

## ДИНАМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ПРИВОДУ ПОДАЧІ КАР'ЄРНОГО БУРОВОГО ВЕРСТАТА

### QUARRY DRILLING RIG FEED DRIVE DYNAMIC PROPERTIES

**Мета.** Визначення динамічних властивостей об'єкту керування системи приводу подачі на вибій, на підставі яких встановити якісний та кількісний вплив пружних гідро-механічних ланок на динамічні процеси.

**Методика.** При проведенні досліджень використано апарат математичного аналізу звичайних неоднорідних диференціальних рівнянь і здійснено інтегральне перетворення Лапласа, яке дозволило проводити аналіз на підставі розв'язання лінійних алгебраїчних рівнянь та уявленням динамічних ланок у вигляді передатних функцій, що дозволило кількісно визначити вплив параметрів об'єкту керування на якість перехідних процесів.

**Результати.** Здійснений аналіз динамічних властивостей гідро-механічної системи, як об'єкту регулювання, дозволяє обґрунтовано сформулювати вимоги до системи регулювання приводом подачі і спусково-під'ємних операцій, у яких необхідно передбачити контролювання поточних і граничних значень технологічних параметрів у процесі переміщення бурового постапу, а саме тиску у гідро системі, частоти обертання валу гідро двигуна і лінійної швидкості переміщення постапу, а також вплив додаткових дробово-раціональних функцій на якість керування системи управління.

**Наукова новизна.** Встановлені динамічні характеристики гідро-механічних ланок, які ґрунтуються на базі фундаментальних співвідношень: балансів витрати мастила, моментів і потужностей на валу гідро двигуна. Отримана та проаналізована математична модель об'єкту керування з використанням стандартних динамічних ланок з відомими характеристиками, які дозволяють синтезувати систему автоматичного керування приводом спусково-під'ємних операцій та подача постапу.

**Практична значимість.** З аналізу одержаної математичної моделі об'єкту керування приводом подачі спусково-під'ємних операцій встановлено, що в об'єкті керування для реалізації раціонального способу керування процесом буріння з підтримкою потоку потужності в зоні руйнування породи на постійному рівні, необхідно контролювати, окрім традиційних координат – крутного моменту і частоти обертання двигуна, ще і технологічні координати – тиск у гідросистемі, частоту обертання валу гідро двигуна і лінійну швидкість переміщення постапу, що потребує відповідного вмикання контурів управління.

**Ключові слова:** гідро система, спусково-під'ємні операції, подача на вибій.

**Вступ.** Впровадження регульованих електроприводів замість нерегульованих в системі спусково-під'ємних операцій в бурових верстатах нового покоління вимагає дослідження динамічних властивостей об'єкту керування приводу подачі бурового постапу на вибій. Сучасні бурові верстати СБШС-250Н та СБШ-250/270-32 обладнані двома регульованими системами обертання постапу і спусково-під'ємних операцій, у яких використані сучасні цифрові приводи змінного струмів. Такі

електромеханічні системи є цілком керованими і розширюють можливості автоматизації процесу буріння, дозволяють враховувати технологічні особливості роботи шарошкового верстата, чого неможливо було досягти при використанні нерегульованих приводів подачі поставу у верстатах СБШ-250МН-32 [1].

В об'єкт керування привода СПО попадає перетворювач частоти, асинхронний двигун із системою авторегулювання, гідронасос, ГД, КПС. Новою конструктивною ланкою у приводі СПО є гідронасос з ГД і повністю регульований привод за системою перетворювач частоти – асинхронний двигун. Якщо передатні функції електропривода досить добре досліджені, то передатні функції гідросистеми з КПС у формі, яка необхідна для побудови системи керування, у відомій літературі не приводиться [2, 3].

У кінематичний зв'язок між приводним двигуном і буровим снарядом при поступальному переміщенні поставу входять гідронасос, ГД з редуктором і КПС. У гідравлічній системі використовується нестислива рідина (мастило). Канати і трубопроводи піддаються пружним деформаціям. При цьому частота обертання вала двигуна і зведена до вала двигуна лінійна швидкість переміщення бурового снаряда у нестаціонарних режимах не дорівнюють одне одному. У приводній системі застосовується швидкодіючий електропривод зі смугою пропускання контуру частоти обертання до 200 рад/с. При цьому частота власних пружних коливань КПС і гідропривода потрапляє у смугу пропускання контуру регулювання частоти обертання. Не врахування піддатливості трубопроводів, канатів при аналізі об'єкту керування і синтезі системи регулювання може призвести до розбіжності поміж очікуваною і дійсною якістю керування.

