

Розробка корисних копалин

УДК 624.191.6

О.Л. Жупієв, ст. викл.
К.С. Заболотний, д.т.н., проф.
А.О. Сірченко, аспір.

ДВНЗ Національний гірничий університет

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ГІДРОПРИВОДУ ПІДЙОМУ МАНІПУЛЯТОРА ТУНЕЛЬНОГО УКЛАДАЧА

Запропонована методика обґрунтування параметрів гідроприводу підйому маніпулятора тунельного укладача, заснована на серії досліджень розробленої математичної моделі.

Ключові слова: гідропривод, маніпулятор тунельного укладача, одноважільний тунельний укладач.

Постановка проблеми. У сучасних умовах зростаючої технологічної конкуренції велике значення має скорочення термінів розробки нових конструкцій машин, а також підвищення їх якості та надійності. У зв'язку з цим оптимальне проектування займає одну з основних позицій при створенні сучасних конкурентоспроможних машин, зокрема тунельних укладачів.

Створення математичних моделей укладачів і визначення їх раціональних параметрів на підставі проведення досліджень сучасними методами є актуальною науковою проблемою механіки гірських машин.

Вирішення цієї проблеми можливе тільки при застосуванні сучасних обчислювальних методів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Перші роботи, що визначають підхід до вирішення даної проблеми з'явилися тільки в останні роки.

Д.В. Сergyin [1] розробив схему навантаження робочого органу тунельного укладача та його функціональну схему управління.

У роботах HAO Wanjun, ZHANG Yanwei, CUI Guohua, Hu Shi, Guofang Gong, Huayong Yang, Rulin Zhou [2, 3] представлено попереднє дослідження технічного стану укладача щитової тунельної машини.

Дослідники Gong Yadong, Cheng Jun, Wang Chao, Zhang Qingguo, Li Shu, Wang Lintao, Shi Hu, Hou Dianqing, Gang Li, Bo Wang, Ya Dong Chen, Wan Shan Wang в своїх роботах [4–6] запропонували методику динамічного моделювання тунельного укладача на віртуальному прототипі.

Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми. Уваги дослідників не торкнулися такі наукові завдання, що належать до розглянутої проблеми, як:

1. Знаходження оптимального закону переміщення елемента опорядження (блока) маніпулятором укладача на задану висоту і необхідної для цього тягової сили.
2. Розробка математичної моделі гідравлічного приводу поступального переміщення маніпулятора і отримання необхідного закону керування переміщенням золотника на підставі проведених досліджень.
3. Дослідження впливу параметрів приводу на величину випередження керуючого сигналу (закон управління переміщенням золотника), порівняно з переміщенням блока.

Мета статті. Складається у дослідження процесу підйому для обґрунтування раціональних параметрів приводу поступального переміщення маніпулятора тунельного укладача.

Виклад основного матеріалу досліджень. Конструкція маніпулятора одноважільного тунельного укладача складається з двох незалежних гідравлічних приводів: поступального і обертального руху. У даній статті будемо розглядати тільки привід поступального переміщення блока.

При поступальному переміщенні маніпулятора, блок, крім поступального переміщення, робить незначні коливальні рухи, величина яких буде оцінена в наступних роботах. Тому в даній статті будемо вважати блок і поступально переміщаються із ним частини маніпулятора однієї матеріальної точкою масою M (рис. 1, а).

При розробці закону переміщення блока на висоту L (рис. 1, б) можна виходити з вимоги мінімальної підйомної сили $F_{\text{п}}$ – тоді час підйому T буде нескінченним, або з мінімального

часу підйому – з нескінченною величиною сили. Оскільки підйомна сила змінюється в часі (а разом з нею змінюється прискорення $\frac{d^2x}{dt^2}$, де x – вертикальне переміщення матеріальної точки), доцільно як мінімальне значення функції мети оптимізаційної задачі прийняти час підйому T з обмеженням на величину допустимого прискорення a^* .

