

УДК 621.226

<https://doi.org/10.34185/tpm.1.2022.03>

Мазур І.А., Лісний Д.Ю., Шелудько Д.О.

## Дослідження динамічних процесів у гідросистемі затискання заготовки завантажувальної машини кільцевої нагрівальної печі ТПА 140

Mazur I., Lisnyi D., Sheludko D.

### Investigation of dynamic processes in the hydraulic system of clamping the workpiece of the loading machine of the ring heating furnace of the pipe rolling unit 140

**Мета.** Метою роботи є дослідження динамічних навантажень, які виникають в гідросистемі механізму затискання трубної заготовки завантажувальної машини кільцевої нагрівальної печі ТПА 140 та розробка заходів по їх зниженню.

**Методика.** Методика дослідження заснована на використанні методів математичного моделювання та фундаментальних законів гідравліки та гідродинаміки. Розроблено математичну модель дослідження динамічних процесів, що відбуваються у гідросистемі механізму затискання трубної заготовки яка враховує хвильові процеси у довгих гідромагістралях. Відмінною рисою розробленої математичної моделі є можливість вибору раціонального шагу дискретизації на основі аналізу динамічної реакції гідромагістралі на вплив збурення, характерний для даного гідроприводу, для ефективного врахування хвильових властивостей гідромагістралей.

**Результати.** З використанням розробленої моделі досліджено динамічні процеси, які відбуваються у гідросистемі механізму затискання трубної заготовки. Встановлено, що коефіцієнт динамічності гідросистеми складає 1,39, який значно перевищує припустиме значення. Запропоновані технічні рішення для зниження небезпечних динамічних навантажень у гідросистемі полягають у тому, що необхідно зменшити час спрацювання гідророзподільника з 0,30 сек до 0,15 сек, та використовувати у гідроциліндрі гальмівний пристрій з довжиною камери гальмування у 15 мм.

**Наукова новизна.** Для ефективного врахування хвильових властивостей гідромагістралей у математичній 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 приводу 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  $k_f$ , що забезпечує задану точність математичної моделі.

**Практична значущість.** Практична значущість роботи полягає в розробленій математичній моделі, яка дозволяє з високою достовірністю аналізувати поведінку гідросистеми механізму затискання, що піддається впливу різного характеру в широкому діапазоні режимних параметрів.

**Ключові слова:** машина завантажувальна, механізм затискання, гідросистема, процеси хвильові, тиск, навантаження динамічні, процеси перехідні, гідророзподільник, час спрацювання, пристрій гальмування.

**Purpose.** The purpose of the work is to study the dynamic loads that occur in the hydraulic system of the pipe blank clamping mechanism of the loading machine of the ring heating furnace of the pipe rolling unit 140 and to develop measures to reduce them.

**Methodology.** The research methodology is based on the use of mathematical modeling methods and fundamental laws of hydraulics and hydrodynamics. A mathematical model of the study of dynamic processes occurring in the hydraulic system of the pipe blank clamping mechanism has been developed, which takes into account wave processes in long hydraulic mains. A distinctive feature of the developed mathematical model is the possibility of choosing a rational discretization step based on the analysis of the dynamic response of the hydraulic main to the influence of the disturbance characteristic of this hydraulic drive, in order to effectively take into account the wave properties of hydraulic mains.

**Findings.** Using the developed model, the dynamic processes that occur in the hydraulic system of the pipe blank clamping mechanism were investigated. It was established that the dynamic coefficient of the hydraulic system is 1.39, which is significantly higher than the permissible value. Proposed technical solutions to reduce dangerous dynamic loads in the hydraulic system are that it is necessary to reduce the activation time of the hydraulic distributor from 0.30 sec to 0.15 sec, and to use a brake device with a brake chamber length of 15 mm in the hydraulic cylinder.

**Originality.** In order to effectively take into account the wave properties of hydraulic mains in the mathematical model, the choice of a rational discretization step is provided based on the analysis of the dynamic response of the hydraulic main to the influence of the disturbance characteristic of this hydraulic drive. As such effects of disturbances in the conditions of the pump drive, the almost instantaneous activation of the control elements and the sudden stop of the working body at the end of its movement appear most often. Thus, for each of the hydraulic mains, a rational number of  $k_f$  division sections was taken, which ensures the specified accuracy of the mathematical model.

**Practical value.** The practical significance of the work lies in the developed mathematical model, which makes it possible to analyze with high reliability the behavior of the hydraulic system of the clamping mechanism, which is exposed to various influences in a wide range of mode parameters.

**Keywords:** loading machine, clamping mechanism, hydraulic system, wave processes, pressure, dynamic loads, transient processes, hydraulic distributor, activation time, braking device.

**Вступ.** Високий науково-технічний та виробничий потенціал, створений в Україні в області чор-

|              |  |
|--------------|--|
| Мазур І.А.,  |  |
| Лісний Д.Ю., |  |
| Шелудько Д.О |  |

ної металургії та в трубному виробництві у тому числі, вивів нашу країну в ряд передових у технічному відношенні країн світу. Незважаючи на кризові явища в виробничій сфері, Україна продовжує займати ключові позиції у світі серед виробників трубної продукції. В виробництві труб серед промислово розвинених країн світу Україна займає одне із перших місць, маючи значні потужності. Інтенсивному розвитку трубної промисловості сприяло, постійне удосконалення технологічних процесів, створення потужної наукової бази.

Для забезпечення ефективної роботи трубопрокатних агрегатів (ТПА) необхідно створення основного і допоміжного устаткування, що відповідає ряду вимог, таких як висока продуктивність, надійна і безаварійна робота, можливість автоматизації, добра ремонтпридатність і іншим вимогам, які забезпечують високі техніко-економічні показники виробництва.

Експлуатація технологічного устаткування супроводжується виявленням у ньому недоліків, які пов'язані з фізичним та моральним старінням. Внаслідок цього з'являється необхідність удосконалення обладнання, розробок нових конструкцій та заміни недосконалого устаткування новим.

В останні роки особливе значення набула модернізація існуючого устаткування ТПА 140 з метою підвищення одиничної продуктивності агрега-

тів, зниження витрат на допоміжні операції по підготовці заготовки 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.

