

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

## **КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

**Магістра**

**на тему: «Дослідження методами обчислювальної  
гідродинаміки рідинних динамічних сил, які діють на об'єму  
кріогенного кулькового підшипника кочення при  
гідродинамічному режимі змащення»**

Спеціальність: 131 Прикладна механіка

Освітня програма: Комп'ютерна механіка

Виконав: студент групи КМ.м-91

Демянчук Є.М.

Керівник: доц. Загорулько А.В.

Рецензент: Черевко О.А.

Суми 2020

SUMS

## РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота магістра: 53 сторінок, 23 рисунка, 5 джерел посилань, 1 таблиця

Об'єкт дослідження – кульовий підшипник

Мета роботи – аналіз динамічних сил рідини, що діють між обертовими кульками та прецесуючою обоймою, а також між прецесуючою обоймою та обертовим внутрішнім і нерухомим зовнішнім кільцями підшипника з кріогенним змащенням. Розробка методики розрахунку CFD для кріогенних кулькових підшипників під гідродинамічні умови змащення.

Методика дослідження включає в себе методи обчислювальної гідродинаміки. В процесі буде розглянутий турбулентний потік рідини кріогенного середовища у обертовій області з прецесійним рухом. Моделювання кульового підшипника при залученні методів обчислювальної гідродинаміки. Цей процес розглядає турбулентний потік рідини кріогенного середовища у обертальній області з прецесійним рухом обойми та кульками, що обертаються при різній швидкості обертання. Дослідження було зосереджене на аналізі динамічних сил рідини, котрі мають дію між обертовими кульками та обоймою, яка рухається по прецесії, і тут же розглядаємо область між обоймою та внутрішнім обертовим та зовнішнім нерухомими кільцями даного підшипника. Проведено порівняння моделювань та експериментів для моменту тертя при різних швидкостях обертання. Тепловий аналіз проводився з адіабатними стінками і не враховував теплопередачу між рідиною і твердими тілами.

КРІОГЕННЕ СЕРЕДОВИЩЕ, КУЛЬКОВИЙ ПІДШИПНИК КОЧЕННЯ,  
ГІДРОДИНАМІЧНИЙ РЕЖИМ ЗМАЩЕННЯ

## ВСТУП

Підшипники кочення – основний вид опор валів та осей в машинах; їх функціонування відбувається переважно в умовах тертя кочення

При проектуванні машин динамічно навантажені підшипники кочення підбирають на основі розрахунку довговічності (ресурсу). Формула для визначення ресурсу підшипників включає багато емпіричних коефіцієнтів, тому результати розрахунку можуть іноді суттєво (у десятки разів) відрізнятися від фактичного терміну експлуатації. Разом з тим в Україні на тепер відсутні книги, довідники, монографії з підшипників кочення, де були б проаналізовані сучасні підходи з удосконалення методу розрахунку підшипників. Вказане спонукало авторів до огляду відомих публікацій з питання сучасного стану теорії розрахунку динамічно навантажених підшипників кочення. Проведений аналіз публікацій з методу розрахунку динамічно навантажених підшипників кочення дозволив виявити дві основні тенденції розвитку теорії, які уточнюють розрахунки контактної витривалості кілець і враховують різні види пошкоджень шляхом моделювання зовнішніх і внутрішніх факторів впливу. Врахування впливу на ресурс підшипника пошкоджень різної фізичної природи за умови їх статистичної незалежності розвивається на основі напівемпіричних та ймовірнісних моделей. Перспективними напрямками удосконалення сучасного методу розрахунку ресурсу підшипників вважається уточнення коефіцієнту, що узагальнює сумісний вплив якості метала, особливостей технології виробництва, конструкції та умов експлуатації, і коефіцієнтів, що враховують різні види пошкоджень. Оцінка впливу конструктивних особливостей підшипників і підшипникових вузлів здійснюється числовими розрахунками із застосуванням спеціальних програмних продуктів з наступною експериментальною перевіркою.

Важко назвати сучасний механізм, машину чи прилад, без цієї деталі. Однак найбільшого поширення підшипники кочення дістали в

сільськогосподарському машинобудуванні (630 типорозмірів), автомобілебудуванні (більше 500 типорозмірів), залізничному транспорті (110 типорозмірів). У мініатюрних опорах (годинники, дрібні прилади), а також у 7 величезних енергетичних об'єктах (водяні і парові турбіни, турбогенератори) підшипники кочення поступають підшипникам ковзання. Підшипникова промисловість – одна з найбільш розвинутих в технологічному відношенні, в ній сконцентровані останні досягнення в технології металообробки та автоматизації виробництва. Випускаються різноманітні підшипники масою від 0,04 г до 130 т і діаметром внутрішнього кільця від 0,6 мм до 12 м, які можуть обертатися зі швидкістю до 300 тис. хв<sup>-1</sup>, витримувати навантаження порядку декількох тисяч кілоньютонів, працювати при температурах, близьких до абсолютного нуля, в умовах підвищеної радіації, хімічної активності та забруднення оточуючого середовища. Відомо три класи підшипників кочення: підшипники з рідинним та консистентним (пластичним) змащуванням, підшипники з твердою мастильною речовиною, підшипники із самозмащувальним матеріалом. Нижче розглядається найбільш поширений у техніці перший клас підшипників кочення, який є основним видом опор валів та осей машин і приладів. Підшипники кочення можна класифікувати за зазначеними нижче ознаками. 1) За формою тіл кочення: кулькові і роликові. Останні, у свою чергу, залежно від форми роликів розділяють на групи: з короткими та довгими циліндричними, з бочкообразними симетричними та несиметричними, з голчастими, з конічними, з витими. 2) За напрямком сприйняття зовнішньої сили: радіальні, що сприймають переважно радіальну силу, яка діє перпендикулярно до осі обертання підшипника; радіально-упорні, що сприймають комбіноване навантаження у вигляді одночасно діючих радіальних і осьових сил; упорно-радіальні, що сприймають в основному осьові сили, і одночасно незначні радіальні сили; упорні, що сприймають осьові сили 3) За габаритними розмірами, що пов'язані з вантажністю, підшипники характеризують розмірними серіями за діаметром

та шириною (на рис. 1.3 наведено наближене співвідношення деяких розмірних серій): 1 – надлегка; 2 – особливо легка; 3 – легка; 4 – легка широка; 5 – середня; 6 – середня широка; 7 – важка. З підвищенням габаритних розмірів зростає вантажність, але знижується гранична частота обертання. Найбільше поширення в загальному машинобудуванні мають легкі та середні вузькі серії підшипників. Ми вивчали динамічну поведінку обойми з шарикопідшипниками, зануреної в кріогенну рідину та обертаючись на високій швидкості як функція дисбалансу маси обойми під різними обертами національні швидкості та умови невеликого навантаження. Результати включають кружляючі рухи та зменшення частоти кручення обойми, крутного моменту шарикопідшипника та втрати зносу елементи кулькових підшипників для різних швидкостей обертання та умов дисбалансу маси. кружляючий рух обойми мав тенденцію до збільшення із збільшенням дисбалансу маси, і вплив масового дисбалансу був очевидним із збільшенням внутрішньої раси швидкість. Для всіх умов дисбалансу маси амплітуда кружляння зменшувалась із збільшення внутрішньої швидкості гонки за рахунок впливу гідравлічної сили рідини азоту. Середньоквадратичне відхилення частоти крутіння зростала зі збільшення внутрішньої швидкості перегону. Коли внутрішня раса обертається національна швидкість становила 11000 об / хв, стандартне відхилення, як правило, помітно зростало з збільшення масового дисбалансу. Втрата зносу обойми зростала із збільшенням дисбаланс маси і втрата зносу в нижній частині обойми збільшилася через ненормальний рух, спричинений періодичним зіткненням обойми. Результати експерименту отримані в різних умовах масового дисбалансу відповідають існуючим інтерпретаціям тична література та продемонструвати важливість масового дисбалансу обойми

## ЗМІСТ

Вступ.....	3
1. Основні відомості про підшипники кочення.....	7
1.1 Базовий огляд .....	7
1.2 Характеристика основних типів.....	9
1.3 Матеріали, виготовлення, контроль якості.....	12
1.4 Сучасний розвиток в промисловості та користь.....	16
1.5 Ефекти увалення обоймою та карманні зазори .....	29
2. Експериментальне дослідження динамічної поведінки обойми шарикопідшипника в кріогенне середовище .....	
2.1 Випробування кулькових підшипників та граничних умов.....	31
2.2 Модифікована випробувальна установка кріогенного кулькового підшипника .....	32
2.3 Вплив дисбалансу маси обойми.....	34
2.4 Втрати кулькових підшипникових елементів .....	45
2.5 Внесення геометричних даних.....	46
2.6 Аналіз даних .....	46
ВИСНОВКИ.....	48
ПЕРЕЛІК ОСИЛАНЬ.....	54

## 1. Основні відомості про підшипники кочення

### 1.1 Базовий огляд

Підшипники кочення, як правило, складаються із зовнішнього 1 і внутрішнього 2 кілець, тіл кочення 3, сепаратора 4 (рис. 1.1). Тіла кочення (рис. 1.1, б) перекочуються по бігових доріжках кілець і забезпечують їх взаємне переміщення. Сепаратор розділяє тіла кочення, утримує їх на одній відстані та покращує змащування. Конструкція сепаратора (рис.1.1, в) залежить від типу підшипника та умов його експлуатації. Підшипники кочення, хоча і функціонують як механізми, але їм не завжди притаманна одна з характерних властивостей механізмів – передавання руху. Таким чином, підшипник кочення, коли одне з кілець нерухоме, являє собою складну механічну систему з довгочасним циклічним характером навантаження деталей. Саме це визначає особливий підхід до оцінки працездатності підшипника через показники надійності.

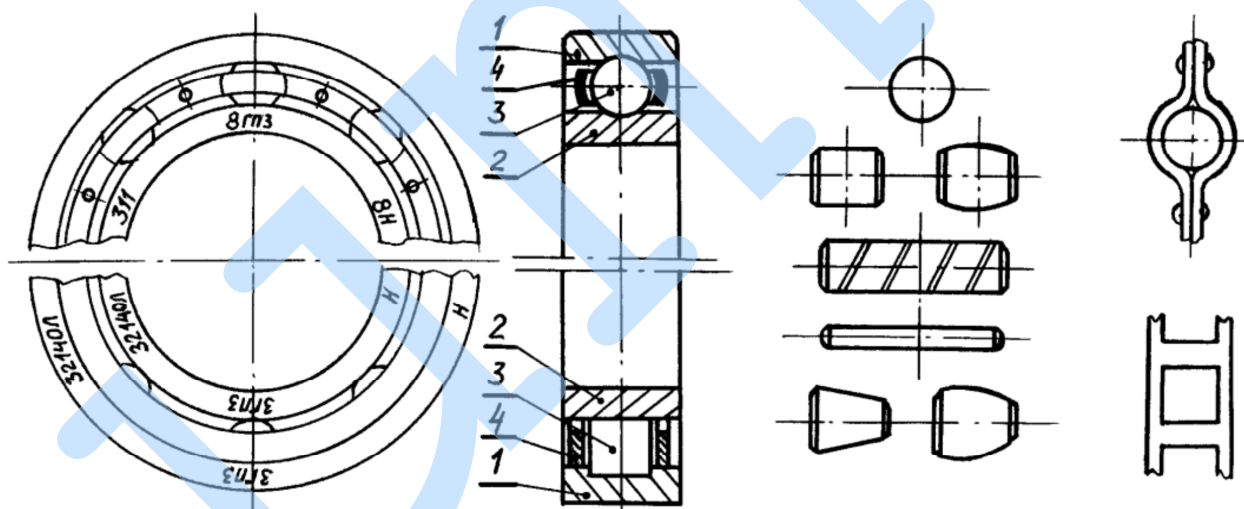


Рис. 1.1. Будова підшипників

- Переваги підшипників кочення порівняно з підшипниками ковзання:
- менші осьові габарити (у 2...3 рази) при однаковій вантажності; □
- менше тертя при пуску і помірних частотах обертання (у 5...10 разів); □
- більша надійність при частих змінах режимів експлуатації;



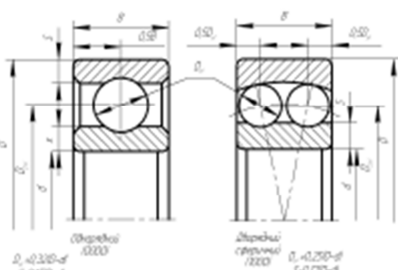
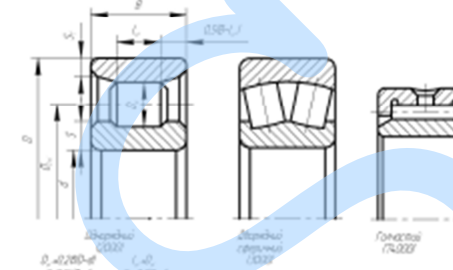
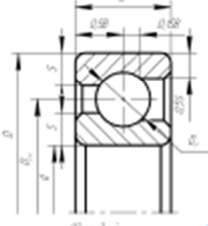

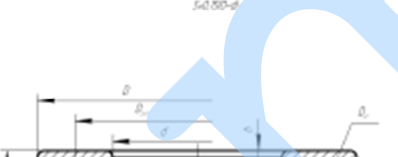
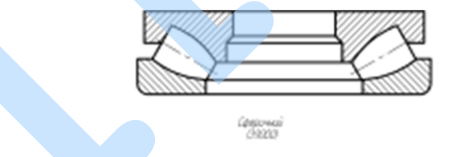
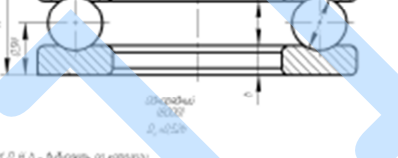

- відносна простота технічного обслуговування;
- повна взаємозамінність;
- низька вартість при масовому виготовленні.
- До *недоліків* підшипників кочення відносять:
- достатньо великі радіальні габарити;
- більший опір обертанню і нагрівання при високих частотах обертання;
- велике розсіювання ресурсу ( 10...20-кратне) партії однотипних підшип-ників при однакових умовах експлуатації;
- змінна жорсткість за кутом повороту, що викликає вібрацію вала та шум-ність роботи внаслідок циклічного перекошування тіл кочення через зону нава-нтаження опори;
- менша здатність до демпфірування вібраційних та ударних навантажень;
- висока вартість підшипників при дрібносерійному виробництві.

Найбільше поширення в загальному машинобудуванні одержали наступні типи підшипників кочення: кульковий радіальний однорядний, кульковий раді-альний дворядний сферичний, роликовий радіальний з короткими циліндрич-ними роликами, роликовий радіальний дворядний сферичний, роликовий раді-альний голчастий, кульковий радіально-упорний, роликовий радіально-упорний конічний, кульковий упорний, роликовий сферичний упорно-радіальний (табл. 1.1).

*Кульковий підшипник радіальний однорядний* – найбільш масовий тип підшипників; може сприймати не тільки радіальні, але й осьові сили, що діють в обох напрямках уздовж осі вала і які не перевищують 70 % від невикористаної допустимої радіальної сили. У порівнянні з іншими типами підшипників кочення радіальні однорядні кулькові підшипники працюють з

мінімальними втратами на тертя і, отже, допускають найбільшу частоту обертання.

Таблиця 1.1

Тип підшипника та умовне позначення	Кулькові підшипники	Рольові підшипники
<p>Радіальний</p> <p><math>\frac{d}{D}</math> 0000</p> <p><math>\frac{D}{d}</math> 2000</p>		
<p>Радіально-упорний</p> <p><math>\frac{d}{D}</math> 0000</p> <p><math>\frac{D}{d}</math> 2000</p>		
<p>Упорно-радіальний</p>		
<p>Упорний</p> <p><math>\frac{d}{D}</math> 0000</p>		

Примеч. 1. В д. и. D и B - выбирать по каталогу

## 1.2 Характеристика основних типів

Кульковий підшипник радіальний дворядний сферичний призначений для сприйняття радіальних сил, але може сприймати одночасно і двосторонні осеві сили (до 20 % величини від невикористаної допустимої радіальної). Доріжка кочення на зовнішньому кільці оброблена по сфері, що забезпечує нормальну роботу підшипника навіть при значному ( $2 \dots 3^\circ$ ) перекосі кілець. Підшипники встановлюють на двоопорних валах, що допускають значні прогини під дією зовнішніх сил, а також у вузлах з незабезпечуваною строгою співвісністю по- садкових місць.

*Роликопідшипники радіальні з короткими циліндричними роликами* мають значно більшу ( 70 %) радіальну вантажність у порівнянні з рівногабаритними радіальними кульковими підшипниками, але за швидкісною характеристикою трохи їм поступаються ( 80 %) і значно дорожчі. Підшипники дуже чутливі до перекосів кілець, що викликають концентрацію навантаження на краях роликів, і вимагають точної співвісності посадкових місць (кут перекосу кілець, що допускається, не повинний перевищувати ). У зв'язку з цим усе більшого застосування знаходять роликопідшипники з опуклою утворюючою роликів (бомбиновані ролики), що дозволяє підвищити їхню довговічність. Деякі типи роликопідшипників (12000, 42000, 52000, 62000, 92000) можуть сприймати односторонню і двосторонні помірні осьові сили. Допустима величина осьової сили з урахуванням тривалості і характеру дії визначається умовами ковзання торцевих поверхонь роликів відносно бортів кілець.

