

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

Тракторів і автомобілів

(назва кафедри)

Калінін Є.І.

(підпис)

(ПІБ)

« _____ » _____ 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему «Проектування механічної ступінчастої коробки передач легкового автомобіля повною масою 2 т»

Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»

Гарант освітньої програми

Д.Т.Н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Калінін Є.І.

(ПІБ)

Керівник кваліфікаційної роботи

К.Т.Н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Орищенко С.В.

(ПІБ)

доктор філософії (PhD)

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Колеснік Ю.І.

(ПІБ)

Виконав

(підпис)

Ничипорчук Владислав Миколайович

(ПІБ)

КИЇВ – 2026

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
тракторів і автомобілів та

д.т.н., проф. _____ **Калінін Є.І.**
(наук. ступ., вч. звання) (підпис) (ПІБ)
« _____ » _____ 2026 р.

З А В Д А Н Н Я

на виконання дипломного проекту бакалавра студенту

Ничипорчуку Владиславу Миколайовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність _____ 274 «Автомобільний транспорт»

(код і назва)

Тема дипломного проекту бакалавра на тему «Проектування механічної ступінчастої коробки передач легкового автомобіля повною масою 2 т»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «06» лютого 2026р. №397 «С»

Термін подання завершеної роботи (проекту) на кафедру: 01.05.2026

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проекту бакалавра: Технічна документація автомобіля

Перелік питань які потрібно розробити _____

Вступ (актуальність та мета досліджень);

Функціональне проектування трансмісії;

Функціональне проектування механізму трансмісії;

Конструкторське проектування;

Висновки;

Список використаних джерел.

(перелік питань, які потрібно розробити)

Перелік графічного матеріалу: Загальний вид; Кінематична схема; Загальний вид трансмісії;

Загальний вид напіввісі; Деталювання; Шестерня піввісі.. Деталювання. Висновки

Дата видачі завдання «23» лютого 2026 р.

Керівник кваліфікаційної роботи

(підпис)

Орищенко С.В..

(прізвище та ініціали)

Керівник кваліфікаційної роботи

(підпис)

Колеснік Ю.І.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

Ничипорчук В.М.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота виконана в об'ємі 7 листів графічної частини і пояснювальної записки на 56 сторінках. Пояснювальна записка містить 3 розділів, в яких знаходиться 10 рисунків та 20 таблиць.

В умовах сучасного рівня розвитку техніки, в умовах жорсткої конкуренції на ринку автомобільної промисловості найбільшим попитом у споживачів користуються автомобілі з кращими технічними характеристиками. Виходячи з цього, на сучасному етапі перед конструктором стоїть завдання створення автомобіля, що володіє хорошими вихідними параметрами, які задовольняють потенційного споживача.

Високий технічний рівень виробу досягається значною мірою на етапі функціонального проектування, на якому визначаються основні параметри об'єкта і його складових частин, оцінюються показники ефективності та якості процесів функціонування.

Трансмісія автомобіля - це сукупність агрегатів і механізмів, що призначені для передавання потужності двигуна до провідних коліс із метою забезпечення необхідної величини та напрямку швидкості руху, а також тривалої стоянки при працюючому двигуні, водночас перетворюючи параметри потужності: обертальний момент і кутову частоту.

Метою кваліфікаційної роботи є проектування механічної ступеневої коробки передач легкового автомобіля повною масою 2 т.

Необхідно створити коробку передач, яка мала б високі показники тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності, могла б конкурувати із зарубіжними аналогами і при цьому мати відносно невисоку вартість.

Ключові слова: автомобіль, трансмісія, механічна ступенева коробка передач, момент, проектування

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1 ФУНКЦІОНАЛЬНЕ ПРОЕКТУВАННЯ ТРАНСМІСІЇ	7
1.1 Розробка технічних вимог і постановка задачі функціонального проектування трансмісії	7
1.2 Огляд та аналіз існуючих конструкцій і вибір технічних рішень	8
1.3 Синтез структури та розробка кінематичної схеми трансмісії	15
2 ФУНКЦІОНАЛЬНЕ ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАНІЗМУ ТРАНСМІСІЇ	18
2.1 Постановка завдань функціонального проектування механізму	18
2.2 Визначення та вибір основних параметрів механізму	18
3 КОНСТРУКТОРСЬКЕ ПРОЕКТУВАННЯ	22
3.1 Конструкція механізму трансмісії	22
3.2 Визначення навантажувальних режимів механізму	24
3.3 Аналіз довговічності зубчастих зачеплень механізму	32
3.4 Проектування валів механізму	42
3.5 Аналіз шліцьових з'єднань	46
3.6 Проектування підшипникових опор	47
3.7 Розрахунок параметрів синхронізаторів	45
3.8 Обґрунтування вибору матеріалів і способів зміцнення основних деталей	48
3.9 Оцінка габаритів і ККД механізму	52
ВИСНОВКИ	53
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	54
ДОДАТКИ	56

ВСТУП

Автомобільний транспорт є однією з найважливіших складових транспортної системи країни, забезпечуючи мобільність населення та ефективне функціонування економіки. Сучасний розвиток автомобілебудування характеризується підвищенням вимог до паливної економічності, динамічних характеристик, надійності та довговічності транспортних засобів. Значною мірою ці показники залежать від конструкції трансмісії, яка забезпечує передачу крутного моменту від двигуна до ведучих коліс та зміну його величини відповідно до умов руху автомобіля.

Одним із найпоширеніших типів трансмісій легкових автомобілів залишається механічна ступінчаста коробка передач. Її перевагами є високий коефіцієнт корисної дії, простота конструкції, надійність, відносно невисока вартість виготовлення та ремонту. Використання шестиступінчастих коробок передач дозволяє розширити діапазон передавальних чисел, забезпечити покращення тягово-швидкісних властивостей автомобіля та знизити витрати палива під час експлуатації.

Актуальність теми кваліфікаційної роботи полягає у необхідності вдосконалення конструкцій механічних коробок передач легкових автомобілів з метою забезпечення високої ефективності роботи трансмісії, зменшення масогабаритних показників та підвищення надійності її елементів.

Метою кваліфікаційної роботи є проектування механічної шестиступінчастої коробки передач для легкового автомобіля повною масою 2 т, яка забезпечує необхідні тягово-швидкісні характеристики, паливну економічність та надійність експлуатації.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- виконати аналіз існуючих конструкцій механічних коробок передач;
- обґрунтувати вибір кінематичної схеми трансмісії;
- визначити основні параметри коробки передач та передавальні числа;

- виконати розрахунок зубчастих передач, валів, шліцьових з'єднань і підшипникових опор;

- обґрунтувати вибір конструкційних матеріалів для основних деталей;

- оцінити техніко-економічні показники спроектованої конструкції.

Об'єктом дослідження є трансмісія легкового автомобіля.

Предметом дослідження є процес проектування механічної ступінчастої коробки передач та визначення її конструктивних і експлуатаційних параметрів.

Практичне значення роботи полягає у розробленні конструкції шестиступінчастої механічної коробки передач, яка може бути використана при проектуванні сучасних легкових автомобілів.

1 ФУНКЦІОНАЛЬНЕ ПРОЕКТУВАННЯ ТРАНСМІСІЇ

1.1 Розробка технічних вимог і постановка задачі функціонального проектування трансмісії

Проектований автомобіль призначений для експлуатації в умовах помірного клімату на дорогах з асфальтобетонним типом покриття. Він має задовольняти вимогам безпеки, надійності та експлуатаційним вимогам.

У процесі проектування технічних об'єктів можна виділити такі етапи:

- 1) функціональне проектування;
- 2) конструкторське проектування;
- 3) конструювання.

Метою функціонального проектування є отримання кінематичної схеми та визначення її параметрів.

Під час конструкторського проектування визначають параметри на основі міцності, зносостійкості тощо.

Під конструюванням розуміють процес, метою якого є створення конструкторської документації.

У процесі виконання кваліфікаційної роботи слід спроектувати механічну ступінчасту коробку передач для легкового автомобіля повною масою 2 т.

За результатами функціонального проектування цього автомобіля, розроблено такі вимоги до проектованої трансмісії:

- 1) 1) Забезпечення високих показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобіля;
- 2) 2) Передавальні числа коробки передач: $U_1=3.67$, $U_2=2.71$, $U_3=2$, $U_4=1.47$, $U_5=1.08$, $U_6=0.8$;
- 3) 3) Передавальне число головної передачі $U_0=3.88$;
- 4) 4) Схема трансмісії 4 х 2;
- 5) 5) Забезпечення мінімально можливої маси і габаритів коробки передач.
- 6) 6) ККД трансмісії має бути не менше 0,9.

Значення параметрів, отриманих у результаті виконання курсової роботи з теорії руху автомобіля, наведено в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 Розрахункові параметри двигуна

Найменування параметра	Позначення	Одиниця	Значення
Максимальна потужність	P_{emax}	кВт	50.7
Частота обертання колінчастого валу при P_{emax}	n_P	об/хв	5600
Максимальний обертальний момент	M_{emax}	Н·м	94.1
Частота обертання колінчастого валу при M_{emax}	n_M	об/хв	3400
Коефіцієнт відбору потужності	$k_{\text{в.о}}$	—	0.05

Проектована трансмісія так само має відповідати вимогам безпеки конструкції, надійності, продуктивності та ергономічним вимогам. Під час проектування трансмісії так само необхідно враховувати загальнотехнічні вимоги:

- 1) механізми і деталі, які часто піддаються демонтажу під час експлуатації, мають бути легкознімними.
- 2) Ємності та резервуари, в яких контролюватимуться рівні робочої рідини, необхідно забезпечувати індикаторами.
- 3) Необхідно забезпечити вільний доступ для роботи з контактними динамометричними ключами до кріпильних з'єднань, що мають нормоване зусилля стиснення. До решти кріпильних виробів - доступ стандартного кріпильного інструменту.

1.2 Огляд та аналіз наявних конструкцій і вибір технічних рішень

На автомобілях найбільшого застосування набули ступінчасті коробки передач. Розрізняють два основні види ступінчастих коробок передач: з нерухомими осями валів (вальні) і планетарні.

Планетарні коробки передач застосовуються в гідромеханічних трансмісіях. Вона являє собою з'єднання декількох планетарних рядів, різне поєднання яких забезпечує отримання необхідного діапазону передавальних чисел і числа передач. Включення передач досягається гальмуванням або блокуванням окремих її ланок.

Трьохвальні коробки передач встановлюють на задньопривідних легкових автомобілях із переднім розташуванням двигуна, на вантажних автомобілях малої та середньої вантажопідйомності і на автобусах. Число передач у цих коробках становить не менше чотирьох для легкових і вантажних автомобілів малої вантажопідйомності і від чотирьох до шести для вантажних автомобілів середньої вантажопідйомності.

Двовальні коробки передач застосовуються на передньопривідних легкових автомобілях малого класу і задньопривідних легкових автомобілях із заднім розташуванням двигуна. Число передач таких коробок становить 5-6. Вища передача в двовальних коробках часто буває підвищувальною, а більшість передач синхронізовано..

У 6-ступінчастій механічній коробці передач TL4 (рис. 1.1) зчеплення, механічна коробка передач і диференціал поєднані з головною передачею, що дало змогу створити компактний блок коробки передач. Коробка передач має високий ККД. Перемикання передач виконуються короткими, зручними і точними ходами.

Механічна коробка передач TL4 має два вали та шість пар косозубих циліндричних шестерень. Передачі переднього ходу синхронізовані, що гарантує безшумне і комфортне перемикання передач. Перевага циліндричних косозубих шестерень у тому, що вони здатні передавати більш високі навантаження (два або більше зубів одночасно перебувають у постійному зачепленні) і працюють тихіше за прямозубі шестерні. Передача заднього ходу обладнана циліндричними прямозубими шестернями і пружиною. Ця пружина полегшує вмикання передачі заднього ходу. Вилки перемикання передач переміщуються на рухомих штоках. Штоки розташовані між картером КП і картером зчеплення. Передавальні числа КП підібрані таким чином, щоб оптимально забезпечувати передачу потужності

двигуна. Шоста передача забезпечує хорошу паливну економічність під час руху з постійною швидкістю.

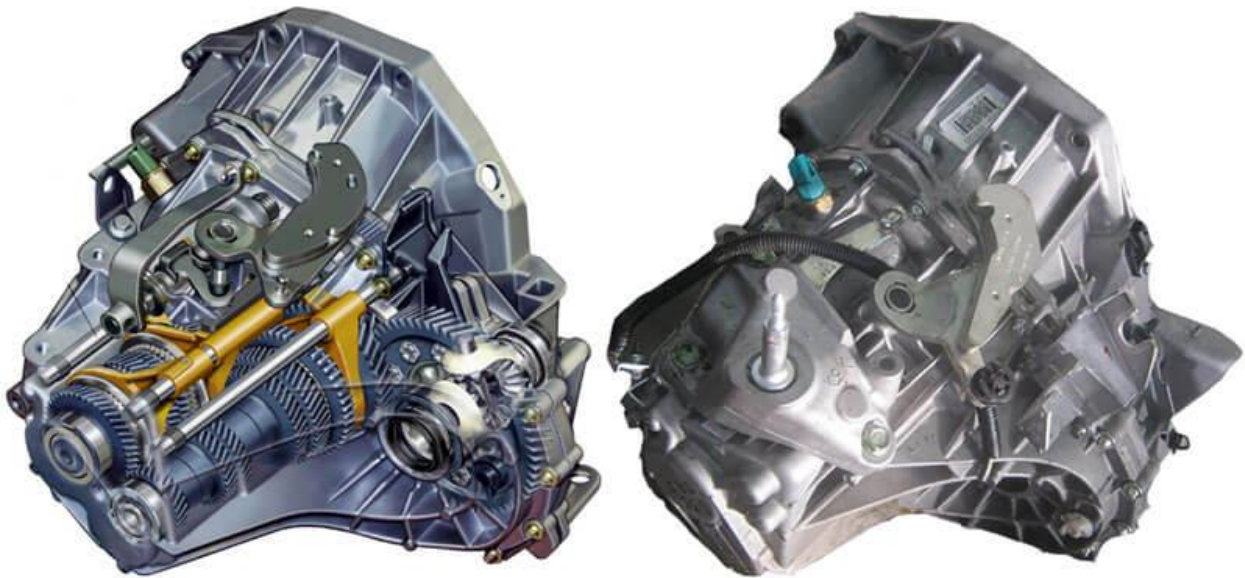


Рисунок 1.1 - Шестиступінчаста механічна коробка передач Renault Laguna 1 TL4. Переваги: компактний блок коробки передач, високий ККД, перемикання здійснюється короткими, зручними і точними ходами.