Завантажувальна машина кільцевої нагрівальної печі виконує перші операції підготовки трубної заготовки до прокатки в потоці ТПА 140, робота якої суттєво впливає на роботу всього агрегату в цілому. Досвід експлуатації завантажувальної машини показав, що одним з основних його недоліків є низька надійність та незадовільна робота її гідросистем. Зокрема, у гідросистемі затискання трубної заготовки спостерігаються підвищені динамічні навантаження, які призводять до виходу з ладу вузлів та елементів гідросистеми. В гідросистемі застосовується золотниковий гідророзподільник з електрогідравлічним керуванням, час спрацювання якого практично не підлягає регулюванню. Окрім цього, компоновка гідросистеми затискання трубної заготовки завантажувальної машини кільцевої нагрівальної печі (рис. 1) виконана з конструктивних та технологічних міркувань, без урахування впливу довжин трубопроводів на характер динамічних процесів у гідросистемі.

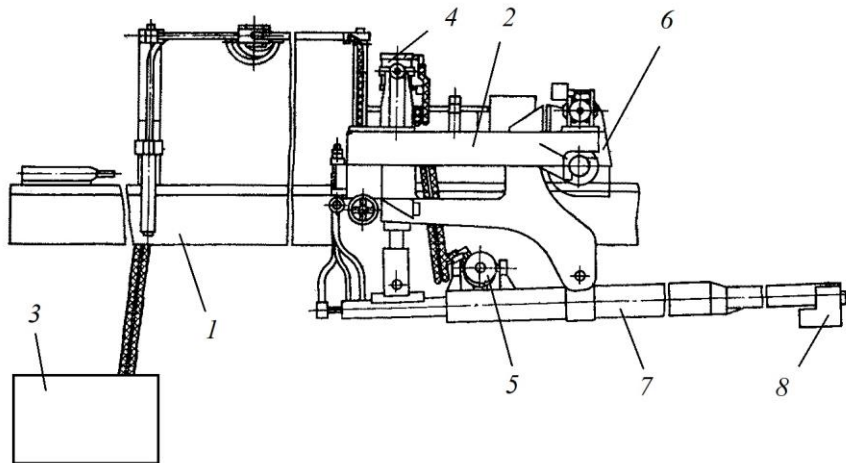


Рисунок 1 – Принципова схема завантажувальної машини трубних заготовок у кільцеву нагрівальну піч:

1 – портал або естакада; 2 – візок; 3 – насосна станція; 4 – гідроциліндр механізму хитання хоботу; 5 – гідроциліндр механізму затискання трубної заготовки; 6 – електромеханічний привод пересування візка; 7 – хобот; 8 – затискний пристрій

**Аналіз літературних даних та постановка проблеми.** Для оцінки якості роботи гідросистеми затискання трубної заготовки завантажувальної машини кільцевої нагрівальної печі 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 завантажувальної машини також виникає необхідність провести цілий ряд уточнюючих розрахунків.

Якщо гідросистема містить довгі магістралі (що характерно для завантажувальної машини з насосним приводом), то при аналізі перехідних процесів необхідно враховувати хвильові явища. Критерієм для необхідності обліку розподілених параметрів є співвідношення між характерним часом збудження і часом пробігу акустичною хвилею довжини магістралі [1]. Якщо ці характерні часи сумірні, то хвильові явища необхідно враховувати.

Рівняння гідромеханіки, що описують одномірний нестационарний рух в'язкої рідини, є квазіліній-

ними рівняннями гіперболічного типу, для яких є багато способів вирішення. Зокрема, в класичній роботі М.С.Жуковського [2] використовувався метод Д'Аламбера, що дає наочну картину поширення ударної хвилі по довжині магістралі.

Ефективний спосіб вирішення хвильового рівняння, розвинений Л.М.Тарко [3], полягає в використанні операційного методу. При цьому рішення рівнянь в приватних похідних зводиться до алгебраїчних операцій над функціями, що визначають характер впливу збурення.

Більш широкими можливостями володіє кінцево-різницеви методи перетворення рівнянь в приватних похідних в систему звичайних диференціальних рівнянь. Моделювання на АОМ гідравлічних пристроїв з урахуванням хвильових процесів в трубопроводі розроблено С.Н.Кожевниковим [4]. Питання раціональної побудови математичної моделі при дослідженні за допомогою ЕОМ хвильових процесів в гідросистемі, що складається з джерела живлення, довгого нерозгалуженого трубопроводу і силового гідроциліндра, розглянуті в роботі І.А.Немеровського [5], в роботах Ж.П.Дусанюк [6-9] та в роботах І.А.Мазура [10-12].

**Мета і завдання досліджень.** 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 трубної заготовки завантажувальної машини кільцевої нагрівальної печі

ТПА 140 та розробка заходів по їх зниженню. У відповідності з поставленою метою вирішені наступні завдання: розроблена математична модель дослідження динамічних процесів у гідросистемі механізму затискання трубної заготовки; виконані теоретичні дослідження режимів роботи гідросистеми у періоди розгону та гальмування; рекомендовані раціональні режими роботи гідросистеми.

**Матеріали та методи дослідження.** На підставі аналізу математичних моделей, застосовуваних в практиці динамічних розрахунків реальних гідросистем [6-12], можна зробити висновок, що в якості математичної моделі, яка враховує особливості конструкції і роботи гідросистеми затискання трубної заготовки завантажувальної машини кільцевої нагрівальної печі ТПА 140, доцільно використовувати систему диференціальних рівнянь в приватних похідних з нелінійними і нестационарними коефіцієнтами, перетвореними кінцево-різницеви 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 трубної заготовки завантажувальної машини, яка піддається впливу різного характеру в широкому діапазоні режимних параметрів.

Розглянемо типову розрахункову схему гідросистеми механізму затискання трубної заготовки завантажувальної машини кільцевої нагрівальної печі з насосним приводом, котра наведена на рис. 2.

