

**ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У ГІДРОСИСТЕМІ
МЕХАНІЗМУ ЗАТИСКАННЯ ШТАБИ ДВОКОНУСНОГО
РОЗМОТУВАЧА РУЛОНІВ ТЕЗА 159-529**

Мазур І.А. к.т.н., доцент, Шелудько Д.О. аспірант, Петров М.І. студент

Національна металургійна академія України, Україна.

Анотація. Робота присвячена дослідженню динамічних навантажень, що виникають у гідросистемі механізму затискання штаби двоконусного розмотувача рулонів ТЕЗА 159-529. Запропоновано математичну модель дослідження динамічних процесів у гідросистемі затискання штаби з урахуванням хвильових властивостей довгих гідромагістралей. В ході реалізації математичної моделі в середовищі Simulink MATLAB було проведено дослідження режимів роботи гідросистеми механізму затискання штаби. В результаті дослідження було показано, що в гідросистемі механізму затискання штаби двоконусного розмотувача виникають динамічні навантаження в кінці зворотного ходу. Запропоновано порядок роботи гідророзподільників із часом спрацьовування 0,16 сек. Це дозволяє значно зменшити динамічні навантаження в гідросистемі механізму затискання штаби розмотувача.

Ключові слова: РОЗМОТУВАЧ ДВОКОНУСНИЙ, ГІДРОСИСТЕМА, ТИСК, ЧАС СПРАЦЬОВУВАННЯ, НАВАНТАЖЕННЯ ДИНАМІЧНІ, ПРОЦЕСИ ПЕРЕХІДНІ.

Вступ. В гідросистемах металургійних машин, у більшості випадків, виконавчий двигун розташований на значній відстані від джерела живлення, тому в них використовуються довгі гідромагістралі. В перехідних режимах роботи машин з такими гідросистемами в них можуть виникати хвильові процеси (нестаціонарний рух рідини), які впливають на якість її функціонування.

На підставі аналізу математичних моделей, застосовуваних в практиці динамічних розрахунків реальних гідросистем [1-6], можна зробити висновок, що в якості математичної моделі, яка враховує особливості конструкції і роботи гідросистеми, доцільно використовувати систему диференціальних рівнянь в приватних похідних з нелінійними і нестаціонарними

коефіцієнтами, перетвореними кінцево-різницеvim методом в систему звичайних диференціальних рівнянь з граничними умовами. Це дає можливість створення динамічної моделі, яка дозволяє з високою достовірністю аналізувати поведінку гідросистеми механізму затискання штаби двоконусного розмотувача рулонів ТЕЗА 159-529, яка піддається впливу різного характеру в широкому діапазоні режимних параметрів.

Основний матеріал. При складанні математичного опису процесів, які протикають у гідросистемі механізму затискання штаби, за основу було взято методичну базу наведену у роботі [3], та у подальшому розвинену у роботах [7, 8]. При створенні математичного опису процесів, які протикають у гідросистемі, були прийняті наступні припущення:

- тиск робочої рідини створений насосом постійний;
- втрати рідини у гідросистемі відсутні;
- модуль пружності трубопроводів не залежить від тиску та температури рідини.

Математична модель довгої гідромагістралі як системи з розподіленими параметрами, для несталоного руху реальної пружної рідини, описується диференціальними рівняннями в приватних похідних [1, 9]:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\rho \cdot \left(\frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\lambda}{2 \cdot d} \cdot |v| \cdot v \right); \quad \frac{\partial p}{\partial t} = -\rho \cdot c \cdot \frac{\partial v}{\partial x}, \quad (1)$$

де p – тиск рідини у гідромагістралі; v – швидкість рідини у гідромагістралі; λ , d – коефіцієнт гідравлічного опору та діаметр гідромагістралі; x , t – відповідно координата перетину гідромагістралі та час; ρ – щільність робочої рідини; c – швидкість

розповсюдження пружної хвилі у гідромагістралі та визначається з вираження:

$$c = \sqrt{1 / \left[\rho \cdot \left(1/E_p + d / (\delta \cdot E_m) \right) \right]}.$$

Тут E_p , E_m – модуль пружності рідини та матеріалу трубопроводу; δ – товщина стінки трубопроводу.

