

**ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ
У ГІДРОСИСТЕМІ ЗАТИСКАННЯ ШТАБИ СЕГМЕНТНОГО РОЗМОТУВАЧА
АГРЕГАТУ УКРУПНЕННЯ РУЛОНІВ ТЕЗА 20-114**

Анотація. Робота присвячена дослідженню динамічних процесів, що виникають у гідросистемі механізму переміщення та затискання штаби у сегментному розмотувачі агрегату укрупнення рулонів (АУР) ТЕЗА 20 114. Досвід експлуатації сегментного розмотувача АУР розмотувача показав, що одним з його недоліків є незадовільна робота гідросистеми затискання штаби, у якій спостерігаються підвищенні динамічні навантаження. Запропоновано математичну модель дослідження динамічних процесів у гідросистемі затискання штаби у сегментному розмотувачі з урахуванням хвильових властивостей довгих гідромагістралей. В ході реалізації математичної моделі у програмному середовищі Simulink MATLAB виконано дослідження режимів роботи гідросистеми механізму затискання штаби. Було встановлено, що наприкінці робочого та зворотного ходів механізму затискання рулону у кінцевих положеннях виникають у гідросистемі динамічні навантаження, які досягають максимально допустимих значень. Окрім того встановлено, що у період розгону поршня гідроциліндру при робочому та зворотному ході, хоча і не виникають небезпечні навантаження, однак спостерігаються стрімкі коливання тиску у порожнинах гідроциліндру. У результаті дослідження перехідних процесів у гідросистемі розмотувача з різним часом спрацьовування гідророзподільника було рекомендовано його раціональний час спрацьовування як при відкритті, так і закритті.

Ключові слова: розмотувач сегментний, гідросистема, тиск, зусилля, гідророзподільник, час спрацьовування, навантаження динамічні, процеси перехідні.

Постановка проблеми. Збільшення виробництва зварних труб в останні роки обумовлено техніко-економічними перевагами цього методу. Зварні труби виготовляють на безупинних агрегатах, що працюють за нескінченною схемою формування і зварювання. Застосування таких агрегатів забезпечує низьку собівартість труб, дозволяє поєднувати в одній безперервній технологічній лінії, як виготовлення самої труби, так і її редукування, калібрування, нанесення захисних покриттів і так далі.

Особливе значення набуло удосконалення устаткування трубоелектрозварувального агрегату (ТЕЗА) 20-114 з метою підвищення одиничної продуктивності, зниження витрат на допоміжні операції по підготовці штабової заготовлі до формування труби за рахунок раціональної конструкції механізмів і підвищення надійності їх вузлів. При цьому велика увага приділяється дослідженню питань, які спрямовані на поліпшення динамічних характеристик гідравлічних систем агрегату та зниження навантажень в несталих режимах роботи.

У технологічній лінії з виробництва труб малого діаметра ПрАТ «Інтерпайп-НМТЗ» встановлені наступні агрегати: агрегат поздовжнього різання (АПР), агрегат укрупнення рулонів (АУР) та чотири ТЕЗА, з них три стани ТЕЗА 20-76 і один стан ТЕЗА 20-114.

АУР виконує операції з укрупнення порізаних полос шляхом стиковки, зварювання і наповнення накопичувачів необхідною кількістю полоси для безперервної роботи в потоці ТЕЗА, робота якого суттєво впливає на роботу всіх чотирьох ТЕЗА в цілому.

