**Міністерство освіти і науки України**
**Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя**

**Факультет інженерії машин, споруд та технологій**
(повна назва факультету )
**Кафедра конструювання верстатів, інструментів та машин**
(повна назва кафедри)

# КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр
(назва освітнього ступеня)

на тему: **Дослідження геометричних особливостей профільних з'єднань та їх застосування в конструкціях машин**

Виконав(ла): студент(ка) 6 курсу, групи МВнм-61
спеціальності 133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва спеціальності)

(підпис) Захарчук П. П. (прізвище та ініціали)

Керівник (підпис) Скляров Р. А. (прізвище та ініціали)

Нормоконтроль (підпис) Ярема І. Т. (прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри (підпис) Кобельник В. Р. (прізвище та ініціали)

Рецензент (підпис) Золотий Р. З. (прізвище та ініціали)

Тернопіль
2021

Міністерство освіти і науки України
**Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя**

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)
Кафедра Конструювання верстатів, інструментів та машин
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри: к.т.н., доц.
_____ Кобельник В.Р.
(підпис) (прізвище та ініціали)
« » 20___ р.

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

на здобуття освітнього ступеня магістр
(назва освітнього ступеня)
за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування
(шифр і назва спеціальності)
студенту **ЗАХАРЧУКУ ПЕТРУ ПЕТРОВИЧУ**
(прізвище, ім'я, по батькові)
1. Тема роботи **Дослідження геометричних особливостей профільних з'єднань та їх застосування в конструкціях машин**

Керівник роботи Скляров Руслан Анатолійович, к.т.н., доцент,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
Затверджені наказом ректора від «*15*» *січня* 2021 року № № 4/7-22 .
2. Термін подання студентом завершеної роботи 18 травня 2021 р.
3. Вихідні дані до роботи креслення вузлів токарного верстату з ЧПК,
*робоче креслення деталі «вал профільний» та базовий ТП її виготовлення*

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)
*Аналітичний розділ. Огляд та аналіз проблематики дипломної роботи. Патентно- інформаційні дослідження. Обґрунтування конструкції об'єкту розробки. Технологічні розрахунки. Розробка структурно-кінематичної схеми верстата. Конструювання та розрахунок окремих вузлів верстата. Розробка моделі об'єкта досліджень. Синтез конструкції об'єкта дослідження. Розробка твердотілої моделі та її дослідження. Заходи з охорони праці та безпеки в НС.*
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)
*Мета та завдання дослідження - 1 арк. ф.А1; Інформаційно-патентний пошук – 2 арк. ф.А1; Креслення вузлів верстату 4-5 арк. ф.А1; Результати наукових досліджень – 3 арк. ф.А1.*

6. Консультанти розділів роботи

| Розділ | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата | |
|---|---|---|---|
| | | завдання видав | завдання прийняв |
| Охор. праці і безпека | к.т.н., доц. Окіпний І.Б. | | |
| в надзв. ситуаціях | ст. викл. Клепчик В.М. | | |
| Нормоконтроль | к.т.н., доц. Ярема І.Т. | | |
| | | | |

7. Дата видачі

завдання 20 січня 2021 р.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Назва етапів роботи | Термін виконання етапів роботи | Примітка |
|---|---|---|---|
| 1 | *Аналіз завдання на проект* | *до 27.01.2021 р.* | |
| 2 | *Патентний пошук* | *до 5.02. 2021 р.* | |
| 3 | *Технологічні розрахунки* | *до 13.02. 2021 р.* | |
| 4 | *Розробка структурно-кінематичної схеми верстату* | *до 20.02. 2021 р.* | |
| 5 | *Розрахунок кінематики приводу головного руху* | *до 01.03. 2021 р* | |
| 6 | *Розрахунок супортної групи верстату* | *до 12.03. 2021 р.* | |
| 7 | *Розробка конструкції розрахованих вузлів* | *до 01.04. 2021 р.* | |
| 8 | *Розробка твердотілої моделі профільних з'єднань* | *до 15.04. 2021 р.* | |
| 9 | *Дослідження твердотілої моделі* | *до 01.05. 2021 р.* | |
| 10 | *Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях* | *до 10.05 2021 р.* | |
| 11 | *Оформлення графічної частини* | *до 12.05 2021 р.* | |
| 12 | *Оформлення пояснювальної записки* | *до 13.05. 2021 р* | |
| 13 | *Представлення виконаної роботи* | *до 14.05 2021 р.* | |
| 14 | *Захист роботи* | *Згідно розкладу ЕКу* | |

Студент _____ ***Захарчук П.П.***

(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ ***Скляров Р.А.***

(підпис) (прізвище та ініціали)

## Анотація

Дослідження геометричних особливостей профільних з’єднань та їх застосування в конструкціях машин // Кваліфікаційна робота магістра. Захарчук Петро Петрович. Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, факультет інженерії машин, споруд та технологій, кафедра конструювання верстатів інструментів та машин, група МВнм-61.: ТНТУ, 2021.

Ключові слова: профільне з’єднання, напружено-деформований стан, токарний верстат з ЧПК.

Метою роботи є дослідження напружено-деформованого стану профільних з’єднань різної геометричної форми.

В даній дипломній роботі магістра розглянуто основні способи формоутворення обробки поверхонь деталі типу «вал профільний». Проведено необхідні технологічні розрахунки. Розроблено структурно-кінематичну схему верстата. Здійснено конструювання приводу головного руху верстату та тягового пристрою приводу подач. Розроблено твердотілі моделі РК-3 та РК-4 профільного з’єднання. Проведено дослідження їх напружено-деформованого стану. Розкриті питання охорони праці та безпеки життєдіяльності людини.

## Annotation

Zakharchuk P.P. Study of profile connections geometric singularity and their use in machine design. Thesis work for obtaining the educational qualification of Master degree of specialty 133 - Industrial machinery engineering; Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University; Ternopil, 2021.

Key words: profile connection, stress-strain state, CNC lathe.

The purpose of the thesis is to study the stress-strain state of profile joints of different geometric shapes.

In this thesis of the master the basic ways of shaping of processing of surfaces of a detail like "profile shaft" are considered. Necessary technological calculations are carried out. The structural and kinematic scheme of the machine is developed.

The calculation of the drive of the main movement of the machine and the drive of traction giving is carried out. 3D models of profile connection RK-3 and RK-4 have been developed. Studies of their stress-strain state have been carried out. Thesis work includes issues related to the industrial safety and the safety of human life.

**ЗМІСТ**

ПРИЙНЯТІ СКОРОЧЕННЯ ..... 8
ВСТУП ..... 9
РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНИЙ ..... 12
1.1. Огляд та аналіз проблематики дипломної роботи ..... 12
1.2. Інформаційно-патентний пошук ..... 13
1.2.1. Поняття профільних поверхонь ..... 13
1.2.2. Поняття та характеристики профільних з’єднань ..... 16
1.2.3. Аналіз досліджень в області обробки профільних поверхонь ..... 21
1.2.4. Аналіз області застосування профільних поверхонь ..... 25
1.2.5. Аналіз існуючих способів і технологічного обладнання для обробки профільних поверхонь ..... 32
1.3. Висновки по розділу, постановка мети та задач дослідження ..... 36
РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДНО-ПРОЕКТНИЙ ..... 38
2.1. Технологічні розрахунки ..... 38
2.2. Розробка структурно-кінематичної схеми верстату ..... 41
2.3. Оптимізація компонувальної схеми верстату ..... 44
2.4. Силові та розрахунки на міцність ..... 49
2.4.1. Розрахунок приводу головного руху ..... 49
2.4.2. Розрахунок тягового пристрою приводу подач ..... 53
2.5. Висновки до розділу ..... 58
РОЗДІЛ 3. НАУКОВО-ДОСЛІДНА ЧАСТИНА ..... 60
3.1. Розрахунок РК-профільних з’єднань ..... 60
3.2. Розрахунок контактних напруг в РК- профільному з'єднанні ..... 63
3.3. Використання методу кінцевих елементів та засобів САПР при розрахунку профільних з’єднань ..... 65
3.3.1. Розробка твердотільної моделі РК-профільного з’єднання ..... 65
3.3.2. Аналіз РК-3 профільного з’єднання ..... 66
3.3.3. Аналіз РК-4 профільного з’єднання ..... 74
3.3.4. Порівняння отриманих результатів досліджень ..... 82

3.4. Обговорення та аналіз отриманих результатів* (*оприлюднені результати досліджень подаються в додатках) ..... 86
3.5. Висновки до розділу ..... 86
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ ..... 88
4.1. Розробка огороджень та блокуючих пристроїв небезпечних зон виробничих цехів та установок ..... 88
4.2. ЗОР та їх використання на металообробних верстатах ..... 91
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ..... 94
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ ..... 97
ДОДАТКИ ..... 103

# ПРИЙНЯТІ СКОРОЧЕННЯ

БТА – багатошпиндельні токарні автомати;

ЗОР – змащувально-охолоджуюча рідина;

КЕ – кінцеві елементи;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

КС – зрізаний контур профілю;

МК – модульний комплект;

МКЕ – метод кінцевих елементів;

НДС – напружено-деформований стан;

ПГР – привід головного руху;

РК – рівновісний контур;

РКс – зрізаний рівновісний контур;

ТМ – технологічний модуль;

ЧПК – числове програмне керування.

# ВСТУП

***Актуальність роботи.*** в останні роки в світі спостерігається тенденція коли розвиток технічного прогресу та жорстка конкуренція на ринку товарів та послуг ставлять перед виробниками завдання підвищення технічного рівня проектованого обладнання, його якості та конкурентоспроможності. Також важливо знизити собівартість продукції яка виготовляється. Для цього при проектуванні необхідно використовувати нові, прогресивні конструкції деталей машин, які можуть дозволити в порівнянні із існуючими (традиційними) способами реалізації конструкторських рішень знизити витрати енергії та металу, а отже собівартість виготовлення.

В останні роки все більше фірм та компаній спрямовують свої погляди в сторону використання в машинобудуванні профільних безшпонкових з'єднань [15]. Такі з'єднання дозволяють здійснити передачу крутного моменту без використання проміжних елементів (шпонок або шліців), що дозволяє отримати значні технологічні та експлуатаційні переваги. На думку фахівців, їх доцільно використовувати при передачі великого крутного моменту, а також при підвищених вимогах до радіально биття та високих частотах обертання.

Даний тип з'єднань має використання в різноманітних об'ємних машинах та агрегатах, а також різноманітних затискних механізмах. Основна проблема цих з'єднань – складність обробки поверхонь спряження та використання спеціального обладнання для їх виготовлення.

Якщо порівняти профільні з'єднання з шпонковими чи шліцевими, то вони мають вищий ККД, тобто для передачі крутного моменту потрібно затратити менше енергії. Крім того такі з'єднання мають кращі експлуатаційні характеристики, оскільки в них спостерігається менша інтенсивність зношування контактуючих поверхонь [28].

Як правило, для виготовлення полігональних (профільних) поверхонь можуть використовуватися методи пластичного деформування та обробка з використанням токарних різців або шліфувальних кіл. При використанні перших

методів зазвичай отримуються поверхні невисокої точності, використання різців та шліфувальних кругів дозволяє отримати поверхні значно вищого квалітету точності.

Питаннями використання профільних безшпонкових з'єднань були присвячені роботи Борович Л. С. [2], Тимченко О. І. [49, 51, 48, 47], А.Г. Схіртладзе [50]. Питаннями обробки профільних поверхонь також займалася київська наукова школа, зокрема Даниленко О. В. [7], Кулік В. К. та Петраков Ю. В. [26, 27], а також Кузнєцов Ю. М. і Самойленко О. В. [25]. Дані автори переважно досліджували кінематику при обробці зовнішніх полігональних поверхонь.

Тому тема «Дослідження геометричних особливостей профільних з'єднань та їх застосування в конструкціях машин» є актуальною.

***Мета та задачі дослідження.*** Метою роботи є дослідження напружено-деформованого стану профільних з'єднань різної геометричної форми.

Для досягнення мети потрібно вирішити такі основні завдання:

- здійснити аналіз області використання профільних поверхонь;
- визначити основні способи формоутворення профільних поверхонь;
- провести технологічні розрахунки для типової деталі, що містить профільні поверхні;
- спроектувати та розробити компоновку верстата для обробки профільних поверхонь;
- провести розробку основних виконавчих вузлів верстату з використанням профільних з'єднань;
- провести дослідження напружено-деформованого стану в профільних з'єднаннях з різною геометрією;
- вирішити питання охорони праці на запропонованому верстаті;
- вирішити питання безпеки життєдіяльності людини.

***Об'єкт дослідження*** – профільні з'єднання різної геометричної форми.

***Предмет дослідження*** – напружено-деформований стан в профільних з'єднаннях різної геометричної форми.

***Спосіб дослідження*** – методи математичного моделювання, теорія технічних систем та метод скінченних елементів.

***Структура і обсяг роботи.*** Кваліфікаційна робота магістра складається із вступу, чотирьох розділів, та основних висновків, всього ____ сторінок. Також робота містить список використаних джерел з ___ найменувань на ___ сторінках і ___ додатків на __ сторінках. Загальний обсяг роботи становить ____ сторінок.

# РОЗДІЛ 1.
# АНАЛІТИЧНИЙ

## 1.1. Огляд та аналіз проблематики дипломної роботи

В машинобудівній галузі профільні з’єднання знаходять використання переважно у силових механізмах, де необхідно передати великий крутний момент, а також в кінематичних передачах з високими вимогами до точності передачі та в реверсивних механізмах. Такі з’єднання в порівнянні з шліцевими та шпонковими є більш технологічними при виготовленні, мають кращу зносостійкість. Безшпонкові профільні з’єднання утворюються при спряженні валу, який має некруглий поперечний переріз з втулкою відповідної форми (при цьому їх з’єднують з натягом).

Якщо порівняти профільні з’єднання з іншими типами (шпонкові, шліцеві), то вони мають простішу конструкцію, та не таку складну технологію виготовлення. В них перш за все відсутні проміжні деталі та вони мають відмінне базування при складанні. Але в них є один недолік, вони потребують дуже високої точності виготовлення.

Профільні з’єднання можуть бути різного профілю, він в основному залежить від профілю валу та внутрішньої поверхні, яка вступає з ним в з’єднання. Так розрізняють РК-3, РК-4 та РК-5 та РК-7 профільні поверхні. Вони різняться між собою геометричними характеристиками [15].

Багато фахівців займалися дослідженням профільних з’єднань, але існує ряд питань які залишаються невирішеними чи потребують додаткового вивчення, серед них питання вибору форми контурних кривих та їх влив на профільне з’єднання (при використанні в вузлах металорізальних верстатів).

Широке впровадження профільних з’єднань стримувалося складністю технологічного обладнання та вимірювальних засобів для їх виготовлення і контролю.

## 1.2. Інформаційно-патентний пошук

### 1.2.1. Поняття профільних поверхонь

Згідно визначення запропонованого [25] під профільною (полігональною) поверхнею будемо розуміти таку поверхню, яка має три характерні ознаки, а саме: некруглість, симетричність та замкненість (рис. 1.1).

Рис. 1.1. Ознаки профільної поверхні

Для класифікації профільних поверхонь [25] можна використовувати ознаки які приведені на рис. 1.2.

Рис. 1.2. Основні ознаки класифікації профільних поверхонь

У відповідності до ознаки «Характерний напрямок» профільні поверхні поділяються на радіальні, торцеві або комбіновані (рис. 1.3) [25].

Рис. 1.3. Радіальна (а), торцева (б) та комбінована (в) полігональні поверхні

У випадку радіальної полігональної поверхні (рис. 1.3, *а)*) характерним напрямком, в якому поширюється остання, є напрямок, перпендикулярний до осі. Торцева (рис. 1.3, *б)*) полігональна поверхня має характерний напрямок поширення вздовж осі. Прикладом застосування комбінованої полігональної поверхні може служити орнамент, нанесений на кінці валу (рис. 1.3, *в)*).

У відповідності до ознаки «Розташування» профільні поверхні можуть бути розташовані на внутрішній (рис. 1.4, а)) або зовнішній (рис. 1.4, б)) поверхні деталі [25].

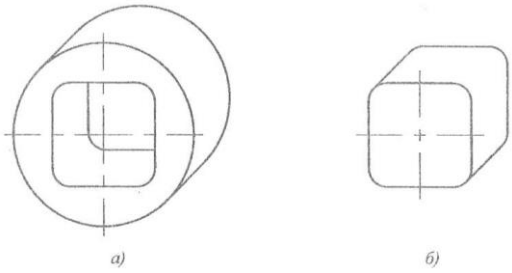



Рис. 1.4. Внутрішня (а) і зовнішня (б) полігональні поверхні

У відповідності до ознаки «Математичний опис» усі профільні поверхні поділяються на алгебраїчні, табличні або конструктивні [25]. Для опису профілю алгебраїчної профільної поверхні переважно використовуються різноманітні математичні вирази та залежності. Для опису табличної профільної поверхні переважно використовують таблиці з координатами характерних точок. А якщо ми маємо конструктивні полігональні поверхні, то їх можна отримати через комбінації простих, алгебраїчних та / або табличних поверхонь.

У відповідності до ознаки «Спосіб утворення» профільні поверхні можуть бути віднесені до класу циліндроїдів або конусоїдів (див. рис. 1.5) [25]. Технологію отримання складних профільних поверхонь було детально описано в працях Дружинського І. А. [11, 12].

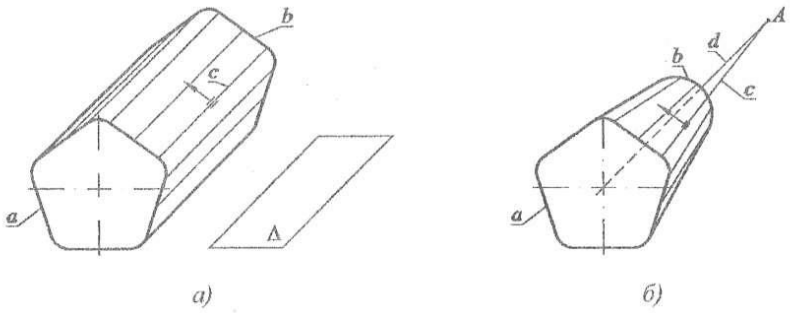



Рис. 1.5. Схема утворення профільної поверхні: а) - циліндроїда, б) - конусоїда

У відповідності до ознаки «Форма твірної», в залежності від того якою лінією описана твірна (прямою чи кривою) усі профільні поверхні поділяються на лінійчаті та нелінійчаті (див. рис. 1.6) [25].

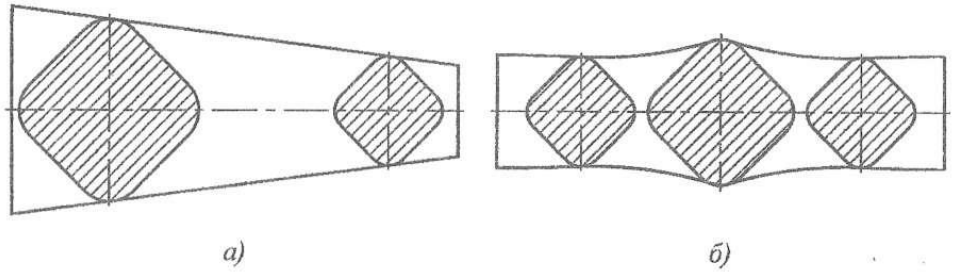



Рис. 1.6. Лінійчата (а) та нелінійчата (б) профільні поверхні

У відповідності до ознаки «Форма граней» профільні поверхні поділяються на опуклі та увігнуті (див. рис. 1.7) [25, 22].

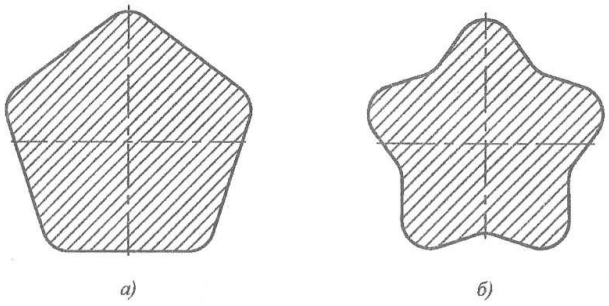



Рис. 1.7. Опукла *(а)* і увігнута *(б)* полігональні поверхні

У відповідності до ознаки «Рівновісність» всі діаметри профільної поверхні рівні між собою. Тому ця ознака є характерною лише радіальних профільних поверхонь з непарною кількістю сторін. Як приклад такого контуру можна навести «трикутник Рело» [5].

У відповідності до ознаки «Обмеженість зі сторони обробки» профільні поверхні поділяються на необмежені (рис. 1.8, *а)*), обмежені з кінця (до межі) (рис. 1.8, *б)*), обмежені на початку (після межі) (рис. 1.8, *в)*) та обмежені з обох боків (між межами) (рис. 1.6, *г)*) [25].

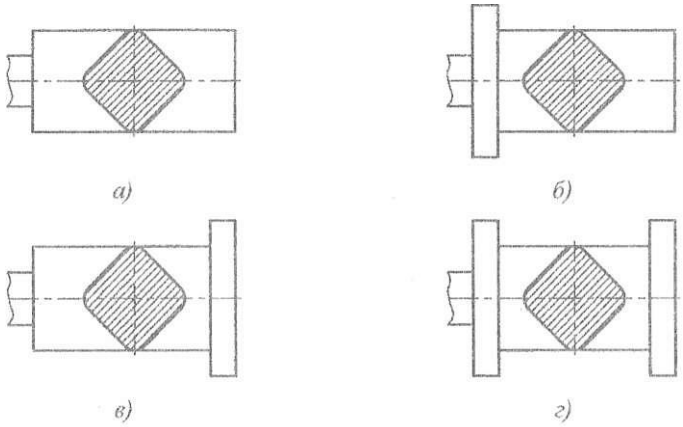



Рис. 1.8. Необмежена (а) і обмежені (б, в і г) профільні поверхні

### 1.2.2. Поняття та характеристики профільних з’єднань

Як відомо, ще в 1941 році двоє німецьких інженерів Роберт Мюзіль та Фрітц Данцер запропонували нову конструктивну форму поперечного перерізу деталей профільного з'єднання валу та втулки і технологічний спосіб їх виготовлення [57, 58]. З цього часу почалось промислове використання профільних з’єднань та стали вестись роботи по їх дослідженню.

Як правило поверхні, які перебувають в контакті при утворенні профільного з'єднання, мають фасонний профіль (рис. 1.9), він забезпечує надійну фіксацію деталей та передачу зовнішнього моменту від однієї деталі обертання до іншої.

Рис. 1.9. Приклад профільного з’єднання

За рахунок плавного профілю можна суттєво знизити рівень концентрації напруг, якщо порівнювати профільні з’єднання з шліцевими та шпонковими. В більшості випадків поверхня сполучення в профільному з’єднанні з міркувань технологічності виготовляється призматичною. Тоді таке призматичне профільне з'єднання може мати плоскі грані, а на перехідних ділянках – вони можуть бути окресленні дугами кіл. На практиці переважно використовують профільні з’єднання із числом граней (рис. 1.10) не більше восьми.

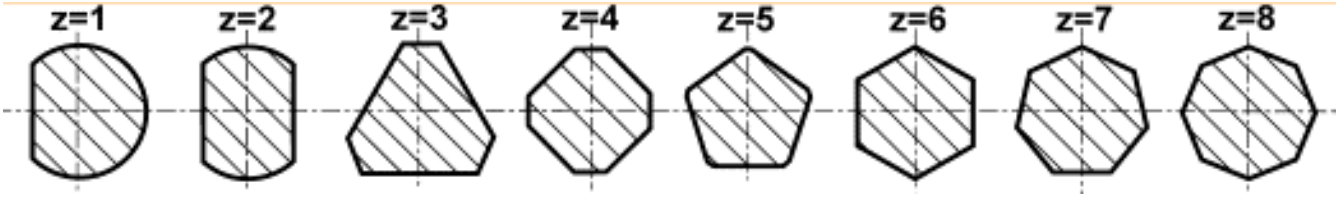
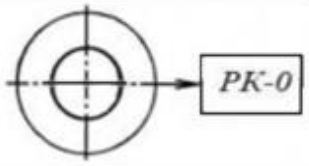
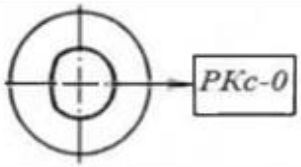
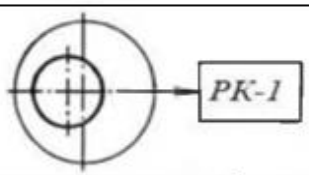
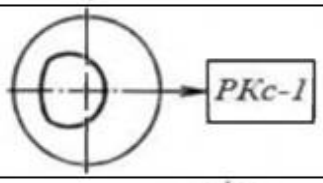
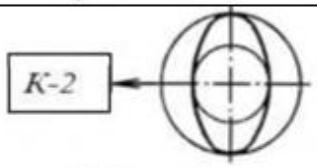
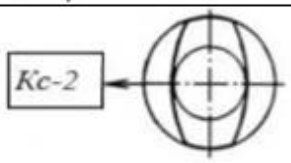
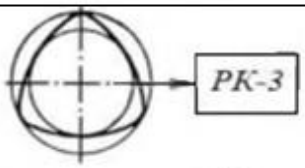
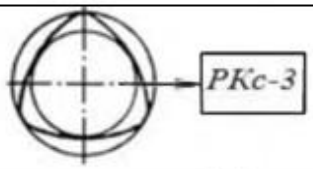
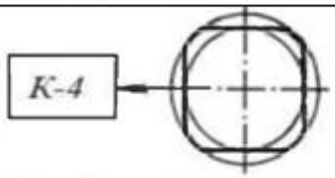
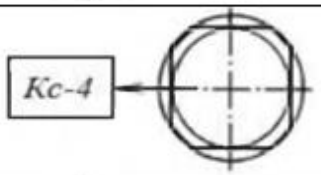
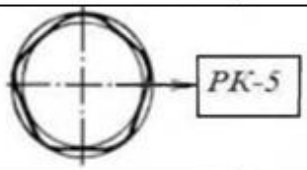
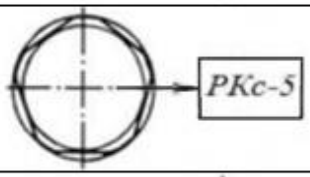
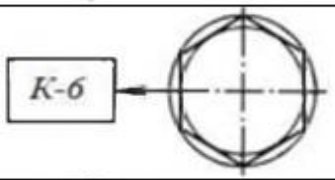
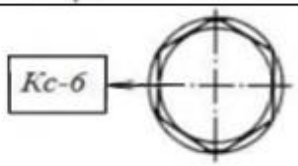
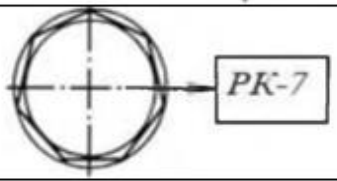
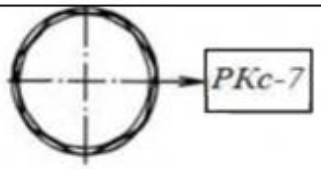



Рис. 1.10. Приклади перерізів профільних з’єднань

А власне самі криві профільних з’єднань поділяються на два види: неперервні та перервні. В свою чергу кожний з них може бути поділений на два підвиди: неперервні типу РК і К і перервні (зрізані) типу КС.

В таблиці 1.1. приведено характеристику профільних з’єднань неперервного та перервного типу.

Таблиця 1.1. Характеристика профільних з’єднань за типами

| Тип профільного з’єднання | |
|---|---|
| Неперервне | Перервні (зрізані) |
| умовне позначення та вид кривої | умовне позначення та вид кривої |
|  |  |
|  |  |
|  |  |
|  |  |
|  |  |
|  |  |
|  |  |
|  |  |

Приведені вище перерізи профільних з'єднань мають високу точність центрування, часто через складності виготовлення профільної поверхні їх застосування є істотно обмеженим.

Для опису геометричних параметрів профільних поверхонь Тимченко О.І., запропонував спеціальні аналітичні залежності, що дозволяли їх описати [44].

Загальний вигляд профільних кривих приведено рис. 1.11, а їх геометричні параметри приведені в таблиці 1.2.

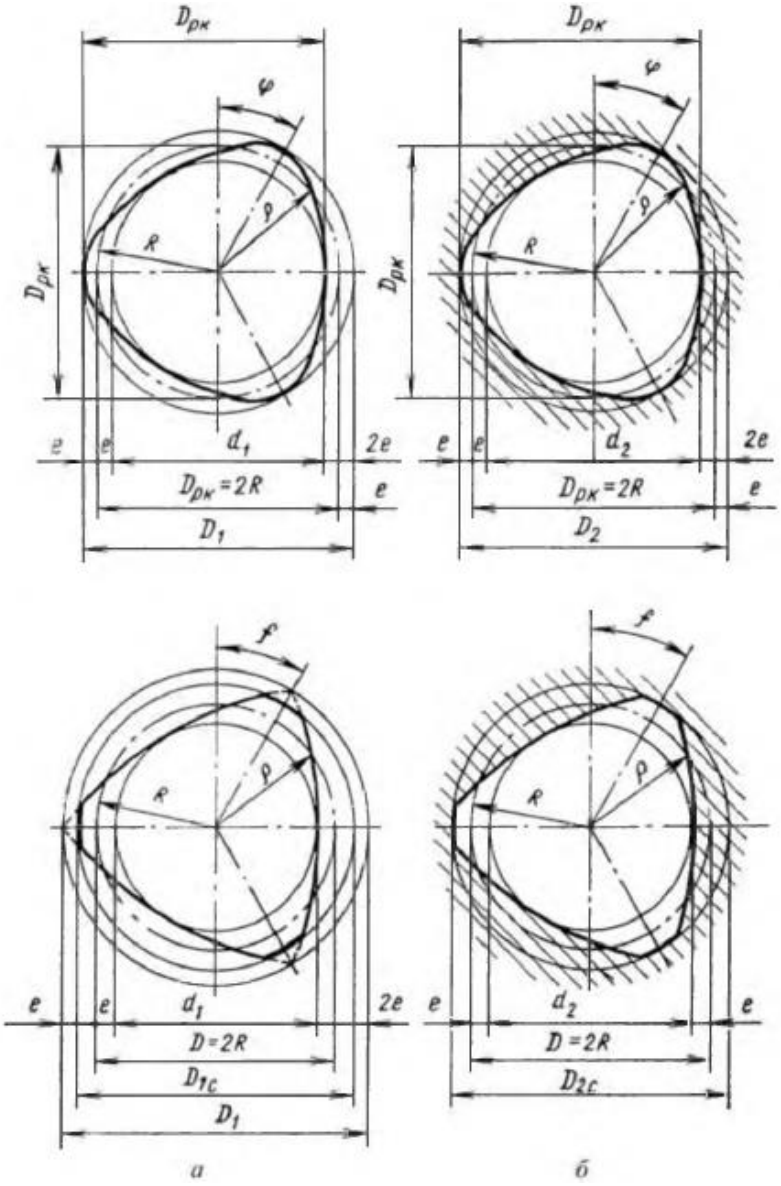



Рис. 1.11. Параметри, що характеризують геометричні фігури профільних кривих типів РК-3 і $РК_С$-3: а - вал; б - отвір

Таблиця 1.2. Характеристики профільного отвору та валу типу РК-3 і $РК_С$-3

| | Вал (рис. 1.11 *а)*) | Отвір (рис. 1.11 *б)*) |
|---|---|---|
| Діаметр вписаного кола | $d_1$ | $d_2$ |
| Діаметр середнього кола ($R$ – радіус середнього кола) | $D=2\cdot R$ | $D=2\cdot R$ |
| Діаметр описаного кола | $D_1$ | $D_2$ |
| Діаметр зрізаного кола | $D_{1C}$ | $D_{2C}$ |
| Ексцентриситет профіля | $e$ | $e$ |
| Радіус-вектор профіля | $\rho$ | $\rho$ |
| Кутовий параметр профіля | $\varphi$ | $\varphi$ |

Для опису профільних кривих зазвичай використовують їх рівняння в параметричному вигляді ($X$, $Y$) та значення величини полярного кута $\theta$ [47].

Для запису рівнянь величин X та Y необхідно знати величину середнього радіусу профіля $R$, він визначається за виразом [47]:

$$R = \frac{D_{PK}}{2} \tag{1.1}$$

де $N$ – кількість граней профільної кривої; $e$ – ексцентриситет; $\phi$ – кутовий параметр.

В таблиці 1.3. приведені аналітичні залежності які дозволяють описати різні типи контуру.

Таблиця 1.3. Основні вирази для опису профільних поверхонь різного типу

| Тип контуру | Аналітичний вираз | |
|---|---|---|
| Рівновісний контур | $X=\left(R\text{-}e\cdot\cos(N\cdot\phi)\right)\cdot\cos\phi\text{-}N\cdot e\cdot\ \sin(N\cdot\phi)\cdot\sin\phi$ | (1.2) |
| | $Y=\left(R\text{-}e\cdot\cos(N\cdot\phi)\right)\cdot\sin\phi+N\cdot e\cdot\ \sin(N\cdot\phi)\cdot\cos\phi$ | (1.3) |
| | $\theta=\phi+\text{arctg}\dfrac{N\cdot e\cdot\cos(N\cdot\phi)}{R\text{-}e\cdot\sin(N\cdot\phi)}$ | (1.4) |
| Синусоїдальний контур | $X=\left(R\text{-}e\cdot\cos(N\cdot\phi)\right)\cdot\cos\phi$ | (1.5) |
| | $Y=\left(R\text{-}e\cdot\cos(N\cdot\phi)\right)\cdot\sin\phi$ | (1.6) |
| Гіпоциклоїдний контур | $X=e\cdot\cos\phi+\dfrac{R\cdot\cos\phi}{2}$ | (1.7) |
| | $Y=e\cdot sin\phi-\dfrac{R\cdot\sin\phi}{2}$ | (1.8) |
| | $\theta=\text{arctg}\dfrac{Y}{X}=\dfrac{e\cdot\sin\phi-\dfrac{R\cdot\sin\phi}{2}}{e\cdot\cos\phi+\dfrac{R\cdot\cos\phi}{2}}$ | (1.9) |
| Перециклоїдний контур | $X=\dfrac{R\cdot\cos\phi}{4}\text{-}e\cdot\cos\phi$ | (1.10) |
| | $Y=\dfrac{R\cdot\sin\phi}{4}\text{-}e\cdot\sin\phi$ | (1.11) |
| | $\theta=\text{arctg}\dfrac{Y}{X}=\dfrac{\dfrac{R\cdot\sin\phi}{4}\text{-}e\cdot\sin\phi}{\dfrac{R\cdot\cos\phi}{4}\text{-}e\cdot\cos\phi}$ | (1.12) |
| Угорський профіль | $X=R\cdot\cos\phi+e\cdot\cos\left((N\text{-}1)\cdot\phi\right)$ | (1.13) |
| | $Y=R\cdot\sin\phi+e\cdot\ \sin\left((N\text{-}1)\cdot\phi\right)$ | (1.14) |

### 1.2.3. Аналіз досліджень в області обробки профільних поверхонь

В літературі, яка присвячена питанням обробки профільних поверхонь можна знайти чимало праць як вітчизняних, так і закордонних фахівців. Серед великої кількості існуючих робіт можна знайти ті, які стосуються кінематики процесу обробки. При цьому обробка могла проводитися на різних групах верстатів.

Так заслуговує на увагу наукова праця Даниленка О. В. [7], в якій він розлядає питання кінематичного аналізу способів формоутворення полігональних поверхонь, а також розробки на їх основі спеціального верстатного обладнання. Ним було здійснено кінематичний аналіз можливих способів формоутворення звичайних полігональних поверхонь та поверхонь з великим відношенням довжини контура до його ширини. Він запропонував підхід згідно якого формоутворення однієї грані багатогранного контура може бути забезпечене в процесі обробки різцевої головки з одним різцем при кожному оберті інструмента. Але при цьому він зформулював умову, згідно з якою інструмент за один повний оберт заготовки здійснить стільки обертів, скільки граней має багатогранник. Саме за такої умови буде відбуватися послідовна обробка сусідніх граней.

