

# 电液伺服油气悬架加载系统控制方法<sup>\*</sup>

张辉 何景峰 韩俊伟

(哈尔滨工业大学机电工程学院, 哈尔滨 150001)

**【摘要】** 针对某重型车辆油气混合型悬架试验系统,建立了油气悬架负载的电液伺服驱动力控制系统的数学模型,并分析了负载刚度变化对系统幅值裕量与相位裕量的影响,得到控制参数与负载刚度之间的关系。为了提高系统的动态性能,引入根据刚度变化自动进行增益和转折频率调整的二阶校正环节。仿真和试验均表明所提方法对提高试验精度的有效性。

**关键词:** 油气悬架 驱动力控制系统 电液伺服系统

**中图分类号:** U463.33<sup>+</sup>4.3; TP273<sup>+</sup>.21

**文献标识码:** A

## Forced Control of Hydraulically Driven System for Hydro-pneumatic Suspension Testing

Zhang Hui He Jingfeng Han Junwei

(School of Mechatronics Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

### Abstract

A mathematic model of electro-hydraulic servo driving force control system for a heavy vehicle hydro-pneumatic suspension was established. Through analyzing the influence of the varying stiffness of hydro-pneumatic suspension to amplitude margin and phase margin, a relationship between stiffness of the load and controller parameters was obtained. In order to improve the dynamic performance of the hydro-pneumatic suspension testing system, a two-stage correction segment was introduced which can change its gain and its turning frequency automatically according to the stiffness of the load. Simulation and experimental results both indicate the validity of the proposed control method.

**Key words** Hydro-pneumatic suspension, Driving force control, Electro-hydraulic servo system

### 引言

电液伺服力控制系统以其出力大、响应快、可靠性高、抗干扰性强、功率质量比大等优点而广泛应用于力加载系统之中,如疲劳机试验加载系统、张力控制系统和负载模拟装置。根据力控制函数与位移的关系可分为主动力控制系统和加载力控制系统两种。主动力控制系统中又根据力传感器是否检测质量力而分为驱动力控制系统和负载力控制系统两种。由于驱动力控制能够相对全面地检测系统的输出,在力学环境加载试验中得到了广泛的应用。在这类系统的控制中常需要加入校正环节才能使系统

具有足够的增益和稳定余量,以满足系统稳定性和快速性要求<sup>[1]</sup>。加载系统中不同的负载工况刚度有很大的不同,而刚度又会直接影响控制系统的性能。同样的控制与校正参数,在不同负载刚度下,控制性能会有很大的变化,甚至导致系统失稳。

油气悬架是典型的非线性系统,其刚度会随位置的不同而非线性变化。负载刚度的大范围变化对控制提出了新的要求。为了解决非线性系统的力控制问题,采用根据系统刚度变化实时修正系统控制参数的控制器,以达到提高系统的增益,从而提高系统响应速度、减小控制误差的目的。

