

Центральноукраїнський національний технічний університет
Механіко-технологічний факультет
Кафедра «Машинобудування, мехатроніки і робототехніки»

«Допущено до захисту»
Завідувач кафедри ММіР
к.т.н., доцент
_____ Андрій ГРЕЧКА
«_____» _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

за (магістерським) рівнем вищої освіти

на тему:

**Підвищення функціональних показників
шестеренних гідромоторів гр. 3 з дослідженням
процесу зубообробки**

**Improving functional performance of gear hydraulic
motors gr. 3 with the study of the gearing process**

Виконала здобувачка вищої освіти II-го
курсу групи ПМ-22М-2
ОПП «Прикладна механіка»
спеціальності 131 «Прикладна механіка»
_____ Тетяна ДЖУС

Керівник роботи к.т.н., доцент
_____ Кирил ЩЕРБИНА

Рецензент:

Центральноукраїнський національний технічний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет Механіко-технологічний факультет

Кафедра «Машинобудування, мехатроніка і робототехніка»

Освітнього ступеня магістр

Спеціальність 131 «Прикладна механіка»

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

“ ” 20 року

З А В Д А Н Н Я **НА КВАЛІФІКАЦІНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Джус Тетяна Павлівна

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Підвищення функціональних показників шестеренних гідромоторів гр. 3 з дослідженням процесу зубообробки

керівник роботи: Щербина Кирил Костянтинович, доцент канд. техн наук,

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу № _____ від “ ” 20 року

2. Строк подання студентом проекту _____

3. Вихідні дані до роботи _____

3.1. Креслення деталі Корпуса та Шестерні _____

3.2. Технічні вимоги на виготовлення деталі _____

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

4.1. Загальна частина _____

4.2. Технологічна частина _____

4.3. Конструкторська частина _____

4.4. Дослідна частина _____

4.5. Економічна частина _____

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Графічний матеріал - 12 л. ф.А4

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Економічна частина	к.е.н., доц. Журило І.В.		

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Загальна частина	21.10.2023	
2	Технологічна частина	10.11.2023	
3	Конструкторська частина	15.01.2024	
4	Дослідна частина	20.11.2023	
5	Організаційна частина	24.01.2024	
6	Економічна частина	17.01.2024	
7	Розробка презентації	24.01.2024	

Студент

(підпис)

Джус Т.П.
(прізвище та ініціали)

Керівник проекту

(підпис)

Щербина К.К.
(прізвище та ініціали)

Анотація

Кваліфікаційна робота складається з пояснювальної записки на 81 сторінках та графічної частини на 12 листах формату А4.

1. Актуальність роботи. Досліджено підвищення функціональних показників гідромоторів групи 3 за рахунок контакту зубчатого зачеплення не достатньо досліджено.

2. Наукова новизна роботи. Визначені аналітичні залежності зубчатого зачеплення з бочко подібним профілем для шестеренних гідромоторів.

3. Практична цінність роботи. Синтезована конструкція шестерного гідромотору гр. 3 з бочкоподібним профілем.

4. Оцінка найбільш важливої суті роботи виконаної роботи.

Одним з основних показників який вдалось отримати, це можливість знизити момент зсуву та зменшення шуму під час функціонування гідромотору гр.3. В роботі був виконаний аналіз діючих зубчатих зачеплень, а також був проведений теоретичний розрахунок. Проведено дослідження захисного покриття черв'ячної прецизійної фрези в процесі зубофрезерування. Розроблена конструкція гідромотору гр.3 з бочкоподібним зубчатим профілем.

Всі приведені зміни економічно обґрунтовані.

Ключові слова: гідромотор, циліндричні зубчасті колеса, шуми гідроприводу, евольвентне зачеплення .

Annotation

The qualification work consists of an explanatory note on 81 pages and a graphic part on 12 sheets of A4 format.

1. Relevance of the work. Determine the analytical dependencies of barrel-type gear profiles for hydraulic gear motors.

2. Scientific novelty of the work. The calculation of a pair of cylindrical gears was carried out, which gave better and more accurate visions in the development of a new design.

3. Practical value of the work. Synthesized design of a size 3 hydraulic gear motor with a barrel-shaped profile.

4. Evaluation of the most important essence of the work performed.

One of the main indicators obtained is the ability to reduce the shearing moment and noise during the operation of the hydraulic motor of group 3. In this work an analysis of the existing gearing was carried out, as well as a theoretical calculation. A study of the protective coating of a worm precision cutter in the process of gear milling was carried out. The design of a group 3 hydraulic motor with a barrel-shaped tooth profile was developed.

All these changes are economically justified.

Key words: hydraulic motor, cylindrical gears, hydraulic drive noises, involute gearing.

Зміст	
Вступ	7
1. Аналіз діючих шестеренних машин групи 3	8
2. Теоретична частина	19
2.1 Теоретичні дослідження	19
2.2 Аналітичне визначення точок контакту.....	25
2.3 Аналітичне визначення геометричного переміщення, швидкості потоку та вхідного моменту.....	28
2.3.1 Теоретичний розрахунок потоку.....	28
2.3.2 Максимальний робочий об'єм з евольвентним зачепленням бочкоподібним профілем.....	34
2.3.3 Мінімальний робочий об'єм машини з евольвентним зачепленням бочкоподібним профілем.....	36
2.4.1 Розрахунок максимального витіснення.....	38
2.4.2 Розрахунок мінімального витіснення.....	38
3. Конструкторська частина.....	40
3.1 Конструкція та принцип роботи Гідромоторів	40
3.1.1 Область застосування.....	44
3.1.2 Шестеренний Гідромотор.....	47
3.2 Розрахунок пари циліндричних коліс	52
4. Дослідна частина	61
5. Економічне обґрунтування розробленої конструкції шестеренного гідромотора групи 3.	69
Висновки.....	78
Список використаних джерел.....	79

Вступ.

В одному з ключових аспектів підвищення продуктивності у промисловому виробництві на теперішній час визначається сумісність системи людина-машина. Одною з важливих умов є збереження максимальної уваги оператора та забезпечення можливості виконання основних робочих функцій.

На протязі всього робочого дня увага оператора зменшується через загальне втомлення, а також визначається деякими фізіологічними особливостями організму людини. Зокрема, важливо враховувати вплив слуху, оскільки вухо людини, окрім функції прийому та аналізу акустичного поля, також відповідає за регулювання рівноваги тіла.

Особа, яка піддається впливу інтенсивного шуму, в середньому витрачає на 10-20% більше фізичних та нервово-психічних зусиль для збереження рівня працездатності, який було досягнуто нею при рівні шуму менше 70 дБ.

Також важливо враховувати негативний вплив вібрацій на людину, оскільки це може призводити до виникнення вібраційної хвороби і, в кінцевому підсумку, призводити до повної недієздатності працюючої людини.

Підняття технічного рівня сучасних гідроприводів нерозривно пов'язане із застосуванням більш високого тиску робочої рідини та вдосконаленням гідромоторів.

Підвищення енергоємності гідроприводу призводить до збільшення загального рівня шуму та вібрацій цього пристрою.

Важливо відзначити, що параметри гідроприводу технологічного обладнання, як складової частини загального віброакустичного фону, не отримали належного висвітлення в технічній літературі.

Отже, дослідження вібрацій та шуму гідроприводу технологічного устаткування, зокрема шестеренного гідромотора, а також розробка методів і засобів їх зниження, представляє собою актуальну проблему для сучасної машинобудівної галузі.

1. Аналіз діючих шестеренних машин гр.3

Шум у гідроприводі можна розподілити на гідродинамічний і механічний компоненти.

До гідродинамічних шумів відносяться:

- Шуми, що виникають внаслідок періодичного випуску рідини в бак, або об'ємні шуми. Такий шум може виникати внаслідок випуску рідини з високої швидкості у бак або в інший об'єм, що може призвести до турбулентності та коливань рідини в цьому процесі.
- Об'ємні шуми, які з'являються внаслідок твердих границь у гідросистемах. При наявності твердих границь, таких як трубопроводи чи обладнання, можуть утворюватися монопольні і дипольні джерела шуму. Це пов'язано зі змінами тиску та потоку рідини, що призводить до виникнення акустичних явищ і, відповідно, шуму.
- Шуми, що виникають внаслідок утворення вихорів біля твердих границь потоку. При зіткненні рідини з твердою поверхнею може виникнути турбулентність, що призводить до утворення вихорів, а це, в свою чергу, може стати джерелом шуму.
- Шуми відривних течій, що виникають при відриванні течії та утворенні замкнутих або розімкнутих вихрових зон. Пульсації границь цих зон можуть призводити до пульсацій тиску та генерації широкосмугового шуму.
- Шуми від неоднорідності потоку або шуми взаємодії, що виникають при обтіканні зубів шестерень гідромотора неоднорідним потоком, який утворюється через перешкоди в потоці. Це може бути викликано пульсаціями на нерухомих перешкодах, що розташовані поблизу обертаючих частин гідромотора. Такий шум може виникнути внаслідок нерівномірного обтікання зубів шестерень або інших частин гідромотора, що приводить до турбулентності та шумових явищ.
- Шуми турбулентного характеру (псевдозвукові), що виникають при віддаленні від твердих границь під час перемішування потоків, що рухаються з

різними швидкостями. Цей тип шуму може виникати внаслідок турбулентності в місцях зміни швидкості руху рідини та взаємодії різних шарів потоку, що може призводити до псевдозвукових явищ і виникнення шумових хвиль.

- Шуми від автоколивань пружних конструкцій у середовищі, що рухається. Це може включати коливання у водорозбірних кранах і запірній арматурі, особливо при недосконалій конструкції пристрою. Автоколювання пружних елементів, таких як трубопроводи або клапани, може бути викликане турбулентністю або нестабільністю потоку рідини, що призводить до коливань та генерації шуму в навколишньому середовищі.

- Шуми, викликані нестійкою течією. Це може включати шум, який виникає на поверхні розділу між рухомим і нерухомим середовищем поблизу резонатора, або шум, що виникає в результаті взаємодії тонкого струменя, що набігає на клин. Нестабільні течії можуть викликати турбулентність та інші явища, які призводять до генерації шумових коливань у відповідному середовищі.

- Кавітаційні шуми, обумовлені зхлопуванням кавітаційних каверн у місцевих опорах або перепадах перетинів трубопроводу та у гідромоторах. Цей тип шуму виникає внаслідок утворення та зхлопування пазирів в рідині внаслідок зниження тиску до рівня насичення. Коли ці кавітаційні пазирі зіткнуться з преградою або перепадом перетину, вони можуть викликати шумові коливання та генерацію шуму.

До механічних шумів відносяться:

- корпусний шум;
- шуми від зубчастих передач;
- шуми підшипникових вузлів;
- шуми від перемикування соленоїдів керування гідросистеми.

Механічний шум є основним і характерним для гідросистем із шестеренними гідромоторами. Це особливо виражено через наявність зубчастих зачеплень у таких системах. Зубчасті зачеплення є розподіленими параметрами, що призводить до великої кількості власних частот коливань. Це може призводити

до різноманітних механічних коливань та взаємодій, що стають причиною механічного шуму в системі. Розглядання та оптимізація механічних характеристик гідромоторів є важливими аспектами для зменшення рівня механічного шуму в гідросистемах.

Підшипники кочення можуть бути суттєвим джерелом механічної вібрації й шуму в гідросистемах та інших технічних пристроях. Сили, що викликають вібрацію підшипників кочення, часто пов'язані з допусковими відхиленнями елементів підшипника й монтажними розмірами. Причинами шуму в гідромоторі можуть бути будь-які коливальні процеси, обумовлені взаємним впливом складних та різних за своїм походженням факторів та елементів

Спектр звукових частот, що виникають внаслідок роботи підшипників, може бути дуже різноманітним і широким. Це зазвичай пов'язано з різними процесами тертя, взаємодії елементів підшипника та іншими факторами. Оптимізація конструкції підшипників, їхнього монтажу та використання високоякісних матеріалів може допомогти зменшити механічну вібрацію та шум, які вони генерують

Гідродинамічний шум у гідромоторах часто пов'язаний з пульсаціями подачі робочої рідини і внаслідок цього виникаючими коливаннями в системі. Пульсації можуть бути спричинені різними факторами, такими як нерівномірність подачі рідини, турбулентність потоку або нерівномірність обертання гідромотора.

Коливання, які виникають внаслідок пульсацій, можуть взаємодіяти з різними елементами гідромотора, такими як лопаті, зубчасті колеса, або інші рухомі компоненти, створюючи гідродинамічний шум. Оптимізація системи подачі робочої рідини та розглядання характеристик гідромотора можуть допомогти зменшити вплив гідродинамічного шуму в гідросистемі.

Коливання тиску, викликані пульсацією потоку рідини, обумовлені законом переміщення робочих деталей та особливостями робочого процесу. У гідравлічних системах, наприклад, у гідромоторах чи насосах, пульсації можуть виникати внаслідок руху робочих деталей, таких як поршні, лопаті чи інші рухомі компоненти.

Під час робочого процесу робочі деталі зміщуються та взаємодіють із робочою рідиною, що може створювати коливання тиску в системі. Ці коливання

можуть мати різні частоти та амплітуди, і їх вплив може бути помітним у формі пульсацій тиску в системі.

Оптимізація конструкції та робочого процесу може допомогти зменшити пульсації тиску та їхні негативні впливи на гідравлічну систему.

Пульсації потоку в гідравлічних системах можуть виникати через гідравлічний опір вихідної магістралі та сили інерції пружної рідини. Ці пульсації супроводжуються коливаннями тиску, які викликають вібрації (коливання) вузлів гідромотора та інших елементів гідросистеми.

Виникнення коливань тиску може бути наслідком нерівномірного або періодичного витікання рідини через обмежені частини системи. Ці коливання тиску можуть передаватися на рухомі компоненти, такі як поршні чи лопаті гідромотора, і викликати вібрації.

Цей процес може також призводити до звукових коливань, які виявляються в шумі. Оптимізація конструкції та параметрів гідравлічної системи, а також використання демпфуючих елементів, може допомогти зменшити вплив цих коливань і покращити ефективність та комфорт роботи гідравлічної системи.

Частотна складова коливань, кратна числу робочих деталей гідромотора (зубів), і числу його обертів, дійсно є основною в спектрі шуму гідромотора. Це стандартно виникає через періодичні коливання, пов'язані з рухом зубів, лопатей або інших робочих елементів гідромотора під час обертання.

Ця частотна складова може бути визначена як кратна числа зубів або лопатей, а також кратна частоті обертання гідромотора. І саме ці періодичні коливання стають основною причиною виникнення вібрацій та шуму, які можуть бути виміряні в спектрі звукових частот гідромотора.

Оптимізація конструкції гідромотора, використання амортизаторів та інших засобів для зменшення вібрацій та шуму може бути важливими заходами для поліпшення роботи гідросистеми та зменшення негативного впливу на оточуюче середовище.

Особливості технології виготовлення шестерень дійсно мають значний вплив на рівень коливань, які генеруються шестеренним гідромотором. Похибки виготовлення зубів, зокрема, можуть призводити до утворення клинових щілин в полюсі зачеплення на лінії контакту шестерень.

Ці клинові щілини можуть спричиняти імпульсні втрати рідини, оскільки рідина переходить від порожнини нагнітання до порожнини усмоктування. Цей процес створює тиск та витрати енергії, які можуть виявлятися у вигляді коливань та шуму.

На практиці, оптимізація значень ширини шестерні та поліпшення точності виготовлення профілю зубів може допомогти зменшити ці імпульсні втрати рідини та, відповідно, знизити рівень коливань та шуму, що генерується гідромотором.

Навіть при оптимізації значень ширини шестерні та поліпшенні точності виготовлення профілю зубів неможливо повністю усунути імпульсні втрати через клинові щілини. Ці втрати, поряд з іншими факторами, впливають на рівень пульсацій шестеренного гідромотора.

Такі імпульсні втрати рідини можуть призводити до зміни тиску та витрати рідини в системі, що в свою чергу викликає пульсації та коливання. Можливість усунення або зменшення впливу цих факторів може залежати від конкретної конструкції гідромотора та вибору оптимальних параметрів.

У практиці інженерії зазвичай використовують компроміси та додаткові заходи, такі як використання розвантажувальних канавок, для зменшення пульсацій та впливу імпульсних втрат.

В даній випускній кваліфікаційній роботі буде розглянуто Гідромотор шестерний серії "К" (GM3K20B-F688C), який застосовується для приводу вентилятора системи охолодження різних машин: пасажирських автобусів MAN, та інші.

Застосовуються на автобусах:

- MAN 152 (двиг Daimler E5);
- MAN 205 (сочл, двиг Daimler E5);
- MAN 215 (сочл, двиг Daimler E5);
- MAN 231 (двиг Daimler E5).

Характеристики:

- Робочий об'єм см.куб. – 20,0;
- Тиск максимальний, бар – 250,0;
- Максимальна частота обертання, мін^{-1} - 3000;

- Мінімальна частота обертання мін^{-1} - 700;
- Крутний момент, Нм – 70.

На рисунках: 1.1; 1.2; 1.3 та 1.4 наведенні приклади Гідромоторів шестеренних групи 3 серії К, виробництва АТ “Гідросила”

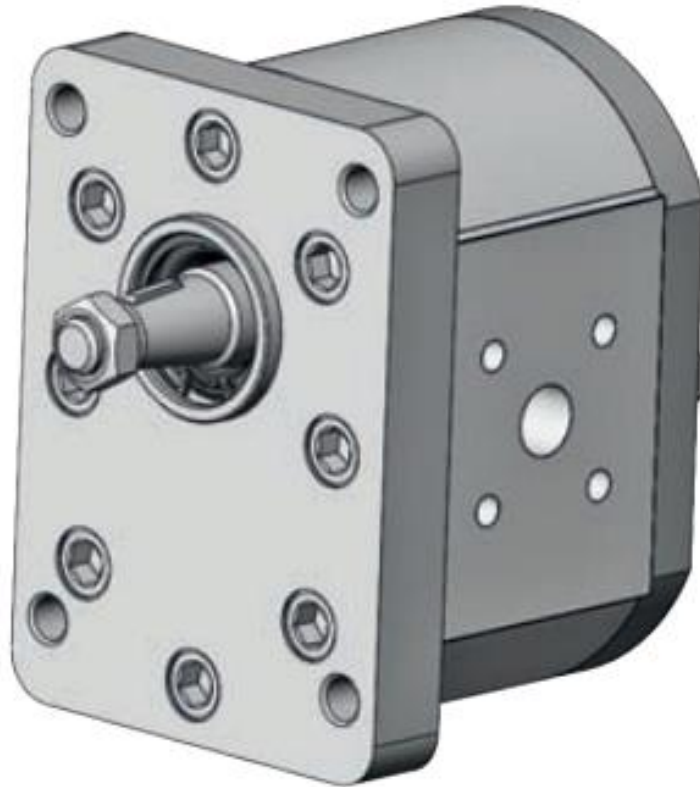


Рисунок 1.1 Гідромотор шестеренний групи 3 серії К.

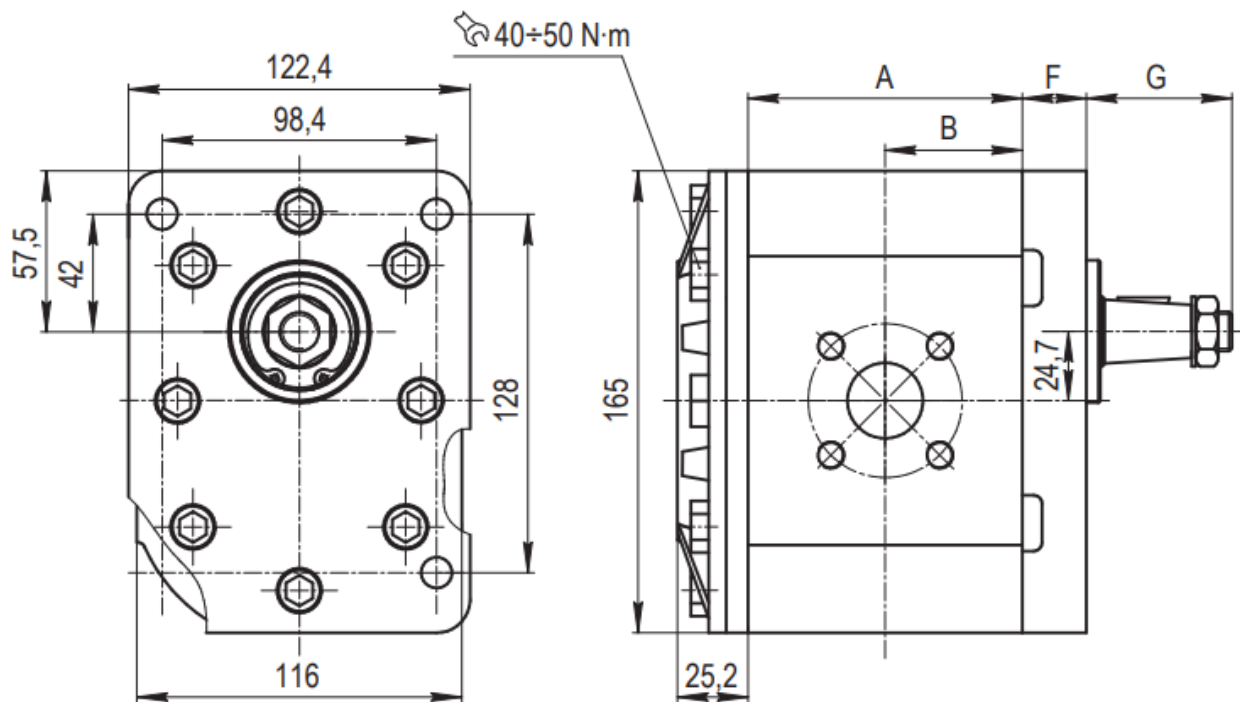


Рисунок 1.2 Кресленик гідромотора шестеренного групи 3 серії К.

