



УДК 62-82

*А.Н. Скляревский, В.П. Егоршин*

**ПРИМЕНЕНИЕ ОДНОШТОКОВОГО ГИДРОЦИЛИНДРА  
В ГИДРАВЛИЧЕСКОМ СЛЕДЯЩЕМ ПРИВОДЕ  
ПРИ ОБЕСПЕЧЕНИИ СИММЕТРИЧНОСТИ  
ДИНАМИЧЕСКИХ И СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК**

*A.N. Sklyarevskiy, V.P. Egorshin*

**APPLICATION OF THE ONE-PISTON ROD HYDRAULIC CYLINDER  
IN A HYDRAULIC SERVO POWER DRIVE  
WITH ENSURING THE SYMMETRY  
OF DYNAMIC AND STATIC CHARACTERISTICS**

Рассмотрена конструктивная схема одноштокового гидравлического цилиндра, который позволяет получить симметричность скоростных и тяговых характеристик при реверсивной работе электрогидравлического следящего привода. Разработана нелинейная математическая модель такого привода. Проведены расчетные исследования динамических и статических характеристик при различных знаках входного сигнала. Выполнена оценка влияния ряда конструктивных факторов гидравлического привода на идентичность переходных процессов в нем и симметричность скоростных характеристик при реверсивной работе. Показано, что при определенном соотношении положительных перекрытий напорных и сливных дроссельных щелей золотника электрогидравлического усилителя мощности обеспечивается с приемлемой точностью идентичность динамических и скоростных характеристик гидравлического следящего привода.

ГИДРОЦИЛИНДР; СКОРОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ; ДИНАМИКА; МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ; СЛЕДЯЩИЙ ГИДПРИВОД.

The article examines the structural chart of hydraulic cylinder which enables to get symmetry of speed and pull characteristics during reversible work. The study offers a development of nonlinear mathematical model of electro-hydraulic servo power drive, containing this hydraulic cylinder in the structure. Calculation researches of dynamic and static characteristics are conducted at the different signs of entrance signal. The estimation of influence of row of design factors of hydraulic power drive is executed for the similarity of transients in it and the symmetry of speed characteristics during reversible work. The study shows that at a certain correlation of the positive ceilings of pressure and return choke cracks of slide-valve of electro-hydraulic power-amplifier, the identity of dynamic and speed characteristics of hydraulic servo power drive is provided with acceptable preciseness.

HYDRAULIC CYLINDER; SPEED CHARACTERISTICS; DYNAMIC; MATHEMATICAL MODEL; CALCULATION; SERVO POWER DRIVE.

В гидравлических следящих приводах различных машин и технологического оборудования для обеспечения симметричности скоростных и тяговых характеристик, а также идентичности динамических свойств при реверсивном режиме применяют в основном двухштоковые гидроцилиндры двухстороннего действия или дифференциальные одноштоковые

цилиндры с поддержанием постоянного давления в штоковой полости и управлением поршневой полостью [1]. В первом варианте меньше максимальное усилие на штоке и увеличены габариты в осевом направлении, во втором случае увеличиваются габариты в радиальном направлении. Необходимо отметить, что реализация гидравлического следящего привода на базе

дифференциального цилиндра при обеспечении симметрии скоростных и тяговых характеристик практически невозможна. Таким образом, разработка новых конструкций гидроцилиндров, обеспечивающих симметричность характеристик при минимизации габаритов, и реализация их в составе следящего привода остается актуальной задачей.

### Методика и основные результаты исследований

Одним из вариантов может быть гидроцилиндр [2], схема которого приведена на рис. 1 в составе простейшего типового следящего гидропривода [3].

Гидроцилиндр содержит основной поршень 13 со штоком 6, дополнительный неподвижный поршень 14 со штоком 7, жестко соединенным с корпусом 3, плунжер 8 с центрирующими пружинами 15. Рабочие полости 5 и 11 являются основными, 9 и 10 — вспомогательными. Полость 10 соединена со сливом посредством канала 12. Плунжер 8 в зависимости от знака перепада давлений  $\Delta P = P_2 - P_1$  соединяет полость 9 с соответствующей управляемой полостью (с полостью 11 при  $P_1 > P_2$ ; с полостью 5 при  $P_2 > P_1$ ).

Геометрические размеры гидроцилиндра выдержаны по условию

$$A_3 = 0,5(A_1 + A_2),$$

где  $A_i = \frac{\pi d_i^2}{4}$ ,  $d_i$  — диаметр соответствующего элемента.

При данных соотношениях соблюдается равенство эффективных площадей при движении поршня гидроцилиндра в разные стороны:

$$A_{эф1} = A_{эф2} = A_{эф} = A - A_3.$$

При пренебрежимо малых величинах давления в полости 10 (что реально обеспечивается в большинстве неследящих приводов ( $P_3 = P_c \approx 0$ )) и сил трения ( $F_{тр} \approx 0$ ) реализуется равенство скоростей поршня и развиваемых им усилий в разные стороны. Отметим, что, в отличие от дифференциального цилиндра, здесь не требуется поддерживать постоянное давление в штоковой полости и обеспечивается повышенная величина эффективной площади при заданных поперечных размерах.