**Мета дослідження.** Дослідження присвячено розробці математичної моделі об'єкту керування привідної системи спусково-під'ємних операцій та подачі поставу на вибій з метою встановлення закономірностей у гідросистемі, які безпосередньо впливають на вибір системи керування електроприводом.

**Основна частина.** Отримаємо математичну модель гідроприводу подачі у вигляді передавальної функції, якою можна синтезувати систему автоматичного управління приводом подачі поставу.

Робота гідронасосу та гідродвигуна характеризується взаємним впливом через пружні властивості гідравлічної олії, що циркулює у замкнутому трубопроводі. Тому при математичному описі слід розглядати роботу гідронасосу разом із гідродвигуном.

Вхідними змінними об'єкта управління, що розглядається, є частота обертання валу гідронасоса і його момент опору обертанню електроприводом. Вихідні змінні – момент, що крутить, на валу гідромотора і частота обертання його валу.

Математичне опис отримаємо при таких припущеннях:

- а) масу олії, що циркулює в гідросистемі, не враховуємо через її незначну величину порівняно з іншими масами;
- б) зміною в'язкості олії від температури нехтуємо, тобто вважаємо процеси ізотермічними;
- в) виток олії з гідросистеми пропорційне тиску в трубопроводах;
- г) стиснення олії прямо пропорційно обсягу трубопроводу подачі і обернено пропорційно модулю об'ємної пружності олії.

Динаміка роботи гідросистеми ґрунтується на базі двох фундаментальних співвідношень: балансів витрати олії та моментів на валу гідро двигуна.

Олія, що витісняється з циліндрів гідронасоса, обертає гідро двигун, витікає з гідросистеми та стискається (баланс витрати мастила):

$$Q_n = Q_\partial + Q_y + Q_c, \quad (1)$$

де:  $Q_n$  – подача гідронасоса;  $Q_\partial$  – витрата масла через гідро двигун;  $Q_y$  – витрата олії на виток з гідросистеми;  $Q_c$  – витрата, зумовлений деформацією (стисканням) олії. Подача гідронасоса і витрата гідро двигуна, що визначаються з рівнянь [4]

$$Q_n = S_n \cdot R_n \cdot Z_n \cdot \omega_n = q_n \cdot \omega_n;$$

$$Q_\partial = S_\partial \cdot R_\partial \cdot Z_\partial \cdot \omega_\partial = q_\partial \cdot \omega_\partial,$$

де:  $S_n, S_\partial$  – поперечні перерізи циліндрів;  $R_n, R_\partial$  – радіуси кіл, де розміщуються центри циліндрів;  $Z_n, Z_\partial$  – число поршнів;  $\omega_n, \omega_\partial$  – частоти обертання валів;  $q_n, q_\partial$  – сумарний об'єм циліндрів, літраж (індекс "n" – насос, "∂" – двигун).

Витрата витоку олії з гідросистеми, пропорційна тиску [3]

$$Q_y = K_y \cdot P,$$

де:  $K_y$  – коефіцієнт витоку олії, що залежить від стану гідросистеми [4];  $P$  – тиск олії.

Необхідна витрата олії на стиск його в гідросистемі, знаходиться відповідно до [5]

$$Q_c = dV/dt,$$

де:  $dV$  – елементарне зменшення об'єму олії через її стискування під дією тиску;  $t$  – поточний час.

При прийнятих припущеннях елементарний об'єм стисненого масла [5]

$$dV = \frac{V}{E} \cdot dP,$$

де:  $V$  – об'єм гідроприводів подачі;  $E$  – модуль об'ємної пружності олії [6].