На (рис 1.2) наведено шестиступінчасту механічну коробку передач Ford Transit MT-82. Усі передачі переднього ходу синхронізовані.

Коробка передач встановлена в моторному відсіку поперечно поздовжньої вісі двигуна і прикріплена до нього болтами. Перевага такого розташування полягає в забезпеченні найкоротшого (з можливих) шляху передачі крутного моменту до передніх коліс. Крім того, це дає змогу оптимізувати охолодження завдяки тому, що коробка передач розташована в потоці повітря, що рухається через моторний відсік.

Крутний момент від колінчастого валу через зчеплення передається на перший вал коробки передач.

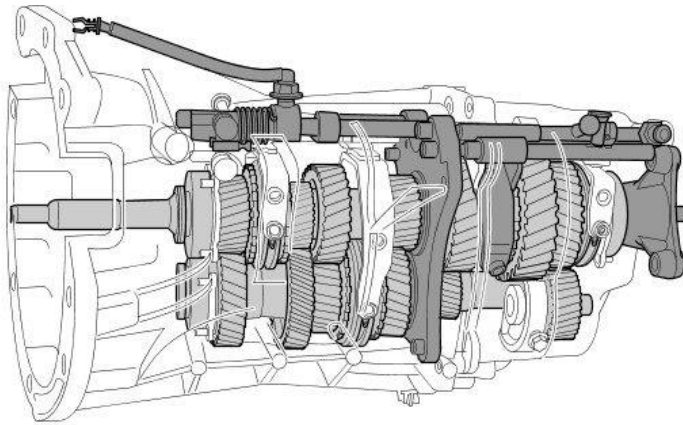


Рисунок 1.2 – Шестиступінчаста механічна коробка передач Ford Transit MT-82

Шестиступінчаста коробка передач Nissan Qashqai RS6F52A (Рис. 1.3) має два вали. В одному корпусі з шестернями коробки передач перебувають головна передача з диференціалом і привід півосей. Усі ці елементи змащуються спільно маслом, що заповнює корпус..

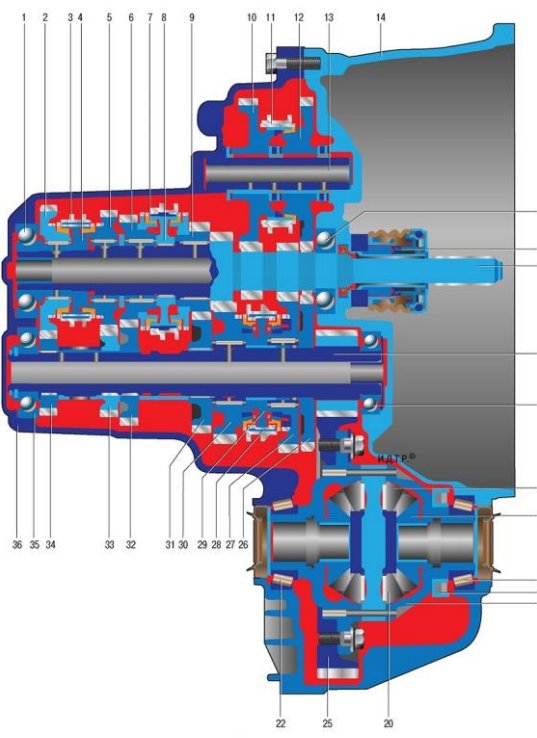


Рисунок 1.3 – Шестиступінчаста механічна коробка передач Nissan Qashqai RS6F52A

Механічна коробка передач КПП 02S (рис. 1.4) являє собою ком-пактний 6-ступінчастий агрегат, призначений для використання в автомобілях VW Passat з приводом на передню вісь. За конструкцією це двовальна коробка передач із додатковою віссю шестерні заднього ходу.

На вхідному і на вихідному валу встановлено косозубі шестерні постійного зачеплення. Усі рухомі шестерні спираються на голчасті підшипники. Цим досягається висока плавність роботи.

Шестерня передачі заднього ходу МКПП Фольксваген Пассат являє собою прямозубу шестерню. Рухомі шестерні 1-ї та 2-ї передач встановлюються на вихідному валу, а рухомі шестерні 3-ї, 4-ї та 5-ї передач розташовуються на вхідному валу.

Вхідний вал спирається на циліндричний роликовий підшипник у картері зчеплення (рухоме кріплення) і на кульковий підшипник (нерухоме кріплення) у блоці підшипників у картері коробки передач. Для зменшення маси вхідний вал висвердлений зсередини.

Для зменшення маси вихідний вал висвердлений зсередини.

Шестерні 1-ї, 2-ї, 3-ї та 4-ї передач закріплені на вихідному валу. Шестерні 5-ї, 6-ї та задньої передач встановлені на вхідному валу.

Синхронізатори передач КПП Фольксваген Пассат нерухомо закріплені на вхідному і вихідному валу на шпонках..

Переваги цієї КП у плавності та безшумності перемикання передач, поліпшеній синхронізації, зменшенні зусилля під час перемикання передач.

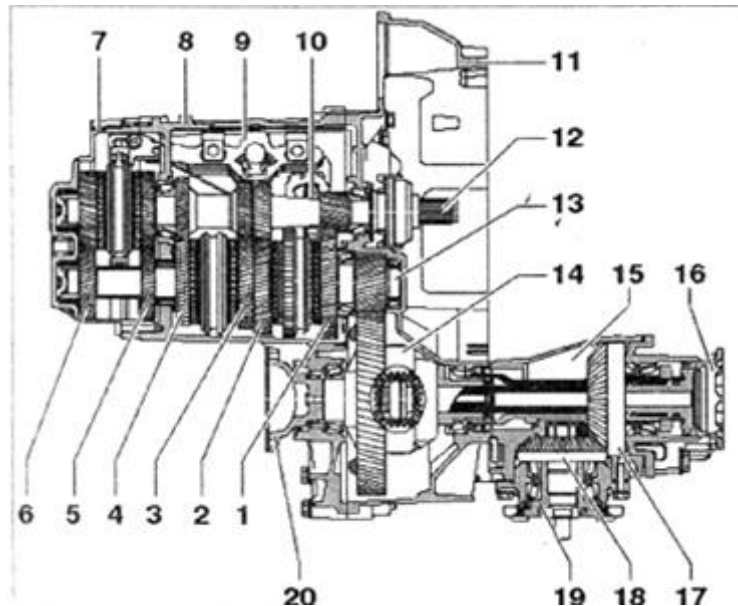


Рисунок 1.4 - Механічна коробка перемикання передач Volkswagen Passat B6 02S

У конструкції ручної 6-ти швидкісної коробки передач G66M-R (рис. 1.5) у зборі з ведучим мостом закладена конструкція ручної 5-швидкісної коробки передач у зборі з ведучим мостом G35M-R.

Використовуються трьохконусні синхронізатори (аналогічні використовуваним у G35M-R) для першої та другої передач і двоконусні синхронізатори для третьої та четвертої передач.

Переваги: плавність і безшумність перемикання передач, поліпшена синхронізація, зменшення зусилля під час перемикання передач.

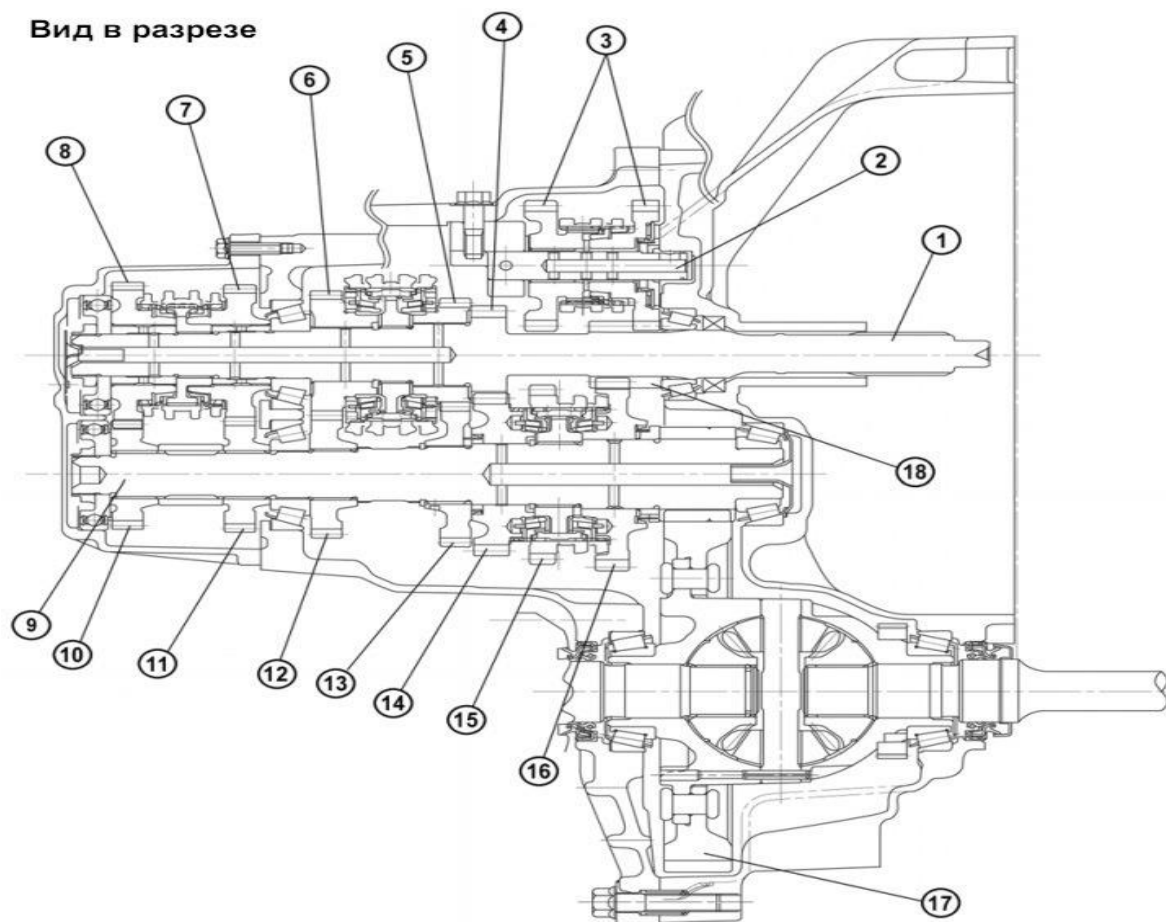


Рисунок 1.5 - Шестиступенева механічна коробка передач Mazda 6 GG G66M-R

Таблиця 1.2 - Оцінювання вимог

	МКПП Renault Laguna 1	МКПП Ford Transit	МКПП Nissan Qashqai	МКПП Volkswagen Passat B6	МКПП Mazda 6 GG
Складність	5	4	4	4	5
Маса	4	5	4	4	4
Габарити	4	5	5	4	4
ККД	5	4	5	4	5
Час перемикання	5	4	4	4	5
Максимальний момент	4	4	4	5	5
Надійність	4	5	5	5	4
Ремонтопридатність	3	4	4	5	5
Сума балів	34	35	35	35	37

Аналогом для проектування МКПП легкового автомобіля повною масою 2 т обираємо МКПП Mazda 6 GG, оскільки має найкращі характеристики.

1.3 Синтез структури та розробка кінематичної схеми трансмісії

Кінематична схема трансмісії розроблюваного автомобіля представлена на рисунку 1.11.

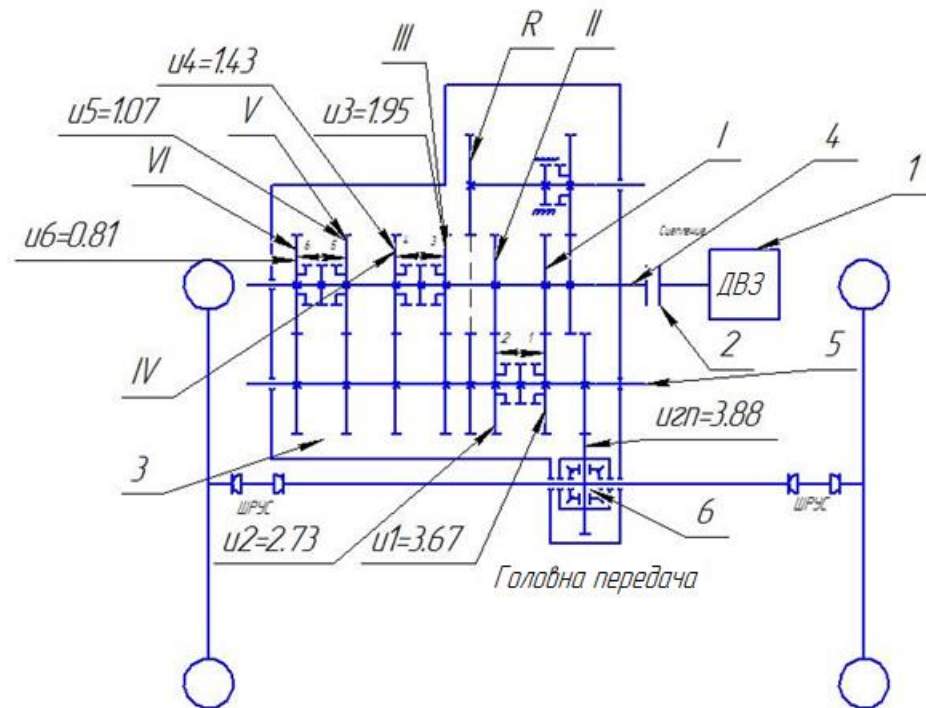


Рисунок 1.11 - Кінематична схема трансмісії автомобіля

1 - двигун, 2 - зчеплення, 3 - КП, 4 - вхідний вал, 5 - вихідний вал, 6 - диференціал, А - головна передача, І - ведуча шестерня 1-ї передачі, ІІ - ведуча шестерня 2-ї передачі, ІІІ - ведуча шестерня 3-ї передачі, ІV - ведуча шестерня 4-ї передачі, V - ведуча шестерня п'ятої передачі, VI - ведуча шестерня шостої передачі, R - шестерня передачі заднього ходу.