В случаях применения данного цилиндра в следящем гидроприводе ситуация меняется, так как при произвольной скорости движения и действии обратной связи, влияющей на закрытие управляющего золотника, давление в сливной полости не равно нулю. Поскольку эффективные площади штоковой и безштоковой полостей гидроцилиндра при движении поршня в одну из сторон не равны между собой и их значения меняются в зависимости от направления движения, то имеет место несимметричность тяговой характеристики (зависимость тягового усилия от величины рассогласования при фиксированной скорости слежения) следящего привода. Соответственно возникает несимметричность наиболее важной скоростной

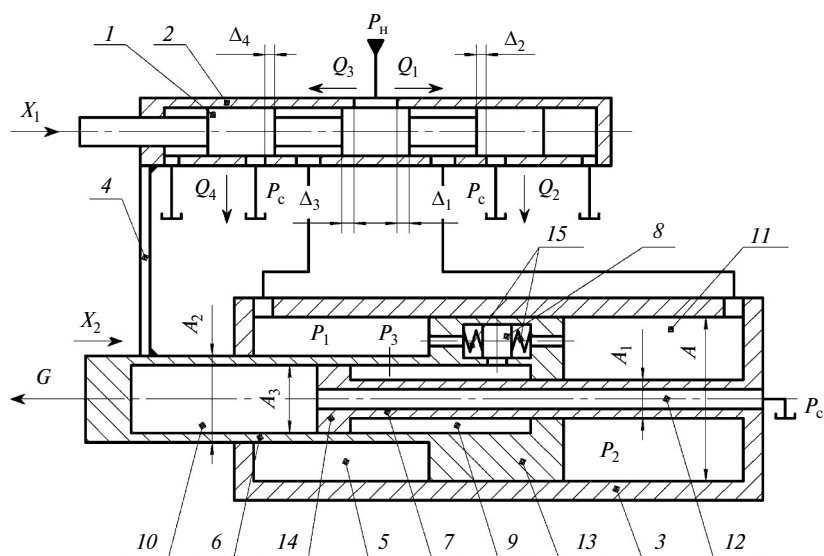


Рис. 1. Схема позиционного следящего привода:

1 — золотник; 2 — втулка обратной связи; 4 — обратная связь

характеристики (зависимости скорости поршня от величины рассогласования) гидропривода [4]. Предварительные исследования несимметричности скоростной характеристики на примере типового позиционного следящего привода (см. рис. 1) проведены при следующих допущениях: перекрытие щелей на золотнике — положительные, отсутствуют перетечки по радиальным зазорам; нагрузка, действующая на шток, постоянна, направлена навстречу движению и значительно превышает силы трения в уплотнениях. В этом случае скоростная характеристика привода определяется из очевидных равенств:

$$\sum Q_i = A_{\text{эф}i} \frac{dX_2}{dt};$$

$$P_1 A_{\text{эф}1} - P_2 A_{\text{эф}2} = G \operatorname{sign} \frac{dX_2}{dt};$$

где  $Q_i$  — расход жидкости через рабочую щель на золотнике;  $X_2$  — перемещение поршня  $b$ ;  $G$  — величина нагрузки на штоке; индекс « $i$ » определяет щели на золотнике и, соответственно, поступление жидкости в рабочие полости гидроцилиндра.

Результаты расчетных исследований при различных нагрузках и перекрытиях  $\Delta_i$  дроссельных окон на золотнике представлены в безразмерном виде на рис. 2. На этом же рисунке для сравнения показаны скоростные характеристики гидропривода с двухштоковым гидроцилиндром.

Здесь  $g = \frac{G}{P_6 A_6}$  — безразмерная нагрузка;

$P_6, A_6$  — базовые величины давления и площади;  $\frac{dx_2}{d\tau}$  — безразмерная скорость поршня

( $x_i = \frac{X_i}{X_6}$  — безразмерное перемещение);  $\tau = \frac{t}{t_6}$  —

безразмерные время;  $X_6, t_6$  — базовые значения перемещения и времени;  $X_i, t$  — размерные величины;

$\delta^* = \frac{(X_1 - X_2)}{X_6}$  — безразмерное рассогласование привода.

Анализ расчетных результатов (см. по рис. 2) показывает, что при одинаковых перекрытиях окон ( $\Delta_1 = \Delta_2 = \Delta_3 = \Delta_4 = \Delta$ ) имеет место существенная несимметричность характеристик привода в широком диапазоне нагрузок на штоке цилиндра. В случае, когда перекрытие окон питания на золотнике значительно больше перекрытий окон слива, несимметричность характеристик стано-

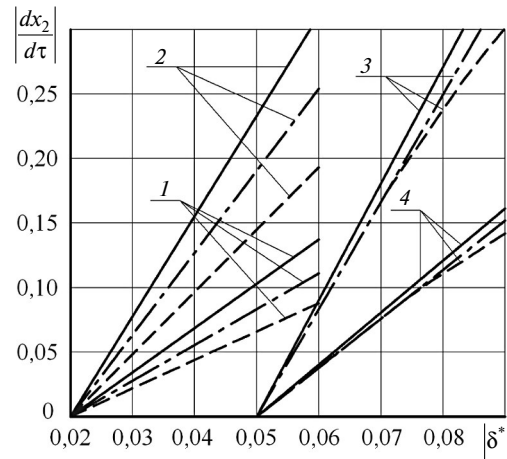


Рис. 2. Скоростные характеристики следящего гидропривода (— —  $\frac{dx_2}{d\tau} < 0$ ; - - - - -  $\frac{dx_2}{d\tau} > 0$ ; - · - · - · - двухштоковый гидроцилиндр); 1, 2 — при  $\Delta = 0,02 X_6 = \text{const}$ ; 3, 4 — при  $\Delta_1 = \Delta_3 = 0,05 X_6$ ;  $\Delta_2 = \Delta_4 = 0,02 X_6$ ; 1, 4 —  $g = 0,3$ ; 2, 3 — при  $g = 0,05$

вится пренебрежимо малой. В реальных следящих гидроприводах такое различие перекрытий часто используют для уменьшения утечек жидкости в нейтральном положении.

