

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

Факультет авіаційних двигунів

Кафедра конструкції авіаційних двигунів

**Пояснювальна записка
до дипломної роботи***магістра*

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему Розробка та дослідження гідродинамічних підшипників паливного
насосу до ГТД

«ХАІ.203.262м.200.134.1602034.ПЗ»

Виконав: студент б курсу, групи 262мСпеціальність 134 «Авіаційна та ракетно-космічна
техніка»

(шифр і назва напрямку підготовки, спеціальності)

Освітня програма Авіаційні двигуни та енергетичні установки
(найменування)Гудошник О.В.

(прізвище та ініціали)

(підпис, дата)

Керівник: Білогуб О.В.

(прізвище та ініціали)

(підпис, дата)

Рецензент: Фадєєв В.А.

(прізвище та ініціали)

(підпис, дата)

Харків – 2020 р.

Міністерство освіти і науки України
Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

Факультет _____ *авіаційних двигунів* _____
 (повне найменування)

Кафедра _____ *конструкції авіаційних двигунів* _____
 (повне найменування)

Рівень вищої освіти _____ *другий (магістерський)* _____

Спеціальність _____ *134 Авіаційна-та ракетно-космічна техніка* _____
 (код та найменування)

Освітня програма _____ *Авіаційні двигуни та енергетичні установки* _____
 (найменування)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри, д. т. н., професор

_____ Спіфанов С. В.

“ _____ ” _____ 2020 року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

_____ (прізвище, ім'я, по батькові)
 1. Тема кваліфікаційної роботи *Розробка та дослідження гідродинамічних підшипників паливного насосу до ГТД*

керівник кваліфікаційної роботи *Білогуб Олександр Віталійович*
 _____ (прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом Університету № _____ від “ _____ ” _____ 20__ року

2. Термін подання студентом кваліфікаційної роботи _____

3. Вихідні дані до роботи _____

4. Зміст пояснювальної записки (перелік завдань, які потрібно розв'язати)

5. Перелік графічного матеріалу _____

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1			
2			
3			
4			

Нормоконтроль _____ «___» _____ 20__ р.
(підпис) (ініціали та прізвище)

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів кваліфікаційної роботи	Примітка
1			
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			
9			
10			
11			
12			

Студент _____

(підпис)

Гудошник О.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник кваліфікаційної роботи _____

(підпис)

Білогуб О.В.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до дипломної роботи магістра містить: 58 стор., 15 табл., 56 рис., 7 джерел. Дипломний проект магістра присвячений актуальній темі проектуванню шестеренного насосу на гідродинамічних підшипниках ковзання.

У теоретичному розділі було приведено загальні теоретичні данні о шестеренних насосах їх переваги і недоліки. Також продемонстровані основні фізичні характеристики робочої рідини.

У другому розділі приведені основні цілі та задачі, які стояли при виробництві цієї дипломної роботи. Початкові данні шестеренного колеса від котрого відштовхувалися для подальшого проектування.

У розділі «Розрахунок підшипників ковзання» 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. Виявленні взаємо залежності та зроблено вибір іншої конструкції підшипника для подальшої роботи, після проведених розрахунків обрана геометрія цапфи шестерні та для неї перераховано підшипники. Для них зроблені епюри тиску при різних обертах для розрахунку у конструктивній частині.

У розділі конструкція приведені основні вузли які входять у робочу зборку насоса також приведені розрахунки на міцність пелюстки підшипника, перевірено працездатність втулки диференційного піджиму, розрахована ресора, спроектована система уникнення запирання рідини у западинах (розвантажувальні канавки).

Випускна робота магістра виконана за допомогою електронно обчислювальної техніки. При виконанні використовувались розрахунковий модуль Hydrodynamic Bearing програми COMSOL Multiphysics та SOLIDWORKS Simulation. При оформленні 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.

ШЕСТЕРЕННИЙ НАСОС, ПРОДУКТИВНІСТЬ , ГІДРОДИНАМІЧНИЙ ПІДШИПНИК КОВЗАННЯ, ХАРАКТЕРИСТИКА ПІДШИПНИКА, ПЕЛЮСТКОВИЙ ПІДШИПНИК, РЕДУЦІЙНИЙ КЛАПАН.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	10
1 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ШЕСТЕРНЕВИХ НАСОСИ.....	11
1.2 Фізичні характеристики робочої рідини	16
2 ЦІЛІ ,ЗАДАЧІ ТА ПОЧАТКОВІ ДАНІ.....	18
2.1 Цілі і задачі	18
2.2 Початкові дані	18
3 РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ	20
3.1 Теоретичні дані	20
3.2 Визначення впливу радіального зазору на працездатність підшипника	22
3.3 Порівняння різних конструкцій підшипників ковзання	26
3.3 Розрахунок розмірів шестерневої пари з урахуванням нового робочого діапазону частот обертання	33
3.4 Дослідження працездатності підшипника з новим навантаженням і оптимізація розмірів підшипника (довжини).	36
3.5 Розподіл тиску у підшипниках	39
3.6 Порівняння з підшипниками кочення.....	40
3.7 Порівняння качаючих вузлів. Висновок по переходу на електропривід.	40
4 КОНСТРУКЦІЯ.....	42
4.1 Підшипник ковзання.....	42
4.2 Втулки диференційного піджиму	44
4.3 Втулки з канавками для усунення запирання рідини	45
4.5 Корпус	47
4.6 Кришка	49
4.7 Привідна ресора	50
4.8 Клапан переливний.....	50
4.9 Вхідний штуцер.....	54
4.11 Підбір електродвигуна, схеми розташування	59
ВИСНОВКИ.....	61
БІБЛОГАФІЧНИЙ СПИСОК	62

ВСТУП

Сучасні тенденції у розробці ГТД все більше складаються в бік «електричних двигунів», що передбачає під собою відхід від класичної коробки приводів та заміни 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 паливостачання. 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 деяких 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 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ШЕСТЕРНЕВИХ НАСОСИ

Насоси - найбільш поширені агрегати авіаційних силових установок. Їх призначення - перетворення механічної енергії, що підводиться до насоса, в енергію потоку рідини, що перекачується, яка виявляється в тиску і швидкості.

У силових установках насоси виконують різні функції: подають паливо для роботи двигуна, робочу рідину для приводів різних механізмів, які обслуговують двигун, силову установку, літальний апарат і т.д., прокачують мастило для змащування поверхонь і відводу тепла від нагрітих деталей.

В авіації застосовують насоси об'ємного типу і лопаткові (динамічні).

Робота об'ємних насосів заснована на принципі періодичного зміни робочого об'єму їх насосних (качаючих) елементів. При збільшенні робочого об'єму відбувається заповнення міжзубового простору рідиною у всмоктуючій магістралі, при зменшенні - витіснення рідини в видаткову магістраль.

Кожен робочий об'єм насосу за один цикл витісняє строго певний обсяг рідини, постійний для даного насоса і режиму його роботи.

Тиск за насосом визначається гідравлічним супротивом магістралей і агрегатів, розташованих за насосом. Тому об'ємний насос теоретично може створювати необмежено високий тиск. Насправді, створюваний об'ємним насосом тиск обмежується міцністю і жорсткістю деталей насоса і ступенем ущільнення його качаючого вузла.

За характером руху качаючого елемента, шестеренний насос (рис. 1.1) можна віднести к ротаційним.

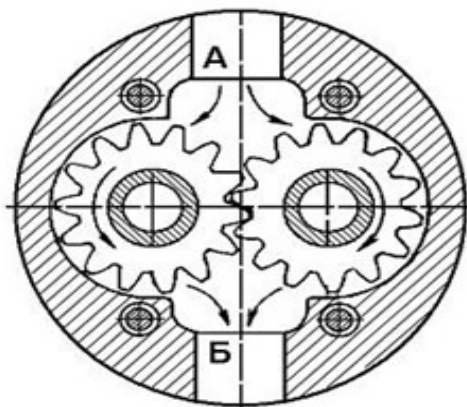


Рисунок 1.1 - Схема шестереневого насоса

Рідина в такому насосі з порожнини А переноситься в порожнину Б в міжзубовому просторі шестерень при їх обертанні. У плунжерному насосі рідина подається за допомогою зворотньо-поступального руху качаючого елемента, а в ротаційному - обертального. Остання обставина дозволяє виконати ротаційний насос компактніше плунжерного, а при тих же габаритних розмірах ротаційний насос забезпечує більшу продуктивність.

Ротаційний насос працює без органів розподілу рідини на вході і виході, тоді як в Плунжерні насоси наявність їх обов'язково.

Об'ємний насос, працюючи при постійній частоті обертання і змінному перерізі на виході, забезпечує теоретично постійні витрати Q при змінному тиску p .

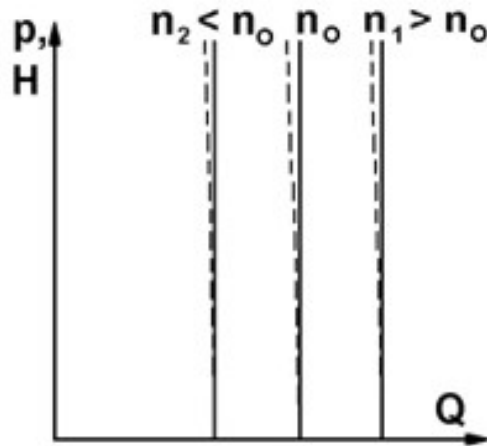


Рисунок 1.2 - Напірні характеристики шестеренного насоса

Для усіх типів насосів швидкості руху ротора обмежені вимогою відсутності кавітації, з цієї точки зору лопатеві насоси можуть працювати при більш великих окружних швидкостях руху ротора, ніж об'ємні.

Перевага лопаткових насосів - рівномірність потоку рідини в часі, в той час як об'ємні насоси створюють пульсуючий потік.

Недолік лопаткових насосів - нездатність починати роботу без попередньої заливки рідиною, що пояснюється наявністю великих зазорів в їх качаючому вузлі.

Пристрій і принцип роботи

Перевага шестерневих насосів:

- простота конструкції;
- невелика кількість обертових і тертьових деталей;
- малі габаритні розміри;
- можливість збільшення в одному агрегаті кількості секцій і ступенів;
- надійність в роботі.

Недолік шестеренних насосів - поступове збільшення зазорів в процесі експлуатації внаслідок зносу деталей качаючого вузла і зменшення продуктивності насоса.

Качаючий вузол шестереневого насоса складається з двох шестерень (іноді з трьох або чотирьох), що знаходяться в зачепленні, встановлених з мінімальними зазорами в спеціальних розточеннях (колодязях) корпусу, сполучених з порожнинами входу і виходу.

Рідина подається насосом за допомогою перенесення її в западинах шестерень з порожнини входу в порожнину виходу і витіснення в порожнині виходу зубами однієї шестерні з западин іншої. Потрапляючи в порожнину входу, зуби виходять із западин, а в висвободжений обсяг западин знову надходить рідина, процес повторюється.

Залежно від типу зачеплення розрізняють насоси з шестернями зовнішнього зачеплення, які отримали найбільше поширення, і насоси з шестернями внутрішнього зачеплення. Останні відрізняються компактністю і поліпшеними кавітаційними характеристиками. Число зубів внутрішньої шестерні на два - три зуба менше, ніж кільцевої. Усмоктувальні і нагнітаючі порожнини поділяються за допомогою серпоподібного роздільника. Існують також насоси зі спеціальним профілем зуба, в них відсутній розділовий елемент: внутрішня шестерня цих насосів має на один зуб менше, ніж кільцева. Недолік насосів з внутрішнім зачепленням - більш висока вартість їх виготовлення.

За величиною робочого тиску шестеренні насоси підрозділяють на три групи:
 низького тиску - до 2 МПа;
 середнього тиску - від 2 до 10 МПа;
 високого тиску - понад 10 МПа.

Основні елементи насосів

Корпус насоса призначений для розміщення всіх деталей насоса, а також порожнин входу і виходу рідини з відповідними каналами, в тому числі дренажними.

Качаючий вузол насоса, що складається з окремих качаючих (насосних) елементів, забезпечує подачу рідини, повідомляючи їй необхідну енергію.

Ведучий валик насоса призначений для передачі механічної енергії вузлам качуючого вузлу.

Перепускні клапани повертають надмірну кількість рідини з виходу насоса на вхід, якщо в насосі не передбачена можливість регулювання продуктивності.

Запірні клапани (або крани) перешкоджають перетіканню рідини самопливом з баків в систему через зазори в непрацюючому насоса.

Шестерні виготовляють як разом з валиками, так і окремо від них. У першому випадку спрощується конструкція і технологія виготовлення, у другому - обробка посадкових поверхонь і торців шестерень (обидві шестерні за один прохід). Посадка шестерень на валики може бути здійснена за допомогою шпонок, штифтів і кульок. Шпонка передає великі крутний момент, штифти застосовують при вузьких шестернях, а кульки забезпечують можливість самоустановки шестерень.

Матеріали шестерень - леговані сталі 12ХНЗА, 18ХНВА, 38ХМШ.

Зуби і торці шліфують, торці іноді притирають. Іноді шестерні виготовляють з бронзи і аустенітних сталей (тобто з матеріалів з підвищеним коефіцієнтом лінійного розширення), що-б запобігти значних змін зазорів при виготовленні корпусів з легких сплавів. Валики виконують з легованих цементованих і азотованих сталей, осі - з легованих сталей, а також чавуну, бронзи, дюралюмінію.

Підшипники. У високонапірних насосах застосовують голчасті підшипники без внутрішніх кілець. Тіла кочення розміщують в кільцевих канавках, виконаних на валиках шестерень. Зовнішні кільця запресовують в корпус.

Торцеве ущільнення. Плаваючі втулки торцевого ущільнення забезпечують збереження практично нульовий величини торцевих зазорів між шестернями і корпусом протягом всього терміну служби насоса.

Плаваючі втулки підтискаються до торців шестерень пружинами, створюють початковий контакт, і тиском палива, що підводиться до втулок з порожнини високого тиску. Величину зусилля притиснення втулок до торців шестерень вибирають достатній для ущільнення і не дуже великий, щоб не викликати значного тертя в насосі.

Забезпечення напору

Головна функція насоса - забезпечення необхідного тиску (напору) рідини і продуктивності (витрати). Перша вимога визначає конструкцію тих елементів насоса, від яких залежить величина витоків, і, в значній мірі, технологію виготовлення кожного вузла; друга вимога - розміри і частоту обертання ротора насоса. Величина створюваного насосом тиску при інших рівних умовах визначається ступенем ущільнення качаючого вузла, а так-же міцністю і жорсткістю деталей насоса.

Витік рідини з порожнини високого тиску в порожнину низького відбувається в шестеренних насосах через радіальний і торцевий зазори між шестернями і корпусом. Витоку за профілем зубів, що зачіпляються, при високій точності виготовлення шестерень можуть бути повністю усунені завдяки щільному контакту в зачепленні від крутного моменту.

Наближено можна вважати, що уздовж радіального зазору тиск рідини між порожнинами входу і виходу змінюється за лінійним законом. Під впливом перепаду тисків виходить перетікання рідини з порожнини виходу в порожнину входу.

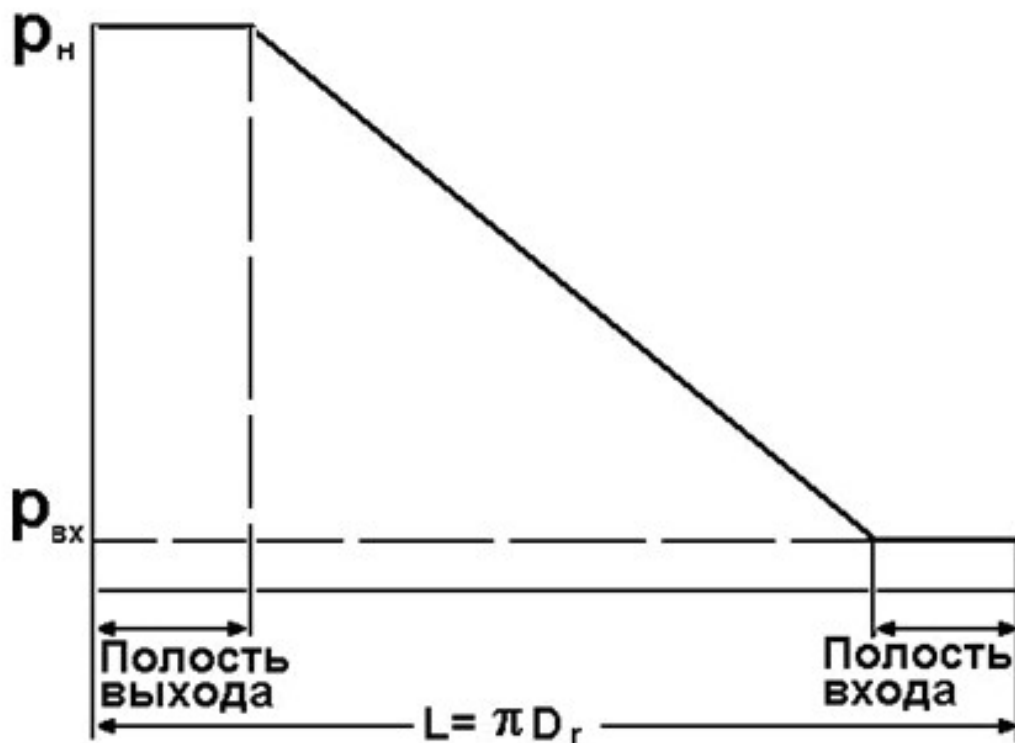


Рисунок 1.3 - Зміна тиску в радіальному зазорі при концентричному розташуванні шестерень в колодязях.

Перетіканню рідини через радіальний зазор перешкоджають шестерні, що обертаються в напрямку, протилежному потоку витоків. Крім того, перетікання рідини через звуження і розширення прохідного перетину (тобто повз зубів і западин) також призводить до зменшення напору витоків.

У зв'язку з цим значення радіальних зазорів порівняно невелике. Практично радіальний зазор коливається в межах від 0,02 до 0,2 мм, причому мінімальні значення зазору застосовують в насосах, що працюють при тисках понад 10 МПа. У торцевому зазорі витки відбуваються в основному по радіусу шестерень від денця западини до підшипника і далі на бік входу, а також частково поперек зубів, що знаходяться поблизу полюса зачеплення. В обох випадках рідині доводиться подолати тільки вузький пасок, причому обертання шестерень тут не перешкоджає перетіканню рідини.

Торцеві зазори впливають на виток сильніше радіальних, по-цьому їх величина вибирається меншою і становить 0,01 ... 0,1 мм в залежності від тиску і в'язкості рідини.

Виток через торцеві зазори складають 76 ... 95% сумарних внутрішніх витоків в насосі.

Щоб забезпечити роботу насоса без заклинювання з малими зазорами в качаючому вузлі корпусу, шестерні обробляють з високим ступенем точності. Непаралельність шліфованих торців шестерень і площини корпусу і не перпендикулярність їх осей шестерень допускається не більше 0,01 мм на радіусі 50 мм.

Для усунення наволаківання матеріалу корпусу на торці шестерень торцеві поверхні корпусу покривають антифрикційним матеріалом (текстолітом). Для компенсації не перпендикулярності осі обертання шестерень торцевим поверхням корпусу, шестерні зв'язуються з валиками за допомогою трьох кульок, що дозволяє шестерням в процесі роботи самовстановлюватися.

Зменшення перетікання рідини досягається також підвищенням жорсткості деталей. Для цього корпус іноді оребрять, а кришки виконують підвищеної товщини і сферичної форми. Щільне прилягання стиків забезпечується великою кількістю стяжних болтів. Щоб рідина, що проникла під тиском в стик, не розкрила його, вона відводиться по системі каналів на всмоктування.

При високому, а також середньому тиску нагнітання, але малої в'язкості рідини застосовують спеціальне ущільнення торцевих зазорів за допомогою бронзових втулок, притискаємих до торців шестерень робочим тиском рідини, що нагнітається. При цьому для усунення перекосу втулок використовують диференційний підтиск їх до шестерень відповідно до характеру дійсного розподілу тиску в торцевому зазорі і робочих порожнинах.

1.2 Фізичні характеристики робочої рідини

За завданням, робочою рідиною ми обираємо керосин ТС-1. Його отримують прямою перегонкою сірчистої нафти. Найбільш поширений вид авіакеросину для дозвукової авіації. Використовується як у військовій, так і в цивільній техніці.

Нижче приведені табличні дані характеристик важливих для розрахунку значень [7].

Кожна характеристика зроблена у відношенні температури, також побудовано графік з лінією тренда для поліпшення апроксимування.

