

DOI: 10.11779/CJGE201809010

气动式四向控制空心圆柱扭剪仪的研制与应用

林 楠, 叶冠林*, 王建华

(上海交通大学土木工程系, 上海 200240)

摘要: 上海交通大学既有的空心圆柱扭剪仪只有扭矩可以进行动态控制, 可进行动剪应力扭剪试验。为了研究应力主轴旋转对土体力学特性的影响规律, 在仪器采用应力控制模式和考虑经济性的前提下, 对既有空心圆柱扭剪仪进行气动化改造, 使之具备轴力、扭矩和内外围压都可以独立自动控制的四向振动能力。首先介绍改造后仪器(SJTU-HCA)的组成和技术参数, 梳理了气动控制相比于液压控制的优点, 推导了进行主轴固定单调剪切试验和纯应力主轴循环旋转试验的基本公式, 并且设计了仪器控制程序和自动控制算法。通过对砂土任意主应力角的主轴固定单调剪切试验, 初步验证了仪器的静态加载能力。通过保持偏应力 q 、平均主应力 p 和中主应力参数 b 这 3 个控制参数下的纯应力主轴循环旋转试验, 验证了仪器的动态加载能力, 说明了改造后仪器具备各种复杂应力路径的工作能力。气动式改造经验可为今后研发土工仪器设备提供参考。

关键词: 空心圆柱扭剪仪; 自动控制算法; 主应力角; 应力主轴旋转

中图分类号: TU43 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-4548(2018)09-1642-10

作者简介: 林 楠(1993 -), 男, 福建仙游人, 硕士研究生, 主要研究土体化学特性和物理力学特性。E-mail: fjlinnan66608@sjtu.edu.cn。

Development and application of pneumatic hollow cylinder apparatus with four-direction dynamic loads

LIN Nan, YE Guan-lin, WANG Jian-hua

(Department of Civil Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: Only the torque can be dynamically controlled in the traditional hollow cylinder apparatus, and the dynamic shear tests can be carried out. The existing hollow cylinder apparatus is modified to have the four-direction vibration capability, including axial force, torque, internal and external pressures, to study the influences of wave loads. The composition and technical parameters of SJTU-HCA are mainly introduced. The basic formulas for the fixed principal stress axis tests and the principal stress axis cyclic rotation tests are deduced, and the instrument control programs including the automatic control algorithm are prepared. The static loading ability of the apparatus is verified by the fixed principal stress axis tests of any principal stress angle for sand. Further, the dynamic loading capacity of the apparatus is verified by the principal stress axis cyclic rotation tests for sand under the three control parameters including the deflection stress q , the average principal stress p and the principal stress parameter b . The results prove that the SJTU-HCA can work with various complex stress paths. The pneumatic improvement experience may provide a reference for the future development of geotechnical apparatus.

Key words: hollow cylinder apparatus; automatic control algorithm; principal stress angle; principal stress axis rotation

0 引言

近年来, 海底隧道和海底光缆等海洋工程蓬勃发展, 波浪荷载下的应力主轴旋转问题成为土力学研究热点。

空心圆柱扭剪仪(以下简称 HCA)因其可施加轴力、扭矩和内外围压 4 个加载参数, 成为研究纯主应力旋转问题的主要室内土工试验设备。HCA 的前身源于 1936 年 Cooling 等对空心圆柱土样进行的扭剪试验。1983 年 Hight 等^[1]开发了新型 HCA, 对试样尺寸

大小进行了讨论。之后一些学者也对不同尺寸的试样展开相关研究工作^[2-3]。国内对 HCA 的相关研究工作从 20 世纪 80 年代陆续开展, 1991 年, 中国水利水电科学研究院等单位研制了振动拉压扭剪三轴仪, 并且给出了饱和标准砂的部分动力试验结果^[4]。1996 年清华大学通过改进之前引进的美制共振柱-动扭剪仪, 重新设计了垂直加载活塞气缸及自动控制系统, 实现了

收稿日期: 2017-06-05

*通讯作者 (E-mail: ygl@sjtu.edu.cn)

动主应力轴连续旋转的功能^[5]。大连理工大学与日本诚研社株式会社合作,成功研制了“土工静力-动力液压三轴-扭转多功能剪切仪”,可独立进行静力和动力三轴和扭剪试验^[6]。浙江大学与英国GDS仪器设备有限公司合作,联合开发了能够进行中高频率主应力轴循环扭转的新型空心圆柱仪(ZJU-HCA),能够满足在静、动态条件下研究主应力轴旋转、平均主应力、剪应力、中主应力4个因素对土体性状的单独或耦合影响的要求^[7]。香港科技大学的空心圆柱扭剪仪使用了3套加载系统,轴力由场线圈和移动线圈组成的振动器施加,扭矩使用伺服马达施加,内外围压通过双通道气压加载装置施加,可以独立控制轴力、扭矩和内外围压室^[8]。南京工业大学的周正龙等^[9]利用GDS动态空心圆柱扭剪仪(HCA)能够实现内围压、外围压、轴力和扭矩四向动态加载的功能,提出了3种主应力方向变化的应力路径加载方式。

国内外已有不少研究利用空心圆柱扭剪仪对应力主轴旋转问题进行了相关探讨,但大多局限于应力轴旋转过程中内外围压保持不变的两向振动情况。近年一些仪器厂商研发了具备四向控制能力的空心圆柱扭剪仪,但大多采用机械液压的方式控制围压,价格昂贵。上海交通大学原有空心圆柱仪扭剪仪仅有扭矩可以实现动态控制,无法满足应力主轴旋转试验中扭矩、轴力和内外围压都动态加载的要求。本文将对上海交通大学既有空心圆柱仪扭剪仪进行成本相对较低的气动式改造,通过自主研发三套气压自动反馈调节系统,并且设计了自动反馈调节系统算法,使其具有四向控制能力,最后通过主轴固定单调剪切和纯应力主轴循环旋转试验来验证改造后机器的加载性能。本文的工作是在前期笔者针对现有真三轴仪和小应变三轴仪等仪器的成功改进基础上进一步发展的^[10-11]。

1 SJTU-HCA 仪器组成

SJTU-HCA 中的试样为空心圆柱体,内直径为 60 mm,外直径 100 mm,高 100 mm。试样共受到轴力 W 、扭矩 T 、内围压 P_i 和外围压 P_o 4 种外荷载的作用,如图 1 所示。

图 2 为空心圆柱型试样所受的应力状态,其中大主应力角 α 为第一主应力 σ_1 与竖直方向的夹角, σ_z , σ_θ 和 σ_r 分别表示单元体在轴向、切向和径向上的应力, $\sigma_{z\theta}$ 为扭矩 T 产生的切向应力。

SJTU-HCA 是在日本诚试工 HCA 的基础上研发的,主要包括内外围压室、扭矩伺服电路控制系统、体变量测系统、模拟信号和数据信号转换系统以及 3 套气压自动反馈调节系统。

