

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра комп'ютерної механіки імені Володимира Марцинковського

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

бакалавра

**на тему: «Аналіз статичних характеристик упорного
підшипника ковзання»**

Спеціальність: 131 Прикладна механіка

ОПП: Комп'ютерний інжиніринг в механіці

Виконав: студент групи КМ-71

Баєнко О.В.

Керівник: доц. Загорулько А.В.

Рецензент: зав. кафедри Загорулько А.В.

Суми 2021

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота бакалавра: 49 с., 29 рис., 2 табл., 7 джерел.

ТЕРМОПРУЖНЬОГІДРОДИНАМІЧНА ЗАДАЧА, УПОРНИЙ ПІДШИПНИК КОВЗАННЯ, КОЛОДКА, СКРЕБОК.

Об'єкт дослідження – гідродинамічні та теплові процеси, що відбуваються в мастильному шарі упорних підшипників ковзання високообертових відцентрових машин.

Мета роботи – підвищення несучою здатності упорного колодкового підшипника ковзання за рахунок охолодження термонавантаженої зони колодки.

Методи досліджень – числовий метод скінченних об'ємів для розв'язання рівнянь гідродинаміки та тепломасообміну; методи експериментальних досліджень для перевірки ефективності роботи упорного підшипника ковзання.

При створенні високообертових відцентрових машин різного призначення, одна з головних проблем, полягає в розробці надійних конструкцій упорних підшипників ковзання, які повинні утримувати незбалансовані осьові сили, що виникають при будь-яких можливих умовах експлуатації. Мінімальна товщина мастильного шару та величина несучої здатності упорних підшипників ковзання значною мірою залежать від їх теплового стану. Тому роботу спрямовано на дослідження термопружньогідродинамічного стану підшипників ковзання та підвищенню їх трибологічних характеристик за рахунок застосування скребків та охолодження термонавантаженої зони колодки.

В даній роботі вирішуються наступні задачі: аналіз існуючих конструкцій та методів розрахунку упорних підшипників ковзання; числовий аналіз теплового стану упорного підшипника та порівняння результатів розрахунку з результатами експериментальних досліджень; дослідження упорного підшипника ковзання з підвищеною несучою здатністю та порівняння його з традиційною конструкцією.

ЗМІСТ

| | |
|---|----|
| Вступ..... | 6 |
| 1 Основні різновиди підшипників | 8 |
| 1.1 Підшипники ковзання | 10 |
| 1.2 Підшипники кочення | 19 |
| 1.3 Висновки..... | 22 |
| 2 Дослідження упорного підшипника ковзання з підвищеною несучою здатністю | 23 |
| 2.1 Способи збільшення несучої здатності..... | 23 |
| 2.2 Комп'ютерне моделювання задачі термогідродинамічного змащення упорного підшипника ковзання | 47 |
| 2.3 Висновок | 45 |
| Висновки..... | 46 |
| Перелік джерел посилань..... | 49 |

ВСТУП

У зв'язку з суттєвим збільшенням робочих тисків та швидкостей обертання ротора відцентрових машин збільшується складність проблеми підвищення несучої здатності упорних підшипників ковзання. В таких умовах товщина мастильного шару та тепловий стан вузлів тертя значно впливають на їх трибологічні характеристики. Суттєві переваги в покращенні теплового стану та підвищенні несучої здатності упорних підшипників ковзання має застосування скребків та охолодження термонавантаженої зони колодки. Отже, розвиток методів аналізу трибологічних характеристик упорних підшипників ковзання викликає значний науковий інтерес та має важливе наукове та практичне значення для отримання нових знань в таких галузях науки, як: галузеве машинобудування, авіаційна та ракетно-космічна техніка, енергетика та транспорт.

Актуальність спільного застосування експерименту та числового моделювання при дослідженні трибологічних характеристик зумовлено потребою отримання полів тиску і температур для більш точного вивчення режиму термопружногідродинамічного змащення та для оптимізації геометрії досліджуваного вузла тертя.

Основною ідеєю є використання методів обчислювальної гідродинаміки та тепломасообміну, та експериментальних досліджень для аналізу режиму термопружногідродинамічного змащення в мастильному шарі упорних підшипників ковзання високооберткових відцентрових машин, що забезпечують підвищені трибологічні характеристики.

Теорія та методика упорних підшипників ковзання з підвищеними трибологічними характеристиками ґрунтуються на гіпотезі про покращення теплового стану та підвищення несучою здатності робочої сторони колодок упорних підшипників за рахунок застосування спеціальної форми маслороз'ємних

скребків та охолодження термонавантаженої зони колодки; а також нестисливої ламінарної рідини в підшипниках ковзання.

Таким чином, **метою** даної роботи є підвищення несучою здатності упорного колодкового підшипника ковзання за рахунок охолодження термонавантаженої зони колодки.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні **задачі**:

- аналіз існуючих конструкцій та методів розрахунку упорних підшипників ковзання;
- числовий аналіз теплового стану упорного підшипника та порівняння результатів розрахунку з результатами експериментальних досліджень;
- дослідження упорного підшипника ковзання з підвищеною несучою здатністю та порівняння її з традиційною конструкцією.

1 ОСНОВНІ РІЗНОВИДИ ПІДШИПНИКІВ

Підшипники - це технічні пристрої, які є частиною опор обертових осей і валів. Вони сприймають радіальні і осьові навантаження, прикладені до вала або осі, і передають їх на раму, корпус або інші частини конструкції. При цьому вони повинні також утримувати вал в просторі, забезпечувати обертання, хитання або лінійне переміщення з мінімальними енерговтратами. Від якості підшипників значною мірою залежить коефіцієнт корисної дії, працездатність і довговічність машини.

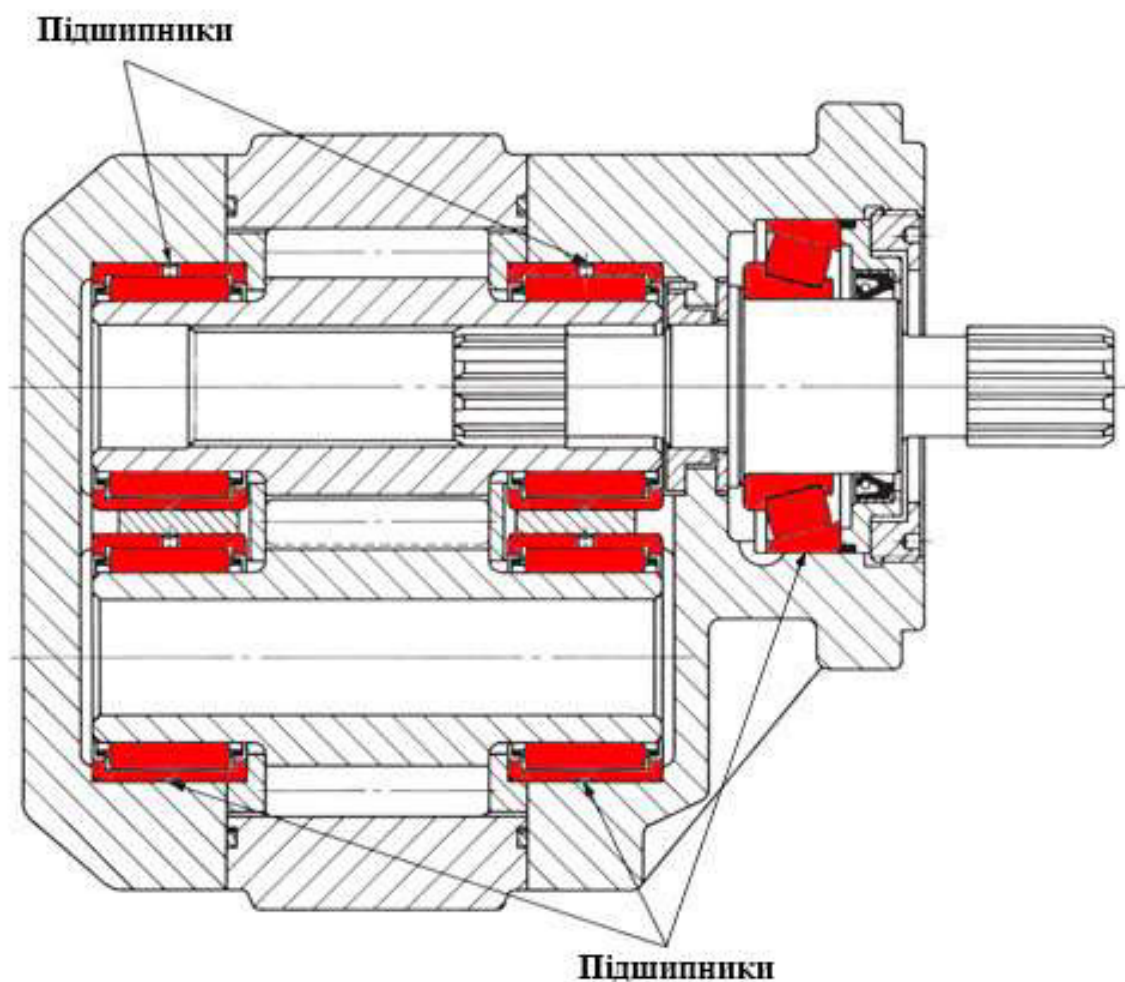


Рисунок 1.1 – Підшипники виконують функції опор осей і валів

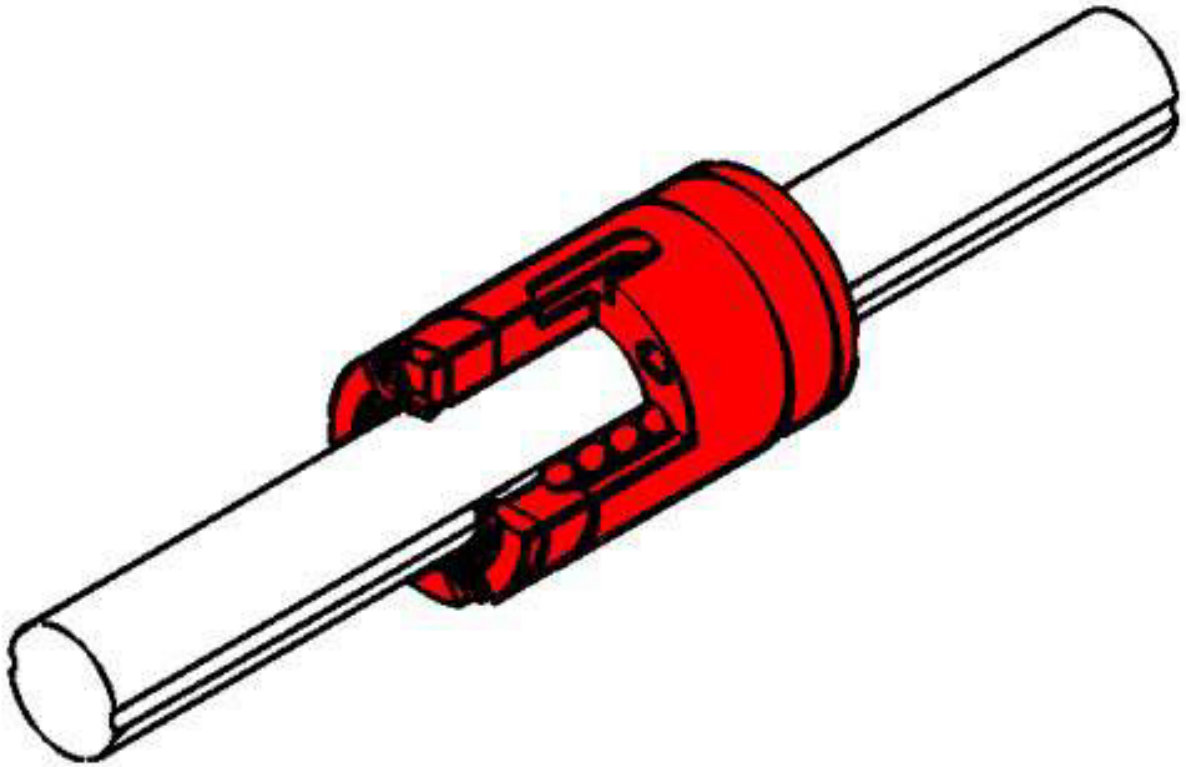


Рисунок 1.2 – Підшипник лінійного переміщення

В даний час широко знаходять застосування підшипники:

- контактні (що мають поверхні, що труться) - підшипники кочення і ковзання;
- безконтактні (що не мають труться) - магнітні підшипники.

По виду тертя розрізняють:

- підшипники ковзання, в яких опорна поверхня осі або валу ковзає по робочій поверхні підшипника;
- підшипники кочення, в яких використовується тертя кочення завдяки установці кульок або роликів між рухомим і нерухомим кільцями підшипника.

