

Design and Test of an Electro-Hydraulic Servo AMD System for Substructure Shaking Table Test

Xiangyi Zhang, Jinbao Ji*

Beijing Laboratory of Earthquake Engineering and Structural Retrofit, Beijing University of Technology, Beijing
Email: zhangxiangyi2010@hotmail.com, jinbao@bjut.edu.cn

Received: Mar. 29th, 2018; accepted: Apr. 21st, 2018; published: Apr. 28th, 2018

Abstract

Focused on the interface force loading problem on real-time substructure shaking table test, an AMD system driven by electro-hydraulic servo actuator to avoid the use of reaction wall and simplify the control system was developed. Based on the performance analysis of the hydraulic servo valve, the hydraulic power mechanism and the hydraulic actuator, the system model of the AMD system was established, and the designed and performance test of the AMD system is carried out also. The tests results show that the AMD system has the characteristics of good dynamic performance, small size, high control accuracy and large system stiffness and so on. It could be used as a loading device for real-time substructure test and could also be used in the related fields such as structural control testing.

Keywords

Active Mass Drive, Electro-Hydraulic Servo Actuator, Substructure Test, Performance Experiment

用于子结构试验的电液伺服AMD系统设计与测试

张祥义, 纪金豹*

北京工业大学工程抗震与结构诊治北京市重点实验室, 北京
Email: zhangxiangyi2010@hotmail.com, jinbao@bjut.edu.cn

收稿日期: 2018年3月29日; 录用日期: 2018年4月21日; 发布日期: 2018年4月28日

*通讯作者。

摘要

针对传统振动台子结构试验的界面力施加需要反力墙作为附属加载装置、控制系统复杂等问题, 研制了一种用于振动台子结构试验加载的电液伺服驱动AMD系统。在对液压伺服阀、液压动力机构和液压执行机构的性能需求进行分析的基础上, 建立了电液伺服AMD系统的系统模型; 设计加工了电液伺服AMD装置, 并进行了AMD系统性能测试。试验结果表明该系统具有动态特性好, 体积小, 控制精度高、系统刚度大等特点, 可以用于实时子结构试验的加载装置, 又可用于结构振动控制相关领域的试验研究。

关键词

主动质量驱动器, 电液伺服作动器, 子结构试验, 性能试验

Copyright © 2018 by authors and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

为克服常规振动台试验中无法进行大型结构试验的限制, 产生了基于地震模拟振动台的实时子结构试验方法[1] [2]。振动台子结构试验的特点之一是将数值模型得到的界面力施加到试验子结构上, 传统方法是在振动台旁设置反力墙和动态作动器对试验子结构进行加载[3] [4] [5] [6]。Michel Bruneau 等对二层结构进行了实时混合试验[7], 试验子结构与数值子结构的界面力由反力墙上的作动器来提供。受实验室空间和安装条件限制, 如果振动台附近无法安置反力墙则这种试验就无法实现。同时, 由于安装于反力墙上的作动器输出的位移是相对于静止地面的绝对位移, 因此这种子结构试验需要使用具有较大行程的作动器。为解决上述问题, Narutoshi Nakata 等提出了可控质量的振动台子结构试验方法[8]。主动质量驱动装置(Active Mass Driver, 简称 AMD)具有控制效果好、控制代价低等优点在高层

建筑、高耸结构抗风抗震[9]反应控制的应用中获得了成功, 成为目前研究与应用非常广泛的一种振动控制设备[10] [11] [12] [13]。利用电液伺服型 AMD 装置作为振动台子结构试验的加载装置具有不需要反力墙, 作动器行程要求低等诸多优点。因此本文根据开展振动台子结构试验的研究需要, 在对液压伺服阀、液压动力机构和液压执行机构的性能需求进行分析的基础上[14] [15] [16], 研制了一种体积小、出力大、控制精度高的 AMD 系统, 推导了 AMD 系统的系统模型; 进行了 AMD 系统的性能试验。

