

文章编号:1001-7445(2010)06-0984-05

非对称液压缸的动态特性仿真研究

郝前华¹, 何清华^{1,2}, 贺继林^{1,2}, 廖力达¹, 舒敏飞¹

(1. 中南大学 机电工程学院, 湖南 长沙 410083;
2. 湖南山河智能机械股份有限公司, 湖南 长沙 410100)

摘要:根据液流的连续性原理,通过对非对称液压缸进行受力分析,研究非对称液压缸的动态特性。在此基础上,提出非对称液压缸的数学模型,得到了液压缸阻尼比、固有频率间的关系。根据其数学模型,运用 MATLAB 软件对挖掘机铲斗液压缸动态特性进行仿真,得到了非对称液压缸的速度响应曲线和大腔的压力曲线,直观地揭示了其动态特性。通过对影响铲斗液压缸动态特性的主要因素的分析,提出了加快其速度响应和改善其运动平稳性的实用措施,指出降低铲斗液压缸的超调量与提高铲斗液压缸的响应速度存在矛盾,需要针对具体情况协调考虑。

关键词:动态特性;非对称液压缸;仿真

中图分类号:TH137 **文献标识码:**A

Simulation study on dynamic characteristics of asymmetrical hydraulic cylinder

HAO Qian-hua¹, HE Qing-hua^{1,2}, HE Ji-lin^{1,2}, LIAO Li-da¹, SHU Min-fei¹

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Central South University, Changsha 410083, China;
2. Hunan Sunward Intelligent Machinery Co. Ltd., Changsha 410100, China)

Abstract: On the basis of continuity principle of fluids, dynamic characteristics of asymmetrical hydraulic cylinder are investigated by means of force equilibrium analysis. Based on the proposed mathematical model of the cylinder, relationship between damping ratio and natural frequency is obtained as well as the simulation results of dynamic characteristics of hydraulic cylinder of the bucket of an excavator in MATLAB. The velocity response curve and press curve of the large chamber reveal the dynamic characteristics visually. Measures to increase the velocity response and to improve the motion stability of the bucket cylinder are proposed based on the analysis of the main factors influencing dynamic characteristics. The contradiction between decreasing overshoot and increasing response speed of the cylinder needs to be resolved by considerations to specific circumstances.

Key words: dynamic characteristics; asymmetrical hydraulic cylinder; simulation

非对称液压缸具有结构紧凑、工作可靠及生产成本低等优点,因而广泛应用于车辆、工程机械、矿山机械等的液压系统中。非对称液压缸作为液压系统的主要执行元件,其动态特性是评价液压系统性能的一个重要指标^[1-3]。非对称液压缸在输入流量或负载发生变化时,输出压力会发生变化,活塞就会出

收稿日期:2010-07-22;修订日期:2010-08-29

基金项目:国家 863 项目资助课题(2003AA430200)

通讯联系人:何清华(1946-),男,湖南岳阳人,中南大学教授,博士生导师;E-mail:hqh@mail.csu.edu.cn。

现加速或减速的瞬态过程。非对称液压缸的动态特性分析就是对这一瞬态过程中的输出压力和活塞运动速度变化进行分析^[4]。对液压系统的动态特性,国内有很多学者做了研究。罗艳蕾^[5]对液压节流调速系统动态特性进行了仿真,崔昊等^[6]对一开关型阀控液压缸进行了仿真与优化,史显忠等^[7]对由对称阀控非对称液压缸组成的转向系统的动态特性进行了研究。

本文通过对非对称液压缸动态特性进行分析研究,着重以山河智能机械股份有限公司的SWE90挖掘机铲斗液压缸(非对称液压缸)为例进行仿真分析,指出影响其响应快速性和运动平稳性的主要因素。

1 模型的建立

非对称液压缸——负载系统如图1所示,无杆腔为工作腔,通高压油,推动活塞克服外负载向右运动,有杆腔的油液则通过节流阀回油箱。为使分析简化,假设其回油腔直接通油箱,即 $P_2 = 0$ 。非对称液压缸的数学模型由活塞的力平衡方程和其工作腔的流量连续方程组成。

