

DOI: 10.3969/j.issn.1001-4551.2013.10.001

参数摄动对四足机器人液压驱动单元 位置控制特性影响*

孔祥东^{1,2}, 俞 滨³, 权凌霄^{1,2}, 秦春艳³, 吴柳杰³

(1. 燕山大学 先进制造成形技术及装备国家地方联合工程研究中心, 河北 秦皇岛 066004;

2. 燕山大学 河北省重型机械流体动力传输与控制实验室, 河北 秦皇岛 066004;

3. 燕山大学 机械工程学院, 河北 秦皇岛 066004)

摘要: 高性能四足仿生机器人的设计要求驱动其关节运动的液压驱动单元具有良好的动态特性,但由于液压驱动单元工作参数摄动和其固有的复杂非线性,使得多数情况下液压驱动单元的控制性能受到制约。采用机理建模方法,针对四足机器人采用的一种对称阀控制对称缸的液压驱动单元结构,综合考虑控制器饱和特性、伺服阀压力-流量非线性、伺服缸活塞初始位置变化、库伦摩擦非线性等因素的影响,建立了液压驱动单元非线性数学模型,给出了其液压固有频率和阻尼比表达式;运用 Matlab/Simulink 软件系统搭建了其非线性仿真模型,在相同工况下,分析了不同控制器比例增益的液压驱动单元位移阶跃响应的仿真及试验结果,以验证仿真模型;并搭建了液压驱动单元性能测试试验台,通过仿真与试验分析,进一步研究了控制器比例增益、系统供油压力、液压驱动单元初始位移、负载力、负载质量、负载刚度对液压驱动单元动态特性的作用机理和影响规律。研究表明,建立的非线性数学模型准确、实用,且以上参数的改变均会对液压驱动单元位置控制特性产生不同程度的影响,其影响规律可为四足仿生机器人液压驱动单元控制器参数的在线优化奠定基础。

关键词: 四足仿生机器人;液压驱动单元;对称阀控制对称缸;非线性数学模型;位置控制特性

中图分类号: TH137;TP242

文献标识码: A

文章编号: 1001-4551(2013)10-1169-09

Effect of parameters perturbation on displacement control characteristics of hydraulic drive unit of quadruped robot

KONG Xiang-dong^{1,2}, YU Bin³, QUAN Ling-xiao^{1,2}, QIN Chun-yan³, WU Liu-jie³

(1. Advanced Manufacturing Technology and Equipment National Engineering Research Center for Local Joint, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China; 2. Hebei Provincial Key Laboratory of Heavy Machinery Fluid Power Transmission and Control, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China; 3. School of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China)

Abstract: The satisfying dynamic characteristics of hydraulic drive unit which can drive the joints of high-performance quadruped bionic robot are required. However, control characteristics of hydraulic drive unit are restricted in most cases by its parameters perturbation and inherent nonlinear factors. Aiming at hydraulic drive unit structure which corresponds to structure of symmetrical valve controlling symmetrical cylinder, nonlinear mathematical model of hydraulic drive unit was founded, then mathematical expressions of hydraulic natural frequency and damping ratio were derived. Influence factors, including saturation characteristics of controller, nonlinear relation of pressure-flow, differences of initial piston position of servo-cylinder, and coulomb friction, were considered in the nonlinear mathematical model above. The nonlinear simulation model of hydraulic drive unit was founded in Matlab/Simulink, and it was verified by

收稿日期: 2013-07-03

基金项目: 国家科技重大专项资助项目(2010ZX04013-021)

作者简介: 孔祥东(1959-),男,黑龙江齐齐哈尔人,博士,教授,博士生导师,主要从事电液伺服控制系统方面的研究. E-mail: xdkong@ysu.edu.cn

comparing simulation curves and experimental curves in the same conditions. The performance test-platform of hydraulic drive unit was built. The acting mechanisms and influence rules of controller gain, oil supply pressure, initial piston position of servo-cylinder, load force, load mass and load stiffness on dynamic characteristics of hydraulic drive unit, were obtained by experiment and simulation analysis. The research indicates that nonlinear model is accurate and practical. The changes of parameters above influence displacement control characteristics of hydraulic drive unit and these influence rules can provide theoretical basis for the online optimization of controller parameters of hydraulic drive unit.

Key words: quadruped bionic robot; hydraulic drive unit; symmetrical valve controlling symmetrical cylinder; nonlinear mathematical model; displacement control characteristics

0 引 言

为提高四足仿生机器人的实用性,使之较好地完成野外复杂环境下的探测、运输、救援等任务,机器人应具有较高的移动速度、较大的负重能力和较强的环境适应性^[1-4],这就对驱动其关节运动的驱动单元控制特性和鲁棒性提出了更高的要求。相对于电机驱动而言液压驱动具有体积小、功重比大、响应快的优点,相对于气压驱动又具有精度高、抗干扰能力强的优点,是较理想的关节驱动单元。

而液压驱动单元在工作过程中必然存在着工作参数的复杂摄动,如:油源压力参数波动、载荷谱(负载力、等效负载质量、等效负载刚度)参数动态变化、液压缸初始工作位置的变化等,这些参数摄动将会严重影响控制算法鲁棒性,使得单一固定控制参数算法不能满足液压驱动单元工作要求,进而给四足仿生机器人整体姿态控制带来不利影响。因此,掌握上述参数变化对其动态特性的影响规律,以便进行控制器参数补偿至关重要^[5-9]。

本研究建立液压驱动单元非线性数学模型和仿真模型,搭建液压驱动单元性能测试试验台,分析上述参数摄动对其动态特性的影响,为改善液压驱动单元控制性能、优化控制器参数提供理论基础和试验参考。