В своїй праці Даниленко О. В. вивів аналітичну залежність яка показує, як частота обертання інструменту впливає на послідовність обробки граней (через одну, дві і т.ін.), а також як передаточне відношення забезпечує ділення контуру на задану кількість граней [7]:

$$K_\omega = \frac{N}{K} = \frac{\omega_u}{\omega_з} \qquad (1.15)$$

де $N$ - кількість граней багатогранника;

$K$ - ціле число, що вказує, яка по порядку після оброблюваної грані буде оброблятись наступною;

$\omega_u$ - кутова швидкість інструмента;

$\omega_з$- кутова швидкість заготовки.

Також в своєму дослідженні Даниленко О. В. розглядав питання особливостей процесу формоутворення при обробці багатогранників з гранями, поверхні яких наближаються до прямолінійних. Він показав, що при цьому необхідно забезпечити не тільки кінематичні, але й геометричні співвідношення.

Так він розглядав процес формоутворення багатогранників при обробці одним різцем (рис. 1.12).

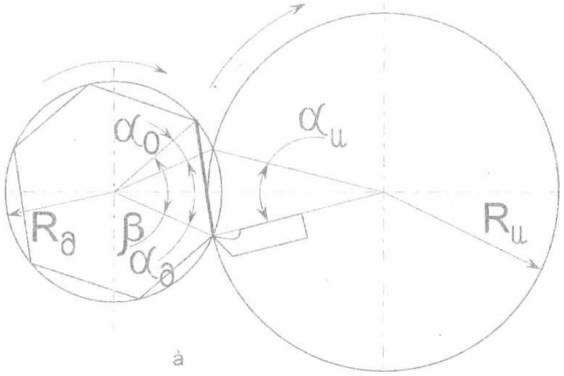



Рис. 1.12. Схема формоутворення багатогранника одним різцем

Для запропонованої вище схеми швидкість різання може бути визначена як сума швидкостей поверхні оброблюваної деталі та ріжучої кромки інструмента:

$$V = V_u + V_з \tag{1.16}$$

де $V$ - швидкість різання при обробці грані;

$V_u$ - швидкість поверхні оброблюваної грані;

$V_з$ - швидкість ріжучої кромки.

При підстановці в дану аналітичну залежність параметрів, які використовуються при розрахунках режимів різання, та з врахуванням того, що $r = R_3 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{N}\right)$, одержимо:

$$R_u = \frac{1}{K} \cdot \left(\frac{500 \cdot V}{\pi \cdot n_з} + R_3 \cdot \cos\frac{\pi}{N}\right) \tag{1.17}$$

де $r$ - радіус вписаного в багатогранник кола;

$R_u$ - радіус розміщення ріжучих кромок інструмента;

$n_з$ - частота обертання заготовки;

$R_3$- радіус кола, описаного навколо багатогранника.

Дана аналітична залежність враховуючи задану частоту обертання заготовки та значення відомої нормативної швидкості різання для вибраного інструменту дозволяє визначити в ньому радіус розміщення ріжучих кромок.

Виходячи з умов ріжучої кромки з крайніми точками теоретичного профілю грані О. В. Даниленко вивів кінематичні та геометричні умови для здійснення запропонованого ним способу формоутворення [7].

$$\alpha_u = K_\omega \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi}{N} - a_з\right) \tag{1.18}$$

$$L = R_u + R_з \cdot \cos\frac{\pi}{N} + H \tag{1.19}$$

$$R_з \cdot \left[\cos\frac{\pi}{N} - \cos\left(\frac{\alpha_з}{2}\right)\right] \cdot R_u \cdot \left[1 - \cos\left(\frac{\alpha_u}{2}\right)\right] + H = 0 \tag{1.20}$$

$$R_з \cdot \sin\left(\frac{\alpha_з}{2}\right) - R_u \cdot \sin\left(\frac{\alpha_u}{2}\right) + H = 0 \tag{1.21}$$

$$R_u = \frac{\left(\frac{500 \cdot V}{\pi / n_з} + R_з \cdot \cos\frac{\pi}{N}\right)}{K_\omega} \tag{1.22}$$

Запропоновані ним системи рівнянь дозволяють визначити п'ять взаємозалежних параметрів ($K_\omega$, $R_u$, L, $\alpha_u$, $\alpha_з$), що дозволяють описати спосіб формоутворення та можуть бути використані в якості вихідних даних при проектуванні пристроїв для верстатів.

Також О. В. Даниленко розробив практичні рекомендації по вибору параметрів обладнання для обробки полігональних поверхонь, ним були запропоновані способи формоутворення та нові конструкції обладнання для обробки полігональних поверхонь.

Великий внесок в розвиток теорії формоутворення поверхонь різанням та синтез схем формоутворення складних поверхонь зробив В. А. Данилов [8, 9]. В своїх працях він розкрив взаємозв’язок між геометричними та часовими моделями формоутворення поверхонь, встановив складні методи генерації твірних ліній. В його роботах було виявлено взаємозв’язок між продуктивністю формоутворення, точністю профілювання складної профільної поверхні та просторово-часових параметрів схем формоутворення. Він запропонував

критерії та їх кількісні характеристики, які дозволяють оцінити ефективність загальних схем обробки при повному та частковому формоутворенні поверхні. При цьому він враховував особливості циклового характеру процесу обробки профільних поверхонь. Автор запропонував прогресивні схеми обробки широкого класу профільних поверхонь.

В працях Куліка В. К. розглядалися питання синтезу спеціальних прецизійних механізмів які дозволяють здійснити обробку криволінійних поверхонь. Також він вирішував питання обробки профільних поверхонь та можливої кінематичної точності процесу [26, 27].

Питаннями вдосконалення токарних верстатів для обробки полігональних поверхонь займався Самойленко О. В., в своїй праці він пропонував для цього використовувати метод кінематичного налагодження [41].

В роботі фахівців з НТУУ «КПІ» були розглянуті теоретичні та практичні аспекти обробки полігональних поверхонь [25].

Даним питанням також займалися болгарські фахівці Максимова Й. Т. та Анчев А. П., у своїй праці вони розглянули питання моделювання профільних з'єднань з використанням методу скінчених елементів, а також вони запропонували оригінальні способи обробки внутрішніх та зовнішніх профільних поверхонь [8].

Інший болгарський фахівець Вачева А. А. займався питаннями аналізу та синтезу схем обробки складних профільних поверхонь. При цьому він пропонував застосовувати комбінації обертових рухів як заготовки, так і інструменту [3].

Досить ґрунтовно питання кінематики процесів обробки складних профільних поверхонь розкриті в роботі [18]. Заслуговує на увагу те, що в роботі автор показав типові приклади застосування полігональних поверхонь.

Окремо слід відмітити праці Тимченко О. І., в яких він вирішував питання аналізу та синтезу схем обробки полігональних поверхонь з використанням різних методів [44, 47, 51]. Він детально розглянув та дослідив кінематику процесу довбання полігональних отворів. Заслуговують на увагу його праці, в

яких він висвітлює питання профілювання протяжок для обробки некруглих отворів. На основі приведених досліджень він запропонував ряд винаходів, які мають промислове використання при виготовленні профільних отворів [53, 54].

Досить цікавою є робота Орлікова М. Л., в якій він вирішує питання точного позиціювання робочих органів верстата на якому відбувається обробка профільної поверхні. Він встановив аналітичну залежність, яка дозволяє встановити відстань між осями інструменту та заготовки при обробці профільної поверхні [34].

Питаннями теорії та методів проектування профільних нерухомих нероз'ємних з'єднань займалась Рожкова О. О., в своїй роботі вона вирішувала питання дослідження напружено-деформованого стану профільних з'єднань з рівновісним контуром з натягом. Також вона подала наближене рішення контактної задачі для випадку взаємодії РК-профільного валу та отвору, які зібрані з натягом [40].

### 1.2.4. Аналіз області застосування профільних поверхонь

Полігональні поверхні, на відміну від традиційних - простих, не мають дуже широкого застосування, але є кілька галузей промисловості, де вони знаходять промислове використання (див. рис. 1.13).

Рис. 1.13. Області використання профільних поверхонь

*Використання профільних полігональних поверхонь для з'єднань вузлів та механізмів (передачі крутного моменту).*

Профільні безшпонкові з'єднання можуть застосовуватися для передачі крутного моменту, вони успішно заміняють шліцеві та шпонкові з'єднання в конструкціях машин, вузлів та агрегатів. Такі з'єднання звичайно виконуються або з гарантованим зазором чи натягом, або з перехідними посадками. Вони можуть бути як циліндричної, так і конічної форми, а отвори в маточинах - наскрізними і глухими.

Найпростіше профільне з'єднання [2, 14] може бути утворене за рахунок спряження деталей квадратного перерізу (рис. 1.14, а). Коли необхідно передати значні навантаження, то здійснюють спряження деталей по гладкій некруглій поверхні (рис. 1.14, б), також існує варіант спряження по циліндричній або конічній поверхні (рис. 1.14, в).

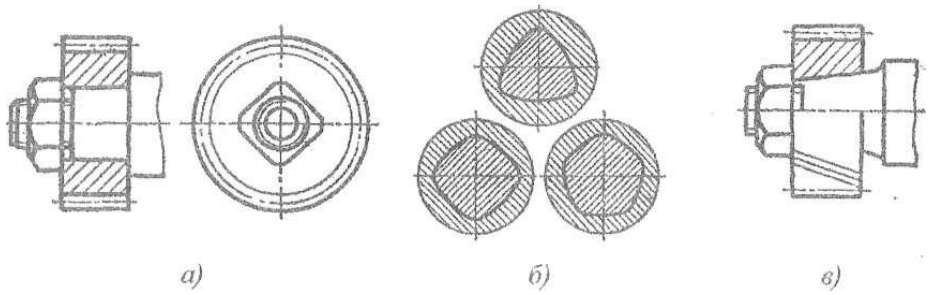


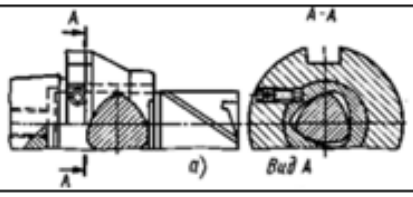
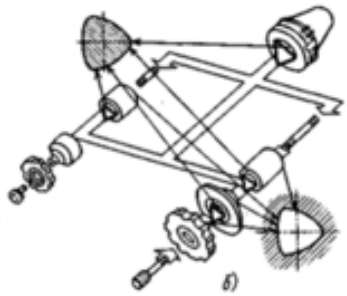
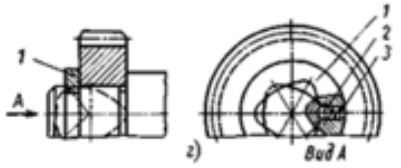
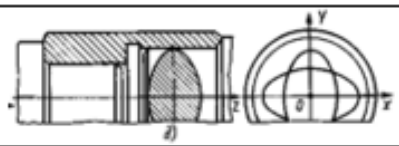
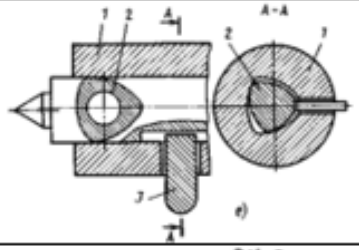
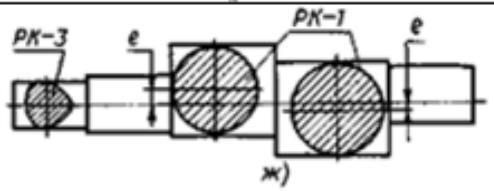
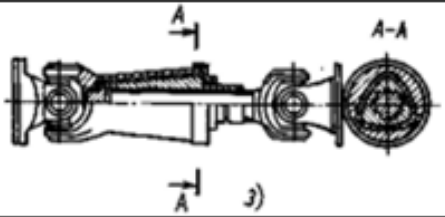
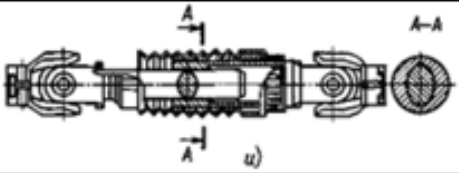

Рис. 1.14. Профільні з'єднання

Область використання профільних з'єднань приведена на рис. 1.15.

Рис. 1.15. Області використання профільних з'єднань

Приклади ефективного застосування різноманітних профільних з'єднань приведені в таблиці 1.4 [29].

Таблиця 1.4. Приклади застосування профільних з’єднань

| №п/п | Схема реалізації | Вузол чи елемент машини |
|---|---|---|
| 1. |  | а) інструментальна державка фірми Bendix (США) для встановлення обертового ріжучого інструмента з циліндричним РК-профільним хвостовиком |
| 2. |  | б) гнучка модульна інструментальна система фірми Sitzmann und Heinlein (Німеччина) |
| 3. |  | г) осьовий фіксатор з РК-профільним отвором |
| 4. |  | д) втулкова муфта з профільним (К-2) отвором |
| 5. |  | е) піноль задньої бабки верстата з РК-профільним з'єднанням |
| 6. |  | ж) водило редуктора з поза полюсним зачепленням; |
| 7. |  | з) пружний карданний вал з конусоподібним РК-профільним з'єднанням |
| 8. |  | и) безлюфтовий карданний вал рульового керування для легкового автомобіля |

За рахунок впровадження профільних з’єднань можна суттєво знизити масові показники обладнання, знизити показники його шуму та енергоспоживання, а також суттєво підвищити несучу здатність вузлів. Їх використання дозволить знизити собівартість виготовлення інструментів та підвищити їх надійність [46].

В праці Тимченко О. І. вказані основні переваги використання профільних з’єднань [45]. Так згідно приведеної ним інформації виготовлення деталей профільних з'єднань типів РК і КС на 40-50 % дешевше, ніж шліцевих. Використання профільних валів на таких дільницях дозволяє майже в 2 рази скоротити чисельність основних робітників, а також зменшити виробничі площі та кількість застосовуваного металорізального обладнання (у порівнянні з виготовленням деталей шпонкових і шліцевих з'єднань). Також це дозволяє суттєво зменшити номенклатуру металорізального обладнання.

*Використання профільних полігональних поверхонь в якості носіїв інформації.* Досить часто профільні поверхні можуть використовуватися в якості носіїв інформації (вони задають закон руху вихідної ланки) [1]. Так на рис. 1.16 приведено приклади кулачкових механізмів з ланками, що містять полігональні поверхні.

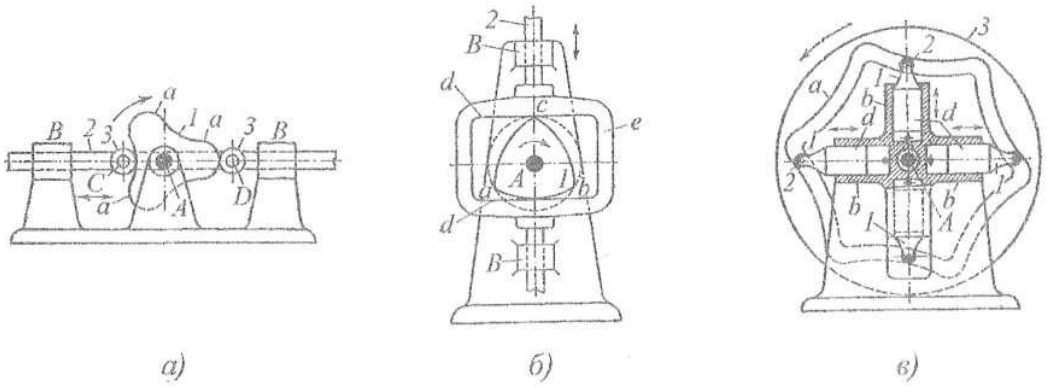



Рис. 1.16. Кулачкові механізми з ланками, що містять полігональні поверхні: а) - механізм з трьохпрофільним кулачком, б) - механізм з трьохдуговим кулачком в рамці, *в*) - механізм з чотирма ведучими штовхачами

*Використання профільних полігональних поверхонь для передачі обертального руху.* Досить часто профільні поверхні можуть застосовуватися для передачі обертового руху з використанням евольвентного зачеплення. На практиці також знаходять використання інші види зачеплення [56], зокрема циклоїдальне, яке, в свою чергу, поділяється на безпосередньо циклоїдальне, цівкове та позацентроїдне [20]. Дані з'єднання представлені на рис. 1.17.

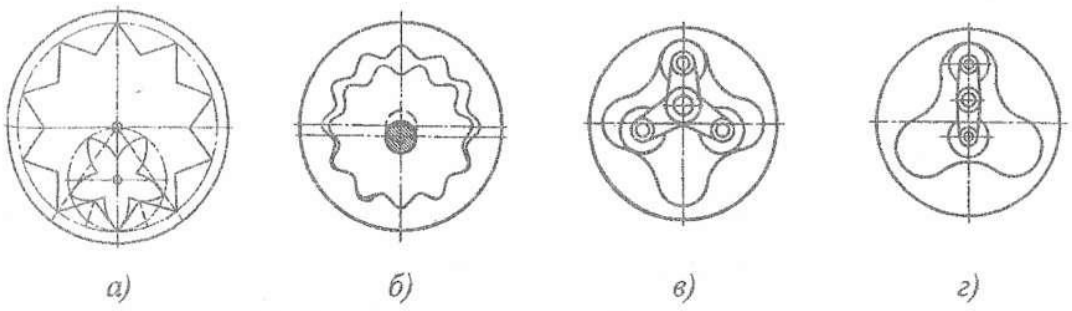



Рис. 1.17. Різновиди циклоїдального зачеплення: а) – внутрішнє; б) – зубчасте з заокругленими зубцями; в) – важільне з роликами; г) - цівкове

Одним із різновидів використання профільних поверхонь при передачі потужності обертання науковці вважають передачу з точковим зачепленням М. Л. Новікова [20].

*Використання профільних полігональних поверхонь в об'ємних машинах.* Профільні поверхні досить часто знаходять своє використання в деяких видах об'ємних машин, а саме в двигунах внутрішнього згоряння. Так на рис. 1.18 приведено конструкцію роторно-поршневого двигуна, який був розроблений інженером фірми NSU (Німеччина) Ф. Ванкелем [25]. В ньому у формі профільної поверхні виконано як внутрішню поверхню статора, так і зовнішню поверхню контактуючого з ним ротора. Із приведеної схеми стає зрозумілим, що принцип дії двигуна полягає в перекочуванні тригранного ротора по двохгранній порожнині корпуса.

На рис. 1.19 приведено конструкцію роторного двигуна Р. Саріча, в основу роботи якого покладено принцип роботи коловертного насосу, пластини якого розмежовують камери змінного об'єму [55].

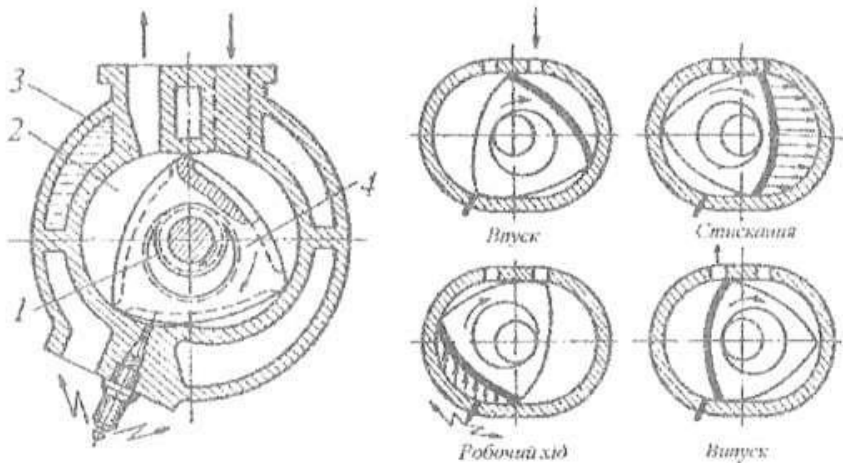



Рис. 1.18. Поперечний переріз (ліворуч) та принцип роботи (праворуч) роторно-поршневого двигуна Ф. Ванкеля

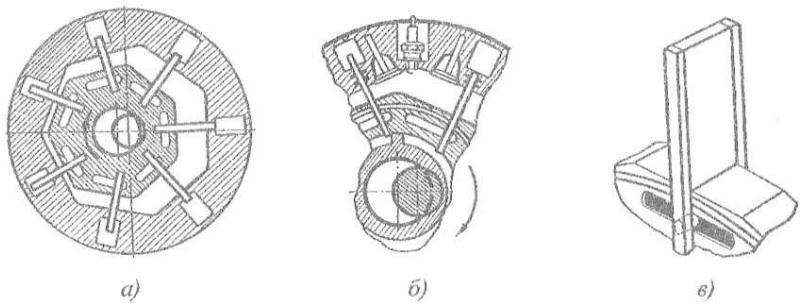



Рис. 1.19. Схема двигуна Р. Саріча: *а* - поперечний переріз, *б* - такт стискання, *в* - лопатка двигуна

Відома конструкція поршневого двигуна внутрішнього згоряння, до складу якого входить пристосуваннями, яке містить деталі з полігональними поверхнями (як приклад, можна зазначити конструкцію двороторного нагнітача, який застосовується для наддуву двигунів (рис. 1.20) [55].

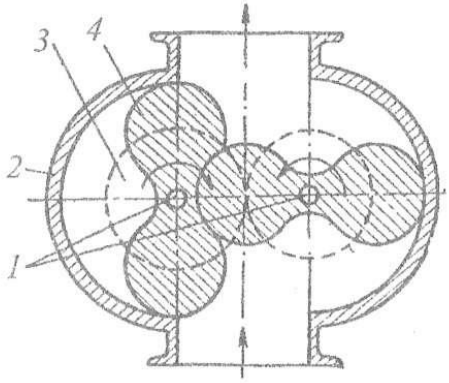



Рис. 1.20. Двохроторний нагнітач

*Використання профільних полігональних поверхонь в затискних механізмах.* Дана галузь є перспективною стосовно можливості застосування профільних поверхонь для затиску інструментального оснащення. Так фірма Schunk (ФРН) запропонувала конструкцію затискного патрону (рис. 1.21), що може використовуватися для дрібнорозмірного осьового інструменту [21].

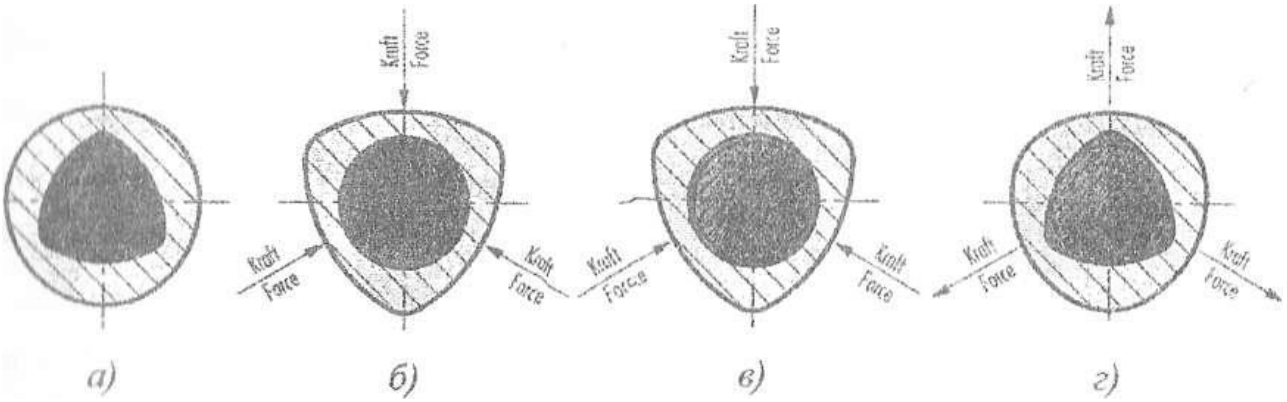



Рис. 1.21. Принцип дії затискного механізму з використанням полігональної поверхні

Розглянемо принцип його роботи більш детально. Сам затискний патрон виконано у вигляді втулки з циліндричною зовнішньою і а полігональною (здебільшого тригранною) внутрішньою поверхнями (рис. 1.21, *а)*). Для закріплення інструменту за допомогою спеціального пристосування втулку деформують радіальними силами таким чином, щоб внутрішня полігональна поверхня стала круглою (рис. 1.21, *б)*). Потім в отвір вводиться циліндричний хвостовик інструменту (рис. 1.21, *в)*), після чого деформуюче навантаження з втулки знімається (рис. 1.21, *г)*).

Втулка, що виготовлена з пружного матеріалу, намагається повернути собі первісну форму. При цьому грані полігонального отвору притискаються до циліндричної поверхні хвостовика інструменту, надійно утримуючи його за рахунок сил тертя. Патрон характеризується простотою і надійністю конструкції, а також високою точністю: радіальне биття інструменту не перевищує 3...5мкм.

### 1.2.5. Аналіз існуючих способів і технологічного обладнання для обробки профільних поверхонь

В літературі яка присвячена обробці профільних поверхонь [25], запропоновано класифікацію способів та пристроїв, які можна при цьому застосувати (рис. 1.22). Для класифікації було обрано ряд основних ознак, серед яких: принцип перетворення інформації; принцип перетворення енергії; рівень автоматизації обладнання;

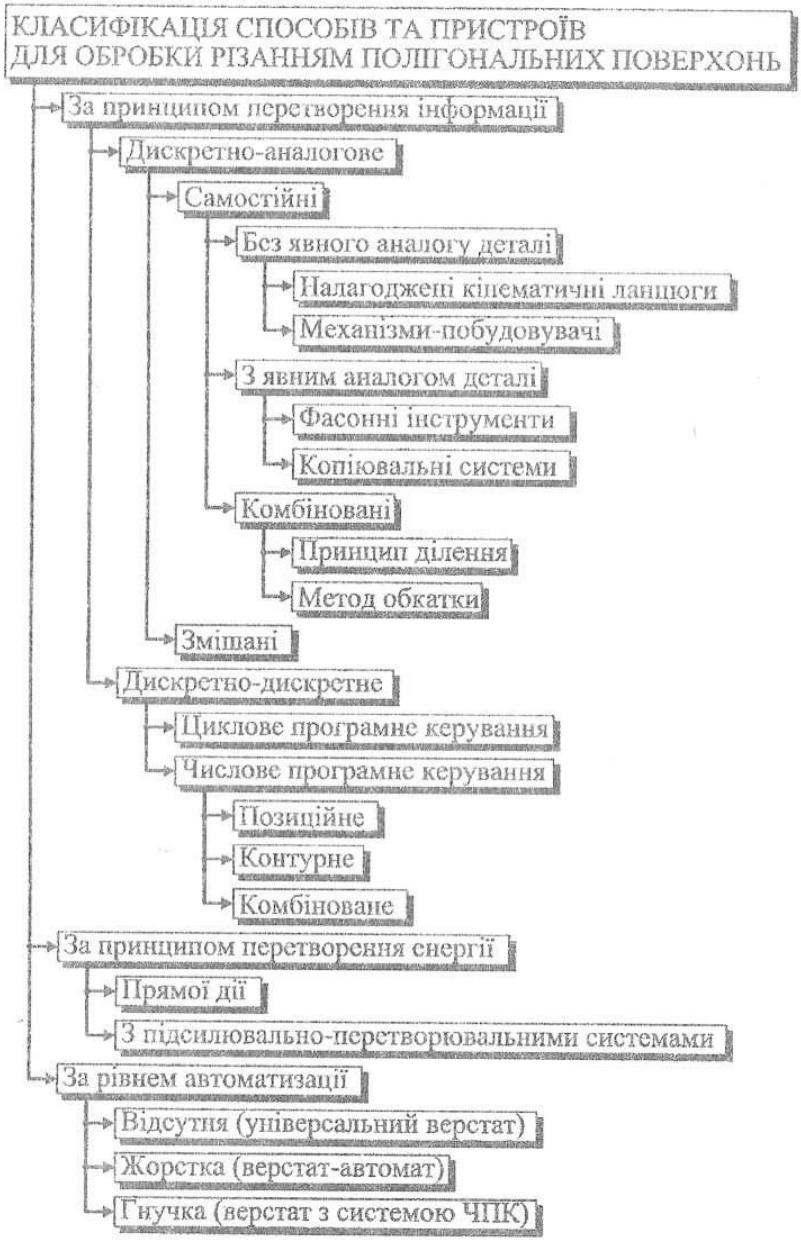
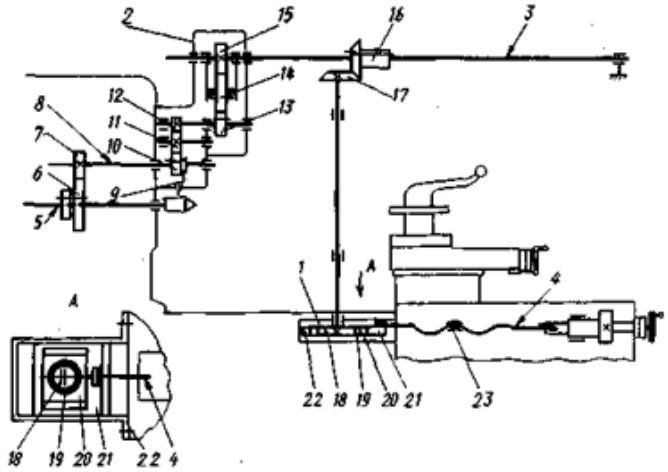
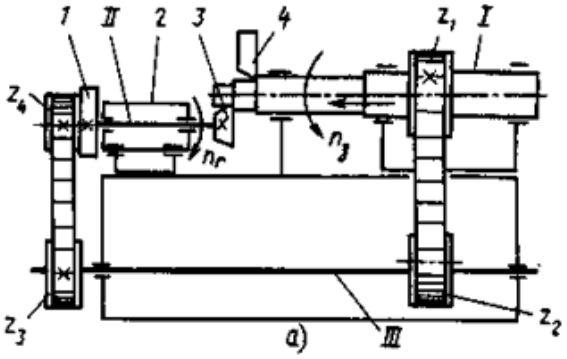
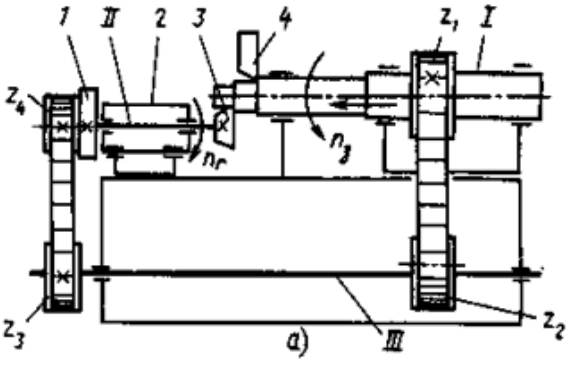



Рис. 1.22. Класифікація способів та пристроїв для обробки профільних поверхонь

Серед приведених способів обробки профільних поверхонь найбільшу групу становлять пристрої в яких використовуються налаштовані кінематичні ланцюги. Їх принцип роботи полягає в тому, що кожна кромка різального інструменту повинна описати відносно заготовки циклоїдальну криву, в результаті чого утвориться профільний контур деталі. Оскільки процес розробки та створення спеціальних верстатів потребує багато коштів та часу, то було здійснено модернізацію багатьох універсальних верстатів та токарних автоматів. В таблиці 1.5 приведені приклади модернізації стосовно верстатів токарної групи.

Таблиця 1.5. Приклади модернізації верстатів токарної групи

| № п/п | Суть модернізації | Опис |
|---|---|---|
| 1 |  | *Кінематична схема пристрою для профільного точіння на верстаті мод. 1К62* |
| 2 |  | *Кінематична схема модернізації автомату поздовжнього точіння (I варіант)* |
| 3 |  | *Кінематична схема модернізації автомату поздовжнього точіння (II варіант)* |

Якщо розглянути першу схему модернізації, то вона стосується конструкції пристроїв токарно-гвинторізних верстатів моделі 1К62, 163, 165. Запропонована модернізація верстату дозволяє зберегти його основні характеристики і проводити звичайні токарні роботи на верстаті, а при потребі дозволяє перейти на профільне точіння шляхом нескладного переналагодження верстата. Для цього використовується спеціальний пристрій для профільного точіння з синусним механізмом [24].

Прикладом іншої модернізації (для токарного автомату) є встановлення блоку обробки в одну з двох позицій на верстаті, а саме на станині замість сверлильно-різенарізного пристрою (варіант 1 модернізації) та в позиції одного із супортів (2 варіант) [37]. Ці варіанти в свій час знайшли практичну реалізацію, їх застосували при виробництві токарних автоматів мод. 1Б10В для виготовлення циліндричних деталей з лисками, в результаті чого з’явилась можливість здійснення комплексної обробки таких деталей на одному верстаті.

В літературі також відомі конструкції які дозволяють проводити обробку зовнішніх багатогранників на багатошпиндельних токарних автоматах (БТА). Так в роботі [52] запропоновано конструкцію налагодженого кінематичного ланцюга який дозволяє проводити обробку профільних поверхонь (рис. 1.23).

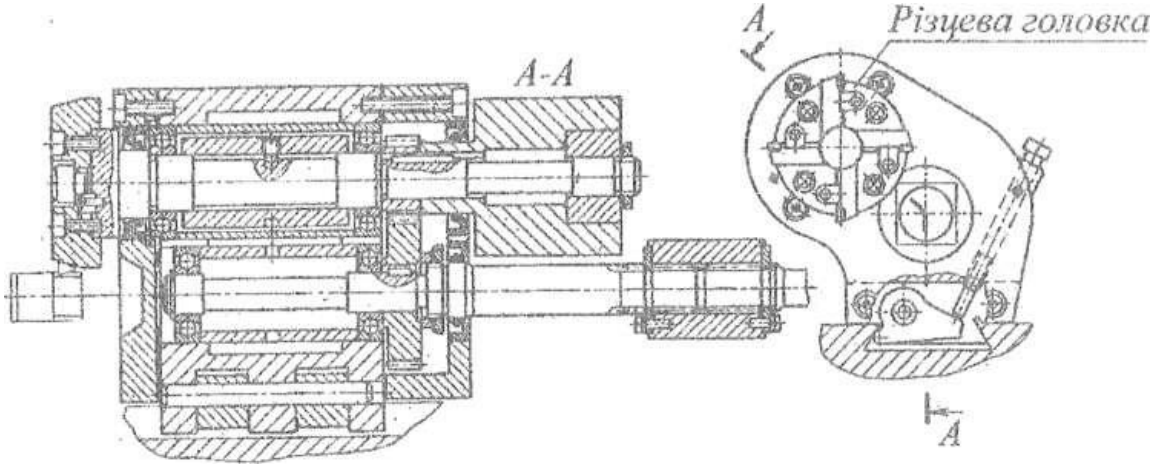



Рис. 1.23. Пристрій для обробки зовнішніх багатогранників на БТА

Також були розроблені спеціальні пристрої які дозволяли обробляти профільні поверхні на верстатах фрезерної групи [24], особливістю

запропонованої конструкції було використання спеціальних торцевих фрез, в яких ріжучі кромки не мали вершин. Для цього на звичайних горизонтально-фрезерних, розточних і багатоцільових верстатах встановлювався спеціальний верстатний агрегат (рис. 1.24).

