

## References (transliterated)

1. Polyakov V. A., Khachapuridze N. M. Ratsional'naya realizatsiya matamaticeskoy modeli dvizheniya magnitolevitiruyushhego poyezda [Rational realization of mathematical model of maglev train motion]. *Nauka i progress transporta : Vestnik Dnepropetrovskogo natsional'nogo universiteta zheleznodorozhnogo transporta* [Science and advancements in transport: Bulletin of the Dnipro National University of Rail Transport]. Dnipro, DNUZHT Publ., 2007, no. 19, pp. 183–189.
2. Belknap S. B. A general transport rule for variable mass dynamics. *AIAA Journal*. 1972, no. 10(9), pp. 1137–1138. DOI: 10.2514/3.50334.
3. Svitachev A. I., Razuvayeva A. S., Chekayev A. N. Modelirovanie dinamiki tyagovo-transportnykh mashin s elementami konstruktivnykh peremennoy massy [Modeling dynamics of traction and transportation machines with variable mass structural units]. *Sovremennye tekhnologii. Sistemyy analiz. Modelirovanie* [Contemporary technologies. System analysis. Modeling]. 2012, no. 1(33), pp. 91–92.
4. Boronenko Yu. P., Zhitkov Yu. B. Osobennosti dinamiki vagona-tsistemy s zhidkim gruzom [Features of dynamics of railtank car filled with liquid cargo]. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putey soobshheniya* [Proceedings of the St. Petersburg State Transport University]. 2017, no. 4(14), pp. 597–604.
5. Rumold W. Modeling and Simulation of Vehicles Carrying Liquid Cargo. *Multibody System Dynamics*. 2001, no. 5, pp. 351–374.
6. Razaghi R., Sharavi M., Feizi M. M. Investigating the effect of sloshing on the energy absorption of tank wagons crash. *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*. 2015, no. 39(2), pp. 187–200.
7. Kozhushko A. P., Grigiriev A. L. Matematychno modelyuvannya vil'nykh i vymushenykh kolyvan' ridyny v goryzontal'niy yemnosti z vil'noyu poverkhneyu [Mathematical modelling of low-frequency oscillations of viscous fluid in horizontal container with free surface]. *Visnyk Natsional'noho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Seriya : Matematychno modelyuvannya v tekhnistsi ta tekhnologiyakh* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series : Mathematical modeling in engineering and technology]. 2018, no. 3 (1279), pp. 41–51.
8. Kozhushko A. P., Grigiriev A. L. Modelyuvannya pov'yazanykh kolyvan' kolisnogo traktora ta tsysterny z ridynoyu na pryamomu shlyakhu zi skladnym rel'yefom [Modeling of coupled oscillations of wheeled tractors and tanks with liquid on a straight road with difficult terrain]. *Visnyk Natsional'noho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Seriya : Matematychno modelyuvannya v tekhnistsi ta tekhnologiyakh* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series : Mathematical modeling in engineering and technology]. 2018, no. 27 (1303), pp. 34–61.
9. Zakin Ya. Kh., Shhukin M. M., Margolis M. Ya., Shiryayev P. P., Andreev A. S. *Konstruktivna i raschyet avtomobil'nykh poezdov* [Constructing and computing car trains]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1968. 332 p.
10. Litvinov A. S., Farobin Ya. E. *Avtomobil' : Teoriya ekspluatatsionnykh svoystv : uchebnik dlya vuzov po spetsial'nosti «Avtomobili i avtomobil'noe khozyaystvo»* [Automobile: Theory of operation properties: textbook in Automobile and vehicle fleet specialty for higher educational institutions]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1989. 240 p.
11. Uspenskiy I. A., Rembalovich G. K., Yukhin I. A. Analiz teoreticheskikh issledovaniy ustoychivosti dvizheniya transportnykh sredstv v sel'skom khozyaystve [Analysis of theoretical studies of motion stability for transportation vehicles in agriculture]. *Vestnik Ryazanskogo gosudarstvennogo agrotekhnicheskogo universiteta im. P.A. Kostycheva* [Bulletin of the P.A. Kostychev Ryazan State Agrotechnological University]. Ryazan, RGATU Publ., 2010, no. 1, pp. 58–60.
12. Busarov Yu. P., Cherkunov V. B., Tatarchenko A. E. Podavlenie avtokolebaniy pritsepa [Suppression of trailer auto-oscillations]. *Avtomobil'naya promyshlennost'* [Automobile industry]. 1986, no. 10, pp. 17–19.
13. Pacejka H. B. *Tire and vehicle dynamics*. SAE, Warrendale, 2006. 622 p.
14. Podrygalo M. A., Klets D. M. Model' neliniynogo vidvedennya elastichnogo kolesa avtomobilya [Model of nonlinear deviation of automobile elastic wheel]. *Zbirnyk naukovykh prats' Akademiyi vnutrishnikh viys'k MVS Ukrainy* [Collection of the scientific papers of the Academy of Internal Affairs of the MIA of Ukraine]. 2013, no. 1(21), pp. 57–62.
15. Pevzner Ya. M. *Teoriya ustoychivosti avtomobilya* [Automobile stability theory]. Moscow, Mashgiz Publ., 1947. 156 p.
16. Artem'ev P. P., Atamanov Yu. E., Bogdan N. V. *Traktornyye poezda* [Tractor trains]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1982. 183 p.
17. Abdulgazis A. U. Model' bokovogo uvoda shyny kolesa avtomobilya [Automobile wheel tire slipping model]. *Enargo- i resursoberezhenie : promyshlennost' i transport* [Energy and resource saving: industry and transport]. 2016, no. 5, pp. 12–16.

