

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 другим (магістерським) рівнем вищої освіти
на тему:

**«Малощумне зачепленням шестерень
гідравлічного насоса, спеціалізовані технології
зубообробки та зубонарізний інструмент»**

Виконав здобувач вищої освіти ІІ-го
курсу групи ГМ-22М-З
ОНП «Галузеве машинобудування»
спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»
_____ Микита СОРОЧУК

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 133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

“ ” 20 року

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

Сорочук Микита Юрійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Малошумне зачепленням шестерень гідравлічного насоса, спеціалізовані технології зубообробки та зубонарізний інструмент

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 _____

3.1Комплект конструкторської документації _____

3.2Робочі креслення деталей, технічні вимоги, програма і методика _____

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

4.1. Загальна частина _____

4.2. Конструкторська частина _____

4.3. Дослідна частина _____

4.4. Економічна частина _____

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

Графічний матеріал - 20 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	08.03.2024	
2	Конструкторська частина	08.04.2024	
3	Дослідна частина	19.04.2024	
4	Економічна частина	30.04.2024	
5	Висновки	15.04.2024	
6	Розробка презентації	31.05.2024	

Студент

(підпис)

Сорочук М.Ю.

(прізвище та ініціали)

Керівник проекту

(підпис)

Щербина К.К.

(прізвище та ініціали)

Анотація

Кваліфікаційна робота складається з пояснювальної записки на 83 сторінках та графічної частини на 20 листах формату А4.

1. Актуальність роботи. Необхідність зменшення шумових показників в процесі функціонування гідравлічних шестеренних насосів та моторів за рахунок розробки альтернативних методів зачеплення є актуальним науковим завданням.

2. Наукова новизна роботи. Наукова новизна кваліфікаційної роботи, висвітлена у синтезі малошумних гідравлічних машин з функціоналом насосу та мотору з синусоїдальним зачепленням на базі гідравлічних насосів та моторів з класичним евольвентним зачепленням, з дотриманням параметрів для створення уніфікованого ряду.

3. Практична цінність роботи. Практична цінність роботи в тому, що розроблена конструкція гідравлічного насосу з синусним зачепленням та зубонарізний інструмент для його обробки.

4. Оцінка найбільш важливої суті роботи виконаної роботи. Модернізація гідравлічних машин була спрямована на забезпечення їх безшумної роботи. Завдяки цьому вдалося досягти таких результатів:

1. Зменшення динамічних навантажень на компоненти машин, що сприяє збільшенню їхнього ресурсу.

2. Плавніший обкат деталей, що забезпечує м'якший режим роботи і менше зношування.

Отже, модернізація дозволила підвищити експлуатаційну надійність і термін служби гідравлічного обладнання шляхом зменшення шумового навантаження та оптимізації робочих процесів. Проведена діагностика гідравлічних насосів, гідравлічних моторів, укомплектованих шестернями з синусним зачепленням.

Вирішений комплекс питань з охорони праці, виконані економічні розрахунки.

Ключові слова: синусне зачеплення, шестеренний насос, функціональні показники, зубонарізний інструмент.

Annotation

The qualification work consists of an explanatory note on 83 pages and a graphic part on sheets 20 of A4 format.

1. Relevance of the work. The need to reduce noise performance during the operation of hydraulic gear pumps and motors by developing alternative methods of meshing is an urgent scientific task.

2. Scientific novelty of the work. The scientific novelty of the qualification work is highlighted in the synthesis of low-noise hydraulic machines with the functionality of a pump and motor with sinusoidal gearing on the basis of hydraulic pumps and motors with classical involute gearing, respecting the parameters to create a unified series.

3. Practical value of the work. The practical value of the work is that a design of a hydraulic pump with a sinusoidal gear and a gear cutting tool for its machining have been developed.

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

The modernization of hydraulic machines was aimed at ensuring their quiet operation. The following results have been achieved:

1. Reduction of dynamic loads on machine components, which helps to increase their service life.

2. Smoother running of parts, which ensures smoother operation and less wear.

Thus, the modernization made it possible to increase the operational reliability and life of the hydraulic equipment by reducing the noise load and optimizing the working processes. Diagnostics of hydraulic pumps, hydraulic motors equipped with sinusoidal gears were carried out. Diagnosis of hydraulic pumps and hydraulic motors equipped with sinusoidal gears was carried out.

A number of work safety issues were resolved and economic calculations were performed.

Key words: Sinusoidal gear, gear pump, functional performance, gear cutting tool.

Зміст

	Вступ.....	7
1	Загальна частина.....	9
2	Конструкторська частина.....	28
3	Дослідна частина.....	50
4	Економічна частина.....	67
	Висновки.....	78
	Список використаних джерел.....	80

ВСТУП

Машинобудування є однією з основних галузей нашої національної економіки. *Машинобудування* виробляє необхідну кількість засобів виробництва, а також деталей, вузлів і механізмів для їх ремонту та модернізації. Крім того, продукція *машинобудування* повністю відповідає своєму призначенню при найнижчій вартості та найвищій продуктивності,

Машинобудування - це не тільки заводи, які безпосередньо виробляють деталі та конструкції, збирають їх у певні вузли (двигуни, редуктори, сошки тощо) і далі збирають їх у машини (трактори, крани, сівалки тощо), необхідні для народного господарства. Є також конструкторські бюро, науково-дослідні інститути та лабораторії. Вони постійно розвиваються, щоб підвищити продуктивність виробництва і його економічну рентабельність (наприклад, зменшуючи витрату матеріалів, замінюючи їх більш перспективними і дешевими матеріалами і при цьому не погіршуючи результатів). Розробляються нові машини з вищою продуктивністю і точністю (наприклад, автоматичні, напівавтоматичні та верстати з ЧПУ). Також впроваджується роботизоване та конвеєрне виробництво, що полегшує ручну працю та зменшує втручання людини в технічні процеси.

Існуючі системи створення та реалізації проектів гідравлічних машин не є достатньо досконалими з ряду причин, таких як [1], а саме

- Відсутність достатньої уніфікації;
- Невиконання вимог до виробництва та зберігання, на які не впливають миттєві коливання потреб ринку; та
- Існують неповні конструкторські рішення, які не враховують вимоги до
- Навантаження деталей при термообробці.
- Точності обробки.

Дана система ефективна для крупносерійного виробництва.

Існуючі системи засновані на стихійному відтворенні аналогічних виробів відомих виробників. Однак при цьому не враховується той факт, що кожна

компанія враховує власні потреби і розробляє проекти, які не дублюють проекти конкурентів.

В результаті функціонально ідентичні машини можуть суттєво відрізнятися.

Повторення таких проектів в рамках одного виробника, АТ "Гідросила", може призвести до економічної кризи, оскільки відтворювати економічні показники малими партіями та створювати запасні запаси неможливо.

Єдиним виходом з цієї складної ситуації є застосування базового принципу уніфікації гідравлічних машин.

Цей принцип покликаний створити базовий об'єкт з постійним компонентним складом, з максимальною диференціацією змінних вузлів і агрегатів.

В основі цього принципу лежить механізм відокремлення складних, трудомістких елементів від відносно простих, менш трудомістких.

Цей принцип забезпечує гнучке виробництво гідравлічних машин завдяки гнучким методам проектування.

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1. Порівняльна схема функціонування зачеплення

Гідравлічні шестеренні машини з зачепленням, близьким до синусоїдального, виробляються рядом виробників гідравліки

Для вивчення досвіду виробництва подібних шестеренних машин на АТ «Гідросила» представлені два натурних взірця, а саме:

- фірми Marzocchi (Італія);
- фірми Bosch Rexroth (Німечина).

Напрямна зубців шестерні виконана, як гвинтова лінія, а утворююча визначається алгебраїчною кривою. Експлуатаційні переваги машин такого класу, відносно до традиційних з евольвентним зачепленням, наведені в різних публікаціях та джерелах компанії Bosch Rexroth [1,2,3,4,5].

На рис. 1 наведена схема функціонування евольвентного (а) і синусоїдального (б) зачеплень. Як бачимо зі схеми, евольвентному зачепленню притаманні комплект відокремлених ліній зачеплення кількості яких дорівнює кількості зубів. У той же час, синусне зачеплення має єдину лінію зачеплення, форма якої відповідає цифрі «8». Такий вид зачеплення вірогідніше всього забезпечує неперервність потоку, зниження пульсацій і рівня звукової потужності. Отже до переваг синусного зачеплення можна віднести:

- низький рівень звукової потужності;
- низькі значення динамічних навантажень і, як відповідність, підвищення ресурсу;
- відсутність розриву потоку робочої рідини;
- зниження пульсації ~75%;
- зниження рівня забрудненості за рахунок зменшення зрізання шарів металу при припрацюванні в процесі випробування.

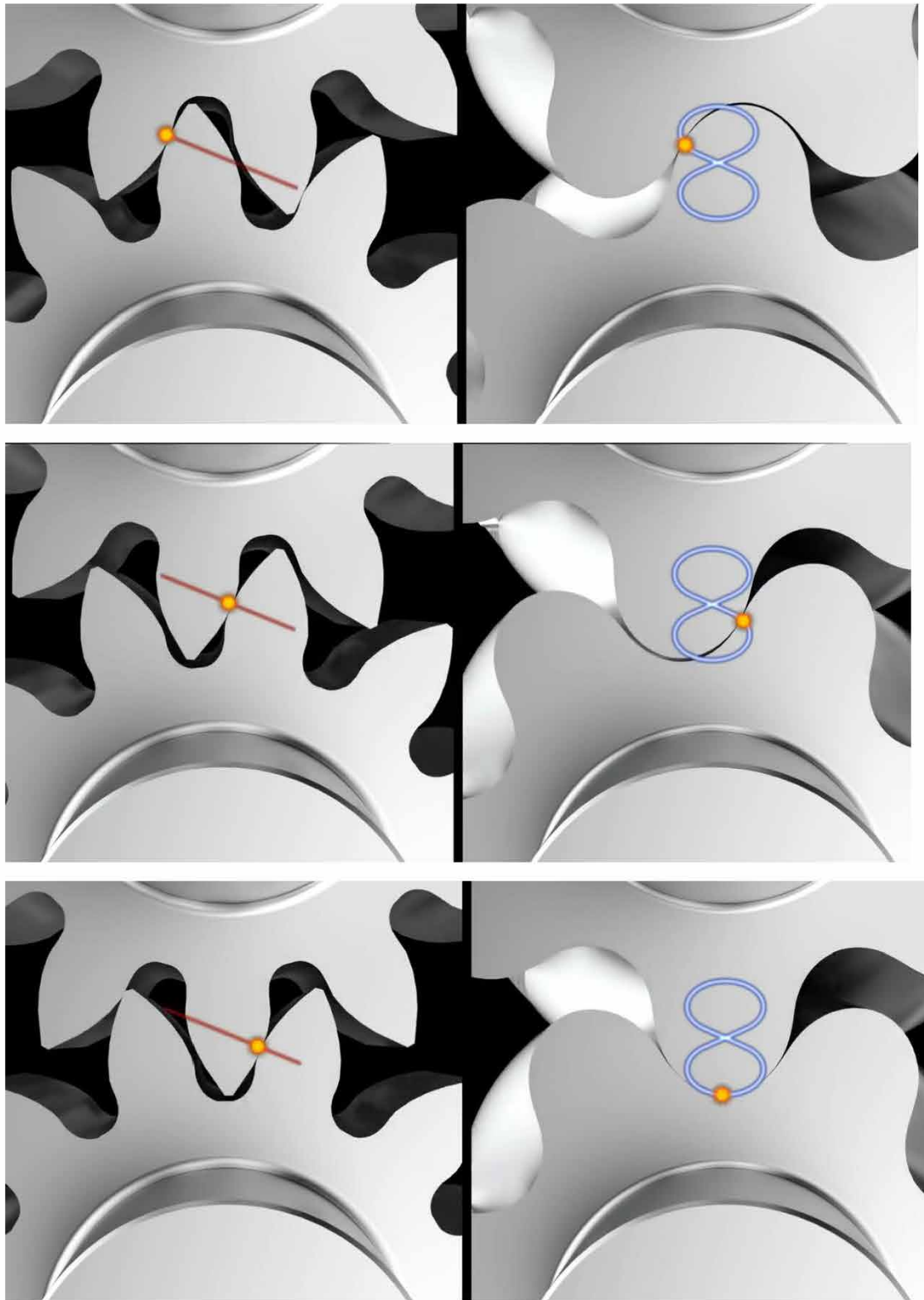


Рис. 1.1 Схема утворення лінії зачеплення

а) евольвентного зачеплення; б) синусоїдального зачеплення

Аналіз літературних джерел та патентів [6,7,8] вказує на те, що зачеплення профілів відбувається по загальноприйнятій схемі тобто обкат колової

синусоїдальної кривої одного зубчатого колеса сполучається з дискримінантною кривою іншого колеса.

У разі застосування комбінованого зачеплення, прийнятого в розглянутому вище, криві, що сполучаються змінюють свою геометрію в точці на основному колі. Вершина зуба до точки на основному колі виконана по круговій синусоїді, а ніжка зуба, що з'єднується з нею, виконана по дискримінантній кривій.

Але при цьому можливі варіанти з'єднання кривих, при яких неможливо забезпечити плавний перехід у точці з'єднання в результаті невизначеності описаних у патенті [6,7,8] параметричних рівнянь кривих, що з'єднуються щодо точок з'єднання. Тому потрібно дотримуватися умов, за яких кругова синусоїда і дискримінантна крива мають загальну дотичну в точці їх з'єднання на початковому колі.

Більш детально виконати аналіз характеристики витискаємого потоку рідини можливо при розробці спеціальних комп'ютерних методик моделювання процесу.

1.2. Аналіз та синтез геометрії робочого контуру

Розробка зачеплення зосереджена на створенні профілю зуба (рис. 1.2) без защемлених об'ємів, який може мати довільну кількість зубців. Координати точок профілю задаються функціональними залежностями $X=f(\varphi)$ та $Y=f(\varphi)$, що дозволяє розширити сферу застосування зачеплення та автоматизувати генерацію профілів зубчастих коліс [9].

Профіль зуба колеса в торцевому перерізі утворюється двома кривими: коловою синусоїдою, що формує виступ зуба, та дискримінантною кривою, що формує западину. Дискримінантна крива є огибаючою множини положень колової синусоїди при її обкатанні навколо початкового кола дискримінантної кривої. Точки сполучення кривих виступу та западини зуба лежать на початковому колі, а діаметри початкових кіл зубчастих коліс у зачепленні рівні.

Таким чином, запропонований підхід дозволяє створювати зачеплення з заданими параметрами профілю зуба без защемлених об'ємів, що розширює функціональні можливості та сприяє автоматизації процесу проектування

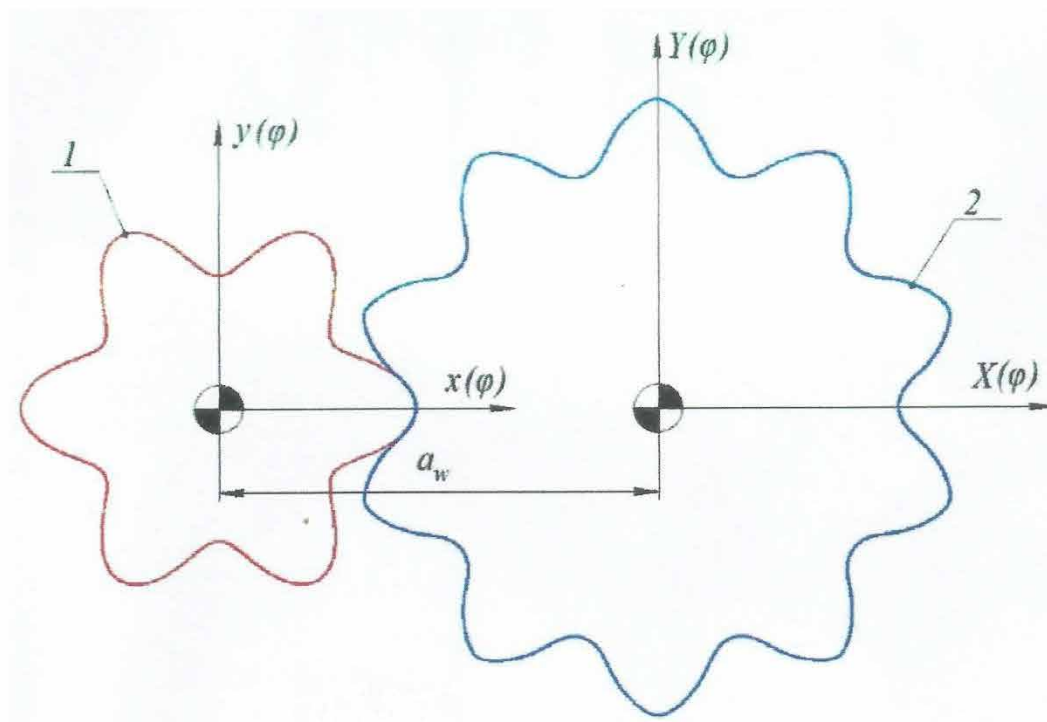


Рис. 1.2 Синусоїдальне зачеплення

1 – синусоїдальна крива; 2 – спряжена крива

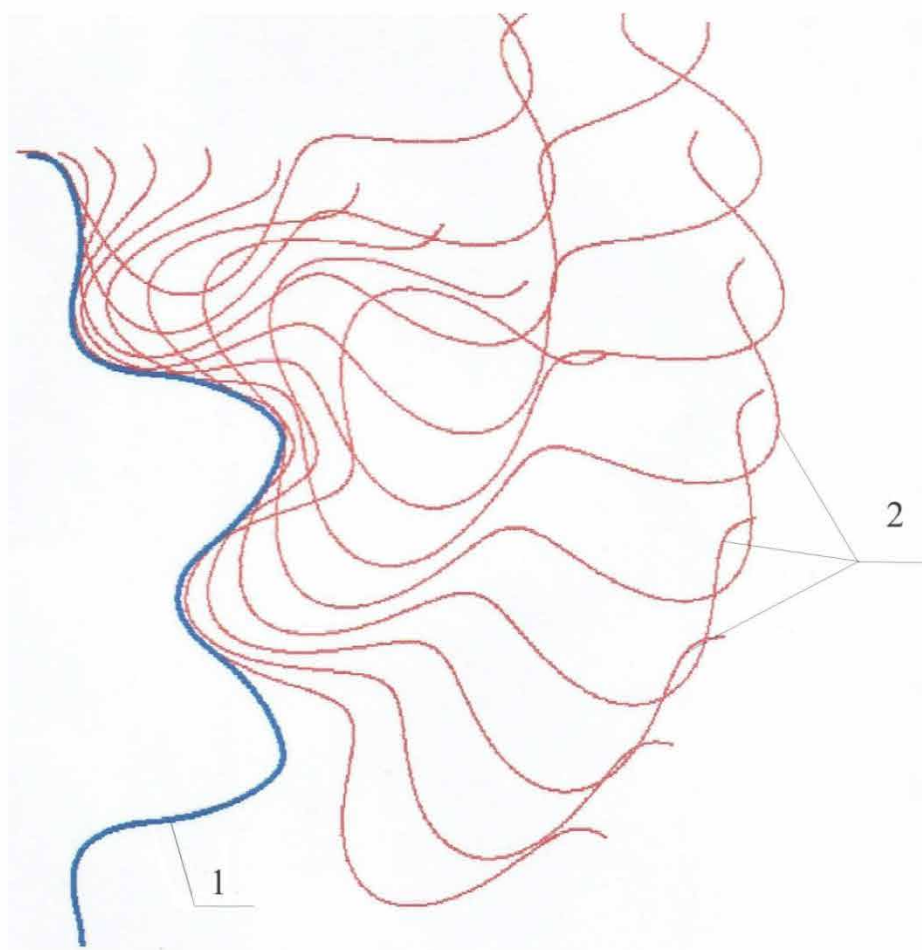


Рис. 1.3 Сімейство синусоїдальних кривих та їх огибаюча

1 – спряжений контур; 2 – сімейство огинаючих вихідного контуру.

У наступному кроці здійснюється генерування спряженого контуру профілю (рис. 1.3). Цей контур формується як огинаюча сімейства положень вихідного контуру 2 під час взаємного обкатування центроїд шестерень. Результати математичного моделювання процесу генерації огинаючої представлені на рис.1.3.

Іншими словами, для отримання спряженого профілю зубця використовується метод огинаючих. Вихідний контур 2 послідовно обкатується навколо центроїд шестерень, утворюючи при цьому сімейство проміжних положень. Огинаюча цього сімейства положень і є шуканим спряженим контуром профілю, геометрія якого забезпечує правильне зачеплення зубців.

Математичне моделювання дозволяє розрахувати точні координати точок огинаючої за допомогою відповідних функціональних залежностей і візуалізувати отриманий профіль зубця, як показано на рис. 1.3. Такий підхід забезпечує високу точність профілювання та можливість автоматизації процесу генерування спряжених контурів. Сімейство вихідних контурів описуються наступними рівняннями:

$$X(\varphi, \psi) = a_w \cdot \cos(\psi) - x(\varphi) \cdot \cos(n \cdot \psi) + y(\varphi) \cdot \sin(n \cdot \psi) \quad (1.1)$$

$$Y(\varphi, \psi) = a_w \cdot \sin(\psi) - y(\varphi) \cdot \cos(n \cdot \psi) - x(\varphi) \cdot \sin(n \cdot \psi) \quad (1.2)$$

де $n = \frac{z+Z}{z}$ – коефіцієнт;

ψ – параметр, визначаючий положення контуру $x(\varphi)$ $y(\varphi)$ у множині сімейства.

Умови існування огинаючого сімейства кривих базується на відомій теоремі диференціальної геометрії, яка стверджує, що точки згинаючої належать множині, в якій дискримінанта сімейства кривих рівна нулю:

$$\frac{\partial x}{\partial \psi} \cdot \frac{\partial y}{\partial \varphi} - \frac{\partial x}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial y}{\partial \psi} = 0 \quad (1.3)$$

Рішення рівняння (1.3) дає залежність $\psi = \psi(\varphi)$, визначаючи взаємозв'язок параметра φ , який визначає положення точки контуру і параметра множини сімейства ψ . Таким чином, рівняння спряженої огинаючої приймають вид:

$$X(\varphi) = a_w \cdot \cos(\psi(\varphi)) - x(\varphi) \cdot \cos(n \cdot \psi(\varphi)) + y(\varphi) \cdot \sin(n \cdot \psi(\varphi)) \quad (1.4)$$

$$Y(\varphi) = a_w \cdot \sin(\psi(\varphi)) - y(\varphi) \cdot \cos(n \cdot \psi(\varphi)) - x(\varphi) \cdot \sin(n \cdot \psi(\varphi)) \quad (1.5)$$

У випадку, коли число зубців z дорівнює Z , детальний розгляд (рис. 1.4) показує, що профілі не є ідентичними. Це створює складність у процесі виготовлення таких шестерень, оскільки потрібно два різних інструменти. Для усунення цієї проблеми пропонується об'єднати два контури та створити новий єдиний профіль.

Сутність об'єднання полягає в тому, що новий профіль включає виступ вихідної кривої та западину спряженої кривої. В результаті утворюється взаємооб'ємна огинаюча, яку можна використовувати в парі насосів зачеплення. При цьому для виготовлення пари знадобиться лише один спільний інструмент [11].

Таким чином, шляхом об'єднання вихідного та спряженого контурів вдається отримати єдиний уніфікований профіль зубця, придатний для обох шестерень передачі. Це спрощує технологічний процес виробництва, оскільки замість двох різних ріжучих інструментів достатньо одного, що забезпечує взаємну обгинаючи форму зубців. В якості вихідного контуру для проектування зачеплення, використовується крива, яка задається параметричними рівняннями:

$$x(\varphi) = k \cdot (z + f \cdot \cos(\varphi)) \cdot \cos\left(\frac{\varphi}{z}\right) \quad (1.6)$$

$$y(\varphi) = k \cdot (z + f \cdot \cos(\varphi)) \cdot \sin\left(\frac{\varphi}{z}\right) \quad (1.7)$$

де k - масштабний коефіцієнт зачеплення;

z - кількість зубів шестерні;

f - коефіцієнт висоти зуба;

φ - кутовий параметр побудови.

Міжцентрова відстань в зачепленні a_w визначається за формулою:

$$a_w = k \cdot (z + Z) \quad (1.8)$$

де Z - кількість зубів спряженого колеса, утворюючого зачеплення.

З точки зору математичного опису, для побудови повного початкового контуру профілю зубця використовується кутовий параметр φ , область визначення якого лежить у межах від 0 до $360 \cdot z$ градусів [12].

