

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

**Завідувач кафедри
Тракторів і автомобілів**

(назва кафедри)

Калінін Є.І.

(підпис)

(ПІБ)

« ____ » _____ 2026 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА

на тему «Модернізація самохідного шасі у період капітального ремонту»

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

д.т.н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Братішко В.В.

(ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

к.т.н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Колеснік І.В.

(ПІБ)

Виконав

(підпис)

Закалюжний Владислав Валентинович

(ПІБ)

КИЇВ – 2026

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
Механіко-технологічний факультет**

**ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри**

тракторів і автомобілів та

Д.Т.Н., проф. _____ **Калінін Є.І.**
(наук. ступ., вч. звання) (підпис) (ПІБ)
« _____ » _____ 2026
р.

З А В Д А Н Н Я

на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту

Закалюжний Владислав Валентинович

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність _____ 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Модернізація самохідного шасі у період капітального ремонту»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «16» лютого 2026р. №510 «С»

Термін подання завершеної роботи (проєкту) на кафедру: _____ 01.05.2026

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра: Технічна документація трактора

Перелік питань які потрібно розробити _____

Вступ (актуальність та мета досліджень);

Аналіз існуючих конструкцій зчеплень;

Теоретичні основи розрахунку фрикційних зчеплень;

Складання та випробування фрикційних зчеплень;

Висновки;

Список використаних джерел;

(перелік питань, які потрібно розробити)

Перелік графічного матеріалу: Вступ. Мета та завдання дослідження; Об'єкт дослідження; Стандартна муфта зчеплення трактора при двигуні 20 к.с.; Схема приводу муфти зчеплення; Визначення кута повороту вилки вимикання зчеплення; Муфта зчеплення після модернізації. Деталювання. Висновки

Дата видачі завдання «23» лютого 2026 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра

(підпис)

Колеснік І.В.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

Закалюжний В.В.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Дипломний проект виконаний в об'ємі 8 листів графічної частини і пояснювальної записки на 59 сторінках. Пояснювальна записка містить 3 розділи, в яких знаходиться 17 рисунків.

Мета роботи - визначення сили стиснення натискних пружин для необхідного натискного зусилля муфти зчеплення самохідного шасі після встановлення на нього двигуна потужністю 25 к.с.

Проаналізовано наявні види фрикційних зчеплень і муфт зчеплень, розглянуто приводи, які використовуються в сучасних моделях легкових, вантажних автомобілів і тракторів.

У дослідженні визначено силу стиснення натискних пружин, необхідну для натискного зусилля в муфті зчеплення. Було запропоновано встановити замість однієї периферійної пружини дві, розташовані одна в іншій. Розраховано питомі тиски на поверхнях тертя муфти зчеплення, питома робота буксування під час рушання шасі з місця і температура нагріву натискного диска головної муфти за одне ввімкнення.

Визначено зусилля на педалі під час вимкнення головної муфти зчеплення, під час вимкнення муфти ВВП.

Розглянуто способи складання та розбирання зчеплень, застосовувані пристосування, а також методи випробувань муфт зчеплень і наявні стенди для цього. Оцінено економічну ефективність модернізації, описано охорону праці та безпеку робіт на авторемонтних підприємствах, де відбувається ремонт із модернізацією.

Ключові слова: трактор, зчеплення, привід зчеплення, зусилля натискання, фрикціон, пружина, муфта вимкнення, демпфер.

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1 Аналіз існуючих конструкцій зчеплень.....	7
1.1 Аналіз наявних фрикційних зчеплень.....	7
2 Теоретичні основи розрахунку фрикційних зчеплень.....	24
2.1 Розрахунок натискного зусилля в муфті зчеплення трактора.....	24
2.2 Розрахунок приводу муфти зчеплення трактора.....	35
3 Складання та випробування фрикційних зчеплень.....	46
3.1 Розбирання та складання зчеплень	48
3.2 Вплив конструктивних і навантажувальних факторів на основні характеристики фрикційних зчеплень.....	50
Висновки.....	55
Список використаних джерел.....	56
Додатки.....	59

ВСТУП

Зчеплення широко використовується на сучасних тракторах у різних механізмах. Його встановлюють між двигуном і коробкою передач, у механізмах повороту, у коробках передач, у приводах до валів відбору потужності тощо. Найчастіше зчеплення розташовують між двигуном і коробкою передач.

У цьому разі зчеплення призначене для плавного рушання МТА з місця, короткочасного роз'єднання двигуна і трансмісії під час перемикання передач і запобігання трансмісії від великих динамічних навантажень під час змін режиму роботи трактора..