*Роликопідшипники радіальні дворядні сферичні* за динамічною вантажністю майже в 2,5 рази перевищують рівногабаритні кулькові підшипники радіальні однорядні сферичні, а за вартістю – в 4,5 рази дорожчі. Ці підшипники можуть одночасно сприймати й осьове навантаження, що діє в обох напрямках і не перевищує 25 % величини невикористаного допустимого радіального навантаження, а також працювати при чисто осьовому навантаженні. Підшипники допускають значний перекіс кілець ( 2...3°) і встановлюють на важконавантажених дво- і багатоопорних валах зі значними прогинами, а також у вузлах з незабезпеченою строгою співвісністю посадкових місць.

*Роликопідшипники радіальні голчасті* мають удвічі більшу радіальну вантажність і підвищену вартість у порівнянні з рівногабаритними радіальними кульковими підшипниками. Через відсутність сепаратора вони мають відносно високі втрати на тертя між голками. Тому гранична частота обертання у підшипників цього типу в 2...3 рази менша, ніж у рівногабаритних радіальних кулькових підшипників. Випускаються підшипники у двох модифікаціях: із внутрішнім і зовнішнім кільцями, а

також без внутрішнього кільця. Голчасті підшипники надзвичайно чутливі до неспіввісності посадкових місць (перекіс кілець недопустимий) і прогинів валів, використовують при обмежених радіальних розмірах.

*Кулькові підшипники радіально-упорні* призначені для сприйняття спільнодіючих радіальних і однобічних осьових сил. Можуть сприймати чисто осьову силу. Висота одного з бортів зовнішнього чи внутрішнього кільця зменшена майже до рівня бігової доріжки, що дозволяє закладати в підшипник на 45 % більше кульок того ж діаметра, ніж у радіальний кульковий підшипник. Здатність сприймати осьове навантаження визначається величиною кута контакту. Зі збільшенням кута контакту осьова вантажність зростає внаслідок зменшення радіальної складової. Динамічна вантажність цих підшипників більша, ніж радіальних однорядних кулькових підшипників на 10...20 %, а за вартістю вони вдвічі дорожчі. Підшипники виконують нерознімними (монтаж і демонтаж здійснюють з нагріванням зовнішнього кільця) і рознімними (зі знімним зовнішнім чи внутрішнім кільцем). У останніх профілі доріжок кочення утворені, наприклад, двома дугами зі зміщеними центрами, і кулька торкається кілець у чотирьох точках. Такі підшипники можуть сприймати радіальне, а також двостороннє осьове навантаження, яке не повинне перевищувати 70 % невикористаного допустимого радіального навантаження.

*Кулькові підшипники радіально-упорні* призначені для сприйняття спільнодіючих радіальних і однобічних осьових сил. Можуть сприймати чисто осьову силу. Висота одного з бортів зовнішнього чи внутрішнього кільця зменшена майже до рівня бігової доріжки, що дозволяє закладати в підшипник на 45 % більше кульок того ж діаметра, ніж у радіальний кульковий підшипник. Здатність сприймати осьове навантаження визначається величиною кута контакту. Зі збільшенням кута контакту осьова вантажність зростає внаслідок зменшення радіальної складової. Динамічна вантажність цих підшипників більша, ніж радіальних однорядних кулькових підшипників на 10...20 %, а за вартістю вони вдвічі дорожчі.

Підшипники виконують нерознімними (монтаж і демонтаж здійснюють з нагріванням зовнішнього кільця) і рознімними (зі знімним зовнішнім чи внутрішнім кільцем). У останніх профілі доріжок кочення утворені, наприклад, двома дугами зі зміщеними центрами, і кулька торкається кілець у чотирьох точках. Такі підшипники можуть сприймати радіальне, а також двостороннє осьове навантаження, яке не повинне перевищувати 70 % невикористаного допустимого радіального навантаження.

*Кулькові підшипники упорні* призначені для сприйняття осьових навантажень, допускають значно меншу (у 2...3 рази) частоту обертання порівняно з іншими типами кулькових підшипників, тому що доріжки кочення їх можуть сприймати лише обмежені відцентрові навантаження. На горизонтальних валах ці підшипники працюють гірше, ніж на вертикальних і вимагають точного регулювання і постійного підвантаження кілець пружинами. Однорядні підшипники сприймають однобічні осьові сили, дворядні можуть сприймати осьові сили в обох напрямках. □

*Підшипники упорно-радіальні роликові сферичні* призначені для сприйняття значних осьових сил при одночасній дії радіального навантаження, що не перевищує 15 % від невикористаної допустимої осьової сили. Цей підшипник має властивість самовстановлюватися подібно дворядним сферичним кульковим та роликовим підшипникам і допускає кут перекосу кілець до . 3

### **1.3 Матеріали, виготовлення, контроль якості**

Підшипникові сталі поділяють на дві групи – високовуглецеві твердогартовані і маловуглецеві цементовані. Кільця і тіла кочення підшипників загального застосування виготовляють в основному зі сталі першої групи, а саме, сталі ШХ-15. Підшипники великих габаритів (мм) звичайно виготовляють зі сталей підвищеного гартування – ШХ15СГ, ШХ20СГ. Конічні підшипники масового виробництва виготовляють з цементованої сталі марок 15Х, 20Х, 18ХГ, 15Г. Для роботи в умовах високих температур (до 500 ° С), в агресивних середовищах кільця і тіла кочення виготовляють з

жароміцних і корозійно-стійких сталей. Поліпшення якості застосованого металу досягається за рахунок зниження вмісту шкідливих домішок у металі – виплавою у вакуумних печах, електрошлаковим переплавом. Наприклад, сталь ШХ15-ВД електрошлакового переплаву з наступним вакуумно-дуговим переплавом використовують для відповідальних підшипників, що дозволяє підвищити їхню довговічність у 1,5...2,5 рази. 100 d □ У технологічний процес виготовлення деталей підшипників кочення входять: обробка тиском, механічна і термічна обробка, комплектувально- складальні і контрольні операції. У крупносерійному і масовому виробництві заготовок кілець усе більш міцні позиції займає штампування на багатопозиційних гарячештампувальних прес-автоматах. У масовому виробництві заготовок кілець конічних підшипників усе ширше застосовується поперечно-гвинтова прокатка. Утворення фасок, галтелей і канавок кілець здійснюють на токарських багатошпindelних пруткових і патронних автоматах. Термічна обробка кілець може виконуватися нагріванням під загартування в захисній атмосфері, загартуванням у швидкогартовочних оліях, гартуванням ТВЧ, у вакуумі. Шліфувальні і доводочні операції – найбільш відповідальні в технологічному циклі виготовлення підшипників. Вони визначають основні параметри якості підшипників (точність обертання, довговічність, рівень вібрації) і значною мірою продуктивність усієї технологічної обробки деталей (трудомісткість шліфувально-доводочної обробки становить біля половини загальної трудомісткості виготовлення підшипника). Першу операцію здійснюють прогресивним методом сполученого шліфування декількох поверхонь кілець, що забезпечує задану точність розмірів, взаємне розташування і геометрію поверхонь. На доводочних операціях зрізається дефектний шар, знижується шорсткість, зменшується до заданих значень хвилястість оброблюваних поверхонь. Заготовки кульок одержують звичайним холодним висадженням на швидкохідних прес-автоматах. Великі кульки виготовляють напівгарячою і гарячою обробкою тиском. Після штампування заготовки обкатують чавунними дисками (флешинг-процес),

видаляють облой, виконують термічну обробку, шліфування і доведення чавунними дисками з абразивною пастою. Заключні операції – це мийка і сушіння кульок, контроль якості поверхні.

Заготовки роликів одержують штампуванням, великі ролики точать із прутка. Шліфування циліндричних і конічних роликів здійснюють безцентровим методом. Ролики всіх конструктивних різновидів сортують за діаметрами і довжиною на розмірні групи. Сталеві сепаратори виготовляють зі смугового матеріалу за допомогою холодного штампування на багатошпindelних пресах. Сепаратори з кольоро-вих металів (алюміній, латунь, бронза) виготовляють литтям з наступною механічною обробкою (обточування, фрезерування, прошивання). Перспективний напрямок удосконалення підшипників і їхнього виробництва – застосування полімерних матеріалів замість металевих (сталь, латунь, бронза) у конструкціях сепараторів. Сепаратори з полімерних матеріалів одержують литтям у спеціальні форми, на литних автоматах без механічної і будь-якої іншої обробки. Виготовлення сепараторів малогабаритних підшипників здійснюється в багатомісній формі, а великогабаритних – в одномісній. Склополіамідні сепаратори завдяки унікальним пружним, демпфіруючим, антифрикційним, мастилоутримуючим здатностям упевнено витісняють металеві не тільки у виготовленні підшипників загального застосування, але й високошвидкісних, а також у підшипниках важких режимів навантаження. Наприклад, лідер світового підшипникового виробництва фірма SKF, частка якої у продажі підшипників кочення складає понад 20 %, здійснює випуск усіх підшипників загального призначення тільки з полімерними сепараторами. У підшипниковій промисловості розроблені засоби автоматизації практично всіх трудомістких складальних операцій. Наприклад, комплектація однорядних радіальних кулькових підшипників здійснюється за різницею діаметрів доріжок кочення зовнішніх і внутрішніх кілець з урахуванням необхідної розмірної групи кульок за допомогою комплектувально-складальних автоматів. На спеціальних автоматах виконують з'єднання

напівсепараторів (клепка, зварювання), м'ячно-консерваційні операції, монтаж у підшипники захисних шайб і настановних кілець, пакування підшипників. У виробництві підшипників переважає технологічний керуючий контроль. Однак деякі геометричні параметри деталей і зібраних підшипників контролюються стопроцентно. Наприклад, у підшипниках загального призначення контролюється точність розмірів і геометричної форми посадкових отворів, точність обертання підшипників, а також вихідні геометричні параметри – радіальний і осевий зазори, кут контакту, монтажна висота. Для спеціальних умов експлуатації, наприклад в опорах шпинделів деяких верстатів, застосовують так звані гібридні підшипники кочення, у яких кільця виготовлені з традиційних марок сталі, а тіла кочення – з кераміки, головним чином нітриду кремнію. Відповідні дослідження ведучих закордонних фірм спрямовані на удосконалення технологічного процесу виробництва керамічних матеріалів і тіл кочення з них, на підвищення якості цієї продукції і визначення області ефективного використання керамічних підшипників. Основними показниками якості підшипників кочення загального призначення є: довговічність і надійність; точність обертання і точність монтажних поверхонь; віброакустичні характеристики.

Найбільша кількість підшипників кочення загального машинобудування виходить з ладу в процесі експлуатації через контактну втому матеріалу кілець і тіл кочення: з'являються ознаки руйнування поверхневих шарів металу деталей і йде процес власне руйнування. Швидкість поширення втомної тріщини залежить від багатьох факторів: міцнісних і пластичних властивостей матеріалу, металургійної чистоти, якості робочих поверхонь, величини залишкових напруг, якості мастильного матеріалу і т.д. Сумарний вплив цих факторів на довговічність виявляється випробуванням на контактну витривалість. Ресурсні дослідження на довговічність проводять відповідно до ГОСТ 520-89. Досліджують підшипників на спеціальних машинах – стендах. Можуть бути конструкторські (на відповідність



підшипника технічному завданню), ре-сурсні (на довговічність при режимах, що передбачені технічними умовами чи спеціальною програмою), типові (перевірка працездатності підшипників в експлуатаційних умовах), контрольні (перевірка якості випущеної продукції на відповідність технічній документації), порівняльні, приймально-здавальні, ви-пробування на стійкість при перевантаженнях і вібрації, на гучність, матичні і температурні, вакуумні. Стендові випробування – основний вид досліджень працездатності підшипників кочення – є завершальним етапом у їхньому виробництві.

Працюючий підшипник навіть з ідеальною геометричною формою його деталей завжди є джерелом вібрації, що пов'язано з періодичною зміною положення тіл кочення щодо лінії дії радіального навантаження. У реальному підшипнику вібрації виникають через дисбаланс вала, недосконалості форм деталей, перекося внутрішнього кільця щодо зовнішнього, недостатню чистоту мастильного матеріалу, похибок монтажу вузла, особливості експлуатації та з інших причин. Причини виникнення вібрацій підшипників пов'язані також з технологією виготовлення. Питання виявлення і визначення параметрів дефектів, що утворилися в експлуатації (зносу робочих поверхонь, ум'ятини, вибої, тріщини, вищербини, надири і т.д.) підшипників за результатами аналізу їхньої власної вібрації вирішують за допомогою методів віброакустичної діагностики. Віброакустична діагностика належить до методів неруйнівного контролю, при яких підшипники не піддаються демонтажу.

#### **1.4 Сучасний розвиток в промисловості та користь**

Завдяки розвитку обробної промисловості зростає попит на роторні машини, здатні на це працює в різних середовищах і на широкому діапазоні швидкостей. Динамічна поведінка та надійність кулькових підшипників опори обертового вала є важливими факторами, що впливають на загальну продуктивність та термін служби всієї обертової системи. Особливо, у спеціальних середовищах, таких як рідкі ракетні окислювальні насоси,

використання масла та жиру неможливе через до низького робочого середовища та обмежених умов. Таким чином, обойма з політетрафторетиленом (ПТФЕ), яка діє як тверда мастила - це єдиний спосіб змащення, який полегшує взаємодію між елементами кулькових підшипників. Абразивний передаються частинки, що утворюються головним чином при зіткненні між елементами шарикопідшипників (кульками та перегонами тощо) та обоймою до кулі та гонки, щоб допомогти безперебійній роботі кулькового підшипника. Однак, якщо виникає надмірний знос, міцність обойма може бути зменшена, що призведе до руйнування структури обойми. Крім того, зміна форми обойми через ненормальну знос знижує продуктивність кулькового підшипника через зміну зазору у взаємозв'язку між кулями несучі елементи і обойма. З іншого боку, на відміну від загальних методів змащення (жир, олія тощо), коли обойма є використовується як тверда мастила, змащувальні характеристики матеріалу, а також динамічна поведінка обойми можуть бути важливими факторами при визначенні характеристик кулькових підшипників. Крім того, асиметрія окружної маса внаслідок часткового зносу, спричиненого періодичним зіткненням із залишковим масовим дисбалансом обойми, може зменшити термін служби і виконання кулькового підшипника за рахунок збільшення відцентрової сили обойми, яка обертається з великою швидкістю. Отже, у випадку кулькових підшипників, що використовують обойму як тверду мастило, термін служби обойми може бути безпосередньо пов'язаний із терміном служби кулі підшипник. Уолтерс [1] здійснив динамічний аналіз високошвидкісних кулькових підшипників для кожного елемента, використовуючи Runge- Метод Кутти. Аналіз проводили для різних умов контакту між кулькою і обоймою. Результати аналіз порівнювали з тестовими даними, отриманими шляхом опису поведінки відносного руху з використанням обмежень для кожного контактний елемент. Kannel та Vupara [2] повідомили, що в'язкість та якість олії, що використовується як мастило, безпосередньо впливають рух обойми. Більше того, вони пояснили, що

нестабільний рух обойми можна пояснити тертям між елементами кочення та обоймою. Вони зазначили, що нестійкий рух може збільшуватися зі збільшенням обойми керівництво та зазор кишенькового м'яча. Парк та ін. [3] ввів мінімальний дисперсійний цепструм (MVC) для виявлення поломок кулькових підшипників з метою спостерігати періодичні імпульсні сигнали в галасливих умовах, наприклад, дуже малі сигнали, що виникають при початковій несправності. Експериментальні Результати показали, що MVC може послідовно надавати інформацію про несправності у вигляді періоду несправності без розгляду зміни частотного спектру внаслідок системи та умов вимірювання, таких як тип транспортного засобу, зміна інших деталей поблизу підшипників, місце помилки та місце вимірювання. Таким чином, результати дослідження демонструють, що MVC визначає час виходу з ладу чіткіше, ніж інші методи за певних умов. Вільям та ін. [4] проаналізував несправності підшипників за допомогою характеристик нульового перетину (ZC) для раннього виявлення та виявлення одоточкових дефектів підшипників на обертових машинах, оскільки функція ZC витягується безпосередньо з сигналу коливань у часовій області, використовуючи лише тривалість між послідовними ZC-інтервали. У цьому методі частоту обертання оцінювати не потрібно. Результати показали, що тренування нейронні Мережі, що використовують функції, витягнуті з подій з більшою серйозністю несправностей, є більш вигідними при виявленні малих і великих дефекти підшипників. Крім того, було підтверджено, що функції ZC у поєднанні зі штучною нейронною мережею (ANN) можуть демонструють високу ефективність класифікації та низький рівень помилкових тривог у всіх класах. Каракай та Актурк [5] вивчали місцеві дефекти шарикопідшипників з використанням значення від піку до піку, середньоквадратичного значення, коефіцієнта гребеня та ексцентричності. Вони підтвердили, що величина і важкість вібрації зростає із збільшенням кількості дефектів, але експериментально доведено, що кореляції не існує між тяжкістю дефекту та амплітудою вібрації. Тому для прогнозування