非对称液压缸活塞上力平衡方程^[4]为

$$A_1 P_1 = m \frac{du}{dt} + Bu + F_L, \quad (1)$$

式中: A_1 为非对称液压缸进油腔面积(m^2); P_1 为非对称液压缸进液腔压力(Pa); m 为非对称液压缸运动部件质量(kg); u 为非对称液压缸活塞运动速度(m/s); B 为粘性阻尼系数($N \cdot s/m$); F_L 为负载力(N)。

非对称液压缸工作腔的流量连续方程^[4]

$$Q_1 = A_1 u + C_i P_1 + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dP_1}{dt}, \quad (2)$$

式中: Q_1 为非对称液压缸进液管路流量(m^3/s); C_i 为非对称液压缸内泄漏系数[$m^3/(s \cdot Pa)$]; V_1 为非对称液压缸进油腔及相连油管的液体容积(m^3); β 为液体体积弹性模量(Pa)。

对式(1)和式(2)作 Laplace 变换并整理得

$$A_1 P_1(s) = (ms + B)u(s) + F_L(s), \quad (3)$$

$$Q_1(s) = A_1 u(s) + \left(C_i + \frac{V_1}{\beta_e} s \right) P_1(s), \quad (4)$$

非对称液压缸的输入量为流量和外负载,输出量为速度和力,因工作腔的工作压力反映输出力,故输出量为非对称液压缸活塞速度和工作腔压力。

取 $Q_1(s)$ 为输入, $u(s)$ 为输出,可作出非对称液压缸的方框图,如图2所示。

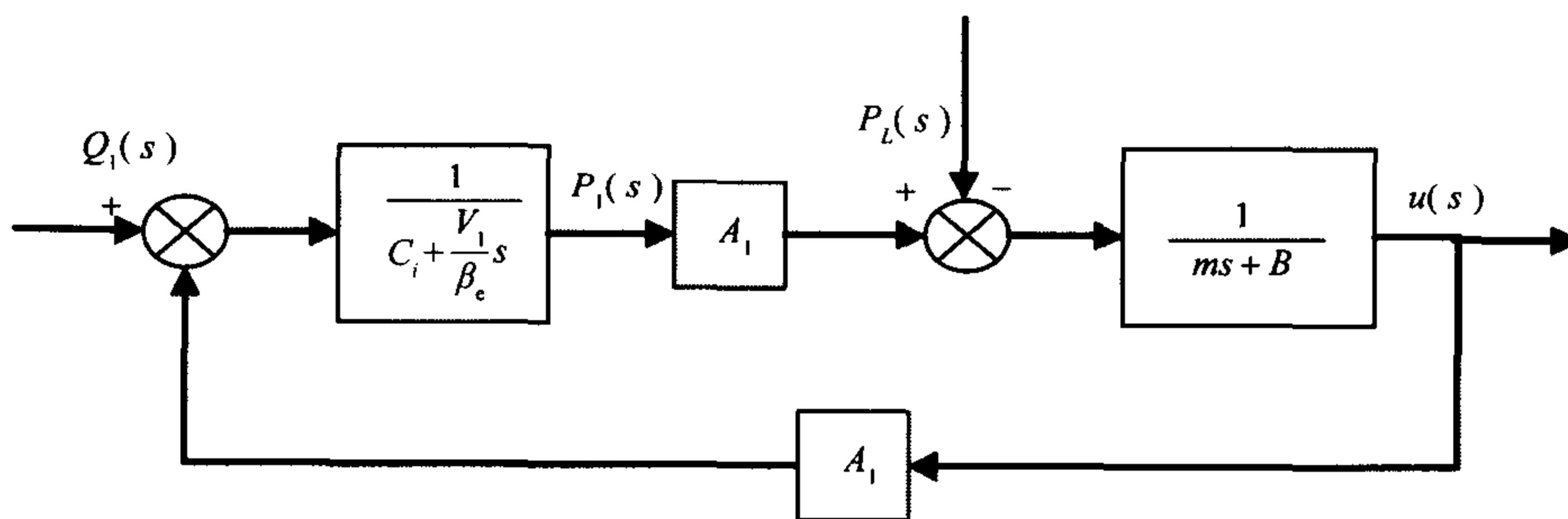


图2 非对称液压缸方框图

Fig. 2 The block diagram of asymmetrical hydraulic cylinder

由式(3)、(4)可求非对称液压缸输出 $u(s)$ 为

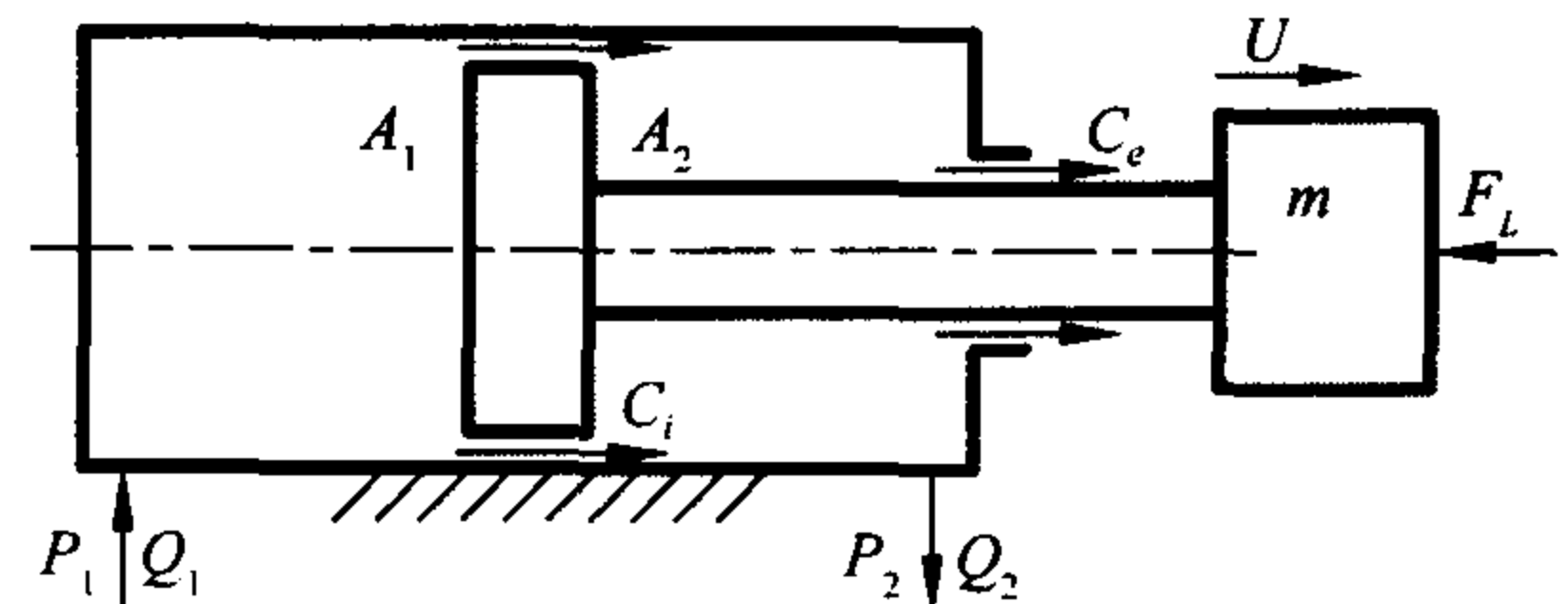


图1 非对称液压缸——负载系统

Fig. 1 The loaded system of asymmetrical hydraulic cylinder

$$u(s) = \frac{A_1 Q_1(s) - \left(C_i + \frac{V_1 s}{\beta_e}\right) F_L(s)}{(A_1^2 + C_i B) \left(\frac{s^2}{\omega_n^2} + 2\xi_n \frac{s}{\omega_n} + 1\right)}, \quad (5)$$

