

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Оцінка зносостійкості вузла зчеплення автомобіля Volkswagen Jetta з
дослідженням динамічних показників автомобіля при рівномірному та
нерівномірному русі

Виконав: студент 6 курсу, групи МАм-62
спеціальності 274

«Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

Сергій
КОНОПАЦЬКИЙ

(підпис)

(ім'я та прізвище)

Керівник

Іван ГЕВКО

(підпис)

(ім'я та прізвище)

Нормоконтроль

Михайло ЛЕВКОВИЧ

(підпис)

(ім'я та прізвище)

Зав. кафедри

Олег ЦЬОНЬ

(підпис)

(ім'я та прізвище)

Рецензент

(підпис)

(ім'я та прізвище)

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

Факультет Факультет інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)
Кафедра Кафедра автомобілів
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
Олег ЦЬОНЬ
(підпис) (ім'я та прізвище)
«14» листопада 2025 р.

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня магістр
(назва освітнього ступеня)
за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт»
(шифр і назва спеціальності)
студенту Конопацькому Сергію Володимировичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Оцінка зносостійкості вузла зчеплення автомобіля Volkswagen Jetta з дослідженням динамічних показників автомобіля при рівномірному та нерівномірному русі

Керівник роботи Гевко Іван Богданович., д.т.н., проф.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від « 14 » листопада 2025 року № 4/7-972

2. Термін подання студентом завершеної роботи 19 грудня 2025

3. Вихідні дані до роботи Показники зчеплення автомобіля Volkswagen Jetta

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

1 Загально-технічний розділ. 2 Технологічний розділ. 3 Конструкторський розділ. 4 Науково-дослідний розділ. 5 Охорона праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

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

Приспосіблення для випресування запірного кільця підшипника – 1А1.

Геометричні та кінематичні залежності параметрів механізму – 1А1.

Результати розрахунку натискних пружин – 1А1.

Показники тягових характеристик автомобіля – 1А1. Розрахункові показники для побудови динамічної характеристик автомобіля – 1А1.

Результати наукових досліджень – 2А1.

Приспосіблення для контролю зчеплення автомобіля – 1А1.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Посада, ім'я та прізвище консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н. доц. Ткаченко І.Г.		
Безпека в надзвичайних ситуаціях	ст. викл. Стручок В.С.		

7. Дата видачі завдання 14.11.2025р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загально-технічний розділ	18.11.25	
2	Технологічний розділ	25.11.25	
3	Конструкторський розділ	02.12.25	
4	Науково-дослідний розділ	09.12.25	
5	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	16.12.25	
6	Оформлення графічної частини	16.12.25	
7	Захист кваліфікаційної роботи магістра		

Студент

(підпис)

Сергій КОНОПАЦЬКИЙ

(ім'я та прізвище)

Керівник роботи

(підпис)

Іван ГЕВКО

(ім'я та прізвище)

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційної роботи магістра на тему: «Оцінка зносостійкості вузла зчеплення автомобіля Volkswagen Jetta з дослідженням динамічних показників автомобіля при рівномірному та нерівномірному русі».

Робота виконана на кафедрі автомобілів ТНТУ ім. І. Пулюя. Керівник кваліфікаційної роботи магістра д.т.н. професор Гевко Іван Богданович.

Пояснювальна записка складається з п'яти розділів і 64 сторінок формату А4 та 8 аркушів формату А1 графічної частини сторінок додатків.

Ключові слова: зносостійкість, фрикційні матеріали, рівномірний рух, нерівномірний рух, крутний момент.

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	7
1.1 Опис конструкції зчеплення автомобіля.....	7
1.2 Оцінювання технічного стану зчеплення.....	10
1.3 Гідравлічна система вимикання зчеплення: дегазація та заміна робочої рідини.....	12
1.4 Висновки та постановка завдання на кваліфікаційну роботу магістра.....	15
2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	17
2.1 Формування вихідних даних для розрахунку зчеплення.....	17
2.2 Оцінювання зносостійкості муфти зчеплення.....	18
2.3 Оцінювання теплонапруженості муфти зчеплення.....	22
2.4 Розрахунок деталей муфти зчеплення на міцність.....	23
3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....	34
3.1 Визначення основних параметрів трансмісії автомобіля.....	34
3.2 Розрахунок передаточних чисел коробки передач.....	40
4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ.....	42
4.1 Оцінювання динамічних показників автомобіля в умовах рівномірного руху.....	42
4.2 Метод побудови динамічної характеристики автомобіля.....	42
4.3 Розрахункове оцінювання динамічних показників автомобіля в умовах нерівномірного руху.....	48
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	54
5.1 Знаки безпеки.....	54
5.2 Вимоги до розміщення та зведення об'єктів господарської діяльності.....	57
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	61
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	63
ДОДАТКИ	

ВСТУП

Сучасний розвиток автомобільного транспорту характеризується зростанням вимог до надійності, довговічності та експлуатаційної ефективності транспортних засобів. Одним із ключових агрегатів трансмісії автомобіля, що суттєво впливає на динамічні властивості, плавність руху та комфорт керування, є вузол зчеплення. У процесі експлуатації саме елементи зчеплення зазнають значних механічних і теплових навантажень, що призводить до їх інтенсивного зношування та поступового погіршення робочих характеристик.

Актуальність дослідження зумовлена тим, що знос вузла зчеплення безпосередньо впливає на передачу крутного моменту від двигуна до трансмісії, а отже – на динамічні показники автомобіля під час руху як у сталих, так і в перехідних режимах. Особливої уваги потребують умови нерівномірного руху, які супроводжуються частими змінами швидкості, навантаження та режимів роботи силового агрегату, що характерно для міських умов експлуатації. У таких режимах проявляються коливання крутного моменту, ривки, зниження плавності ходу та підвищене зношування фрикційних елементів зчеплення.

Автомобіль Volkswagen Jetta є поширеним представником легкових автомобілів середнього класу, який широко експлуатується в різних дорожніх та кліматичних умовах. Це зумовлює доцільність проведення досліджень, спрямованих на оцінювання зносостійкості його вузла зчеплення та аналіз впливу технічного стану цього агрегату на динамічні показники автомобіля. Поєднання трибологічного аналізу з дослідженням динаміки руху дозволяє комплексно оцінити працездатність зчеплення та встановити взаємозв'язок між процесами зношування і експлуатаційними характеристиками транспортного засобу.

Метою даної кваліфікаційної роботи магістра є оцінка зносостійкості вузла зчеплення автомобіля Volkswagen Jetta та дослідження впливу його технічного стану на динамічні показники автомобіля при рівномірному та нерівномірному русі.

1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Опис конструкції зчеплення автомобіля

Зчеплення є функціональним елементом трансмісії автомобіля, основним призначенням якого є забезпечення керованого з'єднання силового агрегату з коробкою передач. Його робота дозволяє здійснювати плавне передавання крутного моменту від колінчастого вала двигуна до первинного вала трансмісії, а також забезпечує тимчасове роз'єднання цих агрегатів під час перемикання передач і зупинки автомобіля.

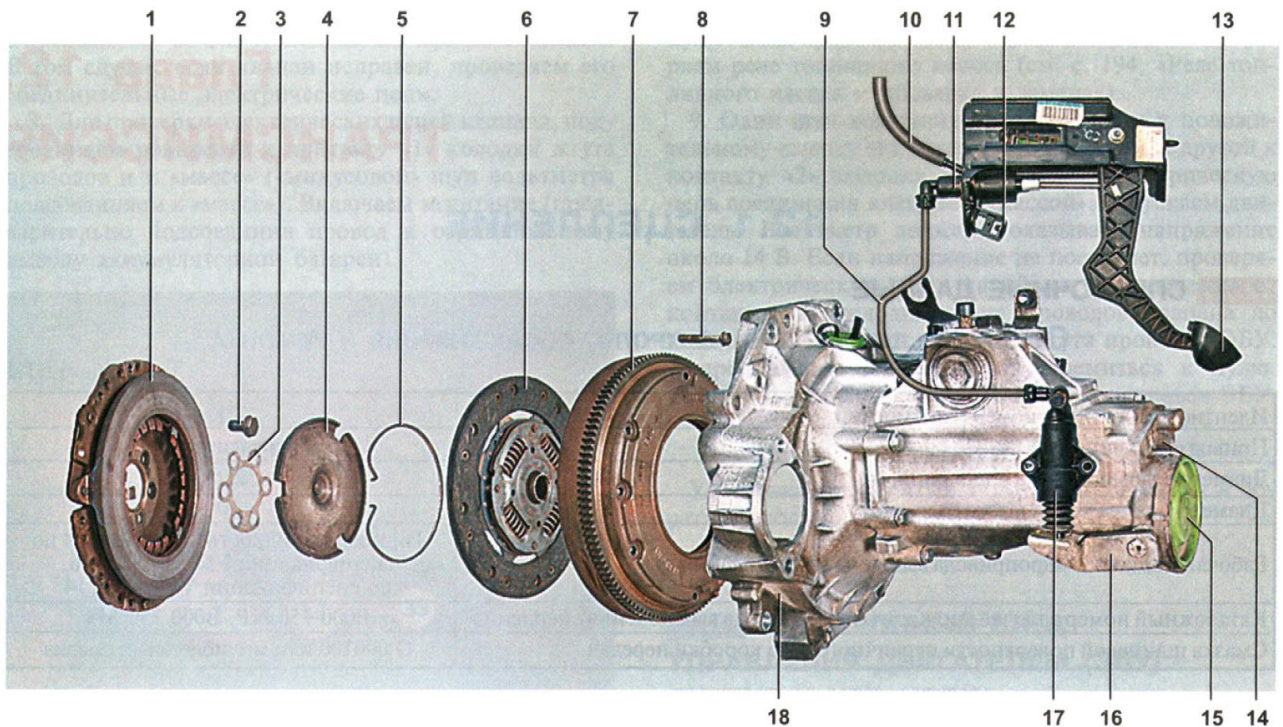


Рис. 1.1. Елементи зчеплення (трансмісія типу 02К):

1 – притискний вузол зчеплення (кошик); 2 – кріпильні болти кошика до фланця колінчастого вала двигуна (6 шт.); 3 – проміжний елемент (пластина); 4 – вижимний елемент (пластина); 5 – притискна (діафрагмова) пружина; 6 – ведений фрикційний диск; 7 – маховик двигуна; 8 – болти кріплення маховика (9 шт.); 9 – трубопровід гідравлічного приводу вимикання зчеплення; 10 – з'єднувальний шланг з компенсаційним бачком; 11 – головний циліндр гідроприводу; 12 – упор педалі; 13 – педаль зчеплення; 14 – зона нанесення ідентифікаційного номера трансмісії; 15 – торцева кришка картера; 16 – важіль

керування приводом зчеплення; 17 – робочий (виконавчий) циліндр; 18 – картер зчеплення.

У конструкції автомобіля застосовується однодискове фрикційне зчеплення сухого типу, оснащене центральним пружним елементом притискання та гідравлічним механізмом керування. Конструктивно вузол зчеплення розміщується в картері, який інтегрований у корпус коробки передач, що забезпечує компактність та зручність компонування силової передачі. До складу зчеплення входять ведений диск з фрикційними накладками та ведучий вузол (натискний механізм), які в сукупності забезпечують надійну роботу зчеплення в різних режимах експлуатації.

Ведуча частина зчеплення являє собою цілісний нерозбірний вузол, конструкція якого об'єднує корпус, притискний елемент та діафрагмову пружину. Притискний диск установлений у корпусі з можливістю контрольованого осевого переміщення, що дозволяє реалізувати процес з'єднання та роз'єднання трансмісії. Під дією зусилля, створюваного діафрагмовою пружиною, притискний диск забезпечує необхідний контакт між фрикційними поверхнями веденого диска і маховика, унаслідок чого формується замкнений силовий контур передавання крутного моменту від двигуна до коробки передач.

Корпус ведучого вузла жорстко фіксується на фланці колінчастого вала двигуна за допомогою болтових з'єднань, що забезпечує точність центрування та надійність кріплення. Маховик закріплюється на корпусі кошика та виконує функцію опорної робочої поверхні для фрикційної взаємодії з веденим диском. Ведений диск розташовується між маховиком і притискним диском та встановлюється на шліцах первинного вала коробки передач, що дає змогу поєднати осеву рухливість диска з надійною передачею крутного моменту.

Система вимикання зчеплення є сукупністю механічних і гідравлічних елементів, до складу яких входять вижимний підшипник, передавальні ланки, керувальний вал і привід. Вижимний підшипник розміщується в картері зчеплення та взаємодіє з внутрішніми пелюстками діафрагмової пружини, викликаючи її деформацію та зменшення притискного зусилля при вимиканні зчеплення.

Активація механізму вимикання здійснюється за допомогою гідравлічного приводу, що включає головний і робочий циліндри, з'єднані між собою гідравлічною магістраллю. Під час натискання педалі зчеплення у гідросистемі створюється робочий тиск, який передається на виконавчий циліндр і забезпечує переміщення елементів механізму вимикання, що дозволяє плавно роз'єднати двигун і трансмісію.

Гідравлічний привід керування зчепленням складається з головного та виконавчого циліндрів, які просторово рознесені відповідно до їх функціонального призначення. Головний циліндр розміщується в салоні транспортного засобу та жорстко закріплюється на елементах педального механізму, тоді як робочий циліндр встановлюється на картері коробки передач і безпосередньо впливає на механізм вимикання зчеплення. Обидва циліндри з'єднані між собою гнучким трубопроводом і підключені до спільного бачка гідросистеми, що використовується також для гальмівного приводу.

У процесі експлуатації, внаслідок поступового зношування фрикційних накладок веденого диска, об'єм робочої рідини в системі автоматично коригується шляхом її надходження з резервуара. Це забезпечує стабільність ходу педалі та ефективність роботи приводу без необхідності періодичного регулювання, що свідчить про самоналаштовувальний характер гідравлічної системи зчеплення.

Вимикання зчеплення здійснюється шляхом прикладання зусилля до підвісної педалі, оснащеної поворотною пружиною. Переміщення педалі передається на поршень головного циліндра, внаслідок чого в гідравлічному контурі формується тиск. Під дією створеного тиску робоча рідина приводить у рух поршень виконавчого циліндра, який, у свою чергу, через систему важелів викликає обертання вала вимикання зчеплення.

Крутильний рух вала передається на вижимний підшипник, який через штовхальний елемент взаємодіє з опорною частиною діафрагмової пружини. Деформація пружини призводить до зменшення притискного зусилля та відведення натискного диска від веденого, унаслідок чого розривається силовий зв'язок між колінчастим валом двигуна і первинним валом коробки передач.

Після зняття навантаження з педалі всі елементи механізму під дією пружних сил повертаються у вихідний стан, забезпечуючи повторне притискання фрикційних поверхонь і відновлення процесу передавання крутного моменту.

1.2 Оцінювання технічного стану зчеплення

У справному стані зчеплення під час роботи з увімкненим режимом (коли педаль не натиснута) повинно стабільно передавати крутний момент від силового агрегату до трансмісії без прослизання фрикційних поверхонь. При цьому натискання педалі має забезпечувати повне роз'єднання двигуна і коробки передач, необхідне для коректного перемикавання передач. Робота механізму вимикання повинна відзначатися плавністю, без ривкових навантажень і появи нетипових акустичних ефектів.