дефекту використовували спектральний аналіз розташування, оскільки характеристики вібрації частково залежать від системи. Вони успішно проаналізували локальні дефекти кульових підшипників у системах з поганим вирівнюванням і підтверджені їх мікроскопічними фотографіями в кінці експеримент. Результати цих експериментів підкреслюють практичну придатність статистичного та спектрального аналізу. Саттан та ін. [6] експериментально досліджував крутний момент шарикопідшипників і поведінку відмов обойм з різними кишнями конструкцій. обойма з прямокутними кишнями демонструвала більш стабільні характеристики з незначним змащенням при екстремальних температурах в умовах, тоді як кругла кишня обойми демонструвала менший момент тертя порівняно з прямокутною кишнею обойма при надмірному змащенні. З іншого боку, двоступенева прямокутна кишенькова обойма показала найбільш стабільну загальна продуктивність при мінімальному змащенні при екстремальних температурах. Носака та ін. [7] оцінював виконання м'яча підшипники для різних конструкцій карманних обойм у кріогенному середовищі для рідинно-водневого ракетного турбонасоса. Форми кишня обойми була круглою та еліптичною. обойма з еліптичною кишнею демонструвала кращі показники в кріогенних навколишнього середовища, але еліптичну кишню можна було адекватно охолодити, збільшуючи кількість кріогенної охолоджуючої рідини, що забезпечується кишня була більшою. Ці фактори дозволили перенести міцну плівку з ПТФЕ між обоймою та кульками та доріжками, і збільшила несучу здатність підшипника. Халмінен та ін. [8] представив дві детальні моделі резервних підшипників із обоймами та без них для динамічного аналізу події ротора, що падають, підтримувані активним магнітним підшипником (AMB). Дослідження застосовувало теорію контакту Герца до дисипації сили при моделюванні сил, використовує нелінійне тертя для тангенціальних сил і застосовує систему багатотіл підхід до розв'язання рівнянь руху. Автори зазначили, що, як правило, кульові підшипники часто пошкоджуються внаслідок цього до виходу з ладу обойми. Крім того,

продуктивність підшипника була покращена за рахунок зміни характеристик обойма, включаючи кліренс обойм, інерційність та характеристики жорсткості / демпфування. Комба та ін. [9] досліджував результати деградаційні характеристики кулькових підшипників з великими вібраціями одночасно при великих навантаженнях в обох змащених і знежирені умови. Не змащені підшипники виявляли погіршення, спричинені зносом контактної пари, і мали низький рівень час життя. Крім того, SEM-аналіз показав, що крутний момент та відносне зміщення на стадіях зношування є більш складними у не змащені підшипники, ніж у змащених. І навпаки, мастило захищає від надмірного пошкодження контакту підшипника поверхні, що значно збільшує термін служби підшипника. Захист, що пропонується мастилом, демонструє погіршення якості високонавантажені вібраційні підшипники обумовлені кулею, на який сильно впливає пластична деформація. З цих експериментальних результати, автори запропонували етапи поверхневого зношування підшипників, які не утворені масляною плівкою. Ніу та співавт. [10] запропонував динамічну модель із шістьма ступенями свободи (DOF) для дослідження динамічної та вібраційної реакції кулькових підшипників з кульовими дефектами. Дослідження показало, що ймовірність попадання м'яча в гонку залежить на початкове положення дефектів на перегоні та складну поведінку м'яча. Крім того, коли підшипники є під дією осьових і радіальних навантажень частотна характеристика спектру огинаючої набагато складніша, ніж у радіальні кулькові підшипники, навантажені чистими осьовими навантаженнями. Tandon et al. [11] порівняв методи моніторингу стану для виявлення дефекту зовнішньої оболонки кулькового підшипника. Вимірювання проводили за допомогою різних методів вібрація, струм статора, акустичне випромінювання (AE) та метод ударного імпульсу (SPM)) при різних навантаженнях. Моніторинг AE виявився найкращим методом, яким слідував SPM, коли порівнювали збільшення рівнів вимірюваних параметрів повага до здорових підшипників. Таким чином, автори довели, що моніторинг AE є найкращим методом, і

вказали, що статор поточний моніторинг є відносно ефективним методом, оскільки це безсенсорна техніка. Трендафілова [12] запропонувала автоматизовану процедуру виявлення та виявлення несправностей у кулькових підшипниках, що базується на розпізнаванні малюнків (PR) та аналіз основних компонентів (PCA) вимірюваних сигналів вібрації. Були розглянуті чотири типи сигналів, а саме – ні сигнали несправності, несправності внутрішньої гонки, несправності зовнішньої гонки та сигналів несправності кочення. У цьому дослідженні було запропоновано модифікований PCA більше підходить для категоричних даних. Поєднання модифікованих методів PCA та PR забезпечує автоматичне виявлення дефектів виявлені та класифіковані в одну з розглянутих категорій дефектів. Гупта [13–16] вивчав динамічний рух обойми з незбалансованою масою, прикладеною на високій швидкості та з невеликим навантаженням за допомогою аналітичних та експериментальних методів. Були розглянуті як зовнішні, так і внутрішні расові конфігурації, а також загальна тенденція була по суті однаковою в обох випадках. Однак абсолютне значення норми зносу обойми і загальної потужності втрати підшипника були значно більшими, коли обойма була індукована контактом з обертовим внутрішнім кільцем. Під стабільним В умовах, показник зносу обойми демонстрував постійне значення, тоді як в нестабільних умовах спостерігалось явне збільшення зносу час. Крім того, втрати потужності підшипника зросли за проектну межу, коли рух обойми був нестабільним, і Аналітично було показано, що траєкторія змінюється на спіраль, коли це сталося. Voesiger та Warner [17] аналітично оптимізували конструкцію гіроскопа контрольного моменту (CMG) з обоймою за допомогою ADORE. Результати аналітики перевірені експериментально. Вони враховували зазор, сили тертя, статичні навантаження та кількість кульок при оптимізації конструкції обойми підшипника CMG. Munro та співавт. [18] проводив випробування для вимірювання крутного моменту на кулькових підшипниках із використанням бронзової обойми, покритої свинцем, як у вакуумі, так і в атмосферних

умовах. Крутний момент на кулі підшипники зменшувались при невеликих навантаженнях через кулонівське тертя. З іншого боку, результати випробувань продемонстрували, що свинцеве покриття не давало явної переваги при великих навантаженнях. Сюхай та ін. [19] оцінив динамічну стабільність обойми з кутовим контактом кулькових підшипників з маслом як мастилом на високих швидкостях із використанням моделі 6-DOF. Нестабільність обойми зменшилася зі збільшенням швидкості внутрішньої гонки. Коли швидкість була великою, ступінь геометричного зчеплення між обоймою і м'яч також був високим. Таким чином, зменшується кількість зіткнень і змінюється швидкість центру мас обойми стала маленькою. Коли співвідношення зазору між кулькою та кульками було більше одиниці, нестабільність обойми зростала а траєкторія руху центру мас мала незвичну форму. Маніва та ін. [20] експериментально порівняв продуктивність обойми у вакуумі та атмосферних умовах шляхом проведення динамічного аналізу для оптимізації конструкції обойми за допомогою Taguchi Метод. Стабільність обойми аналізували, використовуючи відношення сигнал / шум для двох типів конструкцій обойми. Результати показали відмінна продуктивність при високому співвідношенні сигнал / шум. Хуанг та ін. [21] запропонував нову модель прогнозування залишкової корисності життя кулькових підшипників на основі самоорганізуючої карти (SOM) та методу нейронної мережі зворотного поширення. Ця нова модель відрізняється від інших методів, що застосовувались у минулому, тим, що він використовує отриманий показник мінімальної похибки квантування (MQE) від SOM. Крім того, результати дослідження були проаналізовані за допомогою шести вібраційних характеристик, включаючи нещодавно розроблену індекс погіршення продуктивності для оцінки ефективності. Результати демонструють постійне та практичне погіршення стану Показники можуть бути успішно вилучені за допомогою індексу MQE, отриманого з підходу SOM, навіть на ранніх стадіях дефекти підшипників. Нарешті, було проведено прискорений тест на випробування на підтікання. На основі

прогнозованого терміну служби L10 очікуваної тривалості, нещодавно запропонований метод показав кращі показники, ніж попередні методи. Мішра та ін. [22] запропонував спосіб використання відстеження замовлення на огинаючій вейвлет безшумовій оцінці короткочасного кутового синхронного усереднені сигнали для діагностики несправностей підшипників кочення, що працюють за особливих умов. Послідовна обробка сигналу усунув неактуальний вміст і розмивання сигналів і оголив лише гармоніки частоти та спектру несправностей. Байєсовський вейвлет-шумовий підхід, розроблений для обробки зображень, підходить для вилучення детермінованого вмісту від вібраційних сигналів. Розроблена запропонована діагностична база і перевірено за допомогою експериментальних даних. [23] експериментально оцінив нестабільність обойми, варіюючи конструкцію кишені обойми, кліренс кулькової кишені та швидкість потоку. Нестабільність обойми оцінювали шляхом вимірювання та аналізу коефіцієнта тертя підшипників, їх величини зносу, і звукові вібрації. Крім того, була розрахована функція щільності ймовірності (PDF) для швидкості обертання обойми. Автор аналізуючи форму розподілу, отриману з PDF, було зроблено висновок, що між обоймою сталося зіткнення і несучі елементи, коли розподіл містив більше двох піків, що призводило до прискорення та уповільнення. Рух обойми був стабільним, коли використовувалася достатня кількість охолоджуючої рідини. Крім того, було встановлено, що еліптична кишеня вища до кругової кишені для стабільності. Ян та ін. [24] досліджував вплив таких параметрів обойми, як схема потоку масла, кишеня форму, метод направлення та показники втрат тепла в підшипниковій порожнині за допомогою точної чисельної моделі. В високі швидкості обертання, більша частина повітря надходить у підшипник через внутрішнє кільце, а також формується потік і потік обертанням обойми було аналітично доведено, що вона стабільна, особливо на вході в контактну зону. В додаток, сферичні кишенькові обойми демонструють чудові показники з точки зору тепловіддачі та змащення порівняно до циліндричних кишень обойми. Ці



результати дозволяють припустити, що зазор обойми слід проектувати з урахуванням теплопродукції норма обойми. Як обговорювалося вище, було проведено багато досліджень для оцінки динамічної поведінки рас та обойми. Однак дослідження раси та обойми переважно застосовували теоретичні підходи та експериментальні дослідження динамічної поведінки обойми дуже рідкісні. Особливо дослідження кульових підшипникових обойми, що працюють при криогенних температурах, таких як рідина важко знайти ракетні окислювальні насоси та насоси для зрідженого природного газу (СПГ). Власне, обойма кульового підшипника, що використовується в турбонасосі для космічної ракети-носія, включає не лише орбітальну вібрацію куля, а також вібраційний компонент, що генерується в камері згоряння в результаті перехідних вібрацій. Таким чином, перехідний Якобс та ін. [11] експериментально дослідив вплив шарикопідшипників із глибокими пазами на формування плівки мастила та динаміка підшипників. Поведінка мастильної плівки між елементом кочення та дорожньою доріжкою вимірювали на основі електричний опір через підшипник, а також значення жорсткості та демпфування були підтверджені у напрямку статичне навантаження на підшипник. Результати експериментів виявили чіткий зв'язок між утворенням мастильної плівки всередині глибини радіальний кульовий підшипник і подальші зміни в динаміці підшипника. Крім того, важливість моделювання мастильних плівок при чисельному аналізі досліджували коливання несучої системи. Ван та співавт. [12] запропонував динаміку модель, що включає швидкість кутового контактного кульового підшипника за допомогою алгоритму Рунге-Кутти четвертого порядку, беручи до уваги враховувати взаємодію між м'ячем, дорожньою, обоймою та мастилом. Було зазначено, що існували регіони легкого та сильного навантаження через нерегулярний розподіл внутрішнього навантаження між кулями при поєднанні осьового та радіального навантажень. В додаток, осьове навантаження суттєво вплинуло на поведінку ковзання кульових підшипників і довели, що це мінімум для ефективного запобігання ковзанню

потрібне осьове навантаження. Коли прикладене осьове навантаження було більше мінімального осьового навантаження, орбітальні та холості швидкості кульок досягли своїх теоретичних значень, але осі кочення не були вирівняні з необхідні мінімальні допуски та певний рух ковзання все ще мали місце у ситуації невеликого навантаження. Для зменшення ковзання підшипника фактично було встановлено, що необхідно прикласти відповідне осьове навантаження та точність ковзаючого руху. Встановлено, що модель збільшується при розгляді відцентрового розширення кільця на високій швидкості. Петерсен та ін. [13] запропоновано метод розрахунку та аналізу квазістатичного розподілу навантаження та жорсткості дворядних підшипників з дефекти доріжки доріжки різної глибини, довжини та нерівностей поверхні. Якісні характеристики вібрації реакції через дефекти були пов'язані з характеристиками змін жорсткості. Таким чином, швидка жорсткість змінюється на дефект виходить із продукуваних імпульсів. Сила контакту коливалась навколо квазістатичного навантаження кожної кулі та різких змін жорсткості призвела до великих коливань сили удару. Аналіз характеристик лінеаризованої динамічної моделі в квазістатичі Рішення забезпечило подальше розуміння частотно-часових характеристик вібраційної реакції. Ян та ін. [14] проаналізовано взаємозв'язок між кліренсом обойми та характеристиками нагріву з використанням динаміки п'ятиступеневої свободи (DOF) модель. Результати показали, що внутрішнє контактне навантаження зменшилось, а зовнішнє - збільшилось завдяки відцентровій силі із збільшенням швидкості. Крім того, швидкість нагрівання різко зросла із збільшенням швидкості обертання. Як керівництво а зазори в кишені збільшувались, швидкість нагрівання зменшувалась, і кожен тип зазору мав критичне значення. Отже, було продемонстровано, що щілини напрямної та кульової кишені можуть регулюватися для оптимізації характеристик нагрівання. Гупта [15–19] представив модель руху обойми на основі програмного забезпечення ADORE та вивчив вплив дизайну обойми на обойму стабільність. Він проаналізував зміни в керівництві обойми та

зазорах з кульовою кишенею та змодлював знос обойми фрикційні характеристики обойми. Boesiger та ін. [20] оцінив вплив нестабільності обойми за допомогою PADRE, беручи до уваги враховувати конструкцію обойми, а також умови експлуатації та експериментально перевіряти аналітичні дані. Крім того,

вони досліджували вплив стійкості обойми на основі тертя кульки обойми та умов змащення. Гайсас та ін. [21] використовував модель із шістьма DOF для аналізу нестабільності обойми за різних умов. Результати аналізу показали, що обойма кружляє амплітуда зростає зі збільшенням швидкості обертання внутрішньої гонки, і ця стійкість обойми збільшується зі зменшенням внутрішній просвіт. Демієн та ін. [22] вивчав вплив кліренсу кульки в обоймі на ефективність підшипника Рис.1. (Частини 1)

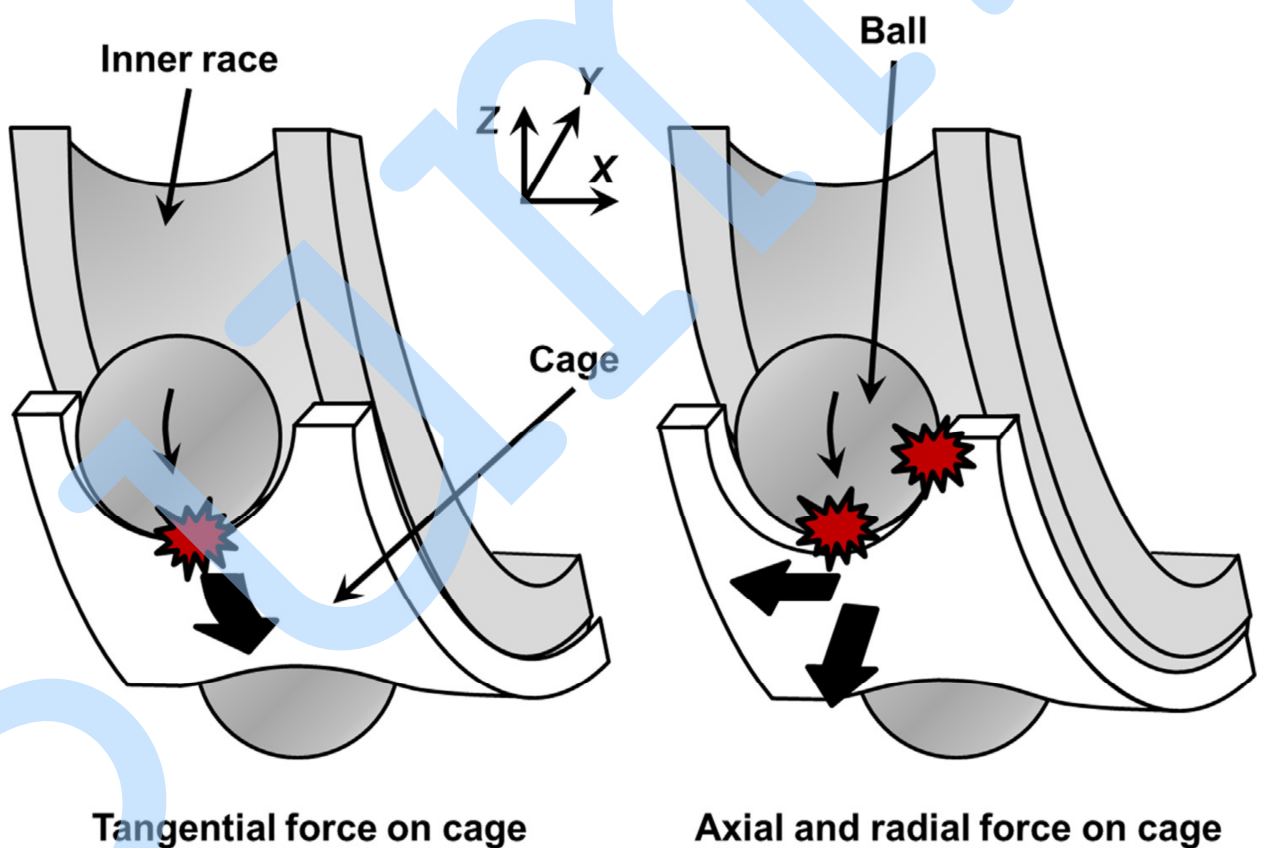


Рисунок 1.2

зосередившись на змащуванні. Вібрація обойми збільшила товщину плівки на високій швидкості, що допомогло транспортуванню масла назад у прокатну колію. Цей висновок означає, що оптимізація зазору між кульовими кишнями може змінити товщину мастила фільм в кульовій доріжці. Вони також припустили, що конструкцію кишені обойми можна використовувати для визначення оптимального мастила. Чжан та ін. [23] аналітично дослідив проблеми стійкості роторно-опорної системи, використовуючи запропоновану модель. Три типи збудження з урахуванням хвилеподібності підшипника, незбалансованої сили та кінцевої кількості кульок використовуються в комплексі динамічна модель. Аналітичні результати показали чітку залежність між хвилеподібністю підшипника та роторомексцентриситет, попереднє навантаження підшипника та області нестабільності в обертовій системі. Особливо важливість хвилястості амплітуди в областях нестабільності було продемонстровано з використанням руху та ширини областей нестабільності. Олару та ін. [24] аналітично та експериментально дослідив момент тертя у модифікованих упорних кулькових підшипниках з дуже низькі осьові навантаження в умовах змащення за допомогою трьох куль і стандартної сталевий обойми. Дві аналітичні моделі тертя моменти контакту карманної обойми були розроблені на основі тертя плівки гідродинамічної мастила, а також аналітичних методи оцінки товщини плівки в обоймах з кульковими підшипниками. Результати показали, що наявність масляної плівки між куля та обойма збільшують загальний момент тертя порівняно з тим, що створюється модифікованими кулями тяги. Крім того, два Запропоновані рівняння моментів тертя, створюваних змащеним контактом кулінарної обойми, показали, що експериментально розроблений модифікований упорний кульковий підшипник, збільшення загального моменту тертя можна апроксимувати з високою точністю. Крім того, тертя між кулькою та обоймою в умовах змащення виявилось важливим джерело для малих упорних кулькових підшипників з дуже низькими осьовими зусиллями. Крім

