

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ ІНЖЕНЕРІЇ, ТРАНСПОРТУ ТА АРХІТЕКТУРИ
Кафедра трибології, автомобілів та матеріалознавства

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

«Чисельний аналіз гідродинамічного мащення підшипників ковзання колінчастого валу двигуна»

Рівень вищої освіти перший бакалаврський
Галузь знань 13 Механічна інженерія
Спеціальність 132 Матеріалознавство
Освітня програма Відновлення та технічний сервіс автомобілів

Шифр **КвРМТВА. 22135.01.02.00**

Виконав студент 4 курсу група МТВА-22-1


Підпис

Володимир ГАМЕРА

Керівник д-р.техн.наук, проф. каф. ТАМ


Підпис

Павло КАПЛУН

Нормоконтролер канд.техн.наук,
доц. каф. ТАМ


Підпис

Олег БАБАК

До захисту допускаю:
Завідувач кафедри ТАМ

10.06.2026

Дата


Підпис


Олександр ДИХА

Хмельницький, 2026

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерії, транспорту та архітектури
Кафедра трибології, автомобілів та матеріалознавства
Рівень вищої освіти перший бакалаврський
Галузь знань 13 Механічна інженерія
Спеціальність 132 Матеріалознавство
Освітня програма Відновлення та технічний сервіс автомобілів

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ТАМ


15.04 Диха О.В.
2026 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

Гамері Володимир Олександровичу

Прізвище, ім'я, по батькові

1. Тема роботи: **Чисельний аналіз гідродинамічного мащення підшипників ковзання колінчастого валу двигуна.**

Керівник роботи: Каплун Павло Віталійович, д-р.техн.наук, проф. каф. ТАМ.
Прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання

Затверджено наказом університету від 20.01.2026 р. № 7 (Д 14)

2. Строк подання студентом проекту (роботи) на кафедру 16.06.2026 р.

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Матеріали курсових проектів, робіт, практики.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1) Дослідження процесів гідродинамічного мащення підшипників ковзання.

2) Теоретичні основи процесів гідродинамічного мащення.

3) Моделювання процесів гідродинамічного мащення в підшипниках ковзання.

4) Узагальнення результатів моделювання та їх аналіз.

4 Висновки.

5. Перелік графічного матеріалу (презентація):

Розробити презентацію у вигляді слайдів з розкриттям питань відповідно до мети роботи.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання 17.04 2026 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва розділу кваліфікаційної роботи	Строк виконання	Примітка
1	Дослідження процесів гідродинамічного мащення	28.05.2026	вик
2	Теоретичні основи процесів гідродинамічного мащення	4.06.2026	вик
3	Моделювання процесів гідродинамічного мащення в підшипниках ковзання	8.06.2026	вик
4	Результати моделювання та їх аналіз	12.06.2026	вик
5	Висновки	14.06.2026	вик
6	Захист роботи	16.06.2026	

Студент Гамера

Володимир ГАМЕРА

Керівник роботи Каплун

Павло КАПЛУН

РЕФЕРАТ

Студент групи МТВА-22-1: Гамера В.О.

Структура та обсяг пояснювальної записки. Кваліфікаційна робота на тему **«Чисельний аналіз гідродинамічного мащення підшипників ковзання колінчастого валу двигуна»** складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел, який налічує 18 найменувань, розміщених на 2 сторінках, та 1 додатку розміщеного на 13 сторінках. Роботу викладено на 60 сторінках, з них 57 сторінок основного тексту, на яких розміщено 16 рисунків, 42 формули та 3 таблиці.

Кваліфікаційна робота присвячена дослідженню процесів гідродинамічного мащення підшипників ковзання двигунів внутрішнього згоряння із застосуванням методів чисельного моделювання.

Проведено аналіз сучасних наукових джерел у галузі триботехнічного матеріалознавства, а також розглянуто фізичні основи гідродинамічного мащення та принципи роботи підшипників ковзання.

Наведено теоретичні основи моделювання процесів течії мастильного матеріалу, розглянуто рівняння гідродинаміки, залежності властивостей мастила від температури, вплив радіального зазору, геометрії каналів і конструктивних особливостей підшипника на характеристики потоку.





Робота містить опис побудови моделей системи мащення у середовищі GT-SUITE, включаючи формування геометрії, задання граничних умов та параметрів мастильного матеріалу. Наведено реалізацію різних підходів до моделювання підшипників ковзання та порівняння їхніх можливостей і точності, результати чисельного моделювання та їх аналіз.

Встановлено характер розподілу тиску в мастильному шарі, визначено залежність витрати мастильного матеріалу від геометричних параметрів і режимів роботи, показано, що максимальний тиск формується в зоні мінімальної товщини мастильної плівки. Збільшення радіального зазору призводить до суттєвого зростання витрати мастила, а зміна в'язкості впливає на несучу здатність плівки.

Ключові слова: ПІДШИПНИКИ КОВЗАННЯ, ГІДРОДИНАМІЧНЕ МАЩЕННЯ, CFD-МОДЕЛЮВАННЯ, GT-SUITE, МАСТИЛЬНА ПЛІВКА, ВИТРАТА МАСТИЛА, РАДІАЛЬНИЙ ЗАЗОР, РОЗПОДІЛ ТИСКУ.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1 ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ГІДРОДИНАМІЧНОГО МАЩЕННЯ	8
1.1 Мета, завдання, новизна та практичне значення.	8
1.2 Чисельне моделювання процесів машення.	10
1.3 Система числового моделювання ANSYS.	14
2 ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ	20
2.1 Гідродинамічне машення.	20
2.2 Тиск і втрати тиску.	34
2.3 Обертання вала та підшипника.	35
2.4 Методи моделювання підшипників ковзання.	39
3 МОДЕЛЮВАННЯ	44
3.1 Вихідні дані та параметри моделі.	44
3.2 Моделі підшипників.	51
4 РЕЗУЛЬТАТИ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ЇХ АНАЛІЗ	54
ВИСНОВКИ	57
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	58
ДОДАТКИ	60

						КвРМТВА. 22135.01.02.00		
Зм	Арк	№ Докум.	Підпис	Дата	Чисельний аналіз гідродинамічного машення підшипників ковзання колінчастого валу двигуна	Літера	Аркуш	Аркушів
Виконав	Гамера						4	60
Перевір.	Каплун							
Н.контр.	Бабак						ХНУ, МТВА-22-1	
Затвер.	Диха							

ВСТУП

Важконавантажені двигуни являють собою енергетичні установки, спроектовані для тривалої експлуатації в умовах значних механічних і теплових навантажень. Функціонування таких силових агрегатів потребує високої точності виготовлення деталей, оптимізації геометричних параметрів та забезпечення стабільності робочих характеристик їхніх основних вузлів. Це необхідно не лише для досягнення заданого рівня ефективності, але й для зниження негативного впливу на довкілля, зокрема шляхом обмеження викидів шкідливих речовин.

Силові установки даного типу широко використовуються у вантажному транспорті, автобусах, морських суднах, а також у будівельній і спеціальній техніці. Їх експлуатація має ключове значення для функціонування логістичних систем, які забезпечують безперервність виробничих процесів у різних галузях економіки. У зв'язку з цим до таких двигунів висуваються підвищені вимоги щодо надійності, ресурсу та стабільності роботи в умовах змінних навантажень [1].

Одним із визначальних елементів конструкції важконавантаженого двигуна є система мащення, яка виконує комплекс взаємопов'язаних функцій. Основними з них є відведення тепла від навантажених поверхонь, видалення продуктів зношування та забезпечення формування мастильної плівки між контактуючими деталями. Наявність ефективної системи мащення дозволяє зменшити втрати на тертя, запобігти безпосередньому контакту металевих поверхонь і, як наслідок, підвищити довговічність вузлів тертя. Особливе значення це має в умовах високих температур, значних контактних напружень і динамічних навантажень, характерних для сучасних двигунів [2].

У сучасному двигунобудуванні спостерігається тенденція до зменшення масогабаритних показників силових агрегатів, що досягається за рахунок використання більш легких конструкційних елементів. Водночас зростання

					<i><u>КвРМТВА. 22135.01.02.00</u></i>	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

питомої потужності двигунів призводить до підвищення навантажень на відповідальні вузли, зокрема підшипники ковзання. Це, у свою чергу, обумовлює зменшення товщини мастильної плівки та підвищує вимоги до якості та стабільності подачі мастила. У таких умовах навіть незначні відхилення параметрів системи можуть призвести до порушення режиму мащення та інтенсифікації процесів зношування.

З метою підвищення ефективності роботи систем мащення здійснюється розроблення нових підходів до їх проектування, зокрема із застосуванням методів чисельного моделювання. Одним із перспективних напрямків є створення одновимірних моделей (1D), які дозволяють аналізувати роботу системи як єдиного комплексу, враховуючи взаємодію між її елементами. Такі моделі дають можливість визначати розподіл основних параметрів потоку, включаючи тиск, температуру та витрату мастильного матеріалу, а також прогнозувати поведінку системи в різних режимах роботи.

У межах сучасних інженерних досліджень для моделювання систем мащення широко використовується програмний комплекс GT-SUITE, що дозволяє виконувати системний аналіз складних технічних об'єктів. Побудова повної одновимірної моделі передбачає опис усіх елементів системи мащення, включаючи канали подачі мастила, насосні агрегати та вузли тертя. Це дає змогу оцінити як локальні характеристики окремих компонентів, так і їхній вплив на загальну ефективність функціонування двигуна [3].

Окрему увагу в таких дослідженнях приділяють підшипникам ковзання, які розташовані вздовж колінчастого вала та працюють у складних умовах змінного навантаження. До них належать корінні підшипники, що забезпечують підтримку вала, а також підшипники великої та малої головок шатуна, які передають навантаження від поршневої групи. Робота цих елементів визначається умовами формування мастильної плівки, яка залежить від швидкості обертання, в'язкості мастила, величини зазору та геометричних особливостей конструкції [4].

					<i>КвРМТВА. 22135.01.02.00</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

Дослідження процесів течії мастильного матеріалу в підшипниках ковзання є важливим науково-технічним завданням, спрямованим на підвищення надійності та довговічності двигунів. Використання сучасних методів моделювання дозволяє отримати глибше уявлення про закономірності роботи системи мащення, виявити критичні режими експлуатації та розробити рекомендації щодо їх оптимізації.

					<i>КвРМТВА. 22135.01.02.00</i>	Арк.
						7
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

1. ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ГІДРОДИНАМІЧНОГО МАЩЕННЯ

1.1. Мета, завдання, новизна та практичне значення

Сучасні тенденції розвитку машинобудування та транспортної техніки вимагають підвищення ефективності, надійності та довговічності вузлів тертя, серед яких особливе місце займають підшипники ковзання. Їх робота безпосередньо пов'язана з процесами гідродинамічного мащення, що визначають рівень втрат енергії, інтенсивність зношування та загальний ресурс двигуна. У зв'язку з цим актуальним є застосування сучасних методів чисельного моделювання, які дозволяють досліджувати параметри мастильного шару без проведення складних експериментальних випробувань.

Метою даного дослідження є оцінка можливостей моделювання підшипників ковзання з гідродинамічним мащенням із використанням програмного комплексу GT-SUITE шляхом порівняння результатів розрахунків із наявними еталонними даними, що характеризують розподіл тиску, температури та витрати мастильного матеріалу. Окрім цього, передбачається дослідити два підходи до моделювання підшипників та визначити їх точність, обмеження і сферу застосування.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі основні завдання: виконати аналіз теоретичних основ гідродинамічного мащення підшипників ковзання; розробити дві розрахункові моделі течії мастильного матеріалу із використанням GT-SUITE; здійснити порівняння отриманих результатів між собою та з еталонними даними; встановити вплив конструктивних і режимних параметрів на характеристики потоку; визначити переваги та недоліки застосованих підходів до моделювання.

