

<p>Відокремлений структурний підрозділ «Дніпровський фаховий коледж інженерії та педагогіки Державного вищого навчального закладу «Український державний хіміко-технологічний університет»</p>	<p>СИЛАБУС навчальної дисципліни</p> <p>Транспортні засоби</p>
	<p>Галузь знань: 27 Транспорт.</p> <p>Спеціальність: 275 Транспортні технології (на автомобільному транспорті).</p> <p>Освітньо-професійна програма: транспортні технології (на автомобільному транспорті).</p> <p>Ступінь (рівень) освіти: перший (бакалаврський)</p> <p>Дні занять та консультацій: згідно з розкладом</p> <p>Рік навчання: перший, другий</p> <p>Семестр: II, III</p> <p>Кількість кредитів: 8,0</p>
	<p>Викладач: Рудасьов Віктор Борисович, к.т.н., доцент, викладач циклової комісії автомобілів і транспортних технологій</p> <p>Електронна пошта (чи персональний сайт викладача): rudvik@i.ua https://cutt.ly/JOOynIr</p>

Силабус складено на основі робочої програми навчальної дисципліни, обговорено та схвалено на засіданні циклової комісії автомобілів і транспортних технологій

Протокол від “ _____ ” _____ (назва) _____ 20__ року № _____

Голова циклової комісії _____ (_____)
 (підпис) (ПІБ)
 “ _____ ” _____ 20__ року

Гарант освітньої програми _____ (підпис) _____ (ПІБ)

1 ОПИС ДИСЦИПЛІНИ

Метою вивчення дисципліни є придбання студентами знань з конструкції та теорії експлуатаційних властивостей автотранспортних засобів, робочих процесів та основ розрахунків їх механізмів, необхідних для наступного вивчення спеціальних дисциплін та подальшої діяльності фахівця на підприємстві автомобільного транспорту.

Завдання дисципліни:

– освоєння методик вибору типів вузлів і агрегатів залежно від призначення транспортного засобу, методів оцінки конструктивних властивостей вузлів і агрегатів, вивчення принципів роботи вузлів і агрегатів;

– формування уявлення про комплекс експлуатаційних властивостей, що визначають особливості функціонування автомобілів;

– формування навиків отримання конкретних даних про експлуатаційні властивості транспортної машини і вплив на них різних конструктивних і зовнішніх чинників;

– формування навичок отримання на базі аналізу конструкції автотранспортного засобу і математичного опису робочого процесу, вибирати розрахункові навантаження і проводити розрахунки на міцність, жорсткість, нагрівання і т.д.

Предметом навчальної дисципліни є методи розрахунків експлуатаційних властивостей автомобільного транспорту та розрахунків його агрегатів і механізмів.

Пререквізити: «Загальний курс транспорту», «Вантажні перевезення».

Постреквізити: спеціалізований рухомий склад, ресурсозберігаючі технології на автотранспорті, організація перевезень небезпечних вантажів, транспортна трасологія, паливо-мастильні та інші експлуатаційні матеріали.

Методи навчання – словесні, наочні, практичні, робота з книгою.

Форми та методи оцінювання: усний, письмовий, практична перевірка, методи самоконтролю і самооцінки, захист курсового проекту, підсумковий контроль.

Компетентності та програмні результати навчання відповідно до освітньо-професійної програми

Інтегральна компетентність (ІК)	Здатність розв'язувати складні спеціалізовані задачі та вирішувати практичні проблеми у галузі транспорту з використанням теорій та методів сучасної транспортної науки на основі системного підходу та з врахуванням комплексності та невизначеності умов функціонування транспортних систем.
Загальні компетентності (ЗК)	ЗК-6. Здатність проведення досліджень на відповідному рівні. ЗК-12. Знання та розуміння предметної області та розуміння професійної діяльності. ЗК-13. Здатність до абстрактного мислення, аналізу та синтезу.
Спеціальні (фахові,	СК-1. Здатність аналізувати та прогнозувати параметри і

<p>предметні) компетентності (СК)</p>	<p>показники функціонування транспортних систем та технологій з урахуванням впливу зовнішнього середовища. СК-9. Здатність оцінювати експлуатаційні, техніко-економічні, технологічні, правові, соціальні, та екологічні складові організації перевезень. СК-13. Здатність оцінювати плани та пропозиції щодо організації та технології перевезень, складені іншими суб'єктами, та вносити необхідні зміни виходячи з техніко-експлуатаційних параметрів та принципів функціонування об'єктів та пристроїв транспортної інфраструктури, транспортних засобів (засобів автомобільного транспорту).</p>
<p>Програмні результати навчання (РН)</p>	<p>РН 19. Пояснювати експлуатаційну, техніко-економічну, технологічну, правову, соціальну та екологічну ефективність організації перевезень. РН 23. Розпізнавати якісні і кількісні показники експлуатації транспортних засобів (засобів автомобільного транспорту). Оцінювати елементи конструкції транспортних засобів (засобів автомобільного транспорту). Установлювати зв'язок між елементами конструкції транспортних засобів (засобів автомобільного транспорту).</p>

При вивченні дисципліни «Транспортні засоби» **студент повинен:**
сформувати комплекс професійних знань з основ конструкції, теорії експлуатаційних властивостей та робочих процесів при розрахунку деталей автотранспортних засобів;

- ***усвідомлювати*** сутність основних понять та категорій;

Студент повинен вміти:

– ідентифікувати реальну конструкцію автотранспортних засобів і її складові частини;

– оцінювати особливості конструкції вузлів і агрегатів автомобілів;

– аналізувати вплив особливостей конструкції на експлуатаційні властивості автомобілів;

– складати перелік даних, наявність яких необхідна при формуванні розрахункових моделей;

– складати математичні моделі процесу (явища), що дозволяють одержати конкретні результати в плані оцінки експлуатаційних властивостей наземних транспортних засобів;

– проводити критичний аналіз компоувальних схем, виконувати компоувальні роботи по автомобілю, агрегатам і вузлам;

– виконувати креслення деталей і складальних одиниць відповідно до вимог до конструкторської документації, у тому числі з використанням методів тривимірного комп'ютерного моделювання;

– ідентифікувати механізми і пристрої, що використовуються в конструкції автомобілів, за наявності їх креслення або доступного для розбирання зразка, оцінювати основні якісні характеристики;

– користуватися довідковою літературою по напряму своєї професійної діяльності;

– аналізувати і оцінювати вплив конструкції на експлуатаційні властивості агрегатів, вибирати параметри агрегатів з метою отримання оптимальних експлуатаційних характеристик.

Вивчення даної дисципліни передбачає, окрім роботи з підручниками та навчальними посібниками, також опрацювання основних законів, які стосуються конструкції, експлуатаційних властивостей, які забезпечують рух автотранспортних засобів і режими навантажень при їх експлуатації, і постійної роботи з періодичною літературою з вищезгаданих питань.

2. ОРГАНІЗАЦІЯ НАВЧАННЯ

Лекції (Л): 60 годин.

Практичні заняття (ПР): 68 годин.

Самостійна робота (СР): 112 годин.

Всього: 128 годин.

3 СТРУКТУРА НАВЧАЛЬНОЇ ДИСЦИПЛІНИ

№	Тема	Зміст теми	Завдання/ Форми контролю
Модуль І. Автомобілі. Конструкції			
1	Тема 1. Класифікація й технічна характеристика автомобілів. двигун. Класифікація. загальна будова двигуна внутрішнього згорання	Історія створення автомобіля. Загальні поняття про класифікацію. Класифікація легкових та вантажних автомобілів, класифікація автобусів. Технічна характеристика автомобілів. Основні складені частини автомобіля. Компонування автомобілів. Кузовні деталі автомобілів і автобусів. Основні конструктивні поняття та параметри ДВЗ (двигун внутрішнього згорання). Робочий цикл ДВЗ. Показники роботи ДВЗ.	Самостійне опрацювання літератури, тести, індивідуальні завдання, обговорення, питання
2	Тема 2. Кривошипно-шатунний механізм (КШМ). Розподіл деталей	Будова, призначення (КШМ). Блок циліндрів, її види. Види гільз. Види головок блоку циліндрів. Вид камери згорання. Будова та конструкція поршневої групи. Види та призначення поршневих кілець. Колінчатий вал та маховик. Картер двигуна.	Самостійне опрацювання літератури, тести, індивідуальні завдання, обговорення,

№	Тема	Зміст теми	Завдання/ Форми контролю
	механізму за призначенням. Газорозподільний механізм (ГРМ). Види, їх будова, взаємодія деталей	Розподільний вал. Приводи розподільного вала. Призначення газорозподільного механізму (ГРМ).	питання.
3	Тема 3. Система змащення. Система охолодження. Види. Призначення. Принцип дії рідинної системи. види рідини	Принципова схема змащувальної системи. Вузли, механізми, прибори системи змащення д.в.з. (масляний насос, радіатор, фільтри) Принципова схема рідинної системи охолодження. Вузли, механізми, прибори рідинної системи охолодження (радіатор, пробка радіатора, термостат, насос). Принципова схема рідинної системи охолодження.	Самостійне опрацювання літератури, тести, індивідуальні завдання, обговорення, питання.
4	Тема 4. Загальна будова, призначення та робота системи живлення (карбюраторного двигуна, дизельного двигуна, газобалонних автомобілів)	Бензини, їх якість, горюча та робоча рідина. Найпростіший карбюратор. Бідна та збагачена суміш. Система холостого ходу. Головний дозувальний пристрій. Економайзер. Прискорювальний насос. Пусковий пристрій. Обмежувач максимальної частоти обертання колінчатого вала. Прилади системи зберігання, подача; виводу відпрацьованих газів (паливний бак, паливо підкачувальний насос, паливні та повітряні фільтри, впускний, випускний трубопровід, глушник). Вимога до системи живлення дизелів, палива. Повітряний фільтр. Фільтр грубої та тонкої очистки палива. Підкачувальні насоси палива. Робота секцій ПНВТ (паливний насос високого тиску). Всережимний регулятор частоти обертання. Автоматична муфта випередження впорскування палива ПНВТ. Паливний насос високого тиску, їх різновидність та конструктивні особливості. Паливопровід низького та високого тиску. Схема роботи двох	Самостійне опрацювання літератури, тести, індивідуальні завдання, обговорення, питання

№	Тема	Зміст теми	Завдання/ Форми контролю
		режимного регулятора частоти обертання двигуна. Форсунка. Установка для роботи на системному газі. Газовий редуктор низького та високого тиску. Газові трубопроводи. Вентилі. Дозувально-економайзерний пристрій.	
5	Тема 5. Будова інжектора, різновидність. Будова систем впорскування палива	Будова інжектора, різновидність. Будова систем впорскування палива: «K-Jetronik», «KE-Jetronik», «L-Jetronik», «Mono-Jetronik».	Самостійне опрацювання літератури, тести, індивідуальні завдання, обговорення, питання
6	Тема 6. Трансмісія. Види й схеми трансмісії. Призначення. загальна будова. зчеплення	Трансмісія. Види й схема трансмісії. Призначення. Зчеплення, загальна будова та принципова схема роботи. Приводи керування зчепленням. Ведений диск зчеплення. Загальна будова та принципова схема роботи. Будова та робота дводискового зчеплення. Робота зчеплення з мембранною пружиною.	Самостійне опрацювання літератури, тести, індивідуальні завдання, обговорення, питання
7	Тема 7. Коробка передач. Призначення. Типи. Принципова схема, будова ступінчатої коробки передач	Загальна будова та призначення. Механізм керування (перемикання передач). Блокувальний пристрій (замок). Синхронізатор. Подільник передач вантажних автомобілів. Коробка передач передньопривідних автомобілів. Автоматична коробка передач. Схема. Будова. Гідротрансформатор. Роздавальна коробка, види та призначення.	Самостійне опрацювання літератури, тести, індивідуальні завдання, обговорення, питання.
8	Тема 8. Карданна передача. Механізми ведучих мостів	Призначення, типи, будова, вимоги. Карданний шарнір, типи, вимоги. Недоліки карданної передачі. Будова, призначення, типи, розташування головні передачі. Одинарна і подвійна головні передачі. Півосі. Диференціал. Самоблокувальний диференціал. Колісна передача. Будова, робота, різновидність	Самостійне опрацювання літератури, тести, індивідуальні завдання, обговорення, питання

№	Тема	Зміст теми	Завдання/ Форми контролю
		передніх ведучих мостів	
9	Тема 9. Рама. Передній не ведучий міст вантажних автомобілів. Підвіска	Будова рами, різновидність, призначення, вимоги. Тягово-зчіпний пристрій. Робота не ведучого моста при зміні напрямку руху. Установка передніх коліс. Кути розбігу та сходження. Схема встановлення керованих коліс та їх стабілізація.	Самостійне опрацювання літератури, тести, індивідуальні завдання, обговорення, питання.
10	Тема 10. Колеса та шини. Призначення. Вимоги. Будова	Автомобільні шини. Будова, призначення, різновидність, класифікація. Спеціальні шини. Позначення й маркірування шин. Порядок монтажу. Система централізованого регулювання тиску повітря в шинах. Матеріали для виготовлення шин. Перевага та недоліки титанових дисків. Деформація дисків	Самостійне опрацювання літератури, тести, індивідуальні завдання, обговорення, питання
11	Тема 11. Рульове керування	Призначення. Конструкція. Рульова трапеція. Рульові тяги. Будова й робота рульових механізмів. Механізм з передачею типу черв'як-ролик. Рульовий механізм з передачею типу гвинт гайка-рейка-сеткор із підсилювачем. Підсилювач рульового керування. Види, будова, призначення. Насос підсилювача. Розташування. Насос гідро підсилювача. Схема роботи гідро підсилювача. Будова. Типи. Пневматичний підсилювачі. Будова.	Самостійне опрацювання літератури, тести, індивідуальні завдання, обговорення, питання.
12	Тема 12. Гальмова система	Призначення та типи гальмової системи. Їх будова. Одноконтурний гідравлічний привід. Колісні гальмові механізми. Приводи гальм. Головний гальмовий циліндр. Робочі гальмові механізми. Чим відрізняються (за ефективністю) барабанні та дискові гальма. Гідровакуумний підсилювач гальм. Пневматичний привод. Його контури, будова. Компресор пневмоприводу, будова. Призначення. Вимоги. Регулятор тиску пневмоприводу. Подвійний захисний клапан. Кран стоянкового	Самостійне опрацювання літератури, тести, індивідуальні завдання, обговорення, питання.

№	Тема	Зміст теми	Завдання/ Форми контролю
		гальма пневмоприводу. Гальмовий кран пневмоприводу. Багатоконтурний пневматичний привод гальма. Гальмова камера з енергоакумулятором. Гальмова камера у зборі з важелем приводу розтискового кулака. Механічна стоянкова гальмова система. Її види. Будова.	
Модуль II. Автомобілі. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля			
13	Тема 13. Експлуатаційні властивості автомобіля	Визначення поняття “експлуатаційні властивості автомобіля”. Визначення поняття “тягово-швидкісні властивості автомобіля”. Оціночні показники і характеристики тягово-швидкісних властивостей. Вихідні характеристики автомобіля, які визначають його тягово-швидкісні властивості. Сили та моменти, що діють на автомобіль при прямолінійному русі. Способи аналітичного визначення швидкісної зовнішньої характеристики двигуна. Потужність, яка передається ведучим (приводним) колесам при усталеному та неусталеному рухах автомобіля. Втрати потужності в механізмах трансмісії автомобіля. ККД трансмісії.	Самостійне опрацювання літератури, тести, індивідуальні завдання, обговорення, питання. Практична робота
14	Тема 14. Кінематика і динаміка автомобільного колеса при силах, що діють в площі його обертання	Термінологія з теорії кочення колеса. Радіуси колеса. Швидкість та прискорення автомобіля. Кочення еластичного колеса по жорсткій поверхні. Нормальні та поздовжні реакції опор поверхні на колесо. Режими кочення колеса. Реакції дороги, що діють на колесо. Тягова сила на ведучих колесах. Обмеження поздовжньої реакції колеса по зчепленню. Коефіцієнт зчеплення. Вплив експлуатаційних та конструктивних факторів на коефіцієнт зчеплення.	Самостійне опрацювання літератури, тести, індивідуальні завдання, обговорення, питання.
15	Тема 15. Сили опору руху	Сили опору кочення. Потужність, яка витрачається на подолання опору	Самостійне опрацювання

№	Тема	Зміст теми	Завдання/ Форми контролю
	автомобіля	кочення. Сили опору підйому. Потужність, яка витрачається на подолання сил опору підйому. Сила дорожнього опору. Статистичні методи оцінки дорожнього опору. Сумарний коефіцієнт дорожнього опору. Коефіцієнт опору кочення. Аеродинамічні сили і моменти, які діють на автомобіль. Сила лобового опору повітря. Коефіцієнт лобового опору повітря та коефіцієнт обтічності. Формули для визначення сили опору повітря. Потужність, яка витрачається на подолання сил опору повітря. Сили опору розгону (сили інерції). Визначення передаточних чисел трансмісії.	літератури, тести, індивідуальні завдання, обговорення, питання. Практична робота
16	Тема 16. Рівняння силового балансу і балансу потужності автомобіля	Загальний вигляд рівняння силового балансу. Особливості силового і потужнісного балансів автомобіля. Сила тяги. Методика використання графіків рівнянь силового і потужнісного балансів, а також динамічної характеристики для визначення показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля. Запас потужності та коефіцієнт використання потужності двигуна. Динамічний фактор. Динамічна характеристика. Обмеження тягової сили та динамічного фактора по зчепленню. Визначення нормальної реакції на колесі двовісного автомобіля при його прямолінійному русі.	Самостійне опрацювання літератури, тести, індивідуальні завдання, обговорення, питання.
17	Тема 17. Оціночні показники та характеристики прийомистості автомобіля	Розрахункові методи визначення прискорень, часу та шляху розгону. Швидкісна характеристика розгону автомобіля. Розрахунок часу розгону. Динамічне подолання підйомів.	Самостійне опрацювання літератури, тести, індивідуальні завдання, обговорення, питання.
18	Тема 18. Гальмові	Гальмові властивості та методи визначення їх показників. Види	Самостійне опрацювання

№	Тема	Зміст теми	Завдання/ Форми контролю
	властивості автомобіля	гальмування. Зовнішні сили, які діють на автомобіль, при гальмуванні. Розрахункові методи визначення сповільнення та шляху гальмування при повному використанні сил зчеплення (екстремальне гальмування). Аналіз процесу екстремального гальмування. Визначення понять “середнє усталене сповільнення”, “гальмовий шлях”, “шлях зупинки автомобіля”. Види службового гальмування. Розподіл гальмових сил між осями автомобіля під час гальмування. Вимоги до розподілу гальмових сил між ланками автопоїзда.	літератури, тести, індивідуальні завдання, обговорення, питання.
19	Тема 19. Паливна економічність рухомого складу	Визначення поняття “паливно-економічні властивості автомобіля”. Оціночні показники та характеристики паливної економічності. Паливно-економічна характеристика. Рівняння витрати палива. Розрахункові методи визначення показників паливної ефективності автомобіля. Норми витрати палива. Вплив режимів роботи двигуна на ефективну питому втрату палива. Вплив конструктивних та експлуатаційних факторів на паливну економічність.	Самостійне опрацювання літератури, тести, індивідуальні завдання, обговорення, питання. Практична робота.
20	Тема 20. Маневреність, прохідність рухомого складу	Оцінні показники маневреності. Кінематика криволінійного руху. Розрахункові визначення показників маневреності. Вплив конструктивних і експлуатаційних показників на маневреність. Визначення поняття “прохідність”. Вимірювачі прохідності рухомого складу. Вплив різноманітних показників на прохідність рухомого складу.	Самостійне опрацювання літератури, тести, індивідуальні завдання, обговорення, питання.
21	Тема 21. Керованість, стійкість рухомого складу	Вивчення понять “керованість” та “стійкість”. Оціночні показники і характеристики керованості та стійкості. Поліпшення керованості та стійкості, як засобів підвищення безпеки руху та умов праці водія. Криволінійний рух	Самостійне опрацювання літератури, тести, індивідуальні завдання,

№	Тема	Зміст теми	Завдання/ Форми контролю
		автомобіля. Зсув колеса. Повертальність рухомого складу: нейтральна, недостатня, зайва. Критична швидкість до зсуву. Коливання керованих коліс. Стабілізація керованих коліс. Поперечна стійкість рухомого складу на віражі.	обговорення, питання
22	Тема 22. Плавність ходу рухомого складу	Визначення поняття “плавність ходу”. Оціночні показники та нормативи. Автомобіль, як коливальна система. Приведена жорсткість пружних елементів підвіски. Вільні коливання підресорних мас. Парціальні частоти коливань. Вільні коливання підресорних і непідресорних мас. Низькочастотні та високочастотні коливання. Наближені формули для визначення власних частот коливань підресорної і непідресорної маси. Вимушені коливання при русі двовісного автомобіля по дорозі синусоїдального профілю. Вплив конструктивних та експлуатаційних факторів на показники плавності руху автомобіля. Коливання на дорогах із випадковим мікропрофілем. Характеристика мікропрофілю дороги. Характеристика параметрів коливань автомобіля на дорогах з випадковим мікропрофілем.	Самостійне опрацювання літератури, тести, індивідуальні завдання, обговорення, питання
Модуль III. Автомобілі. Робочі процеси та основи розрахунку автомобілів			
23	Тема 23. Навантажені режими і методи розрахунку	Умови експлуатації автомобіля. Класифікація умов експлуатації. Вимоги до конструкції автомобіля. Основні параметри конструкції (габарити, маса та сила тяжіння, осьові навантаження). Робочий процес. Методи розрахунку на міцність. Навантажені і розрахункові режими.	Самостійне опрацювання літератури, тести, індивідуальні завдання, обговорення, питання
24	Тема 24. Зчеплення	Функціональні елементи зчеплення. Особливості робочого процесу. Основні вимоги до зчеплення. Конструкція зчеплень. Їх порівняльна оцінка. Визначення основних розмірів	Самостійне опрацювання літератури, тести, індивідуальні

№	Тема	Зміст теми	Завдання/ Форми контролю
		зчеплення. Робота буксування зчеплення. Розрахунок зчеплення на нагрівання.	завдання, обговорення, питання. Практична робота.
25	Тема 25. Коробки передач	Коробка передач. Специфічні вимоги до коробки передач. Класифікація та порівнювальна оцінка коробок передач. Функціональні елементи синхронізатора, особливості робочого процесу кожного з них. Основи розрахунку вирівнюючого та блокуючого пристроїв синхронізатора.	Самостійне опрацювання літератури, тести, індивідуальні завдання, обговорення, питання. Практична робота.
26	Тема 26. Карданні передачі	Вимоги до карданної передачі. Класифікація та порівнювальна оцінка карданних передач. Елементи кінематики карданної передачі. Розрахунок карданної передачі на міцність. Класифікація та порівнювальна оцінка синхронних карданних шарнірів.	Самостійне опрацювання літератури, тести, індивідуальні завдання, обговорення, питання. Практична робота.
27	Тема 27. Головні передачі і диференціали	Вимоги до головної передачі. Класифікація та порівнювальна оцінка головних передач. Аналіз сил, що діють на деталі головної передачі. Робочий процес головної передачі. Розрахунок на міцність. Класифікація та порівнювальна оцінка диференціалів. Вимоги до диференціалів. Робочий процес диференціалів. Розрахунки на міцність.	Самостійне опрацювання літератури, тести, індивідуальні завдання, обговорення, питання. Практична робота.
28	Тема 28. Привід ведучих коліс	Вимоги до приводу ведучих коліс. Класифікація. Робочий процес приводу ведучих коліс (напіввісі). Розрахунки на міцність. Робоче місце водія.	Самостійне опрацювання літератури, тести, індивідуальні завдання, обговорення, питання.

№	Тема	Зміст теми	Завдання/ Форми контролю
29	Тема 29. Підвіска	Вимоги до підвісок. Класифікація. Робочий процес підвіски. Спрямовуючий пристрій підвіски. Пружний пристрій підвіски. Регулювання підвіски. Розрахунок на міцність.	Самостійне опрацювання літератури, тести, індивідуальні завдання, обговорення, питання.
30	Тема 30. Рульове керування	Вимоги до рульового керування. Класифікація. Робочий процес рульового керування. Рульовий привід. Рульовий механізм. Підсилювачі рульового керування. Розрахунки на міцність.	Самостійне опрацювання літератури, тести, індивідуальні завдання, обговорення, питання. Практична робота.
31	Тема 31. Гальма	Вимоги до гальмової системи. Класифікація. Робочий процес гальмових механізмів (барабанні колодочні і дискові). Розрахунок гальмового механізму на нагрівання. Гальмовий привід. Розрахунок на міцність.	Самостійне опрацювання літератури, тести, індивідуальні завдання, обговорення, питання. Практична робота № 18.
32	Тема 32. Кузов і рама	Вимоги до кузовів і рам. Класифікація. Робочий процес і основи розрахунку кузовів і рам. Розрахунки на міцність.	Самостійне опрацювання літератури, тести, індивідуальні завдання, обговорення, питання
			Екзамен

4 РЕКОМЕНДОВАНІ ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

Базові

1. Рудасьов В.Б., Коробочка О.М. Введення в технологічні процеси на автомобільному транспорті – Навчальний посібник для студентів спеціальності 6.090258 «Автомобілі та автомобільне господарство». – Дніпродзержинськ: 2009. – 224с.
2. Білоконь Я.Ю., Окоча А.І. Трактора і автомобілі підр. Для вищих агр. зак. Освіти 2-4 рівнів акредитації за напрямком Агрономія –К. Урожай 2002. – 324с.
3. Кваша Е.М., Коробочка О.М., Рудасьов В.Б., Сасов О.О. Автомобільна шина. Розрахунок і процеси зміни стану при експлуатації. – Дніпродзержинськ: 2011. – 312 с.
4. Проектування рульових керувань колісних машин: монографія / В.В. Редчиць, В.Б. Рудасьов, О.В. Головіна, О.М. Коробочка. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2014. – 404 с.
5. Коробочка О.М., Рудасьов В.Б. Прогресивні технології відновлення і ремонту кузовних деталей автомобілів. – навчальний посібник для студентів і магістрів вузів спеціальності «Автомобілі та автомобільне господарство. – Дніпропетровськ»: «Системні технології», 2002. – 127 с., іл.
6. Рудасьов В.Б., Редчиць В.В., Коробочка О.М. Автомобіль. Теорія експлуатаційних властивостей. – учбовий посібник для студентів вузів фаху «Автомобілі і автомобільне господарство». – Дніпропетровськ: «Системні технології», 2001. – 287 с.
7. Сахно В.П., Поляков В.М., Костенко А.В., Сакно О.П. та інш. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів. Частина 3. Маневреність. Керованість. Стійкість. Навчальний посібник. ЛАНДОН-XXI. 2015. 400 с. (гриф МОНУ).
8. Сахно В.П., Поляков В.М., Головань В.Г., Сакно О.П. та інш. Автомобілі. Теорія. Навчальний посібник. Військова академія. 2017. 453 с.

Допоміжні

9. Основенко М.Ю., Сахно В.П. Автомобілі: Навч. посібник. К.: НМК ВО. 1992. – 344 с.
10. Солтус А.П. Теория эксплуатационных свойств автомобиля: Учебное пособие для вузов. – К.: Аристей, 2004. – 188 с.

5 ПОЛІТИКА ДИСЦИПЛІНИ

Політика навчальної дисципліни представлена в додатку до силабусу.

Витяг з додатку:

1. Політика щодо академічної доброчесності. Академічна доброчесність здобувачів освіти є важливою умовою для опанування результатами навчання за дисципліною і отримання задовільної оцінки з поточного та підсумкового контролів. Політика щодо академічної доброчесності регламентується Положенням про академічну доброчесність учасників освітнього процесу у

Відокремленому структурному підрозділі Дніпровському фаховому коледжу інженерії та педагогіки Державного вищого навчального закладу «Український державний хіміко-технологічний університет» (<https://college.udhtu.edu.ua/wp-content/uploads/2021/07/pro-akademichnu-dobrochesnist.pdf>).

У разі порушення здобувачем освіти академічної доброчесності (списування, плагіат, фабрикація), робота оцінюється незадовільно та має бути виконана повторно. При цьому викладач залишає за собою право змінити тему завдання.

2. Політика щодо перескладання. Перескладання іспиту чи заліку відбувається із дозволу директора коледжу за наявності поважних причин (наприклад, лікарняний).(<https://college.udhtu.edu.ua/wp-content/uploads/2022/02/polozhennya-pro-organizacziyu-osvitnogo-proczesu.pdf>).

3. Політика щодо оскарження оцінювання. Якщо здобувач освіти не згоден з оцінюванням його знань він може оскаржити виставлену викладачем оцінку у встановленому порядку. Порядок повторного проходження здобувачами освіти контрольних заходів урегульовані Положенням про організацію освітнього процесу (<https://college.udhtu.edu.ua/wp-content/uploads/2021/02/polozhennya-20-pro-org.-osvit-pr.pdf>)

4. Відвідування занять. Відповідно до Положення про індивідуальний графік навчання студентів Відокремленого структурного підрозділу «Дніпровський фаховий коледж інженерії та педагогіки Державного вищого навчального закладу «Український державний хіміко-технологічний університет» допускається можливість вільного відвідування здобувачами освіти лекційних занять та самостійного опрацювання навчального матеріалу, передбаченого програмою відповідної навчальної дисципліни. Відвідування інших видів навчальних занять (крім консультацій) є обов'язковим для здобувачів освіти (<https://college.udhtu.edu.ua/wp-content/uploads/2022/02/polozhennya-pro-organizacziyu-osvitnogo-proczesu.pdf>).