За законом Гука, різниця тисків олії на вході та виході гідро двигуна з модулем об'ємної пружності пов'язані співвідношенням

$$dP = E \cdot \frac{dV}{V}.$$

Виходячи з балансу потужностей на валу гідро двигуна, знаходимо необхідний тиск у гідросистемі подачі

$$P \cdot Q_\partial = M_\partial \cdot \omega_\partial,$$

$$P = M_\partial \cdot \omega_\partial / Q_\partial = M_\partial / q_\partial.$$

Остаточню, баланс витрати масла в гідросистемі, відповідно до рівняння (1) приймає наступний вид

$$q_n \cdot \omega_n = q_\partial \cdot \omega_\partial + K_y \cdot P + \frac{V}{E} \cdot \frac{dP}{dt}.$$

Або, з урахуванням того, що крутний момент гідродвигуна пропорційний тиску в трубопроводі подачі та загальному об'єму циліндрів гідронасоса ( $M_\partial = P \cdot q_\partial$ ), отримаємо

$$q_n \cdot \omega_n = q_\partial \cdot \omega_\partial + K_y \cdot \frac{M_\partial}{q_\partial} + \frac{V}{E \cdot q_\partial} \cdot \frac{dM_\partial}{dt}. \quad (2)$$

Різниця між крутним моментом на валу двигуна і значенням статичного моменту визначає динамічний момент гідро двигуна, який врівноважується моментом інерції рухомих частин гідро двигуна

$$M_\partial - M_c = J_3 \cdot \frac{d\omega_\partial}{dt}, \quad (3)$$

де:  $J_3$  – момент інерції обертових частин гідро двигуна.

Для отримання класичної передавальної функції з області оригіналів переходимо в область зображень [7–12] за початкових нульових умов. Застосовуємо перетворення Лапласа до рівнянь (2), (3). Рівняння (2) вирішуємо щодо крутного моменту гідро двигуна  $M_\partial$ , а рівняння (3) – щодо частоти обертання валу гідро двигуна

$$\left. \begin{aligned} M_\partial &= \frac{q_n \cdot \omega_n - q_\partial \cdot \omega_\partial}{\frac{K_y}{q_\partial} + \frac{V}{E \cdot q_\partial} \cdot p} \\ \omega_\partial &= \frac{M_\partial - M_c}{J_3 \cdot p} \end{aligned} \right\}$$

де:  $\omega_n, \omega_\partial$  – зображення частот обертань валів гідрогенератора та гідро двигуна;  $M_\partial, M_c$  – зображення крутного та статичного моментів на валу гідро двигуна.

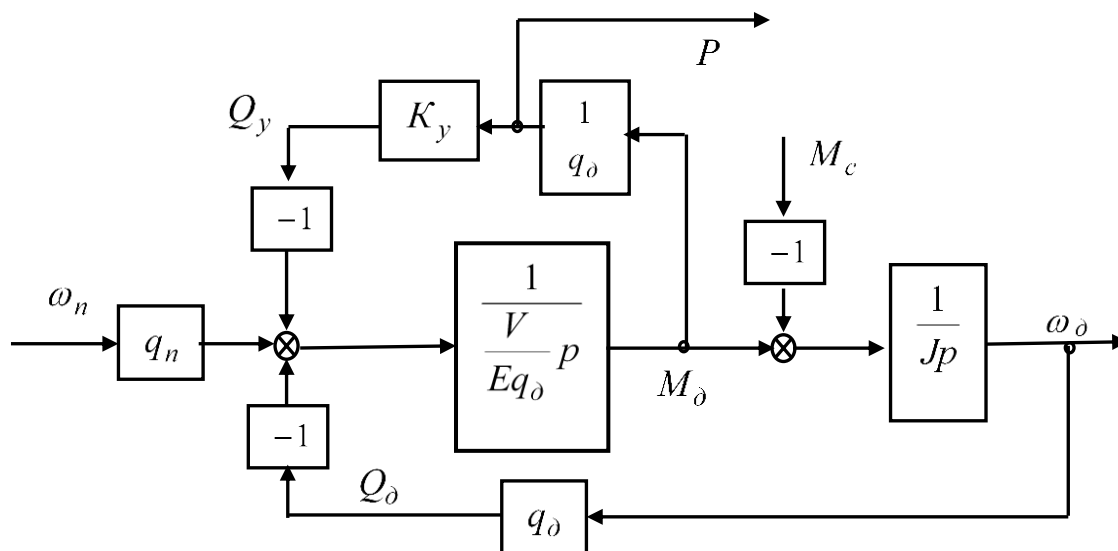


Рис. Структурна схема гідросистеми приводу подачі та спусково-підйомних операцій

Останнім двом рівнянням в області зображень відповідає структурна схема всієї гідросистеми у вигляді зручному для синтезу автоматичної системи управління приводом подачі поставу. Ця структурна схема наведена на рисунку.

