

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра комп'ютерної механіки імені Володимира Марцинковського

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри
_____ Андрій ЗАГОРУЛЬКО

(підпис)

_____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня бакалавр

зі спеціальності 131 Прикладна механіка, освітньо-професійної програми «Комп'ютерний інжиніринг в механіці», на тему: Дослідження несучої здатності кулькового однорядного радіального підшипника.

Здобувача групи КМ-01/1 КАЛЬЧЕНКА Владислава Сергійовича.

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.



_____ Владислав КАЛЬЧЕНКО

(підпис)

Керівник: доцент, к.т.н., доцент Дмитро ЖИГИЛІЙ _____
(підпис)

АНОТАЦІЯ

Актуальність теми.

Дослідження несучої здатності кулькових радіальних підшипників є актуальним та значимим напрямом, який може принести значний внесок у подальше розвиток техніки та промисловості.

Щоб довести актуальність даної теми наведено кілька основних аспектів:

1. Висока важливість підшипників у техніці та промисловості: Підшипники відіграють вирішальну роль у правильному функціонуванні механізмів та машин. Вони забезпечують плавне обертання, зменшують тертя та забезпечують надійність системи в цілому.

2. Підвищення вимог до навантажень та швидкостей: Сучасні технології та тенденції в промисловості ставлять перед підшипниками все більше вимог. Машини працюють при вищих швидкостях та підвищених навантаженнях, що потребує постійного удосконалення конструкцій підшипників.

3. Пошук ефективних рішень для оптимізації: Оптимізація роботи підшипників може призвести до зменшення енергоспоживання, підвищення тривалості служби машин та загального покращення продуктивності.

4. Потреба у розумінні граничних можливостей: Для розробки нових технологій та виробництва продукції з високою надійністю необхідно розуміти граничні можливості матеріалів та конструкцій, зокрема, межі витривалості та несучої здатності підшипників.

5. Потенційні проблеми та недоліки існуючих моделей: Дослідження актуально через існуючі проблеми, які можуть виникати у підшипників при певних умовах експлуатації. Розробка нових методів та технологій може допомогти у вирішенні цих проблем.

Мета дослідження. Виходячи з актуальності й ступеня наукової розробки проблеми, метою дослідження є підвищення несучої здатності кулькового однорядного радіального підшипника на основі аналізу вітчизняних та іноземних інженерних методик розрахунків шляхом створення

симуляційної моделі роботи вищезазначеного підшипника методом скінчених елементів та проведення числового моделювання.

Для досягнення поставленої мети були встановлені наступні **завдання дослідження**:

1. Дослідити теоретичні аспекти розрахунку підшипника кочення.
2. Провести інженерні розрахунки кулькового однорядного радіального підшипника за ДСТУ та за світовими нормами.
3. Розробити симуляційну скінчено елементну модель роботи кулькового однорядного радіального підшипника.
4. Дослідити несучу здатність кулькового однорядного радіального підшипника.

Об'єкт дослідження. Кульковий однорядний радіальний підшипник кочення.

Предмет дослідження. Несуча здатність кулькового однорядного радіального підшипника кочення.

Методи дослідження. Принципи інженерних розрахунків підшипників кочення на багатоциклову контактну та згинальну міцності з визначенням ресурсу роботи за ДСТУ та за світовими нормами; математичне моделювання; метод скінчених елементів; методи проведення числових експериментів.

Наукова новизна отриманих результатів. Вперше запропоновані скінченоелементні симуляційні моделі оцінювання несучої здатності кулькових однорядних радіальних підшипників кочення в залежності від обертання внутрішнього або зовнішнього кілець та радіального або комбінованого радіально осьового навантажень.

Практичне значення отриманих результатів. В роботі запропоновано методику проведення числового експерименту для покращення несучої здатності однорядних радіальних підшипників кочення придатних до застосування в машинобудуванні.

Особистий внесок здобувача. Основні наукові результати дослідження, що виносяться на захист, одержані автором самостійно або за його активної участі.

Апробація роботи. Результати кваліфікаційної роботи магістра були представлені на VI Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції «Сучасні технології у промисловому виробництві» (Суми, 16–19 квітня 2019 р.).

Публікації. Основні положення наукової роботи відображені в тезах в XI Всеукраїнській науково-технічній конференції «Сучасні технології у промисловому виробництві (СТПВ-2024)».[1]

Структура й обсяг кваліфікаційної роботи бакалавра. Робота складається із вступу, чотирьох розділів, списку джерел посилань і додатків. Повний обсяг кваліфікаційної роботи магістра становить 53 сторінки, у тому числі 40 рисунків, 14 таблиць, бібліографії із 20 джерел.

ЗМІСТ

Анотація	3
Розділ 1 Методи розрахунку підшипника кочення	7
1.1 Аналіз теоретичних основ підшипників кочення	7
1.1.1 Визначення підшипників кочення.....	7
1.1.2 Принцип роботи підшипників кочення	8
1.1.3 Переваги та недоліки	9
1.1.4 Функції та застосування	10
1.2 Дослідження методів розрахунку підшипників кочення	11
1.3 Висновок	14
Розділ 2 Інженерні розрахунки кулькового однорядного радіального підшипника	15
2.1 Розрахунок кулькового однорядного радіального підшипника за ДСТУ. 15	
2.2 Розрахунок кулькового однорядного радіального підшипника за світовими нормами.....	22
2.3 Висновок	27
Розділ 3 Симуляційна скінчено елементна модель кулькового однорядного радіального підшипника.....	28
3.1 Моделювання кулькового однорядного несамовстановлюючогося підшипника.	28
3.2 Висновок	38
Розділ 4 Дослідження несучої здатності кулькового однорядного радіального підшипника	39
4.1 дослідження несучої здатності кулькового однорядного радіального підшипника.	39
4.2 Висновок	49
Висновки	50
Список джерел посилань	52

РОЗДІЛ 1

МЕТОДИ РОЗРАХУНКУ ПІДШИПНИКА КОЧЕННЯ

1.1 Аналіз теоретичних основ підшипників кочення

1.1.1 Визначення підшипників кочення

Підшипники кочення – це стандартизовані складові одиниці, які мають у своєму складі тіла кочення (кульки або ролики) і працюють на основі ефекту тертя кочення.

Підшипники кочення, як правило, складаються з деталей: зовнішнього та внутрішнього кілець з доріжками кочення, тіл кочення (кульок або роликів), сепараторів, які розділяють і направляють тіла кочення.

Кулькові однорядні радіальні призначені для сприйняття радіальних навантажень, але можуть сприймати і осьові навантаження в обох напрямках, до 70 % невикористаного радіального навантаження. Ці підшипники забезпечують осьову фіксацію валів в межах осьового зазора та задовільно працюють при перекосах кілець на кут не більш 8 градусів. У порівнянні з іншими вони допускають найбільшу частоту обертання валів. Сепаратори переважно штамповані, але в деяких підшипниках, для роботи в особливих умовах (велика частота обертання), застосовують масивні сепаратори з антифрикційних матеріалів: бронзи, текстоліту та ін. [1].

Існують різні типи підшипників кочення. Кулькові підшипники використовують кульки як тіла кочення і є ідеальними для високих швидкостей та низьких до середніх навантажень. Роликові підшипники використовують циліндричні ролики і можуть витримувати вищі навантаження порівняно з кульковими. Голчасті підшипники використовують довгі й тонкі ролики, забезпечуючи високу вантажопідйомність при компактних розмірах. Конусоподібні роликові підшипники використовують конусоподібні ролики і здатні витримувати комбіновані (осьові і радіальні) навантаження.

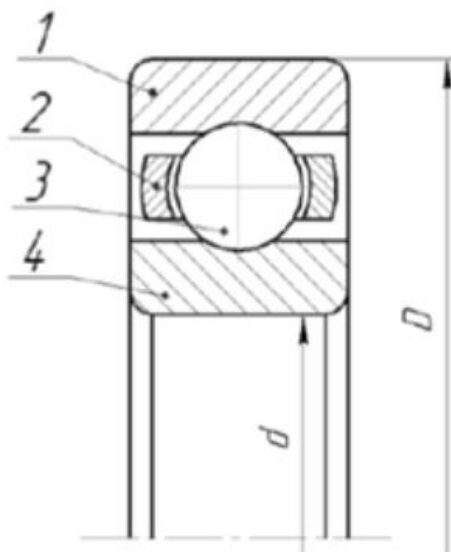


Рисунок 1 – Конструкція підшипника кочення:

1 – зовнішнє кільце; 2 – сепаратор; 3 – тіло кочення; 4 – внутрішнє кільце.

1.1.2 Принцип роботи підшипників кочення

При обертанні вала внутрішнє кільце, закріплене на валу, також обертається. Це змушує тіла кочення кататися по доріжках, сформованих внутрішнім і зовнішнім кільцями. Завдяки тому, що тіла кочення катаються, а не ковзають, контактна площа між тілами кочення і доріжками набагато менша. Це суттєво знижує тертя у порівнянні з підшипниками ковзання, де поверхні ковзають одна по одній.

Основна перевага підшипників кочення — значне зниження тертя. Коли тіла кочення (кульки, ролики або голки) катяться, вони стикаються з доріжками внутрішнього та зовнішнього кілець у точкових (для кулькових підшипників) або лінійних (для роликових і голчастих підшипників) зонах контакту. Це суттєво зменшує площу контакту та, відповідно, тертя, що робить рух більш плавним і ефективним.

Сепаратор у підшипниках кочення виконує важливу функцію, тримаючи тіла кочення на рівних відстанях один від одного. Це забезпечує рівномірний розподіл навантаження на всі тіла кочення. Завдяки цьому кожне тіло кочення несе однакову частину навантаження, що запобігає їх передчасному зносу і збільшує загальну надійність підшипника.

Під час роботи підшипника частина кінетичної енергії перетворюється на тепло через тертя. Підшипники кочення, завдяки своїй конструкції, ефективніше розсіюють тепло, що виникає під час роботи, ніж підшипники ковзання. Тіла кочення постійно рухаються і допомагають рівномірно розподіляти тепло по всьому підшипнику, запобігаючи перегріву окремих частин.

1.1.3 Переваги та недоліки

Підшипники кочення мають такі переваги:

1. Високий коефіцієнт корисної дії (ККД) завдяки мінімальним втратам від тертя.
2. Значно менший момент тертя, у кілька разів, а іноді й у десятки разів, ніж у підшипників ковзання.
3. Відсутність необхідності використання дорогих кольорових металів, які є критичними для ефективного функціонування підшипників ковзання, що знижує собівартість виробництва підшипників кочення.
4. Можливість виготовлення підшипників практично будь-яких розмірів в осьовому напрямку, що розширює спектр їх застосування.
5. Відмінні експлуатаційні характеристики та невибагливість в обслуговуванні, що спрощує процес заміни.
6. Мінімальні витрати на мастило.
7. Низька собівартість виробництва завдяки масовості виробництва та використанню доступних матеріалів.
8. Високий ступінь взаємозамінності, що сприяє простоті та швидкості ремонту різноманітних машин і обладнання.

Підшипники кочення мають такі недоліки:

1. Обмежений діапазон застосування: вони не підходять для надвисоких швидкостей і великих навантажень, включаючи ударні та вібраційні впливи.
2. Значна маса і габарити в радіальному напрямку.
3. Неможливість створення повністю безшумних підшипників через похибки у формах.
4. Відносна складність установки підшипникових вузлів.
5. Необхідність дуже точної установки, оскільки неточність може вивести вузол з ладу.
6. Висока собівартість при виготовленні невеликих партій підшипників нестандартних типорозмірів.[2]

1.1.4 Функції та застосування

Кулькові підшипники виконують кілька важливих функцій, зокрема зменшення тертя між рухомими частинами механізму, що знижує енергоспоживання та підвищує ефективність роботи. Вони забезпечують рівномірний розподіл навантаження на осі чи валу, що допомагає уникнути деформації та пошкодження, зменшуючи знос і подовжуючи термін служби обладнання. Завдяки своїй конструкції, кулькові підшипники забезпечують високу точність і стабільність руху валів та осей, що особливо важливо для точних механізмів. Вони також допомагають зменшувати вібрації та шум, забезпечуючи комфортну і тиху роботу обладнання. Крім того, кулькові підшипники дозволяють валам і осям обертатися з високою швидкістю завдяки низькому тертю і високій точності. Використання спеціальних матеріалів і покриттів забезпечує високу стійкість до зносу та корозії, що подовжує термін їх експлуатації навіть у складних умовах. Таким чином, кулькові підшипники є критичними компонентами, що забезпечують ефективну, точну та надійну роботу різних механізмів.

Кулькові підшипники є важливими елементами в багатьох механізмах, оскільки вони, знижують тертя між рухомими частинами забезпечуючи плавний рух і тривалу роботу. Ось основні сфери їх застосування:

1. Машинобудування: Кулькові підшипники використовуються в автомобілях (двигуни, трансмісії, підвіски), верстатах, побутовій техніці (пральні машини, пылососи), вентиляційних системах та іншому промисловому обладнанні.
2. Електроніка: Використовуються в жорстких дисках комп'ютерів для забезпечення обертання шпинделя, в вентиляторах для охолодження електронних компонентів.
3. Авіація та космонавтика: Важливі для роботи турбін, навігаційних систем, рухомих механізмів і інших компонентів літаків та космічних апаратів.
4. Медицина: Використовуються в стоматологічних турбінах, медичних інструментах і обладнанні, таких як МРТ-апарати і хірургічні роботи.
5. Спортивне обладнання: Встановлюються в роликові ковзани, скейтборди, велосипеди для забезпечення легкого і плавного руху коліс.
6. Продуктивна техніка: У сільськогосподарській техніці, лісопильних верстатах і інших обладнаннях, де потрібна висока надійність і довговічність роботи.

Кулькові підшипники є незамінними в багатьох галузях завдяки їх здатності ефективно знижувати тертя, зменшувати знос і забезпечувати плавний рух в різних умовах експлуатації.

Роликові підшипники використовуються в широкому діапазоні застосувань, від важкого обладнання та машин до виробництва електроенергії, виробництва та аерокосмічної промисловості. [3]

1.2 Дослідження методів розрахунку підшипників кочення

Розрахунок підшипників кочення - це важлива задача в інженерії, яка вимагає врахування різних факторів, таких як навантаження, швидкість, розмір, матеріали та умови експлуатації.