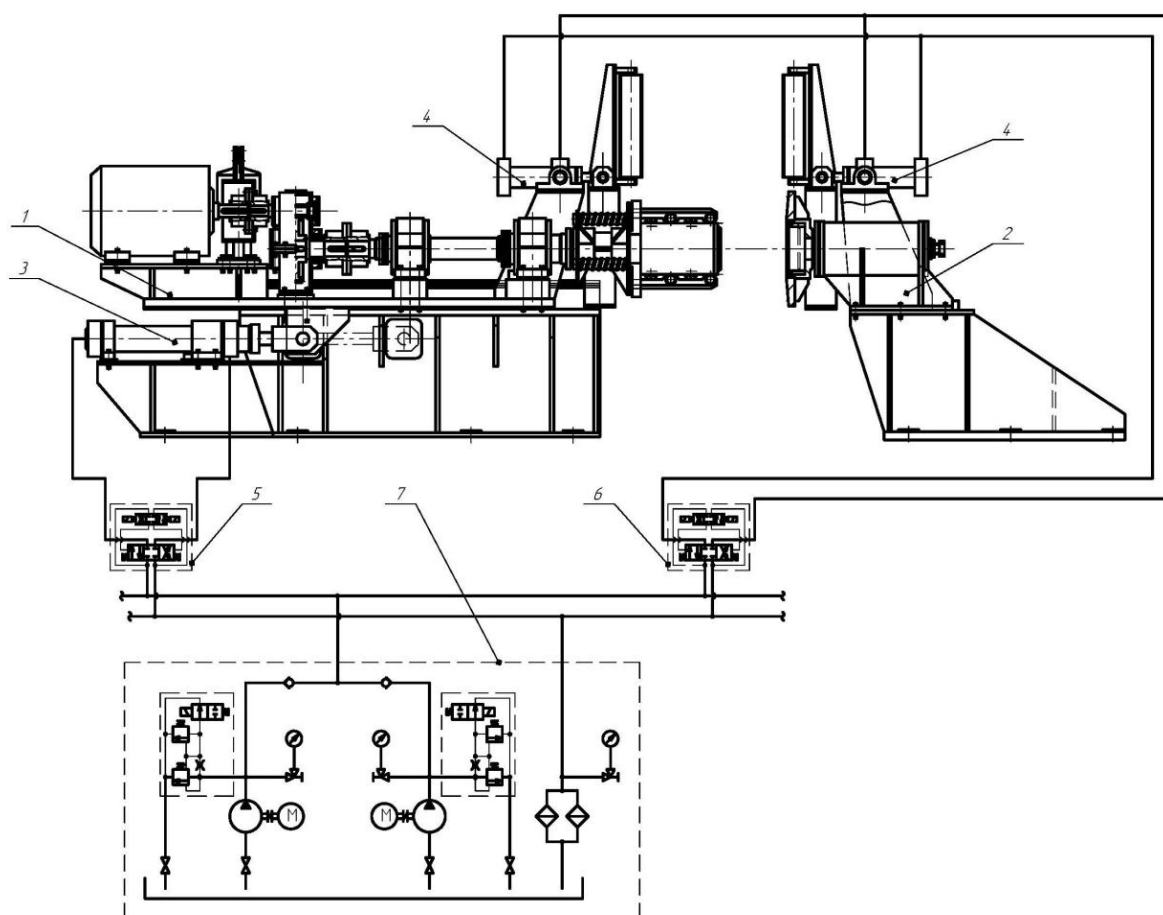
В АУР застосовується сегментний розмотувач штаби з консольним барабаном і додатковою опорою, досвід експлуатації якого показав, що одним з основних його недоліків є незадовільна робота гідросистеми затискання штаби. У гідросистемі затискання штаби спостерігаються підвищенні динамічні навантаження, які призводять до виходу з ладу вузлів та елементів гідросистеми. Компоновка гідросистеми затискання штаби (рис. 1) виконана з конструктивних та технологічних міркувань, без урахування впливу довжин трубопроводів на характер динамічних процесів у гідросистемі. Крім цього, у гідросистемі застосовуються золотникові гідророзподільники з електрогідравлічним керуванням, час спрацьовування котрих практично не підлягає регулюванню.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для оцінки якості роботи гідросистеми сегментного розмотувача штаби АУР ТЕЗА 20–114 в процесі проектування повинна бути забезпечена можливість визначення впливу компоновальних рішень і конструктивних параметрів гідроелементів, швидкохідність, надійність і якість роботи. Надалі при експлуатації і модернізації сегментного розмотувача АУР також виникає необхідність провести цілий ряд уточнюючих розрахунків.

Гідросистема сегментного розмотувача АУР містить довгі магістралі, то при аналізі перехідних процесів необхідно враховувати хвильові явища. Критерієм для необхідності обліку розподілених параметрів є співвідношення між характерним часом збурення і часом пробігу акустичною хвилею довжини ма-

гістралі [1]. Якщо ці характерні часи сумірні, то хвильові явища необхідно враховувати.

В роботах [1-3] запропоновані підходи щодо врахування впливу хвильових процесів під час моделювання гідроприводів. Теоретичні та експериментальні дослідження динамічних процесів в гідросистемах з урахуванням хвильових процесів в трубопроводах розглянуто в роботах [4-9].



1 – рухома каретка; 2 – нерухома каретка; 3 – гідроциліндр переміщення каретки та затискання рулону; 4 – гідроциліндри центрування рулону;
5, 6 – гідророзподільники; 7 – насосна станція

Рисунок 1 - Принципова схема гідравлічної системи
сегментного розмотувача рулонів АУР ТЕЗА 20-114

На підставі аналізу математичних моделей, застосовуваних в практиці динамічних розрахунків реальних гідросистем [1-8], можна зробити висновок, що в якості математичної моделі, яка враховує особливості конструкції і роботи гідросистеми затискання штаби сегментного розмотувача АУР ТЕЗА 20-114, доцільно використовувати систему диференціальних рівнянь в приватних по-

хідних з нелінійними і нестационарними коефіцієнтами, перетвореними кінцево-різницеvim методом в систему звичайних диференціальних рівнянь з граничними умовами, описаними алгебраїчними рівняннями. Це дає можливість створення базової динамічної моделі, яка дозволяє з високою достовірністю аналізувати поведінку гідросистеми механізму затискання штаби у сегментному розмотувачі рулонів, яка піддається впливу різного характеру в широкому діапазоні режимних параметрів. Ефективним засобом розв'язання такої задачі є використання програмного середовища Simulink MATLAB.

Мета дослідження. На сьогоднішній час, актуальною задачею при проектуванні та дослідженні гідроприводу з довгими напірними гідромагістралями залишається швидке і всебічне виявлення впливу структури приводу, його параметрів і параметрів навантаження на характеристики перехідних процесів. Тому, метою роботи є дослідження динамічних процесів в існуючій гідросистемі механізму затискання штаби у сегментному розмотувачі АУР ТЕЗА 20-114 та розробка заходів по їх зниженню. У відповідності з поставленою метою вирішені наступні завдання: розроблена математична модель дослідження динамічних процесів у гідросистемі механізму затискання; виконані теоретичні дослідження режимів роботи гідросистеми у періоди розгону та гальмування; рекомендовані раціональні режими роботи гідросистеми.

Викладення основного матеріалу. Розглянемо розрахункову схему гідросистеми механізму затискання штаби у сегментному розмотувачі АУР ТЕЗА 20-114 з насосним приводом, котра наведена на рис. 2. Увесь цикл роботи гідросистеми затискання рулону у сегментному розмотувачі АУР складається з двох фаз: робочого ходу та зворотного ходу, для кожного з яких характерна своя структура гідромеханічної системи.