У роботі реалізовано підхід, заснований на одновимірному CFD-моделюванні, що дозволяє ефективно описувати процеси руху мастильного матеріалу в складних системах каналів. Такий підхід забезпечує суттєве зменшення обчислювальних витрат порівняно з тривимірними моделями при

									Арк.
									8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<u>КвРМТВА. 22135.01.02.00</u>				

збереженні достатньої точності результатів. Як показують сучасні дослідження, використання CFD-методів для аналізу підшипників ковзання дозволяє адекватно відтворювати розподіл тиску та товщини мастильної плівки, а також прогнозувати умови переходу між режимами мащення [5].

Новизна роботи полягає у комплексному аналізі впливу параметрів моделювання на характеристики течії мастильного матеріалу в підшипниках ковзання з використанням системного підходу. Отримані результати дозволяють уточнити закономірності розподілу витрати мастила між різними типами підшипників, а також оцінити вплив конструктивних особливостей, зокрема геометрії каналів подачі та роз'ємів вкладишів, на ефективність мащення. Подібні дослідження підтверджують, що навіть незначні зміни геометрії поверхні можуть істотно впливати на гідродинамічні характеристики мастильного шару [1].

Практичне значення отриманих результатів полягає у можливості їх використання для оптимізації конструкції підшипників ковзання та систем мащення двигунів внутрішнього згорання. Розроблені підходи можуть бути застосовані при проектуванні нових силових установок, а також при модернізації існуючих технічних рішень. Зокрема, результати дослідження можуть бути використані для вибору раціональних значень зазорів, параметрів мастильного матеріалу та режимів роботи підшипників.

Крім того, проведений аналіз дозволяє поглибити розуміння фізичних процесів, що відбуваються у вузлах тертя, та сприяє розвитку методів чисельного моделювання в триботехнічному матеріалознавстві. Сучасні роботи у цій галузі також вказують на перспективність поєднання CFD-методів із дослідженням нових мастильних матеріалів, зокрема з нанодобавками, що дозволяє підвищити несучу здатність мастильної плівки та зменшити втрати на тертя [2].

					<i>КвРМТВА. 22135.01.02.00</i>	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Виконане дослідження є актуальним як з наукової, так і з практичної точки зору, оскільки спрямоване на підвищення ефективності роботи підшипників ковзання та вдосконалення систем мащення сучасних двигунів.

1.2. Чисельне моделювання процесів мащення

Програмне забезпечення для системного аналізу

Програмний комплекс GT-SUITE є сучасним інженерним середовищем для моделювання багатокomпонентних технічних систем, зокрема систем мащення двигунів внутрішнього згорання. Основою обчислювального апарату даного програмного забезпечення є одновимірний (1D) підхід обчислювальної гідродинаміки (CFD), який дозволяє описувати рух стисливих рідинних середовищ у складних розгалужених мережах каналів.

У GT-SUITE реалізовано чисельне розв'язання системи рівнянь збереження, що описують поведінку потоку. До них належать:

рівняння збереження маси (рівняння неперервності):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} = 0 \quad (2.1)$$

де: ρ – густина (кг/м³);

u – швидкість потоку (м/с);

рівняння збереження імпульсу:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2 + p)}{\partial x} = \frac{\partial \tau}{\partial x} + \rho g \quad (2.2)$$

де: ρ – густина (кг/м³);

u – швидкість потоку (м/с);

p – тиск (Па); τ – напруження зсуву

Для врахування теплових ефектів у мастильному шарі використовується рівняння збереження енергії:

					<u>КвРМТВА. 22135.01.02.00</u>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial(u(\rho E + p))}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \Phi \quad (2.3)$$

де ρ – густина;

u – швидкість потоку;

p – тиск;

E – повна енергія;

τ – напруження зсуву;

k – коефіцієнт теплопровідності;

Φ – дисипативні втрати.

Витрата мастильного матеріалу. Одним із важливих параметрів є об'ємна витрата мастила через підшипник, яка суттєво залежить від величини зазору. У загальному випадку вона описується залежністю:

$$Q \sim C^3 \quad (2.4)$$

Це означає, що навіть незначне збільшення зазору призводить до різкого зростання витрати мастильного матеріалу. Така залежність підтверджується як теоретичними, так і чисельними дослідженнями [5].

Зазначена система рівнянь є одновимірною формою рівнянь Нав'є–Стокса, що описують рух в'язкої стисливої рідини. Їх розв'язання дозволяє визначити розподіл основних параметрів потоку – швидкості, тиску, температури та витрати мастила в елементах системи.

Важливою особливістю GT-SUITE є використання апроксимаційних методів, заснованих на результатах класичних досліджень у галузі трибології та гідродинаміки підшипників (Booker, Goenka, Martin), що дозволяє значно скоротити обчислювальні витрати без істотної втрати точності.

У даному дослідженні основна увага приділяється застосуванню цього програмного комплексу для аналізу процесів течії мастильного матеріалу в підшипниках ковзання колінчастого вала двигуна.

					<i>КвРМТВА. 22135.01.02.00</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

- локальні ефекти в зоні контакту.

Однак такий підхід потребує:

- значних обчислювальних ресурсів;
- тривалого часу розрахунку;
- складної побудови сітки.

Дискретизація рівнянь

У CFD застосовується дискретизація розрахункової області на скінченні об'єми. Для кожного елемента записується інтегральна форма рівнянь:

$$\frac{d}{dt} \int_{\{V\}} \rho dV + \oint_{\{S\}} \rho \vec{u} \cdot d\vec{S} = 0 \quad (2.8)$$

де: V – контрольний об'єм;

S – поверхня контрольного об'єму;

ρ – густина рідини, кг/м³;

u – вектор швидкості, м/с/

Цей підхід реалізується через метод скінченних об'ємів (FVM) – основний у CFD; метод скінченних різниць (FDM) – для апроксимації похідних. У 1D моделях GT-SUITE використовується комбінація цих методів, що дозволяє ефективно розраховувати параметри потоку в каналах складної конфігурації.

Особливості моделювання в GT-SUITE

У середовищі GT-SUITE модель формується як система взаємопов'язаних елементів: трубопроводи, камери, підшипники, джерела тиску. Кожен елемент описується власною підмоделлю з параметрами: геометрія, гідравлічні характеристики, теплофізичні властивості. Зв'язок між елементами здійснюється через вузли, що дозволяє формувати складні розгалужені системи.

					КвРМТВА. 22135.01.02.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

переходити від спрощених ізотермічних моделей до більш реалістичних термо- та еласто-гідродинамічних постановок [10].

Для теми, пов'язаної з дослідженням підшипників ковзання, система ANSYS може бути залучена як один із найбільш точних інструментів аналізу процесів гідродинамічного мащення. Робота підшипника такого типу базується на утворенні мастильної плівки між поверхнею шийки вала та внутрішньою поверхнею вкладиша. Під дією відносного руху, в'язкості рідини та геометрії зазору в мастильному шарі формується розподіл гідродинамічного тиску, який сприймає зовнішнє навантаження. Саме тому для оцінки працездатності підшипника необхідно визначити тиск у мастилі, мінімальну товщину плівки, температуру в зоні контакту, втрати на тертя та витрату мастильного матеріалу. Усі зазначені параметри можуть бути розраховані засобами ANSYS Fluent шляхом чисельного розв'язання рівнянь Нав'є–Стокса, рівняння енергії та допоміжних співвідношень, що описують властивості мастила [11].

Математичні залежності, що враховують теплові процеси в системі ANSYS дають змогу чисельного розрахунку за базовими рівняннями теплопереносу, рівняння Фур'є, стаціонарне рівняння теплопровідності:

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \cdot \nabla T \right) = \nabla \cdot (k \nabla T) + \Phi, \quad (2.9)$$

де: ρ – густина;

C_p – теплоємність;

T – температура;

k – теплопровідність;

Φ – джерела тепла (дисипація, тертя).

$$\vec{q} = -k \nabla T, \quad (2.10)$$

де: \vec{q} – тепловий потік.

$$\nabla \cdot (k \nabla T) = 0. \quad (2.11)$$

					<i>КвРМТВА. 22135.01.02.00</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

Крім теплових явищ, у системі ANSYS можна враховувати і деформацію деталей, тобто переходити до еласто-гідродинамічного аналізу. Під дією навантаження вкладиш та вал деформуються, через що реальний зазор між ними відрізняється від номінального. Навіть незначна зміна геометрії може викликати суттєвий перерозподіл тиску в мастильному шарі. Поєднання можливостей ANSYS Mechanical і ANSYS Fluent дозволяє оцінити цей взаємозв'язок, а отже, суттєво підвищити достовірність результатів порівняно зі спрощеними ізольованими моделями.

Математичний апарат, що враховує механіку деформівного твердого тіла, а саме рівняння рівноваги, узагальнений закон Гука, деформації через переміщення:

$$\nabla \cdot \sigma + \vec{f} = 0, \quad (2.12)$$

де: σ – тензор напружень, Па;

\vec{f} – об'ємні сили, Н/м³.

$$\sigma = D : \varepsilon, \quad (2.13)$$

де: σ – тензор напружень, Па;

D – матриця пружності матеріалу;

ε – тензор деформацій.

$$\varepsilon = \frac{1}{2}(\nabla \vec{u} + (\nabla \vec{u})^T) \quad (2.14)$$

де: ε – тензор деформацій;

\vec{u} – вектор переміщень, м;

$\nabla \vec{u}$ – градієнт переміщень.

У межах теми бакалаврського дослідження система ANSYS може бути використана в кількох напрямках. По-перше, вона придатна для порівняльного аналізу різних значень радіального зазору, щоб встановити їх вплив на мінімальну товщину мастильної плівки та витрату мастила. По-друге, за її допомогою можна дослідити вплив швидкості обертання й навантаження на

					<i>КвРМТВА. 22135.01.02.00</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

розподіл тиску та температури. По-третє, можливо проаналізувати властивості різних мастильних матеріалів, зокрема порівняти базові оливи за в'язкісно-температурними характеристиками. По-четверте, ANSYS можна застосувати для оцінки ефективності конструктивних змін, наприклад зміни ширини вкладиша, форми мастильних канавок або конфігурації підведення мастила.

Задля врахування термомеханічних ефектів проводять розрахунки відповідно до рівнянь теплових деформацій, термомеханічного зв'язку:

$$\varepsilon_{th} = \alpha \Delta T I, \quad (2.15)$$

де: ε_{th} – тензор теплових деформацій;

α – коефіцієнт лінійного теплового розширення, 1/К;

ΔT – зміна температури, К;

I – одиничний тензор.

$$\sigma = D : (\varepsilon - \varepsilon_{th}) \quad (2.16)$$

де: σ – тензор напружень, Па;

D – матриця пружності;

ε – повна деформація;

ε_{th} – теплова деформація.

Теплова дисипація (тертя), вираховується за:

$$\Phi = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \quad (2.17)$$

де: Φ – теплова дисипація, Вт/м³;

μ – динамічна в'язкість, Па·с;

$\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)$ – градієнт швидкості, с⁻¹.

Важливо і те, що ANSYS добре інтегрується з сучасними CAD-системами, тому для розрахунків можна використовувати геометрію, наближену до реальних деталей двигуна. Це значно підвищує практичну

									Арк.
									18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<u>КвРМТВА. 22135.01.02.00</u>				

цінність дослідження, оскільки дозволяє переходити від загальних теоретичних оцінок до аналізу конкретних конструкцій. Для дипломної роботи це є суттєвою перевагою, оскільки дає змогу не лише описати фізичну сутність процесів, а й показати можливість прикладного використання результатів.