Таблиця – 1.1 Залежність щільності і динамічної в'язкості від температури

Температура С ⁰	Щільність кг/м ³	Динамічна в'язкість Па*с
-40	822,8	0,00446
-20	808,4	0,00238
0	794	0,00184
20	779,6	0,0015
40	765,2	0,00104
60	758,8	0,000772
80	736,4	0,000602
100	722	0,000485
120	707,6	0,000401
140	693,6	0,000339
160	676	0,000291
180	657	0,000253
200	637,8	0,000223
220	618	
240	597,7	
260	575	
280	550	
300	524,3	
320	491,4	
340	453,4	
360	403	

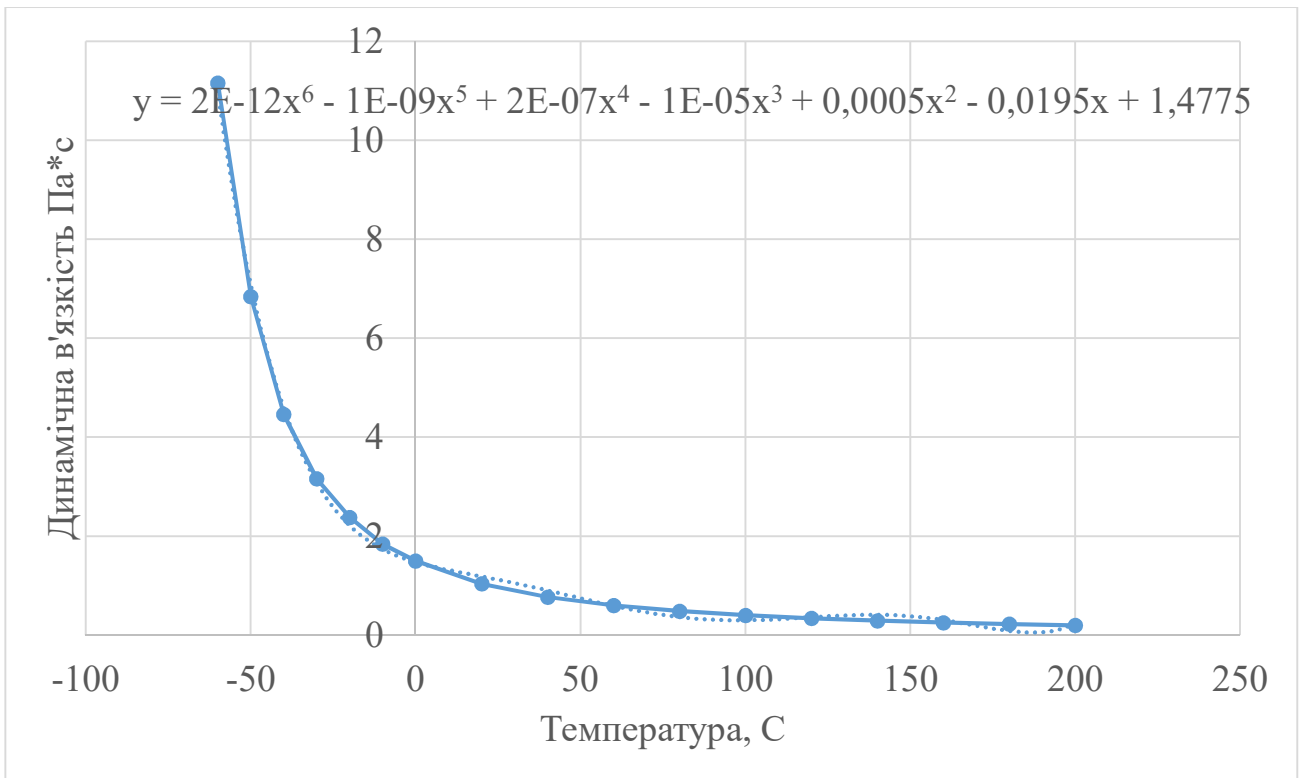


Рисунок 1.4 – Залежність динамічної в'язкості від температури

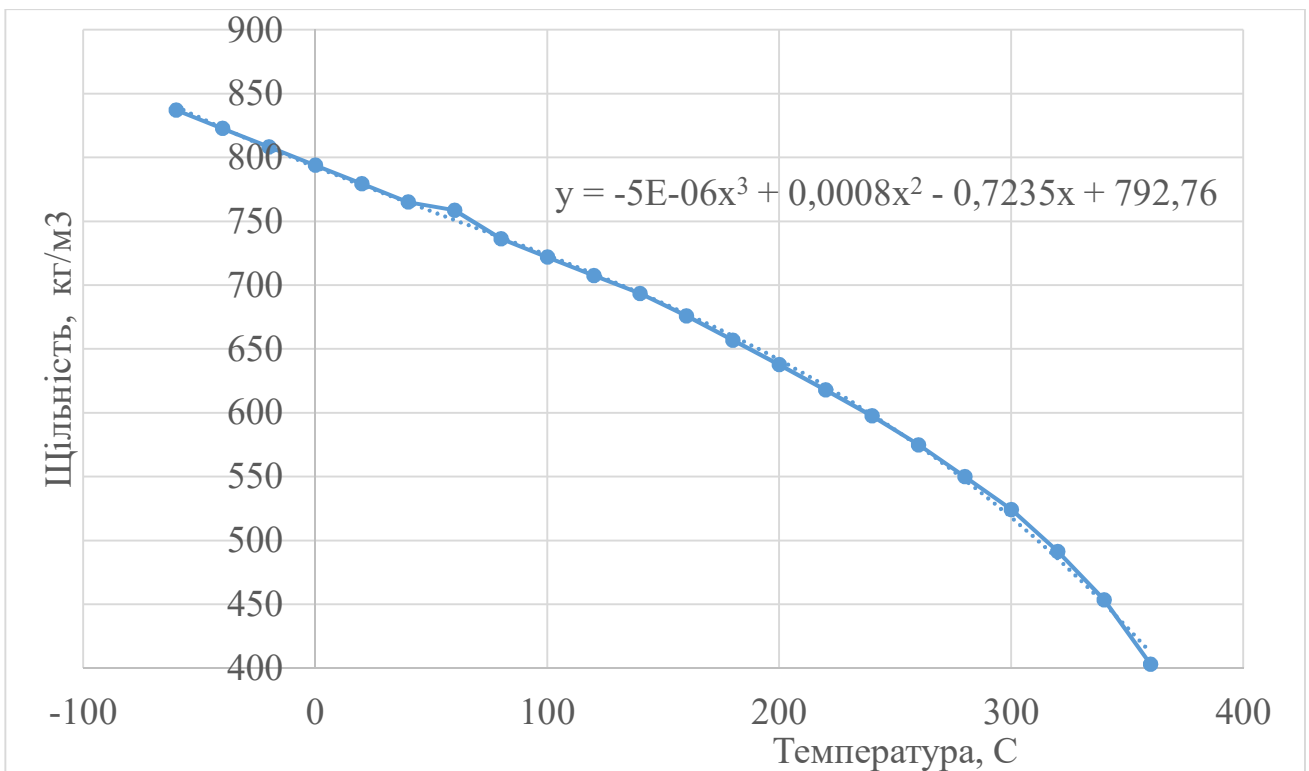


Рисунок 1.5– Залежність щільності від температури

2 ЦІЛІ ,ЗАДАЧІ ТА ПОЧАТКОВІ ДАНІ

2.1 Цілі і задачі

Ціль даної роботи є проектування шестеренного насоса паливної системи двигуна Д-18 з електропривідом, відштовхуючись від заданих значень продуктивності початкової шестеренної пари. Також розглядаються питання поліпшення роботи насоса.

Задача даної роботи - це дослідження працездатності підшипників ковзання. Порівняння умов роботи підшипників з різними приводами.

2.2 Початкові дані

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

Основні геометричні розміри приведені на Рисунку 1.1.

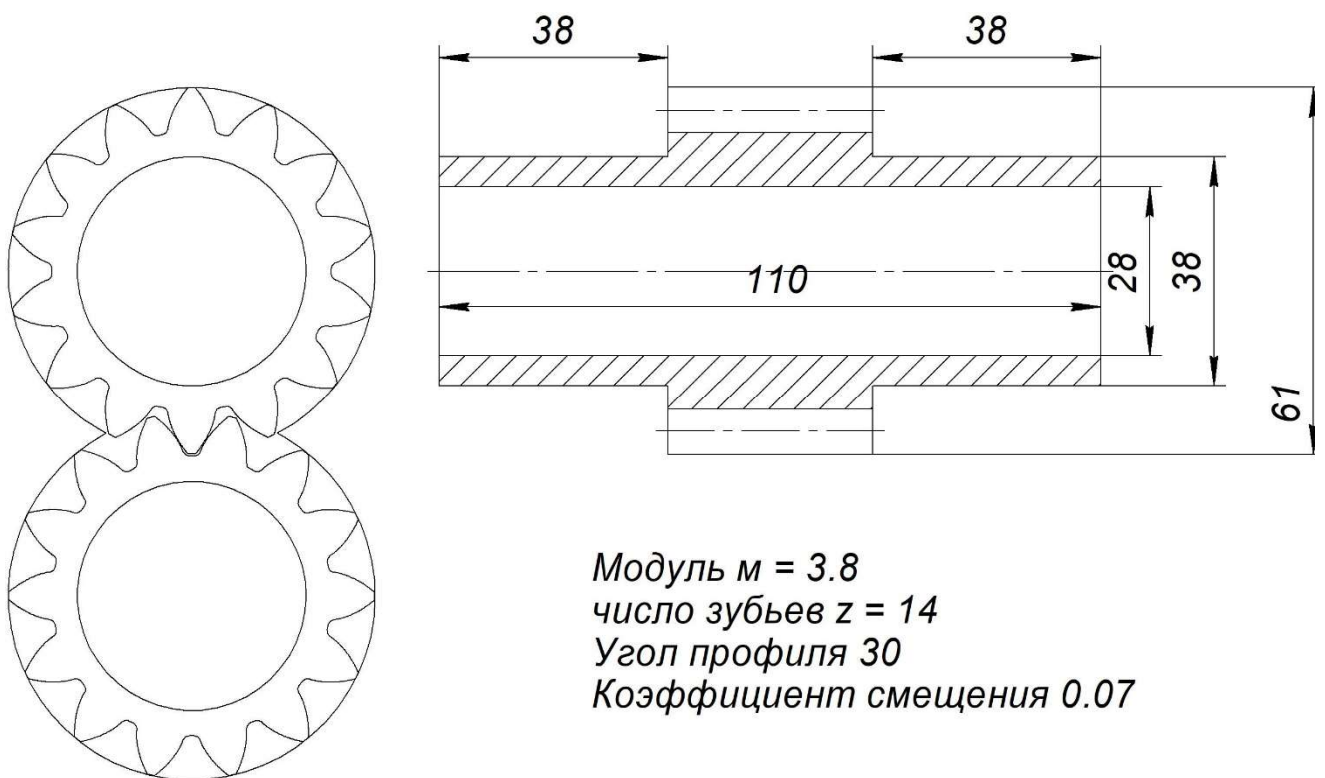


Рисунок 1.1– Початкові данні

Таблиця 1.2 Вхідні данні вала-шестерні і потрібних значень продуктивності

Наіменування	Позначення	Значення
Кількість зубів	z	14
Кут профілю вихідного контуру	f_i	30
Модуль зубів	m , мм	3,8
Ділильний діаметр	D , мм	53,2
Діаметр западин зубів	D_d , мм	43,7
Діаметр вершин зубів	D_a , мм	60,8
Діаметр основного кола	D_b , мм	46,07
Товщина зуба по ділильному колу	S , мм	6,16
Підвищення тиску на ступені	ΔP , Мпа	10
Потрібна продуктивність на злітному режимі	$Q_{ид}$, м ³ /с	0,00496
Потрібна продуктивність на крейсерському режимі	$Q_{ид}$, м ³ /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 80С.

3 РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ

3.1 Теоретичні дані

Загальні відомості

При рідинному терті робочі опорні поверхні вала (цапфа) і вкладиша (під'ятник) розділені шаром робочої рідини, товщина якої повинна бути більше суми висот шорсткостей 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 зміщенню центру цапфи вала і вкладиша (Рисунок 3.1). При обертанні вала ротора цапфа спливає в рідині і зміщується в бік обертання.

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

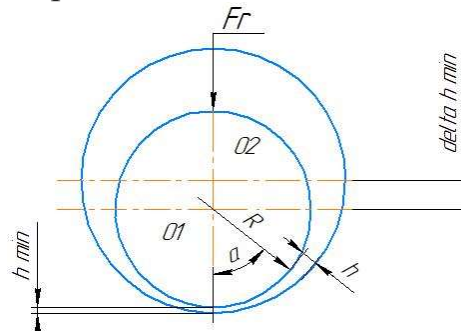


Рисунок 3.1 - Клиновий зазор в підшипнику ковзання.

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

Дослідження режиму рідинного тертя в підшипниках заснована на гідродинамічній 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 сторони потоку, яке компенсує вертикальну силу (Рисунок 3.2).

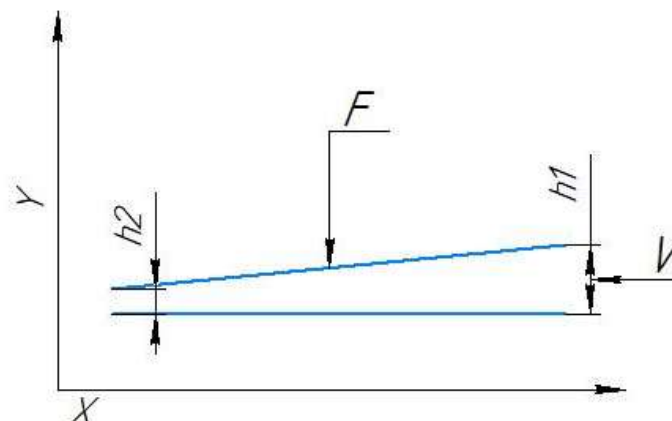


Рисунок 3.2 – Течія рідини між двома пластинами.

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

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

$$\tau = \mu dV/dy \quad (1)$$

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

μ - динамічна в'язкість рідини;

V - швидкість течії.

Продиференціюємо обидві частини рівняння (1)

$$\frac{d\tau}{dy} = \mu \frac{d^2V}{dy^2} \quad (2)$$

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 течії рідини

$$\frac{d^2V}{dy^2} = G/\mu \quad (3)$$

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

Інтегруючи двічі отримуємо

$$V = \frac{Gy^2}{2\mu} + C_1y + C_2 \quad (4)$$

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.

Остаточо отримуємо

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

де h - поточна товщина шару масла в зазорі.

Об'ємний витрата на одиницю ширини пластини дорівнює

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

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

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

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

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

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

Розрахункова модель

Розрахунки виконані у програмі COMSOL Multiphysics. Фізична модель – рівняння Рейнольдса. Система рівнянь продемонстровані на рисунку 3.3

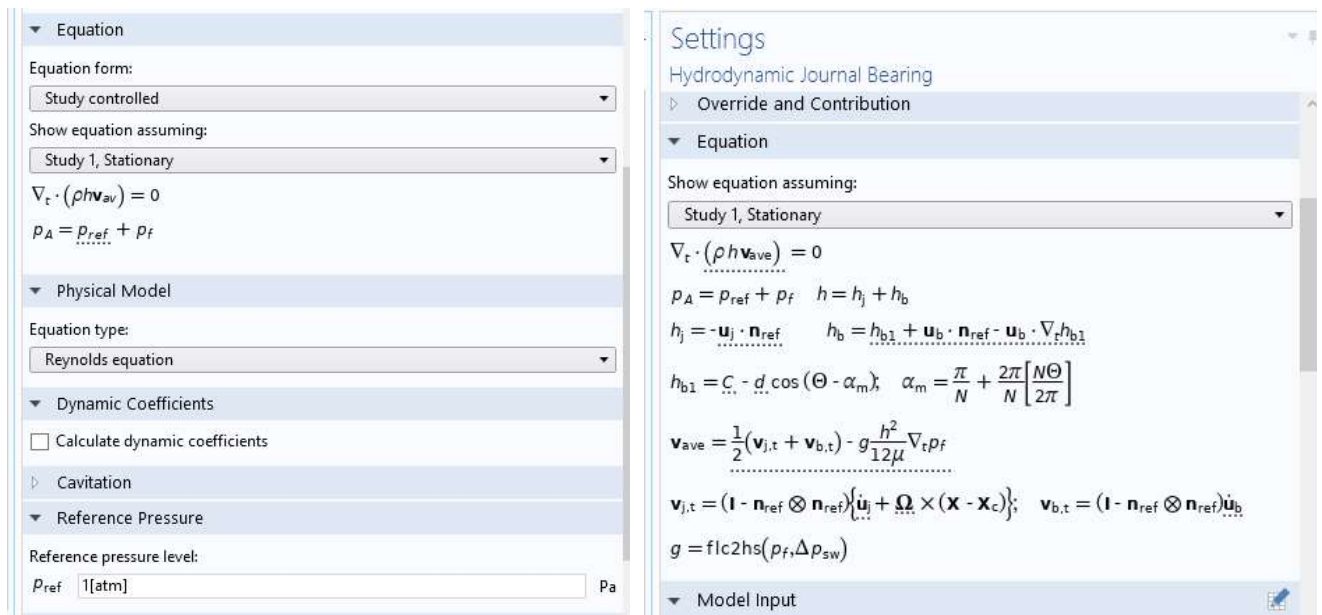


Рисунок 3.3 Математична модель

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

3.2 Визначення впливу радіального зазору на працездатність підшипника

В якості об'єкта дослідження прийнята найпростіша конструкція підшипника ковзання, а саме циліндричний підшипник (рисунок 1) [3].

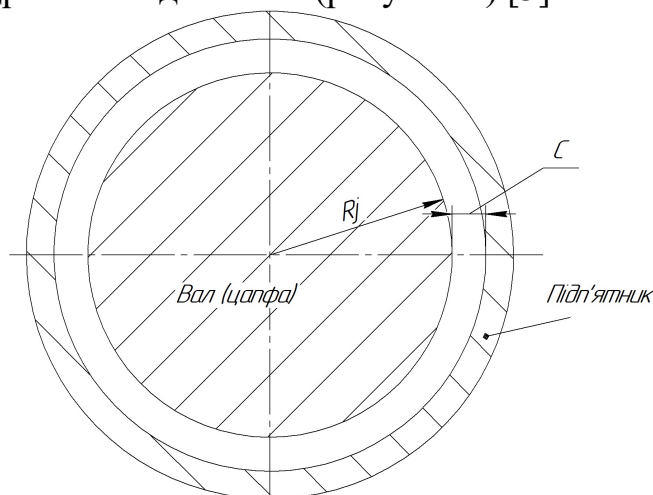


Рисунок 3.4 – Схема гідродинамічного циліндричного підшипника ковзання

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 3.1

Таблиця 3.1 – 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 3.5

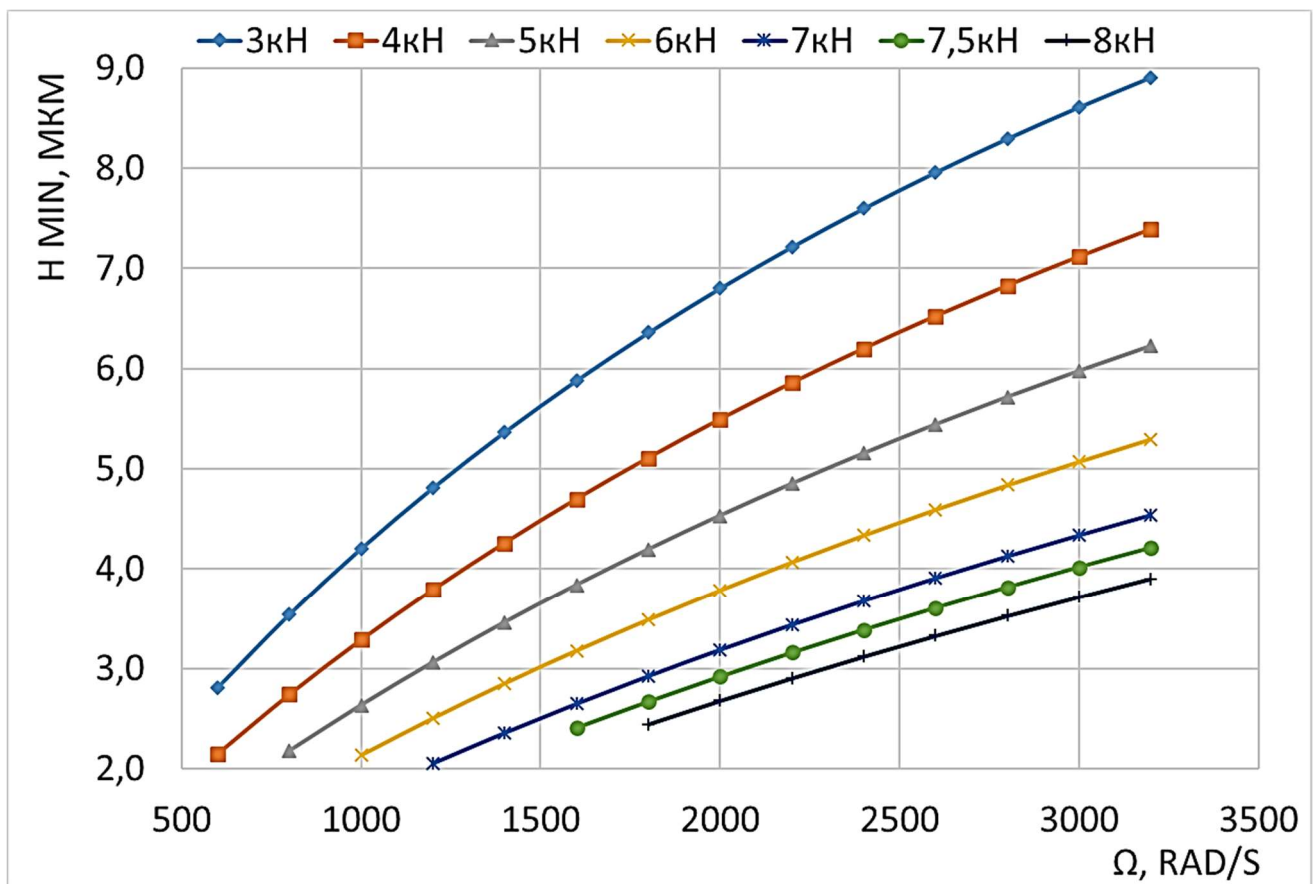


Рисунок 3.5 – Результати розрахунку характеристики підшипника

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 3.6 – 3.8.