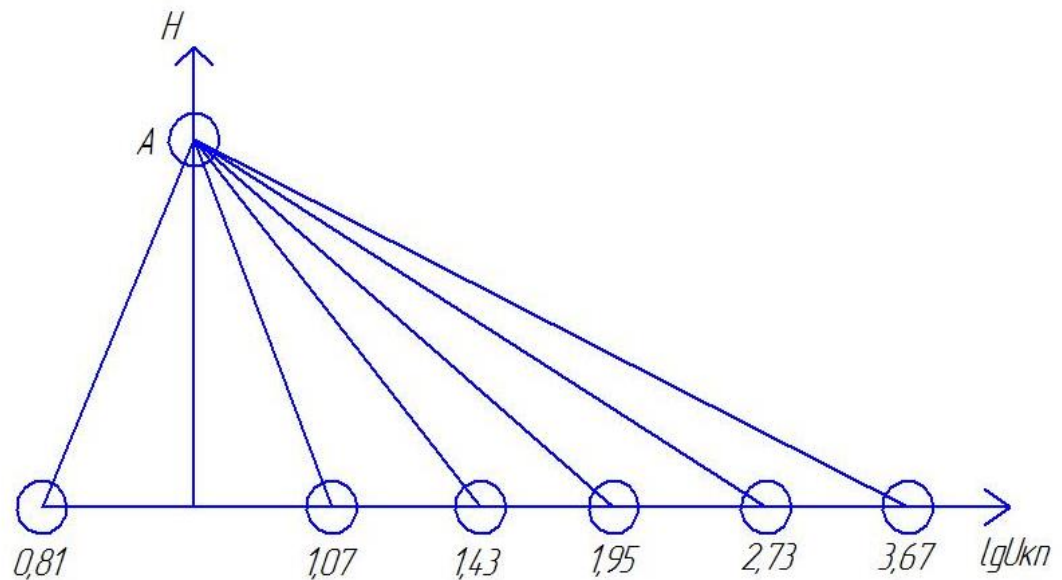


Рисунок 1.12 - Ієрархічний графік 6-ступінчастої коробки передач

Перевагами двовальних КП є: конструктивна простота і високий механічний ККД, оскільки під час передавання потужності в зачепленні бере участь тільки одна пара шестерень. Недоліками - неможливість отримання більше 5-6 передач переднього ходу, внаслідок підвищеного прогину валів, і малий діапазон передавальних чисел.

Двовальні КП застосовують у передньопривідних і задньопривідних (із заднім розташуванням двигуна) легкових автомобілях. Конструктивно вони об'єднані в одному блоці з двигуном, зчепленням, центральною (головною) передачею і диференціалом. При цьому вони виконуються з шестернями постійного зачеплення.

Ручна коробка перемикання передач поміщена в литий легкосплавний картер, приєднаний до лівого торця блока циліндрів. На шестиступінчастих РКПП шестерні п'ятої та шостої передачі можуть перебувати в окремому корпусі на торці РКПП.

Обертання передається від колінчастого валу двигуна через вузол зчеплення на первинний (ведучий) вал РКПП. Первинний вал забезпечений шліцами, на які встановлено ведений диск зчеплення. З первинного валу, на якому розташовані всі

провідні шестерні передач, обертання передається на вторинний (ведений) вал РКПП, на якому розташовані ведені шестерні всіх передач. Усі передачі синхронізовані. Від вторинного валу обертання передається на головну передачу і диференціал, від яких приводяться в рух приводні вали. Вільне обертання сателітів диференціала на своїх осях дає змогу під час проходження поворотів внутрішньому колесу обертатися повільніше за зовнішнє..

Первинний і вторинний вали коробки розташовані паралельно один одному, а також паралельно колінчастому валу і приводним валам. Шестерні первинного і вторинного валів перебувають у постійному зачепленні. На нейтральній передачі шестерні на обох валах обертаються вільно, не передаючи обертання до відомої шестерні головної передачі. На перших чотирьох передачах оберти вихідного валу нижчі за оберти вхідного валу; на п'ятій передачі обидва вали обертаються приблизно з однаковою частотою, а на шостій передачі оберти вихідного валу вищі за оберти вхідного валу..

Для синхронізації частоти обертання ведучого і веденого валів РКПП частина одного валу ковзає за допомогою елементів тертя щодо частини іншого валу. За рахунок тертя вал, що швидше обертається, сповільнюється доти, доки обидва вали не стануть обертатися з однаковою частотою.

Перемикання передач здійснюється за допомогою встановленої на підлозі салону куліси за допомогою механізму вибору передач. Механізм складається з набору вилок перемикання, за допомогою яких ковзні муфти синхронізаторів переміщуються вздовж валу, здійснюючи блокування шестерень відповідних передач.

2 ФУНКЦІОНАЛЬНЕ ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАНІЗМУ ТРАНСМІСІЇ

2.1 Постановка завдань функціонального проектування механізму

Механізмом функціонального проектування в даній кваліфікаційній роботі буде шестиступінчаста механічна коробка передач.

Для проектованої коробки передач зовнішніми впливами є параметри потужності двигуна, що підводиться до первинного валу. При цьому параметри двигуна мають такі значення:

$$P_{\text{emax}}=50,7 \text{ кВт}, n_P=5600 \text{ об/хв}, M_{\text{emax}}=94,1 \text{ Н}\cdot\text{м}, n_M=3400 \text{ об/хв}.$$

Як керовані параметри було прийнято:

- 1) міжосьова відстань зубчастого зчеплення коробки передач, a_w ;
- 2) нормальний модуль зубів шестерень коробки передач, m ;
- 3) кут нахилу зубів шестерень, β ;
- 4) коефіцієнт зміщення вихідного контуру, x_1, x_2 ;
- 5) ширина зубчастого вінця шестерень, b_w .

Обмеження, що приймаються під час проектування:

- 1) передавальне число однієї зубчастої пари не повинно перевищувати трьох;
- 2) нормальний модуль зубчастого зачеплення повинен перебувати в межах 2...3;
- 3) кут нахилу зубів для двовальної коробки передач для легкових автомобілів повинен перебувати в межах 22...34°;
- 4) міжосьова відстань має обиратися з кращого ряду за ГОСТ 2185-66.

2.2 Визначення та вибір основних параметрів механізму

Передавальне число головної передачі u_0 визначимо з умови забезпечення максимальної кінематичної швидкості автомобіля V_{max} . Ця швидкість відповідає частоті обертання колінчастого валу двигуна за максимальної потужності.

Передавальне число головної передачі визначаємо за формулою:

$$U_{\Gamma} = \frac{\pi n_r r_K}{30 u_{\text{кпв}} v_{\text{к max}}},$$

$$U_{\Gamma} = \frac{3,14 \cdot 5600 \cdot 0,265}{30 \cdot 0,8 \cdot 50} = 3,88. \quad (2.1)$$

Передавальне число нижчого ступеня коробки передач визначають виходячи із забезпечення трьох умов:

- подолання максимального дорожнього опору, що визначається коефіцієнтом сумарного дорожнього опору ψ_{max} ;
- запобігання буксування ведучих коліс при заданому значенні коефіцієнта зчеплення φ_x ;
- можливості руху із заданою мінімальною стійкою мінімальною швидкістю v_{min} (для маневрування в обмежених умовах).

Значення ψ_{max} , φ_x и v_{min} регламентовані та залежать від типу автомобіля. Для легкових автомобілів ψ_{max} перебувати в таких межах $\psi_{\text{max}} = 0.35 \dots 0.5$. Приймаємо $\psi_{\text{max}} = 0,5$ Для неповнопривідних автомобілів приймають $\varphi_x = 0.7 \dots 0.8$ Приймаємо $\varphi_x = 0,8$.

Знаходимо:

$$u_{\text{кп.}\psi} \geq \left(\frac{m_a g \psi_{\text{max}} r_d}{(1 - k_{\text{во}}) \cdot M_{e \text{max}} \cdot \eta_{\text{тр.н}} \cdot u_0} \right) = \frac{1395 \cdot 9,81 \cdot 0,35 \cdot 0,265}{(1 - 0,05) \cdot 94,1 \cdot 0,96 \cdot 3,88} = 3,62 \quad (2.2)$$

де $M_{e \text{max}}$ – максимальний момент двигуна, Н·м;

$\eta_{\text{тр.н}}$ - ККД трансмісії на нижчій передачі.

Виконання першої умови забезпечується, якщо динамічний фактор на нижчій передачі $D_{n \text{max}} \geq \psi_{\text{max}}$.

Умова відсутності ковзання ведучих коліс автомобіля відповідає нерівності:

$$D_{n \text{max}} \leq D_{\varphi} = \frac{\varphi_x \cdot R_{zB}}{m_a \cdot g}, \quad (2.3)$$

де D_{φ} - динамічний фактор автомобіля за зчепленням;

R_{zB} – сумарна нормальна реакція опорної поверхні на ведучі колеса, Н.

Передавальне число нижчого ступеня коробки передач при виконанні умови

$D_{н\max} \leq D_{\varphi} = \frac{\varphi_x \cdot R_{zB}}{m_a \cdot g}$ визначається за формулою:

$$u_{к.п.\varphi} \leq \frac{\varphi_x R_{zB} r_k}{(1 - k_{во}) M_{e\max} u_0 \eta_{тр.н}} = \frac{0,8 \cdot 6072 \cdot 0,265}{(1 - 0,05) \cdot 94,1 \cdot 3,88 \cdot 0,96} = 3,67. \quad (2.4)$$

Значення R_{zB} обчислюється за формулою:

$$R_{zB} = \frac{m_a g l_1}{L - h_c \varphi_x} = \frac{1395 \cdot 9,81 \cdot 1,324}{2,424 - 0,8 \cdot 0,7} = 6072 \text{ Н} \quad (2.5)$$

Кількість ступенів коробки передач $p_{кп}$ вибираємо з умови оптимального використання потужності двигуна з метою забезпечення високих показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобіля..

Для визначення значення $p_{кп}$ знайдемо діапазон передавальних чисел коробки передач $D_{кп}$ і виберемо показник середньої щільності ряду передавальних чисел q_{cp} .

Діапазон передавальних чисел визначаємо з урахуванням чисел нижчого і вищого ступенів і обчислюється за формулою:

$$D_{кп} = \frac{u_{кпн}}{u_{кпв}} = \frac{3,67}{0,8} = 4,59. \quad (2.6)$$

Показник середньої щільності ряду передавальних чисел безпосередньо впливає на швидкісні режими роботи двигуна і визначає рівень використання потужності. Що менше, то вища середня швидкість автомобіля й ефективніше використовується енергія палива. Для легкового автомобіля рекомендується приймати $q_{cp} = 1,4 \dots 1,5$.

Кількість ступенів коробки передач обчислюється за формулою:

$$n_{к.п} = 1 + \frac{\ln u_{к.п.н} - \ln u_{к.п.в}}{\ln q_{cp}} = 1 + \frac{\ln 3,67 - \ln 0,8}{\ln 1,4} = 5,53. \quad (2.7)$$

Отримане значення округлимо до цілого: $n_{б.к.п} = 5$ і потім уточнимо q_{cp} .

$$q_{cp} = n_{к.п}^{-1} \sqrt[n_{к.п.н}]{\frac{u_{к.п.н}}{u_{к.п.в}}} = 5^{-1} \sqrt[5]{\frac{3,67}{0,8}} = 1,3563, \quad (2.8)$$

Передавальні числа простої коробки передач визначаються за формулою:

$$u_{к.п.i} = u_{к.п.i-1} / q_{ср.} \cdot \quad (2.9)$$

Таблиця 2.1 – Значення передавальних чисел коробки передач

Номер передачі	$u_{кп1}$	$u_{кп2}$	$u_{кп3}$	$u_{кп4}$	$u_{кп5}$	$u_{кп6}$
Значення	3,67	2,71	2	1,47	1,08	0,8

3 КОНСТРУКТОРСЬКЕ ПРОЕКТУВАННЯ

3.1 Конструкція механізму трансмісії

На рис. 3.1 зображено конструктивну схему проектованої коробки передач. Нижче розглянуто її будову та роботу.