Проте контури, сформовані на основі колової синусоїди, демонструють наявність інтерференції (взаємного перетину) в зачепленні (рис. 1.4). Існування інтерференції призводить до виникнення динамічних навантажень під час роботи зубчастої передачі. Тому для усунення цього негативного явища передбачається коригування форми профілю [12].

Іншими словами, незважаючи на те, що геометрія профілів визначається параметричними рівняннями з обмеженою областю значень кута φ , результуючі контури можуть створювати інтерференцію при зачепленні. Це є небажаним з точки зору динамічних характеристик передачі. Для покращення ситуації вихідні профілі підлягають додатковому коригуванню шляхом модифікації їх форми.

Такий підхід дозволяє уникнути негативних наслідків перетину зубців і забезпечити більш плавний і м'який режим роботи зубчастої передачі.

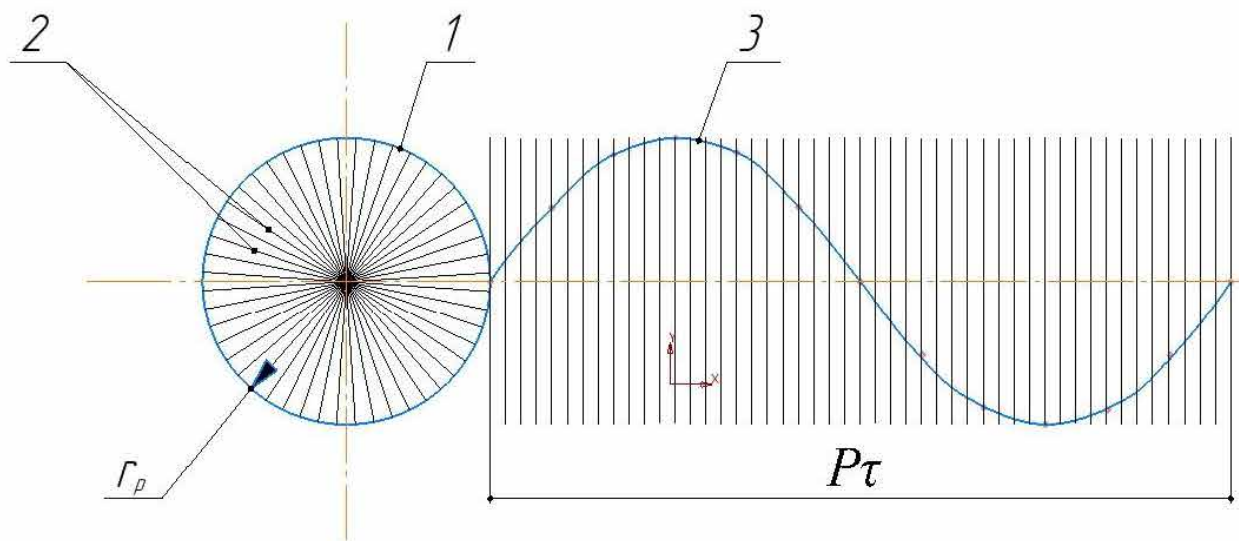


Рис. 1.4 Схема побудови розвертки профілю в торцевій площині по схемі marzocchi (М 10:1)

1 – крокове коло; 2 – радіальні профілі; 3 – контур розвертки профілю;
 r_p - радіус крокового кола; $P\tau$ – торцевий крок.

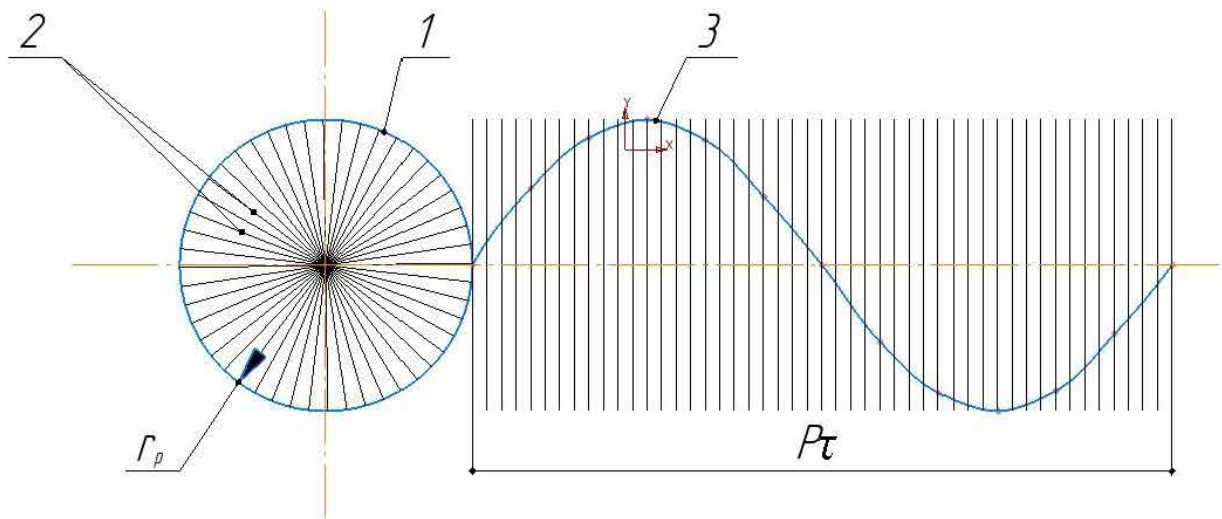


Рис. 1.5 Схема побудови розвертки профілю в торцевій площині по схемі bosch (М 10:1)

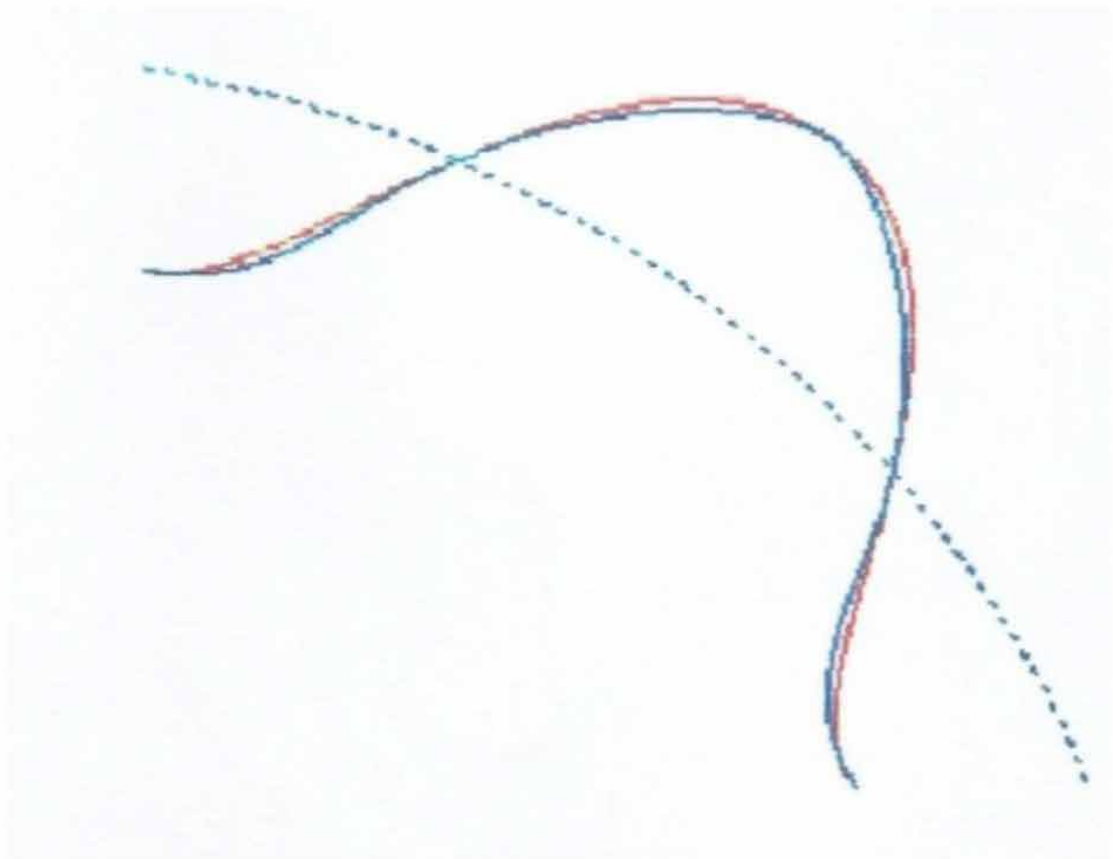


Рис.1.6. Інтерференція вихідного і спряженого профілів

Суть корегування пояснюється кресленнями, де на рис. 1.7 показано загальний вигляд зачеплення в торцевому перерізі; на рис. 1.8 показано множину положень кругової синусоїди та її огибаючу; на рис. 1.9 зображено суміщення

кругової синусоїди і дискримінантної кривої; на рис. 1.9 зображена остаточна форма зуба, зображено зачеплення коліс з гвинтовою формою зуба.

У цьому тексті описується зачеплення коліс шестеренної гідромашини без защемленого об'єму, яке утворюється двома зубчастими колесами 1 і 2 (рис. 1.7). Профіль зубця кожного колеса в торцевому перерізі складається з двох кривих:

1. Колова синусоїда 1, що описує виступ зубця.
2. Дискримінантна крива 2, що описує западину зубця.

Дискримінантна крива 2 формується як огинаюча множини положень колової синусоїди 3 при її обкатанні навколо початкового кола 6 дискримінантної кривої 4.

Точки T1 і T2 сполучення кривих виступу 1 і западини 2 зубця лежать на початкових колах обох профілів. При цьому діаметри цих початкових кіл 5 для зубчастих коліс у зачепленні рівні.

Таким чином, запропонована конструкція зачеплення передбачає формування профілю зубця за допомогою двох кривих - синусоїдальної для виступу та дискримінантної для западини. Остання є огинаючою колової синусоїди при певному законі її обкатання. Така геометрія забезпечує відсутність защемлених об'ємів і дозволяє реалізувати плавне зачеплення зубців. Колова синусоїда 1 задається параметричними рівняннями:

$$x(\varphi) = m \cdot (Z + \lambda \cdot f(\varphi)) \cdot \cos\left(\frac{\varphi}{Z}\right) \quad (1.9)$$

$$x(\varphi) = m \cdot (Z + \lambda \cdot f(\varphi)) \cdot \sin\left(\frac{\varphi}{Z}\right) \quad (1.10)$$

де m - модуль зачеплення;

Z - кількість зуб'їв колеса;

λ - коефіцієнт висоти зуба;

$f(\varphi)$ - функція, що може приймати значення $\sin(\varphi)$, $\cos(\varphi)$, $\arctg(\cos(\varphi))$;

φ - кутовий параметр побудови;

Міжосьова відстань a_w визначається за формулою:

$$a_w = 2 \cdot m \cdot Z \quad (1.11)$$

Діаметри початкових кіл коліс зачеплення визначатимуться за формулою:

$$d_0^1 = d_0^2 = 2 \cdot m \cdot Z \quad (1.12)$$

Область визначення кутового параметру φ для побудови повного профілю 3, лежить в межах $0 \dots 360 \cdot Z$. Дискримінантна крива 4 описується наступними параметричними рівняннями:

$$X(\varphi) = a_w \cdot \cos(\psi(\varphi)) - x(\varphi) \cdot \cos(2 \cdot \psi(\varphi)) + y(\varphi) \cdot \sin(2 \cdot \psi(\varphi)) \quad (1.13)$$

$$Y(\varphi) = a_w \cdot \sin(\psi(\varphi)) - y(\varphi) \cdot \cos(2 \cdot \psi(\varphi)) - x(\varphi) \cdot \sin(2 \cdot \psi(\varphi)) \quad (1.14)$$

де $\psi(\varphi)$ - функція зв'язку параметру φ , який визначає положення точки кругової синусоїди 1 і параметру ψ , який визначає положення кривої 1 із множини.

Для формування профілю зуба (рис. 1.9) криві 1 і 2 необхідно сумістити таким чином, щоб вони мали спільний центр початкових кіл. Потім виконуються наступні операції:

1. На проміжку між точками T1 і T2 відтинається ділянка дискримінантної кривої 2.
2. На ділянках між точками T1-T4 та T2-T3 відтинаються ділянки кривої 3.
3. Ділянки кривих, що залишилися після відтинання, формують остаточний профіль зуба на проміжку $360^\circ/Z$.

Іншими словами, для отримання бажаного профілю зубця здійснюється наступна процедура:

- 1) Криві, що описують виступ (1) і западину (2) зубця, центруються відносно спільного початкового кола.
- 2) З дискримінантної кривої (2) вирізається сегмент між точками T1 і T2.
- 3) З колової синусоїди (3) вирізаються сегменти між T1-T4 та T2-T3.
- 4) Залишені після вирізання фрагменти кривих 1 і 2 формують остаточний профіль зубця в межах кута $360^\circ/Z$, де Z - число зубців.

Такий спосіб обробки вихідних кривих дозволяє сформувати замкнутий профіль зубця заданої форми для використання в зубчастому зачепленні [9].

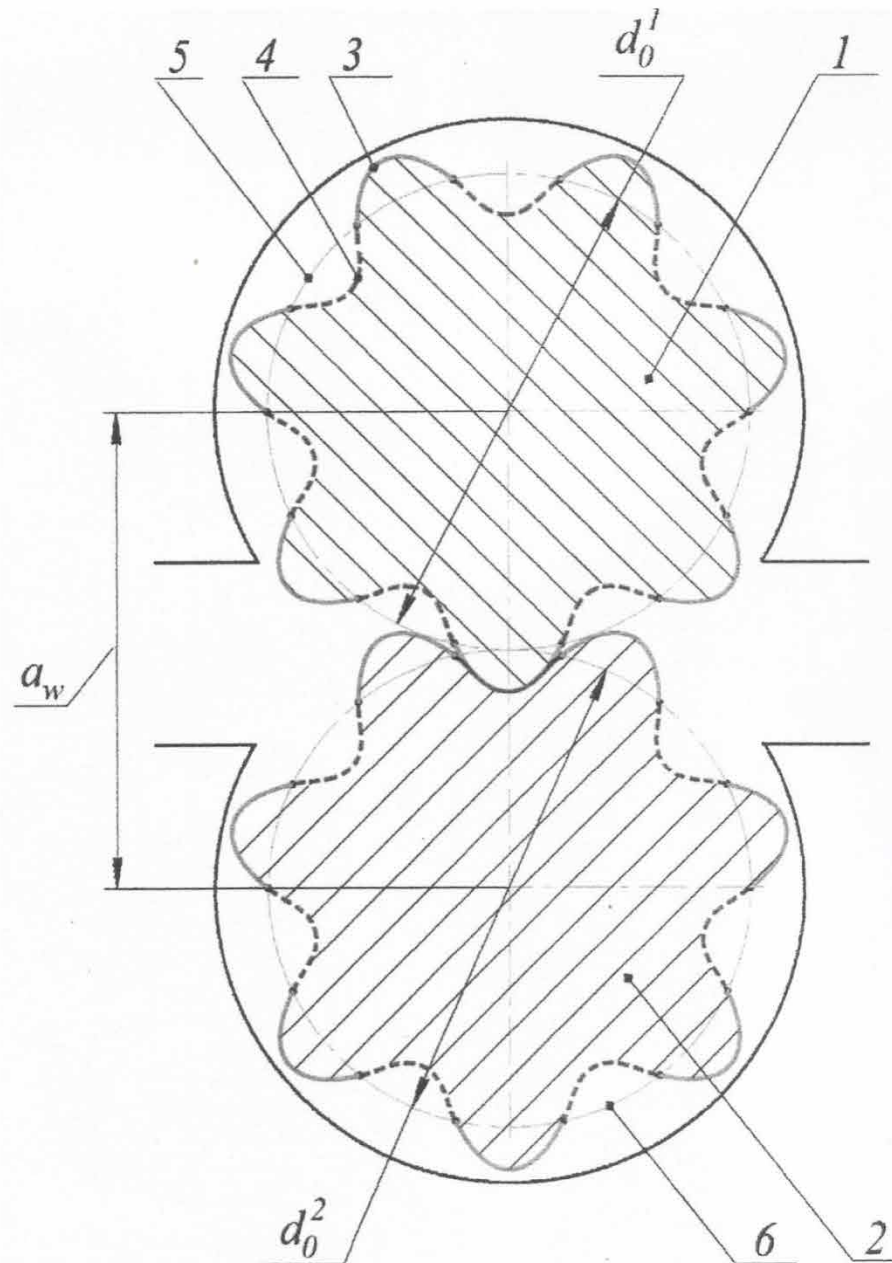


Рис. 1.7 Синтез зачеплення

1,2 – спряжені зубчаті колеса; 3 – колова синусоїда; 4 – дискримінантна крива; 5,6 – початкові кола; a_w – міжцентрова відстань; d_{o1} , d_{o2} – діаметри початкових кіл

Для зменшення шумового та вібраційного навантаження під час роботи зачеплення, доцільно надати йому гвинтової форми. Це забезпечить зачепленню позитивні властивості, характерні для передач із криволінійними зубцями.

Однією з переваг запропонованого зачеплення є можливість створення зубчастих коліс із довільними конструктивними параметрами, без обмежень за кількістю зубців та габаритними розмірами. Це дозволяє розширити сферу застосування такого зачеплення.

Крім того, конфігурація зубців коліс забезпечує плавний рух та відсутність герметично відокремлених об'ємів рідини в міжзубних камерах, на відміну від евольвентних передач. Це сприяє зниженню пульсацій робочої рідини.

Таким чином, надання гвинтової форми запропонованому зачепленню, окрім зменшення шуму та вібрацій, дозволяє реалізувати низку додаткових переваг:

- Гнучкість у виборі конструктивних параметрів зубчастих коліс
- Розширення області застосування
- Забезпечення плавного ходу
- Відсутність герметично замкнених міжзубних камер
- Зниження пульсацій робочого середовища

Все це робить гвинтове зачеплення перспективним для використання в різних гідравлічних машинах та механізмах.

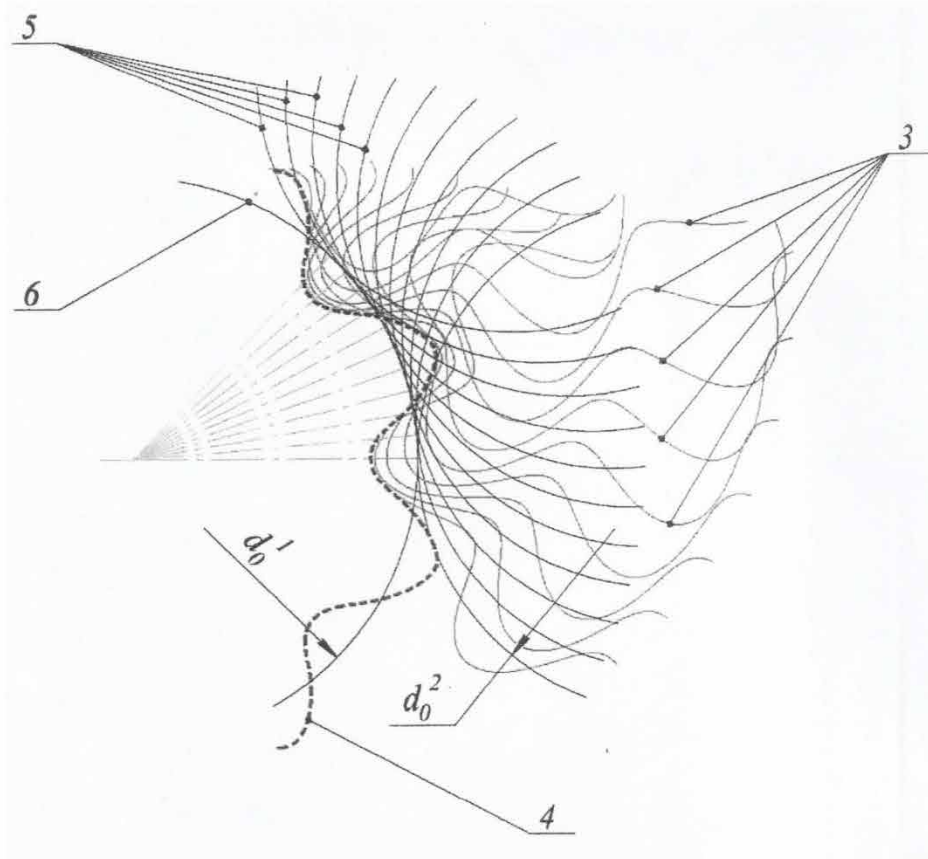


Рис. 1.8. Генерування спряженого контуру профіля круговою синусоїдою

1 – спряжений контур ; 2 – сімейство огибаючих кругової синусоїди.

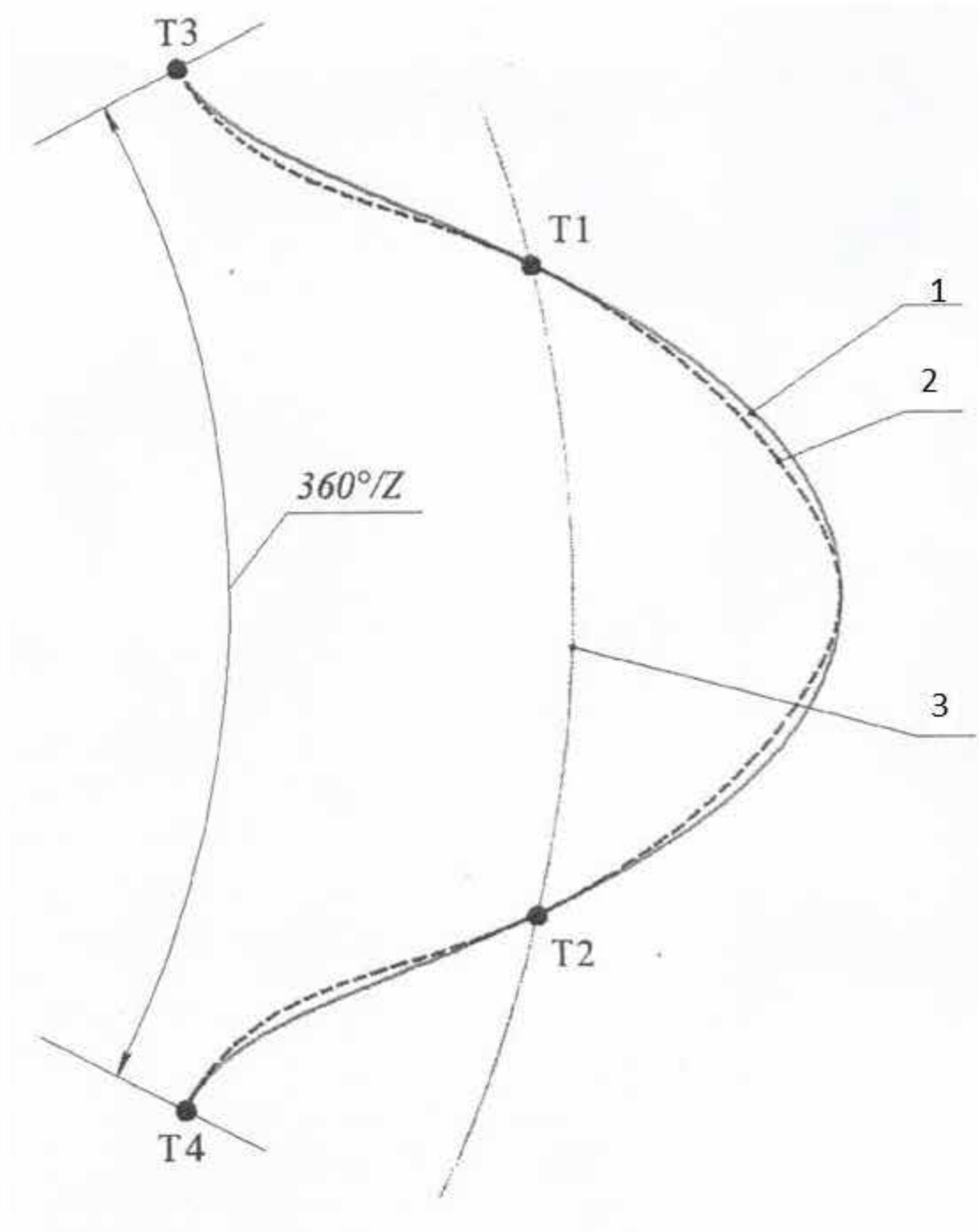


Рис. 1.9 Схема суміщення кругової синусоїди та дискримінантної кривої
1 – колова синусоїда; 2 – дискримінантна крива; 3 – початкове коло.

