

Хмельницький національний університет
Факультет інженерії, транспорту та архітектури
Кафедра трибології, автомобілів та матеріалознавства

Пояснювальна записка до дипломної роботи магістра

Галузь знань: 13 «Механічна інженерія»

Спеціальність: 132 «Матеріалознавство»


Освітньо-професійна програма: «Відновлення та технічний сервіс автомобілів»

на тему: «Підвищення зносостійкості упорного підшипника
турбокомпресора лазерним текстуруванням робочої поверхні»

Шифр: МРТАМ 23.22377.000. ПЗ

Виконав: студент 2 курсу, група МТВАм -22-1  В.О. Дитинюк

Керівник  д.т.н., проф. О.В. Диха

До захисту допускаю:
Зав. кафедри ТАМ  Диха О.В.

2 12 2023_р.

Хмельницький, 2023 р.

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерії, транспорту та архітектури
Кафедра трибології, автомобілів та матеріалознавства

Освітньо-кваліфікаційний рівень: магістр
Галузь знань: 13 «Механічна інженерія»
Спеціальність: 132 «Матеріалознавство»
Спеціалізація: «Відновлення та технічний сервіс автомобілів»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав.кафедрою ТАМ
 Диха О.В.
" 15 " жовтня 2023 р.

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ МАГІСТРАНТУ

Дитинюк Володимиру Олександровичу

1. Тема проекту:
«Підвищення зносостійкості упорного підшипника турбокомпресора лазерним текстуруванням робочої поверхні»

керівник проекту: Диха Олександр Володимирович, д.т.н., проф.

Затверджено наказом університету від 15 серпня 2023р. № 30

2. Строк подання студентом проекту на кафедру: 15.12.2023 р.

3. Вихідні дані до проекту:

- 1) Технічні умови на технічну експлуатацію турбокомпресора дизельного двигуна.
- 2) Річна програма ремонту деталей.
- 3) Матеріали переддипломної практики.
- 4) Результати літературного огляду і патентного пошуку.

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

1. Аналіз конструкцій та умов змащування упорних підшипників ковзання
2. Методика розрахунку упорних підшипників з лазерним текстуруванням поверхні
3. Експериментальні дослідження упорних підшипників ковзання
4. Параметричні дослідження упорного підшипника з лазерним текстуруванням

5. Консультанти розділів роботи

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

6. Дата видачі завдання: 15 жовтня 2023р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Назва етапів дипломного проекту (роботи) | Строк виконання етапів проекту (роботи) | Приміт |
|-------|---|---|--------|
| 1 | 1. Аналіз конструкцій та умов змащування упорних підшипників ковзання | 1.11.2023 | |
| 2 | 2. Методика розрахунку упорних підшипників з лазерним текстуруванням поверхні | 15.11.2023 | |
| 3 | 3. Експериментальні дослідження упорних підшипників ковзання | 1.12.2023 | |
| 4 | 4. Параметричні дослідження упорного підшипника з лазерним текстуруванням | 5.12.2023 | |
| 5 | Оформлення презентаційних матеріалів | 15.12.2023 | |

Студент

 Дитинок В.О.

Керівник роботи

 Диха О.В.

РЕФЕРАТ

Обсяг пояснювальної записки – 99 сторінок, кількість рисунків – 36, таблиць – 9, додатків – 2, кількість джерел згідно із переліком посилань – 65.
Студент гр. МТВАм-22-1 Дитинюк В.О.

Тема «Підвищення зносостійкості упорного підшипника турбокомпресора лазерним текстуванням робочої поверхні»

Дана магістерська дипломна робота спрямована на підвищення несучої здатності гідродинамічних упорних підшипників ковзання турбокомпресорів текстуванням поверхонь тертя.




Завдання роботи:

1. Розроблена математична модель процесів, що відбуваються в мастильному шарі гідродинамічного упорного ПК з різними типами лазерного текстування поверхонь тертя сегментів.
2. Розроблений алгоритм розрахунку несучої здатності та гідромеханічних характеристик упорних ПК з лазерним текстуванням поверхонь сегментів
3. Проведені експериментальні дослідження з метою оцінки текстування поверхонь.
4. Досліджено вплив параметрів лазерного текстування поверхні тертя на несучу здатність та гідромеханічні характеристики упорних підшипників.
5. Визначені параметри лазерного текстування стосовно розробленої конструкції упорного ПК ротора турбокомпресора.

Перелік ключових слів: упорний підшипник, турбокомпресор, текстування, мащення, тертя

ЗМІСТ

| | |
|--|----|
| Вступ..... | 6 |
| 1. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ТА УМОВ ЗМАЦУВАННЯ УПОРНИХ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ..... | 8 |
| 1.1. Основні конструкції упорних підшипників ковзання ТК та аналіз умов їх експлуатації..... | 8 |
| 1.2. Огляд напрямів досліджень упорних підшипників ковзання..... | 21 |
| 2. МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ УПОРНИХ ПІДШИПНИКІВ ЛАЗЕРНИМ ТЕКСТУРУВАННЯМ ПОВЕРХНІ | 25 |
| 2.1. Геометрія упорного підшипника ковзання..... | 25 |
| 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ УПОРНИХ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ..... | 30 |
| 3.1. Опис експериментального стенду..... | 30 |
| 3.2. Постановка завдань та планування експерименту..... | 40 |
| 3.3. Обробка результатів експериментальних досліджень..... | 42 |
| 3.4. Результати експерименту..... | 43 |
| 3.5. Порівняння експериментальних та розрахункових досліджень..... | 47 |

| | | | | |
|--|------|----------|---|-------|
| МРТАМ 23.22377.000. ПЗ | | | | |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |
| Розроб. | | Дитяков |  | |
| Перевір. | | Диха |  | |
| Н.контр. | | Бабак |  | |
| Затвер | | Диха | | |
| Підвищення зносостійкості упорного підшипника турбокомпресора лазерним текстуруванням робочої поверхні | | | Літ. | Аркуш |
| | | | 4 | 99 |
| | | | ХНУ, гр. МТВАМ-22-1 | |

| | |
|--|----|
| 4. ПАРАМЕТРИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ УПОРНОГО ПІДШИПНИКА З ЛАЗЕРНИМ ТЕКСТУРУВАННЯМ | 50 |
| 4.1. Дослідження впливу параметрів лазерного текстурування | 50 |
| 4.2. Оптимізація параметрів поверхні сегментів підп'ятника..... | 57 |
| Висновки..... | 62 |
| Список літератури..... | 63 |
| Додатки..... | 69 |

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | МРТАМ 23.22377.000. ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 6 |

ВСТУП

Турбокомпресори (ТК) в даний час набули широкого поширення в енергетичному [14–16] та транспортному машинобудуванні. Найбільше застосування останнім часом ТК знайшли у системі наддуву двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), що дозволяє значно збільшити ефективну потужність двигуна, знизити питому витрату палива. Для створення достатнього тиску наддуву ротор ТК повинен обертатися з дуже високою швидкістю, що досягає 10000 – 25000 1/с.

Одними з основних елементів, що визначають надійну роботу ТК, є вузли тертя. Зокрема, для обмеження осьового руху ротора турбокомпресора застосовуються наполегливі гідродинамічні підшипники ковзання (ПК). Упорний ПК з боку компресора сприймає осьові зусилля, що діють на ротор у напрямку від турбіни до компресора і повинен мати достатню несучу здатність і надійність в умовах високих робочих температур. Для охолодження та підвищення надійності ПК до них подається під тиском моторне масло.

Ресурс ТК багато в чому визначає конструкція підшипників ковзання. Зазвичай упорний ПК складається з п'яти, що обертається разом із ротором, і нерухливого підп'ятника. Широкого поширення набули гідродинамічні наполегливі ПК з макропрофілюванням поверхні тертя підп'ятника у вигляді сегментів з похилими поверхнями, «сходишками Релея» або іншим профілем. У той же час у машинобудуванні для підвищення несучої здатності (НС) все більшого поширення набуває мікропрофілювання поверхонь тертя.

Позитивний досвід використання одного з перспективних сучасних способів мікропрофілювання – лазерного текстурування (створення певних властивостей мікропрофілю поверхні тертя за допомогою обробки лазерними імпульсами) (ЛІТ) для підвищення СР різних трибосполучень дозволяє застосувати такий вид обробки і для упорних ПК турбокомпресорів ДВС .

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | МРТАМ 23.22377.000. ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 7 |

Дослідженню працездатності гідродинамічних упорних ПК різних машин та механізмів присвячено велику кількість теоретичних та експериментальних робіт.

Проте аналіз розглянутих робіт показав, що дослідження ПК з лазерним текстуруванням, як правило, мають експериментальний, емпіричний характер. Математичні моделі та методики розрахунку НС та гідромеханічних характеристик (ГМХ) упорних підшипників ковзання ТК з ЛТ практично не розроблені, що, безумовно, стримує їх широке впровадження у практику. Відсутні рекомендації щодо використання сучасних мастильних матеріалів, які мають неньютонівські властивості для таких ПК.

Тому проведення комплексних досліджень щодо підвищення несучої здатності гідродинамічних упорних підшипників ковзання турбокомпресорів текстуруванням поверхонь тертя зумовлює актуальність представленої роботи.

Мета дослідження – підвищення несучої здатності гідродинамічних упорних підшипників ковзання турбокомпресорів текстуруванням поверхонь тертя.

Завдання дослідження:

1. Розробити математичну модель процесів, що відбуваються в мастильному шарі гідродинамічного упорного ПК з різними типами лазерного текстурування поверхонь тертя сегментів та обліком, у загальному випадку, неньютонівських властивостей масел, що застосовуються.
2. Розробити алгоритм та програму розрахунку несучої здатності та гідромеханічних характеристик упорних ПК з лазерним текстуруванням поверхонь сегментів
3. Провести експериментальні дослідження з метою оцінки адекватності розробленої математичної моделі.
4. Дослідити вплив параметрів лазерного текстурування поверхні тертя на несучу здатність та гідромеханічні характеристики упорних підшипників.
5. Визначити найкращі параметри лазерного текстурування стосовно розробленої конструкції упорного ПК ротора турбокомпресора ТКР-8,5С.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | МРТАМ 23.22377.000. ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 8 |

1. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ТА УМОВ ЗМАЩУВАННЯ УПОРНИХ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ

Агрегат, що складається з відцентрового або осьового компресора та газової турбіни для його приводу, встановлених на одному валу, називається турбокомпресором. Основним призначенням турбокомпресора є підвищення тиску робочого тіла за рахунок нагнітання компресором, який отримує потужність від турбіни. Турбокомпресори – основний агрегатгазотурбінного двигуна, Газогенератора, турбореактивного двигуна. Сучасні поршневідвигуни внутрішнього згорання(ДВС), як дизельні, так і бензинові, широко використовують турбокомпресори в системах турбонаддуву для підвищення потужності та економічності. Це один із найперспективніших і найпоширеніших способів форсування ДВС [11].

З установкою турбокомпресора можна значно покращити техніко-економічні показники автомобіля [7–9]:

- зменшення ваги двигуна чи збільшення питомої потужності;
- зменшення витрати палива;
- зменшення рівня шуму двигуна та покращення екологічних характеристик двигуна через покращення процесу згорання палива.

1.1. Основні конструкції упорних підшипників ковзання ТК та аналіз умов їх експлуатації

Для створення достатнього тиску наддуву у впускному колекторі ДВЗ потрібна дуже висока швидкість обертання ротора турбокомпресора. Рекорд-зміню можна назвати ТК «Turbo Charger KP37», що виробляється фірмою Borg Warner Turbo Systems. Частота обертання ротора цього ТК досягає 280 000 об/хв. У більшості двигунів легкових автомобілів максимальна частота обертання ротора турбокомпресора становить від 140000 об/хв до 200000 об/хв. Ротор ТК

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | МРТАМ 23.22377.000. ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 9 |

у системі двигунів вантажних автомобілів обертається з меншою частотою, так, наприклад, на двигунах КамАЗ ротор ТК обертається зі швидкістю 90000 об/хв, а на тракторних моторах ще менше.

Одними з основних елементів, що визначають надійну роботу ТК, є підшипники ковзання. Зокрема, для обмеження осьового руху ротора турбокомпресора застосовуються наполегливі гідродинамічні підшипники ковзання. Упорний ПК повинен утримувати навантаження, створювані тиском вихлопних газів на турбіну, всіх режимах роботи турбокомпресора.

Упорний ПК розташований з боку компресорного колеса 2 ТК (рисунок 1.1) і складається з п'яти 6, що обертається разом з ротором 3, і нерухомого підп'ятника 7. Поверхня підп'ятника розділена на сегменти 1 канавками 2 (рисунок 1.2).



Рисунок 1.1. ТКР у розрізі (1 – корпус компресора; 2 – колесо компресора; 3 – ротор; 4 – корпус турбіни; 5 – колесо турбіни; 6 – упорний ПК

| | | | | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|--|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | | | |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | | | | 10 |

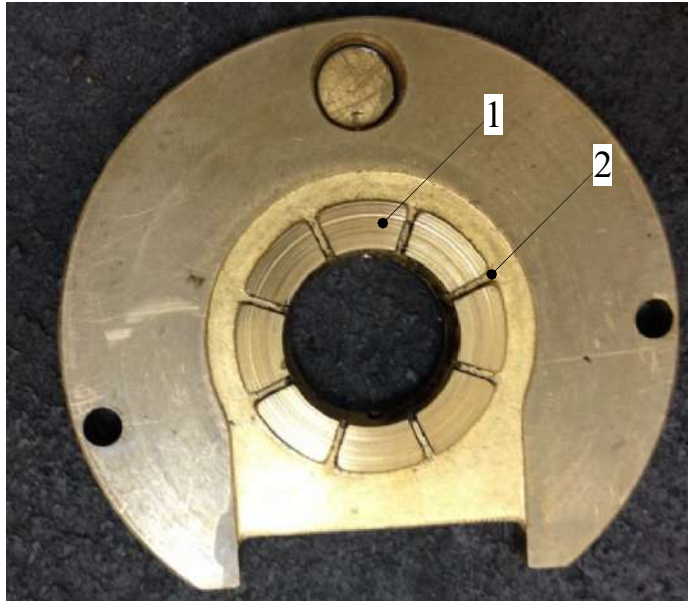


Рисунок 1.2. Фотографія сегментного підп'ятника: 1 - сегмент; 2 - маслоподводяча канавка

У процесі експлуатації ТКР відбуваються зміни в ущільнювальних зазорах, у проточних частинах і відповідно перерозподіл тисків, що призводять до суттєвого відхилення від нормальних умов роботи упорного ПК [13]. Порушення нормальних умов експлуатації турбокомпресора призводять до зміни режимів роботи та частих відмов упорних ПК (рисунок 1.3, 1.4).

а)



б)



Рисунок 1.3. Знос несучої поверхні упорного ПК (а) - підп'ятник; б) п'ята)

При підвищених навантаженнях відбувається розрив мастильного шару, що призводить до зносу і задирання несучих поверхонь п'яти та підп'ятника.



б)

а)

| | | | | |
|------|------|----------|--------|------|
| | | | | |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |

МРТАМ 23.22377.000. ПЗ

Арк.

12

для вузла, що обертається, корпусу компресора і турбіни, підшипників і затворів. Як розрахунковий вони використовували модель сполученого теплообміну (Conjugate Heat Transfer). Для розрахунку ними створена сітка з багатограничними осередками для всіх рідинних та твердих середовищ. Для більшої точності використовували узгоджені інтерфейси "вузол у вузол". Кінцева сітка складалася з 14 млн. осередків з 24 областями та сімома фізичними континуумами. За межами ТКР об'ємну сітку не використовували.

На основі проведених досліджень авторами [30] зроблено такі висновки: профілі температури дозволяють визначити, чи нестабільний режим може стати критичним для конструкції ТКР; температура колеса та корпусу турбіни залежить, в першу чергу, від температури вихлопних газів, а колеса та корпуси компресора – від стиснення повітря. У роботі на основі аналізу напруг, що не встановилися, отримано графік температурних контурів на кроці тимчасової дискретизації (рисунок 1.5).

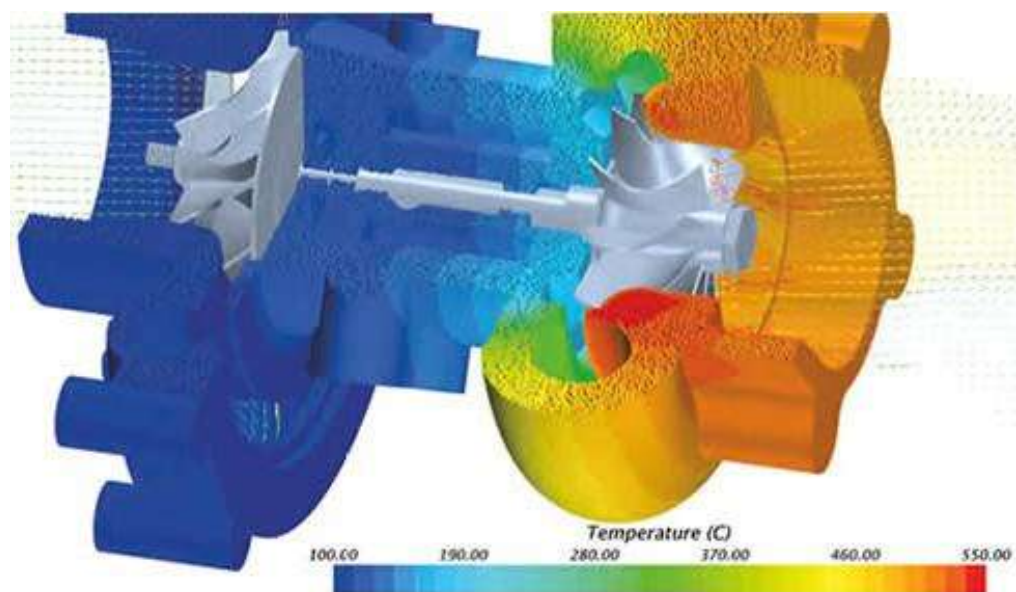


Рисунок 1.5. Контури температури на конструкції турбокомпресора

Подібні дослідження проводилися В. А. Луцкем, С. М. Кучовим, В. Н. Нікішиним результати, яких детально представлені в роботі В. А. Луцка [12]. Автором виконано аналіз впливу якості ПК на надійність та довговічність ТК на основі розрахунково-експериментальних досліджень температурних полів усіх

| | | | | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|--|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | | | |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | | | | 14 |

У процесі експлуатації ТК відбуваються зміни у ущільнювальних зазорах, у проточних частинах і відповідно перерозподіл тисків, що призводять до суттєвого відхилення від нормальних умов роботи упорного ПК [13]. Порушення нормальних умов експлуатації турбокомпресора призводять до зміни режимів роботи упорного ПК та збільшення його навантаження і навіть відмови.

