

Савчук В.П., Білоусов Є.В., Курносенко Д.В., Тулученко Г.Я.

ВПЛИВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ МАСЛЯНОЇ СИСТЕМИ ВИСОКООБЕРТОВОГО ДИЗЕЛЯ Д 246.4 НА ПАРАМЕТРИ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ МОТОРНОГО МАСЛА

Питання підвищення ефективності експлуатації судових енергетичних установок на сьогодні, зокрема, лежать в площині підвищення експлуатаційної надійності двигунів внутрішнього згоряння. Це, в свою чергу, вимагає їх оснащення діагностичними комплексами безперервної дії, що виявляють несправності на ранніх етапах їх розвитку та порушення умов експлуатації, що викликані людським фактором. Безвідмовна робота судових двигунів у значній мірі залежить від справності кривошипно-шатунного механізму (КШМ), втрата працездатності якого призводить до зупинки всієї енергетичної установки, а у випадку застосування їх як головних двигунів, то і до втрати руху судном. Складність геометричних (конструктивних) і експлуатаційних параметрів кривошипно-шатунного механізму та відсутність чітко визначених взаємозв'язків між ними ускладнює процес діагностування і призводить до необхідності використання непрямих методів діагностики. Це вимагає проведення досліджень впливу відхилення експлуатаційних показників елементів системи мащення та підшипникових вузлів на вихідний сигнал. На сьогодні найбільш ефективним методом таких досліджень є застосування спеціалізованих програмних комплексів, серед яких відзначимо GT-ISE від Gamma Technologies (США) та AVL, що розроблено Advanced Simulation Technologies (Австрія). Для виявлення взаємозв'язків між технічним станом елементів контуру подачі та очищення системи мащення дизельного двигуна Д246.4 проведено дослідження із використанням комп'ютерного моделювання. Вихідні параметри елементів досліджуваного контуру отримано в результаті стендових досліджень. Наведено детальний опис побудови комп'ютерної 1-D моделі, параметри досліджуваних елементів та умови проведення дослідження. Результати проведених досліджень пульсацій тиску та зміни продуктивності в об'єктах контуру подачі та очищення моторного масла вказують на те, що найбільш інформативним параметром для діагностування несправностей та відмов є частотний аналіз пульсацій тиску на підставі моніторингу гармонік пульсації тиску. Працездатність масляного насоса та запобіжного клапана золотникового типу доцільно оцінювати за характером пульсацій тиску, що відповідають гармонікам з порядком, рівним подвоєному числу кількості зубів шестерні масляного насоса. Подальші дослідження з метою визначення зміни працездатності підшипників ковзання необхідно проводити із урахуванням геометричних особливостей масляних каналів та відповідно підшипникових вузлів.

Ключові слова: високообертовий двигун, кривошипно-шатунний механізм, система мащення, масляний насос, запобіжний клапан, пульсації моторного масла, порядок гармоніки.

Постановка проблеми. Питанню підвищення експлуатаційної надійності двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) приділяється багато уваги, що, в першу чергу, викликано необхідністю забезпечення оптимальних значень показників безвідмовності (при мінімальних витратах на виробництво). Сучасний рівень надійності ДВЗ дозволяє цілком задовольнити вимоги споживачів. Один із доцільних напрямків їх подальшого вдосконалення пов'язаний із мінімізацією впливу людського фактору. При розгляді даного

питання для суднових ДВЗ, на наш погляд, найбільш ефективним напрямком підвищення ефективності експлуатації є запровадження нових систем функціонального та тестового діагностування. Деталі кривошипно-шатунного механізму (КШМ) є ресурсовизначальними, а підшипники ковзання є вузлами, безвідмовність яких прямо впливає на працездатність двигунів в цілому. Безпосередній моніторинг технічного стану підшипникових вузлів є ускладненим внаслідок особливостей конструкції КШМ та через функціонування датчиків при високих температурах та в агресивному середовищі. Найбільш ефективним для високооберткових двигунів (ВОД) є безперервний моніторинг та діагностування технічного стану як елементів системи мащення, так і підшипникових вузлів за допомогою аналізу пульсацій моторного масла. Складність геометричних (конструктивних) і експлуатаційних параметрів КШМ та відсутність чітко визначених взаємозв'язків між ними переобтяжує процес діагностування та призводить до необхідності використання непрямих методів діагностики. Це вимагає проведення досліджень впливу відхилення експлуатаційних показників елементів системи мащення та підшипникових вузлів на вихідний сигнал. На сьогодні найбільш ефективним методом таких досліджень є застосування спеціалізованих програмних комплексів, таких як GT-ISE від Gamma Technologies (США) або AVL від Advanced Simulation Technologies (Австрія) [1, 2].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Існуючі системи функціонального та тестового діагностування систем мащення ДВЗ все ще не мають узагальнених критеріїв обробки діагностичного параметра з метою визначення несправностей. Такі системи діагностування отримали обмежене застосування на практиці. Результати одного з перших досліджень впливу порушень функціонування підшипників ковзання ДВЗ, що змащуються під тиском, було представлено в роботі [3], де наведено аналіз пульсацій тиску моторного масла з метою моніторингу несправностей у вузлах тертя, що пов'язані із системою мащення. Проведено спектральний аналіз, зокрема аналіз гармонік вихідного сигналу, його періодичних складових та дисперсії, досліджено вплив температури моторного масла. В роботах [4, 5, 6] виконано ґрунтовний аналіз впливу складових елементів контурів системи мащення та наведено найбільш інформативні діагностичні параметри і методики діагностування для однієї моделі бензинового ДВЗ. Недоліком використання запропонованих методик є відсутність їх апробації на інших моделях ДВЗ та відсутність врахування конструктивних особливостей системи мащення, кривошипно-шатунного механізму, властивостей моторного масла та чітких умов проведення діагностування. Сучасним універсальним інструментарієм при дослідженні параметрів гідравлічних систем є використання комп'ютерних моделей, що базуються на створенні 1D та 3D CFD (Computational Fluid Dynamics) моделей [7]. Розходження результатів комп'ютерного моделювання при використанні 1D моделі з результатами експериментальних досліджень становить не більше, ніж 10 %, а при використанні 3D моделей – до 6 % [7].

