

К.М. КЛЕВЦОВ, О.В. ШАРКО, Г.Ю. ВАСИЛЬЧЕНКО,  
Ю.Г. ТАТАРІНЦЕВА, Н.П. ЗНАМЕРОВСЬКА  
Херсонська державна морська академія

## КОМП'ЮТЕРНЕ ДІАГНОСТУВАННЯ НА ОСНОВІ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРНИХ ВІДМОВ РОБОТИ СУДНОВИХ МЕХАНІЗМІВ ІЗ ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

*Існує декілька методів комп'ютерного діагностування термодинамічних характерних відмов роботи суднових механізмів із гідравлічним приводом. Найбільш перспективним є метод, заснований на використанні спеціальних програм забезпечення для комп'ютерного моделювання.*

*Прогнозування роботи гідравлічної системи судна як динамічної системи дає змогу під час її діагностування використовувати параметри, що вимірюються не тільки шляхом точкової оцінки їхніх значень у певні проміжки часу, а й відстежувати процеси їхніх комплексних змін.*

*Для реалізації цього завдання необхідно точно локалізувати несправний вузол у гідросистемі судна та кількісно оцінити величину несправності за допомогою комп'ютерного діагностування термодинамічних характерних відмов його роботи. Для діагностування цих характеристик використовуються імітаційні моделі роботи гідродинамічних вузлів, які враховують основні несправності в роботі усієї гідравлічної системи судна. Пропонована методика дає змогу на початковому етапі роботи оцінити вплив тієї чи іншої несправності на зміну динамічних параметрів роботи всієї системи судна. У результаті практичної інформації та даних літературних джерел визначено характерні несправності гідравлічних систем судна. Розглянуто причини їх появи та вплив на роботу гідравлічних агрегатів загалом.*

*Наведено аналіз роботи імітаційної моделі агрегатів з урахуванням характерних несправностей за допомогою комп'ютерного діагностування термодинамічних характерних відмов роботи, реалізованих на прикладі типової гідравлічної системи дистанційного керування гальмами зірочок брашпиля. Проведено порівняння динамічних характеристик гідравлічної системи у справному стані та за появи однієї з характерних несправностей.*

*Отримані результати вказують на відмінності між перехідними процесами у справній та несправній ГС. Так, за витoku газу з ПГА зменшується частота перемикачів за фіксований проміжок часу, а також градієнт параметрів витрати та тиску. У цьому граничні значення, які досягають параметри ГС, залишаються незмінними, що підтверджує можливість її функціонування у разі даної несправності.*

**Ключові слова:** гідравлічна система судна, несправності, діагностування, імітаційні моделі, динамічні характеристики, динамічні портрети.

K.M. KLEVTSOV, O.V. SHARKO, G.YU. VASILCHENKO,  
YU.G. TATARINTSEVA, N.P. ZNAMEROVSKA  
Kherson State Maritime Academy

## COMPUTER DIAGNOSTICS BASED ON THERMODYNAMIC CHARACTERISTICS OF THE RELIABILITY OF SHIP MECHANISMS WITH A HYDRAULIC DRIVE IN EMERGENCY SITUATIONS

*There are several methods of computer diagnostics of thermodynamic characteristic failures of ship mechanisms with a hydraulic drive. The most promising is the method based on the use of special software for computer modeling.*

*Forecasting the work of the ship's hydraulic system as a dynamic system allows for its diagnosis to use measured parameters, not only by spot assessment of their values at certain time intervals, but also to monitor the processes of their complex changes.*

*To implement this task, it is necessary to accurately localize the faulty unit in the vessel's hydraulic system and quantitatively estimate the magnitude of the malfunction using computer diagnostics of thermodynamic characteristic failures of its operation. To diagnose these characteristics, simulation models of the operation of hydrodynamic nodes are used, which take into account the main malfunctions in the operation of the entire hydraulic system of the ship. The proposed technique allows at the initial stage of work to assess the impact of one or another malfunction on the change in the dynamic parameters of the entire ship system. As a result of practical information and data from literary sources, characteristic malfunctions of the ship's hydraulic systems have been determined. The reasons for their appearance and influence on the operation of hydraulic units in general are considered.*

The authors provide an analysis of the operation of the simulation model of the aggregates taking into account characteristic malfunctions with the help of computer diagnostics of thermodynamic characteristic failures of operation, implemented on the example of a typical hydraulic system of remote control of the brakes of windlass stars. A comparison of the dynamic characteristics of the hydraulic system in good condition and when one of the typical malfunctions occurs.

The obtained results indicate the differences between transient processes in a working and a faulty HS. Thus, when gas leaks from the PGA, the frequency of switching over a fixed period of time, as well as the gradient of the flow and pressure parameters, decreases. In this case, the limit values reached by the HS parameters remain unchanged, which confirms the possibility of its functioning in the event of this malfunction.

**Key words:** ship hydraulic system, malfunctions, diagnosis, simulation models, dynamic characteristics, dynamic portraits.

### Постановка проблеми

У процесі експлуатації гідравлічних систем (ГС) виявляється низка дефектів та пошкоджень, пов'язаних із недосконалістю конструкції, технологій виробництва, порушеннями умов експлуатації, несприятливими зовнішніми термодинамічними чинниками тощо. Для діагностування технічного стану ГС застосовують різні методи, серед яких виділяються методи еталонних залежностей. Прикладом реалізації останніх є діагностування ГС щодо зміни її динамічних параметрів. Такий підхід заснований на дослідженні залежностей окремих режимних параметрів ГС за різних умов роботи та порівняння їх з еталоном. Незважаючи на необхідність застосування складного дорогого обладнання та трудомісткість процесу розшифровки результатів вимірювань, даний метод сьогодні є одним із найбільш інформативних та точних. Однак питання, пов'язані з локалізацією відмов, а також кількісною оцінкою їхньої величини залишаються відкритими.

