

О. М. ФАТЕЄВ, Н. М. ФАТЕЄВА, А. В. ШИЯН, В. В. ПОЛЯКОВ

ОПТИМІЗАЦІЯ ЧАСУ НАГНІТАННЯ В СИСТЕМАХ ГІДРОСТАТИЧНИХ ВИПРОБУВАНЬ НА ОСНОВІ МЕТОДУ GAIN SCHEDULING

Гідравлічні випробування високим тиском є важливим, фінальним етапом у виробництві труб нафтогазового сортаменту, що працюють під тиском. Результатом цих випробувань є підтвердження структурної цілісності матеріалу, що гарантує безпеку подальшої експлуатації. Успішне проведення випробування вимагає точного та контрольованого досягнення і утримання заданого випробувального тиску. Ключовою проблемою при керуванні гідравлічними мультиплікаторами, які використовуються для нагнітання рідини, є сильна нелінійність динаміки системи. Метою роботи є розробка та теоретичне обґрунтування адаптивної моделі керування на основі методу планування коефіцієнтів регулятора для гідравлічного мультиплікатора високого тиску. Для цього була сформульована повна фізико-математична модель системи, що враховує нелінійність та змінливість об'єму, розроблена стратегія адаптації коефіцієнтів в залежності від тиску, спрямована на мінімізацію часу нагнітання. Було підтверджено, що адаптивне керування здатне забезпечити плавний підйом тиску (нульове перегулювання) та його точне утримання у допуску $\pm 1\%$ протягом заданого часу, тим самим оптимізуючи технологічний процес. Методологія планування коефіцієнтів (Gain Scheduling) є широко застосовуваним підходом в адаптивному керуванні нелінійними динамічними системами, чиї параметри повільно або передбачувано змінюються в залежності від робочої точки. В контексті гідравлічної системи, що випробується, критична динамічна характеристика – еквівалентний модуль об'ємної пружності – виявляє сильну нелінійну залежність від тиску. Цей підхід долає обмеження лінійних ПІД-регуляторів шляхом синтезу сімейства лінійних регуляторів, кожен з яких оптимально налаштований для конкретної робочої точки, що відповідає певному діапазону тиску. Перемикання між цими регуляторами або інтерполяція між їхніми коефіцієнтами здійснюється плавно, забезпечуючи квазі-оптимальне керування в усьому діапазоні робочих режимів. На основі теоретичного моделювання динаміки системи керування тиском за допомогою адаптивної стратегії планування коефіцієнтів (Gain Scheduling) для гідравлічного випробування високим тиском, були отримані: оптимізація часу нагнітання; гарантія безпеки (нульове перегулювання); компенсація нелінійності; універсальність до об'єму стиснення; компенсація витоку.

Ключові слова: гідростатичні випробування, нафтогазовий сортамент, гідромultiплікатор, адаптивна модель керування, динамічні характеристики, ПІД-регулятор.

O. FATYEV, N. FATIEVA, A. SHYAN, V. POLIAKOV

OPTIMISATION OF PUMPING TIME IN HYDRAULIC TEST SYSTEMS BASED ON THE GAIN SCHEDULING METHOD

High-pressure hydraulic testing is an important final stage in the production of oil and gas pipes that operate under pressure. The result of these tests is confirmation of the structural integrity of the material, which guarantees the safety of further operation. Successful testing requires accurate and controlled achievement and maintenance of the specified test pressure. The key problem in controlling hydraulic multipliers used for pumping fluids is the strong non-linearity of the system dynamics. The aim of the work is to develop and theoretically substantiate an adaptive control model based on the method of planning regulator coefficients for a high-pressure hydraulic multiplier. To this end, a complete physical and mathematical model of the system was formulated, taking into account nonlinearity and volume variability, and a strategy was developed for adjusting coefficients depending on pressure, aimed at minimising pumping time. It has been confirmed that adaptive control is capable of ensuring a smooth pressure rise (zero overshoot) and its accurate maintenance within a tolerance of $\pm 1\%$ for a specified time, thereby optimising the technological process. Gain scheduling is a widely used approach in adaptive control of nonlinear dynamic systems whose parameters change slowly or predictably depending on the operating point. In the context of the hydraulic system under test, the critical dynamic characteristic – the equivalent volumetric elasticity modulus – exhibits a strong nonlinear dependence on pressure. This approach overcomes the limitations of linear PID controllers by synthesising a family of linear controllers, each optimally tuned for a specific operating point corresponding to a specific pressure range. Switching between these controllers or interpolation between their coefficients is performed smoothly, ensuring quasi-optimal control across the entire range of operating modes. Based on theoretical modelling of the dynamics of the pressure control system using an adaptive gain scheduling strategy for high-pressure hydraulic testing, the following results were obtained: optimisation of pumping time; safety guarantee (zero overshoot); compensation for non-linearity; universality to compression volume; leakage compensation.

Keywords: hydrostatic testing, oil and gas products, hydraulic multiplier, adaptive control model, dynamic characteristics, PID controller.

Вступ. Актуальність та постановка проблеми.

Гідравлічні випробування високим тиском є важливим, фінальним етапом у виробництві труб нафтогазового сортаменту, що працюють під тиском. Метою цих випробувань є підтвердження структурної цілісності матеріалу та зварних швів, гарантуючи безпеку подальшої експлуатації [1]. Успішне проведення випробування вимагає точного та контрольованого досягнення і утримання заданого випробувального тиску ($P_{\text{випр}}$) [2].

Ключовою проблемою при керуванні гідравлічними мультиплікаторами, які використовуються для нагнітання рідини, є сильна нелінійність динаміки системи [3], що має дві основні причини:

1. Залежність жорсткості від тиску:

еквівалентний модуль об'ємної пружності робочої рідини ($E_{\text{екв}}$) нелінійно зростає зі збільшенням тиску через стиснення залишкового повітря в системі.

2. Часта зміна внутрішнього об'єму: геометричні параметри системи (загальний об'єм V_v та початковий об'єм повітря $V_{\text{пов}_0}$) змінюються від випробування до випробування залежно від довжини та діаметра труби, що унеможливує використання фіксованих налаштувань регулятора.

Ці фактори безпосередньо впливають на технологічний час випробування ($T_{\text{заг}}$), який необхідно мінімізувати для підвищення продуктивності виробництва, зберігаючи при цьому найвищі вимоги до якості [4], зокрема, уникнення перегулювання тиску.