Постановка задачі. Результати теоретичних та експериментальних досліджень вказують на існування взаємного зв'язку між технічним станом елементів систем мащення і підшипникових вузлів, що змащуються під тиском, та характером пульсацій моторного масла. Питання забезпечення експлуатаційної надійності та проведення безперервного моніторингу технічного стану підшипників ковзання ДВЗ є пріоритетним питанням, вирішення якого забезпечить підвищення ефективності експлуатації енергетичних установок та, відповідно, і економічної ефективності. Враховуючи конструктивні та експлуатаційні особливості сучасних високооберткових ДВЗ, постає завдання узагальнення критеріїв оцінювання їх впливу на параметри пульсацій моторного масла. В даній роботі досліджується частина глобального завдання, а саме, виявлення частотних характеристик елементів масляної системи, якими є маслоприймач, масляний насос, масляний фільтр, водо-масляний теплообмінник та запобіжний клапан, для діагностування їх несправностей.

Виклад основного матеріалу. При дослідженні доцільно розділити системи мащення ВОД на функціональні контури: подачі та очищення (і охолодження) моторного масла та розподілу моторного масла. Перший контур в класичних системах мащення ВОД складається з маслоприймача, масляного насоса шестеренного типу, що приводиться в дію від колінчастого валу, масляного фільтра, водо-масляного теплообмінника, перепускного та запобіжного клапанів.

Працездатність контуру подачі та очищення (і охолодження) моторного масла залежить від ступеня забруднення сітки маслоприймача, ступеня зносу масляного насоса, налаштування запобіжного клапана та його технічного стану, характеристик масляного фільтра, які залежать від його заводських налаштувань, характеристик фільтрувального елемента та ступеня забруднення. Також необхідно враховувати температуру та властивості моторного масла. Тому, при складанні структурних схем контурів систем мащення, необхідно володіти такими даними як

- в'язкісно-температурна характеристика (ВТХ) моторного масла;
- характеристики масляного насоса;
- конструктивні та гідравлічні параметри масляного фільтра;
- характеристики запобіжного клапана;
- геометрія масляних каналів.

Ці дані характеризують властивості всіх складових частин контурів систем мащення.

Дослідження гідравлічних характеристик елементів контуру подачі та очищення моторного масла здійснені на прикладі стаціонарного ВОД Д246.4, що входить до складу дизель-генераторної установки [8]. Для моделювання масляної системи використовувався програмний комплекс GT-ISE. Авторами розроблена 1-D CFD модель системи мащення ВОД Д246.4. Основною метою моделювання систем мащення є прогнозування витрати та розподілу тиску по всій системі. При виконанні досліджень основна увага приділялася характеристикам маслоприймача, масляного насоса, масляного фільтра, запобіжного клапана та геометрії масляних каналів, оскільки здійснювалось моделювання лише одного контуру. Характеристики деяких елементів системи мащення було визначено за допомогою стендових випробувань [9]. Моделювання масляних каналів, трубопроводів та інших елементів гідравлічних систем здійснювалось за допомогою компонентів бібліотеки *Flow*. Найбільш вживаними елементами цієї бібліотеки є PipeRound, MiterBend, FlowSplit-General та FlowSplitTRight.

В модельованій системі моторне масло після масляного насоса рухається по відвідному патрубку до просвердленого каналу в блоці циліндрів. Даний канал під кутом 90° змінює свій напрямок та подає масло до корпусу масляного фільтра (рис. 1а). Вхідний масляний канал у корпусі виконано під кутом близько 60° до горизонтальної площини (рис. 1б). По середині даного каналу має місце відгалуження, по якому масло надходить до запобіжного клапана та частина його скидається до масляного картера. Все інше моторне масло надходить до масляного фільтра, а далі до головної масляної магістралі та до підшипників колінчастого валу, розподільного валу та газотурбонагнітача. *Маслоприймач* складається із зігнутої трубки внутрішнім діаметром 19 мм, довжиною 240 мм, з одного кінця якої встановлено фільтрувальну сітку, а з іншого – фланець, яким деталь кріпиться до масляного насоса.

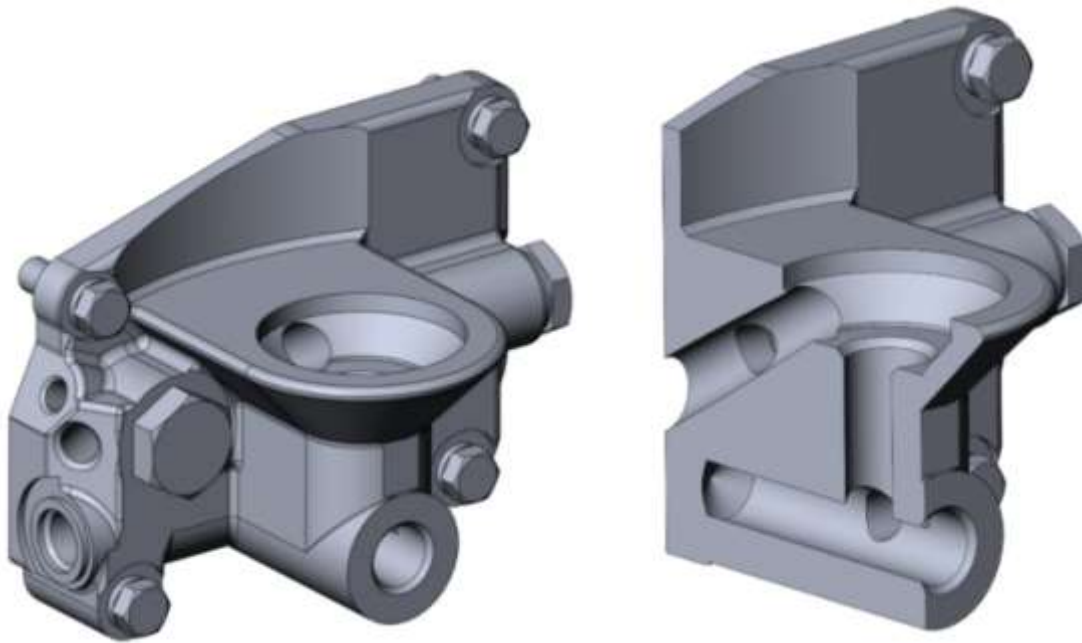


Рисунок 1 – Корпус масляного фільтра (а) та розташування масляних каналів

Таблиця 1 – Позначення та характеристика трубопроводів та масляних каналів системи мащення