1 液压驱动单元数学模型

1.1 基本方程

四足仿生机器人用的液压驱动单元为小型伺服阀控对称缸集成系统,其三维装配图如图1所示。

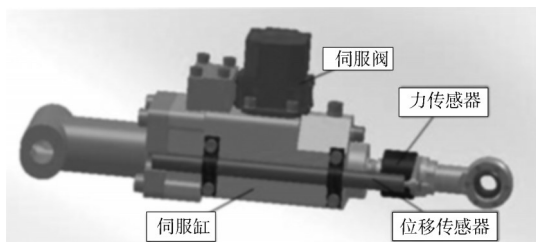


图1 液压驱动单元三维装配图

本研究将伺服阀功率级结构等效为理想零开口四

边滑阀,4个节流窗口匹配对称,即:各节流口流量系数相等,认为管道和阀腔内压力损失远小于阀口处节流损失,考虑压力-流量非线性,列写伺服阀滑阀流量方程^[10]。

伺服阀进油流量为:

$$q_1 = \begin{cases} C_d W \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_s - p_1} \cdot x_v & x_v \geq 0 \\ C_d W \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_1 - p_0} \cdot x_v & x_v < 0 \end{cases} \quad (1)$$

伺服阀回油流量为:

$$q_2 = \begin{cases} C_d W \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_2 - p_0} \cdot x_v & x_v \geq 0 \\ C_d W \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_s - p_2} \cdot x_v & x_v < 0 \end{cases} \quad (2)$$

式中: C_d —伺服阀滑阀节流口流量系数, W —面积梯度, p_s —系统供油压力, p_1 —伺服缸左腔压力, p_2 —伺服缸右腔压力, p_0 —系统回油压力, ρ —液压油密度, x_v —伺服阀阀芯位移。

如果考虑伺服缸泄漏和油液压缩性的影响,则得到伺服缸进/回油流量方程如下所述。

伺服缸进油流量和进油腔容积为:

$$\begin{cases} q_1 = A_p \frac{dx_p}{dt} + C_{ip}(p_1 - p_2) + C_{ep}p_1 + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dp_1}{dt} \\ V_1 = V_{01} + A_p x_p \end{cases} \quad (3)$$

伺服缸回油流量和回油腔容积为:

$$\begin{cases} q_2 = A_p \frac{dx_p}{dt} + C_{ip}(p_1 - p_2) - C_{ep}p_2 - \frac{V_2}{\beta_e} \frac{dp_2}{dt} \\ V_2 = V_{02} - A_p x_p \end{cases} \quad (4)$$

式中: A_p —伺服缸活塞有效面积, x_p —伺服缸活塞位移, C_{ip} —伺服缸内泄漏系数, C_{ep} —伺服缸外泄漏系数, β_e —有效体积弹性模量, V_{01} —进油腔初始容积, V_{02} —回油腔初始容积。

由于上式中 $A_p x_p$ 不再远小于 V_{01} 和 V_{02} , 这里不忽略伺服缸活塞初始位置变化对伺服缸进/回油腔容积变化的影响, 令:

$$\begin{cases} V_{01} = V_{g1} + A_p L_0 \\ V_{02} = V_{g2} + A_p (L - L_0) \end{cases} \quad (5)$$

式中: V_{g1} —伺服阀与伺服缸进油连接管道容积, V_{g2} —伺服阀与伺服缸回油连接管道容积, L —伺服缸活塞总行程, L_0 —伺服缸活塞初始位置。

考虑负载特性对液压驱动单元的影响, 由于其伺服缸空载运行过程中, 库仑摩擦力的大小和方向影响其动态特性, 有必要考虑其摩擦非线性, 得出伺服缸输出力与负载力平衡方程为:

$$A_p p_1 - A_p p_2 = m_t \frac{dx_p}{dt} + B_p \frac{dx_p}{dt} + Kx_p + F_f + F_L \quad (6)$$

式中: m_t —折算到伺服缸活塞上的总质量, 活塞、位移传感器、力传感器、连接管道及伺服缸内油液及其他动件的折算质量和; K —负载刚度; B_p —活塞及负载的粘性阻尼系数; F_f —摩擦力; F_L —作用在活塞上的任意外负载力。

1.2 其他环节传递函数

依据所选伺服阀产品样本的时域特性和频域特性曲线, 将伺服阀等效为二阶振荡环节, 其阀芯位移与放大板输入电压的传递函数为:

$$\frac{X_v}{U_g} = \frac{K_a K_{sv}}{\left(\frac{s^2}{\omega_{sv}^2} + \frac{2\zeta_{sv}}{\omega_{sv}} s + 1 \right)} \quad (7)$$

式中: K_a —伺服阀放大板增益, K_{sv} —伺服阀增益,

ζ_{sv} —伺服阀阻尼比, ω_{sv} —伺服阀固有频率。

所选用的液压驱动单元位移传感器固有频率较高, 为系统采样频率的3~5倍, 因此可将其等效为比例环节, 其反馈电压与伺服缸活塞位移的传递函数为:

$$\frac{U_p}{X_p} = K_{fx} \quad (8)$$

式中: K_{fx} —位移传感器增益。

数字控制器计算出的偏差信号与其输出至伺服阀放大板的电压信号之间具有饱和特性, 该特性使系统进入和退出饱和时产生输出与输入的非线性关系^[11-13], 考虑伺服阀放大板存在的固有死区特性, 其放大板输入电压与控制器计算出的偏差信号函数关系为:

$$U_g = K_{lim} E = \begin{cases} 1 & E > 1 \\ E & \delta \leq E \leq 1 \\ 0 & -\delta \leq E \leq \delta \\ E & -1 \leq E \leq -\delta \\ -1 & E < -1 \end{cases} \quad (9)$$