Отже, система ANSYS є потужним і універсальним інструментом для розрахунку параметрів роботи підшипників ковзання. Її залучення до дослідження теми дозволяє суттєво розширити глибину аналізу, врахувати реальні геометричні та експлуатаційні фактори, визначити небезпечні режими роботи вузла та обґрунтувати напрями підвищення його надійності. Для бакалаврської роботи використання ANSYS є доцільним насамперед як засобу уточненого CFD- та термо-механічного аналізу, що доповнює класичні аналітичні підходи і надає дослідженню сучасного інженерного рівня.

					<i>КвРМТВА. 22135.01.02.00</i>	Арк.
						19
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

2. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ

У даному розділі розглянуто теоретичні положення, що лежать в основі функціонування підшипників ковзання в умовах гідродинамічного мащення, а також наведено загальні принципи їх моделювання із застосуванням сучасних чисельних методів. Особливу увагу приділено фізичній сутності процесів, що відбуваються в мастильному шарі, та чинникам, які визначають ефективність роботи підшипникових вузлів у складі важконавантажених двигунів.

2.1 Гідродинамічне мащення

Як було зазначено раніше, однією з основних функцій системи мащення у важконавантажених двигунах є забезпечення надійного розділення поверхонь деталей, що контактують, за допомогою мастильного матеріалу. Значна кількість елементів двигуна, зокрема колінчастий вал і пов'язані з ним вузли, працюють у режимі обертального руху, що обумовлює необхідність застосування підшипників ковзання для зниження втрат на тертя та забезпечення стабільної роботи механізму. Ефективність такого змащування безпосередньо впливає на довговічність і енергетичні показники двигуна [3].

Конструктивно підшипник ковзання складається з вкладиша та обертової шийки вала, між якими формується мастильний шар. У процесі роботи під дією відносного руху поверхонь та в'язкості мастильного матеріалу виникає гідродинамічний тиск, який забезпечує повне або часткове розділення поверхонь. Такий режим роботи називається гідродинамічним мащенням і характеризується відсутністю прямого контакту металевих поверхонь, що суттєво знижує інтенсивність зношування [1].

На рисунку 1 умовно показано принцип роботи підшипника ковзання. Мастильний матеріал заповнює простір між валом і вкладишем, утворюючи тонку плівку, яка сприймає навантаження. Важливою особливістю є те, що центр шийки вала зміщується відносно геометричної осі підшипника під дією

					<i>КвРМТВА. 22135.01.02.00</i>	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Сучасні дослідження показують, що на характеристики гідродинамічного мащення істотно впливають не лише геометричні параметри, але й властивості мастильного матеріалу. Зокрема, використання мастил із модифікованими реологічними властивостями або нанодобавками дозволяє підвищити несучу здатність плівки та зменшити втрати на тертя [2]. Крім того, значний вплив має мікрогеометрія поверхонь, включаючи текстуровання, яке може змінювати розподіл тиску в мастильному шарі та покращувати умови змащування [1], [7].

Окрему увагу слід приділити умовам роботи підшипників у важконавантажених двигунах, де мають місце високі температури та змінні навантаження. У таких умовах в'язкість мастильного матеріалу змінюється, що впливає на товщину плівки та її несучу здатність. Експериментальні дослідження показують, що при підвищенні температури може спостерігатися зменшення товщини мастильного шару та збільшення ймовірності контакту поверхонь [3].

Для аналізу зазначених процесів все ширше застосовуються чисельні методи, зокрема CFD-моделювання. Вони дозволяють досліджувати розподіл швидкостей, тиску та температури в мастильному шарі з урахуванням складної геометрії та граничних умов. Застосування таких підходів, у тому числі з використанням спеціалізованих програмних комплексів, дає можливість більш точно прогнозувати поведінку підшипників ковзання в реальних умовах експлуатації [6], [8].

Гідродинамічне мащення є складним фізичним процесом, який визначається взаємодією геометричних, реологічних та експлуатаційних факторів. Його дослідження потребує комплексного підходу, що поєднує аналітичні моделі та сучасні чисельні методи, що дозволяє підвищити точність оцінки параметрів роботи підшипників та обґрунтувати шляхи їх удосконалення.

					<i><u>КвРМТВА. 22135.01.02.00</u></i>	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На рисунку 2 наведено деталізовану схему підшипника ковзання, що працює в умовах гідродинамічного мащення під дією зовнішньої сили F_L . У результаті відносного руху між поверхнею шийки вала та вкладишем формується мастильний шар, у якому виникають гідродинамічна сила тиску F_p та сила тертя F_{fr} . Ці сили забезпечують сприйняття навантаження та визначають рівноважне положення вала у підшипнику [5], [13].

Схема дозволяє візуально визначити характерні параметри процесу мащення, зокрема положення мінімальної h_{min} та максимальної h_{max} товщини мастильної плівки, область виникнення максимального гідродинамічного тиску P_{max} , а також напрямок вектора ексцентриситету ε , який характеризує зміщення осі вала відносно осі підшипника [5].

На рисунку також представлено розподіл тиску в мастильному шарі вздовж поверхні підшипника. Максимальне значення тиску P_{max} виникає не в напрямку дії навантаження F_L , а зміщується в область мінімальної товщини мастильної плівки. Це пояснюється тим, що гідродинамічний тиск формується внаслідок клиноподібної геометрії зазору та відносного руху поверхонь, а не лише під дією зовнішнього навантаження [5], [10].

У правій частині підшипника спостерігається область, яка не повністю заповнена мастильним матеріалом, а містить суміш мастила та газу. Це явище обумовлене так званим «помповим ефектом», що виникає внаслідок обертання вала, і призводить до утворення зон розрідження. Така область називається кавітаційною зоною. Кавітація є складним фізичним процесом, який суттєво впливає на характеристики течії мастильного матеріалу та розподіл тиску, хоча її детальний аналіз у межах даної роботи не проводиться [8].

Пунктирна лінія, що проходить через центри підшипника та вала, визначає напрямок, уздовж якого досягаються максимальна h_{max} та мінімальна h_{min} товщини мастильної плівки. Саме ця лінія є геометричною віссю формування мастильного клина та визначає характер розподілу тиску в зазорі.

					<u>КвРМТВА. 22135.01.02.00</u>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

Представлена схема ілюструє основні фізичні закономірності гідродинамічного мащення підшипників ковзання та дозволяє встановити взаємозв'язок між навантаженням, геометрією зазору, розподілом тиску та умовами формування мастильної плівки, що є важливим для подальшого чисельного моделювання та аналізу роботи вузла [5], [6].

Мастильний матеріал

Мастильний матеріал у системі мащення двигуна виконує низку ключових функцій, що забезпечують його ефективну та надійну роботу. До основних з них належать: зменшення втрат на тертя з метою підвищення механічного коефіцієнта корисної дії; запобігання зношуванню деталей шляхом виключення безпосереднього контакту металевих поверхонь; відведення тепла із зон інтенсивного тертя; видалення продуктів зношування та забруднень із робочих поверхонь; а також забезпечення герметичності вузлів шляхом мінімізації витоків газів і мастила [11].

У процесі роботи двигуна температура та тиск змінюються протягом кожного робочого циклу, що призводить до відповідних змін фізико-хімічних властивостей мастильного матеріалу. У зв'язку з цим мастило повинно зберігати свої функціональні характеристики в умовах змінних навантажень. Найбільш важливими параметрами, що визначають поведінку мастильного матеріалу, є динамічна в'язкість μ , густина ρ , питома теплоємність c та коефіцієнт теплопровідності k , які залежать від температури i , в загальному випадку, від тиску [10].

В'язкість є визначальним параметром, що впливає на здатність мастильного шару розділяти поверхні підшипника. Зі збільшенням в'язкості покращуються умови формування гідродинамічної плівки, що дозволяє підшипнику сприймати більші навантаження. Однак надмірно висока в'язкість призводить до зменшення витрати мастила та ускладнює його подачу до вузлів тертя. Це, у свою чергу, викликає зростання енергетичних витрат на

					<u>КвРМТВА. 22135.01.02.00</u>	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

роботу масляного насоса і може негативно впливати на загальну паливну економічність двигуна [2].

Таким чином, при виборі мастильного матеріалу необхідно забезпечити компроміс між достатньою в'язкістю для формування надійної мастильної плівки та прийнятною текучістю для забезпечення ефективної циркуляції мастила. Сучасні дослідження показують, що оптимізація властивостей мастильних матеріалів, зокрема шляхом застосування присадок або нанодобавок, дозволяє покращити їх триботехнічні характеристики та стабільність у широкому діапазоні температур [2].

У межах даного дослідження приймається, що тиск у мастильному шарі не досягає значень, при яких його вплив на властивості мастила є суттєвим. Тому залежність параметрів мастильного матеріалу від тиску не враховується, а основна увага приділяється температурному впливу. Зокрема, в'язкість мастильного матеріалу зменшується зі зростанням температури за експоненціальним законом, що необхідно враховувати при аналізі умов формування мастильної плівки та оцінці працездатності підшипників ковзання [10].

Властивості мастильного матеріалу відіграють визначальну роль у забезпеченні ефективної роботи підшипників ковзання, а їх правильний вибір та врахування у розрахунках є необхідною умовою підвищення надійності та довговічності триботехнічних вузлів [1].

Залежність динамічної в'язкості мастильного матеріалу від температури описується експоненційною функцією:

$$\mu(T) = A * e^{\frac{B}{T+c}}, \quad (2.19)$$

де сталі A , B та C визначаються на основі експериментальних даних.

Температурна залежність густини мастильного матеріалу приймається лінійною і задається виразом:

$$\rho(T) = \rho_0 * (1 - D * (T - T_0)) \quad (2.20)$$

де ρ_0 , D та T_0 – параметри, визначені експериментально.

									Арк.
									27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

КвРМТВА. 22135.01.02.00

Питома теплоємність c та коефіцієнт теплопровідності k також задаються лінійними залежностями від температури:

$$c(T) = b_1 + m_1 * T \quad \text{та} \quad k(T) = b_2 + m_2 * T \quad (2.21)$$

де коефіцієнти b_1 , b_2 , m_1 та m_2 визначаються на основі експериментальних досліджень.

Експериментальні дані, використані для визначення параметрів у рівняннях (2.19) – (2.21), отримані в роботі [14] для моторної оливи класу 10W-30, характеристика якої наведена в підрозділі нижче.

Радіальний зазор підшипника

Радіальний зазор підшипника, визначений у підрозділі 2.1, суттєво впливає на витрату мастильного матеріалу, а отже, для чисельного моделювання підшипників необхідне його точне задання. Згідно з літературою, узагальнена залежність між об'ємною витратою мастила Q та радіальним зазором C має вигляд:

$$Q \sim C^3 \quad (2.4)$$

Більш точний вираз для витрати мастильного матеріалу буде наведено у підрозділі нижче.

Радіальний зазор може змінюватися по колу підшипника. Це може бути зумовлено різними факторами, зокрема похибками монтажу або значним підвищенням температури. Для забезпечення максимальної достовірності моделювання необхідно використовувати експериментальні дані щодо зазорів уже встановлених підшипників. Такі вимірювання виконані для корінних підшипників і підшипників нижніх головок шатунів, на основі чого визначено допустимі відхилення зазорів. Отримані значення використані у даній роботі як вихідні параметри моделі.

Ексцентриситет ε часто нормується відносно зазору C . Безрозмірний ексцентриситет визначається як:

$$\tilde{\varepsilon} = \frac{\varepsilon}{C} \quad (2.22)$$

					<i>KвPMTBA. 22135.01.02.00</i>	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

і набуває значень у діапазоні від 0 до 1. Значення $\tilde{\epsilon} = 1$ відповідає безпосередньому контакту металевих поверхонь $\tilde{\epsilon} > 0,999$ товщина мастильної плівки вважається настільки малою, що вона стає меншою за шорсткість поверхонь, що призводить до контакту металу з металом.