Правильно сконструйоване і відрегульоване зчеплення окрім загальних, що висуваються до всіх механізмів, вимог (мінімальна власна маса, простота, висока надійність і екологічність конструкції) має забезпечувати:

- надійну передачу крутного моменту з ведучого на ведений вал у будь-яких умовах експлуатації;
- "чистоту" вимкнення, тобто швидке і повне роз'єднання поверхонь тертя;
- плавне ввімкнення (плавне наростання крутного моменту на веденому валу);
- хороше відведення теплоти від деталей, що труться;
- оберігання трансмісії та двигуна від динамічних навантажень;
- мінімальний момент інерції ведених деталей (необхідний для швидкої зупинки веденого валу зчеплення під час перемикання передач);
- легкість і зручність керування (оцінюється зусиллям на педалі керування та її ходом під час вимкнення зчеплення).

Нині на сучасних тракторах найширшого поширення набули фрикційні зчеплення, тому що вони порівняно з іншими типами зчеплень мають меншу вартість і габарити за вищої надійності.

1 АНАЛІЗ НАЯВНИХ КОНСТРУКЦІЙ ЗЧЕПЛЕНЬ

1.1 Аналіз наявних фрикційних зчеплень

На перших тягових і транспортних машинах застосовували фрикційні зчеплення (ФЗ) із барабанною і конусною формою поверхонь, що труться, але з початком масового виробництва їх витіснили дискові фрикційні зчеплення, у яких на цей час і в осяжному майбутньому немає конкурентів. Тому надалі розглядаються тільки фрикційні зчеплення із цією формою ПТ. Серед них найбільшого поширення набули однодискові ФЗ, основні частини та призначення яких коротко було розглянуто на рисунку 1.1.

У натискних пристроях ФЗ для створення сили $P_{нж}$, як видно з рисунка 1.2, можуть використовуватися різні способи. Однак механічний спосіб залишається найпоширенішим завдяки простоті та надійності.

Залежно від конструкції механічних натискних пристроїв, що зумовлює стан фрикційні зчеплення більшу частину часу, вони поділяються на постійно і непостійно замкнуті. Непостійно замкнуті фрикційні зчеплення, зазвичай важільного типу, застосовуються на тракторах, екскаваторах і будівельно-дорожніх машинах. Механізми ввімкнення цих фрикційних зчеплень бувають жорсткими і з компенсаційними пружинами, які дають змогу практично уникнути зниження сили у разі зношування накладок.

Найбільшого поширення в натискних пристроях фрикційні зчеплення набули суто пружинні механізми, як із периферійним, так і з центральним розташуванням пружин.

Натискні пристрої з периферійно розташованими пружинами

Багато вітчизняних і зарубіжних ФЗ мають периферійно розташовані натискні пружини, рівномірно розміщені на одній або двох концентричних колах натискного диска.

Оскільки натискні пружини розташовуються між кожухом і натискним диском, то, з огляду на втрати в напрямних останнього, їхнє зусилля

передається безпосередньо на ПТ. Циліндричні гвинтові пружини, що застосовуються в таких конструкціях, мають лінійну характеристику. Це означає, що під час зношування ПТ деформація пружин та їхнє зусилля $P_{нж}$ будуть зменшуватися. Цей недолік менш помітний, коли застосовують пружини зниженої жорсткості. Однак такі пружини мають великі габарити (довжину), що, крім труднощів у компонованні, призводить до того, що може бути втрачено їхню поздовжню стійкість під дією значних відцентрових сил. При цьому витки пружин можуть торкатися або напрямних виступів натискного диска, або стаканів кожуха, внаслідок чого подальше зниження зусилля за частоти обертання 6000 хв-1 може сягнути 10%. Тому часто застосовують здвоєні циліндричні пружини різної жорсткості.

Типовий ФЗ фірми АП (Велика Британія) представлено на рисунку 1.3.