Надійшло(received) 19.01.2020

## Відомості про авторів / Сведения об авторах / Information about authors

**Кожушко Андрій Павлович (Кожушко Андрей Павлович, Kozhushko Andriy Pavlovych)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (057) 707-64-64; e-mail: Andreykozhushko7@gmail.com.

УДК 621.05

doi: 10.20998/2222-0631.2020.1.06

**Г. А. КРУТИКОВ, М. Г. СТРИЖАК****ПРОЕКТУВАННЯ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО СЛІДКУЮЧОГО ПРИВОДА НА ОСНОВІ ПРИНЦИПУ МІНІМІЗАЦІЇ ЕНЕРГОВИТРАТ**

Розглянуто питання можливості вибору оптимальних з точки зору енергетичної досконалості параметрів електрогидравлічного слідкуючого привода на стадії його проектування. Отримана інженерна методика розрахунку привода дозволяє мінімізувати споживану потужність за рахунок вибору мінімального необхідного типорозміру циліндра і оптимальної величини тиску налаштування напірного клапана. Отримані залежності дозволяють обрати раціональну форму перехідного процесу у приводі і є основою для наступного етапу динамічного синтезу електрогидравлічного слідкуючого привода – вибору оптимального значення коефіцієнта підсилення електронного підсилювача, а також структури і параметрів корегуючої ланки.

**Ключові слова:** електрогидравлічний слідкуючий привод, енергозбереження, мінімізація енерговитрат.

© Г. А. Крутиков, М. Г. Стрижак, 2020

Г. А. КРУТИКОВ, М. Г. СТРИЖАК

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО СЛЕДЯЩЕГО ПРИВОДА НА ОСНОВЕ ПРИНЦИПА МИНИМИЗАЦИИ ЭНЕРГОЗАТРАТ

Рассмотрены вопросы возможности выбора оптимальных с точки зрения энергетического совершенства параметров электрогидравлического следящего привода на стадии его проектирования. Полученная инженерная методика расчета привода позволяет минимизировать потребляемую мощность за счет выбора минимального необходимого типоразмера цилиндра и оптимальной величины давления настройки напорного клапана. Получены зависимости, позволяющие выбрать рациональную форму переходного процесса в приводе и являющиеся основой для следующего этапа динамического синтеза электрогидравлического следящего привода – выбора оптимального значения коэффициента усиления электронного усилителя, а также структуры и параметров корректирующего звена.