6. ПОРЯДОК ТА КРИТЕРІЇ ОЦІНЮВАННЯ ДИСЦИПЛІНИ

Максимальна кількість балів протягом семестру становить 100. Семестровий контроль за дисципліну проводиться у формі екзамену.

Шкала оцінювання

Сума балів за всі види навчальної діяльності	Шкала оцінювання: ЄКТС			Шкала оцінювання: національна
	Оцінка ЄКТС	Пояснення	для заліку	Оцінка за національною чотири-бальною шкалою
90 – 100	А	ВІДМІННО – здобувач освіти володіє глибокими і дієвими знаннями навчального матеріалу, аргументовано використовує їх у нестандартних	зараховано	відмінно

Сума балів за всі види навчальної	Шкала оцінювання: ЄКТС		Шкала оцінювання: національна
		ситуаціях, виявляє неординарні творчі здібності в навчальній діяльності; вільно володіє науковими термінами, уміє знаходити джерела інформації, аналізувати їх та застосовувати у практичній діяльності або у науково-дослідній роботі; здатний за допомогою викладача підготувати виступ для студентської наукової конференції, визначити програму своєї пізнавальної діяльності.	
82-89	В	ДУЖЕ ДОБРЕ – здобувач освіти володіє глибокими і міцними знаннями, здатний використовувати їх у нестандартних умовах, може робити аргументовані висновки, практично оцінювати окремі нові факти, явища, процеси. Вирішує творчі завдання, здатен сприймати іншу позицію, як альтернативу, знає суміжні дисципліни, в навчанні користується додатковими джерелами інформації. Відповідь його повна, логічна і обґрунтована.	добре
74-81	С	ДОБРЕ – здобувач освіти володіє достатньо повними знаннями, вільно застосовує вивчений матеріал у стандартних умовах; розуміє основоположні теорії і факти, логічно висвітлює причинно-наслідкові зв'язки між ними; вміє аналізувати, робити висновки з технічних та економічних розрахунків, складати прості таблиці, схеми. Вміє працювати самостійно, підготувати реферат і захищати його положення. Відповідь його повна, логічна, але з деякими неточностями.	добре
64-73	Д	ЗАДОВІЛЬНО – здобувач освіти розуміє суть дисципліни, виявляє розуміння основних положень навчального матеріалу; може поверхово аналізувати події, ситуації, робити певні висновки, самостійно відтворити більшу частину матеріалу. Відповідь може бути правильна, але недостатньо осмислена.	задовільно
60-63	Е	ЗАДОВІЛЬНО (ДОСТАТНЬО) – здобувач освіти має початковий рівень знань, володіє необхідними уміннями та навичками для вирішення стандартних завдань; виявляє розуміння основних положень навчального матеріалу; здатний з помилками дати визначення понять та	задовільно

Сума балів за всі види навчальної	Шкала оцінювання: ЄКТС			Шкала оцінювання: національна
		категорій, що вивчаються; може самостійно оволодівати частиною навчального матеріалу, але висновки робить нелогічні, непослідовні.		
35-59	FX	НЕЗАДОВІЛЬНО – з можливістю складання іспиту: здобувач освіти мало усвідомлює мету навчально- пізнавальної діяльності; слабо орієнтується в поняттях, визначеннях; самостійне опрацювання навчального матеріалу викликає значні труднощі; робить спробу розповісти суть заданого, але відповідає лише за допомогою викладача на рівні "так" чи "ні"; однак може самостійно знайти в підручнику відповідь.	не зараховано з можливістю повторного складання	незадовільно
0-34	F	НЕЗАДОВІЛЬНО – з обов'язковим повторним курсом: здобувач освіти не володіє необхідними знаннями, уміннями, навичками та науковими термінами, демонструє низький рівень комунікативної культури.	не зараховано з обов'язковим повторним вивченням дисципліни	

Максимальна кількість балів, які отримують студенти з урахуванням критеріїв оцінювання результату наступна.

Розподіл балів, які набирають здобувачі вищої освіти

2 семестр Модуль I

Поточне тестування та самостійна робота											Підсумковий тест	Сума	
T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	10	100
6	6	6	8	8	8	8	8	8	8	8	8		

Модуль II

Поточне тестування та самостійна робота										Сума
T13	T14	T15	T16	T17	T18	T19	T20	T21	T22	100
10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	

Підсумкова оцінка за 2 семестр визначається як середнє арифметична від суми кількості балів, отриманих здобувачем вищої освіти за модулі 1 і 2.

Модуль 3

Поточне тестування та самостійна робота										Екзамен	Сума
Модуль III										20	100
T23	T24	T25	T26	T27	T28	T29	T30	T31	T32		
8	8	8	8	8	8	8	8	8	8		

Виконання та захист курсового проекту

Пояснювальна записка	Ілюстративна частина	Захист роботи	Сума
40	40	20	100

Підсумкова оцінка за вивчення дисципліни (2 і 3 семестри) визначається як середнє арифметична від суми кількості балів, отриманих здобувачем вищої освіти за 2 семестр, модуль 3 та курсовий проект.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Відокремлений структурний підрозділ
«Дніпровський фаховий коледж інженерії та педагогіки»
Державного вищого навчального закладу
«Український державний хіміко-технологічний університет»

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Заступник директора
з навчальної роботи

_____ Стоянова С.О.

“ _____ ” _____ 20__р.

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання курсового проекту

з дисципліни “ **Транспортні засоби**”

для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за
спеціальністю 275 «Транспортні технології» (на автомобільному транспорті)

Розробив: Рудасьов В.Б., к.т.н., доцент
Розглянуто на засіданні циклової комісії
автомобілів і транспортних технологій
ВСП ДФКІП ДВНЗ УДХТУ
протокол № ____ від " ____ " _____ 20__р.

Кам'янське 2020

Розповсюдження і тиражування без офіційного дозволу відокремленого структурного підрозділу «Дніпровський фаховий коледж інженерії та педагогіки» Державного вищого навчального закладу «Український державний хіміко-технологічний університет» заборонено

Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни “Транспортні засоби” для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за спеціальністю 275 «Транспортні технології» (на автомобільному транспорті) / Укл. В.Б. Рудасьов – Кам’янське, ВСП ДФКІП ДВНЗ УДХТУ, 2020. – 102 с.

Укладач: В.Б. Рудасьов, доцент, канд., техн., наук

Рецензент: Ю.А. Коржавін, доцент, канд. техн. наук

Коротка анотація видання. Представлені вимоги до змісту, об'єму і структури курсового проекту, рекомендації по його виконанню і оформленню. Представлені вихідні дані та приклад виконання курсового проекту.

Для здобувачів вищої освіти спеціальності 275 «Транспортні технології» (на автомобільному транспорті)

ЗМІСТ

1. ЗАГАЛЬНІ МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ.....	4
2. ПОРЯДОК І ТЕРМІНИ ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА.....	4
3. РЕКОМЕНДАЦІЇ І ВИХІДНІ ДАНІ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ	5
4 ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ	6
5 СТРУКТУРА І ЗМІСТ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ	9
6 РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ АВТОМОБІЛЯ.....	11
7 ЗАХИСТ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ.....	41
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	42
ДОДАТОК А. Приклад титульного аркуша	44
ДОДАТОК Б. Приклад задання на курсовий проект.....	45
ДОДАТОК В. Приклад оформлення курсового проекту	47

1. ЗАГАЛЬНІ МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

Курсовий проект є заключною частиною курсу “Транспортні засоби” і його метою є заглиблення та закріплення знань по конструкції, теорії експлуатаційних властивостей та робочим процесам і розрахункам деталей автотранспортних засобів (АТЗ). В процесі виконання курсового проекту студент повинен виконати необхідні розрахунки деталей агрегату, який розроблюється або вузла, а також провести аналіз тягово-динамічних, паливно-економічних властивостей автотранспортного засобу.

Тягово-динамічний розрахунок припускає визначення основних показників експлуатаційних властивостей АТЗ, їх аналіз та оцінку придатності до конкретних умов експлуатації.

Розрахунок деталей якогось механізму можливий при умові знання його конструкції та навантаження, які діють на певні деталі.

Студенту пропонується, виходячи з варіанту завдання, виконати розрахунок, його трансмісії, рульового керування, гальмових пристроїв, кузовів і рами.

Так, наприклад, деталі трансмісії автомобіля розраховують по максимальному крутному моменту на першій передачі. Розрахунок деталей ведуть на міцність, деформацію, зношення й нагрів.

Курсовий проект розвиває у студентів здібності та творчо підходити до вирішення поставлених питань і критично оцінювати отриманні результати. Рішення, які приймаються в проекті повинні бути обґрунтовані необхідними розрахунками й довідковими матеріалами.

2. ПОРЯДОК І ТЕРМІНИ ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Робота студента над курсовим проектом починається з отримання затвердженого завдання і закінчується його захистом. Завдання видається протягом першого учбового тижня. Для контролю над ходом курсового проектування складається графік виконання розділів курсового проекту з відповідними датами, коли студент зобов'язаний з'явитися до консультанта, як правило, викладача, який читає дисципліну «Транспортні засоби», зі всіма матеріалами курсового проекту для їх перегляду і встановлення ступеня готовності у відсотках від спільного об'єму проекту.

До захисту допускаються повністю закінчені проекти, що не містять принципових технічних і графічних помилок. Допуском до захисту є підпис керівника на титульному аркуші записки і на всіх листах графічної частини проекту.

Захист курсового проекту проходить відповідно розкладу, із залученням викладача циклової комісії. Допускається достроковий захист проекту.

Студенти, що не захистили курсовий проект, не допускаються до складання іспиту.

3. РЕКОМЕНДАЦІ І ВИХІДНІ ДАНІ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Курсовий проект складається, виходячи з варіанту, із аналізу, опису конструкції та розрахунку деталей заданого агрегату та розрахунку тягово-динамічних властивостей АТЗ. По отриманим розрахункам будуються графіки тягового розрахунку АТЗ. Проект складається з графічної частини і пояснювальної записки. Розрахунково-пояснювальна записка виконується на листах паперу форматом А4. При написанні формул слід приводити розшифровку, символів та посилань на джерело літератури при виборі довідкових величин.

У кінці виконаної роботи повинен бути поданий список літературних джерел використаних в курсовому проекті. Оформлення пояснювальної записки до курсового проекту повинне відповідати стандарту підприємства ІК ДВНЗ УДХТУ.

Графічна частка повинна містити 2 аркуші графічної частки: тягово-швидкісної і паливно-економічної характеристики двигуна автомобіля, агрегат, що розраховується або механізм АТЗ.

Пояснювальна записка до курсового проекту має бути об'ємом не більше 40 сторінок машинописного тексту включаючи додатки.

Для виконання курсового проекту кожний студент одержує індивідуальне завдання, що, за узгодженням із керівником проекту, може наводити реальну ситуацію, що запропонована підприємством автомобільного транспорту. Студент за погодженням керівника може коригувати вихідні дані щодо зміни моделі рухомого складу та (або) агрегату для подальшого розрахунку.

Вихідні дані щодо вибору назви і моделі рухомого складу наведено в табл. 3.1. Варіант вибирається студентом по порядковому номеру журналу групи.

Таблиця 3.1 – Варіанти індивідуальних завдань

Варіант	Назва та модель автомобіля	Варіант	Назва та модель автомобіля	Варіант	Назва та модель автомобіля
1	Mercedes-Benz Citan	11	Пікап ВИС-2345	21	ЛАЗ-695
2	ПАЗ-3205	12	Volkswagen Caddy Kasten	22	ГАЗ-3102
3	КрАЗ-257Б	13	МАЗ-5335	23	Mitsubishi-Colt
4	Renault Kangoo	14	Урал-377Н	24	ЗІЛ-131
5	ЗАЗ-11055 Пікап	15	ГАЗ-3308 (Садко)	25	ЗІЛ432730
6	Mercedes-Benz Vito	16	LADA Niva Legend	26	ГАЗ-3308
7	ЗІЛ-433110	17	ГАЗ-3307 фургон	27	ВАЗ-2109
8	Иж-27175	18	Nissan Kubistar	28	КрАЗ-65053
9	ПАЗ 320402-05 ВЕКТОР	19	ГАЗель Next	29	ЗІЛ-433110
10	КамАЗ-5320	20	ГАЗ-3307	30	Урал-4320

4 ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Курсовий проект студенти виконують самостійно, дотримуючись рекомендованої структури (розділ 5) і вимог до технічного оформлення, згідно стандарту коледжу СТП 1.1:2021.

4.2.1 Курсовий проект має бути написаний чітко, акуратно від руки чорною пастою або з використанням персонального комп'ютера шрифтом Times New Roman розміром 14 з міжрядковим інтервалом 1,5 на одній стороні аркуша стандартного формату А4 (210 × 297 мм).

4.2.2 Курсовий проект містить:

– титульна сторінка (заповнюється відповідно до форми, приведеної в ДОДАТКУ 1);

– аркуш для рецензії;

– завдання на курсовий проект (ДОДАТОК 2);

– зміст з віддзеркаленням сторінок;

– вступ

– загальна частина;

– спеціальна частина;

– охорона праці;

– висновки;

– список використаних джерел;

– додатки.

4.2.3 Кожну частку записки починають з нового аркуша. Текст кожної структурної одиниці починають з абзацу. Абзацний відступ повинен бути однаковим впродовж усього тексту пояснювальної записки і дорівнювати п'яти знакам (1,25 см).

4.2.4 Заголовки структурних елементів «ЗМІСТ», «ВСТУП», «ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА», «СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА», «ВИСНОВКИ», «СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ» і «ДОДАТКИ» пояснювальної записки слід розташовувати посередині рядка і друкувати великими літерами розміром 22 без крапки, не підкреслюючи. Перенесення слів в заголовках не допускається.

4.2.5 Помилки, описки та графічні неточності допускаються підчищати або зафарбовувати білою фарбою і наносити на тому ж місці або між рядками тексту чорними чорнилами (пастою) рукописним способом.

4.2.6 Скорочення слів і словосполучень у пояснювальній записці – відповідно до чинних стандартів.

4.2.7 У пояснювальній записці слід використовувати одиниці СІ. Одночасно з одиницями СІ, при необхідності, у дужках наводяться одиниці інших систем, дозволених до використання. Застосовувати в одному документі різних систем позначення фізичних величин не допускається.

4.2.8 ЗАГАЛЬНА і СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНИ пояснювальної записки можуть поділятися на розділи, підрозділи, пункти і, при необхідності, підпункти. Розділи, підрозділи, пункти вмісту мають бути пронумеровані арабськими цифрами і розділені крапками. Номер підрозділу складається з номера розділу і

порядкового номера підрозділу, відокремлених один від одного крапкою. Після номера підрозділу крапка не ставиться. Наприклад: 1.1 (перший підрозділ першого розділу; 1.2 (другий підрозділ першого розділу); 1.3.2 (перший розділ, третій підрозділ, другий пункт).

4.2.9 Кожний розділ пояснювальної записки необхідно починати з нового аркуша.

4.2.10 Відстань між попереднім текстом і заголовком і відстань між заголовком і наступним текстом має бути не менше 10 мм. Після заголовка на сторінці має бути принаймні один рядок тексту.

4.2.11 Нумеруються всі сторінки роботи до останньої, враховуючи ілюстрації і додатки без пропусків. За першу сторінку вважається титульна, другий – аркуш завдання на курсовий проект, на яких цифра «1, 2 і 3» не ставляться. Отже, спільна нумерація роботи починається на наступній сторінці (зміст курсового проекту) з цифри «4». Порядковий номер сторінки проставляється арабськими цифрами зверху без крапки вкінці.

4.2.12 Текст курсового проекту може ілюструватися схемами, графіками, діаграмами, фотознімками, які також виконуються на стандартних листах паперу формату А4. Кількість ілюстрацій має бути достатньою для того, щоб надати тексту ясності і конкретності. Всі ілюстрації називаються рисунками і розміщуються в пояснювальній записці безпосередньо після тексту, де вони згадуються вперше, або на наступній сторінці. На всі ілюстрації мають бути посилання в тексті.

Ілюстрації (рисунки) розміром більші, ніж формат А4, можна зменшити до формату А4 або їх можна розмістити на аркуші формату А3 скласти його до формату А4.

Кожен рисунок повинен мати найменування. Слово «рисунок» його номер і найменування розміщують під рисунком і розташовують таким чином (Наприклад: Рисунок Д 4.1 – Зовнішня швидкісна характеристика двигуна).

Після найменування рисунка крапку не ставлять.

4.2.13 Рисунки слід нумерувати арабськими цифрами в межах розділу. Номер рисунку складається з номера розділу і порядкового номера рисунка, відокремлених один від одного крапкою, наприклад «Рисунок 3.1» – перший рисунок третього розділу.

4.2.14 Рисунки ДОДАТКІВ нумеруються окремо, у межах кожного додатку, наприклад, «Рисунок Д2.2» – другий рисунок додатку Д2.

4.2.15 Цифровий матеріал, як правило, оформляється у вигляді таблиць.

4.2.16 Кожна таблиця повинна мати назву, яку вказують над таблицею. Перед назвою таблиці пишуть слово «Таблиця» і її номер, відокремлюють від назви за допомогою тире, наприклад: Таблиця 4.1 – Початкові дані (після назви таблиці крапку не ставлять).

4.2.17 Таблицю слід розташовувати безпосередньо після тексту, де вона згадується вперше, або на наступній сторінці. На всі таблиці мають бути посилання в тексті.

4.2.18 Таблиці слід нумерувати арабськими цифрами порядковою нумерацією в межах розділу, за винятком таблиць, що наводяться в ДОДАТКАХ.

Номер таблиці складається з номера розділу і порядкового номера таблиці, відокремлених один від одного крапкою, наприклад, «Таблиця 2.1» – перша таблиця другого розділу.

4.2.19 Таблиці, що наводяться в ДОДАТКАХ, нумеруються в межах кожного ДОДАТКА арабськими цифрами, перед якими вказується позначення ДОДАТКА, наприклад, «Таблиця Д2.2» – друга таблиця, ДОДАТКА Д2.

4.2.20 Якщо рядки або графи таблиці виходять за межі формату сторінки, таблицю треба розділити на частини, розміщуючи частини одна під однією, переносячи частину таблиці на наступну сторінку.

4.2.21 При поділі таблиці на частини заголовки граф чи рядків на другій сторінці тексту пояснювальної записки замінюють номерами граф чи рядків, нумеруючи їх арабськими цифрами в першій частини таблиці.

4.2.21 Слово «Таблиця...–» вказується один раз зліва над першою частиною таблиці, над рештою частин зазначається: «Продовження таблиці ...» з зазначенням номера таблиці, на останній сторінці згадування таблиці «Закінчення таблиці ...»

4.2.22 При виконанні пояснювальної записки з використанням персонального комп'ютера допускається у таблицях використовувати менший шрифт – кегль 12.

4.2.23 Формули вписують чітко і розбірливо і нумерують арабськими цифрами. Номер формули або рівняння складається з номера розділу і порядкового формули або рівняння, відокремлених один від одного крапкою, наприклад, формула (1.3) – третя формула першого розділу. Порядковий номер вказують в круглих дужках з правого боку проти нижнього рядка формули, до якої він належить. При посиланні в тексті на формулу необхідно вказати її повний номер в дужках (наприклад: «у формулі (1.3)»).

Після формули ставлять кому, з нового рядка пишуть слово «де» і розшифровують позначення словами в такій послідовності, як вони подані у формулі. Після слова «де» двокрапка не ставиться.

4.2.24 Переносити формули чи рівняння на наступний рядок допускається тільки на знаках виконуваних операцій, повторюючи знак операції на початку наступного рядка. Якщо формула чи рівняння переноситься на знаку операції множення, використовується знак «х».

4.2.25 Формули, не розділені текстом і розміщені одна за одною, відокремлюються комою.

4.2.26 Додатки повинні включати допоміжні матеріали (таблиці допоміжних цифрових даних, ілюстрації, схеми допоміжного характеру і тому подібне). Кожне застосування починають з нової сторінки, в правому верхньому кутку пишуть слово «ДОДАТОК». Додаток повинен мати тематичний заголовок. Якщо в курсовому проекті міститься декілька застосувань, їх послідовно нумерують арабськими цифрами. Посилання на додатки в текстовій частці роботи є обов'язковою.

4.2.27 Перелік посилань у вигляді бібліографічного опису джерел, які були використані, розміщують перед додатком, зачинаючи з нового аркуша.

Джерела розміщують в переліку в порядку їх згадки в тексті і відзначають порядковими номерами арабськими цифрами, які вказують перед бібліографічним описом джерела, відокремлюючи від нього крапкою, з показником прізвища і ініціалів автора, назви книги, найменування видавництва, року видання і кількості сторінок. Для журнальних статей вказується прізвище і ініціали автора, назва статті, назва журналу, рік видання і номер журналу, сторінки, де розміщена стаття.

У записці мають бути посилання на всі джерела, які були використані. Посилатися слід, як правило, на джерело в цілому. При необхідності допускаються посилання на розділи, таблиці, ілюстрації або сторінки джерела.

Посилання на джерело проводиться у вигляді його порядкового номера в переліку літератури, узятого в квадратні дужки. Якщо необхідно посилатися одночасно на декілька джерел, їх номери відзначають через кому або тире.

Прізвища, назви літературних джерел, назви установ, організацій, фірм та інші власні назви у пояснювальній записці подаються мовою оригіналу.

5 СТРУКТУРА І ЗМІСТ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

5.1. Структура записки

Структурними елементами записки є:

- титульний аркуш;
- завдання;
- зміст;
- вступ;
- загальна частина;
- спеціальна частина
- охорона праці;
- висновок;
- список використаних джерел;
- додатки.

5.2. Зміст структурних елементів і вимоги до них

Титульний аркуш оформляється на стандартному бланку (див. ДОДАТОК 1), заповнюється студентом (за винятком рядка з оцінкою), підписується студентом і консультантом до захисту проекту.

Завдання оформляється на стандартному бланку (див. ДОДАТОК 2), заповнюється і підписується консультантом і затверджується їм у завідувача кафедри у встановлені терміни.

Зміст включає введення, найменування всіх розділів і підрозділів основної частини, висновок, список використаних джерел і додатки з вказівкою номерів сторінок, з яких починаються ці елементи записки.

Вступ (1...2 сторінки). Тут слід відобразити завдання в області розвитку АТЗ в Україні, перспективним типажам вітчизняного і зарубіжного автомобілебудування.

Привести назву теми курсового проекту.

Загальна частина (7...10 сторінок) складається з:

«Загальної характеристики автомобіля, опису конструкції агрегату (вузла), принципу його роботи». Студент, що отримав завдання на курсовий проект, вибравши по таблиці. 3.1 автомобіль (згідно облікового складу студентів), за узгодженням з викладачем, вибирає агрегат (вузол) цього автомобіля для опису його конструкції і принципу дії. Тут дається визначення вибраного вузла або агрегату, його призначення, сфера застосування, спільні вимоги, що пред'являються до нього. Далі приводиться спільна характеристика автомобілю, для якого використовується цей вузол або агрегат.

Спеціальна частина складається з двох розділів.

Перший розділ (15...17 сторінок) **«Тягово-динамічні і економічні властивості рухливого складу».** Тут розглядаються і розраховуються тягово-динамічні властивості автомобіля, що визначають діапазони зміни швидкостей руху в різних дорожніх умовах при роботі на тяговому режимі. Тяговим називається режим руху автомобіля, при якому від двигуна до ведучих коліс підводяться потужність і момент, необхідні для руху. За розрахунковими даними будується швидкісна характеристика двигуна даного автомобіля.

Паливна економічність – властивість автомобіля, що визначає витрати палива при виконанні транспортної роботи. Паливна економічність автомобіля має найважливіше значення в експлуатації, оскільки паливо – один з основних експлуатаційних матеріалів, споживаних автомобілем у великій кількості. Тут визначається паливна економічність даного автомобіля, будується паливно-економічна характеристика.

Другий розділ (7...10 сторінок) **«Робочі процеси і основи розрахунку деталей автомобілів».** Тут розглядаються і розраховуються режими навантаження і методи розрахунку (в залежності від завдання) оцінки робочих процесів, які відбуваються на протяжності всього ресурсу роботи двигуна, зчеплення, коробки передач, карданної передачі, головної передачі, диференціала, привода ведучих коліс, гальм, рульового керування, підвіски, кузовів і рами.

Загальна і спеціальна частини зазвичай містять підрозділи зі своїм найменуванням. Підрозділи нумеруються в межах кожного розділу. Номер підрозділу складається з номерів розділу і підрозділу, наприклад: 1.1, 1.2, 1.3 і так далі.

Охорона праці (3...5 сторінок) містить законодавчу і нормативну базу охорони праці в Україні, аналіз умов праці, заходи щодо оптимізації умов праці, вимоги до території підприємства і облаштування споруд і приміщень, аналіз небезпечних і шкідливих виробничих чинників, що впливають на умови праці, засоби індивідуального захисту працівників, охорона навколишнього середовища.

Висновки (1...1,5 сторінок). Тут приводяться основні висновки за результатами виконаної роботи, і дається оцінка відповідності отриманих результатів завданню на проект.

Список використаних джерел містить відомості про джерела, використані в пояснювальній записці. У список поміщаються лише джерела, на які є посилання в тексті. Джерела перераховуються в порядку появи першого посилання на

джерело. Для кожного друкарського джерела в списку дається повна бібліографія з вказівкою автора роботи, назви, видавництва, року видання і спільної кількості сторінок для підручників і монографій або інтервалу номерів сторінок, де надрукована стаття або наукова доповідь.

Додатки. У додатки включаються матеріали, що не увійшли до основної частини записки. Як правило, сюди поміщається специфікація на складальне креслення. Якщо проводився патентний пошук, сюди включаються його результати. Кожне застосування зачинається на новій сторінці і має своє позначення і назву. На всі застосування (за виключення специфікації) в тексті записки мають бути посилання.

Графічна частка. Графічна частина складається з двох аркушів формату А-1. На цих аркушах наносять графіки зовнішньої швидкісної характеристики двигуна і паливно-економічну характеристику даного автомобіля, агрегат або механізм автомобіля, що розглядається.

Графіки і креслення виконують простим олівцем відповідно до вимог ЄСКД.

Креслення агрегату або вузла, уточнюється індивідуально з викладачем, (представити проєкції, перерізи, розрізи, необхідні для повного представлення о конструкції в цілому; вказати габаритні розміри, посадочні розміри, скласти специфікацію деталей, які входять в цей агрегат або вузол, привести технічну характеристику або технічні дані).

6 РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ АВТОМОБІЛЯ

6.1. Частини пояснювальної записки курсового проекту 1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1 Загальна характеристика автомобіля

У загальній частині (загальній характеристики автомобіля) курсового проекту необхідно дати описання автомобіля згідно завдання курсового проекту: в якому році була представлена дана модель в серійне виробництво, з якими двигунами, з якими варіантами кузова, колісною базою і т.іш.

Привести рисунок автомобіля.

Привести основні тактико-технічні дані автомобіля:

Число місць (для легкового автомобіля)

Вантажопідйомність, кг (для вантажного автомобіля)

Допустима маса причепа, кг

Гальмівний шлях з швидкості 40 км/год,

Двигун

Діаметр циліндра і хід поршня, мм

Робочий об'єм, л

Ступінь стиснення

Порядок роботи циліндрів

ПНВТ

Форсунки

Електроустаткування:

Напруга в мережі електроустаткуванні, в

Акумуляторна батарея

Генератор

Зчеплення:

Тип

Привід виключення зчеплення

Коробка передач:

Тип

Управління

Головна передача:

Тип

Диференціал

Гальма:

Робоча гальмівна система:

передні гальма

задні

Привід

Гальмо стоянки

Привід

Колеса і шини:

Тип коліс

Тип шин

Розмір шин

Тиск повітря в шинах, МПа

Підвіска:

Передня –

Задня –

Рульовий механізм – шестерня-рейка.

1.2 Опис конструкції та принцип роботи агрегату автомобіля (згідно із завданням на курсовий проект може бути запропонований будь-який агрегат або його частина)

У цьому підрозділі необхідно дати відповідь для чого служити цей агрегат, з чого полягає, де розміщений в автомобілі, з якого матеріалу зроблені деталі цього агрегату. Привести рисунки агрегату. Описати принци роботи агрегату.

2 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА

2.1 Дослідження впливу потужності і моменту на швидкісну характеристику д.в.з. автомобіля

Тяговий розрахунок встановлює якісні залежності між основними конструктивно-розрахунковими параметрами автомобіля в цілому та його агрегатів, з одної сторони, та між швидкісними й тяговими властивостями автомобіля – з іншої.

Основні початкові дані для виконання тягового розрахунку задаються студенту за установленою формою, а відсутні – вибирають по прототипу.

В основні початкові дані входять:

- тип та призначення АТЗ;
- дорожні умови експлуатації АТЗ: початковий коефіцієнт опору кочення f_0 , максимальний коефіцієнт підсумкового дорожнього опору ψ_{\max} .