Назва елемента	Позначення елемента	Діаметр на вході/виході	Довжина	Кут
Маслоприймач	PumpInlet	19/19	240	–
	Flange1	22/22	–	90
Відвідний патрубок	PumpOutlet	14/14	100	–
Канал підвідний в блоці циліндрів	BlockHole1	14/14	75	–
	CornerBlock1	14	14	90
Кут зміни напрямку руху масла між блоком циліндрів та корпусом масляного фільтра	Corner1	15,11	16	147,7
Вхідний канал в корпусі масляного фільтра	Filter Inlet	16/16	50	–
Канал подачі масла до запобіжного клапана	Tright1-1	15,1	50	–

Для моделювання характеристик всмоктувальної та напірної магістралей складено таблицю параметрів її елементів (табл. 1).

Для моделювання характеристик *масляного насоса* використовується об'єкт **Pump-ExternalGear**, призначенням якого є визначення миттєвих пульсацій продуктивності шестеренного насоса зовнішнього зачеплення. Пульсація ідеального потоку розраховується на основі геометрії насоса та частоти обертання, використовуючи рівняння, викладені в [10]. Основні параметри зубчастого зачеплення масляного насоса двигуна Д246.4 приведено в табл. 2.

Масляні фільтри та охолоджувачі можуть бути змодельовані різними способами:

- шляхом накладання експериментальної кривої перепаду тиску Δp в залежності від витрати Q ;
- шляхом використання безрозмірних експериментальних даних перепаду тиску в залежності від витрати;
- шляхом визначення коефіцієнту втрат C_p в залежності від числа Рейнольдса Re ;
- шляхом налаштування геометричної моделі фільтра з використанням параметрів трубопроводів, розгалужень та отворів.

Моделювання масляного фільтра доцільно здійснювати з урахуванням його геометричних особливостей.

Таблиця 2 – Основні параметри зубчастого зачеплення масляного насоса 240-1400010-Б-01

Параметр	Значення
Передаточне відношення i	1
Модуль m , мм	3,0
Міжцентрова відстань a_w , мм	35,75
Кут зачеплення α_w , град	29,84
Коефіцієнт перекриття ε	1,23
Кількість зубів шестерні/колеса z_1/z_2	11/11
Коефіцієнт зміщення шестерні/колеса x	0,57
Середній діаметр d , мм	33,0
Зовнішній діаметр d_a , мм	42,26
Діаметр впадин d_f , мм	27,74
Основний діаметр кола d_b , мм	31,01
Початковий діаметр d_w , мм	37,75
Ширина зуба b , мм	28,0

Масляний фільтр можна розділити на 3 об'єми, які в GT-SUITE розглядаються як окремі частини гідравлічного потоку: вхідний, зовнішній та внутрішній об'єми (рис. 2). *Вхідний об'єм* (об'єм масла в корпусі масляного фільтра на лінії подачі) розглядається як частина гідравлічного потоку, що з'єднаний із зовнішнім об'ємом фільтра через з'єднання [OrificeConn](#).

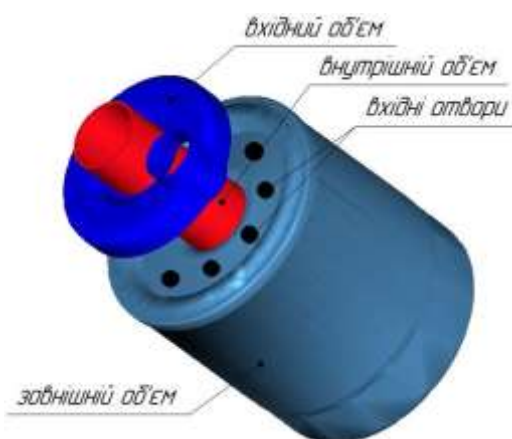


Рисунок 2 – Об'єми фільтра типу «spin-on», що враховуються при його моделюванні

Цей елемент визначає параметри *вхідних отворів* і може бути визначений еквівалентним їх діаметром, який буде відтворювати однакову загальну площу поперечного перерізу всіх вхідних отворів до *зовнішнього об'єму*. Також можна визначити діаметр одного з вхідних отворів, якщо їх кількість визначено параметром **Number of Holes** з опцією **OrificeConn**.

В моделі визначення падіння тиску в масляному фільтрі здійснюється за допомогою шаблону **PressureLossConn**. В даному двигунові застосовують масляні фільтри декількох виробників, які дещо відрізняються за розмірами та характеристиками. Одним із таких фільтрів є масляний фільтр М-019 виробництва компанії Промбізнес (Україна). Геометричні параметри масляного фільтра М-019 представлено в табл. 3.

Таблиця 3 – Геометричні параметри масляного фільтра М-019

Параметр	Значення
Діаметр/висота фільтра, мм	98/128
Зовнішній об'єм, см ³	244
Внутрішній об'єм, см ³	879
Вхідний об'єм, см ³	20
Кількість вхідних отворів	8
Діаметр вхідних отворів, мм	7

Дослідження опору фільтруючих елементів доцільно проводити з використанням спеціалізованих стендів. Опис стенда та результати досліджень характеристик фільтра М-019 та його аналогів, що використовуються для даного двигуна, представлено в роботах [11, 12]. Отримані результати застосовано для моделювання гідравлічного опору масляного фільтра в досліджуваній системі мащення.