У коробках передач втрати потужності в підшипниках кочення часто становлять велику кількість загальних втрат потужності коробки передач. Тому точний розрахунок втрат потужності в підшипниках кочення дуже важливий для ресурсоефективної та енергоефективної конструкції редуктора. Сучасний рівень техніки пропонує численні методи розрахунку тертя з різними рівнями деталізації для розрахунку втрат потужності підшипників кочення. Такі виробники підшипників, як SKF і Schaeffler, пропонують популярні методи розрахунку на основі підшипників/глобальні методи для стандартних підшипників кочення. Контактні/локальні методи розрахунку можуть розглядати ширшу сферу застосування шляхом узагальнення трибологічних зв'язків, що дозволяє застосовувати їх, наприклад, де гібридні підшипники або нестандартні підшипники. Різні методи можуть дати дуже різні результати. Для його підтвердження потрібні результати вимірювань. У цьому дослідженні показано широке порівняння результатів розрахунків із суттєвими результатами вимірювань. На основі валідації виводиться класифікація методів розрахунку, яка дає вказівки для інженера-проектувальника щодо вибору відповідного методу для відповідного застосування. Контактні/локальні методи розрахунку мають потенціал для точного прогнозування тертя в підшипниках кочення.[4]

Ось ще деякі методи розрахунку підшипників кочення:

1. Метод розрахунку навантажень: Цей метод полягає у визначенні величини та напрямку навантаження, яке діє на підшипник, враховуючи зовнішні та внутрішні сили, а також умови роботи системи.
2. Метод розрахунку тривалості служби: Цей метод передбачає визначення тривалості служби підшипника на основі прогнозування його роботи в умовах експлуатації, з урахуванням факторів, таких як знос, втома матеріалу та змазка.

3. Метод розрахунку жорсткості та деформації: Цей метод визначає ступінь, до якої підшипник відповідає на зовнішні навантаження, а також ступінь його деформації при цьому.
4. Метод розрахунку життєздатності підшипника: Цей метод передбачає оцінку життєздатності підшипника на основі розрахунку його тривалості служби та виявлення факторів, які можуть призвести до передчасної втрати його працездатності.
5. Метод розрахунку стійкості: Цей метод дозволяє визначити стійкість підшипника до впливу внутрішніх та зовнішніх факторів, таких як вібрація, удари та зміщення.

Ці методи часто використовуються разом для розрахунку різних аспектів роботи підшипників кочення та забезпечення їхньої надійності та продуктивності в різних умовах експлуатації.

В даній роботі буде виконано два розрахунки підшипника кочення згідно з ДСТУ та ISO

Державні стандарти України (ДСТУ): Українські Державні стандарти визначають вимоги до підшипників та інших інженерних конструкцій. Розрахунки підшипників кочення виконуються з урахуванням вимог, встановлених у відповідних ДСТУ, що регулюють різні аспекти проектування та експлуатації.

Міжнародні стандарти (ISO): Ці стандарти надають загальні вимоги та рекомендації, які можуть бути використані в українських проектах.

Забезпечення дотримання відповідних стандартів та нормативів допомагає забезпечити якість та надійність підшипників кочення, а також забезпечує їхню сумісність з іншими компонентами системи

1.3 Висновок

Отже розрахунок підшипників кочення є критично важливим для забезпечення ефективності та надійності інженерних систем, особливо в контексті редукторів, де втрати потужності на підшипниках можуть значно впливати на загальну продуктивність. Сучасні методи розрахунку, як глобальні, так і локальні, дозволяють досягати високої точності в прогнозуванні втрат потужності та тертя в підшипниках.

Для точного розрахунку підшипників кочення необхідно враховувати комплексні методи, що включають різні аспекти роботи підшипників, такі як навантаження, тривалість служби, жорсткість, життєздатність та стійкість. Використання як глобальних, так і локальних методів розрахунку дозволяє досягти високої точності, що підтверджується вимірюваннями. Вибір відповідного методу розрахунку повинен базуватися на конкретних умовах експлуатації та вимогах проекту. Дотримання стандартів ДСТУ та ISO є критично важливим для забезпечення якості та надійності підшипників кочення.

РОЗДІЛ 2

ІНЖЕНЕРНІ РОЗРАХУНКИ КУЛЬКОВОГО ОДНОРЯДНОГО РАДІАЛЬНОГО ПІДШИПНИКА

2.1 Розрахунок кулькового однорядного радіального підшипника за ДСТУ.

Перевірка довговічності підшипників

Розраховується кульковий радіальний однорядний підшипник:

Таблиця 2.1.1 – Параметри для розрахунку підшипників

	Обертання кільця	n, rpm	Fr, N	Fa, N
1	Внутрішнє V=1	1000	1100	0
2	Внутрішнє V=1	1000	1053,61	316,08
3	Зовнішнє V=1,2	1000	1100	0
4	Зовнішнє V=1,2	1000	1034,98	310,49

Таблиця 2.1.2 – Параметри для першого розрахунку

	Обертання кільця	n, rpm	Fr, N	Fa, N
1	Внутрішнє V=1	1000	1100	0

Таблиця 2.1.3 – Основні характеристики радіально-упорних роликових однорядних (конічних) підшипників

Умовне позначення підшипника	Розміри, мм			Вантажопідйомність, кН	
	d	D	B	C	C ₀
126 ГОСТ 8338-75	130	200	33	104	100

Визначаємо еквівалентне динамічне навантаження P_e на підшипник за формулою:

$$P_e = (X \cdot V \cdot P_{r2} + Y \cdot F_a) K_\sigma \cdot K_T \quad (2.1)$$

де $V = 1$ – коефіцієнт обертання внутрішнього кільця підшипника;

$K_\sigma = 1,2$ – коефіцієнт безпеки

$K_T = 1$ – температурний коефіцієнт

$F_a = F_{a1} = 0$ Н – осьова сила на вал, що дорівнює осьовій силі на шестерні зубчастої передачі

Визначаємо коефіцієнти радіального навантаження X і осьового навантаження Y для підшипника.

Обчислюємо відношення F_a / C_0

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{0}{100000} = 0 \quad (2.2)$$

де $C_0 = 100000$ Н – статична вантажопідйомність підшипника 126 за стандартом.

Тоді визначаємо лінійною інтерполяцією допоміжний коефіцієнт осьового навантаження $e = 0,3$;

Обчислюємо відношення F_a / P_{r2}

$$F_a / P_{r2} = 0 / 1100 = 0. \quad (2.3)$$

Оскільки відношення $F_a / P_{r2} = 0 < e = 0,3$, приймаємо $X = 1$, $Y = 0$.

Тоді

$$P_e = (1 \cdot 1 \cdot 1100 + 0 \cdot 0) 1,2 \cdot 1 = 1320 \text{ Н.} \quad (2.4)$$

Визначаємо номінальну довговічність підшипника в годинах

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \left(\frac{C}{P_e} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 1000} \left(\frac{104000}{1320} \right)^3 \quad (2.5)$$

де $n_2 = 1000$ об/хв – частота обертання ведучого вала;

$C = 104000$ Н – динамічна вантажопідйомність підшипника 126 за стандартом;

$p = 3$ – показник степеня для кулькових підшипників.

Розрахована довговічність більше за мінімальну

$$L_{hmin} = 10000 \text{ год}$$

$$L_h > L_{hmin}$$

Тому підшипники 126 придатні до застосування.

Таблиця 2.1.4 – Параметри для другого розрахунку

	Обертання кільця	n, rpm	Fr, N	Fa, N
2	Внутрішнє V=1	1000	1053,61	316,08

Таблиця 2.1.5 – Основні характеристики радіально-упорних роликкових однорядних (конічних) підшипників

Умовне позначення підшипника	Розміри, мм			Вантажопідйомність, кН	
	d	D	B	C	C ₀
126 ГОСТ 8338-75	130	200	33	104	100

Визначаємо еквівалентне динамічне навантаження P_e на підшипник за формулою:

$$P_e = (X \cdot V \cdot P_{r2} + Y \cdot F_a) K_\sigma \cdot K_T \quad (2.6)$$

де $V = 1$ – коефіцієнт обертання внутрішнього кільця підшипника;

$K_\sigma = 1,2$ – коефіцієнт безпеки

$K_T = 1$ – температурний коефіцієнт

$F_a = F_{a1} = 316,08 \text{ Н}$ – осьова сила на вал, що дорівнює осьовій силі на шестерні зубчастої передачі

Визначаємо коефіцієнти радіального навантаження X і осьового навантаження Y для підшипника.

Обчислюємо відношення F_a / C_0

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{316,08}{100000} = 0,00316 \quad (2.7)$$

де $C_0 = 100000 \text{ Н}$ – статична вантажопідйомність підшипника 126 за стандартом.

Тоді визначаємо лінійною інтерполяцією допоміжний коефіцієнт осьового навантаження $e = 0,3$;

Обчислюємо відношення F_a / P_{r2}

$$F_a/P_{r2} = 316,08 / 1053,61 = 0,29 \quad (2.8)$$

Оскільки відношення $F_a / P_{r2} = 0,29 < e = 0,3$, приймаємо $X = 1$, $Y = 0$.

Тоді

$$P_e = (1 \cdot 1 \cdot 1053,61 + 0 \cdot 316,08) 1,2 \cdot 1 = 1264,33 \text{ Н.} \quad (2.9)$$

Визначаємо номінальну довговічність підшипника в годинах

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \left(\frac{C}{P_e} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 1000} \left(\frac{104000}{1264,33} \right)^3 \quad (2.10)$$

де $n_2 = 1000$ об/хв – частота обертання ведучого вала;

$C = 104000$ Н – динамічна вантажопідйомність підшипника 126 за стандартом;

$p = 3$ – показник степеня для кулькових підшипників.

Розрахована довговічність більше за мінімальну

$$L_{hmin} = 10000 \text{ год}$$

$$L_h > L_{hmin}$$

Тому підшипники 126 придатні до застосування.

Таблиця 2.1.6 – Параметри для третього розрахунку

	Обертання кільця	n, rpm	Fr, N	Fa, N
3	Зовнішнє V=1,2	1000	1100	0

Таблиця 2.1.7 – Основні характеристики радіально-упорних роликкових однорядних (конічних) підшипників

Умовне позначення підшипника	Розміри, мм			Вантажопідйомність, кН	
	d	D	B	C	C ₀
126 ГОСТ 8338-75	130	200	33	104	100

Визначаємо еквівалентне динамічне навантаження P_e на підшипник за формулою:

$$P_e = (X \cdot V \cdot P_{r2} + Y \cdot F_a) K_\sigma \cdot K_T \quad (2.11)$$

де $V = 1,2$ – коефіцієнт обертання зовнішнього кільця підшипника;

$K_\sigma = 1,2$ – коефіцієнт безпеки

$K_T = 1$ – температурний коефіцієнт

$F_a = F_{a1} = 0$ Н – осьова сила на вал, що дорівнює осьовій силі на шестерні зубчастої передачі

Визначаємо коефіцієнти радіального навантаження X і осьового навантаження Y для підшипника.

Обчислюємо відношення F_a / C_0

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{0}{100000} = 0 \quad (2.11)$$

де $C_0 = 100000$ Н – статична вантажопідйомність підшипника 6026 за стандартом.

Тоді визначаємо лінійною інтерполяцією допоміжний коефіцієнт осьового навантаження $e = 0,3$;

Обчислюємо відношення F_a / P_{r2}

$$F_a / P_{r2} = 0 / 1100 = 0. \quad (2.12)$$

Оскільки відношення $F_a / P_{r2} = 0 < e = 0,3$, приймаємо $X = 1$, $Y = 0$.

Тоді

$$P_e = (1 \cdot 1,2 \cdot 1100 + 0 \cdot 0) 1,2 \cdot 1 = 1584 \text{ Н.} \quad (2.13)$$

Визначаємо номінальну довговічність підшипника в годинах

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \left(\frac{C}{P_e} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 306,1} \left(\frac{104000}{3268} \right)^3 \quad (2.14)$$

де $n_2 = 1000$ об/хв – частота обертання ведучого вала;

$C = 104000$ Н – динамічна вантажопідйомність підшипника 126 за стандартом;

$p = 3$ – показник степеня для кулькових підшипників.

Розрахована довговічність більше за мінімальну

$$L_{hmin} = 10000 \text{ год}$$

$$L_h > L_{hmin}$$

Тому підшипники 126 придатні до застосування.

Таблиця 2.1.8 – Параметри для четвертого розрахунку

	Обертання кільця	n, rpm	Fr, N	Fa, N
4	Зовнішнє V=1,2	1000	1034,98	310,49

Таблиця 2.1.9 – Основні характеристики радіально-упорних роликових однорядних (конічних) підшипників

Умовне позначення підшипника	Розміри, мм			Вантажопідйомність, кН	
	d	D	B	C	C ₀
126 ГОСТ 8338-75	130	200	33	104	100

Визначаємо еквівалентне динамічне навантаження P_e на підшипник за формулою:

$$P_e = (X \cdot V \cdot P_{r2} + Y \cdot F_a) K_\sigma \cdot K_T \quad (2.15)$$

де $V = 1,2$ – коефіцієнт обертання зовнішнього кільця підшипника;

$K_\sigma = 1,2$ – коефіцієнт безпеки

$K_T = 1$ – температурний коефіцієнт

$F_a = F_{a1} = 310,49$ Н – осьова сила на вал, що дорівнює осьовій силі на шестерні зубчастої передачі

Визначаємо коефіцієнти радіального навантаження X і осьового навантаження Y для підшипника.

Обчислюємо відношення F_a / C_0

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{442}{100000} = 0,00442 \quad (2.16)$$

де $C_0 = 100000$ Н – статична вантажопідйомність підшипника 6026 за стандартом.

Тоді визначаємо лінійною інтерполяцією допоміжний коефіцієнт осьового навантаження $e = 0,3$;

Обчислюємо відношення F_a / P_{r2}

$$F_a / P_{r2} = 310,49 / 1034,98 = 0,29 \quad (2.17)$$

Оскільки відношення $F_a / P_{r2} = 0,29 < e = 0,3$, приймаємо $X = 1, Y = 0$.

Тоді

$$P_e = (1 \cdot 1,2 \cdot 1034,98 + 0 \cdot 310,49) 1,2 \cdot 1 = 1490,37 \text{ Н.} \quad (2.18)$$

Визначаємо номінальну довговічність підшипника в годинах

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \left(\frac{C}{P_e} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 1000} \left(\frac{104000}{1490,37} \right)^3 \quad (2.19)$$

де $n_2 = 1000$ об/хв – частота обертання ведучого вала;

$C = 104000$ Н – динамічна вантажопідйомність підшипника 126 за стандартом;

$p = 3$ – показник степеня для кулькових підшипників.

Розрахована довговічність більше за мінімальну

$$L_{hmin} = 10000 \text{ год}$$

$$L_h > L_{hmin}$$

Тому підшипники 126 придатні до застосування.