### 1 油气悬架驱动力控制系统建模

驱动力控制系统由液压缸、伺服阀、力传感器以及负载等几部分组成,如图1所示。

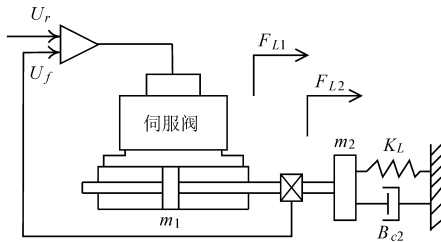


图1 主动驱动力控制系统示意图

Fig.1 Block scheme of active driving force control system

根据液压伺服系统滑阀的线性化流量方程和液压动力机构流量连续性方程,经过拉普拉斯变换可得

$$Q_l = K_q X_v - K_c p_L \quad (1)$$

$$Q_l = A_1 s Y + \left( C_{tc} + \frac{V_t s}{4\beta_e} \right) p_L \quad (2)$$

再根据液压缸和负载力平衡方程得

$$F_{L1} = p_L A_1 \quad (3)$$

$$F_{L1} = (m_1 + m_2) s^2 Y + (B_{c1} + B_{c2}) s Y + K_L Y \quad (4)$$

$$F_{L2} = m_2 s^2 Y + B_{c2} s Y + K_L Y \quad (5)$$

式中  $Q_l$ ——负载流量,  $m^3/s$

$K_q$ ——流量增益,  $m^3/mA$

$X_v$ ——伺服阀阀芯位移控制输入,  $mA$

$K_c$ ——流量压力系数,  $m^5/N$

$A_1$ ——油缸作用面积,  $m^2$

$C_{tc}$ ——液压缸总的泄漏系数,  $m^5/(N \cdot s)$

$V_t$ ——进油腔与回油腔容积,  $m^3$

$p_L$ ——负载压力,  $N/m^2$

$m_1, m_2$ ——油缸活塞与悬架柱塞质量,  $kg$

$B_{c1}, B_{c2}$ ——阻尼系数,  $N \cdot s/m$

$K_L$ ——负载弹簧刚度,  $N/m$

$Y$ ——油缸活塞位移,  $m$

$\beta_e$ ——体积弹性模量,  $N/m^2$

油气悬架负载的特点决定悬架的刚度  $K_L$  会随着位置的变化而变化。以单气室油气混合式悬架为例进行分析,可以得到悬架系统的非线性刚度特性<sup>[2]</sup>。单气室油气悬架的结构示意图如图2所示。

当活塞处于静止状态时,其静力平衡方程为

$$F = p A_2 \quad (6)$$

气室气体的热力学状态方程为

$$p_0 V_0^{k_1} = p_1 V_1^{k_1} \quad (7)$$

活塞位置与气室体积的关系为

$$V_1 = V_0 - A_2 x \quad (8)$$

由式(6)~(8)联立得

$$F = \frac{p_0 A_2}{\left(1 - \frac{A_2 x}{V_0}\right)^{k_1}}$$

即  $K_L = \frac{dF}{dx} =$

$$\frac{p_0 A_2^2 k_1}{V_0 \left(1 - \frac{A_2 x}{V_0}\right)^{k_1+1}} \quad (9)$$

式中  $k_1$ ——气体多变系数,绝热过程中  $k_1$  取 1.3

式(1)~(5)、(9)为油气悬架驱动力控制系统的数学模型<sup>[3]</sup>。

以某型号的油气混合式油气悬架为例,结构参数如表1所示。

表1 油气悬架结构参数

Tab.1 Parameters of hydro-pneumatic suspension

参数	数值
柱塞质量 $m_2/kg$	850
初始充气压力 $p_0/MPa$	5
初始充气体积 $V_0/m^3$	$6.37 \times 10^{-4}$
悬架柱塞面积 $A_2/m^2$	$6.4 \times 10^{-3}$

经式(9)计算可以得到该油气悬架的负载刚度与位移的曲线如图3所示。

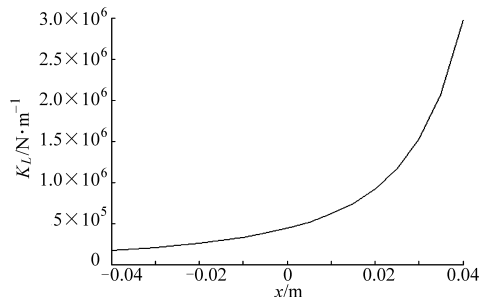


图3 油气悬架负载静刚度曲线

Fig.3 Curve of hydro-pneumatic suspension load rigidity

由图3可见,系统在  $\pm 40\text{ mm}$  范围内运动时,刚度在  $1.7 \times 10^5 \sim 2.97 \times 10^6\text{ N/m}$  近 20 倍的范围内变化。

由式(1)~(5),经整理得系统开环传递函数为

$$G(s) = \frac{A_1 K_a K_f \frac{K_q}{K_{ce}} \left( \frac{s^2}{\omega_m^2} + 2 \frac{\xi_m s}{\omega_m} + 1 \right)}{\left( \frac{s}{\omega_r} + 1 \right) \left( \frac{s^2}{\omega_h^2} + 2 \frac{\xi_h s}{\omega_h} + 1 \right)} \quad (10)$$

其中  $\omega_h = \sqrt{\frac{4\beta_e A_1^2}{V_t m}}$   $\omega_m = \sqrt{\frac{K_L}{m}}$   $\omega_r = \frac{K_L K_{ce}}{A_1^2}$