式中: E —输入与检测电压偏差, K_{lim} —死区饱和系数, δ —死区阈值。

1.3 液压驱动单元传递框图

联立方程(1~9), 令 $K_d = C_d W \sqrt{2/\rho}$, 建立液压驱动单元传递框图如图2所示。

为了更好地分析液压驱动单元特性, 本研究对该传递框图进行化简, 则图2可简化为如图3所示的框图。

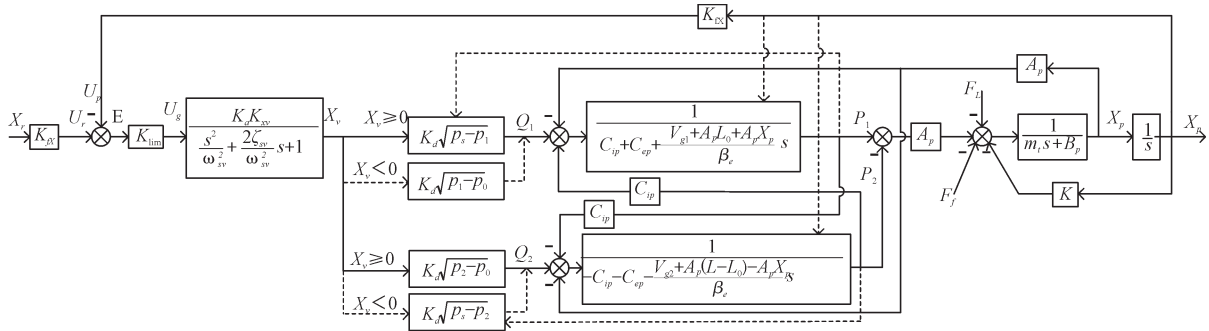


图2 液压驱动单元传递框图

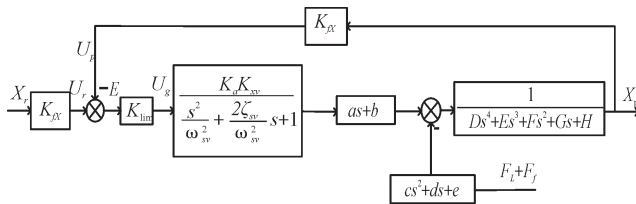


图3 液压驱动单元简化传递框图

图3可表示为:

$$X_p = \frac{(as+b)X_v - (cs^2+ds+e)(F_f+F_L)}{Ds^4+Es^3+Fs^2+Gs+H} \quad (10)$$

其中:

$$K_1 = \begin{cases} K_d\sqrt{p_s-p_1} & x_v \geq 0 \\ K_d\sqrt{p_1-p_0} & x_v < 0 \end{cases};$$

$$K_2 = \begin{cases} K_d\sqrt{p_2-p_0} & x_v \geq 0 \\ K_d\sqrt{p_s-p_2} & x_v < 0 \end{cases};$$

$$a = \frac{(K_1V_2+K_2V_1)}{\beta_e} A_p;$$

$$b = (K_1+K_2)C_{ep}A_p;$$

$$c = \frac{V_1V_2}{\beta_e^2};$$

$$d = \frac{(V_1+V_2)(C_{ip}+C_{ep})}{\beta_e};$$

$$e = 2C_{ep}C_{ip}+C_{ep}^2;$$

$$D = \frac{m_t V_1 V_2}{\beta_e^2};$$

$$E = \frac{\beta_e m_t (C_{ip} + C_{ep})(V_1 + V_2) + B_p V_1 V_2}{\beta_e^2};$$

$$F = \frac{K V_1 V_2}{\beta_e^2} + \frac{[B_p (C_{ip} + C_{ep}) + A_p^2](V_1 + V_2)}{\beta_e} + m_t (2C_{ep} C_{ip} + C_{ep}^2);$$

$$G = \frac{K(C_{ip} + C_{ep})(V_1 + V_2)}{\beta_e} + B_p (2C_{ip} C_{ep} + C_{ep}^2) + 2C_{ep} A_p^2;$$

$$H = K(2C_{ip} C_{ep} + C_{ep}^2)。$$

当液压驱动单元空载时,负载刚度 K 近似为零,忽略液压驱动单元的外泄漏 C_{ep} ,则液压驱动单元的液压固有频率和液压阻尼比分别为:

$$\omega_h = \sqrt{\frac{F}{D}} = \sqrt{\frac{A_p^2 (V_1 + V_2) \beta_e}{m_t V_1 V_2} + \frac{B_p C_{ip} (V_1 + V_2) \beta_e}{m_t V_1 V_2}} \quad (11)$$

$$\zeta_h = \frac{1}{2} \frac{E}{\sqrt{DF}} = \frac{\beta_e m_t C_{ip} (V_1 + V_2) + B_p V_1 V_2}{2 \sqrt{m_t V_1 V_2 [B_p C_{ip} (V_1 + V_2) + A_p^2 (V_1 + V_2)] \beta_e}} \quad (12)$$

当 $V_1 = V_2$,且 $B_p C_{ip} (V_1 + V_2) \ll A_p^2 (V_1 + V_2)$ 时,系统的固有频率和阻尼比可表示为:

$$\omega_h = \sqrt{\frac{4A_p^2 \beta_e}{m_t V_i}} \quad (13)$$

$$\zeta_h = \frac{C_{ip}}{A_p} \sqrt{\frac{m_t \beta_e}{V_i}} + \frac{1}{4} \frac{B_p}{A_p} \sqrt{\frac{V_i}{m_t \beta_e}} \quad (14)$$

其中: $V_i = V_1 + V_2$ 。

2 液压驱动单元仿真模型

在Matlab/Simulink中,分别搭建液压驱动单元各环节的仿真模型。

电压偏差-伺服阀阀芯位移仿真模型如图4所示。

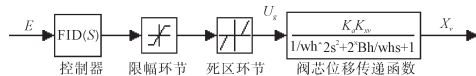


图4 电压偏差-伺服阀阀芯位移仿真模型

依据图2液压驱动单元传递框图,分别搭建伺服阀阀芯位移-进/回油流量仿真模型和伺服阀阀芯进/回油流量-伺服缸两腔压力的仿真模型,如图5、图6所示。

液压驱动单元的摩擦力为典型非线性负载^[14-15],其大小和方向与伺服缸缸杆运动速度相关。为提高建模准确性,本研究试验测试了液压驱动单元摩擦力(黏性力与库仑摩擦之和)与伺服缸运动速度关系曲线,如图7所示。