2. AMD 系统原理

纸型

电液伺服主动质量驱动系统(简称 AMD)是电液伺服技术和液压技术相结合的产物, 该系统由电液伺服阀驱动, 伺服阀按照输入的指令进行变速度驱动、变向驱动和限速驱动。图 1 是采用电液伺服阀控制的电液伺服主动质量驱动系统原理图, 由图 1 可知, 它是液压开式回路: 伺服阀阀芯位移→油液变量→执行器变速; 伺服阀阀芯变向→油路变向→执行器变向。

AMD 控制系统中最重要的部件是作动器系统, 它是给结构施加控制力的执行机构, 其工作性能直接影响到 AMD 系统的控制效果。图 2 为电液伺服 AMD 系统构成示意图。

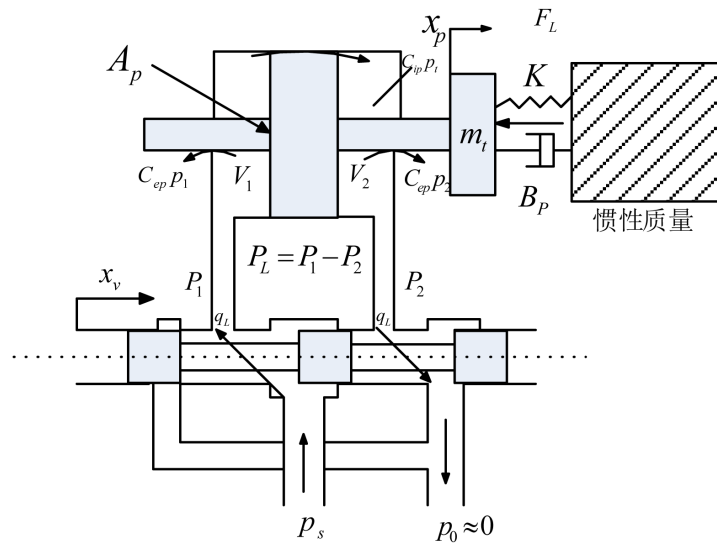
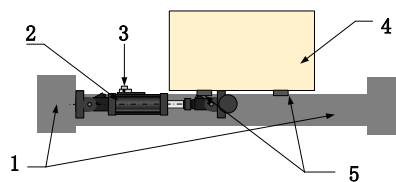


Figure 1. Curve: Schematic diagram of an electro-hydraulic servo AMD system
图 1. 电液伺服 AMD 系统原理图



注: 1-AMD 机架; 2-电液伺服作动器; 3-电液伺服阀; 4-惯性质量箱; 5-直线导轨

Figure 2. Structure of electro-hydraulic servo AMD control system
图 2. 电液伺服 AMD 机械构造原理图

电液伺服 AMD 系统的最大特点是充分发挥电液伺服阀的特性, 通过改变伺服阀阀芯的移动方向、速度和位置来控制油缸的正反向、油缸速度、作用力和位置。同时, 电液伺服系统与执行元件油缸可以做到较为理想的功率匹配。还具有作动器体积小, 液压伺服元器件对外部环境要求低, 系统动态特性好, 使用寿命长, 适用性广等优点, 图 3 为本文研制的电液伺服 AMD 系统实物图。

3. AMD 系统分析

基于能量转换观点, 电液伺服系统实现了电能→液压能→机械能→负载运动的传递过程。AMD 装置的机械系统包括惯性质量、液压伺服作动器和机架三部分组成。考虑作动器的液压伺服特性, 给出了 AMD 装置的简化力学模型。

系统理论建模主要围绕伺服阀部分——伺服阀压力—流量数学模型, 液压动力部分——作动器数学模型, 液压执行部分——液压缸驱动负载的数学模型三部分展开。

3.1. 伺服阀压力 - 流量方程

$$q_L = K_q x_q - K_c p_L \quad (1)$$

式中: K_q 为伺服阀系统的流量增益, 且

$$K_q = C_d \omega \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_s - p_L)} \quad (2)$$