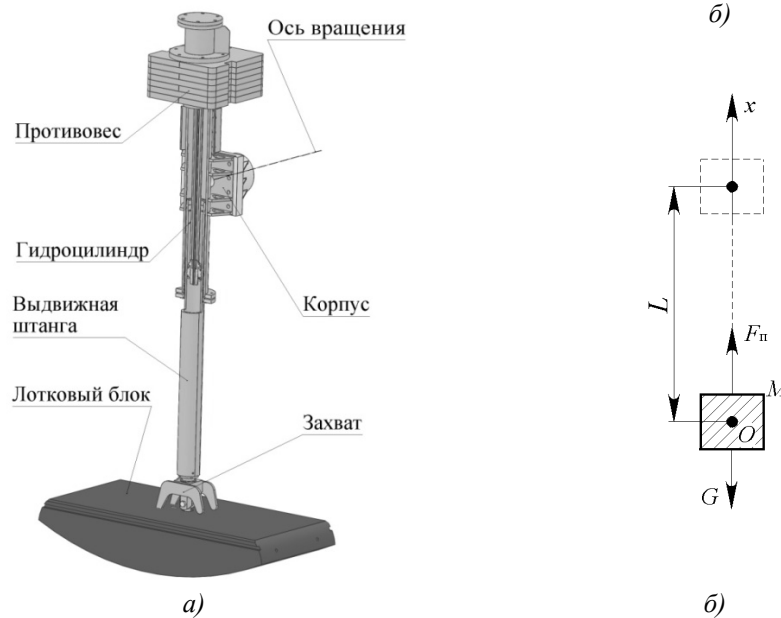


Рис. 1. Маніпулятор с блоком (а) та його розрахункова схема (б)

При поступальному переміщенні матеріальної точки масою M на висоту L передбачається, що розгін і гальмування здійснюватимуться за однакову кількість часу $\frac{T}{2}$. Оскільки мінімальним значенням функції мети оптимізаційної задачі є мінімально можливий час підйому, то необхідно для визначення часу t досягнення заданої точки x ввести функцію $t(x)$ що є зворотною для функції. Тоді для часу підйому T на висоту L справедливий вираз $T = t(L)$.

Передбачається, що спочатку і в кінці підйому відсутній удар, тобто швидкість $\frac{dx}{dt}$ дорівнює нулю.

З математичної точки зору, описана оптимізаційна задача прийме наступний вигляд.

Знайти $x^* : \|x^*\| = \min_{x \in X} \|x\|$, де $\|x\| = x^{inv}(L)$, $x^{inv} = t(x)$ – зворотна функція для $x(t)$, X – допустима безліч функцій, друга похідна яких непарна щодо $\frac{T}{2}$, що задовольняють умовам:

$$\left| \frac{d^2x}{dt^2} \right| \leq a^*; \quad x(0) = 0; \quad x(T) = L; \quad \frac{dx}{dt}(0) = \frac{dx}{dt}(T) = 0. \quad (1)$$

Для спрощення аналізу оптимізаційної задачі і скорочення кількості вхідних в неї величин введемо безрозмірні змінні:

$$\xi = \frac{x}{L}, \quad \tau = \frac{t}{T}.$$

Оскільки з переходом до безрозмірних величин час підйому перестає бути змінною величиною, то мінімальним значенням функції мети оптимізаційної задачі буде мінімальне прискорення за безрозмірний одиничний час при підйомі на одиничну висоту.

Оптимізаційна задача (1) набуває вигляду:

Знайти $\xi^* : \|\xi^*\| = \min_{\xi \in Y} \|\xi\|$, де $\|\xi\| = \sup \{ |\xi''(\tau)| : \tau \in [0, 1] \}$, Y – допустима безліч функцій, що задовольняють умовам:

$$\xi(0) = 0; \quad \xi(1) = 1; \quad \xi'(0) = \xi'(1) = 0. \quad (2)$$

$$\text{Тут } \xi'(\tau) = \frac{d\xi(\tau)}{d\tau}.$$

Визначимо клас функцій шляхом введення п'яти елементарних функцій переміщення $\xi(\tau)$ з максимальною величиною прискорення $A_i (i=1\dots5)$, що задовольняють умовам (2):

$$\xi(\tau)_1 = \frac{A_1}{\pi^2} (1 - \cos \pi \tau); \quad \xi(\tau)_2 = A_2 \begin{cases} \frac{\tau^2}{2}, & \tau < 0,5 \\ -\frac{\tau^2}{2} + \tau - \frac{1}{4}, & \tau \geq 0,5 \end{cases}$$

$$\xi(\tau)_3 = A_3 \left(\frac{\tau^2}{2} - \frac{\tau^3}{3} \right); \quad \xi(\tau)_4 = \frac{A_4}{2\pi} \left(\tau - \frac{\sin 2\pi\tau}{2\pi} \right);$$

$$\xi(\tau)_5 = \frac{A_5}{6\pi^2} \left(2\pi\tau - \sin 2\pi\tau - \frac{1}{6} \sin^3 2\pi\tau \right).$$