本研究采用多项式拟合的方法近似给出摩擦力与速度关系表达式,将该表达式作为函数输入,可得

摩擦力仿真模型如图8所示。

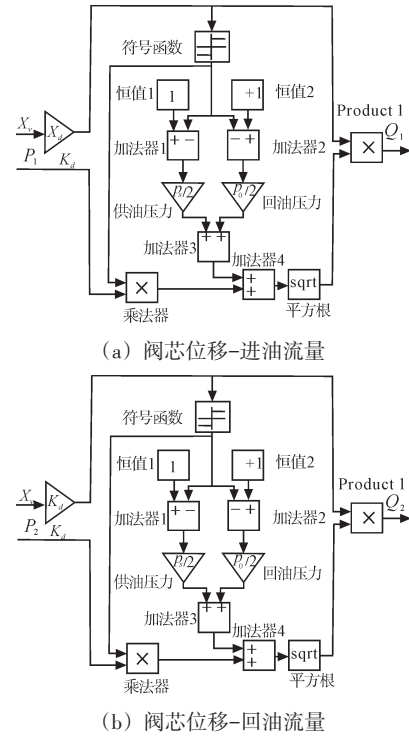


图5 伺服阀阀芯位移-进/回油流量仿真模型

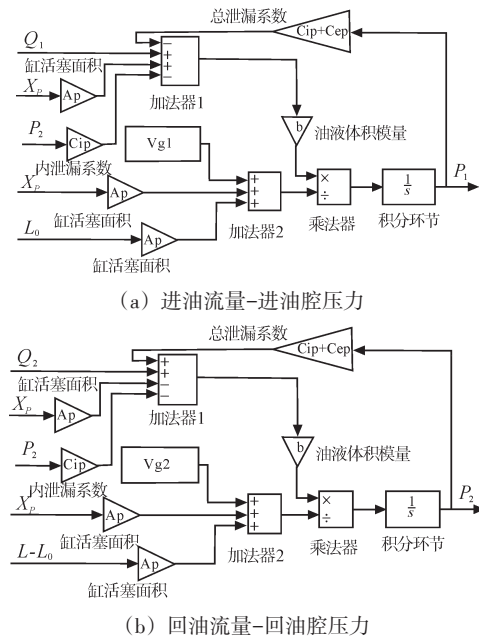


图6 伺服阀阀芯进/回油流量-伺服缸两腔压力仿真模型

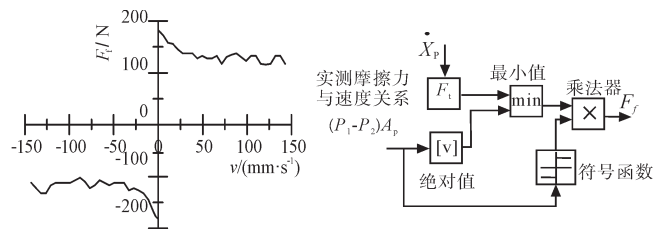


图7 摩擦力与运动速度关系曲线

图8 摩擦力仿真

连接图(3~6)和图8,可得液压驱动单元非线性仿真模型,如图9所示。

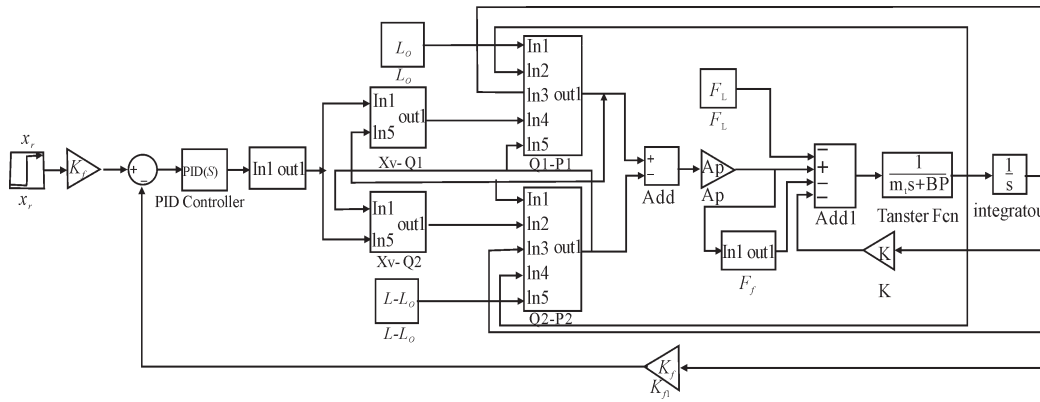


图9 液压驱动单元仿真模型

液压驱动单元的仿真模型参数如表1所示。

表1 液压驱动单元仿真模型参数表

参数/输入	初始值
伺服阀增益 $K_w / (\text{m} \cdot \text{A}^{-1})$	0.05
伺服阀放大板增益 $K_a / (\text{m} \cdot \text{V}^{-1})$	0.45
伺服阀固有频率 $\omega_w / (\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$	628
伺服阀阻尼比 ζ_w	0.82
伺服缸活塞有效面积 A_p / m^2	3.368×10^{-4}
进油腔管道容积 V_{g1} / m^3	6.2×10^{-7}
回油腔管道容积 V_{g2} / m^3	8.6×10^{-7}
伺服缸活塞总行程 L / m	0.05
伺服缸活塞初始位置 L_0 / m	0.019
系统供油压力 P_s / Pa	7×10^6
系统回油压力 P_o / Pa	0.5×10^6
10° 航空液压油密度 $\rho / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	0.867×10^3
位移传感器增益 $K_{fx} / (\text{V} \cdot \text{m}^{-1})$	54.9×10^{-3}
伺服缸外泄漏系数 $C_{ep} / (\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{Pa}^{-1})$	0
伺服缸内泄漏系数 $C_{ip} / (\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{Pa}^{-1})$	2.38×10^{-13}
折算到伺服缸活塞上总质量 m_t / kg	1.1315
有效体积模量 β_e	8×10^8
负载刚度 $K / (\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	0
粘性阻尼系数 $B_p / (\text{N} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s})$	200
折算系数 $K_d / (\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1})$	1.248×10^{-4}