式中, ω_n 为非对称液压缸固有频率, $\omega_n = \sqrt{\frac{(A_1^2 + C_i B)\beta_e}{V_1 m}}$; ξ_n 为非对称液压缸阻尼比, $\xi_n = \frac{\omega_n}{2(A_1^2 + C_i B) \left(\frac{V_1 B}{\beta_e} + C_i m\right)}$ 。

取 $Q_1(s)$ 为输入, $P_1(s)$ 为输出, 由式(3)、(4)可求非对称液压缸输出 $P_1(s)$ 为

$$P_1(s) = \frac{(ms + B)Q_1(s) + A_1 F_L(s)}{(A_1^2 + C_i B) \left(\frac{s^2}{\omega_n^2} + 2\xi_n \frac{s}{\omega_n} + 1\right)}。 \quad (6)$$

非对称液压缸的输出速度随外负载或流量的变化而变化, 其变化关系可用传递函数表示如下:

① 外负载 $F_L(s)$ 单作用下的液压缸传递函数为

$$G_{Fu}(s) = \frac{u(s)}{F_L(s)} = -\frac{C_i + \frac{V_1 s}{\beta_e}}{(A_1^2 + C_i B) \left(\frac{s^2}{\omega_n^2} + 2\xi_n \frac{s}{\omega_n} + 1\right)}。 \quad (7)$$

② 流量单作用下的液压缸传递函数为

$$G_{Qu}(s) = \frac{u(s)}{Q_1(s)} = \frac{A_1}{(A_1^2 + C_i B) \left(\frac{s^2}{\omega_n^2} + 2\xi_n \frac{s}{\omega_n} + 1\right)}。 \quad (8)$$

非对称液压缸的输出压力随外负载或流量的变化而变化, 即工作腔的工作压力随外负载或流量的变化而变化, 其变化关系可用传递函数表示如下:

① 外负载 $F_L(s)$ 单作用下的液压缸传递函数为

$$G_{FP}(s) = \frac{P_1(s)}{F_L(s)} = \frac{A_1}{(A_1^2 + C_i B) \left(\frac{s^2}{\omega_n^2} + 2\xi_n \frac{s}{\omega_n} + 1\right)}。 \quad (9)$$

② 流量单作用下的液压缸传递函数为

$$G_{QP}(s) = \frac{P_1(s)}{Q_1(s)} = \frac{ms + B}{(A_1^2 + C_i B) \left(\frac{s^2}{\omega_n^2} + 2\xi_n \frac{s}{\omega_n} + 1\right)}。 \quad (10)$$

2 实例仿真分析

2.1 参数的确定

以山河智能 SWE90 挖掘机为对象, 测得其液压系统中铲斗液压缸相关参数如下: 液压缸内径 d_1 , 88 mm; 移动部分质量 m_1 , 24.2 kg; 铲斗质量 m_2 , 252 kg; 最大行程 l_1 , 730 mm; 多路阀至铲斗缸的管道长度 l_2 , 6 000 mm; 多路阀至铲斗缸的管道内径 d_2 , 12.7 mm; 油液体积弹性模量 β_e , 1.7×10^9 Pa; 粘性阻尼系数^[8] B , 13 255 N·s/m。

2.2 仿真模型的建立

因为铲斗液压缸的泄漏相对较小, 所以动态仿真分析时忽略了泄漏系数的影响^[9]。在式(2)中, 必须知道铲斗液压缸进油腔及相连油管的液体容积。因此, 假定铲斗液压缸活塞初始位置处于液压缸中位。

空载情况下, 当挖掘机铲斗液压缸活塞伸出时, 铲斗内收, 作用在活塞杆上的负载力 F_L 主要是

由铲斗自重通过连杆传递到活塞杆上的负载力 F_L' 。该负载力 F_L' 与铲斗液压缸瞬时长度 L 有关^[10]。为简化分析,假设在时间 $t=0$ 时,对液压缸输入一阶跃负载力 $F_L=2\ 500\ \text{N}$,同时输入一阶跃流量 $Q_1=110\ \text{L/min}$ 。