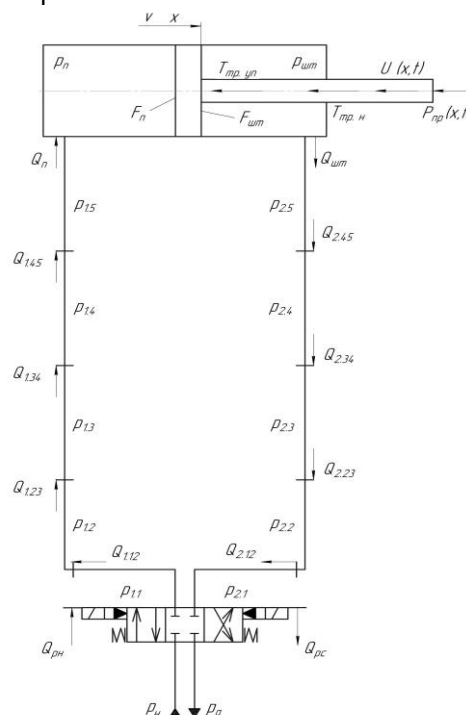


Рисунок 2 – Розрахункова схема гідросистеми механізму затискання трубної заготовки завантажувальної машини кільцевої нагрівальної печі ТПА 140

Увесь цикл роботи гідросистеми механізму затискання трубної заготовки завантажувальної машини складається з двох фаз: робочого ходу та холостого ходу, для кожного з яких характерна своя структура гідромеханічної системи.

Основна задача математичного моделювання складається у визначенні циклограми роботи механізму затискання трубної заготовки завантажувальної машини та динамічних навантажень у гідромагістралях в залежності від технологічних, конструктивних та режимних параметрів гідросистеми механізму затискання трубної заготовки завантажувальної машини.

При складанні математичного опису процесів, які протікають у гідросистемі механізму затискання трубної заготовки, за основу було взято методичну базу створену С.М.Кожевниковим у роботі [4], та у подальшому розвинену у роботах [10-12]. При створенні математичного опису процесів, які протікають 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 несталого руху реальної пружної рідини, описується рівняннями [3]:

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

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.

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

Для ефективного врахування хвильових властивостей окремих гідромагістралей у моделі пе-

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

$$\frac{\partial p}{\partial t} = -\rho \cdot c \cdot \frac{\partial v}{\partial x},$$

де  $p$  – тиск рідини у гідромагістралі;  $v$  – швидкість рідини у гідромагістралі;  $\lambda, d$  – коефіцієнт гідравлічного опору та діаметр гідромагістралі;  $x, t$  – відповідно координата перетину гідромагістралі та час;  $\rho$  – густина 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 [13]:

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

де  $E_p, E_T$  – модуль пружності рідини та матеріалу трубопроводу;  $d$  та  $\delta$  – діаметр та товщина стінки трубопроводу.

Для рішення системи (1) в математичній моделі використовується кінцево-різницевий 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:

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:

редбачений вибір раціонального шагу дискретизації на основі аналізу динамічної реакції гідромагіс-

тралі 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:

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

$$\frac{dp_{Ш}}{dt} = \frac{E_{ж}}{V_{Ш}^0 + x \cdot F_{Ш}} \cdot \left( F_{Ш} \cdot \frac{dx}{dt} - Q_{Ш} \right),$$

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

Рух робочого органу механізму затискання трубної заготовки завантажувальної машини описується:

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

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.

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

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 трубної заготовки завантажувальної машини необхідно враховувати не раптовість спрацювання 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.

Складемо з розглянутих фрагментів повну математичну модель для дослідження динамічних процесів у гідросистемі яка буде мати вигляд:

$$p_H = \text{const.}$$

$$Q_{p.1} = \mu_{p1} \cdot f_{p1}(t) \sqrt{\frac{2 \cdot |p_H - p_{1.1}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_H - p_{1.1}).$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{при відкритті} \quad f_{p1}(t) = f_{p1}^{\max} \frac{t}{t_o}; \\ \text{при закритті} \quad f_{p1}(t) = f_{p1}^{\max} \left( 1 - \frac{t}{t_3} \right). \end{array} \right\}$$

$$\frac{dp_{1.1}}{dt} = \frac{E_1}{h_1 \cdot f_1} \cdot (Q_{p.1} - Q_{1.12}).$$

$$\frac{dQ_{1.12}}{dt} = \frac{f_1 \cdot (p_{1.1} - p_{1.2})}{\rho \cdot h_1} - \frac{\xi_{1.12}}{2 \cdot h_1 \cdot f_1} \cdot |Q_{1.12}| \cdot Q_{1.12}.$$

$$\frac{dp_{1.2}}{dt} = \frac{E_1}{h_1 \cdot f_1} \cdot (Q_{1.12} - Q_{1.23}).$$

$$\frac{dQ_{1.45}}{dt} = \frac{f_1 \cdot (p_{1.4} - p_{1.5})}{\rho \cdot h_1} - \frac{\xi_{1.45}}{2 \cdot h_1 \cdot f_1} \cdot |Q_{1.45}| \cdot Q_{1.45}.$$

$$\frac{dp_{1.5}}{dt} = \frac{E_1}{h_1 \cdot f_1} \cdot (Q_{1.45} - Q_{II}).$$

$$Q_{II} = \alpha_{II} \cdot f_1 \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{1.5} - p_{II}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{1.5} - p_{II}).$$

$$\frac{dp_{II}}{dt} = \frac{E_{ж}}{V_{II}^0 + x \cdot F_{II}} \cdot \left( Q_{II} - F_{II} \cdot \frac{dx}{dt} \right).$$