У такому випадку вводиться додаткова сила контактної взаємодії поверхонь F_c . З урахуванням цієї сили рівняння рівноваги (2.12) набуває вигляду:

$$F_p + F_{\{fr\}} = F_L - F_c \quad (2.23)$$

Сила F_c доповнює гідродинамічні сили F_p та F_{fr} , забезпечуючи їх сумарну протидію зовнішньому навантаженню F_L . Зазначений підхід є коректним лише для випадку $\tilde{\epsilon} > 0,999$, тобто при наявності контактної взаємодії поверхонь. В іншому випадку приймається $F_c = 0$.

Ще одним важливим фактором, що впливає на величину радіального зазору, є температурне розширення матеріалів. Цей ефект визначається коефіцієнтом лінійного теплового розширення α . Температурна залежність радіального зазору описується виразом:

$$C(T) = \frac{D_{\{B,room\}}(1 + \alpha_B(T - T_{\{room\}})) - D_{\{J,room\}}(1 + \alpha_J(T - T_{\{room\}}))}{2} \quad (2.24)$$

де T – поточна температура;

T_{room} – температура навколишнього середовища;

$D_{B,room}$, $D_{J,room}$ – відповідно діаметри підшипника та вала при кімнатній температурі.

У межах даної роботи вплив температурного розширення не враховується, однак слід зазначити, що цей фактор може суттєво змінювати величину зазору і, відповідно, умови формування мастильної плівки.

Вплив канавок і отворів

Поверхні шийки вала та вкладиша підшипника не є ідеально гладкими, а містять мастильні отвори та канавки, призначені для підведення мастильного матеріалу. Ці елементи знаходяться під тиском і безпосередньо впливають на

					КвРМТВА. 22135.01.02.00	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

витрату мастила, траєкторію руху центра вала (орбіту) та величину навантаження, що передається на підшипник.

Наявність отворів і канавок призводить до зменшення ефективної площі поверхні, яка сприймає навантаження. Унаслідок цього спостерігається підвищення гідродинамічного тиску в мастильному шарі та зменшення мінімальної товщини мастильної плівки.

На рисунку 3 показано вплив гідростатичної складової тиску F_h , що виникає в зоні отворів і канавок. Дана сила додається до зовнішнього навантаження F_L і спричиняє зміщення вала у напрямку, протилежному розташуванню джерела підведення мастила.

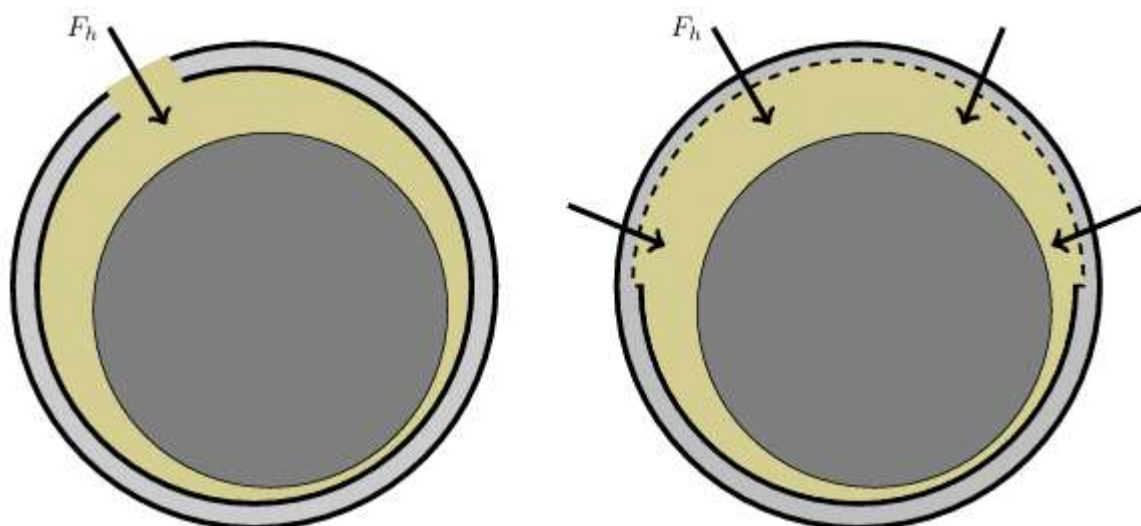


Рис. 3 – Вплив пресуризованих отворів і канавок у вкладишах підшипника.

Ліворуч показано вплив одного мастильного отвору, праворуч – вплив канавки у верхньому вкладиші (позначено пунктирною лінією) з кутовим охопленням 180°

З урахуванням гідростатичної складової рівняння рівноваги (2.12) набуває вигляду:

$$F_p + F_{\{fr\}} = F_L - F_c + F_h \quad (2.25)$$

У більшості практичних випадків гідростатична складова F_h є незначною порівняно з основним навантаженням, зумовленим тиском газів у

циліндрах двигуна. Проте при значних розмірах отворів або канавок її вплив може бути суттєвим і повинен враховуватися при моделюванні.

Існують конструкції підшипників ковзання, що містять кілька отворів, декілька канавок або їх комбінації. У даному дослідженні розглядаються варіанти з одним мастильним отвором, декількома отворами, частковими канавками з кутовим охопленням 200° , а також різні комбінації зазначених елементів.

Витрата мастильного матеріалу

Визначення витрати мастильного матеріалу в підшипниках ковзання передбачає розгляд двох складових: гідродинамічної витрати Q_h та витрати мастила, що підводиться під тиском Q_p .

Гідродинамічна складова витрати зумовлена відносним рухом шийки вала відносно вкладиша, зокрема обертанням і поступальним зміщенням. У свою чергу, витрата підведеного мастила визначається подачею рідини від зовнішніх джерел тиску, таких як мастильні отвори та канавки на поверхні підшипника.

Поширеною помилкою є визначення загальної витрати як простої суми зазначених складових:

$$Q = Q_h + Q_p \quad (2.26)$$

Однак такий підхід, як правило, призводить до завищення значень витрати. У зв'язку з цим було запропоновано уточнене співвідношення, в якому взаємодія між складовими витрати враховується більш коректно. Зокрема, у роботі залежність між Q_h та Q_p узгоджується шляхом порівняння з точним розв'язком рівняння течії тонкого шару (рівняння Рейнольдса).

У результаті запропоновано рівняння Мартіна:

$$Q_M = Q_h + Q_p - 0.3 * \sqrt{(Q_h * Q_p)} \quad (2.27)$$

а також його модифікований варіант, який узгоджується з експериментальними даними:

									Арк.
									31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

КвРМТВА. 22135.01.02.00

$$Q = Q_M^S * Q_p^{1-S} \quad (2.28)$$

де параметр S визначається експериментально та характеризує співвідношення між гідродинамічною та підведеною складовими витрати.

Фактор S є кореляційним коефіцієнтом, який залежить від типу підшипника та його геометричних параметрів, зокрема кількості, розмірів і форми мастильних отворів і канавок. Для підшипника з одним мастильним отвором, розташованим протилежно напрямку дії навантаження, рекомендоване значення становить $S = 0,6$. Це значення отримане чисельним шляхом на основі розв'язання рівняння Рейнольдса для широкого діапазону відношень ширини підшипника до його діаметра, а також різних конфігурацій розташування та розмірів мастильних каналів. Рівняння (2.28) застосовується для корінних підшипників і підшипників нижніх головок шатунів.

Метод автоматичного визначення коефіцієнта S було запропоновано [15], що є доцільним при чисельному моделюванні. Для підшипника з одним мастильним отвором витрата мастила, що підводиться під тиском, визначається як:

$$Q_p = 0.675 * C^3 * \frac{P}{\mu} * \left(\frac{h}{C}\right)^3 * \left(\frac{d}{W_B} + 0.4\right)^{1.75} \quad (2.29)$$

де C , P , h , d , W_B та μ – відповідно радіальний зазор підшипника, сумарний тиск у мастильному шарі, товщина мастильної плівки, діаметр отвору, ширина підшипника та в'язкість мастильного матеріалу.

Для часткової кільцевої канавки з кутовим охопленням $\leq 270^\circ$ використовується співвідношення:

$$Q_p = C^3 * \frac{P}{\mu} * \left(\left(1.25 - 0.25 * \frac{\omega_J}{W_B}\right)^6 * \left(\frac{W_B}{\omega_J} - 1\right)^{0.333} * f_1 + \left(\frac{D_B}{W_B}\right) * \left(1 - \frac{\omega_J}{W_B}\right)^6 * f_2 \right) \quad (2.30)$$

Функції f_1 та f_2 , що входять до рівняння (2.30), визначаються за такими залежностями:

									Арк.
									32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<u>КвРМТВА. 22135.01.02.00</u>				

$$f_1 = (1 + e * \cos(\theta_1))^3 + (1 + e * \cos(\theta_3))^3; \quad (2.31)$$

$$f_2 = \theta + 3 * e * \sin(\theta) + e^2 * (1.5 * \theta + 0.75 * \sin(2 * \theta)) + e^3 * (\sin(\theta) - 0.333 * \sin^3(\theta)), \quad (2.32)$$

де кути θ_1 та θ_3 визначаються за геометричною схемою, наведеною на рисунку 4.

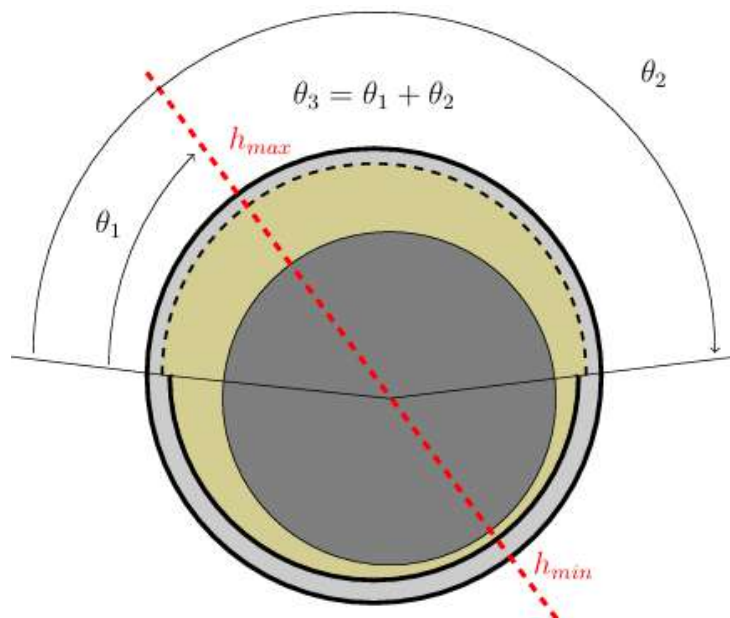


Рис. 4 – Кути θ_1 та θ_3 , що використовуються для розрахунку витрати підведеного мастила за рівнянням (2.30), для підшипника з частковою кільцевою канавкою (позначено пунктирною лінією) з максимальним кутовим охопленням 270°

Гідродинамічна складова витрати мастильного матеріалу визначається на основі апроксимації так званого методу мобільності (Mobility method), детальніше описаного нижче.

Гідродинамічна витрата Q_h задається виразом:

$$Q_h = 4 * C^3 * \frac{F}{D^2 * \mu * M_{WB}} \quad (2.33)$$

де M_{WB} / D_B – безрозмірний вектор мобільності;

C – радіальний зазор підшипника;

D – діаметр підшипника;

F – сумарне навантаження на підшипник;

μ – динамічна в'язкість мастильного матеріалу.

Втрати тиску є одним із ключових параметрів при аналізі гідравлічних мереж. Вони визначаються як різниця тисків між двома точками системи та позначаються як ΔP . Наявність перепаду тиску забезпечує рух рідини від області з вищим тиском до області з нижчим, що графічно проілюстровано на рисунку 5.

