ДОСЛІДЖЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ І ЇХ ПОДАЛЬШИЙ РОЗРАХУНОК З УРАХУВАННЯМ УМОВ ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЯК ОПОР ШЕСТЕРЕНЬ ПАЛИВНОГО НАСОСУ ДО ГТД

Шифр роботи «ПІД-КОВ»

АНОТАЦІЯ

Робота складається з 34 сторінок, 16 таблиць, 28 рисунків, бібл.: 5 наймен.

Тема роботи: «ДОСЛІДЖЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ І ЇХ ПОДАЛЬШИЙ РОЗРАХУНОК З УРАХУВАННЯМ УМОВ ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЯК ОПОР ШЕСТЕРЕНЬ ПАЛИВНОГО НАСОСУ ДО ГТД».

Робота присвячена дослідженню працездатності підшипників ковзання, призначених як опори шестерень паливного насосу до ГТД.

МЕТА: дослідити працездатність підшипників, розрахувати їх для двох варіантів паливного насосу – з електричним і механічним приводами насосу.

ЗАВДАННЯ: Розрахувати підшипники ковзання, довести їх працездатність по критерію мінімальної товщини шару робочої рідини. Дослідити найбільш оптимальний тип конструктивного виконання підшипників по критерію вантажопідйомності (мінімальний шар робочої рідини), розробити їх конструкцію.

У розділі «ДОСЛІДЖЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ПІДШИПНИКІВ» приведені основні теоретичні данні пов’язанні з проектуванням і розрахунком підшипників ковзання, та показана математична модель, якою використовувалася під час роботи. Далі продемонстровані розрахунки циліндричного типу підшипника який проектувався під початкову шестерню. Досліджені різні типи підшипників по критерію вантажопідйомності, обрана остаточна конструкція підшипника.

Виконані перерахунки шестеренних пар залежності від приводу насоса, отримані нові значення навантажень і частот обертання. Ці дані слугували для подальшого розрахунку підшипника. Виконана оптимізація довжини підшипників.

Розроблена конструкція підшипників і наведені качаючі вузли з ними.

Робота виконана за допомогою електронно обчислювальної техніки. При виконанні використовувались розрахунковий модуль Hydrodynamic Bearing програми COMSOL Multiphysics та SOLIDWORKS Simulation. При оформлені графічної частини використовувався графічний пакет SOLIDWORKS, версія 17.1. При оформленні розрахунково-пояснювальної записки використовувались програмні продукти Microsoft Office Word, Microsoft Office Excel, та прикладні програми операційної системи Microsoft Windows 10.

Ключові слова: ПРОДУКТИВНІСТЬ , ГІДРОДІНАМІЧНИЙ ПІДШИПНИК КОВЗАННЯ, ХАРАКТЕРИСТИКА ПІДШИПНИКА, ПЕЛЮСТКОВИЙ ПІДШИПНИК.

ЗМІСТ

ВСТУП..... 4
1 ЗАДАЧА ТА ПОЧАТКОВІ ДАНІ 5
1.1 Задача даної роботи 5
1.2 Початкові дані 5
2 ДОСЛІДЖЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ. ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПІДШИПНИКА НА ЙОГО ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ НАЙБІЛЬШ ПРАЦЕЗДАТНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ПІДШИПНИКА КОВЗАННЯ 7
2.1 Теоретичні дані 7
2.2 Визначення впливу радіального зазору на працездатність підшипника 9
2.3 Порівняння різних конструкцій підшипників ковзання 13
3 .РОЗРАХУНОК РОЗМІРІВ ШЕСТЕРНЕВОЇ ПАРИ З УРАХУВАННЯМ УМОВ ПРАЦІ З ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ І ПЕРЕРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ З ПОДАЛЬШОЮ ОПТИМІЗАЦІЄЮ КОНСТРУКЦІЇ ПІДШИПНИКА 20
3.1Розрахунок шестеренної пари 20
3.2 Дослідження працездатності підшипника з новим навантаженням і оптимізація розмірів підшипника (довжини). 22
3.3 Розподіл тиску у підшипниках 24
3.4 Порівняння качаючих вузлів. Висновок по переходу на електропривід. 25
4 РОЗРАХУНОК РОЗМІРІВ ШЕСТЕРНЕВОЇ ПАРИ З УРАХУВАННЯМ УМОВ ПРАЦІ З МЕХАНІЧНИМ ПРИВОДОМ І ПЕРЕРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ З ПОДАЛЬШОЮ ОПТИМІЗАЦІЄЮ КОНСТРУКЦІЇ ПІДШИПНИКА 27
4.1Розрахунок шестеренної пари 27
3.2 Дослідження працездатності підшипника з новим навантаженням і оптимізація розмірів підшипника (довжини). 29
4.3 Розподіл тиску у підшипниках 30
5 КОНСТРУКЦІЯ ПІДШИПНИКА І КАЧАЮЧИХ ВУЗЛІВ 33
5.1 Конструкція підшипників 33
5.2 Порівняння качаючих вузлів 33
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ 34
БІБЛІОГАФІЧНИЙ СПИСОК 35

ВСТУП

Сучасні тенденції у розробці ГТД все більше складаються в бік «електричних двигунів», що передбачає під собою відхід від класичної коробки приводів та замін її на ряд електричних приводів, що живляться від одного генератора. Таке рішення дозволяє зменшити габарити силової установки, зменшити мідель, зменшити кількість трубопроводів і валопроводів, а також отримати оптимально спроектовану систему щодо всіх діапазонів робочих режимів, що в повній мірі відноситься до системи паливопостачання. Високі вимоги щодо надійності та вартості конструкцій привели до зменшення застосування плунжерних насосів змінної продуктивності на користь шестеренних насосів з постійним робочим об'ємом. Але з-за неможливості регулювання робочого об'єму в шестеренних насосах такий насос проектується для режиму максимальної витрати палива. На де-яких інших режимах конструкція забезпечує істотно більшу витрату ніж потрібно. Узгодження продуктивності насоса з необхідною витратою здійснюється за рахунок використання переливних клапанів, що також знижує ефективність систем [1,2,5].

Ще однією з істотних проблем в шестеренних паливних насосах є опори ковзання. Через низьку в'язкості робочої рідини (гасу) і невеликої окружної швидкості, підшипники працюють в режимі напівсухого тертя, що значно прискорює знос робочих поверхонь підшипника і знижує ресурс насоса в цілому.

Перехід на регульований електричний привід дозволить змінювати частоту обертання провідної ресори в залежності від потрібної витрати, а не швидкості обертання ротора ГТД. Використання електроприводу також дозволить підвищити швидкість обертання ресори до режиму надійного виникнення масляної плівки (режим роботи гідродинамічних підшипників), зниження зносу опор і підвищення ресурсу насоса в цілому.

У зв'язку з вищевикладеними дослідженнями застосування гідродинамічних підшипників в конструкції шестеренних паливних насосах є актуальним завданням.

1 ЗАДАЧА ТА ПОЧАТКОВІ ДАНІ

1.1 Задача даної роботи

Задача даної роботи - це дослідження працездатності підшипників ковзання з урахуванням різних приводів насосу: з механічним і електричним приводами. Порівняння качаючих вузлів з різними приводами і підбиття підсумків.

Підшипники ковзання, які розглядаються в даній роботі, використовуються в якості опор шестерень качаючого вузла насосу паливної системи ГТД. Це продукує деякі особливості розрахунку, а саме залежність розмірів качаючого вузла від режимів роботи (залежить від приводу), і, як наслідок, зміна умов навантаження і режимів роботи підшипників. Тому, в даній роботі, також присутні розрахунки качаючих вузлів і враховані особливості, накладені вимогами до шестеренного насосу як вузла паливної системи ГТД.

1.2 Початкові дані

Початковою точкою дослідження стала реальна шестерня с заданими геометричними розмірами та також відомою ступіню підвищеня тиску.

Основні геометричні розміри приведені на Рисунку 1.1.

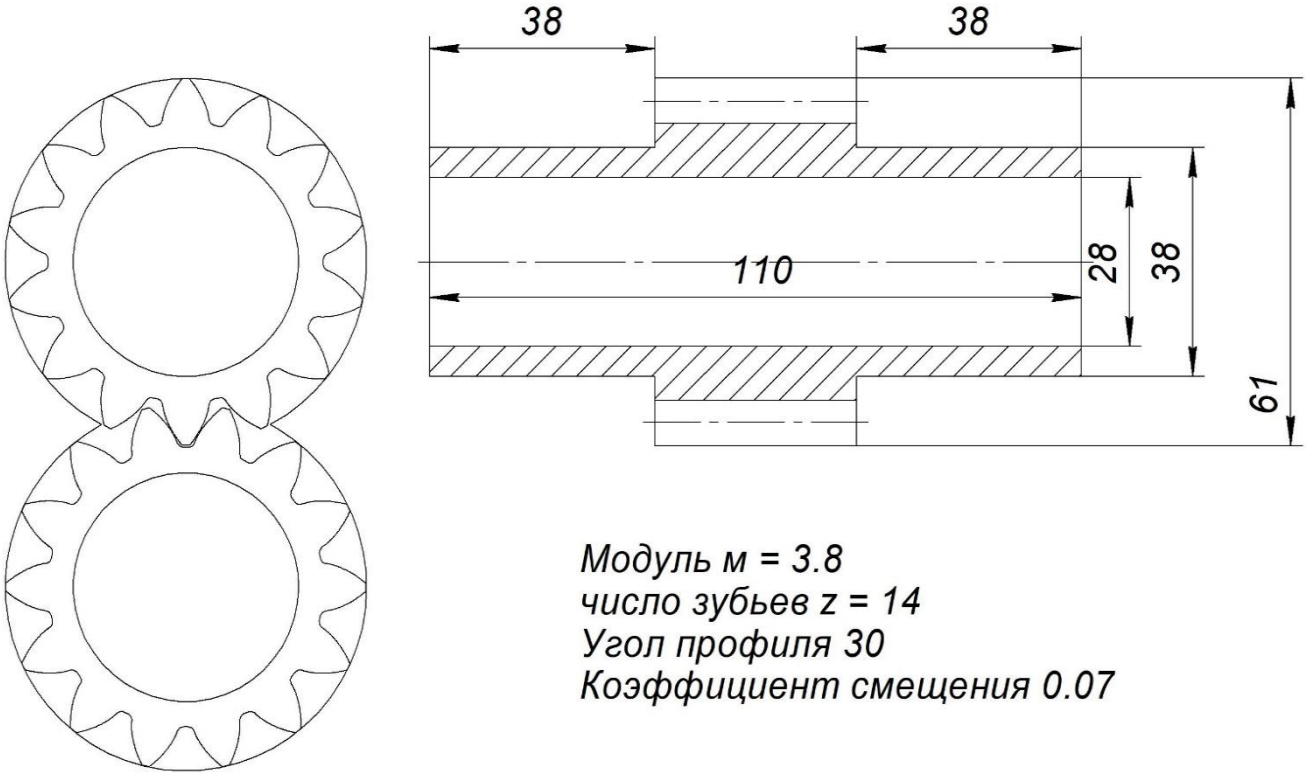


Рисунок 1.1– Початкові данні

Таблиця 1.1 Вхідні данні вала-шестерні і потрібних значень продуктивності

Наіменування	**Позначення**	**Значення**
Кількість зубів	z	14
Кут профілю вихідного контуру	fi	30
Модуль зубів	m, мм	3,8
Ділильний діаметр	D, мм	53,2
Діаметр западин зубів	Dd, мм	43,7
Діаметр вершин зубів	Da, мм	60,8
Діаметр основного кола	Db, мм	46,1
Товщина зуба по ділильному колу	S, мм	6,2
Підвищення тиску на ступені	ΔP, Мпа	10
Потрібна продуктивність на злітному режимі	Qид, м3/с	0,00496
Потрібна продуктивність на крейсерському режимі	Qид, м3/с	0,00165
Навантаження на провідну і ведену шестерню	F, Н	7200 7800

Продуктивність, яка задана вище, враховує близько 30% запасу.

Паливо потрапляє у насос після паливо-масляного теплообмінника, тому має температуру близько 80°С.

2 ДОСЛІДЖЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ. ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПІДШИПНИКА НА ЙОГО ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ НАЙБІЛЬШ ПРАЦЕЗДАТНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ПІДШИПНИКА КОВЗАННЯ

2.1 Теоретичні дані

Загальні відомості

При рідинному терті робочі опорні поверхні валу (цапфа) і вкладиша (підп'ятник) розділені шаром робочої рідини, товщина якої повинна бути більше суми висот шорсткості двох поверхонь. При цьому реакція ротора на опорі компенсується гідродинамічними силами потоку рідини в клиновому зазорі. У радіальних підшипниках клинова форма зазору властива самій конструкції підшипника. Вона утворюється завдяки зміщення центру цапфи валу і вкладиша (Рисунок 2.1). При обертанні валу ротора цапфа спливає в рідині і зміщується в бік обертання.

Для визначення параметрів підшипників роторів в режимі рідинного тертя розглянемо основи теорії гідродинаміки.

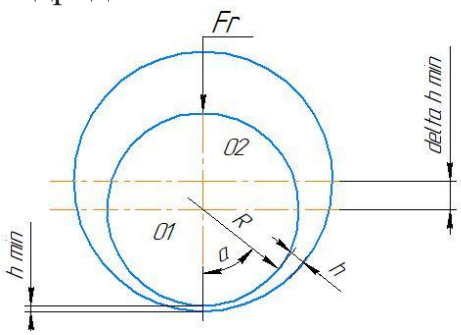


Рисунок 2.1 - Клиновий зазор в підшипнику ковзання.

Гідродинаміка в'язкої рідини при ламінарному плині масла між двох пластин

Дослідження режиму рідинного тертя в підшипниках заснована на гідродинамічної теорії мастила. Ця теорія базується на рішеннях диференціальних рівнянь гідродинаміки в'язкої рідини, які пов'язують тиск, швидкість і опір грузлого зрушення [4].

При русі рідини між двома пластинами, одна з яких навантажена силою F, при певному нахилі пластини і швидкості потоку V виникає тиск з стороні потоку, яке компенсує вертикальну силу (Рисунок 2.2).

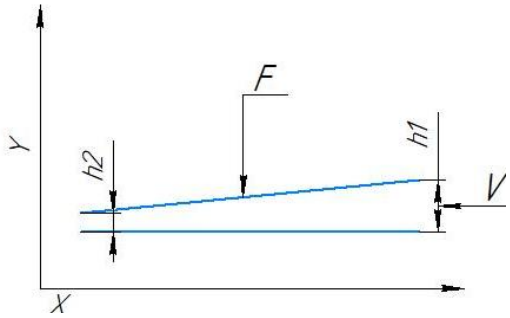


Рисунок 2.2 – Течія рідини між двома пластинами.