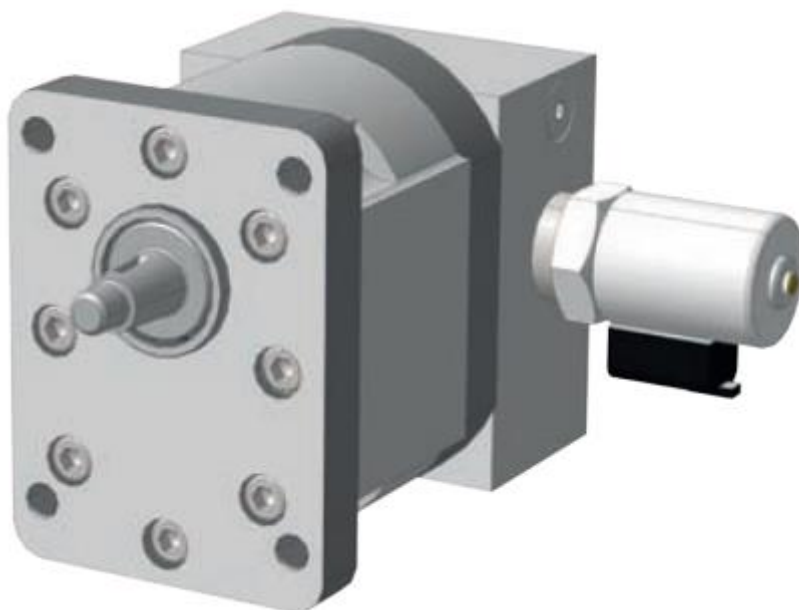


Рисунок 1.3 Гідромотор шестеренний з переливним електропропорційним клапаном та клапаном реверсу.

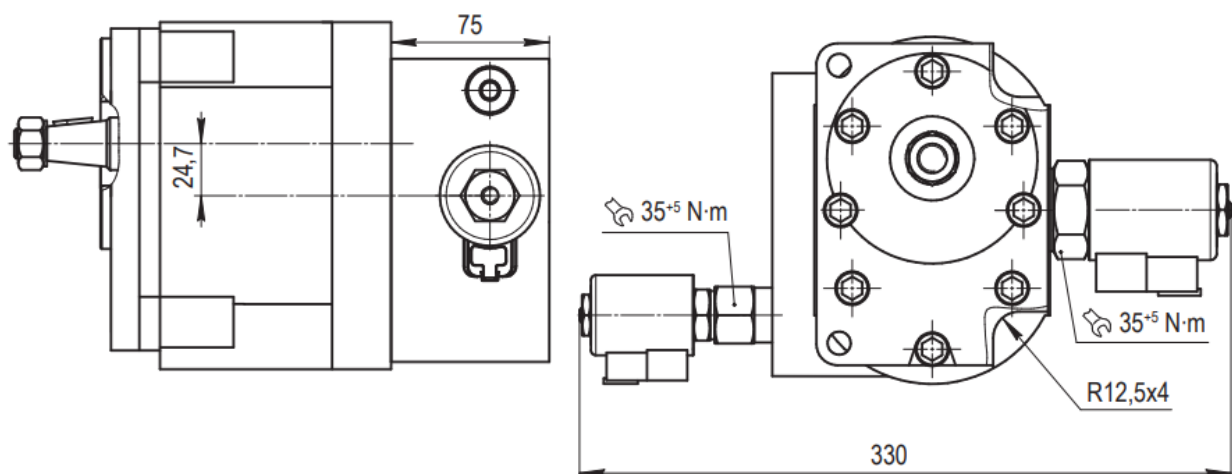


Рисунок 1.4 Кресленик гідромотора шестеренного з переливним електропропорційним клапаном та клапаном реверсу.



Рисунок 1.5 Гідромотор шестеренний Bosch Rexroth

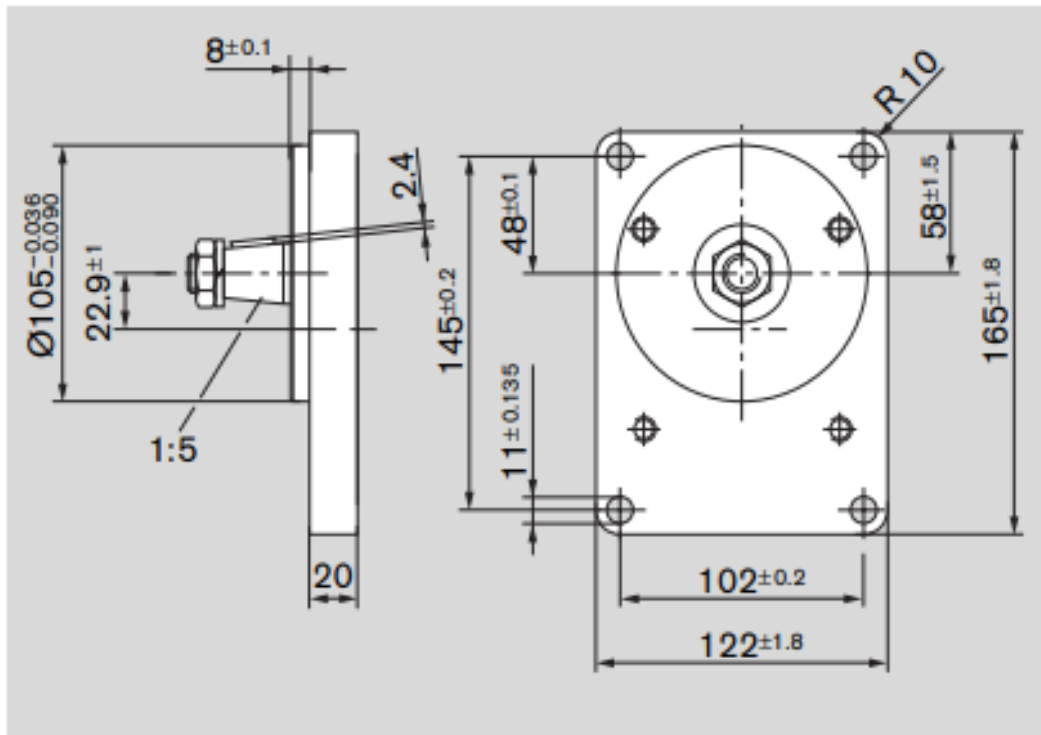


Рисунок 1.6 Кресленик гідромотора шестеренного Bosch Rexroth



Рисунок 1.7 Гідромотор шестеренний POLARIS

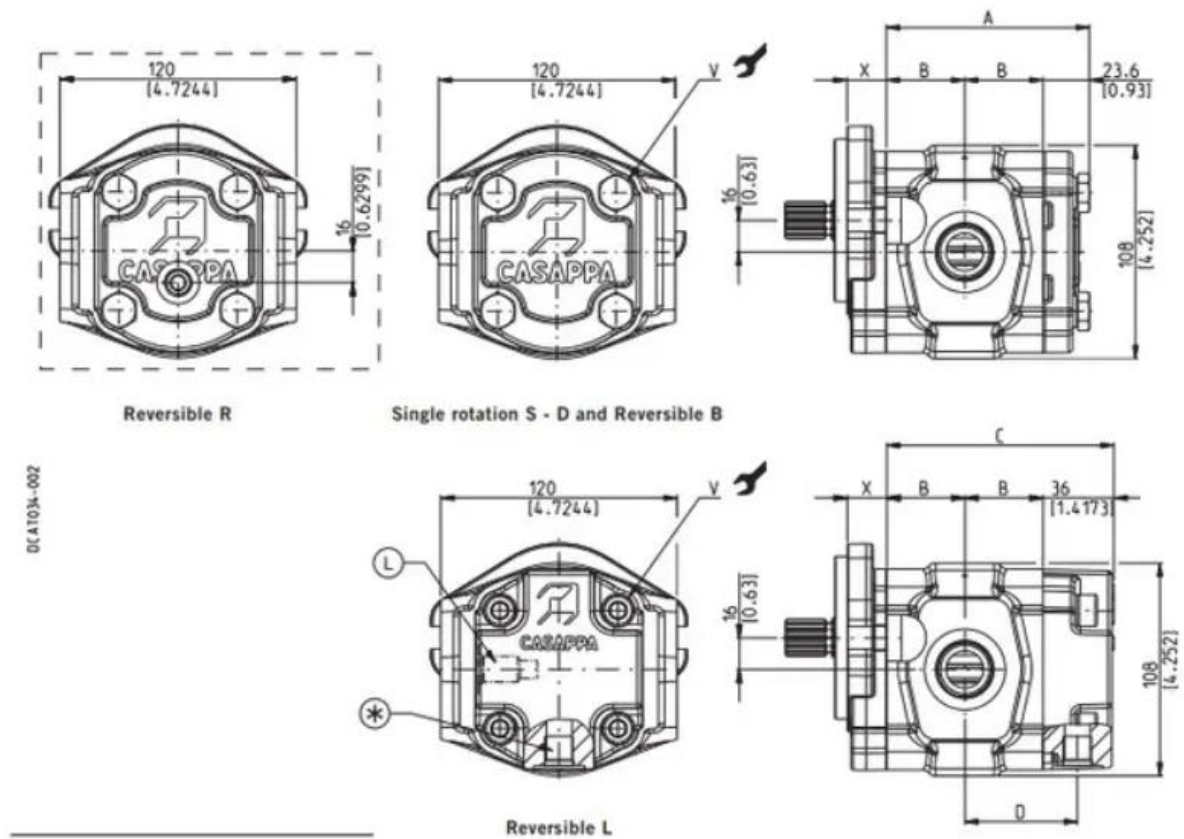


Рисунок 1.8 Кресленик гідромотора шестеренного POLARIS

В таблиці 1.1 показано порівняння характеристик гідромоторів: з електропропорційним клапаном; серії K; Bosch Rexroth та POLARIS.

Порівняння	Гідромотор з електропропорційним клапаном	Гідромотор Серії K	Bosch Rexroth	POLARIS
Робочий об'єм см.куб	20...71	20,0	22,5	33
Частота обертання об/хв	4000	3000	3000	3500
Тиск бар.	280	250	160	250
Застосування	Призначений для зміни напрямку обертання вентилятора, що дозволяє швидко виконати продування радіатора	Для приводу вентилятора системи охолодження різних машин: пасажирських автобусах	Будівельно дорожня техніка	Широка сфера застосування

Таблиця 1.8 порівняння гідромоторів: з електропро-порційним клапаном; серії K; Bosch Rexroth та POLARIS.

2. Теоретична частина

2.1 Теоретичні дослідження

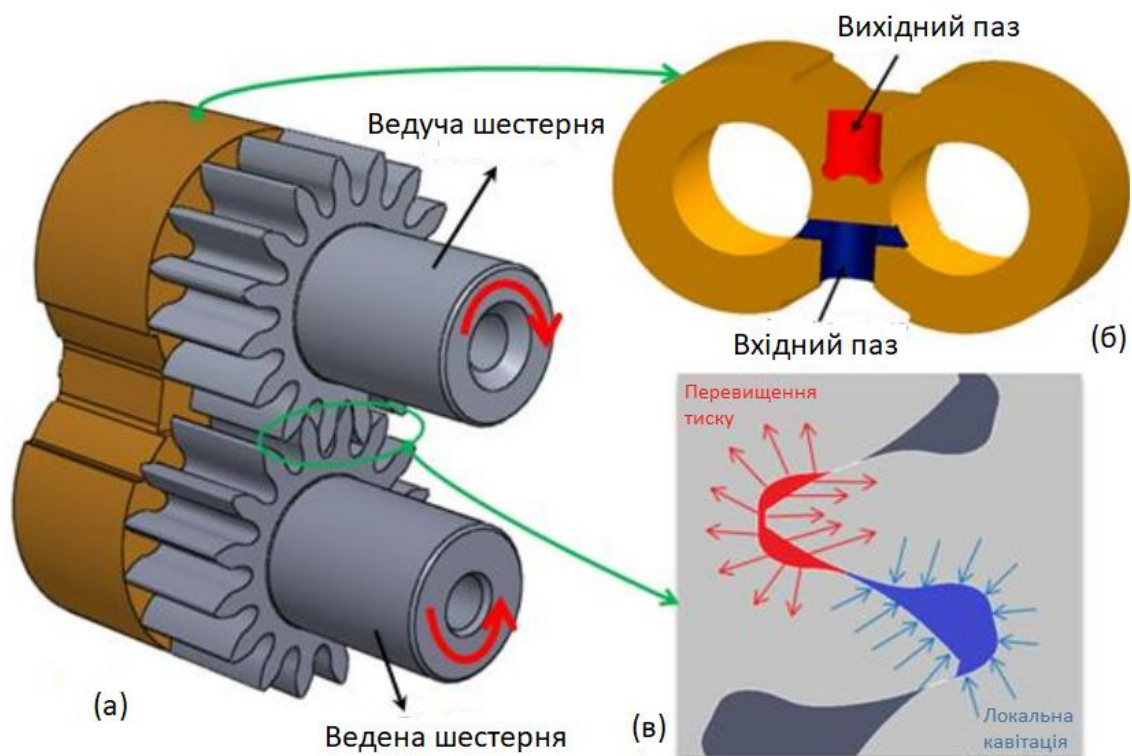


Рисунок 2.1. Зубчата передача. (а) Шестерні, що з'єднуються між собою; (б) зображення канавок у бічних пазах; (в) зображення процесу зачеплення, що показує області піків тиску та локальної кавітації.

Запропонована концепція машин із евольвентним зачепленням бочкоподібним профілем, що підтримує всі переваги традиційних машин із зовнішнім зачепленням, але також пропонує ряд переваг. У цій роботі зроблено нові зусилля, щоб аналітично описати роботу запропонованого принципу досягнення зменшення пульсацій у насосах з зовнішнім зачепленням.

Вперше, аналітичні формули для визначення положення точок контакту зубчастих коліс були отримані на основі геометрії цих коліс, що була розглянута у розділі 2.3

Визначення положення цих точок має велике значення, оскільки вони визначають міру, на яку можна зменшити переміщення. Вдруге, були отримані аналітичні висновки щодо геометричного переміщення потоку, що надходить на

виході, та крутного моменту вала, необхідного для роботи, як для максимального, так і для мінімального переміщення (розділ 2.3).

Вирази, що стосуються нерівномірності пульсацій у швидкості потоку і, отже, крутого моменту вала, також були представлені для максимального та мінімального переміщення. Аналітичні формули були підтверджені оптимальними проектними результатами. Докладний аналіз сил і крутного моменту, що пояснює зменшення споживання енергії, отримане завдяки евольвентному бочкоподібному профілю.

Нова концепція досягнення плавної подачі в насосах з зовнішнім зачепленням ґрунтується на модернізації контуру шестерні, що виникла в результаті аналізу міжзубцевих просторів зубців із входними/вихідними каналами. Використання евольвентного зачеплення з бочкоподібним профілем шестерень здатне створювати відмінності у просторах канавок як для насосів, так і для двигунів.

Для того, щоб краще зрозуміти принцип роботи запропонованої концепції для машин із евольвентним зачепленням бочкоподібним профілем, представлено зіставлення дії зсуву типової машини із зовнішнім зачепленням на рисунку 2.3

Область зачеплення шестерень може бути визначена як кутову зону, яка представлена на рисунку 2.3. У цій зоні розташовані точки D і S на лінії взаємодії зубчастих коліс, де простір між точками контакту утворює пастку для зубців. Механізм зміщення реалізується через використання входних і вихідних канавок (спрощена ілюстрація показана на рисунку). 2.2 (б)).

У стандартних машинах із зовнішнім зачепленням для досягнення максимальної об'ємної ємності комутація об'ємів міжзубцевого простору між входними і вихідними канавками відбувається в той момент, коли об'єм є мінімальним (точка M на рисунку 2.3). Таким чином, максимальний об'єм, який може бути зміщений, можна якісно показати як різницю об'ємів, ($V_{\max} - V_M$), зазначену на рисунку 2.3.

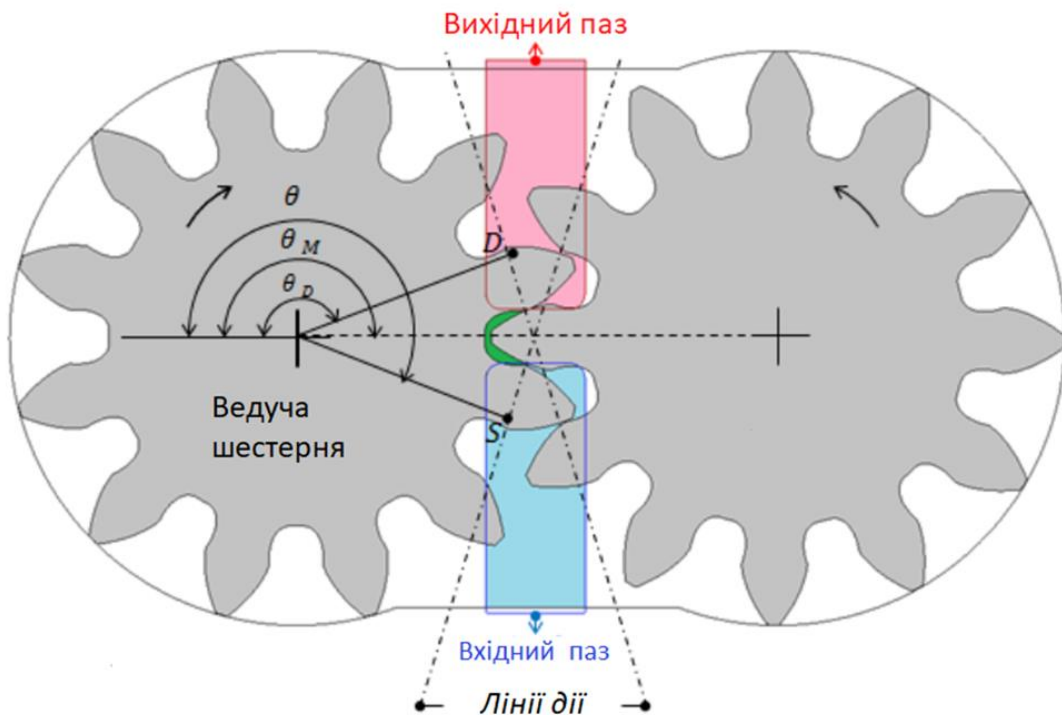


Рисунок 2.2. Загальний об'єм простору зубця (показаний зеленим кольором) у зоні зчеплення та пазу, розташовані для максимального переміщення.

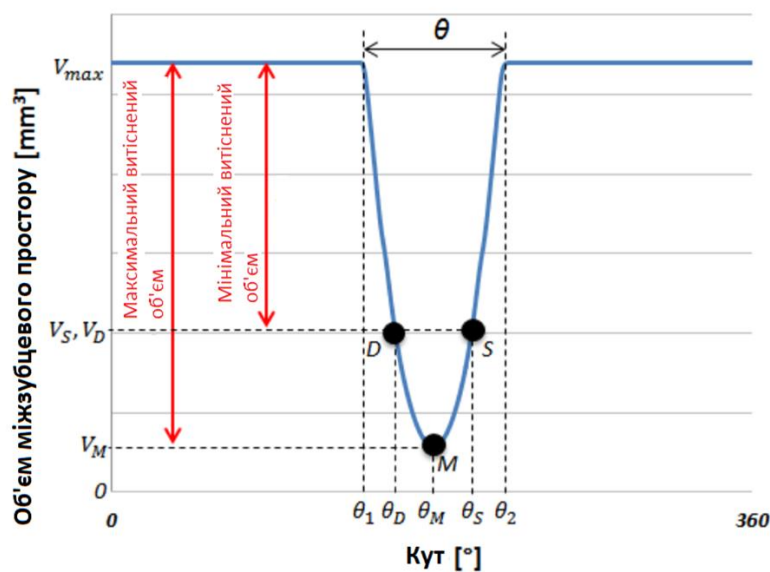


Рисунок 2.3. Прогресування об'єму між зубцевого простору як функція кута обертання валу.

Евольвентне зачеплення бочкоподібним профілем змінює перекриття пазів і, отже, впливає на кутове положення, при якому відбувається комутація між з'єднаннями кожного між зубцевого простору з вхідними/вихідними канавками.

Використовуючи рисунки 2.3 та 2.4, можна пояснити вплив різниці контурів. Для досягнення максимального переміщення об'єму між зубцевого простору,

підключеного до подачі, використовується кутовий інтервал $(\theta_1 - \theta_M)$, тоді як для всмоктування використовується кутовий інтервал $(\theta_M - \theta_2)$. У звичайних передачах із симетричним профілем θ_M розташований на середині між θ_1 і θ_2 , тому об'єм між зубцевого простору приєднується до входу та виходу через рівні проміжки часу. В цьому стані агрегат витісняє максимальну кількість потоку.

Однак для досягнення зменшеної подачі потоку контур можна розташувати ближче до вхідного отвору. У цій конфігурації простір зубців залишається підключеним до вихідного отвору протягом більш тривалого кутового інтервалу $(\theta_1 - \theta_S)$ та до вхідного для меншого кутового інтервалу $(\theta_S - \theta_2)$. Кожен простір між зубцевого простору залишається підключеним до вихідного отвору протягом першої частини процесу заповнення (після досягнення точки мінімального обсягу, кутового інтервалу $(\theta_M - \theta_S)$). Під час цього процесу частина рідини, вже доставлена до вихідного отвору, повертається назад у об'єм між зубцевого простору, який діє як додатковий мертвий об'єм. Графічно додатковий мертвий об'єм може бути представлений $(V_S - V_M)$. Таким чином, ефективний об'єм рідини, що витісняється до випускного отвору при зменшеному витісненні, може бути представлений об'ємом $(V_{\max} - V_M)$.

Концептуально зменшеного переміщення можна досягти також шляхом переміщення профілю до вихідного отвору та забезпечення комутації об'єму між зубцевого простору від вхідного отвору до вихідного отвору відбувається в точці D. Однак при цьому альтернативному способі проектування виникають додаткові небажані ефекти, обумовлені аерацією рідини, яка може відбуватися під час процесу.

З рисунка 2.3 видно, що максимальний діапазон зміни потоку сильно залежить від відстані точок D і S від точки M на кривій, яка представляє зміну обсягу між зубцевого простору. Очевидно, що чим більша відстань точок D і S від точки M, тим більше може бути досягнення зменшення переміщення. З цією метою, розглянуто шестерні з асиметричним профілем, що працюють у подвійному фланговому контакті (рисунок 2.4), для максимізації діапазону зміни потоку.