Рівняння (1), перетворене кінцево-різницеvim методом, запишеться для i -тої ділянки j -тої гідромагістралі у вигляді:

$$\frac{dv_{i,j}}{dt} = \frac{p_{i-1,j} - p_{i,j}}{\rho \cdot k_j} - \frac{\xi_{i,j}}{2 \cdot k_j} \cdot |v_{i,j}| \cdot v_{i,j}; \quad \frac{dp_{i,j}}{dt} = \frac{E_j}{k_j} \cdot (v_{i,j} - v_{i+1,j}), \quad (2)$$

де i, j – номер ділянки та індекс гідромагістралі; $\xi_{i,j}$ – гідравлічний опір i -тої ділянки j -тої гідромагістралі; E_j – приведений модуль пружності для j -тої гідромагістралі; k_j – шаг дискретизації, який визначається з вираження: $k_j = L_j/n_j$ L_j та n_j – довжина та число ділянок розбиття j -тої гідромагістралі.

Швидкість руху рідини в i -тій ділянці j -тої гідромагістралі може бути виражена:

$$Q_{i,j} = v_{i,j} \cdot f_j, \quad (3)$$

де f_j – площа поперечного перерізу j -тої гідромагістралі.

Підставив (3) у (2) та зробивши перетворення, отримаємо математичну модель гідромагістралі з розподіленими параметрами:

$$\frac{dQ_{i,j}}{dt} = \frac{f_j \cdot (p_{i-1,j} - p_{i,j})}{\rho \cdot k_j} - \frac{\xi_{i,j}}{2 \cdot k_j \cdot f_j} \cdot |Q_{i,j}| \cdot Q_{i,j}; \quad \frac{dp_{i,j}}{dt} = \frac{E_j}{k_j \cdot f_j} \cdot (Q_{i,j} - Q_{i+1,j}), \quad (4)$$

Для ефективного врахування хвильових властивостей окремих гідромагістралей у моделі передбачений вибір раціонального шагу дискретизації на основі аналізу динамічної реакції гідромагістралі на вплив збурення, характерний для даного гідроприводу.

Умовою спрягання двох суміжних ділянок є рівняння витрат на їх межі, тобто: $Q_{i,j} = Q_{i-1,j} = Q_{i-2,j}$.

Зміна тиску у відповідних порожнинах поршневих гідроциліндрів описується диференціальними рівняннями:

$$\frac{dp_{i,1}}{dt} = \frac{E_p}{V_{i,1}^0 + x_i \cdot F_{i,1}} \cdot \left(Q_{n1}^i - F_{i,1} \cdot \frac{dx_i}{dt} \right); \quad \frac{dp_{i,2}}{dt} = \frac{E_p}{V_{i,2}^0 - x_i \cdot F_{i,2}} \cdot \left(F_{i,2} \cdot \frac{dx_i}{dt} - Q_{n2}^i \right). \quad (5)$$

де $p_{i,1}$ і $p_{i,2}$ – тиск в відповідних порожнинах гідроциліндрів; $F_{i,1}$ і $F_{i,2}$ – робоча площа поршнів гідроциліндрів у відповідних порожнинах; $V_{i,1}^0$ і $V_{i,2}^0$ – початковий об'єм відповідних порожнин гідроциліндрів; Q_{n1}^i і Q_{n2}^i – витрата робочої рідини в відповідних порожнинах гідроциліндрів; x_i – координата положення робочого органу гідроциліндрів.

Рух робочого органу механізму затискання штаби двоконусного розмотувача описується однорідними диференціальними рівняннями другого порядку:

$$m_i \frac{d^2 x_i}{dt^2} + h \left(\frac{dx_i}{dt} \right) + U(x_i, t) + T_{mp.n} \operatorname{sign} \left(\frac{dx_i}{dt} \right) + T_{mp.yn} \operatorname{sign} \left(\frac{dx_i}{dt} \right) - p_{i.1} F_{i.1} + p_{i.2} F_{i.2} = 0. \quad (6)$$

де m_i – маса рухомих частин відповідного робочого органу; h і $U(x_i, t)$ – коефіцієнт в'язкого тертя та навантаження на відповідний робочий орган; $T_{mp.n}$ і $T_{mp.yn}$ – сила тертя в напрямних каретки та в ущільненнях.