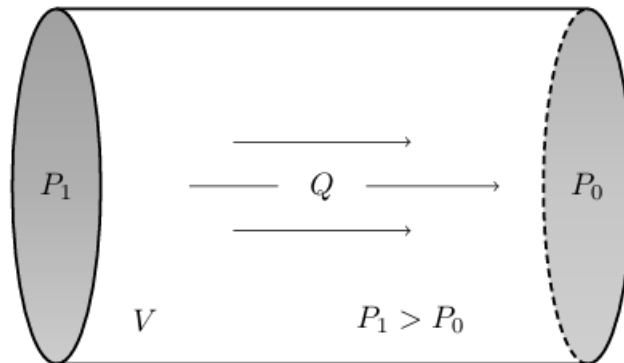


Рис. 5 – Об’ємна витрата Q , зумовлена перепадом тиску $\Delta P = P_1 - P_0$, виникає в довільному об’ємі V . Потік Q спрямований від області з вищим тиском до області з нижчим тиском

Зміна тиску виникає під дією сил, що впливають на потік рідини, зокрема сил тертя об стінки трубопроводу, локальних опорів у місцях поворотів (зміни напрямку потоку), розгалужень (поділу потоку на декілька гілок) та інших гідравлічних опорів.

Втрати тиску ΔP та об’ємна витрата Q пов’язані між собою загальними залежностями:

$$\Delta P \sim Q^2 * \frac{1}{f(V)} \text{ чи } Q \sim \sqrt{(\Delta P * f(V))}, \quad (2.34)$$

де $f(V)$ – функція, що характеризує геометрію та гідравлічні особливості довільного об’єму або ділянки потоку.

2.3. Обертання вала та підшипника

Рух потоку в каналах

Підшипники важконавантаженого двигуна, що розглядаються в даній роботі, забезпечуються мастильним матеріалом через систему свердловальних каналів, виконаних у деталях двигуна.

					<i>КвРМТВА. 22135.01.02.00</i>	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У розглянутому двигуні присутня значна кількість таких обертових свердловальних каналів, тому їх вплив враховується при побудові моделей підшипників, наведених нижче.

Рух підшипника шатуна

Колінчастий вал обертається з кутовою швидкістю ω_J відносно нерухомого корінного підшипника. Підшипник нижньої головки шатуна жорстко з'єднаний із колінчастим валом і обертається разом із ним з тією ж кутовою швидкістю.

Водночас підшипник нижньої головки шатуна не є фіксованим елементом і додатково здійснює обертання з кутовою швидкістю ω_B відносно власного центра мас. Це додаткове обертання є необхідним для забезпечення зворотно-поступального руху поршня в циліндрі.

На рис. 7 проілюстровано кінематичні особливості руху підшипника нижньої головки шатуна. Схема відображає шатун, який одним кінцем з'єднаний із рухомим поршнем, а іншим – із колінчастим валом, що обертається.

Праворуч на рисунку 7 наведено дві постійні геометричні величини: довжину шатуна l та радіус кривошипа r . Ці параметри часто описують через їх відношення, яке визначається як:

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad (2.35)$$

У більшості випадків виконується умова $\lambda < 1$, що справедливо і для двигуна, який розглядається у даній роботі.

Величина a , показана на рисунку 7, залежить від кута θ або φ , тому її можна подати як функцію кута:

$$a = r * \sin(\theta) = l * \sin(\varphi) \Rightarrow \sin(\varphi) = \lambda * \sin(\theta) \quad (2.36)$$

Використовуючи тригонометричну тотожність $\sin^2\varphi = 1 - \cos^2\varphi$ праву частину рівняння (2.36) можна перетворити до вигляду:

$$\cos(\varphi) = \sqrt{(1 - \lambda^2 * \sin^2(\theta))} \quad (2.37)$$

									Арк.
									37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

2.4. Методи моделювання підшипників ковзання

У програмному комплексі GT-SUITE для моделювання підшипників ковзання використовуються попередньо обчислені дані, отримані на основі високорівневих чисельних розрахунків рівняння Рейнольдса для тонких мастильних плівок. Такий підхід дозволяє реалізувати моделювання гідродинамічних підшипників із застосуванням декількох чисельних методів.

Попередньо обчислені результати зберігаються у вигляді так званих карт (maps). Існують два основні методи використання цих даних для апроксимації розв'язків рівняння Рейнольдса: метод мобільності (Mobility method) та метод імпедансу (Impedance method). Зазначені методи базуються на наборах даних для різних відношень ширини підшипника до його діаметра, що забезпечує достатню точність і обчислювальну ефективність розрахунків.

Крім використання карт, у GT-SUITE можливе також безпосереднє чисельне розв'язання рівняння Рейнольдса. У даній роботі буде проведено порівняння методу мобільності, що базується на картах, із прямим чисельним розв'язанням рівняння Рейнольдса. Детальний опис цих підходів наведено у підрозділах нижче.

Метод мобільності

Метод мобільності відзначається відносно низькою обчислювальною складністю при збереженні прийнятної точності результатів, порівнянної з більш складними методами, такими як метод скінченних елементів. У цьому методі характеристики підшипника, зокрема діаметр, ширина та радіальний зазор, представлені у вигляді двох векторів, визначених у рівнянні (2.40).

Оскільки необхідна інформація зберігається у вигляді попередньо розрахованих даних, розподіл тиску безпосередньо не обчислюється, а рівняння руху мають явний вигляд. Це дозволяє повністю уникнути ітераційних процедур, що значно підвищує швидкість розрахунків.

Разом з тим, застосування методу мобільності потребує введення додаткових припущень щодо властивостей потоку та геометрії підшипника.

					<i><u>КвРМТВА. 22135.01.02.00</u></i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

обертання для випадку нерухомого вала та описує його переміщення під дією прикладеного навантаження F_L . Для обертового вала ці безрозмірні параметри пов'язуються з відомим навантаженням через наступні співвідношення:

$$\frac{de}{dt} = \frac{4*|F|*C^3}{\mu*W*D_B^3} * \frac{M_{\{WB\}}}{D_B} + \omega \times e \quad (2.40)$$

та

$$P_M = \frac{2*|F|}{W*D_B} * \frac{P_{\{WB\}}}{D_B} \quad (2.41)$$

де $\frac{de}{dt}$ – швидкість переміщення центра шийки вала;

P_M – максимальний тиск у мастильному шарі, що виникає поблизу зони мінімальної товщини плівки (див. рисунок 2);

ω – середня відносна кутова швидкість вала та вкладиша підшипника.

Для більш детального розуміння методики визначення коефіцієнта ексцентриситету e , швидкості переміщення центра вала $\frac{de}{dt}$, а також безрозмірних векторів, доцільно звернутися до роботи [16].

Рівняння Рейнольдса

Більш точне визначення параметрів течії мастильного матеріалу в підшипниках ковзання потребує багаторазового розв'язання диференціального рівняння Рейнольдса. У ранніх роботах розглянуто двовимірне рівняння Рейнольдса, яке описує розподіл тиску мастильного матеріалу p як функцію кутової швидкості обертання вала ω_j , геометричних параметрів підшипника D , радіального зазору C та в'язкості мастила μ .

Рівняння має вигляд:

$$\frac{\partial}{\partial \theta \left((1 + e \cdot \cos(\theta))^3 * \frac{\partial p}{\partial \theta} \right)} + \left(\frac{D}{2} \right)^2 * \frac{\partial}{\partial y \left((1 + e \cdot \cos(\theta))^3 * \frac{\partial p}{\partial y} \right)} = 12 * \mu * \left(\frac{D}{2 * C} \right)^2 * \left(\frac{de}{dt} * \cos(\theta) + e * \frac{d\theta}{dt} * \sin(\theta) - \omega_j * \sin(\theta) \right) \quad (2.42)$$

За граничних умов уздовж осі підшипника $p \left(\theta, \pm \frac{W}{2} \right) = 0$ де W – ширина підшипника рівняння (2.42) описує той самий фізичний зв'язок, що й

									Арк.
									41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<u>КвРМТВА. 22135.01.02.00</u>				

співвідношення (2.40) та (2.41), отримані на основі карт мобільності та тиску. Змінні θ , φ , безрозмірний ексцентриситет $e=\varepsilon/C$ та кутова швидкість ω_J що входять до рівняння, проілюстровані на рисунку 8.

Слід зазначити, що ексцентриситет ε зазвичай нормується відносно радіального зазору C , що дозволяє перейти до безрозмірного параметра $e=\varepsilon/C$, який широко використовується при аналізі роботи підшипників ковзання.

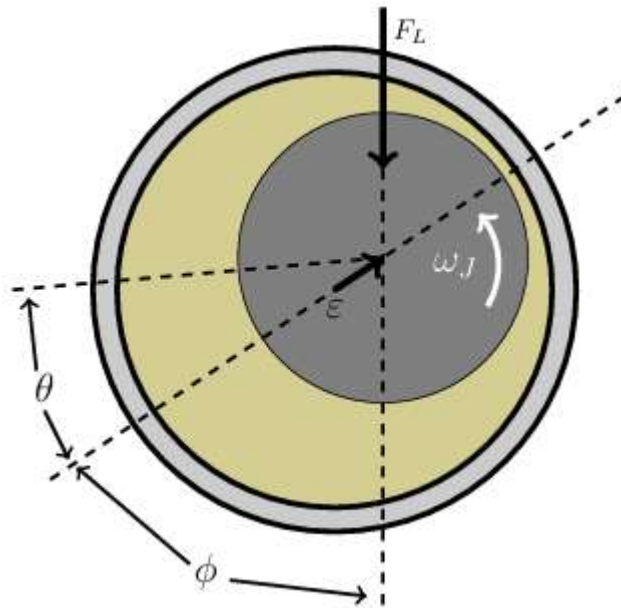


Рис. 8 – Геометрія мастильної плівки для динамічно навантаженого підшипника ковзання [17]

Чисельне розв’язання потребує багаторазових обчислень на кожному часовому кроці, що призводить до значно більших обчислювальних витрат порівняно з методом мобільності. Після визначення розподілу тиску навантаження F_L , яке може сприймати мастильна плівка, знаходиться шляхом інтегрування тиску по поверхні підшипника.

Основні припущення щодо умов течії та характеристик підшипника при розв’язанні рівняння Рейнольдса наведено нижче:

- жорсткість геометрії (відсутність деформацій);
- ідеальна циліндрична форма підшипника;
- кутове узгодження осей шийки вала та підшипника;

- однорідність геометрії поверхні вздовж осі підшипника;
- ньютонівські властивості мастильного матеріалу;
- незалежність в'язкості мастильного матеріалу від тиску.

					<i><u>КвРМТВА. 22135.01.02.00</u></i>	Арк.
						43
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

3. МОДЕЛЮВАННЯ

У даному розділі наведено методику побудови чисельної моделі системи мащення важконавантаженого двигуна внутрішнього згорання із застосуванням програмного комплексу GT-SUITE. Основна увага приділяється моделюванню процесів течії мастильного матеріалу в підшипниках ковзання колінчастого вала з урахуванням геометричних, гідродинамічних та кінематичних параметрів.

На основі теоретичних положень, розглянутих у розділі 2, сформовано підхід до опису гідродинамічного мащення, визначення витрати мастильного матеріалу, розподілу тиску та впливу конструктивних особливостей підшипників на їх роботу.

Особливу увагу приділено порівнянню різних підходів до моделювання, зокрема методу мобільності та прямого розв'язання рівняння Рейнольдса, що дозволяє оцінити їх точність і обчислювальну ефективність при аналізі складних триботехнічних вузлів.

У межах розділу також визначено вихідні параметри моделі, властивості мастильного матеріалу та геометричні характеристики підшипників, що досліджуються.