1.1 Підшипники ковзання

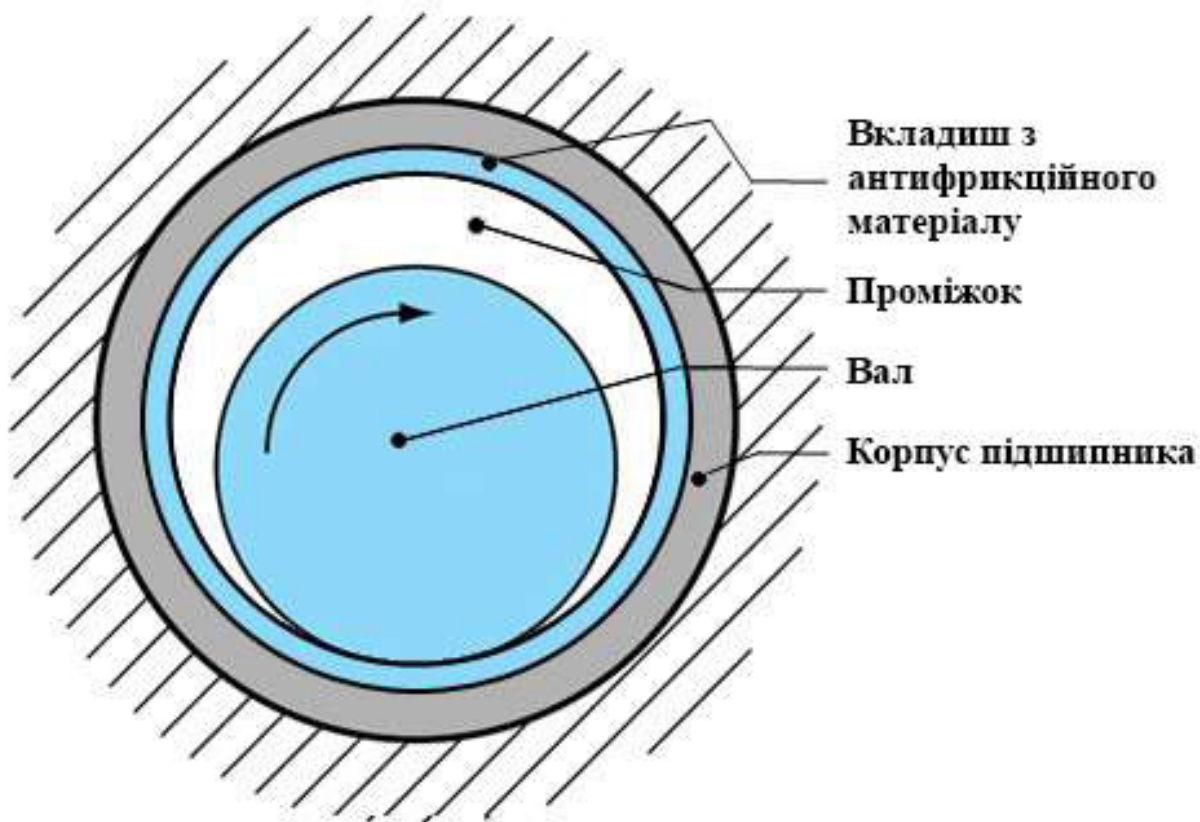


Рисунок 1.3 – Принципова схема опори з підшипником ковзання

Підшипник ковзання являє собою корпус, який має циліндричний отвір, в який вставляється вкладиш або втулка з антифрикційного матеріалу (часто використовуються кольорові метали), і змазує пристрій. Між валом і отвором втулки підшипника є зазор, який дозволяє вільно обертатися валу. Для успішної роботи підшипника зазор попередньо розраховується.



Рисунок 1.4 – Приклади мастильних канавок в підшипниках ковзання

Залежно від конструкції, окружної швидкості цапфи, умов експлуатації тертя ковзання буває:

- рідинним, коли поверхні вала і підшипника розділені шаром рідкого мастильного матеріалу, безпосереднього контакту між цими поверхнями або немає, або він відбувається на окремих ділянках;
- граничним - поверхні вала і підшипника стикаються повністю або на ділянках великої протяжності, причому мастильний матеріал у вигляді тонкої плівки;
- сухим - безпосередній контакт поверхонь вала і підшипника по всій довжині або на ділянках великої протяжності, рідинної або газоподібний мастильний матеріал відсутній;
- газове - поверхні вала і підшипника розділені шаром газу, тертя мінімально.

Таблиця 1.1 – Види мастила підшипників ковзання

| Основні види мастила | Мастильні матеріали і матеріали для створення мастильних покриттів. варіанти мастила |
|----------------------|--|
| Суха | <ul style="list-style-type: none"> - У наноструктурному стані: C, BN, MoS₂ і WS₂; - у вигляді нанокомпозиційних покриттів: WC / C, MoS₂ / C, WS₂ / C, TiC / C і наноалмазов; - у вигляді алмазних і алмазоподібних вуглецевих покриттів: плівок з алмаза, гідрогенизованого вуглецю (a-C: H), аморфного вуглецю (a-C), нітриду вуглецю (C₃N₄) і нітриду бору (BN); - у вигляді твердих і надтвердих покриттів з VC, B₄C, Al₂O₃, SiC, Si₃O₄, TiC, TiN, TiCN, AlN і BN, - у вигляді лускатих плівок з MoS₂ і графіту; - у вигляді неметалічних плівок з діоксиду титану, фтористого кальцію, скла, оксиду свинцю, оксиду цинку і оксиду олово, - у вигляді плівки з м'яких металів: свинцю, золото, срібло, індію, міді і цинку, - у вигляді самозмашувальних композитів з нанотрубок, полімерів, вуглецю, графіту і металокераміки, |

| | |
|---------------|---|
| | <ul style="list-style-type: none"> - у вигляді лускатих плівок з вуглецевих складів: фторованими графіту і фторид графіту; - вуглець; - полімери: РТФЕ, нейлон і поліетилен, - жири, мило, віск (стеаринова кислота), - кераміка і металокераміка. |
| Рідинна | <ul style="list-style-type: none"> - Гідродинамічна мастило: товстошарова і еластогідродинаміческая; - гідростатична мастило; - Мастило під високим тиском. |
| Тонкоплівкова | <ul style="list-style-type: none"> - Змішана мастило (напіврідинне); - гранична мастило. |
| Газова | Газодинамічна мастило |

Існує велика кількість конструктивних типів підшипників ковзання: самоустановлювальні, сегментні, самозмазуючі і т.д.

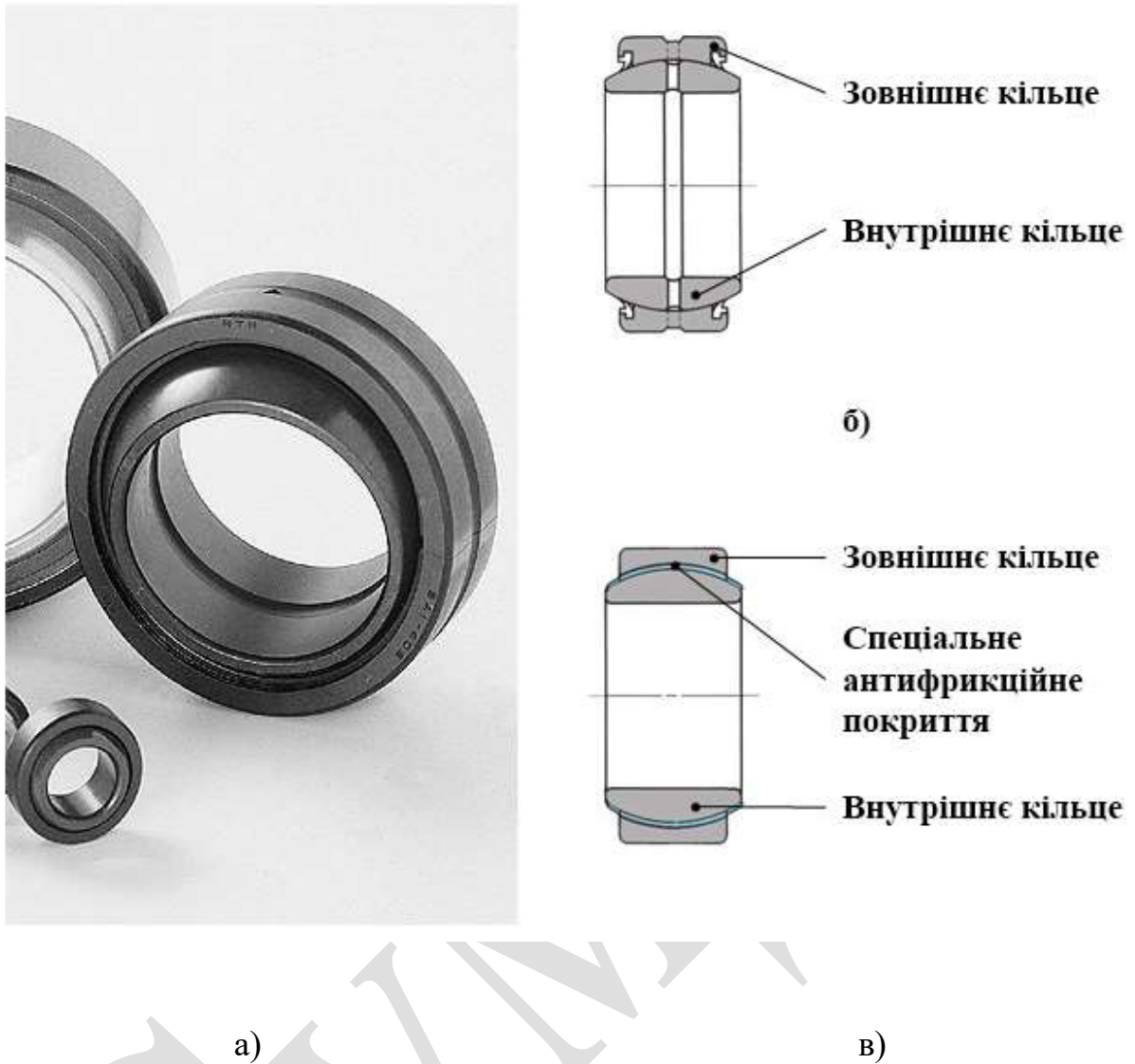
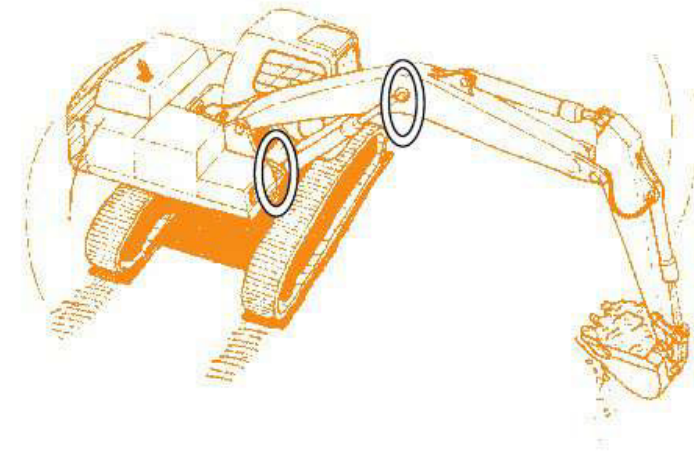


Рисунок 1.5 – Шарнірні підшипники ковзання

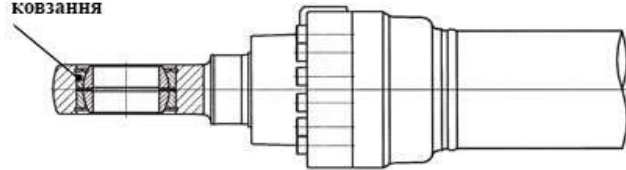
а - зовнішній вигляд;

б - типовий шарнірний підшипник з поверхнею ковзання типу "метал-метал";

в - типовий шарнірний підшипник з самозмащувальною поверхнею



Шарнірний підшипник
ковзання



г)

Рисунок 1.5.1 – (г - завдяки можливості самоустановки і сприйняття великих навантажень) Шарнірні підшипники ковзання - одні з небагатьох типів підшипників ковзання, які стандартизовані і випускаються промисловістю серійно

Підшипники ковзання мають наступні переваги:

- допускають високу швидкість обертання;
- дозволяють працювати в воді, при вібраційних і ударних навантаженнях;
- економічні при великих діаметрах валів;
- можливість установки на валах, де підшипник повинен бути роз'ємним (для колінчатих валів);
- допускають регулювання різного зазору і, отже, точну установку геометричній осі валу.



Рисунок 1.6 – (а - двигун шпинделя HDD с підшипником кочення, б - двигун шпинделя HDD с гідродинамічним підшипником ковзання, в - розташування гідродинамічного підшипника ковзання в HDD)

Використання гідродинамічних підшипників ковзання замість підшипників кочення в комп'ютерних HDD (Hard Disk Drive) дає можливість регулювати швидкість обертання шпинделів в широкому діапазоні (до 20 000 об / хв), зменшити шум і вплив вібрацій на роботу пристроїв, тим самим дозволивши збільшити швидкість передачі даних, забезпечити збереження записаної інформації і термін служби пристрою в цілому (до 10 років), а також - створити більш компактні HDD (0,8-дюймові)

Таблиця 1.2 – Порівняння типів підшипників використовуваних в шпинделях HDD (Hard Disk Drive)

| Вимоги до HDD | Вимоги до підшипника | Підшипник кочення | Гідродинамічний підшипник з твердого металу | Гідродинамічний підшипник з пористого матеріалу * | Типове застосування |
|--------------------------------|------------------------|-------------------|---|---|--------------------------------|
| Великий обсяг зберігання даних | Одноразові биття | о** | + | + | Персональний комп'ютер, сервер |
| Низький рівень шуму | Низький рівень шуму | о | + | + | Сервер |
| Низьке споживання струму | Низький крутний момент | + | + | + | Мобільні комп'ютери (ноутбуки) |
| Стійкість до ударів | Стійкість до ударів | + | ++ | ++ | Мобільні комп'ютери |

| | | | | | |
|----------------|---------------------------|----|---|---|----------------|
| | | | | | (ноутбуки) |
| Безвідмовність | Стійкість до заклинювання | ++ | o | + | Всі комп'ютери |
| Жорсткість | Жорсткість | ++ | o | o | Сервер |

Примітка:

* - дані наведені для NTN BEARPHITE;

** - позначення: ++ - дуже добре, + - добре, o - посередньо.

Недоліки підшипників ковзання:

- високі втрати на тертя і, отже, знижений коефіцієнт корисної дії (0,95 ... 0,98);
- необхідність в безперервному змазуванні;
- нерівномірний знос підшипника і цапфи;
- застосування для виготовлення підшипників дорогих матеріалів;
- відносно висока трудомісткість виготовлення.