Під час діагностування ГС як динамічної системи необхідно використовувати параметри, що вимірюються, не тільки шляхом замірювання їхніх значень у певні проміжки часу, а й відстежувати процес їх зміни за весь період роботи системи взагалі. Для цього необхідно скласти динамічний портрет системи (ДПС), що є сукупністю вихідних параметрів ГС, побудованих у певній часовій ділянці  $ft(t_1, t_2)$ . Це дає змогу припустити, що несправність будь-якого елемента системи відбивається на значенні роботи її вихідних параметрів, які можна оцінювати за їх різницею із вихідними параметрами роботи справної ГС за однакових умов роботи всіх агрегатів системи. ДПС повинен ураховувати кожне відхилення від нормальних умов роботи кожного елемента ГС. За таких умов роботи гідравлічної системи судна відхилення ДПС може бути характерною ознакою в оцінці технічного стану ГС узагалі. За таких умов роботи системи можна заздалегідь установити відповідність тих чи інших відмов характеру відхилення ДПС від еталонного зразка у часі.

Із практичного погляду для реалізації запропонованого підходу, по-перше, необхідно з усіх відмов і збоїв у роботі ГС визначити основні й найпоширеніші, по-друге, розробити їхні імітаційні моделі та дослідити зміну динамічних характеристик ГС судна за їх появи.

### Аналіз останніх досліджень та публікацій

Питання визначення характерних відмов роботи суднових механізмів із гідравлічним приводом є достатньо актуальним і розглядалося в роботах значної кількості вітчизняних та закордонних фахівців з екології, суднобудування, фізичної хімії, технологій та проектування в роботах Б.Г. Декіна, В.М. Харіна, І.О. Ковальова, Б.Н. Пермінова, А.Ф. Верлань, Д.О. Ковалюка, G. Schonbauer, R. Lennartz [1–11]. Однак його реалізація не дає змоги точно локалізувати несправний агрегат у системі та кількісно оцінити величину несправності. Для усунення цих недоліків доцільно мати імітаційні моделі агрегатів, що враховують характерні несправності термодинамічної та гідравлічної систем судна, тому що гіпотеза про ідентичність структури несправностей не знаходить практичного підтвердження.

### Мета дослідження

Метою роботи є визначення характерних відмов роботи гідравлічних механізмів, причин їх появи та впливу на роботу гідравлічних та термодинамічних систем судна у надзвичайних ситуаціях на основі комп'ютерного діагностування.

Теоретико-методологічним фундаментом є системний підхід. У теоретичних дослідженнях використано аналітичні методи системного підходу, теорії ймовірності, методи математичної статистики та експертних оцінок.

### Виклад основного матеріалу дослідження

Досвід практичної роботи показав, що відмови роботи ГС аналогічні для різних систем, а причини і характер їх появ загалом типові. У результаті аналізу статистичних даних, зібраних на кафедрі транспортних технологій та механічної інженерії Херсонської державної морської академії, було встановлено, що найбільш характерними відмовами у ГС є:

- зовнішні та внутрішні витоки;
- зміна термодинамічних властивостей робочих рідин;
- заклинювання золотникових пар та клапанів.

Наслідки цих відмов можуть призводити до катастроф та аварійних ситуацій і, як показав опит практичної роботи, часто не можуть бути своєчасно виявлені існуючими діагностичними засобами.

Для розроблення сучасних методів діагностування найбільш характерних відмов необхідно провести аналіз причини їх появи та визначити вплив на роботу ГС у цілому.

#### *Зовнішні та внутрішні витоки*

Надійність і безвідмовність гідравлічних агрегатів багато в чому залежать від їх ущільнювальних пристроїв.

Ущільнювальні пристрої призначені для забезпечення герметичності з'єднань елементів гідропривода з метою запобігання або зменшення витоків рідини крізь зазори у з'єднаннях, а також для захисту гідропривода від проникнення часток бруду, вологи й повітря із зовнішнього середовища.

До ущільнювальних пристроїв висуваються такі вимоги: стійкість до зношування; сумісність із конструкційними матеріалами й робочою рідиною; стійкість до температурних коливань; зручність монтажу/демонтажу; невисока вартість.

Ущільнювальні пристрої діляться на дві групи:

- ущільнення нерухливих з'єднань, які повинні забезпечувати абсолютну герметичність за всіх режимів роботи гідроприводу;
- ущільнення рухливих з'єднань, що допускають можливість регламентованих витоків і перетікань робочої рідини.

Ущільнення вважається герметичним, якщо після тривалої витримки під тиском (для нерухливих з'єднань) або після встановленої кількості переміщень (для рухливих з'єднань) витоки робочої рідини не перевищують гранично допустимі.

У нерознімних з'єднаннях герметичність досягається паянням і зварюванням.

У рознімних з'єднаннях витоки усуваються декількома способами: шляхом деформації поверхонь, які ущільнюються, зовнішньою силою; взаємним припрацюванням поверхонь, що ущільнюються; заповненням мікронерівностей на поверхнях, які ущільнюються, різними заповнювачами (прокладки з картону, шкіри, гуми й т. д.). При цьому за всіх способів між деталями, що з'єднуються, повинен бути створений контактний тиск (шляхом затягування кріпильними елементами), який перевищує максимальний робочий тиск.

Внутрішні та зовнішні витоки призводять до падіння продуктивності насосів, зниження тиску ГС, погіршення заявлених характеристик виконавчих механізмів і, як наслідок, до загального порушення правильності функціонування ГС.

### ***Зміна термомеханічних параметрів робочої рідини (РР)***

Зміна фізичних і хімічних параметрів РР найбільшою мірою впливає на її якість в'язкість та забрудненість механічними домішками, що призводить відмов і збоїв у роботі ГС.