2.2 Розрахунок кулькового однорядного радіального підшипника за світовими нормами

ISO (Міжнародна організація зі стандартизації) є всесвітньою федерацією національних органів зі стандартизації (членів ISO). Робота з підготовки міжнародних стандартів зазвичай виконується через технічні комітети ISO. Кожна організація-член, зацікавлена в темі, для якої було створено технічний комітет, має право бути представленою в цьому комітеті. У роботі також беруть участь міжнародні організації, урядові та неурядові, які співпрацюють з ISO. ISO тісно співпрацює з Міжнародною електротехнічною комісією (IEC) з усіх питань електротехнічної стандартизації. [5]

Таблиця 2.2.1 – Вхідні дані до першого розрахунку:

F_r	F_a	d	D	b	n	m	C_0
1100	0	130	200	33	1000	3.26	100000

$$X_0=0,5 \quad Y_0=0,5 \quad (2.19)$$

Знаходимо еквівалентну статичну несучу здатність

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a = 550 \quad (2.20)$$

Знаходимо коефіцієнт статичного запасу за несучою здатністю

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} = 181,818 \quad (2.21)$$

$$X=1 \quad Y=0$$

$$C=104000$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1,1 \cdot 10^3 \quad (2.22)$$

$$p=3$$

Базова витривалість

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = 8,451 \cdot 10^5 \quad (2.23)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} L_{10} = 4,695 \cdot 10^6 \quad (2.24)$$

$$e_c=0,5 \quad k=1,09 \quad C_u=4450$$

Коефіцієнт зміни фактору надійності

$$a_1=0,64$$

Коефіцієнт впливу твердості

$$f_H = \left(\frac{HRC}{58} \right)^{3,6} \quad (2.25)$$

$$a_{iso} = 0,1 \left[1 - \left(\frac{2,5671-2,2649}{k^{0,054381}} \right)^{0,83} \cdot \left(\frac{e_c \cdot C_u}{P} \right)^{\frac{1}{3}} \right]^{-9,3} = 34,54 \quad (2.26)$$

$$0,1 \leq k < 0,4$$

$$a_{iso} = 0,1 \left[1 - \left(\frac{2,5671-1,9987}{k^{0,19087}} \right)^{0,83} \cdot \left(\frac{e_c \cdot C_u}{P} \right)^{\frac{1}{3}} \right]^{-9,3} = 1,337 \cdot 10^5 \quad (2.27)$$

$$0,4 \leq k < 1$$

$$a_{iso} = 0,1 \left[1 - \left(\frac{2,5671-1,9987}{k^{0,071739}} \right)^{0,83} \cdot \left(\frac{e_c \cdot C_u}{P} \right)^{\frac{1}{3}} \right]^{-9,3} = 1,782 \cdot 10^5 \quad (2.28)$$

$$1 \leq k \leq 4$$

Базова витривалість для надійності 90%

$$L_n = a_1 \cdot L_{10} = 5,409 \cdot 10^5 \quad (2.29)$$

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{iso} \cdot L_{10} = 1,868 \cdot 10^7 \quad (2.30)$$

Таблиця 2.2.2 – Вхідні дані до другого розрахунку:

F_r	F_a	d	D	b	n	m	C_0
1053.61	316.08	130	200	33	4300	3.26	100000

$$X_0=0,5 \quad Y_0=0,5 \quad (2.31)$$

Знаходимо еквівалентну статичну несучу здатність

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a = 684,845 \quad (2.32)$$

Знаходимо коефіцієнт статичного запасу за несучою здатністю

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} = 146,018 \quad (2.33)$$

$$X=1 \quad Y=0$$

$C=104000$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1,054 \cdot 10^3 \quad (2.34)$$

$p=3$

Базова витривалість

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = 9,617 \cdot 10^5 \quad (2.35)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} L_{10} = 5,343 \cdot 10^6 \quad (2.36)$$

$e_c=0,5$ $k=1,09$ $C_u=4450$

Коефіцієнт зміни фактору надійності

$a_1=0,64$

Коефіцієнт впливу твердості

$$f_H = \left(\frac{HRC}{58}\right)^{3,6} \quad (2.37)$$

$$a_{iso} = 0,1 \left[1 - \left(\frac{2,5671-1,9987}{k^{0,071739}}\right)^{0,83} \cdot \left(\frac{e_c \cdot C_u}{P}\right)^{\frac{1}{3}} \right]^{-9,3} = 38,883 \quad (2.38)$$

$$a_{iso} = 0,1 \left[1 - \left(\frac{2,5671-1,9987}{k^{0,071739}}\right)^{0,83} \cdot \left(\frac{e_c \cdot C_u}{P}\right)^{\frac{1}{3}} \right]^{-9,3} = 2,185 \cdot 10^5 \quad (2.39)$$

$$a_{iso} = 0,1 \left[1 - \left(\frac{2,5671-1,9987}{k^{0,071739}}\right)^{0,83} \cdot \left(\frac{e_c \cdot C_u}{P}\right)^{\frac{1}{3}} \right]^{-9,3} = 2,972 \cdot 10^5 \quad (2.40)$$

Базова витривалість для надійності 90%

$$L_n = a_1 \cdot L_{10} = 6.155 \cdot 10^5 \quad (2.41)$$

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{iso} \cdot L_{10} = 2.393 \cdot 10^7 \quad (2.42)$$

2.2.3 – Вхідні дані до третього розрахунку:

F_r	F_a	d	D	b	n	m	C_0
1100	0	130	200	33	1000	3.26	100000

$$X_0=0,5 \quad Y_0=0,5 \quad (2.43)$$

Знаходимо еквівалентну статичну несучу здатність

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a = 550 \quad (2.44)$$

Знаходимо коефіцієнт статичного запасу за несучою здатністю

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} = 181,818 \quad (2.45)$$

$$X=1 \quad Y=0$$

$$C=104000$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1,1 \cdot 10^3 \quad (2.46)$$

$$p=3$$

Базова витривалість

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = 8,451 \cdot 10^5 \quad (2.47)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} L_{10} = 1,409 \cdot 10^7 \quad (2.48)$$

$$e_c=0.5 \quad k=1.09 \quad C_u=4450$$

Коефіцієнт зміни фактору надійності

$$a_1=0.64$$

Коефіцієнт впливу твердості

$$f_H = \left(\frac{HRC}{58}\right)^{3,6} \quad (2.49)$$

$$a_{iso} = 0,1 \left[1 - \left(\frac{2,5671-2,2649}{k^{0,054381}}\right)^{0,83} \cdot \left(\frac{e_c \cdot C_u}{P}\right)^{\frac{1}{3}} \right]^{-9,3} = 34,54 \quad (2.50)$$

$$0,1 \leq k < 0,4$$

$$a_{iso} = 0,1 \left[1 - \left(\frac{2,5671-1,9987}{k^{0,19087}}\right)^{0,83} \cdot \left(\frac{e_c \cdot C_u}{P}\right)^{\frac{1}{3}} \right]^{-9,3} = 1,337 \cdot 10^5 \quad (2.51)$$

$$0,4 \leq k < 1$$

$$a_{iso} = 0,1 \left[1 - \left(\frac{2,5671-1,9987}{k^{0,071739}}\right)^{0,83} \cdot \left(\frac{e_c \cdot C_u}{P}\right)^{\frac{1}{3}} \right]^{-9,3} = 1,782 \cdot 10^5 \quad (2.52)$$

$$1 \leq k \leq 4$$

Базова витривалість для надійності 90%

$$L_n = a_1 \cdot L_{10} = 5.409 \cdot 10^5 \quad (2.53)$$

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{iso} \cdot L_{10} = 1.868 \cdot 10^7 \quad (2.54)$$

2.2.3 – Вхідні дані до четвертого розрахунку:

F_r	F_a	d	D	b	n	m	C_0
1034.98	310.49	130	200	33	4300	3.26	100000

$$X_0=0,5 \quad Y_0=0,5 \quad (2.55)$$

Знаходимо еквівалентну статичну несучу здатність

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a = 672,735 \quad (2.56)$$

Знаходимо коефіцієнт статичного запасу за несучою здатністю

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} = 148,647 \quad (2.57)$$

$$X=1 \quad Y=0$$

$$C=104000$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1,035 \cdot 10^3 \quad (2.58)$$

$$p=3$$

Базова витривалість

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = 1,015 \cdot 10^6 \quad (2.59)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} L_{10} = 3,933 \cdot 10^6 \quad (2.60)$$

$$e_c=0,5 \quad k=1,09 \quad C_u=4450$$

Коефіцієнт зміни фактору надійності

$$a_1=0,64$$

Коефіцієнт впливу твердості

$$f_H = \left(\frac{HRC}{58}\right)^{3,6} \quad (2.61)$$

$$a_{iso} = 0,1 \left[1 - \left(\frac{2,5671-2,2649}{k^{0,054381}}\right)^{0,83} \cdot \left(\frac{e_c \cdot C_u}{P}\right)^{\frac{1}{3}} \right]^{-9,3} = 40,876 \quad (2.62)$$

$$0,1 \leq k < 0,4$$

$$a_{iso} = 0,1 \left[1 - \left(\frac{2,5671-1,9987}{k^{0,19087}} \right)^{0,83} \cdot \left(\frac{e_c \cdot C_u}{P} \right)^{\frac{1}{3}} \right]^{-9,3} = 2,704 \cdot 10^5 \quad (2.63)$$

$$0,4 \leq k < 1$$

$$a_{iso} = 0,1 \left[1 - \left(\frac{2,5671-1,9987}{k^{0,071739}} \right)^{0,83} \cdot \left(\frac{e_c \cdot C_u}{P} \right)^{\frac{1}{3}} \right]^{-9,3} = 3,713 \cdot 10^5 \quad (2.64)$$

$$1 \leq k \leq 4$$

Базова витривалість для надійності 90%

$$L_n = a_1 \cdot L_{10} = 6,494 \cdot 10^5 \quad (2.65)$$

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{iso} \cdot L_{10} = 2,654 \cdot 10^7 \quad (2.66)$$

1.3 Висновок

Розглянуто інженерні розрахунки однорядних кулькових радіальних підшипників за ДСТУ та за ISO. За ДСТУ виконано перевірку довговічності підшипників, зокрема кулькових радіальних однорядних підшипників. Було проведено розрахунки для чотирьох варіантів, що включають внутрішні та зовнішні кільця. У всіх розрахунках довговічність перевищувала мінімально допустиму, що свідчить про придатність підшипників до застосування.

Аналогічні розрахунки були проведені і за міжнародними стандартами ISO. Також було розглянуто чотири варіанти підшипників, і в кожному випадку довговічність виявилася більшою за мінімально необхідну, що підтвердило їх придатність до використання.

Загалом робимо висновок що типорозмір підшипників не відрізняється при розрахунках за вітчизняними та міжнародними стандартами. Це означає, що підшипники, виготовлені за ДСТУ, можуть безперешкодно використовуватися на рівні з підшипниками, виготовленими за ISO.

РОЗДІЛ 3

СИМУЛЯЦІЙНА СКІНЧЕНО ЕЛЕМЕНТНА МОДЕЛЬ КУЛЬКОВОГО ОДНОРЯДНОГО РАДІЛЬНОГО ПІДШИПНИКА

3.1 Моделювання кулькового однорядного несамовстановлюючого підшипника.

Для моделювання роботи кулькового однорядного несамовстановлюючого підшипника застосовується геометрична твердотільна модель. Застосовуються креслення взяті на сайті SKF. В геометрії відбулося розділення частин з'єдненої зборки. Серед них наявні тіла кочення, внутрішнє кільце, зовнішнє кільце.

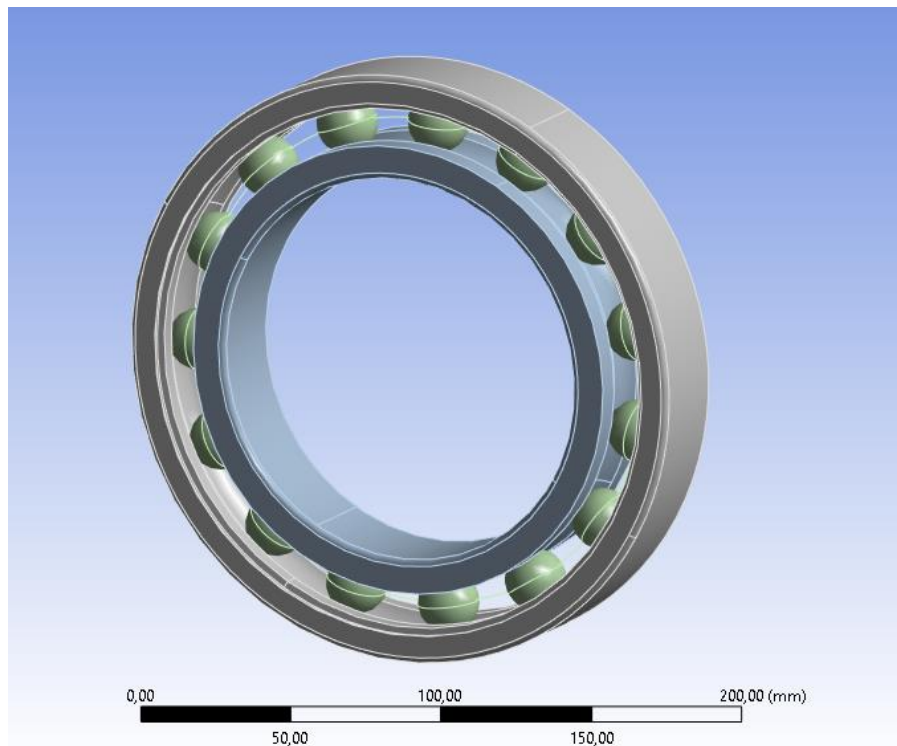


Рисунок 3.1 – Твердотільна модель геометрії кулькового підшипника

Матеріалом тіл твердотільної моделі задається сталь ШХ15.

Сталь ШХ15 - це високоякісний легований матеріал, що відноситься до групи кулькових підшипникових сталей. Основна перевага цієї сталі полягає у високому вмісті хрому, який забезпечує відмінну стійкість до зносу та корозії. Вміст вуглецю забезпечує високу твердість та міцність матеріалу. Вона

широко використовується для виготовлення високоякісних підшипників, інструментів, вузлів точних машин та деталей, що піддаються високим навантаженням. Важливою перевагою є здатність зберігати твердість навіть при високих температурах, роблячи її ідеальною для умов високих швидкостей та температур. Крім того, ця сталь має хорошу оброблюваність та може піддаватися різним видам термічної обробки для досягнення потрібних механічних властивостей.

