

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет «Транспортна інженерія»

(назва факультету)

Кафедра «Прикладна механіка та матеріалознавство»

(повна назва кафедри)

Пояснювальна записка
до кваліфікаційної роботи
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»
(ступінь вищої освіти)

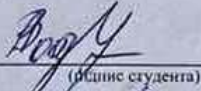
на тему: Моделювання редуктора для автоматичних трансмісій та методика його розрахунку

за освітньою програмою «Галузеве машинобудування»

зі спеціальності: 133 Підйомно-транспортні, дорожні, меліоративні машини та обладнання

(шифр і назва спеціальності)

Виконав: студент групи: ПМ2221

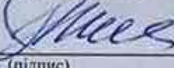


(підпис студента)

/ Василь ЛАДЧУК /

(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник:



(підпис)

/ Казимир ГЛАВАЦЬКИЙ /

(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Нормоконтролер:



(підпис)

/ Олександр ПОСМІТЮХА /

(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Засвідчую, що у цій роботі немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент



(підпис)

Дніпро – 2024

Ministry of Education and Science of Ukraine
Ukrainian State University of Science and Technologies

Faculty of Transport Engineering
(faculty)

Department of Applied Mechanics and Materials Science
(department)

Explanatory Note
to Master's Thesis

on the topic:

**Modeling of the gearbox for automatic transmissions and the methodology for its
development**

according to educational curriculum «Industrial mechanical engineering»

in the Speciality: 133 Lifting and transport, road work, agrarian, reclamation
machines and equipment

(speciality and its code)

Done by the student of the group: ПМ2221 / Vasyl LADCHUK /
(name, surname)

Scientific Supervisor:  / Kazimir HLAVATSKYI /
(position, name, surname)

Normative controller :  / Oleksandr POSMITIUKHA /
(position, name, surname)

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет «Транспортна інженерія»

(назва факультету)

Кафедра «Прикладна механіка та матеріалознавство»

(повна назва кафедри)

Пояснювальна записка
до кваліфікаційної роботи
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»
(ступінь вищої освіти)

на тему: **Моделювання редуктора для автоматичних трансмісій та методика його розрахунку**

за освітньою програмою «Галузеве машинобудування»

зі спеціальності: 133 Підйомно-транспортні, дорожні, меліоративні машини та обладнання

(шифр і назва спеціальності)

Виконав: студент групи: ПМ2221

(підпис студента) / Василь ЛАДЧУК /
(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник: _____ / Казимир ГЛАВАЦЬКИЙ /
(підпис) (посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Нормоконтролер: _____ / Олександр ПОСМІТЮХА /
(підпис) (посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Засвідчую, що у цій роботі немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент

(підпис)

Дніпро – 2024

Ministry of Education and Science of Ukraine
Ukrainian State University of Science and Technologies

Faculty of Transport Engineering

(faculty)

Department of Applied Mechanics and Materials Science

(department)

Explanatory Note
to Master's Thesis

on the topic:

**Modeling of the gearbox for automatic transmissions and the methodology for its
development**

according to educational curriculum «Industrial mechanical engineering»

in the Speciality: 133 Lifting and transport, road work, agrarian, reclamation
machines and equipment

(speciality and its code)

Done by the student of the group: ПМ2221 / Vasyl LADCHUK /
(name, surname)

Scientific Supervisor: / Kazimir HLAVATSKYI /
(position, name, surname)

Normative controller : / Oleksandr POSMITIUKHA /
(position, name, surname)

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет: Транспортна інженерія

Кафедра: Прикладна механіка та матеріалознавство

Рівень вищої освіти: другий (магістерський)

Освітня програма: Галузеве машинобудування

Спеціальність: 133 Підйомно-транспортні, дорожні, меліоративні машини та обладнання

(шифр та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____

Сергій РАКША

(підпис)

(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Дата _____

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

(ступінь вищої освіти)

студенту Ладчук Василю Сергійовичу

(Прізвище, Ім'я По батькові)

1. Тема роботи: **Моделювання редуктора для автоматичних трансмісій та методика його розрахунку**

Керівник роботи: Главацький Казимир Цезарович, к. т. н., доцент

(Прізвище, Ім'я, По батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом від

"02" 12 2022 р. № 1193ст

2. Строк подання студентом роботи: 12.01.2024 р.

3. Вихідні дані до роботи: Вихідна концепція компоновки коробки передач;

випробовування першої модель зубчатого колеса; середній крутний момент сучасних двигунів - 600 Нм; роликові підшипники кочення, динамічна та статична вантажопідйомність.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно опрацювати):

4.1 Аналітична частина: вступ, аналіз успіху автоматизованих трансмісій, постановка основних цілей роботи.

4.2 Основна частина: моделювання силових навантажень на моделі зубчастих коліс, створення схем та розрахунків основних елементів коробки передач їх компонування.

4.3 Науково-дослідна частина: аналіз виконаної роботи, осмислення проблем які виникли під час конструювального та розрахункового процесу, пропозиції щодо подальших дослідів розглянутої теми.

5. Перелік демонстраційного матеріалу: Зображення обладнання та принципів роботи різних видів коробок передач, для автоматизованих та механічних трансмісій; ескізи та моделі досліджуваних зубчатих коліс; схеми та ескізи елементів запропонованого механізму, конструкторські схеми.

6. Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Завдання видав: (підпис консультанта, дата)	Завдання прийняв: (підпис студента, дата)
Охорона праці	Лоза В.Г.		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ		
2	Сучасні тенденції розвитку трансмісії автомобіля	15.11.2023	виконано
3	Силовий аналіз запропонованого технічного рішення	10.12.2023	виконано
4	Конструювання та розрахунок елементів передач	01.01.2024	виконано
5	Загальні висновки		
6	Бібліографічний список	03.01.2024	виконано
7	Підготовка презентації роботи	15.01.2024	виконано
8	Подання кваліфікаційної роботи до кафедри	20.01.2024	виконано
9	Захист кваліфікаційної роботи на засіданні Екзаменаційної комісії	23.01.2024	виконано

Дата видачі завдання: 15 листопада 2021 р.

Студент

_____ (підпис)

Василь ЛАДЧУК

_____ (Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Казимир ГЛАВАЦЬКИЙ

_____ (Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

РЕФЕРАТ

Кількість томів: 1

В записці всього 101 сторінка

Найменування роботи: «Моделювання редуктора для автоматичних трансмісій та методика його розрахунку».

Ілюстрації: схем _____ - _____; рисунків 52;
графіків _____ - _____; фотографій 1;
таблиць 2.

Ключові слова: трансмісія, момент, аналіз, автоматична, передача, навантаження, сила, параметри, оптимізація, розрахунок, потужність, ескіз, компонування.

Текст реферату:

Метою кваліфікаційної роботи є спроба подивитись на сучасні коробки передач під новим кутом. Надати свій варіант розвитку автоматизованих трансмісій, та спробувати створити концепт на папері, який би міг бути точкою опори для майбутніх дослідників, які зацікавляться нашими ідеями та результатами.

У кваліфікаційній роботі проведено аналітичний аналіз сучасного рівня розвитку автоматизованих трансмісій, їх недоліки та переваги. На основі яких була представлена наша пропозиція.

Проведений силовий аналіз, який призначений для оптимізації та підтвердження відповідності наших конструкторських рішень, реаліям сьогодення.

Наведений приклад розрахунку та компонування основних елементів коробки передач, проведений аналіз успіхів та помилок, пропозиції щодо продовження дослідження з даної теми.

ЗМІСТ

ВСТУП

1 СУЧАСНІ ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛЯ

1.1 АКПП з гідротрансформатором

1.2 Роботизована коробка передач

1.3 Варіаторна АКПП

1.4 Плюси та мінуси розглянутих систем

1.5 Запропоноване технічне рішення

1.6 Висновки за розділом

2 СИЛОВИЙ АНАЛІЗ ЗАПРОПОНОВАНОГО ТЕХНІЧНОГО РІШЕННЯ

2.1 Силовий аналіз та оптимізація моделі колеса та зуба. Створення валу ведучої шестерні

2.2 Висновки за розділом

3 КОНСТРУЮВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ ПЕРЕДАЧІ

3.1 Створення ескізів та моделей основних елементів передачі, розрахунок валів на міцність

3.2 Висновки за розділом

4 ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Охорона праці під час експлуатації, ТО і ремонту трансмісії автомобіля

4.2 Безпека в надзвичайних ситуаціях. Організація обробки автомобілів у разі хімічного зараження

4.3 Висновки за розділом

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА ПРОПОЗИЦІЇ

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

ВСТУП

Питання щодо поліпшення та оптимізації процесу експлуатації **коробок передач (КП)** залишається актуальним до сих пір, оскільки цей елемент трансмісії транспортних засобів є ключовим для плавної, безпечної та ефективної роботи всього автомобілю.

На сьогоднішній день існує велика кількість конструктивних рішень, пропозицій, проектів, в напрямку створення надійної, економної, безпечної в використанні КП. Подібним характеристикам все більше починають відповідати сучасні системи автоматизованої трансмісії. В першому розділі роботи наведені джерела, які надають інформацію про все більш зростаючу роль подібних систем. Зроблений аналіз взаємозв'язків між зростанням попиту, як реакції споживачів на основні їх переваги над механічною трансмісією, на ринку, а як наслідок і перехід виробників на обладнання та фокусування виробництв під цей попит.

Також перший розділ надає подальшій роботі основну ідею, ще одного куту погляду на ситуацію, питання про можливість поєднання основних переваг механічної та автоматизованої трансмісії.

Другий розділ присвячений створенню основного робочого органу любої КП – шестерні. Було проведено багато дослідів в програмі Solidworks для створення оптимальної конструкції деталі, яка б відповідала нашим уявленням про кінцевий результат.

В третьому розділі ми спробували сконструювати інші елементи КП, з використанням методики розрахунку валів та підшипників, для більшої відповідності тому, як цей механізм може виглядати відповідно сьогоденних реалій машинобудування.

Четвертий розділ присвячений охороні праці під час експлуатації, технічного **обслуговування (ТО)**, та ремонту трансмісії, а також безпеці в надзвичайних ситуаціях, в випадку хімічного ураження автомобіля.

1. СУЧАСНІ ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛЯ

За даними джерел [1, 2] можемо зробити висновок, що машини з **автоматичними коробками перемикання передач (АКПП)** набирають все більшу популярність. Досить велику частину українського ринку, 1/3 якщо бути точним, займають автомобілі з автоматичною коробкою передач. Це зумовлено очевидними перевагами подібних систем перед **механічними коробками перемикання передач (МКПП)**, а саме: комфортне керування у міських умовах, зменшення витрат пального. Також до плюсів сучасних АКПП можна віднести досить великий ресурс пробігу, середнє значення якого, коливається в межах 400 000 км, за умови регулярного та якісного обслуговування. Це сприяє все більшій експансії АКПП на ринку, що, в свою чергу, підштовхує виробників і інженерів підлаштовувати все нові і нові винаходи та технічні рішення саме під системи роботи автоматичної трансмісії.

Після з'ясування того, чому саме АКПП стає все більш значною для сучасного автопрому, необхідно зробити огляд і аналіз основних видів і сутність автоматичних трансмісій, які існують на цей день, для чіткого розуміння, що саме є основним критерієм для споживача в цій галузі.

1.1. АКПП з гідротрансформатором

Передача крутного моменту від двигуна до коробки передач здійснюється потоками робочої рідини (олії), яка відкидається лопатками насосного колеса на лопатки турбінного колеса. Між насосним і турбінним колесом забезпечені мінімальні зазори, а їх лопаткам додано спеціальну геометрію, яка формує безперервне коло циркуляції робочої рідини. Тож виходить, що жорсткий зв'язок між двигуном та трансмісією відсутній. Це забезпечує роботу двигуна та зупинку автомобіля з увімкненою передачею, а також сприяє плавності передачі тягового зусилля.

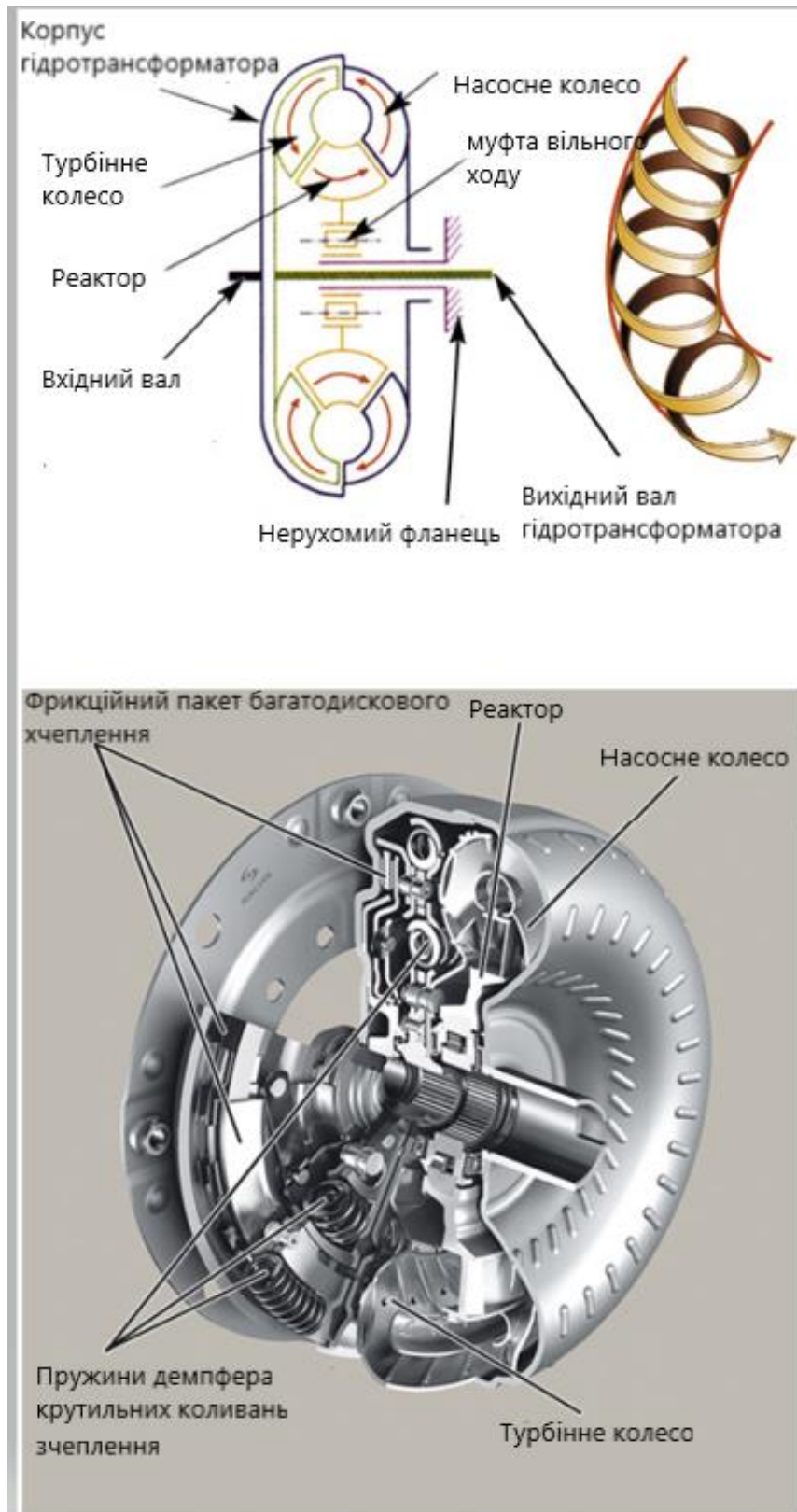


Рис. 1.1. Устрій гідротрансформатора [3]

Виділяється тут лише реактор – він надає рідині прискорення. Це стає можливим завдяки особливій конструкції лопаток. Вони мають специфічний профіль з міжлопатковими каналами, що звужуються. Рідина, входячи в канали, що звужуються, викидається в бік вихідного валу зі збільшеною швидкістю.

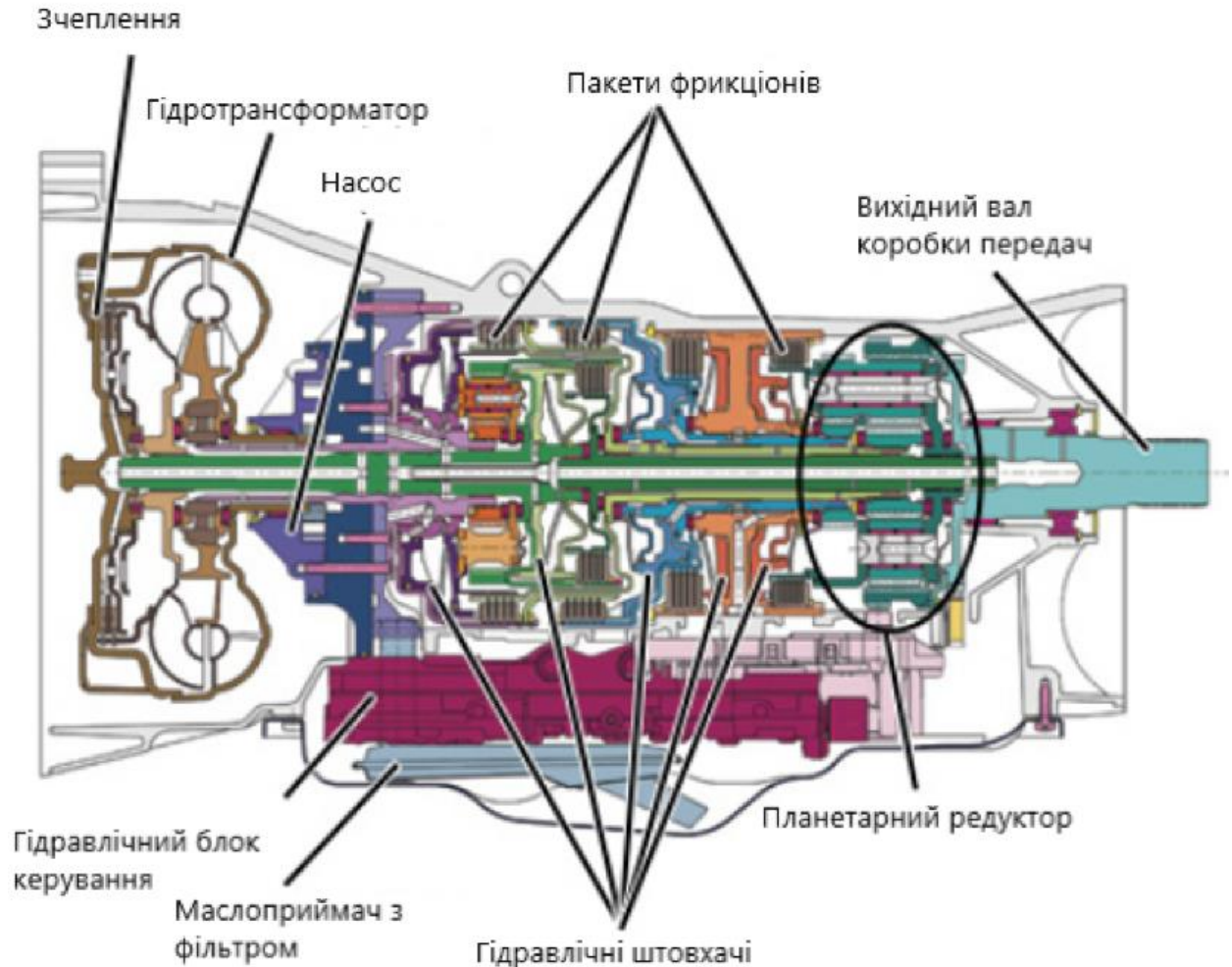


Рис. 1.2. Загальний устрій коробки передач з гідротрансформатором [3]

У механічній коробці шестерні знаходяться в постійному зачепленні, при цьому ведені вільно обертаються на вторинному валу. Вмикаючи будь-яку передачу, ми автоматично блокуємо відповідну шестерню на веденому валу. Робота автоматичної коробки побудована за таким же принципом. Але планетарні передачі (чи редуктори)

мають деякі цікаві особливості. Вони включають кілька елементів: водило, сателіти, сонячну і кільцеву шестерні.

Приводячи в обертання одні елементи і фіксуючи інші, такі редуктори дозволяють змінювати передаточне відношення, тобто швидкість обертання і зусилля, що передається через планетарну передачу. відповідні елементи (сателіти, сонячні і кільцеві шестерні) фіксуються за допомогою фрикційних стрічок або фрикційних пакетів (у механічній коробці цю роль грають синхронізатори і блокуючі муфти).

Включається передача в такий спосіб. На фрикціон тисне гідравлічний штовхач, який у свою чергу приводиться в дію тиском робочої рідини, тієї, що використовується в гідротрансформаторі. Тиск створюється спеціальним насосом, а розподіляється між відповідними фрикціонами передач під пильним контролем електроніки за допомогою спеціальної системи електромагнітних клапанів - соленоїдів відповідно до алгоритму роботи коробки.

1.2. Роботизована коробка передач

За яким принципом працюють роботизовані АКПП?

Принцип дії роботизованих коробок абсолютно той самий що ми спостерігаємо у «механіці». Єдина відмінність у тому, що змиканням/розмиканням зчеплення та вибором передач у роботі працюють сервоприводи — актуатори. Найчастіше це кроковий електромотор із редуктором та виконавчим механізмом. Але трапляються і гідравлічні актуатори.



Рис. 1.3. Схема роботи РКПП [3]

1.3. Варіаторна АКПП

Здійснюється передача трансмісійного числа від головного (ведучого) шківів (що пов'язаний з силовим агрегатом) до веденого (що пов'язаний з приводом і колесами) за принципом ремінного сполучення.

Зміна передавального числа відбувається за принципом зміни діаметра шківів. Виробник зробив їх розбірними, а не суцільними, що складаються з двох частин конічної форми, обидві частини посаджені на вал і можуть сходитися та розходитися. Діаметр у місці зіткнення ремня зі шківом змінюється залежно від швидкості та навантаження.

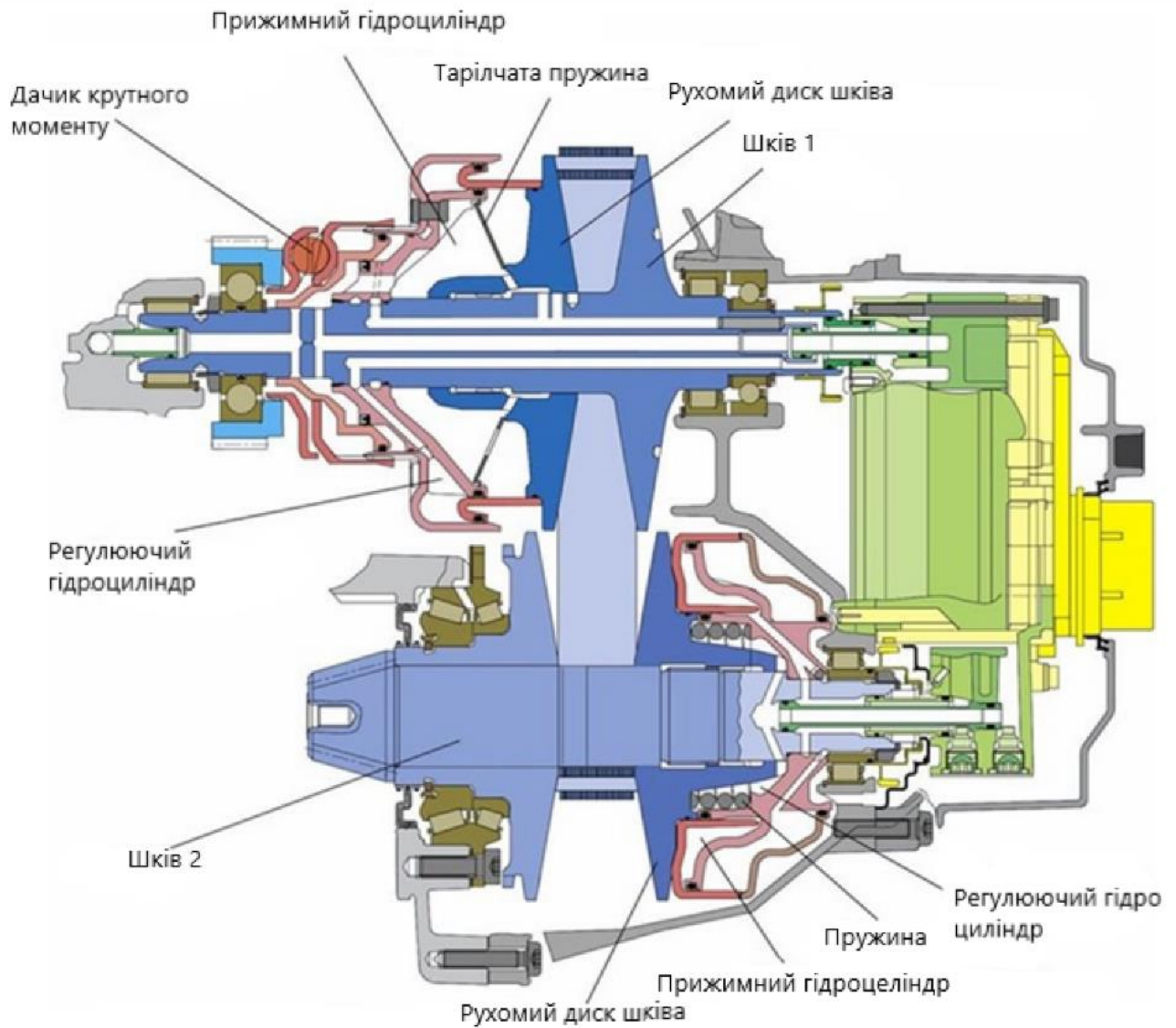


Рис. 1.4. Схема варіаторної КПП [5]

1.4. Плюси та мінуси розглянутих систем

1.4.1. АКПП з гідротрансформатором

Переваги:

- перш за все, на що звертають увагу при огляді АКПП це комфорт експлуатації порівняно з «механікою», для АКПП це загальна якість;

- економія пального та моторесурсу оскільки більшість з процесів прораховуються електронними приладами, в сучасних АКПП, то моторесурс та

пальне використовуються з найбільшою ефективністю, через швидкість прийняття рішень, та оперування водночас, великою кількістю даних; до АКПП з гідротрансформатором це відноситься в першу чергу, через нежорстке зчеплення між валами двигуна та коробки передач, що в подальшому зменшує динамічне навантаження на механізми і збільшує термін їх придатності до експлуатації.

Недоліки:

- вища вартість порівняно з МКПП;
- вища вартість обслуговування через складну систему роботи та кількість деталей та збірних одиниць, для коректної роботи;
- необхідність частого технічного обслуговування а також відповідного нагляду за станом технічної рідини, особливо для АКПП з гідротрансформатором.

1.4.2. Роботизована КПП

Переваги:

- менша вартість відносно АКПП з гідротрансформатором;
- менше витрат на обслуговування через конструктивну схожість з МКПП;
- не така сильна залежність від частого технічного огляду (проте все одно ретельне слідкування за станом механізму є необхідним для ефективного використання).

Недоліки:

- порівняно з АКПП менша плавність ходу, а отже і зменшення комфорту під час експлуатації (в нових моделях цей недолік намагаються виправити, проте на даний час все ще актуально);
- не здатність ефективно використовуватися на бездоріжжі і на відрізках дороги з поганим зчепленням з землею.

1.4.3. Варіаторна КПП

Переваги:

- одна з найбільш комфортних для споживача моделей; ривки відсутні, майже повна плавність ходу;
- економічність пального; в результаті роботи без переривань на перемикання передач, а в результаті без витрат енергії на ненавантажену вісь, що робить цей варіант КПП одним з найбільш економних, серед інших.

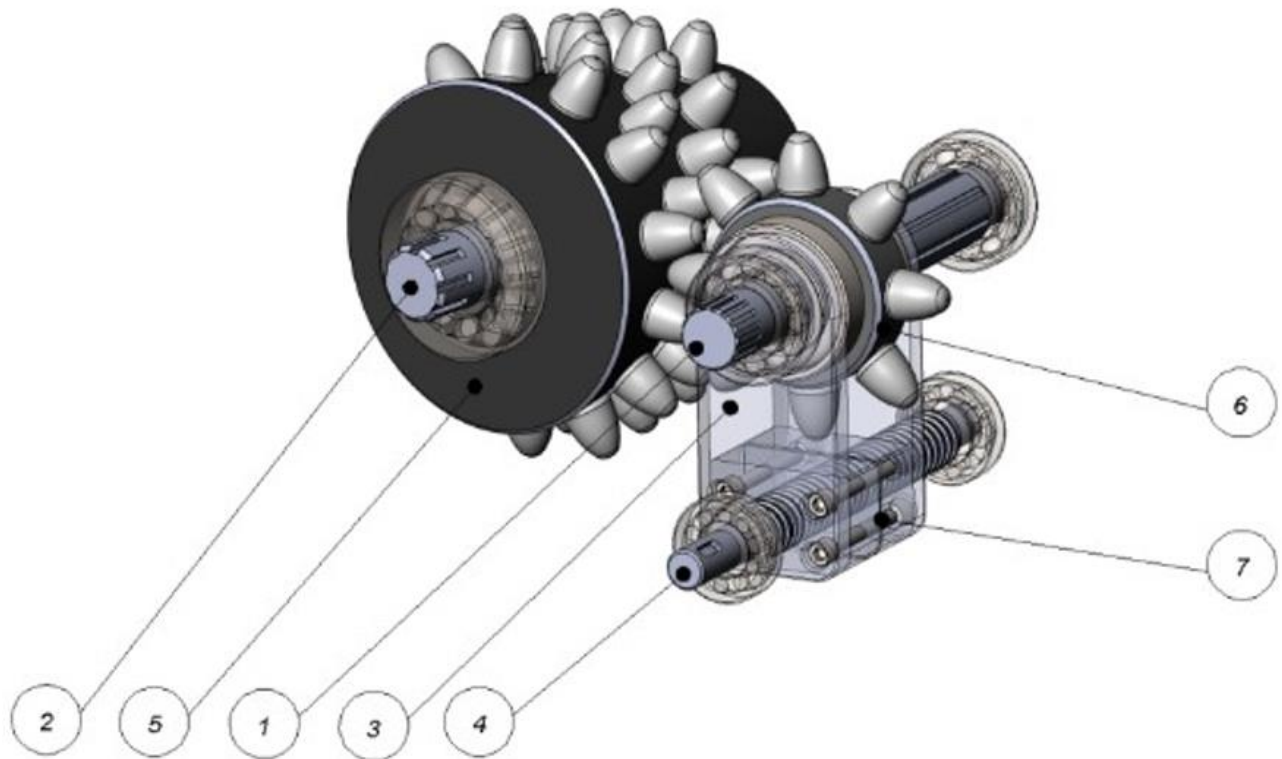
Недоліки:

- дуже велика вартість обслуговування;
- ненадійність основної деталі, яка відповідає за передачу обертаючого моменту, а саме ременя, що не дозволяє використати ефективно подібну КПП в умовах високих обертальних моментів;
- залежність від регулярного технічного огляду;
- необхідність частої заміни технічної рідини.

1.5. Запропоноване технічне рішення

На основі розглянутих систем, їх недоліків та переваг, ми приходимо до висновку, що основною проблемою для всіх, без винятку, КПП без прямого механічного контролю людини є вартість обслуговування. Чим більше складність механізму, тим більше витрат приходить на його підтримку. Також від цього страждає і надійність, деякі системи не можуть ефективно використовуватись на бездоріжжі, деякі не здатні до тривалої і ефективної роботи в умовах високих навантажень, проте мають перевагу у вигляді комфорту експлуатації. Основною метою нашого дослідження є відповідь на питання, чи можливо поєднати надійність і дешеве обслуговування «механіки» з плавністю ходу та комфортом експлуатації «автоматики».

На даний час маємо приблизне уявлення про технічні рішення які призведуть до необхідного нам ефекту.



1 – ведучий вал; 2 – ведений вал; 3 – кронштейн механізму регулювання передаточного числа;
5 – конусне зубчасте колесо; 6 – шестерня з ковзаючою муфтою; 7 – стяжний гвинт;

Рис. 1.5. Зубчастий варіатор, початкова концепція

Як можемо бачити в основу конструкції покладена зміна положення ведучої шестерні відносно веденої вздовж конусної поверхні, що дозволяє оперувати передаточним відношенням за рахунок зміни діаметру і кількості зубів.

Зубчасте конусне колесо є збірним. Окремо виготовлені зубці кріпляться в отворах конусного колеса або за допомогою посадки з натягом, або використовуючи різьбове з'єднання. Таке технічне нововведення дозволяє досягти наступних позитивних сторін:

1) можливість виготовлення зубів та конусного колеса з різних матеріалів; наприклад, для зубів можна вибрати високоміцні зносостійкі марки сталей, для конусних коліс – звичайні конструкційні марки сталей;

2) можливість застосування різних видів термообробки для зубів та конусних коліс;

3) відсутність необхідності в дорого вартісних операціях з нарізання зубів, натомість можуть бути використані дешевші та продуктивніші способи виготовлення, наприклад: штампування;

4) висока ремонтпридатність виробу;

5) можливість розміщення в одному корпусі з іншими деталями та вузлами, які працюють у масляній ванні; використання недорогого мастильного матеріалу для варіатора.

1.6. Висновки за розділом

Таким чином, винахід дає змогу конструювати безступінчасті зубчасті передачі із можливістю регулювання передаточного числа в деякому діапазоні. Такі передачі можуть бути використані в техніці без суттєвих обмежень по крутному моменту і швидкості; натомість регулювання передаточного відношення може бути реалізоване з дуже високим рівнем точності, який досі неможливо було отримати існуючими безступеневими передачами.

