

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАРА

на здобуття освітнього ступеня

Бакалавр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Удосконалення основних функціональних елементів зчеплення
автомобіля Nissan Qashqai

Виконав: студент 4 курсу, групи МАс-41
спеціальності 274

«Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

Віталій ЗАРЕМБА

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

Іван ГЕВКО

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

Роман ХОРОШУН

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Зав. кафедри

Олег ЦЬОНЬ

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

(прізвище та ініціали)

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) (прізвище та ініціали)
«23» січня 2025 р.

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ БАКАЛАВРА

на здобуття освітнього ступеня бакалавр
(назва освітнього ступеня)
за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт»
(шифр і назва спеціальності)
студенту Заремби Віталія Романовича
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Удосконалення основних функціональних елементів зчеплення автомобіля Nissan Qashqai

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

Затверджені наказом ректора від « 23 » січня 2025 року № 4/7-38

2. Термін подання студентом завершеної роботи 09 червня 2025

3. Вихідні дані до роботи Характеристика елементів зчеплення автомобіля Nissan Qashqai

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

1 Загально-технічний розділ. 2 Технологічний розділ. 3 Конструкторський розділ. 4 Безпека життєдіяльності, основи охорони праці.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)
Зчеплення прототипу – 1А1;

Диск зчеплення – 1А1;

Стенд для клепаання накладок диску зчеплення – 1А1;

Аналіз способів відновлення – 1А1;

Стенд для розбирання, збирання і регулювання зчеплення – 1А1;

Технологічне планування ділянки складання двигунів – 1А1;

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Безпека життєдіяльності, основи охорони праці.	к.т.н. доц. Сенчишин В.С.		

7. Дата видачі завдання 23.січня 2025р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загально-технічний розділ	05.02.2025	
2	Технологічний розділ	02.06.2025	
3	Конструкторський розділ	29.05.2025	
4	Безпека життєдіяльності, основи охорони праці	16.06.2025	
5	Оформлення графічної частини	17.06.2025	
6	Захист кваліфікаційної роботи бакалавра	25.06.2025	

Студент

(підпис)

Заремба Віталій Романович

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Гевко Іван Богданович

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота бакалавра на тему: «Удосконалення основних функціональних елементів зчеплення автомобіля Nissan Qashqai».

Робота виконана на кафедрі автомобілів Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя. Керівник кваліфікаційної роботи бакалавра д.т.н., професор Гевко Іван Богданович.

Пояснювальна записка складається з п'яти розділів і 63 сторінок формату А4 та 6 аркушів формату А1 графічної частини сторінок додатків.

Ключові слова: вібраційна стійкість, надійність механізму, термін служби зчеплення, діагностика, якість.

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	7
1.1 Особливості конструктивного виконання.....	7
1.2 Несправності зчеплення, їх типові причини та способи усунення.....	7
1.3 Висновки та постановка завдання на кваліфікаційну роботу бакалавра....	9
2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	10
2.1 Оціювання стану приводу зчеплення.....	10
2.2 Демонтаж і монтаж вузла зчеплення. Технологічний порядок і умови застосування.....	10
2.3 Заміна робочого циліндра гідроприводу зчеплення в складі з підшипником вимкнення.....	14
2.4 Заміна головного циліндра гідравлічного приводу зчеплення.....	17
2.5 Заміна шлангів і металевих трубопроводів гідроприводу вимкнення зчеплення.....	19
2.6 Заміна демпфера гідроприводу вимкнення зчеплення.....	21
2.7 Видалення повітря з гідроприводу зчеплення (прокачування).....	22
2.8 Демонтаж і монтаж педального механізму зчеплення: технічна послідовність дій.....	24
2.9 Аналітичне визначення основних параметрів зчеплення.....	25
3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....	40
3.1 Аналітичне обґрунтування параметрів модернізованого зчеплення.....	40
4 БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ, ОСНОВИ ОХОРОНИ ПРАЦІ.....	55
4.1 Вплив пилу і відпрацьованих газів на організм працівників.....	55
4.2 Техніка безпеки при технічному обслуговуванні і ремонті системи керування двигуна.....	59
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	61
БІБЛІОГРАФІЯ.....	62
ДОДАТКИ	

ВСТУП

Зчеплення є одним із ключових вузлів трансмісії транспортного засобу, що забезпечує плавне передавання крутного моменту від двигуна до коробки передач, а також дозволяє тимчасово роз'єднувати ці агрегати під час перемикання передач або зупинки. Ефективність роботи зчеплення безпосередньо впливає на динаміку автомобіля, зручність керування, знос трансмісії, паливну економічність та загальний комфорт експлуатації.

У сучасних умовах інтенсивної експлуатації автомобілів, зокрема таких моделей, як Nissan Qashqai, все більш актуальними стають питання підвищення надійності, довговічності та ремонтпридатності вузлів зчеплення. Зокрема, спостерігається необхідність у вдосконаленні конструкцій веденого та натискного дисків, демпферних елементів, фрикційних накладок і гідравлічного приводу. Часті збої, пов'язані зі зносом або перегрівом зчеплення, призводять до втрати експлуатаційних якостей та збільшення витрат на обслуговування.

У зв'язку з цим, дана кваліфікаційна робота спрямована на аналіз стану основних функціональних елементів зчеплення автомобіля Nissan Qashqai, визначення найбільш вразливих складових і розроблення заходів з удосконалення їх конструкції або відновлення. Це дозволить підвищити технічну ефективність зчеплення, продовжити ресурс його роботи та оптимізувати експлуатаційні витрати автомобіля загалом.

1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Особливості конструктивного виконання

На моделях Nissan Qashqai з механічною трансмісією передбачено застосування сухого однодискового зчеплення, оснащеного центральною розрізною тарілчастою пружиною, яка виконує функцію силового елемента стиску.

Натискний диск (поз. 4 на рис. 1.1) інтегровано в захисний кожух, виготовлений методом штампування зі сталі (поз. 3), який жорстко кріпиться до маховика двигуна (поз. 1) за допомогою болтового з'єднання. Ведений диск (поз. 2) монтується на шліцьову частину первинного вала коробки передач і притискається до поверхні маховика натискним диском за участі тарілчастої пружини. Конструкція підшипника вимкнення зчеплення передбачає його монтаж на картері за допомогою двох болтів, при цьому він конструктивно об'єднаний із робочим гідроциліндром системи приводу зчеплення, що забезпечує передачу зусилля для його розмикання.



Рис. 1.1. Конструкція зчеплення:

1 – маховик силового агрегату; 2 – диск ведений; 3 – кожух механізму зчеплення; 4 – диск натискний; 5 – пружина діафрагменного типу.

1.2 Несправності зчеплення, їх типові причини та способи усунення

1. Неповне вимкнення зчеплення («веде»). Цей дефект виникає, коли диск зчеплення не повністю роз'єднується від маховика, що спричиняє труднощі при перемиканні передач.

Основні причини. Недостатній хід педалі зчеплення; Деформація веденого диска (торцеве биття понад 0,5 мм); Нерівномірне зношення або пошкодження фрикційних накладок; Ослаблення заклепок або відрив фрикційних накладок; Заїдання шліців маточини веденого диска на первинному валу; Повітря в гідросистемі; Витік гальмівної рідини; Порушення кріплення натискного механізму або його викривлення.

Рекомендовані дії. Виконати регулювання приводу зчеплення; Вирівняти або замінити диск; Замінити фрикційні накладки або диск у зборі; Очистити й змастити шліци спеціальною пастою; Провести прокачування гідросистеми; Замінити несправні гідроциліндри або натискний механізм.

2. Неповне вмикання зчеплення («пробуксовує»). Це явище спостерігається, коли зчеплення не забезпечує належне передавання крутного моменту, викликаючи пробуксовування диска.

Причини. Зношення або вигорання фрикційних накладок; Замаслювання поверхонь зчеплення; Заїдання або пошкодження приводу.

Методи усунення. Замінити ведений диск або накладки; Очистити деталі зчеплення від мастильних забруднень; Усунути заїдання елементів приводу.

3. Ривки під час роботи зчеплення. Ривки під час зчеплення свідчать про нерівномірне з'єднання фрикційних поверхонь або несправність пружних елементів диска.

Ймовірні причини. Заїдання маточини веденого диска; Пошкодження або втрата еластичності демпферних пружин; Замаслювання фрикційних поверхонь; Механічне заїдання елементів приводу; Зношення накладок або їх погане кріплення; Деформація натискного диска.

Рекомендовані дії. Очистити шліци, перевірити на зношення; Замінити ведений диск; Усунути джерела забруднення; Замінити пошкоджені компоненти зчеплення.

4. Підвищений шум при вимкненні зчеплення. Основна причина. Зношення або відсутність мастила в підшипнику вимкнення зчеплення.

Рішення. Замінити підшипник.

5. Підвищений шум при вмиканні зчеплення. Ймовірна причина. Механічна поломка пластини, що з'єднує натискний диск із кожухом.

Рекомендовані дії. Заміна кожуха з натискним диском у зборі.

1.3 Висновки та постановка завдання на кваліфікаційну роботу бакалавра

Метою кваліфікаційної роботи є проведення техніко-технологічного аналізу та розробка рекомендацій щодо удосконалення процесів технічного обслуговування й ремонту приводу зчеплення. У рамках виконання роботи необхідно вирішити наступні завдання:

Провести оцінювання технічного стану приводу зчеплення, визначити характерні несправності та причини їх виникнення.

Розробити технологічну послідовність демонтажу та монтажу вузла зчеплення, враховуючи вимоги до інструментального оснащення, безпеки та якості виконання робіт.

Описати процедури заміни робочого циліндра гідроприводу зчеплення разом із підшипником вимкнення, головного циліндра, шлангів та трубопроводів, демпфера та обґрунтувати доцільність таких операцій.

Описати методику видалення повітря з гідравлічного приводу (прокачування) з урахуванням особливостей конструкції системи.

Розробити технологічну інструкцію для демонтажу і монтажу педального механізму, вказати послідовність дій та заходи безпеки.

Виконати аналітичні розрахунки основних параметрів зчеплення, що впливають на ефективність його роботи.

Провести аналітичне обґрунтування параметрів модернізованого зчеплення з урахуванням можливого підвищення надійності та зниження витрат на обслуговування.

Проаналізувати вплив пилу та відпрацьованих газів на стан здоров'я працівників під час виконання ремонтних робіт.

Надати рекомендації з техніки безпеки при обслуговуванні системи керування двигуном і гідроприводу зчеплення, враховуючи чинні нормативні вимоги.

2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Оціювання стану приводу зчеплення

Система приводу вимкнення зчеплення конструктивно виконана беззazorною, що передбачає постійний контакт підшипника вимкнення з пелюстками пружини діафрагменного типу.

Для забезпечення чіткої, надійної роботи вузла необхідне точне налаштування вихідного положення педалі зчеплення відповідно до регламентних параметрів.

У випадку порушення працездатності системи слід провести прокачування гідроприводу або здійснити заміну зношених чи несправних компонентів.

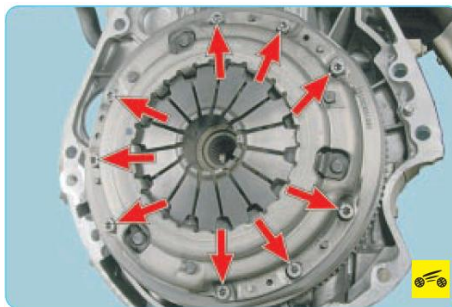
2.2 Демонтаж і монтаж вузла зчеплення. Технологічний порядок і умови застосування

Розбирання вузла зчеплення є доцільним та необхідним у випадку виявлення ознак несправності, які негативно впливають на роботу трансмісійної системи транспортного засобу. Зокрема, до таких проявів належать:

- аномально високий рівень шуму під час вмикання зчеплення, що перевищує характерний для справного вузла;
- імпульсні поштовхи або ривки у процесі зчеплення/розчеплення;
- відсутність повного передавання крутного моменту (ознаки пробуксовування);
- неповне роз'єднання зчеплення (так зване «ведення»).

Регламент виконання робіт. У першу чергу необхідно демонтувати підрамник передньої підвіски для забезпечення доступу до трансмісійного вузла.

Далі здійснюється демонтаж коробки перемикання передач, що є обов'язковою умовою доступу до елементів зчеплення.



Якщо натискний диск зчеплення планується встановлювати повторно, необхідно перед демонтажем нанести маркування на його кожух та відповідну частину маховика (наприклад, точкою фарби), з метою відновлення початкового взаємного положення під час зворотного складання. Це дозволяє зберегти балансування вузла, що є критично важливим для зниження вібрацій і шуму в експлуатації.



Щоб запобігти обертанню маховика під час демонтажу кріплення, зафіксуйте його за допомогою міцної викрутки або монтажної лопатки. Після цього послідовно відкрутіть дев'ять болтів, які забезпечують жорстке з'єднання кожуха натискного диска з маховиком. Зняття болтів здійснюйте поступово, рівномірно зменшуючи зусилля затягування: кожен болт послаблюється на один оберт ключа в порядку діаметрального перехресного переходу між точками кріплення.

Обережно зніміть вузол зчеплення, що складається з кожуха, натискного диска та діафрагменної пружини, не допускаючи перекосів або пошкоджень поверхонь зіткнення.



Після демонтажу натискного вузла акуратно видаліть ведений диск, дотримуючись вимог чистоти та уникання деформації фрикційних елементів.

Виконайте детальний зовнішній огляд веденого диска. У разі виявлення тріщин, розшарувань, сколів або інших механічних пошкоджень деталей підлягає негайній вибраковці. Подальше використання диска з подібними дефектами є недопустимим у зв'язку з ризиком виникнення аварійних ситуацій під час експлуатації транспортного засобу.



Необхідно виконати вимірювання ступеня зносу фрикційних накладок веденого диска. У разі, коли заглиблення головок заклепок становить менше 0,3 мм, спостерігається слідове замаслювання поверхонь тертя або виявлено ослаблення заклепкових з'єднань, експлуатація такого диска є недопустимою – деталь підлягає заміні.

Якщо візуальний огляд веденого диска свідчить про його деформацію, необхідно проконтролювати радіальне биття. При перевищенні допустимого значення (0,5 мм) компонент вважається дефектним і має бути замінений.

Проведіть технічну перевірку робочої поверхні маховика, яка безпосередньо контактує з фрикційними елементами.



Окрім того, виконайте огляд натискного диска, акцентуючи увагу на відсутність локальних пошкоджень, таких як глибокі подряпини, задирки, забоїни, сліди перегріву або нерівномірного зношення. У разі виявлення будь-якого з перелічених дефектів вузол підлягає обов'язковій заміні.