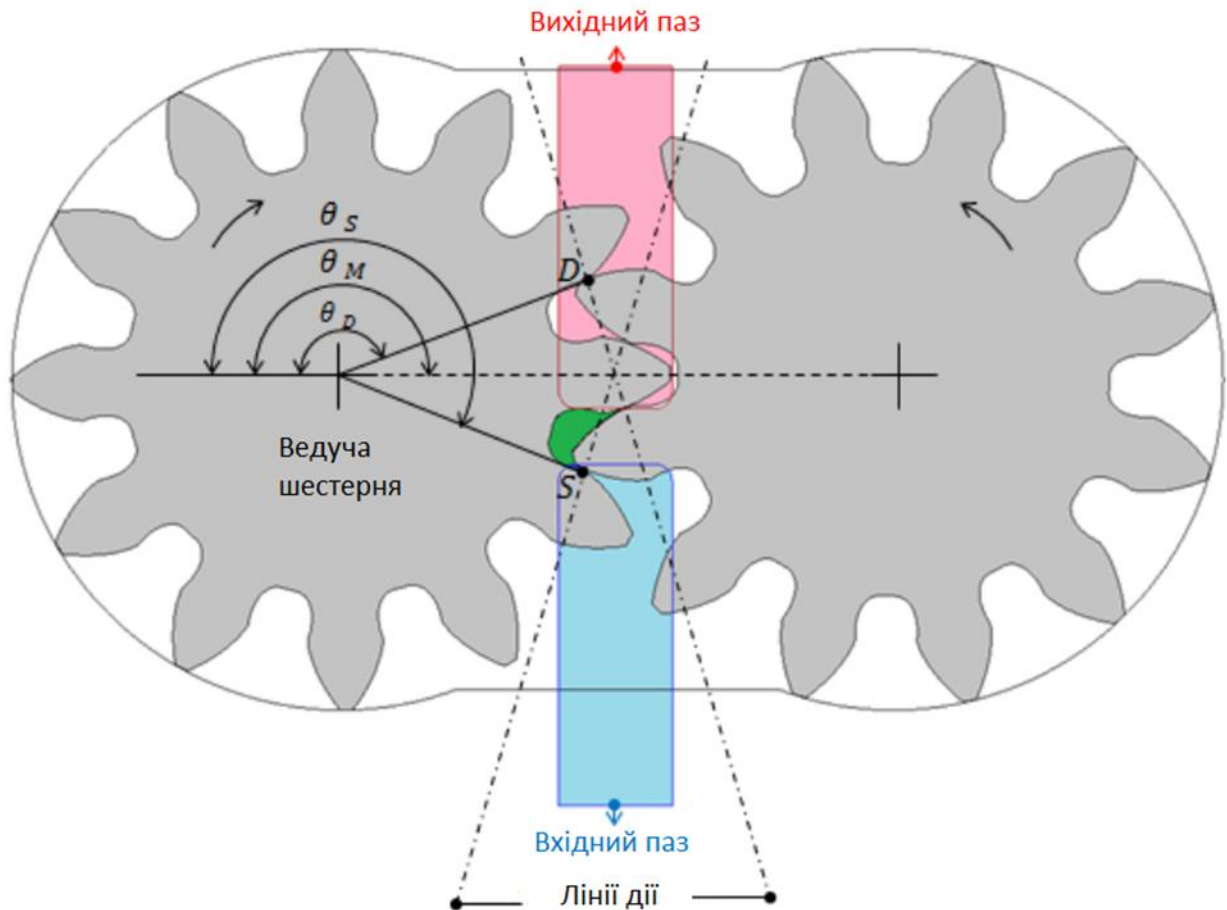


Рисунок 2.4. Положення контуру евольвентного зачеплення бочкоподібним профілем переміщено у напрямку всмоктування (комутація в точці S), що забезпечує зменшення переміщення.

По суті, запропонована конструкція реалізує архітектуру зовнішньої шестерні, використовуючи принцип синусного зачеплення, аналогічний тому, який застосовується в гідравлічних машинах. У гідравлічних машинах ця концепція ґрунтується на використанні синусоїдального контуру замість евольвенти. Ця концепція виявляється перспективною для гідростатичних машин, особливо через мінімальні додаткові втрати на стисливість, що виникають внаслідок менших мертвих обсягів, завдяки високому об'ємному модулю робочих рідин.

Однак на відміну від фактично синусоїдального зачеплення, запропонована конструкція зовнішнього зачеплення не вимагає кардинальних змін у геометрії шестерень. Положення “повзуна” може бути використане для контролю часу і, отже, переміщеного потоку, оскільки визначає зміщення, і немає необхідності змінювати його протягом циклу переміщення кожної камери витіснення.

Інноваційність конструкції підтверджується тим фактом, що камери витіснення під час зачеплення на тривалий період з'єднуються з областю високого тиску. Це призводить до значної переваги у крутному моменті для валів та, відповідно, зменшує витрати крутного моменту на вхідному валу (менше споживаної енергії). Концепція не потребує великої кількості додаткових деталей для зміни характеристик, що робить конструкцію машини з евольвентним зачепленням бочкоподібним профілем дуже вартісною порівняно з іншими типами зачеплень, доступними на ринку.

Незважаючи на те, що запропонована концепція конструкції машин із зовнішнім зачепленням пропонує зменшення витрат за рахунок нижчого крутного моменту вхідного вала при зміні контуру зачеплення, у конструкції є деякі недоліки.

Запропонована концепція конструкції має свої обмеження, зокрема щодо діапазону зміни потоку, якого можна досягти. Діапазон зміни потоку обумовлений розташуванням точок D і S, що представляють крайні точки на лінії зіткнення. Згідно з розглянутого, запропонована конструкція може забезпечити мінімальне зміщення до 68%. Якщо потрібно досягти ще меншого зміщення, точки D і S повинні рухатися далі від точки M, що призведе до передач із більшою кількістю тонших і слабших зубців. Ця варіація часткового переміщення залишається привабливою для деяких гідравлічних застосувань, таких як насоси для заряджання, приводи вентиляторів і т.д. Важливо враховувати, що зменшене переміщення може призвести до збільшених коливань потоку подачі та пульсації крутного моменту вхідного вала, як описано в розділі 2.4 цієї роботи.

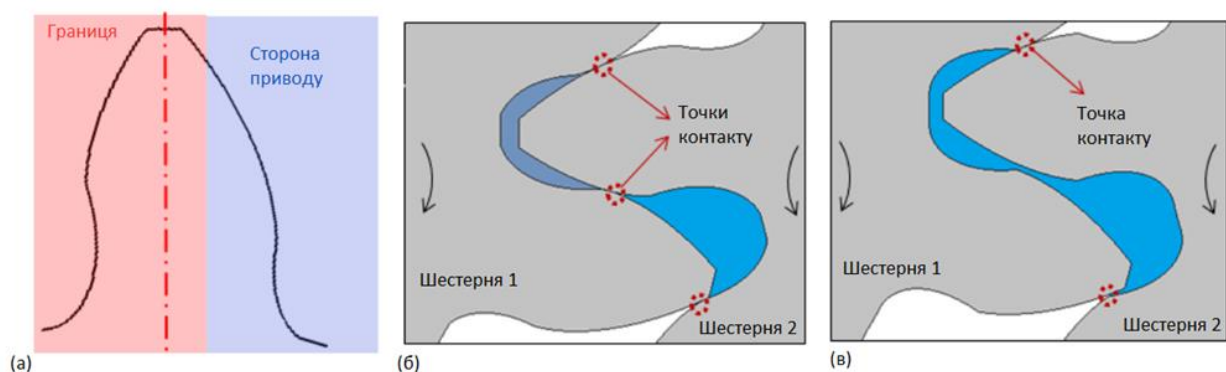


Рисунок 2.5. (а) Модифіковані шестерні, що зображують сторону приводу та границю зубця; (б) модифіковані шестерні з подвійним боковим контактом; (в) симетричні шестерні з одним боковим контактом.

2.2. Аналітичне визначення точок контакту

У даному розділі розглядається узагальнений підхід до визначення точок дотику для асиметричного бочкоподібного профілю зубців, використовуючи геометрію евольвентних кривих та лінію дії. Евольвентний бочкоподібний профіль зубців визначається на основі двох різних кутів тиску, які контролюють форму зубця.

Виходячи з опису, детальний розрахунок точок дотику для асиметричного бочкоподібного профілю зубців використовує тригонометричні функції та геометрію шестерні. Кожен зубець розрізняється як сторона приводу та сторона узбережжя на основі двох різних кутів тиску. Кут тиску на стороні приводу завжди вважається більшим, ніж на стороні узбережжя, оскільки потужність передається від ведучої шестерні до веденої через приводну сторону зубця.

На рисунку 2.6 зображено доповнення/зовнішнє коло шестерень зеленим кольором, коло висоти чорним кольором, а основні кола (сторона приводу та берег) представлені синім кольором. Радіус кола основи приводу може бути виражений як,

$$r_{bd} = r_0 \cdot \cos \alpha_{0d}, \quad (2.1)$$

Подібним чином бічна сторона базового кола може бути виражена як,

$$r_{bc} = r_0 \cdot \cos \alpha_{0c}, \quad (2.2)$$

Коли шестерні працюють у конфігурації з подвійним боковим контактом (зображено на рисунку 2.5 (а)), можна відзначити дві лінії дії, які відповідають кутам приводу та тиску узбережжя. На рисунку 2.6 ці лінії позначені червоними. Лінія дії приводу формується загальною дотичною між базовими колами приводу, в той час як лінія дії контакту також представлена червоною лінією, утвореною загальною дотичною між базовими колами.

Це відображає основну ідею контакту шестерень у вказаній конфігурації, де важливо враховувати як лінії дії приводу, так і контакту. Така конструкція дозволяє оптимізувати передачу потужності та забезпечує надійний контакт між шестернями для передачі руху і ефективної роботи механізму.

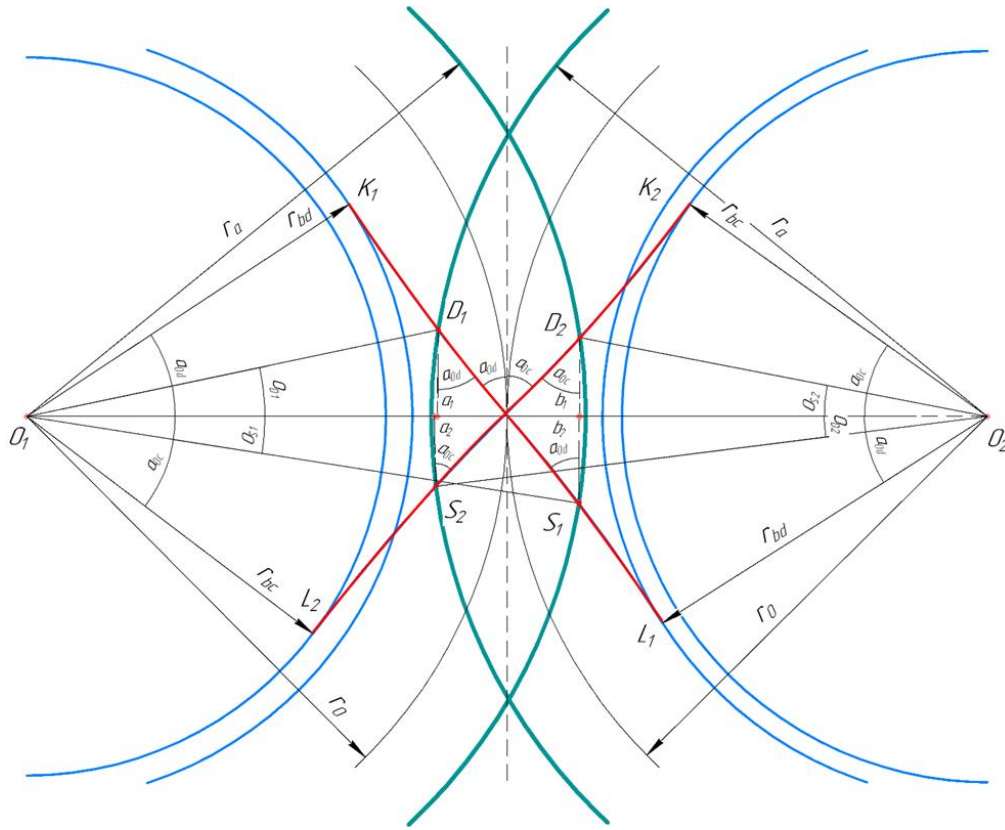


Рисунок 2.6. З'єднання шестерень, що показують лінії дії (червоним кольором) та деталі трикутників, необхідних для розрахунку кутового розташування точок дотику

$$K_1S_1 + D_1L_1 = K_1L_1 + l_d \text{ та } K_2S_2 + D_2L_2 = K_2L_2 + l_c \quad (2.3)$$

Рівняння (2.3) можна представити як,

$$l_d = K_1S_1 + D_1L_1 - K_1L_1 \text{ та } l_c = K_2S_2 + D_2L_2 - K_2L_2 \quad (2.4)$$

Беручи до уваги трикутники $\triangle O_1K_1S_1$ та $\triangle O_2D_2L_2$ (відтепер у цьому документі трикутник буде представлений за допомогою символу Δ),

$$K_1S_1 = D_1L_1 = \sqrt{r_a^2 - r_{bd}^2}. \quad (2.5)$$

Аналогічним чином враховуючи $\triangle O_2K_2S_2$ та $\triangle O_1D_1L_2$,

$$K_2S_2 = D_2L_2 = \sqrt{r_a^2 - r_{bc}^2}. \quad (2.6)$$

Враховуючи $\triangle O_1K_1P$ та $\triangle O_2PL_1$,

$$K_1P = PL_1 = r_0 \sin \alpha_{0d} = r_{b1} \tan \alpha_{0d}. \quad (2.7)$$

І з посиланням на $\triangle O_2K_2P$ та $\triangle O_1PL_2$,

$$K_2P = PL_2 = r_0 \sin \alpha_{0c} = r_{b2} \tan \alpha_{0c} \quad (2.8)$$

Підставляючи, рівняння (2.5) - (2.8) у рівняння (2.4) отримуємо вирази для l_d і l_c як,

$$l_d = 2 \cdot \sqrt{r_a^2 - r_{bd}^2} - 2 \cdot r_0 \cdot \sin \alpha_{0d}, \quad (2.9)$$

$$l_c = 2 \cdot \sqrt{r_a^2 - r_{bc}^2} - 2 \cdot r_0 \cdot \sin \alpha_{0c}. \quad (2.10)$$

Оскільки точки K_1 , D_1 , S_1 і L_1 колінеарні,

$$K_1P = K_1D_1 + D_1P. \quad (2.11)$$

Так само K_2 , D_2 , S_2 і L_2 є колінеарними, отже,

$$K_2P = K_2D_2 + D_2P. \quad (2.12)$$

Точка нахилу «Р», таким чином, розділяє лінію дії приводу на дві рівні частини,

$$D_1P = PS_1 = \frac{D_1S_1}{2} = \frac{l_d}{2} = \sqrt{r_a^2 - r_{bd}^2} - r_0 \cdot \sin \alpha_{0d}, \quad (2.13)$$

$$D_2P = PS_2 = \frac{D_2S_2}{2} = \frac{l_c}{2} = \sqrt{r_a^2 - r_{bc}^2} - r_0 \cdot \sin \alpha_{0c}. \quad (2.14)$$

Враховуючи рисунок 2.6,

$$a_1P = D_1P \cdot \sin \alpha_{0d} = \left(\sqrt{r_a^2 - r_{bd}^2} - r_0 \cdot \sin \alpha_{0d} \right), \quad (2.15)$$

$$D_1a_1 = D_1P \cdot \sin \alpha_{0d} = \left(\sqrt{r_a^2 - r_{bd}^2} - r_0 \cdot \sin \alpha_{0d} \right). \quad (2.16)$$

Отже,

$$O_1a_1 = O_1P - a_1P = r_p - \left(\sqrt{r_a^2 - r_{bd}^2} - r_0 \cdot \sin \alpha_{0d} \right) \cdot \sin \alpha_{0d}. \quad (2.17)$$

Отже, кутове положення, при якому сторона приводу конкретного зубця шестерні 1 стикається з відповідною стороною приводу зубця шестерні 2, може бути представлено як,

$$\theta_{b1} = \tan^{-1} \left(\frac{D_1a_1}{O_1a_1} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{\left(\sqrt{r_a^2 - r_{bd}^2} - r_0 \cdot \sin \alpha_{0d} \right) \cdot \cos \alpha_{0d}}{r_p - \left(\sqrt{r_a^2 - r_{bd}^2} - r_0 \cdot \sin \alpha_{0d} \right) \cdot \sin \alpha_{0d}} \right). \quad (2.18)$$

Подібним чином кутове положення, при якому берегова сторона конкретного зубця зубчастого колеса 1 відходить від контакту з відповідною береговою стороною зубця зубчастого колеса 2 θ_{S2} , може бути представлено як,

$$\theta_{S2} = \tan^{-1} \left(\frac{a_2S_2}{O_2a_2} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{\left(\sqrt{r_a^2 - r_{bd}^2} - r_0 \cdot \sin \alpha_{0c} \right) \cdot \cos \alpha_{0c}}{r_{p+} - \left(\sqrt{r_a^2 - r_{bd}^2} - r_0 \cdot \sin \alpha_{0c} \right) \cdot \sin \alpha_{0c}} \right). \quad (2.19)$$

Після визначення кутових положень, при яких обидві сторони одного зубця (на шестерні 1) стикаються і віддаляються від контакту, можна легко визначити

кутовий діапазон, в якому фіксується об'єм між зубцевого простору для шестерні 1 (приводу). Для шестерні 1 цей кутовий діапазон може бути визначений як:

$$\theta_{TR1} = \theta_{b1} + \theta_{s2}. \quad (2.20)$$

Аналогічно для шестерні 2, кутовий діапазон, в якому об'єм міжзубцевого простору шестерні 2 потрапляє між точками контакту, представляється як,

$$\theta_{TR2} = \theta_{b2} + \theta_{s1}. \quad (2.21)$$

Де θ_{b2} і θ_{s1} можна визначити, використовуючи виведення, подібне до описаного між рівняннями. (2.11) - (2.19). Рівняння (2.20) - (2.21) виконуються лише у випадку, коли передбачається конфігурація подвійного флангового контакту зубчастих коліс. Однак для випадку зубчастих коліс, що працюють з конфігурацією з одним боковим контактом (як показано на рисунку 2.5 (б)), через наявність люфту між шестернями, врахування захопленого простору зубів може бути представлено як:

$$\theta_{TR} = \theta_{b1} + \theta_{s1}. \quad (2.22)$$

Порівняння рівняння (2.22) з рівняннями (2.20) - (2.21) вказує на основні переваги подвійного флангового контакту, що дозволяє досягти більших інтервалів захопленого обсягу міжзубцевого простору. Таким чином, це збільшує діапазон зміни потоку, який може бути досягнутий пропонованим рішенням для насосів із змінним переміщенням та зовнішнім зачепленням.

2.3. Аналітичне визначення геометричного переміщення, швидкості потоку та вхідного моменту.

У цьому розділі застосовано енергетичний метод для шестерень із симетричними зубцями для отримання виразів, придатних для дослідження зміщеного об'єму, теоретичної витрати та теоретичного крутного моменту для запропонованої концепції машини із змінним переміщенням та зовнішнім зачепленням.

2.3.1. Теоретичний розрахунок потоку

Розглянемо механізм передачі з симетричними зубцями у зображеній на рисунку 2.7 конфігурації. Червоний профіль шестерні показує початкове

положення шестерень, водночас чорний профіль представляє їхнє кінцеве положення після обертання на невеликий кут. На рисунку 2.7 розподіл тиску навколо шестерень позначено червоним та синім кольорами, що відображають області високого та низького тиску відповідно. Це наближення досить реалістичне для багатьох систем передач з зовнішнім зачепленням і спрощує деякі розрахунки та висновки. Важливо відзначити, що наведений метод залишається ефективним навіть у випадку поступових змін тиску у передачах.

Розглянемо насос, показаний на рисунку 2.7, що працює при вхідному тиску $P_{in} = 0$ та тиску P_{out} на виході. Тому різниця тиску в насосі становить $\Delta p = P_{out}$. Припускаючи, що робоча рідина машини нестислива, робота, виконана насосом для витіснення об'єму, через бар'єр тиску може бути записана як,

$$dW = dv \cdot \Delta p \quad (2.23)$$

Отже, кількість роботи/енергії, що надходить до насосу, може бути записана як,

$$dW = (M_1 + M_2) \cdot d\phi, \quad (2.24)$$

де M_1 і M_2 , - відповідно крутні моменти, що діють на шестерні 1 і 2, відносно їх осі обертання і протилежні напрямку обертання. Витрата часу на похідну рівнянь (2.23) та (2.24) дає,

$$\frac{dv}{dt} \cdot \Delta p = (M_1 + M_2) \cdot \frac{d\phi}{dt} = Q \cdot \Delta p = (M_1 + M_2) \cdot \omega, \quad (2.25)$$

де ω - кутова швидкість шестерні 1 і Q швидкість потоку, що подається насосом. Враховуючи розподіл тиску, як показано на рисунку 2.7, крутний момент, що діє на шестерню 1.

$$M_1 = \left(\frac{r_a^2 - r_r^2}{2} - \frac{r_1^2 - r_r^2}{2} \right) \cdot b \cdot \Delta p = \left(\frac{r_a^2 - r_1^2}{2} \right) \cdot b \cdot \Delta p, \quad (2.26)$$

де, b - ширина грані зубчастих коліс, r_1 - відстань точки дотику до центру O_1C' шестірни 1, O_1 як показано на рисунку 2.7.

Аналогічно, крутний момент, що діє на шестерню 2, можна записати як [16]

$$M_2 = \left(\frac{r_a^2 - r_2^2}{2} \right) \cdot b \cdot \Delta p. \quad (2.27)$$

Де, r_2 - відстань O_2C' від точки дотику C' з центру шестерні 2, O_2 як показано на рисунку 2.7.