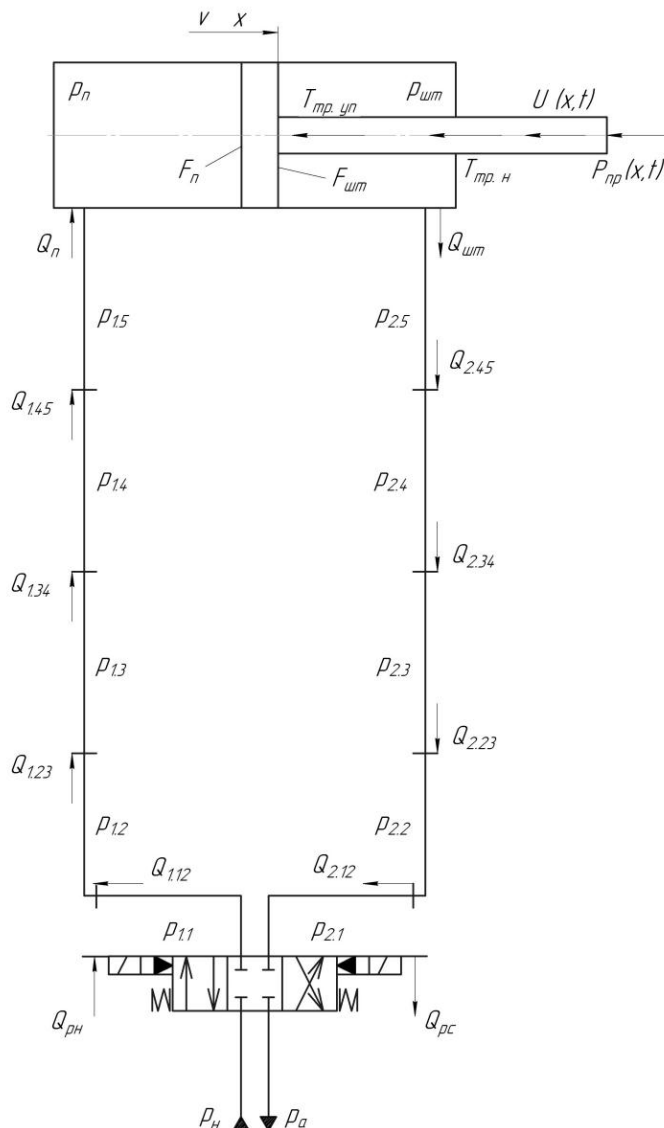


Рисунок 2 – Розрахункова схема гідросистеми механізму затискання штаби сегментного розмотувача АУР ТЕ3А 20-114

При складанні математичного опису процесів, які протикають у гідросистемі механізму затискання штаби, за основу було взято методичну базу створену С.М.Кожевниковим у роботі [4], та у подальшому розвинену у роботі [10]. При створенні математичного опису процесів, які протикають у гідросистемі були прийняті наступні припущення:

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

Математична модель довгої гідромагістралі як системи з розподіленими параметрами, для несталої руху реальної пружної рідини, описується рівняннями [3]:

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

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:

$$c = \sqrt{E/\rho}.$$

Тут E – усереднений модуль об'ємної пружності рідини у гідромагістралі визначається з вираження [11]:

$$E = \left(\frac{1}{E_p} + \frac{d}{\delta \cdot E_T} \right)^{-1}.$$

Тут E_p , E_T – модуль пружності рідини та матеріалу трубопроводу; d та δ – діаметр та товщина стінки трубопроводу.

Для рішення системи (1) в математичній моделі використовується кінцево-різницекий метод перетворення рівнянь в приватних похідних в систему звичайних диференціальних рівнянь. Рівняння (1), перетворене таким чином, запишеться для i -тої ділянки j -тої гідромагістралі у вигляді:

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

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 робочої рідини в i -тій ділянці j -тої гідромагістралі може бути виражена у вигляді:

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

де f_j – площа поперечного перерізу j -тої гідромагістралі.

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

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

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. В якості таких впливів збурення в умовах насосного привода найчастіше за все виступають практично миттєве спрацювання керуючих елементів та раптова зупинка робочого органу наприкінці його руху. Таким чином, для кожної з гідромагістралей було взято раціональне число ділянок розбиття k_j , що забезпечує задану точність моделі.

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:

$$\begin{aligned} \frac{dp_{\Pi}}{dt} &= \frac{E_{\text{ж}}}{V_{\Pi}^0 + x \cdot F_{\Pi}} \cdot \left(Q_{\Pi} - F_{\Pi} \cdot \frac{dx}{dt} \right); \\ \frac{dp_{\text{Ш}}}{dt} &= \frac{E_{\text{ж}}}{V_{\text{Ш}}^0 + x \cdot F_{\text{Ш}}} \cdot \left(F_{\text{Ш}} \cdot \frac{dx}{dt} - Q_{\text{Ш}} \right), \end{aligned} \quad (5)$$

де p_{Π} і $p_{\text{Ш}}$ – тиск в поршневій і штоковій порожнині гідроциліндра; F_{Π} і $F_{\text{Ш}}$ – робоча площа поршня гідроциліндра у поршневій і штоковій порожнинах; V_{Π}^0 і $V_{\text{Ш}}^0$ – початковий об'єм поршневої і штокової порожнини гідроциліндру; Q_{Π} і $Q_{\text{Ш}}$ – витрата робочої рідини в поршневій і штоковій порожнині гідроциліндра; x – координата положення робочого органу гідроциліндра.