Figure 3. Physical diagram of electro-hydraulic servo AMD system
图 3. 电液伺服 AMD 系统实物图

K_c 为伺服阀的流量 - 压力系数,

$$K_c = \frac{C_d \omega x_v \sqrt{(p_s - p_L) / \rho}}{2(p_s - p_L)} \quad (3)$$

式中未说明符号意义如图 1 所示。

3.2. 作动器数学模型

根据流量连续性结合质量守恒定律, 建立电液伺服阀控液压缸的方程为

$$q_L = A_p \frac{dx_p}{dt} + \frac{V_t}{4\beta} \frac{dp_L}{dt} + C_{ic} p_L \quad (4)$$

式中 V_t 为液压缸两腔的总容积;

$$V_t = V_1 + V_2 \quad (5)$$

C_{ip} 为液压缸总泄漏系数;

$$C_{ic} = C_{ic} + C_{ec} / 2 \quad (6)$$

C_{ic} 为液压缸内泄露系数; C_{ec} 为液压缸外泄露系数。

3.3. 液压缸执行机构力平衡方程

忽略库伦摩擦等非线性负载, 根据牛顿第二运动定律, 可得电液伺服作动器的输出力为

$$F = A_p p_L = M_t \frac{d^2 x_p}{dt^2} \quad (7)$$

由上述分析可得电液伺服 AMD 系统的传递函数如式(8)所示, 框如图 4 所示, 控制器的传递函数用 PID 代替。

$$\frac{x_m}{u} = \frac{k_q A_p P}{\frac{V m_k}{4\beta_e} s^3 + (C_c + K_c) m_k s^2 + A_p^2 s + k_d k_q A_p P} \quad (8)$$

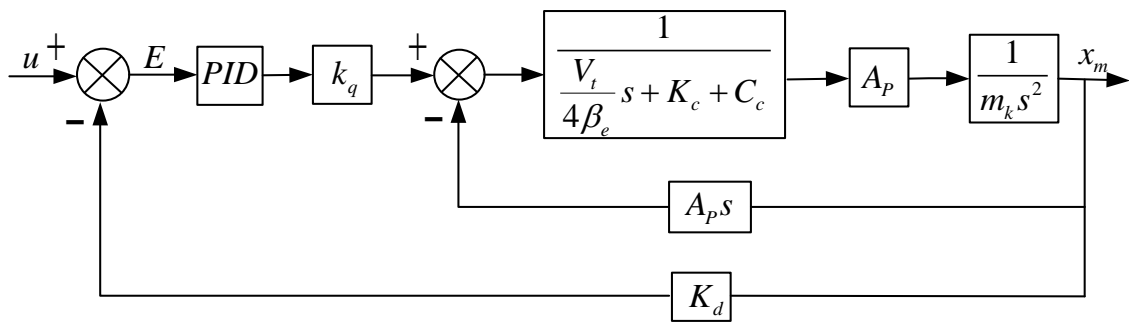


Figure 4. The block diagram of the transfer function of the electro-hydraulic servo system

图 4. 电液伺服系统传递函数方块图

图中： m_k 表示 AMD 系统惯性质量， x_m 为惯性质量的实际位移， p_L 为负载压力， A_p 表示活塞等效截面积； Q_L 为作动器流量， V_t 表示作动器腔内全容积， β_e 为液压油体积弹性模量， C_c 液压缸泄露系数； k_q 表示伺服阀信号 - 流量增益， K_c 为流量 - 压力系数。

4. AMD 系统性能测试

AMD 系统的设计参数为负载 1000 kg，最大加速度 20 m/s²，最大速度 0.6 m/s，最大位移 100 mm。为了检测 AMD 系统的实际性能与设计指标是否一致，将电液伺服 AMD 系统固定于地面上，进行 PID 控制下的位置闭环试验，分别输入白噪声、阶跃信号和正弦信号(97 mm, 1 Hz; 9 mm, 9 Hz)，在空载和负载(400 kg, 1000 kg)两种不同情况下进行多组工况试验。

