

“动静三轴试验仪”伺服加载系统研究

桑 勇¹, 邵龙潭^{*2}

(1. 大连理工大学 精密与特种加工教育部重点实验室, 辽宁 大连 116024;
2. 大连理工大学 工业装备结构分析国家重点实验室, 辽宁 大连 116024)

摘要: 根据土工试验要求研制了“动静三轴试验仪”, 该仪器设备能够替代传统“静三轴试验仪”和“动三轴试验仪”完成给定的试验任务. 伺服加载的实现方式是“动静三轴试验仪”研制的核心, 在分析液压、气动和电气加载方式的优缺点后, 采用液压伺服加载方式完成轴向力和位移的动态、静态加载. 为解决液压伺服加载系统在动态加载时液压油压力波动和静态加载时效率低、发热量大的问题, 提出采用蓄能器组和恒压变量泵的解决方案并设计了液压油路系统, 借助数学建模和仿真的手段验证了所提方案的正确性.

关键词: 动三轴试验仪; 电液伺服系统; 加载装置; 节能
中图分类号: TP216 **文献标志码:** A

0 引言

“三轴试验仪”主要用于土的强度、应力应变性能和其他力学性能的测试, 它是研究土的强度和本构特性极其重要的设备^[1,2]. “三轴试验仪”主要分为两类: 一类是“静三轴试验仪”, 另一类是“动三轴试验仪”. 利用“静三轴试验仪”可以完成不固结不排水试验(UU 试验)、固结不排水试验(CU 试验)和固结排水试验(CD 试验)三类试验; 利用“动三轴试验仪”可以完成液化试验和动变形试验.

我国“静三轴试验仪”的研制已初具规模, 基本上能够满足国内需要. 但是“动三轴试验仪”^[3]绝大部分被国外一些知名公司垄断, 如美国 GEOCOMP, 英国 GDS、Wykeham & Farrance、ELE, 日本 SEIKEN、SHIMADZU, 俄罗斯 MELYTEC 等公司, 由上述事实知国内在“动三轴试验仪”的研发水平上与国外存在很大的差距.

国内也有部分企业和科研单位从事“动三轴试验仪”的研发工作, 但这些产品的伺服加载系统大多依靠直接从国外引进, 成本较高. 本课题组基于国内“静三轴试验仪”和“动三轴试验仪”的研究

现状, 在成功研制出具有自主知识产权的“静三轴试验仪”的基础上试图自主研发能够同时实现“静三轴试验仪”和“动三轴试验仪”功能的“动静三轴试验仪”, 以期突破西方国家长期以来的技术垄断和封锁, 提高国内在土工仪器领域的研发能力, 为国家创造可观的经济效益和社会效益.

伺服加载系统是“动静三轴试验仪”的核心, 实现力和位移的静态、动态加载. 为保证伺服加载系统具有良好的动态响应和稳态精度, 在分析液压、气动和电气 3 种伺服控制的优缺点后决定采用液压伺服的加载方式. 本文主要探讨采用液压伺服加载方式后所带来的难点问题. 这些难点问题体现在两个方面: 一是如何明显地减少动态加载时产生的压力波动; 二是如何大幅提高静态加载时的系统效率以避免发热量过大. 本文针对上述难点问题提出采用蓄能器组和恒压变量泵的解决方案, 并对该设计方案进行验证.

1 伺服加载系统的体系结构

按照土工试验加载要求设计“动静三轴试验仪”的伺服加载系统, 应满足如表 1 所示性能指标.

表1 伺服加载系统的性能指标

Tab.1 Performance index of the servo loading system

加载方式	力		位移	
	参数	量值	参数	量值
静态加载	最大力/N	20 000	最大位移/mm	80
	速度/(N·min ⁻¹)	10~500	速度/(mm·min ⁻¹)	0.02~3
	精度/N	5	精度/mm	0.005
动态加载	波形	正弦波	波形	正弦波
	频率/Hz	0.1~10	频率/Hz	0.1~10

根据表1所要求伺服加载系统的性能指标,得知力和位移的动态、静态加载可以采用液压伺服控制^[4]、气动伺服控制和电气伺服控制^[5]来实现.这3种加载方式各有优缺点:液压伺服控制具有动态性能良好、可靠性高、功率重量比大、配置柔性大、动力传输和控制方便等特点,并且有较大的负载刚性,但存在液压系统效率低、抗污染能力差、不易维护等缺点;气动伺服控制具有结构简单、节能高效、防爆、无污染、低成本等优点,但由于气体具有可压缩性,控制性能上远不如液压伺服控制;电气伺服控制应用最为广泛、成本最为低廉,控制精度能满足一般要求,但与液压伺服控制相比,放大倍数较小、受荷载变化影响较大、反向操纵能力不强.