У наступному розділі планується провести попередні аналізи придатності подібної технології до впровадження, на основі силових випробувань з використанням вихідних даних, які оберуться зі стандартних умов експлуатації подібних систем.

2. СИЛОВИЙ АНАЛІЗ ЗАПРОПОНОВАНОГО ТЕХНІЧНОГО РІШЕННЯ

2.1. Силовий аналіз та оптимізація моделі колеса та зуба. Створення валу ведучої шестерні.

Для початку проведемо тестове випробування для розуміння працездатності нашої пропозиції.

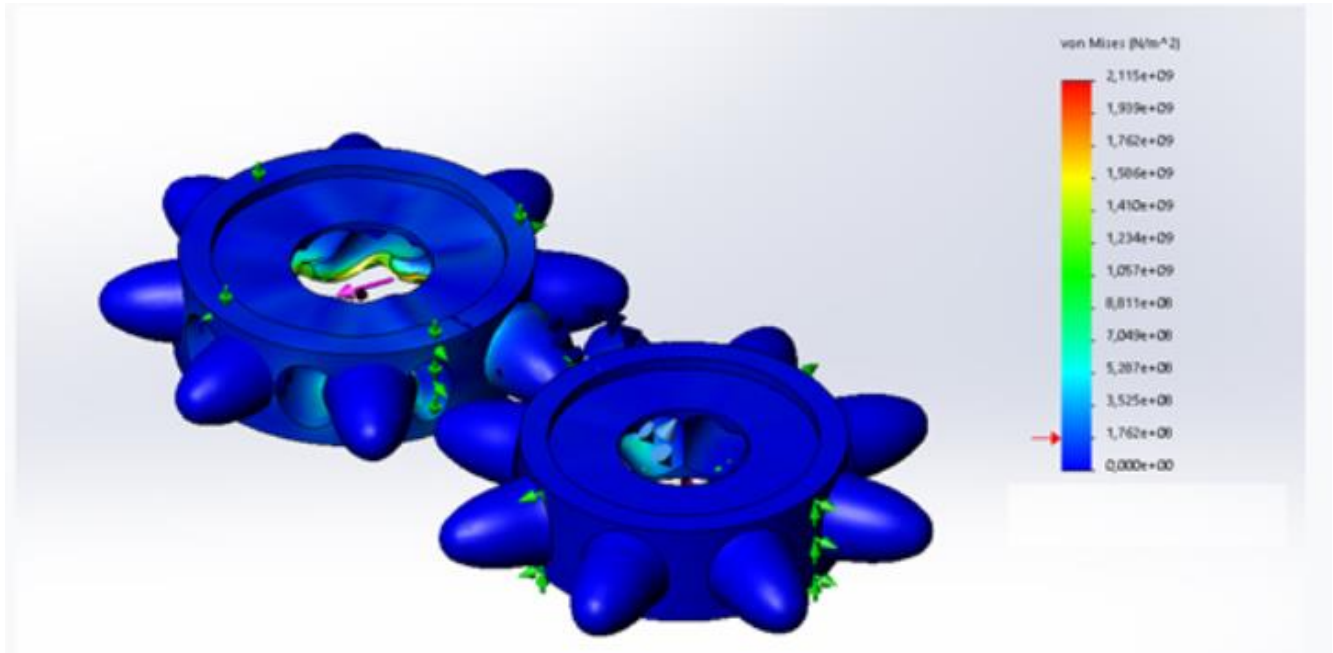


Рис. 2.1. Попередній статичний аналіз зубчастого зачеплення

Попередній статичний аналіз зубчастого зачеплення з модулем $m=10$ та навантаженням 2000 Нм на маточину зубчастого колеса діаметром 75 мм, виготовленого з нержавіючої сталі, демонструє прийнятні результати – в деталях не виникли граничні напруження (рис. 2.1). Деяке збільшення напруження спостерігається в корені робочої частини зуба та на маточині в місці кріплення зуба, що легко усувається за допомогою конструктивних змін (зенкування отворів, зміна товщини стінки металу, та ін.).

З матеріалу представленого джерелом [6] в наш час автомобільні двигуни розвивають в середньому обертовий момент на рівні 600 Нм. З огляду на це в такі умови ми і поставимо наші майбутні моделі.

Оскільки всі кроки моделювання та випробувань будемо відтворювати в програмі Solidworks, ми зіткнемося з проблемою відсутності матеріалів які промарковані за нашими стандартами. Для вирішення цієї проблеми необхідно знайти аналоги наших стандартних матеріалів в бібліотеці Solidworks.

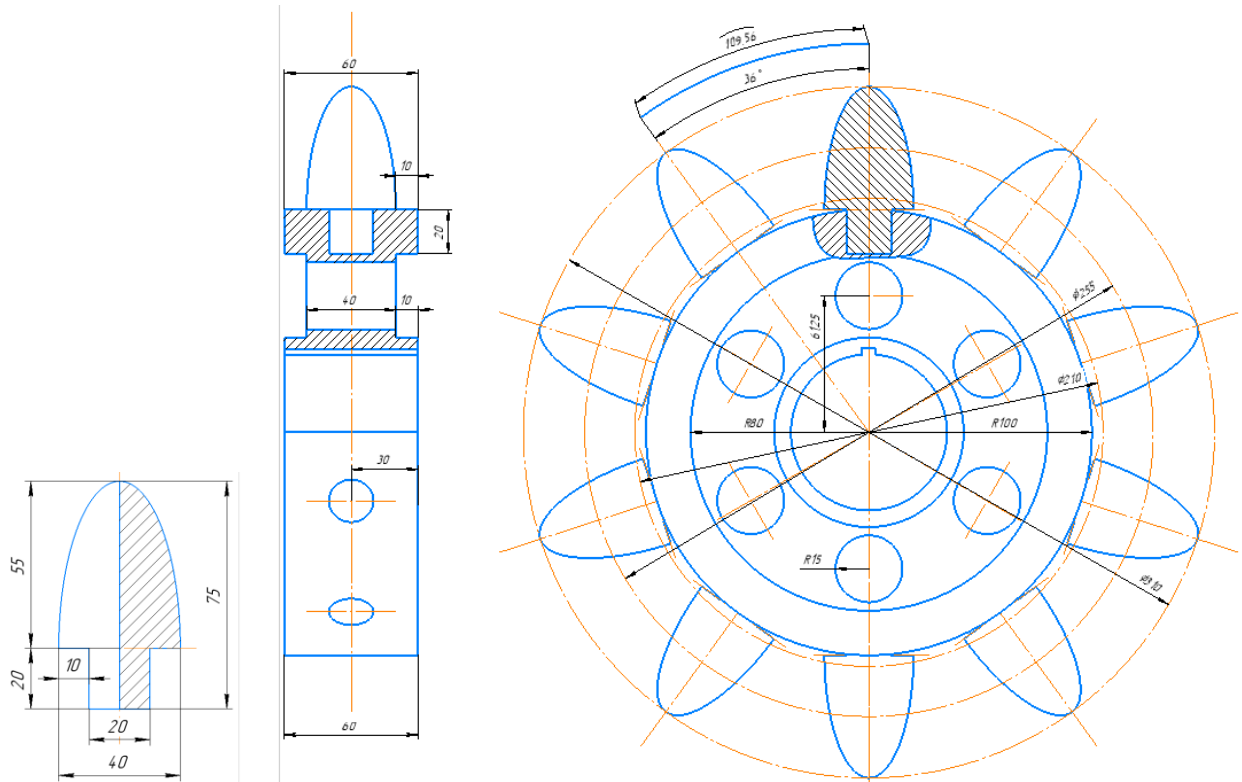


Рис 2.2 Ескіз та основні розміри об'єкта першого оптимізаційного наближення

Для зубів шестерні було вибрано матеріал сталь ASIS4340 найближчі аналоги якої: 40ХН2МА, 40Х2Н2. Сталь вибрана в зв'язку зі своїми основними властивостями, високої жорсткістю та межею текучості в 470 МПа.

Для колеса, на якому будуть встановлені зуби, вибираємо ливарну вуглецеву сталь [8].

Модель зубчатого зачеплення виконується подібним чином: в збірці двох шестерень встановлюються контакти між двома зубами протилежних шестерень, вони фіксуються циліндричним кріпленням на маточині колеса, одна вздовж всіх напрямків, інша вільно обертається навколо осі і до неї прикладається обертальний момент на площину маточини. Цей спосіб створення моделі найбільш точно відобразить процес їх взаємодії.

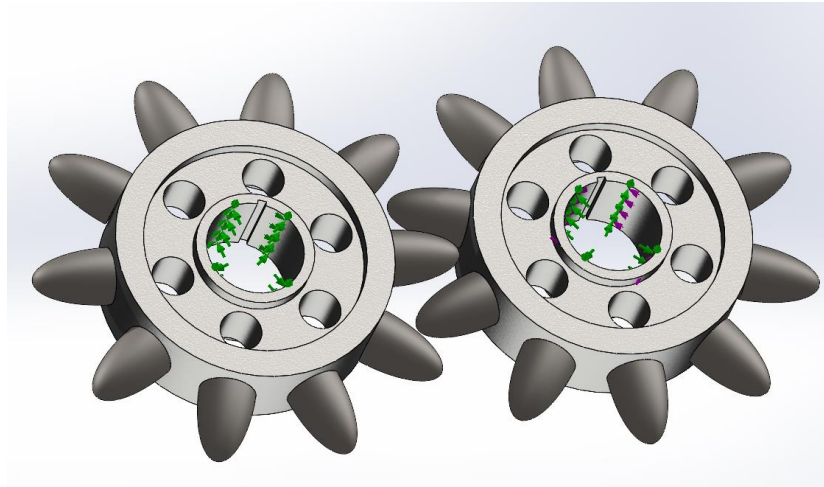


Рис. 2.3. Вигляд 1-ої моделі в середовищі Solidworks

З рисунку 2.4 можемо бачити, що основні напруження виникають в точці контакту двох зубів. Це нормально в нашому випадку, оскільки відсутність площини на яку буде розподілятися пляма контакту під час взаємодії шестерень створює умови в яких, пляма контакту стає наближеною до розмірів крапки, це і призводить до появи великих навантажень. Проте границя текучості матеріалу з якого виготовлено зуб, як було вказано в початку розділу, дорівнює 470 МПа, максимальні діючі навантаження дорівнюють приблизно 137,2 МПа, коефіцієнт запасу міцності в такому випадку дорівнює $470/137,2=3,42$. Досить великий. Однак навантаження в колесі і навіть на інших ділянках зуба, незначні, з цього можемо зробити висновок, що подібні геометричні параметри і зуба і колеса є не оптимальними, а надлишковими для роботи в подібних умовах. Тому вважається необхідним продовжити оптимізаційний процес.

Подібна логіка міркування буде і в наступних оптимізаційних наближеннях, тому повторюватися не має сенсу.

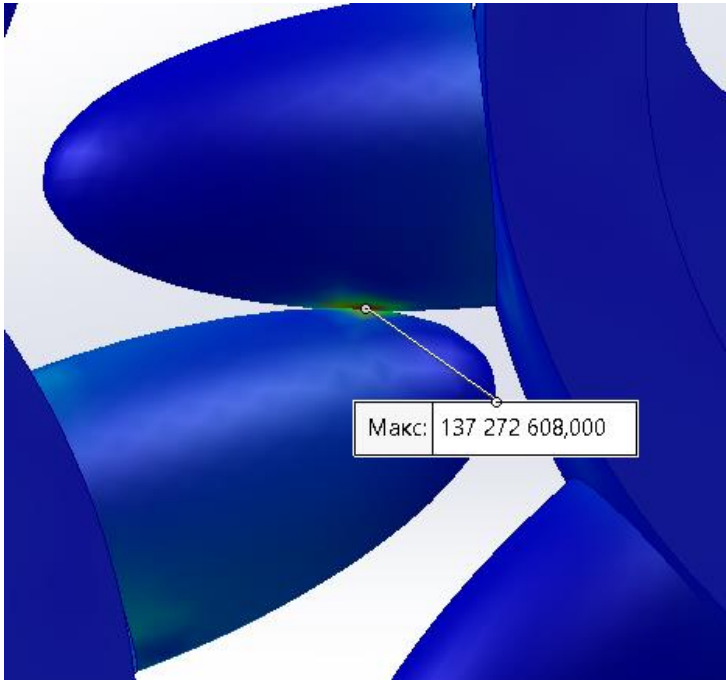
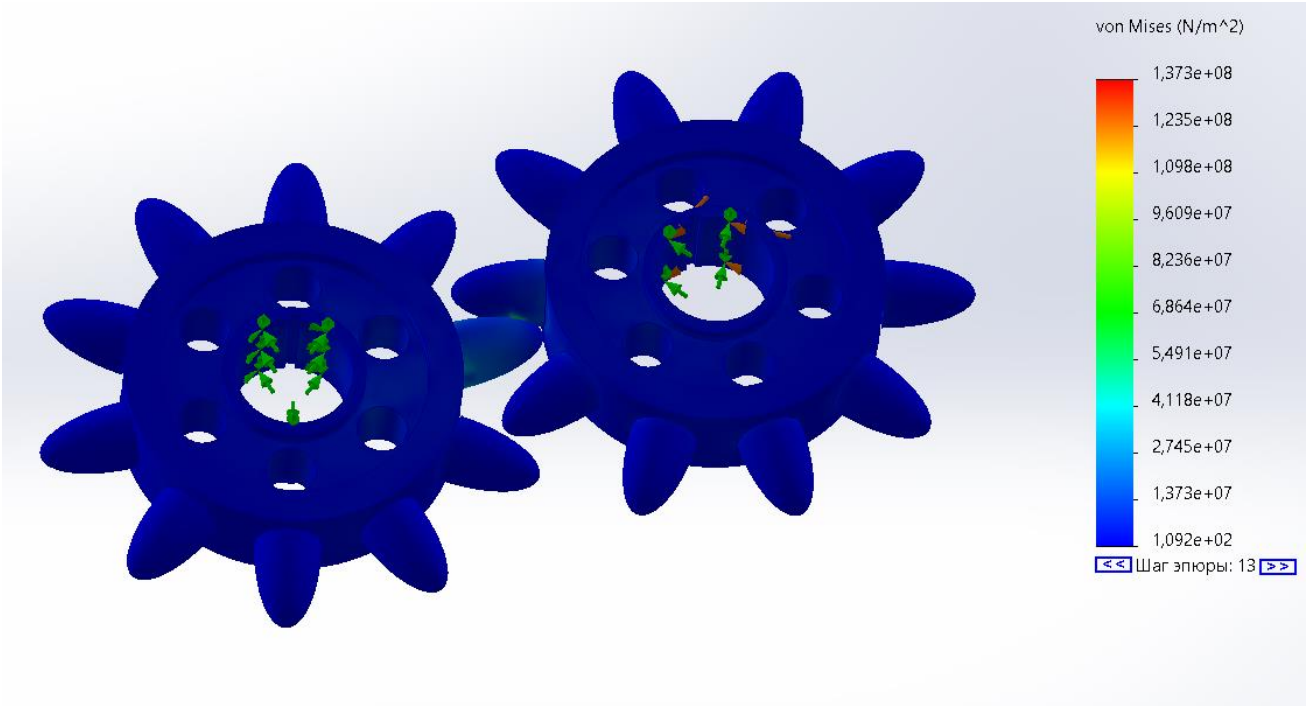


Рис. 2.4. Аналіз навантажень під дією крутного моменту 1-ої моделі

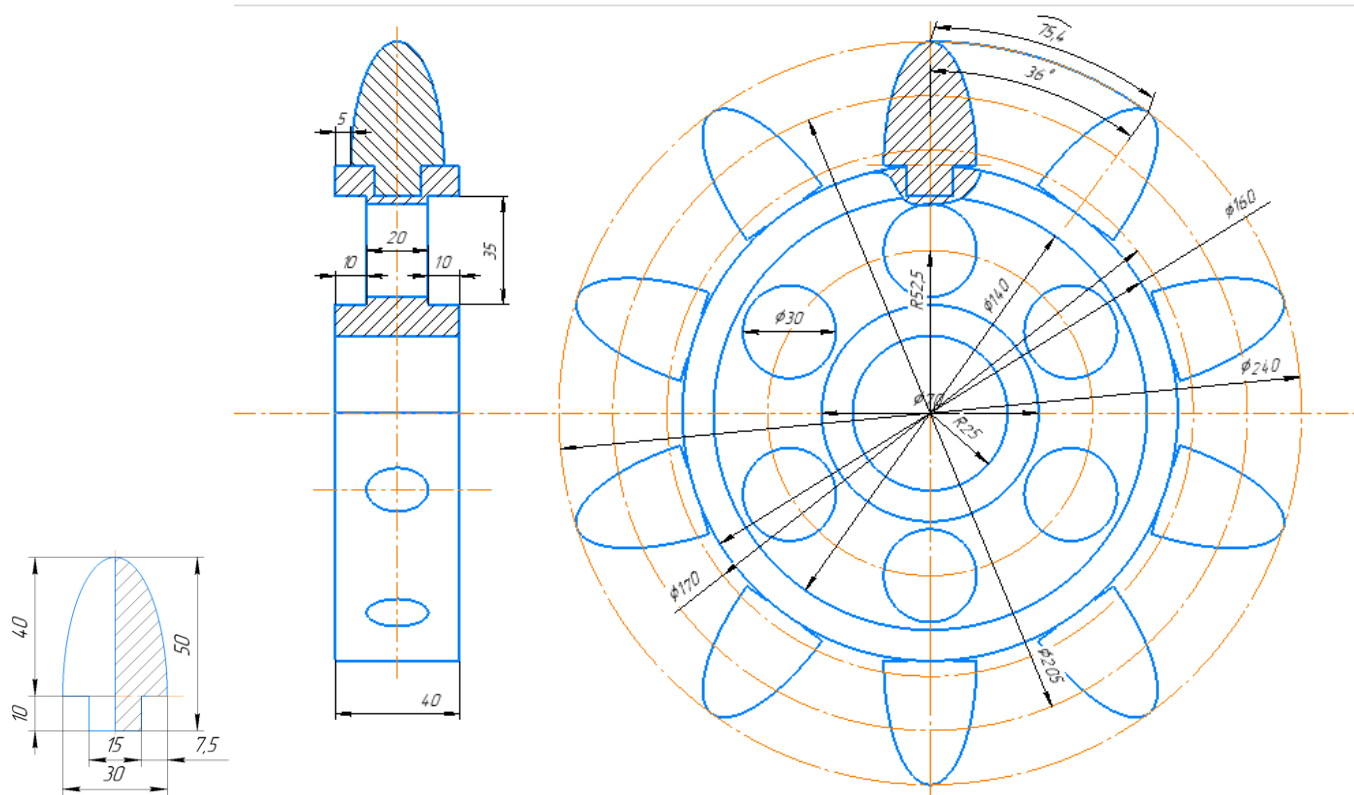


Рис. 2.5. Ескіз та основні розміри об'єкта другого оптимізаційного наближення

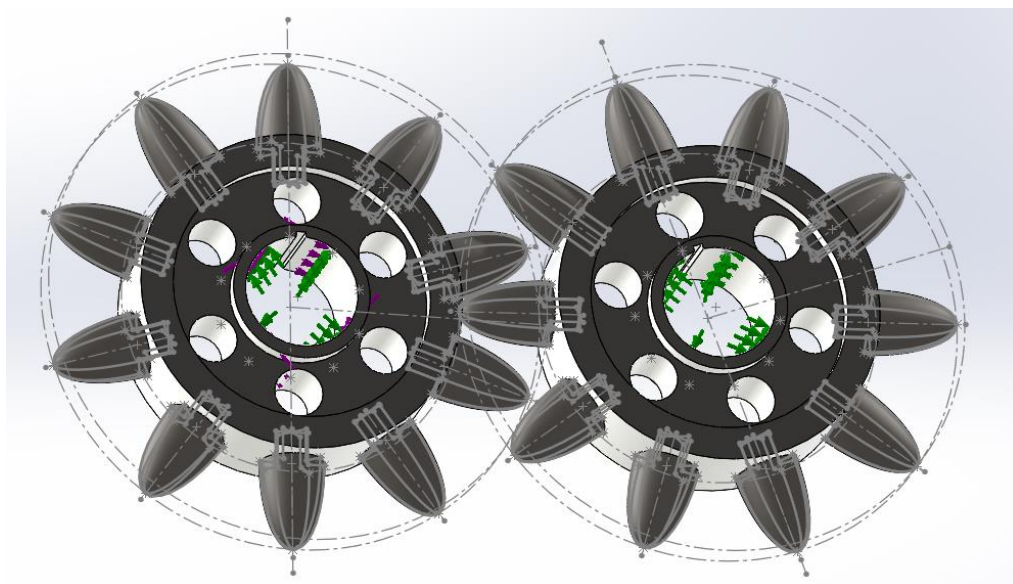


Рис. 2.6. Вигляд 2-ої моделі в середі Solidworks

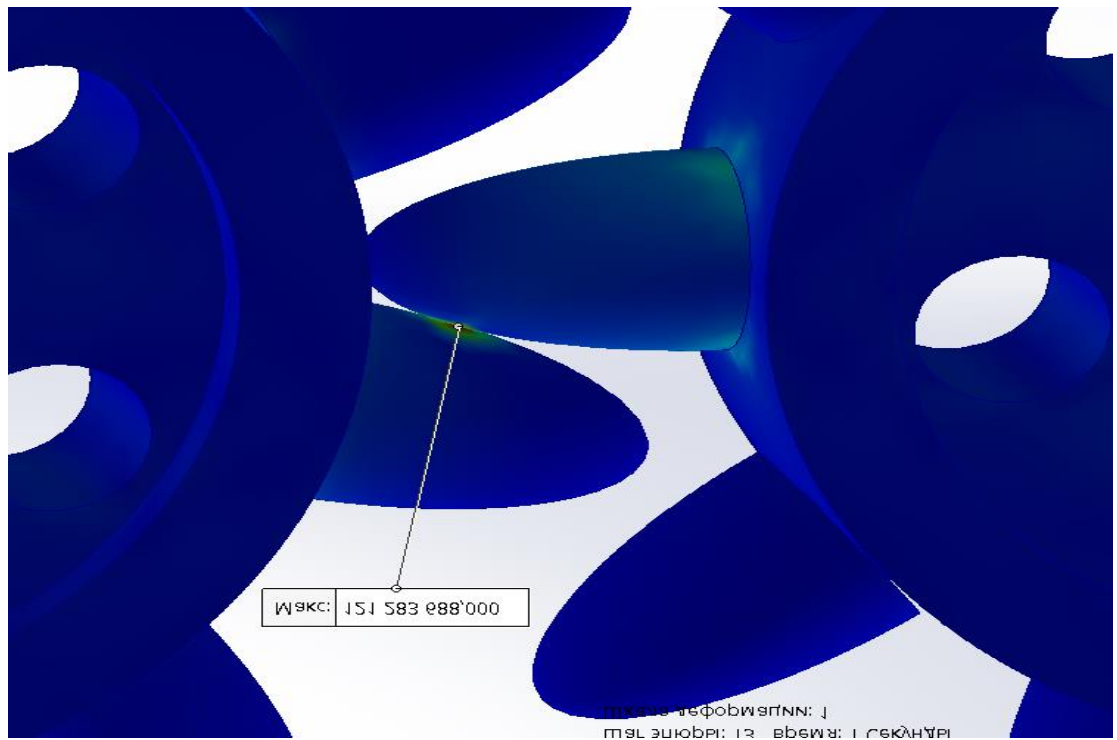
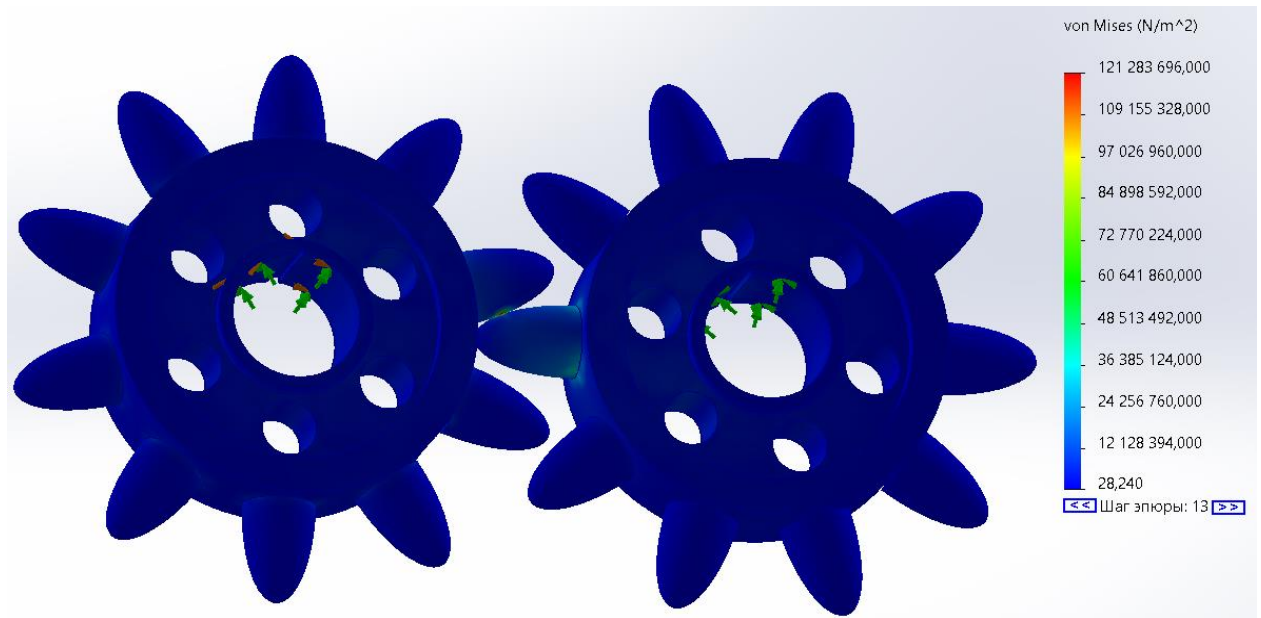


Рис. 2.7. Аналіз навантажень під дією крутного моменту 2-ї моделі

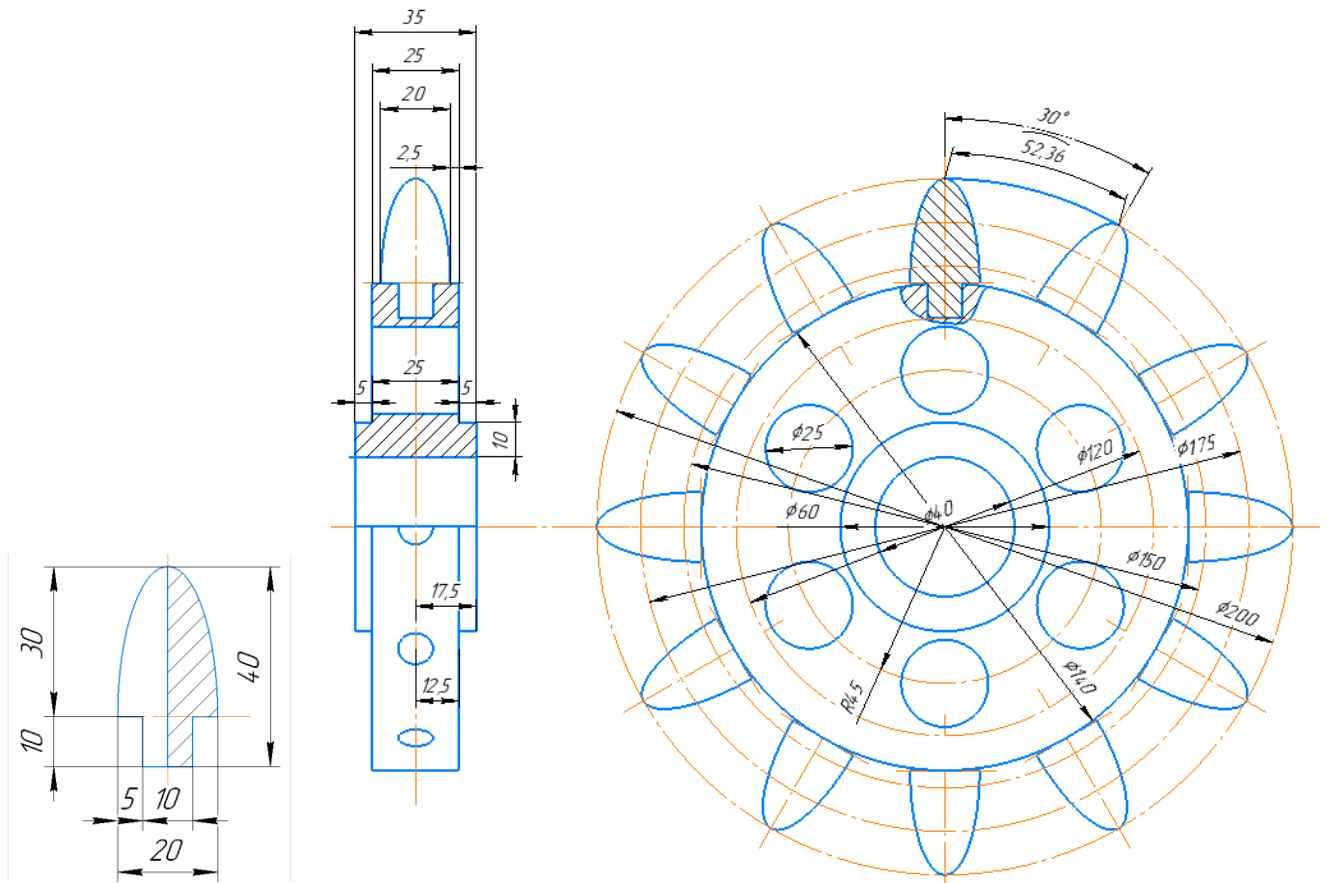


Рис. 2.8. Ескіз та основні розміри об'єкта 3 - го оптимізаційного наближення

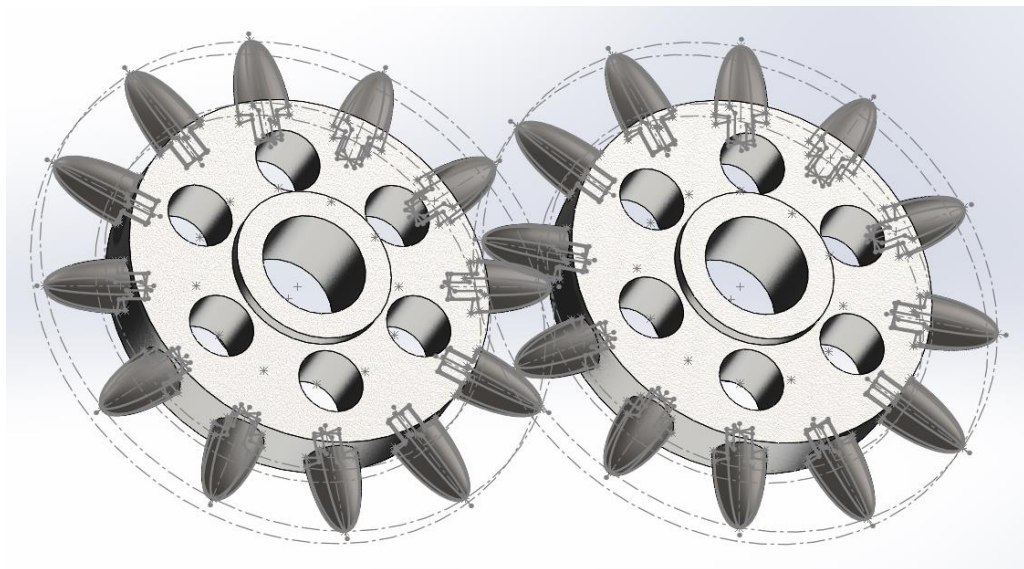


Рис. 2.9. Вигляд 3-ої моделі в середі Solidworks

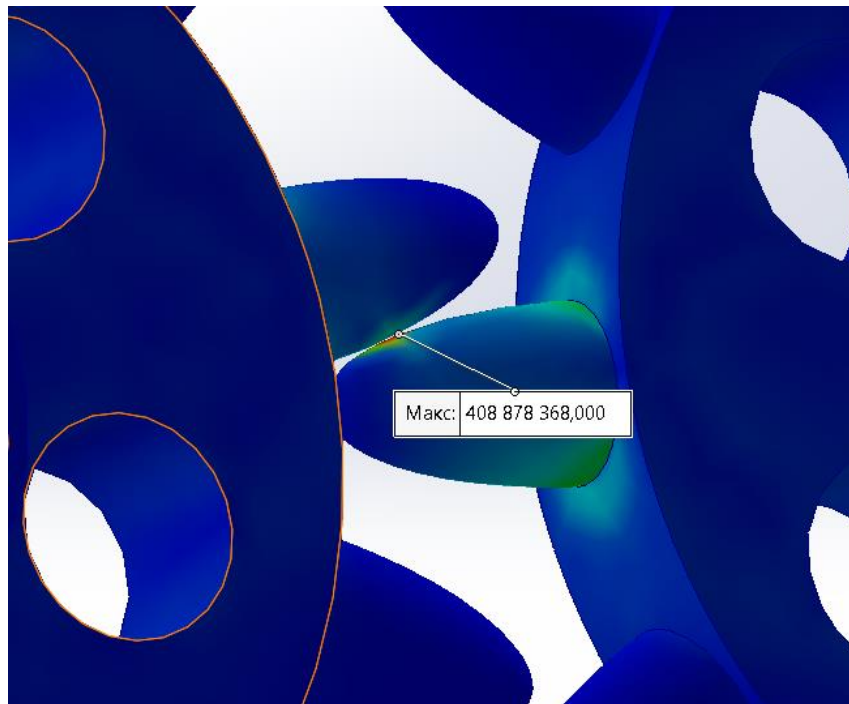
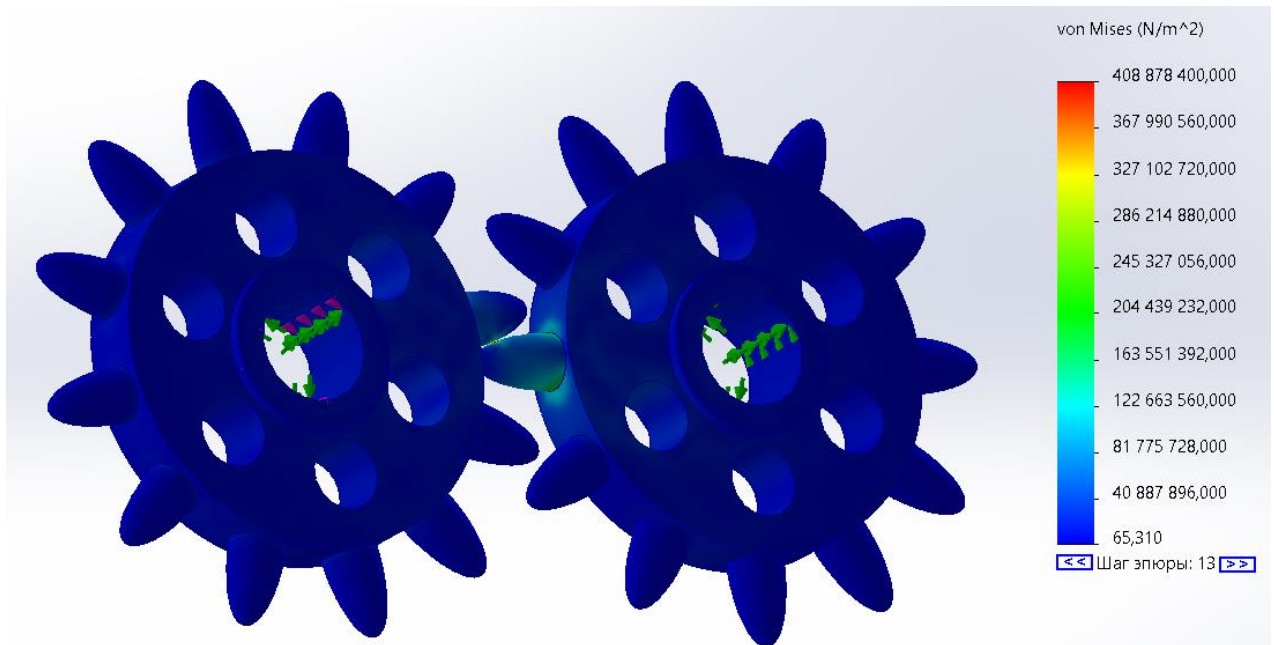


Рис. 2.10. Аналіз навантажень під дією крутного моменту 3-ї моделі

На рисунку 2.10 можна зупинитися детальніше. Як можемо бачити навантаження у точці дотику більше за 400 МПа подібне навантаження є завеликим для нашого дослідження, оскільки коефіцієнт запасу міцності в такому випадку буде дорівнювати приблизно 1,175, що дуже мало і є близьким до граничного рівня [8], для

зуба шестерні яка повинна працювати під дією подібних навантажень значний період часу. Якщо порівняти попередні розміри елементів шестерні, побачимо, що діаметр колеса було зменшено на 20 мм а загальна довжина зуба зменшилася на 10 мм як і діаметр шляпки зуба. Подібна непропорційність призвела до пропорційного видовження зуба при фактичному зменшенні його поперечного перерізу. Спробуємо зменшити довжину зуба і діаметр його шляпки спираючись на відношення параметрів один до одного на прикладі першої моделі.