Структурно гідросистема представлена двома інтегруючими ланками охопленими двома негативними зворотними зв'язками: внутрішнім, який враховує витрати олії в гідросистемі за рахунок витоків та зовнішнім, який враховує витрату олії при обертанні валу гідро двигуна. Результуюча витрата, що визначається як різниця між подачею гідронасоса та сумарною витратою на обертання гідро двигуна та витоків, визначає величини стиснення олії у трубопроводі подачі. Крутний момент гідро двигуна пропорційний витраті на стиснення олії і обернено пропорційний об'єму гідросистеми, об'ємному модулю пружності і літражу гідро двигуна. Різниця між крутним і статичним моментами прикладається до частин гідро двигуна, що обертається, та призводить до його розгону, якщо ця різниця позитивна, і гальмування – в іншому випадку.

У структурній схемі міститься два накопичувачі енергії, які обумовлені наявністю механічної інерції частин двигуна, що обертаються, і пружними властивостями олії в гідросистемі. Наявність двох інерційностей, охоплених загальним негативним зворотним зв'язком, призводить до неоднозначності перехідних процесів у гідросистемі. Конкретний вид перехідного процесу залежить від конструктивних параметрів гідросистеми, який можна оцінити за отриманою структурною схемою. Для цього знайдемо передатну функцію всієї системи по управлінню

$$\frac{\omega_d}{\omega_n} = \frac{q_n}{q_d} \cdot \frac{1}{\frac{V \cdot J_3}{E \cdot q_d^2} \cdot p^2 + \frac{K_y J_3}{q_d^2} p + 1} = \frac{q_n}{q_d} \cdot \frac{1}{T_z^2 \cdot p^2 + 2 \cdot \xi_z \cdot T_z \cdot p + 1}, \quad (4)$$

де:  $T_z, \xi_z$  – стала часу та коефіцієнт демпфування гідросистеми, причому

$$T_z = \sqrt{\frac{V \cdot J_3}{E \cdot q_d^2}}; \quad \xi_z = \frac{1}{2} \cdot \frac{K_y}{q_d} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot J_3}{V}}.$$

Період коливань  $T_z$  зростає не лінійно зі зменшенням модуля об'ємної пружності  $E$ , та зі збільшенням об'єму гідросистеми  $V$ , механічного моменту інерції гідродвигуна  $J_3$ . Частота вільних коливань прямо пропорційна сумарному об'єму циліндрів двигуна (його літражу  $q_d$ ).

Коефіцієнт демпфування  $\xi_z$  зростає не лінійно зі зменшенням об'єму гідросистеми та зі збільшенням модуля об'ємної пружності та моменту інерції механічної частини гідро двигуна. Демпфування прямо пропорційно коефіцієнту витоків, обернено пропорційно літражу гідро двигуна.

Характер перехідних процесів залежить з одного боку від добутку об'єму гідросистеми на квадрат літражу гідро двигуна і з іншого боку добутку моменту інерції частин гідро двигуна, що обертаються, на модуль об'ємної пружності масла і на квадрат коефіцієнта витоків, що визначається з характеристичного рівняння для рівності (4).

Якщо виконується нерівність

$$4 \cdot V \cdot q_0 > E \cdot J_3 \cdot K_y, \quad (5)$$

то корені характеристичного рівняння (4) дійсні різні, негативні та перехідний процес знаходиться як сума двох експонентів (аперіодичний процес). В іншому випадку, коли нерівність (5) не виконується коріння характеристичного рівняння (4) будуть комплексно-спряженими і крива перехідного процесу є синусоїдою промодульовану по амплітуді експонентою (коливальний перехідний процес). У окремому випадку, коли нерівність (5) вироджується на рівність, коріння характеристичного рівняння буде кратним – перехідний процес буде граничним аперіодичним процесом.