**Ключевые слова:** электрогидравлический следящий привод, энергосбережение, минимизация энергозатрат.

G. A. KRUTIKOV, M. G. STRYZHAK

## DESIGN OF AN ELECTRO HYDRAULIC SERVO DRIVE ON THE BASIS OF THE PRINCIPLE OF MINIMIZING ENERGY COSTS

The questions of the possibility of choosing the optimal parameters of an electro-hydraulic servo drive from the point of view of energy excellence at the design stage are considered in two cases: under the action of only inertial load and when combined with inertial and static loads. The resulting engineering methodology for calculating the drive allows one to minimize power consumption by choosing the minimal required cylinder size and the optimal pressure setting for the pressure valve. Analytical dependences are obtained for calculating the power, the steady-state speed of the executive element and the flow rate, which allow choosing the rational form of the transient process in the drive and are the basis for the next stage of the dynamic synthesis of the electro-hydraulic servo drive, namely, choosing the optimal value of the gain of the electronic amplifier, as well as the structure and parameters of the correction link.

**Key words:** electro-hydraulic servo drive, energy saving, minimizing energy consumption.

**Вступ.** Електрогідролічний слідуючий привод (ЕГСП) є одним з найбільш ефективних та універсальних засобів автоматизації виробничих процесів, адже дозволяє поєднувати необмежені функціональні можливості сучасної мікроелектроніки із значними силовими можливостями гідроприводів. Використовувані у цих системах двокаскадні електрогідролічні підсилювачі (ЕГП) мають надзвичайно високий коефіцієнт підсилення (більше  $3 \cdot 10^5$ ), що дозволяє в якості вхідних сигналів керування використовувати малопотужні електричні сигнали [1].

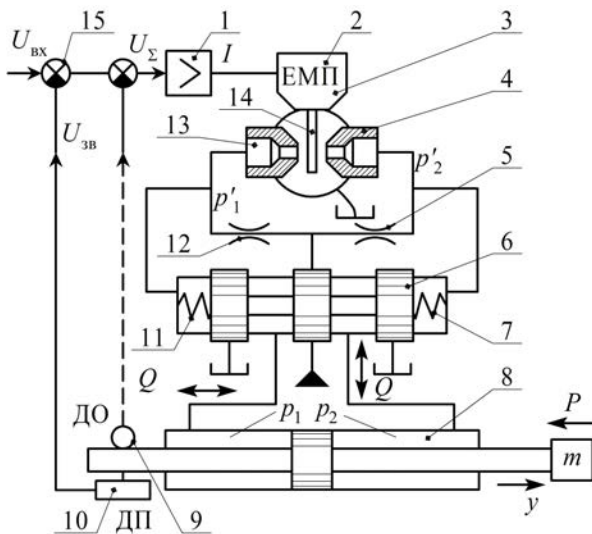


Рис. 1 – Схема ЕГСП.

**Аналіз останніх досліджень.** ЕГСП узагальнено складається із чотирьох блоків (рис. 1): електрогідролічного підсилювача потужності (ЕГП), до складу якого входить електромеханічний перетворювач (ЕМПІ) 2, перший каскад підсилення – міст «сопло-заслінка», який включає у себе два сопла 4 та 13, заслінку 14 і постійні дроселі 5 і 12; другий каскад підсилення – дроселюючий золотник 6; другий блок – блок датчиків та редукторів 9, 10; третій блок – функціональний перетворювач, який включає в себе електронний підсилювач 1 і суматор 15; четвертий блок – виконавчий механізм (ВМ) 8 [2, 3].

У системі позиційного керування привод, як правило, працює в *аналогово-дискретному режимі*. Це означає, що початкова *напряга неузгодження*  $U_{\Sigma}$  настільки велика, що електронний підсилювач опиняється у зоні насичення (точки 1, 2 на рис. 2).