Тоді для безрозмірних швидкостей і прискорень справедливі вирази:

$$\omega(\tau)_1 = \frac{A_1}{\pi} \sin \pi\tau, \quad \omega(\tau)_2 = A_2 \begin{cases} \tau, & \tau < 0,5 \\ -\tau + 1, & \tau \geq 0,5 \end{cases}$$

$$\omega(\tau)_3 = A_3 (\tau - \tau^2), \quad \omega(\tau)_4 = \frac{A_4}{2\pi} (1 - \cos 2\pi\tau),$$

$$\omega(\tau)_5 = \frac{A_5}{6\pi} (2 - 3\cos 2\pi\tau + \cos^3 2\pi\tau);$$

$$\alpha(\tau)_1 = A_1 \cos \pi\tau, \quad \alpha(\tau)_2 = A_2 \begin{cases} 1, & \tau < 0,5 \\ -1, & \tau \geq 0,5 \end{cases}$$

$$\alpha(\tau)_3 = A_3 (1 - 2\tau), \quad \alpha(\tau)_4 = A_4 \sin 2\pi\tau,$$

$$\alpha(\tau)_5 = A_5 \sin^3 2\pi\tau,$$

де максимальні значення прискорень знаходяться з умови $\xi(1) = 1$

$$A = \begin{pmatrix} \frac{\pi^2}{2} \\ 4 \\ 6 \\ 2\pi \\ 3\pi \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 4,93 \\ 4 \\ 6 \\ 6,28 \\ 9,42 \end{pmatrix}$$

На рисунках 2–4 зображено графіки функцій переміщень, швидкостей і прискорень відповідно для п'яти розглянутих законів руху блока.

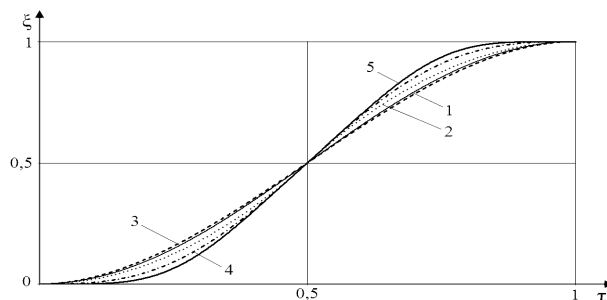


Рис. 2. Графіки функцій переміщень: 1 — $\xi(\tau)_1$, 2 — $\xi(\tau)_2$, 3 — $\xi(\tau)_3$, 4 — $\xi(\tau)_4$, 5 — $\xi(\tau)_5$

З рисунка 2 видно, що обрані закони переміщення незначно відрізняються один від одного.

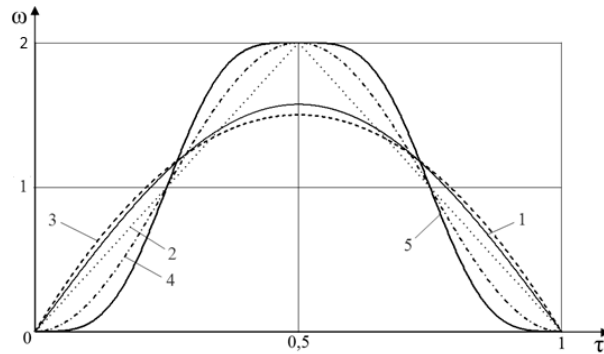


Рис. 3. Графіки функцій швидкостей:
 1 – $\omega(\tau)_1$, 2 – $\omega(\tau)_2$, 3 – $\omega(\tau)_3$, 4 – $\omega(\tau)_4$, 5 – $\omega(\tau)_5$

З умови досягнення одиничного безрозмірного переміщення за одиничний час слідує, що площі криволінійних трапецій, утворених кожній кривою, повинні бути однакові (рис. 3).

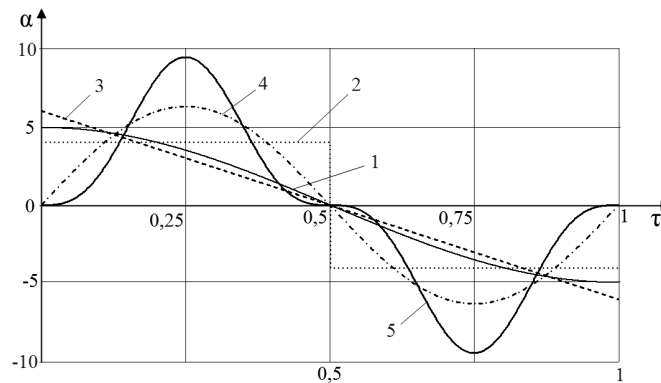


Рис. 4. Графіки функцій прискорень:
 1 – $\alpha(\tau)_1$, 2 – $\alpha(\tau)_2$, 3 – $\alpha(\tau)_3$, 4 – $\alpha(\tau)_4$, 5 – $\alpha(\tau)_5$