У випадку виявлення ослаблення заклепкових з'єднань (поз. А), що з'єднують кожух із натискним диском, слід замінити останній у зборі. Також

необхідно здійснити візуальну оцінку стану діафрагменної пружини (поз. Б).

Наявність тріщин, розшарувань або інших дефектів на поверхні тарілчастої пружини є критичною ознакою її непридатності.



Зони контакту пелюсток пружини з опорною поверхнею підшипника вимкнення зчеплення мають перебувати в одній площині. Наявність помітних слідів зносу або перевищення граничного значення (0,8 мм) є підставою для виведення вузла з експлуатації та його заміни.



На початковому етапі технічного обстеження доцільно проаналізувати стан з'єднувальних елементів, що фіксують кожух до натискного диска. За наявності слідів деформації або механічних руйнувань вказаних з'єднань, вузол у зборі підлягає заміні як такий, що втратив функціональну надійність.

Візуальним методом здійснюється діагностика опорних кілець діафрагменної пружини. Будь-які ознаки тріщин або слідів прогресуючого зносу на цих поверхнях є критерієм для заміни всього натискного механізму в зборі.

До встановлення агрегату необхідно перевірити легкість переміщення веденого диска по шліцевому з'єднанню первинного вала трансмісії. У разі виявлення заїдання або надмірного опору руху – дефект має бути усунутий шляхом очищення, змащення або заміни відповідних компонентів.

На шліцьову частину маточини веденого диска нанесіть термостійке мастило пластичної консистенції, призначене для роботи в умовах підвищених температур і навантажень.

При монтажі зчеплення першим етапом виконується встановлення веденого диска за допомогою центрувальної оправки, що забезпечує його співвісність із валом.

Далі монтується кожух натискного диска, який встановлюється на три напрямні штифти маховика. Болтове кріплення затягується рівномірно: кожен гвинт – по одному оберту ключа, з переходом по діаметру до наступного. Значення моменту затягування регламентовано у додатку 1 до технічної документації.



Після завершення монтажу зчеплення необхідно демонтувати центрувальну оправку та встановити коробку передач на штатне місце.

Завершальним етапом є перевірка приводу вимкнення зчеплення. У разі відхилення від нормального режиму – здійснюється регулювання згідно з інструкціями розділу «Контроль і налаштування приводу вимкнення зчеплення».

2.3 Заміна робочого циліндра гідроприводу зчеплення в складі з підшипником вимкнення

Виникнення аномального акустичного фону в момент натискання на педаль зчеплення (характерний шум обертання) є прямою ознакою несправності підшипника вимкнення. У свою чергу, наявність витoku гідравлічної рідини з робочого циліндра вказує на втрату герметичності системи, що вимагає негайної заміни вказаного елемента для забезпечення стабільної роботи приводу вимкнення зчеплення.



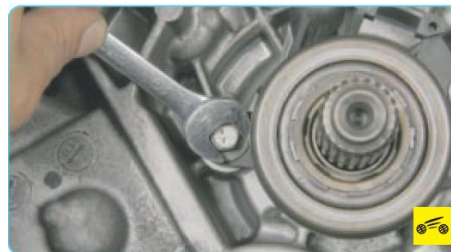
Для роз'єднання гідравлічної магістралі натисніть на пружинний фіксатор, який утримує наконечник трубопроводу системи вимкнення зчеплення.



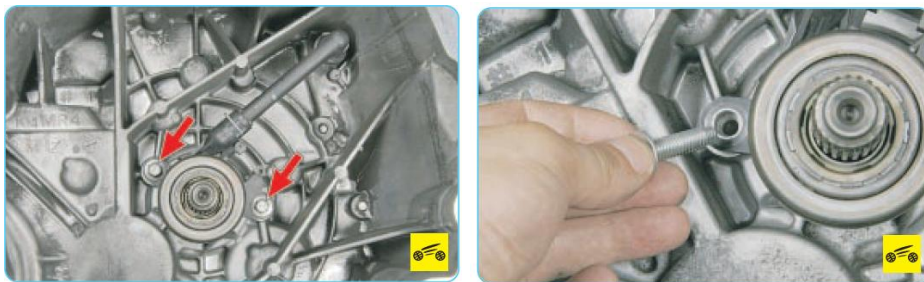
Після розблокування з'єднання від'єднайте трубку від штуцера перехідника, розташованого на робочому циліндрі.



Якщо коробка передач не була знята раніше для виконання супутніх ремонтних операцій, здійсніть її демонтаж відповідно до регламентованої процедури.



За допомогою відповідного інструменту виверніть два кріпильні болти, що фіксують корпус робочого циліндра до картера механізму зчеплення.



Акуратно витягніть болти з посадкових отворів.



Зніміть робочий циліндр у зборі з установленим штуцером та перехідником.



У разі заміни циліндра та підшипника вимкнення необхідно від'єднати перехідник. Для цього слід обережно підчепити викруткою фіксатор з'єднання...



Зняти фіксатор і остаточно від'єднати перехідник від корпусу робочого циліндра.



Новий робочий циліндр у складі з підшипником вимкнення та перехідником встановлюється у зворотній послідовності. Кріпильні болти затягуються з моментом 21 Н·м згідно з технічними вимогами.

Виконайте монтаж коробки перемикання передач на штатне місце.

Після збирання проведіть повне видалення повітря з гідравлічного приводу зчеплення, щоб забезпечити безперебійну роботу системи.

2.4 Заміна головного циліндра гідравлічного приводу зчеплення

Необхідність демонтажу головного циліндра приводу вимкнення зчеплення виникає у випадках порушення герметичності (виявлення витоків робочої рідини), а також при частковій втраті функціональності системи – зокрема неповному вмиканні або вимиканні зчеплення. Основними причинами є зношення ущільнювальних елементів або критичне зниження рівня рідини в системі.

Технологічна послідовність виконання робіт. Демонтуйте корпус повітряного фільтра для забезпечення доступу до вузлів приводу зчеплення.



Видаліть залишки гальмівної рідини з бачка головного гальмівного циліндра за допомогою шприца або спеціального насоса.



Від'єднайте підвідний (живильний) шланг від патрубка головного циліндра приводу вимкнення зчеплення.



Використовуючи викрутку, обережно піддіньте фіксуючу пружину наконечника трубопроводу гідроприводу витягніть фіксатор зі з'єднання та роз'єднайте трубку від патрубка головного циліндра.



У салоні транспортного засобу, під панеллю приладів, зніміть наконечник штовхача головного циліндра, підчепивши його викруткою та від'єднайте його від важеля педалі зчеплення.



Злегка натисніть на корпус головного циліндра, після чого поверніть його на кут приблизно 45° для зняття фіксації витягніть циліндр із посадкового отвору на щитку передка.



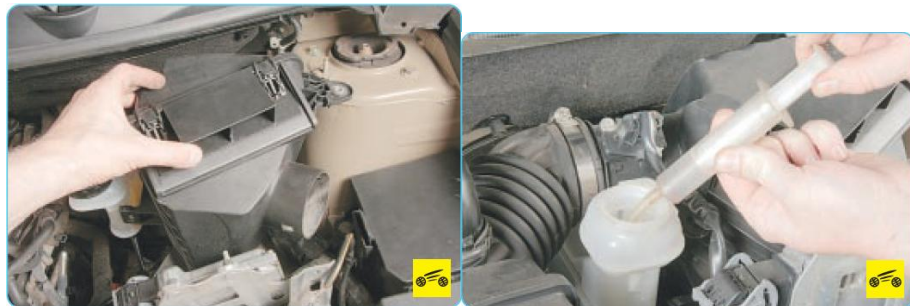
Установіть новий циліндр у зворотному порядку, дотримуючись правильної послідовності складання та з'єднання гідравлічних і механічних елементів.

Поповніть рівень гальмівної рідини у бачку до необхідного значення та виконайте процедуру прокачування системи з метою повного видалення повітря.

2.5 Заміна шлангів і металевих трубопроводів гідроприводу вимкнення зчеплення

У процесі технічного обслуговування системи приводу зчеплення виникає необхідність заміни окремих елементів трубопроводу або шлангів, які зазнали зносу чи втратили герметичність. Для якісного виконання операцій дотримуйтесь нижченаведеної послідовності.

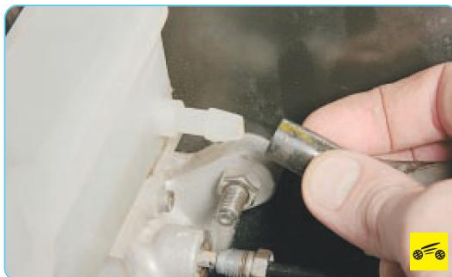
Вилучіть повітряний фільтр разом із повітрязабірником, забезпечивши доступ до вузлів гідравлічної магістралі.



Злийте гальмівну рідину з бачка головного гальмівного циліндра, використовуючи шприц або гумову грушу.



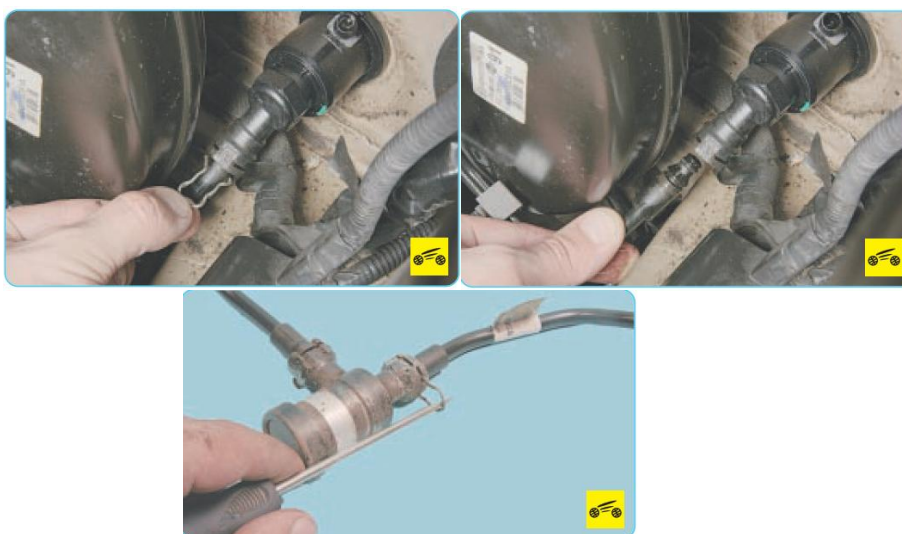
Від'єднайте підвідний шланг від патрубка головного циліндра гідроприводу зчеплення.



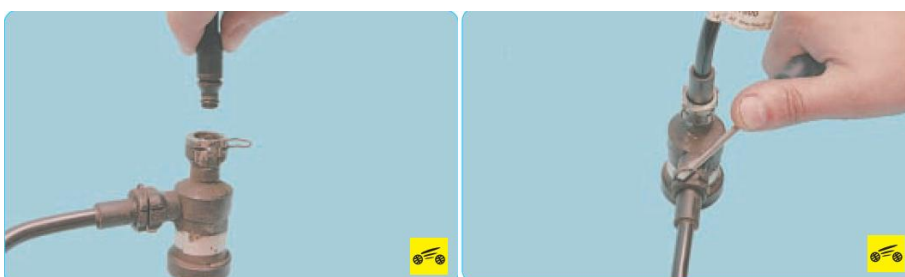
Після цього від'єднайте шланг і від патрубка розширювального бачка, після чого повністю демонтуйте його. Заміна трубопроводу між головним циліндром і демпфером.



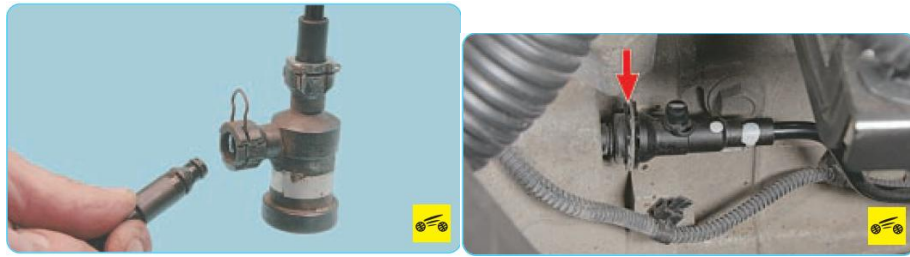
5. За допомогою викрутки обережно підніміть пружинний фіксатор, що утримує наконечник трубки вилучіть фіксатор з посадкового гнізда та від'єднайте трубку від патрубка головного циліндра приводу зчеплення.



Аналогічні дії виконайте з боку демпфера: підніньте фіксатор наконечника викруткою роз'єднайте з'єднання та демонтуйте відповідний відрізок трубки. Демонтаж трубки між демпфером і робочим циліндром.



Піддіньте пружинний фіксатор на з'єднанні трубки з боку демпфера та від'єднайте її від патрубку.



На ділянці з'єднання шланга з перехідником робочого циліндра натисніть на пружинний фіксатор і роз'єднайте вузол.



Дістаньте шланг із утримувача, закріпленого на кузовному кронштейні, та повністю вилучіть його зі складу магістралі.

Встановлення нових елементів трубопроводу виконується у зворотній послідовності з обов'язковим дотриманням технологічних вимог до герметизації та з'єднань. Після завершення монтажу необхідно здійснити прокачування гідроприводу відповідно до інструкцій.

2.6 Заміна демпфера гідроприводу вимкнення зчеплення

Перед початком робіт на транспортному засобі, що перебуває у статичному стані (на рівній поверхні), необхідно послабити затягування гайок, які утримують переднє ліве колесо.



Для запобігання мимовільному руху автомобіля активуйте механізм утримання: на транспортних засобах з МКПП увімкніть першу передачу; у моделях із варіаторною трансмісією переведіть важіль селектора в режим "Р"

(парковка). Додатково зафіксуйте автомобіль стоянковим гальмом та встановіть противідкотні упори під задні колеса.



Демонтуйте ліве переднє колесо відповідно до методики. За допомогою технічного шприца або відсмоктувача злийте гальмівну рідину з резервуара головного гальмівного циліндра.



Демпфер, який розміщено у тримачі на кузові, слід обережно вилучити та роз'єднати з підвідними шлангами.

Монтаж нових або справних вузлів виконується у зворотній послідовності. Завершальним етапом є повна прокачка системи гідроприводу вимкнення зчеплення відповідно до процедури, наведеної в розділі «Заміна робочої рідини в гідроприводі вимкнення зчеплення» (див. с. 137).