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + h \left( \frac{dx}{dt} \right) + U(x, t) + P_{np}(x, t) + (T_{тр.уш} + T_{тр.н}) \text{sign} \left( \frac{dx}{dt} \right) - p_{II} F_{II} + p_{III} F_{III} = 0.$$

$$\frac{dp_{III}}{dt} = \frac{E_{ж}}{V_{III}^0 - x \cdot F_{III}} \cdot \left( F_{III} \cdot \frac{dx}{dt} - Q_{III} \right).$$

$$Q_{III} = \alpha_{III} \cdot f_2 \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{III} - p_{2.5}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{III} - p_{2.5}).$$

$$\frac{dp_{2.5}}{dt} = \frac{E_2}{h_2 \cdot f_2} \cdot (Q_{III} - Q_{2.45}).$$

$$\frac{dQ_{2.45}}{dt} = \frac{f_1 \cdot (p_{2.5} - p_{2.4})}{\rho \cdot h_2} - \frac{\xi_{2.45}}{2 \cdot h_2 \cdot f_2} \cdot |Q_{2.45}| \cdot Q_{2.45}.$$

$$\frac{dp_{2.4}}{dt} = \frac{E_2}{h_2 \cdot f_2} \cdot (Q_{2.45} - Q_{2.34}).$$

$$\frac{dQ_{2.12}}{dt} = \frac{f_1 \cdot (p_{2.2} - p_{2.1})}{\rho \cdot h_2} - \frac{\xi_{2.12}}{2 \cdot h_2 \cdot f_2} \cdot |Q_{2.12}| \cdot Q_{2.12}.$$

$$\frac{dp_{2.1}}{dt} = \frac{E_2}{h_2 \cdot f_2} \cdot (Q_{2.12} - Q_{p2}).$$

$$Q_{p,2} = \mu_{p2} \cdot f_{p2}(t) \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{2.1} - p_a|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_{2.1} - p_a).$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{при відкритті} \quad f_{p2}(t) = f_{p2}^{\max} \frac{t}{t_o}; \\ \text{при закритті} \quad f_{p2}(t) = f_{p2}^{\max} \left(1 - \frac{t}{t_3}\right). \end{array} \right\}$$

$$p_a = \text{const.}$$

Прийняті значення постійних параметрів гідро-системи наступні:

$$p_H = 6,3 \text{ МПа};$$

$$p_a = 0,1 \text{ МПа}; \quad m = 460 \text{ кг};$$

$$F_{II} = 50,26 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$F_{III} = 30,63 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2; \quad L = 0,175 \text{ м};$$

$$L_1 = L_2 = 5 \text{ м};$$

$$f_1 = f_2 = 1,131 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$f_p = 1,131 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2; \quad \rho = 912 \text{ кг/м}^3;$$

$$E_{ж} = 1,6 \cdot 10^9 \text{ Па}; \quad E_T = 2,0 \cdot 10^{11} \text{ Па};$$

$$h = 8,6 \cdot 10^{-6};$$

$$T_{тр.уп} = 0,848 \cdot 10^{-4} \cdot p_{II} + 0,848 \cdot 10^{-4} \cdot p_{III}$$

$$; \quad \xi_{T1} \cong 35; \quad \xi_{T2} \cong 35; \quad \alpha_{II} = \alpha_{III} = 0,35;$$

$$\mu_p = \mu_{p1} = \mu_{p2} = 0,65.$$

Повну систему рівнянь з граничними умовами зручно реалізувати на ПЕОМ за допомогою стандартних методів Рунге-Кутта.

**Результати дослідження.** У ході реалізації системи рівнянь у програмному середовищі Simulink MATLAB, були отримані результати дослідження динамічних процесів в гідросистемі механізму затискання трубної заготовки завантажувальної машини кільцевої нагрівальної печі ТПА 140. Результати досліджень наведені на рис. 3 для робочого ходу та на рис. 4 для зворотного ходу механізму затискання трубної заготовки відповідно.

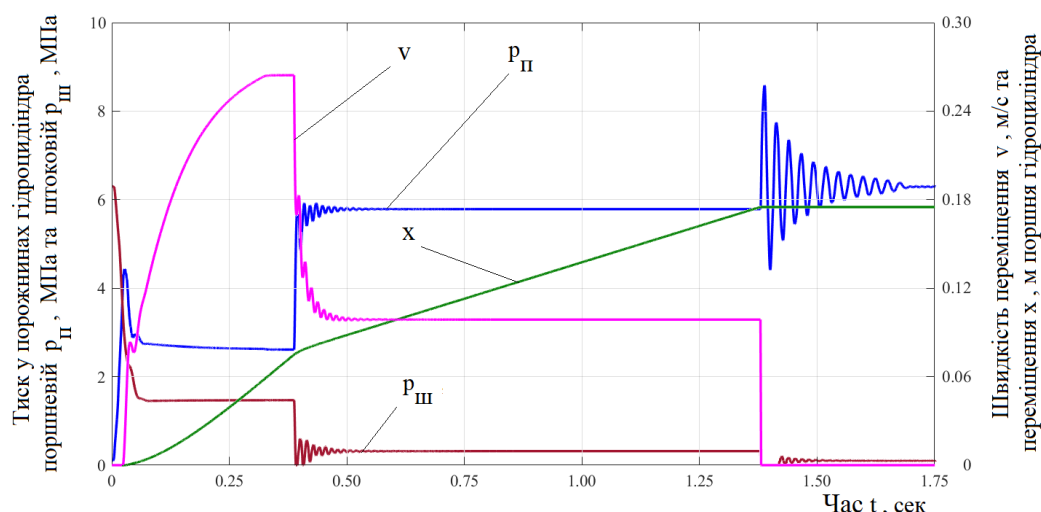


Рисунок 3 – Результати дослідження режимів роботи існуючої гідросистеми механізму затискання трубної заготовки при робочому ході