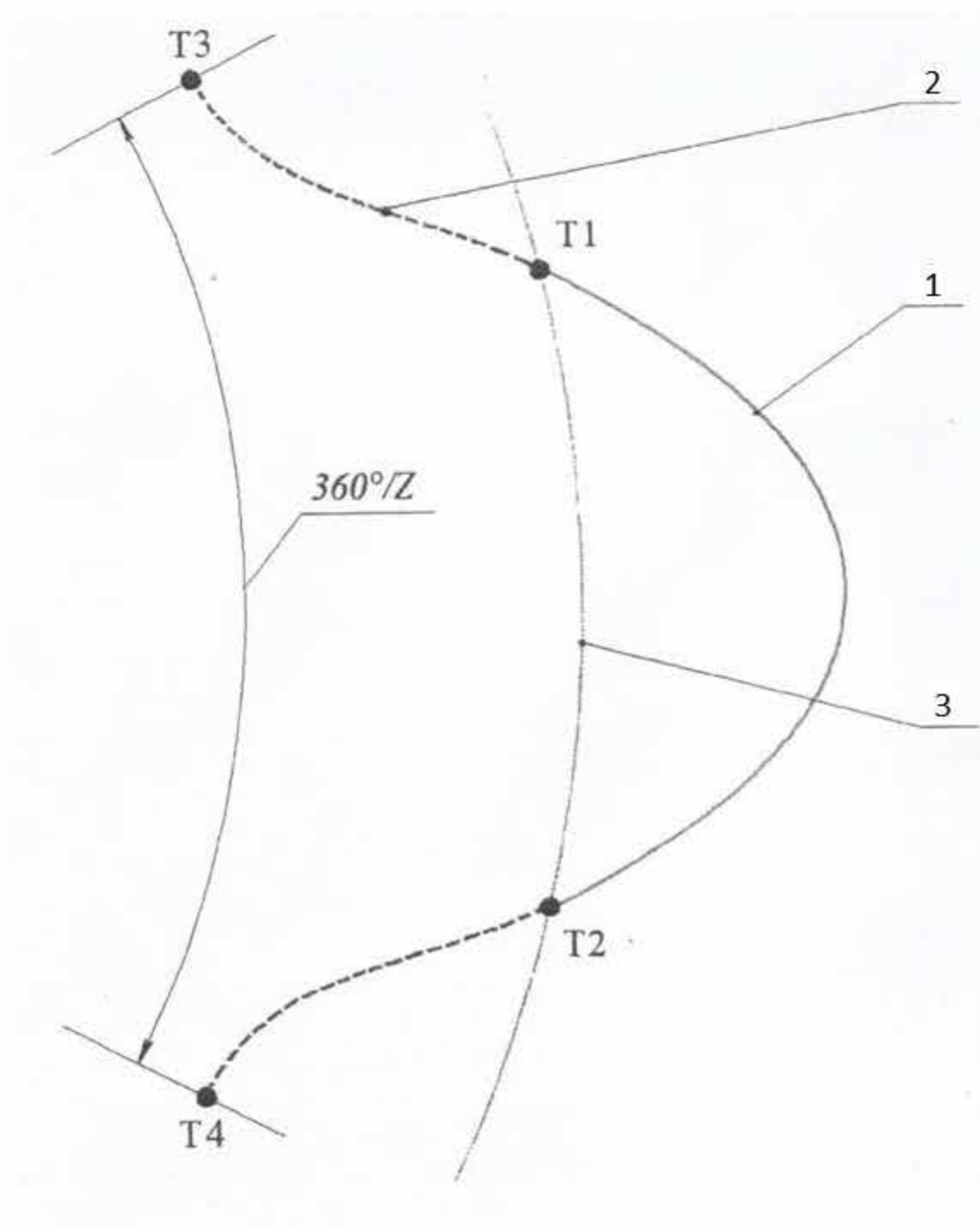


Рис. 1.10 Остаточний контур зуба

1 – колова синусоїда; 2 - дискримінантна крива; 3 – початкове коло.

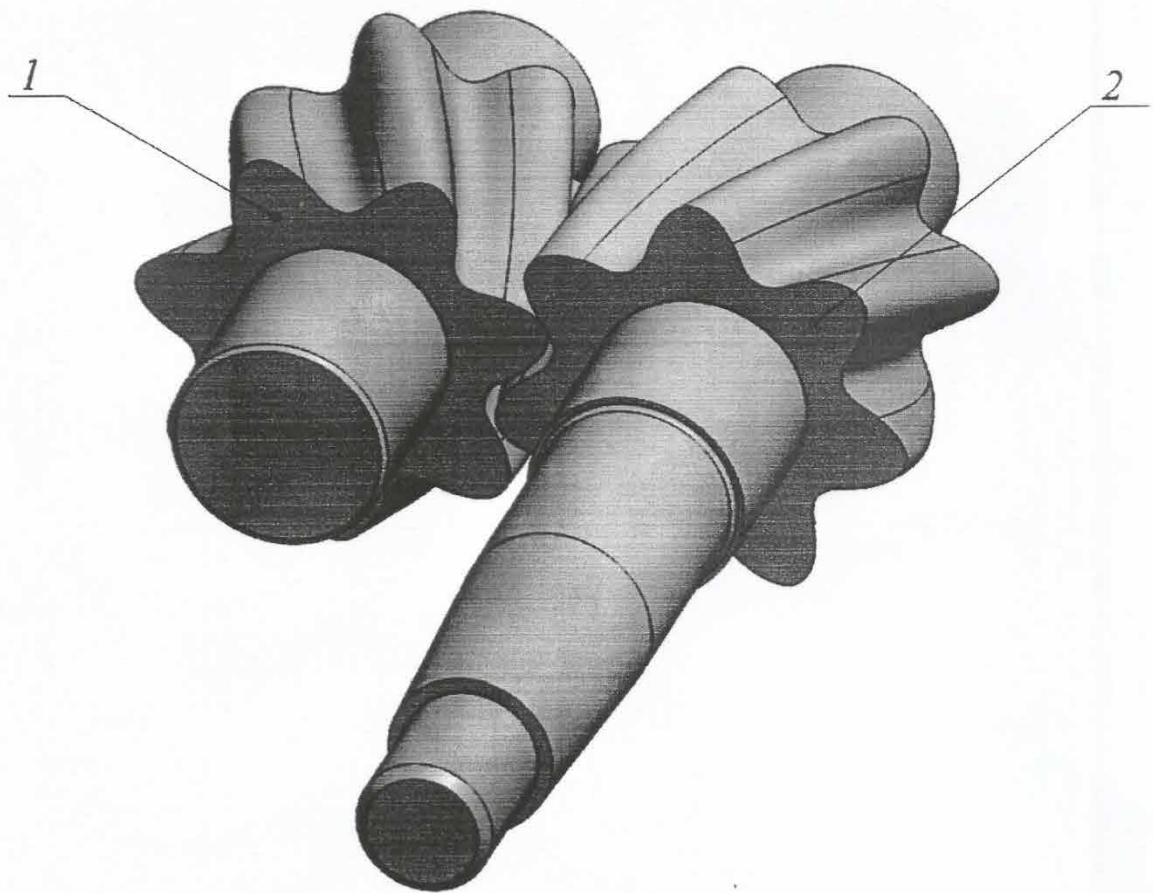


Рис. 1.11 Зовнішній вигляд синтезованої передачі

1 – ведена шестерня; 2 – ведуща шестерня

В якості результату приведені розрахунки для насосного зачеплення насосів. Вихідні данні були отримані в результаті виміру натурального зразка:

- зовнішній діаметр вінця $D_{\text{зовн}}=37\text{мм}$
- внутрішній діаметр вінця $D_{\text{вн}}=26\text{мм}$
- шаг гвинтової поверхні вінця $t=250\text{мм}$
- число зубів $z=Z=7$

На основі цих даних були вираховані коефіцієнти для параметричних рівнянь:

- масштабний коефіцієнт зачеплення $k=2.25$
- коефіцієнт висоти зуба $f=1.2222$
- міжцентрова відстань $a_w=31,5$

На основі рівнянь (1.1) (1.2) і (1.7) (1.8) були побудовані і суміщені профілі з наступним імпортом в CAD-систему SolidWorks, де було виконано побудову

гвинтового зубчатого вінця і виміри необхідних конструктивних параметрів:

- довжина загальної нормалі по 2м зубам $W_1=19,64\text{мм}$
- довжина загальної нормалі по 3м зубам $W_2=30\text{мм}$
- кут підйому гвинтової лінії по середньому діаметру (31,5мм)-
 $21^\circ 38'$

Також був вирахований об'єм однієї впадини з урахуванням гвинтової лінії і висоти вінця 27,5мм, який склав $1,132\text{ см}^3$.

Ескіз зачеплення з вказанням основних параметрів приведений на рис.1.12. Також були вираховані координати контуру половини зуба, який достатньо для побудови повного зачеплення. Принцип побудови показаний на рис. 1.13, а координати приведені в таблиці 2.1.

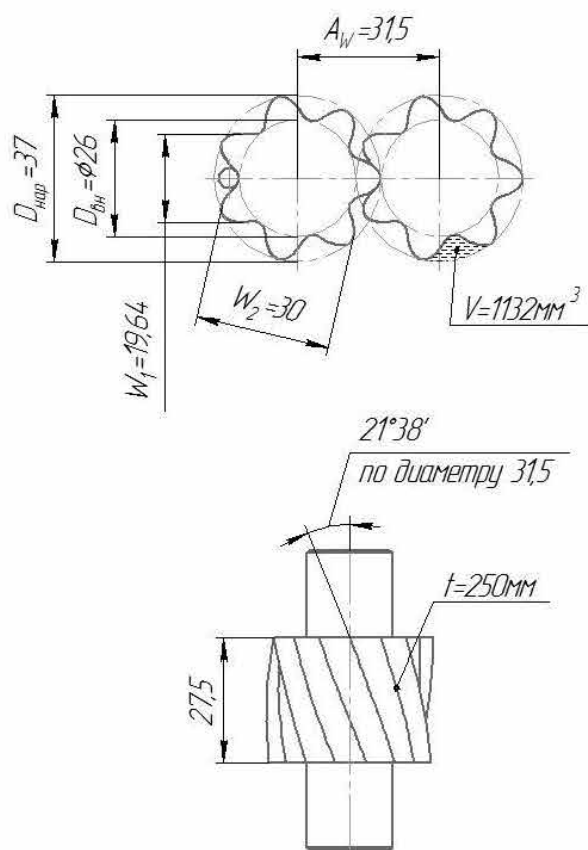


Рис. 1.12. Параметри гвинтової синусоїдального зачеплення, отримання на основі виміру натурального зразка.

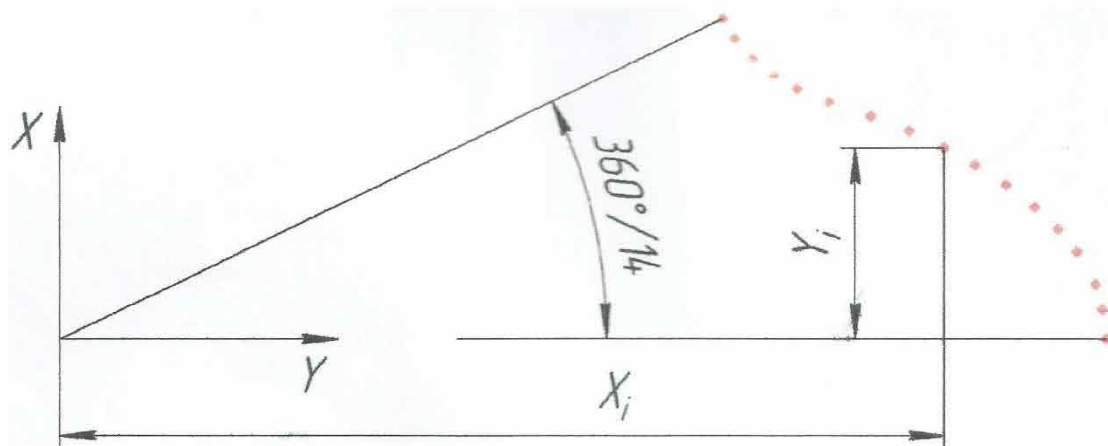


Рис. 1.13 Побудова відрізка профілю по координатам

Таблиця 1.1.

Точка 1 X=18,500мм Y=0.000 мм	Точка 21 X=16,981мм Y=2,516 мм
Точка 2 X=18,496мм Y=0.138 мм	Точка 22 X=16,854мм Y=2,612 мм
Точка 3 X=18,483мм Y=0.273 мм	Точка 23 X=16,724мм Y=2,706 мм
Точка 4 X=18,464мм Y=0.399 мм	Точка 24 X=16,590мм Y=2,798 мм
Точка 5 X=18,435мм Y=0.536 мм	Точка 25 X=16,454мм Y=2,887 мм
Точка 6 X=18,398мм Y=0.673 мм	Точка 26 X=16,316мм Y=2,975мм
Точка 7 X=18,352мм Y=0.809 мм	Точка 27 X=16,175мм Y=3,060 мм
Точка 8 X=18,292мм Y=0.959 мм	Точка 28 X=16,032мм Y=3,144 мм
Точка 9 X=18,222мм Y=1,107 мм	Точка 29 X=15,906мм Y=3,215 мм
Точка 10 X=18,151мм Y=1,239 мм	Точка 30 X=15,760мм Y=3,295 мм
Точка 11 X=18,062мм Y=1,384 мм	Точка 31 X=15,632мм Y=3,363 мм
Точка 12 X=17,965мм Y=1,527 мм	Точка 32 X=15,485мм Y=3,440 мм
Точка 13 X=17,848мм Y=1,681 мм	Точка 33 X=15,337мм Y=3,514 мм

Точка 14 X=17,732мм Y=1,819 мм	Точка 34 X=15,173мм Y=3,592 мм
Точка 15 X=17,634мм Y=1,928 мм	Точка 35 X=15,015мм Y=3,663 мм
Точка 16 X=17,531мм Y=2,034 мм	Точка 36 X=14,846мм Y=3,734 мм
Точка 17 X=17,437мм Y=2,126 мм	Точка 37 X=14,684мм Y=3,799 мм
Точка 18 X=17,339мм Y=2,217 мм	Точка 38 X=14,514мм Y=3,863 мм
Точка 19 X=17,224мм Y=2,319 мм	Точка 39 X=14,336мм Y=3,926 мм
Точка 20 X=17,104мм Y=2,418 мм	Точка 40 X=14,151мм Y=3,989 мм
Точка 41 X=13,971мм Y=4,049 мм	Точка 52 X=12,343мм Y=4,842 мм
Точка 42 X=13,768мм Y=4,117 мм	Точка 53 X=12,233мм Y=4,393 мм
Точка 43 X=13,591мм Y= 4,179мм	Точка 54 X=12,139мм Y=5,032 мм
Точка 44 X=13,428мм Y=4,239 мм	Точка 55 X=12,060мм Y=5,117 мм
Точка 45 X=13,291мм Y=4,293 мм	Точка 56 X=11,986мм Y=5,206 мм
Точка 46 X=13,167мм Y=4,346 мм	Точка 57 X=11,926мм Y=5,285 мм
Точка 47 X=13,029мм Y=4,409 мм	Точка 58 X=11,869мм Y=5,367 мм
Точка 48 X=12,876мм Y=4,486 мм	Точка 59 X=11,824мм Y=5,436 мм
Точка 49 X=12,739мм Y=4,564 мм	Точка 60 X=11,782мм Y=5,508 мм
Точка 50 X=12,604мм Y=4,648 мм	Точка 61 X=11,742мм Y=5,581 мм
Точка 51 X=12,471мм Y=4,741 мм	Точка 62 X=11,713мм Y=5,641 мм

З метою оцінки функцій цих показників створення передачі були визначені швидкості ковзання утворених показників [11].

При цьому було розглянуто два варіанти взаємодіючих профілів, в тому

числі:

- Профіль із збільшеними кутами тиску (рис.1.18а)
- Профілі із зменшеними кутами тиску (рис. 1.18б)

Відповідно до побудованих схем швидкостей можна зробити висновок:

- Схема рис. 1.18а має менші значення відносних швидкостей ковзання, та плавний перехід при зміні вектору відносної швидкості ковзання;
- Схема рис. 1.18б має більші значення відносних швидкостей ковзання та наявність ступеневого переходу в зоні зміни векторів відносної швидкості ковзання

Контур зуба Marzocchi (рис. 1.18а) має деякі переваги, в тому числі:

- Менші абсолютні значення швидкостей ковзання
- Більш плавний перехід в зоні початкового кола

Відповідно до утвореної методики здійснено розрахунки синусних передач для створення уніфікованого ряду.

РОЗДІЛ 2

КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

2.1 Конструкція насосу шестеренного з синусним зачепленням

Призначення об'єкту іспитів.

Насоси шестеренні призначені для нагнітання робочої рідини в гідросистеми різних типів [6].

Опис об'єкта випробувань.

Насоси шестеренні призначені для нагнітання робочої рідини в гідросистеми різних типів.

У корпусі 1 еліптичної форми розміщені підшипники - ущільнювачі 5 в кількості 4-х штук, в отворах яких базуються шестеренні, ведуча 3 і ведена 7. Корпус закривається кришкою 2, яка має отвір для виходу шліцьової частини ведучої шестерні.

У насосі передбачені ущільнення, які забезпечують його зовнішню герметичність, наприклад вихідний вал 3 ущільнений манжетою 4.

Крім зовнішньої герметичності в насосі повинна бути забезпечена внутрішня герметичність, яка необхідна для забезпечення функціонування.

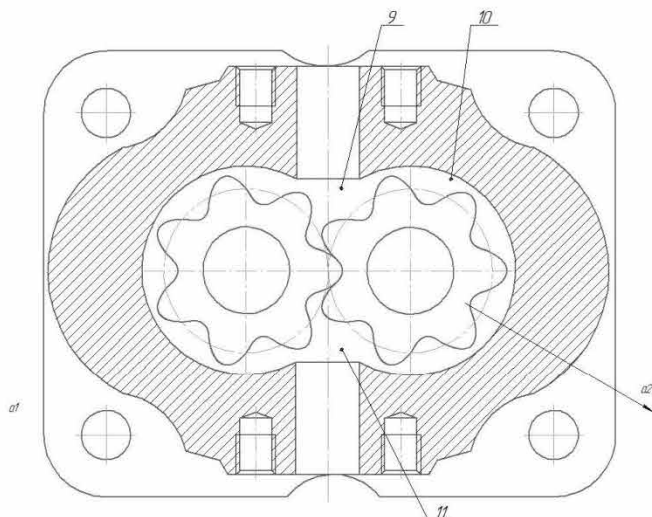
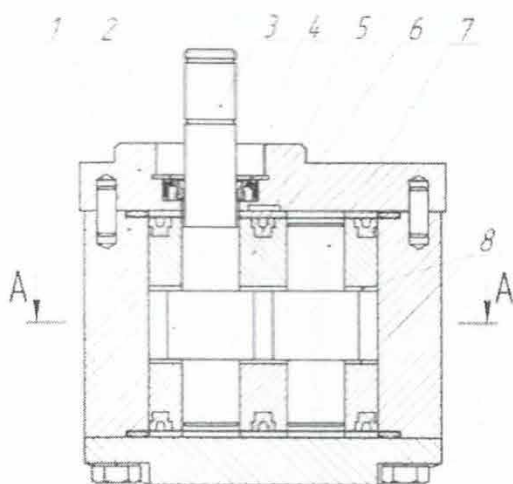


Рис. 2.1. Насос шестеренний

1 - корпус; 2 - кришка; 3 - ведуча шестерня; 4 - ущільнювач вихідного кінця вала; 5 - підшипник; 6 - манжета торцевого ущільнення; 7 - ведена шестерня; 8 - торцеві зазори; 9 - зона нагнітання; 10 - радіальний зазор; 11 - зона всмоктування

Принцип дії насоса.

При обертанні шестерень 3 і 7 їх зуб'я взаємодіють таким чином, що насос поділяється площиною X - X на дві частини 9 і 11. У зоні 9 має місце зменшення об'ємів між зубових западин при обертанні шестерень по стрілках, а в зоні 11 навпаки збільшення.



При збільшенні між зубових западин (в умовах герметичності системи) в зоні 11 буде створюватись від'ємний тиск, або розрядження, за рахунок чого буде виникати всмоктування робочої рідини. У зоні 9 навпаки буде створюватись тиск за рахунок зменшення між зубових западин.

Таким чином за рахунок наявності перепаду тиску між зонами 9 і 11 створюється неперервний потік робочої рідини. Але враховуючи наявність зазорів у насосі, торцевих 8, і радіальних 10, частина рідини буде повертатися в зону всмоктування знижуючи таким чином ККД насосу.

З метою зменшення зазорів підшипники - ущільнювачі 5, виконані таким чином, що в процесі роботи насосу вони постійно підтискаються до торців шестерень, ліквідуючи таким чином торцеві зазори 8. Крім того передбачена можливість радіального переміщення підшипників 5 з шестернями 3 і 7 в напрямку векторів $\vec{a}_2$ таким чином, що радіальний зазор 10 теж ущільнюється.

Оціночні показники насоса.

Насос має оціночні показники, які характеризують його роботу.

Робочий об'єм, см^3 - розрахункове значення робочого об'єму камери насосу, яке характеризує вихід робочої рідини за один оберт шестерень.

Частота обертання, п, хв^{-1} - номінальні та екстремальні значення частот обертання в межах яких насос може функціонувати.

Робочий тиск, p , МПа- тиск на виході насосу при якому забезпечується максимальна його працездатність.

Коефіцієнт подачі, K_d - відношення значення фактичного об'єму витісненої робочої рідини в одиницю часу, або при заданій кількості обертів, до теоретичного значення цього параметру.

Коефіцієнт корисної дії, η , % - відношення фактичних значень витрат потужності до розрахункових.

Потужність, N - номінальне значення потужності для кожного відповідного значення p , <3 , п. [6].

2.2. Конструкція мотору шестеренного з синусним зачепленням

Гідравлічні мотори призначені для створення крутного моменту за рахунок подачі робочої рідини [6].

Існують основні три класи гідравлічних моторів:

- плунжерні або поршневі;
- пластинчасті або лопатні;
- шестерні.
-

Опис об'єкту випробувань

Конструкція моторів шестеренних (МШ) повторює конструкцію насосів шестеренних, тому опис конструктивного виконання згідно з розділом 1.3.1.

Принцип дії МШ

Із схеми рис. 1 видно, що робоча рідина, яка підведена від насоса в порожнину ос утворює тиск p на евольвентні поверхні зуб'їв шестерен. З урахуванням дотримання герметичності порожнинна тиск p на евольвентні поверхні зуб'їв утворює колову силу, яка в свою чергу, утворює крутний момент.

Оціночні показники МШ

Головним оціночним показником МШ є кореляційна залежність параметрів:

- об'ємної подачі $\text{дм}^3/\text{хв.}$;
- частоти обертання $n, \text{с}^{-1}$;
- крутного моменту $M, \text{н-м}$;
- перепаду тиску $\Delta p, \text{МПа}$.

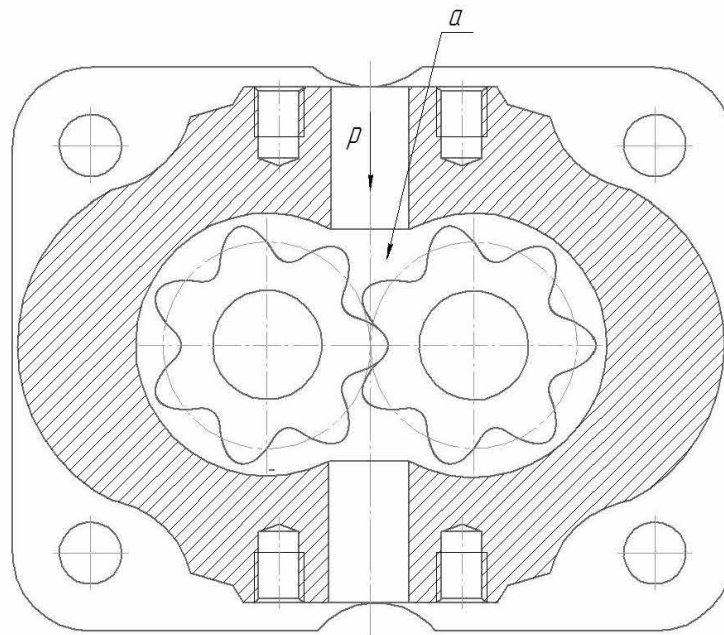


Рис. 2.2. Конструкція МШ

а - зона подачі робочої рідини; p - тиск в зоні а.

Кореляційні залежності показників n , Δp , M , Q представлені на графіку рис. 1.2. 2.2. Значення параметрів представлені у вигляді часток від номінального значення кожного параметра, яке дорівнює 1,0.

2.3. Обладнання для випробувань

Випробування шестеренних насосів може виконуватись в умовах двох принципово різних систем [10].

При такій системі кожний параметр контролюється окремо оператором.