Інші дані, необхідні для виконання тягово-динамічного розрахунку, студент приймає самостійно, керуючись технічною характеристикою заданого автомобіля ДОДАТОК 2 (Таблиці 1, 2) [9].

Початкові дані для розрахунку та порівняння

Початкові дані для розрахунку студент бере із завдання на курсовий проект, інші данні для розрахунку – у автомобіля прототипу – ДОДАТОК 2, табл. 1, 2: [9]

$G_{a_{зч}}$ – повна вага навантаженого автомобіля, на ведучий міст;

G_0 – вага знятого автомобіля;

$G_{0\text{зч}}$ – теж саме, на ведучий міст;

ω_N – кутова швидкість обертання колінчатого валу при максимальній потужності;

$\eta_{\text{тр}}$ – коефіцієнт корисної дії трансмісії ;

H_a – висота автомобіля;

B_a – ширина автомобіля;

B_k – колія автомобіля;

K – коефіцієнт обтічності.

У автомобіля-прототипу також займаються кількість передач в КП та розмір шин, по якому визначається радіус кочення колеса.

Початкові дані, отриманні шляхом розрахунків:

N_{max} – максимальна потужність двигуна;

M_{max} – максимальний крутний момент двигуна;

ω_M – кутова швидкість обертання колінчатого валу при максимальному моменті;

ω_N – кутова швидкість обертання колінчатого валу при максимальній потужності;

i_0 – передаточне відношення головної передачі;

$i_{\text{кп}}$ – передаточні відношення ступенів КП.

На підставі цих відомостей необхідно заповнити графу 5 «розрахунковий автомобіль» в табл. 1. В графу 4 «Прототип» вписати всі відомості про вибраний автомобіль-прототип. Всі початкові дані повинні бути приведені к єдиної розмірності.

Таблиця 1 – Початкові дані для розрахунку та порівняння

Параметри автомобіля	Умовні позначення	Одиниці вимірювання	Числові значення автомобіля для порівняння	Числові значення автомобіля, що розраховується
1	2	3	4	5
Повна вага навантаженого автомобіля	G_a	Н		
Теж на ведучий міст	$G_{a,\text{зч}}$	Н		

Вага зняреного автомобіля (тобто власна вага)	G_0	Н		
Теж на ведучий міст	$G_{0.зч}$	Н		
Максимальна швидкість	v_{max}	м/с		
Модель двигуна				
Максимальна потужність	N_{max}	кВт		
Кутова швидкість обертання колінчатого вала при N_{max}	ω_N	c^{-1}		
Максимальний крутний момент	$M_{к.маx}$	Н·м		
кутова швидкість обертання колінчатого вала при $M_{маx}$	ω_M	c^{-1}		
К.К.Д. трансмісії	$\eta_{тр}$			
Передаточне відношення головної передачі	i_0			
Передаточні числа коробки передач	i_1			
	i_2			
	i_3			
	i_4			
	i_5			
Розмір шин				
Габарити :	висота	H_a	м	
	ширина	B_a	м	
	колея	B_k	м	
Коефіцієнт обтічності	K_b			
Коефіцієнт опору дороги	ψ_{max}			
Коефіцієнт опору кочення	f_0			

Потужність двигуна, необхідна для рівномірного руху повністю навантаженого автотранспортного засобу, визначається із умови його руху з максимальною швидкістю на рівній горизонтальній ділянці асфальтобетонного шосе. При цьому, потужність опору коченню, N_k , кВт, визначається за формулою

$$N_k = \frac{G_a \cdot f_v \cdot v_{max}}{1000}, \quad (2.1)$$

де G_a – повна вага АТЗ (при наявності причепа, враховується повна вага причепа), Н;

v_{max} – максимальна швидкість, відповідна технічній характеристиці автотранспортного засобу, м/с;

f_v – коефіцієнт опору кочення, відповідний до максимальної швидкості, визначається по емпіричній залежності

$$f_v = f_0 \left(1 + \frac{v_{\max}^2}{1500} \right), \quad (2.2)$$

де f_0 – коефіцієнт опору кочення, відповідний невеликим швидкостям руху (встановлюється завданням). При швидкості менш ніж 15...16 м/с значення коефіцієнта опору кочення f_v приймається постійним, рівним f_0 .

Потужність опору повітря, N_v , кВт, визначається за формулою

$$N_v = \frac{K_v \cdot F \cdot v_{\max}^3}{1000} = \frac{W \cdot v_{\max}^3}{1000}, \quad (2.3)$$

де K_v – коефіцієнт обтічності, $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$ (приймається по прототипу);

F – площа лобового опору, приблизно може бути найдена за формулою

$$\text{– для вантажних автомобілів: } F = V_k \cdot H_a, \text{ м}^2; \quad (2.4)$$

$$\text{– для легкових автомобілів: } F = 0,78 \cdot V_a \cdot H_a, \text{ м}^2; \quad (2.4)$$

де V_k – колія автомобіля, м;

V_a – габаритна ширина автомобіля, м;

H_a – габаритна висота автомобіля, м.

Добуток $K \cdot F$ представляє собою фактор обтічності, W , $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^2$.

Потужність двигуна при максимальній швидкості руху, N_v , кВт, визначають за формулою

$$N_v = (N_k + N_v) \frac{1}{\eta_{\text{тр}}}, \quad (2.5)$$

де $\eta_{\text{тр}}$ – коефіцієнт корисної дії трансмісії.

Значення К.К.Д. для автомобілів різних типів знаходиться в границях 0,8...0,92 і приймається по прототипу з врахуванням конструкції АТЗ.

Кутова швидкість колінчатого вала ω_v при максимальній швидкості автомобіля v_{\max} відрізняється від кутової швидкості ω_N при максимальній потужності двигуна N_{\max} . Величина їх відношення вибирається в залежності від призначення автомобіля та типу двигуна. Для автотранспортних засобів з карбюраторними двигунами величина відношення ω_v / ω_N приймається:

– для легкових автомобілів – 1,15...1,25;

– для вантажних автомобілів – 1,10...1,15;

- для міських та пригородних автобусів – 1,15...1,20;
- для міжміських автобусів – 1,05...1,10.

Для автотранспортних засобів з дизельними двигунами величину відношення ω_v/ω_N приймають рівною 0,95...1,00.

Максимальна потужність двигуна, N_{\max} , кВт, визначається з емпіричній залежності

$$N_{\max} = \frac{N_v}{a \frac{\omega_v}{\omega_N} + b \left(\frac{\omega_v}{\omega_N} \right)^2 - c \left(\frac{\omega_v}{\omega_N} \right)^3}, \quad (2.6)$$

де a , b , c – коефіцієнти, які залежать від типу двигуна і конструкції камери згоряння.

Значення коефіцієнтів a , b , c в залежності від типів двигунів представлені в табл. 2.

Таблиця 2 – Значення коефіцієнтів a , b , c

Типи двигунів	Значення коефіцієнтів		
	a	b	c
Бензинові	1,0	1,0	1,0
Дизельні, з невідрізненою камерою згоряння	0,87	1,13	1,0
Дизельні, з предкамерой	0,6	1,4	1,0

Для побудови зовнішньої швидкісної характеристики двигуна складають шкалу поточних кутових швидкостей ω_e колінчатого валу двигуна (табл. 5) шляхом приблизно рівномірної розбивки на 6...8 інтервалів від ω_{\min} до ω_{\max} . В отриману шкалу ω_e вводять на свої місця чотири характерні точки (ДОДАТОК 1): [9]

ω_{\min} – мінімальна кутова швидкість колінчастого валу на холостім ходу, знаходиться в границях 50...80 с^{-1} . Більш менше значення – для нижньоклапаних та дизельних двигунів, більше – для верхньоклапаних та форсованих двигунів;

ω_M – швидкість обертання колінчастого валу при максимальному крутному моменті M_{\max} приймається із табл. 1 або можна отримати шляхом пробних

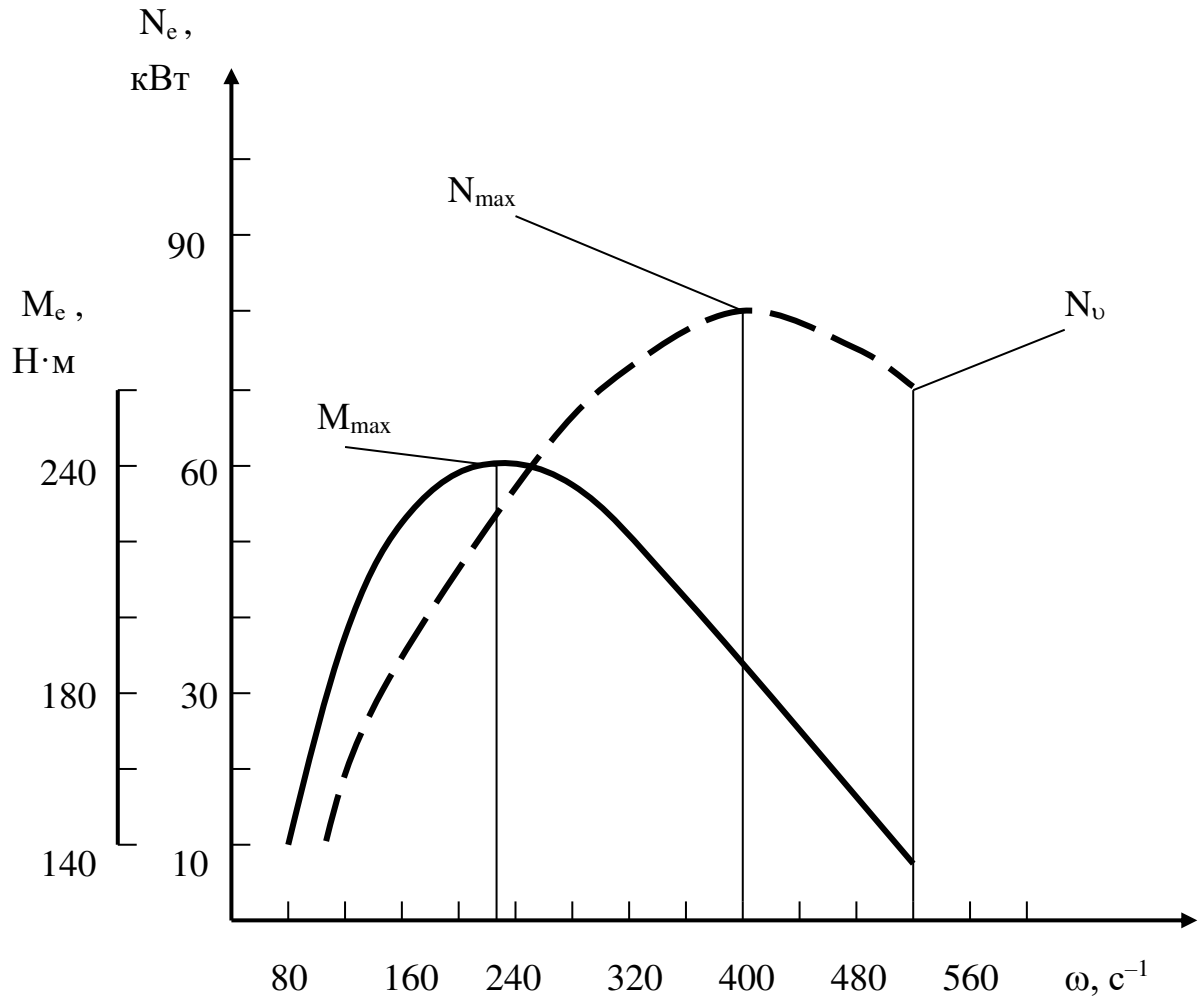


Рисунок 1 – Зовнішня швидкісна характеристика двигуна

По отриманим результатам оцінюють питому потужність, запас крутного моменту, коефіцієнт зниження кутової швидкості обертання колінчастого вала при перевантаженні. Результати розрахунків порівнюють із даними автомобіля для порівняння, пояснюють причини невідповідності параметрів автомобіля, що розраховується, параметрам прототипу. По отриманим результатам будують графік зовнішньої швидкісної характеристики двигуна. Приблизний вигляд графіка зовнішньої швидкісної характеристики двигуна зображений на рис. 1.

2.2 Визначення передаточних чисел трансмісії автомобіля

Великий вплив на динамічні якості автомобіля мають передаточне число головної передачі, кількість передач в коробці передач і величина передавальних чисел.

Під час передачі крутного моменту двигуна на ведучі колеса його величина змінюється пропорційно передавальним числам агрегатів в трансмісії і механічному К.К.Д. трансмісії.

З точки зору динаміки автомобіля вигідно мати велике передаточне число першої передачі в коробці передач легкових автомобілів і другої передачі – у вантажних. При цьому автомобілю забезпечується швидкий розгін і здатність долати дуже важкі ділянки дороги. Проте це передаточне число має бути вибране з урахуванням граничного значення сили тяги, що допускає рух автомобіля з місця на сухій дорозі без буксування. Нарешті, чим більше кількість передач виконана в коробці, тим краще обирати в різних умовах передачу, при якій рух автомобіля відбувається на найвигіднішому режимі, – на режимі найбільшої потужності двигуна.

Мінімальне передаточне число трансмісії визначають із умови заданої максимальної швидкості руху автомобіля

$$i_{\text{тр. min}} = \frac{\omega_{\text{max}} r_{\text{к}}}{v_{\text{max}}}, \quad (2.10)$$

де ω_{max} – максимальна швидкість колінчатого вала двигуна, с^{-1} .

Для автомобілів з бензиновими двигунами її розраховують за формулою

$$\omega_{\text{max. карб. дв}} = \frac{\omega_{\text{M}}}{3} + 50 \cdot \pi, \quad (2.11)$$

для автомобілів з дизельними двигунами

$$\omega_{\text{max. диз. дв}} = 0,75 \cdot \omega_{\text{N}}; \quad (2.11)$$

v_{max} – максимальна швидкість руху автомобіля, м/с ;

$r_{\text{к}}$ – радіус кочення колеса, м .

Приймають $r_{\text{к}} \approx r_{\text{ст}} \approx r_{\text{д}}$.

Динамічний радіус колеса, $r_{\text{д}}$, м , можна визначити з деяким приближенням за формулою

$$r_{\text{д}} \approx \left[\frac{d}{2} + H(1 - \lambda_{\text{ш}}) \right], \quad (2.12)$$

де d – діаметр обода колеса, м ;

H – висота профілю шини м;

$$H \approx 0,9B, \quad (2.13)$$

де B – ширина профілю шини, м;

$\lambda_{\text{ш}}$ – коефіцієнт радіальної деформації шини, для стандартних та широкопрофільних шин $\lambda_{\text{ш}}$ знаходиться в границях від 0,1 до 0,16, а для арочних шин та пневмокотків – від 0,2 до 0,3.

Одночасно,

$$i_{\text{тр.мін}} = i_{\text{КП.мін}} i_{\text{р.к.мін}} i_0, \quad (2.14)$$

де $i_{\text{КП.мін}}$ – мінімальне передаточне число коробки передач;

$i_{\text{р.к.мін}}$ – передаточне число роздавальної коробки, якщо її нема, то $i_{\text{р.к.мін}} = 1$.

i_0 – передаточне число головної передачі.

Якщо припускається довгий час використовувати коробку передач на останній, прямій передачі, то приймають $i_{\text{КП.мін}}=1,0$. При двухвальной коробці передач (легкові передньоприводні автомобілі) $i_{\text{КП.мін}} = 0,7 \dots 0,96$. Якщо на вантажних автомобілях довгий час використовувати коробку передач сумісно з роздавальною коробкою (дільником або демультіплікатором), то $i_{\text{КП.мін}} = 0,71 \dots 0,82$.

Прийнявши $i_{\text{КП.мін}}$ та $i_{\text{р.к.мін}}$ рахують передаточне число головної передачі за формулою

$$i_0 = \frac{i_{\text{тр.мін}}}{i_{\text{КП.мін}} \cdot i_{\text{р.к.мін}}}. \quad (2.15)$$

Передаточне число головної передачі, i_0 , визначають із умови забезпечення максимальної швидкості руху автомобіля

$$i_0 = \frac{\omega_{\text{max}} \cdot r_{\text{к}}}{v_{\text{max}} \cdot i_{\text{р.к}}(i_{\text{д}})}, \quad (2.16)$$

де $r_{\text{к}}$ – радіус кочення колеса, м;

v_{max} – Максимальна швидкість руху, м/с;

$i_{\text{р.к}}(i_{\text{д}})$ – передаточне число вищій ступені роздавальної коробки або дільника.

Якщо на автомобілі встановлюється КП з передаточним числом вищої ступені менше одиниці (повищуюча передача), то передаточне число головної передачі, i_0 , визначають за формулою

$$i_0 = \frac{\omega_{\max} \cdot r_k}{v_{\max} \cdot i_{p.k}(i_d) \cdot i_{в.с}}, \quad (2.17)$$

де $i_{в.с}$ – передаточне число вищої ступені КП.

Максимальне передаточне число трансмісії, $i_{тр.макс}$, визначають із умови подолання автомобілем максимального дорожнього опору

$$i_{тр.макс} = \frac{\Psi_{\max} \cdot G_a \cdot r_d}{M_{к.макс} \cdot \eta_{тр}}, \quad (2.18)$$

де Ψ_{\max} – максимальне значення коефіцієнта опору дороги (приймається із похідних даних);

$M_{к.макс}$ – максимальний крутний момент двигуна, Н·м.

Розраховану величину $i_{тр.макс}$ перевіряють із умов зчеплення ведучих коліс автомобіля з полотном дороги за формулою

$$i_{тр.макс.пров} \leq \frac{\varphi \cdot G_{a.зч} \cdot r_d}{M_{к.макс} \cdot \eta_{тр}}, \quad (2.19)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення ведучих коліс автомобіля з дорогою, приймається рівним 0,6...0,8;

$G_{a.зч}$ – сила важкості від повної ваги автомобіля, яка приходить на ведучі колеса, Н.

Якщо приведена нерівність виконується, то шукану величину $i_{тр.макс}$ можна приймати для подальших розрахунків, якщо ж ні, то розрахунок необхідно повторити, підібравши меншу величину Ψ_{\max} та вказавши, на яких дорогах автомобіль може експлуатуватися.

Якщо трансформувати формулу (2.14), записав її у формі

$$i_{тр.макс} = i_1 \cdot i_{p.k.макс} \cdot i_0, \quad (2.20)$$

де i_1 – передаточне число першої передачі;

$i_{p.k.max}$ – максимальне передаточне число роздавальної (додаткової) коробки передач (для повнопривідних автомобілів $i_{p.k.max} = 1,3...1,4$, якщо роздавальна коробка передач відсутня, то $i_{p.k.max} = 1,0$);

то розраховують передаточне число першої передачі за наступними формулам

$$i_1 = \frac{i_{тр.max}}{i_{p.k.max} \cdot i_0} \quad \text{або} \quad i_1 = \frac{G_a \cdot \Psi_{max} \cdot r_d}{M_{к.max} \cdot i_0 \cdot i_{p.k.max} \cdot \eta_{тр}}. \quad (2.21)$$

Отримане значення передаточного числа першої передачі перевіряється за умовою виключення буксування ведучих коліс

$$i_{1пров} \leq \frac{G_{a.сц} \cdot m_2 \cdot \varphi \cdot r_d}{M_{к.max} \cdot i_0 \cdot i_{p.k.max} \cdot \eta_{тр}}, \quad (2.22)$$

де m_2 – коефіцієнт зміни радіальних реакцій на ведучих колесах автомобіля, приймається $1,1...1,2$;

$G_{a.зч}$ – вага, яка приходить на ведучі колеса повністю навантаженого автомобіля, Н;

φ – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою, приймається рівним $0,7...0,8$.

Передаточні числа проміжних ступенів коробки передач визначають по емпіричній залежності

$$i_m = \sqrt[n-1]{i_1^{n-m}}, \quad (2.23)$$

де n – кількість передач;

m – порядковий номер ступені, що розраховується ;

i_1 – передаточне число першої ступені із умови подолання Ψ_{max} .

Якщо остання передача прискорююча, передостання – пряма, то передаточні числа проміжних ступенів коробки передач визначаються по наступній емпіричній залежності

$$i_m = \sqrt[n-2]{i_1^{n-1-m}}. \quad (2.24)$$

Результати розрахунків передаточних чисел коробки передач та головної передачі порівнюють з даними автомобіля прототипу та складають табл. 4.

Таблиця 4 – Передаточні числа КП та головної передачі

	i_1	i_2	i_3	i_4	i_5	$i_{p.k}$	i_0
Розрахункова передача							
Передача по прототипу							

2.3 Дослідження впливу швидкості автомобіля на шляхову витрату палива

Паливна економічність РС має важливе значення в процесі експлуатації автомобільного транспорту, тому що паливо є одним із найважливіших експлуатаційних матеріалів, споживаним РС у великій кількості. Так, наприклад, витрати на паливо в автомобільному транспорті складають 10...15 % усіх витрат на перевезення.

Паливною економічністю називають сукупність властивостей, які визначають витрати палива при виконанні автомобілем транспортної роботи в різноманітних умовах експлуатації [1, 2].

На паливну економічність впливає велика кількість показників, що можуть бути розділені на внутрішні і зовнішні. До внутрішніх відносять показники, які залежать від конструкції автомобіля (досконалість робочого процесу двигуна, число передач і передаточні числа в трансмісії, опір руху тощо). Зовнішні показники пов'язані з умовами експлуатації (рельєфом місцевості, станом дорожнього покриття, інтенсивності руху, кліматичними умовами). Істотний вплив на паливну економічність мають технічний стан автомобіля і кваліфікація водія.

Паливно-економічна характеристика – це залежність шляхової витрати палива на різних передачах в залежності від швидкості руху.

Шляхова витрата палива, $q_{п}$, л/100 км, – це кількість палива в літрах, витраченого на 100 км шляху, пройденого автомобілем.

В загальному випадку рівняння витрати палива має вигляд

$$q_{п} = \frac{g_e}{36 \cdot v \cdot \rho_T \cdot \eta_{тр}} \cdot (N_d + N_B + N_i), \quad (2.25)$$

де ρ_T – густина палива, г/см³,

для бензину $\rho_T = 0,75 \text{ г/см}^3$,

для дизельного палива $\rho_T = 0,82 \text{ г/см}^3$;

g_e – питома ефективна витрата палива, г/кВт·год.

Звичайно при розрахунку шляхової витрати палива $q_{п}$ приймають, що рух рівномірний на горизонтальній дорозі, т.е. $N_i = 0$; $N_d = N_k$.

Тоді

$$q_{п} = \frac{g_e}{36 \cdot v \cdot \rho_T \cdot \eta_{тр}} \cdot (N_k + N_B). \quad (2.26)$$

Залежність $g_e = f(N_e, \omega)$ звичайно відсутнє. В цих випадках для визначення питомої ефективної витрати палива g_e користуються приблизними методами. Була запропонована емпірична формула

$$g_e = g_{eN} \cdot K_i \cdot K_{\omega}, \quad (2.27)$$

де g_{eN} – питома витрата палива при $N_{e \max}$;

K_i – коефіцієнт, враховуючий залежність g_e від коефіцієнта використання потужності I ;

K_{ω} – коефіцієнт, враховуючий залежність g_e від кутової швидкості колінчатого вала двигуна ω (або від частоти обертання колінчастого вала двигуна n_e).

Коефіцієнт K_i визначають за формулою

$$K_i = A - B \cdot I + C \cdot I^2. \quad (2.28)$$

Значення коефіцієнтів

для дизельних двигунів: $A = 1,7$; $B = 2,63$; $C = 1,92$;

для бензинових двигунів: $A = 2,75$; $B = 4,61$; $C = 2,58$.

Коефіцієнт K_{ω} визначають за формулою

$$K_{\omega} = A - B \frac{\omega}{\omega_N} + C \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^2 \quad \text{або} \quad K_{\omega} = A - B \frac{n}{n_N} + C \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 \quad (2.29)$$

Для усіх різновидів двигунів $A = 1,23$; $B = 0,792$; $C = 0,56$.

Коефіцієнт використання потужності визначають з виразу

$$I = \frac{N_k + N_B}{N_e \cdot \eta_{тр} \cdot K_p}, \quad (2.30)$$

де K_p – коефіцієнт корекції зовнішньої швидкісної характеристики двигуна.

N_k та N_b визначають за формулами:

$$N_k = \frac{P_k \cdot v}{1000} = \frac{f \cdot G \cdot v}{1000} = \frac{(f_0 + K_f v) \cdot G \cdot v}{1000}, \quad (2.31)$$

$$N_b = \frac{P_b \cdot v}{1000} = \frac{K_b \cdot F \cdot v^3}{1000}, \quad (2.32)$$

де v – підібрані, довільно, швидкості руху автомобіля, м/с,

f – коефіцієнт опору кочення на відповідній швидкості,

K_b – коефіцієнт обтічності.

Виходячи з досвіду руху автомобілів різних категорій приймаються швидкості, які представлені в ДОДАТКУ 3 [9].

Як вже наголошувалося вище, при швидкості руху автомобіля менше 15 м/с $f = f_0$. При вищих швидкостях коефіцієнт f визначають за формулою (2.2),

$$f = f_0 \left(1 + \frac{v_{\max}^2}{1500} \right).$$

Значення потужності двигуна, N_e , кВт, визначаємо за формулою (2.7. див.

вище), а саме $N_e = N_{\max} \left[a \frac{\omega_e}{\omega_N} + b \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - c \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3 \right]$.

Кутову швидкість обертання колінчастого валу, ω_e , рад/с, визначаємо за формулою

$$\omega_e = \frac{v \cdot i_{\text{кп.высш}} \cdot i_0}{r_k}, \quad (2.32)$$

де $i_{\text{кп.высш}}$ – передаточне число коробки передач на передачі;

i_0 – передаточне число головної передачі;

r_k – радіус кочення колеса, м.

Визначаємо коефіцієнт використання потужності з формули (2.30), коефіцієнти K_i та $K_{\text{ч}}$, питому ефективну витрату палива g_e з формули (2.27) і шляхову витрату палива $q_{\text{п}}$ з формули (2.26) при русі автомобіля на вищій передачі з вибраними швидкостями.

$K_{\text{ч}}$								
g_e , г/кВт·год								
$q_{\text{п}}$, л/100 км								

2.4 Розрахунок фрикційного дискового зчеплення автомобіля

Розрахунок та приклад виконання, інших агрегатів автомобіля приведено в методичних вказівках [11...14].

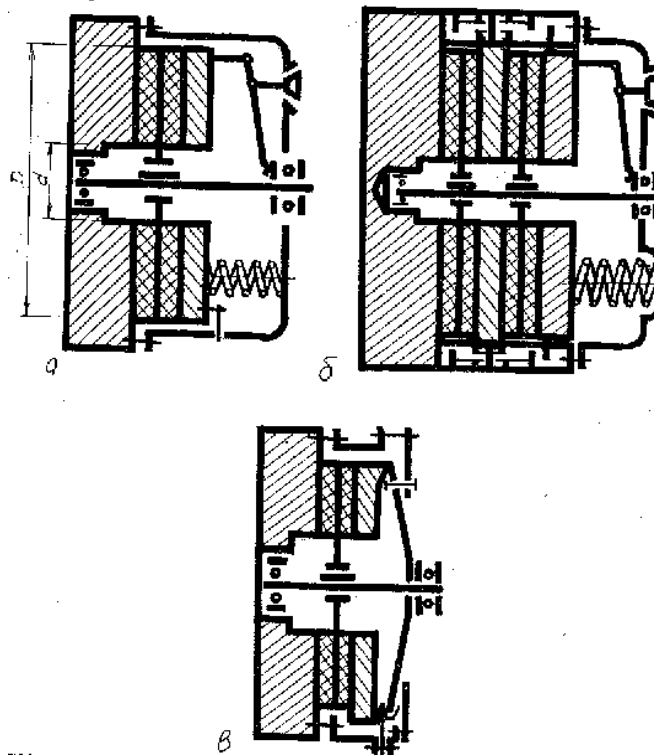
В сучасних автомобілях переважно поширення одержали одно- та дводискові фрикційні зчеплення сухого типу з механічним стискуванням ведених дисків за допомогою пружин. Зчеплення автомобілів середньої та великої навантаженості застосовують переважно з периферійним розположенням натискних пружин. Включення цих зчеплень здійснюється периферійними натискними пружинами безпосередньо тисненням їх на натискний диск, а виключення здійснюється безпосередньо жорсткими важелями.

Зчеплення з діафрагмовою пружиною одержали широке застосування на легкових автомобілях. Діафрагмова пружина в зчепленнях цього типу є натискним і відвідним механізмом. Пружина виготовлена з листової сталі з меридіально розташованими „пелюстками”, котрі служать як важіль до вимикання зчеплення. Вона має нелінійну характеристику, що забезпечує легке управління зчепленням.

Одностискові зчеплення прості, дешеві, добре забезпечують відведення тепла від пар які мають тертя та надійну роботу. Маючи малі розміри вони відрізняються високим спрацюванням і зручністю в обслуговуванні. Однак, коли передаючий зчепленням момент великий, більше 700 – 800 Н·м, то діаметр дисків зчеплення становиться теж великим. Зменшити діаметр дисків, а разом і розміри зчеплення можна застосуванням двох і багатодискових зчеплень, однак конструктивно ці зчеплення складні (рис. 4).