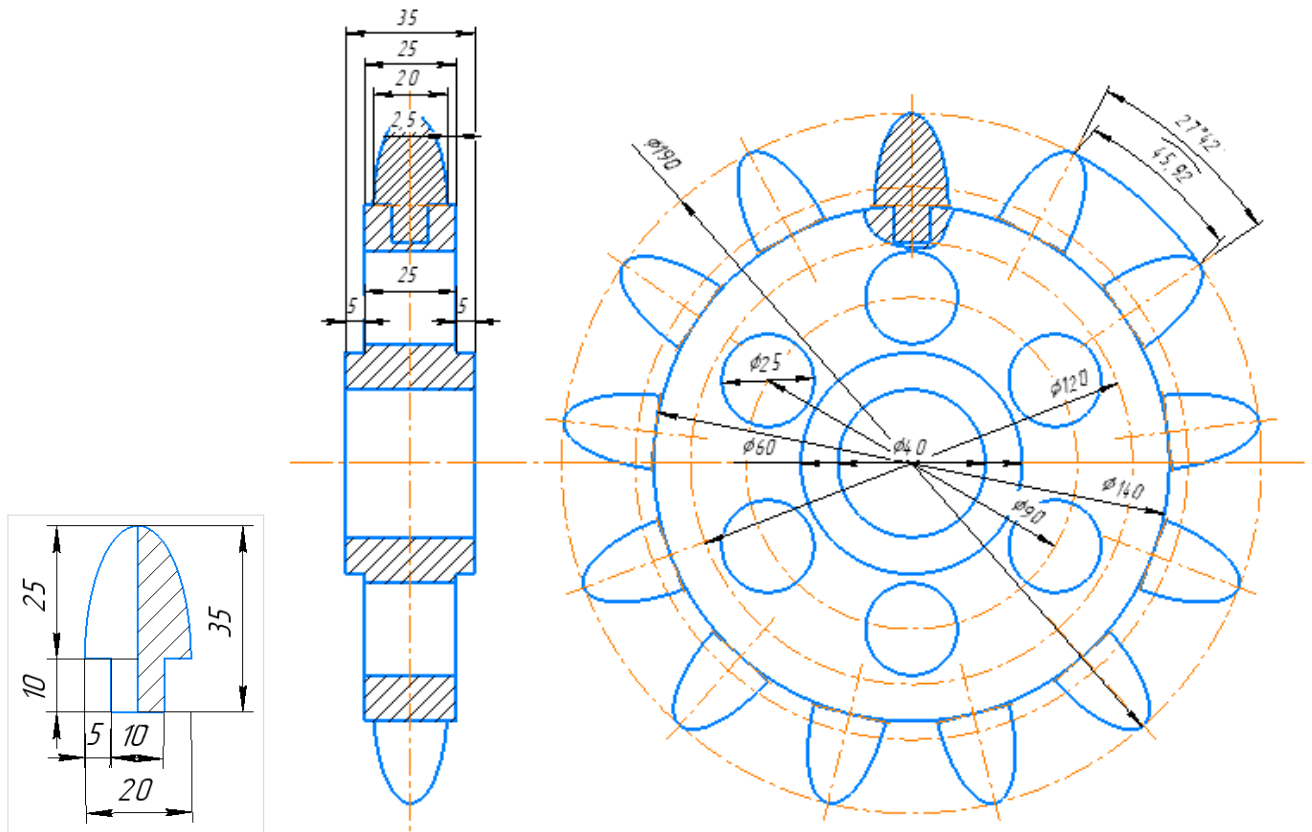


Рис. 2.11. Ескіз та основні розміри об'єкта 4-го оптимізаційного наближення

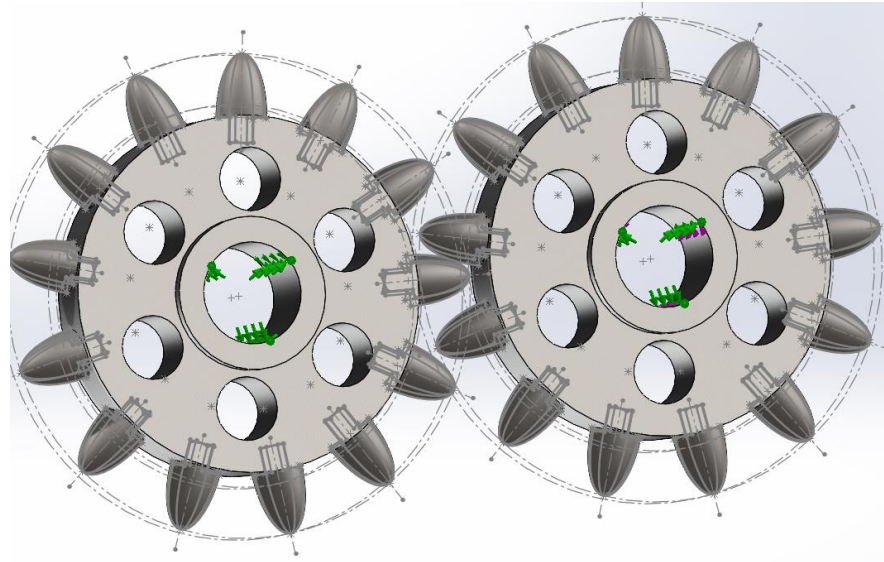


Рис. 2.12. Вигляд 4-ої моделі в середі Solidworks

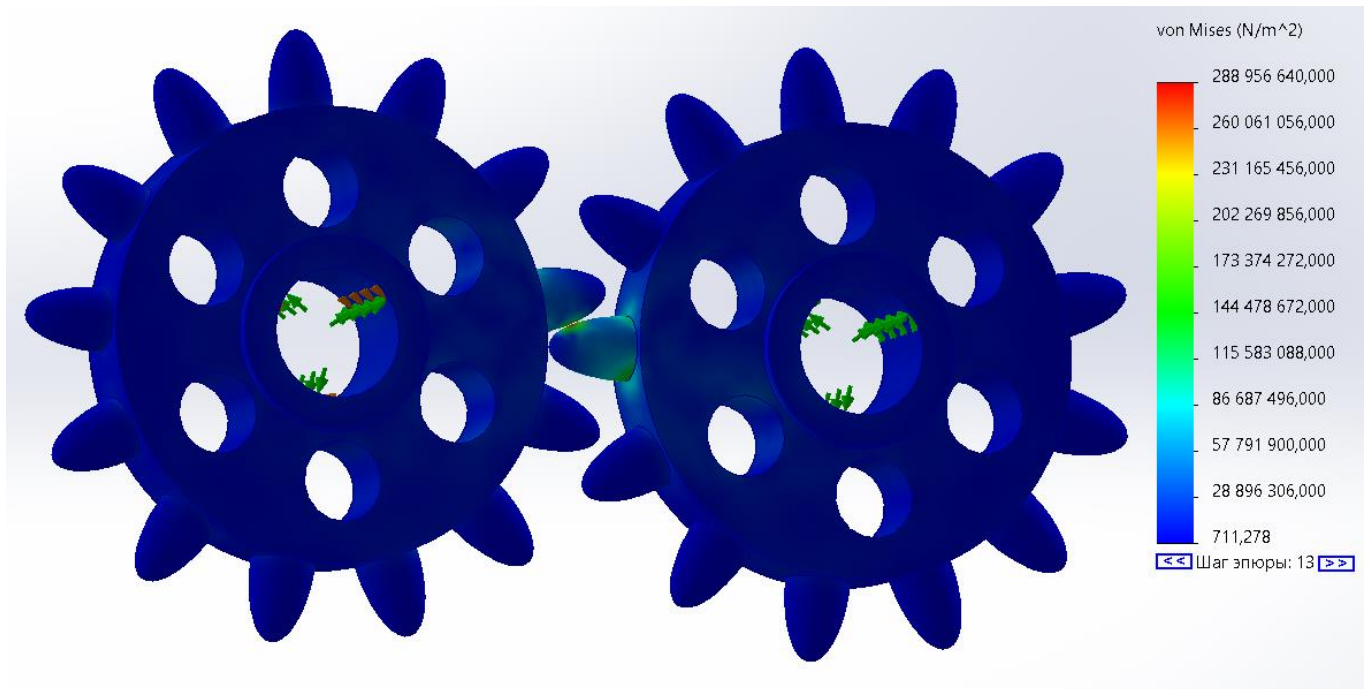


Рис. 2.13. Початок

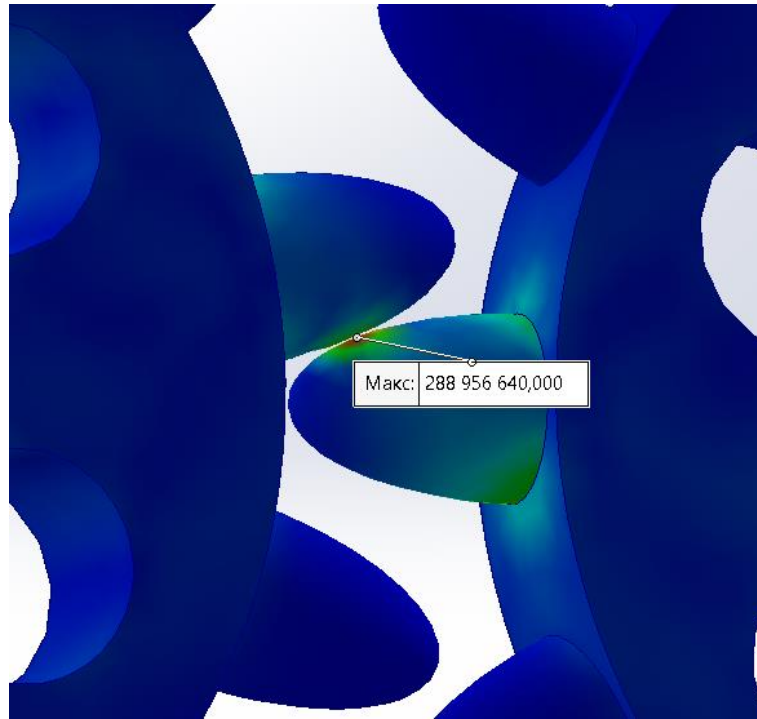


Рис. 2.13. Закінчення. Аналіз навантажень під дією крутного моменту 4-ої моделі

Як можемо бачити навантаження в точці контакту складають 289 МПа що на 111 МПа менша ніж в попередньому наближенні, також зуб сприймає навантаження в місцях контакту з колесом в межах 115 ... 173 МПа. Навантаження, які сприймало саме колесо, незначні, проте ціллю оптимізації в першу чергу були саме параметри зуба шестерні. Оскільки в даному випадку шестерня є деталлю, яка складається з колеса та зубів, то, відповідно, останні підлягають своєчасній заміні в ході техобслуговування або ремонту, на відміну від колеса, яке повинно як можна довше залишатися придатним до експлуатації. З огляду на вище зазначене пропонується зробити перерву в дослідженні і привести до заключної форми саме колесо шестерні. Для цього необхідно створити приблизну модель вала, на якому буде це колесо закріплене. Вал буде проектуватися в зв'язку з наступним рисунком 2.14.

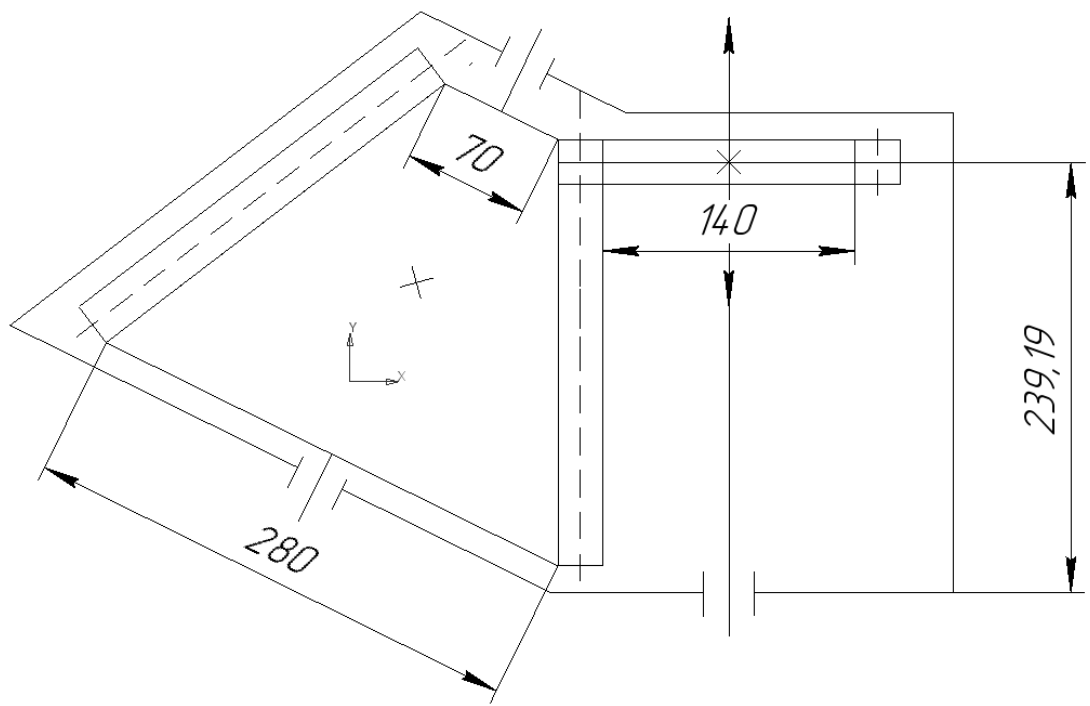


Рис. 2.14. Приблизна компоновка редуктора

Як було зазначено в першому розділі, основа зміни передаточного відношення механізму – переміщення ведучої шестерні по осі, паралельній площині дотичної до площини конусної поверхні веденої шестерні, з послідовним зменшенням чи збільшенням діаметра поперечного перерізу останньої. В такому випадку необхідно приблизно уявляти, якого розміру необхідні деталі та їх розташування. В нашому випадку було вирішено зробити редуктор, який спроможний виробляти перетворення крутного моменту в діапазоні від $1/2$ до $2/1$ вхідного. Тому в поставлених умовах можемо підсумувати, що нам необхідна зміна діаметра веденої шестерні від 280 мм (в 2 рази більше ведучої) до 70 мм (в два рази менше ведучої шестерні).

З наведеного вище можемо зробити **висновок**, що від крайньої точки прикладання сили до стінки редуктора відстань дорівнює приблизно 239,19 мм. Округлимо до 240 мм. Це не точні розміри, проте найбільш наближені до кінцевих розмірів, які можемо запропонувати на даний час.

Вал буде проектуватися в Solidworks з аналогу сталі 40, який присутній в системі, а саме лита вуглецева сталь, розрахунок, ведеться за існуючими стандартами сталі 40. Таким чином допустимі контактні напруження приймаються $[\tau] = 20 \text{ МПа}$, [8],

$20 \text{ МПа} = 20 \text{ Н} \cdot \text{мм}^2$ Визначимо діаметр хвостовика вала:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 600 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 5,34 \cdot 10 = 53,4 \text{ мм} . \quad (2.1)$$

Під час розрахунку редукторних валів за цією формулою визначають діаметри вихідних кінців валів, приймаючи $[\tau] \leq 15 \dots 20 \text{ МПа}$ для валів з конструкційних вуглецевих сталей. Отримане значення округляють до найближчого з ряду діаметрів 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160. Уривок з підручника [8]

Відносно наведеної рекомендації з уривку з джерела [8] вибираємо найближчий варіант з тих, що перевищують за діаметром отриманий результат.

$$d_1 = 55 \text{ мм} .$$

Далі за пропозиціями проектування валу з джерела [10]:

$$d_1 = d + 2c_1 + (3 \dots 5) \text{ мм} \quad (2.2)$$

Таблиця 2.1

Розміри, мм, галтельних переходів а нерухомих з'єднаннях. Уривок з джерела [10]

d	від	12	20	30	50	80	130	190
	до	19	28	48	75	125	180	320
	r_1	1,0	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0
	c_1	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0

За даними, зазначеними в таблиці отримуємо:

$$d_2 = 55 + 2 \cdot c_1 + 5 = 55 + 2 \cdot 2,5 + 5 = 65 \text{ мм} ; \quad (2.3)$$

$$d_3 = 65 + 2 \cdot 2,5 + 5 = 75 \text{ мм} . \quad (2.4)$$

За [10, табл. 21] вибираємо шпонкове з'єднання згідно стандартів, (рис. 2.17).

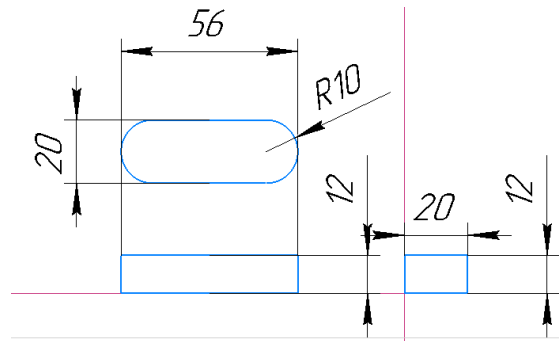


Рис. 2.15. Шпонка призматична

Буртик та кінцеву частину вала поки що виберемо приблизно та подивимося, як вони сприймають навантаження.

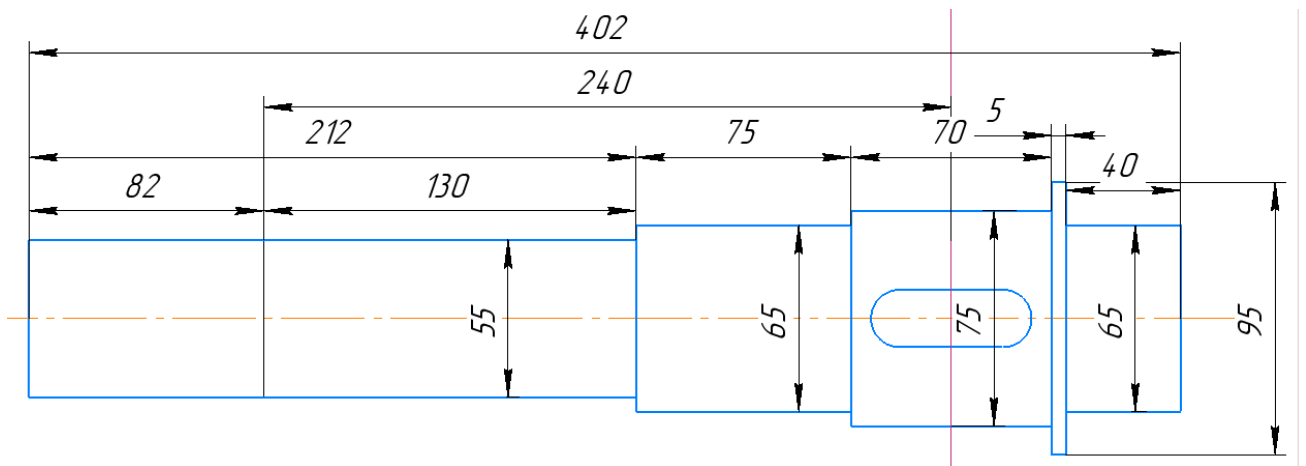


Рис. 2.16. Ескіз вала ведучої передачі

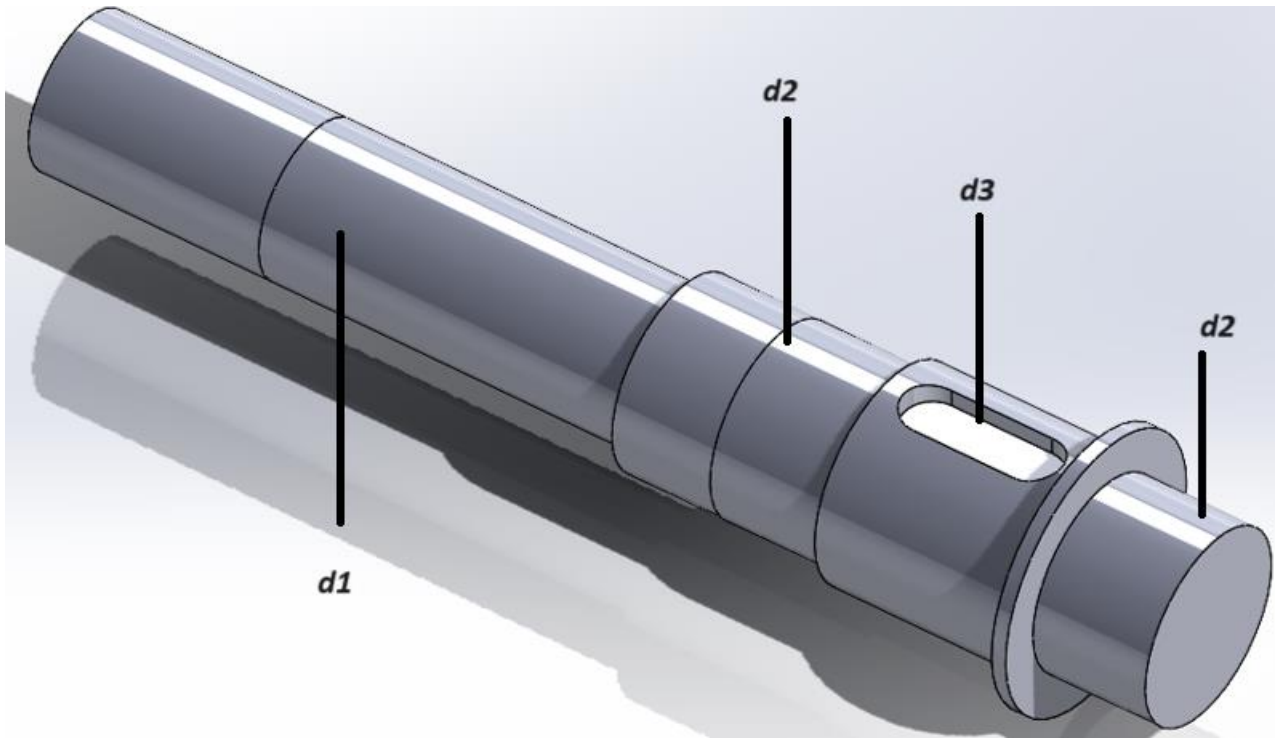


Рис. 2.17. Вал ведучої передачі в середовищі Solidworks

Хвостовик вала було подовжено відносно стандартного розміру в 82 мм [10] для спрощення встановлення підшипників на поверхню d_2 . Способи закріплення хвостовика вала з двигуном поки не розглядаються, тому шпонкові або шліцові і т. ін. параметри не відображені.

Згідно з отриманими розмірами вала створюємо остаточний ескіз ведучої шестерні.

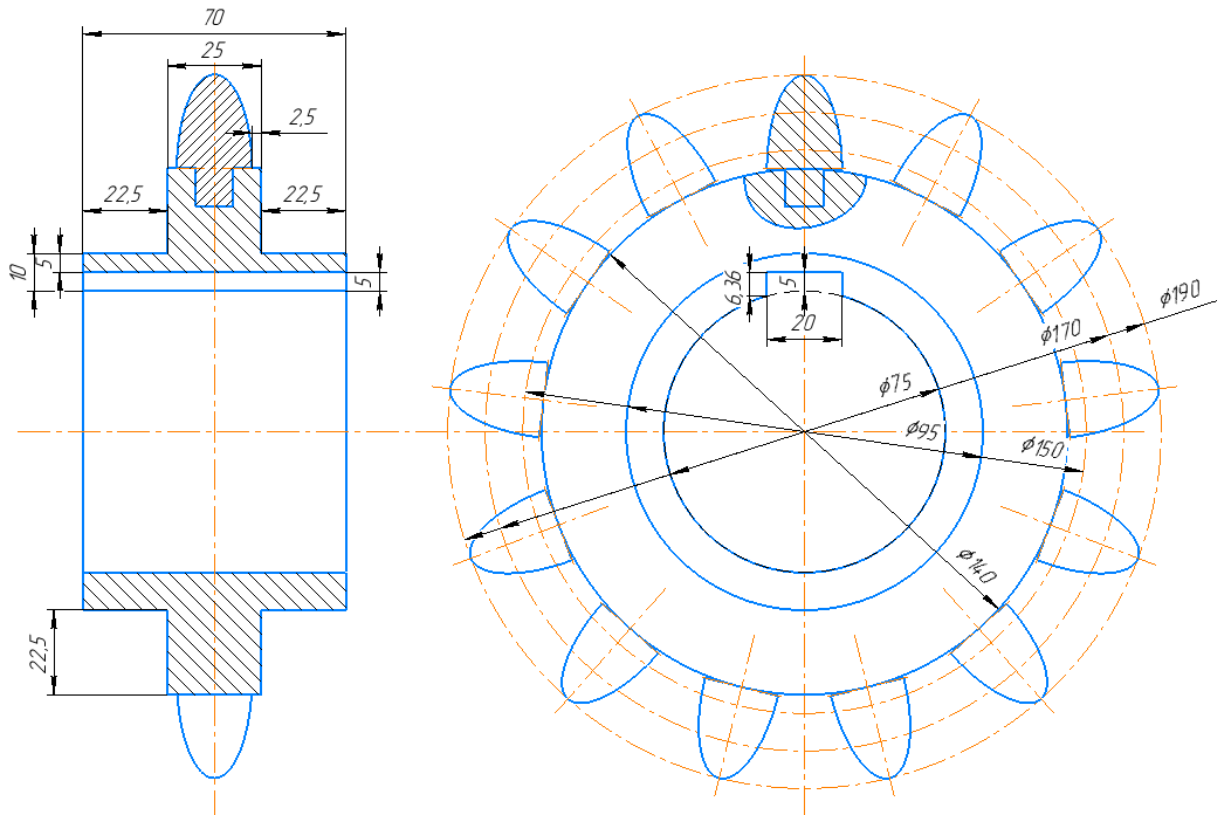


Рис. 2.18. Остаточний ескіз ведучої шестерні

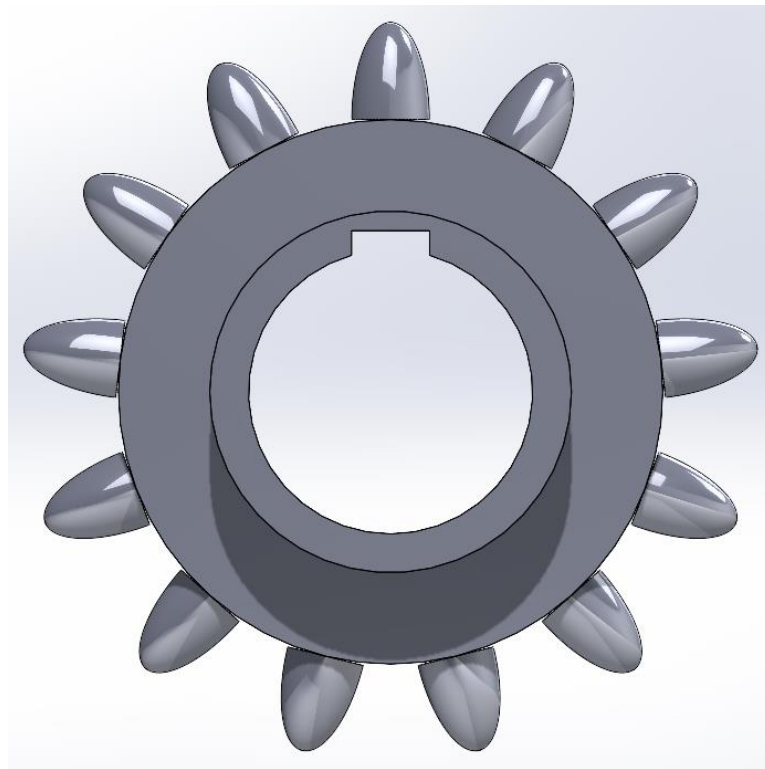


Рис. 2.19. Модель шестерні в середовищі Solidworks

Процес створення дослідної моделі схожий на свої попередні версії, проте має деякі важливі відмінності. Ведуча шестерня встановлюється на вал та фіксується в осьовому напрямку контактом з бортиком, в напрямку радіального зміщення концентричністю з віссю обертання вала, а в напрямку руху по колу призматичною шпонкою. Вал фіксується на спеціально виділених проміжках, на яких по ідеї мають розташовуватися підшипники. Забороняється переміщення в просторі, тільки обертання навколо своєї осі залишається вільним, частина хвостовика яка має відповідати за взаємодію з двигуном відокремлена від іншої його частини і до неї прикладений крутний момент, ведена шестерня зазнає таких самих обмежень і таким самим способом, як і в попередніх дослідженнях.