Після чого розраховуються і будуються кореляційні залежності.

Система автоматизованого комплексного контролю параметрів здійснюється на випробувальному стенді обладнаному засобами програмного керування.

При такій системі кореляційні залежності отримуються в межах реального часу і виводяться на екран дисплея.

Стенд для по елементного контролю параметрів.

Відповідно до визначених оціночних показників створюється стенд для випробувань.

Стенд повинен вміщувати:

- привод насосу;
- елементи навантаження насосу для створення тиску на виході;
- прилади для вимірювання тиску робочої рідини;
- прилади для вимірювання об'ємної подачі робочої рідини;
- прилади для вимірювання температури робочої рідини;
- прилади для вимірювання кількості обертів насосу;
- елементи для очищення робочої рідини;
- прилади для вимірювання кулової швидкості приводного вала насоса.

Принцип дії стенда

Насос з'єднується з валом привода 21 стенда. Із гідробака 3 по шлангу всмоктується робоча рідина насосом і по рукаву високого тиску нагнітається в гідросистему стенда, де необхідне навантаження встановлюється дроселем гідравлічного блоку 8 [18, 10]

Для визначення подачі насоса одночасно вимірюють кількість робочої рідини за допомогою лічильника рідини 16 або 17 і кількість обертів вала насоса щ імпульсним лічильником 13. Зверху бак закритий заглибленим піддоном, в якому розташований фільтр заливки робочої рідини.

На піддоні розміщений показник рівня робочої рідини. В патрубці гідробака встановлені терморегулятор 5 і дистанційний термометр 15. Гідрравлічний блок 8 має щелевий дросель за допомогою якого створюється необхідне навантаження для іспитів і запобіжний клапан, відрегульований на максимальний тиск.

Сітчатий фільтр 10 використовується для грубої очистки робочої рідини і захищає фільтр відцентровий 11 від засмічування його сопел грубими частками.

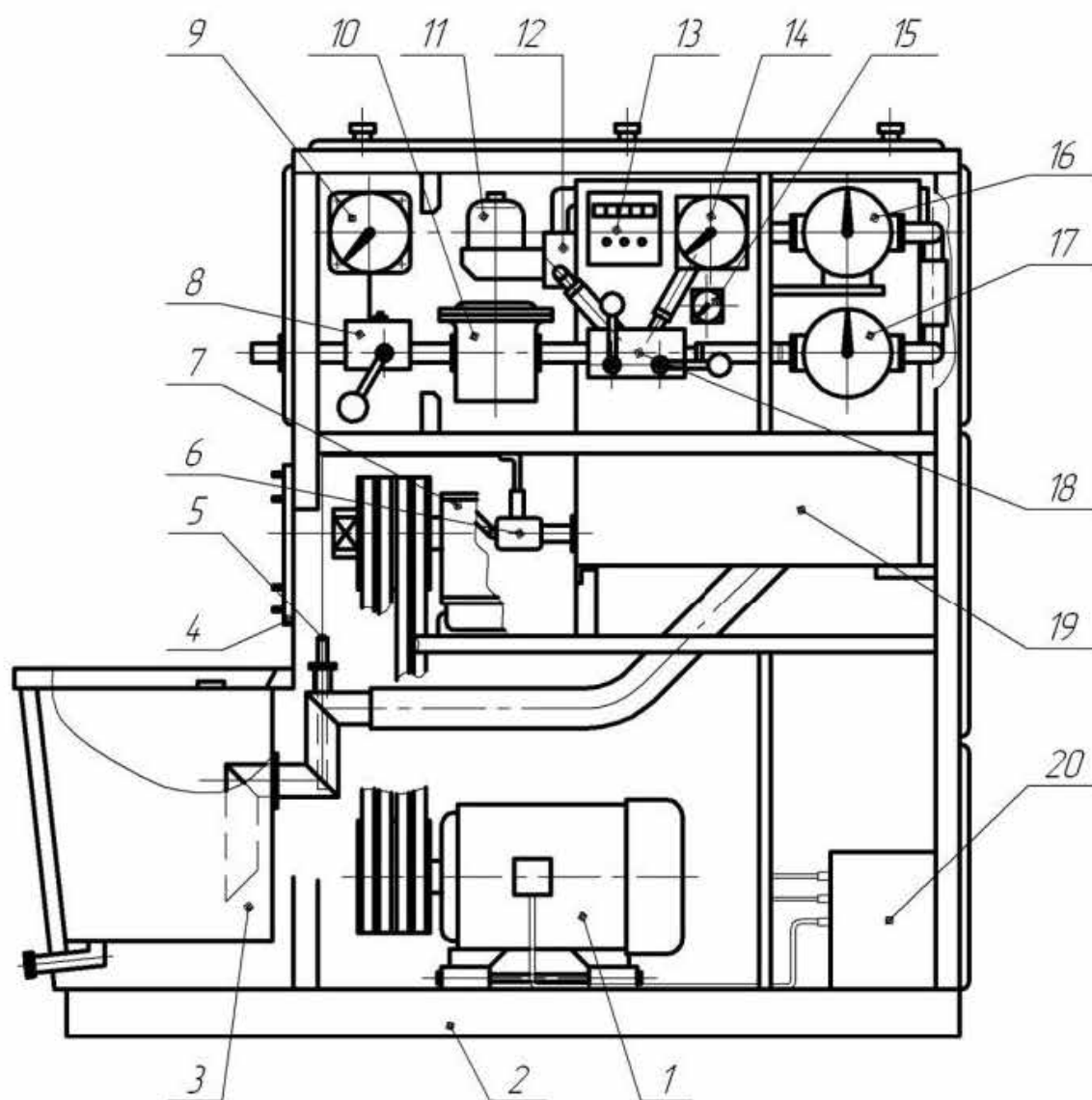


Рис. 2.3. Стенд для по елементних випробувань насосів

1 – електродвигун; 2 – рама; 3 – гідробак; 4 – установча плита; 5 – датчик терморегулятора; 6 – регулятор температури; 7 – опора шківів привода; 8 – блок гідрравлічний; 9 – манометр високого тиску МПЗ-У; 10 – фільтр масла сітковий; 11 – фільтр відцентровий; 12 – плита фільтра; 13 – лічильник обертів; 14 – манометр МПЧ-У; 15 – термометр дистанційний ТПК-60; 16 – лічильник рідини ШЖУ – 40С-6; 17 – лічильник рідини ШЖУ – 25М-16; 18 – кран; 19 – охолоджувальний пристрій; 20 – електрошкаф; 21 – вал привода.

Кран 18 має два перемикача кулькового типу. Перший перемикач використовується для направлення потоку робочої рідини на тонку фільтрацію відцентровим фільтром, або на вимірювання рідини лічильником.

Другий перемикач використовується для направлення потоку рідини на один з двох лічильників рідини 16 або 17.

Фільтр відцентровий 11 призначений для тонкого очищення рідини.

Фільтр закріплюється до плити 12, в яку вмонтований редукційний клапан, який забезпечує тиск перед відцентровим фільтром $6...65 \text{ кгс/см}^2$, необхідний для нормального режиму очищення. Частота обертів ротора відцентрового фільтра дорівнює 5000...6000 об/хв..

Лічильник рідини 16 ШЖУ-40С-6 вмикають для вимірювання подачі насосів в межах 40... 120 дм³/хв.

Лічильник рідини 17 ШЖУ-25М-16 вмикають для вимірювання подачі насосів в межах 7...40 дм³/хв.

Для захисту лічильників від забрудненої робочої рідини вмикають їх дозволено після попередньої роботи насоса, який проходить випробування, через відцентровий фільтр.

Охолоджуюче пристосування 19 призначене для охолодження рідини. Воно складається із бака охолодження з розподільною трубою і вмонтований в бак радіатора з підведенням до нього водопроводом.

Терморегуляційна система призначена для підтримки заданої температури робочої рідини і складається з регулятора температури 6 РТ-15, який подає необхідну кількість води на охолоджуюче пристосування 19. В зливному патрубці бака розміщений датчик 5 регулятора температури. Електрообладнання стенду складається з електродвигуна 1 - 4А808УЗ ГОСТ 19523, пускової апаратури, розміщеної в електроящику 20, кнопочної станції ГЖС 222 3, електронного лічильника обертів 13 ЕСО 5. Даний стенд є універсальним і може бути застосованим для випробування більшості гідравлічних насосів. Гідравлічна схема стенда представлена на рис. 2.25 [18, 10].

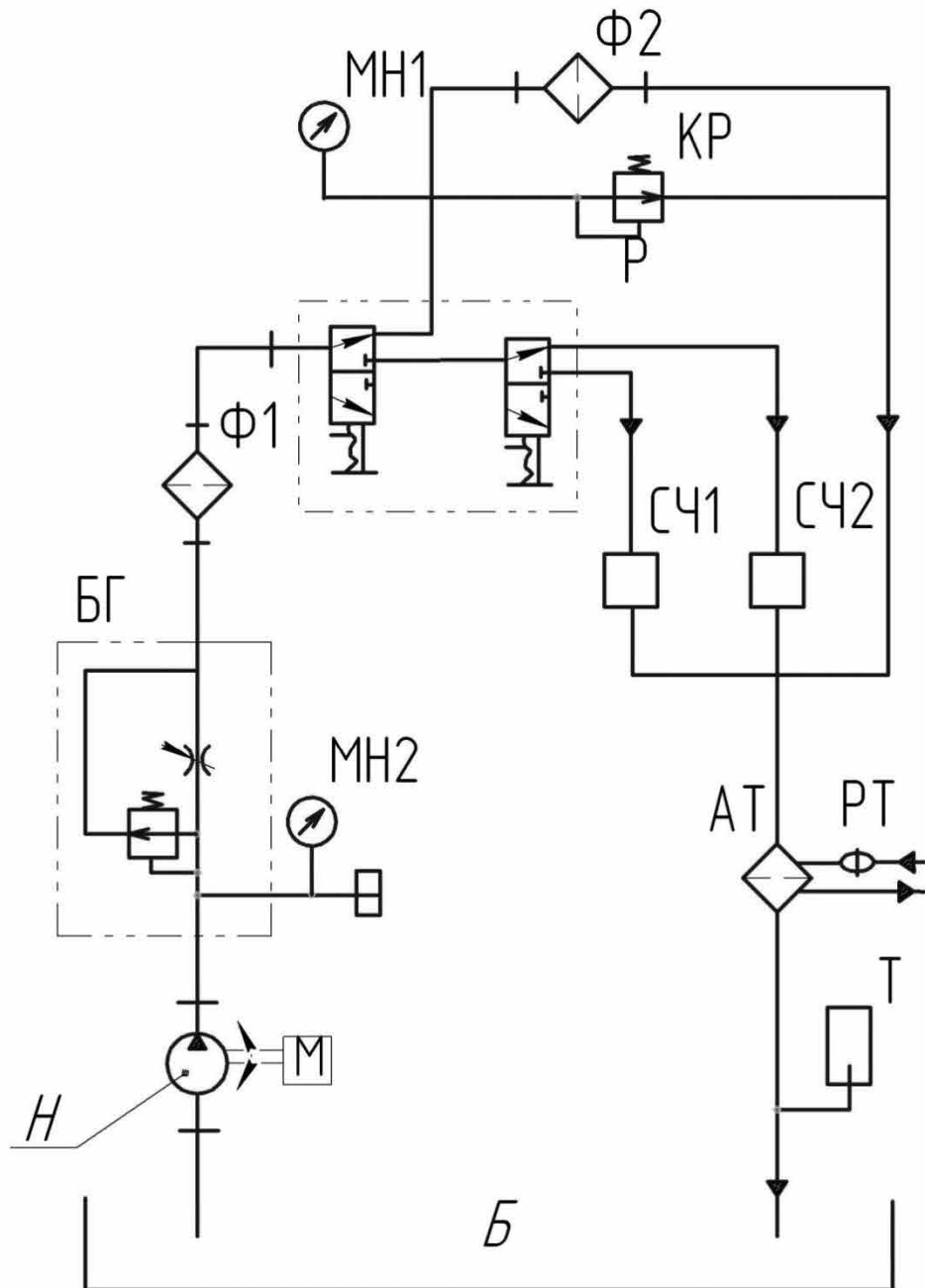


Рис. 2.4. Схема гідравлічна принципова стенду по елементного контролю

Н – насос; МН2 – манометр контролю тиску напорної магістралі; БГ – блок гідравлічний; Ф1 – фільтр грубої очистки; МН1 – манометр контролю тиску на відцентровому фільтрі; Ф2 – відцентровий фільтр; КР – запобіжний клапан відцентрового фільтра; СЧ1, СЧ2 – лічильники робочої рідини; АТ – охолоджуюче пристосування; РТ – регулятор температури; Т – термометр; Б – гідробак.

2.4. Розробка конструкції черв'ячної фрези

У даному тексті описується процес формоутворення синусоїдального профілю оброблюваної поверхні 1 за допомогою методу обкату. Цей процес відбувається за таких умов:

1. Використовується початкове коло 3, яке обкатується без ковзання по початковій прямій 4.

2. На рис. 2.5 зображена вихідна схема зачеплення, що підлягає обробці.

3. На рис. 2 проілюстрований процес генерації необхідних профілів.

Іншими словами, для отримання синусної форми оброблюваної поверхні 1 застосовується принцип обкату початкового кола 3 по прямій 4 без відносного ковзання між ними. Початкова схема зачеплення, профілі якого підлягають обробці, наведена на рис. 2.5. Процес генерації цільових профілів за допомогою описаного методу обкату візуалізований на рис. 2.

Таким чином, використовуючи відносний рух обкату початкового кола по прямій без прослизання, вдається сформувати необхідну синусоїдальну геометрію оброблюваної поверхні 1 зубчастого зачеплення, вихідна конфігурація якого задана на рис. 2.5 [4].

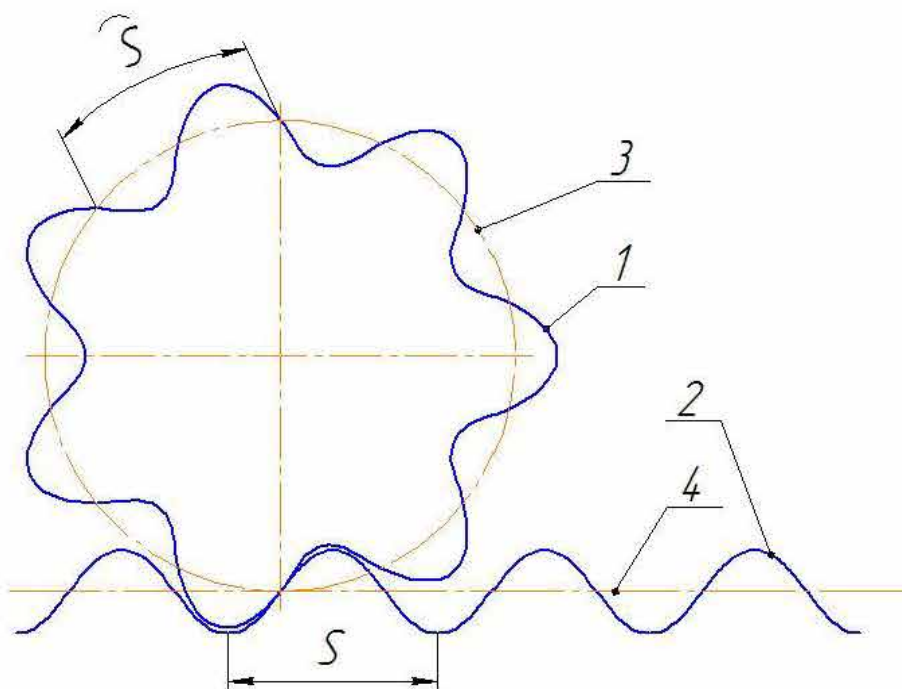


Рис.2.5. Схема зачеплення виробна рейка- оброблюємий контур

1- контур оброблюємої поверхні; 2 - контур виробної рейки; 3 - початкове коло; 4 - початкова пряма рейки

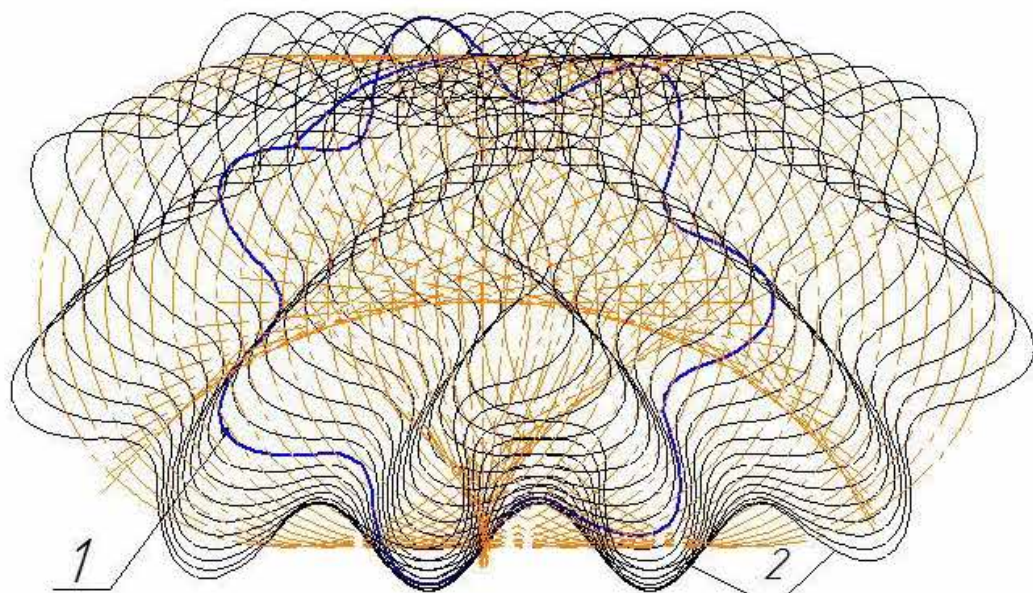


Рис. 2.6. Генерація профілей по утворенню контура виробної рейки
1-контур оброблюємої поверхні; 2- контур виробної рейки

Розрахунок конструктивних елементів фрези.

Вихідні дані

Таблиця 2.1

Найменування	Позначення	Одиниці виміру	Чисельне значення	Джерело інформації
1	2	3	4	5
Модуль	m	мм	4,5	Креслення фрези
Товщина зуба колеса	$S_{д1}$	мм	7,56	Креслення фрези
Висота зуба	h	мм	5,76	Креслення фрези
Падіння затилка	K	мм	3	[8.ст.79]
Число заходів фрези	a		1	[8.ст.79]
Величина припуску	ΔS	мм	0	[8.ст.79]
Зовнішній діаметр фрези	D_{eu}	мм	80	[8.ст.79]
Число заходів фрези	ϕ		1	[8.ст.80]
Кут підйому гвинтової лінії	ω		$4^{\circ}13'$	Креслення фрези

Розрахунок

Таблиця 2.2

№ з/п	Визначасмий параметр	Розрахункова формула	Розрахунок
1	Модуль нормалі	$m_u = m$	4,5
2	Шаг по нормалі	$t_u = \pi m_u$	$t_u = 3,14 \cdot 4,5 = 14,13$
3	Розрахункова товщина зуба по нормалі	$S_u = t_u - (S_{\partial 1} + \Delta S)$	$S_u = 14,13 - (7,56 + 0 = 6,57)$
4	Висота зуба фрези	$h_u = h + 0,3m$	$h_u = 5,76 + 0,3 \cdot 4,5 = 7,11$
5	Радіус закруглення	$r_1 = r_2 \approx (0,25 \div 0,3)m$	$r_1 = r_2 = 0,3 \cdot 4,5 = 1,35$
6	Число зуб'їв фрези	$z_u = 1,3 \frac{360^\circ}{\varphi}$ $\cos \varphi = \frac{D_{eu} - 2h_u}{D_{eu}}$	$z_u = 1,3 \frac{360^\circ}{36} = 13$ $\cos \varphi = \frac{80 - 2 \cdot 7,11}{80} = 0,822$
7	Діаметр початкової кола	$d_{\partial u} = D_{eu} - 2h'_u - 0,1K$	$d_{\partial u} = 80 - 2 \cdot 7,11 - 0,1 \cdot 3 = 65,48$
8	Кут підйому витків фрези	$\sin \omega = \frac{m_u a}{d_{\partial u}}$	$\sin \omega = \frac{4,5 \cdot 1}{65,48} = 3^\circ 26' 23''$
9	Крок по вісі між 2 витками	$t_{oc} = \frac{t_u}{\cos \omega}$	$t_{oc} = \frac{14,13}{\cos 3^\circ 26' 23''} = 14,15$
10	Хід витків по вісі фрези	$t_x = t_{oc} a$	$t_x = 14,15 \cdot 1 = 14,15$
11	Осевой крок гвинтової лінії стружкових канавок	$T = t_{oc} \operatorname{ctg}^2 \omega$	$T = 14,15 \cdot \operatorname{ctg}^2 3^\circ 26' 23'' = 3913,3$
12	Кут встановлення фрези на верстаті	$\psi = \beta_\partial \alpha \pm \omega$	$3^\circ 26' 23''$

Опис конструктивного виконання черв'ячної фрези

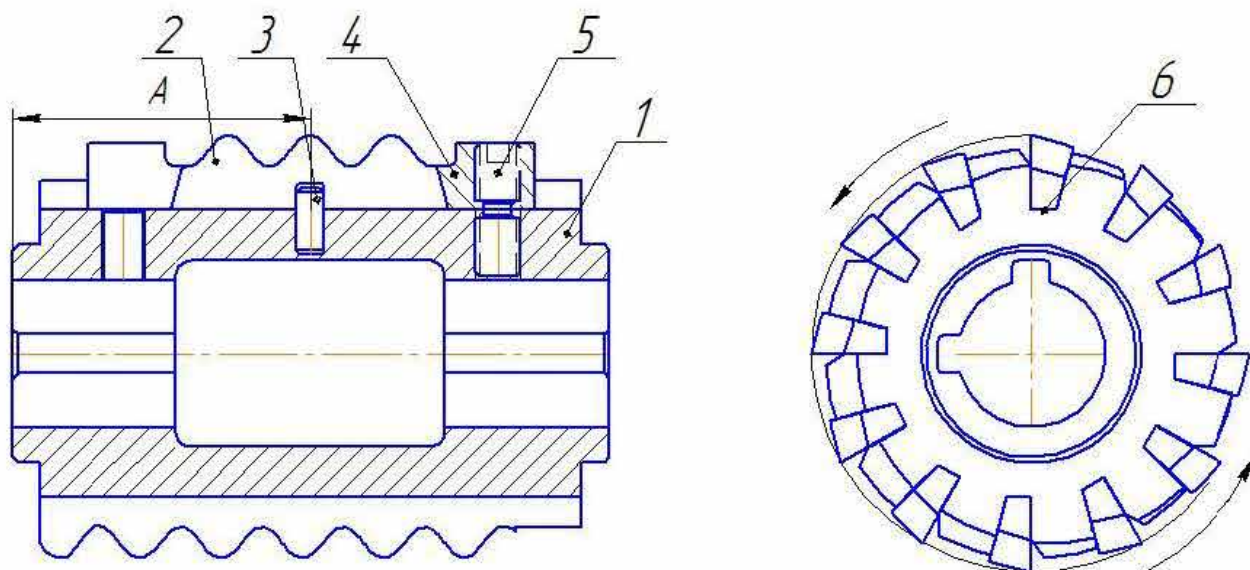


Рис. 2.7 Черв'ячна фреза

1- корпус, 2 – рейка, 3 – штифт 4 – клин, 5- диференційний гвинт

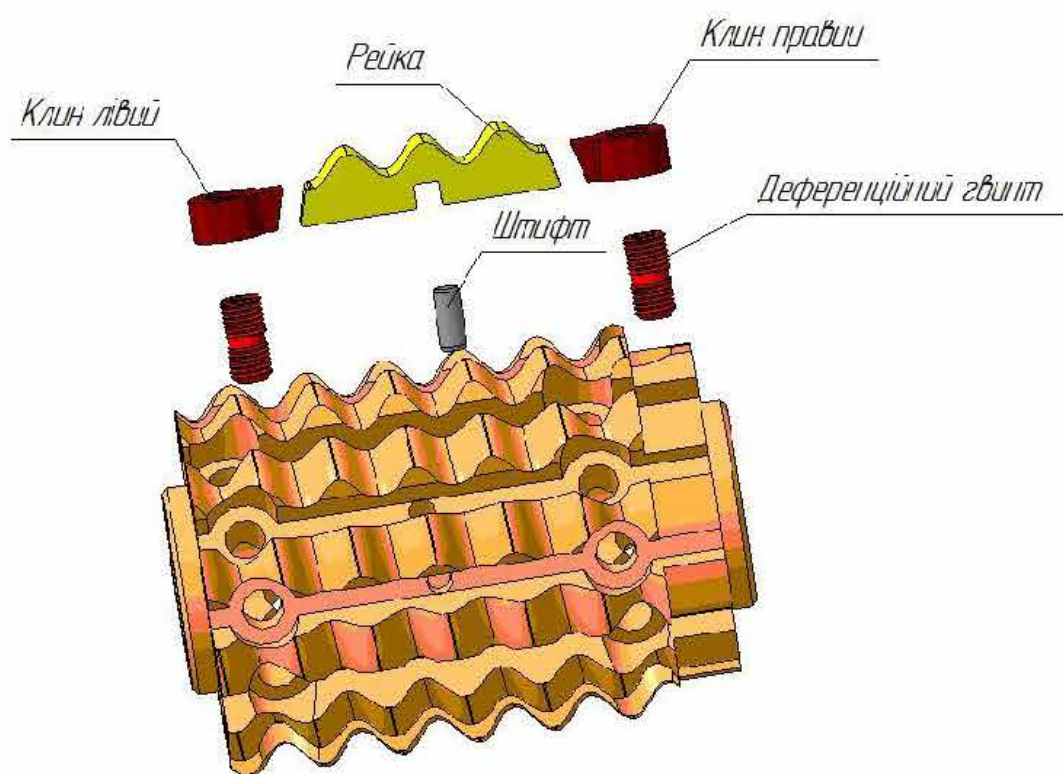


Рис. 2.8 Вибухова схема черв'ячної фрези

У цьому тексті описується конструкція складальної черв'ячної фрези, яка складається з таких основних компонентів:

1. Корпус 1 циліндричної форми з утвореним на зовнішній циліндричній поверхні гвинтовим профілем. Контур перерізу цього профілю є зменшеною копією контуру зуба рейки.