При ширині пластини набагато більше її довжини складну просторовості завдання можна звести до плоскої в координатах x-y.

Основним рівнянням, що визначає рух потоку рідини в каналі, що зменшується, є закон Ньютона:

$$\tau = \mu dV/dy \tag{1}$$

де τ - напруження зсуву від внутрішнього тертя при зсуві шарів рідини;

μ - динамічна в'язкість рідини;

V - швидкість течії.

Продиференціюємо обидві частини рівняння (1)

$$\frac{d\tau}{dy} = \mu \frac{d^2V}{dy^2} \tag{2}$$

Так як на одному кордоні поверхні пластини швидкість дорівнює нулю, то різні шари потоку мають різну швидкість і між ними є градієнт по осі "y", а за рахунок звуження каналу є градієнт тиску по осі "x".

Розглядаючи рівновагу елементарного об'єму у вигляді

$$dp * dy = -dr * dx$$

і підставляючи

$$d\tau/dy = -dp/dx$$

в (1) будемо мати основне рівняння гідродинаміки для сталої двомірної течі рідини

$$\frac{d^2V}{dy^2} = G/\mu \tag{3}$$

де G- градієнт надлишкового тиску в зазорі,$G = -dp/dx$.

Інтегруючи двічі отримуємо

$$V = \frac{Gy^2}{2\mu} + C_1 y + C_2 \tag{4}$$

Постійні інтегрування C_1 і C_2 знайдемо з граничних умов при завданні швидкостей на кордоні пластин. Верхня пластина набігає на рідину зі швидкістю V і проганяє її через зазор.

Остаточно отримуємо

$$V = -\frac{Gy}{2\mu}(h - y) + \frac{Vh}{h} \tag{5}$$

де h - поточна товщина шару масла в зазорі.

Об'ємний витрата на одиницю ширини пластини дорівнює

$$Q = \int_0^h V dy = -\frac{Gh^3}{12\mu} + \frac{Vh}{2} \tag{6}$$

З умови нерозривності потоку рідини значення Q не повинно залежати від "x" (в усіх перетинах зазору постійно).

З (6) випливає, що градієнт тиску G повинен визначатися з умови

$$\frac{dp}{dx} = -G = 6\mu\left(-\frac{V}{h^2} + \frac{2Q}{h^3}\right) \tag{7}$$

З огляду на $h = h_1 - \alpha x$, де α - кут нахилу верхньої пластини, після інтегрування в межах від h_1до h і граничними умовами p = 0 при $h = h_1$ матимемо

$$P = -\frac{6\mu}{a}\left[V\left(\frac{1}{h} - \frac{1}{h_1}\right) - Q\left(\frac{1}{h^2} - \frac{1}{h_1^2}\right)\right] \tag{8}$$

Розрахункова модель

Розрахунки виконані у програмі COMSOL Multiphysics. Фізична модель – рівняння Рейнольдса. Система рівнянь продемонстровані на рисунку 2.3

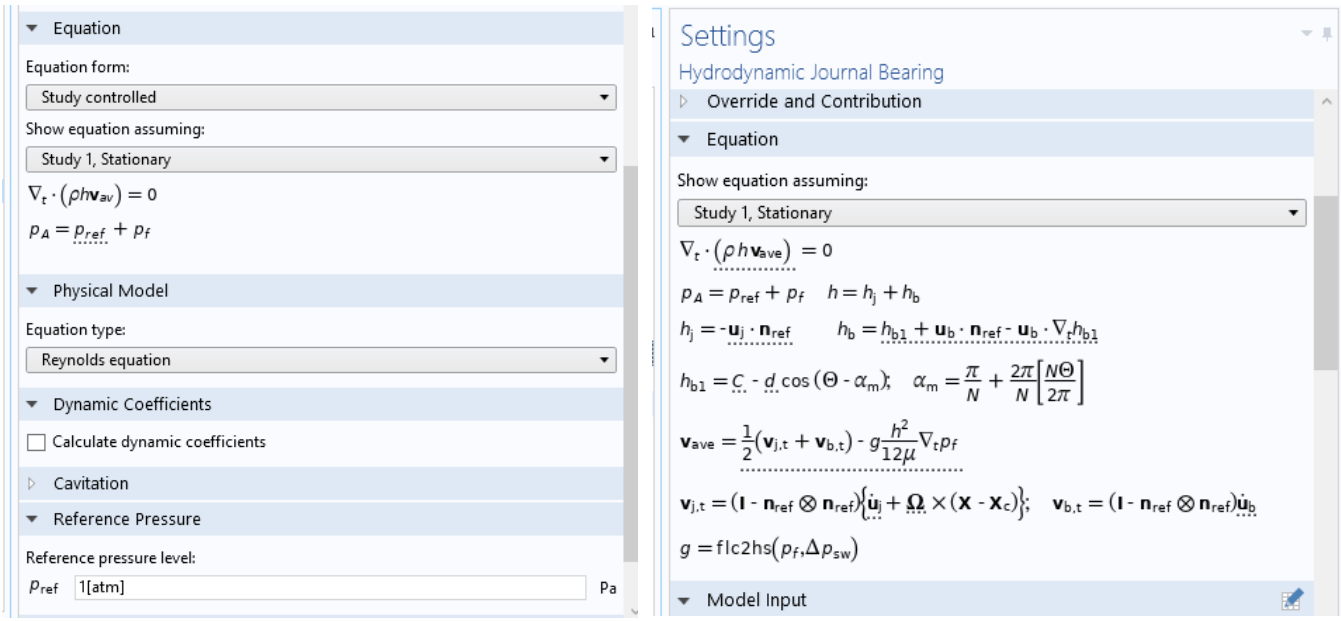


Рисунок 2.3 Математична модель

В подальших розрахунках знаходимо мінімальну товщину робочої рідини (гасу). Критерій працездатності підшипників - мінімальний шар робочої рідини (гасу) повинен бути більше допустимої величини: $[h_{min}] = 5$мкм [3]. Це значення враховує суму шорсткості робочих поверхонь, деформацію валу і запас в 1.5 -2 мкм.

2.2 Визначення впливу радіального зазору на працездатність підшипника

В якості об’єкта дослідження прийнята найпростіша конструкція підшипника ковзання, а саме циліндричній підшипник (рисунок 2.4) [3].

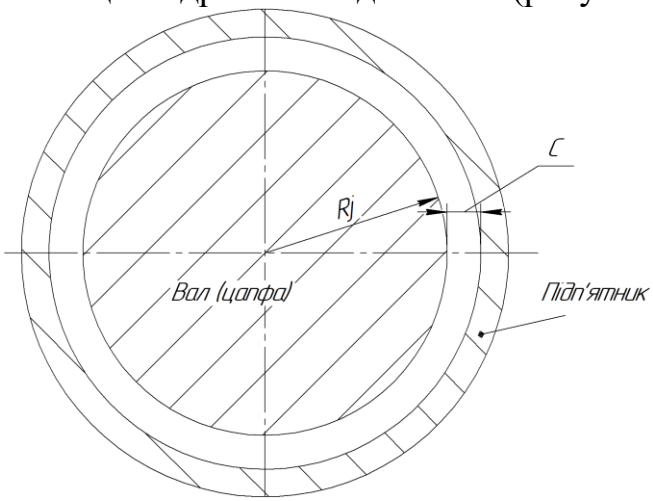


Рисунок 2.4 – Схема гідродинамічного циліндричного підшипника ковзання

Першим кроком визначена характеристика підшипника при різних навантаженні і частоті обертання. Розрахунки виконані для семи випадків навантаження (від 40% до 100% максимального навантаження) та в діапазоні частот обертання від 500 до 3500 рад/с. Характеристика підшипника - графік залежності відносного ексцентриситету e/C (e - ексцентриситет, C - радіальний зазор) від навантаження на підшипник при постійній частоті обертання, або від частоти обертання при постійному навантаженні на підшипник. Геометричні параметри для розрахунків приведені в таблиці 2.1

Таблиця 2.1 – Геометричні параметри розглянутого підшипника

Параметр	**Позначення**	**Розмірність**	**Значення**
Радіус цапфи	R_j	мм	19
Довжина цапфи	H	мм	38
Радіальний зазор	C	мм	0.02

Знайдені значення мінімального шару робочої рідини (палива) зі значень відносного ексцентриситету і радіального зазору за формулою:

$$h_{min} = C \cdot (1 - e/C)$$

Характеристика підшипника визначена як залежність h_{min} від частоти обертання при постійному навантаженні на підшипник. Набір кривих відповідає різним значенням навантаження. Результати наведені на рисунку 2.5

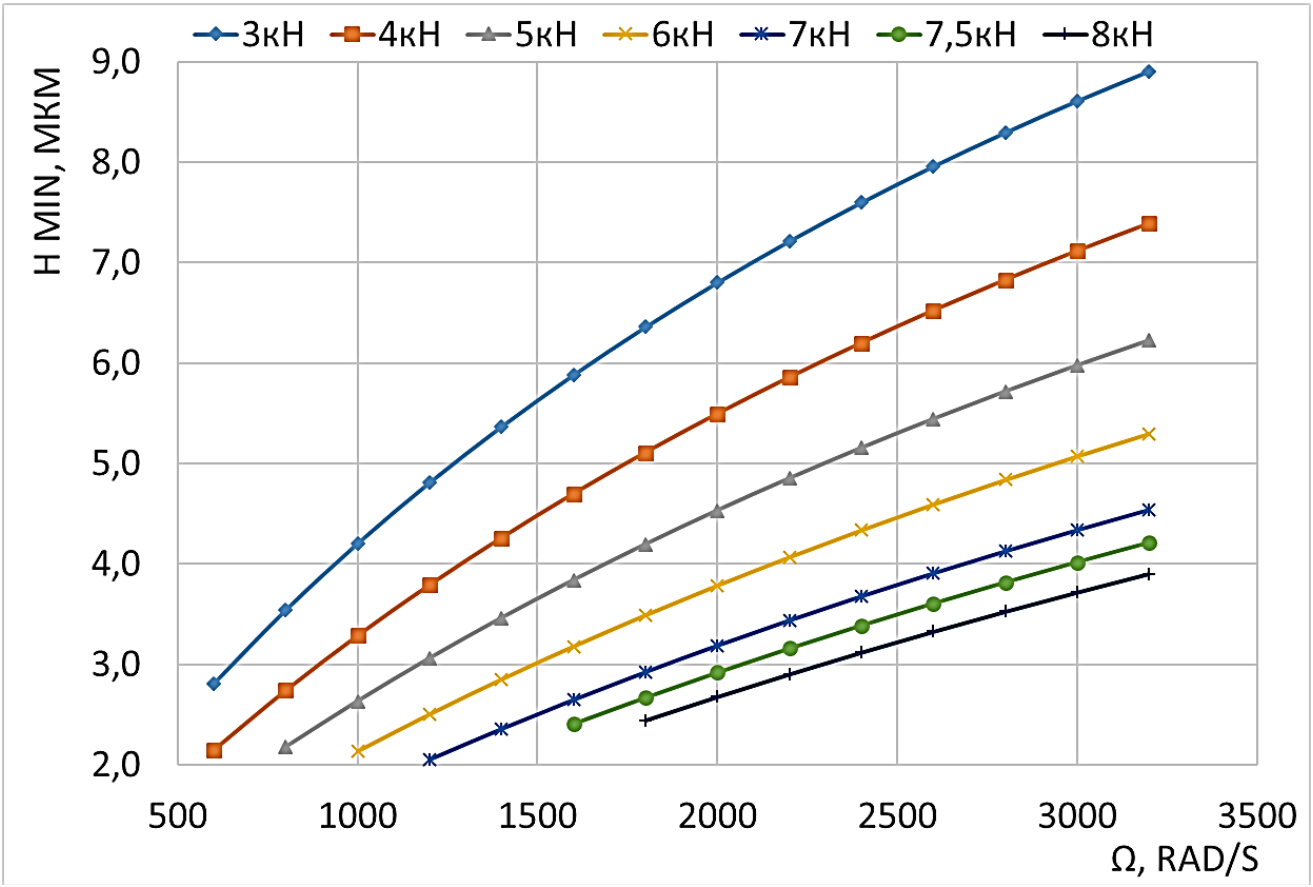


Рисунок 2.5 – Результати розрахунку характеристики підшипника

Виходячи з результатів розрахунків випливає, що зі збільшенням навантаження на підшипник h_{min} зменшується (для однієї і тієї ж частоти обертання). При цьому робочий діапазон частот обертання, точніше його нижня межа зміщується в бік збільшення частот обертання.

З метою визначення впливу радіального зазору на характеристику підшипника виконані розрахунки з різними радіальними зазорами від 10 мкм до 25 мкм із кроком 5 мкм. Розрахунки виконані з різним навантаженням, відповідним навантаженню на ведучій шестерні: 7,2 кН, 7,5 кН, 7,8 кН. Як і в розрахунках вище, визначені значення мінімального шару палива у підшипнику. Характеристики згруповані на один графік по навантаженню, кожна окрема лінія відповідає характеристиці підшипника з різними значеннями радіальних зазорів. Результати розрахунків приведені на рисунках 2.6 – 2.8.