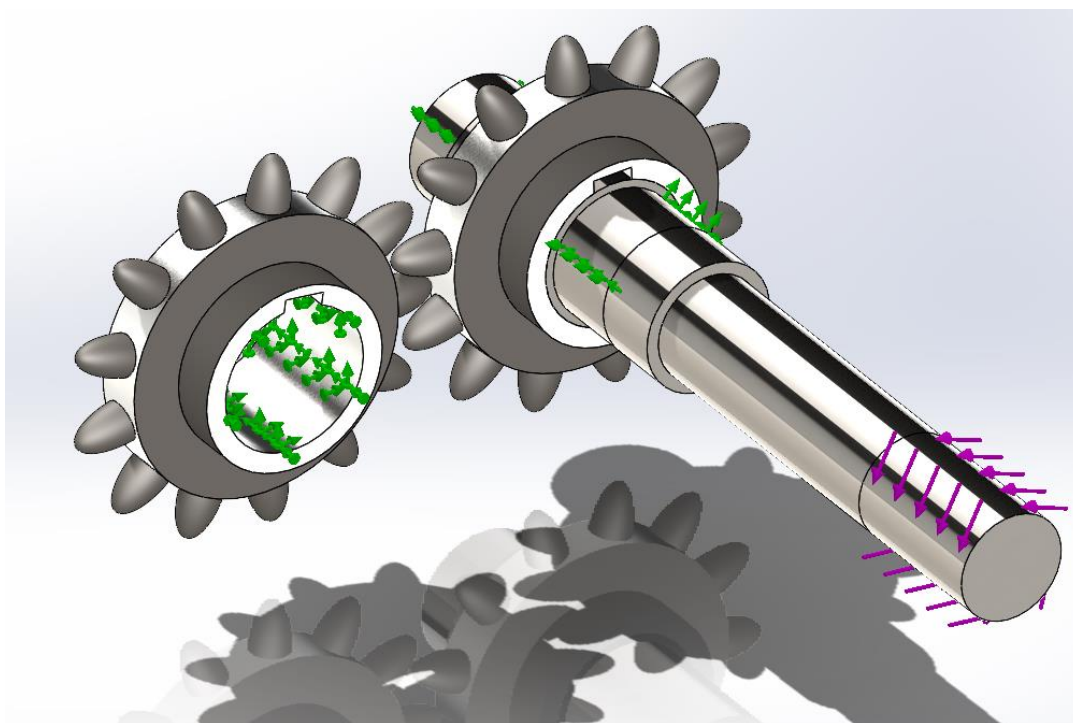


Рис. 2.20. Моделювання процесу взаємодії

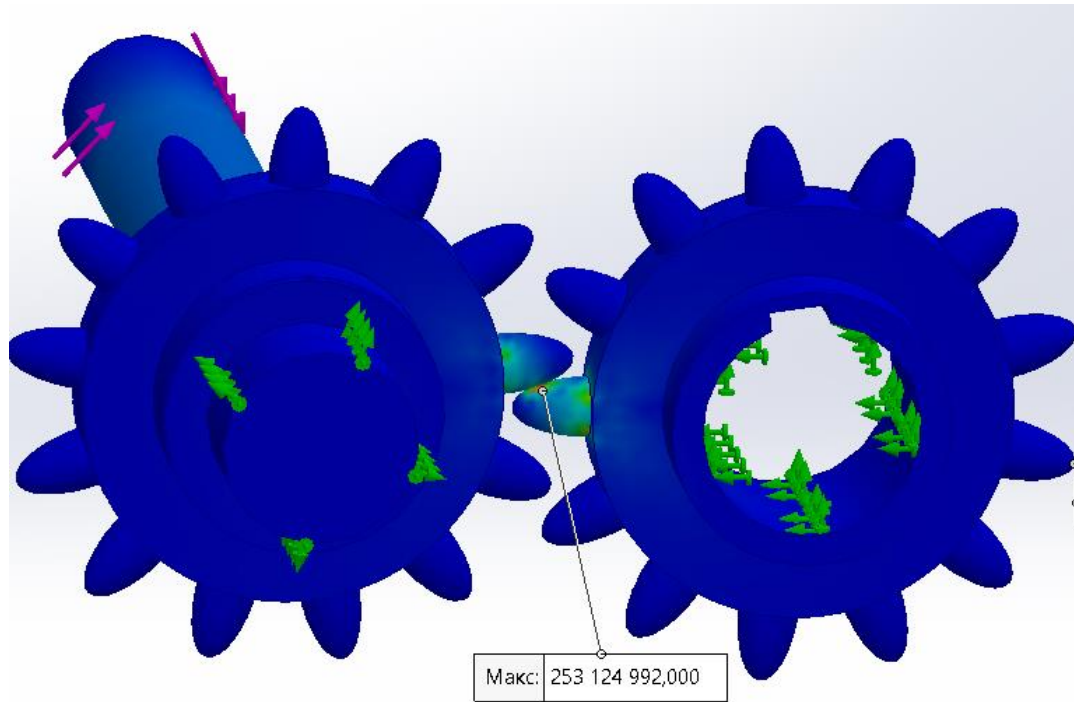


Рис. 2.21. Аналіз навантажень під дією крутного моменту

Подібна постановка задачі надає більше даних і результатів під час дослідження, оскільки може показати нам, яким чином будуть взаємодіяти об'єкти один з одним і взагалі є більш наближеною до реальних умов роботи ніж моделі попередніх досліджень.

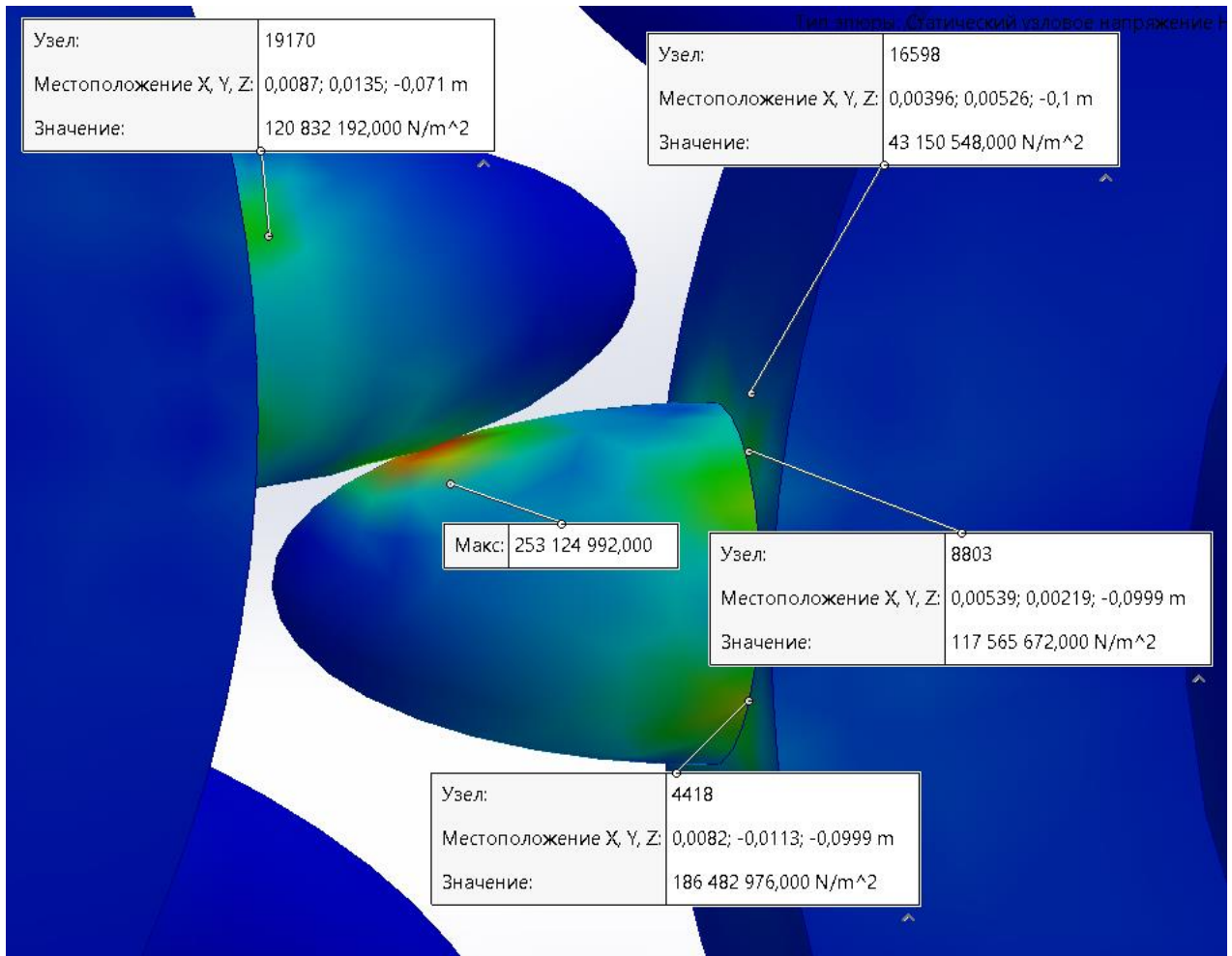


Рис. 2.22. Напруження які виникають в області контакту зубів

З рисунка 2.22 спостерігаємо напруження, які не перевищують 253,1 МПа. Це задовольняючий результат. Однак зі схеми роботи редуктора впливає необхідність зубів контактувати не лише прямо протиставляючи профіль один одному, ай під різними кутами. Осьова сила зачеплення найбільша під кутом 45° , бо $\text{tg}45^{\circ}=1$. Тому необхідно перевірити і такий спосіб спряження.

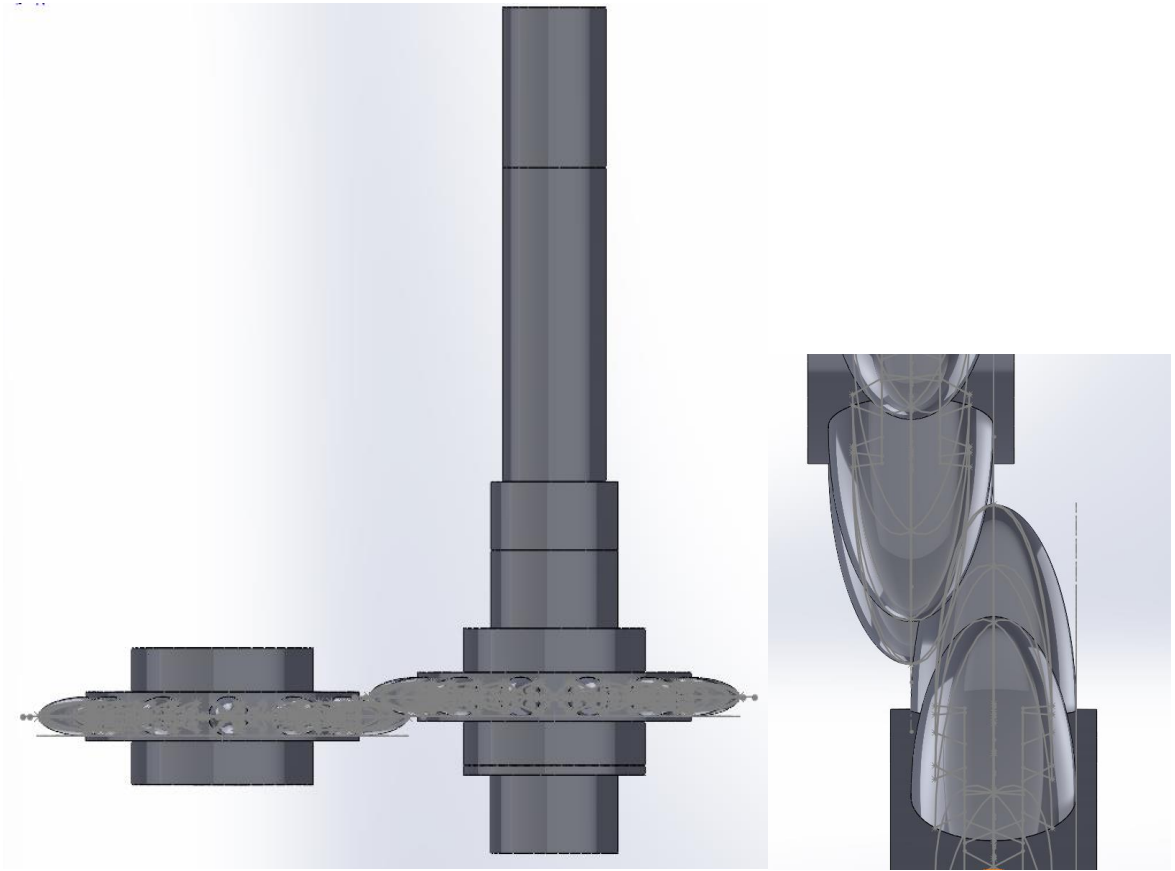


Рис. 2.23. Моделювання процесу взаємодії зубів під кутом 45°

Принцип побудови дослідження в плані прикладених зусиль та кріплень той самий, лише з урахуванням зміщення веденої шестерні на 10 мм вздовж вісі обертання відносно початкового положення.

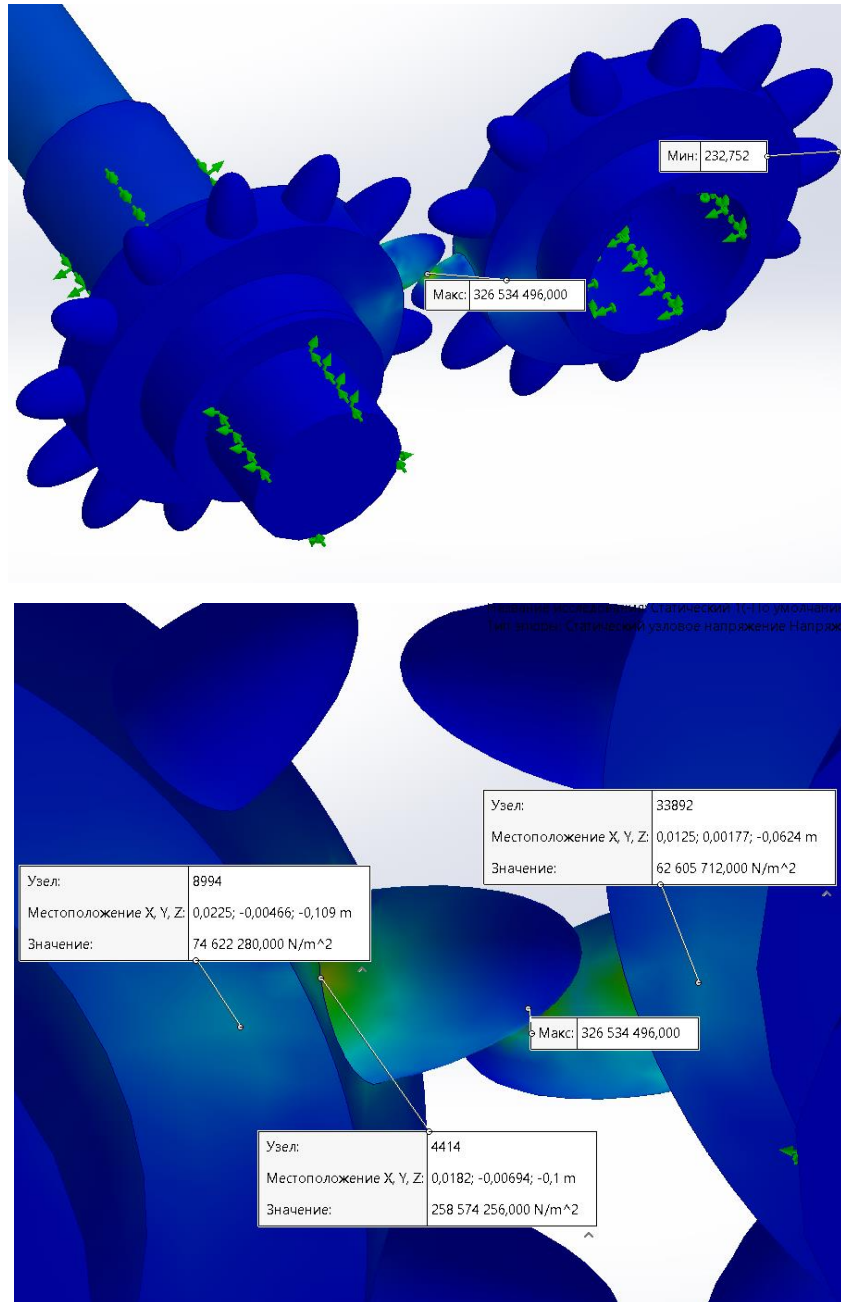


Рис. 2.24. Аналіз навантажень під дією крутного моменту

Максимальне навантаження 326,5 МПа в точці контакту зубів, коефіцієнт запасу міцності для матеріалу зуба складає 1,43.

2.2. Висновки за розділом

Протягом даного розділу ми намагалися наблизитись до найбільш оптимальної конструкції ведучого колеса, яка спирається на запропоноване технічне рішення в першому розділі. На цей час ми можемо сказати, що в цьому напрямку ми досягли успіху. Ми починали з моделі досить масивного ведучого колеса і змогли зменшити його вихідні параметри майже вдвічі. За рис 2.14 можемо спостерігати, що приблизні габарити редуктора становлять 400 x 300 мм. Найбільші сторони не перевищують пів метра. Для порівняння коробка передач КМАЗА приблизно дорівнює метр в довжину і чотириста міліметрів в ширину (якщо бути точнішим в діаметрі, оскільки КП КМАЗу, має поперечний переріз біль схожий на коло) при крутному моменті двигуна 637 Нм. Проте про фінальні розміри поки що говорити зарано. Все може сильно змінитись в ході розробки інших частин механізму і створенні компоувальної схеми.

Оцінки напружень в перерізах, вважаємо достовірними, оскільки при моделюванні процесу співпраці частин механізму, віддавалася достатня увага наближення умов протікання процесів до реалістичних. Також подібний опис того, як саме створювалися моделі іспитів, дасть можливість читачу зрозуміти, як саме ця система працює в середі Solsdworks і зробити правки та перевірити результати, якщо знайде в побудові якісь помилки або неточності.

Останнє наближення в процесі оптимізації вказує на сприйняття основних навантажень в точці контакту зубів, найбільших в випадку контакту під кутом. При заданих навантаженнях запас міцності складає 1,43, що при мінімальному запасу міцності зуба рівним 1,1 [22], є достатнім і ми можемо продовжувати роботу з такою конструкцією. Також слід обмовитись, що буртик валу було подовжено до 10 мм для відповідності стандартам конструювання валів.

3 КОНСТРУЮВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ ПЕРЕДАЧІ

3.1. Створення ескізів та моделей основних елементів передачі, розрахунок валів на міцність.

Для початку створимо ескіз веденого колеса відповідно до приблизної компоувальної схеми редуктора, див. рис. 2.14 ?

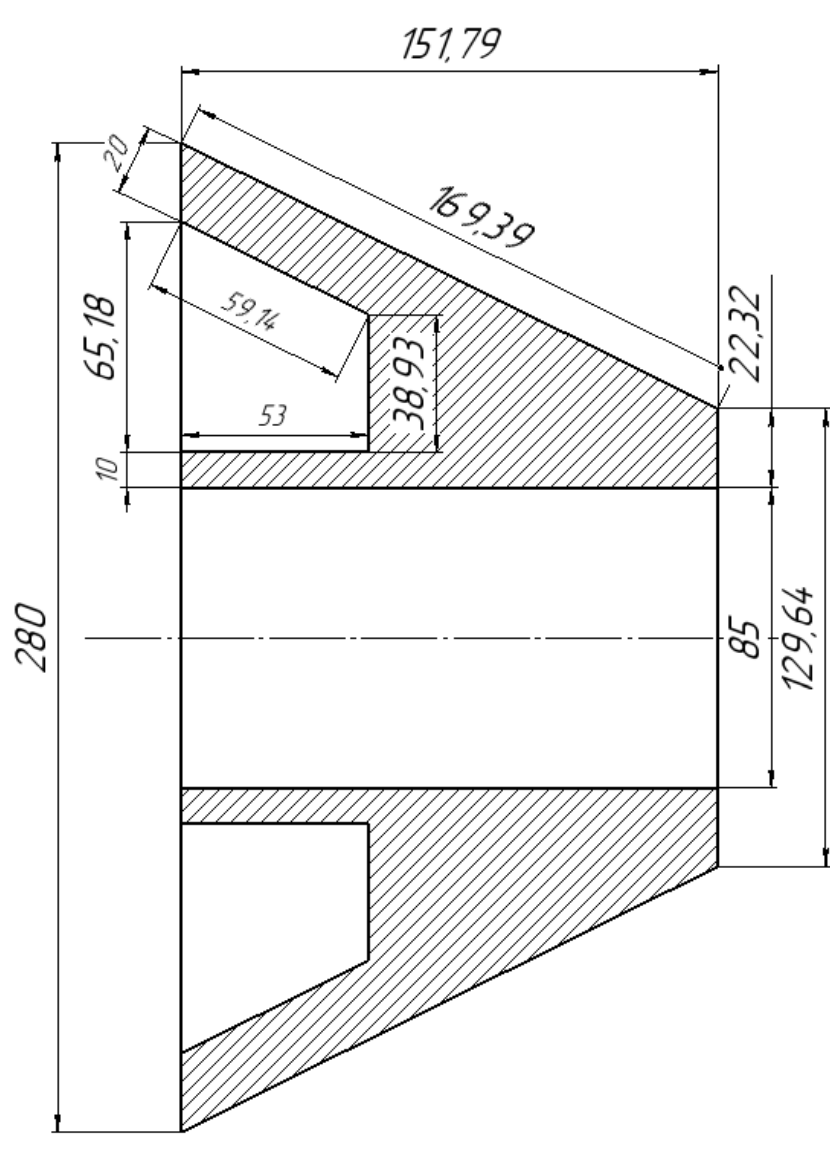


Рис. 3.1. Ескіз веденого колеса

Як можемо бачити ведене колесо має два основні діаметри. Кінцевий діаметр планувався в два рази меншим за діаметр ведучого колеса, для відповідності запланованій зміні передаточного відношення. Проте в ході роботи зіткнулися з необхідністю збільшити діаметр меншого контактного відрізка через відсутність достатнього простору для встановлення всіх конструктивних елементів. Вал який встановлювався б мав малу площину поперечного перерізу, по відношенню до максимального крутного моменту редуктора, що призвело б до невиправданого ризику пошкодження деталі під час експлуатації. Тому було вирішено зменшити ширину веденого колеса вздовж осьової лінії для досягнення необхідних параметрів для нормального встановлення валу. Тепер зміна передаточного відношення знаходиться в межах від 2 до $129,4/140=0,9$. Переробка конструктивної схеми під нові параметри займе багато часу і не зовсім відповідає поставленій задачі, тому пропонується продовжити дослідження з новими параметрами.

Через неможливість встановити ведуче колесо, в силу конструктивних особливостей, на цільний вал, було обрано спосіб шліцевого спряження елементів веденої передачі.

Параметри шліцевого спряження, зображеного на рисунку. 3.4 вибираємо з [8, табл. 11.10]. З огляду на дані, які були зібрані в ході роботи, вибираємо $D=85$, $m=3$, $z=27$.

Таблиця 3.1

Параметри шліцевого евольвентного зачеплення уривок з підручника [8]

D	Модуль, m				
	0,8	1,25	2	3	5
	Число зубів, z				
10	11	-	-	-	-
12	13	-	-	-	-
15	17	-	-	-	-
17	20	12	-	-	-
20	23	14	-	-	-
25	30	18	-	-	-
30	36	22	16	-	-
35	-	26	18	-	-
40	-	30	21	-	-
45	-	34	24	-	-
50	-	38	26	17	-
55	-	-	28	18	-
65	-	-	31	20	-
70	-	-	34	22	-
75	-	-	36	24	-
80	-	-	38	25	-
85	-	-	-	27	15
90	-	-	-	28	16
95	-	-	-	30	18
100	-	-	-	32	18
110	-	-	-	35	20
120	-	-	-	38	22

За прикладом джерела [11] створили профіль трьох зубів шліцевого зачеплення. При подальшому проектуванні отримуємо результат вказаний на рисунку 3.4.

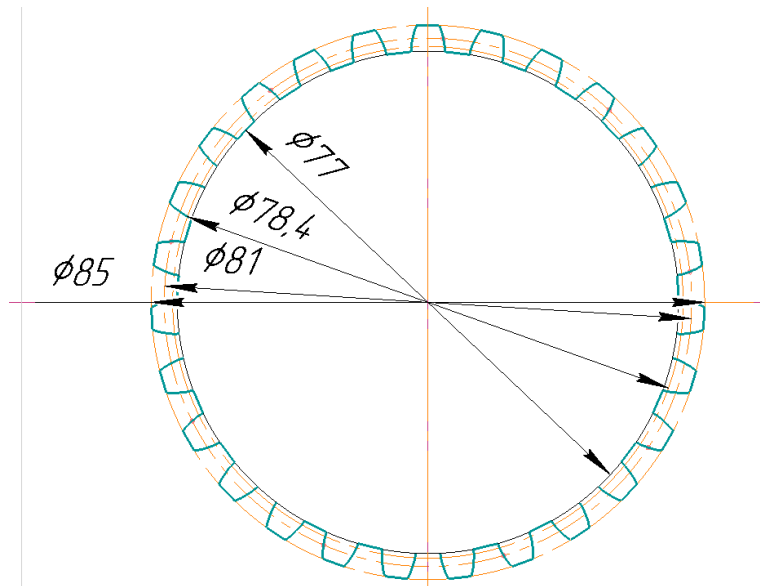


Рис. 3.3. Профіль шліцевої частини валу

За результатами, отриманими вище, створюємо модель шліцевого зачеплення в середовищі Solidworks.

За умовами моделювання вал жорстко зачеплений на фронтних ділянках, для звільнення від обмежень фіксованої геометрії шліців вала. На ведуче колесо прикладено максимальний момент, який був обраний попередньо, а саме при $T_1 = 600 \text{ Нм}$, $T_{2\text{макс}} = T_1 \cdot 2 = 1200 \text{ Нм}$.

Можемо бачити, що за результатами дослідження, вказаному на рисунку 3.5, існуючі навантаження приблизно в 10 разів менші від межі плинності, що вказує на відповідність параметрів вала необхідним умовам.

Перевірка валів на міцність

Для визначення моментів сил, що впливають на вали під час експлуатації механізму, необхідно визначити кут зачеплення зубів. Хоча по суті в процесі роботи

подібної передачі зуби будуть співпрацювати під різними кутами, для спрощення задачі виберемо варіант прямозубого зачеплення.

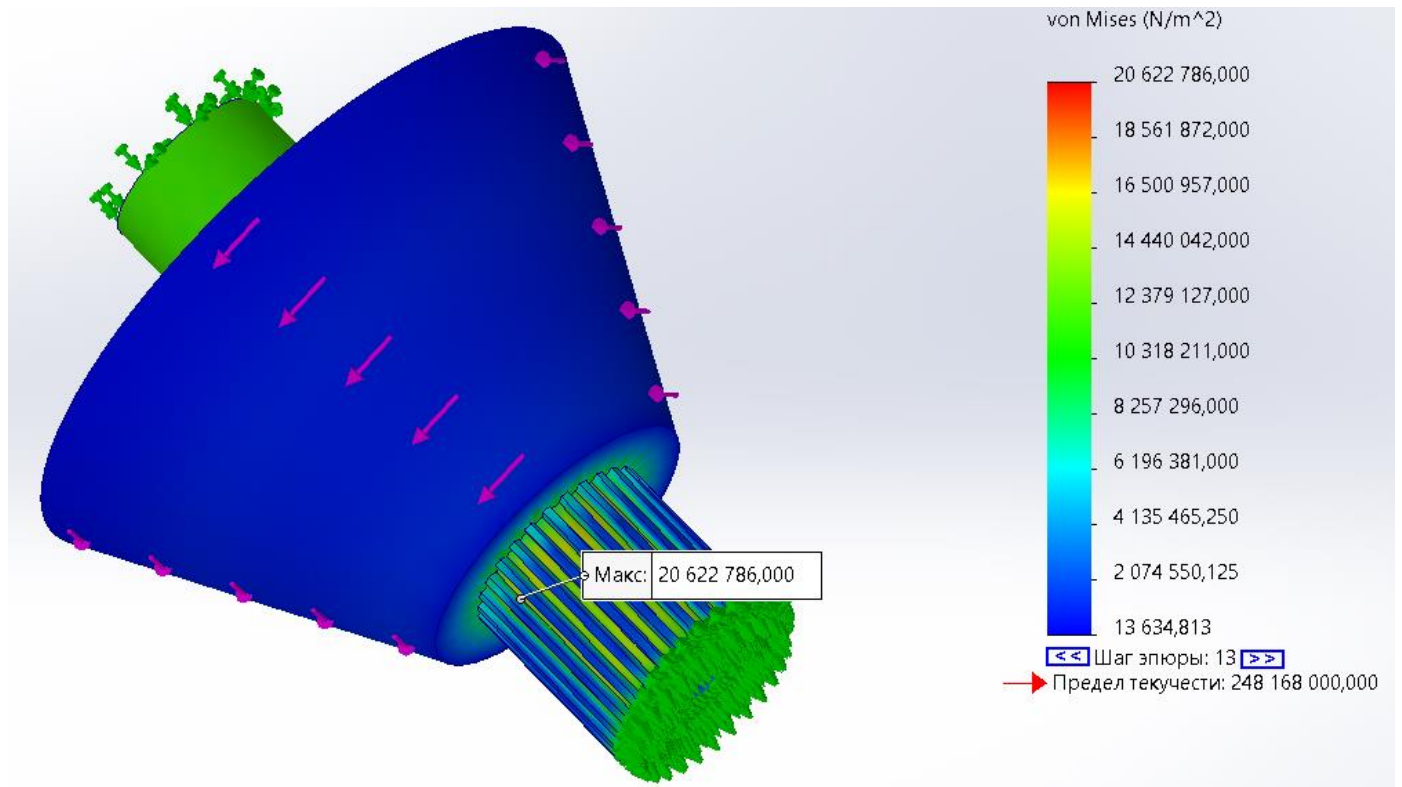


Рис 3.4 Дослідження навантажень в шліцевому з'єднанні в середі Solidworks

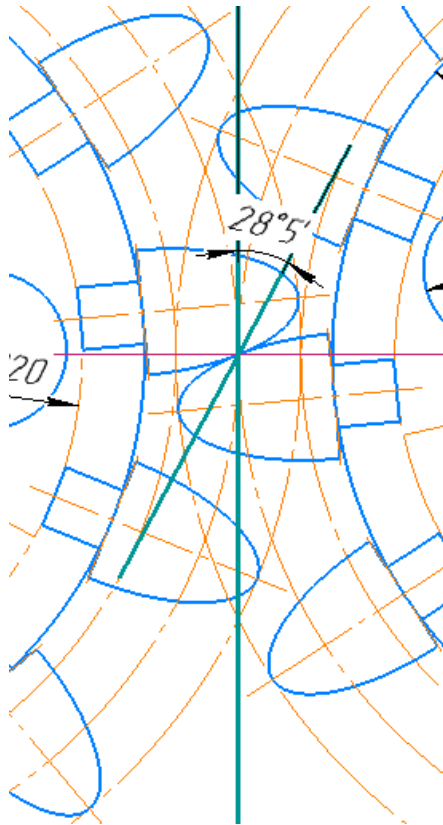


Рис. 3.5. Кут зачеплення

З рисунка 3.6 бачимо, що кут зачеплення $\alpha = 28,5^\circ$.

Колова сила зачеплення:

$$F_t = \frac{2T_{вед.}}{d_{о.вед.}} = \frac{2 \cdot 600 \cdot 10^3}{170} \approx 7000 \text{ Н}, \quad (3.5)$$

де $T_{вед.}$ - момент на ведучому колесі, $d_{о.вед.}$ - подільний діаметр ведучого колеса.

В нашому випадку нас цікавить в першу чергу режим роботи при максимальному напруженні веденої частини редуктора, що означає роботи про максимальному передаточному відношенні – 2. Тому для розрахунку окружної сили зачеплення було обрано ведуче колесо. При збільшенні моменту в два рази колова сила збільшиться проте і діаметр подільного кола також збільшиться в два рази. Але необхідно зазначити, що через конусну структуру веденого колеса його фактичний подільний діаметр буде меншим від розрахункового, тому для визначення F_t краще

підходить саме ведуче колесо, а незначне перевищення значення 7000 Нм в межах 50 Нм округлимо в меншу сторону для спрощення розрахунків.

Оскільки кут нахилу зуба для даної конструктивної схеми не може бути застосованим, а зуби можуть контактувати під різними кутами, було б логічно припустити, що зуби можуть в проекції на площину перекривати один одного на 50%. Це призведе до їх контакту під кутом в 45^0 і, як наслідок, будуть виникати найбільші осьові сили. Тому за подібною постановою задачі продовжуємо.

$$\text{Осьова сила: } Fa = Ft \cdot \operatorname{tg} \beta = 7000 \cdot \operatorname{tg} 45 = 7000 \text{ Н} . \quad (3.6)$$

$$\text{Радіальна сила: } Fr = Ft \cdot \operatorname{tg} \alpha = 7000 \cdot \operatorname{tg} 28,5 = 1602,2 \text{ Н} . \quad (3.7)$$

Для вихідних кінців валів отримаємо сили, що діють під впливом з'єднання муфтою з наступними ланками механізму, з джерела [15].