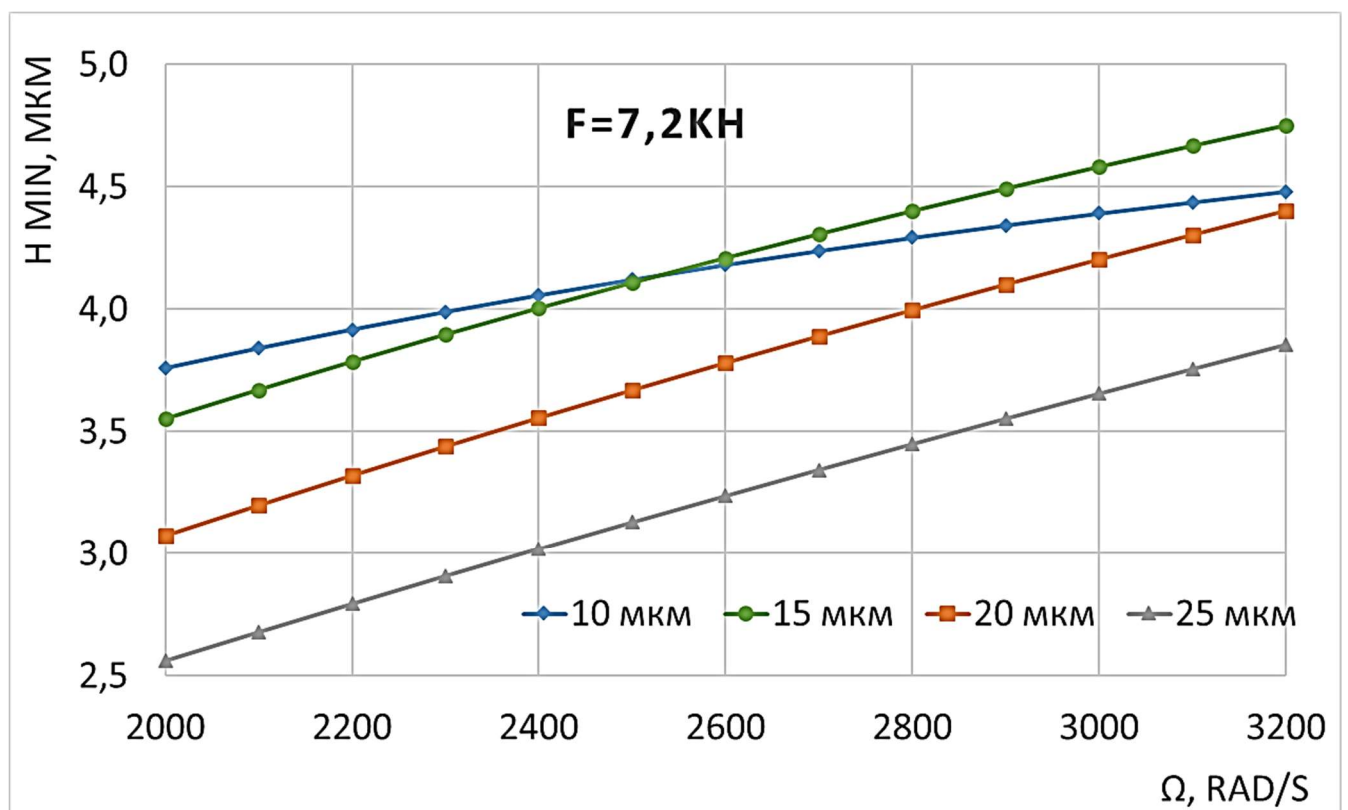


Рисунок 1.6 – Вплив величини радіального зазору на характеристику підшипника (розрахунковий випадок F=7,2 кН)

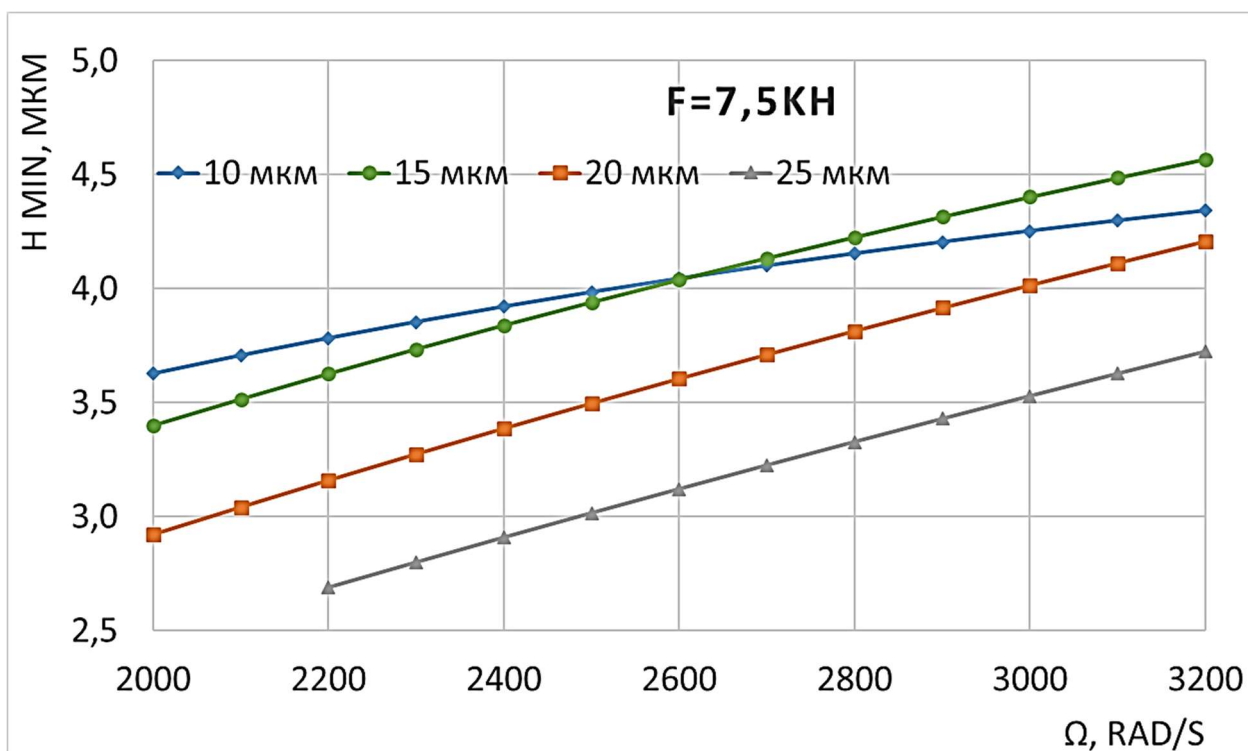


Рисунок 3.7 – Вплив величини радіального зазору на характеристику підшипника (розрахунковий випадок $F=7,5$ кН)

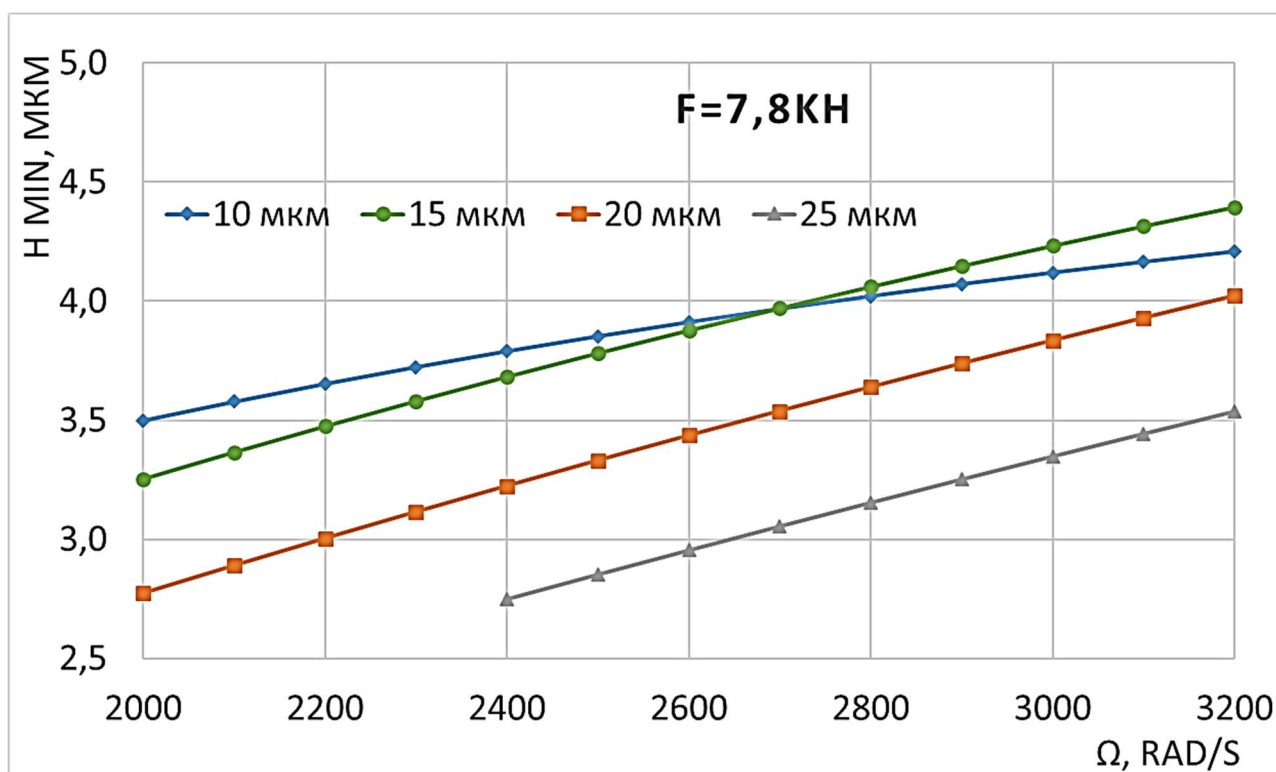


Рисунок 3.8 – Вплив величини радіального зазору на характеристику підшипника (розрахунковий випадок $F=7,8$ кН)

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.

3.3 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.3.9 б і в) і 4-х (рис.3.9 г і д) пелюстковими підшипниками полягає в орієнтуванні пелюсток щодо напрямлення дії сили. Схеми підшипників представлені на рисунку 3.9

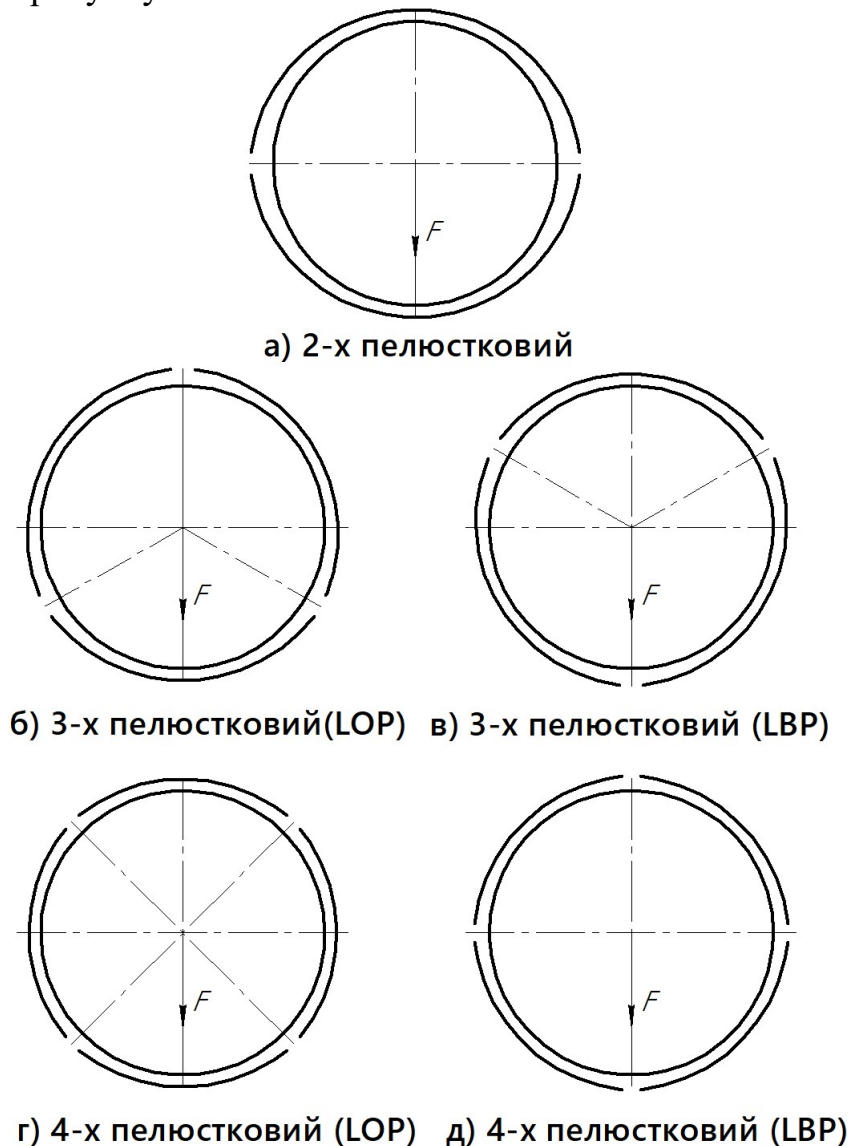


Рисунок 3.9 - Конструктивні виконання підшипників ковзання

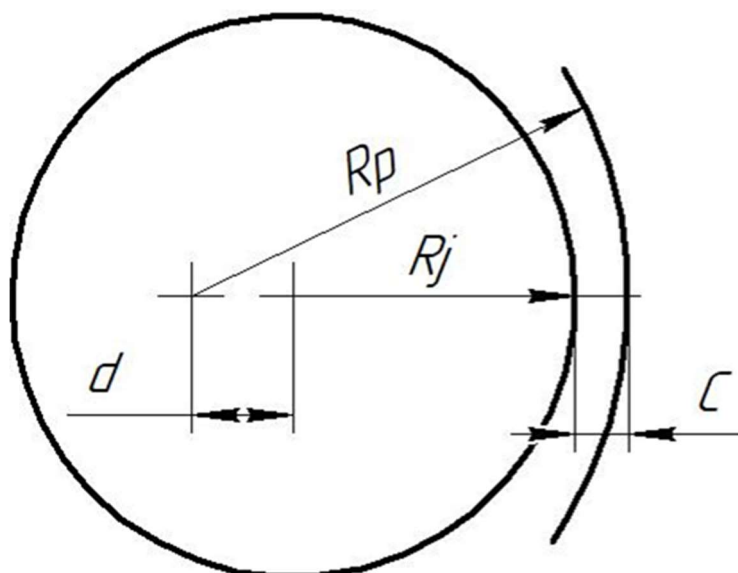


Рисунок 3.10 - Принципова схема пелюсткового підшипника

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 3.10. На малюнку зображена одна пелюстка. Їх кількість може бути будь-якою, співвідношення розмірів не змінюються.

При цьому витримується співвідношення

$$R_p - R_j = d + C$$

де: R_p – радіус пелюстки;

R_j – радіус цапфи;

C – зазор;

d – допоміжний параметр підшипника.

Геометричні параметри для проведення порівняльних розрахунків задані відповідно до таблиці 3.2. Значення допоміжного параметра змінюється: $d=0,1C$, $d=0,5C$, $d=1C$, $d=1,25C$, $d=1,5C$. Навантаження на підшипник $F=7800\text{Н}$, 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 3.11 - 3.15.

Таблиця 3.2 – Геометричні параметри підшипників

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Радіус цапфи	R_j	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

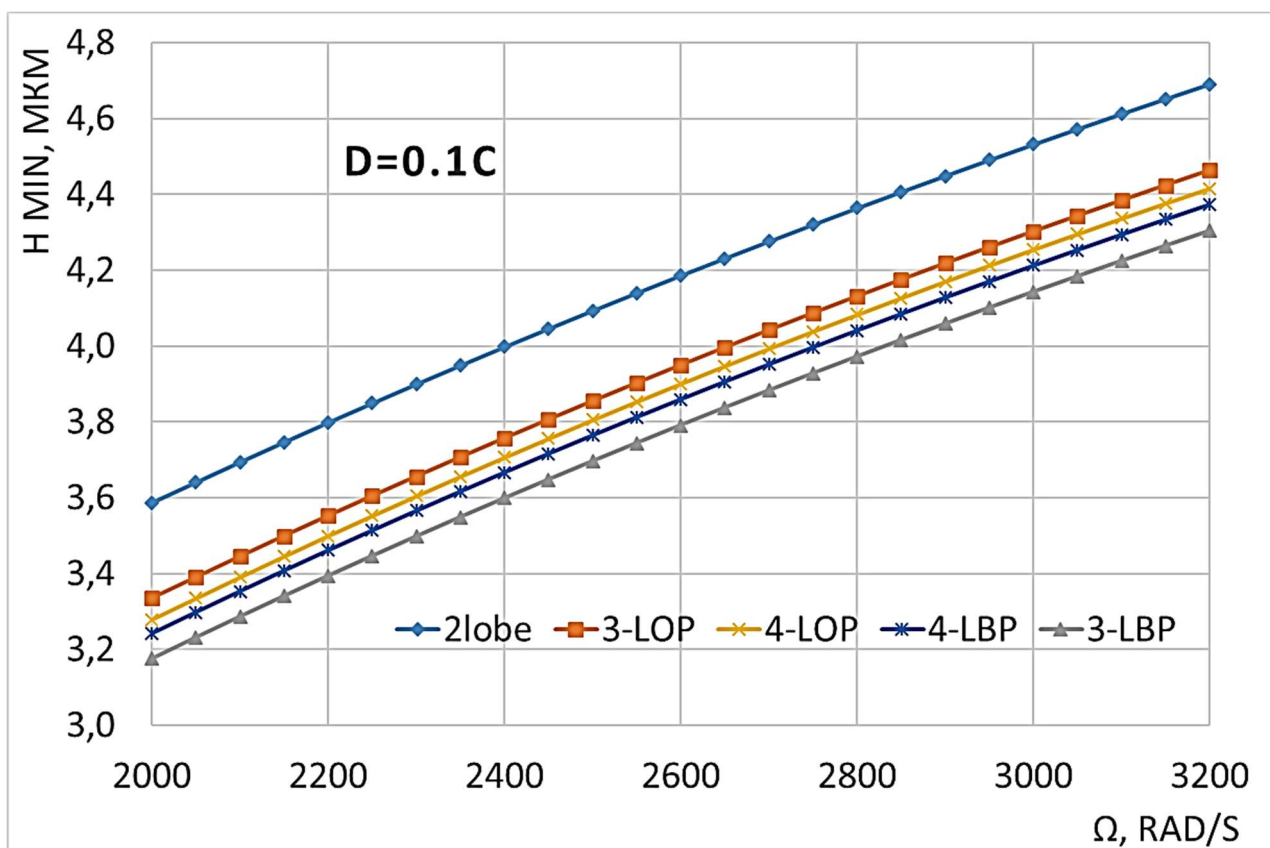


Рисунок 3.11 – Характеристика різних типів пелюсткових підшипників ковзання (розрахунковий випадок $d=0,1C$)

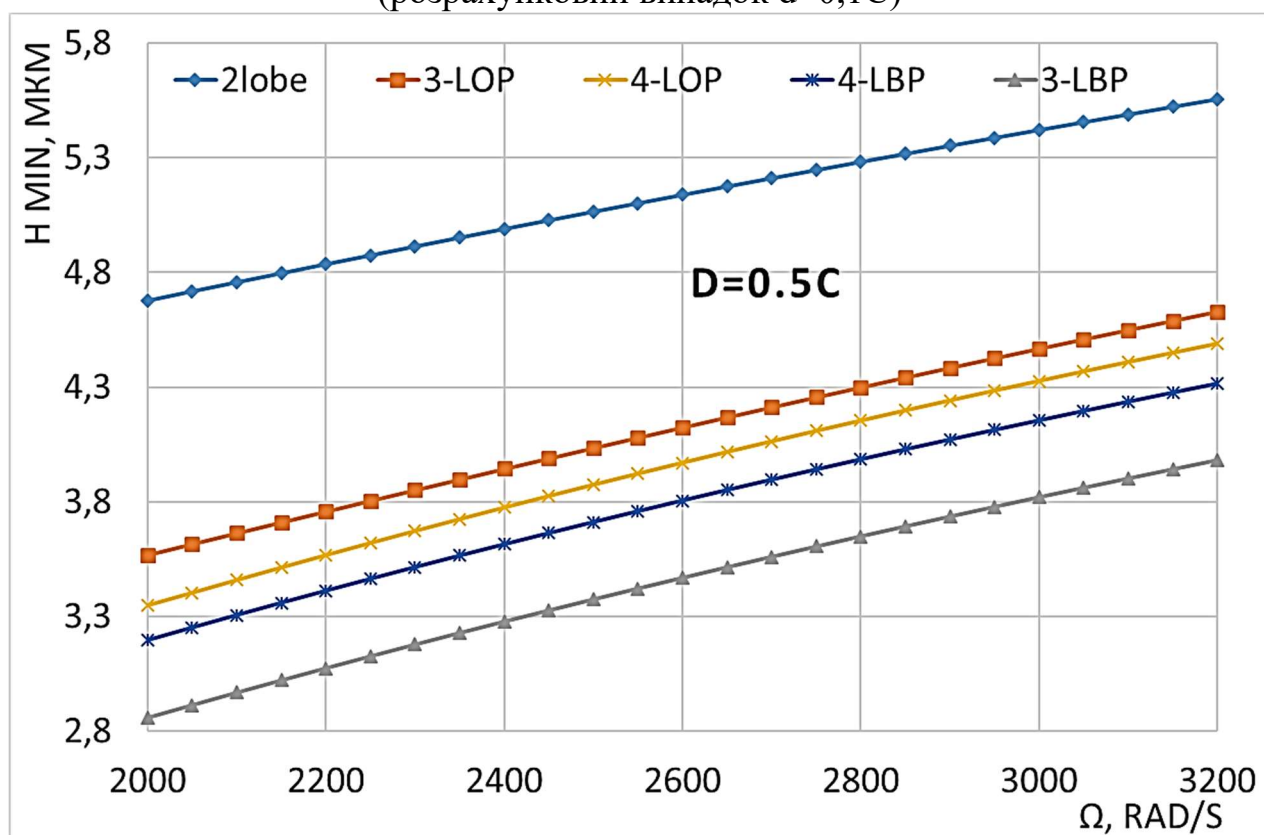


Рисунок 3.12 – Характеристика різних типів пелюсткових підшипників ковзання (розрахунковий випадок $d=0,5C$)

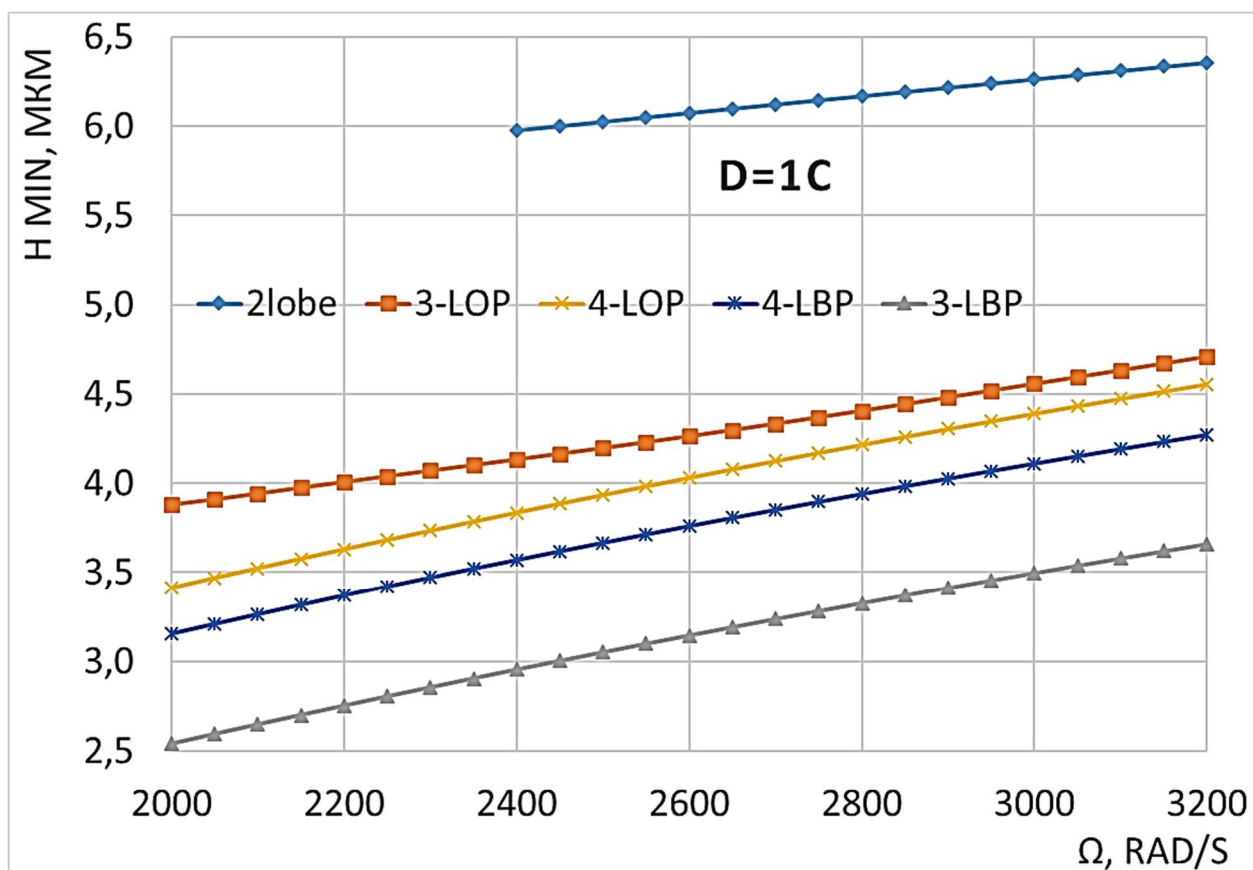


Рисунок 3.13 – Характеристика різних типів пелюсткових підшипників ковзання (розрахунковий випадок $d=1C$)