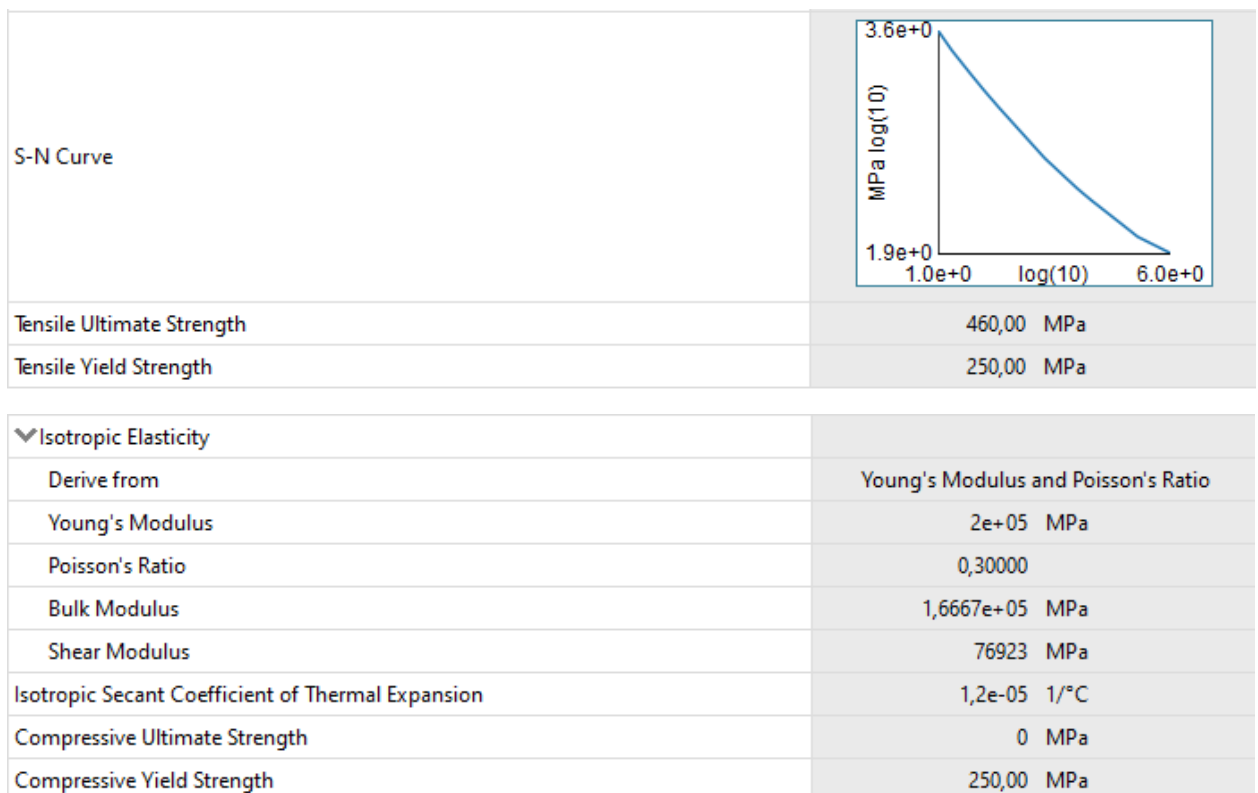


Рисунок 3.2 – Константи матеріалу моделі

Система координат є успадкованою з креслення, вісь обертання є х яка є віссю для внутрішнього і зовнішнього кільця, навколо неї звершують планетарний рух тіла кочення.

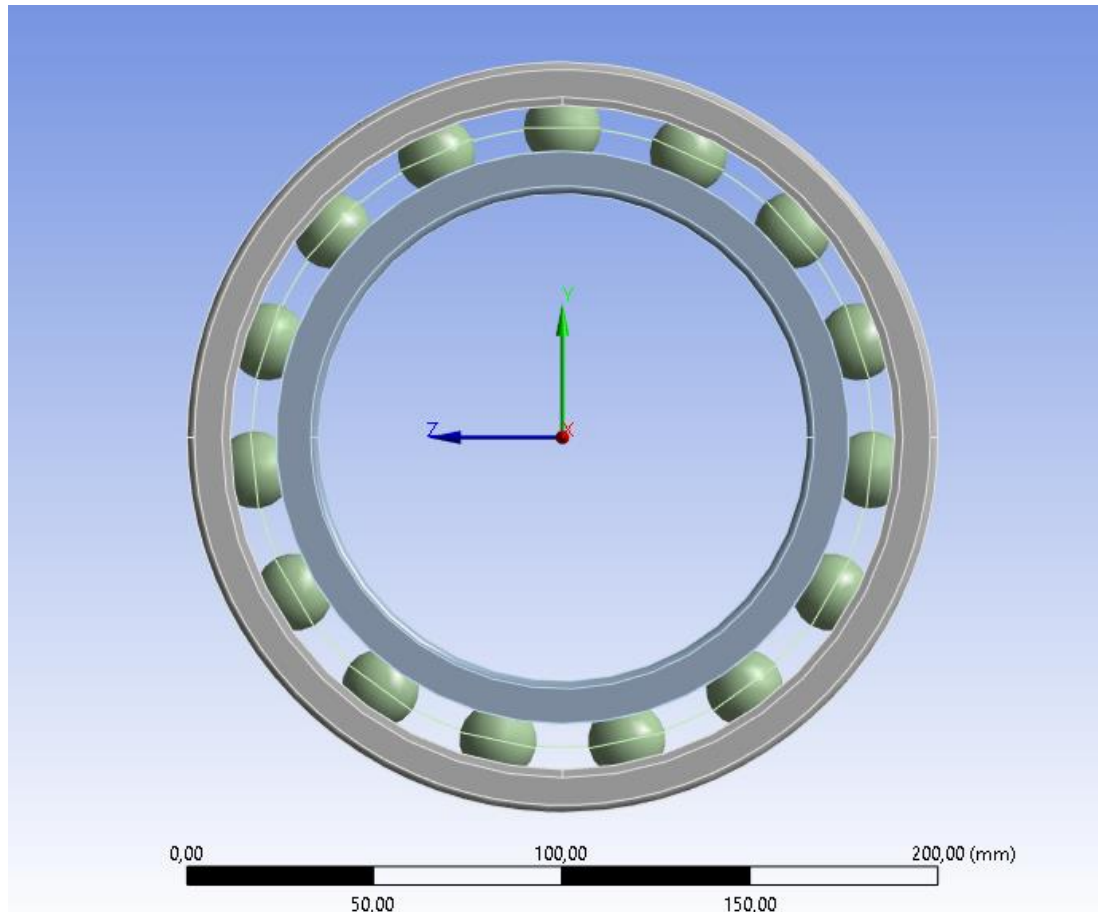


Рисунок 3.3 – Система координат

Кожне тіло кочення утворює нероздільний контакт між собою та кільцем. Внутрішня поверхня є обертовою відносно локальної вісі z , також описана здатність планетарного руху для кульок підшипника.

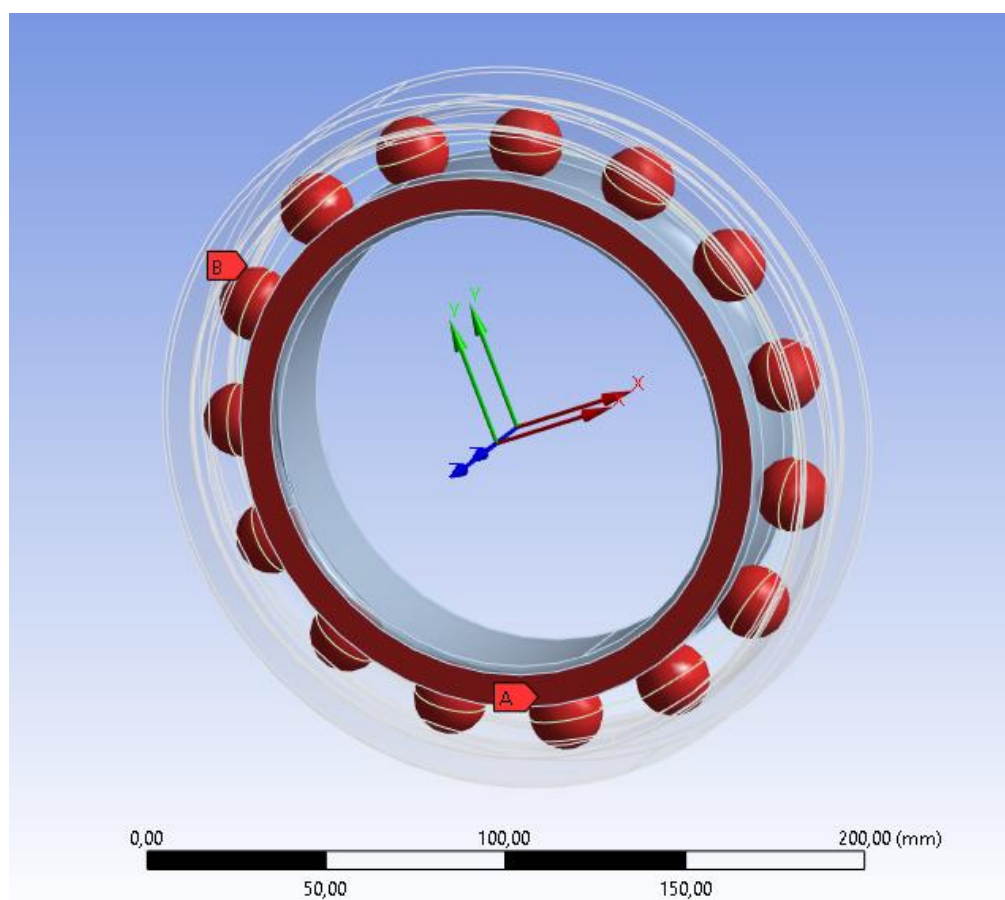
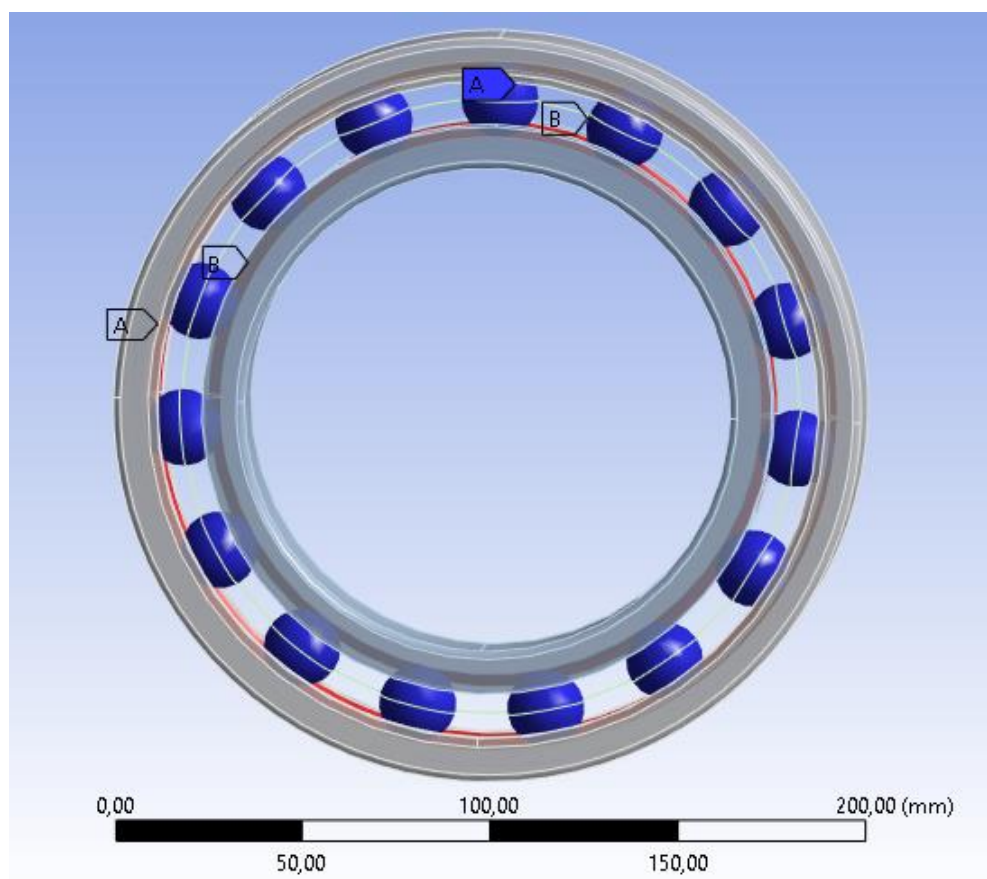


Рисунок 3.4 – Контактні поверхні тіл та їх з'єднання

Побудована сітка, застосовані гексо та тетраедричні методи генерації сітки на дану модель підшипника.

Використання тетраедричної сітки забезпечує ефективне наближення контурів поверхні. Для досягнення оптимальних результатів використання елементів вищого порядку, таких як тетраедральні елементи з квадратичною інтерполяцією з 10 вузлами, краще, ніж елементи з 4 вузлами, які забезпечують лише лінійну інтерполяцію. Хоча це може збільшити витрати на обчислення, але це компенсується покращеною якістю сітки.

Було використано покращене калібрування сітки задля більш точного результату

Метою гексо сітки є створення сіток, які переважно складаються з шестигранних елементів як з точки зору кількості, так і просторового покриття. У даному варіанті представлено алгоритм, призначений для автоматичного створення нерівномірних ізотропних шестигранних сіток для довільних геометрій. Тим не менш, в результуючих сітках часто можна зустріти чотирикутні грані, які прилягають до трикутних граней. Ці відхилення від відповідності створюють додаткові складності для методів кінцевих елементів.

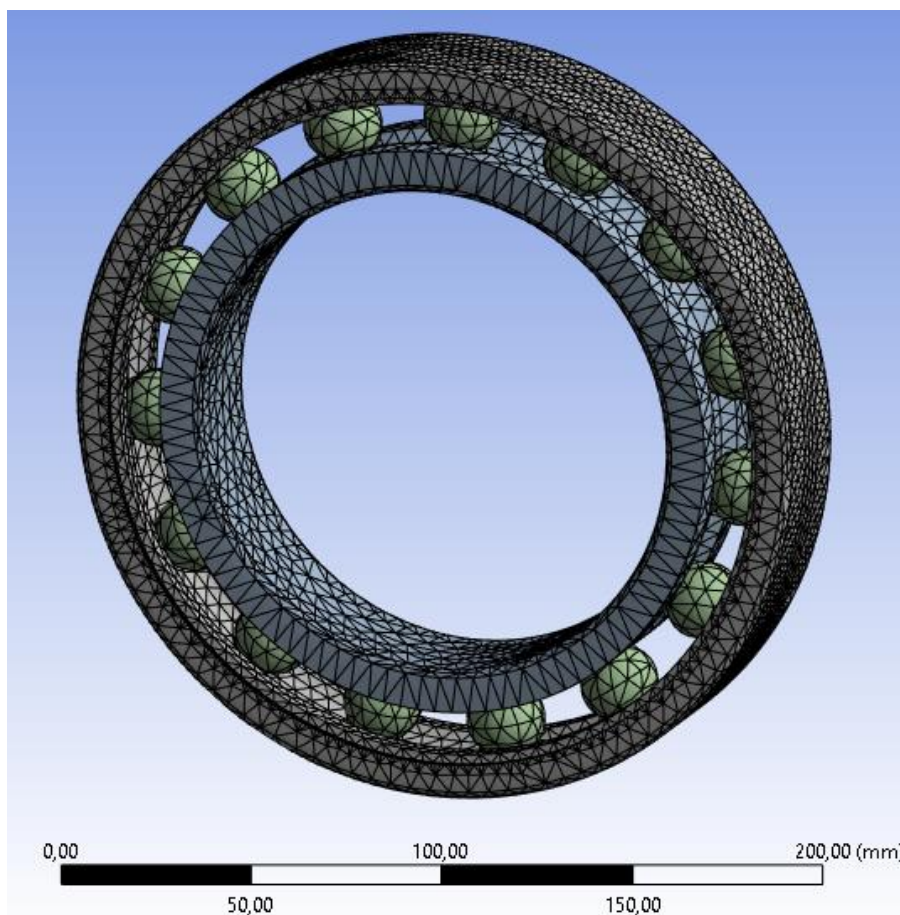


Рисунок 3.5 – Скінчено елементна модель

В налаштуванні аналізу навантаження відбувається за один крок. Задача розв'язується ітераційним розв'язувачем, нехтуємо перехресними жорсткостями. Інші параметри в налаштуваннях задані автоматично програмою Ansys.