综合考虑这3种伺服控制方式的优缺点和伺服加载系统精度的要求,最后“动静三轴试验仪”采用液压伺服控制^[6~8]来完成轴向力和位移的动态、静态加载.“动静三轴试验仪”伺服加载系统的原理图如图1所示,液压伺服加载系统主要由液压油源(液压站)、伺服放大器、伺服油缸、伺服阀、高精度拉压传感器、高精度位移传感器、高速AD/DA卡和计算机组成.其中计算机主要承担各种控制算法的运算、加载波形的生成、数据显示、数据报表和存储工作.土样围压加载采用传统“气压水”的形式,主要由空压机、储气罐、过滤器、干燥器和压力调节阀等组成.

为了便于操作,“动静三轴试验仪”的试验既可以通过人工操作完成,也可以通过计算机控制自动完成.为了保证试验过程的稳定、可控,除了选用高精度伺服阀对伺服油缸进行控制外,还选用高速AD/DA数据采集卡.

“动静三轴试验仪”能够完成“静三轴试验仪”和“动三轴试验仪”的所有任务.“动三轴试验仪”

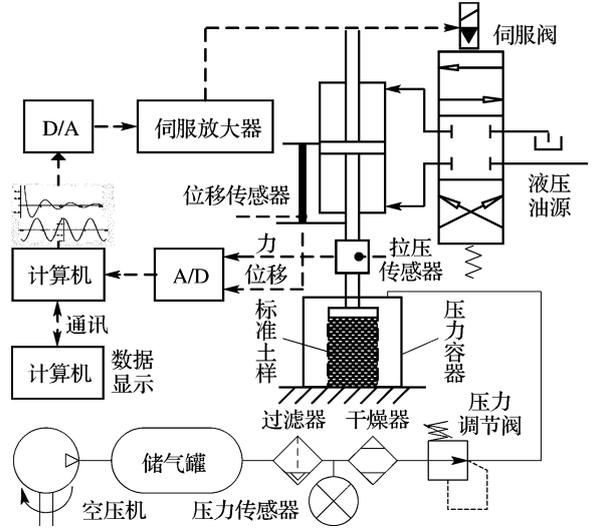


图1 “动静三轴试验仪”伺服加载系统的原理图

Fig.1 The principle diagram of the servo loading system of dynamic & static triaxial apparatus

完成一次试验(液化试验和动变形试验)的运行时间较短,一般不会超过1h,动态循环加载会对液压管路的压力产生影响,引起压力波动;“静三轴试验仪”完成一次试验(UU试验、CU试验和CD试验)的运行时间较长,可达数小时甚至几十小时(如黏性土等).运行时间较长会导致液压伺服系统发热量过大,白白浪费了过多的能量.因此如何减少动态加载时的压力波动及提高静态加载时液压伺服系统的效率是“动静三轴试验仪”研制的难点问题.

2 液压油源系统的设计

根据“动静三轴试验仪”的试验要求,在设计液压油源时考虑两个原则:一是动态加载时液压油压力波动要小;二是静态加载时油源系统一定要节能.本文首先介绍根据上述原则设计液压油源系统,随后建立其数学模型,在此基础上利用仿真工具完成系统压力稳定性和节能效果的分析.

2.1 液压油源系统的结构原理

“动静三轴试验仪”的液压油源系统如图2所示,整个系统由驱动环节、压力调定环节、执行环节和散热环节组成.驱动环节:由交流异步电动机驱动一个恒压变量泵实现为整个系统供应一定压力的液压油;压力调定环节:主要依靠一个比例溢

流阀和蓄能器组来实现,比例溢流阀实现压力的设定,蓄能器组用于在系统稳定运行时吸收压力脉动和在油源不足时补充瞬时流量;执行环节:主要由伺服阀和伺服油缸组成,完成力和位移的动态、静态加载;散热环节:借助于一个水交换器用循环水带走液压系统产生的热量。

