

**ТОЧНІСТЬ РЕГУЛЮВАННЯ ГІДРОПРИВОДУ СТАБІЛОМЕТРА  
З КОРЕКТУВАЛЬНИМ ПРИСТРОЄМ**

Г. С. Ратушняк, О. Б. Волошин

*Розроблено математичну модель гідроприводу стабілометра з коректувальним пристроєм, одержано аналітичні залежності для визначення точності керування гідроприводом установки тривісного навантаження, визначено робочі параметри гідроприводу, регулюванням яких досягається потрібна точність.*

*Разработана математическая модель гидропривода стабилометра с корректирующим устройством, получены аналитические зависимости для определения точности управления гидроприводом установки трехосного нагружения, определены рабочие параметры гидропривода, регулированием которых достигается необходимая точность.*

*The mathematical model of the hydraulic drive of the triaxial test apparatus with a corrective device is developed, analytical dependences are got for determination of exactness of management of the hydraulic drive of setting of the triaxial loading, the operating parameters of the hydraulic drive, adjusting of which is achieve necessary exactness, are certain.*

**Вступ**

Для визначення комплексу статичних і динамічних характеристик механічних властивостей ґрунтів при імітації умов складного навантаження зразка ґрунту використовуються стабілометри (установки тривісного навантаження) [1, 2]. Найбільш перспективними є установки із гідроприводом, в яких встановлені коректувальні пристрої [3-6]. Для достовірного дослідження напружено-деформованого стану зразка ґрунту, який випробовується, необхідні знання динаміки робочого процесу його навантаження виконавчими органами гідроприводу стабілометра. Створення необхідних навантажень, одержання достовірних експериментальних даних у процесі динамічних випробувань зразків потребує визначення найважливішого показника якості системи керування установки – точності регулювання гідроприводу стабілометра.

**Постановка задачі**

Задачами дослідження є розроблення математичної моделі гідроприводу стабілометра з метою одержання аналітичних залежностей для визначення точності керування гідроприводом установки тривісного навантаження і визначення робочих параметрів гідроприводу, регулюванням яких досягається потрібна точність.

**Результати дослідження**

Авторами в роботах [7, 8] запропоновані математичні моделі гідроприводу стабілометра, конструкція якого відповідає патенту [3]. Більш досконалою є конструкція, яка відповідає патенту [5]. Розглянемо динаміку гідроприводу стабілометра з коректувальним зворотним зв'язком за тиском для одноосового навантаження зразка ґрунту. Принципова схема окремого гідроприводу динамічного навантаження наводиться на рис. 1.

Стабілометр містить робочу камеру, в якій знаходяться п'ять підпружинених рухомих штампів 1, три подвійних гідроциліндри 2, кожний з яких містить гідроциліндри статичного і динамічного навантаження, які під'єднанні відповідно до гідроприводів статичного і динамічного навантаження. Гідропривод динамічного навантаження містить: електрогідролінійний підсилювач, який складається з основного каскаду 3 із золотником 4 та керівного каскаду 5 з дросельним елементом сопло-голка 6; коректувальний пристрій 7, який містить мембранний гідроциліндр 8 і регулювальний дросель 9; дросель 10; електромеханічний пристрій 11; узгоджувальний електронний блок керування 12. Гідропривод статичного навантаження (не показано) містить: гідророзподільник із електронним керуванням, який дозволяє змінювати тиск в підпоршневій

порожнині гідроциліндра статичного навантаження відповідно електронному керувальному сигналу; гідропневмоакумулятор; допоміжні гідророзподільники.