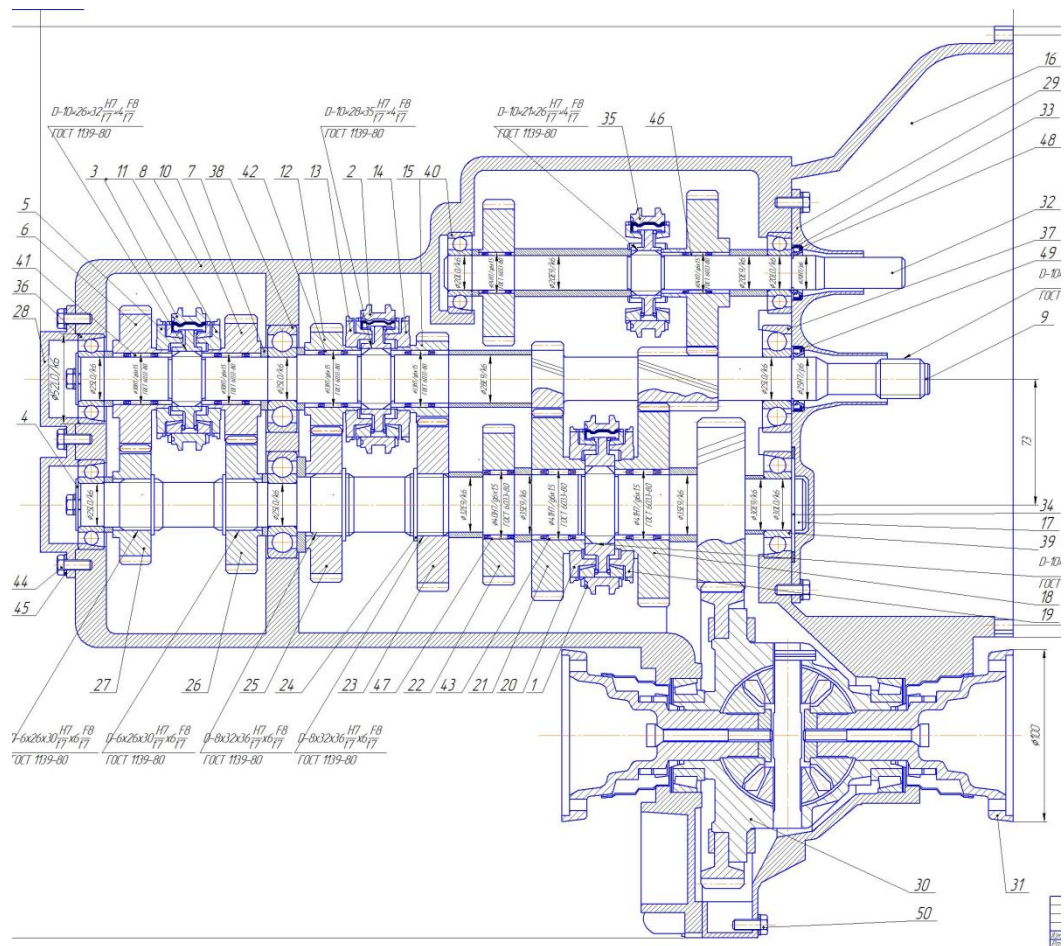


Рисунок 3.1 – Конструкція проектованого механізму

Коробка передач досить компактна. Вона має 6 передач і застосовується на передньопривідних автомобілях. Коробка виконана за двовальною схемою з додатковою віссю для шестерні заднього ходу. Шестерні первинного і вторинного валів косозубі постійного зачеплення. Усі шестерні-каретки на голчастих підшипниках, завдяки чому досягається висока плавність ходу. Шестерні задньої передачі прямозубі. Увімкнення 1-ї та 2-ї передач здійснюється на вторинному валу, 3-ї, 4-ї, 5-ї та 6-ї передач - на первинному валу. Для вмикання передачі

заднього ходу є проміжна шестерня заднього ходу на окремій осі між первинним і вторинним валами, яка змінює напрямок обертання вторинного валу. Усі передачі синхронізовані. Крутний момент передається через шестерню вторинного валу (провідну шестерню головної передачі) на ведене зубчасте колесо головної передачі і, тим самим, на диференціал.

Первинний вал

Опори первинного валу: циліндричний роликовий підшипник у картері зчеплення (рухома посадка) і упорно-радіальний кульковий підшипник (не-рухома посадка). Для зниження маси первинного валу в ньому виконано глибоке поздовжнє свердління. Первинний вал виконаний у вигляді блоку шестерень першої та другої передач, шестерні заднього ходу. На первинному валу вільно на голчастих підшипниках встановлено шестерні-каретки третьої, четвертої, п'ятої та шостої передач. Маточини синхронізаторів третьої, четвертої, п'ятої та шостої передач жорстко закріплені на шліцах первинного валу. Після увімкнення будь-якої передачі відповідна шестерня-каретка пов'язана з первинним валом. Шестерні-каретки утримуються на первинному валу за допомогою стопорних кілець.

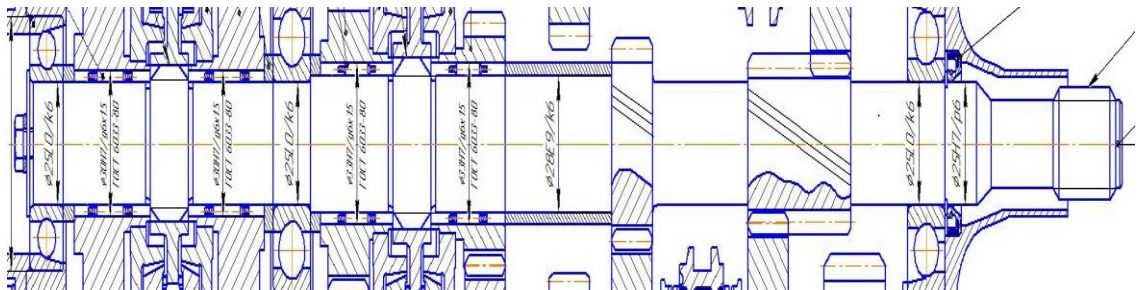


Рисунок 3.2 – Первинний вал

Вторинний вал

Опори вторинного валу мають нерухому і рухому посадки. Вторинний вал, як і первинний вал, має як опори: циліндричний роликовий підшипник у картері зчеплення (рухома посадка); напівлегливо-радіальні кулі-підшипники (нерухома посадка), які закріплені в корпусі картера коробки передач. Для зниження маси вторинного валу в ньому виконано глибоке поздовжнє свердління.

3.2 Визначення навантажувальних режимів механізму

```

graph LR
    D[Д] --> U1["U'_{Tp}; U'_{Tp}"]
    U1 --> Bar["| 33 |"]
    Bar --> U2["U''_{Tp}; U''_{Tp}"]
    U2 --> BK[БК]
  
```

1) M_{y1} – умовний обертальний момент на вході зубчастого зачеплення;

- 2) n_{y1} – умовна частота обертання елемента зубчастого зчеплення;
- 3) t – загальний час роботи зубчастого зчеплення;
- 4) $K_{пН}$ – коефіцієнт пробігу за контактними напруженнями;
- 5) $K_{пF}$ – коефіцієнт пробігу за згинальними напруженнями;
- 6) k_A – коефіцієнт, що враховує динамічні навантаження;
- 7) u – передавальне число зубчастого зачеплення.

На першому етапі визначаємо умовний обертальний момент M_{yi} .

Визначаються питомі окружні сили на ведучі колеса на i -ому ступені:

$$\gamma_{yi} = \frac{F_{imax}}{m_a \cdot g}, \quad (3.1)$$

де F_{imax} – максимальна окружна сила на ведучі колеса на i -му ступені;

m_a – повна маса автомобіля;

Значення γ_{yi} наведені в таблиці 3.2

Максимальна окружна сила на ведучі колеса визначається за формулою:

$$F_{imax} = \min \left\{ \frac{M_{emax} \cdot u_{три} \cdot \eta_{три}}{r_k}, \varphi \cdot m_{a2} \cdot g \right\}, \quad (3.2)$$

де M_{emax} – максимальний обертальний момент двигуна, Н·м;

$u_{три}$ – передавальне число трансмісії на i -му ступені;

$\eta_{три}$ – ККД трансмісії на i -му ступені;

m_{a2} – маса, що припадає на ведучий міст, кг;

φ – коефіцієнт зчеплення, $\varphi=0,8$ для доріг із твердим покриттям;

Значення F_{imax} наведені в таблиці 3.1

Таблиця 3.1 - Значення F_{imax} на всіх ступенях

$F_{imax}, \text{Н}$	F_{1max}	F_{2max}	F_{3max}	F_{4max}	F_{5max}	F_{6max}
Значення	4712	3479	2568	1887	1387	1027

Таблиця 3.2 – Значення γ_{yi} на всіх ступенях

γ_{yi}	γ_{y1}	γ_{y2}	γ_{y3}	γ_{y4}	γ_{y5}	γ_{y6}
Значення	0,3443	0,2542	0,1877	0,1379	0,1014	0,075

Умовний обертальний момент на вході аналізованого зачеплення на i -му ступені визначається за формулою:

$$M_{yi} = \frac{\theta \cdot \lambda \cdot \gamma_{yi} \cdot m_a \cdot g \cdot r_k}{u_{тр}'' \cdot \eta_{тр}''}, \quad (3.3)$$

де θ – коефіцієнт, що враховує циркуляцію потужності, $\theta = 1$;

λ – коефіцієнт, що враховує частку потужності, яка передається через дане зубчасте зчеплення, $\lambda = 1$;

Значення M_{yi} наведені в таблиці 3.3

Таблиця 3.3 – Умовний обертальний момент i -го зачеплення

$M_{yi}, \text{Н}\cdot\text{м}$	M_{y1}	M_{y2}	M_{y3}	M_{y4}	M_{y5}	M_{y6}
Значення	94,1	94,1	94,1	94,1	94,1	94,1

Визначимо умовний обертальний момент для головної передачі:

$$M_{yгп} = \frac{\theta \cdot \lambda \cdot \gamma_{yi} \cdot m_a \cdot g \cdot r_k}{u_{гп}'' \cdot \eta_{гп}''} \quad (3.4)$$

Значення умовного обертального моменту головної передачі на всіх ступенях $M_{yгпi}$ наведені в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4 – Значення $M_{yгпi}$

$M_{yгпi}, \text{Н}\cdot\text{м}$	$M_{yгп1}$	$M_{yгп2}$	$M_{yгп3}$	$M_{yгп4}$	$M_{yгп5}$	$M_{yгп6}$
Значення	335,04	247,36	182,65	134,19	98,67	72,98

На другому етапі обчислюються умовні частоти обертання вхідного елемента розглянутого зубчастого зачеплення n_{yi} . Обчислимо швидкість на вищій передачі:

$$v_{max} = \frac{\pi \cdot n_p \cdot r_k}{30 \cdot u_{трв}} = \frac{3,14 \cdot 5600 \cdot 0,265}{30 \cdot 0,8} = 50,0404 \text{ м/с}, \quad (3.5)$$

$u_{трв}$ – передавальне число трансмісії на вищій передачі.

Середня швидкість автомобіля обчислюється за формулою:

$$v_m = K_v \cdot v_{max} = 0,55 \cdot 50,0404 = 27,5222 \text{ м/с}, \quad (3.6)$$

де v_{max} – швидкість на вищій передачі, м/с;

K_v – коефіцієнт, що враховує зусилля і питому потужність двигуна, $K_v=0,55$.

Обчислимо середню швидкість на вищій передачі:

$$v_{mv} = \min \left\{ \begin{array}{l} \frac{v_m}{u_{трв}} \cdot \sum_{i=1}^{N_{кп}} (\varepsilon_i \cdot u_{три}) = 47,5618 \text{ м/с}, \\ 0,8 \cdot v_{max} = 0,8 \cdot 50,0404 = 40,0323 \text{ м/с}, \end{array} \right. \quad (3.7)$$

де $N_{кп}$ - число ступенів коробки передач;

ξ_i – коефіцієнт відносного пробігу на i -ій передачі, значення коефіцієнта наведено в таблиці 3.5.

Таблиця 3.5 – Коефіцієнт відносного пробігу на i -му ступені

ξ_i	ξ_1	ξ_2	ξ_3	ξ_4	ξ_5	ξ_5
Значення	0.01	0.03	0.06	0.15	0.3	0.75

Приймаємо $v_{mv} = 40,0323 \text{ м/с}$. Обчислимо середню швидкість на всіх передачах використовуючи формулу:

$$v_{mi} = v_{mv} \cdot \frac{u_{трв}}{u_{три}} \quad (3.8)$$

Значення v_{mi} на всіх щаблях наведені в таблиці 3.6

Таблиця 3.6 - Середня швидкість на всіх передачах

$v_{mi}, \text{ м/с}$	v_{m1}	v_{m2}	v_{m3}	v_{m4}	v_{m5}	v_{m6}
Значення	8,7264	11,8177	16,0129	21,7863	29,6536	40,0323

Далі визначаємо умовні частоти обертання вхідного елемента розглянутого зубчастого зчеплення n_{yi} .

Для n_{y1} отримаємо:

$$n_{y1} = \frac{9,55 \cdot v_{m1} \cdot u_1''}{r_k} = \frac{9,55 \cdot 8,7264 \cdot 3,88 \cdot 3,67}{0,265} = 4478,1 \text{ об/хв}, \quad (3.9)$$

Значення умовних частот обертання для u_i'' однакові.

Далі обчислимо значення умовних частот обертання для головної передачі $n_{угпi}$, використовуємо формулу:

$$n_{угпi} = \frac{9,55 \cdot v_{mi} \cdot u_{гп}''}{r_k}, \quad (3.10)$$

Значення $n_{угпi}$ наведені в таблиці 3.7

Таблиця 3.7 - Умовні частоти обертання для головної передачі

$n_{угпi}, \text{об/хв}$	$n_{угп1}$	$n_{угп2}$	$n_{угп3}$	$n_{угп4}$	$n_{угп5}$	$n_{угп6}$
Значення	1220,1812	1652,4266	2239,0264	3046,3002	4146,3566	5597,573

На наступному етапі визначимо час роботи зубчастих зачеплень на кожному ступені t_i :

$$t_i = \frac{\varepsilon_i \cdot L}{3,6 \cdot v_{mi}}, \quad (3.11)$$

де L – пробіг автомобіля, $L=400000$ км;

Час роботи для i -ой ступеня наведено в таблиці 3.8

Таблиця 3.8 – Час роботи кожної ступені

$t_i, \text{час}$	t_1	t_2	t_3	t_4	t_5	t_6
Значення	127,3275	282,0628	416,331	765,0068	1124,0906	2081,6524

На третьому етапі визначаємо коефіцієнти пробігу за контактною напругою $K_{пH}$ і коефіцієнт пробігу за згинальними напруженнями $K_{пF}$. Обчислюємо коефіцієнти, використовуючи степеневі регресії:

$$K_{пH} = 10^{-A}, \quad (3.12)$$

$$A = a_0 + K_\gamma \cdot (a_1 + a_2 \cdot K_\gamma), \quad (3.13)$$

$$a_0 = -0,471 + 2,556 \cdot \sigma_{\log \gamma}, \quad (3.14)$$

$$a_1 = 0,659 - 1,334 \cdot \sigma_{\log \gamma}, \quad (3.15)$$

$$a_2 = -\frac{0,00219}{\sigma_{\log \gamma}}, \quad (3.16)$$

$$K_\gamma = \frac{\gamma_{yi}}{m_\gamma}, \quad (3.17)$$

де $A, a_0, a_1, a_2, K_\gamma$ – коефіцієнти регресії;

$\sigma_{\log \gamma}$ – середнє квадратичне відхилення $\log$ питомої окружної сили;

m_γ - математичне очікування питомої окружної сили.