1.2 Підшипники кочення

Підшипники кочення працюють переважно при терті кочення і складаються з двох кілець, тіл кочення, сепаратора, що відокремлює тіла кочення один від одного, що утримує на рівній відстані і направляє їх рух. По зовнішній поверхні внутрішнього кільця і внутрішньої поверхні зовнішнього кільця (на торцевих поверхнях кілець завзятих підшипників кочення) виконують жолоби - доріжки кочення, за якими при роботі підшипника котяться тіла кочення.

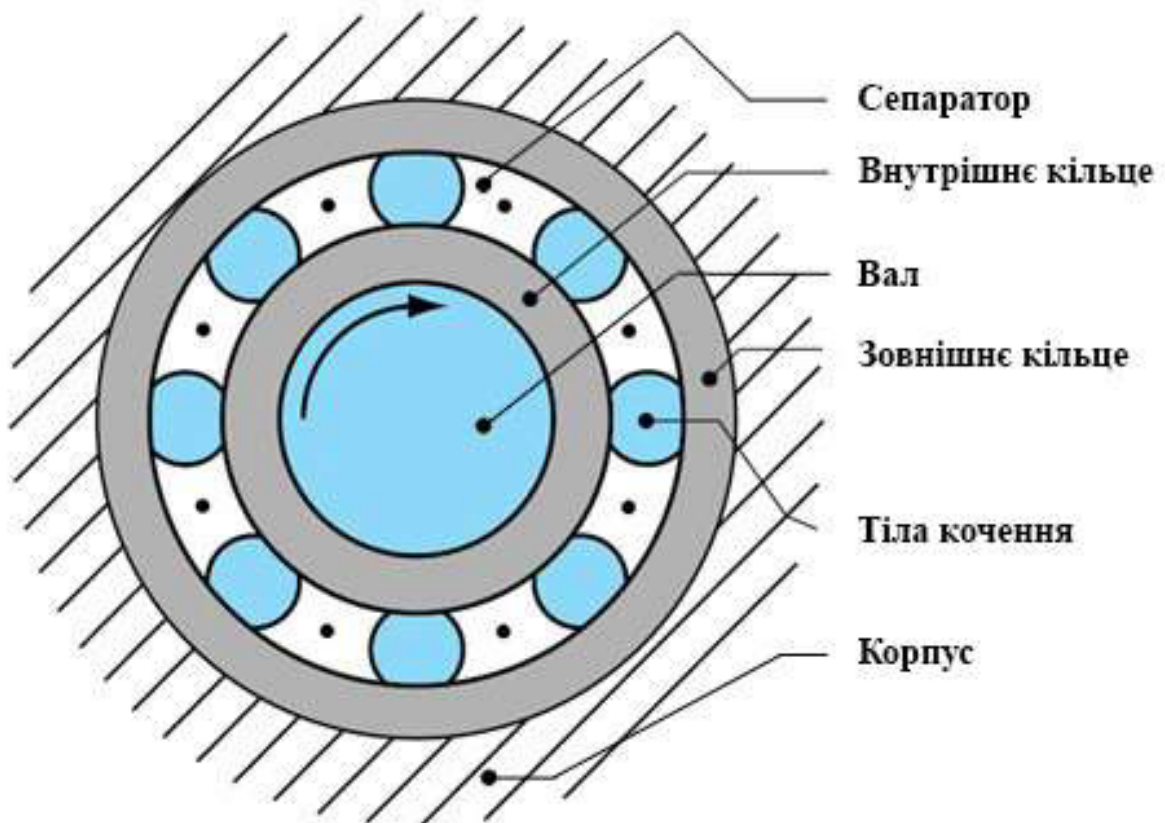


Рисунок 1.7 – Принципова схема опори з підшипником кочення

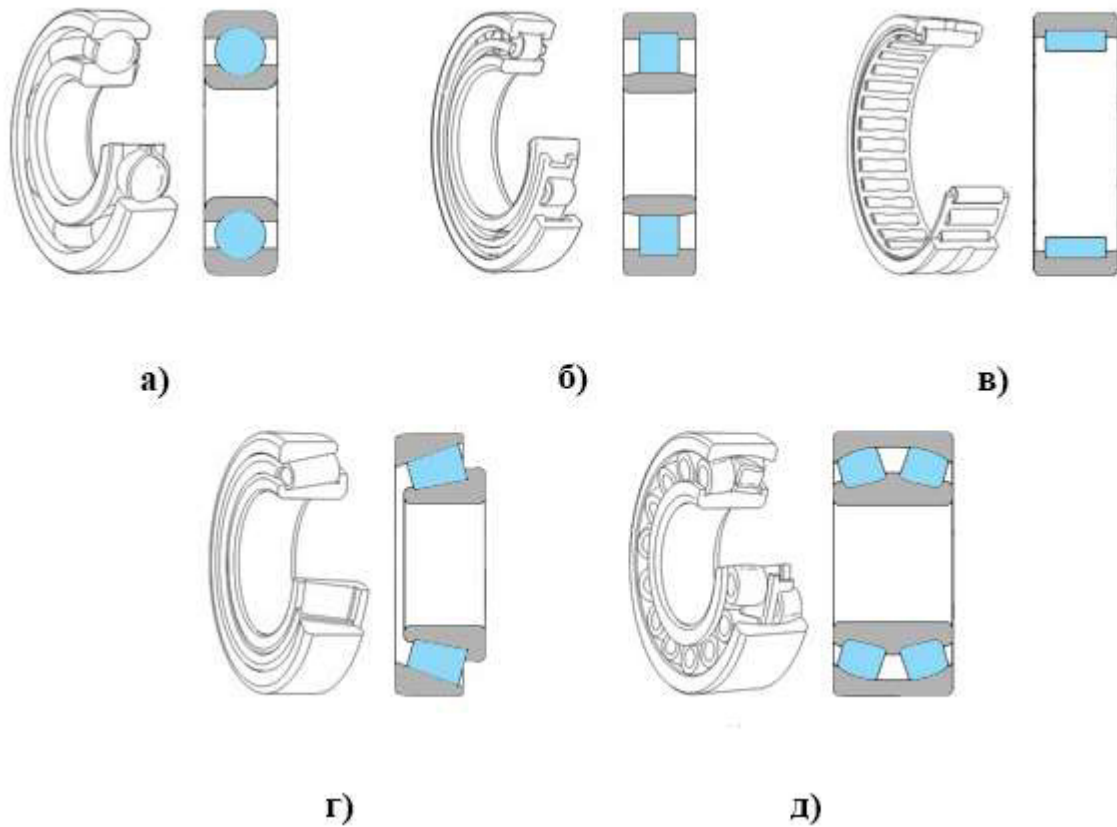


Рисунок 1.8 – (а - з кульковими тілами кочення, б - з короткими циліндричними роликами, в - з довгими циліндричними або голчастими роликами, г - з конічними роликами, д - з бочкоподібними роликами)

Примітка: наведені тільки деякі види тіл кочення

У підшипниках кочення застосовуються тіла кочення різних форм

У деяких вузлах машин з метою зменшення габаритів, а також підвищення точності і жорсткості, застосовуються так звані суміщені опори: доріжки кочення виконуються безпосередньо на валу або на поверхні корпусної деталі. Деякі

підшипники кочення виготовляють без сепаратора. Такі підшипники мають велике число тіл кочення і, отже, більшу вантажопідйомність. Однак граничні частоти обертання бесепараторних підшипників значно нижче внаслідок підвищених моментів опору обертанню.

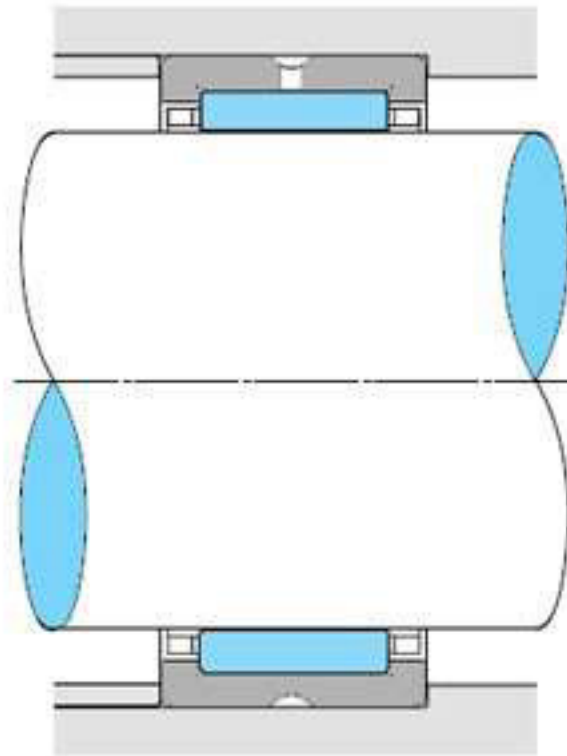


Рисунок 1.9 – пристрій виводу

Для скорочення радіальних розмірів і маси використовуються "безоб'ємні" підшипники.

1.3 Висновки

1. Проведено експериментальне та числове дослідження теплового стану упорного колодкового підшипника ковзання. Отримано залежності середньої температури колодок від тиску мастила в камері навантаження при постійній частоті обертання валу та від частоти обертання валу при постійних тисках мастила на вході та в навантажувальній камері; поля температур і тиску мастильного шару та тепловий стан у поперечному перетині розрахункової моделі упорного колодкового підшипника ковзання при різних частотах обертання; залежність мінімальної товщини масляного шару від частоти обертання валу. Визначено максимальну несучу здатність підшипника, яка при допустимій температурі 98°C дорівнює 41000 Н.

2. Порівняння результатів числового розрахунку середньої температури колодок підшипника з експериментальними даними показало їх достатньо задовільний збіг, максимальна розбіжність складає 5,8%.

3. Аналіз результатів досліджень показав, що існує можливість підвищення несучої здатності упорного колодкового підшипника ковзання за рахунок покращення його теплового стану.

2 ДОСЛІДЖЕННЯ УПОРНОГО ПІДШИПНИКА КОВЗАННЯ З ПІДВИЩЕНОЮ НЕСУЧОЮ ЗДАТНІСТЮ

Помилки конструювання, недосконалі технології виготовлення, зміни технологічних режимів експлуатації турбокомпресорів газової, нафтогазової, хімічної та нафтохімічної промисловості приводили до осьових здвигов роторів. Тому поряд з ефективним урівноваженням роторів, методиками розрахунку осьових сил з урахуванням можливих експлуатаційних режимів, вдосконалення системи зняття статичної електрики, систем захисту і моніторингу осьового зсуву завдання створення високоефективних і надійних упорних підшипників актуальне і сьогодні.

2.1 Способи збільшення несучої здатності

Способи збільшення несучої здатності і надійності роботи упорних підшипників ковзання:

1. Два кола циркуляції мастила.

В існуючих конструкціях упорних підшипників мастило розподіляється, як правило, рівномірно на обидві сторони підшипника - робочу і неробочу. Конструкція упорних підшипників з двома колами циркуляції (рис. 2.1) фірми ТРІЗ дозволяє подавати свіже мастило спочатку в зону робочих колодок в кількості, необхідній для їх охолодження (1-е коло циркуляції), потім, підігріте масло, через канали в корпусі підшипника переводиться на неробочу сторону (2-е коло циркуляції). Така схема подачі дозволяє скоротити до 50% витрати мастила через упорні підшипники [2].

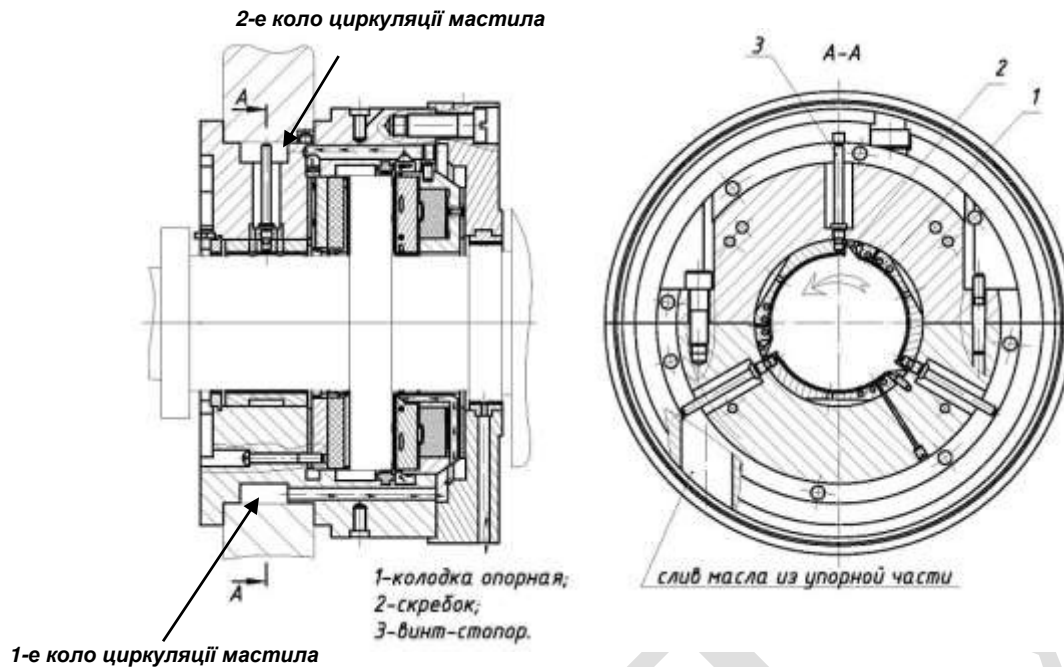


Рисунок 2.1 - Підшипник опорно-упорний з двома колами циркуляції мастила

На неробочій стороні масло додатково нагрівається значно менше через зменшення в'язкості мастила, розігрітою після проходження через робочу сторону. При цьому до 20% зростає несуча здатність упорних підшипників. Цьому сприяє зниження реакції неробочої сторони на робочу, гідростатичне розвантаження і зменшення деформації упорного гребеня завдяки вирівнюванню температурних полів по обидві його сторони.