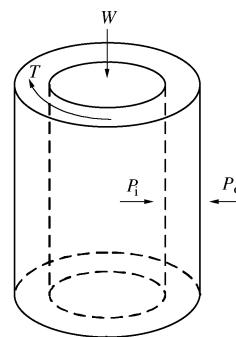


图 1 空心圆柱试样受力图

Fig. 1 Hollow cylinder sample under loads

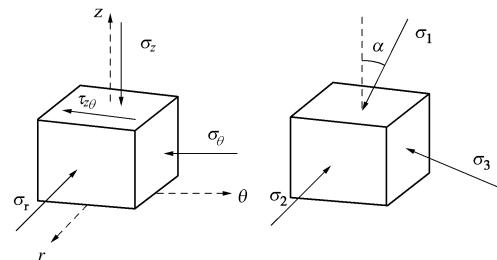


图 2 空心圆柱试样受力状态图

Fig. 2 Stresses on element of hollow cylinder sample

1.1 扭矩伺服电路控制系统

扭矩伺服电路控制系统可实现静态加载和动态加载两大功能,其中静态加载可以实现扭矩(转角)按照最大量程的(0.001%~10%)/min 的加载速率变化。动态加载可以通过设置峰值和频率两个参数让扭矩(转角)实现循环变化,最初波形可以设置为正弦波、三角波和矩形波,变化频率范围为 0.01~10 Hz。通过自主研发,荷载加载可实现任意波形,同时加载频率可以小于 0.01 Hz,以满足纯应力主轴循环旋转试验的要求。

1.2 气压自动反馈调节系统

原有仪器仅有扭矩可以实现动态控制,可进行动剪应力扭剪试验,这很大程度上限制了可实施试验的类型。为了满足应力主轴旋转试验的加载要求,SJTU-HCA 自主研发了 3 套气压自动反馈调节系统,分别用于控制轴力和内外围压。反压控制系统也可以采用和内外围压一样的自动控制系统,但是由于在整个剪切阶段中反压保持不变,所以采用自动控制的必要性不大。

单套气压自动反馈调节系统的组成结构如图 3 所示,由压力源、自动调压阀、压力传感器和压力表组成。其中自动调压阀与 PC 端的电压模拟信号输出端相连,压力传感器与信号转换装置相连,用于传输电压模拟信号及之后的数据采集。

SJTU-HCA 采用气压和液压相结合的方式来施加

内外围压, 试验中先给围压室加满水, 通过气压自动反馈调节系统给围压室上方施加气压, 进而产生水压力施加于试样上。

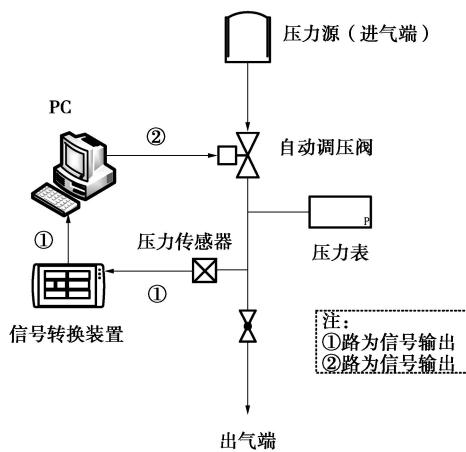


图 3 气压自动反馈调节系统结构组成

Fig. 3 Structure of air pressure automatic feedback adjustment system

用气态控制的优点主要有两点:

(1) 改进后的仪器采用力控制模式, 在内外围压的加压方式上, 现阶段大多数的空心圆柱扭剪仪都采用机械液压的方式, 通过机械电机带动机械杠步进压缩液体产生液压, 这种机械液压方式由于直接控制电机的位移, 更适用于位移控制模式。而气态控制由于直接施加的就是气压, 能够很好根据目标力的大小计算出相应的气压值, 更适用于力控制模式。

(2) 在经济性上, 气态控制的研发价格大大低于液体控制, 能用较少的代价就达到试验目的, 改进的方式也较简单易学。

由于整套系统采用气压加载方式, 并且特别是在动态加载试验中需保证稳定且及时的气压源供应, 因此特别设计了多级气压缓冲系统来保证气压的稳定性, 各级气压设定值如图 4 所示, 空气压缩机最大可提供约 1 MPa 的气压, 会逐级接入到室外的大型气体存储罐、室内的气体存储筒, 最后接入仪器的总压面板, 可保证压力稳定在 500 kPa 左右。

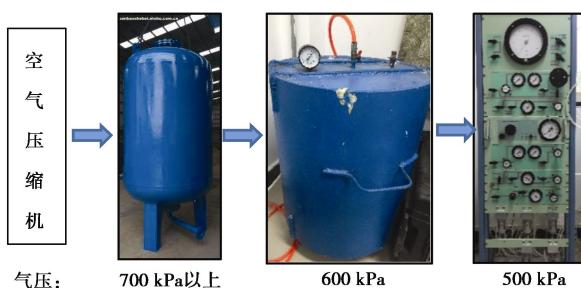


图 4 多级气压缓冲系统组成

Fig. 4 Structure of multi-stage pneumatic cushioning system

1.3 体变量测系统

体变量测系统包括 3 套体变量测装置, 包括试样体变、外围压室体变和内围压室体变。其中内围压体变管最大量程为 10 mL, 试样体变管最大量程为 50 mL, 两者通过体变管液面高低来分别测量试样内腔和试样内体积变化。试样在试验过程中的内外直径尺寸可通过以上两个体变的计算得到。

1.4 模拟信号和数据信号转换系统

原有仪器仅有 10 个传感器, 由于自主研发了 3 套气压自动反馈调节系统, 需额外增加 3 个传感器(分别对应轴向气缸和内外围压)来控制和采集实时气压值。因此, SJTU-HCA 共有 13 个传感器, 表 1 为各传感器的具体参数指标。

表 1 SJTU-HCA 各传感器指标

Table 1 Indices of SJTU-HCA sensors

传感器名称	量程	最小精度
CH1 轴向力传感器	3 kN/1.5 kN /0.6 kN	
CH2 扭矩传感器	30 N·m/15 N·m/6 N·m	
CH3 大转角位移传感器	20 deg/10 deg/4 deg	
CH4 小转角位移传感器	0.5 deg/0.25 deg/0.1 deg	
CH5 大垂直位移传感器	20 mm/10 mm/4 mm	
CH6 孔压传感器	1 MPa/0.5 MPa/0.2 MPa	最小量程的 0.06%
CH7 试样体积传感器	50 mL/25 mL/10 mL	
CH8 小垂直位移传感器	1 mm/0.5 mm/0.2 mm	
CH9 外体积传感器	50 mL/25 mL/10 mL	
CH10 内体积传感器	25 mL/10 mL/5 mL	
CH11 轴向气缸压力传感器	1 MPa	
CH12 外围压压力传感器	1 MPa	
CH13 内围压压力传感器	1 MPa	