На рисунку 4 видно, що функції прискорень, непарні щодо безрозмірного часу $\tau = 0,5$ і розрізняються кутом нахилу в цій точці. Оскільки найбільш виразно розрізняються види руху блока за його прискоренням, домовимося називати ці закони руху за видом їх прискорень: 1 – косинусоїдальній; 2 – П-подібний; 3 – лінійний; 4 – синусоїдальний; 5 – синусоїдальний кубічний.

З постановки оптимізаційної задачі випливає, що шукана функція повинна мати мінімальний нахил на всьому періоді.

Як базову функцію оберемо функцію швидкості при П-подібному русі. Назвемо пробною функцією похідну $\omega(\tau)$ довільної функції $\xi(\tau)$ з допустимої безлічі Y . Можливо два випадки. Пробна функція в нулі має нахил (a , отже, і прискорення) більший, ніж базовий. Тому обрана функція $\xi(\tau)$ не може бути розв'язком оптимізаційної задачі. Розглянемо другий випадок, в якому кут нахилу в нулі менше базового. На початку руху площа криволінійної трапеції, утворена пробною функцією, менше площі, утвореної базовою функцією. Тому обов'язково повинна бути точка перетину пробної функції з базовою, де нахил пробної повинен бути більший, ніж у базової, для врівноваження площ. Звідси випливає, що довільна функція $\xi(\tau)$, не може бути розв'язком, оскільки знайдеться час τ , в якому її друга похідна $\alpha(\tau)$ буде більшою, ніж при П-подібному русі.

Тому надалі можна вважати П-подібну функцію руху єдиною, що має мінімальне прискорення.

Перейдемо до розмірних змінних і наведемо вирази для часу підйому T , прискорення $a(t)$, швидкості $v(t)$, переміщення блока $x(t)$ і розтягуювального зусилля в штоку гідроциліндра $F(t)$, для всіх п'яти розглянутих законів руху ($i = 1 \dots 5$):

$$T_i = \sqrt{\frac{A_i L}{a^*}} \quad (3)$$

$$x_i = L \xi \left(\frac{t}{T_i} \right), \quad v_i(t) = \frac{L}{T_i} \omega_i \left(\frac{t}{T_i} \right),$$

$$a_i(t) = \frac{L}{T_i^2} \alpha_i \left(\frac{t}{T_i} \right), \quad F_i(t) = M (g + a_i(t)),$$

де g – прискорення земного тяжіння, m/c^2 .

Розробимо математичну модель, що дозволяє знайти оптимальний закон керування переміщенням золотника гідророзподільника при підйомі залізобетонного блока за заданим законом руху блока.

На рисунку 5 представлена принципова гідравлічна схема (з ідеалізованими елементами) приводу маніпулятора укладача із залізобетонним блоком, який складається з: гідронасоса постійного тиску p_0 , гідробака, 4-лінійного гідророзподільника з залежним від часу ходом золотника $u(t)$, гідравлічного циліндра двосторонньої дії (далі гідроциліндр) і залізобетонного блока.

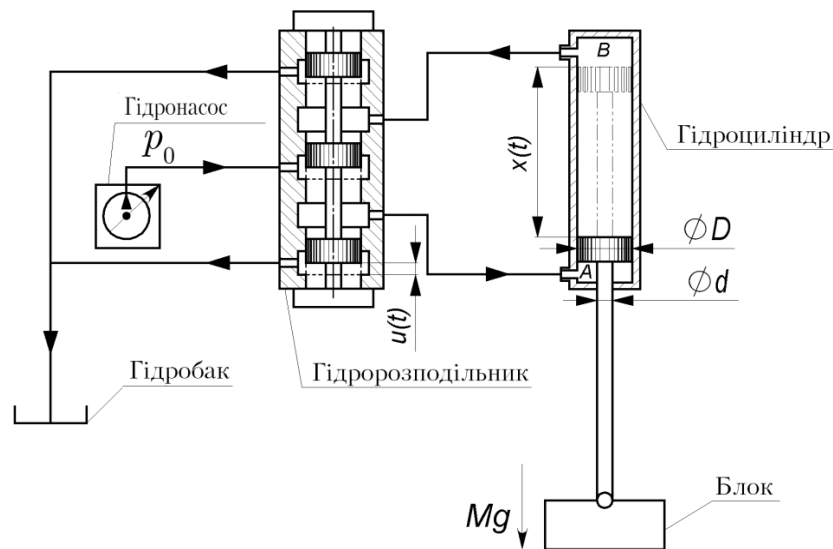


Рис. 5. Принципова гідравлічна схема моделі гідравлічного приводу маніпулятора

В процесі ідеалізації гідравлічного приводу маніпулятора укладача були прийняті такі припущення:

1. Нехтуємо гідравлічним опором у трубопроводах, колінах тощо.
2. Нехтуємо витоками і стискальністю рідини.
3. Нехтуємо інерцією золотника гідророзподільника.
4. Приймаємо насос необмеженої потужності і постійного тиску.
5. Передбачається миттєве перемикання з ламінарного на турбулентний режим руху рідини, при перевищенні критичного значення числа Рейнольдса.

Для кожного каналу золотника, у припущенні, що інерція рідини не враховується, справедлива формула (4) [7], що зв'язує витрату, хід золотника і перепад тиску в його камерах:

$$q = \begin{cases} C_D A \sqrt{\frac{2}{\rho} |\Delta p|} \operatorname{sgn} \Delta p, & \text{при } Re \geq Re_{кр}, \\ 2 \frac{C_D^2}{Re_{кр}^2} A \frac{D_u}{\nu \rho} \Delta p & \text{при } Re < Re_{кр}, \end{cases} \quad (4)$$

де $A = u \frac{A_{max}}{u_{max}}$; $Re = \frac{q D_u}{A \nu}$; $D_u = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$;

q – витрата рідини, m^3/c ;

Δp – перепад тиску в камерах гідроциліндра, МПа;

C_D – коефіцієнт витрати золотника;

A – миттєва площа прохідного перетину гідророзподільника, m^2 ;

A_{max} – площа повністю відкритого перетину, m^2 ;

u – переміщення золотника, м ;

u_{\max} – максимально можливе переміщення золотника, м ;

ρ – щільність рідини, кг/ м³ ;

ν – кінематична в'язкість рідини, м²/ с ;

D_u – миттєвий гідравлічний діаметр отворів гідророзподільника, м ;

Re – число Рейнольдса;

$Re_{кр}$ – критичне значення числа Рейнольдса, що розділяє ламінарний і турбулентний режим.

Закон руху поршня в гідравлічному циліндрі двосторонньої дії:

$$Ma = \rho_0 A_A - Mg - p_A A_A - p_B A_B, \quad (5)$$

де $A_A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$; $A_B = \frac{\pi D^2}{4}$; $a = \frac{d^2 x}{dt^2}$;

$$q_A = v A_A; \quad q_B = v A_B; \quad v = \frac{dx}{dt};$$

A_A – площа поперечного перерізу штокової камери гідроциліндра, м² ;

A_B – площа поперечного перерізу поршневої камери гідроциліндра, м² ;

v – швидкість поршня гідроциліндра, м/ с ;

a – прискорення поршня гідроциліндра м/ с² ;

q_A, q_B – витрати через відповідні камери гідроциліндра, м³/ с ;

D – діаметр поршня, м ;

d – діаметр штоку, м ;

M – сумарна маса залізобетонного блока, поршня і штоку гідравлічного, кг .

Тоді для ламінарного і турбулентного режимів руху рідини в гидрораспределитель при заданих і переміщення золотника (і відповідно) повинно здійснюватися за законом, отриманому з розробленої математичної моделі гідравлічного приводу (4, 5):

$$u_n(t) = \frac{u_{\max}}{A_{\max}} \left[\frac{v(t) \nu \rho Re_{кр} \sqrt{\pi (A_A^2 + A_B^2)}}{4 C_D^2 (\rho_0 A_A - Mg - Ma(t))} \right];$$

$$u_r(t) = \frac{u_{\max}}{A_{\max}} v(t) \sqrt{\frac{\rho (A_A^3 + A_B^3)}{\rho_0 A_A - Mg - Ma(t)}}. \quad (6)$$

Як приклад розглянемо підйом залізобетонного блока на висоту 2 метри за двома розглянутим законами його руху (П-подібним, косинусоїдальним) з мінімальними значеннями прискорень за весь період. Сумарна маса залізобетонного блока, поршня і штоку гідроциліндра $M = 2$ тонни, граничне прискорення $a^* = 2$ м/ с².