2. Вирівнююча система кочення для збільшення несучої здатності.

Нерівномірне навантаження колодок може привести до лавиноподібного руйнування колодок упорних підшипників. При використанні традиційних важільних вирівнюючих систем, різниця температури між максимально навантаженої і мінімально навантаженої колодкою досягає 40°C [3]. Таким чином, при температурі мінімально навантаженої колодки 110°C (максимально допустима для колодок з антифрикційним бабітовим шаром) температура максимально навантаженої колодки складе 150°C .

Для забезпечення рівномірного розподілу навантаження між упорними колодками в підшипнику розроблена важільна вирівнююча система кочення фірми ТРІЗ з високими компенсаційними властивостями (рис. 2.2), в якій тертя ковзання між важелями замінено тертям кочення [4], [5]. Максимальна різниця температур між колодками в підшипниках, оснащених такою вирівнюючою системою знижується з 40 °С до 6 °С.

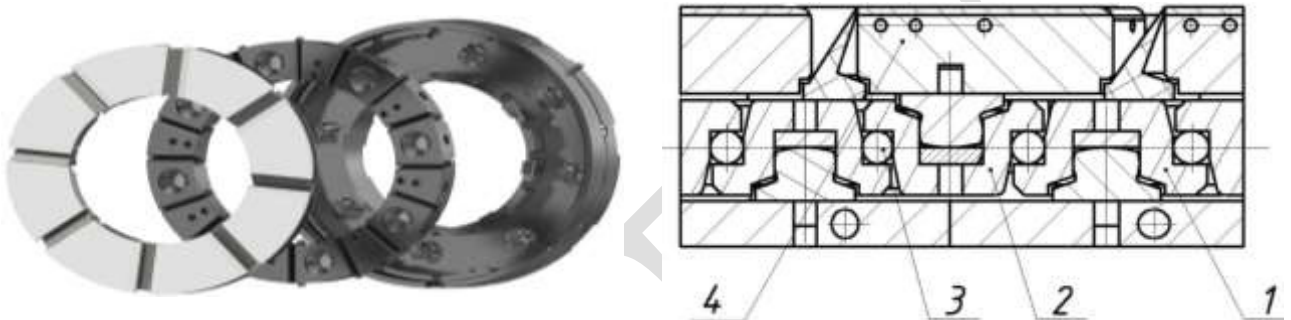


Рисунок 2.2 - Важільна вирівнююча система кочення з високими компенсаційними властивостями

1 - нижній важіль, 2 - верхній важіль, 3 - ролик, 4 - упорна колодка

3. Гідростатичний компенсуючий підвіс.

Більшість упорних підшипників працюють з перекосами. Причинами перекосу є температурна розцентровка агрегату, викликана нерівномірним подовженням фундаментних колон і різними силовими і тепловими розширеннями ротора і статора, неточності при виготовленні деталей підшипника, а також неточності збірки при монтажі та ремонті. Існуючі способи вирівнювання не ефективні.

Для компенсації температурних і силових деформацій, які призводять до не паралельності несучих упорних поверхонь ротора і підшипника, розроблені різні варіанти упорних підшипників з гідростатичним підвісом фірми ТРІЗ (рис. 2.3). Масло з маслосистеми подається до опорно-упорного підшипника. Через канал в

корпусі підшипника і розподільні канали масло підводиться до кожної опорної колодки. Між обертовим валом і колодкою утворюється мастильний шар. Частина мастила із зони максимального гідродинамічного тиску через отвір потрапляє в карман на спинці колодки, де створюється гідростатичний тиск. Колодка опорна спливає, а тиск мастила дроселюється по спинці колодки.

З кармана з гідростатичним тиском частина мастила через отвори в корпусі підшипника надходить на границю сферичних поверхонь. В результаті цього між зовнішньою сферою сепаратора і сферою корпусу утворюється масляна плівка.

Завдяки наявності плівки на границі сферичних поверхонь забезпечується рівномірне сприйняття упорною частиною осьової сили при виникненні будь-яких перекосів в системі: «ротатор-упорний диск-підшипник».

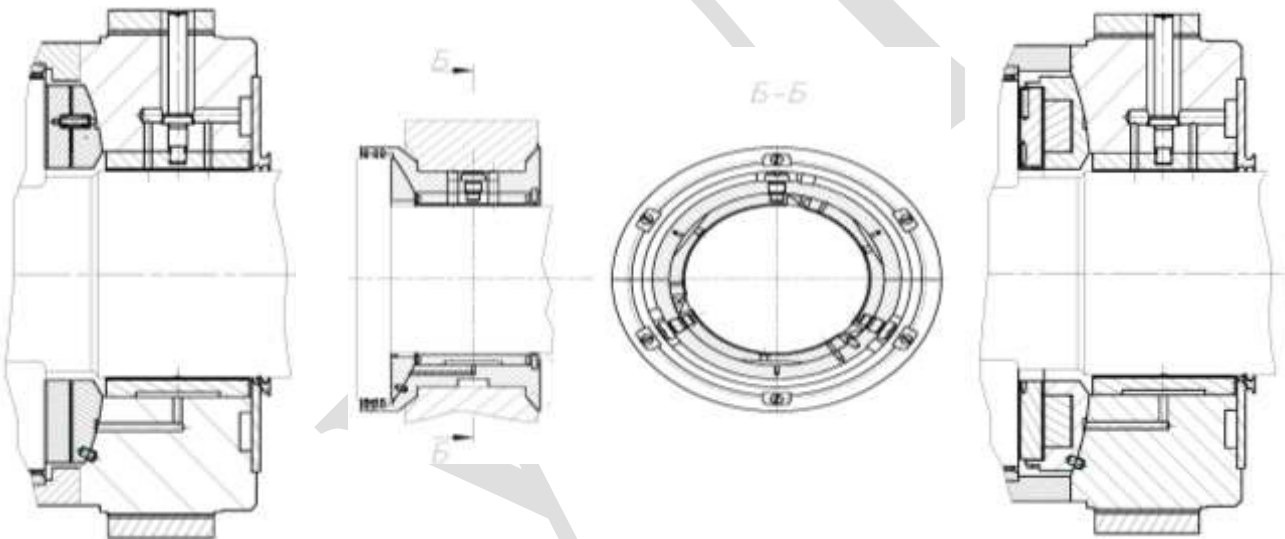


Рисунок 2.3 - Варіанти упорного підшипника з гідростатичним компенсуючим підвісом

4. Багатофункціональні маслоз'ємні скребки.

Установка в міжколодковому просторі упорного підшипника багатофункціональних маслоз'ємних скребок (рис. 2.4.) [6]:

- перешкоджає переносу гарячої масляної плівки з однієї колодки на іншу;

- забезпечує індивідуальне підведення масла в колодки;
- забезпечує індивідуальне відведення масла з колодки;
- збільшує коефіцієнт ефективного заповнення колодками з 0,6 до 0,9;
- забезпечує стікання статичного заряду оберігаючи електроерозійне руйнування несучих поверхонь підшипників.

Завдяки такій конструкції знижується температура несучого масляного клина, підвищується несуча здатність підшипника, запобігається електроерозійний знос колодок.

5. Індивідуальне підведення мастила.

Потік масла організований таким чином, що за рахунок спеціальної форми маслосистеми скребка 12 (рис. 2.4), що утворює в міжколодковому просторі дві нез'єднані між собою порожнини, здійснюється індивідуальне підведення масла до упорних колодок. Таким чином, масло з маслосистеми надходить безпосередньо в колодку, не змішуючись з гарячим маслом.

6. Індивідуальне відведення мастила.

Завдяки спеціальній формі маслосистеми скребка, гаряче масло, що знімається скребком з упорного диска, відводиться в канали для зливу масла 4 (рис. 2.4) після кожної колодки, не змішуючись з маслом, що надходить з маслосистеми.

7. Розширення діапазону коефіцієнта заповнення несучими колодками.

Коефіцієнт заповнення (k) представляє собою відношення робочої площі упорних колодок до площі кільця, обмеженого внутрішнім і зовнішнім діаметром колодок, і має суттєвий вплив на несучу здатність упорних підшипників. Підшипники традиційної конструкції витримують найбільше навантаження при значенні $k = 0,6$ [3]. Встановлені в міжколодковому просторі маслосистеми скребки перешкоджають переносу упорним диском гарячого масла з колодки на колодку, тому в таких упорних підшипниках зі збільшенням площі колодок несуча здатність підшипника продовжує збільшуватися. При установці маслосистеми

скребків між колодками коефіцієнт заповнення несучої поверхні колодок збільшується з $k = 0,6$ до значення до $= 0,9$, за рахунок чого на 50% збільшується несуча здатність підшипника в тих же габаритах. Цю зміну ілюструють графіки на рис. 2.5.

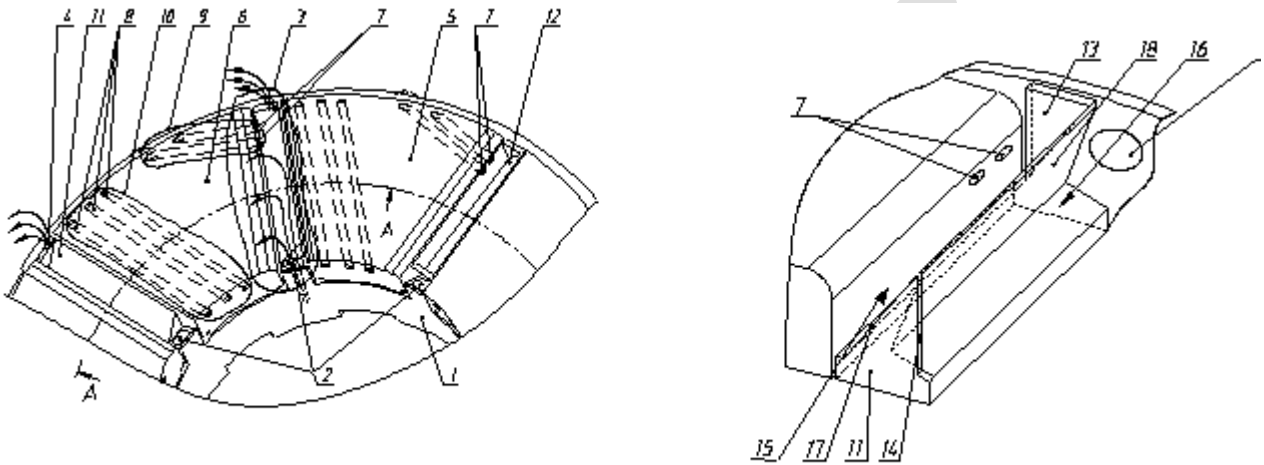


Рисунок 2.4 - Упорний підшипник з самоустановлюючими колодками

1 - корпус; 2 - канали підведення масла; 3 - міжколодковий простір; 4 - канали відводу масла на злив; 5, 6 - самоустановлюючі упорні колодки; 7 - канали охолоджуючого масла вхідної кромки; 8 - канали охолоджуючого масла термонавантаженої зони; 9 - зона входу в колодку; 10 - термонавантажена зона; 11, 12 - багатофункціональні маслоз'ємні скребки, 13 - перемичка скребка на ділянці зливу, 14 - перемичка скребка на ділянці підведення охолоджуючого масла, 15 - порожнина, що сполучається з каналами підведення охолоджуючого масла, 16 - порожнина, що сполучається з каналами відведення масла на злив, 17 - спинка скребка, 18 - передня поверхня скребка.

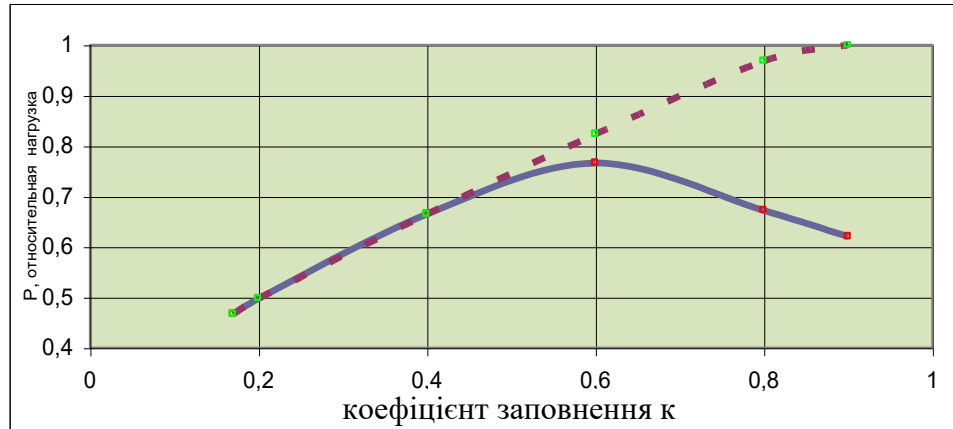


Рисунок 2.5 - Залежність найбільшого навантаження P , яке витримує підшипник, від коефіцієнта заповнення k :

- для підшипників без маслороз'ємних скребків
- - - для підшипників з маслороз'ємними скребками

8. Протектори електроерозійного руйнування.