2.7 Видалення повітря з гідроприводу зчеплення (прокачування)

Порушення повного вимкнення зчеплення при повністю натиснутій педалі (ознака «ведення») може супроводжуватись характерним шумом чи скреготом зубчастих коліс при ввімкненні задньої передачі. Такий симптом зазвичай свідчить про наявність повітря у гідравлічній магістралі системи вимкнення зчеплення.

Видалення повітря виконується шляхом прокачування системи – це критично важлива процедура, яка також є обов'язковою у таких випадках:

після заміни робочої рідини з попереднім її повним зливом;

після обслуговування або ремонту вузлів, що спричинили розгерметизацію магістралі;

при введенні в експлуатацію нової або повністю спорожненої системи.

Прокачування гідроприводу проводиться аналогічно до технології заміни робочої рідини.

Згідно з технічними рекомендаціями виробника, гідравлічна рідина у приводі вимкнення зчеплення потребує періодичної заміни через кожні 30 000 км пробігу або один раз на два роки, залежно від того, яка подія настане раніше. Недотримання цієї періодичності може призвести до втрати ефективності зчеплення, а також прискореного зношування елементів приводу.

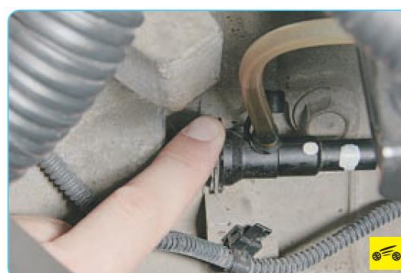
Зніміть пластиковий захисний ковпачок із штуцера клапана випуску повітря, який розташовано на корпусі робочого циліндра.



Під'єднайте прозору гнучку трубку до клапана, а її вільний кінець опустіть у попередньо підготовлену прозору ємність із невеликою кількістю нової гальмівної рідини.



Із залученням асистента виконайте попереднє прокачування педалі зчеплення: необхідно 10–15 разів повільно натискати педаль з інтервалами 2–3 секунди, після чого залишити її у відпущеному положенні.



Натисніть на пружинний фіксатор, що фіксує шлангове з'єднання з патрубком робочого циліндра та відсуньте наконечник шланга назад на відстань 10 мм (для 6-ступеневої МКПП) або 5 мм (для 5-ступеневої МКПП), вивільнивши прохід для витікання рідини.



Попросіть помічника знову натиснути педаль до упору та утримувати її. При цьому з шланга в ємність почне витікати забруднена рідина. Як тільки потік припиниться, поверніть наконечник у вихідне положення та зафіксуйте його фіксатором. Відпустіть педаль і витримайте паузу в 5 секунд.

Повторюйте дії з пунктів 3–6 кілька разів до моменту, поки з шланга не потече чиста рідина без повітряних домішок. Це буде свідчити про повне оновлення складу рідини в гідроприводі.

Після завершення процедури обов'язково встановіть назад захисний ковпачок на штуцер клапана, щоб запобігти попаданню вологи та пилу.

Додайте нову гальмівну рідину в бачок до рівня позначки «MAX» на його стінці, після чого щільно закрутіть кришку бачка.

2.8 Демонтаж і монтаж педального механізму зчеплення: технічна послідовність дій

Необхідність зняття педалі зчеплення виникає у випадках експлуатаційного зносу, появи механічних дефектів, некоректної роботи вузла (зокрема, заїдання або надмірного люфту), а також при потребі заміни зворотної пружини, що відповідає за повернення педалі у вихідне положення.



У внутрішньому просторі автомобіля, безпосередньо під панеллю приладів, акуратно підчепіть викруткою елемент з'єднання та від'єднайте наконечник штовхача головного циліндра гідроприводу зчеплення від педального важеля.



Виверніть три кріпильні гайки, які забезпечують жорстке з'єднання кронштейна педального механізму зі щитком передка.



Обережно зніміть педаль зчеплення у зборі з кронштейном, уникаючи перекосів або пошкодження прилеглих елементів.



Після демонтажу здійсніть дефектування вузла і замініть всі деталі, які мають сліди механічного руйнування, деформацій чи втрати працездатності.

Установлення педального механізму виконується у зворотному порядку з дотриманням технологічних регламентів щодо розташування, послідовності збирання та кріплення елементів приводу.

2.9 Аналітичне визначення основних параметрів зчеплення

У процесі розрахунку функціональних характеристик вузла зчеплення ключовим є визначення статичного моменту, який агрегат здатен передати від двигуна до трансмісійної системи без проковзування.

$$M_{cm} = M_e^{\max} \cdot \beta = 160,8 \cdot 1,2 = 193 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (2.1)$$

де $M_e^{\max}$ - максимальний момент двигуна $\text{Н} \cdot \text{м}$;

β - коефіцієнт запасу зчеплення для легкових АТЗ— 1,2...1,75

Визначення номінального розрахункового діаметра фрикційних накладок:

$$D_n = 2,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{cm} \cdot 10^3}{\pi \cdot p_0 \cdot \mu \cdot z_x}} = 2,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{193 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,16 \cdot 0,3 \cdot 2}} = 215 \text{ мм}; \quad (2.2)$$

$$p_0 = 0,16 \text{ МПа. } \mu = 0,3;$$

z_x - число пар тертя для однодискового зчеплення – 2.

Приймаємо $D_n = 215 \text{ мм}$.

$$d = 150 \text{ мм}; \delta = 3,0 \text{ мм}.$$

Обчислення середнього радіуса тертя у фрикційній системі зчеплення:

$$r_m = \frac{1 \cdot (D_n^3 - d^3)}{3 \cdot (D_n^2 - d^2)} = \frac{1 \cdot (215^3 - 150^3)}{3 \cdot (215^2 - 150^2)} = 92,21 \text{ мм} \quad (2.3)$$

$$r_m = 0,0922 \text{ м}$$

Визначення сили нормального притискання фрикційних дисків:

$$P_n = \frac{M_{cm}}{r_m \cdot \mu \cdot Z_x} = \frac{193}{0,0922 \cdot 0,3 \cdot 2} = 3489 \text{ Н}; \quad (2.4)$$

Оцінювання питомого тиску на поверхні фрикційних накладок:

$$g = \frac{P_n}{S_n} = \frac{3489}{0,018624} = 0,187 \text{ МПа}; \quad (2.5)$$

де, S_n - площа поверхні одного боку фрикційної накладки:

$$S_n = \frac{\pi \cdot (D_n^2 - d^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot (215^2 - 150^2)}{4} = 18624 \text{ мм}^2 \quad (2.6)$$

$$S_n = 0,018624 \text{ м}^2 \quad 0,187 < 0,2 \dots 0,25 \text{ МПа}.$$

Оцінювання робочого ходу натискного диска. Для забезпечення повного роз'єднання веденого та ведучого дисків у процесі вимикання зчеплення необхідно, щоб натискний диск мав достатній хід. Величина цього ходу повинна перевищувати подвоєну ширину зазору між третювими поверхнями, що формується в розімкнутому стані. Для однодискових зчеплень нормативне

значення цього зазору коливається в межах 0,75...1,0 мм. Відповідно, необхідний хід натискного диска повинен становити приблизно 1,5...2,0 мм. У рамках даного проєкту приймаємо значення ходу натискного елемента:

$l_n = 1,8$ мм – як технічно доцільне і достатнє для стабільної експлуатації.

$$W_\delta = \frac{0,5 \cdot J_a \cdot \omega_e^2 \cdot M_e^{\max}}{M_e^{\max} - M_\psi} = \frac{0,5 \cdot 1,28 \cdot 223,98^2 \cdot 160,8}{160,8 - 14} = 35169 \text{ Дж} \quad (2.7)$$

де, ω_e - кутова швидкість колінчастого вала двигуна для карбюраторних ДВЗ.

$$\omega_e = \frac{\pi \cdot n_m}{90} + 50\pi = \frac{3,14 \cdot 1920}{90} + 157 = 223,98 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; \text{с} \quad (2.8)$$

де $n_m = 1920$ об / хв частота обертання колінчастого вала, відповідна моменту ДВС.

J_a - момент інерції автомобіля, приведений до валу зчеплення:

$$J_a = \frac{\delta \cdot m_a \cdot r_k^2}{U_{mp}^2} = \frac{1,89 \cdot 1350 \cdot 0,32^2}{14,26^2} = 1,28 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (2.9)$$

де: $m_a = 1350$ кг.

δ - коефіцієнт, що враховує обертові маси автомобіля;

$$\delta = 1 + \delta_1 \cdot U_{kn1}^2 + \delta_2 = 1 + 0,04 \cdot 4,6^2 + 0,05 = 1,89 \quad (2.10)$$

де: $U_{kn1} = 4,6$ передавальне число КПП на першій передачі;

$$\delta_1 = 0,03 \dots 0,05; \delta_2 = 0,04 \dots 0,06;$$

$r_k = 0,32$ – кінематичний радіус колеса;

U_{mp} - передавальне число трансмісії:

$$U_{mp} = U_{kn1} \cdot U_0 = 4,6 \cdot 3,1 = 14,26; \quad (2.11)$$

де: $U_0 = 3,1$ – передавальне число на головній передачі;

M_ψ - приведений момент опору руху:

$$M_\psi = \frac{\sum G_a \cdot \psi \cdot r_o}{U_{mp} \cdot \eta_{mp}} = \frac{13230 \cdot 0,04 \cdot 0,33}{14,26 \cdot 0,87} = 14 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.12)$$

$$\sum G_a = m_a \cdot 9,8 = 1350 \cdot 9,8 = 13230 \text{ Н.}$$

де, $\psi = 0,04$.

$$r_{\partial} = 1,03 \cdot r_{\kappa} = 1,03 \cdot 0,32 = 0,33 \text{ м;}$$

η_{mp} - ккд трансмісії 0,87.

Розрахунок питомої роботи проводиться за формулою:

$$a_{\delta} = \frac{W_{\delta}}{F} = \frac{35169}{0,037} = 950514 \text{ Дж/м}^2 \quad (2.13)$$

де F – площа поверхні фрикційної накладки:

$$F = 0,785 \cdot (D_n^2 - d^2) \cdot z_x = 0,785 \cdot (215^2 - 150^2) \cdot 2 = 37248 \text{ мм}^2 \quad (2.14)$$

$$F = 0,037 \text{ м}^2$$

Порівняльний аналіз отриманого значення роботи буксування

Результат розрахунку питомої роботи буксування слід порівняти з гранично допустимим значенням, яке визначається на основі термічної стійкості фрикційного матеріалу. Згідно з нормативними вимогами та експлуатаційними характеристиками типових тертьових накладок, критичне значення питомої роботи буксування становить не більше ніж:

$$a_{\delta} < 700000 \text{ Дж/м}^2$$

$$a_{\delta} = 9,5 \text{ МДж/м}^2 > [a_{\delta}] = 7 \text{ МДж/м}^2$$

На основі проведених аналітичних розрахунків встановлено, що в штатній (заводській) конфігурації конструкція зчеплення не забезпечує достатнього теплового ресурсу фрикційних накладок. Перевищення граничного значення питомої роботи буксування свідчить про можливе передчасне зношення тертьових елементів або перегрів їх робочих поверхонь у режимах інтенсивної експлуатації.

Такий результат потребує подальшого технічного удосконалення конструкції, зокрема:

зміни розмірів накладок або їх кількості;

підбору матеріалу з підвищеними термостійкими властивостями;

або оптимізації режиму зчеплення шляхом регулювання параметрів приводу.

Тепловий розрахунок муфти зчеплення. Для перевірки здатності зчеплення відводити теплову енергію, яка генерується в процесі буксування, необхідно виконати тепловий розрахунок. Основною метою є визначення температури фрикційних поверхонь під час роботи в критичних режимах.

У розрахунок включаються такі ключові параметри:

питома теплова потужність, яка розсіюється в зоні тертя;

теплоємність матеріалів тертьових елементів;

коефіцієнт тепловіддачі в умовах природної або примусової вентиляції;

допустимі температури для конкретного фрикційного матеріалу.

Формула для орієнтовної оцінки температурного підйому виглядає наступним чином:

$$\Delta t = \frac{\gamma \cdot W_{\delta}}{m_n \cdot C} = \frac{0,5 \cdot 35169}{1,56 \cdot 481,5} = 23 \text{ }^{\circ}\text{C}; \quad (2.15)$$

де, $\gamma = 0,5$ коефіцієнт перерозподілу теплоти між деталями, для натискного диска однодискового зчеплення;

$C=481,5$ Дж/кг – питома теплоємність деталі, для чавуну і сталі;

m_n - маса деталі:

$$m_n = S_{нд} \cdot \delta_{нд} \cdot \rho = 0,0186 \cdot 0,012 \cdot 7000 = 1,56 \text{ кг}; \quad (2.16)$$

де: $S_{нд}$ - площа натискного диска:

$$S_{нд} = \frac{\pi(D_{нд}^2 - d_{нд}^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot (215^2 - 150^2)}{4} = 18624 \text{ мм}^2; \quad (2.17)$$

$$S_{нд} = 0,0186 \text{ м}^2$$

$$\delta_{нд} = \delta \cdot (4 \dots 6) = 3 \cdot 4 = 12 \text{ мм (0,012 м)};$$

$$\rho = 7000 \text{ кг/м}^3 \text{ – щільність деталі.}$$

Допустиме значення $\Delta t = 10 \dots 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Аналіз теплового навантаження в умовах заводської конструкції зчеплення

У ході проведеного теплового аналізу встановлено, що в стандартній (заводській) конфігурації зчеплення температура робочих поверхонь у фазі буксування досягає приблизно 23 °С. Попри те, що цей показник на перший погляд не є критичним, обчислене теплове навантаження свідчить про підвищене виділення теплоти в робочій зоні тертя.

Наявність інтенсивного тепловиділення є чинником, що значною мірою впливає на температурну стабільність зчеплення. Така ситуація може призвести до перегріву фрикційних елементів, втрати коефіцієнта тертя внаслідок термічного руйнування робочої поверхні, а також скорочення ресурсу фрикційних накладок і суміжних деталей. Це обґрунтовує необхідність оптимізації теплових характеристик зчеплення, зокрема, за рахунок удосконалення матеріалів або геометричних параметрів елементів тертя.

Для забезпечення працездатності системи зчеплення натискний диск повинен володіти достатньою жорсткістю та термічною стабільністю. Виробничими стандартами для виготовлення натискного диска передбачено використання сірого чавуну марок СЧ21 або СЧ24, які мають відповідні механічні характеристики та задовільну теплопровідність.