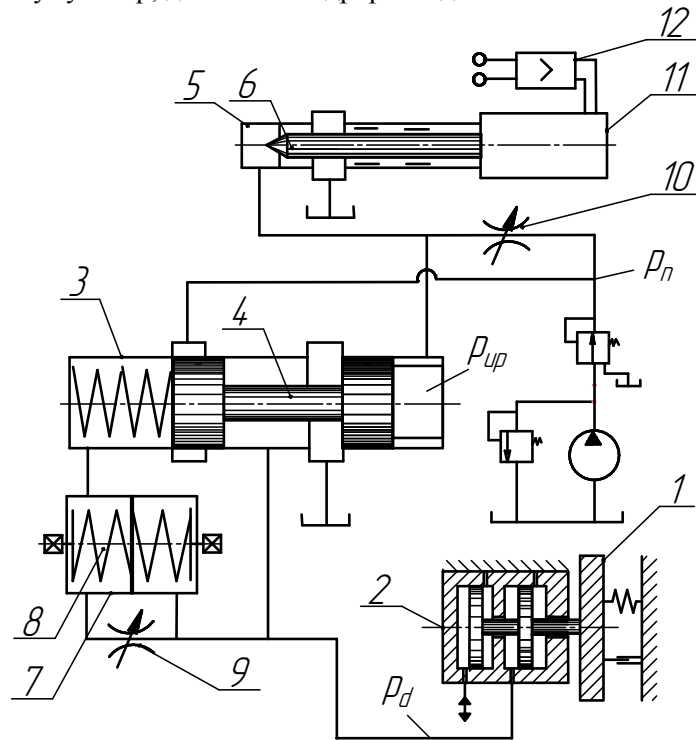


Рис. 1. Принципова схема гідроприводу стабілометра

При створенні математичної моделі гідроприводу стабілометра, на відміну від моделей, розроблених в роботах [7, 8], врахуємо власний опір сопла, який не регулюється, а також динаміку гідроприводу статичного навантаження зразка. Приймаємо такі припущення: хвильові процеси в трубопроводах відсутні; тиск, температура та в'язкість робочої рідини гідроприводу постійні; рухомі елементи та робоча камера абсолютно жорсткі; зразок ґрунту при циклічному навантаженні приймаємо в'язко пружним лінійно деформівним тілом [9]; тертям ґрунту по штампам та тангенційними напруженнями в зразку нехтуємо. Електронний зворотний зв'язок між датчиками та узгоджувальним електронним блоком керування в даній роботі не розглядається.

Електрогідравлічний підсилювач подамо у вигляді гідравлічного моста (рис. 2).

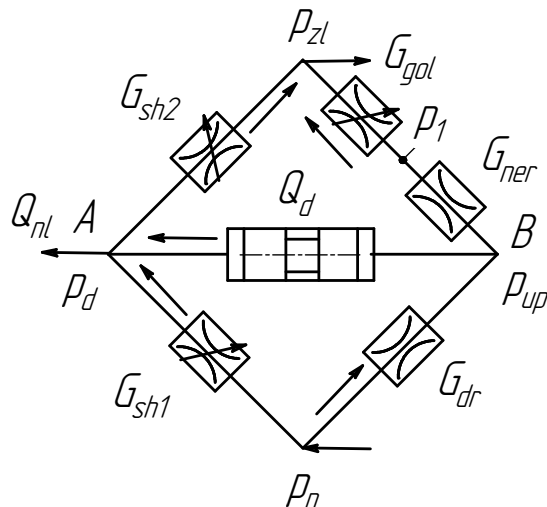


Рис. 2. Схема електрогідравлічного підсилювача стабілометра

Рівняння витрат через точку А гідравлічного моста (проточну камеру основного каскаду електрогідравлічного підсилювача) наведемо у вигляді

$$Q_d + Q_{sh1} - Q_{sh2} - Q_{nl} = 0, \quad (1)$$

де  $Q_d = F_{zol} \frac{dx_{zol}}{dt}$  – витрата в діагоналі гідравлічного моста, який має площу торця  $F_{zol}$  і хід  $x_{zol}$ ;

$Q_{sh1} = G_{sh1}(1 + \bar{x}_{zol}) \cdot \sqrt{p_n - p_d}$  – витрата через напірну дроселювальну щілину основного каскаду електрогідравлічного підсилювача, яка має гідравлічну провідність  $G_{sh1}$ ;  $\bar{x}_{zol} = \frac{x_{zol}}{x_{zol0}}$  – відносний

хід золотника від початкового положення  $x_{zol0}$ , яке відповідає початковому робочому вікню напірної дроселювальної щілини;  $Q_{sh2} = G_{sh2}(k - \bar{x}_{zol}) \cdot \sqrt{p_d - p_{zl}}$  – витрата через зливну дроселювальну щілину основного каскаду електрогідравлічного підсилювача, яка має гідравлічну провідність  $G_{sh2}$ ;  $p_n$ ,  $p_d$ ,  $p_{zl}$  – відповідно поточний тиск в напірній гідромагістралі гідроприводу динамічного навантаження, підпоршневій порожнині гідроциліндра динамічного навантаження та тиск зливу;  $k = \frac{G_{sh20}}{G_{sh10}} = \frac{y_{zol0}}{x_{zol0}} = \frac{\bar{x}_{zol}}{\bar{y}_{zol}}$  – коефіцієнт співвідношення провідності

через дроселювальні щілини у початковому положенні золотника;  $\bar{y}_{zol}$  – відносне відкриття робочого вікня зливної дроселювальної щілини від початкового відкриття  $y_{zol0}$ ;  $Q_{nl} = Q_{ts} + Q_{ss}$  – витрата робочої рідини, яка поступає у напірну гідролінію гідроциліндра динамічного навантаження;  $Q_{ts} = F_d \frac{dy_{ts}}{dt}$  – витрата у підпоршневу порожнину гідроциліндра динамічного навантаження, який має площу поршня  $F_d$  і хід штоку  $y_{ts}$ ;  $Q_{ss} = k_{sts1} \frac{dp_d}{dt}$  – витрата на стиснення робочої рідини гідросистеми;  $k_{sts1}$  – коефіцієнт стиснення робочої рідини у гідросистемі гідроциліндра динамічного навантаження.