Огляд літератури. Традиційне керування гідравлічними системами часто ґрунтується на

класичних пропорційно-інтегрально-диференціальних (ПІД) регуляторах [5]. Проте, незважаючи на їхню простоту та надійність у лінійних системах, фіксовані коефіцієнти ПІД-регулятора не можуть ефективно функціонувати в умовах змінної жорсткості. Використання «повільних» налаштувань, які гарантують стабільність на високих тисках, призводить до неприпустимо повільного нагнітання на низьких тисках, що збільшує $T_{\text{нагн}}$. Надмірно «агресивні» налаштування, навпаки, можуть викликати нестабільність та перерегулювання, потенційно руйнуючи трубу.

Для вирішення проблеми передбачуваної нелінійності в гідравліці ефективно застосовуються адаптивні методи [6]. Серед них метод планування коефіцієнтів (Gain Scheduling) є найбільш практичним і надійним, оскільки він використовує вимірювану змінну (P_v) для динамічної корекції коефіцієнтів регулятора та дозволяє синтезувати сімейство лінійних регуляторів для різних робочих точок, забезпечуючи оптимальне демпфування та швидкість у всьому діапазоні тиску [5].

Метою даної роботи є розробка та теоретичне обґрунтування адаптивної моделі керування на основі методу планування коефіцієнтів регулятора для гідравлічного мультиплікатора високого тиску.

Для досягнення цієї мети необхідно:

1. Сформулювати повну фізико-математичну модель системи, що враховує нелінійність $E_{\text{екв}}$ та змінливість об'єму V_v .
2. Розробити стратегію адаптації коефіцієнтів K_i в залежності від тиску P_v , спрямовану на мінімізацію часу нагнітання $T_{\text{нагн}}$.
3. Підтвердити, що адаптивне керування здатне

забезпечити плавний підйом тиску (нульове перерегулювання) та його точне утримання у допуску $\pm 1\%$ протягом заданого часу $T_{\text{вигр}}$, тим самим оптимізуючи технологічний процес.

Розрахунок геометричних параметрів та змінного об'єму системи. Коефіцієнт мультиплікації тиску. Гідравлічний мультиплікатор (рис. 1) функціонує як перетворювач тиску, використовуючи робочу рідину (оливу) низького тиску для нагнітання води до надвисоких значень тиску. Коефіцієнт мультиплікації тиску (K) є конструктивною константою системи, що визначається співвідношенням площі перерізу поршня ($A_{\text{пор}}$), який приводиться в рух, до площі перерізу плунжера ($A_{\text{пл}}$), який безпосередньо контактує з водою:

$$K = \frac{A_{\text{пор}}}{A_{\text{пл}}} = \frac{D_{\text{пор}}^2}{D_{\text{пл}}^2} \quad (1)$$

Цей коефіцієнт визначає максимальний теоретичний тиск води, який може бути досягнутий на виході за певного тиску оливи на вході.

Об'ємна витрата та швидкість нагнітання. Об'ємний потік оливи ($Q_{\text{ол}}$), що подається від керуючого клапана на поршень, перетворюється на швидкість лінійного переміщення плунжера ($v_{\text{пл}}$):

$$v_{\text{пл}} = \frac{Q_{\text{ол}}}{A_{\text{пор}}} \quad (2)$$

В свою чергу, об'ємний потік нагнітання води ($Q_{\text{нагн}}$), який безпосередньо збільшує тиск у випробувальній камері, визначається швидкістю плунжера та його площею $A_{\text{пл}}$:

$$Q_{\text{нагн}} = A_{\text{пл}} \cdot v_{\text{пл}} \quad (3)$$

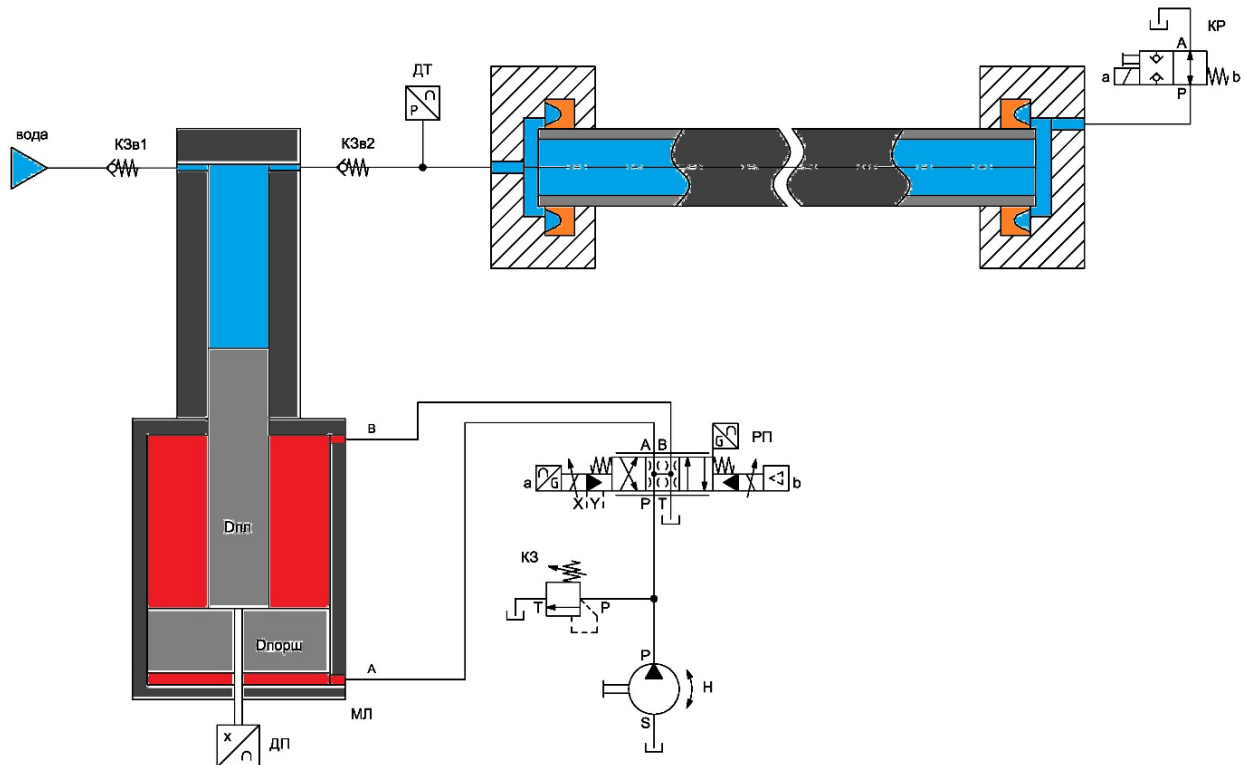


Рис. 1. Функціональна схема процесу гідростатичного випробування труб

Розрахунок змінного об'єму системи. Однією з ключових особливостей даного об'єкта керування є змінливість об'єму води (V_v) від випробування до випробування. Ця змінливість залежить від габаритів труби, що перевіряється, і є вхідним параметром для синтезу адаптивної моделі.