Товщина натискного диска визначається з урахуванням товщини фрикційних накладок і повинна забезпечувати рівномірне передавання зусилля натискання. Орієнтовне значення товщини може бути розраховано за емпіричною формулою, яка враховує геометричні та теплові навантаження:

$$\delta_{нд} = \delta \cdot (4 \dots 6) = 3 \cdot 4 = 12 \text{ мм} \quad (2.18)$$

де: $\delta = 3$ – товщина накладок.

Оцінка напружень зминання елементів кріплення диска до маховика:

$$\sigma_{см} = \frac{k \cdot M_{см}}{r_{км} \cdot z_{в} \cdot z_{к} \cdot S_{к}} = \frac{0,5 \cdot 193}{92,21 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 0,037} = 4 \text{ МПа} \quad (2.19)$$

де: k – коефіцієнт, що враховує число і розташування провідних дисків; $k = 0,5$ – для однодискового зчеплення;

$z_{в}$ – число ведучих дисків;

$z_{к}$ – число контактуючих елементів;

$S_{к}$ – площа контакту;

$r_{\text{км}}$ – середній радіус тертя. $r_{\text{км}} = r$.

Розрахунок та особливості тарілчастої пружини. Тарілчасті пружини виготовляються з високоякісних холоднокатаних каліброваних сталевих листів марок 85 або 50ХГФА. Технологічний процес виробництва передбачає декілька послідовних операцій: формування заготовки на багатопозиційному пресі, подальше шліфування обох поверхонь, формоутворення та термообробку (відпуск до твердості в межах 42...48 HRC), а також обробку дробоструменевим методом тривалістю 6...12 хвилин. Завершальним етапом є фосфатування з нанесенням захисного мастильного шару.

Кожна виготовлена пружина проходить обов'язковий контроль навантажувальних характеристик, при цьому допустиме відхилення сили від номінального значення не перевищує 5–7 %. Для забезпечення довговічності вибірково виконується випробування на втомну міцність при не менше ніж 1 мільйоні циклів навантаження.

Однією з ключових конструктивно-функціональних особливостей тарілчастої пружини є її нелінійна силова характеристика. Завдяки цій властивості забезпечується стабільність натискного зусилля в широкому діапазоні деформацій, що є критично важливим для підтримання постійного моменту тертя в системі зчеплення. Таким чином, тарілчаста пружина відіграє вирішальну роль у забезпеченні ефективного та надійного функціонування зчеплення протягом усього терміну експлуатації.

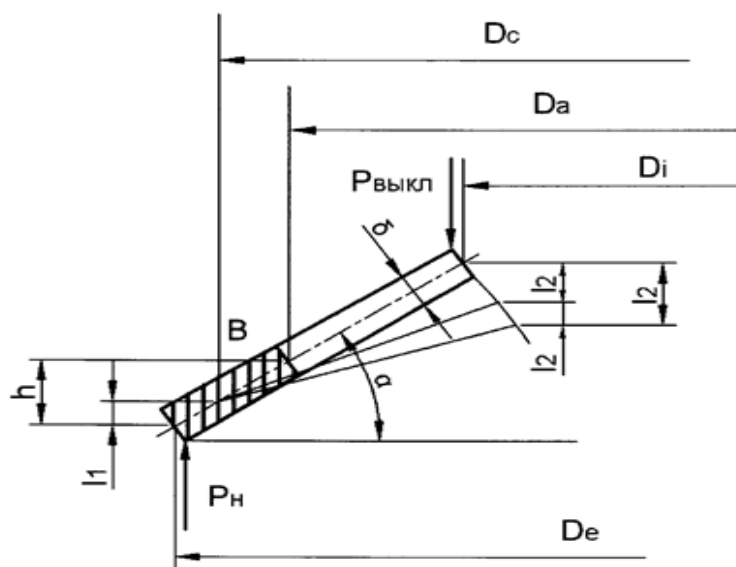


Рис. 2.2 Конструктивна схема та параметри тарілчастої пружини.

Під час інженерного проектування тарілчастої пружини задаються її основні геометричні характеристики, що впливають на жорсткісні та енергетичні властивості. Згідно з прийнятими конструктивними нормами, орієнтовні розміри пружини можуть бути такими:

Зовнішній діаметр пружини (D_e) – 158 мм.

Діаметр розміщення пелюстків (D_a) – 120 мм.

Середній діаметр (D_c) – 75,5 мм.

Внутрішній діаметр (D_i) – 30 мм.

Висота конуса пружини (h) – 3,5 мм.

Товщина пружинного елемента (δ) – 2 мм.

Кількість пелюстків – у межах від 8 до 20 (залежно від проектного навантаження).

Співвідношення між параметрами повинні відповідати наступним рекомендаціям для забезпечення оптимальної пружинної характеристики:

Відношення D_e до D_a – у межах 1,2...1,5.

Висота до товщини – $h/\delta = 1,5...20$.

Відношення $D_e/D_a \geq 2,5$ забезпечує необхідну форму й робочий хід пружини.

Зовнішній діаметр пружини D_e зазвичай приймається як 4,5...6 % від зовнішнього діаметра натискного диска (ДНД).

$$D_c = D_i \frac{D_a - D_i}{2} ;$$

$$k_1 = D_a / D_e = 120 / 158 = 0,77;$$

$$k_2 = D_c / D_e = 75,5 / 158 = 0,48.$$

l_1 - переміщення пружини в місці прикладання сили РН, обумовлене поворотом суцільного кільця, мм

$$l_1 = h = 3,5_{\text{мм}}$$

$l_2 = l_2' + l_2''$ - переміщення кінця пелюсток пружини при виключенні зчеплення.

Переміщення, обумовлене зміною кута нахилу суцільного кільцевого сегмента тарілчастої пружини, мм

$$l_2 = \frac{l_1 \cdot (D_c - D_i)}{D_e - D_c} = \frac{3,25(76 - 30)}{158 - 76} = 1,8 \text{ мм} \quad (2.20)$$

$l_2^{\prime\prime}$ - деформація вигину пелюсток розрізної частини, мм. У розрахунках нехтують;

$$l_2 \approx l_2^{\prime} \approx 2 \text{ мм};$$

$$\mu_{\Pi} = 0,26;$$

$E = 2 \cdot 10^5$ МПа- модуль пружності 1 роду.

Визначення сили, що передається на натискний диск:

$$P_H = \frac{2 \cdot \pi \cdot E \cdot \delta \cdot l_1 \cdot l_2 \cdot (1/k_1)}{3(1 - \mu_n^2) \cdot D_e^2 \cdot (1 - k_2)} \times \left[\delta^2 + \left(h - l_1 \frac{1 - k_1}{1 - k_2} \right) \right] \times \left(h - 0,5 \cdot l_1 \frac{1 - k_1}{1 - k_2} \right)$$

$$P_H = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 2 \cdot 3,5 \cdot 2 \cdot (1/0,77)}{3 \left(1 - 0,26^2 \right) \cdot 158^2 \cdot (1 - 0,48)} \times \left[2^2 + \left(3,5 - 3,5 \frac{1 - 0,77}{1 - 0,48} \right) \right] \times \left(3,5 - 0,5 \cdot 3,5 \frac{1 - 0,77}{1 - 0,48} \right) = 1870 \text{ Н} \quad (2.21)$$

Визначення сили, що прикладається до пружини під час вимикання зчеплення:

$$P_{\text{вык}} = \frac{P_H \cdot (D_e - D_c)}{D_c - D_i} = \frac{1870,12(158 - 75,5)}{75,5 - 30} = 3390 \text{ Н} \quad (2.22)$$

Для визначення еквівалентного напруження у критичному місці пружини застосовується розрахунок, що враховує вигин і розтяг (стиснення). Формула для оцінки максимального напруження має вигляд:

$$\sigma = \frac{2 \cdot P_{\text{вык}} \cdot D_a}{\delta^2 \cdot (D_c - D_i)} + \frac{0,5 \cdot E \cdot 0,5 \cdot (D - D_a) \cdot a^2 + \delta}{(1 - \mu_n^2) \cdot D_a} =$$

$$= \frac{2 \cdot 3390 \cdot 120}{2^2 \cdot (75,5 - 30)} + \frac{0,5 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,5 \cdot (138,67 - 120) \cdot 0,17^2 + 2}{(1 - 0,26_n^2) \cdot 120} = 419,4 \text{ МПа} \quad (2.23)$$

$[\sigma] = 750 \text{ МПа}$ – допустиме значення

Середній діаметр кільця визначається як середнє арифметичне між зовнішнім та внутрішнім діаметрами пружини:

$$D = \frac{D_e - D_a}{\ln(D_e / D_a)} = \frac{158 - 120}{\ln(158/120)} = 138,67 \quad (6.24)$$

Кут α можна визначити за геометричними співвідношеннями для вигнутої пружинної пластини:

$$a = \frac{2 \cdot h}{D_e - D_a} = \frac{2 \cdot 3,5}{158 - 120} = 0,17 \quad (2.25)$$

Конструктивно ведений диск складається з центральної сталевієї пластини, виготовленої з матеріалу 50, до якої за допомогою заклепувального з'єднання приєднані шліцьова маточина та фрикційні накладки. Для виготовлення шліцьової маточини застосовується легована конструкційна сталь марки 40Х. Як матеріал для фрикційних елементів використовується композиційна фрикційна суміш типу НСФ.

Оцінка міцності з'єднання елементів на зсув. При розрахунку міцності заклепувального з'єднання необхідно забезпечити, щоб максимальні дотичні напруження, які виникають на поверхнях зрізу, не перевищували допустимих для матеріалу заклепок. Критичними точками при цьому є місця проходження сил через перерізи тіл заклепок, які працюють на зсув між фрикційною накладкою та корпусом диска або між маточиною й основною пластиною.

Розрахунок виконується за класичними методиками опору матеріалів з урахуванням:

$$\tau_{cp} = \frac{4 \cdot k \cdot M_{j \max}}{r_{km} \cdot z_6 \cdot z_3 \cdot \pi \cdot d_3^2} \leq [\tau_{cp}] = 20 \text{ МПа} \quad (2.26)$$

$$\tau_{cp} = \frac{4 \cdot 1,4 \cdot 160,8 \cdot 10^3}{92,21 \cdot 1 \cdot 12 \cdot 3,14 \cdot 4^2} \leq [\tau_{cp}] = 20 \text{ МПа}$$

$$\tau_{cp} = 16,2 \text{ МПа} \leq [\tau_{cp}] = 20 \text{ МПа}$$

Зусилля зминання, яке виникає на поверхні контакту, визначається за формулою:

$$\sigma_{cm} = \frac{k \cdot M_{j \max}}{r_{km} \cdot z_{\theta} \cdot z_3 \cdot d_3 \cdot \delta_{\theta}} \leq [\sigma_{cm}] = 25 \text{ МПа} \quad (2.27)$$

$$\sigma_{cm} = \frac{1,4 \cdot 160,8 \cdot 10^3}{92,21 \cdot 1 \cdot 12 \cdot 4 \cdot 7,2} \leq [\sigma_{cm}] = 25 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{cm} = 7 \leq [\sigma_{cm}] = 25 \text{ МПа}$$

де, $r_{km} = 92,21$ мм

$z_{\theta} = 1$ – число дисків;

$z_3 = 12$ – число заклепок;

$$\delta_{\theta} = 7,2;$$

k – коефіцієнт пристосованості двигуна;

$$k \cdot M_{j \max} = \beta \cdot M_e^{\max}$$

$\beta = 1,3 \dots 1,5$ – коефіцієнт запасу зчеплення.

$M_e^{\max} = 160,8$ Н · м – максимальний крутний момент ДВЗ.

Для забезпечення міцності з'єднання на зріз при передаванні обертового моменту від веденого диска до шліцьової маточини через заклепки, визначають мінімальний допустимий діаметр заклепки за умовою міцності на зріз:

$$d_3^{\tau_{cp}} = \sqrt{\frac{4 \cdot k \cdot M_{j \max} \cdot 10^3}{r_{km} \cdot z_{\theta} \cdot z_3 \cdot \pi \cdot [\tau_{cp}]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,4 \cdot 160,8 \cdot 10^3}{92,21 \cdot 1 \cdot 12 \cdot 3,14 \cdot 20}} = 3,6 \text{ мм} \quad (2.28)$$

Для забезпечення міцності з'єднання на зминання (контактне напруження між заклепою та отвором у деталях), розраховують мінімально допустимий діаметр заклепки за наступною формулою:

$$d_3^{\sigma_{cm}} = \frac{k \cdot M_{j \max} \cdot 10^3}{r_{km} \cdot z_{\theta} \cdot z_3 \cdot \delta_{\theta} \cdot [\sigma_{cm}]} = \frac{1,4 \cdot 160,8 \cdot 10^3}{92,21 \cdot 1 \cdot 12 \cdot 7,2 \cdot 25} = 1 \text{ мм} \quad (2.29)$$

Вибір діаметра заклепок та розрахунок шліцьового з'єднання

На основі проведених розрахунків та порівняння отриманих значень діаметрів заклепок за умовами зминання і зрізу, остаточне значення вибирається як більше з двох. Округлення здійснюється згідно з прийнятими

стандартами до найближчого типорозміру. У даному випадку приймається значення діаметра заклепки $d_z = 4\text{мм}$

Розрахунок параметрів шліцевого з'єднання. Шліцева маточина веденого диска встановлюється на шліцеву частину первинного вала з таким посадковим зазором, який забезпечує вільне осьове переміщення елемента під час роботи.

Оскільки в муфтах зчеплення найчастіше використовується прямозубе шліцеве з'єднання з centruванням по зовнішньому діаметру маточини, для конструкції обрано з'єднання, типу: $10 \times 21 \times 26 \times 3$,

де: 10 – кількість шліців (z),

21 мм – зовнішній діаметр шліцевої втулки (D),

26 мм – внутрішній діаметр отвору (d),

3 мм – ширина шліца (b).

Обраний тип з'єднання забезпечує достатню площу контакту для передавання крутного моменту, а також відповідає вимогам до надійності та ремонтпридатності вузла.

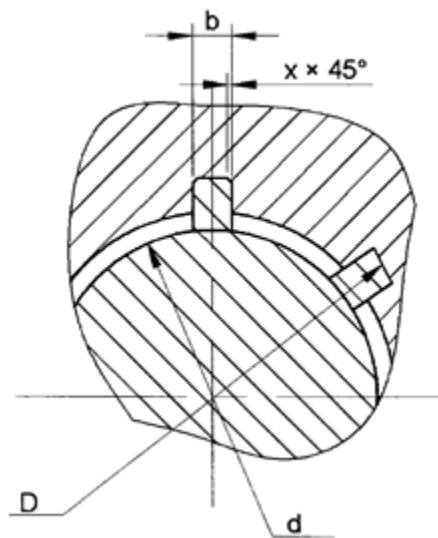


Рис. 2.3. Схематичне зображення шліцевого з'єднання.