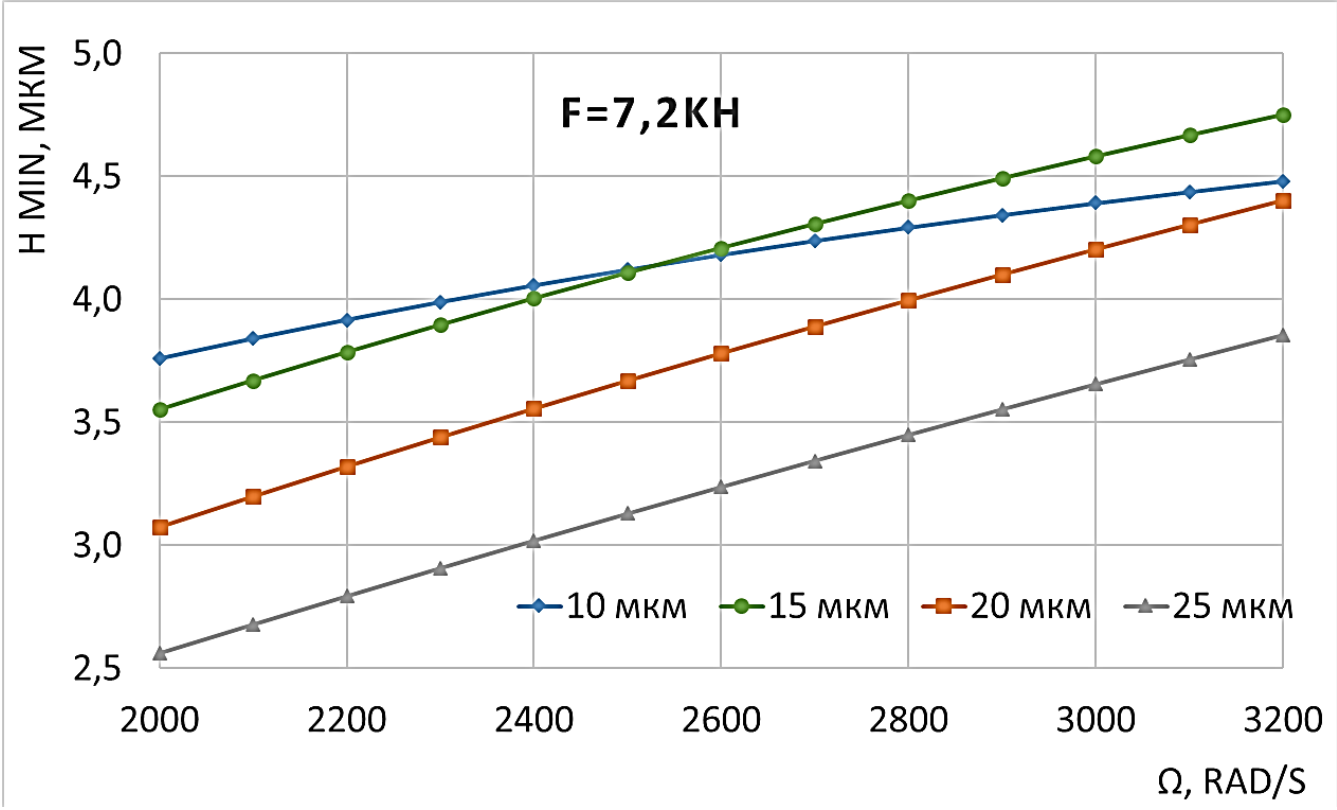


Рисунок 2.6 – Вплив величини радіального зазору на характеристику підшипника (розрахунковий випадок F=7,2 kH)

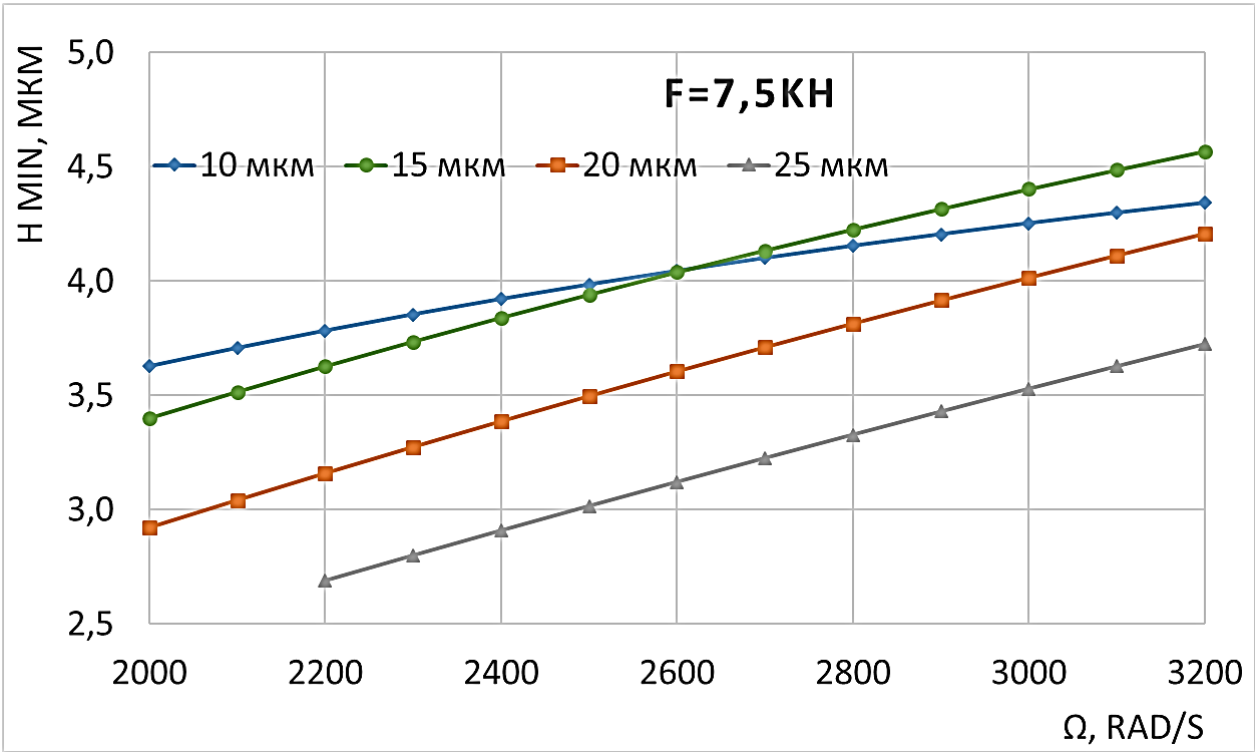


Рисунок 2.7 – Вплив величини радіального зазору на характеристику підшипника (розрахунковий випадок F=7,5 kH)

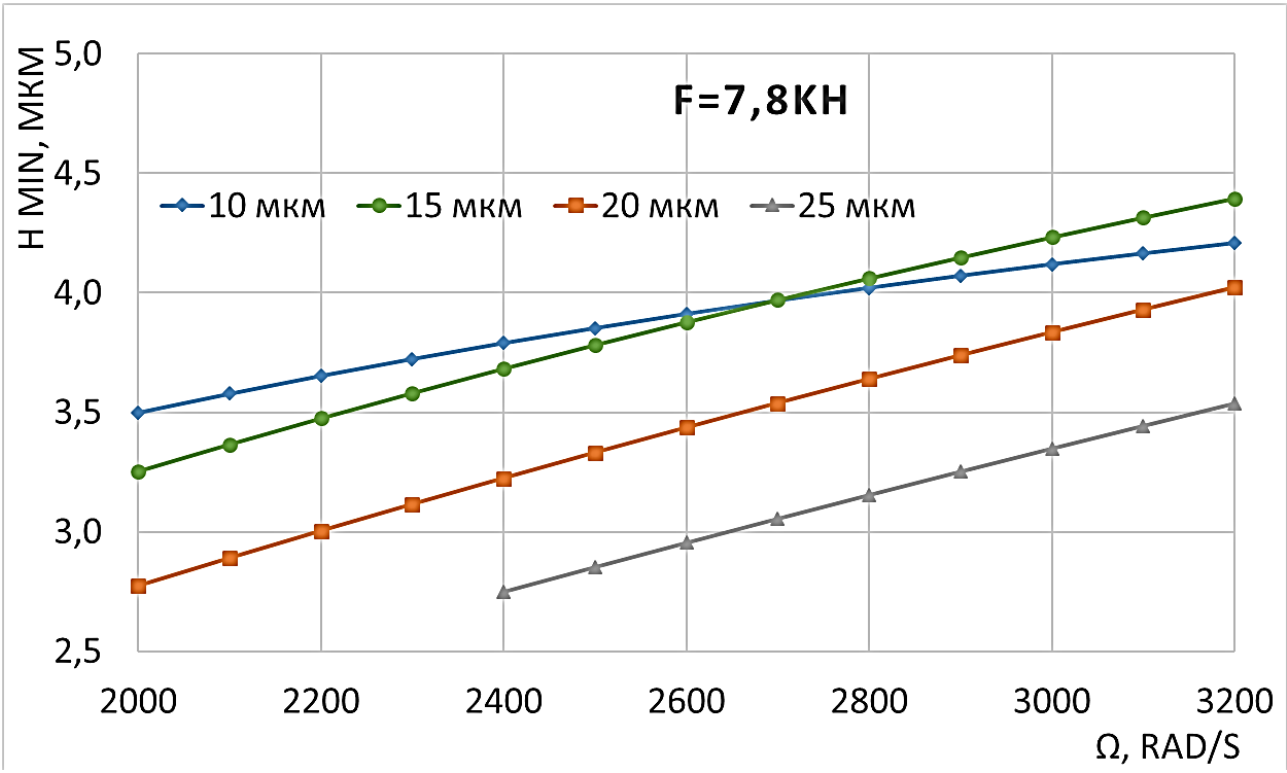


Рисунок 2.8 – Вплив величини радіального зазору на характеристику підшипника (розрахунковий випадок F=7,8 kH)

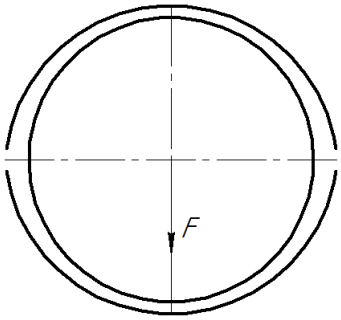
З розрахунків випливає, що зі збільшенням радіального зазору зменшується h_{min}. Слід пам'ятати, що забезпечення радіального зазору в 10 мкм складна технологічна задача, і економічно більш витратна.

Висновок

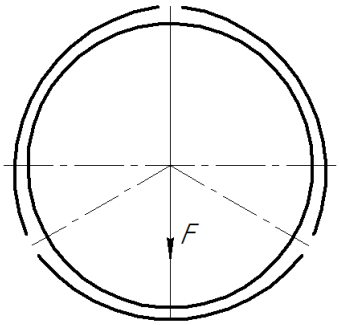
Зі збільшенням навантаження на підшипник h_{min} зменшується (для однієї і тієї ж частоти обертання). При цьому діапазон частот обертання зміщується в бік збільшення частот обертання. Збільшення радіального зазору приводить до зменшення $h_{min.}$ На наступні розрахунки (і у конструктивному виконанні підшипників) радіальний зазор назначається рівним 15 мкм.

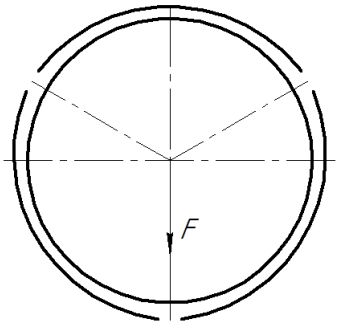
2.3 Порівняння різних конструкцій підшипників ковзання

Існують різні конструктивні виконання підшипників ковзання. У даній роботі розглянуті і проаналізовані мультипелюсткові (2-х, 3-х и 4-х пелюсткові) підшипники [3]. Еліптичний підшипник не розглядався, так як принципово він нічим не відрізняється від 2-х пелюсткового підшипника. Різниця між двома 3-х (рис.2.9 б і в) і 4-х (рис.2.9 г і д) пелюстковими підшипниками полягає в орієнтуванні пелюсток щодо направлення дії сили. Схеми підшипників представлені на рисунку 2.9

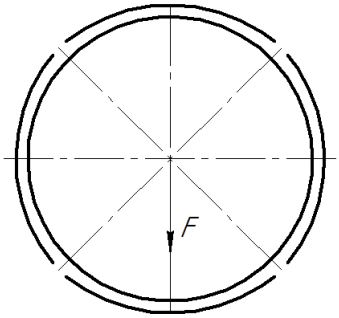


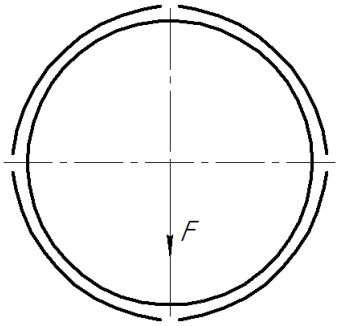
а) 2-х пелюстковий





б) 3-х пелюстковий(LOP) в) 3-х пелюстковий (LBP)





г) 4-х пелюстковий (LOP) д) 4-х пелюстковий (LBP)

Рисунок 2.9 - Конструктивні виконання підшипників ковзання

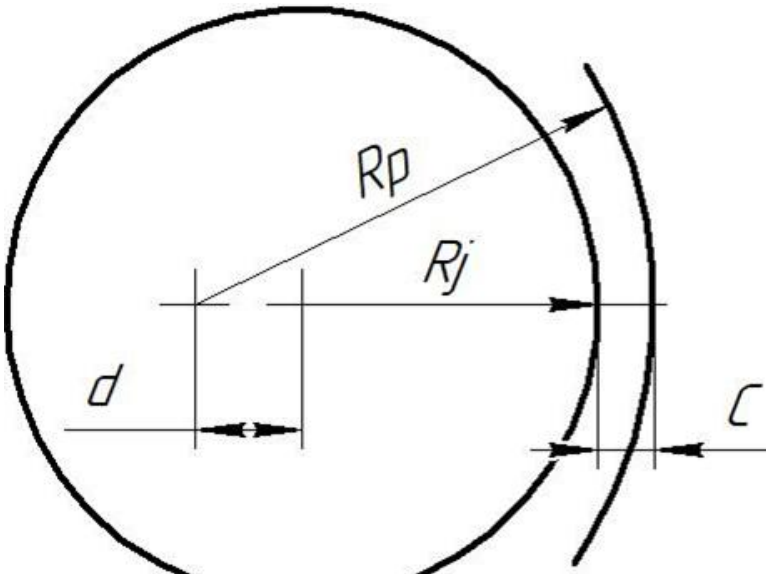


Рисунок 2.10 - Принципова схема пелюсткового підшипника

Особливість цих підшипників полягає в тому, що радіуси поверхонь вкладиша будуть відрізнятися від радіуса цапфи валу на величину, більшу ніж призначений радіальний зазор. Принципова схема пелюсткового підшипника, а саме залежність розмірів друг від друга представлена на рисунку 2.10. На малюнку зображена одна пелюстка. Їх кількість може бути будь-якою, співвідношення розмірів не змінюються.

При цьому витримується співвідношення

$$Rp - Rj = d + C$$

де: Rp – радіус пелюстка;

Rj – радіус цапфи;

C – зазор;

d – допоміжний параметр підшипника.

Геометричні параметри для проведення порівняльних розрахунків задані відповідно до таблиці 2.2. Значення допоміжного параметра змінюється: d=0,1C, d=0,5C, d=1C, d=1,25C, d=1,5C. Навантаження на підшипник F=7800H, що дорівнює середньому арифметичному навантаженню. Знайдені значення мінімального шару робочої рідини (палива) зі значень відносного ексцентриситету і радіального зазору. Характеристика підшипника визначена як залежність h_{min} від частоти обертання при постійному навантаженні на підшипник. Кількість діаграм відповідає кількості заданих значень "d". На кожній окремо взятій діаграмі нанесені характеристики п'яти підшипників, що дозволило порівняти підшипники за величиною мінімального шару робочої рідини - h_{min} (критерій вантажопідйомності підшипника). Результати представлені на рисунках 2.11 - 2.13. Наведено три з п’яти графіків.