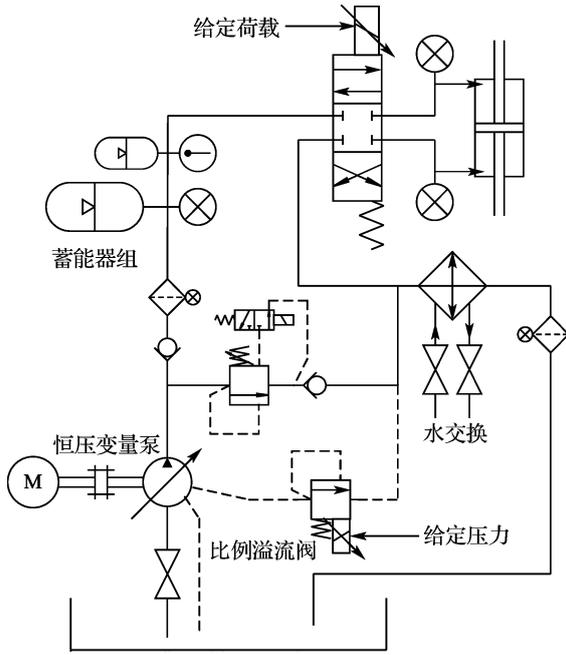


图2 液压油源系统结构图

Fig. 2 The principle of the hydraulic power system

液压油源系统的特色主要体现在蓄能器组和恒压变量泵的选用上,这两个部件保证了动态加载时压力波动小且静态加载时油源系统节能。

2.2 系统数学模型的建立

为分析液压伺服加载系统的性能,需要建立系统的数学模型,数学模型的建立方法在一些教材(如文献[9、10])上都有详细介绍,本文建立以下环节的数学模型。

2.2.1 恒压变量泵的数学模型 恒压变量泵是高效节能的液压动力源.通过改变恒压变量泵斜盘倾角来调节液压泵的输出流量,并借助于压力感测装置使恒压变量泵在不同流量要求的情况下保持输出压力为定值.当压力调节阀感知恒压变量泵出口压力变小时,借助压力调节阀的阀芯调节控制油缸的输出,使恒压变量泵的输出流量增大,进而引起泵出口压力上升,在新的平衡点处稳定;反之亦然.采用恒压变量泵可以改善传统阀控

液压系统的耗能问题,大幅提高系统效率.这对“动静三轴试验仪”的静态加载尤为重要。

忽略压力损失和内部摩擦,一个用于描述恒压变量泵的线性传递函数可以建立如下:

$$\begin{aligned} Q_p - Q_l - Q_o &= \frac{V_p}{\beta_p} \frac{dp_o}{dt} \\ Q_p &= D_p \omega_p \\ Q_l &= C_{ip}(p_o - p_i) + C_{ep} p_o \\ D_p &= \frac{x_p D_{maxp}}{x_{maxp}} \end{aligned} \quad (1)$$

式中: Q_p 为理论输出流量, m^3/s ; Q_l 为泵泄漏流量, m^3/s ; Q_o 为泵实际输出流量, m^3/s ; V_p 为在出口压力为 p_o 下的总容积, m^3 ; β_p 为液压油的体积弹性模量,Pa; p_o 为液压泵出口压力,Pa; p_i 为液压泵入口压力,Pa; D_p 为液压泵的排量, m^3/r ; ω_p 为液压泵的输入转速,rad/s; C_{ip} 为液压泵的内泄漏系数, $(m^3/s)/Pa$; C_{ep} 为液压泵的外泄漏系数, $(m^3/s)/Pa$; x_{maxp} 为变量油缸活塞的最大位移,m; D_{maxp} 为恒压变量泵的最大排量, m^3/r 。

在压力调节阀处于临界中心并且忽略驱动活塞上的荷载对压力调节阀流量、开度增益影响的前提下,可以认为压力调节阀的开口大小正比于压差,斜盘驱动方程可以简化成下列一阶环节:

$$x_p = \frac{K}{1 + \tau s} (p^* - (p_o - p_i)) \quad (2)$$

式中: p^* 是恒压变量泵设定压力,Pa; K 为增益系数, $1/Pa$; τ 为时间常数,s。

2.2.2 蓄能器的数学模型^[11] 在建模中作如下假设:①蓄能器充压过程较慢,气体压力 p_a 和体积 V_a 的变化近似为等温过程;②蓄能器放油过程较快,近似为绝热过程;③与气体相比,油液的压缩性可以忽略;④油液在蓄能器中的流动可视为层流;⑤连接管路视为蓄能器的一部分.得到如下数学模型:

$$\begin{aligned} p_o - p_a &= \frac{1}{A_a^2} \left(m_a \frac{dQ_a}{dt} + B_a Q_q \right) \\ Q_a &= - \frac{dV_a}{dt} \end{aligned} \quad (3)$$

式中: p_o 为恒压变量泵出口压力,Pa; p_a 为蓄能器内气体压力,Pa; A_a 为折算到蓄能器油液腔的截面积, m^2 ; m_a 为折算到蓄能器蓄能腔的液体当量质量(包括管路、进油阀和油液腔等3部分的当量

质量), kg; B_a 为折算到蓄能器的当量粘性阻尼系数, $N/(m/s)$; Q_q 为流入蓄能器的流量, m^3/s ; V_a 为蓄能器气腔容积(以气腔膨胀为正), m^3 .