Завданням розрахунку зчеплення є визначення в залежності від заданого переданого крутного моменту двигуна, геометричних та силових параметрів

зчеплення (розрахункового моменту, сили тиску фрикційних поверхонь, хід вимикання натискного диску і т.ін).



а, б – багато пружинні з периферійними пружинами (а – одно дискове, б – дводискове); в – одно пружинні з діафрагмовою пружиною.

Рисунок 4 – Кінематичні схеми фрикційних зчеплень

За якість розрахункового моменту приймається величина максимального моменту тертя зчеплення

$$M_c = \beta \cdot M_{\text{emax}}, \quad (2.33)$$

де β – коефіцієнт запасу зчеплення;

M_{emax} – максимальний момент двигуна, Н·м.

Коефіцієнт запасу зчеплення вибирається в залежності від типу зчеплення, конструкції, умов експлуатації.

Коли β малий, то при вмиканні зчеплення буксування буде значним, що може викликати перегрів пар тертя. Коли β має великі значення зростає тиск на педаль і додаткові навантаження в трансмісії.

Величина β для цього автомобілю змінюється в залежності від величини моменту M_c , величина якого змінюється зі зміною кутової швидкості обертання

колінчастого валу. При малій питомій потужності (наприклад, автомобіль з причепом) відсоток використання моменту двигуна при русі автомобіля зростає.

В цьому випадку коефіцієнт повинен бути прийнятий більш високий, що дозволить знизити величину буксування зчеплення.

Для діючих конструкцій зчеплень вітчизняних автомобілів коефіцієнт запасу має слідуєчи значення:

у легкових автомобілях $\beta = 1,2 \dots 1,75$;

у вантажних автомобілях $\beta = 1,5 \dots 2,2$;

у колісних тягачах і автомобілях підвищеної прохідності $\beta = 1,8 \dots 3,0$.

Сумарне зусилля пружин на диск P_{Σ} , Н, визначається за формулою

$$P_{\Sigma} = \frac{M_{e\max} \cdot \beta}{R_{cp} \cdot z \cdot \mu}, \quad (2.34)$$

де R_{cp} – середній радіус тертя, м;

z – число пар поверхонь тертя зчеплення;

μ – коефіцієнт тертя.

Середній радіус тертя, R_{cp} , м, визначається за формулою

$$R_{cp} = \frac{D + d}{4}, \quad (2.35)$$

де D і d – зовнішній і внутрішній діаметри фрикційного кільця, м.

Розміри фрикційного кільця веденого диска зчеплення, D , м, можна вибрати з конструктивних міркувань, наприклад, урахувавши розміри маховика двигуна, а також можливо визначити з емпіричної залежності

$$D = 31,7 \sqrt{\frac{M_{e\max}}{A}}, \quad (2.36)$$

де D – зовнішній діаметр фрикційного кільця, м;

A – коефіцієнт, враховуючий характер експлуатаційного режиму роботи зчеплення, який має значення:

для легкових автомобілів – 4,7;

для вантажних автомобілів загального призначення і автобусів – 3,6...4,5; для самоскидів, тягачів і автомобілів підвищеної прохідності – 1,9.

Надлишковий розмір зовнішнього діаметра фрикційного кільця зв'язується з величиною кутової швидкості обертання колінчастого двигуна і узгоджується з табличними даними [10].

Для сучасних марок чавуну, які застосовують для виготовлення натискних дисків, колова швидкість не повинна перевищувати 65...70 м/с.

З курсу фізики відомо, що

$$v_{\tau} = \omega \cdot R, \quad (2.37)$$

де v_{τ} – лінійна швидкість точки обертового руху, м/с;

ω – кутова швидкість, рад/с;

R – радіус, який проходить через точку перпендикулярну осі обертання, м.

Тоді при масовому D і ω_v , таблиця 1, (ω_v – кутова швидкість натискного диску, з умов завдання для автомобіля, що розраховується, рад/с, ДОДАТОК 2) [10], отримуємо

$$v_{\tau} = v_{\text{окр}} = \omega_v \frac{D}{2}. \quad (2.38)$$

Цей вираз можливо одержати і іншим шляхом, показавши його в об/хв., тоді

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad v_{\text{окр}} = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60}, \quad \text{тоді } v_{\text{окр}} = \omega_v \frac{D}{2}.$$

При виборі внутрішнього діаметру відомого диска або фрикційного кільця d , м, керуються наступною залежністю (Табл. 4)

$$d = (0,55 \dots 0,75) \cdot D. \quad (2.39)$$

Число пар поверхонь тертя зчеплення приймаємо для однодискового зчеплення $z = 2$, а для дводискового – $z = 4$.

Таблиця 4 – Розміри фрикційних кілець дискових зчеплень

Зовнішній діаметр диска D , мм	Максимальний крутний момент двигуна, $M_{e_{\max}}$, Н·м (кГ·м)		Кутова швидкість обертання колінчастого вала, ω_0 , рад/с
	однодискове	дводискове	
1	2	3	4
180 [184]	88 (9,0) 93 (9,5)	- -	133,5 (8000) 83,3 (5000)

[190]	93 (9,5)	-	83,3 (5000)
200 [204]	142 (14,5)	-	133,5 (8000)
215	186 (19,0)	-	133,5 (8000)
[225]	196 (20,0)	-	100,0 (6000)
240	235 (24,0)	-	117,0 (7000)
250 [254]	201 (20,5)	-	83,3 (5000)
280	255 (26,0)	-	75,0 (4500)
300	353 (36,0)	-	75,0 (4500)
325	372 (38,0)	-	75,0 (4500)
340 [342]	402 (40,0)	465 (47,5)	66,6 (4000)
350	441 (45,0)	800 (82,0)	66,6 (4000)
380	490 (50,0)	930 (95)	58,4 (3500)
400	685 (70,0)	1080 (110)	50,0 (3000)
420	1080 (110)	1420 (145)	50,0 (3000)

ПРИМІТКА: розміри у квадратних дужках застосовувались до 1 січня 1980 р. Розміри 180, 200, 215 та 240 мм вказані для діафрагмових зчеплень.

Останні розміри накладок узгоджуються з рекомендаціями по типовим рядам зчеплень, таблиця 5, або по серійним автомобілям, таблиця 6.

Таблиця 5 – Розміри накладок, для проектуємих автомобілів

Зовнішній діаметр D, мм	Внутрішній діаметр накладки, d, мм	Товщина, мм	Примітка
1	2	3	4
115	65,90		Граничне відхилення по розмірам накладок не повинно перевищувати: -1 для зовнішнього діаметру; +1 для внутрішнього діаметру; ±1 для товщини
140	75,85,100		
150	90,100		
160	95,110		
170	100,120		
180	100,120,125	2,5; 3,0; 3,5	
190	110,130,140		
200	120,130,140	4,0; 4,5	
215	140,150,160,		
225	140,150,160,175		
300	165,175,200		
310	175,200	3,5;4,0;4,5;6,0	
325	185,200,220,230		
340	185,195,210		
350	195,200,210,240,290	4,0;4,5;5,0;6,0	
380	200,230		
400	220,240,280		
420	220,240,280	4,0;4,5;5,0;6,0	
450	200,240,290	5,0;5,5;6,0	

Таблиця 6 – Розміри фрикційних накладок деяких автомобілів

Марка автомобіля	D, мм	d, мм
ЗАЗ-11055 Пикап	190	130
ГАЗ – 3102, ГАЗель Next	225	150
ГАЗ-3308 (Садко), ГАЗ-3307	300	164

ЗІЛ – 131, ЗІЛ-433110	342	180
КамАЗ	350	200
МАЗ - 5335, КрАЗ	400	220
ВИС-2345	200	142
Renault Kangoo	184	127
Урал -377	342	186
ЛАЗ – 695, ПАЗ 320402-05 ВЕКТОР	342	186

Площа однієї поверхні тертя, F , m^2 , визначається за формулою

$$F = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}. \quad (2.40)$$

Сила тертя, T , N , однієї поверхні, визначається за формулою

$$T = \mu \cdot q \cdot F. \quad (2.41)$$

Для фрикційних азбестових тканинних накладок товщиною 4,0 мм, котрі витримують питомий тиск $q = 0,15...0,30$ МПа [10], тривалі температури до 200 °С, короткочасні – до 300 °С, в зіткненні з маховиком виготовлений з чавуну марки СЧ 15 мають коефіцієнт тертя $\mu = 0,44...0,52$ [10].

Число пар поверхонь тертя, z , перевіряється за формулою

$$z = \frac{M_{e\max} \cdot \beta}{T \cdot R_{cp}}. \quad (2.42)$$

Діючий питомий тиск фрикційних накладок, q_d , МПа, перевіряється за формулою

$$q_d = \frac{P_{\Sigma}}{F}. \quad (2.43)$$

Допустиме значення $[q] = 0,15...0,30$ МПа.

Величина ходу вимикання натискного диску, s , м, визначається за формулою

$$s = z \cdot \delta, \quad (2.44)$$

де δ – зазор між сусідніми дисками у вимкненому положенні зчеплення, мм.

Для забезпечення чистоти вмикання зчеплення зазор δ приймають:

- для однодискових зчеплень – 0,75...1,00 мм;
- для дводискових зчеплень – 0,5...0,6 мм.

Таким чином, для однодискових зчеплень хід натискного диска, s , складає 1,5...2,0 мм, а для дводискових – 2,0...2,5 мм.

Розрахунок периферійних циліндричних пружин

Цей розрахунок представлений в методичних вказівках до виконання практичних робіт з дисципліни „Транспортні засоби. Робочі процеси та основи розрахунку автомобілів” “Розрахунок зчеплення автомобіля” [10].

Підбір подвійних пружин

Цей розрахунок представлений в методичних вказівках до виконання практичних робіт з дисципліни „Транспортні засоби. Робочі процеси та основи розрахунку автомобілів” “Розрахунок зчеплення автомобіля” [10].

Особливості проектування діафрагмових пружин

Діафрагмові пружини зчеплення в порівнянні з циліндричними складні у виробництві, однак при їх використанні спрощується конструкція муфти і досягається полегшення керування зчепленням. Особливістю діафрагмових пружин є їх нелінійна характеристика (рисунок 5), яка дозволяє полегшити керування зчепленням і отримати деякі експлуатаційні переваги.

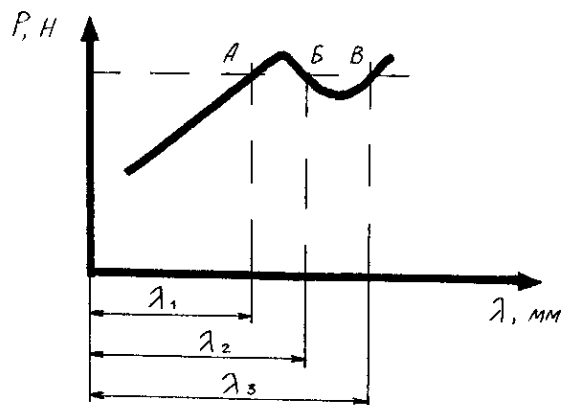


Рисунок 5 – Характеристика діафрагмової натискної пружини

У повністю вимкненому зчепленні деформація пружини λ_2 відповідає номінальному натискному зусиллю в точці Б. При спрацюванні поверхонь тертя натискне зусилля декілька зростає, а потім зменшується. Якщо допустиме спрацювання поверхонь тертя $\Delta f = \lambda_2 - \lambda_1$, лежить в інтервалі між точками Б і А

характеристики, зусилля стискування поверхонь практично залишається стабільним.

Зусилля в точці В на характеристиці відповідає усадці пружини λ_3 при повністю включеному зчепленні.

Для проектування діафрагмових пружин використовують методику, яка запропонована В.І.Чунініним, яка складається у наступному:

1. З конструктивних умов вибирають параметри пружини D і d , м, (рисунок 6).

39

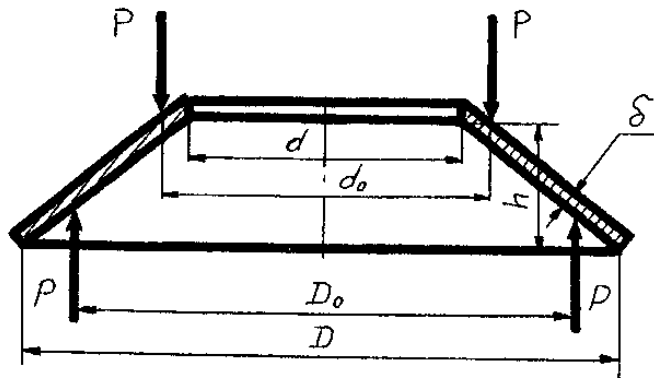


Рисунок 6 – Параметри діафрагмової пружини

2. Визначають опорні діаметри пружини, D_0 і d_0 , м, із співвідношення

$$D_0 = 0,98 \cdot D; \quad d_0 = 1,01 \cdot d. \quad (2.45)$$

3. Вибирають товщину пружини – δ , мм.

4. Визначається висота нерозрізної частини кінця, h , м, яка знаходиться за формулою

$$h = \sqrt{2\delta^2 + \Delta f^2 / 3i^2}, \quad (2.46)$$

де i – коефіцієнт, $i = \frac{D_0 - d_0}{D_0 - d}$;

Δf – сумарне допустиме спрацювання фрикційних накладок дисків, м. Фрикційні накладки мають товщину 3,42...3,17 мм.

5. Визначається деформація пружини, λ_2 , м, за формулою

$$\lambda_2 = i \cdot h + \frac{\Delta f}{3}. \quad (2.47)$$

6. Умова міцності пружини, σ , МПа, визначається за формулою

$$\sigma = \frac{4 \cdot E \cdot \lambda_2}{(1 - \mu^2) \cdot i \cdot D^2} \cdot \frac{m^2}{m-1} \left[\left(h - \frac{\lambda_2}{2 \cdot i} \right) \cdot \frac{m-1 - \ln m}{(m-1) \cdot \ln m} + \frac{\delta}{2} \right] \leq [\sigma_{\max}], \quad (2.48)$$

де E – модуль пружності для сталі з якої виготовлена пружина, наприклад для сталі 50ХФА $E = 200000$ МПа;

$$m = \frac{D}{d};$$

$$\sigma_{\max} = (10 \dots 11) \cdot 10^2 \text{ МПа.}$$

7. Будується характеристика пружини

$$P = \frac{4 \cdot E \cdot \lambda_2 \cdot \delta}{(1 - \mu^2) \cdot i^2 \cdot D_0^2} \cdot \frac{\pi}{6} \left(\frac{m_0}{m_0 - 1} \right)^2 \cdot \ln m_0 \left[\left(h - \frac{\lambda_2}{i} \right) \left(h - \frac{\lambda_2}{2 \cdot i} \right) + \frac{\delta^2}{2} \right], \quad (2.49)$$

де μ – коефіцієнт Пуассона ($\mu = 0,3$);

$$m_0 = \frac{D_0}{d_0}.$$

Розрахунок ведучого диску

Натискний і проміжний ведучі диски виготовляються з сірого чавуну СЧ 18-36. Матеріалом ведучих дисків автомобілів великої вантажопідйомності є спеціальні леговані чавуни з присадками феромарганцю, феросиліцію.

Розміри ведучих дисків визначаються конструктивно з урахуванням розмірів фрикційних кілець і маховика. Ведучі диски повинні обертатися разом з маховиком і мати можливість в момент вимикання або вмикання зчеплення переміщуватися вздовж осі зчеплення.

Розраховуються в ведучих дисках тільки елементи, які з'єднують диск з маховиком. Цими елементами можуть бути: виступи, пальці, зубці (рис. 7).

Працюють ці елементи на зминання. Питомий тиск зминання, $\sigma_{зм}$, МПа, визначається за формулою

$$\sigma_{зм} = \frac{\gamma_M \cdot M_{e\max}}{R \cdot z \cdot F}, \quad (2.50)$$

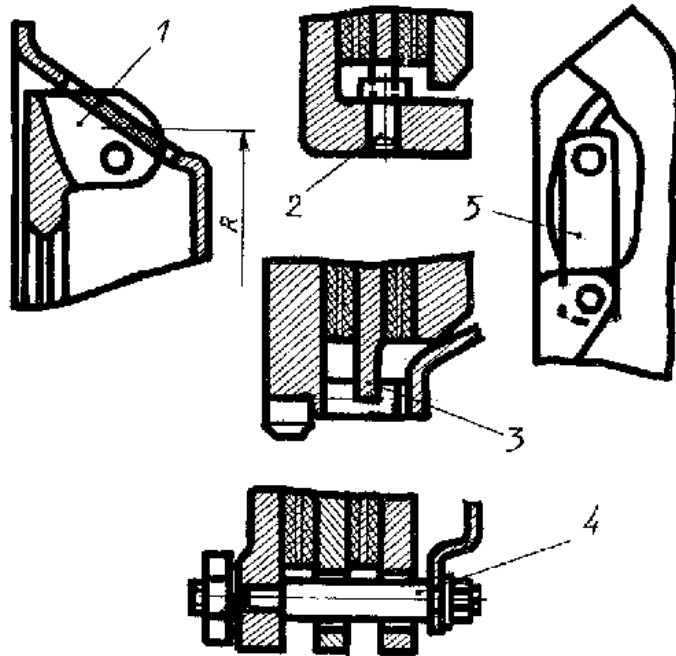
де γ_M – коефіцієнт моменту, який облічує розподіл крутного моменту по ведучим дискам: для одно дискового зчеплення $\gamma_M = 1$; для дводискового $\gamma_M = 1,3$;

R – радіус розташування елемента від осі зчеплення, м;

z – число елементів, які працюють;

F – площа контакту, м².

В здійснених конструкціях приймають $[\sigma_{зм}] = 10...15$ МПа.



1, 2 – виступи або шпильки натиснутого диска; 3 – зуби; 4 – отвори під пальці і пальці; 5 – пружні пластини

Рисунок 7 – Сполучаючі елементи ведучих дисків з маховиком

Розрахунок ведених дисків

Ведені диски зчеплень виготовляють з високовуглецевої сталі 65 або з сталі 20 ціануванням або загартуванням.

Диски прикріплюють до маточини зі шліцями, яка встановлена на ведучому валу коробки передач. Маточина виготовляється зі сталі 40 та 40Х. При розрахунках ведених дисків визначаються напруження зрізу та зминання заклепкових з'єднань та шліц.

Напруження зрізу, $\sigma_{зр}$ та зминання $\sigma_{зм}$, МПа, шліц визначається за формулами

$$\sigma_{зм} = \frac{8 \cdot M_{e \max}}{z_{ш} \cdot l_{ш} \cdot (D_{кш}^2 - d_{кш}^2)}, \quad (2.51)$$

$$\sigma_{зр} = \frac{4 \cdot M_{e\max}}{z_{ш} \cdot l_{ш} \cdot b_{ш} \cdot (D_{кпп} + d_{кпп})}, \quad (2.52)$$

де $z_{ш}$ – число шліц;

$l_{ш}$ – довжина шліц маточини веденого диска, м;

$D_{кпп}$ – зовнішній діаметр шліцьової частини первинного вала КПП, м;

$d_{кпп}$ – внутрішній діаметр шліцьової частини первинного вала КПП, м;

$b_{ш}$ – ширина шліц, м.

Допустимі значення $[\sigma_{зм}] = 30 \dots 40$ МПа; $[\sigma_{зр}] = 20 \dots 30$ МПа.

Розрахунок важелів виключення зчеплення

Цей розрахунок представлений в методичних вказівках до виконання практичних робіт з дисципліни „Транспортні засоби. Робочі процеси та основи розрахунку автомобілів” “Розрахунок зчеплення автомобіля” [10].

Проектування (розрахунок) демпфера

Основні розміри демпфера вибирають з аналогії виготовлених конструкцій зчеплень. Зовнішній діаметр фланцю маточини і число пружин можуть бути вибрані з розмірами зовнішнього кільця веденого диску зчеплення відповідно до даних таблиці 7.

Радіус кола на якому розташовані пружини демпфера, вибирають в залежності від зовнішнього діаметру фланця маточини. Для автомобільних зчеплень цей радіус рівняється $R_{к.пр.демф} = 40 \dots 60$ мм.

Для створення моменту попередньої затяжки пружини, який дорівнює $(0,15 \dots 0,20) \cdot M_{e\max}$, довжину вікна пластин демпфера вибирають меншу ніж вільна довжина пружини. Як правило, довжина вікон приймається $A = 25 \dots 27$ мм.

Таблиця 7 – Рекомендовані параметри демпфера

Зовнішній діаметр фрикційного кільця веденого диска зчеплення, мм	Кількість пружин демпфера, $Z_{пр.демф}$	Зовнішній діаметр фланцю маточини, мм
250	6	124
	8	133
280...310	8	133
	10	158
310...330	10	172

Тоді зусилля попередньої зтяжки пружин демпфера, P , Н, буде визначається за формулою

$$P = \frac{0,2 \cdot M_{e \max}}{R_{\text{к.пр.демпф}}} = \Delta l \frac{d_{\text{др.пр.демпф}}^4 \cdot Z_{\text{пр.демпф}} \cdot \sigma}{8 \cdot D_{\text{пр.демпф}}^3 \cdot n_{\text{раб.демпф}}}. \quad (2.53)$$

З цього виразу визначають величину попередньої деформації, Δl , м, за формулою

$$\Delta l = \frac{1,6 \cdot M_{e \max} \cdot D_{\text{пр.демпф}}^3 \cdot n_{\text{раб.демпф}}}{R_{\text{к.пр.демпф}} \cdot d_{\text{др.пр.демпф}}^4 \cdot Z_{\text{пр.демпф}} \cdot \sigma}. \quad (2.54)$$

Діаметр дроту пружин демпфера $d_{\text{др.пр.демпф}}$, в виготовлених конструкціях зчеплень приймають 3...4 мм, зовнішній діаметр пружин $D_{\text{пр.демпф}} = 14...19$ мм, кількість витків, які працюють $n_{\text{раб.демпф}} = 4...5$.

Маючи розмір вікна A і величину попередньої деформації Δl можна визначити довжину пружини в незалежному стані, l_0 , м, за формулою

$$l_0 = \Delta l + A. \quad (2.55)$$

Зазор між витками попередньо стиснутих пружин приймають $\lambda = 3...4$ мм.

Працездатність пружин демпфера визначається максимальною дотичною напругою, τ_{\max} , МПа, за формулою

44

$$\tau_{\max} = \frac{8 \cdot P_{\text{демпф.мак}} \cdot D_{\text{пр.демпф}}}{\pi \cdot d_{\text{др.пр.демпф}}^3} \cdot K', \quad (2.56)$$

де $P_{\text{демпф.мак}}$ – зусилля пружини демпфера при максимальній деформації Δl_{\max} , Н, визначається за формулою

$$P_{\text{демпф.мак}} = \Delta l_{\max} \cdot \frac{d_{\text{др.пр.демпф}}^4 \cdot \sigma}{8 \cdot D_{\text{пр.демпф}}^3 \cdot n_{\text{раб.демпф}}}; \quad (2.57)$$

$$\Delta l_{\max} = \Delta l + \lambda, \quad (2.58)$$

де K' – коефіцієнт, який визначає вплив кривизни витків на дію перерізуючого зусилля

$$K' = \frac{4 \cdot c - 1}{4 \cdot c - 4} + \frac{0,615}{c}, \quad (2.59)$$

де

$$c = \frac{D_{\text{пр.демпф}}}{d_{\text{др.пр.демпф}}}. \quad (2.60)$$

Величина допустимої дотичної напруги в пружинах, виконаних зі сталі 65Г, приймається рівною 650...800 МПа.

Момент, що передається демпфером від зусилля пружини, $M_{\text{пр.демпф}}$, Н·м, визначається за формулою

$$M_{\text{пр.демпф}} = P_{\text{демпф.мах}} \cdot R_{\text{ср.рад.пр.демпф}} \cdot Z_{\text{пр.демпф}}, \quad (2.61)$$

де $R_{\text{ср.рад.пр.демпф}}$ – середній радіус розташування пружин демпфера, м.

Момент тертя демпфера, $M_{\text{тр.демпф}}$, Н·м, визначається за формулою

$$M_{\text{тр.демпф}} = P_{\text{демпф}} \cdot R_{\text{демпф}} \cdot i_{\text{демпф}} \cdot \mu_{\text{демпф}}, \quad (2.62)$$

де $P_{\text{демпф}}$ – зусилля, яке стискує диски демпфера, Н;

$R_{\text{демпф}}$ – середній радіус фрикційних кілець демпфера, м;

$i_{\text{демпф}}$ – число поверхонь тертя фрикційних кілець;

μ – коефіцієнт тертя фрикційних кілець, який приймається в залежності від матеріалу з якого виготовлені кільця.

Повний момент, який передається демпфером, $M_{\text{демпф}}$, Н·м, дорівнює сумі моментів від зусилля пружин і від тертя фрикційних кілець, а саме

$$M_{\text{демпф}} = M_{\text{пр.демпф}} + M_{\text{тр.демпф}} = P_{\text{демпф.мах}} \cdot R_{\text{ср.рад.пр.демпф}} \cdot Z_{\text{пр.демпф}} + P_{\text{демпф}} \cdot R_{\text{демпф}} \cdot i_{\text{демпф}} \cdot \mu_{\text{демпф}}. \quad (2.63)$$

Граничний момент, $M_{\text{гр}}$, Н·м, який скручує гаситель до упора і який обмежує його мінімальну жорсткість, визначається зчійною вагою автомобіля при коефіцієнті зчеплення $\varphi = 0,8$ і визначається за формулою

$$M_{\text{гр}} = \frac{G_{\text{сц}} \cdot \varphi \cdot r_{\text{к}}}{u_{\text{тр}}}, \quad (2.64)$$

де $G_{\text{сц}}$ – зчійна вага автомобіля, Н;

$r_{\text{к}}$ – радіус колеса, м;

$u_{\text{тр}}$ – передаточне число трансмісії з урахуванням головної передачі, коробки передач та додаткової коробки або розподілу передач.

Повний момент демпфера повинен задовольняти умові

$$M_{\text{демф}} \geq M_{\text{гр}} . \quad (2.65)$$

7 ЗАХИСТ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Захист студентом курсового проекту проводиться публічно перед членами комісії згідно розкладу.

При захисті проекту студент робить коротку доповідь протягом 5...7 хв, в якій повинен викласти основний зміст і особливості проекту, а також обґрунтувати прийняті рішення.

Курсовий проект оцінюється залежно від якості доповіді, оформлення і змісту пояснювальної записки, виконання графічної частини проекту і відповіді на питання.

Оцінка проекту проставляється одним з членів комісії на титульному аркуші пояснювальної записки, в заліковій відомості і в заліковій книжці студента.

Курсовий проект (КП) оцінюється за болонською системою:

Сума балів за всі види навчальної діяльності	Оцінка ECTS	Оцінка за національною шкалою	Пояснення
90 – 100	A	відмінно	відповідність КП вимогам і стандартам, які розроблені. Пояснювальна записка містить елементи наукової, індивідуальної творчості, робляться самостійні висновки, дається аргументована критика і самостійний аналіз фактичного матеріалу на основі глибоких знань літератури з даної теми. Оцінюється аргументований захист студента: вміння вести наукову полеміку та дискусію, відстоювати свою точку зору.
82-89	B	добре	КП виконано на гарному теоретичному рівні, повно і всебічно висвітлюються питання теми, відповідає за своєю складністю наявності незначних недоліків. У вирішенні завдань роботи та її технічної оформлення мають незначні недоліки. Деякі неточності у доповіді під час захисту КП.
74-81	C		
64-73	D	задовільно	правильно освітлені основні питання теми, немає логічно стрункого їхнього викладу, наявність суттєвих зауважень до КП, пояснювальної записки. Поверхневі відповіді студента у процесі захисту
60-63	E		
35-59	FX	незадовільно з можливістю повторного складання	невідповідність основних вимог до КП. Відсутній логічний зв'язок між розділами роботи; огляд сучасних літературних джерел проведений без аналізу та узагальнення.

0-34	F	незадовільно з обов'язковим повторним вивченням дисципліни	Мають місце недоліки в оформленні КП, помилки в розрахунках, що впливають на виконання мети роботи. Невміння студента самостійно захищати свою роботу, не володіє матеріалом роботи, не в змозі дати пояснення висновкам і теоретичним положенням даної проблеми.
------	---	--	---

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Рудасьов В.Б., Редчиць В.В., Коробочка О.М. Автомобіль. Теорія експлуатаційних властивостей. – учбовий посібник для студентів вузів фаху «Автомобілі і автомобільне господарство». - Дніпропетровськ: «Системні технології», 2000. – 287с., іл.

2. Автомобіль. Теорія експлуатаційних властивостей: Навчальний посібник для студентів закладів вищої освіти / В.Б. Рудасьов, С.П. Бажан, В.В. Редчиць. – Дніпро: ДВНЗ УДХТУ, 2020. – 175 с.

3. Сахно В.П., Поляков В.М., Костенко А.В., Сакно О.П. та інш. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів. Частина 3. Маневреність. Керованість. Стійкість. Навчальний посібник. ЛАНДОН-XXI. 2015. 400 с. (гриф МОНУ).