Сумарний об'єм води у системі складається з фіксованого об'єму води в середині обладнання та змінного внутрішнього об'єму труби:

$$V_v = V_{\text{обл}} + V_{\text{тр}} \quad (4)$$

де $V_{\text{обл}}$ – фіксований об'єм гідравлічної лінії високого тиску та випробувального обладнання;

$V_{\text{тр}}$ – внутрішній об'єм випробувальної труби, який розраховується за її внутрішнім діаметром (D_v) та довжиною (L):

$$V_{\text{тр}} = \frac{\pi D_v^2 L}{4} \quad (5)$$

Таким чином, зміна V_v впливає як на динаміку нагнітання (вимагаючи різної кількості рідини для досягнення цільового тиску), так і на кінцеву жорсткість системи, що є головним аргументом та користь застосування адаптивного керування.

Модель стисливості та аналіз нелінійності системи. *Фізична природа нелінійності.* Динамічні характеристики гідравлічної системи високого тиску визначаються її жорсткістю [7], яка математично описується еквівалентним модулем об'ємної пружності ($E_{\text{екв}}$). На відміну від чистої води, яка має високий і майже постійний модуль пружності ($E_{\text{в-чист}} \approx 2000$ МПа), реальна випробувальна система є значно "м'якшою" через наявність стисливого елемента – повітря.

Повітря може бути присутнім у двох формах [8], обидві з яких необхідно врахувати, оскільки їхній сумарний об'єм $V_{\text{пов}_0}$ є змінним параметром для кожного випробування:

1. Вільне (нерозчинене) повітря ($V_{\text{пов-віль}_0}$): фіксований початковий об'єм повітря, що залишається у верхніх точках обладнання лінії високого тиску, який залежить від конструктивних параметрів обладнання.

2. Розчинене повітря ($V_{\text{пов-розч}_0}$): повітря, розчинене у воді всередині труби. Його початковий об'єм пропорційний об'єму труби $V_{\text{тр}}$ і становить приблизно 0,5 % від $V_{\text{тр}}$.

Сумарний початковий об'єм повітря ($V_{\text{пов}_0}$) розраховується як:

$$V_{\text{пов}_0} = V_{\text{пов-віль}_0} + V_{\text{пов-розч}_0} = V_{\text{пов-віль}_0} + 0,005 \cdot V_{\text{тр}} \quad (6)$$

Формула еквівалентного модуля пружності. Еквівалентний модуль об'ємної пружності системи, що складається з води та повітря, описується на основі принципу суперпозиції стисливостей. Припускаючи, що стиснення повітря відбувається за ізотермічним законом, $E_{\text{екв}}$ є нелінійною функцією поточного абсолютного тиску води (P_v) [9]:

$$\frac{1}{E_{\text{екв}}(P_v)} = \frac{1}{E_{\text{в-чист}}} + \frac{V_{\text{пов}_0}}{V_v} \cdot \frac{P_{\text{атм}}}{P_v} \quad (7)$$

де $E_{\text{в-чист}}$ – модуль пружності чистої води;

V_v – сумарний об'єм води у випробувальній камері, рівняння (4);

$P_{\text{атм}}$ – атмосферний тиск;

P_v – поточний абсолютний тиск води.

Аналіз нелінійності. Перегрупувавши рівняння (7), отримуємо:

$$E_{\text{екв}}(P_v) = \frac{1}{\frac{1}{E_{\text{в-чист}}} + \frac{V_{\text{пов}_0}}{V_v} \cdot \frac{P_{\text{атм}}}{P_v}} \quad (8)$$

Аналіз цієї залежності демонструє ключові нелінійні властивості системи:

- низький тиск ($P_v \rightarrow P_{\text{атм}}$): знаменник $\frac{P_{\text{атм}}}{P_v}$ є великим. $E_{\text{екв}}$ є мінімальним (система "м'яка") і визначається переважно стисливістю повітря. Це вимагає великого керуючого впливу для досягнення цільового тиску;

- високий тиск ($P_v \rightarrow P_{\text{випр}}$): повітря майже повністю стиснене. $E_{\text{екв}}$ асимптотично наближається до $E_{\text{в-чист}}$ (система "жорстка"). У цьому діапазоні невелике нагнітання рідини спричиняє дуже значне зростання тиску, що вимагає мінімального керуючого впливу для підтримки стабільності.

Оскільки початкові параметри V_v та $V_{\text{пов}_0}$ є змінними для кожної труби, крива $E_{\text{екв}}(P_v)$ змінюється перед кожним випробуванням, що підсилює необхідність застосування адаптивного керування.

Принцип неперервності та динамічне рівняння. *Рівняння динаміки тиску.* Динаміка зміни тиску води (P_v) у випробувальній камері описується на основі принципу неперервності маси (або об'єму), що є фундаментальним законом гідравліки [10; 11].

Швидкість зміни тиску пропорційна чистому об'ємному потоку (ΣQ), що надходить у систему, та обернено пропорційна її об'єму (V_v) та жорсткості ($E_{\text{екв}}$):

$$\frac{dP_v}{dt} = \frac{E_{\text{екв}}(P_v)}{V_v} \cdot \Sigma Q \quad (9)$$

Чистий об'ємний потік (ΣQ) є різницею між потоком, що нагнітається плунжером ($Q_{\text{нагн}}$), та об'ємним потоком витоків із системи ($Q_{\text{витік}}$):

$$\Sigma Q = Q_{\text{нагн}} - Q_{\text{витік}}(P_v) \quad (10)$$

Підставляючи (10) у (9), отримуємо повне диференціальне рівняння, що моделює динаміку тиску:

$$\frac{dP_v}{dt} = \frac{E_{\text{екв}}(P_v)}{V_v} (Q_{\text{нагн}} - Q_{\text{витік}}(P_v)) \quad (11)$$

Моделювання об'ємних потоків.

- А. Потік нагнітання ($Q_{\text{нагн}}$). Потік, що нагнітається, є прямим результатом керуючого впливу, що діє на мультиплікатор. Він залежить від площі плунжера ($A_{\text{пл}}$) та його лінійної швидкості ($v_{\text{пл}}$), яка, у свою чергу, пропорційна керуючому сигналу від регулятора:

$$Q_{\text{нагн}} = A_{\text{пл}} \cdot v_{\text{пл}} \quad (12)$$

де швидкість $v_{\text{пл}}$ визначається гідравлічною частиною

системи керування (пропорційним розподільником та поршнем). $Q_{\text{нагн}}$ є керованим входом до системи.