Після лінеаризації витратно-перепадних складових і відповідних перетворень рівняння витрат (1) наведемо у малих відхиленнях змінних  $y_{ts}^*$ ,  $p_d^*$ ,  $x_{zol}^*$  від рівноважного стану з параметрами  $p_{d0}$ ,  $x_{zol0}$ ,  $t_0$ ,  $y_{ts0}$

$$F_d \frac{dy_{ts}^*}{dt} + k_{sts1} \frac{dp_d^*}{dt} + f_{s1} \cdot p_d^* = k_{Qx} \cdot x_{zol}^* + F_{zol} \frac{dx_{zol}^*}{dt}, \quad (2)$$

де  $f_{s1} = k_{Q1p} + k_{Q2p}$  – фактор стійкості основного каскаду електрогідравлічного підсилювача [10];

$k_{Q1p} = \frac{G_{sh10}}{2k\sqrt{p_{d0} - p_{zl}}}$ ,  $k_{Q2p} = \frac{k \cdot G_{sh10}}{2\sqrt{p_{d0} - p_{zl}}}$  – коефіцієнти ковзання навантажувальної

характеристики відповідно напірної та зливної дроселювальної щілини золотника;  $k_{sts1}$  – коефіцієнт стиснення робочої рідини в порожнині гідроциліндра динамічного навантаження та з'єднувальних трубопроводах;  $k_{Qx} = \frac{(k-1) \cdot G_{sh10} \sqrt{p_{d0} - p_{zl}}}{x_{zol0}}$  – сумарний коефіцієнт підсилення

за витратою основного каскаду електрогідравлічного підсилювача.

Рівняння потенційних сил, які діють на поршень подвійного гідроциліндра в малих відхиленнях змінних від рівноважного стану

$$M \frac{d^2 y_{ts}^*}{dt^2} = p_d^* \cdot F_d - (k_t + \alpha_T) \frac{dy_{ts}^*}{dt} - (c + k_n) \cdot y_{ts}^* + p_s^* \cdot F_s, \quad (3)$$

де  $M$  – приведена маса рухомих елементів: поршнів зі штоками та штампів зі приєднаною масою ґрунту;  $p_s$  – тиск в підпоршневій порожнині гідроциліндра статичного навантаження;  $F_s$  – площа поршня гідроциліндра статичного навантаження;  $\alpha_T$  – сумарний коефіцієнт в'язкого тертя, який складається з коефіцієнта в'язкого тертя в рухомих з'єднаннях гідроциліндрів, робочої камери та коефіцієнта демпфірування зразка ґрунту;  $k_t$  – еквівалентний коефіцієнт в'язкого тертя в рухомих з'єднаннях робочої камери та гідроциліндрів [7];  $c$  – початкова деформація та сумарна жорсткість пружин упорів штампів по відповідній осі навантаження;  $k_n$  – коефіцієнт пружної реакції зразка ґрунту по відповідній осі навантаження [7, 8].

Рівняння витрат для підпоршневої порожнини гідроциліндра статичного навантаження у малих відхиленнях змінних від рівноважного стану

$$k_{sts2} \frac{dp_s^*}{dt} + F_s \frac{dy_{ts}^*}{dt} = -k_{Qpst} \cdot p_s^*, \quad (4)$$

де  $k_{sts2}$  – коефіцієнт стиснення робочої рідини в порожнині гідроциліндра статичного навантаження та з'єднувальних трубопроводах;  $k_{Qpst} = \frac{G_{st0}}{2\sqrt{p_{nst} - p_{s0}}}$  – коефіцієнт ковзання навантажувальної характеристики гідророзподільника статичного навантаження, який має гідравлічну провідність  $G_{st0}$ ;  $p_{nst}$  – тиск робочої рідини у напірній магістралі статичного навантаження.