Для оценки применения рассматриваемого гидроцилиндра в составе реального следящего гидропривода с учетом переменности давления слива, перетечек рабочей жидкости по радиальным зазорам на управляющем золотнике и других факторов рассмотрим позиционный привод на рис. 3.

Привод включает в себя двухкаскадный электрогидравлический усилитель (ЭГУ) 1 с внутренней механической обратной связью [5], гидроцилиндр 2, электронный блок 3, электронный усилитель 4, усиливающий сигнал с датчика линейного перемещения 5. В блоке 3 происходит суммирование входного сигнала (напряжения)  $U_0$  с сигналом отрицательной обратной связи  $U_{oc}$ . Разность этих сигналов преобразуется в ток  $I$ , поступающий на вход ЭГУ. В качестве позиционной нагрузки на выходное звено данного электрогидравлического следящего привода (ЭГСП) служит пружина  $b$ .

Исследования динамических процессов в ЭГСП выполнены по разработанной нелинейной математической модели, которая включает следующие безразмерные уравнения:

1) уравнение токового сигнала

$$i = k_3 (u_0 - k_{oc} x_3); \quad |i| \leq i_m; \quad (1)$$

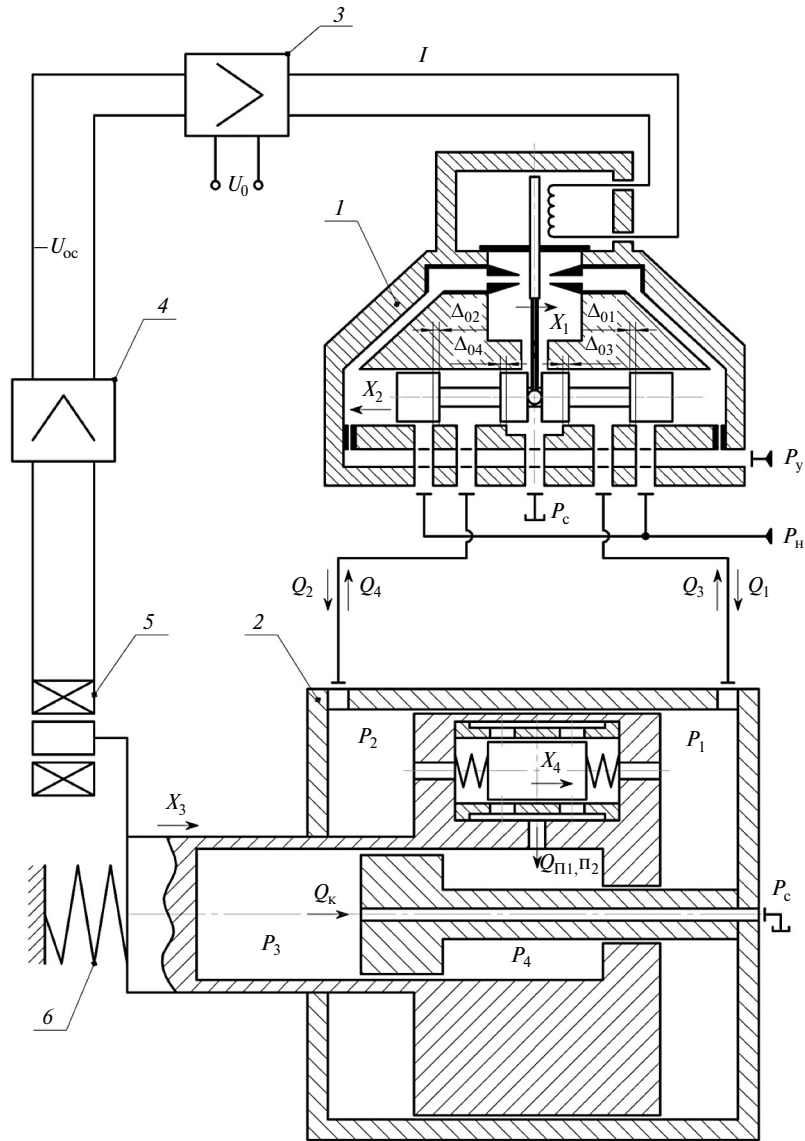


Рис. 3. Электрогидравлический следящий привод

2) уравнения движения заслонки  $x_1$  и золотника  $x_2$  ЭГУ (считая их безинерционными элементами при отсутствии трения и гидродинамических сил)

$$x_1 = k_i i - k_{12} x_2; \quad |x_1| \leq x_{0m} - \text{упор}; \quad (2)$$

$$\frac{dx_2}{d\tau} = k_g x_1; \quad |x_2| \leq x_{2m} - \text{упор}; \quad (3)$$

В уравнениях (1)–(3)  $u_0 = \frac{U}{U_6}$  — безразмерное входное напряжение;  $k_{oc} = \frac{K_{oc} X_{16}}{U_6}$  — безразмерный коэффициент обратной связи 4;

$i = \frac{I}{I_6}$  — безразмерный ток;  $I_6$  — базовое значение тока;  $x_2$  и  $\tau$  — безразмерное перемещение и время;  $K_{oc}$  — коэффициент передачи обратной связи;  $i_m$ ,  $x_0$ ,  $x_{2m}$  — максимальные безразмерные значения тока, перемещения заслонки и золотника;  $k_i = \frac{K_i I_6}{X_{16}}$ ;  $k_{12} = \frac{k_i i}{x_2}$ ;  $K_i = \frac{X_1}{I}$ ;  $k_g = \frac{K_g t_6 X_{16}}{A_p X_{26}}$

;  $k_g = \mu_0 \pi d_0 \sqrt{\frac{2 P_y}{\rho}} \frac{1}{2}$ ;  $A_p$  — площадь торца золотника;  $d_0$  — диаметр сопла;  $\mu_0$  — коэффициент расхода сопла;  $P_y$  — давление управления;  $\rho$  — плотность жидкости.