- Б. Потік витоків ($Q_{\text{витік}}$). Витоки робочої рідини крізь ущільнення та зазори є неминучими в системі високого тиску. $Q_{\text{витік}}$ є некерованим збуренням і зростає зі збільшенням тиску. Для турбулентного режиму, що характерний для витоків крізь малі зазори при високих перепадах тиску, потік витоків моделюється як функція квадратного кореня від тиску:

$$Q_{\text{витік}}(P_v) = C_{\text{вит}} \sqrt{P_v}, \quad (13)$$

де $C_{\text{вит}}$ – коефіцієнт витоків, який залежить від гідравлічного опору ущільнень.

Значення динамічного рівняння для керування. Рівняння (11) є основою математичної моделі об'єкта керування. Воно підтверджує, що швидкість зростання тиску dP_v/dt залежить від трьох ключових змінних, які роблять систему нелінійною та змінливою [12]:

1. $E_{\text{скв}}(P_v)$: нелінійна залежність жорсткості від тиску.
2. V_v : змінний об'єм, що залежить від конфігурації труби.
3. $Q_{\text{витік}}(P_v)$: нелінійне збурення, що зростає з тиском.

Для ефективного керування (тобто, для точного контролю $Q_{\text{нагн}}$ з метою досягнення бажаного $P_{\text{випр}}$) регулятор повинен динамічно компенсувати як нелінійне зростання $E_{\text{скв}}$, так і змінний вплив V_v . Саме ця вимога веде до застосування адаптивного керування.

Принцип планування коефіцієнтів регулятора. Концептуальні основи. Методологія планування коефіцієнтів (Gain Scheduling) є широко застосовуваним підходом в адаптивному керуванні нелінійними динамічними системами, чиї параметри повільно або передбачувано змінюються в залежності від робочої точки [5; 13]. В контексті гідравлічної системи, що випробовується, критична динамічна характеристика – еквівалентний модуль об'ємної пружності ($E_{\text{скв}}$) – виявляє сильну нелінійну залежність від тиску (P_v).

Цей підхід долає обмеження лінійних

ПД-регуляторів шляхом синтезу сімейства лінійних регуляторів, кожен з яких оптимально налаштований для конкретної робочої точки, що відповідає певному діапазону тиску P_v . Перемикання між цими регуляторами або інтерполяція між їх коефіцієнтами здійснюється плавно, забезпечуючи квазі-оптимальне керування в усьому діапазоні робочих режимів.

Вибір керуючої змінної планування. Ключовим елементом методу є вибір керуючої змінної планування (Scheduling Variable, ρ). Вона повинна бути [14]:

1. Прямо пов'язана з внутрішніми змінами динаміки об'єкта (у нашому випадку, $P_v \leftrightarrow E_{\text{скв}}$).
2. Легко вимірювана в реальному часі.

Для даної системи $\rho = P_v$, оскільки саме тиск визначає поточну жорсткість системи, відповідно до рівняння (8). Змінюючи P_v , ми фактично змінюємо фізичні полюси системи – їх розташування на комплексній площині, що вимагає відповідної корекції нулів регулятора.

Архітектура та реалізація. Стратегія реалізується шляхом визначення функціональних залежностей коефіцієнтів регулятора (K_p, K_i, K_D) від керуючої змінної P_v (рис. 2):

$$K_i = f_i(P_v). \quad (14)$$

Ці залежності f_i повинні бути визначені попередньо шляхом аналізу лінеаризованої моделі об'єкта в серії робочих точок. Наприклад, для кожної точки $P_v^{(j)}$, де $j = 1, \dots, N$, розраховується оптимальний набір коефіцієнтів $K^{(j)}$.

У процесі функціонування системи виконується наступний алгоритм:

1. Вимірювання поточного тиску $P_v(t)$.
2. Визначення відповідних коефіцієнтів $K(t)$ шляхом інтерполяції між попередньо визначеними точками $K^{(j)}$ та $K^{(j+1)}$ (якщо $P_v(t)$ знаходиться між $P_v^{(j)}$ та $P_v^{(j+1)}$).
3. Передача розрахованих $K(t)$ до регулятора.

Цей підхід забезпечує плавну, безперервну зміну налаштувань регулятора, що є критично важливим для запобігання осциляціям та стрибкам керуючого сигналу в гідравлічних системах високої чутливості [15].

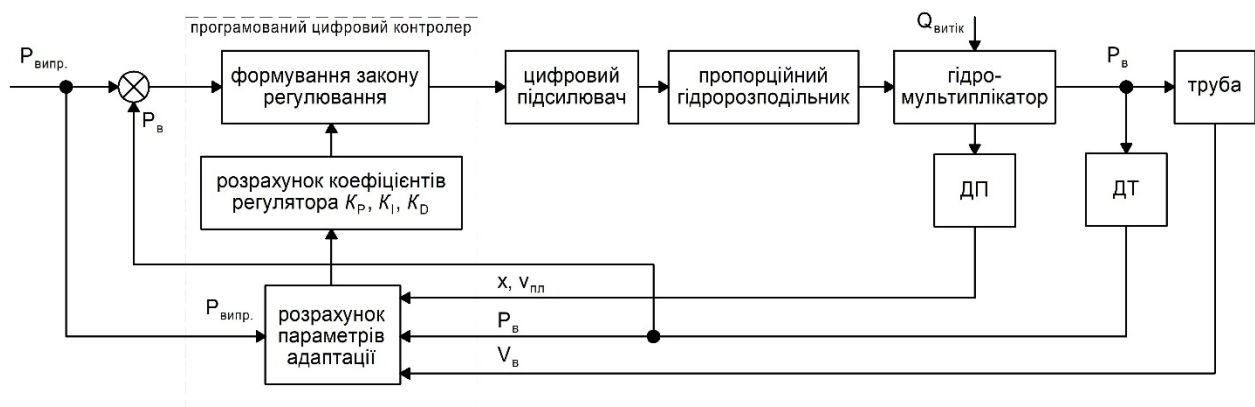


Рис. 2. Схема адаптивної моделі керування

Стратегія зворотного корегування. Ключовим аспектом синтезу f_i є забезпечення зворотної кореляції між жорсткістю та підсиленням:

- низький P_v (м'яка система): високий ступінь стисливості. Для забезпечення необхідної швидкості та реакції потрібні великі K_p та K_I ;

- високий P_v (жорстка система): низький ступінь стисливості. Система стає високочутливою; для уникнення нестабільності та перерегулювання необхідні мінімальні K_p та K_I .