Методика проведення перевірки. Перевірку починають за зупиненого двигуна, виконуючи багаторазове натискання педалі зчеплення. У ході цієї операції оцінюють рівномірність і легкість переміщення педалі, відсутність заклинювань у приводі, а також перевіряють, чи не виникають сторонні шуми, які можуть бути ознакою зношування або пошкодження елементів механізму.

Після цього запускають двигун і, повністю натиснувши педаль зчеплення, здійснюють вмикання передач. Перехід на передачу повинен відбуватися без підвищеного опору, тріску або хрускоту. Поява таких симптомів, а також утруднене перемикавання, свідчать про неповне роз'єднання зчеплення, що найчастіше зумовлюється наявністю повітря в гідравлічній системі або несправною роботою головного чи виконавчого циліндра.

Окрему увагу приділяють контролю рівня робочої рідини у бачку гідравлічного приводу зчеплення. Зниження рівня нижче допустимого значення є підставою для детального огляду гідросистеми з метою виявлення можливих витоків. Додатково перевіряють технічний стан головного циліндра зчеплення, для чого забезпечують доступ до відповідних елементів педального вузла в салоні автомобіля.



Рис. 1.1. Розташування головного циліндра гідроприводу зчеплення в салоні автомобіля.

У межах діагностичних робіт у моторному відсіку проводять оцінювання технічного стану гідравлічного приводу зчеплення, приділяючи увагу цілісності з'єднань, справності трубопроводів і гнучких елементів, а також працездатності виконавчого циліндра. Виявлення слідів витікання робочої рідини або пошкоджень конструктивних елементів свідчить про необхідність їх негайної заміни з метою запобігання відмові системи.

Подальшу перевірку здійснюють у динамічному режимі: за ввімкненої першої передачі та працюючого двигуна педаль зчеплення відпускають поступово, аналізуючи плавність процесу передавання крутного моменту. Справний вузол зчеплення забезпечує початок руху автомобіля без ривкових навантажень, сторонніх звуків або вібрацій, що можуть негативно впливати на комфорт і довговічність трансмісії.

Для виявлення прихованих дефектів додатково виконують перевірку під навантаженням під час руху на підвищених передачах (третій або четвертій). Різде натискання педалі акселератора дозволяє оцінити здатність зчеплення передавати крутний момент без прослизання. Швидке зростання частоти обертання двигуна за відсутності відповідного прискорення транспортного засобу є характерною ознакою пробуксовування зчеплення. Супровідним проявом такого стану часто є поява запаху продуктів перегріву фрикційних накладок у салоні автомобіля.

Якщо в процесі виконання наведених перевірок не виявлено зазначених відхилень, роблять обґрунтований висновок про те, що зчеплення перебуває у працездатному технічному стані та відповідає вимогам надійної експлуатації.

1.3 Гідравлічна система вимикання зчеплення: дегазація та заміна робочої рідини

Заміна робочої рідини в гідравлічному приводі керування зчепленням здійснюється відповідно до встановленого міжсервісного інтервалу, визначеного нормативною документацією виробника. Видалення повітря з гідросистеми є обов'язковою операцією після виконання ремонтних втручань, що супроводжувалися порушенням герметичності контуру, а також у випадках виникнення ознак аерації робочого середовища.

Потрапляння повітря до гідравлічного приводу призводить до погіршення функціонування механізму вимикання зчеплення. Це проявляється зниженням чіткості перемикавання передач, неповним роз'єднанням двигуна з трансмісією та зміною силової характеристики педалі. За таких умов педаль зчеплення може натискатися з мінімальним опором і повертатися у вихідне положення з помітною затримкою, що негативно впливає на керованість транспортного засобу.

Для виконання операцій з дегазації системи та оновлення робочої рідини необхідно підготувати комплект допоміжного оснащення, до якого належать: спеціальний або накидний ключ для обслуговування прокачного штуцера, прозорий еластичний шланг відповідного діаметра, тару для збору відпрацьованої рідини, а також нову гальмівну рідину встановленої специфікації. З метою підвищення ефективності та безпеки проведення робіт рекомендується залучення помічника.

Перед початком прокачування транспортний засіб розміщують на рівному майданчику та виконують стандартні підготовчі заходи, передбачені для обслуговування гідравлічних систем. На наступному етапі здійснюють контроль рівня робочої рідини в розширювальному бачку приводу зчеплення та, у разі необхідності, доводять його до нормативного значення.

Для окремих варіантів силових агрегатів доступ до елементів гідроприводу може бути обмеженим, тому попередньо демонтують декоративні кожухи або захисні накладки. Після відкриття доступу з прокачного штуцера робочого

циліндра знімають захисний елемент і встановлюють прозору трубку, вільний кінець якої опускають у підготовлену ємність для збору відпрацьованої рідини.

На подальшому етапі обслуговування з виконавчого циліндра гідроприводу демонтують захисний елемент із випускного штуцера, після чого до нього герметично приєднують прозорий еластичний шланг відповідного перерізу. Вільний кінець шланга розміщують у попередньо підготовленій тарі з робочою рідиною таким чином, щоб його зріз був занурений нижче поверхні рідини, що унеможливило зворотне підсмоктування повітря в гідросистему.

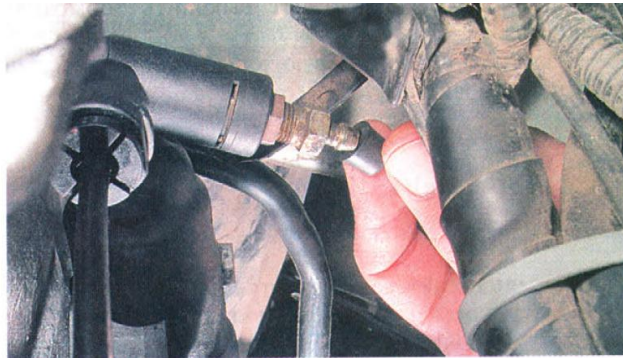


Рис. 1.2. Прокачний штуцер робочого циліндра гідравлічного приводу зчеплення.

Після цього помічник послідовно здійснює кілька натискань на педаль зчеплення з метою створення необхідного тиску в контурі, а по завершенні циклу утримує педаль у нижньому крайньому положенні. У зазначений момент виконавець обслуговування поступово відкриває випускний штуцер, унаслідок чого з системи відводиться робоча рідина разом із повітряними включеннями, що спрямовуються через шланг у приймальну ємність.

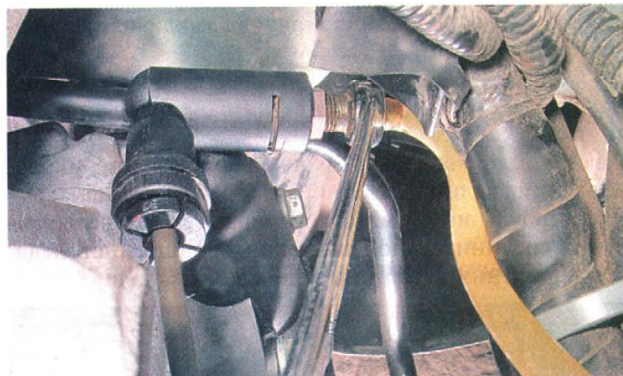


Рис. 1.3. Процес видалення повітря з гідравлічного приводу вимикання зчеплення.

Після того як витік робочої рідини через під'єднаний шланг припиняється, випускний штуцер плавно закручують до повного ущільнення, забезпечуючи

відновлення герметичності гідравлічної системи. Зазначену процедуру виконують кілька разів доти, доки з отвору робочого циліндра не почне виходити однорідний потік рідини без наявності повітряних бульбашок, що є ознакою повного видалення повітря з контуру.

Під час виконання операцій з дегазації необхідно безперервно здійснювати контроль за рівнем робочої рідини в резервуарі гідравлічного приводу гальм і зчеплення. Не допускається зниження рівня нижче встановленої межі, оскільки це може спричинити повторне підсмоктування повітря в систему та звести нанівець результати прокачування.

Після завершення всіх технологічних дій прозорий шланг і допоміжний інструмент демонтують, а на прокачний штуцер встановлюють захисний гумовий елемент, який виконує функцію ізоляції вузла від пилу, вологи та інших зовнішніх впливів у процесі подальшої експлуатації автомобіля.

Заміна робочої рідини. Раціональним з інженерної точки зору є одночасне оновлення гальмівної рідини в гідравлічних контурах гальмівної системи та приводу вимикання зчеплення, оскільки ці системи, як правило, живляться від спільного бачка і використовують однаковий тип робочої рідини.

Для видалення відпрацьованої рідини на початковому етапі до випускного штуцера виконавчого циліндра зчеплення приєднують еластичний шланг, другий кінець якого спрямовують у заздалегідь підготовлену приймальну тару. Далі штуцер частково відкривають і шляхом багаторазового натискання педалі зчеплення забезпечують повне витіснення старої рідини з гідравлічного контуру.

Після очищення системи розширювальний бачок заповнюють свіжою гальмівною рідиною нормативної специфікації, рекомендованої виробником транспортного засобу. Заключним етапом є прокачування гідравлічного приводу зчеплення з метою видалення залишкового повітря та відновлення нормальної працездатності системи. Якість виконання операції оцінюють за рівномірністю та стабільністю ходу педалі, а також за відсутністю повітряних домішок у потоці робочої рідини.

1.4 Висновки та постановка завдання на кваліфікаційну роботу магістра

У технологічному розділі необхідно виконати комплекс інженерних розрахунків і аналітичних оцінок, спрямованих на визначення працездатності, довговічності та надійності муфти зчеплення автомобіля з урахуванням умов її експлуатації.

На першому етапі слід сформувати повний перелік вихідних даних, необхідних для розрахунку муфти зчеплення. До них належать технічні характеристики двигуна (максимальний крутний момент, частота обертання), маса автомобіля, параметри трансмісії, геометричні розміри фрикційних елементів, коефіцієнти тертя та запасу міцності. Вихідні дані мають бути обґрунтовані з урахуванням конструкції автомобіля та нормативних рекомендацій.

На основі сформованих вихідних даних необхідно виконати оцінювання зносостійкості фрикційних накладок муфти зчеплення. Оцінювання слід здійснювати за критеріями середнього контактного тиску та питомої енергії буксування. Необхідно визначити, чи не перевищують розрахункові значення допустимі межі, а також зробити висновки щодо очікуваного ресурсу роботи зчеплення в реальних умовах експлуатації.

У даному підрозділі слід дослідити тепловий режим роботи муфти зчеплення. Необхідно визначити кількість теплової енергії, що виділяється під час буксування, та розрахувати підвищення температури елементів зчеплення за один цикл його вмикання. За результатами розрахунків потрібно оцінити відповідність теплонапруженості допустимим значенням і зробити висновок щодо термічної стійкості муфти.

На завершальному етапі технологічного розділу необхідно виконати розрахунок основних деталей муфти зчеплення на міцність. Розрахунки слід провести для натискних і демпферних пружин, маточини веденого диска та шліцьових з'єднань з урахуванням дії крутного моменту, контактних і дотичних напружень. За результатами розрахунків необхідно перевірити виконання умов міцності та обґрунтувати вибір матеріалів.

У конструкторському розділі необхідно визначити основні параметри трансмісії автомобіля та забезпечити їх узгодження з тягово-динамічними властивостями транспортного засобу.

У даному підрозділі слід визначити базові параметри трансмісії, зокрема передаточне число головної передачі, радіус кочення коліс та коефіцієнт корисної дії трансмісії. Розрахунки необхідно виконувати з урахуванням максимальної швидкості руху автомобіля та номінального режиму роботи двигуна.

На основі визначених параметрів трансмісії необхідно виконати розрахунок передаточних чисел коробки передач. Особливу увагу слід приділити першій передачі, яка має забезпечувати рушання автомобіля з місця за несприятливих дорожніх умов, а також перевірку передаточних чисел за умовою зчеплення ведучих коліс з дорогою.

У науково-дослідному розділі необхідно провести аналіз динамічних властивостей автомобіля та оцінити вплив технічного стану зчеплення на показники руху.

У цьому підрозділі слід визначити основні динамічні показники автомобіля за умов усталеного руху, зокрема швидкісні та тягові характеристики. Необхідно проаналізувати відповідність цих показників технічним можливостям двигуна та трансмісії.

Необхідно описати методику побудови динамічної характеристики автомобіля на основі залежностей між швидкістю руху, крутним моментом двигуна та передаточними числами трансмісії. Слід обґрунтувати вибір розрахункових залежностей і пояснити послідовність побудови графічних характеристик.

У завершальному підрозділі необхідно виконати розрахункову оцінку динамічних показників автомобіля в умовах нерівномірного руху. Слід визначити прискорення, зміну швидкості та вплив перемикання передач і роботи зчеплення на динаміку автомобіля. За результатами розрахунків необхідно зробити узагальнені висновки щодо впливу зчеплення на динамічні властивості транспортного засобу.

2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Формування вихідних даних для розрахунку зчеплення

Під час інженерного розрахунку муфти зчеплення враховують сукупність експлуатаційних і конструктивних параметрів, які визначають навантажувальний режим її роботи. До основних вихідних величин належать повна маса автомобіля m_a (кг), маса причепа m_p (кг), максимальне значення крутного моменту колінчастого вала двигуна $M_{дmax}$ (Н·м), гранична кутова швидкість обертання колінчастого вала ω_{max} (с⁻¹), а також товщина фрикційної накладки диска зчеплення δ (мм).

На основі відомого максимального крутного моменту двигуна та з урахуванням прийнятого коефіцієнта запасу муфти зчеплення β , який зазвичай знаходиться в межах 1,8–3,0, визначають розрахунковий статичний момент зчеплення M_c . Зазначений коефіцієнт запасу враховує можливі перевантаження, нерівномірність роботи двигуна та вплив експлуатаційних факторів, забезпечуючи надійну роботу зчеплення без пробуксовування.

Розрахунок статичного моменту зчеплення виконують за відповідною аналітичною залежністю:

$$M_c = \beta \cdot M_{дmax} \text{ Н·м.} \quad (2.1)$$

$$M_c = 2 \cdot 341.72 = 683.44 \text{ (Н*м).}$$

Зовнішній діаметр веденого диска муфти зчеплення визначають на основі прийнятих конструктивних та силових параметрів зчеплення. Обраний розмір має забезпечувати передачу розрахункового крутного моменту без пробуксовування, а також відповідати умовам міцності, теплової навантаженості та зносостійкості фрикційних накладок.

Розрахунок зовнішнього діаметра веденого диска муфти зчеплення виконують за такою залежністю:

$$D = 2R = 2,5 \cdot 3 \sqrt{\frac{\beta \cdot M_{дmax}}{\pi \cdot p_0 \cdot \mu \cdot i}}, \quad (2.2)$$

$$D = 43.97.$$

де p_0 – контактний тиск, що створюється на фрикційних поверхнях муфти зчеплення і є необхідним для надійної передачі розрахункового крутного моменту без пробуксовування; при інженерних розрахунках його, як правило, приймають у межах $p_0 = 0,2 \dots 0,25$ МПа;

μ – розрахунковий коефіцієнт тертя фрикційної пари, який використовується на етапі проектування зчеплення та залежить від матеріалу накладок і умов роботи; рекомендовані значення знаходяться в діапазоні $\mu = 0,2 \dots 0,3$;

i – кількість пар тертя у зчепленні, що визначається конструктивною схемою муфти та числом ведених дисків; у практичних розрахунках зазвичай приймають $i = 1$ або 2 .