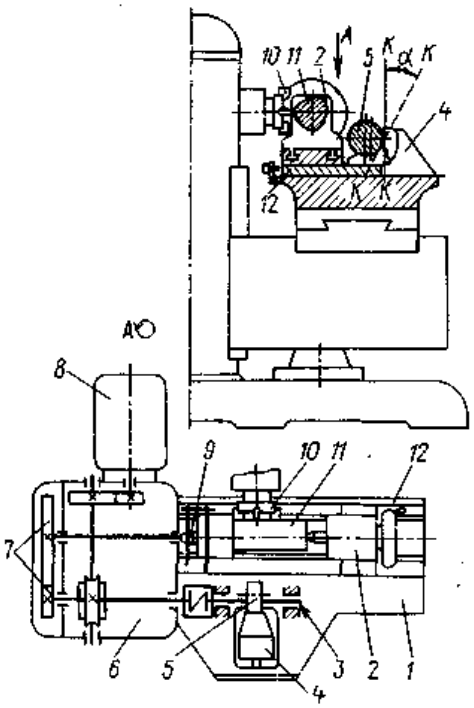



Рис. 1.24. Агрегат для торцевого фрезерування профільних валів

Цікавою на наш погляд є конструкція в якій сполучено принцип ділення з використанням механізму-побудовувача (рис. 1.25), вона дозволяє обробляти парну кількості граней на тілах обертання. Дану конструкцію можна використовувати при обробці на токарному або фрезерному верстатах [11].

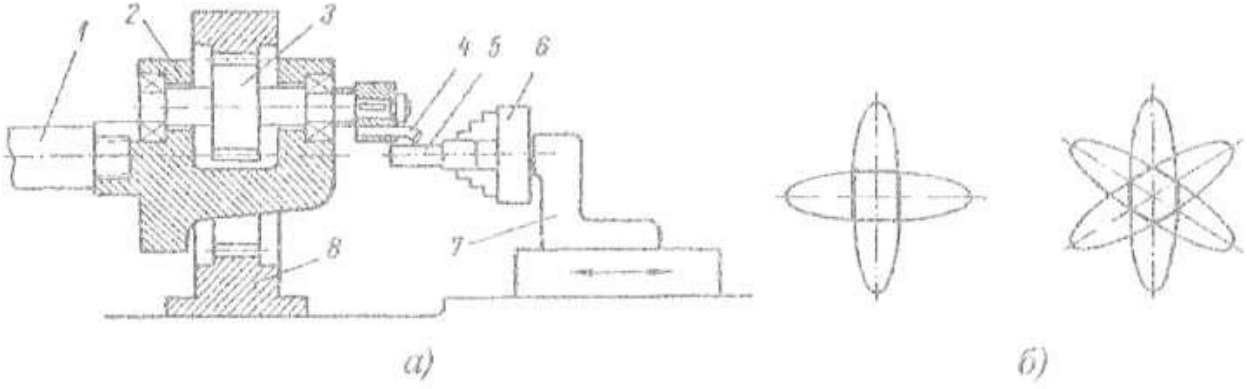



Рис. 1.25. Спосіб обробки зовнішніх багатогранників з парною кількістю сторін

## 1.3. Висновки по розділу, постановка мети та задач дослідження

В роботі дано ґрунтовний аналіз поняттю профільна поверхня, здійснено їх класифікацію на основі запропонованих ознак.

Також здійснено теоретичні обґрунтування поняття профільні з’єднання, подано класифікацію профільних з’єднань за типами, а також приведені основні аналітичні залежності які можна використати для опису профільних поверхонь в залежності від типу контуру.

Аналіз праць в області обробки профільних поверхонь показав, що вони в основному стосуються кінематики процесу обробки. В них також запропоновані способи та схеми формоутворення, а також подані конструкції обладнання для обробки полігональних поверхонь. В останні роки спостерігається значний інтерес до питання дослідження напружено-деформованого стану профільних з’єднань з рівновісним контуром (з натягом та без нього).

Визначено основні області застосування профільних поверхонь та наведено конкретні приклади їх використання.

Здійснено аналіз існуючих способів та засобів для обробки профільних поверхонь. На практиці переважно надають перевагу використанню налагоджених кінематичних ланцюгів та використанню спеціальних пристроїв.

Перспективним на наш погляд є використання обладнання з ЧПК, яке дозволить здійснювати обробку профільної поверхні будь-якої складності.

***Мета та задачі дослідження.*** Метою роботи є дослідження напружено-деформованого стану профільних з’єднань різної геометричної форми.

Для досягнення мети потрібно вирішити такі основні завдання:

- здійснити аналіз області використання профільних поверхонь;
- визначити основні способи формоутворення профільних поверхонь;
- провести технологічні розрахунки для типової деталі, що містить профільні поверхні;
- спроектувати та розробити компоновку верстата для обробки профільних поверхонь;

- провести розробку основних виконавчих вузлів верстату з використанням профільних з’єднань;
- провести дослідження напружено-деформованого стану в профільних з’єднаннях з різною геометрією;
- вирішити питання охорони праці на запропонованому верстаті;
- вирішити питання безпеки життєдіяльності людини.

# РОЗДІЛ 2.
# ДОСЛІДНО-ПРОЕКТНИЙ

## 2.1. Технологічні розрахунки

В роботі всі розрахунки та дослідження будуть проводитися з комплексною деталлю (умовним валом) «вал профільний», в якому об'єднано набір зовнішніх некруглих поверхонь (РК-профіль).

Для забезпечення надійності роботи (вал буде передавати крутний момент), в якості матеріалу буде використовуватися Сталь 45 ГОСТ 1050-74.

В таблицях 2.1 приведені основні відомості про застосовуваний матеріал, його хімічний склад та механічні властивості [31].

Таблиця 2.1 Хімічний склад та механічні властивості матеріалу

<table>
<tr><td colspan="9">Хімічний склад Сталі 45</td></tr>
<tr><td rowspan="2">C, %</td><td rowspan="2">Si, %</td><td rowspan="2">Mn,%</td><td>Cr, %</td><td>S, %</td><td>P, %</td><td>Cu, %</td><td>Ni, %</td><td>As, %</td></tr>
<tr><td colspan="6">не більше</td></tr>
<tr><td>0.42-0.50</td><td>0.17-0.37</td><td>0.50-0.80</td><td>0.25</td><td>0.04</td><td>0.035</td><td>0.25</td><td>0.25</td><td>0.08</td></tr>
<tr><td colspan="9">Механічні властивості Сталі 45.</td></tr>
<tr><td colspan="2">$\sigma_т$, МПа</td><td colspan="2">$\sigma_в$, МПа</td><td>$\delta$, %</td><td>$\psi$, %</td><td colspan="2" rowspan="2">$a_н$, кгс/см$^2$</td><td rowspan="2">$HB$</td></tr>
<tr><td colspan="4">не менше</td></tr>
<tr><td colspan="2">350</td><td colspan="2">600</td><td>16</td><td>40</td><td colspan="2">55</td><td>217</td></tr>
</table>

На рис. 2.1 приведено ескіз типової деталі, обробку якої буде здійснено на проектованому верстаті, а на рис. 2.2. її твердотільну модель. Максимальна довжина оброблюваної деталі становить $L = 350$ мм, а максимальний діаметр $\emptyset = 70$ мм. Деталь у своєму складі містить наступні поверхні: циліндричні, конічну поверхню, різеву поверхню, а також складні профільні поверхні.

Деталь буде піддаватися таким видам обробки як обрізка, центрування, точіння, нарізання різі. В результаті цього буде виготовлене тіло циліндричної форми до складу якого будуть входити зовнішні профільні поверхні.

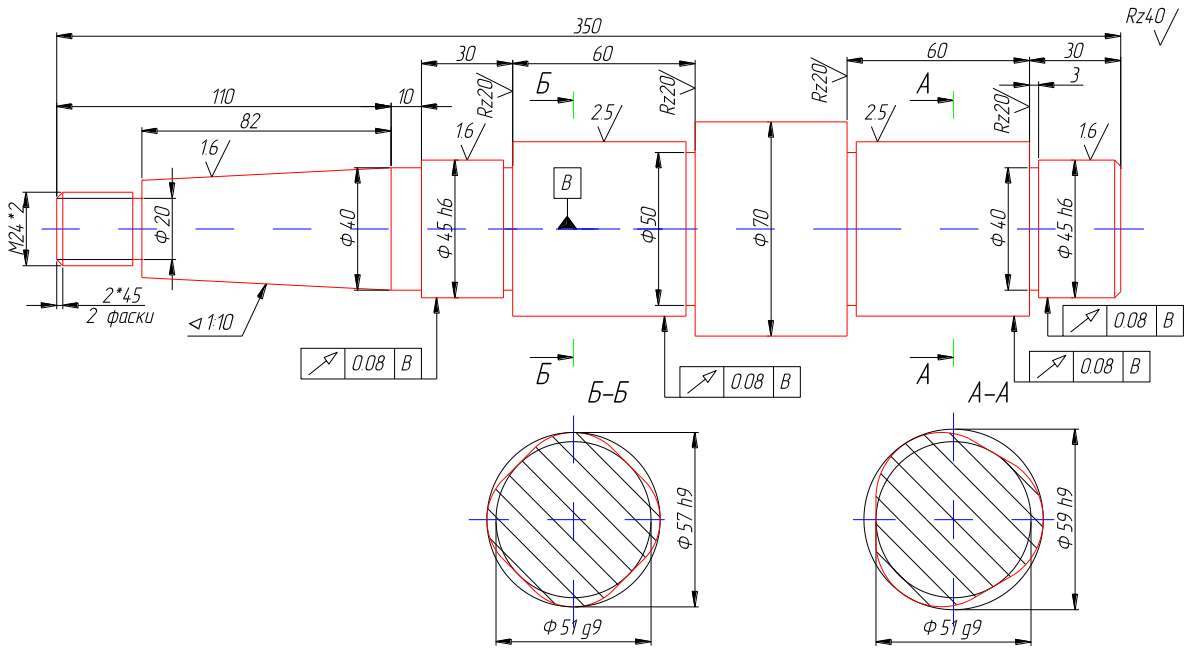



Рис. 2.1. Ескіз типової деталі

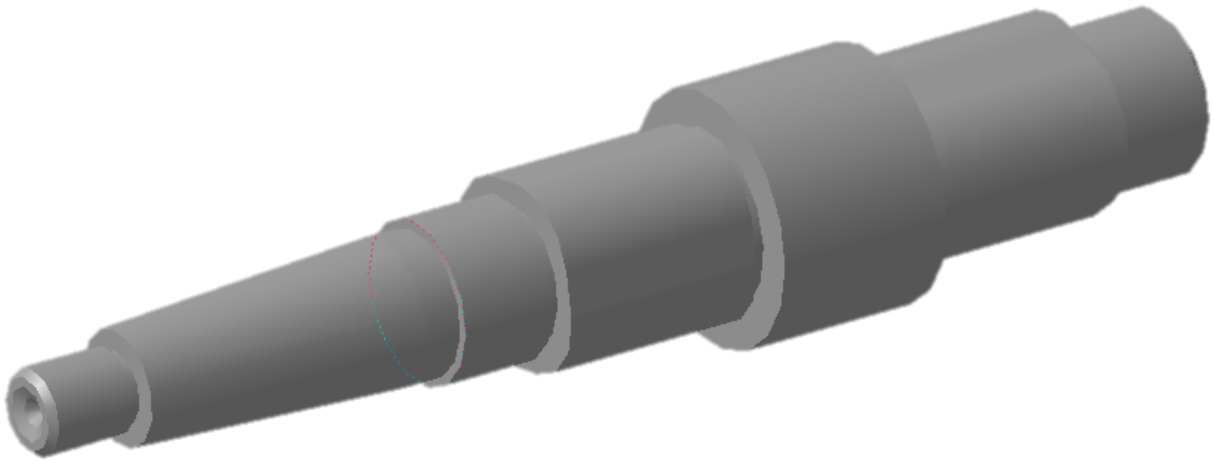


Рис. 2.2. Розроблена твердотільна модель валу

Аналіз показав, що середня точність розмірів поверхонь – 6-7 квалітет точності з шорсткістю поверхонь $Ra = 1.6 \div 2.5$ R. Спосіб отримання заготовки (для даного матеріалу заготовку отримуємо методом штампування) дає можливість виготовляти заготовку максимально наближено до форми та розмірів готової деталі. При обраний метод одержання заготовки дозволяє вибрати такі припуски, що подальша обробка лезовим інструментом є найбільш ефективною.

Деталь також піддають термічній обробці, щоб забезпечити твердість HRC7 – 42 ± 52. Тому після викінчувальної операції деталь піддають гартуванню.

Для того, щоб визначити діапазон регулювання проектованого верстату необхідно мати значення мінімальної та максимальної кількості обертів шпинделя. Тому слід обрати лімітуючі операції, при яких частота обертів буде мінімальною та максимальною. Для цього необхідно здійснити розрахунок режимів різання для деталі-представника, за умови що вона буде виготовлена зі Сталі 45 та СЧ16.

Оскільки розрахунок режимів різання є інженерною задачею, то результати розрахунків зводимо у таблиці 2.2 та 2.3. При проведенні технологічних розрахунків ми використовували спеціальні технологічні довідники [43, с.13-37].

Таблиця 2.2. Зведена таблиця режимів різання (матеріал деталі - Сталь 45)

| № п/п | Вид обробки | Т15К6 | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | *t*, *мм* | *S*, *мм/об* | *n*, *об/хв* | *V*, *м/хв* | $P_z$, *Н* | *N*, *кВт* |
| 1 | Точіння вала ∅45h6<br>напівчистове<br>чистове | <br>1.8<br>0.5 | <br>0.4<br>0.15 | <br>1380<br>1755 | <br>195<br>248 | <br>1050<br>260 | <br>3.35<br>1.05 |
| 2 | Точіння профілю РК-3<br>напівчистове<br>чистове | <br>2.5<br>0.45 | <br>0.35<br>0.15 | <br>370<br>540 | <br>70<br>100 | <br>2500<br>260 | <br>2.86<br>0.42 |
| 3 | Точіння вала ∅70<br>напівчистове | <br>2.0 | <br>0.4 | <br>874 | <br>192 | <br>2000 | <br>6.27 |
| 4 | Точіння профілю РК-4<br>напівчистове<br>чистове | <br>2.0<br>0.45 | <br>0.35<br>0.15 | <br>370<br>540 | <br>70<br>100 | <br>2000<br>260 | <br>2.28<br>0.42 |
| 5 | Точіння вала ∅40h8<br>напівчистове | <br>1.9 | <br>0.4 | <br>1530 | <br>192 | <br>2000 | <br>6.27 |
| 6 | Точіння конуса<br>напівчистове<br>чистове | <br>1.5<br>0.4 | <br>0.3<br>0.2 | <br>1140<br>1455 | <br>125<br>160 | <br>1200<br>300 | <br>2.45<br>0.78 |
| 7 | Точіння вала ∅22h8<br>напівчистове | <br>2.9 | <br>0.4 | <br>1810 | <br>125 | <br>3000 | <br>6.13 |
| 8 | Проточування канавки | 3.0 | 0.2 | 545 | 77 | 1800 | 2.26 |
| 9 | Нарізання різі М24×2 | 1.5 | 2.0 | 465 | 35 | 750 | 0.43 |

Таблиця 2.3. Зведена таблиця режимів різання (матеріал деталі – СЧ16)

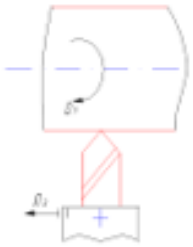
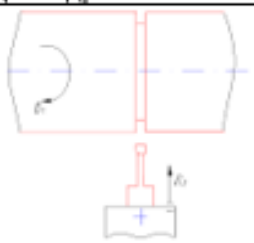
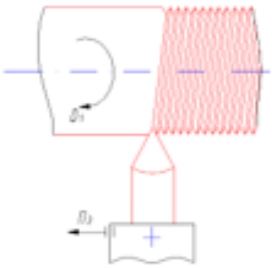
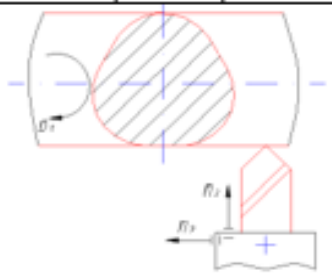
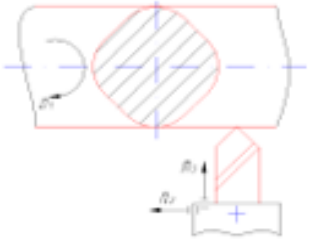
| № п/п | Вид обробки | ВК6 | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | *t*, *мм* | *S*, *мм/об* | *n*, *об/хв* | *V*, *м/хв* | $P_z$, *Н* | *N*, *кВт* |
| 1 | Точіння вала ∅45h6<br>напівчистове<br>чистове | <br>1.8<br>0.5 | <br>0.6<br>0.1 | <br>1910<br>2150 | <br>270<br>305 | <br>900<br>82 | <br>3.97<br>0,41 |
| 2 | Точіння профілю РК-3<br>напівчистове<br>чистове | <br>2.5<br>0.45 | <br>0.6<br>0.15 | <br>540<br>810 | <br>100<br>150 | <br>1125<br>90 | <br>1.84<br>0.22 |
| 3 | Точіння вала ∅70<br>напівчистове | <br>2.0 | <br>0.6 | <br>1230 | <br>270 | <br>900 | <br>3.97 |
| 4 | Точіння профілю РК-4<br>напівчистове<br>чистове | <br>2.0<br>0.45 | <br>0.6<br>0.15 | <br>540<br>810 | <br>100<br>150 | <br>900<br>90 | <br>1.47<br>0.22 |
| 5 | Точіння вала ∅40h8<br>напівчистове | <br>1.9 | <br>0.6 | <br>2150 | <br>270 | <br>900 | <br>3.97 |
| 6 | Точіння конуса<br>напівчистове<br>чистове | <br>1.5<br>0.4 | <br>0.6<br>0.15 | <br>2456<br>4460 | <br>270<br>490 | <br>690<br>90 | <br>3.04<br>0.72 |
| 7 | Точіння вала ∅22h8<br>напівчистове | <br>2.9 | <br>0.6 | <br>3547 | <br>245 | <br>1350 | <br>5.40 |
| 8 | Проточування канавки | 3.0 | 0.1 | 885 | 125 | 360 | 0.74 |
| 9 | Нарізання різі М24×2 | 1.5 | 2.0 | 730 | 55 | 30 | 0.03 |

Отже, як показали розрахунки, максимальна потужність різання становить $N = 6.27$ кВт, сила різання $P_z = 3000$ Н, а частота обертання шпинделя верстату має становити $n = 4460$ об/хв.

## 2.2. Розробка структурно-кінематичної схеми верстату

При обробці деталі «вал профільний» ми будемо використовувати такі методи формоутворення поверхонь, як метод копіювання та метод сліду [35]. В таблиці 2.4 приведено зведену інформацію по основних формоутворюючих рухах які необхідно забезпечити для обробки нашої деталі.

Таблиця 2.4. Зведена інформація по основних формоутворюючих рухах

| № п/п | Операція та схема формоутворення | Формоутворюючі лінії та тип лінії | Метод формоутворення | Формоутворюючі рухи |
|---|---|---|---|---|
| 1. |  Циліндричне точіння | Твірна-коло | Сліду | Фv($O_1$) |
| | | Напрямна - пряма | Сліду | Фs ($П_2$) |
| 2. |  Проточування канавки | Твірна - пряма | Копіювання | 0 |
| | | Напрямна - коло | Сліду | Фv ($O_1$) |
| 3. | Точіння конусів | Твірна - пряма | Сліду | Фs ($П_2П_3$) |
| | | Напрямна - коло | Сліду | Фv ($O_1$) |
| 4. |  Нарізання різі | Твірна – форма ріжучого леза (трикутник) | Копіювання | 0 |
| | | Напрямна – гвинтова лінія | Сліду | Фv ($O_1П_2$) |
| 5. |  Точіння РК-3 профілю | Твірна-трикутник | Сліду | Фv ($O_1П_3$) |
| | | Напрямна – гвинтова лінія | Сліду | Фs ($П_2$) |
| 6. |  Точіння РК-4 профілю | Твірна-квадрат | Сліду | Фv ($O_1П_3$) |
| | | Напрямна – гвинтова лінія | Сліду | Фs ($П_2$) |

Отже для того щоб на проектованому верстаті здійснити обробку нашої комплексної деталі необхідно забезпечити наступний набір формоутворюючих рухів:

- рух головного приводу - $Ф_V$ ($О_1$);
- формоутворюючі рухи подачі - $Ф_S$ ($П_2$); $Ф_S$ ($П_3$); $Ф_S$ ($П_4$);
- установчі рухи - Уст ($П_2$), Уст ($П_4$);
- рух врізання - Вр ($П_3$).

Крім цього на верстаті необхідно забезпечити допоміжні рухи:

- затиск та розтиск патрона;
- швидкий підвід і відвід супорта.

Виходячи з цього будуємо структурно-кінематичну схему верстату [36], вона приведена на рис. 2.3.

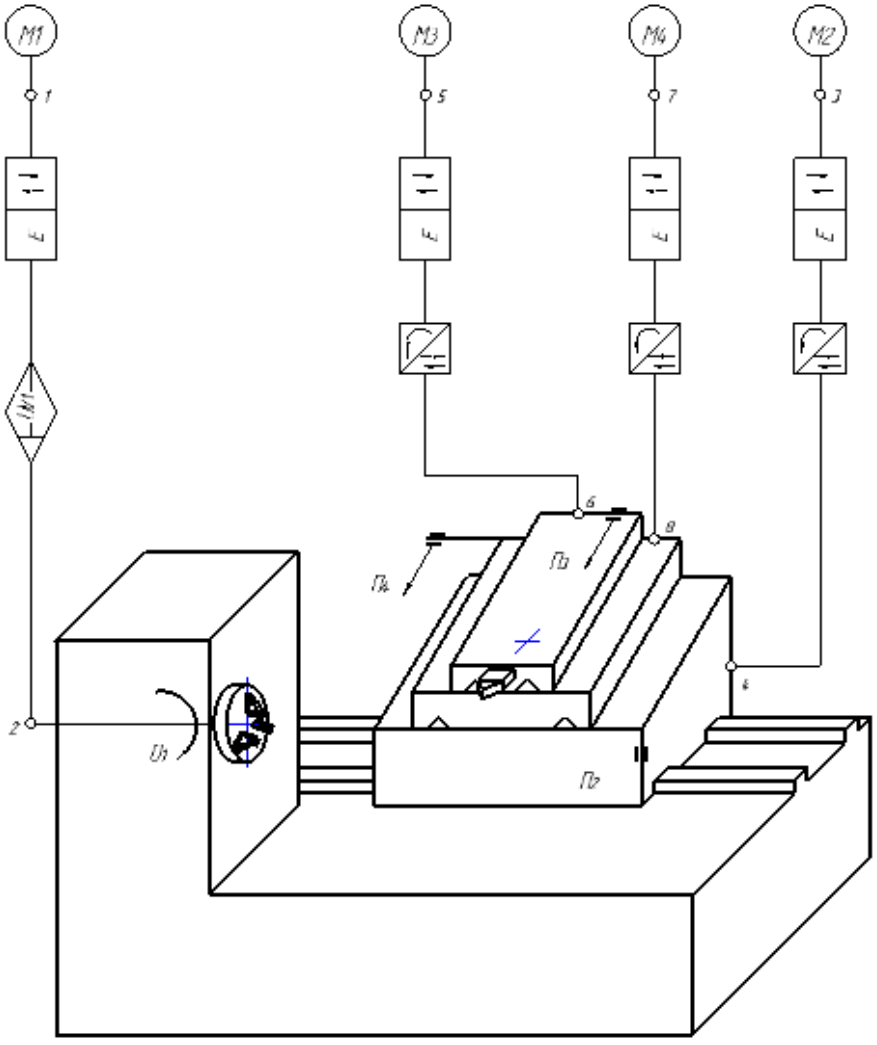


Рис. 2.3. Структурно–кінематична схема верстата

Заготовка на верстаті закріплюється в патроні. Обертовий рух шпинделя здійснюється від двигуна М1, через зубчасту-пасову передачу по ланцюгу 1-2. Швидкість обертання шпинделя та реверс забезпечується електродвигуном.

Поступальний рух здійснюється від двигунів М2 М3, М4 через передачі гвинт-гайка кочення (рух переміщення супорта).

Оскільки на верстаті передбачається обробка валу, то на станині може кріпитися піноль задньої бабки.

## 2.3. Оптимізація компонувальної схеми верстату

Як відомо, компонувальна схема верстату повинна забезпечити усі формоутворюючі рухи, вона передбачає блочну структуру побудови (містить один стаціонарний вузол та рухомі блоки, що здійснюють переміщення по направляючим) [23, 41].

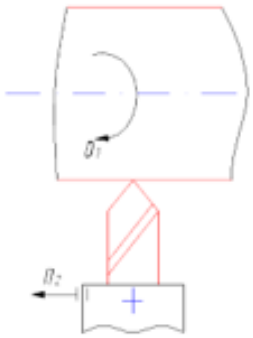
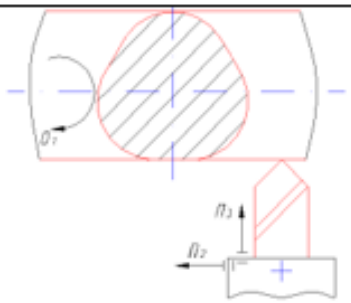
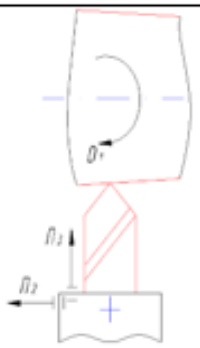
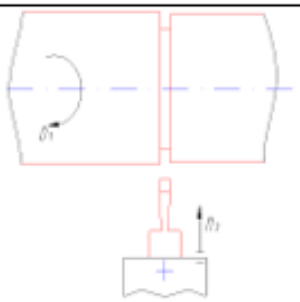
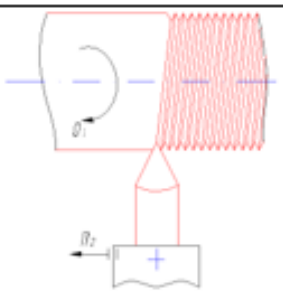
Кінематична структура верстату визначає його компонувальну схему, між ними існує тісний взаємозв’язок. Побудова компонувальної схеми є важливим етапом у створенні конструкції верстату.

Як ми зазначали в п. 2.1 проектований верстат передбачає виконання на ньому наступних операцій: обробка зовнішніх циліндричних, конічних та профільних поверхонь, нарізання різі, прорізання канавок.

Розробка компонувальної схеми верстату передбачає формування технологічних модулів та модульних комплектів. Технологічний модуль (ТМ) переважно складається щонайменше з двох блоків – рухомого та стаціонарного, оскільки без цього неможливо забезпечити відносний рух заготовки та інструменту. Модульний комплект (МК) – це, як правило, такий склад блоків, який повинен забезпечити виконання операції обробки на проектованому верстаті, він включає блоки формоутворюючих і установчих рухів.

Згідно із приведеними схемами формоутворення сформуємо ТМ та МК для усіх видів обробки, результати зведемо у табл. 2.5.

Таблиця 2.5. Сформовані набори ТМ та МК для обраних операцій

| Операція | Схема | Набір ТМ та МК |
|---|---|---|
| Повздовжнє точіння |  | $TM = \{0, C_h, Z\}$<br>$MK = \{0, C_h, Z, u\}$ |
| Поздовжнє профільне точіння |  | $TM = \{0, C_h, Z, X\}$<br>$MK = \{0, C_h, Z, X, u\}$ |
| Точіння конуса |  | $TM = \{0, C_h, Z, U\}$<br>$MK = \{0, C_h, Z, U\}$ |
| Прорізання канавки |  | $TM = \{0, C_h\}$<br>$MK = \{0, C_h, u\}$ |
| Нарізання різі |  | $TM = \{0, C_h, Z\}$<br>$MK = \{0, C_h, Z, u\}$ |

На наступному етапі нам необхідно звести всі модульні комплекти до одного загального:

$$\left.\begin{array}{l} МК = \{0, C_h, Z, u\} \\ МК = \{0, C_h, Z, X, u\} \\ МК = \{0, C_h, Z, U\} \\ МК = \{0, C_h, u\} \\ МК = \{0, C_h, Z, u\} \end{array}\right\} \Rightarrow \text{МК} = \{0, C_h, Z, X, U\} \quad (2.1)$$

Нижче приведено основні рухи, що входять в МК:

$O_1(C_h)$ - головний обертовий рух шпинделя;

$П_2(Z)$ – рух поздовжнього переміщення супорта;

$П_3(X)$ – рух поперечного переміщення каретки супорта;

$П_4(U)$ – рух поперечного переміщення супорта.

Оскільки ми надаємо обертовий рух шпинделю, то виходячи з цього спрощуємо загальну формулу МК:

$$МК = \{0, C_h, Z, X, U\} = C_h\{0, Z, X, U\} \quad (2.2)$$

На підставі цього будуємо загальну матрицю компоновок:

$$M = \begin{vmatrix} XZU0 & XZ0U & U0XZ & 0XZU \\ ZXU0 & ZX0U & U0ZX & 0ZXU \\ XUZ0 & XU0Z & X0UZ & 0XUZ \\ ZUX0 & ZU0X & Z0UX & 0ZUX \\ UXZ0 & UX0Z & X0ZU & 0UXZ \\ UZX0 & UZ0X & Z0XU & 0UZX \end{vmatrix} \quad (2.3)$$

При виборі оптимального компонування проектованого верстату скористаємось умовами їх відбору [4].

М1. Умова відбору яка виключає вплив маси заготовки при переміщеннях:

$$M1 = \emptyset + \emptyset + \emptyset + 0\bar{0}\bar{0}\bar{0} \quad (2.4)$$

М2. Умова відбору, яка передбачає підвищення стійкості мас по їх розташуванню в компонуванні (чим більший хід має блок, тим ближче він повинен бути розташований до стаціонарного (Z>U>X)):

$$M2 = XUZ0 + X\bar{X}0\bar{X} + \bar{X}0\bar{X}X + 0ZUX \quad (2.5)$$

Далі використовуючи математичний метод відбору компонувань ми визначаємо які структурні формули задовольняють усім структурним ознакам.

$$\begin{array}{cccccccc} \emptyset & + & \emptyset & + & \emptyset & + & 0\bar{0}\bar{0}\bar{0} \\ XUZ0 & + & X\bar{X}0\bar{X} & + & \bar{X}0\bar{X}X & + & 0ZUX \\ \hline \emptyset & + & \emptyset & + & \emptyset & + & 0ZUX \end{array} \qquad (2.6)$$

В таблиці 2.6 приведено можливі варіанти спроектованих компонувальних схем, а на рис. 2.4. приведено загальний вигляд компонування яке задовольняє вимогам відбору.

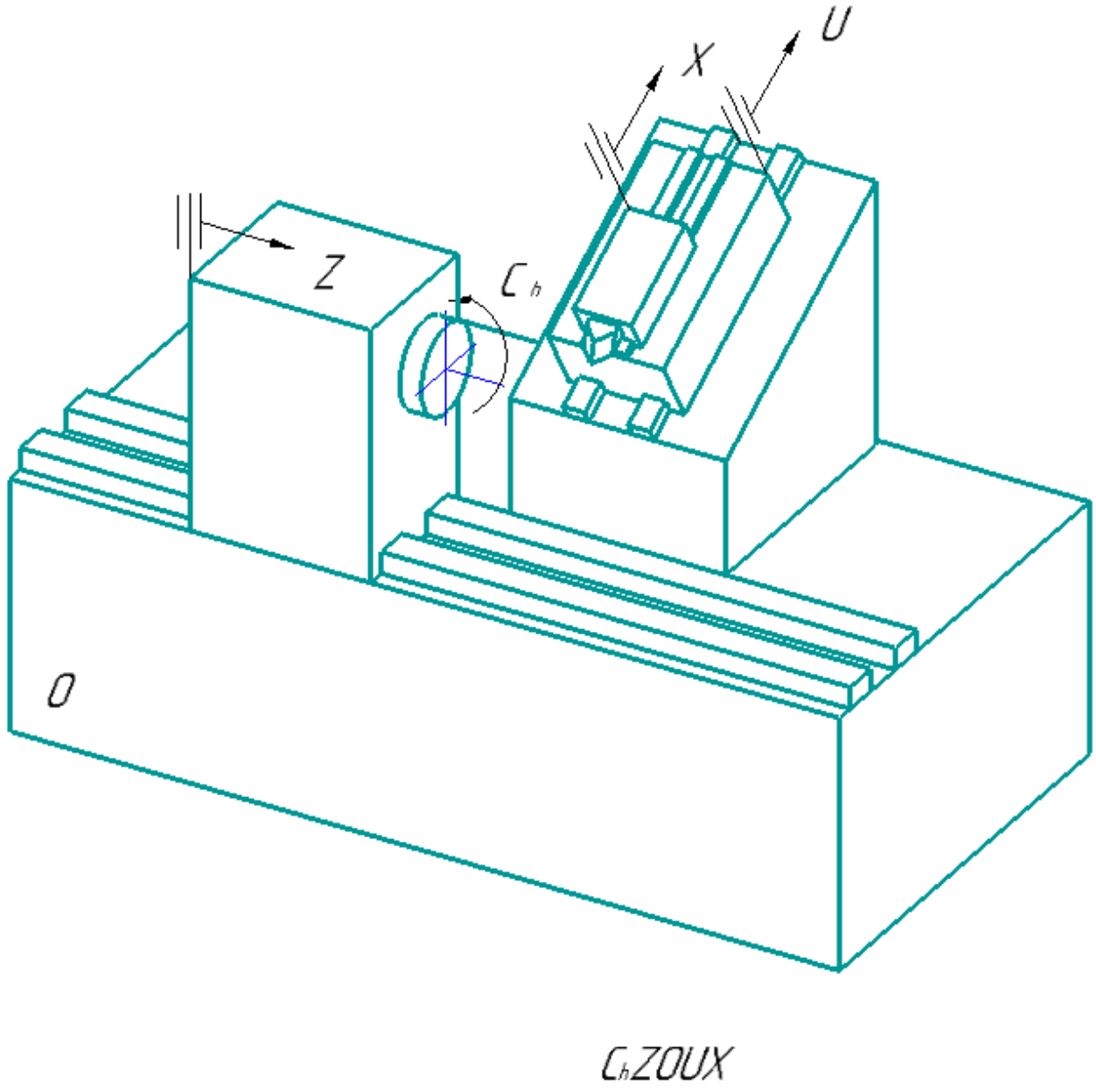
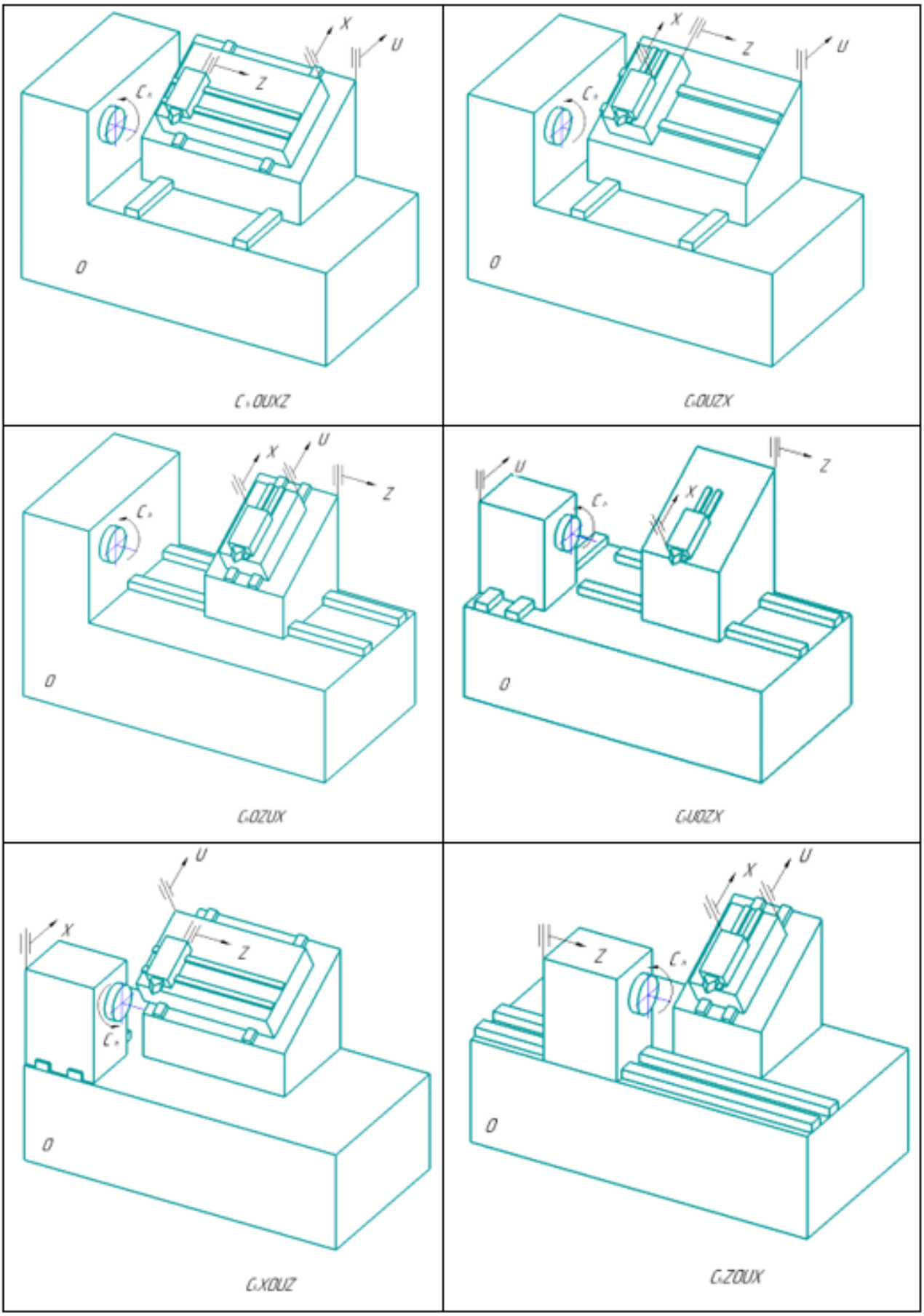



Рис. 2.5. Компоновка проектованого верстата

Таблиця 2.6. Отримані варіанти компонувальних схем



## 2.4. Силові та розрахунки на міцність

### 2.4.1. Розрахунок приводу головного руху

На основі розробленої в п. 2.2 структурно-кінематичної схеми розробляємо кінематичну схему верстату. Кінематичну схему даного верстату приведено на рис. 2.6, її головною особливістю є наявність окремих двигунів на кожен кінематичний ланцюг.