Таким чином, функція $f_p(P_v)$ має бути монотонно спадною. Інтегральна складова K_I повинна залишатися ненульовою на етапі витримки, забезпечуючи компенсацію постійної статичної похибки, спричиненої витоками $Q_{\text{витік}}$ [16].

Стратегія оптимізації технологічного часу. **Формулювання задачі мінімізації.** Основною технологічною вимогою до процесу гідравлічних випробувань є не лише безпека, але й максимальна продуктивність [17]. Це призводить до необхідності мінімізації сумарного технологічного часу випробування ($T_{\text{заг}}$), який складається з часу нагнітання тиску ($T_{\text{нагн}}$) та часу витримки ($T_{\text{втр}}$):

$$T_{\text{заг}} = T_{\text{нагн}} + T_{\text{втр}} \rightarrow \min. \quad (15)$$

Оскільки час витримки ($T_{\text{втр}} = 5\text{--}10$ с) є заданою константою відповідно до нормативів, задача оптимізації зводиться виключно до мінімізації часу нагнітання $T_{\text{нагн}}$ (рис. 3).

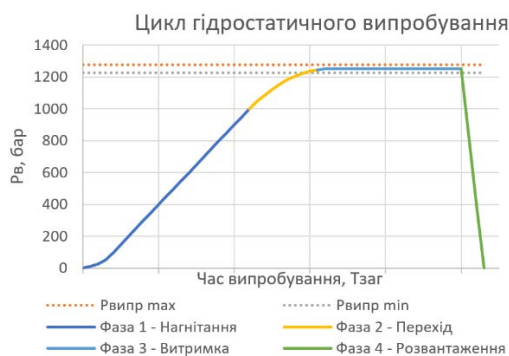


Рис. 3. Основні фази технологічного циклу гідростатичного випробування

Прямий механізм мінімізації $T_{\text{нагн}}$. Мінімізація $T_{\text{нагн}}$ вимагає, щоб швидкість зростання тиску dP_v/dt (рівняння (11)) була максимальною протягом усього процесу нагнітання. Це досягається через наступну логіку:

1. Максимальний керуючий вплив: на початковому етапі (Фаза I: P_v низький), коли система "м'яка" ($E_{\text{екв}}$ мінімальний), регулятор повинен генерувати максимальний керуючий сигнал на клапан,

щоб забезпечити найбільшу швидкість плунжера ($v_{\text{пл}}$) та, відповідно, найбільший потік нагнітання $Q_{\text{нагн}}$.

2. Агресивна адаптація: для цього, адаптивний планувальник коефіцієнтів встановлює K_p та K_I на максимальні значення в діапазоні низьких P_v . Це забезпечує агресивну реакцію на похибку $e = P_{\text{випр}} - P_v$ і швидке досягнення цільового значення.

Критерії якості перехідного процесу. Агресивність керування має бути суворо обмежена критеріями якості [18], що гарантують безпеку випробувань. Це вносить обмеження на оптимізацію $T_{\text{нагн}}$:

1. Уникнення перерегулювання: найважливіша вимога – абсолютна відсутність або мінімізація перевищення тиску σ над заданим $P_{\text{випр}}$ ($\sigma \leq 0,5\%$). Перерегулювання може спричинити структурні пошкодження труби, тому адаптивний механізм повинен плавно та значно знижувати K_p у Фазі II (перехід) при наближенні P_v до $P_{\text{випр}}$.

2. Час врегулювання ($T_{\text{вр}}$): після досягнення цільового тиску система має стабілізуватися в межах допуску $\pm 1\%$ за мінімальний час. Зниження K_p і K_I на високих тисках забезпечує оптимальне демпфування коливань у жорсткій системі, мінімізуючи $T_{\text{вр}}$.

Гарантія якості утримання тиску. В усталеному режимі (Фаза III), стратегія спрямована на точність (підтримання тиску в допуску $\pm 1\%$). Це досягається за допомогою інтегральної складової, а саме: встановлюється надзвичайно низький пропорційний коефіцієнт (K_p) (відповідно до мінімальної чутливості жорсткої системи) та підтримується ненульовий інтегральний коефіцієнт (K_I), який забезпечує постійну, хоча й мінімальну, компенсацію об'ємного потоку витоків ($Q_{\text{витік}}$), що підтримує статичну похибку на нулі (чи в межах допуску).

Узагальнена логіка регулювання для оптимізації часу нагнітання наведена в табл. 1.

Аналіз теоретичних результатів та обговорення. **Параметри теоретичного аналізу та стратегія налаштування.** Теоретичний аналіз динаміки системи керування тиском виконувався з використанням єдиної адаптивної стратегії «планування коефіцієнтів» для двох сценаріїв, що представляють мінімальну та максимальну змінливість об'єкта в рамках технічних характеристик випробувального гідропресу та ДСТУ ISO 11960. Сценарій А передбачає випробування насосно-компресорної труби 60,32 мм×4,83 мм Q125 NU PSL-3 довжиною 6,1 метра. Сценарій Б передбачає випробування обсадної труби 168,3 мм×10,92 мм Q125 BTC PLS-3 довжиною 12 метрів.

Вхідні фізичні та технологічні параметри для сценаріїв з малим та великим об'ємами представлено у табл. 2.

Таблиця 1 – Узагальнена логіка регулювання для оптимізації часу нагнітання

Фаза процесу	Тиск P_v	Жорсткість $E_{\text{екв}}$	Логіка K_p, K_I	Мета стратегії
I. Нагнітання	$P_v \rightarrow 0$	Мінімальна (м'яка)	Високі K_p, K_I	Оптимізація $T_{\text{нагн}}$ (максимальна швидкість)
II. Перехід	$P_v \rightarrow P_{\text{випр}}$	Швидко зростає	Плавне зниження K_p, K_I	Уникнення перерегулювання та демпфування
III. Утримання	$P_{\text{випр}}$	Максимальна (жорстка)	Мінімальний K_p , Ненульовий K_I	Точність $\pm 1\%$ та компенсація витоків