Характеристики рідини:

$$\rho = 841,1 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad \nu = 9,686 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}.$$

Характеристики гідророзподільника:

$$C_D = 0,7; \quad Re_{кр} = 12;$$

$$A_{\max} = 3,11 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2; \quad u_{\max} = 3,11 \cdot 10^{-4} \text{ м}$$

Характеристики гідроциліндра:

$$A_A = 3,467 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2; \quad A_B = 3,4677 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Характеристики гідронасоса:

$$\rho_0 = 6,3 \text{ МПа}.$$

З формули (3) випливає, що $T_1 = 2,22$ с та $T_2 = 2$ с.

На рисунках 6, 7 наведено отримані для розглянутого прикладу закони управління переміщенням золотника при ламінарному і турбулентному режимах.

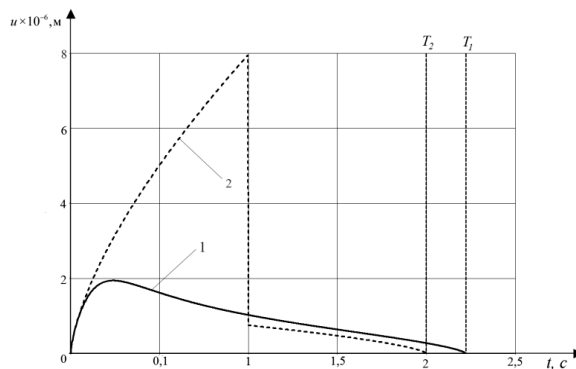


Рис. 6. Закон управління переміщенням золотника при ламінарному режимі для:
1 – косинусоїдального закону руху блока; 2 – П-подібного

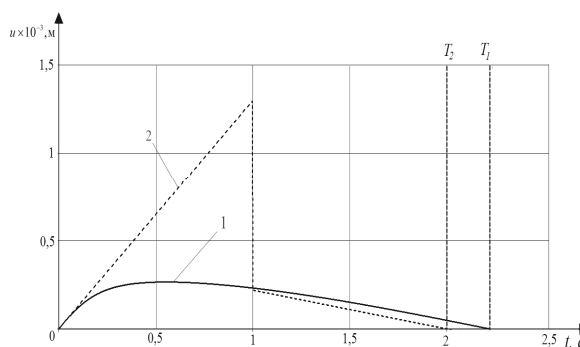


Рис. 7. Закон управління переміщенням золотника при турбулентному режимі для:
1 – косинусоїдального закону руху блока; 2 – П-подібного

З рисунків 6, 7 випливає, що застосування П-подібного закону руху блока скорочує час підйому на 11 %, але вимагає розривного закону управління переміщенням золотника, що ускладнює реалізацію системи керування гідроприводом, тому доцільно застосувати косинусоїдальний закон.

На рисунках 8, 9 наведено залежності числа Рейнольдса потоку рідини в камері А гідроциліндра від часу підйому блока при ламінарному і турбулентному режимах.

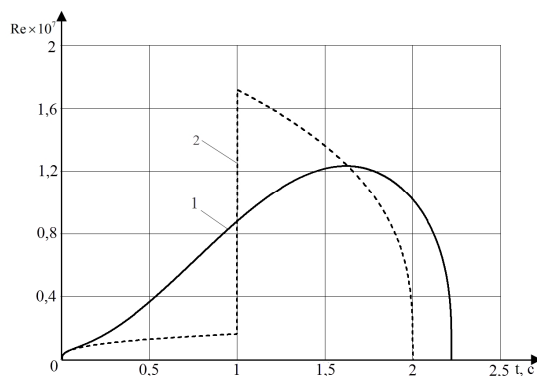


Рис. 8. Залежність числа Рейнольдса від часу при ламінарному режимі для:
1 – косинусоїдального закону руху блока; 2 – П-подібного

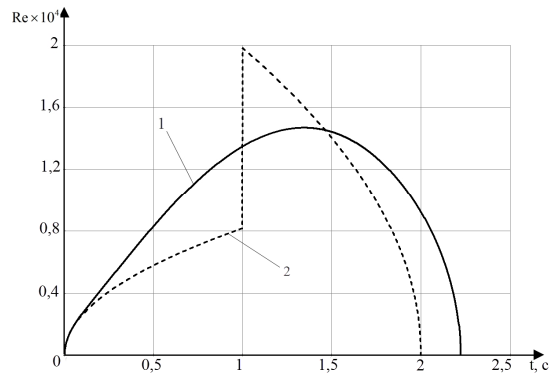


Рис. 9. Залежність числа Рейнольдса від часу при турбулентному режимі для: 1 – косинусоїдального закону руху блока; 2 – П-подібного

З рисунків 8, 9 випливає, що при відкритті отворів в гідророзподільнику, що досягається, число Рейнольдса значно перевищує його критичне значення, тобто режим руху рідини через гідророзподільник турбулентний.