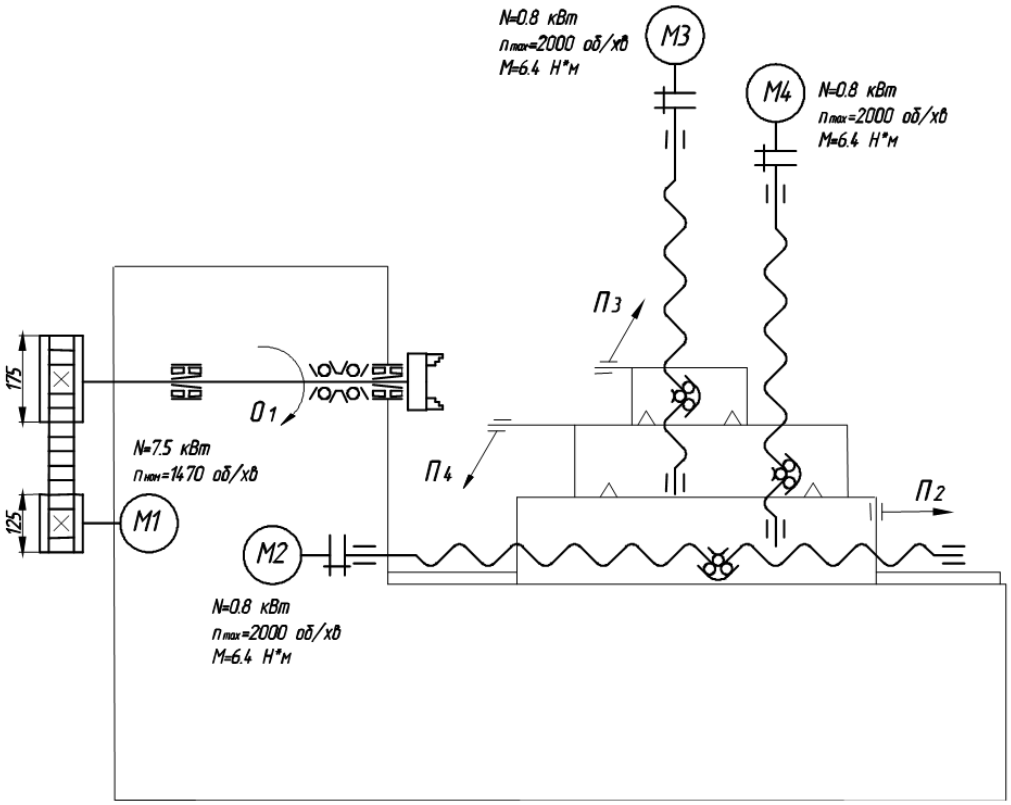



Рис. 2.6. Кінематична схема розробленого верстата

Здійснимо проектування приводу головного руху (ПГР) верстату (рис. 2.7), в ньому застосовується двигун постійного струму. Від нього оберти передаються на шпиндель, для цього використовують зубчасто-пасову передачу. Таке рішення дозволяє підвищити жорсткість приводу та високу точність переміщення. Також це сприяє розширенню можливості уніфікації приводів та дозволяє їх виконання у вигляді окремих агрегатів (модулів). Тобто ми реалізовуємо агрегатно-модульний принцип побудови верстату.

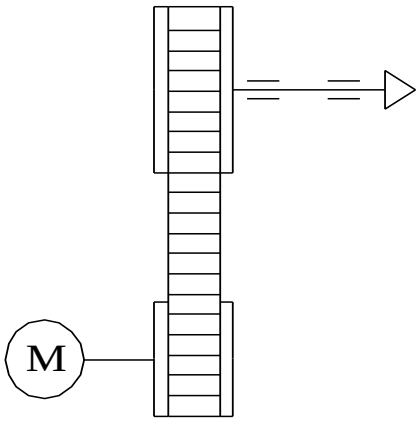



Рис. 2.7. Привід головного руху

Спочатку нам необхідно розрахувати потужність двигуна ПГР шпинделя, його визначають за виразом [38]:

$$N = \frac{N_{p.max}}{\eta}, \tag{2.7}$$

де $\eta$ – ККД ланцюга головного руху.

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2^2 \tag{2.8}$$

$\eta_1$ – ККД зубчатої пасової передачі, $\eta = 0.98$; $\eta_2$ – ККД пари підшипників кочення $\eta_2 = 0.995$.

$$\eta = 0.98 \cdot 0.995^2 = 0.97\ кВт$$

$$N = \frac{6.27}{0.97} = 6.5\ кВт$$

Для проектованого ПГР обираємо електродвигун постійного струму потужністю $N = 7.5\ кВт$, з частотою обертання $n = 1470\ об/хв$.

Характеристика електродвигуна:

Потужність – 7.5 *кВт*;

Максимальна частота обертання - 5000 об/хв;

Момент інерції - 0,056 $кг \cdot м^2$;

Маса - 97 кг;

При виборі зубчасто-пасової передачі слід керуватися частотою обертання шпинделя та величиною навантаження [38, с. 102-108].

В залежності від потужності $N_1 = 7.5$ *кВт* та кількості обертів ведучого шківа $n_1 = 5000$ *об/хв* по [38, табл. 6.12] приймаємо значення модуля зубчатого пасу $m = 5$ *мм* та визначаємо його крок:

$$p = \pi \cdot m = 3.14 \cdot 5 = 15.71 \text{ мм}. \quad (2.9)$$

Далі визначаємо передаточне відношення та кількість зубів шківів зубчасто-пасової передачі:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{5000}{4460} = 1.12$$

Приймаємо: $u = 1.4$, $z_1 = 25$, $z_2 = z_1 \cdot u = 25 \cdot 1.4 = 35$.

Розраховуємо ділильні діаметри шківів:

$$d = m \cdot z, \text{мм} \quad (2.10)$$

$$d_1 = m \cdot z_1 = 5 \cdot 25 = 125 \text{ мм},$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 5 \cdot 35 = 175 \text{ мм}.$$

Визначаємо швидкість паса:

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{1000 \cdot 60} = \frac{3{,}14 \cdot 125 \cdot 5000}{1000 \cdot 60} = 32{,}7 \text{ м/с} \quad (2.11)$$

Приймаємо попередню міжосьову відстань з умови:

$$a \geq 0.5 \cdot (d_2 + d_1) = 0.5 \cdot (175 + 125) = 150 \text{ мм} \quad (2.12)$$

Приймаємо $a = 500$ *мм*

Визначаємо довжину паса в кроках:

$$L_p = \frac{2 \cdot a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi}\right)^2 \cdot \frac{p}{a} \quad (2.13)$$

$$L_p = \frac{2 \cdot 500}{15.71} + \frac{25 + 35}{2} + \left(\frac{35 - 25}{2 \cdot 3.14}\right)^2 \cdot \frac{15.71}{500} = 93.7$$

По ГОСТ 38.051114-76 приймаємо $L_p = 100$ кроку.

Визначаємо остаточну відстань між осями шківів:

$$a = \frac{p}{4} \cdot \left[ L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2}\right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi}\right)^2} \right], \text{мм} \quad (2.14)$$

$$a = \frac{15.71}{4} \cdot \left[100 - \frac{25+35}{2} + \sqrt{\left(100 - \frac{25+35}{2}\right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{35-25}{2 \cdot 3.14}\right)^2}\right] = 550\ мм.$$

Визначимо кут обхвату малого шківа:

$$\alpha_1 = 180° - \frac{57° \cdot (d_2 - d_1)}{a} \tag{2.15}$$

$$\alpha_1 = 180° - \frac{57° \cdot (175 - 135)}{550} = 175°$$

Знаходимо кількість зубів пасу, які знаходяться в зачеплені з меншим шківом:

$$z_0 = \frac{z_1 \cdot \alpha_1}{360°} \tag{2.16}$$

$$z_0 = \frac{25 \cdot 175°}{360°} = 12.2 > [z_0] = 6.$$

Визначаємо допустиму граничну колову силу:

$$[K] = [K_0] \cdot C_p \cdot C_F - q \cdot v^2, Н/мм, \tag{2.17}$$

де $[K_0]$ - допустима приведена гранична колова сила, $[K_0] = 35\ Н/мм$ [38, табл. 6.14]; $C_p$ - коефіцієнт динамічності навантаження і режиму роботи. При змінному реверсивному навантажені і роботі в дві зміни $C_p = 0.51$. $C_F$ - коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілення навантаження між проводками тросу, $C_F = 0.85$; $q$ - маса 1 *м* паса шириною 1 *мм*, $q = 0.007\ \frac{кг}{м \cdot мм}$.

$$[K] = 35 \cdot 0.51 \cdot 0.85 - 0.007 \cdot 32.7^2 = 7.68\ Н/мм$$

Знаходимо колову силу:

$$F_t = \frac{N_1}{v} = \frac{7500}{32.7} = 230\ Н. \tag{2.18}$$

Розраховуємо ширину паса:

$$b \geq \frac{F_t}{[K]} = \frac{230}{7.68} = 30.0\ мм. \tag{2.19}$$

За стандартом приймаємо $b = 32\ мм$.

Знаходимо силу попереднього натягу віток паса:

$$F_0 = 1.2 \cdot b \cdot q \cdot v^2 = 1.2 \cdot 32 \cdot 0.007 \cdot 32.7 = 288\ Н. \tag{2.20}$$

Знайдемо силу, яка діє на вали:

$$F_n = 1.1 \cdot F_t = 1.1 \cdot 230 = 253\ Н. \quad (2.21)$$

Визначимо габаритні розміри шківів:

діаметри кіл вершин зубів:

$$d_a = d - 2 \cdot t + c, мм \quad (2.22)$$

де $t$ – відстань від впадини зуба паса до осьової лінії троса, $t = 1.3$ *мм*;

с – поправка, яка враховує податливість витків троса $c = 0.1$

ведучого шківа:

$$d_{a1} = d_1 - 2 \cdot t + c = 125 - 2 \cdot 1.3 + 0.1 = 122\ мм;$$

веденого шківа:

$$d_{a2} = d_2 - 2 \cdot t + c = 175 - 2 \cdot 1.3 + 0.1 = 172\ мм$$

діаметри кіл впадин зубів:

$$d_f = d_a - 2 \cdot h_ш,\ мм \quad (2.23)$$

де $h_ш$ – висота зубів шківа, $h_ш = 5.0$ *мм* [38, табл. 6.16].

ведучого шківа:

$d_{f1} = d_{a1} - 2 \cdot h_ш = 122 - 2 \cdot 5.0 = 112$ *мм*;

веденого шківа

$d_{f2} = d_{a2} - 2 \cdot h_ш = 172 - 2 \cdot 5.0 = 162$ *мм*;

ширина шківа:

$$B = b + m = 32 + 5 = 37\ мм \quad (2.24)$$

приймаємо $B = 36$ *мм* по [38, дод. *П3*].

### 2.4.2. Розрахунок тягового пристрою приводу подач

В приводах подач верстатів з ЧПК широко застосовуються передачі гвинт-гайка кочення. Вони характеризуються високим ККД та високою осьовою жорсткістю. Як правило, такий привід складається з передачі гвинт-гайка кочення (1), яка через сильфонну муфту (2) отримує обертовий рух від високомоментного асинхронного двигуна 3 (рис. 2.8).

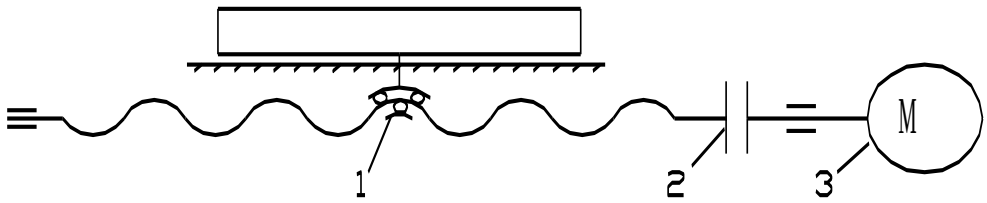



Рис. 2.8. Схема приводу

Розрахунок передачі гвинт-гайка кочення передбачає визначення максимальної частоти обертання:

$$n_{ш.х.} = \frac{\vartheta_{ш.х.}}{t_г}, \tag{2.25}$$

де $\vartheta_{ш.х.}$ – швидкість швидкого ходу, $v_{ш.х.} = 10000\ мм/хв$;

$t_г$ - крок гвинта, $t_г = 10\ мм$.

$$n_{ш.х.} = \frac{10000}{10} = 1000\ об/хв.$$

Визначимо максимальну робочу частоту обертання:

$$n_{\text{роб.мах}} = \frac{\vartheta_{\text{роб.мах}}}{t_{\text{г}}} \tag{2.26}$$

де $\vartheta_{роб.\ max}$ – максимальна швидкість робочого ходу, $\vartheta_{роб.\ max} = 5000\ мм/хв$;

$$n_{\text{роб.мах}} = \frac{5000}{10} = 500\ \text{об/хв}.$$

Визначимо значення мінімальної робочої частота обертання:

$$n_{\text{роб.}min} = \frac{\vartheta_{\text{роб.}min}}{t_{\text{г}}} \tag{2.27}$$

де $\vartheta_{\text{роб.}min}$ – мінімальна швидкість робочого ходу, $\vartheta_{\text{роб.}min} = 5\ \text{мм/хв}$;

$$n_{\text{роб.}min} = \frac{5}{10} = 0.5\ \text{об/хв}$$

На наступному етапі розрахунків необхідно визначити моменти інерції:

- приведений до валу двигуна момент інерції вузла, що поступово рухається:

$$I_{мех} = m_{вуз.вер.} \cdot \left(\frac{t_г}{2 \cdot \pi}\right)^2 \tag{2.28}$$

де $m_{вуз.вер.}$ – маса вузла верстату, $m_{вуз.вер.} = 200\ кг$;

$$I_{мех} = 200 \cdot \left(\frac{0.01}{2 \cdot 3.14}\right)^2 = 0.507 \cdot 10^{-3}\ кг \cdot \text{м}^2;$$

- приведений момент інерції ходового гвинта:

$$I_г = 7{,}7 \cdot 10^2 \cdot l_г \cdot D_г^4, \quad (2.29)$$

де $l_г$ - довжина гвинта, $l_г = 1.0\ м$; $D_г$ - діаметр гвинта, $D_г = 0{,}04\ м$;

$$I_г = 7{,}7 \cdot 10^2 \cdot 1.0 \cdot 0{,}04^4 = 1.97 \cdot 10^{-3}\ кг \cdot м^2;$$

- приведений сумарний момент інерції механічної схеми приводу:

$$I_\Sigma = I_{мех.} + I_г = 0.507 \cdot 10^{-3} + 1.97 \cdot 10^{-3} = 2.48 \cdot 10^{-3}\ кг \cdot м^2.$$

Визначаємо моменти двигуна:

- момент від сили різання:

$$M_{різ} = \frac{P_x \cdot t_г}{2 \cdot \pi \cdot \eta_1^4 \cdot \eta_2} \quad (2.30)$$

де $P_x$ - осьова складова сили різання, $P_x = 1000\ Н$; $\eta_1$ - ККД пари підшипників, $\eta_1 = 0.995$; $\eta_2$ - ККД гвинтової пари, $\eta_2 = 0.9$;

$$M_{різ} = \frac{2000 \cdot 0.01}{2 \cdot 3.14 \cdot 0.995^4 \cdot 0.9} = 3.61\ Н \cdot м;$$

- момент від сили тертя в напрямних:

$$M_{різ} = \frac{m_{вуз.} \cdot g \cdot f_{тр.} \cdot t_г}{2 \cdot \pi \cdot \eta_1^4 \cdot \eta_2}, \quad (2.31)$$

де $g$ - прискорення вільного падіння, $g = 9.81\ м/с^2$; $f_{тр}$ - коефіцієнт тертя, $f_{тр} = 0.02$;

$$M_{тр} = \frac{200 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}02 \cdot 0{,}01}{2 \cdot 3.14 \cdot 0.995^4 \cdot 0{,}9} = 0{,}0708\ Н \cdot м;$$

- статичний момент при обробці:

$$M_{ст} = M_{різ} + M_{тр} = 3.61 + 0.0708 = 3.68\ Н \cdot м;$$

- статичний момент з врахуванням продовження включення:

$$M_{ст} = \frac{M_{ст} \cdot ПВ}{100\%} = \frac{3.68 \cdot 80}{100} = 2.94\ Н \cdot м.$$

По каталогу вибираємо двигун фірми Fanuc з наступними параметрами: номінальний момент $M_Н = 6{,}4$ Н · м; номінальна потужність $P_Н = 0{,}8$ Н · м; максимальний момент $M_{max} = 47\ Н \cdot м$; максимальна швидкість 2000 *об/хв*; момент інерції 0,0049 $кг \cdot м^2$.

На рис. 2.9 приведено конструкцію передачі гвинт-гайка кочення, яка використовується в проектованому верстаті.

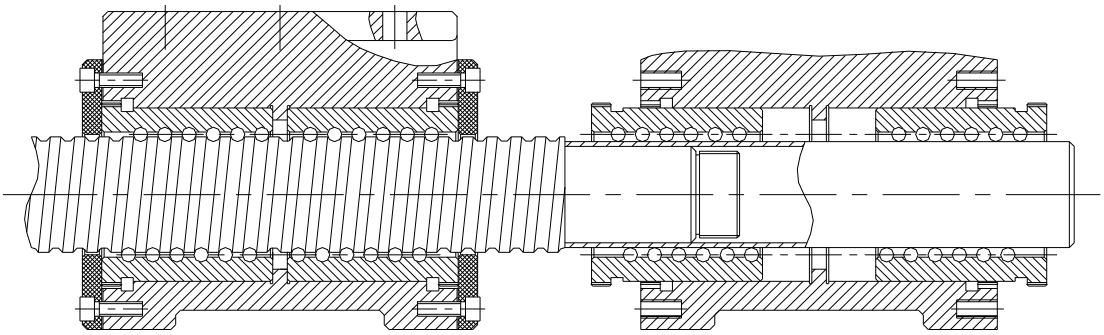
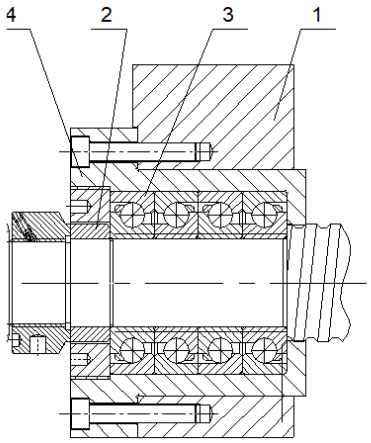


Рис. 2.9. Передача гвинт-гайка кочення

Параметри проектованої передачі:

- номінальний діаметр гвинта $d_0 = 50$ мм;
- крок $P = 10$ мм;
- діаметр кульки $d_m = 6$ мм;
- число робочих кульок у витку $z = 21$;
- максимальна довжина гвинта $L_{max} = 1500$ мм.

Проведемо розрахунок податливості кулькового гвинтового механізму, результуюча податливість може бути визначена шляхом сумування податливостей окремих пружно-деформованих елементів, а саме опор гвинтової пари (рис. 2.10).




*1 – корпус підшипників;*

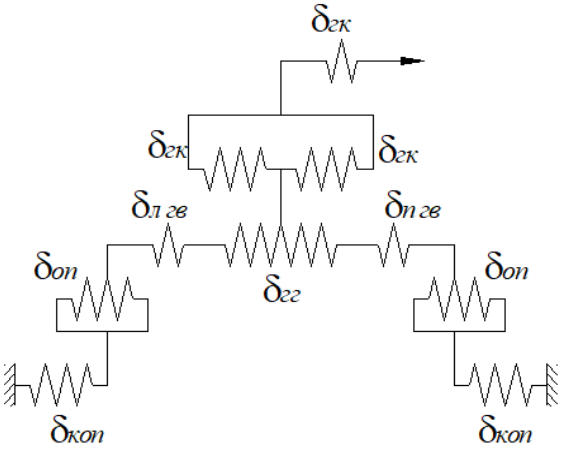
*2 – кільце;*

*3 – підшипники;*

*4 – фланець.*

Рис. 2.10. Компоновка опор кулькового гвинтового механізму

На рис. 2.10 приведено розрахункову схему для визначення податливості опор кулькового гвинтового механізму.




$\delta_{коп}$ – податливість кріплення опор гвинта;

$\delta_{оп}$ – податливість опор гвинта (підшипників);

$\delta_{гв}$ – податливість стержня гвинта;

$\delta_{гк}$ – податливість стику гайки з корпусом;

$\delta_{гг}$ – податливість контакту гайок з гвинтом.

Рис. 2.10. Розрахункова схема для визначення податливості опор кулькового гвинтового механізму

Тоді загальна податливість гвинтового механізму може бути визначена на основі виразу:

$$\delta_{заг} = \delta_{коп} + \delta_{оп} + \delta_{гв} + \delta_{гк} + \delta_{гг} \quad (2.32)$$

На загальну податливість найбільше впливають такі складові величини $\delta_{оп} + \delta_{гв} + \delta_{гг}$. Саме вони в загальному визначають податливість передачі.

Осьова податливість опори визначається за формулою:

$$\delta_{оп} = \frac{Q_o}{j_{оп}} \quad (2.33)$$

де: $Q_0$ - осьова сила, що діє на гвинт;

$$Q_0 = 2 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot \frac{M_{кр}}{P} \quad (2.34)$$

де $M_{кр} = 5{,}85 Н \cdot м$ - крутний момент двигуна приводу; $P = 4 мм$ - крок гвинта;

$$Q_0 = 2 \cdot 10^3 \cdot 3{,}14 \cdot \frac{5{,}85}{4} = 9185 \text{ Н};$$

$$\delta_{оп} = \frac{9185}{3800} = 2{,}42 \text{ мкм}.$$

Податливість гвинта визначають за формулою:

$$\delta_{гв} = 10^2 \cdot \frac{l}{EF} \cdot Q_0 \quad (2.35)$$

де $l = 28{,}5$ *см* – найбільша відстань від осьової опори гвинта до середини гайки; $E = 2{,}1 \cdot 10^5$ *МПа* – модуль пружності матеріалу гвинта; $F$ - площа перерізу гвинта.

$$F = \frac{\pi d_{кв}^2}{4} \tag{2.36}$$

де $d_{кв} = d_0 - 0{,}707 d_k = 50 - 0{,}707 \cdot 6 = 45{,}76$ *мм*;

$$F = \frac{3{,}14 \cdot 45{,}776^2}{4} = 1643{,}7$$

$$\delta_в = 10^2 \cdot \frac{28{,}5}{2{,}1 \cdot 10^5 \cdot 1643{,}7} \cdot 9185 = 25{,}6 \text{ мкм}.$$

Податливість пари гвинт – гайка визначаємо за формулою:

$$\delta_{гг} = \frac{Q_0}{j_n} \tag{2.37}$$

де $j_n = 840$ *Н/мкм* – осьова жорсткість пари.

$$\delta_{гг} = \frac{9185}{840} = 10{,}93 \text{ мкм}.$$

Отже, загальна податливість гвинтової передачі становить:

$$\delta_{заг} = 2{,}42 + 25{,}6 + 10{,}93 = 38{,}95 \text{ мкм}.$$

## 2.5. Висновки до розділу

В роботі здійснено технологічні розрахунки стосовно комплексної деталі «вал профільний», в якій присутні профільні поверхні, а саме РК-3 та РК-4 профіль. Для деталі вибрано матеріал Сталь 45. В процесі обробки деталь буде піддаватися таким видам обробки як обрізка, центрування, циліндричне та профільне точіння, а також нарізання різі. Деталь є технологічною. В роботі приведені результати розрахунку режимів різання.

Для комплексної деталі «вал профільний» визначені основні формоутворюючі рухи які необхідно забезпечити для її обробки. На основі вибраних рухів було розроблено структурно-кінематичну схему верстату.

Кінематична структура верстату визначає його компонувальну схему. Визначено, що проектований верстат повинен містити певні технологічні модулі, які також визначають склад модульного комплекту. На основі умов відбору компонувальних схем обрано базову компонувальну схему.

На основі розробленої структурно-кінематичної схеми запропоновано кінематичну схему верстату, в якій використано окремі двигуни на кожен кінематичний ланцюг.

Здійснено розрахунок приводу головного руху верстату, обрано двигун, а також визначені геометричні характеристики зубчасто-пасової передачі.

Здійснено розрахунок тягового пристрою приводу подач. Здійснено підбір двигуна для приводу (двигун фірми Fanuc), та підібрані геометричні параметри для проектованої передачі. Здійснено розрахунок податливості кулькового гвинтового механізму, вона становить $\delta_{заг} = 38{,}95$ *мкм*.

# РОЗДІЛ 3.
# НАУКОВО-ДОСЛІДНА ЧАСТИНА

## 3.1. Розрахунок РК-профільних з’єднань

В науковій літературі порівняно мало публікацій, в яких вирішуються питання розподілу контактних напружень в профільних з’єднаннях. Досить ґрунтовні дослідження в даній області провів Л. С. Борович, ним були запропоновані математичні залежності, на основі яких можна здійснити розрахунок безшпонкових (профільних) з’єднань [2].

Цікавою в цьому плані є робота [16], в якій подано методику, що дозволяє розрахувати напружено-деформований стан (НДС) деталей профільних з'єднань, які застосовуються в приводі прокатного стану.

В останні роки харківська наукова школа почала проводити дослідження профільних з’єднань з попереднім натягом, вони зокрема визначали як впливає форма валу та втулки на основні параметри, що характеризують НДС в профільному з’єднанні [10].

В роботі [6] подано методику розрахунку призматичних профільних з’єднань. Там зокрема зазначається, що на розподіл контактних напруг мають вплив похибки геометричної форми. В роботі досліджувалося ідеальне профільне з’єднання (згідно прийнятого авторами припущення вони можуть бути компенсовані вибором допустимих контактних напруг). Для такого ідеального з’єднання розподіл напруг вважається лінійним, а рівняння рівноваги при цьому приймає вид:

$$10^3 \cdot T = z \int_0^5 \sigma_{max} \frac{y^2}{s} l dy = \frac{z \cdot \sigma_{max} \cdot s^2 \cdot l}{3} \qquad (3.1)$$

де $T$ – значення крутного моменту, який передається профільним з’єднанням; $\sigma_{max}$- значення максимальної напруги в контакті профільного з’єднання;

$z$ - число граней які вступають в контакт; $s$ та $l$ – відповідно значення робочої ширина та довжини грані (рис. 3.1).

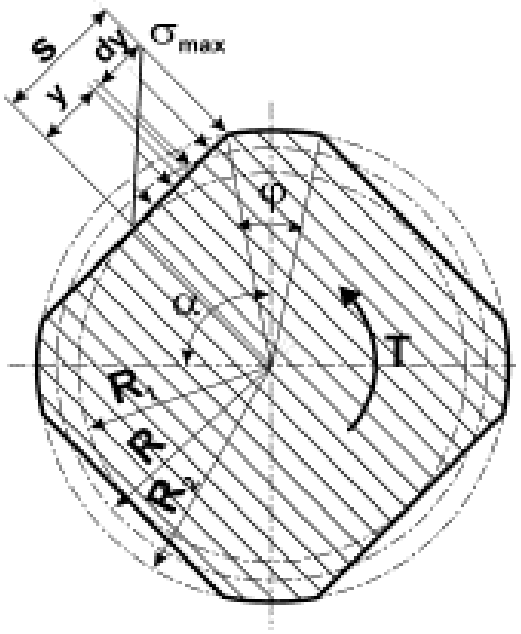



Рис. 3.1. Профільний вал, розподіл по його гранях нормальних напруг

Щоб здійснити перевірочний розрахунок профільного з'єднання необхідно знайти максимальну контактну напругу $\sigma_{max}$. Тоді виходячи з умови міцності ми отримаємо:

$$\sigma_{max} = \frac{3 \cdot 10^3 \cdot T}{z \cdot l \cdot s^2} \leq \sigma_{\text{зм}} \qquad (3.2)$$

Виходячи з умови, що на поверхнях деталей які будуть з’єднуватися не повинно бути ніяких пластичних деформацій, здійснюється вибір числового значення допустимої напруги на зминання $\sigma_{\text{зм}}$.

При проведенні розрахунків важливо знати величину робочої ширини грані $s$. Від неї будуть залежати інші характеристики з’єднання. Основні математичні залежності які описують геометричні характеристики профільного з’єднання (див. рис. 3.1) приведені в таблиці 3.1.

При проведенні розрахунків слід врахувати, що сума кутів неробочої ділянки профілю $\varphi = 90°$, звідси отримаємо $\Delta\varphi = 90/z$, а також $\alpha = 360/z$. Крім цього введемо $\beta = 135/z$.

Таблиця 3.1. Вирази для обчислення радіусів профільного з’єднання

| Параметр | Арифметичний вираз |
|---|---|
| $R_1$ - радіус вписаного в багатокутник кола | $R_1 = \frac{s}{\tan\left(\frac{\alpha}{2} - \frac{\varphi}{2}\right)} = \frac{s}{\tan\beta}$ (3.3) |
| $R_2$ - радіус описаного навколо багатокутника кола | $R_2 = \frac{s}{\sin\left(\frac{\alpha}{2} - \frac{\varphi}{2}\right)} = \frac{s}{\sin\beta}$ (3.4) |
| $R_c$ – середній радіус кола | $R_c = \frac{R_1 + R_2}{2} = \frac{s}{2 \cdot (\tan\beta + \sin\beta)} = \frac{s}{2}\left(\frac{1}{\tan\beta} + \frac{1}{\sin\beta}\right)$ (3.5) |

Якщо взяти за основу середній радіус кола $R_c$ який визначимо на основі прийнятого $s$ то при підстановці у формулу (3.2) ми отримаємо вираз, який дозволяє здійснювати перевірочні розрахунки:

$$\sigma_{max} = \frac{3 \cdot 10^3 \cdot T}{4 \cdot z \cdot R^2 \cdot l}\left(\frac{1}{\tan\beta} + \frac{1}{\sin\beta}\right)^2 \leq \sigma_{\text{зм}} \quad (3.6)$$

Якщо порівняти профільні з’єднання та шліцеві, то профільні мають кращий рівень нормальних напруг.

В праці [33] було запропонована наближена методика розрахунку допустимих дотичних напружень, які виникали при крученні профільних з’єднань за допомогою апроксимуючого поліному.

На основі порівняння методик, які використовувались для розрахунку профільних з’єднань [16, 33], було визначено, що наближена методика дає занижені на 16 % значення максимальних напруг [6].

### 3.2. Розрахунок контактних напруг в РК- профільному з'єднанні

Розглянемо випадок коли області контакту профільного з'єднання не володіють круговою симетрією (рис. 3.2).

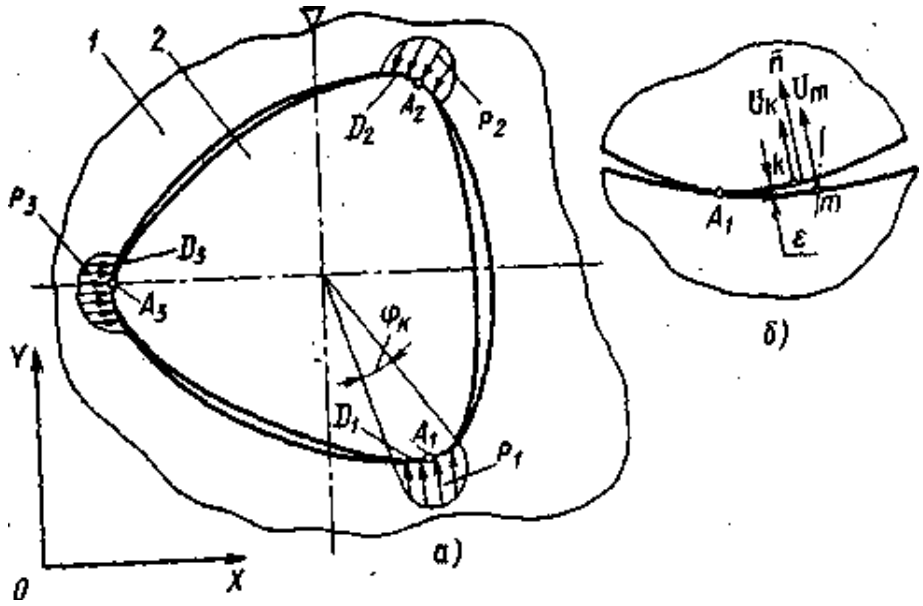



Рис. 3.2. Схема для розрахунку контактних напруг в РК-профільному з'єднанні

Тоді в декартовій системі координат XOY (рис. 7.6, *а)*) ми можемо задати поверхні цих деталей (втулка 1 і вал 2) і знайти точки $A_1$, $A_2$, $A_3$ їх первинного контакту. До втулки прикладається крутний момент та радіальне навантаження, це викликає деформація обох деталей і вони починають контактувати в областях $D_1, D_2, D_3$. Якщо переміщення дотичних точок (рис. 3.2 *б)*) розглядати як нормаль $n$ до поверхні валу, та умова контакту:

$$U_m > U_k + \varepsilon \tag{3.7}$$

де $U_m$ і $U_k$ – проекції переміщення точок $m$ і $k$ на нормаль $n$; $\varepsilon$ - зазор між точками $m$ і $k$, виміряний уздовж нормалі $n$.

Необхідно знайти області $D_1$, $D_2$, $D_3$ контакту і відповідний тиск (напруги) $p_1, p_2, p_3$, щоб виконувалася умова:

$$\begin{gathered} p_i > 0 \text{ в середині } D_i \\ p_i = 0 \text{ поза } D_i \end{gathered} \tag{3.8}$$

де $i = 1, 2, 3$.

При вирішенні задач такого типу може бути використаний метод кінцевих елементів (МКЕ). При цьому контактуючі поверхні деталей, що входять у профільне з'єднання будуть розглядатися як абсолютно тверді тіла, що дозволить уникнути розриву між їх поверхнями.