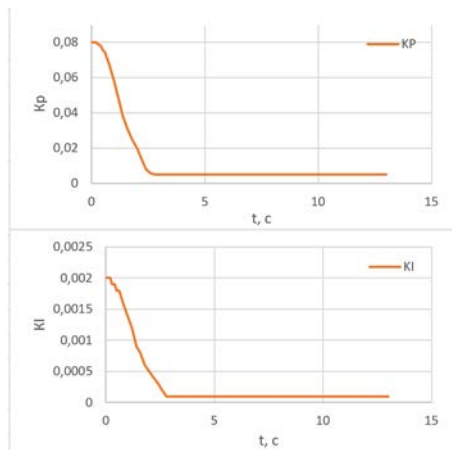
Таблиця 2 – Вхідні фізичні та технологічні параметри

Параметр	Позначення	Сценарій А (малий об'єм)	Сценарій Б (великий об'єм)
Сумарний об'єм води	V_v	0,01694 м ³	0,205 м ³
Випробувальний тиск	$P_{\text{випр}}$	1250 бар	1250 бар
Час витримки	$T_{\text{випр}}$	10,0 с	10,0 с

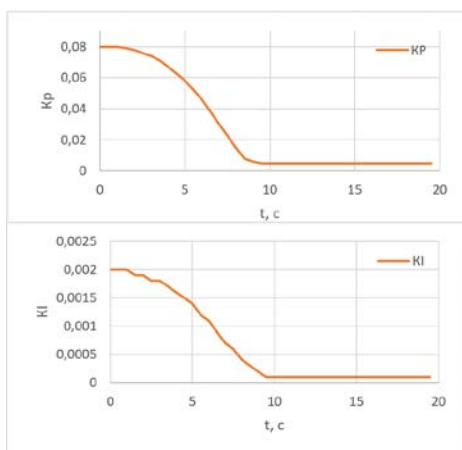
Функція планування коефіцієнтів. Керуючою змінною планування є тиск води P_v . Коефіцієнти регулятора (ПІД-структура) адаптивно змінюються згідно з таблицею.

- K_D : встановлено $K_D \approx 0$ на всьому діапазоні тиску. Це типово для систем, де необхідне максимальне демпфування шумів та уникнення осциляцій, спричинених високочастотним диференціюванням.

K_P та K_I : ці коефіцієнти (рис. 4) знижуються разом зі зростанням P_v для компенсації зростаючої жорсткості (зростання $E_{\text{екв}}$).



а

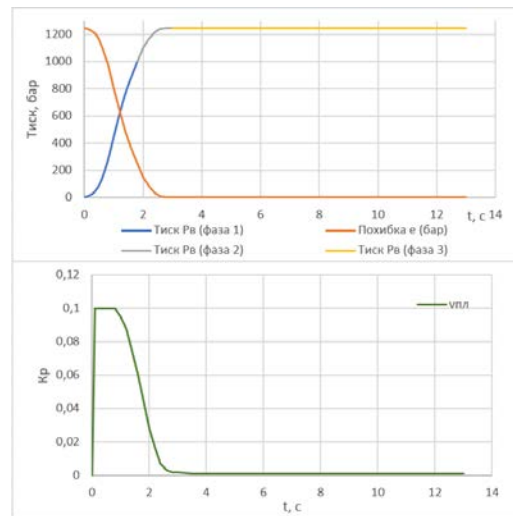


б

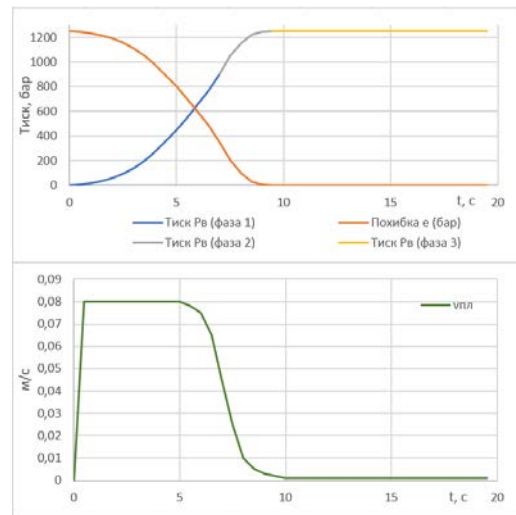
Рис. 4. Адаптивна зміна коефіцієнтів регулятора:
а – Сценарій А; б – Сценарій Б

Порівняльний аналіз динаміки процесу. Аналіз деталізованих теоретичних даних (рис. 5) підтверджує, що адаптивна стратегія ефективно

вирішує завдання оптимізації $T_{\text{нагн}}$ та забезпечення якості для обох сценаріїв.



а



б

Рис. 5. Розрахункові результати випробувань:
а – Сценарій А; б – Сценарій Б

Оптимізація часу нагнітання здійснюється за рахунок скорочення часу нагнітання ($T_{\text{нагн}}$) і досягається завдяки використанню агресивних коефіцієнтів K_P та K_I на початку процесу (Фаза І), де P_v низький, а система "м'яка" (низький $E_{\text{екв}}$). Порівняння отриманих результатів часових даних для обох сценаріїв наведено у табл. 3.

Таблиця 3 – Порівняння часу нагнітання та загального часу випробування

Сценарій	V_v	$T_{\text{нагн}}$	Загальний час циклу ($T_{\text{заг}}$)
А (малий об'єм)	$\approx 0,017 \text{ м}^3$	$\approx 3,0 \text{ с}$	$\approx 13,0 \text{ с}$
Б (великий об'єм)	$\approx 0,205 \text{ м}^3$	$\approx 8,0 \text{ с}$	$\approx 18,0 \text{ с}$

Незважаючи на значну різницю в об'ємі (V_v), адаптивна система забезпечує максимально можливу

швидкість нагнітання в обох випадках.

Гарантія якості та безпеки у перехідній Фазі II забезпечується повною відсутністю перерегулювання, що підтверджується тим, що похибка e ніколи не є негативною, а тиск P_v не перевищує 1250 бар. Так у Сценарії Б (при $t = 9,0$ с), коли P_v досягає 1245,0 бар, K_p вже знижений до 0,006. Це забезпечує плавне, аперіодичне врегулювання тиску.

Після досягнення $P_{\text{випр}}$ (Фаза III: витримка 10 с), важливим є точність утримання тиску, тобто інтегральна складова ($K_I = 0,0001$) відіграє вирішальну роль. Оскільки похибка $e = 0,0$ бар, дія пропорційної складової припиняється ($K_p \cdot e = 0$). Проте, K_I продовжує інтегрувати мінімальну, але постійну похибку, компенсуючи потік витоків ($Q_{\text{витік}}$). Це підтримує ненульову швидкість плунжера $v_{\text{пл}} \approx 0,001$ м/с, забезпечуючи стабільність тиску в межах допуску ± 5 %.