Для запобігання електроерозійного руйнування підшипників ковзання традиційно застосовуються струмознімачі різної конструкції. Додатково до існуючих систем захисту в якості протекторів електроерозійного руйнування використовуються маслороз'ємні скребки, що встановлюються в підшипниках між колодками. Конструкція скребка розроблена таким чином, що він постійно контактує з корпусом підшипника і ротором машини, навіть якщо зношується в процесі роботи. Тому для запобігання електроерозійного зносу несучих поверхонь використовуються електропровідні маслороз'ємні скребки (рис. 2.6).

9. Гідростатичне розвантаження упорного диска.

Гідростатичне розвантаження упорного диска здійснюється за рахунок різниці епюр тиску на робочій і неробочій стороні підшипника. Для цього весь

потік мастила подається під тиском на робочу сторону підшипника, а потім дроселюється в ущільненні над упорним диском зі спеціально підібраним зазором, що гарантує необхідну для охолодження витрату мастила, і надходить на вільний злив. При використанні схеми підведення з двома колами циркуляції (рис. 2.1) частина



Рисунок 2.6 - Підшипники зі встановленими скребками-протекторами для запобігання електроерозійного зносу

мастила перекладається на неробочу сторону через дросельні отвори. В інших випадках мастило на неробочу сторону подається з опорної частини підшипника, через ущільнення між опорною і упорною частинами опорно-упорного підшипника. Зазор в ущільненні підбирається таким чином, щоб, з одного боку, забезпечити охолодження неробочої сторони, а з іншого, в значній мірі знизити на ній тиск. Таким чином, при експлуатації робоча сторона упорного підшипника працює під тиском, близьким до тиску подачі мастила, який забезпечує

маслосистема, а неробоча - під тиском вільного зливу. За рахунок цієї різниці тисків і реалізується гідростатичне розвантаження упорного диска, що знижує залишкову осьову силу i , в кінцевому підсумку, підвищує несучу здатність підшипника.

10. Радіальне охолодження термічно навантаженої зони колодки.

Індивідуальне підведення масла до упорної колодки організоване таким чином, що частина масла проходить через спеціальні канали 8 у упорній колодці під бабітовим шаром для охолодження термічнонавантаженої зони колодки (рис. 2.4). Завдяки цьому знижується температура несучого гідродинамічного клину і підвищується несуча здатність підшипника.

11. Охолодження упорного диска.

Ще одним конструктивним рішенням, що підвищує несучу здатність, є додаткове охолодження упорного диска. В середині диска виконуються канали, прилеглі до його робочих сторін. При обертанні диска відцентровими силами холодне масло через підвідні канали 4 захоплюється в охолоджуючі канали 2 (рис. 2.7), і через них виходить на периферію диска. Масло, що протікає в каналах 2, охолоджуючи несучу поверхню упорного диска, знижує температуру гідродинамічного шару, тим самим підвищує несучу здатність підшипника.

12. Тангенціальне охолодження периферії колодки для збереження ламінарного режиму течії.

У гідродинамічному шарі упорних підшипників, що працюють в умовах високих температур і частот обертання, може виникати турбулентний режим течії мастила через зниження в'язкості масла і високих окружних швидкостей, особливо на периферії колодки. Відомо, що при турбулентному режимі течії значно знижується несуча здатність гідродинамічних підшипників, зростають втрати потужності і тепловиділення.

Для збереження ламінарного режиму течії масла на вході в гідродинамічний клин на вхідний кромці упорної колодки виконується гіперболічна західна

поверхня, що запобігає вихроутворенню. Крім того, спеціально передбачено додаткове охолодження верхньої зони вхідної кромки за рахунок протока частини підводного холодного масла через тангенціальні канали 7 (рис. 2.4), що запобігає зниженню в'язкості масла на вході в колодку і, тим самим, сприяє збереженню ламінарного режиму течії.

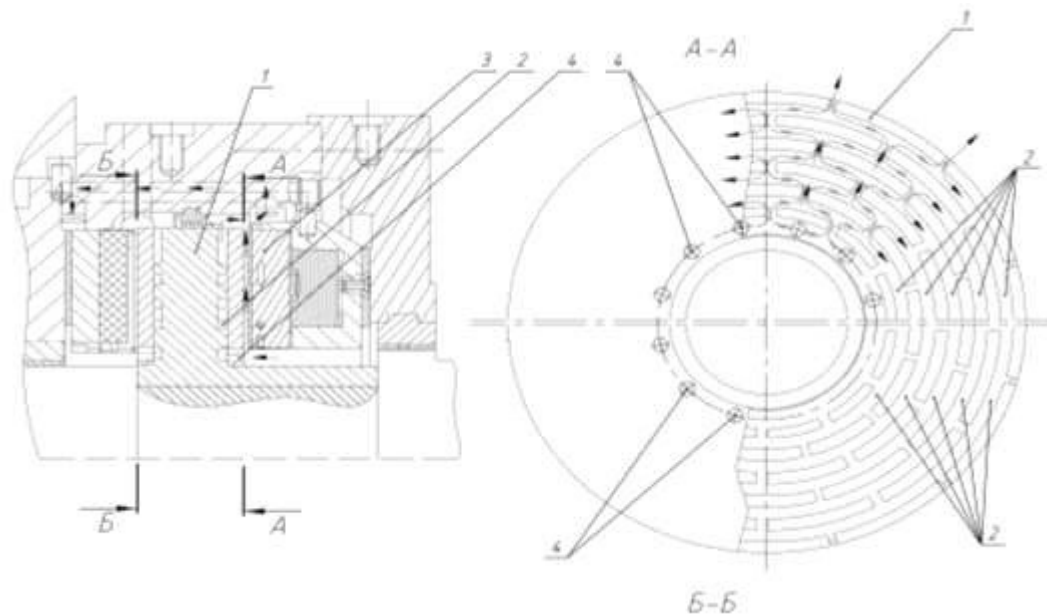


Рисунок 2.7 - Осьовий підшипник з внутрішнім охолодженням упорного диска:

1 - упорний диск; 2 - охолоджуючі канали; 3 - колодка; 4 - підвідні канали

13. Упорний підшипник з реверсивними і неревверсивними колодками.

На практиці нерідко зустрічаються випадки, коли ротор турбомашини розкручується у зворотний бік, і це тягне за собою необхідність використання реверсивних упорних колодок. Однак не завжди несучої здатності підшипника, яка складається тільки з реверсивних колодок, досить для сприйняття навантаження в робочому напрямку обертання.

Як відомо, неревверсивні упорні колодки мають більшу несучу здатність у порівнянні з реверсивними упорними колодками, однак при цьому вони мають практично нульову несучу здатність при зворотному (нерозрахованому) напрямку обертання ротора і не здатні в цьому режимі забезпечити сприйняття осьової сили.

Виходом зі сформованої ситуації є проектування упорного підшипника комбінованого типу [6], в якому по черзі встановлені нереверсивні і реверсивні колодки (рис. 2.8).

У такій конструкції при робочому напрямку обертання ротора нереверсивні і реверсивні колодки працюють спільно один з одним, і несуча здатність такого підшипника вище, ніж у аналогічного підшипника з реверсивними колодками. При зворотному обертанні працюють тільки реверсивні колодки, створюючи необхідну для цієї нештатної ситуації несучу здатність. Наведений на рис. 2.8 упорний підшипник має чотири реверсивні колодки і чотири нереверсивні.



Рисунок 2.8 - Упорний підшипник з реверсивними і нереверсивними колодками

Таким чином, спільна установка в упорному підшипнику нереверсивних і реверсивних колодок дозволяє отримати підшипник, що поєднує високу несучу здатність при прямому напрямку обертання на робочому режимі з необхідною несучою здатністю при зворотному обертанні на нештатних режимах роботи.

14. Реверсивні підшипники з нереверсивними властивостями фірми ТРІЗ.

Іншим способом підвищення несучої здатності реверсивних упорних підшипників є використання реверсивних підшипників з нереверсивними властивостями (рис. 2.9). У таких підшипниках упорні колодки 1 виготовляються з металофторопластової стрічки, які спираються на сепаратор 2, в якому за кожною з колодок виконано по 3 симетрично розташовані кармани 3. Кармани з'єднані з лицьовою стороною колодок отворами 4, через які в процесі роботи в кармани надходить масло з гідродинамічного шару. Тиск в карманах підвищується, і колодка спливає, спираючись в процесі роботи на гідростатичну масляну плівку. Таким чином, на тильній стороні колодки формується епюра гідростатичного тиску, що врівноважує тиск гідродинамічного шару, а точка прикладання рівнодіючої цієї

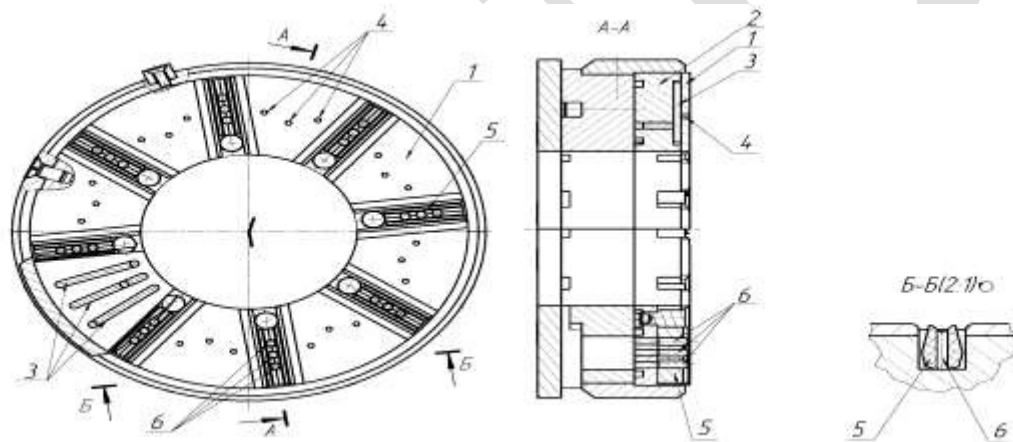


Рисунок 2.9 - Реверсивний упорний підшипник з нереверсивними властивостями

1 - упорна колодка; 2 - сепаратор; 3 - гідростатичні кармани; 4 - отвори підведення мастила в гідростатичні кармани; 5 - реверсивний маслос'ємний скребок; 6 - канали індивідуального підведення мастила

епюри є точкою опори колодки. Так як кармани і отвори підведення в них мастила розподілені симетрично вздовж довжини колодки, тиску, що передаються в кармани з епюри гідродинамічного тиску, в різних карманах будуть різними і

будуть зростати по ходу руху мастила, в результаті чого координата рівнодіюча епюри гідростатичного тиску буде зміщена в окружному напрямку в бік виходу з колодки на відносну величину 0,55 ... 0,6, що відповідає відносній координаті опори нереверсивній колодки. Завдяки цьому підшипник має високу несучу здатність, властиву нереверсивним колодкам. При зміні напрямку обертання за рахунок симетричного розташування карманів епюри гідродинамічного і гідростатичного тиску відповідно перерозподіляться, координата опори колодки зміститься в протилежну сторону, і несуча здатність підшипника збережеться на колишньому рівні. Таким чином, дане рішення дозволяє поєднувати реверсивність підшипника з високою несучою здатністю нереверсивними колодок в обох напрямках.

15. Реверсивні маслоскопні скребки.

Для забезпечення реверсивної роботи підшипника між колодками встановлюються реверсивні маслоскопні скребки 5 (рис. 2.9), конструкція яких дозволяє їм виконувати свої функції незалежно від напрямку обертання ротора.

16. Регулярний профіль несучої поверхні.

В [7] запропоновано новий спосіб формування методом електроерозійного легування (ЕЕЛ) на поверхнях тертя вкладишів підшипника спеціального рельєфу, що підвищує надійність роботи за рахунок збільшення несучої здатності. Для чого на несучу поверхню вкладишів підшипників ковзання методом ЕЕЛ наносять за допомогою електрода-інструменту шари в різних напрямках. Крім того, на бічних і вихідному краях формуються смуги додаткового мікрорельєфу (рис. 2.10). Слід зазначити, що формування регулярного мікрорельєфу забезпечується самим процесом ЕЕЛ.