Однією з найважливіших характеристик гідравлічних рідин є в'язкість. Велика в'язка рідина не дає змоги затікати в маленькі зазори і стає причиною зниження гідравлічного ККД. За малої в'язкості рідина погано утримується на рухомих деталях, що в результаті негативно впливає на значення об'ємного ККД. Окрім того, одна з основних функцій РР – забезпечення змащення поверхонь агрегатів тертя. Ці чинники пред'являють підвищені вимоги до забезпечення на поверхні деталей міцних і стійких плівок, що виключають можливість виникнення сухого тертя і пов'язаного з ним підвищеного зносу деталей.

РР під час циркуляції у ГС забруднюється та піддається температурним впливам, які утворюються завдяки продавлюванню через зазори в агрегатах. Усе це призводить до її деструкції та зниження фізико-хімічних параметрів. При цьому швидкість зміни в'язкості РР для різних ГС відрізняється і залежить від типу насосів, що застосовуються, температурного режиму, інтенсивності роботи і низки інших чинників.

Процес накопичення органічних та неорганічних домішок у гідравлічних оліях відбувається постійно і залежить від режиму роботи обладнання, а також від герметичності елементів системи. Вітчизняний та зарубіжний досвід показує, що саме підвищена забрудненість РР у 90% випадків є причиною відмов елементів ГС. Ступінь забруднення РР ГС частинками може спричинити такі види відмови агрегатів [12]:

- підвищений знос, зумовлений стиранням поверхонь пар тертя через присутність у зазорах частинок забруднення та ерозією через бомбардування частинками;
- заклинювання елементів золотникових розподільників;
- блокування зазорів у прецизійних парах (облітерація).

### ***Заклинювання золотникових пар***

Золотниковий механізм – це пристрій, що спрямовує потік рідини або газу шляхом зміщення рухомої частини (власне золотника) відносно отворів у поверхні корпусу (гільзи у разі циліндричної конструкції), по якій золотник ковзає. Конструкція даних механізмів передбачає наявність мікронних зазорів між золотником та її гільзою, тобто наявність капілярної щілини. Через це в процесі експлуатації нерідко виникає несправність, пов'язана із заїданням золотникової пари, яка з часом призводить до повного заклинювання.

Причиною заклинювання є облітерація (зарощування) зазорів між золотником та гільзою. Зарощування цих зазорів відбувається в результаті відкладень на поверхнях сполучного шару, що складається з полярних молекул. Інтенсивність процесу облітерації збільшується зі зростанням тиску в системі.

Через необхідність руйнування сполучного молекулярного шару гільзи та золотника різко погіршується динаміка ГС, тому що величина потрібних зусиль для зсуву золотника багаторазово зростає. Унаслідок цього виникає запізнення в ГС та ефект заїдання золотника в гільзі, тим самим викликаючи неприпустиме збільшення сил тертя в парі [13].

Надалі розглянемо імітаційні моделі характерних відмов ГС. Гідравлічну модель дистанційного керування гальмами зірочок брашпиля судна наведено на рис. 1. Реалізація розглянутої ГС у спеціальній програмі забезпечення для комп'ютерного моделювання представлена на рис. 2.

Згідно із цією схемою, робоча рідина з бака 1 через фільтр грубої очистки 2 подається гідравлічним насосом 3 у гідравлічну систему. По гідравлічній лінії 5 під тиском рідина подається до розподільника 7, який направляє потік до гідравлічних циліндрів 10 у поршневу, або штокову, порожнину. Під час надходження рідини в поршневу порожнину гідравлічного циліндра поршень під її тиском буде переміщуватися, унаслідок чого приводиться в дію робочий орган машини, а рідина зі штокової порожнини по зливних гідравлічних лініях через фільтр тонкої очистки 12 надходить у гідравлічний бак 1.

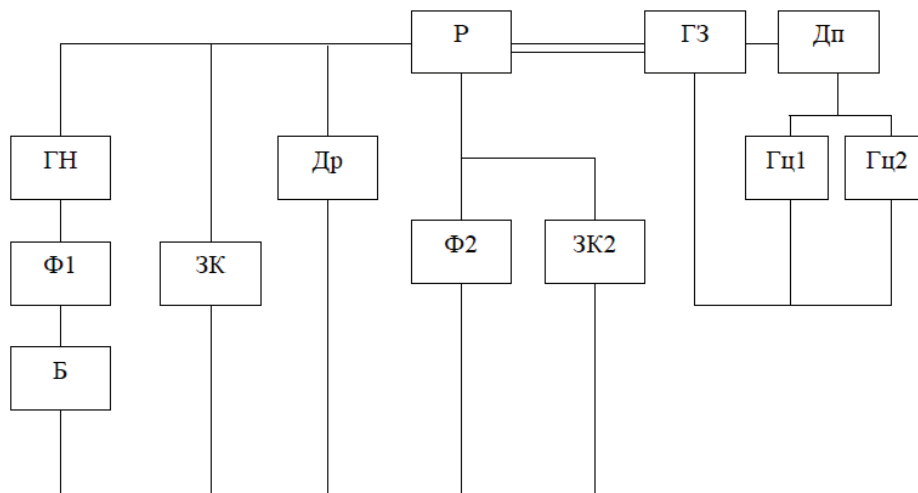


Рис. 1. Гідравлічна схема дистанційного керування гальмами зірочок брашпиля: Б – гідробак; Ф1, Ф2 – фільтр, відповідно грубого і тонкого очищення; ГН – гідравлічний насос; ЗК1, ЗК2 – запобіжні клапани; Др – дросель; Р – розподільник; ГЗ – гідравлічний замок; Дп – дільник потоку; Гц1, Гц2 – гідравлічні циліндри