В роботі [17] дано послідовність дій якої слід дотримуватися при проведенні розрахунків контактних напруг в профільних з'єднаннях.

Суть МКЕ досить детально розкрита в праці [32], її автори детально описують особливості використання цього методу для систем різного типу. На їх думку будь-яка безперервна величина може бути апроксимована дискретною моделлю, яку будують на множині кусково-неперервних функцій. До тих величин можна віднести температуру, тиск або переміщення. МКЕ дозволяє визначити значення невідомої безперервної величини у внутрішніх точках вибраної області. На основі припущення, що всі значення цієї величини є відомі, можна побудувати дискретну модель. Для цього в визначеній області необхідно зафіксувати кінцеву кількість точок. В подальшому для їх позначення почали використовувати терміни: «вузол» та «вузлова точка». Значення безперервної величини, яке слід визначити, буде вважатися змінним у кожній точці. Вибрану область на якій має визначатися безперервна величина повинна бути розбита на певне число областей, для позначення яких ввели термін «елементи». Для таких елементів визначають вузлові точки, їх сукупність дозволяє задати форму області. Всі ці області апроксимуються поліномами (кожна область має свій поліном). При цьому слід дотримуватися правила, що поліноми повинні підбиратися таким чином, щоб можна було зберегти безперервність величини уздовж меж елемента. В залежності від форми обраного елементу та функції якою він описується можна досягнути необхідної точності при вирішенні таких задач.

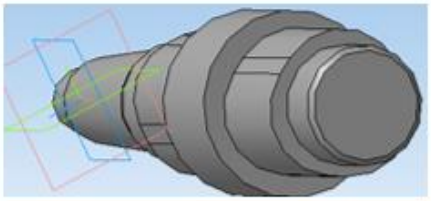
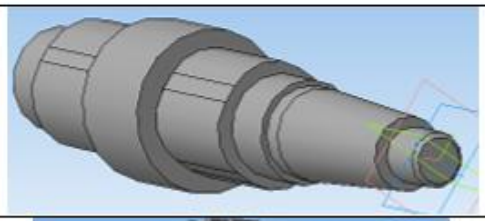
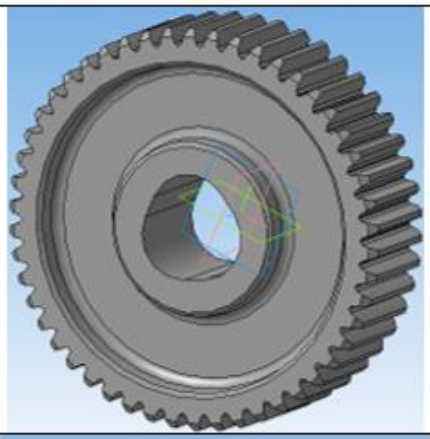
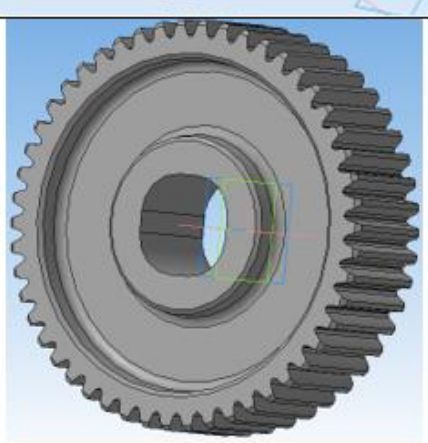
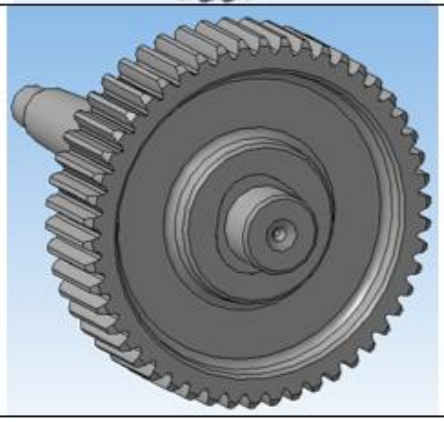
Як показує аналіз публікацій з даної тематики, переважна більшість сучасних програмних продуктів, таких як ANSYS, Cosmos Works, NASTRAN, Компас з модулем FEM, АПМ і ін., працюють з використанням теорії на якій ґрунтується МКЕ.

## 3.3. Використання методу кінцевих елементів та засобів САПР при розрахунку профільних з’єднань

### 3.3.1. Розробка твердотільної моделі РК-профільного з’єднання

Розробку твердотільної моделі РК-профільного з’єднання виконуємо з використанням пакету Компас 3D. В таблиці 3.2. приведено послідовність побудови профільного з’єднання.

Таблиця 3.1. Етапи формування профільних з’єднань

| № етапу | РК-3 профільне з'єднання | РК-4 профільне з'єднання |
|---|---|---|
| 1 |  |  |
| 2 |  |  |
| 3 |  | |

Так на першому етапі було розроблено твердотільну модель валу з двома профільними ділянками: РК-3 та РК-4 профіль. На другому етапі було

розроблено моделі двох шестерень, які будуть вступати в відповідними валами в контакт та імітувати профільне з’єднання. На третьому етапі було здійсненно зборку деталей профільного з’єднання.

### 3.3.2. Аналіз РК-3 профільного з’єднання

Для аналізу РК-3 профільного з’єднання спочатку необхідно задати поверхні які співпадають (рис. 3.3), точки закріплення (рис. 3.4), а також величину та напрямок прикладеної сили в зубчастому зачепленні (рис. 3.5).

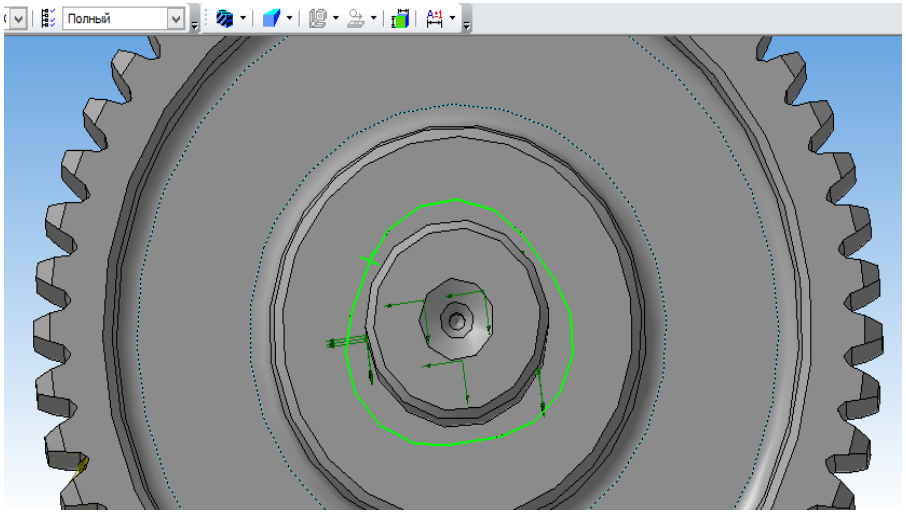



Рис. 3.3. Задання поверхонь, які співпадають

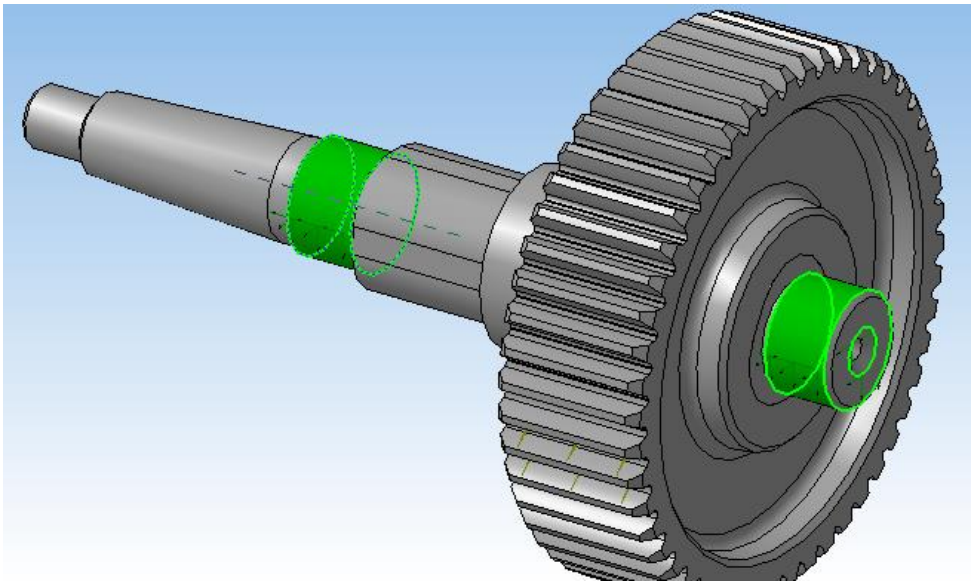


Рис. 3.4. Встановлення точок закріплення валу

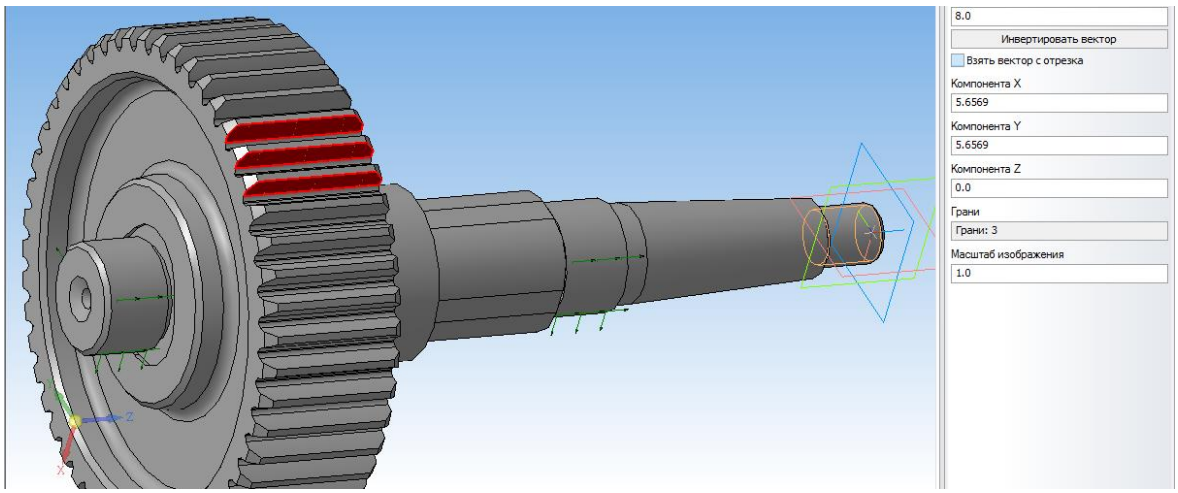



Рис. 3.5. Задання сили та напрямку в зубчастому зачепленні

Отримане з'єднання апроксимувалося 10280 вузлами з 45471 КЕ (рис. 3.6), при цьому ми отримали наступне розбиття, яке приведено на рис. 3.7.

| **Наименование** | **Значение** |
|---|---|
| Максимальная длина стороны элемента [мм] | 10, |
| Максимальный коэффициент сгущения на поверхности | 1, |
| Коэффициент разрежения в объеме | 1,5 |
| Количество конечных элементов | 45471 |
| Количество узлов | 10280 |

Рис. 3.6. Параметри і результати розбиття з’єднання

В результаті такого перетворення ми отримали кінцево-елементну модель, яка приведена на рис. 3.7.

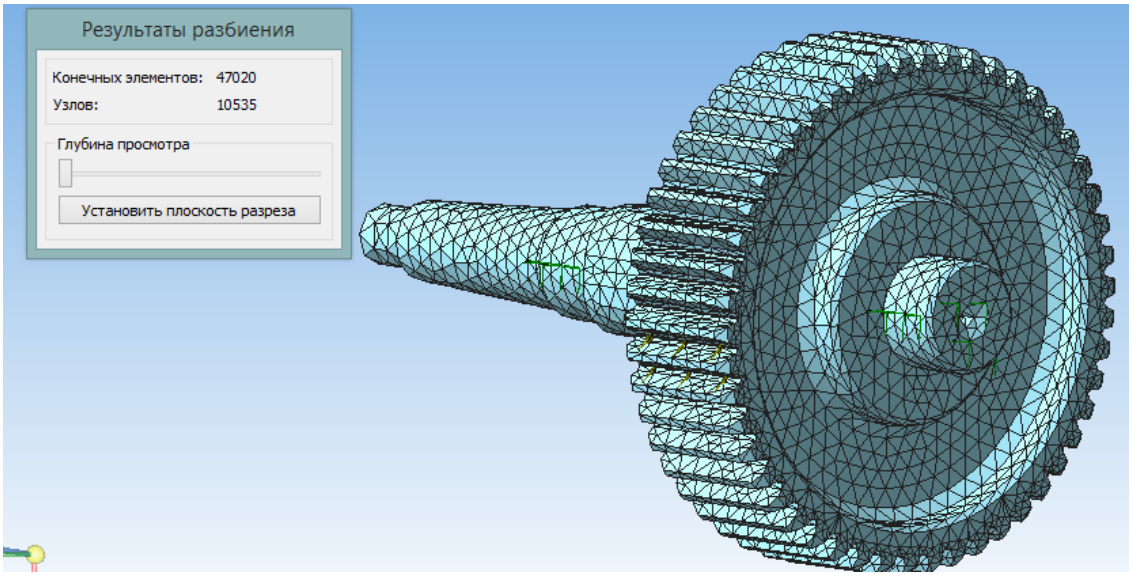



Рис. 3.7. РК-3 профільне з’єднання представлене за допомогою МКЕ

На три зубці зубчастого колеса діє питома сила по площі 8 Н/мм$^2$, в результаті на вал передається крутний момент 580 Н/м. При цьому ми отримали кут контакту поверхонь, що сполучаються $\varphi_к$=13,8° (рис. 3.2, а)) і максимальні контактні напруги не більше 56 МПа (див. нижче карти напружень).

Наступним кроком є вибір типу розрахунків (рис. 3.8), та самі розрахунки. Результати розрахунків приведені на рис. 3.9-2.12.

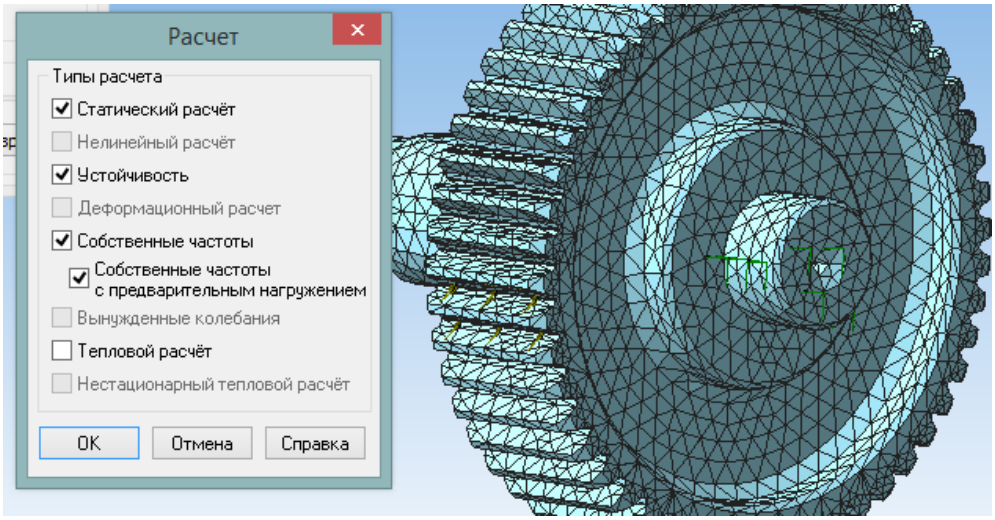



Рис. 3.8. Вибір типів розрахунків

На рис. 3.9. приведено результат статичного розрахунку еквівалентного напруження по Мізесу.

| Наименование | Тип | Минимальное значение | Максимальное значение |
|---|---|---|---|
| Эквивалентное напряжение по Мизесу | SVM [МПа] | 0, | 55,645328 |

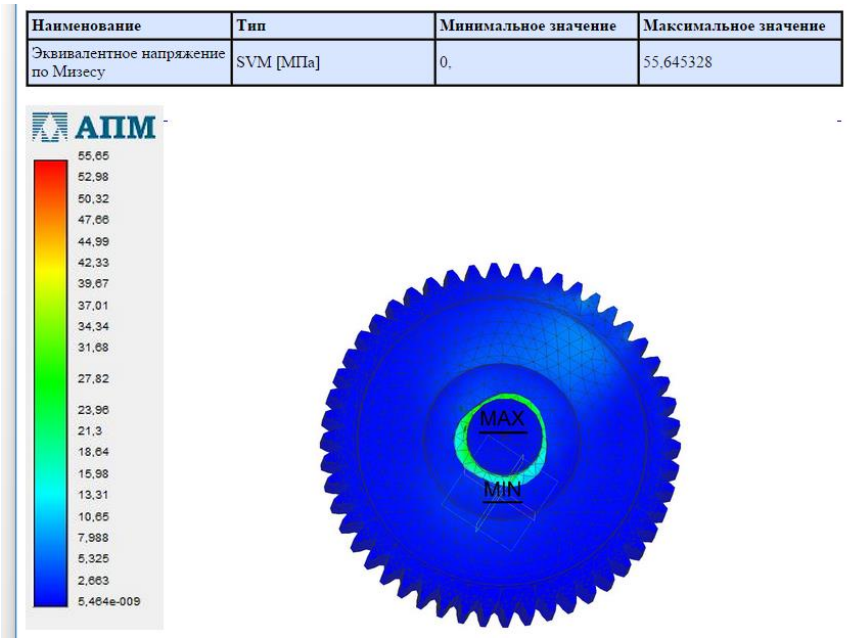



Рис. 3.9. Карта результатів статичного розрахунку еквівалентного напруження по Мізесу в профільному з’єднанні

В довідці до програми АПМ дано пояснення до поняття критерію максимального напруження по Мізесу. Даний критерій базується на теорії Мізес-Хенкі, яка відома також як теорія максимальної енергії формозміни. Згідно основних положень даної теорії пластичний матеріал починає руйнуватися в місцях, де напруження по Мізесу стає рівним граничному напруженню. При аналізі в якості граничного напруження застосовується границя текучості. Програма АПМ дозволяє використовувати граничний розтяг або задавати своє власне граничне напруження. Згідно проведених розрахунків величина граничних напружень в контактній зоні (рис. 3.10) становить 55,6 МПа.

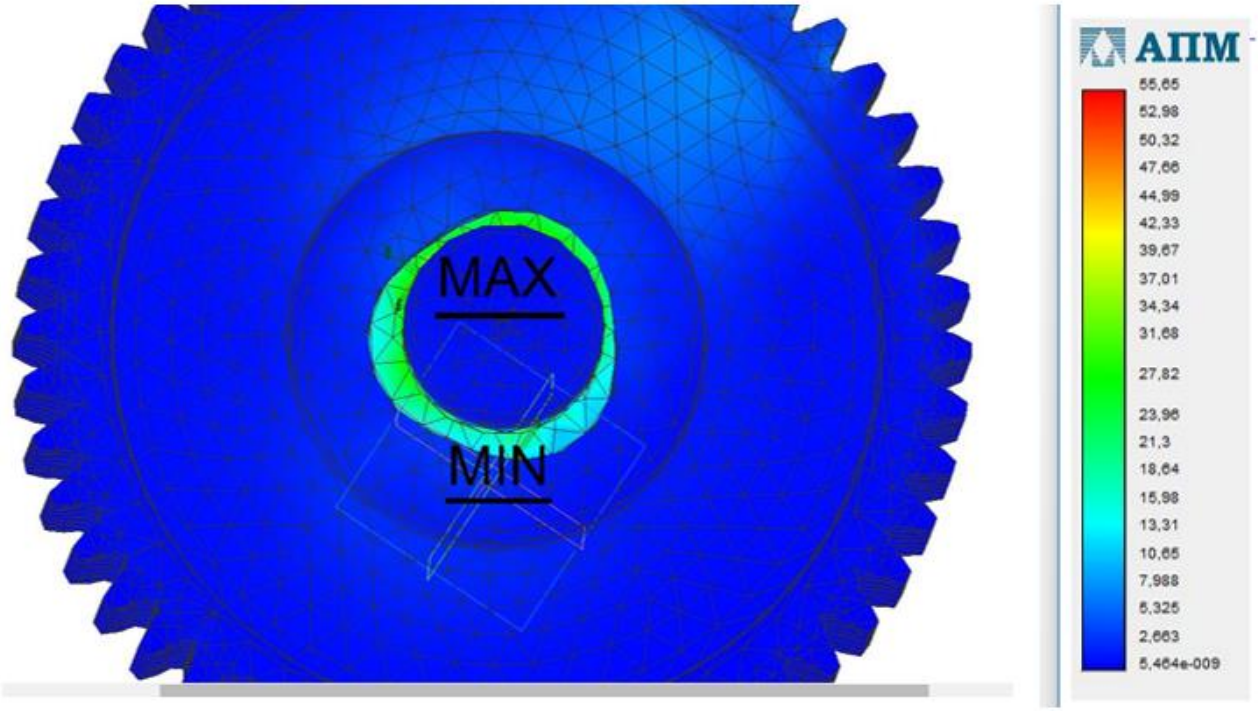



Рис. 3.10. Статичне напруження в контактній зоні РК-3 профілю

На рис. 3.11 приведено карту сумарного лінійного переміщення в профільному РК-3 з’єднанні. Як видно з представленого рисунку в зоні контакту виникають незначні деформації, при цьому фактично немає ніяких переміщень. Максимальне лінійне переміщення виникає на вершині зуба, який входить в зачеплення. Максимальне значення цього переміщення становить 0,033747 мм.

| Наименование | Тип | Минимальное значение | Максимальное значение |
|---|---|---|---|
| Суммарное линейное перемещение | USUM [мм] | 0. | 0,033747 |

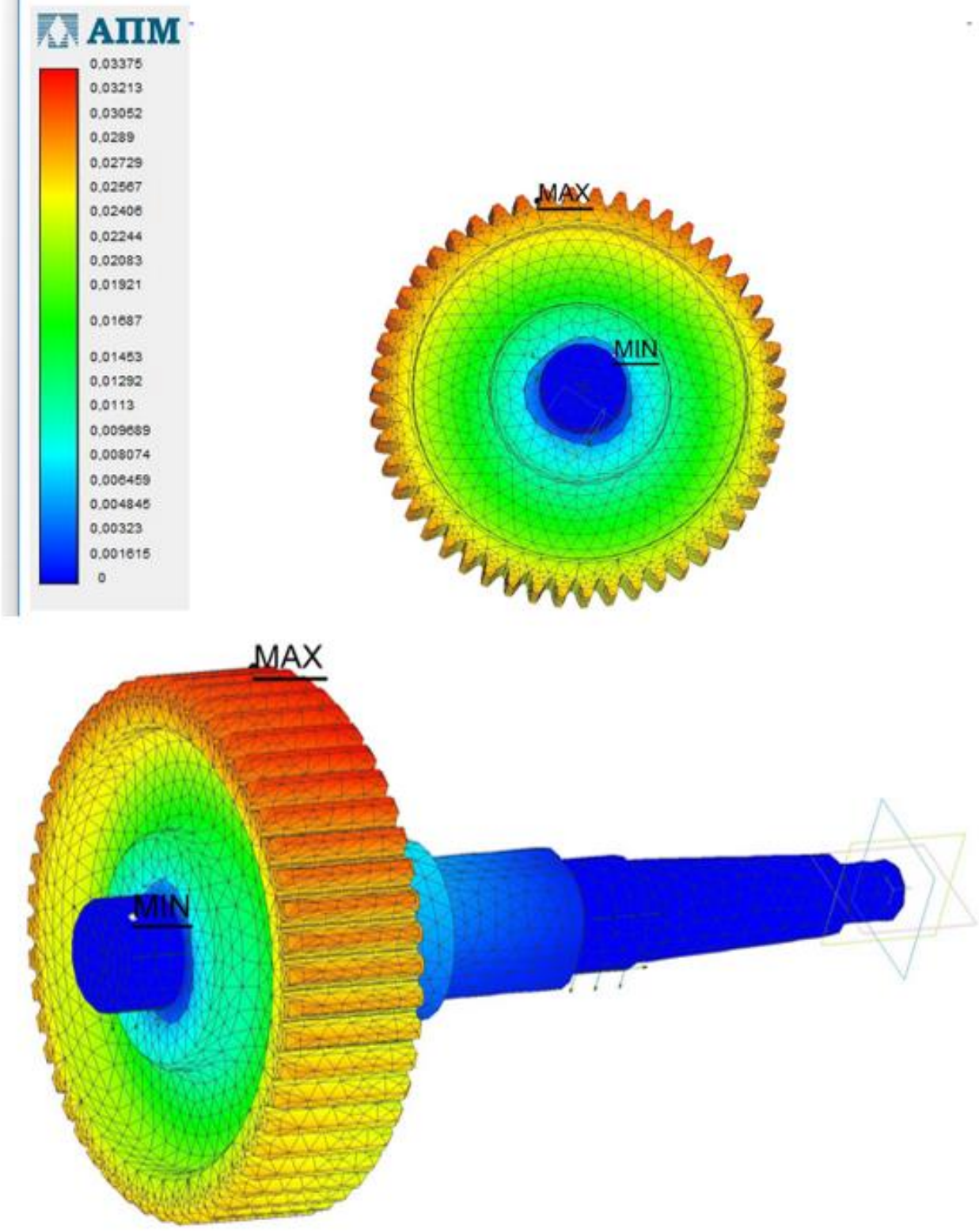



Рис. 3.11. Сумарне лінійне переміщення

Карти напружень дозволяють найбільш точно проаналізувати роботу вузла під дією навантаження, виявити концентратори напружень, оцінити жорсткість конструкції в цілому.

На рис. 3.12 та рис. 3.13 приведені карти напружень по різних коефіцієнтах запасу міцності.

| Наименование | Тип | Минимальное значение | Максимальное значение |
|---|---|---|---|
| Коэффициент запаса по текучести | | 4,353397 | 1000, |

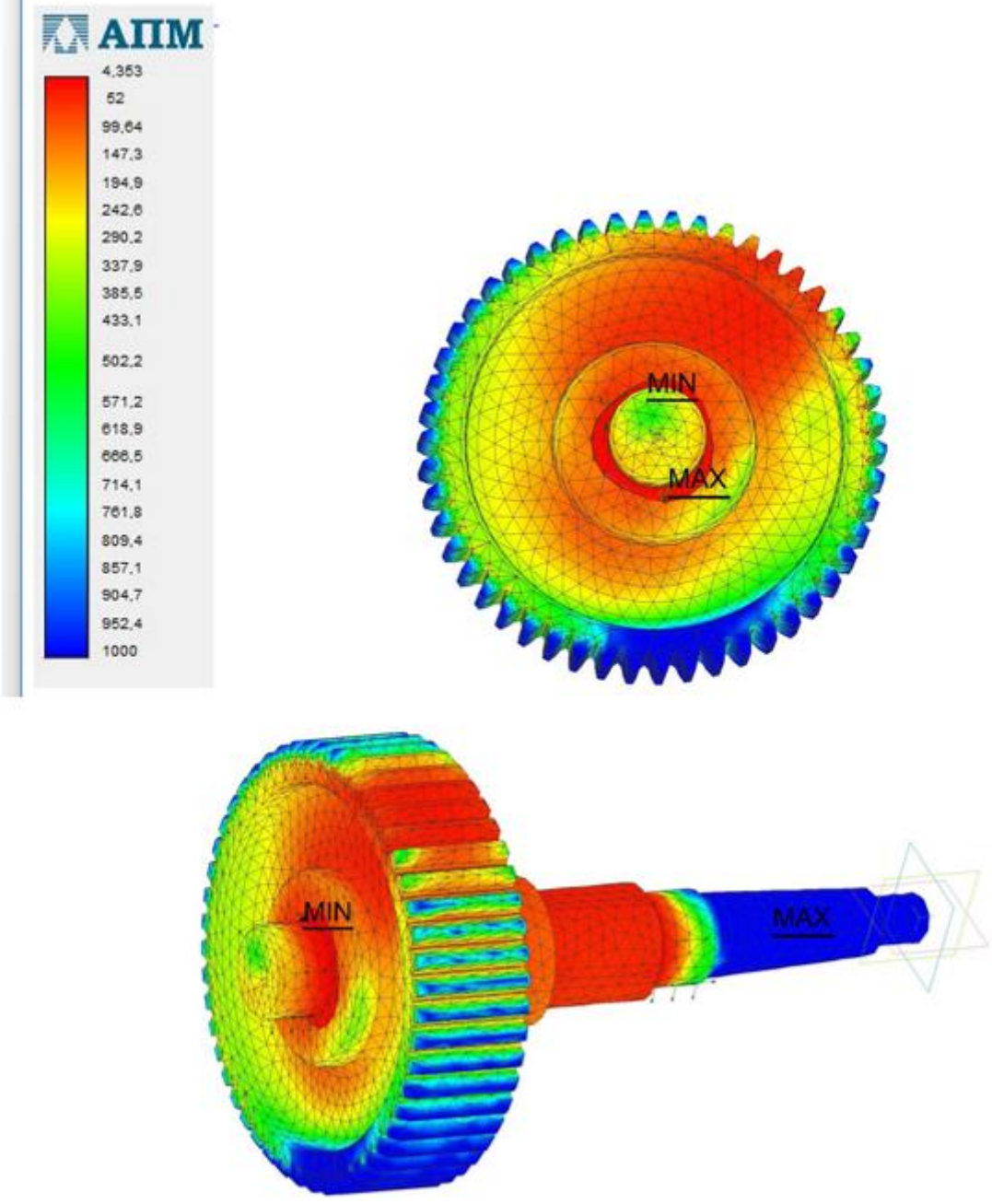
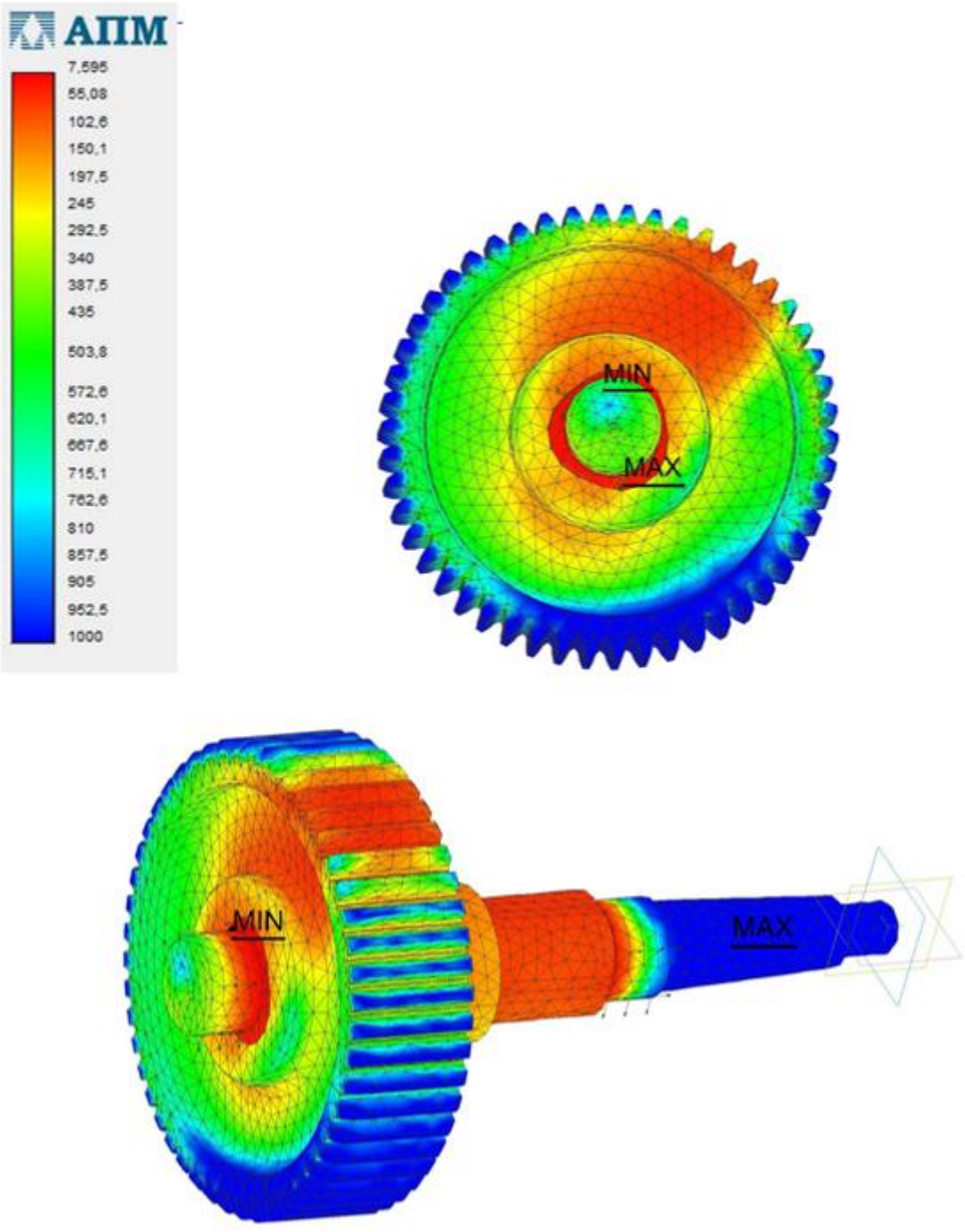



Рис. 3.12. Карта результатів напружень по коефіцієнту запасу по текучості

| Наименование | Тип | Минимальное значение | Максимальное значение |
|---|---|---|---|
| Коэффициент запаса по прочности | | 7.595289 | 1000. |




3.13. Карта результатів напружень по коефіцієнту запасу міцності

Статичні дослідження дозволяють запобігти руйнуванням які можуть виникнути внаслідок дії високих навантажень. Коефіцієнт запасу міцності менше одиниці означає руйнування матеріалу. Великий коефіцієнт запасу міцності в суміжній зоні свідчить про низьке навантаження і про те, що можна

забрати деяку кількість матеріалу з цієї області. Шкала на рисунку показує яким кольором виділені різні напруження в моделі. Там де вони великі конструктор може підвищити жорсткість дедалі, там де малі, навпаки зробити полегшення.

При використанні програми АПМ є можливість здійснити дослідження стійкості системи. Як відомо, форма рівноваги в деформованому стані буде вважатися стійкою, якщо після зняття зовнішнього навантаження вона повернеться до початкового стану рівноваги. Якщо цього не відбудеться, то форма рівноваги є нестійкою.

При переході із стійкого стану в нестійкий стан система буде знаходитись в критичному стані, а таку нестійкість прийнято називати «втратою стійкості» системи. Вона можлива при таких видах деформації як згин, кручення, а також при складних видах деформації. Для фахівців інтерес представляють лише ті значення критичної сили при яких відбувається втрата стійкості.

Програмний модуль FEM дозволяє здійснити такі дослідження та виявити п’ять форм втрати стійкості.

При цьому визначаються значення коефіцієнта запасу стійкості. На рис. 3.14 приведено карту для першої форми втрати стійкості.

Рис. 3.14. результат розрахунку стійкості для 1-ї форми

Програмний модуль АПМ дозволяє розрахувати власні (резонансні) частоти конструкції і відповідну форму коливань. Це дозволяє провести оптимізацію конструкції таким чином, що в процесі експлуатації не виникатиме явище резонансу.

На рис. 3.15 приведені результати розрахунку власних частот та приведена перша форма власних коливань, інші форми приведені в Додатку А.