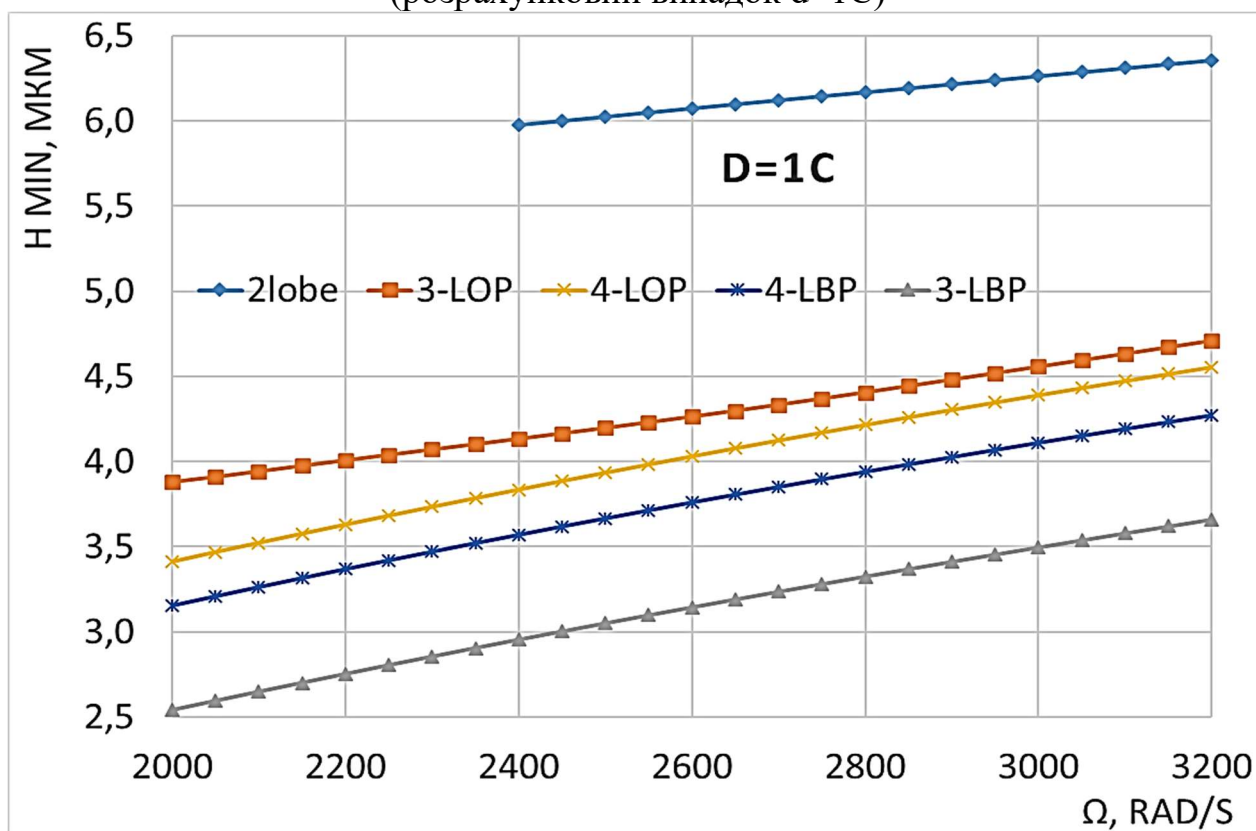


Рисунок 3.14 – Характеристика різних типів пелюсткових підшипників ковзання (розрахунковий випадок $d=1,25C$)

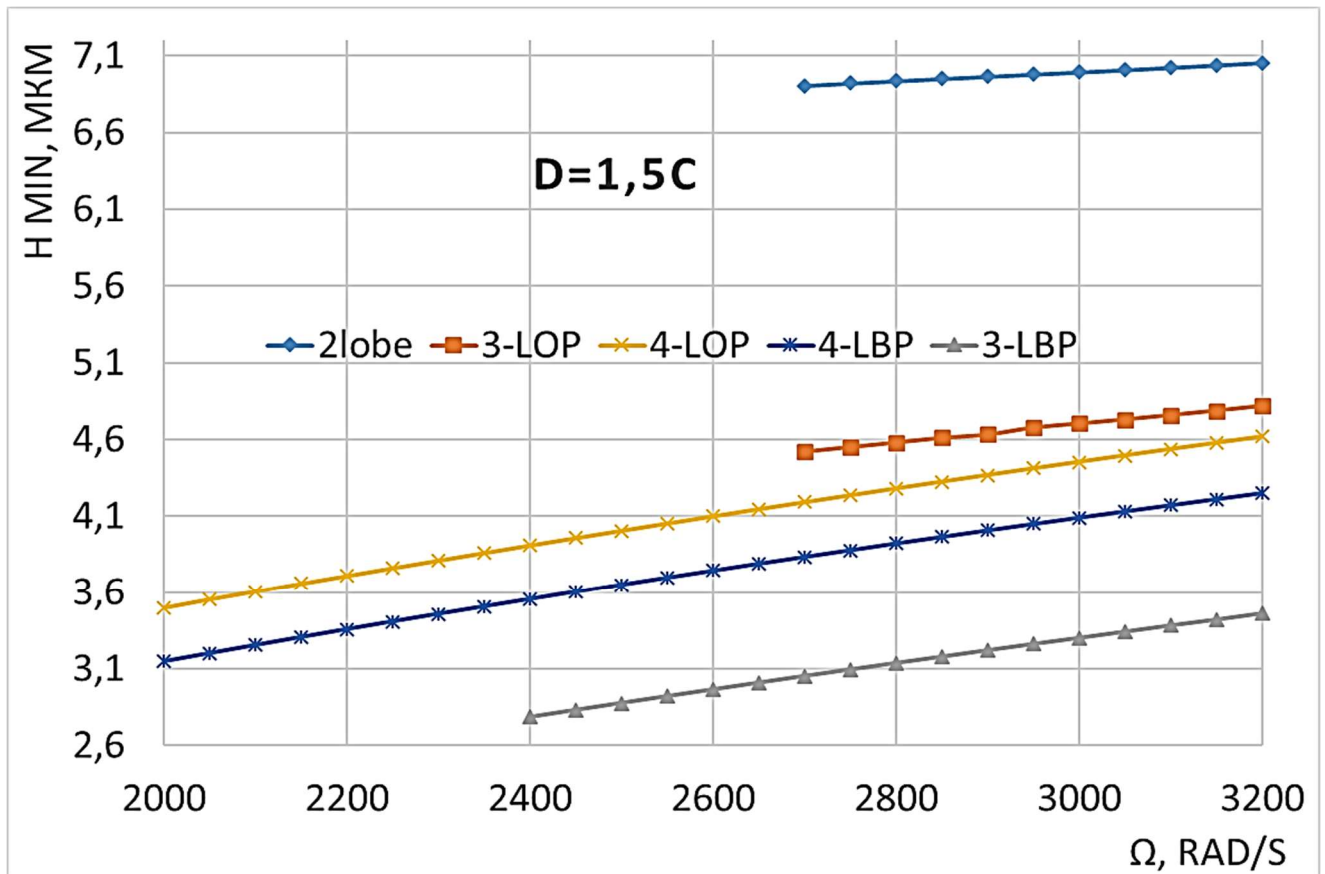


Рисунок 3.15 – Характеристика різних типів пелюсткових підшипників ковзання (розрахунковий випадок $d=1,5C$)

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 - $d=0,1C$. Результати розрахунку представлені на рисунках 3.16 – 3.20

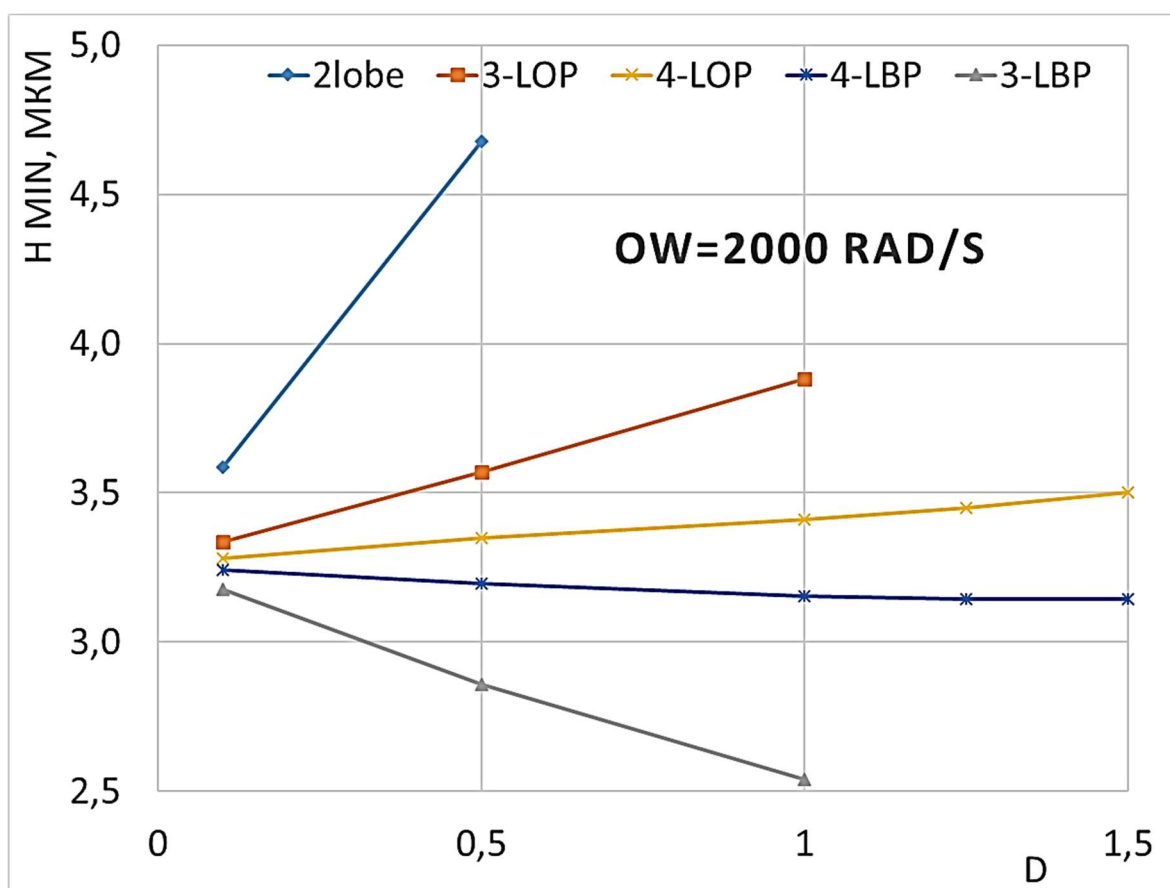


Рисунок 3.16 – Характеристика різних типів пелюсткових підшипників ковзання (розрахунковий випадок $\omega=2000$ рад/с)

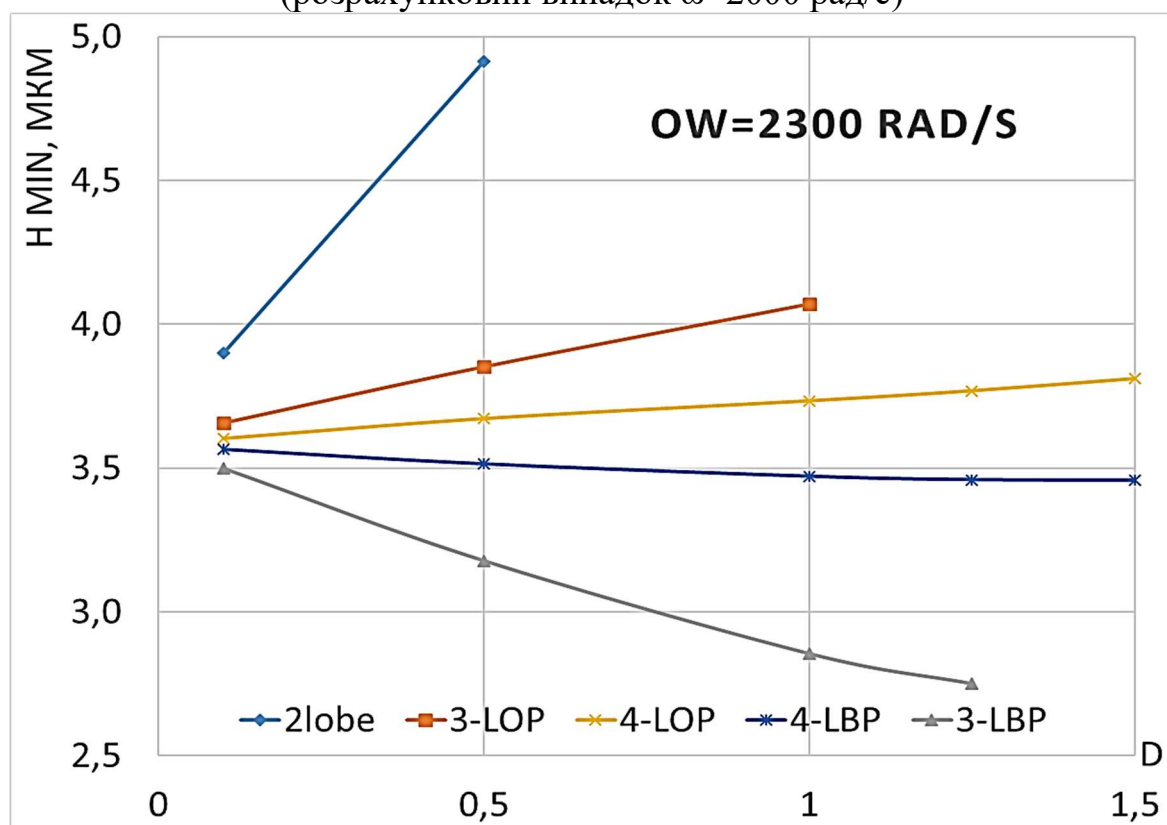


Рисунок 3.17 – Характеристика різних типів пелюсткових підшипників ковзання (розрахунковий випадок $\omega=2300$ рад/с)

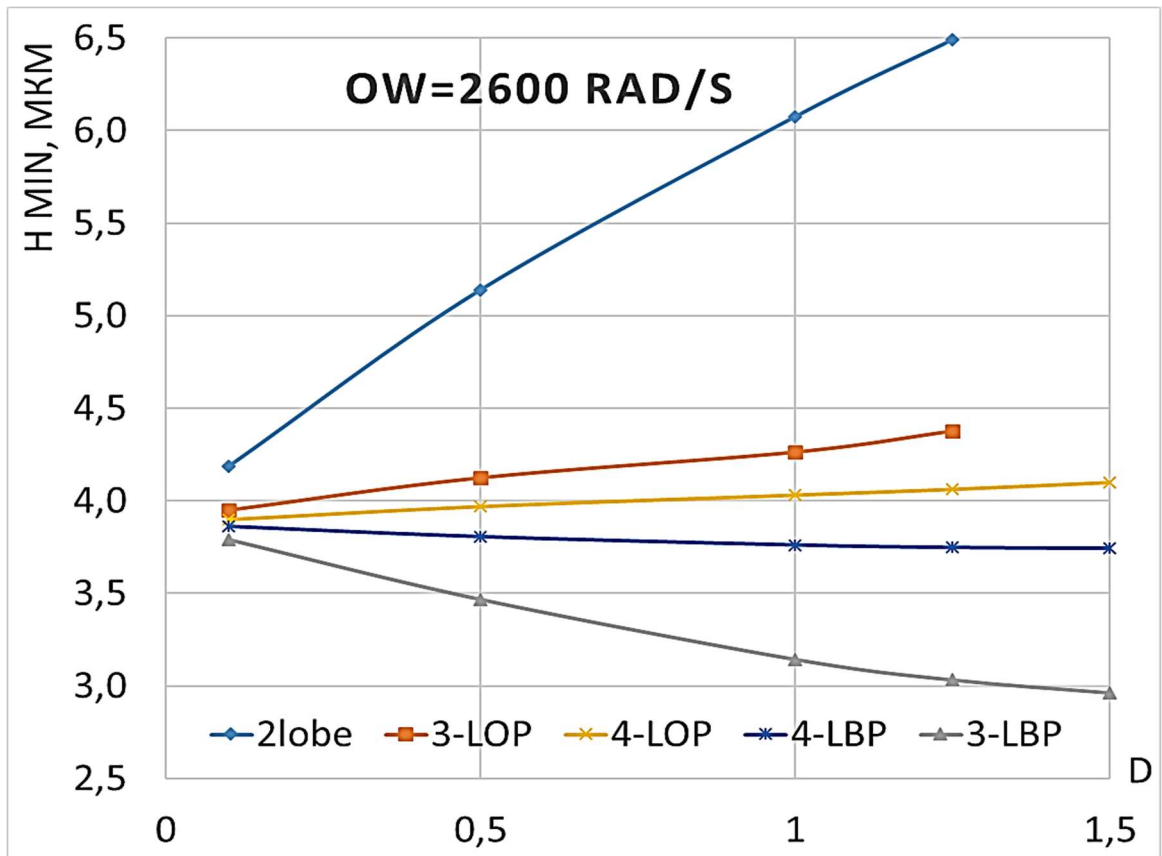


Рисунок 3.18 – Характеристика різних типів пелюсткових підшипників ковзання (розрахунковий випадок $\omega = 2600$ рад/с)

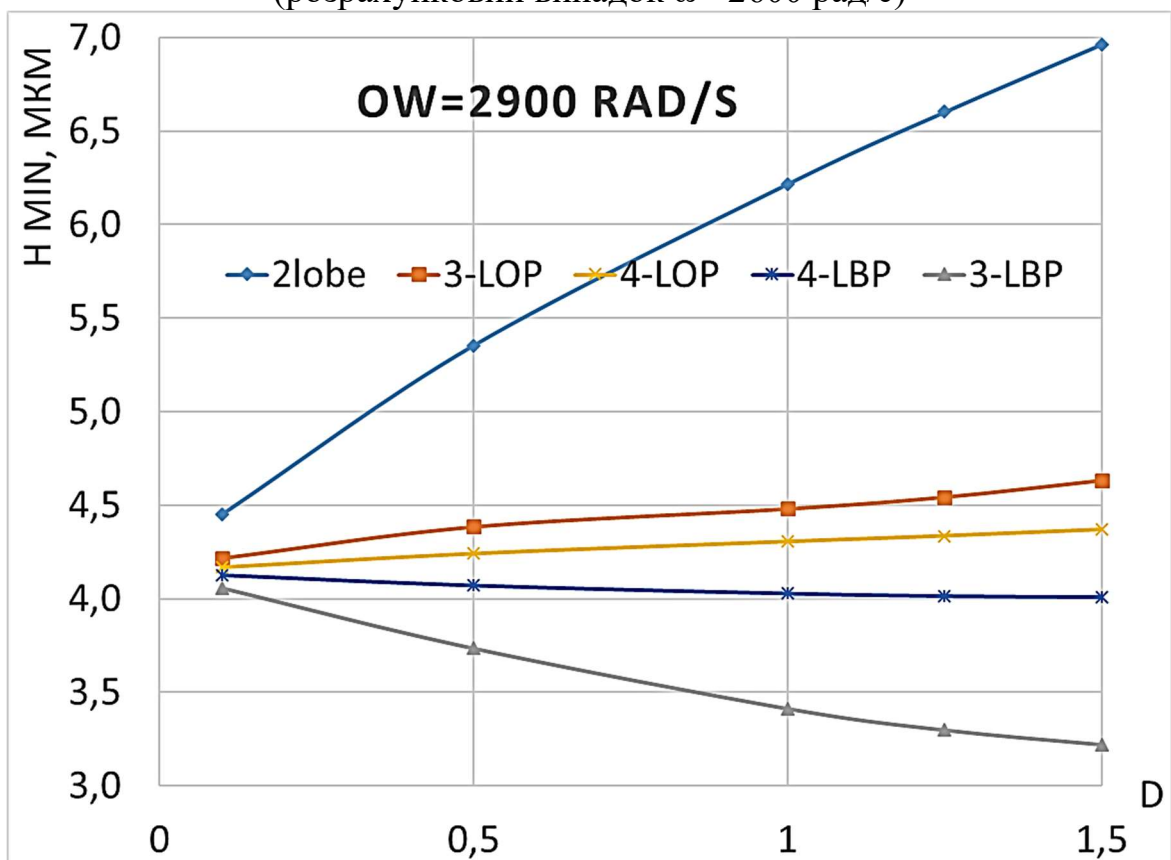


Рисунок 3.19 – Характеристика різних типів пелюсткових підшипників ковзання (розрахунковий випадок $\omega = 2900$ рад/с)

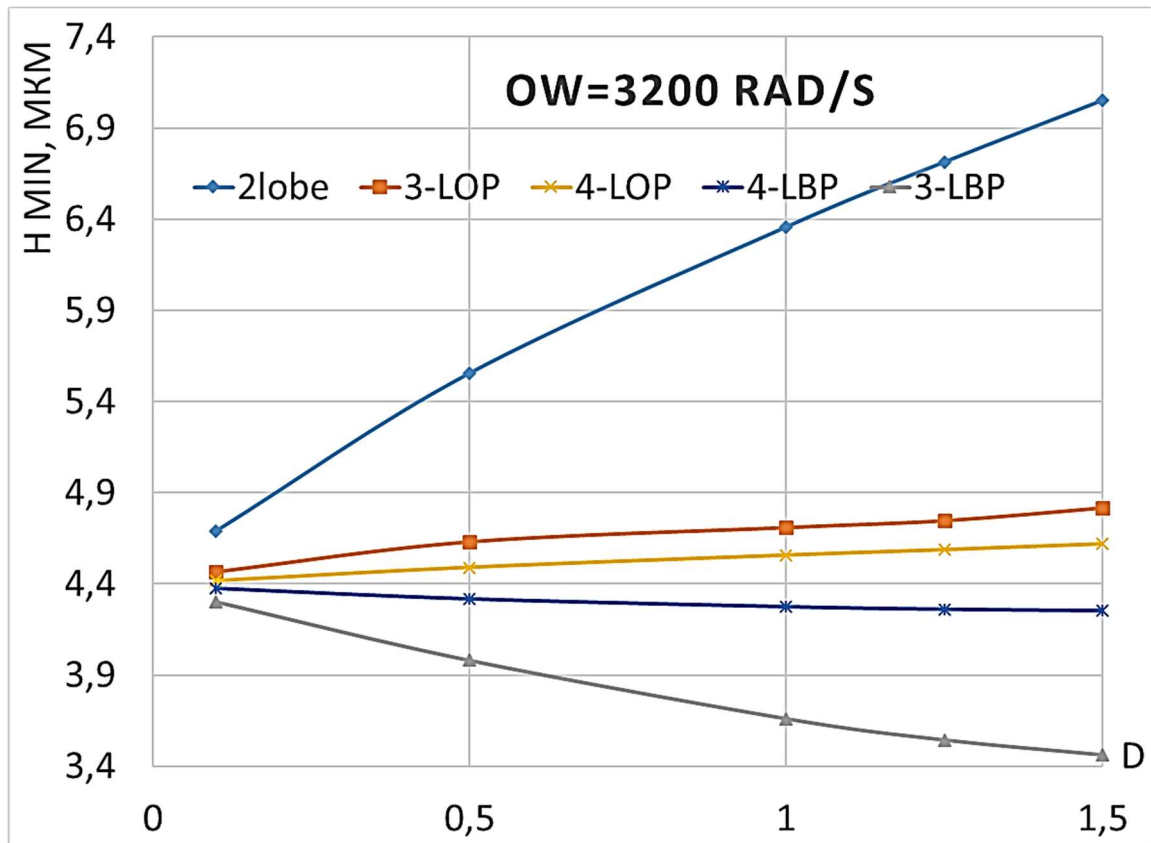


Рисунок 3.20 – Характеристика різних типів пелюсткових підшипників ковзання (розрахунковий випадок $\omega = 3200$ рад/с)

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.