Таблиця 2.2 – Геометричні параметри підшипників

Параметр	**Позначення**	**Розмірність**	**Значення**
Радіус цапфи	Rj	мм	19
Довжина цапфи	H	мм	38
Радіальний зазор	C	мм	0,015
Допоміжний параметр	d	мм	0,1C;0,5C;1,0C; 1.25C; 1,5C

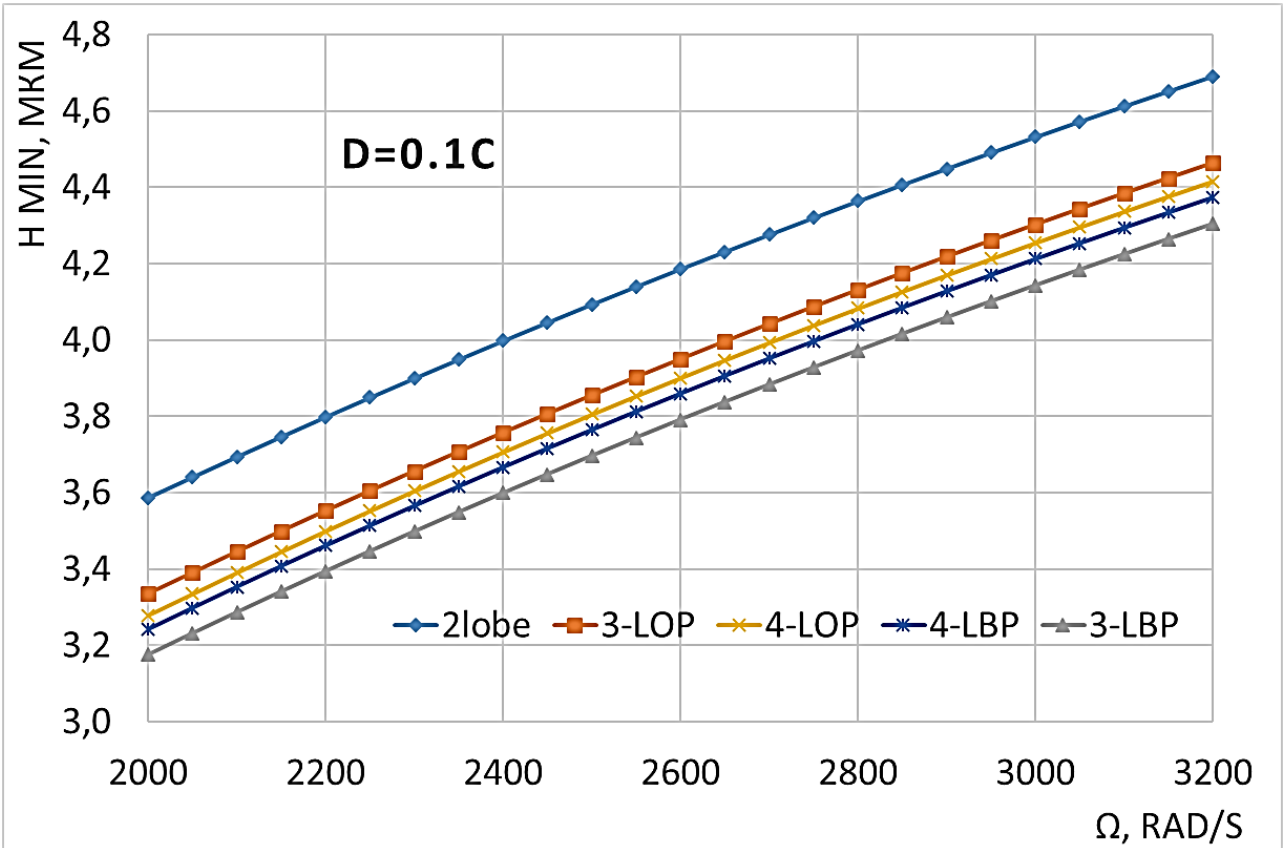


Рисунок 2.11 – Характеристика різних типів пелюсткових підшипників ковзання (розрахунковий випадок d=0,1C)

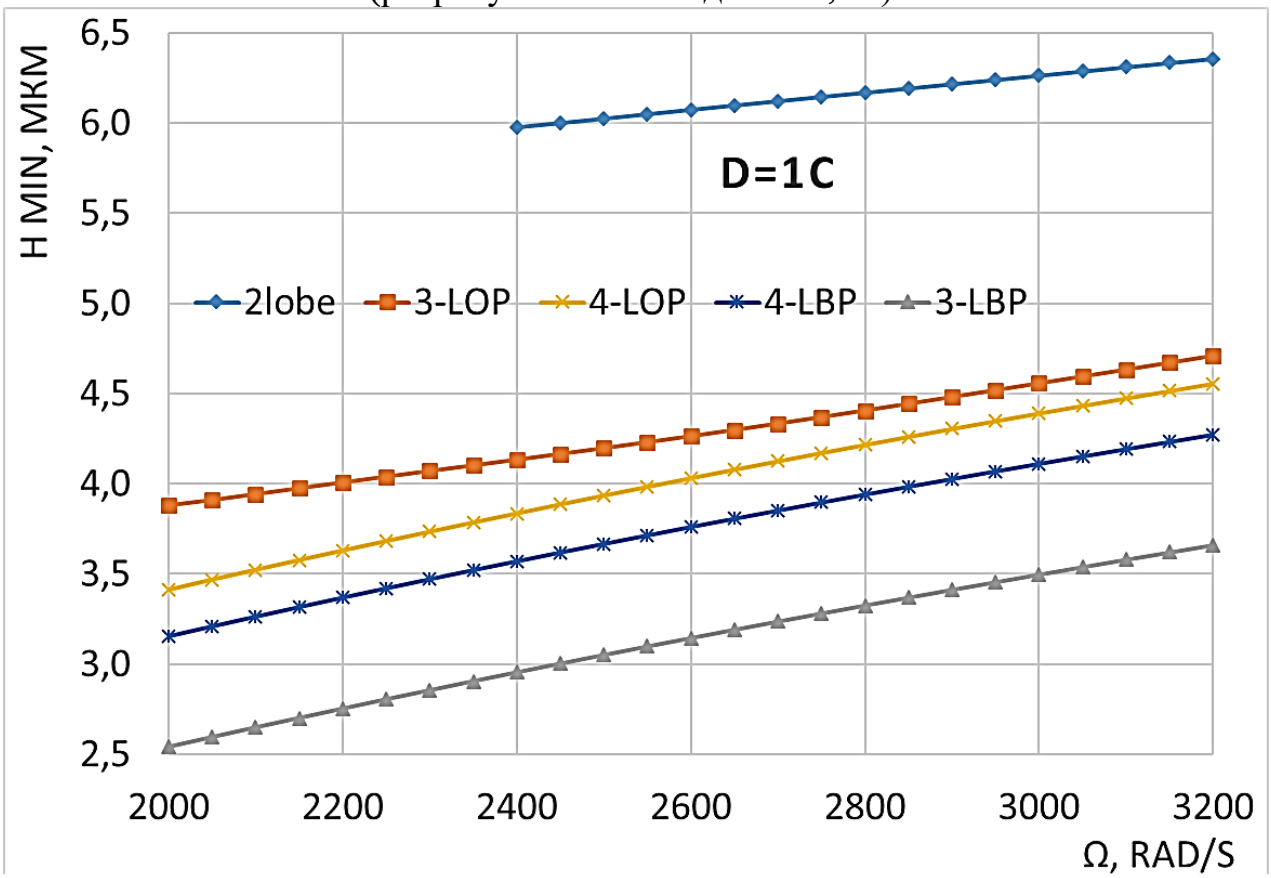


Рисунок 2.12 – Характеристика різних типів пелюсткових підшипників ковзання (розрахунковий випадок d=1C)

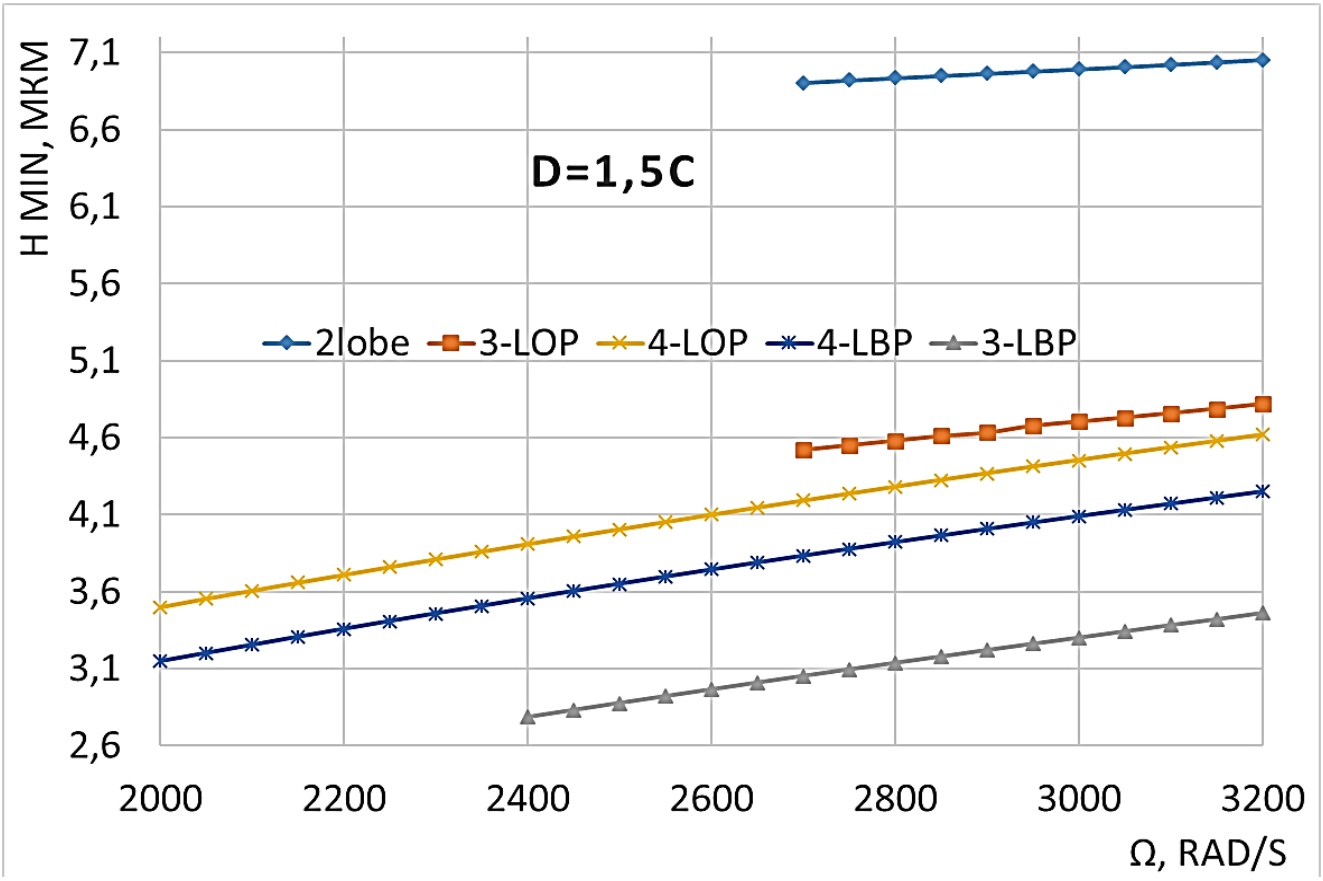


Рисунок 2.13 – Характеристика різних типів пелюсткових підшипників ковзання (розрахунковий випадок d=1,5C)

З результатів розрахунків бачимо, що 2-х пелюстковий підшипник ковзання має найкращу вантажопідйомність (забезпечує найбільший h_{min} з усіх розглянутих).

Не дивлячись на визначення найкращої конструкції підшипника за критерієм вантажопідйомності, діаграми, наведені вище, не надають інформації про характер зміни h_{min} при різних значеннях "d" для однієї і тієї ж конструкції підшипника. Така характеристика підшипника (визначена як залежність h_{min} від допоміжного параметра "d" при постійній частоті обертання і постійному навантаженні) так само може бути критерієм вибору тієї чи іншої конструкції, і (або) джерелом додаткової інформації, яка наочно демонструє вплив параметра "d" на вантажопідйомність кожного типу підшипника.

Для побудови такої характеристики підшипника проводити додаткові розрахунки не потрібно. З розрахункового діапазону частот обертання обрані п'ять значень, рівномірно охоплюють весь діапазон частот обертання, а саме: 2000 рад/с, 2300 рад/с, 2600 рад/с, 2900 рад/с, 3200 рад/с. Кожна діаграма відповідає одній із заданих вище частот обертання і має п'ять кривих, що відповідають різним конструктивним виконанням підшипника (рис. 3.9). Так як в розрахунках вище параметр "d" задавався як добуток радіального зазору і допоміжного параметру, вісь X представлена не розрахованим значенням "d", а коефіцієнтами при радіальному зазорі - d= ***0,1*** C. Результати розрахунку представлені на рисунках 2.14 – 2.16. Наведені три з п’яти графиків.