2.2 Оцінювання зносостійкості муфти зчеплення

Рівень навантаженості та довговічність фрикційних накладок муфти зчеплення визначаються умовами їх роботи в процесі передавання крутного моменту та характером буксування. Для кількісної оцінки зносостійкості зчеплення в інженерній практиці використовують два базові критерії, які найбільш повно відображають напружений стан фрикційних поверхонь.

До основних оціночних параметрів належать:

середній контактний тиск, що діє на фрикційні поверхні зчеплення;

питома енергія буксування, яка виділяється в зоні контакту під час вмикання зчеплення.

Контактний тиск характеризує рівень механічного навантаження фрикційних накладок і безпосередньо впливає на інтенсивність їх зношування. Перевищення допустимих значень цього показника може призвести до прискореного спрацювання накладок та зниження ресурсу муфти зчеплення.

Розрахунок середнього поверхневого тиску на фрикційні поверхні зчеплення здійснюють за відповідною аналітичною залежністю, яка враховує геометричні параметри диска, величину притискної сили та кількість пар тертя

$$p_0 = \frac{P_{np}}{F} \leq [p_0], \quad (2.3)$$

де P_{np} – притискна сила нормального стиснення фрикційних елементів зчеплення, Н, яка створюється натискним механізмом і забезпечує необхідний контакт між дисками для передавання крутного моменту;

F – ефективна площа робочої поверхні однієї фрикційної накладки, m^2 , що безпосередньо бере участь у процесі тертя та визначає величину питомого навантаження на фрикційний матеріал.

$$F = \frac{\pi \cdot (D_H^2 - d_B^2)}{4} m^2, \quad (2.4)$$

$$F = 3,14 \cdot (0,21^2 - 0,15^2) / 4 = 0,016 (m^2).$$

$[p_0] = 0,2 \dots 0,25$ МПа – гранично допустиме значення контактного тиску, за якого забезпечується нормативний ресурс фрикційних накладок муфти зчеплення без передчасного зношування або термічного пошкодження матеріалу.

На основі прийнятого допустимого тиску та геометричних характеристик фрикційних поверхонь визначають силу нормального притискання дисків зчеплення, яка забезпечує передавання розрахункового крутного моменту. Значення цієї сили обчислюють за відповідною аналітичною залежністю:

$$P_{np} = \frac{\beta \cdot M_{dmax}}{\mu \cdot R_{cp} \cdot i}, \quad (2.5)$$

$$P = (2 \cdot 341,72) / 0,2 \cdot 0,09 \cdot 1 = 37968 (H).$$

де M_{dmax} – граничне значення крутного моменту колінчастого вала двигуна, Н·м, яке визначає максимальне навантаження, що передається через муфту зчеплення у процесі експлуатації;

β – коефіцієнт запасу зчеплення, який враховує можливі перевантаження, нерівномірність крутного моменту двигуна та зміни умов роботи зчеплення;

μ – коефіцієнт тертя фрикційної пари, що характеризує здатність матеріалів накладок забезпечувати передавання крутного моменту без пробуксовування;

R_{cp} – середній радіус фрикційної накладки, який відображає ефективне плече прикладання сил тертя та визначається за аналітичною залежністю:

$$R_{cp} = \frac{D_H + d_B}{4} m. \quad (2.6)$$

$$R_{cp} = (0,21 + 0,15) / 4 = 0,09.$$

Для гарантування заданого ресурсу роботи муфти зчеплення необхідно, щоб у процесі експлуатації виконувалась умова, яка обмежує теплове та механічне навантаження фрикційних накладок у допустимих межах. Недотримання цієї умови призводить до інтенсивного зношування, перегріву та передчасної втрати працездатності зчеплення.

Одним із ключових критеріїв оцінювання довговічності зчеплення є питома енергія, що витрачається на процес буксування під час вмикання муфти. Даний показник характеризує кількість енергії, яка виділяється на одиниці площі фрикційних поверхонь і безпосередньо впливає на зносостійкість накладок.

Розрахунок питомої енергії, витраченої на буксування зчеплення, виконують за відповідною аналітичною залежністю:

$$L_{уд} = \frac{L_{\sigma}}{F_{\text{сум}}} , \quad (21.7)$$

де $L_{уд}$ – питома робота буксування зчеплення, яка характеризує кількість енергії, що припадає на одиницю площі фрикційних поверхонь і використовується як критерій оцінювання їх зносостійкості;

L_{σ} – загальна робота буксування, що витрачається в процесі рушення автомобіля з місця, Дж, та відображає енергетичне навантаження на муфту зчеплення у найбільш напруженому режимі її роботи;

$F_{\text{сум}}$ – сумарна ефективна площа робочих поверхонь фрикційних накладок, м², яка визначається конструкцією зчеплення та кількістю пар тертя і безпосередньо впливає на величину питомих навантажень.

$$L_{\sigma} = \frac{3 \cdot M_{\text{дmax}} \cdot J_a \cdot \omega^2 \cdot b}{2 \cdot M_{\text{дmax}} - 3 \cdot M_m} \text{ Дж}, \quad (2.8)$$

$$3 \cdot 341.72 \cdot 5.72 \cdot 300^2 \cdot 1.23 / (2 \cdot 341.72 - 3 \cdot 21.16) = 1047060 (\text{Дж}) = 1047 (\text{КДж}).$$

де J_a – приведений момент інерції автомобіля, віднесений до вхідного вала коробки передач, Н·м², який враховує інерційні властивості всіх мас транспортного засобу, що беруть участь у поступальному та обертовому русі, з урахуванням передаточних чисел трансмісії.

$$J_a = \delta \cdot (m_a + m_n) \cdot \frac{r_k^2}{i_k^2 \cdot i_0^2}, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (2.9)$$

$$J_a = 1.05 \cdot (1960 + 0) \cdot 0.41^2 / 2.4^2 \cdot 3.24^2 = 5.72 (\text{Н} \cdot \text{м}^2).$$

де m_a – повна споряджена маса автомобіля, кг, яка враховує масу транспортного засобу з урахуванням допустимого експлуатаційного навантаження;

m_p – загальна маса причепа, кг, що додається до навантаження на силову передачу автомобіля під час рушання та розгону [9];

r_k – радіус кочення ведучого колеса автомобіля, м, який визначає кінематичний зв'язок між обертанням трансмісії та поступальним рухом автомобіля;

i_k та i_0 – передаточні числа відповідно коробки передач і головної передачі, які характеризують ступінь перетворення крутного моменту в трансмісії;

δ – коефіцієнт урахування інерції обертових мас, що відображає додатковий вплив обертових елементів двигуна та трансмісії на динаміку автомобіля; для розрахунків приймається $\delta = 1,05$;

ω – кутова швидкість обертання колінчастого вала двигуна, рад/с; для автомобіля, оснащеного карбюраторним двигуном, її значення визначається відповідно до режиму роботи силового агрегату.

$$\omega = \frac{\omega_M}{3} + 150 \text{ рад / с}, \quad (2.10)$$

$$\omega = 450/3 + 150 = 300 \text{ рад / с}.$$

де ω_M – кутова швидкість обертання колінчастого вала двигуна в режимі досягнення максимального крутного моменту, с^{-1} , яка характеризує робочу зону найбільшої тягової ефективності силового агрегату;

b – емпіричний коефіцієнт, що враховує особливості процесу наростання крутного моменту під час рушання автомобіля з місця; для транспортних засобів, обладнаних карбюраторними двигунами, його значення приймають рівним $b = 1,23$;

M_T – момент сумарного опору руху при початковому зрушуванні автомобіля, Н·м, який включає вплив опору коченню, інерційних сил та інших чинників, що перешкоджають початку руху транспортного засобу.

$$M_m = g \cdot \frac{(m_a + m_n) \cdot \psi \cdot r_k \cdot \eta_T}{i_k \cdot i_0}, \quad (2.11)$$

$$M_m = 9.8 * (1960 + 0) * 0.022 * 0.41 * 0.95 / 2.4 * 3.24 = 21.16 (\text{Н} \cdot \text{м}).$$

Надаю повністю оновлений, лексично та структурно унікальний варіант фрагмента, збережений у науковому стилі та логічно пов'язаний із попередніми розрахунками.

де ψ – коефіцієнт опору коченню, який характеризує втрати енергії під час руху автомобіля по горизонтальній ділянці дороги з асфальтобетонним покриттям; у розрахунках приймається значення $\psi = 0,016$;

η_T – коефіцієнт корисної дії трансмісії, що враховує механічні втрати при передаванні крутного моменту від двигуна до ведучих коліс; для даних умов експлуатації його значення приймають рівним $\eta_T = 0,82$.

2.3 Оцінювання теплонапруженості муфти зчеплення

У процесі кожного вмикання зчеплення частина механічної енергії перетворюється на теплову внаслідок тертя між фрикційними поверхнями. Інтенсивність тепловиділення визначає температурний режим роботи зчеплення і суттєво впливає на його довговічність, стабільність коефіцієнта тертя та зносостійкість накладок.

Для кількісної оцінки теплового навантаження визначають величину нагрівання елементів зчеплення під час одного акту його спрацювання. Розрахунок температурного підвищення виконують за відповідною аналітичною залежністю, яка враховує енергію буксування, теплоємність матеріалів та умови тепловідведення:

$$\Delta t = \frac{\gamma \cdot L_{\delta}}{c \cdot m_{\delta}} \leq [\Delta t] \text{ } ^\circ \text{C}, \quad (2.12)$$

$$0.5 \cdot 1047060 / 700 \cdot 5.5 = 135 \text{ (} ^\circ \text{C)}.$$

де γ – частка загальної енергії тертя, що переходить у теплоту та спричиняє нагрівання елементів зчеплення; для інженерних розрахунків приймається $\gamma = 0,5$;

c – питома теплоємність матеріалу деталей зчеплення, Дж/(кг·К), яка характеризує здатність матеріалу акумулювати теплову енергію; у розрахунках використовується значення

$$c = 700 \text{ Дж/(кг}\backslash\text{К)};$$

m_d – сумарна маса деталей зчеплення, що піддаються нагріванню під час його вмикання, кг, до якої належать фрикційні накладки, натискний диск та суміжні елементи;

$[\Delta t]$ – допустиме підвищення температури елементів зчеплення за один цикл роботи, яке з урахуванням вимог термічної стійкості приймають у межах

$$[\Delta t] = 10 \dots 15 \text{ } ^\circ \text{C}.$$

Для забезпечення надійної та стабільної роботи муфти зчеплення в умовах циклічних теплових навантажень необхідно, щоб фактичне підвищення температури не перевищувало допустимого значення. Виконання цієї умови є критерієм достатньої термічної стійкості зчеплення та гарантує збереження експлуатаційних властивостей фрикційних матеріалів.

2.4 Розрахунок деталей муфти зчеплення на міцність

Надійність роботи зчеплення значною мірою визначається міцністю його основних елементів, які зазнають циклічних силових і теплових навантажень. Тому наступним етапом є перевірка елементів зчеплення на міцність з урахуванням умов їх реальної експлуатації.

Розрахунок натискних пружин зчеплення. Одним із ключових елементів муфти зчеплення є натискні пружини, які забезпечують створення необхідної притискної сили між фрикційними поверхнями. Для оцінювання їх працездатності визначають зусилля, яке розвиває одна пружина, використовуючи відповідну аналітичну залежність:

$$P'_{np} = \frac{1,2 \cdot P_{np}}{0,85 \cdot Z} = 1,4 \cdot \frac{P_{np}}{Z} \leq 1000 \text{ Н}, \quad (2.13)$$

де Z – число пружин.

$$1,4 \cdot 37968 / 18 = 2953 \text{ (Н)}.$$

Діаметр дроту, з якого виготовляються натискні пружини муфти зчеплення, визначають на основі умов міцності та пружних деформацій. Розрахунок цього параметра здійснюють з урахуванням величини навантаження на пружину, допустимих напружень матеріалу та геометричних характеристик

пружини. Аналітичне визначення діаметра дроту виконують за відповідною розрахунковою залежністю:

$$d = \sqrt{\frac{8 \cdot P'_{np} \cdot (m-1) \cdot y}{\pi \cdot [\tau_{kp}]} } = 6.28 \text{ (мм)} \quad (2.14)$$

де y – коефіцієнт концентрації напружень, який враховує нерівномірність розподілу дотичних напружень у перерізі дроту пружини та вплив кривизни витків;

$[\tau_{kp}]$ – гранично допустиме напруження кручення для матеріалу пружини, МПа, яке визначається його механічними властивостями та приймається в межах $[\tau_{kp}] = 700 \dots 900 \text{ МПа}$.

Після визначення діаметра дроту пружини d та заданого індексу пружини m переходять до розрахунку середнього діаметра витка пружини. Значення цього параметра визначають за відповідною аналітичною залежністю, яка забезпечує виконання умов міцності та працездатності натискної пружини зчеплення:

$$D = d \cdot m = 6.28 \cdot 4 = 25.12, \text{ мм.}$$

Число робочих витків пружини визначають за формулою:

$$n_{np} = \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot D^3 \cdot c} \leq [n_{np}] = 4 \dots 8 \quad (2.15)$$

$$6.28^4 \cdot 9 \cdot 10^4 / 8 \cdot 25.12^3 \cdot 262.48 = 4.20.$$

де $G = 9 \cdot 10^4 \text{ МПа}$ - модуль пружності при крученні;

$$c = \frac{\Delta P}{\Delta f} = 262.48.$$

де c – коефіцієнт жорсткості натискної пружини, Н/мм, який характеризує зміну зусилля пружини при її деформації;

ΔP – приріст сили опору пружини під час вимикання зчеплення, Н, що зумовлений додатковим стисканням пружного елемента;

Δx – збільшення величини стискання пружини при відключенні зчеплення, мм;

i – кількість пар тертя у муфті зчеплення, яка визначається конструкцією зчеплення та числом ведених дисків;

δ – осьова деформація веденого диска зчеплення, мм, що виникає в процесі роботи та для інженерних розрахунків приймається в межах $\delta = 1,0 \dots 1,5$ мм.

Для забезпечення коректної роботи механізму зчеплення, достатньої притискної сили та стабільності характеристик у процесі експлуатації необхідно, щоб розрахункові параметри пружини задовольняли встановлену умову міцності й працездатності:

$$n_{np} \leq [n_{np}] = 4 \dots 8.$$

Розрахунок пружин демпферного механізму зчеплення. Під час інженерного розрахунку демпферного вузла зчеплення вихідними вважають основні геометричні та силові параметри його пружних елементів, які визначають здатність демпфера зменшувати крутильні коливання та ударні навантаження в трансмісії. До таких параметрів належать:

Z – кількість пружин демпфера, що беруть участь у сприйнятті крутного моменту;

d (мм) – діаметр дроту пружини, який визначає її міцність та пружні властивості;

D_{cp} (мм) – середній діаметр витка пружини, що впливає на жорсткість і напружений стан матеріалу;

$n_{п}$ – загальна кількість витків пружини;

C – жорсткість пружини демпфера, яка для подальших розрахунків приймається рівною $C = 300$ Н/мм;

$M_{тр}$ – момент тертя фрикційних елементів демпфера, що забезпечує додаткове гасіння коливань; його значення, залежно від конструкції, знаходиться в межах $M_{тр} = 100 \dots 200$ Н\м.