Іншою причиною відмови ТК може стати його робота на режимі понад номінальний під час роботи у високогірних умовах. При роботі ТК на підвищених оборотах зростає тертя та навантаження в осьовому напрямку, що у свою чергу призводить до перегріву трибосполучень. В результаті цього процесу відбувається зачеплення лопаток коліс об корпус ТК і подальше руйнування валу ротора. Підвищені температури мастильного матеріалу, нестационарні режими роботи, неправильна експлуатація, підвищена частота обертання ротора турбокомпресора призводять до відмов упорного ПК та ТК загалом. Фотографії пошкодженого валу ротора і упорного ПК через перераховані вище фактори представлені рисунки 1.7, 1.8.

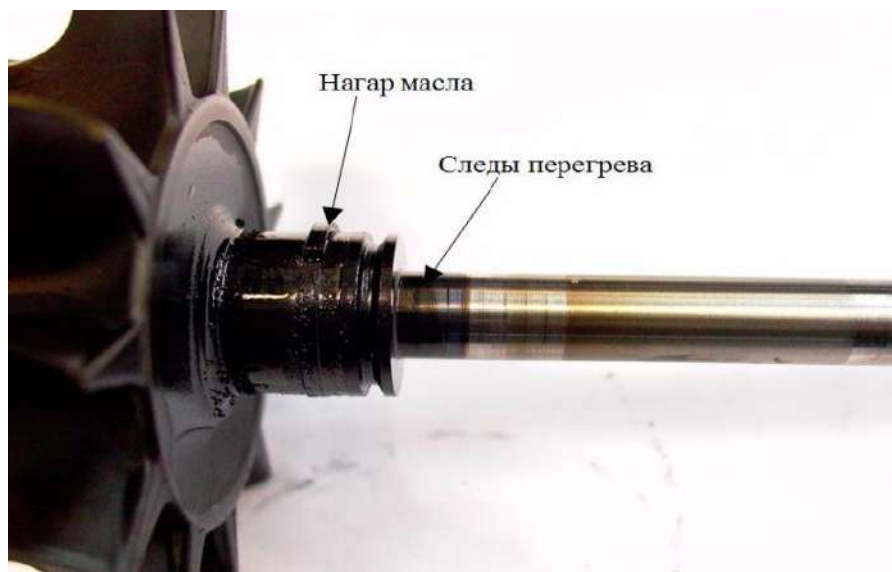


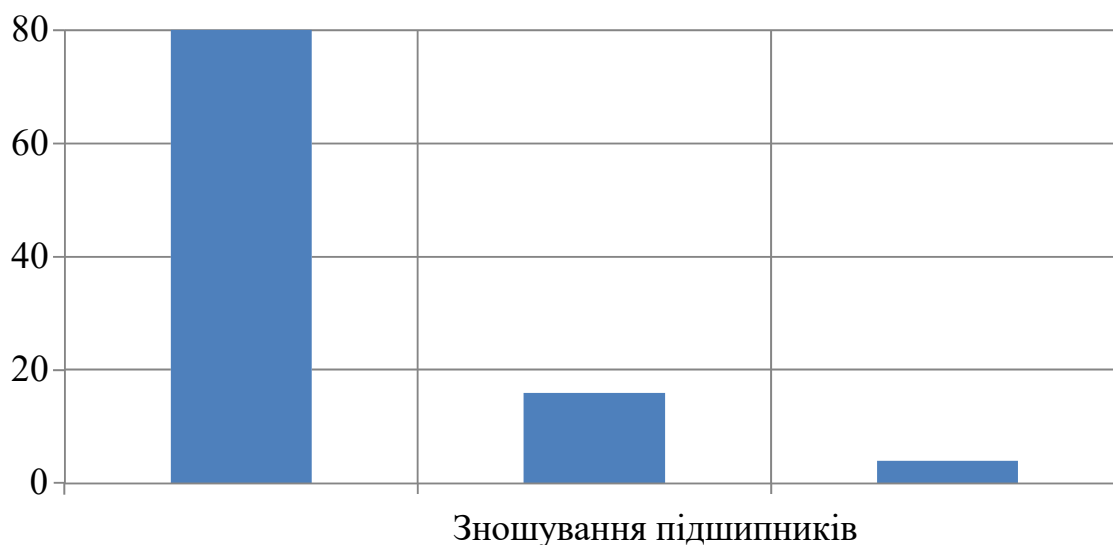
Рисунок 1.7. Пошкодження валу ротора внаслідок перегріву

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | МРТАМ 23.22377.000. ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 16 |



Рисунок 1.8. Пошкодження валу ротора внаслідок перевищення допустимої частоти обертання

Необхідність у проведенні досліджень спрямованих на збільшення несучої здатності та підвищення надійності упорних ПК підтверджує статистика основних причин відмов ТК, представлена на Рисунку 1.9 [29].



Попадання сторонніх предметів у проточні частини ТКР

Дефект виробництва

Рисунок 1.9. Причини відмов ТКР, виявлені в експлуатації

Одним із способів збільшення надійності упорних ПК є підвищення їхньої несучої здатності або граничного навантаження, яке може сприймати ПК. Для появи в мастильному шарі (МШ) упорного ПК гідродинамічних да-лень та відповідної несучої сили (W, H) необхідно формування кли нового зазору між поверхнею п'ята та під'ятника. Такий зазор зазвичай одержують за рахунок особливого профілювання несучої поверхні упорного ПК.

Серед простих конструкцій упорних ПК можна виділити одно- та двоклінові опори, на поверхні яких створюється перекис щодо площини обертання. Такий перекис можна досягти обробкою несучої поверхні підп'ятника. Між поверхнями утворюється клиноподібний зазор, таким способом створюються одно- та двоклінові упорні ПК (рисунок 1.10) [17]. ПК цих типів використовують для сприйняття невеликих навантажень, коли застосування складніших багатоклинових опор економічно не виправдане.

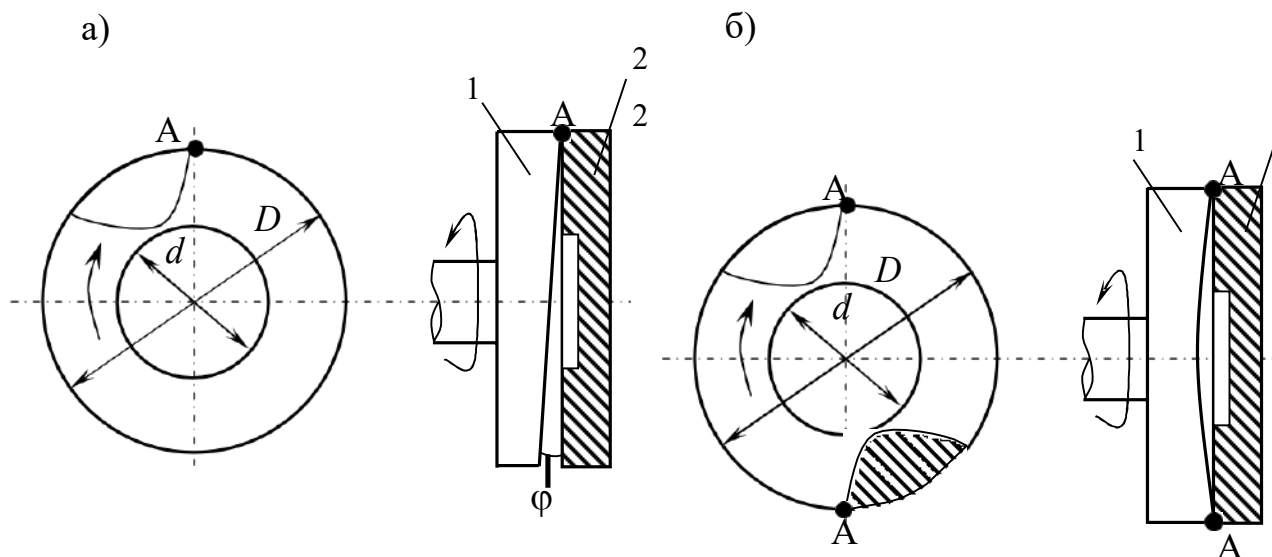


Рисунок 1.10. Варіанти одно-(а) та двоклінових (б) упорних ПК (1 – п'ята; 2 – підп'ятник)

Однак у сучасних турбокомпресорах для отримання високих значень несучої здатності використовують сегментні багатоклінові гідродинамічні ПК. Для

створення масляного клину в таких упорних ПК поверхня сегментів має форму відмінну від плоскої. Широке поширення отримали добре вивчені форми сегментів ПК: «сходи́нка Релея» (рисунок 1.11, а) [6] та похилої поверхні Мітчела (рисунок 1.11, б) [6].

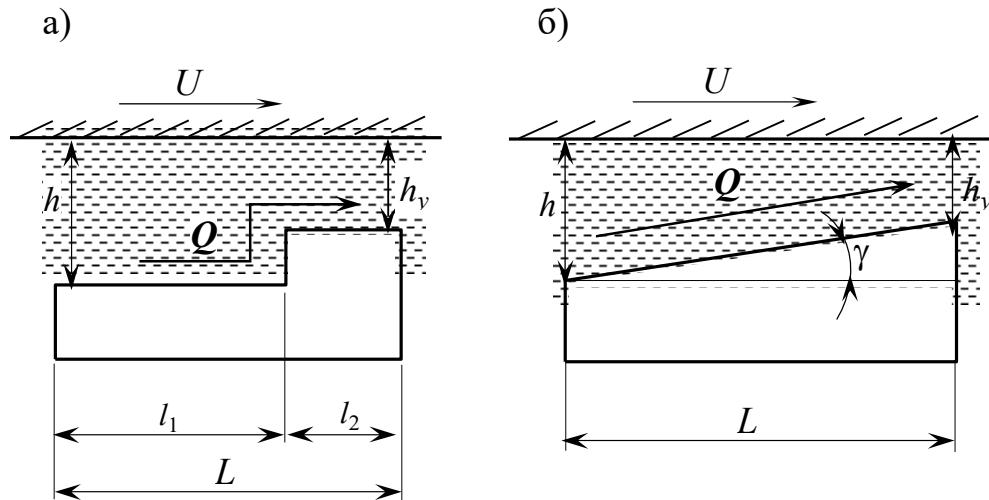


Рисунок 1.11. Схема одного сегмента упорного ПК: а) сходи́нка Релея; б) похила поверхня

На малюнках прийнято такі позначення: U – окружна швидкість п'яти за середнім радіусом (м/с); Q – напрямок руху мастильного матеріалу (СМ);

h -товщина МШ(м);

h_v - Настановний зазор (м); L - тангенціальний розмір сег-

мента упорного ПК по дузі середнього розміру (м); l_1 - Довжина нижньої частини сегмента; l_2 - Довжина верхньої частини сегмента; γ – кут нахилу сегмента.

Принцип дії упорного ПК з таким типом обробки несучої поверхні полягає в наступному: у мастильному шарі, в районі найвужчого місця зазору виникає гідродинамічний тиск, який ніби відсуває плоскість п'яти від похилої (ступінчастої) поверхні, створюючи безперервно поновлюваний несучий МШ. Гідродинамічний тиск, що розвивається в МШ, дозволяє наполегливому ПК витримувати значні осьові навантаження.

На Рисунку 1.12 представлені схеми сегментів у формі похилої поверхні зі скосом для односпрямованих (рисунок 1.12, а) та реверсивних опор (рисунок 1.12, б).

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | МРТАМ 23.22377.000. ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 19 |

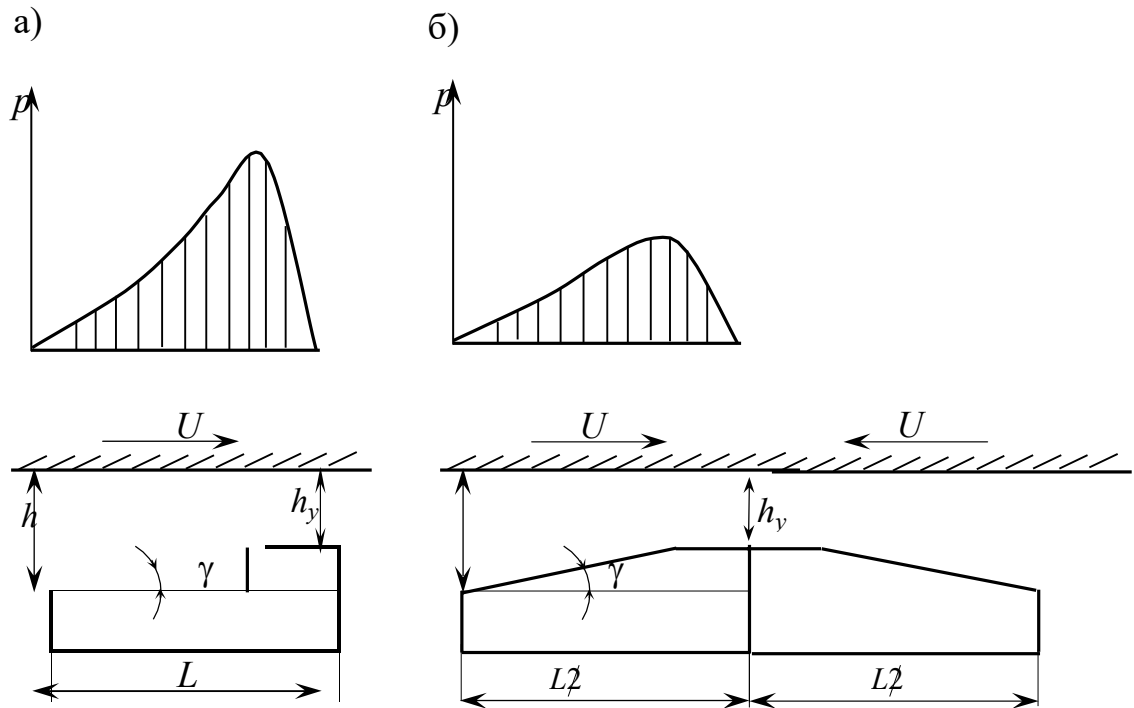


Рисунок 1.12. Схеми сегментів у формі похилої поверхні зі скосом: а) однонаправлений ПК; б) реверсивний ПК

Сегменти реверсивних опор мають два симетричні скоси протилежного нахилу. Несуча здатність упорного ПК з такими сегментами наближено в 2 рази менше, ніж у упорних ПК з сегментами з одностороннім скосом. Коефіцієнт тертя реверсивних ПК вищий, ніж в односпрямованих [17].

Крім сегментів з похилими поверхнями в машинобудуванні, широкого поширення набули ПК з сегментами у формі «сходинок Релея» (рисунок 1.13). Дослідження впливу параметрів форми «сходинок Релея» представлені у роботі Фесанхарі та Кхонсарі [60]. Для формування максимальної СР на поверхні сегмента виконують «сходинок Релея» із запірними кромками (рисунок 1.13 а), що обмежують закінчення СМ в радіальних напрямках. Реверсивні ступінчасті підшипники виконують із симетричними вибірками (рисунок 1.13 б), аналогічно похилим поверхням.

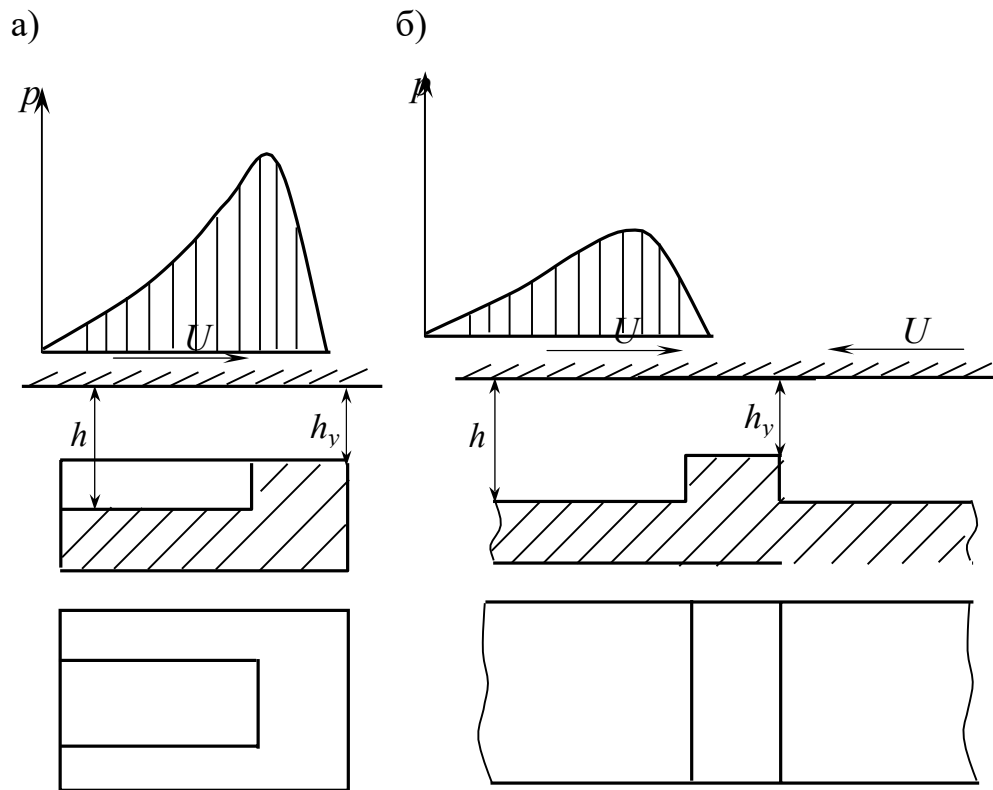


Рисунок 1.13. Схеми сегментів у формі сходинки Релея: а) із запірними кромками; б) реверсивний ПК

Для забезпечення стабільної та надійної роботи реверсивних упорних ПК доцільно використовувати конструкцію ПК із проміжним диском (рисунок 1.14). Верхня та нижня поверхня диска мають заданий профіль. При обертанні п'яти 1 за годинниковою стрілкою (рисунок 1.14 а) масляні клини утворюються на верхній стороні диска 2. На протилежній стороні, де гідродинамічний ефект відсутній, виникає напіввіддінне тертя, що утримує диск щодо поверхні 3.