Отримана математична модель відображає всі суттєві властивості гідросистеми та дозволяє визначати її динамічні та статичні режими роботи. Статична передатна функція знаходиться з динамічної (4) шляхом підстановки значення  $p = 0$ . Структурна схема дозволяє оцінити вплив на динамічні властивості конструктивних параметрів гідросистеми і в разі необхідності зменшити коливальність гідросистеми в загальному приводі подачі, так як в іншому випадку для забезпечення стійкості всієї системи управління необхідно зменшувати її швидкодію, що негативно позначиться на якості регулювання. Як випливає із знайденого співвідношення (5) надмірну коливальність гідросистеми можна усунути застосуванням гідравлічного масла з підвищеним модулем об'ємної пружності або зменшенням об'єму гідросистеми шляхом зменшення довжини трубопроводів між гідронасосом та гідро двигуном.

Визначимо, опишемо та дослідимо якісні та кількісні динамічні властивості гідросистеми приводу подачі та спусково-підйомних операцій бурового верстату з точки зору об'єкту керування приводної системи..

Отримана коливальна ланка є динамічною ланкою другого порядку, яка характеризується трьома параметрами, що варіюються. Передатна функція коливальної ланки

$$W(p) = \frac{k}{T_z^2 \cdot p^2 + 2 \cdot \xi_z \cdot T_z \cdot p + 1}$$

де  $k$  – коефіцієнт посилення;  $T_z$  – стала часу;  $\xi_z$  – коефіцієнт загасання.

Відмінною особливістю коливальної ланки є те, що вона змінює свої властивості залежно від коефіцієнта згасання:

- якщо  $0 < \xi_z < 1$  – часові характеристики носять коливальний характер;
- якщо  $\xi_z \geq 1$  – часові характеристики носять монотонний характер;
- якщо  $\xi_z = 0$  – часові характеристики носять характер незатухаючих коливань.

Дослідимо часові характеристики коливальної ланки. Для цього перетворюємо його передатну функцію, вводячи позначень  $\lambda = \xi_z/T_z$  – показник загасання,  $\omega = \frac{1}{T_z} \sqrt{1 - \xi_z^2}$  – кутова частота коливань

$$\begin{aligned}
 W(p) &= \frac{k}{T_r^2 \cdot p^2 + 2 \cdot \xi_r \cdot T_r \cdot p + 1} = \frac{k}{(T_r^2 \cdot p^2 + 2 \cdot \xi_r \cdot T_r \cdot p + \xi_r^2) + (1 - \xi_r^2)} \\
 &= \frac{k}{(T_r \cdot p + \xi_r)^2 + (1 - \xi_r^2)} = \frac{k}{T_r^2} \frac{1}{(p + \xi_r/T_r)^2 + (1 - \xi_r^2)/T_r^2} \\
 &= \frac{k}{\omega T_r^2} \frac{\omega}{(s + \lambda)^2 + \omega^2}
 \end{aligned}$$

Оригінал функції коливальної ланки

$$L^{-1} \left\{ \frac{\omega}{(p + \lambda)^2 + \omega^2} \right\} \rightarrow e^{-\lambda \cdot t} \sin \omega t$$

Визначимо перехідну характеристику коливальної ланки

$$\begin{aligned}
 h(t) &= L^{-1} \frac{1}{s} W(s) = k L^{-1} \left\{ \frac{1}{s} \frac{1}{T_r^2 \cdot s^2 + 2 \cdot \xi_r \cdot T_r \cdot s + 1} \right\} \\
 &= k \left( 1 - e^{-\lambda \cdot t} \cos \omega t - \frac{\lambda}{\omega} e^{-\lambda \cdot t} \sin \omega t \right) = k \left( 1 - e^{-\lambda \cdot t} \cos \omega t - \frac{\lambda}{\omega} \sin \omega t \right)
 \end{aligned}$$

За відсутності згасання  $\xi_r = 0$  коливальна ланка стає консервативною ланкою. Передатна функція консервативної ланки

$$W(p) = \frac{k}{T_r^2 \cdot p^2 + 1}$$

Для консервативної ланки  $\lambda = \frac{\xi_r}{T_r} = 0$  – показник загасання,  $\omega = \frac{\sqrt{1 - \xi_r^2}}{T_r} = \frac{1}{T_r}$  – кутова частота коливань.