Середнє значення питомих окружних сил на передачах m_γ визначаються опором руху:

$$m_\gamma = \gamma_{\psi i} + \gamma_{\beta i} + \gamma_{\alpha i}, \quad (3.18)$$

де $\gamma_{\psi i}$ - середній питомий опір дороги, для проектованого автомобіля $\gamma_{\psi i} = \psi_i = 0,018$;

$\gamma_{\beta i}$ - середній питомий опір повітря;

$\gamma_{\alpha i}$ - середній питомий опір розгону.

Значення $m_{\gamma i}$ для всіх ступенів наведені в таблиці 3.11.

Середній питомий опір повітря обчислюється за формулою:

$$\gamma_{\beta i} = \frac{A \cdot v_{mi}^2}{m_a}, \quad (3.19)$$

Середній питомий опір розгону:

$$\gamma_{\alpha i} = B(\gamma_{y1} - \gamma_{\psi i} - \gamma_{\beta i}), \quad (3.20)$$

де A, B – параметри для розрахунку середніх окружних сил, для проектованого автомобіля $A=0,05$, $B=0,2$.

Обчислені значення $\gamma_{\beta i}$ наведені в таблиці 3.9

Значення середніх питомих опорів розгону наведено в таблиці 3.10.

Таблиця 3.9 - Значення середньо питомих опорів повітря

$\gamma_{\beta i}$	$\gamma_{\beta 1}$	$\gamma_{\beta 2}$	$\gamma_{\beta 3}$	$\gamma_{\beta 4}$	$\gamma_{\beta 5}$	$\gamma_{\beta 6}$
Значення	0,000273	0,000501	0,000919	0,001701	0,003152	0,005744

Таблиця 3.10 - Середні питомі опори розгону на кожному ступені

$\gamma_{\alpha i}$	$\gamma_{\alpha 1}$	$\gamma_{\alpha 2}$	$\gamma_{\alpha 3}$	$\gamma_{\alpha 4}$	$\gamma_{\alpha 5}$	$\gamma_{\alpha 6}$
Значення	0,0652	0,0471	0,0338	0,0236	0,016	0,0103

Таблиця 3.11 - Математичне очікування питомої окружної сили

$m_{\gamma i}$	$m_{\gamma 1}$	$m_{\gamma 2}$	$m_{\gamma 3}$	$m_{\gamma 4}$	$m_{\gamma 5}$	$m_{\gamma 6}$
Значення	0,0835	0,0656	0,0527	0,0433	0,0372	0,034

Значення коефіцієнтів K_{γ} на всіх передачах наведені в таблиці 3.12.

Таблиця 3.12 - Значення коефіцієнтів регресії $K_{\gamma 1}$.

$K_{\gamma i}$	$K_{\gamma 1}$	$K_{\gamma 2}$	$K_{\gamma 3}$	$K_{\gamma 4}$	$K_{\gamma 5}$	$K_{\gamma 6}$
Значення	4,1234	3,875	3,5617	3,1848	2,7258	2,2059

Далі обчислимо коефіцієнти регресії за формулами 3.14 - 3.16. Отримані значення наведено в таблиці 3.13.

Таблиця 3.13 - Коефіцієнти регресії

Коефіцієнт	a_0	a_1	a_2
Значення	0,0168	0,3255	-0,00876

Значення коефіцієнтів A_i наведено в таблиці 3.14.

Таблиця 3.14 - Коефіцієнти регресії A_i .

A_i	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	A_6
Значення	0,0207	0,1139	0,2161	0,3161	0,4044	0,4598

Далі визначаємо коефіцієнти пробігу за контактними напруженнями $K_{пн}$ по формулі 3.12. Обчислені коефіцієнти наведено в таблиці 3.15.

Таблиця 3.15 - Коефіцієнти пробігу за контактною напругою

$K_{пн i}$	$K_{пн 1}$	$K_{пн 2}$	$K_{пн 3}$	$K_{пн 4}$	$K_{пн 5}$	$K_{пн 6}$
Значення	0,9533	0,7693	0,608	0,4829	0,3941	0,3469

Також потрібно провести розрахунок коефіцієнтів $K_{пн}$ для головної передачі. $K_{пн ГП}$ головної передачі враховує час роботи на всіх щаблях на яких воно працює.

Використовуючи формули 3.21-3.23 обчислимо коефіцієнт пробігу за контактними напруженнями $K_{пн ГП}$ для головної передачі:

$$t_{\text{гп}} = \sum_{i=1}^N t_i = \sum_{i=1}^6 t_6 = 127 + 282 + 416 + 765 + 1124 + 2082 =$$

$$= 4796 \text{ час}, \quad (3.21)$$

$$n_{\text{угп}} = \frac{1}{t_{\text{гп}}} \sum_{i=1}^6 (n_{\text{угпи}} \cdot t_i) = \frac{1}{t_{\text{гп}}} \sum_{i=1}^6 (n_{\text{угп1}} \cdot t_1) = 4211,2 \frac{\text{об}}{\text{хв}}, \quad (3.22)$$

$$M_{\text{уп}} = \max\{M_{\text{угпи}}\} = 335,04 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (3.23)$$

$$K_{\text{пгп}} = \sum_{i=1}^N \left(\left(\frac{M_{\text{угпи}}}{M_{\text{угп}}} \right)^3 \cdot \frac{n_{\text{угпи}}}{n_{\text{угп}}} \cdot \frac{t_i}{t_{\text{гп}}} \cdot K_{\text{пHi}} \right) = \sum_{i=1}^6 \left(\left(\frac{M_{\text{угп1}}}{M_{\text{угп}}} \right)^3 \cdot \frac{n_{\text{угп1}}}{n_{\text{угп}}} \cdot \frac{t_1}{t_{\text{гп}}} \cdot K_{\text{пH1}} \right)$$

$$= 0,027, \quad (3.24)$$

де $t_{\text{гп}}$ - час роботи головної передачі, година;

$n_{\text{угп}}$ - умовна частота обертання головної передачі, об/хв;

$M_{\text{угп}}$ - умовний обертальний момент головної передачі, Н·м;

Далі визначимо коефіцієнт пробігу за згинальними напруженнями $K_{\text{пF}}$, використовуючи такі степеневі регресії:

$$K_{\text{пFi}} = 10^{-B_i}, \quad (3.25)$$

$$B_i = b_0 + b_1 \cdot K_{\gamma i}, \quad (3.26)$$

$$b_0 = -1,338 + 7,752 \cdot \sigma_{\log \gamma} = 0,6, \quad (3.27)$$

$$b_1 = 1,346 - 3,8 \cdot \sigma_{\log \gamma} = 0,396, \quad (3.28)$$

Використовуючи формулу 3.25, обчислюємо коефіцієнт B , значення коефіцієнта наведено в таблиці 3.16.

Таблиця 3.16 - Значення коефіцієнта регресії B

B_i	B_1	B_2	B_3	B_4	B_5	B_6
Значення	2,2329	2,1345	2,0104	1,8612	1,6794	1,4735

Значення $K_{\text{пFi}}$ наведені в таблиці 3.17

Таблиця 3.17 - Коефіцієнт пробігу за згинальними напруженнями

$K_{\text{п}Fi}$	$K_{\text{п}F1}$	$K_{\text{п}F2}$	$K_{\text{п}F3}$	$K_{\text{п}F4}$	$K_{\text{п}F5}$	$K_{\text{п}F5}$
Значення	0,0058	0,0073	0,0098	0,0138	0,0209	0,0336

Для головної передачі $K_{\text{п}F\text{ГП}}$:

$$K_{\text{п}F\text{ГП}} = \sum_{i=1}^N \left(\left(\frac{M_{\text{угп}i}}{M_{\text{угп}}} \right)^6 \cdot \frac{n_{\text{угп}i}}{n_{\text{угп}}} \cdot \frac{t_i}{t_{\text{ГП}}} \cdot K_{\text{п}Fi} \right) = \sum_{i=1}^6 \left(\left(\frac{M_{\text{угп}1}}{M_{\text{угп}}} \right)^6 \cdot \frac{n_{\text{угп}1}}{n_{\text{угп}}} \cdot \frac{t_1}{t_{\text{ГП}}} \cdot K_{\text{п}F1} \right)$$

$$= 0,000096, \quad (3.29)$$

На наступному етапі визначаємо число циклів навантаження за контактними N_{Hi} і згинальним напруженням N_{Fi} використовуючи формули:

$$N_{Hi} = 60 \cdot n_{yi} \cdot t_i \cdot K_{\text{п}Hi}, \quad (3.30)$$

$$N_{Fi} = 60 \cdot n_{yi} \cdot t_i \cdot K_{\text{п}Fi}, \quad (3.31)$$

Отримані значення числа циклів навантаження для кожного зубчастого зачеплення подано в таблиці 3.18, 3.19.

Таблиця 3.18 - Число циклів навантаження за контактними напруженнями

N_{Hi}	N_{H1}	N_{H2}	N_{H3}	N_{H4}	N_{H5}	N_{H6}
Значення	8,89e+06	21,51e+06	34,01e+06	67,52e+06	110,21e+06	242,53e+06

Таблиця 3.19 - Число циклів навантаження за згинальними напруженнями

N_{Fi}	N_{F1}	N_{F2}	N_{F3}	N_{F4}	N_{F5}	N_{F5}
Значення	5,4e+04	20,4e+04	54,8e+04	192,96e+04	584,47e+04	2349,08e+04

3.3 Аналіз довговічності зубчастих зачеплень механізму

Міжосьову відстань КПП можна попередньо визначити за емпіричною формулою:

$$A = (7 \dots 10) \cdot \sqrt[3]{M_{\text{вед}}},$$

де $M_{\text{вед}}$ -момент на веденому валу КПП при увімкненій першій передачі; Нм;
;

$$M_{\text{вед}} = M_{\text{е max}} \cdot i_{k1}$$

$$M_{\text{вед}} = 94,1 \cdot 3,67 = 345,3 \text{ Нм}, \quad (3.32)$$

де i_{k1} – передавальне число першої передачі;

Розрахуємо міжосьову відстань:

$$A = 10 \cdot \sqrt[3]{345,3} = 70 \text{ мм} \quad (3.33)$$

Приймаємо $A=66$ (мм).

Вибираємо за ГОСТ9563-60 значення нормального модуля зачеплення зубчастих коліс:

для легкових автомобілів $m_N = 2...3,75$ (мм).

Приймаємо, $m_N = 2,25$ (мм).

До основних параметрів механічних КПП належать і передавальні числа її ступенів. У двовальних КПП, де відсутня пара шестерень постійного зачеплення, передавальні числа ступенів дорівнюють раніше прийнятим.

$$i_1 = i_{k1}$$

$$i_2 = i_{k2} \text{ и т.д.}$$

У КПП сучасних автомобілів, з метою підвищення плавності роботи зубчастих передач, зниження рівня шуму і підвищення міцності зубів використовують переважно косозубі зубчасті колеса, що з'єднуються за допомогою синхронізаторів. У зв'язку з цим, уже на цьому етапі проектування, необхідно вибрати кут нахилу зубів косозубих зубчастих коліс. Рекомендується приймати: $\gamma = 20^\circ...35^\circ$ для вантажних автомобілів, автобусів і спецавтомобілів; $\gamma = 25^\circ...45^\circ$ – для легкових автомобілів. У процесі виконання розрахунку кут нахилу зубів може коригуватися.

Приймаємо $\gamma = 30^\circ$.

З усіх шестерень КПП наймінімальнішими розмірами і мінімальним числом зубів володіє ведуча шестерня першої передачі. У зв'язку з цим ведуча шестерня першої передачі буде в КПП однією з найбільш навантажених. Число зубів ведучої шестерні першої передачі може бути визначено за формулою:

$$Z_1' = (2A \cos \gamma) / [m_n (i_1 + 1)] \quad (3.34)$$

$$Z_1' = \frac{2 \cdot 70 \cdot \cos 30^\circ}{2,25 \cdot (3,67 + 1)} = 12 \quad (3.35)$$

Коефіцієнт зміщення:

$$x = \frac{17 - z}{17}$$

$$x = \frac{17 - 15}{17} = 0.1 \quad (3.37)$$

Якщо отримано число зубів $Z_1' < 17$, то зуби шестерні першої передачі необхідно виготовляти зі зміщенням вихідного контуру, тобто з висотною корекцією. Значення коефіцієнта зміщення вихідного контуру слід вибирати за номограмою залежно від кута нахилу зубів шестерні γ .

За числом зубів шестерні першої передачі визначаємо число зубів ведомого зубчастого колеса першої передачі.

$$Z_1'' = Z_1' \cdot i_1$$

$$Z_1'' = 12 \cdot 3,67 = 44 \quad (3.38)$$

Приймаємо $Z_1'' = 44$

Для визначення числа зубів інших пар зубчастих коліс КПП необхідно визначити сумарне число зубів пар шестерень кожної передачі КПП. Сумарне число зубів пари зубчастих коліс першої передачі

$$Z_{1\Sigma} = Z_1' + Z_1''$$

$$Z_{1\Sigma} = 12 + 44 = 56 \quad (3.39)$$

Сумарні числа зубів інших пар зубчастих коліс КПП (косозубих), що мають одну міжосьову відстань A і рівні модулі m_N з парою шестерень першої передачі, можуть бути визначені за залежностями:

якщо зубчасті колеса першої передачі косозубі $Z_\Sigma = Z_{1\Sigma}$.

Сумарне число зубів інших пар прямозубих зубчастих коліс КПП приймається рівним сумарному числу зубів пари шестерень першої передачі.