Застосувавши до рівнянь (2) – (4) перетворення за Лапласом, одержимо систему рівнянь у операторному вигляді

$$M \cdot s^2 \cdot Y_{ts}(s) = P_d(s) \cdot F_d - (k_t + \alpha_T - c - k_n) \cdot s \cdot Y_{ts}(s) + P_s \cdot F_s, \quad (5)$$

$$F_d \cdot s \cdot Y_{ts}(s) + (k_{sts1} \cdot s + f_{s1}) \cdot P_d(s) = (F_{zol} \cdot s + k_{Qx}) \cdot X_{zol}(s), \quad (6)$$

$$F_s \cdot s \cdot Y_{ts}(s) = -(k_{sts2} \cdot s + k_{Qpst}) \cdot P_s(s). \quad (7)$$

Із системи рівнянь (5) – (7) знайдемо залежність  $P_d(s)$  від  $X_{zol}(s)$ :

$$P_d(s) \cdot \left[ \frac{F_d^2 \cdot s}{A(s)} + f_{s1} \cdot (T_g \cdot s + 1) \right] = X_{zol}(s) \cdot k_{Qx} \cdot (T_{zol} \cdot s + 1), \quad (8)$$

де

$$A(s) = M \cdot s^2 + (k_t + \alpha_T) \cdot s + c + k_n + \frac{c_{tss} \cdot s}{T_{gs} \cdot s + 1}, \quad (9)$$

де  $T_g = \frac{k_{sts1}}{f_{s1}}$ ,  $T_{gs} = \frac{k_{sts2}}{k_{Qpst}}$  – гідравлічні сталі часу відповідно гідроприводів динамічного і статичного навантаження, які враховують стисливість рідини в гідросистемі;

$$T_{zol} = \frac{F_{zol}}{k_{Qx}} \text{ – стала часу золотника;}$$

$c_{iss} = \frac{F_s^2}{k_{sts2}}$  – коефіцієнт жорсткості «гідравлічної пружини» гідроциліндра статичного навантаження.

Припустимо, що жорсткість зразка ґрунту, який випробовується, набагато менша, ніж жорсткість гідроприводу стабілометра, тоді вираз  $A(s)$  подамо у вигляді

$$A(s) = \frac{(c + k_n) \cdot [(T_m^2 \cdot s^2 + 2\zeta \cdot T_m + 1) \cdot (T_{gs} \cdot s + 1) + c_{iss} \cdot s]}{T_{gs} \cdot s + 1}, \quad (10)$$

де  $T_m = \sqrt{\frac{M}{c + k_n}}$  – механічна стала часу гідроприводу, яка враховує інерційність навантаження на шток подвійного гідроциліндра;

$\zeta = \frac{k_t + \alpha_T}{2\sqrt{M(c + k_n)}}$  – коефіцієнт відносного демпфірування гідроприводу.

Розглянемо динаміку керівного каскаду електрогідравлічного підсилювача.

Рівняння витрат через точку В (рис. 2) запишемо без урахування стисливості робочої рідини за припущення малих об'ємів порожнин та каналів

$$Q_{dr} - Q_{gol} - Q_d = 0, \quad (11)$$

де  $Q_{dr} = G_{dr} \sqrt{p_n - p_{up}}$ ,  $Q_{gol} = G_{gol} \sqrt{p_1 - p_{zl}}$  – відповідно витрати робочої рідини через дросель і дросельну щілину дросельної пари сопло-голка;  $G_{dr}$ ,  $G_{gol}$  – відповідно гідравлічна провідність дроселя та дросельної пари сопло-голка;  $p_{up}$  – поточний тиск у керувальній порожнині основного каскаду 3, яка під'єднана до керівного каскаду 5 електрогідравлічного підсилювача.

Лінеаризуємо нелінійні складові рівняння (11) біля рівноважного стану з параметрами:  $p_{10}$ ,  $p_{up0}$ ,  $G_{gol0}$ ,  $t_0$  та ходом голки  $h_0$

$$Q_{dr}^* = -k_{Q_{pdr}} \cdot p_{up}^*, \quad (12)$$

$$Q_{gol}^* = k_{Q_{pgl}} \cdot p_{up}^* - k_{Q_{hgl}} \cdot h^*, \quad (13)$$

де  $k_{Q_{pdr}} = \frac{G_{dr}}{2\sqrt{p_n - p_{up0}}}$ ,  $k_{Q_{pgl}} = \frac{G_{gol0}}{2\sqrt{p_{10} - p_{zl}} \cdot (1 + \beta^2)}$  – коефіцієнти ковзання навантажувальної

характеристики відповідно дроселя і керівного каскаду;  $k_{Q_{hgl}} = \frac{G_{gol0} \cdot \sqrt{p_{10} - p_{zl}}}{h_0}$  – коефіцієнт

підсилення за витратою керівного каскаду;  $\beta = \frac{G_{gol0}}{G_{ner}}$  – коефіцієнт співвідношення провідності дросельної пари сопло-голка і дроселя, який не регулюється, у початковому положенні голки  $h_0$ .