3) уравнение перемещения поршня 13 (см. рис. 1 и 3)

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 x_3}{d\tau^2} = \\ = -k_{13} \operatorname{sign} \frac{dx_3}{d\tau} + k_{431} p_2 - k_{432} p_4 - k_{434} p_3 - k_{433} p_1 - k_{53}; \\ -b_2 \leq x_3 \leq b_1; \end{aligned} \right\} (4)$$

4) уравнение перемещения плунжера 8 (см. рис. 1 и 3) (предполагаем остановку элемента на упоре и сход с него с нулевой начальной скоростью) [6]

$$\frac{d^2 x_4}{d\tau^2} = F_0 - k_c; \quad (5)$$

где  $F_0 = -k_{14} \frac{dx_4}{d\tau} + k_{44} (p_2 - p_1) - k_{43}$ ;

$$k_c = \begin{cases} k_{24} \operatorname{sign} \frac{dx_4}{d\tau} & \text{при } \frac{dx_4}{d\tau} \neq 0; \\ k_{24} \operatorname{sign} F_0 & \text{при } \frac{dx_4}{d\tau} = 0 \wedge k_{24} \leq |F_0|; \end{cases}$$

$$\frac{dx_4}{d\tau} = 0 \text{ при } x_4 = b_{1n} \vee x_4 = -b_{2n};$$

$$\frac{d^2 x_4}{d\tau^2} = 0 \text{ при } \begin{cases} \frac{dx_4}{d\tau} = 0 \wedge k_{24} \geq |F_0|; \\ x_4 = b_{1n} \wedge F_0 \geq 0; \\ x_4 = -b_{2n} \wedge F_0 \leq 0. \end{cases}$$

Причем в уравнениях (4) и (5) безразмерные коэффициенты определяются выражениями [6, 7]

$$k_{1i} = \frac{H_i^* t_6}{m_i}; \quad k_{2i} = \frac{F_{\text{пр}i} t_6^2}{m_i X_{i6}}; \quad k_{4i} = \frac{A_i P_6 t_6^2}{m_i X_{i6}};$$

$$k_{i3} = k_{i31} x_i; \quad k_{i31} = \frac{C_{\text{пр}i} t_6^2}{m_i};$$

$H_i^*$  — коэффициент вязкого демпфирования на элементе;  $m_i$  — масса элемента;  $A_i$  — эффективная площадь;  $C_{\text{пр}i}$  — жесткость пружины;  $p_i = \frac{P}{P_6}$  — безразмерное давление;  $P_6$  — базовое давление;  $b_i$  — ограничение перемещения элемента (упор.);

5) уравнения балансов расходов

$$\frac{dp_1}{d\tau} = \frac{k_{61}}{1 - k_{71} x_3} \times$$

$$\times \left( q_1 - q_3 + k_{81} \frac{dx_3}{d\tau} - q_{\text{п}1} + q_{\text{ут}2} + q_{\text{ут}4} \right); \quad (6)$$

$$\frac{dp_2}{d\tau} = \frac{k_{62}}{1 + k_{72} x_3} \left( q_2 - q_4 - k_{82} \frac{dx_3}{d\tau} - q_{\text{п}2} - q_{\text{ут}2} \right); \quad (7)$$

$$\frac{dp_3}{d\tau} = \frac{k_{63}}{1 - k_{73} x_3} \left( k_{83} \frac{dx_3}{d\tau} + q_{\text{ут}3} - q_k \right); \quad (8)$$

$$\frac{dp_4}{d\tau} = \frac{k_{64}}{1 + k_{74} x_3} \left( q_{\text{п}1} + q_{\text{п}2} - k_{84} \frac{dx_3}{d\tau} - q_{\text{ут}4} - q_{\text{ут}3} \right), \quad (9)$$

которые дополняются ограничением  $p_i \geq p_{\text{пар}}$ .

Здесь  $k_{6i} = \frac{Q_6 t_6 E_{\text{пр}}}{P_6 W_i}$ ;  $k_{7i} = \frac{X_{36} A_i}{W_i}$ ;  $k_{8i} = \frac{X_{36} A_i}{Q_6 t_6}$ ;

$q_i = \frac{Q_i}{Q_6}$  — безразмерный расход;  $Q_6$  — базовый расход;  $E_{\text{пр}}$  — приведенный модуль упругости рабочей жидкости;  $W_i$  — объем рабочей полости;  $p_{\text{пар}}$  — безразмерное давление насыщенных паров;  $q_{\text{ут}i} = k_{\text{ут}i} \Delta p_i$  — перетечки жидкости по радиальным зазорам;  $k_{\text{ут}i}$  — коэффициент перетечек;  $\Delta p_i$  — перепад давления на кольцевом зазоре;

6) уравнения расходов через плунжер 8 (см. рис. 1 и 3) (с учетом наличия двух круглых окон на каждой кромке элемента)

$$\left. \begin{aligned} q_{\text{п}1} &= 2\varphi_{01} \sqrt{|p_1 - p_4|} \operatorname{sign}(p_1 - p_4); \\ q_{\text{п}2} &= 2\varphi_{02} \sqrt{|p_2 - p_4|} \operatorname{sign}(p_2 - p_4); \end{aligned} \right\} (10)$$