**Результаты расчета собственных частот**

| N | Частота [рад/сек] | Частота [Гц] |
|---|---|---|
| 1 | 5270,048723 | 838,754305 |
| 2 | 9719,951706 | 1546,978361 |
| 3 | 9828,848937 | 1564,309893 |
| 4 | 16186,484726 | 2576,159055 |
| 5 | 16278,184453 | 2590,75352 |

**1-я форма собственных колебаний**

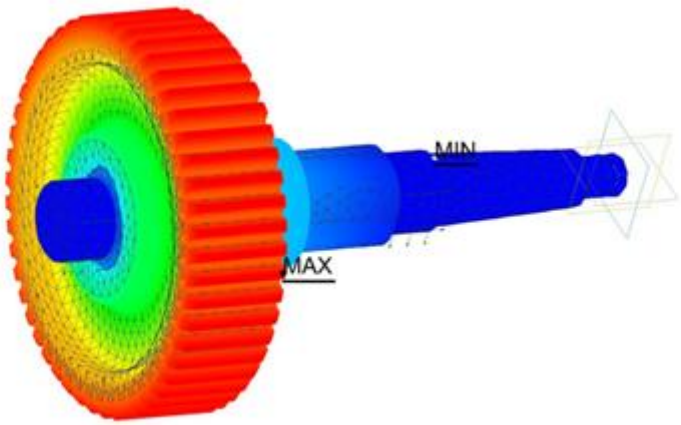



Рис. 3.15. Результати власних частот та перша форма власних коливань

### 3.3.3. Аналіз РК-4 профільного з’єднання

Для аналізу РК-4 профільного з’єднання ми також використовуємо пакет FEM, що входить до складу програми Компас. Аналогічно як для РК-3 профільного з’єднання задаємо поверхні, які співпадають (рис. 3.16), точки закріплення (рис. 3.17), а також величину та напрямок прикладеної сили в зубчастому зачепленні (рис. 3.18), силові фактори аналогічні як для РК-3 профільного з’єднання.

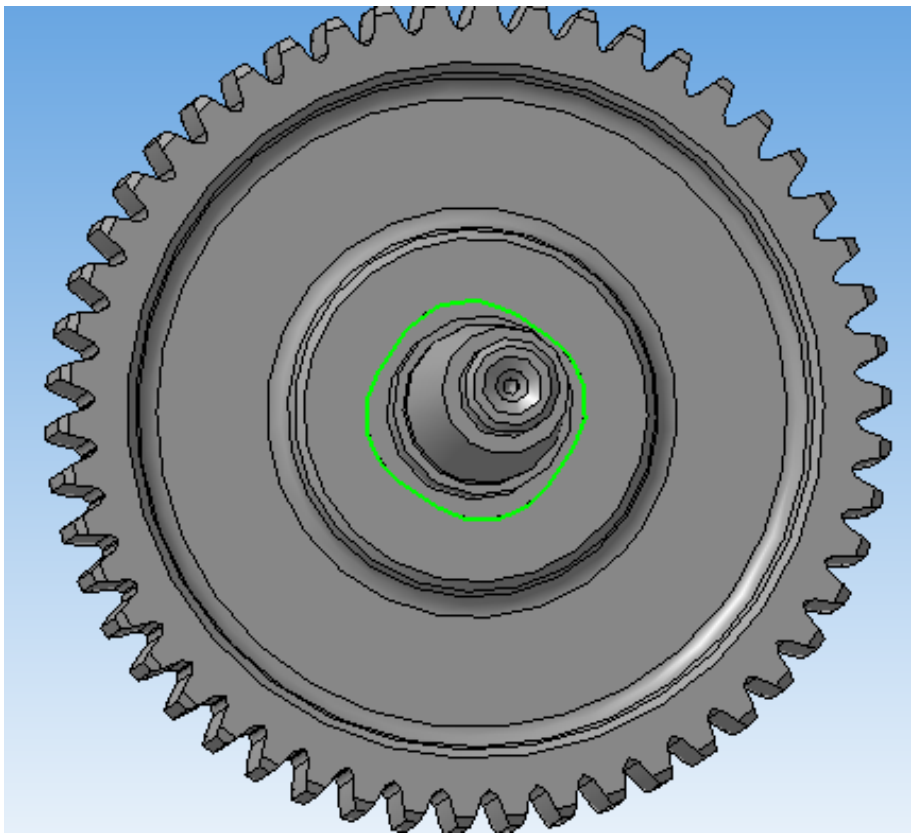


Рис. 3.16. Задання поверхонь, які співпадають

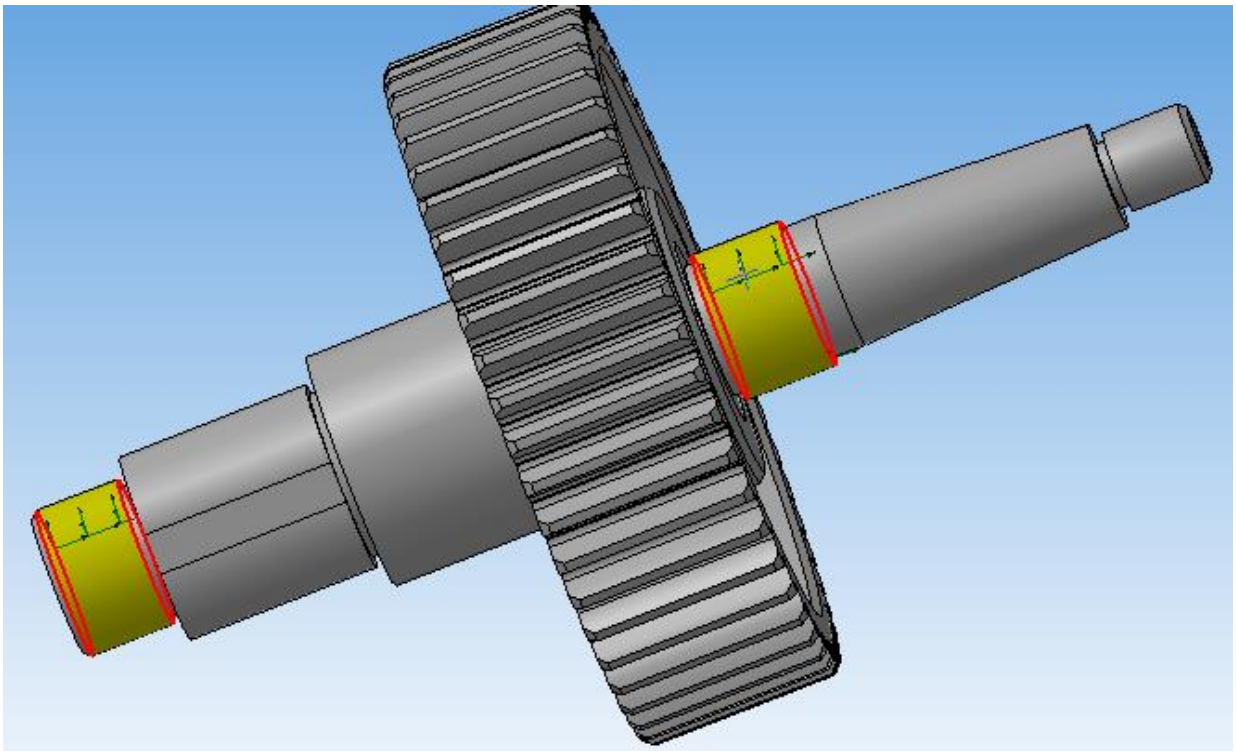


Рис. 3.17. Встановлення точок закріплення валу

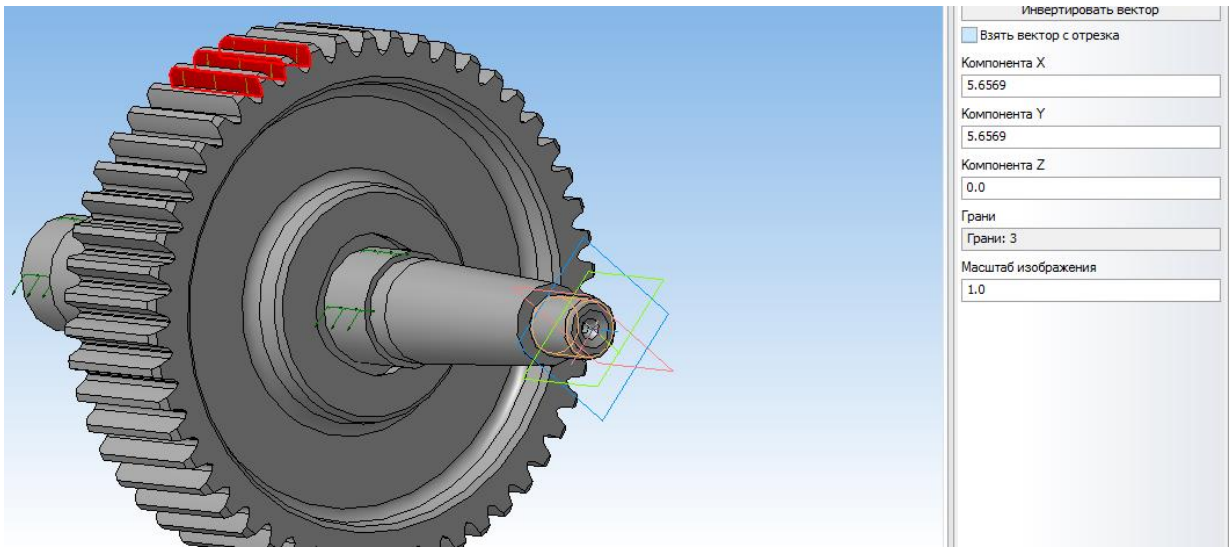



Рис. 3.18 Задання сили та напрямку в зубчастому зачепленні

Після цього ми проводимо розбиття моделі на кінцеві елементи, результатом чого стала твердотільна кінцево-елементна модель яка приведена на рис. 3.19.

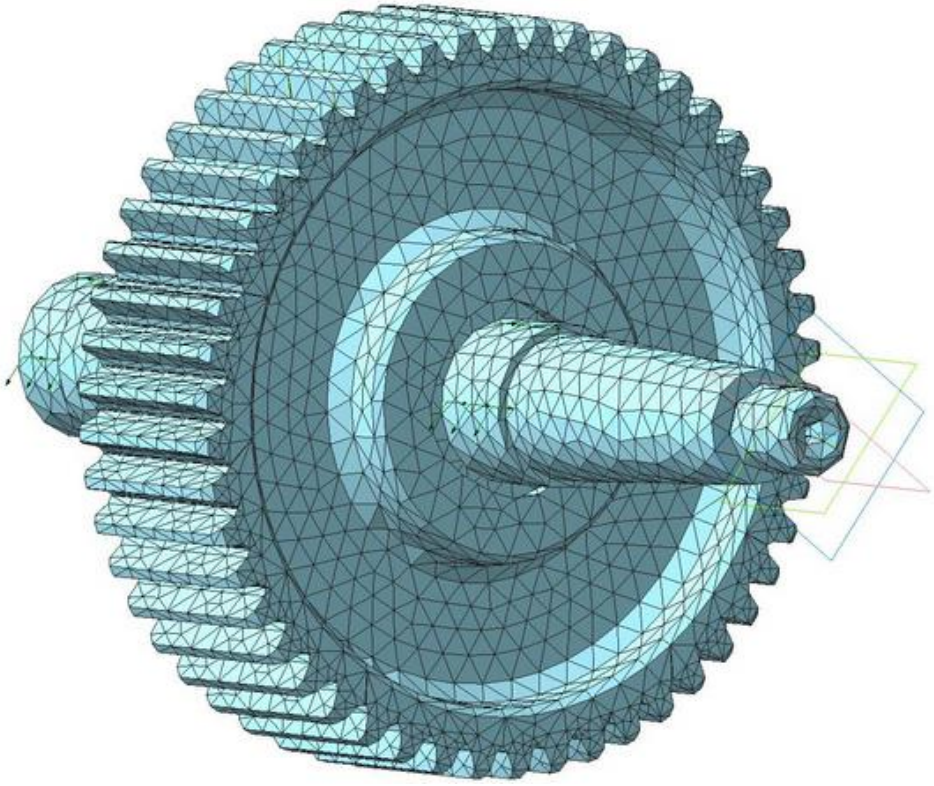


Рис. 3.19. РК-4 профільне з’єднання представлене за допомогою МКЕ

На рис. 3.20. приведено результат статичного розрахунку еквівалентного напруження по Мізесу.

**Результаты статического расчета**

| Наименование | Тип | Минимальное значение | Максимальное значение |
|---|---|---|---|
| Эквивалентное напряжение по Мизесу | SVM [МПа] | 0. | 45,859958 |

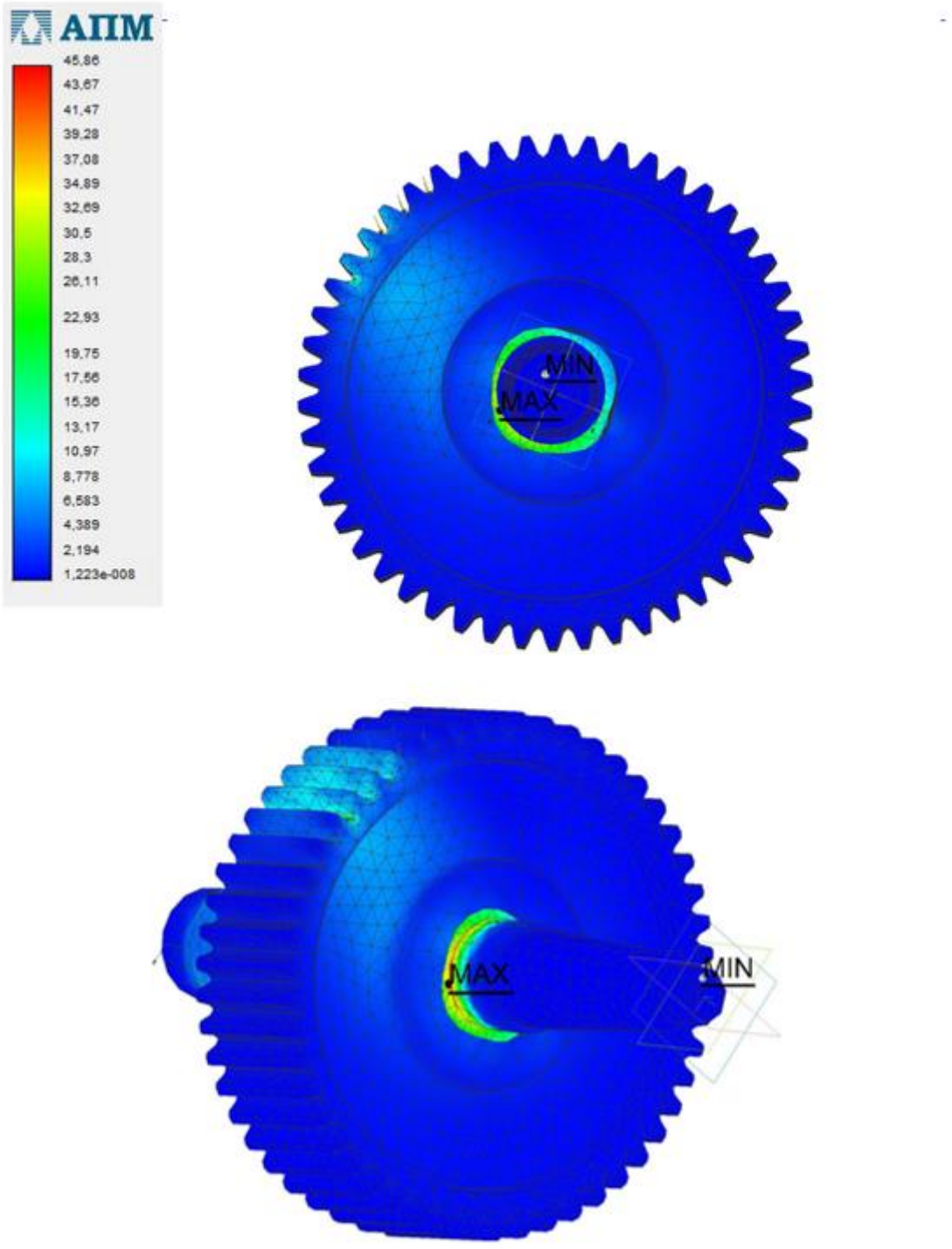



Рис. 3.20. Карта результатів статичного розрахунку еквівалентного напруження по Мізесу в РК-4 профільному з’єднанні

На рис. 3.21 приведено карту сумарного лінійного переміщення в профільному РК-4 з’єднанні. Максимальне лінійне переміщення виникає на вершині зуба, який входить в зачеплення. Максимальне значення цього переміщення становить 0,030683 мм.

| Наименование | Тип | Минимальное значение | Максимальное значение |
|---|---|---|---|
| Суммарное линейное перемещение | USUM [мм] | 0. | 0,030683 |

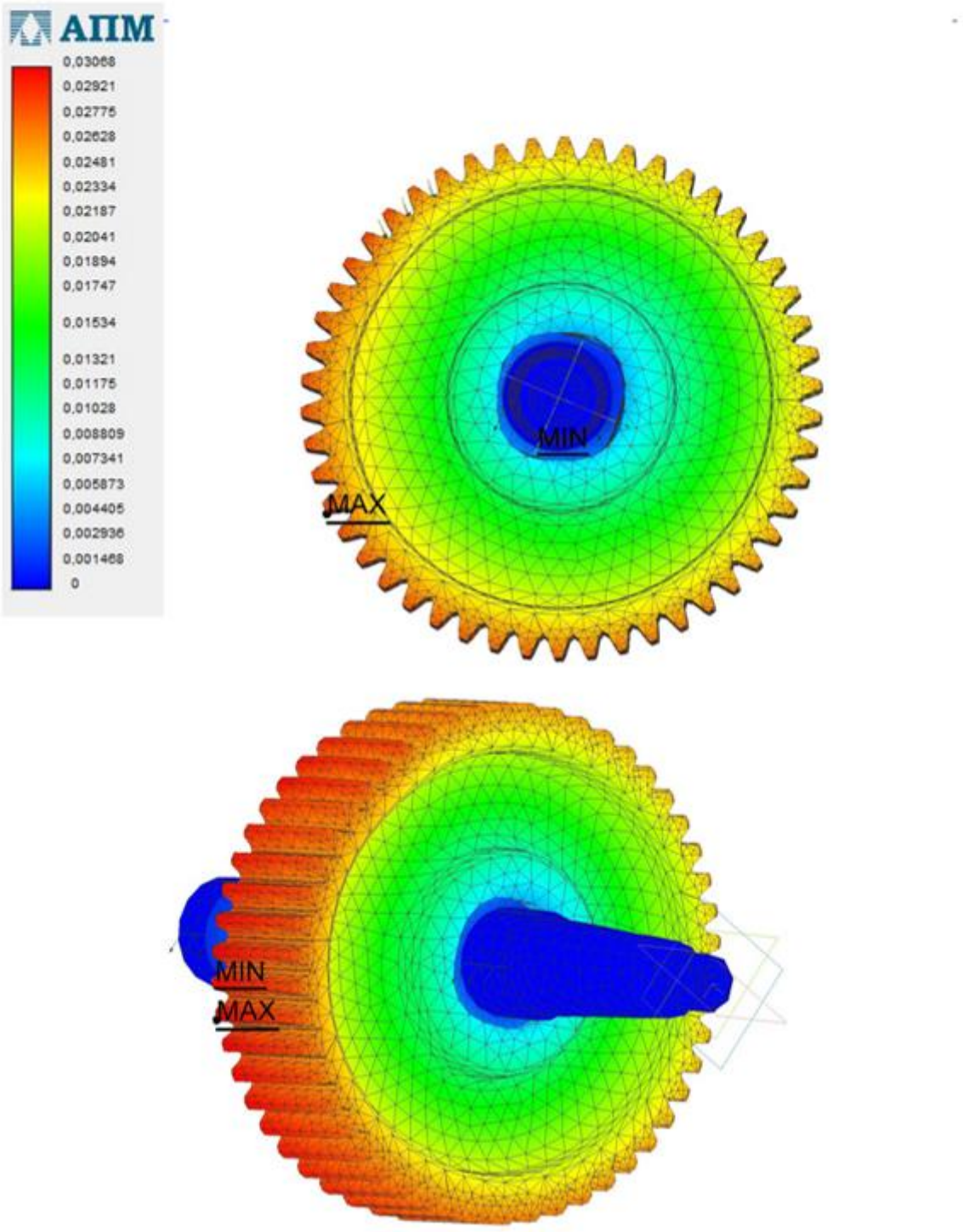



Рис. 3.21. Сумарне лінійне переміщення

Карти напружень дозволяють найбільш точно проаналізувати роботу вузла під дією навантаження, виявити концентратори напружень, оцінити жорсткість конструкції в цілому.

На рис. 3.22 та рис. 3.23 приведені карти напружень по різних коефіцієнтах запасу міцності.

| Наименование | Тип | Минимальное значение | Максимальное значение |
|---|---|---|---|
| Коэффициент запаса по текучести | | 5,135641 | 1000, |

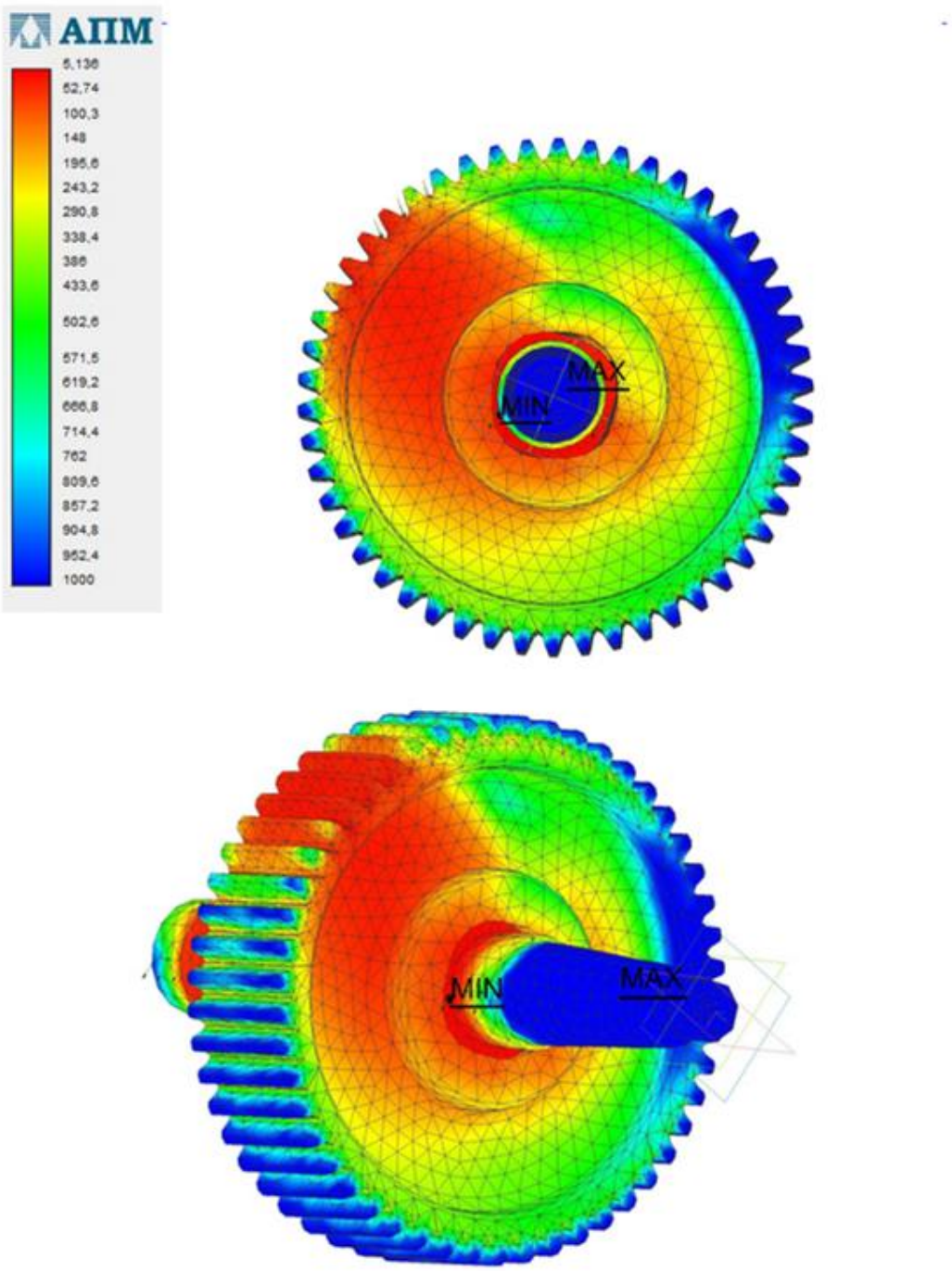



Рис. 3.22. Карта результатів напружень по коефіцієнту запасу по текучості

| Наименование | Тип | Минимальное значение | Максимальное значение |
|---|---|---|---|
| Коэффициент запаса по прочности | | 8.960054 | 1000. |

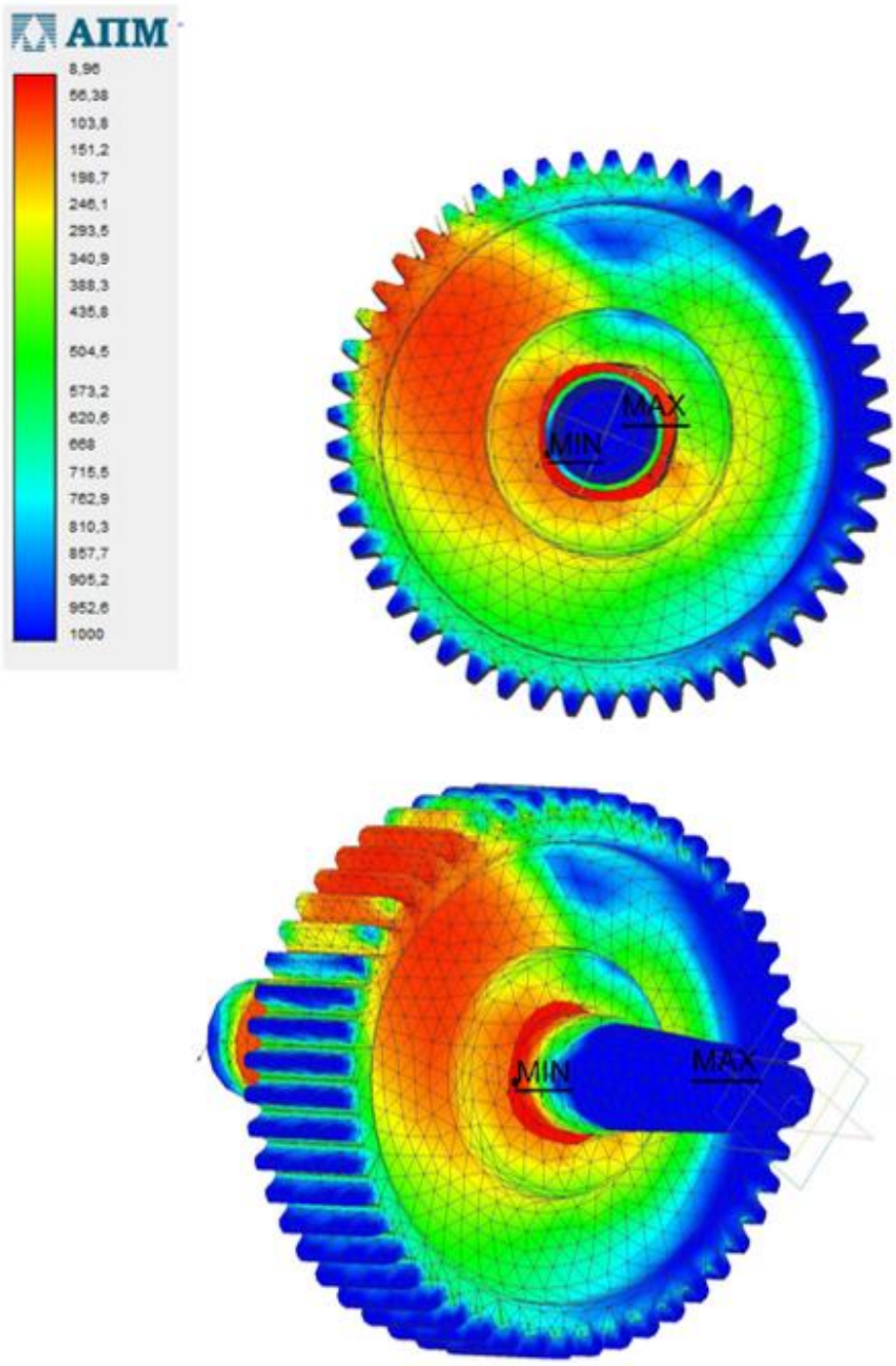



Рис. 3.23. Карта результатів напружень по коефіцієнту запасу міцності

Програмний модуль FEM дозволяє провести дослідження та виявити п’ять форм втрати стійкості.

При цьому визначаються значення коефіцієнта запасу стійкості. На рис. 3.24 приведено карту для першої форми втрати стійкості.

**Результаты расчета устойчивости**

**1-й коэффициент запаса по устойчивости = 1083,912951**

**1-я форма потери устойчивости**

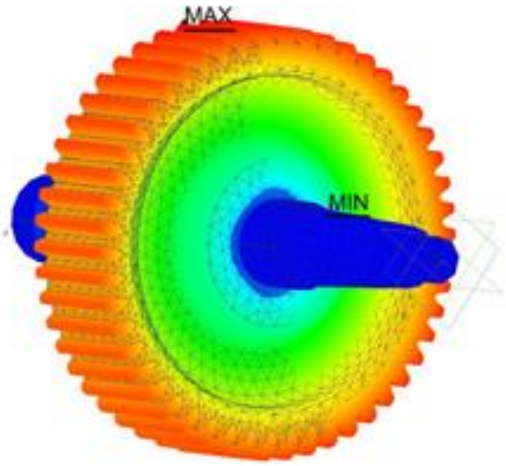



Рис. 3.24. Результат розрахунку стійкості для 1-ї форми

На рис. 3.25 приведено результати розрахунку власних частот та приведена перша форма власних коливань, інші форми приведені в додатках.

**Результаты расчета собственных частот**

| N | Частота [рад/сек] | Частота [Гц] |
|---|---|---|
| 1 | 4600,741645 | 732,230775 |
| 2 | 8304,970375 | 1321,777087 |
| 3 | 9585,674589 | 1525,607494 |
| 4 | 15555,492091 | 2475,733458 |
| 5 | 16144,811323 | 2569,526527 |

**1-я форма собственных колебаний**

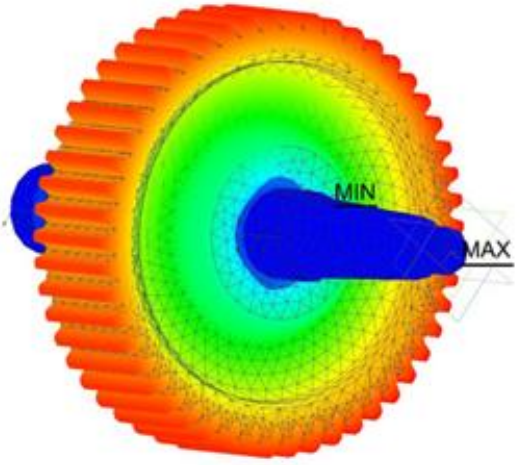



Рис. 3.25. Результати власних частот та перша форма власних коливань

### 3.3.4. Порівняння отриманих результатів досліджень

Згідно різноманітних літературних джерел існують рекомендації, в яких говориться, що при більшій кількості граней напруження які виникають у профільному з'єднанні є більш рівномірними. Як видно з рис. 3.26 максимальна величина напружень в РК-3 профільному з'єднанні становить 55,65 МПа, а в РК-4 профільному з'єднанні становить 45,86 МПа, що на 17,9% менше.