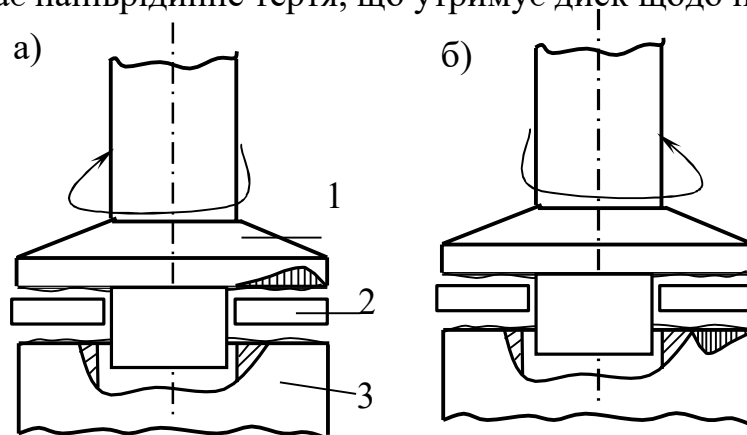


Рисунок 1.14. Реверсивний упорний ПК із проміжним плаваючим диском: 1 – п'ята; 2 – плаваючий диск; 3 – корпус турбокомпресора

При обертанні валу у зворотному напрямку (рисунок 1.14 б) диск обертається разом з п'ятою 1. Гідродинамічні тиску утворюються на поверхні 3.

З аналізу робіт, спрямованих на дослідження впливу форми сегментів упорного ПК на несучу здатність, видно, що для створення гідродинамічних тисків у МШ необхідно виконувати профіль несучої поверхні ПК. До найпростіших конструкцій сегментів роторних машин, що часто зустрічаються, відносяться одноклінові упорні ПК, такі опори прості у виготовленні, однак установка таких опор не забезпечує надійну роботу ТКР через низьку несучу здатність і високі втрати на тертя. Для збільшення несучої сили успішно застосовуються багатоклінові або сегментні наполегливі гідродинамічні підшипники ковзання.

1.2. Огляд напрямів досліджень упорних підшипників ковзання

Робота ТК значною мірою залежить від використовуваного типу РМ, конструкції та якості виготовлення упорного ПК. При гідродинамічному мастилі товщина МШ мала, тому відхилення розмірів деталей від допусків, виробничі дефекти, неякісний СМ, а також неякісне складання можуть привести до задирів взаємодіючих поверхонь та виходу всього агрегату з ладу. Тому в проектувальних розрахунках дуже важливо враховувати властивості СМ, температурні зміни, шорсткість поверхонь тертя.

При виконанні чисельних досліджень підшипників ковзання одним із найважливіших вхідних параметрів є температура подачі СМ. У 1961р. Арвас і Стернліхт зазначили, що температура подачі СМ та його перемішування між сегментами упорного ПК має великий вплив на його робочі характеристики [84]. Перебіг СМ у канавках між сегментами вивчав Етлес [46] і показав, що близько 85% гарячого мастила переходить з однієї канавки до іншої у разі ламінарного перебігу. Вихр [86] розробив модель розрахунку, що дозволяє враховувати теплообмін у канавках. Хешмат і Пінкус [47], Кічинські [41] змогли виконати

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | МРТАМ 23.22377.000. ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 22 |

термогідродинамічний розрахунок перебігу СМ у канавках між сегментами. Процеси, що відбуваються в канавках, описані з високою точністю під час роботи підшипника в «масляній ванні» в роботі польських учених [41].

У сучасних конструкціях підшипників СМ дуже часто подається безпосередньо в область між сегментами або подається від охолоджувального пристрою безпосередньо в мастильний шар. Необхідність розрахунку температури мастильного шару при визначенні ГМХ упорного підшипника ковзання представлена в роботі [48], в якій досліджувалися робочі характеристики упорного підшипника водяної турбіни.

Робота Занга і Родкієвича [94] стала першою, в якій були виконані комплексні розрахунки мастильного шару між п'ятою та підп'ятником з урахуванням течії мастила в канавках за допомогою чисельного моделювання CFD. Чен і Хан [46] використовували CFD (CFX 4.1 Flow Solver) для вирішення рівняння Нав'є-Стокса для сегментного підшипника з похилими поверхнями, з сегментами у вигляді «сходинок Релея» і опорного підшипника. Отримано хорошу східність теоретичних результатів з експериментальними даними. Маркін і співавтори [76] використовували комплекс програм «SOLVIA» для термоупруго-гідродинамічного розрахунку упорних підшипників. Отримано хорошу збіжність з результатами експерименту. Температура РМ розраховувалася за допомогою конкцепції Етлеса про теплоперенесення у РМ. З урахуванням даного фактора було отримано збіжність чисельних результатів з експериментальними даними.

У роботі Васильчука [92] представлені результати моделювання течії мастила в канавках підшипника із системою прямого подавання мастила. Наведено залежність зміни температури масла на робочі характеристики підшипника ковзання.

Під час роботи ТК відбувається значна зміна температури СМ та елементів конструкції упорного ПК. Тому для отримання більш точних результатів розрахунку ГМХ упорного ПК дуже важливо враховувати ці фактори.

У роботі Добриця [40] виконано термогідродинамічний розрахунок

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | МРТАМ 23.22377.000. ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 23 |

багатоклінового упорного ПК з урахуванням пружних деформацій елементів підшипника. У роботі Етлеса [58] виконано аналогічний аналіз з урахуванням відцентрових сил, що виникають у мастильній плівці, для упорного ПК з сегментами, що гойдаються у двох напрямках. Однак в обох роботах приймалося, що температура і в'язкість мастила змінюються тільки в площині мастильного шару, а по товщині шару залишаються постійними, виконано двовимірний термогідродинамічний аналіз. У роботі Еззата, Роде [33] з урахуванням зміни в'язкості по товщині плівки виконаний термогідродинамічний аналіз упорних ПК із сегментами у формі похилої поверхні. У статті Тіна [85] представлено тривимірний термогідродинамічний аналіз упорних ПК із самовстановлюваними сегментами для режиму, що встановився. У розрахунку було враховано теплопередачу від мастила в п'яту і підп'ятник при цьому пружні та термічні деформації робочих поверхонь підшипника не враховувалися.

Зазначені роботи не враховують особливості процесів мастила упорних підшипників ТК. При роботі ТК відбувається значне нагрівання таких підшипників від дії відпрацьованих газів та повітря, що стискається. Тому термогідродинамічний розрахунок таких опор, як правило, не виробляють.

Діяльність Луцко В.А. [32] проведено чисельні дослідження розподілу температур по автомобільному ТК з урахуванням властивостей РМ. Проведено розрахунково-теоретичне та експериментальне дослідження теплового, напружено-деформованого стану підшипникового вузла ТК. Виявлено, що теплові деформації деталей ТКР призводять до збільшення зазорів величин у радіальних підшипниках ТК максимум до 0,013 мм. Результати розрахунків показали, що температура в завязаному вузлі ТК на номінальному режимі роботи ДВЗ досягає 120°C.

Іншими умовами виникнення масляного клину в упорних підшипниках ковзання є неспіввісність між центральною лінією ротора та опорного підшипника. Неспіввісність виникає через неправильне складання, структурні

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | МРТАМ 23.22377.000. ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 24 |

відхилення робочої поверхні підшипників ковзання та ін.]. У реальних умовах експлуатації може виникнути два види неспіввісності (осьова та радіальна неспіввісність, згинальна або горизонтальна неспіввісність) або їх комбінація.

Система опорно-упорного підшипника більш складна, ніж система опорних підшипників і заслуговує на особливу увагу. Ванг та співавтори [90,91] представили модель такої системи. Хоча кілька фундаментальних питань, таких як сполучення і основна робота системи опорно-упорного підшипника була чисельно досліджена, проте в моделі не було враховано вплив пружності [90]. радіального та упорного підшипників ковзання. У роботі враховувалося два види неспіввісності: осьова та згинальна. Для розрахунку пружних деформацій використовувався метод кінцевих елементів.

У роботі [40] розглянуто нелінійну динаміку гнучкого ротора. Вал обертається на двох радіальних підшипниках, осьове навантаження сприймає «дефектний» упорний підшипник. Під дефектом мається на увазі перекіс валу. Через перекос роботи упорного підшипника нелінійна. Вал змодельований за допомогою кінцевої елементної моделі з урахуванням гіроскопічних рухів. Результати показали, що дефект підшипника вводить додаткову критичну швидкість.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | МРТАМ 23.22377.000. ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 25 |

2. МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ УПОРНИХ ПІДШИПНИКІВ З ЛАЗЕРНИМ ТЕКСТУРУВАННЯМ ПОВЕРХНІ

2.1. Геометрія упорного підшипника ковзання

На Рисунку 2.1 схематично представлений упорний ПК. Горизонтальний ротор 1, на якому жорстко закріплена п'ята 2, обертається з постійною кутовою швидкістю щодо підп'ятника 3. При створенні математичної моделі упорного ПК були прийняті наступні припущення [24, 26]: осьове навантаження N на ротор постійне та врівноважене реакціями МШ; площина п'яти паралельна площині підп'ятника і займає певне рівноважне положення щодо корпусу; вісь упорного ПК збігається з віМШю обертання ротора.

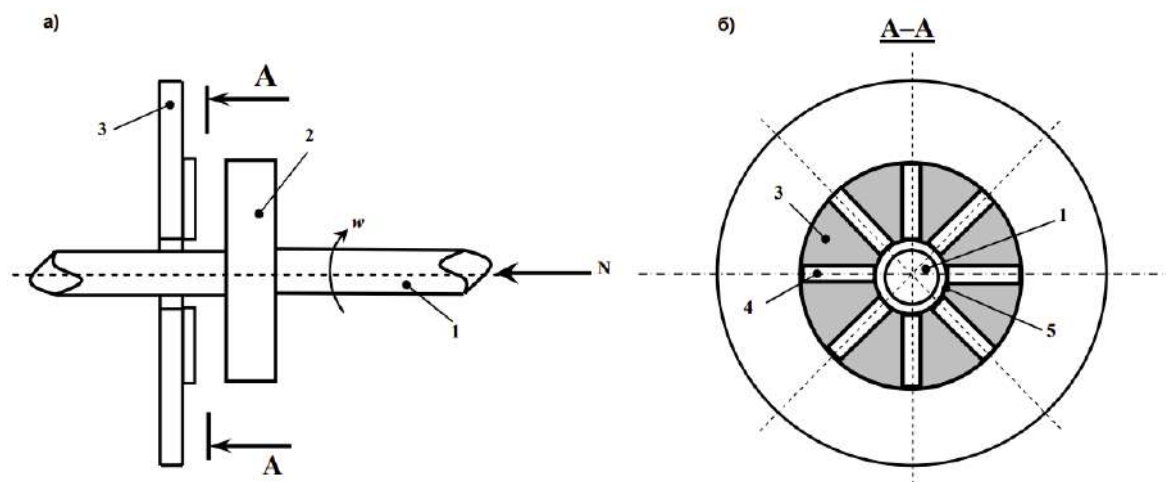


Рисунок 2.1. Схема упорного гідродинамічного підшипника (а) – вид збоку; б) – розріз АА): 1 – ротор; 2 – п'ята; 3 – УП; 4 – осьова канавка; 5 – кільцева канавка

Поверхня упорного ПК розділена на сегменти канавками 4. На поверхні сегментів за допомогою лазерного текстурування нанесені мікроямки (рисунок 2.2) заданої глибини h_p (рисунок 2.2, б), радіусом r_p (рисунок 2.2, в).

| | | | | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|--|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | | | |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | | | | 26 |

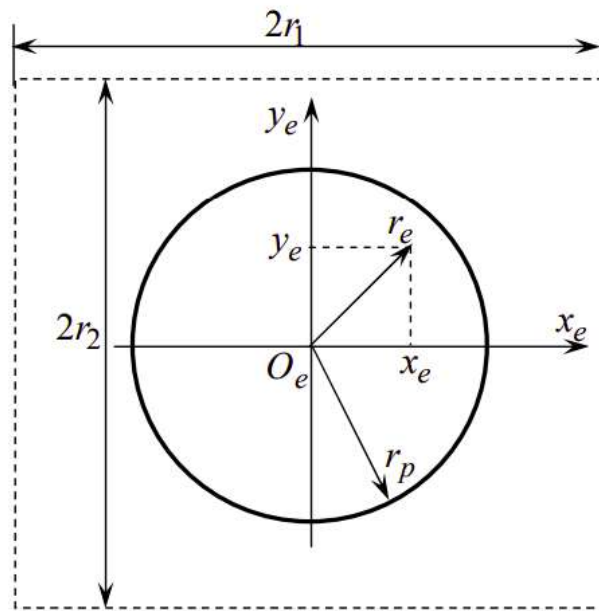
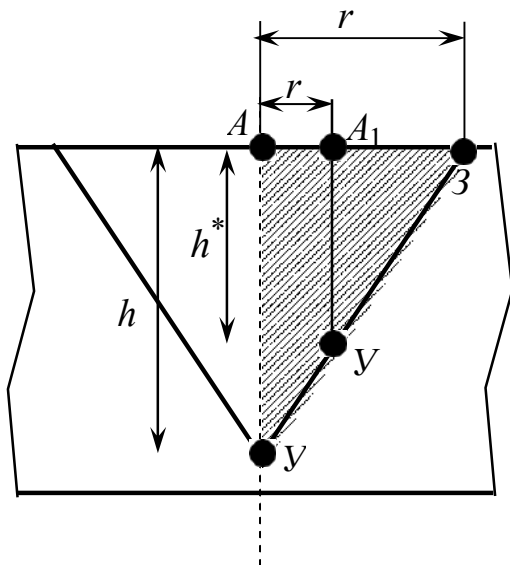
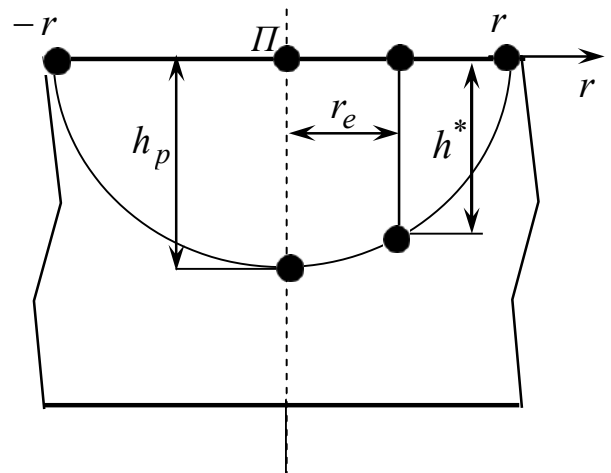


Рисунок 2.5. Квадратний осередок в координатах $O_e x_e y_e z_e$

а)



б)



Під час проведення чисельних досліджень було прийнято такі допущення [24, 26]: режим руху РМ передбачається ламінарним; частки СМ на кордоні з твердим тілом мають швидкість, що відповідає точці тіла; рух п'яти у радіальному напрямку не враховується; тиск за товщиною МШ приймається

| | | | | |
|------|------|----------|--------|------|
| | | | | |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |

постійним; гідродинамічна реакція МШ спрямована нормалі до поверхні п'яти; внаслідок симетрії завдання визначення полів тисків проводилося для одного сегмента упорного ПК; сегменти упорного ПК вважаємо нерухомими і прямокутною форми, тангенціальний розмір сегмента упорного ПК L дорівнює дузі середнього радіусу, а ширина – сили інерції МШ не враховуються.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | МРТАМ 23.22377.000. ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 30 |

3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ УПОРНИХ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ

Експериментальні дослідження проводилися для визначення впливу параметрів лазерного текстурування на несучу здатність та втрати на тертя упорного ПК [32], а також для перевірки адекватності отриманої математичної моделі.

Дослідження впливу лазерного текстурування поверхні на гідромеханічні характеристики упорного гідродинамічного сегментного підшипника проводилися автором у лабораторії «Триботехніка» ізраїльського технологічного інституту «Техніон» (м. Хайфа). Подібні дослідження виконували раніше, результати яких представлені в роботах Етсіона [35].

3.1 Опис експериментального стенду

Загальний вигляд та схема експериментального комплексу наведено на Рисунку 3.1. Основою установки є свердлильний верстат 1. Обертання від електродвигуна 2 передається на вал 7 через клинопасову передачу (3 – провідний ролик, 4 – клиновий ремінь, 5 – ведений ролик). Підшипниковий вузол складається з п'яти 8 і під'ятника 9 поверхні яких паралельні. П'ята обертається із заданою швидкістю разом із валом 7. Під'ятник жорстко зафіксований у корпусі стенда. Для спостереження за експериментом стінки захисного корпусу 10 виконані з оргскла. Осьове навантаження F забезпечує вантаж 11. На кінці важеля з протилежної сторони від вантажу 11 встановлений датчик для вимірювання зусилля стиснення («Kraft Aufnehmer Typ C9B», НВМ, Німеччина) 12, який дозволяє контролювати навантаження, що додається. Вода надходить у корпус упорного підшипника трубопроводом з бака 15 і розтікається по поверхні тертя під'ятника. Для вимірювання моменту в'язкого тертя в експерименті використовували датчик моменту (Wagezelle Load Cell Typ Z8, НВМ, Німеччина) 13 (рисунок 3.2).