где  $\varphi_{0i} = k_{\text{по}} \Psi_i^*$  — безразмерная площадь открытия дроссельного окна [6];  $k_{\text{по}} = \frac{\mu r_0^2}{\mu_6 A_{\text{др}6}}$  — без-

размерный коэффициент;  $\mu$ ,  $\mu_6$  — текущий и базовый коэффициент расхода;  $r_0$  — радиус круглого окна;  $A_{\text{др}6} = f(Q_6)$  — базовая площадь дросселя (окна);

$$\Psi_i^* = \begin{cases} 0 & \text{при } \bar{h}_i < 0; \\ 0,8 \bar{h}_i^{1,5} \left( \sqrt{2 + \bar{h}_i} + 0,94 \right) & \text{при } 0 \leq \bar{h}_i < 1; \\ \pi - 0,8(2 - \bar{h})^{1,5} \left( \sqrt{\bar{h}_i} + 0,94 \right) & \text{при } 1 \leq \bar{h}_i < 2; \\ \pi & \text{при } 2 \leq \bar{h}_i; \end{cases}$$

$\bar{h}_i = k_{пл} (x_4 - \delta_2)$ ;  $k_{пл} = \frac{X_{26}}{r_0}$ ;  $X_{26}$  — базовое перемещение плунжера золотника ЭГУ;  $\delta_i = \frac{\Delta_i}{X_{26}}$  — безразмерное перекрытие в золотнике;

7) уравнения расхода жидкости через открытое дроссельное окно золотника ЭГУ

$$q_i = \varphi_i \sqrt{|dp_i|} \text{sign } dp_i, \quad (11)$$

где  $dp_i$  — перепад давления на окне;  $\varphi_i$  — безразмерная площадь открытия для проточки в гильзе золотника и перпендикулярного бурта описана уравнением

$$\varphi_i = k_H \sqrt{d_{0i}^2 + \bar{\delta}_3^2};$$

$d_{0i}$  и  $\bar{\delta}_3$  — безразмерное открытие дроссельного окна и радиальный зазор на золотнике;  $k_H$  — безразмерный коэффициент [6].

В случае перекрытия дроссельного окна [6]

$$q_i = k_{35} \frac{dp_i}{|d_{0i}|} \text{ при } d_{0i} < -10 \bar{\delta}_3; \quad (12)$$

$$\left. \begin{aligned} q_i &= q_{0i} \exp\left(\frac{d_{0i}}{R_i}\right), \\ R_i &= \frac{d_{0i}}{\ln q_{oi} - \ln q_{0i}} \end{aligned} \right\} \text{ при } -10 \bar{\delta}_3 \leq d_{0i} \leq 0, \quad (13)$$

где  $q_{oi}$  вычисляется по (13) при  $d_{0i} = -10 \bar{\delta}_3$ , а  $q_{0i}$  — по (12) при  $d_{0i} = 0$ .

Отметим, что уравнения (12) и (13) описывают перетечки жидкости по радиальным зазорам в золотнике;

8) уравнение нестационарного движения жидкости в канале 12 (см. рис. 1 и 3) в сосредоточенных параметрах [8] без учета сжимаемости жидкой среды

$$\frac{dq_k}{d\tau} = k_{1к} (p_3 - p_c) - k_{2к} q_k; \quad (14)$$

где  $k_{1к} = \frac{P_6 t_6 \pi r_k^2}{Q_6 \rho \ell_1}$ ;  $k_{2к} = \frac{8 \nu t_6}{r_k^2}$ ;  $\rho$  и  $\nu$  — плотность и кинематическая вязкость жидкости, принятые постоянными величинами [9];  $r_k$  и  $\ell_1$  — радиус и длина канала.

Итак, уравнения (1)–(14) представляют собой математическую модель ЭГСП. Решение модели выполнено численным методом Рунге — Кутты.

Расчеты проведены при следующих основных параметрах:  $P_{п} = P_6 = 20$  МПа;  $X_{16} = 0,05$  мм;  $X_{26} = 1$  мм;  $X_{3\max} = X_6 = 75$  мм;  $C_{пп} = 400$  Н/мм;  $D = 63$  мм;  $d_1 = 25$  мм;  $d_2 = 47,5$  мм;  $d_3 = 38$  мм;  $d_4 = 6$  мм;  $P_c = 0$ ;  $t_6 = 2$  мс.

На рис. 4 приведены результаты расчетов переходных процессов в приводе при различных знаках входного сигнала.

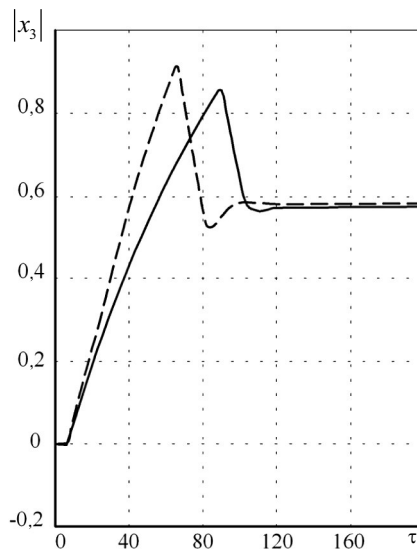


Рис. 4. Переходные процессы в приводе (— — —  $U_0 < 0$ ; — — —  $U_0 > 0$ )

Величина входного сигнала  $U_0 = 0,6 U_{0\max}$ , что обуславливает работу привода в существенно нелинейной зоне.