того, автори підтвердили, що тертя в контактні зв'язки кулька-обойма можуть бути зменшені шляхом проведення додаткових досліджень. У цих попередніх дослідженнях проводились аналітичні та експериментальні дослідження для оцінки динамічної поведінки обойми з різними внутрішніми зазорами та формами кишень у обоймі в нормальних температурних середовищах, таких як задіяна використання масла як мастила. Однак проведено більше аналітичних досліджень, ніж експериментальних. Зокрема, експериментальних досліджень щодо нестабільності обойми в криогенних умовах було небагато через надзвичайну природу умови. У раніше опублікованій роботі [26] динамічна поведінка обойми відповідно до зазорів

**Table 1**  
Definitions of cage stability level [7].

Level of cage stability	Definition
Stable	Frequency and amplitude of oscillation decrease with time
Marginally stable	Oscillations do not completely decay, but the cage does not go into high-frequency oscillation
Marginally unstable	Occasional oscillation build-up
Completely unstable	High-frequency oscillation

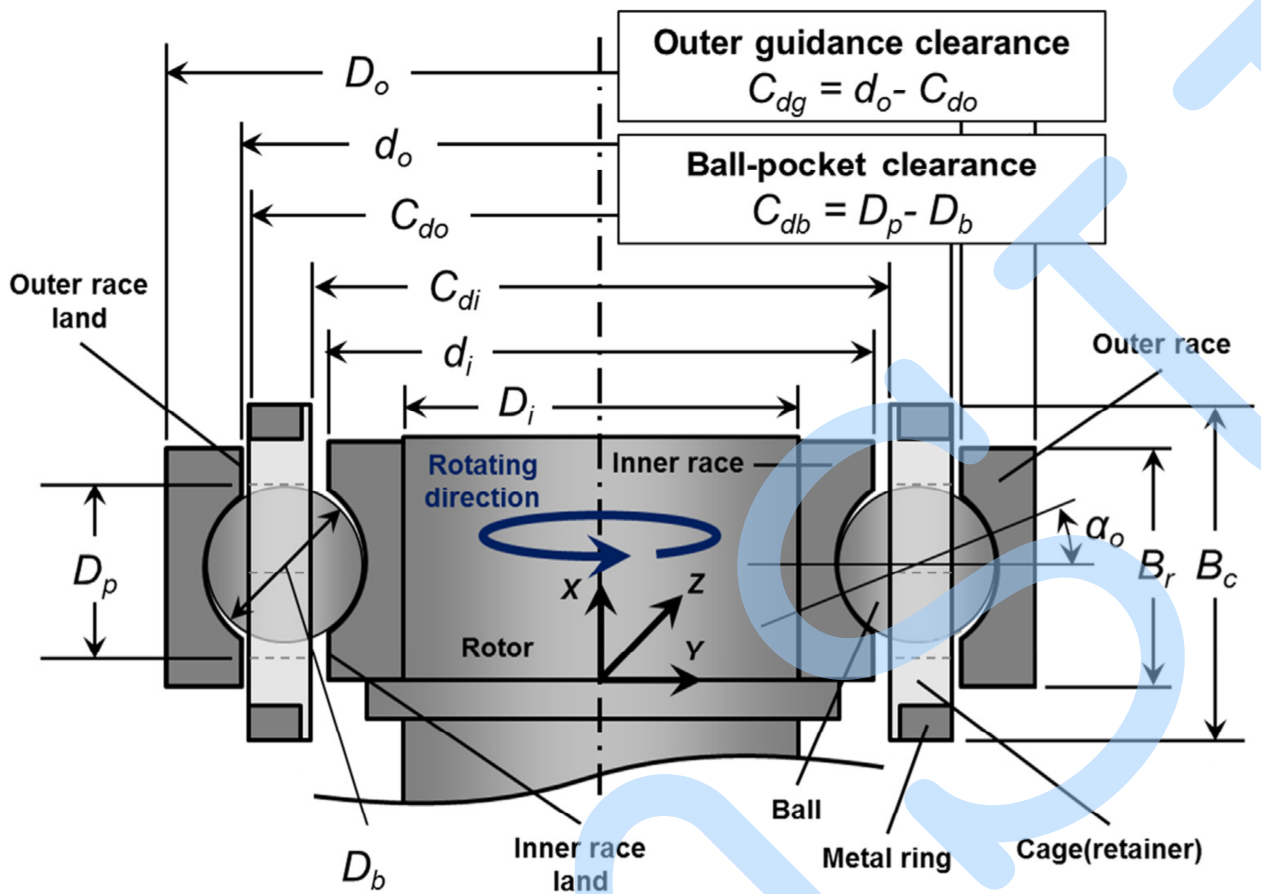


Рисунок 1.3

### 1.5 Ефекти уявлення обіймою та карманні зазори

Такі елементи кочення, як кулькові підшипники, відіграють важливу роль у підтримці обертових валів. Таким чином, стійкість м'яча підшипники повинні бути суворо підтримувані, щоб забезпечити належну роботу всіх обертових систем, в яких вони використовуються. Зокрема, кулькові підшипники, що використовуються в турбонасосах у космічних ракетах-носіях або в насосах для зрідженого природного газу постійно піддаються впливу криогенних умов (тобто температур нижче 183 С). Тому кулькові підшипники повинні бути розробленими для забезпечення стабільної роботи в таких екстремальних

умовах. Як правило, наносити олію або жир не можна шарикопідшипники в криогенних середовищах внаслідок екстремальних температурних умов. Натомість, під такими суворими В умовах використовується обойма з кульковими підшипниками, яка діє як самосмазка при відсутності інших мастильних систем. Як правило, обойми з політетрафторетиленом (ПТФЕ) використовуються як тверді мастила, оскільки ПТФЕ має невеликий коефіцієнт тертя [1]. Крім того, конструкція обойми безпосередньо впливає на характеристики криогенних кулькових підшипників. Насправді такі обойми зазвичай виходять з ладу в криогенних середовищах. Тому забезпечення стабільності обойми є важливим для досягнення стабільного ведення м'яча підшипники. Кінгсбері [2,3] аналітично довів, що коливання крутного моменту пов'язані з круговим рухом обойми, і продемонстрував ця залежність експериментально. Експериментальні результати показали, що частота руху радіального обойми зростала із збільшенням кружляючий рух у обоймі посилюється. Kannel і Snediker [4] припустили, що нестабільність обойми збільшує знос обойми внаслідок короткочасні зміни крутного моменту та сили, що збільшують ймовірність пошкодження обойми та є основною причиною несправності кулькових підшипників. Крім того, Merriman та Kannel [5,6] провели аналіз стійкості різних форм обойми з використанням мастильної плівки теорії в криогенному середовищі за допомогою програми динамічного моделювання. Вони відзначили, що товщина мастила Плівка між м'ячем і гонкою, а також кліренс напрямної обойми та дисбаланс обойми суттєво вплинули на обійму стабільність. Кляйн та ін. [7] запропонував інше рішення, при якому методи обробки зображень застосовуються до частоти часу або RPM-порядку подання (TFR) сигналів вібрації в області порядку RPM у складних машинах. Після обчислення відстань між коефіцієнтом коефіцієнта корисної дії нормально функціонуючої машини та фактично вимірним коефіцієнтом коефіцієнта корисної реакції, аналіз проводили з використанням відстеження хребта та інші алгоритми обробки зображень. Як результат - автоматичний метод

вилучення показників стану підшипника була розроблена і запропонована бути ефективною для виявлення пошкоджених підшипників. Бурбаташ та ін. [8] представив новий спосіб контролю та діагностики дефектів підшипників, при яких чутливість місцевих електричних властивостей кулі використовуються підшипники. Крім того, була запропонована нова модель кулькових підшипників, заснована на методі дискретних елементів, який точно відтворює механічну поведінку кулькових підшипників. Еквівалентний електричний опір кулькових підшипників збільшився з кутовою швидкістю внутрішньої гонки внаслідок збільшення і зменшення загальної сили на зовнішню і внутрішню раси шарикопідшипника. Наявність дефектів вплинуло на всі контактні реакції кулькових підшипників, що спричинило збурення в числові електричні сигнали. Крім того, для визначення коефіцієнта використовувались швидкі перетворення Фур'є (ШПФ) електричних сигналів частота дефектів, що добре узгоджувалося з теоретичною частотою. Доленк та співавт. [9] вивчав розподілений азимут діагностичний метод з використанням вібраційного аналізу та змодельований згенерований вібраційний шаблон шляхом інтеграції геометричного недоліки компонентів підшипника. Порівняння спектрів огинаючої вібраційних сигналів підтвердило, що локальні дефекти можна було відрізнити від розподілених дефектів та діагностичну процедуру для виявлення дисперсійних дефектів було запропоновано. На закінчення було експериментально доведено, що особливості вібрацій як бездефектних, так і локальних і розподілені дефекти дозволяють діагностувати, утворюючи чітко відокремлені кластери. Ніу та співавт. [10] досліджували стабільно кружляння обойми за допомогою кулькових підшипників із зовнішньою керованою обоймою шляхом динамічного моделювання під твердим змащенням умови. Зокрема, було досліджено роль сили обойми та характеристик відстані кульки в стабільному кругообігу в стабільних та нестабільних умовах. Результати показали, що радіус закручування обойми сильно залежав від кишені кулі сили контакту та тертя. Крім того,



нестабільність обойми траплялася за важких умов ковзання та нерівномірного проміжку між кульками спостерігалось в цих умовах.

## **2. Експериментальне дослідження динамічної поведінки обойми шарикопідшипника в криогенне середовище**

### **2.1 Випробування кулькових підшипників та граничних умов.**

1 показує схематичний вигляд кулькового підшипника, що використовується в експерименті. Це кульковий підшипник із глибоким канавкою (модель 6214), а діаметр отвору - 70 мм. Він виготовлений із використанням матеріалу SUJ2, який використовується як загальний підшипниковий матеріал. Точність шарикопідшипники мають клас 5 відповідно до стандарту 492 Міжнародної організації стандартизації та внутрішній зазор клас C5. Клас точності кульок був вищим, ніж клас 25 (Стандарти американських виробників підшипників Асоціація-ABMA Std. 10-1989). Вибрані кулі наносили на кулькові підшипники, щоб мінімізувати відхилення кульової маси. Хутро тоді кулі мали різницю в масі менше  $\pm 8$  мг. Внутрішня гонка була встановлена на валу з термоусадочною фіксацією і обертається з тією ж швидкістю, що і вал, а зовнішнє кільце було встановлено в корпусі з вільною посадкою. Крім того, внутрішнє а зовнішні раси покриті м'яким металом (сріблом), щоб запобігти окисленню. На обох встановлені симетричні металеві кільця кінці обойми для вимірювання кружляючого руху обойми за допомогою оптичних датчиків переміщення. Верхній і нижній кінці обойма спрямована обома кінцями металевого кільця, що закріплюється болтами для зручності складання кулькового підшипника, і використовується зовнішній тип наведення. Крім того, металеве кільце оброблено двадцятьма отворами для гвинтів на обох кінцях в симетрії на інтервали 18 для додавання масового дисбалансу в обоймі, а масовий дисбаланс застосовується за допомогою шестигранної кришки головки кнопки гвинт або гвинт із плоскою головкою з

шестигранною головкою Всі вузли обойми (металеві кільця, обойми з ПТФЕ, болти) були зібрані на балансуванні опорного ротора для зменшення дисбалансу маси до менш ніж 0,2 гсм перед додаванням тестового дисбалансу маси для мінімізації ефект залишкового дисбалансу самої обойми. Конструктивні параметри кульових підшипників, що застосовуються в експерименті, такі представлені в Частині 1 (Таблиця 1), а Таблиця 1 у Частині 2 відображає лише різні параметри Частини 1. Контакт і сили тертя на обойму, що діють кулями та гонками, а також розраховані сили дисбалансу показані на рис. 2.

## 2.2 Модифікована випробувальна установка кріогенного кульового підшипника

На рис. 4 наведено загальний схематичний випробувальний прилад для кріогенних шарикопідшипників, що використовується у цьому дослідженні. Все Система поділяється на привідну та експериментальну частини та вимірвач крутного моменту, з'єднаних гнучкою муфтою на обох кінці вставляються між рушійною частиною та експериментальною частиною. Привідна частина оснащена двигуном постійного струму потужністю 50 кВт максимальна швидкість обертання 11000 об / хв, а вал підтримується кульковим підшипником на обох кінцях. Вода тече наскрізь водяну сорочку з внутрішньої сторони двигуна для охолодження двигуна. Вимірвач крутного моменту встановлюється між валом двигуна і опорний вал випробувальної секції для перевірки стійкості всієї системи. Далі він з'єднується за допомогою гнучкої муфти звести до мінімуму неспрямованість кожного вала. Експериментальна частина поділяється на нижню мастильно-мастильну частину та верхня кріогенна камера на основі губних ущільнень та шахматного лабіринтового ущільнення. Мастильно-мастильна частина оснащена валом підтримується двома кульковими підшипниками. Датчики вихрового струму розташовані з інтервалом 90 між опорою кулькові підшипники для відстеження динамічних характеристик опорного валу в режимі реального часу. Верхня частина губного ущільнення та шахматний

лабіринтний ущільнювач - це камери, в які тече кріогенна рідина, а на кінцях вали. Для того, щоб прикласти навантаження до випробувального кулькового підшипника, зовнішня рама випробувального кулькового підшипника стикається з корпусом за допомогою а вільна посадка.