Граничними умовами для системи рівнянь (2), (4)-(6) є вираження, що являють собою витратно-напірні характеристики відповідних керуючих пристроїв та вираження витрат у відповідних перетинах гідромагістралей:

$$\begin{aligned} Q_p^i &= \mu_p^i \cdot f_p^i(p, t) \cdot \sqrt{(2 \cdot |p_{j-1} - p_j|) / \rho} \cdot \operatorname{sign}(p_{j-1} - p_j); \\ Q_n^i &= \alpha_n^i \cdot f_n^i \cdot \sqrt{(2 \cdot |p_{j-1} - p_j|) / \rho} \cdot \operatorname{sign}(p_{j-1} - p_j), \end{aligned} \quad (7)$$

де Q_p^i і μ_p^i та Q_n^i і α_n^i – величина і коефіцієнт витрати крізь відповідний керуючий пристрій або відповідний перетин гідромагістралі; $f_p^i(p, t)$ – площі прохідних перетинів відповідних пристроїв у функції тиску та часу; f_n^i – площі прохідних перетинів відповідних трубопроводів; p_{j-1} і p_j – тиск на кінцевих ділянках трубопроводів.

Для адекватного моделювання динамічних явищ в гідросистемі механізму затискання штаби двоконусного розмотувача необхідно враховувати не раптовість спрацьовування керуючих гідророзподільників. Площі прохідного перетину гідророзподільника змінюється по закону, близькому до лінійного, тобто:

$$\text{при відкритті } f_p^i(p, t) = f_i^{\max} (t/t_o); \quad \text{при закритті } f_p^i(p, t) = f_i^{\max} (1 - t/t_s), \quad (8)$$

де f_i^{\max} – максимальна площа прохідного перетину гідророзподільника.

У ході реалізації системи рівнянь (2), (4)-(6) з граничними умовами (7)-(8) у програмному продукті Simulink MATLAB, зі значеннями постійних параметрів гідросистеми ($p_n = 6,3 \text{ МПа}$; $p_a = 0,1 \text{ МПа}$; $m_i = 4100 \text{ кг}$; $F_{i.1} = F_{i.2} = 40,408 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$; $x_i = 0,350 \text{ м}$; $L_j = 20 \text{ м}$; $f_j = 19,625 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $k_j = 5$;

$E_p = 1,6 \cdot 10^9$ Па ; $E_m = 2,0 \cdot 10^{11}$ Па ; $\rho = 912$ кг/м³ ; $h = 37,89 \cdot 10^{-6}$; $T_{mp.n} = 10,1$ кН ;
 $T_{mp.yn} = 20$ кН ; $\xi_{i,j} = 7$; $\mu_p^i = 0,65$; $\alpha_n^i = 0,35$), були отримані результати дослідження динамічних процесів в гідросистемі механізму затискання штаби.

В результаті дослідження було встановлено, що небезпечні динамічні навантаження виникають лише наприкінці зворотного ходу. При цьому коефіцієнт динамічності гідросистеми складає $8,6/6,3=1,36$, що значно перевищує гранично допустиме значення. Виходячи з вищесказаного, необхідно визначити раціональні режими роботи гідросистеми у період гальмування наприкінці зворотного ходу.

Нами був розглянутий раціональний порядок закриття гідророзподільників. Задача полягала у тому, щоб рекомендувати такий раціональний порядок роботи гідророзподільників, при якому динамічні навантаження у гідросистемі були б найменшими. Результати дослідження динамічних процесів, що відбуваються в гідросистемі у період гальмування гідроциліндрів при зворотному ході з різними варіантами спрацьовування гідророзподільників, представлені на рис. 1.

У результаті досліджень показано, що найбільш доцільний є варіант з закриттям 1-го гідророзподільника при переміщенні поршня на довжину 0,33 м, а 2-го – при переміщенні поршня на довжину 0,35 м (рис. 1,г). При такому режимі роботи гідророзподільників динамічні навантаження у гідросистемі будуть мінімальними.

Висновки. За результатами досліджень гідросистеми механізму затискання штаби двоконусного розмотувача при зворотному ході можливо рекомендувати наступні заходи з удосконалення гідросистеми. По-перше замість гідророзподільників з часом спрацьовування у 0,32 сек застосувати гідророзподільники з часом спрацьовування рівним 0,16 сек. По-друге, змінити порядок спрацьовування нових гідророзподільників наприкінці зворотного ходу наступним чином: 1-ий розподільник закриватися при переміщенні поршня на 0,33 м, а 2-ий закриватися при переміщенні поршня на 0,35 м.