Підставляючи рівняння (2.26) та (2.27) у рівняння (2.25) та відставляючи доданки отримуємо,

$$Q = \left(\frac{r_a^2 - r_1^2}{2} + \frac{r_a^2 - r_2^2}{2} \right). \quad (2.28)$$

Рівняння (2.28) надає формулу для розрахунку витрати, за умови, що відомі значення r_1 та r_2 . Крім того, рівняння (2.28) можна геометрично інтерпретувати, що буде краще пояснено нижче. Для спрощення цієї геометричної інтерпретації припускається, що миттєві точки на лінії дії, I_c (які представляють точки дотику в зоні зачеплення зубчастих коліс), розділяють область високого тиску від області низького тиску в кожному кутовому положенні. Таким чином, в зоні зачеплення область над лінією O_1C' для шестерні 1 та лінією O_2C' для шестерні 2 перебувають під високим тиском, тоді як області під цими лініями перебувають під низьким тиском.

З іншого боку, лінія O_1A' для шестерні 1 та лінія O_2A' для шестерні 2, розташовані вище, представляють області високого тиску, тоді як області нижче цих ліній перебувають під низьким тиском. Звертаючись до рисунка 2.7, розглянемо контрольний обсяг $O_1O_2BAO_1$ (також позначений червоним кольором), який в основному представляє всю область під високим тиском. При невеликому кутовому повороті обох передач на кут $d\phi$, що регулює об'єм, зміна обсягу відбувається в $O_1O_2B'A'O_1$ (також виділено червоним кольором). Зміну об'єму dv або зміщений об'єм можна виразити як

$$dv = \text{об'єм } O_1O_2B'A'O_1 - \text{об'єм } O_1O_2BAO_1. \quad (2.29)$$

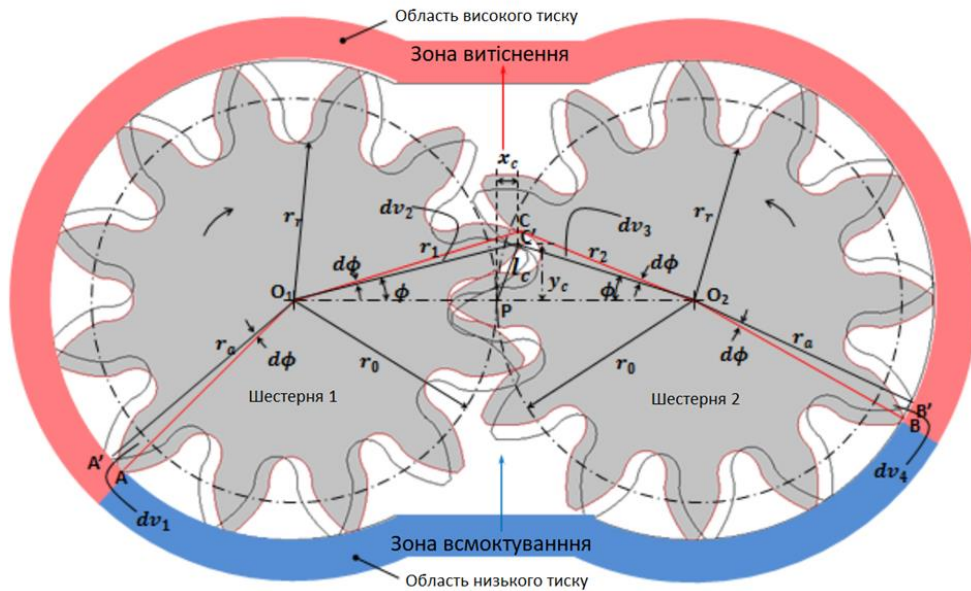


Рисунок 2.7. Визначення переміщення насоса з симетричними зубцями. [червоний] позначає початкове положення зубчастих коліс, а [чорний] - кінцеве положення зубчастих коліс.

Для досягнення цієї зміни в контрольному обсязі dv_1 та dv_4 вводяться контрольний об'єм і обсяги dv_2 та dv_3 , а контрольний об'єм залишається без змін, як показано на рисунку 2.7. Отже, зміщений об'єм dv можна представити як

$$dv = dv_1 + dv_4 - dv_2 - dv_3. \quad (2.30)$$

малим, обсяги, що надходять і виходять з контрольного об'єму, можна записати як,

$$dv_1 = b \cdot \frac{r_a^2}{2} \cdot d\phi, \quad (2.31)$$

$$dv_2 = b \cdot \frac{r_1^2}{2} \cdot d\phi, \quad (2.32)$$

$$dv_3 = b \cdot \frac{r_2^2}{2} \cdot d\phi, \quad (2.33)$$

$$dv_4 = b \cdot \frac{r_a^2}{2} \cdot d\phi, \quad (2.34)$$

Підставляючи рівняння (2.31) - (2.34) в рівняння (2.30) отримуємо,

$$dv = b \cdot \frac{r_a^2}{2} \cdot d\phi + b \cdot \frac{r_a^2}{2} \cdot d\phi - b \cdot \frac{r_1^2}{2} \cdot d\phi - b \cdot \frac{r_2^2}{2} \cdot d\phi. \quad (2.35)$$

Підставивши рівняння 3.46 отримуємо,

$$dv = b \cdot \left(r_a^2 - \frac{r_1^2}{2} - \frac{r_2^2}{2} \right) \cdot d\phi. \quad (2.36)$$

Якщо початок координат перекласти в точку кроку зубчастих коліс Р, координати точки С' можна представити як x_c і y_c , як показано на рисунку 2.7. Відстань точки С від початків шестерень 1 і 2 можна записати як [18],

$$r_1^2 = (r_0 + x_c)^2 + y_c^2 = r_0^2 + 2 \cdot r_0 \cdot x_c + x_c^2 + y_c^2, \quad (2.37)$$

$$r_2^2 = (r_0 - x_c)^2 + y_c^2 = r_0^2 - 2 \cdot r_0 \cdot x_c + x_c^2 + y_c^2, \quad (2.38)$$

Також з рисунка 2.7 можна записати як,

$$l_c^2 = x_c^2 + y_c^2. \quad (2.39)$$

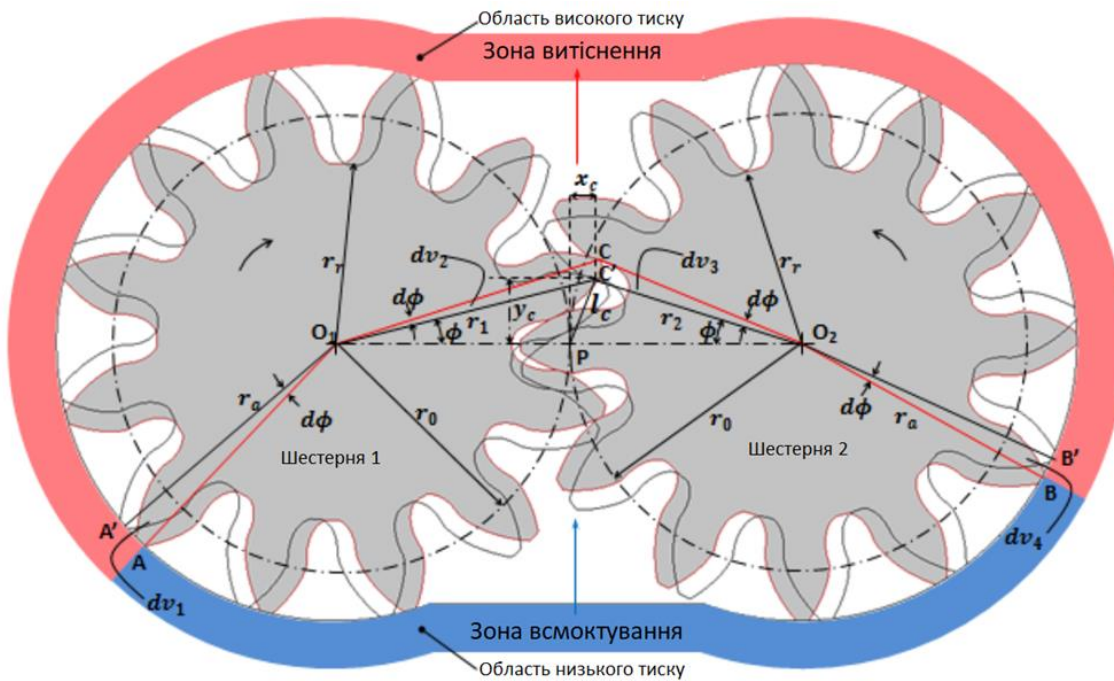


Рисунок 2.8: Визначення переміщення насоса з модифікованими зубцями, що показує точку дотику (С) на узбережжі зубців. Червоні лінії представляють початкове положення шестерні, а чорні лінії - кінцеве положення шестерні.

Підставивши рівняння (2.39) в рівняннях (2.37, 2.38) та переставивши значення

$$dv = b \cdot (r_a^2 - r_0^2 - l_c^2) \cdot d\phi. \quad (2.40)$$

Слід також зауважити, що l_c залежить від кутового положення шестерень, і, отже, це функція ϕ . Для малого кута ϕ , l_c можна наблизити як,

$$l_c = r_0 \cdot \phi \cdot \cos \alpha = r_b \cdot \phi, \quad (2.41)$$

Де, α - кут тиску розглянутих симетричних передач і r_b базовий радіус шестерень. Важливо зауважити, що рівняння (2.40) справедливе при припущенні симетричних передач, оскільки воно залежить лише від одного кута тиску. Отже, застосовуючи такий вираз для виведення зміщеного об'єму за допомогою модифікованих зубчастих коліс, кути тиску, що відповідають обом сторонам зубців, потрібно включити в рівняння (2.40), щоб мати точну оцінку переміщеного об'єму.

Розглянемо рисунок 2.8, на якому зачеплення модифікованих зубчастих коліс було зображено аналогічно, як на рисунку 2.7. На рисунку 2.8 точка дотику була представлена на узбережжі, а отже, локуси точки дотику лежать уздовж лінії дії, l_c . З іншого боку, точка дотику може бути представлена на стороні приводу, а отже, локуси точки дотику лежать уздовж лінії дії приводу l_d (не показано на малюнку). Через наявність двох різних кутів тиску, які утворюють модифіковані зубці, кутове положення, при якому берегова сторона конкретного зубця шестерні 1 стикається з відповідною береговою стороною зубця шестерні 2 (θ_{D2}), і кутове положення, при якому ведуча сторона конкретного зубця шестерні 1 контактує з відповідною ведучою стороною зубця шестерні 2 (θ_{D1}), відрізняються. Отже, лінії дії l_c і l_d різні для будь-якого кутового положення ϕ , як показано на рисунку 2.8. Оскільки кількість зубців для обох передач однакова, можна з упевненістю зробити висновок, що зміщений об'єм є середнім обсягом витісненого, розрахованим за допомогою l_c і l_d .

Отже, для зубчастих коліс з модифікованими зубцями зміщений об'єм може бути оцінений як середнє значення зміщеного об'єму, забезпечуваного стороною приводу та узбережжям зубця шестерні. Таким чином, dv можна представити як:

$$dv = \frac{1}{2} \cdot b \cdot (r_a^2 - r_0^2 - l_c^2) \cdot d\phi + \frac{1}{2} \cdot b \cdot (r_a^2 - r_0^2 - l_c^2) \cdot d\phi. \quad (2.42)$$

Переставляючи рівняння. (3,55) отримуємо,

$$dv = b \cdot (r_a^2 - r_0^2 - l_c^2) \cdot d\phi - \frac{1}{2} \cdot b \cdot (l_c^2 + l_d^2) \cdot d\phi. \quad (2.43)$$

Миттєва швидкість потоку насоса з асиметричними передачами може бути записана як,

$$Q(\phi) = \frac{dv}{dt} = b \cdot (r_a^2 - r_0^2) \cdot \frac{d\phi}{dt} - \frac{1}{2} \cdot b \cdot (l_c^2 + l_d^2) \cdot \frac{d\phi}{dt}. \quad (2.44)$$

Отже,

$$Q(\phi) = b \cdot (r_a^2 - r_0^2) \cdot \omega - \frac{1}{2} \cdot b \cdot (l_c^2 + l_d^2) \cdot \omega. \quad (2.45)$$

Для невеликого кута, ϕ ,

$$l_c = r_0 \cdot \phi \cdot \cos \alpha_{0c} = r_{bc} \cdot \phi, \quad (2.46)$$

$$l_d = r_0 \cdot \phi \cdot \cos \alpha_{0d} = r_{bd} \cdot \phi, \quad (2.47)$$

Підставивши рівняння (2.46-2.47) в рівняння (2.45) отримуємо,

$$Q(\phi) = b \cdot (r_a^2 - r_0^2) \cdot \omega - \frac{1}{2} \cdot b \cdot (r_{bc}^2 + r_{bd}^2) \cdot \phi^2 \cdot \omega. \quad (2.48)$$

2.3.2. Максимальний робочий об'єм машини з евольвентним зачепленням бочкоподібним профілем.

Використовуючи вираз у (2.48), швидкість потоку, що поданий при максимальному переміщенні до вихідного отвору, що може бути записаний як, Q_m^{max} ,

$$Q_m^{max} = \frac{z}{\pi} \cdot \int_{-\frac{\pi}{2 \cdot z}}^{\frac{\pi}{2 \cdot z}} \left(b \cdot (r_a^2 - r_0^2) \cdot \omega - \frac{1}{2} \cdot b \cdot (r_{bc}^2 + r_{bd}^2) \cdot \phi^2 \cdot \omega \right) d\phi, \quad (2.49)$$

Звернемо увагу, що в рівнянні (2.49) інтеграція була виконана в межах, в яких камера витіснення або простір зубця змінює своє з'єднання з виходу високого тиску на вхід низького тиску (на основі положення спрощених канавок, зображених на рисунку 2.9). Межі інтеграції представляють область, в якій замкнений простір між зубцевого простору перетинає бар'єр тиску, визначений різницею між тиском на виході та вході, щоб узгоджуватися з припущенням для рівняння (2.23). Інтегрант також множиться на z/π , що відповідає $2 \cdot z$ обсягам простору зубців (подвоєне число камер переміщення зубців через припущення про конфігурацію подвійного бокового контакту), що працюють за допомогою 2π обертання шестерень.

Інтегруючи рівняння (49), отримуємо,

$$Q_m^{max} = b \cdot \omega \cdot \left(r_a^2 - r_0^2 \cdot \left(1 + \frac{\pi^2}{24 \cdot z^2} \cdot (\cos \alpha_{0c}^2 + \cos \alpha_{0d}^2) \right) \right). \quad (2.50)$$

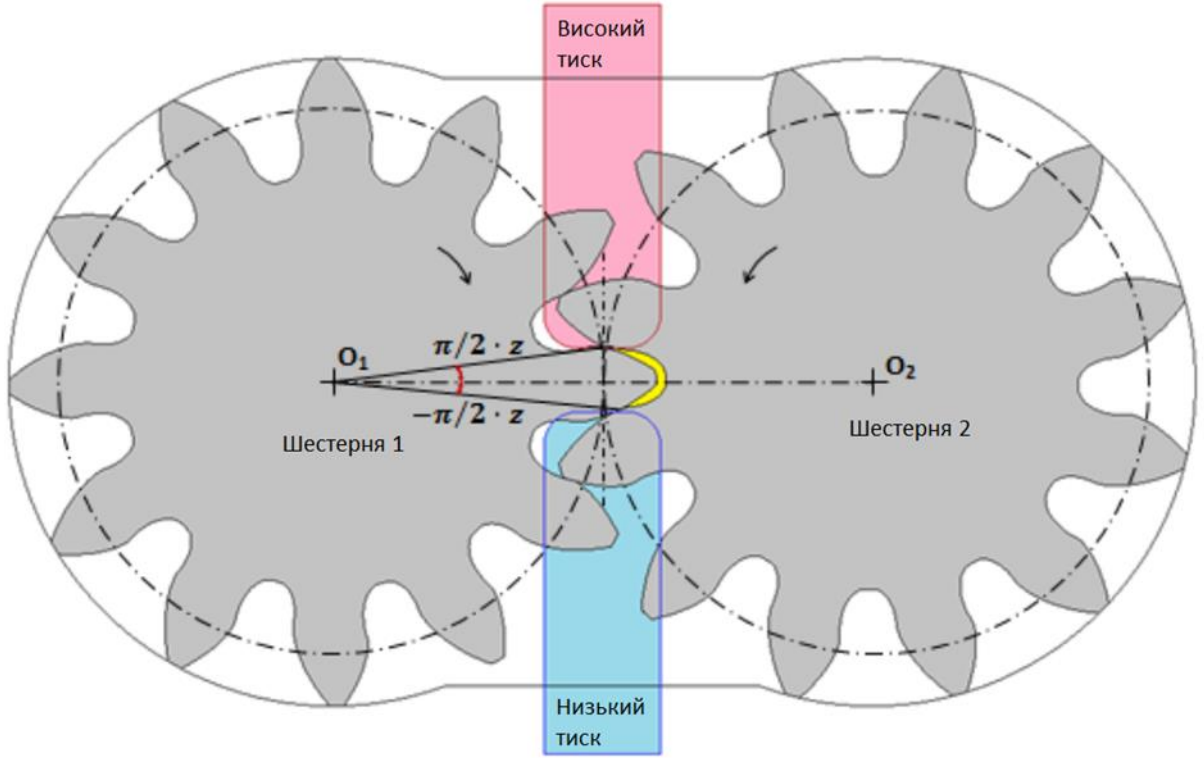


Рисунок 2.9: Розташування модифікованих шестерень і пазів, що показують межі інтеграції для максимального переміщення.

Середнє значення максимального геометричного переміщення для модифікованих передач можна оцінити за допомогою,

$$V^{max} = \frac{Q_m^{max}}{\frac{\omega}{2 \cdot \pi}} = 2 \cdot \pi \cdot b \cdot \left(r_a^2 - r_0^2 \cdot \left(1 + \frac{\pi^2}{24 \cdot z^2} \cdot (\cos \alpha_{0c}^2 + \cos \alpha_{0d}^2) \right) \right). \quad (2.51)$$

Загальний крутний момент, що подається на вал для максимального переміщення, можна записати за допомогою рівняння. (25) як,

$$M^{max} = \frac{Q_m^{max} \cdot \Delta p}{\frac{\omega}{2 \cdot \pi}} = b \cdot \left(r_a^2 - r_0^2 \cdot \left(1 + \frac{\pi^2}{24 \cdot z^2} \cdot (\cos \alpha_{0c}^2 + \cos \alpha_{0d}^2) \right) \right) \cdot \Delta p. \quad (2.52)$$

2.3.3. Мінімальний робочий об'єм машини з евольвентним зачепленням бочкоподібним профілем

За аналогічним підходом, який розглядався в попередньому розділі, можна розрахувати середню швидкість потоку, подану при мінімальному переміщенні. Однак межі інтеграції для цього випадку складніші, ніж у попередньому випадку, через те, що дві різні лінії дії: сторона приводу (l_d) та перехід (l_c) закінчуються у двох різних асиметричних місцях, представлених θ_{s2} і θ_{s1} відповідно (як пояснювалося раніше у розділі 2.3), отже, межі інтеграції слід розглядати з урахуванням θ_{s2} та θ_{s1} окремо. Обмеження інтегрування для лінії дії приводу представлені на рисунку 2.10. Подібне представлення для обмежень для лінії дії узбережжя також може бути зроблено.

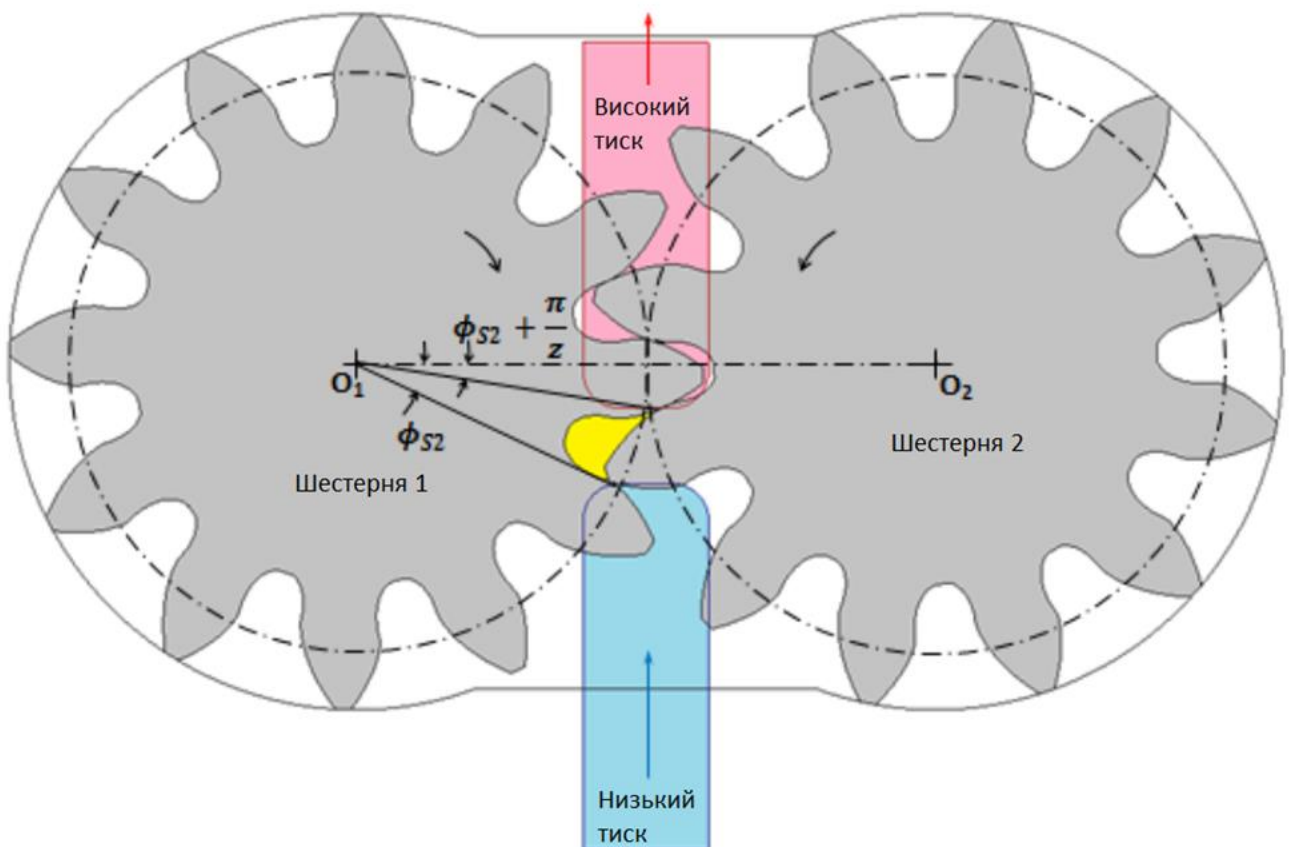


Рисунок 2.10. Розташування модифікованих зубчастих коліс та пазів, що показують межі інтегрування для мінімального переміщення.