Рух робочого органу механізму затискання штаби сегментного розмотувача АУР описується:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + h \left(\frac{dx}{dt} \right) + U(x, t) + P_{\text{пр}}(x, t) + (T_{\text{тр.уп}} + T_{\text{тр.н}}) \text{sign} \left(\frac{dx}{dt} \right) - p_{\text{п}} F_{\text{п}} + p_{\text{ш}} F_{\text{ш}} = 0, \quad (6)$$

де m , x – маса та переміщення рухомих частин робочого органу; h і $U(x, t)$ – коефіцієнт в'язкого тертя та навантаження на робочий орган; $T_{\text{тр.н}}$ і $T_{\text{тр.уп}}$ – 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:

$$Q_{p,i} = \mu_{p,i} \cdot f_{p,i}(p, t) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{j-1} - p_j|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{j-1} - p_j), \quad (7)$$

де $Q_{p,i}$ і $\mu_{p,i}$ – величина і коефіцієнт витрати крізь відповідний керуючий пристрій; $f_{p,i}(p, t)$ – площі прохідних перетинів відповідних пристроїв у функції тиску та часу; p_{j-1} і p_j – тиск на кінцевих ділянках відповідних трубопроводів.

Також, граничними умовами для системи рівнянь (2), (4)-(6) є вираження витрат у відповідних перетинах гідромагістралей:

$$Q_{c,i} = \alpha_{c,i} \cdot f_i \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{j-1} - p_j|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{j-1} - p_j), \quad (8)$$

де $\alpha_{c,i}$ – коефіцієнт витрати крізь відповідний трубопровід; f_i – площі прохідних перетинів відповідних трубопроводів.

Для адекватного моделювання динамічних явищ в гідросистемі механізму затискання штаби сегментного розмотувача АУР необхідно враховувати не раптовість спрацьовування золотникових гідророзподільників, площі прохідного перетину яких змінюється по закону [12]:

$$\begin{cases} \text{при відкритті} & f_{p,i}(p, t) = f_{p,i}^{\max} \frac{t}{t_o}; \\ \text{при закритті} & f_{p,i}(p, t) = f_{p,i}^{\max} \left(1 - \frac{t}{t_3} \right), \end{cases} \quad (9)$$

де $f_{p,i}^{\max}$ – максимальна площа прохідного перетину гідророзподільника;

$f_{p,i}(p,t)$ – зміна площі прохідного перетину гідророзподільника.

Прийняті значення постійних параметрів гідросистеми наступні:

$p_H = 6,3 \text{ МПа}$; $p_a = 0,1 \text{ МПа}$; $m = 4600 \text{ кг}$; $F_H = 94,985 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$;

$F_{III} = 61,819 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $x = 0,500 \text{ м}$; $L_1 = L_2 = 20 \text{ м}$; $k_j = 5$;

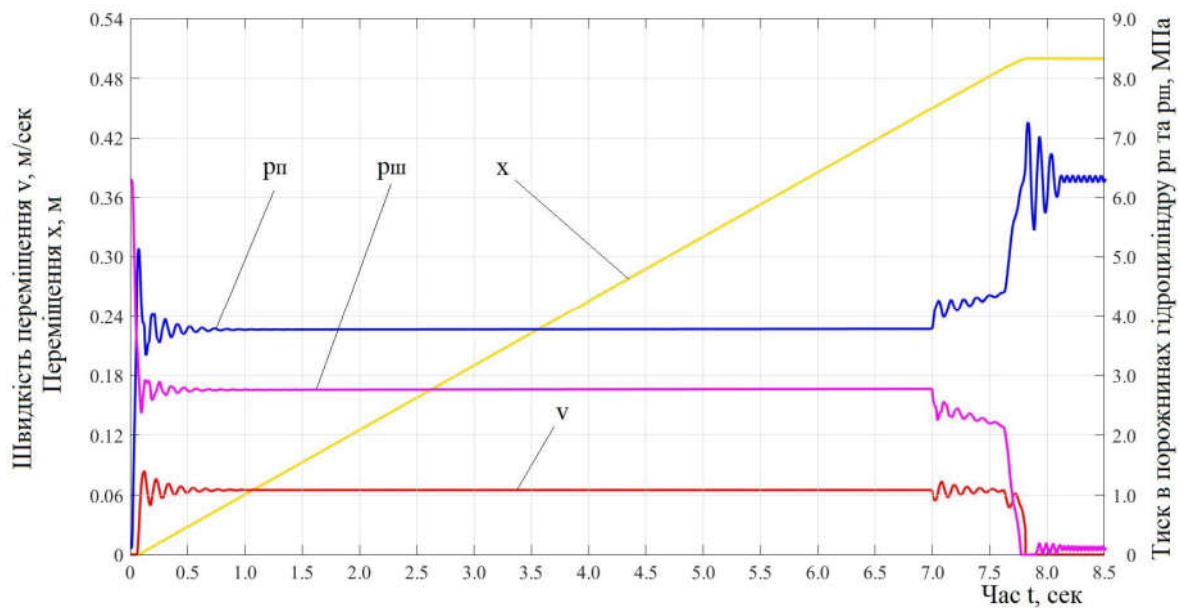
$f_j = f_1 = f_2 = 3,14 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $E_p = 1,6 \cdot 10^9 \text{ Па}$; $E_T = 2,0 \cdot 10^{11} \text{ Па}$;

$\rho = 912 \text{ кг/м}^3$; $h = 37,89 \cdot 10^{-6}$; $T_{тр.н} = 10,1 \text{ кН}$; $T_{тр.уп} = 20 \text{ кН}$; $\xi_{i,j} \cong 7$;