3 液压驱动单元试验测试系统

液压驱动单元性能测试试验台原图如图10所示。图10中,左侧通道为被测试液压驱动单元,由小型伺服阀、伺服缸、位移传感器和力传感器集成,采用位置闭环控制;右侧通道为负载力模拟部分^[16-18],包括相同型号的伺服阀和伺服缸,采用力闭环控制。

试验台两个通道的伺服缸缸杆固连,其试验台照片如图11所示。

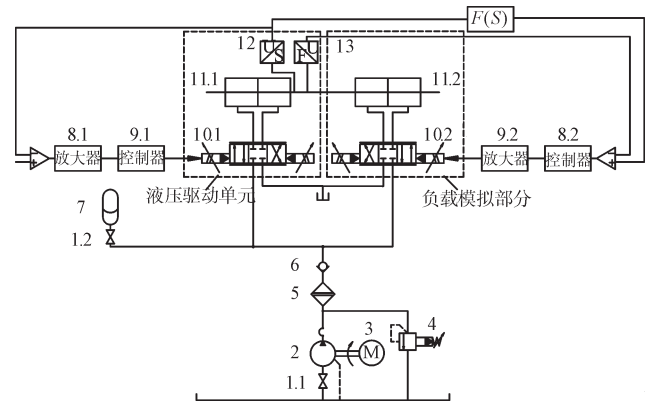


图10 液压驱动单元测试试验台液压原理图

1—截止阀;2—定量泵;3—电机;4—溢流阀;5—高压过滤器;6—单向阀;7—蓄能器;8—dSPACE控制器;9—伺服阀放大板;10—电液伺服阀;11—伺服缸;12—位移传感器;13—力传感器



(a) 测试试验台对顶机构



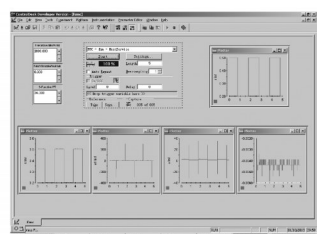
(b) 测试试验台泵站

图11 液压驱动单元测试试验台现场照片

控制器采用半实物仿真平台dSPACE,通过与Matlab/Simulink的无缝联接,实现系统的实时控制、系统运行检测和数据在线采集等功能,其采集界面与实物照片如图12所示。



(a) dSPACE控制器



(b) 数据采集界面

图12 液压驱动单元测试试验台控制器及数据采集界面

阶跃信号响应曲线相对于正弦信号响应曲线,可

更直观表征液压系统执行元件动作的快速性、超调量和稳态精度,在此以位移阶跃响应曲线评价液压驱动单元控制特性。液压驱动单元伺服缸活塞初始位置 $L_0=19\text{ mm}$, 供油压力 $P_s=7\text{ MPa}$, 给定 2 mm 位移阶跃输入, 断开负载力模拟部分与被测液压驱动单元的机械连接, 测试控制器比例增益 $K_p=20、30、40$ 和 55 时的液压驱动单元空载位移阶跃响应曲线, 并与仿真曲线作对比, 结果如图13所示。

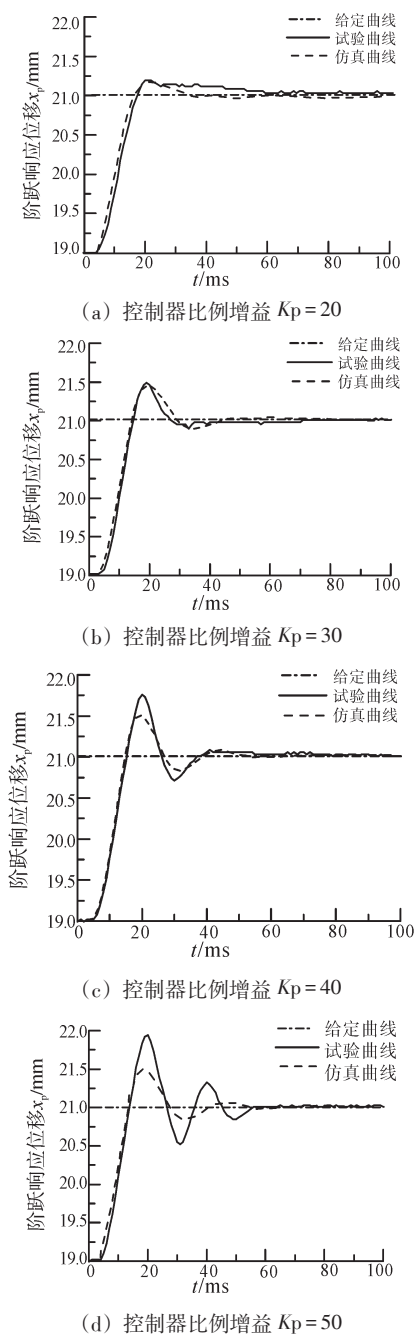


图13 液压驱动单元位移阶跃响应试验与仿真曲线

从图13可以看出: 试验曲线与仿真曲线变化趋势基本一致, 可见仿真模型是比较完善而且准确的, 误差存在的主要原因是位移振荡阶段伺服阀固有频率和阻尼比的动态变化。

4 液压驱动单元动态特性时域分析

4.1 比例增益对动态特性的影响

控制器的比例增益与液压驱动单元传递函数前向通道增益成正比, 增大控制器比例增益可提高液压驱动单元的频宽, 但过大的比例增益会使其不稳定。当 $L_0=19\text{ mm}$, $P_s=7\text{ MPa}$, $K_p=20、30$ 和 55 时, 液压驱动单元的空载位移阶跃响应的试验与仿真曲线如图14所示。