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | МРТАМ 23.22377.000. ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 31 |

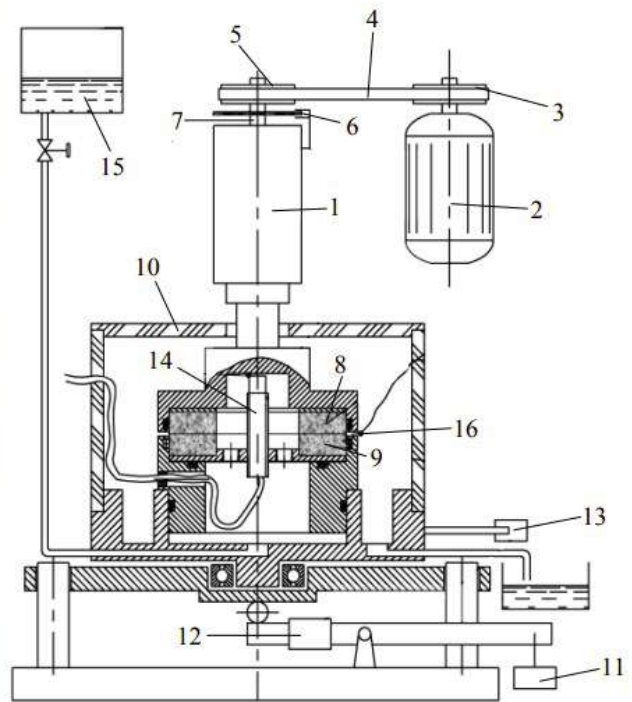


Рисунок 3.1 – Загальний вигляд (а) та схема експериментального комплексу (б)

Датчик визначення товщини мастильного шару (води) 14, представлений на Рисунку 3.3, і датчик визначення швидкості обертання ротора 6 (фото представлено на Рисунку 3.4), встановлені на стенді, виконані за інтелектуальною ретковою системою (НВМ, Німеччина).



Рисунок 3.2. Датчик вимірювання крутного моменту

| | | | | |
|------|------|----------|--------|------|
| | | | | |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |

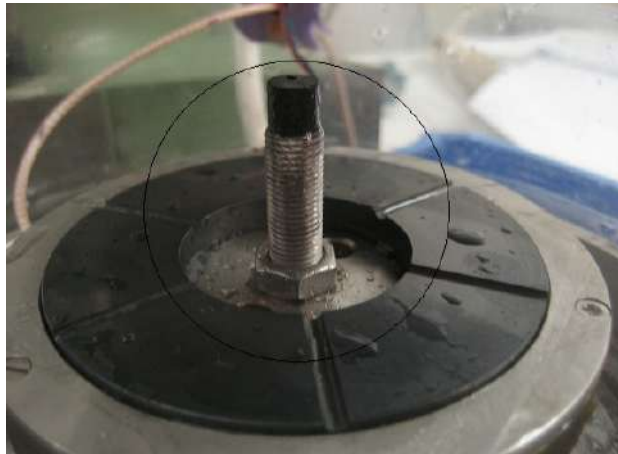


Рисунок 3.3. Датчик вимірювання товщини мастильного шару



Рисунок 3.4. Датчик вимірювання швидкості обертання ротора

Основні переваги даної системи: безконтактний спосіб визначення потрібних параметрів; низька похибка вимірів; на сигнал датчика практично не впливають вологість, тиск та забрудненість навколишньої газової середовища. Вихрострумова система (рисунок 3.5) складається з датчика та електронного блоку. Датчик (рисунок 3.6) являє собою металевий зонд з діелектричним наконечником (до якого міститься котушка індуктивності).

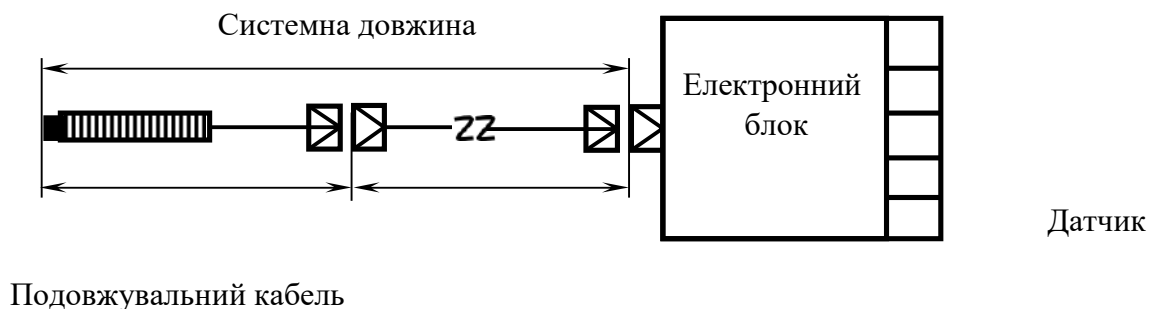


Рисунок 3.5. Схема вихрострумової системи

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | МРТАМ 23.22377.000. ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 33 |

За допомогою кабелю датчик підключається до електронного блоку. Електронний блок виробляє сигнал збудження котушки індуктивності датчика та здійснює виділення інформативного параметра. Після обробки інформації електронний блок створює електричний сигнал прямо пропорційний відстані від торця датчика до контрольованого об'єкта.

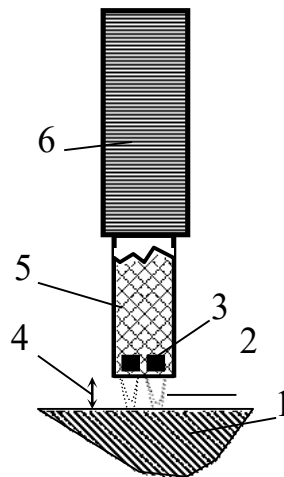


Рисунок 3.6. Схема вихрострумове датчика: 1 - об'єкт контролю; 2 – електромагнітне поле; 3 – плоска котушка; 4 - зазор, що вимірюється; 5 – діелектричний наконечник; 6 – металевий циліндричний корпус із різьбленням

Термопара ТХК 16 (представлена на Рисунку 3.7), що прилягає до зовнішньої кромки підп'ятника, дозволяє контролювати температуру води.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | МРТАМ 23.22377.000. ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 34 |



Рисунок 3.7. Термопара ТХК

У таблиці 3.1 представлені межа вимірювань та клас точності використовуваних в експерименті датчиків. Усі величини, що вимірюються, змінюються за лінійним законом $y = kx + b$. Для тарування датчиків використовувалися вимірювальні прилади (мікрометр настільний, тахометр, термометр, таровані грузики). Значення, виміряне на приладі, порівнювалося зі значенням, яке визначає датчик, і якщо потрібно коригування, змінювалися коефіцієнти k і b .

Таблиця 3.1

Технічні характеристики датчиків

| Вид датчика/назва | Межа вимірів | Клас точності |
|---|----------------|---------------|
| Датчик вимірювання зусилля стиснення/ Kraft Aufnehmer Typ C9B | 50Н...50 кН | 0,5 |
| Датчик вимірювання крутного моменту/ Wagezelle Load Cell Typ Z8 | 5...1000 Нм | 0,5 |
| Датчик визначення товщини мастильного шару, НВМ | 0,1...2,1 мм | 0,5 |
| Датчик визначення швидкості обертання ротора, НВМ | 5...60000 хв-1 | 0,5 |

Всі дані з датчиків приходять на багатоканальний контролер ВЕ 3200 (НВМ, Німеччина), який дозволяє посилити сигнал, який отримується від датчиків, і перетворити його на цифровий. Після обробки сигнал надходить на РСІ-контролер, встановлений у ПК. РСІ-контролер разом з багатоканальним контролером ВЕ 3200 та датчиками утворюють інформаційно-вимірвальну систему (ПС) (рисунок 3.8).

Інструментом для автоматичного збору та обробки експериментальних даних є програмне забезпечення Perception. Діалогове вікно інтерфейсу користувача складається з двох частин: (рисунок 3.9).

У першій частині (блок 1) розташовані блок 1а тарування та перевірки працездатності датчиків. У блок 1б вручну записуються вихідні дані експерименту (у лівому стовпці по порядку зверху вниз: № експерименту, № зразка п'яти і під'ятника, щільність розподілу ямок, глибина ямки, діаметр ямки, тип мастила, площа обробленої поверхні колодки), а також праворуч у блоці фіксується миттєва швидкість обертання, величина навантаження, тривалість експерименту. У другій частині (блок 2) розташовані графіки вимірюваних величин (коефіцієнт тертя, зазор, температура, тангенціальне навантаження, осьове навантаження).

Система змащування упорного підшипника ковзання виконана за замкнутою схемою і включає: бак «для зливу води», електричний гідронасос, фільтр грубого очищення для запобігання попаданню дрібнодисперсних сторонніх включень в мастильний шар підшипника, вентилі, з'єднувальні трубопроводи, води». Вода надходить у зону контакту з бака «подачі води», у якому встановлено кінцевий вимикач. При заповненні бака поплавком замикає кінцевий вимикач і насос перестає перекачувати воду з бака «для зливу води».

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | МРТАМ 23.22377.000. ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 36 |

Програмне забезпечення
"Perception"

ПК

РСІ-
контролер

Багатоканальний
контролер ВЕ3200

**Датчики, що використовуються в
експерименті:**

1. Датчик температури.
2. Датчик вимірювання швидкості.
3. Датчик вимірювання товщини
мастильного шару.
4. Датчик вимірювання крутного
моменту
5. Датчик вимірювання зусилля
стиснення

Рисунок 3.8. Схема інформаційно-вимірювальної системи

Використані в експерименті п'ята та підп'ятники виконані у вигляді дисків з карбиду кремнію (SiC), товщиною 10 мм, із зовнішнім діаметром 85 мм та внутрішнім 40 мм. Підп'ятник розділений радіальними канавками на шість сегментів, на поверхні яких завдано лазерне текстурування. Для визначення впливу лазерного текстурування поверхонь сегментів підп'ятника на характеристики УГСП у всіх випробуваннях були використані: одна п'ята (рисунок 3.10, а) та 3 сегментні підп'ятники (без лазерного текстурування поверхні (рисунок 3.10, б, 3.11, а, б); «одностороннім» текстуруванням, коли

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | МРТАМ 23.22377.000. ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 37 |

обробляється тільки одна частина поверхні з боку входу в сегмент обертання п'яти (рисунок 3.11, а); з «двостороннім» текстурванням, коли обробляється дві частини поверхні з боку входу та виходу з сегмента (рисунок 3.11, б)).

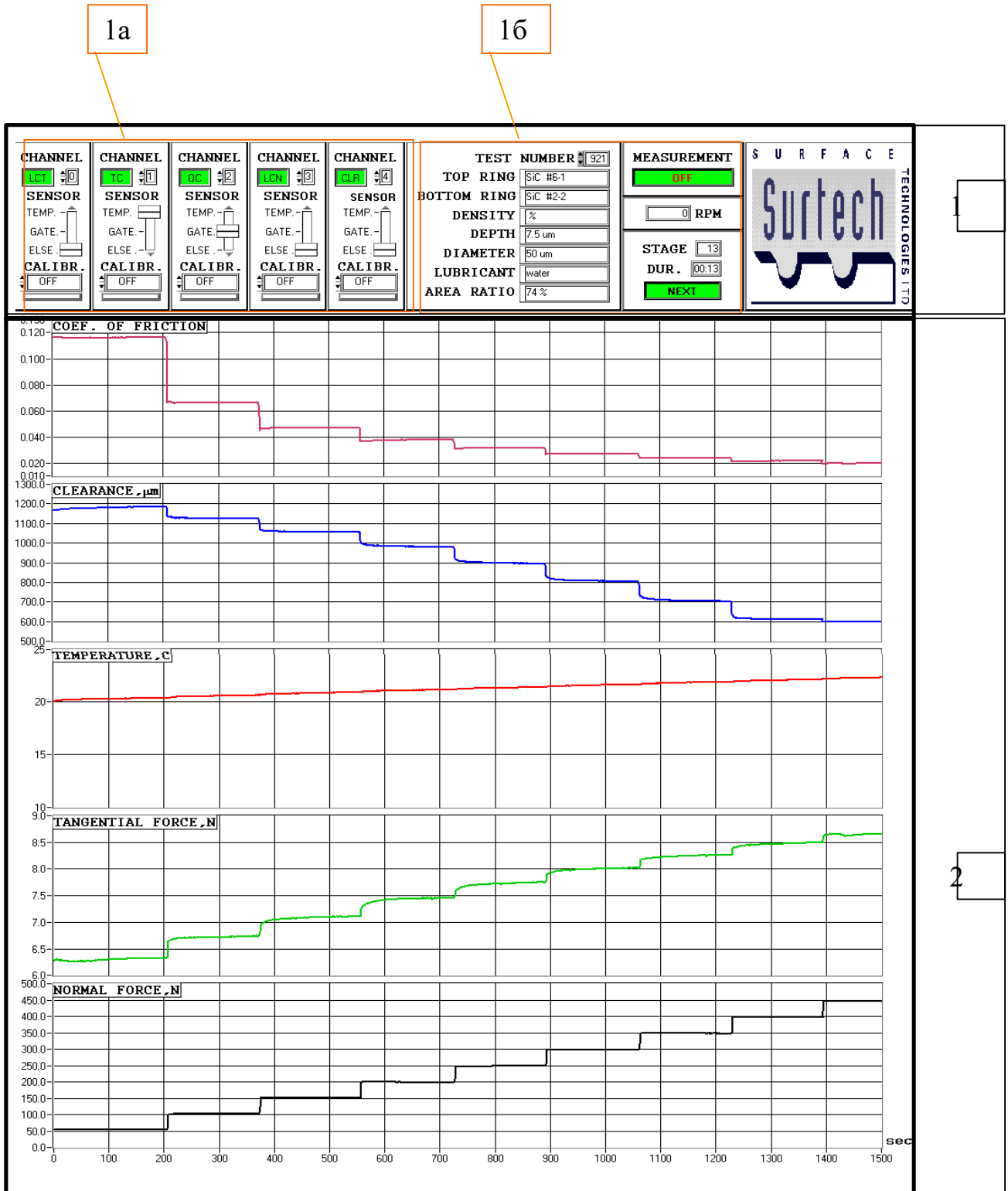


Рисунок 3.9. Інтерфейс програми користувача

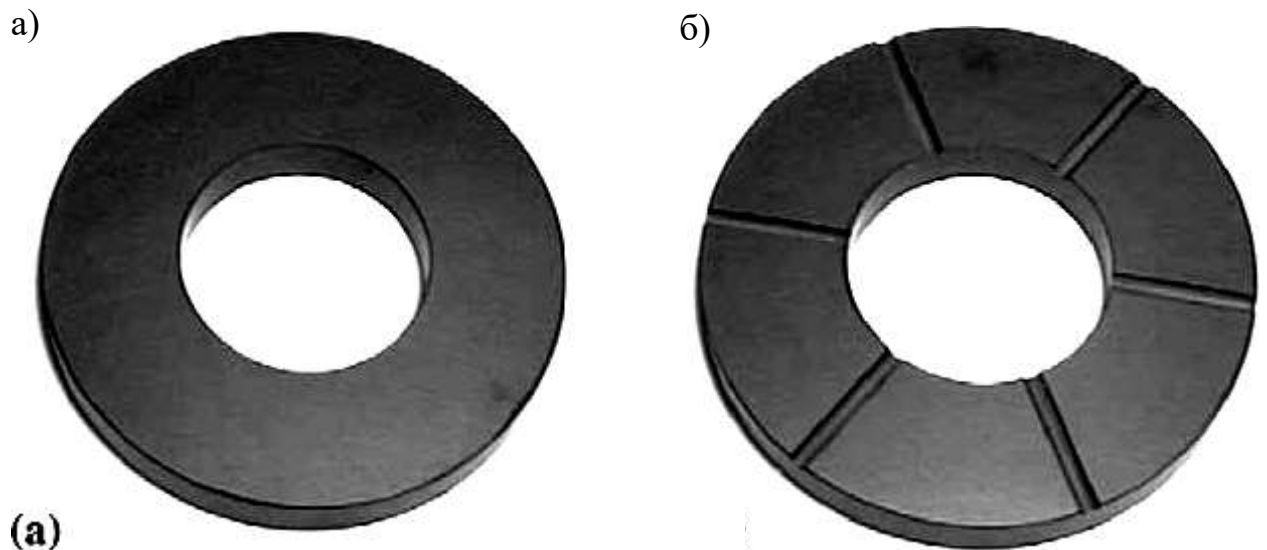
| | | | | |
|------|------|----------|--------|------|
| | | | | |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |

MPTAM 23.22377.000. ПЗ

Арк.

38

На фотографіях темна частина під'ятника – необроблена, світла – оброблена. Обробляли поверхні дисків за допомогою пульсуючого лазера на алюмоітрієвому гранаті, легovanому неодимом, з частотою 5 кГц.



(a)
Рисунок 3.10. Фотографії зразків п'яти (а) та під'ятника з гладкою поверхнею (б)

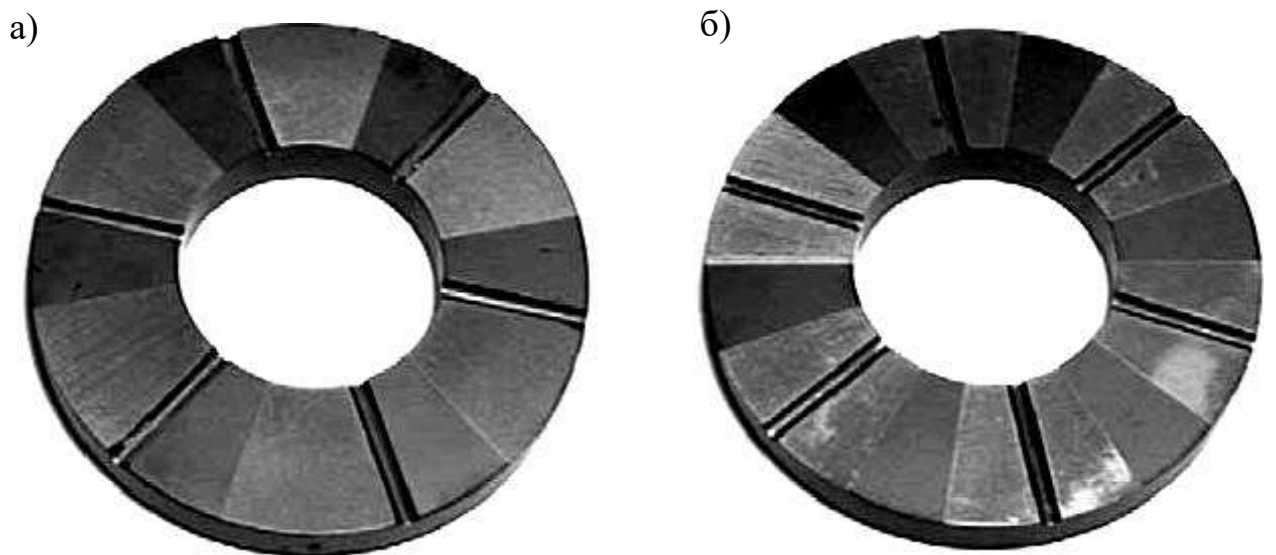


Рисунок 3.11. Фотографії зразків під'ятників з «одностороннім» (а) та «двостороннім» лазерним текстуванням поверхні

Вимірювання параметрів лазерного текстування під'ятників виконувались на електронному мікроскопі Veeco Wyko NT1100 (рисунок 3.12),

їх значення наведені в таблиці 3.2.