Details of "Analysis Settings"	
Step Controls	
Number Of Steps	1,
Current Step Number	1,
Step End Time	1, s
Auto Time Stepping	On
Define By	Time
Initial Time Step	0,1 s
Minimum Time Step	1,e-002 s
Maximum Time Step	0,1 s
Time Integration	On
Solver Controls	
Solver Type	Iterative
Weak Springs	Off
Large Deflection	Off
App. Based Settings	Moderate Speed Dynamics

Рисунок 3.6 – Параметри розрахунку моделі

Задано фіксування зовнішнього кільця, також заданий тиск на внутрішнє кільце з прикладеним конкретним значенням 0.256 МПа.

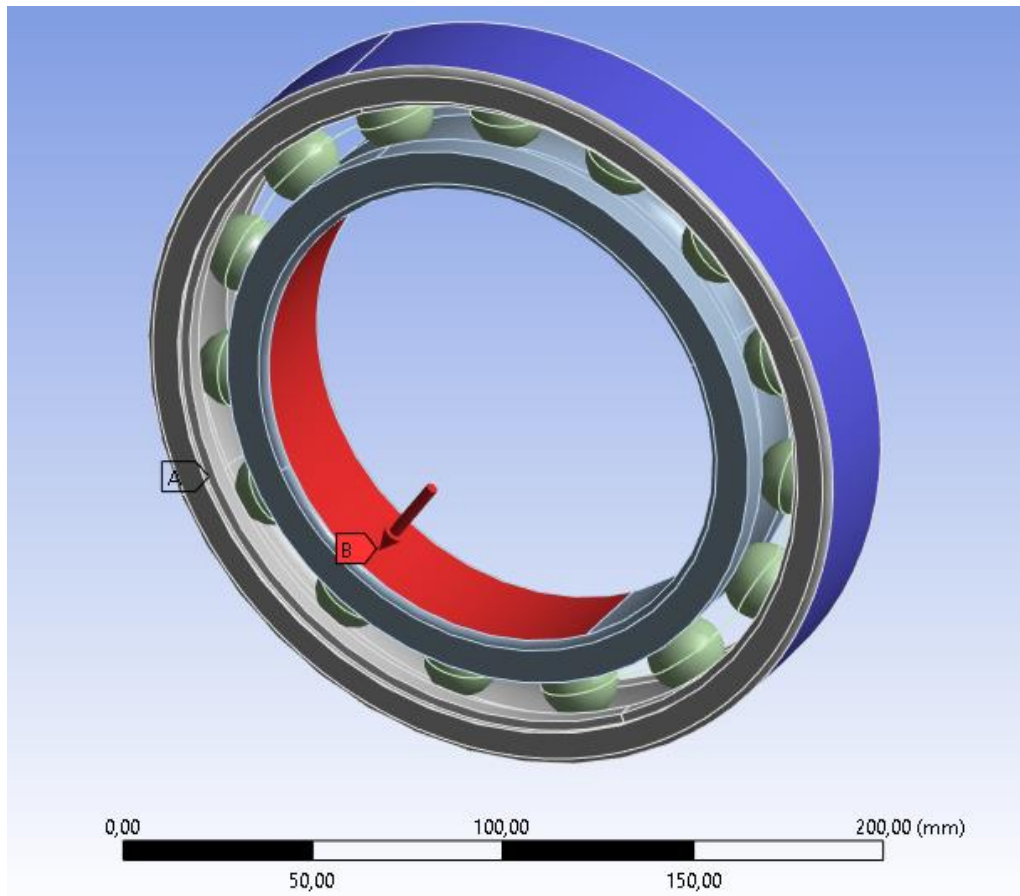


Рисунок 3.7 – Граничні умови: за переміщеннями – жорстке затиснення;
за навантаженнями – нормальний тиск.

Задано параметр обертання за віссю z для внутрішнього кільця та тіл кочення зі швидкістю 1000 обертів на хвилину. Даний параметр допомагає вивчити поведінку підшипника під навантаженням, включаючи розподіл напруги, деформації та інших параметрів, важливих для оцінки його працездатності та довговічності.

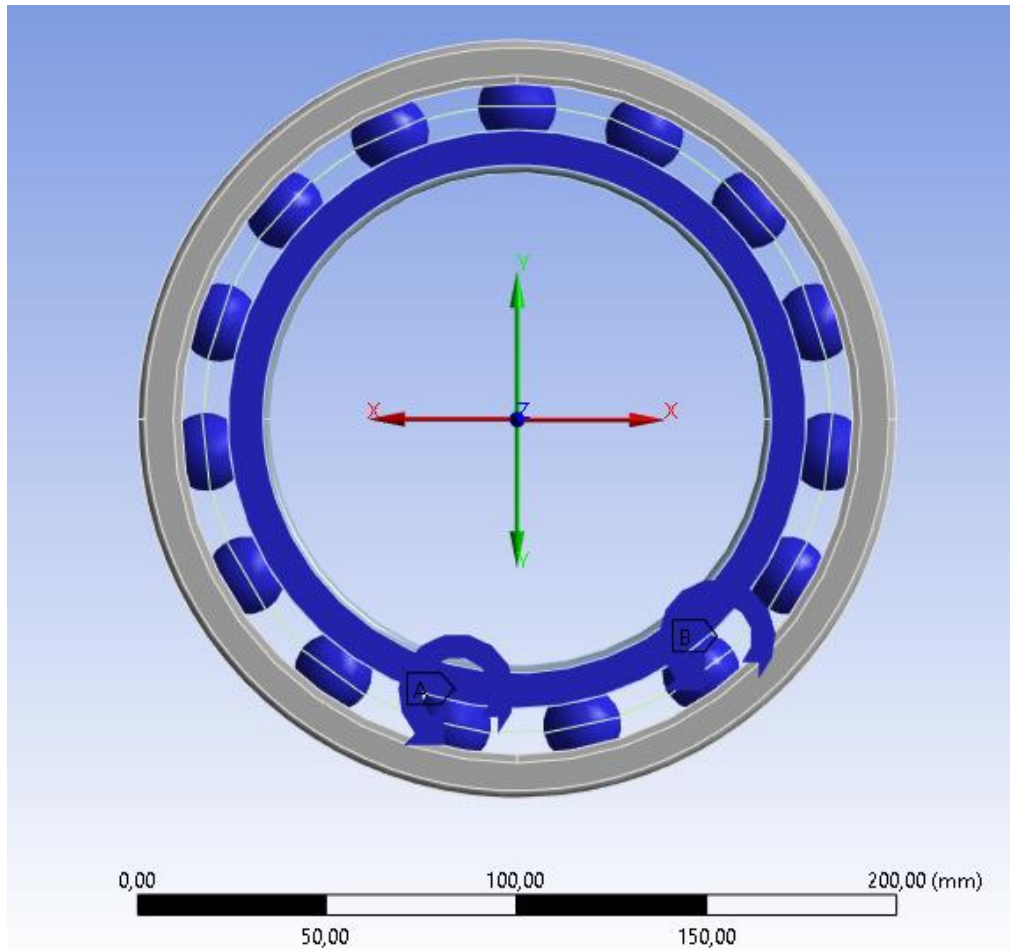


Рисунок 3.8 – Кінематичні початкові умови: обертальний рух навколо вісі OZ

Розв’язання задачі відбувається зі знаходженням загальної деформації, еквівалентної напруги, та контактів поверхностей.

Загальна деформація в Ansys зазвичай поєднує всі типи деформацій, щоб забезпечити повне розуміння того, як конструкція реагує на прикладені навантаження та умови. Він відображає загальну зміну форми або конфігурації моделі.

На етапі постобробки симуляції Ansys можна візуалізувати та проаналізувати загальну деформацію моделі за допомогою різних інструментів, які надає програмне забезпечення. Ця інформація допомагає оцінити структурну цілісність, ефективність і безпеку конструкції.

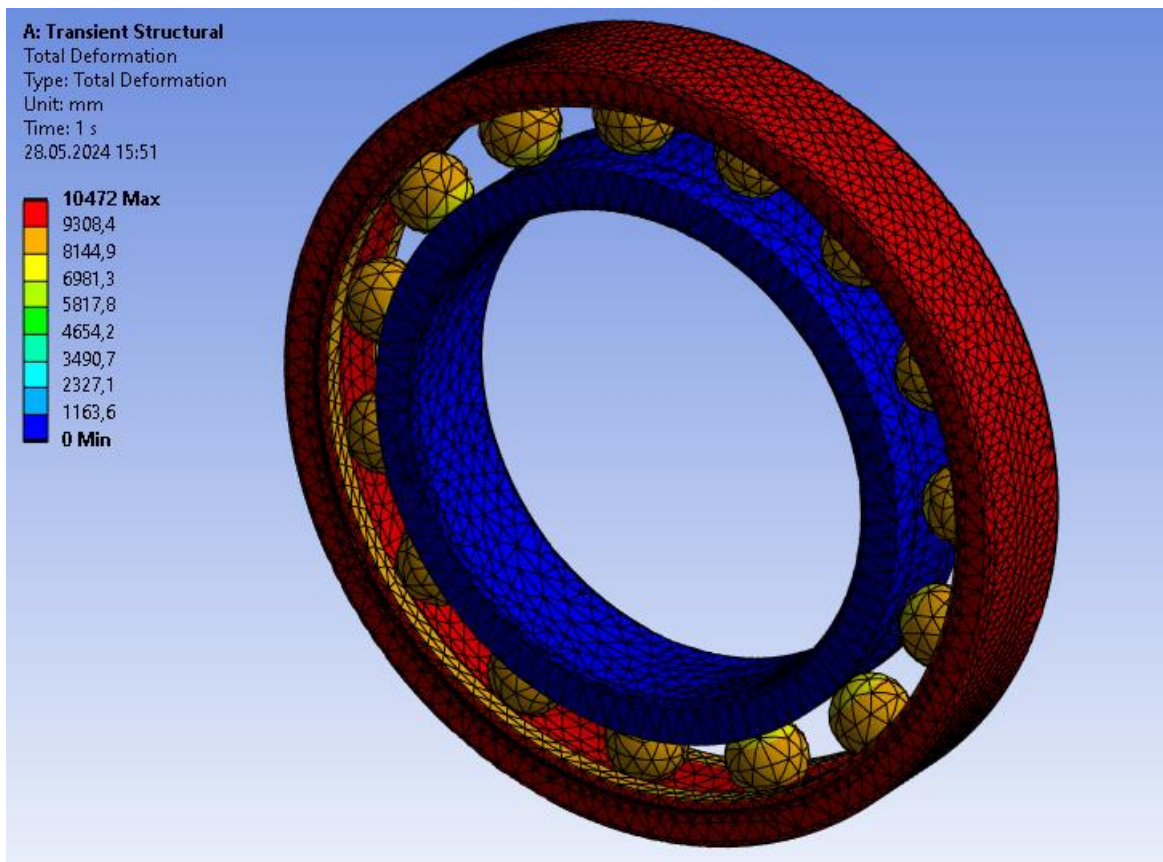
Еквівалентне напруження відноситься до одного скалярного значення, яке представляє напружений стан у певній точці конструкції. Він розраховується

на основі комбінації різних компонентів напруги з використанням відповідного критерію або теорії напруги.

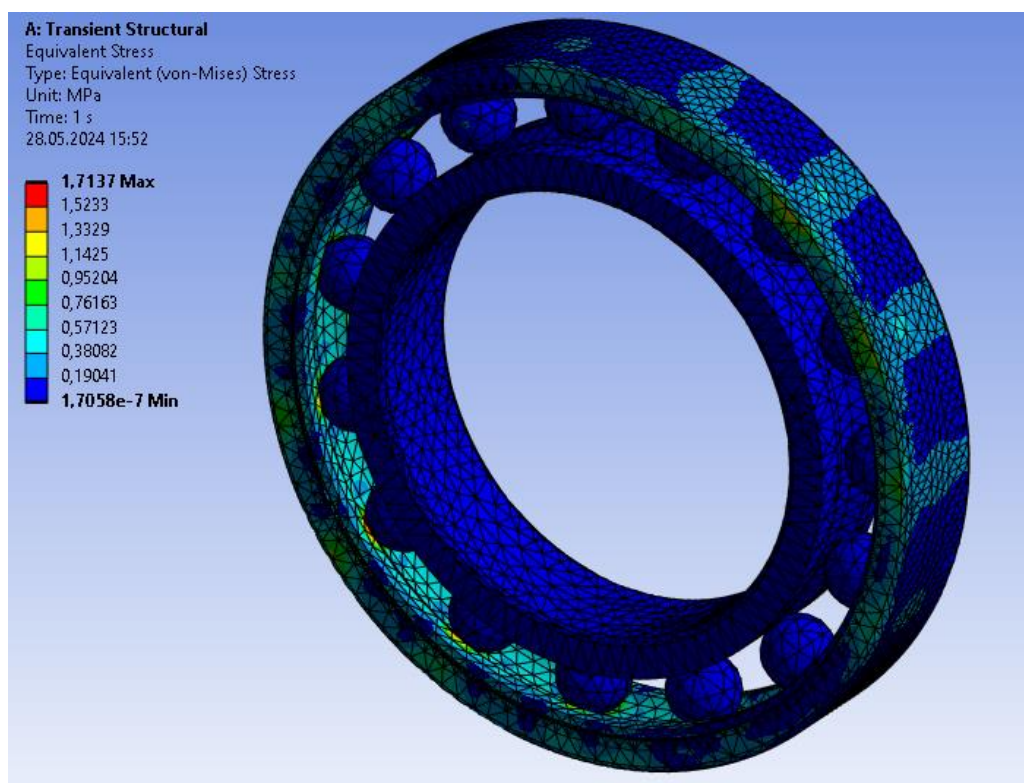
Метою обчислення еквівалентної напруги є спрощення аналізу напруги шляхом зменшення складного багатоосьового напруженого стану до єдиного значення, яке можна порівняти з критеріями міцності матеріалу або використовувати для цілей проектування. Це єдине значення є мірою загальної інтенсивності напруги в певному місці всередині конструкції.

Існують різні методи розрахунку еквівалентного напруження залежно від конкретних вимог аналізу та поведінки матеріалу, що моделюється.