Математично межі інтегрування з урахуванням рушійної сторони руху можна представити як,

$$-\phi_{s2} \leq \phi \leq -\phi_{s2} + \frac{\pi}{z}. \quad (2.53)$$

Аналогічним чином, межі інтегрування, враховуючи лінію дії узбережжя, можна представити як,

$$-\phi_{s1} \leq \phi \leq -\phi_{s1} + \frac{\pi}{z}. \quad (2.54)$$

Середня швидкість потоку, що поданий при мінімальному переміщенні, може бути виражена шляхом перестановки рівняння (2.48) та застосовуючи відповідні обмеження інтегрування, як,

$$Q_m^{min} = b \cdot \left(r_a^2 - r_0^2 \cdot \left(1 + \frac{\cos \alpha_{0d}^2}{6} \cdot \left(\frac{\pi^2}{z^2} - 3 \cdot \phi_{s2} \cdot \frac{\pi}{z} + 3 \cdot \phi_{s2}^2 \right) + \frac{\cos \alpha_{0c}^2}{6} \cdot \left(\frac{\pi^2}{z^2} - 3 \cdot \phi_{s1} \cdot \frac{\pi}{z} + 3 \cdot \phi_{s1}^2 \right) \right) \right) \quad (2.55)$$

Середнє значення мінімального геометричного переміщення для асиметричних передач можна оцінити за допомогою,

$$V^{nim} = \frac{Q_m^{min}}{\frac{\omega}{2\pi}} = 2 \cdot \pi \cdot b \cdot \left(r_a^2 - r_0^2 \cdot \left(1 + \frac{\cos \alpha_{0d}^2}{6} \cdot \left(\frac{\pi^2}{z^2} - 3 \cdot \phi_{s2} \cdot \frac{\pi}{z} + 3 \cdot \phi_{s2}^2 \right) + \frac{\cos \alpha_{0c}^2}{6} \cdot \left(\frac{\pi^2}{z^2} - 3 \cdot \phi_{s1} \cdot \frac{\pi}{z} + 3 \cdot \phi_{s1}^2 \right) \right) \right) \quad (2.56)$$

Загальний крутний момент, що подається на вал для мінімального переміщення, може бути записаний як,

$$M^{min} = \frac{Q_m^{min} \cdot \Delta p}{\omega} = b \cdot \left(r_a^2 - r_0^2 \cdot \left(1 + \frac{\cos \alpha_{0d}^2}{6} \cdot \left(\frac{\pi^2}{z^2} - 3 \cdot \phi_{s2} \cdot \frac{\pi}{z} + 3 \cdot \phi_{s2}^2 \right) + \frac{\cos \alpha_{0c}^2}{6} \cdot \left(\frac{\pi^2}{z^2} - 3 \cdot \phi_{s1} \cdot \frac{\pi}{z} + 3 \cdot \phi_{s1}^2 \right) \right) \right) \cdot \Delta p \quad (2.57)$$

На основі виразів, отриманих раніше для максимального та мінімального переміщення, результуюче зменшення переміщення можна записати як,

$$\beta = \frac{v^{min}}{v^{max}}. \quad (2.58)$$

Нерівномірність потоку, або пульсація потоку, що утворюється під час роботи машини, аналітично описана в цьому розділі.

2.4.1. Розрахунок максимального витіснення

Для того, щоб зрозуміти нерівномірність потоку, який подається на виході, необхідно визначити як максимальне, так і мінімальне значення миттєвого потоку. Для конфігурації канавок для досягнення максимального переміщення, рівняння (2.49) застосовується до регіону, представленого як:

$$-\frac{\pi}{2z} \leq \phi \leq \frac{\pi}{2z}. \quad (2.59)$$

В межах цієї області максимальне значення миттєвого потоку досягається коли $\phi = 0$, а мінімальне значення миттєвої витрати досягається, коли $\phi = \pi/2z$. Отже, нерівномірність потоку (або пульсації вихідного потоку) для максимального переміщення може бути представлена як різниця між максимальним та мінімальним значеннями миттєвого потоку як:

$$\delta_Q^{max} = Q_{i,max}^{max} - Q_{i,min}^{min} = \frac{1}{8} \cdot b \cdot (r_{bc}^2 - r_{bd}^2) \cdot \frac{\pi^2}{z^2} \cdot \omega. \quad (2.60)$$

Подібно до нерівномірності витрати, нерівномірність крутного моменту вхідного вала (або пульсацій крутного моменту вхідного вала) може бути представлена як,

$$\delta_M^{max} = \frac{\delta_Q^{max} \cdot \Delta p}{\omega} = \frac{1}{8} \cdot b \cdot (r_{bc}^2 + r_{bd}^2) \cdot \frac{\pi^2}{z^2} \cdot \Delta p. \quad (2.61)$$

2.4.2. Розрахунок мінімального витіснення

Враховуючи межі інтегрування, як показано в рівнянні (2.56), максимальне значення миттєвої швидкості потоку для мінімальної конфігурації витіснення може бути розраховане, підставивши і відповідно на лінію дії на стороні приводу та на узбережжі в рівняння (2.48).

Отже, нерівномірність витрати (або пульсації вихідного потоку) при мінімальному переміщенні може бути представлена як різниця між максимальним та мінімальним значеннями миттєвої витрати як,

$$\delta_Q^{min} = Q_{i,max}^{min} - Q_{i,min}^{min} = \frac{1}{2} \cdot b \cdot \left(r_{bc}^2 \cdot \left(\frac{\pi^2}{z^2} - 2 \cdot \phi_{s1} \cdot \frac{\pi}{z} \right) + r_{bd}^2 \cdot \left(\frac{\pi^2}{z^2} - 2 \cdot \phi_{s2} \cdot \frac{\pi}{z} \right) \right) \cdot \omega. \quad (2.62)$$

Порівнюючи рівняння (2.60) та (2.62), різницю нерівномірності між максимальним та мінімальним переміщенням можна записати як,

$$\delta_Q^{min} - \delta_Q^{max} = \frac{3}{8} \cdot b \cdot (r_{bc}^2 + r_{bd}^2) \cdot \frac{\pi^2}{z^2} \cdot \omega + b \cdot (r_{bc}^2 \cdot \phi_{s1} + \phi_{s2}) \cdot \frac{\pi}{z} \cdot \omega. \quad (2.63)$$

Чітко видно, що нерівномірність швидкості потоку вища при мінімальному переміщенні, ніж при максимальному витісненні, що властиво концепції, за допомогою якої досягається варіація переміщення.

Отже, машина повинна працювати при більш високому рівні рідинного шуму при мінімальному переміщенні порівняно з таким при максимальному переміщенні. Подібно до нерівномірності потоку, нерівномірність крутного моменту вхідного вала (або пульсацій крутного моменту вхідного вала) може бути представлена як:

$$\delta_M^{min} = \frac{\delta_Q^{min} \cdot \Delta p}{\omega} = \frac{1}{2} \cdot b \cdot \left(r_{bc}^2 \cdot \left(\frac{\pi^2}{z^2} - 2 \cdot \phi_{s1} \cdot \frac{\pi}{z} \right) + r_{bd}^2 \cdot \left(\frac{\pi^2}{z^2} - 2 \cdot \phi_{s2} \cdot \frac{\pi}{z} \right) \right) \cdot \Delta p. \quad (2.64)$$

Подібно до нерівномірності потоку, пульсації крутного моменту вхідного вала при мінімальному переміщенні вищі, ніж при максимальному переміщенні.

3. Конструкторська частина

3.1 Конструкція та принцип роботи гідромоторів

Сьогодні гідромотори широко застосовують для автоматизації виробничих процесів, вони широко використовуються в сільському господарстві. Гідромотори застосовуються в нафтогазовій галузі, в авіації і космічній галузі, широко використовуються для оснащення будівельної техніки, зокрема, автокранів, а також на автомобільному транспорті.

Гідромотори шестеренні - це компоненти, які використовуються для передачі руху в гідравлічних системах, які застосовуються як у мобільних, так і в стаціонарних установках, а саме:

- комунальна та с/г техніка (підмітальні машини, трактори, кормовози, комбайни);
- дорожньо-будівельна спец техніка (самоскиди, бетоновози, асфальтоукладальники);
- промислове обладнання (верстати, гідравлічні преси тощо).

Конструкції гідромоторів подібні до конструкцій відповідних гідронасосів. Деякі різниці у будові виникають у зв'язку із зворотним потоком потужності через гідромашину, яка працює у режимі гідромотора. Основна відмінність від насосів полягає в тому, що в гідромоторі робоча рідина надходить на вхід під тиском, тоді як на виході знімається крутний момент з валу.

Принцип функціонування шестеренних гідромоторів ґрунтується на взаємодії рухомих шестерень, яка викликає переміщення гідравлічної рідини. Під час обертання привідної шестерні створюється зона низького тиску, куди подається рідина із всмоктуючої зони. Потім ця рідина направляється у напірний патрубок. У якості робочого середовища використовується чисте масло без домішок, з кінематичною в'язкістю в діапазоні 16 - 400 мм²/с та при температурі від -40 °С до +60 °С.

Для гідромоторів ГМШ підходять гідравлічні оливи з в'язкістю 32, 46 та 68.

Сучасні гідромотори широко використовуються для автоматизації виробничих процесів і знаходять широке застосування в різних галузях. Зокрема,

вони знаходять широкий спектр застосувань у сільському господарстві. Гідромотори також використовуються в нафтогазовій промисловості, авіації і космічній галузі, а також в оснащенні будівельної техніки, зокрема, автокранів. Не останнє місце в застосуванні гідромоторів займає автомобільний транспорт.

Гідромотори широко задіяні у комунальних машинах, забезпечуючи їхню ефективну роботу. Також вони використовуються в залізничній галузі для забезпечення руху різноманітних механізмів та обладнання. У лісовій промисловості гідромотори застосовуються для дії на лісосічних машинах та іншому обладнанні, що використовується в деревообробному процесі. Це свідчить про універсальність та важливість гідромоторів у різних галузях промисловості і техніці.

Найбільш поширеними стали гідромотори зі шестернею передачі, пластинчасті, аксіально-поршневі та радіально-поршневі.

Управління рухом валу гідромотора може бути реалізоване за допомогою гідро розподільника або засобів регулювання гідроприводу.

Гідромотори поділяють на:

- Аксіально-поршневі - використовуються як у відкритих, так і в закритих гідравлічних схемах. У закритих схемах гідромотор використовується для забезпечення функціонування об'ємних гідроприводів і має похилий блок циліндрів. Опускаючись відкритими схемами, ці мотори менше чутливі до змін навантажень. За додатковим бонусом при їх використанні менше забруднюється робоча рідина.



Рисунок 3.1 - Аксіально-поршневий гідромотор, з похилим блоком циліндрів.

– Шестерні - невід'ємні в областях, де важлива точність рухів не є ключовою. Шестерені гідромотори проявляються як невибагливі та надійні. Саме завдяки цим характеристикам вони широко застосовуються в аграрній техніці, а також в основному використовуються на лебідках. Такий тип гідромоторів забезпечує циркуляцію масла в моторі та є найпоширенішим видом гідравлічного обладнання.



Рисунок 3.2 Шестеренний гідромотор

– Радіально-поршневі гідромотори - вони виділяються серед інших тим, що можуть виконувати функцію електромагнітного, ручного, стежучого чи гідравлічного регулятора тиску рідини. Такий гідромотор ідеально підходить для систем пресів, виробництва металу, а також для гірничо-металургійної промисловості.



Рисунок 3.3 Радіально-поршковий гідромотор

– Пластинчасті - вони вирізняються простотою використання та компактними розмірами. У транспортних засобах з такими моторами робоча камера складається зі статора, ротора, торцевого розподільного диска та двох з'єднаних витискуючих пластин (відомих як лопатки або лопаті).



Рисунок 3.4 Пластинчастий гідромотор

– Героторні мотори - це варіант гідравлічних моторів, які відзначаються повільним обертанням та забезпечують високий крутний момент. Основна функція шестерневого гідравлічного мотора полягає в перетворенні обертального руху, зміні його швидкості, напрямку та крутного моменту, або навіть у конвертації енергії рідини в поступальний рух.



Риснок 3.5 Героторний гідромотор

3.1.1 Область застосування

Аксіально-плунжерні гідромотори застосовуються, коли потрібно досягти високих швидкостей обертання вала, тоді як радіально-плунжерні використовуються в ситуаціях, де потрібні невеликі швидкості обертання при великому моменті обертання. Наприклад, для повороту вежі деяких автомобільних кранів застосовують радіально-плунжерні гідромотори. У верстатних гідроприводах широко використовують пластинчасті гідромотори. Шестеренні гідромотори застосовують у простих гідросистемах з невисокими вимогами до рівномірності обертання вала гідромотора.

При експлуатації будь-якого гідромотора важливо вести моніторинг температури рідини в вузлі, а також температури самого мотора, контролювати тиск, виявляти наявність сторонніх шумів та забезпечувати герметичність. Регулярна перевірка стану мотора є необхідною для запобігання можливим несправностям. Важливо враховувати специфікації конкретного мотора та виконувати вимоги з приводу його використання. Особливу увагу слід приділяти і якості рідини, яка використовується для роботи гідромотора.

Підбір гідромоторів здійснюється з урахуванням таких параметрів, як робочий об'єм, номінальна витрата масла, тиск на вході, частота обертання вала, крутний момент та повний ККД. Аналогічно до насосів, гідравлічні мотори можуть мати різноманітні конструктивні принципи і системи. У випадку, коли жодна із систем не може оптимально відповісти всім поставленим вимогам, важливо вибрати найбільш підходящий гідромотор для конкретного випадку.

Лише обмежена кількість гідромоторів може успішно працювати як при дуже низьких, так і при частотах обертання понад 1000 обертів за хвилину. У зв'язку з цим гідромотори поділяються на швидкохідні (з частотами обертання в діапазоні від 500 до 10000 обертів за хвилину) і тихохідні (з частотами обертання в діапазоні від 0,5 до 1000 обертів за хвилину).

Крутний момент, який розвиває гідромотор, залежить від його робочого об'єму і різниці тиску в порожнинах. Тихохідні гідромотори вже при невеликих частотах обертання можуть генерувати значні крутні моменти.

Потужність, яку розвиває гідромотор, залежить від робочого об'єму і різниці тиску, і вона прямо пропорційна частоті обертання. З цього випливає, що швидкохідні гідромотори ідеально підходять для потужних гідроприводів, оскільки вони здатні генерувати високу потужність при значних частотах обертання.

Однак гідромотори мають ті ж самі недоліки, що й гідропривід:

- Висока чутливість до температурних коливань: Гідромотори можуть втрачати ефективність при великих температурних різницях.
- Схильність до утворення вибухів: Оскільки гідравлічні системи часто працюють під високим тиском, існує ризик виникнення вибухів.

- Потребують систем охолодження: При тривалому використанні або в інтенсивних режимах роботи гідромотори можуть нагріватися, і для уникнення перегріву потрібні системи охолодження.

- Складність обслуговування та ремонту: В деяких випадках виявляється важким виявлення і усунення несправностей гідравлічних систем.

- Велика вага та габарити: Гідромотори можуть бути важкими і займати багато місця, що важливо враховувати при розробці або використанні гідравлічних систем.

- Витоки робочої рідини через ущільнення та зазори є однією з недоліків гідромоторів і гідросистем загалом, особливо при великих значеннях тиску. Це вимагає високої точності виготовлення деталей гідравлічних компонентів, таких як ущільнення, ущільнюючі кільця та зазори між рухомими частинами.

Зазори та ущільнення повинні бути ретельно виготовлені та додержуватися високих стандартів якості, оскільки навіть невеликі дефекти можуть призвести до витоку рідини, погіршення ефективності системи та збільшення зносу компонентів.

У випадку високих тисків, особливо важливо враховувати необхідність регулярного обслуговування, перевірки та можливої заміни ущільнюючих елементів для підтримки ефективності та надійності гідросистеми в цілому.

- Нагрівання робочої рідини під час роботи гідромоторів і гідросистем може призводити до зменшення в'язкості рідини та збільшення витоків. Це може виникати внаслідок внутрішнього тертя та втрати енергії у гідравлічних компонентах.

Зменшення в'язкості може впливати на ефективність роботи гідросистеми та призводити до втрат тиску. Для подолання цих проблем застосовують різні методи охолодження, такі як використання радіаторів охолодження, охолоджувальних вентиляторів або спеціальних охолоджувальних пристроїв.

Засоби теплового захисту також можуть використовуватися для запобігання перегріву робочої рідини та забезпечення оптимальної температури в системі. Це важливо для забезпечення ефективної та надійної роботи гідросистеми в умовах високих температур.

- Часто мають нижчий коефіцієнт корисної дії (ККД) порівняно з механічними передачами. ККД визначає, яка частина введеної енергії перетворюється у корисну механічну роботу.

Причина низького ККД у гідравлічних системах пов'язана з рядом факторів, таких як:

- Тепловтрати: Гідравлічні системи, особливо при великих тискових різницях та великих витратах, схильні до тепловтрат через опір рідини, що приводить до енергетичних втрат.
- Внутрішнє тертя та витоки: Присутність внутрішнього тертя у гідравлічних компонентах, а також витоки рідини через ущільнення та з'єднання можуть сприяти втратам енергії.
- Неідеальна конструкція: Деякі елементи гідравлічних систем, такі як насоси і мотори, можуть мати менш ідеальну конструкцію, що також впливає на ККД.

3.1.2 Шестеренний Гідромотор

Шестеренний гідромотор є гідравлічним двигуном, спроектованим для конвертації енергії робочої рідини в механічну енергію. Просто кажучи, при певному тиску та потоці робочої рідини в даному агрегаті виникає обертовий момент та визначена частота обертання. Шестеренні гідромотори відносяться до групи гідромоторів з постійним або регульованим робочим об'ємом. До цієї категорії належать також пластинчасті, гвинтові та поршневі гідромотори. Винятком є лише аксіально-поршневі гідромотори, оскільки вони мають лише регульований об'єм.

Під час роботи шестеренного гідромотора робоча рідина подається в порожнину агрегату, і за допомогою тиску вона впливає на зубці шестерень, що призводить до їх обертання. Утворюючи крутний момент, цей обертальний рух передається через вал гідромотора. Шестеренний гідромотор отримав назву "оборотний", оскільки він може працювати як у режимі двигуна, так і в режимі насоса.

Шестеренний гідромотор, за своєю конструкцією, практично ідентичний шестеренним гідронасосам. Відмінність полягає у наявності лінії відведення

рідини, що надає йому здатність до реверсивної роботи. Цей відмінок дозволяє змінювати напрямок руху шестеренного гідромотора. Відзначається тим, що порівняно з гідронасосами, такий гідромотор конструйований з меншими зазорами в підшипниках. Запуск агрегату рекомендується відбуватися при відсутності навантажень.

Шестеренний гідромотор є механізмом досить простим, проте вкрай надійним. Незважаючи на його простоту конструкції та відносно невелику вартість, цей гідромотор в змозі ефективно працювати з високою частотою обертання. Назва "шестеренний" гідромотор визначена за типом робочих елементів.

Шестеренні гідромотори найчастіше використовуються в техніці, де важливий не високий пусковий момент. Крім того, ці агрегати широко застосовуються у машинах з нерегульованими швидкісними передачами.

Шестеренні гідромотори можуть бути встановлені для приводу робочих та додаткових органів у різноманітній техніці, такій як автопідйомники, газонокосарки, навантажувачі, екскаватори, трактори, транспортери та самоскиди. Узагальнено кажучи, ці гідромотори використовуються в простих гідравлічних системах, де вимоги до рівномірності обертання валу та рівня тиску є низькими.

Шестеренний гідромотор складається з корпусу (приклад наведений на рисунку – 3.6); кришки, валу, втулки, шестерень (рисунок 3.7), підшипників та ущільнювачів. Ущільнювачі встановлюються за наявності тиску на вході. Залежно від розташування шестерень, гідромотори можуть бути з внутрішнім або зовнішнім зачепленням. У пристрої з зовнішнім зачепленням використовуються дві шестерні: одна є веденою, а інша — ведучою. Вони знаходяться у постійному зчепленні між собою.

У гідромоторі з зовнішнім зачепленням ведуча шестерня приводить в рух провідну. Шестеренні гідромотори із зовнішнім зачепленням застосовуються частіше в техніці порівняно з тими, які мають внутрішнє зачеплення. Хоча внутрішнє зачеплення робить гідромотор більш компактним, воно також ускладнює процес виготовлення, тому такі агрегати використовуються рідше.

На ринку існує кілька типів гідромоторів, серед яких особливо популярні стандартні реверсивні, високомоментні нереверсивні та нереверсивні гідромотори.

Ці механізми можуть бути виготовлені з правим або лівим обертанням валу. Високомоментні гідромотори надають великий момент обертання і використовуються для приводу механізмів без використання редуктора, наприклад, для повороту платформи.

Шестеренні гідромотори можуть бути низькомоментними і використовуватися в поєднанні з редукторами. Існує три варіанти шестеренних гідромоторів: одно-, дво- і багаторазової дії.