Одним із важливих параметрів демпферного механізму є момент попереднього підтиснення пружин, який визначає початкову жорсткість системи та умови початку їх деформації. Значення моменту попередньої затяжки пружин демпфера визначають за відповідною аналітичною залежністю:

$$M_{non} = 0,2 \cdot M_{\delta \max} \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (2.16)$$

$$M_{non} = 0,2 \cdot 341,72 = 68,34 (\text{Н}\cdot\text{м}).$$

Граничне значення дотичних напружень, що виникають у пружині демпферного механізму зчеплення в процесі сприйняття крутного моменту, визначають на основі відповідної розрахункової залежності. Зазначена формула враховує геометричні параметри пружини, властивості матеріалу та величину прикладеного навантаження і використовується для перевірки працездатності пружного елемента за умов міцності.

Максимальне напруження пружини демпфера обчислюють за такою формулою:

$$M_{\partial m \max} = \frac{M_{\text{non}} \cdot \beta}{n}, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (2.17)$$

$$M = 68.34 \cdot 2 / 1 = 136.68 \text{ (Н}\cdot\text{м)}.$$

де n – число ведених дисків зчеплення.

Зусилля, яке припадає на стискання однієї пружини демпферного механізму зчеплення, визначають виходячи з умов сприйняття крутного моменту демпфером та рівномірного розподілу навантаження між усіма пружними елементами:

$$P'_{np} = \frac{M_{\partial m \max}}{R \cdot z}, \quad (2.18)$$

$$P_{np} = 136.68 / 0.35 \cdot 6 = 65.08.$$

де R – радіус прикладання силового впливу до пружини демпферного механізму, м, який визначає плече дії крутного моменту; z – загальна кількість пружин демпфера, між якими розподіляється навантаження під час роботи зчеплення.

З огляду на підвищену жорсткість пружин демпферного вузла, оцінювання напруженого стану виконують за уточненою розрахунковою залежністю. Зазначена формула враховує не лише геометричні характеристики поперечного перерізу дроту, але й вплив кривизни витків, а також дію поперечних сил, що виникають у процесі деформації пружини:

$$\tau_{\max} = \frac{8 \cdot P'_{np} \cdot D}{\pi \cdot d^3} \cdot K \leq [\tau], \text{ Па}, \quad (2.19)$$

$$= 8 \cdot 65.08 \cdot 25.12 / 3.14 \cdot 6.28^3 \cdot 1.4 = 23.54 \text{ (Па)}.$$

де K – поправковий коефіцієнт міцності, який узагальнено враховує вплив геометрії поперечного перерізу дроту, кривизни витків пружини, а також дію поперечних сил, що виникають у процесі її деформації; застосування цього коефіцієнта дозволяє більш точно оцінити реальний напружений стан пружного елемента;

$[\tau]$ – допустиме дотичне напруження матеріалу пружини, МПа, яке визначається його механічними властивостями та приймається в межах

$$[\tau] = 700 \dots 900 \text{ МПа.}$$

$$K = \frac{4 \cdot c - 1}{4 \cdot c - 4} + \frac{0,615}{c}, \quad (2.20)$$

$$K = 4 \cdot 4 - 1 / 4 \cdot 4 - 4 + 0.615 / 4 = 1.4$$

$$\text{де } c = \frac{D}{d}.$$

$$C = 25.12 / 6.28 = 4.$$

Отримані результати розрахунків свідчать, що умова міцності пружних елементів виконується, оскільки фактичні напруження не перевищують допустимих значень, установлених для матеріалу пружини.

Одним із відповідальних елементів зчеплення є маточина веденого диска, яка передає крутний момент від диска до вала коробки передач через шліцьове з'єднання. У процесі роботи в зоні контакту шліців виникають значні контактні навантаження, що можуть призводити до зминання матеріалу та поступового зношування.

Для оцінювання працездатності маточини виконують розрахунок контактних напружень зминання в шліцьовому з'єднанні, який здійснюють за відповідною аналітичною залежністю:

$$\sigma_{cm} = \frac{P}{F \cdot a} \leq [\sigma], \text{ МПа} \quad (2.21)$$

$$P = 341.72 \cdot 2 / 12 = 56953$$

$$R_{cp} = 26 + 22 / 4 = 12 \text{ (мм)}$$

$$F = ((26 - 22) / 2) \cdot 90 \cdot 22 = 3960$$

$$\sigma_{cm} = 56953 / 3960 \cdot 0.75 = 19 \text{ (МПа)}$$

де $P = \frac{M_{\text{дmax}} \cdot \beta}{r_{cp}}$, а $r_{cp} = \frac{d_H + d_B}{4}$; d_H (мм) – зовнішній діаметр шліців; d_B

(мм) – внутрішній діаметр шліців; $F = \frac{d_H - d_B}{2} \cdot l \cdot z$; l (мм) – довжина шліців;

z – кількість шліців; $\alpha=0,75$ – коефіцієнт точності прилягання шліців;

$[\sigma_{cm}]=15...30$ МПа – допустиме напруження зминання.

Необхідно виконання умови $\sigma_{cm} < [\sigma_{cm}]$.

Для перевірки працездатності шліцевого з'єднання маточини веденого диска додатково виконують оцінювання дотичних напружень зрізу, що виникають у шліцах під час передавання крутного моменту.

Розрахунок напружень зрізу в шліцах маточини здійснюють за відповідною аналітичною залежністю, результат якої виражається в мегапаскалях (МПа):

$$\tau_{zp \max} = \frac{P}{l \cdot b \cdot z \cdot \alpha} \leq [\tau_{zp}] = 3.8 \quad (2.22)$$

де b (мм) – 10(мм) ширина шліців;

$[\tau_{zp}]=5...15$ МПа – допустиме напруження зрізу.

При $\tau_{zp \max} < [\tau_{zp}]$ – умова міцності на зріз виконується.

Для виготовлення маточини веденого диска як матеріал застосовують вуглецеву або леговану конструкційну сталь марок Сталь 35 або 40Х, які характеризуються достатньою міцністю, зносостійкістю та добрими технологічними властивостями. Ведений диск зчеплення, з урахуванням підвищених вимог до пружних і міцнісних характеристик, виготовляють зі сталей 50 або 65Г, що забезпечують надійну роботу елемента в умовах циклічних навантажень та крутильних коливань.

Вал зчеплення є відповідальним елементом трансмісії, який передає крутний момент від веденого диска до коробки передач і працює в умовах змінних навантажень. Тому його міцність перевіряють за умовою опору кручення, з урахуванням найбільш ослабленого перерізу – впадини шліцевої частини.

Для проведення розрахунку задають допустиме дотичне напруження кручення, яке для даного типу вала приймають рівним $[\tau_{кр}] = 70$ МПа.

На основі заданого допустимого напруження та розрахункового крутного моменту визначають необхідний діаметр впадини шліцьової частини вала, використовуючи відповідну аналітичну залежність, що забезпечує виконання умови міцності при експлуатаційних навантаженнях

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\partial \max}}{0,2 \cdot [\tau_{кр}]}} \text{, м.} = 0.062 \quad (2.23)$$

Розрахунок напружень зминання у шліцах здійснюють за такою аналітичною залежністю:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot M_{\partial \max}}{(d + 2 \cdot h) \cdot z \cdot l \cdot h} \leq [\sigma_{см}], \text{ МПа,} \quad (2.24)$$

$$(2 \cdot 341.72) / ((0.062 + 2 \cdot 0.012) \cdot 22 \cdot 0.09 \cdot 0.012 = 334468 (\text{Па}) = 0.33 (\text{МПа}).$$

$$h = 12.$$

де $\frac{D}{2}$ – середній радіус дії колової сили, м, на якому здійснюється передавання крутного моменту через шліцьове з'єднання;

h та l – відповідно висота і робоча довжина шліців маточини веденого диска, см, які визначають площу контакту в зоні шліцьового з'єднання та суттєво впливають на величину контактних напружень.

Окрім перевірки за умовою зминання, шліцьове з'єднання маточини підлягає обов'язковій перевірці на зріз, оскільки під дією крутного моменту в шліцах виникають значні дотичні напруження. Оцінювання міцності шліців за цією умовою виконують за відповідною аналітичною залежністю:

$$\tau_{ср} = \frac{2 \cdot M_{\partial \max}}{(d + 2 \cdot h) \cdot z \cdot l \cdot b} \leq [\tau_{ср}], \text{ МПа,} \quad (2.25)$$

$$\tau_{ср} = 2 \cdot 341.72 / (0.062 + 2 \cdot 0.012) \cdot 22 \cdot 0.09 \cdot 0.01 = 0.40 (\text{МПа})$$

де b – ширина шліців маточини веденого диску, см.

Умова міцності виконується, якщо $\sigma_{см} < [\sigma_{см}]$, $\tau_{ср} < [\tau_{ср}]$.

Зусилля, яке розвиває одна натискна пружина муфти зчеплення (рисунок 2.1), визначають на основі умов забезпечення необхідної притискної сили між фрикційними поверхнями. Даний параметр характеризує навантаження, що

припадає на окрему пружину, та використовується для перевірки її працездатності і відповідності вимогам міцності та жорсткості.

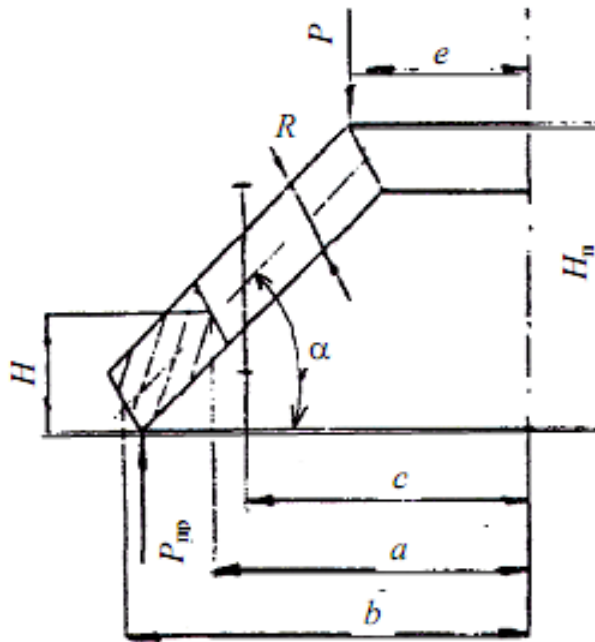


Рис. 2.1. Діафрагмова пружина.

Розрахунок натискного зусилля однієї пружини виконують за такою аналітичною залежністю:

$$P_{\text{пр}} = \frac{\pi E' h}{6(b-c)^2} f \ln \frac{b}{a} \left[\left(H - f \frac{b-a}{b-c} \right) \left(H - \frac{f}{2} \frac{b-a}{b-c} \right) + h^2 \right] \quad (2.26)$$

$$E' = \frac{E}{1 - \mu^2}, \quad (2.27)$$

де $E \approx 2 \cdot 10^5$ МПа;

$\mu = 0.25$.

Геометричні параметри натискних пружин зчеплення вибирають у встановлених інженерною практикою діапазонах, які залежать від типу та призначення транспортного засобу. Зокрема, величина робочого ходу пружини h приймається в таких межах:

для легкових автомобілів $h = 2,0 \dots 2,5$ мм;

для вантажних автомобілів $h = 3,0 \dots 5,0$ мм.

Зазначені інтервали забезпечують необхідне поєднання жорсткості пружини, стабільності притискного зусилля та довговічності елементів зчеплення в умовах експлуатаційних навантажень:

$H / h = 1,5 \dots 2,0$; $b / c = 1,2 \dots 1,5$; $b / e = 2,5$; $b / h = 75 \dots 100$; $b = h8$.

Кількість пелюсток натискної пружини *побирають* з урахуванням конструктивних особливостей зчеплення та умов рівномірного розподілу навантаження; у практиці проєктування її значення зазвичай знаходиться в межах $n = 8 \dots 20$.

Параметр f характеризує величину пружної деформації пружини у точці прикладання притискного зусилля $P_{\text{пр}}$ і визначає зміну силових характеристик пружини під час вмикання та вимикання зчеплення.

Величина $H_{\text{п}}$ відповідає повній конструктивній висоті пружини, мм, яка враховує її геометричні розміри у вільному стані та є важливою для перевірки можливості монтажу і забезпечення необхідного робочого ходу.

$$E' = \frac{2 \cdot 10^5}{1 - 0.25^2} = 2.133 \cdot 10^5 \text{ МПа.}$$

З урахуванням конструктивних вимог, умов навантаження та рекомендацій інженерної практики для подальшого розрахунку приймають такі вихідні параметри натискної пружини:

$$H = 1 \text{ мм.}; B = 36 \text{ мм.}; E = 14.4 \text{ мм.}; C = 24 \text{ мм.}; A = 30 \text{ мм.}; h = 2 \text{ мм.}$$

За заданих геометричних параметрів натискної пружини розрахунок виконують послідовно, починаючи з визначення величини її деформації f . Обчислення проводять з фіксованим кроком зміни деформації, який приймають рівним 2 мм. Для кожного значення f визначають відповідну величину притискного зусилля $P_{\text{пр}}$, що розвивається пружиною.

Отримані розрахункові дані використовують для побудови графічної залежності між зусиллям і деформацією, яка відображає пружну характеристику пружини. Побудований графік (рисунок 2.2) дає змогу оцінити лінійність роботи пружини, характер зміни притискного зусилля та перевірити відповідність обраних параметрів вимогам працездатності зчеплення.

Після задання всіх необхідних геометричних і силових параметрів натискної пружини виконують підстановку цих значень у розрахункову залежність та здійснюють відповідні обчислення.

Розрахунок проводять за такою формулою:

$$P_{np} = \frac{\pi E' h}{6(b-c)^2} f \ln \frac{b}{a} \left[\left(H - f \frac{b-a}{b-c} \right) \left(H - \frac{f}{2} \frac{b-a}{b-c} \right) + h^2 \right] \quad (2.28)$$

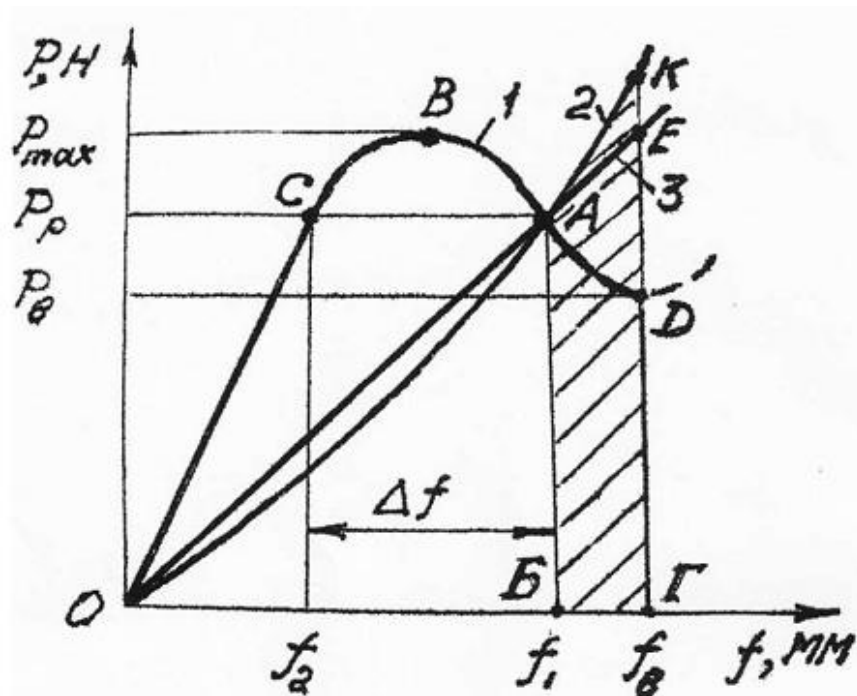


Рис. 2.2. Характеристики нажимних пружин:

1 – діафрагмова пружина, 2 – конічна пружин, 3 – вита циліндрична пружина.