Вирази для часових характеристик набувають вигляду

$$\begin{aligned}
 w(t) &= \frac{k}{T_r} \sin \omega t \\
 h(t) &= k(1 - \cos \omega t)
 \end{aligned}$$

Визначимо частотну характеристику коливальної ланки

$$\begin{aligned}
 W(j\omega) &= [W(p)]_{p=j\omega} = \frac{k}{(1 - T_r^2 \omega^2) + j \cdot 2 \cdot T_r \cdot \xi_r \cdot \omega} \\
 &= \frac{k(1 - T_r^2 \omega^2)}{(1 - T_r^2 \omega^2)^2 + (2 \cdot T_r \cdot \xi_r \cdot \omega)^2} + j \frac{-2 \cdot T_r \cdot \xi_r \cdot \omega}{(1 - T_r^2 \omega^2)^2 + (2 \cdot T_r \cdot \xi_r \cdot \omega)^2}
 \end{aligned}$$

Дійсна частотна характеристика

$$P(\omega) = \frac{k(1 - T_r^2 \omega^2)}{(1 - T_r^2 \omega^2)^2 + (2 \cdot T_r \cdot \xi_r \cdot \omega)^2}$$

Уявна частотна характеристика

$$Q(\omega) = \frac{-2 \cdot T_r \cdot \xi_r \cdot \omega}{(1 - T_r^2 \omega^2)^2 + (2 \cdot T_r \cdot \xi_r \cdot \omega)^2}$$

Амплітуда-частотна характеристика

$$W(\omega) = \frac{k}{\sqrt{(1 - T_r^2 \omega^2)^2 + (2 \cdot T_r \cdot \xi_r \cdot \omega)^2}}$$

Фаза-частотная характеристика

$$\varphi(\omega) = \begin{cases} -\arctg \frac{2 \cdot T_r \cdot \xi_r \cdot \omega}{1 - T_r^2 \omega^2} \rightarrow \omega \leq 1/T_r \\ -\pi - \arctg \frac{2 \cdot T_r \cdot \xi_r \cdot \omega}{1 - T_r^2 \omega^2} \rightarrow \omega > 1/T_r \end{cases}$$

Частотні характеристики консервативної ланки  $\xi_r = 0$

$$W(j\omega) = P(\omega) = |W(j\omega)| = \frac{k}{(1 - T_r^2 \omega^2)}$$

При  $\omega_0 = 1/T_r$  характеристика має розрив

$$P(1/T_r) = |W(j/T_r)| = +\infty$$

Визначимо фаза-частотну характеристику консервативної ланки

$$\varphi(\omega) = \begin{cases} 0 \rightarrow \omega < 1/T_r \\ -\pi \rightarrow \omega > 1/T_r \end{cases}$$

Визначимо логарифмічні характеристики коливальної ланки

$$L(\omega) = 20 \lg |W(j\omega)| = 20 \lg k - 10 \lg (1 - T_r^2 \omega^2) + (2 \cdot T_r \cdot \xi_r \cdot \omega)^2 \frac{k}{(1 - T_r^2 \omega^2)}$$

Асимптотична логарифмічна амплітудно-частотна характеристика коливальної ланки

$$L_{\text{асимп}}(\omega) = \begin{cases} 20 \lg k \rightarrow T_r^2 \omega^2 \ll 1; (\omega \ll 1/T_r) \\ 20 \lg k - 40 \lg T_r \omega \rightarrow T_r^2 \omega^2 \gg 1 (\omega \gg 1/T_r) \end{cases}$$

Нахил асимптоти

$$\frac{\partial L(\omega)}{\partial \lg \omega} = -40 \text{ дБ/дек}$$

Максимальне відхилення асимптотичної логарифмічної амплітуда-частотної характеристики від точної

$$\Delta L = (L(\omega) - L_{\text{асимп}}(\omega)) = -20 \lg 2 \xi_r$$

Якщо  $\xi_r \geq 1$ , можна перетворити функцію передавання ланки

$$W(s) = \frac{k}{T_r^2 \cdot p^2 + 2 \cdot \xi_r \cdot T_r \cdot p + 1} = \frac{k}{(T_1 \cdot p + 1)(T_2 \cdot p + 1)}$$

$$= \frac{k}{(T_1 \cdot p + 1)} \frac{1}{(T_2 \cdot p + 1)} = W_1(p)W_2(p)$$

де  $T_1 = T_r / \xi_r - \sqrt{\xi_r^2 - 1}$ ,  $T_2 = T_r / \xi_r + \sqrt{\xi_r^2 - 1}$ .