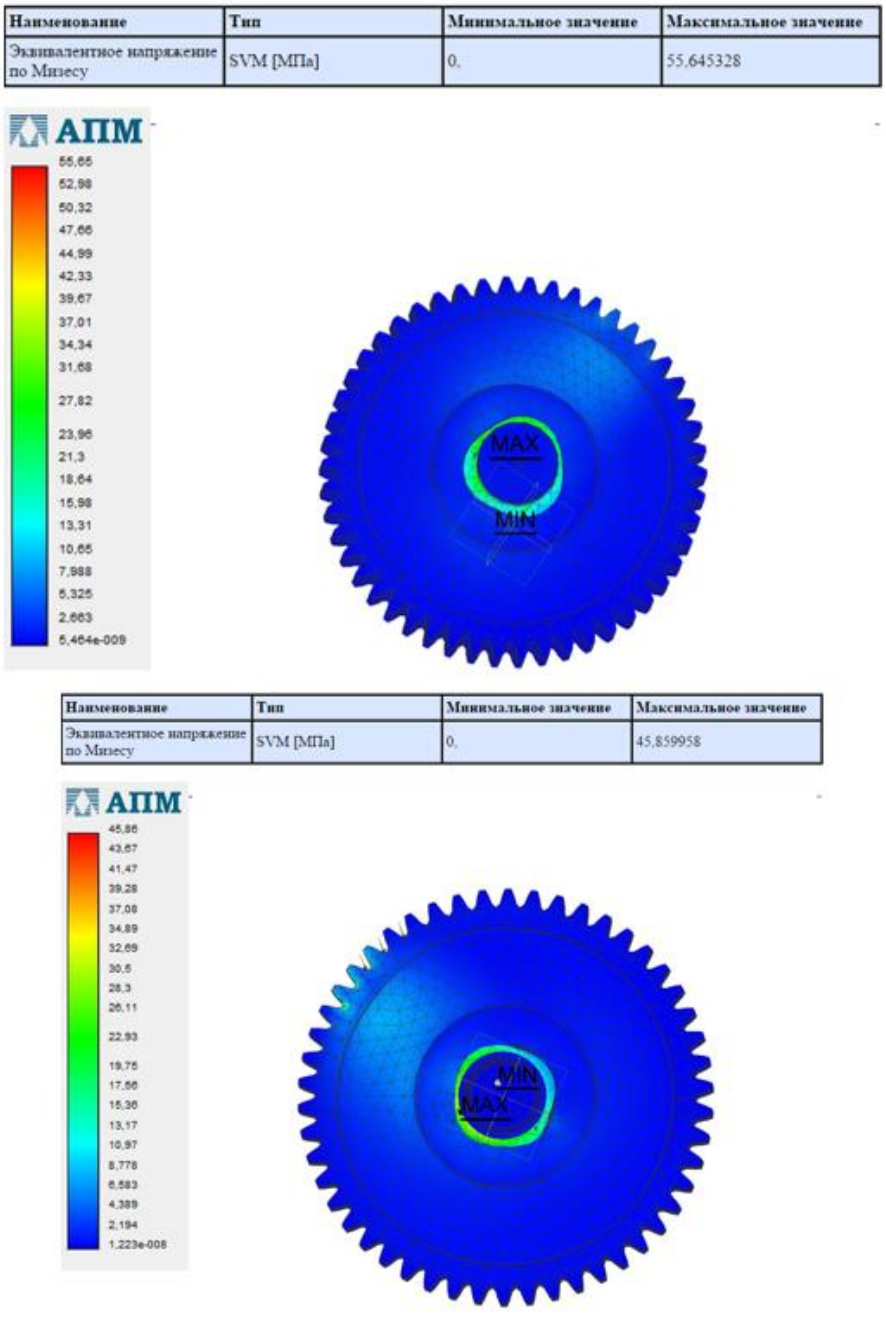
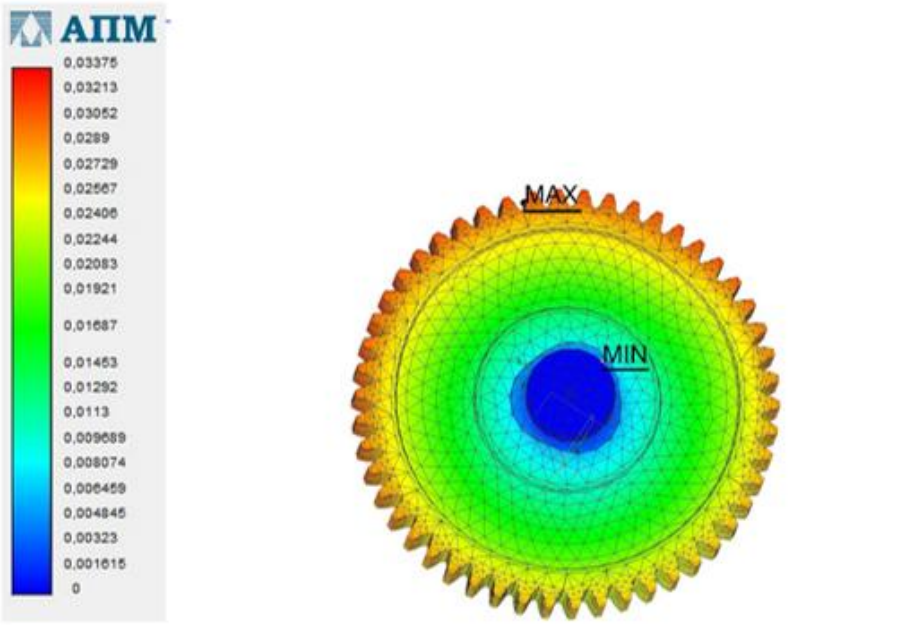



Рис. 3.26. Напруження в РК-3 та РК-4 профільному з'єднанні при однакових схемах навантаження

Порівняємо величини сумарних лінійних переміщень (рис. 3.27), які виникають у профільних з’єднаннях. Так в РК-3 профільному з’єднанні максимальне значення величини деформації становить 0,033747 мм, а для РК-4 ця величина становить 0,030683 мм. Для РК-4 профільного з’єднання деформації на 9% менші.

| Наименование | Тип | Минимальное значение | Максимальное значение |
|---|---|---|---|
| Суммарное линейное перемещение | USUM [мм] | 0. | 0,033747 |




| Наименование | Тип | Минимальное значение | Максимальное значение |
|---|---|---|---|
| Суммарное линейное перемещение | USUM [мм] | 0. | 0,030683 |

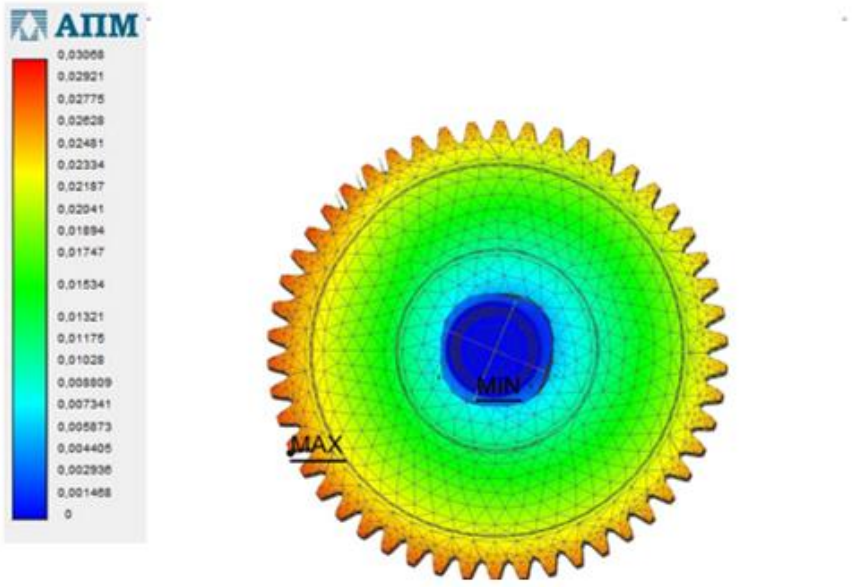
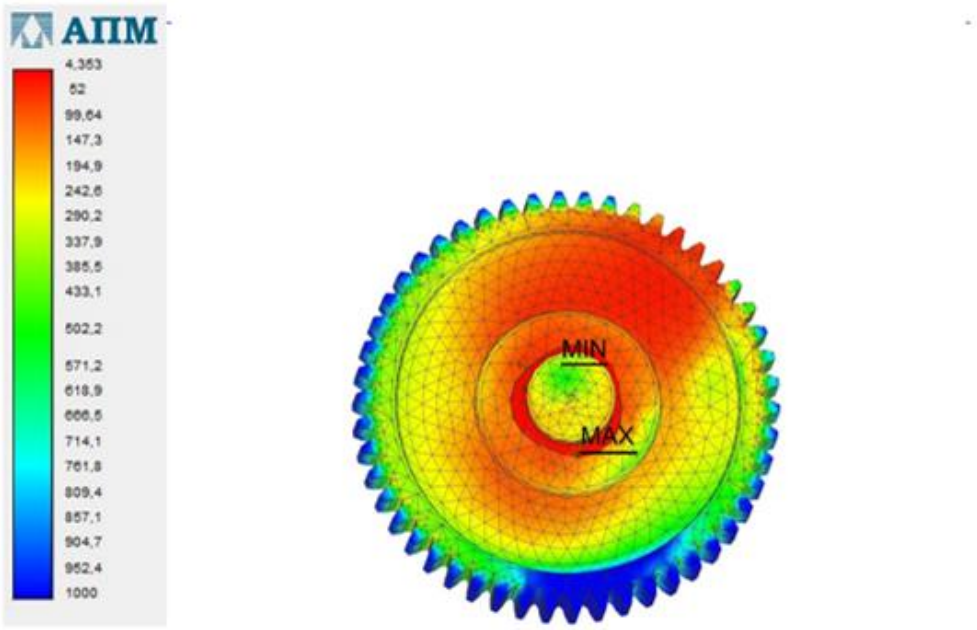



Рис. 3.27. Сумарні лінійні переміщення в РК-3 та РК-4 профільному з’єднанні при однакових схемах навантаження

Порівняємо величини коефіцієнту запасу по текучості (рис. 3.28). Так в РК-3 профільному з’єднанні мінімальне значення коефіцієнту запасу по текучості становить 4,353397, а для РК-4 ця величина становить 5,135641, для РК-4 він є вищим на 17,9%.

| Наименование | Тип | Минимальное значение | Максимальное значение |
|---|---|---|---|
| Коэффициент запаса по текучести | | 4,353397 | 1000, |




| Наименование | Тип | Минимальное значение | Максимальное значение |
|---|---|---|---|
| Коэффициент запаса по текучести | | 5,135641 | 1000, |

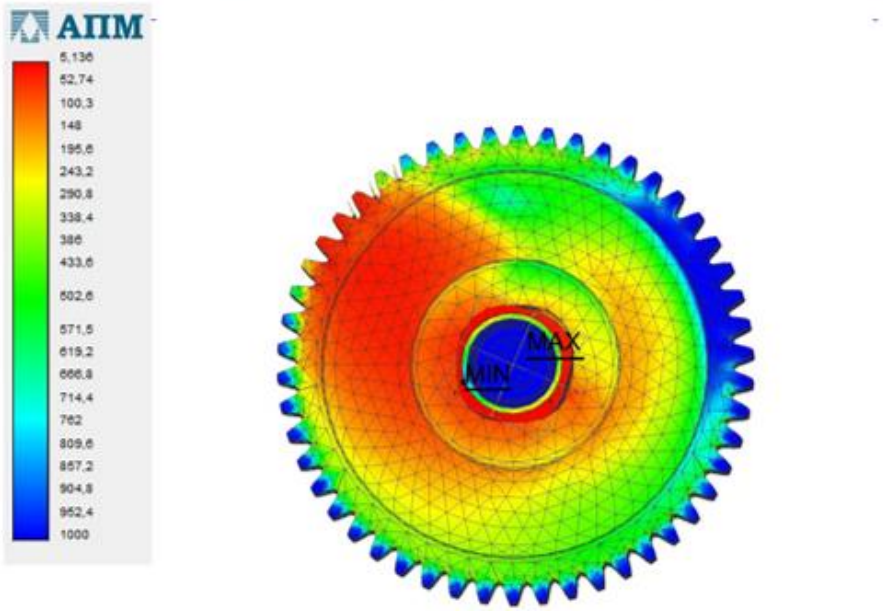



Рис. 3.28. Порівняння величини коефіцієнтів запасу по текучості в РК-3 та РК-4 профільному з’єднанні при однакових схемах навантаження

Порівняємо величини коефіцієнту запасу по міцності (рис. 3.29). Так в РК-3 профільному з’єднанні мінімальне значення коефіцієнту запасу по міцності становить 7,595289, а для РК-4 ця величина становить 8,960054, для РК-4 він є вищим на 9%.

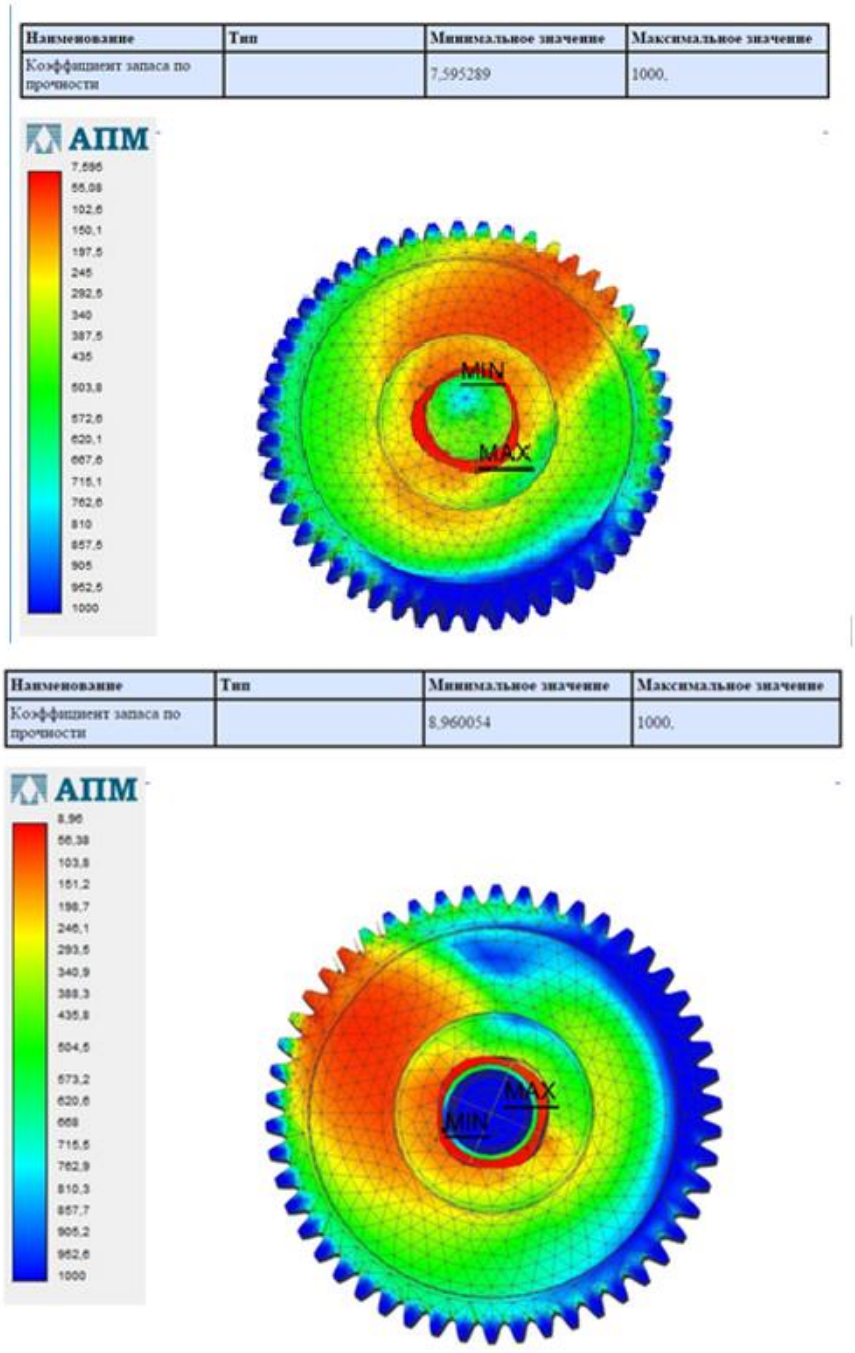



Рис. 3.29. Порівняння величини коефіцієнтів запасу по текучості в РК-3 та РК-4 профільному з’єднанні при однакових схемах навантаження

Отже РК-4 профільні з’єднання мають кращі експлуатаційні характеристики в порівнянні з РК-3 профільними з’єднаннями.

### 3.4. Обговорення та аналіз отриманих результатів* (*оприлюднені результати досліджень подаються в додатках)

Під час виконання кваліфікаційної роботи магістра були проведені ґрунтовні інформаційно-патентні дослідження, під час яких було зібрано та систематизовано інформацію про особливості використання профільних з'єднань та методику їх дослідження. Результатом цієї роботи стали опубліковані тези [15]:

Захарчук П. Профільні з'єднання: використання та особливості розрахунку // IV Міжнародна студентська науково-технічна конференція / Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет ім. І. Пулюя (м. Тернопіль, 28-29 квітня 2021 р.) / М-во освіти і науки України, Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін.]. – Тернопіль: ТНТУ, 2021.- 268 с. — С. 84-85.

### 3.5. Висновки до розділу

Як показав аналіз і науковій літературі небагато публікацій в яких вирішуються питання розподілу контактних напружень в профільних з'єднаннях. Багато авторів розглядають та досліджують ідеальне профільне з'єднання. Для нього є розроблена детальна методика для розрахунку допустимих напруг в профільному з'єднанні.

В роботі розглянуто випадок коли області контакту профільного з'єднання не володіють круговою симетрією. Для такого варіанту краще застосовувати МКЕ. На практиці знайшли широке використання програмні продукти які містять в своєму складі модуль, що дозволяє досліджувати об'єкти з використанням МКЕ, до них відносяться ANSYS, Cosmos Works, NASTRAN, Компас з модулем FEM, АПМ і ін.

З використанням програми Компас 3D здійснено побудову профільного валу, який містить РК-3 та РК-4 профільну поверхню. Розроблено моделі двох

шестерень, які будуть вступати в відповідними валами в контакт та імітувати профільне з’єднання. Після цього здійснено зборку деталей профільного з’єднання.

Для отриманих з’єднань задані співпадаючі поверхні, точки закріплення та визначені величини та напрямок прикладеної сил в зубчастому зачепленні. Після чого отримане з’єднання було апроксимоване, що дозволило нам отримати кінцево-елементну модель профільного з’єднання.

Здійснено аналіз профільного з’єднання на стійкість, статичний розрахунок, визначені власні частоти коливання валу. Проведено порівняння РК-3 та РК-4 профільного, яке показало, що РК-4 профільні з’єднання мають кращі експлуатаційні характеристики

# РОЗДІЛ 4.
# ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

## 4.1. Розробка огороджень та блокуючих пристроїв небезпечних зон виробничих цехів та установок

Безпека технологічних процесів та експлуатації обладнання на виробництві може гарантується лише умови правильного вибору принципів дії, конструктивних схем, матеріалів та робочого процесу, дотриманням ергономічних вимог, а також відповідністю вимогам національних стандартів та «Технічному регламенту безпеки».

У відповідності до «Технічного регламенту безпеки» технологічне обладнання не повинно створювати небезпеки для людей. Це положення стосується як процесу його встановлення та налагодження, а також експлуатації та обслуговування.

Для досягнення безпеки та захисту здоров’я працівників виробничого підрозділу слід дотримуватися вимог та враховувати основні положення ДСТУ EN 1050:2003 «Безпечність машин. Принципи оцінювання ризику». В них подано інформацію як запобігти виникненню ризиків, які неможливо усунути та здійснити інформування працівників підприємства про залишкові ризики.

Всі засоби які забезпечують безпеку на виробничому підприємстві можуть бути поділені на такі основні групи: захисні засоби захисту, запобіжні, блокуючі, сигнальні та системи дистанційного керування. До них, як правило, висуваються вимоги щодо максимального зниження небезпеки в робочій зоні, вони повинні враховувати особливості конструкції обладнання чи різального інструменту, технології та матеріалу. Крім цього вони повинні відповідати вимогам надійності, міцності та зручності обслуговування [13].

Усі захисні засоби повинні відповідати вимогам ДСТУ EN ISO 14120:2017 «Безпечність машин. Захисні огорожі. Загальні вимоги до проектування та будівництва стаціонарних і знімних захисних огорож».

Даний стандарт містить нормативи які стосуються ізоляції систем приводу машин та зони обробки, а також особливостей створення огорожі струмоведучих частин та зон інтенсивного випромінювання. Згідно даного ДСТУ конструктивно захисні пристрої можуть бути стаціонарними, рухомими (знімними) і переносними.

Стаціонарні засоби захисту бувають двох типів (повний або частковий). Вони виконуються таким чином, є змога пропустити в зону різання оброблювану деталь, але при цьому не пропустити руки робітника через малі розміри відповідного технологічного отвору. Такий підхід до захисту практикується при зміні різального інструменту, змащуванні рухомих частин верстату, контрольних вимірах та профілактичному ремонті.

Рухомими (знімними) пристроями є пристрої, які блокують робочі органи механізмів та машини, вони призначені для закривання доступу в робочу зону після небезпечного моменту. В останній час ця зона є відкритою. Найбільше такі пристрої поширені у верстатобудуванні.

Усі переносні засоби захисту виготовляються використовуються як тимчасові. Їх використовують при проведенні ремонтних та пуско-налагоджувальних робіт, для захисту від випадкових дотиків до струмопровідних частин, а також від механічних травм та опіків. При необхідності засоби захисту можуть бути зблоковані з механізмом машини.

З метою уникнення ризиків травмування робітників під час обробки деталей, небезпечні зони на всіх верстатах, машинах, механізмах, що експлуатуються на підприємствах, мають бути обладнані захисними огородженнями або пристроями, відповідно ДСТУ EN ISO 14120:2017 «Безпечність машин. Захисні огорожі. Загальні вимоги до проектування та будівництва стаціонарних і знімних захисних огорож».

Усі рухомі елементи металорізального обладнання повинні бути розташовані так, щоб виключалася можливість травмування людини.

Периферійні пристрої, які обслуговуються оператором під час роботи устаткування, пульти керування та інші елементи, що вимагають присутності людини біля них, повинні розташовуватися в безпечних зонах.

У верстатах з ЧПК, в яких передбачене механізоване кріплення інструменту необхідно забезпечити блокування вмикання верстата при незатисненому інструменті. У випадку механізованого затиску, органи керування приводом для закріплення інструменту повинні бути зручно розташовані. На пульті керування повинен бути сигнальний пристрій, який підтверджує кріплення інструменту [42].

Як відомо, усі рухомі елементи, які знаходяться на висоті менш ніж 2,5 м від рівня підлоги та становлять небезпеку для людини, повинні бути огороджені спеціальними захисними огорожами. Огорожі повинні забезпечувати захист людини за нормальних умов експлуатації, а також при виникненні аварійних ситуацій (наприклад, при поломці устаткування, випаданні інструменту чи деталі з магазинів або транспортних пристосувань, викиданні заготовок і (або) інструменту із зони обробки). Захисні огорожі можуть бути суцільними або з отворами (несуцільними). Суцільним огорожам слід надавати перевагу перед несуцільними.

Пристрої для підводу змащувально-охолоджуючої рідини (ЗОР) у зону обробки верстатів повинні забезпечувати можливість зручного і безпечного регулювання їх положень, надійної фіксації та оптимального розподілу рідини в зоні різання, а також заходи для уникнення попадання ЗОР, стружки й пилу на пульти (панелі) електричного керування та кінцеві вимикачі. Стружка, пил і ЗОР не повинні порушувати функціонування апаратів системи керування верстатом.

Конструкція верстата повинна виключати можливість довільного ослаблення кріплення його елементів, які здатні призвести до аварійної ситуації, поломки елементів устаткування або довільного переходу його на інші режими робіт. Також в ній має бути передбачена можливість автоматичного блокування

обладнання в режимах роботи, які здатні призвести до руйнування та становлять небезпеку для працюючих [42].

Централізована система змащування, що має автономний привод, повинна бути ввімкнена в систему керування устаткування так, щоб виключалась можливість ввімкнення головного приводу без ввімкнення приводу системи змащування.

Зовнішня поверхня устаткування, захисних огорож, поручнів, сходів і площадок, рукояток не повинна мати гострих кромок та задирок, здатних спричинити травму під час роботи або обслуговування устаткування, за винятком гострих кромок, наявність яких визначається функціональним призначенням елементів. У цьому останньому випадку повинні бути вжиті додаткові заходи захисту працюючих від можливого травмування.

Органи керування, рукоятки, призначені для затискання інструменту, заготовки та інших елементів устаткування, повинні бути виконані так, щоб керуюча дія на них не була спрямована в бік гострих кромок інструменту, оброблюваної заготовки або інших елементів устаткування, що становлять небезпеку при зриві руки з органу керування.

Конструкція устаткування повинна забезпечувати відведення гострого облою, стружки та ЗОР в безпечному напрямку і не допускати їх потрапляння на пульти і органи керування.

### 4.2. ЗОР та їх використання на металообробних верстатах

При експлуатації металообробних верстатів досить часто використовують змащувально-охолоджуючі рідини (ЗОР). Їх основне призначення – відведення тепла від різального інструменту та зниження температури в зоні обробки. Крім цього ЗОР сприяє підвищенню стійкості різального інструменту та покращує якість оброблюваної поверхні.

До всіх ЗОР висуваються такі вимоги як висока охолоджуюча та мастильна здатність, антикорозійні властивості, безпека для персоналу, що обслуговує верстат.

Сучасні застосовувані на підприємствах ЗОР – це складні багатокомпонентні системи, які можуть бути на водній або масляній основі [37]. Вони бувають чотирьох груп: розчини електролітів, синтетичні ЗОР, напівсинтетичні ЗОР, емульсії [37, 19].

Для того, щоб підвести ЗОР в зону різання, на виробництві як правило використовують прямий полив у зону різання, поливом під тиском з боку задньої поверхні інструмента та розпилення.

Використання МОР дозволяє підвищити стійкість ріжучого інструменту, від 1,5 до 4 разів. Багато фірм та компаній для захисту персоналу від мікробіологічного ураження вводять до складу ЗОР спеціальні бактерициди. Найбільшого поширення мають похідні тріазину, а саме добавку «Гротан». Вона додається з розрахунку, що вміст бактерициду в емульсії буде становити 0,05-0,15%.

На підприємствах часто здійснюють регенерацію відпрацьованих ЗОР, яка полягає у видаленні з неї сторонніх домішок та дозволяє повертати їх у виробництво. Це дозволяє досягти економії мінеральних олій та інших компонентів, що входять до складу емульсолів. Це також дозволяє заощадити витрати на приготування, складування та перевезення нових партій емульсолу.

Для очистки стічних вод від маслопродуктів та твердих частинок на підприємстві використовують фільтр-сепаратор з фільтрованим навантаженням з частинок поліуретану (рис. 4.1).

Стічна вода по вхідному трубопроводі 5 подається під нижню опорну решітку 4. Вода проходить через фільтрувальне завантаження в роторі 2, верхню решітку 4 і очищена від шкідливих домішків переливається в приймальну кишеню 6 і виводиться з корпусу 1 фільтра. При концентрації маслопродуктів і твердих частинок до 0,1 кг/м$^3$ ефективність очищення складає відповідно 0,92-0,98. Час неперервної експлуатації фільтра становить 16-24 годин.

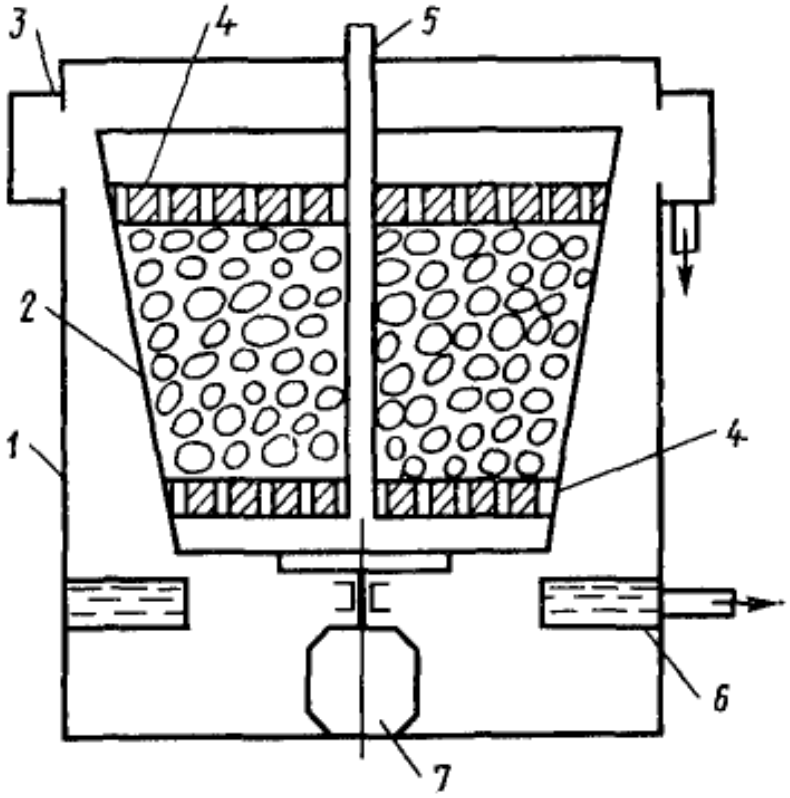



Рис. 4.1. Схема фільтра-сепаратора

Перевагою даної конструкції є простота і висока ефективність регенерації фільтра, для чого вмикають електродвигун 7. При обертанні ротора 2 з фільтрованим навантаженням частинки поліуретану під дією відцентрових сил відкидаються до внутрішніх стінок ротора, витискаючи з ротора маслопродукти, які потім потрапляють в кишені 3 і направляються на регенерацію. Час повної регенерації фільтра складає 0,1 годину.

# ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Інформаційно-патентний аналіз використання профільних поверхонь показав, що вони можуть використовуватись: для передачі крутильного моменту; для забезпечення необхідного руху вихідної ланки (кулачкові механізми); передачі обертального руху; в об'ємних машинах і пристосуваннях та в спеціальних затискних механізмах.

2. Проведений аналіз існуючих способів і технологічного обладнання для обробки полігональних поверхонь показав, що їх можна класифікувати за рядом основних ознак, а саме по принципу перетворення інформації; принципу перетворення енергії та рівню автоматизації обладнання.

3. Найбільшу групу способів обробки полігональних поверхонь реалізують пристрої, що використовують налаштовані кінематичні ланцюги. Суть більшості цих способів полягає в тому, що кожна кромка різального інструменту описує відносно заготовки циклоїдальну криву, яка і є утворенням полігонального контуру.

4. Для обробки деталі представника необхідні такі формоутворюючі рухи: для випадку точіння валів: $\Phi_V(O_1)$– обертовий рух шпинделя; $\Phi_S(П_2)$ – поступальний рух вздовж осі шпинделя; для випадку нарізання різі: $\Phi_V(O_1П_2)$ – головний рух при різенарізанні (складний рух); для точіння профільних поверхонь: $\Phi_V(O_1П_3)$ – складний взаємозв’язаний рух шпинделя та поперечного переміщення каретки супорта. Кріплення заготовки передбачається в патроні, а різець закріплюється в спеціальному пристосуванні.

5. Метод отримання заготовки деталі представника, що обробляється на проектованому верстаті – штамповка, попередньо оброблена на фрезерно центрувальному верстаті. Матеріал заготовки: Сталь 45 ГОСТ 1050-88. максимальна частота обертання 3500 об/хв, а мінімальна – 250 об/хв для нарізання різі. Максимальна потужність, що необхідна для точіння N=6.3 кВт. Для розробленої комплексної деталі проведено розрахунок режимів різання.

6. Розроблено структурно-кінематичну та кінематичну схему верстату. При побудові кінематичної схеми використано окремі двигуни на кожен кінематичний ланцюг. Це дозволяє забезпечити безступеневе регулювання на проектованому верстаті.

7. Джерелом руху головного приводу є двигун постійного струму потужністю N=7.5 кВт (з номінальною частотою обертання 1450 об/хв). Рух подачі інструменту здійснюється високомоментними електродвигунами з потужністю N=0.8 кВт.

8. Здійснено розрахунок тягового пристрою приводу подач. Здійснено підбір двигуна для даного приводу. Обрано двигун фірми Fanuc з наступними параметрами: номінальний момент $M_Н = 6{,}4$ Н · м; номінальна потужність $P_Н = 0{,}8$ Н · м; максимальний момент $M_{max} = 47$ Н · м; максимальна швидкість 2000 об/хв; момент інерції 0,0049 кг·м$^2$. Здійснено розрахунок податливості кулькового гвинтового механізму, що входить до складу тягового пристрою приводу подач, вона становить $\delta_{заг} = 38{,}95$ мкм.

9. Проведені дослідження напружено-деформованого стану з'єднань показали, що максимальна величина напружень в РК-3 профільному з'єднанні становить 55,65 МПа, а в РК-4 профільному з'єднанні становить 45,86 МПа, що на 17,9% менше. В РК-3 профільному з'єднанні максимальне значення величини деформації становить 0,033747 мм, а для РК-4 ця величина становить 0,030683 мм, тобто для РК-4 профільного з'єднання деформації на 9% менші. Так в РК-3 профільному з'єднанні мінімальне значення коефіцієнту запасу по текучості становить 4,353397, а для РК-4 ця величина становить 5,135641, для РК-4 він є вищим на 17,9%. Так в РК-3 профільному з'єднанні мінімальне значення коефіцієнту запасу по міцності становить 7,595289, а для РК-4 ця величина становить 8,960054, для РК-4 він є вищим на 9%. Порівняння РК-3 та РК-4 профільного, яке показало, що РК-4 профільні з'єднання мають кращі експлуатаційні характеристики

10. В роботі висвітлені питання охорони праці та безпеки життєдіяльності людини. Дано рекомендації по застосуванню огороджень та

блокуючих пристроїв стосовно використовуваного обладнання. Розглянуто особливості використання ЗОР на проектованому верстаті, запропоновано конструктивну схему фільтра-сепаратора для регенерації відпрацьованого мастила.

# ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ


1. Артоболевкий И. И. Механизмы в современной технике.- Т. IV.- М. : Наука, 1975.- 448 с.
2. Бесшпоночные соединения деталей машин / Л. С. Борович. – М. : Машгиз, 1951. –132 с.
3. Вачев А. А. Синтез и анализ на кинематични схеми па рязане при въртящи се инструмент и заготовка. - Пловдив, 1998.
4. Врагов Ю. Д. Анализ компоновок металлорежущих станков.- М. : Машиностроение, 1978.– 208с.
5. Гарднер М. Математические досуги. / Перевод с английского Ю. А. Данилова. Под ред. Я. А. Смородинекого. - М.: Мир, 1972. - 496 с.
6. Герасимчук Г. А. Розробка математичної моделі та дослідження складних профільних з'єднань у спеціальних пакетах комп'ютерного моделювання / Г. А. Герасимчук, Р. А. Скляров, В. В. Шанайда // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». Луцьк, - 2013. Випуск №42. – С.75-80.
7. Даниленко О. В. Способи формоутворення та верстатне обладнання для обробки полігональних поверхонь з криволінійними ділянками: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.03.01 / Національний технічний ун-т України "Київський політехнічний ін- т". — К., 1996. — 20с.
8. Данилов В. А. Анализ и пути интенсификации способов обработки некруглых поверхностей профильных соединений // Вестник машиностроения. 1991. № 1.- С. 50...54.
9. Данилов В. А. Формообразующая обработка сложных поверхностей резания / В. А. Данилов. – Минск: Наука и техника, 1995. – 264 с.
10. Данілов Д. В., Андреєв А. Г., Щепкін О. В. Напружено-деформований стан профільних з'єднань з натягом при технологічних і експлуатаційних навантаженнях. // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Динаміка та міцність машин, № 57.- 2015, С. 35-40.

11. Дружинский И. А. Методы обработки сложных поверхностей/ 2-е изд., перераб. и доп. -М. - Л. : Машгиз, 1961.-488 с.

12. Дружинский И. А. Сложные поверхности: Математическое описание и технологическое обеспечение: Справочник. - Л. : Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1985.-263 с.

13. Житецький В. Ц., Джигирей В. С, Мельников О. В. Основи охорони праці. Навчальний посібник. - Вид. 4-те, доповнене. - Львів- Афіша, 2000. — 350 с.

14. Заблонский К. И. Детали машин. - К.: Выще шк. Головное изд-ао, 1985.-518 с.

15. Захарчук П. Профільні з'єднання: використання та особливості розрахунку // IV Міжнародна студентська науково-технічна конференція / Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет ім. І. Пулюя (м. Тернопіль, 28-29 квітня 2021 р.) / М-во освіти і науки України, Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін.]. – Тернопіль: ТНТУ, 2021.- 268 с. — С. 84-85.

16. Иванченко Ф. К. Динамика и прочность прокатного оборудования / Ф. К. Иванченко, П. И. Полухин, М. А. Тылкин, В. П Полухин. – М. : Металлургия, 1970 – 487 с.

17. Кадиляк В. Особливості розрахунку контактних напруг в РК-профільних з'єднаннях / В. Кадиляк // Матеріали IV Всеукраїнської студентської науково-технічної конференції „Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання", 19-20 квітня 2011 року — Т. : ТНТУ, 2011 — Том 1. — С. 192. — (Машинобудування).

18. Карелин II.М. Бескопирная обработка цилиндрических деталей с криволинейными поперечными сечениями. — М.: Машиностроение, 1966.- 187 с.: ил.

19. Классификация смазочно-охлаждающих технологичсеких средств для обработки металлов резанием. /Г. Т. Малиновский, Е. В. Лебедев, А. К. Маскаев, А. А. Стулий // Химия и технология топлив и масел. - 1981, №9. - С.20 - 22.

20. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин: учебное пособие для студентов вузов / Изд. 3-е. - М. : Машиностроение, 1969. - 584 с.

21. Крайнев А. Ф. Идеология конструирования. - М. : Машиностроение, -2003.-384 с.

22. Краткий политехнический словарь / Под ред. Б. С. Брестиной, Л. Л. Знаменского и Л. Я. Шухгальтера - М. : Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1954. - 1136 е.: ил.

23. Крижанівський В. А., Кузнєцов Ю. М., Валявський І. А., Скляров Р. А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою: Навчальний посібник для ВНЗ. / Під ред. Ю. М. Кузнєцова. – Кіровоград, 2004. – 449 с.

24. Кузнецов Ю. Н. Станки с ЧПУ и станочные комплексы. Часть 2. - К. : ООО "ЗМОК" - ПП "Гиозис". 1999. - 343 с.

25. Кузнєцов Ю. М., Самойленко О. В. Обробка полігональних поверхонь: теорія і практика. — К. : ТОВ «ГНОЗІС», 2008. — 193с.

26. Кулик В. К. Синтез прецизионных механизмов для воспроизведения фасонных поверхностей. - К. : Наукова думка, 1985. - 120 с.

27. Кулик В. К., Петраков Ю. В., Йотов В. В. Прогрессивные процессы обработки фасонных поверхностей. - К. : Техника, 1987. - 176 с.

28. Курносов Н. Е., Евтюшкин А. И., Возможности использования и расширения сферы применения профильных бесшпоночных соединений // Вестник ПензГУ. 2013. №3. [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: URL: https://cyberleninka.ru/article/n/vozmozhnosti-ispolzovaniya-i-rasshireniya-sfery-primeneniya-profilnyh-besshponochnyh-soedineniy.

29. Лашнев С. И., Борисов А. Н., Емельянов С. Г. Геометрическая теория формирования поверхностей режущими инструментами: Монография/ Курск. гос. техн. ун-т. -Курск, 1997. -391 с.

30. Максимов Й. Т., Анчев А. П. Крайно-елементна симулация на нанрегнатото и деформационно състояние на профилни съединения //

Межнардна научна конференция "Унитех'02": Сборник доклади. - Габрово: ТУ Габрово, 2002. - с. 308...311.