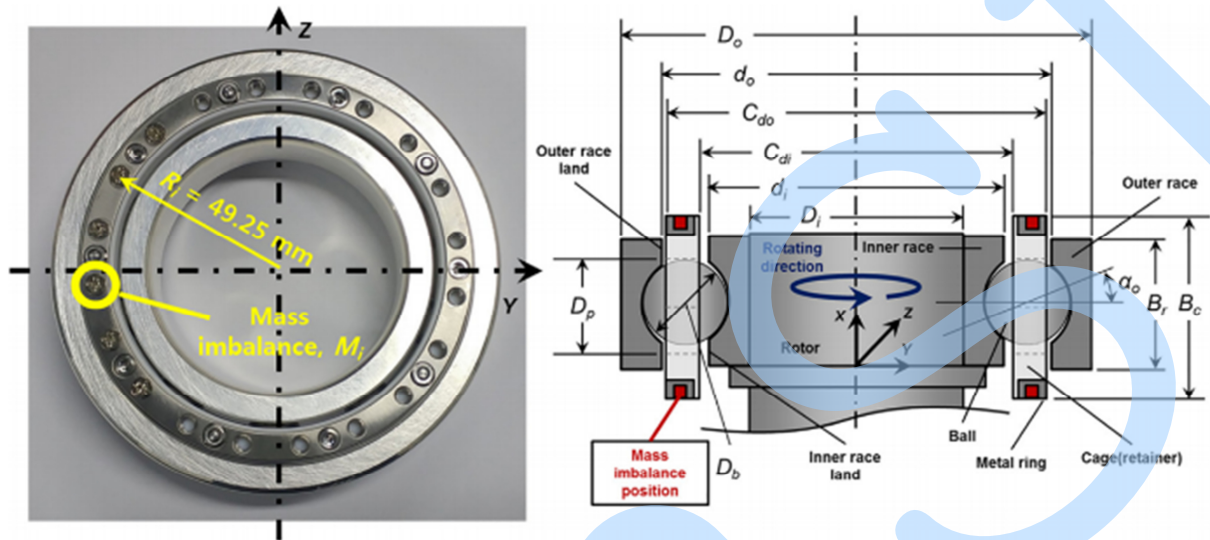
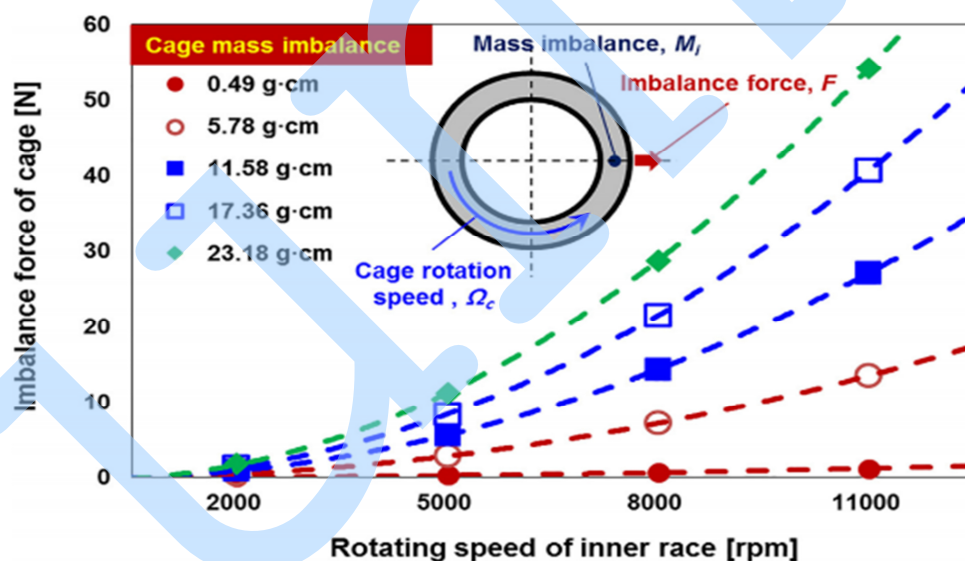


Рисунок 2.1

Навантаження прикладається в радіальному та осьовому напрямках до корпусу через шток штока за допомогою пневматичного циліндра, а кінець тяги стрижня забезпечений невеликим кульковим підшипником, щоб запобігти свободі обертання корпусу перерваний. Витрата рідкого азоту, що подається із зовнішнього резервуара для рідкого азоту (170 л), вимірюється через Масовий витратомір типу Коріоліса на вході. Для перевірки фази рідкого азоту, температури та тиску рідини азот, що надходить у випробувальний кульковий підшипник через осьову тягу штока, вимірюється на вході та на виході. Крім того, камера може візуально підтвердити рівень кріогенної рідини через оглядове скло із подвійним вікном. Побудований осьовий шток штока як порожнистий вал, що дозволяє кріогенній рідині текти в напрямку центру шарикопідшипників, щоб мінімізувати вплив рідини сили. 5 показує схематичний вид поперечного перерізу внутрішньої частини кріогенної камери. Корпус випробувального кулькового підшипника оснащений оптичним датчиком переміщення, захищеним гнучким металевим

шлангом для вимірювання кружляючих рухів обойми через 90 інтервалів, і датчик вимірює рух металевого кільця на обох кінцях обойми. Для вимірювання температури випробувального кулькового підшипника термopара типу Т розміщується в точковому контакті із зовнішнім кільцем підшипника, а термopару оточує гнучка труба, заповнена матеріалом з низькою теплопровідністю, щоб мінімізувати вплив кріогенних рідини. Радіальний шток, оснащений кульковим підшипником, не тільки додає навантаження, але й вимірює силу обертання корпусу через тензодатчик. Крім того, до корпусу через цифровий динамометричний ключ до корпусу приклали різні крутні моменти випробування, і значення тензодатчика вимірювали для підтвердження надійності величини крутного моменту. 6 зображує випробувальний підшипник корпус та волоконно-оптичні датчики переміщення, що використовуються для вимірювання амплітуди закручування обойми.



Кріогенна рідина проведена через осьовий стрижень штанги, оброблена у порожнистий вал, проходить через плечовий зазор випробувального кульового ванна та заповнення камери. Далі кріогенна рідина виводиться назовні через верхню кришку камери. сигнали, виміряні за допомогою датчика оптичного переміщення та датчика вихрового струму, збираються за допомогою ШПФ в реальному часі аналізатор. Крім того, інші результати

вимірювань (температура, тиск, швидкість обертання, крутний момент двигуна тощо) можуть контролюватися зчитується та зберігається на платі збору даних (DAQ).

### 2.3. Вплив дисбалансу маси обойми

На рис. 7 показано рух закрученого у обоймі для умов дисбалансу маси 0,49, 11,58 та 23,18 гсм та внутрішнього обертання гонки національні швидкості 5000 і 11000 об / хв. Зеленими пунктирними лініями зображено зовнішній прохідний кліренс обойми, виміряний на кімнатна температура. Крім того, аналітично розраховували орієнтовний кліренс у криогенному середовищі для прогнозування модифікований максимальний діапазон обойми в реальних умовах експлуатації за допомогою комерційного програмного забезпечення для 3D-моделювання. Таким чином, сині пунктирні лінії вказують на максимальний рухомий діапазон обойми при криогенних температурах. Хоча обойма зібраний з металевими кільцями та болтами, внаслідок великого коефіцієнта теплового розширення, напрямок обойми становить знижується на 26% при криогенних температурах. Червона траєкторія простежує обертання обойми протягом 1 с на середній час (30 с) у кожному обочий діапазон. Орбіта, що крутиться в обоймі, була найбільшою за масового дисбалансу 23,18 гсм при внутрішній швидкості гонки 5000 об / хв. Більше того, за цієї умови спостерігалася порівняно кругова орбіта. Крім того, обойма кружляє рухомзбільшився для всіх швидкісних умов, оскільки масовий дисбаланс збільшувався внаслідок збільшення сили дисбалансу на обоймі. Однак кружляюча орбіта обойми не перевищувала максимально можливого діапазону через робочий зазор між обоймою та зовнішньою сусідньою місцевістю. Теоретично сила дисбалансу обойми збільшується як функція квадрата швидкості обертання обойми. Таким чином, ефект масового дисбалансу стає більш очевидним при 11000 об / хв, ніж при 5000 об / хв. З іншого боку, орбіта, що крутиться в обоймі, зменшувалася в міру збільшення швидкості для всіх умов дисбалансу маси внаслідок збільшення

сили рідини на обойму. На рис. 8 (а) та (b) представлені ділянки водоспаду відносного руху обойми, виміряного на корпусі підшипника у напрямку Y для умови дисбалансу маси обойми (а) 0,49 gcm та (b) 23,18 gcm. Результати вимірювання амплітуди кружляння обойми показані для відносного часу, що коливається від 10 с до 60 с при постійній внутрішній швидкості гонки 11000 об / хв. Як правило, перенесений кульковим підшипником містить надасинхронний компонент як кількість кульок ( $Z \pm 1$ ). Тому фактичний вимірюваний сигнал обойми включає не тільки синхронний рух обойми, але і вплив на кружляння рух внутрішньої раси. На рис. 8 (а) показані домінуючі синхронні (1X) та суперсинхронні (2X) відповіді обойми з малими піковими амплітудами. З іншого боку, на рис. 8 (b) показано великий синхронний та надсинхронний рух генерованої обойми великим дисбалансом маси обойми. Крім того, на малюнку видно, що амплітуда і частота синхронні (1X) рух коливається із збільшенням часу. 9 показує середню амплітуду закручування обойми як функцію швидкості обертання внутрішньої гонки під час прискорення тести на різні умови дисбалансу маси. Середня амплітуда закручування обойми значно зростає із збільшенням масовий дисбаланс збільшується для всіх умов швидкості внаслідок наростаючого масового дисбалансу на обоймі, за винятком випадку зі швидкістю 2000 об / хв. Крім того, вплив дисбалансу маси посилювався, коли швидкість зростала до 11000 об / хв. Увімкнено з іншого боку, середня амплітуда кружляння обойми зменшувалась із збільшенням внутрішньої швидкості гонки, з найменшою значення спостерігається при 11000 об / хв. Виміряні результати показують, що частота кружляння обойми становить приблизно 42% частота обертання внутрішньої гонки. Таким чином, максимальна тангенціальна швидкість

становить приблизительно 52 м / с на зовнішній поверхні

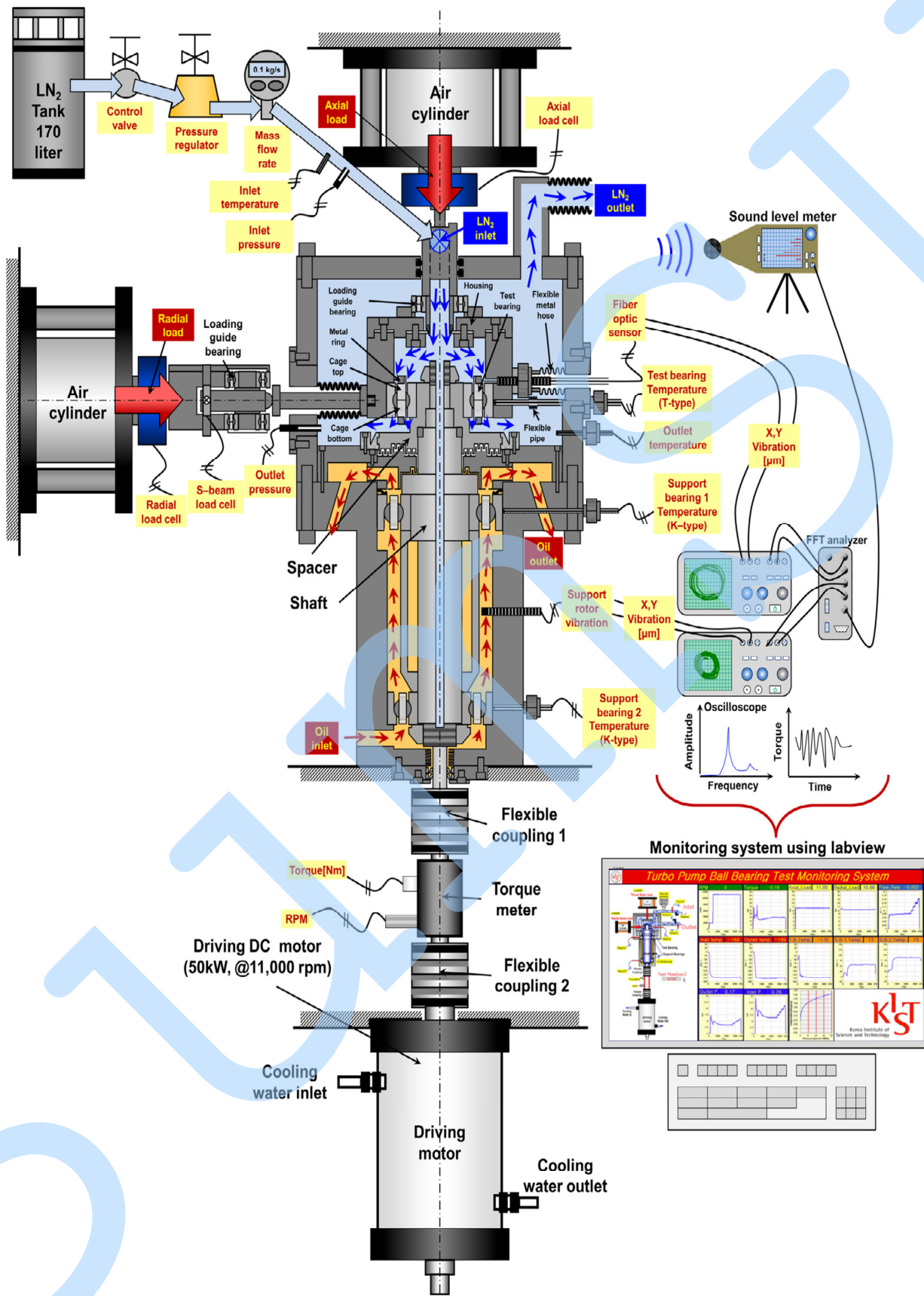


Рисунок 2.3

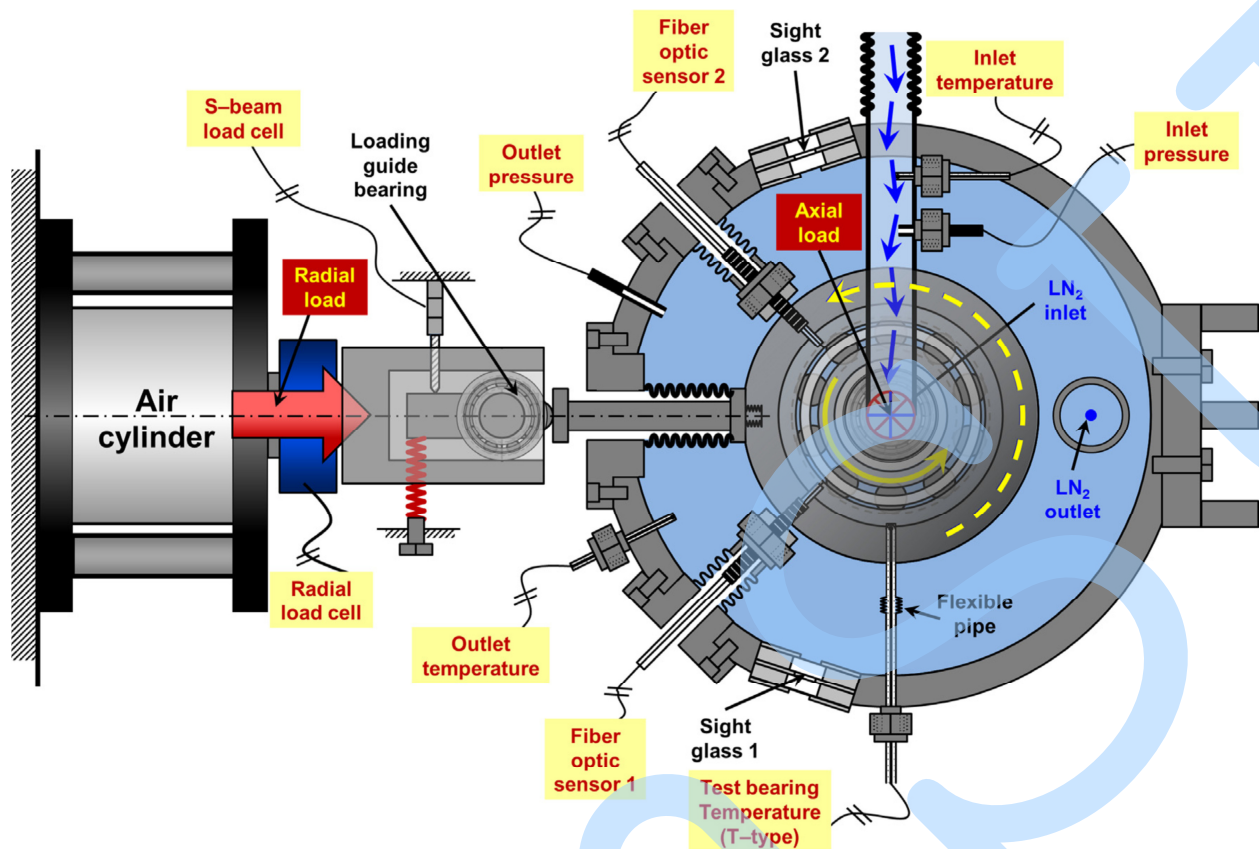


Рисунок 2.4

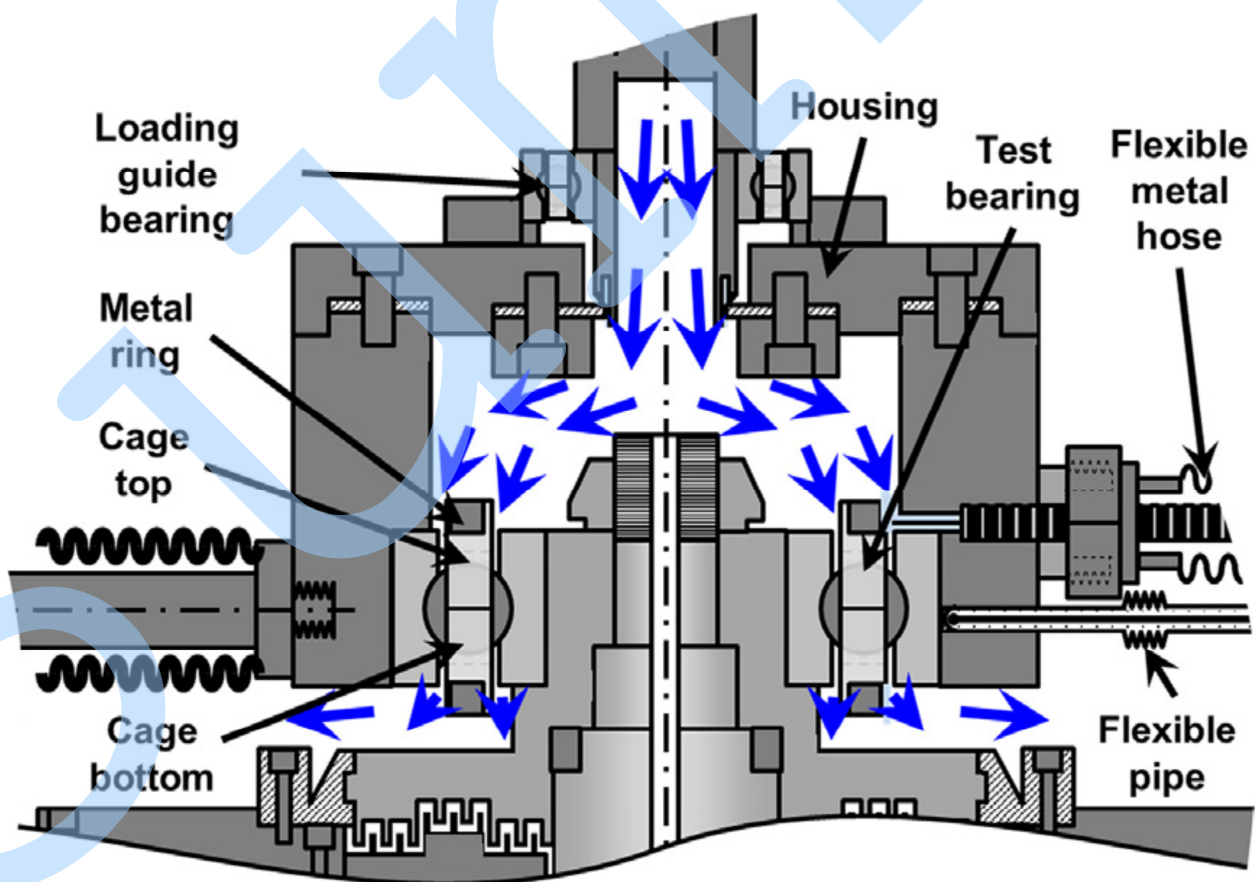
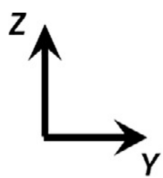