Ланку з передавальною функцією другого порядку  $W(s)$  можна подати у вигляді двох аперіодичних ланок  $W_1(p)$ ,  $W_2(p)$ , включених послідовно

$$W(s) = \frac{k}{T_r^2 \cdot p^2 + 2 \cdot \xi_r \cdot T_r \cdot p + 1} = \frac{k}{(T_1 \cdot p + 1)(T_2 \cdot p + 1)}$$

$$= \frac{k}{(T_1 \cdot p + 1)} \frac{1}{(T_2 \cdot p + 1)} = W_1(p)W_2(p)$$

Імпульсні характеристики цих ланок  $W_1(p)$ ,  $W_2(p)$  мають вигляд

$$w_1(t) = L^{-1}\{W_1(p)\} = \frac{k}{T_1} e^{-t/T_1}; \quad w_2(t) = L^{-1}\{W_2(p)\} = \frac{1}{T_2} e^{-t/T_2}$$

Імпульсна характеристика інерційної ланки другого порядку може бути отримана з використанням теореми перетворення Лапласа про множення зображень

$$w(t) = L^{-1}\{W(s)\} = L^{-1}\{W_1(s)W_2(s)\} = \int_0^t w_1(t-\tau)w_2(\tau)d\tau$$

$$= \frac{k}{T_1 - T_2} e^{-t/T_1} (e^{(1/T_2 - 1/T_1)t} - 1) = \frac{k}{T_1 - T_2} (e^{-t/T_1} - e^{-t/T_2})$$

Перехідну характеристику отримаємо, інтегруючи останнє рівняння

$$h(t) = \int_0^t w(t)dt = k \left[ 1 - \frac{T_1}{T_1 - T_2} e^{-t/T_1} + \frac{T_2}{T_1 - T_2} e^{-t/T_2} \right]$$

Асимптотична логарифмічна амплітудно-частотна характеристика для інерційної ланки другого порядку, представляючи її у вигляді двох послідовно включених аперіодичних ланок

$$L(\omega) = L_1(\omega) + L_2(\omega); \quad \varphi(\omega) = \varphi_1(\omega) + \varphi_2(\omega).$$

Передатні функції другого порядку призводять до появи дробово-раціональних функцій в динамічних ланках об'єкту керування.

**Висновки.** У результаті проведених досліджень гідромеханічної передачі приводу подачі та спусково-під'ємних операцій як об'єкта автоматичного керування можна зробити такі висновки:

1. Розроблено математичну модель гідромеханічної системи приводу подачі механізму спусково-під'ємних операцій, яка дозволяє кількісно та якісно оцінити вплив пружних властивостей гідросистеми на динамічні процеси в трансмісії.

2. Отримано та проаналізовано математичну модель об'єкта керування у вигляді передавальних функцій, що дозволяє синтезувати систему автоматичного керування приводом спусково-під'ємних операцій та подачею бурової штанги.

3. З аналізу отриманої математичної моделі об'єкта керування приводом подачі та спусково-під'ємних операцій виявляється, що в об'єкті керування для реалізації раціонального способу керування з підтримкою постійного потоку потужності в зоні поломки необхідно керувати, крім традиційних координат – обертового моменту та частоти обертання двигуна, також і технологічними координатами – тиском у гідросистемі, частотою обертання валу гідро двигуна та лінійною швидкістю руху поставу, що потребує відповідного вмикання кіл в автоматизованій системі керування.

4. Наявність пружних зав'язків у передачі призводить до появи додаткової дробово-раціональної функції, нулі і полюси якої переміщуються з низькочастотної області у високочастотну при зменшенні кількості бурових штанг у поставі.