3.1 Вихідні дані та параметри моделі

Побудова адекватної чисельної моделі підшипників ковзання потребує використання достовірних вихідних даних, які характеризують геометрію вузлів, властивості мастильного матеріалу та режими роботи двигуна. У даній роботі розглядається система мащення важконавантаженого двигуна, в якій мастильний матеріал подається до підшипників через головну масляну магістраль і систему внутрішніх каналів.

До основних геометричних параметрів, що використовуються при моделюванні, належать діаметр підшипника, його ширина, радіальний зазор, а також параметри мастильних отворів і канавок. Зазначені характеристики

					<i>КвРМТВА. 22135.01.02.00</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

визначаються на основі конструктивних даних двигуна або експериментальних вимірювань встановлених підшипників.

**СХЕМА ПОДАЧІ МАСТИЛА ЗА РЕАЛЬНИМИ РОЗМІРАМИ
(на основі геометрії Volvo 13L)**

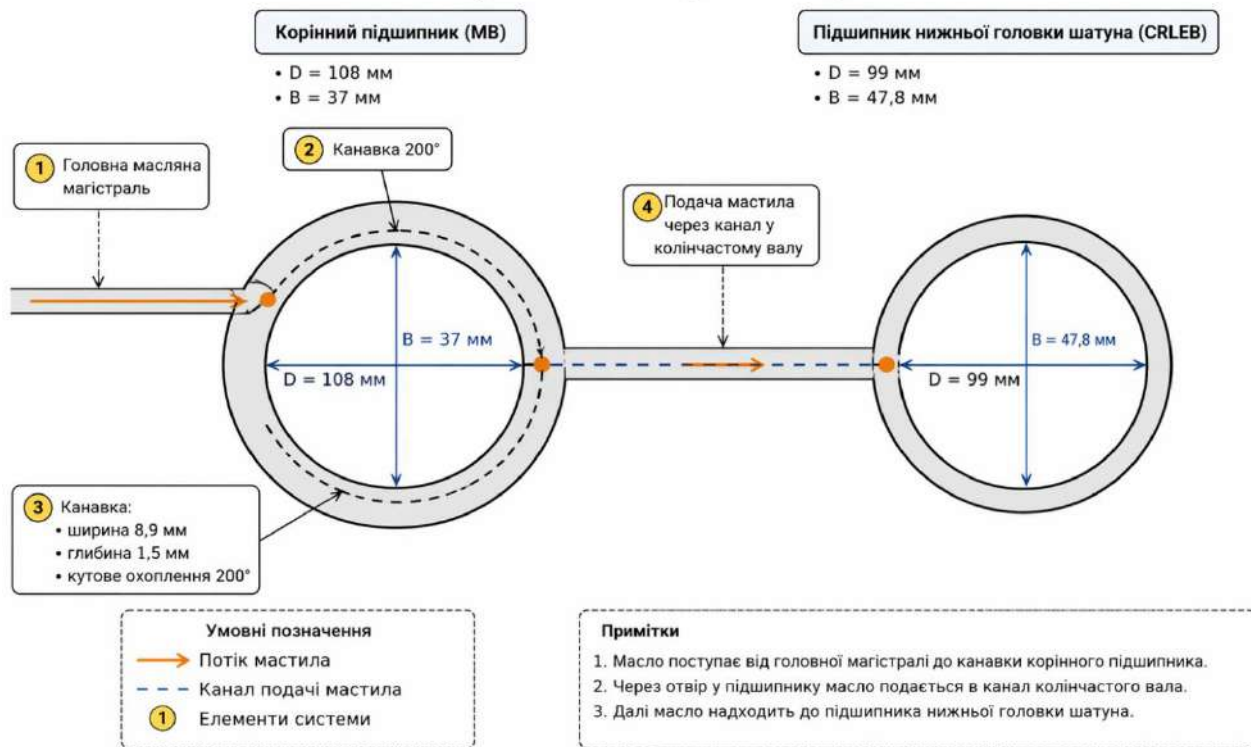


Рис. 9 – Адаптована схема подачі мастила від головної магістралі до корінного підшипника та далі через канал у колінчастому валі до підшипника нижньої головки шатуна, побудована за геометричними параметрами Volvo 13L (адаптовано за [4])

Таблиця 3.1. Геометричні параметри підшипників для моделювання

Параметр	Корінний підшипник (МВ)	Підшипник нижньої головки шатуна (CRLEB)	Підшипник верхньої головки шатуна (CRSEB)
Ширина, мм	37.0	47.8	26–47.5
Діаметр, мм	108	99	58
Кількість отворів / канавок	1 / 1	1 / 0	1 / 0
Ширина канавки, мм	8.9	—	—
Глибина канавки, мм	1.5	—	—
Кутове охоплення канавки, °	200	—	—

Важливим параметром є також радіальний зазор підшипника, який суттєво впливає на витрату мастильного матеріалу та формування гідродинамічного тиску. Для підвищення точності моделювання використовуються діапазони допустимих значень зазорів, отримані на основі експлуатаційних даних та рекомендацій виробників.

Для побудови чисельної моделі системи мащення в середовищі GT-SUITE необхідно задати термофізичні властивості мастильного матеріалу, які визначають характер течії, формування мастильної плівки та тепловий стан вузла. У першоджерелі для цього використовувалась моторна олива класу SAE 10W-30. Як реальний аналог, доступний в Україні, доцільно прийняти оливу YUKO POWER SYNT 4T 10W-30, для якої наявний офіційний паспорт безпеки [18].

Згідно з SDS, ця олива є моторною оливою для чотиритактних бензинових двигунів малої техніки, виготовленою на основі мінеральної базової оливи з пакетом функціональних присадок [18]. У її складі зазначено до 95 % базової мінеральної оливи, а також сульфонатні та цинквмісні протизношувальні компоненти [18]. Для задач чисельного моделювання такий продукт може бути використаний як представницький український аналог оливи SAE 10W-30, однак слід враховувати, що його експлуатаційне призначення не повністю збігається з важконавантаженим дизельним двигуном Volvo 13L.

У середовищі GT-SUITE основними властивостями, які необхідно задати для мастильного матеріалу, є:

- динамічна в'язкість μ (T);
- густина ρ (T);
- питома теплоємність c (T);
- теплопровідність k (T).

Саме ці параметри визначають витрату мастильного матеріалу, несучу здатність мастильної плівки, гідродинамічний тиск і тепловідведення від

					<u>КвРМТВА. 22135.01.02.00</u>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

вузлів тертя. Оскільки в наданому SDS повні температурні залежності зазначених характеристик відсутні, у розрахунковій моделі вони мають бути або прийняті за окремим технічним паспортом виробника, або визначені експериментально.

Таблиця 3.2. Параметри мастильного матеріалу для задання в GT-SUITE

Параметр	Позначення	Значення / спосіб задання	Примітка
Торгова назва оливи	—	YUKO POWER SYNT 4T 10W-30	Реальний аналог, доступний в Україні
Клас в'язкості SAE	—	10W-30	Приймається як базовий клас для моделі
Тип базової оливи	—	Мінеральна базова олива	Згідно з SDS [18]
Вміст базової оливи	—	≤95 % мас.	Згідно з SDS [18]
Протизношувальні / мийні компоненти	—	Наявні	Згідно з SDS [18]
Динамічна в'язкість	$\mu (T)$	Задається функцією температури	Для GT-SUITE бажано експериментальне апроксимування
Густина	$\rho (T)$	Задається функцією температури	Для GT-SUITE бажана таблична або апроксимована залежність
Питома теплоємність	$c (T)$	Задається функцією температури	Необхідна для теплового розрахунку
Теплопровідність	$k (T)$	Задається функцією температури	Необхідна для THD-моделі
Залежність від тиску	—	У першому наближенні не враховується	За аналогією з першоджерелом
Тип моделі в GT-SUITE	—	Температурно-залежні властивості	Рекомендований спосіб задання

Для побудови моделі в GT-SUITE доцільно задавати властивості мастильного матеріалу не як сталі величини, а як температурні функції. Це дозволяє врахувати зменшення в'язкості при нагріванні, зміну густини, а

також особливості теплообміну в зоні підшипника. За відсутності повного технічного паспорта для обраної оливи YUKO POWER SYNT 4T 10W-30 [18] розрахункові залежності $\mu(T)$, $\rho(T)$, $c(T)$ і $k(T)$ повинні бути прийняті на основі додаткових експериментальних даних або спеціалізованих довідкових джерел.

У межах даної роботи цю оливу доцільно використовувати як український аналог класу 10W-30, а її властивості – як основу для подальшого табличного або функціонального задання в GT-SUITE.

Температурні залежності основних фізико-теплових властивостей мастильного матеріалу мають вирішальне значення при моделюванні процесів гідродинамічного мащення. Зокрема, зміна в'язкості, густини, теплоємності та теплопровідності впливає на формування мастильної плівки, розподіл тиску та тепловий режим роботи підшипників ковзання.

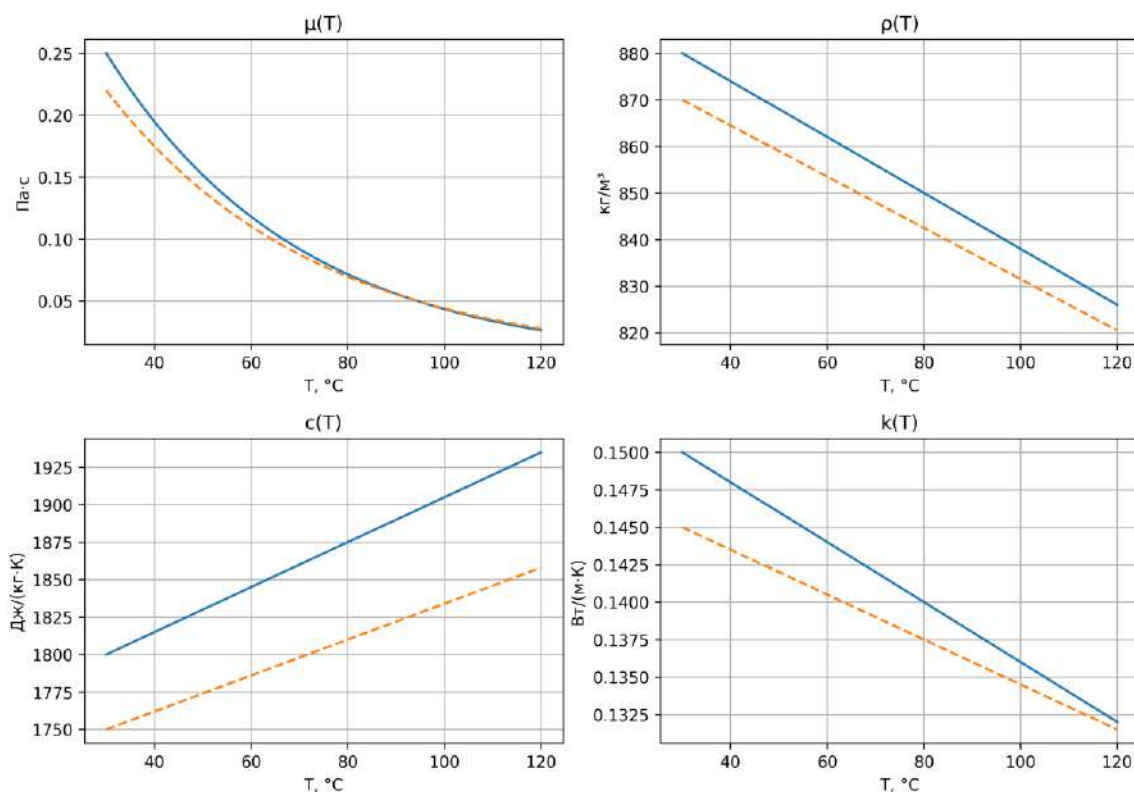


Рис. 10 – Температурні залежності динамічної в'язкості, густини, питомої теплоємності та теплопровідності мастильного матеріалу SAE 10W-30: суцільні лінії – прийнята в роботі олива; пунктирні лінії – модель оливи з бібліотеки GT-SUITE

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Для оцінки впливу цих параметрів у роботі виконано порівняння властивостей прийнятої оливи SAE 10W-30 із відповідною моделлю, що входить до бібліотеки програмного комплексу GT-SUITE. Результати такого порівняння наведено на рисунку 10.