式中  $\omega_h$ ——液压固有频率, Hz  
 $\omega_m$ ——机械固有频率, Hz  
 $\omega_r$ ——负载刚度与阻尼之比  
 $K_a$ ——系统前项增益  $K_f$ ——反馈增益  
 $K_{ce}$ ——总流量-压力系数,  $m^5/N$

可见  $\omega_r$ 、 $\omega_m$  均与负载刚度有关, 且随负载刚度的增大而增大。

一般情况下油气悬架的刚度要远小于液压刚度, 即可以按  $\omega_h \gg \omega_m$  分析系统特性。

### 2 负载刚度变化对系统校正的影响

根据系统开环传递函数, 应用 Simulink 对模型进行仿真, 系统无校正环节时, 开环系统 Bode 图如图 4 所示。

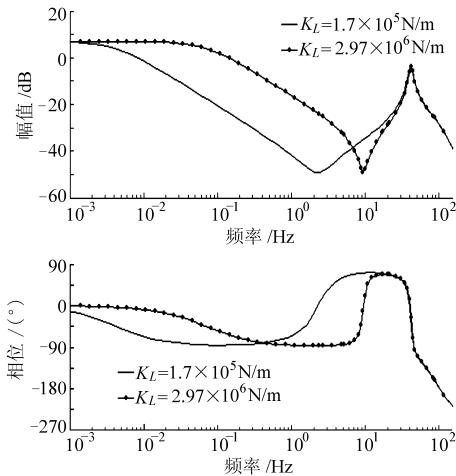


图 4 未加校正驱动力控制系统开环 Bode 图 ( $K_L \ll K_h$ )  
 Fig. 4 Open-loop Bode diagram of uncorrected driving force control system ( $K_L \ll K_h$ )

在  $K_L \ll K_h$  情况下, 设  $\omega_m$  处的幅值为  $k_m$ , 通过 Bode 图可以得到

$$k_m = k_c - 20(\lg \omega_m - \lg \omega_c) \quad (11)$$

式中  $k_c$ ——穿越频率处的幅值

同理, 系统幅值裕量

$$k_g = k_h - 20(\lg \omega_h - \lg \omega_g) \quad (12)$$

其中  $k_h = k_m + 20(\lg \omega_h - \lg \omega_m) =$

$$k_c + 20 \lg \left( \frac{\omega_h \omega_c}{\omega_m^2} \right) =$$

$$-20 \lg \left( \frac{\sqrt{\frac{4\beta_e A^2}{V_t(m_1 + m_2)} \frac{K_L K_a K_q K_f}{A}}}{\frac{K_L}{m_2}} \right) =$$

$$-20 \lg \left( \sqrt{\frac{4\beta_e}{V_t(m_1 + m_2)} \frac{K_a K_q K_f}{m_2}} \right) \quad (13)$$

可见  $k_h$ 、 $\omega_h$ 、 $\omega_g$  均与  $K_L$  无关 ( $K_L \ll K_h$ ), 即系统幅值裕量  $k_g$  与负载刚度  $K_L$  无关。

从 Bode 图可以看出, 系统频宽较低。为了提高系统的快速性, 控制系统中一般增加校正环节<sup>[4]</sup>。同时为保证系统的稳定性, 开环传递函数应以  $-20 \text{ dB/dec}$  穿越零分贝线, 并且系统应具有足够的幅值裕量和相位裕量。基于这样的原则, 控制校正环节的转折频率取在  $\omega_c \sim \omega_m$  之间是系统稳定的必要条件, 即  $\omega_c < \omega_t < \omega_m$  ( $K_L \ll K_h$ )。为了保证系统在刚度变化时控制的稳定性, 常规控制校正方法一般按系统刚度最大时计算穿越频率  $\omega_c$ , 选取穿越频率与机械固有频率之间补偿校正环节  $\frac{1}{(1 + \frac{s}{\omega_t})^2}$ 。

校正环节中  $\omega_t$ 、 $K_a$  与负载系统的刚度有关。这种校正方法偏于保守, 尤其是在系统刚度较低时, 校正效果不明显。

### 3 刚度反馈控制方法

为了使系统在刚度大范围变化时依然能够保证控制系统性能, 控制参数需要根据系统的时变特性随时调整控制参数。首先需要根据反馈状态实时计算系统刚度特性, 通过力与位移的变化关系得到刚度与位移的变化规律  $K_L = g(x)$ 。再根据  $K_L$  来计算  $\omega_t$  与  $K_a$  的取值, 如图 5 所示。