Числа зубів окремих шестерень різних передач КПП і пари шестерень постійного зачеплення визначаються за формулами

для ведучих шестерень $Z'_i = Z_\Sigma / (i_i + 1)$

для ведених зубчастих коліс $Z''_i = Z_\Sigma - Z'_i$

$$Z'_2 = \frac{56}{2,71 + 1} = 15 \quad (3.40)$$

Приймаємо $Z'_2 = 15$

$$Z''_2 = 56 - 15 = 41 \quad (3.41)$$

$$Z'_3 = \frac{56}{2 + 1} = 19 \quad (3.42)$$

Приймаємо $Z'_3 = 19$

$$Z''_3 = 56 - 19 = 37 \quad (3.43)$$

$$Z'_4 = \frac{56}{1,47 + 1} = 23 \quad (3.44)$$

Приймаємо $Z'_4 = 23$

$$Z''_4 = 56 - 23 = 33 \quad (3.45)$$

$$Z'_5 = \frac{56}{1,08 + 1} = 27 \quad (3.46)$$

Приймаємо $Z'_5 = 27$

$$Z''_5 = 56 - 27 = 29 \quad (3.47)$$

$$Z'_6 = \frac{56}{0,8 + 1} = 31 \quad (3.48)$$

Приймаємо $Z'_6 = 31$

$$Z''_6 = 56 - 31 = 25 \quad (3.49)$$

Коригування міжосьової відстані та передавальних чисел КПП

Міжосьова відстань КПП для косозубих пар зубчастих коліс визначається за формулою:

$$A^{\text{кoc}} = m_N \cdot Z_\Sigma / 2 \cos \gamma$$
$$A = \frac{2,25 \cdot 56}{2 \cdot \cos 30^\circ} = 73 \quad (3.50)$$

Остаточно приймаємо $A=66$ (мм)

Передавальні числа ступенів КПП коригуються за формулою:

$$i_{ki} = Z''_i / Z'_i$$

$$i_{k1} = \frac{44}{12} = 3,67 \quad (3.51)$$

$$i_{k2} = \frac{41}{15} = 2,73 \quad (3.52)$$

$$i_{k3} = \frac{37}{19} = 1,95 \quad (3.53)$$

$$i_{k4} = \frac{33}{23} = 1,43 \quad (3.54)$$

$$i_{k5} = \frac{29}{27} = 1,07 \quad (3.55)$$

$$i_{k6} = \frac{25}{31} = 0,81 \quad (3.56)$$

Діаметри зубчастих коліс КПП визначаються за нижче наведеними формулами.

діаметр ділительного кола $d = m_N \cdot Z_i / \cos \gamma$

діаметр окружності вершин зубів $d_a = d + 2m_N(1+X_{\min})$

діаметр окружності западин зубів $d_f = d - 2m_N(1,25 - X_{\min})$

де $X_{\min}$ - коефіцієнт зміщення вихідного контуру зубів.

Для першої передачі маємо:

$$d'_1 = \frac{2,25 \cdot 12}{\cos 30^\circ} = 31,2 \text{ мм} \quad (3.57)$$

$$d''_1 = \frac{2,25 \cdot 44}{\cos 30^\circ} = 114,3 \text{ мм} \quad (3.58)$$

$$d'_{a1} = 31,2 + 2 \cdot 2,25 \cdot (1 + 0,3) = 37,05 \text{ мм} \quad (3.59)$$

$$d'_{f1} = 31,2 - 2 \cdot 2,25 \cdot (1,25 - 0,3) = 26,9 \text{ мм} \quad (3.60)$$

$$d''_{a1} = 114,3 + 2 \cdot 2,25 = 118,8 \text{ мм} \quad (3.61)$$

$$d_{f1}'' = 114,3 - 2 \cdot 2,25 \cdot 1,25 = 108,68 \text{ мм} \quad (3.62)$$

Ширина вінців зубчастих коліс визначається залежно від модуля за формулою

$$b = a \cdot m_N / \cos \gamma$$

де a – коефіцієнт ширини вінця зубчастих коліс за модулем;

$a = 4,5-6,5$ – для прямозубих зубчастих коліс;

$a = 7,0 \dots 8,6$ – для косозубих зубчастих коліс;

$$b_1' = \frac{7,2 \cdot 2,25}{\cos 30^\circ} = 18,7 \text{ мм} \quad (3.63)$$

$$b_1'' = \frac{7 \cdot 2,25}{\cos 30^\circ} = 18,2 \text{ мм} \quad (3.64)$$

Після визначення геометричних параметрів зубчастих коліс КПП необхідно перевірити зубчасті колеса за коефіцієнтом торцевого перекриття. ε_α , який має бути не меншим за 1.

$$\varepsilon_\alpha = b \cdot \sin \gamma / \pi m_N \geq 1$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{18,2 \cdot \sin 30^\circ}{3,14 \cdot 2,25} = 1,28 \geq 1 \quad (3.65)$$

Число зубів зубчастих коліс передачі заднього ходу і передавальне число передачі заднього ходу визначається з умови приблизної рівності передавальних чисел пари шестерень першої передачі КПП і шестерень передачі заднього ходу.

$$i_{zx} \approx i_1$$

Якщо передача заднього ходу в КПП реалізується шляхом введення в зачеплення однієї паразитної шестерні з ведучою і відомою шестернями заднього ходу, то передавальне число передачі визначається таким чином:

$$i_{zx} = Z_{\text{пар}} / Z'_{zx} \cdot Z''_{zx} / Z_{\text{пар}} = Z''_{zx} / Z'_{zx}$$

У першому випадку число зубів ведучої та веденої шестерень заднього ходу визначається з умови забезпечення між вершинами їхніх зубів гарантованого зазору. $\Delta = m_N$ по формулі

$$Z'_{3x} = \frac{2 \cdot (A - 3m) \cos \gamma}{m(i_{3x} + 1)}.$$

$$Z''_{3x} = Z'_{3x} \cdot i_{3x}$$

$$Z'_{3x} = \frac{2 \cdot (73 - 3 \cdot 2,25) \cos 30^\circ}{2,25(3,67 + 1)} = 11 \quad (3.66)$$

$$Z''_{3x} = 11 \cdot 3,67 = 40 \quad (3.67)$$

Обравши числа зубів шестерень заднього ходу, слід визначити геометричні розміри цих шестерень і міжосьову відстань пар шестерень: ведуча шестерня заднього ходу - паразитна шестерня (перша шестерня блоку шестерень); паразитна шестерня (друга шестерня блоку шестерень) - ведена шестерня заднього ходу.

$$d'_{3x} = 2,25 \cdot 11 = 24,75 \text{ мм} \quad (3.68)$$

$$d''_{3x} = 2,25 \cdot 40 = 90 \text{ мм} \quad (3.69)$$

$$d'_{a33} = 24,75 + 2 \cdot 2,25 \cdot (1 + 0,3) = 30,65 \text{ мм} \quad (3.70)$$

$$d'_{f33} = 24,75 - 2 \cdot 2,25 \cdot (1,25 - 0,3) = 20,48 \text{ мм} \quad (3.71)$$

$$d''_{a33} = 90 + 2 \cdot 2,25 \cdot (1 - 0,3) = 93,15 \text{ мм} \quad (3.72)$$

$$d''_{f33} = 90 - 2 \cdot 2,25 \cdot (1,25 + 0,3) = 84,6 \text{ мм} \quad (3.73)$$

Таблиця 3.20 - Основні параметри зубчастих коліс

Номер шестерні	1'	1''	2'	2''	3'	3''	4'	4''	5'	5''	6'	6''
Число зубів	12	44	15	41	19	37	23	33	27	29	31	25
Ко-ефф. Смещ.	0.3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
d, мм	31,2	114,3	39	106,5	49,4	96,1	59,8	85,7	70,1	75,3	80,5	65
da, мм	37,05	118,8	43,5	111	53,9	100,6	64,3	90,2	74,6	79,8	85	69,5
df, мм	26,93	108,7	33,38	100,88	43,78	90,48	54,18	80,08	64,48	69,68	74,88	59,38

Розрахунок на контактну витривалість.

Розрахунок зубів зубчастих коліс КПП на контактну витривалість зводиться до визначення контактних напружень на зубах ведених зубчастих коліс передач і порівняння їх із допустимими значеннями напружень. Під час розрахунку використовується формула:

$$\sigma_H = \frac{z_\sigma}{A} \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot M(i \pm 1)^3}{b \cdot i}} \leq [\sigma_H]$$

де i - передавальне число передачі КПП;

A - міжосьова відстань передачі, мм;

M – обертальний момент на відомому зубчастому колесі передачі, Нм;

b – ширина зубчастого колеса;

K_H – коефіцієнт навантаження;

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV}$$

де $K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами шестерні; для прямозубих передач $K_{H\alpha} = 1$;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині зуба;

K_{HV} – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження на зуби шестерні передачі.

$[\sigma_H]$ – межа витривалості матеріалу зубчастих коліс за контактними напруженнями.

Розрахунок зубів зубчастих коліс КПП на контактну витривалість представляємо в табличному вигляді у формі таблиці 3.21.

Таблиця 3.21 - Розрахунок зубів зубчастих коліс КПП на контактну витривалість

Зуб.колесо	$M'', \text{Нм}$	$K_{H\alpha}$	$K_{H\beta}$	K_{HV}	K_H	σ_H	$[\sigma_H]$
1''	933,33	1	1,15	1	1,15	1824,92	1699,2
2''	652,38	1	1,15	1	1,15	1180,93	1699,2
3''	517,31	1	1,15	1	1,15	912,05	1699,2

4''	458,62	1	1,15	1	1,15	804,47	1699,2
5''	383,82	1	1,15	1	1,15	676,16	1699,2
6''	197,34	1	1,15	1	1,15	432,47	1699,2

Розрахунок зубів шестерень на втому під час вигину виконується за формулою:

$$\sigma_F = \frac{P \cdot K_F}{m_N \cdot b} \cdot Y_i \cdot Y_\gamma \leq [\sigma_F],$$

де P – окружна сила, що виникає в зачепленні зубчастих коліс; H ;

Y_i – коефіцієнт форми зуба, що приймається залежно від еквівалентного числа зубів $Z_{\text{екв.}}$ і коефіцієнта зміщення вихідного контуру зубів.

Еквівалентне число зубів визначається за формулою:

$$Z_{\text{екв.}} = Z / \cos^3 \gamma$$

Y_γ – коефіцієнт, що враховує зміну плеча дії сили по лінії контакту зубів косозубого зубчастого колеса; визначається за формулою:

$$Y_\gamma = 1 - \gamma / 140$$

Для прямозубих коліс $Y_\gamma = 1$

K_F – коефіцієнт навантаження;

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV},$$

де $K_{F\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами, які перебувають у зачепленні; для прямозубих коліс $K_{F\alpha} = 1$; для косозубих – приймається залежно від ступеня точності виготовлення коліс.

Для вибору значення коефіцієнта $K_{F\alpha}$ необхідно підрахувати лінійну швидкість точок зубчастих коліс, що лежать на їхніх ділільних діаметрах за формулою:-

$$V = \pi n_p d / 60,$$

де n_p - розрахункова частота обертання зубчастого колеса; об/хв; $n_p = 0,5 n_{\text{max}}$;

n_{max} – частота обертання зубчастого колеса при максимальних обертах двигуна;

Для ведучої шестерні пари постійного зачеплення трьохвальних КПП і ведучих шестерень усіх передач двовальних КПП $n_p = 0,5 n_{e \max}$;

для ведених зубчастих коліс двовальних КПП $n_p = 0,5 n_{e \max} / i_i$;

для паразитної шестерні заднього ходу:

двовальних КПП $n_p = 0,5 n_{e \max} / i'_{zx}$;

d – дільний діаметр зубчастого колеса; м.

K_F -коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині зуба; значення коефіцієнта приймають залежно від розташування зубчастого колеса відносно опор у КПП; залежно від відношення b/d ; залежно від твердості зубів зубчастих коліс (у КПП зуби всіх зубчастих коліс мають твердість $> \text{HRC } 40$).

K_{FV} – коефіцієнт, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении зубчатых колес.

$[\sigma_F]$ – предел выносливости для материала зубчатого колеса на изгиб.

Расчет зубьев шестерен КПП на изгибную выносливость удобнее выполнять в табно-личностном виде и представить расчеты в виде таблиц 3.22 и 3.23.

Таблиця 3.22 - Визначення параметрів, що впливають на вигину витривалість зубів

Зуб.кол.	b, мм	d,мм	V,м/с	Ступ.точн.	b/d	$K_{F\alpha}$	$K_{F\beta}$	K_{FV}	K_F
1'	18,7	31,2	0,46	8	0,599	1	1,09	1	1,09
1''	18,2	114,3	0,46	8	0,159	1	1,05	1	1,04
2'	18,7	39	0,57	8	0,470	1	1,08	1	1,08
2''	18,2	106,5	0,57	8	0,171	1	1,04	1	1,04
3'	18,7	49,4	0,71	8	0,379	1	1,06	1	1,06
3''	18,2	96,1	0,71	8	0,189	1	1,04	1	1,04
4'	18,7	59,8	0,88	8	0,313	1	1,03	1	1,03
4''	18,2	85,7	0,88	8	0,212	1	1,02	1	1,02
5'	18,7	70,1	1,03	8	0,267	1	1	1	1
5''	18,2	75,3	1,03	8	0,242	1	1	1	1
6'	18,7	80,5	1,18	8	0,232	1	1,02	1,01	1,03
6''	18,2	65	1,18	8	0,280	1	1,03	1,01	1,04

Таблиця 3.23 - Розрахунок зубів зубчастих коліс КПП на витривалість від вигину

Зуб.колес	Z	Z _{экв}	Y _i	Y _γ	σ _F , МПа	[σ _F], МПа
1'	12	22,66	1,48	0,814	668,5	673,6
1''	44	63,60	1,44	0,814	646,4	673,6
2'	15	26,87	1,45	0,814	481,9	673,6
2''	41	55,18	1,44	0,814	474,8	673,6
3'	19	25,34	1,46	0,814	401,4	673,6
3''	37	46,29	1,45	0,814	397,4	673,6
4'	23	30,11	1,46	0,814	351,5	673,6
4''	33	47,55	1,45	0,814	318,7	673,6
5'	27	32,63	1,45	0,814	311,4	673,6
5''	29	33,78	1,44	0,814	314,8	673,6
6'	31	38,54	1,43	0,814	274,2	673,6
6''	25	31,82	1,43	0,814	277,5	673,6

3.4 Проектування валів механізму

Вали коробки передач передають обертовий момент і зазнають напруження вигину під дією сил у зачепленнях.