4. Сахно В.П., Поляков В.М., Головань В.Г., Сакно О.П. та інш. Автомобілі. Теорія. Навчальний посібник. Військова академія. 2017. 453 с.

5. Основенко М.Ю., Сахно В.П. Автомобілі: Навч. посібник. К.: НМК ВО. 1992. – 344 с.

6. Солтус А.П. Теория эксплуатационных свойств автомобиля: Учебное пособие для вузов. – К.: Аристей, 2004. – 188 с.

7. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник /Под общ. ред. А.И Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1984. – 272с.

8. Методичні вказівки до виконання практичних робіт „Транспортні засоби. Конструкція” для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за спеціальністю 275 «Транспортні технології» (на автомобільному транспорті) / Укл. В.Б.Рудасьов – Кам'янське, ВСП ДФКІП ДВНЗ УДХТУ, 2020. – 18 с.

9. Методичні вказівки до виконання практичних робіт „Транспортні засоби. Теорія експлуатаційних властивостей” для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за спеціальністю 275 «Транспортні технології» (на автомобільному транспорті) / Укл. В.Б.Рудасьов – Кам'янське, ВСП ДФКІП ДВНЗ УДХТУ, 2020. – 60 с.

10. Методичні вказівки до виконання практичних робіт з дисципліни „Транспортні засоби. Робочі процеси та основи розрахунку автомобілів” “Розрахунок зчеплення автомобіля” для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за спеціальністю 275 «Транспортні технології» (на автомобільному транспорті) / Укл. В.Б.Рудасьов – Кам'янське, ВСП ДФКІП ДВНЗ УДХТУ, 2021. – 51 с.

11.Методичні вказівки до виконання практичних занять "Розрахунок коробок передач механічних трансмісій автомобілів" з дисципліни «Робочі процеси та основи розрахунку автомобілів» для студентів спеціальності 275 «Транспортні технології» (на автомобільному транспорті). / Укл. В.Б.Рудасьов – Кам'янське: ІК ДВНЗ УДХТУ, 2021. – 61.

12.Методичні вказівки до виконання практичних занять “Розрахунок карданних передач” з дисципліни „Робочі процеси та основи розрахунку автомобілів” для студентів всіх форм навчання спеціальності 275 «Транспортні технології» (на автомобільному транспорті) / Укл. В.Б. Рудасьов – Кам'янське: ІК ДВНЗ УДХТУ, 2021. – 35 с.

13.Методичні вказівки до виконання практичних занять “Розрахунок головних передач механічних трансмісій автомобілів” з дисципліни „Робочі процеси та основи розрахунку автомобілів” для студентів всіх форм навчання спеціальності 275«Транспортні технології» (на автомобільному транспорті) / Укл. В.Б.Рудасьов – Кам'янське: ІК ДВНЗ УДХТУ, 2021. – 51 с.

14.“Методичні вказівки до виконання практичних робіт з дисципліни „Транспортні засоби. Робочі процеси та основи розрахунку автомобілів” “Розрахунок рульового керування автомобілів” для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за спеціальністю 275 «Транспортні технології» (на автомобільному транспорті) / Укл. В.Б.Рудасьов – Кам'янське, ІК ДВНЗ УДХТУ, 2021. – 51 с.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Відокремлений структурний підрозділ
 «Дніпровський фаховий коледж інженерії та педагогіки»
 Державного вищого навчального закладу
 «Український державний хіміко-технологічний університет»

КУРСОВИЙ ПРОЕКТ

з дисципліни «Транспортні засоби»

на тему: _____

Студента (ки) _____ курсу _____ групи
 галузь знань 27 Транспорт

спеціальності 275 Транспортні технології
(на автомобільному транспорті)

(прізвище та ініціали)

Керівник

(посада, вчене звання, науковий ступінь, П.І.Б.)

Національна шкала _____

Кількість балів _____

Оцінка: ECTS _____

Члени комісії:

_____ (підпис)

_____ (прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

_____ (прізвище та ініціали)

м. Кам'янське – 2021 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Відокремлений структурний підрозділ
 «Дніпровський фаховий коледж інженерії та педагогіки»
 Державного вищого навчального закладу
 «Український державний хіміко-технологічний університет»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач відділення

_____ І.А. Смолякова
 ” ____ ” _____ 2021 р.

ЗАВДАННЯ

- на курсовий проект
 з дисципліни „Транспортні засоби”
 студенту _____ курсу, групи _____
 спеціальності 275 „Транспортні технології (на автомобільному транспорті) ”
1. Тема проекту: **Розрахунок оцінних показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля Nissan Kubistar, опис конструкції зчеплення, його деталей і їх розрахунок**
2. Вихідні дані:
- 2.1 Марка автомобіля **Nissan Kubistar**
- 2.2 Даний об'єкт **зчеплення автомобіля Nissan Kubistar**
- 2.3 Повна вага завантаженого автомобіля **$G_a = 14500 \text{ Н};$**
- 2.4 Максимальна швидкість руху автомобіля **$v_{a \text{ max}} = 41,70 \text{ м/с};$**
- 2.5 Коефіцієнт опору дороги **$\Psi_{\text{max}} = 0,41;$**
- 2.6 Коефіцієнт опору кочення **$f_0 = 0,020;$**
- 2.7 Кутова швидкість натискного диску **$\omega_b = 487 \text{ рад/с.}$**
3. Термін здачі студентом закінченого курсового проекту _____
4. Зміст розрахунково – пояснювальної записки (перелік питань, які підлягають розробці) – дивіться в календарному плані на звороті.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):
1 лист – Графіки зовнішньої швидкісної характеристики і паливної економічності автомобіля Nissan Kubistar.
2 лист – Креслення зчеплення автомобіля Nissan Kubistar (Складальне креслення).
6. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів курсового проекту	Термін виконання етапів проекту	Прим.
1	Вступ		
2	1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА.		
3	1.1 Загальна характеристика автомобіля Nissan Kubistar		
4	1.2 Опис конструкції та принцип роботи зчеплення автомобіля Nissan Kubistar		
5	2 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА		
6	2.1 Дослідження впливу потужності і моменту на швидкісну характеристику д.в.з. автомобіля Nissan Kubistar		
7	2.1.1 Визначення потужності опору кочення		
8	2.1.2 Визначення коефіцієнта опору кочення		
9	2.1.3 Визначення потужності опору повітря		
10	2.1.4 Визначення потужності двигуна при максимальній швидкості руху		
11	2.1.5 Визначення поточних значень потужності двигуна		
12	2.1.6 Визначення поточних значень крутних моментів		
13	2.2 Визначення передаточних чисел трансмісії		
14	2.2.1 Визначення динамічного радіусу колеса		
15	2.2.2 Визначення передаточного числа головної передачі		
16	2.2.3 Визначення передаточних чисел коробки передач		
17	2.3 Дослідження впливу швидкості автомобіля Nissan Kubistar на шляхову витрату палива		
18	2.4 Розрахунки деталей конструкції, що розробляється		
19	3. Охорона праці		
20	4. Графічна частина		
21	Висновки		
22	Список використаних джерел		
23	Додатки		

Студент _____

Керівник _____

«_____» _____ 20 р

ПРИКЛАД ОФОРМЛЕННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Відокремлений структурний підрозділ
«Дніпровський фаховий коледж інженерії та педагогіки»
Державного вищого навчального закладу
«Український державний хіміко-технологічний університет»

Комісія автомобілів та транспортних технологій

КУРСОВИЙ ПРОЕКТ

з предмету «Транспортні засоби»

на тему: Аналіз конструкції зчеплення автомобіля Mercedes-Benz Citan, визначення його тягових і паливно-економічних характеристик та розрахунок його деталей

Студента (ки) I курсу ТТ-21п групи спеціальність 275 «Транспортні технології (на автомобільному транспорті)» освітньо-професійна програма «Транспортні технології (на автомобільному транспорті)»

Іванова І.І.

(прізвище та ініціали)

Керівник доцент, к.т.н.

Рудасьов В.Б.

(посада, вчене звання, науковий ступінь, П.І.Б.)

Національна шкала _____

Кількість балів _____

Оцінка: ECTS _____

Члени комісії:

_____ Коваленко А.П.
(підпис) (прізвище та ініціали)

_____ (прізвище та ініціали)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
 Відокремлений структурний підрозділ
 «Дніпровський фаховий коледж інженерії та педагогіки»
 Державного вищого навчального закладу
 «Український державний хіміко-технологічний університет»

ЗАТВЕРДЖУЮ
 Завідувач відділення
 _____ І.А. Смолякова
 ” ” _____ 2021 р.

ЗАВДАННЯ

на курсовий проект
 з дисципліни „Транспортні засоби”
 студенту II курсу, групи ТТ-21-п
 спеціальності 275 „Транспортні технології (на автомобільному транспорті) ”

Іванову І.І.

1.Тема проекту: **Аналіз конструкції зчеплення автомобіля Mercedes-Benz Citan, визначення його тягових і паливно-економічних характеристик та розрахунок його деталей**

2. Вихідні дані:

2.1 Марка автомобіля **Mercedes-Benz Citan**

2.2 Даний об'єкт **зчеплення автомобіля Mercedes-Benz Citan**

2.3 Повна вага завантаженого автомобіля **$G_a = 13750 \text{ Н};$**

2.4 Максимальна швидкість руху автомобіля **$v_{a \text{ max}} = 41,10 \text{ м/с};$**

2.5 Коефіцієнт опору дороги **$\Psi_{\text{max}} = 0,27;$**

2.6 Коефіцієнт опору кочення **$f_0 = 0,015;$**

3. Термін здачі студентом закінченого курсового проекту _____

4. Зміст розрахунково – пояснювальної записки (перелік питань, які підлягають розробці) – **дивіться в календарному плані на звороті.**

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

1 лист – Графіки зовнішньої швидкісної характеристики і паливної економічності автомобіля Mercedes-Benz Citan.

2 лист – 2 лист – Зчеплення автомобіля Mercedes-Benz Citan (Складальне креслення)

6. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів курсового проекту	Термін виконання етапів проекту	Прим.
24	Вступ	10.10	
25	1 Загальна частина.		
26	1.1 Загальна характеристика автомобіля	12.10	
27	1.2 Опис конструкції та принцип роботи зчеплення автомобіля Mercedes-Benz Citan	17.10	
28	2 Спеціальна частина		
29	2.1 Дослідження впливу потужності і моменту на швидкісну характеристику д.в.з. автомобіля Mercedes-Benz Citan	22.10	
30	2.2 Визначення передаточних чисел трансмісії	07.11	
31	2.3 Дослідження впливу швидкості автомобіля Mercedes-Benz Citan на шляхову витрату палива	15.11	
32	2.4 Розрахунок фрикційного дискового зчеплення автомобіля Mercedes-Benz Citan	25.11	
33	3. Охорона праці	01.12	
34	Висновки	12.12	
35	Список використаних джерел	15.12	
36	Графічна частина	25.12	
37	Додатки		
38			
39			
40			

Студент **Іванов І.І.** _____Керівник **Рудасьов В.Б.** _____

« _____ » _____ 20 р

ЗМІСТ

ВСТУП	4
1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА	
1.1 Загальна характеристика автомобіля Mercedes-Benz Citan	5
1.2 Опис конструкції та принцип роботи зчеплення автомобіля Mercedes-Benz Citan	7
2 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА	
2.1 Дослідження впливу потужності і моменту на швидкісну характеристику д.в.з. автомобіля Mercedes-Benz Citan ...	11
2.2 Визначення передаточних чисел трансмісії автомобіля Mercedes-Benz Citan	19
2.3 Дослідження впливу швидкості автомобіля Mercedes-Benz Citan на шляхову витрату палива	24
2.4 Розрахунок фрикційного дискового зчеплення автомобіля Mercedes-Benz Citan	30
3 ОХОРОНА ПРАЦІ	
3.1 Законодавча та нормативна база охорони праці в Україні	42
3.2 Вимоги до території підприємства та облаштування споруд і приміщень	43
3.3 Небезпечні і шкідливі виробничі чинники	43
3.4 Заходи, щодо оптимізації умов праці	44
ВИСНОВКИ.....	46
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	48
ДОДАТКИ	

ВТУП

По об'ємах перевезень вантажів і пасажирів автомобільний транспорт міцно займає перше місце в єдиній транспортній системі країни. Автомобілі перевозять в п'ять разів більше вантажів і в одинадцять разів більше пасажирів, ніж вся решта видів транспорту. Безперервно росте чисельність рухомого складу.

У зв'язку із зростанням парку автомобілів і ускладненням їх конструкції, виконання вимог безпеки руху, рішення питань екології виникла необхідність в підвищенні ефективності їх технічного обслуговування і ремонту, розширення круга задач технічної служби.

Для зниження витрат на технічне обслуговування автомобілів в заданих дорожніх, кліматичних і експлуатаційних (вид вантажу, відстань перевезення, простої під вантаженням і розвантаженням, кваліфікація водія і т. д.) умовах роботи необхідно встановлювати оптимальні режими роботи агрегатів автомобіля, визначати стан масла на поверхнях тертя і граничну працездатність деталей, проводити діагностику технічного стану агрегатів практично зручними способами.

Тяговий розрахунок встановлює якісні залежності між основними конструктивно-розрахунковими параметрами автомобіля в цілому і його агрегатів, з одного боку і між швидкісними і тяговими властивостями автомобіля – з іншого.

Сучасні методи розрахунково-теоретичних досліджень дозволяють на початковій стадії проектування автомобіля, його агрегатів і деталей з великою достовірністю розрахунковим шляхом забезпечувати задані функціональні характеристики.

Тема курсового проекту «Аналіз конструкції зчеплення автомобіля Mercedes-Benz Citan, визначення його тягових і паливно-економічних характеристик та розрахунок його деталей».

1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1 Загальна характеристика автомобіля Mercedes-Benz Citan

Серійна модель була представлена на виставці «*IAA Commercial Vehicle Show*» в Ганновері у вересні 2012 року.

Серійна модель Citan доступна з декількома дизельними і бензиновими двигунами потужністю від 75 до 114 л.с.

Автомобіль пропонується в різних конфігураціях, включаючи фургон, вантажопасажирський фургон.

Mercedes-Benz Citan випускається з трьома варіантами колісної бази: компактна (3,94 м, тип кузова – *Panel Van*), довга (4,32 м, тип кузова – *Dualiner*) і дуже довга (4,71 м, тип кузова – *Traveliner*). Це, у свою чергу, дозволяє забезпечити великий вантажний об'єм: 2,4 м³, 3,1 м³ і 3,8 м³ відповідно.

На рисунку 1.1 представлений автомобіль Mercedes-Benz Citan фургон.



Рисунок 1.1 – Автомобіль Mercedes-Benz Citan фургон

Технічні данні автомобіля Mercedes-Benz Citan

Число місць 5

Колісна формула 4 × 2

Двигун:

МодельMercedes-Benz

Типбензиновий, рядний

Число циліндрів 4

Робочий об'єм, л 1,3 л

Ступінь стиснення 9,9

Електроустаткування:

Напруга бортової мережі, В 12

Акумулятори, В/А год 6СТ-55А

Генератор, В/Вт 37.3701

Зчеплення:

Тип однодискове, з діафрагмовою пружиною

Привід виключення зчеплення тросовий

Коробка передач:

Тип 5-ступ., з синхронізаторами на передачах переднього ходу

Управління механічне

Головна передача:

Тип циліндрова, косозуба

Диференціал конічний

Гальма:

Робоча гальмівна система:

передні гальма дискові

задні барабанні

Привід гідравлічний, двох контурний, по діагональній схемі, з вакуумним підсилювачем і регулятором гальмівних сил.

Гальмо стоянки на гальмівні механізми задніх коліс

Привідтросовий.

Колеса і шини:

Тип коліс дискові

Тип шин пневматичні

Розмір шин 165/70R13, 155/80R13

Тиск повітря в шинах, МПа 2,0

Підвіска:

Передня – незалежна, з амортизаційними стійками, циліндровими пружинами, нижніми поперечними важелями з розтяжками і стабілізатором поперечної стійкості (макферсон).

Задня – на подовжніх взаємозв'язаних важелях, з циліндровими пружинами і гідравлічними амортизаторами.

Рульовий механізм – шестерня-рейка.

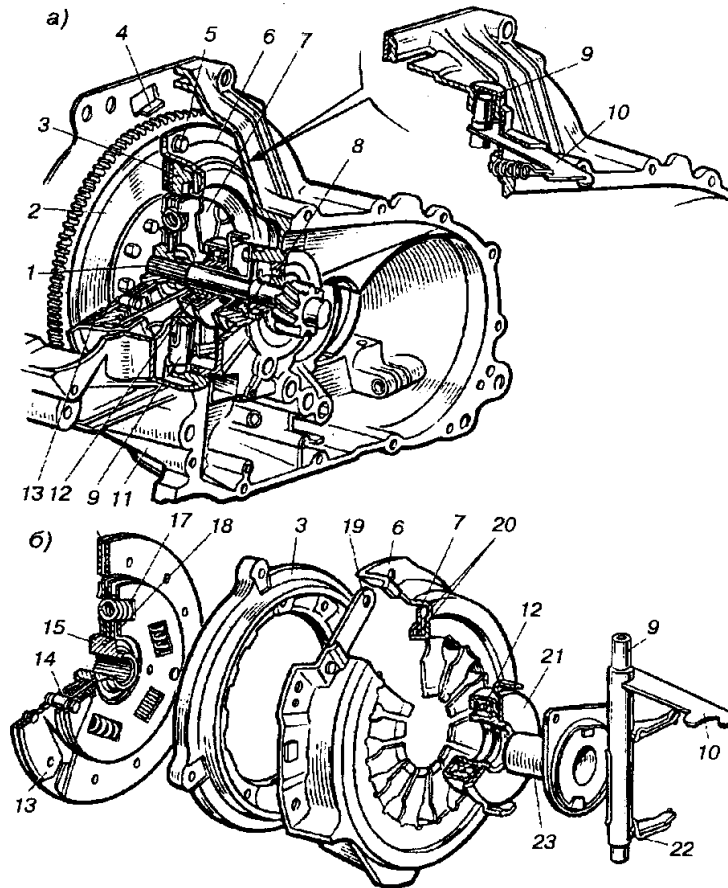
1.2 Опис конструкції та принцип роботи зчеплення автомобіля Mercedes-Benz Citan

Трансмсія автомобіля Mercedes-Benz Citan компактна і конструктивно виконана в одному агрегаті, що складається із зчеплення, коробки передач (з'єднаної з головною передачею) і диференціалом і приводом передніх коліс.

Зчеплення служить для передачі крутного моменту, від двигуна і дозволяє короткочасно від'єднати двигун від трансмісії і знов їх плавно з'єднати. Це необхідне робити для плавного руху з місця, при перемиканні передач, а також при пуску холодного двигуна при мінусових температурах.

Зчеплення автомобіля Mercedes-Benz Citan (рис. 1.2) розміщено в литому алюмінієвому картері 11, який кріпиться болтами до блоку циліндрів двигуна.

Кожух 6 зчеплення сталевий штампований. Разом з прикріпленими до нього деталями ведучої частини зчеплення він встановлюється на маховик на штифтах і кріпиться болтами.



а — в зборі; б — деталі зчеплення; 1 — первинний вал коробки передач; 2 — маховик; 3 і 7 — відповідно нажимний диск і пружина; 4 — шкала для перевірки моменту запалення; 5 — болт кріплення зчеплення до маховика; 6 і 11 — відповідно кожух і картер зчеплення; 8 — підшипник первинного валу коробки передач; 9 і 10 — відповідно вилка і важіль вилки виключення зчеплення; 12 — підшипник виключення зчеплення; 13 — відомий диск; 14 — упорний палець; 15 — маточина відомого диска; 16 — фрикційні накладки; 17 і 18 — відповідно пружина і диск гасителя крутильних коливань (демпфера); 19 — пластина, що сполучає кожух зчеплення і нажимний диск; 20 — опорні кільця нажимної пружини; 21 — муфта підшипника виключення зчеплення; 22 — сполучна пружина вилки і муфти підшипника виключення зчеплення; 23 — спрямовуюча втулка муфти підшипника виключення зчеплення

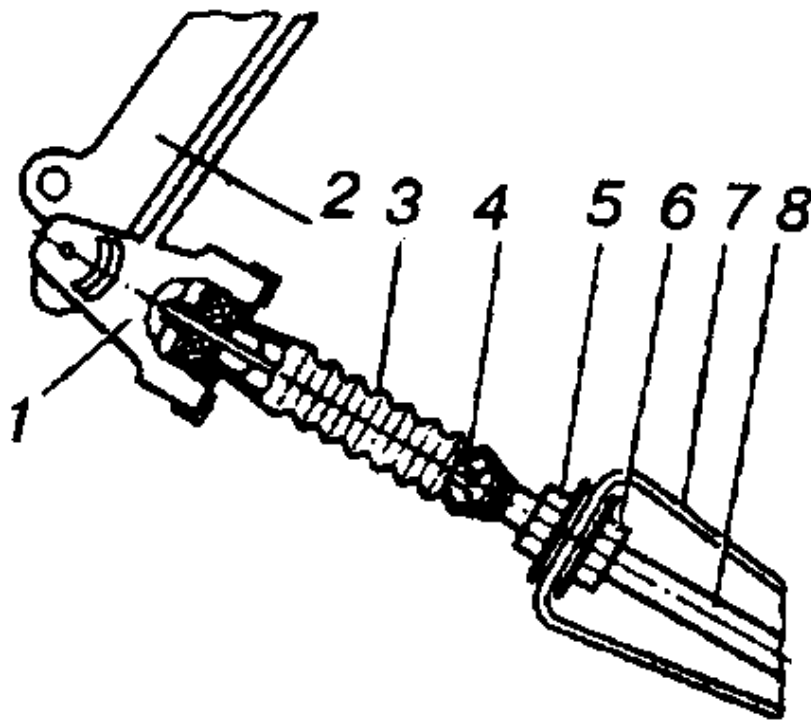
Рисунок 1.2 – Зчеплення автомобіля Mercedes-Benz Citan

Нажимна пружина 7 штампується з листової пружинної сталі у вигляді диска. Внутрішня частина дискової нажимної пружини поділена на пелюстки з радіальними прорізами, які закінчуються отворами, в котрі входять виступи кожуха. При збірці виступи загинаються, забезпечуючи кріплення нажимної пружини разом з опорними кільцями (шайбами) 20 до кожуха.

Нажимний диск 3 чавунний, має приливи для кріплення пружних пластин, за допомогою яких він кріпиться до кожуха.

Відомий диск 13 сталевий з прикріпленими за допомогою заклепок фрикційними накладками 16 і маточиною. Він має гаситель крутильних коливань, який забезпечує м'якість включення зчеплення і швидке погашення крутильних коливань за рахунок пружності пружин (демпферів) 17 і тертя між дисками гасителя і відомим диском.

Привід виключення зчеплення (рис. 1.3) механічний, складається з троса 4 із захисним гумовим чохлом 3, який кріпиться повідцем 1 до важеля 2 вилки виключення зчеплення. Наконечник троса 8 сполучений з педаллю зчеплення і має різьблення для регулювання ходу педалі зчеплення, яка здійснюється за допомогою регулювальної гайки 6. При натисненні на педаль 14 зчеплення за допомогою троса 4 переміщається важіль 2 вилки виключення зчеплення, яка, впливаючи через підшипник виключення зчеплення на нажимну пружину, відводить нажимний диск зчеплення від відомого і відбувається виключення зчеплення.



1 — повідець троса; 2 — важіль вилки виключення зчеплення; 3 — чохол; 4 — трос; 5 — контргайка; 6 — регулювальна гайка; 7 — кронштейн; 8 — наконечник троса

Рисунок 1.3 – Пристрій і регулювання механічного приводу зчеплення автомобіля Mercedes-Benz Citan

2 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА

2.1 Дослідження впливу потужності і моменту на швидкісну характеристику д.в.з. автомобіля Mercedes-Benz Citan

Визначаємо початкові дані автомобіля, що розраховується. Початкові дані для розрахунку і порівняння представлені в таблиці 2.1 [9].

Початкові дані, запозичені у автомобіля прототипу:

$G_{a\text{ сц}}$ – повна вага навантаженого автомобіля, на ведучий міст;

G_0 – вага спорядженого автомобіля;

$G_{0\text{ сц}}$ – те ж, на ведучий міст;

ω_N – кутова швидкість обертання колінчастого валу при максимальній потужності;

ω_M – кутова швидкість обертання колінчастого валу при максимальному моменті;

$\eta_{\text{тр}}$ – коефіцієнт корисної дії трансмісії;

H_a – висота автомобіля;

B_a – ширина автомобіля;

B_k – колія автомобіля;

K_b – коефіцієнт обтічності.

У автомобіля-прототипу також запозичуються кількість передач в КП (їх передавальні стосунки) і розміри шин, по якому визначається радіус кочення колеса [9].

Початкові дані, отримані розрахунковим шляхом:

N_{max} – максимальна потужність двигуна;

M_{max} – максимальний крутний момент двигуна;

u_0 – передавальне відношення головної передачі;

$u_{\text{кп}}$ – передавальні стосунки ступенів КП.

Таблиця 2.1 – Початкові дані автомобіля, що розраховується і автомобіля для порівняння (прототип)

Параметри автомобіля	Умовні позначення	Одиниці виміру	Числові знач.автомобіля для порівняння (Mercedes-Benz Citan)	Числові значення автомобіля, що розраховується	
Повна вага навантаженого автомобіля	G_a	Н	13750	13750	
Теж на ведучий міст	$G_{a,сц}$	Н	6325	6325	
Вага знятого автомобіля (тобто власна вага)	G_0	Н	9000	9000	
Теж на ведучий міст	$G_{0,сц}$	Н	4140	4140	
Максимальна швидкість	v_{max}	м/с	41,1	41,1	
Модель двигуна			Mercedes-Benz		
Максимальна потужність	N_{max}	кВт (к.с)	47 (63,7)	56,3	
Кутова швидкість обертання колінчатого вала при N_{max}	ω_N (n_N)	рад/с (об/хв)	560 (5350)	515 (4920)	
Максимальний крутний момент	$M_{к, max}$	Н·м	94	126	
Кутова швидкість обертання колінчатого вала при M_{max}	ω_M (n_M)	рад/с (об/хв)	335 (3200)	355 (3392)	
К.К.Д. трансмісії	$\eta_{тр}$		0,9	0,9	
Передаточне відношення головної передачі	i_0		3,94	3,78	
Передаточні числа коробки передач	i_1		3,636	2,62	
	i_2		1,96	1,92	
	i_3		1,357	1,38	
	i_4		0,941	1,0	
	i_5		0,784	0,724	
Розмір шин			175-70R13	175-70R13	
Габарити :	висота	H_a	м	1,335	1,335
	ширина	B_a	м	1,620	1,620
	колія	B_k	м	1,360	1,360
Коефіцієнт обтічності	K_b		0,24	0,24	
Коефіцієнт опору дороги	ψ_{max}			0,27	
Коефіцієнт опору кочення	f_0			0,015	

Потужність двигуна, необхідна для рівномірного руху повністю завантаженого автотранспортного засобу, визначається з умови його руху з максимальною швидкістю на рівній горизонтальній ділянці асфальтобетонного шосе. При цьому, потужність опору коченню, N_k , кВт, визначається по формулі

$$N_k = \frac{G_a \cdot f_v \cdot v_{\max}}{1000}, \quad (2.1)$$

де G_a – повна вага автотранспортного засобу (за наявності причепа, враховується повна вага причепа), Н;

v_{\max} – максимальна швидкість, відповідна технічній характеристиці автотранспортного засобу, м/с;

f_v – коефіцієнт опору коченню, відповідний максимальній швидкості, визначається по емпіричній залежності

$$f_v = f_0 \left(1 + \frac{v_{\max}^2}{1500} \right) \quad (2.2)$$

де f_0 – коефіцієнт опору коченню, відповідний невеликим швидкостям руху (встановлюється завданням). При швидкості менше 15...16 м/с значення коефіцієнта опору коченню f_v приймається постійним, рівним f_0 [1, 2, 9].

По формулах (2.2), і (2.1) визначаємо відповідні значення

$$f_v = 0,015 \left(1 + \frac{41,1^2}{1500} \right) = 0,032;$$

$$N_k = \frac{13750 \cdot 0,032 \cdot 41,1}{1000} = 18,1 \text{ кВт.}$$

Потужність опору повітря, N_b , кВт, визначається за формулою

$$N_b = \frac{K_b \cdot F \cdot v_{\max}^3}{1000} = \frac{W \cdot v_{\max}^3}{1000}, \quad (2.3)$$

де K_b – коефіцієнт обтічності, Н·с²/м⁴ (приймається по прототипу);

F – площа лобового опору м², приблизно може бути знайдена за формулою для легкових автомобілів:

$$F = 0,78 \cdot V_a \cdot H_a, \quad (2.4)$$

де V_a – габаритна ширина автомобіля, м;

H_a – габаритна висота автомобіля, м.

Звідси

$$F = 0,78 \cdot 1,62 \cdot 1,335 = 1,69 \text{ м}^2,$$

$$N_B = \frac{0,24 \cdot 1,69 \cdot 41,1^3}{1000} = 28,16 \text{ кВт.}$$

Множення $K_B \cdot F$ є чинником обтічності, $W, H \cdot c^2/m^2$.