Внаслідок дістанемо лінеаризоване рівняння витрат у малих відхиленнях змінних від рівноважного стану

$$-p_{up}^* \cdot f_{s2} + k_{Q_{hgl}} \cdot h^* - F_{zol} \frac{dx_{zol}^*}{dt} = 0, \quad (14)$$

де  $f_{s2} = k_{Q_{pdr}} + k_{Q_{pgl}}$  – фактор стійкості керівного каскаду електрогідравлічного підсилювача [10].

З формули (14) визначимо  $P_{up}^*$  та застосувавши до нього при нульових початкових умовах перетворення Лапласа, одержимо

$$P_{up}(s) = \frac{k_{Qhgl} \cdot H(s) - F_{zol} \cdot s \cdot X_{zol}(s)}{f_{s2}} \quad (15)$$

Вираз (15) підставимо в рівняння, яке одержане в роботі [7]

$$X_{zol}(s) = (P_{up}(s) - P_d(s)) \frac{k_1 \cdot (T_1 s + 1)}{T_2 s + 1}, \quad (16)$$

де  $k_1$  – коефіцієнт;  $T_1, T_2$  – сталі часу, які характеризують роботу коректувального пристрою.

Одержане рівняння підставимо в рівняння (8). Внаслідок отримаємо залежність  $P_d(s)$  від  $H(s)$

$$\begin{aligned} P_d(s) \cdot \left[ \frac{F_d^2 \cdot s}{A(s)} + f_{s1} \cdot (T_g \cdot s + 1) + \frac{k_1 \cdot (T_1 \cdot s + 1) \cdot k_{Qx} \cdot (T_{zol} \cdot s + 1)}{f_{s2} \cdot (T_2 \cdot s + 1) + F_{zol} \cdot k_1 \cdot s \cdot (T_1 \cdot s + 1)} \cdot f_{s2} \right] = \\ = H(s) \cdot \frac{k_1 \cdot (T_1 \cdot s + 1) \cdot k_{Qx} \cdot (T_{zol} \cdot s + 1)}{f_{s2} \cdot (T_2 \cdot s + 1) + F_{zol} \cdot k_1 \cdot s \cdot (T_1 \cdot s + 1)} \cdot k_{Qhgl}. \end{aligned} \quad (17)$$

Звідки передавальну функцію між регулювальною величиною тиску  $p_d^*$  і задавальною дією ходу голки керівного каскаду електрогідравлічного підсилювача  $h^*$  наведемо у вигляді

$$W_{PdH}(s) = \frac{P_d(s)}{H(s)} = \frac{W_1(s) \cdot W_2(s)}{1 + W_{zv}(s) \cdot W_2(s)}, \quad (18)$$

де

$$W_1(s) = k_{Qhgl}, \quad (19)$$

$$W_2(s) = \frac{k_{Qx} \cdot k_1 \cdot (T_1 \cdot s + 1) \cdot (T_{zol} \cdot s + 1) \cdot A(s)}{[f_{s2} \cdot (T_2 \cdot s + 1) + F_{zol} \cdot k_1 \cdot s \cdot (T_1 \cdot s + 1)] \cdot [f_{s1} \cdot (T_g \cdot s + 1) \cdot A(s) + F_d^2 \cdot s]}, \quad (20)$$

$$W_{zv}(s) = f_{s2}. \quad (21)$$

Знайдемо передавальну функцію замкнутого кола

$$\begin{aligned} \Phi_{PdH}(s) &= \frac{W_2(s)}{1 + W_{zv}(s) \cdot W_2(s)} = \\ &= \frac{k_{Qx} \cdot k_1 \cdot (c + k_n) \cdot [(T_m^2 \cdot s^2 + 2\zeta \cdot T_m \cdot s + 1) \cdot (T_{gs} \cdot s + 1) + c_{tss} \cdot s] \cdot (T_1 \cdot s + 1) \cdot (T_{zol} \cdot s + 1)}{[F_{zol} \cdot k_1 \cdot s \cdot (T_1 \cdot s + 1) + (T_2 \cdot s + 1) \cdot f_{s2}] \cdot (T_{gs} \cdot s + 1) \cdot F_d^2 \cdot s + [f_{s1} \cdot (T_g \cdot s + 1) \times \\ &\rightarrow \dots \times (F_{zol} \cdot k_1 \cdot s \cdot (T_1 \cdot s + 1) + (T_2 \cdot s + 1) \cdot f_{s2}) + k_1 \cdot (T_1 \cdot s + 1) \cdot f_{s2} \cdot k_{Qx} \cdot (T_{zol} \cdot s + 1)] \times \\ &\rightarrow \dots \times (c + k_n) \cdot [(T_m^2 \cdot s^2 + 2\zeta \cdot T_m \cdot s + 1) \cdot (T_{gs} \cdot s + 1) + c_{tss} \cdot s]}. \end{aligned} \quad (22)$$