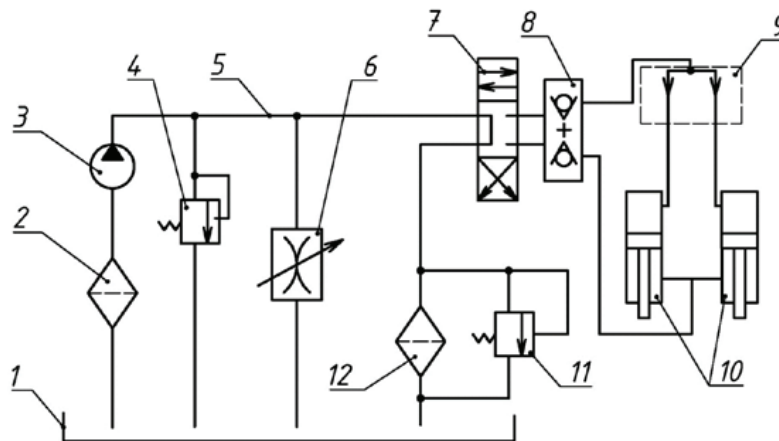


Рис. 2. Принципова модель гідравлічної схеми ГС брашпиля у спеціальній програмі забезпечення для комп'ютерного моделювання: 1 – гідравлічний бак; 2 – фільтр грубої очистки; 3 – гідравлічний насос; 4 – запобіжний клапан високого тиску; 5 – гідравлічна лінія; 6 – дросель; 7 – розподільник; 8 – гідравлічний замок; 9 – дільник потоку; 10 – гідравлічні циліндри; 11 – запобіжний клапан низького тиску; 12 – фільтр тонкої очистки

Під час надходження рідини у штокову порожнину гідравлічного циліндра поршень, як і в попередньому випадку, під її тиском буде переміщуватися, але в протилежному напрямку, забезпечуючи при цьому здійснення відповідної операції робочим органом машини чи механізму, а рідина з поршневої порожнини надходить у гідравлічний бак 1 (аналогічно попередньому випадку).

Таким чином, входною ланкою гідравлічного привода є насос 3, створюваний ним тиск робочої рідини реалізується на гідравлічних двигунах, якими у цьому разі є два гідравлічні циліндри 10.

Гідравлічний замок 8 фіксує робочий орган машини в певному положенні. Дільник потоку 9 розділяє рівномірно потік рідини на два і більше потоків залежно від кількості гідравлічних двигунів. Запобіжні клапани 4 і 11 призначені для підтримання номінального тиску в системі шляхом обмеження його максимально допустимого значення. Фільтри 2 і 12 призначені для очистки робочої рідини від забруднень і домішок.

Розроблена модель дає змогу розраховувати перехідні процеси основних параметрів системи за наявності та відсутності характерних відмов в агрегатах.

### Основні результати та їх обговорення

**Імітаційна модель балансу внутрішніх витоків.** Внутрішні витoki характерні насамперед для насосних агрегатів 3 (рис. 2). Для моделювання роботи насоса з даною несправністю в програмному пакеті спеціальних програм забезпечення для комп'ютерного моделювання у байпасному насосі підключається регульований вентиль із подачею РР на злив. У процесі моделювання динамічних процесів, що відбуваються в насосі, у програмному пакеті спеціальних програм забезпечення для комп'ютерного моделювання використовується рівність (1) балансу витрат [14]:

$$Q_n = Q_n^e + Q_v, \quad (1)$$

де:  $Q_v = \mu_v F_v \sqrt{\frac{2}{\rho}} (p_n^y - p_c)$  – витрата витоків рідини;  $\mu_v$  та  $F_v$  – коефіцієнт витрати та площа прохідного перерізу вентиля відповідно;  $p_n^y$  – тиск на виході з насоса;  $Q_n$  – витрата рідини на виході зі справного насоса;  $Q_n^e$  – витрата рідини на виході з насоса з урахуванням величини витоків.

Зовнішні витікання виникають, головним чином, у місцях стиків трубопроводів і корпусних деталей агрегатів (рис. 3) за умов вібрацій та зміни температури РР у великому діапазоні. Зовнішні витoki можуть призвести до скорочення обсягу рідини в баках, а за значних величин – до зміни динамічних характеристик усієї ГС.

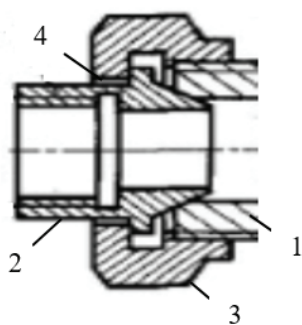


Рис. 3. Схема витоків РР на стику трубопроводів [1]:  
1 – штуцер; 2 – ніпель; 3 – накидна гайка; 4 – кільце ущільнювача

Моделювання динамічних процесів витоків рідини у стиках трубопроводів за допомогою спеціальних програм забезпечення для комп'ютерного моделювання проводиться на основі рівняння балансу витрати у місцях з'єднання трубопроводів [14]:

$$Q_1 + Q_{em} - Q_2 = 0, p_1 = p_2, Q_{em} = K_{em} (p_1 - p_{atm}), \quad (2)$$

де:  $Q_1, Q_2, Q_{вт}$  – витрата РР на вході в стик, виході зі стику і величина витоків відповідно;  $p_1, p_2$  – тиск на вході та на виході зі стику відповідно;  $K_{вт}$  – коефіцієнт ламінарних гідравлічних втрат РР у стиках.

Для справного агрегату справедливі рівняння:  $Q_1 = Q_2; p_1 = p_2; K_{вт} = 0$ .

**Імітація несправності роботи пневмо-гідроаккумулятора.** Негерметичність зарядного штуцера – основна несправність пневмо-гідроаккумулятора (ПГА), яка полягає у тому, що обсяг газової порожнини в процесі експлуатації може змінюватися від заданого  $V_2^p$  до нуля, де  $V_2^p$  – обсяг газової порожнини за робочого тиску.

Визначити несправність ПГА у процесі роботи ГС можна лише за динамічними параметрами.