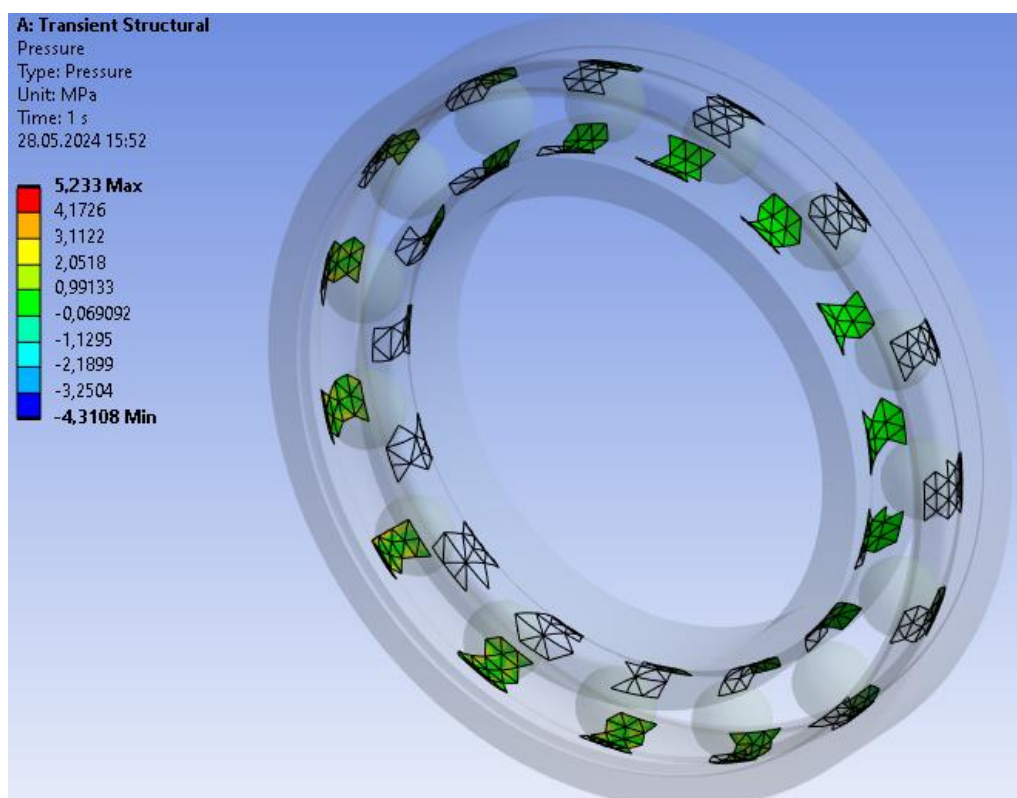
Серед них напруга фон Мізеса широко використовується в багатьох інженерних додатках і часто є вибором за умовчанням для розрахунку еквівалентної напруги в Ansys. Припускається, що текучість матеріалу відбувається, коли досягається певне еквівалентне значення напруги розтягування, незалежно від наявних конкретних компонентів напруги.



a)



б)



в)

Рисунок 3.9 – Результати симуляції: а) загальна переміщення, мм; б) еквівалентні напруження за VI теорією міцності, МПа; в) тиск під контактними поверхнями, МПа.

3.2 Висновок

Отже, результати моделювання підтверджують високу ефективність використання сталі ШХ15 для підшипників в умовах високих навантажень та температур. Цей матеріал забезпечує необхідні механічні властивості, такі як зносостійкість і корозійна стійкість, що є критичними для довговічності підшипника. Методи генерації сітки та налаштування аналізу у програмі Ansys виявились адекватними для цієї задачі, забезпечуючи точність і надійність отриманих результатів. Для покращення точності моделювання можна розглянути врахування перехресних жорсткостей та більш детальне налаштування контактних умов, що дозволить ще точніше відобразити реальні умови роботи підшипника. Експериментальні випробування необхідні для підтвердження результатів числового моделювання, що забезпечить високу надійність і довговічність підшипника в реальних умовах експлуатації. Це дозволить знизити ризики відмов та підвищити загальну ефективність роботи механізмів, де використовуються ці підшипники.

РОЗДІЛ 4

ДОСЛІДЖЕННЯ НЕСУЧОЇ ЗДАТНОСТІ КУЛЬКОВОГО ОДНОРЯДНОГО РАДІЛЬНОГО ПІДШИПНИКА

4.1 дослідження несучої здатності кулькового однорядного радіального підшипника.

При розробці високонавантажених механічних систем, таких як підшипники кочення, важливим аспектом є оцінка контактних напружень та еквівалентних напружень, що виникають під час експлуатації. Це дозволяє прогнозувати поведінку підшипників під навантаженням, оцінювати їх довговічність та оптимізувати конструкцію для підвищення надійності.

У даному розділі ми проведемо аналіз контактного тиску між тілами кочення та кільцями підшипника кочення 6026 при різних режимах обертання. Зокрема, розглянемо випадки, коли обертається внутрішнє кільце та коли обертається зовнішнє кільце.

Співвідношення між осьовим і радіальним навантаженням

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{F_a}{V \cdot F_r} = e$$

$$e = 0,3$$

Навантаження

$$F = \sqrt{F_a^2 + F_r^2} = F_r \cdot \sqrt{v^2 e^2 + 1}$$

$$F = 1100 \text{ H}$$

Коефіцієнт обертання внутрішнього кільця підшипника $v=1$, для зовнішнього $v=1,2$.

Розрахунок радіального статичного навантаження

$$F_r = \frac{1100}{\sqrt{0,3^2 + 1}} = 1053,61 \text{ N}$$

$$F_{r2} = \frac{1100}{\sqrt{(1,2 \cdot 0,3)^2 + 1}} = 1,034 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Розрахунок осьового статичного навантаження

$$F_a = 0,3 \frac{1100}{\sqrt{0,3^2 + 1}} = 316,08 \text{ N}$$

$$F_{a2} = 0,3 \frac{1100}{\sqrt{(1,2 \cdot 0,3)^2 + 1}} = 310,49 \text{ N}$$

Розрахунок тиску при обертанні внутрішнього кільця:

1) До внутрішнього кільця збоку

$$p_r = \frac{F_r}{(d \cdot B)}$$

2) До внутрішнього кільця зсередини

$$p_a = \frac{4 \cdot F_a}{(\pi \cdot (d_1^2 - d^2))}$$

Розрахунок тиску при обертанні зовнішнього кільця:

1) До внутрішнього кільця збоку

$$p_r = \frac{F_r}{(D \cdot B)}$$

2) До внутрішнього кільця зсередини

$$p_a = \frac{4 \cdot F_a}{(\pi \cdot (D^2 - D_2^2))}$$

Таблиця 4.1– Вхідні дані

	Обертання кільця	n, rpm	Fr, N	Fa, N	pr, МПа	pa, МПа
1	внутрішнє	1000	1100	0	0.256	0
2	внутрішнє	1000	1053.61	316.08	0.245	0.063
3	внутрішнє	4300	1100	0	0.256	0
4	внутрішнє	4300	1053.61	316.08	0.245	0.063
5	зовнішнє	1000	1100	0	0.167	0
6	зовнішнє	1000	1034.98	310.49	0.157	0.0557
7	зовнішнє	4300	1100	0	0.167	0
8	зовнішнє	4300	1034.98	310.49	0.157	0.0557

Графічні результати симуляцій роботи підшипника кочення 6026 SKF deep groove ball bearing приведено нижче.

З огляду багатocyклової конткатної міцності менший максимальний контактний тиск при обертанні внутрішнього кільця.

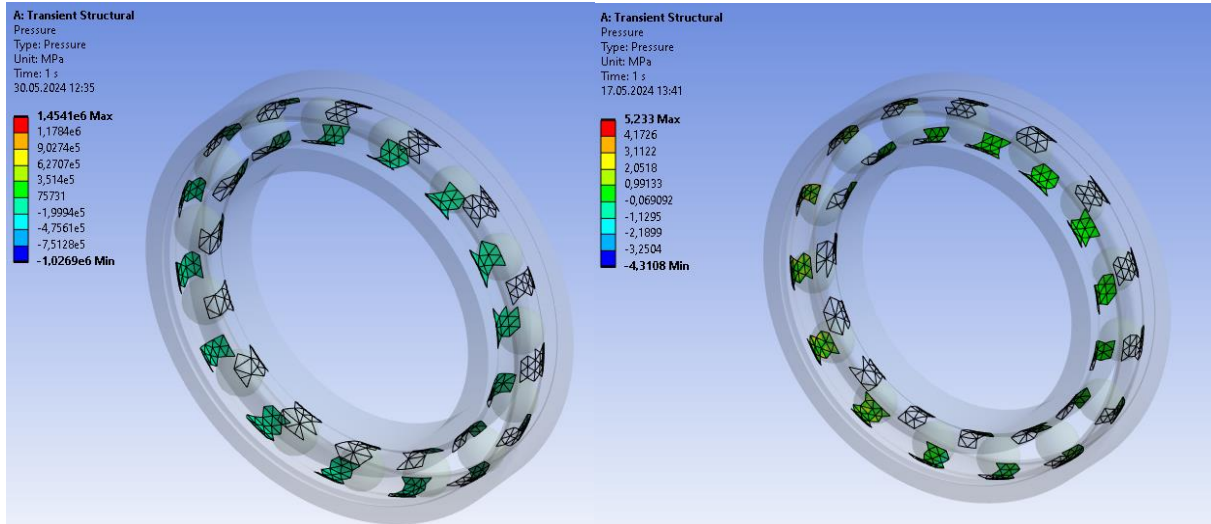


Рисунок 4.1 Контактний тиск між тілами кочення та кільцями підшипника кочення 6026 SKF deep groove ball bearing, МПа: а) обертається внутрішнє кільце; б) обертається зовнішнє кільце.

З огляду багатocyклової згинальної міцності менше максимальне еквівалентне навантаження при обертанні зовнішнього кільця.

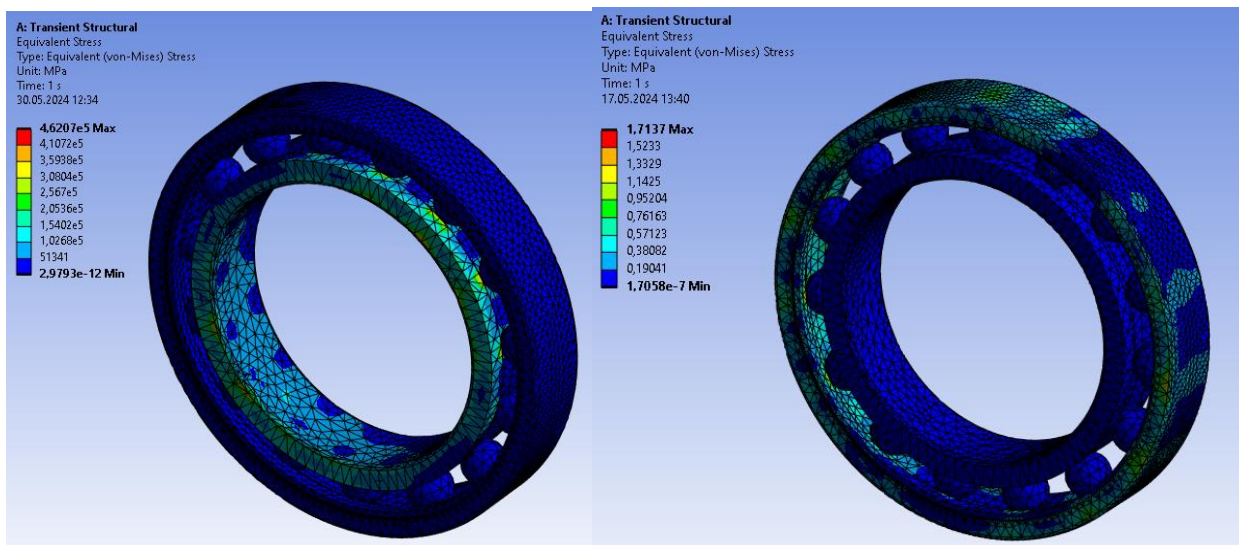


Рисунок 4.2 Еквівалентні напруження за IV теорією міцності підшипника кочення 6026 SKF deep groove ball bearing, МПа: а) обертається внутрішнє кільце; б) обертається зовнішнє кільце.

З огляду багаточислової контактної міцності максимальний контактний тиск однаковий при суто радіальному навантаженні F_r та навантаженні під кутом $\text{tg}\alpha = F_a/F_r = 0,3$

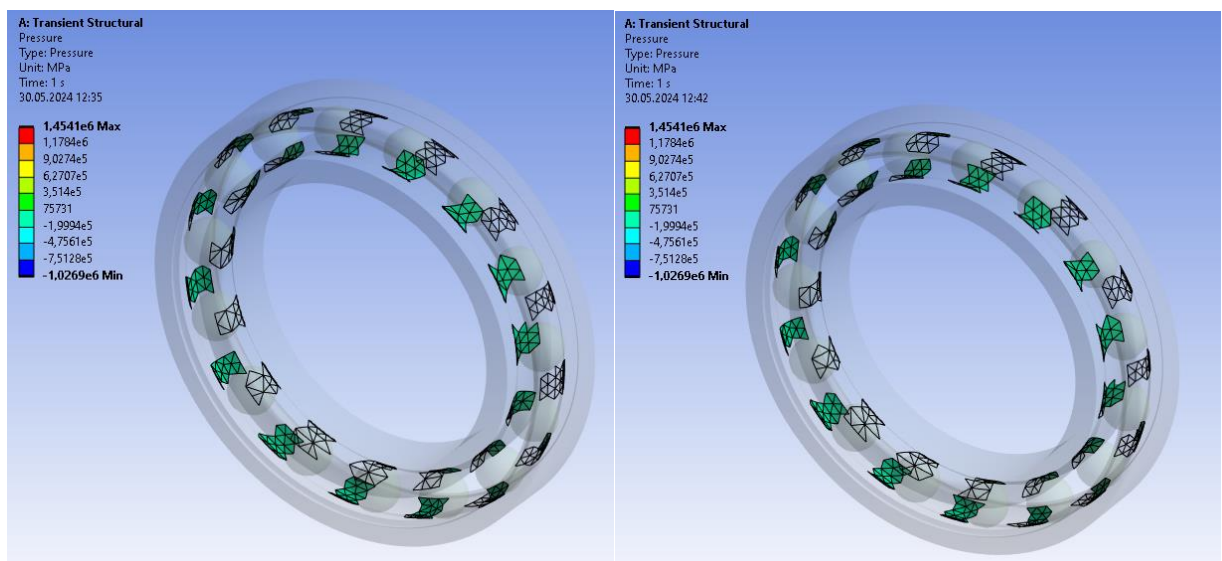


Рисунок 4.3 Контактний тиск між тілами кочення та кільцями підшипника кочення 6026 SKF deep groove ball bearing обертається внутрішнє кільце, МПа: а) суто радіальне навантаження F_r ; б) навантаження під кутом $\text{tg}\alpha = F_a/F_r = 0,3$.