Більш складним при моделюванні є визначення характеристик запобіжного клапана. Найбільш розповсюдженими типами запобіжних клапанів в системах мащення тронкових ДВЗ є поршневі клапани. Моделювання їх дії в гідравлічних та пневматичних системах здійснюється шляхом представлення властивостей об'єктами, що визначають:

- характеристику циліндричних пружин стискування, які діють на поршень;
- масу та властивості контакту поршня та посадкової поверхні клапана;
- геометричні властивості напірного та дренажного отворів клапана.

Для представлення властивостей різноманітних клапанів в GT створено бібліотеку шаблонів елементів пневматичних та гідравлічних систем. Запобіжний клапан в системі мащення двигунів Д245 (та їх модифікацій) виготовлено в корпусі масляного фільтра. В системі клапан встановлено безпосередньо після масляного насоса, що забезпечує можливість перепускати частину масла до масляного картера двигуна. Таким чином, на номінальному режимі навантаження на прогрітому двигунові підтримується нормоване значення тиску в головній масляній магістралі (0,25...0,35 МПа). Конструктивно клапан складається із безпосередньо запірною елемента – поршня (рис. 3), що перекриває зливний канал, циліндричної пружини стиснення, що забезпечує необхідне зусилля відкриття клапана та регульовального гвинта, яким здійснюється налаштування нормативного значення тиску в головній масляній магістралі.



Рисунок 3 – Поршень запобіжного клапана

При моделюванні властивостей пружного елемента (циліндричної пружини), що контролює переміщення поршня клапана, зазвичай застосовується шаблон **FluidPistonAndSpring**. Цей об'єкт використовується для моделювання взаємодії між гідравлічним потоком і механічною системою. Традиційно він використовується в гідравлічних та пневматичних системах. Конкретно цей шаблон моделює наступне:

- зусилля на приєднану масу внаслідок дії тиску в камері;
- зміну об'єму камери внаслідок витіснення маси;
- силу пружини.

Робоча діаграма та загальний вигляд пружини клапана приведено на рис. 4.

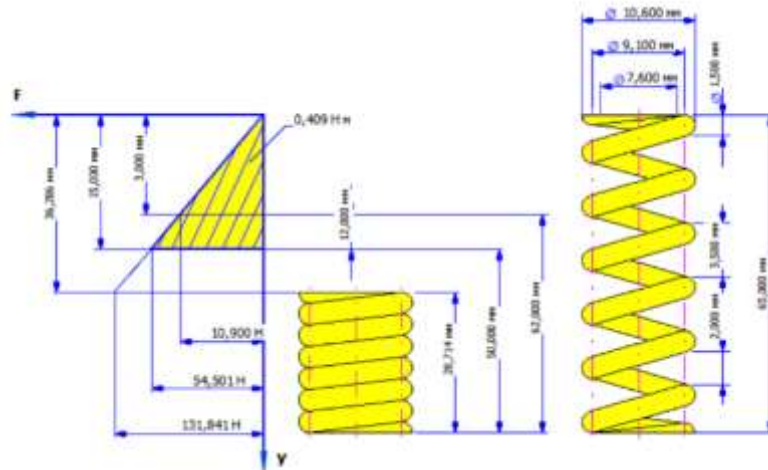


Рисунок 4 – Робоча діаграма пружини запобіжного клапана

Таблиця 4 – Параметри циліндричної пружини запобіжного клапана

Параметр	Значення
Довжина пружини у вільному стані L_0 , мм	65,0
Діаметр дроту d , мм	1,5
Крок пружини t , мм	3,5
Зовнішній діаметр дроту D_1 , мм	10,6
Внутрішній діаметр пружини D_2 , мм	7,6
Індекс жорсткості пружини c	6,067
Кількість робочих витків n	18,143
Робоче навантаження F , Н	36,334
Жорсткість пружини k , Н/мм	3,633

Призначення властивостей маси рухомих елементів клапана здійснюється за допомогою шаблону MassWithContacts, що моделює 1D масу, а також зупинку/контакт як в

прямому, так і в зворотному напрямках руху клапана. Необхідно звернути увагу на те, що це складений шаблон GT, який представляє собою групу «примітивних» шаблонів, об'єднаних в один шаблон. Для заповнення шаблону вказуємо інформацію про:

- масу запірного елемента;
- початкове положення Initial Position та початкову швидкість запірного елемента Initial Velocity;
- зазор між корпусом та клапаном в крайніх його положеннях Lower Gap when Mass at Zero Position/ Upper Gap when Mass at Zero Position;
- параметр жорсткості контакту Maximum Contact Stiffness. У випадку вибору за замовчуванням даного параметра, система приймає значення жорсткості контакту 10^9 Н/м;
- товщину контактної шару Penetration for Max Stiffness, параметри жорсткості в якому зростають від 0 до вказаного значення;
- коефіцієнт демпфування контакту Contact Damping Coefficient;
- наявність демпфування, якщо зазор менший за встановлений значення Apply Damping if Gap Less Than.

Для моделювання геометричних особливостей золотникового клапана застосовується шаблон SpoolCoverHole. Даний шаблон обчислює зміну площі потоку як функцію зміщення золотника, сили тиску на золотник та перерозподілу об'єму приєднаних компонентів потоку внаслідок переміщення золотника. Геометричні параметри шаблону призначають згідно рис. 5. Сама маса золотника в даному шаблоні не моделюється. Механічний порт цього шаблону повинен бути з'єднаний з масою (Mass або MassWithContacts), яка представляє рух золотника.