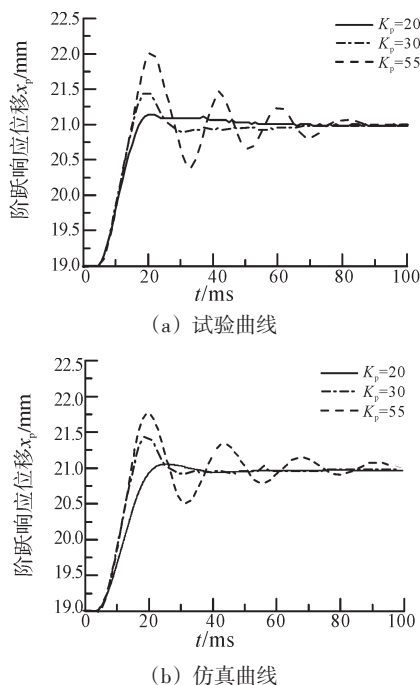
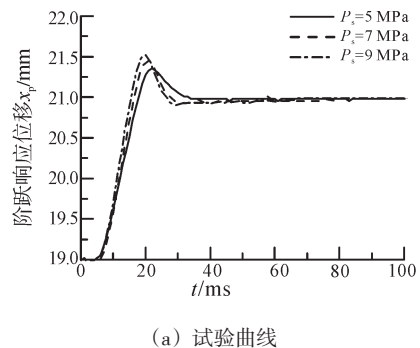


图14 比例增益对液压驱动单元空载动态特性的影响

从图14中可以看出, 在 $K_p=30$ 时液压驱动单元的动态特性较好。

4.2 供油压力对动态特性的影响

供油压力波动对液压驱动单元动态性能会产生不利影响。尤其是在四足机器人多个驱动关节同时运动时, 会导致泵源油液压力瞬时发生较大范围波动。当 $L_0=19\text{ mm}$, $K_p=30$, $P_s=5\text{ MPa}$ 、 7 MPa 和 9 MPa 时, 液压驱动单元空载位移阶跃响应的试验及仿真曲线如图15所示。



(a) 试验曲线

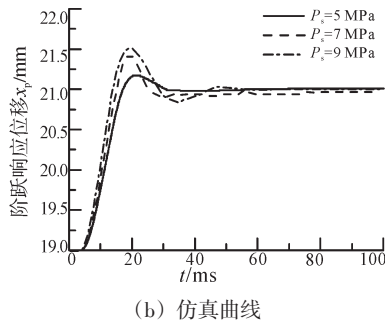


图15 供油压力对液压驱动单元空载动态特性的影响

根据图15可以看出:随着供油压力的提高,液压驱动单元上升时间缩短,最大超调量增加。其根源在于供油压力的提高增大了液压驱动单元前向通道增益。从传递函数框图也可以看出,伺服阀流量增益正比于供油压力与伺服缸进油腔压力差值的平方根。

4.3 初始位移对动态特性的影响

四足仿生机器人不同位姿下动作时,液压驱动单元伺服缸活塞初始位置不同,影响液压驱动单元的动态特性。当 $P_s=7$ MPa, $K_p=30$, $L_0=10$ mm、20 mm、30 mm和40 mm时,液压驱动单元的空载位移阶跃响应的试验与仿真曲线如图16所示。

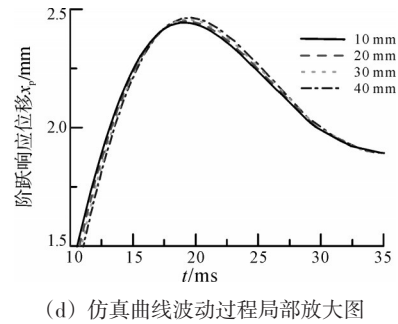
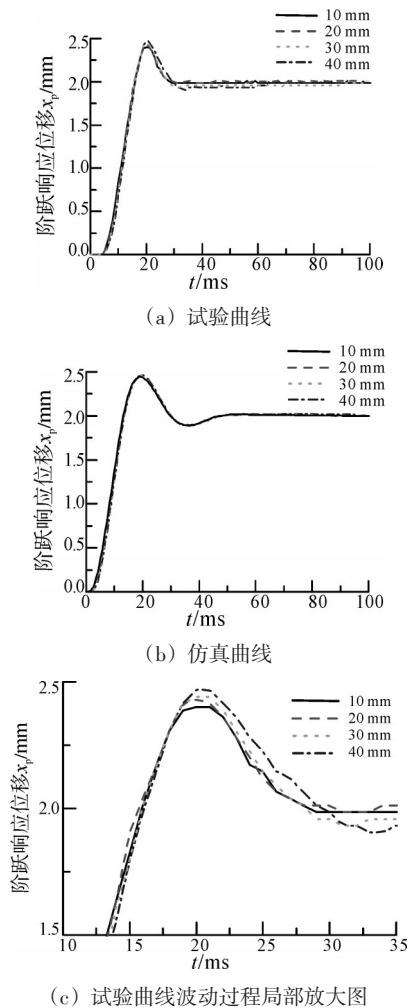


图16 初始位移对液压驱动单元空载动态特性的影响

根据图16可以看出:随着活塞初始位置与高压侧距离的增大,其上升时间延长,最大超调量增大。其根源在于初始位置距高压侧越近,进油腔容积越小,建压时间缩短,使其响应变快;从图中也可以看出,虽然根据液压驱动单元传递框图可以得出活塞在中间位置时液压固有频率最小,而在 $L_0=10$ mm和40 mm时固有频率相对较大,但该固有频率的变化对其动态响应影响很小。