2. Комплект зубчастих рейок 2, які монтуються у пази на зовнішній циліндричній поверхні корпусу.
3. Установочний штифт 3 для визначення положення рейок у корпусі.
4. Клини 4, що встановлюються у паз для фіксації рейок.
5. Диференційні гвинти 5 для закріплення клинів.

Корпус 1 має пази трапецеїдальної форми для монтажу рейок 2. На дні кожного пазу розміщені:

- 2 різьбових отвори для кріплення диференційних гвинтів 5
- Отвір для контрольного штифта 3

В осьовому отворі корпусу є шпонковий паз для передачі крутного моменту. Корпус виготовляється з конструкційної сталі 40Х з термообробкою до твердості HRC 28...32.

Така конструкція забезпечує можливість регулювання профілю різальної частини шляхом установки рейок на потрібну висоту і їх надійної фіксації за допомогою клинів і гвинтів.

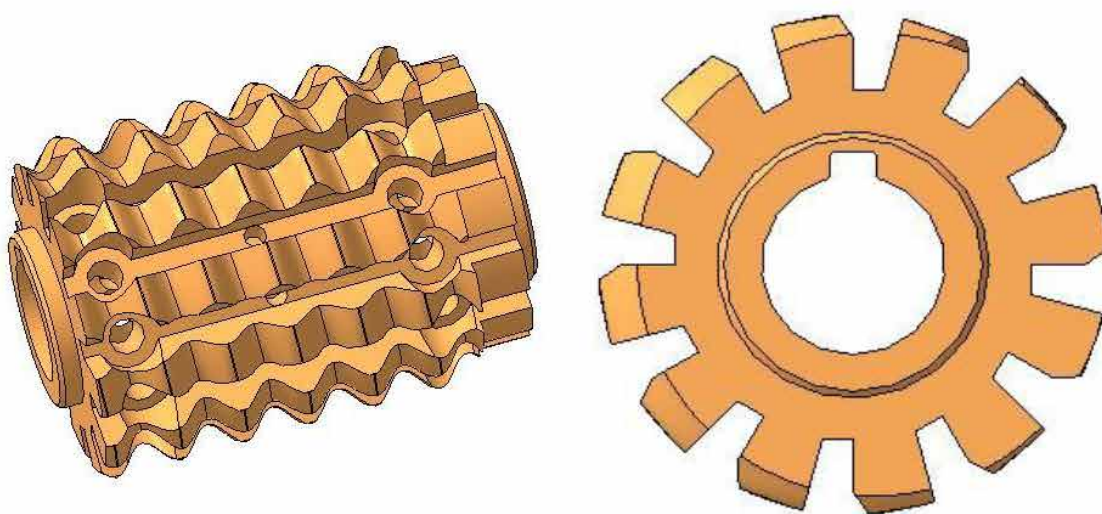


Рис.2.9. Корпус фрези

У тексті йдеться про конструкцію зубчастої рейки 2, яка є складовою частиною складальної черв'ячної фрези. Рейка має форму призматичного тіла з трапецеїдальним контуром поперечного перерізу. Геометричні параметри зубців рейки відповідають розмірам, наведеним у робочих кресленнях. Співвісно з центральним зубом на рейці утворений паз, необхідний для забезпечення правильної орієнтації рейки при встановленні її в корпус фрези. Матеріал рейки

наближений за властивостями до швидкорізальної сталі та отримується методом порошкової металургії. Рейка має високу твердість у межах HRC 62...65. Таким чином, зубчаста рейка має спеціально сформовану трапецеїдальну форму перерізу та особливу конструкцію зубців, виготовлену з високоякісного твердого матеріалу. Наявність позиціонуючого паза забезпечує точне базування рейки в корпусі при складанні фрези. Висока твердість рейки необхідна для забезпечення її зносостійкості в процесі різання. Геометрія, матеріал і технологія виготовлення рейки вибрані з урахуванням умов її експлуатації як різального інструменту в складальній черв'ячній фрезі.

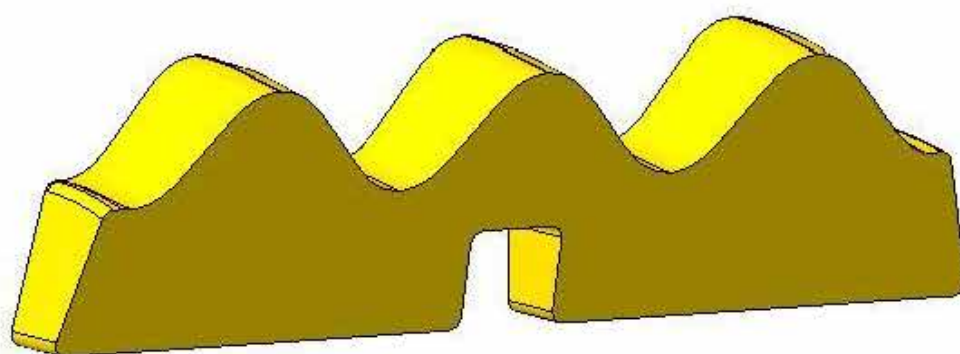


Рис.2.10. Рейка

У тексті описуються наступні елементи складальної черв'ячної фрези:

. Клин виконаний у формі призматичного тіла з циліндричною базовою маточиною для базування в корпусі фрези. На циліндричній поверхні клина сформований виступ, який щільно заходить у паз рейки, центруючись двома боковими сторонами та спираючись кутовою поверхнею на відповідну поверхню рейки. Таким чином, клин забезпечує фіксацію рейки в корпусі фрези.

2. Диференціальний гвинт традиційної конструкції з внутрішнім шестигранником. На його зовнішній поверхні утворено дві різьбові поверхні: ліву та праву, розділені технологічною канавкою. Ця конструкція диференціального гвинта дозволяє здійснювати точне затягування та розтягування для надійного закріплення клина.

Отже, клин у вигляді призматичного тіла з виступом на циліндричній поверхні та диференціальний гвинт з двома різнонаправленими різьбовими поверхнями забезпечують фіксацію зубчастої рейки в корпусі складальної

черв'ячної фрези та можливість регулювання її положення [4].

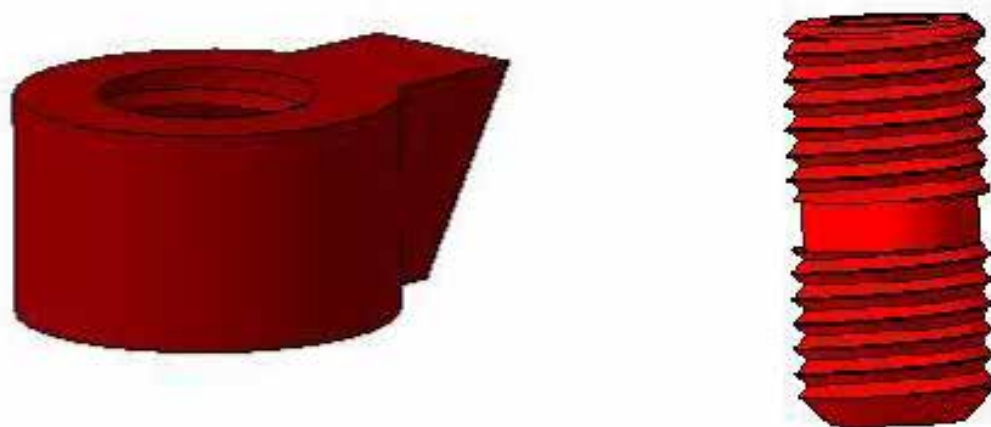


Рис. 2.11 Елементи кріплення рейки
1- клин 2- диференціальний гвинт

2.5. Керівництво з експлуатації черв'ячної фрези

Фрези черв'яна збірна (надалі виріб) призначена для обробки шестерен малoshумних насосів на зубофрезерних верстатах [4, 5].

Технічні характеристики:

- Зовнішній діаметр фрези – 84 мм;
- Довжина – 100 мм;
- Діаметр посадкового отвору – $\varnothing 27H6^{(+0,013)}$;
- Матеріал ріжучої частини – P6M5K5 ГОСТ 19265-73

Склад виробу показан на рис. 4.8.

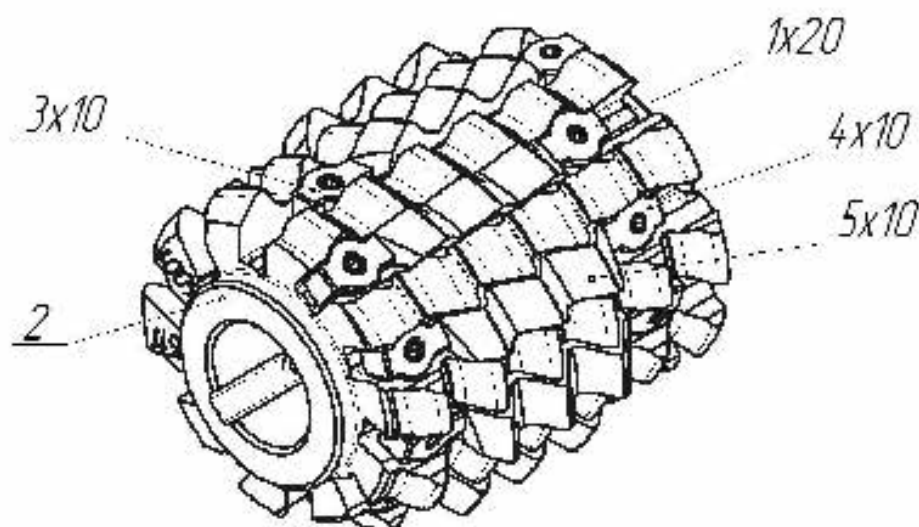


Рис. 2.12 Склад черв'ячної фрези

Згідно з текстом, представлений виріб є складальним інструментом, в якому передбачені різні модифікації порівняно з базовою конструкцією. Ці відмінності стосуються профілю рейки (поз. 5).

Конструктивно виріб складається з таких основних елементів:

1. Корпус (поз. 2) з 10 повздовжніми пазами для встановлення рейок (поз. 5).

2. Рейки (поз. 5), профіль яких у нормальному перерізі повторює вихідний контур профілю оброблюваного зубчастого вінця. Форма профілю рейки може варіюватися в різних модифікаціях виробу.

3. Гвинти (поз. 1) для кріплення рейок до корпусу.

. Прихвати (поз. 3, 4) для фіксації рейок у корпусі.

Таким чином, змінним елементом, що визначає модифікацію інструменту, є профіль рейки поз. 5, який формує необхідну геометрію оброблюваної поверхні зубчастого вінця. Решта складових (корпус, кріплення) залишаються незмінними в різних модифікаціях.

Така конструкція забезпечує гнучкість інструменту, дозволяючи за допомогою заміни комплекту рейок переналагоджувати його на обробку іншого профілю без значних конструктивних змін. Інструмент, необхідний для контролю, регулювання (наладки) і виконання робіт по технічному обслуговуванню виробу:

- ключ шестигранний ГОСТ 11737-93 ($S=2,5$ мм);
- індикатор 1МИГ-1 ГОСТ 9696-82;
- штатив ШМ-III-8 ГОСТ 10197-70.

Гвинти призначені для надійного кріплення складальних частин в корпусі виробу.

Згідно з текстом, корпус виробу призначений для розміщення ріжучих елементів під час експлуатації. Для цього в корпусі виконано 10 повздовжніх пазів.

Ріжучими елементами є рейки, які являють собою призматичні тіла із заданим профілем ріжучої частини. Їх притиск і фіксація в корпусі забезпечується прихватами.

На рис. 4.9 показано корпус з установленими рейками (ножами). В кожному пазі корпуса виконані 2 різьбові отвори для кріплення і 1 базовий отвір під штифт. Затиск рейки відбувається за рахунок взаємодії відповідних клинових поверхонь прихватів і рейок [4, 5].

Під час роботи рейки знімають метал із заготовки, забезпечуючи необхідну форму профілю зубчастого вінця. Це відбувається шляхом неперервного обкату заготовки і фрези з одночасним осьовим переміщенням виробу вздовж осі заготовки.

Необхідна геометрія ріжучої частини формується за рахунок розміщення рейок з певним осьовим кроком в корпусі.

Таким чином, корпус із встановленими в ньому рейками з профільованими ріжучими частинами є робочим органом інструменту для обробки зубчастих вінців методом обкату.

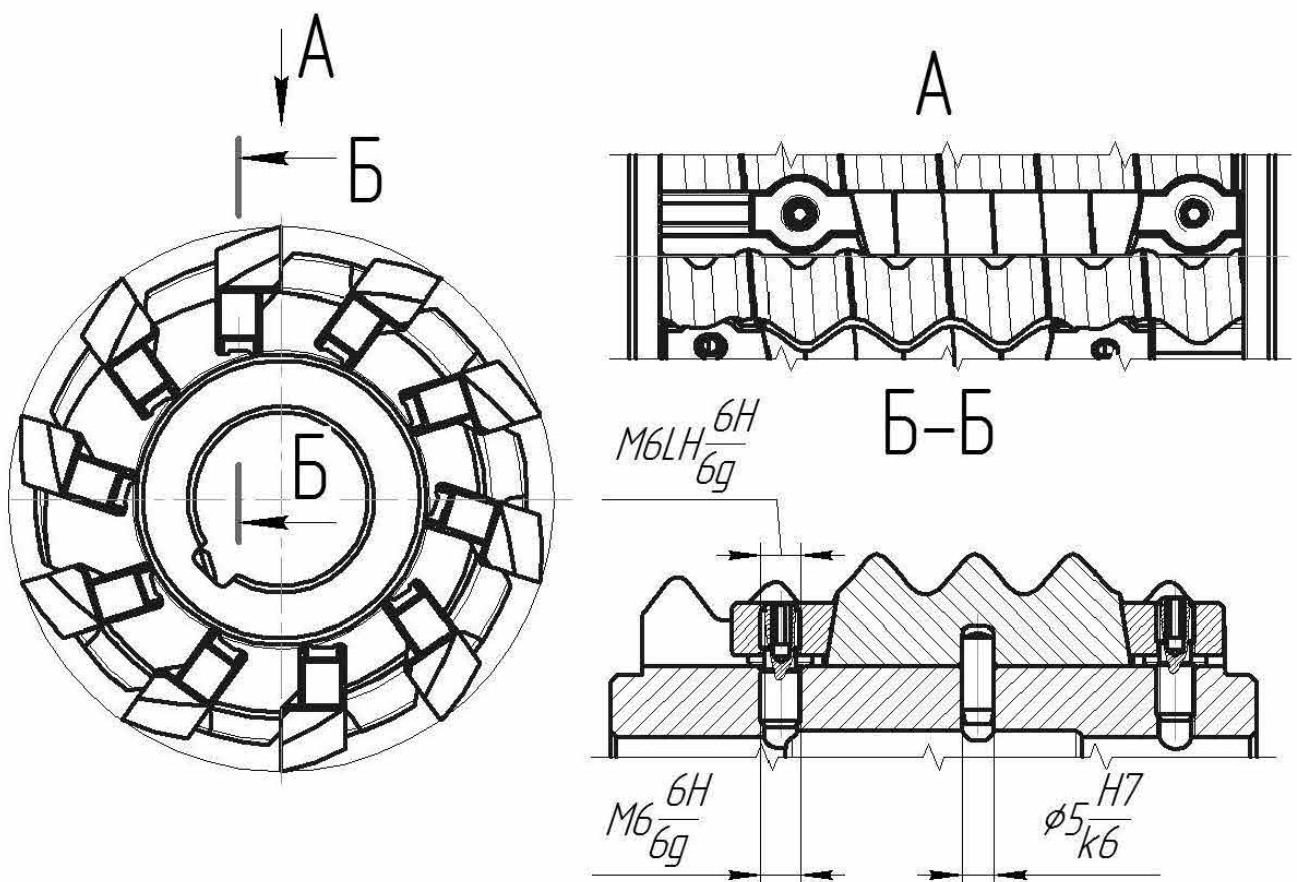


Рис. 2.13 Кріплення ножів

У тексті наголошується на важливості надійного кріплення рейок у корпусі інструменту. Невідповідне закріплення може призвести до поломки інструменту та травмування персоналу. Для забезпечення належної фіксації рейок передбачено затягування гвинтів з моментом затяжки 15 Нм.

Перед використанням інструменту необхідно виконати низку підготовчих операцій:

1. Візуальний огляд на наявність пошкоджень складальних частин, базових елементів, затушення або поломки рейок. За наявності дефектів експлуатація інструменту заборонена.

2. Після встановлення інструменту на оправці верстата потрібно перевірити радіальне биття по контрольних буртах за допомогою індикатора на магнітній стійці (рис. 2.14). Допустиме значення радіального биття становить 0,01 мм. Таким чином, для забезпечення безпечної та коректної роботи інструменту необхідно дотримуватись вимог щодо належного затягування кріпильних гвинтів рейок та ретельного контролю стану інструменту перед його використанням. Перевищення допустимих значень биття може призвести до браку виробів та пошкодження обладнання.

Виконання зазначених у тексті підготовчих операцій є обов'язковим для запобігання небезпечних ситуацій під час обробки деталей цим інструментом.

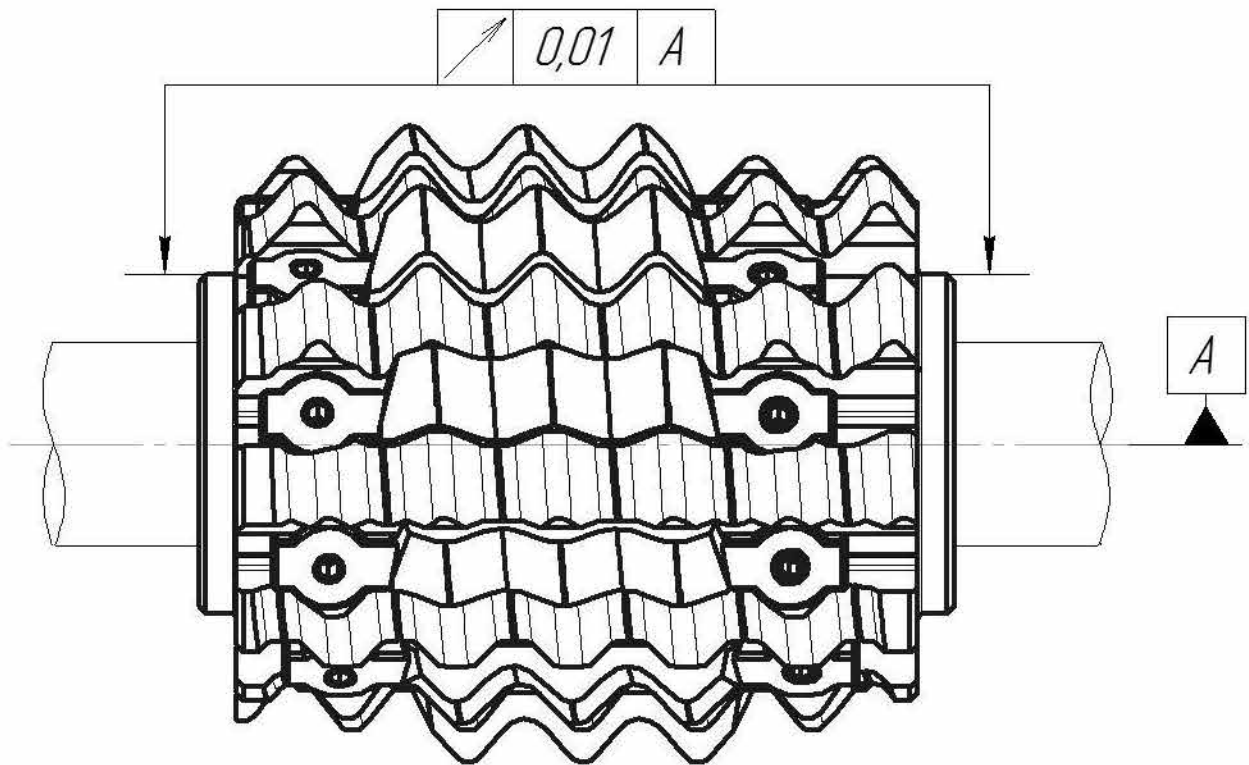


Рис. 2.14 Контроль радіального биття фрези

Рекомендовані режими різання:

- Частота обертів різання – 90 об/хв.;
- Осьова подача – 0,63 мм/об.

Виріб встановлюється на верстаті на оправці $\varnothing 27\ h5$

Для виконання обробки зубчатого вінця, фрезерний супорт верстата повертається на кут відповідно рис. 4.11.

При необхідності виконання заточки рейок, необхідно демонтувати їх з корпусу. Демонтаж виконувати в наступній послідовності:

- викрутити 2 гвинта з прихватом ключем;
- вийняти рейку з паза;
- повторити з наступною рейкою.

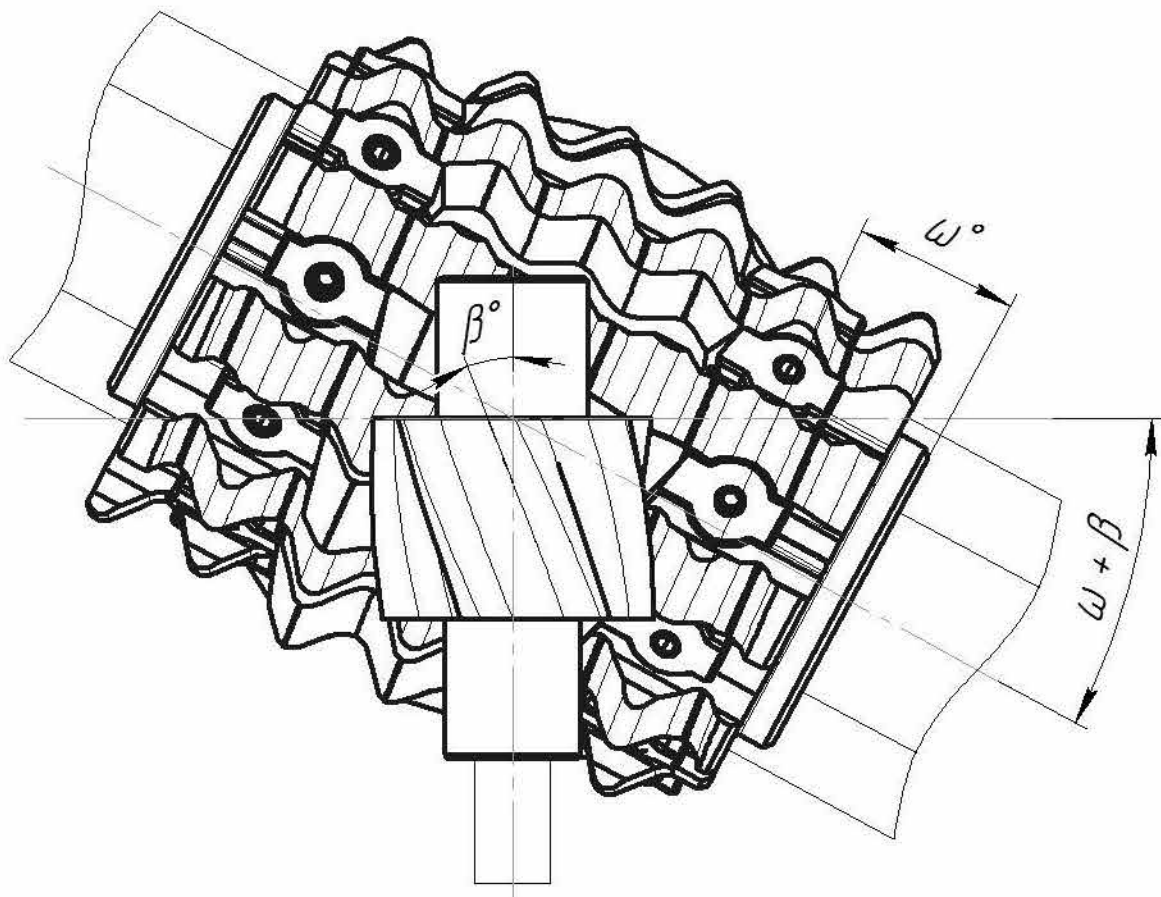


Рис. 2.15 – Наладка фрези на кут підйому гвинтової лінії деталі
 β – кут гвинтової лінії деталі; ω – кут гвинтової лінії фрези.