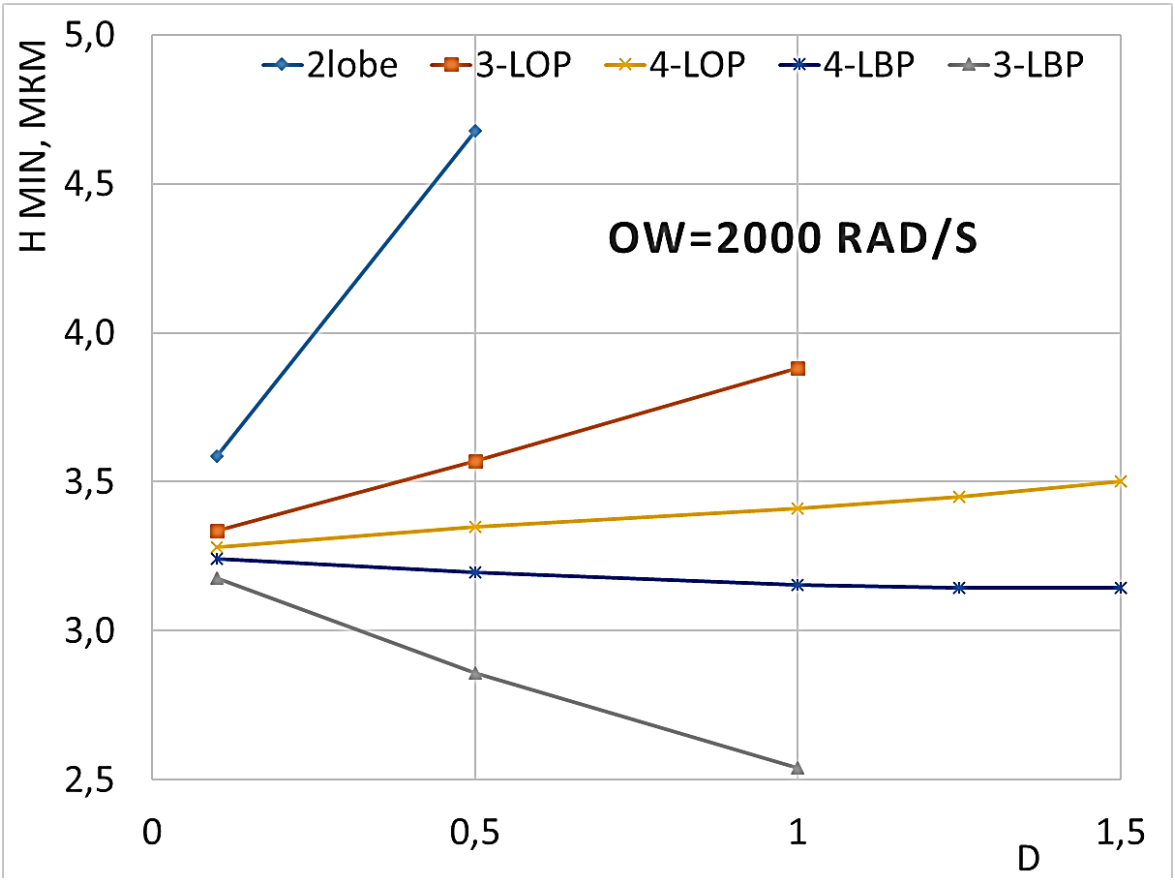


Рисунок 2.14 – Характеристика різних типів пелюсткових підшипників ковзання (розрахунковий випадок ω=2000 рад/с)

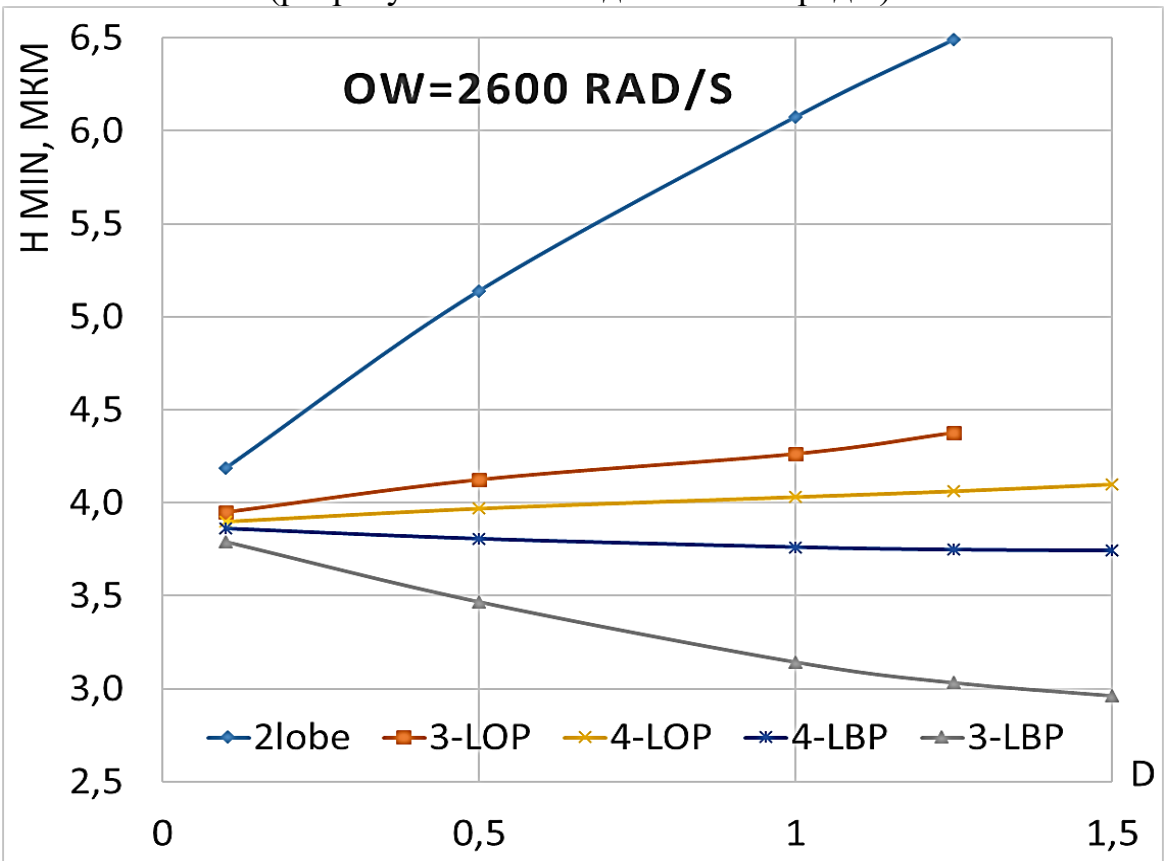


Рисунок 2.15 – Характеристика різних типів пелюсткових підшипників ковзання (розрахунковий випадок ω =2600 рад/с)

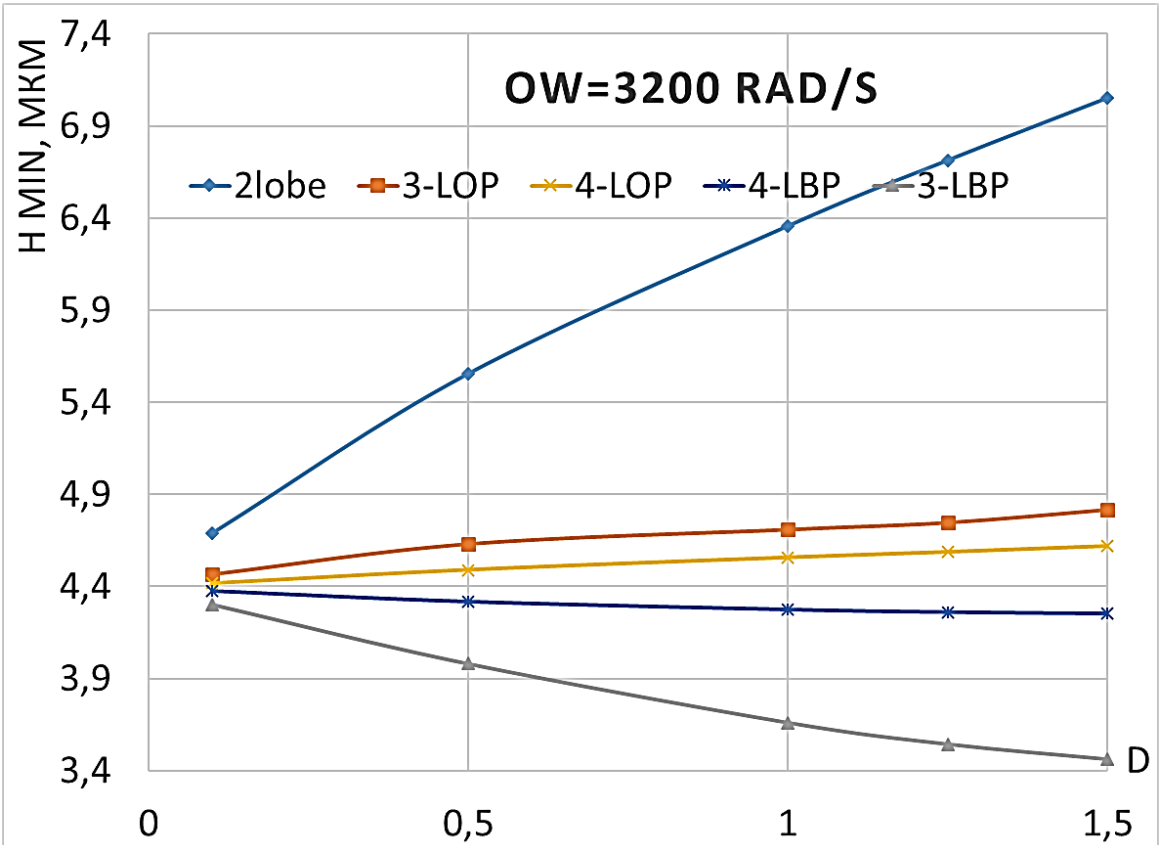


Рисунок 2.16 – Характеристика різних типів пелюсткових підшипників ковзання (розрахунковий випадок ω =3200 рад/с)

З результатів розрахунків бачимо, що характеристика 2-х пелюсткового підшипника має найбільш інтенсивний ріст і має найбільшу вантажопідйомність. При цьому, 3-х і 4-х пелюсткові підшипники, у яких сила прикладена між пелюстками, з ростом параметру "d" вантажопідйомність зменшується.

Висновок

Базуючись на результатах розрахунків прийнята конструкція підшипника – 2-х пелюстковий підшипник ковзання.

3. РОЗРАХУНОК РОЗМІРІВ ШЕСТЕРНЕВОЇ ПАРИ З УРАХУВАННЯМ УМОВ ПРАЦІ З ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ І ПЕРЕРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ З ПОДАЛЬШОЮ ОПТИМІЗАЦІЄЮ КОНСТРУКЦІЇ ПІДШИПНИКА

3.1Розрахунок шестеренної пари

Формули для розрахунку качаючого вузла.

Розрахунок продуктивності насосу:

$$Q\text{ид} = \frac{\pi * \text{К} * z * c * n * m^3}{30}, [\frac{\text{мм}^3}{\text{с}}]$$

де m – модуль зубчатого колеса, мм;

z – кількість зубів;

n – оберти в хвилину об/хв;

К – поправочний коефіцієнт;

С – відносна ширина шестерні, b/m.

Потрібна потужність:

$$N\text{н} = \frac{Q_{\text{ид}} * \eta_{\text{об}} * \Delta\, p_{\text{н}}}{\eta_{\text{н}}}, [\text{Вт}]$$

$\eta_{\text{об}}$ – об'ємний ККД насосу;

$\eta_{\text{н}}$ – повний ккд насосу.

Бокова сила від тиску, що діє на шестерні:

$$\text{Р}_{\text{б}} = \text{а} * b * D_{\text{н}} * \Delta\, p_{\text{н}}, [\text{Н}]$$

Де b – ширина шестеренного колеса, мм;

$D_{\text{н}}$ = m*z - діаметр зубчатого колеса, мм;

Сила від моменту:

$$\text{Рм} = \frac{30 * N}{\pi * n * D_{\text{н}} * cos\alpha}, [\text{Н}]$$

$cos\alpha$ – кут зачеплення зубчатих коліс.

Формули для розрахунку взяті з [5].

Метод розрахунку

Розрахунки виконано у програмі Excel. Методика виконання розрахунку наступна: розраховуємо набір шестеренних коліс з різними геометричними параметрами. Виходячи з того, що діаметр підшипників залишається незмінним, діаметр впадин задається (як діаметр підшипників з додатком декілька міліметрів на конструкцію деталей). Кількість зубів розраховується. Ширина колеса задається.

Приклади наведені у таблицях 3.1 – 3.3.

Таблиця 3.1

кількість зубів	z	32,60	30,69	29,0	27,50	26,16	24,95
кут профілю	fi	30	30	30	30	30	30
модуль	m, мм	1,5	1,60	1,7	1,80	1,9	2,00
питома ширина зубів	c	20,0	18,75	17,65	16,67	15,79	15,0
Ділильний діаметр	D, мм	48,9	49,1	49,3	49,5	49,7	49,9
Діаметр впадин зубів	Dd, мм	44	44	44	44	44	44
Діаметр вершин зубів	Da, мм	51,9	52,3	52,7	53,1	53,5	53,9
Ширина шестерні	B, мм	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0

Таблиця 3.2

кількість зубів	z	32,60	30,69	29,0	27,50	26,16	24,95
кут профілю	fi	30	30	30	30	30	30
модуль	m, мм	1,5	1,60	1,7	1,80	1,9	2,00
питома ширина зубів	c	13,3	12,5	11,8	11,1	10,5	10,0
Ділильний діаметр	D, мм	48,9	49,1	49,3	49,5	49,7	49,9
Діаметр впадин зубів	Dd, мм	44	44	44	44	44	44
Діаметр вершин зубів	Da, мм	51,9	52,3	52,7	53,1	53,5	53,9
Ширина шестерні	B, мм	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0

Таблиця 3.3

кількість зубів	z	32,60	30,69	29,0	27,50	26,16	24,95
кут профілю	fi	30	30	30	30	30	30
модуль	m, мм	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
питома ширина зубів	c	10,0	9,375	8,824	8,333	7,895	7,5
Ділильний діаметр	D, мм	48,9	49,1	49,3	49,5	49,7	49,9
Діаметр впадин зубів	Dd, мм	44	44	44	44	44	44
Діаметр вершин зубів	Da, мм	51,9	52,3	52,7	53,1	53,5	53,9
Ширина шестерні	B, мм	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0

З отриманих даних назначається максимальна ширина зубчатого колеса – 15 мм. При ширині більше ніж 15 мм, значення питомої товщини більше рекомендованого значення 10.

Наступним кроком зроблена таблиця розрахунку продуктивності насосу, де значення продуктивності відповідає потрібному значенню продуктивності. Величини, що входять до розрахунку продуктивності, представлені у вигляди формул (з формули продуктивності), що дає змогу користуватися функцією знаходження параметрів у програмі Excel. Кількість зубів задається згідно таблиці 3.3 і розраховується частота обертання. Результат приведено у таблиці 3.4.

Таблиця 3.4

N, об/хв	Qид, мм3/с	m, мм	z	N, Вт
38186,2	4966512,0	1,5	32	49665,12
35799,1	4966512,0	1,6	30	49665,12
32804,8	4966512,0	1,7	29	49665,12
30307,0	4966512,0	1,8	28	49665,12
29292,3	4966512,0	1,9	2	49665,12
27493,7	4966512,0	2,0	25	49665,12

Остаточно приймаємо шестерню з модулем 1,8 мм і шириною зубчатого колеса 15 мм. Остаточні розміри шестеренного колеса наведені у таблиці 3.5

Таблиця 3.5

Кількість зубів	z	28
кут профілю	fi	30
модуль	m, мм	1,8
питома ширина зубів	c	8,3
Ділільний діаметр	D, мм	50,4
Діаметр впадин зубів	Dd, мм	44,0
Діаметр вершин зубів	Da, мм	54,0
Ширина шестерні	B, мм	15,0

Розрахунок зусиль:

$P_б = 6048$ Н

$Pм = 358$ Н

$Pсум = P_б * 1{,}25 = 7560$ Н

Коефіцієнт 1,25 враховує векторну суму сил.