Очевидно, что времена переходных процессов  $T_{пп}$  в одну и в другую сторону движения поршня незначительно отличаются. Так при  $U_0 > 0$  —  $T_{пп} \approx 240$  мс, а при  $U_0 < 0$  —  $T_{пп} \approx 200$  мс. При  $U_0 < 0$  скорость поршня несколько больше, чем при  $U_0 > 0$ . Это объясняется разными эффективными площадями со стороны рабочих полостей гидроцилиндра, соединенных в данный момент с давлением слива. Отличия в перерегулировании процессов также незначительны.

Расчеты переходных процессов проведены при длине и диаметре канала 12  $\ell_1 = 200$  мм,  $d_{ок} = 8$  мм. При таких параметрах давление  $P_3$  (см. рис. 3) практически не влияет на динамику ЭГСП. Также практически не влияют на динамические процессы перетечки жидкости по радиальным зазорам. Но наибольшее влияние оказывают величины положительных перекрытий на золотнике. Минимальные отличия переходных процессов, отраженных на рис. 4, полу-

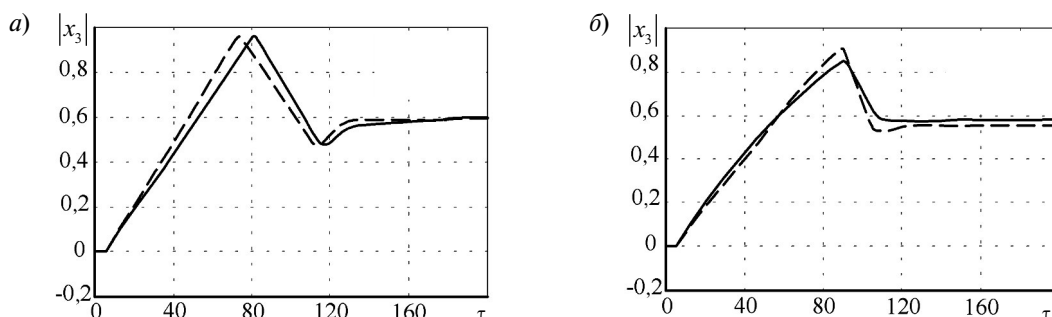


Рис. 5. Переходной процесс в ЭГСП (а — без нагрузки; б — с нагрузкой):

$$\delta_{01} = 0,2; \delta_{02} = 0,04; \delta_{0,3} = 0,06; \delta_{04} = 0,25.$$

(— — —  $U_0 < 0$ ; — — —  $U_0 > 0$ )

чены при условии, что перекрытия напорных кромок больше перекрытий сливных в два раза, т. е.  $\Delta_{01;02} = 0,08$  мм,  $\Delta_{03;04} = 0,04$  мм.

Необходимо отметить, что, варьируя значения положительных перекрытий, можно добиться практически полной симметричности переходных процессов (см., например рис. 5). Кроме того, при существенном увеличении длины канала ( $l_1 = 4$  м) и диаметре  $d_{ок} = 4$  мм время переходного процесса возрастает на 10–15 %.

Внутренние динамические процессы (перемещение заслонки  $x_1$  и золотника  $x_2$ ) вполне идентичны (рис. 6). Таким образом, динамические свойства привода при реверсивной работе достаточно близки.

Результаты исследований скоростной характеристики ЭГСП  $\frac{dx_3}{d\tau} = f(\delta^*)$  приведены на рис. 7, 8. Здесь безразмерная величина рассогласования  $\delta^*$  определяется выражением

$$\left. \begin{aligned} \delta^* &= u_0 - u_{oc} = u_0 - k_{oc} x_3; \\ u_0 &= k_{зад} \tau. \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

В выражении (15)  $u_{oc}$  — безразмерное напряжение обратной связи,  $k_{зад}$  — безразмерный коэффициент.

На рис. 7 представлены скоростные характеристики, полученные при отсутствии нагрузки на привод. Перекрытия на золотнике ЭГУ (рис. 7, а) соответствуют заводским значениям.