Сила зачеплення муфти на ведучому

$$\text{валу: } F_{M1} = 100 \sqrt{T_{вед}} = 100 \sqrt{600} = 2450 \text{ Н} . \quad (3.8)$$

Сила зачеплення муфти на веденому валу:

$$F_{M2} = 100 \sqrt{T_{веден}} = 100 \sqrt{1200} = 3464 \text{ Н} . \quad (3.9)$$

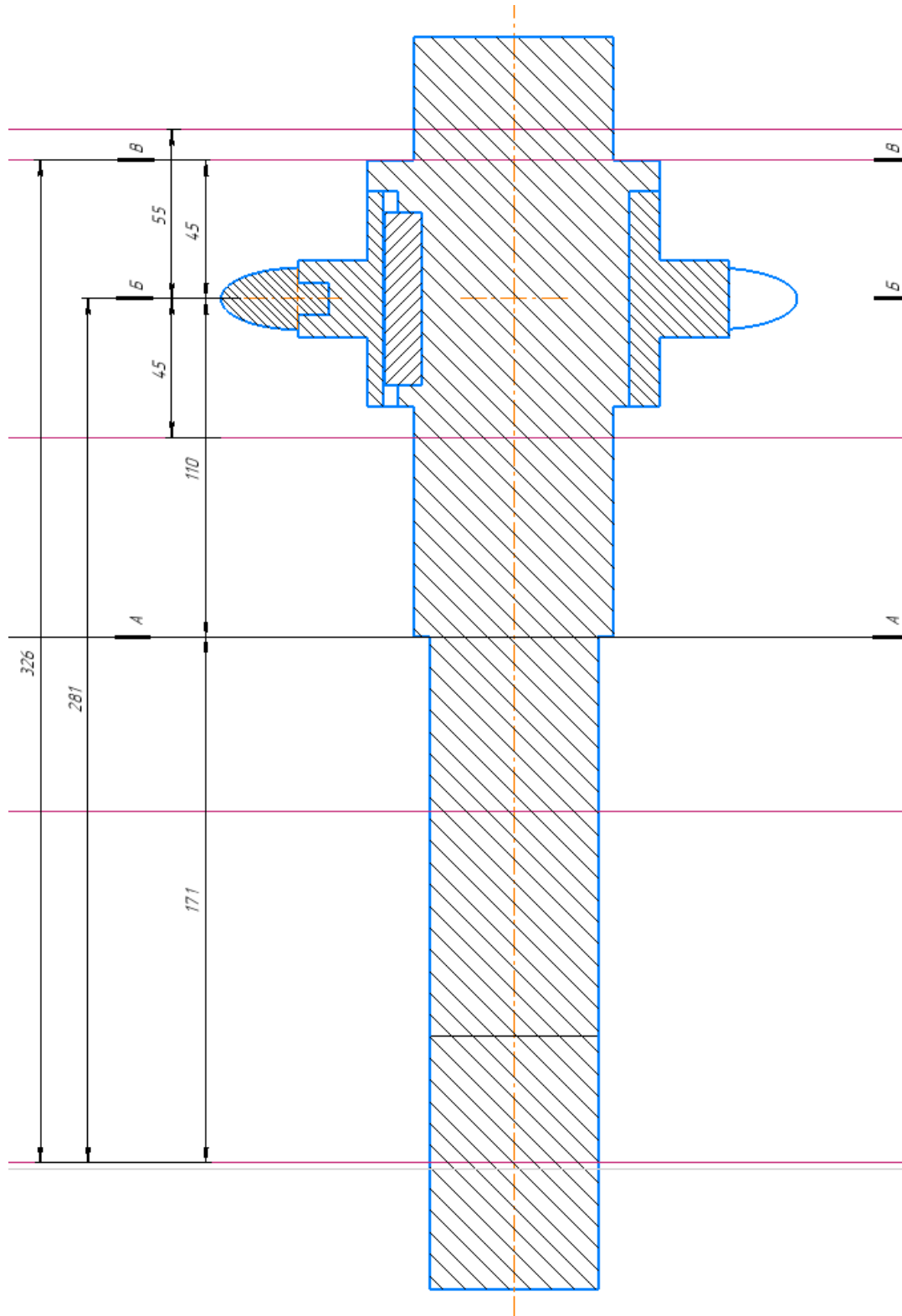


Рис. 3.6. Схема ведучого вала, на основі якої будеться епюра навантажень

Для визначення навантаження на підшипники встановлюємо опорні реакції валів, як балки на двох шарнірних опорах. Схеми епюр згинальних моментів (рис. 3.8 та рис. 3.9, рис. 3.10 та рис.3.11) отримуємо з рисунків 3.6 та 3.7 відповідно.

Визначаємо опорні реакції з умов статичної рівноваги балок: сума моментів від усіх зовнішніх та внутрішніх сил, що діють на балку, дорівнює нулю.

Ведучий вал

Для розрахункової схеми 1 (Рис. 3.8)

Складаємо рівняння рівноваги моментів для опори A1:

$$M(A) = R_{B1} \cdot 100 - Fr \cdot 45 + Fa \cdot 85; \quad (3.10)$$

Розраховуємо значення реакції опори B1:

$$R_{B1} = \frac{Fr \cdot 45 - Fa \cdot 85}{100} = \frac{1602,2 \cdot 45 - 7000 \cdot 85}{100} = -5229,9H; \quad (3.11)$$

Складаємо рівняння рівноваги моментів для опори B1

$$M(B) = -R_{A1} \cdot 100 + Fr \cdot 45 + Fa \cdot 85; \quad (3.12)$$

Розраховуємо значення реакції опори A1:

$$R_{A1} = \frac{Fr \cdot 55 + Fa \cdot 85}{100} = \frac{1602,2 \cdot 55 + 7000 \cdot 85}{100} = 6831,21H. \quad (3.13)$$

Перевірка за розрахунковою схемою 1

$$R_{A1} - R_{B1} - Fr = 6831 - 5229,9 - 1602,2 = -0,89. \quad (3.14)$$

Бачимо проблеми з десятковими частинами, що стверджує про деякі помилки в округлені чисел, проте вони не критичні отже робимо висновок, що опорні реакції визначено правильно.

Подальші визначення реакцій опор розраховується в тому ж порядку.

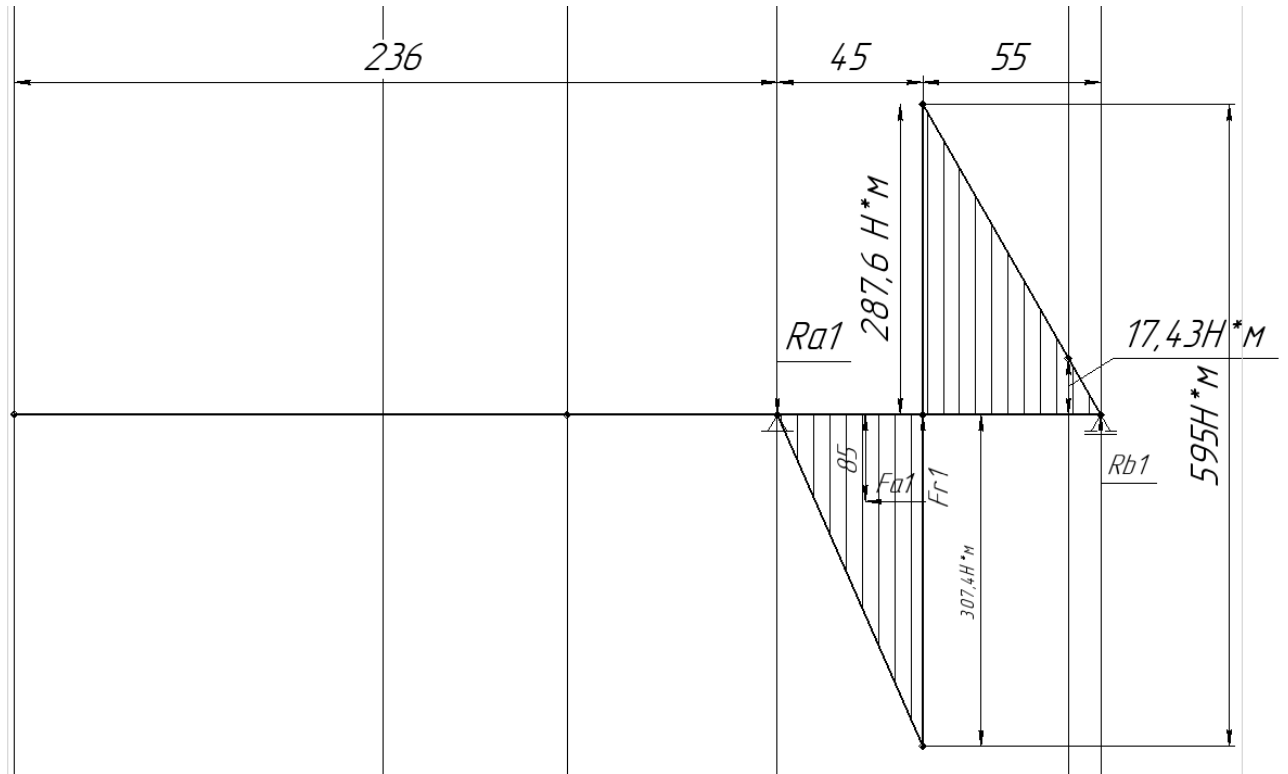


Рис. 3.8. Епюра навантажень ведучого вала у площині Х

Для розрахункової схеми 2 (Рис. 3.9):

$$M(A) = R_{B2} \cdot 100 - Ft \cdot 45 - F_{M1} \cdot 236; \quad (3.15)$$

$$R_{B2} = \frac{Ft \cdot 45 + F_{M1} \cdot 236}{100} = \frac{7000 \cdot 45 + 2450 \cdot 236}{100} = 8932 H; \quad (3.16)$$

$$M(B) = -R_{A2} \cdot 100 + Ft \cdot 55 - F_{M1} \cdot 85; \quad (3.17)$$

$$R_{A2} = \frac{Ft \cdot 55 - F_{M1} \cdot 85}{100} = \frac{7000 \cdot 55 - 2450 \cdot 336}{100} = -4382 H. \quad (3.18)$$

Перевірка за розрахунковою схемою 2:

$$R_{B2} + F_{M1} - R_{A2} - Ft = 2450 + 8932 - 4382 - 7000 = 0. \quad (3.19)$$

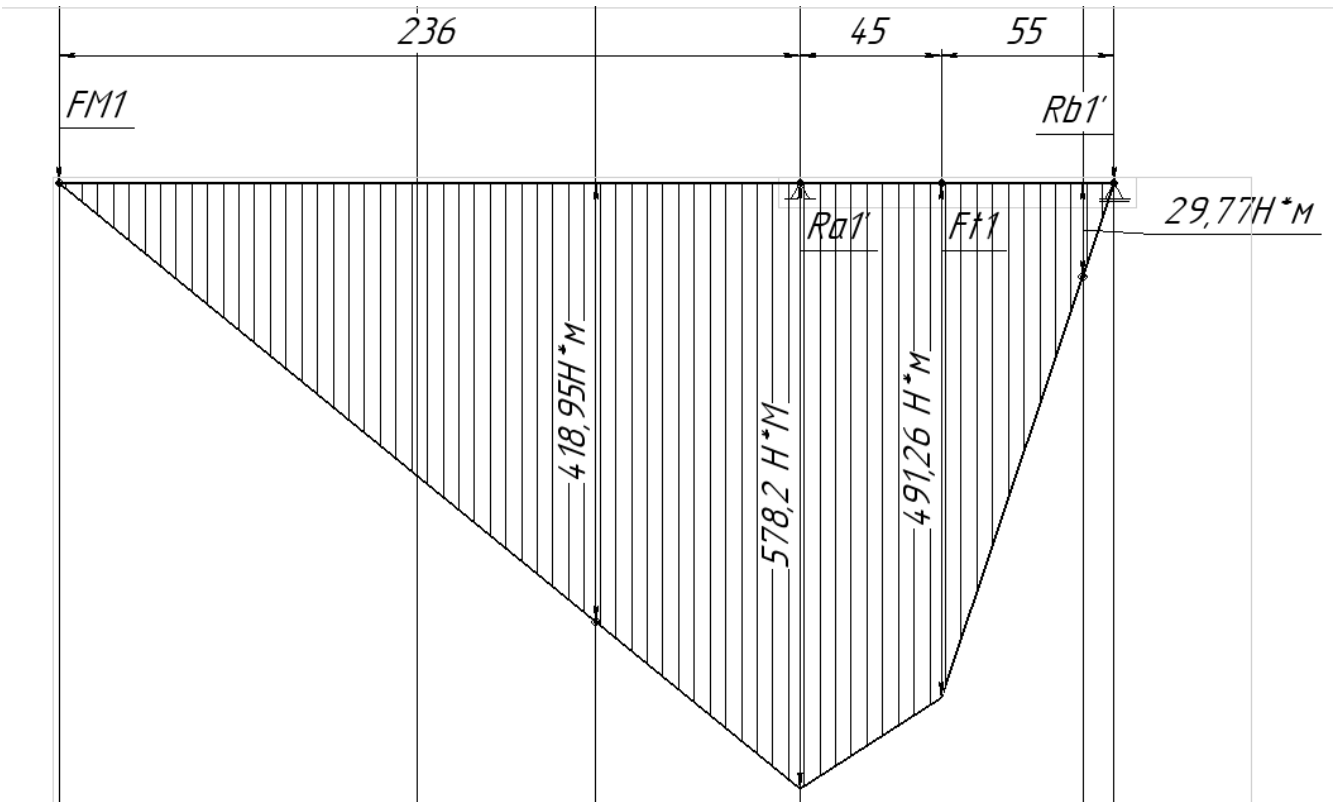


Рис. 3.9. Епюра навантажень ведучого вала у площині У

Для розрахункової схеми 3 (Рис. 3.10):

$$M(A) = -R_{B1}' \cdot 232,8 + Fr \cdot 33,44 + Fa \cdot 133; \quad (3.20)$$

$$R_{B1}' = \frac{Fr \cdot 33,44 + Fa \cdot 133}{232,8} = \frac{1602,2 \cdot 33,44 + 7000 \cdot 133}{232,8} = 4229,285 H; \quad (3.21)$$

$$M(B) = R_{A1}' \cdot 232,8 - Fr \cdot 199,35 + Fa \cdot 133; \quad (3.22)$$

$$R_{A1}' = \frac{Fr \cdot 199,35 - Fa \cdot 133}{232,8} = \frac{1602,2 \cdot 199,35 - 7000 \cdot 133}{232,8} = -2627,154 H. \quad (3.23)$$

Перевірка за розрахунковою схемою 3:

$$R_{B1}' - R_{A1}' - Fr = 4229,285 - 2627,154 - 1602,2 = 0,062. \quad (3.24)$$

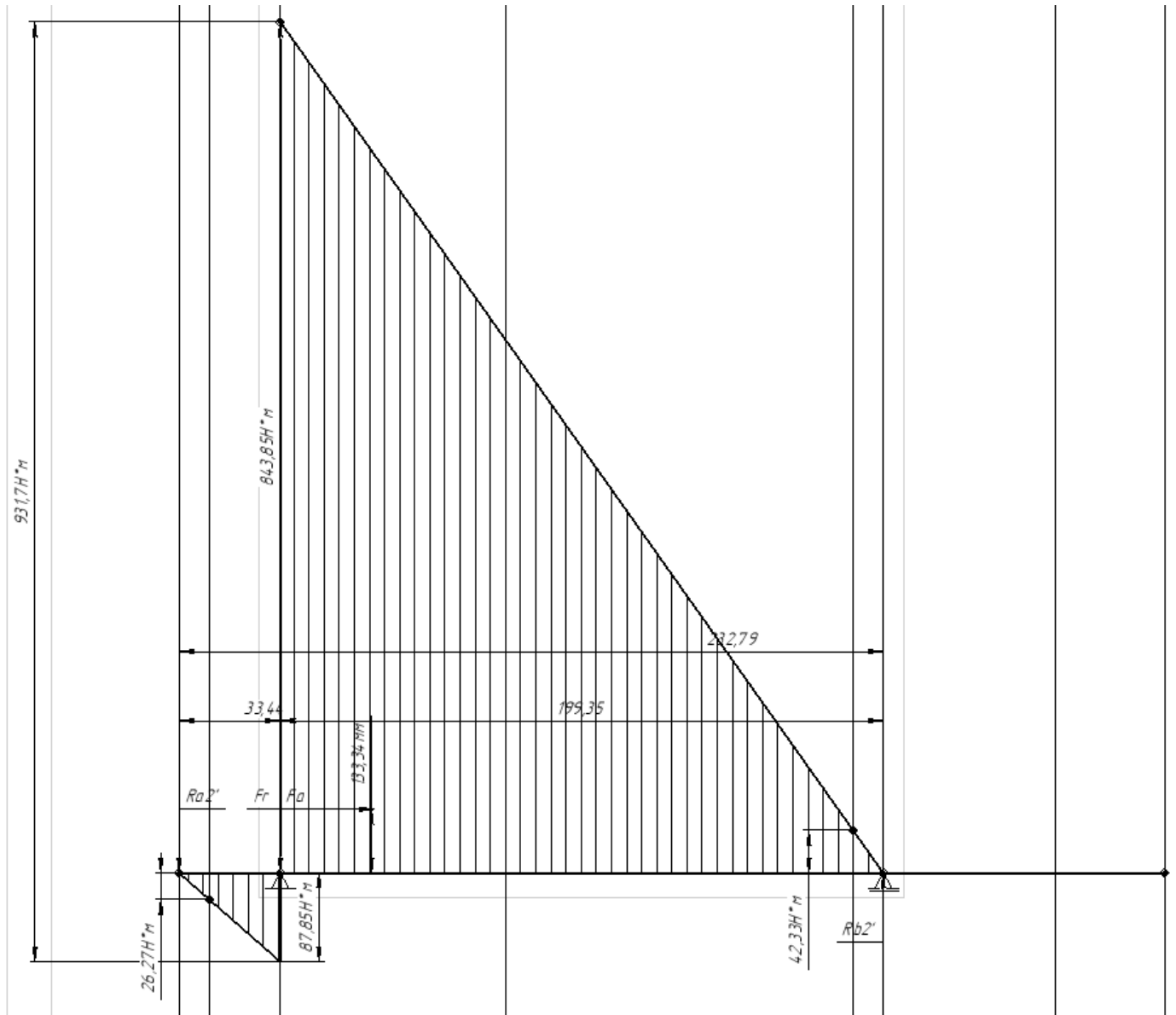


Рис. 3.10. Епюра навантажень веденого вала у площині Х

Для розрахункової схеми 4 (Рис. 3.1):

$$M(A) = R_{B2}' \cdot 232,8 - F_{M2} \cdot 325,79 - Ft \cdot 33,44 ; \quad (3.25)$$

$$R_{B2}' = \frac{F_{M2} \cdot 325,79 + Ft \cdot 33,44}{232,8} = \frac{3464,1 \cdot 325,79 + 7000 \cdot 33,44}{232,8} = 5853,555H ; \quad (3.26)$$

$$M(B) = -R_{A2}' \cdot 232,8 + Ft \cdot 199,35 - F_{M2} \cdot 93 ; \quad (3.27)$$

$$R_{A2}' = \frac{Ft \cdot 199,35 - F_{M2} \cdot 93}{232,8} = \frac{7000 \cdot 199,35 - 3464,1 \cdot 93}{232,8} = 4610,545H . \quad (3.28)$$

Перевірка за розрахунковою схемою 4;

$$R_{B2}' + R_{A2}' - Ft - F_{M2} = 5853,555 - 4610,545 - 7000 - 3464,1 = 0. \quad (3.29)$$

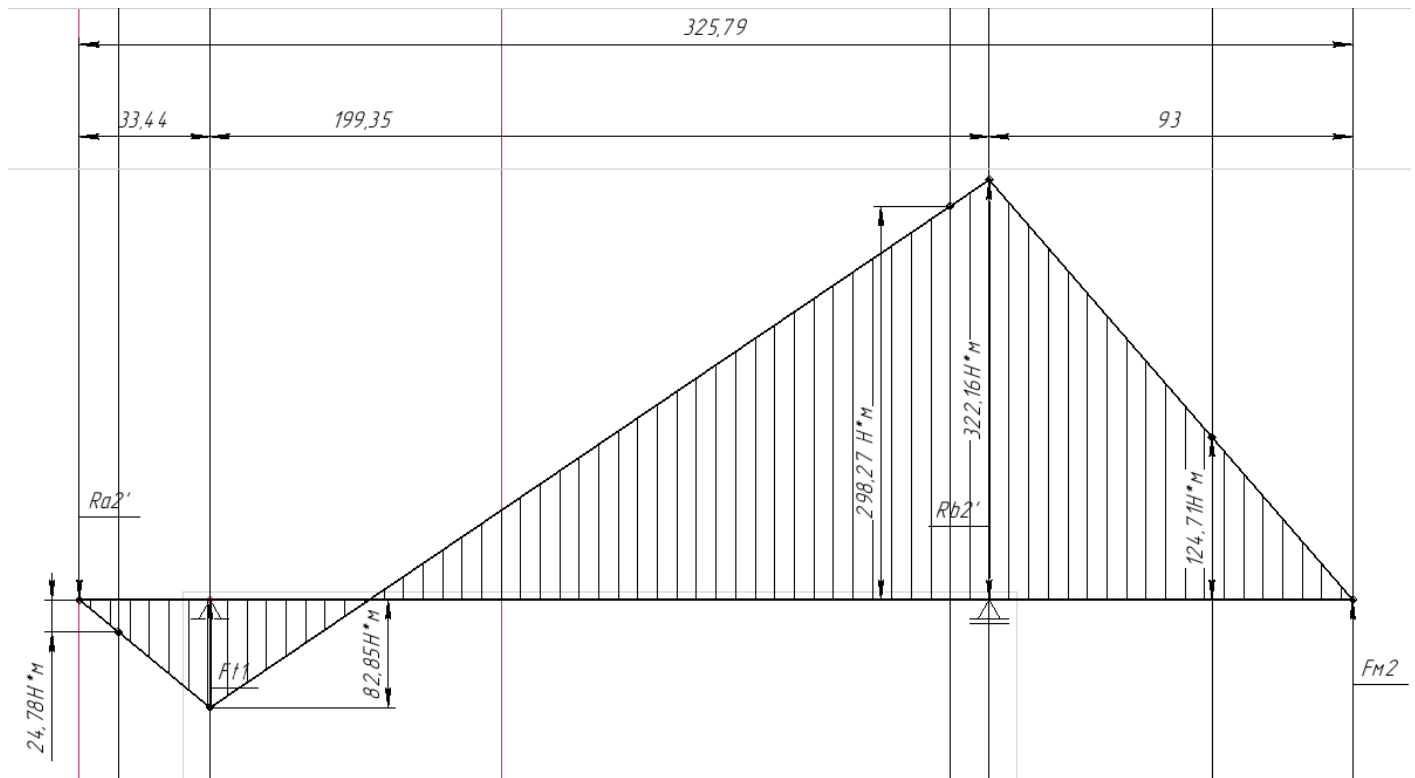


Рис. 3.11. Епюра навантажень веденого вала у площині У

Перевірка поперечних перерізів валів на міцність

Основні параметри, які вибиралися для перевірки небезпечних перерізів, обиралися за даними джерела [17]. Механічні характеристики σ_B , σ_τ , σ_{-1} , τ_{-1} вибирають з [17, табл. 12.8], значення моментів опору для поперечних перерізів W та W_K переходів розраховуємо за приведеними нижче формулами, для перерізів шліцевих та перерізів з пазом для призматичної шпонки використовуємо данні [17, табл. 12.10 та 12.12 відповідно].

Значення коефіцієнтів $K_{d\sigma}$ та $K_{d\tau}$ - коефіцієнти впливу абсолютних розмірів поперечного перерізу, $K_{F\sigma}$ та $K_{F\tau}$ - коефіцієнти впливу якості поверхні, K_V -

коефіцієнт впливу поверхневого зміцнення, обираємо за [17, табл. 12.13, 12.14, 12.15 відповідно.]

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень - K_σ , K_τ для ступінчатого переходу - з [17, табл. 12.16], для шпонкового пазу - з [17, табл. 12.17], для шліцевих частин валу - з [17, табл. 12.18], коефіцієнти $K_\sigma / K_{d\sigma}$ і $K_\tau / K_{d\tau}$, для місць встановлення деталей з натягом – з [17, табл. 12.19].

Параметр [S] – розрахунковий коефіцієнт запасу міцності, вибираємо рівним 1,5 [17].

Ведучий вал, переріз А – А

Вихідні дані перерізу:

$$\begin{array}{llll}
 \sigma_B = 900 \text{ МПа} & M_Y = 418,95 \text{ Н} \cdot \text{м} & & \\
 \sigma_\tau = 650 \text{ МПа} & K_V = 2,8 & & \\
 \sigma_{-1} = 410 \text{ МПа} & K_{d\sigma} = 0,81 & W = \frac{\pi D^3}{32} = 16325,5 \text{ мм}^3 & \\
 \tau_{-1} = 230 \text{ МПа} & K_{d\tau} = 0,81 & & \\
 K_\sigma = 2,0 & K_{F\sigma} = 0,86 & W_K = \frac{\pi D^3}{16} = 32651,1 \text{ мм}^3 & \\
 K_\tau = 1,65 & K_{F\tau} = 0,90 & & \\
 M_X = 0 \text{ Н} \cdot \text{м} & D = 55 \text{ мм} & &
 \end{array} \quad (3.30)$$

Коефіцієнти зниження порогу міцності:

$$K_{\sigma D} = \frac{\left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} - \frac{1}{K_{F\sigma} - 1} \right)}{K_V} = \frac{\left(\frac{2}{0,81} - \frac{1}{0,86 - 1} \right)}{2,8} = 3,43; \quad (3.31)$$

$$K_{\tau D} = \frac{\left(\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} - \frac{1}{K_{F\tau} - 1} \right)}{K_V} = \frac{\left(\frac{1,65}{0,81} - \frac{1}{0,9 - 1} \right)}{K_V} = 4,299. \quad (3.32)$$

Межі витривалості вала в даному перерізі:

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}} = \frac{410}{3,43} = 119,534 \text{ МПа}; \quad (3.33)$$

$$\tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}} = \frac{230}{4,299} = 53,5 \text{ МПа}. \quad (3.34)$$

Результуючий згинальний момент:

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{418,95^2} = 418,95 \text{ Нм}. \quad (3.35)$$

Амплітуда напруження циклу в небезпечному перерізі:

$$\sigma_a = \sigma_u = 10^3 \frac{M}{W} = 10^3 \frac{481,95}{16325,5} = 29,521 \text{ МПа}; \quad (3.36)$$

$$\tau_a = \tau_u / 2 = 10^3 \frac{M_K}{(2 \cdot W_K)} = 10^3 \frac{600}{(2 \cdot 32651,1)} = 9,188 \text{ МПа}. \quad (3.37)$$

Коефіцієнти запасу по нормальним і дотичним напруженням:

$$S_a = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_a} = \frac{119,534}{29,521} = 4,049; \quad (3.38)$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_a} = \frac{53,5}{9,188} = 5,823. \quad (3.39)$$

Порівняння розрахункового та фактичного коефіцієнта запасу міцності:

$$S = \frac{S_a S_\tau}{\sqrt{S_a^2 + S_\tau^2}} = \frac{4,049 \cdot 5,823}{\sqrt{4,049^2 + 5,823^2}} = \frac{23,577}{2} = 3,32 \geq 1,5. \quad (3.40)$$

Розрахунки для всіх інших перерізів проводяться за тим же самим принципом.

Переріз Б – Б

Вихідні дані перерізу:

$$\begin{array}{llll} \sigma_B = 900 \text{ МПа} & M_Y = 491,26 \text{ Н} \cdot \text{м} & & \\ \sigma_\tau = 650 \text{ МПа} & K_V = 2,8 & & \\ \sigma_{-1} = 410 \text{ МПа} & K_{d\sigma} = 0,76 & W = 37600 \text{ мм}^3 & \\ \tau_{-1} = 230 \text{ МПа} & K_{d\tau} = 0,76 & W_K = 79000 \text{ мм}^3 & \\ K_\sigma / K_{d\sigma} = 4,85 & K_{F\sigma} = 0,95 & & \\ K_\tau / K_{d\tau} = 2,9 & K_{F\tau} = 0,95 & & \\ M_X = 595 \text{ Н} \cdot \text{м} & D = 75 \text{ мм} & & \end{array} \quad (3.41)$$

$$K_{\sigma D} = \frac{\left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} - \frac{1}{K_{F\sigma} - 1} \right)}{K_V} = \frac{\left(4,85 - \frac{1}{0,95 - 1} \right)}{2,8} = 8,875; \quad (3.42)$$

$$K_{\tau D} = \frac{\left(\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} - \frac{1}{K_{F\tau} - 1} \right)}{K_V} = \frac{\left(2,9 - \frac{1}{0,95 - 1} \right)}{2,8} = 8,179; \quad (3.43)$$

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}} = \frac{410}{8,875} = 46,197 \text{ МПа}; \quad (3.44)$$

$$\tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}} = \frac{230}{8,179} = 28,12 \text{ МПа}; \quad (3.45)$$

$$M = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2} = \sqrt{595^2 + 491,23^2} = 771,578 \text{ Нм}; \quad (3.46)$$

$$\sigma_a = \sigma_u = 10^3 \frac{M}{W} = 10^3 \frac{771,578}{37600} = 20,52 \text{ МПа}; \quad (3.47)$$

$$\tau_a = \tau_u / 2 = 10^3 \frac{M_K}{(2 \cdot W_K)} = 10^3 \frac{600}{(2 \cdot 79000)} = 3,797 \text{ МПа}; \quad (3.48)$$

$$S_a = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_a} = \frac{46,197}{20,52} = 2,251; \quad (3.49)$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_a} = \frac{28,12}{3,797} = 7,406; \quad (3.50)$$

$$S = \frac{S_a S_{\tau}}{\sqrt{S_a^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{2,251 \cdot 7,406}{\sqrt{2,251^2 + 7,406^2}} = \frac{16,671}{7,741} = 2,15 \geq 1,5. \quad (3.51)$$

Переріз В – В

Вихідні дані перерізу:

$$\begin{array}{llll} \sigma_B = 900 \text{ МПа} & M_Y = 29,17 \text{ Нм} & & \\ \sigma_{\tau} = 650 \text{ МПа} & K_V = 2,6 & & \\ \sigma_{-1} = 410 \text{ МПа} & K_{d\sigma} = 0,76 & W = \frac{\pi D^3}{32} = 26947,6 \text{ мм}^3 & \\ \tau_{-1} = 230 \text{ МПа} & K_{d\tau} = 0,76 & & \\ K_{\sigma} = 2 & K_{F\sigma} = 0,98 & W_K = \frac{\pi D^3}{16} = 53895,2 \text{ мм}^3 & \\ K_{\tau} = 1,65 & K_{F\tau} = 0,98 & & \\ M_X = 17,43 \text{ Нм} & D = 65 \text{ мм} & & \end{array} \quad (3.52)$$

$$K_{\sigma D} = \frac{\left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} - \frac{1}{K_{F\sigma} - 1} \right)}{K_V} = \frac{\left(\frac{2}{0,76} - \frac{1}{0,98 - 1} \right)}{2,6} = 20,24; \quad (3.53)$$

$$K_{\tau D} = \frac{\left(\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} - \frac{1}{K_{F\tau} - 1} \right)}{K_V} = \frac{\left(\frac{1,65}{0,76} - \frac{1}{0,98 - 1} \right)}{2,6} = 20,066; \quad (3.54)$$

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}} = \frac{410}{20,24} = 20,257 \text{ МПа}; \quad (3.55)$$

$$\tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}} = \frac{230}{20,066} = 11,462 \text{ МПа}; \quad (3.56)$$

$$M = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2} = \sqrt{17^2 + 29,17^2} = 33,762 \text{ Нм}; \quad (3.57)$$

$$\sigma_a = \sigma_u = 10^3 \frac{M}{W} = 10^3 \frac{33,762}{26947,6} = 1,253 \text{ МПа}; \quad (3.58)$$

$$\tau_a = \tau_u / 2 = 10^3 \frac{M_K}{(2 \cdot W_K)} = 10^3 \frac{600}{(2 \cdot 53895,2)} = 5,566 \text{ МПа}; \quad (3.59)$$

$$S_a = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_a} = \frac{20,257}{1,253} = 16,167; \quad (3.60)$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_a} = \frac{11,462}{5,566} = 2,059; \quad (3.61)$$

$$S = \frac{S_a S_{\tau}}{\sqrt{S_a^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{16,167 \cdot 2,059}{\sqrt{16,167^2 + 2,059^2}} = \frac{33,289}{16,298} = 2,04 \geq 1,5. \quad (3.62)$$

Ведений вал, переріз А' – А'

Вихідні дані перерізу:

$$\begin{array}{llll} \sigma_B = 900 \text{ МПа} & M_Y = 46,05 \text{ Нм} & & \\ \sigma_{\tau} = 650 \text{ МПа} & K_V = 2,8 & & \\ \sigma_{-1} = 410 \text{ МПа} & K_{d\sigma} = 0,76 & W = \frac{\pi D^3}{32} = 41396,5 \text{ мм}^3 & \\ \tau_{-1} = 230 \text{ МПа} & K_{d\tau} = 0,76 & & \\ K_{\sigma} = 2 & K_{F\sigma} = 0,9 & W_K = \frac{\pi D^3}{16} = 82792 \text{ мм}^3 & \\ K_{\tau} = 1,65 & K_{F\tau} = 0,92 & & \\ M_X = 26,27 \text{ Нм} & D = 75 \text{ мм} & & \end{array} \quad (3.63)$$

$$K_{\sigma D} = \frac{\left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} - \frac{1}{K_{F\sigma} - 1} \right)}{K_V} = \frac{\left(\frac{2}{0,76} - \frac{1}{0,9 - 1} \right)}{2,8} = 4,511; \quad (3.64)$$

$$K_{\tau D} = \frac{\left(\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} - \frac{1}{K_{F\tau} - 1} \right)}{K_V} = \frac{\left(\frac{1,65}{0,76} - \frac{1}{0,92 - 1} \right)}{K_V} = 5,24; \quad (3.65)$$

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}} = \frac{410}{4,511} = 90,89 \text{ МПа}; \quad (3.66)$$

$$\tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}} = \frac{230}{5,24} = 43,893 \text{ МПа}; \quad (3.67)$$

$$M = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2} = \sqrt{26,27^2 + 46,05^2} = 53,016 \text{ Нм}; \quad (3.68)$$

$$\sigma_a = \sigma_u = 10^3 \frac{M}{W} = 10^3 \frac{53,016}{41396,5} = 1,28 \text{ МПа}; \quad (3.69)$$

$$\tau_a = \tau_u / 2 = 10^3 \frac{M_K}{(2 \cdot W_K)} = 10^3 \frac{1200}{(2 \cdot 82792)} = 7,247 \text{ МПа}; \quad (3.70)$$

$$S_a = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_a} = \frac{90,89}{1,28} = 71,008; \quad (3.71)$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_a} = \frac{43,893}{7,247} = 6,057; \quad (3.72)$$

$$S = \frac{S_a S_{\tau}}{\sqrt{S_a^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{71,007 \cdot 6,057}{\sqrt{71,007^2 + 6,057^2}} = \frac{430,089}{71,265} = 6,035 \geq 1,5. \quad (3.73)$$

Переріз Б' – Б'