Рисунок 2.5

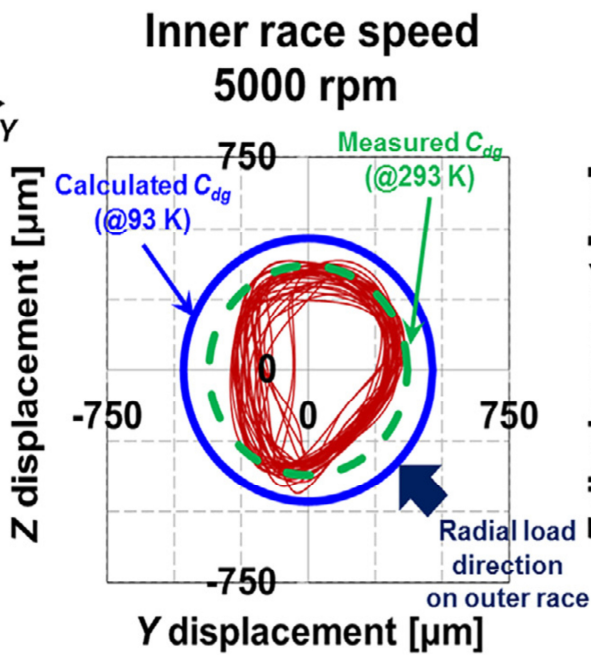


обойма. Таким чином, на амплітуду закручування обойми впливала гідравлічна сила LN2, що виникає в результаті малого зовнішнього наведення зазор між обоймою та гоночною землею, а також відносний рух між кулями. Гідравлічне зусилля, викликане LN2, який протікав між зовнішньою напрямною землею обойми та зовнішньою землею гонки, діяв на обойму як відновлююча сила перемістити центр підшипника. Тому амплітуда кружляння обойми зменшується на високих швидкостях [25]. 10 показує PDF, який є функцією, що описує розподіл змінної ймовірності, розрахованої з вимірювали частоту кручення обойми для різних умов дисбалансу маси та швидкості обертання внутрішньої гонки. Червона лінія - це крива підгонки PDF, діапазон горизонтальної осі підтримувався на рівні 30 Гц для кількісного порівняння PDF-файлів для різних випадків, а ширина стовпця PDF-файлу становила 0,5 Гц. Детальний вираз наведено в Частина 1 (Рівняння (1)) цієї статті. Загалом, ненормальні зіткнення між елементами кулькових підшипників і обоймою призводять до нерівномірної швидкості кружляння обойми. Очікується, що розподіл PDF-файлів буде широким, оскільки швидкість кручення обойми залежить від поведінки обойма. Стандартне відхилення PDF збільшувалось у всіх випадках із збільшенням масового дисбалансу обойми. З іншого боку, PDF розширився зі збільшенням швидкості обертання внутрішньої раси. Ці результати дозволяють припустити, що число періодичних зіткнень між обоймою та кульковими підшипниковими елементами, що виникають внаслідок сили дисбалансу обойми, зросла у міру збільшення швидкості внутрішньої гонки. Відповідно, коливання частоти кружляння обойми помітно зросли зі збільшенням дисбалансу маси при 11000 об / хв. З іншого боку, вплив таких коливань на масовий дисбаланс Росії обойма мала при 5000 об / хв при середній частоті кружляння обойми. Однак вплив коливань на масу дисбаланс обойми швидко збільшувався, оскільки швидкість обертання зростала до 11000 об / хв при середній частоті кружляння обойми. Це можна пояснити тим, що періодично

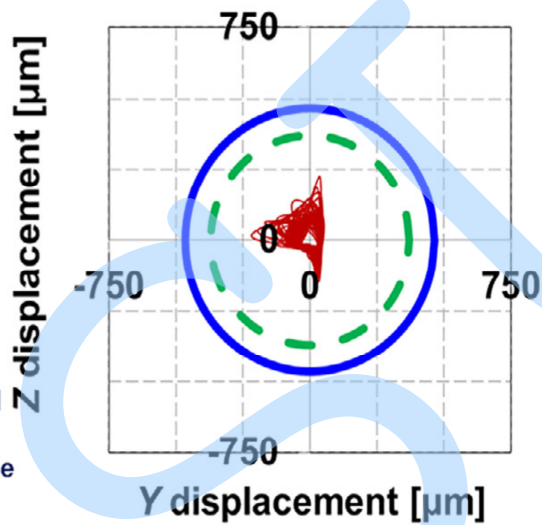
стикаються між зовнішньою поверхнею обойми та зовнішньою расою земля збільшилася за рахунок радіальної сили обойми, що виникає внаслідок дисбалансу маси. На рис. 11 показано стандартне відхилення PDF як функцію швидкості внутрішньої гонки для різних умов дисбалансу маси. Нульове значення означає, що частота кружляння обойми була однаковою на кожній швидкості. З іншого боку, ненульовий значення вказує на ширину розподілу частоти кружляння обойми. Для всього діапазону маси В умовах дисбалансу коливання частоти кружляння обойми збільшувалось поступово із збільшенням обертання швидкість внутрішньої гонки до 11000 об / хв. Ефекти дисбалансу маси були більш вираженими при 11000 об / хв порівняно для зниження швидкості. Для масового дисбалансу 0,49 г см стандартне відхилення становило 3,08 при 11000 об / хв, що становить 31% менше, ніж для найбільшого масового дисбалансу. Ці результати показали, що збільшення масового дисбалансу зросло стандартне відхилення на швидкості швидко. Крім того, ці результати також підкреслили наслідки зміни маси дисбаланс і швидкість ротора на поведінку обойми. 12 показує взаємозв'язок між стандартним відхиленням частоти закрутки обойми та коефіцієнтом закрутки обойми та внутрішньої гонки як функція умов дисбалансу маси для швидкості обертання внутрішньої гонки 11000 об / хв. Частоту кручення обойми визначали як функцію частоти обертання внутрішньої гонки. Детальний Рівняння наведено в Частині 1 (Рівняння (2)) цієї статті. Фактичне вимірне коефіцієнт кружляння, як правило, більше, ніж розраховане значення внаслідок збільшення кута контакту при статичному навантаженні на кульковий підшипник. Вимірний коефіцієнт кружляння обойми було більше прогнозованого значення 0,414, за винятком випадку з дисбалансом маси 23,18 г см. Коефіцієнт кружляння обойма зменшувалась із збільшенням дисбалансу маси, і різниця у значенні становила 4,7% між найменшим та найбільшим дисбаланс маси. Крім того, коефіцієнт кружляння обойми суттєво



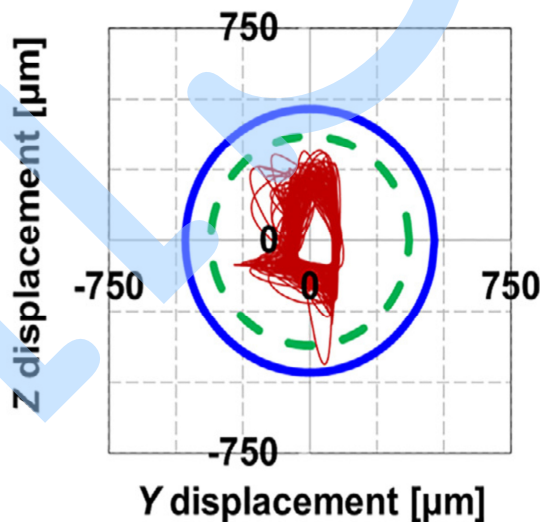
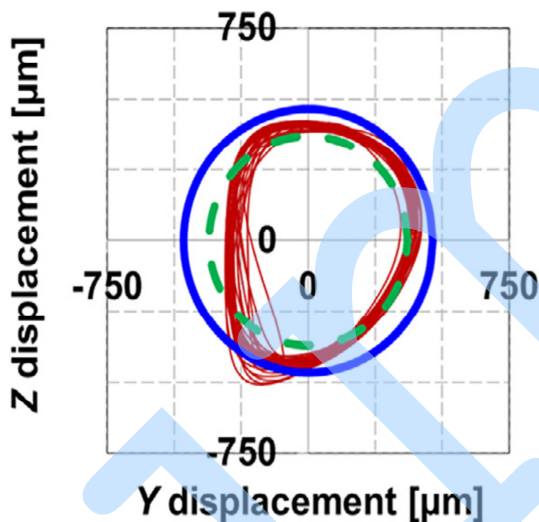
$M_i = 0.49 \text{ g}\cdot\text{cm}$



Inner race speed  
11000 rpm



$M_i = 11.58 \text{ g}\cdot\text{cm}$



$M_i = 23.18 \text{ g}\cdot\text{cm}$

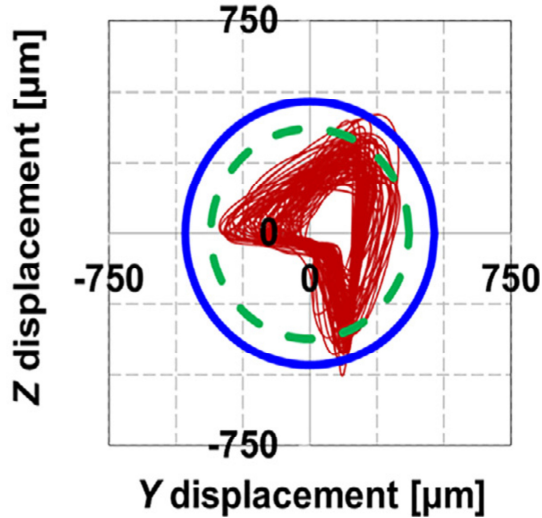
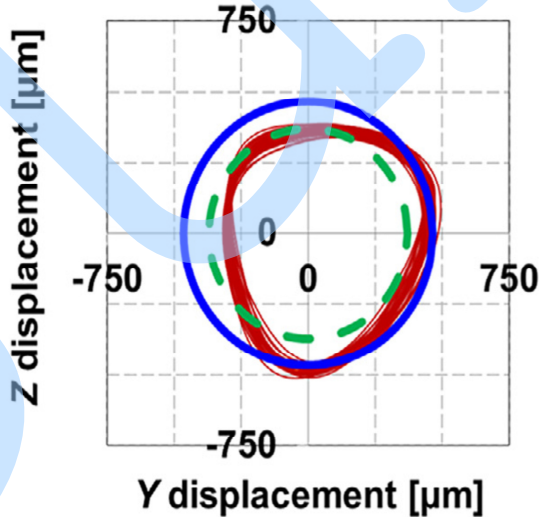


Рисунок 2.6

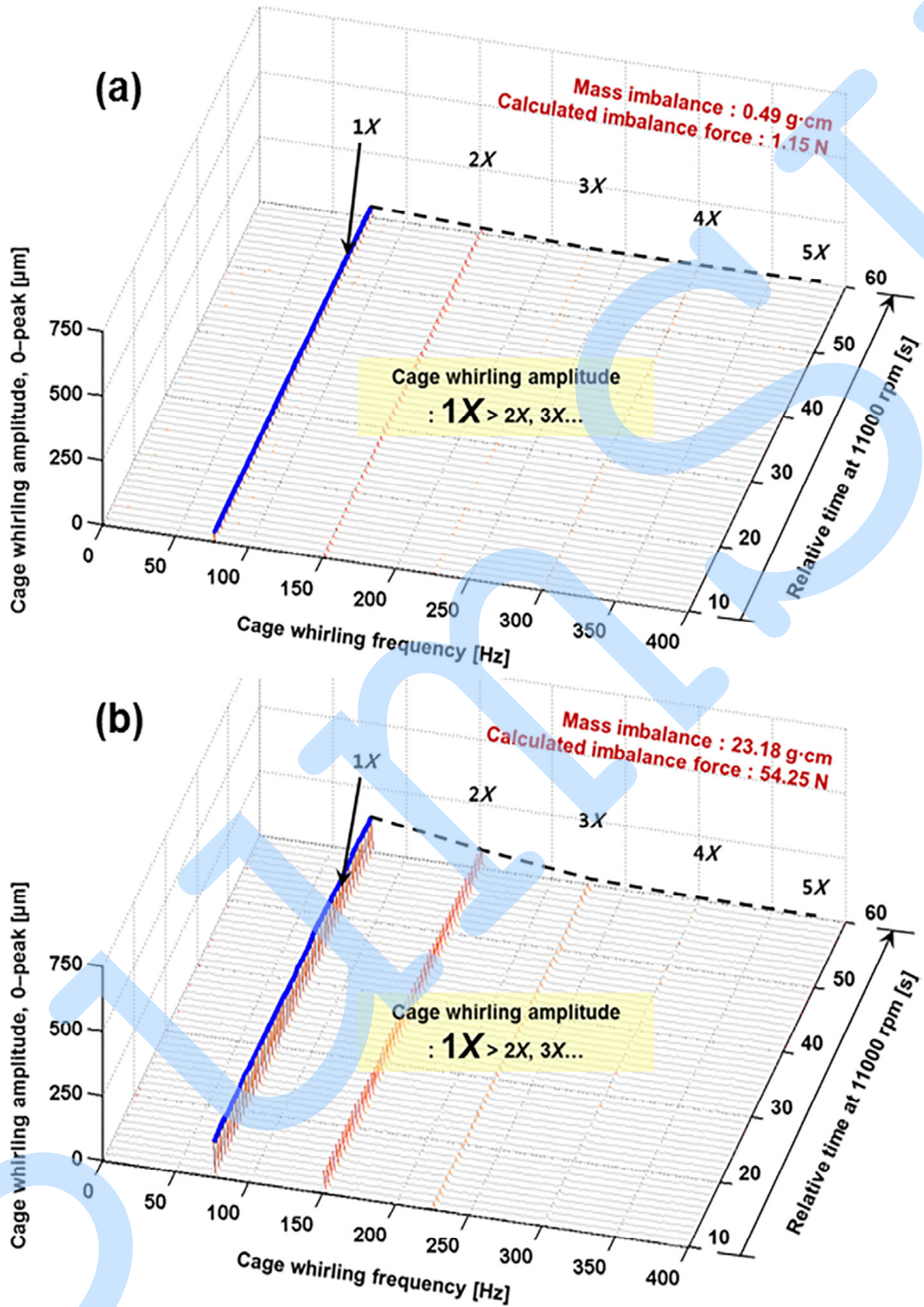


Рисунок 2.7

умови дисбалансу 0,49 і 23,18 г см. Переривчасті зіткнення між обоймою та кульковими підшипниковими елементами заважав постійному кружленню обойми через контактну силу та коефіцієнт тертя. Таким чином, переривчастий зіткнення не тільки порушили постійний коефіцієнт кружляння обойми, але й зменшили його. Отже, відносна стабільність обойми збільшувався, коли коефіцієнт крутіння обойми збільшувався в рамках цього експерименту. Як правило, значення крутного моменту кулькового підшипника є домінуючим у взаємозв'язку між гонкою та кулею. Однак ненормальний рух обойми може зменшити ефективність змащення кульового підшипника, випробуваного в цьому дослідженні, оскільки обойма функціонує як тверда мастила в кульковому підшипнику. Крім того, ненормальні частинки матеріалу обойми утворюються через невідповідні знос може миттєво збільшити значення крутного моменту в шариковому підшипнику між гонкою та кулею. 13 показує Результати вимірювання крутного моменту шарикопідшипника для різних умов дисбалансу маси та швидкості внутрішньої гонки залежать від тягова сила зовнішньої раси. Значення крутного моменту вказують останнє значення для кожної номінальної швидкості, оскільки початковий крутний момент після збільшення швидкості значно коливається через наслідки обкатки, а також через знос м'якого металу покриття. Коли швидкість обертання внутрішнього ходу становила 2000–8000 об / хв, крутний момент кулькових підшипників збільшувався із збільшенням дисбаланс маси обойми, за винятком випадку з дисбалансом маси 23,18 г см. Крім того, крутний момент підшипника значно збільшився зі збільшенням масового дисбалансу для швидкості обертання внутрішньої гонки 11000 об / хв, оскільки дисбаланс сила обойми збільшується як функція квадрата швидкості обертання обойми. Ці результати показують, що негативний жорсткість у радіальному напрямку

обумовлена дисбалансом маси внаслідок зіткнення між обоймою та зовнішньою расою, що збільшує крутний момент підшипника.