Тому надалі обмежимося тільки косинусоїдальним законом руху блока в припущенні турбулентного режиму руху рідини.

Мінімально допустима площа штокової камери за відсутності гідравлічного опору:

$$A_{A,\min} = \frac{M(g + a^*)}{\rho_0}$$

Дослідимо залежність закону управління переміщенням золотника від площі штокової камери.

$$\text{Позначимо } b = \frac{A_A}{A_{A,\min}}$$

З формули (6) випливає, що для косинусоїдального закону руху блока закон управління переміщенням золотника як функція від безрозмірного часу τ і b – перевищення площі штокової камери від мінімальної набуде вигляду:

$$f(\tau, b) = \frac{k_2(b) \sin \pi \tau}{\sqrt{k_1(b) - \cos \pi \tau}}, \quad (7)$$

$$\text{де } k_1(b) = \frac{\rho_0 A_{A,\min} b^2 - Mg}{Ma^*}; k_2(b) = \frac{u_{\max} T_1 a^*}{A_{\max} \pi} \sqrt{\frac{\rho(1 + \lambda^3) A_{A,\min}^3 b^6}{Ma^*}}; \lambda = \frac{A_B}{A_A}; \tau = \frac{t}{T_1}; T_1 = \pi \sqrt{\frac{L}{2a^*}}$$

З формули (7) випливає, що рух можливий тільки тоді, коли прикладений тиск більше втрат на гідравлічний опір, тобто $k_1(b) > 1$.

$$\text{Позначимо } h(\tau, b) = \frac{d}{d\tau} f(\tau, b)$$

На рисунку 10 наведена залежність функції управління переміщенням золотника $f(\tau, b)$ та її похідної $h(\tau, b)$ (пунктирна лінія) від безрозмірного часу для двох значень перевищення площі штокової камери $b: 1,03$ і $1,5$.

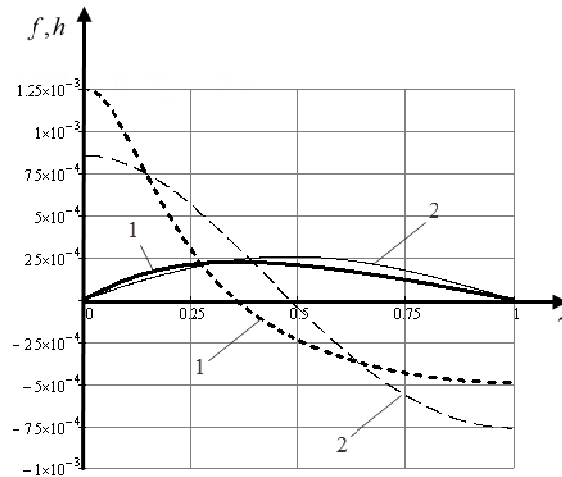


Рис. 10. Залежність функції управління переміщенням золотника та її похідної (пунктирна лінія) від безрозмірного часу для: 1 – $b = 1,03$; 2 – $b = 1,5$

З рисунка 10 випливає, що при невеликому значенні перевищення площі камери ($b = 1,03$) виникає випередження керуючого сигналу Δ на 0,4 с. Для того, щоб зменшити випередження, потрібно збільшувати площу штокової камери для зменшення ролі сили гідравлічного опору, порівняно з сумарною силою інерції та силою тяжіння, тобто зниження ККД системи.

На рисунку 11 показано залежність $\Delta(\beta)$ випередження керуючого сигналу, віднесена до періоду руху, від коефіцієнта збільшення наведеного діаметра штокової камери $\beta = \sqrt{\frac{A_A}{A_{A,\min}}}$.

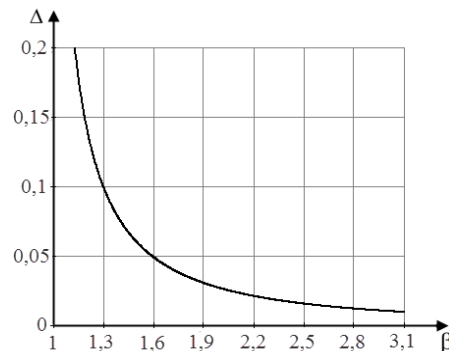


Рис. 11. Залежність випередження керуючого сигналу Δ від коефіцієнта збільшення наведеного діаметра штокової порожнини β

З рисунка 11 видно, що для коефіцієнта збільшення наведеного діаметра штокової камери випередження керуючого сигналу не перевищує 5 %.