Під час моделювання цього процесу за допомогою спеціальних програм забезпечення для комп'ютерного моделювання витрата рідини у ПГА визначається за залежністю [14]:

$$Q_{ПГА} = C_{ПГА} \frac{dP_{ПГА}}{dt}, Q_1 = Q_{ПГА} + Q_2, \quad (3)$$

де:  $C_{ПГА} \frac{V_{екв}^p}{\rho c}$  – акустична ємність ПГА;  $V_{екв}^p$  – еквівалентний обсяг ПГА;  $\rho c$  – щільність та швидкість звуку в рідині відповідно;  $\frac{dP_{ПГА}}{dt}$  – зміна тиску в ПГА;  $Q_1$  та  $Q_2$  – витрати рідини до та після ПГА відповідно.

Еквівалентний обсяг ПГА при  $p_{ПГА} > p_{зар}$  визначається за формулою [14]:

$$V_{екв}^p = V_{ПГА} \left( 1 - \left( \frac{p_{зар}}{p_{ПГА}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right), \quad (4)$$

де:  $V_{ПГА}$  – обсяг ПГА;  $p_{зар}$  – тиск зарядки ПГА;  $\kappa$  – показник адіабати.

За повного стравлювання газу з відповідної порожнини ПГА справедлива рівність  $V_{екв}^p = V_{ПГА}$ .

**Імітація ступеня забруднень робочої рідини.** Забруднення гідравлічного фільтра 2, 12 (рис. 2) є однією з головних ознак наявності в РР великої кількості механічних домішок. Ступень витрати РР через фільтр визначається за формулою [14]:

$$Q = \frac{Sg(p_1 - p_2)}{\mu}, \quad (5)$$

де:  $Q$  – ступень витрати РР через фільтр;  $S$  – площа елемента, що фільтрує;  $g$  – питома пропускну спроможність фільтра;  $(p_1 - p_2)$  – перепад тисків на фільтрі;  $\mu$  – динамічна в'язкість РР.

Забруднення фільтруючого елемента механічними домішками суттєво зменшує його прохідну площу, тому перепад тиску повинен постійно зростати. Таким чином, дану несправність під час моделювання динамічних процесів у програмному пакеті для комп'ютерного моделювання можна реалізувати зменшенням площі прохідного перерізу фільтруючого елемента. Унаслідок цього збільшення перепаду на фільтрі призведе до відкриття вбудованого перепускового клапана.

**Імітація заклинювання золотникових пар.** Найбільш поширеною несправністю гідравлічних розподільників є заїдання/заклинювання золотника у гільзі 7 (рис. 2). Імітаційну модель заїдання/заклинювання золотника гідравлічного розподільника можна побудувати

у програмному пакеті для комп'ютерного моделювання, збільшивши силу сухого тертя золотника відповідно до рівняння [14]:

$$\frac{dx}{dt} + \lambda_{e.mp} \frac{dx}{dt} + N_{c.mp} \frac{dx}{dt} \operatorname{sign}\left(\frac{dx}{dt}\right) + \gamma_{np} x = F_3 (p_1 - p_2), \quad (6)$$

де:  $x$  – переміщення золотника;  $M_3$  та  $\lambda_{e.mp}$  – маса і сила в'язкого тертя відповідно;  $N_{c.mp}$  – сила сухого тертя;  $\gamma_{np}$  – жорсткість пружини;  $F_3$  – площа торця золотника;  $p_1, p_2$  – тиск по торцях золотника.

За справного стану агрегату сила сухого тертя, що характеризує заїдання/заклинювання золотника, мінімальна. Під час попадання в зазор між золотником і гільзою твердих частинок забруднення у рівність закладається сила сухого тертя у відсотках дії сил перепаду тиску (наприклад, 20%). За перевищення сил сухого тертя над силою перепаду тиску золотник стопориться в якомусь положенні, що призводить до втрати працездатності агрегату.

### Результати моделювання

Комп'ютерне діагностування на основі термодинамічних характерних надійності роботи судових механізмів із гідравлічним приводом полягає у дослідженні відхилень режимних параметрів несправної ГС щодо режимних параметрів справної ГС. Як приклад було розглянуто несправність, пов'язану з витокком РР з ПГА. На рис. 4, 5 представлені перехідні процеси по тиску та обсягу для справної та несправної ГС.

Аналіз отриманих результатів (рис. 4, 5) указує на відмінності між перехідними процесами у справній та несправній ГС. Так, під час витокку газу з ПГА зменшується частота перемикачів за фіксований проміжок часу, а також градієнт параметрів витрати та тиску. У цьому граничні значення, які досягають параметри ГС, залишаються незмінними, що підтверджує можливість її функціонування у разі даної несправності.

### Висновки

Аналіз отриманих результатів дає змогу зробити такі висновки:

1) проведений аналіз статистичних даних та літературних джерел показав, що характерними відмовами роботи ГС є зовнішні та внутрішні витокки, деградація властивостей РР, а саме забруднення її механічними домішками, витокку газу з порожнини пневмо-гідроакумулятора та заїдання/заклинювання золотникових пар агрегатів;

2) характер відмов роботи викликає відхилення ДПС від контрольного зразка, що істотно залежить від виду несправності і від режимного параметра роботи ГС;

3) використання спеціальних програм забезпечення для комп'ютерного моделювання дає змогу проводити ефективне діагностування ГС за ДПС, оскільки за його допомогою можна динамічно фіксувати несправності в елементах системи на ранніх етапах їх появи;

4) підтверджено можливість використання запропонованого підходу для якісної діагностики роботи режимних параметрів ГС, яка залежить у тому числі від точки, з якою ведеться фіксація значень параметрів.

Подальші дослідження у цьому напрямі пов'язані з експериментальною верифікацією імітаційних моделей на напівнатурному стенді. Для цього необхідно в першу чергу розробити конструкцію імітаторів несправностей, що дають змогу створити порушення в роботі ГС аналогічні тим, що відбуваються у разі несправності в експлуатації. При цьому важливо, щоб розроблені імітатори давала змогу не лише вносити порушення в роботу ГС, а й регулювати їхню величину (витрата рідини на витік, ступінь забруднення фільтра тощо).