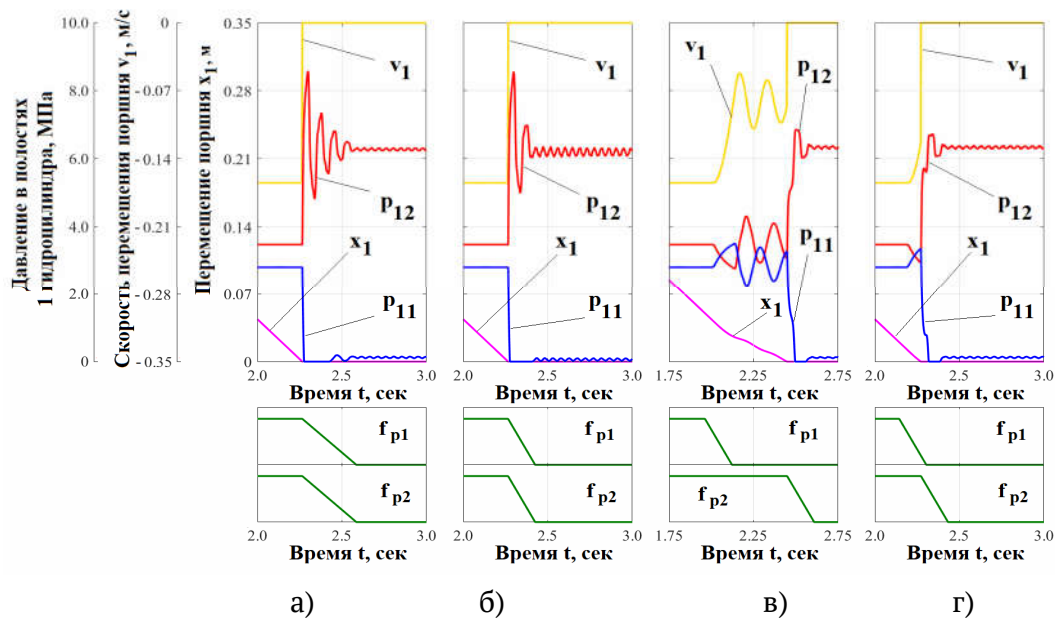


Рисунок 1 - Результаты дослідження динамічних процесів у гідросистемі механізму затискання у період гальмування при зворотному ході в залежності від параметрів спрацьовування гідророзподільників

Література

1. Жуковский Н.Е. О гидравлическом ударе в водопроводных трубах / Н.Е. Жуковский – М.: Л.: Гостехиздат, 1949. – 412 с.
2. Тарко Л. М. Переходные процессы в гидравлических механизмах / Л.М. Тарко. – М.: Машиностроение, 1973. – 163 с.
3. Кожевников С.Н. Электронное моделирование гидравлических устройств с учетом волновых процессов в трубопроводе / С.Н. Кожевников, В.Ф. Пешат, В.М. Лобода // Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. научн.-техн. сб. – 1986. – вып. 22. – С. 117-123.
4. Немировский И.А. О реальном построении математической модели при исследовании волновых процессов в трубопроводе / И.А. Немировский, Ж.П. Дусанюк, В.А. Черный // Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. научн.-техн. сб. – 1986. – вып. 22. – С. 60-64.
5. Дусанюк Ж.П. Математична модель для імітаційного дослідження в середовищі MATLAB Simulink гідравлічного приводу поступального руху з довгою напірною гідролінією / Ж.П. Дусанюк, О.В. Дерібо, С.В. Репінський [та ін.] // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2016. – № 3. – С. 108-115.
6. Дусанюк Ж.П. Математична модель та алгоритм дослідження динаміки гідроприводу ковша неповноповоротного екскаватора з урахуванням хвильових процесів в напірній гідролінії / Ж.П. Дусанюк, О.В. Петров, О.В. Дерібо [та ін.] // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2015. – № 3. – С. 121-128.

7. Иоффе А.М. Определение динамических нагрузок в гидросистемах металлургических агрегатов при помощи математического моделирования / А.М. Иоффе, О.Н. Кукушкин, К.П. Лопатенко, Н.В. Михайловский – М.: Металлургия, 1986. – 32 с.
8. Мазур И.А. Совершенствование гидромеханических систем специальных машин колесопрокатного производства: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.08. / Мазур Игорь Анатольевич. – Днепропетровск, 2003. – 190 с.
9. Тарко Л.М. Динамический анализ замкнутой гидropередачи / Тарко Л.М. // Пневматика и гидравлика: Приводы и системы управления. – 1986. – вып. 12. – С.80-87.