Універсальність стратегії адаптивного керування. Використання адаптивної моделі керування дозволяє враховувати два нелінійних параметра при проведенні гідростатичного випробування труб, а саме – це компенсація високої нелінійності гідравлічної системи, спричиненої залежністю об'ємного модуля пружності ($E_{\text{скв}}$) від тиску, та компенсація різниці внутрішніх об'ємів труб, які подаються на випробування.

Компенсацію нелінійності тиску важливо використовувати на перших двох фазах. На початку (Фаза I): при низькому тиску ($E_{\text{скв}}$ мінімальний), система "м'яка" та повільна. Використовуються великі коефіцієнти $K_p \approx 0,0020$ та $K_I \approx 0,0020$, що дозволяє агресивно нагнати рідину, максимізуючи $v_{\text{пл}}$ ($\approx 0,1$ м/с) і скорочуючи $T_{\text{нагн}}$. Наприкінці (Фаза II): при високому тиску ($E_{\text{скв}}$ максимальний), система стає надзвичайно жорсткою та чутливою. Коефіцієнти різко знижуються до $K_p \approx 0,0001$ та $K_I \approx 0,0001$. Це запобігає коливанням і перерегулюванню, забезпечуючи безпечний, аперіодичний вихід на $P_{\text{випр}}$.

Універсальність використання запропонованої стратегії особливо виражена при компенсації різниці об'ємів за рахунок того, що одна й та сама таблиця коефіцієнтів ПІД ефективно керує процесом як для Сценарію А (малий об'єм, $T_{\text{нагн}} \approx 3,0$ с), так і для Сценарію Б (великий об'єм, $T_{\text{нагн}} \approx 8,0$ с). Різниця в $T_{\text{нагн}}$ автоматично регулюється інтегральною складовою (K_I): при більшому об'ємі V_v (Сценарій Б) інтегральна складова накопичує більшу сумарну похибку за довший проміжок часу, що забезпечує підтримку $v_{\text{пл}}^{\text{макс}}$ протягом необхідного часу для заповнення більшої труби.

Роль складових регулятора у динамічних фазах та аналіз налаштувань. Ефективність ПІД-регулятора (хоча $K_D \approx 0$) у цій моделі цілком залежить від чіткого розмежування функцій K_p та K_I у трьох фазах випробування [13].

Фаза I: нагнітання ($P_v < P_{\text{випр}}$):

- Домінуюча складова: пропорційна (K_p).

- Функція: забезпечує максимальний керуючий вплив (високу швидкість $v_{\text{пл}}$), пропорційно знижуючись разом із тиском для підготовки до

Фази II.

- Інтегральна складова (K_I): активна, але її внесок є вторинним, лише допомагаючи усувати невеликі статичні відхилення на початковій ділянці.

Фаза II: перехід та врегулювання ($P_v \rightarrow P_{\text{випр}}$):

- Ключовий фактор: адаптивне зниження K_p .

- Функція: різке зниження K_p мінімізує керуючий вплив у найбільш чутливій зоні системи. Це дозволяє тиску аперіодично наблизитися до 1250 бар, забезпечуючи нульове перерегулювання.

- K_D (диференційна складова): встановлено на $\approx 0,0$, що усуває ризик високочастотних коливань (дребезгу) та шуму при наблизненні до цільової точки.

Фаза III: витримка тиску ($P_v = P_{\text{випр}}$):

- Домінуюча складова: інтегральна (K_I).

- Функція: підтримка нульової статичної похибки протягом 10 с витримки. Оскільки $P_v = P_{\text{випр}}$, похибка $e = 0$. Робота K_I зводиться до компенсації постійних внутрішніх/зовнішніх витоків системи.

- K_I створює необхідний стаціонарний керуючий сигнал, який підтримує $v_{\text{пл}} \approx 0,001$ м/с (компенсаційний потік), гарантуючи, що тиск не спадає нижче 1250 бар.

Висновки. На основі теоретичного моделювання динаміки системи керування тиском за допомогою адаптивної стратегії планування коефіцієнтів (Gain Scheduling) для гідравлічного випробування високим тиском, можна зробити наступні ключові висновки:

1) Оптимізація часу нагнітання: використання агресивних коефіцієнтів K_p та K_I на початковому етапі (Фаза I) дозволило значно скоротити час нагнітання ($T_{\text{нагн}}$) порівняно зі статичним налаштуванням ПІД. $T_{\text{нагн}}$ для малого об'єму (Сценарій А) склав $\approx 3,0$ с, а для великого (Сценарій Б) – $\approx 8,0$ с.

2) Гарантія безпеки (нульове перерегулювання): стратегія Gain Scheduling забезпечує повну відсутність перерегулювання тиску P_v вище цільового 1250 бар. Різке адаптивне зниження K_p у Фазі II демпфує систему, гарантуючи безпечний, аперіодичний вихід на цільову точку.

3) Компенсація нелінійності: зміна K_p та K_I за заданою функцією від P_v ефективно компенсує високу нелінійність системи, спричинену залежністю об'ємного модуля пружності від тиску.

4) Універсальність до об'єму стискання: одна й та сама таблиця коефіцієнтів (Gain Scheduling) успішно керує процесами з десятикратною різницею в об'ємі ($0,017$ м³ vs $0,205$ м³), що підтверджує стійкість адаптивної стратегії до змінливості об'єкта.

5) Компенсація витоків ($T_{\text{випр}} = 10$ с): у Фазі III (витримка) інтегральна складова ($K_I = 0,0001$) відіграє критичну роль. Вона генерує постійний керуючий сигнал, необхідний для підтримки компенсаційного потоку ($v_{\text{пл}} \approx 0,001$ м/с), усуваючи статичну похибку e та компенсуючи виток протягом усієї 10 секундної витримки.

Список літератури

1. ДСТУ 11960:2022. Нафтова та газова промисловість. Сталеві труби для використання як обсадних труб або труб для свердловин (EN ISO 11960:2021, IDT; ISO 11960:2020, IDT) / Нац. стандарт України. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2022. 132 с.