Шестеренні гідромотори зазвичай виготовляються з алюмінію або чавуна, вибір матеріалу залежить від умов експлуатації. Алюмінієвий корпус відзначається вищою міцністю, енергоефективністю і кращою розсіюванням тепла. З іншого боку, чавунний корпус забезпечує кращий баланс тиску, великий об'єм та високий механічний ККД.

Для отримання невисокої частоти обертання часто використовують шестеренні гідромотори з редуктором. З іншого боку, тихохідні моделі мають більш значні характеристики коефіцієнта корисної дії (ККД).

Переважаючим параметром експлуатації шестеренних гідромоторів є робочий об'єм, тиск, вихідна потужність, частота обертання, момент, що крутить, і вага. Цей тип агрегатів дуже компактний і може бути виготовлений у різних типорозмірах. Гідромотори є невід'ємною частиною обладнання, де немає високих вимог до точності руху машини.

При експлуатації поршневого гідромотора можливі різноманітні несправності, незважаючи на міцність та надійність цього агрегату. Однією з можливих причин уповільнення швидкості обертання може бути зношування ущільнень або поява деформацій на деталях, що спричиняє нерівномірне обертання валу при малих оборотах. У випадку, коли вал взагалі не обертається, несправність може бути пов'язана із системою підведення рідини або розподільчим вузлом.

При нормальному технічному стані шестеренний гідромотор працює досить безшумно, тож будь-які сторонні звуки в його роботі легко помітити. Звуки, які виникають при роботі агрегату, можуть свідчити про різноманітні несправності. Зокрема, причиною може бути знос підшипників або недостатній тиск у системі. Крім того, витік рідини також може виникнути як результат несправностей у

системі трубопроводу чи стану ущільнень. При виявленні цих ознак рекомендується провести детальний огляд та діагностику гідромотора для вчасного виявлення та усунення проблем.

Правильне використання техніки, регулярна профілактика та дотримання чистоти грають важливу роль у тривалому та ефективному функціонуванні шестеренного гідромотора. Якщо виявляються будь-які збої або несправності в системі, важливо вчасно припинити роботу та провести відповідні заходи для їх усунення. Це дозволить тривалий час забезпечувати надійну роботу гідравлічної системи та підвищить загальний термін служби гідромотора.

Так, шестеренний гідромотор має свої переваги, зокрема:

1. Низький рівень шуму: В порівнянні з іншими видами гідромоторів, шестеренний гідромотор виробляє менше шуму за високого тиску, що може бути важливим фактором для деяких застосувань.
2. Можливість вбудовування додаткових клапанів: Здатність вбудовувати додаткові клапани дозволяє розширювати функціональність гідромотора та забезпечує більше гнучкості в його використанні.
3. Простота конструкції: Проста конструкція гідромотора сприяє довговічності та надійності його роботи. Зменшення кількості деталей може сприяти меншій вразливості до поломок.
4. Можливість безступінчастого регулювання швидкості обертання: Можливість зміни швидкості обертання безступінчастим способом дозволяє точно налаштовувати роботу гідромотора з урахуванням конкретних потреб системи.
5. Легкий монтаж: Компактні розміри та проста конструкція сприяють легкому монтажу гідромотора в різних гідравлічних системах.
6. Доступне технічне обслуговування: Простота конструкції також полегшує проведення технічного обслуговування та ремонту гідромотора.
7. Вигідне співвідношення ціни та якості: Зазвичай, шестеренні гідромотори мають конкурентоспроможну цінову політику при збереженні доброї якості виконання.

8. Комбінаторність: Можливість комбінування шестеренних гідромоторів дозволяє підібрати оптимальний варіант для конкретних вимог та умов гідравлічної системи.

Ці переваги роблять шестеренний гідромотор ефективним, популярним та універсальним приладом для різноманітних застосувань.

На основі плюсів та мінусів наведених вище, були проведені розрахунки для пари циліндричних шестерень в програмі KISS SOFT.

3.2 Розрахунок пари циліндричних зубчастих коліс.

Для розрахунку використовувалась програма KISS SOFT. Результати наведені нижче.

KISSsoft - Release 03/2017

Team-SolidSQUAD

Файл

Ім'я : Без імені

Змінив:: Lenovo

дата: 08.09.2023

в: 14:08:02

1-> Підріз колеса 1:

(Нижче активної бічної поверхні - без зменшення торцевого перекриття)

2-> Підріз колеса 2:

(Нижче активної бічної поверхні - без зменшення торцевого перекриття)

3-> Колесо 1: Специфічне ковзання в ніжці зуба [zetaf] стає менше-3.00.

4-> Головка колеса 1 має дуже маленький зазор головки (в окружності западин протилежного колеса 2)
(0.3117 mm замість, принаймні, 0.6750 mm)!

5-> Головка колеса 2 має дуже маленький зазор головки (по колу западин протилежного колеса 1)
1- (0.3117 mm замість, принаймні, 0.6750 mm)!

2-> Потужність або крутний момент занадто низькі.

Примітка:

Якщо ви хочете обчислити лише геометрію, зніміть прапорець «Завантажити» в розділі «Розрахунок»!

РОЗРАХУНОК ПАРИ ЦИЛІНДРИЧНИХ ШЕСТЕРЕНЬ З ПРЯМИМ ЗАЧЕПЛЕННЯМ

Номер малюнка або

артикулу:

Колесо 1: 0.000.0

Колесо 2: 0.000.0

Метод расчета

-

1. ГЕОМЕТРИЯ ЗУБА І МАТЕРІАЛ

(Розрахунок геометрії по ISO 21771:2007, DIN ISO 21771)

		----- КОЛЕСО 1-----	КОЛЕСО 2 --
Міжосьова відстань (мм)	[a]	47.600	
Допуск до міжосьової відстані ISO 286:2010 Відхилення від			
Звичайний модуль (мм)	[mn]	4.5000	
Кут зачеплення в звичайному перерізі (°) [alfn]		20.0000	
Кут нахилу лінії зуба по колу кроку (°)			
	[beta]	0.0000	
Кількість зубів	[z]	10	10

Ширина зубчастого кільця (мм)	[b]	22.00	22.00
Напрямок нахилу		Прямое зацепление	
Ступінь точності зацеплення	[Q-ISO 1328:1995]	6	6
Внутрішній діаметр (мм)	[di]	0.00	0.00
Внутренний диаметр бандажа (мм)	[dbi]	0.00	0.00
Матеріал			
Колесо 1:	18CrNiMo7-6, Цементована сталь, цементация / нітроцементация		
	ISO 6336-5 Рисунок 9/10 (MQ), Твердість сердечника>=25HRC Jominy J=12mm<HRC28		
Колесо 2:	18CrNiMo7-6, Цементована сталь, Цементация / Нітроцементация		
	ISO 6336-5 Рисунок 9/10 (MQ), Твердість сердечника>=25HRC Jominy J=12mm<HRC28		
		----- КОЛЕСО 1 ----- КОЛЕСО 2 --	
Поверхнева твердість		HRC 61	HRC 61
Оригінальний контур колеса 1 :			
Шлях джерела (рідне введення)	Коефіцієнт		
Висота стрижня зуба	[hfP*]	1.209	
Коефіцієнт радіуса ніжки зуба	[rhoP*]	0.380	(rhoPmax*=0.493)
Коефіцієнт висоти головки зуба	[haP*]	1.153	
Співвідношення радіуса головки зуба	[rhoaP*]	0.000	
Коефіцієнт висоти протуберанця	[hprP*]	0.000	
Кут профілю протуберанця	[alfprP]	0.000	
Коефіцієнт висоти модифікації головки зуба	[hFaP*]	0.000	
Кут притуплення початкового контуру зуба	[alfKP]	0.000	
не перетинається			
Оригінальний контур колеса 2 :			
Вихідний контур (Власне введення)			
Коефіцієнт висоти ніжки зуба	[hfP*]	1.209	
Коефіцієнт радіуса ніжки зуба	[rhoP*]	0.380	(rhoPmax*=0.493)
Коефіцієнт висоти головки зуба	[haP*]	1.153	
Співвідношення радіуса головки зуба	[rhoaP*]	0.000	
Коефіцієнт висоти протуберанця	[hprP*]	0.000	
Кут профілю протуберанця	[alfprP]	0.000	
Коефіцієнт висоти модифікації головки зуба	[hFaP*]	0.000	
Кут притуплення початкового контуру зуба	[alfKP]	0.000	
не перетинається			
Узагальнення початкового контуру зубчастих коліс:			
Висота ніжки зуба початкового контуру	[hfP*]	1.209	1.209
Радіус ніжки зуба початкового контуру	[rhoP*]	0.380	0.380
Висота головки зуба, початковий контур	[haP*]	1.153	1.153
Коефіцієнт висоти протуберанця	[hprP*]	0.000	0.000
Кут профілю протуберанця (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Коефіцієнт висоти модифікації головки зуба	[hFaP*]	0.000	0.000
Кут притуплення початкового контуру зуба (°)	[alfKP]	0.000	0.000
Тип модифікації профілю: Немає (тільки обкатка)			
Профільна модифікація головки зуба (μm)	[Ca]	-0.0	-0.0
----- КОЛЕСО 1 ----- КОЛЕСО 2 --			
Співвідношення зубів	[u]	1.000	
Кінцевий модуль (мм)	[mt]	4.500	
Кут зацеплення на ділільному колі (°)	[alfi]	20.000	
Робочий кут зацеплення (°)	[alfwt]	27.332	
	[alfwt.e/i]	27.361 /	27.302

Робочий кут зачеплення у нормальному перерізі (°)[alfwn]		27.332			
Кут нахилу лінії зуба на початковому колі (°)					
	[betaw]	0.000			
Основний Кут нахилу лінії зуба	(°)	[betab]	0.000		
Нульова міжосьова відстань (мм)	[ad]	45.000			
Сумарний коефіцієнт зсуву вихідного контуру	[Summexi]	0.6843			
Коефіцієнт зсуву вихідного контуру	[x]	0.3421		0.3421	
Товщина зуба (дуга) (в модулі) (модуль)	[sn*]	1.8199		1.8199	
Зміна висоти головки зуба (мм)	[k*mn]	-0.479		-0.479	
Діаметр кола кроку (мм)	[d]	45.000		45.000	
Діаметр основного кола (мм)	[db]	42.286		42.286	
Діаметр окружності вершин зуба (мм)	[da]	57.500		57.500	
(мм)	[da.e/i]	57.500 /	57.490	57.500 /	57.490
Відхилення діаметра окружності зуба(мм)	[Ada.e/i]	0.000 /	-0.010	0.000 /	-0.010
Діаметр окружності модифікації головки зуба (мм)	[dFa]	57.500		57.500	57.500
(мм)	[dFa.e/i]	57.500 /	57.490	57.500 /	57.490
Діаметр окружності верхніх активних точок профілю (мм)	[dNa]	57.500		57.500	
Діаметр окружності верхніх активних точок профілю (мм)	[dNa.e/i]	57.500 /	57.490	57.500 /	57.490
Діаметр початкового кола (мм)	[dw]	47.600		47.600	
(мм)	[dw.e/i]	47.613 /	47.588	47.613 /	47.588
	[df]	37.200		37.200	
Діаметр кола западин (мм)					
Коефіцієнт зміщення контуру, що генерує	[xE.e/i]	0.3257/	0.3165	0.3257/	0.3165
Результуюча окружність зубчастих депресій с xE (мм)	[df.e/i]	37.052 /	36.969	37.052 /	36.969
Зазор головки теоретичний (мм)	[c]	0.250		0.250	
Зазор головки ефективний (мм)	[c.e/i]	0.383 /	0.312	0.383 /	0.312
Діаметр окружності нижніх активних точок профілю (мм)	[dNf]	42.552		42.552	
(мм)	[dNf.e/i]	42.560 /	42.546	42.560 /	42.546
Діаметр окружності форми ніжки (мм)	[dFf]	42.286		42.286	
(мм)	[dFf.e/i]	42.286 /	42.286	42.286 /	42.286
Reserve (dNf-dFf)/2 (мм)	[cF.e/i]	0.137 /	0.130	0.137 /	0.130
(З урахуванням підрізу)					
Висота головки зуба (мм)	[ha=mn*(haP*+x+k)]	6.250		6.250	
(мм)	[ha.e/i]	6.250 /	6.245	6.250 /	6.245
Висота ніжки зуба (мм)	[hf=mn*(hfP*-x)]	3.900		3.900	
(мм)	[hf.e/i]	3.974 /	4.015	3.974 /	4.015
Кут обкатки к dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]	52.793 /	52.773	52.793 /	52.773
Кут обкатки к dNa (°)	[xsi_dNa.e/i]	52.793 /	52.773	52.793 /	52.773
Кут обкатки к dNf (°)	[xsi_dNf.e/i]	6.526 /	6.358	6.526 /	6.358
Кут обкатки к dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	0.039 /	0.039	0.039 /	0.039
Висота зуба (мм)	[h]	10.150		10.150	
Еквівалентна кількість зубів	[zn]	10.000		10.000	
Нормальна товщина зуба в окружності вершини (мм)	[san]	1.150		1.150	1.150
(мм)	[san.e/i]	1.090 /	1.042	1.090 /	1.042
Нормальна товщина зуба по колу модифікації головки зуба (мм) 1.150				[sFan]	1.150
(мм)	[sFan.e/i]	1.090 /	1.042	1.090 /	1.042
Нормальна довжина загальної нормалі між сторонами западин на колі западин (мм)	[efn]	0.000		0.000	
(мм)	[efn.e/i]	0.000 /	0.000	0.000 /	0.000
Специфічне ковзання по головці	[zetaa]	0.878		0.878	
Специфічне ковзання на нозі	[zetaf]	-7.208		-7.208	
Середнє питоме ковзання	[zetam]	0.878			
Коефіцієнт ковзання по головці	[Kga]	0.719		0.719	

Коефіцієнт ковзання на нозі	[Kgf]	-0.719	-0.719			
Відстань між колами кроку (мм)	[pt]	14.137				
Розподіл основного кола (мм)	[pbt]	13.285				
Розділення кінцевої сітки (мм)	[pet]	13.285				
Довжина секції зубчастого зчеплення (мм)	[ga, e/i]	17.108 (	17.135 /	17.066)		
Довжина T1-A, T2-A (мм)	[T1A, T2A]	2.373(	2.346/	2.408)	19.482(	19.482/ 19.474)
Довжина T1-B (мм)	[T1B, T2B]	6.197(	6.197/	6.190)	15.658(	15.631/ 15.693)
Довжина T1-C (мм)	[T1C, T2C]	10.927(	10.914/	10.941)	10.927(	10.914/ 10.941)
Довжина T1-D (мм)	[T1D, T2D]	15.658(	15.631/	15.693)	6.197(	6.197/ 6.190)
Довжина T1-E (мм)	[T1E, T2E]	19.482(	19.482/	19.474)	2.373(	2.346/ 2.408)
Довжина T1-T2 (мм)	[T1T2]	21.855 (	21.828 /	21.882)		
Діаметр окружності точки В однопарного зачеплення(мм)	[d-B]	44.065(	44.065/	44.061)	52.619(	52.587/ 52.661)
Діаметр кола точки D однопарного зачеплення (мм)	[d-D]	52.619(	52.587/	52.661)	44.065(	44.065/ 44.061)
Перекриття головки	[eps]	0.644(	0.645/	0.642)	0.644(	0.645/ 0.642)
Мінімальна лінія зіткнення (мм)	[Lmin]	22.000				
Торцеве перекриття	[eps_a]	1.288				
Торцева плита з відхиленням розмірів	[eps_a.e/m/i]	1.290 /	1.287 /	1.285		
Коефіцієнт осьового перекриття	[eps_b]	0.000				
Повне перекриття	[eps_g]	1.288				
Повне перекриття з розмірним відхиленням	[eps_g.e/m/i]	1.290 /	1.287 /	1.285		

1. ЕТАЛОННИЙ РОЗМІР ТОВЩИНИ ЗУБА

		----- КОЛЕСО 1 -----		КОЛЕСО 2 --	
Допуск товщини зуба	DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25			
Відхилення товщини зуба в нормальному поперечному перерізі (мм)	[As.e/i]	-0.054 /	-0.084	-0.054 /	-0.084
Кількість виміряних зубів	[k]	2.000		2.000	
Довжина загальної норми без проміжку (мм)	[Wk]	21.610		21.610	
Ефективна довжина загальної норми (мм)	[Wk.e/i]	21.560 /	21.531	21.560 /	21.531
(mm)	[ΔWk.e/i]	-0.051 /	-0.079	-0.051 /	-0.079
Діаметр вимірювального кола (мм)	[dMWk.m]	47.459		47.459	
Теорія. діаметр вимірювального тіла (мм)	[DM]	9.827		9.827	
Еф. Діаметр вимірювального елемента (мм)	[DMeff]	10.000		10.000	
Радіальний розмір по одній кульці без зазору (мм)	[MrK]	31.871		31.871	
Радіальний розмір по одній кульці (мм)	[MrK.e/i]	31.829 /	31.806	31.829 /	31.806
Діаметр вимірювального кола (мм)	[dMMr.m]	48.134		48.134	
Діаметральний розмір двох куль без зазору (мм)	[MdK]	63.741		63.741	
Діаметральний розмір двох куль (мм)	[MdK.e/i]	63.659 /	63.613	63.659 /	63.613
Діаметральний розмір на роликах без зазору (мм)	[MdR]	63.741		63.741	
Діаметральний розмір на роликах по DIN 3960 (мм)	[MdR.e/i]	63.659 /	63.613	63.659 /	63.613
Measurement over 3 pins (axial) according to AGMA 2002 (мм)	[dk3A.e/i]	63.659 /	63.613	63.659 /	63.613
Товщина хорди зуба без зазору (мм)	[sc]	8.144		8.144	
Ефективна хорда товщини зуба	(mm) [sc.e/i]	8.090 /	8.060	8.090 /	8.060
Висота хорди от da.m (мм)	[ha]	6.620		6.620	
Товщина зуба (Дуга) (мм)	[sn]	8.189		8.189	
(mm)	[sn.e/i]	8.135 /	8.105	8.135 /	8.105
Міжосьовий інтервал без зазорів (мм)	[aControl.e/i]	47.489 /	47.427		
Відстань без зазору, відхилення розмірів (мм)					

dNf.i с aControl (мм)	[jta]	-0.111 / -0.173	
Резерв (dNf0.i-dFf.e)/2 (мм)	[dNf0.i]	42.474	42.474
Зазор голівки (мм)	[cF0.i]	0.094	0.094
Похибка міжосьової відстані	[c0.i(aControl)]	0.151	0.151
	(мм)	[Aa.e/i]	0.013 / -0.013
Окружний бічний зазор Aa (мм)	[jtw_Aa.e/i]	0.013 / -0.013	
Радіальний зазор (мм)	[jrw]	0.186 / 0.099	
Окружний бічний зазор (торцева частина) (мм)	[jtw]	0.191 / 0.101	
Нормальний бічний зазор (мм)	[jnw]	0.179 / 0.095	
Кут повороту колеса 2 bei festgehaltenem Rad 1			
Загальний кут закручування (°)	[j:tSys]	0.4589/ 0.2439	

6. ДОПУСКИ ЗАЧЕПЛЕННЯ

----- КОЛЕСО 1----- КОЛЕСО 2 --

Згідно (після)

ISO 1328-1:1995, ISO 1328-2:1997

Ступінь точності зачеплення	[Q]	6	6
Відхилення кроку зачеплення (μм)	[fptT]	8.50	8.50
Помилка кроку основного кола (μм)	[fpbT]	8.00	8.00
Помилка ділення через k/8 (μм)	[Fpk/8T]	8.50	8.50
Похибка форми профілю зуба (μм)	[ffaT]	9.50	9.50
Помилка нахилу профілю зуба (μм)	[fHaT]	8.00	8.00
Повна помилка профілю зуба (μм)	[FaT]	12.00	12.00
Помилка форми лінії контакту (μм)	[ffbT]	8.00	8.00
Помилка напрямку лінії контакту (μм)	[fHbT]	8.00	8.00
Загальна помилка лінії контакту (μм)	[FbT]	11.00	11.00
Накопичена помилка кроку передач (μм)			
	[FpT]	22.00	22.00
Радіальне биття (μм)	[FrT]	17.00	17.00
Кінематична похибка передачі (μм)[FisT]		44.00	44.00
Місцева кінематична похибка зубчастого колеса (μм)			
	[fisT]	22.00	22.00
Помилка двопрофільної сітки (μм)	[FidT]	39.00	39.00
Циклічна похибка двостороннього зчеплення (μм)			
	[fidT]	22.00	22.00

Допуски на положение оси (рекомендации по ISO TR 10064-3:1996, степень точности

6)

Максимальне значення перетину осі (μм)	[fSigbet]	11.00 (Fb= 11.00)
Максимальне відхилення паралельності осі (μм)	[fSigdel]	22.00

7 ДОДАТКОВІ ДАНІ

Вага (кг)	[m]	0.303	0.303
Загальна вага (кг)	[m]	0.607	
Момент інерції (система щодо силового приводу вала):			
Розрахунок без урахування точної форми зуба			
Колеса окремо ((da+df)/2...di) (кг*м²)	[TraeghMom]	8.501e-005	8.501e-005
System ((da+df)/2...di) (кг*м²)	[TraeghMom]	0	

8 МОДИФІКАЦІЯ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ФОРМИ ЗУБА

Дані для розрахунку форми зуба:

Дані відсутні.

ПРИМІТКИ:

- Дані с[.e/i] позначають: Максимальне значення- [e] і мінімальне значення [i] при врахуванні всіх допусків

Дані с[.m] позначають: середнє значення у допуску

1. У разі поперечного зазору допуски на міжосьову відстань і

Значення товщини зуба. Вкажіть максимальний і мінімальний зазор, що відповідає найбільшому і найменшому розмірам.

Розрахунок проводиться для початкового кола..