#### Перелік посилань

1. Хілов, В. (2003). Синтез позиційної системи керування гідравлічним приводом подачі верстата шарошечного буріння. *Зб. наук. праць НГУ*, 17(2), 122–127.
2. Бешта, О., & Хілов, В. (2004). Принципи побудови системи керування електроприводом спуско-підйомних операцій. *Вісник КДПУ*, 6(209), 24–29.
3. Бешта, О. & Хілов, В. (2006). Застосування ресурсо- та енергозберігаючих приводних систем змінного струму в бурових верстатах нового покоління. *Наука та інновації*, 2(3), 38–43.
4. Півняк, Г., Бешта, О., & Хілов, В. (2003). Приводна система спусково-підйомних операцій бурового верстата. *Вісник НТУ "ХПІ"*, 10(1), 141–143.
5. Хілов, В.С.(2024). Визначення способу керування приводами поставу кар'єрного бурового станка. *Збірник наукових праць Національного гірничого університету*, 76, 228–236.
6. Хілов, В. (2003). Удосконалювання приводних систем бурових верстатів для кар'єрів Кривбасу. *Наук.-техн. зб.: Гірничу електромеханіка та автоматика*, 71, 121–127.
7. Хілов, В. (2004). Математична модель об'єкта керування приводом подачі бурового верстата. *Збірник наукових праць НГУ*, 19(2), 33–39.
8. Хілов, В. (2005). Власні частоти коливань розімкнутого контуру струму приводу спуско-підйомних операцій бурового верстата. *Гірничу електромеханіка та автоматика: науково-технічний збірник*, 74, 147–150.
9. Хілов, В., & Заславська, Л. (2005). Визначення власних частот коливань розімкнутого контуру тиску приводу спуско-підйомних операцій бурового верстата. *Гірничу електромеханіка та автоматика: науково-технічний збірник*, 75, 179–183.
10. Бешта, О. & Хілов, В. (2006). Застосування ресурсо- та енергозберігаючих приводних систем змінного струму в бурових верстатах нового покоління. *Наука та інновації*, 2(3), 38–43.
11. Pivnyak, G., Beshta, A., & Khilov, V. (2005). AC drive system for actuator's power control. *XIII International Symposium on Theoretical Electrical Engineering ISTET'05*, 368–370.
12. Бешта, О. & Хілов, В. (2005). Приводна система для контролювання потужності на шарошковому долоті. *Вісник КДПУ*, 4(33), 85–88.

#### ABSTRACT

**Purpose.** The dynamic properties of the control object of the feed drive system to the face determination, on the basis of which to establish the qualitative and quantitative influence of elastic hydro-mechanical links on dynamic processes.

**The methods.** When conducting research, the apparatus of mathematical analysis of ordinary inhomogeneous differential equations was used and the Laplace integral transformation was performed, which allowed the analysis to be carried out based on the solution of linear algebraic equations and the representation of dynamic links in the form of transfer functions, which made it possible to quantitatively determine the influence of the parameters of the control object on the quality of transient processes.

**Findings.** The analysis of the dynamic properties of the hydro-mechanical system is made, as an object of regulation, allows us to reasonably formulate the requirements for the control system of the feed drive and lowering and lifting operations, in which it is necessary to provide for monitoring the current and limit values of technological parameters in the process of moving the drilling rig, namely the pressure in the hydraulic system, the frequency of rotation of the hydraulic motor shaft and the linear speed of moving the rig, as well as the influence of additional fractional-rational functions on the quality of control of the control system.

**The originality.** The dynamic characteristics of hydro-mechanical links are established, which are based on the fundamental relationships: balances of lubricant consumption, moments and powers on the shaft of the hydromotor. A mathematical model of the control object is obtained and analyzed using standard dynamic links with known characteristics, which allow synthesizing an automatic control system for the drive of lowering and lifting operations and the supply of the supply.

**Practical implementation.** From the analysis of the obtained mathematical model of the control object of the drive for the supply of lowering and lifting operations, it was established that in the control object, in order to implement a rational method of controlling the drilling process with maintaining the power flow in the rock destruction zone at a constant level, it is necessary to control, in addition to the traditional coordinates - torque and engine speed, also technological coordinates – pressure in the hydraulic system, the speed of rotation of the hydraulic motor shaft and the linear speed of moving the post, which requires the appropriate inclusion of control loops.

**Keywords:** *hydraulic system, lowering and lifting operations, feed to the face.*