Визначимо окружну, радіальну й осьову сили, що діють у валух.

$$F_t = \frac{2 \cdot M}{d_w} = \frac{2 \cdot 94,1}{0,0312} = 6032,1 \text{ Н}, \quad (3.71)$$

$$F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 6032,1 \cdot \frac{\operatorname{tg} 30}{\cos 30} = 4021,4 \text{ Н}, \quad (3.72)$$

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 6032,1 \cdot \operatorname{tg} 30 = 3482,6 \text{ Н}, \quad (3.73)$$

де F_t - окружна сила, Н;

F_r - радіальна сила, Н;

F_a - осьова сила, Н;

M – момент на валу, Н·м;

d_w -ділильний діаметр зубчастого колеса, що розглядається, м;

α - кут вихідного контуру;

β - кут нахилу зубів.

Для знаходження реакцій складемо суму моментів відносно опор А і В:

$$\sum M_A = R_{By}l - F_r b = 0, \quad (3.74)$$

$$\sum M_B = -R_{Ay}l + F_r c = 0, \quad (3.75)$$

де l – відстань між підшипниками, приймаємо 184 мм;

b – відстань від лівого підшипника до шестерні, приймаємо 162 мм;

c – відстань від шестерні до правого підшипника, приймаємо 22 мм;

Визначаємо опорні реакції у вертикальній площині:

$$R_{Ay} = -\frac{4021,4 \cdot 0,162}{0,184} = 480,8 \text{ Н},$$

$$R_{By} = \frac{4021,4 \cdot 0,162}{0,184} = 3540,6 \text{ Н}.$$

$$\text{Перевірка: } \sum Y = R_{Ay} - F_r + R_{By} = 480,8 - 4021,4 + 3540,6 = 0$$

Визначаємо опорні реакції в горизонтальній площині:

$$\sum M_A = R_{Bx}l - F_t b = 0, \quad (3.76)$$

$$\sum M_B = -R_{Ax}l + F_t c = 0, \quad (3.77)$$

$$R_{Ax} = -\frac{6032,1 \cdot 0,022}{0,184} = 721,2 \text{ Н},$$

$$R_{Bx} = \frac{6032,1 \cdot 0,162}{0,184} = 5310,9 \text{ Н}.$$

$$\text{Перевірка: } \sum X = R_{Ax} - F_t + R_{Bx} = 721,2 - 6032,1 + 5310,9 = 0$$

Знаходимо величини згинальних моментів у вертикальній площині:

$$M_x = R_{Ay} \cdot b = 480,8 \cdot 0,162 = 77,76 \text{ Нм}; \quad (3.78)$$

у горизонтальній площині:

$$M_y = R_{Ax} \cdot b = 721,2 \cdot 0,162 = 116,83 \text{ Нм}; \quad (3.79)$$

Обчислюємо еквівалентний згинальний момент:

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{77,76^2 + 116,83^2} = 140,342 \text{ Нм}, \quad (3.80)$$

Розрахунковий діаметр валу визначимо за формулою:

$$d_{\text{расч}} = \sqrt[3]{10^3 M_{\text{экв}} / (0,1 [\sigma_{\text{и}}])} = \sqrt[3]{10^3 \cdot 140,342 / (0,1 \cdot 900)} = 11,6 \text{ мм}, \quad (3.81)$$

де $[\sigma_{\text{и}}] = 900 \text{ МПа}$ – допустимі згинальні напруги, що допускаються.

Приймаємо мінімальний діаметр вхідного валу $d = 12 \text{ мм}$.

Епюра згинальних моментів представлена на рисунку 3.6.

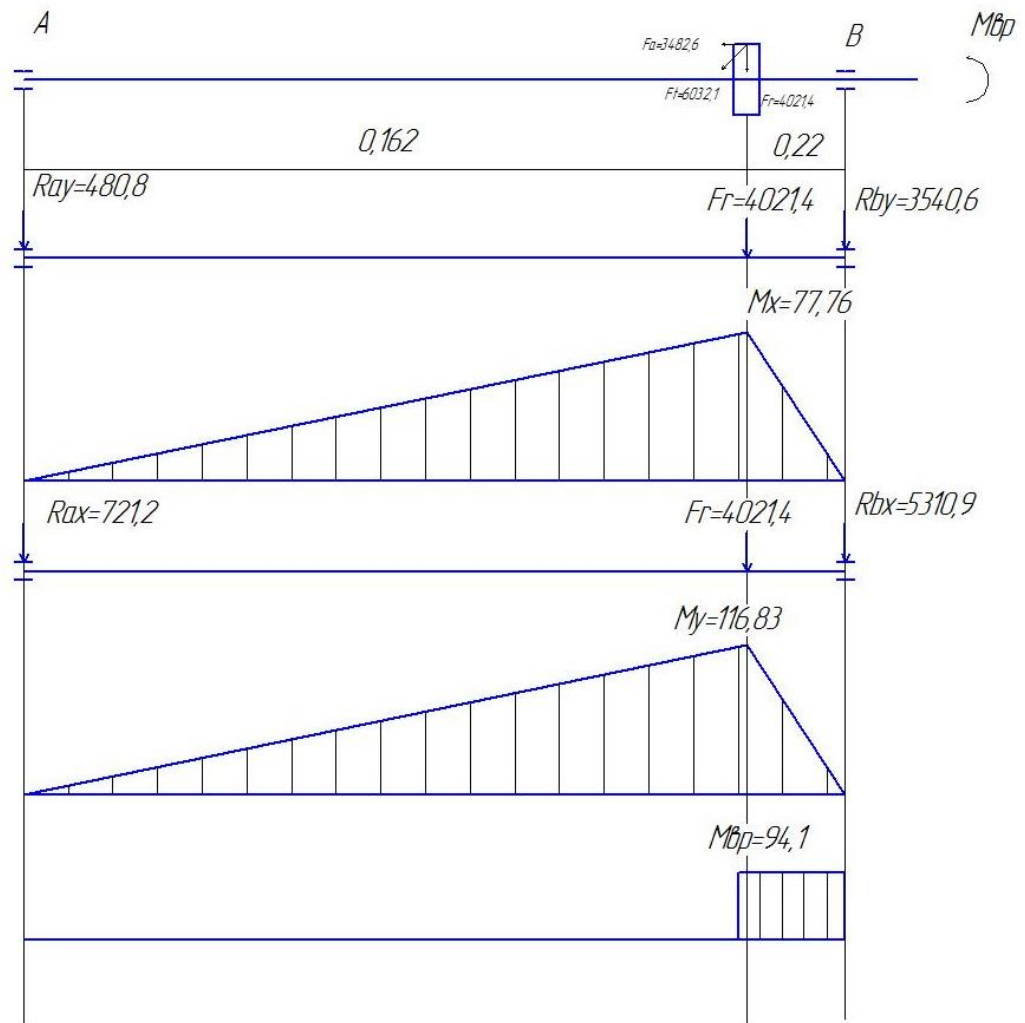


Рисунок 3.6 - Схема навантаження валу та епюри згинальних моментів від дії сил F_t и F_r

Вибираємо матеріал для валу сталь із такими параметрами: $[\sigma_T] = 360 \text{ МПа}$, $[\tau_T] = 590 \text{ МПа}$, $[\sigma_B] = 260 \text{ МПа}$, $[\tau_B] = 150 \text{ МПа}$.

Результати розрахунку радіальних, осьових і окружних сил зведено в таблицю 3.21.

Таблиця 3.23 - Радіальні, осьові й окружні сили, що діють у валах

Вал	Сила, Н		
	Окружна, F_t	Радіальна F_r	Осьова F_a
Первинний	6032,1	4021,4	3482,6
Вторинний	6042	4028	3488,4

Межа міцності та пластичності визначаються за формулами:

$$n_{\sigma T} = K_{\varepsilon T} \cdot \frac{\sigma_T}{\sigma_u} = 3,0831, \quad (3.82)$$

$$n_{\sigma B} = K_{\varepsilon T} \cdot \frac{\sigma_B}{\sigma_u} = 4,4534, \quad (3.83)$$

$$n_{\tau B} = K_{\varepsilon T} \cdot \frac{\tau_B}{\tau} = 6,1664. \quad (3.84)$$

де n_T , n_B и n_B – межі пластичності матеріалу валу

Коефіцієнт запасу міцності визначається за формулою:

$$n = \frac{n_{\sigma B} \cdot n_{\tau B}}{\sqrt{n_{\sigma B}^2 + n_{\tau B}^2}} = 2,18 \quad (3.85)$$

Додатково розрахуємо вал на закручування за формулою:

$$\varphi = \frac{M_{\text{emax}} \cdot L \cdot 180}{G \cdot J_p \cdot \pi} = 1,299 \cdot 10^{-6} \text{ град}, \quad (3.86)$$

$$J_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32} = 4,6499 \cdot 10^4 \quad (3.87)$$

Коефіцієнти запасу міцності валів представлено на рисунку 3.7 і 3.8.

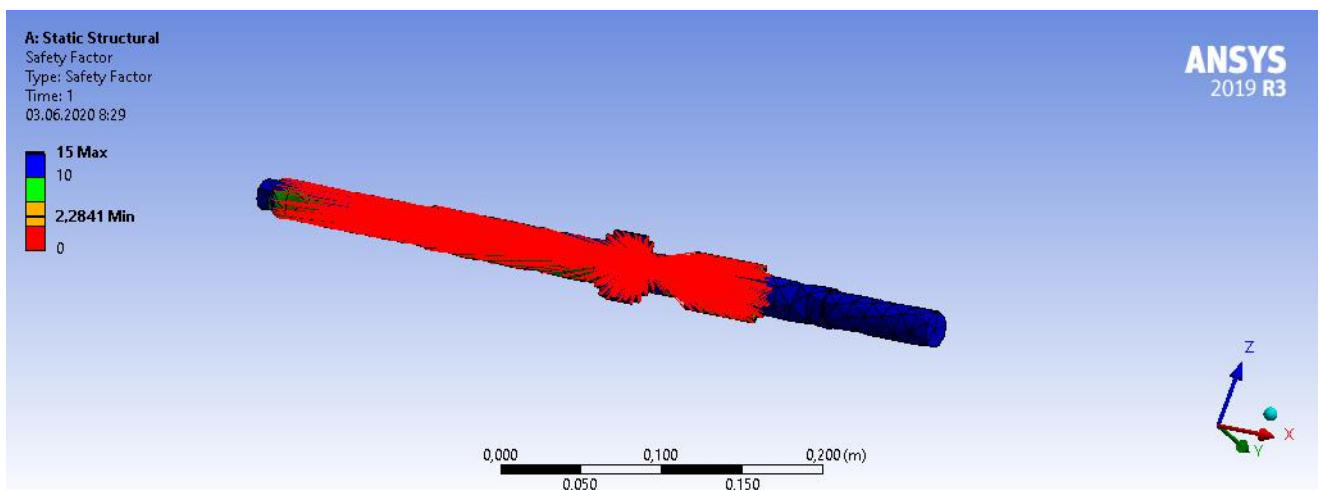


Рисунок 3.7 - Коефіцієнт запасу міцності на вхідному валу

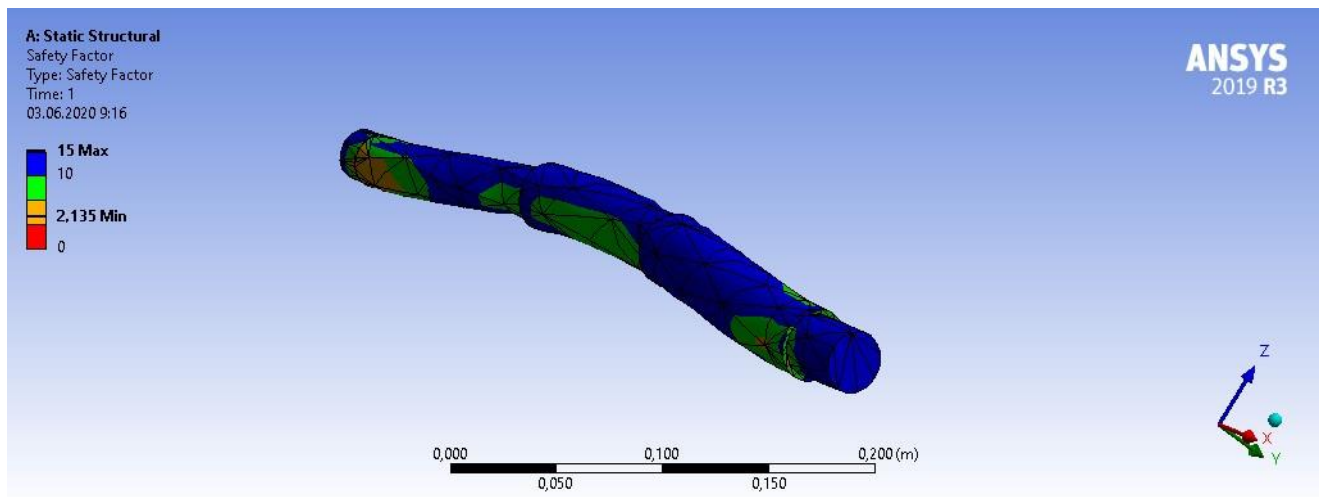


Рисунок 3.8 - Коефіцієнт запасу міцності на на вихідному валу

Із проведеного статичного дослідження можна зробити висновок про те, що коефіцієнти запасу міцності перебувають у межах допустимих значень на всій ділянці валу.

3.5 Аналіз шліцьових з'єднань

Шліцьові з'єднання перевіряються на зминання.

Вибираємо евольвент шліцьове з'єднання з основними розмірами $D \times t \times z = 30 \times 1,5 \times 32$. Робоча довжина шліців $l = 0,04$ м.

Визначимо середній діаметр шліцьового з'єднання:

$$d_{cp} = D - 2t = 20 - 2 \cdot 1,5 = 17 \text{ мм} \quad (3.88)$$

Визначимо сумарний статичний момент площі робочих поверхонь з'єднання відносного валу:

$$S_F = 0.5d_{cp}hz = 0,5 \cdot 17 \cdot 3 \cdot 32 = 816 \text{ мм}^2 \quad (3.89)$$

Далі визначимо середнє напруження під час зминання:

$$\sigma_{cm.cp} = \frac{10^3 \cdot M_{max} \cdot K}{S_F l} = \frac{10^3 \cdot 94,1 \cdot 1,2}{816 \cdot 40} = 3,46 \text{ МПа.} \quad (3.90)$$

Допустима напруга зминання шліцьових з'єднань, що допускається $[\sigma_{\text{см.}}] = 25 \text{ МПа}$.