Висновки:

1. Доведено, що при заданих обмеженнях на величину прискорення підйом блока на висоту L найшвидше здійснюється при П-подібному законі руху.

2. Отримано час підйому для п'яти розглянутих законів руху блока.

3. Розроблено математичну модель гідроприводу маніпулятора, що дозволяє для будь-якого закону руху блоку знайти закон управління переміщенням золотника гідророзподільника.

4. Оскільки число Рейнольдса потоку рідини в гідророзподільнику значно перевищує його критичне значення, слід користуватися законом управління переміщенням золотника, отриманому в припущенні турбулентного режиму руху рідини.

5. Застосування П-подібного закону руху блоку скорочує час підйому на 11 %, порівняно з косинусоїдальним, але вимагає розривного закону управління переміщенням золотника, що ускладнює реалізацію системи керування гідроприводом.

6. У разі необхідності зменшення випередження керуючого сигналу (закон управління переміщенням золотника), порівняно зі швидкістю переміщення блока, слід збільшувати площу штокової порожнини при заданому значенні тиску в магістралі.

Список використаної літератури:

1. *Серегин Д.В.* Схема нагружения рабочего органа тоннельного укладчика / *Д.В. Серегин* // Научная сессия, посвященная Дню радио г.Тула : НТО РЭС им. А.С. Попова. – Тула, 2008. – С. 50–53.
2. *HAO Wanjun* Research on the technical status of the segment erection system for the full shield tunneling machine / *HAO Wanjun, ZHANG Yanwei, CUI Guohua* // [J]. Mining & Processing Equipment. – 2009. – № 37. – Pp. 1–5.
3. Position and Attitude Precision Analysis of Segment Erector of Shield Tunneling Machine / *Hu Shi, Guofang Gong, Huayong Yang, Rulin Zhou* // Second International Conference, ICIRA 2009 : Singapore. – Springer Berlin Heidelberg, 2009. – Pp. 355–363.
4. Research of the Segment Erector of Tunnel Boring Machine Based on Virtual Prototype / *Gong Yadong, Cheng Jun, Wang Chao, Zhang Qingguo, Li Shu* // 2010 Second International Conference on Intelligent Human-Machine Systems and Cybernetics. – Geneva–ihmsc, 2010. – Vol. 1. – Pp. 255–258.
5. Positioning Precision and Impact Force Control of Segment Erector for Shield Tunneling Machine / *Wang Lintao, Gong Guofang, Shi Hu, Hou Dianqing* // 2012 Third International Conference on Digital Manufacturing & Automation. – Guilin–icdma, 2012. – Pp. 612–617.
6. Research of Dynamics Simulation of a Six-DOF Segment Erector for Tunnel Boring Machine / *Gang Li, Bo Wang, Ya Dong Chen, Wan Shan Wang* // Applied Mechanics and Materials, 2012. – Vol. 1. – Pp. 291–294.
7. *Васильченко В.А.* Гидравлическое оборудование мобильных машин : справочник / *В.А. Васильченко*. – М. : Машиностроение, 1983. – 301 с.

ЖУПШЕВ Олександр Леонідович – старший викладач кафедри гірничих машин та інжинірингу Національного гірничого університету.

Наукові інтереси:

– шахтні підйомні машини;
– проведення силових розрахунків конструкцій і механізмів за допомогою сучасних комп'ютерних технологій.

Тел.: (096)845–26–02.

E-mail: alexzh@ua.fm

ЗАБОЛОТНИЙ Костянтин Сергійович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри гірничих машин та інжинірингу Національного гірничого університету.

Наукові інтереси:

– шахтні підйомні машини;
– технології тривимірного комп'ютерного моделювання SolidWorks.

Тел.: (050)340–02–01.

E-mail: mmf@ua.fm

СІРЧЕНКО Артем Олександрович – аспірант кафедри гірничих машин та інжинірингу Національного гірничого університету.

Наукові інтереси:

– тунельні прохідницькі комплекси;
– технології тривимірного комп'ютерного моделювання SolidWorks.

Тел.: (063)619–76–56.

E-mail: kundul@rambler.ru

Стаття надійшла до редакції 17.09.2013