Встановлення рейки в корпус після заточки виконувати в наступній послідовності:

- очистити базові поверхні паза корпусу і рейки;
- встановити рейку в паз корпусу сумістив прорізь рейки і штифта;
- вкрутити гвинти в отвори корпусу на один-два оберти;
- наживити правий та лівий призвати на відповідні їм гвинти;
- закрутити обидва гвинта попередньо;
- виконати рівномірну паралельну затяжку гвинтів від виникнення перекосу рейки;
- повторити з наступною рейкою.

Заточку рейки виконувати по передній грані. Ресурс заточок складає 3 мм (мінімальна товщина 7 мм). Експлуатація рейки з використаним ресурсом переточок не допустима.

Кожний паз корпусу і кожна рейка виробу повинні бути пронумеровані відповідно. Установка рейки в паз, не відповідаю чому їй номеру, не допустима.

Профілювання задньої поверхні ріжучої частини рейок виконується в технологічному корпусі приведеному на рис. 2.16 а.

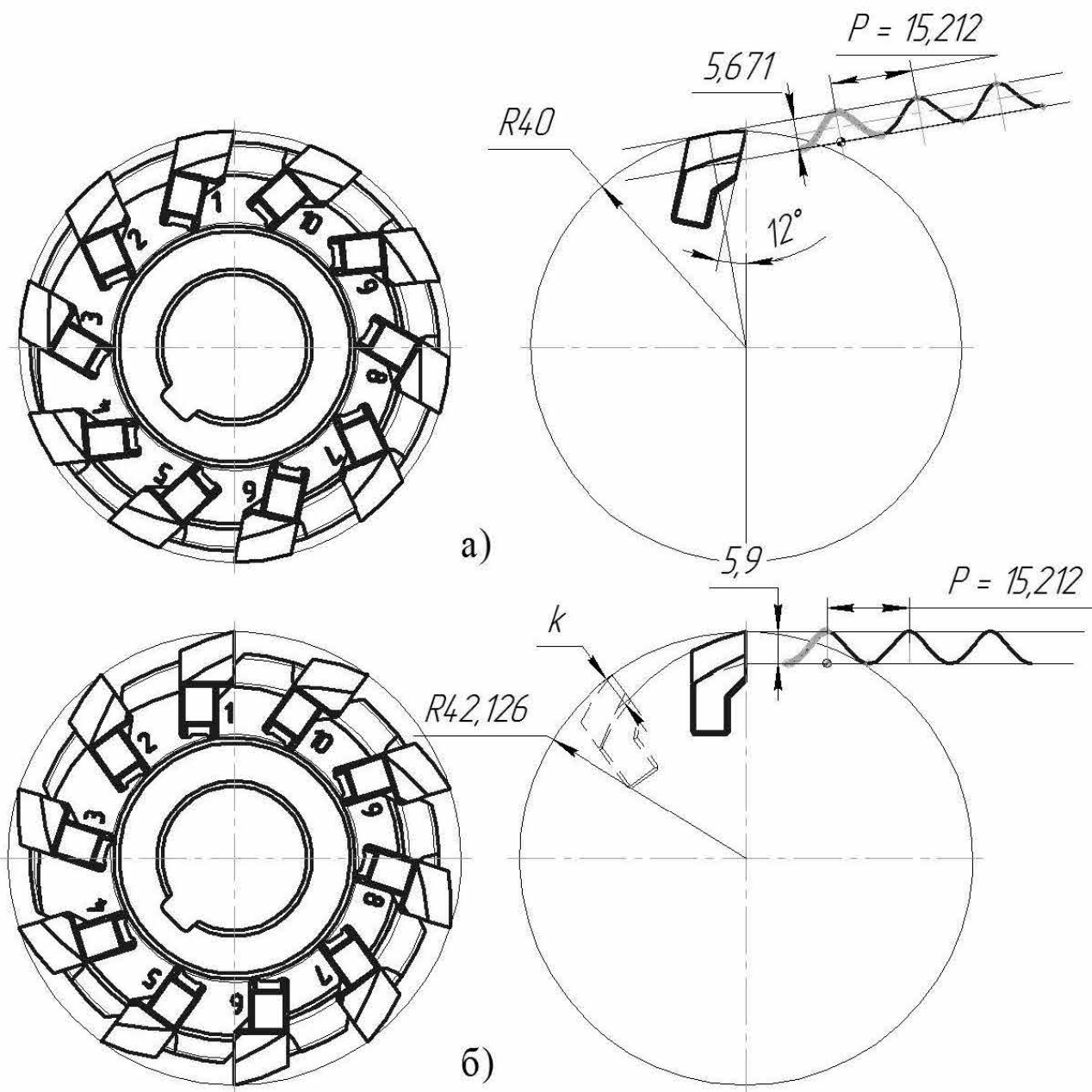


Рис. 2.16. Утворення профілю

а) рейки в технологічному корпусі; б) рейки в корпусі

Згідно з текстом та рисунком 4.12, процес формоутворення профілю різальних рейок відбувається у два етапи:

1. На першому етапі (рис. 4.12 а) виконується профілювання рейок у положенні, повернутому на кут 12° відносно їх робочого положення.

2. Після остаточної обробки та надання рейкам необхідної форми профілю вони встановлюються у робочий корпус (рис. 4.12 б).

Конструкція робочого корпусу забезпечує формування відповідної величини затилки "k" на профілі рейки [4, 5]. Затилка є ділянкою на різальній крайці, що не бере безпосередньої участі у формоутворенні оброблюваної поверхні.

Таким чином, формування остаточної геометрії профілю різальної рейки здійснюється у два етапи:

- 1) Попереднє профілювання в повернутому положенні.
- 2) Остаточне формування необхідного профілю з затилкою після встановлення рейки в робочий корпус.

Кутове зміщення положення профілювання на 12° та спеціальна конструкція робочого корпусу забезпечують створення потрібної форми різальної крайки з затилкою для забезпечення високої якості обробки.

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДНА ЧАСТИНА

3.1 Об'єкт дослідження

Оброблювана деталь:

- шестерня ведуча GPS2K16G2-5-03-04 - 5 шт.;
- шестерня ведома GPS2K16-5-04-05 - 5 шт.

Операція зубофрезерування

- Верстат: зубофрезерний з ЧПУ Liebherr LC-150;
- Різальний інструмент: збірна черв'ячна фреза 2511-6001 (рис.3.1), виготовлена на ТОВ КІЗ «ЛЕЗО».



Рис. 3.1 Збірна черв'ячна фреза 2511-6001

Вимірювальне обладнання:

- Координатно-вимірювальна машина MAHR GMX 275C інв. № 84152;
- Контурограф MAHR MMQ.

3.2. Програма випробувань

Дослідження проводились по наступній програмі:

- контроль налагодження обладнання;
- контроль якості зубооброблюючого інструменту;
- обробка деталей на зубофрезерній операції;
- контроль деталі по параметрам зубчатого вінця;
- хіміко-термічна обробка;
- контроль параметрів зубчатого вінця після ХТО;

Налагодження фрези під кутом підйому до гвинтової лінії виконувалась згідно схеми на рис. 3.2.

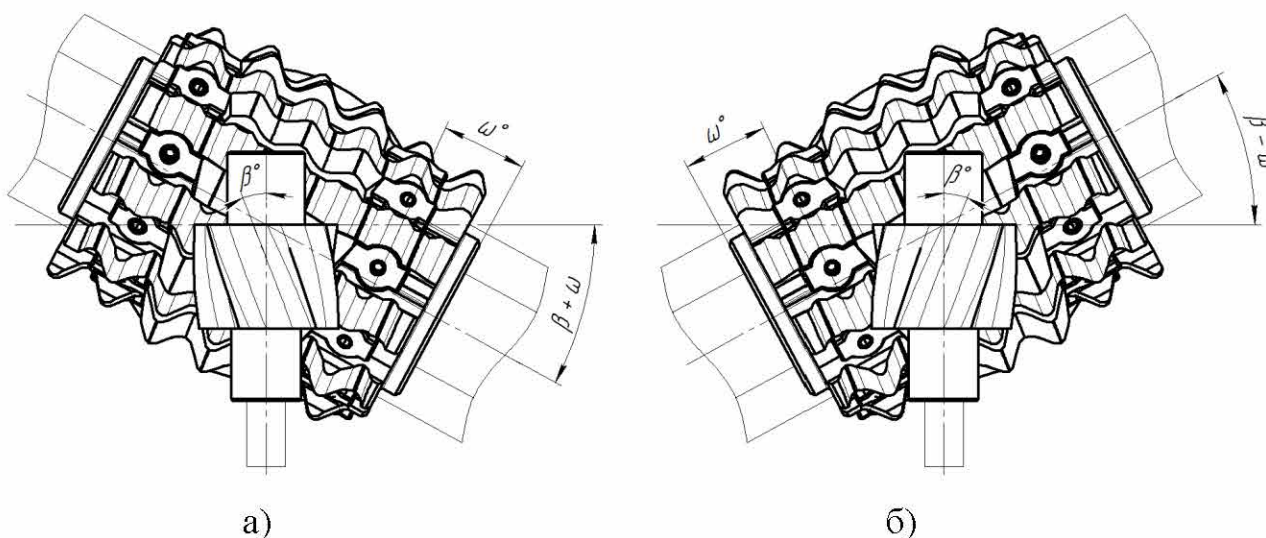


Рис. 3.2 налагодження фрези під кутом підйому гвинтової лінії деталі
а) ліве направлення гвинтової лінії деталі (ведома); б) праве направлення гвинтової лінії деталі ведуча;

β – кут гвинтової лінії деталі; ω – кут гвинтової лінії фрези.

3.3 Методика досліджень

Обробка заготовки відбувається згідно креслення, наведеним нижче. Після токарної обробки відбувається прорізання впадини зубчатого вінця, з метою формування оптимального припуску під зубофрезерування.

Вхідні параметри обробки операції зубофрезерування таблиця 3.1.

Таблиця 3.1

№ п/п	Найменування параметрів		Позначення	Од.вим.	Числове значення	Примітка
1	Частота обертів фрези		n	мин ⁻¹	100,0	
2	Подача на оберт при чорновому проході		$S_{чорн}$	$\frac{\text{мм}}{\text{об. дет.}}$	0,7	
3	Подача на оборот, при чистовом проході		$S_{чист}$	$\frac{\text{мм}}{\text{об. дет.}}$	0,5	
4	К-во проходів		i	шт.	2	
5	Припуск на обробку по довжині загальної нормалі	1-й прохід	—	—	—	
		2-й прохід	z_i	мм	0,7	
6	Биття фрези на оправці при контролі по буртам		—	мкм	100,0	
7	Биття контрольної деталі в пристосуванні		—	мкм	25,0	

Таблиця 3.2

№ п/п	Найменування параметрів		Позначення	Од.в им.	Допустиме значення	Примітка
1	Биття на оберт		F_i''	мкм	—	
2	Биття на одному зубі		f_i''	мкм	—	
3	Коливання довжини загальної нормалі		F_w	мкм	35,0	
4	Відхилення профілю зуба		F_a	мкм	-	
			F_{Ha}	мкм	-	
			F_{fa}	мкм	-	
5	Відхилення напрямлення		F_β	мкм	30,0	
6	Накопичене відхилення колового шагу		F_p	мкм	30,0	
7	Радіальне биття зубчатого вінця		F_r	мкм	25,0	
8	Шорсткість поверхні	Вздовж утворюючої	R_a	мкм	6,3	
		Вздовж напрямної			6,3	

3.4 Результати досліджень

Операція зубофрезерування

Таблиця 3.3

№ п/п	Найменування параметрів	Позначення	Од.в им.	Діапазон відхилення	Примітка
1	Биття за оберт	F_i''	мкм	н.д.	
2	Биття на одному зубі	f_i''	мкм	н.д.	
3	Коливання довжини загальної нормалі	F_w	мкм	н.д.	
4	Відхилення профілю зуба	F_a	мкм	н.д.	
		F_{Ha}	мкм	н.д.	
		F_{fa}	мкм	н.д.	
5	Відхилення напрямлення	F_β	мкм	8,4...27,5	
6	Накопичене відхилення колового шагу	F_p	мкм	18,1...29,4	
7	Радіальне биття зубчатого вінця	F_r	мкм	7,0...21,2	
8	Шорсткість поверхні	Вздовж утворюючої	мкм	1,7	
		Вздовж напрямної		0,48	

Результати після хіміко-термічної обробки

Таблиця 3.4

№ п/п	Найменування параметрів	Позначення	Од.в им.	Діапазон відхилення	Примітка
1	Биття за оберт	F_i''	мкм	н.д.	
2	Биття на одному зубі	f_i''	мкм	н.д.	
3	Коливання довжини загальної нормалі	F_w	мкм	н.д.	
4	Відхилення профілю зуба	F_a	мкм	н.д.	
		F_{Ha}	мкм	н.д.	
		F_{fa}	мкм	н.д.	
5	Відхилення напрямлення	F_β	мкм	27...36	
6	Накопичене відхилення колового шагу	F_p	мкм	17...70	
7	Радіальне биття зубчатого вінця	F_r	мкм	13...54	
8	Шорсткість	Вздовж утворюючої	мкм	-	
		Вздовж напрямної		-	

Шорсткість отриманого після зубофрезерування профілю не перевищує значення R_a 1,7 мкм, тим не менш, присутня макронерівності у вигляді хвилястості поверхні (рис. 3.3)

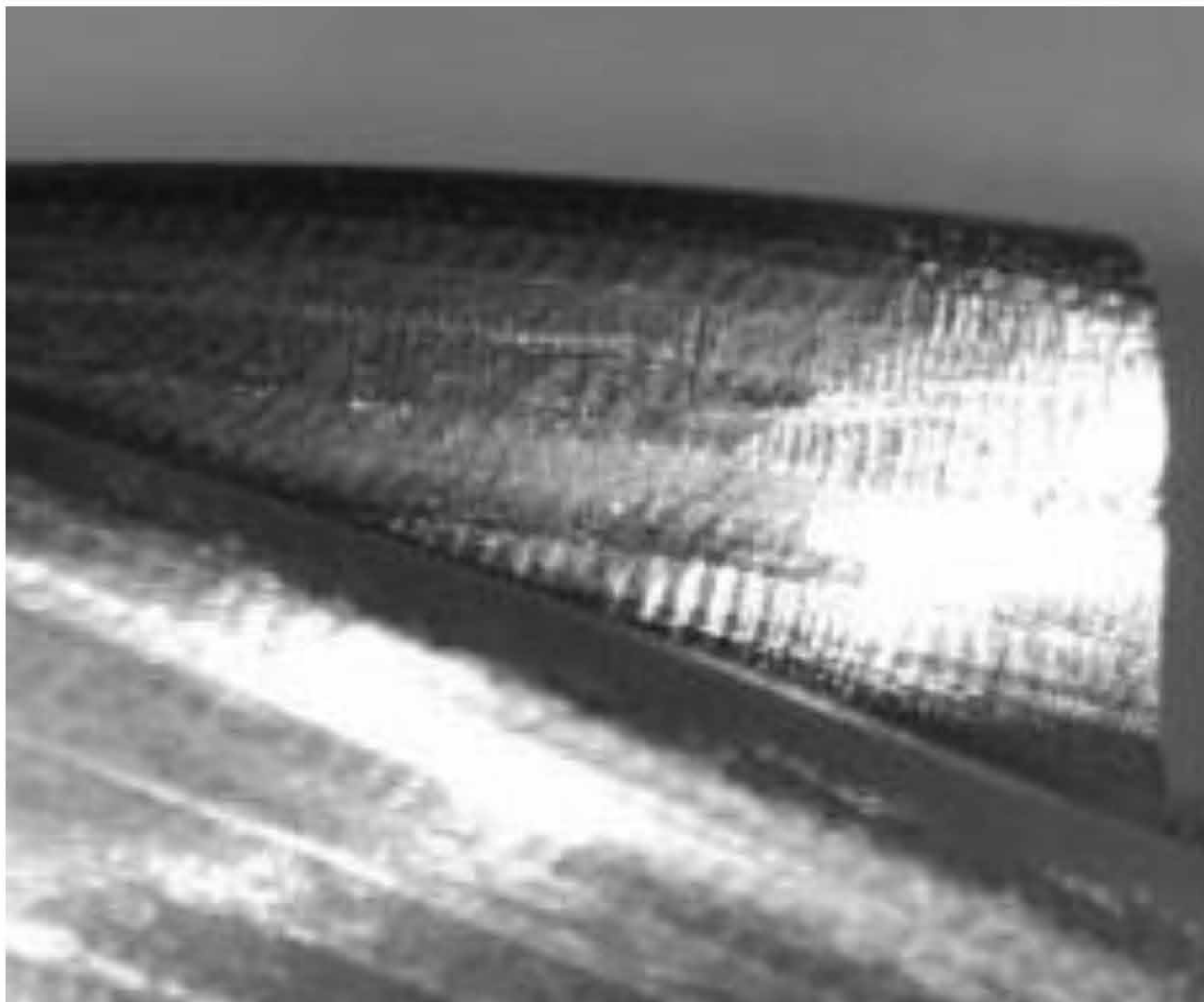


Рисунок 3.3 Якість виробничої функціональної поверхні шестерні GPS



Рисунок 3.4 Оброблений зубчатий вінець

	MarWin 5.00-06 SP 2	Palec_HZ186.001_Z10.000_X110.012	05.09.2019 1 12:18:32 Контролер: Рига Подпись:
	Деталь: Шестерня ведомая	Номер чертежа: GPS2K16-5-00-05	Цикл обработки:
Комментарий: Вдоль образующей			
Измерительный прибор: MarTalk Устройство подачи: DriveUnit.GD 25 Адаптер: MFW-250:2 (#71881) -0.8 %		Lt: 1.75 мм Ls: 2.50 мкм VB: +/-250.0 мкм Vt: 0.10 мм/с Точки: 3500	
			
Параметры шероховатости- Шероховатость 1: P; R[LC GS 0.25 мм];			
Ra	1,7070 мкм	0,0000	0,0000

Рисунок 3.5 Заміри шорсткості зубчатого вінця

3.5. Висновки

Зубофрезерування по технології Liebherr LC150 забезпечує точність попередньої обробки по параметрам DIN 3962

- по нормам кінетичної точності:

$$F_p \quad 18,1 \dots 29,4$$

$$F_r \quad 7,0 \dots 21,2$$

- по нормам контакту:

$$F_\beta \quad 8,4 \dots 27,5$$

Параметри профілю F_α , F_{Na} , F_{fa} не передбачається можливим виміряти у зв'язку з відсутністю програмного забезпечення на КИМ Mahr GMX 275C.

Шорсткість обробленої поверхні:

- вздовж утворюючої Ra 1,7 мкм;

- вздовж прямої Ra 0,48 мкм.

Отримане значення шорсткості поверхні є необхідною і достатньою для виконання наступних операцій шліфування та хонінгування.

Характер зміни параметрів точності в результаті проведення хіміко-термічної обробки:

Параметр по DIN 3962	До ХТО	Після ХТО	Після рихтування
F_p	18...29	27...36	20...30
F_r	7...21	17...70	7...21
F_β	8...27	13...54	12...27

3.6 . Визначення кореляційних залежностей гідравлічної машини в режимі насоса

Система по елементного контролю параметрів, яка здійснюється на випробувальному стенді обладнаному стрілковими або цифровими вимірювальними приладами [6].

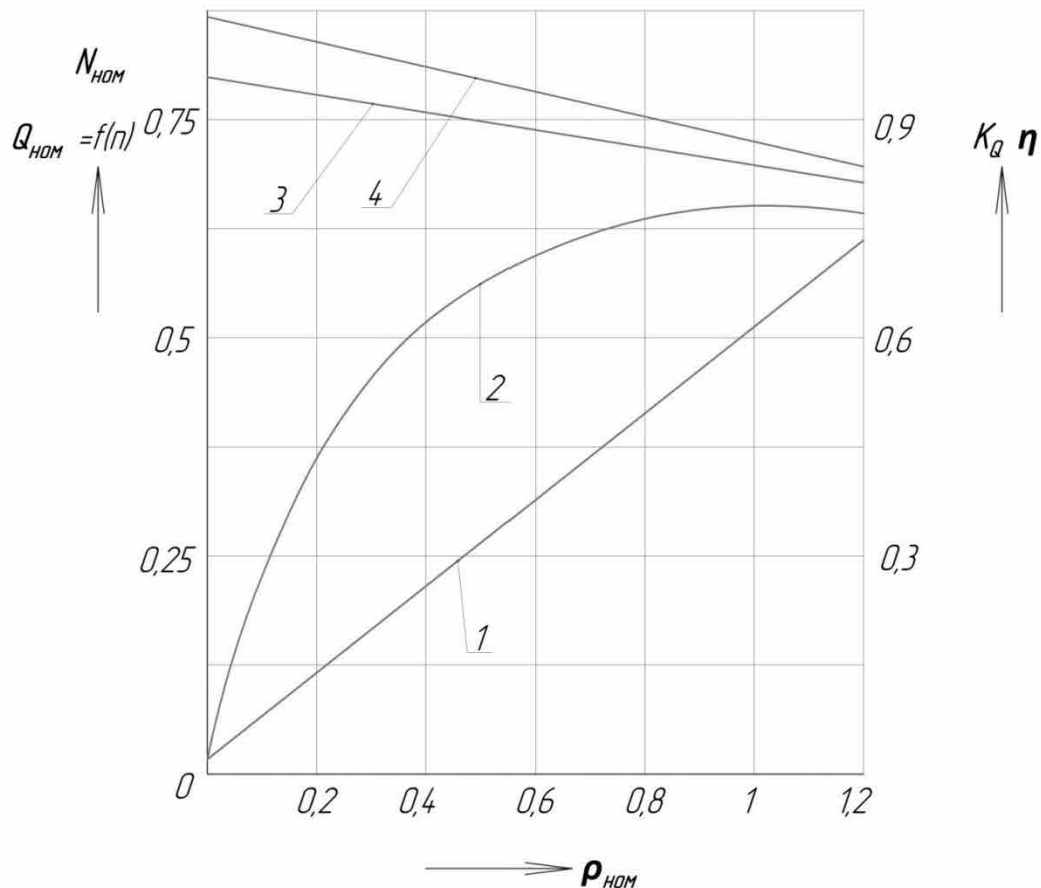


Рисунок 3.5 Графік кореляційних залежностей оціночних показників насоса. $p_{ном}$ - тиск номінальний у відсотках; $\eta_{ном}$ - номінальна потужність, у відсотках; $Q_{ном}$ - номінальна об'ємна подача, у відсотках; K_d - коефіцієнт об'ємної подачі; η - коефіцієнт корисної дії.

1 - залежність $N_{ном}$ від $p_{ном}$; 2 - залежність η від $p_{ном}$;
3 - залежність K_d від $p_{ном}$; 4 - залежність $Q_{ном}$ від $p_{ном}$, при заданій частоті, п.