Рисунок 3.12 – Мікроскоп Veeco "Wyko NT1100"

Осьове навантаження F збільшувалося з кроком 40 Н від 160 Н до 460 Н, час одного кроку 60 секунд. Нижня та верхня межа навантаження обмежувалася експериментальною установкою. На кожному кроці фіксувалася товщина мастильного шару h , мкм, момент в'язкого тертя $M_{тр}$, Нм і температура води, °С. Експеримент проводився при двох швидкостях обертання ротора: 1500 та 3000 хв-1.

Таблиця 3.2

Параметри обробки поверхні під'ятника

| Вид текстурування | h_p , мкм | r_p , мкм | S_p | α ,% |
|-------------------|-------------|-------------|-------|-------------|
| "одностороннє" | 6,3 | 34,5 | 0,68 | 74 |
| "двостороннє" | 6,5 | 36,1 | 0,64 | 74 |

Встановлено, що в процесі лазерного текстурування навколо ямок утворюються напливи заввишки близько 2 мкм (рисунок 3.13). Для усунення цих нерівностей поверхня зразків полірувалася, а заміряна на профілометрі SurfTest (Mitutoyo, Japan) шорсткість стала рівною $Ra = 0,04$ мкм. Вихідна шорсткість поверхонь п'яти та нетекстурованого під'ятника $Ra = 0,03$ мкм. Для коректності порівняння характеристик упорних ПК із текстурованими та нетекстурованими поверхнями під'ятників шорсткість необробленого під'ятника була доведена до значення $Ra = 0,04$ мкм.

3.2 Постановка завдань та планування експерименту

Упорний вузол ротора турбокомпресора є складною багатофакторною системою з великою кількістю управляючих параметрів. Для дослідження певних явищ упорного підшипника, потрібно зафіксувати другорядні параметри та визначити варіювані характеристики та діапазон їх зміни. Виходячи з цього, був сформований набір керованих параметрів: кутова швидкість обертання валу, осьове навантаження на під'ятник, тип обробки

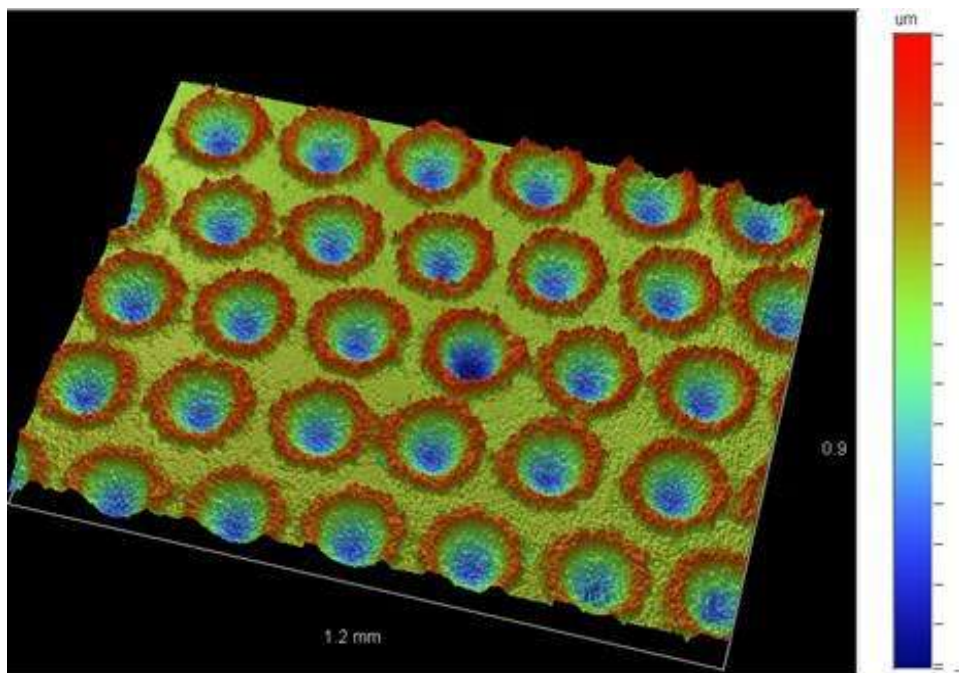


Рисунок 3.13 – Фрагмент поверхні з лазерним текстуруванням поверхні сегментів під'ятника. Діапазони зміни керованих параметрів, що

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | МРТАМ 23.22377.000. ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 41 |

визначаються можливостями експериментальної установки, наведено в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3

Керуючі параметри експериментальних досліджень

| Керуючий параметр | Діапазон зміни | Кількість рівнів, L |
|-----------------------------------|----------------------------|---------------------|
| Частота обертання валу n, хв-1 | 1500, 3000 | 2 |
| Тип поверхні сегменту упорного ПК | - текстурований | 2 |
| | - гладкий, нетекстурований | 1 |
| Цикл навантаження підп'ятника | 160 ... 460 | 1 |

Проведення експериментальних досліджень відповідно до таблиці 3.3 призводить до необхідності планування багатофакторного експерименту. Основними цілями планування є: мінімізація часу проведення експерименту, його вартості та помилок вимірювання при отриманні максимально можливої інформації та максимальному контролю за зовнішніми та сторонніми впливами.

Для скорочення часу монтажних робіт серії дослідів кожної швидкості проводилися окремо. При плануванні експерименту внаслідок більшої точності та менших витрат часу використовувався факторний план, коли всі рівні одного параметра, що управляє, комбінуються з усіма рівнями інших.

Необхідно відзначити, що зміна відгуку щоразу під час проведення досліду має випадковий характер, тому підвищення точності експериментальних досліджень, зниження впливу випадкових відхилень кожен досвід (при цьому поєднанні вимірюваних параметрів) повторювався сім раз. Таким чином, загальна кількість дослідів становила 42.

3.3. Обробка результатів експериментальних досліджень

Дуже важливо в ході проведення експерименту провести оцінку одержуваних значень вимірювань та виявити чи є серед цих значень вимірювання, проведені з грубими похибками (промахами).

Далі наведено схему виключення грубих похибок та знаходження довірчого інтервалу, якою автор користувався при проведенні випробувань, на прикладі виміряних значень товщини мастильного шару.

Значення товщини мастильного шару в залежності від навантаження для упорного ПК з «одностороннім» текстуруванням для швидкості 1500 хв-1 представлені в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4

Значення товщини мастильного шару, виміряні в ході експерименту

| N, Н | <i>h</i> , мкм | | | | | | |
|------|----------------|------|------|------|------|------|------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| 160 | 8.29 | 8.25 | 8.27 | 8.40 | 8.24 | 8.80 | 8.26 |
| 200 | 7.50 | 7.25 | 7.46 | 7.61 | 7.65 | 7.25 | 7.01 |
| 240 | 6.83 | 6.94 | 6.86 | 6.79 | 7.26 | 6.77 | 6.59 |
| 280 | 6.62 | 6.74 | 6.73 | 6.70 | 6.46 | 6.49 | 6.42 |
| 320 | 6.48 | 6.63 | 6.55 | 6.32 | 6.26 | 6.34 | 6.30 |
| 360 | 6.39 | 6.48 | 6.05 | 6.19 | 6.18 | 6.27 | 6.20 |
| 400 | 5.86 | 6.25 | 5.88 | 6.10 | 6.05 | 6.18 | 6.01 |
| 440 | 5.76 | 5.87 | 5.56 | 5.56 | 5.60 | 5.92 | 5.89 |
| 460 | 5.65 | 5.69 | 5.44 | 5.48 | 5.30 | 5.76 | 5.71 |

Розрахункові значення $u, S_m, |u|$ Таблиця 3.5

| N, Н | μ | S_m | $\Delta\psi$ | $S_m, \%$ μ |
|------|-------|-------|--------------|--------------------|
| 160 | 8.36 | 0.49 | 0.49 | 5.918 |
| 200 | 7.39 | 0.56 | 0.55 | 7.614 |
| 240 | 6.86 | 0.50 | 0.49 | 7.331 |
| 280 | 6.59 | 0.33 | 0.33 | 5.047 |
| 320 | 6.41 | 0.35 | 0.34 | 5.414 |
| 360 | 6.25 | 0.35 | 0.35 | 5.630 |
| 400 | 6.05 | 0.35 | 0.35 | 5.869 |

Розрахунок похибки у визначенні значень середнього арифмітичного коефіцієнта рідинного тертя проводився аналогічним чином і значення похибки також не перевищує 8 %. Виконаний експеримент щодо коефіцієнта рідинного тертя також виявився відтвореним.

3.4. Результати експерименту

На Рис. 3.14 та 3.15 представлені залежності товщини мастильного шару h коефіцієнт в'язкого тертя $f_{тр}$ від навантаження F і швидкості обертання ротора n для трьох видів обробки поверхні підп'ятника. На цих малюнках позначено:

1 – підп'ятник із «одностороннім» лазерним текстуруванням поверхонь сегментів;

2 - підп'ятник з «двостороннім» лазерним текстуруванням поверхонь сегментів;

3 - Підп'ятник без лазерного текстурування поверхні.

Як видно з малюнка 3.14, упорний ПК з текстурованими поверхнями підп'ятників працюють у всьому діапазоні навантажень при більших товщинах мастильного шару, ніж ПК з нетекстурованою поверхнею підп'ятника. При максимальному навантаженні 460 Н та швидкості 1500 об/хв товщини мастильного шару становлять: 1 – 5,9 мкм; 2 – 4,3 мкм; 3 – 1,4 мкм. Таким чином, товщина мастильного шару з «одностороннім» текстуруванням

поверхні під'ятника в 4 рази вище, ніж у нетекстурованого і це співвідношення зберігається для всього діапазону навантажень. Підшипник з «двостороннім» текстурованням поверхні під'ятника має меншу товщину мастильного шару, ніж з «одностороннім» текстурованням, при цьому зберігає значну перевагу в порівнянні з нетекстурованим під'ятником. При швидкості 3000 хв-1 спостерігається підвищення товщини мастильного шару для всіх випробуваних підшипників.

Значення товщини мастильного шару підшипника з «двостороннім» текстурованням під'ятника наближається до значень h при «односторонньому» текстурованні поверхні, причому товщини мастильного шару, як і раніше, приблизно в 3 рази вище, ніж у нетекстурованого під'ятника.

Залежність коефіцієнта тертя для упорного ПК з «одностороннім», «двостороннім» текстурованням поверхні під'ятників та нетекстурованим під'ятником показано на Рисунку 3.15. Коефіцієнти тертя УГСП з текстурованими під'ятниками (криві 1 і 2) відрізняються незначно, але при цьому коефіцієнт тертя для ПК з «двостороннім» текстурованням під'ятника (крива 2) вищий. Коефіцієнт тертя у нетекстурованого під'ятника (крива 3) значно вищий у порівнянні з текстурованими під'ятниками. При 1500 об/хв і найвищому навантаженні 460 Н коефіцієнт тертя для нетекстурованого під'ятника дорівнює 0,026, а для текстурованих під'ятників коефіцієнт тертя не перевищує значення 0,01. При навантаженні 160 Н коефіцієнт тертя дорівнює 0,06 і 0,02 для упорного ПК з нетекстурованим і текстурованим під'ятником відповідно. Таким чином, значення коефіцієнта тертя нетекстурованого під'ятника в 2,5 – 3 рази вище, ніж відповідні значення для УГСП з частковим текстурованням поверхні під'ятника. Аналогічні результати були отримані за швидкості 3000 об/хв. Коефіцієнт тертя зі збільшенням швидкості зростає на 18% для текстурованих під'ятників і на 10% для нетекстурованого під'ятника. Вищий коефіцієнт тертя у ПК з нетекстурованою поверхнею під'ятника пов'язаний зі значно меншою

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | МРТАМ 23.22377.000. ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 45 |

товщиною мастильного шару, ніж при підшипниках з текстурованою поверхнею підп'ятників.

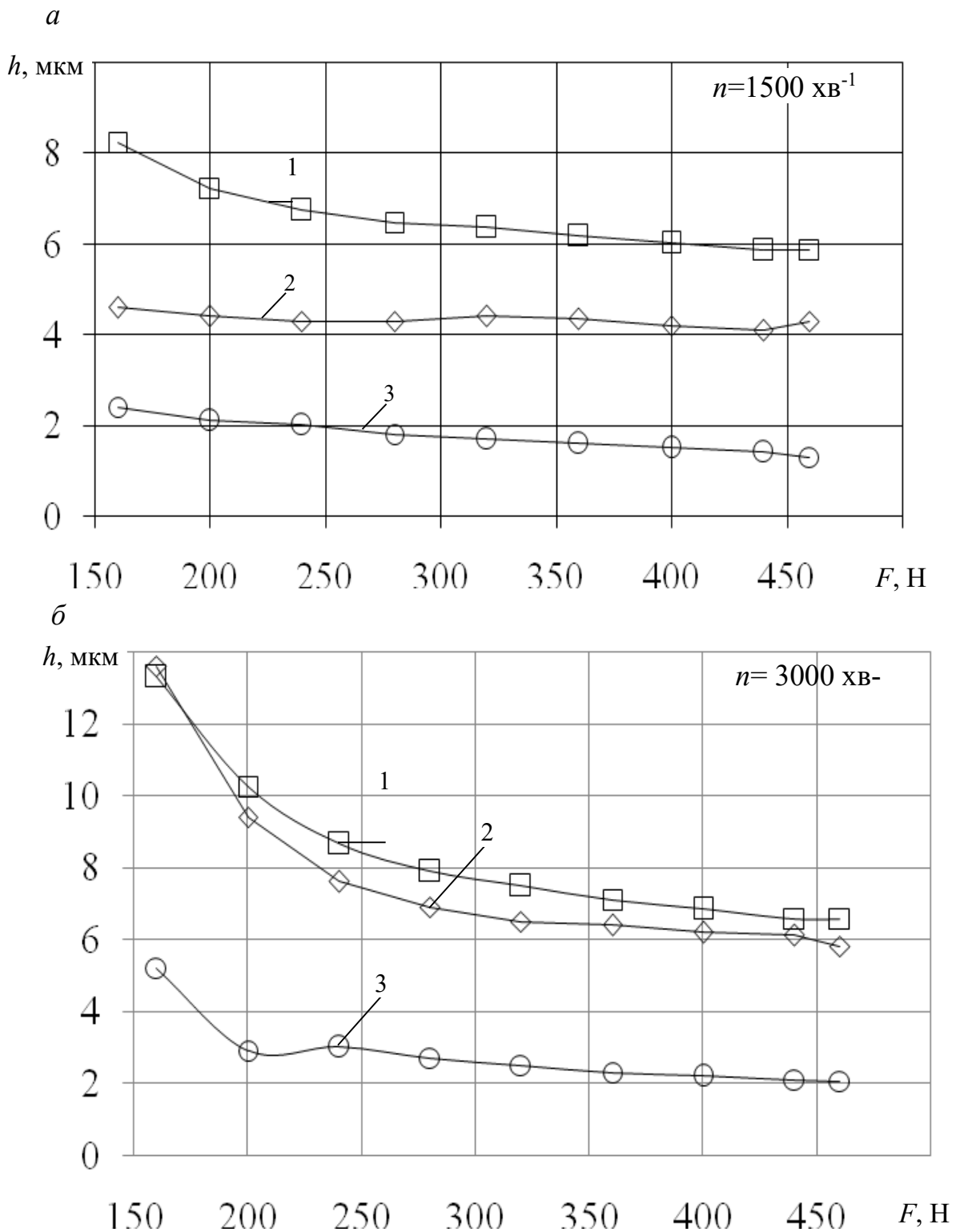
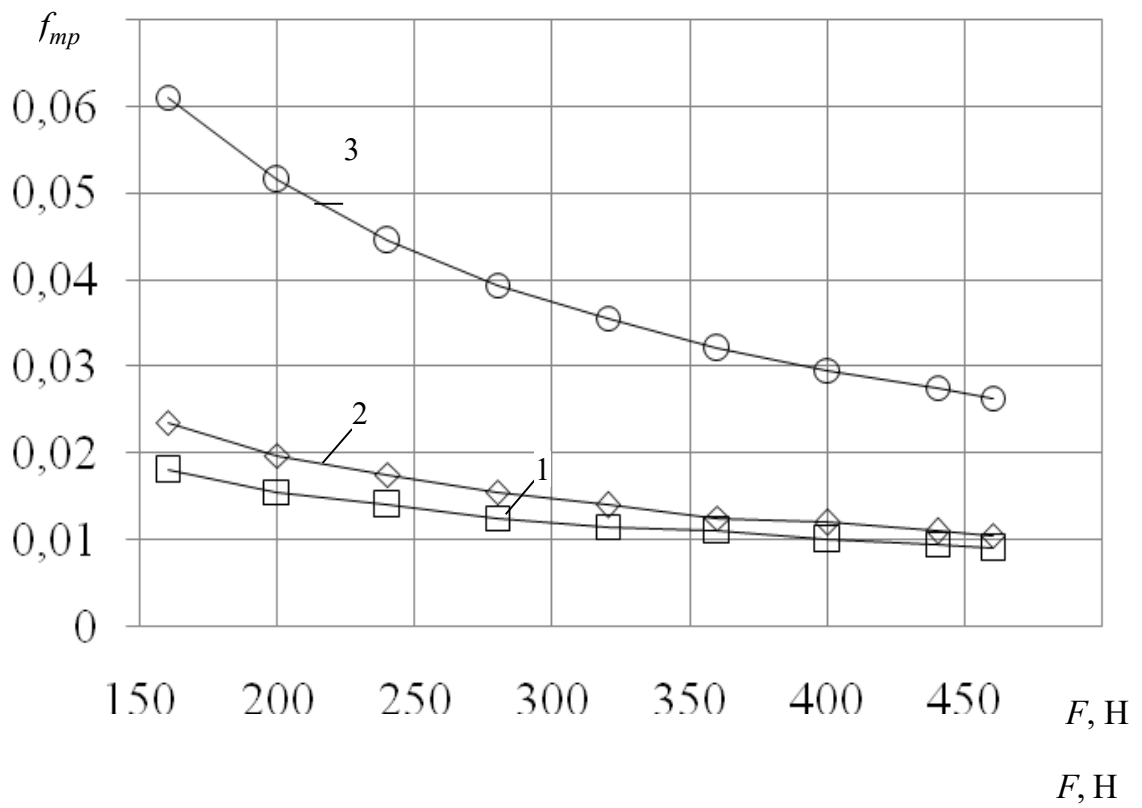