3.3 Розрахунок розмірів шестерневої пари з урахуванням нового робочого діапазону частот обертання

Формули для розрахунку качаючого вузла.

Розрахунок продуктивності насосу:

$$Q_{ид} = \frac{\pi * K * z * c * n * m^3}{30}, \left[\frac{мм^3}{с} \right]$$

де m – модуль зубчатого колеса, мм;

z – кількість зубів;

n – оберти в хвилину об/хв;

K – поправочний коефіцієнт;

C – відносна ширина шестерні, b/m .

Таблиця 3.5

кількість зубів	z	32,60	30,69	29,0	27,50	26,16	24,95
кут профілю	f_i	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	D_d , мм	44	44	44	44	44	44
Діаметр вершин зубів	D_a , 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 данихзначається 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 вигляді формул (з формули продуктивності), що дає змогу користуватися функцією знаходження параметрів у програмі Excel. Кількість зубів задається згідно таблиці 3.5 і розраховується частота обертання. Результат приведено у таблиці 3.6.

Таблиця 3.6

N , об/хв	Qид, мм ³ /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

Остаточню приймаємо шестерню з модулем 1,8 мм і шириною зубчатого колеса 15 мм. Остаточні розміри шестеренного колеса наведені у таблиці 3.7

Таблиця 3.7

Кількість зубів	z	28
кут профілю	f_i	30
модуль	m , мм	1,8
питома ширина зубів	c	8,3
Ділильний діаметр	D , мм	50,4
Діаметр впадин зубів	D_d , мм	44,0
Діаметр вершин зубів	D_a , мм	54,0
Ширина шестерні	B , мм	15,0

Розрахунок зусиль:

$$P_6 = 6048 \text{ Н}$$

$$P_m = 358 \text{ Н}$$

$$P_{\text{сум}} = P_6 * 1,25 = 7560 \text{ Н}$$

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 діапазону роботи насоса. Для забезпечення необхідної продуктивності на режимах нижче ніж крейсерський (Малий Газ) в конструкції передбачен редукційний клапан.

3.4 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 3.8

Таблиця 3.8 – Геометричні параметри підшипника

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Радіус цапфи	R_j	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 3.21

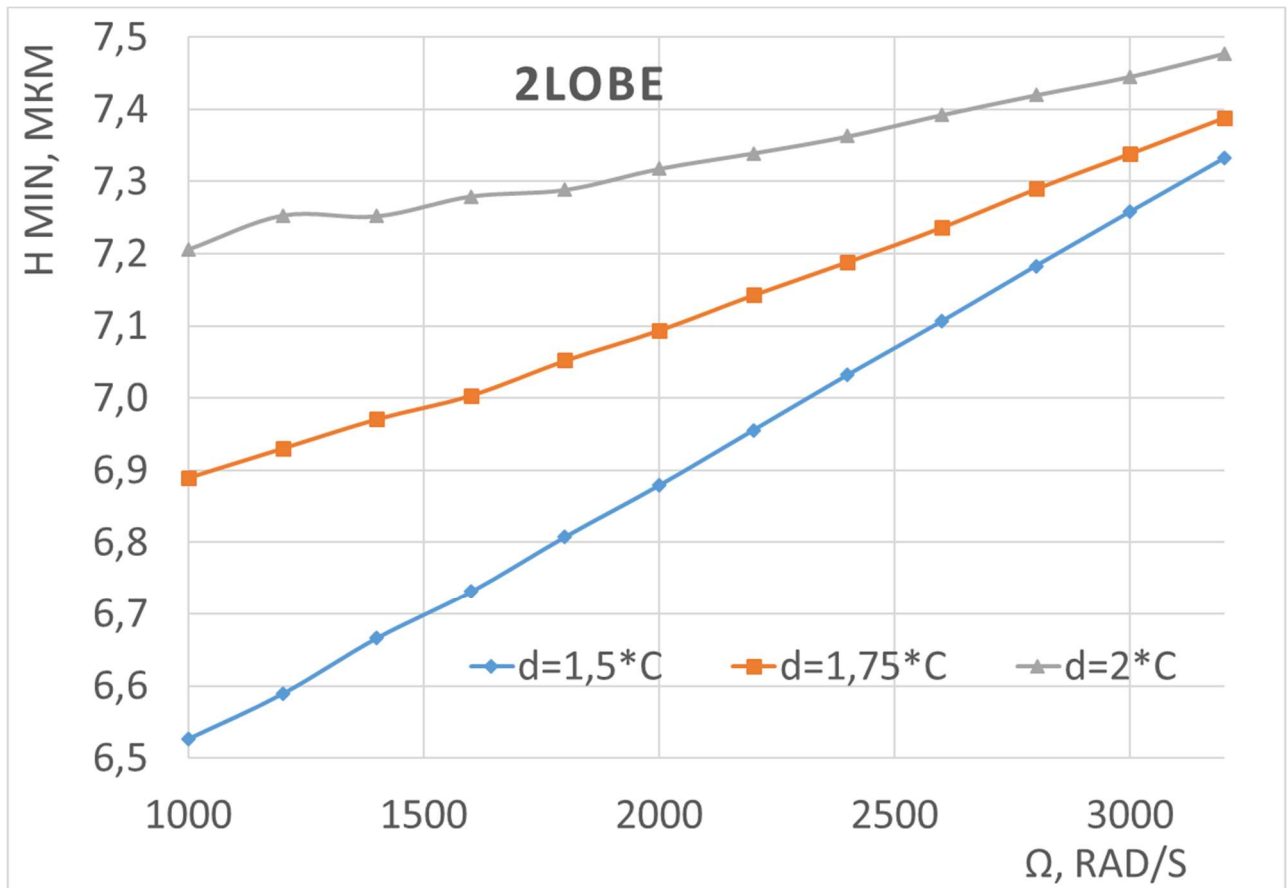


Рисунок 3.21 – Характеристика 2-х пелюсткового підшипника ковзання (розрахунковий випадок $F=3,8$ кН)

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 редуційного 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 папфи: 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 – $H/D_{\text{валу}}$. Результати представлені у вигляді характеристики підшипника - $h_{\min}=f(H/D_{\text{валу}})$. Кожна окрема крива відповідає своїй частоті обертання. Результати зображено на рисунку 3.22.

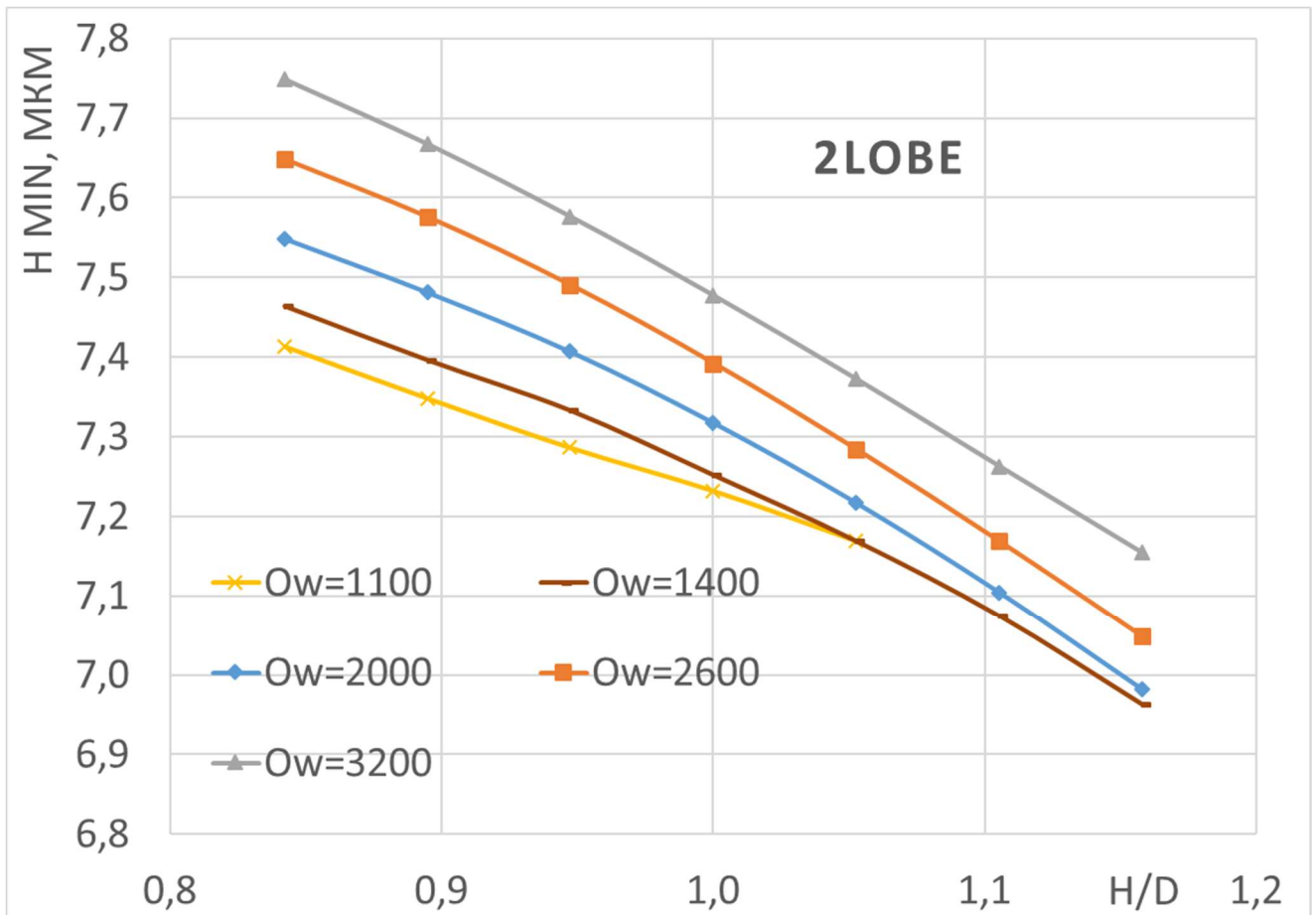


Рисунок 3.22 – Характеристика 2-х пелюсткового підшипника ковзання $h_{\min}=f(H/D_{\text{валу}})$

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

3.5 Розподіл тиску у підшипниках

Результати розрахунку підшипників у вигляді розподілу тиску на рисунку 3.23

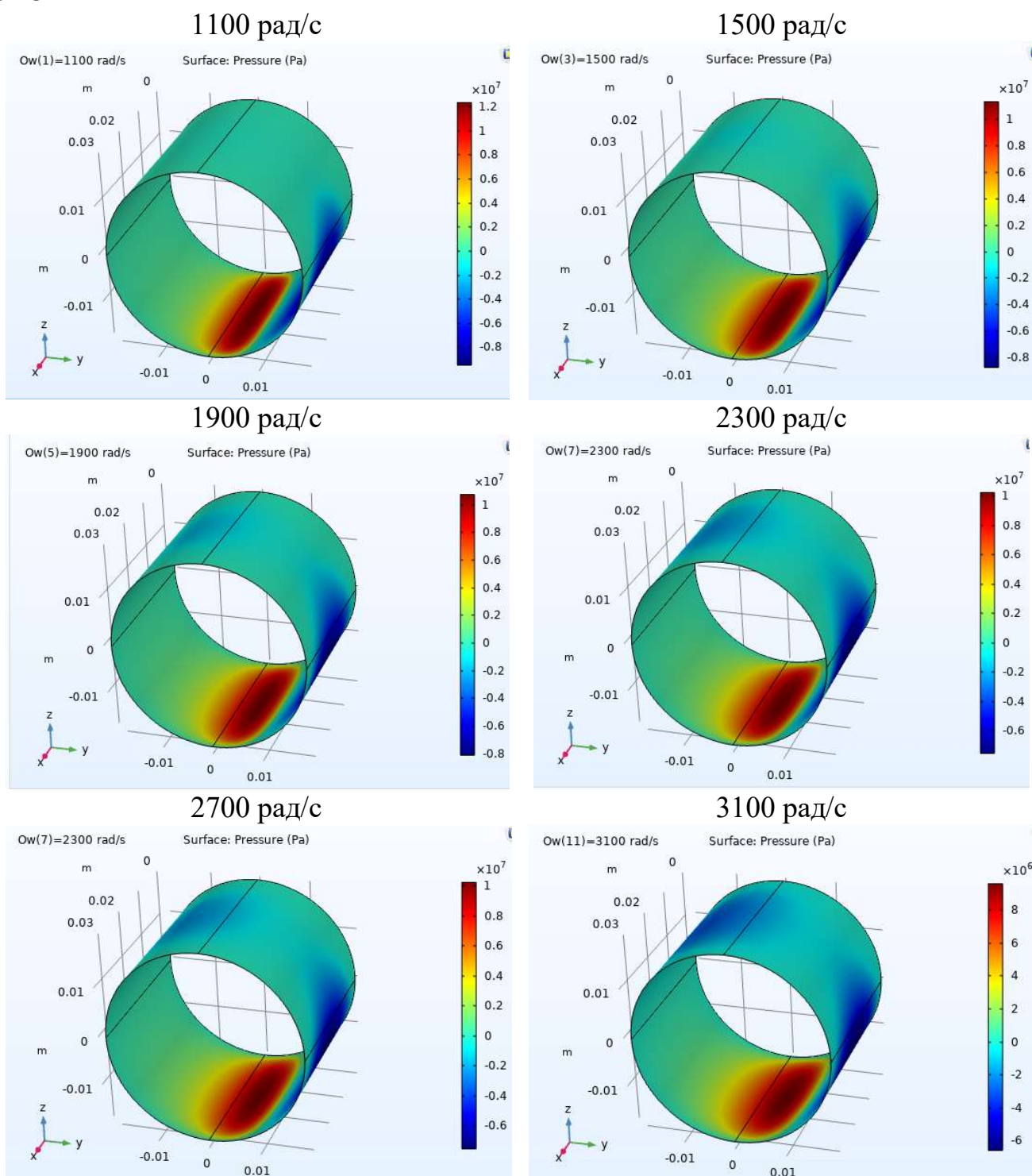


Рисунок 3.23 Розподіл тиску

З ростом частоти обертання тиск зменшується. У подальших розрахунках на міцність буде враховуватися розподіл тиску при 1100 рад/с. Необхідні для подальших розрахунків.

3.6 Порівняння з підшипниками кочення

Розрахунок підшипників кочення виконан у програмі Excel, початкові данні і результати розрахунку приведені у таблиці 3.9.

Таблиця 3.9 Розрахунок підшипників

Параметр	Значення	Од. вимір.
l/p	0,3	
a_1	0,21	
a_{23}	0,8	
L_p	1000	год
n	12600	об/хв
F	3800	Н
Результати розрахунку		
C_p	47,4	кН

За отриманим значенням динамічної вантажопідйомності підібрані підшипники фірми SKF: NU 2304 ECP, NJ 2304 ECP, NUP 2304 ECP

Зовнішній діаметр підшипників складає 52 мм. Ресурс підшипників складає 1000 год, що мало, але порівнювати немає з чим. Значення ресурсу підшипників ковзання невідомо і важко прогнозуємо, найліпший спосіб: випробовування. Але головний аргумент не в користь підшипників ковзання це їх номінальна і максимальна частота обертання, а саме 14000 об/хв і 18000 об/хв відповідно, що майже вдвічі менше максимальної частоти обертання наососу.

3.7 Порівняння качаючих вузлів. Висновок по переходу на електропривід.

Виконано порівняльний аналіз качаючих вузлів на рис. 3.24

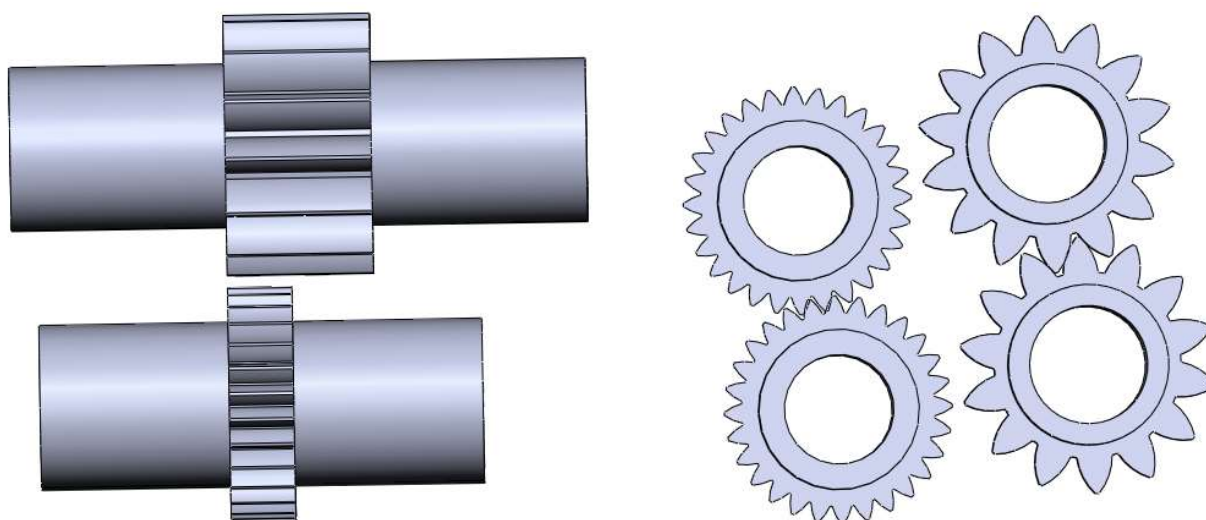


Рисунок 3.24 Качаючі вузли, порівняння

Висновки розділу

Перехід від механічного приводу на електропривід дозволяє забезпечити рідинне тертя в гідродинамічних підшипниках ковзання. Також, збільшення частоти обертання приводить до зменшення розмірів шестерні, що в свою чергу призводить до зменшення сили, діючих на опори шестерен. Теоретично, можливо зробити малий насос, який буде працювати на великих обертах (більше 40000 об/хв) і мати низьке навантаження на опорах. Але, при зменшенні шестерен зменшується і їх модуль, в результаті зростають відносні втрати – міжзубова площа стає малою, радіальний зазор залишається незмінним. Друге важливе питання – як буде вести себе потік рідини на вході у насос, як будуть заповнюватись впадини зубів на великих частотах обертання. Це питання не входило у виконану роботу. З метою забезпечення антикавітаційного запасу передбачено відцентровий преднасос. Він буде приводитися від електродвигуна – один привід на два насоса. Для усунення кавітації на вході у відцентровий преднасос передбачений шнековий преднасос.

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. 3.18), що дозволяє забезпечити майже кожен режим роботи двигуна необхідною подачею палива (від крейсерського режиму до злітного). Це сильно впливає на КПД насосу, так як не витрачається праця на перекачку «зайвого» палива, яка притаманна насосам з механічним приводом.

4 КОНСТРУКЦІЯ

4.1 Підшипник ковзання

Можливі конструктивні виконання підшипників наведені на рисунку 4.1

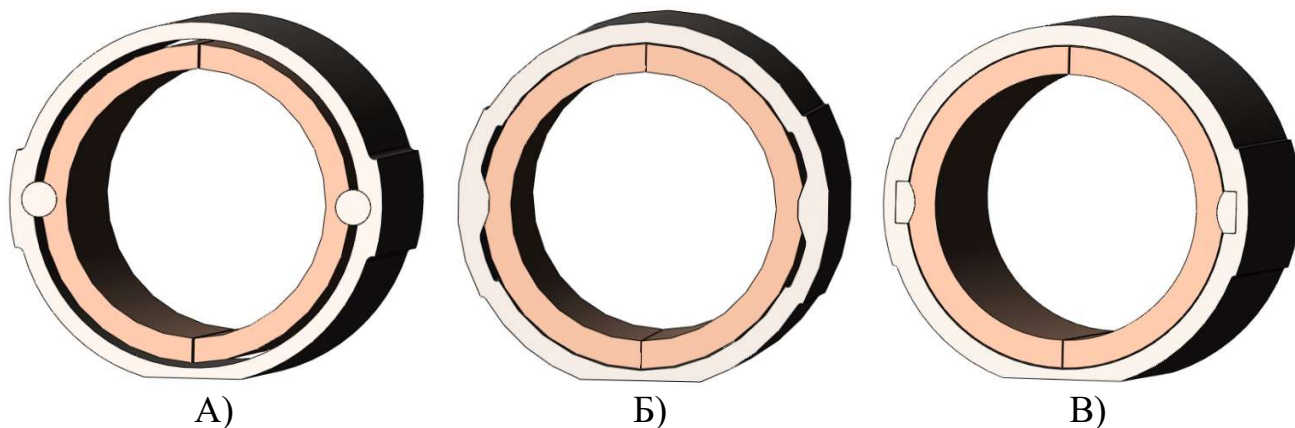


Рисунок 4.1 – конструктивні виконання підшипників ковзання

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.