Вихідні дані перерізу:

$$\begin{array}{llll} \sigma_B = 900 \text{ МПа} & M_Y = 154,5 \text{ Нм} & & \\ \sigma_{\tau} = 650 \text{ МПа} & K_V = 2,4 & & \\ \sigma_{-1} = 410 \text{ МПа} & K_{d\sigma} = 0,71 & W = 50780 \text{ мм}^3 & \\ \tau_{-1} = 230 \text{ МПа} & K_{d\tau} = 0,71 & W_K = 2W = 101560 \text{ мм}^3 & \\ K_{\sigma} = 1,7 & K_{F\sigma} = 0,95 & & \\ K_{\tau} = 1,55 & K_{F\tau} = 0,95 & & \\ M_X = 931,7 \text{ Нм} & D = 85 \text{ мм} & & \end{array} \quad (3.74)$$

$$K_{\sigma D} = \frac{\left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} - \frac{1}{K_{F\sigma} - 1} \right)}{K_V} = \frac{\left(\frac{1,7}{0,71} - \frac{1}{0,95 - 1} \right)}{2,4} = 9,331; \quad (3.75)$$

$$K_{\tau D} = \frac{\left(\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} - \frac{1}{K_{F\tau} - 1} \right)}{K_V} = \frac{\left(\frac{1,55}{0,71} - \frac{1}{0,95 - 1} \right)}{2,4} = 9,243; \quad (3.76)$$

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}} = \frac{410}{9,243} = 44,358 \text{ МПа}; \quad (3.78)$$

$$\tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}} = \frac{230}{9,243} = 24,884 \text{ МПа}; \quad (3.79)$$

$$M = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2} = \sqrt{931,7^2 + 154,5^2} = 944,423 \text{ Нм}; \quad (3.80)$$

$$\sigma_a = \sigma_u = 10^3 \frac{M}{W} = 10^3 \frac{944,423}{50780} = 18,598 \text{ МПа}; \quad (3.81)$$

$$\tau_a = \tau_u / 2 = 10^3 \frac{M_K}{(2 \cdot W_K)} = 10^3 \frac{1200}{(2 \cdot 101560)} = 5,908 \text{ МПа}; \quad (3.82)$$

$$S_a = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_a} = \frac{44,358}{18,598} = 2,386; \quad (3.83)$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_a} = \frac{24,884}{5,908} = 4,212; \quad (3.84)$$

$$S = \frac{S_a S_{\tau}}{\sqrt{S_a^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{2,386 \cdot 4,212}{\sqrt{2,386^2 + 4,212^2}} = \frac{10,05}{4,84} = 2,08 \geq 1,5. \quad (3.85)$$

Переріз В' – В'

Вихідні дані перерізу:

$$\begin{array}{llll} \sigma_B = 900 \text{ МПа} & M_Y = 298,28 \text{ Нм} & & \\ \sigma_{\tau} = 650 \text{ МПа} & K_V = 2,8 & & \\ \sigma_{-1} = 410 \text{ МПа} & K_{d\sigma} = 0,76 & W = \frac{\pi D^3}{32} = 41396,5 \text{ мм}^3 & \\ \tau_{-1} = 230 \text{ МПа} & K_{d\tau} = 0,76 & & \\ K_{\sigma} = 2 & K_{F\sigma} = 0,95 & W_K = \frac{\pi D^3}{16} = 82792 \text{ мм}^3 & \\ K_{\tau} = 1,65 & K_{F\tau} = 0,95 & & \\ M_X = 42,33 \text{ Нм} & D = 75 \text{ мм} & & \end{array} \quad (3.86)$$

$$K_{\sigma D} = \frac{\left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} - \frac{1}{K_{F\sigma} - 1} \right)}{K_V} = \frac{\left(\frac{2}{0,76} - \frac{1}{0,95 - 1} \right)}{2,8} = 8,0834 \quad (3.87)$$

$$K_{\tau D} = \frac{\left(\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} - \frac{1}{K_{F\tau} - 1} \right)}{K_V} = \frac{\left(\frac{1,65}{0,76} - \frac{1}{0,95 - 1} \right)}{2,8} = 7,918; \quad (3.88)$$

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}} = \frac{410}{8,083} = 50,724 \text{ МПа}; \quad (3.89)$$

$$\tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}} = \frac{230}{7,918} = 29,048 \text{ МПа}; \quad (3.90)$$

$$M = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2} = \sqrt{42,33^2 + 298,28^2} = 301,259 \text{ Нм}; \quad (3.91)$$

$$\sigma_a = \sigma_u = 10^3 \frac{M}{W} = 10^3 \frac{301,259}{41396,5} = 7,277 \text{ МПа}; \quad (3.92)$$

$$\tau_a = \tau_u / 2 = 10^3 \frac{M_K}{(2 \cdot W_K)} = 10^3 \frac{1200}{(2 \cdot 82792)} = 7,247 \text{ МПа}; \quad (3.93)$$

$$S_a = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_a} = \frac{50,724}{7,277} = 6,97; \quad (3.94)$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_a} = \frac{29,048}{7,247} = 4,008; \quad (3.95)$$

$$S = \frac{S_a S_{\tau}}{\sqrt{S_a^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{6,97 \cdot 4,008}{\sqrt{6,97^2 + 4,008^2}} = \frac{28,008}{8,056} = 3,477 \geq 1,5. \quad (3.96)$$

Переріз Г' – Г'

Вихідні дані перерізу:

$$\begin{array}{llll} \sigma_B = 900 \text{ МПа} & M_Y = 124,71 \text{ Нм} & & \\ \sigma_{\tau} = 650 \text{ МПа} & K_V = 2,6 & & \\ \sigma_{-1} = 410 \text{ МПа} & K_{d\sigma} = 0,76 & W = 37600 \text{ мм}^3 & \\ \tau_{-1} = 230 \text{ МПа} & K_{d\tau} = 0,76 & W_K = 79000 \text{ мм}^3 & \\ K_{\sigma} = 2,2 & K_{F\sigma} = 0,91 & & \\ K_{\tau} = 2,05 & K_{F\tau} = 0,95 & & \\ M_X = 0 \text{ Нм} & D = 75 \text{ мм} & & \end{array} \quad (3.97)$$

$$K_{\sigma D} = \frac{\left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} - \frac{1}{K_{F\sigma} - 1} \right)}{K_V} = \frac{\left(\frac{2,2}{0,76} - \frac{1}{0,91 - 1} \right)}{2,6} = 14,006; \quad (3.98)$$

$$K_{\tau D} = \frac{\left(\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} - \frac{1}{K_{F\tau} - 1} \right)}{K_V} = \frac{\left(\frac{2,05}{0,76} - \frac{1}{0,95 - 1} \right)}{2,6} = 8,73; \quad (3.99)$$

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}} = \frac{410}{14,006} = 29,273 \text{ МПа}; \quad (3.100)$$

$$\tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}} = \frac{230}{8,73} = 26,346 \text{ МПа}; \quad (3.101)$$

$$M = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2} = \sqrt{124,71^2} = 124,71; \quad (3.102)$$

$$\sigma_a = \sigma_u = 10^3 \frac{M}{W} = 10^3 \frac{124,71}{37600} = 3,3 \text{ МПа}; \quad (3.103)$$

$$\tau_a = \tau_u / 2 = 10^3 \frac{M_K}{(2 \cdot W_K)} = 10^3 \frac{1200}{(2 \cdot 79000)} = 7,595 \text{ МПа}; \quad (3.104)$$

$$S_a = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_a} = \frac{29,273}{3,3} = 8,871; \quad (3.105)$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_a} = \frac{26,346}{7,959} = 3,31; \quad (3.106)$$

$$S = \frac{S_a S_{\tau}}{\sqrt{S_a^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{8,871 \cdot 3,31}{\sqrt{8,871^2 + 3,31^2}} = \frac{29,363}{9,468} = 3,101. \quad (3.107)$$

Розрахунок підшипників кочення

Ведучий вал

Визначаємо радіальні навантаження на підшипники:

– для опори А:

$$R_{rA} = \sqrt{R_{A1}^2 + R_{A2}^2} = \sqrt{6831,21^2 + 4382^2} = 8115,694 \text{ Н}; \quad (3.108)$$

– для опори В:

$$R_{rB} = \sqrt{R_{B1}^2 + R_{B2}^2} = \sqrt{5229,01^2 + 8932^2} = 10350,032 \text{ Н}. \quad (3.109)$$

За діаметром посадочних поверхонь вала (65 мм) та рекомендаціями [17]

попередньо приймаємо підшипники роликові конічні однорядні підвищеної

вантажопідйомності середньої серії № 7313А (30313/Р6) ГПЗ-34 [25], для яких динамічна вантажопідйомність $Cr = 183$ кН, коефіцієнти зведення навантаження $e = 0,35$; $Y = 1,7$.

Визначаємо осьові складові від радіальних навантажень на опори:

– для опори А $R_{sA} = 0,83eR_{rA} = 0,83 \cdot 0,35 \cdot 8115,694 = 2357,609$ Н ;
(3.110)

– для опори В $R_{sB} = 0,83eR_{rB} = 0,83 \cdot 0,35 \cdot 10350,032 = 3006,684$ Н . (3.111)

Визначаємо осьове навантаження опор. Оскільки $R_{sA} < R_{sB}$, то

$$R_{aB} = R_{sB} = 3006,684 \text{ Н ;} \quad (3.107)$$

$$R_{aA} = R_{aB} + Fa = 3006,648 + 7000 = 10006,648 \text{ Н .} \quad (3.112)$$

Визначаємо коефіцієнти навантаження для опори А:

$$\frac{R_{aA}}{VR_{rA}} = \frac{10006,648}{1 \cdot 8115,694} = 1,233 > e = 0,35 \quad X_A = 0,56 \quad Y_A = 1,45 . \quad (3.113)$$

Визначаємо коефіцієнти навантаження для опори В:

$$\frac{R_{aB}}{VR_{rB}} = \frac{3006,684}{1 \cdot 10350,032} = 0,29 < e = 0,35 \quad X_B = 1 \quad Y_B = 0 . \quad (3.114)$$

Приймаємо коефіцієнт безпеки $K_\sigma = 1,3$, температурний коефіцієнт $K_T = 1,05$ [17].

Визначаємо еквівалентне динамічне навантаження:

– для опори А:

$$R_{eA} = (VX_A R_{rA} + Y_A R_{aA}) K_\sigma K_T = (1 \cdot 0,56 \cdot 8115,694 + 1,45 \cdot 10006,648) 1,05 \cdot 1,3 \approx 26009,295 \text{ Н ;} \quad (3.115)$$

– для опори В:

$$R_{eB} = (VX_B R_{rB} + Y_B R_{aB}) = (1 \cdot 1 \cdot 10350,032) 1,05 \cdot 1,3 \approx 14127,794 \text{ Н ;} \quad (3.116)$$

$R_{eA} > R_{eB}$ - продовжуємо розрахунки за R_{eA} .

Кутова швидкість обертання швидкохідного вала, якщо припустити, що середня кількість обертів двигуна під час експлуатації дорівнює 2000 об/хв:

$$\omega_{ш} = \frac{\pi n_{ш}}{30} = \frac{3,14 \cdot 2000}{30} = 209,3 c^{-1} . \quad (3.117)$$

Необхідна динамічна вантажопідйомність підшипника:

$$C_H = R_{eA} \left[\frac{573 \omega_u L_{hm}}{10^6} \right]^{0.3} = 26009,295 \cdot \left[\frac{573 \cdot 209,3 \cdot 8333}{10^6} \right]^{0.3} = 206,559 \cdot 10^3 H. \quad (3.118)$$

Як можемо бачити необхідна динамічна вантажопідйомність підшипника перевищує фактичну $C_H > Cr$. Це означає, що цей підшипник не може використовуватися в подібних обставинах.

Ведений вал

Визначаємо радіальні навантаження на підшипники:

$$- \text{для опори А } R_{rA}' = \sqrt{R_{A1}^2 + R_{A2}^2} = \sqrt{2627,154^2 + 4610,545^2} = 5306,511 H; \quad (3.119)$$

$$- \text{для опори В } R_{rB}' = \sqrt{R_{B1}^2 + R_{B2}^2} = \sqrt{2627,154^2 + 4610,545^2} = 5306,511 H. \quad (3.120)$$

За діаметром посадочних поверхонь вала (75 мм) та рекомендаціями [17] попередньо приймаємо підшипники роликові конічні однорядні підвищеної вантажопідйомності середньої серії № 7315А за (30315/Р6) ГПЗ-34 [26], для яких динамічна вантажопідйомність $Cr = 229$ кН, коефіцієнти зведення навантаження $e = 0,35$; $Y = 1,7$.

Визначаємо осьові складові від радіальних навантажень на опори:

$$- \text{для опори А } R_{rA}' = \sqrt{R_{A1}^2 + R_{A2}^2} = \sqrt{2627,154^2 + 4610,545^2} = 5306,511 H; \quad (3.121)$$

$$- \text{для опори В } R_{sB}' = 0,83eR_{rB}' = 0,83 \cdot 0,35 \cdot 7221,562 = 2097,864 H. \quad (3.122)$$

Визначаємо осьове навантаження опор. Оскільки $R_{sA}' < R_{sB}'$, то:

$$R_{aB}' = R_{sB}' = 2097,864 H; \quad (3.123)$$

$$R_{aA}' = R_{aB}' + Fa = 2097,864 + 7000 = 9097,864 H. \quad (3.124)$$

Визначаємо коефіцієнти навантаження для опори А:

$$\frac{R_{aA}'}{VR_{rA}'} = \frac{9097,864}{1 \cdot 5306,511} = 1,714 > e = 0,35 \quad X_A = 0,45 \quad Y_A = 1,62. \quad (3.125)$$

Визначаємо коефіцієнти навантаження для опори В:

$$\frac{R_{aB}'}{VR_{rB}'} = \frac{2097,864}{1 \cdot 7221,562} = 0,29 < e = 0,35 \quad X_B = 1 \quad Y_B = 0; \quad (3.126)$$

$$K_T = 1,05; \quad K_\sigma = 1,3.$$

Визначаємо еквівалентне динамічне навантаження:

– для опори А:

$$R_{eA}' = (VX_A R_{rA}' + Y_A R_{aA}') K_\sigma K_T = (1 \cdot 0,45 \cdot 5306,511 + 1,62 \cdot 9097,864) 1,05 \cdot 1,3 \approx 23819,891 \text{ Н}; \quad (3.127)$$

– для опори В:

$$R_{eB}' = (VX_B R_{rB}' + Y_B R_{aB}') = (1 \cdot 1 \cdot 7221,562 + 0 \cdot 2097,864) 1,05 \cdot 1,3 \approx 9857,383 \text{ Н}. \quad (3.128)$$

Кутова швидкість обертання веденого вала визначається з припущення, що середня кількість обертів вала двигуна під час експлуатації дорівнює 2000 об/хв а режим роботи, який досліджується, характерний наявністю передаточного відношення, яке дорівнює 2:

$$\omega_T = \frac{\pi 0,5 n_{uu}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1000}{30} = 104,7 c^{-1}; \quad (3.129)$$

$$C_H = R_{eA}' \left[\frac{573 \omega_u L_{hm}}{10^6} \right]^{0,3} = 23819,295 \cdot \left[\frac{573 \cdot 104,7 \cdot 8333}{10^6} \right]^{0,3} = 188,889 \cdot 10^3 \text{ Н}. \quad (3.130)$$

Як можемо бачити, необхідна динамічна вантажопідйомність підшипника менша за фактичну $C_H < C_r$. Це означає, що цей підшипник може використовуватися в подібних обставинах.

Визначаємо фактичний ресурс підшипника:

$$L = \left[\frac{C_r}{R_{eA}'} \right]^{3,33} = \left[\frac{229000}{23819,891} \right]^{3,33} = 1875,179 \text{ год}. \quad (3.131)$$

Якщо в середньому машина рухається зі швидкістю в 60 км/год, то можна припустити, що під час вичерпання ресурсу пробіг буде дорівнювати $1875,179 \cdot 60 = 112\,510,74$ км. Хоча в порівнянні з початковими сподіваннями, ресурс замалий. Проте, пропонується продовжити розрахунки з тими результатами, що ми маємо зараз, після вибору необхідного підшипника для ведучого вала.

Результати розрахунків для підшипників кочення, ведучого вала, створюють необхідність вибору іншого підшипника з більшою динамічною витривалістю. Проте за попереднім аналізом та рекомендаціями були встановлені підшипники, які і так є найбільш підходящими для подібної конструкції. Серед варіантів, представлених в [17], немає підшипника радіально – упорного, який для посадочного діаметру в 65 мм був би більш ефективним. В даному випадку розглядалася можливість збільшення діаметра посадочних поверхонь вала, для встановлення підшипників з посадочною поверхнею в 75 мм, як на ведений вал. Проте це призведе до конструктивних ускладнень, оскільки зовнішній діаметр такого підшипника $D=140\text{мм}$. Діаметр ведучого колеса дорівнює також 140 мм. При встановленні каретки для фіксації підшипників та вала створюються умови для контакту каретки та зубів веденого колеса, (як з'ясувалося під час створення остаточної компоувальної схеми передачі навіть при діаметрі в 120 мм створює проблемну ситуацію з кареткою, необхідно буде збільшити діаметр ведучого колеса) що, звичайно, є неприпустимим. Тому було вирішено вийти за рамки рекомендацій, після чого увагу було звернено на підшипник роликів, радіально – упорний, дворядний - Підшипник 97515 (352215) BEL [28]. Проте проблема полягає в іншому.

Таблиця 3.1

Розміри та характеристика підшипника 97513[28]

Позначення підшипника (6364 – 78)	97513
Позначення	352212
Внутрішній діаметр, мм	65
Зовнішній діаметр, мм	120
Ширина, мм Т	75
Ширина зовнішнього кільця, мм	62
Ширина внутрішнього кільця, мм	31
Вага, кг	-
Діаметра ролика, мм	-
Кількість роликів, шт.	-
Вантажопідйомність статична, кН	-
Вантажопідйомність динамічна, кН	-

Як можемо бачити динамічна вантажопідйомність відсутня, як і в інших стандартах. Логічно було б припустити підвищення параметра близького до рівня в два рази більшого за вихідний в даних до першого розрахунку ведучого вала. Проте через відсутність чіткого підтвердження припустимо, що вантажопідйомність вища в півтора рази від вихідної, інші коефіцієнти залишаються незмінними.

Ведучий вал другий розрахунок

Визначаємо радіальні навантаження на підшипники:

– для опори А:

$$R_{rA} = \sqrt{R_{A1}^2 + R_{A2}^2} = \sqrt{6831,21^2 + 4382^2} = 8115,694 \text{ Н}; \quad (3.132)$$

– для опори В:

$$R_{rB} = \sqrt{R_{B1}^2 + R_{B2}^2} = \sqrt{5229,01^2 + 8932^2} = 10350,032 \text{ Н}. \quad (3.133)$$

За діаметром посадочних поверхонь валу (65 мм) та приймаємо підшипники роликові конічні дворядні підвищеної вантажопідйомності серії № 97513 (352215) ВЕЛ [25], для яких динамічна вантажопідйомність $Cr = 183 \cdot 1,5 = 274,5 \text{ кН}$, коефіцієнти зведення навантаження $e = 0,35$; $Y = 1,7$.

Визначаємо осьові складові від радіальних навантажень на опори:

$$\text{– для опори А} \quad R_{sA} = 0,83eR_{rA} = 0,83 \cdot 0,35 \cdot 8115,694 = 2357,609 \text{ Н}; \quad (3.134)$$

$$\text{– для опори В} \quad R_{sB} = 0,83eR_{rB} = 0,83 \cdot 0,35 \cdot 10350,032 = 3006,684 \text{ Н}. \quad (3.135)$$

Визначаємо осьове навантаження опор. Оскільки $R_{sA} < R_{sB}$, то

$$R_{aB} = R_{sB} = 3006,684 \text{ Н}; \quad (3.136)$$

$$R_{aA} = R_{aB} + Fa = 3006,648 + 7000 = 10006,648 \text{ Н}. \quad (3.137)$$

Визначаємо коефіцієнти навантаження для опори А:

$$\frac{R_{aA}}{VR_{rA}} = \frac{10006,648}{1 \cdot 8115,694} = 1,233 > e = 0,35 \quad X_A = 0,56 \quad Y_A = 1,45. \quad (3.138)$$

Визначаємо коефіцієнти навантаження для опори В:

$$\frac{R_{aB}}{VR_{rB}} = \frac{3006,684}{1 \cdot 10350,032} = 0,29 < e = 0,35 \quad X_B = 1 \quad Y_B = 0. \quad (3.139)$$

Приймаємо коефіцієнт безпеки $K_\sigma = 1,3$, температурний коефіцієнт $K_T = 1,05$ [17].

Визначаємо еквівалентне динамічне навантаження:

– для опори А:

$$R_{eA} = (VX_A R_{rA} + Y_A R_{aA}) K_\sigma K_T = (1 \cdot 0,56 \cdot 8115,694 + 1,45 \cdot 10006,648) 1,05 \cdot 1,3 \approx 26009,295 \text{ Н}; \quad (3.140)$$

– для опори В:

$$R_{eB} = (VX_B R_{rB} + Y_B R_{aB}) = (1 \cdot 1 \cdot 10350,032) 1,05 \cdot 1,3 \approx 14127,794 \text{ Н}. \quad (3.141)$$

$R_{eA} > R_{eB}$ - продовжуємо розрахунки за R_{eA} .

Кутова швидкість обертання швидкохідного вала, якщо припустити, що середня кількість обертів двигуна під час експлуатації дорівнює 2000 об/хв:

$$\omega_u = \frac{\pi n_u}{30} = \frac{3,14 \cdot 2000}{30} = 209,3 \text{ с}^{-1}. \quad (3.142)$$

Необхідна динамічна вантажопідйомність підшипника:

$$C_H = R_{eA} \left[\frac{573 \omega_u L_{hm}}{10^6} \right]^{0.3} = 26009,295 \cdot \left[\frac{573 \cdot 209,3 \cdot 8333}{10^6} \right]^{0.3} = 206,559 \cdot 10^3 \text{ Н}. \quad (3.143)$$

Як можемо бачити необхідна динамічна вантажопідйомність підшипника менша фактичну $C_H < Cr$. Що означає, що цей підшипник може використовуватися в подібних обставинах.

Визначаємо фактичний ресурс підшипника:

$$L = \left[\frac{C_r}{R_{eA}} \right]^{3.33} = \left[\frac{274500}{26009,295} \right]^{3.33} = 2558,396 \text{ год}. \quad (3.144)$$

Фактичний ресурс перевищує ресурс підшипників веденого валу, який уже був прийнятий, як задовільний, тому вибір підшипника ведучого валу залишаємо остаточним.

Розрахунок направляючого валу з різью

Для валу обираємо матеріал сталь 45. Осьова сила в зачепленні -
 $F_a = 7000H$.

Граничні напруження на розтягання:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_m}{S} = \frac{340}{1.5} = 226.7 \text{ МПа} . \quad (3.145)$$

де σ_m - границя плинності, S - коефіцієнт запасу міцності,

внутрішній діаметр різі:

$$d_{\text{внут}} = \sqrt{\frac{4Fa}{\pi[\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7000}{3.14 \cdot 226.7}} = 39,33 \text{ мм} . \quad (3.146)$$

Зовнішній діаметр різі $d_{\text{зовн}}$ обираємо за стандартами наданими в джерелі [21], після чого знаходимо різницю для відображення на схемі валу:

$$d_{\text{зовн}} = 42 \text{ мм} \Rightarrow \Delta d = d_{\text{зовн}} - d_{\text{внут}} = 42 - 39,33 = 2,67 \text{ мм} . \quad (3.147)$$

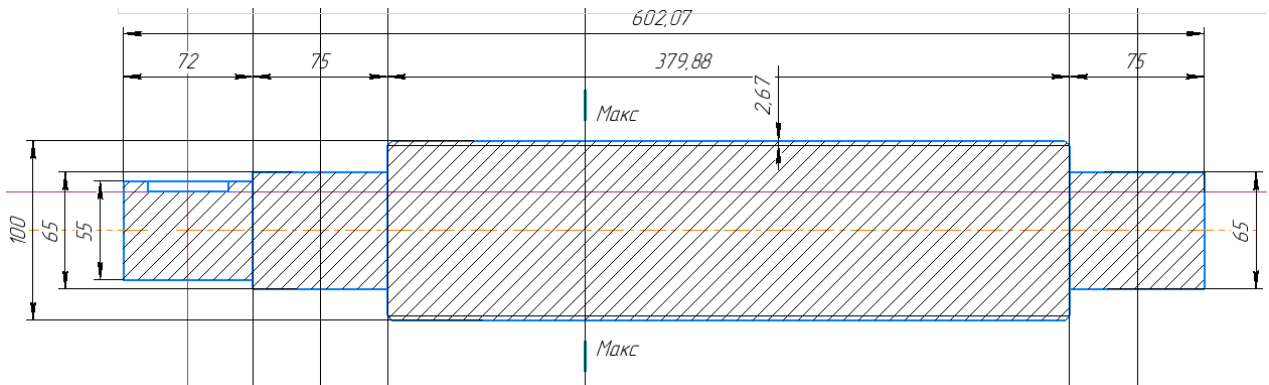


Рис.3.12 Схема напрямного валу

Для переміщення та фіксації ведучого валу використовується каретка, яка складається з двох частин(рис.3.13). Каретка фіксується на підшипниках, та стягується болтами, після чого різьбова частина направляючого валу нагвинчується на різьбову частину кареток та фіксується в корпусі. Через значну віддаленість валу

від точки прикладання основних зусиль передачі було вирішено провести розрахунки і для нього.

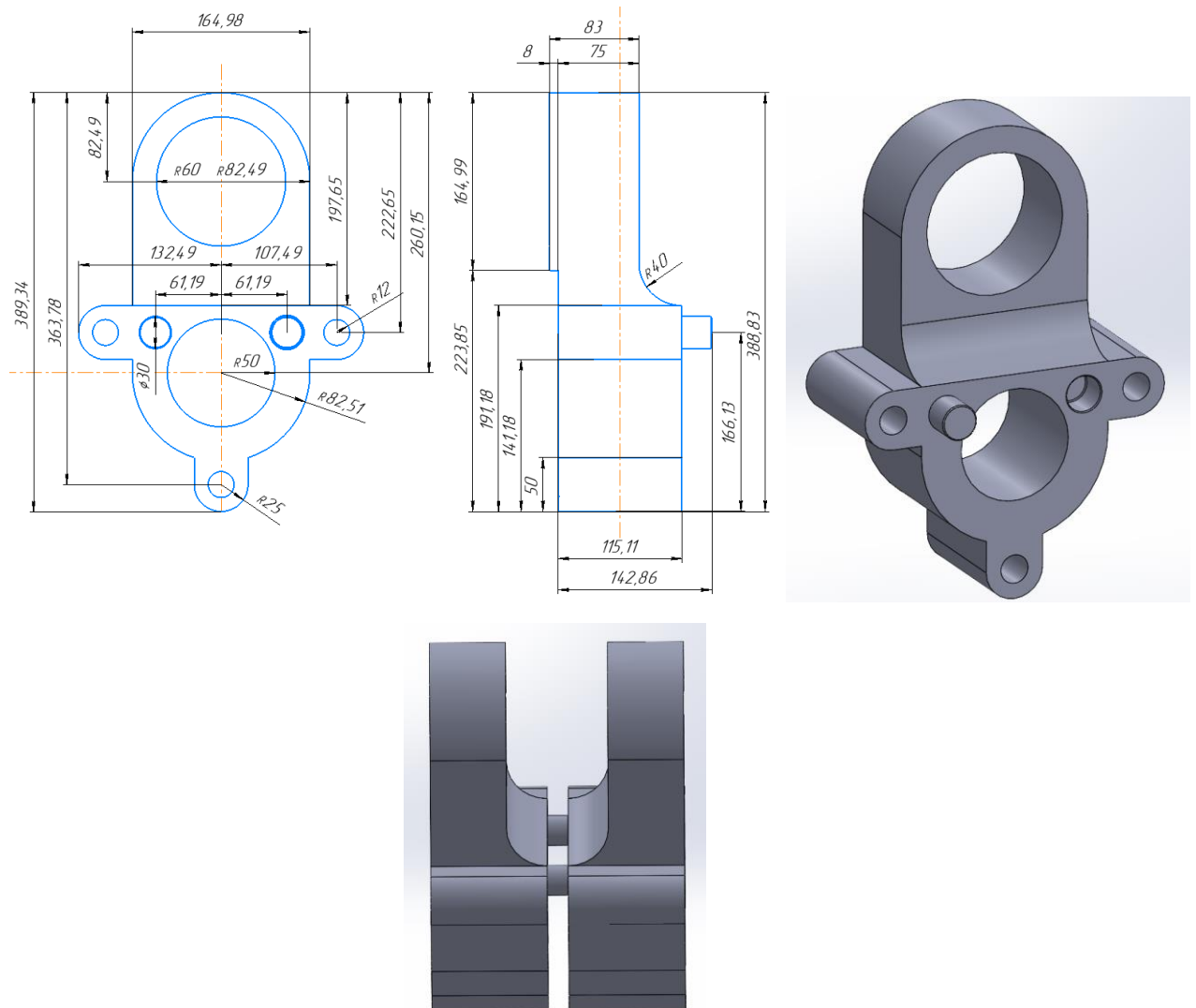


Рис.3.13 Зображення ескізу та моделі каретки, як окремої частини, так і в процесі складання

Визначення опорних реакцій за епюром навантажень в площині X (рис.3.14):

$$M(A) = -R_B \cdot 447,5 + Fr \cdot 147,5 + Fa \cdot 177,66 \quad (3.148)$$

$$R_B = \frac{Fr \cdot 147,5 + Fa \cdot 177,66}{447,5} = \frac{1602,2 \cdot 147,5 + 7000 \cdot 177,66}{447,5} = 3308,026 \quad (3.149)$$

$$M(B) = R_A \cdot 447,5 - Fr \cdot 147,5 + Fa \cdot 177,66 \quad (3.150)$$

$$R_A = \frac{Fr \cdot 147,5 - Fa \cdot 177,66}{447,5} = \frac{1602,2 \cdot 147,5 - 7000 \cdot 177,66}{447,5} = -1705,461 \quad (3.151)$$

Перевірка результатів визначення опорних реакцій:

$$R_B - Fr - R_A = 3308,026 - 1705,461 - 1602,2 = 0,3 \quad (3.152)$$

Для розрахунку валу на міцність в площині У, нам необхідно визначити силу зачеплення муфти, отже спочатку знайдемо необхідний момент на напрямному валу для протидії осьовим силам, які виникають в зачепленні. Якщо $Ft = \frac{2M}{d}$, тоді

$2M = Ftd$, в такому випадку крутний момент дорівнює:

$$M = \frac{Ftd}{2} = \frac{7000 \cdot 0,1}{2} = 350 \text{ Нм} . \quad (3.153)$$

Тоді сила зачеплення муфти на напрямному валу:

$$F_M = 100\sqrt{350} = 1870,829 \text{ Н} \quad (3.154)$$

Визначення опорних реакцій за епюрою навантажень в площині У (рис.3.15):

$$M(A) = -R_B \cdot 447,5 + Ft \cdot 147,5 - F_M \cdot 73,59 \quad (3.155)$$

$$R_B = \frac{Ft \cdot 147,5 - F_M \cdot 73,59}{447,38} = \frac{7000 \cdot 147,5 + 1870,829 \cdot 73,59}{447,5} = 2000,616 \quad (3.156)$$

$$M(B) = R_A \cdot 447,5 - Ft \cdot 299,88 - F_M \cdot 520,97$$

$$R_A = \frac{Ft \cdot 299,88 + F_M \cdot 520,97}{447,5} = \frac{7000 \cdot 299,88 + 1870,829 \cdot 520,97}{447,5} = 6870,682 \quad (3.157)$$

$$Ft + F_M - R_A - R_B = 7000 + 1870,829 - 2000,616 - 6870,682 = -0,4 \quad (3.158)$$