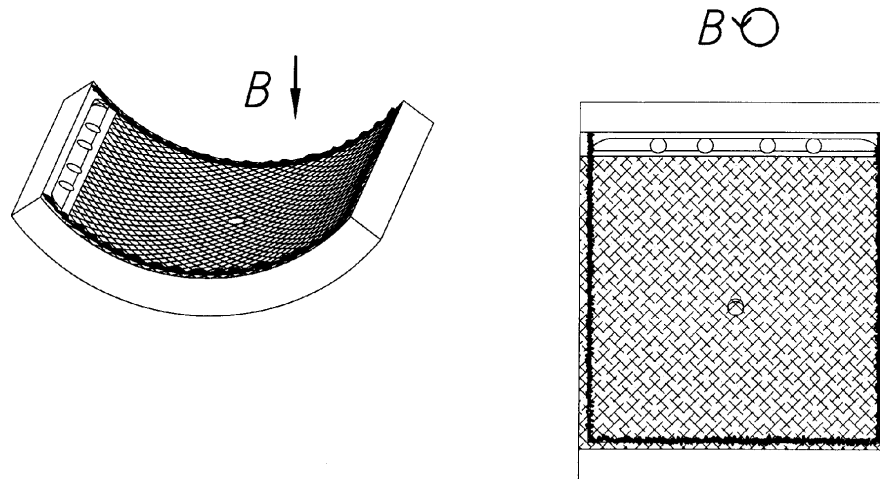


Рисунок 2.10 - Вкладиш підшипника з мікрорельєфом і додатковими смугами мікрорельєфу поверхні

17. Периферійний ущільнювальний пояс.

Периферійний ущільнювальний пояс (рис. 2.11) формується на внутрішньому, зовнішньому і вихідному краях упорної колодки за допомогою методу ЕЕЛ. Такий ущільнювальний пояс скорочує бічні витіки масла з гідродинамічного клину як в радіальному, так і в окружному напрямі. Це сприяє наповненню епюри гідродинамічного тиску, внаслідок чого підвищується несуча здатність масляної плівки.



Рисунок 2.11 - Колодка підшипника з периферійним ущільнюючим поясом

Застосування технологій фірми TPIЗ дозволили істотно збільшити несучу здатність упорних підшипників і знизити питомі витрати мастила при збереженні габаритних розмірів.

2.2 Комп'ютерне моделювання задачі термогідродинамічного змащення упорного підшипника ковзання

Задача розв'язувалася за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX. Для моделювання упорного підшипника ковзання зі скребками і охолодженням термонавантаженої зони було створено 4 домени (сектор - 1/8 частина упорного підшипника): рідинний домен - проточна частина підшипника з урахуванням скребків і отворів для охолодження, домени твердих тіл - обертального диску, бабітового покриття, колодки.

В розрахунку використані наступні матеріали: обертальний диск, колодка – сталь, проточна частина – масло ТП22, бабітове покриття – Б83.

Розв'язувалася задача гідродинамічного змащення з теплопередачею через тверді тіла. На вільних поверхнях твердих тіл задавався коефіцієнт тепловіддачі 25 Вт/м²·К. Побудована структурована гекса сітка проточної частини і тетра сітка для твердих тіл.

На рисунку 2.12 представлено поле тисків, температур та ліній течії в упорному підшипнику ковзання зі скребками і охолодженням термонавантаженої зони.

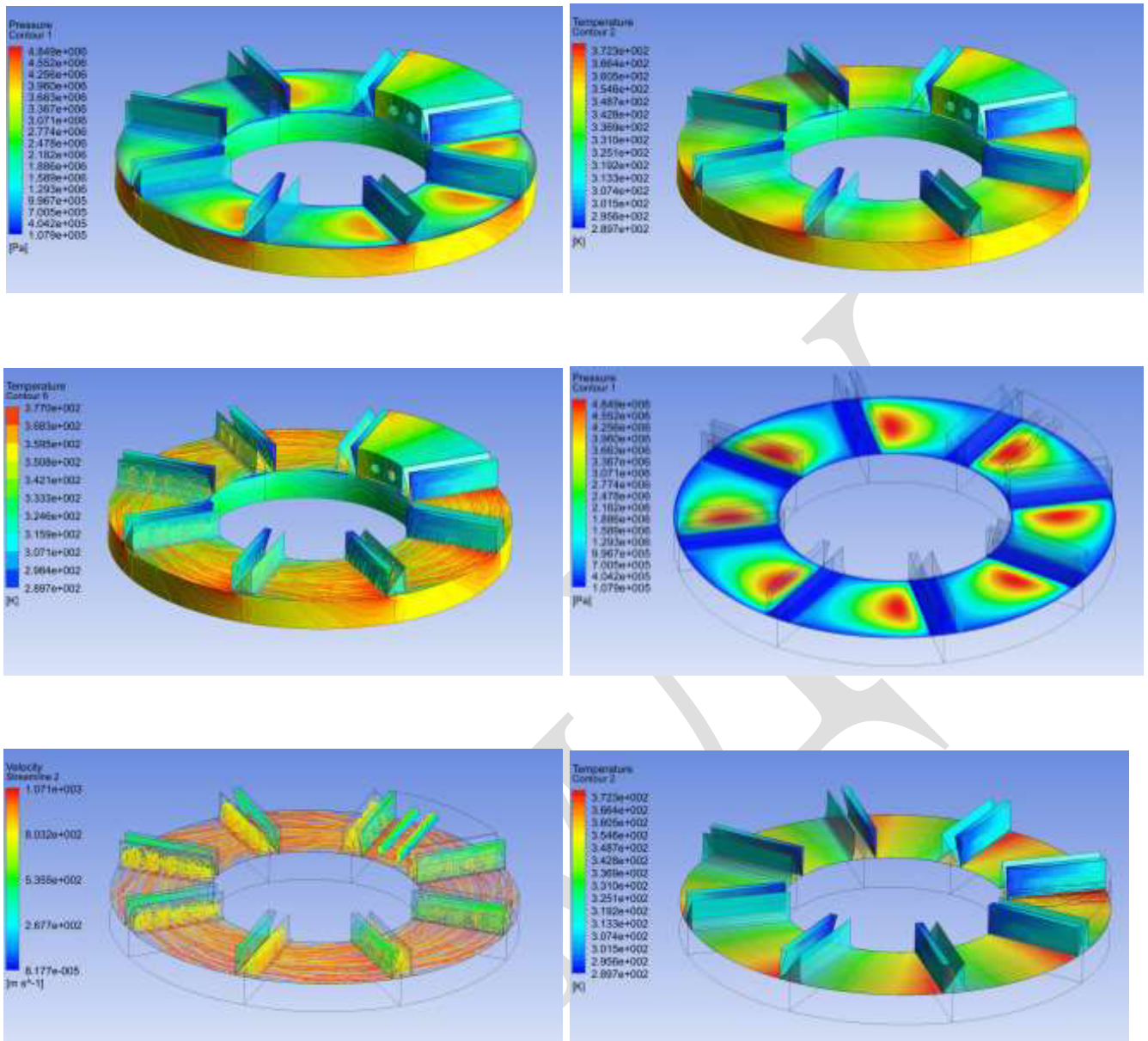


Рисунок 2.12 – Поле тисків, температур і ліній течії в упорному підшипнику ковзання

Поле температур, тисків та лінії току упорного колодкового підшипника ковзання зі скребками та охолодженням масляної плівки при двох частотах обертання валу (2000 і 10000 об/хв) приведені на рис. 2.13-2.15. Зі збільшенням частоти обертання в п'ять разів, максимальна температура збільшується на 37°C (до 95°C), а максимальний тиск на колодці збільшується з $3,76$ МПа до $6,56$ МПа.

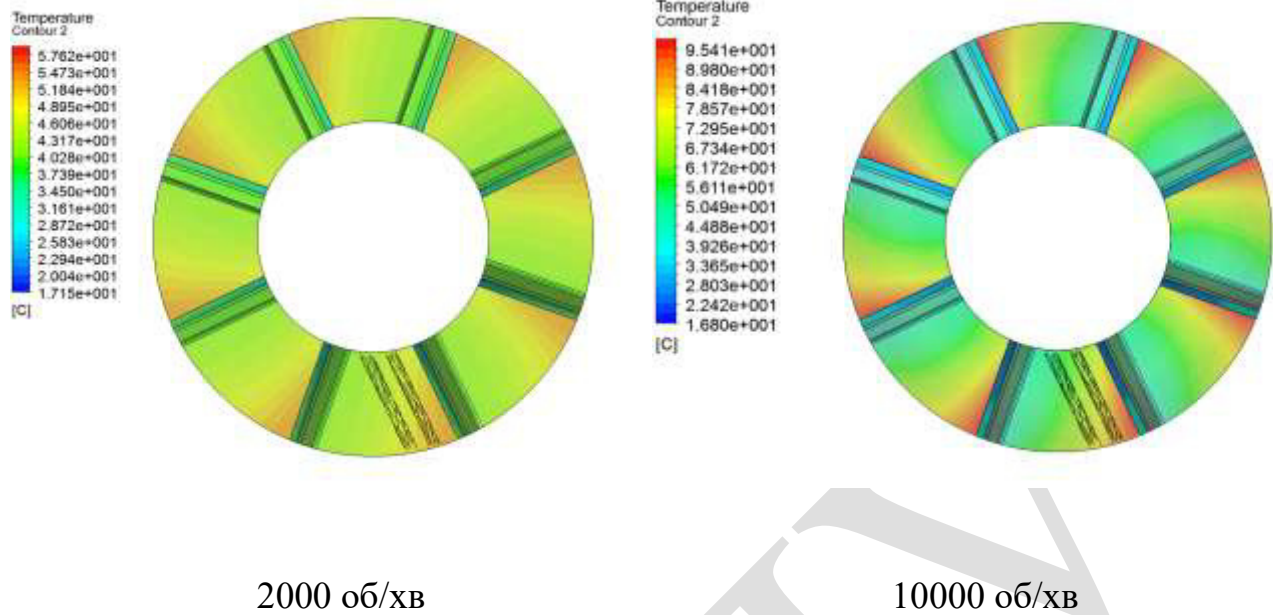


Рисунок 2.13 – Поле температур упорного підшипника з охолодженням масляної плівки

