出口压力作为输出的Bode图见图13。由图13可见,其幅频宽约为8.4Hz,相频宽90Hz,明显高于幅频宽。一般喷口控制回路的带宽为2Hz左右,可见柱塞泵的带宽约为伺服回路带宽的4倍时,对喷口伺服控制动态响应影响极小。

GJB2188A-2002 飞机变量液压泵通用规范要求柱塞泵的响应时间不超过0.05s,按惯性环节等效,则时间常数 $T=0.0167s$ ,带宽约为9.5Hz。喷口控制由于负载较大,一般带宽约在2Hz左右,因此国军标规定



(a) Amplitude frequency response



(b) Phase frequency response

Fig. 13 Pump Bode diagram

的柱塞泵动态要求基本满足4倍的伺服回路带宽要求。

## 6 结论

本文在轴向柱塞泵解析模型的基础上,经简化得到计算资源少、实时性高的机载模型,通过理论分析和试验验证得出以下结论:

(1)提出了基于时域阶跃响应的柱塞泵动态特性参数辨识方法及试验方法,该方法物理意义明确,仿真和试验对比表明,所提出的模型具有较高的辨识精度,可达95%以上。

(2)基于参数辨识的柱塞泵简化模型,建模过程无需柱塞泵具体细节的结构参数,可以大大简化建模过程,满足工程应用的需要,且计算资源消耗少,可作为机载模型使用。

(3)经分析,柱塞泵动态特性应在伺服回路动态特性4倍以上,国军标中规定的柱塞泵动态特性要求可基本满足大推力航空发动机喷口动态控制性能要求。

致谢:感谢丁庆鹏、李波为本文研究开展的部分试验的帮助及对相关数据的整理。

## 参考文献

[1] Link Jaw. Aircraft Engine Controls Design, System Anal-



- yses, and Health Monitoring[M]. USA: American Institute of Aeronautics & Astronautics, 2009: 37-43.
- [2] 张绍基. 航空发动机控制系统的研发与展望[J]. 航空动力学报, 2004, 19(3): 375-382.
- [3] 潮群. EHA轴向柱塞泵高速化若干关键技术研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2019.
- [4] 欧阳小平, 王天照, 方旭, 等. 高速航空柱塞泵研究现状[J]. 液压与气动, 2018(2): 1-2.
- [5] 柳茵. 某型高压燃油泵的设计研究[D]. 南京: 南京理工大学, 2007.
- [6] 乔丰立, 唐兵, 卢堃, 等. 比例控制径向柱塞泵性能预测[J]. 机械工程学报, 2005, 41(10): 66-70.
- [7] 王全福, 邵俊鹏. YB-20AH恒压变量泵特性分析及其仿真研究[J]. 哈尔滨理工大学学报, 2007, 12(6): 104-106.
- [8] 秦彦凯. 电液比例变量轴向柱塞泵控制特性研究[J]. 煤矿机械, 2018, 39(10): 32-36.
- [9] 陈焕明, 刘卫国, 习仁国, 等. 高压大流量柱塞泵建模与仿真研究[J]. 机床与液压, 2012, 40(7): 139-143.
- [10] 方晓瑜, 赵宏强, 文国臣, 等. 基于AMESim恒功率变量泵的仿真研究[J]. 工程设计学报, 2011, 18(6): 437-443.
- [11] 张英臣, 卢岳良, 夏天翔, 等. 恒压式变量柱塞泵建模及特性分析[C]. 江门: 第八届中国航空学会青年科技论坛, 2018.
- [12] 杨华勇, 马吉恩, 徐兵. 轴向柱塞泵流体噪声的研究现状[J]. 机械工程学报, 2009, 45(8): 71-79.
- [13] 胡敏, 徐兵, 周万仁, 等. 轴向柱塞泵柱塞滑靴组件动力学特性建模与分析[J]. 农业机械学报, 2016, 47(3): 373-380.
- [14] Shunan Li, Yaoxing Shang, Shuai Wu. Investigation the Load Matching of Direct Pressure Valve Controlled Variable Mechanism of Axial Variable Piston Pump[C]. Ningbo: IEEE 8th International Conference on CIS & RAM, 2017.
- [15] Mengtang Li, Ryan Foss, Kim A Stelson. Design, Dynamic Modeling, and Experimental Validation of a Novel Alternating Flow Variable Displacement Hydraulic Pump[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2019, 24(3): 1294-1305.
- [16] 余经洪, 陈兆能. 液压柱塞泵配流过程的理论模型及参数辨识[J]. 上海交通大学学报, 1992, 26(4): 28-33.
- [17] GJB2188A-2002, 飞机变量液压泵通用规范[S].
- [18] MIL-P-19692E, General Specification for Variable Flow Hydraulic Pumps[S].
- [19] Carsten Dunker, Kevin Poole, Frank Thielecke. Towards More-Efficient Aircraft Hydraulic Systems: Conceptual Design of a Variable-Speed Fixed-Displacement Electric Motor Pump[C]. Montreal: SAE 2013 AeroTech Congress & Exhibition, 2013.

(编辑:白鹭)