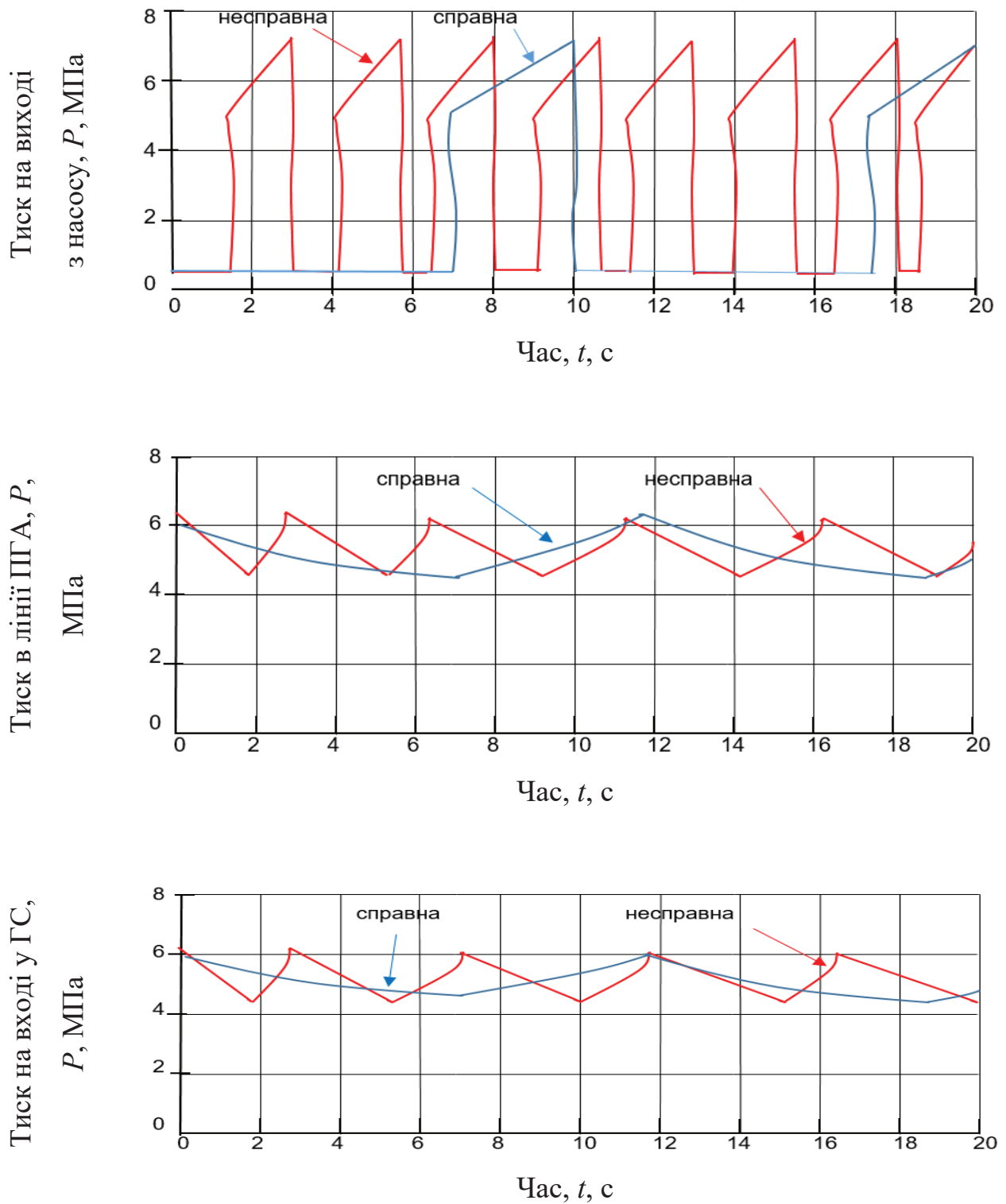


Рис. 4. Перехідні процеси за тиском у справній та несправній ГС

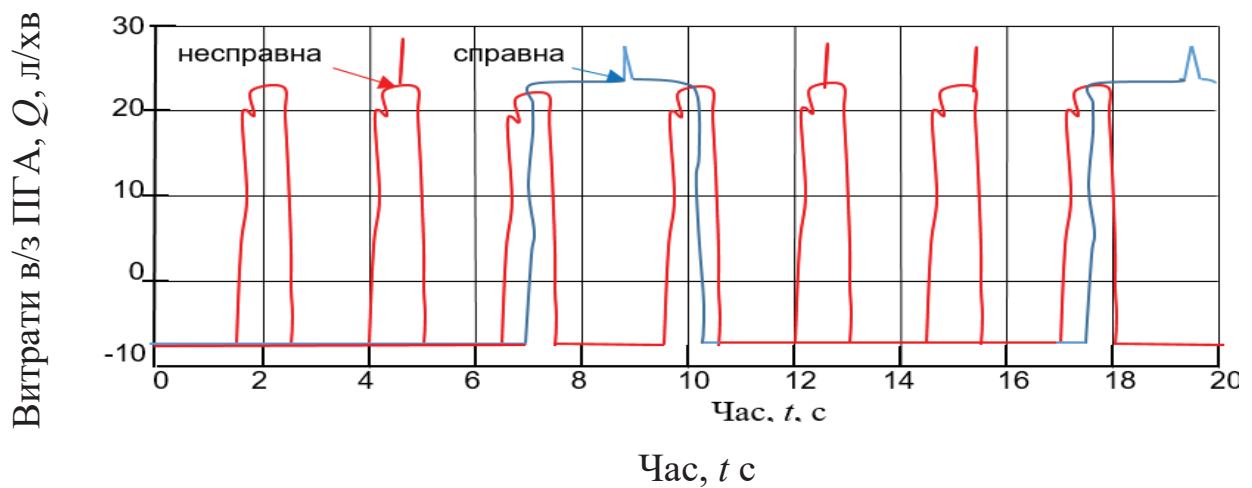
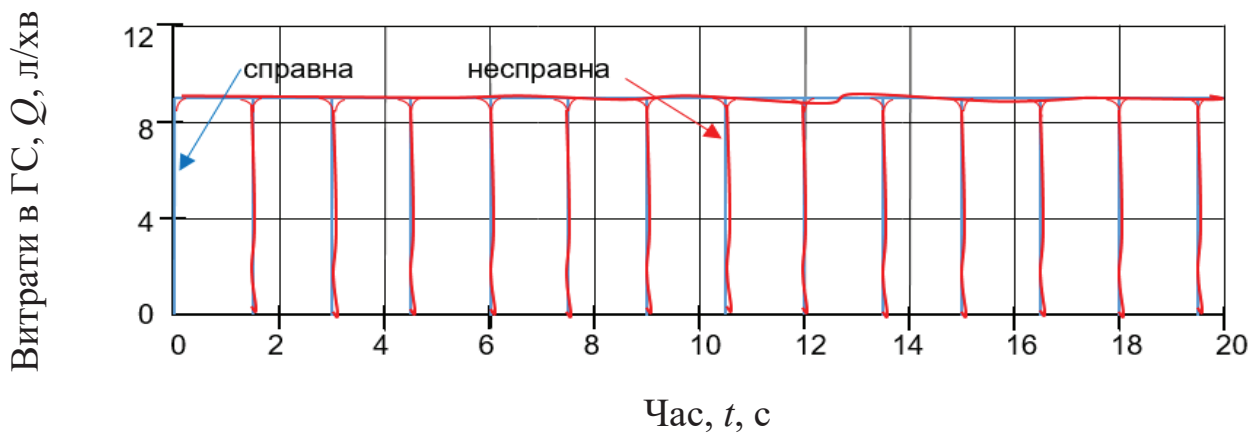
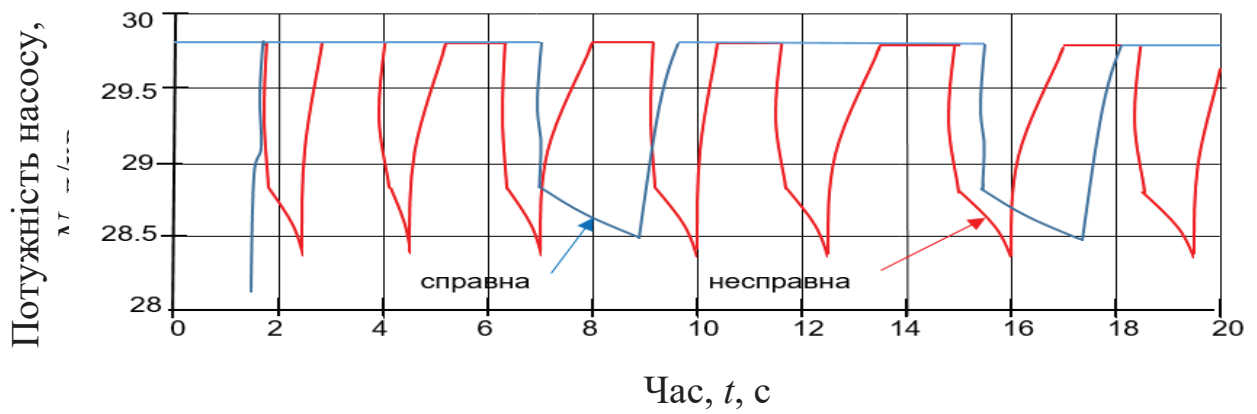


Рис. 5. Перехідні процеси з об'ємної витрати РР у справній та несправній ГС

**Список використаної літератури**

1. Декин Б.Г. Судовой объемный гидравлический привод. Одесса : Латстар, 2012. 176 с.
2. Харин В.М. Судовые гидравлические рулевые машины. Одесса : Феникс, 2015. 260 с.
3. Декин Б.Г. Техническая эксплуатация судового объемного гидравлического привода. Одесса : Феникс, 2013. 152 с.
4. Ковальов І.О., Ратушний О.В. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи : навчальний посібник. Суми : СумДУ, 2016. 250 с.
5. Перминов Б.Н. Ресурсосберегающее маслоиспользование в судовых тронковых дизелях : автореф. дис. ... док. техн. Наук : 05.08.05. Одесса, 2005. 22 с.
6. Верлань А.Ф. Математичне та комп'ютерне забезпечення розробок випробувальних стендів силових установок енергетичного і транспортного призначення. *Збірник наукових статей за результатами, отриманими в 2010–2012 рр.* Київ : Інститут електрозварювання ім. Є.О. Патона НАН України, 2012. С. 310–315.