1) 对 10 mm 阶跃信号的响应，分为空载、400 kg 和 1000 kg 进行测试测试结果如表 1 所示，阶跃信号响应曲线如图 5 所示。

阶跃信号测试表明，AMD 装置可以很好的跟踪位移指令，响应速度较快，动态特性满足设计要求。

2) 通过正弦信号对 AMD 系统的基本性能进行测试，负载 1000 kg，对于最大速度的测试要选取低频率大位移幅值的正弦信号，故选取 97 mm, 1 Hz。对于最大加速度的测量选取 9 mm, 9 Hz。通过反馈信号控制实际幅值大小。AMD 系统的测试结果见图 6~8。

根据图 6 的正弦信号，通过计算可以得到 AMD 系统最大速度 0.615 m/s。通过工况(图 8 所示)，通过外置传感器采集到的 AMD 系统最大加速度为 27 m/s²。

3) 通过对 AMD 系统输入白噪声工况进行试验，对 AMD 系统参数进行辨识，建立 AMD 系统的传递函数。辨识算法采用最小二乘法，辨识结果如下所示。

$$\frac{x_m}{E} = \frac{1.396 \times 10^7}{s^3 + 183.8s^2 + 2.653 \times 10^4 s + 2.932 \times 10^6} \quad (9)$$

5. 结论

经过上述分析与试验，结论如下：

1) 通过 AMD 系统负载 1000 kg，在不同频率和幅值的正弦运动工况，测试到 AMD 系统的最大速度为 0.6 m/s 和最大加速度为 27 m/s²，达到 AMD 系统设计目标，该 AMD 系统表现较好；

2) 对 AMD 系统进行参数辨识，得到了 AMD 系统的模型参数。为后续 AMD 系统用于振动台实时子结构试验提供加载装置；

3) 该系统动态特性好，出力大，控制灵活，刚度较好，系统稳定性好，精度高，但是当系统进行高频工况时，会出现幅值衰减和相位滞后，后续可以通过改进控制算法，改善这一弊端。

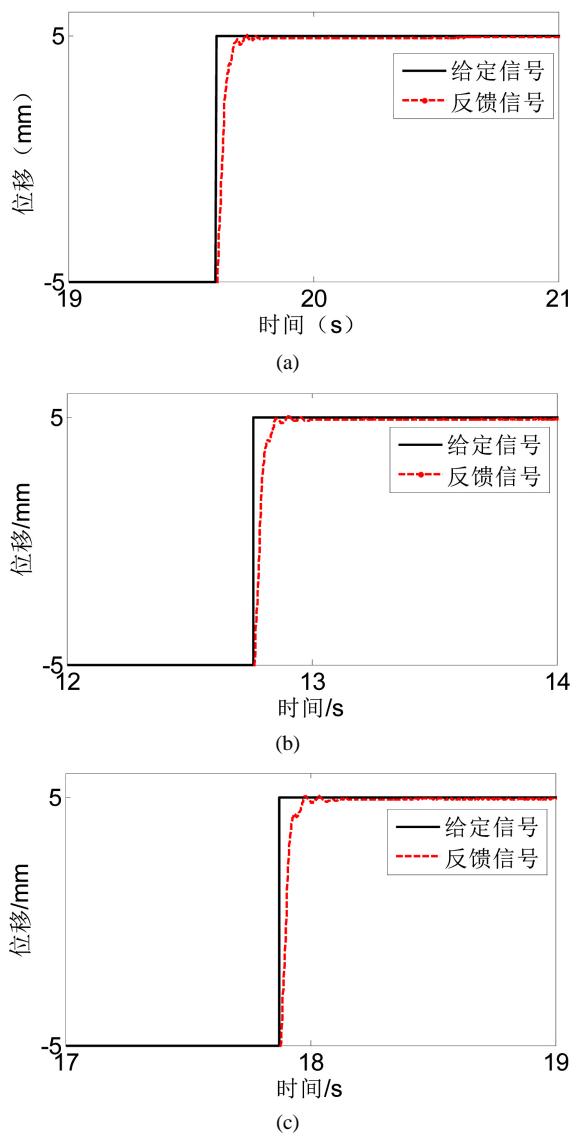


Figure 5. Step response curve. (a) Amplitude 10 mm, no load; (b) amplitude 10 mm, load 400 kg; (c) amplitude 10 mm, load 1000 kg