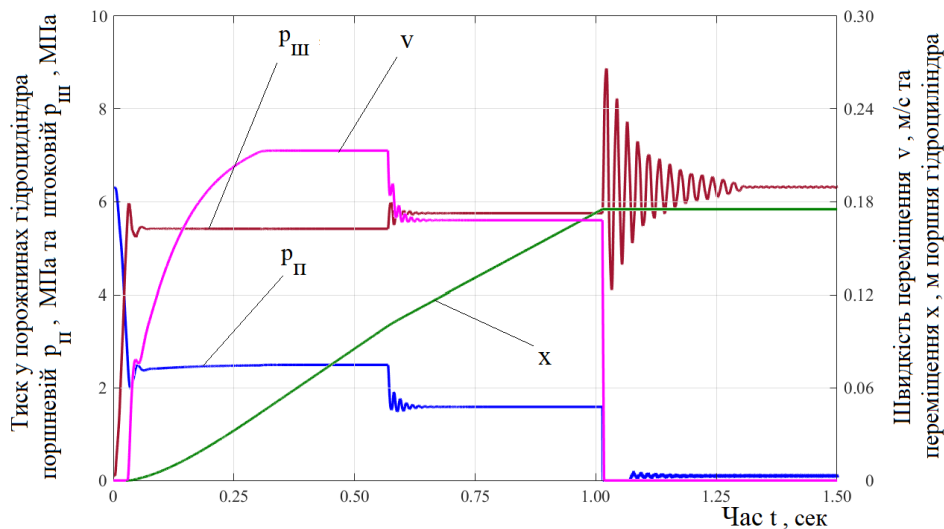


Рисунок 4 – Результати дослідження режимів роботи існуючої гідросистеми механізму затискання трубної заготовки при зворотному ході

В результаті дослідження режимів роботи гідросистеми механізму затискання трубної заготовки було встановлено, що при проектному режимі роботи небезпечні динамічні навантаження у гідросистемі не виникають. Однак, було встановлено, що наприкінці робочого та зворотного ходів гідроциліндра механізму затискання у кінцевих положеннях виникає раптова зупинка поршня гідроциліндра на жорсткий упор (кришки гідроциліндра), що призводить до раптового навантаження на різьбове з'єднання корпусу гідроциліндра з кришками. Навантаження, які виникають у гідросистемі, перевищують максимально допустимі значення. При цьому, коефіцієнт динамічності гідросистеми наприкінці робочого ходу та зворотного ходу становить  $K_d = 8,8 \text{ МПа} / 6,3 \text{ МПа} = 1,39$ . Це значно перевищує допустиме значення коефіцієнту динамічності для гідросистем, який дорівнює  $K_d = 1,2$ . Окрім того було встановлено, що у період розгону поршня гідроциліндра при робочому та зворотному ході, хоча і не виникають небезпечні навантаження, однак спостерігаються коливання тиску у порожнинах гідроциліндра, що призводить до промивання золотників гідророзподільників.

У процесі розгону та гальмування гідравлічного виконавчого механізму коливальні процеси і динамічні навантаження проявляються у повному обсязі. Зниження вказаних явищ є вельми актуальною задачею та може здійснюватися різними шляхами: поліпшенням гідравлічних характеристик елементів керування, застосуванням різних компенсаторів тиску та пристроїв демпфірування, створенням раціональної гідросхеми, переходом на керуючу апаратуру з пропорційним керуванням, та другими методами, що застосовуються для кожного конкретного випадку.

Зниження динамічних навантажень у гідросистемі механізму затискання трубної заготовки завантажувальної машини у період зупинки поршня гідроциліндра наприкінці робочого та зворотного ходів відомими засобами призведе до суттєвого збільшення циклу роботи механізму. Це відбудеться тому, що відомі засоби гальмування в основному побудовані на принципі дроселювання рідини. Нами буде розглянуто питання зниження динамічних навантажень раціональним часом закриття керуючого гідророзподільника та застосування гідравлічного гальмуючого пристрою у вигляді кінцевого хвостовика (веретена).

Окрім цього, будуть визначені раціональні режими роботи існуючої гідросистеми механізму затискання трубної заготовки у період її розгону. При цьому, нами буде розглядатися раціональний порядок відкриття та закриття керуючого гідророзподільника. Питання збільшення часу відкриття керуючого гідророзподільника та збільшення чи зменшення площі його прохідного перетину нами розглядатися не буде тому, що це призведе до збільшення циклу роботи механізму затискання трубної заготовки завантажувальної машини.

Задача буде полягати у тому, щоб рекомендувати такий раціональний порядок роботи керуючого гідророзподільника, при якому динамічні навантаження у гідросистемі були б найменшими.

В гідросистемі використовується гідророзподільник який спрацьовує за 0,30 сек, хоча згідно з його технічною характеристикою час спрацьовування знаходиться у межах 0,05 ÷ 3,0 сек. Конструкція гідророзподільника побудована таким чином, що час відкриття та закриття буде однаковим. Тому, виконаємо дослідження динамічних процесів, які будуть відбуватися у гідросистемі механізму затискання трубної заготовки завантажувальної машини при різному часі спрацьовування керуючого гідророзподільника.

Результати дослідження режимів роботи гідросистеми механізму затискання трубної заготовки завантажувальної машини кільцевої нагрівальної печі у період відкриття керуючого гідророзподіль-

ника, в залежності від часу його спрацювання, представлені на рис. 5 при робочому та зворотному ході гідроциліндра.

Досліджувався режим гальмування поршня у кінцевому положенні кінцевим хвостовиком (веретеном). Довжина камери гальмування була прийнята рівною 15 мм та 25 мм. Довжина камери гальмування менша а ніж 15 мм втрачає конструктивний сенс та неможлива у реалізації. Довжина ка-

мери гальмування більша а ніж 25 мм значно збільшує цикл роботи механізму.

Результати дослідження режимів роботи гідросистеми механізму затискання трубної заготовки завантажувальної машини кільцевої нагрівальної печі у період гальмування у кінцевому положенні, представлені на рис. 6 при робочому та зворотному ході гідроциліндра.