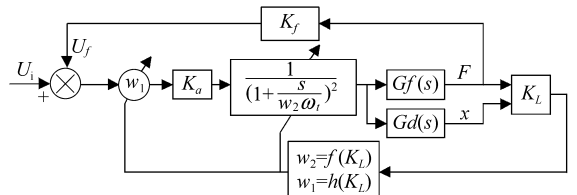


图 5 刚度控制系统框图

Fig. 5 Control block diagram of rigidity system

系统通过反馈的刚度调节  $\omega_1$  与  $\omega_2$  从而改变系统的开环增益与校正系统的转折频率。

虽然由式(13)可知, 系统的幅值裕量与负载的刚度变化无关, 但为了保证校正环节具有足够的调节范围, 满足系统相位裕量的要求, 取前向增益  $K_a \propto K_L^{-1/2}$ 。校正转折频率通过  $\omega_2$  的调节, 取  $\omega_t$  为穿越频率与机械固有频率的中值, 则参数调解率为

$$K'_a = \omega_1 K_a = \frac{K_0 \sqrt{\frac{K_L}{m}} A_1}{K_L K_f K_q} = \frac{K_0 A_1}{\sqrt{K_L m} K_f K_q}$$

$$\omega'_t = \omega_2 \omega_t = \frac{1}{2} \left( \sqrt{\frac{K_L}{m}} + \frac{K_L K'_a K_q K_f}{A_1} \right)$$

$$K_0 = \frac{\omega_{c0}}{\omega_{m0}}$$

其中： $\omega_{m0}$ 、 $\omega_{c0}$ 为系统稳定时机械固有频率与穿越频率的初值。

控制中首先采用系统辨识方法确定稳定控制参数的初值  $\omega_{m0}$ 、 $\omega_h$ 、 $\omega_{c0}$ 、 $K_a$  与  $\omega_t$ ，再根据负载的刚度实时计算  $\omega_1$ 、 $\omega_2$ ，在线修正前向增益与校正转折频率  $\omega_t'$  与  $K_a'$ ，使系统的控制性能得以提高。

#### 4 仿真与应用

以油气悬架试验台为例，系统参数如表 2 所示。

为了保持系统稳定性，常规控制只能保守地采用高刚度工况下控制参数， $K_L$  为  $2.97 \times 10^6$  N/m 时则  $\omega_m = 8.9$  Hz，取  $K_a = 2$ ， $\omega_t = 8$  Hz。系统在负载刚度不同时的仿真曲线如图 6~7 所示。

可见，系统采用常规控制参数时在负载刚度较低时误差超过 10%，系统校正效果不明显。应用刚

度反馈控制方法后，系统校正参数随刚度的不同而调节，系统仿真特性如图 7 所示。尤其是在系统刚度变化范围较大时，刚度反馈控制的优势尤为明显，如图 8 所示。

表 2 仿真参数

Tab. 2 Parameters of simulation

参数	数值
总质量 $m$ /kg	950
加载油缸面积 $A_1$ /m <sup>2</sup>	$9.8 \times 10^{-3}$
油腔容积 $V$ /m <sup>3</sup>	$4.2 \times 10^{-4}$
流量增益 $K_q$ /m <sup>3</sup> ·mA <sup>-1</sup>	$1.7 \times 10^{-3}$
油源压力 $p_s$ /MPa	28
负载刚度 $K_L$ /N·m <sup>-1</sup>	$1.7 \times 10^5 \sim 2.97 \times 10^5$
液压固有频率 $\omega_h$ /Hz	45
机械固有频率 $\omega_m$ /Hz	2.1~8.8