由热力学波义耳定律, 得

$$p_{a0} V_{a0}^n = p_a V_a^n \quad (4)$$

式中: p_{a0} 为调定压力下蓄能器的稳定工作点处气体的压力, Pa; V_{a0} 为调定压力下蓄能器的稳定工作点处气腔容积, m^3 ; n 为气体的多变过程指数, 绝热过程取 1.4, 等温过程取 1.0.

将式(4)在工作点 p_{a0} 、 V_{a0} 附近泰勒展开, 并略去高阶项, 再拉普拉斯变换, 得

$$p_s = \frac{np_{a0}}{V_{a0}s} \left(\frac{s^2}{\omega_a^2} + \frac{2\xi_a}{\omega_a}s + 1 \right) Q_a \quad (5)$$

式中: $\omega_a = \sqrt{K_b/m_a}$, 为蓄能器固有频率, rad/s, $K_b = np_{a0}A_a^2/V_{a0}$, 为蓄能器气体弹簧刚度, $kg \cdot m^2 \cdot s^{-2}$; $\xi_a = B_a/(2\sqrt{K_b m_a})$, 为蓄能器阻尼系数.

2.2.3 阀控缸的数学模型 电液伺服阀的传递函数通常用二阶振荡环节表示^[12], 即

$$G_{sv}(s) = \frac{Q(s)}{U(s)} = \frac{K_{sv}}{\frac{1}{\omega_{sv}^2} s^2 + \frac{2\xi_{sv}}{\omega_{sv}} s + 1} \quad (6)$$

式中: Q 为伺服阀的输出流量, m^3/s ; U 为伺服阀的输入电压, V; K_{sv} 为伺服阀的流量增益, $(m^3/s)/V$; ω_{sv} 为伺服阀的固有频率, rad/s; ξ_{sv} 为伺服阀阻尼比, 量纲一.

伺服油缸的连续方程为

$$Q_b = A_{vp} s x_{vp} + \left(C_{vp} + \frac{V_{vp}}{4\beta'_e} s \right) p_{vp} \quad (7)$$

式中: Q_b 为负载流量, m^3/s ; A_{vp} 为伺服油缸的有效作用面积, m^2 ; C_{vp} 为伺服油缸的总泄漏系数, $(m^3/s)/Pa$; V_{vp} 为伺服油缸两腔总容积, m^3 ; p_{vp} 为伺服油缸两腔压降, Pa; β'_e 为工作液体的体积弹性模量, Pa; x_{vp} 为伺服油缸活塞位移, m.

伺服油缸的力平衡方程为

$$A_{vp} p_{vp} = (m_{vp} s^2 + B_{vp} s + K_{vp}) x_{vp} + F_l \quad (8)$$

式中: B_{vp} 为伺服油缸及负载的粘性阻尼系数, $N/(m/s)$; K_{vp} 为伺服油缸内负载的弹簧刚度, N/m ; F_l 为伺服油缸活塞和试样之间的拉压力, N.

根据式(1)、(2)、(4)、(5)、(6)、(7)和(8)就可以得到整个液压伺服加载系统的数学模型.

2.3 压力波动和节能效果分析

系统中的蓄能器组采用浙江奉化液压件厂生产的常规气囊型液压蓄能器, 两个蓄能器的型号分别为 NXQ2-L20(容积 20 L)和 NXQ1-L1.6(容积 1.6 L), 最高工作压力为 31.5 MPa. 恒压变量泵采用 Park 公司遥控恒压变量泵型号为 PVM020, 排量为 $20 \times 10^{-6} m^3/r$ 系统最高压力为 25 MPa. 根据 2.2 的数学模型利用 AMESim 仿真工具完成动态加载时压力波动实验和静态加载时节能效果分析实验.