Потужність двигуна при максимальній швидкості руху, N_v , кВт, визначається по формулі

$$N_v = (N_{K+B}) \frac{1}{\eta_{тр}}, \quad (2.5)$$

де $\eta_{тр}$ – коефіцієнт корисної дії трансмісії; значення ККД для автомобілів різних типів знаходиться в межах 0,8...0,92.

ККД трансмісії для нашого випадку приймається з табл. 2.1, $\eta_{тр} = 0,9$.

$$N_v = (18,1 + 28,16) \cdot \frac{1}{0,9} = 51,4 \text{ кВт.}$$

Кутова швидкість колінчастого валу ω_v при максимальній швидкості автомобіля v_{max} відрізняється від кутової швидкості ω_N при максимальній потужності двигуна N_{max} . Величина їх відношення вибирається залежно від призначення автомобіля і типу двигуна. Для автотранспортних засобів з карбюраторними двигунами величина відношення ω_v/ω_N приймається:

– для легкових автомобілів – 1,15...1,25 [1].

Максимальна потужність двигуна, N_{max} , кВт, визначається по емпіричній залежності

$$N_{max} = \frac{N_v}{a \cdot \frac{\omega_v}{\omega_N} + b \cdot \left(\frac{\omega_v}{\omega_N}\right)^2 - c \cdot \left(\frac{\omega_v}{\omega_N}\right)^3}, \quad (2.6)$$

де a, b, c – коефіцієнти, залежні від типу двигуна і конструкції камери згоряння. Їх величини рівні 1,0 [1].

Тоді

$$N_{max} = \frac{51,4}{1 \cdot 1,2 + 1 \cdot (1,2)^2 - 1 \cdot (1,2)^3} = 56,34 \text{ кВт.}$$

Для побудови зовнішньої швидкісної характеристики двигуна складаємо шкалу поточних кутових швидкостей ω_e колінчастого валу двигуна (Табл. 2.1) шляхом приблизно рівномірного розбиття на 8 інтервалів від ω_{\min} до ω_{\max} . В одержану шкалу ω_e вводимо на свої місця чотири характерні крапки: [1, 2]

ω_{\min} – мінімальна кутова швидкість колінчастого валу на холостому ходу знаходиться в межах 50...80 рад/с. Менше значення – для нижньоклапаних і дизелів, більше – для верхньоклапаних і форсованих двигунів. Для нашого випадку приймаємо $\omega_{\min} = 80$ рад/с.

ω_M – швидкість обертання колінчастого валу при максимальному крутному моменті, M_{\max} (приймається з табл. 2.1), $\omega_M = 355$ рад/с.

ω_N – швидкість обертання колінчастого валу при максимальній потужності N_{\max} (приймається з табл. 2.1), $\omega_N = 515$ рад/с.

$\omega_v = \omega_{\max}$ – максимальна кутова швидкість колінчастого валу вибирається із співвідношення $\omega_v/\omega_N = 1,20$.

Виходячи з вищевикладеного

$$\omega_v = \omega_{\max} = \omega_N \cdot 1,20;$$

$$\omega_v = 515 \cdot 1,2 = 618 \text{ рад/с.}$$

Тоді поточні значення потужності двигуна N_e , кВт, при різних значеннях поточних кутових швидкостей ω_e , будуть рівні

$$N_e = N_{\max} \left[a \frac{\omega_e}{\omega_N} + b \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - c \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3 \right]. \quad (2.7)$$

$$N_{80} = 56,34 \left[1,0 \frac{80}{515} + 1,0 \left(\frac{80}{515} \right)^2 - 1,0 \left(\frac{80}{515} \right)^3 \right] = 9,0 \text{ кВт.}$$

$$N_{(167)} = 56,34 \left[1,0 \frac{167}{515} + 1,0 \left(\frac{167}{515} \right)^2 - 1,0 \left(\frac{167}{515} \right)^3 \right] = 20,3 \text{ кВт;}$$

$$N_{(254)} = 56,34 \left[1,0 \frac{254}{515} + 1,0 \left(\frac{254}{515} \right)^2 - 1,0 \left(\frac{254}{515} \right)^3 \right] = 31,9 \text{ кВт;}$$

$$N_{(355)} = 56,34 \left[1,0 \frac{355}{515} + 1,0 \left(\frac{355}{515} \right)^2 - 1,0 \left(\frac{355}{515} \right)^3 \right] = 44,0 \text{ кВт};$$

$$N_{(428)} = 56,34 \left[1,0 \frac{428}{515} + 1,0 \left(\frac{428}{515} \right)^2 - 1,0 \left(\frac{428}{515} \right)^3 \right] = 50,8 \text{ кВт};$$

$$N_{(515)} = 56,34 \left[1,0 \frac{515}{515} + 1,0 \left(\frac{515}{515} \right)^2 - 1,0 \left(\frac{515}{515} \right)^3 \right] = 56,3 \text{ кВт};$$

$$N_{(575)} = 56,34 \left[1,0 \frac{575}{515} + 1,0 \left(\frac{575}{515} \right)^2 - 1,0 \left(\frac{575}{515} \right)^3 \right] = 55,6 \text{ кВт};$$

$$N_{(618)} = 56,34 \left[1,0 \frac{618}{515} + 1,0 \left(\frac{618}{515} \right)^2 - 1,0 \left(\frac{618}{515} \right)^3 \right] = 55,1 \text{ кВт}.$$

Обчислені значення N_e , для прийнятих значень ω_e , заносимо в таблицю 2.2.

Значення крутного моменту, M_e , Н·м, визначається по залежності

$$M_e = 1000 \frac{N_e}{\omega_e} . \quad (2.8)$$

$$M_{80} = 1000 \frac{9,0}{80} = 112,5 \text{ Н·м};$$

$$M_{167} = 1000 \frac{20,3}{167} = 122 \text{ Н·м};$$

$$M_{254} = 1000 \frac{31,9}{254} = 126 \text{ Н·м};$$

$$M_{355} = 1000 \frac{44}{355} = 124 \text{ Н·м};$$

$$M_{428} = 1000 \frac{50,8}{428} = 119 \text{ Н·м};$$

$$M_{515} = 1000 \frac{56,3}{515} = 108 \text{ Н·м};$$

$$M_{575} = 1000 \frac{55,6}{575} = 98 \text{ Н·м};$$

$$M_{618} = 1000 \frac{55,1}{618} = 89 \text{ Н·м}.$$

Обчислені значення M_e , для прийнятих значень ω_e , заносимо в таблицю 2.2.

Емпіричний коефіцієнт, K_a , значення якого залежить від прийнятих проміжних поточних величин частоти обертання колінчастого валу двигуна і співвідношення ω_e/ω_N , визначається по формулі

$$K_a = \left[a \frac{\omega_e}{\omega_N} + b \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - c \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3 \right]. \quad (2.9)$$

$$K_{80} = \left[1,0 \frac{80}{515} + 1,0 \left(\frac{80}{515} \right)^2 - 1,0 \left(\frac{80}{515} \right)^3 \right] = 0,142;$$

$$K_{167} = \left[1,0 \frac{167}{515} + 1,0 \left(\frac{167}{515} \right)^2 - 1,0 \left(\frac{167}{515} \right)^3 \right] = 0,395;$$

$$K_{254} = \left[1,0 \frac{254}{515} + 1,0 \left(\frac{254}{515} \right)^2 - 1,0 \left(\frac{254}{515} \right)^3 \right] = 0,616;$$

$$K_{355} = \left[1,0 \frac{355}{515} + 1,0 \left(\frac{355}{515} \right)^2 - 1,0 \left(\frac{355}{515} \right)^3 \right] = 0,839;$$

$$K_{428} = \left[1,0 \frac{428}{515} + 1,0 \left(\frac{428}{515} \right)^2 - 1,0 \left(\frac{428}{515} \right)^3 \right] = 0,948 ;$$

$$K_{515} = \left[1,0 \frac{515}{515} + 1,0 \left(\frac{515}{515} \right)^2 - 1,0 \left(\frac{515}{515} \right)^3 \right] = 1,0;$$

$$K_{575} = \left[1,0 \frac{575}{515} + 1,0 \left(\frac{575}{515} \right)^2 - 1,0 \left(\frac{575}{515} \right)^3 \right] = 0,971 \text{ кВт};$$

$$K_{618} = \left[1,0 \frac{618}{515} + 1,0 \left(\frac{618}{515} \right)^2 - 1,0 \left(\frac{618}{515} \right)^3 \right] = 0,86 \text{ кВт}.$$

Обчислені значення K_a , заносимо в таблицю 2.2.

За наслідками таблиці 2.2 будуюмо графік зовнішньої швидкісної характеристики двигуна автомобіля Mercedes-Benz Citan, який представлений на кресленні курсового проекту.

Таблиця 2.2 – Параметри зовнішньої швидкісної характеристики двигуна автомобіля Mercedes-Benz Citan

Характерні крапки	ω_{\min}	ω_{e1}	ω_{e2}	ω_M	ω_{e3}	ω_N	ω_{e4}	ω_b
ω_e/ω_N	0,155	0,324	0,493	0,690	0,831	1,0	1,117	1,2
K_a	0,142	0,395	0,616	0,839	0,948	1,0	0,971	0,960
ω_e , рад/с	80	167	254	355	428	515	575	618
N_e , кВт	9,0	20,3	31,9	44,0	50,8	56,3	55,6	55,1
M_e , кВт	113	122	126	124	119	108	98	89

2.2 Визначення передаточних чисел трансмісії автомобіля Mercedes-Benz Citan

Мінімальне передавальне число трансмісії визначають з умови заданої максимальної швидкості руху автомобіля [1, 2, 9]

$$i_{\text{тр. min}} = \frac{\omega_{\max} r_k}{v_{\max}}, \quad (2.10)$$

де ω_{\max} – максимальна швидкість колінчастого валу двигуна, рад/с;

для двигунів з бензиновими двигунами вона розраховується по формулі

$$\omega_{\max. \text{ бенз. дв}} = \frac{\omega_M}{3} + 50 \cdot \pi, \quad (2.11)$$

v_{\max} – максимальна швидкість руху автомобіля, м/с;

r_k – радіус кочення колеса, м.

Приймаємо $r_k \approx r_{\text{ст}} \approx r_d$.

Динамічний радіус колеса, r_d , м, можна визначити з деяким наближенням за формулою

$$r_d \approx \left[\frac{d}{2} + H(1 - \lambda_{\text{ш}}) \right], \quad (2.12)$$

де d – діаметр обода колеса, м;

H – висота профілю шини м; $H \approx 0,9B$,

(2.13)

де B – ширина профілю шини, м;

$\lambda_{ш}$ – коефіцієнт радіальної деформації шини, для стандартних і широкопрофільних шин $\lambda_{ш}$ знаходиться в межах від 0,1 до 0,16, а для арочних шин і пневмокотків – від 0,2 до 0,3.

З таблиці 2.1 і формули (2.12) визначаємо параметри шини

$$B = 175 \text{ мм}; H = 0,9 \cdot 175 = 157,5 \text{ мм};$$

$$d = 330,2 \text{ мм}.$$

$$\text{Приймаємо } \lambda_{ш} = 0,13.$$

Підставляючи знайдені параметри у формули (2.12), (2.11), (2.10) визначаємо відповідні значення

$$r_d = \left[\frac{330,2 \cdot 10^{-3}}{2} + 157,5 \cdot 10^{-3} (1 - 0,13) \right] = 0,302 \text{ м}.$$

$$\omega_{\text{max.карб.дв}} = \frac{355}{3} + 50 \cdot 3,14 = 275,33 \text{ рад/с}.$$

$$i_{\text{тр.мин}} = \frac{275,33 \cdot 0,302}{41,1} = 2,02.$$

Одночасно

$$i_{\text{тр.мин}} = i_{\text{КПП.мин}} i_{\text{р.к.мин}} i_0, \quad (2.14)$$

де $i_{\text{КПП.мин}}$ – мінімальне передавальне число коробки передач;

$i_{\text{р.к.мин}}$ – передавальне число роздавальної коробки, якщо вона відсутня, то $i_{\text{р.к.мин}} = 1$.

i_0 – передавальне число головної передачі.

Якщо передбачається тривало використовувати коробку передач на останній, прямій передачі, то приймають $i_{\text{КПП.мин}} = 1,0$. При двоваловій коробці передач (легкові передньопривідні автомобілі) $i_{\text{КПП.мин}} = 0,70 \dots 0,96$. Якщо на вантажних автомобілях тривало використовується коробка передач спільно з роздавальною коробкою (дільником або демультіплікатором), то $i_{\text{КПП.мин}} = 0,71 \dots 0,82$.

Прийнявши $i_{\text{КПП.мин}} = 0,8$ і $i_{\text{р.к.мин}} = 1,0$ обчислюють передавальне число головної передачі за формулою

$$i_0 = \frac{i_{\text{тр.мин}}}{i_{\text{КПП.мин}} \cdot i_{\text{р.к.мин}}}, \quad (2.15)$$

$$i_0 = \frac{2,02}{0,8 \cdot 1} = 2,53 .$$

Передаточне число головної передачі, i_0 , визначається з умови забезпечення максимальної швидкості руху автомобіля

$$i_0 = \frac{\omega_N \cdot r_k}{v_{\max}} , \quad (2.16)$$

$$i_0 = \frac{515 \cdot 0,302}{41,1} = 3,78 .$$

Максимальне передаточне число трансмісії, $i_{\text{тр.макс}}$, визначають з умови подолання автомобілем максимального дорожнього опору

$$i_{\text{тр.макс}} = \frac{\psi_{\max} \cdot G_a \cdot r_d}{M_{\text{к.макс}} \cdot \eta_{\text{тр}}} , \quad (2.17)$$

де ψ_{\max} – максимальне значення коефіцієнта опору дороги. З початкових даних $\psi_{\max} = 0,41$;

$M_{\text{к.макс}}$ – максимальний крутний момент двигуна, Н·м.

$$i_{\text{тр.макс}} = \frac{0,27 \cdot 13750 \cdot 0,302}{126 \cdot 0,9} = 9,89 .$$

Розраховану величину $i_{\text{тр.макс}}$ перевіряють з умов зчеплення ведучих коліс автомобіля з полотном дороги

$$i_{\text{тр.макс.пров}} \leq \frac{\varphi \cdot G_{\text{а.сц}} \cdot r_d}{M_{\text{к.макс}} \cdot \eta_{\text{тр}}} , \quad (2.18)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення ведучих коліс автомобіля з дорогою, приймається рівним 0,6...0,8; приймаємо, для нашого випадку $\varphi = 0,8$;

$G_{\text{а.сц}}$ – сила тяжкості від повної ваги автомобіля, що доводиться на ведучі колеса, Н.

$$G_{\text{а.сц}} = 6325 \text{ Н.}$$

$$i_{\text{тр.макс.пров}} = \frac{0,8 \cdot 6325 \cdot 0,302}{126 \cdot 0,9} = 13,48 .$$

$$9,89 \leq 13,48 .$$

Оскільки приведена нерівність виконується, то обчислену величину $i_{\text{тр.мах}}$ можна приймати для подальших обчислень.

Виходячи з того, що

$$i_{\text{тр.мах}} = i_1 \cdot i_{\text{д.к.мах}} \cdot i_0, \quad (2.19)$$

де i_1 – передавальне число першої передачі;

$i_{\text{д.к.мах}}$ – максимальне передавальне число додаткової (роздавальної) коробки передач (якщо додаткова коробка передач відсутня, то $i_{\text{д.к.мах}} = 1,0$);

знаходимо передаточне число першої передачі

$$i_1 = \frac{i_{\text{тр.мах}}}{i_{\text{д.к.мах}} \cdot i_0}, \quad (2.20)$$

$$i_1 = \frac{9,89}{1 \cdot 3,78} = 2,62.$$

Або, той самий вираз (2.20) можна представити у вигляді

$$i_1 = \frac{G_a \cdot \Psi_{\text{мах}} \cdot r_d}{M_{\text{к.мах}} \cdot i_0 \cdot i_{\text{р.к.мах}} \cdot \eta_{\text{тр}}}, \quad (2.21)$$

$$i_1 = \frac{13750 \cdot 0,27 \cdot 0,302}{126 \cdot 3,78 \cdot 1 \cdot 0,9} = 2,62.$$

Набуте значення передавального числа першої передачі перевіряється по умові виключення буксування ведучих коліс

$$i_{1\text{пров}} \leq \frac{G_{\text{а.сц}} \cdot m_2 \cdot \varphi \cdot r_d}{M_{\text{к.мах}} \cdot i_0 \cdot i_{\text{р.к.мах}} \cdot \eta_{\text{тр}}}, \quad (2.22)$$

де m_2 – коефіцієнт зміни радіальних реакцій на ведучих колесах автомобіля, приймається 1,1...1,2; приймаємо, для нашого випадку $m_2 = 1,15$.

$$2,62 \leq \frac{6325 \cdot 1,15 \cdot 0,8 \cdot 0,302}{126 \cdot 3,78 \cdot 1 \cdot 0,9} = 4,1.$$

$$2,62 \leq 4,1.$$

Набуте значення передавального числа першої передачі, i_1 , задовольняє умові виключення буксування ведучих коліс.

Передаточні числа проміжних ступенів коробки передач визначаються по емпіричній залежності

$$i_m = \sqrt[n-2]{i_1^{n-1-m}}, \quad (2.23)$$

де n – кількість передач;

m – порядковий номер ступеня, що розраховується;

i_1 – передавальне число першого ступеня з умови подолання ψ_{\max} .

$$i_2 = \sqrt[3]{2,62^{5-1-2}} = 1,92;$$

$$i_3 = \sqrt[3]{2,62^{5-1-3}} = 1,38;$$

$$i_4 = \sqrt[3]{2,62^{5-1-4}} = 1,0;$$

$$i_5 = \sqrt[3]{2,62^{5-1-5}} = 0,724.$$

Результати розрахунків передавальних чисел коробки передач і головної передачі порівнюємо з даними прототипного автомобіля і складаємо таблицю 2.3.

Таблиця 2.3 – Передавальні числа КПП і головної передачі автомобіля Mercedes-Benz Citan

	i_1	i_2	i_3	i_4	i_5	i_0
Розрахунк.	2,62	1,92	1,38	1,0	0,724	3,78
Прототип	3,636	1,96	1,357	0,941	0,784	3,94

2.3 Дослідження впливу швидкості автомобіля Mercedes-Benz Citan на шляхову витрату палива

Паливно-економічна характеристика – це залежність путньої витрати палива на різних передачах залежно від швидкості руху. Шляхова витрата палива – це кількість палива в літрах, що затрачує автомобіль на 100 км пройденного шляху. В загальному випадку рівняння витрати палива має вигляд

$$q_{\Pi} = \frac{g_e}{36 \cdot v \cdot \rho_T \cdot \eta_{TP}} \cdot \left(N_D + N_B + N_I \right), \quad (2.24)$$

де ρ_T – густина палива, г/см^3 ,

для бензину $\rho_T = 0,75 \text{г/см}^3$.

g_e – питома ефективна витрата палива, г/кВт·г.

Звичайно при розрахунку путньої витрати палива q_{Π} приймають, що рух рівномірний на горизонтальній дорозі, тобто $N_{и} = 0$; $N_{Д} = N_{К}$.

Тоді

$$q_{\Pi} = \frac{g_e}{36 \cdot v \cdot \rho_T \cdot \eta_{Tp}} \cdot (N_{К} + N_{В}). \quad (2.25)$$

Залежність $g_e = f(N_e, n)$ звичайно відсутня. В цих випадках для визначення питомої ефективної витрати палива g_e користуються наближеним методом його визначення

$$g_e = g_{eN} \cdot K_I \cdot K_{\omega}, \quad (2.26)$$

де g_{eN} – питома витрата палива при $N_{e \max}$,

для автомобіля Mercedes-Benz Citan $g_{eN} = 132$ г/кВт·год [9];

K_I – коефіцієнт, що враховує залежність g_e від коефіцієнта використання потужності I ;

K_{ω} – коефіцієнт, що враховує залежність g_e від частоти обертання колінчастого валу двигуна n_e (або кутової швидкості ω_e колінчастого валу двигуна).

Коефіцієнт K_I визначаємо за формулою

$$K_I = A - BI + CI^2. \quad (2.27)$$

Значення коефіцієнтів для бензинових двигунів наступні [1, 2, 9]

$A = 2,75$; $B = 4,61$; $C = 2,58$.

Коефіцієнт K_{ω} визначаємо за формулою

$$K_{\omega} = A - B \frac{\omega}{\omega_N} + C \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^2. \quad (2.28)$$

Для всіх видів двигунів $A = 1,23$; $B = 0,792$; $C = 0,56$ [1, 2, 9].

Коефіцієнт використання потужності I визначаємо з виразу

$$I = \frac{N_{К} + N_{В}}{N_e \cdot \eta_{Tp} \cdot K_p}, \quad (2.29)$$

де K_p – коефіцієнт корекції зовнішньої швидкісної характеристики двигуна, $K_p = 0,95$.

Значення потужності двигуна N_e , кВт, для прийнятих швидкостях руху автомобіля визначаємо за формулою (2.7), а саме

$$N_e = N_{\max} \left[a \frac{\omega_e}{\omega_N} + b \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - c \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3 \right] \quad (N_{\max} \text{ дивись з табл. 2.1}).$$

Кутову швидкість обертання колінчастого валу ω_e , рад/с, визначаємо по формулі

$$\omega_e = \frac{v \cdot i_{\text{кп. висш}} \cdot i_0}{r_k}, \quad (2.30)$$

де $i_{\text{кп. висш}}$ – передавальне число коробки передач на IV передачі;

i_0 – передаточне число головної передачі;

r_k – радіус кочення колеса, м.

Виходячи з досвіду руху автомобіля Mercedes-Benz Citan приймаємо швидкості $v = 10, 15, 25, 30, 36, 41,1$ м/с.

$$\omega_{e10} = \frac{10 \cdot 1,0 \cdot 3,78}{0,302} = 125 \text{ рад/с}; \quad \omega_{e15} = \frac{15 \cdot 1,0 \cdot 3,78}{0,302} = 188 \text{ рад/с};$$

$$\omega_{e25} = \frac{25 \cdot 1,0 \cdot 3,78}{0,302} = 313 \text{ рад/с}; \quad \omega_{e30} = \frac{30 \cdot 1,0 \cdot 3,78}{0,302} = 375 \text{ рад/с};$$

$$\omega_{e36} = \frac{36 \cdot 1,0 \cdot 3,78}{0,302} = 450 \text{ рад/с}; \quad \omega_{e41,1} = \frac{41,1 \cdot 1,0 \cdot 3,78}{0,302} = 514 \text{ рад/с}.$$

$$N_{e10} = 56,3 \left[1,0 \frac{125}{515} + 1,0 \left(\frac{125}{515} \right)^2 - 1,0 \left(\frac{125}{515} \right)^3 \right] = 16,2 \text{ кВт};$$

$$N_{e15} = 56,3 \left[1,0 \frac{188}{515} + 1,0 \left(\frac{188}{515} \right)^2 - 1,0 \left(\frac{188}{515} \right)^3 \right] = 25,3 \text{ кВт};$$

$$N_{e25} = 56,3 \left[1,0 \frac{313}{515} + 1,0 \left(\frac{313}{515} \right)^2 - 1,0 \left(\frac{313}{515} \right)^3 \right] = 42,4 \text{ кВт};$$

$$N_{e30} = 56,3 \left[1,0 \frac{375}{515} + 1,0 \left(\frac{375}{515} \right)^2 - 1,0 \left(\frac{375}{515} \right)^3 \right] = 49,1 \text{ кВт};$$

$$N_{e\ 36} = 56,3 \left[1,0 \frac{450}{515} + 1,0 \left(\frac{450}{515} \right)^2 - 1,0 \left(\frac{450}{515} \right)^3 \right] = 54,7 \text{ кВт};$$

$$N_{e\ 41,1} = 56,3 \left[1,0 \frac{514}{515} + 1,0 \left(\frac{514}{515} \right)^2 - 1,0 \left(\frac{514}{515} \right)^3 \right] = 56,3 \text{ кВт}.$$

Значення N_k и N_b , кВт, визначаємо з виразів

$$N_{ke} = \frac{G_a \cdot f_e \cdot v_e}{1000}, \quad (2.31)$$

де v_e – підібрані, довільно, швидкості руху автомобіля, м/с,

f_e – коефіцієнт опору коченню на відповідній швидкості.

$$N_{be} = \frac{K_b \cdot F \cdot v^3}{1000} = \frac{W \cdot v^3}{1000}. \quad (2.32)$$

Коефіцієнт K_b приймаємо рівним 0,24 Н·с²/м⁴ [табл.2.1], а площу лобового опору F приймаємо рівним 1,69 м² [дивись вище КП].

Як вже наголошувалося вище, при швидкості руху автомобіля менш за 15 м/с $f_v = f_0$, тобто по умові завдання на курсовий проект $f_0 = 0,015$ При більш високих швидкостях коефіцієнт f_v визначають за формулою (2.2), тобто

$$f_v = f_0 \left(1 + \frac{v_{\max}^2}{1500} \right). \text{ Тоді}$$

$$f_{v=25 \text{ м/с}} = 0,015 \left(1 + \frac{25^2}{1500} \right) = 0,021;$$

$$f_{v=30 \text{ м/с}} = 0,015 \left(1 + \frac{30^2}{1500} \right) = 0,024;$$

$$f_{v=36 \text{ м/с}} = 0,015 \left(1 + \frac{36^2}{1500} \right) = 0,028;$$

$$f_{v=41,1 \text{ м/с}} = 0,015 \left(1 + \frac{41,1^2}{1500} \right) = 0,032.$$

$$N_{k10} = \frac{13750 \cdot 0,015 \cdot 10}{1000} = 2,1 \text{ кВт}; \quad N_{k15} = \frac{13750 \cdot 0,015 \cdot 15}{1000} = 3,1 \text{ кВт};$$

$$N_{к25} = \frac{13750 \cdot 0,021 \cdot 25}{1000} = 7,2 \text{ кВт}; \quad N_{к30} = \frac{13750 \cdot 0,024 \cdot 30}{1000} = 9,9 \text{ кВт};$$

$$N_{к36} = \frac{13750 \cdot 0,028 \cdot 36}{1000} = 13,9 \text{ кВт}; \quad N_{к41,1} = \frac{13750 \cdot 0,032 \cdot 41,1}{1000} = 18,1 \text{ кВт.}$$

$$N_{в10} = \frac{0,24 \cdot 1,69 \cdot 10^3}{1000} = 0,41 \text{ кВт}; \quad N_{в15} = \frac{0,24 \cdot 1,69 \cdot 15^3}{1000} = 1,37 \text{ кВт};$$

$$N_{в25} = \frac{0,24 \cdot 1,69 \cdot 25^3}{1000} = 6,34 \text{ кВт}; \quad N_{в30} = \frac{0,24 \cdot 1,69 \cdot 30^3}{1000} = 11,0 \text{ кВт};$$

$$N_{в36} = \frac{0,24 \cdot 1,69 \cdot 36^3}{1000} = 18,9 \text{ кВт}; \quad N_{в41,1} = \frac{0,24 \cdot 1,69 \cdot 41,1^3}{1000} = 28,2 \text{ кВт.}$$

Тоді

$$I_{10} = \frac{2,1 + 0,41}{16,2 \cdot 0,9 \cdot 0,95} = 0,18; \quad I_{15} = \frac{3,1 + 1,37}{25,3 \cdot 0,9 \cdot 0,95} = 0,21;$$

$$I_{25} = \frac{7,2 + 6,34}{42,4 \cdot 0,9 \cdot 0,95} = 0,37; \quad I_{30} = \frac{9,9 + 11,0}{49,1 \cdot 0,9 \cdot 0,95} = 0,50;$$

$$I_{36} = \frac{13,9 + 18,9}{54,7 \cdot 0,9 \cdot 0,95} = 0,70; \quad I_{41,1} = \frac{18,1 + 28,2}{56,3 \cdot 0,9 \cdot 0,95} = 0,96.$$

Визначаємо коефіцієнт K_I за формулою (2.27)

$$K_{I10} = 2,75 - 4,61 \cdot 0,18 + 2,58 \cdot 0,18^2 = 2,04;$$

$$K_{I15} = 2,75 - 4,61 \cdot 0,21 + 2,58 \cdot 0,21^2 = 1,90;$$

$$K_{I25} = 2,75 - 4,61 \cdot 0,37 + 2,58 \cdot 0,37^2 = 1,39;$$

$$K_{I30} = 2,75 - 4,61 \cdot 0,50 + 2,58 \cdot 0,50^2 = 1,09;$$

$$K_{I36} = 2,75 - 4,61 \cdot 0,70 + 2,58 \cdot 0,70^2 = 0,78;$$

$$K_{I41,1} = 2,75 - 4,61 \cdot 0,96 + 2,58 \cdot 0,96^2 = 0,70.$$

Визначаємо коефіцієнт $K_{ч}$ по формулі (2.28) для інтервала частот ω_e від 125 до 514 рад/с.