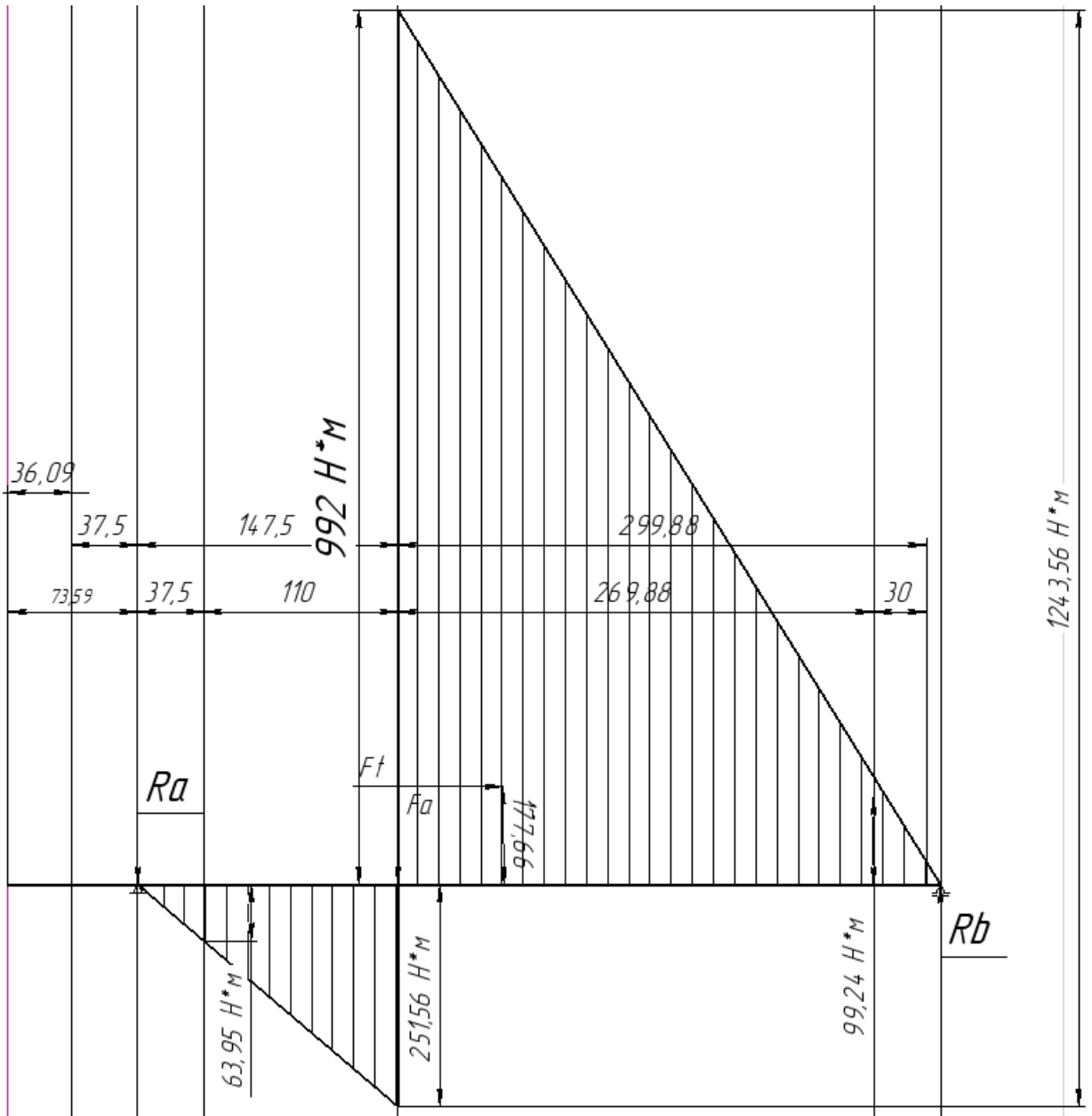


Рис. 3.14 Епюра навантажень веденого направляючого валу у площині X

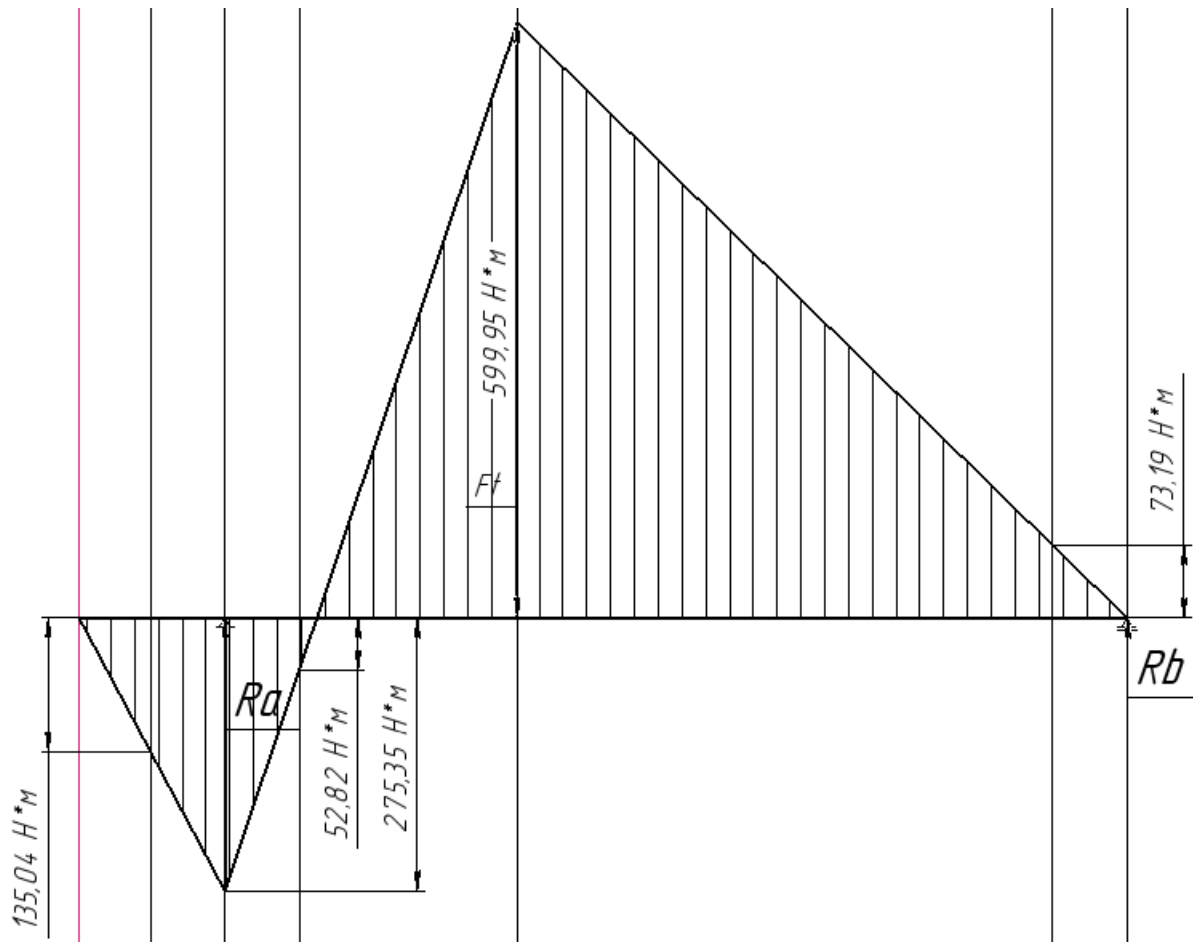


Рис. 3.15 Епюра навантажень веденого направляючого валу у площині У

Після складання епюр згинальних моментів (рис. 3.14, рис. 3.15) виявилось, що найбільш заслуговує уваги переріз, який вказаний на зображені схеми валу (рис. 3.13), як максимальний. Оскільки загальні моменти діючі в перерізі перевищують значення в 1500 Нм . З огляду на це, діаметр різьбової частини валу було збільшено від 85 мм до 100 мм . Моменти в інших небезпечних перерізах мають аналогічні або менші значення с тою ж самою геометрією валів, з якою вже зіштовхувались в цій роботі. Тому їх перевірка не має особливого сенсу.

Перевірка валу проходить тим самим способом, яким перевірялися попередні, за одним виключенням. В табл. 12.18 [17] обираємо K_σ і K_τ за значеннями для різьбових ділянок валу.

$$\begin{array}{llll}
\sigma_B = 780 \text{ МПа} & M_Y = 599,95 \text{ Нм} & & \\
\sigma_\tau = 540 \text{ МПа} & K_V = 2,8 & & \\
\sigma_{-1} = 360 \text{ МПа} & K_{d\sigma} = 0,71 & W = \frac{\pi D^3}{32} = 98125 \text{ мм}^3 & \\
\tau_{-1} = 230 \text{ МПа} & K_{d\tau} = 0,71 & & (3.159) \\
K_\sigma = 2,2 \text{ маб} - 12,18 & K_{F\sigma} = 0,9 & W_K = \frac{\pi D^3}{16} = 196250 \text{ мм}^3 & \\
K_\tau = 1,7 & K_{F\tau} = 0,92 & & \\
M_X = 1243,56 \text{ Нм} & D = 100 \text{ мм} & &
\end{array}$$

$$K_{\sigma D} = \frac{\left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} - \frac{1}{K_{F\sigma} - 1} \right)}{K_V} = \frac{\left(3,1 - \frac{1}{0,9 - 1} \right)}{2,8} = 4,679; \quad (3.160)$$

$$K_{\tau D} = \frac{\left(\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} - \frac{1}{K_{F\tau} - 1} \right)}{K_V} = \frac{\left(2,4 - \frac{1}{0,92 - 1} \right)}{2,8} = 5,321; \quad (3.161)$$

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}} = \frac{360}{4,679} = 76,939 \text{ МПа}; \quad (3.162)$$

$$\tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}} = \frac{230}{5,321} = 43,225 \text{ МПа}; \quad (3.163)$$

$$M = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2} = \sqrt{1243,56^2 + 599,95^2} = 1380,718 \text{ Нм}; \quad (3.164)$$

$$\sigma_a = \sigma_u = 10^3 \frac{M}{W} = 10^3 \frac{1380}{98125} = 14,06 \text{ МПа}; \quad (3.165)$$

$$\tau_a = \tau_u / 2 = 10^3 \frac{M_K}{(2 \cdot W_K)} = 10^3 \frac{350}{(2 \cdot 196250)} = 0,89 \text{ МПа}; \quad (3.166)$$

$$S_a = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_a} = \frac{76,939}{14,06} = 5,47; \quad (3.167)$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_a} = \frac{43,225}{0,89} = 48,567; \quad (3.168)$$

$$S = \frac{S_a S_\tau}{\sqrt{S_a^2 + S_\tau^2}} = \frac{5,47 \cdot 48,56}{\sqrt{5,47^2 + 48,56^2}} = \frac{265,623}{48,867} = 5,4 \geq 1,5. \quad (3.169)$$

Оскільки фактичний коефіцієнт міцності вище за розрахунковий, вал можемо вважати здатним до експлуатації.

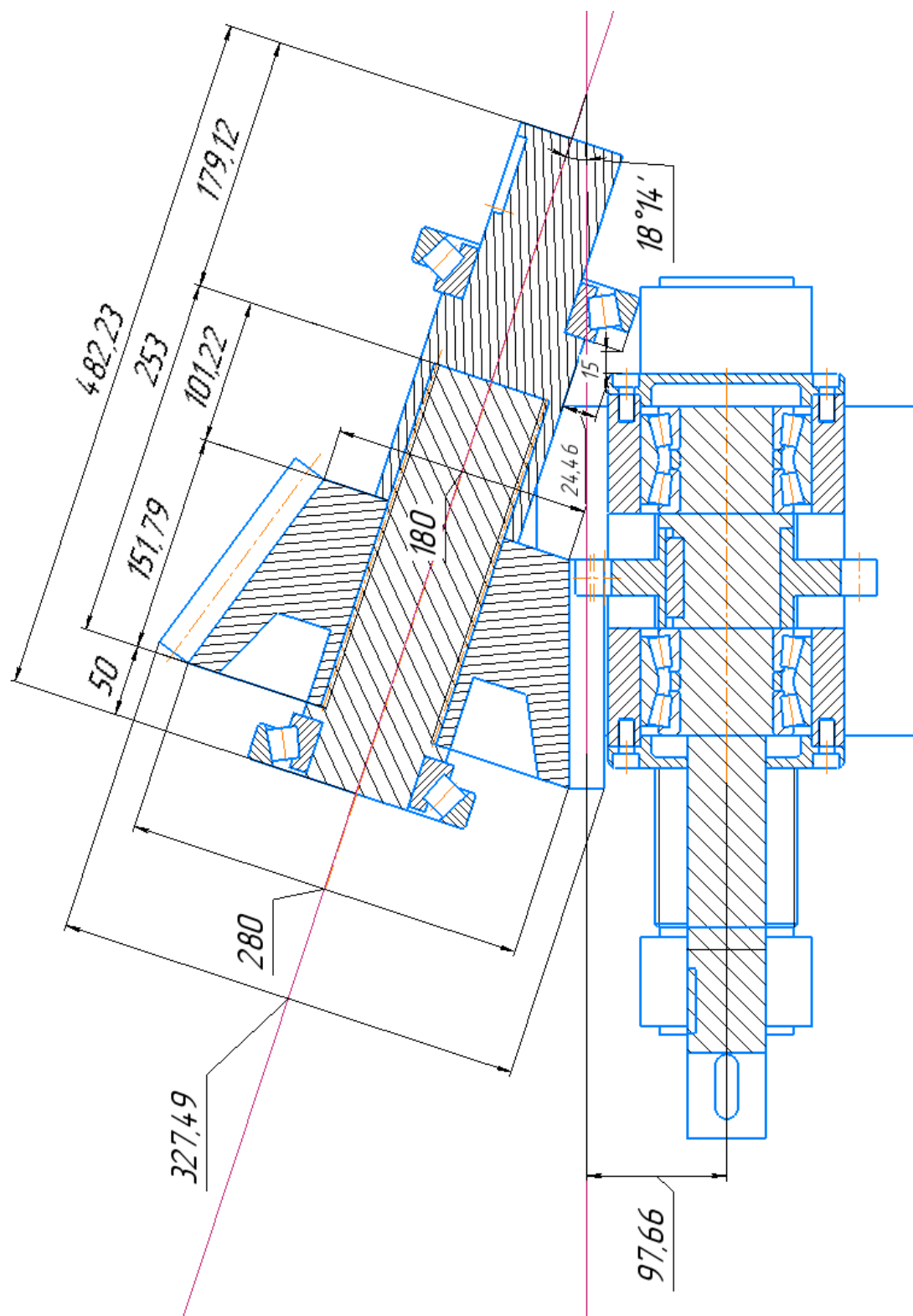


Рис. 3.16 Схема компоновки редуктора, вид сверху

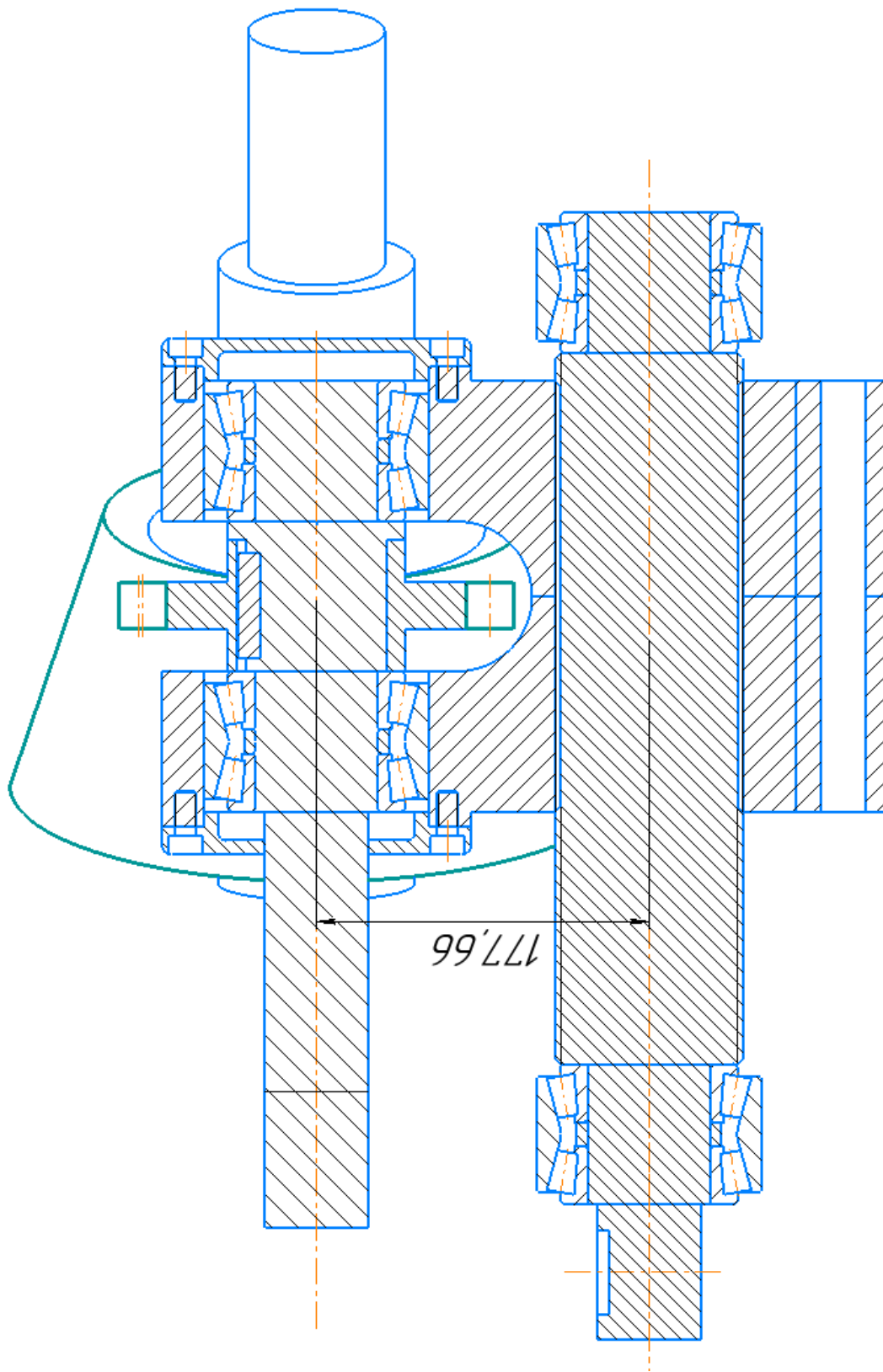
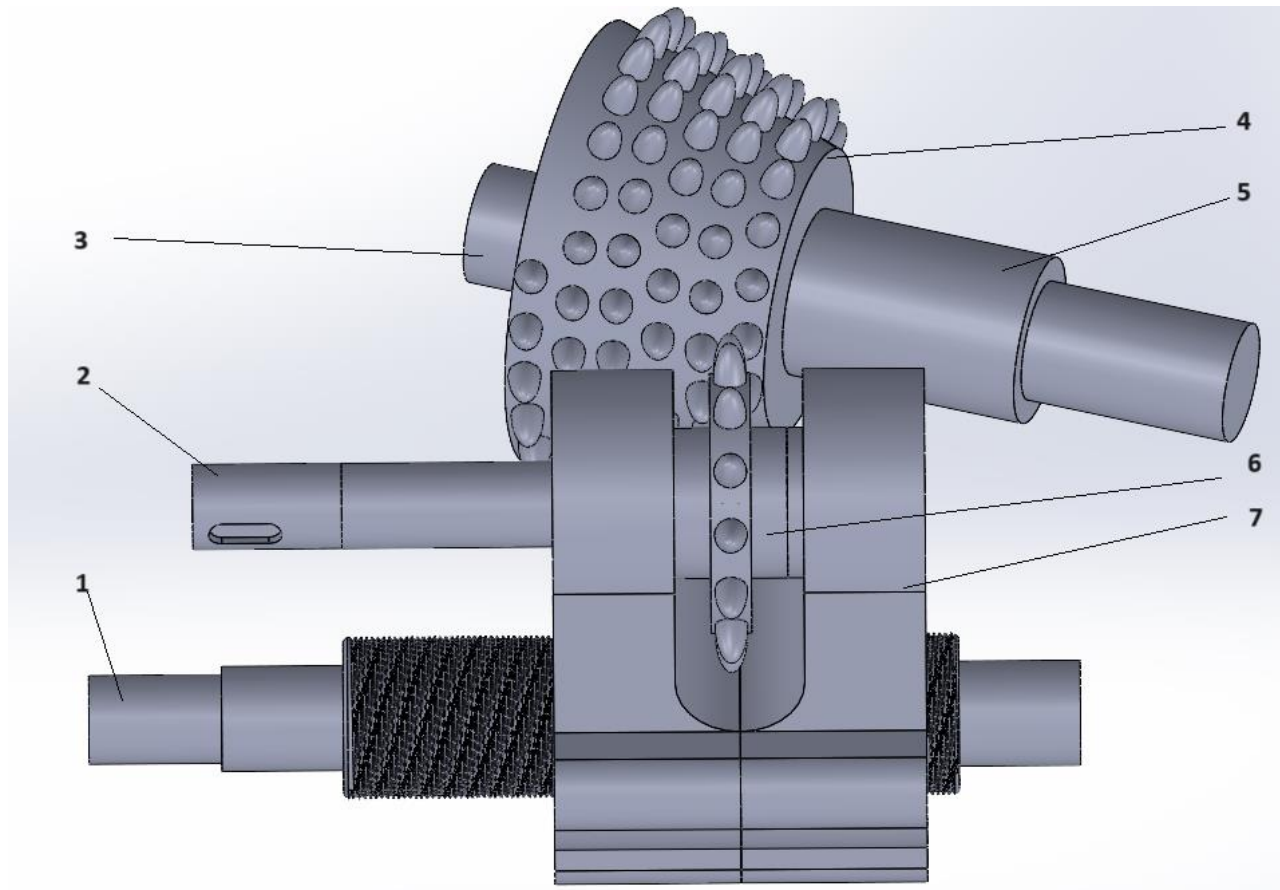


Рис. 3.17 Схема компоновки редуктора, вид сбоку



1 – напрямний вал; 2 – ведучий вал; 3 – перша частина веденого валу; 4 – ведене колесо; 5 – друга частина веденого валу; 6 – ведуче колесо; 7 – каретка;

Рис. 3.18 Компонування елементів редуктора в Slidworks

3.2. Висновки за розділом

В кінці розділу, заключним елементом якого є рис. 3.18, отримана компонувальна схема редуктора і її відображення в середовищі Solidworks. Основним моментом, який необхідно зазначити, є переробка конструкції веденого колеса і веденого валу. Під час компонування назріла проблема недостатнього простору для встановлення всіх елементів редуктора. В цьому випадку зіграло бажання зробити механізм якомога компактнішим. Через недостатній діаметр ведучого колеса каретка, у власному крайньому положенні, та ведений вал, знаходилися майже впритиск одне до одного, що робило неможливим ні теоретичне ні практичне проектування корпусу і обслуговування. Для вирішення питання діаметр шестерні був збільшений на 10 мм

для появи хоч якогось зазору між кареткою та зубами веденого колеса. Також зменшився кут між віссю ухилу конуса веденого колеса і віссю валу на якому воно розташовано. Подібні зміни призвели до зміни діаметру веденого колеса на його меншому боці. Звісно це призвело до зміни формату роботи механізму, оскільки тепер зміна передавального відношення коливається від приблизно 2 до приблизно 1. З огляду на ці обставини вважаю необхідним пояснити чому була остаточно прийнята подібна конструкція.

Якщо змінювати компоновку редуктора відповідно до вихідної задачі, тобто, механізму, що перетворює обертальний момент та частоту обертання в передавальному відношенні в межах $1 \leq z \leq 2$. Це призведе до кардинальної зміни всіх параметрів які були прийняті до цього моменту і, як наслідок, до переробки всієї розрахункової частини роботи. Проте цей процес займе місце та час, але суті проведених досліджень, розрахунків, він не змінить, лише переформить. Також необхідно обговорити про ведений вал. Оскільки він також піддався деяким змінам. Його довжина була збільшена, для створення простору між майбутньою стінкою редуктора і кареткою в її крайньому положенні. В розділі є розрахунки на міцність валу, який створювався на основі приблизної компоувальної схеми редуктора яка, як виявилось, не співпадає з фактичною. Проте, при вже підібраних підшипниках, що дає більшу точність в складанні епюри навантажень, маємо збільшення розрахункової ділянки на 20% в той час, як майже всі небезпечні перерізи, по попереднім розрахункам, перевищують коефіцієнт запасу міцності в два рази. Лише переріз Б'-Б' перевищує його на 25%, тому і недовіру викликає лише він. Тому вважаємо, що цінність переробки половини розділу під нові реалії, для перевірки одного перерізу, не покриває витрат на її реалізацію, не відражає суті роботи і не зробить її ні гірше ні краще.

Щодо принципів компоновки редукторів подібного типу, це питання буде більш детально розібране в висновках до всієї роботи.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Охорона праці під час експлуатації, ТО і ремонту трансмісії автомобіля

Трансмісія є одним з найбільш важливих механізмів автомобілю. Слідкування за її справністю є необхідним для комфортної та безпечної експлуатації автомобілю.

Трансмісія складається з декількох основних елементів: зчеплення; коробка передач; головна передача; карданна передача.

Для дотримання правил безпеки, згідно з Постановою Кабінету Міністрів України від 10 жовтня 2001 р. № 1306 Про Правила дорожнього руху[53], необхідною умовою є утримання в справному стані всіх елементів зазначених вище. Для запобігання несподіваних пошкоджень та поломок треба дотримуватись правил експлуатації кожного з них.

- Зчеплення

Під час руху педаль зчеплення слід вижимати до кінця. В іншому випадку ви ризикуєте стерти диски зчеплення, які створюють механічний зв'язок між двигуном і коробкою передач. Працювати потрібно в наступному алгоритмі: плавно натискати та відпускати, але робити все потрібно швидко і точно. Тримати зчеплення за нерухомої машини не рекомендується, це призводить до швидшого зношування вижимного підшипника.

Також небезпечним є процес гальмування з вижатою педаллю зчеплення. Оскільки передача крутного моменту від двигуна до коліс розірвана, колеса будуть обертатися по інерції, що може призвести до того, що вони почнуть обертатися нерівномірно і це призведе до невизначених наслідків.

- Коробка передач

Це один з найскладніших елементів трансмісії автомобілю. Принцип роботи полягає в перетворенні крутного моменту двигуна і передачі його далі до карданної передачі. АКПП майже не залежить від людини, тому основним правилом при її

експлуатації є регулярна заміна мастильних матеріалів та ТО відповідно стандартів НПАОП 0.00-1.62-12 Правила охорони праці на автомобільному транспорті [43], і плавна робота з педаллю газу та тормозу, для уникнення різких перепадів швидкості, оскільки АКПП може не встигати переключатись на передачі відповідні обертам двигуна і це буде створювати додаткові механічні навантаження та призведе до швидкого зношення ресурсу механізму, [48].

З МКПП все по іншому, так регулярне ТО та заміна мастила актуальні і тут проте основні процеси перемикавання передач тепер повністю залежать від водія. Тож для безпечної експлуатації МКПП слід дотримуватись таких правил.

1. Не вмикати передачу при невижатому зачепленні. Страждає диск зачеплення, вижимний підшипник і йде підвищений знос шестерень. При вдалому включенні є можливість руйнування механізму, [48].

2. Не кидати педаль зачеплення – знос корзини та диску зчеплення.

3. Не перемикаєти передачі дуже швидко. Синхронізаторам МКПП прийдеться довше контактувати між собою без зачеплення, що призводить до зносу.

4. Заборонено вмикати задню передачу при русі автомобіля вперед без повної зупинки і навпаки під час руху назад - першу. Критичною для механізму в такому випадку може стати навіть швидкість в межах 2-3 км/год., [48].

5. Заборонено скидати швидкість на дві та більше передачі вниз; це не тільки призведе до серйозного зносу двигуна, зчеплення та КПП, а ще й може призвести до аварійної ситуації, якщо водій, який знаходиться позаду, не встигне загальмувати.

- Головна передача

Через властивості цього елемента, водій не може впливати на його роботу напряму, як в випадку МКПП. Ситуація східна з АКПП, основним методом грамотної експлуатації є регулярний огляд та зміна мастильних матеріалів. Проте її функції досить важливі для безпеки руху тому всім підозрам на несправність головної передачі віддають ретельну увагу.

Серед ознак несправності у роботі головної передачі виділяють наступні: збільшений шум при русі, стук в головній передачі, перегрів картера головної передачі, підтікання мастила.

Якщо виникли сумніви щодо справності механізму, слід терміново звернутися до послуг СТО для діагностики та ремонту. При порушенні роботи головної передачі та диференціалів можливі відхилення від стандартних передавальних моментів на колесах автомобілю, що призведе до заносу і як наслідку аварійної ситуації.

- Карданна передача

Елемент трансмісії, який передає обертальний момент від коробки передач до головної передачі. Найбільш важливою частиною карданної передачі є елементи зачеплення, хрестовина та підшипники. За їх станом треба найбільш пильно стежити, змащувати та чистити від бруду та іржі.

До основних ознак несправності хрестовини карданного валу відносять появу металевих ударів, стук при включенні передач, скрип або вібрація під час підвищення швидкості. Сильний поштовх або удар під час включення передачі означає що хрестовина зруйнувалася і в голчатому підшипнику з'явився люфт.

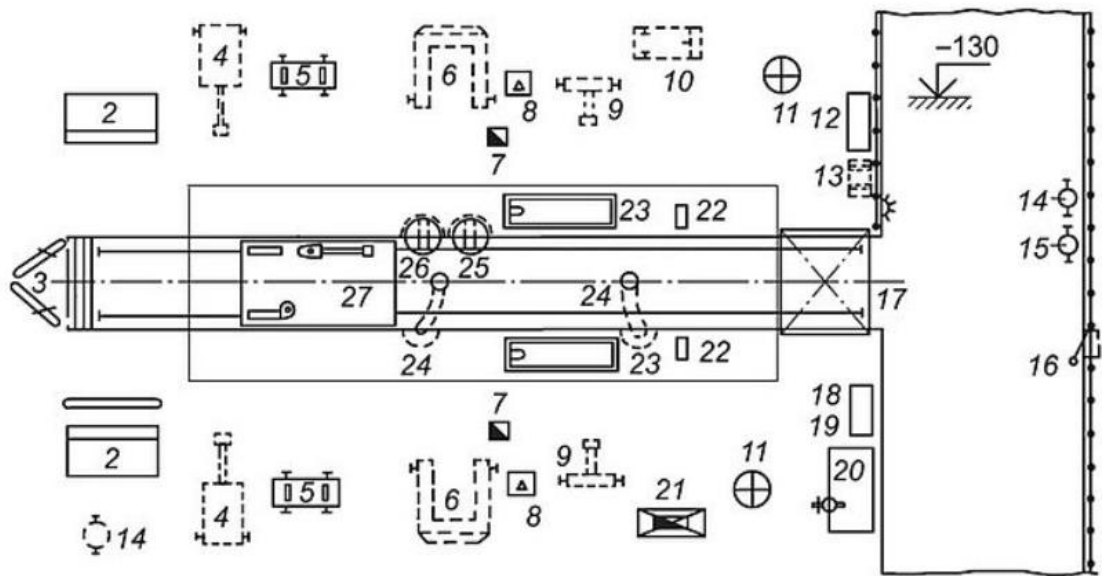
Найбільш небезпечна ситуація виникає при обриві карданного валу, частіше за все це призводить до аварійної ситуації.

Всі роботи з технічного обслуговування та ремонту автомобіля слід проводити, якщо дозволяє ситуація, на спеціально обладнаних постах.

При встановленні автомобіля на пост технічного обслуговування слід зупинити його гальмом стоянки, вимкнути запалення, включити знижену передачу в коробці передач і підкласти під колеса не менше двох упорів.

Перед початком роботи слід впевнитись в відповідності умов праці стандартам зазначеним в НПАОП 0.00-1.62-12 [43]: безпечного розташування приладів, устаткування, санітарних умов, освітлення, наявності карт евакуації та справності евакуаційних виходів тощо. Треба перевірити і застебнути манжети рукавів, прибрати

кінці одягу, що звисають, заправити волосся під головний убір. Необхідно перевірити наявність місця де можна ретельно вимити руки та промити очі в разі забруднення обличчя.



1 - підвісний кран; 2 - стелаж для пристроїв; 3 - колесовідбійник; 4 - гайковерт для гайок ресор; 5 - підставка під обладнання та агрегати; 6 — візок для зняття та встановлення коліс; 7 - пристрій для видалення вихлопних газів; 8 – колонка для подачі повітря; 9 - гайковерт для гайок коліс; 10 - візок для агрегатів; 11 - стелаж-вертушка для нормалей; 12 - шафа для приладів та інструменту; 13 - візок для заміни мостів; 14 – масляний бак; 15 - ємність для зливу масла; 16 - лещата слюсарні; 17 - перехідний місток; 18, 26 - скрині для обтиральних матеріалів; 19 - скриня для відходів; 20 - верстат слюсарний; 21 - ванна для миття деталей; 22 - обмежувальні упори; 23 – підйомник розташований за робочою канавою; 24 - шарнірна лійка для зливу масла; 25 - скриня для кріпильних деталей та інструменту; 27 - канавний витяг з гайковертом;

Рис. 4.1. Приблизний план поста поточного ремонту, [41]

На кермовому колесі вивішується табличка «Не пускати – працюють люди». При знятті вузлів та деталей, що потребують великих фізичних зусиль, необхідно користуватися пристроями (зйомниками). При використанні пристроїв та устаткування, які працюють за принципом тиску рідини або повітря, процес роботи узгоджується з НПАОП 0.00-1.81-18 Правила охорони праці під час експлуатації обладнання, що

працює під тиском, [54]. Обслуговування трансмісії при працюючому двигуні забороняється. При обслуговуванні трансмісії поза оглядової канави або естакади необхідно користуватися лежачими (підстилками). При роботах, пов'язаних з прокручування карданних валів, необхідно додатково переконатися в виключенні запалення для автомобілів з бензиновим двигуном або перекрити подачу палива для авто з дизельним двигуном, поставити важіль перемикачів передач в нейтральне положення і звільнити гальмо стоянки. Після виконання роботи знову затягнути стоянкове гальмо і включити нижчу передачу.

Знімати з автомобілю деталі і агрегати, які можуть бути заповнені рідинами, необхідно лише після зливу.

При знятті коліс або ресор чи їх постановці необхідно попередньо розвантажити їх шляхом підняття рами та встановлення її на козли після чого під зняті колеса підкласти підпорки. Виконувати будь-які роботи на автомобілі, зафіксованому лише на підйомних механізмах (домкратах, телях тощо), забороняється. Не можна підкладати під вивішений автомобіль сторонні предмети які не призначені для утримання автомобілю в піднятому положенні відповідно до НПАОП 0.00-1.62-12, [43].