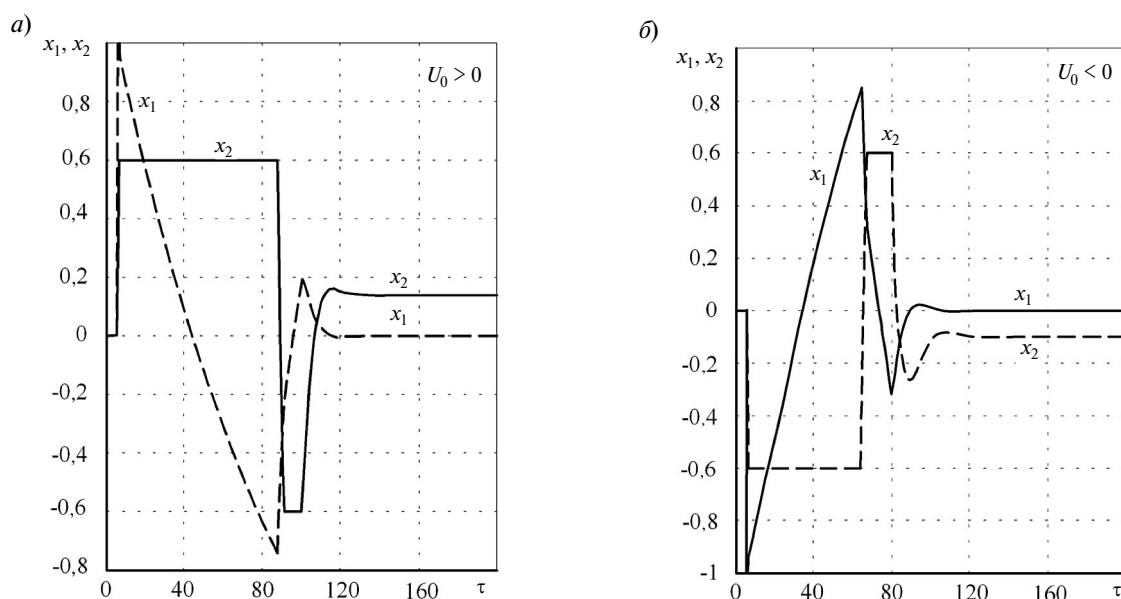


Рис. 6. Динамика перемещений заслонки и золотника ЭГУ

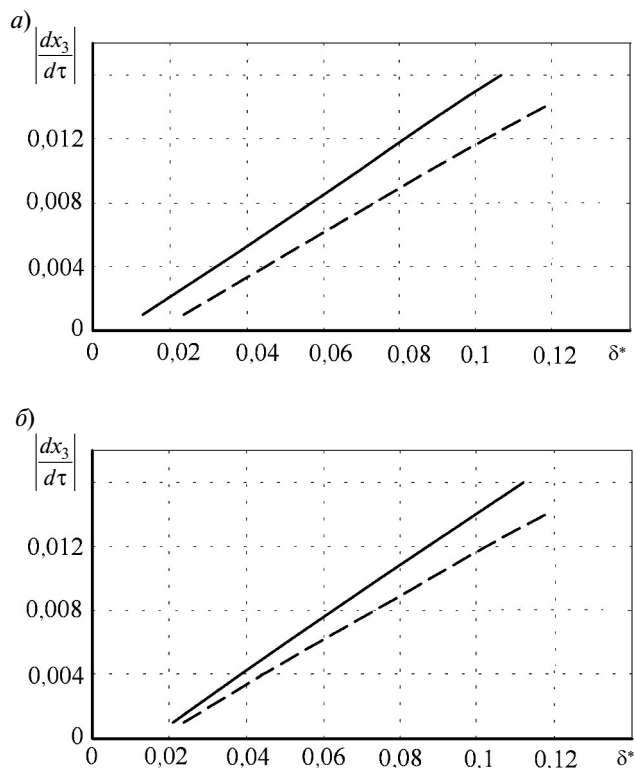


Рис. 7. Скоростные характеристики ЭГСП без нагрузки:  
 а — при  $\delta_{01} = \delta_{02} = 0,04$ ;  $\delta_{03} = \delta_{04} = 0,06$ ;  
 б — при  $\delta_{01} = \delta_{02} = 0,08$ ;  $\delta_{03} = \delta_{04} = 0,04$   
 (---  $U_0 > 0$ ; —  $U_0 < 0$ )

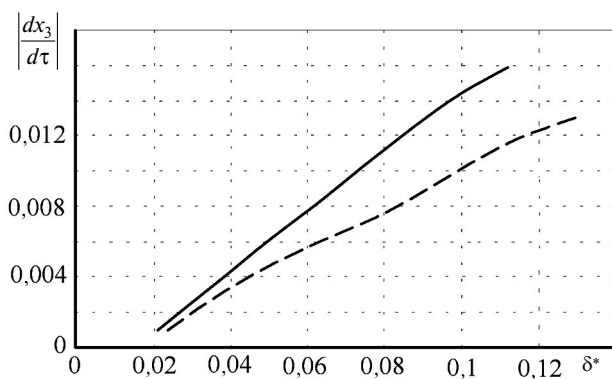


Рис. 8. Скоростные характеристики ЭГСП с нагрузкой при  $\delta_{01} = \delta_{02} = 0,08$ ;  $\delta_{03} = \delta_{04} = 0,04$   
 (---  $U_0 > 0$ ; —  $U_0 < 0$ )



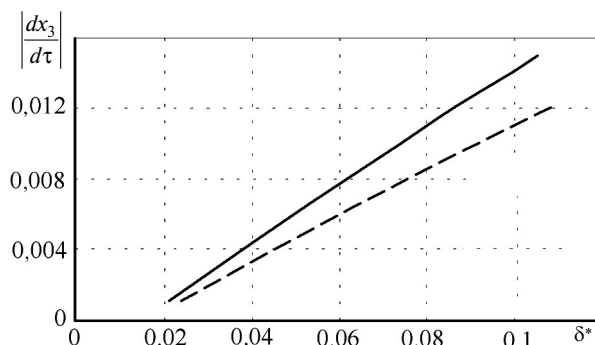


Рис. 9. Скоростная характеристика привода без нагрузки при  $L = 4$  м;  $d = 4$  мм;  $\delta_{01} = \delta_{02} = 0,08$ ;  $\delta_{03} = \delta_{04} = 0,04$   
(— — —  $U_0 > 0$ ; — — —  $U_0 < 0$ )

При незначительном изменении перекрытий разность величин рассогласования при одинаковых реверсивных скоростях штока гидроцилиндра становится значительно меньше. Например, при  $\frac{dx_3}{d\tau} = 0,012$  разность рассогласований по рис. 8, а составляет  $\Delta\delta^* = 0,021$ , а на рис. 7, б  $\Delta\delta^* = 0,015$ . Нагружение привода позиционной нагрузкой приводит к изменению практически только скоростной характеристики, полученной при  $U_0 > 0$ . Тогда при  $\frac{dx_3}{d\tau} = 0,012$  будет  $\Delta\delta^* = 0,03$  (рис. 8).

На рис. 9 показаны результаты, полученные при значительном увеличении длины канала, имитирующего сливной трубопровод, ( $\ell_1 = 4$  м) и уменьшении его диаметра ( $d_{ок} = 4$  мм). Очевидно, что скоростная характеристика привода при  $U_0 < 0$  практически не изменяется (см. рис. 8 и рис. 9), а при  $U_0 > 0$  имеются некоторые отличия. В этом случае при  $\frac{dx_3}{d\tau} = 0,012$  будет  $\Delta\delta^* = 0,02$ .