Середній діаметр шліцевого з'єднання, який використовується для розрахунків контактних навантажень і площі зчеплення, визначається як середнє арифметичне значення між зовнішнім (D) та внутрішнім (d) діаметрами шліцевого профілю:

$$d_{cp} = 0,5 \cdot (D + d) = 0,5 \cdot (26 + 21) = 23,5 \text{ мм} \quad (2.30)$$

де: $D = 26$ мм – діаметр більшого валу;

$d = 21$ мм – діаметр меншого вала;

Робоча висота шліців – це геометричний параметр, що визначає ефективну частину профілю, яка безпосередньо бере участь у передаванні крутного моменту. Вона розраховується як різниця між зовнішнім діаметром шліца (D) та внутрішнім діаметром (d), поділена навпіл:

$$h = 0,5 \cdot (D - d) - x_g - x_c = 0,5 \cdot (26 - 21) - 0,3 - 0,3 = 1,9 \text{ мм} \quad (2.31)$$

де: $x_g = x_c = 0,3$ мм – висота фаски на шліцах вала і втулки;

Питомий сумарний статичний момент площі – це характеристика, яка враховує геометрію шліцевого з'єднання та визначає його здатність чинити опір дії крутного моменту. Він розраховується як добуток довжини робочого контакту, кількості шліців, середнього діаметра з'єднання та висоти профілю шліца:

$$S_F = 0,5 \cdot d_{cp} \cdot h \cdot z = 0,5 \cdot 23,5 \cdot 1,9 \cdot 10 = 223,25 \text{ мм}^2 \quad (2.32)$$

Визначення середнього тиску зминання у шліцевому з'єднанні. Розрахунок здійснюється за формулою:

$$k \cdot M_{j \max} = \beta \cdot M_e^{\max}$$

$$k = \frac{M_e^{\max}}{M_e^{N \max}} = \frac{160,8}{121,23} = 1,32 \quad (2.33)$$

$$M_{j \max} = \frac{\beta \cdot M_e^{\max}}{k} = \frac{1,4 \cdot 160,8}{1,32} = 171 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.34)$$

$$\sigma_{смп} = \frac{M_e^{\max} \cdot 10^3}{S_F \cdot l} = \frac{160,8 \cdot 10^3}{223,25 \cdot 46} = 15,65 \text{ МПа} \quad (2.35)$$

де $l = 46$ мм – довжина шліцевої втулки;

Максимальний тиск зминання виникає на поверхні контакту шліців під дією крутного моменту та є критичним показником для оцінки допустимого навантаження з'єднання без пластичної деформації поверхонь.

Розрахунок здійснюється за формулою:

$$\sigma_{cm}^{\max} = \sigma_{cmcp} \cdot k_3 \cdot k_{np} \cdot k_n = 15,65 \cdot 1,1 \cdot 1,15 \cdot 1,05 = 20,78 \text{ МПа} \quad (2.36)$$

$$[\sigma_{cm}^{\max}] = 200 \dots 250 \text{ МПа}$$

де: $k_3 = 1,1$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між зубами;

$k_n = 1,15$ – коефіцієнт навантаження від похибки виготовлення:

$$k_n = (1,1 \dots 1,2);$$

$k_{np} = 1,05$ – коефіцієнт поздовжньої концентрації навантаження:

$$k_{np} = 1 + 0,004 \cdot l + \frac{0,05 \cdot l^2}{d^2} = 1 + 0,004 \cdot 46 + \frac{0,05 \cdot 46^2}{21^2} = 1,05 \quad (2.37)$$

Розрахунок шліцьового з'єднання на міцність при зрізі. Розрахункова формула має вигляд:

$$\tau_{cp} = \frac{4 \cdot M_e^{\max}}{(D+d) \cdot z \cdot l \cdot b} = \frac{4 \cdot 160,8}{(26+21) \cdot 10 \cdot 46 \cdot 3} = 0,16 \text{ МПа} \leq 15 \text{ МПа} \quad (2.38)$$

Основною метою розрахунку приводу фрикційного зчеплення є встановлення таких кінематичних характеристик, які б забезпечували допустимі зусилля на педалі керування, відповідали її повному робочому ходу та забезпечували ефективне вимикання зчеплення.

Привід системи керування зчепленням може бути реалізований у двох варіантах: механічному або гідравлічному. В обох випадках принципи розрахунку залишаються подібними, проте в гідравлічній схемі беруться до уваги діаметри поршнів головного (керуючого) та робочого (виконавчого) циліндрів. Як правило, ці діаметри вибираються однаковими, що дає змогу спростити розрахунок передаточного відношення, оскільки відповідні величини скорочуються, не впливаючи на кінцевий результат розрахунку зусилля на педалі.

Для ефективної роботи приводу зчеплення необхідно визначити передаточне число механізму та забезпечити повний робочий хід педалі, що дозволяє досягти повного роз'єднання фрикційних поверхонь.

Розрахунок передаточного числа здійснюється за формулою:

$$U_n = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{e}{f} = 6 \cdot 1,9 \cdot 3,8 = 43,32 \quad (2.39)$$

де: a, b, c, d, e, f – розміри привода, мм;

$$S_n = S \cdot U_n + \Delta \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} = 1,8 \cdot 43,32 + 3 \cdot 6 \cdot 1,9 = 112 \text{ мм} \quad (2.40)$$

де $S_n < 190$ мм;

$S = 1,8$ мм – хід натискного диска;

$\Delta = 3$ мм – зазор між важелями і муфтою вимикання зчеплення.

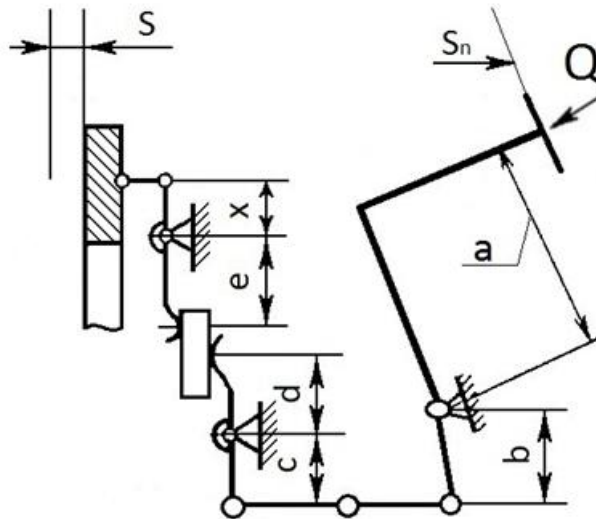


Рис.2.4. Схематичне зображення механічного приводу системи керування зчепленням.

Розрахунок зусилля на педалі F_n здійснюється за формулою:

$$Q = \frac{P_{\max}}{U_n \cdot \eta_n} = \frac{1487,3}{43,32 \cdot 0,8} = 45,77 \text{ Н} \quad (2.41)$$

де: η_n – ккд привода:

0,7...0,8 для механічного привода;

0,8...0,9 для гідравличного привода;

З урахуванням отриманих результатів обчислень встановлено, що зусилля на педалі зчеплення не перевищує 150 Н. Це відповідає допустимим експлуатаційним межам для механічного привода, що дозволяє обійтися без додаткового використання підсилювального механізму.

3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Аналітичне обґрунтування параметрів модернізованого зчеплення

У межах проектної модернізації основною метою є усунення виявлених експлуатаційних недоліків зчеплення шляхом підвищення його довговічності та ефективності. Запропоновано конструктивне вдосконалення шляхом збільшення площі взаємодії тертьових елементів, зокрема – за рахунок розширення зовнішнього діаметра фрикційних накладок.

Згідно з аналізом заводської конструкції, зчеплення має резерв за габаритами, що дозволяє без втручання у механізм силового передавання збільшити зовнішній діаметр накладок на 10 мм (див. рис. 3.1). Такий підхід сприятиме зниженню питомих навантажень на одиницю площі тертя та, як наслідок, – зменшенню зносу фрикційних елементів, підвищенню ресурсу зчеплення та покращенню тепловідведення під час роботи.

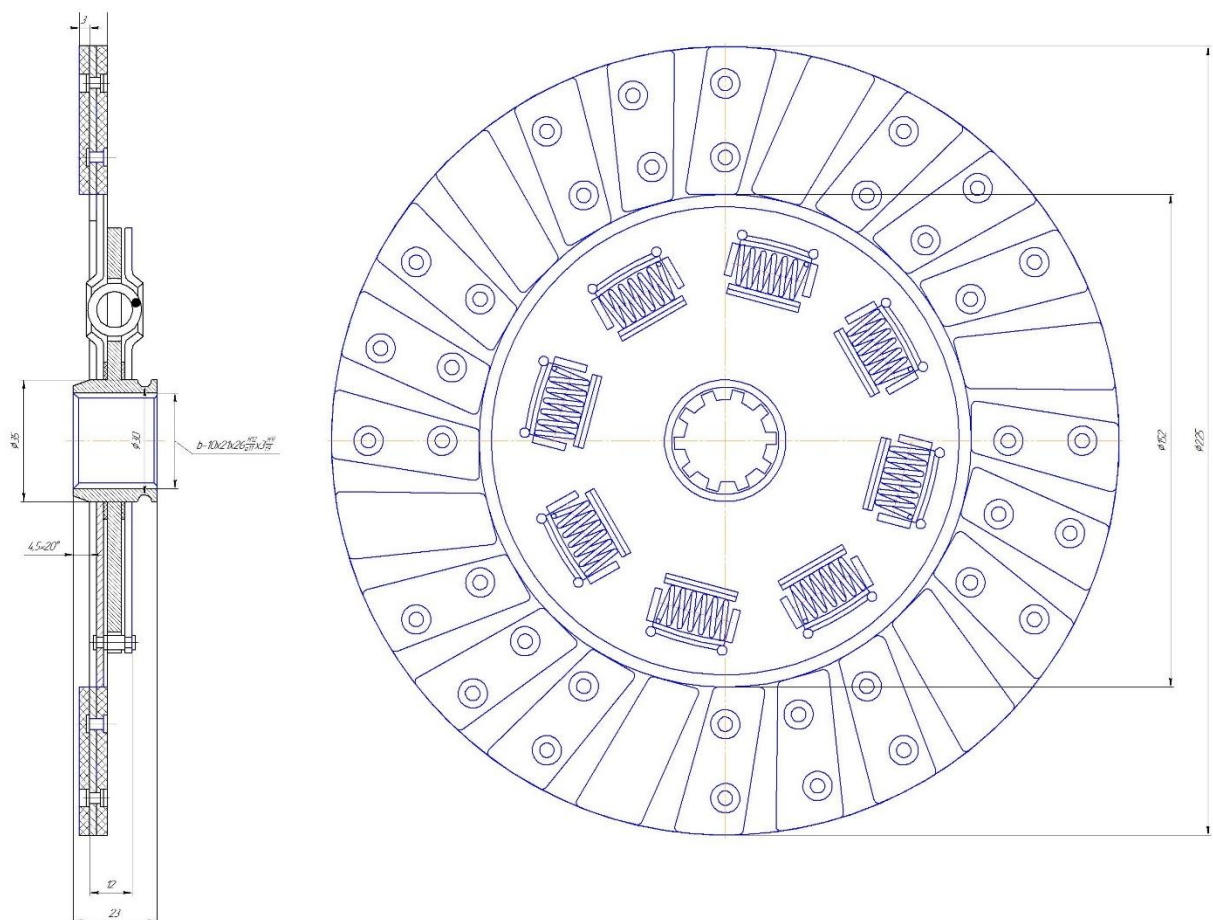


Рис. 3.1. Креслення модернізованого диску зчеплення.

У процесі аналізу функціональних характеристик фрикційного зчеплення

та подальшої модернізації його конструкції були обґрунтовано обрані вихідні параметри, що мають вирішальне значення для розрахунків зусиль, переданих у системі трансмісії.

Повна маса транспортного засобу (1350 кг) враховується при визначенні інерційних навантажень у динамічних режимах, зокрема під час рушання з місця. Максимальний крутний момент двигуна внутрішнього згорання (160,8 Н·м) і відповідна йому частота обертання (1920 об/хв) використовуються для визначення граничного моменту, який має бути надійно переданий зчепленням без прослизання.

Кінематичний радіус колеса (0,32 м) забезпечує точність при переведенні тягових характеристик у зусилля, прикладене до поверхні контакту шини з дорожнім покриттям. Передавальні числа коробки передач на першій ступені (4,6) і головної передачі (3,1) є ключовими для обчислення передаточного відношення трансмісії, що безпосередньо впливає на розподіл моменту.

Коефіцієнт корисної дії трансмісії (0,87) враховує втрати на тертя та механічні перетворення енергії в силовій передачі. Коефіцієнт дорожнього опору (0,04) є типовим для асфальтованих доріг і вводиться для врахування сил опору при русі автомобіля.

Розрахунок виконується з урахуванням удосконалених геометричних параметрів фрикційних елементів та реальних експлуатаційних навантажень, що діють на систему зчеплення у процесі роботи транспортного засобу:

$$M_{cm} = M_e^{\max} \cdot \beta = 160,8 \cdot 1,35 = 217 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (3.1)$$

де $M_e^{\max}$ - максимальний момент двигуна $\text{Н} \cdot \text{м}$;

β - коефіцієнт запасу зчеплення для легкових АТЗ— 1,2...1,75.

Визначення оптимального розрахункового діаметра фрикційних накладок:

$$D_n = 2,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{cm} \cdot 10^3}{\pi \cdot p_0 \cdot \mu \cdot z_x}} = 2,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{217 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,16 \cdot 0,3 \cdot 2}} = 225 \text{ мм}; \quad (3.2)$$

де p_0 - тиск між поверхнями тертя (0,15...0,25) МПа.

$$p_0 = 0,16.$$

μ - коефіцієнт тертя (0,22...0,3);

$\mu = 0,3$.

Z_x - число пар тертя для однодискового зчеплення – 2.

Приймаємо $D_H = 215$ мм.

$d = 150$ мм; $\delta = 3,0$ мм.

Цей радіус обчислюється як середнє геометричне зовнішнього та внутрішнього діаметрів тертьових накладок:

$$r_m = \frac{1 \cdot (D_H^3 - d^3)}{3 \cdot (D_H^2 - d^2)} = \frac{1 \cdot (225^3 - 150^3)}{3 \cdot (225^2 - 150^2)} = 95 \text{ мм} \quad (3.3)$$

$r_m = 0,095$ м.