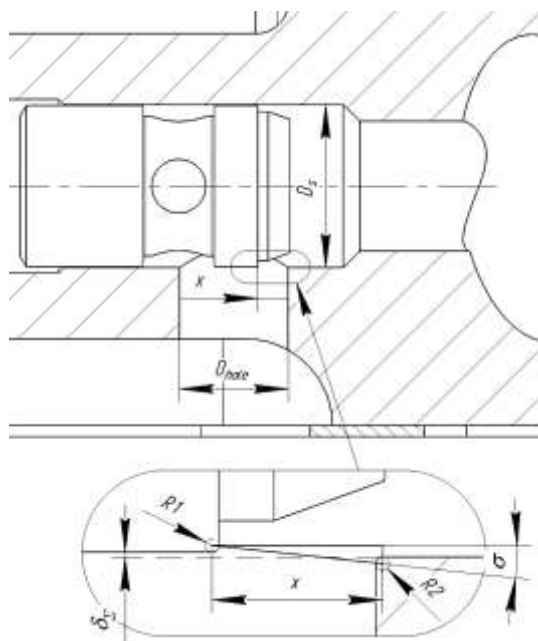


Рисунок 5 – Поперечний переріз золотника клапана та його показники

Конфігурація шаблону SpoolCoverHole вимагає, щоб порт 1 був приєднаний до елемента FlowSplit, що представляє об'єм всередині золотника (елемент ValveIn-1). Порт 2 повинен бути підключений до елемента FlowSplit, що представляє об'єм потоку поза золотником (елемент ValveOut) (рис. 6). Об'єми потоків призначаємо відповідно до положення маси на початку моделювання. Порт 3 з'єднаний з шаблоном MassWithContacts, що представляє механічну складову клапана.

Для моделювання опору в напірній магістралі системи мащення доцільно ввести додатковий елемент, що створює гідравлічний опір, наприклад OrificeConn. В даному дослідженні цей елемент має назву Valve-1, його встановлено поза елементами, що моделюють масляний фільтр. Об'єкти, які були визначено, розміщено на карті у відповідному порядку та з'єднано їх разом, як показано на рис. 6.

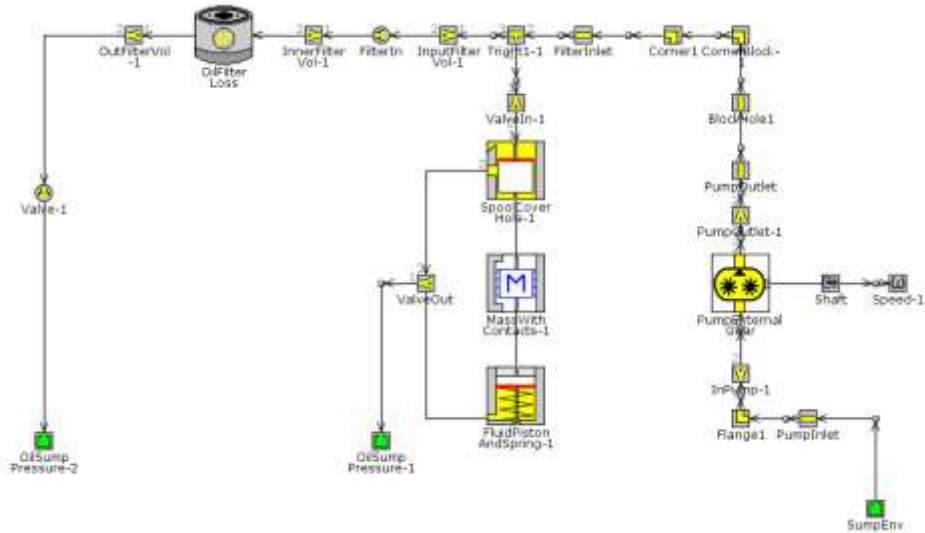


Рисунок 6 – 1D мапа контуру подачі та очищення системи мащення

Значення всіх змінних параметрів, які було створено, представлено у вкладці **Case Setup** рис. 7. Моделювання гідравлічного контуру масляної системи здійснювалось при різних температурах моторного масла, частоті обертання вхідного валу масляного насоса, різних налаштуваннях запобіжного клапана. Головним завданням такого дослідження є визначення діагностичних показників технічного стану масляної системи та місць доцільного встановлення датчиків тиску.

Parameter	Unit	Description	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5
Case On/Off		Check Box to Turn Case On	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Case Label		Unique Text for Plot Legends					
DX	mm	Pipe*** Discretization Length	10	10	10	10	10
Oil-TEMP	C	Oil Temperature	40	60	85	100	120
Diam	mm	Hole Diameter	10	10	10	10	10
speed	RPM	Imposed Speed	2500	2500	2500	2500	2500
PrForce	N	Precompression Force with Mass at Z...	12	12	12	12	12
EFF	fraction	Volumetric Efficiency	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75

Рисунок 7 – Додавання додаткових режимів моделювання режиму роботи системи мащення

Всі результати моделювання представлені за один повний цикл роботи масляного насоса. Оскільки дослідження при різних температурах моторного масла демонструють

схожість результатів, тому для визначення головних діагностичних параметрів надано результати моделювання для випадку Case 4, що має задану температуру моторного масла 100 °С.

На рис. 8 представлено залежності витрати моторного масла, що створюється безпосередньо насосом, через масляний канал (об'єкт FilterInlet) та що зливається через запобіжний клапан (об'єкт SpoolCoverHole-1). Наявність подвійного піку залежності витрати масла через масляний канал перед масляним фільтром вказує на те, що на характер пульсацій здійснює вплив запобіжний клапан. Його синхронна робота в системі призводить до перепуску частини моторного масла на піках продуктивності масляного насоса. Частотний аналіз результатів моделювання тиску на об'єкті FilterInlet вказує на те (рис. 9), що максимальна амплітуда тиску відповідає порядку гармоніки, що становить подвійну кількість зубів шестерні масляного насоса (22-й порядок).