Визначимо умови отримання астатизму першого та другого порядку замкнутого кола гідроприводу. Відповідно [11], якщо замкнуту передавальну функцію (22) подати у вигляді

$$\Phi_{pdH}(s) = \frac{a_m s^m + a_{m-1} s^{m-1} + \dots + a_1 s + a_0}{b_n s^n + b_{n-1} s^{n-1} + \dots + b_1 s + b_0}, \quad m < n, \quad (23)$$

то за умови  $a_0 = b_0$  статична помилка обертається в нуль, а за додаткової умови  $a_1 = b_1$  усувається швидкісна помилка. Для виразу (22) умова отримання астатизму першого порядку має вигляд

$$k_1 \cdot k_{Qx} = f_{s1} \cdot f_{s2} + k_1 \cdot f_{s2} \cdot k_{Qx}. \quad (24)$$

Із урахуванням того, що коефіцієнт  $k_1 = \frac{F_{zol}}{c_{pr} + c_{gd}} \cdot k_{Qpm}$  [7], коефіцієнт передачі регулювального дроселя коректувального пристрою, а відповідно й співвідношення сталих часу  $T_1$ ,  $T_2$ , які характеризують роботу коректувального пристрою, визначається залежністю

$$k_{Qpm} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{f_{s2} \cdot (c_{pr} + c_{gd})}{F_{zol} \cdot k_{px} \cdot (1 - f_{s2})}, \quad (25)$$

де  $c_{pr}$  – жорсткість пружини основного каскаду;  $c_{gd}$  – коефіцієнт жорсткості "гідродинамічної пружини" основного каскаду [7];  $k_{px} = \frac{k_{Qx}}{f_{s1}}$  – коефіцієнт підсилення за тиском основного каскаду;

$T_1 = \frac{1}{k_{Qpm}} \cdot \left( \frac{F_{zol}^2}{c_{pr} + c_{gd}} + \frac{F_m^2}{c_m} \right)$  – стала часу [7];  $c_m$  – сумарна жорсткість пружин мембранного гідроциліндра коректувального пристрою;  $F_m$  – ефективна площа мембрани.

Стала часу  $T_2$  настраюється за допомогою зміни сумарної жорсткості  $c_m$  пружин мембранного гідроциліндра коректувального пристрою, жорсткості пружини основного каскаду  $c_{pr}$ , а  $T_1$  – додатково й за допомогою коефіцієнта передачі регулювального дроселя коректувального пристрою  $k_{Qpm}$ . Тобто, змінюючи динамічні властивості гідроприводу стабілометра за допомогою, наприклад, сталої часу  $T_2$ , можна наструювати астатизм першого порядку за рахунок зміни  $T_1$ . Із виразу (25) можна побачити, що астатизм першого порядку в замкнутому колі гідроприводу стабілометра не залежить від жорсткості зразка ґрунту, який випробовується, а також не залежить від параметрів гідроприводу статичного навантаження і визначається параметрами коректувального пристрою, торцевою площею золотника і ступенем його підтискання до упора основного каскаду, а також фактором стійкості керівного каскаду. Перевірка умови отримання астатизму другого порядку показує, що усунути швидкісну помилку в замкнутому колі гідроприводу за допомогою коректувального пристрою, виконаного в вигляді ізодрому, який й непризначений для цього, складно, оскільки астатизм другого порядку залежить від жорсткості зразка ґрунту та багатьох параметрів гідроприводу. Усунення даного недоліку можливе за рахунок коректувального пристрою, виконаного у вигляді подвійного ізодрому і електронного зворотного зв'язку, або електронного пропорційно-інтегрально-диференціального регулятора, які застосовані в конструкціях стабілометрів, запропонованих авторами [3-6].