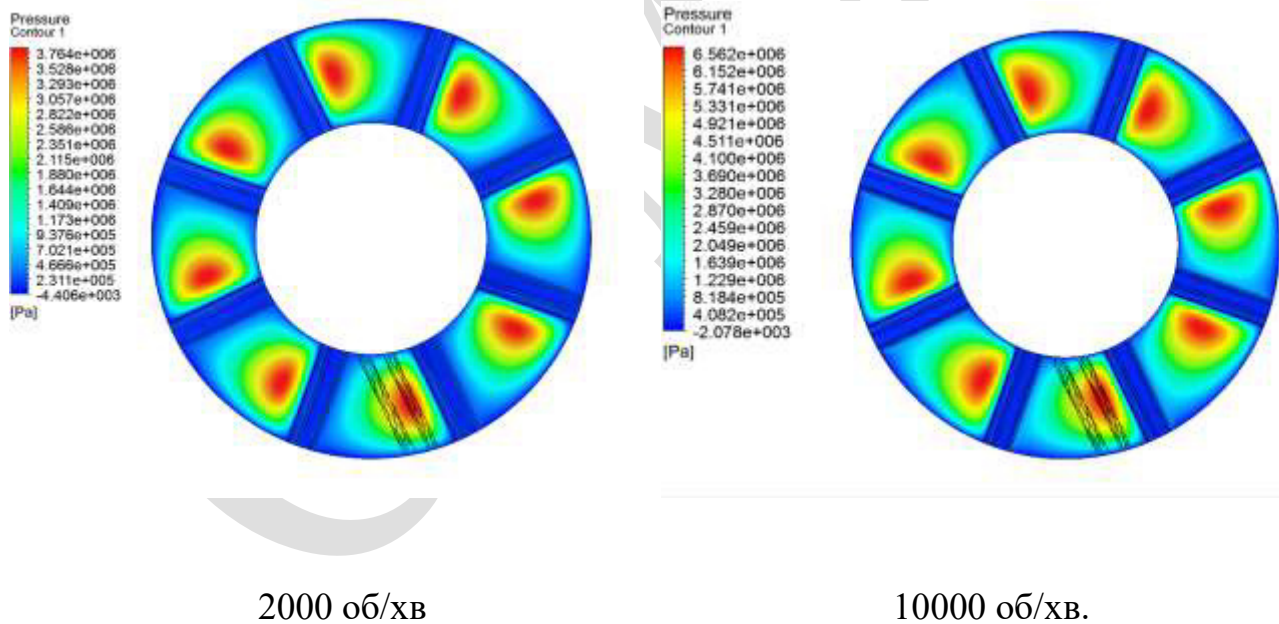


Рисунок 2.14 – Поле тиску упорного підшипника з охолодженням масляної плівки

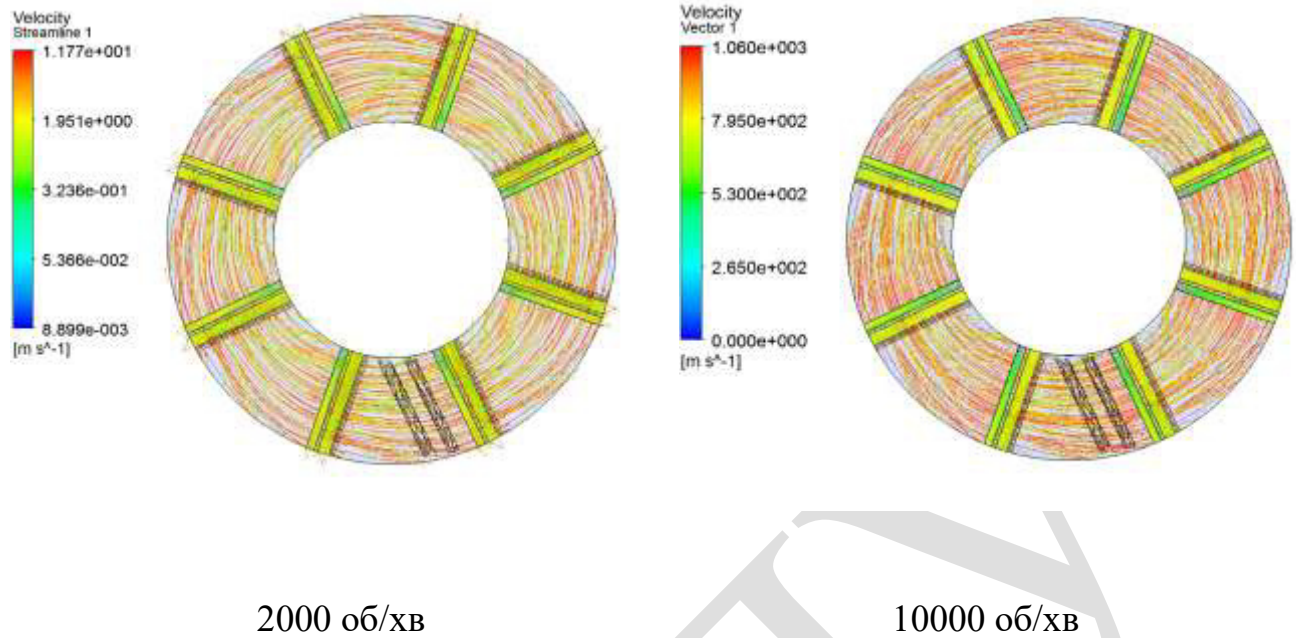


Рисунок 2.15 – Лінії току упорного підшипника з охолодженням масляної плівки

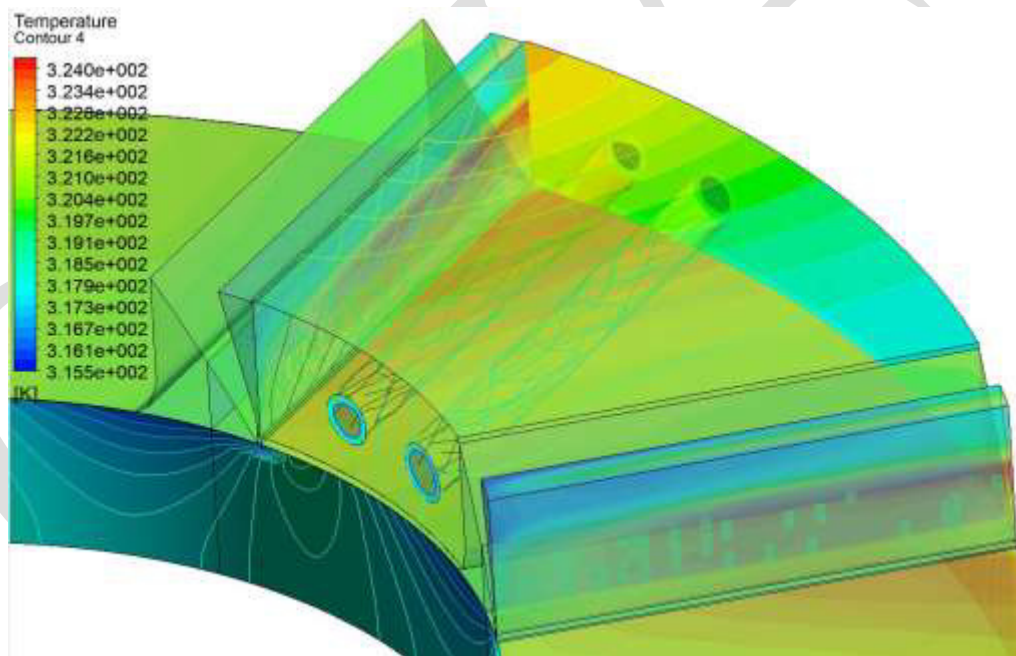


Рисунок 2.16 – Охолодження масляної плівки

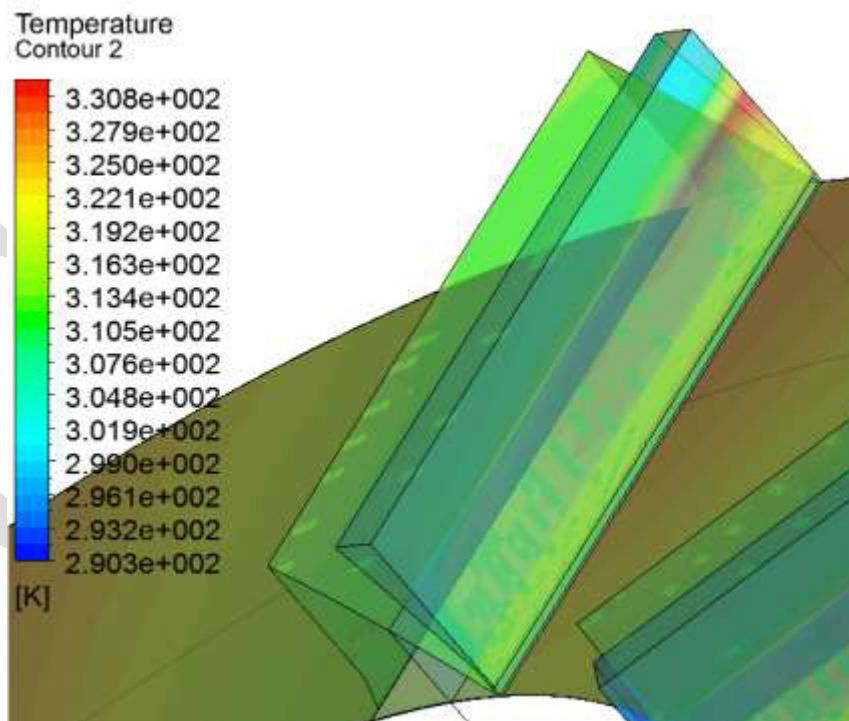
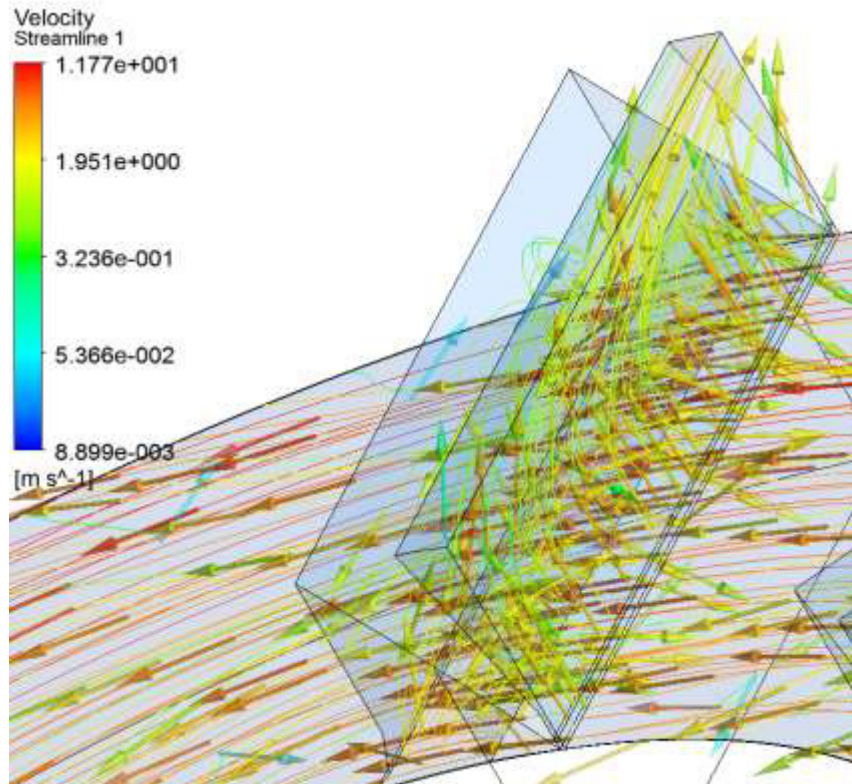
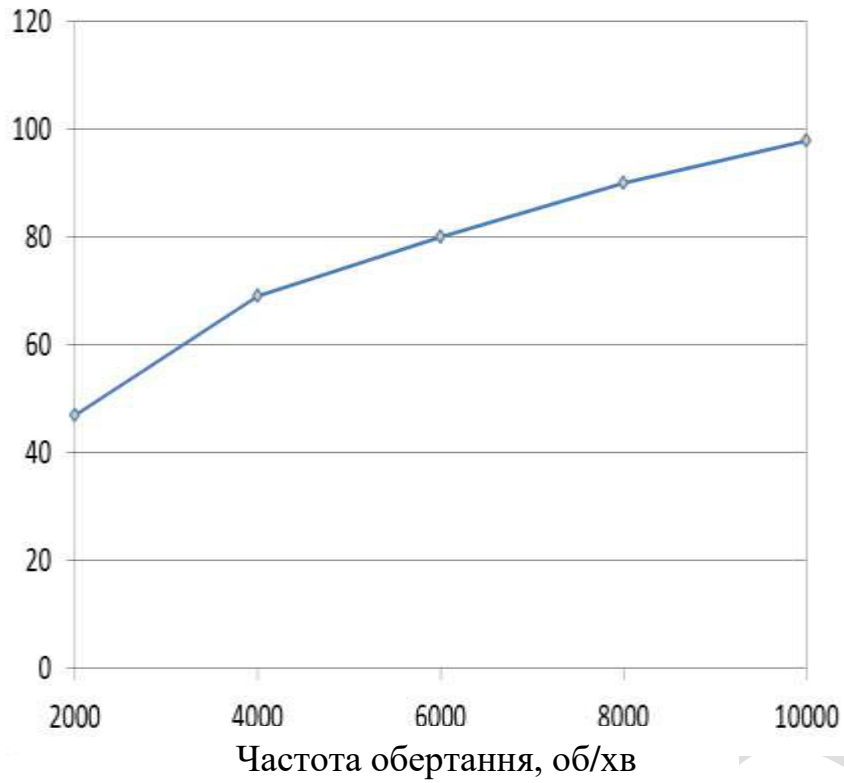
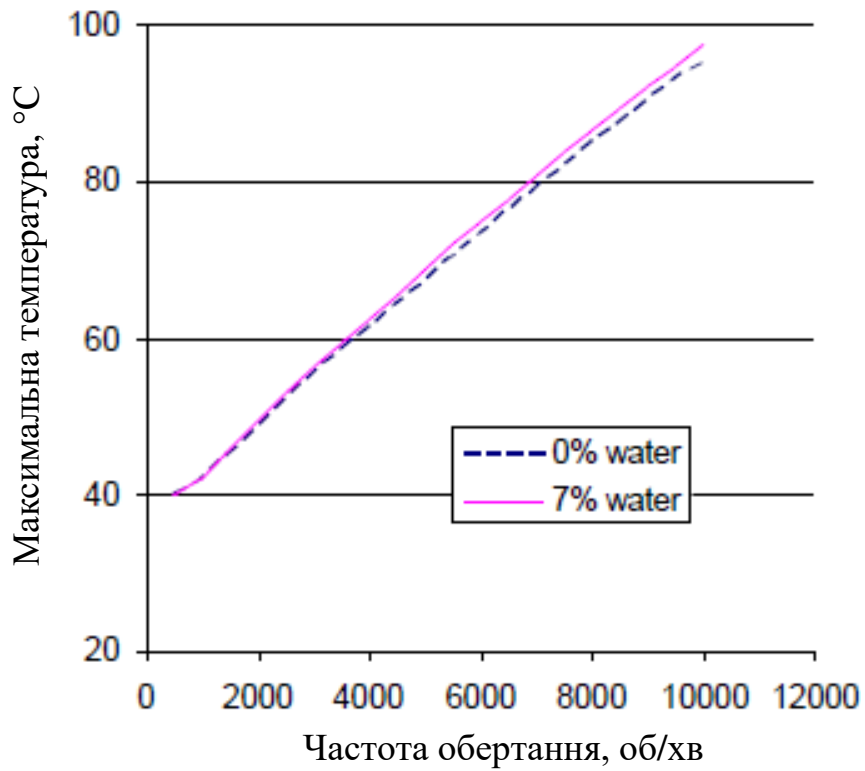


Рисунок 2.17 – Лінії току і розподіл температури на скребку

Температура на інтерфейсі плівка/колодка, °C



а)



б) [38]