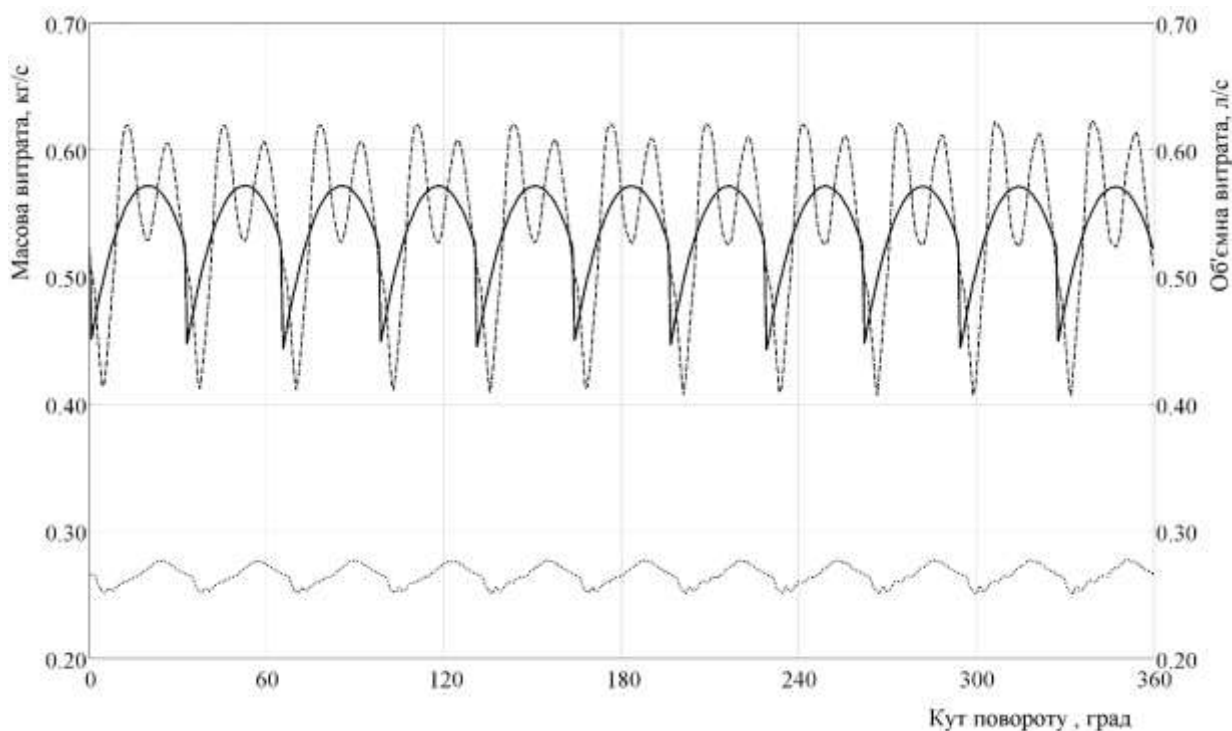


Рисунок 8 – Зміна витрати моторного масла, що продукується масляним насосом (кг/с)
 — в каналі перед масляним фільтром (об'єкт FilterInlet, кг/с); ----- та через запобіжний клапан (л/с); - - - - - в залежності від кута повороту вхідного валу масляного насоса

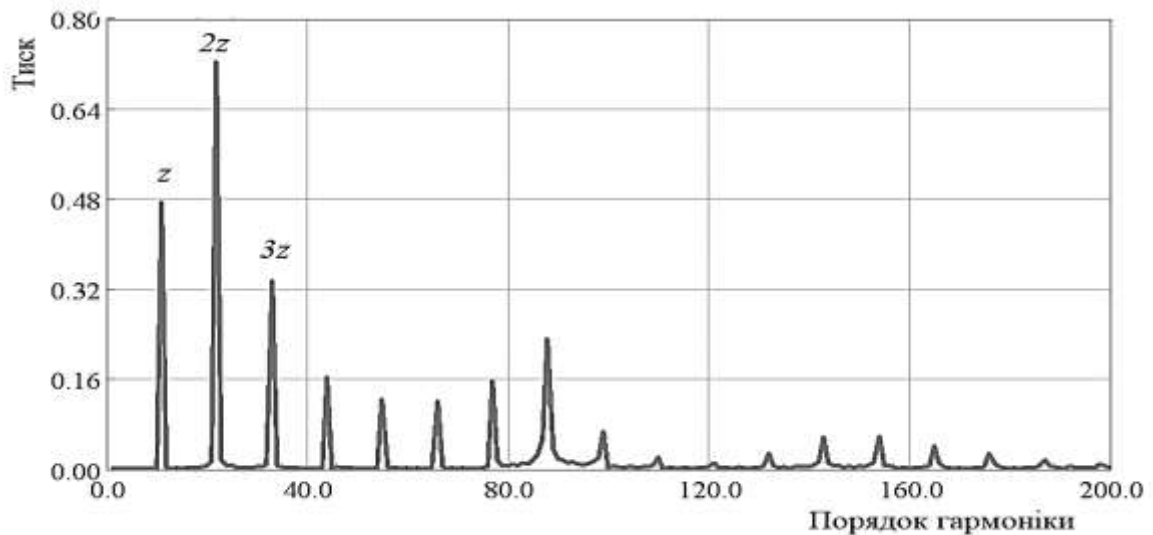


Рисунок 9 – Частотний аналіз пульсацій тиску в системі (об’єкт FilterInlet)

Результати дослідження витрати моторного масла через різні елементи контуру вказують на те, що, найбільша амплітуда досліджуваного показника має місце для об’єкта PumpOutlet, таким чином доцільним місцем встановлення діагностичних датчиків тиску, метою яких є визначення технічного стану масляного насоса та запобіжного клапана, є гідравлічна лінія перед масляним фільтром. При віддаленні від масляного насоса, амплітуда витрати та й, відповідно, амплітуда пульсацій тиску зменшуються та можуть стати неінформативним показником при діагностуванні досліджуваного контуру.

У випадку заклинювання золотника запобіжного клапана, залежності витрати моторного масла представлено на рис. 10, що демонструють стохастичний характер даного параметра. Дослідження спектра пульсацій тиску на об’єкті PumpOutlet вказує на відсутність певної стабільної гармоніки для застосування при діагностуванні цієї відмови системи мащення (рис. 11).