Якщо припустити, що жорсткість зразка матеріалу, який випробується, порівнянна із жорсткістю гідроприводу установки, тоді вираз (10) подамо у іншому вигляді. Із урахуванням жорсткості «гідравлічної пружини» гідроциліндра динамічного навантаження  $c_{tsd} = \frac{F_d^2}{k_{sts1}}$ ,

жорсткості  $c_{op}$  опори, до якої кріпиться подвійний гідроциліндр, і приведеної жорсткості

гідроприводу динамічного навантаження  $c_{isp} = \frac{c_{op} \cdot c_{isd}}{c_{op} + c_{isd}}$  вираз (10) має вигляд

$$A(s) = \left[ T_{m1}^2 \cdot s^2 + 2\zeta_1 \cdot T_{m1} \cdot s + 1 + \frac{k_c \cdot s}{T_{gs} \cdot s + 1} \right] \cdot (c + k_n), \quad (26)$$

де  $k_c = \frac{c_{iss}}{c_{isp}}$  – коефіцієнт співвідношення жорсткостей «гідрравлічної пружини» гідроциліндра

статичного навантаження і приведеної жорсткості гідроприводу динамічного навантаження;

$T_{m1} = \sqrt{\frac{M}{c_{isp}}}$  – механічна стала часу гідроприводу;  $\zeta_1 = \frac{k_t + \alpha_T}{2\sqrt{M \cdot c_{isp}}}$  – коефіцієнт відносного

демпфірування гідроприводу. Тоді вираз (22) має вигляд

$$\begin{aligned} \Phi_{PdH1}(s) &= \frac{k_{Qx} \cdot k_1 \cdot (c + k_n) \cdot \left[ (T_{m1}^2 \cdot s^2 + 2\zeta_1 \cdot T_{m1} \cdot s + 1) \cdot (T_{gs} \cdot s + 1) + k_c \cdot s \right] \cdot (T_1 \cdot s + 1) \cdot (T_{zol} \cdot s + 1)}{\left[ F_{zol} \cdot k_1 \cdot s \cdot (T_1 \cdot s + 1) + (T_2 \cdot s + 1) \cdot f_{s2} \right] \cdot (T_{gs} \cdot s + 1) \cdot F_d^2 \cdot s + \left[ f_{s1} \cdot (T_g \cdot s + 1) \times \right.} \\ &\rightarrow \dots \left. \times (F_{zol} \cdot k_1 \cdot s \cdot (T_1 \cdot s + 1) + (T_2 \cdot s + 1) \cdot f_{s2}) + k_1 \cdot (T_1 \cdot s + 1) \cdot f_{s2} \cdot k_{Qx} \cdot (T_{zol} \cdot s + 1) \right] \times} \\ &\rightarrow \dots \left. \times (c + k_n) \cdot \left[ (T_{m1}^2 \cdot s^2 + 2\zeta_1 \cdot T_{m1} \cdot s + 1) \cdot (T_{gs} \cdot s + 1) + k_c \cdot s \right]} \end{aligned} \quad (27)$$

Вирази (22) і (27) аналогічні. Умови отримання астатизму першого порядку однакові.

Регульовальна величина  $p_d^*$  пов'язана із задавальною дією  $h^*$  співвідношенням

$$p_d^* = k_{Qhgl} \cdot \Phi_{PdH}(s) \cdot h^* \quad (28)$$

В усталеному режимі при відсутності статичної помилки замкнутого кола  $\Phi_{PdH}(0) = 1$  для усталеної регульовальної величини тиску  $p_{dcnt}$  при  $h^* = h_{cnst} = const$  маємо

$$p_{dcnt} = k_{Qhgl} \cdot h_{cnst} \quad (29)$$

Отже, в розімкнутій системі гідроприводу загальний коефіцієнт підсилення дорівнює коефіцієнту підсилення за витратою керівного каскаду  $k_{Qhgl}$ . В розімкнутій системі існує тільки одна ланка – пропорційна. Пропорційне регулювання характеризується високою швидкодією і простотою реалізації. Пропорційна ланка розімкнутої системи хоча і дає статичну помилку, але не залежить від характеристик зразків випробувальних матеріалів, які у різних зразків різні і можуть змінюватися в процесі навантаження, а також не залежить від параметрів гідроприводу статичного навантаження. Одержаний вираз загального коефіцієнта підсилення надає можливість ліквідувати статичну помилку способом, наприклад, масштабуванням за рахунок електронного зворотного зв'язку. Для усунення усіх статичних і швидкісних помилок в розімкнутій ділянці гідроприводу в даній конструкції стабілометра застосовані електронні зворотні зв'язки між датчиками тиску, датчиками переміщень рухомих елементів стабілометра, датчиками напружень, встановленими в штампах, і електромеханічними перетворювачами електрогідрравлічних підсилювачів через узгоджувальні електронні блоки керування.