Визначення сили нормального стискання фрикційних дисків. Розрахунок цієї сили здійснюється за виразом:

$$P_H = \frac{M_{cm}}{r_m \cdot \mu \cdot Z_x} = \frac{217}{0,095 \cdot 0,3 \cdot 2} = 3807 \text{ Н} \quad (3.4)$$

Визначення питомого тиску на фрикційні накладки. Розрахунок питомого тиску виконується за формулою:

$$g = \frac{P_H}{S_H} = \frac{3807}{0,022078} = 0,172 \text{ МПа} \quad (3.5)$$

де, S_H - площа поверхні одного боку фрикційної накладки:

$$S_H = \frac{\pi \cdot (D_H^2 - d^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot (225^2 - 150^2)}{4} = 22078 \text{ мм}^2 \quad (3.6)$$

$S_H = 0,022078 \text{ м}^2$ $0,172 < 0,2 \dots 0,25 \text{ МПа}$.

Визначення ходу натискного диска. Для забезпечення повного роз'єднання поверхонь тертя у зчепленні, необхідно забезпечити достатній хід натискного диска. Цей хід має перевищувати подвоєне значення зазору між фрикційними елементами, що формується у вимкненому стані зчеплення.

У випадку однодискової конструкції зчеплення типовий зазор становить від 0,75 до 1,0 мм. Відповідно, розрахунковий хід натискного диска визначається за виразом:

$$W_{\delta} = \frac{0,5 \cdot J_a \cdot \omega_e^2 \cdot M_e^{\max}}{M_e^{\max} - M_{\psi}} = \frac{0,5 \cdot 1,13 \cdot 223,98^2 \cdot 160,8}{160,8 - 14} = 31047 \text{ Дж} \quad (3.7)$$

де, ω_e - кутова швидкість колінчастого вала двигуна для карбюраторних ДВЗ.

$$\omega_e = \frac{\pi \cdot n_m}{90} + 50\pi = \frac{3,14 \cdot 1920}{90} + 157 = 223,98 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; \text{с} \quad (3.8)$$

де $n_m = 1920$ об / хв частота обертання колінчастого вала, відповідна моменту ДВС

J_a - момент інерції автомобіля, приведений до валу зчеплення:

$$J_a = \frac{\delta \cdot m_a \cdot r_k^2}{U_{mp}^2} = \frac{1,67 \cdot 1350 \cdot 0,32^2}{14,26^2} = 1,13 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (3.9)$$

де: $m_a = 1350$ кг – маса автомобіля;

δ - коефіцієнт, що враховує обертові маси автомобіля;

$$\delta = 1 + \delta_1 \cdot U_{kn1}^2 + \delta_2 = 1 + 0,03 \cdot 4,6^2 + 0,04 = 1,67 \quad (3.10)$$

де: $U_{kn1} = 4,6$ передавальне число КПП на першій передачі;

$\delta_1; \delta_2$ - коефіцієнти;

$$\delta_1 = 0,03 \dots 0,05; \delta_2 = 0,04 \dots 0,06;$$

$r_k = 0,32$ – кінематичний радіус колеса;

U_{mp} - передавальне число трансмісії:

$$U_{mp} = U_{kn1} \cdot U_0 = 4,6 \cdot 3,1 = 14,26 \quad (3.11)$$

де: $U_0 = 3,1$ – передавальне число на головній передачі;

M_{ψ} - приведений момент опору руху:

$$M_{\psi} = \frac{\sum G_a \cdot \psi \cdot r_{\delta}}{U_{mp} \cdot \eta_{mp}} = \frac{13230 \cdot 0,04 \cdot 0,33}{14,26 \cdot 0,87} = 14 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.12)$$

$$\sum G_a = m_a \cdot 9,8 = 1350 \cdot 9,8 = 13230 \text{ Н.}$$

де: $\psi = 0,04$

$$r_{\partial} = 1,03 \cdot r_k = 1,03 \cdot 0,32 = 0,33 \text{ м};$$

η_{mp} - ккд трансмісії 0,87.

Розрахунок питомої роботи буксування здійснюється за формулою:

$$a_{\delta} = \frac{W_{\delta}}{F} = \frac{31047}{0,044} = 693120 \text{ Дж/м}^2 \quad (3.13)$$

де F – площа поверхні фрикційної накладки:

$$F = 0,785 \cdot (D_n^2 - d^2) \cdot z_x = 0,785 \cdot (225^2 - 150^2) \cdot 2 = 44156 \text{ мм}^2 \quad (3.14)$$

$$F = 0,044 \text{ м}^2.$$

Отриманий результат питомої роботи буксування порівнюється з гранично допустимим значенням, установленим для конкретного типу фрикційного матеріалу. Якщо розраховане значення не перевищує нормативної межі (наприклад, $a_{\delta} < 700000 \text{ Дж/м}^2$), це свідчить про задовільну термостійкість конструкції зчеплення та гарантує необхідний ресурс фрикційних елементів. У разі перевищення допустимого порогу необхідно внести конструктивні або технологічні зміни задля зменшення теплового навантаження на контактні поверхні.

$a_{\delta} = 6,9 \text{ МДж/м}^2 < [a_{\delta}] = 7 \text{ МДж/м}^2$ отже, на підставі проведених розрахунків можна стверджувати, що внаслідок модернізації конструкції фрикційних накладок муфти зчеплення вдалося досягти необхідного ресурсу їхньої роботи. Збільшення розмірів робочої поверхні позитивно вплинуло на зменшення питомого теплового навантаження, що, у свою чергу, знизило інтенсивність зносу та ризик перегріву.

Надалі здійснюється тепловий розрахунок муфти зчеплення, який дозволяє оцінити рівень тепловиділення в процесі буксування і перевірити здатність системи розсіювати отримане тепло без перевищення гранично допустимих температур для матеріалів тертя.

$$\Delta t = \frac{\gamma \cdot W}{m \cdot C} = \frac{0,5 \cdot 31047}{2,31 \cdot 481,5} = 14 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (3.15)$$

де: $\gamma = 0,5$ коефіцієнт перерозподілу теплоти між деталями, для натискного диска однодискового зчеплення;

$C=481,5$ Дж/кг – питома теплоємність деталі, для чавуну і сталі;

m_n – маса деталі:

$$m_n = S_{нд} \cdot \delta_{нд} \cdot \rho = 0,022 \cdot 0,015 \cdot 7000 = 2,31 \text{ кг} \quad (3.16)$$

де: $S_{нд}$ – площа натискного диска:

$$S_{нд} = \frac{\pi(D_{нд}^2 - d_{нд}^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot (225^2 - 150^2)}{4} = 22078 \text{ мм}^2 \quad (3.17)$$

$$S_{нд} = 0,022 \text{ м}^2.$$

$\delta_{нд}$ – товщина диска:

$$\delta_{нд} = \delta \cdot (4 \dots 6) = 3 \cdot 5 = 15 \text{ мм} (0,015 \text{ м});$$

$\rho = 7000 \text{ кг/м}^3$ – щільність деталі.

Допустиме значення $\Delta t = 10 \dots 15$ °С.

У результаті теплового аналізу модернізованої конструкції зчеплення встановлено, що теплове навантаження знизилося з 23 °С до 14 °С. Зменшення температурного напруження свідчить про ефективнішу тепловіддачу та знижене теплонакопичення в зоні тертя, що, в свою чергу, дозволяє підвищити експлуатаційний ресурс фрикційних елементів і зменшити ризик термічного перевантаження вузла при його включенні.

Розрахунок натискного диска. Для виготовлення натискного диска використовується сірий чавун марок СЧ21 або СЧ24, що забезпечує необхідну міцність і термостійкість. Товщина диска визначається з урахуванням товщини фрикційних накладок, виходячи з умови їх взаємної роботи в режимах підвищеного тертя. Залежність розрахункової товщини натискного диска встановлюється відповідно до емпіричної формули:

$$\delta_{нд} = \delta \cdot (4 \dots 6) = 3 \cdot 5 = 15 \text{ мм} \quad (3.18)$$

де: $\delta = 3$ – товщина накладок.

Визначення напруження зминання у з'єднувальних елементах диска та маховика. Розрахунок напруги зминання проводиться за формулою:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{k \cdot M}{r \cdot z \cdot z \cdot S} = \frac{0,5 \cdot 217}{95 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 0,044} = 3,2 \text{ МПа} \quad (3.19)$$

$\begin{matrix} & & \text{см} & & \\ \text{КМ} & \cdot & \text{в} & \cdot & \text{К} & \cdot & \text{К} \end{matrix}$

Для виготовлення тарілчастих пружин застосовують холоднокатані калібровані листові заготовки зі сталей марок 85 або 50ХГФА, які мають високі показники пружності та втомної міцності. Технологічний процес включає кілька етапів: штампування заготовок на багатопозиційних пресах, двостороннє шліфування, формоутворення методом холодного деформування, термічна обробка з відпусканням до твердості 42...48 HRC, а також дробоструминна обробка тривалістю 6...12 хвилин, що забезпечує підвищену втомну стійкість. Після цього виконується фосфатування з подальшим захисним змащуванням.

Усі пружини підлягають контролю навантажувальних характеристик, причому допустиме відхилення від номінальних параметрів не повинно перевищувати 5–7%. Додатково проводиться вибіркове випробування на втомну міцність при не менше ніж 1 мільйоні циклів навантаження.

Ключовою особливістю тарілчастої пружини є її нелінійна силова характеристика, що забезпечує стабільне зусилля притискання протягом усього строку експлуатації. Це має вирішальне значення для підтримання постійного моменту тертя у фрикційному з'єднанні, який прямо пропорційний величині притискного зусилля.

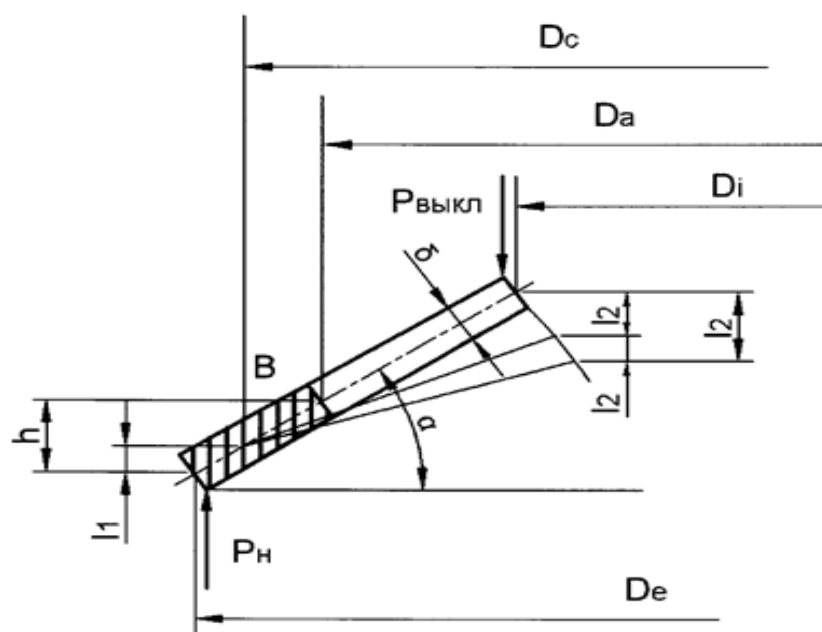


Рис. 3.2. Схема геометричного розрахунку тарілчастої пружини.

Під час проєктування тарілчастої пружини задаються її основні геометричні параметри, які визначають експлуатаційні властивості пружного елемента. Типові значення мають такий вигляд:

Зовнішній діаметр пружини, $D_e = 158$ мм.

Внутрішній діаметр кільця основи пелюстків, $D_a = 120$ мм.

Діаметр кола розташування пелюстків, $D_c = 75,5$ мм.

Внутрішній діаметр отвору, $D_i = 30$ мм.

Висота конуса пружини, $h = 3,5$ мм.

Товщина пружного елемента, $\delta = 2$ мм.

Кількість пелюстків – у межах від 8 до 20.

Для забезпечення належних пружних характеристик тарілчастої пружини слід дотримуватися таких відношень між розмірами:

Відношення зовнішнього діаметра до діаметра нажимного диска: $D_e = 4,5 \dots 6 \% D_{нд}$.

Співвідношення зовнішнього та основного діаметрів: $D_e / D_a = 1,2 \dots 1,5$.

Відношення висоти до товщини: $h / \delta = 1,5 \dots 20$.

Відношення зовнішнього до внутрішнього діаметра: $D_e / D_i \geq 2,5$.

Зазначені геометричні залежності застосовуються як базові критерії для розрахунку жорсткості, амортизаційних властивостей і втомної міцності пружини в складі зчеплення.

$$D_c = D_i \frac{D_a - D_i}{2}$$

$$k_1 = D_a / D_e = 120 / 158 = 0,77;$$

$$k_2 = D_c / D_e = 75,5 / 158 = 0,48.$$

l_1 - переміщення пружини в місці прикладання сили РН, обумовлене поворотом суцільного кільця, мм.

$$l_1 = h = 3,5_{\text{мм}}$$

$l_2 = l_2' + l_2''$ - переміщення кінця пелюсток пружини при виключенні зчеплення.

Переміщення, спричинене зміною кута нахилу суцільної частини тарілчастої пружини:

$$l_2 = \frac{l_1 \cdot (D_c - D_i)}{D_e - D_c} = \frac{3,25(76 - 30)}{158 - 76} = 1,8 \text{ мм} \quad (3.20)$$

l_2'' - деформація вигину пелюсток розрізної частини, мм. У розрахунках нехтують;

$$l_2 \approx l_2' \approx 2 \text{ мм};$$

$$\mu_{II} = 0,26;$$

$E = 2 \cdot 10^5$ МПа - модуль пружності 1 роду.