7. Ковалюк Д.О. Моделювання теплотехнологічних об'єктів із розподіленими параметрами : монографія. Вінниця : ВНТУ, 2010. 182 с.
8. Schonbauer, G. Zur Beitrag Charakterisierung von Metalidrahtgeweben als Filtermedium: Aufbereitungstechnik. 1978. Н. 5. P. 217–221.
9. Schonbauer, G. Zur Bestimmung der Filterfeinheit von Tressengeweben: Aufbereitungstechnik, 1979. Н. 4. P. 203–207.
10. Lennartz R. Full flow filtration in lubricating oil systems: Second World Filtration Congress. Proc. London, 1979. P. 541–548.
11. Lennartz R. System Design to Improve Cleaning of Heavy Fuels: *Diesel and Gas Turbine Worldwide*, 1981. Vol. 13 № 9. P. 22–24.
12. Minchev D. Concept of vibroacoustic diagnostics of the fuel injection and electronic cylinder lubrication systems of marine diesel engines. *Polish Maritime Research*, 2022. № 4. P. 88–96. DOI: 10.2478/pomr-2022-0046 (Scopus, Q2).
13. Minchev D. Vibrodiagnostics of marine diesel engines in IMES GmbH systems. *Ships and Offshore Structures*, 2022. P. 1–12. DOI: 10.1080/17445302.2022.2128558 (Scopus, Q1).
14. Соколов В.І. Гідравліка : навчальний посібник. Сєвєродонецьк : СХУ ім. В. Даля, 2017. 160 с.