4.4 负载力对动态特性的影响

随四足仿生机器人行走、对角小跑、跳跃等工况的不同,液压驱动单元的实测力载荷谱变化很大。本研究连接负载力模拟部分与被测液压驱动单元,采用对角解耦补偿控制方法,当 $L_0=19$ mm, $P_s=7$ MPa, $K_p=30$ 时,加载力 $F_L=0$ N、500 N和1000 N时,液压驱动单元的空载位移阶跃响应的试验与仿真曲线如图17所示。

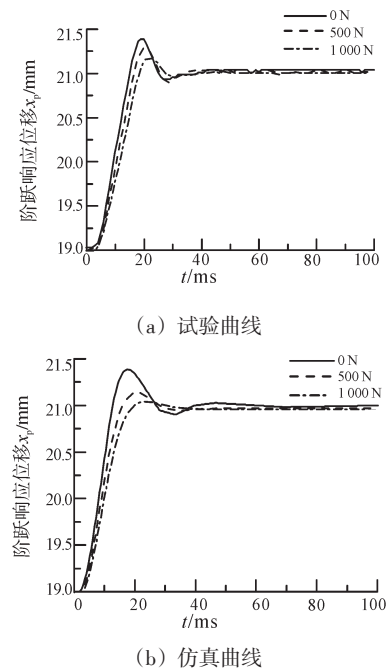


图17 负载力对液压驱动单元空载动态特性的影响

从图17可以看出:随着负载力的增大,液压驱动单元稳态误差增加,上升时间延长。其根源是:在无摩擦力和外负载力影响时,液压驱动单元前向通道传

递函数对阶跃响应是无差的;只引入摩擦力干扰时,由于摩擦力值相对较小,其空载位移阶跃响应精度可以得到保证;但引入负载力干扰时,由于负载力较大,使其前向通道传递函数对阶跃响应变为有差,从而减小了稳态精度;同时,前向通道传递函数力平衡结点处的输出合外力减小,液压驱动单元的运动速度降低,上升时间延长。另外,负载力大范围变化会对液压驱动单元的快速性和准确性产生较大影响,因此有必要针对不同负载力作控制补偿,以提高液压驱动单元控制的鲁棒性。

4.5 负载质量对动态特性的影响

四足机器人运动工况多变,作用于各关节液压驱动单元的等效负载质量是动态变化的。当 $L_0=19\text{ mm}$, $P_s=7\text{ MPa}$, $K_p=30$, 不安装质量块、安装质量块分别为1 kg和2 kg时,液压驱动单元的空载位移阶跃响应的试验与仿真曲线如图18所示。

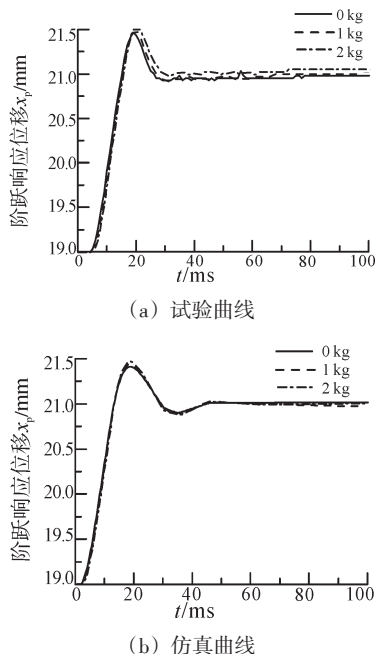


图18 负载质量对液压驱动单元空载动态特性的影响

从图18中可以看出:随着负载质量的增加,液压驱动单元上升时间变慢,最大超调量增加。其根源是:负载质量正比于前向通道传递函数合外力输出后的惯性环节时间常数,其值的增大导致位移增量变化缓慢,从而降低了液压驱动单元的快速性。

4.6 负载刚度对动态特性的影响

液压驱动单元在不同的工作环境下,其等效负载刚度不同,如四足机器人的足腾空时,液压驱动单元等效负载刚度近似为零;与沙地、泥地和雪地面接触,其等效负载刚度较大;与水泥地和冰地面接触,其等效负载刚度则更大。当 $L_0=19\text{ mm}$, $P_s=7\text{ MPa}$, $K_p=30$, 负载刚度分别为 0 N/m 、 $1\times 10^4\text{ N/m}$ 、 $1\times 10^5\text{ N/m}$ 时,

液压驱动单元的空载位移阶跃响应的试验与仿真曲线如图19所示。

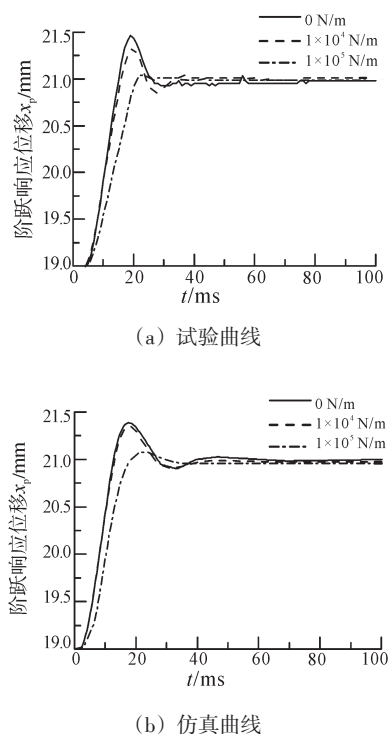


图19 负载刚度对液压驱动单元空载动态特性的影响

从图19中可以看出:随着负载刚度的增大,液压驱动单元上升时间变慢,调整时间变快,最大超调量减小,稳态误差增大,且负载刚度在一定阈值内变化,对液压驱动单元动态特性和稳态精度影响很小,在超出该阈值变化,对其动态特性和稳态精度影响较大。其根源是:负载刚度作为液压驱动单元传递框图中合外力至位移输出的反馈环节,其值的增大,减小了该部分闭环传递函数的增益,降低了液压驱动单元的快速性;负载刚度的反馈也引起了液压驱动单元合外力的变化,从而影响其稳态精度;特别是负载刚度的引入,使描述液压驱动单元的数学模型阶次为6阶,减少了1个零值极点,增加了2个非零值极点,因此有必要进行相应的控制补偿。