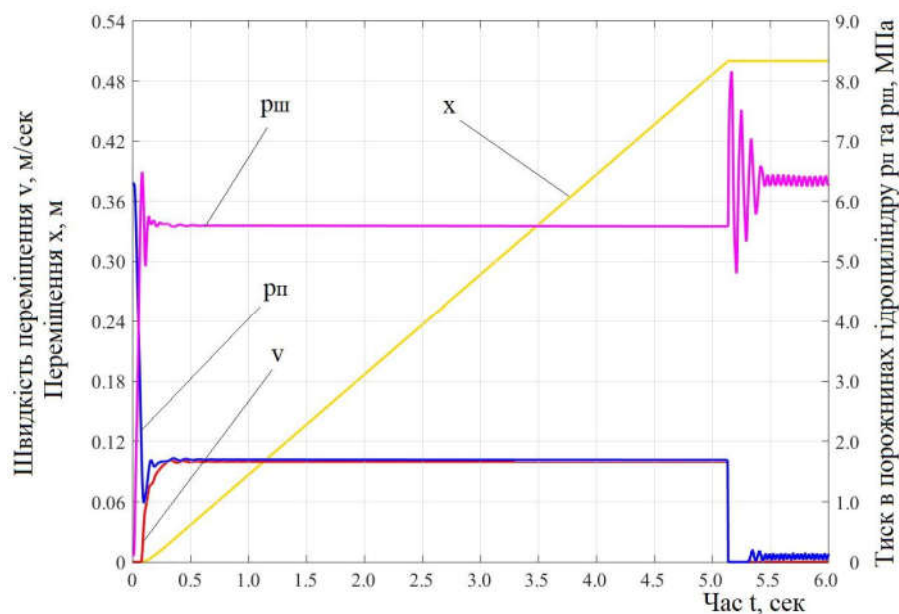
$\alpha_{с.і} = 0,35$; $\mu_{p,i} = 0,65$.

Повну систему рівнянь (2), (4)-(6) з граничними умовами (7)-(9) зручно реалізувати на ПЕОМ за допомогою стандартних методів Рунге-Кутта. У ході реалізації системи рівнянь у програмному середовищі Simulink MATLAB, були отримані результати дослідження динамічних процесів в гідросистемі механізму затискання штаби. Результати досліджень наведені на рис. 3 для робочого і зворотного ходу механізму затискання штаби.

Було встановлено, що наприкінці робочого та зворотного ходів гідроциліндру механізму переміщення та затискання рулону у сегментному розмотувачі, у кінцевих положеннях виникає раптова зупинка поршня гідроциліндру на жорсткий упор (кришки гідроциліндра), що призводить до раптового навантаження на різьбове з'єднання корпусу гідроциліндра з кришками. При цьому, навантаження, які виникають у гідросистемі, досягають максимально допустимих значень. Окрім того, нами було встановлено, що у період розгону поршня гідроциліндру при робочому та зворотному ході, хоча і не виникають небезпечні навантаження, однак спостерігаються стрімкі коливання тиску у порожнинах гідроциліндру, що призводить до промивання золотників гідророзподільників.



а)



б)

Рисунок 3 – Результати дослідження режимів роботи гідросистеми механізму затискання штаби сегментного розмотувача АУР при робочому ході (а) та зворотному ході (б) гідроциліндру

При дослідженні динамічних процесів у гідросистемі затискання рулону при зворотному ході було встановлено, що коефіцієнт динамічності гідросистеми складає $8,2/6,3 = 1,30$, та досягає гранично допустимих значень. Було показано, що при зворотному ході механізму у кінцевих положеннях виникає

раптова зупинка поршня гідроциліндру на жорсткий упор (кришки гідроциліндра), що призводить до раптового навантаження.

Виходячи з вище сказаного, необхідно визначити раціональні режими роботи гідросистеми механізму затискання штаби з мінімальними динамічними навантаженнями. Нами буде розглядатися раціональний час спрацьовування керуючого золотникового гідророзподільника. Питання збільшення часу закриття та збільшення або зменшення площі прохідного перетину золотникового гідророзподільника розглядатися не буде тому, що це призведе до зміни як конструктивних так і технологічних параметрів механізму затискання штаби. Задача полягає у тому, щоб рекомендувати такий раціональний час спрацьовування золотникових гідророзподільників, при якому динамічні навантаження у гідросистемі були б найменшими.

Результати дослідження динамічних процесів, що відбуваються в гідросистемі механізму переміщення та затискання рулону у сегментному розмотувачі АУР ТЕЗА 20-114 на початку робочого та зворотного ходу з різними варіантами спрацьовуванням керуючого гідророзподільника, представлені на рис. 4.

Результати дослідження режимів роботи гідросистеми механізму переміщення та затискання рулону у сегментному розмотувачі АУР при відкритті керуючого гідророзподільника на початку робочого (рис. 4, а) та зворотного (рис. 4, б) ходу, в залежності від часу його спрацьовування, свідчать проте, що у гідросистемі відбуваються якісно однакові динамічні процеси, котрі відрізняються тільки часом їх протікання. Виходячи з отриманих даних можна дійти висновку, що найбільш непридатними є час спрацьовування гідророзподільника за 0,05 сек та 0,10 сек. Це можна пояснити тим, що час набору тиску у порожнинах гідроциліндру для подолання сил опору складає 0,07 сек, при цьому в першому випадку гідророзподільник вже повністю відкритий, а в іншому – майже повністю відкритий. Тому, починають відбуватися значні коливальні динамічні процеси у гідросистемі як при робочому так і при зворотному ході. Перехідні процеси у гідросистемі при часі спрацьовування гідророзподільника за 0,15 – 0,30 сек якісно однакові, як при робочому так і при зворотному ході.