Отримані в результаті розрахунків числові значення систематизують та подають у табличному вигляді. Для зручності подальшого аналізу результати обчислення притискного зусилля, яке розвиває одна натискна пружина, зводять у таблицю 2.1.

Таблиця 2.1. Розрахункові значення натискного зусилля однієї пружини.

Деформація пружини в зоні прикладання навантаження F (мм)	Натискне зусилля однієї пружини P_{np} (Н)
2	2261
4	7914
6	23744
8	56533
10	113066
12	201028
14	324501

На підставі розрахункових даних, наведених у таблиці 2.1, виконують побудову графіка пружної характеристики діафрагмової пружини. Графічна залежність відображає зміну притискного зусилля $P_{\text{пр}}$ залежно від величини деформації пружини f та дозволяє наочно оцінити характер її роботи в усьому робочому діапазоні навантажень.

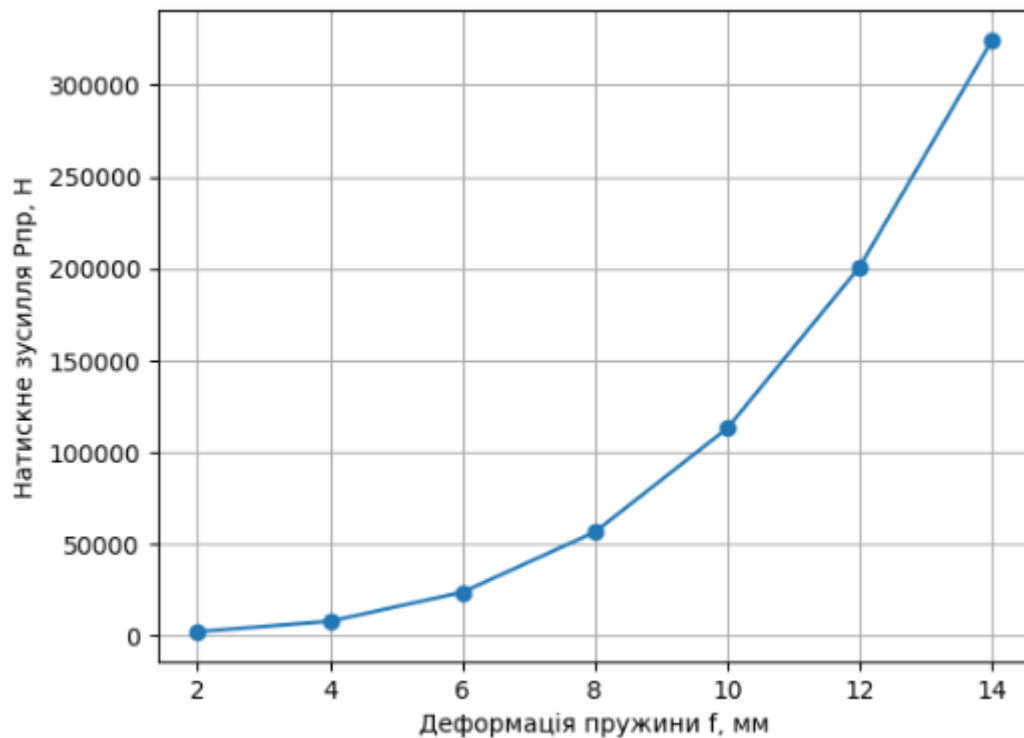


Рис. 2.3. Графік пружної характеристики пружини.

3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Визначення основних параметрів трансмісії автомобіля

Параметри трансмісії автомобіля суттєво впливають на реалізацію тягових і швидкісних властивостей транспортного засобу, а також на ефективність використання потужності двигуна в різних експлуатаційних режимах. Одним із ключових параметрів є передаточне число головної передачі, яке визначає співвідношення між частотою обертання колінчастого вала двигуна та швидкістю руху автомобіля.

Визначення передаточного числа головної передачі здійснюють, виходячи з умови досягнення автомобілем заданої максимальної швидкості руху V_{max} (у м/с) за номінальної або максимально допустимої частоти обертання двигуна n_{max} . За таких умов передаточне число підбирають таким чином, щоб забезпечити оптимальне узгодження роботи двигуна і трансмісії при реалізації граничних швидкісних можливостей автомобіля.

Розрахунок зазначеного параметра виконують із використанням відповідної аналітичної залежності, яка пов'язує швидкість руху автомобіля з кінематичними характеристиками трансмісії та геометричними параметрами ведучих коліс.

$$i_0 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{max} \cdot r_k}{60 \cdot i_s \cdot i_{kv} \cdot i_d \cdot V_{max}}, \quad (3.1)$$

де i_0 – передаточне число головної передачі, яке визначає кінематичний зв'язок між обертанням вихідного вала трансмісії та ведучими колесами автомобіля;

r_k – радіус кочення колеса, що приймається відповідно до вихідних умов розрахунку і для даного автомобіля становить $r_k = 0,40$ м;

i_{kv} – передаточне число коробки передач на вищій передачі, яке для прямої передачі приймається рівним одиниці, тобто $i_{kv} = 1$;

i_d – передаточне число додаткової трансмісії на вищому ступені; у зв'язку з відсутністю додаткової коробки передач для даного автомобіля цей параметр приймають рівним $i_d = 1$;

i_s – коефіцієнт ковзання гідротрансформатора, що враховує втрати швидкості в гідромеханічній передачі; оскільки гідротрансформатор у конструкції автомобіля не застосовується, значення коефіцієнта приймають рівним $i_s = 1$.

Після задання всіх необхідних вихідних параметрів виконують чисельне визначення передаточного числа головної передачі.

$$i_0 = \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 4300 \cdot 0.41}{60 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 56.9} = 3.24$$

За результатами попередніх розрахунків та з урахуванням конструктивних особливостей трансмісії для подальших обчислень приймають передаточне число головної передачі $i_0 = 3,24$.

Вибір передаточного числа коробки передач на першій ступені здійснюють, виходячи з умови забезпечення можливості руху автомобіля з усталеною швидкістю за максимального значення коефіцієнта дорожнього опору ψ_{max} . Зазначена умова гарантує достатній запас тягової сили для подолання найбільш несприятливих дорожніх умов без втрати стійкості руху та зупинки автомобіля.

Розрахунок передаточного числа коробки передач на першій передачі виконують за відповідною аналітичною залежністю, яка враховує величину дорожнього опору, масу автомобіля, радіус кочення коліс та параметри трансмісії.

$$i_{k1} = \frac{\psi_{max} M_a g r_k}{M_{e max} i_0 i_d \eta_t}, \quad (3.2)$$

де $M_{e max}$ – максимальне значення крутного моменту двигуна, Н·м, яке визначає граничні тягові можливості силового агрегату;

η_t – коефіцієнт корисної дії трансмісії, що враховує втрати енергії під час передавання крутного моменту від двигуна до ведучих коліс. Відповідно до прийнятих вихідних даних у розрахунках значення ККД трансмісії приймають рівним $\eta_t = 0,95$.

Після задання наведених параметрів виконують чисельне визначення шуканого передаточного числа.

$$i_{k1} = \frac{0.263 \cdot 1960 \cdot 9.8 \cdot 0.41}{341.72 \cdot 3.24 \cdot 1 \cdot 0.95} = 1.96$$

Отримане в результаті розрахунку значення передаточного числа коробки передач на першій ступені i_{k1} підлягає обов'язковій перевірці з точки зору можливості реалізації тягової сили без втрати зчеплення ведучих коліс із дорожнім покриттям. Зазначена перевірка є необхідною для запобігання буксуванню коліс у процесі рушання та руху автомобіля за підвищених навантажень.

Граничне значення передаточного числа першої передачі, допустиме за умовою зчеплення ведучих коліс з дорогою, визначають на основі рівноваги між максимальною рушійною силою, яка може бути передана через контакт «шина–дорога», та тяговими можливостями силового агрегату. Відповідний розрахунок виконують за аналітичною залежністю, що враховує коефіцієнт зчеплення, навантаження на ведучу вісь та параметри трансмісії.

Максимально допустиме передаточне число коробки передач на першій ступені за умовою зчеплення визначають за такою формулою:

$$i_{\varphi} = \frac{\varphi \cdot m_{p1} M_1 g r_k}{M_{e \max} i_0 i_d \eta_m}, \quad (3.3)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення ведучих коліс з дорожнім покриттям, який характеризує умови контакту шин із дорогою; для подальших розрахунків його значення приймають рівним $\varphi = 0,5$;

m_{p1} – коефіцієнт перерозподілу нормальних реакцій, що враховує зміну вертикального навантаження на ведучі (передні) колеса автомобіля під час розгону внаслідок динамічного перенесення маси; у розрахунках використовується граничне значення $m_{p1 \max} = 1,2$;

M_1 – еквівалентна маса, що припадає на передні ведучі колеса автомобіля у статичному стані, яку визначають на основі розподілу повної маси автомобіля та його компоновочних параметрів за співвідношенням

$$M_1 = \frac{M_a \cdot a}{l_a},$$

де M_a – повна маса автомобіля, a – відстань від центра мас до задньої осі, l_a – колісна база автомобіля.

$$M_1 \cdot g = 10571 \text{ Н} \quad (3.4)$$

Величина L визначає колісну базу автомобіля і обчислюється як сума відстаней від центра мас до осей:

$$L = a + b,$$

де a та b – відповідно поздовжні відстані від центра мас автомобіля до переднього і заднього мостів. Зазначені параметри є визначальними для оцінювання розподілу навантаження між осями та аналізу динамічного перерозподілу нормальних реакцій у процесі розгону.

Здатність автомобіля здійснювати рух без буксування ведучих коліс на дорожньому покритті з прийнятим коефіцієнтом зчеплення забезпечується за умови виконання співвідношення $i_\phi \geq i_{k1}$, яке свідчить про достатність зчіпних можливостей для реалізації тягової сили, що створюється на першій передачі коробки передач. Дотримання цієї нерівності гарантує стабільний розгін автомобіля без втрати контакту «шина–дорога» за заданих експлуатаційних умов.

Після встановлення вихідних параметрів та перевірки зазначеної умови виконують чисельний розрахунок, результати якого дозволяють зробити інженерний висновок щодо коректності вибору передаточних чисел трансмісії

$$i_\phi = \frac{0.5 \cdot 1.2 \cdot 10571 \cdot 0.41}{341.72 \cdot 3.24 \cdot 1 \cdot 0.95} = 2.47 \quad (3.5)$$

Отримані результати розрахунку підтверджують виконання перевіркової умови, що свідчить про можливість реалізації тягової сили без порушення зчеплення ведучих коліс із дорожнім покриттям за прийнятих експлуатаційних параметрів.

Подальший етап полягає у визначенні передавальних чисел проміжних ступенів коробки передач. Їх вибір здійснюється з урахуванням необхідності забезпечення раціонального поєднання тягових можливостей і швидкісних властивостей автомобіля, а також досягнення прийнятних показників паливної економічності та плавності руху. Розрахунок передаточних чисел виконують

таким чином, щоб забезпечити ефективне використання потужності двигуна в усьому робочому діапазоні швидкостей.

На початковому етапі визначають передаточне число коробки передач на найвищій ступені, використовуючи відповідну аналітичну залежність, яка пов'язує параметри трансмісії з максимальною швидкістю руху автомобіля

$$i_B = \frac{0.104 \cdot (0.9 - 1) \cdot n_{e\max} \cdot r_k}{V_{\max}} \quad (3.6)$$

Чисельний розрахунок при $V_{\max} = 56.9$ м/с:

$$i_B = \frac{0.104 \cdot 1 \cdot 4300 \cdot 0.41}{56.9} = 3.2$$

Максимальну тягову силу автомобіля визначають для найбільш несприятливих умов експлуатації, які характеризуються підвищеними опорами руху. До таких умов належить пересування по ґрунтовій дорозі з подоланням поздовжнього підйому з кутом нахилу $\alpha = 12^\circ$, за малої швидкості руху:

$$V = 5 \text{ км/год (1,38 м/с),}$$

та максимального значення коефіцієнта опору коченню $f_{k\max} = 0,05$.

За наведених умов реалізація руху автомобіля можлива лише за умови наявності достатньої тягової сили на ведучих колесах, яка повинна компенсувати сумарний опір дороги та складову сили тяжіння, обумовлену підйомом. Розрахунок максимальної тягової сили в зазначеному режимі виконують за відповідною аналітичною залежністю.

$$P_{k\max} = M_a \cdot g \cdot (f_{k\max} \cdot \cos \alpha + \sin \alpha). \quad (3.7)$$

Чисельне значення:

$$P_{k\max} = 1960 \cdot 9.8 (0.05 \cdot \cos 12^\circ + \sin 12^\circ) = 4915 \text{ Н.}$$

Сила зчеплення ведучих коліс з дорогою:

$$P_\phi = M_1 \cdot g \cdot \phi \quad (3.8)$$

Чисельне значення:

$$P_\phi = 1078 \cdot 9.8 \cdot 0.5 = 5282 \text{ Н.}$$

Таким чином, умова, необхідна для забезпечення руху автомобіля без виникнення буксування ведучих коліс, вважається виконаною, що підтверджує достатність зчіпних властивостей за прийнятих дорожніх і експлуатаційних

параметрів. Це свідчить про можливість реалізації розрахованої тягової сили без втрати стійкості контакту «шина–дорога» у найтяжчих умовах руху.

Після перевірки зазначеної умови переходять до визначення загального передаточного числа трансмісії, яке обчислюють за відповідною аналітичною залежністю, що враховує тягові можливості двигуна, параметри трансмісії та умови руху автомобіля.

$$i_T = \frac{P_{k \max} \cdot r_k}{M_{eN} \cdot \eta_T} \quad (3.9)$$

Чисельне значення:

$$i_T = \frac{4915 \cdot 0.41}{274.06 \cdot 0.95} = 7.7.$$

Мінімально допустиму кількість ступенів коробки передач визначають на основі співвідношення між крайніми значеннями передаточних чисел трансмісії. Зазначений параметр має забезпечувати безперервність тягового процесу, раціональне використання потужності двигуна та прийнятні динамічні показники автомобіля в усьому діапазоні швидкостей руху:

$$k = 1 + \frac{\lg(i_T / i_e)}{\lg(n_{eN} / n_M)}. \quad (3.10)$$

Числове значення розрахункового параметра визначають за умови, що частота обертання колінчастого вала двигуна при досягненні максимального крутного моменту становить $n = 2900$.

$$k = 1 + \frac{\lg(7.7/3.2)}{\lg(4300/2300)} = 2.4$$

З міркувань уніфікації елементів трансмісії, а також з урахуванням конструктивних рішень, реалізованих в автомобілі-прототипі, для подальших розрахунків приймають кількість передач $k = 5$.