З огляду багатocyклової згинальної міцності максимальна еквівалентна напруга однакова при суто радіальному навантаженні F_r та навантаженні під кутом $\text{tg}\alpha = F_a/F_r = 0,3$

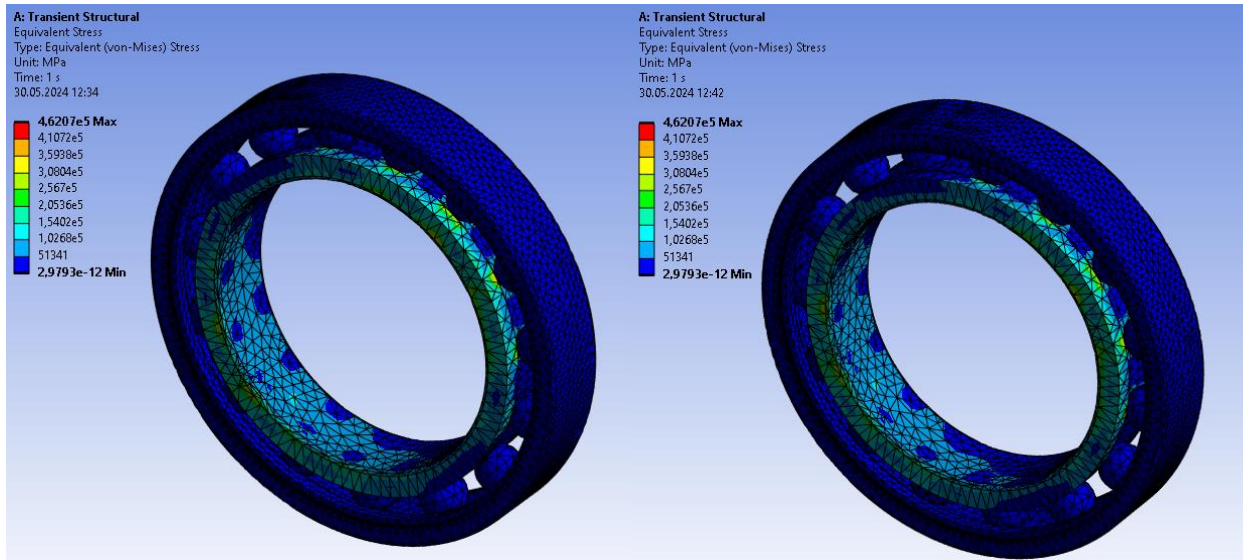


Рисунок 4.4 Еквівалентні напруження за IV теорією міцності підшипника кочення 6026 SKF deep groove ball bearing обертається внутрішнє кільце, МПа: а) суто радіальне навантаження F_r ; б) навантаження під кутом $\text{tg}\alpha = F_a/F_r = 0,3$.

З огляду багатocyклової контактної міцності менший максимальний контактний тиск при суто радіальному навантаженні F_r

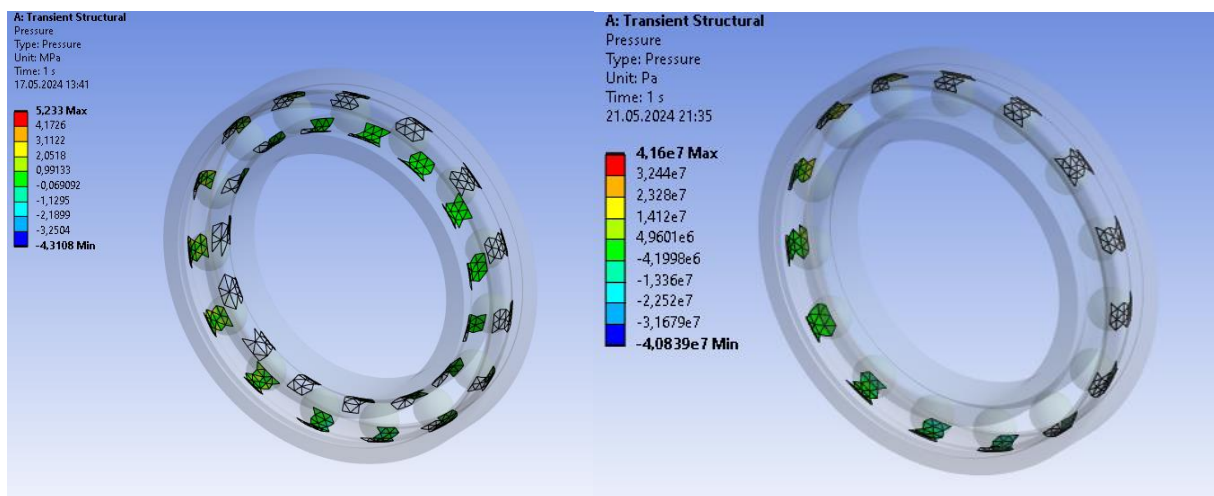


Рисунок 4.5 Контактний тиск між тілами кочення та кільцями підшипника кочення 6026 SKF deep groove ball bearing обертається зовнішнє кільце, МПа:
 а) суто радіальне навантаження F_r ; б) навантаження під кутом $\tan \alpha = F_a/F_r = 0,3$.

З огляду багатоциклової згинальної міцності менша максимальна еквівалентна напруга при суто радіальному навантаженні F_r .

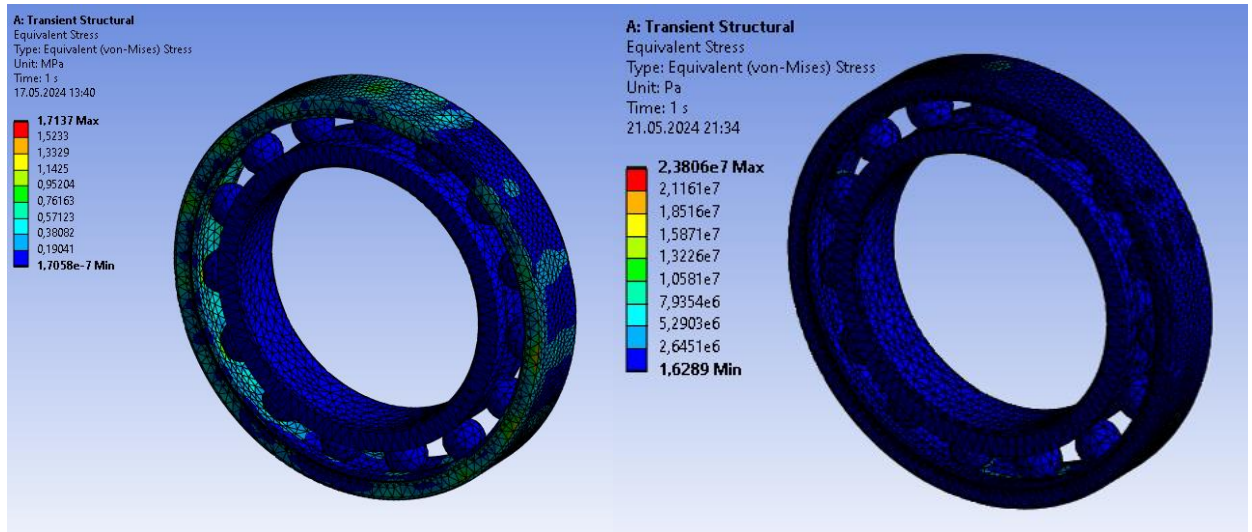


Рисунок 4.6 Еквівалентні напруження за IV теорією міцності підшипника кочення 6026 SKF deep groove ball bearing обертається зовнішнє кільце, МПа:
 а) суто радіальне навантаження F_r ; б) навантаження під кутом $\tan \alpha = F_a/F_r = 0,3$.

Підвищення обертової швидкості при радіальному навантаженні підшипника призводить до зниження багаточислової контактної міцності конструктивних елементів підшипника.

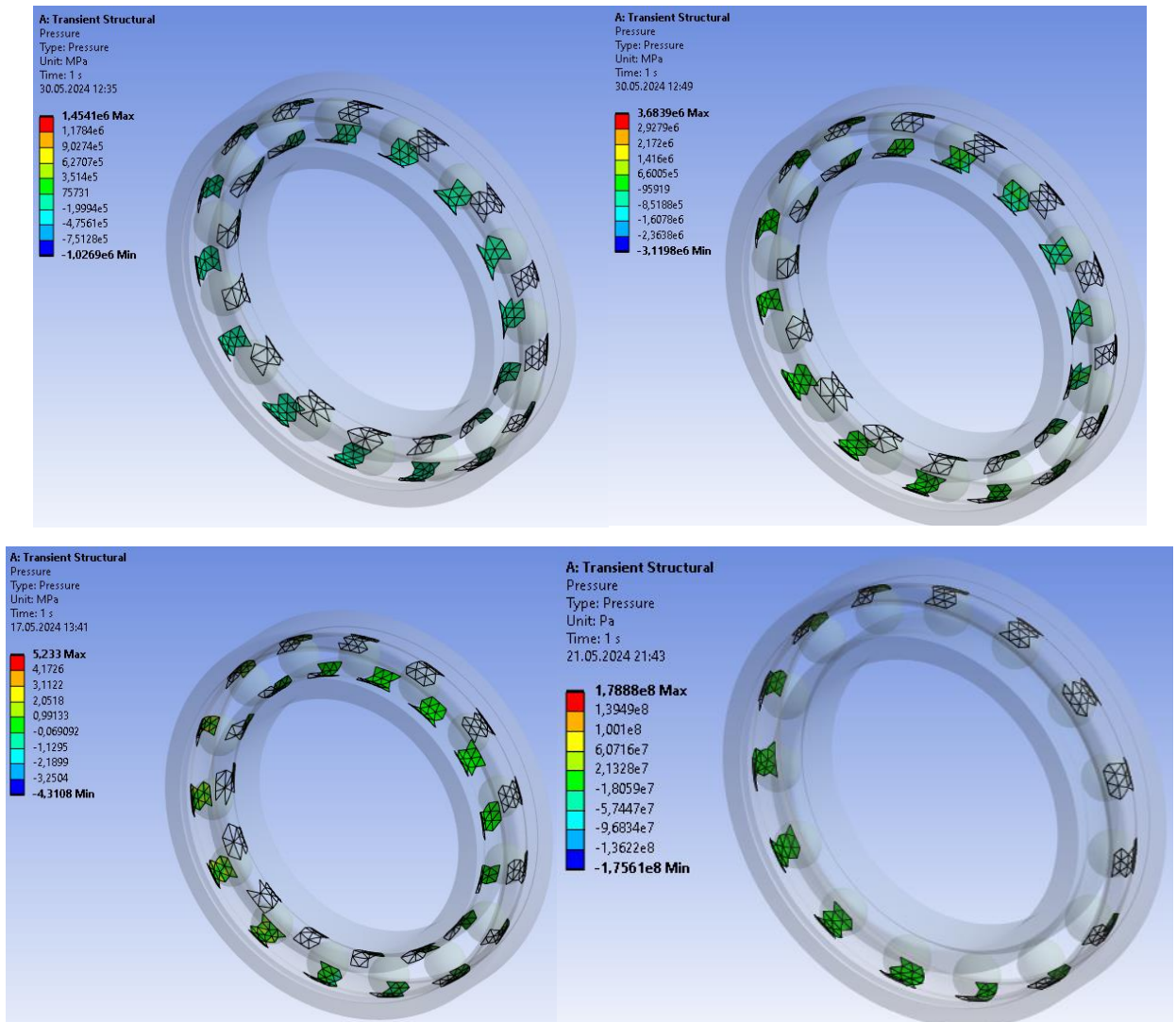


Рисунок 4.7 Контактний тиск між тілами кочення та кільцями підшипника кочення 6026 SKF deep groove ball bearing при радіальному навантаженні, МПа: а) обертається внутрішнє кільце, $n = 1000$ об/хв; б) обертається внутрішнє кільце, $n_{lim} = 4300$ об/хв; в) обертається зовнішнє кільце, $n = 1000$ об/хв; г) обертається зовнішнє кільце, $n_{lim} = 4300$ об/хв;.

Підвищення обертової швидкості при радіальному навантаженні підшипника при симуляції впливу не виявлено на багатоциклову згинальну міцність конструктивних елементів підшипника.

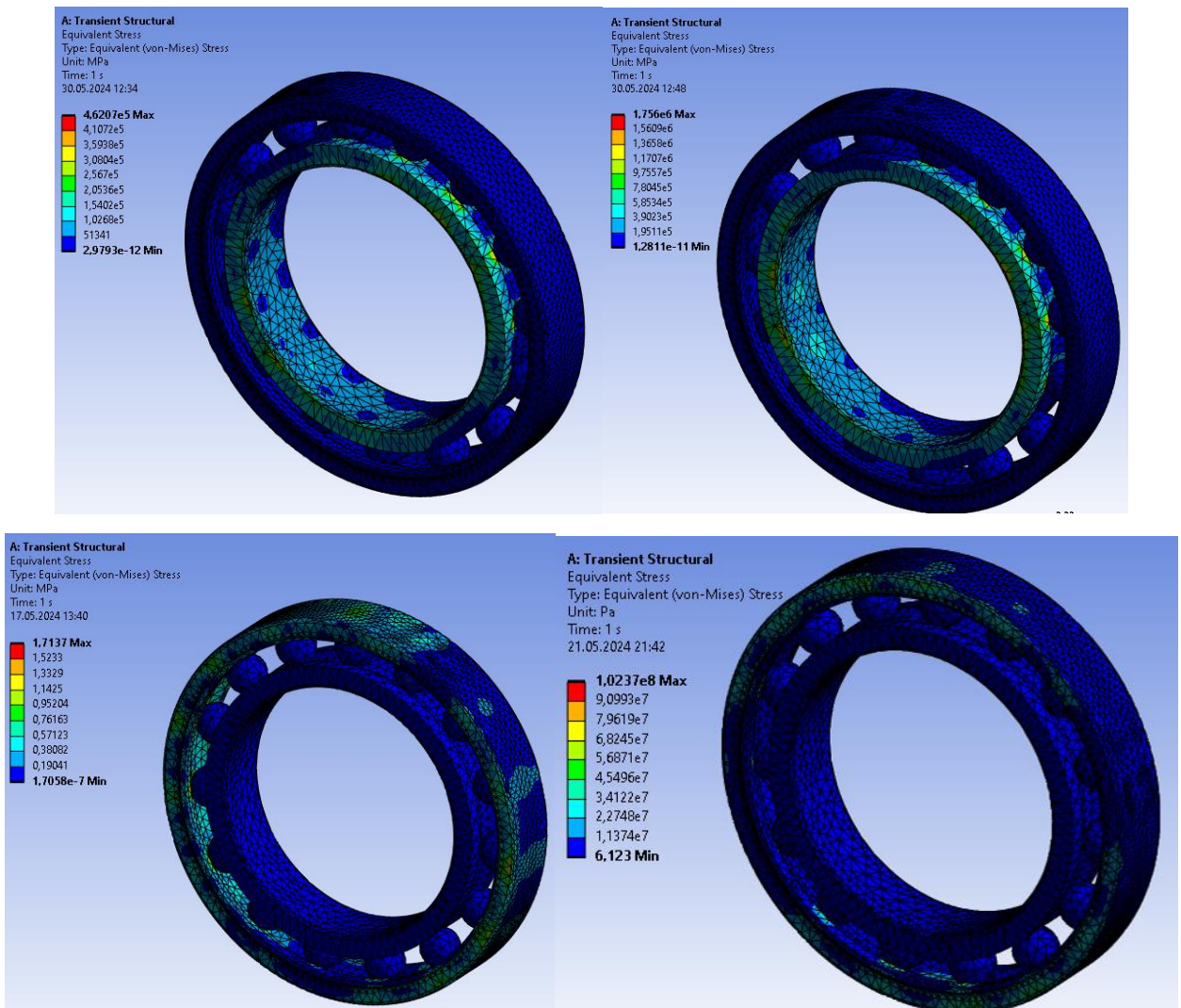


Рисунок 4.8 Еквівалентні напруження за IV теорією міцності підшипника кочення 6026 SKF deep groove ball bearing при радіальному навантаженні, МПа: а) обертається внутрішнє кільце, $n = 1000$ об/хв; б) обертається внутрішнє кільце, $n_{lim} = 4300$ об/хв; в) обертається зовнішнє кільце, $n = 1000$ об/хв; г) обертається зовнішнє кільце, $n_{lim} = 4300$ об/хв;.