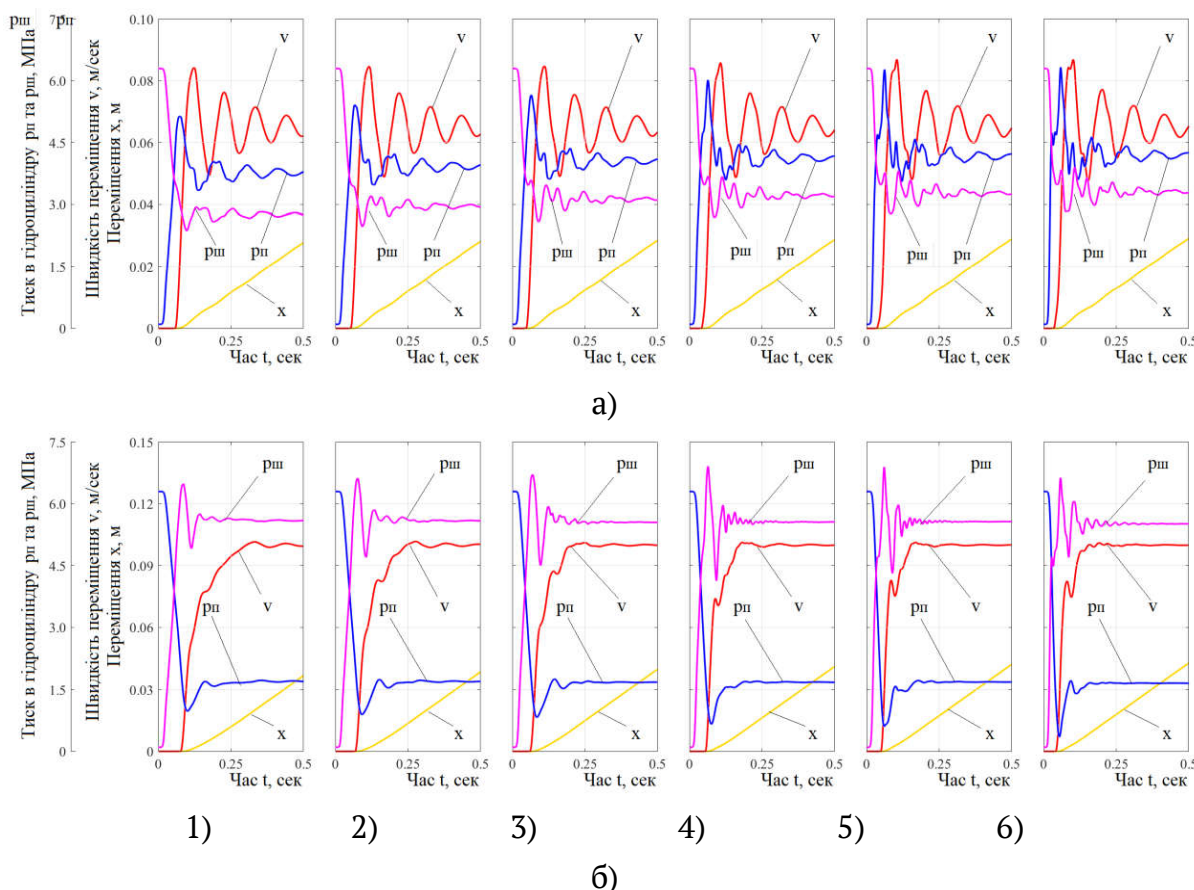


Рисунок 4 – Результати дослідження перехідних процесів у гідросистемі на початку робочого (а) та зворотного (б) ходу в залежності від часу відкриття золотникового гідророзподільника:

- 1) час спрацювання – 0,30 сек; 2) час спрацювання – 0,25 сек;
- 3) час спрацювання – 0,20 сек; 4) час спрацювання – 0,15 сек;
- 5) час спрацювання – 0,10 сек; 6) час спрацювання – 0,05 сек

Результати дослідження динамічних процесів, що відбуваються в гідросистемі механізму переміщення та затискання рулону у сегментному розмотувачі АУР ТЕЗА 20-114 на прикінці робочого та зворотного ходу з різними варіантами спрацюванням керуючого гідророзподільника, представлені на рис. 5.

Результати дослідження режимів роботи гідросистеми механізму переміщення та затискання рулону у сегментному розмотувачі АУР при закритті керуючого гідророзподільника на прикінці робочого (рис. 5, а) та зворотного (рис. 5, б) ходу, в залежності від часу його спрацювання, свідчать про те, що у гідросистемі відбуваються якісно однакові динамічні процеси, котрі відрізняються тільки часом їх протікання. З отриманих даних можна видноу, що найбільш непридатними є час спрацювання гідророзподільника за 0,05 сек та

0,10 сек. Це можна пояснити тим, що після закриття керуючого гідророзподільника з вказаними режимами спрацьовування він викликає у гідросистемі власні коливання рідини з значно більшою амплітудою як при робочому так і при зворотному ході. Перехідні процеси у гідросистемі при часі спрацьовування гідророзподільника за 0,15 – 0,30 сек якісно однакові, як при робочому так і при зворотному ході.