Під час остаточного вибору кількості ступенів коробки передач доцільно також враховувати накопичений досвід автомобілебудування, результати експлуатаційних досліджень і сучасні тенденції розвитку трансмісій, спрямовані на підвищення паливної ефективності та комфорту руху. З урахуванням наведених факторів остаточно приймається п'ятиступенева коробка передач, що відповідає параметрам автомобіля-прототипа.

3.2 Розрахунок передаточних чисел коробки передач

Дослідженнями та експериментальними випробуваннями встановлено, що найбільш сприятливі тягово-динамічні показники автомобіля досягаються у разі, коли передаточні числа коробки передач змінюються за законом геометричної прогресії.

З огляду на це на наступному етапі визначають знаменник геометричної прогресії, який використовується для розрахунку передаточних чисел окремих ступенів коробки передач.

$$q = \sqrt[k-1]{i_T / i_e} \quad (3.11)$$

Після підстановки прийнятих вихідних даних та виконання відповідних обчислень отримують числове значення шуканого параметра, яке використовується для подальшого формування ряду передаточних чисел коробки передач:

$$q = \sqrt[5-1]{7.7/3.2} = 1.24$$

Передаточне число коробки передач на першій ступені визначають як початковий елемент сформованого ряду передаточних чисел, який забезпечує необхідну тягову здатність автомобіля під час рушання з місця та руху в умовах підвищених дорожніх опорів.

Розрахунок передаточного числа першої передачі виконують на основі прийнятого закону зміни передаточних чисел та отриманого значення знаменника геометричної прогресії:

$$i_1 = \frac{i_T}{i_0} \quad (3.12)$$

Чисельне значення:

$$i_1 = \frac{7.7}{3.2} = 2.4$$

Передаточні числа для наступних ступенів коробки передач визначають шляхом послідовного застосування встановленого закону зміни передаточних чисел. Розрахунок кожної наступної передачі здійснюють на основі аналітичної залежності, яка пов'язує її передаточне число з параметрами попереднього ступеня та знаменником геометричної прогресії.

Відповідні передаточні числа обчислюють за такою формулою:

$$i_k = \frac{i_{k-1}}{q} \quad (3.13)$$

Чисельні значення:

$$\begin{aligned} i_2 &= \frac{i_1}{q} = \frac{2.4}{1.24} = 1.93; \\ i_3 &= \frac{i_2}{q} = \frac{1.93}{1.24} = 1.55; \\ i_4 &= \frac{i_3}{q} = \frac{1.55}{1.24} = 1.25; \\ i_5 &= \frac{i_4}{q} = \frac{1.25}{1.24} = 1; \end{aligned}$$

Передаточне число передачі заднього ходу визначають на основі відповідної аналітичної залежності, яка забезпечує необхідну тягову здатність автомобіля під час руху у зворотному напрямку та відповідає вимогам щодо керованості й безпеки маневрування. Обраний параметр повинен гарантувати можливість впевненого рушання та переміщення автомобіля заднім ходом у складних дорожніх умовах без перевантаження елементів трансмісії.

Розрахунок передаточного числа передачі заднього ходу виконують за такою залежністю:

$$i_{zx} = (0.85 \dots 0.9) \cdot i_1 \quad (3.14)$$

Чисельне значення знайдемо:

$$i_{zx} = 0.9 \cdot 2.4 = 2.16$$

4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

4.1 Оцінювання динамічних показників автомобіля в умовах рівномірного руху

За умови усталеного (рівномірного) руху автомобіля його динамічні властивості характеризуються сукупністю показників, що відображають здатність транспортного засобу долати дорожні опори та підтримувати задану швидкість руху. До основних параметрів тягової динамічності належать максимальна швидкість руху V_{max} , яка досягається за визначених дорожніх та експлуатаційних умов, а також граничні значення коефіцієнта опору дороги ψ .

Зокрема, при русі на нижчих передачах визначається максимальне значення коефіцієнта дорожнього опору ψ_{max} , тоді як для вищих передач аналізується коефіцієнт ψ_v . Кожному з наведених параметрів відповідають значення динамічного фактора автомобіля – відповідно D_{max} та D_v , які є узагальненими характеристиками тягових можливостей транспортного засобу.

Розрахунок зазначених показників ґрунтується на застосуванні рівнянь силового балансу, що описують взаємодію рушійних і опорних сил при русі автомобіля. На практиці ці залежності реалізуються шляхом побудови динамічної характеристики, яка поєднує аналітичні обчислення, забезпечуючи наочність та зручність аналізу.

4.2 Метод побудови динамічної характеристики автомобіля

Динамічна характеристика автомобіля формується на основі його тягової характеристики, яка відображає зміну рушійної сили на ведучих колесах залежно від швидкості руху та обраної передачі. У загальному вигляді динамічна характеристика являє собою графічну залежність динамічного фактора D від швидкості руху автомобіля V для всіх ступенів коробки передач.

Такий графік дозволяє оцінити тягові можливості автомобіля в усьому діапазоні швидкостей, визначити раціональні режими експлуатації, а також встановити граничні умови руху за різних дорожніх опорів. Аналіз динамічної

характеристики є важливим інструментом для порівняльної оцінки транспортних засобів, дослідження впливу технічного стану агрегатів трансмісії та обґрунтування експлуатаційних рекомендацій.

Числове значення динамічного фактора визначається за відповідною аналітичною залежністю, яка враховує рушійну силу на колесах, масу автомобіля та сили опору руху, що діють у процесі рівномірного пересування.

$$D = \frac{P_T - P_w}{M_a \cdot g} = \frac{P_a}{M_a \cdot g}, \quad (4.1)$$

Величина R_a характеризує так звану залишкову (або резервну) силу тяги, яка формується як різниця між тяговою силою на ведучих колесах R_T та сумарним опором руху, зумовленим аеродинамічним впливом R_w . Саме ця складова визначає потенційну можливість автомобіля долати зовнішні опори дорожнього середовища, а також забезпечувати процес розгону транспортного засобу.

З урахуванням загального рівняння тягового балансу автомобіля та за умови руху по горизонтальній ділянці дороги, коли кут нахилу шляху вважається незначним ($\cos \alpha \approx 1$, $\sin \alpha \approx 0$), аналітичний вираз динамічного фактора може бути подано у спрощеному вигляді. Така форма рівняння дозволяє зосередити увагу на співвідношенні між рушійними та опорними силами без урахування впливу поздовжнього ухилу дороги, що є доцільним для аналізу руху автомобіля в умовах рівнинної місцевості.

$$D = \varphi \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha \pm (\delta / g) \cdot \frac{dV}{dt}, \quad (4.2)$$

$$\text{або } D = \psi \pm (\delta / g) \cdot \frac{dV}{dt}. \quad (4.3)$$

У режимі усталеного руху, за якого швидкість автомобіля залишається сталою, динамічний фактор набуває числового значення, еквівалентного коефіцієнту сумарного опору руху ψ . Це свідчить про те, що за відсутності прискорення рушійні сили повністю врівноважуються силами опору, а енергетичні можливості силового агрегату використовуються виключно для підтримання заданої швидкості.

З метою побудови динамічної характеристики автомобіля виконують систематизацію вихідних розрахункових даних, отриманих на попередньому

етапі дослідження. На основі параметрів, наведених у таблиці 4.1, формується розрахункова таблиця 4.2, яка містить узагальнені показники, необхідні для графічного відображення залежності динамічного фактора від швидкості руху на різних передачах.

Таблиця 4.1. Показники тягової характеристики автомобіля.

Передача	V, м/сек	ne, хв-1	Me, Н·м	Pт, Н	Pw, Н	Pa, Н
1	4.41	800	315.62	5686.70	9.80	5676.9
	7.17	1300	331.53	5973.36	25.91	5947.45
	9.93	1800	340.40	6133.17	49.69	6083.48
	12,69	2300	341.72	6156.96	81.16	6075.8
	15.45	2800	336.43	6061.64	120.30	5941.34
	18.21	3300	322.90	5817.87	167.12	5650.75
	20.97	3800	302.30	5446.70	221.62	5225.08
	23.73	4300	274.06	4937.89	283.80	4654.09
2	5.49	800	315.62	4573.05	15.19	4557.86
	8,92	1300	331.53	4803.57	40.10	4763.47
	12,35	1800	340.40	4932.09	76.87	4855.22
	15.78	2300	341.72	4951.22	125.50	4825.72
	19.21	2800	336.43	4874.57	185.98	4688.59
	22.64	3300	322.90	4678.53	258.33	4420.2
	26.07	3800	302.30	4380.06	342.54	4037.52
	29.50	4300	274.06	3970.88	438.60	3532.28
3	6.83	800	315.62	3672.66	23.51	3649.15
	11.10	1300	331.53	3857.79	62.09	3795.7
	15,38	1800	340.40	3961.01	119.21	3841.8
	19,65	2300	341.72	3976.37	194.60	3781.77
	23.92	2800	336.43	3914.81	288.37	3626.44
	28.19	3300	322.90	3757.37	400.51	3356.86
	32.47	3800	302.30	3517.66	531.36	2986.3
	36.74	4300	274.06	3189.05	680.31	2508.74

4	8.47	800	315.62	2961.82	36.15	2925.67
	13.77	1300	331.53	3111.12	95.56	3015.56
	19.07	1800	340.40	3194.36	183.28	3011.08
	24,37	2300	341.72	3206.75	299.32	2907.43
	29.66	2800	336.43	3157.10	443.37	2713.73
	34.96	3300	322.90	3030.14	615.98	2414.16
	40.26	3800	302.30	2836.82	816.91	2019.91
	45.56	4300	274.06	2571.81	1046.15	1525.66
5	10.59	800	315.62	2369.45	56.62	2312.83
	17.21	1300	331.53	2488.90	149.27	2339.63
	23.84	1800	340.40	2555.49	286.44	2269.05
	30.46	2300	341.72	2565.40	467.61	2097.79
	37.08	2800	336.43	2525.68	692.96	1832.72
	43.70	3300	322.90	2424.11	962.48	1461.63
	50.33	3800	302.30	2276.96	1276.68	1000.28
	56.95	4300	274.06	2057.45	1634.62	422.83

Вихідні значення швидкості руху автомобіля V та резервної тягової сили R_a , що реалізується на ведучих колесах для кожної передачі коробки передач, приймають на основі попередньо виконаних розрахунків і переносять з узагальнених даних, наведених у таблиці 4.1. Зазначені параметри є базовими для подальшого формування графічної залежності динамічних показників автомобіля. З метою скорочення обсягу повторних розрахункових операцій при зміні маси або ступеня завантаження транспортного засобу динамічну характеристику доцільно доповнювати спеціальною номограмою завантаження. Такий підхід дозволяє оперативно оцінювати зміну динамічного фактора без необхідності перерахунку всіх силових параметрів. Для побудови номограми вісь абсцис основного графіка динамічної характеристики продовжують у від'ємному напрямку та наносять на неї шкалу відносного завантаження автомобіля H , виражену у відсотках. Від початкової точки цієї шкали проводять додаткову вісь ординат, уздовж якої відкладають значення динамічного фактора D_0 , що відповідає руху незавантаженого автомобіля.

Масштаб побудови шкали D_0 , який визначається коефіцієнтом a_0 у міліметрах, обчислюють за відповідним аналітичним співвідношенням, що забезпечує коректність графічного відображення та зручність подальшого використання динамічної характеристики.

$$a_0 = \frac{a \cdot D_0}{D} = a \cdot \frac{G_a}{G_0}, \text{ мм}, \quad (4.4)$$

$$a_0 = 0.1 \cdot \frac{1960 \cdot 9.8}{1425 \cdot 9.8} = 0.13 \text{ мм}$$

Параметр a характеризує масштаб побудови шкали динамічного фактора D , що відповідає умовам руху автомобіля з повним експлуатаційним завантаженням, і відкладається у міліметрах на графічному полі. Вибір зазначеного масштабу має істотне значення для забезпечення наочності та коректності подальшого графоаналітичного аналізу.

Для формування номограми завантаження відповідні рівні поділки шкал динамічного фактора D (для завантаженого стану) та D_0 (для автомобіля без навантаження) поєднують між собою прямолінійними відрізками. У результаті такого графічного поєднання утворюється система ліній, яка дозволяє швидко визначати значення динамічного фактора залежно від ступеня завантаження транспортного засобу без виконання додаткових розрахунків.

Приклад графічного подання динамічної характеристики автомобіля з побудованою номограмою завантажень наведено на рисунку 4.1, який ілюструє взаємозв'язок між швидкістю руху, динамічним фактором та масовим станом автомобіля.

Значення динамічних факторів, обмежених умовами зчеплення ведучих коліс з дорожнім покриттям, для завантаженого автомобіля D_φ та для автомобіля у незавантаженому стані $D_{0\varphi}$ при різних значеннях коефіцієнта зчеплення визначаються за відповідними аналітичними залежностями, які враховують граничні можливості реалізації тягової сили

$$D_\varphi = \frac{M_2}{M_a} \cdot \varphi; \quad D_{0\varphi} = \frac{M_{02}}{M_0} \cdot \varphi \quad (4.5)$$

Отримані розрахункові значення відкладають на графіку вздовж осей D та D_0 , дотримуючись однакового масштабу побудови для обох параметрів.

Пари значень динамічних факторів D_φ і $D_{0\varphi}$, визначені для однакових значень коефіцієнта зчеплення φ , з'єднують між собою прямими лініями з пункирним типом накреслення. Кожну з таких ліній додатково маркують відповідним числовим значенням коефіцієнта зчеплення, що дозволяє швидко ідентифікувати граничні умови реалізації тягової сили залежно від характеристик дорожнього покриття.

Узагальнені результати розрахунку динамічних факторів, отримані для різних значень коефіцієнта зчеплення, систематизовано та подано у вигляді таблиці 4.3.

Таблиця 4.3. Розрахункові значення динамічних факторів.

φ	D_φ	$D_{0\varphi}$
0.1	0.04	0.05
0.2	0.09	0.11
0.3	0.13	0.16
0.4	0.18	0.22
0.5	0.22	0.27
0.6	0.27	0.33
0.7	0.31	0.38

Динамічна характеристика автомобіля, розширена шляхом включення номограми, що враховує зміну ступеня завантаження, а також графічних залежностей, призначених для оцінювання умов виникнення буксування ведучих коліс, утворює так званий динамічний паспорт автомобіля.

Ілюстративний приклад динамічного паспорта автомобіля, що поєднує зазначені елементи в єдину систему, подано на рисунку 4.1.

Побудований динамічний паспорт автомобіля є ефективним аналітичним засобом, що дає змогу визначати тягово-швидкісні властивості транспортного засобу з урахуванням реальних умов його експлуатації. Завдяки комплексному врахуванню масового стану автомобіля, характеристик дорожнього покриття та обмежень, пов'язаних із реалізацією тягової сили, такий графічний інструмент забезпечує об'єктивну оцінку динамічних можливостей автомобіля в заданих режимах руху.