模拟信号和数据信号转换系统由一个信号转换盒和一个数据采集器组成。通过模拟信号和数据信号转换系统, SJTU-HCA 所属的 13 个传感器数据被实时采集到自动控制系统。

2 HCA 自动控制算法

2.1 算法内置核心公式

(1) 基本公式

Hight 等^[1]针对空心圆柱试样提出了受力参数公式, 并且其公式一直沿用至今, 具体公式如表 2 中式(1)~(4)所示。

假设 $\sigma_2 = \sigma_r$, 则 σ_1 和 σ_3 在垂直于径向应力的平面内, 如图 2 所示, 由此可得

$$\sigma_1 = \frac{(\sigma_z + \sigma_\theta)}{2} + \sqrt{(\sigma_z - \sigma_\theta)^2 / 4 + (\sigma_{z\theta})^2} , \quad (9)$$

$$\sigma_3 = \frac{(\sigma_z + \sigma_\theta)}{2} - \sqrt{(\sigma_z - \sigma_\theta)^2 / 4 + (\sigma_{z\theta})^2} . \quad (10)$$

表2 应力应变计算公式

Table 2 Equations used to calculate stresses and strains

	应力	应变
轴向	$\sigma_z = \frac{W}{\pi(r_o^2 - r_i^2)} + \frac{P_o r_o^2 - P_i r_i^2}{r_o^2 - r_i^2}$ (1)	$\varepsilon_z = \frac{z}{H}$ (5)
径向	$\sigma_r = \frac{P_o r_o + P_i r_i}{r_o + r_i}$ (2)	$\varepsilon_r = -\frac{\mu_o - \mu_i}{r_o - r_i}$ (6)
切向	$\sigma_\theta = \frac{P_o r_o - P_i r_i}{r_o + r_i}$ (3)	$\varepsilon_\theta = -\frac{\mu_o + \mu_i}{r_o + r_i}$ (7)
扭剪	$\sigma_{z\theta} = \frac{3T}{2\pi(r_o^3 - r_i^3)}$ (4)	$\varepsilon_{z\theta} = \frac{\theta(r_o^3 - r_i^3)}{3H(r_o^2 - r_i^2)}$ (8)

注: r_o 为外半径, r_i 为内直径, μ_o 为外半径变化, μ_i 为内半径变化, z 为轴向位移, H 为试样高度, θ 为转角。

设 α 角的变化范围为 $[-\frac{\pi}{2}, \frac{\pi}{2}]$, 根据 σ_z , σ_θ , σ_r 和 $\sigma_{z\theta}$, 可得

$$\alpha = \frac{1}{2} \arctan \left[(2\sigma_{z\theta}) / (\sigma_z - \sigma_\theta) \right] \quad (\sigma_z > \sigma_\theta), \quad (11)$$

$$\alpha = \frac{1}{2} \arctan \left[(2\sigma_{z\theta}) / (\sigma_z - \sigma_\theta) \right] + (-1)^n \frac{\pi}{2} \quad (\sigma_z < \sigma_\theta), \quad (12)$$

式中, 当 $\sigma_{z\theta} \leq 0$ 时, $n=1$; 当 $\sigma_{z\theta} > 0$ 时, $n=2$ 。

根据, 可得偏应力 q 、平均主应力 p 和主应力参数 b 三个控制参数, 具体为

$$q = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2]} \quad (13)$$

$$p = \frac{(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)}{3} = \frac{(\sigma_z + \sigma_\theta + \sigma_r)}{3} \quad (14)$$

$$b = \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{\sigma_1 - \sigma_3} \quad (15)$$

(2) 主轴固定单调剪切公式

当试验进行主轴固定单调剪切试验时, 保持 α 角、主应力参数 b 和平均主应力 p 不变。

将式(9)、(10)代入式(15)可得

$$\frac{\sigma_r - \frac{(\sigma_z + \sigma_\theta)}{2}}{2\sqrt{(\sigma_z - \sigma_\theta)^2/4 + (\sigma_{z\theta})^2}} = b - \frac{1}{2} \quad (16)$$

将式(11)和式(14)代入式(16)中, 可得切向应力表达式:

$$\sigma_r = p + 2A_1\sigma_{z\theta} \quad (17)$$

其中, $A = \frac{1}{\tan 2\alpha} \left(\alpha \neq 0, \frac{\pi}{2} \right)$, 当 $\alpha = \frac{\pi}{4}$ 时, $A = 0$,

$$A_1 = \frac{1}{3} (2b - 1) \sqrt{A^2 + 1} \frac{|\sigma_{z\theta}|}{\sigma_{z\theta}}$$

通过式(17)继而可求得

$$\sigma_z = p + (A - A_1)\sigma_{z\theta} \quad (18)$$

$$\sigma_\theta = p - (A - A_1)\sigma_{z\theta} \quad (19)$$

通过联立式(17)~(19), 即可得到内外围压和轴力:

$$P_o = p + \frac{1}{2}(A_1 - A)\sigma_{z\theta} + \frac{r_i}{2r_o}(A + 3A_1)\sigma_{z\theta} \quad (20)$$

$$P_i = p + \frac{1}{2}(A_1 - A)\sigma_{z\theta} + \frac{r_o}{2r_i}(A + 3A_1)\sigma_{z\theta} \quad (21)$$

$$W = \pi(r_o^2 - r_i^2)[p + (A - A_1)\sigma_{z\theta}] - \pi(P_o r_o^2 - P_i r_i^2) \quad (22)$$

根据以上的推导过程, 可以发现, 在主轴固定单调剪切过程中, 可预先设定扭矩 T 的加载波形, 通过式(20)~(22)中即可得到在 α 角、主应力参数 b 和平均主应力 p 三个控制参数下, 与扭矩 T 相耦合的内围压 P_i 、外围压 P_o 和轴力 W 。

(3) 纯应力主轴循环旋转公式

已有相关研究^[12-13]在偏应力 $q = \sigma_1 - \sigma_3$ 和恒定围压的前提下针对两向控制 HCA 在应力主轴旋转过程中的公式进行了推导。由于偏应力 $q = \sigma_1 - \sigma_3$ 通常在常规三轴试验中采用, 用于纯应力主轴循环旋转试验中并不严谨。以下针对广义偏应力(式(13))条件下讨论动态围压的必要性。

现假设内外围压保持恒定, 即

$$P_o = P_i = P_a \quad (23)$$

代入(1)~(3)中, 得到

$$\sigma_z = \frac{W}{\pi(r_o^2 - r_i^2)} + P_a \quad (24)$$

$$\sigma_r = \sigma_\theta = P_a \quad (25)$$

将式(9)和(10)代入式(13)中, 可得

$$q^2 = \left(\frac{\sigma_z + \sigma_\theta}{2} - \sigma_r \right)^2 + 3B^2 \quad (26)$$

其中 $B = \sqrt{(\sigma_z - \sigma_\theta)^2/4 + (\sigma_{z\theta})^2}$, 即 $(\sigma_z - \sigma_\theta)/2 \sim \sigma_{z\theta}$ 平面圆圈半径。