Рисунок 3.14. Залежність товщини мастильного шару від навантаження: а) швидкість обертання ротора 1500 хв-1; б) швидкість обертання ротора 3000 хв-1

| | | | | |
|------|------|----------|--------|------|
| | | | | |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |

a



б

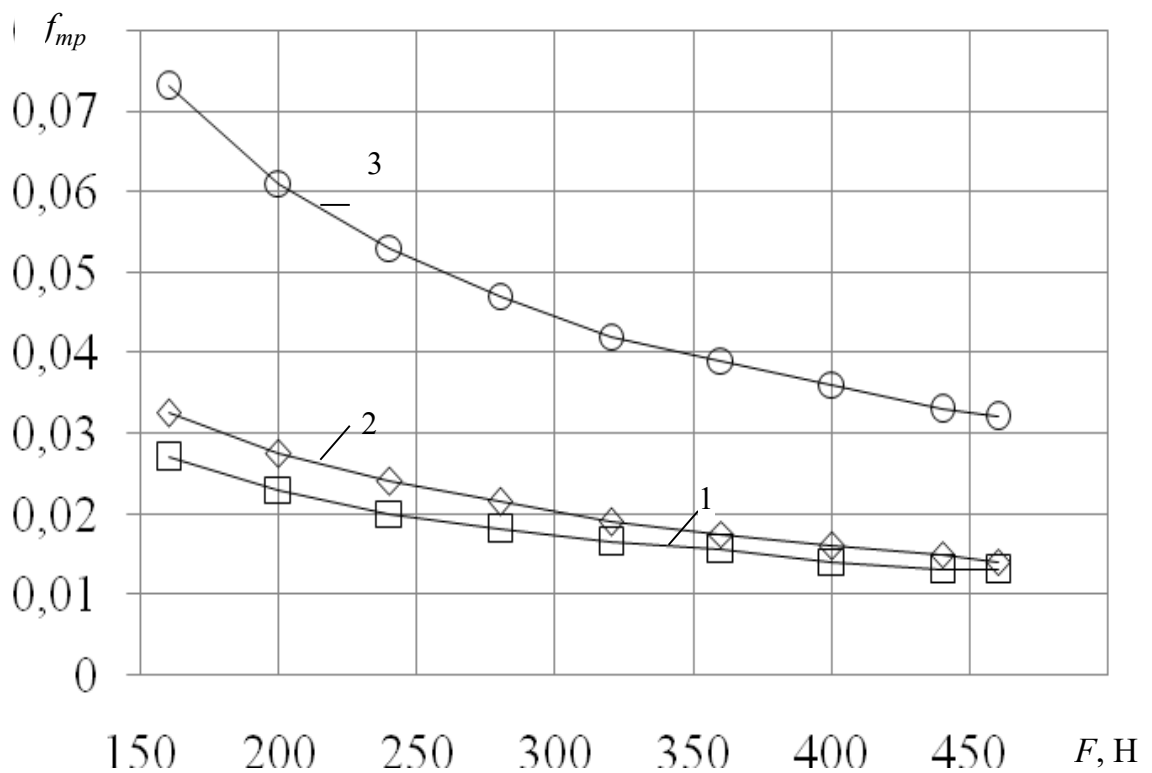


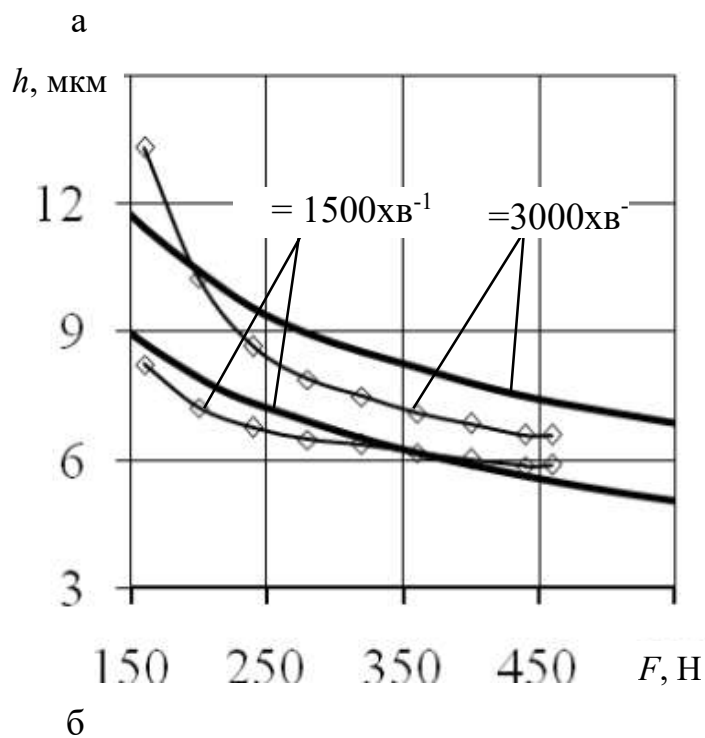
Рисунок 3.15. Залежність коефіцієнта в'язкого тертя від навантаження: а) швидкість обертання ротора 1500 хв-1; б) швидкість обертання ротора 3000 хв-1

| | | | | |
|------|------|----------|--------|------|
| | | | | |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |

3.5. Порівняння експериментальних та розрахункових досліджень

Було виконано порівняння розрахункових значень CP та коефіцієнта тертя, отриманих за допомогою розробленого програмного комплексу [19], з експериментальними результатами. Схема УП, яка використовувалася у випробуваннях, аналогічна представленій на Рисунку 2.1, при цьому $kn = 6$.

На Рисунку 3.16 представлені залежності товщини МШ та коефіцієнта тертя від навантаження, отриманих у результаті експериментальних та розрахункових досліджень. З графіків видно хороший якісний і кількісний збіг результатів. Максимальна розбіжність даних спостерігається при $n = 3000$ хв і не перевищує у відсотковому співвідношенні: для товщини МШ – 11 % при $F = 300$ Н, а для коефіцієнта тертя – 15 % при $F = 450$ Н.



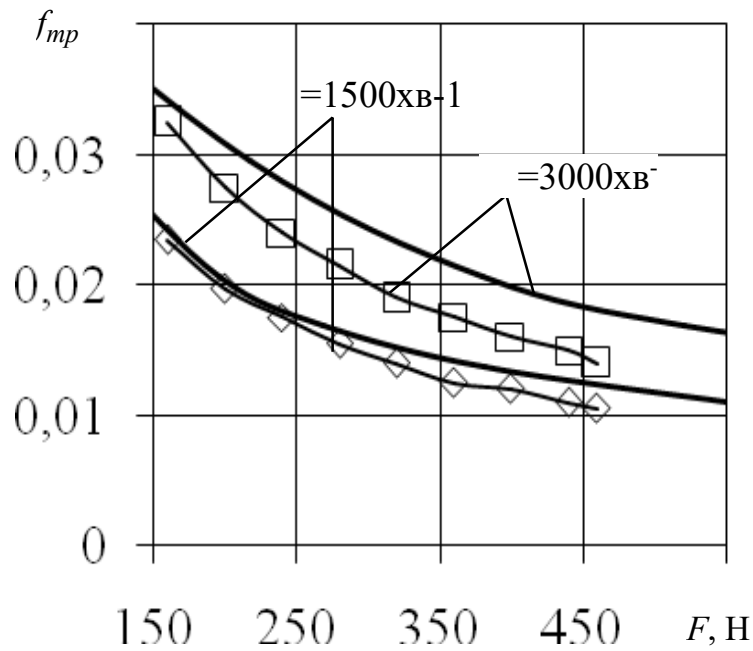


Рисунок 3.16 Залежність товщини МШ (а) та коефіцієнта тертя (б) від навантаження

Також для перевірки адекватності розробленої математичної моделі було проведено тестові розрахунки з використанням експериментальних даних, представлених у роботі Henry Yann [66].

Опорний вузол складається з упорного ПК (бронза UE9P) і п'яти (сталь ХС38). Упорний ПК розділений на 8 сегментів, на поверхні яких нанесено лазерне текстурування. Зовнішній та внутрішній радіус упорного ПК та параметри лазерного текстурування:

$2R2 \square 90\text{мм}$,
 $2R1 \square 50\text{мм}$,
 $\alpha = 0,55$;
 $Sp = 0,56, 0,25$;

$L = 26,92\text{мм}$.

З малюнка 3.17 видно якісне збіг результатів розрахунку авторів, виконаного з допомогою розробленого ПЗ, з експериментальними даними французьких

авторів. Середнє арифметичне відхилення результатів становить не більше 10%.

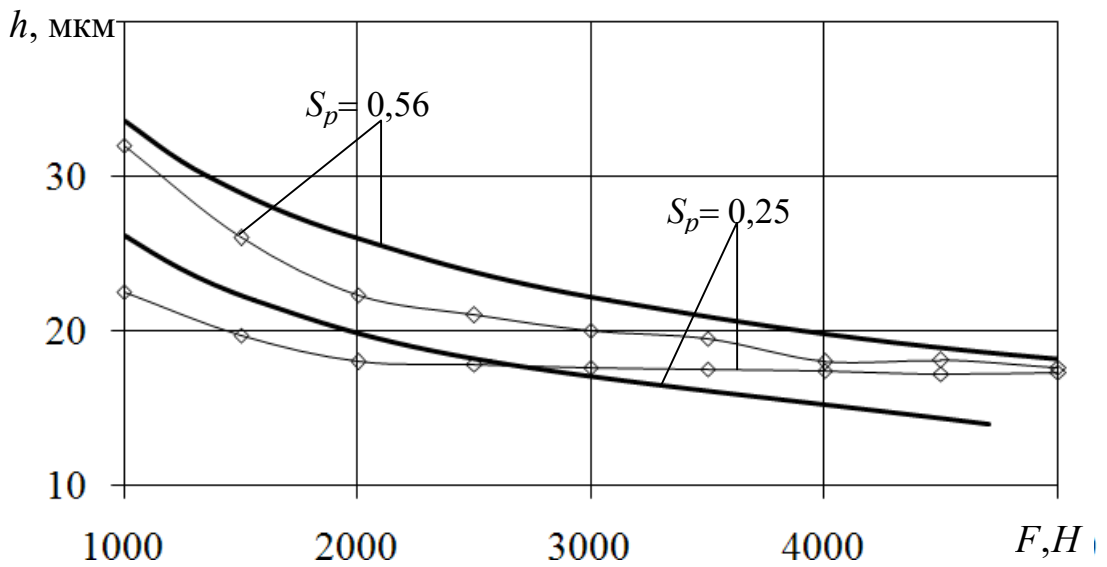


Рисунок 3.17. Залежність товщини МШ від навантаження

4. ПАРАМЕТРИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ УПОРНОГО ПІДШИПНИКА З ЛАЗЕРНИМ ТЕКСТУРУВАННЯМ

4.1. Дослідження впливу параметрів лазерного текстурування поверхні тертя на здатність підшипника, що несе

Дослідження впливу різних параметрів лазерного текстурування на НС підшипника виконувалося визначення найбільш значущих параметрів, і навіть встановлення їх найкращих значень.

Дослідження проводили на прикладі розрахунку ГМХ упорного підшипника ковзання ротора турбокомпресора ТКР-8,5С. Усі вхідні параметри наведені вище при визначенні порядку збіжності та кількості сіток (див. 2.3).

Параметри текстурування змінювалися в межах:

- величина текстурованої частини сегмента: $0 \leq \alpha \leq 1$;
- глибина ямки (10^{-6} м): $5 \leq h_p \leq 30$;
- радіус ямки (10^{-6} м):

Максимальна густина розподілу ямок принципу відсутності накладання ямок один на одного.

На Рисунку 4.1 представлена залежність СР від величини текстурованої частини сегмента при різних значеннях щільності розподілу ямок (S_p). Встановлено, що із збільшенням S_p СР збільшується і досягає максимуму при $S_p = 0,6 - 0,785$. При цьому значення текстурованою частини сегменту лежать у межах $\alpha = 0,5 - 0,7$.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | МРТАМ 23.22377.000. ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 51 |

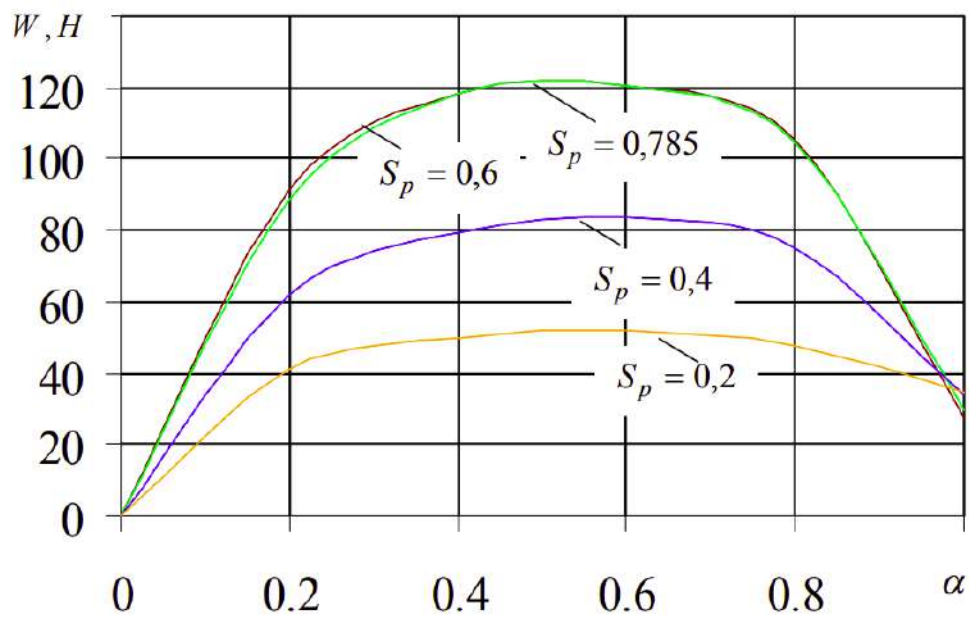


Рисунок 4.1. Залежність НС від різних S_p

Для оцінки процесів, що відбуваються в СМ при повністю і частково оброблених поверхнях сегментів УП, були визначені епюри розподілу гідродинамічних тисків, побудовані на дузі середнього радіусу сегмента, $\alpha = 0,6$ і $\alpha = 1$ (Рисунок 4.2).