Таблиця 3.4

Налагоджуємі параметри		Контролюємі параметри		Розраховуємі параметри	
Найменування	Познач.	Найменування	Познач.	Найменування	Розрахункові формули
1	2	3	4	5	6
Позначення					
Частота обертання привода насоса	n, c^{-1}	Фактична кількість обертів	$n_{\Sigma}, шт$	Теоретичне значення об'ємної подачі Q^T для кожного значення ρ_i та n_i	$Q^T = q \cdot n_{\Sigma}$
Тиск навантаження Розрахунковий об'єм	$\rho, МПа$	Фактичне значення об'ємної подачі	$Q^{\phi}, \frac{дм^3}{хв}$	Коефіцієнт подачі для кожного значення ρ_i та n_i	$K_Q = \frac{Q^{\phi}}{Q^T}$
Розрахунковий об'єм робочої камери насоса	$q, см^3$				

1. Тен нагрівач робочої рідини
2. Бак
3. Насос який випробовується
4. Електродвигун з регульованою частотою обертання
5. Датчик колової швидкості (частоти обертання)
6. Манометр напорної магістралі
7. Розподільник
8. Регулюємий дросель
9. Диференційний датчик тиску
10. Аналого-цифровий перетворювач
11. Цифро-аналоговий перетворювач
12. Обчислювальний пристрій
13. Дисплей
14. Датчик обліку рідини
15. Запобіжний клапан
16. Датчик температури
17. Фільтр

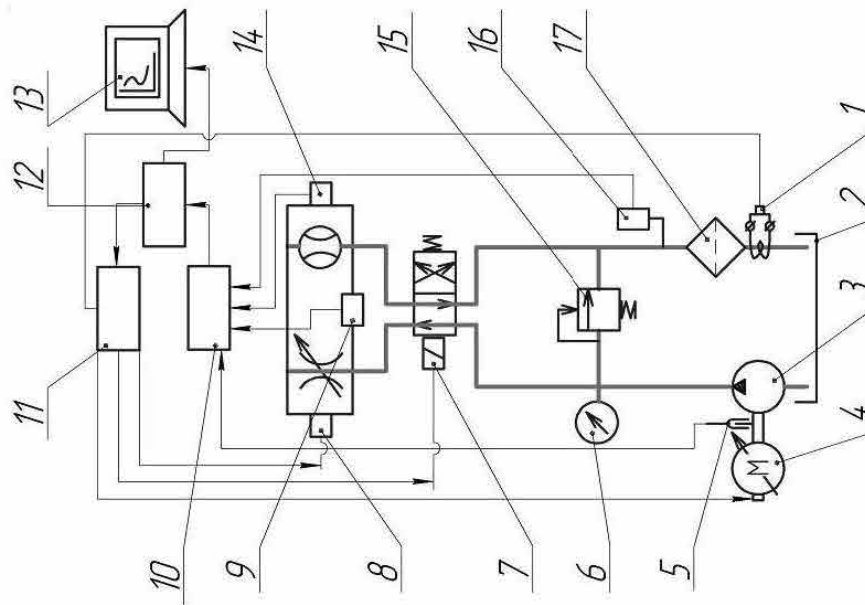


Рисунок 3.6 Випробувальна система контролю оціночних показників шестеренного насосу

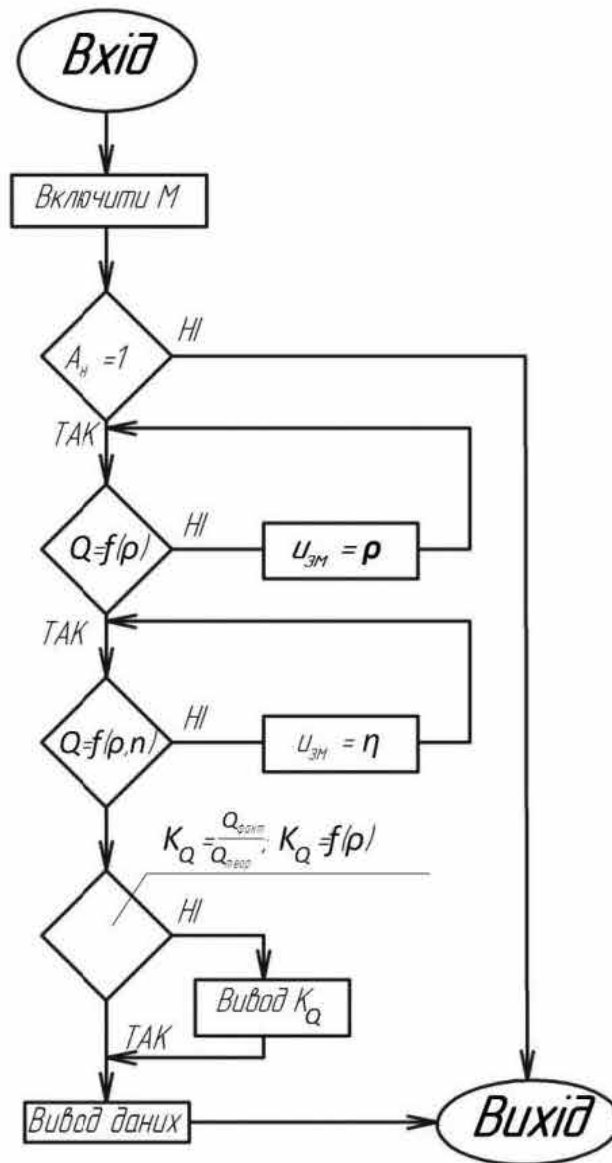


Рисунок 3.7 Блок схема функціонування випробувальної схеми діагностування шестеренного насоса

3.7. Визначення кореляційних залежностей гідравлічної машини в режимі мотора

Обладнання для випробувань.

Представлена автоматизована випробувально-діагностична система комплексного контролю оціночних показників МШ [3].

Принцип дії випробувальної системи

Система складається із двох модулів. Модуль навантаження (МН) 1 та модуль привода (МП) 5.

МП забезпечує живлення контролюемого МШ 12.

Живлення здійснюється насосом 7, який отримує обертання від електродвигуна з регулюємою частотою обертання 8. Тиск в системі живлення контролюється манометром 9 та диференційним датчиком 10.

МШ отримує живлення через розподільник 11. МП забезпечує нормоване навантаження крутним моментом, яке забезпечується гідромотором 18.

Обумовлене навантаження забезпечується регулюємих дроселем 20 розміщеним в магістралі зливу гідромотора 18, і контролюється диференційним датчиком 21.

Живлення гідромотора 18 здійснюється насосом МН 1.

Нормований тиск в системі живлення МН контролюється манометром 22.

Колова швидкість МШ 12 контролюється датчиком 13.

Крутний момент МШ 12 контролюється датчиком 23.

Інформація з датчиків 10, 13, 21, 23 передається на аналогово-цифровий перетворювач 14 і з нього на обчислювальний пристрій 16. Обчислювальний пристрій 16 порівнює отриману з датчиків інформацію про контролюємі параметри із нормативними значеннями параметрів відображених в програмному забезпеченні.

Отримана інформація передається на екран дисплея 17 у вигляді графіку кореляційних залежностей або у цифровому вигляді.

Крім того обчислювальний пристрій 16 передає відповідні команди програмного забезпечення на цифрово-аналоговий перетворювач 15, який підсилює їх і передає на виконавчі елементи системи.

Виконавчі елементи системи виконують запрограмовані команди.

До виконавчих елементів відносяться:

- розподільники 11, 19;
- дросель МН 20;
- регулюємий електродвигун 8.

Випробувальна система може працювати в двох режимах налагодочному і цикловому або програмному. Налагодчий режим - передбачає можливість

керування виконавчими елементами від окремого пульта безпосередньо оператором.

Наладочний режим використовується для наладки системи і контролю дії її елементів, а також по елементної фіксації контролюємих параметрів за допомогою стрілочних або цифрових приладів.

Програмний (цикловий) режим - передбачає автоматичне здійснення послідовних операцій випробувань з комплексною фіксацією контролюємих параметрів у вигляді графіків кореляційних залежностей на дисплеї, або цифрової інформації [3].

Таблиця 3.5

Налагоджуємі параметри		Контролюємі параметри		Розраховуємі параметри	
Найменування	Познач.	Найменування	Познач.	Найменування	Розрахункові формули
1	2	3	4	5	6
Позначення					
Об'ємна подача МП, $\text{дм}^3/\text{хв}$	Q	Частота обертання МП, с^{-1}	n	Витратна потужність для діапазону значень $\Delta\rho$ і Q	$N_{Bi} = \Delta\rho \cdot Q$
Перепад тиску МП, МПа	$\Delta\rho$	Крутний момент МП, $\text{Н}\cdot\text{м}$	M	Реалізована потужність для діапазону значень M_i та n_i	$N_{pi} = \frac{M_i \cdot n_i}{C}$
				Коефіцієнт корисної дії для діапазону значень N_{Bi} та N_{pi}	$\eta_i = \frac{N_p}{N_B}$

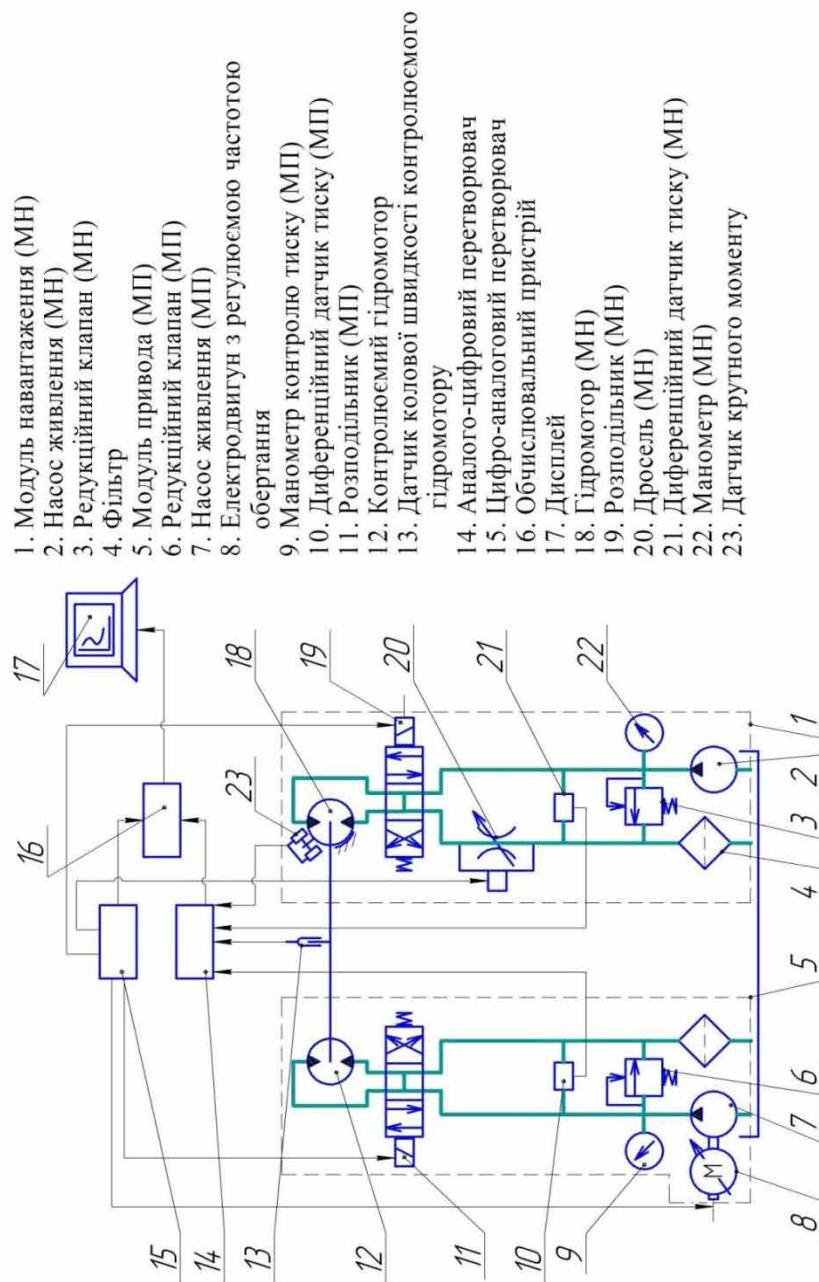


Рисунок 3.8 Випробувальна система контролю оціночних показників шестеренного мотору

3.8 Багатокритеріальна сталість технічних систем (насосів шестеренних, гідромоторів шестеренних)

Розглянута в попередніх розділах система оціночних показників не враховує можливість виникнення несталості процесу функціонування. Для визначення сталості технічної системи доцільно провести додаткову серію експериментальних перевірок з метою визначення оцінки достовірності функціональних показників, яка забезпечить сталість систем. Таку оцінку найбільш доцільно проводити на підставі побудови функціонального портрету [18].

Функціональний портрет дає можливість визначити номінальну сумарну кореляційну характеристику та порівняти її з експериментальною сумарною характеристикою. В якості значного неспівпадіння експериментальної і номінальної робиться висновок про недостатню сталість системи.

Оціночні показники поділяються:

- Вхідні;
- Вихідні.

До вхідних параметрів належать ті параметри на які необхідно налагодити технічну систему або процес для того щоб здійснити задану функцію.

До вихідних параметрів належить ті параметри, які відтворюють технічну систему або процесом.

Для гідравлічного насосу шестеренного типу вхідними параметрами можуть бути:

- Густина рідини;
- Температура робочої рідини;
- Частота обертів;
- Тиск на виході.

До вихідних параметрів належать:

- Об'ємна подача;
- Об'ємний коефіцієнт (ККД насоса по співвідношенню)

$$\eta = \frac{Q_{\text{факт}}}{Q_{\text{теор}}} \quad (3.1)$$

- Коефіцієнт по витраченій потужності

$$\eta = \frac{N_{\text{факт}}}{N_{\text{теор}}} = \frac{Q_{\text{ф}} \cdot p_{\text{факт}}}{Q_{\text{т}} \cdot p_{\text{теор}}} \quad (3.2)$$

Загальний коефіцієнт корисної дії для гідравлічних машин визначається, в тому числі:

- При функціонуванні в режимі насоса:

$$\eta_H = \frac{M \cdot \omega}{Q \cdot p}; \quad (3.3)$$

- При функціонуванні в режимі мотора:

$$\eta_M = \frac{Q \cdot p}{M \cdot \omega}; \quad (3.4)$$

де Q – об'ємна подача, $\text{дм}^3/\text{хв}$;

p – тиск, МПа;

M – крутний момент, Н·м;

ω – колова швидкість, рад/с.

Для об'єктивної оцінки функцій них показників технічної системи та їх взаємодії необхідно розглянути замкнену систему функцій них показників. Такій системі доцільно визначити як функціональний портрет.

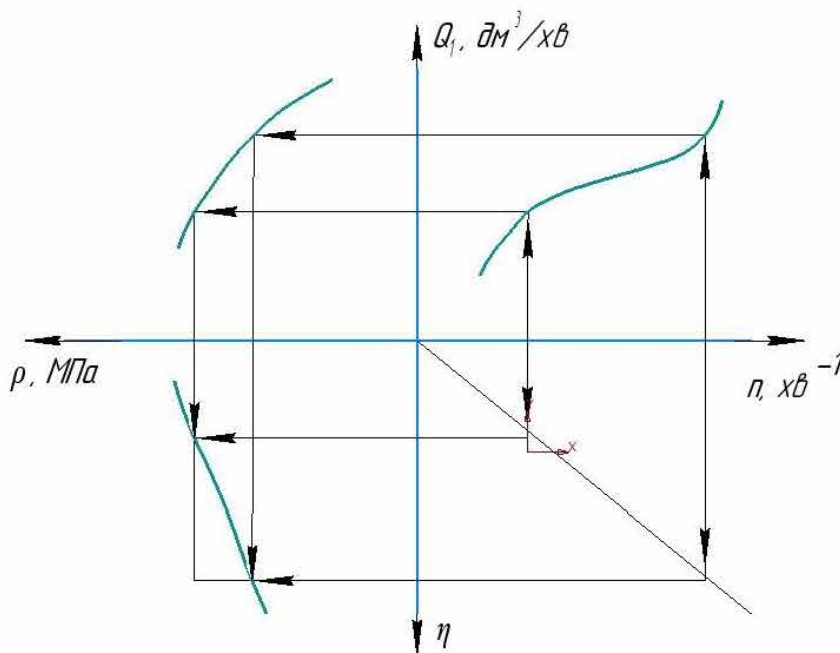


Рисунок 3.9 Функційні показники замкненої системи, функціональний портрет насоса

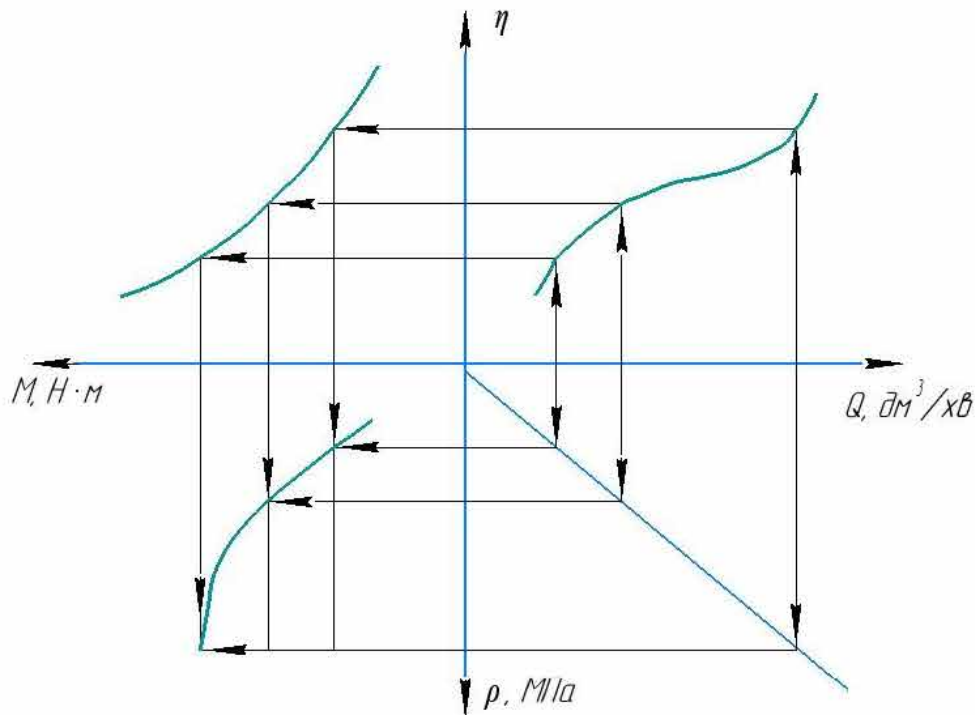


Рисунок 3.10 Функційні показники замкненої системи, функціональний портрет мотора

Функціональні портрети передбачають побудову в межах координатних осей заданих кореляційних залежностей. При цьому на двох кореляційних залежностях будуються номінальні значення сумарної третьої залежності. Після цього на підставі серії експериментів будується значення. Порівнюється номінальне значення сумарної залежності з її значенням отриманим в результаті експериментів. У випадку значного неспівпадіння кореляційних залежностей номінальних і отриманих експериментально робиться висновок про несталість або недостатню сталість розглядаємої системи.

4. Економічна частина

Альтернативою евольвентному профілю зуба в механічних зубчатих передачах можуть стати спеціальні профілі, які утворюються за допомогою тригонометричних функцій [12]. Одним із таких профілів є синусне зачеплення, використане при профілюванні шестерень імпортного насоса.

Таке зачеплення має ряд переваг над евольвентним, в тому числі:

- відсутність розриву потоку, в наслідок виключення стиснутого об'єму;
- зниження рівня пульсацій;
- зниження рівня звукової потужності.

4.1 Конструкторська підготовка виробництва

1. Визначення витрат на проектування (модернізацію) гідравлічної машини[12]:

$$B_{\text{пк}} = N_{\text{ор}} \cdot T_{\text{кон}} \cdot Z_{\text{ст.к.}} \cdot \left(1 + \frac{K_{\text{д}}}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{B_{\text{с}}}{100}\right) + N_{\text{в}}$$

де $N_{\text{ор}}$ - кількість найменувань оригінальних деталей, які входять до конструкції нової гідравлічної машини, шт.;

$T_{\text{кон}}$ - сумарна кількість годин на розробку усіх видів конструкторської документації, яка в середньому припадає на одне найменування оригінальних деталей

$Z_{\text{ст.к.}}$ - середньогодинна заробітна плата конструктора, грн./год.;

$K_{\text{д}}$ – додаткова заробітна плата конструктора, %;

$B_{\text{с}}$ - відрахування у соціальні фонди (єдиний соціальний внесок) від заробітної плати конструкторів, %;

$N_{\text{в}}$ - накладні витрати (складають 45% від основної зарплати), грн.

$$N_{\text{в}} = 7 \cdot 22 \cdot 100,012 \cdot \frac{45}{100} = 6930,83 \text{ грн.}$$

$$B_{\text{пк}} = 7 \cdot 22 \cdot 100,012 \cdot \left(1 + \frac{10}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{22}{100}\right) + 6930,83 = 27600,12 \text{ грн.}$$

2. Визначаємо витрати на технологічну підготовку виробництва гідравлічної машини:

$$B_T = H_{op} \cdot T_{tex} \cdot Z_{ст.т.} \cdot \left(1 + \frac{K_d}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{B_c}{100}\right) + H_v$$

де T_{tex} - сумарна трудомісткість технологічних робіт, які припадають на одне найменування оригінальної деталі;

$Z_{ст.т.}$ - середньогодинна плата технолога, грн./год.

$$B_T = 7 \cdot 25 \cdot 94,56 \cdot \left(1 + \frac{10}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{22}{100}\right) + 8273,65 = 30116,09 \text{ грн.}$$

4.2 Визначення витрат на модернізацію гідравлічної машини та обґрунтування її оптової ціни

Після визначення трудомісткості модернізації розраховуємо заробітну плату виробничих робітників[12]:

$$Z_{op} = \sum_{i=1}^n C_{г(i)} \cdot T_{(i)}$$

де n – кількість і-тих видів робіт;

$C_{г(i)}$ – середньогодинна тарифна ставка робітників, які виконують і-тий вид робіт (з урахуванням умов праці), грн/год ;

$T_{(i)}$ – трудомісткість і-го виду робіт, нормо-годин.

Наприклад, для механічної операції:

$$Z_{op} = 77,979 \cdot 2,9 = 226,14 \text{ грн.}$$

Визначення витрат на утримання та експлуатацію обладнання:

$$B_o = \sum_{i=1}^n (Z_{op(i)} \cdot \frac{P_{во(i)}}{100})$$

де $P_{во(i)}$ – процент витрат на утримання та експлуатацію обладнання по кожному і-му виду робіт (цеху) за заводською калькуляцією.

Наприклад, для механічної операції:

$$B_o = 226,14 \cdot \frac{385}{100} = 870,64 \text{ грн.}$$

Визначення цехових витрат:

$$B_{\text{цех}} = \sum_{i=1}^n (Z_{\text{ор}(i)} \cdot \frac{P_{\text{цв}(i)}}{100})$$

де $P_{\text{цв}(i)}$ – процент цехових витрат по кожному i -му виду робіт (цеху) за заводською калькуляцією.

Наприклад, для механічної операції:

$$B_{\text{цех}} = 226,14 \cdot \frac{232}{100} = 524,64 \text{ грн.}$$

Аналогічно виконані розрахунки за іншими видами робіт зводимо до табл. 4.1.

Трудомісткість модернізації гідравлічної машини

Табл. 4.1

Види робіт	Трудомісткість робіт, нормо-год	Середній розряд	Середньогодинна тарифна ставка робітників $Z_{\text{ор}}$, грн	Основна заробітна плата робітників $Z_{\text{ор}}$, грн	Витрати на утримання на експлуатацію обладнання, B_o		Загально- виробничі (цехові) витрати, $B_{\text{цех}}$	
					%	грн	%	грн
Ливарні	3,6	3	87,048	313,37	350	1096,80	242	758,36
Ковальсько- штампувальні	3,3	3	78,605	259,40	380	985,71	223	578,45
Механічні	2,9	4	77,979	226,14	385	870,64	232	524,64
Термічні	1,8	3	87,048	156,69	395	618,91	282	441,86
Слюсарно- складальні	1,1	4	77,979	85,78	180	154,40	242	207,58
Фарбувальні	1,2	2	57,184	68,62	110	75,48	120	82,34
Пакувальні	1,5	2	57,184	85,78	110	94,35	120	102,93
Всього	15,4	-	-	1195,77	-	3896,29	-	2696,17

5.3 Визначення витрат на модернізацію об'єкта та обґрунтування його оптової ціни

Визначення виробничої собівартості модернізації гідравлічної машини:

$$C_{\text{вир}} = M_o + M_d + \Pi_n + B_n + T_v - B_{\text{зв}} + \Pi_{\text{тех}} + E_{\text{тех}} + Z_{\text{ор}} + \\ + Z_{\text{др}} + B_c + Z_{\text{цп}} + B_o + B_{\text{цех}} + B_{\text{зав}},$$

де M_o , M_d – відповідно витрати на основні та допоміжні матеріали, грн;

Π_n – покупні напівфабрикати, комплектуючі вироби та послуги сторонніх підприємств, грн;

$B_{\text{зв}}$ – зворотні відходи, які реалізуються (віднімаються), грн;

B_n – напівфабрикати власного виробництва, грн;

Розрахунки M_o і Π_n , зводимо до табл. 5.2. Через відсутність точних даних щодо витрат M_d та $B_{\text{зв}}$ розрахунки за цими статтями виконуємо укрупнено у відсотках від M_o .