У результаті цього вихідна ланка ЕГСП після розгону рухається з максимальною усталеною швидкістю  $v_{\max}$  (крива 1 на рис. 3). Цей режим характеризується тим, що сигнал зворотного зв'язку не впливає на характер руху вихідної ланки і привод залишається розімкненим, тобто працює у дискретному режимі. При підході до точки позиціонування, тобто при достатньо малому сигналі неузгодження  $U_{\Sigma}$ , електронний підсилювач входить у робочу зону (точка 3 на рис. 2). Реалізується фаза гальмування вихідної ланки, при якій зворотний зв'язок активно формує керуючий вплив, тобто привод переходить у аналоговий режим. Реалізація аналогово-дискретного режиму при позиційній системі керування призводить до значного підвищення швидкодії привода (рис. 3).

**Постановка задачі.** ЕГСП типу ПЕГС (з лінійними циліндрами), що випускаються серійно, мають три типорозміри виконавчого механізму і умовою нормальної роботи ЕГП є використання тиску живлення в межах від 6,3 МПа до 16 МПа. Тому можливості вибору оптимальних з точки зору енергетичної досконалості параметрів привода обмежуються саме цими умовами. При цьому необхідно виходити з конкретних умов функціонування ЕГСП (*статичне та інерційне навантаження*) і вимог до експлуатаційних показників (*максимальний хід робочого органа і час спрацювання*).

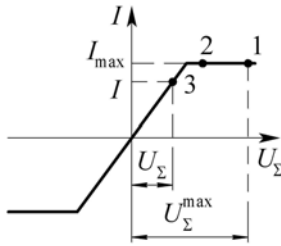


Рис. 2 – Характеристика електронного підсилювача.

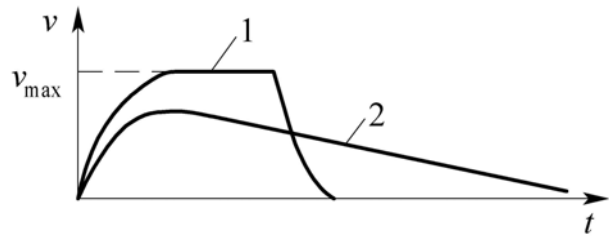


Рис. 3 – Рух вихідної ланки при аналогово-дискретному режимі (1) і аналоговому режимі (2).

**Математична модель.** Рівняння руху вихідної ланки розімкненого привода отримаємо прийнявши припущення про симетричність привода та нестисливість робочого тіла:

$$m \frac{dv}{dt} = F(p_1 - p_2) - P, \tag{1}$$

де  $m$  – маса рухомих частин привода;  $P$  – статичне навантаження;  $F$  – площа поршня;  $v$  – швидкість поршня;  $p_1, p_2$  – тиск у порожнинах циліндра:

$$F v = \mu f_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p_1)} = \mu f_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} p_2}, \tag{2}$$

де  $\rho$  – щільність рідини;  $f_3$  – площа дроселюючої щілини золотника;  $\mu$  – коефіцієнт витрати;  $p_n$  – тиск на виході з насоса.

Об'єднавши рівняння (1) і (2), отримаємо диференційне рівняння руху поршня:

$$m \frac{dv}{dt} = p_n F - \frac{\rho F^3 v^2}{(\mu f_3)^2} - P. \tag{3}$$

Вираз для усталеної швидкості отримаємо з (3) при  $\frac{dv}{dt} = 0$ :

$$v_{уст} = \frac{\mu f_3}{F} \sqrt{\frac{p_n - P/F}{\rho}}. \tag{4}$$

Використовуючи це значення, приведемо рівняння руху поршня до компактнішої форми:

$$m \frac{dv}{dt} = A \left( 1 - \frac{v^2}{v_{уст}^2} \right), \tag{5}$$

де  $A = p_n F - P$ .

Інтегруючи рівняння (5), отримаємо вираз для швидкості поршня у розімкненому приводі:

$$v = v_{уст} \frac{e^{t/T_p} - 1}{e^{t/T_p} + 1} = v_{уст} \left[ 1 - \frac{2}{1 + e^{t/T_p}} \right], \tag{6}$$

де  $T_p = \frac{m \cdot v_0}{2A}$  – постійна часу розгону (рис. 4).