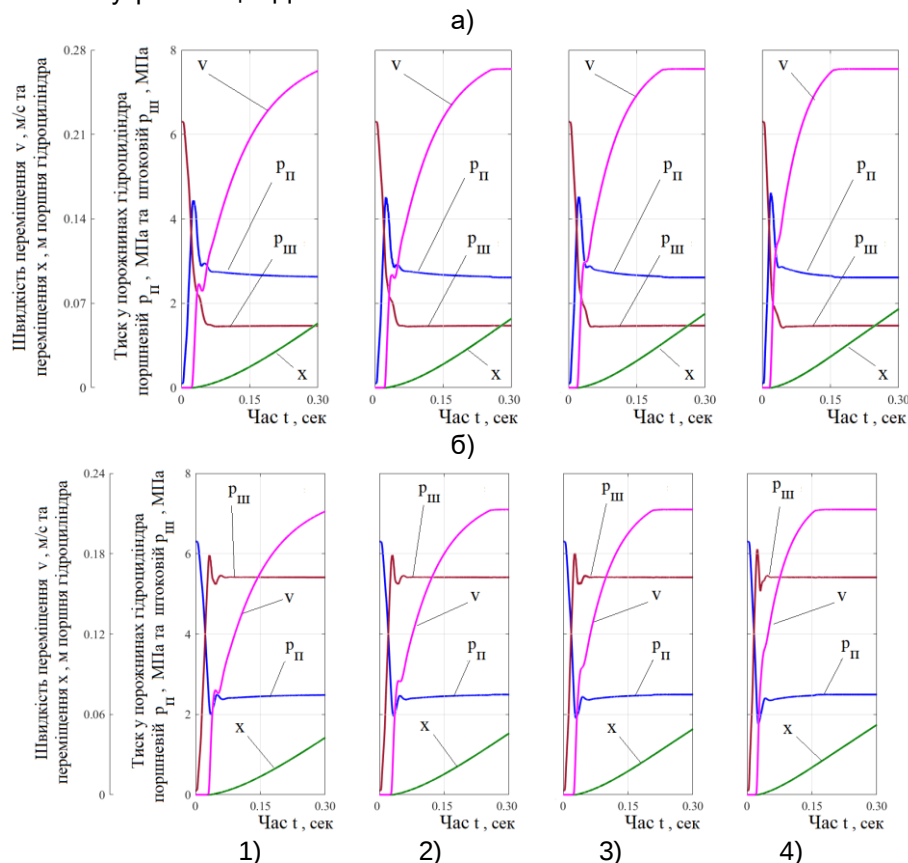


Рисунок 5 –Результати дослідження режимів роботи гідросистеми механізму затискання на початку робочого ходу (а) та зворотного (б) ходу в залежності від часу відкриття золотникового гідророзподільника:

- 1) час спрацювання – 0,30 сек; 2) час спрацювання – 0,25 сек;
- 3) час спрацювання – 0,20 сек; 4) час спрацювання – 0,15 сек.

**Обговорення результатів.** З аналізу результатів дослідження динамічних процесів (рис. 5), які відбуваються у гідросистемі механізму затискання, при відкритті керуючого гідророзподільника, в залежності від часу його спрацювання, свідчать проте, що у гідросистемі відбуваються якісно однакові динамічні процеси. Перехідні процеси, які відбуваються на рисунку 6.

гідросистемі при часі спрацювання гідророзподільника за 0,15 ÷ 0,30 сек, якісно однакові як на початку робочого так і зворотного ходу, та відрізняються тільки часом їх протікання. Виходячи з отриманих даних можна дійти висновку, що найбільш непридатними є час спрацювання гідророзподільника за 0,15 сек.

У результаті аналізу динамічних процесів (рис. 6), які відбуваються у гідросистемі механізму зати-

скання при використанні гідравлічного пристрою гальмування на при кінці робочого ходу та зворотного ходу в залежності від довжини гальмування, можна дійти висновку, що найбільш придатними є варіант с довжиною гідравлічного пристрою гальмування у 25 мм. При такій довжині пристрою гальмування, динамічні навантаження у гідросистемі мінімальні як при робочому та зворотному ході. Однак при цьому значно збільшується цикл роботи машин за рахунок розтягування режиму гальмування у часі. Тому, цей варіант є не зовсім доцільним. Виходячи з вище сказаного, можна рекомендувати найбільш придатний режим гальмування поршня гідроциліндру у кінцевих положеннях при робочому та зворотному ході з використанням гідравлічного пристрою гальмування довжиною у 15 мм. Динамічні процеси, які відбуваються у період гальмування поршня у кінцевому положенні за до-

помогою гідравлічного пристрою гальмування довжиною у 15 мм якісно однакові як при робочому так і при зворотному ході та відрізняються лише значеннями тиску, швидкості та переміщення. При

цьому, цикл роботи машини збільшиться але його буде компенсовано зниженням часу спрацьовування гідророзподільника.