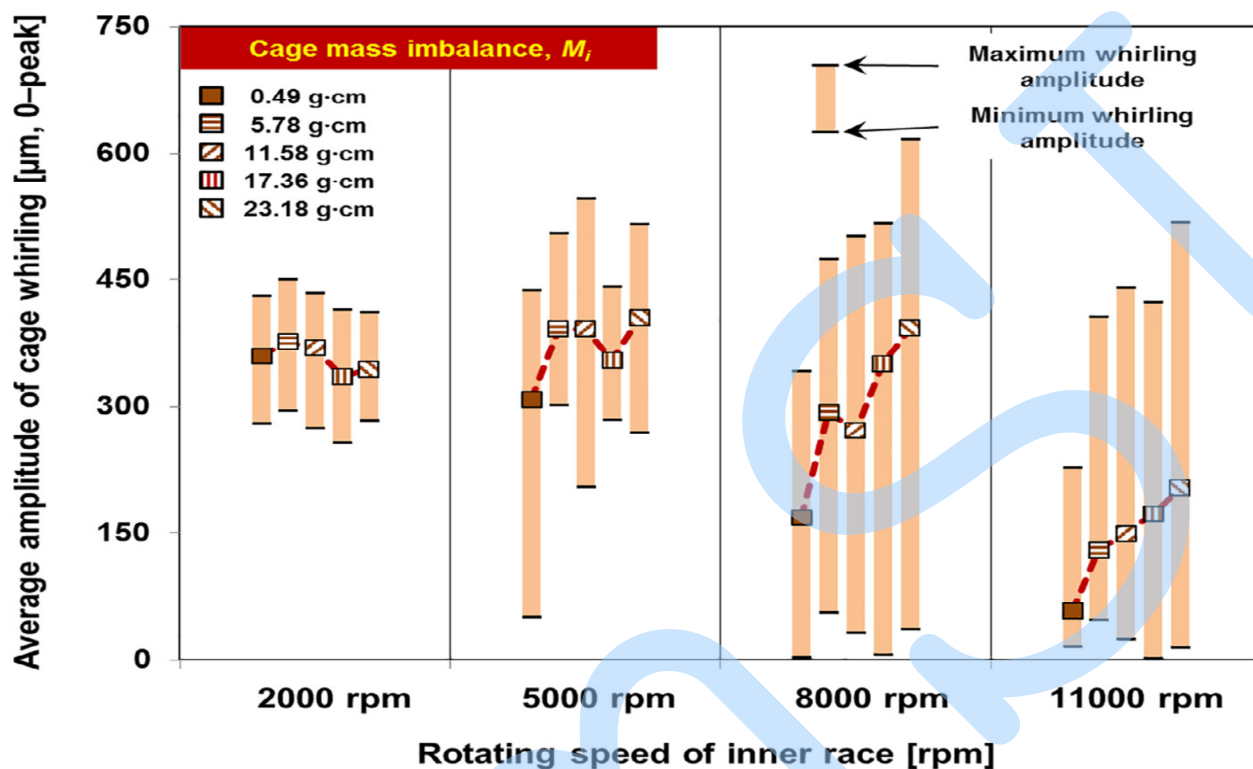


Рисунок 2.8.

## 2.4 Втрати кульових підшипникових елементів

14 показує виміряні втрати зносу кожного несучого елемента в кінці випробувань для різних умов дисбалансу маси. обойма була розділена на дві симетричні частини (верх обойми та дно обойми) в осьовій площині, щоб забезпечити легке складання кульки і обойми, при цьому верхня частина обойми розташована у напрямку до входу LN2. Втрати обойми на знос були більше, ніж у металевих елементів, оскільки обойма була виготовлена з ПТФЕ. Таким чином, втрати зносу обойми для різних умови масового дисбалансу можна порівняти порівняно легко. Втрати обойми на знос були найвищою при дисбалансі маси 17,34 г см внаслідок великої кількості періодичних зіткнень між зовнішньою поверхнею обойми та зовнішньою расою земля. Практично втрати зносу верхньої частини обойми були більшими, ніж втрати нижньої частини обойми через силу, що діє на верхньої поверхні верхньої частини обойми, що виникає внаслідок різниці тисків LN2

між входом і виходом. Однак це явище відбулося лише тоді, коли дисбаланс маси становив менше 5,78 г·см і втрати на знос нижньої обойми значно збільшився в міру збільшення масового дисбалансу. Ці результати вказують на те, що загальний характер зносу цього не відбувається з'являються, оскільки амплітуда кружляння обойми збільшується із збільшенням дисбалансу маси.

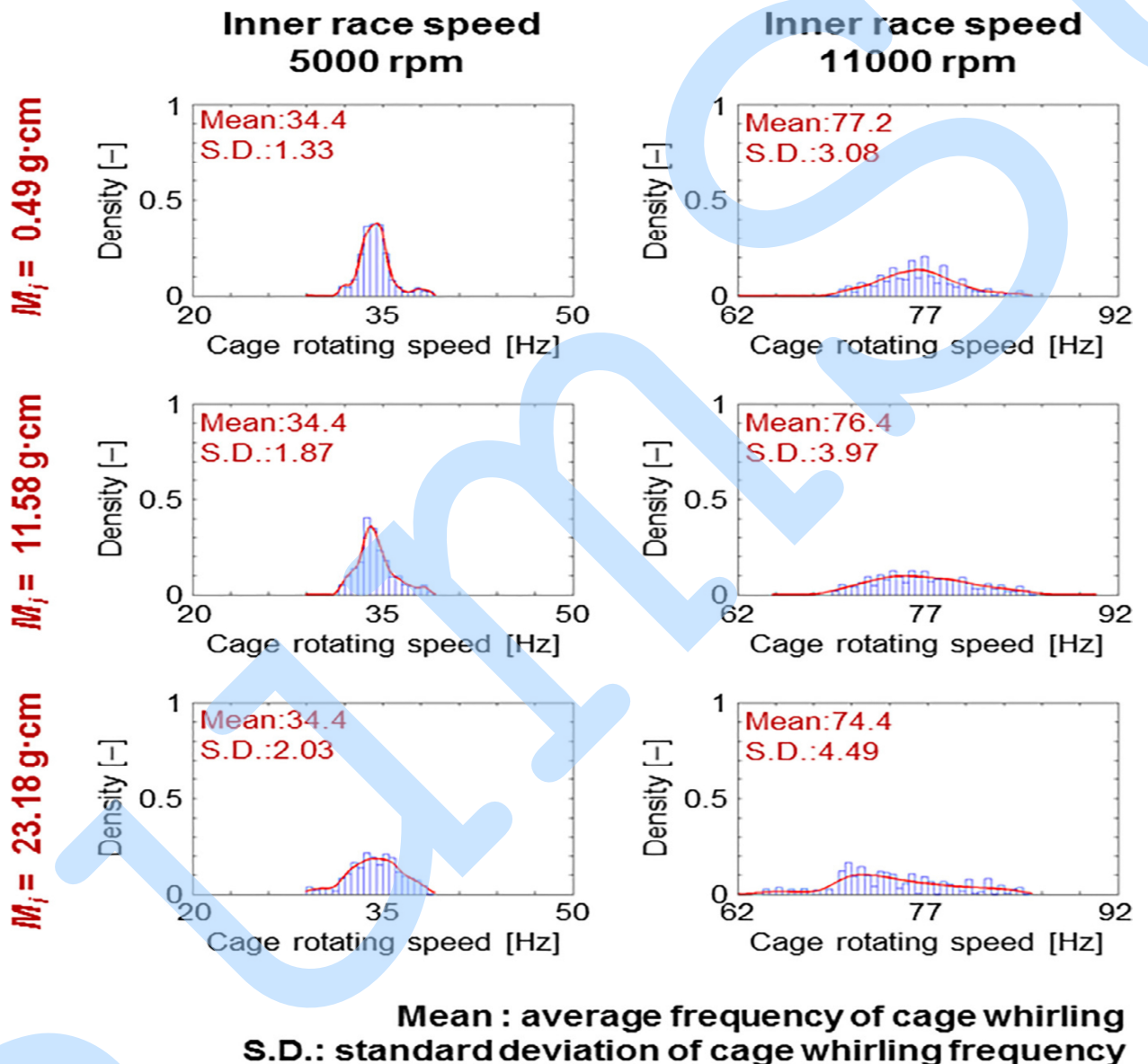


Рисунок 2.9

## 2.5 Внесення геометричних даних

<b>Геометрія підшипників</b>	
Діаметр отвору внутр. колеса, $D_i$	70 mm
Діаметр внутрішнього плеча, $d_i$	87.14 mm
Зовнішній перепад зовнішнього діаметра, $D_o$	125 mm
Зовнішній діаметр плеча траси, $d_o$	108.14 mm
Ширина зовнішньої траси, $L_w$	4 mm
Внутрішній діаметр обойми, $C_d$	89.2 mm
Зовнішній діаметр обойми, $C_{\infty}$	107, 107.1 mm
Діаметр кишені обойми, $D_o$	18.66 mm
Ширина обойми, $B$	33 mm
Кількість куль, $Z$	10
Діаметр кулі, $D_b$	17.44 mm
Радіус внутрішньої та зовнішньої кільцевих канавок гонки, $r$	9.0266 mm
Зазор між м'ячем і гонкою, $C_r$	58.6, 10 $\mu\text{m}$
<b>Несуча сітка</b>	
Гібридні гексаедричні та тетраедричні елементи	3,114,500

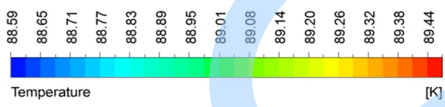
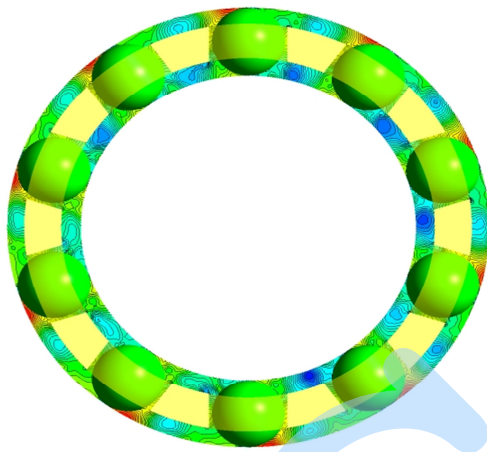
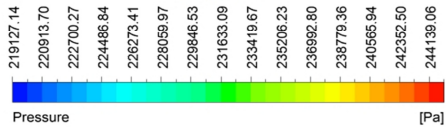
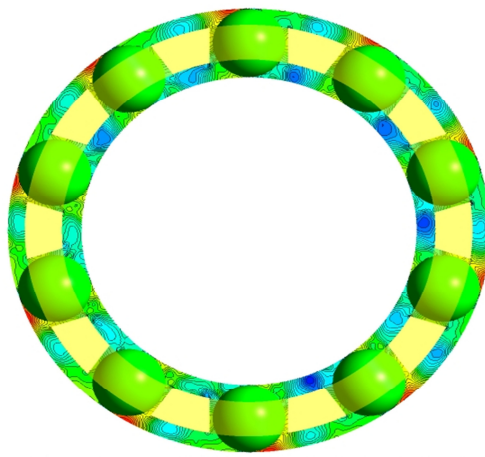
Таблиця 1

Конструктивні параметри кульового підшипника, матеріали та граничні умови зведені в таблицю 1. Зовнішнє керівництво зазори клітини становили 0,74, 0,84, 0,94, 1,04 та 1,14 мм, тоді як зазори з кишеньковою кишкою становили 0,62, 0,92, 1,22, 1,52 та 1,82 мм. Рідкий азот (LN2) подавали в тестову камеру приблизно на 5 хв для створення криогенної речовини навколишнього середовища перед тестом на прискорення. Випробування на обертання розпочали лише тоді, коли температура в камері була стабілізований. Перед початком випробування залишкове масло видаляли за допомогою відсмоктувача, щоб запобігти його замерзання в опорі частина. Масло подавалось на опорний кульковий підшипник, коли його швидкість обертання становила щонайменше 2000 об / хв. Крім того, час, протягом якого підтримувались робочі швидкості, був обмежений приблизно 60 с через обмежену потужність Бак LN2 (макс. 170 л).

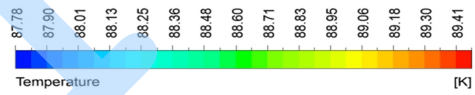
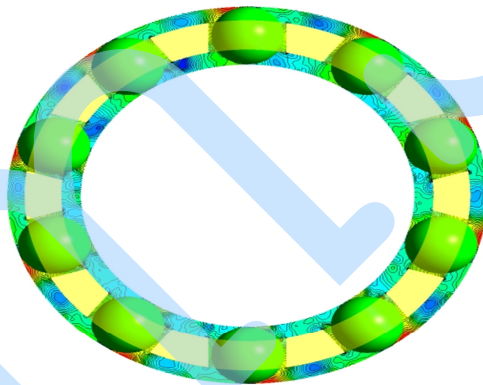
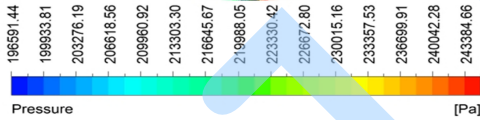
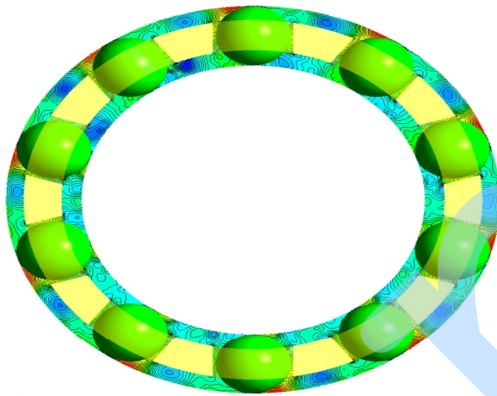
## 2.6 Результати розрахунку

З картини розподілу масової частки рідкого азоту видно, що у розглянутій області співвідношення рідини та пари приблизно в рівних пропорціях.

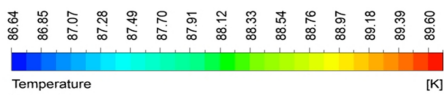
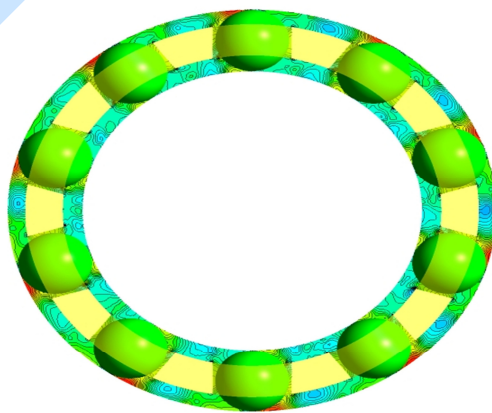
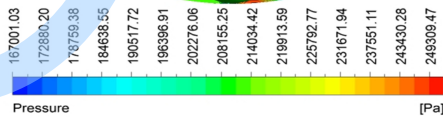
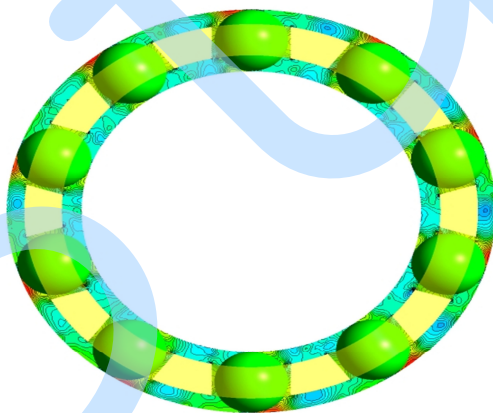




Температура та тиск при 5000 об



Температура та тиск при 8000 об



Температура та тиск при 1100 об

становить близько 50 відсотків. Зі збільшенням швидкості обертання частка рідини дещо зменшується. Максимальні значення фракції рідини знаходяться в зонах зазорів на лицьовій стороні кульок, а також на зовнішній і внутрішній стінках гонки в напрямку обертання підшипника. Між несучими частинами: кульками, обоймою і перегонами утворюються вихрові зони. Вихрові зони з мінімальною швидкістю потоку утворюються за задньою поверхнею куль, потік рідини сповільнюється. Зі збільшенням швидкості обертання збільшується і максимальна швидкість потоку.

### **3.Висновки**

Це дослідження представило динамічну поведінку обойми з підшипником, зануреною в кріогенну рідину, як функцію маси дисбаланс при різних швидкостях обертання та умовах невеликого навантаження. Для того, щоб розглянути вплив дисбалансу обойми, до обойми за допомогою болта додали дисбаланс маси. Результати випробувань включають обертальний рух обойми, розподіл частота крутіння обойми та знос обойми для різних обертання та умов дисбалансу маси. Крім того, Ефекти масового дисбалансу на динамічну поведінку та продуктивність обойми описуються за допомогою PDF-файлу, що крутиться частота обойми. 1. Амплітуда кружляння обойми збільшувалася для всіх швидкісних умов, оскільки дисбаланс маси збільшувався завдяки збільшення сили дисбалансу на обойму. Сила дисбалансу на обоймі збільшується як функція квадрата обойми швидкість обертання. Таким чином, ефект дисбалансу маси є більш очевидним при швидкості обертання обойми 11000 об / хв, ніж при 5000 об / хв. З іншого боку, кружляючий рух обойми зменшувався для всіх умов дисбалансу маси як швидкість збільшується внаслідок збільшення сили рідини на обойму. 2.