Для всіх видів двигунів $A = 1,23$; $B = 0,792$; $C = 0,56$ [1].

$$K_{ч125} = 1,23 - 0,792 \frac{125}{514} + 0,56 \left(\frac{125}{514} \right)^2 = 1,07;$$

$$K_{ч188} = 1,23 - 0,792 \frac{188}{514} + 0,56 \left(\frac{188}{514} \right)^2 = 1,02;$$

$$K_{ч\ 313} = 1,23 - 0,792 \frac{313}{514} + 0,56 \left(\frac{313}{514} \right)^2 = 0,956;$$

$$K_{ч\ 375} = 1,23 - 0,792 \frac{375}{514} + 0,56 \left(\frac{375}{514} \right)^2 = 0,828;$$

$$K_{ч\ 450} = 1,23 - 0,792 \frac{450}{514} + 0,56 \left(\frac{450}{514} \right)^2 = 0,966;$$

$$K_{ч\ 514} = 1,23 - 0,792 \frac{514}{514} + 0,56 \left(\frac{514}{514} \right)^2 = 0,998.$$

Визначаємо питому ефективну витрату палива

$$g_{e\ 125} = 132 \cdot 2,00 \cdot 1,07 = 282 \text{ г/кВт}\cdot\text{год};$$

$$g_{e\ 188} = 132 \cdot 1,90 \cdot 1,02 = 256 \text{ г/кВт}\cdot\text{год};$$

$$g_{e\ 313} = 132 \cdot 1,39 \cdot 0,956 = 175 \text{ г/кВт}\cdot\text{год};$$

$$g_{e\ 375} = 132 \cdot 1,09 \cdot 0,828 = 119 \text{ г/кВт}\cdot\text{год};$$

$$g_{e\ 450} = 132 \cdot 0,86 \cdot 0,957 = 109 \text{ г/кВт}\cdot\text{год};$$

$$g_{e\ 514} = 132 \cdot 0,70 \cdot 0,998 = 92 \text{ г/кВт}\cdot\text{год}.$$

Визначаємо шляхову витрату палива при русі автомобіля Mercedes-Benz

Citan з вибраними швидкостями

$$q_{п\ 125} = \frac{282}{36 \cdot 10 \cdot 0,75 \cdot 0,9} \cdot (2,1 + 0,41) = 3,95 \text{ л/100 км};$$

$$q_{п\ 188} = \frac{256}{36 \cdot 15 \cdot 0,75 \cdot 0,9} \cdot (3,1 + 1,37) = 3,10 \text{ л/100 км};$$

$$q_{п\ 313} = \frac{175}{36 \cdot 25 \cdot 0,75 \cdot 0,9} \cdot (7,2 + 6,3) = 3,88 \text{ л/100 км};$$

$$q_{п\ 375} = \frac{119}{36 \cdot 30 \cdot 0,75 \cdot 0,9} \cdot (9,9 + 11,0) = 4,00 \text{ л/100 км};$$

$$q_{п\ 450} = \frac{109}{36 \cdot 36 \cdot 0,75 \cdot 0,9} \cdot (13,9 + 18,9) = 4,30 \text{ л/100 км};$$

$$q_{п\ 514} = \frac{92}{36 \cdot 41,1 \cdot 0,75 \cdot 0,9} \cdot (18,1 + 28,2) = 4,5 \text{ л/100 км}.$$

Результати обчислень заносимо в таблицю 2.4.

За наслідками таблиці 2.4 будемо графік паливно-економічної характеристики автомобіля Mercedes-Benz Citan, який представлений на кресленні курсового проекту.

Таблиця 2.4 – Результати розрахунку залежності $q_{п} = f(v)$ автомобіля Mercedes-Benz Citan

v , м/с	10	15	25	30	35	41,1
ω_e , рад/с	125	188	313	375	450	514
f	0,015	0,015	0,021	0,024	0,028	0,032
N_k , кВт	2,1	3,1	7,2	9,9	13,9	18,1
N_b , кВт	0,41	1,37	6,3	11,0	18,9	28,2
N_e , кВт	16,2	25,3	42,4	49,1	54,7	56,3
I	0,18	0,21	0,37	0,50	0,70	0,96
K_I	2,00	1,90	1,39	1,09	0,78	0,70
K_{η}	1,07	1,02	0,956	0,828	0,966	0,998
g_e , г/кВт·год	282	256	175	119	109	92
$q_{п}$, л/100 км	3,95	3,10	3,82	4,0	4,3	4,5

2.4 Розрахунок фрикційного дискового зчеплення автомобіля Mercedes-Benz Citan

Завданням розрахунку зчеплення є визначення його геометричних і силових параметрів (розрахункового моменту, сили тиску фрикційних поверхонь, ходу виключення нажимного диска і т.д.) залежно від заданого крутного моменту двигуна.

За величину розрахункового моменту приймається величина максимального моменту тертя зчеплення, M_c , Н·м, який визначається за формулою

$$M_c = \beta \cdot M_{e_{\max}}, \quad (2.33)$$

де β – коефіцієнт запасу зчеплення;

$M_{e_{\max}}$ – максимальний крутний момент двигуна, Н·м.

Коефіцієнт запасу зчеплення β вибирається залежно від типу зчеплення, конструкції, умов експлуатації.

Якщо коефіцієнт β малий, то при включенні зчеплення буксування буде значним, що може викликати перегрів пар тертя. Якщо має велике значення, зростають тиск на педаль і додаткові навантаження в трансмісії.

Величина β для автомобіля змінюється залежно від величини моменту M_c , величина якого змінюється із зміною кутової швидкості обертання колінчастого валу. При малій потужності (наприклад, використання автомобіля з причепом) відсоток використання моменту двигуна при русі автомобіля зростає. В цьому випадку коефіцієнт β повинен бути прийнятий більш високий, що дозволить понизити величину буксування зчеплення.

Приймаємо $\beta = 1,08$.

$M_{e \max} = 126 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (дивись таблицю розрахункових параметрів зовнішньої швидкісної характеристики двигуна автомобіля Mercedes-Benz Citan)

$$M_c = 1,08 \cdot 126 = 136 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Сумарне зусилля пружин на диску, P_Σ , Н, визначається за формулою

$$P_\Sigma = \frac{M_{e \max} \cdot \beta}{R_{cp} \cdot z \cdot \mu}, \quad (2.34)$$

де R_{cp} – середній радіус тертя, м;

z – число пар поверхонь тертя зчеплення;

μ – коефіцієнт тертя.

Середній радіус тертя, R_{cp} , м; визначається за формулою

$$R_{cp} = \frac{D + d}{4}, \quad (2.35)$$

де D і d – зовнішній і внутрішній діаметри фрикційних кілець, м.

Розміри фрикційного кільця відомого диска зчеплення можна вибрати з конструктивних міркувань, наприклад, враховуючи розміри маховика двигуна, а також можна визначити по емпіричній залежності

$$D = 31,7 \sqrt{\frac{M_{e \max}}{A}}, \quad (2.36)$$

де D – зовнішній діаметр фрикційного кільця, мм;

A – коефіцієнт, що враховує характер експлуатаційного режиму роботи зчеплення, який має значення:

– для легкових автомобілів $A = 5,3$ [5, 7, 10].

$$D = 31,7 \sqrt{\frac{126}{5,3}} = 154,6 \text{ мм.}$$

Приймаємо $D = 150$ мм.

Внутрішній діаметр відомого диска або фрикційного кільця, d , мм, визначають за формулою

$$d = (0,55 \dots 0,75) \cdot D, \quad (2.37)$$

$$d = (0,55 \dots 0,75) \cdot 150 = 82,5 \dots 112,5 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d = 100$ мм.

$$R_{\text{cp}} = \frac{150 + 100}{4} = 62,5 \text{ мм} = 62,5 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Число пар поверхонь тертя, z , перевіряється за формулою

$$z = \frac{M_{\text{e max}} \cdot \beta}{T \cdot R_{\text{cp}}}, \quad (2.38)$$

де T – сила тертя однієї поверхні, Н.

Сила тертя однієї поверхні, T , Н, визначається за формулою

$$T = \mu \cdot q \cdot F. \quad (2.39)$$

Для фрикційних азбестових тканинних накладок завтовшки 4,0 мм, які витримують тиск $q = 0,15 \dots 0,30$ МПа, тривалі температури до 200 °С, короточасні до 300 °С, в зіткненні з маховиком з СЧ 15 мають коефіцієнт тертя $\mu = 0,44 \dots 0,52$ [5, 7, 10].

Приймаємо $q = 0,23$ МПа, $\mu = 0,48$.

Площа однієї поверхні тертя, F , м², визначається за формулою

$$F = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}, \quad (2.40)$$

$$F = \frac{3,14 \cdot (0,15^2 - 0,1^2)}{4} = 0,0098 \text{ м}^2.$$

$$T = 0,48 \cdot 0,23 \cdot 10^6 \cdot 0,0098 = 1032 \text{ Н.}$$

$$z = \frac{126 \cdot 1,08}{1032 \cdot 62,5 \cdot 10^{-3}} = 2,003.$$

Приймаємо $z = 2$.

Тоді

$$P_{\Sigma} = \frac{126 \cdot 1,08}{0,063 \cdot 2 \cdot 0,48} = 1080,3 \text{ Н.}$$

Діючий питомий тиск фрикційних накладок, q_d , МПа, перевіряється за формулою

$$q_d = \frac{P_{\Sigma}}{F}, \quad (2.41)$$

$$q_d = \frac{1080,3}{0,0098} = 0,11 \text{ МПа.}$$

Допустиме значення $[q] = 0,1 \dots 0,3$ МПа.

Величина ходу виключення нажимного диска, S , мм, визначається за формулою

$$S = z \cdot \delta, \quad (2.42)$$

де δ – зазор між сусідніми дисками у вимкненому положенні зчеплення.

Приймаємо $\delta = 0,8$ мм.

$$S = 2 \cdot 0,8 = 1,6 \text{ мм.}$$

Розрахунок діафрагмових пружин

Діафрагмові пружини зчеплення складні у виробництві, але при їх використанні спрощується конструкція муфти і досягається краще управління зчепленням.

З конструктивних міркувань приймаємо наступні параметри пружини: $D = 185$ мм і $d = 40$ мм (рис. 2.1).

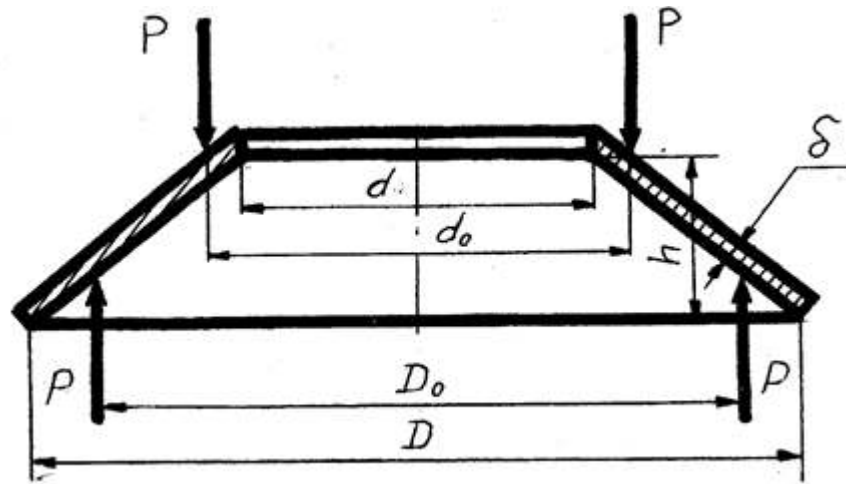


Рисунок 2.1 – Параметри діафрагмової пружини

Визначаємо опорні параметри пружини

$$D_0 = 0,98 \cdot D, \quad (2.43)$$

$$D_0 = 0,98 \cdot 185 = 181,3 \text{ мм.}$$

$$d_0 = 1,01 \cdot d, \quad (2.44)$$

$$d_0 = 1,01 \cdot 40 = 40,4 \text{ мм.}$$

Приймаємо товщину пружини $\delta = 2,0 \text{ мм.}$

Визначаємо висоту розрізної частини кінця пружини, h , мм, за формулою

$$h = \sqrt{2 \cdot \delta + \frac{\Delta f^2}{3 \cdot i^2}}, \quad (2.45)$$

де i - коефіцієнт, визначуваний за формулою

$$i = \frac{D_0 - d_0}{D - d}, \quad (2.46)$$

$$i = \frac{181,3 - 40,4}{185 - 40} = 0,972;$$

Δf – сумарне допустиме спрацьовування фрикційних накладок дисків, мм.

$$\Delta f = 1,35 \dots 2,1 \text{ мм.}$$

Приймаємо $\Delta f = 2,0 \text{ мм.}$

$$h = \sqrt{2 \cdot 2^2 + \frac{2^2}{3 \cdot 0,972^2}} = 3,44 \text{ мм.}$$

Визначаємо деформацію пружини, λ_2 , мм, за формулою

$$\lambda_2 = i \cdot h + \frac{\Delta \cdot f}{3}, \quad (2.47)$$

$$\lambda_2 = 0,972 \cdot 3,44 + \frac{2}{3} = 4,4 \text{ мм.}$$

Умова міцності пружини, σ , МПа, записується формулою

$$\sigma = \frac{4 \cdot E \cdot \lambda_2}{(1 - \mu^2) \cdot i \cdot D^2} \cdot \frac{m^2}{m-1} \cdot \left[\left(h - \frac{\lambda_2}{2 \cdot i} \right) \frac{m-1 - \ln m}{(m-1) \cdot \ln m} + \frac{\delta}{2} \right] \leq [\sigma_{\max}], \quad (2.48)$$

де E – модуль пружності сталі з якої виготовлена пружина, МПа;

$$m = \frac{D}{d}. \quad (2.49)$$

Приймаю сталь для виготовлення діафрагмової нажимної пружини марки 50ХФА с $E = 200000$ МПа, $[\sigma_{\max}] = (10 \dots 11) \cdot 10^2$ МПа.

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{4 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 4,4}{(1 - 0,3^2) \cdot 0,972 \cdot 182^2} \cdot \frac{4,4^2}{4,4-1} \cdot \left[\left(3,44 - \frac{4,4}{2 \cdot 0,972} \right) \frac{4,4-1 - \ln 46}{(4,4-1) \cdot \ln 46} + \frac{2}{2} \right] = \\ &= 225 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

$$225 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\max}] = 10 \cdot 10^2 \text{ МПа.}$$

Умова міцності виконана.

Зусилля пружини, P , Н, визначають за формулою

$$P = \frac{4 \cdot E \cdot \lambda_2 \cdot \delta}{(1 - \mu^2) \cdot i^2 \cdot D_0^2} \cdot \frac{\pi}{6} \left(\frac{m_0}{m_0 - 1} \right)^2 \cdot \ln m_0 \left[\left(h - \frac{\lambda_2}{i} \right) \left(h - \frac{\lambda_2}{2 \cdot i} \right) + \frac{\delta^2}{2} \right], \quad (2.50)$$

де μ – коефіцієнт Пуассона

Приймаємо $\mu = 0,3$;

$$m_0 = \frac{D_0}{d_0}. \quad (2.51)$$

По цьому рівнянню може бути побудована залежність нажимного зусилля діафрагмової пружини від її деформації.

$$\begin{aligned} P &= \frac{4 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 4,4 \cdot 2}{(1 - 0,3^2) \cdot 0,972^2 \cdot 181,3^2} \cdot \frac{3,14}{6} \left(\frac{4,49}{4,49-1} \right)^2 \cdot \\ &\cdot \ln 4,49 \cdot \left[\left(3,44 - \frac{4,4}{0,972} \right) \left(3,44 - \frac{4,4}{2 \cdot 0,972} \right) + \frac{2}{2} \right] = 4,67 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Розрахунок нажимного (ведучого) диска

Нажимний і проміжний ведучі диски зазвичай виготовляють з сірого чавуну СЧ 18-36.

Розмір ведучих дисків визначається конструктивно з урахуванням розмірів фрикційних кілець і маховика. Ведучий диск повинен обертатися разом з маховиком і мати можливість у момент включення або виключення зчеплення переміщатися уздовж осі зчеплення.

Розраховуються в ведучих дисках тільки елементи, які сполучають диск з маховиком. Цими елементами можуть бути: виступи, пальці, зуби.

Працюють ці елементи зім'яття. Тиск зім'яття, $\tau_{зм}$, МПа, визначається за формулою

$$\tau_{зм} = \frac{j_M \cdot M_{\text{emax}}}{R \cdot z \cdot F}, \quad (2.52)$$

де j_M – коефіцієнт моменту, який розподіляє крутний момент по ведучих дисках, для однодискового зчеплення $j_M = 1,0$;

R – радіус розташування елемента від осі зчеплення, м;

z – число елементів, які працюють (схильні до тертя);

F – площа контакту, м².

$$\tau_{зм} = \frac{1,0 \cdot 97 \cdot 10^3}{60 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 0,0098} = 12,5 \text{ МПа.}$$

У працюючих конструкціях зчеплень допустиме значення напруги зім'яття набувають $[\tau_{зм}] = 15 \text{ МПа}$.

Умова витримана.

4 Розрахунок веденого диска зчеплення

Ведені диски зчеплення виготовляють з високо вуглецевої сталі 65 або із сталі 20 з термообробкою ціануванням або загартуванням.

Диски кріпляться до шліцьової маточини, що встановлюється на ведучому валу коробки передач. Маточина виготовляється із сталі 40 або 40Х. При

розрахунку ведених дисків визначається напруга зрізу і зім'яття заклепувальних з'єднань і шліців.

Напруга зрізу, $\sigma_{зр}$, МПа, і зім'яття шліців, $\sigma_{зм}$, МПа, визначаються за формулами

$$\sigma_{зм} = \frac{8 \cdot M_{e\max}}{z_{ш} \cdot l_{ш} \cdot (D_{кпп}^2 - d_{кпп}^2)}, \quad (2.53)$$

$$\sigma_{зр} = \frac{4 \cdot M_{e\max}}{z_{ш} \cdot l_{ш} \cdot b_{ш} \cdot (D_{кпп} - d_{кпп})}, \quad (2.54)$$

де z – число шліців,

$z = 8$ [7];

l – довжина шліців маточини веденого диска, м,

$l = 26$ мм [5, 7];

$D_{кпп}$ – зовнішній діаметр шліцьової частини валу коробки передач, м,

$D_{кпп} = 20$ мм [5, 7];

$d_{кпп}$ – внутрішній діаметр шліцьової частини валу коробки передач, м,

$d_{кпп} = 16$ мм [5, 7];

$b_{ш}$ – ширина шліців, м,

$b_{ш} = 4$ мм [5, 7].

$$\sigma_{зм} = \frac{8 \cdot 97}{8 \cdot 0,026 \cdot (0,02^2 - 0,016^2)} = 24,5 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 30 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{зр} = \frac{4 \cdot 97}{12 \cdot 0,026 \cdot 0,04 \cdot (0,02 + 0,016)} = 12,3 \text{ МПа} [\sigma_{ср}] < = 20 \text{ МПа.}$$

Умови виконані.

5 Розрахунок демпфера зчеплення

Основні розміри демпфера вибираються аналогічно наявних конструкцій зчеплень. Зовнішній діаметр фланця маточини і число пружин можуть бути вибрані залежно від розміру зовнішнього кільця веденого диска зчеплення [5].

Радіус круга, на якому розташовані пружини, вибирають залежно від зовнішнього діаметру фланця маточини. Для автомобільних зчеплень радіус рівний $R_{к.пр} = 40 \dots 80$ мм. Приймаємо радіус круга $R_{к.пр} = 50$ мм [5, 7].

Для створення попереднього моменту затягування пружин, який рівний $(0,15\dots0,20) \cdot M_{e \max}$, довжину вікна пластинів демпфера вибирають меншу, ніж вільна довжина пружини. Як правило, довжина вікон приймається $A = 25\dots27$ мм [5, 7]. Приймаємо $A = 25$ мм.

Зусилля початкового затягування пружини P , H , визначається за формулою

$$P = \frac{0,2M_{e \max}}{R_{к.пр}} = \Delta l \frac{d_{д.д}^4 \cdot z_{п.д} \cdot \sigma}{8 \cdot D_{п.д}^3 \cdot n_{р.д}}, \quad (2.55)$$

де Δl – величина попередньої деформації пружини, мм;

$d_{д.д}$ – діаметр дроту пружин демпфера, мм;

$z_{п.д}$ – число пружин демпфера;

$D_{п.д}$ – зовнішній діаметр пружин демпфера, мм;

$n_{р.д}$ – число робочих витків пружин демпфера.

Діаметр дроту в прийнятих зчепленнях приймають 3...4 мм. Для нашого випадку приймаємо $d_{д.д} = 3$ мм [10].

Зовнішній діаметр пружин демпфера приймаємо рівним $D_{п.д} = 14$ мм [10].

Число робочих витків пружин демпфера приймаємо рівним $n_{р.д} = 5$ [10].

Число пружин демпфера приймаємо рівним $z_{п.д} = 6$ [10].

Величина попередньої деформації пружини демпфера, Δl , мм, визначається за формулою

86

$$\Delta l = \frac{1,6 \cdot M_{e \max} \cdot D_{п.д}^3 \cdot n_{р.д}}{R_{к.пр} \cdot d_{д.д}^4 \cdot z_{п.д} \cdot \sigma}, \quad (2.56)$$

$$\Delta l = \frac{1,6 \cdot 97 \cdot (14 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 5}{50 \cdot 10^{-3} \cdot (3 \cdot 10^{-3})^4 \cdot 6 \cdot 8 \cdot 10^{10}} = 1,1 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 1,1 \text{ мм.}$$

Тоді зусилля попереднього затягування пружини P , H , буде рівне

$$P = 1,1 \cdot 10^{-3} \frac{(3 \cdot 10^{-4})^4 \cdot 6 \cdot 8 \cdot 10^{10}}{8 \cdot (14 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 5} = 805 \text{ Н.}$$

Маючи розмір вікна A і величину початкової деформації Δl можна визначити довжину пружини у вільному стані

$$l_0 = \Delta l + A, \quad (2.57)$$

$$l_0 = 1,1 + 25 = 26,1 \text{ мм.}$$

Працездатність пружин демпфера, τ_{\max} , МПа, визначається за формулою, враховуючи максимальну напругу

$$\tau_{\max} = \frac{8 \cdot P_{D \max} \cdot D_{п.Д}}{\pi \cdot d_{д.Д}^3} \cdot k', \quad (2.58)$$

де $P_{D \max}$ – зусилля пружини демпфера при максимальній деформації Δl_{\max} , Н;

k' – коефіцієнт, який враховує вплив кривизни витків на дію розривного зусилля.

Коефіцієнт, який визначає вплив витків на дію розривного зусилля, k' , визначається за формулою

$$k' = \frac{4c - 1}{4c - 4} + \frac{0,615}{c}, \quad (2.59)$$

$$\text{де } c = \frac{D_{п.Д}}{d_{д.Д}}.$$

$$c = \frac{14}{3} = 4,7.$$

$$k' = \frac{4 \cdot 4,7 - 1}{4 \cdot 4,7 - 4} + \frac{0,615}{4,7} = 1,3.$$

Зусилля пружини демпфера при максимальній деформації пружини, $P_{D \max}$, Н, визначається за формулою

$$P_{D \max} = \Delta l_{\max} \frac{d_{д.Д}^4 \cdot \sigma}{8 \cdot D_{п.Д}^3 \cdot n_{р.Д}}, \quad (2.60)$$

де Δl_{\max} – максимальна деформація пружини, мм.

Максимальна деформація пружини, Δl_{\max} , мм, визначається за формулою

$$\Delta l_{\max} = \Delta l + \lambda, \quad (2.61)$$

де λ – проміжок між витками попередніх стислих пружин, мм.

Проміжок між витками попередніх стислих пружин приймаю $\lambda = 3$ мм [10].

$$\Delta l_{\max} = 1,1 + 3 = 4,1 \text{ мм.}$$

$$P_{D \max} = 4,1 \cdot 10^{-3} \frac{(3 \cdot 10^{-3})^4 \cdot 8 \cdot 10^{10}}{8 \cdot (14 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 5} = 242 \text{ Н.}$$

$$\tau_{\max} = \frac{8 \cdot 242 \cdot 14 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot (3 \cdot 10^{-3})^3} \cdot 1,3 = 615 \text{ МПа.}$$

Величина допустимого значення напруги в пружинах, виготовлених із сталі 65Г, приймається рівною $[\tau_{\max}] = 650 \dots 800 \text{ МПа}$.

Момент, що передається демпфером від зусилля пружини, $M_{\text{пр.д}}$, Н·м, визначають за формулою

$$M_{\text{пр.д}} = P_{D \max} \cdot R_{\text{с.пр.д}} \cdot Z_{\text{п.д}}, \quad (2.62)$$

де $R_{\text{с.пр.д}}$ – середній радіус розташування пружин демпфера, мм.

Приймаємо $R_{\text{с.пр.д}} = 50 \text{ мм}$.

$$M_{\text{пр.д}} = 242 \cdot 0,05 \cdot 6 = 72,6 \text{ Н·м.}$$

Момент тертя демпфера, $M_{\text{тр.демф}}$, Н·м, визначається за формулою

$$M_{\text{тр.демф}} = P_{\text{демф}} \cdot R_{\text{демф}} \cdot i_{\text{демф}} \cdot \mu_{\text{демф}}, \quad (2.63)$$

де $P_{\text{демф}}$ – зусилля, яке стискає диски демпфера, Н;

$R_{\text{демф}}$ – середній радіус фрикційних кілець демпфера, м;

$i_{\text{демф}}$ – число поверхонь тертя фрикційних кілець;

μ – коефіцієнт тертя фрикційних кілець, який приймається в залежності від матеріалу з якого виготовлені кільця.

$$M_{\text{тр.демф}} = P_{\text{демф}} \cdot R_{\text{демф}} \cdot i_{\text{демф}} \cdot \mu_{\text{демф}} = 242 \cdot 0,25 \cdot 2 \cdot 0,5 = 60,5 \text{ Н·м.}$$

Повний момент, який передається демпфером, $M_{\text{демф}}$, Н·м, дорівнює сумі моментів від зусилля пружин і від тертя фрикційних кілець, а саме

$$M_{\text{демф}} = M_{\text{пр.демф}} + M_{\text{тр.демф}} = P_{\text{демф.мак}} \cdot R_{\text{ср.рад.пр.демф}} \cdot Z_{\text{пр.демф}} + P_{\text{демф}} \cdot R_{\text{демф}} \cdot i_{\text{демф}} \cdot \mu_{\text{демф}}. \quad (2.64)$$

$$M_{\text{демф}} = 72,6 + 60,5 = 133,1 \text{ Н·м.}$$

Граничний момент, $M_{гр}$, Н·м, який скручує гаситель до упора і який обмежує його мінімальну жорсткість, визначається зчідною вагою автомобіля при коефіцієнті зчеплення $\varphi = 0,8$ і визначається за формулою

$$M_{гр} = \frac{G_{сц} \cdot \varphi \cdot r_k}{u_{тр}}, \quad (2.65)$$

де $G_{сц}$ – зчідна вага автомобіля, Н;

r_k – радіус колеса, м;

$u_{тр}$ – передаточне число трансмісії з урахуванням головної передачі, коробки передач та додаткової коробки або розподілу передач.

$$M_{гр} = \frac{7150 \cdot 0,8 \cdot 0,302}{14,87} = 116,2 \text{ Н·м.}$$

Повний момент демпфера повинен задовольняти умові $M_{демпф} \geq M_{гр}$.

$$133,1 \text{ Н·м} \geq 116,2 \text{ Н·м.}$$

3 ОХОРОНА ПРАЦІ

3.1 Законодавча та нормативна база охорони праці в Україні

Основними законодавчими актами, що регулюють організацію й проведення всієї роботи в області охорони праці, є Конституція України, Закон України "Про охорону праці", Закон України "Про охорону навколишнього середовища", Закон України «Про пожежну безпеку» і інші законодавчі та нормативні документи.

У Конституції України в статті 43 проголошене право кожного громадянина України на працю, вільний вибір професії, на гідні, безпечні й здорові умови праці; у статті 45 - право громадян на відпочинок; у статті 49 - право кожного на безкоштовну охорону здоров'я, медичну допомогу й страхування.

Закон України "Про охорону праці", прийнятий 21.11.2002 р. Верховною Радою України, визначає основні положення по реалізації права громадян на охорону життя й здоров'я в процесі трудової діяльності, підсилює єдиний порядок організації праці в Україні. Чинність закону поширюється на всі підприємства незалежно від форм власності й видів їхньої діяльності.

Метою розділу "ОХОРОНА ПРАЦІ" є опис і пропозиції, які спрямовані на зведення до мінімуму травматизму, поліпшення умов праці і попередження виникнення надзвичайної ситуації при експлуатації і технічному обслуговуванні системи живлення двигуна автобусів.

3.2 Вимоги до території підприємства та облаштування споруд і приміщень

Територія підприємства, де відбувається обслуговування автомобільної техніки повинна відповідати вимогам охорони праці на автомобільному транспорті. Вона повинна бути огорожена і упорядкована, освітлюватися в нічний час, постійно утримується в чистоті і порядку.

В огороженні передбачені проїзди для руху автомобілів і прохідні для пішоходів. Всі проїзди і пішохідні доріжки на території підприємства асфальтовані і освітлюються в нічну пору доби. Ширина проїздів на територію підприємства повинна бути не менше 3 м при односторонньому русі. Ширина пішохідної доріжки повинна бути не менше 1 м.