根据式(7)、(8)可求得外负载和流量单作用下液压缸活塞的速度,根据式(9)、(10)可求得外负载和流量单作用下液压缸工作腔的输出压力。在外负载和流量的共同作用下,由叠加原理可知,液压缸的输出压力和速度是它们单独作用于液压缸所引起的输出之和。

根据式(5)、(6)和图2非对称液压缸方框图,在MATLAB软件中建立铲斗液压缸仿真模块图,如图3所示。

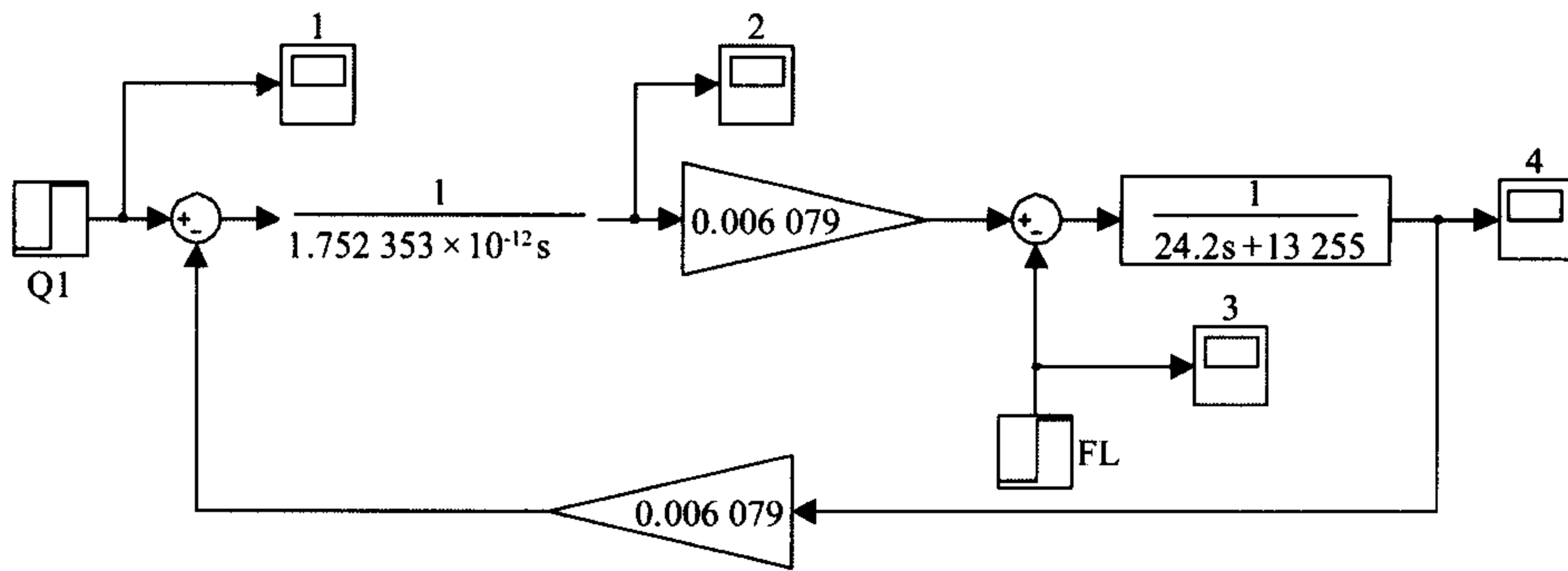


图3 铲斗液压缸动态特性计算机仿真框图

Fig. 3 The block diagram of computer simulation of the dynamic characteristic of bucket hydraulic cylinder

2.3 仿真结果及分析

铲斗液压缸动态特性仿真结果如图4、图5所示。从图4、图5中可以看出,铲斗液压缸在阶跃流量和阶跃负载力的作用下,活塞速度和大腔压力经过振荡而趋于稳定。其性能指标见表1。