将式(14)和(15)可分别改写为

$$\sigma_z + \sigma_\theta = 3p - \sigma_r \quad (27)$$

$$b - \frac{1}{2} = \frac{\sigma_r - \frac{\sigma_z + \sigma_\theta}{2}}{2B} \quad (28)$$

将式(24)和(25)代入式(26), 可得

$$q^2 = \left(\frac{W}{\pi(r_o^2 - r_i^2)} \right)^2 + 3 \left(\frac{3T}{2\pi(r_o^3 - r_i^3)} \right)^2 \quad (29)$$

$$\text{同时, } B^2 = \left(\frac{W}{2\pi(r_o^2 - r_i^2)} \right)^2 + \left(\frac{3T}{2\pi(r_o^3 - r_i^3)} \right)^2$$

将式(24)、(25)代入式(27)、(28)中, 可得

$$p = \frac{(\sigma_z + \sigma_\theta + \sigma_r)}{3} = \frac{W}{3\pi(r_o^2 - r_i^2)} + P_a \quad (30)$$

$$b = \frac{1}{2} - \frac{W}{4\pi(r_o^2 - r_i^2)B} \quad . \quad (31)$$

若要保持 q 不变, 轴力 W 和扭矩 T 需满足一定关系, 此时圆圈半径 B 改变, 并且 p 和 b 将改变, 这无法满足纯应力主轴循环旋转中偏应力 q , 平均主应力 p 和主应力参数 b 三个控制参数都保持不变的要求。

现假设在主应力轴旋转过程中围压都可改变。

当 q , p , b 和 $\sigma_{z\theta}$ 已知时, 可通过联立(26)~(28)求解得 σ_z , σ_θ 和 σ_r 。具体求解过程如下:

将式(28)代入式(26)可得

$$B = \frac{q}{2\sqrt{b^2 + 1 - b}} \quad . \quad (32)$$

将式(27)代入式(28)可得

$$b - \frac{1}{2} = \frac{3(\sigma_r - p)}{4B} \quad . \quad (33)$$

由此, 可解出 σ_r 的表达式, 即

$$\sigma_r = \frac{2(2b-1)B}{3} + p \quad . \quad (34)$$

将式(34)代入式(27)可得

$$\sigma_z + \sigma_\theta = 2p - \frac{2(2b-1)B}{3} \quad . \quad (35)$$

同时可根据 B 的表达式得到

$$(\sigma_z - \sigma_\theta)^2 = 4(B^2 - \sigma_{z\theta}^2) \quad . \quad (36)$$

将式(30)开方后得到

$$\sigma_z - \sigma_\theta = 2\lambda\sqrt{B^2 - \sigma_{z\theta}^2} \quad . \quad (37)$$

式中 当 $\sigma_z > \sigma_\theta$ 时, $\lambda = 1$; 当 $\sigma_z < \sigma_\theta$ 时, $\lambda = -1$ 。

通过联立式(35)、(37), 即可得到 σ_z 和 σ_θ , 其中,

$$\sigma_z = p - \frac{(2b-1)B}{3} + \lambda\sqrt{B^2 - \sigma_{z\theta}^2} \quad , \quad (38)$$

$$\sigma_\theta = p - \frac{(2b-1)B}{3} - \lambda\sqrt{B^2 - \sigma_{z\theta}^2} \quad . \quad (39)$$

联立式(2)、(3)求解, 可得

$$p_o = \frac{(r_o + r_i)\sigma_r + (r_o - r_i)\sigma_\theta}{2r_o} \quad . \quad (40)$$

$$p_i = \frac{(r_o + r_i)\sigma_r - (r_o - r_i)\sigma_\theta}{2r_i} \quad . \quad (41)$$

改写式(1)可得到轴力 W :

$$W = \pi\sigma_z(r_o^2 - r_i^2) - \pi(P_o r_o^2 - P_i r_i^2) \quad . \quad (42)$$

可以发现, 在主应力轴旋转过程中, 可预先设定扭矩 T 的加载波形, 输入偏应力 q 、平均主应力 p 和主应力参数 b 三个控制参数, 通过式(38)、(39)、(34)分别计算得到 σ_z , σ_θ 和 σ_r , 最后代入式(40)、(41)和(42)中即可得到在 3 个控制参数下, 与扭矩 T 相耦合的内围压 P_i 、外围压 P_o 和轴力 W 。

2.2 计算机控制系统

由于空心圆柱试样存在 4 个外荷载, 包括轴力 W 、扭矩 T 、内围压 P_i 以及外围压 P_o , 可通过预先施加其中一个参数来调控其余 3 个参数与之耦合, 具体实施流程如图 5 所示。SJTU-HCA 控制程序将根据实时的扭矩值发送指令给 3 套气压自动反馈调节系统。

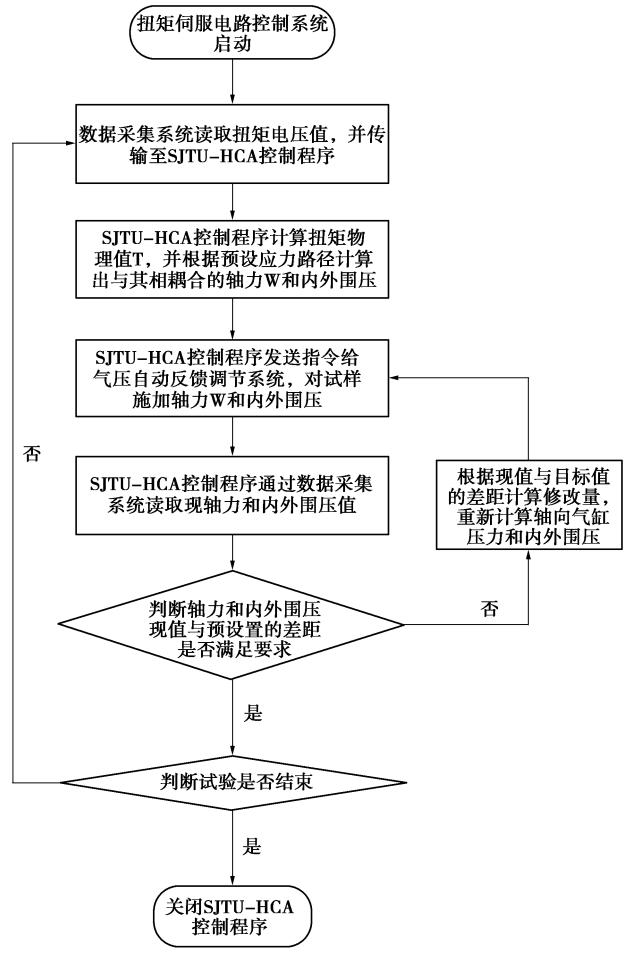


图 5 气压自动反馈调节系统算法

Fig. 5 Algorithm of automatic pressure feedback adjustment system

纯应力主轴循环旋转试验的周期主要由计算机控制系统的反馈调节速度和所需的数据点数量共同决定。由于扭矩、轴力和内外围压的施加存在时间差, 因此每个荷载步都需要多次的反馈调节来完成。经过大量调试工作, 设定合理的容许误差, 每个荷载步可在 10 s 内调节完成, 例如在试验中将一个旋转周期分为 160 个荷载步, 则纯应力主轴循环旋转周期为 1600 s。若减少荷载步次数, 带来的是更短的旋转周期, 同时也不可避免的减弱荷载加载曲线的光滑性。