Стандартне відхилення PDF збільшувалося у всіх випадках із збільшенням масового дисбалансу обойми. На з іншого боку,

швидкостей

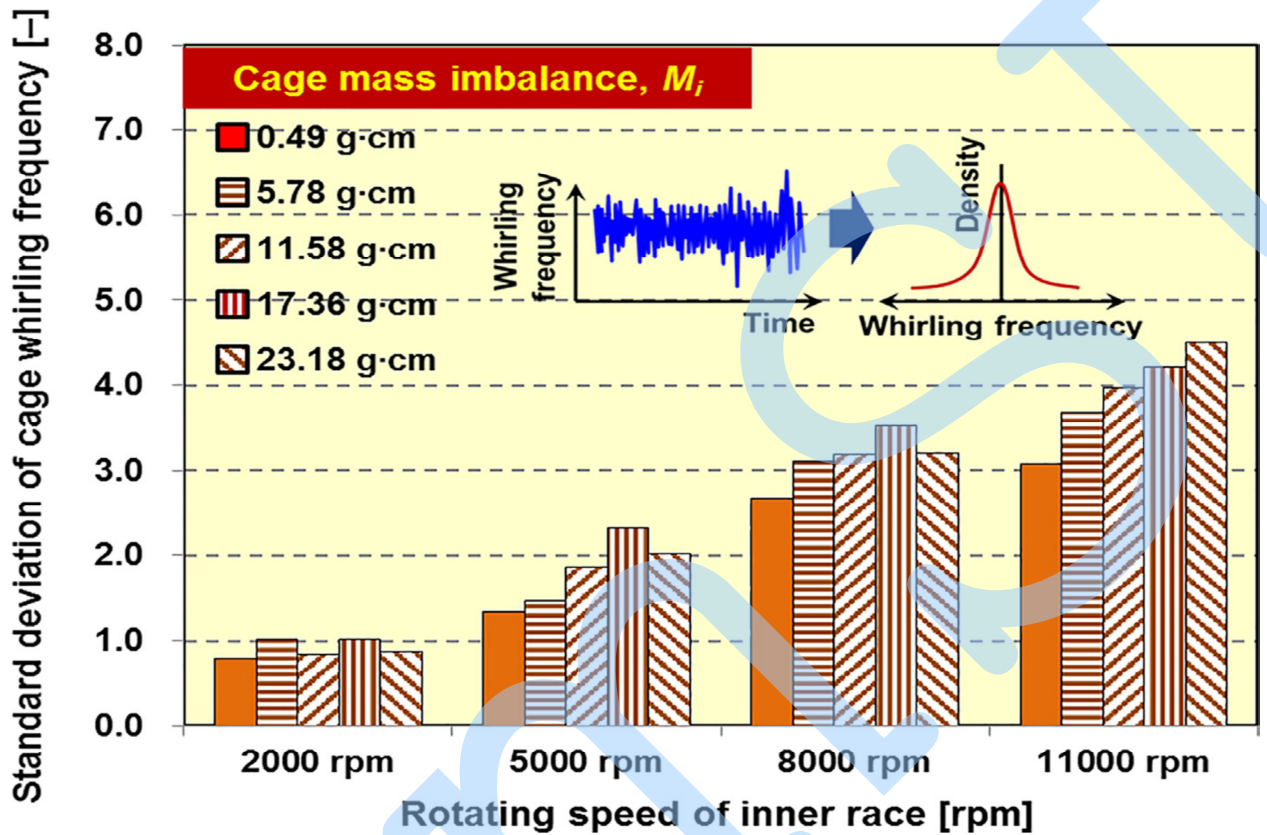


Рисунок 2.10

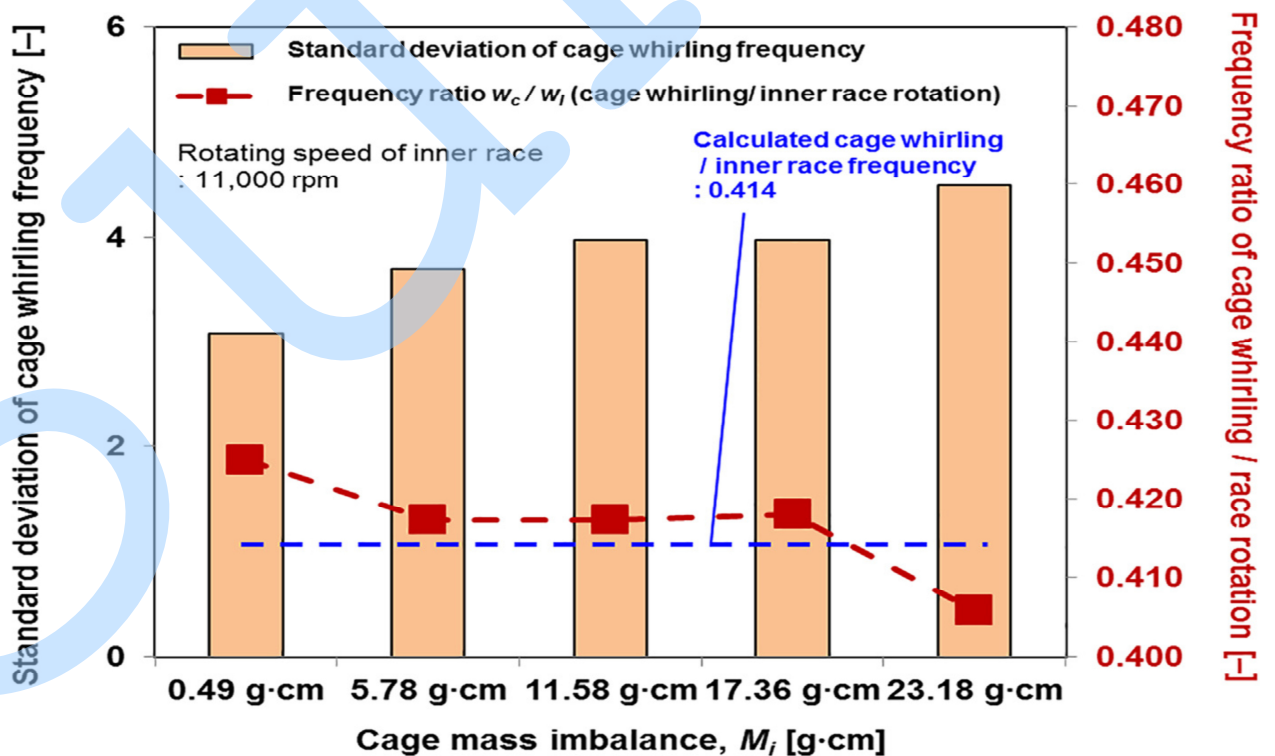


Рисунок 2.11

PDF розширився зі збільшенням швидкості обертання внутрішньої раси. Ці результати дозволяють припустити, що число періодичних зіткнень між обоймою та кульковими підшипниковими елементами, спричинених силою дисбалансу обойми збільшувалась із збільшенням швидкості обертання внутрішньої гонки. Наведені вище результати та розрахований PDF вказують на те, що розподіл кривої розширювався із збільшенням швидкості. Відповідно, частота кружляння обойми помітно зросла зі збільшенням дисбалансу маси при 11000 об / хв. Коефіцієнт крутіння обойми зменшувався у міру дисбалансу маси зросла, і різниця у значенні становила 4,7% між найменшим і найбільшим масовим дисбалансом. Однак коефіцієнт крутіння обойми суттєво не змінився, за винятком випадку з умовами дисбалансу маси 0,49 і 23,18 г см. Ці результати вказують на те, що переривчасті зіткнення не

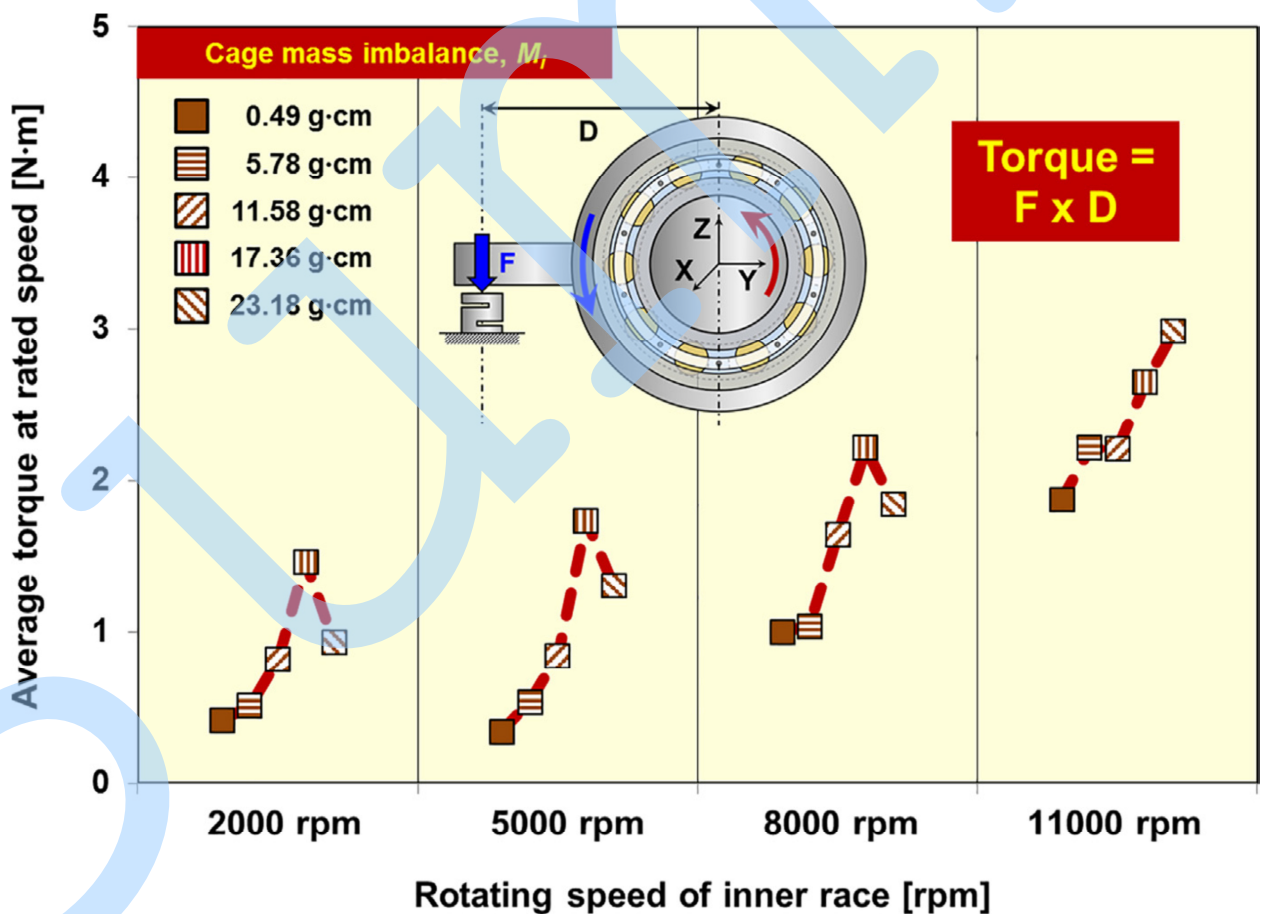


Рисунок 2.12

лише порушували постійний коефіцієнт кружляння обойму, але також зменшив її. 3. Втрати обойми на знос були найвищими при дисбалансі маси 17,34 г см внаслідок великої кількості періодичних зіткнення між зовнішньою поверхнею обойми та зовнішньою землею перегонів. Практично втрата зносу верхньої частини обойми була більший, ніж у дна обойми, через силу, що діє на верхню поверхню вершу обойми, що виникає від різниці тисків LN2. Однак втрати зносу в нижній обоймі значно зросли в міру дисбалансу маси збільшено. Ці результати

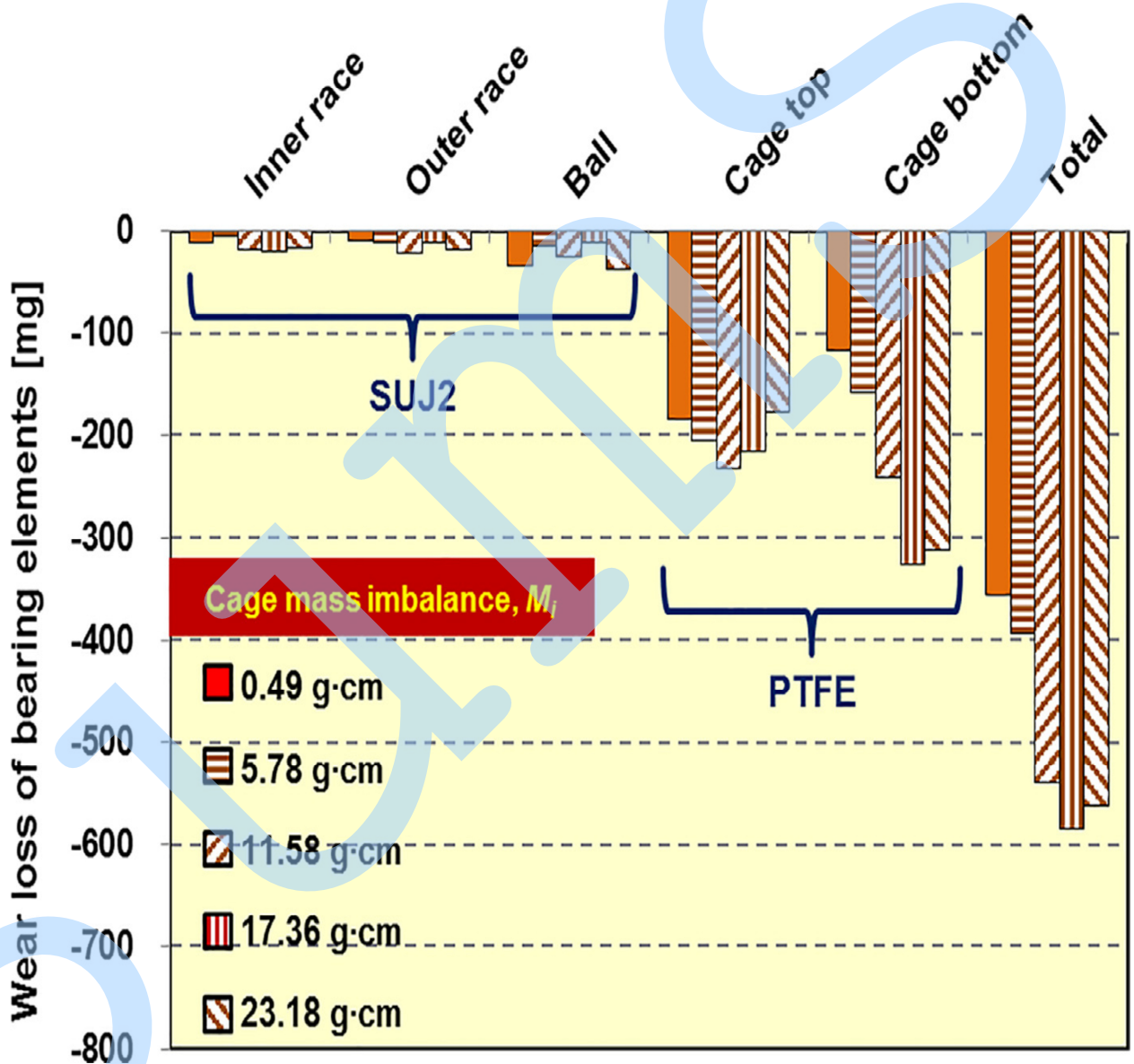


Рисунок 2.14

вказують на те, що загальний характер зносу не з'являється через рух обойми збільшується в міру збільшення дисбалансу маси. Наведені вище результати

демонструють, що дисбаланс маси є важливим фактором, що впливає на динамічну поведінку м'яча обойма для виношування в кріогенному середовищі. Крім того, експериментальні результати, отримані за різних умов дисбалансу маси відповідають існуючій інтерпретаційній літературі та демонструють важливість масового дисбалансу обойма. Крім того, для підтвердження цих результатів необхідне аналітичне дослідження з урахуванням дисбалансу маси та гідравлічної сили в майбутньому.

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. А. В. Гайдамака Підшипники кочення Базові знання та Напрямки вдосконалення
2. П.К. Гупта, Фрикційні нестійкості в кулькових підшипниках, Трибол. Транс. 31 (2) (1986) 258–268.
3. Т.А. Гарріс, М. Коцалас, Основні поняття технології підшипників (аналіз підшипників кочення) Глава 10, п'яте видання., Тейлор і Френсіс / CRC, 2007.
4. С.Т. Уолтерс, Динаміка кулькових підшипників, Дж. Техніка змащення. 93 (1) (1971) 1–10.
5. Ю. Ван, В. Ван, С. Чжан, З. Чжао, Дослідження заносу кулькових контактних кулькових підшипників при високій швидкості, Tribol Int. 92 (2015) 404–417.