Кінематичні параметри моделі включають кутову швидкість обертання колінчастого вала, а також додаткову кутову швидкість підшипника нижньої головки шатуна, що враховує складний характер руху шатуна. Значення цих параметрів визначаються відповідно до режимів роботи двигуна та використовуються як граничні умови при моделюванні.

Моделювання підшипників ковзання в програмному середовищі GT-SUITE потребує задання граничних умов, які визначають характер руху шийки вала всередині вкладиша. До основних таких умов належать кінематичні та силові параметри системи.

Кутова швидкість обертання вала визначається режимом роботи двигуна і, як правило, задається у вигляді частоти обертання n , об/хв. Цей параметр є відомим і використовується як вхідна умова при моделюванні.

Поступальний рух шийки вала обумовлений дією змінного навантаження, що виникає внаслідок тиску газів у камерах згоряння. Це навантаження передається через поршень і шатун до підшипників колінчастого вала. Крім того, на величину навантаження впливають маси рухомих елементів кривошипно-шатунного механізму, а також інерційні сили, що виникають при їх обертанні.

Результуюче навантаження на підшипник є функцією кута повороту колінчастого вала і має змінний характер у межах робочого циклу двигуна. Саме це навантаження визначає траєкторію руху центра шийки вала, а також параметри гідродинамічної мастильної плівки.

У середовищі GT-SUITE існує декілька підходів до задання навантаження на підшипник, які можуть бути використані залежно від рівня деталізації моделі. У даній роботі розглядаються два основні підходи до

					<i><u>КвРМТВА. 22135.01.02.00</u></i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

реалізації навантаження, що дозволяє оцінити їх вплив на результати моделювання.

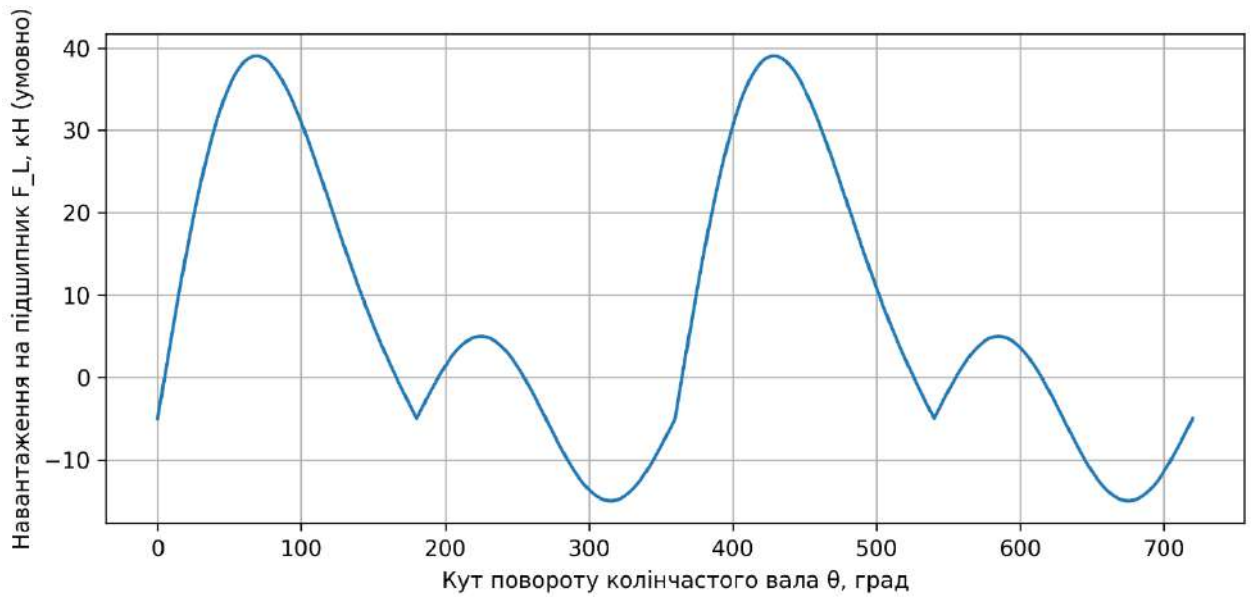


Рис. 11 – Залежність навантаження на підшипник від кута повороту колінчастого вала протягом робочого циклу двигуна

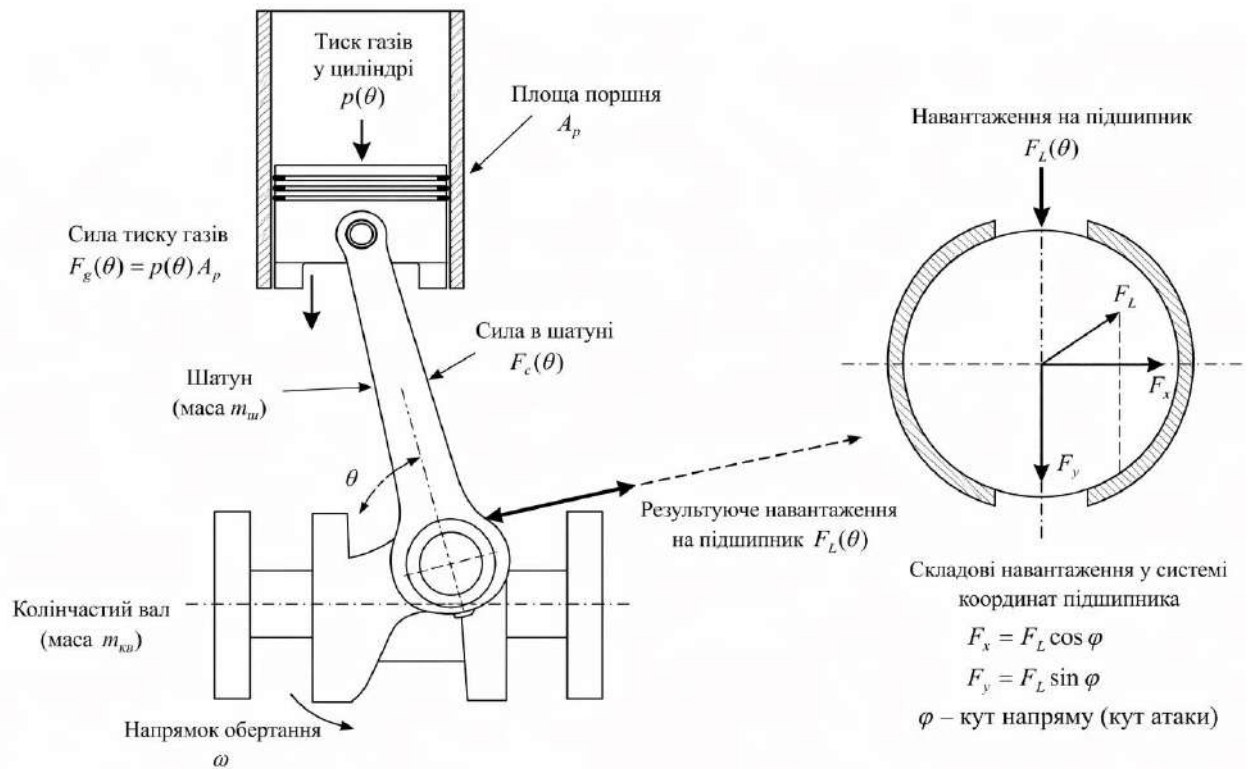


Рис. 12 – Схема сил у кривошипно-шатунному механізмі: передача тиску газів від поршня до підшипника колінчастого вала

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Сформований набір вихідних даних забезпечує можливість побудови достовірної чисельної моделі, що дозволяє дослідити вплив основних параметрів на роботу підшипників ковзання та оцінити ефективність системи мащення в цілому.

3.2. Моделі підшипників

Для дослідження процесів гідродинамічного мащення використано три різні моделі підшипників, реалізовані в середовищі GT-SUITE. Вони відрізняються рівнем деталізації, підходом до розрахунку та складом елементів, що моделюються.

Модель 1 – базова (Mobility method, 1D). Перша модель є одновимірною (1D) та побудована на основі методу мобільності. Вона включає корінний підшипник, підшипник нижньої головки шатуна, канал подачі мастила між ними. Модель використовує попередньо обчислені карти (maps), що дозволяє швидко отримувати результати без розв'язання рівняння Рейнольдса. Вона є обчислювально ефективною та придатною для аналізу системи мащення в цілому.

Модель 2 – розширена (Mobility method, 1D). Друга модель є розвитком першої і додатково враховує підшипник верхньої головки шатуна, повний шлях руху мастильного матеріалу через колінчастий вал. Таким чином, модель дозволяє дослідити розподіл витрати мастильного матеріалу між усіма підшипниками шатунної групи. Вона є більш повною з точки зору системного аналізу, однак зберігає спрощення методу мобільності.

Модель 3 – точна (Reynolds equation). Третя модель базується на прямому чисельному розв'язанні рівняння Рейнольдса і застосовується тільки для корінного підшипника.

Цей підхід дозволяє отримати детальний розподіл тиску у мастильній плівці, але потребує значно більших обчислювальних ресурсів. Модель використовується як еталон для оцінки точності методу мобільності.

					<i><u>КвРМТВА. 22135.01.02.00</u></i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

Основні відмінності моделей. Моделі 1 і 2 — швидкі, але наближені. Модель 3 – повільна, але точна. Модель 2 – найбільш повна по системі. Модель 3 – локальна, але фізично найточніша.

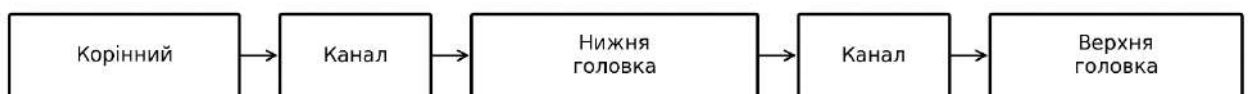
Таблиця 3.3. Порівняння моделей підшипників

Параметр	Модель 1	Модель 2	Модель 3
Метод	Mobility	Mobility	Reynolds
Тип моделі	1D	1D	CFD (2D/1D)
Корінний підшипник	✓	✓	✓
Нижня головка шатуна	✓	✓	✗
Верхня головка шатуна	✗	✓	✗
Розподіл тиску	Ні	Ні	✓
Обчислювальна складність	Низька	Середня	Висока
Точність	Середня	Середня	Висока
Призначення	Базовий аналіз	Системний аналіз	Детальний аналіз

Модель 1 (Mobility)



Модель 2 (Mobility, розширена)



Модель 3 (Reynolds)

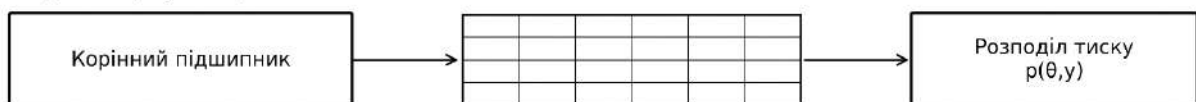


Рис. 13 – Структурні схеми моделей підшипників у GT-SUITE: базова та розширена 1D-моделі (метод мобільності) і детальна модель корінного підшипника на основі рівняння Рейнольдса

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КвРМТВА. 22135.01.02.00

Арк.