3 性能验证试验方案

为了探讨和验证改进后的 SJTU-HCA 试验性能, 对多地砂土开展相关试验, 其中包括对上海某地砂土进行主轴固定单调剪切排水试验, 对 ISO 标准砂开展

纯应力主轴循环旋转试验, 材料的具体参数如表 3 所示。试验采用水中落下法制样, 试验中采用 200 kPa 的反压, 用以保证试样的孔隙水系数 $B \geq 0.97$ 。

表 3 试验材料基本参数

Table 3 Basic parameters of test materials

试验材料	粒径/mm	最小密度/(g·cm ⁻³)	最大密度/(g·cm ⁻³)	基本属性
ISO 标准砂	0.5~1	1.43	1.70	人工砂

试验方案包括 4 组试验, 其中两组为主轴固定单调剪切试验, 其余两组为纯应力主轴循环旋转试验, 具体控制参数如表 4 所示。

表 4 试验方案

Table 4 Test program

试验编号	$\alpha /(^{\circ})$	p' /kPa	b	q /kPa
S-1	30	100	0.5	不断增加
S-2	60	100	0.5	不断增加
D-1	循环变化	100	0.5	76.16

注: S 系列为上海砂, D 系列为 ISO 标准砂。

针对主轴固定单调剪切试验, 如图 6 所示, 试样首先在 A 点进行反压饱和, 之后分阶段加到 B 点, 即内外围压都等于 100 kPa 下进行等向固结, 固结完成后不断增加偏应力 q , 扭矩控制方式采用应变控制, 即在剪切过程中保持转角增量为 $0.1^{\circ}/min$, 剪切过程中保持中主应力参数 b 、有效平均主应力 p' 和 α 角不变。

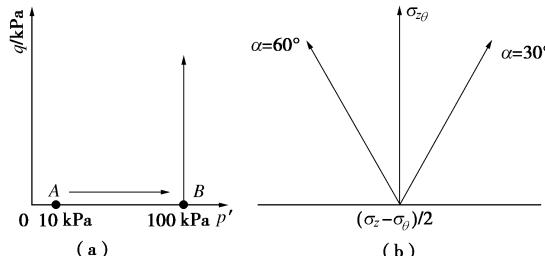


图 6 主轴固定单调剪切试验应力路径

Fig. 6 Stress paths of directional shear tests

针对纯应力主轴循环旋转排水试验, 如图 7 所示, 试样首先在 A 点反压饱和, 之后分阶段加至 B 点, 即内外围压都等于 100 kPa 下进行等向固结, 之后保持有效平均主应力 p' 不变, 不断增加偏应力 q 到目标值 C 点进行不等向固结, 固结完成后开始纯应力主轴循环旋转, 控制方式采用应力控制, 设定扭矩 T 峰值为 9 N·m, 旋转周期为 1600 s, 主应力轴旋转过程中保持主应力参数 b 、有效平均主应力 p' 和偏应力 q 不变。

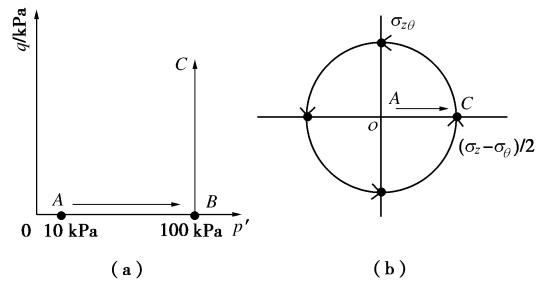


图 7 纯应力主轴循环旋转试验应力路径

Fig. 7 Stress paths of pure principal stress axis rotation tests

主轴固定单调剪切试验可通过设定不同主应力方向来研究各向异性对土体力学特性的影响, 很多学者^[14-16]已经对其进行研究。但所用仪器大多局限于应力控制式, 保持扭矩线性变化。而本次验证试验采用应变控制式, 即保持转角线性变化。

S-1 组和 S-2 组试验加载参数分别如图 8,9 所示, 图 8 (a)、9 (a) 表现出转角达到预期的线性变化。8 (b)、(c)、(d) 分别表现出 S-1 组试验在不同时刻扭矩、轴力和内外围压的变化。图 9 (b)、(c)、(d) 分别表现出 S-2 组试验在不同时刻扭矩、轴力和内外围压的变化。