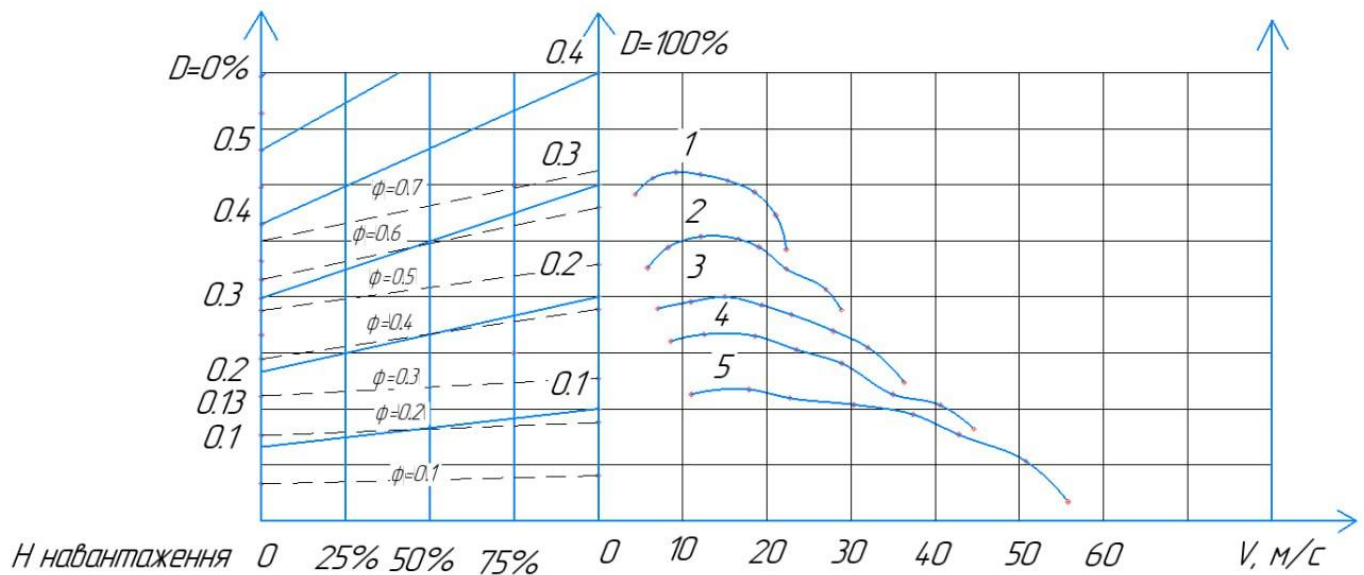


Рис. 4.1. Динамічний паспорт автомобіля.

4.3 Розрахункове оцінювання динамічних показників автомобіля в умовах нерівномірного руху

Динамічні властивості автомобіля в режимах нерівномірного руху характеризуються показниками, що відображають інтенсивність зміни його швидкісного стану. До основних таких параметрів належать поздовжні прискорення та уповільнення, а також тривалість і пройдений шлях під час процесів розгону або гальмування в заданому інтервалі швидкостей.

Нерівномірний рух автомобіля може реалізовуватися як у вигляді прискорення, коли відбувається зростання швидкості руху, так і у формі сповільнення, що супроводжується зменшенням швидкості аж до повної зупинки. Аналіз цих режимів є важливим з точки зору оцінювання динамічних можливостей транспортного засобу, його керованості та безпеки руху в реальних експлуатаційних умовах.

Кількісне визначення прискорень, які розвиває автомобіль при роботі на різних передачах трансмісії, здійснюють за допомогою відповідної аналітичної залежності, що враховує співвідношення між рушійними силами та сумарними силами опору руху

$$j = \frac{D - \psi}{\delta} \cdot g, \text{ м/с}^2 \quad (4.6)$$

де ψ – коефіцієнт сумарного опору руху, що відповідає поточній швидкості пересування автомобіля та узагальнює вплив дорожніх і аеродинамічних чинників. Для фіксованого значення швидкості цей коефіцієнт може бути визначений за відповідною розрахунковою залежністю, яка враховує зміну складових опору руху залежно від режиму пересування транспортного засобу.

$$f_k = f_0 \left(1 + \frac{V_{\max}^2}{2 \cdot 10^4} \right);$$

$$f_0 = 0,012 \dots 0,018;$$

$$\psi = f_k + i;$$

$$i = 0 \quad \psi = f_k \quad \text{і} \quad \psi_0 = f_0;$$

$$\psi = \psi_0 \left(1 + \frac{V_{\max}^2}{2 \cdot 10^4} \right) = 0,013 * (1 + (56,95^2 / (2 * 10^4))) = 0,01510 \quad (4.7)$$

де δ – коефіцієнт приведення інерції обертових мас, який відображає вплив інерційних властивостей деталей силового агрегату та трансмісії на динаміку автомобіля під час зміни швидкісного режиму. Зазначений коефіцієнт враховує додаткові витрати енергії на розкручування обертових елементів і визначається за узагальненою емпіричною залежністю, отриманою на основі експериментальних досліджень

$$\delta = 1,04 + 0,04 I_K^2. \quad (4.8)$$

$$\delta = 1,04 + 0,04 * 2,4^2 = 1,27.$$

$$\delta = 1,04 + 0,04 * 1,93^2 = 1,18.$$

$$\delta = 1,04 + 0,04 * 1,55^2 = 1,13.$$

$$\delta = 1,04 + 0,04 * 1,25^2 = 1,10.$$

$$\delta = 1,04 + 0,04 * 1^2 = 1,08.$$

За результатами експлуатаційних і розрахункових досліджень встановлено орієнтовні діапазони максимальних значень прискорень, які реалізуються автомобілями під час інтенсивного розгону. Для легкових автомобілів характерні прискорення порядку 2,0–2,5 м/с² при рушанні та роботі на першій передачі, тоді як на вищих передачах ці значення, як правило, зменшуються до 0,8–1,2 м/с².

Для вантажних автомобілів через більшу масу та інші конструктивні особливості трансмісії максимальні прискорення є нижчими і становлять приблизно $1,7\text{--}2,0 \text{ м/с}^2$ на нижчих передачах та $0,25\text{--}0,5 \text{ м/с}^2$ при русі на вищих ступенях коробки передач. Автобуси займають проміжне положення: їхні прискорення за умов інтенсивного розгону знаходяться в межах $1,8\text{--}2,3 \text{ м/с}^2$ на початкових передачах і $0,4\text{--}0,8 \text{ м/с}^2$ на вищих передачах.

У практичних розрахунках динаміки руху прискорення зазвичай визначають для руху автомобіля по дорожньому покриттю з заданим коефіцієнтом опору коченню. Для асфальтобетонних доріг у задовільному стані цей коефіцієнт, як правило, приймають у межах $\psi = 0,02 \dots 0,04$.

З урахуванням зазначених умов та прийнятого значення коефіцієнта опору руху розрахунок поздовжнього прискорення автомобіля може бути виконаний за відповідною аналітичною залежністю

$$j = dV / dt = 9,81 \cdot (D - 0,04) / (1 + \sigma_1 \cdot I_k^2 + \sigma_2), \text{ м/с}^2. \quad (4.9)$$

За підсумками виконаних розрахунків здійснюють систематизацію отриманих числових даних у табличній формі. Для цього формується зведена таблиця, структура якої відповідає прикладу, наведеному нижче, і яка містить основні параметри, що характеризують рух автомобіля в процесі розгону.

Побудову графічних залежностей, поданих на рисунку 4.2, виконують із використанням розрахункових значень швидкості руху V та динамічного фактора D , систематизованих у таблиці 4.4. При цьому для швидкісного діапазону до 30 км/год вплив аеродинамічної складової опору руху вважають несуттєвим і в подальших розрахунках його не враховують, що відповідає загальноприйнятим методичним підходам.

Визначення величин швидкості та динамічного фактора здійснюють окремо для кожної передачі основної коробки передач, а за наявності – також для ступенів додаткової трансмісії. Розрахунки виконують щонайменше для шести–восьми фіксованих значень частоти обертання колінчастого вала двигуна в межах його ефективного робочого діапазону. Така деталізація дозволяє адекватно відобразити зміну тягово-динамічних показників автомобіля в процесі розгону.

Таблиця 4.4. Розрахункові параметри руху автомобіля під час розгону.

Передача	V, км/год.	D	V ²	ψ	D – ψ	j, м/с ²
1	4.41	0,295	19	0,01510	0,279	2,155
	7.17	0,309	51	0,01510	0,293	2,263
	9.93	0,316	98	0,01510	0,300	2,317
	12,69	0,315	161	0,01510	0,299	2,309
	15.45	0,309	238	0,01510	0,293	2,263
	18.21	0,294	331	0,01510	0,278	2,147
	20.97	0,272	439	0,01510	0,256	1,977
	23.73	0,242	563	0,01510	0,226	1,745
2	5.49	0,237	30	0,01510	0,221	1,837
	8,92	0,247	79	0,01510	0,231	1,920
	12,35	0,252	152	0,01510	0,236	1,962
	15.78	0,251	249	0,01510	0,235	1,953
	19.21	0,244	369	0,01510	0,228	1,895
	22.64	0,230	512	0,01510	0,214	1,779
	26.07	0,210	679	0,01510	0,194	1,612
	29.50	0,183	870	0,01510	0,167	1,388
3	6.83	0,189	46	0,01510	0,173	1,501
	11.10	0,197	123	0,01510	0,181	1,571
	15,38	0,200	236	0,01510	0,184	1,597
	19,65	0,196	386	0,01510	0,180	1,562
	23.92	0,188	572	0,01510	0,172	1,493
	28.19	0,174	794	0,01510	0,158	1,371
	32.47	0,155	1054	0,01510	0,139	1,206
	36.74	0,130	1349	0,01510	0,114	0,989
4	8.47	0,152	71	0,01510	0,136	1,212
	13.77	0,156	189	0,01510	0,140	1,248
	19.07	0,156	363	0,01510	0,140	1,248
	24,37	0,151	593	0,01510	0,135	1,203
	29.66	0,141	879	0,01510	0,125	1,114

4	34.96	0,125	1222	0,01510	0,109	0,972
	40.26	0,105	1620	0,01510	0,089	0,793
	45.56	0,079	2075	0,01510	0,063	0,561
5	10.59	0,120	112	0,01510	0,104	0,944
	17.21	0,121	296	0,01510	0,105	0,953
	23.84	0,118	568	0,01510	0,102	0,926
	30.46	0,109	927	0,01510	0,093	0,844
	37.08	0,095	1374	0,01510	0,079	0,717
	43.70	0,076	1909	0,01510	0,060	0,545
	50.33	0,052	2533	0,01510	0,036	0,327
	56.95	0.022	3243	0,01510	0,006	0,054



Рис. 4.4. Графік прискорень автомобіля.

На основі отриманих розрахункових даних формується графік розгону автомобіля, який ілюструє зміну швидкості та динамічного фактора залежно від режиму роботи трансмісії та поданий на рисунку 4.2. Побудована графічна залежність дозволяє наочно оцінити інтенсивність розгону на окремих передачах, визначити діапазони швидкостей, у яких забезпечується максимальна реалізація тягових можливостей двигуна, а також виявити зони зниження динамічної ефективності автомобіля.

Аналіз графіка розгону дає змогу встановити оптимальні моменти перемикання передач, оцінити вплив передаточних чисел трансмісії на характер розгону та зробити висновки щодо відповідності динамічних показників автомобіля вимогам експлуатації. Отримані результати можуть бути використані для порівняльної оцінки технічного стану автомобіля, а також для аналізу впливу зношування елементів трансмісії, зокрема вузла зчеплення, на зміну динамічних властивостей у режимах нерівномірного руху.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Знаки безпеки

Знаки безпеки застосовують для інформування персоналу про наявність потенційних небезпек та регламентації безпечної поведінки на виробничих об'єктах. Їх розміщують безпосередньо на елементах технологічного обладнання, а також у зонах приміщень, де існує підвищений ризик травмування або виникнення аварійних ситуацій. Обов'язковою вимогою є чітка візуальна помітність знаків: вони повинні контрастувати з навколишнім середовищем і перебувати в полі зору працівників під час виконання робіт.

Місця встановлення, кількість знаків і їхні типорозміри визначаються адміністрацією підприємства з урахуванням специфіки виробничих процесів та за погодженням з органами державного нагляду і службами охорони праці. У випадках появи тимчасових небезпечних зон (ремонтні роботи, монтаж обладнання тощо) використовують переносні знаки безпеки та тимчасові огороження, виконані у встановлених сигнальних кольорах.

Згідно з чинними нормативними вимогами, всі знаки безпеки поділяються на чотири основні групи: заборонні; попереджувальні; приписувальні; вказівні.

Заборонні знаки призначені для недопущення виконання певних дій у визначених місцях або приміщеннях. Вони мають форму кола з червоним обідком, білим фоном усередині та графічним символом чорного кольору. У стандартному виконанні символ перекреслюється діагональною червоною смугою з кутом нахилу 45° , яка спрямована зліва зверху вправо вниз. Геометричні параметри елементів знака нормуються: товщина червоного ободу, ширина діагональної смуги та білого контуру визначаються як частки зовнішнього діаметра знака, що забезпечує їх уніфіковане сприйняття.

Допускається використання заборонних знаків у поєднанні з пояснювальними написами, виконаними чорним кольором, при цьому діагональна заборонна смуга може не застосовуватися. Для знаків, що стосуються пожежної безпеки, текстові пояснення виконують червоним

кольором з метою підвищення їхньої інформативності та швидкого розпізнавання в аварійних умовах.



Рис. 5.1. Забороняючі знаки.

Попереджувальні (застережливі) знаки застосовують з метою інформування персоналу про наявність можливих небезпечних чинників у робочій зоні. Їх основне призначення полягає у приверненні уваги працівників до потенційної загрози та стимулюванні підвищеної обережності під час виконання виробничих операцій. Знаки цієї групи мають форму рівностороннього трикутника з округленими вершинами, орієнтованого вершиною догори, та виконуються на жовтому фоні з контурною чорною облямівкою нормативної ширини. Усередині знака розміщується умовний графічний символ чорного кольору, який візуально асоціюється з конкретним видом небезпеки.

Як правило, попереджувальні знаки використовують у поєднанні з додатковими інформаційними табличками, на яких подається текстове пояснення характеру можливої загрози. Універсальним елементом таких знаків є умовне позначення у вигляді знака оклику, що сигналізує про загальний характер небезпеки та необхідність дотримання підвищених заходів безпеки.

У виробничих приміщеннях попереджувальні знаки широко застосовують для позначення електробезпечних зон. Зокрема, на корпусах електротехнічного обладнання, огороженнях струмоведучих елементів і на шафах електрообладнання встановлюють знак «Обережно! Електрична напруга», який інформує персонал про ризик ураження електричним струмом та потребу суворого дотримання правил електробезпеки.

	Висока напруга		Вибухо небезпечно
	Пожежо небезпечно		Увага небезпека
	Рух погрузників		Ідкі та корозійні речовини
	Отруйні речовини		

Рис. 5.2. Застережливі знаки.

Приписувальні (передписуючі) знаки використовують для регламентування дій персоналу у виробничому середовищі та інформування про обов'язкові вимоги безпеки, яких необхідно дотримуватися під час виконання робіт. Такі знаки дозволяють виконання певних операцій лише за умови застосування встановлених засобів індивідуального захисту, зокрема захисних окулярів, рукавиць, спецодягу та інших елементів безпеки.



Рис. 5.3. Передписуючі знаки.

Окрім цього, приписувальні знаки застосовують для орієнтування працівників у просторі виробничих приміщень, зокрема для позначення маршрутів евакуації, напрямків руху до аварійних виходів, а також місць розташування пожежного обладнання та засобів пожежогасіння.

За формою такі знаки виконуються у вигляді квадрата зеленого кольору, обрамленого білою контурною лінією нормативної ширини. У центральній

частині розміщується біле поле квадратної форми, на якому наносять умовний графічний символ або короткий пояснювальний напис. Інформаційні елементи виконують, як правило, контрастним темним кольором, що забезпечує чітке візуальне сприйняття знака в умовах виробничого освітлення.