Вибір параметрів ЕГСП, виходячи з принципу мінімізації енерговитрат, проведемо спочатку при дії лише інерційного навантаження. Задача у такому випадку формулюється наступним чином: необхідно обрати такі параметри ЕГСП, які забезпечують переміщення заданої маси  $m$  на задану відстань  $u$  за заданий час  $t_\Sigma$  при

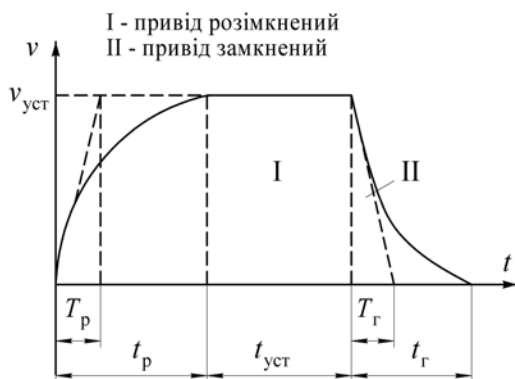


Рис. 4 – Зміна швидкості робочого органа ЕГСП при роботі у позиційному режимі.

мінімальних витратах енергії. У випадку створення широкодіапазонного ЕГСП у якості відстані  $u$  може бути прийнятий максимальний хід робочого органа  $L$ .

Номінальна потужність, яку розвиває привод у розімкненому режимі  $N_n$ , визначається як:

$$N_n = Q_{max} \cdot P_{ном} = F \cdot v_{уст} \cdot P_{ном}. \tag{7}$$

Характер зміни швидкості робочого органа при роботі в *позиційному режимі* показаний на рис. 4. При розгоні і русі з максимальною швидкістю привод залишається розімкненим (зона I на рис. 4). При підході до точки позиціонування, коли робочий орган знаходиться у режимі гальмування, привод замкнений по положенню (зона II на рис. 4).

**Результати математичного моделювання.** У теорії автоматичного керування для експоненційних перехідних процесів прийнято вважати процес закінченим при  $t = t_p \cong 3T_p$ , де  $t_p$  – час розгону. Крім цього, задачею динамічного синтезу ЕГСП є забезпечення також експоненційного характеру перехідного процесу і при гальмуванні (рис. 4). При такому гальмуванні максимальне від'ємне прискорення  $a_{\max}$  спостерігається у початковий момент гальмування. Якщо дотична, проведена у початковій точці гальмування до кривої  $v(t)$ , відповідає прямій  $a_{\max} = \text{const}$  і вона відсікає на вісі абсцис відрізок  $T_r$  (рис. 4), то останній буде відповідати постійному часу гальмування. У цьому випадку швидкість при гальмуванні може бути визначена як:

$$v = v_{\text{уст}} \cdot e^{-t/T_r}. \quad (8)$$

При цьому максимальне від'ємне прискорення:

$$a_{\max} \cong \frac{A}{m}. \quad (9)$$

Через те, що  $v_{\text{уст}} = T_r \cdot a_{\max}$ , постійна часу гальмування може бути знайдена як

$$T_r = \frac{v_{\text{уст}}}{a_{\max}} = \frac{v_{\text{уст}} \cdot m}{A}. \quad (10)$$

Аналогічно і з фазою розгону: повний час гальмування  $t_r \cong 3T_r$ .

Повний час спрацювання  $t_{\Sigma}$  складається з трьох відрізків часу:

$$t_{\Sigma} = t_p + t_{\text{уст}} + t_r = 3T_p + 3T_r + \frac{1}{v_{\text{уст}}} \left[ L - \int_0^{3T_p} v_{\text{уст}} \left( 1 - \frac{2}{1 + e^{t/T_p}} \right) dt - \int_0^{3T_r} v_{\text{уст}} e^{-t/T_r} dt \right], \quad (11)$$

де  $L$  – повний хід робочого органа ЕГСП.

В результаті інтегрування виразу (11) отримаємо:

$$t_{\Sigma} = 2,75 \frac{v_{\text{уст}} \cdot m}{A} + \frac{L}{v_{\text{уст}}}. \quad (12)$$

Зробивши заміну  $v_{\text{уст}} = \frac{N_n}{A}$ , перепишемо вираз (12):

$$t_{\Sigma} = 2,75 \frac{N_n \cdot m}{A^2} + \frac{L \cdot A}{N_n}, \quad (13)$$

де  $A = p_n \cdot F$  для випадку чисто інерційного навантаження.