**Висновки**

- Розроблено математичну модель гідроприводу стабілометра із коректувальним пристроєм, одержано аналітичні залежності для визначення точності керування гідроприводом установки тривісного навантаження, визначено робочі параметри гідроприводу, регулюванням яких досягається потрібна точність.
- Встановлено, що динамічну структуру розглянутого гідроприводу стабілометра з коректувальним пристроєм можна подати у вигляді послідовно з'єднаних замкнутого контуру і розімкнутого. Останній являє собою пропорційну ланку з коефіцієнтом підсилення, який дорівнює коефіцієнту підсилення за витратою керівного каскаду.
- Встановлено, що використання коректувального пристрою у вигляді гідромеханічного ізодому в зворотному зв'язку за динамічним тиском надає можливість як регулювати динамічні властивості гідроприводу, так й ліквідувати статичну помилку в замкнутому контурі гідроприводу. Визначено, що астатизм першого порядку в гідроприводі стабілометра з коректувальним пристроєм досягається незалежно від характеристик зразків ґрунтів, які випробуються, і параметрів гідроприводу статичного навантаження.
- Визначення точності керування гідроприводом стабілометра при тривісному навантаженні зразків при різних режимах і схемах випробувань є перспективним напрямком досліджень.

**Використана література**

1. Режим доступу: [http://www.игэран\\_лаборатория\\_анализа\\_геологического\\_риска.htm](http://www.игэран_лаборатория_анализа_геологического_риска.htm).
2. Режим доступу: [http://www.ооо\\_геотек\\_продукция\\_стабилометр.htm](http://www.ооо_геотек_продукция_стабилометр.htm).
3. Пат. 23911U Україна, МПК G 01 N 3 / 10, E 02 D 1 / 02. Прилад тривісного стиснення / Г. С. Ратушняк, О. Б. Волошин; заявник та патентовласник Вінницький національний технічний університет. – № u200701215; заявл. 05.02.07; опубл. 11.06.07, Бюл. №8.
4. Пат. 24609U Україна, МПК G 01 N 3 / 10, E 02 D 1 / 02. Стабілометр / Г. С. Ратушняк, О. Б. Волошин; заявник та патентовласник Вінницький національний технічний університет. – № u200701143; заявл. 05.02.07; опубл. 10.07.07, Бюл. №10.
5. Пат. 31167U Україна, МПК G 01 N 3 / 10, E 02 D 1 / 02. Стабілометр / Г. С. Ратушняк, О. Б. Волошин; заявник та патентовласник Вінницький національний технічний університет. – № u200714148; заявл. 17.12.07; опубл. 25.03.08, Бюл. №6.
6. Пат. 40952U Україна, МПК G 01 N 3 / 10, E 02 D 1 / 02. Стабілометр / Г. С. Ратушняк, О. Б. Волошин; заявник та патентовласник Вінницький національний технічний університет. – № u200814721; заявл. 22.12.08; опубл. 27.04.09, Бюл. №8.
7. Ратушняк Г. С. Гідропривод стабілометра з корекцією його динамічних властивостей / Г. С. Ратушняк, О. Б. Волошин // Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві. – Вінниця: УНІВЕРСУМ – Вінниця. – 2007. – № 4. – С. 98 – 109.
8. Ратушняк Г. С. Математична модель роботи гідроприводу стабілометра при циклічному об'ємному навантаженні зразка ґрунту / Г. С. Ратушняк, О. Б. Волошин // Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві. – Вінниця: УНІВЕРСУМ – Вінниця. – 2008. – № 5. – С. 85-95.
9. Иванов П. Л. Грунты и основания гидротехнических сооружений. Механика грунтов: [учеб. для гидротехн. спец. вузов] / П. Л. Иванов. [2-е изд., перераб. и доп.] – М.: Высш. шк., 1991. – 447 с.
10. Основы теории автоматического регулирования: [учебник для машиностроительных специальностей вузов] / В. И. Крутов, Ф. М. Данилов, П. К. Кузьмик [и др.]; под ред. В. И. Крутова. [2-е изд., перераб. и доп.] – М.: Машиностроение, 1984. – 368 с.
11. Бесекерский В. А. Теория систем автоматического управления / В. А. Бесекерский, Е. П. Попов. [4-е изд., перераб. и доп.] – СПб: Профессия, 2003. – 752 с.

**Ратушняк Георгій Сергійович** – к. т. н., професор, зав. кафедри теплогазопостачання, Вінницький національний технічний університет.

**Волошин Олександр Борисович** – старший викладач кафедри теплогазопостачання, Вінницький національний технічний університет.