31. Общемашиностроительный справочник / Под. ред. Е. А. Скороходова – М. : Машиностроение, 1989 г. – 510 с.

32. Овчаренко В. А., Подлєсний С. В., Зінченко С. М. Основи методу кінцевих елементів і його застосування в інженерних розрахунках: Навчальний посібник. – Краматорськ: ДДМА, 2008. – 380 с.

33. Определение моментов инерции и коэффициентов концентрации напряжений некруглых валов. // Экспресс-информация. Детали машин. – 1963. – №21. – С. 1–10.

34. Орликов М. Л. Механизмы встпомогательных движений автоматизированных станков. - К. : Техніка, 1985. - 176 е.: ил.

35. Основы формообразования поверхностей резаньем. Родин П. Р. – Киев : Вища школа, 1977.- 192 с.

36. Подлеснов В. Н. Кинематика и настройка металлорежущих станков.- Волгоград, 2002.- 89 с.

37. Полимерсодержащие смазочно-охлаждающие жидкости. /А. И. Сошко, Я. Д. Плоткин, В. С. Кузнецов и др. - Львов: Каменяр, 1986. - 62 с.

38. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем. В 3-х т. / Под ред. А. С. Проникова. – М. : Машиностроение, 1995. – 319 с.: ил.

39. Рожкова Е. А. Выбор конструктивных параметров РК-3 профильных соединений для различных условий эксплуатации // Системы. Методы. Технологии. – Братск: БрГУ.- № 1(21). – 2014.-С.40-45.

40. Рожкова Е. А. Расчет на прочность РК-3 профильных соединений с натягом / Е. А.Рожкова, В. А. Ильиных // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. Научный журнал. - N.2(34). - Иркутск: ИрГУПС, 2012. - 232 с.

41. Самойленко О.В. Вдосконалення токарних верстатів для обробки полігональних поверхонь методом кінематичного налагодження: Автореф. дис...

канд. техн. наук: 05.03.01 / Національний технічний ун-т України "Київський політехнічний ін- т". — К., 2006. — 20 с.

42. Справочная книга по охране труда в машиностроении / Под. ред. Русака А. А. – Л.: Машиностроение, – 1989 г. – 541 с.

43. 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, 1985. – 496 с.

44. Тимченко А. И. Исследование процесса формообразования профильных валов с равноосным контуром: Автореф. дис... канд. техн. наук: / А. И. Тимченко. - М.: Мосстанкин, 1979. - 20 с.

45. Тимченко А. И. Перспективы изготовления и применения бесшпоночных соединений в машиностроении / ВПИИТЭМР. -М., 1988. -48с.

46. Тимченко А. И. Профильные бесшпоночные соединения с равноосным контуром, их достоинства, недостатки, области применения и этапы внедрения в машиностроении / А. И. Тимченко / Вестник машиностроения. - 1990.-№ 11.-С. 43-51.

47. Тимченко А. И. Синтез, анализ и выбор процессов формообразования РК-профильных поверхностей для массового, серийного и единичного (ремонтного) производств // Вестник машиностроения. 1991. № 1. - С. 39-48.

48. Тимченко А. И., Шухарев Е. А. Особенности управления некоторыми показателями качества протяжек для обработки РК-профильных отверстий//Вестник машиностроения. 1991. № 1.-С. 62-64.

49. Тимченко А. И., Лапин С. Н., Степанов А. С. Долбление РК-профильных отверстий на зубодолбежних станках // Технология, оборудование, организация и экономика машиностроительного производства. 1987. Выпуск 6. - С. 8-11.

50. Тимченко А. И., Скоморохов Г. Я., Схиртладзе А. Г. Изготовление профильных валов на круглошлифовалном станке // Химическое и нефтяное машиностроение, 1999, №1, с. 45-46.

51. Тимченко А. И., Схиргладзе А. Г., Галкин И. Ю. Точение РК-профильных валов безвершинными косоугольными резцами // Технология, оборудование, организация и экономика машиностроительного производства. 1987. Выпуск 6.-С. 12-15.

52. Токарные многошпиндельные автоматы / Под ред. В. И. Чергикало. - М. : Машиностроение, 1978. -309 с.

53. Устройство для бескопирной обработки профильных валов с равноосным контуром: а.с. №743793, СССР, МКИ В23С 3/08 / Тимченко А.И. - 1980, бюл. 24.

54. Устройство для обработки валов с профилем "равноосный контур": а.с. №891255, СССР, МКИ В23С 3/08 / Чекалов А.Н., Тимченко А.И. - 1981, бюл. 47.

55. Чириков К. Ю. Необычные двигатели. - М. : Знание, 1976. - 64 с.

56. Шанников В. М. Планетарные редукторы с внецентроидным зацеплением. —М. : Машгиз, 1948.

57. Musel R. und Danzer F., Verfahren und Vorrichtung zum rein getriebe-mabigen Herstellen, insbesondere durch Sohleifen, von unrunden Querschnitten an Auben - und Jnner-profilen / R. Musel, F. Danzer // Patentschrift N. 759.350, Klasse 67a, gr.31/03, 1941.

58. Musyl R. Die kinematische Entwicklung der Polygonkurve aus dem K-Profil / R. Musyl // Maschinenbau und Warmewirtschaft. - Wien: Springer Verlag, 1955. - N. 2. - S. 33 - 36.

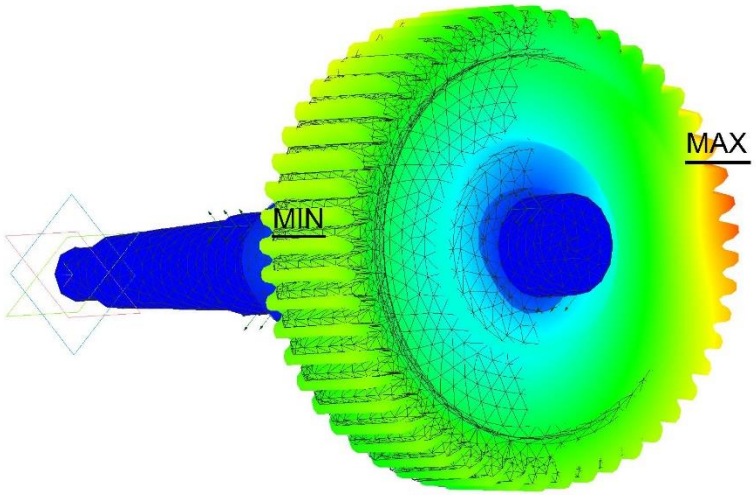
# ДОДАТКИ

Додаток А

# Результати розрахунку в РК-3 профільному з’єднанні

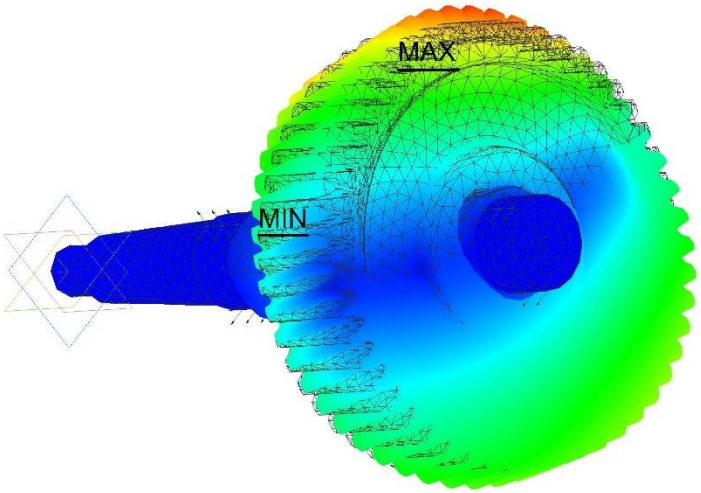
**2-й коэффициент запаса по устойчивости = 1593,235784**

**2-я форма потери устойчивости**



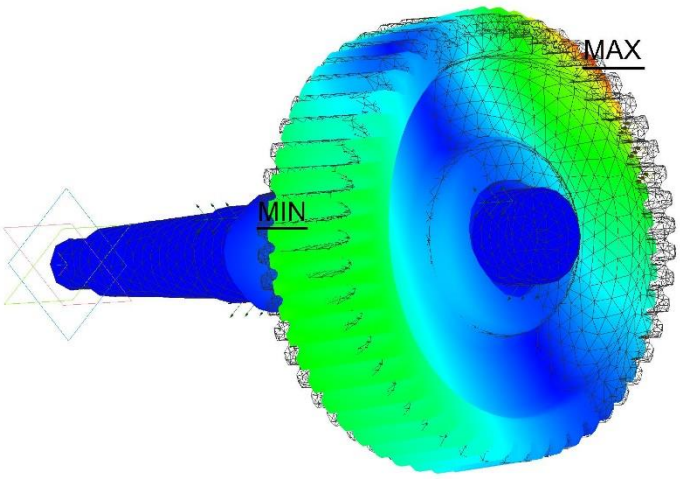

**3-й коэффициент запаса по устойчивости = 2731,546375**

**3-я форма потери устойчивости**



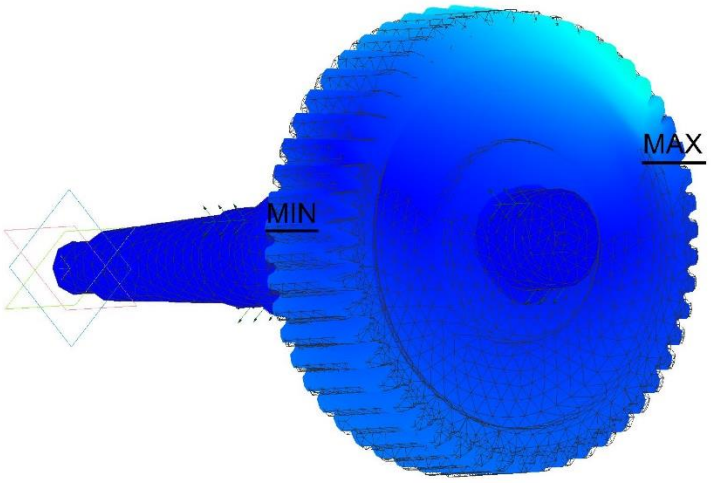
**4-й коэффициент запаса по устойчивости = 3567,226821**

**4-я форма потери устойчивости**

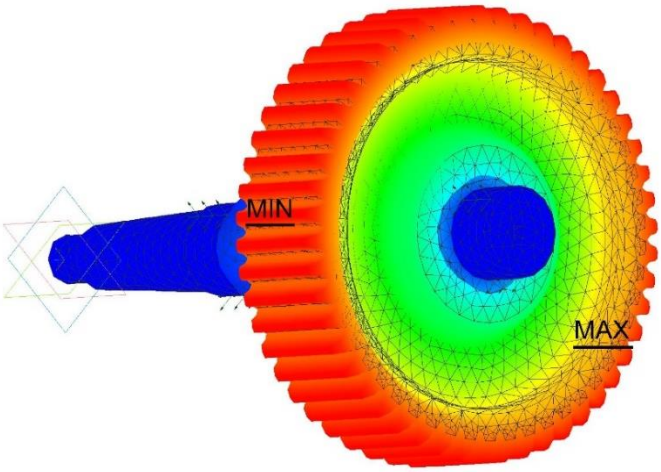



**5-й коэффициент запаса по устойчивости = 3853,759215**

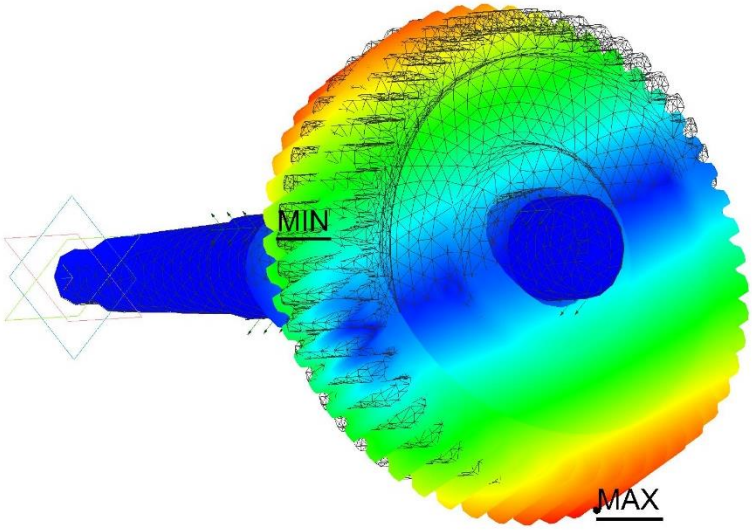
**5-я форма потери устойчивости**



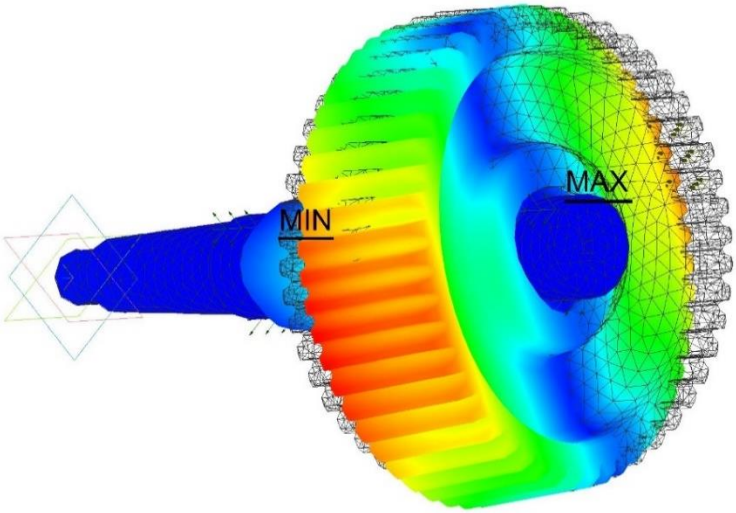
**1-я форма собственных колебаний**



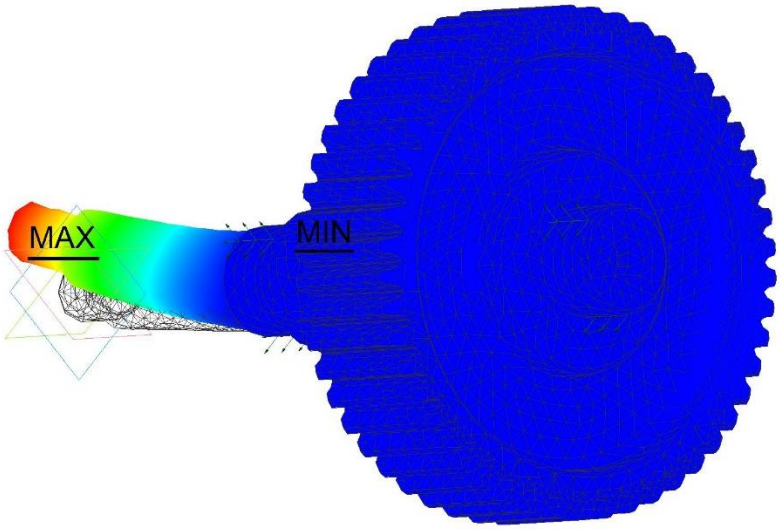

**2-я форма собственных колебаний**



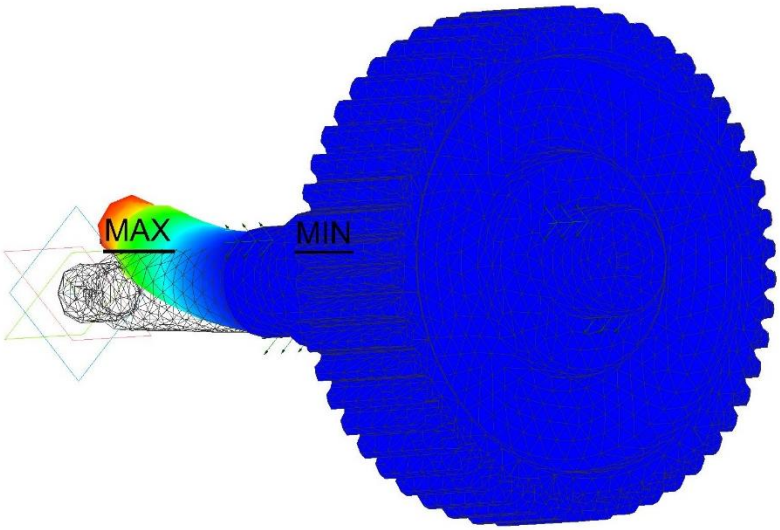

**3-я форма собственных колебаний**



**4-я форма собственных колебаний**




**5-я форма собственных колебаний**

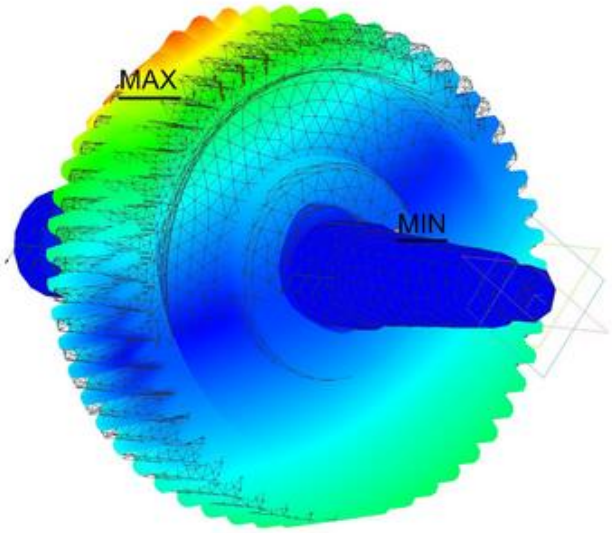


Додаток Б

# Результати розрахунку в РК-4 профільному з’єднанні

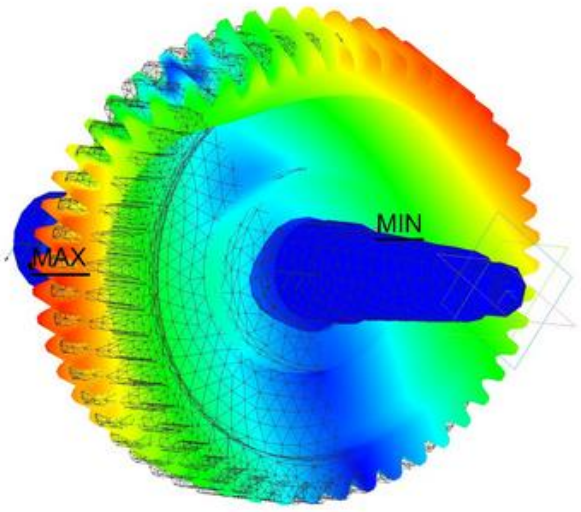
**2-й коэффициент запаса по устойчивости = 1305,80059**

**2-я форма потери устойчивости**



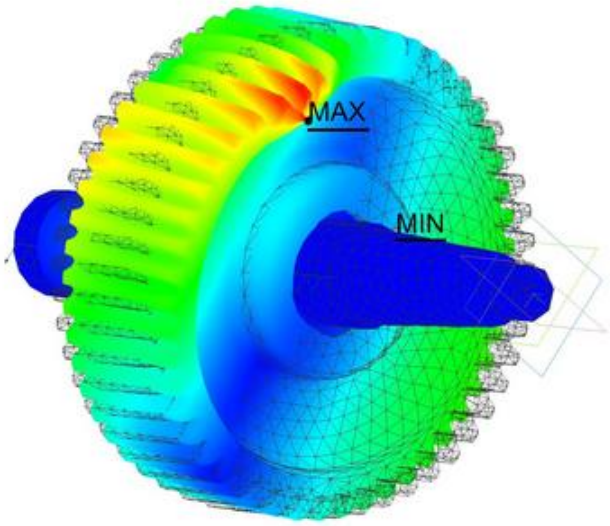

**3-й коэффициент запаса по устойчивости = 2273,495566**

**3-я форма потери устойчивости**



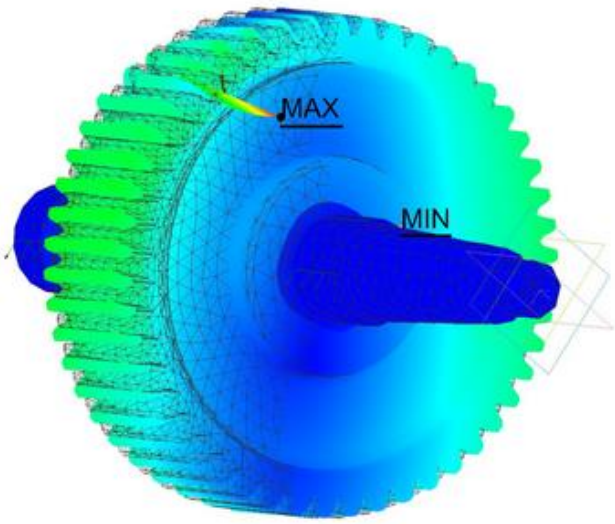
**4-й коэффициент запаса по устойчивости = 2480,969658**

**4-я форма потери устойчивости**

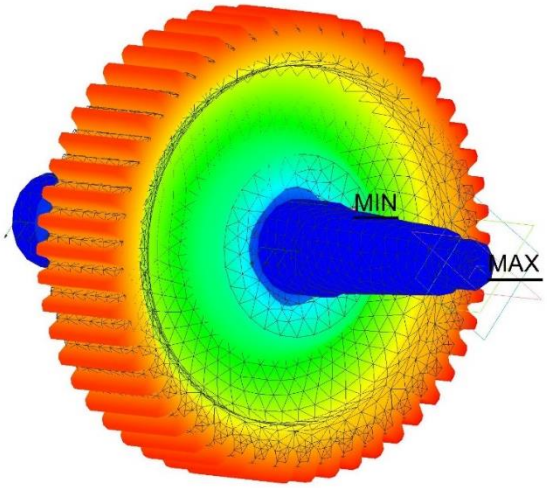



**5-й коэффициент запаса по устойчивости = 2834,597279**

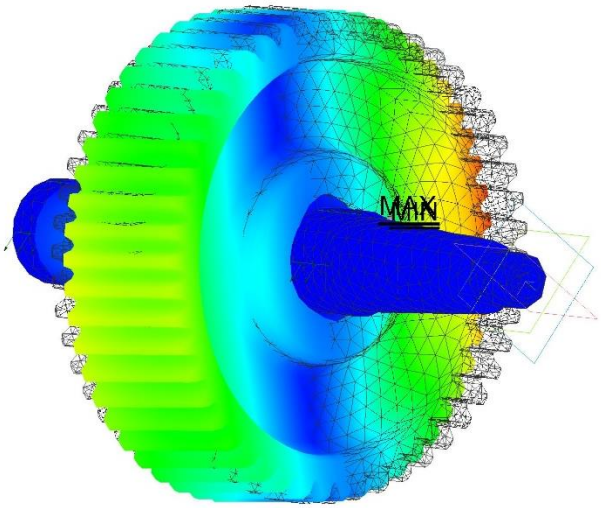
**5-я форма потери устойчивости**



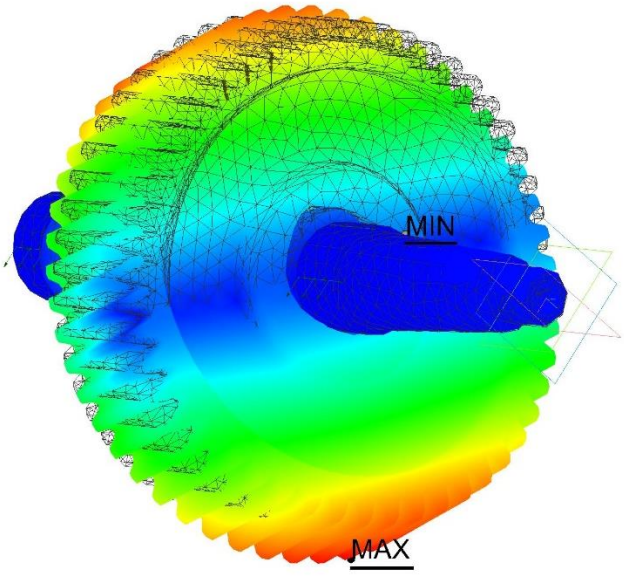
**1-я форма собственных колебаний**



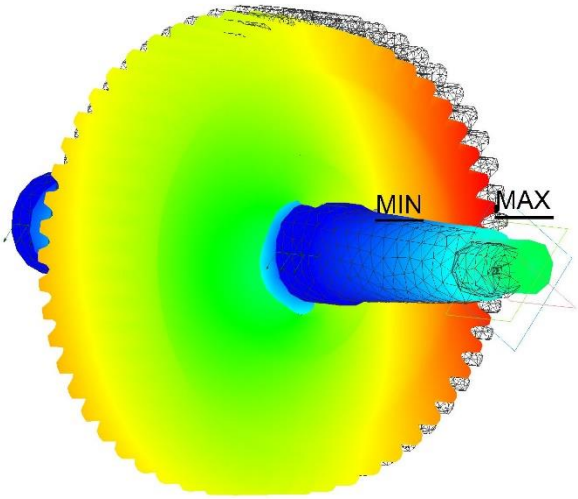

**2-я форма собственных колебаний**



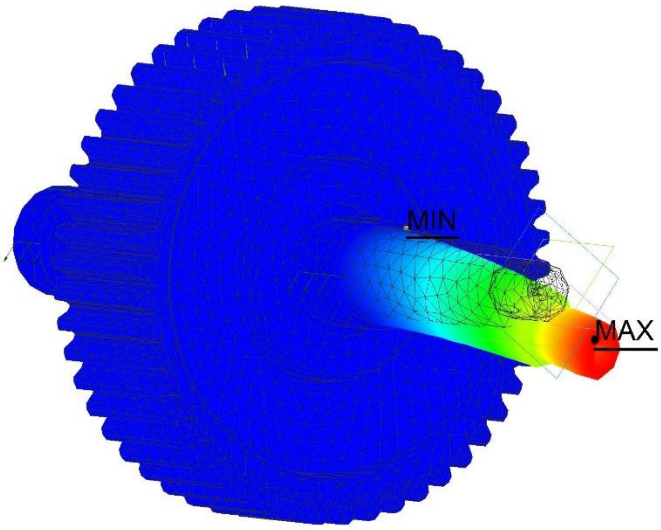

**3-я форма собственных колебаний**



**4-я форма собственных колебаний**




**5-я форма собственных колебаний**



**Міністерство освіти і науки України,**
**Тернопільський національний технічний університет**
**імені Івана Пулюя**
**Маріборський університет (Словенія)**
**Технічний університет в Кошице (Словаччина)**
**Каунаський технологічний університет (Литва)**
**Львівський національний університет**
**імені Івана Франка,**
**Гірничо-металургійна академія ім. Станіслава Сташиця**
**(Польща)**
**Луцький національний технічний університет,**
**Чернівецький національний університет**
**імені Юрія Федьковича,**
**Вроцлавський економічний університет (Польща)**
**Донбаська державна машинобудівна академія**

*Студентське наукове товариство*

# IV МІЖНАРОДНА

## студентська науково - технічна конференція

# "ПРИРОДНИЧІ ТА ГУМАНІТАРНІ НАУКИ.

# АКТУАЛЬНІ ПИТАННЯ"

**28-29 квітня 2021 р.**

***(збірник тез конференції)***

***Тернопіль 2021***

УДК 621.9.048
Захарчук П.- ст. гр. МВнм-61
*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя*

# ПРОФІЛЬНІ З'ЄДНАННЯ: ВИКОРИСТАННЯ ТА ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ

Науковий керівник: к.т.н., доц. Скляров Р.А.

Zakharchuk P.
*Ternopil Ivan Puluj National Technical University*

# POLYGONAL CONJUGATION: USE USE AND FEATURES OF CALCULATION

Supervisor: Ph.D., Associate Professor Sklyarov R.

Ключові слова: профільні з'єднання, розрахунок профільних з'єднань.
Keywords: polygonal conjugation, calculation of profile conjugation

В останні роки в обладнанні, яке пропонують на ринку провідні машинобудівні фірми та компанії все частіше можна знайти вузли в яких використовуються профільні з'єднання з рівновісним контуром, вони призначені для передачі крутного моменту. Такі фірми як «Pittler», «Fischer», «Schaublin», «Bamessberger» використовують їх в коробках швидкостей та гітарах токарних напівавтоматів, компанія «Volvo» знайшла їм використання при виробництві двигунів, також їх часто застосовують у ковальсько-пресовому обладнанні - це робить фірма «Schmid», їх часто застосовують в інструментальних системах, до прикладу компанія «SandvikCoromant» [1, 2].

В машинобудуванні найбільш часто використовують профільні з'єднання: з трьома гранями РК-3, з трьома зрізаними РКс-3, з чотирма та п'ятьма зрізаними РКс- 4 та РКс-5 відповідно, а також п'ятьма гранями РК-5.

Профільні з'єднання досить часто називають безшпонковими. Вони мають певні експлуатаційні переваги, які здебільшого визначаються високою крутильною жорсткістю, зносостійкістю, а також високим опором втоми. Для таких з'єднань характерний знижений рівень шуму та вібрації, та є можливість на 20–40%, знизити масу деталей, які входять у таке з'єднання. Якщо його порівняти з шліцьовим та шпонковим, то воно є менш трудомістке зі сторони виготовлення. З економічної точки зору, РК-профільне з'єднання вигідніше і забезпечує низькі показники собівартості виготовлення та складання.

Ще однією перевагою профільних з'єднань є їх точність виготовлення. Так нормування точності виготовлення РК-3 профільних з'єднань здійснюється за 6, 7 та 8 квалітетами (як і для шліцьових), в той час як для шпонкових передбачено 9 та 10 квалітет.

Взаємодія деталей між собою в профільних з'єднаннях відбувається на основі контакту по плавній некруглій поверхні. Порівняно з шпонковими і шліцьовими з'єднаннями в профільних з'єднаннях практично відсутня місцева концентрація напружень, що обумовлює їх більш високі експлуатаційні характеристики.

Ефективним є використання РК-3-профільних поверхонь для хвостовиків свердлів та мітчиків, вони забезпечують 100%-ву гарантію їх непрокручуваності

відносно трьохкулачкових патронів, цанг і оправок. Це дозволяє охороняти ці інструменти від передчасної поломки та дозволяє збільшити продуктивність обробки.

Використання сучасних верстатів з ЧПК дозволяє обробити деталь з полігональним профілем практично будь-якої складності. Також такі деталі можна обробляти на верстатах які використовують налаштовані кінематичні ланцюги.

Використання такого обладнання має певну специфіку, оскільки необхідно забезпечити певний набір формоутворюючих рухів. Кромка різального інструменту повинна описувати відносно заготовки циклоїдальну криву, яка і дозволяє отримати полігональний контур.

При проведенні розрахунків на міцність і жорсткість деталей профільних з'єднань часто виникають певні математичні труднощі, переважно існуючі методики розрахунку використовують різні припущення, що мітять спрощення або наближені підходи.

Ефективним є використання розрахунків на базі пакету MathCAD [3,4]. Вони дозволяють розрахувати залежність нормального натягу в з'єднанні від крутного моменту (такі розрахунки проводилися для РК-3 профільного з'єднання).

Для розрахунку профільних з'єднань переважно використовують математичний апарат теорії пружності. Він дозволяє дослідити напружено-деформований стан профільного з'єднання.

Ефективним засобом розрахунку профільних з'єднань є метод кінцевих елементів (МКЕ). Застосування МКЕ є особливо ефективним для конструкцій зі складною геометрією елементів, з розривами фізико-механічних властивостей матеріалу, при складних граничних умовах. При дослідженні профільних з'єднань ми накладаємо певні обмеження, а саме для виконання умов збіжності, щоб виключити розрив між деталями, їх переміщення в просторі розглядаємо як переміщення абсолютно твердих тіл [5].

На основі МКЕ працює більшість сучасних універсальних програмних пакетів – ANSYS, Cosmos Works, NASTRAN, APM і ін.

**Перелік використаної літератури:**

1. Тимченко А. И. Профильные бесшпоночные соединения с равноосным контуром, их достоинства, недостатки, области применения и этапы внедрения в машиностроении / А.И. Тимченко/ Вестник машиностроения. - 1990.-№ 11.-С. 43-51.
2. Тимченко А. И. РК-профильные соединения и их применение в различных отраслях промышленности // СТИН. 1993. № 2. С. 13-18.
3. Шанайда В. В. Пакет MathCAD в інженерних розрахунках/ Шанайда В. В. – Тернопіль : Видавництво ТДТУ, 2001. – 163 с.
4. Герасимчук Г. А., Скляров Р. А., Шанайда В. В., Розробка математичної моделі та дослідження складних профільних з'єднань у спеціалізованих пакетах комп'ютерного моделювання Міжвузівський збірник "НАУКОВІ НОТАТКИ". Випуск №42 − Луцьк, 2013. – 331 с., С.75-80.
5. Овчаренко В. А., Подлєсний С. В., Зінченко С. М. Основи методу кінцевих елементів і його застосування в інженерних розрахунках: Навчальний посібник. – Краматорськ : ДДМА, 2008. – 380 с.

| | |
|---|---|
| Войцещук Н.<br>**ЗМЕНШЕННЯ ВПЛИВУ НЕГАТИВНИХ ФАКТОРІВ ПРИ ФРЕЗЕРУВАННІ** | **81** |
| Дериш О., Щербань В.<br>**РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ РАДІАЛЬНОГО БИТТЯ ОТВОРІВ ПІСЛЯ РОЗТОЧУВАННЯ** | **82** |
| Елькенані Мустафа М., Островський О.<br>**РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ШОРСТКОСТІ ПОВЕРХНІ КІЛЬЦЕВИХ ГВИНТОВИХ ЗАГОТОВОК ПІСЛЯ РОЗТОЧУВАННЯ** | **83** |
| Захарчук П.<br>**ПРОФІЛЬНІ З'ЄДНАННЯ: ВИКОРИСТАННЯ ТА ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ** | **84** |
| Зелінський А., Курась А.<br>**РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТОВЩИНИ СТРУЖКИ, ЗРІЗАНОЇ В ПРОЦЕСІ ВИХРОВОГО РІЗАННЯ** | **86** |
| Ібрагім Мохамед Адель Мохамед Абдельазізст<br>**АЛГОРИТМ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ФРЕЗЕРУВАННЯ ПОВЕРХОНЬ** | **87** |
| Іванов П., Решетуха А.<br>**ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ПРОЦЕСУ ФРЕЗЕРУВАННЯ** | **88** |
| Кавунова Д.<br>**АНАЛІЗ ПРИЧИН ВИНИКНЕННЯ АВТОКОЛИВАНЬ ПРИ МЕХАНІЧНІЙ ОБРОБЦІ РІЗАННЯМ** | **89** |
| Ковальчук О., Петречко І.<br>**ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ КУТІВ ЧИСТОВОГО РІЗЦЯ ПРИ НАРІЗАННЯ ТРАПЕЦЕВИДНОЇ РІЗІ ХОДОВИХ ГВИНТІВ** | **90** |
| Кришталович Я.<br>**АНАЛІЗ ХАРАКТЕРУ ЗАКРУЧУВАННЯ СТРУЖКИ В ПРОЦЕСІ РОЗТОЧУВАННЯ НАВИТИХ ЗАГОТОВОК** | **92** |
| Кубах В.<br>**ПРОЕКТУВАННЯ БАЛАНСИРНОГО ПІДІЙМАЧА АВТОМОБІЛІВ ДЛЯ ШИНОМОНТАЖНОЇ ДІЛЬНИЦІ** | **94** |
| Кульба І.<br>**ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ ПРИ ОБРОБЛЕННІ ДЕТАЛЕЙ РІЗАННЯМ** | **96** |
| Лещук М.<br>**ВИЗНАЧЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ГНУЧКИХ ВИРОБНИЧИХ СИСТЕМ** | **97** |
| Мазурок О.<br>**ДОСЛІДЖЕННЯ НДС ШВЕЛЕРА КУЗОВА** | **99** |