Розрахунок частоти обертання для забезпечення необхідної продуктивності палива на крейсерському режимі:

N= 10070 об/хв або 1055 рад/с. Це значення обертів буде слугувати нижньою границею діапазони роботи насоса. Для забезпечення необхідної продуктивності на режимах нижче ніж крейсерський (Малий Газ) в конструкції передбачен редукційний клапан.

3.2 Дослідження працездатності підшипника з новим навантаженням і оптимізація розмірів підшипника (довжини).

Базуючись на попередніх розрахунках, прийнята конструкція 2-х пелюсткового підшипника ковзання. У зв’язку з перерахуванням діючої сили на підшипник, виконані аналогічні розрахунки згідно пункту 3.2 з метою визначення найбільш вигідного допоміжного параметру за оцінкою вантажопідйомності. Сила, діюча на підшипник, дорівнює 3,8 кН. Діапазан частот обертання від 1000 рад/с до 3200 рад/с і охоплює ті частоти обертання, які необхідні для

забезпечення необхідної продуктивності на крейсерському і злітному режимах. Початкові геометричні параметри занесені до таблиці 3.6

Таблиця 3.6 – Геометричні параметри підшипника

Параметр	**Позначення**	**Розмірність**	**Значення**
Радіус цапфи	*Rj*	мм	19
Довжина цапфи	*H*	мм	38
Радіальний зазор	*C*	мм	0,015
Допоміжний параметр	*d*	мм	1,5C; 1.75C; 2C

Отримані результати наведені на рисунку 3.1

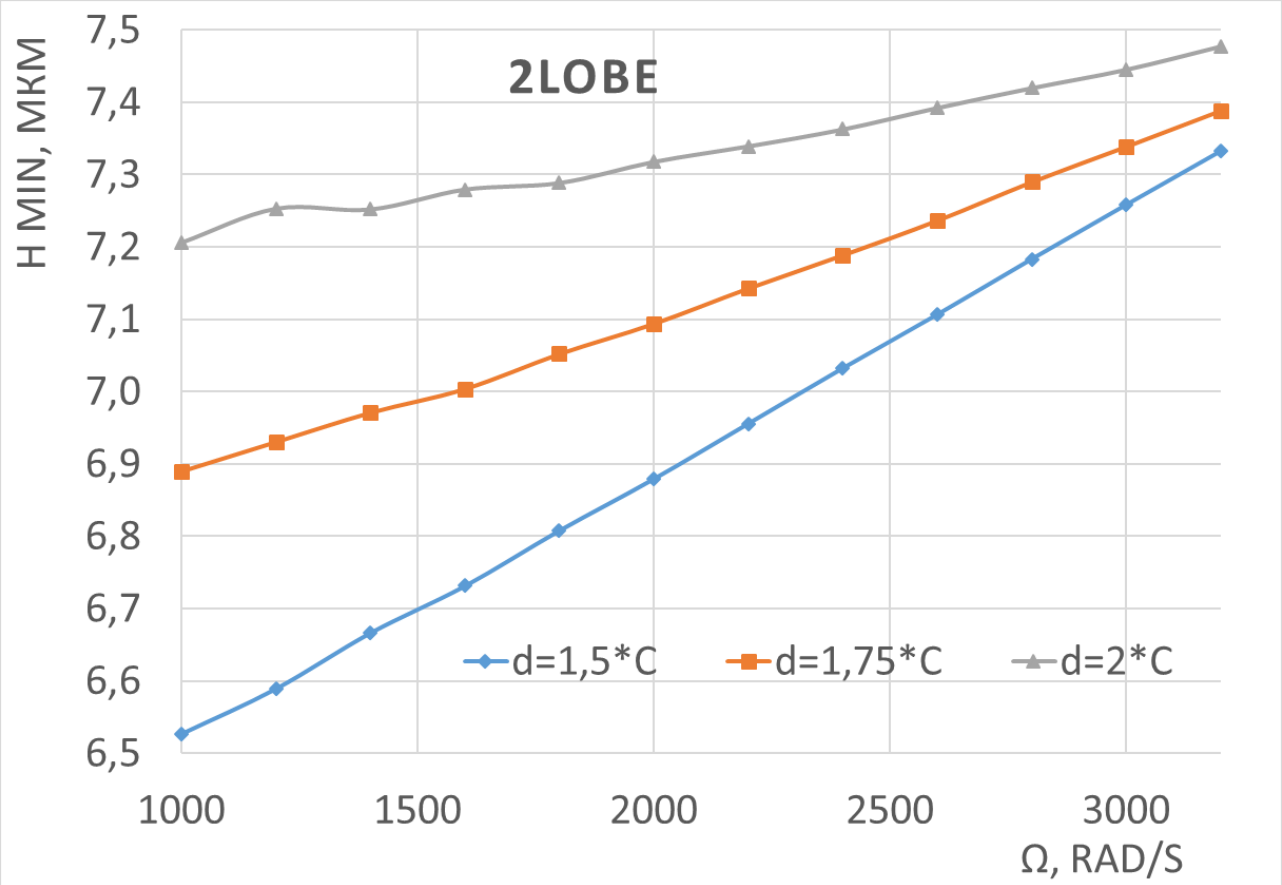


Рисунок 3.1 – Характеристика 2-х пелюсткового підшипника ковзання (розрахунковий випадок F=3,8 kH)

Згідно результатам розрахунку остаточно назначений допоміжний параметр *d= 2C.* В ході виконання розрахунку визначена границя працездатності підшипників, а саме 1000 – 1100 рад/с. На більш менших частотах обертання програма або не знаходить рішення, або вирішує з великими похибками. Для

забезпечення продуктивності менше, ніж потрібно на крейсерському режимі, передбачено використання редукційного клапану

Досліджено вплив довжини підшипника. Для цього виконано масив розрахунки з різною довжиною підшипника. Попереднє відношення довжини підшипника до його діаметру складало 1. Далі, в розрахунках, прийняті такі значення довжини цапфи: 32 мм (0,84); 34 мм (0,89); 36 мм (0,95); 38 мм (1); 40 мм (1,05); 42 мм (1,11); 44 мм (1,16). У дужках зазначено відношення довжини підшипника до його діаметру – $H/D_{валу}$. Результати представлені у вигляді характеристики підшипника - $h_{min}=f(H/D_{валу})$. Кожна окрема крива відповідає своїй частоті обертання. Результати зображено на рисунку 3.2.

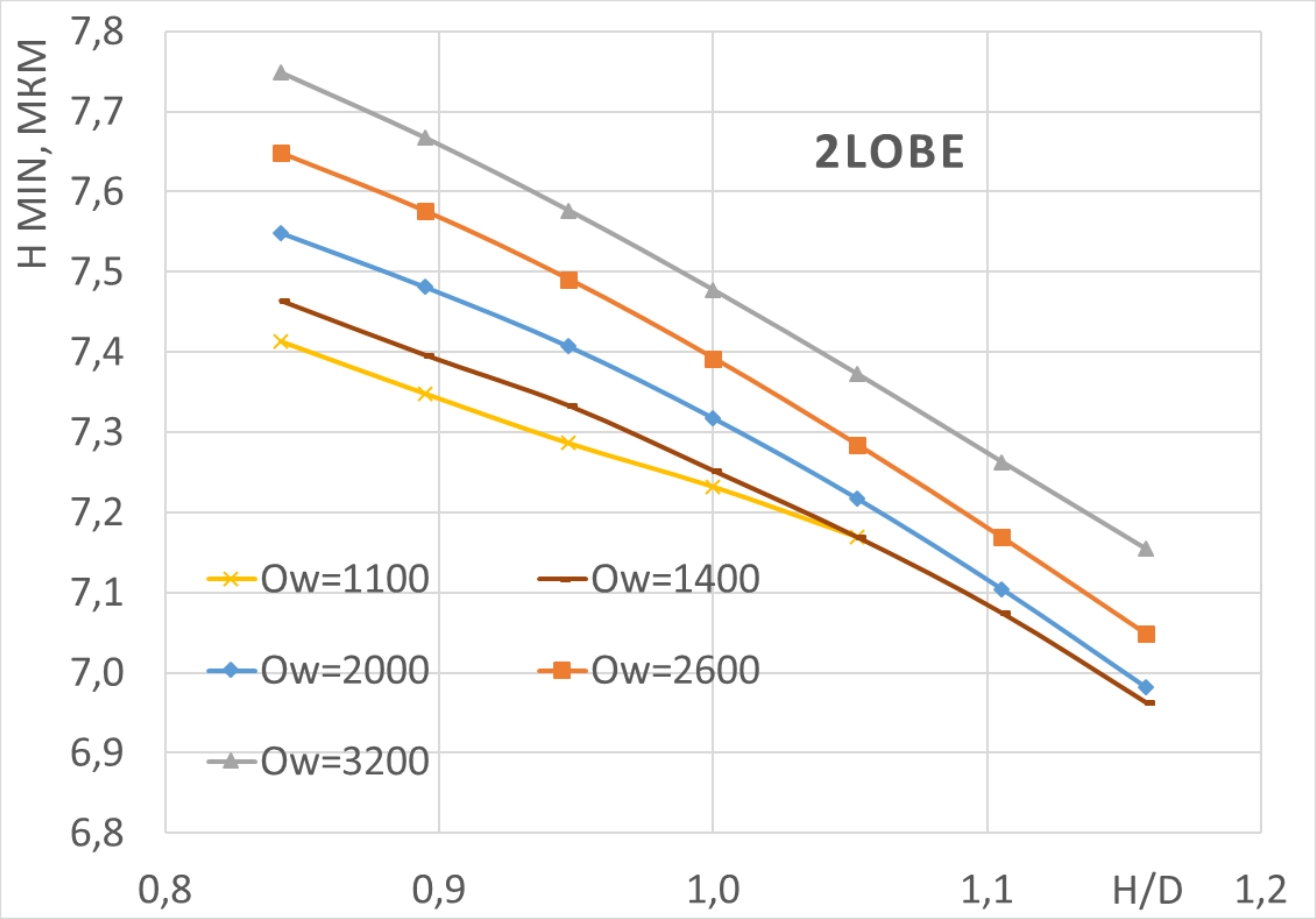


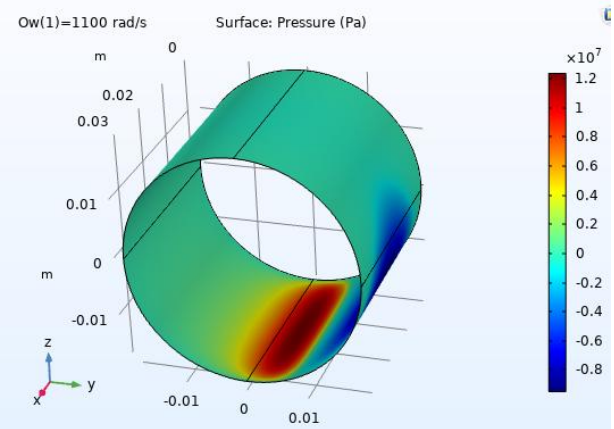
Рисунок 3.2 – Характеристика 2-х пелюсткового підшипника ковзання $h_{min}=f(H/D_{валу})$

На основі виконаних розрахунків довжина підшипника назначена 32мм, так як забезпечує найбільший h_{min}.

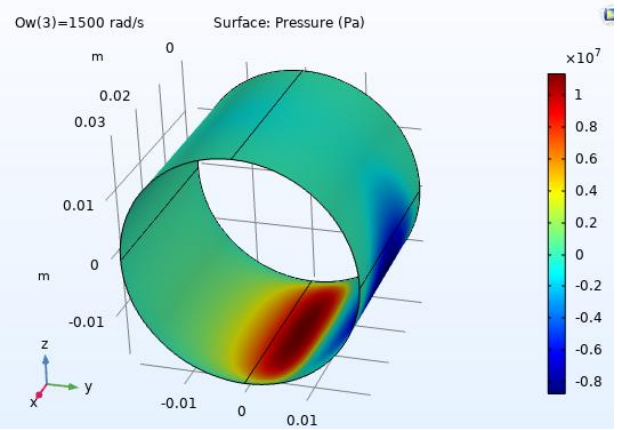
3.3 Розподіл тиску у підшипниках

Результати розрахунку підшипників у вигляді розподілу тиску на рисунку 3.3

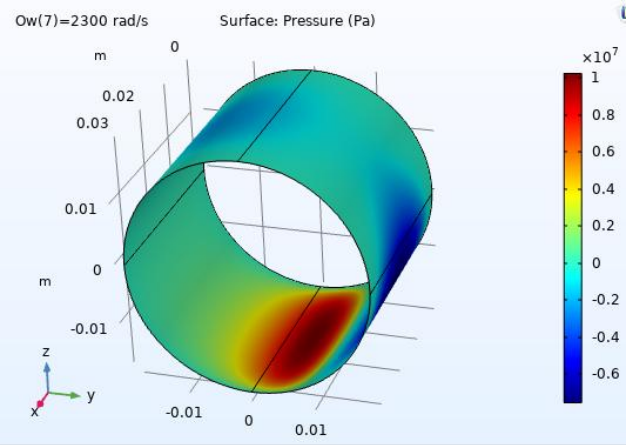
1100 рад/с



1500 рад/с



2300 рад/с



3100 рад/с

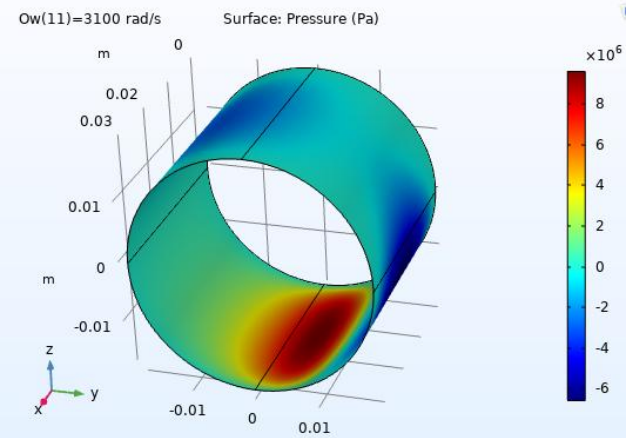


Рисунок 3.3 Розподіл тиску

З ростом частоти обертання тиск зменшується.