Необходимо также отметить, что перетечки рабочей жидкости по радиальным зазорам не оказывают значительного влияния на динамические и скоростные характеристики привода.

Разработана нелинейная математическая модель ЭГСП, позволяющая проводить расчетные исследования его динамических и скоростных характеристик с учетом основных конструктивных и эксплуатационных факторов. Установлено, что гидравлический следящий привод, имеющий в своей структуре предлагаемый одноштоковый гидроцилиндр, в рамках заданных геометрических размеров обеспечивает максимальное тяговое усилие на штоке с незначительной несимметричностью скоростных и динамических характеристик, что позволяет рекомендовать его для решения конкретных технических задач. Необходимо отметить, что наибольшее влияние на характеристики оказывают величины напорных и сливных перекрытий в золотнике в соотношении 2/1, что реально выдерживается во многих ЭГУ.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Цымбалюк В.В., Потаенко Е.Н., Поздеев В.Г. Применение одноштокового гидроцилиндра в испытательной технике // Проблемы прочности. 1978. № 9. С. 107–110.
2. Авторское свидетельство № 1268831 (СССР). Гидроцилиндр / Тумаркин М.М., Скляревский А.Н., Мекердичан Л.П. [и др.] // Бюллетень изобретений. 1986, №41.
3. Скляревский А.Н., Тумаркин М.М., Савченко Ю.В. О применении одноштокового гидроцилиндра с симметрией тяговых усилий в следящем гидропри-

- воде // Деп. в ВНИИТЭМР. Москва, 06.08.88. №177-МШ88.
4. Тумаркин М.Б. Гидравлические следящие приводы. М.: Машиностроение, 1966. 296 с.
5. Горохов В.М., Ерофеев Д.В. Электрогидравлические усилители мощности // Приборы и системы управления. 1982. №6. С. 29–30.
6. Скляревский А.Н. Гидравлический привод и средства автоматики. Объемный гидропривод: Учеб. пособие. СПб.: Изд-во. Политехн. ун-та, 2012. 252 с.

7. **Тумаркин М.М., Скляревский А.Н.** Синтез гидравлического следящего привода с пневматическим управлением // *Механика машин*. Вып. 58. М.: Наука, 1981. С. 55–61.

8. **Коробочкин Б.Л.** Динамика гидравлических

систем станков. М.: Машиностроение, 1976. 240 с.

9. **Скляревский А.Н., Тумаркин М.М., Савченко Ю.В.** Влияние переменной температуры жидкости на нестационарные процессы в гидравлическом канале // *Вестник машиностроения*. 1988. № 10. С. 9–11.

## REFERENCES

1. **Tsybalyuk V.V., Potayenko Ye.N., Pozdeyev V.G.** Primeneniye odnoshtokovogo gidrotsilindra v ispytatelnoy tekhnike. *Problemy prochnosti*. 1978. № 9. S. 107–110. (rus.)

2. **Avtorskoye svidetelstvo №1268831(SSSR)**. Gidrotsilindr / Tumarin M.M., Sklyarevskiy A.N., Mekerdichan L.P. [i dr.]. *Byulleten izobreteniy*, 1986, №41. (rus.)

3. **Sklyarevskiy A.N., Tumarin M.M., Savchenko Yu.V.** O primeneniі odnoshtokovogo gidrotsilindra s simmetriyey tyagovykh usiliy v sledyashchem gidroprivode // *Dep. v VNIITEMR*. Moskva, 06.08.88. №177-MSh88. (rus.)

4. **Tumarin M.V.** Gidravlicheskiye sledyashchiye privody. М.: Mashinostroyeniye, 1966. 296 s. (rus.)

5. **Gorokhov V.M., Yerofeyev D.V.** Elektrogidravli-

cheskiye usiliteli moshchnosti. *Pribory i sistemy upravleniya*. 1982. №6. S. 29–30. (rus.)

6. **Sklyarevskiy A.N.** Gidravlicheskiy privod i sredstva avtomatiki. Obyem-nyy gidroprivod: Ucheb. posobiye. SPb.: Izd-vo. Politekhn. un-ta, 2012. 252 s. (rus.)

7. **Tumarin M.M., Sklyarevskiy A.N.** Sintez gidravlicheskogo sledyashchego privoda s pnevmaticheskim upravleniyem. *Mekhanika mashin*. Vyp. 58. М.: Nauka, 1981. S. 55–61. (rus.)

8. **Korobochkin B.L.** Dinamika gidravlicheskiykh sistem stankov. М.: Mashinostroyeniye, 1976. 240 s. (rus.)

9. **Sklyarevskiy A.N., Tumarin M.M., Savchenko Yu.V.** Vliyaniye peremennoy temperatury zhidkosti na nestatsionarnyye protsessy v gidravlicheskom kanale // *Vestnik mashinostroyeniya*. 1988. № 10. S. 9–11. (rus.)

## СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

**СКЛЯРЕВСКИЙ Александр Николаевич** — доктор технических наук профессор Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: ansk46@mail.ru

**ЕГОРШИН Владимир Петрович** — кандидат технических наук доцент Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: egorshinvp@mail.ru

## AUTHORS

**SKLYAREVSKIY Aleksandr N.** — St. Petersburg Polytechnic University. 29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: ansk46@mail.ru

**EGORSHIN Vladimir P.** — St. Petersburg Polytechnic University. 29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: egorshinvp@mail.ru