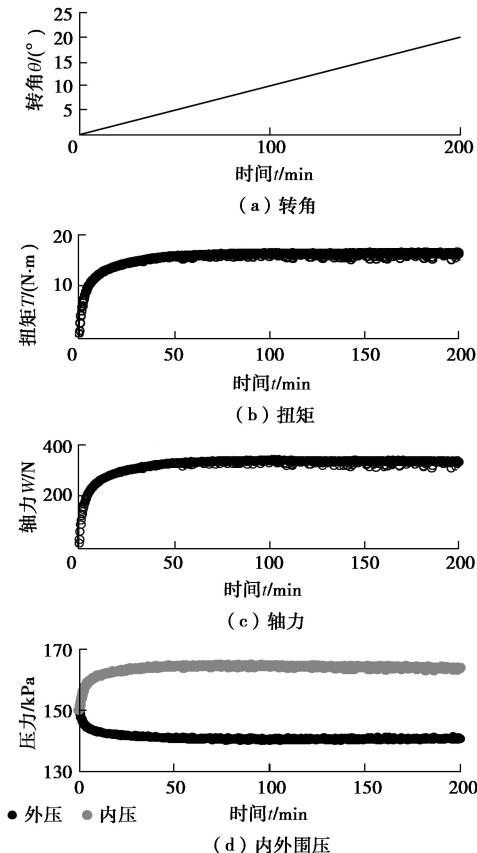


图 8 S-1 组试验各加载参数变化情况

Fig. 8 Variation of loading parameters in S-1 group tests

4 试验结果

4.1 主轴固定单调剪切

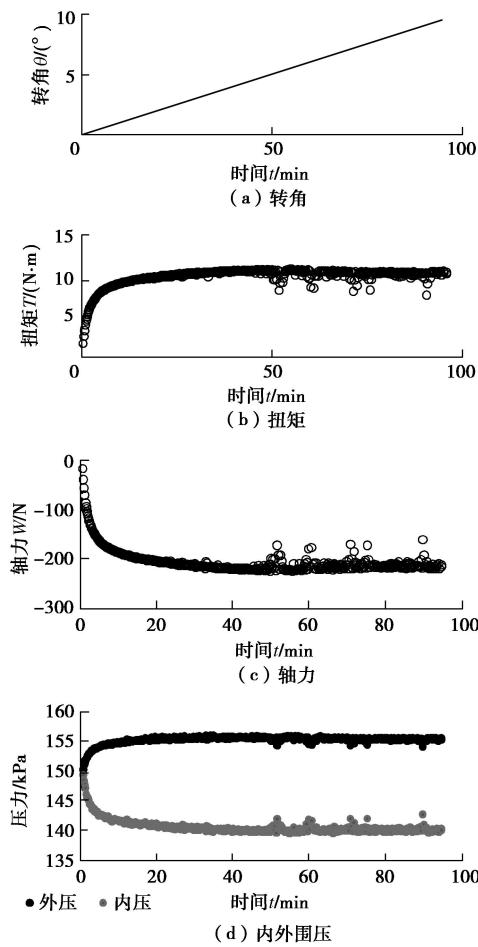


图 9 S-2 组试验各加载参数变化情况

Fig. 9 Variation of loading parameters in S-2 group tests

综合两组试验的数据,试样都在试验进行 50 min 左右,即转角为 5° 时表现出稳定趋势。在扭矩图上数据点出现跳动是因为在某些时刻土体的强度下降,所受的扭力就会下降,因此轴力和内外围压也会随之下降,之后土体由于加载参数下降导致表现出强度上升,因而出现不同时刻的数据跳动点。

S-1 组和 S-2 组试验控制参数分别如图 10, 11 所示,可以看出,大主应力角、有效平均主应力和中主应力参数这 3 个控制参数基本都稳定在预期的控制值附近。这充分说明仪器在主轴固定单调剪切试验上的控制能力。

4.2 纯应力主轴循环旋转试验结果

纯应力主轴循环旋转试验可用于研究波浪荷载对土体力学特性的影响,能够有效地检验仪器的四向振动能力。之前由于仪器的加载能力受限,许多学者在旋转过程中保持内外围压不变的前提下研究主应力旋转问题^[17-18]。近年来,由于高频率围压加压器的出现,一些学者开始研究旋转过程中内外围压变化的纯应力主轴循环旋转问题^[12, 19]。但大多局限于仪器厂商的技术发展,缺乏自主化改造设备的经验,且由于围压加

压器的液压加压模式,旋转周期一般需设定很长,而且最终的加载曲线也并不完全光滑。

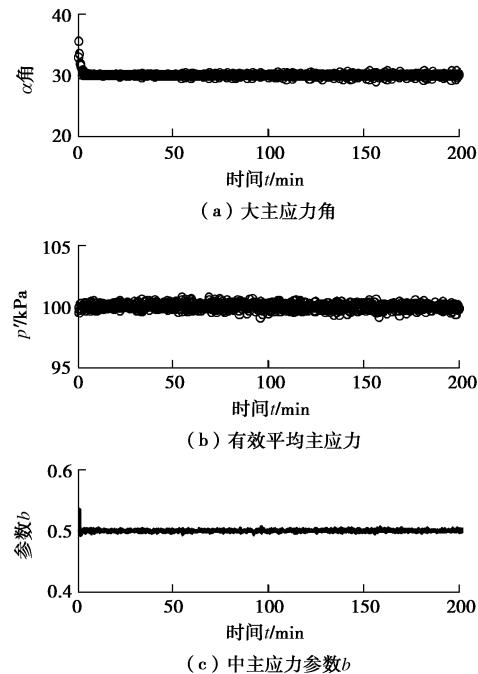


图 10 S-1 组试验各控制参数变化情况

Fig. 10 Variation of control parameters in S-1 group tests

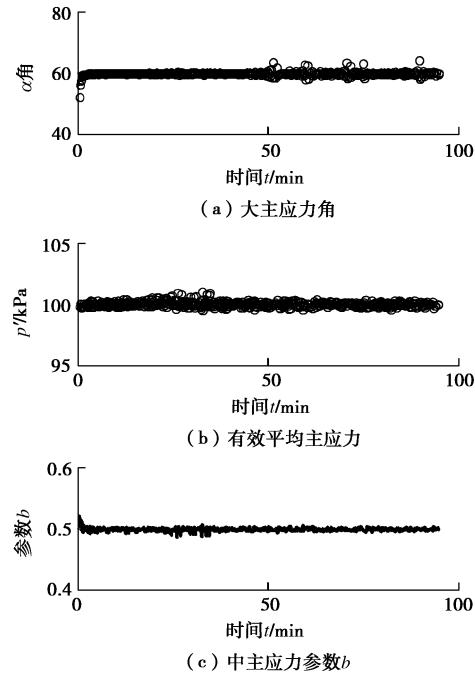


图 11 S-2 组试验各控制参数变化情况

Fig. 11 Variation of control parameters in S-2 group tests

D-1 组试验通过 ISO 标准砂对 SJTU-HCA 的纯应力主轴循环旋转能力进行验证,相对密实度控制在 70%。D-1 组试验的各加载参数如图 12 (a) ~ (e) 所示,可以看出,各加载参数都能正常按照预定的加

载波形加载。其控制参数如图 13 (a) ~ (c) 所示, 从图 13 (a) 可以看出, 主应力角在 $-90^\circ \sim 90^\circ$ 范围内均匀变化, 从图 13 (b)、(c) 可以看出, 有效平均主应力和中主应力参数基本在预设值附近。

D-1 组试验的应变情况如图 14 所示, 从图 14 (a) 可以看出在主应力主轴旋转过程中, 径向和切向应变

将为正值, 而轴向应变将为负值, 在应力主轴旋转后期, 各方向应变变化幅值逐渐趋于稳定。

试样的体积应变可以通过两种方式计算, 一方面可通过试样体变管水量算得 (ε_{v1})