Сила, що діє на натискний диск, розраховується за рівнянням:

$$P_H = \frac{2 \cdot \pi \cdot E \cdot \delta \cdot l_1 \cdot l_2 \cdot (1/k_1)}{3(1 - \mu_n^2) \cdot D_e^2 \cdot (1 - k_2)} \times \left[\delta^2 + \left(h - l_1 \frac{1 - k_1}{1 - k_2} \right) \right] \times \left(h - 0,5 \cdot l_1 \frac{1 - k_1}{1 - k_2} \right) \quad (3.21)$$

$$P_H = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 2 \cdot 3,5 \cdot 2 \cdot (1/0,77)}{3 \left(1 - 0,26^2 \right) \cdot 158^2 \cdot (1 - 0,48)} \times \left[2^2 + \left(3,5 - 3,5 \frac{1 - 0,77}{1 - 0,48} \right) \right] \times \left(3,5 - 0,5 \cdot 3,5 \frac{1 - 0,77}{1 - 0,48} \right) = 1870 \text{ Н}$$

Розрахунок сили, що прикладається до пружини, здійснюється за формулою:

$$P_{\text{вык}} = \frac{P_H \cdot (D_e - D_c)}{D_c - D_i} = \frac{1870,12(158 - 75,5)}{75,5 - 30} = 3390 \text{ Н} \quad (3.22)$$

Розрахунок максимального еквівалентного (або приведенного) напруження виконується за допомогою формули:

$$\sigma = \frac{2 \cdot P_{\text{вык}} \cdot D_a}{\delta^2 \cdot (D_c - D_i)} + \frac{0,5 \cdot E \cdot 0,5 \cdot (D - D_a) \cdot a^2 + \delta}{(1 - \mu_n^2) \cdot D_a} =$$

$$= \frac{2 \cdot 3390 \cdot 120}{2^2 \cdot (75,5 - 30)} + \frac{0,5 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,5 \cdot (138,67 - 120) \cdot 0,17^2 + 2}{(1 - 0,26_n^2) \cdot 120} = 419,4 \text{ МПа} \quad (3.23)$$

$[\sigma] = 750 \text{ МПа}$ - допустиме значення.

Середній діаметр пружини D_c обчислюється за формулою:

$$D = \frac{D_e - D_a}{\ln(D_e / D_a)} = \frac{158 - 120}{\ln(158/120)} = 138,67 \quad (3.24)$$

Розрахунок кута повороту здійснюється з урахуванням геометричних розмірів пружини та величини її переміщення при робочому ході. При цьому враховується зміна форми пружини під дією осьового зусилля, зокрема:

$$a = \frac{2 \cdot h}{D_e - D_a} = \frac{2 \cdot 3,5}{158 - 120} = 0,17 \quad (3.25)$$

Конструкція веденого диска передбачає його складення з основної металевої плити, виготовленої зі сталі марки 50. До цієї основи за допомогою заклепкових з'єднань фіксується шліцьова маточина, виготовлена з легованої сталі 40Х. З обох боків металевого диска закріплюються фрикційні накладки, виконані з термостійкого матеріалу типу НСФ.

Однією з ключових характеристик надійності даної конструкції є здатність заклепок витримувати зусилля, що виникають при передачі крутного моменту без порушення цілісності з'єднання. Розрахунок виконується за умовою міцності на зсув, яка виражається рівнянням:

$$\tau_{cp} = \frac{4 \cdot k \cdot M_{j \max}}{r_{km} \cdot z_\theta \cdot z_3 \cdot \pi \cdot d_3^2} \leq [\tau_{cp}] = 20 \text{ МПа} \quad (3.26)$$

$$\tau_{cp} = \frac{4 \cdot 1,4 \cdot 160,8 \cdot 10^3}{95 \cdot 1 \cdot 12 \cdot 3,14 \cdot 4^2} \leq [\tau_{cp}] = 20 \text{ МПа}$$

$$\tau_{cp} = 15,7 \text{ МПа} \leq [\tau_{cp}] = 20 \text{ МПа}$$

Зусилля зминання розраховується за формулою:

$$\sigma_{cm} = \frac{k \cdot M_{j \max}}{r_{km} \cdot z_\theta \cdot z_3 \cdot d_3 \cdot \delta_{\theta d}} \leq [\sigma_{cm}] = 25 \text{ МПа} \quad (3.27)$$

$$\sigma_{cm} = \frac{1,4 \cdot 160,8 \cdot 10^3}{95 \cdot 1 \cdot 12 \cdot 4 \cdot 7,2} \leq [\sigma_{cm}] = 25 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{cm} = 6,8 \leq [\sigma_{cm}] = 25 \text{ МПа}$$

Де, $r_{km} = 95$ мм

$z_\theta = 1$ – число дисків;

$z_3 = 12$ – число заклепок;

$$\delta_{\theta d} = 7,2;$$

k – коефіцієнт пристосованості двигуна;

$$k \cdot M_{j \max} = \beta \cdot M_e^{\max}$$

$\beta = 1,3 \dots 1,5$ - коефіцієнт запасу зчеплення.

$M_e^{\max} = 160,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$ - максимальний крутний момент ДВЗ.

Визначення діаметра заклепок за умовою зрізу. Розрахунок проводиться за наступною залежністю:

$$d_3^{\tau_{cp}} = \sqrt{\frac{4 \cdot k \cdot M_{j\max} \cdot 10^3}{r_{km} \cdot z_\theta \cdot z_3 \cdot \pi \cdot [\tau_{cp}]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,4 \cdot 160,8 \cdot 10^3}{95 \cdot 1 \cdot 12 \cdot 3,14 \cdot 20}} = 3,5 \text{ мм} \quad (3.28)$$

Визначення діаметра заклепок за умовою зминання. Розрахунок здійснюється за формулою:

$$d_3^{\sigma_{cm}} = \frac{k \cdot M_{j\max} \cdot 10^3}{r_{km} \cdot z_\theta \cdot z_3 \cdot \delta_{\theta d} \cdot [\sigma_{cm}]} = \frac{1,4 \cdot 160,8 \cdot 10^3}{95 \cdot 1 \cdot 12 \cdot 7,2 \cdot 25} = 1 \text{ мм} \quad (3.29)$$

За результатами попередніх розрахунків діаметр заклепок, визначений як мінімально допустимий за умовами міцності, округлено до найближчого стандартного значення – $d_3 = 4 \text{ мм}$.

У конструкції веденого диска муфти зчеплення застосовується шліцьове з'єднання, яке забезпечує передачу обертового моменту з первинного вала коробки передач на диск. Для забезпечення вільного осевого переміщення веденого диска з мінімальним зазором, застосовується ковзне посадкове з'єднання.

Оскільки в таких вузлах переважно використовують прямозубі шліци з центруванням по зовнішньому діаметру маточини, було обрано шліцьове з'єднання типорозміру:

$10 \times 21 \times 26 \times 3$, де:

$z = 10$ – кількість шліців,

$d = 21 \text{ мм}$ – внутрішній діаметр маточини (діаметр западин шліців),

$D = 26 \text{ мм}$ – зовнішній діаметр (діаметр виступів шліців),

$b = 3 \text{ мм}$ – ширина шліця.

Цей тип з'єднання забезпечує належне сполучення міцності, зносостійкості та технологічної простоти виготовлення, а також відповідає умовам експлуатації зчеплення легкового автомобіля в стандартному і модернізованому виконанні.

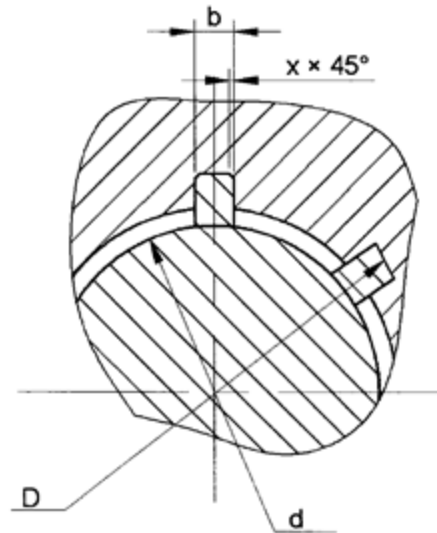


Рис. 3.4. Схема шліцевого з'єднання.

У процесі розрахунку шліцевого з'єднання важливим параметром є середній діаметр, який використовується для визначення площі робочих поверхонь, що передають обертовий момент.

Середній діаметр D_c визначається як середнє арифметичне між зовнішнім (діаметром виступів) D та внутрішнім (діаметром западин) d шліців:

$$d_{cp} = 0,5 \cdot (D + d) = 0,5 \cdot (26 + 21) = 23,5 \text{ мм} \quad (3.30)$$

де: $D = 26$ мм – діаметр більшого валу;

$d = 21$ мм – діаметр меншого вала;

Робоча висота шліців є визначальною величиною для забезпечення ефективної передачі крутного моменту в з'єднанні та визначається як різниця між зовнішнім та внутрішнім діаметрами шліців, поділена навпіл:

$$h = 0,5 \cdot (D - d) - x_g - x_c = 0,5 \cdot (26 - 21) - 0,3 - 0,3 = 1,9 \text{ мм} \quad (7.31)$$

де: $x_v = x_c = 0,3$ мм – висота фаски на шліцах вала і втулки;

Питомий сумарний статичний момент площі робочих поверхонь з'єднання щодо вала. Формула для обчислення має вигляд:

$$S_F = 0,5 \cdot d_{cp} \cdot h \cdot z = 0,5 \cdot 23,5 \cdot 1,9 \cdot 10 = 223,25 \text{ мм}^2 \quad (3.32)$$

Визначення середнього тиску зминання в шліцевому з'єднанні. Розрахунок проводиться за формулою:

$$k \cdot M_{j \max} = \beta \cdot M_e^{\max}$$

$$k = \frac{M_e^{\max}}{M_e^{N \max}} = \frac{160,8}{121,23} = 1,32 \quad (3.33)$$

$$M_{j \max} = \frac{\beta \cdot M_e^{\max}}{k} = \frac{1,4 \cdot 160,8}{1,32} = 171 H \cdot m \quad (3.34)$$

$$\sigma_{смcp} = \frac{M_e^{\max} \cdot 10^3}{S_F \cdot l} = \frac{160,8 \cdot 10^3}{223,25 \cdot 46} = 15,65 MPa \quad (3.35)$$

де $l = 46$ мм – довжина шліцьової втулки;

Визначення максимального тиску зминання в шліцьовому з'єднанні.

Розрахунок проводиться за формулою:

$$\sigma_{см}^{\max} = \sigma_{смcp} \cdot k_3 \cdot k_{np} \cdot k_n = 15,65 \cdot 1,1 \cdot 1,15 \cdot 1,05 = 20,78 MPa \quad (3.36)$$

$$[\sigma_{см}^{\max}] = 200 \dots 250 MPa$$

де: $k_3 = 1,1$; $k_n = 1,15$; $k_{np} = 1,05$;

$$k_{np} = 1 + 0,004 \cdot l + \frac{0,05 \cdot l^2}{d^2} = 1 + 0,004 \cdot 46 + \frac{0,05 \cdot 46^2}{21^2} = 1,05 \quad (3.37)$$

Розрахунок робочих поверхонь шліцьового з'єднання на зріз. Розрахунок проводиться за наступним виразом:

$$\tau_{cp} = \frac{4 \cdot M_e^{\max}}{(D + d) \cdot z \cdot l \cdot b} = \frac{4 \cdot 160,8}{(26 + 21) \cdot 10 \cdot 46 \cdot 3} = 0,16 MPa \leq 15 MPa \quad (3.38)$$

Розрахунок системи приводу керування зчепленням

Проектування приводу керування фрикційним зчепленням передбачає визначення кінематичних та силових параметрів, які забезпечують ефективне передавання зусилля від педалі керування до механізму вимкнення зчеплення. Основна мета розрахунку полягає в досягненні заданого зусилля натискання на педаль у межах допустимих ергономічних значень, а також забезпеченні необхідного ходу педалі, що відповідає повному роз'єднанню фрикційних поверхонь.

Залежно від конструктивного виконання, системи приводу поділяються на:

механічні, де передавання зусилля відбувається за допомогою троса або важелів;

гідролічні, де зусилля передається за допомогою робочої рідини через

головний і робочий циліндри.

Процес розрахунку як для механічного, так і для гідравлічного приводу базується на подібних принципах, однак в останньому випадку важливу роль відіграють діаметри поршнів виконавчих циліндрів. У більшості конструкцій діаметри головного і робочого циліндрів приймаються однаковими, що суттєво спрощує визначення передаточного відношення, оскільки відповідні площі поршнів скорочуються при розрахунках.

Для забезпечення належного функціонування приводу слід дотримуватися таких умов:

сила натискання на педаль не повинна перевищувати 150 Н;

повний хід педалі має забезпечити повне роз'єднання дисків зчеплення;

конструкція приводу повинна гарантувати плавність увімкнення і вимкнення зчеплення.

У подальших підрозділах здійснюється розрахунок передаточного числа системи та визначення фактичного зусилля, що прикладається до педалі.

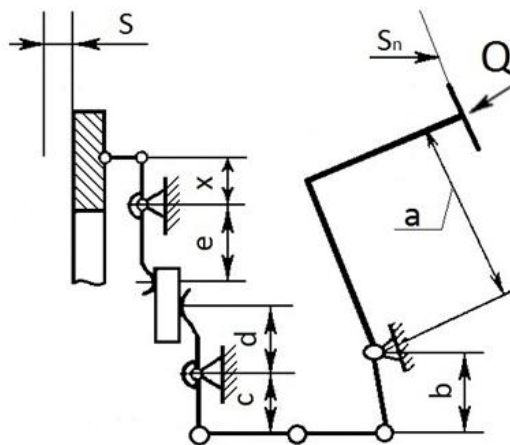


Рис. 3.5. Схема механічного приводу керування зчепленням.

Визначення передаточного числа та ходу педалі механічного приводу зчеплення. У системах з механічним приводом зчеплення зусилля від педалі до натискного пристрою передається за допомогою системи важелів, тяг або тросового механізму. Для ефективного керування зчепленням важливо правильно визначити передаточне число системи, яке впливає на величину зусилля, прикладеного водієм до педалі, та хід самої педалі.

$$U_n = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{e}{f} = 6 \cdot 1,9 \cdot 3,8 = 43,32 \quad (3.39)$$

де: a, b, c, d, e, f – розміри привода, мм;

$$S_n = S \cdot U_n + \Delta \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} = 1,8 \cdot 43,32 + 3 \cdot 6 \cdot 1,9 = 112 \text{ мм} \quad (3.40)$$

де: $S_n < 190$ мм;

$S = 1,8$ мм – хід натискного диска;

$\Delta = 3$ мм – зазор між важелями і муфтою вимикання зчеплення.

Загальна формула для визначення зусилля на педалі має вигляд:

$$Q = \frac{P_{\max}}{U_n \cdot \eta_n} = \frac{1487,3}{43,32 \cdot 0,8} = 45,77 \text{ Н} \quad (3.41)$$

де: η_n — коефіцієнт корисної дії привода зчеплення:

0,7...0,8 - для механічної системи привода:

0,8...0,9 - для гідравлічного привода:

Проведений розрахунок показав, що необхідне зусилля на педалі зчеплення не перевищує значення 150 Н. Це свідчить про достатню ефективність обраної конструкції привода, що дозволяє забезпечити комфортне керування зчепленням без потреби в застосуванні додаткових підсилювальних механізмів, зокрема вакуумних або гідравлічних сервоприводів.