2. *API Specification 5L, Specification for Line Pipe*. URL: <https://www.api.org/products-and-services/standards/important-standards-announcements/standard-5l> (дата звернення: 28.11.2025).
3. Khalil H. K. *Nonlinear System*. New Jersey : Prentice Hall, 2002. 776 p.
4. Фатєєв О. М., Фатєєва Н. М., Шиян А. В., Поляков В. В. Аналіз факторів, які впливають на якість гідростатичних випробувань труб нафтогазового сортаменту. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2025. No. 1. P. 80–86. doi: 10.20998/2411-3441.2025.1.12
5. Åström K. J., Wittenmark B. *Adaptive Control*. Mineola, New York : Dover Publications, 2008. 575 p.
6. Leith D. J., Leithead W. E. Survey of gain-scheduling analysis and design. *International Journal of Control*. 2000. Vol. 73, issue 11. P. 1001–1025. doi: 10.1080/002071700411304
7. Дмитрієнко О. В., Фатєєва Н. М., Фатєєв О. М., Шевченко Н. Г. *Гідравліка*. Харків : НТУ «ХПІ», 2024. 117 с.
8. Murrenhoff H. *Fundamentals of Fluid Power*. Herzogenrath : Shaker, 2014. 388 p.
9. Wylie E. B., Streeter V. L. *Fluid Transients*. USA : McGRAW-HILL, 1983. 385 p.
10. Merrit H. E. *Hydraulic Control Systems*. Wiley, 1991. 367 p.
11. Manring N. D. *Hydraulic Control Systems*. Wiley, 2005. 464 p.
12. Jelali M., Kroll A. *Hydraulic Servo-systems: Modelling, Identification and Control*. London : Springer, 2003. 355 p. doi: 10.1007/978-1-4471-0099-7
13. Shamma J. S., Athans M. Analysis of gain scheduled control for nonlinear plants. *IEEE Transactions on Automatic Control*. 1990. Vol. 35, issue 8. P. 898–907. doi: 10.1109/9.58498
14. *Encyclopedia of Systems and Control* / eds. J. Baillieul, T. Samad. London : Springer-Verlag, 2015. 1569 p.
15. Akers A., Gassman M., Smith R. *Hydraulic Power System Analysis*. CRC Press, 2006. 402 p.
16. Watton J. *Fundamentals of Fluid Power Control*. Cambridge University Press, 2009. 510 p.
17. Фатєєв О. М., Фатєєва Н. М., Красильник А. В., Шиян А. В., Поляков В. В. Технології гідростатичних випробувань у металургійній промисловості. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2024. No. 1. P. 71–75. doi: 10.20998/2411-3441.2024.1.10
18. Phan T. X. T., Duong H. T., Vu Y. T. PID-based control strategies for enhancing stability and precision in electro-hydraulic actuation systems. *International Journal of Science and Research Archive*. 2024. Vol. 13, issue 1. P. 3107–3114. doi: 10.30574/ijrsra.2024.13.1.2007
2. *API Specification 5L, Specification for Line Pipe*. Available at: <https://www.api.org/products-and-services/standards/important-standards-announcements/standard-5l> (accessed 28.11.2025).
3. Khalil H. K. *Nonlinear System*. New Jersey, Prentice Hall Publ., 2002. 776 p.
4. Fatyeyev O. M., Fatieieva N. M., Shyyan A. V., Polyakov V. V. Analiz faktoriv, yaki vplyvayut' na yakist' hidrostatychnykh vyprobuvan' trub naftohazovoho sortamentu [Analysis of factors affecting the quality of hydrostatic tests of oil and gas pipes]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2025, no. 1, pp. 80–86. doi: 10.20998/2411-3441.2025.1.12
5. Åström K. J., Wittenmark B. *Adaptive Control*. Mineola, New York, Dover Publ., 2008. 575 p.
6. Leith D. J., Leithead W. E. Survey of gain-scheduling analysis and design. *International Journal of Control*. 2000, vol. 73, issue 11, pp. 1001–1025. doi: 10.1080/002071700411304
7. Dmytryenko O. V., Fatieieva N. M., Fatyeyev O. M., Shevchenko N. H. *Hidravlika* [Hydraulics]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2024. 117 p.
8. Murrenhoff H. *Fundamentals of Fluid Power*. Herzogenrath, Shaker Publ., 2014. 388 p.
9. Wylie E. B., Streeter V. L. *Fluid Transients*. USA, McGRAW-HILL Publ., 1983. 385 p.
10. Merrit H. E. *Hydraulic Control Systems*. Wiley Publ., 1991. 367 p.
11. Manring N. D. *Hydraulic Control Systems*. Wiley Publ., 2005. 464 p.
12. Jelali M., Kroll A. *Hydraulic Servo-systems: Modelling, Identification and Control*. London, Springer Publ., 2003. 355 p. doi: 10.1007/978-1-4471-0099-7
13. Shamma J. S., Athans M. Analysis of gain scheduled control for nonlinear plants. *IEEE Transactions on Automatic Control*. 1990, vol. 35, issue 8, pp. 898–907. doi: 10.1109/9.58498
14. Baillieul J., Samad T., eds. *Encyclopedia of Systems and Control*. London, Springer-Verlag Publ., 2015. 1569 p.
15. Akers A., Gassman M., Smith R. *Hydraulic Power System Analysis*. CRC Press Publ., 2006. 402 p.
16. Watton J. *Fundamentals of Fluid Power Control*. Cambridge University Press Publ., 2009. 510 p.
17. Fatyeyev O. M., Fatieieva N. M., Krasyl'nyk A. V., Shyian A. V., Poliakov V. V. Tekhnolohiyi hidrostatychnykh vyprobuvan' u metalurhiyniy promyslovosti [Hydrostatic testing technologies in the metallurgical industry]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2024, no. 1, pp. 71–75. doi: 10.20998/2411-3441.2024.1.10
18. Phan T. X. T., Duong H. T., Vu Y. T. PID-based control strategies for enhancing stability and precision in electro-hydraulic actuation systems. *International Journal of Science and Research Archive*. 2024. Vol. 13, issue 1. P. 3107–3114. doi: 10.30574/ijrsra.2024.13.1.2007

References (transliterated)

1. *DSTU EN ISO 11960:2022. Naftova ta hazova promyslovist'. Stalevi truby dlya vykorystannya yak obsadnykh trub abo trub dlya sverdlovyh* [State Standard 11960:2018. Petroleum and natural gas industries. Steel pipes for use as casing or tubing for wells]. Kyiv, DP "UkrNDNTs" Publ., 2022. 132 p.

Надійшла (received) 06.12.2025

Відомості про авторів / About the Authors

Фатєєв Олександр Миколайович (Fatyeyev Oleksandr) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9212-4507>; e-mail: fatyan1@ukr.net

Фатєєва Надія Миколаївна (Fatieieva Nadiia) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6955-5301>; e-mail: nadin_yak@ukr.net

Шиян Анатолій Вадимович (Shyian Anatolii) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0004-6744-085X>; e-mail: anatolii.shyian@mit.khpi.edu.ua

Поляков Валерій Валерійович (Poliakov Valerii) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-5868-9898>; e-mail: valerii.poliakov@mit.khpi.edu.ua