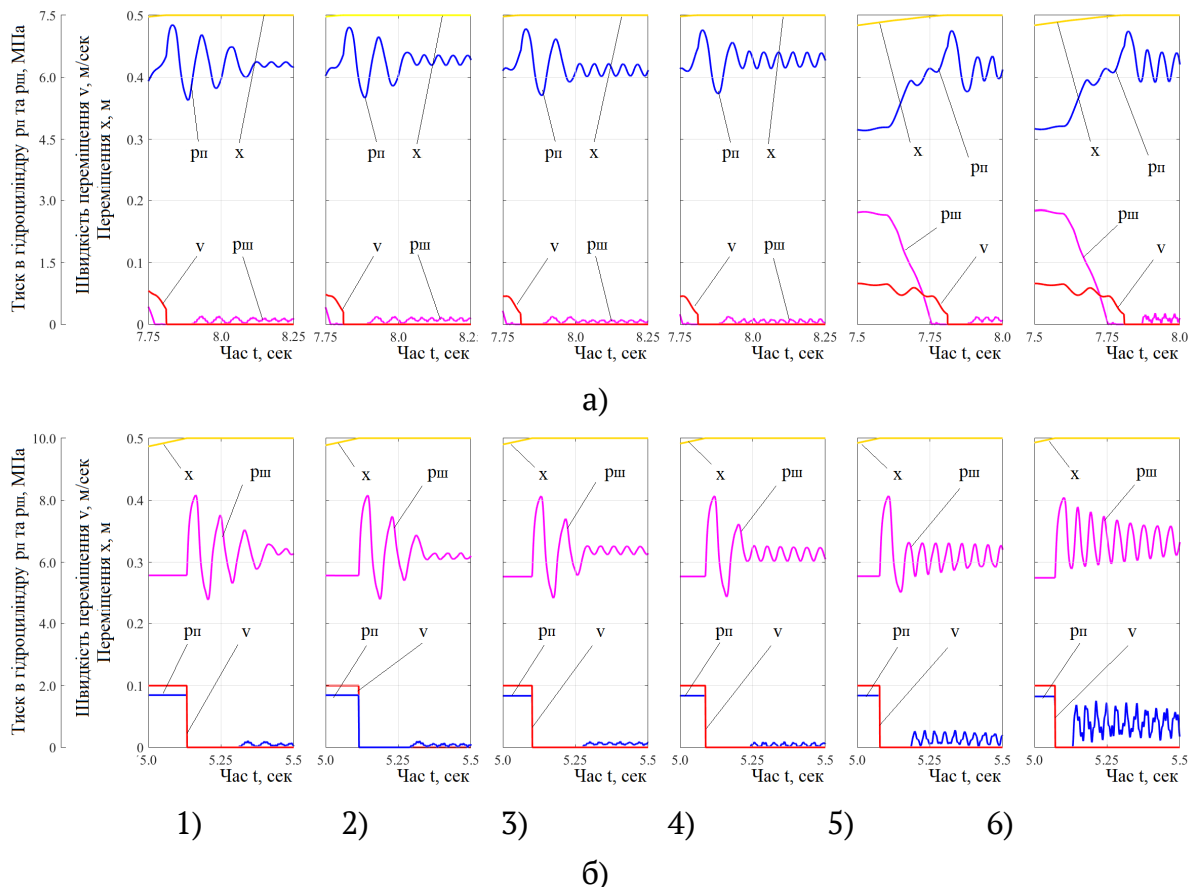


Рисунок 5 – Результати дослідження перехідних процесів у гідросистемі на прикінці робочого (а) та зворотного (б) ходу в залежності від часу закриття золотникового гідророзподільника:

- 1) час спрацьовування – 0,30 сек; 2) час спрацьовування – 0,25 сек;
- 3) час спрацьовування – 0,20 сек; 4) час спрацьовування – 0,15 сек;
- 5) час спрацьовування – 0,10 сек; 6) час спрацьовування – 0,05 сек

Висновки. За результатами теоретичних досліджень перехідних процесів у гідросистемі сегментного розмотувача АУР показано, що найбільш не придатними є час відкриття та закриття керуючого гідророзподільника за 0,05 сек та 0,10 сек як при робочому, так і при холостому ході. При цьому часі спрацьовування у гідросистемі виникають значні високочастотні коливальні процеси.

Показано, що найбільш прийнятним є час спрацьовування гідророзподільника за 0,15 – 0,30 сек, при яких не спостерігається значних коливальних процесів як при робочому так і при зворотному ході.

З нашої точки зору, можливо рекомендувати наступні заходи з удосконалення гідросистеми механізму переміщення та затискання рулону у сегментному розмотувач АУР. По-перше замість застарілих золотникових гідророзподільників з часом спрацьовування у 0,35 сек застосувати золотникові гідророзподільники, які мають час спрацьовування 0,20 сек. По-друге, змінити час спрацьовування нових гідророзподільників з електрогідравлічним керуванням наступним чином: час відкриття гідророзподільника повинен бути 0,20 сек, а час закриття – 0,15 сек, як при робочому так і зворотному ході.

ЛІТЕРАТУРА

1. Гликман Б.Ф. Математические модели пневмогидравлических систем / Б.Ф.Гликман – М.: Наука, 1986. – 368 с.
2. Жуковский Н.Е. О гидравлическом ударе в водопроводных трубах / Н.Е. Жуковский – М.: Л.: Гостехиздат, 1949. – 412 с.
3. Тарко Л. М. Переходные процессы в гидравлических механизмах / Л.М. Тарко. — М.: Машиностроение, 1973. — 163 с.
4. 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.
5. 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.
6. 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.
7. 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.
8. Дерібо О.В. Імітаційне дослідження гідравлічного приводу поступального руху з довгою напірною гідролінією / О.В. Дерібо, Ж.П. Дусанюк, С.В. Репінський

кий [та ін.] // Вісник Вінницького політехнічного інституту. — 2017. — № 1. — С. 85—92.

9. Петров О.В. Математичне моделювання робочих процесів у гідроприводі чутливому до навантаження з довгими робочими гідролініями / О.В. Петров, Л.Г. Козлов, Ж.П. Дусанюк [та ін.] // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія : Технічні науки. — 2014. — № 1. — С. 187—192.

10. Мазур І.А. Дослідження динамічних процесів у гідросистемі механізму за-тискання штаби двоконусного розмотувача рулонів ТЕЗА 159-529 / І.А. Мазур, Д.О. Шелудько, М.І. Петров // Системні технології. — 2020. — вип. 2. — № 127. — С. 25—44.