2.3.1 验证动态加载时蓄能器组抑制压力波动的效果 让伺服油缸的活塞按照图 3 所示信号(1 Hz 正弦信号)运动, 图 4 是相应的管路压力波动情况. 在图 4 中曲线 1 是系统中不存在蓄能器时压力波动的情况, 曲线 2 是系统中只存在 20 L 大蓄能器时压力波动的情况. 从图 4 可以看出蓄能器吸收压力波动的效果非常明显, 在低频下, 仅靠一个 20 L 大蓄能器即可很好地消除压力波动.

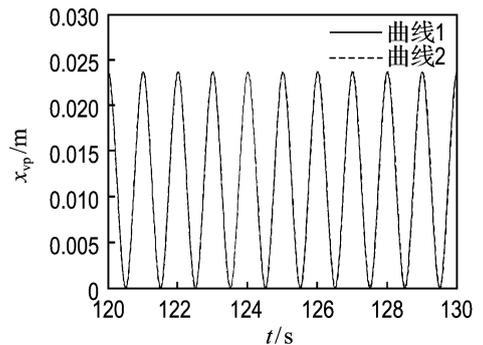


图 3 伺服油缸响应 1 Hz 正弦波后的输出位移

Fig. 3 Output displacements of servo cylinder when inputting 1 Hz sine wave signals

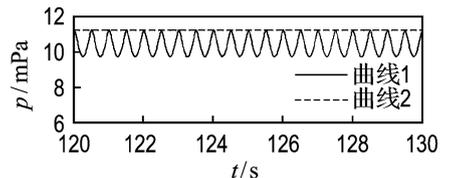


图 4 1 Hz 正弦波信号输入下压力波动的结果

Fig. 4 The pressure fluctuating results when inputting 1 Hz sine wave signals

随后增大伺服油缸正弦输入信号的频率使其

增大到 10 Hz, 如图 5 所示. 在这种情况下, 仅仅依靠一个 20 L 的大蓄能器压力波动非常大, 如图 6 曲线 2 所示, 即使增大蓄能器的容量压力波动也无法得到明显的改善. 当系统中串入 1.6 L 的小蓄能器后压力波动得到了明显的改善, 如图 6 曲线 1 所示. 由以上事实知: 利用 20 L 的大蓄能器和 1.6 L 的小蓄能器串联组成的蓄能器组在动态加载实验过程中无论加载波形是低频还是高频都能够明显地降低压力波动.

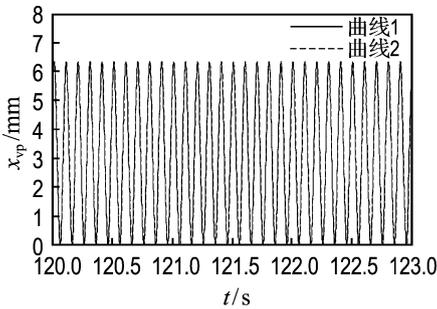


图 5 伺服油缸响应 10 Hz 正弦波后的输出位移

Fig. 5 Output displacements of servo cylinder when inputting 10 Hz sine wave signals

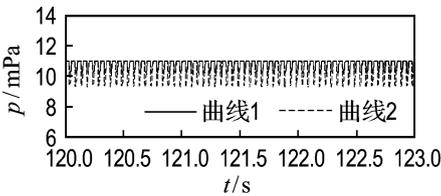


图 6 10 Hz 正弦波信号输入下压力波动的结果

Fig. 6 The pressure fluctuating results when inputting 10 Hz sine wave signals

2.3.2 验证静态加载时节能效果 本文选用恒压变量和与其相同排量的定量液压泵进行对比分析, 结果如图 7 所示. 在图 7 中曲线 1 是采用恒压变量泵功率消耗曲线, 曲线 2 是采用相同排量的定量液压泵功率消耗曲线. 从图 7 中可以看出在初始阶段曲线 1 和曲线 2 功率消耗大致相同, 当蓄能器、管路和伺服油缸填充完毕时, 曲线 1 由于恒压变量泵的斜盘能够自动调整, 系统功率开始下降, 当恒压变量泵的输出流量能完全补偿液压阀和油泵的内泄漏后曲线 1 不再下降, 稳定在一

个新的平衡位置, 可以一直持续到静态加载结束. 而曲线 2 由于定量液压泵的斜盘不能调整, 其功率消耗一直保持在较高的水准, 系统效率低、发热量大. 因此, 采用恒压变量泵后系统功率和发热量大大降低, 节能效果显著.