кінець протоколу

lines: 268

Дослідження показали, що застосування шестерень відмінних форм може вирішально вплинути на ознаки мотора, його довговічність, напір, коефіцієнт корисної дії (ККД), зниження рівня шуму та різницю в ціні під час виготовлення мотору. Однак, незалежно від типу мотора, спостерігається існування лінії зачеплення та наявність замкненого об'єму, розміри якого можуть залежати від форми зубів шестерень, їх кількості та інших конструкційних особливостей. Ця спільна риса надає можливість на основі аналізу потоку в шестеренному насосі з однією формою зубів надавати якісні рекомендації для насосів із іншим типом конструкцій шестерень.

Після проведених розрахунків, опираючись на дані які були отримані, було розроблено креслення корпусу та шестерні для гідромотора, які наведені нижче на рисунках: 3.6 та 3.7.

В результаті розроблених креслень гідромотор матиме вигляд, приклад якого наведено на рисунку 3.8



Рисунок 3.8 - Гідромотор шестеренний

4. Дослідна частина

Сили різання в зубофрезеруванні є важливими параметрами обробки, оскільки вони визначаються різаним інструментом і впливають на точність та якість обробленої поверхні зубів. Ці сили можуть бути розглянуті в різних аспектах, таких як сила різання, сила подачі та сила витягу.

У більшості випадків компоненти сил різання визначаються на основі регресійних залежностей, які виникають внаслідок обробки експериментальних даних. Ці емпіричні залежності можуть бути розроблені шляхом вивчення взаємозв'язків між різними параметрами обробки та силами різання, такими як швидкість різання, глибина різання, подача і форма інструменту.

Знання і контроль сил різання є важливими для оптимізації процесу зубофрезерування, забезпечення ефективності та досягнення бажаних характеристик обробки.

Вимірювання сил різання при зубофрезеруванні може бути трудомістким завданням через складний просторовий, функціональний і багатопараметричний характер процесу. Заготовка рухається вздовж черв'ячного фрезеру, і вимір сил різання вимагає врахування багатьох факторів, таких як глибина різання, швидкість різання, конструкція інструменту, матеріал заготовки та інші.

Існує декілька методів для вимірювання сил різання при зубофрезеруванні. Один з методів - використання сенсорів або датчиків, які вбудовані безпосередньо в інструмент або оброблювальний верстат. Ці сенсори можуть бути розміщені в різних точках системи для вимірювання сил у реальному часі.

Інший метод включає в себе використання стендів із вимірювальним обладнанням, яке фіксує сили різання під час процесу. Такі вимірювальні системи можуть забезпечити точні дані щодо сил різання, але вони можуть бути більш складними для налаштування.

В будь-якому випадку, точне вимірювання сил різання допомагає керувати та оптимізувати процес зубофрезерування для досягнення найкращих результатів обробки.

Вимірювання сил різання при зубофрезерування досить трудомісткий метод в силу того, що відносні руху заготовки з черв'ячною фрезою є складним просторовим, функціональним і багато параметричним процесом рис. 3.1.

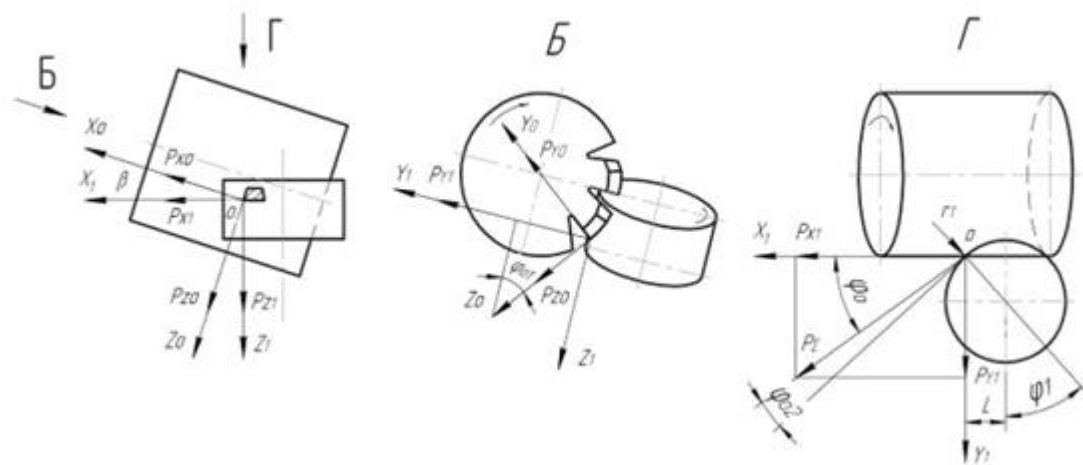


Рисунок 4.1 – Складові сили різання, які діють на інструмент і заготовку в процесі зубофрезерування.

Визначеннями силових залежностей при зубофрезеруванні займалися такі вчені: Е.Н. Гуліда, А.М. Розенберг, Г.Г. Овумян. Проте, отримані ними емпіричні вирази носять приватний характер і залежать від режимів різання. Таким чином, визначення сил різання емпіричним шляхом може привести до великих похибок розрахунків через численні взаємопов'язані факторів.

Зміна властивостей матеріалу інструменту впливає на сили різання через модифікацію коефіцієнта тертя на контактних поверхнях інструменту.

Так, для зміни фізико-хімічної взаємодії між інструментом і оброблюваним матеріалом часто використовують захисні покриття на робочих поверхнях інструменту.

Одним із останніх довговічних покриттів, розробленого близько трьох років тому, є багатошарове покриття AlCrN (Alcrona). Це покриття має потрібну структуру: базовий шар покриття - CrN; центральний шар - Al/CrN; верхній шар представляє собою моноблок (AlCrN). Його можна застосовувати на черв'ячних фрезах як з порошкової швидкорізальної сталі, так і з твердого сплаву.

З метою визначення ступеня реальних змін напруг на контактних поверхнях зубів черв'ячної фрези з покриттям AlCrN під час нарізання коліс були проведені верстатні дослідження з визначення крутного моменту. Крутний момент розглядався як важливий сумарний показник змін сил різання.

Дослідження проводилися на зубофрезерній Верстаті моделі LIEBHERR LC 150 з ЧПУ (рис . 4.2) . Верстат має опцією - вимір кутя моменту інструменту . Дані з датчиків верстата виводилися на екран стійки у вигляді діаграми (Рис 4.3).

Вимірювання крутного моменту здійснювалося при нарізанні коліс одним зубом черв'ячної фрези. Для цього цільну черв'ячну фрезу розрізали на окремі зуби за допомогою електроерозійної обробки. Кожен зуб встановлювали в спеціальну касету на шпинделі верстата. Таким чином, отримали однозубий черв'ячну фрезу (рис.4. 4).

Досліджувалися наступні комплекти зубів з модулем 3 мм з порошкової швидкорізальної сталі марки S390 : зуби без покриття [PM - HSS (S390)] (3 зуба) і з багат шаровим покриттям AlCrN [PM - HSS (S390) + AlCrN] (3 зуба) , а також зуби з твердого сплаву з тим же покриттям AlCrN [HM + AlCrN] (3 зуба) . застосовувалося попутне фрезерування . Нарізування здійснювалося всуху.



Рисунок4.2. Зубофрезерний верстат з ЧПК LIEBHERR LC 150 .

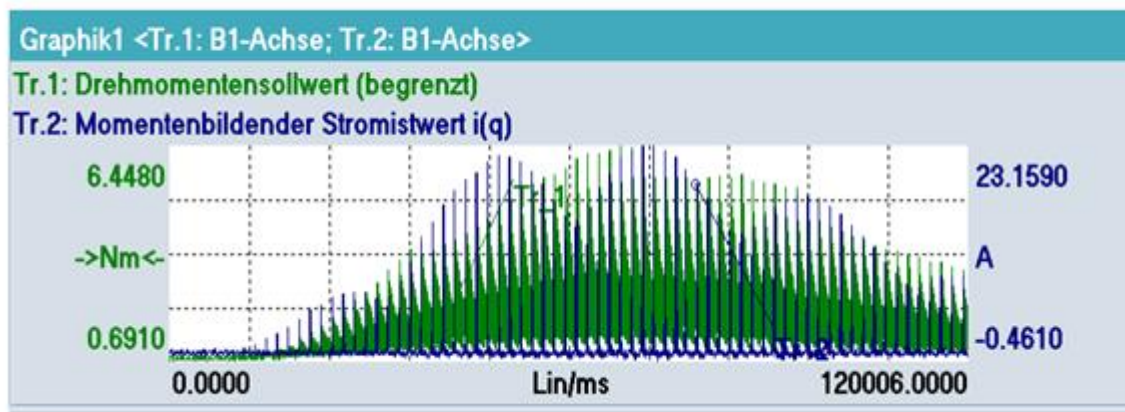


Рисунок 4.3 Діаграма крутного моменту

Оброблюється легована конструкційна сталь 18ХГТ за стандартом ГОСТ 4543-71. На рис. 4.5 наведена гістограма усереднених значень крутних моментів при нарізанні коліс протягом однієї осьової подачі. Нарізування коліс здійснювалося до досягнення критичного зносу для всіх поверхонь зубів, що дорівнює 0,13 мм.



Рисунок 4.4 Конструкція однозубої черв'ячної фрези.

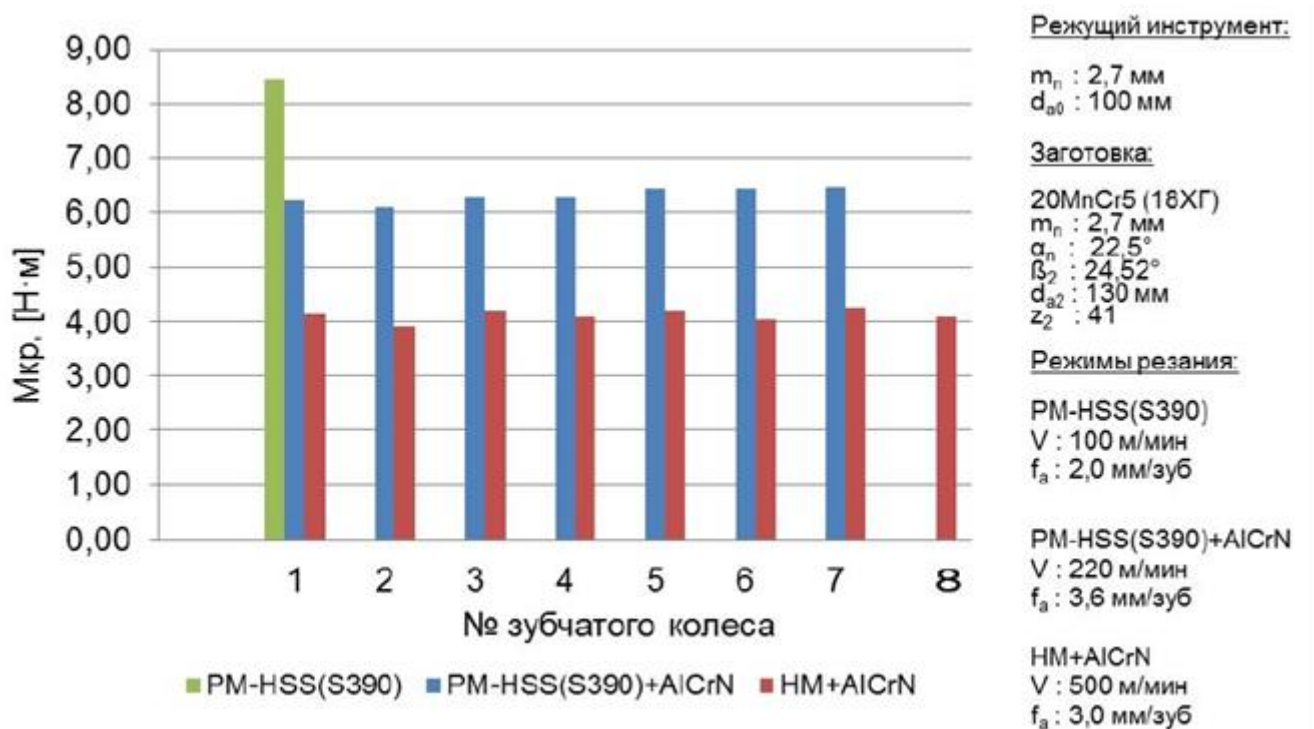


Рисунок 4.5 Значення крутних моментів черв'ячної фрези

Критичний знос зубів, виготовлених зі швидкорізальної сталі без покриття [PM-HSS (S390)], відбувся після обробки одного колеса. Знос зубів, виготовлених зі швидкорізальної сталі з покриттям [PM-HSS (S390) + AlCrN], виявився після сьомого колеса, а зуби з твердого сплаву [HM + AlCrN] витримали восьме колесо.

Гістограма вказує на те, що при обробці коліс зубами без покриття [PM-HSS (S390)] крутний момент досягає найвищих значень. Проте, при використанні зубів з покриттям [PM-HSS (S390) + AlCrN], спостерігається зниження крутного моменту на 25%. У випадку зубів з твердого сплаву з покриттям [HM + AlCrN] зафіксовано ще більше зниження крутного моменту на 25%, при тому, що режими різання майже вдвічі збільшені.

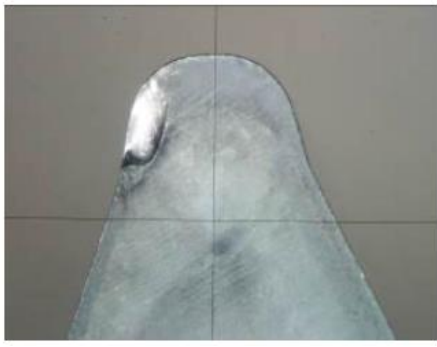
У табл. 1 представлені знімки зміни площі контакту зубів з оброблюваною деталлю на передній поверхні зубів черв'ячної фрези до досягнення критичного зносу (0,13 мм). Відмінності в змінах площі контакту при нарізанні коліс даними зубцями досить помітні.

За отриманими знімками можна відзначити, що при нарізанні коліс зубцями без покриття [PM-HSS (S390)] площа контакту розташовувалася від вершини зуба і просувалася уздовж вхідної ріжучої кромки до основи зуба. Ця зміна вигляду передньої поверхні пояснюється великими контактними навантаженнями (силами

різання) і, отже, великим коефіцієнтом тертя між стружкою і оброблюваним матеріалом.

Знімки зміни передньої поверхні зуба черв'ячної фрези

Таблиця 1.

№	Досліджені зуб'я	Знімок передньої поверхні зуба після нарізання першого колеса	Знімок передньої поверхні зуба після досягнення критичного зносу (0,13 мм.)
1	PM HSS(S390) (V=220м/мин; fa=3,6 мм/зуб)		
2	PM HSS(S390)+ +AlCrN (V=220м/мин, fa=3,6 мм/зуб)		
3	HM+AlCrN (V=500м/мин; fa=3,0 мм/зуб)		

При нарізанні зубами з покриттям [PM-HSS (S390) + AlCrN] спостерігається значне зменшення площі контакту та формування ямкового зносу на передній поверхні, який концентрується в одній зоні. Площа контакту при нарізанні зубами з твердого сплаву з покриттям [HM + AlCrN] розташовувалася вздовж лінії вершини зуба передньої поверхні, при цьому відсутня була ямкова деградація.

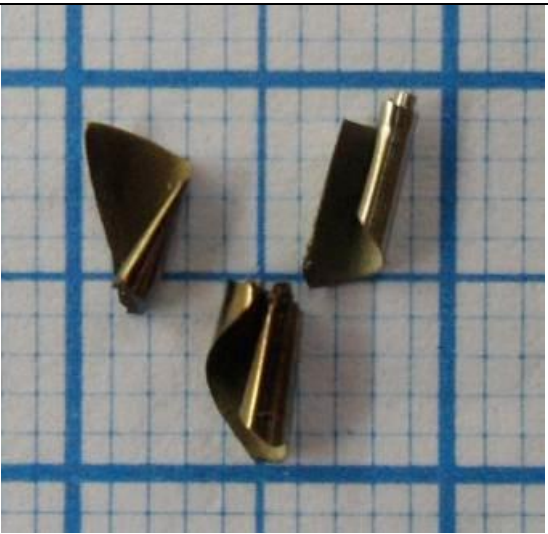
Ця зміна площі контактних навантажень може бути пояснена впливом "вторинних" структур активних компонентів середовища (повітря) на ділянці пружного контакту. Ці структури виникають внаслідок додаткового нагріву передньої поверхні за рахунок збільшення швидкості при використанні зубів різного матеріалу. При підвищенні температури контакту на передній поверхні зуба з покриттям AlCrN утворюються окисні плівки Al_2O_3 , які перешкоджають схоплюванню матеріалу стружки з зубом. Це призводить до зменшення довжини контакту, збільшення середнього контактного тиску і зменшення середнього коефіцієнта тертя.

У табл. 2 представлені знімки стружок при різанні черв'ячної фрези з вказаних інструментальних матеріалів разом із коефіцієнтом укорочення стружки. Відомо, що зменшення коефіцієнта тертя на передній поверхні супроводжується зменшенням коефіцієнта усадки стружки. Таким чином, зниження значень цього коефіцієнта є індикатором полегшення процесів деформації.

Усадка стружки при нарізанні коліс зубцями в процесі зубофрезерування

Таблиця 2.

№	Досліджуванні зубці	Фото стружки після першого нарізання колеса
1	PM-HSS(S390) ($V=220\text{м/мин}$; $f_a=3,6\text{ мм/зуб}$) $L=4,8\text{ мм}$ $h=0,43\text{ мм}$	

2	PM-HSS(S390)+AlCrN (V=220м/мин, fa=3,6 мм/зуб) L=5,3 мм h=0,4 мм	
3	HM+AlCrN (V=500м/мин; fa=3,0 мм/зуб) L=6,2 мм h=0,3 мм	

На основі проведених верстатних досліджень та отриманих результатів можна зробити наступні висновки.

Нанесення багат шарового покриття AlCrN на черв'ячні фрези призводить до зменшення складових сил різання, зокрема крутного моменту, що дозволяє значно збільшити швидкість різання. Покриття знижує коефіцієнт укорочення стружки і площу контакту стружки з передньою поверхнею інструменту. Це, в свою чергу, призводить до підвищення нормальних контактних напруг, зменшення запасу пластичної міцності і опору ріжучого клина ріжучого інструменту пружнопластичним деформаціям в процесі різання.

5. Економічне обґрунтування розробленої конструкції шестеренного гідромотора групи 3

Новітній період стрімкого розвитку економіки України зобов'язує не лише збільшення кількості виробництва, а й створення найбільш вдосконаленої технічної продукції. Ця продукція повинна бути продуктивною, надійною, безпечною, економічно ефективною у використанні та іншою. При визначенні параметрів майбутнього виробу важливу роль має відігравати покупець і його потреби, обов'язково з урахуванням можливостей виробника. Це свідчить, що характеристики товару, які визначають рівень його конкурентоспроможності, повинні служити вихідною інформацією для подальшого процесу проектування.

Визначення ключового набору споживчих параметрів для майбутнього нововведення є першим етапом у прогнозуванні його потенційної конкурентоспроможності. Ці параметри стають основним об'єктом досліджень конструктора, спрямованих на їхнє впровадження у конструкцію нового виробу.

Аналогічною схемою визначається набір економічних параметрів товару, серед яких ключове значення має ціна реалізації товару. Рівень ціни є визначальним фактором для ринкового успіху та прибутковості для виробника, а також служить міркуючим показником цінності товару для споживача. Вирішення, чи є дана продукція вигідною для підприємства, а також чи слід її виробляти, визначається за ціною її реалізації на ринку.

На сьогоднішній день підприємства недостатньо уділяють уваги теоретичним аспектам та практичному досвіду з перспективного ціноутворення на достатньо кваліфікованому рівні. Прогнозування ціни на нову продукцію на етапі передпроектних досліджень часто здійснюється виключно інтуїтивним і далеко не точним способом, без відповідних обґрунтованих розрахунків. Це може бути пояснено двома основними причинами

По-перше, відзначається відзнаками спадщина планової економіки, коли ціни на нову продукцію директивно встановлювалися для кожного підприємства на основі розрахунків лімітних цін. Традиційна методика визначення цих цін не враховує особливостей змін ринкового середовища і, отже, не може ефективно використовуватися на сучасному етапі розвитку вітчизняної економіки. По-друге,

більшість сучасних методів прогнозного ціноутворення мають значущі недоліки. Деякі з цих методів виявляються надто трудомісткими та складними для застосування, в той час як інші призводять до дуже приблизних результатів у прогнозі цін.

Тому наступним кроком є проведення глибоких досліджень, які стосуються суті процесу прогнозування цін на нову продукцію та вибору найбільш досконалих методів перспективного ціноутворення на вітчизняних підприємствах. Це дозволить на етапі передпроектних досліджень не лише прогнозувати, але й забезпечити визначення рівнів не тільки технічних параметрів, але й економічних показників конкурентоспроможності майбутнього нововведення.

Для наших досліджень важливим є психологічний канон, який використовують теоретики та практики маркетингу з метою максимізації прибутку. Згідно з цим каноном, ринкова ціна зростає не пропорційно якості товару, а випереджає її, і, навпаки, при зниженні технічного рівня та якості товару відносно загальновизнаного рівня, ціна знижується більш прогресивно порівняно з цим рівнем.

З цього випливає, що виробники товарів вищої якості отримують монопольно високий прибуток, який перевищує зростання витрат на досягнутий рівень якості. Товаровиробники, чиї продукти не відповідають світовому стандарту, втрачають значну частину прибутку через збитково низьку ринкову ціну.

В рамках так званого ціннісного ціноутворення, яке спрямоване на отримання більшого прибутку через досягнення вигідного співвідношення "цінність/витрати" для виробника.

Це співвідношення передбачає максимальну різницю між цінністю товару для покупця, яку він готовий оплатити, та витратами, що несе підприємство на створення товару з такими властивостями. Завдання ціноутворення полягає в тому, щоб якомога більшу частину цієї різниці перетворити на прибуток підприємства, а якомога меншу - залишити у вигаді для покупця.

З економічної точки зору, цінність визначається як загальна економія або задоволення, які отримує покупець в результаті використання придбаного блага. Проте у сфері маркетингу та ціноутворення ця категорія трактується як економічна

цінність блага для покупця. Іншими словами, це оцінка бажаності блага, яка в грошовому вираженні перевищує його ціну. Фахівці вважають, що в такій інтерпретації цінність має реальну основу для виміру.