3.4 Порівняння качаючих вузлів. Висновок по переходу на електропривід.

Виконано порівняльний аналіз качаючих вузлів на рис. 3.4

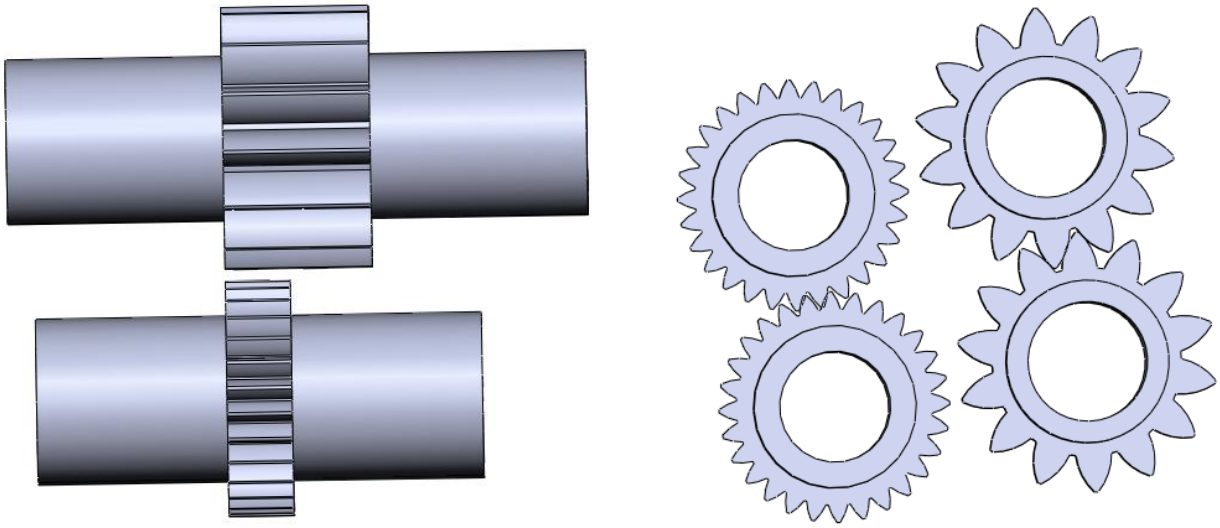


Рисунок 3.4 Качаючі вузли, порівняння

Висновки розділу

Виконано розрахунок підшипників ковзання, який підтверджує їх працездатність.

В даній роботі було прийнято рішення не зменшувати діаметри підшипників для забезпечення широкого діапазону працездатності підшипників ковзання. Даний насос здатен працювати в широкому діапазоні частот обертання (рис. 3.1), що дозволяє забезпечити майже кожен режим роботи двигуна необхідною подачею палива (від крейсерського режиму до злітного). Це сильно впливає на інтегральний ККД агрегату, так як не витрачається праця на перекачку «зайвого» палива, яка притаманна насосам з механічним приводом.

4. РОЗРАХУНОК РОЗМІРІВ ШЕСТЕРНЕВОЇ ПАРИ З УРАХУВАННЯМ УМОВ ПРАЦІ З МЕХАНІЧНИМ ПРИВОДОМ І ПЕРЕРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ З ПОДАЛЬШОЮ ОПТИМІЗАЦІЄЮ КОНСТРУКЦІЇ ПІДШИПНИКА

4.1Розрахунок шестеренної пари

Формули для розрахунку написані вище, у пункті 3.1

Метод розрахунку

Розрахунки виконано у програмі Excel. Методика виконання розрахунку наступна: розраховуємо набір шестеренних коліс з різними геометричними параметрами. Виходячи з того, що діаметр підшипників змінюємо, діаметр впадин задається (як діаметр підшипників з додатком декілька міліметрів на конструкцію деталей). Кількість зубів розраховується. Ширина колеса залишається такою же яка буда задана.

Приклади наведені у таблицях 4.1 – 4.4.

Таблиця 4.1– Розрахунок модулю шестерні при 50 мм.

n	Qid	m	z	Qh	N	Pb	Pm	Psum	P(ud)
6000	4966511	2.8	22,462	3973209,5	49665,1	16836,8	1474,5	18311,3	10071,2
6000	4966511	2.9	21,036	3973209,5	49665,1	16891,2	1469,7	18360,9	10098,5
6000	4966511	3	19,742	3973209,5	49665,1	17408	1426,1	18834,1	10358,7
6000	4966511	3.1	18,563	3973209,5	49665,1	17054,4	1455,7	18510,1	10180,5
6000	4966511	3.2	17,487	3973209,5	49665,1	17054,4	1455,7	18510,1	10180,5
6000	4966511	3.3	16,502	3973209,5	49665,1	17108,8	1451,0	18559,8	10207,9
6000	4966511	3.4	15,598	3973209,5	49665,1	17163,2	1446,0	18609,6	10235,3
6000	4966511	3.5	14,766	3973209,5	49665,1	17217,6	1441,9	18659,5	10262,7
4500	3177707	3.2	17,487	2648618,0	33107,7	17054,4	1293,87	18348,3	10091,7

Таблиця 4.2 - Геометрія шестерен для діаметру цапфи 50 мм

z	22,6	21,9	21,3	20,6	20,0	19,5	19,0	18,5	18,0	17,6	17,2	16,8
fi	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
m (мм)	2,8	2,90	3	3,10	3,2	3,30	3,4	3,50	3,6	3,70	3,8	3,90
c	12,14	11,72	11,33	10,96	10,62	10,30	10	9,71	9,44	9,18	8,94	8,71
D (мм)	63,5	63,7	63,9	64,1	64,3	64,5	64,7	64,9	65,1	65,3	65,5	65,7
Dd (мм)	56	56	56	56	56	56	56	56	56	56	56	56
Da (мм)	69,1	69,5	69,9	70,3	70,7	71,1	71,5	71,9	72,3	72,7	73,1	73,5
Db (мм)	55,0	55,2	55,3	55,5	55,7	55,9	56,0	56,2	56,4	56,6	56,7	56,9

Таблиця 4.3 - Розрахунок модулю шестерні при 48 мм.

n	Qid	m	z	Qh	N	Pb	Pm	Psum	Psum
6000	4966511	3	22,46	3973209,5	49665,12	16836,8	1474,52	18311,32	10071,2
6000	4966511	3,1	21,03	3973209,5	49665,12	16891,2	1469,77	18360,97	10098,5
6000	4966511	3,2	19,74	3973209,5	49665,12	17408	1426,14	18834,14	10358,7
6000	4966511	3,3	18,56	3973209,5	49665,12	17054,4	1455,71	18510,11	10180,5
6000	4966511	3,4	17,48	3973209,5	49665,12	17054,4	1455,71	18510,11	10180,5
6000	4966511	3,5	16,50	3973209,5	49665,12	17108,8	1451,08	18559,88	10207,9
6000	4966511	3,6	15,59	3973209,5	49665,12	17163,2	1446,48	18609,68	10235,3
6000	4966511	3,7	14,76	3973209,5	49665,12	17217,6	1441,91	18659,51	10262,7
4500	3310772	3,3	18,56	2648618,0	33107,73	17054,4	1293,87	18348,27	10091,7

Таблиця 4.4- Геометрія шестерен для діаметру цапфи 48 мм

z	20,6	20,0	19,4	18,9	18,4	17,9	17,5	17,1	16,7	16,3	15,9	15,6	15,3
fi	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
m (мм)	3	3,10	3,2	3,30	3,4	3,50	3,6	3,70	3,8	3,90	4	4,10	4,2
c	11,3	10,9	10,6	10,3	10	9,7	9,4	9,189	8,947	8,717	8,5	8,292	8,095
D (мм)	61,9	62,1	62,3	62,5	62,7	62,9	63,1	63,3	63,5	63,7	63,9	64,1	64,3
Dd (мм)	54	54	54	54	54	54	54	54	54	54	54	54	54
Da (мм)	67,9	68,3	68,7	69,1	69,5	69,9	70,3	70,7	71,1	71,5	71,9	72,3	72,7
Db (мм)	53,6	53,8	54,0	54,1	54,3	54,5	54,6	54,8	55,0	55,2	55,3	55,5	55,7

Ітеративним методом ми підбираємо шестерню яка буде працювати тобто витримувати h_{min}. Прорахував декілька варіантів діаметрів 40мм, 42мм, 44мм, 46мм, 48мм та 50мм. Робота проведена таким чином тому як з виведених залежностей було виявлено шо на мінімальний зазор рідини впливає як і сила що діє на опору так и лінійна швидкість, тому для підвищення працездатності був обран варіант збільшення діаметру цапфи з паралельним перерахунком сил и підшипників під них с урахування різних конструктивних змін у самому підшипнику.

Остаточно приймаємо шестерню з модулем 3.3 мм і шириною зубчатого колеса 34 мм. Остаточні розміри шестеренного колеса наведені у таблиці 3.5

Таблиця 4.5

Кількість зубів	z	19
кут профілю	fi	30
модуль	m, мм	3,3
питома ширина зубів	c	10,3
Ділільний діаметр	D, мм	62,7
Діаметр впадин зубів	Dd, мм	54,2
Діаметр вершин зубів	Da, мм	69,3
Ширина шестерні	B, мм	34,0

Коефіцієнт 1,25 враховує векторну суму сил.

Розрахунок частоти обертання для забезпечення необхідної продуктивності палива на крейсерському режимі:

N= 4700 об/хв або 470 рад/с. Це значення обертів буде слугувати нижньою границею діапазони роботи насоса. Для забезпечення необхідної продуктивності на режимах нижче ніж крейсерський (Малий Газ) в конструкції передбачен редукційний клапан.

3.2 Дослідження працездатності підшипника з новим навантаженням і оптимізація розмірів підшипника (довжини).

Базуючись на попередніх розрахунках, прийнята конструкція 2-х пелюсткового підшипника ковзання. У зв'язку з перерахуванням діючої сили на підшипник, виконані аналогічні розрахунки, з метою визначення найбільш вигідного допоміжного параметру за оцінкою вантажопідйомності. Сила, діюча на підшипник, дорівнює 10,1 кН.. Початкові геометричні параметри занесені до таблиці 4.6

Таблиця 4.6 – Геометричні параметри підшипника

Параметр	**Позначення**	**Розмірність**	**Значення**
Радіус цапфи	*Rj*	мм	24,25
Довжина цапфи	*H*	мм	48,50
Радіальний зазор	*C*	мм	0,015
Допоміжний параметр	*d*	мм	0,2C; 0.5C; 1C

Отримані результати наведені на рисунку 3.1

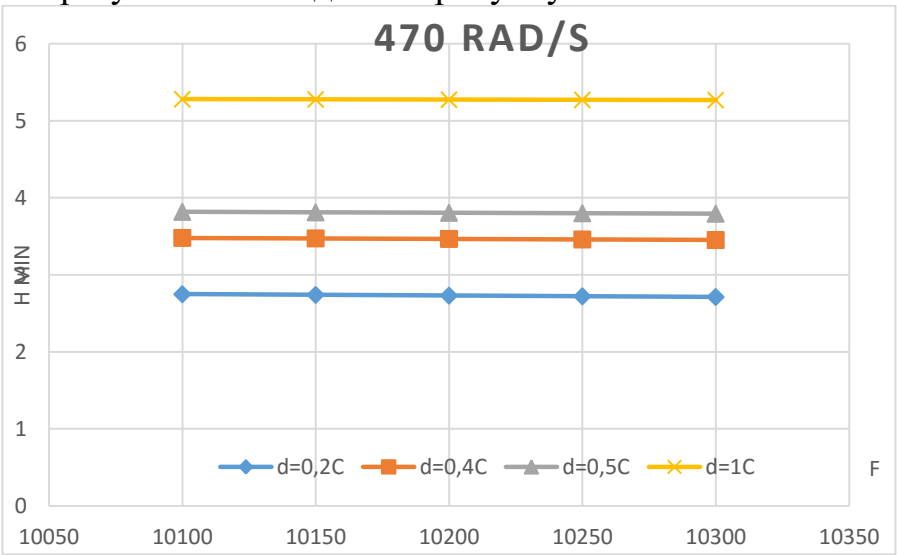


Рисунок 4.1 – Характеристика 2-х пелюсткового підшипника ковзання (розрахунковий випадок F=10,2 kH) при діаметрі 48мм

Згідно результатам розрахунку остаточно назначений допоміжний параметр *d = 1C*. В ході виконання розрахунку визначена границя працездатності підшипників, а саме 470 рад/с. На більш менших частотах обертання програма або не знаходить рішення, або вирішує з великими похибками. Для забезпечення продуктивності менше, ніж потрібно на крейсерському режимі, передбачено використання редукційного клапану

Досліджено вплив діаметру підшипника. Для цього виконано масив розрахунки з різним діаметром підшипника.

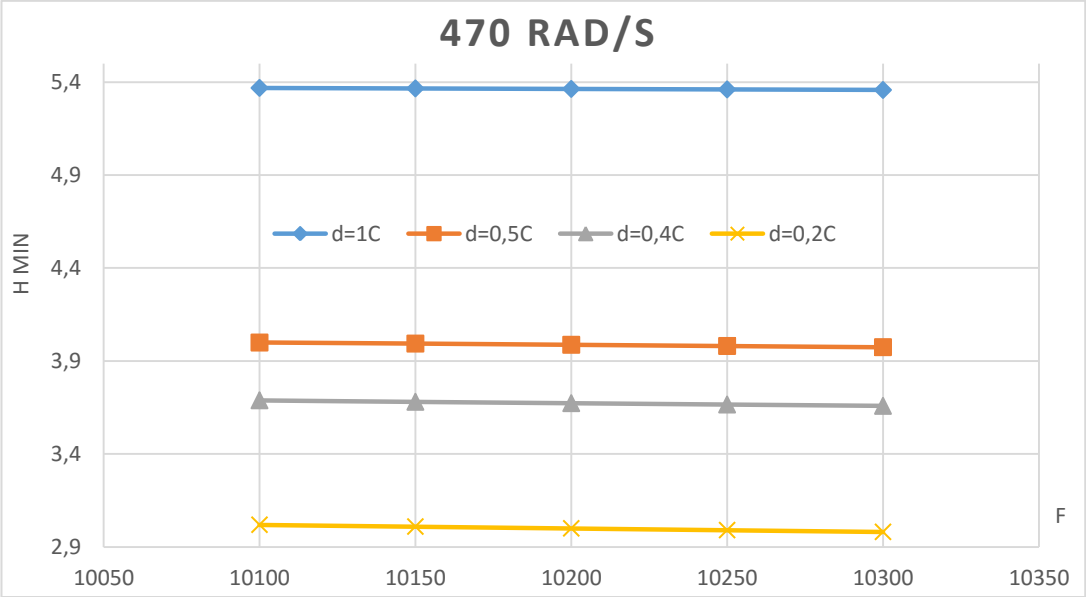


Рисунок 4.2– Характеристика 2-х пелюсткового підшипника ковзання (розрахунковий випадок F=10,2 kH) при діаметрі 50мм

На основі виконаних розрахунків діаметр підшипника визначений 48мм, так як забезпечує найбільший h_{min}.