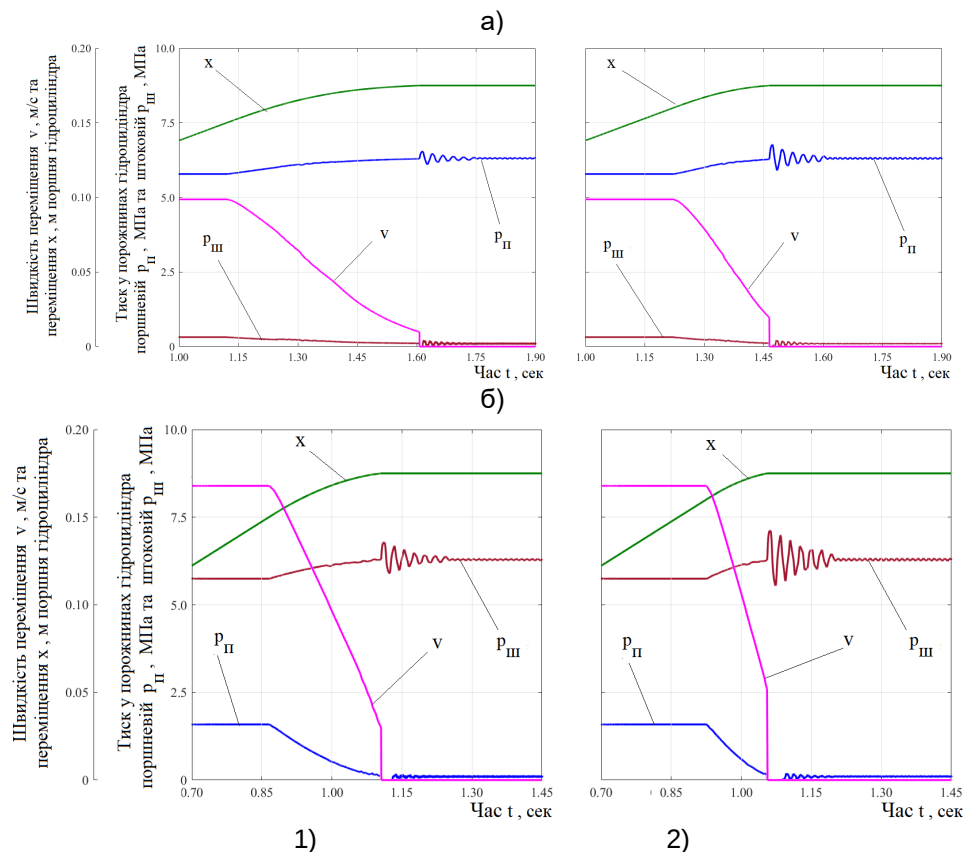


Рисунок 6 – Результати дослідження режимів роботи гідросистеми механізму затискання на при кінці робочого ходу (а) та зворотного (б) ходу в залежності від довжина камери гальмування 25 мм: 1) довжина камери гальмування 25 мм; 2) довжина камери гальмування 15 мм.

З метою перевірки працездатності запропонованих технічних рішень було виконано теоретичне дослідження режимів роботи гідросистеми механізму затискання трубної заготовки завантажувальної машини. Результати досліджень динамічних процесів які відбуваються у гідросистемі механізму затискання трубної заготовки при робочому (рис. 7) та зворотному (рис. 8) ході з запропонованими часом спрацьовування гідророзподільника та гідравлічного пристрою гальмування. Отримані ре-

зультати досліджень свідчать про доцільність рішень, що пропонуються.

### Висновки.

1. Розроблено математичну модель дослідження динамічних процесів, що відбуваються у гідросистемі механізму затискання трубної заготовки завантажувальної машини кільцевої нагрівальної печі ТПА 140, яка враховує хвильові процеси у довгих гідромагістралях.

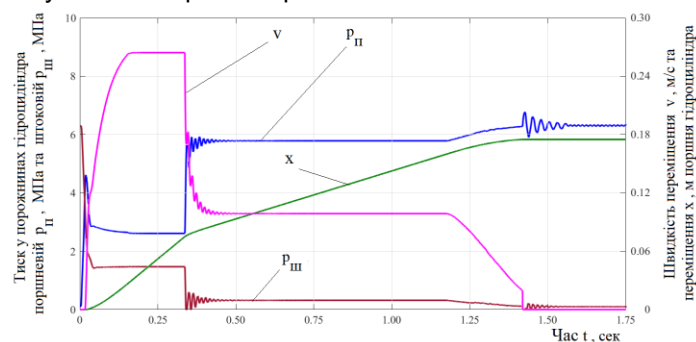


Рисунок 7 – Результати дослідження режимів роботи гідросистеми механізму затискання трубної заготовки при робочому ході

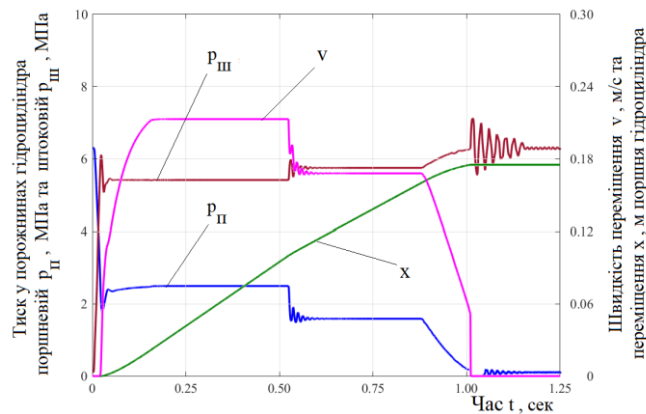


Рисунок 8 – Результати дослідження режимів роботи гідросистеми механізму затискання трубної заготовки при зворотному ході

Запропонована математична модель дозволяє з високою достовірністю аналізувати поведінку гідросистеми механізму затискання, яка піддається впливу різного характеру в широкому діапазоні режимних параметрів. Відмінною рисою розробленої математичної моделі є можливість вибору раціонального шагу дискретизації на основі аналізу динамічної реакції гідромагістралі на вплив збурення, характерний для даного гідроприводу, для ефективного врахування хвильових властивостей гідромагістралей

2. З використанням розробленої моделі досліджено динамічні процеси, які відбуваються у гідросистемі механізму затискання трубної заготовки як

при робочому так і зворотному ході гідроциліндра. Встановлено, що в існуючій конструкції гідросистеми відбуваються небезпечні динамічні навантаження на при кінці як робочого так і зворотного ходу гідроциліндру. При цьому коефіцієнт динамічності гідросистеми складає 1,39, що значно перевищує припустиме значення.

3. Запропоновані технічні рішення для зниження небезпечних динамічних навантажень у гідросистемі полягають у тому, що необхідно по-перше зменшити час спрацьовування гідророзподільника з 0,30 сек до 0,15 сек, по-друге використовувати у гідроциліндрі гальмівний пристрій з довжиною камери гальмування у 15 мм.