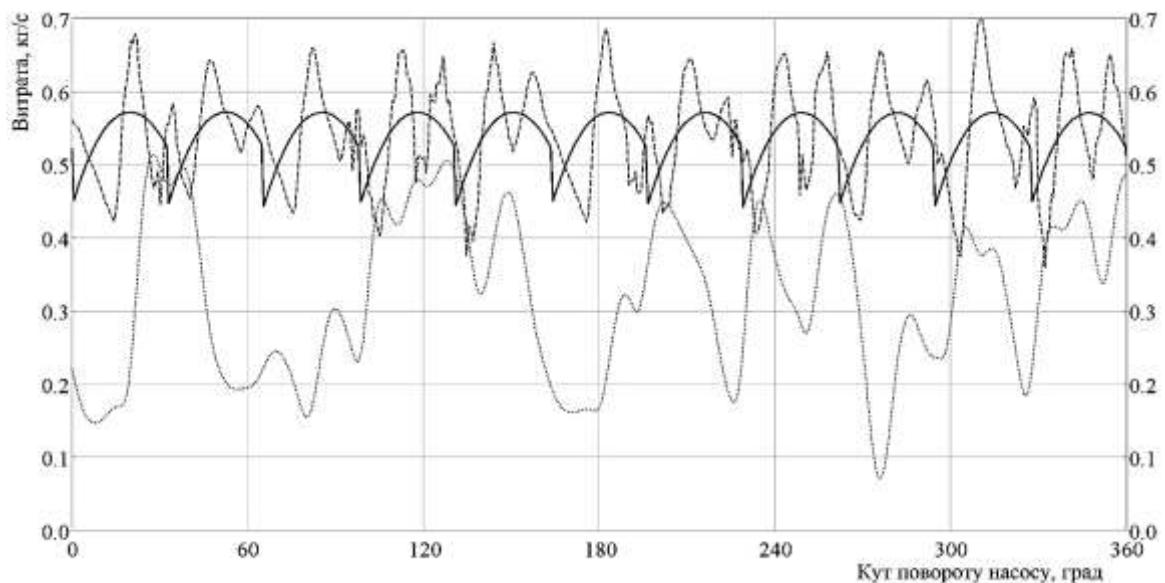


Рисунок 10 – Зміна витрати моторного масла, що продукується масляним насосом (кг/с)
 — в каналі перед масляним фільтром (об’єкт FilterInlet, кг/с); - - - - та через запобіжний

клапан (л/с); - - - - в залежності від кута повороту вхідного валу масляного насоса для випадку заклинювання золотника запобіжного клапана у відкритому положенні.

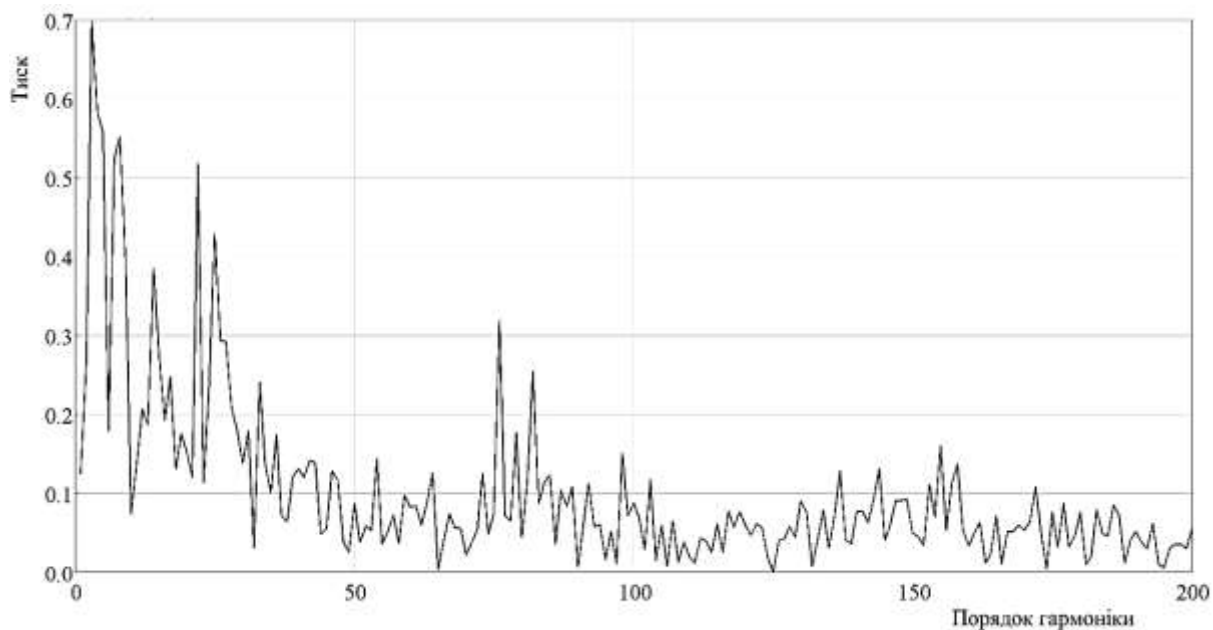


Рисунок 11 – Частотний аналіз пульсацій тиску в системі (об'єкт FilterInlet) для випадку заклинювання золотника запобіжного клапана у відкритому положенні

Висновки та перспективи подальших досліджень. Дослідження пульсацій тиску та зміни продуктивності в об'єктах контуру подачі та очищення моторного масла на прикладі дизельного двигуна Д246.4 дозволяє зробити наступні висновки:

- частотний аналіз пульсацій тиску є найбільш дієвим методом непрямого діагностування несправностей та відмов елементів системи мащення;
- для визначення працездатності масляного насоса та запобіжного клапана золотникового типу доцільно здійснювати безперервний моніторинг пульсацій тиску, що відповідають гармонікам порядку подвоєного числа кількості зубів масляного насоса;
- найбільш доцільним місцем встановлення датчика тиску є гідравлічна лінія між масляним насосом та фільтром.