4.3 Розподіл тиску у підшипниках

Результати розрахунку підшипників у вигляді розподілу тиску на рисунку 4.3, 4.4, 4.5.

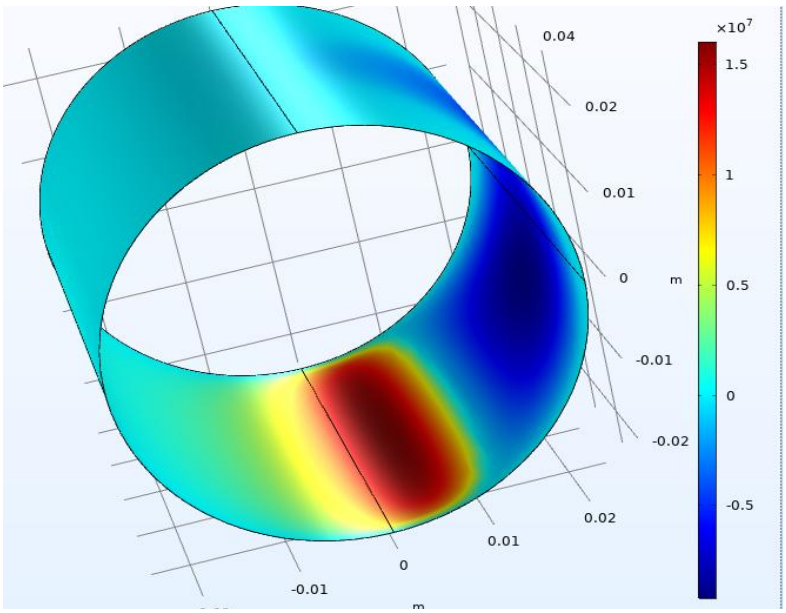


Рисунок 4.3 – Епюра тиску навантаженого підшипнику при 470 рад/с

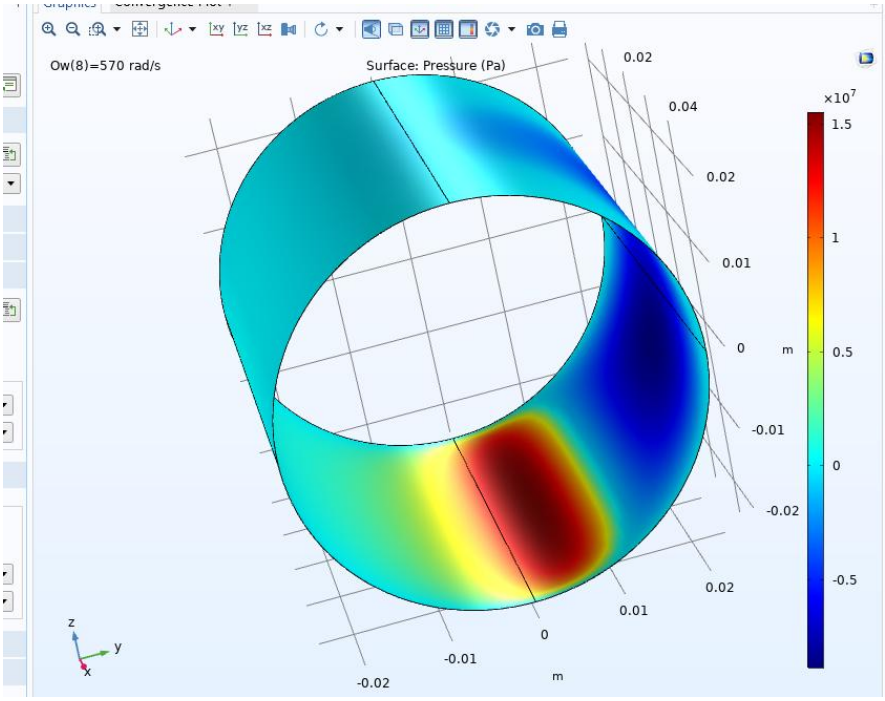


Рисунок 4.4 - Епюра тиску навантаженого підшипнику при 570 рад/с

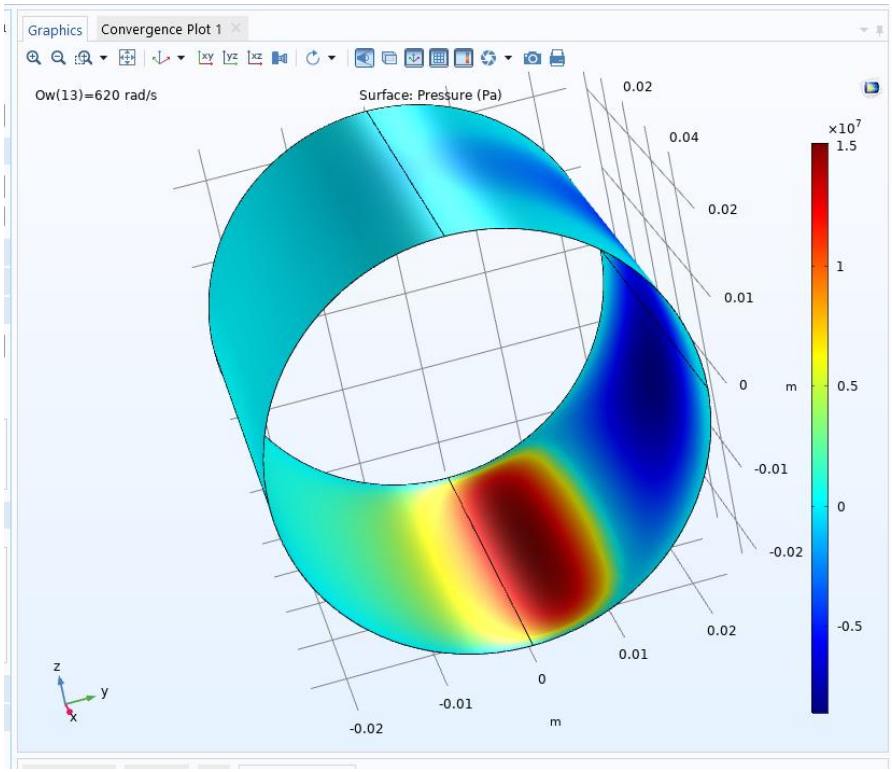


Рисунок 4.5 - Епюра тиску навантаженого підшипнику при 620 рад/с

Висновки розділу

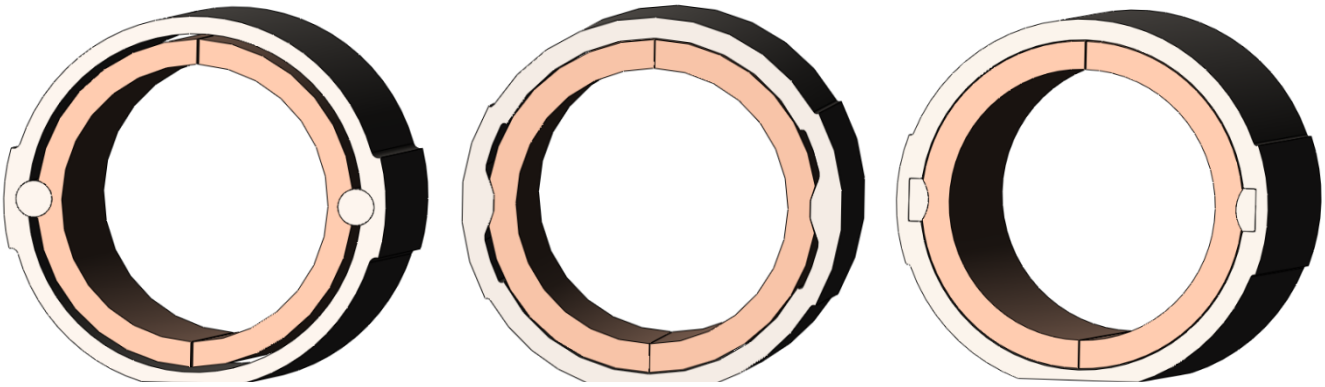
Виконано розрахунок підшипників ковзання, який підтверджує їх працездатність.

В даній роботі було прийнято рішення збільшити діаметри підшипників для забезпечення широкого діапазону працездатності підшипників, що дозволяє забезпечити кожен режим роботи двигуна необхідною подачею палива (від крейсерського режиму до злітного).

5 КОНСТРУКЦІЯ ПІДШИПНИКА І КАЧАЮЧИХ ВУЗЛІВ

5.1 Конструкція підшипників

Можливі конструктивні виконання підшипників наведені на рисунку 5.1



А) Б) В)

Рисунок 5.1 – конструктивні виконання підшипників ковзання

Варіант А (з роликом) найбільш технологічний, але має, відносно інших варіантів, найбільші радіальні розміри. У даному насосі при цьому варіанті пелюстка буде мати тонкостінний елемент у місці контакту з роликом.

Варіант Б (зі спеціальною спрофільованою опорною поверхнею) можливо реалізувати у даній конструкції, але він не технологічний.

Варіант В (зі зрізаним роликом) – компроміс між першими двома: більш технологічний, ніж другий та не призводить до появи тонкостінних елементів пелюстки підшипника, як преший.

5.2 Порівняння качаючих вузлів

В таблиці 5.1 наведено розміри качаючих вузлів з механічним та електричним приводом.

Таблиця 5.1. Основні розміри качаючих вузлів з гідродинамічними підшипниками для насосів з механічним та електричним приводами (в мм).

	Початковий діаметр шестерні Dн	Габарит (l x b x h)	Діаметр цапфи Dц	Довжина пелюстка, l
Електричний привод	50,4	95 x 54 x 105,6	38	32
Механічний привод	62,7	146 x 69,3 x 122	48	48

На рис. 5.2 наведено 3Д модель можливого насоса.

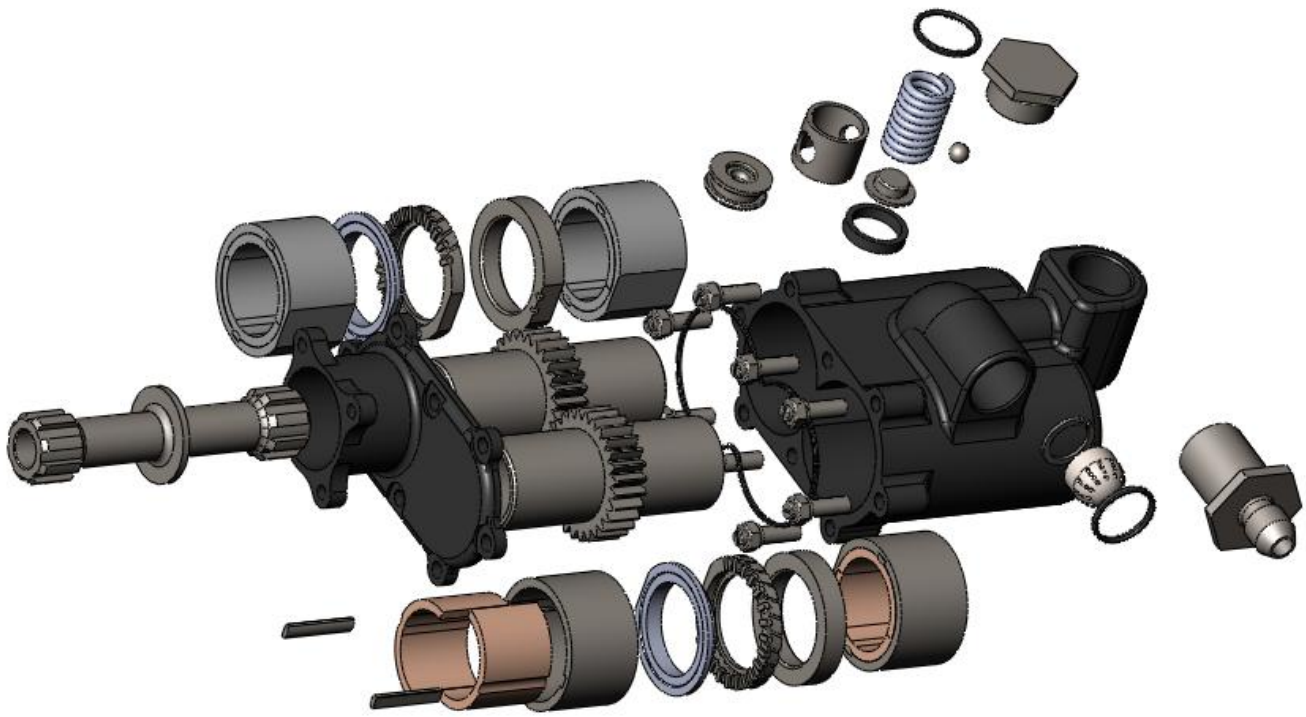


Рисунок 5.2 Модель насоса

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Виконані розрахунки підшипників ковзання підтверджують їх працездатність. Підшипники насосу з електричним приводом мають менші габаритні розміри і більшу вантажопідйомність, а також забезпечують насосу більший робочий діапазон частот обертання, що позитивно відображається на шестеренному насосі як вузлу паливної системи ГТД.

БІБЛІОГАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Епифанов С.В. Авиационные топливные системы/С.В. Епифанов, А.И. Рыженко, Р.Ю. Цуканов. – Харьков: Нац. Аэрокосм. Университет им. Н.Е. Жуковского «Харьков. авиац. ин-т», 2018. – 558 с.

2. Романенко И. С. «Анализ особенностей моделирования процессов в топливных шестеренных насосах ГТД»/ И. С. Романенко, А. В. Белогуб [Электронный ресурс] – 2020. – Режим досту-па: http://dx.doi.org/10.32620/aktt.2020.7. 04

3. Воскресенский В. А. Расчет и проектирование опор скольжения/ В. А. Воскресенский, В. И. Дъяков. Справочник, М. – Машиностроение, 1980, 224с.

4. Назаренко Ю.Б. Динамика роторов и гидродинамика масляного клина подшипников качения газотурбинных двигателей/Ю.Б. Назаренко, Е.Ю. Марчуков. Монография – Москва, 2016. – 186 с.

5. Безуглый С.В. Шестеренные насосы. Конструкция и проектирование: учеб. пособие / С.В. Безуглый , А.И. Гаркуша, В. С. Чигрин. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2009. – 48 с.