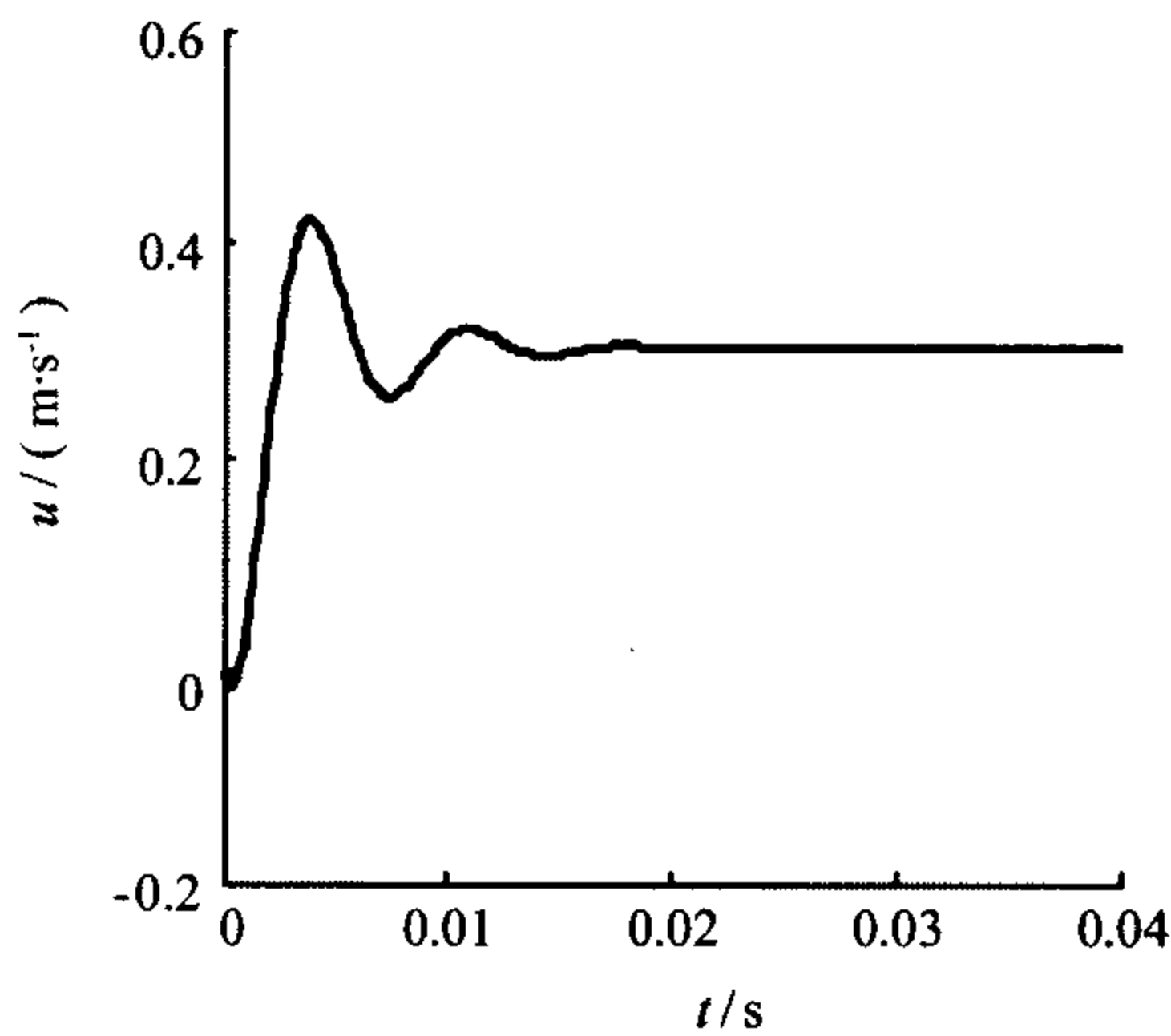


图4 液压缸速度响应曲线

Fig. 4 Velocity response curve of hydraulic cylinder

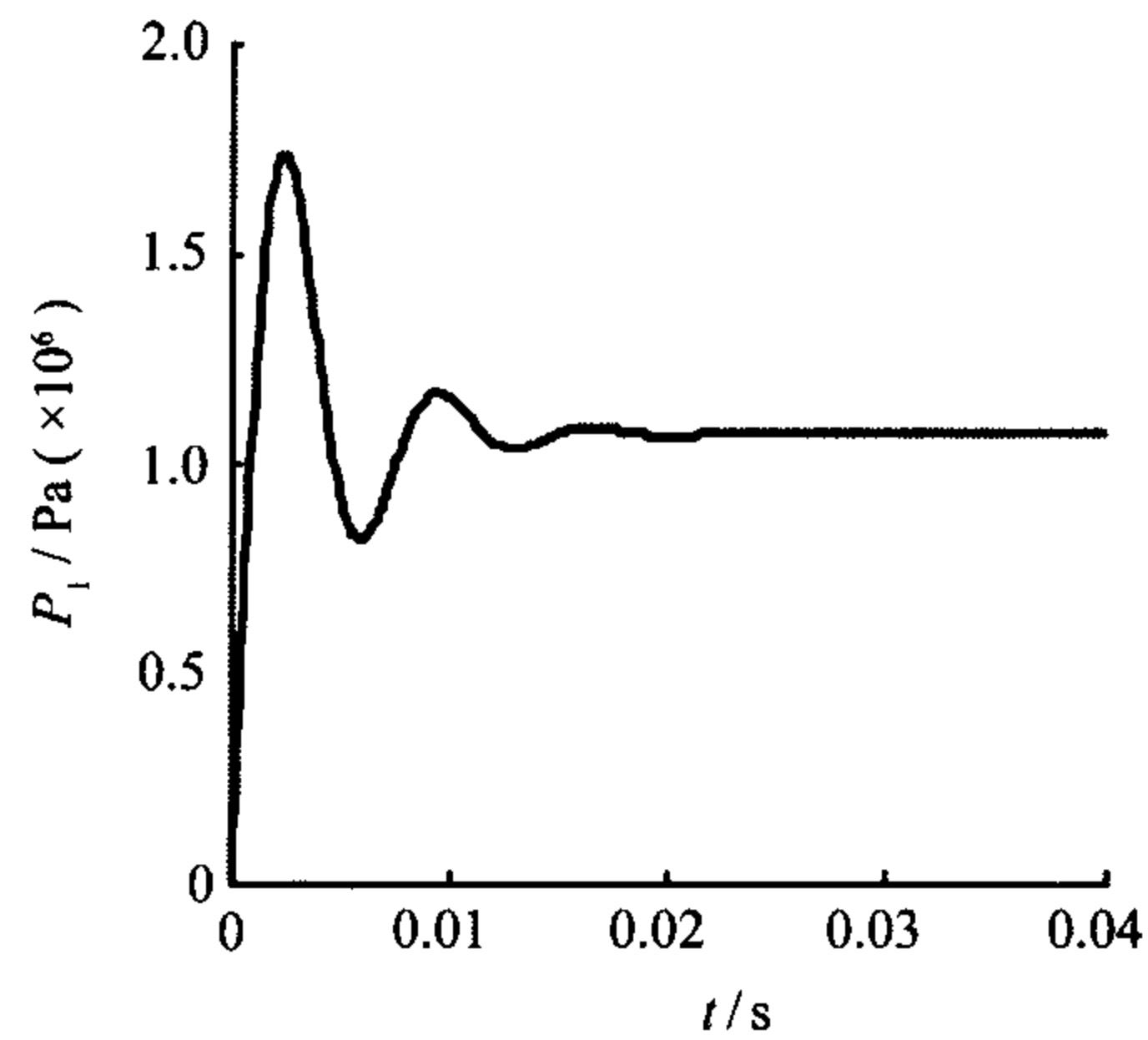


图5 液压缸大腔压力曲线

Fig. 5 Press curve of the large chamber of hydraulic cylinder

表1 铲斗液压缸的性能指标

Tab. 1 Performance index of bucket hydraulic cylinder

项目	上升时间/s	峰值时间/s	超调量	调整时间/s
速度	0.002 509 959 905 308	0.003 789 959 905 308	0.402 172 209 869 159	0.005 869 959 905 308
压力	0.001 028 602 798 665	0.002 509 959 905 308	0.623 462 307 030 840	0.001 028 602 798 665