З метою визначення зміни працездатності підшипників ковзання КШМ ВОД подальші дослідження необхідно проводити із урахуванням геометричних особливостей масляних каналів та відповідно підшипникових вузлів. Дослідження пульсацій моторного масла необхідно провести із урахуванням впливу забруднень маслоприймача, масляного фільтра, зносу підшипникових вузлів з метою виявлення їх впливу на параметри спектра.

ЛІТЕРАТУРА

1. Савчук, В. П., Кухаренко, Г. М., Курносенко, Д. В., Котов, А. І. Дослідження впливу конструктивних та експлуатаційних факторів системи мащення високообертових судових двигунів внутрішнього згоряння на характер пульсацій тиску масла. Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування: Міжнар. наук.-практ. конференція. Херсон 08-10 вересня 2020 р. Херсон, 2020, с. 208-211.

2. Soltani, R., Ghorbanian, J. A New Approach to Flow Network Analysis of an Engine Lubrication System. *The Journal of Engine Research*, 18, 2010, pp. 12-19.
3. Seth, B., Field, N. Oil Pressure Signatures for Engine Lubrication System Monitoring. *SAE Technical Paper, Letter 840063*, 1984, pp. 364-371. <https://doi.org/10.4271/840063>.
4. Гриценко, А. В. Разработка методов тестового диагностирования работоспособности систем питания и смазки двигателей внутреннего сгорания (экспериментальная и производственная реализация на примере ДВС автомобилей): дисс. докт. техн. наук, Челябинск, 2014г. 216 с.
5. Гриценко, А. В. Диагностирование подшипников кривошипно шатунного механизма двигателя внутреннего сгорания по параметрам пульсации давления в центральной масляной магистрали: автореферат дисс. канд. техн. наук, ЧГАУ, Челябинск, 2009г. 23 с.
6. Gritsenko, A. V., Zadorozhnaya, E. A., Shepelev, V. D. Diagnostics of Friction Bearings by Oil Pressure Parameters During Cycle-By-Cycle Loading. *Tribology in Industry*, 2. 2018. pp. 300-310. doi: 10.24874/ti.2018.40.02.13.
7. Dhar, Sujjan, et al. Transient, Three Dimensional CFD Model of the Complete Engine Lubrication System. *SAE International Journal of Engines*, vol. 9, issue 3. 2022. pp. 54-62.
8. Двигатели Д-246.1, Д-246.2, Д-246.3, Д-246.4: [руководство по эксплуатации]. 2010, Минск, 104 с.
9. Курносенко, Д. В., Савчук, В. П., Білоусов, Є. В., Дзигар, А. К., Котов, А. І. Стенд для дослідження параметрів елементів систем мащення високооберткових двигунів внутрішнього згоряння. *Двигуни внутрішнього згоряння*, № 2, 2021р., с. 73-79.
10. Manring, N. D., Kasaragadda, S. B. The Theoretical Flow Ripple of an External Gear Pump, *Transactions of the ASME*. 2003. pp. 396-404.
11. Курносенко, Д. В., Савчук, В. П., Білоусов, Є. В. Дослідження впливу характеристик масляних фільтрів типу «spin-on» на робочі параметри масляної системи. *Розвиток транспорту*, № 4(11), 2021р. с. 52-64. <https://doi.org/10.33082/td.2021.4-11.05>
12. Курносенко, Д. В., Савчук, В. П., Акімов, О. В., Котов, А. І. Призначення параметрів повнопоточних масляних фільтрів типу «spin-on» при комп'ютерному моделюванні систем мащення двигунів внутрішнього згоряння. *Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування: Міжнар. наук.-практ. конф., 06-08 вересня 2021 р. Херсон, 2021, с. 266-269.*

Volodymyr Savchuk, Yevhen Bilousov, Daria Kurnosenko, Halyna Tuluchenko
THE INFLUENCE OF THE TECHNICAL CONDITION OF THE ELEMENTS OF THE OIL SYSTEM OF THE D246.4 HIGH SPEED DIESEL ON THE PARAMETERS OF PULSATION OF THE ENGINE OIL PRESSURE

The issue of increasing the efficiency of ship power plant operation today, in particular, lies in the area of increasing the operational reliability of internal combustion engines. This, in turn, requires them to be equipped with continuous diagnostic systems in order to be able to detect malfunctions at early stages and detect violations of operating conditions caused by the human factor. The trouble-free operation of ship engines largely depends on the serviceability of the crank-and-connecting mechanism (CCM), the loss of which leads to the shutdown of the entire power plant, and in the case of its use as the main engine, then to the loss of movement of the ship. The complexity of the geometric (constructive) and operational parameters of the crank mechanism and the lack of clearly defined relationships between them complicates the diagnosis process and leads to the need to use non-direct diagnostic methods. This requires conducting research on the impact of deviations in the performance indicators of lubrication system elements and bearing units on the output signal. Today, the most effective method of such research is the use of specialized software packages, among which GT-ISE from Gamma Technologies (USA) and AVL from Advanced Simulation Technologies (Austria). In order to identify the interrelationships between the technical conditions of the elements of the cleaning supply circuit of the lubrication

system of the D246.4 diesel engine, a study was conducted using computer modeling. We used the results of bench research as the initial parameters of the elements of the studied circuit. A detailed description of the construction of the computer 1-D model, the parameters of the studied elements and the conditions of the research are given. The results of the conducted studies of pressure pulsations and changes in productivity in the objects of the engine oil supply and cleaning circuit indicate that the most informative parameter for diagnosing malfunctions and failures is the frequency analysis of pressure pulsations based on the monitoring of harmonics of pressure pulsations. The performance of the oil pump and spool-type safety valve should be evaluated by the nature of pressure pulsations corresponding to harmonics with an order equal to twice the number of gear teeth of the oil pump. Further research in order to determine changes in the performance of sliding bearings must be carried out taking into account the geometric features of the oil channels and, accordingly, the bearing units.

Key words: *high-speed engine, crank mechanism, lubrication system, oil pump, safety valve, engine oil pulsations, order of harmonics.*