Розрахунок на статичну міцність. Навантаження приймаємо згідно епорам тиску, отриманим у пункті 3.5

Прикладено навантаження. Продемонстровано на рисунку 4.2

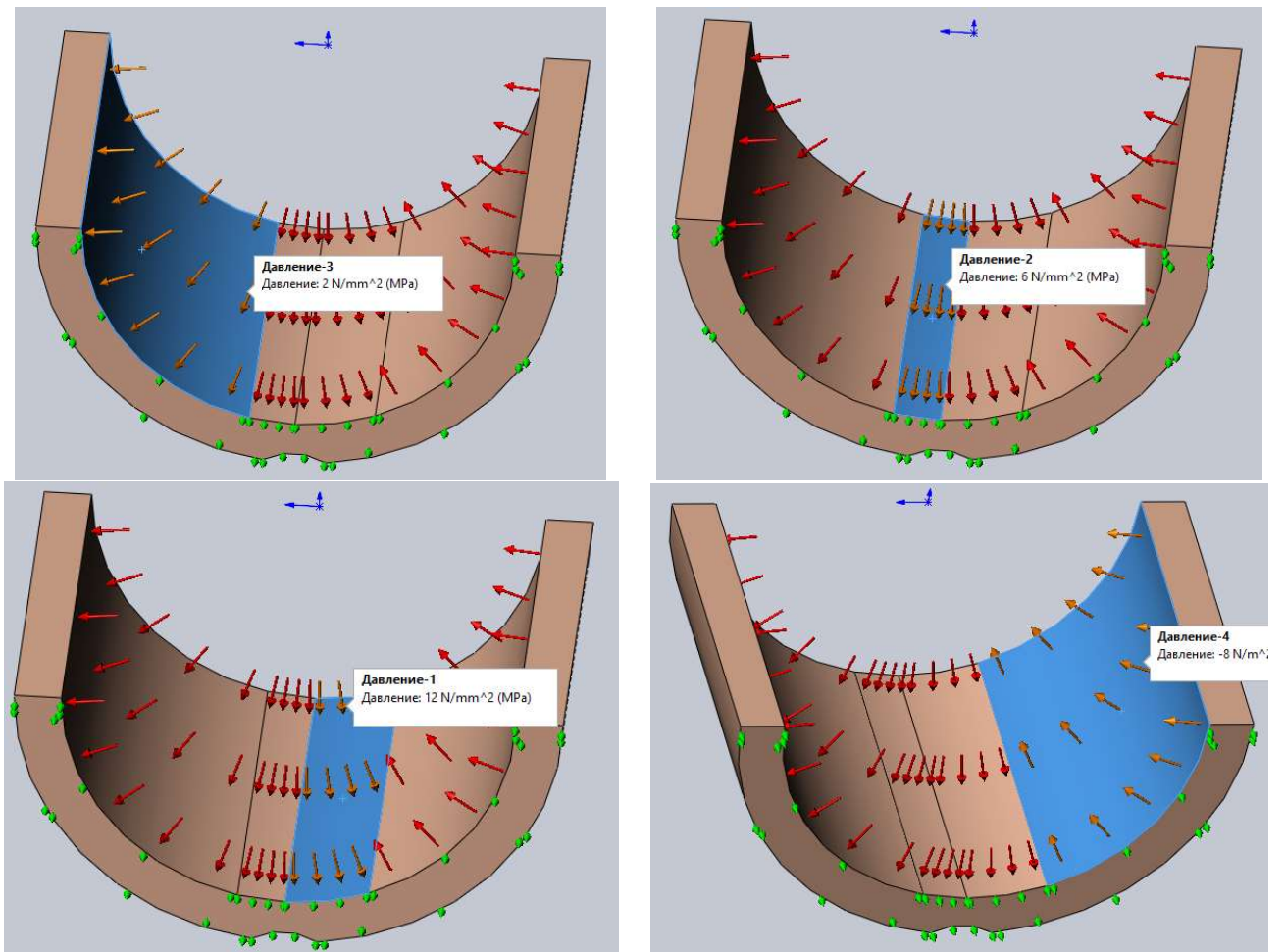


Рисунок 4.2 Навантаження

Закріплення деталі продемонстровано на рисунку 4.3

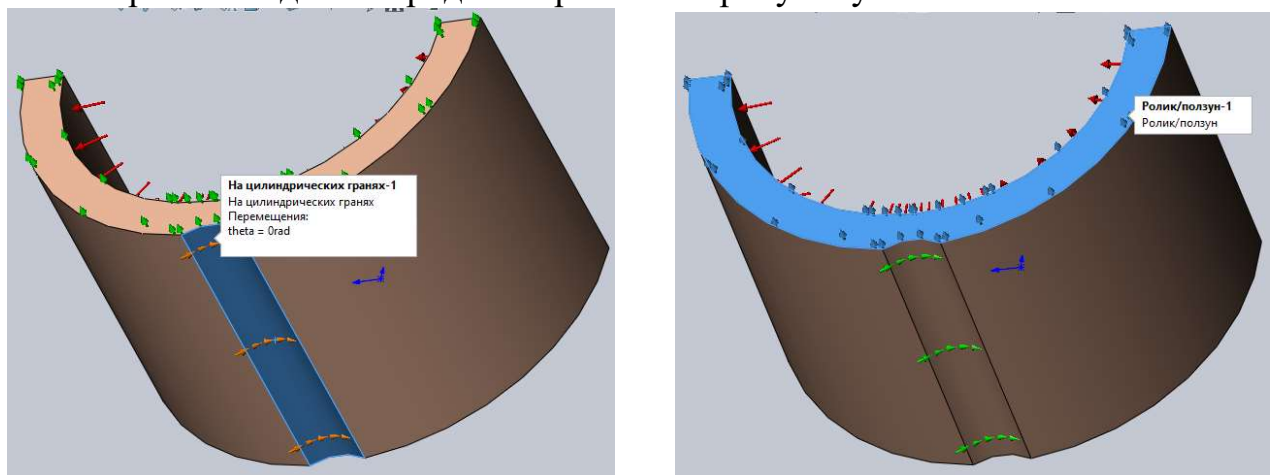
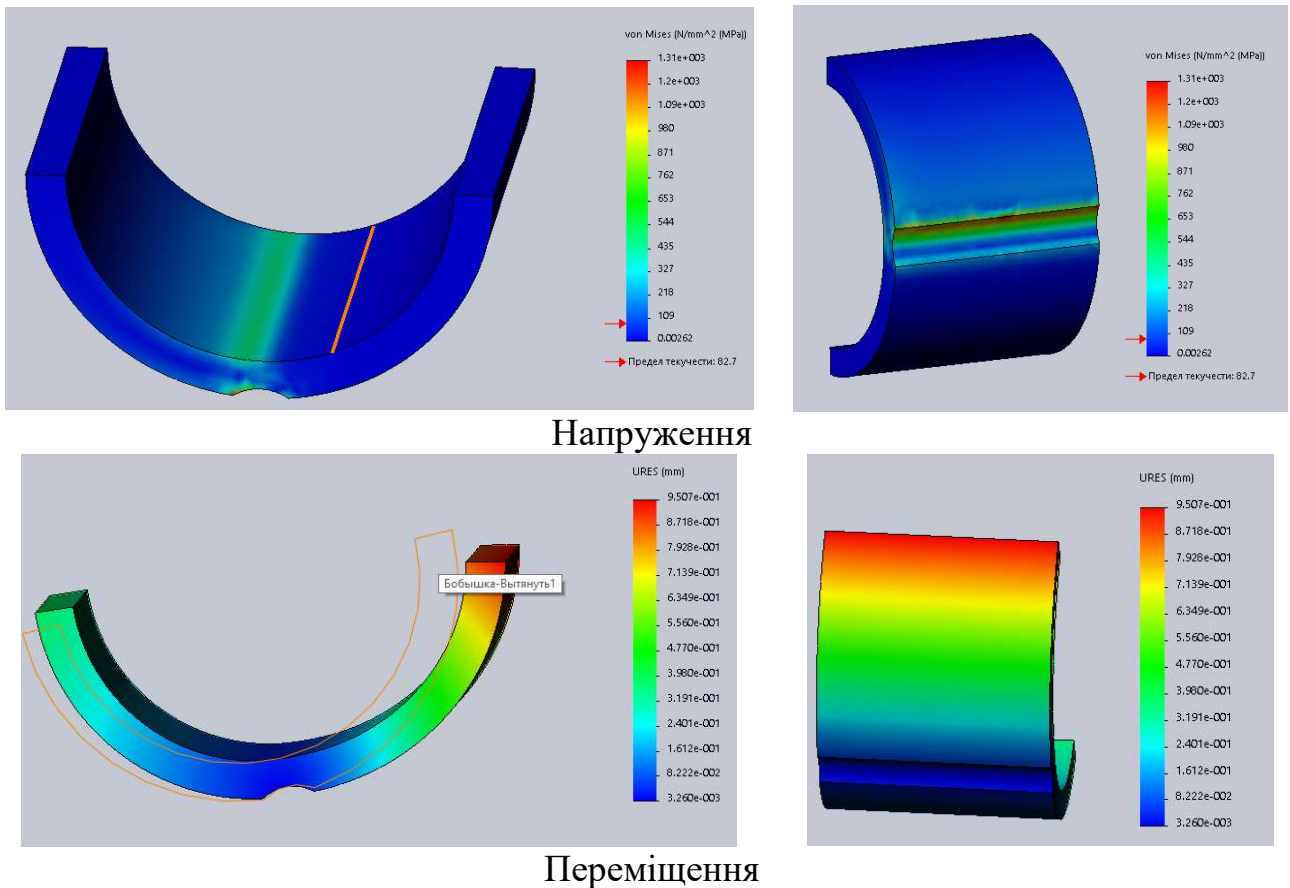


Рисунок 4.3 Закріплення деталі

Результати розрахунку приведені на рисунку 4.4. Результати у вигляді епюр напружень і переміщення деталі



Напруження

Переміщення

Рисунок 4.4 Результати розрахунку

Висновок

Згідно з результатами дослідження на статичну міцність було виявлено, що пелюстка витримує навантаження. Але у місці де вона контактує зі зрізаним роликком (вид опори – шарнір з циліндричною поверхнею) з'являються концентратори напруги, які мають не фізично великі значення напружень. Основна причина таких результатів це недосконале закріплення деталі, в результаті чого пелюстка не обертається, а прямує в сторону прикладення найбільшого тиску і на поверхні контакту виникає напруга зминання. Для більш точного розрахунку необхідно наявність двох деталей, а саме зрізаного ролика і пелюстки. Ролик слугуватиме опорою і буде закріплен нерухомо.

4.2 Втулки диференційного піджиму

Основна задача втулки диференційного піджиму – це забезпечити рівномірний піджим втулки до шестеренного колеса без прекоосу, і, як наслідок, без нерівномірного зносу і збільшених об'ємних витрат.

Один з варіантів розрахунку – це порівняння площини міжзубового простіру та площі між сухарями втулки. У такому випадку також враховується кількість впадин та кількість робочих камер втулки, які утворені сухарями і ними ж ізолюються одна від одної. Результати вимірів представлені на рисунку 4.2

Помножимо значення площини на кількість відповідних елементів:

- Диференціальна втулка: $18 \cdot 21,7 \text{ мм}^2 = 390,6 \text{ мм}^2$;
- Впадини шестеренного колеса: $25 \cdot 10,5 \text{ мм}^2 = 262,5 \text{ мм}^2$.

Не враховуються впадини, які знаходяться в зачепленні. Площі порівнюємо відносно площини впадин зубів:

$$\Delta = \frac{390,6 - 262,5}{262,5} * 100\% = 49\%$$

Для створення піджиму достатньо різниці в площі 10% і більше. 50% створюють надмірний прижим. Конструкція має варіанти вдосконалення і оптимізації. Найпростіший варіант – зменшення кількості порожнин диф втулки.

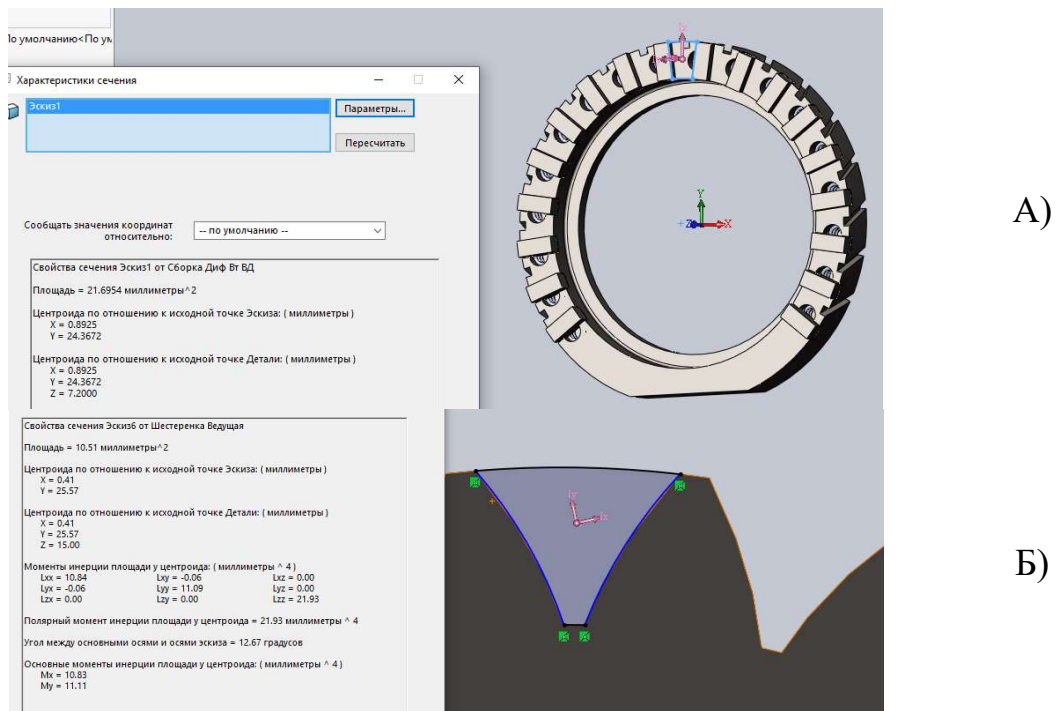


Рисунок 4.5 Площі елементів, що порівнюють

4.3 Втулки з канавками для усунення запирання рідини

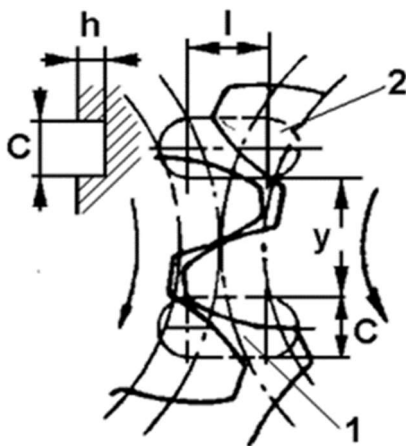


Рисунок 4.6 Розміри канавок

Запирання рідини в міжзубовому просторі може спричинити виникнення додаткового навантаження на опори валів, що в свою чергу приведе до дотику поверхонь вала та підшипника. Такі контакти будуть спричинити прискорений знос поверхонь тертя. Розміри канавок продемонстровані на рисунку 4.6 Канавки розташовуються на втулках, які дзеркальні відносно диференційних втулок.

Розрахунок виконано в програмі Excel. Формули для розрахунку взяті з посібника [5].

Початкові данні і результати розрахунку приведені в таблиці 4.1. Конструктивне виконання зображено на рисунку 4.7.

Таблиця 4.1

	Параметр	Значення	Розмірність	Позначення
Початкові дані	m	1,8	мм	модуль
	S	50,4	мм	міжосьова відстань
	Z	28		кількість зубів
Результати розрахунку	h	0,9	мм	
	C	2,52	мм	
	I	2,6	мм	
	y	5,004	мм	

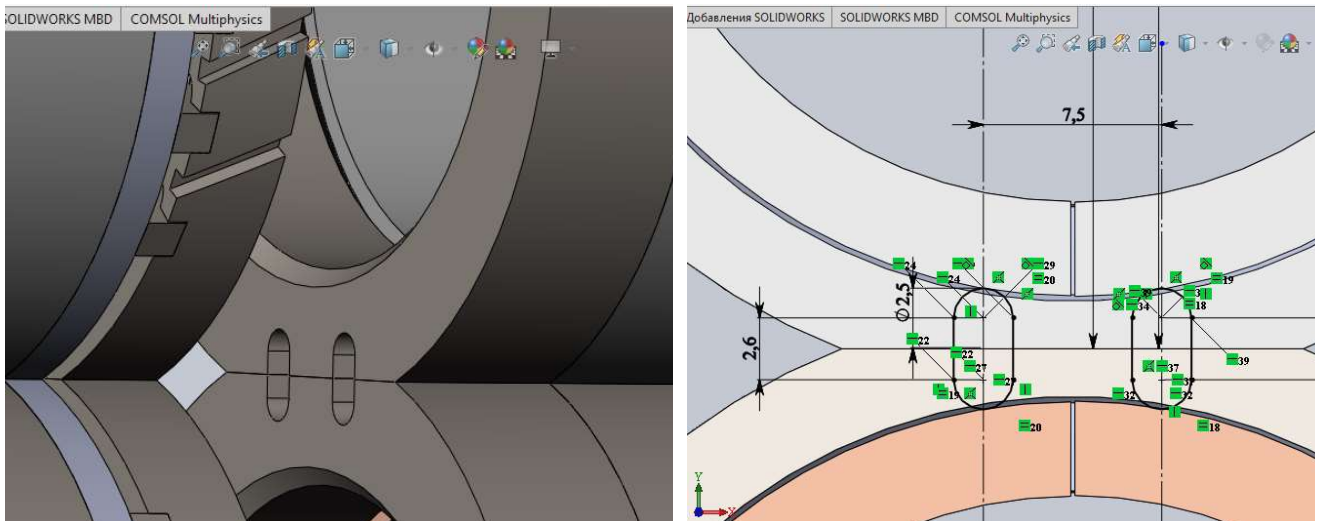


Рисунок 4.7 Ескіз та конструктивне виконання

4.4 Вал-шестерня. Провідна і ведена

Наведена конструкція шестерень. Виконано за схемою вал-шестерня, у провідній шестірні нарізані шліци під ресору. Представлені на рисунку 4.8 – 4.9.

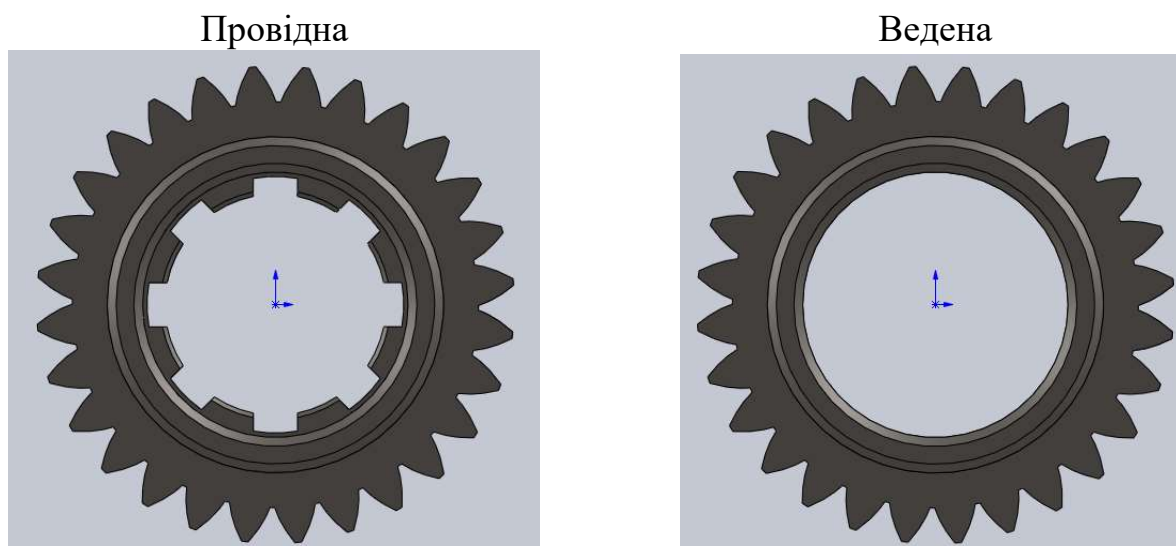


Рисунок 4.8 Модель провідної і веденої вал-шестеренні

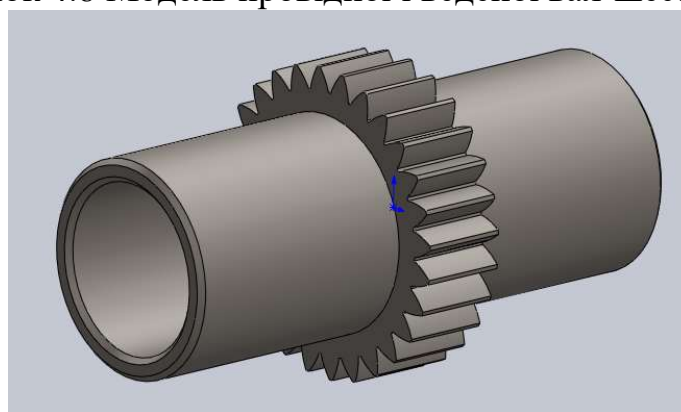


Рисунок 4.9 Модель провідної і веденої вал-шестеренні, ізометрія

4.5 Корпус

Дерево побудови корпусу та модель представлені на рисунках 4.10 та 4.11.

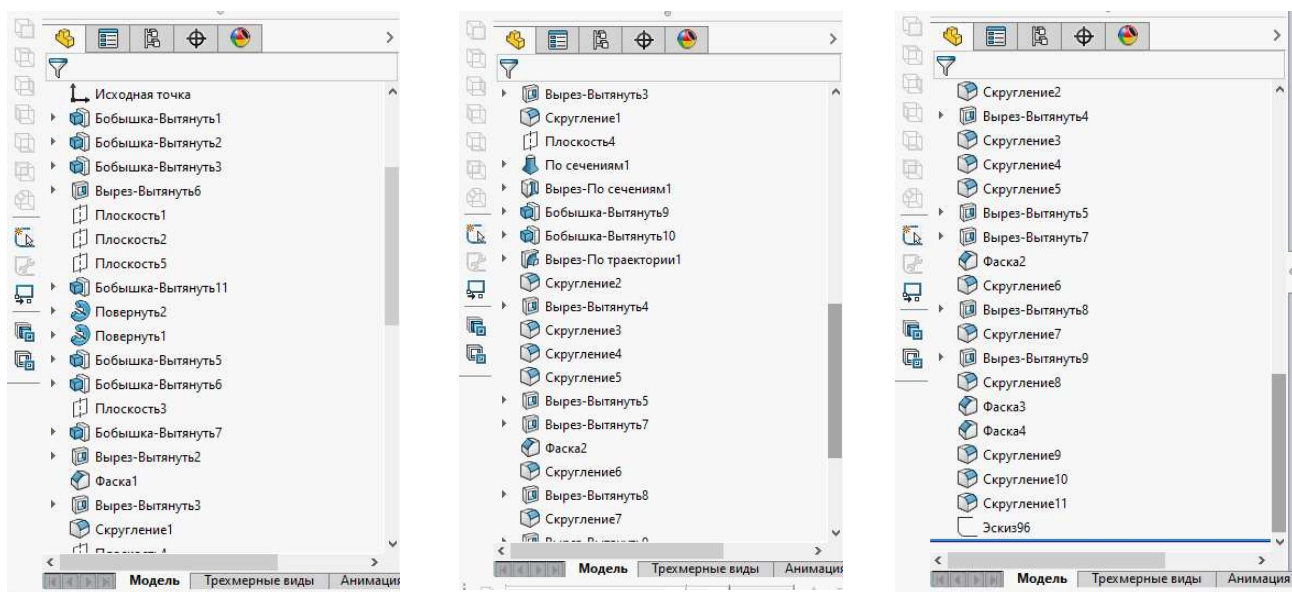


Рисунок 4.10 Дерево побудови корпусу

Модель корпусу насоса побудована у програмі SOLSDWORKS. Основні вимоги до корпусу є розміщення качаючого вузла і необхідних для роботи модулів, і розміщення каналів, які з'єднують модулі насоса. Повинен витримувати навантаження, а саме тиск, створюваний під час роботи насоса.