$$\varepsilon_{\text{v1}} = \frac{\Delta V}{V_c} , \quad (43)$$

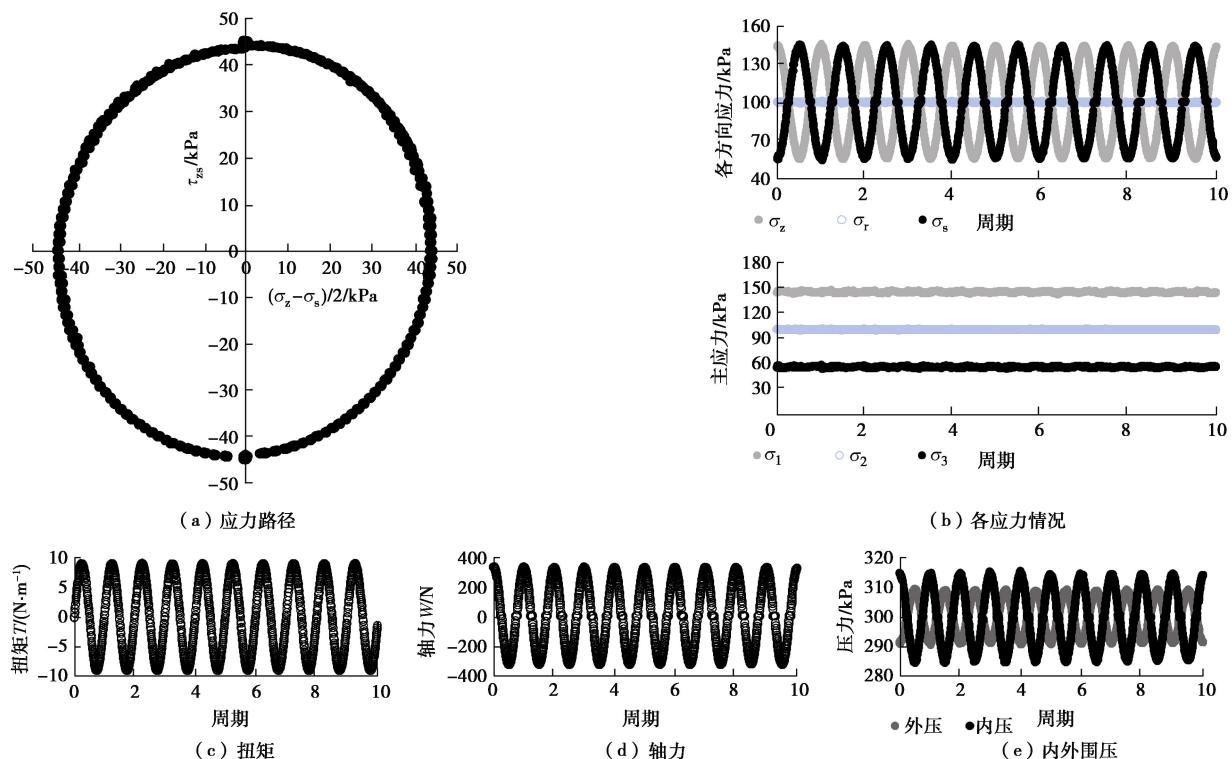


图 12 D-1 组试验各加载参数变化情况

Fig. 12 Variation of loading parameters in D-1 group tests

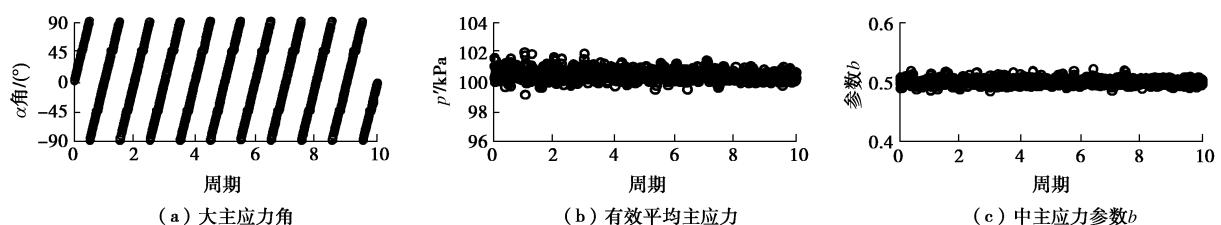


图 13 D-1 组试验各控制参数变化情况

Fig. 13 Variation of control parameters in D-1 group tests

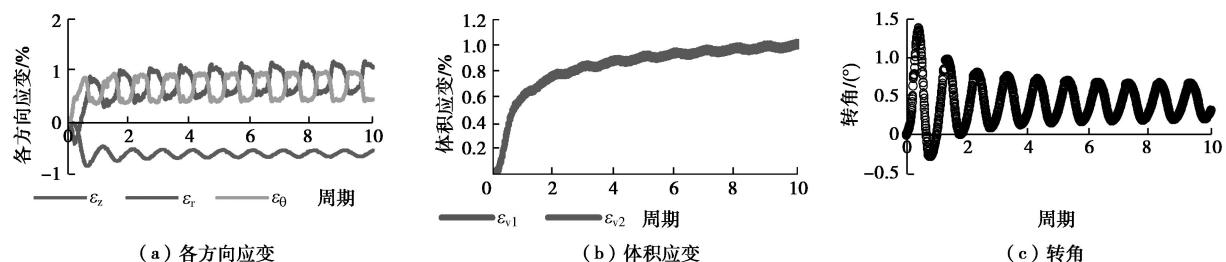


图 14 D-1 组试验各应变参数变化情况

Fig. 14 Variation of strain parameters in D-1 group tests

式中, ΔV 为试样体变管变化, V_c 为固结后试样体积; 另一方面可以通过 3 个方向应变累加算得 (ε_{v2})

$$\varepsilon_{v2} = \varepsilon_z + \varepsilon_\theta + \varepsilon_r \quad . \quad (44)$$

从图 14 (b) 中可以看出 ε_{v1} 经过多次循环周期后, 稳定在 1% 附近, 并且 ε_{v2} 同样稳定在 1% 附近, 可以进一步验证在应变计算上的准确性; 图 14 (c) 可以看出在应力主轴旋转后期, 转角变化变得逐渐稳定。

以上应力和应变指标充分说明了仪器在加载上具备了四向控制能力。

5 结 论

既有的空心圆柱扭剪仪无法进行复杂应力路径试验, 若购买新仪器, 则造成了现有资源的浪费; 并且商业仪器控制程序都封闭的, 缺乏自主性, 往往无法满足科研的新要求。本文对上海交通大学既有空心圆柱仪进行了相对于机械液压成本更低的气动式改造, 使之具备了四向控制的能力。

(1) 针对原有仪器仅有扭矩可以实现动态控制的限制, 通过自主研发, 构建了 SJTU-HCA 的软硬件框架, 使之具备了轴力、扭矩和内外围压都可独立控制的四向控制能力。每路加载都能实现实意波形的输入, 而且扩展了既有控制器的最小加载频率范围。这些经验可为今后研发土工仪器设备提供参考。

(2) 基于空心圆柱试验应力应变的基本公式, 对主轴固定单调剪切和纯应力主轴循环旋转问题进行了公式推导, 设计了自动反馈调节算法: 通过预设扭矩的加载波形, 根据程序内置公式计算出与扭矩相匹配的轴力和内外围压, 通过三套自行研发的气压自动反馈调节系统施加载荷。该自动反馈调节算法简单可行, 具有良好的扩展性。

(3) 初步进行了砂土的主轴固定单调剪切试验和纯应力主轴循环旋转试验的试验, 验证了改造后的仪器具备复杂应力路径下的加载能力。今后只需在控制程序中增加其他公式, 仪器就可以实施任意与公式相匹配的应力路径。因此现有控制程序和软硬件框架可为今后仪器实施其他应力路径提供基础。

参 考 文 献:

- [1] HIGHT D W, GEN S A, SYMES M J. The development of a new hollow cylinder investigating the effects of principal rotation in soils[J]. *Géotechnique*, 1983, **33**(4): 355 – 383.
- [2] ISHIHARA K, TOWHATA I. Sand response to cyclic rotation of principal stress directions as induced by wave loads[J]. *Soils & Foundations*, 1983, **23**(4): 11 – 26.
- [3] MACKY T A, SAADA A S. Dynamics of anisotropic clays under large strains[J]. *Journal of Geotechnical Engineering*, 1984, **110**(4): 487 – 504.
- [4] 姚仰平, 谢定义. 振动拉压扭剪三轴仪及其试验研究[J]. 西安建筑科技大学学报(自然科学版), 1996, **28**(2): 129 – 133. (YAO Yang-ping, XIE Ding-yi. Extension-compression and torsion vibrating triaxial apparatus and experimental investigation[J]. *Journal of Xi'an University of Architecture & Technology*, 1996, **28**(2): 129 – 133. (in Chinese))
- [5] 沈瑞福, 王洪瑾, 周景星. 动主应力轴连续旋转下砂土的动强度[J]. *水利学报*, 1996(1): 27 – 33. (SHEN Rui-fu, WANG Hong-jin, ZHOU Jing-xing. Dynamic strength of sand under cyclic rotation of principal stress directions[J]. *Journal of Hydraulic Engineering*, 1996(1): 27 – 33. (in Chinese))
- [6] 郭 莹. 复杂应力条件下饱和松砂的不排水动力特性试验研究 [D]. 大连: 大连理工大学, 2003. (GUO Ying. Experimental studies on undrained cyclic behavior of loose sands under complex stress conditions considering static and cyclic coupling effect[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2003. (in Chinese))
- [7] 沈 扬, 周 建, 张金良, 等. 新型空心圆柱仪的研制与应用[J]. *浙江大学学报(工学版)*, 2007, **41**(9): 1450 – 1456. (SHEN Yang, ZHOU Jian, ZHANG Jin-liang, et al. Development and application of novel hollow cylinder apparatus[J]. *Journal of Zhejiang University (Engineering Science)*, 2007, **41**(9): 1450 – 1456. (in Chinese))
- [8] 童朝霞. 应力主轴循环旋转条件下砂土的变形规律与本构模型研究[D]. 北京: 清华大学, 2008. (TONG Zhao-xia. Research on deformation behavior and constitutive model of sands under cyclic rotation of principal stress axes[D]. Beijing: Tsinghua University, 2008. (in Chinese))
- [9] 周正龙, 陈国兴, 吴 琦. 四向振动空心圆柱扭剪仪模拟主应力轴旋转应力路径能力分析[J]. *岩土力学*, 2016, **37**(增刊 1): 126 – 132. (ZHOU Zheng-long, CHEN Guo-xing, WU Qi. Analysis of capabilities of stress paths of HCA to simulate principal stress rotation under four-direction dynamic loads[J]. *Rock and Soil Mechanics*, 2016, **37**(S1): 126 – 132. (in Chinese))
- [10] YE G L, SHENG J R, YE B, et al. Automated true triaxial apparatus and its application to over-consolidated clay[J]. *Geotechnical Testing Journal*, 2012, **35**(4): 517 – 528.
- [11] 陈超斌, 武朝军, 叶冠林, 等. 小应变三轴试验方法及其在上海软土的初步应用[J]. *岩土工程学报*, 2015, **37**(增刊)

- 2): 37 - 40. (CHEN Chao-bin, WU Chao-jun, YE Guan-lin, et al. Small-strain triaxial test method and its preliminary application in shanghai soft clay[J]. Chinese Journal of Geotechnical Engineering, 2015, 37(S2): 37 - 40. (in Chinese))
- [12] 潘 华, 陈国兴. 动态围压下空心圆柱扭剪仪模拟主应力轴旋转应力路径能力分析[J]. 岩土力学, 2011, 32(6): 1701 - 1706. (PAN Hua, CHEN Guo-xing. Analysis of capabilities of HCA to simulate stress paths for principal stress rotation under dynamic confining pressure[J]. Rock and Soil Mechanics, 2011, 32(6): 1701 - 1712. (in Chinese))
- [13] 王 鑫, 沈 扬, 陶明安. 空心圆柱仪模拟波浪荷载下主应力轴旋转应力路径能力探讨[J]. 水利水电技术, 2015, 46(10): 124 - 129. (WANG Xin, SHEN Yang, TAO Ming-an. Study on ability of hollow cylinder apparatus (HCA) to simulate stress path of principal stress axes rotation under wave load[J]. Water Resources and Hydropower Engineering, 2015, 46(10): 124 - 129. (in Chinese))
- [14] CAI Y. An experimental study of non-coaxial soil behaviour using hollow cylinder testing[D]. Nottingham: The University of Nottingham, 2010.
- [15] 管林波, 周 建, 张 勋, 等. 中主应力系数和主应力方向对原状黏土各向异性的影响研究[J]. 岩石力学与工程学报, 2010, 29(增刊 2): 3871 - 3877. (GUAN Lin-bo, ZHOU Jian, ZHANG Xun, et al. Study of influence of parameters of intermediate principal stress and principal stress direction on anisotropy of intact clay[J]. Chinese Journal of Rock Mechanics and Engineering, 2010, 29(S2): 3871 - 3877. (in Chinese))
- [16] 于艺林, 张建民, 童朝霞, 等. 定轴排水剪切试验中各向异性砂土的力学响应[J]. 岩土力学, 2011, 32(6): 1637 - 1642. (YU Yi-lin, ZHANG Jian-min, TONG Zhao-xia, et al. Behavior of anisotropic mica sand under fixed principal stress axes drained shear test[J]. Rock and Soil Mechanics, 2011, 32(6): 1637 - 1642. (in Chinese))
- [17] 蔡燕燕, 俞 璟, 余海岁, 等. 考虑主应力轴旋转的砂土变形特性试验研究[J]. 岩石力学与工程学报, 2013, 32(2): 417 - 424. (CAI Yan-yan, YU Jin, YU Hai-sui, et al. Experimental study of deformation behavior of sand under rotation of principal stress axes[J]. Chinese Journal of Rock Mechanics and Engineering, 2013, 32(2): 417 - 424. (in Chinese))
- [18] 柳艳华, 谢永利. 主应力轴旋转下中主应力系数对软黏土性状的影响[J]. 交通运输工程学报, 2015, 15(3): 27 - 33. (LIU Yan-hua, XIE Yong-li. Influence of intermediate principal stress coefficient on character of soft clay under rotation of principal stress axes[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2015, 15(3): 27 - 33. (in Chinese))
- [19] 钱建固, 杜子博. 纯应力主轴循环旋转下饱和软黏土的循环弱化及非共轴性[J]. 岩土工程学报, 2016, 38(8): 1 - 11. (QIAN Jian-gu, DU Zi-bo. Cyclic degradation and non-coaxiality of saturated soft clay subjected to pure rotation of principal stress axis[J]. Chinese Journal of Geotechnical Engineering, 2016, 38(8): 1 - 11. (in Chinese))