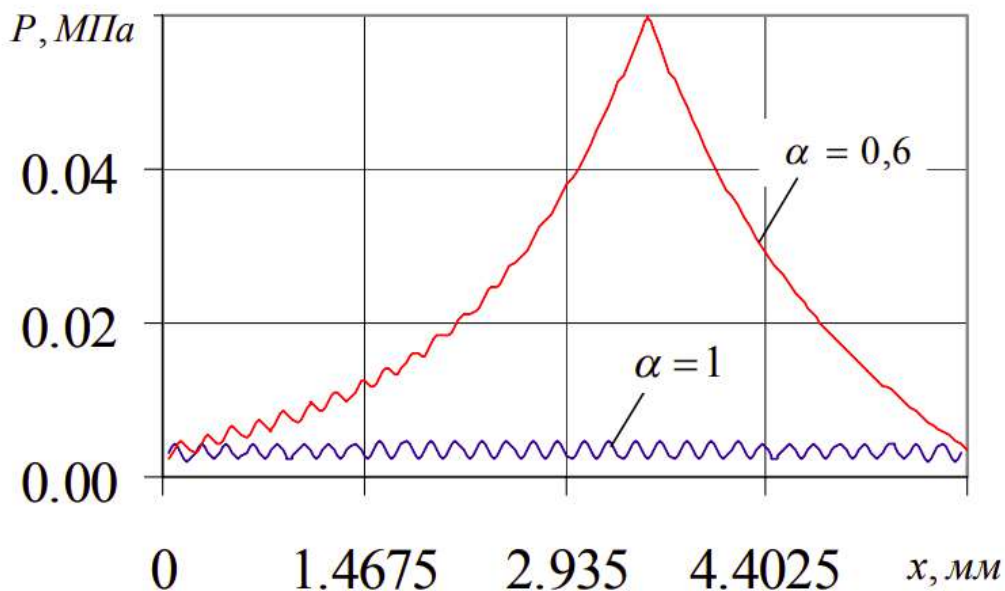


Рисунок 4.2. Розподіл гідродинамічних тисків, побудований на дузі середнього радіусу сегмента

| | | | | |
|------|------|----------|--------|------|
| | | | | |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |

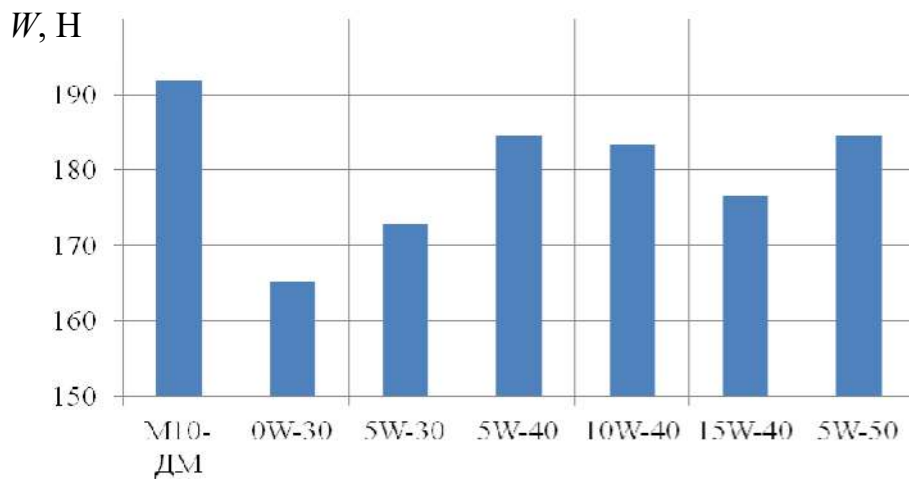


Рисунок 4.4.
Залежність CP
від типу CM

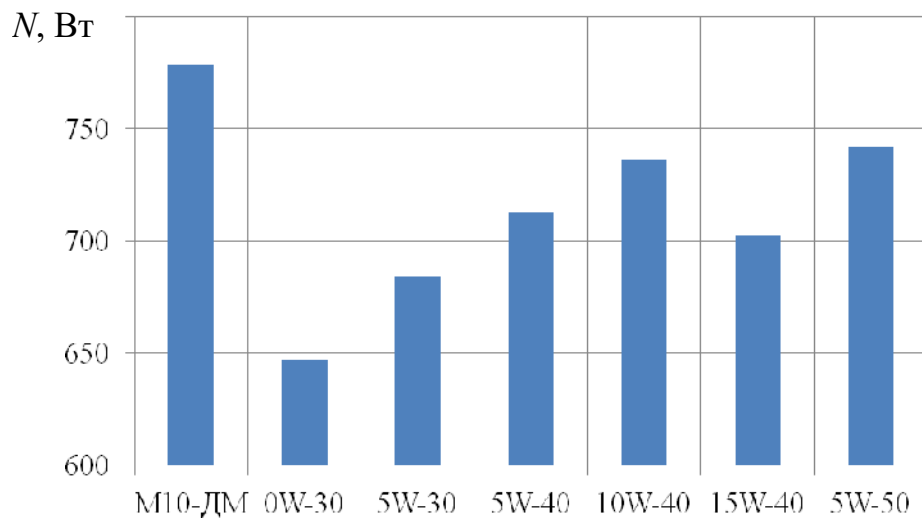


Рисунок 4.5.
Залежність CP
від типу CM

Для того, щоб визначити перевагу використання лазерного текстурування, проведено розрахунок для упорного ПК з двома типами сегментів за наступними параметрами (таблиця 4.1): НС (W , H); втрати потужності на тертя CM (Nтр, Вт); масова витрата CM (Qt, кг/с) залежно від настановного зазору.

Таблиця 4.1.

Результати розрахунку ГМХ двох типів конструкцій УП

| h_y , мкм | W , Н | | N_{mp} , Вт | | Q_m , кг / с | |
|-------------|---------|-------|---------------|-------|----------------|--------|
| | 1 | 2 | 1 | 2 | 1 | 2 |
| 2 | 4578 | 1016 | 1930 | 1638 | 0,5059 | 0,4867 |
| 4 | 1160 | 540,1 | 965 | 906 | 0,8583 | 0,9734 |
| 6 | 527,5 | 320,6 | 643,3 | 633,4 | 1,209 | 1,46 |
| 8 | 305,9 | 212,8 | 482,4 | 488,7 | 1,555 | 1,947 |
| 10 | 203,4 | 151,4 | 385,9 | 398,6 | 1,897 | 2,434 |
| 15 | 102,1 | 79,72 | 257,2 | 274,3 | 2,737 | 3,651 |
| 20 | 66,66 | 52,85 | 192,9 | 210,1 | 3,562 | 4,869 |
| 25 | 50,25 | 40,73 | 154,2 | 170,8 | 4,376 | 6,087 |
| 30 | 41,34 | 3,452 | 128,5 | 144,2 | 5,185 | 7,306 |

У підшипника з сегментами першого типу НС значно вище при $h_y = 2...5$, проте при подальшому збільшенні h_y значення СР наближаються один до одного (рисунок 4.6).

Порівнюючи результати розрахунку втрат на тертя у поєднанні (рисунок 4.7) видно, що підшипник другого типу має значно кращу характеристику при $h = 2 \dots 15$ мкм. Значення N_{tr} для упорного ПК з сегментами у вигляді сходинки Релея вище від 2 до 15%.

Витрата СМ у підшипника другого типу нижча у всьому діапазоні настановного зазору, що говорить про ефективність використання даного типу обробки (рисунок 4.8).

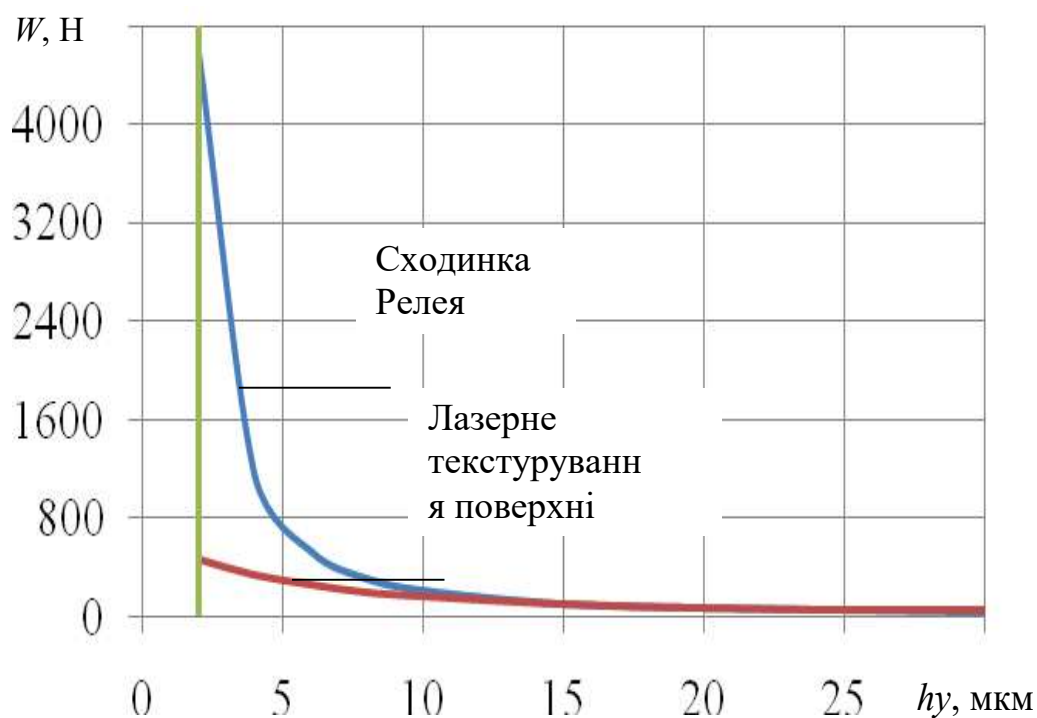


Рисунок 4.6 Залежність НР від настановного зазору

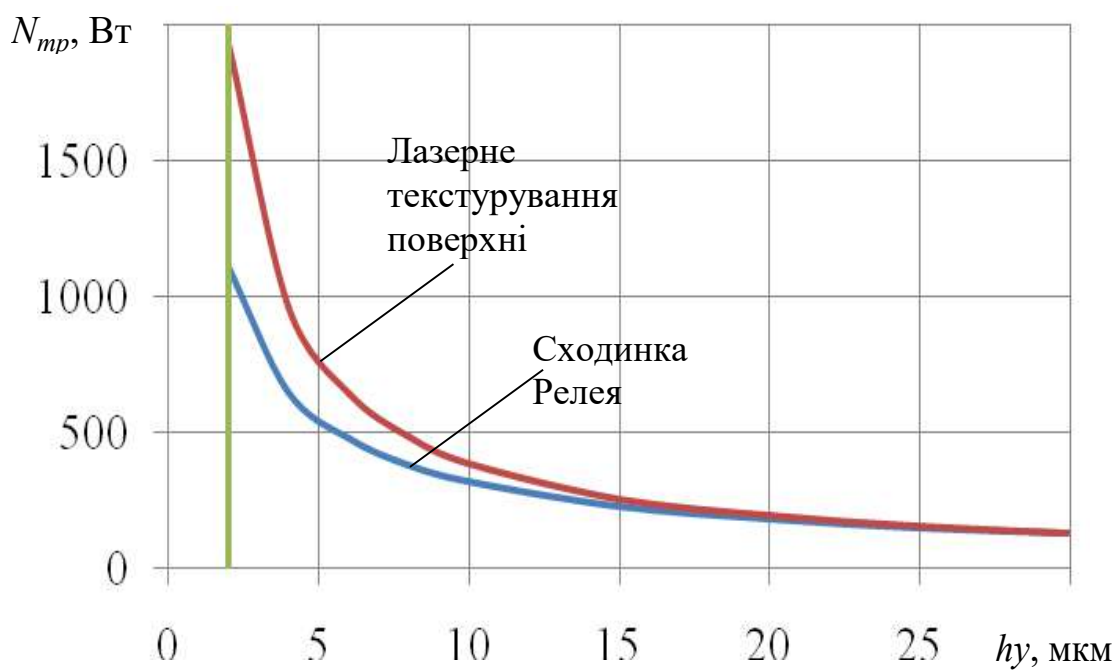


Рисунок 4.7. Залежність втрат на тертя від настановного зазору

| | | | | |
|------|------|----------|--------|------|
| | | | | |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |

4.2. Оптимізація параметрів поверхні сегментів підп'ятника

Розрахункові дослідження виконувались з використанням геометричних та вхідних параметрів для упорного підшипника ковзання ТКР-8,5С.

Для оптимізації процесу чисельних досліджень з пошуку найкращих параметрів обробки сегментів упорних ПК у формі «сходинки Релея» та нанесенням на його частини поверхні лазерного текстурування скористаємося методом «Крутого сходження», який ґрунтується на результатах, отриманих методом дробових реплік [28].

В якості факторів, що впливають, були обрані наступні параметри обробки поверхні упорного ПК:

$$x_1 = \eta \pi \rho \pi;$$

$$x_2 = \Sigma \pi;$$

$$x_3 = \alpha ;$$

$$x_4 = \lambda^2$$

$$l; x_5 = h \text{step} h_y$$

З урахуванням (4.1) та (4.2) рівняння для цільової функції має вигляд:

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_3 x_3 + \beta_{12} x_1 x_2 + \beta_{123} x_1 x_2 x_3 .$$

Для початку руху до оптимуму було визначено центр плану (таблиця 4.2)

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | МРТАМ 23.22377.000. ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 58 |

Таблиця 4.2

Основні характеристики плану дослідів

| Характеристики | x_1 | x_2 | x_3 | x_4 | x_5 |
|---------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Основний рівень | 0,25 | 0,5 | 0,5 | 0,25 | 0,8 |
| Інтервал варіювання | 0,06 | 0,1 | 0,1 | 0,05 | 0,2 |
| Верхній рівень | 0,43 | 0,8 | 1 | 0,5 | 1,2 |
| нижній рівень | 0,07 | 0,1 | 0,1 | 0,2 | 0,4 |

Матриця планування експерименту типу 25-2 представлена у таблиці 4.3.

Таблиця 4.3

Матриця планування експерименту

| № | X_1 | X_2 | X_3 | $- X_1X_2$ | $X_1X_2X_3$ | x_1 | x_2 | x_3 | x_4 | x_5 | y_i |
|---|-------|-------|-------|------------|-------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 1 | - | - | - | - | - | 0,19 | 0,4 | 0,4 | 0,2 | 0,6 | 65.35 |
| 2 | + | - | - | + | + | 0,31 | 0,4 | 0,4 | 0,3 | 1,0 | 79.3 |
| 3 | - | + | - | + | + | 0,19 | 0,6 | 0,4 | 0,3 | 1,0 | 79.45 |
| 4 | + | + | - | - | - | 0,31 | 0,6 | 0,4 | 0,2 | 0,6 | 70.04 |
| 5 | - | - | + | - | + | 0,19 | 0,4 | 0,6 | 0,2 | 1,0 | 63.77 |
| 6 | + | - | + | + | - | 0,31 | 0,4 | 0,6 | 0,3 | 0,6 | 89.23 |
| 7 | - | + | + | + | - | 0,19 | 0,6 | 0,6 | 0,3 | 0,6 | 90.26 |
| 8 | + | + | + | - | + | 0,31 | 0,6 | 0,6 | 0,2 | 1 | 67.11 |

Перевірка значущості коефіцієнтів регресії показала, що всі лінійні коефіцієнти суттєво впливають на величину цільової функції.

Рівняння регресії для розрахунку несучої здатності кодованих змінних:

$$y = 75,564 + 0,856E_1 + 1,151E_2 + 2,029E_3 - 0,05E_1X_2 + 0,2E_1X_2X_3.$$

Рівняння (4.13) з підстановкою фізичних значень факторів, що впливають:

$$y = 14,764 + 76,92\xi_1 + 41,11\xi_2 + 40,58\xi_3 - 50\xi_4 + 20\xi_5.$$

При виборі кроку руху під час виконання розрахунків за основу було

| | | | | | | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|--|--|--|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | | | | | |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | | | | | | 59 |

прийнято крок, що характеризує найбільш істотну зміну цільової функції – величину текстурованої частини сегмента.

Характеристики експерименту представлені у таблиці 4.4.

Після отримання кроків руху на «крутому сходження» було проведено дослідження з пошуку оптимальних значень факторів, що впливають. Результати цього дослідження представлені у таблиці 4.5.

Таблиця 4.4

Характеристики експерименту

| Характеристики-кі | x_1 | x_2 | x_3 | x_4 | x_5 | X_1 | X_2 | X_3 | X_4 | X_5 |
|---------------------|-------|-------|-------|-------|--------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Центр плану | 0,25 | 0,5 | 0,5 | 0,25 | 0,8 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Інтервал варіювання | 0,06 | 0,1 | 0,1 | 0,05 | 0,2 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| Крок руху | 0,051 | 0,14 | 0,1 | -0,01 | -0,014 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |

Подальший рух градієнтом у цій серії дослідів не проводилося, т.к. у наступному (дев'ятому) досвіді результат був гіршим. Аналіз результатів крутого сходження показав, що рух за методом виявилось неефективним, т.к. область оптимуму була далеко від області експериментів.

Таблиця 4.5

Результати «Крутого сходження»

| № кроку | x_1 | x_2 | x_3 | x_4 | x_5 | W |
|---------|-------|-------|-------|--------|-------|-------|
| 1 | 0.25 | 0.50 | 0.50 | 0.2500 | 0.80 | 78.12 |
| 2 | 0.26 | 0.53 | 0.55 | 0.2506 | 0.81 | 79.4 |
| 3 | 0.28 | 0.56 | 0.60 | 0.2512 | 0.82 | 80.75 |
| 4 | 0.29 | 0.59 | 0.65 | 0.2518 | 0.83 | 81.85 |
| 5 | 0.30 | 0.61 | 0.70 | 0.2525 | 0.84 | 82.86 |
| 6 | 0.31 | 0.64 | 0.75 | 0.2531 | 0.85 | 83.79 |
| 7 | 0.33 | 0.67 | 0.80 | 0.2537 | 0.86 | 84.66 |
| 8 | 0.34 | 0.70 | 0.85 | 0.2543 | 0.87 | 85.25 |
| 9 | 0.35 | 0.73 | 0.90 | 0.2549 | 0.88 | 85.18 |

Тому на другому етапі оптимізації було взято центр плану в області,

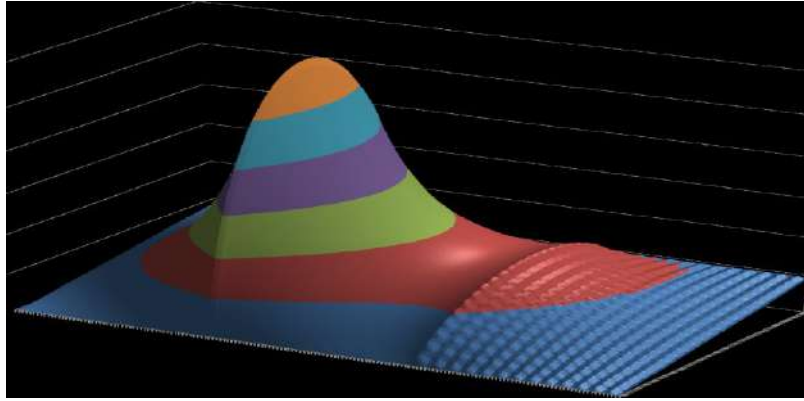


Рисунок 4.10. Епюра розподілу гідродинамічних тисків у мастильному шарі для одного сегмента упорного ПК у формі «сходинок Релея» I II