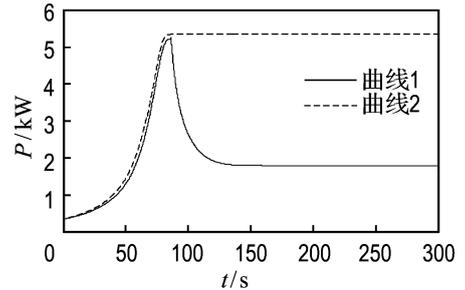


图 7 静态加载时液压泵的功率曲线

Fig. 7 The power graph of the hydraulic pumps when static loading

3 结 论

本文根据土工试验的要求研制了“动静三轴试验仪”, 在伺服加载方式上确定采用液压伺服加载方式完成力和位移的动态、静态加载. 针对动态加载时压力波动明显和静态加载时系统效率低、发热量大的难点问题, 提出了采用蓄能器组和恒压变量泵的解决方案, 并设计了液压油源系统, 最后对方案的合理性进行了验证, 其结果表明本文提出的解决方案是正确的.

参考文献:

- [1] 朱瑞康, 张季如. 静三轴仪改制伺服控制周期三轴试验系统的实践[J]. 岩土工程学报, 2002, 24(06): 787-789
- [2] DOEHRING T C, VESELY I. Computational modeling of a triaxial test for soft tissues [C] // **Proceedings of the Second Joint EMBS Conference**. Houston: IEEE, 2002: 452-453
- [3] LU Da-qing. Design and development of an automated geotechnical dynamic triaxial testing system. Autotest [C] // **IEEE Systems Readiness Technology Conference**. Anaheim: IEEE, 1991: 405-409
- [4] BEJARANO M O, HEATH A C, HARVEY J T A. Low-cost high-performance alternative for controlling

- a servo-hydraulic system for triaxial resilient modulus apparatus [R]. USA: American Society for Testing and Materials, 2003
- [5] SCHOFIELD N, LONSDALE A, HODGES A Y. Static and dynamic electromagnetic actuator designs for a fluctuating force module (FFM) calibration test facility [J]. *IEEE Transactions on Magnetics*, 2004, **40**(4):2074-2076
- [6] MTS. Model 833 triaxial test system for dynamic characterization and fatigue testing of elastomers [R]. USA: MTS Systems Corporation, 1999
- [7] AOSTA. Servo hydraulic control unit for a wide range of mechanical analyses [J]. *Concrete Plant International*, 2007(2):72-74
- [8] 孔宪京, 张 涛, 邹德高, 等. 中型动三轴仪研制及微小应变测试技术应用[J]. 大连理工大学学报, 2005, **45**(1):79-84
- (KONG Xian-jing, ZHANG Tao, ZOU De-gao, *et al.* Development of medium scale dynamic triaxial apparatus and application of small strain measurement technique [J]. *Journal of Dalian University of Technology*, 2005, **45**(1):79-84)
- [9] WALTERS R B. *Hydraulic and Electro-Hydraulic Control Systems* [M]. London: Kluwer Academic Publishers, 2000
- [10] HEHN A H. *Fluid Power Troubleshooting* [M]. New York: Marcel Dekker, Inc., 1995
- [11] 战兴群, 张炎华, 赵克定. 二次调节系统中液压蓄能器数学模型的研究[J]. 中国机械工程, 2001, **12**(z1):45-46
- [12] 彭 嵩. 车辆底盘二次调节伺服加载技术的研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2006

Research on electro-hydraulic servo loading system for dynamic & static triaxial apparatus

SANG Yong¹, SHAO Long-tan^{*2}

(1. Key Laboratory for Precision & Non-traditional Machining Technology of Ministry of Education, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China;

2. State Key Laboratory of Structural Analysis for Industrial Equipment, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China)

Abstract: According to the soil test requirements, a new dynamic & static triaxial apparatus is developed. This apparatus can replace the traditional dynamic triaxial apparatus and static triaxial apparatus to accomplish the testing task perfectly. The implementation of the servo loading is the key of dynamic & static triaxial apparatus. The electro-hydraulic servo loading system is adopted to accomplish the dynamic & static loading of the force and displacement after comparing the advantages and the disadvantages of the hydraulic, pneumatic and electric loadings. In order to resolve the oil pressure fluctuating problem with dynamic loading and low efficiency problem with static loading, a design project of the hydraulic system with the accumulator group and constant pressure pump is proposed. The correctness of the project has been verified by mathematical modeling and simulation.

Key words: dynamic triaxial apparatus; electro-hydraulic servo system; loading device; energy saving