Розв'язком рівняння (13) є значення номінальної потужності  $N_n$ :

$$N_n = \frac{t_{\Sigma} \pm \sqrt{t_{\Sigma}^2 - \frac{11m \cdot L}{A}}}{5,5 \frac{m}{A^2}}. \quad (14)$$

Наявність двох коренів рівняння (14) свідчить про те, що розв'язання задачі переміщення заданої маси  $m$  на задану відстань  $L$  за заданий час  $t_{\Sigma}$  можливе при двох значеннях номінальної потужності  $N_{n(1)}$  і  $N_{n(2)}$ . Якщо при більшій потужності  $N_{n(1)}$  має місце виграш у шляху під час розгону і руху з усталеною швидкістю ( $s_1$ ), то при меншій потужності  $N_{n(2)}$  має місце виграш у шляху  $s_2$  при гальмуванні (причому  $s_1 = s_2$ ) (рис. 5). Тому у подальшому розглядається менший корінь рівняння (14)  $N_{n(1)}$ .

Вираз (14) має сенс, якщо

$$A > A_{\text{обм}} = \frac{11m \cdot L}{t_{\Sigma}^2}. \quad (15)$$

Вираз (15) встановлює значення мінімальної (обмежуючої) сили  $A_{\text{обм}}$ , при якій ще досягається усталена швидкість  $v_{\text{уст}}$ . Оптимальне значення  $A_{\text{опт}}$ , яке мінімізує значення номінальної потужності  $N_n$ , отримаємо з рівності  $\frac{dN_n}{dA} = 0$ :

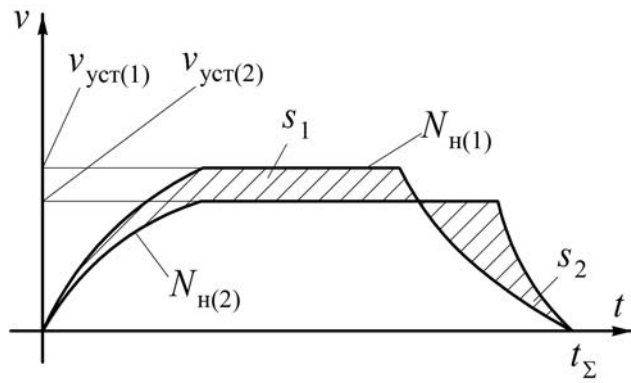


Рис. 5 – Процес позиціювання при різних потужностях.

$$A_{\text{опт}} = 12,6 \frac{m \cdot L}{t_{\Sigma}^2}. \quad (16)$$

При цьому значенні  $A$  потужність привода  $N_H$  буде мінімальною:

$$N_{H \text{ min}} (A_{\text{опт}}) = 18,7 \frac{m \cdot L^2}{t_{\Sigma}^3}; \quad (17)$$

$$v_{\text{уст}}^* = \frac{N_{H \text{ min}}}{A_{\text{опт}}} = 1,49 \frac{L}{t_{\Sigma}}; \quad (18)$$

$$Q_{\text{max}}^* = v_{\text{уст}}^* \cdot F^* = \frac{1,49 F^* \cdot L}{t_{\Sigma}}, \quad (19)$$

де  $F^*$ ,  $v_{\text{уст}}^*$ ,  $Q_{\text{max}}^*$  – оптимальні значення параметрів.

Значення  $F^*$  та  $p_n^*$ , які мінімізують потужність  $N_H$ , визначаються шляхом підбору. При відомому значенні  $A_{\text{опт}} = F^* \cdot p_n^*$  з каталогу спочатку обирають ПЕГС з мінімальним значенням  $F_1^*$  і визначають тиск налаштування напірного клапана  $p_n^* = A_{\text{опт}} / F_1^*$ . Якщо  $6,3 \text{ МПа} < p_n^* < 16 \text{ МПа}$ , то залишають прийняті значення  $F^*$  та  $p_n^*$ . Якщо  $p_n^* > 16 \text{ МПа}$  – переходять до наступного (більшого) типорозміру ПЕГС з площею поршня  $F_2^*$  і знову визначають  $p_n^*$ . Такий перебір виконують доки при черговому обраному значенні  $F_i^*$  значення  $p_n^*$  не виявиться у заданому робочому діапазоні тисків.