4 БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ, ОСНОВИ ОХОРОНИ ПРАЦІ

4.1 Вплив пилу і відпрацьованих газів на організм працівників

Чимало виробничих процесів пов'язано з дією промислового пилу на працівників. Дрібні частки твердих речовин, зважуваних у повітрі, прийнято називати пилом. Наявність порошу в повітрі робочих приміщень зумовлена характером та організацією технологічного процесу, ступенем герметичності устаткування, наявністю або відсутністю вентиляційних установок, ефективністю їх роботи.

Пил буває органічний (рослинного чи тваринного походження – борошно, цукор, тютюн тощо) і неорганічний (металевий), мінеральний (гіпс, цемент і т. д.).

Запиленість має місце на виробництві з такими процесами, як обточка, обдирка, поліровка, вибиття опок, заточка, шліфівка абразивними кругами. Часом пил виникає під час горіння, транспортування і розважування порошковатих речовин. Про стан запиленості на окремих виробництвах свідчать дані табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Стан запиленості на окремих виробництвах

Виробництво	Кількість пилу, мг/м ³
Механічні цехи	Від 3 до 12
Обрубні відділення ливарних цехів	Від 100 до 250
Забої шахт	До 1500

Концентрацію порошу в повітрі робочої зони визначають безпосередньо за допомогою фотопиломіру.

Важливе значення має гігієнічна оцінка пилу, тобто визначення її дисперсності (розміру та кількості пилових частин у повітрі). Багатьма дослідженнями Е. І. Андеєвої-Галакіної, Л. К. Хоцянова, Р. Г. Лейтеса та інших доведено, що найглибше в організм людини проникають пилові частинки, які мають розмір менше 5 мг/м³. При цьому встановлено, що чим менший розмір частинок пилу, тим більша їх біологічна, фізіологічна та хімічна активність.

Пил шкідливо впливає здебільшого на верхні дихальні шляхи. При цьому його дія залежить від його природи, концентрації, дисперсності, а також розчинності. Виділяють розчинні небезпечні види пилу (пил свинцю, миш'яка), а також розчинені безпечні (пил цукру, пил борошна).

Пил шкідливо впливає на легені працівників. Під його впливом виникає таке тяжке професійне захворювання, як силікоз (при незначних концентраціях - через 6-10 років, а при великих дозах - через 2-3 роки). Це захворювання найбільше проявляється серед працівників гірничої промисловості (бурильників, підрильників), у керамічному, гончарному виробництві, при шліфуванні на піскових каміннях.

Важливою властивістю окремих видів пилу, таких як вугільний, цукровий, пил цинку, алюмінію, борошна та деяких інших є вибуховість. За певних умов (достатньо високої температури, наявності електричного розряду, полум'я, відповідній концентрації пилу у повітрі) пил здатний вибухнути. Мінімальна концентрація пилу, за якої може виникнути вибух, становить для вугілля - 30 г/м^3 , алюмінію - 7 г/м^3 , для цукру - 10 г/м^3 .

Вихлопні гази (або відпрацьовані гази) - основне джерело токсичних речовин двигуна внутрішнього згорання - це неоднорідна суміш різних газоподібних речовин з різноманітними хімічними і фізичними властивостями, що складається з продуктів повного і неповного згорання палива, надлишкового повітря, аерозолів і різних мікродомішок (як газоподібних, так і у вигляді рідких і твердих частинок), що надходять з циліндрів двигунів у його випускную систему.

Відпрацьовані гази двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) містять близько 200 компонентів. Період їх існування триває від декількох хвилин до 4 - 5 років. За хімічним складом і властивостями, а також характером впливу на організм людини їх підрозділяють на групи.

Перша група. Це нетоксичні речовини (азот, кисень, водень, водяна пара, вуглекислий газ та інші природні компоненти атмосферного повітря).

Друга група. Це оксид вуглецю або чадний газ (CO) - продукт неповного згорання палива. Оксид вуглецю має наркотичну дію, дратівливо діє на шкіру і слизові оболонки. Оксид вуглецю при вдиханні зв'язується з гемоглобіном

крові, витісняючи з неї кисень, в результаті чого настає кисневе голодування, яке, передусім, позначається на центральну нервову систему. Висока концентрація оксиду вуглецю навіть при короточасному впливі може викликати смерть; невеликі дози викликають запаморочення, головний біль, відчуття втоми і сповільнену реакцію. Оксид вуглецю - один з факторів, що викликають хворобу серця - стенокардію, тобто зменшення переносу кисню до тканин, особливо згубно для міокарду (серцевого м'яза).

Третя група. У її складі оксиди азоту - NO і NO_2 . Викликає сильне роздратування слизових оболонок очей, при високих концентраціях оксидів азоту (понад 0,004 %) виникають астматичні прояви і набряк легенів.

Четверта група. У цю групу входять різні вуглеводні (сполуки типу C_xH_y). Вуглеводні, поряд з токсичними властивостями, володіють також канцерогенною дією. Особливою канцерогенною активністю відрізняється бенз (а) пірен ($\text{C}_{29}\text{H}_{12}$), що міститься у відпрацьованих газах бензинових двигунів і дизелів.

П'ята група. Цю групу складають органічні сполуки - альдегіди. У відпрацьованих газах містяться в основному формальдегід, акролеїн і оцтовий альдегід. Ці сполуки, дратують органи зору, дихальні шляхи, вражають центральну нервову систему, нирки, печінку. При фотохімічному смозі запалюються очі, слизові оболонки носа і горла, відзначаються симптоми задухи, загострення легеневих і нервових захворювань, бронхіальної астми.

Шоста група. Компоненти цієї групи - сажа та інші дисперсні частинки. Адсорбуючи на своїй поверхні бенз(а)пірен, сажа робить більш сильний негативний вплив, ніж у чистому вигляді. Сажа як будь-який дрібний пил діє на органи дихання, але головна небезпека полягає в тому, що на ній адсорбуються канцерогенні речовини, отже, зростає ризик захворювань на рак.

Сьома група. До цієї групи відносять сірчисті сполуки - сірчаний ангідрид, сірководень, які мають місце у відпрацьованих газах, коли використовується паливо з підвищеним вмістом сірки. Сірчисті сполуки надають подразнюючу дію на слизові оболонки горла, носа, очей людини. Сірчистий газ викликає онкологічні захворювання. Вдихання вологого повітря, що містить оксид сірки, особливо небезпечний для людей, які страждають на серцево-судинні захворювання. Тривале вдихання сірчистого газу підвищеної

концентрації діє на організм загально токсично, викликаючи порушення діяльності нервової системи.

Восьма група. До складу цієї групи входять свинець та його сполуки. Ці компоненти з'являються у відпрацьованих газах при використанні етилованого бензину. Сполуки свинцю вражають органи і тканини організму, нервову систему, шлунково - кишковий тракт, порушують обмінні процеси, призводять до зростання онкологічних захворювань. Небезпека отруєння сполуками свинцю посилюється тим, що вони, як канцерогенні речовини не видаляються з організму, а накопичуються в ньому, також як в ґрунті і рослинах. В організмі людини свинець утримується білками еритроцитів, потім надходить у плазму крові і досягає нирок, печінки та ін органів. У кістках свинець накопичується поступово і надовго залишається в них.

Поразка ясен, розлад кишечника, захворювання нирок, судин і центральної нервової системи, пригнічення синтезу білка, негативний вплив на генетичний апарат клітини - результат отруєння свинцем. Якщо з водою людина отримує більше 0,1 мг іонів свинцю на добу, то це може призвести до підвищеної стомлюваності, депресії, порушення функцій нервової системи, анемії, ниркової недостатності, судом. Іони свинцю можна видалити з води, осадивши їх у вигляді сульфідів.

Свинцеве отруєння навіть на ранніх стадіях впливає на головний мозок, внаслідок чого у дітей знижується інтелект, порушується координація рухів, погіршується слух і пам'ять.

З 1000 т забруднюючих речовин, щодня потрапляють в повітря з вихлопів автомобілів, 200 т чадного газу, 800 т вуглеводнів та інших сполук.

Пріоритетною шкідливою домішкою у відпрацьованих газах автомобілів, що працюють на бензині, є оксид вуглецю (CO), частка якого становить у середньому 69 % загальної кількості викидів шкідливих речовин. Частки інших домішок розподілені таким чином: 17 % припадає на оксиди азоту (NOx) і 14 % - на сумарні вуглеводні (CH).

Такий далеко не весь перелік впливу інтенсивно виділяються на перший погляд безневинної голубоватого серпанок глушника дітища науково-технічного прогресу автомобіля. Однак виключити з життя наявність

автотранспорту неможливо або проблематично, але цілком можливо і необхідно скоротити кількість шкідливих домішок містяться у вихлопних газах. Одним із шляхів екологізації автомобільного транспорту є переведення його на альтернативні види палива.

4.2 Техніка безпеки при технічному обслуговуванні і ремонті системи керування двигуна

Не торкайтеся висновків ЕБК руками - система керування двигуна - мікропроцесорна, електронні компоненти ЕБК можуть бути пошкоджені електростатичним розрядом.

Приступаючи до ремонту автомобіля (особливо, якщо операції пов'язані з демонтажем елементів системи керування двигуна), зніміть клему з негативного виводу акумуляторної батареї. При від'єднанні акумуляторної батареї від мережі автомобіля з пам'яті ЕБК будуть видалені коди несправностей.

У багатьох випадках для перевірки елементів системи керування двигуна необхідна наявність у електричного ланцюга системи, напруга живлення. При цьому від'єднувати колодки проводів від датчиків і виконавчих елементів системи керування двигуна допускається тільки після виключення запалення.

Від'єднувати колодку джгута проводів від ЕБК можна тільки після зняття клеми з негативного виводу акумуляторної батареї.

При необхідності відключити акумуляторну батарею до електричної мережі автомобіля під час ремонту попередньо переконайтеся в тому, що від'єднані проводи (виводи колодок, кінці проводів) не замикають на «масу» і що запалення вимкнене. Під'єднайте спочатку клему до позитивного виводу акумуляторної батареї, а потім до негативного. Вмикайте запалювання тільки на час виконання вимірювань.

В системі керування двигуном використовуються електронні компоненти, напруга живлення яких 5 В. Подання на них напруги від електричної мережі автомобіля (напруга в якій більше 12 В) призведе до виходу з ладу системи керування двигуном.

Для перевірки системи керування двигуном використовуйте мультиметр, внутрішній опір приладу в режимі вольтметра має бути не менше 10 МОм. При необхідності для перевірки ланцюгів живлення, які перебувають під напругою 12 В, можна скористатися контрольною лампою, але потужність лампи повинна бути менше 4 Вт (підійде контрольна лампа шитка приладів А 12-1, 2-1 потужність 1,2 Вт лампа підсвічування прикурювача АМН 12-3-1-3 Вт).

Перед запуском двигуна переконайтеся, що клеми надійно закріплені на виводах акумуляторної батареї.

Щоб уникнути виходу з ладу електронних компонентів ЕБК не можна при працюючому двигуні від'єднувати клеми проводів від виводів акумуляторної батареї.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У межах виконаної кваліфікаційної роботи бакалавра проведено комплексне дослідження технічного стану, функціональних характеристик та особливостей обслуговування приводу зчеплення автомобіля Nissan Qashqai. Основна увага була зосереджена на аналізі експлуатаційних дефектів, типових причин відмов і розробці практичних рекомендацій щодо їх усунення та запобігання. На основі діагностичного аналізу визначено основні несправності зчеплення: неповне вимикання («веде»), пробуксовування, ривки, шум при вмиканні/вимиканні. Установлено, що значна частина відмов пов'язана з гідроприводом вимкнення зчеплення, зносом фрикційних накладок та дефектами підшипника.

У технологічному розділі розроблено та структуровано послідовність операцій демонтажу і монтажу ключових вузлів зчеплення, включаючи натискний і ведений диски, робочий і головний циліндри, демпфер, шланги та педальний механізм. Аналітична частина проєкту містить розрахунки теплового навантаження, моменту тертя, питомої роботи буксування та інших параметрів, які впливають на функціональність зчеплення. Встановлено, що заводська конфігурація недостатньо забезпечує теплову стабільність у режимах інтенсивної експлуатації, що потребує подальшої модернізації.

На основі конструкторського аналізу рекомендовано удосконалення параметрів тарілчастої пружини та фрикційних елементів з використанням матеріалів із підвищеною термостійкістю та зміненими геометричними характеристиками. Здійснено оцінку напружень у критичних з'єднаннях, що дозволило підтвердити їх працездатність у межах допустимих норм.

Розділ з охорони праці акцентує увагу на ризиках, пов'язаних з впливом пилу, відпрацьованих газів та технічних рідин на здоров'я персоналу, а також містить рекомендації щодо дотримання техніки безпеки під час обслуговування гідравлічної системи зчеплення.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. О.Л. Ляшук, Ю.І. Пиндус, М.Г. Левкович, Гупка А.Б., Хорошун Р.В. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи бакалавра за освітнім рівнем «бакалавр галузі знань 27 «Транспорт» спеціальність 274 «Автомобільний транспорт» – Тернопіль: Видавництво ТНТУ, 2022. – 61 с.
2. Підручник з будови автомобіля. Видання третє. Виправлене й доповнене – Моноліт 2021 – 288 с
3. Кузьмінський Р.Д., Шарибура А.О Технічний сервіс. Ремонт електрообладнання тракторів і автомобілів Львів 2017 – 376 с
4. Форнальчик Є. Ю., Качмар Р. Я. Основи технічного сервісу транспортних засобів - Львівська політехніка 2017, - 324 с
5. Шапко В.Ф., Шапко С.В. Основи теорії та динаміки автомобільних двигунів : підручник. – Харків : Точка, 2016. – 232 с.
6. Шапко В.Ф. Автомобільні двигуни. Основи теорії та характеристики поршневих двигунів внутрішнього згоряння: Навчальний посібник. - Кременчук: КНУ, 2011. - 194 с.
7. 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.
8. 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.
9. 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.
10. 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.
11. 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.

12. 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.

13. 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.

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

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

16. 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.

17. Войналович, О. В., Марчиниша, Є. І., Кофто, Д. Г. (2020). *Охорона праці в галузі (автомобільний транспорт): навчальний посібник*. Харків: ХНАДУ. 695 с.

18. Ткаченко І. Г., Левкович М. Г. Конспект лекцій з дисципліни «Надійність транспортних засобів». Тернопіль : ТНТУ, 2024. 118 с.