#### Бібліографічний опис.

1. Гликман Б.Ф. Математические модели пневмогидравлических систем. Москва: Наука, 1986. 368 с.
2. Жуковский Н.Е. О гидравлическом ударе в водопроводных трубах. Москва-Ленинград: Гостехиздат, 1949. 412 с.
3. Тарко Л.М. Переходные процессы в гидравлических механизмах. Москва: Машиностроение, 1973. 163 с.
4. Кожевников С.Н., Пешат В.Ф., Лобода В.М. Электронное моделирование гидравлических устройств с учетом волновых процессов в трубопроводе. *Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. научн.-техн. сб.* Киев: Техника. 1986. Вып. 22. С. 117–123.
5. Немировский И.А., Дусанюк Ж.П., Черный В.А. О реальном построении математической модели при исследовании волновых процессов в трубопроводе *Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. научн.-техн. сб.* Киев: Техника. 1986. Вып. 22. С. 60–64.
6. Математична модель для імітаційного дослідження в середовищі MATLAB Simulink гідравлічного приводу поступального руху з довгою напірною гідролінією / Ж.П. Дусанюк, О.В. Дерібо та ін. *Вісник Вінницького політехнічного інституту*. Вінниця. 2016. № 3. С. 108–115.
7. Математична модель та алгоритм дослідження динаміки гідроприводу ковша неповноповоротного екскаватора з урахуванням хвильових процесів в напірній гідролінії / Ж.П. Дусанюк, О.В. Петров та ін. *Вісник Вінницького політехнічного інституту*. Вінниця. 2015. № 3. С. 121–128.
8. Імітаційне дослідження гідравлічного приводу поступального руху з довгою напірною гідролінією / О.В. Дерібо, Ж.П. Дусанюк та ін. *Вісник Вінницького політехнічного інституту*. Вінниця. 2017. № 1. С. 85–92.
9. Математичне моделювання робочих процесів у гідроприводі чутливому до навантаження з довгими робочими гідролініями / О.В. Петров, Л.Г. Козлов та ін. *Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки*. Вінниця. 2014. № 1. С. 187–192.
10. Мазур І.А. Дослідження динамічних навантажень у гідросистемі вертикального гідравлічного прошивного преса трубопресового виробництва. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. Днепр. 2018. № 7. С. 119–126.
11. Мазур І.А., Шелудько Д.О., Петров М.І. Дослідження динамічних процесів у гідросистемі механізму затискання штаби двоконусного розмотувача рулонів ТЕЗА 159-529. *Системні технології*. Дніпро. 2020. Вип. 2. № 127. С. 25–44. <http://dx.doi.org/10.34185/1562-9945-2-127-2020-03>

12. Мазур І.А., Щербінін М.О. Дослідження динамічних процесів у гідросистемі затискання штаби сегментного розмотувача агрегату укрупнення рулонів ТЕЗА 20-114. *Системні технології*. Дніпро. 2022. Вип. 1. № 138. С. 98–114. <http://dx.doi.org/10.34185/1562-9945-1-138-2022-09>
13. Попов Д.Н. Нестационарные гидромеханические процессы. Москва: Машиностроение, 1982. 240 с.

#### References.

1. Glikman B.F. Matematicheskie modeli pnevmogidravlicheskih sistem. Moskva: Nauka, 1986. 368 p.
2. Zhukovskiy N.E. O gidravlicheskom udare v vodoprovodnyih trubah. Moskva-Leningrad: Gostehizdat, 1949. 412 p.
3. Tarko L.M. Perehodnyie protsessyi v gidravlicheskih mehanizmah. Moskva: Mashinostroenie, 1973. 163 p.
4. Kozhevnikov S.N., Peshat V.F., Loboda V.M. Elektronnoe modelirovanie gidravlicheskih ustroystv s uchetom volnovyih protsessov v truboprovode. *Gidroprivod i gidropnevmoaavtomatika: Resp. mezhved. nauchn.-tehn. sb.* Kiev: Tehnika. 1986. V. 22. P. 117–123.
5. Nemirovskiy I.A., Dusanyuk Zh.P., Cherniy V.A. O realnom postroenii matematicheskoy modeli pri issledovanii volnovyih protsessov v truboprovode *Gidroprivod i gidropnevmoaavtomatika: Resp. mezhved. nauchn.-tehn. sb.* Kiev: Tehnika. 1986. V. 22. P. 60–64.
6. Matematichna model dlya imitatsiynogo doslidzhennya v seredovischi MATLAB Simulink gidravlichnogo privodu postupalnogo ruhu z dovgoyu napirnoyu gidrolinieyu / Zh.P. Dusanyuk, O.V. Derlbo ta In. *Visnik Vinnitskogo politehnichnogo Institutu*. Vinnitsya. 2016. № 3. P. 108–115.
7. Matematichna model ta algoritm doslidzhennya dinamiki gidroprivodu kovsha nepovnopovorotnogo ekskavatora z urahuvannyam hvilovih protsesiv v napirniy gidrolinii / Zh.P. Dusanyuk, O.V. Petrov ta In. *Visnik Vinnitskogo politehnichnogo Institutu*. Vinnitsya. 2015. № 3. P. 121–128.
8. Imitatsiynе doslidzhennya gidravlichnogo privodu postupalnogo ruhu z dovgoyu napirnoyu gidrolinieyu / O.V. Derlbo, Zh.P. Dusanyuk ta In. *Visnik Vinnitskogo politehnichnogo Institutu*. Vinnitsya. 2017. № 1. P. 85–92.
9. Matematichne modelyuvannya robochih protsesiv u gidroprivodi chutlivomu do navantazhennya z dovgimi robochimi gidroliniami / O.V. Petrov, L.G. Kozlov ta In. *Zbirnik naukovih prats Vinnitskogo natsionalnogo agrarnogo universitetu. Seriya : Tehnichni nauki*. Vinnitsya. 2014. № 1. P. 187–192.
10. Mazur I.A. Doslidzhennya dinamichnih navantazhen u gidrosistemi vertikalnogo gidravlichnogo proshivnogo presa trubopresovogo virobnitstva. *Metallurgicheskaya i gornorudnaya promyshlennost*. Dnepr. 2018. № 7. P. 119–126.
11. Mazur I.A., Sheludko D.O., Petrov M.I. Doslidzhennya dinamichnih protsesiv u gidrosistemi mehanizmu zatiskannya shtabi dvokonushnogo rozmotuvacha ruloniv TEZA 159-529. *Sistemni tehnologiyi*. Dnipro. 2020. Vip. 2. № 127. P. 25–44. <http://dx.doi.org/10.34185/1562-9945-2-127-2020-03>
12. Mazur I.A., Scherbinin M.O. Doslidzhennya dinamichnih protsesiv u gidrosistemi zatiskannya shtabi segmentnogo rozmotuvacha agregatu ukрупnennya ruloniv TEZA 20-114. *Sistemni tehnologiyi*. Dnipro. 2022. Vip. 1. № 138. P. 98–114. <http://dx.doi.org/10.34185/1562-9945-1-138-2022-09>
13. Popov D.N. Nestatsionarnyye gidromekhanicheskie protsessyi. Moskva: Mashinostroenie, 1982. 240 p.