Рисунок 2.18 – Залежність між температурою колодки і частотою обертання

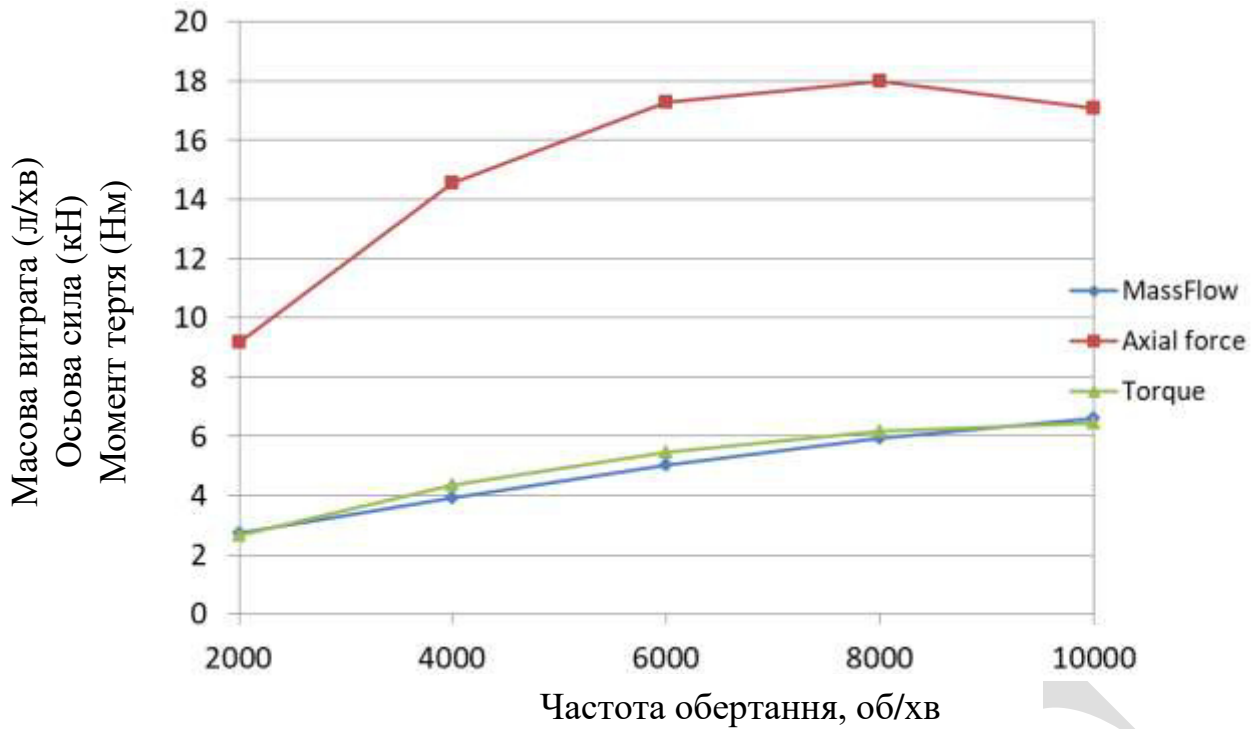


Рисунок 2.19 – Залежність між масовою витратою, осьовою силою, моментом тертя та частотою обертання

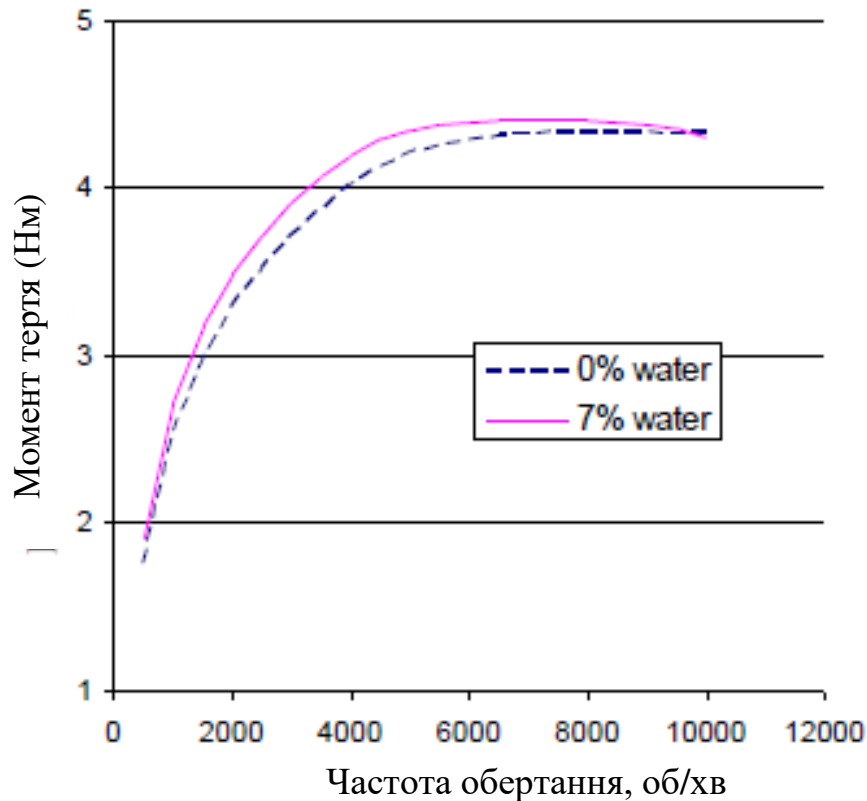


Рисунок 2.20 – Залежність між моментом тертя та частотою обертання [38]

Охолодження масляної плівки відбувалось за допомогою двох охолоджуючих отворів, виконаних у тілі колодки (Рис. 2.16) та маслороз'ємних скребків (Рис. 2.17). З рисунку 2.17 видно, що частина гарячого масляного шару відводиться з вихідної кромки колодки та не потрапляє на вхідну кромку наступної колодки. На рисунках 2.18 а,б і 2.19, 2.20 наведено порівняння максимальної температури підшипника від частоти обертання для підшипника з охолодженням масляної плівки та для традиційної конструкції 8 колодкового підшипника ковзання з наявністю 0; 7 % води в маслі (осьова сила на підшипнику дорівнює 8 кН, результати експерименту). Так при частоті обертання валу 2000 об/хв в традиційній конструкції підшипника спостерігається дещо більший момент тертя при меншому осьовому навантаженні і подібній максимальній температурі. При збільшенні частоти обертання валу значно збільшується осьова сила в підшипнику зі скребками та охолодженням термонавантаженої зони,

максимальне значення якої сягає 18 кН при частоті обертання – 8000 об/хв. При цьому момент тертя становить 6-6,2 Нм, а максимальна температура сягає 90 °С (8000 об/хв) та 98 °С (10000 об/хв). Для порівняння в традиційній конструкції підшипника при частоті обертання валу 8000 об/хв, максимальна температура на колодці дорівнює 82 °С, момент тертя приблизно 4,4 Нм, але в 2,25 рази меншій осьовій несучій здатності. Що підтверджує ефективність конструкції досліджуваного підшипника. При збільшенні частоти обертання з 8000 об/хв до 10000 об/хв момент тертя має незначне змінення для обох конструкцій підшипників ковзання.

Залежності максимальної температури колодки, масової витрати, осьової сили, моменту тертя упорного колодкового підшипника від частоти обертання валу отримані за допомогою числових методів планування експерименту.

2.3 Висновок

Дослідження конструкції упорного підшипника ковзання зі скребками і охолодженням термонавантаженої зони колодки показало, що завдяки скребкам частина гарячого масляного шару відводиться з вихідної кромки колодки та не потрапляє на вхідну кромку наступної колодки, що дозволило 2,25 рази збільшити несучу здатність досліджуваного підшипника при подібній максимальній температурі (різниця 8 °С, 9 %) та моменті тертя (різниця 1,6 Нм, 27 %) в порівнянні з традиційною конструкцією підшипника при однакових геометричних розмірах.

ВИСНОВКИ

1. Проведено експериментальне та числове дослідження теплового стану упорного колодкового підшипника ковзання. Отримано залежності середньої температури колодок від тиску мастила в камері навантаження при постійній частоті обертання валу та від частоти обертання валу при постійних тисках мастила на вході та в навантажувальній камері; поля температур і тиску мастильного шару та тепловий стан у поперечному перетині розрахункової моделі упорного колодкового підшипника ковзання при різних частотах обертання; залежність мінімальної товщини масляного шару від частоти обертання валу. Визначено максимальну несучу здатність підшипника, яка при допустимій температурі $98\text{ }^{\circ}\text{C}$ дорівнює 41000 Н . Порівняння результатів числового розрахунку середньої температури колодок підшипника з експериментальними

даними показало їх достатньо задовільний збіг, максимальна розбіжність складає 5,8%. Аналіз результатів досліджень показав, що існує можливість підвищення несучої здатності упорного колодкового підшипника ковзання за рахунок покращення його теплового стану.

2. Дослідження конструкції упорного підшипника ковзання зі скребками і охолодженням термонавантаженої зони колодки показало, що завдяки скребкам частина гарячого масляного шару відводиться з вихідної кромки колодки та не потрапляє на вхідну кромку наступної колодки, що дозволило 2,25 рази збільшити несучу здатність досліджуваного підшипника при подібній максимальній температурі (різниця 8 °С, 9 %) та моменті тертя (різниця 1,6 Нм, 27 %) в порівнянні з традиційною конструкцією підшипника при однакових геометричних розмірах.

3. В результаті проведених досліджень отримано ряд технічних рішень (способів), спрямованих на підвищення якості торцевих імпульсних ущільнень (ТІУ), які здійснюються на етапі конструкторської та технологічної підготовки виробництва, шляхом найбільш раціонального вибору і поєднання матеріалів кілець в парі тертя, а також формування на їх контактуючих поверхнях спеціальних зносостійких покриттів.

4. Запірне імпульсне торцеве ущільнення має подібну герметичність з конструкціями газодинамічних ущільнень фірми «Бургманн» (Німеччина), але за рахунок зведеної конструкції, відпадає необхідність застосування проміжного лабіринтного ущільнення, що дозволить суттєво збільшити к.к.д відцентрового компресора. Статичний розрахунок показав, що використання регулятора перепаду тиску спільно з затворним імпульсним ущільненням з внутрішніми живильниками забезпечує стабільну роботу цього ущільнення, тобто величина торцевого зазору мало змінюється при зміні тиску запірного середовища. Амплітудні частотні характеристики запірного імпульсного ущільнення з

регулятором перепаду тисків показують, що небезпечних областей частот не виявлено, амплітуди коливань кільця не виходили за допустимі межі.

5. Дослідження запірних імпульсних ущільнень з безперервним підведенням запірного середовища показали, що результати статичного розрахунку достатньо добре узгоджуються з експериментальними даними. В конструкції запірного ущільнення з безперервним підводом запірного середовища кільцева канавка, що виконана на нерухомому кільці, виконує функції буферної канавки, запобігаючи прориви ущільнювального середовища в атмосферу. Між тим, надійна робота такого ущільнення забезпечується в досить вузькому діапазоні перепадів тисків між ущільнювальним і запірним середовищем. Тому в таких конструкціях ущільнень є необхідність використання диференційного регулятора перепаду тиску.

6. В конструкції запірного імпульсного ущільнення з внутрішніми живильниками можливо підвищити різницю тиску між запірним і ущільнюючим середовищем. Запірне середовище як би «розмазується» по торцевій поверхні живильними каналами, які обертаються. Величина зовнішніх витоків запірного середовища в атмосферу при зазорі 3 мкм становить 2,6 л/хв, що добре співпадає з експериментом.

7. Запропонований спрощений аналітичний метод визначення геометрії податливого дна, що забезпечує вирівнювання контактного тиску по ширині пари тертя. Представлена методика числового розв'язання задачі пружногідродинамічного змащення торцевого сальникового ущільнення з гідродинамічним розвантаженням пари тертя за допомогою програмного комплексу ANSYS, результати розрахунків добре узгоджуються з експериментальними даними. Розв'язано задачу взаємодії ущільнювальної рідини, сальникової набивки та опорної втулки для традиційної конструкції торцевого сальникового ущільнення, торцевого сальникового ущільнення з податливим дном та торцевого сальникового ущільнення із наскрізними пазами у податливому дні.

Результати розрахунків показали, що в конструкції ТСУ з наскрізними пазами у податливому дні зменшується величина контактної тиску за рахунок збільшення тиску рідини у зазорі. При цьому дещо підвищується величина витоків. Тому застосування цієї конструкції дозволить підвищити ресурс торцевого сальникового ущільнення при збереженні достатньо низьких витоків.

8. Багатошпаринні ущільнення, як і звичайні одношпаринні ущільнення, не тільки обмежують неконтрольовані витки перекачуваного середовища, а й виконують функції гідродинамічних опор. Такі системи багато в чому визначають вібраційний стан ротора. Числова оцінка впливу багатошпаринних кільцевих каналів показала, що трьохшпаринне ущільнення зменшує витрати у порівнянні з одношпаринним та двохшпаринним, а коефіцієнт жорсткості підвищується при збільшенні кількості шпарин. Істотний вплив на амплітуди та фази має конусність кільцевого каналу. Конфузорність $\theta > 0$ підвищує критичні частоти; дифузорність надає зворотний ефект. Тому при проектуванні ущільнень потрібно забезпечувати достатню жорсткість елементів конструкції, щоб уникнути утворення дифузорних каналів.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Кайота Д.О. Аналіз теплового стану упорного колодкового підшипника ковзання / Д.О. Кайота, А.В. Загорулько, С.В. Паненко // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2018. – №3 (53) – С.2-7.
2. Авторское свидетельство №1541442, СССР, 5F16C17/04 Упорный подшипник скольжения. В.С.Марцинковский, Л.В.Черепов, Н.В.Малик, В.И.Юрко, Ю.С. Зинченко
3. Сережкина Л.П., Зарецкий Е.И. Осевые подшипники мощных паровых турбин - М.: Машиностроение, 1988.- 175 с.
4. Патент на винахід 81026, Україна, F16C 17/04. Важільна вирівнювальна система упорного підшипника. В.С.Марцинковський, Ю.С.Філоненко, В.М.Кучеренко.

5. Патент на изобретение 2305212, Россия, F16C 17/04. Рычажная выравнивающая система упорного подшипника. В.С.Марцинковский, Ю.С.Филоненко, В.Н.Кучеренко.
6. Патент корисну модель 29014, Україна, F16C32/00. Упорний підшипник. В.С.Марцинковский, Ю.С.Філоненко, В.І.Юрко, В.М.Кучеренко
7. Патент України № 77906, B23H1/00, 3/00, 5/00. Спосіб обробки вкладишів підшипників ковзання/ Марцинковский В.С. /Опубл. 15.01.2007, Бюл. № 1.