52

Для моделі 3, яка базується на прямому чисельному розв'язанні рівняння Рейнольдса, внутрішня поверхня корінного підшипника поділяється на двовимірну розрахункову сітку. Такий підхід дозволяє визначати локальний розподіл гідродинамічного тиску, товщину мастильної плівки та зони можливого зниження тиску. Приклад дискретизації наведено на рисунку 14.

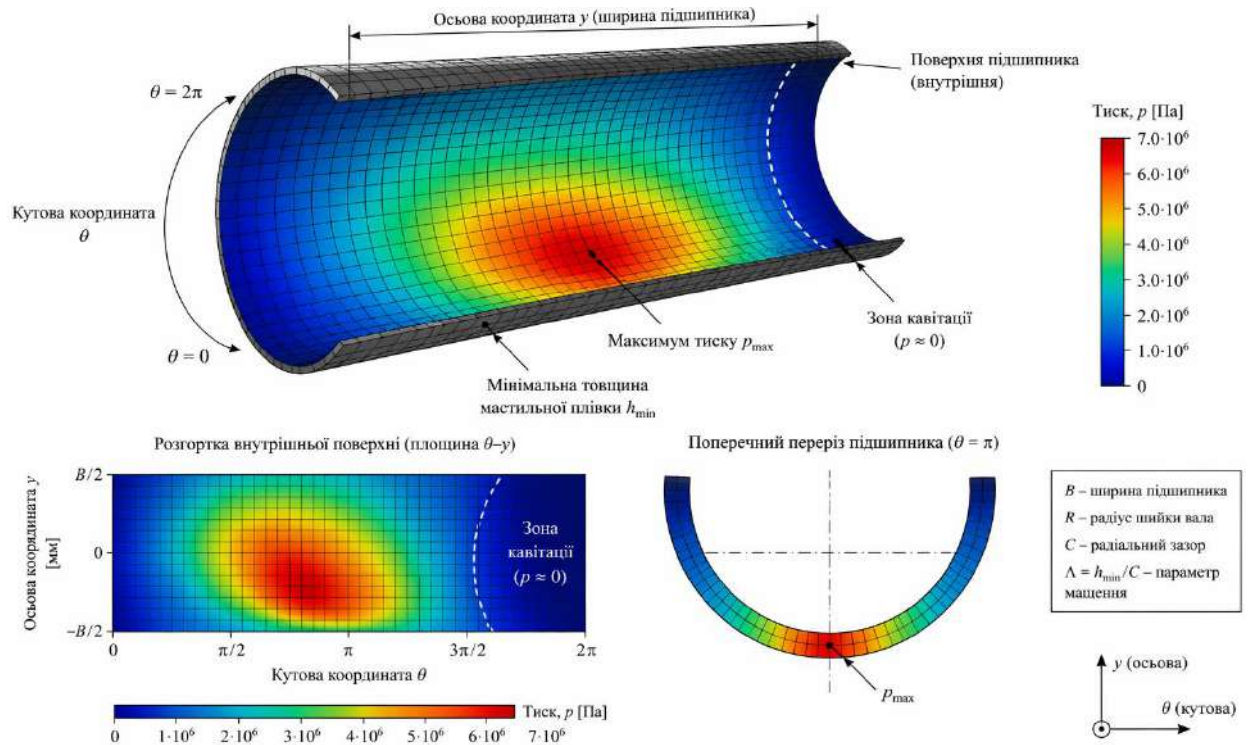


Рис. 14 – Тривимірна розрахункова сітка та розподіл гідродинамічного тиску на внутрішній поверхні корінного підшипника, отримані на основі чисельного розв'язання рівняння Рейнольдса: показано розподіл тиску в координатах θ - y , положення максимуму тиску та зону кавітації (адаптовано за [4])

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КвРМТВА. 22135.01.02.00

Арк.

53

4. РЕЗУЛЬТАТИ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ЇХ АНАЛІЗ

У даному розділі наведено результати чисельного моделювання процесів гідродинамічного мащення підшипників ковзання, отримані з використанням різних підходів, реалізованих у програмному середовищі GT-SUITE. Основною метою дослідження є оцінка впливу конструктивних і режимних параметрів на характеристики мастильної плівки, а також порівняння ефективності застосованих моделей.

Моделювання виконано для трьох варіантів, що відрізняються рівнем деталізації: дві моделі базуються на методі мобільності, а третя – на прямому чисельному розв'язанні рівняння Рейнольдса. Такий підхід дозволяє зіставити результати швидких інженерних методів із більш точними, але обчислювально затратними моделями.

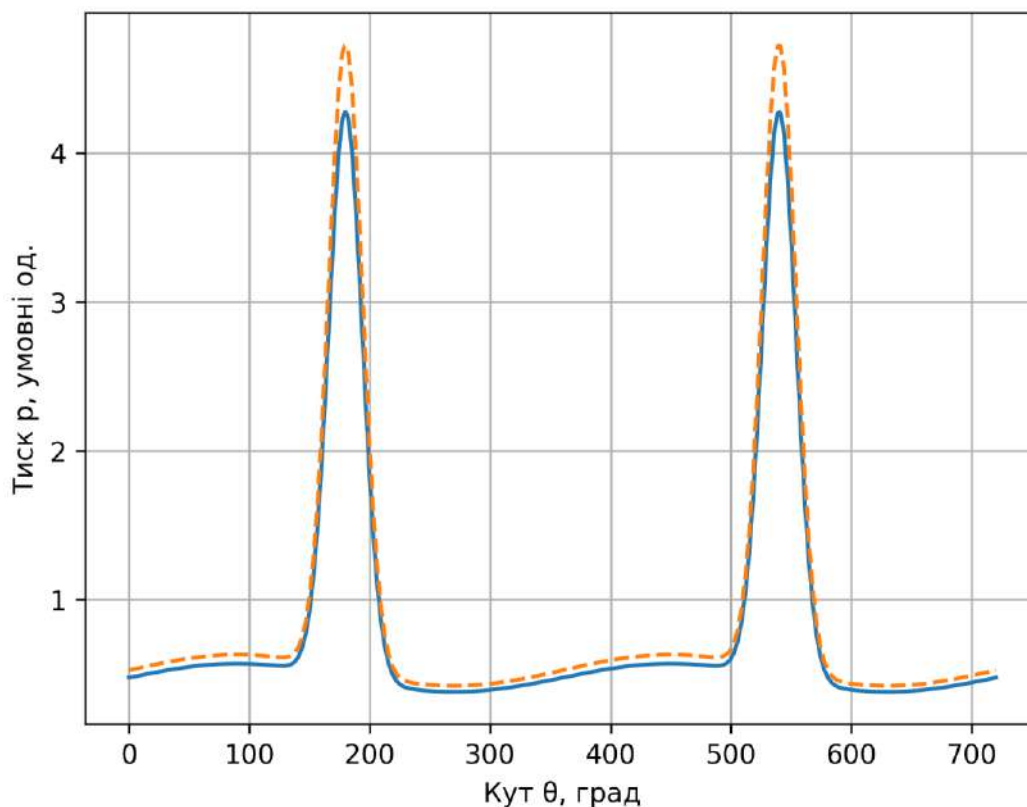


Рис. 15 – Порівняння розподілу гідродинамічного тиску протягом робочого циклу двигуна, отриманого за методом мобільності та на основі рівняння Рейнольдса

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КвРМТВА. 22135.01.02.00

Арк.

54

Порівняння результатів, отриманих за методом мобільності та на основі рівняння Рейнольдса, показало, що при робочих температурах та середніх режимах навантаження відмінності між ними є незначними. Це дозволяє використовувати спрощені моделі для інженерних розрахунків систем мащення без істотної втрати точності. Однак при дослідженні локальних параметрів, таких як розподіл тиску або мінімальна товщина мастильної плівки, доцільно застосовувати більш детальні моделі.

Окрему увагу приділено впливу геометричних параметрів підшипника. Зменшення радіального зазору призводить до підвищення гідродинамічного тиску, але водночас зменшує витрату мастильного матеріалу. Це створює компроміс між несучою здатністю плівки та ефективністю мащення, що необхідно враховувати при проектуванні підшипникових вузлів.

Проведене моделювання підтверджує можливість використання програмного комплексу GT-SUITE для аналізу систем мащення двигунів внутрішнього згоряння та дозволяє отримати кількісні оцінки основних триботехнічних параметрів. Отримані результати можуть бути використані для оптимізації конструкції підшипників та вибору раціональних режимів їх роботи.

Перспективи подальших досліджень Подальші дослідження доцільно спрямувати на врахування термопружних деформацій (ТЕНД-моделі), уточнення властивостей мастильного матеріалу з урахуванням залежності від тиску, дослідження впливу шорсткості поверхонь, моделювання режимів холодного пуску двигуна, розширення моделей з урахуванням повної динаміки кривошипно-шатунного механізму.

					<i><u>КвРМТВА. 22135.01.02.00</u></i>	Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Profito F. J., Vladescu S. C., Reddyhoff T., Dini D. *Numerical and experimental investigation of textured journal bearings for friction reduction*. Tribology International. 2024. Vol. 195. Article No. 109643.
2. Htwe Y. Z. N., et al. *Review of tribological properties of nanoparticle-based lubricants*. Friction. 2024.
3. Schnell G., et al. *Experimental investigations on the friction behavior of journal bearings under high load*. Tribology International. 2023.
4. Kälvelid F. *Numerical Modeling of Plain Journal Bearings within a Heavy-Duty Engine Oil System using GT-SUITE*. Master's Thesis. Umeå University, 2016.
5. Gertzos K. P., Nikolakopoulos P. G., Papadopoulos C. A. *CFD analysis of journal bearing hydrodynamic lubrication*. Tribology International. 2023. Vol. 182. Article No. 108280.
6. Tauviqirrahman M., Jamari, Schipper D. J. *CFD analysis of journal bearing hydrodynamic lubrication with non-Newtonian fluids*. Cogent Engineering. 2023.
7. Wang Y., et al. *Investigation of microflow effects in textured journal bearings*. Lubricants. 2023. Vol. 11, No. 1. Article No. 20.
8. Cartwright S., et al. *A machine learning-driven approach to predicting thermo-elasto-hydrodynamic lubrication in journal bearings*. Tribology International. 2024. Article No. 109670.
9. ANSYS Inc. *ANSYS Fluent Theory Guide*. Canonsburg: ANSYS Inc., 2023.
10. Versteeg H. K., Malalasekera W. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*. 3rd ed. Harlow: Pearson, 2022. 552 p.
11. White F. M. *Fluid Mechanics*. 9th ed. New York: McGraw-Hill, 2021. 864 p.
12. SKF Group. *Journal Bearings and Their Lubrication*. URL: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/journal-bearings>

					КвPMTBA. 22135.01.02.00	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

13. Hamrock B. J., Schmid S. R., Jacobson B. O. *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*. 2nd ed. Boca Raton: CRC Press, 2004. 693 p.
14. Hlaváč P., Božiková M., Presová R. *Temperature relations of selected engine oils dynamic viscosity*. Acta Technologica Agriculturae. 2014. Vol. 17, No. 4. P. 105–108.
15. Martin F. A., Xu H. *Oil flow and thermal effects in hydrodynamic journal bearings*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. 1993.
16. Hori Y. *Hydrodynamic Lubrication*. Tokyo: Springer, 2006. 330 p.
17. Yu T., Sawicki J. T. *Dynamic analysis of fluid film forces in hydrodynamic journal bearings*. Tribology International. 2002. Vol. 35, No. 7. P. 417–424.
18. JV YUKOIL. *Safety Data Sheet: Motor oil POWER SYNT 4T 10W-30*. 2021.

					<u>КвPMTBA. 22135.01.02.00</u>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

ДОДАТКИ

					<u>КвРМТВА. 22135.01.02.00</u>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60