Розташування виробничих та допоміжних будівель, споруд повинно відповідати технологічному процесу обслуговування та ремонту транспортних засобів з урахуванням рози вітрів пануючих на даній території.

Освітлення виробничого корпусу повинно бути виконано відповідно Державних санітарних норм ДБН В.2.5-28-2006 «Природне і штучне освітлення».

Виробничі, допоміжні і санітарно-побутові приміщення обладнані системами опалення і загальною припливно-витяжною вентиляцією.

3.3 Небезпечні і шкідливі виробничі чинники

У місцях виконання та під час виконання робіт на ділянці технічного обслуговування двигунів вантажних автомобілів та автобусів можуть мати місце такі основні небезпечні та шкідливі виробничі фактори:

- падіння деталей, вузлів, агрегатів, інструменту;
- падіння працюючих на поверхні, з висоти в оглядову канаву;
- наїзди автомобілів: внаслідок самовільного руху, при запуску двигуна, в'їзді (виїзді) в зону ремонту, русі на оглядовій канаві;
- термічні фактори (пожежі при зливанні пально-мастильних матеріалів з автомобілів, митті ними деталей, вузлів, агрегатів, зберіганні та залишенні їх на робочих місцях);
- наявність у повітрі робочої зони шкідливих речовин (акролеїну, вуглецю оксиду, вуглеводів аліфатичних граничних тощо);
- знижена температура повітря у холодний період року;
- недостатнє освітлення.

3.4 Заходи, щодо оптимізації умов праці

Основні вимоги при роботі на дільниці технічного обслуговування двигунів вантажних автомобілів і автобусів – запобігти забрудненню повітряного басейну, водоймищ, ґрунту, забезпечити виконання нормативів по допустимих рівнях шуму, стан повітряного середовища, вібрації і проведення профілактичної роботи по охороні праці на робочих місцях.

В приміщенні дільниці забороняється:

- користуватися відкритим вогнем, паяльними лампами в приміщеннях і тих місцях, де застосовуються легкозаймисті рідини;
- мити деталі бензином і іншими розчинниками;
- зберігати легкозаймисті рідини в кількостях, що перевищують змінну потребу;
- зберігати чисті обтиральні матеріали разом з використаними;
- захарашувати проходи між стелажми і устаткуванням і т.п.

Стенди, при роботі на яких виділяються осколки, стружка або іскри, повинні бути забезпечені зручними в експлуатації запобіжними пристосуваннями з достатньо міцним склом або іншим цілком прозорим матеріалом для захисту очей, розміщеним між робочим інструментом і обличчям слюсаря. За відсутності запобіжного щитка робітники повинні працювати в окулярах. Розриви між стендами або групами стендів, призначені для проходу робітників або пересування матеріалів, повинні бути шириною не менше 1 м.

Встановлювати, знімати з підставок і стендів важкі деталі або матеріали слід за допомогою підйомних пристроїв або пристосувань. Заходи щодо захисту від електротравматизму забезпечують неприступність до струмоведучих частин від випадкових дотиків, користування приладами із зниженою напругою; заземлення і занулення електроустановок; автоматичне відключення; індивідуальний захист.

Неприступність до струмоведучих частин електроустановок забезпечується розміщенням їх на необхідній висоті, огорожами від випадкового дотику,

ізоляцією струмоведучих частин.

Щоб створити на ділянці нормальні метеорологічні умови, видалити з нього шкідливі гази і пил, необхідно організувати належним чином вентиляційну систему, з можливістю подачі теплого повітря в холодний період року, використанням на окремих постах механічну місцеву вентиляцію (на мийних установках, заточувальних верстатах і ін.)

Для зниження шуму і вібрації при роботі устаткування, його встановлюють на окремих фундаментах, при цьому між агрегатами і фундаментом поміщають шумоізоляційні прокладки і використовують віброізоляційні опори. Для боротьби з шумом використовуються звукопоглинальні облицьовування, які розміщуються на стелі і верхній частині стін приміщення, а також робітники працюють в навушниках.

Велике значення має також своєчасне профілактичне обслуговування стендів і іншого устаткування, при якому забезпечується перевірка надійності кріплення і правильного регулювання з'єднань.

Для забезпечення необхідного рівня штучного освітлення на ділянці технічного обслуговування двигунів додатково встановлюємо світильники.

Інструмент і пристосування для виконання технологічних процесів повинен бути справним і відповідати нормативним документам і своєму призначенню. Не можна користуватися несправним інструментом і пристосуваннями.

ВИСНОВКИ

У курсовому проекті ми розглянули і вивчили технічні характеристики автомобіля Mercedes-Benz Citan. Представили габаритні розміри автомобіля. Описали конструкцію і принцип роботи зчеплення автомобіля Mercedes-Benz Citan.

За початковими даними автомобіля Mercedes-Benz Citan, які представлені в завданні на курсовий проект, були розраховані і побудовані графіки швидкісної і паливно-економічної характеристики двигуна автомобіля Mercedes-Benz Citan, розраховані передавальні числа коробки передач і головної передачі автомобіля.

Аналізуючи проведені розрахунки, можна зробити висновок, що залежність частоти обертання колінчастого валу двигуна і тягово-швидкісних характеристик автомобіля змінюються не прямо пропорціонально.

Максимальна характеристика крутного моменту, складає 126 Н·м при кутовій швидкості обертання колінчастого валу двигуна 254 рад/с. При подальшому збільшенні кутової швидкості обертання колінчастого валу характеристика крутного моменту, знижується.

Відомо з теорії, що зі збільшенням швидкості шляхова витрата палива, як правило, спочатку декілька зменшується і досягає мінімуму. Потім у міру збільшення швидкості витрата палива досить швидко зростає. Це видно з наших розрахунків, таблиця 2.4. Так при швидкості руху автомобіля $v = 10$ м/с витрата складала $q_{п} = 3,95$ л/100 км, при $v = 15$ м/с – 3,10 л/100 км, при подальшому збільшенні швидкості руху витрата палива збільшилася. Це означає, що розрахунки виконані вірно.

В цьому ж розділі зробили розрахунок дискового зчеплення цього автомобіля: визначили сумарне зусилля пружин на диску, середній радіус тертя, розміри фрикційного кільця відомого диска зчеплення, внутрішній діаметр відомого диска, число пар поверхонь тертя, діючий питомий тиск фрикційних накладок, провели розрахунок діафрагмової пружини, ведучого та веденого дисків зчеплення, розрахунок демпфера зчеплення.

В розділі «Охорона праці» розглянуті законодавча та нормативна база охорони праці в Україні, аналіз умов праці, заходи, щодо оптимізації умов праці.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Рудасьов В.Б., Редчиць В.В., Коробочка О.М. Автомобіль. Теорія експлуатаційних властивостей. – учбовий посібник для студентів вузів фаху «Автомобілі і автомобільне господарство». - Дніпропетровськ: «Системні технології», 2000. – 287с., іл.
2. Автомобіль. Теорія експлуатаційних властивостей: Навчальний посібник для студентів закладів вищої освіти / В.Б. Рудасьов, С.П. Бажан, В.В. Редчиць. – Дніпро: ДВНЗ УДХТУ, 2020. – 175 с.
3. Сахно В.П., Поляков В.М., Костенко А.В., Сакно О.П. та інші. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів. Частина 3. Маневреність. Керованість. Стійкість. Навчальний посібник. ЛАНДОН-XXI. 2015. 400 с. (гриф МОНУ).
4. Сахно В.П., Поляков В.М., Головань В.Г., Сакно О.П. та інші. Автомобілі. Теорія. Навчальний посібник. Військова академія. 2017. 453 с.
5. Основенко М.Ю., Сахно В.П. Автомобілі: Навч. посібник. К.: НМК ВО. 1992. – 344 с.
6. Солтус А.П. Теория эксплуатационных свойств автомобиля: Учебное пособие для вузов. – К.: Аристей, 2004. – 188 с.
7. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник /Под общ. ред. А.И Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1984. – 272с.
8. Методичні вказівки до виконання практичних робіт „Транспортні засоби. Конструкція” для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за спеціальністю 275 «Транспортні технології» (на автомобільному транспорті) / Укл. В.Б.Рудасьов – Кам’янське, ВСП ДФКІП ДВНЗ УДХТУ, 2020. – 18 с.
9. Методичні вказівки до виконання практичних робіт „Транспортні засоби. Теорія експлуатаційних властивостей” для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за спеціальністю 275 «Транспортні технології» (на автомобільному транспорті) / Укл. В.Б.Рудасьов – Кам’янське, ВСП ДФКІП ДВНЗ УДХТУ, 2020. – 60 с.

10.Методичні вказівки до виконання практичних робіт з дисципліни „Транспортні засоби. Робочі процеси та основи розрахунку автомобілів” “Розрахунок зчеплення автомобіля” для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за спеціальністю 275 «Транспортні технології» (на автомобільному транспорті) / Укл. В.Б.Рудасьов – Кам’янське, ВСП ДФКІП ДВНЗ УДХТУ, 2021. – 51 с.

11.Методичні вказівки до виконання практичних занять "Розрахунок коробок передач механічних трансмісій автомобілів" з дисципліни «Робочі процеси та основи розрахунку автомобілів» для студентів спеціальності 275 «Транспортні технології» (на автомобільному транспорті). /Укл. В.Б.Рудасьов – Кам'янське: ІК ДВНЗ УДХТУ, 2021. – 61.

12.Методичні вказівки до виконання практичних занять “Розрахунок карданних передач” з дисципліни „Робочі процеси та основи розрахунку автомобілів” для студентів всіх форм навчання спеціальності 275 «Транспортні технології» (на автомобільному транспорті) / Укл. В.Б. Рудасьов – Кам'янське: ІК ДВНЗ УДХТУ, 2021. – 35 с.

13.Методичні вказівки до виконання практичних занять “Розрахунок головних передач механічних трансмісій автомобілів” з дисципліни „Робочі процеси та основи розрахунку автомобілів” для студентів всіх форм навчання спеціальності 275«Транспортні технології» (на автомобільному транспорті) / Укл. В.Б.Рудасьов – Кам'янське: ІК ДВНЗ УДХТУ, 2021. – 51 с.

14.“Методичні вказівки до виконання практичних робіт з дисципліни „Транспортні засоби. Робочі процеси та основи розрахунку автомобілів” “Розрахунок рульового керування автомобілів” для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за спеціальністю 275 «Транспортні технології» (на автомобільному транспорті) / Укл. В.Б.Рудасьов – Кам’янське, ІК ДВНЗ УДХТУ, 2021. – 51 с.

ПРИКЛАД ПОБУДОВИ ГРАФІЧНОЇ ЧАСТИНИ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

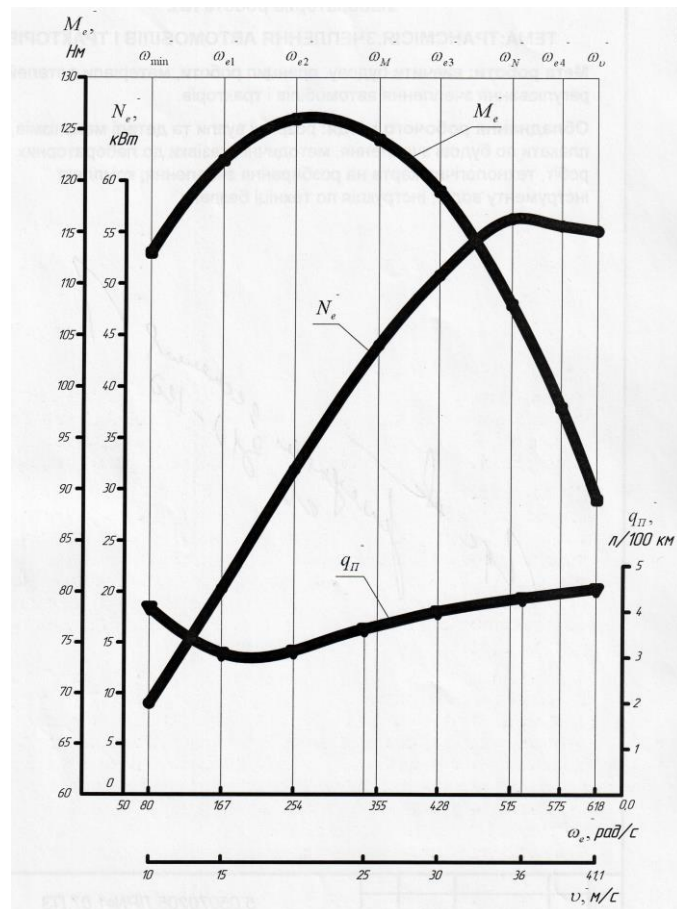


Рисунок 1 – Зовнішня швидкісна характеристика та паливної економічності двигуна автомобіля Mercedes-Benz Citan

Для побудови зовнішньої швидкісної характеристики поршневого двигуна внутрішнього згорання використовують емпіричну формулу, що дозволяє по відомих координатах характеристик $\omega_e = f(N_e)$ і $\omega_e = f(M_e)$ відтворити усю криву потужності та моменту:

$$N_e = N_{\max} \left[a \frac{\omega_e}{\omega_N} + b \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - c \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3 \right],$$

де N_e – поточне значення потужності двигуна, що відповідає кутовій швидкості колінчастого валу двигуна ω_e , в кВт;

де a , b , c – коефіцієнти, які залежать від типу двигуна і конструкції камери згорання.

Значення коефіцієнтів a , b , c в залежності від типів двигунів представлені в табл. 2 [9].

Значення крутного моменту, M_e , Н·м, визначаються по залежності

$$M_e = 1000 \frac{N_e}{\omega_e} .$$

Що ми і виконували в курсовому проєкті.

Для побудови зовнішньої швидкісної характеристики двигуна складаємо шкалу поточних кутових швидкостей ω_e колінчастого валу двигуна (Таблиця) шляхом приблизно рівномірного розбиття на 8 інтервалів від ω_{\min} до ω_{\max} (ω_v). В одержану шкалу ω_e вводимо на свої місця чотири характерні крапки: ω_{\min} , ω_M , ω_N та ω_{\max} (ω_v).

Таблиця – Параметри зовнішньої швидкісної характеристики двигуна автомобіля Mercedes-Benz Citan

Характерні крапки	ω_{\min}	ω_{e1}	ω_{e2}	ω_M	ω_{e3}	ω_N	ω_{e4}	ω_v
ω_e/ω_N	0,155	0,324	0,493	0,690	0,831	1,0	1,117	1,2
K_a	0,142	0,395	0,616	0,839	0,948	1,0	0,971	0,960
ω_e , рад/с	80	167	254	355	428	515	575	618
N_e , кВт	9,0	20,3	31,9	44,0	50,8	56,3	55,6	55,1
M_e , Н·м	113	122	126	124	119	108	98	89

ω_{\min} – мінімальна кутова швидкість колінчастого валу на холостому ходу знаходиться в межах 50...80 рад/с. Для нашого випадку приймаємо $\omega_{\min} = 80$ рад/с.

ω_M – швидкість обертання колінчастого валу при максимальному крутному моменті, M_{\max} (приймається з табл. 2.1 або [9, ДОДАТОК 2]), $\omega_M = 355$ рад/с.

ω_N – швидкість обертання колінчастого валу при максимальній потужності N_{\max} (приймається з табл. 2.1 або [9, ДОДАТОК 2]), $\omega_N = 515$ рад/с.

$\omega_{\max} = \omega_v$ – максимальна кутова швидкість колінчастого валу вибирається із співвідношення $\omega_v/\omega_N = 1,20$.

Виходячи з вищевикладеного

$$\omega_v = \omega_{\max} = \omega_N \cdot 1,20;$$

$$\omega_v = 515 \cdot 1,2 = 618 \text{ рад/с.}$$

Графіки будуються в координатах кутової швидкості ω_e рад/с – вісь абсцис, потужності N_e кВт і моменту M_e Н·м – вісь ординат.

При різних частотах обертання валу двигуна підраховують і відкладають в масштабі на графіці $\omega_e = f(N_e)$ не менше 8 точок значень потужності двигуна.

При різних частотах обертання валу двигуна підраховують і відкладають в масштабі на графіці $\omega_e = f(M_e)$ не менше 8-ти точок значень моменту двигуна.

Отримані значення N_e і M_e наносять на графік $\omega_e = f(N_e, M_e)$ і сполучають огинаючою лінією.

Паливна економічність на графіці рис. 1 будуються в координатах швидкості v м/с – вісь абсцис і путньої витрати палива $q_{п}$, л/100 км – вісь ординат, використавши таблицю розрахунків:

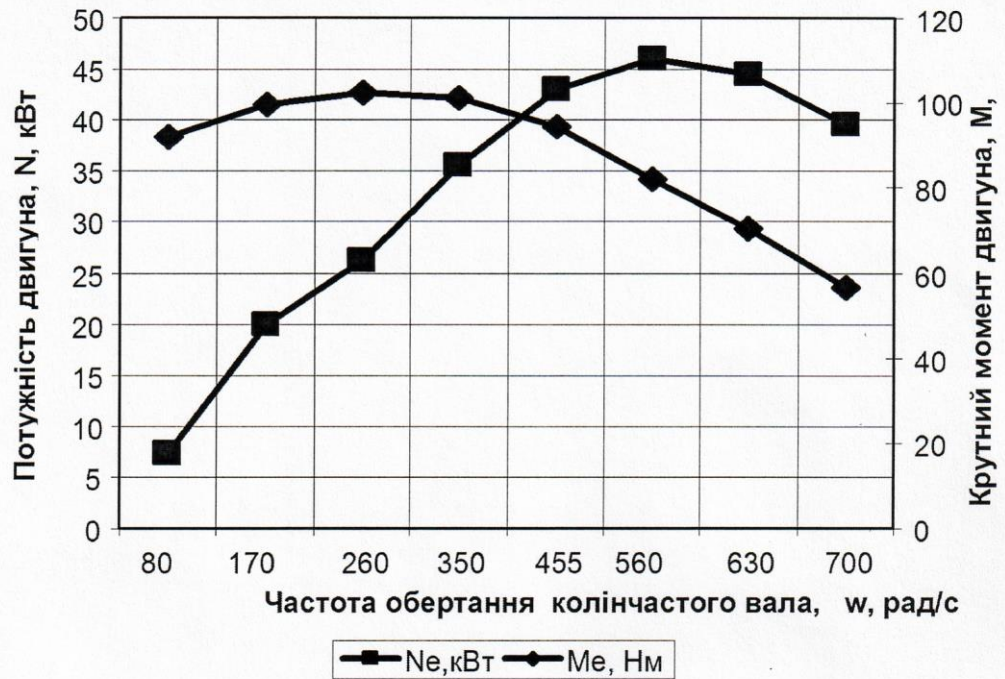
Таблиця – Результати розрахунку залежності $q_{п} = f(v)$ автомобіля Mercedes-Benz Citan

v , м/с	10	15	25	30	35	41,1
ω_e , рад/с	125	188	313	375	450	514
f	0,015	0,015	0,021	0,024	0,028	0,032
N_k , кВт	2,1	3,1	7,2	9,9	13,9	18,1
N_B , кВт	0,41	1,37	6,3	11,0	18,9	28,2
N_e , кВт	16,2	25,3	42,4	49,1	54,7	56,3
I	0,18	0,21	0,37	0,50	0,70	0,96
K_I	2,00	1,90	1,39	1,09	0,78	0,70
$K_{ч}$	1,07	1,02	0,956	0,828	0,966	0,998
g_e , г/кВт·год	282	256	175	119	109	92
$q_{п}$, л/100 км	3,95	3,10	3,82	4,0	4,3	4,5

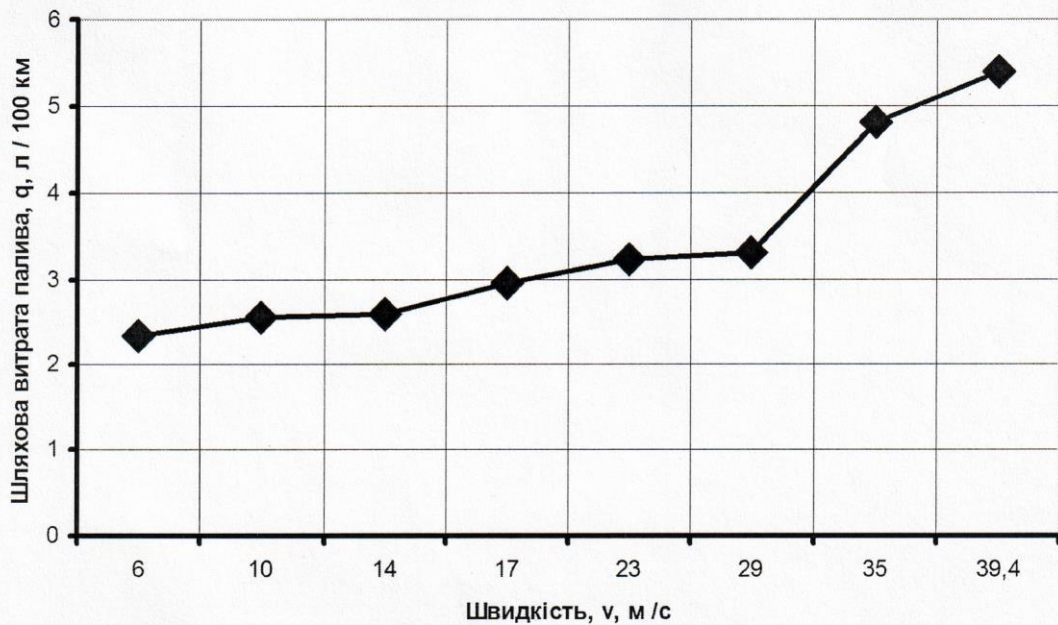
Отримані значення v і $q_{п}$, наносять на графік $q_{п} = f(v)$ і сполучають огинаючою лінією.

Можна побудувати зовнішню швидкісну характеристику і паливну економічність двигуна автомобіля і в іншій інтерпретації (Рис. 2), використавши для побудови графіків програму Microsoft Excel. Алгоритм розрахунку і побудови

графіків залишається тим самим. Що, до статі, деякі студенти і виконували у своїх КП.



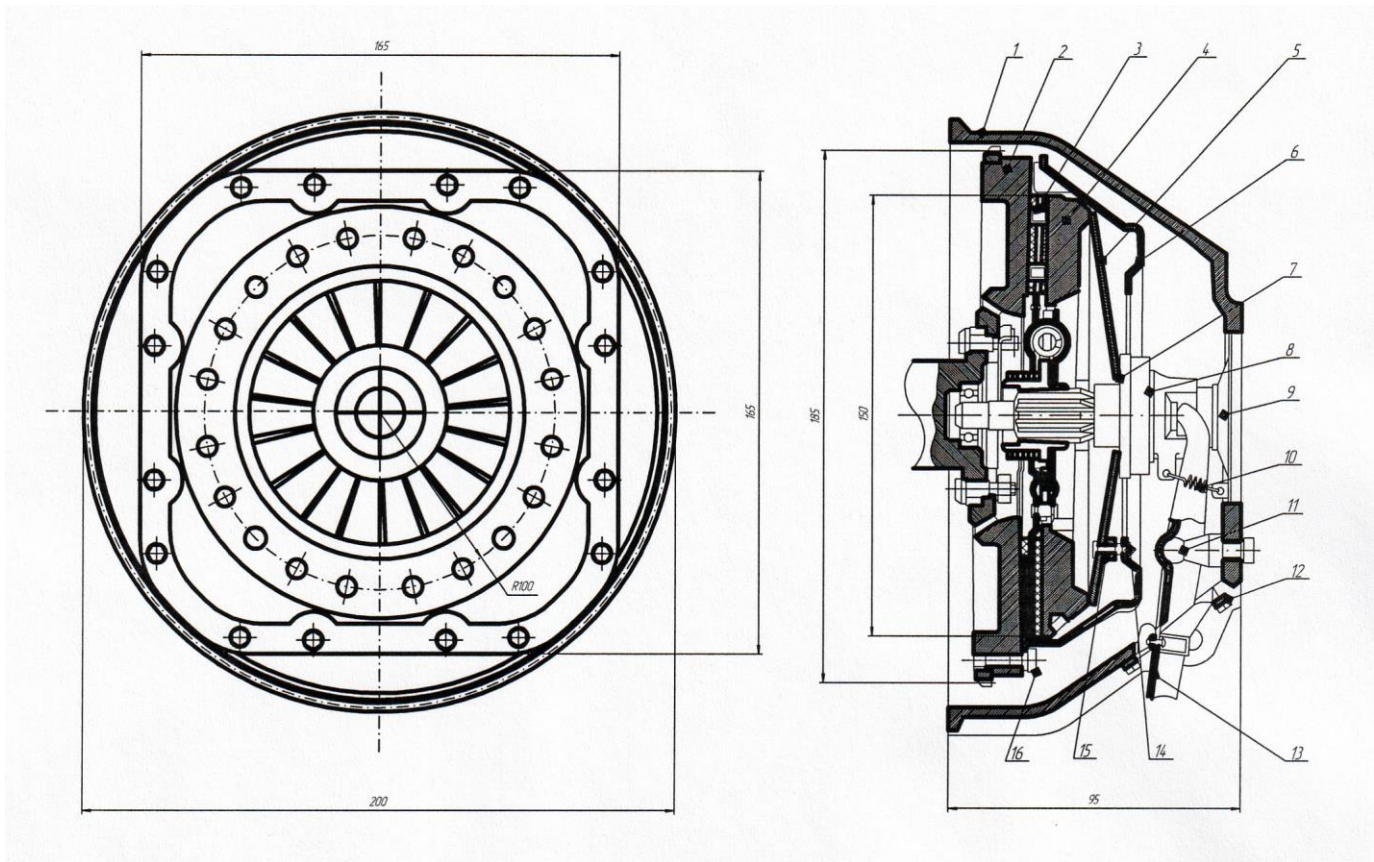
Зовнішня швидкісна характеристика двигуна автомобіля Nissan Kubistar



Паливно-економічна характеристика автомобіля Nissan Kubistar

Рисунок 2 – Зовнішня швидкісна характеристика та паливної економічності двигуна автомобіля Nissan Kubistar

Що стосується другого листа графічної частини КП – 2 лист – Зчеплення автомобіля Mercedes-Benz Citan (Складальне креслення).



Зчеплення автомобіля Mercedes-Benz Citan

Можна виконувати креслення як комп'ютерним моделюванням, так і виконувати в ручну (олівцем або тушшю).

Складальне креслення – це графічний документ, що містить зображення, в даному випадку агрегату, і інші дані, необхідні для його зборки (виготовлення) і контролю.

Студенти групи ТТ виконують складальне креслення у спрощеному варіанті. Складальне креслення повинне містити:

- 1) Зображення складальної одиниці, уявлення, що дає, про розташування і взаємний зв'язок складових частин, що сполучаються по цьому кресленню.
- 2) Габаритні розміри (для нашого виконання КП цього вистачає).
- 3) Номери позицій складових частин, що входять у виріб (кожній деталі або складальній одиниці, що входить в дану, привласнюється певний номер).

До складального креслення додається специфікація (текстовою документ), в яку вносять перелік складових частин, що входять у виріб.

Пристаючи до виконання складального креслення необхідно мати на увазі, що число зображень має бути мінімальним, але достатнім для повного уявлення про конструкцію і взаємні зв'язки складових частин виробу.

При штрихуванні перерізів деталей на складальному кресленні необхідно дотримуватися наступного правила: переріз двох, трьох і більше дотичних деталей заштриховують лініями штрихування з нахилом в 45° і 135° , але як правило, в одну і ту ж сторону на усіх перерізах, що відносяться до однієї і тієї ж деталі, незалежно від кількості зображень, на яких ці перерізи розташовані.

Нижче приведені специфікації на курсовий проект та на зчеплення автомобіля Mercedes-Benz Citan

№ рядка	Формат	Позначення	Найменування	Кіл. листів	Приміта	
1						
2			<u>Документація</u>			
3						
4		275.КП.02.02.ПЗ	Пояснювальна записка	40		
5						
6			<u>Графічні матеріали</u>			
7						
8	A1	275.КП.02.02.01	Графік зовнішньої швидкісної	1		
9			характеристики та паливної			
10			економічності автомобіля			
11			Mercedes-Benz Citan			
12	A1	275.КП.02.02.02СК	Зчеплення автомобіля	1		
13			Mercedes-Benz Citan			
14						
15						
16						
17						
18						
19						
20						
21						
22						
23						
24						
25						
26						
27						
		275.КП.02.02.ПЗ				
		Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата
Ім'я, № подп.	Розробив	Іванов				Матеріали курсового проекту
	Консультант	Рудасьов				
	Керівник	Рудасьов				
	Н.контр.	Рудасьов				
	Затвердив	Коваленко				
		Літ.	Лист	Листів		
		Т	У	1	1	
		ВСП ДФКП ДВНЗ УДХТУ ТТ-21-п				

Навчальне видання

Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни “Транспортні засоби” для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за спеціальністю 275 «Транспортні технології» (на автомобільному транспорті)

Укладач: доц., канд. техн. наук Рудасьов Віктор Борисович

Підписано до друку 03.10.2019 р., формат 60x84 1/16

Об'єм 1,1 п.л. Тираж 30 екз. Замовлення _____

49000, м. Дніпро, вул. Гагаріна 1