**THE STUDY OF DYNAMIC PROCESSES IN THE HYDRAULIC SYSTEM
OF THE ROLL CLAMP OF A TWO-CONE UNWINDER ROLLS
PIPE-WELDING UNIT 159-529**

Mazur Ihor, Шелудько Дмитро, Petrov Mykhailo

Abstract. The work is devoted to the study of dynamic loads arising in the hydraulic system of the clamping mechanism of a roll of a two-cone unwinder rolls pipe-welding unit 159-529. A mathematical model for the study of dynamic processes in the hydraulic system of clamping a roll, taking into account the wave properties of long hydraulic lines, is proposed. During the implementation of the mathematical model in the Simulink MATLAB environment, a study was made of the operating modes of the hydraulic system of the roll clamp mechanism. As a result of the study, it was shown that in the hydraulic system of the clamping mechanism of a roll of a two-cone unwinder, dynamic loads occur at the end of the return stroke. A procedure for the operation of control valves with a response time of 0.16 seconds is proposed. This allows you to significantly reduce dynamic loads in the hydraulic system of the roll clamping mechanism.

Keywords: DOUBLE-CONE UNWINDER, HYDRAULIC SYSTEM, PRESSURE, EFFORT, HYDRAULIC DISTRIBUTOR, TIME OF OPERATION, DYNAMIC LOADING, TRANSIENT PROCESSES.

References

1. Zhukovskiy N.E. O gidravlicheskom udare v vodoprovodnyih trubah / N.E. Zhukovskiy – М.: L.: Gostehizdat, 1949. – 412 p.
2. Tarko L. M. Perehodnyie protsessyi v gidravlicheskih mehanizmah / L.M. Tarko. – М.: Mashinostroenie, 1973. – 163 p.

3. Kozhevnikov S.N. Elektronnoe modelirovanie gidravlicheskih ustroystv s uchetom volnovyih protsessov v truboprovode / S.N. Kozhevnikov, V.F. Peshat, V.M. Loboda // Gidroprivod i gidropnevmoavtomatika: Resp. mezhved. nauchn.-tehn. sb. – 1986. – V. 22. – P. 117-123.
4. Nemirovskiy I.A. O realnom postroenii matematicheskoy modeli pri issledovanii volnovyih protsessov v truboprovode / I.A. Nemirovskiy, Zh.P. Dusanyuk, V.A. Chernyy // Gidroprivod i gidropnevmoavtomatika: Resp. mezhved. nauchn.-tehn. sb. – 1986. – V. 22. – P. 60-64.
5. Dusaniuk Zh.P. Matematychna model dlia imitatsiinoho doslidzhennia v seredovyshchi MATLAB Simulink hidravlichnoho pryvodu postupalnoho rukhu z dovhoiu napirnoiu hidroliniieiu / Zh.P. Dusaniuk, O.V. Deribo, S.V. Repynskiy [ta in.] // Visnyk Vinnytskoho politekhnichnoho instytutu. – 2016. – № 3. – P. 108-115.
6. Dusaniuk Zh.P. Matematychna model ta alhorytm doslidzhennia dynamiky hidropyvodu kovsha nepovnopovorotnoho ekskavatora z urakhuvanniam khvylovykh protsesiv v napirni hidrolinii / Zh.P. Dusaniuk, O.V. Petrov, O.V. Deribo [ta in.] // Visnyk Vinnytskoho politekhnichnoho instytutu. – 2015. – № 3. – P. 121-128.
7. Ioffe A.M. Opredelenie dinamicheskikh nagruzok v gidrosistemah metallurgicheskikh agregatov pri pomoschi matematicheskogo modelirovaniya / A.M. Ioffe, O.N. Kukushkin, K.P. Lopatenko, N.V. Mihaylovskiy – M.: Metallurgiya, 1986. – 32 p.
8. Mazur I.A. Sovershenstvovanie gidromehanicheskikh sistem spetsialnykh mashin kolesoprokatnogo proizvodstva: Dis. ... kand. tehn. nauk: 05.05.08. / Mazur Ihor Anatolevich. – Dnepropetrovsk, 2003. – 190 p.
9. Tarko L.M. Dinamicheskyy analiz zamknutoy gidroperedachi / Tarko L.M. // Pnevmatika i gidravlika: Privody i sistemy upravleniya. – 1986. – V. 12. – P. 80-87.