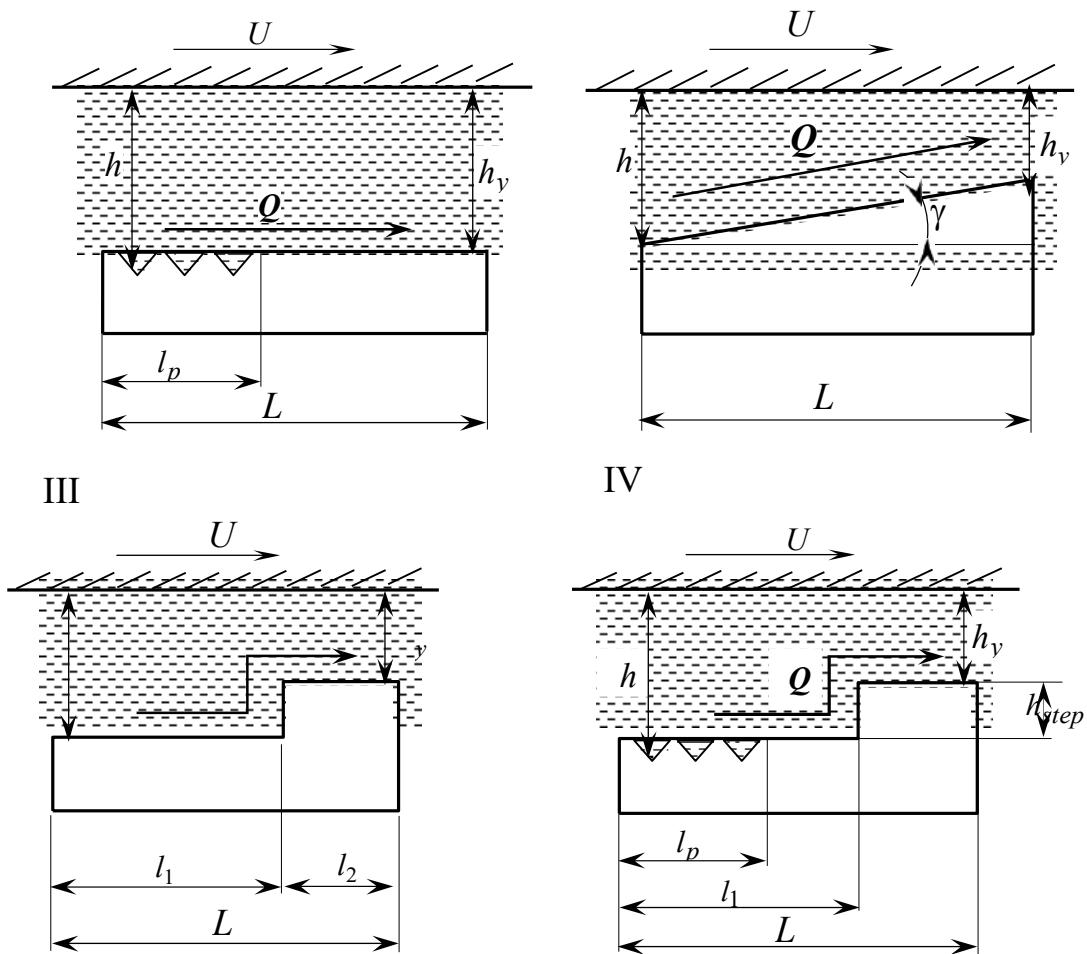


Рисунок 4.11. Конструкції сегментів із різною формою поверхні

тримані результати показали значну перевагу нової конструкції сегментів порівняно з «частковим» текстуванням. Несуча здатність у IV конструкції сегмента на 53 % вища ніж у I. Такого результату вдалося досягти завдяки правильному підбору параметрів конструкції сегментів під'ятника.

Висновки

1. Отримані залежності несучої здатності та гідромеханічних характеристик трибосполучення від параметрів лазерного текстурування поверхонь тертя дозволяють прогнозувати несучу здатність упорного ПК турбокомпресора.

2. Розраховано параметри гідродинамічного упорного сегментного підшипника ковзання турбопресора, з урахуванням властивостей мастильного матеріалу в широкому діапазоні їх зміни на несучу здатність та гідромеханічні характеристики.

3. Проведені експериментальні дослідження впливу параметрів лазерного текстурування на несучу здатність та на коефіцієнт тертя

4. Проведені дослідження та оптимізація гідродинамічного упорного підшипника для турбокомпресора ТКР-8,5С, визначені основні геометричні параметри профілю несучої поверхні ковзання (глибина мікроямки, радіусам), що забезпечують підвищення несучої здатності на 53 % порівняно з частковим лазерним текстуруванням плоскої поверхні при збереженні заданого ресурсу.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | МРТАМ 23.22377.000. ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 63 |

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Фабіано, Б. Чисельна оптимізація нестационарних теплових процесів турбокомпресора / Б. Фабіано, С. Джеральд // «Дінамікс». – 2014. – № 36. – С. 37–39.
2. Фуруїсі. Несуча здатність змащуваних водою плоских упорних підшипників зі спіральними канавками // Фуруїсі, Суганами, Ямамото, Токуміцу // Проблеми тертя. - 1985. - Т. 107. № 2. - С. 124-130.
3. Чернейко, С.В. Експериментальна оцінка характеристик упорного гідродинамічного підшипника з паралельними поверхнями / С.В. Чернейко, О.М. Ципі-нюк // Двигунобудування. - 2014. - №3 (257). – С. 29–33.
4. Еззат. Дослідження термогідродинамічних характеристик повзунів кінцевої ширини / Еззат, Роде // Проблеми тертя та змащення. - 1973. - № 3. - С. 37.
5. Abramovitz S. Теория для слідерного керування з конвекційним rad surface: side flow neglected / S. Abramovitz // J. Franklin Inst. - 1955. - Vol. 259. - P. 221-233.
6. Andharia, PL На стилі lubricant film для optimum performance of longitudinal rough slider bearing / PL Andharia, JL Gupta, GM Deheri // Indus LubricTribo. - 2000. - Vol. 52. - P. 273-279.
7. Andharia, PL Effect of surface roughness on hydrodynamic lubrication of slider bearings / PL Andharia, JL Gupta, GM Deheri // Tribo Trans. - 2001. - Vol. 44. - P.291-298.
8. Anno, JN Microasperity lubrication / JN Anno, JA Walowit, CM Allen // Journal of Lubrication Technology. - 1968. - Vol. 4. - P. 351-356.
9. Anno, JN Load support and leakage from microasperity-lubricated face seal / JN Anno, JA Walowit, CM Allen // Trans ASME, Journal of Lubrication Technology. -1969. - Vol. 10. - P. 726-731.
10. Bagci, C. Hydrodynamic lubrication of finite slider bearings: ефект одного- dimensional film shape and their computer aided optimum designs / C. Bagci, AP // Singh

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | МРТАМ 23.22377.000. ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 64 |

JLubric Techno. - 1983. - Vol. 105. - P. 48-66.

11. Berthe, D. Influence shape defects i surface roughness on hydrodynamics of lubricated systems / D. Berthe, B. Fantino, J. Frene, M. Godet // Journal of Mechanical Engineering Science, Institution of Mechanical Engineers. - 1974. - Vol.16. - P. 156-159.

12. Berthe, D. Equation de l'ecoulement laminaire entre deux parois rapproches en mouvement relative / D. Berthe, M. Godet // CR Academie des Sciences, Paris. - 1971. -Vol. 272. - P. 1010 - 1013.

13. Berger, S. Influence of levelness defect in thrust bearing on dynamic behavior of elastic shaft / S. Berger, O. Bonneau, J. Frene // Journal of Sound and Vibration. -2002. - Vol. 249(1). – P. 41–53.

14. Brizmer, V. A Laser surface textured parallel thrust bearing / V. Brizmer, Y. Kligerman, I. Etsion // Tribology Transactions. - 2003. - Vol. 46(3). - P. 397-403.

15. Bulatov, V. Basics of machining methods to yield wear and fretting resistive surfaces, has regular roughness patterns / VP Bulatov, VA Krasny, YG Schneider // Wear. -1997 – Vol. 208 - P. 132-137.

16. Charitopoulos, AG Effecthiou, CI Papadopulos, PG Nikolakopoulos, L. Kaiktsis // CIRP Journal of Manufactnology. - 2013. - Vol. 6. - P. 128-142.

17. Chen, PYP Use of computational fluid dynamics in hydrodynamic lubrication / PYP Chen, EJHahn // Proc IME. - 1998. - Vol. 212(J). – P.427–436

18. Costa, HL Hydrodynamiclubrication textured steel surfaces under reciprocating sliding conditions / HL Costa, IM Hutchings // Tribology International. 2007 – Vol. 40(8) - P. 1227-1238.

19. Da browski, L. Analysis of Kaplan turbine thrust bearing performance / L. Da browski, M. Wasilczuk, M. Wodtke // Unpublished report for VA Tech Escher WyssRavensburg. - 2003. - Gdansk. - P. 163.

20. Das, NC Study of optimum load capacity of slider bearings lubricated with powerlaw fluids / NC Das // Tribo Int. - 1999. - Vol. 32. - P. 435-441.

21. Dobrica, MB Thermohydrodynamic behaviour of slider pocket bearing / MB

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | MPTAM 23.22377.000. ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 65 |

Dobrica, M. Fillon // ASME Journal Tribology. - 2006. - Vol.128. - P. 312 -320.

22. Dumitru, G. Ablation з арбідних матеріалів з fem to second pulses / G. Dumitru, V. Romano, HP Weber, M. Sentis, W. Marine // Appl. Surf. SCI. - 2003. Vol. 205. - P. 80-85.

23. Elsharkawy, A. Effects of misalignment on the performance of flexible porous journal bearings / A. Elsharkawy // STLE Tribol Trans. - 2003. - Vol.46. – P. 119–127.

24. Etsion, I. A Model for Mechanical seals with regular microsurface structure / I. Etsion, L. Burstein, // Tribology Transactions. - 1996. - Vol. 39 (3). - P. 677-683.

25. Etsion, I. Утворення механічного круглого життя з laser-textured seal faces / I. Etsion, G. Halperin, Y. Greenberg // 15th Int. Conf. на fluid sealing BHR Group, Maastricht. - 1997. -P. 3–11.

26. Etsion, I. Experimental investigation of laser surface textured parallel thrust bearings / I. Etsion, G. Halperin, Y. Kligerman, V. Brizmer, Y. Kligerman // Tribology Letters - 2004. – Vol. 17(2). - P. 295-300.

27. Etsion, I. A laser surface textured hydrostatic mechanical seal / I. Etsion, G. Halperin //Триб. Trans. - 2002. - Vol. 45(3). - P. 430-436.

28. Ettles, CM Solutions for flow in bearing groove / CM Ettles // Proc IME. -1967. – Vol. 68. - P. 120-131.

29. Ettles, C.M. Розвиток Generalized Compulei Analysis або Sector Shaped Tilting Pad Thrust Bearings / C.M. Ettles // ASLE Trans. - 1976. - Vol. 19. No. 2. - P. 153-163.

30. Fantino, B. Charge tournante et defauts de forma en regime transitoire Mecanique / B. Fantino, J. Frene // Materiaux Electricite Revue du GAMI. - 1975. - P. 40-44.

31. Fesanghary, M. Topological and shape optimization thrust bearings для покращеного load-carrying capacity / M. Fesanghary, MM Khonsari // Tribology international. – 2012. –Vol. 53. - P. 2112-2128.

32. Гейгер, М. Вплив лазерно-вироблених мікроструктур на трибологічному поведінці ceramics / М. Гейгер, С. Roth, W. Becker // Surface and Coatings Technology. - 1998.Vol. 101. - P. 17-22.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | МРТАМ 23.22377.000. ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 66 |

33. Gethin,DT Lubricant inertia effects and recirculatory flow in load-capacity optimized thrust pad bearings / DT Gethin // ASLE Trans. - 1987. - Vol. 30. - P. 254-260.
34. Halperin, G. Increasing механічний круглий життя з laser-textured seal faces / G. Halperin, Y. Greenberg, I. Etsion //Proceedings of the 15th International Conf. on Fluid Seal-ing. Maastricht: BHR Group – 1997. – P. 3–11.
35. Hamilton, DB Theory of lubrication by micro-irregularities / DB Hamilton, JA Walowit, CM Allen // Trans ASME, Journal of Basic Engineering. - 1966. - Vol. 88(1). -P. 177 - 185.
36. Hargreaves, DJ Surface waviness ефекти на load carrying capacity of rectangularslider bearings / DJ Hargreaves // Wear. - 1991. - P. 137-151.
37. Henry, Y. Experimental investigation on hydrodynamic parallel surface thrust bear- ings with textured pads / Y. Henry, J. Bouyer, M. Fillon // World Tribology Congress 2013. Torino, Italy, September 8 – 13, 2013. 1 – 4.
38. Heshmat, H. Mixing inlet temperatures в hydrodynamic bearings / H. Heshmat, O. Pinkus // Trans ASME - J Tribol. - 1986. - Vol. 108(2). - P. 231 -248.
39. Huynh, PB Нумерична студія слідерного керування з обмеженою корругацією / PB Huynh // ASME J Tribol. - 2005. - Vol. 127. - P. 582-595.
40. Iliev, H. Failureanalysis of hydro-generator thrust bearing / H., Iliev // Wear 1999. -.Vol. 229. - P. 913-920.
41. Kazama, T. Application of mixed lubrication model for hydrostatic thrust bearings of hydraulic equipment / T. Kazama, A. Yamaguchi // Trans ASME, J Tribol. - 1993. -Vol.115. - P. 686 - 691.
42. Kicinski, J. Models of heat exchange and flow in the bearing grooves and in gaps between slider bearing pads / J. Kicinski // Transactions of IFFM PAS. - 1991. - Vol.347. - P. 91.
43. Kligerman, Y. Analysis of hydrodynamic effects in surface textured circumfer- ential gas seal / Y. Kligerman, I. Etsion // Trib. Trans. - 2001. - Vol. 44 (3) - P. 472-

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | МРТАМ 23.22377.000. ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 67 |

476.

44. Komvopoulos, K. Adhesion and friction forces in microelectromechanical systems: mechanisms, measurement, surface modification techniques, and adhesion theory/K.Komvopoulos // J. Adhes. SCI. Technol. - 2003 - Vol. 17 (4) - P. 477-517.

45. Ковальченко, А. Ефект laser texturing steel surfaces and speed-load parameters on transition of lubrication regime from boundary to hydrodynamic /
A. Kovalchenko, O. Ajayi, A. Erdemir, G. Fenske, I. Etsion // Trib. Trans. - 2004 - Vol.47 (2) - P. 299-305.

46. Lai, T. Розробка неcontacting, non-leaking spiral groove liquid face seals //
T. Lai // Lubrication Engineering. - 1994. - Vol. 8. - P. 625-631.

47. Markin, D. A FEM approach до simulation of tilting-pad thrust bearing assemblies / D. Markin, DMC McCarthy, SB Glavatskih // Tribol Int. - 2003. - Vol. 36. - P. 807-814.

48. Muijderman, E. A. Spiral Groove Bearing // Doctoral thesis ... - 1964. - New York.

49. Naduvinamani, NB Hydrodynamic lubrication of rough slider bearings з кількома stress fluids // NB Naduvinamani, ST Fathima, PS Hiremath // Tribo Int. - 2003. - Vol.36. - № 12. - P. 949-959.

50. Pinkus. O. Theory of hydrodynamic lubrication / O. Pinkus, B. Sternlicht //
New York: McGraw-Hill Book Co. - 1961.

51. Purday. An introduction to the mechanics of viscous flow / Purday // HPF
London:Constable Publisher. - 1949.

52. Ronen, A. Friction-reducing surface texturing в reciprocating automotive components / Ronen, A., Etsion, I., i Kligerman, Y. // Tribology Transactions. - 2001. - Vol.44(3). - P. 359-366.

53. Ryk, G. Experimental investigation of laser surface texturing for reciprocating auto-motive components / G. Ryk, Y. Kligerman, I. Etsion // Tribology Transactions. - 2002. -Vol. 45(4). - P. 444-449.

54. San, AL Effects misalignment on turbulent flow hybrid thrust bearings / AL San // Trans ASME, J Tribol. - 2002. - Vol. 124. - P. 212-221.

55. Sternlicht, B. Adiabatic аналітика з еластичної, центрально pivoted, sector,

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | МРТАМ 23.22377.000. ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 68 |

thrust-bearingpads/ B. Sternlicht, GK Carter, EB Arwas // Trans ASME. - 1961. - Vol. 28. - P. 179 - 187.

56. Tien, L. K. A numerical simulation of finite-width thrust bearings, такими в пахунок viscosity variation with temperature and pressure / L. K. Tien // Journal of Mechanical Engi-neering. - 1975. - Vol. 17 - P. 1 - 10.

57. Vohr, JH Prediction of operating temperature of thrust bearings / JH Vohr // Trans ASME. J. Lubr. Technol. - 1981. - Vol. 103 (3). – 97–106.

58. Wang, X. Lubrication Effect of Micro-Pits on Parallel Sliding Faces of SiC in Water / X. Wang, K. Kato, K. Adachi // Tribology Transactions. – Vol. 45 (3). – P. 294–301.

59. Wang, X. Loads carrying capacity map for surface texture design of SiC thrust bearing sliding in water / X. Wang, K. Kato, K. Adachi, K. Aizawa // Tribology Internation-al. - 2003. - Vol. 36(3). - 189-197.

60. Wang, X. Результат Laser texturing of SiC surface on critical load for transition of water lubrication mode from hydrodynamic to mixed / X. Wang, K. Kato, K. Adachi, K. Aizawa // Tribology International. - 2001. - Vol. 34(10). - P. 703-711.

61. Wang, YS mixed lubrication of coupled journal-thrust-bearing systems including mass conserving cavitaiion / YS Wang, Q. Wang, C. Lin // Trans ASME, J Tribol. - 2003. -Vol. 125. - P. 747-755.

62. Wang, YS A mixed-EHL analysis of effects of misalignments and elastic deformation on the performance of coupled journal-thrust bearing system / YS Wang, QJ Wanga, L. Chih // Tribology International. - 2006. - Vol. 39. - P. 281-289.

63. Wasilczuk, M. Modeling lubricant flow between thrust-bearing pads / M. Wasilczuk, R. Grzegorz // Tribology International. - 2008. - Vol. 41. - P. 908-913.

64. Willis, E. Surface Finish in Relation to Cylinder Liners / E. Willis // Wear. - 1986. -Vol. 109. - P. 351-366

65. Zhang, JX На основі дизайну твердих кутів, використовуючи CFD technique / JX Zhang, CM Rodkiewicz // STLE Tribol. Trans. - 1997. - Vol. 40 (3). - P. 403-412.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | МРТАМ 23.22377.000. ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 69 |