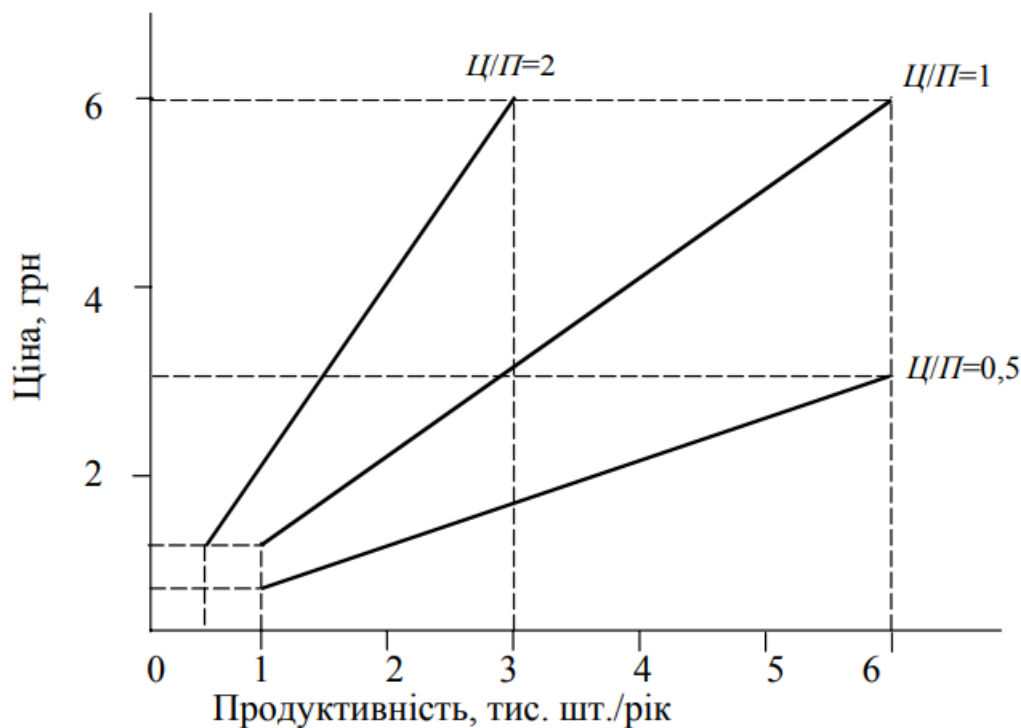
Так, цією основою є співвідношення між корисністю і ціною для тих благ, які є реально доступними для споживача. У маркетинговому контексті, корисність визначається тим, наскільки продукт задовольняє потреби та бажання споживача, а ціна визначається грошовою вартістю цього продукту. Співвідношення між корисністю і ціною визначає, наскільки ефективно товар відповідає очікуванням споживача в порівнянні з його вартістю.

Так, під загальною економічною цінністю товару слід розуміти ціну кращого з доступних покупцеві альтернативних товарів (це ще називається ціною байдужості), плюс цінність для нього тих властивостей даного товару, які роблять його відмінним від кращої альтернативи. Загальна економічна цінність визначається в контексті вартості та корисності для покупця.

Інший підхід до формування ціни на продукцію полягає в уважному порівнянні з параметрами виробництва. За словами І.М. Ліфіца, формальним механізмом цього порівняння є розрахунки співвідношення "корисність/ціна".

Зазвичай фахівці з закупівель визначають питому ціну, розраховуючи вартість на одиницю основного параметру, який, на їхню думку, відображає корисність даної продукції. Наприклад, якщо продуктивність є основним параметром, то вони будують декілька параметричних рядів з різними значеннями питомих цін за одиницю продуктивності.

Так, на рис. 1 при співвідношенні 2,0 питома ціна, розрахована на продуктивність 1 тис. штук в годину, становить 2 тис. гривень, а при співвідношенні 0,5 вона складає 0,5 тис. гривень.



Таблиця 5.1 Варіанти параметричних цінових рядів для однієї й тієї ж продукції : C/P – співвідношення ціни та продуктивності

Варіанти параметричних цінових рядів для однієї і тієї ж продукції можна представити у вигляді графіка залежності ціни від продуктивності, де ось X відображає продуктивність, а ось Y - ціну. Вираз " C/P " вказує на співвідношення ціни та продуктивності. Нижче представлені можливі варіанти таких параметричних цінових рядів, де графіки відображають залежність ціни від продуктивності при різних співвідношеннях " C/P ":

1. Позитивна залежність (пряма лінія): Якщо " C/P " = 2, то ціна зростає лінійно зі збільшенням продуктивності.
2. Лінійне спадання (зворотна лінія): Якщо " C/P " = 0,5, то ціна зменшується лінійно зі збільшенням продуктивності.
3. Нелінійний зріст (збільшення темпів): Якщо " C/P " > 1, то темпи зростання ціни вищі за темпи зростання продуктивності.
4. Нелінійний спадання (зменшення темпів): Якщо " C/P " < 1, то темпи спадання ціни менше за темпи зростання продуктивності.

Ці параметричні цінові ряди дозволяють визначити, як змінюється ціна в залежності від рівня продуктивності для даної продукції.

Для порівняння якісного рівня шестеренного гідромотора серії К з існуючими на ринку аналогами, скористаємося *методом багатокритеріальної оптимізації*, описаним в [1, с. 100]. Він дає можливість не лише зіставити узагальнюючі показники їх технічного рівня, визначені на базі основних техніко-економічних параметрів, а й спрогнозувати ціну реалізації нової конструкції ще на ранніх стадіях її проектування.

Даний метод передбачає математичну побудову багатокритеріальної задачі, яка базується на припущенні, що кожному з N об'єктів $\{x^j, j=1, \overline{N}\}$ властиві S параметрів, виражені кількісно. Тобто існує певний дискретний набір значень:

$$\begin{aligned} & f_1^1 \dots f_1^N \\ & \dots\dots\dots, \\ & f_S^1 \dots f_S^N \end{aligned}$$

де f_i^j – значення i -ої ознаки для j -го об'єкта.

Кожний з параметрів впливає на узагальнюючий показник якості (технічного рівня) виробу та його кінцеву ціну, яка розраховується виходячи з цін виробів-конкурентів з врахуванням диференціації параметрів.

З цією метою формулюється задача нечіткого математичного програмування.

$$\begin{aligned} A_1 &= \{[x^1 | \mu_1(x^1)] \dots [x^N | \mu_1(x^N)]\} \\ &\dots\dots\dots, \\ A_K &= \{[x^1 | \mu_K(x^1)] \dots [x^N | \mu_K(x^N)]\} \end{aligned} \quad (1)$$

де $\mu_i(x^j)^1$ – функція належності елемента x_j до множини A_i , яка характеризує ступінь близькості значення i -го критерію в розглянутій пробній точці $f_i^j = f_i(x^j)$ до максимально припустимого значення даного критерію.

На основі отриманого значення μ_i^j для кожного виробу розраховується агрегуюча функція, яка, по суті, являє собою узагальнюючий (інтегральний) показник якості виробу:

$$\mu^j = \mu_1^j * \dots * \mu_S^j, \quad (2)$$

де $*$ – деяка бінарна операція, в якості якої даною методикою рекомендується використання функції середнього геометричного.

Кожному i -му об'єкту (виробу) буде відповідати єдиний числовий параметр μ^j , $j = 1, \overline{N}$.

Ціна нового виробу визначається шляхом перерахунку ціни базового (конкурентного) виробу пропорційно співвідношенню числових параметрів μ^j порівнюваних об'єктів:

$$P_n = P_o \cdot \frac{\mu_n^j}{\mu_o^j} \quad (3)$$

де P_o – ціна базового виробу;

μ_n^j , μ_o^j – відповідно значення агрегуючої функції належності нового і базового виробів.

Перш ніж визначити функції належності для кожного параметру гідромотору, встановимо вузлові точки та відповідні їм рівні якості виробу, користуючись рекомендаціями в [1, с. 102] (табл. 1).

Вузлові точки	Рівень якості виробу
1,00	Відповідає найкращому рівню якості, підвищення якого не має сенсу
0,80	Відмінна якість, яка відповідає найкращим світовим зразкам
0,63	Середній рівень якості виробів-аналогів, представлених на даному товарному ринку
0,50	Задовільна якість виробів, яка перевищує мінімально допустимий рівень, але той, що потребує покращення
0,37	Мінімально допустимий рівень якості
0,20	Погана якість продукції, що не відповідає поставленим цілям
0,00	Абсолютно неприйнятна якість

Таблиця 1 – Характеристика вузлових точок функції належності

На основі опитувань експертів (інженерів-конструкторів ПАТ «Гідросила»), значення параметрів гідромоторів ми привели у відповідність конкретним вузловим точкам (табл. 2).

Параметри шестерного гідромотора	Значення параметрів, які відповідають вузловим точкам функції належності						
	0,00	0,20	0,37	0,50	0,63	0,80	1,00
Максимальна частота обертання, об/хв	2200	2400	2600	3000	3200	3500	4000
Потужність, що споживається, кВт	33	30	25	22	21	18	15
Максимальний тиск на виході, МПа	17	18	19	20	25	30	33
Номінальний тиск на виході, МПа	14	16	20	22	24	26	30
Коефіцієнт корисної дії	0,78	0,8	0,82	0,84	0,86	0,9	0,98
Маса, кг	9,5	89	8	7	5,8	5,1	4,5
Гама-процентний ресурс, мото-год	2000	2200	2500	3000	3500	3700	4500

Таблиця 2 – Значення параметрів, які відповідають вузловим точкам функції належності

Достатньо високу точність дає побудова функції третього порядку виду:

$$y = ax^3 + bx^2 + cx + d \quad (4)$$

У табл. 3 наводяться визначені нами за допомогою опцій середовища Excel значення коефіцієнтів a , b , c , d , що надають максимальне наближення.

Параметри гідромотору	Коефіцієнти*			
	a	b	c	d
Максимальна частота обертання, об/хв	1,37109E-10	-1,37849E-06	0,005033936	-5,846742385
Потужність, що споживається, кВт	-9,62882E-05	0,007823263	-0,256727695	3,427137701
Максимальний тиск на виході, МПа	0,000857162	-0,066825957	1,7417736	-14,4932239
Номінальний тиск на виході, МПа	-2,12216E-06	0,000149932	0,058063167	-0,810077095
Коефіцієнт корисної дії	63,59707531	-190,0253586	191,0555635	-63,59115725
Маса, кг	-0,017074341	0,360778296	-2,633009896	7,101981866
Гама-процентний ресурс, мото-год	7,26481E-11	-7,69293E-07	0,002976457	-3,428044752

Таблиця 3 – Коефіцієнти функції належності

*Деякі значення коефіцієнтів записані у вигляді експоненціального подання числа (наприклад, запис 1,37109E-10 означає число $1,37109 \times 10^{-10}$)

Підставивши визначені параметри, розрахуємо за формулою середнього геометричного значення функції належності для кожного з них, а також агрегуючої функції належності для конкретних моделей шестерних гідромоторів з однаковим номінальним робочим об'ємом 71 см³. (табл. 4). В якості базових приймемо 3 шестеренні гідромотори та, для зручності, присвоїмо їм та пропонованому гідромотору цифрові коди:

- Гідромотор з електропропорційним клапаном (виробництва ПАТ «Гідросила») – код 1;
- Bosh Rexroth – код 2;
- POLARIS – код 3;
- Гідромотор серії К – код 4.

Параметри шестеренного насоса	Величина параметру Значення функції належності			
	1	2	3	4
Максимальна частота обертання, об/хв	4000	3000	3500	3000
	1,008031486	0,550543621	0,764001415	0,550543621
Потужність, що споживається, кВт	17,05	18	19	17,02
	0,84692227	0,779223583	0,713068635	0,849142723
Максимальний тиск на виході, МПа	28	28	25	28
	0,701311858	0,701311858	0,678052772	0,701311858
Номінальний тиск на виході, МПа	25	16	24	25
	0,702050688	0,148623754	0,640462877	0,702050688
Коефіцієнт корисної дії	0,9	0,79	0,95	0,8
	0,800577367	0,103750053	0,940284417	0,198766632
Маса, кг	7,2	8,2	7,5	6,9
	0,474093871	0,355788129	0,444949212	0,501793586
Гама-процентний ресурс, мото-год	3000	3200	3000	3000
	0,539186464	0,599588627	0,539186464	0,539186464
Агрегуюча функція належності	0,704369532	0,372206344	0,607937313	0,633977314

Таблиця 4 – Значення функцій належності та агрегуючих функцій належності.

Значення агрегуючої функції належності можна вважати узагальнюючим (інтегральним) рівнем якості кожного з розглянутих гідромоторів. Таким чином, найякіснішим можна вважати гідромотор з електропропорційним клапаном (№1).

Найнижчий рівень якості має гідромотор №2 – Bosh Rexroth. Запропонований гідромотор серії К займає другу позицію. Значення його агрегуючої функції відповідає середньому рівню якості виробів-аналогів, представлених на даному товарному ринку (див. табл. 1).

Цей же рівень якості має і кращий із зразків – гідромотор з електропропорційним клапаном. Його агрегуюча функція хоч і вища, ніж у гідромотора серії К, проте не дотягує до наступної вузлової точки функції належності (0,8), яка характеризує відмінну якість, що відповідає найкращим світовим зразкам.

Приймаючи за базу ціну першого гідромотору, за якою він нині реалізується на ринку ($P_6 = 28560,00$ грн), розрахуємо ціну нового гідромотора серії К за формулою (3):

$$P_n = 28560 \cdot \frac{0,63398}{0,70437} = 25706 \text{ грн.}$$

Ціни P_n і P_6 вважаються індиферентними (байдужими), оскільки вони, хоч і відрізняються за своєю абсолютною величиною, проте мають однакове питоме значення. За таких умов споживачу може бути байдуже, який виріб купувати, адже за ту ж саму одиницю споживчої вартості (якості) він фактично сплачує однакову ціну.

На думку спеціалістів у ціноутворенні, «для того, щоб зацікавити споживача в придбанні нової продукції, її ціна в розрахунку на одиницю основного параметра має бути меншою, ніж базового виробу. Цього можна досягти, коли якість продукції зростатиме швидше, ніж ціна» [2, с. 53]. З цією метою ціну нового виробу коригують за допомогою понижуючого коефіцієнта – коефіцієнта гальмування (K_e), методика розрахунку якого представлена в [1, с. 146].

Висновки:

Головним джерелом шуму у гідроприводі є шестеренний Гідромотор. Звук, що виникає у шестеренному моторі, є результатом гідродинамічних процесів та механічної взаємодії. Частотний спектр гідродинамічного шуму в шестеренних моторах визначається коливаннями (пульсацією) потоку робочої рідини та явищем "запирання" робочої рідини. Механічний шум виникає внаслідок точності виготовлення деталей зубчастого зачеплення та корпусу мотора. Ударами, які виникають внаслідок похибки зачеплення, деформації зачеплення під навантаженням, співвідношенням власної частоти коливань шестерні та частоти зачеплення зубів, а також контактуванням зубів шестерень та корпусу насоса призводять до механічного шуму. Це спричинено притисканням шестерень в напрямку від зони нагнітання до зони всмоктування.

Для зменшення рівня шуму шестеренних гідромоторів було проведено оцінку ефективності наявних технічних рішень і розрахунки за допомогою спеціалізованих програм. Також була виконана розробка нових методів зниження шуму, розроблені креслення в рахунок чого чого вдалось досягти результатів, таких як зниження рівня шуму та зменшення КПД.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. І.Є. Грицай, Я.М.Литвиняк: Синусоїдальні зубчасті передачі як альтернатива традиційним передачам та новий метод їх виготовлення R.S. Devendran, A. Vacca, 2014, A novel design concept for variable delivery flow external gear pumps and motors. International Journal of Fluid Power, Sep 2, 2014, 15(3), 121-137
2. Ehsan M., Rampen, W.H.S., Salter S.H., 1997, Modeling of Digital-Displacement Pump-Motors and Their Application as Hydraulic Drives for Nonuniform Loads, J. Dyn. Sys., Meas., Control 122(1), pp 210-215
3. Mahrenholz J., Lumkes J.J., 2009, Model Development and Experimental Analysis of a Virtually Variable Displacement Pump System, International Journal of Fluid Power
4. R.S. Devendran, A. Vacca, 2016, A Flow Control System for a Novel Concept of Variable Delivery External Gear Pump, 10th IFK International Fluid Power Conference, March 8-10, 2016, Dresden, Germany
5. R.S. Devendran, A. Vacca., 2015, A Novel Concept for a Variable Delivery External Gear Machine, 14th Scandinavian International Conference on Fluid Power, May 20-22, 2015, Tampere, Finland
6. K. Nagamura, K. Ikejo, F.G. Tutulan, 2004, Design and performance of gear pumps with a non-involute tooth profile, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture, Vol. 218, pp. 699 – 711
7. F.L. Litvin, A. Fuentes, 2004, Gear Geometry and Applied Theory, 2nd edition, Cambridge University Press.
8. T.E. Beacham, 1946, High Pressure Gear Pumps, Proc. I. Mech. E., 154
9. C. Bonacini, 1961, Sulla Portata delle Pompe ad Ingranaggi, L'Ingegnere, Anno, Milan, Italy (Італійською)
10. A. Vacca, M. Guidetti, 2011, Modelling and experimental validation of external spur gear machines for fluid power applications, Elsevier Simulation and Modelling Practice and Theory, vol. 19, pp. 2007-2031.

11. J. Ivantysyn, M. Ivantysynova, 2003, Hydrostatic Pumps and Motors, Tech Books Int., New Delhi, India
12. N.H. Manring, S.B. Kasaragadda, 2005, The theoretical flow ripple of an external gear pump, ASME J. Dynam Sys, Meas Control, 125.
13. Klop, R. and Ivantysynova, M. 2010. Sound Intensity Measurements to Investigate Noise Generation of Hydrostatic Transmissions Proceedings of the 7th International Fluid Power Conference Aachen 2010 (7IFK), Vol. 2, 229-242
14. Cho, Y. T., and Bolton, J. S., 2004, "Acoustical Visualization of a Refrigeration Compressor by using Statistically Optimized Nearfield Acoustical Holography in Cylindrical Coordinates," NOISE-CON, 175-182.
15. Vacca A., Guidetti M., 2011, Modeling and Experimental Validation of External Spur Gear Machines for Fluid Power Applications, Elsevier Simulation Modeling Practice and Theory, 19 (2011) 2007–2031.
16. Vacca A., Dhar S., Oppenwall T., 2011, A Coupled Lumped Parameter and CFD Approach for Modeling External Gear Machines, SICFP2011 The Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power, May 18-20, 2011, Tampere, Finland.
17. Підгасецький М. М., Скібінський О. І. Технологія випробування та сертифікації продукції в машинобудуванні. Кіровоград : КНТУ, 2014. 144 с.
18. Матвієнко О.О. Математична модель втрат робочої рідини через радіальний зазор шестеренного насоса типу НШ. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. праць КНТУ. 2005. Вип. 16.С.235-240.
19. Підвищення подачі шестеренних насосів засобів транспорту та сільськогосподарської техніки. /Кулешков Ю. В. та ін. Центральноросійський науковий вісник. Технічні науки. 2022. Вип. 4 (36).Ч. 1. С. 197–203. DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2022.5\(36\).1.197-203](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2022.5(36).1.197-203)
20. Кулешков Ю. В. Підвищення технічного рівня шестеренного насоса на основі нових фізичних і математичних моделей робочого процесу подачі : дис. д-ра техн. наук : 05.05.17. Харків, 2013. 442 с.
21. Кириченко А.М. Функціональний портрет шестеренного гідравлічного насосу / А.М. Кириченко, К.К. Щербина, В.А. Годорожа // Комплексне

забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС - 2023): Матер. XIII міжнар. наук.-практ. конф. (25-26 травн., 2023р., м. Чернігів). – Чернігів: НУ "Чернігівська політехніка", 2023. – Т. 1. – С. 288-289.

22. Yang Zhou, Bowen Che, Ci Yuan. The design and analysis of a high-speed circular arc gear pump journal bearing. *Advances in Mechanical Engineering*. 2018. Vol. 10(12) P.1–11. DOI: <https://doi.org/10.1177/1687814018819288>.

23. Zardin B, Natali E, Borghi M. Evaluation of the Hydro-Mechanical Efficiency of External Gear Pumps. *Energies*. 2019. Vol. 12(2468). DOI: <https://doi.org/10.3390/en12132468>.

24. Fang Guo, Zongde Fang, Experimental and theoretical study of gear dynamical transmission characteristic considering measured manufacturing errors. *Hindawi. Shock and Vibration*. 2018. P. 1-20. DOI: <https://doi.org/10.1155/2018/9645453>.

25. Gear pump cavitation reduction : пат. 7878781 B2 United States : МПК FOIC 2L/00. № 12/001,279 ; заявл. 11.12.2007 ; опубл. 01.02.2011.

26. Журило І.В. Конкурентоспроможність нової продукції промислово-виробничого призначення: теоретичні аспекти, методика прогнозування та забезпечення: Монографія. Кіровоград: ПВЦ «Мавік», 2007. 186 с.

27. Тормоса Ю. Г. Ціни та цінова політика: Навч. посібник. К.: КНЕУ, 2001. 122 с.

28. Журило І.В., Брагінець Т.П. Визначення технічного рівня (якості) і ціни реалізації нового виробу на ранніх етапах його проектування. Проблеми і перспективи економічного розвитку в умовах модернізаційних процесів в Україні та світі: матеріали Всеук. наук.-практ. конф. (12 грудня 2023 р.). ЦНТУ, 2023. С. 49-52.

29. Кава Т.В. Збірник тез доповідей VI-ї Всеукраїнської науково-практичної конференції студентів та аспірантів “Підвищення надійності машин і обладнання”. – Кіровоград: КНТУ, 2012. – 186 с.

30. Буренніков Ю.А., Немировський І.А., Козлов Л.Г. – Гідравліка та пневмоприводи 2013. – 276с.