Підвищення обертової швидкості при навантаженні підшипника під кутом $\text{tg}\alpha = \text{Fa}/\text{Fr} = 0,3$ при симуляції впливу не виявлено на багатоциклову згинальну міцність конструктивних елементів підшипника.

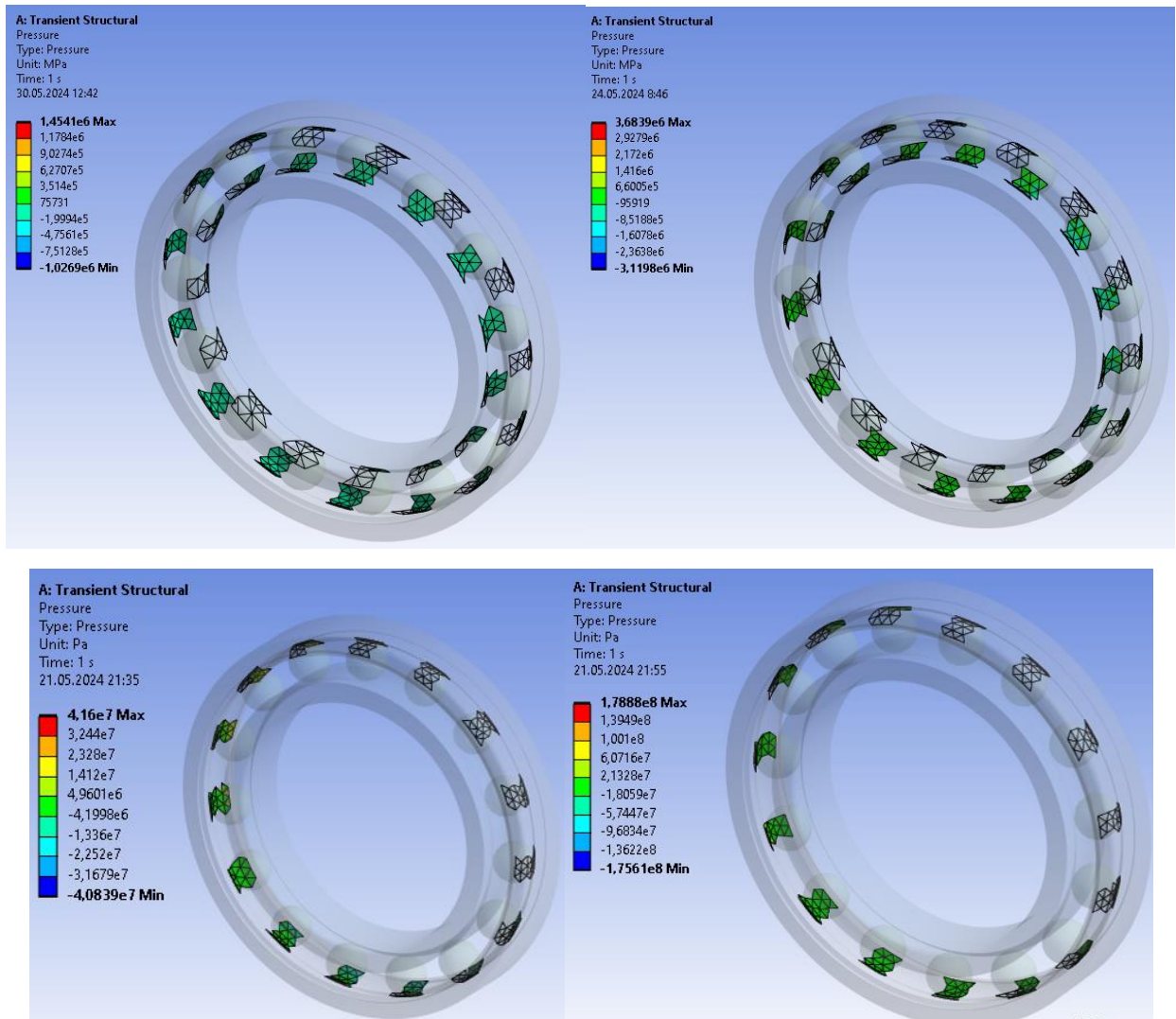


Рисунок 4.9 Контактний тиск між тілами кочення та кільцями підшипника кочення 6026 SKF deep groove ball bearing при навантаженні підшипника під кутом $\text{tg}\alpha = \text{Fa}/\text{Fr} = 0,3$, МПа: а) обертається внутрішнє кільце, $n = 1000$ об/хв; б) обертається внутрішнє кільце, $n_{\text{lim}} = 4300$ об/хв; в) обертається зовнішнє кільце, $n = 1000$ об/хв; г) обертається зовнішнє кільце, $n_{\text{lim}} = 4300$ об/хв;.

Підвищення обертової швидкості при навантаженні підшипника під кутом $\text{tg}\alpha = F_a/F_r = 0,3$ призводить до зниження багаточислової згинальної міцності конструктивних елементів підшипника

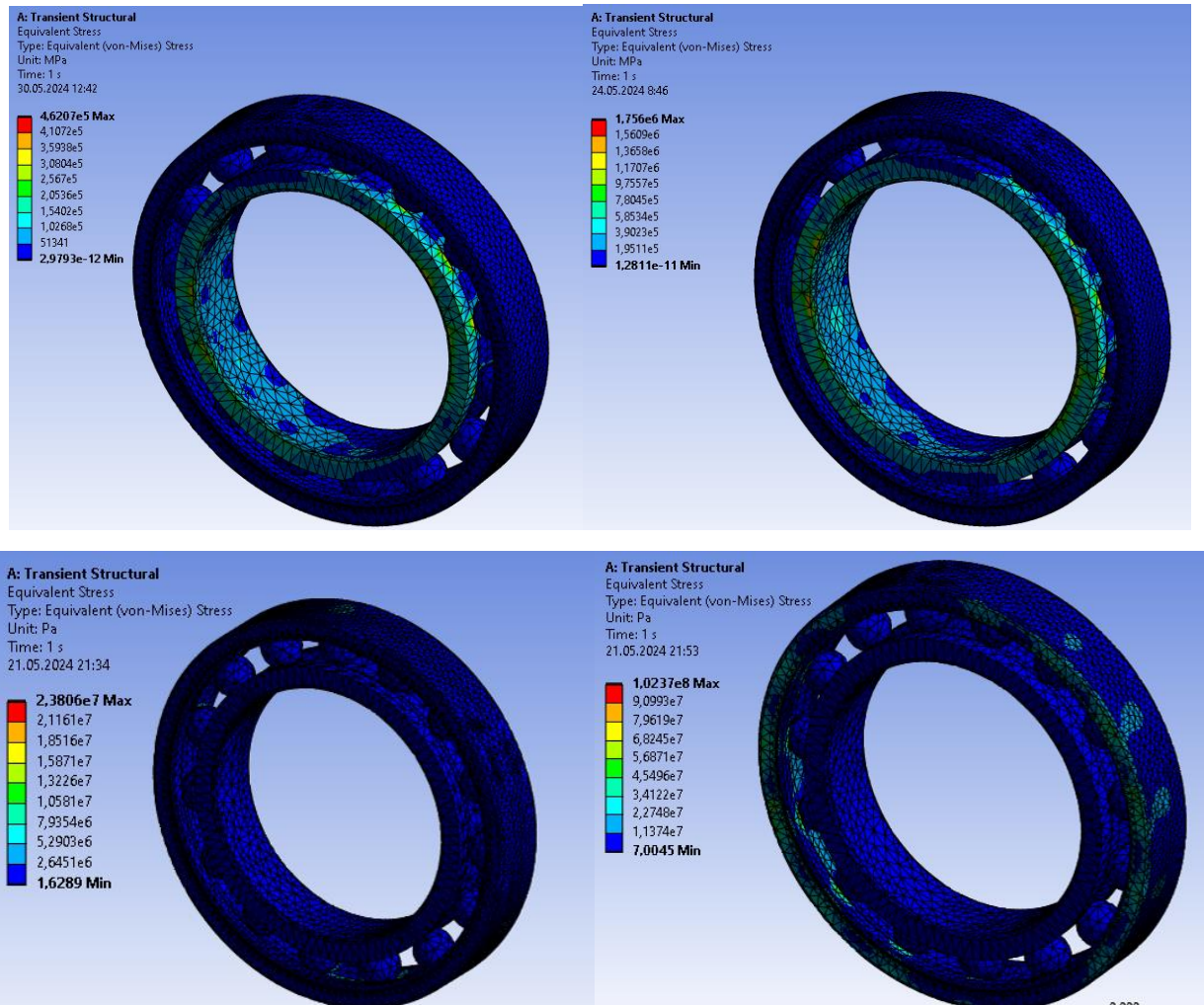


Рисунок 4.10 Еквівалентні напруження за IV теорією міцності підшипника кочення 6026 SKF deep groove ball bearing при навантаженні підшипника під кутом $\text{tg}\alpha = F_a/F_r = 0,3$, МПа: а) обертається внутрішнє кільце, $n = 1000$ об/хв; б) обертається внутрішнє кільце, $n_{\text{lim}} = 4300$ об/хв; в) обертається зовнішнє кільце, $n = 1000$ об/хв; г) обертається зовнішнє кільце, $n_{\text{lim}} = 4300$ об/хв;.

4.2 Висновок

Підсумовуючи, радіальний кульковий підшипник SKF 6026 демонструє надійну роботу як за радіальних, так і за комбінованих умов навантаження. Вибір обертового кільця (внутрішнього чи зовнішнього) впливає на розподіл контактного тиску та еквівалентної напруги, причому обертання внутрішнього кільця, як правило, показує більш сприятливі результати з точки зору нижчого максимального контактного тиску. Ці відомості є цінними для оптимізації роботи підшипників у різних механічних застосуваннях.

Висновки

На основі виконаних досліджень і розрахунків можна зробити загальний висновок щодо ефективності та надійності підшипників кочення, зокрема радіальних кулькових підшипників SKF 6026. Розрахунок підшипників кочення є ключовим фактором для забезпечення ефективності та надійності інженерних систем. Використання сучасних методів розрахунку, як глобальних, так і локальних, дозволяє досягати високої точності у прогнозуванні втрат потужності та тертя в підшипниках. Це особливо важливо для редукторів, де втрати потужності можуть значно впливати на загальну продуктивність. Дотримання стандартів ДСТУ та ISO гарантує високу якість і надійність підшипників.

Інженерні розрахунки показують, що типорозмір підшипників не відрізняється при розрахунках за вітчизняними та міжнародними стандартами. Це свідчить про те, що підшипники, виготовлені за ДСТУ, можуть бути використані на рівні з підшипниками, виготовленими за ISO, забезпечуючи однакову довговічність та надійність. У всіх розрахунках довговічність підшипників перевищувала мінімально допустиму, що підтверджує їх придатність до використання.

Результати моделювання підтверджують високу ефективність сталі ШХ15 для підшипників в умовах високих навантажень та температур. Цей матеріал забезпечує необхідні механічні властивості, такі як зносостійкість і корозійна стійкість, що є критичними для довговічності підшипника. Методики, використані у програмі Ansys, забезпечили точність і надійність отриманих результатів, проте для покращення точності моделювання доцільно враховувати перехресні жорсткості та детальніше налаштування контактних умов. Експериментальні випробування потрібні для підтвердження результатів числового моделювання.

Радіальний кульковий підшипник SKF 6026 демонструє надійну роботу як за радіальних, так і за комбінованих умов навантаження. Вибір обертового кільця (внутрішнього чи зовнішнього) впливає на розподіл контактного тиску та еквівалентної напруги. Обертання внутрішнього кільця, як правило, показує більш сприятливі результати з точки зору нижчого максимального контактного тиску. Ці відомості є важливими для оптимізації роботи підшипників у різних механічних застосуваннях.

Загалом, виконані дослідження підтверджують, що радіальні кулькові підшипники, виготовлені за сучасними стандартами та з використанням високоякісних матеріалів, забезпечують високу надійність та довговічність у різних умовах експлуатації. Це дозволяє знижувати ризики відмов та підвищувати загальну ефективність роботи механізмів, де використовуються ці підшипники.

Список джерел посилань

1. Вивчення конструкцій підшипників кочення. URL: https://elib.tsatu.edu.ua/dep/mtf/tm_9/page13.html (дата звернення: 03.06.2024).
2. Evaluation of friction calculation methods for rolling bearings. Springer Link. URL: <https://link.springer.com/article/10.1007/s10010-023-00715-1> (date of access: 03.06.2024).
3. Roller Bearings. Emerson Bearing. URL: <https://www.emersonbearing.com/> (date of access: 03.06.2024).
4. Все, що треба знати про підшипники. ТТК. URL: <https://ttk.kiev.ua/> (дата звернення: 03.06.2024).
5. SO/TR 1281-1:2021. ISO. URL: <http://www.iso.org> (date of access: 03.06.2024).
6. ДСТУ ISO 281:2017 Вальниці кочення. Будстандарт. URL: <https://online.budstandart.com/> (дата звернення: 03.06.2024).
7. Deep groove ball bearing. SKF. URL: <https://www.skf.com/> (date of access: 03.06.2024).
8. Tower B. First report on friction experiments. 1883. 659 p.
9. Dowson D. History of Tribology. London, 1979.
10. Allan R. Rolling Bearings: A Comprehensive Treatise Covering History. London, 1946.
11. Harris, T. A., & Kotzalas, M. N. (2006). Rolling Bearing Analysis. 5th ed. Boca Raton: CRC Press. 998 p.
12. Juvinall, R. C., & Marshek, K. M. (2011). Fundamentals of Machine Component Design. 5th ed. Hoboken: John Wiley & Sons. 928 p.
13. Jones, A. B., & Rybczyński, W. S. (2001). Rolling Element Bearings. In: Avallone, E. A., Baumeister, T., & Sadegh, A. (eds.). Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers. 11th ed. New York: McGraw-Hill. p. 8-15.

14. ISO 281:2007. (2007). Rolling bearings — Dynamic load ratings and rating life. Geneva: International Organization for Standardization. 48 p
15. Harris, T. A., & McCool, J. I. (2013). On the Accuracy of Rolling Bearing Fatigue Life Prediction. *Journal of Tribology*. Vol. 105, No. 4, pp. 374-381.
16. NSK Ltd. (2008). Rolling Bearings. Tokyo: NSK Ltd. 480 p.
17. FAG (Schaeffler Group). (2014). Rolling Bearings Catalogue HR 1. Schweinfurt: Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG. 1700 p.
18. SKF Group. (2013). SKF Rolling Bearings Catalogue. Gothenburg: SKF Group. 1200 p.
19. Mang, T., Dresel, W. (2007). Lubricants and Lubrication. 2nd ed. Weinheim: Wiley-VCH. 890 p.
20. Ghaisas, S. V., & Harsha, S. P. (2016). Rolling Bearing Tribology: Tribology of Interface Layers. In: Nosonovsky, M., & Bhushan, B. (eds.). *Green Tribology*. Springer, Berlin, Heidelberg. pp. 143-174.