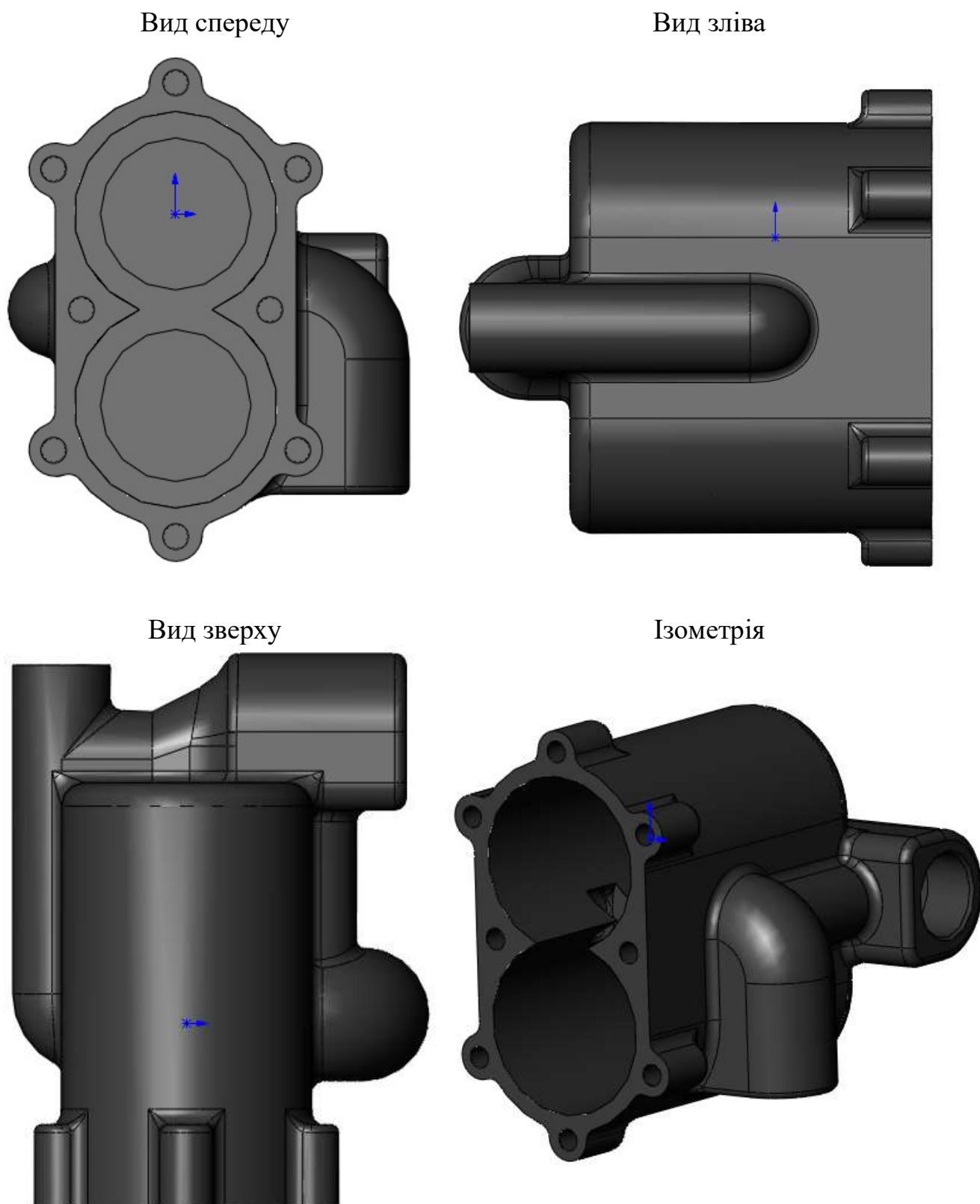


Рисунок 4.11 3д модель корпусу

4.6 Кришка

Модель кришки насоса побудована у програмі SOLSDWORKS. Основні вимоги до кришки є розміщення фланців для з'єднання з корпусом і з іншими вузлами (електродвигуном). Повинен витримувати навантаження, а саме вага насоса, якщо його опорою слугуватиме фланець електродвигуна. Виконана канавка під ущільнення. Модель кришки насоса приведена на рисунку 4.12

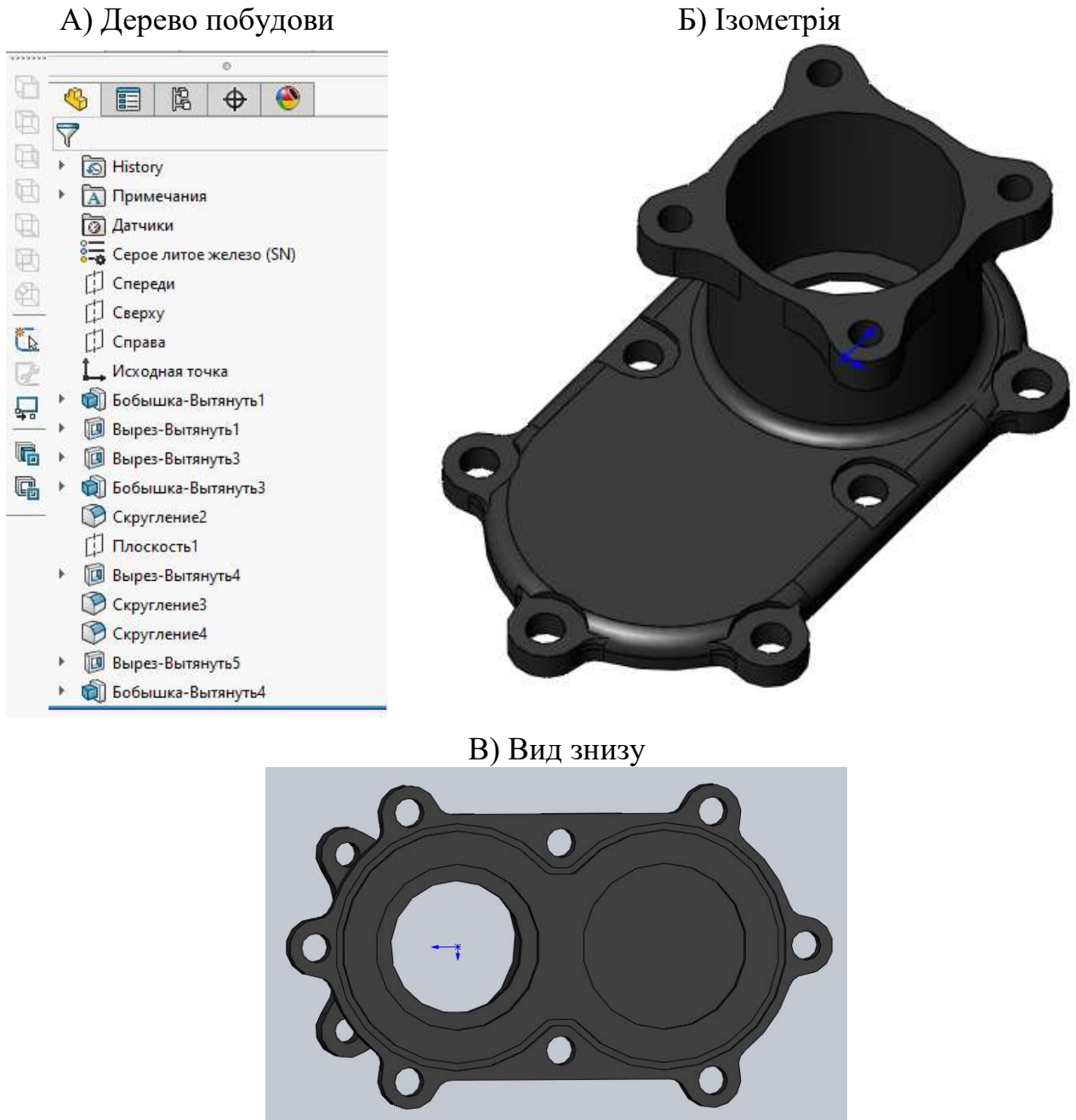


Рисунок 4.12 Модель кришки насоса

4.7 Привідна ресора

Прийнята конструкція ресори – кільцева. Розрахунок виконано у програмі Excel за формулами [6]. Матеріал ресори – сталь 12ХН. Результати приведені у таблиці 4.2

Таблиця 4.2

Параметр	Значення	Позначення	Од. вим.
Мкрут	15,65	Крутний момент	Н*м
[τ]	150	Допутиме напруження 12ХН	Мпа
c	0,82	Відношення d/D	мм
D	9,90	Зовнішній діаметр	мм
d	8,12	Внутрішній діаметр	мм

Ескіз ресори по розрахованим розмірам приведений на рисунку 4.13

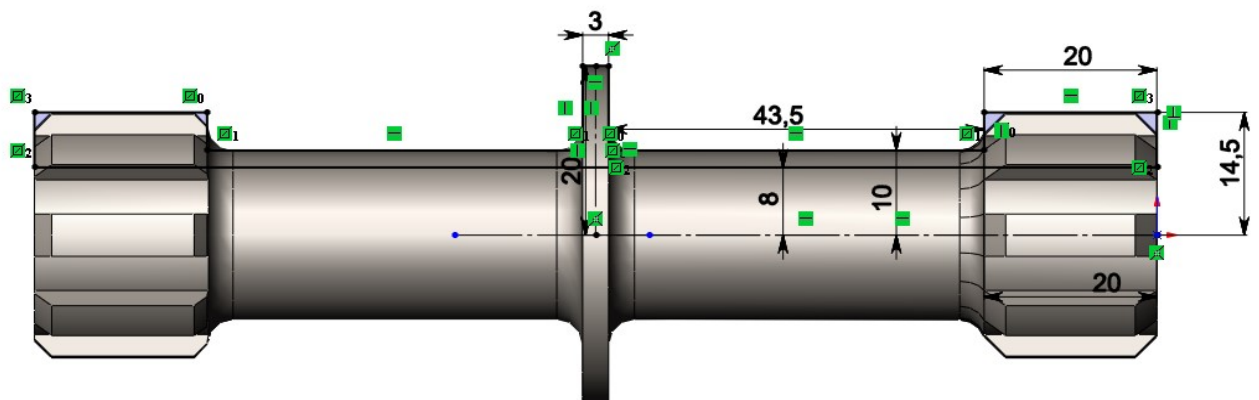


Рисунок 4.13 Ескіз ресори

4.8 Клапан переливний

Опис конструкції

Для роботи насосу потрібний механізм перепуску рідини як захист від закидів тиску у системі. Конструкція типова. Елементом, що сприймає тиск рідини, є кулька з площею дотику 6 мм. Клапан перепускає рідину на вхід насосу. Основним робочим елементом є пружина. Розрахунок якої наведено нижче. Налаштування клапана проводиться на стенді при випробуваннях, налаштовується за допомогою затискання пружини за допомогою спеціальних шайб.

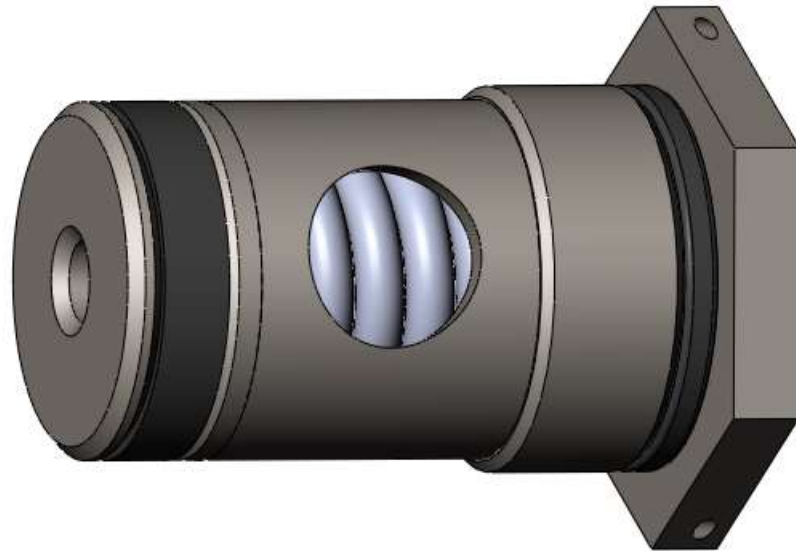


Рисунок 4.14 – Клапан переливний

Діаметр виходу з клапану дорівнює 13 мм , таких отвора два. Вони об'єднуються з каналом у корпусі що відводить рідину на вхід насосу.

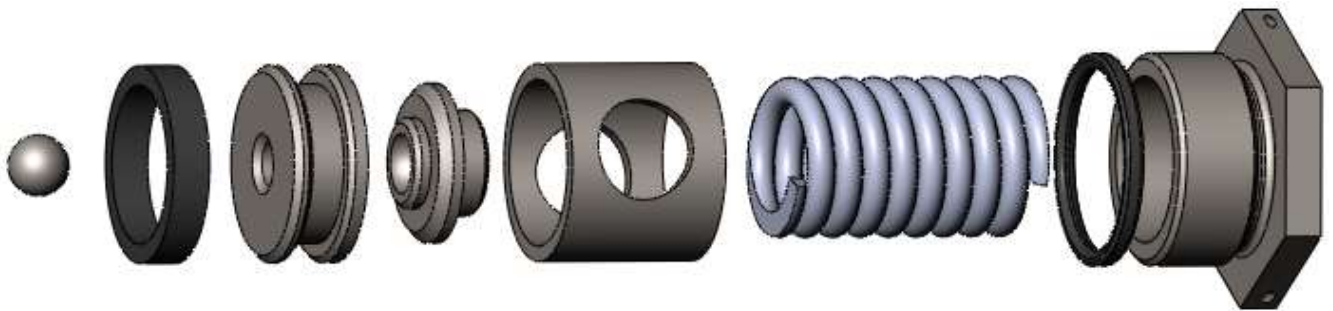


Рисунок 4.15– Рознесений вид переливного клапана

Розрахунок пружини

P_1 (Па)	P_2 (Па)	P_3 (Па)
11000000	12000000	12500000

Тиск на який розраховується клапан обрані із конструктивних міркувань. Формули наведені нижче, використані згідно ГОСТ 13765-86, діаметр входу в клапан рівний 6 мм.

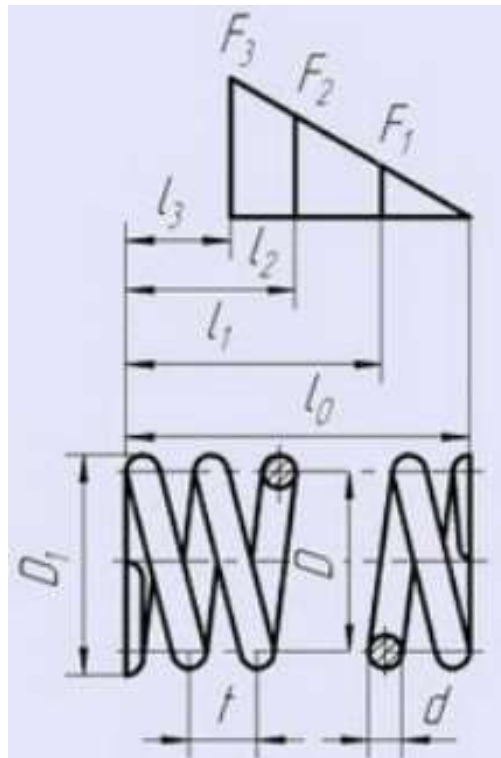


Рисунок 4.16– Основні параметри розрахунку пружини.

Сила пружини при попередній деформації, (Н)

$$F_1 = P_1 * \frac{\pi D_{ш}^2}{4} = 311 \text{ (Н)}$$

Сила пружини при робочій деформації (відповідає найбільшому примусовому переміщенню рухомого ланки в механізмі), (Н)

$$F_2 = P_2 * \frac{\pi D_{ш}^2}{4} = 339$$

Витривалість пружини , число циклів до руйнування;

$$Nf = 10^7 \text{ (циклів)}$$

Зовнішній діаметр пружини (мм)

$$D_1 = 21 \text{ (мм)}$$

Попередньо приймається з урахуванням конструкції вузла. Уточнюються за таблицями ГОСТ 13766-86.

Таблиця 4.3

F3	d	D1	c1	s3
355	3,5	21	274,4	1,294
	4	32	114,4	3,103
	4,5	42	76,28	4,653
	5	60	36,85	9,635

Відносний інерційний зазор пружини стиснення;

$$\Delta = 0,04$$

Для пружин стиснення класів 1 и 2 $\Delta = 0,05 \dots 0,25$;

Сила пружини при максимальній деформації, (Н)

$$F_3 = P_3 * \frac{\pi D_{III}^2}{4} = 353,4 (H)$$

Уточнюємо за таблицями ГОСТ 13766-86, вище наведене значення розраховане з максимального закидання тиску.

Сила попереднього напруження; (Н)

$$F_0 = (0,1 \dots 0,25) * F_3 = 53,0 (H)$$

Діаметр дроту (мм)

$$d = 3,5 \text{ мм}$$

Приймається в залежності від розрахованої сили і прийнятого варіанта виконання пружини.

Жорсткість одного витка пружини (Н/мм);

$$c_1 = 274,4 \left(\frac{H}{\text{мм}} \right)$$

Максимальна деформація одного витка пружини (мм);

$$s_3'' = s_3' * \frac{(F_3 - F_0)}{F_3} = 1,1 (\text{мм})$$

Максимальна дотичне напруження пружини (МПа);

$$\tau_3 = k * \frac{8F_3 D}{\pi d^3} = 336 (\text{МПа})$$

Призначається по табл. 2 ГОСТ 13764-86

Модуль зсуву (МПа);

$$G = 78500$$

Динамічна (гравітаційна) щільність матеріалу (Н * $\frac{c^2}{\text{м}^4}$);

$$\rho = \frac{\gamma}{g} = 8000 \left(\text{Н} * \frac{c^2}{\text{м}^4} \right)$$

Де g – прискорення вільного падіння, м/с²; γ -питома вага, Н/м³.

Жорсткість пружини (Н/мм);

$$c = \frac{F_2 + F_1}{h} = \frac{F_2}{s_2} = \frac{F_3}{s_3} = \frac{Gd^4}{8D^3n} = 39,3 (\text{Н/мм})$$

Число робочих витків пружини;

$$n = \frac{c_1}{c} = 7$$

Повне число витків пружини;

$$n_1 = n + n_2 = 9$$

де n_2 – число опорних витків.

Середній діаметр пружини (мм);

$$D = D_1 - d = D_2 + d = 17,5 (\text{мм})$$

Індекс пружини;

$$i = \frac{D}{d} = 5$$

Попередня деформація пружини (мм);

$$s_1 = \frac{F_1}{c} = 7,9 \text{ (мм)}$$

Робоча деформація пружини (мм);

$$s_2 = \frac{F_2}{c} = 8,6 \text{ (мм)}$$

Максимальна деформація пружини (мм);

$$s_3 = \frac{F_3}{c} = 9,0 \text{ (мм)}$$

Довжина пружини розтягування у вільному стані (мм);

$$l_0 = l_3 + s_3 = 36,9 \text{ (мм)}$$

Довжина пружини при попередній деформації (мм)

$$l_1 = l_0 - s_1 = 27,0 \text{ (мм)}$$

Довжина пружини при робочій деформації (мм);

$$l_2 = l_0 - s_2 = 26,3 \text{ (мм)}$$

Крок пружини в вільному стані (мм);

$$t = s'_3 + d = 4,8 \text{ (мм)}$$

Напруга в пружині при попередній деформації (МПа);

$$\tau_1 = \frac{F_1}{F_3} \tau_3 = 295,7 \text{ (МПа)}$$

Напруга в пружині при робочій деформації (МПа);

$$\tau_2 = \frac{F_2}{F_3} \tau_3 = 322,6 \text{ (МПа)}$$

Коефіцієнт , що враховує кривизну витка пружини;

$$k = \frac{4i - 1}{4i + 4} + \frac{0,62}{i} = 0,9$$

Внутрішній діаметр пружини (мм);

$$D_2 = d_1 - 2d = 14 \text{ (мм)}$$

Тимчасовий опір дроту при розтягуванні (МПа);

$$R_m = 1700$$

4.9 Вхідний штуцер

Проблематика

Однією з основних проблем всіх насосів, що впливають на ресурс і працездатність агрегатів є кавітація, і руйнування, викликані нею.

Кавітація - це явище утворення бульбашок в рідкому середовищі з подальшим їх спаданням. Утворюються внаслідок наявності в рідині так званих ядер кавітації. Це, по суті, слабкі точки течії рідини в яких порушується суцільність рідини. Найімовірніше ці ядра є нерозчиненими газовими включеннями.

Вплив кавітації на агрегати - негативний. Наслідок кавітації - це шум при роботі насоса, коливання впливають на складові частини агрегату, а також ерозія поверхонь. Все це викликано спаданням бульбашок.

Способи усунення кавітації - це збільшення тиску на вході в насос, перепрофілювання входу в насос (у всмоктувальну порожнину), використовувати

насоси які мають меншу кількість обертів, зниження витрат або температури рідини що зменшує тиск насичених парів.

Для боротьби з кавітацією спроектована система «штуцер входу» Його конструкція представлена нижче на рисунках 4.17 і 4.18.

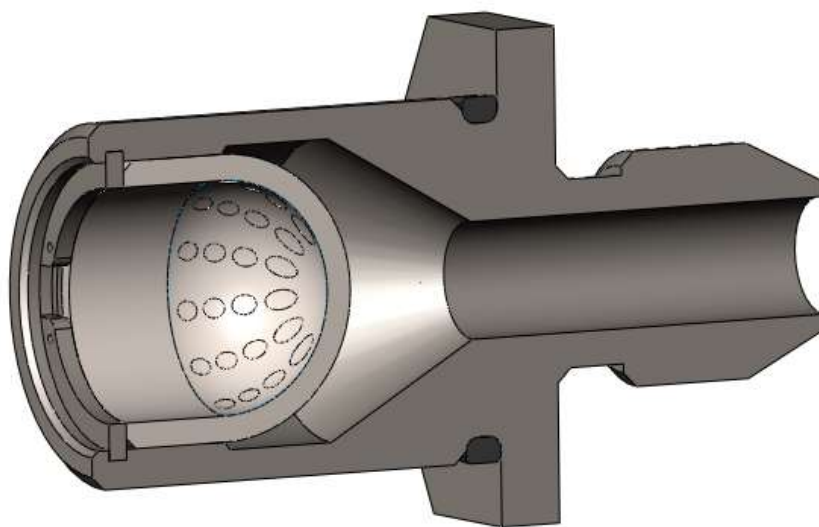


Рисунок 4.17 - Штуцер входу в зборі



Рисунок 4.18 – Штуцер, рознесений вид

Опис конструкції

Штуцер входу складається з безпосередньо штуцера, внутрішнє тіло яке і зупиняє потік, а також стопорне кільце. Внутрішнє тіло товщиною 3 мм, на вершині купола деталі ,немає отворів. Сумарна площа діаметрів усіх отворів дорівнює 1,1 від площі входу.

Призначення штуцера це за допомогою різкого збільшення площі зменшити швидкість потоку і підвищити тиск. Рідина після такого штуцера буде мати більший тиск і меншу швидкість. Цього може бути достатньо для усунення кавітації на вході в насос, або зменшити її інтенсивність і руйнівний вплив на деталі насосу.

4.10 Загальна збірка насоса

Наведені рисунки 4.19 – 4.24 для відображення насосу у зборі.