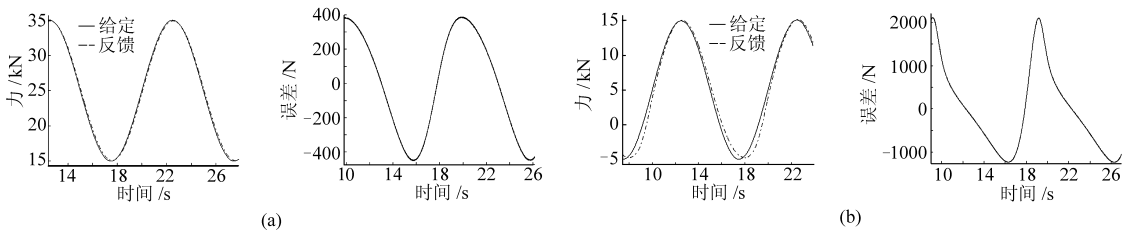


图 6 常规控制力控制曲线

Fig. 6 Normal force simulated curve

(a) 高负载刚度 (b) 低负载刚度

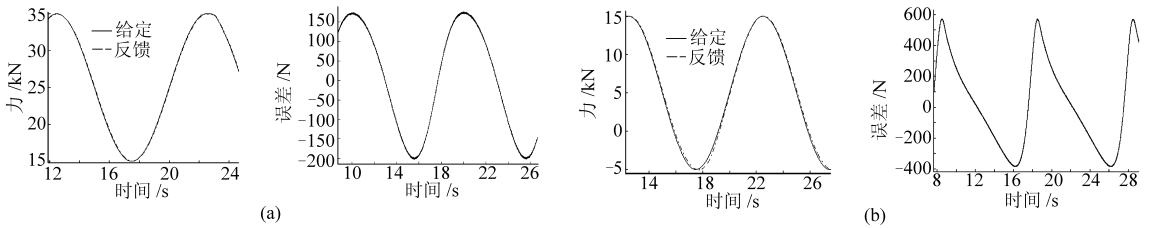


图 7 刚度反馈控制下力控制仿真曲线

Fig. 7 Adaptive force simulated curve

(a) 高负载刚度 (b) 低负载刚度

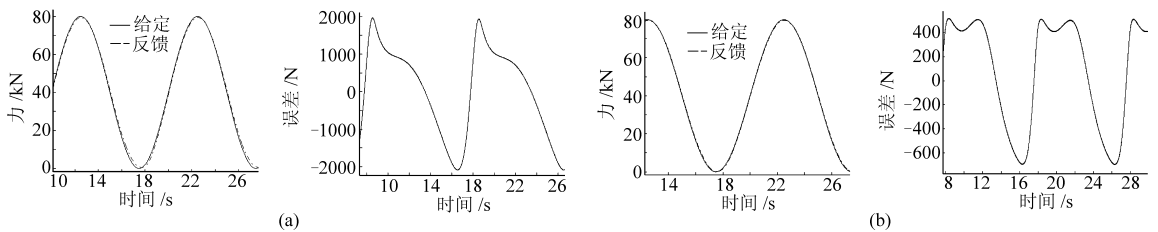


图 8 刚度大范围变化工况下力控制仿真曲线

Fig. 8 Curves of force-condition simulation with large scale of rigidity

(a) 常规控制 (b) 刚度反馈控制

根据仿真结果比较可以看出，刚度反馈控制方法比常规控制方法的偏差明显降低，效果显著。

实际试验中采用龙门架方式连接油气悬架的结构，在伺服作动器活塞杆与负载之间连接拉压力传

感器。以力传感器反馈的数据控制伺服作动器的出力，如图 9 所示。

实际测试中，力给定信号为  $31 + 35\sin(\pi t)$  和方波信号时，系统在采用刚度反馈控制方法进行校正

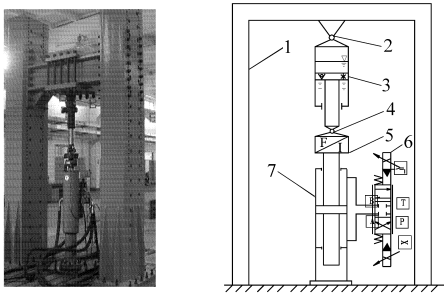


图9 油气悬架试验台

Fig.9 Hydro-pneumatic suspension test table

1. 龙门架 2. 上铰 3. 活塞与单向节流组件 4. 下铰 5. 力传感器 6. 伺服阀 7. 加载液压缸

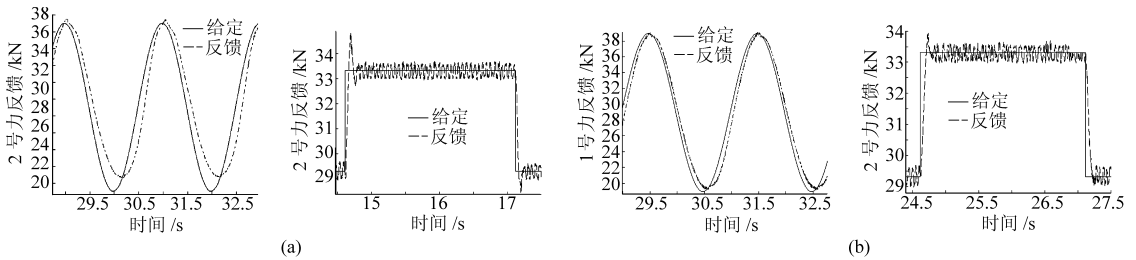


图10 力控制试验曲线

Fig.10 Force test curve

(a) 常规控制 (b) 刚度反馈控制

控制中引入了刚度反馈控制方法。

刚度反馈控制方法将负载系统的刚度作为反馈用于调整控制系统控制参数,从而使系统在刚度较大范围内变化时仍然能够保持较好的控制性能。通过仿真和试验数据可以看出刚度反馈控制方法具有

控制情况下,受摩擦力与粘性力的影响,系统偏差  $\delta_{\max} < 1 \text{ kN}$  (误差小于 2.5% FS),方波超调量控制在 5% 以内,一次超调,上升时间为 0.08 s(图 10b),满足试验系统要求。

## 5 结束语

理论分析得到,当  $K_L \ll K_h$  时驱动力控制系统的幅值裕量不会随着机械固有频率变化而变化。但由于系统频宽较低,控制中采用 PID 控制方法进行校正,需要按高刚度工况确定系统控制参数。这种控制方式受到刚度的限制,校正效果不明显。为此

频宽高、响应速度快、误差小、稳定性高等优点,可使控制精度得以改善。缺点在于需要通过辨识得到机械固有频率、穿越频率等系统的稳定初值。另外,由于系统的校正通过刚度解析计算得到,所以刚度的准确性也关系到控制系统性能的优劣。

## 参 考 文 献

- 孙涛,喻凡,邹游. 工程车辆油气悬架非线性特性的建模与仿真研究[J]. 系统仿学报, 2005,17(1): 210~219.  