T_v – транспортно-заготівельні витрати, грн;

$E_{\text{тех}}$, $\Pi_{\text{тех}}$ – енергія та паливо на технологічні ціни, грн;

$Z_{\text{др}}$ – допоміжна заробітна плата виробничих робітників, грн;

B_c – відрахування у соціальні фонди (єдиний соціальний внесок), грн;

$Z_{\text{цп}}$ – відшкодування зносу інструменту та пристосувань цільового призначення та інші спеціальні витрати, грн;

$B_{\text{зав}}$ – загальнозаводські витрати, грн.

Таблиця 4.2

Склад матеріальних витрат на модернізацію гідравлічної машини

№ з/п	Матеріали, покупні напівфабрикати та комплектуючі вироби	Одиниця	Витрати (шт, кг)	Ціна, грн	Витрати на виріб, 70н.70.
1	2	3	4	5	6
	<u>Основні матеріали:</u>				
1	Алюмінієві чушки	кг	5,0	108,42	542,10
2	Сталеві прутки	кг	2,0	83,0	166,00
3	Профільний прокат	кг	1,5	214,65	321,98
	Всього основних матеріалів				1030,08
	<u>Покупні комплектуючі вироби:</u>				
1	Манжета	шт	1	85,05	85,05
2	Ущільнюючі резинки	шт	6	109,34	656,04

3	Стопорне кільце	шт	1	60,70	60,70
4	Гвинти	шт	4	102,06	408,24
	Всього покупних				1210,03

Таблиця 4.3

Виробнича собівартість модернізації гідравлічної машини з синусним
зацепленням

№ з/п	Стаття калькуляції	Коротке познач.	Метод розрахунку, джерело інформації	Результат, сума, грн
1	Матеріали основні	M_o	Табл.5.2	4165,38
2	Матеріали допоміжні	M_d	4% від M_o	166,62
3	Покупні напівфабрикати, комплектуючі вироби та послуги інших підприємств	P_n	Табл. 5.2	1210,03
4	Транспортно-заготівельні витрати	T_b	6% від $(M_o + M_d + P_n)$	249,92
5	Зворотні відходи	$-B_{зв}$	5% від M_o	0,00
6	Напівфабрикати власного виробництва	B_n	Табл. 5.2	221,68
7	Паливо та енергія на технологічні цілі	$E_{тех}, P_{тех}$	74% від $З_{ор}$	932,70
8	Всього матеріальні витрати			6446,48
9	Основна заробітна плата виробничих робітників	$З_{ор}$	Табл. 5.1	1195,77
10	Додаткова заробітна плата виробничих робітників	$З_{др}$	10% від $З_{ор}$	119,58
11	Відрахування у соціальні фонди(єдиний соціальний внесок)	B_c	22% від $(З_{ор} + З_{др})$	289,38
12	Відшкодування зносу інструменту та пристосувань цільового призначення та інші спеціальні витрати	$З_{цп}$	18% від $З_{ор}$	98,05

13	Витрати на утримання та експлуатацію обладнання	V_o	Табл. 5.1	3896,29
14	Загальновиробничі витрати	$V_{\text{цех}}$	Табл. 5.1	2696,17
15	Загальнозаводські витрати	$V_{\text{зав}}$	180% від $Z_{\text{ор}}$	2152,38
16	Виробнича собівартість модернізації	$C_{\text{вир}}$	Σст. 8-15	16846,27

Визначаємо повну собівартість модернізації гідравлічної машини.

$$C_{\text{пов.пр.}} = C_{\text{пов.б.}} - \sum_1^m C_{\text{ан.пов.}} + C_{\text{пов.мод.}}$$

де $C_{\text{пов.б.}}$ – повна собівартість базової гідравлічної машини з евольвентним зачепленням, грн. ;

m – кількість анульованих деталей та вузлів;

$C_{\text{ан.пов.}}$ – собівартість анульованих деталей, грн;

$C_{\text{пов.мод.}}$ – повна собівартість деталей та вузлів, що модернізуються [12].

$$C_{\text{пов.пр.}} = 18071,13 - (8977,87 + 7228,50) + 16846,27 = 18711,0 \text{ грн}$$

Визначаємо ціну проектної і базової гідравлічних машин:

$$Ц = C_{\text{пов.}} \cdot \left(1 + \frac{П_H}{100}\right)$$

$$Ц_б = 16846,27 \cdot \left(1 + \frac{20}{100}\right) = 20216,0 \text{ грн,}$$

$$Ц_{\text{пр}} = 18711,0 \cdot \left(1 + \frac{20}{100}\right) = 22453,0 \text{ грн.}$$

4.4 Розрахунок витрат споживача за весь строк експлуатації шестеренного насоса

Складова витрат споживача – його витрати за весь строк експлуатації виробу – що в багатьох випадках перевищує ціну його придбання. Саме через низькі поточні витрати покупець часто придбає більш дорогий товар. Саме співвідношенням «якість/ціна споживання» оперують споживачі, визначаючи рейтинг товарів-конкурентів.

За попередніми дослідженнями, проведеними в[13], покращення характеристики нового виробу впливають на загальну величину якості і прогнозний рівень випускної ціни. Очевидно впливають вони й на поточні витрати споживача в бік їхнього зниження.

Виконані розрахунки величини експлуатаційних витрат за весь період функціонування гідравлічної машини. Для цього ми використали методику, наведену в [1]. Розрахунки зведені до таблиці 4.4.

Таблиця 4.4

Витрати споживача за весь строк служби гідравлічної машини

Статті витрат, показник	Умовне познач.	Формула розрахунку, джерело інформації	Результат по насосу	
			базовому	модерніз.
1	2	3	4	5
1. Витрати споживача за перший рік експлуатації насоса, грн.: 1.1 Зарплата робітника на пошук та усування наслідків відмови, грн.	C_3	$C_3 = t_o \cdot C_{гт} \cdot K_H \cdot K_B$ де t_o - середня оперативна тривалість пошуку та усування наслідків відмови робітником 5-го розряду, люд.-год., ($t_o=1$ год); $C_{гт}$ – середня година тарифна ставка робітника 5-го розряду в рембазах досліджуваних господарств, грн./год., ($C_{гт}=89,471$ грн/год.); K_H - коефіцієнт нарахувань на заробітну плату ($K_H=1,5$); K_B - середня кількість відмов, що припадає на один насос.	20,397	24,426

1.2 Витрати на запасні частини для ремонту, грн.	C_d	$C_d = B_{сг} \cdot K_B$ де $B_{сг}$ - середня вартість запчастин, що найчастіше виходять з ладу, грн./відмов, ($B_{сг}=949,96$ грн/відмов)	150,093	172,893
1.3 Витрати на пересування трактора до рембази, пошук і доставку запчастин зі складу господарств, грн.	$C_{пд}$	$C_{пд} = (t_{п-з} + t_{оч}) \cdot B_{г} \cdot K_B$ де $t_{п-з}$ - підготовчо-заклучний час на від'єднання робочої машини, переїзд до місця ремонту і назад, підготовку до роботи ($t_{п-з}=0,3$ год); $t_{оч}$ - час очікування запчастин за умови наявності їх на складі господарства ($t_{оч}=1$ год); $B_{г}$ - годинні витрати, пов'язані з експлуатацією трактора, грн. ($B_{г}=320,89$)	15,212	17,520
1.4 Збитки господарства від простоювання машини, грн.	$C_{п}$	$C_{п} = C_o \cdot (t_o + t_{п-з} + t_{оч}) \cdot K_B$ де C_o - середні питомі збитки від простоювання сільгосптехніки під час польових робіт, грн. ($C_o=635,8$ грн.)	231,050	266,145
1.5 Всього експлуатаційних витрат першого року, грн.	B_{e1}	Σ ст. 1.1 – 1.4	416,752	480,984
2.Нормативний строк служби насоса, років.	t	За даними паспортів насосів	4	6
3. Коефіцієнт приведення експлуатаційних витрат першого року використання насоса B_{e1} до повних експлуатаційних витрат B_e	β	$\beta = \frac{1}{\alpha} [(1 + \alpha) - 1]$ де α - норматив приведення. Числові значення коефіцієнта β в залежності від величин α і t наведені в [18 табл. 15]	8,370	4,506
4. Величина експлуатаційних витрат за весь період функціонування	B_e	$B_e = \beta \cdot B_{e1}$	3488,01	2167,31

4.5 Розрахунок показників порівняльної економічної ефективності проекту

Визначаємо річний економічний ефект, який отримує виробник гідравлічної машини [16]:

$$E_{рв} = ((C_{опт.пр.} - C_{пов.пр.}) - (C_{опт.б.} - C_{пов.б.})) \cdot П_v - E_n \cdot K_B$$

де $C_{\text{опт.пр.}}$, $C_{\text{опт.б.}}$ – відповідно оптова ціна проектної та базової гідравлічних машин, грн.;

$C_{\text{пов.пр.}}$, $C_{\text{пов.б.}}$ – відповідно повна собівартість проектної та базової гідравлічних машин, грн.;

$P_{\text{в}}$ – програма виробництва об'єктів, шт./рік;

$E_{\text{н}}$ – нормативний коефіцієнт економічної ефективності капітальних вкладень;

$K_{\text{в}}$ – затрати на проектування, грн.;

$$K_{\text{в}} = B_{\text{пк}} + B_{\text{т}}$$

де $B_{\text{пк}}$, $B_{\text{т}}$ – відповідно, вартість конструкторської та технологічної підготовки виробництва насосу.

$$K_{\text{в}} = 27600,12 + 30116,09 = 57716,20 \text{ грн.}$$

$$E_{\text{рв}} = ((22453,64 - 18711,0) - (20216,26 - 18071,13)) \cdot 50 - \\ - 0,16 \cdot 57716,2 = 78950 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект, який отримує підприємство споживач:

$$E_{\text{р.сп.}} = (B_{\text{прив}}^{\text{б}} - B_{\text{прив}}^{\text{пр}}) \cdot N_{\text{д}}$$

де $B_{\text{прив}}^{\text{б}}$, $B_{\text{прив}}^{\text{пр}}$ – відповідно приведені витрати у споживача на базову і проектну гідравлічну машину;

$N_{\text{д}}$ – річна норма випуску гідравлічних машин.

Приведені витрати у споживача визначаються за формулою:

$$B_{\text{прив}} = B_{\text{е}} + E_{\text{н}} \cdot \Phi_{\text{бал}},$$

де $\Phi_{\text{бал}}$ – балансова вартість гідравлічної машини:

$$\Phi_{\text{бал}} = C \cdot (1 + K_{\text{тр}} + K_{\text{м}}),$$

де $K_{\text{тр}}=0,05$ – коефіцієнт на транспортування гідравлічної машини;

$K_{\text{м}}=0,02$ – коефіцієнт на монтаж гідравлічної машини.

$$\Phi_{\text{бал.б}} = 20216,00 \cdot (1 + 0,05 + 0,02) = 21631,12 \text{ грн,}$$

$$\Phi_{\text{бал.пр}} = 22453,00 \cdot (1 + 0,05 + 0,02) = 24024,71 \text{ грн.}$$

$$B_{\text{прив}}^{\text{б}} = 3488,01 + 0,16 \cdot 21631,12 = 6948,99 \text{ грн},$$

$$B_{\text{прив}}^{\text{пр}} = 2167,31 + 0,16 \cdot 24024,71 = 6011,26 \text{ грн}.$$

$$E_{\text{р.сп.}} = (6948,99 - 6011,26) \cdot 5 = 4700 \text{ грн}.$$

Строк окупності додаткових капітальних вкладень:

$$T_{\text{ок.в.}} = \frac{K_{\text{в}}}{((C_{\text{опт.пр.}} - C_{\text{пов.пр.}}) - (C_{\text{опт.б.}} - C_{\text{пов.б.}})) \cdot P_{\text{в}}}$$

$$T_{\text{ок.в.}} = \frac{57716,20}{((22453,64 - 18711,0) - (20216,26 - 18071,13)) \cdot 50} = 0,7 \text{ р.}$$

$$= 8,7 \text{ міс.}$$

$$T_{\text{ок}} = \frac{C_{\text{пр}} - C_{\text{б}}}{B_{\text{е}}^{\text{б}} - B_{\text{е}}^{\text{пр}}}$$

$$T_{\text{ок}} = \frac{24024,71 - 21631,12}{3488,01 - 2167,31} = 1,8 \text{ років}$$

У підсумку складаємо зведену таблицю техніко-економічних показників проекту (табл. 4.5).

Таблиця 4.5

Підсумкові техніко-економічні показники базового та проектного варіантів

№ п/п	Показники	Одини ця	Базовий варіант	Проект	Зміна, % (+,-)
1.	Річна програма випуску насосів	шт./рік	50	50	-
2.	Потреба в насосах у споживача	шт./рік	5	5	-
3.	Повна собівартість модернізації насоса	грн	-	16846,3	-
4.	Повна собівартість шестеренного насоса	грн	18071,1	18711,0	+3,5
5.	Оптова ціна шестеренного насосу	грн	20216,0	22453,0	+3,5
6.	Балансова вартість насоса у споживача	грн	21631,1	24024,7	+3,5
7.	Експлуатаційні витрати споживача за весь строк експлуатації насосу	грн	3488,01	2167,31	-37,9
8.	Приведені витрати споживача в розрахунку на один насос	грн	6948,99	6011,26	-13,5
9.	Капітальні витрати на підготовку виробництва	грн	-	57716	-
10	Річний економічний ефект:				
	- у виробника	грн	-	78950	-
	- у споживача	грн	-	4700	-
11.	Строк окупності додаткових капітальних витрат:				
	- у виробника	міс. років	-	8,7	-
	- у споживача		-	1,8	-

Висновок

Кваліфікаційна робота на тему: «Малопотужне зачепленням шестерень гідравлічного насоса, спеціалізовані технології зубообробки та зубонарізний інструмент».

Дана магістерська робота виконана з дотриманням основних вимог діючих стандартів. Графічна частина оформлена згідно вимог ЕСКД.

Конструкторські, технологічні і економічні розрахунки, виконані в даній магістерській роботі, доводять використання нової модернізованої гідравлічної машини, підвищення надійності та довговічності технічних засобів, зменшення динамічних навантажень, збільшення гідравлічного ресурсу, зменшення сили тертя та збільшення плавності обкату.

В загальній частині проаналізовано різницю між стандартним евольвентним та синусним зачепленнями. Описано основні переваги синусного зачеплення.

В конструкторській частині розглянуто структуру будови гідравлічних машин та гідравлічних насосів. Описано принцип роботи гідравлічних машин та гідравлічних насосів.

В дослідній частині роботи було виконано такі основні етапи:

1. Аналіз та синтез геометрії робочого контуру (профілю зубців) синусного зачеплення.
2. Розрахунок геометричних параметрів синусних передач для створення уніфікованого ряду.
3. Визначення умов забезпечення перекриття (безперервності зачеплення) в синусній передачі.
4. Розробка структури випробувань гідравлічних насосів та гідравлічних моторів із синусним зачепленням шестерень.
5. Отримання графіків кореляційних залежностей та оціночних показників для гідравлічних машин з шестернями, що мають синусне зачеплення.

Іншими словами, дослідження було присвячене вивченню геометричних особливостей синусного зачеплення, визначенню його раціональних параметрів,

аналізу умов забезпечення перекриття, а також експериментальній перевірці роботи гідравлічних насосів і моторів з такими зачепленнями. В результаті були отримані графічні та аналітичні залежності для оцінки експлуатаційних характеристик гідромашин з синусними передачами.

Таким чином, комплексно досліджені теоретичні аспекти синусного зачеплення, виконані відповідні розрахунки та проведені експериментальні випробування для визначення показників гідромашин з такими передачами. Модернізація гідравлічних машин спрямована на підвищення енергоефективності гідравлічних машин, безшумності роботи, підвищення довговічності гідравлічної машини в експлуатації, зменшення сили тертя в зачепленні, збільшення гідравлічного ресурсу.

В технологічній частині розроблено спеціальний зубооброблюваний інструмент для передачі з синусним зачепленням.

В економічній частині кваліфікаційної роботи шляхом техніко-економічних розрахунків було доведено доцільність запропонованої конструкції модернізованих гідравлічних машин, економічна ефективність якої становить

Література

1. Патент США US6769891B2 від 03.08.2004р.
2. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 1/Под.ред. А.Г.Косиловой и Р.К. Мещерякова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. 656 с., ил.
3. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 2/Под.ред. А.Г.Косиловой и Р.К. Мещерякова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. 496 с., ил.
4. Справочник металлиста. Том 2. Москва. Машгиз. 1958.
5. Егоров М.Е. и др. Технология машиностроения Учебник для вузов, изд. 2-е, доп. М., «Висш. Школа», 1976. 534 с. с ил.
6. Шишов, И.П. Циліндричні передачі з арковими зубцями: моногр. / И.П. Шишов, П.Л. Носко, О.О. Рев'якіна. – Луганськ: Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2004. – 336 с
7. Зубчатые передачи с зацеплением Новикова / А.В. Павленко [и др.]. – Киев: Техника, 1978. – 230 с
8. Борисов В.И. Общая методология конструирования машин – М.: Машиностроение, 1978 – 120 с.
9. Колчин А.В. Датчики средств диагностики машин. – М.: Машиностроение, 1984 – 112с., ил. (учебное пособие)
10. Аникин Ю.В. Синусное зацепление. Основы геометро-кинематической теории. Воронеж, ВГУ, 1975, 61 с.
11. Економічно та організаційно-планові розрахунки при обґрунтуванні доцільності розробки нових виробів //Укладачі: Журило І.В., Полтавець М.М. – Кропивницький: ЦНТУ, 2017. – 40 с.
12. Журило І.В. Конкурентноспроможність нової продукції промислово-виробничого призначення: теоретичні аспекти, методика прогнозування та забезпечення: Монографія: - Кіровоград, ПВЦ «Мавік», 2007. – 186 с.
13. Когут А.Е., Новожилов В.И. Выбор экономических параметров машин при конструировании. – Л.: Машиностроение, 1974. – 128 с.

14. Охорона праці: навч. Посібник/ За ред. В. кучерявого.-Львів: Оріяна нова,-2007.-368с.
15. Петрович Й. М., Захарчун Г. М. Організація виробництва: Підручник . Львів «Магнолі плюс», 2004.-400с.
16. Чумак М. Г., Махорт А. В., Махорт В.А. Ч 90 Фрезерна справа: підручник.-К.: либыдь, 2004-440с.
17. Левин А.И. Математическое моделирование в исследованиях и проектировании станков. – М.: Знание, 1966 – 464 с.
18. Архангельский Л. А. Повышение кинематической точности зубофрезерных станков / Л. А. Архангельский, Г. И. Ткачевский, Г. А. Лившиц. – Москва: Машгиз, 1954. – 202 с.
19. Великовский А. Л. Измерение крутильных колебаний делительных цепей зубофрезерных станков / А. Л. Великовский. Москва: ЭНИМС, 1971. – С. 64–74. – (Сб.: Динамика металлорежущих станков. Труды ЭНИМС).
20. Влияние режимов термической обработки цементуемой стали на изменение размеров и формы зубчатых колес / Л. Н.Ващук, Н. М. Колесник, И. Л. Высоков, Г. М. Латышева. // Вестник машиностроения. – 1986. – №3. – С. 59–61.
21. Врагов Ю. Д. Анализ компоновок металлорежущих станков: Основы компонентики / Ю. Д. Врагов. – Москва: Машиностроение, 1978. – 200 с.
22. Вульф А. М. Резание металлов / А. М. Вульф. – Ленинград: Машиностроение, 1973. – 496 с. – (Изд. 2-е).
23. Грановский Г. И. Основы теории резания металлов / Г. И. Грановский, В. Г. Грановский. – Москва: Высшая школа, 1985. – 304 с.
24. Грицай І. Є. Основи підвищення ефективності процесу нарізання циліндричних зубчастих коліс черв'ячними фрезами : автореф. дис. на здобуття 191 наук. ступеня докт. техн. наук : спец. 05.03.01 "Процеси механічної обробки, верстати та інструменти" / Грицай І. Є. – Київ, 2003. – 34 с.
25. Грицай І. Є. Синусоїдальні зубчасті передачі як альтернатива традиційним передачам та новий метод їх виготовлення / І. Є. Грицай, Я. М. Литвиняк // Вестник Нац. техн. ун-та "ХПИ" : сб. науч. тр. Темат. вып. :

Проблемы механического привода. – Харьков : НТУ "ХПИ". – 2009. – № 19. – С. 43-52.

26. Грицай І. Є. Сучасне обладнання з ЧПК та інструменти для високошвидкісного чистового оброблення зубчастих коліс / І. Є. Грицай. // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2008. – №42. – С. 152–157.

27. Грицай І. Є. Удосконалення технології виготовлення зубчастих коліс на основі нового методу зубонарізання / І. Є. Грицай, В. І. Вільшанецький // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ" : зб. наук. пр. Темат. вип. : Проблеми механічного привода. – Харків : НТУ "ХПІ". – 2011. – № 28. – С. 44-52.

28. Грицай И. Е. Управление точностью нарезания зубчатых колес червячными фрезами с учетом суммарной толщины срезов : дис. канд. техн. наук : 05.03.01 / Грицай Игорь Евгеньевич – Львов, 1984. – 224 с.

29. Гулида Э. Н. Измерение сил резания и крутящих моментов при зубофрезеровании / Э. Н. Гулида. – Львов: Изд-во Львовского ун-та, 1966. – 136 с.

30. Данильченко Ю. М. Кінематика формоутворення циліндричних зубчастих коліс з заданим профілем дисковим інструментом / Ю. М. Данильченко, А. В. Кривошея, С. І. Пастернак. // Вестник НТУУ "КПІ": сборник научных трудов, сер. Машиностроение. – 2005. – №46. – С. 104–108.

31. Експериментальне дослідження контурної обробки циліндричних зубчастих коліс дисковим інструментом / С. І. Пастернак, Ю. М. Данильченко, М. Г. Сторчак, А. В. Кривошея. // Вестник Нац. техн. ун-та "ХПІ" : сб. науч. тр. Темат. вып. : Проблемы механического привода. – Харьков : НТУ "ХПИ". – 2010. – №26. – С. 94–101.

32. Медведицков С. Н. Высокопроизводительное зубонарезание фрезами / С. Н. Медведицков. – Москва: Машиностроение, 1981. – 104 с.

33. Мисевич В. С. Экспериментальное исследование крутильных колебаний кинематических цепей зубофрезерных станков / В. С. Мисевич, В. С. Старикович. // «Станки и инструмент». – 1977. – №3. – С. 11–13.

34. Моисеенко О. И. Новые конструкции и технологии изготовления твердосплавных червячных зуборезных фрез / О. И. Моисеенко. – Киев: УкрНИИНТИ, 1968. – 48 с.
35. Моисеенко О. И. Твердосплавные зуборезные инструменты / О. И. Моисеенко, Л. Е. Павлов, С. И. Диденко. – Москва: Машиностроение, 1977. – 186 с.
36. Овумян Г. Г. Повышение производительности и качества чистового зубонарезания / Г. Г. Овумян, Е. В. Езерский, С. А. Хухрий. – Москва: Машиностроение, 1979. – 64 с.
37. Павлов Л. Е. Влияние скорости зубофрезерования на формирование профиля зубьев обрабатываемого колеса / Л. Е. Павлов, М. Л. Фингер. // «Станки и инструмент». – 1978. – №2. – С. 33–34.
38. Павлов Л. Е. Современные конструкции зубообрабатывающего инструмента / Л. Е. Павлов, Ю. В. Цвис. – Москва: Машиностроение, 1972. – 40 с.
39. Палей М. М. Технология производства режущего инструмента / М. М. Палей. – Москва: Машгиз, 1963. – 484 с.
40. Повышение производительности зубофрезерования путем применения двухступенчатых червячных фрез – Москва: НИИмаш, 1983. – 33 с. – (Экспресс-информация «Обработка резанием (технология, оборудование, инструмент)»; вып. 6). 197
41. Производство зубчатых колес / [Под ред. Б. А. Тайца] – Москва: Машиностроение, 1975. – 708 с. – (Изд. 2-е перераб. и доп.).
42. Производство зубчатых колёс: Справочник / [С. Н. Калашников, А. С. Калашников, Г. И. Коган та ін.]. – Москва: Машиностроение, 1990. – 464 с.
43. Радзевич С. П. Технология зуборезных работ. Справочник / С. П. Радзевич, В. А. Палагута, Е. D. Goodman. – Киев: ИПТТМ, 1999. – 298 с.