11. Попов Д.Н. Нестационарные гидромеханические процессы. — М.: Машиностроение, 1982. — 240 с.

12. Мазур І.А. Дослідження динамічних навантажень у гідросистемі вертикального гідравлічного прошивного преса трубопресового виробництва // Metallurgicheskaya i gornorudnaya promyshlennost'. — 2018. — № 7. — С. 119—126.

REFERENCES

1. Glikman B.F. Matematicheskie modeli pnevmogidravlicheskih sistem / B.F.Glikman— М.: Nauka, 1986. — 368 p.
2. Zhukovskiy N.E. O gidravlicheskom udare v vodoprovodnyih trubah / N.E. Zhukovskiy — М.: L.: Gostehizdat, 1949. — 412 p.
3. Tarko L. M. Perehodnyie protsessyi v gidravlicheskih mehanizmah / L.M. Tarko. — М.: Mashinostroenie, 1973. — 163 p.
4. 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.
5. 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.
6. Dusaniuk Zh.P. Matematychna model dlia imitatsiinoho doslidzhennia v seredovyskhi MATLAB Simulink hidravlichnoho pryvodu postupalnoho rukhu z dovoiu napirnoiu hidroliniiu / Zh.P. Dusaniuk, O.V. Deribo, S.V. Repinskyi [ta in.] // Visnyk Vinnytskoho politekhnichnoho instytutu. — 2016. — № 3. — P. 108—115.

7. Dusaniuk Zh.P. Matematychna model ta alhorytm doslidzhennia dynamiky hidropryvodu 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.
8. Deribo O.V. Imitatsiine doslidzhennia hidravlichnoho pryvodu postupalnoho rukhu z dovoiu napirnoiu hidroliniieiu / O.V. Deribo, Zh.P. Dusaniuk, S.V. Repynskyi [ta in.] // Visnyk Vinnytskoho politekhnichnoho instytutu. — 2017. — № 1. — P. 85—92.
9. Petrov O.V. Matematichne modelyuvannya robochih procesiv u gidroprivodi chutlivomu do navantazhennia z dovgimi robochimi gidroliniyami / O.V. Petrov, L.G. Kozlov, Zh.P. Dusanyuk [ta in.] // Zbirnik naukovih prac Vinnickogo nacionalnogo agrarnogo universitetu. Seriya : Tehnichni nauki. — 2014. — № 1. — P. 187—192.
10. Mazur I.A. Doslidzhennia dinamichnih procesiv u gidrosistemi mehanizmu zatiskannya shtabi dvokonushnogo rozmotuvacha ruloniv TEZA 159-529 / I.A. Mazur, D.O. Sheludko, M.I. Petrov // Sistemni tehnologiyi. — 2020. — V. 2. — № 127. — P. 25—44.
11. Popov D.N. Nestacionarnye gidromehanicheskie processy. — M.: Mashinostroenie, 1982. — 240 p.
12. Mazur I.A. Doslidzhennia dinamichnih navantazhen u gidrosistemi vertikalnogo hidravlichnogo proshivnogo presa trubopresovogo virobництва // Metallurgicheskaya i gornorudnaya promyshlennost. — 2018. — № 7. — P. 119—126.

Received 12.01.2022.

Accepted 18.01.2022.

Investigation of dynamic processes in the hydraulic system of clamping the staffs of the segment unwinder of the unit of aggregation of rolls pipe welding machine 20 114

In the technological line for the production of small diameter pipes used segment unwinder staffs with a cantilever drum and additional support. The experience of its operation has shown that one of its main shortcomings is the unsatisfactory operation of the hydraulic system clamping staffs. In the hydraulic clamping system of the staffs there are increased dynamic loads, which lead to the failure of components and elements of the hydraulic system. The layout of the hydraulic clamping system of the headquarters is made for design and technological reasons, without taking into account the influence of pipeline lengths on the nature of dynamic processes in the hydraulic system. In addition, the hydraulic system uses spool hydrodistributors with electro hydraulic control, the operation time of which is practically not subject to regulation.

Based on the analysis of known mathematical models for the study of dynamic processes in hydraulic systems, it was concluded that as a mathematical model that takes into account the design and operation of the hydraulic clamping system staffs finite difference method in a system of ordinary differential equations with boundary conditions described by algebraic equations. A basic dynamic model has been created, which allows to analyze with high reliability the behavior of the hydraulic system of the clamping mechanism of the staff in the segment unwinder of the rolls, which is exposed to different nature in a wide range of mode parameters.

Simulink MATLAB software environment was used to effectively solve this problem. During the implementation of the mathematical model, a study of the modes of operation of the hydraulic system of the clamping mechanism of the staff was performed. It was found that at the end of the working and reverse strokes of the clamping mechanism of the roll in the end positions there are dynamic loads in the hydraulic system that reach the maximum allowable values. In addition, it was found that during the acceleration of the piston of the hydraulic cylinder during operation and reverse, although there are no dangerous loads, but there are rapid fluctuations in pressure in the cavities of the hydraulic cylinder. Theoretical studies of the modes of operation of the hydraulic clamping system of the staff in the segment unwinder with different operating times of the control valve. As a result of the study of transients in the unwinding hydraulic system with different operating times of the hydraulic distributor, its rational operating time was recommended, which is 0.20 seconds when opening and 0.15 seconds when closing.

Мазур Ігор Анатолійович - к.т.н., доцент, Український державний університет науки і технологій.

Щербінін Максим Олександрович - студент, Український державний університет науки і технологій.

Mazur Ihor A. - candidate of technical sciences, associate professor, Ukrainian state university of science and technology.

Shcherbinin Maksym A. - student, Ukrainian state university of science and technology.