Sun Tao, Yu Fan, Zou You. Investigation on non-linear characteristics of hydro-pneumatic suspension modeling and simulation for engineering vehicles[J]. Journal of System Simulation, 2005,17(1): 210~219. (in Chinese)
- 田晋跃,狄勇,向华荣. 油气分离式单气室悬架刚度与阻尼性能研究[J]. 农业机械学报, 2007,38(2): 35~38.  
Tian Jinyue, Di Yong, Xiang Huarong. Study on rigid property and damping capacity of HPS with isolated single-chamber [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007,38(2): 35~38. (in Chinese)
- 杨斌,范文杰,张子达,等. 油气悬架动态力的识别[J]. 农业机械学报, 2007,38(4): 16~18, 80.  
Yang Bin, Fan Wenjie, Zhang Zida, et al. Identifying dynamic force of hydro-pneumatic suspension[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007,38(4): 16~18, 80. (in Chinese)
- 王益群,王燕山. 电液力控制研究的进展[J]. 液压与气动, 2007(7): 1~4.  
Wang Yiqun, Wang Yanshan. Some developments for electro-hydraulic force control[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2007(7): 1~4. (in Chinese)
- 曾克俭. 非线性液压伺服系统的自适应控制[J]. 机械工程与自动化, 2007(1): 102~104.  
Zeng Kejian. Adaptive control of nonlinear hydraulic servo-systems[J]. Mechanical Engineering & Automation, 2007(1): 102~104. (in Chinese)
- Li G, Khajepour A. Robust control of a hydraulically driven flexible arm using back stepping technique[J]. J. Sound and Vibration, 2005, 280(3~5): 759~775.
- Sohl G A, Bobrow J E. Experiments and simulations on the nonlinear control of a hydraulic servo system[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 1999, 7(2): 238~247.