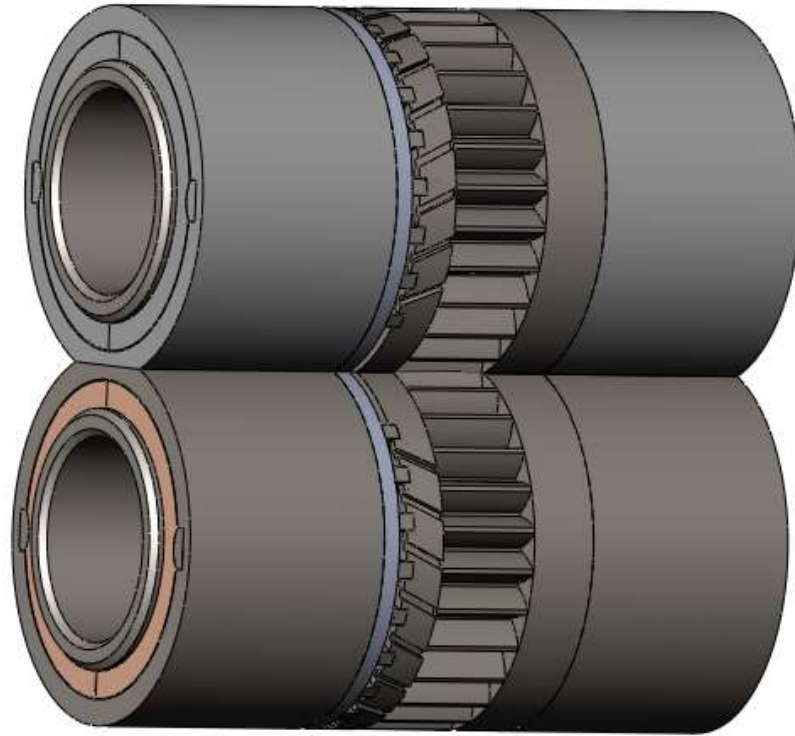


Рисунок 4.19 Качаючий вузол

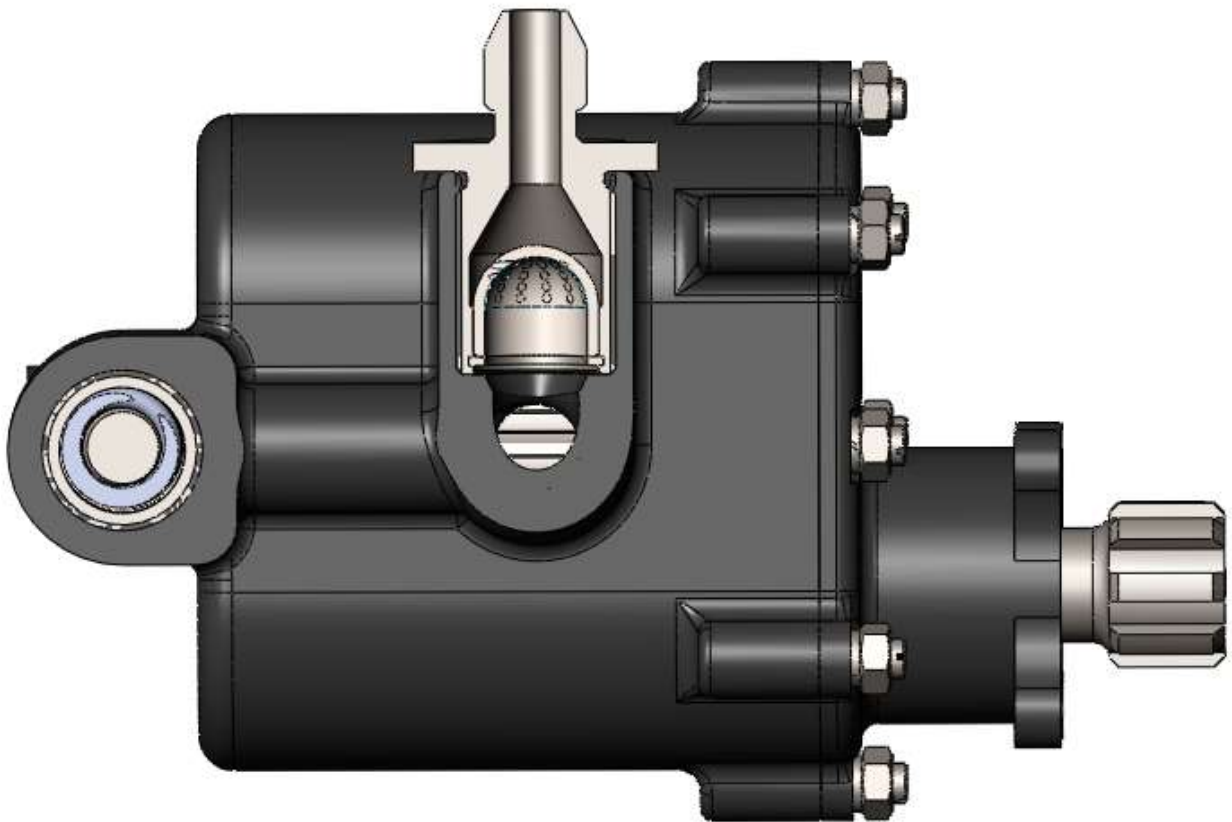


Рисунок 4.20 Вхідний штуцер у насосі

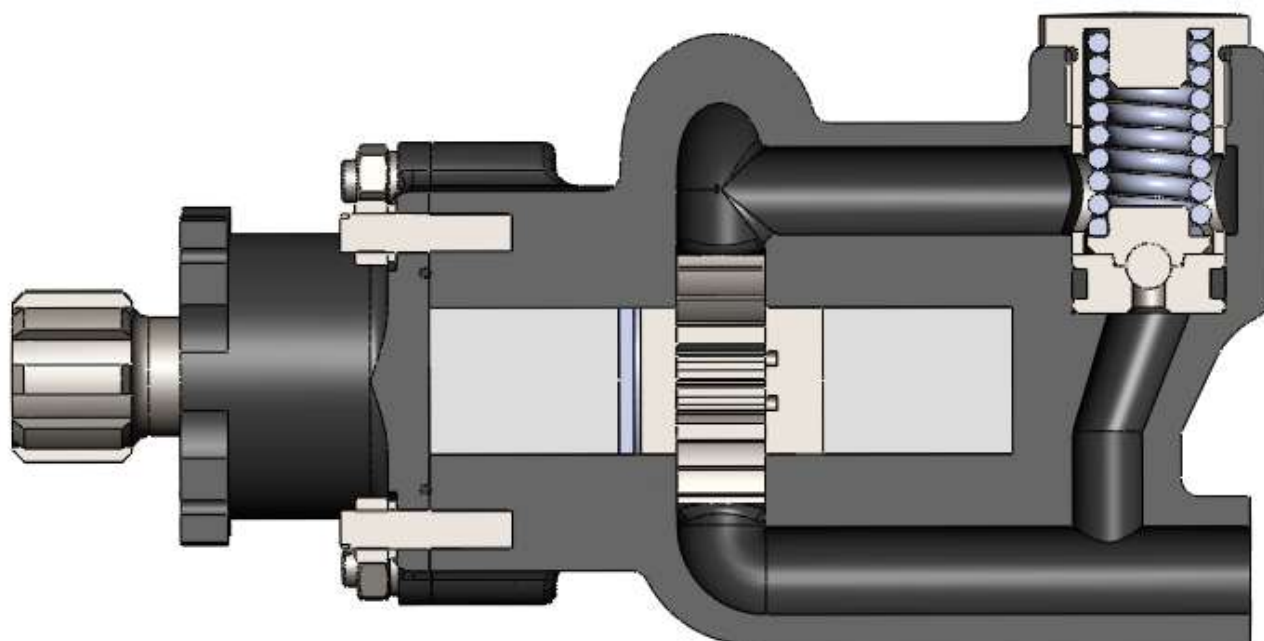


Рисунок 4.21 Переливний клапан у насосі

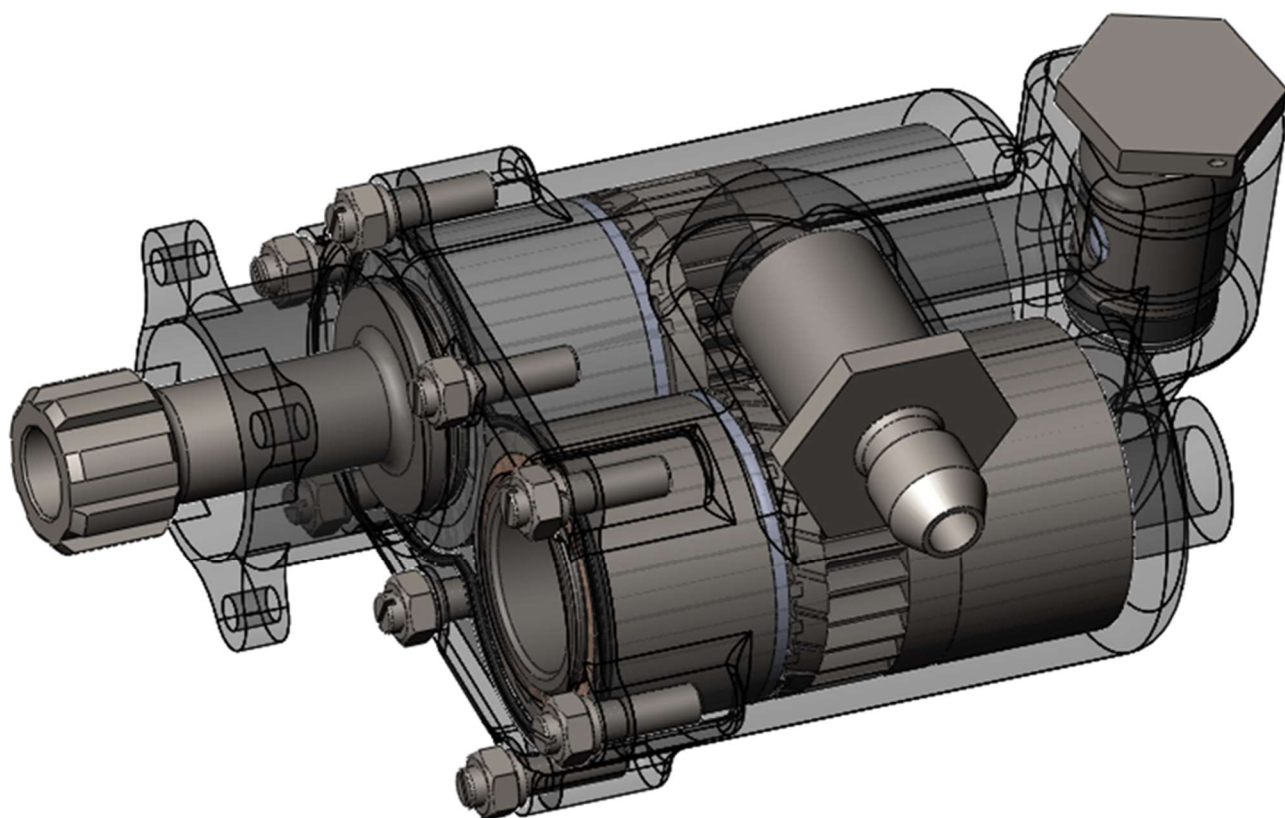


Рисунок 4.22 Загальний вид насосу

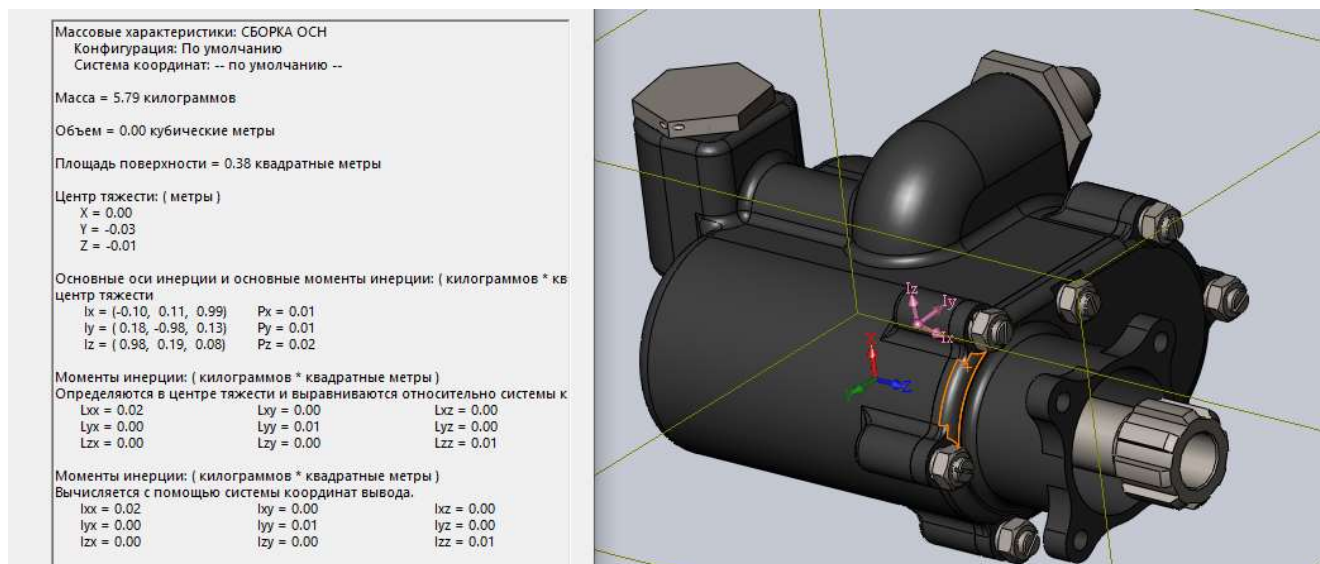


Рисунок 4.23 Маса насосу

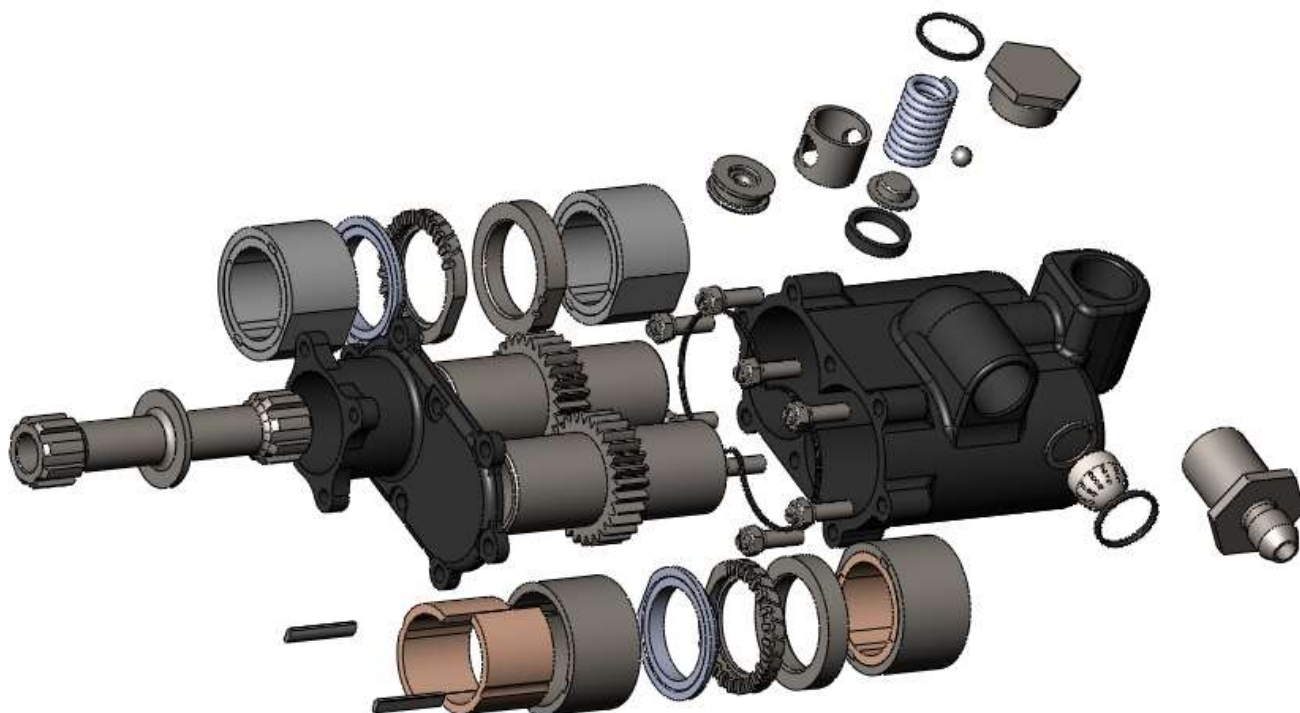


Рисунок 4.24 Вид з рознесеними частками

4.11 Підбір електродвигуна, схеми розташування

Схеми компоновки

Можливі схеми компоновки електроприводу, шестеренного насоса і відцентрового насоса. Приведені на рисунку 4.25.

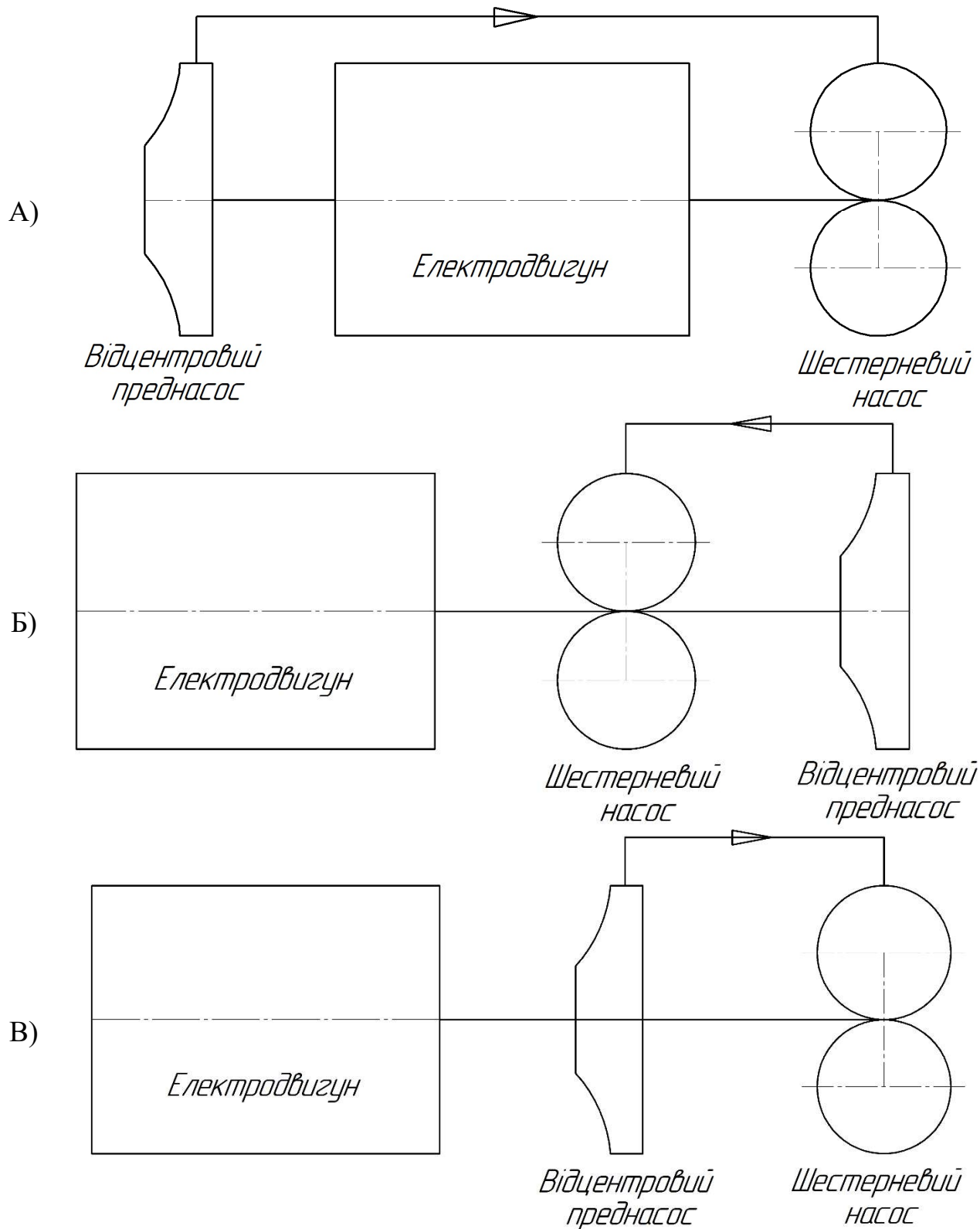


Рисунок 4.25

Схема Б потребує вхід і вихід валопроводу з шестеренного насосу, тому така схема одразу була відкинута.

Схема А і В не має таких недоліків. Якщо електродвигун буде мати фланці кріплення до корпусу, більш оптимальною буде схема А. Кожен з агрегатів кріпиться консольно. Тому більш притаманна буде схема А.

Підбір електродвигуна

ATE ANTRIEBSTECHNIK UND ENTWICKLUNGS GMBH & CO. KG – німецька фірма, яка має велику номенклатуру електродвигунів, які працюють у широкому діапазоні частот обертання і крутного моменту. Приклад асинхронного двигуна на рисунку 4.26

ASYNCHRONMOTOREN (AC)



Рисунок 4.26

ВИСНОВКИ

У процесі виконання дипломної роботи спроектовано шестеренний насос високого тиску паливної системи ДТРД Д-18. Привід насоса – електродвигун.

Проведені дослідження гідродинамічних підшипників ковзання, в результаті яких виявлені найбільш оптимальні значення радіального зазору і типу конструкції підшипника: радіальний зазор в 15 мкм, тип підшипника - двох пелюстковий підшипник ковзання. Критерії порівняння – характеристика підшипника. Перераховано качаючий вузол, отримані нові значення навантажень на опори. Розраховано підшипники ковзання з урахуванням нового навантаження, оптимізована довжина підшипника. Результат роботи: двох пелюстковий підшипник з діаметром цапфи 38 мм, допоміжний параметр $d=2*S$, довжина підшипника 32 мм. Досліджено діапазон працездатності підшипників, а саме від 1050 рад/с до 3200 рад/с, який охоплює режими праці двигуна від крейсерського до злітного режиму.

Розроблена конструкція насосу.

По закінченню дипломної роботи можна зробити висновок, що концепція шестеренного паливного насоса високого тиску, привідного від електродвигуна, має низку переваг в порівнянні з механічним приводом та має низку питань, які потребують подальшого дослідження.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ 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. Дьяков. 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.
6. Безуглый С.В. Центробежные насосы авиационных двигателей / С.В. Безуглый. - Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2006. – 27 с.
7. Бакулин В.Н. Энергоёмкие горючие для авиационных и ракетных двигателей/ В.Н. Бакулин, Н.Ф. Дубовкин, В.Н. Котова, В.А. Сорокин, В.П. Францкевич, Л.С. Яновский. – «Физматлит», 2009. – 393 с.