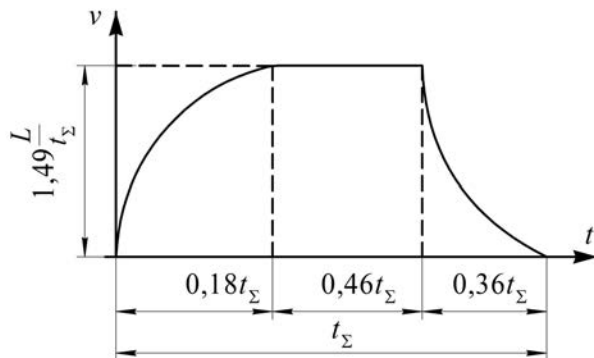


Рис. 6 – Оптимальна форма перехідного процесу за швидкістю.

$$T_p = \frac{v_{\text{уст}}^* \cdot m}{2A_{\text{опт}}} = 0,06 t_{\Sigma}; \quad (20)$$

$$T_r = \frac{v_{\text{уст}}^* \cdot m}{A_{\text{опт}}} = 0,12 t_{\Sigma}; \quad (21)$$

$$t_p = 3T_p^* = 0,18 t_{\Sigma}; \quad t_r = 3T_r = 0,36 t_{\Sigma};$$

$$t_{\text{уст}} = 0,46 t_{\Sigma}. \quad (22)$$

Це дозволяє визначити оптимальну форму перехідного процесу за швидкістю, яка забезпечує мінімум споживаної потужності (рис. 6).

За умови дії додатково до інерційного *статичного навантаження* розв'язання задачі ускладнюється. Статичне навантаження може бути як зустрічним так і супутнім:

$$A = p_n \cdot F \pm P. \quad (23)$$

Розв'язок рівняння (14) у цьому випадку має вигляд:

$$N_H = \frac{t_{\Sigma} A_0 (A_0^2 - P^2) - \sqrt{t_{\Sigma}^2 A_0^2 (A_0^2 - P^2) - 4mLA_0^2 (A_0^2 - P^2)(2,75A_0 - 1,35P)}}{2m(2,75A_0 \pm 1,35P)}, \quad (24)$$

де знак «+» відповідає супутньому навантаженню, а знак «-» – зустрічному;  $A_0 = p_n \cdot F$ .

Вираз для визначення  $A_{\text{опт}}^*$  можна отримати в результаті розв'язування рівняння

$$\frac{dN_H}{dA_0} = 0,$$

де  $N_H$  відповідає вираз (24). Однак, такий метод розв'язання пов'язаний з певними труднощами. Для інженерних розрахунків можна скористатися графіками, отриманими у ВНДІГідроприводі на основі розрахунків на ЕОМ [4] (рис. 7). Тут суцільна лінія відповідає зустрічному навантаженню, пунктирна – супутньому. На графіку (рис. 7) криві 1 і 1' відповідають безрозмірним значенням  $N_{\text{min}} / (N_{\text{min}})_0$  відповідно при зустрічному та супутньому навантаженнях, де  $(N_{\text{min}})_0$  – значення потужності при чисто інерційному навантаженні (17).