2.3.1 响应快速性

铲斗液压缸固有频率 ω_n 与其响应速度相关,提高铲斗液压缸固有频率 ω_n ,可以提高其响应速度,

减少上升时间,峰值时间和调整时间。当忽略泄漏系数的影响时,铲斗液压缸固有频率 $\omega_n = \sqrt{\frac{A_1^2 \beta_e}{V_1 m}}$ 。因此,增大 A_1 和 β_e ,减少 V_1 和 m 可以增大固有频率 ω_n 。对于铲斗液压缸,提高响应速度的措施:适当增大铲斗液压缸内径、缩短铲斗液压缸相连管路和设置排气装置。

2.3.2 运动平稳性

从表1铲斗液压缸的性能指标中可知,速度响应曲线和大腔压力曲线的超调量比较大,应考虑优化。铲斗液压缸阻尼比 ξ_n 与其超调量有关,增大铲斗液压缸阻尼比 ξ_n ,可以削弱铲斗液压缸的振荡性能。

当忽略泄漏系数的影响时,铲斗液压缸阻尼比 $\xi_n = \frac{\omega_n V_1 B}{2A_1^2 \beta_e}$,即 $\xi_n = \frac{\sqrt{V_1 B}}{2\sqrt{A_1^2 \beta_e m}}$ 。因此,通过减少铲斗

液压缸内径 A_1 和油液体积弹性模量 β_e ,增大铲斗液压缸进油腔及相连油管的液体容积 V_1 来增大阻尼比 ξ_n ,可以降低铲斗液压缸的超调量。

从以上分析可知,降低铲斗液压缸的超调量与提高铲斗液压缸的响应速度相互矛盾,需要针对具体情况协调考虑。

3 结 语

通过对非对称液压缸的理论分析,建立了非对称液压缸的数学模型。以SWE90挖掘机铲斗液压缸为例,运用MATLAB软件进行仿真,仿真结果揭示了非对称液压缸的动态特性。同时,通过对非对称液压缸动态特性的影响因素进行分析,指出非对称液压缸响应速度与其固有频率 ω_n 有关,运动平稳性与其阻尼比 ξ_n 有关,提高固有频率 ω_n ,可以提高其响应速度,增大阻尼比 ξ_n ,可以降低其超调量,削弱其振荡性能,从而为非对称液压缸液压系统的设计与性能优化提供了理论依据。

参考文献:

- [1] 韩慧仙. 液压挖掘机动臂液压缸再生回路控制[J]. 液压气动与密封,2008,28(5):48-50.
- [2] 赵殿华,李兰英,张华. 双液压缸翻转式重型备胎架的设计[J]. 工程机械,2008,39(4):42-46.
- [3] 赵宏强,高斌,李美香,等. 潜孔钻机回转液压系统键合图模型的仿真研究[J]. 广西大学学报:自然科学版,2008,33(1):45-48.
- [4] 许贤良,王传礼. 液压传动系统[M]. 北京:国防工业出版社,2008.
- [5] 罗艳蕾. 利用Matlab实现液压节流调速系统动态特性仿真[J]. 机械与电子,2002(4):73-75.
- [6] 崔昊,王育才,吕建国. 基于MATLAB/SIMULINK的阀控液压缸动态特性仿真与优化[J]. 机械传动,2007,31(4):67-68.
- [7] 史显忠,屈福政. 对称四通阀控非对称液压缸动态分析[J]. 起重运输机械,2006(9):67-69.
- [8] 彭勇. 基于机液联合仿真的挖掘机负载独立流量分配系统动态特性研究[D]. 长沙:中南大学机电工程学院,2010.
- [9] 陈远玲,付玉林. 负载敏感系统响应特性仿真研究[J]. 广西大学学报:自然科学版,2008,33(4):378-382.
- [10] 同济大学. 单斗液压挖掘机[M]. 北京:中国建筑工业出版社,1980.

(责任编辑 梁 健)