上述参数改变对应液压驱动单元位移阶跃响应曲线的超调量 M_p 和上升时间 t_r 如表2所示。

5 结束语

本研究通过推导液压驱动单元非线性数学模型,利用试验和仿真分析了液压驱动单元对小行程位移阶跃响应动态特性的影响,得出以下结论:

(1) 本研究推导的液压驱动单元6阶非线性数学模型,综合考虑了伺服阀压力-流量非线性、伺服缸初始位移、摩擦非线性等因素的影响,通过试验与仿真曲线对比,验证该数学模型的准确性,该数学模型可

表2 参数改变对应液压驱动单元位移阶跃响应曲线的超调量和上升时间量化表

序号	控制器比例增益 K_p	系统供油压力 P_s/MPa	活塞杆初始位移 L_0/mm	负载力 F_l/N	负载质量 m_l/kg	负载刚度 $K/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	最大超调量 $M_p/(\%)$		上升时间 t_r/ms	
							试验	仿真	试验	仿真
1	20	7	19	0	0	0	8.6	6.5	17.21	16.91
2	30	7	19	0	0	0	21.5	16.2	15.81	14.33
3	55	7	19	0	0	0	48.3	38.4	13.91	13.38
4	30	5	19	0	0	0	17.4	8.7	17.12	16.78
5	30	9	19	0	0	0	26.1	20.1	14.83	13.57
6	30	7	10	0	0	0	20.8	16.5	15.64	14.14
7	30	7	20	0	0	0	21.9	17.4	15.83	14.36
8	30	7	30	0	0	0	22.3	23.3	15.96	14.48
9	30	7	40	0	0	0	23.8	23.5	16.09	14.61
10	30	7	19	500	0	0	14.8	7.7	17.08	16.23
11	30	7	19	1 000	0	0	9.2	2.5	18.71	18.12
12	30	7	19	0	1	0	23.8	19.4	15.98	14.83
13	30	7	19	0	2	0	25.7	23.5	16.11	15.05
14	30	7	19	0	0	1×10^4	17.5	15.3	15.96	14.44
15	30	7	19	0	0	1×10^5	3.9	2.6	21.33	18.35

描述液压驱动单元动态特性,且对于任意小型伺服阀控对称缸系统具有通用性。

(2) 通过试验和仿真分析了控制器比例增益、系统供油压力、液压驱动单元初始位移、负载力、负载质量和负载刚度变化对液压驱动单元位移阶跃响应的影响规律和作用机理,可为液压驱动单元在上述参数摄动情况下控制器补偿算法的制定提供理论依据。

参考文献(References):

- [1] 王立鹏,王军政,汪首坤,等. 基于足端轨迹规划算法的液压四足机器人步态控制策略[J]. 机械工程学报,2013,49(1):39-44.
- [2] 丁良宏,王润孝,冯华山,等. 浅析BigDog四足仿生机器人[J]. 中国机械工程,2012,23(5):505-514.
- [3] VO G L,IG M K,TRAN D T,et al. Sensing and Control of Quadruped Walking and Climbing Robot over Complex Environment[C]. International Conference on Intelligent Robots and Systems,2008:3884-3889.
- [4] CLAUDIO S. HyQ—design and development of a hydraulically actuated quadruped robot[D]. Italy:University of Genoa,2008:8-35.
- [5] 杨军宏,尹自强,李圣怡. 阀控非对称缸的非线性建模及其反馈线性化[J]. 机械工程学报,2006,42(5):203-207.
- [6] 倪敬,彭丽辉,项占琴. 扩轧管电液伺服系统非线性建模与控制[J]. 机械工程学报,2009,45(5):250-255.
- [7] 陈夷平. 数字阀的非线性特性及颤振补偿研究[D]. 杭州:

浙江工业大学机械工程学院,2010.

- [8] 管成,潘双夏. 电液伺服系统的非线性鲁棒自适应控制[J]. 中国电机工程学报,2007,27(4):107-112.
- [9] 黎波,严骏,曾拥华,等. 液压挖掘臂关节伺服系统非线性动态特征研究[J]. 中国机械工程,2012,23(15):1807-1810.
- [10] 李洪人,关广丰,郭洪波,等. 考虑阀口误差的阀控非对称液压缸系统建模、仿真与试验[J]. 机械工程学报,2007,43(9):33-39.
- [11] 石厅. 不确定输入饱和系统的鲁棒控制研究[D]. 杭州:浙江大学控制科学与工程系,2009.
- [12] 周丽明. 饱和控制系统理论及应用研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学自动化学院,2009.
- [13] 徐红伟,胥芳,张任. 步进电机速度饱和非线性特性分析[J]. 中国机械工程,2011,22(24):2958-2961.
- [14] ARMSTRONG B,DUPONT P,CANUDAS D W C. A survey of models, a analysis tools and compensation methods for the control machines of with friction[J]. **Automatica**, 1994,30(7):1083-1138.
- [15] YANG Y P,CHU J S. Adaptive velocity control of DC motors with coulomb friction identification[J]. **ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, 1993, 115(5):95-102.
- [16] 焦宗夏,华清,王晓东,等. 负载模拟器的评价指标体系[J]. 机械工程学报,2002,38(11):26-29.
- [17] 尚耀星. 电液负载模拟器的极限性能研究[D]. 北京:北京航空航天大学自动化科学与电气工程学院,2008.
- [18] 梁利华,刘强,赵琳琳. 减摇鳍电液负载仿真台前馈补偿解耦控制研究[J]. 中国机械工程,2007,18(4):439-411.

[编辑:张翔]