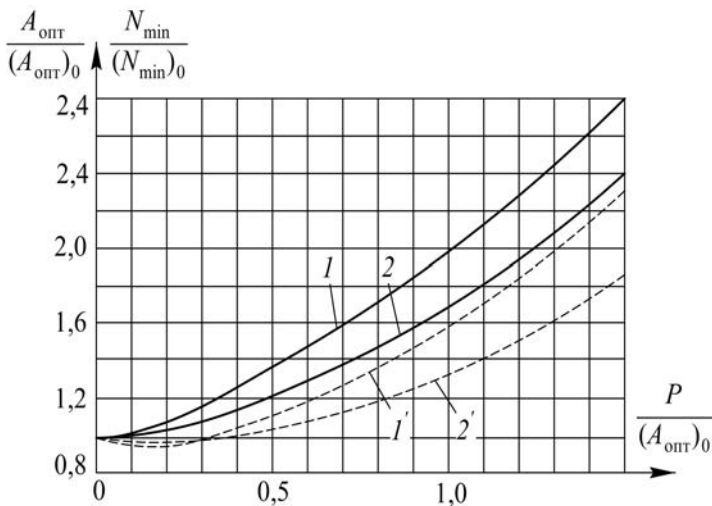


Рис. 7 – Графік для визначення безрозмірних значень зусилля та потужності при врахуванні статичного навантаження.

**Перспективи подальших досліджень.** Визначення параметрів ЕГСП при вирішенні конкретної технологічної задачі часто пов'язане з виконанням протилежних вимог, зокрема вимоги високої точності позиціонування і високої швидкодії з великим запасом стійкості, що є взаємно виключними. Для забезпечення заданої швидкодії, заданої форми перехідного процесу і точності позиціонування робочого органа в умовах позиційного керування існують обмежені можливості, пов'язані з вибором коефіцієнта підсилення електронного підсилювача, а також структури і параметрів корегуючої ланки.

В подальшому планується визначити зв'язок необхідної точності позиціонування і заданого характеру перехідного процесу з параметрами бажаних логарифмічних амплітудно-частотних і фазо-частотних характеристик.

**Висновки.** Викладена методика вибору параметрів ЕГСП дозволяє мінімізувати споживану потужність привода за рахунок вибору мінімального необхідного типорозміру циліндра і оптимальної величини тиску налаштування напірного клапана. Вибір раціональної форми перехідного процесу також є основою для наступного етапу динамічного синтезу ЕГСП – вибору оптимального значення коефіцієнта підсилення електронного підсилювача, а також структури і параметрів корегуючої ланки.

#### Список літератури

1. Крейнин Г. В. Гидравлические и пневматические приводы промышленных роботов и манипуляторов. – М. : Машиностроение, 1993. – 300 с.
2. Гидропривод и гидрооборудование в станкостроении. Методические рекомендации. – Ч. 1, 2. – М. : НИИМАШ, 1980. – 434 с.
3. Леценко В. А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. – М. : Машиностроение, 1975. – 288 с.
4. Проектирование гидроприводов и систем управления промышленных роботов. Методические рекомендации. – М. : НИИМАШ, 1975. – 63 с.

#### References (transliterated)

1. Kreynin G. V. *Gidravlicheskiye i pnevmaticheskiye privody promyshlennykh robotov i manipulyatorov* [Hydraulic and pneumatic drives of industrial robots and manipulators]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1993. 300 p.
2. *Gidroprivod i gidrooborudovaniye v stankostroyenii. Metodicheskiye rekomendatsii. Ch. 1, 2* [Hydraulic drive and hydraulic equipment in machine tool industry. Guidelines. Part 1, 2]. Moscow, NIIMASH Publ., 1980. 434 p.
3. Leshchenko V. A. *Gidravlicheskiye sledyashchiye privody stankov s programmnyim upravleniyem* [Programmable Hydraulic Followers]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1975. 288 p.
4. *Proyektirovaniye gidroprivodov i sistem upravleniya promyshlennykh robotov. Metodicheskiye rekomendatsii* [Design of hydraulic drives and control systems for industrial robots. Guidelines]. Moscow, NIIMASH Publ., 1975. 63 p.

Надійшла (received) 26.01.2020

Відомості про авторів / Сведения об авторах / Information about authors

**Крутіков Геннадій Анатолійович (Крутиков Геннадий Анатольевич, Krutikov Gennadiy Anatolievich)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (050) 512-63-35; e-mail: gkrutikov@gmail.com.

**Стрижак Мар'яна Георгіївна (Стрижак Марьяна Георгиевна, Stryzhak Mariana Georgievna)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (063) 471-38-21; e-mail: vladislavtish@gmail.com.