Вказівні знаки застосовують з метою просторової орієнтації персоналу у виробничих та службових приміщеннях. Їх основне функціональне призначення полягає в інформуванні працівників про місце розташування об'єктів, які мають важливе значення для безпеки та організації робіт.

До таких об'єктів належать пункти надання першої медичної допомоги, пожежні гідранти, вогнегасники, аварійні виходи та інші елементи інженерної інфраструктури. Наявність вказівних знаків забезпечує швидке та безпомилкове знаходження необхідних засобів у разі виникнення надзвичайних або аварійних ситуацій, що сприяє зниженню ризику травмування та матеріальних збитків.

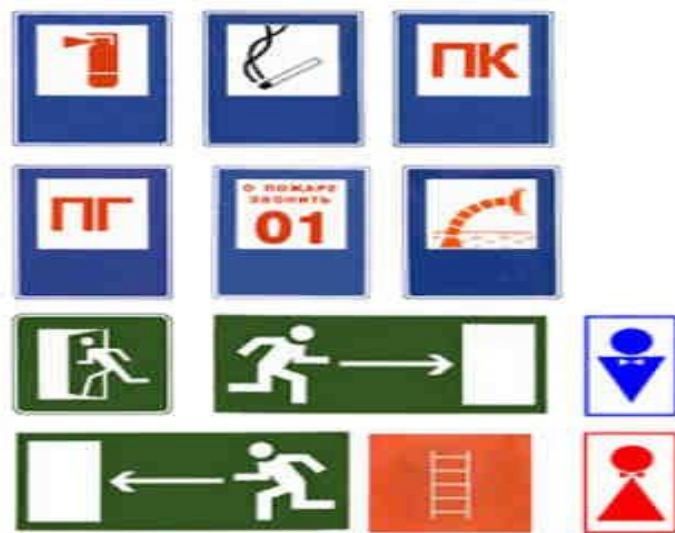


Рис. 5.4. Вказівні знаки.

5.2 Вимоги до розміщення та зведення об'єктів господарської діяльності

Проектування і будівництво нових промислово значущих підприємств доцільно здійснювати поза межами зон можливих інтенсивних руйнувань, як правило, за межами щільної міської забудови. У межах міста допускається розміщення лише тих об'єктів, діяльність яких безпосередньо пов'язана з

обслуговуванням населення, а також із забезпеченням потреб промислової, комунальної, транспортної та житлово-цивільної інфраструктури.

Під час вибору земельної ділянки під забудову необхідно комплексно оцінювати природно-географічні та техногенні чинники, зокрема наявність поблизу потенційно небезпечних об'єктів (гідротехнічні споруди, хімічні виробництва тощо), особливості рельєфу місцевості, сейсмічну активність району, а також напрям і повторюваність панівних вітрів. Урахування зазначених факторів дозволяє зменшити ризики аварійних ситуацій та негативного впливу на довкілля і населення.

Нові промислові комплекси та окремі категоровані об'єкти рекомендується розміщувати в економічно перспективних малих і середніх містах, селищах або сільських населених пунктах, розташованих на нормативній відстані від меж проєктної забудови великих міст і стратегічних об'єктів. Мінімальні відстані встановлюються залежно від категорії міста та мають становити не менше 60 км від міст особливої та першої групи, 40 км – від міст другої групи та 25 км – від міст третьої групи і категорованих об'єктів.

Розміщення атомних електростанцій повинно гарантувати радіаційну безпеку населення у разі аварійних ситуацій. Мінімально допустима відстань від АЕС до меж проєктної міської забудови визначається чисельністю населення та встановленою потужністю станції і, як правило, становить не менше 25 км для міст із населенням 100–500 тис. осіб та не менше 100 км – для міст з населенням понад 2 млн осіб.

Підприємства, пов'язані з переробкою або зберіганням легкозаймистих і горючих рідин, вибухонебезпечних матеріалів та небезпечних хімічних речовин, а також базові склади таких речовин доцільно розміщувати у приміській зоні на безпечній відстані від житлових територій. При цьому їх слід розташовувати нижче за рельєфом відносно житлової забудови, автомобільних шляхів і залізниць. Базові нафтосховища, що будуються поблизу річок (на відстані до 200 м від урізу води), повинні розміщуватися нижче за течією та не ближче ніж 100 м від населених пунктів.

Проєктування і спорудження нових промислових об'єктів здійснюється з дотриманням таких основних вимог:

1. Будівлі та споруди на території підприємства необхідно розміщувати розосереджено, забезпечуючи нормативні протипожежні розриви, що унеможливають поширення вогню між суміжними будівлями. Мінімальна ширина протипожежного розриву L_p , м, визначається за співвідношенням:

$$L_p = H_1 + H_2 + (15-20),$$

де H_1 і H_2 – висоти сусідніх будівель, м.

2. Найвідповідальніші виробничі об'єкти доцільно виконувати заглибленими або малоповерховими, з простою прямокутною конфігурацією в плані. Такі конструктивні рішення підвищують стійкість будівель до дії ударних хвиль у разі вибухів. Підвищеною опірністю до динамічних навантажень характеризуються малоповерхові залізобетонні споруди з металевим каркасом, замоноліченим у бетонну оболонку.

З метою підвищення стійкості будівель і споруд до дії світлового випромінювання у процесі нового будівництва доцільно застосовувати конструкції з підвищеною вогнестійкістю, а також використовувати вогнезахисні покриття та обробки для елементів, виконаних із горючих матеріалів. Такі заходи дозволяють зменшити ймовірність займання та поширення пожежі у разі надзвичайних ситуацій.

Складські приміщення необхідно проектувати з мінімальною кількістю світлових прорізів і входів, що підвищує їх захищеність. Склади, призначені для зберігання легкозаймистих і горючих речовин (бензину, газу, нафти, мазуту тощо), слід розміщувати в окремо розташованих блоках заглибленого або напівзаглибленого типу, на межі території підприємства або за її межами.

Особливо цінне та унікальне технологічне обладнання доцільно встановлювати в будівлях з підвищеною міцністю, зокрема в підвальних або підземних виробничих приміщеннях. За необхідності для такого обладнання застосовують індивідуальні захисні конструкції у вигляді спеціальних укриттів або кожухів.

Під час проектування та реконструкції підприємств, на яких використовуються вибухонебезпечні або небезпечні хімічні речовини, необхідно передбачати інженерні рішення, що забезпечують захист резервуарів і

трубопроводів від дії ударної хвилі та уламків зруйнованих конструкцій. Окрему увагу слід приділяти заходам, спрямованим на запобігання розливу вибухонебезпечних рідин і небезпечних хімічних речовин.

Душові приміщення та пункти миття транспортних засобів необхідно проєктувати з урахуванням можливості їх використання для санітарної обробки персоналу, а також для знезараження техніки та автомобільного транспорту у разі виникнення надзвичайних ситуацій.

Вулично-дорожня мережа на території об'єкта повинна мати тверде покриття та забезпечувати найкоротші й зручні зв'язки між виробничими будівлями, спорудами та складськими зонами. Територія підприємства має бути обладнана щонайменше двома в'їздами, розташованими з різних напрямків, що підвищує надійність транспортного сполучення в аварійних умовах.

Внутрішньозаводські залізничні колії необхідно проєктувати з максимально спрощеною схемою руху, мінімальним зайняттям площі та наявністю випереджувальних дільниць.

Системи виробничої та побутової каналізації повинні мати не менше двох незалежних випусків у міські каналізаційні мережі. Крім того, необхідно передбачати пристрої для аварійного скидання стічних вод у спеціально обладнані резервні котловани, що забезпечує екологічну безпеку та знижує ризик забруднення навколишнього середовища.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі магістра виконано комплексне інженерно-наукове дослідження, спрямоване на оцінювання зносостійкості вузла зчеплення легкового автомобіля Volkswagen Jetta та аналіз впливу його технічного стану на динамічні показники автомобіля в умовах рівномірного і нерівномірного руху. Отримані результати дозволяють сформулювати такі узагальнені висновки:

Проведено ґрунтовний аналіз конструкції та принципу дії вузла зчеплення автомобіля Volkswagen Jetta, що дало змогу ідентифікувати основні елементи, які визначають надійність, довговічність і стабільність передавання крутного моменту. Встановлено, що застосоване однодискове сухе фрикційне зчеплення з діафрагмовою пружиною та гідравлічним приводом відповідає сучасним вимогам до плавності роботи та експлуатаційної ефективності.

Розроблено та реалізовано методику оцінювання технічного стану зчеплення, яка включає статичні й динамічні діагностичні перевірки. Доведено, що найбільш інформативними ознаками погіршення працездатності вузла є пробуксовування під навантаженням, нестабільність ходу педалі та зниження плавності рухання автомобіля, особливо в режимах нерівномірного руху.

Виконано інженерні розрахунки основних параметрів муфти зчеплення, зокрема розрахунок передаваного крутного моменту, контактних тисків у зоні тертя та питомої енергії буксування. Отримані значення підтверджують, що за нормальних умов експлуатації навантаження на фрикційні накладки не перевищують допустимих меж, що забезпечує нормативний ресурс роботи зчеплення.

Оцінено зносостійкість фрикційних елементів зчеплення на основі критеріїв середнього контактного тиску та питомої роботи буксування. Установлено, що саме процеси частого вмикання зчеплення в умовах міського циклу руху формують найбільш несприятливий режим з точки зору інтенсивності зношування фрикційних накладок.

Проведено аналіз теплонапруженості вузла зчеплення, за результатами якого визначено підвищення температури елементів під час одного циклу вмикання. Встановлено, що за розрахункових умов теплове навантаження

знаходиться на межі допустимих значень, що вимагає дотримання регламентів експлуатації та недопущення тривалого пробуксовування зчеплення.

Виконано перевірочні розрахунки основних деталей муфти зчеплення на міцність, зокрема натискних і демпферних пружин, маточини веденого диска та шліцьових з'єднань. Результати розрахунків підтверджують виконання умов міцності, зминання та зрізу, а обрані матеріали (сталі 35, 40Х, 50, 65Г) є обґрунтованими з точки зору надійності й довговічності.

У конструкторському розділі визначено основні параметри трансмісії автомобіля, зокрема передаточні числа головної передачі та коробки передач, що дозволило оцінити вплив технічного стану зчеплення на реалізацію тягово-динамічних властивостей автомобіля. Показано, що зниження ефективності роботи зчеплення безпосередньо відображається на прискоренні, плавності руху та паливній економічності.

У науково-дослідному розділі встановлено взаємозв'язок між зносом фрикційних елементів зчеплення та динамічними показниками автомобіля при різних режимах руху. Доведено, що в умовах нерівномірного руху негативний вплив зношування проявляється значно інтенсивніше, ніж за усталених режимів.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. О.Л. Ляшук, М.Г. Левкович, Д.В. Міронов, В.О. Тесля. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи магістра за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт» галузі знань 27 «Транспорт». – Тернопіль: Видавництво ТНТУ, 2023. – 60 с.
2. Tech.carta – Volkswagen Jetta 1.8 TSI MT: інформація про модель <https://tech.carta.ua/volkswagen/jetta/16188/19111/spec/141373/>.
3. Волков В. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. напрямку "Інженерна механіка" / В. П. Волков. – Х.: ХНАДУ, 2003. – 292с.
4. Сукач М.К. Технічний сервіс машин. Навч. пос.. Гриф МОНМСУ - Ліра-К, 2017 – 288 с.
5. Форнальчик Є. Ю., Качмар Р. Я. Основи технічного сервісу транспортних засобів - Львівська політехніка 2017, - 324 с.
6. Шапко В.Ф., Шапко С.В. Основи теорії та динаміки автомобільних двигунів : підручник. – Харків : Точка, 2016. – 232 с.
7. Шапко В.Ф. Автомобільні двигуни. Основи теорії та характеристики поршневих двигунів внутрішнього згоряння: Навчальний посібник. - Кременчук: КНУ, 2011. - 194 с.
8. Коробочка О.М. Основи розрахунків, проектування і експлуатації технологічного обладнання для автомобільного транспорту: Навч. посібник / Коробочка О.М., Скорняков Е.С., Сасов О.О. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2007 – 252 с.
9. Кукурудзяк, Ю. Ю. Технічна експлуатація автомобілів. Організація технологічних процесів ТО і ПР навчальний посібник / Ю. Ю. Кукурудзяк, В. В. Біліченко. – Вінниця : ВНТУ, 2010. – 198 с.
10. Андрусенко С. І. Технологічне проектування автотранспортних підприємств: навч. посіб. / Андрусенко С. І., Білецький В. О., Бортницький П. І.; за ред. проф. С. І. Андрусенка. – К. : Каравела, 2009. – 368 с.
11. Канарчук В. Є. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. Книга 1 :теоретичні основи. Технологія: підручник / В. Є. Канарчук,

О. А. Лудченко, А. Д. Чигиринець – К. : "Вища школа", 1994. – 342 с.

12. Канарчук В. Є. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. Книга 2: організація, планування і управління : підручник / В. Є. Канарчук, О. А. Лудченко, А. Д. Чигиринець – К.: "Вища школа", 1994. – 383 с.

13. Курніков І. П. Технологічне проектування підприємств автомобільного транспорту : навчальний посібник / І. П. Курніков, М. К. Корольов, В. М. Токаренко. – К. : Вища школа, 1993. – 191 с.

14. Автомобілі. Теорія : навч. посіб. / В.П. Сахно, В.І. Сирота, В.М. Поляков, В. Г. Головань, О.В. Лисий; Військ. акад. - Одеса: Військ. акад., 2017. - 412 с.

15. Кисликов В.Ф., Лущик В.В. Будова й експлуатація автомобілів: Підручник. – 8-те вид. - К.: Либідь, 2018. – 400 с.

16. Кисликов В.Ф. Лущик В.В. Будова й експлуатація автомобілів. – К.: Либідь, 2016. – 400 с. 5. Ю.А.

17. О.П. Строков, М.Г. Макаренко, В.Ф.Фролов Технічне обслуговування та ремонт вантажних і легкових автомобілів, автобусів. Підручник: У 2 кн. К.: Грамота, 2005.

18. Практикум з охорони праці. Навчальний посібник / За ред.. В.Ц. Жидецького. – Львів: Афіша, 2000. – 352 с.

19. Стручок В.С. Техноекологія та цивільна безпека. Частина «Цивільна безпека»: навчальний посібник / В.С. Стручок.– Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2022. – 156 с.

20. Пилипець М. І. Правила заповнення основних форм технологічних документів : навч.-метод. посіб. / Уклад. Пилипець М. І., Ткаченко І. Г., Левкович М. Г., Васильків В. В., Радик Д. Л. Тернопіль : ТДТУ, 2009. 108.

21. Паливода Ю. Є., Ткаченко І. Г., Капаціла Ю. Б., Гевко Ів. Б. Технологія оброблення корпусних деталей : навч. посіб. Тернопіль : ТНТУ, 2016. 156 с.

22. Дикань С.А., Зима О.Є. Безпека в галузі та надзвичайних ситуаціях. Університетський курс [Текст]: підручник для студ. вищ. навч. закл. С.А. Дикань, О.Є. Зима. – Полтава: ТОВ «АСМІ», 2015. – 273 с.: табл., іл.