Умова міцності виконується.

3.6 Проектування підшипникових опор

Підшипники кочення мають в основному два призначення: сприйняття діючих на опору навантажень і фіксація валу в осьовому напрямку. Залежно від конструкції механізму, умов монтажу, вимог до жорсткості опор і точності обертання деталей розрізняють низку схем підшипникових опор. Після проведеного аналізу було обрано такі: фіксована опора, плаваюча опора.

Підбір підшипників для валів здійснюємо за діаметром валу і за динамічною вантажопідйомністю підшипників. Спочатку визначаємо еквівалентне навантаження, що діє на підшипник.

Еквівалентне навантаження:

$$F_{\Sigma 1} = XVR_{Bx} + YF_a = 1 \cdot 1 \cdot 5310,9 + 1 \cdot 3482,6 = 8792,9 \text{ Н}, \quad (3.91)$$

де $X=1, Y=1$ – коефіцієнти радіального й осьового навантажень;

$V=1$ – коефіцієнти обертання ($V=1$ – внутрішнє кільце обертається, $V=1,2$ – при обертанні зовнішнього кільця);

R_{Bx} – радіальне навантаження в правій опорі.

$$F_a = 3482,6$$

Наведене навантаження:

$$F_{np1} = F_{\Sigma 1} K_{D1} K_{D2} K_T K_m = 8792,9 \cdot 1,25 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 1 = 13189,4 \text{ Н}, \quad (3.92)$$

де $K_T = 1$ – коефіцієнт температури і матеріалу;

$K_m = 1$ – коефіцієнт, що враховує наявність кілець;

$K_{D1} = 1,25$ – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження від зубчастих зачеплень;

$K_{D2} = 1,2$ – коефіцієнт, що враховує зовнішнє динамічне навантаження.

На заключному етапі розрахунку підшипника визначається необхідна динамічна вантажопідйомність:

$$c_{mp1} = \sqrt[m]{6 \cdot 10^{-5} t n_y F_{np1}^m}, \quad (3.93)$$

де $m=3$ оскільки підшипники кулькові.

$$c_{mp1} = \sqrt[3]{6 \cdot 10^{-5} \cdot 127,3 \cdot 4478,1 \cdot 13189,4^3} = 42813,4 \text{ Н.}$$

Аналогічний розрахунок проводиться для правого підшипника.

За результатами обчислень вибираємо радіальні шарикопідшипники 305 ГОСТ 8338-75 і радіально-наполегливих кулькових підшипників 66205, 66305, 66206 і 66204 ГОСТ 831-75.

3.7 Розрахунок параметрів синхронізаторів

Питому роботу буксування розраховують за формулою:

$$l_c = \frac{L_c}{F_c} \quad (3.94)$$

де l_c – питома робота буксування, МДж/м²;

L_c – робота буксування при вирівнюванні кутових швидкостей валу і встановленого на ньому зубчастого колеса, Дж;

F_c – площа поверхні тертя синхронізатора, м².

Роботу буксування визначають за формулою:

$$L_c = J_{\text{пр}} \frac{\omega_e^2}{2} \left(\frac{1}{i_{k+1}} - \frac{1}{i_k} \right)^2 \quad (3.95)$$

де $J_{\text{пр}}$ – сумарний приведений момент інерції, кг·м²;

ω_e – розрахункова кутова швидкість колінчастого валу двигуна під час перемикання передач, рад/с;

i_k – передавальне число передачі, що вимикається; i_{k+1} – передавальне число передачі, що вмикається.

$$J = \frac{1}{2} M R^2 \quad (3.96)$$

де J – момент інерції, кг·м²;

M – маса диска, кг;

R – радіус диска, м.

$$J_{\text{сц}} = \frac{1}{2} 4 \cdot 0,19^2 = 0,072 \quad \text{кг} \cdot \text{м}^2 \quad (3.97)$$

Розрахункова кутова швидкість колінчастого валу двигуна під час перемикання передач:

$$\omega_2 = (0,7-0,8) \cdot \omega_n; \quad (3.98)$$

де w_n - кутова швидкість колінчастого валу двигуна при максимальній потужності.

$$w_n = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 5600}{30} = 586,13 \text{ (с}^{-1}\text{)} \quad (3.99)$$

$$w_e = 0,8 \cdot 586,13 = 468,9 \text{ (с}^{-1}\text{)} \quad (3.100)$$

$$L_c = 0,13 \frac{468,9^2}{2} \left(\frac{1}{2,73} - \frac{1}{3,67} \right)^2 \quad (3.101)$$

Площу поверхні тертя синхронізатора визначають за формулою:

$$F_c = 2 \pi r b_c \quad (3.101)$$

де r – середній радіус поверхні тертя конуса синхронізатора, м;

b_c – ширина кільця тертя по твірній конуса, м.

$$r = \frac{M_T \sin \delta}{\mu S} \quad (3.102)$$

де M_T - момент тертя на поверхні конуса, Н·м;

δ - половина кута при вершині конуса, град. Приймаємо 12;

μ - коефіцієнт тертя. Приймаємо: 0,1;

S – осьова сила, Н.

$$M_T = \frac{J_{\text{пр}} \omega_e \left(\frac{1}{i_{K+1}} - \frac{1}{i_K} \right)}{t_c}, \quad (3.103)$$

де t_c – час синхронізації, с.

Приймаємо t_c - 0,5 с.

$$M_T = \frac{0,13 \cdot 468,9 \cdot (\frac{1}{2,73} - \frac{1}{3,67})}{0,5} = 11,44, \text{Н} \cdot \text{м};$$

Осьову силу визначають за формулою:

$$S = P_{\text{рыч}} i_{\text{рыч}} \quad (3.104)$$

де $P_{\text{рыч}}$ - зусилля, що прикладається водієм до важеля коробки передач, Н;

$i_{\text{рыч}}$ – передаточное число рычага переключения передач.

Приймаємо: $P_{\text{рыч}} = 100 \text{Н}$, $i_{\text{рыч}} = 11$.

$$S = 100 \cdot 11 = 1100, \text{Н};$$

$$r = \frac{11,44 \cdot 0,2}{0,1 \cdot 1100} = 0,021, \text{м};$$

Ширину кільця тертя по твірній конуса визначають за формулою:

$$b_c = \frac{M_T}{2 \pi \mu r^2 P_N}, \quad (3.105)$$

де P_N – допустимий тиск на поверхню конуса, Па.

Приймаємо: $P_N = 1,5 \text{ МПа}$;

$$b_c = \frac{11,44}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,1 \cdot 0,021^2 \cdot 1,5 \cdot 10^6} = 0,028, \text{м};$$

Площу поверхні тертя синхронізатора визначають за формулою:

$$F_c = 2 \pi r b_c, \quad (3.106)$$

де r – середній радіус поверхні тертя конуса синхронізатора, м;

b_c – ширина кільця тертя по твірній конуса, м.

$$F_c = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,021 \cdot 0,028 = 0,0037, \text{м}^2;$$

$$l_c = \frac{L_c}{F_c} = \frac{126 \cdot 10^{-6}}{0,0037} = 0,034 \text{ МДж/м}^2 \quad (3.107)$$

Допустима питома робота буксування для синхронізаторів легкових автомобілів – $[l_c] = 0,03 \text{ } 0,1 \text{ МДж/м}^2$;

3. 8 Обґрунтування вибору матеріалів і способів зміцнення основних деталей

Матеріали й обґрунтування їхнього вибору для деталей коробки передач подано в таблиці 3.23.

Таблиця 3.23 Способи зміцнення основних деталей

Найменування деталі	Матеріал	Спосіб зміцнення	Необхідні характеристики	Обґрунтування
Вали	Сталь 20ХН2М	Цементация (насищення поверхневих шарів коліс вуглецем) - з подальшим загартуванням.	Твердість поверхневого шару - 56...63 HRC, серцевини - 28...35 HRC	Забезпечення достатньої контактної та згинальної міцності.
Корпус	АЛ2	Загартування, штучне старіння		Хороші ливарні властивості, мала маса.
Кришка	СЧ15	Штучне старіння		Хороші ливарні властивості
Зубчасте колесо	Сталь 20ХН2М	Цементация (насищення поверхневих шарів коліс вуглецем) - з подальшим загартуванням.	Поверхня 58...62 HRC, Серцевина 260 НВ	Забезпечення достатньої контактної та згинальної міцності
Шестерня	Сталь 25ХГМ	ТВЧ, загартований шар повторює обрис западин, загартування при нагріванні	Поверхня 47...50 HRC Серцевина 29...42HRC	Забезпечення достатньої контактної та згинальної міцності

3.9 Оцінка габаритів і ККД механізму

Механічні втрати в коробці передач залежать від кількості пар зубчастих зачеплень, їхнього ККД і часу роботи коробки на кожному ступені. Коефіцієнт втрат на тертя визначається за формулою:

$$K_{\text{пот}} = 1 - \sum_{i=1}^{ucc} \eta_{zi} \xi_i = 0,04, \quad (3.108)$$

де η_{zi} - ККД зубчастих зачеплень;

ξ – відносний пробіг.

ККД коробки передач визначимо за формулою:

$$\eta_{\text{кп}} = 1 - K_{\text{ном}} = 1 - 0,04 = 0,96 \quad (3.109)$$

Спроектована коробка передач має ККД 96% і такі габаритні розміри: довжина 564 мм, висота 354 мм, довжина 564 мм.

ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі виконано проектування механічної шестиступінчастої коробки передач для легкового автомобіля повною масою 2 т.

У результаті виконання роботи проведено аналіз сучасних конструкцій механічних коробок передач легкових автомобілів та обґрунтовано вибір двовальної схеми як найбільш раціональної з точки зору компактності, високого ККД та надійності роботи.

Розроблено кінематичну схему трансмісії та визначено основні передавальні числа коробки передач: 3,67; 2,71; 2,00; 1,47; 1,08 та 0,80, що забезпечують необхідний діапазон регулювання крутного моменту та раціональні режими роботи двигуна.

Виконано конструкторські розрахунки зубчастих передач, валів, шліцьових з'єднань, підшипникових опор і синхронізаторів. Проведені розрахунки підтвердили достатню міцність та довговічність елементів проекрованої коробки передач за умов експлуатаційних навантажень.

Обґрунтовано вибір матеріалів для основних деталей механізму та способів їх зміцнення, що забезпечує підвищення ресурсу роботи коробки передач і зменшення інтенсивності зношування її елементів.

Спроектована коробка передач характеризується компактністю конструкції, високим коефіцієнтом корисної дії, надійністю та ремонтпридатністю. Застосування шести передач переднього ходу дозволяє покращити тягово-швидкісні властивості автомобіля та підвищити паливну економічність у різних дорожніх умовах.

Отримані результати свідчать про досягнення поставленої мети та підтверджують можливість практичного використання розробленої конструкції механічної коробки передач для легкових автомобілів даного класу.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Трактори та автомобілі. Ч. 1. Автотракторні двигуни: Навч. посібник / М.Г. Сандомирський, М.Ф. Бойко, А.Т. Лебедєв та ін.: За ред. проф. А.Т. Лебедєва. – К.: Вища шк., 2000. – 357 с.: іл.
2. Трактори та автомобілі. Ч. 3. Шасі: Навч. посібник / А.Т. Лебедєв, В.М. Антощенко, М.Ф. Бойко та інші.; За ред. проф. А.Т. Лебедєва. – К.: Вища освіта, 2004, – 336 с.: іл.
3. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни. Підручник. - 3-тє видання. Київ: Арістей, 2006. – 476 с.
4. Основенко М.Ю., Сахно В.П. Автомобілі: Навч.Посібник. – К.: НМК ВО, 1992. – 344.
5. Кужельний Я. В. Аналіз конструктивних особливостей різних типів коробок перемикач передач автомобілів // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки. 2023. № 6(37). С. 215–223.
6. Подригало М.А., Коряк О.О. Динаміка автомобіля з автоматичною безступінчастою коробкою передач. Вісник ХНАДУ.2020. № 90. С. 73–79. DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2020.90.0.73.
7. Островерх О.О. Розробка і впровадження комбінованої коробки передач та її застосування на легкових автомобілях. Вісник НТУ «ХПІ». Серія Автомобіле- та тракторобудування. 2021. №1 С. 22–31. DOI: 10.20998/2078-6840.2021.1.03.
8. Строков А.П., Макаренко М.Г. Технічне обслуговування і ремонт вантажних і легкових автомобілів, автобусів. Кн. 1. Основи будови та експлуатації автопоїздів. Підручник. - К.: Грамота, 2005, - 2005 - 352с.
9. Кальченко В.В., Кальченко В.І., Кужельний Я.В., Скляр В.М. Аналіз конструкцій коробок перемикач передач автомобілів. Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем: зб. матеріалів конф. XI-ї Міжнар. наук.-практ. конф., 26 - 27 травня 2021 р. Чернігів: НУ «Чернігівська політехніка», 2021. Т. 1. С.108-109.

10. Механічна коробка передач. Роботизована КПП: веб-сайт. URL: <https://avtoad.com.ua/base/mechanicna-korobka-peredac-robotizovana-kpp> (дата звернення: 17.03.2026).

11. Kalchenko V., Kalchenko V., Sira N., Kuzhelnyi Ya., Sklyar V. Model of milling the root and connecting rod necks of the crankshaft for one manufacturing process. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2021. Pp. 160-169. DOI: 10.1007/978-3-030-91327-4_16.

12. Волков В.П., Вільський Г.Б. Теорія руху автомобіля: Підручник. Суми: Університетська книга, 2010. 320 с.

13. Кисликов В.Ф., Лущик В. В. Будова й експлуатація автомобілів: підруч.. 6-те вид. Київ: Либідь, 2006. 400 с.

ДОДАТКИ