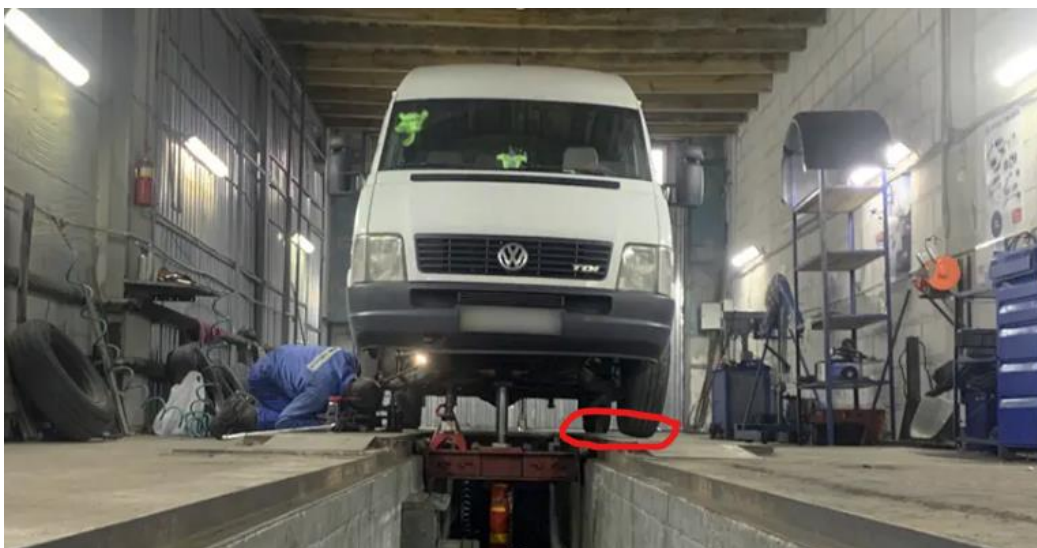


Рис.4.2. Приклад порушення правил безпеки під час ремонтних робіт автомобіля - відсутність упорів на колесах, [42]

Інструмент, який застосовується для ремонту або технічного обслуговування, має бути справним. Молотки та напилки повинні мати добре зафіксовані ручки. Викручування та закручення гайок повинно виконуватися лише справними ключами відповідних розмірів з дотриманням правил безпеки, без використання подовжувачів плеча сили.

Електроінструменти зберігають у інструментальній та видають у користування тільки після попередньої перевірки разом із захисними пристроями. Перед використанням електрообладнання необхідно впевнитись в наявності захисного заземлення. Приєднання електроінструменту до електромережі дозволяється лише за допомогою штепсельних з'єднань. Домкрати та підйомники з електроприводом забезпечують пристроєм для автоматичного вимикання електродвигуна в крайніх положеннях. Роботи з інструментами узгоджуються згідно з НПАОП 0.00-1.71-13 правила охорони праці під час роботи з інструментом та пристроями, [55].

Гідравлічні та пневматичні домкрати застосовують із щільними з'єднаннями, що виключають витік рідини або повітря з робочих циліндрів під час переміщення вантажу, та пристроями, що забезпечують повільне, плавне опускання штока або зупинку його у разі пошкодження трубопроводів, що підводять або відводять рідину чи повітря відповідно до НПАОП 0.00-1.81-18, [54]. Форма опорних поверхонь головок або захватів не повинна допускати зсування вантажу, що піднімається.

Підйомники та домкрати підлягають випробуванням статистичними навантаженнями більше граничного на 10% протягом 10 хв з вантажем у верхньому крайньому положенні двічі на рік. У гідравлічних домкратів зниження тиску рідини до кінця випробувань не повинно перевищувати 5%.

Інші підйомно-транспортні та допоміжні пристрої повинні також щорічно проходити випробування на відповідність до стандартів НПАОП 0.00-1.62-12, [43], НПАОП 0.00-1.81-18[54], НПАОП 0.00-1.71-13, [55].

4.2. Безпека в надзвичайних ситуаціях. Організація обробки автомобілів у разі хімічного зараження

У разі виникнення необхідності працювати в надзвичайних умовах, пов'язаних з хімічною, радіаційною або біологічною небезпекою, в нашому випадку під час дегазації транспорту та обладнання, яке перебувало в забрудненій зоні, необхідним є використання засобів індивідуального захисту.

Засоби індивідуального захисту (ЗІЗ) поділяють на засоби захисту органів дихання, шкіри і медичні засоби захисту. За принципом дії розрізняють фільтрувальні та ізолювальні.

Протигази – широкий спектр різноманітних моделей ЗІЗ призначений для захисту в першу чергу, органів дихання людини. На сьогодні існує велика кількість моделей, які створені спеціально, для повного захисту і органів дихання і шкіри лиця і очей.

Існують різні типи протигазів за принципом дії.:

- Протигази фільтрувальної дії. Принцип роботи полягає в наявності фільтру через який проходить забруднене повітря перед тим як потрапити всередину маски.

- Протигаз ізолювальної дії. Замість фільтру напряму під'єднуються до джерела чистого повітря, в балоні або іншому посуді.

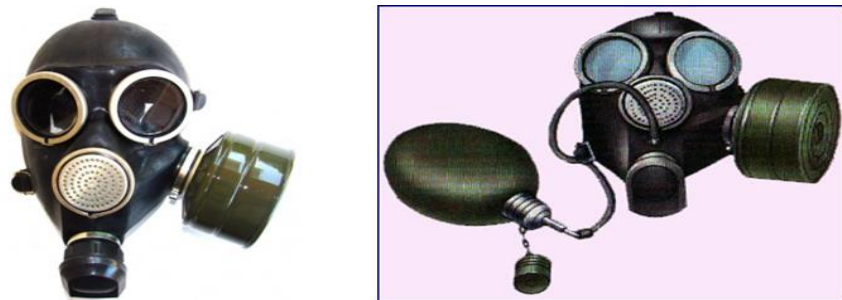


Рис 4.3. Протигаз ГП-7 (ГП-7В) – основний протигаз цивільного захисту, [44]

Якщо протигазів немає в наявності використовуються менш безпечні ЗІЗ, такі як респіратори, марлеві пов'язки тощо які, за необхідністю змочують в безпечних для

людини розчинах нейтралізуючої дії, відповідно до небезпечного фактору з яким зіткнулись.

Для захисту шкіри використовуються, загалом, ізолювальні ЗІЗ. Всі вони базуються на створенні умов, при яких шкіра людини не потрапляє в контакт з забрудненою поверхнею або середовищем. Для цього існують спеціальні костюми і рукавиці хімічного захисту.



Рис. 4.4. Захисний костюм Л-1, [44]

Перебування в подібному костюмі досить швидко виснажує людину, тому існують нормативи згідно з підручником Цивільного захисту табл. 5.4 [44] по використанню і терміну роботи в різних умовах для працівників, які його вдягають.

Роботи по знезараженню слід проводити в відповідності до методичних рекомендацій ДСНС зазначених в джерелі, [52].

Залежно від умов та способів проведення обробки, що використовуються при знезараженні транспорту та техніки прийнято поділяти на часткове та повне.

Часткове знезараження виконує водійський та обслуговуючий персонал транспорту та техніки. Вони за допомогою наявних засобів (комплект для дегазації, миючих та дегазуючих розчинів, ганчір'я тощо) або підручних засобів та матеріалів обробляють кабінку, систему органів управління, капот, крила, кузов, ходові та інші частини в місцях найбільшого забруднення та зараження. Найбільшої ефективності знезараження транспорту та техніки досягають у тому випадку, якщо їх перед обробкою попередньо очищають від сміття, бруду та зайвого мастила.

Основні способи дегазації машин і техніки - обробка кашицями, суспензіями та розчинами дегазуючих речовин, обмивання заражених поверхонь розчинами миючих засобів, та протирання розчинниками частин та деталей ганчіркою та іншими підручними засобами.

Для дегазації транспорту і техніки, можна використовувати розчини формальдегіду, фенолу та його похідні (лізол, нафтазол, крезол), розчини для дегазації № 1, № 2-АЛ, № 2-БЛ, суспензії і кашиці ДТЗ ГК та хлорного вапна, [49].

Дегазуючий розчин № 1 – 5% гексалхлораміну, або 10% розчин дихлораміну в дихлоретані. Призначений для дегазації **отруйних речовин (ОР)** шкірно-наривної дії, [51].

Дегазуючий розчин № 2-АЛ - (аміачно-лужний) - водний розчин їдкого натрію, 5% розчин моноетаноламіну та 20% аміаку, призначений для дегазації зарину та зоману(фосфорорганічні речовини нервово-паралітичної дії), [51].

Дегазуючий розчин № 2-БЛ (безаміачно-лужний) - який являє собою водний розчин 10% їдкого натру та 25% моноетаноламіну, [51].

Двотриосновна сіль гіпохлориду кальцію – ДТЗ ГК – призначена для дегазації ОР типу VX (бойова отруйна речовина нервово-паралітичної дії), іприт (бойова отруйна речовина шкірно-наривної дії), а також для дезінфекції. ДТЗ ГК - білий порошок із запахом хлору. Помірно розчиняється у воді, не розчиняється в органічних розчинниках, зберігається в оцинкованих барабанах. Застосовується у вигляді

суспензії, кашиці та у сухому вигляді. Кашиці готуються в ємності шляхом змішування двох частин ДТЗ ДК та однієї води, [51].

Кашиці ДТЗ ГК та хлорного вапна, а також їх суспензії застосовують тільки для дегазації та дезінфекції грубих металевих частин, дерев'яних та гумових виробів. Для знезараження деталей, механізмів та приладів, що піддаються корозії, їх не застосовують, [49].

При дегазації незабарвлених дерев'яних та грубих гумових виробів обробку кашицями повторюють двічі. Вироби з цих та інших поглинаючих матеріалів знезаражувати протиранням розчинниками не рекомендується.

Вироби зі шкіри та шкірозамінників (сидіння, чохли та ін.), добре вбирають отруйні речовини. Ці вироби дегазують протиранням розчинами зазначеними вище. Через 10 хв після першої обробки протирання повторюють, а потім оброблений виріб висушують на повітрі і змащують жировим мастилом. Після обробки дегазуючими розчинами, шкіряні вироби частково втрачають еластичність і міцність, [45].

При знезараженні машин і техніки зазвичай дотримуються наступної послідовності виконання основних етапів обробки:

- 1) надягають необхідні засоби індивідуального захисту;
- 2) знімають з машин знімне обладнання та майно та укладають на підготовлені столи або настили для їх обробки;
- 3) зачиняють всі дверцята, вікна, вітрові стекла, люки;
- 4) обробляють усі заражені поверхні частини машин, а також раніше зняте обладнання та деталі наявними робочими розчинами та обмивають водою;
- 5) встановлюють на машини оброблене обладнання та майно.

Повне знезараження транспорту та техніки, проводиться поза забрудненої території, на спеціальних **станціях знезараження транспорту (СЗТ)**.

СЗТ створюється для проведення повного знезараження транспорту і техніки. Під подібні станції підбирають приміщення на базі гаражів, міських автогосподарств,

станцій технічного обслуговування автомобілів, мийних відділень, трамвайних і тролейбусних депо, [50].

Транспорт та техніка які прибувають до СЗТ заходяться на спеціальних майданчиках де визначається ступінь зараження обладнання та його окремих частин. Після виявлення ступеню забруднення, а також його виду, з транспорту знімають вантаж, (який окремо обробляється) і відправляють на робочий пост, [50].

СЗТ обладнуються одною або двома потоковими лініями, які складаються з послідовно розташованих робочих постів, на яких оброблюється забруднена техніка, [50]. До кожного посту підводиться джерело води і маються в наявності всі необхідні хімічні речовини та інструменти для знезараження транспорту. Робоче місце облаштовується таким чином, щоб була можливість збирати та відводити забруднену воду в відстійник або інший ізольований резервуар, де вона піддається обробці знезаражувальними засобами і утилізується.

Після завершення циклу обробки машини переміщують, проводять повторний контроль ступеню забруднення та перевіряють якість дегазації. Якщо при контролі виявлять, що залишкова забрудненість перевищує допустимі рівні, машину повертають для повторної обробки. Якщо ж необхідний рівень знезараження досягнуто, то машини направляють на пункт збору обробленої техніки, а людей, які виконували очисні роботи, на санітарну обробку і потім на пункт збору, де вони чистять і змащують найбільш важливі частини та прилади машин, що піддаються іржавінню та псуванню.

4.3. Висновки за розділом

Знання та дотримання правил та стандартам безпеки праці є необхідним мінімумом для збереження не тільки свого життя та здоров'я, а і тих хто працює поруч.

В двох попередніх підрозділах зазначені основні правила та джерела в яких описуються необхідні обмеження та обов'язки персоналу та тих хто відповідає за стан обладнання та устаткувань. Правила поведження з електроінструментом, домкратами та іншими пристроями для обслуговування та експлуатації автомобілів в першому. Правила поведження в екстремній ситуації під час хімічного ураження автомобіля в другому. З того що в них наведено, можемо зробити висновок: чим менше факторів які потенційно або активно несуть небезпеку проігноровано, тим менше вірогідність нещасного випадку або аварії. На підприємстві потрібні бути приведені до стандартів безпеки обладнання, приміщення, робоча форма, санітарні умови, освітлення та інше. В випадку коли можливе хімічне забруднення, необхідно мати при собі та мати уяву про склад та спосіб використання, хоча б основних предметів необхідних для часткової дегазації транспорту та обладнання.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА ПРОПОЗИЦІЇ

Проведена робота поділена на три основні розділи. В них поставлені три основні мети. В першому ми спробували виявити основні причини зростання популярності АКПП та систем схожих за принципом роботи, серед споживачів. Проаналізувати їх переваги та недоліки перед МКПП, та запропонувати свою версію поєднання їх плюсів та зменшення кількості мінусів. Якщо звернутися до висновків до першого розділу ми можемо сказати, що в нас це вдалось.

В другому розділі проведені силові випробування в програмі Solidworks. В ході цих випробувань, починаючи від стартової моделі колеса та зубів ми наблизились до найбільш оптимальної, як вважалося на той час, конструкції. Напруження, які виникали в зубах колеса, знаходилися в рамках безпечних, не перевищуючи коефіцієнт запасу міцності матеріалу. Колесо майже не сприймало навантажень, границя плинності матеріалу перевищувала їх значення в середньому в 4 – 6 разів. Тепер після закінчення опрацювання третього розділу роботи, стає зрозумілим, що оптимізація не була остаточна. Цей процес може зайняти набагато більше часу та конструкторських рішень. Якщо зменшити діаметр колеса, тоді для початкової мети – перетворення моменту в межах $1/2 \leq z \leq 2$, можна зменшити і ведене колесо, тоді зменшиться колова сила зачеплення, а як наслідок, і всі інші сили, можливо конструкцію можна було б зробити ще компактнішою, хоча і з цим виникають труднощі. Проте це вже питання до третього розділу. Для теми яка розглядалася в другому розділі, пропонується ретельно перевірити ті способи за якими моделювалися умови досліджень. Хоч ми і намагалися привести їх як можна ближче до реальних умов, проте виключати можливість помилок і прорахунків буде самонадіяно. Після чого продовжити оптимізацію моделей зубів та колеса. Знайти золоту середину між розміром, та навантаженнями які будуть сприймати елементи.

Третій розділ присвячений створенню компоувальної схеми та розрахунку основних елементів передачі. Ретельніше всі основні проблеми та рішення, які були зроблені в процесі, розписано в висновках до відповідного розділу. Тут буде доречним зазначити основні думки щодо конструктивних особливостей подібної передачі. Зараз щось стверджувати впевнено неможливо, для цього потрібно більше дослідів. На цей момент можна казати лише про можливі рішення і можливі наслідки, які за ними посліdkують. Наприклад, якщо ми хочемо повернутись до первинної цілі про створення механізму з передавальним числом від 0,5 до 2 нам необхідно:

1) збільшити діаметр веденої шестерні до 360 мм (приблизно) відповідно до розмірів зазначених на рис. 3.16;

2) ведене колесо подовжити в напрямку зростання діаметру до 720 мм;

3) адаптувати всі інші елементи під нові умови.

Важко сказати як саме ці елементи будуть розташовані одне відносно одного та як вони зміняться? Є не ілюзорна можливість зростання згинальних моментів до рівня, коли прийдеться збільшувати поперечний переріз валів і ще питання - до яких значень? Якщо зменшити кут конусної поверхні веденого колеса, для вкорочення конструкції, є можливість повторно звести каретку та ведений вал дуже близько. Змінювати щось, без зміни діаметра ведучого колеса не представляється можливим, оскільки це лише віддалить від завдання при збільшенні діаметрів веденого колеса, або при зменшенні приведе до неможливості компоування елементів. В той же час, як зміняться параметри допоміжних елементів: валів, каретки, підшипників? Як зміняться реакції опор, згинальні моменти та інше? Для відповіді на ці питання необхідним є продовження дослідів та пошук відповідей. Дуже складно зробити якийсь однозначний висновок, оскільки, як бачимо, зміна параметру одного елемента, несе за собою переробку усєї конструкції. Проте завдяки доводам першого розділу ми впевнились, що результат, який можна отримати в результаті успіху, буде вартий зусиль.

Для продовження іспитів пропонується почати з дослідження остаточної компоновальної схеми, спробувати знайти зв'язки між конструкцією елементів, їх розташуванням і взаємодією. Спробувати різні підходи до підведення механізму до необхідних умов праці. І коли результат буде досягнутий, можна буде зробити остаточні висновки щодо доцільності втілення подібної ідеї в життя.

Також слід звернути увагу на динаміку роботи самого принципу передачі обертального моменту. Це робота досить велика за складна. Необхідно прорахувати стандартні способи розташування зубів по лінії кола ведучого та веденого колеса, для запобігання заїданням, надлишковим та ударним навантаженням та ін. Ця тема не отримала достойної уваги через свою глибину, в той час як ми, для початку, вирішили пройти по верхам цієї теми, в роботі використаний лише приклад розташування зубів, від якого слід відштовхуватись, не варто приймати його за остаточний концепт.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. BigmirАВТО. «Автомат» против «механики» какие авто предпочитают украинцы [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://auto.bigmir.net/autonews/autoworld/6940270-avtomat-protiv-mekhaniki-kakie-avto-predpochitayut-ukrainsy#:~:text=%D0%9C%D0%B5%D1%85%D0%B0%D0%BD%D0%B8%D1%87%D0%B5%D1%81%D0%BA%D0%B8%D0%B5%20%D0%BA%D0%BE%D1%80%D0%BE%D0%B1%D0%BA%D0%B8%20%D0%BF%D0%BE%D0%BA%D0%B0%20%D0%B2%20%D0%BF%D1%80%D0%B8%D0%BE%D1%80%D0%B8%D1%82%D0%B5%D1%82%D0%B5&text=%D0%9D%D0%B0%20%D0%BC%D0%BE%D0%BC%D0%B5%D0%BD%D1%82%20%D1%8F%D0%BD%D0%B2%D0%B0%D1%80%D1%8F%202022%20%D0%B3%D0%BE%D0%B4%D0%B0,%2D%2034%2C5%25%20%D0%BC%D0%B0%D1%88%D0%B8%D0%BD>.
2. СТО –ТИТАН. Автоматы вытесняют механику [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://titansto.com.ua/avtomaty-vytesnyayut-mekhaniku/>
3. ДРАЙВ. Як влаштована коробка автомат з гідротрансформатором [Електронний ресурс]. – Режим доступа: <https://www.drive.ru/technic/4efb330d00f11713001e3660.html>
4. Avto.pro. Гідротрансформатор АКПП: все про влаштування і несправності [Електронний ресурс]. – Режим доступа: https://avto.pro/autonews/gidrotransformator_akpp_vse_ob_ustroystve_i_neispravnostyah-20190712/#:~:text=%D0%A0%D0%B0%D0%B1%D0%BE%D1%82%D0%B0%D0%B5%D1%82%20%D1%83%D1%81%D1%82%D1%80%D0%BE%D0%B9%D1%81%D1%82%D0%B2%D0%BE%20%D1%82%D0%B0%D0%BA%3A%20%D0%BF%D1%80%D0%B8%20%D0%B2%D0%BA%D0%BB%D1%8E%D1%87%D0%B5%D0%BD%D0%B8%D0%B8,%D0%BD%D0%B0%D1%87%D0%BD%D0%B5%D1%82%20%D0%B

[2%D1%80%D0%B0%D1%89%D0%B0%D1%82%D1%8C%D1%81%D1%8F%2C%20%D1%83%D0%B2%D0%BB%D0%B5%D0%BA%D0%B0%D0%B5%D0%BC%D0%BE%D0%B5%20%D1%82%D1%80%D0%B0%D0%BD%D1%81%D0%BC%D0%B8%D1%81%D1%81%D0%B8%D0%BE%D0%BD%D0%BD%D0%BE%D0%B9%20%D0%B6%D0%B8%D0%B4%D0%BA%D0%BE%D1%81%D1%82%D1%8C%D1%8E.](#)

5. ЦТО. Принцип роботи вариатора на автомобілі. Плюси і мінуси [Електронний ресурс]. – Режим доступу: [6. Auto.ru. Що таке обертовий момент двигуна \[Електронний ресурс\]. – Режим доступу: <https://auto.ru/mag/article/что-такое-krutyashchiy-moment-dvigatelya/>](https://centr-to.ru/blog/avtoservis/printsip-rabotyvariatora#:~:text=%D0%9F%D1%80%D0%B8%D0%BD%D1%86%D0%B8%D0%BF%20%D1%80%D0%B0%D0%B1%D0%BE%D1%82%D1%8B%20%D0%B2%D0%B0%D1%80%D0%B8%D0%B0%D1%82%D0%BE%D1%80%D0%B0%20%D0%BD%D0%B0%20%D0%B0%D0%B2%D1%82%D0%BE%D0%BC%D0%BE%D0%B1%D0%B8%D0%BB%D0%B5%20%E2%80%94%20%D0%BF%D0%BB%D0%B0%D0%B2%D0%BD%D0%BE%20%D0%BF%D0%B5%D1%80%D0%B5%D0%B4%D0%B0%D0%B2%D0%B0%D1%82%D1%8C%20%D0%BA%D1%80%D1%83%D1%82%D1%8F%D1%89%D0%B8%D0%B9%20%D0%BC%D0%BE%D0%BC%D0%B5%D0%BD%D1%82%20%D0%BE%D1%82,%D0%BF%D0%BE%20%D0%BE%D0%BF%D1%80%D0%B5%D0%B4%D0%B5%D0%BB%D0%B5%D0%BD%D0%BD%D0%BE%D0%B9%20%D0%BF%D1%80%D0%BE%D0%B3%D1%80%D0%B0%D0%BC%D0%BC%D0%B5%20%D0%B8%D0%BB%D0%B8%20%D0%B2%D1%80%D1%83%D1%87%D0%BD%D1%83%D1%8E.</p></div><div data-bbox=)

7. Центральний металевий портал. Сталь марки 40X [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://metallischekiy-portal.ru/marki_metallov/stk/40X

8. Чернавський С.А. Проектування механічних передач. навчально-довідковий посібник для вузів / Чернавський С.А., Снесарев Г.А., Козинцов Б.С. Видання 5-е, перероблене і доповнене. К.: 1984 – 560 с.

9. Дунаєв П.Ф. Конструювання вузлів і деталей машин. Навчальний посібник для вузів. Видання 3-є перероблене і доповнене. Київ 1978 – 352 с.

10. Цехнович Л.И., Петриченко И.П. Атлас конструкцій редукторів. Навчальний посібник для вузів. К.: Вища шк., 1990 – 150 с.

11. YouTube. Створення евольвентного зачеплення [Електронний ресурс– Режим доступу: <https://www.youtube.com/watch?v=yJhXsosCrUU>

12 CRASHHISTORY. Сили опору руху автомобіля [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://www.carshistory.ru/avtomobil/hodovaya_chast/sily_deystvuuschie_na_dvizhuschiy_sya_avtomob/1074.html

13. Вікіпедія. Коефіцієнт аеродинамічного опору руху автомобіля [Електронний ресурс]. – Режим доступу:

https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%9A%D0%BE%D1%8D%D1%84%D1%84%D0%B8%D1%86%D0%B8%D0%B5%D0%BD%D1%82_%D0%B0%D1%8D%D1%80%D0%BE%D0%B4%D0%B8%D0%BD%D0%B0%D0%BC%D0%B8%D1%87%D0%B5%D1%81%D0%BA%D0%BE%D0%B3%D0%BE_%D1%81%D0%BE%D0%BF%D1%80%D0%BE%D1%82%D0%B8%D0%B2%D0%BB%D0%B5%D0%BD%D0%B8%D1%8F_%D0%B0%D0%B2%D1%82%D0%BE%D0%BC%D0%BE%D0%B1%D0%B8%D0%BB%D1%8F#:~:text=%D1%81%D0%BE%D0%B2%D1%80%D0%B5%D0%BC%D0%B5%D0%BD%D0%BD%D1%8B%D1%85%20%D0%BB%D0%B5%D0%B3%D0%BA%D0%BE%D0%B2%D1%8B%D1%85%20%D1%81%D0%B5%D1%80%D0%B8%D0%B9%D0%BD%D0%BE%20%D0%B2%D1%8B%D0%BF%D1%83%D1%81%D0%BA%D0%B0%D0%B5%D0%BC%D1%8B%D1%85%20%D0%B0%D0%B2%D1%82%D0%BE%D0%BC%D0%BE%D0%B1%D0%B8%D0%BB%D0%B5%D0%B9,%D0%B4%D0%BE%200%2C5%20%D0%B8%20%D0%B1%D0%BE%D0%BB%D0%B5%D0%B5

14. РЕСПЕКТ. Ухил дороги: поперечний та поздовжній [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://dostavka-sheben-pesok.ru/stati/uklon>

[dorogi/#:~:text=%D0%A2%D0%B0%D0%BA%2C%20%D0%BC%D0%B5%D1%81%D1%82%D0%BD%D1%8B%D0%B5%20%D0%B4%D0%BE%D1%80%D0%BE%D0%B3%D0%B8%20%D0%B2%20%D1%81%D0%BE%D0%BE%D1%82%D0%B2%D0%B5%D1%82%D1%81%D1%82%D0%B2%D0%B8%D0%B8,%D0%BD%D0%B5%20%D1%82%D0%BE%D0%BB%D1%8C%D0%BA%D0%BE%20%D1%81%D1%83%D1%89%D0%B5%D1%81%D1%82%D0%B2%D1%83%D1%8E%D1%89%D0%B8%D0%BC%20%D0%BD%D0%B0%D0%BA%D0%BB%D0%BE%D0%BD%D0%BE%D0%BC%20%D0%BB%D0%B0%D0%BD%D0%B4%D1%88%D0%B0%D1%84%D1%82%D0%B0.](#)

15. Куроп'ятник О.С. Деталі машин. Курсове проектування. Навчальний посібник. Дніпро 2022 – 39 с.

16. HOBENOOL. Навіщо обслуговувати коробки – автомати? [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.hobenool.eu/ru/zachem-nuzhno-obsluživat-korobki-avtomaty/#:~:text=%D0%A0%D0%B0%D0%B1%D0%BE%D1%87%D0%B0%D1%8F%20%D1%82%D0%B5%D0%BC%D0%BF%D0%B5%D1%80%D0%B0%D1%82%D1%83%D1%80%D0%B0%20%D0%BA%D0%BE%D1%80%D0%BE%D0%B1%D0%BA%D0%B8%20%D0%BF%D0%B5%D1%80%D0%B5%D0%B4%D0%B0%D1%87%20%D1%81%D0%BE%D1%81%D1%82%D0%B0%D0%B2%D0%BB%D1%8F%D0%B5%D1%82,%D0%B4%D0%BE%D1%81%D1%82%D0%B8%D0%B3%D0%B0%D1%82%D1%8C%20120%20%D0%A1%20%D0%B8%20%D0%B2%D1%8B%D1%88%D0%B5>

17. Дунаєв П.Ф., Леликов О.П. Деталі машин. Курсове проектування. Навчальний посібник. Видання 5-е доповнене. К., 2004 – 566 с.

18. Базова техніка. Підшипник 97513 352212 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://bazteh.ru/podshipnik_97513_352213.html

19. Stud.com.ua. З'єднання [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://stud.com.ua/72538/tehnika/zyednannya>
20. TurboSite. Інженерна механіка ч.2. Розрахунки різьбових з'єднань [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://elib.tsatu.edu.ua/dep/mtf/tm_10/page7.html
21. StudFiles. Розрахунок різі на міцність [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://studfile.net/preview/4289212/page:24/>
22. Myvin. Сталь 45: особливості застосування і характеристика [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.myvin.com.ua/news/13020-stal-45-osobennosty-prymenyenia-y-kharakterystyka>
23. DINmARK. Метричні різі [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://dinmark.com.ua/ru/blog/metrychna-rizba>
24. StudFiles Силовий і міцностний розрахунок зубчатих коліс редуктора. Визначення їх основних параметрів [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://studfile.net/preview/478390/page:2/>
25. Istok. Підшипник 6-7313А (30313/Р6) ГПЗ-34 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://istok.kh.ua/ua/p1393838304-podshipnik-7313a-30313p6.html>
26. Istok. Підшипник 6-7315А (30315/Р6) ГПЗ-34 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://istok.kh.ua/ua/p1167159150-podshipnik-7315a-30315p6.html>
27. Um.co.ua. Установка валів і підшипників ковзання і кочення [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://um.co.ua/9/9-4/9-4699.html>
28. Istok. Підшипник 97515 (352215) ВЕЛ [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://istok.kh.ua/ua/p1167159553-podshipnik-97515-352215.html>
29. Техніка Технології Компоненти. Все що потрібно знати про підшипники [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://ttk.kiev.ua/novyny/vse-shcho-treba-znati-pro-pidshipniki.html>

30. Stud.com.ua. Механічні передачі. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://stud.com.ua/72523/tehnika/mehanichni_peredachi
31. Magic book. Навчально-методичний комплекс з професії «Токар фрезерувальник» [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://bcpl.pto.org.ua/index.php/dopomoga/itemlist/category/378-12-3-osnovni-vidomosti-pro-peredachi>
32. СЕРВІС АВТОІНДУСТРІЯ. Які бувають види коробок передач [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://avtoindustriya.com/blog/uk/vydy-kpp/>
33. TurboSite. Інженерна механіка ч.2. Розрахунок валів. Ескізна компоновка редуктора [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://elib.tsatu.edu.ua/dep/mtf/tm_10/page2.html
34. ni.biz.ua – Навчальна інформація для українських студентів. Перший етап компонування редуктора [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://ni.biz.ua/4/4_10/4_102768_perviy-etap-komponovki-reduktora.html
35. StudFiles. Ескізна компоновка редуктора [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://studfile.net/preview/5648188/page:6/>
36. StudFiles. Розрахунок валів на міцність та жорсткість [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://studfile.net/preview/7383148/page:8/>
37. Цуркан О.В., Полевода Ю.А., Присяжник Д.В. Технічна механіка. Частина 1. Розрахунок валів і підшипників кочення. Навчальний посібник. Вінниця, 2022 –183 с.
38. Stud.com.ua. Конструкції валів [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://stud.com.ua/84713/tehnika/konstruksiyi_valiv
39. StudFiles. Проектний розрахунок валів. Ескізне компонування редуктора [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://studfile.net/preview/8594950/page:35/>
40. Studwood.net. Розрахунок, конструювання і виготовлення циліндричних редукторів. Компоновка редуктора [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://studwood.net/1586163/tehnika/komponovka_reduktora

41. StudRef.com. Оснащення універсальних і спеціалізованих постів поточного ремонту [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://studref.com/313314/tehnika/osnaschenie_universalnyh_spetsializirovannyh_postov_tekushego_remonta

42. СТО АВТОПАН. СТО для бусів [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://avtopan.ua/ru/sto-dlya-busov/>

43. НПАОП 0.00-1.62-12 Правила охорони праці на автомобільному транспорті. Міністерство надзвичайних ситуацій України. Включено до Державного реєстру нормативно – правових актів з питань охорони праці «04» вересня 2012 р. За № 496

44. Міхеєв Ю.В., Зеркалов Д.В., Землянська О.В., Праховнік Н.А. Цивільний захист. Навчальний посібник. Київ 2013 – 232 с.

45. Бова А.А. Військова токсикологія і токсикологія в екстрених ситуаціях: підручник / А. А. Бова – Мінськ БГМУ 2005 – 700 с.

46. Smart Defense. Мобільний дезактиваційний комплекс [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.smartdefense.company/nashi-proekti/mobilnij-dezaktivatsijnih-kompleks>

47. ni.biz.ua – Навчальна інформація для українських студентів. Технічне обслуговування та поточний ремонт трансмісії [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://ni.biz.ua/6/6_15/6_158375_tehnicheskoe-obsluzhivanie-i-tekushchiy-remont-transmissii.html

48. АВТОРАКУРС. Автомобільний портал. Як їздити на механіці – 10 помилок, які роблять автовласники [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://avtorakurs.com/kak-ezdit-na-mehanike-10-oshibok/>

49. StudFiles. Обеззараження транспорту, техніки і обладнання [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://studfile.net/preview/9808146/page:49/>

50. UKRABUKVA.net. Реферат: Знезараження техніки, санітарна обробка [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://ukrbukva.net/page,2,6615-Obezrazhivanie-tehniki-sanitarnaya-obrabotka.html>

51. StudFiles. Дегазуючі та дезактивууючі речовини і розчини [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://studfile.net/preview/1859179/page:4/>

52. Державна служба України з надзвичайних ситуацій. Український науково-дослідний інститут цивільного захисту. Методичні рекомендації щодо проведення спеціальної обробки техніки, обладнання, засобів індивідуального захисту та санітарної обробки рятувальників [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://dsns.gov.ua/upload/1/3/6/1/6/2019-12-16-555-mrso-2019.pdf>

53. Постанова Кабінету Міністрів України. від 10.10.2001 р. №1306 Про Правила дорожнього руху.

54 НПАОП 0.00-1.81-18 Правила охорони праці під час експлуатації обладнання, що працює під тиском. Наказ від 05.03.2018 № 333 Про затвердження Правил охорони праці під час експлуатації обладнання, що працює під тиском

55. НПАОП 0.00-1.71-13. Правила охорони праці під час роботи з інструментом та пристроями. Наказ від 19.12.2013 № 966 Про затвердження Правил охорони праці під час роботи з інструментом та пристроями.