图 5. 阶跃响应曲线。(a) 幅值 10 mm, 空载; (b) 幅值 10 mm, 负载质量 400 kg; (c) 幅值 10 mm, 负载质量 1000 kg

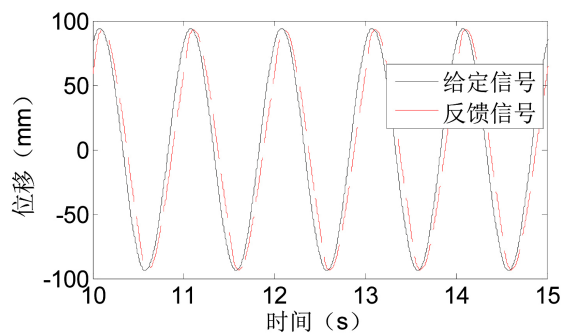


Figure 6. Load 1000 kg, amplitude 97 mm, 1 Hz, PID control

图 6. 负载 1000 kg, 幅值 97 mm, 1 Hz, PID 控制

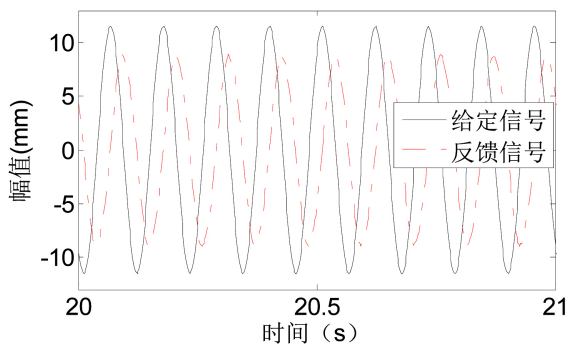


Figure 7. Load 1000 kg, amplitude 9 mm, 9 Hz, PID control
图 7. 负载 1000 kg, 幅值 9 mm, 9 Hz, PID 控制

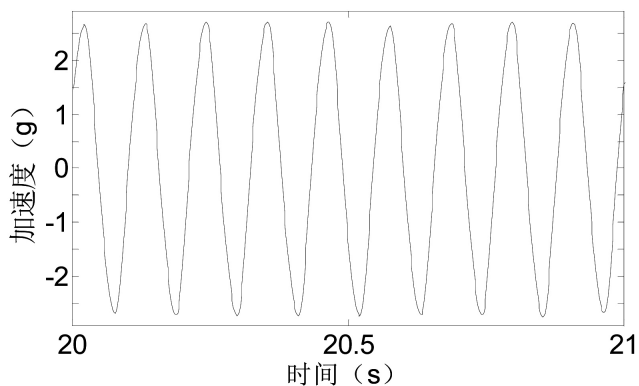


Figure 8. Load 1000 kg, amplitude 9 mm, 9 Hz, acceleration measurement signal
图 8. 负载 1000 kg, 幅值 9 mm, 9 Hz, 加速度测量信号

Table 1. Test result of step signal
表 1. 阶跃信号测试结果

编号	幅值	负载	上升时间	调整时间
1	10 mm	空载	70 ms	130 ms
2	10 mm	400 kg	80 ms	110 ms
3	10 mm	1000 kg	100 ms	120 ms