**References**

1. Dekin, B.G. (2012). *Sudovoj obemnyj gidravlicheskiy privod [Marine volumetric hydraulic drive]*. Odesa: Latstar [in Ukrainian].
2. Harin, V.M. (2015). *Sudovye gidravlicheskie rulevye mashiny [Marine hydraulic steering machines]*. Odessa: Feniks [in Ukrainian].
3. Dekin, B.G. (2013). *Tekhnicheskaya ekspluatatsiya sudovogo obemnogo gidravlicheskogo privoda [Technical operation of the ship volumetric hydraulic drive]*. Odessa: Feniks [in Ukrainian].
4. Kovalov, I.O., & Ratushnij, O.V. (2016). *Gidravlika, gidro- ta pnevmoprivodi: navch. posib. [Hydraulics, hydraulic and pneumatic drives: a study guide]*. SumDU [in Ukrainian].
5. Perminov, B.N. (2005). Resursosberegayushee masloispolzovanie v sudovyh tronkovykh dizelyah [Resource-saving oil use in marine diesel engines]. *Extended abstract of Doctor's thesis*. Odessa [in Ukrainian].
6. Verlan, A.F. (2012). Matematychno ta kompiuterne zabezpechennia rozrobok vyprobuvalnykh stendiv sylovykh ustanovok enerhetychnoho i transportnoho pryznachennia [Mathematical and computer support for the development of test benches for power plants for energy and transport purposes]. *Zbirnyk naukovykh statei za rezultatamy, otrymany v 2010–2012 rr.* K.: Instytut elektrozvარიвання ім. Ye.O. Patona NAN Ukrainy [in Ukrainian].
7. Kovaliuk, D.O. (2010). *Modeliuvannia teplotekhnolohichnykh obiektiv z rozpodilenyi parametramy: monohrafiia [Modeling of heat engineering facilities with variable parameters]*. Vinnytsia: VNTU [in Ukrainian].

8. Schonbauer, G. (1979). Beitrag zur Charakterisierung von Metalldrahtgeweben als Filtermedium. Aufbereitungstechnik [in German].
9. Schonbauer, G. (1979). Zur Bestimmung der Filterfeinheit von Tressengeweben. Aufbereitungstechnik [in German].
10. Lennartz, R. (1981). Full flow filtration in lubricating oil systems. Second World Filtration Congress, Proc. London [in English].
11. Lennartz, R. (1981). System Design to Improve Cleaning of Heavy Fuels. Diesel and Gas Turbine Worldwide, Proc. London [in English].
12. Varbanets, R., Shumylo, O., Marchenko, A., Minchev, D., Kyrnats, V., Zalozh, V., Brusnyk, R., & Volovyk, K. (2022). Concept of vibroacoustic diagnostics of the fuel injection and electronic cylinder lubrication systems of marine diesel engines: *Polish Maritime Research*, 4. P. 88–96 [in English].
13. Minchev, D. (2022). Vibrodiagnostics of marine diesel engines in IMES GmbH systems. *Ships and Offshore Structures*, P. 1–12 [in English].
14. Sokolov, V.I. (2017). *Gidravlika: navch. Posibnik [Hydraulics: a study guide]*. Syevyerodoneck: vid-vo SNU im. V. Dalya [in Ukrainian].

Клевцов Костянтин Миколайович – д.т.н., професор, професор кафедри транспортних технологій та механічної інженерії Херсонської державної морської академії. E-mail: klevtsovka@i.ua, ORCID: 0000-0001-9836-3296.

Шарко Олександр Володимирович – д.т.н., професор, професор кафедри транспортних технологій та механічної інженерії Херсонської державної морської академії. E-mail: mvsharko@gmail.com, ORCID: 0000-0001-8613-2837.

Васильченко Геннадій Юрійович – к.пед.н., доцент, доцент кафедри транспортних технологій та механічної інженерії Херсонської державної морської академії. E-mail: vasilchenkogenadii@gmail.com, ORCID: 0000-0002-8320-4441.

Татарінцева Юлія Геннадіївна – старший викладач кафедри транспортних технологій та механічної інженерії Херсонської державної морської академії. E-mail: Tatarintseva.yuliia@gmail.com, ORCID: 0000-0002-8865-4126.

Знамеровська Наталія Павлівна – к.пед.н., доцент, доцент кафедри транспортних технологій та механічної інженерії Херсонської державної морської академії. E-mail: Znamerovskaya56@gmail.com, ORCID: 0000-0002-5444-6556.

Klevtsov Kostyantyn Mikolayovich – Doctor of Technical Sciences, Professor at the Department of Transport Technologies and Mechanical Engineering of the Kherson State Maritime Academy. E-mail: klevtsovka@i.ua, ORCID: 0000-0001-9836-3296.

Sharko Oleksandr Volodimirovich – Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Transport Technologies and Mechanical Engineering of the Kherson State Maritime Academy. E-mail: mvsharko@gmail.com, ORCID: 0000-0001-8613-2837.

Vasilchenko Gennady Yuriyovych – Candidate of Pedagogical Sciences, Associate Professor at the Department of Transport Technologies and Mechanical Engineering, Kherson State Maritime Academy. E-mail: vasilchenkogenadii@gmail.com, ORCID: 0000-0002-8320-4441.

Tatarintseva Julia Hennadiivna – Senior Lecturer at the Department of Transport Technologies and Mechanical Engineering of the Kherson State Maritime Academy. E-mail: Tatarintseva.yuliia@gmail.com, ORCID: 0000-0002-8865-4126.

Znamerovska Nataliya Pavlivna – Candidate of Pedagogical Sciences, Associate Professor at the Department of Transport Technologies and Mechanical Engineering of the Kherson State Maritime Academy. E-mail: Znamerovskaya56@gmail.com, ORCID: 0000-0002-5444-6556.