致 谢

本文得到“工程抗震与结构诊治北京市重点实验室重点基金项目”和“国家留学基金”的部分资助，在此表示感谢。

基金项目

国家自然科学基金资助项目(51578024, 51278013)。

参考文献

- [1] Ghaboussi, J., Yun, G. and Hashash, Y. (2006) A Novel Predictor-Corrector Algorithm for Sub-Structure Pseudo-Dynamic Testing. *Journal of Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, **35**, 453-476. <https://doi.org/10.1002/eqe.540>
- [2] Elkhoraibi, T. and Mosalam, K.M. (2007) Towards Error-Free Hybrid Simulation Using Mixed Variables. *Journal of*

- Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, **36**, 1497-1522. <https://doi.org/10.1002/eqe.691>
- [3] 李玉顺, 单炜, 李俊华. 子结构法拟动力试验技术研究[J]. 土木工程学报, 2010(3): 119-123.
- [4] 桂耀, 迟福东, 王进廷, 等. 实时耦联动力试验的研究进展[J]. 水力发电学报, 2012, 31(6): 198-207.
- [5] 周惠蒙, 吴斌. TLD 振动台子结构试验的数值仿真分析[J]. 震灾防御技术, 2010, 5(1): 9-19.
- [6] Ji, X., *et al.* (2009) A Substructure Shaking Table Test for Reproduction of Earthquake Responses of High-Rise Buildings. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, **38**, 1381-1399. <https://doi.org/10.1002/eqe.907>
- [7] Reinhorn, A.M., Bruneau, M., Chu, S.Y., *et al.* (2003) Large Scale Real Time Dynamic Hybrid Testing Technique—Shake Tables Substructure Testing.
- [8] Nakata, N. and Stehman, M. (2012) Substructure Shake Table Test Method Using a Controlled Mass: Formulation and Numerical Simulation. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, **41**, 1977-1988. <https://doi.org/10.1002/eqe.2169>
- [9] Xu, H., Zhang, C., Li, H., *et al.* (2014) Real-Time Hybrid Simulation Approach for Performance Validation of Structural Active Control Systems: A Linear Motor Actuator Based Active Mass Driver Case Study. *Structural Control & Health Monitoring*, **21**, 574-589. <https://doi.org/10.1002/stc.1585>
- [10] 王海明. 新型主被动调谐质量阻尼器的性能研究[D]. 广州大学, 2011.
- [11] Brodersen, M., Bjørke, A.S. and Høgsberg, J. (2017) Active Tuned Mass Damper for Damping of Offshore Wind Turbine Vibrations. *Wind Energy*, **20**, 783-796. <https://doi.org/10.1002/we.2063>
- [12] Zhang, C., Xu, H., Li, H., *et al.* (2014) Dynamic Testing of Structural Active Control System Based on a Hybrid Test-Simulation Method.
- [13] Jang, D.D., Jung, H.J. and Moon, Y.J. (2014) Active Mass Damper System Using Time Delay Control Algorithm for Building Structure with Unknown Dynamics. *Smart Structures & Systems*, **13**, 305-318. <https://doi.org/10.12989/sss.2014.13.2.305>
- [14] 何敏, 王建国. 电磁驱动主动质量阻尼器控制系统的智能模型[J]. 振动与冲击, 2010, 29(12): 64-66.
- [15] 刘军龙, 姜继海, 卢天日, 等. 直驱式电液伺服主动质量驱动系统[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2011, 43(9): 51-55.
- [16] Li, J.C., Samali, B. and Ha, G. (2017) Fuzzy Sliding Mode Control of a Five Storey Benchmark Model Equipped with Active Mass Driver (AMD). *Proceedings of the 6th International Conference on Motion and Vibration Control*, Saitama, 172-177.

知网检索的两种方式:

1. 打开知网页面 <http://kns.cnki.net/kns/brief/result.aspx?dbPrefix=WWJD>
下拉列表框选择: [ISSN], 输入期刊 ISSN: 2325-677X, 即可查询
2. 打开知网首页 <http://cnki.net/>
左侧“国际文献总库”进入, 输入文章标题, 即可查询

投稿请点击: <http://www.hanspub.org/Submission.aspx>

期刊邮箱: dsc@hanspub.org