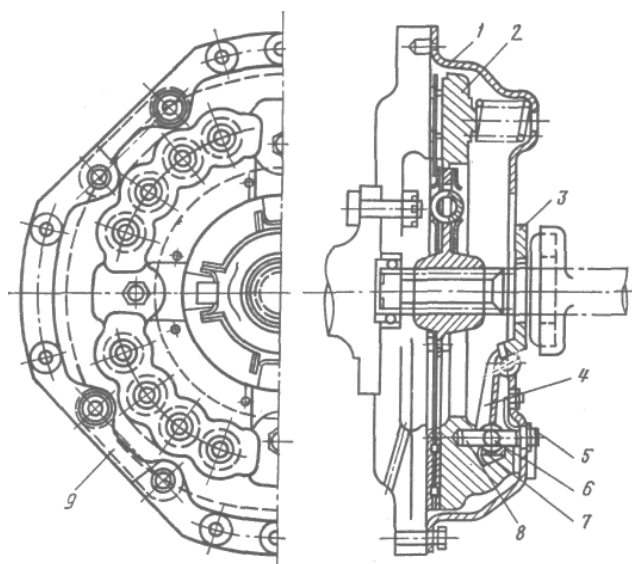


Рисунок 1.3 - ФЗ із периферійним розташуванням пружин фірми АП:

1 - корпус; 2 - натискний диск; 3 - пята; 4 - важіль; 5 - гайка; 6 - вісь; 7 - опорна пластина; 8 - цапфа; 9 - ведуча пластина

Натискні пружини повинні мати високу міцність за циклічних навантажень і температур до 150°C. Такі властивості мають матеріали з високими значеннями допустимих напружень $[\tau]$ і з низьким модулем пружності G . Найчастіше використовують сталі 50ХФА, 68ГА, що мають $[\tau] = 830 \dots 860$ МПа і 42...50 HRC3. Після навивки слідують відпуск пружин і

дробоструминна обробка. Для запобігання корозії пружини піддають додатковій обробці (фосфатування, цинкування, кадмування тощо або фарбування). Процес обробки часто закінчується термофіксацією, коли пружина витримується за температури $t = 200^{\circ}\text{C}$ під певним навантаженням.

У пружин зазвичай контролюють довжину у вільному стані, зовнішній діаметр, перпендикулярність торців відносно поздовжньої осі, навантаження за заданої осадки. Останній показник основний, оскільки визначає робоче зусилля ПТ включеного ФЗ. Сучасна технологія забезпечує відхилення номінального зусилля в межах 5%. Іноді пружини контролюють на повзучість. Для цього, наприклад, визначають зниження зусилля після шестигодинної витримки за температури 200°C .

Технічні характеристики та конструкції ФЗ інших фірм досить повно представлені в роботах [11, 16, 17].

Натискні пристрої з центрально розташованими пружинами

У перших конструкціях такого типу застосовувалися гвинтові натискні пружини циліндричної або конічної форми. Такі ФЗ включали систему важелів, що передають зусилля від пружини до натискного диска. Вони мали підвищену плавність увімкнення, оскільки система тяг і важелів мала певну пружність. У них менше зусилля на вижимний підшипник і краща врівноваженість, ніж у ФЗ з периферійно розташованими пружинами. Однак кардинальне поліпшення характеристик ФЗ пов'язане із застосуванням центрально розташованих тарілчастих (цільних або розрізних) пружин.

Для виробництва тарілчастих пружин використовуються холоднокатані калібровані листи зі сталі 85 або 50ХГФА. Типова технологія містить у собі вирубку заготовки на багатопозиційному пресі, шліфування (за необхідності) її з обох боків, загартування з формоутворенням і відпуск до 42...48 HRCe, дробоструминну обробку протягом 6...12 хв, фосфатування з промаслюванням. Крім того, часто застосовується термофіксація (наприклад, одногодинна витримка за температури 200°C) і нанесення зносостійкого

покриття (наприклад, молібденового) на поверхню контакту пружини з вижимним підшипником. Усі пружини піддаються контролю за навантаженням, причому відхилення від номінального значення не повинно перевищувати 5...7 %. Вибірково перевіряється втомна міцність за 1 млн. циклів навантаження..

Головна особливість тарілчастої пружини полягає в її нелінійній характеристиці (рис. 1.4). Це має вирішальне значення для збереження протягом заданого терміну служби необхідного моменту тертя, який прямо пропорційний натискному зусиллю $P_{нж}$. З рисунка 1.4 випливає, що за однакового зносу накладок Δh порівнюваних ФЗ у конструкції з гвинтовими пружинами натискне зусилля знижується до 80...70% початкового значення, тоді як у конструкцій із тарілчастою пружиною воно може залишитися таким самим або навіть стати більшим. Із графіків також видно, що енерговитрати на вимкнення ФЗ із тарілчастою пружиною менші, ніж у ФЗ із гвинтовими пружинами.

Поліпшити статичні характеристики тарілчастих пружин можна: 1) вибором оптимальних співвідношень геометричних параметрів нерозрізаної частини пружини; 2) створенням певних умов контакту пружини з опорною поверхнею натискного диска.

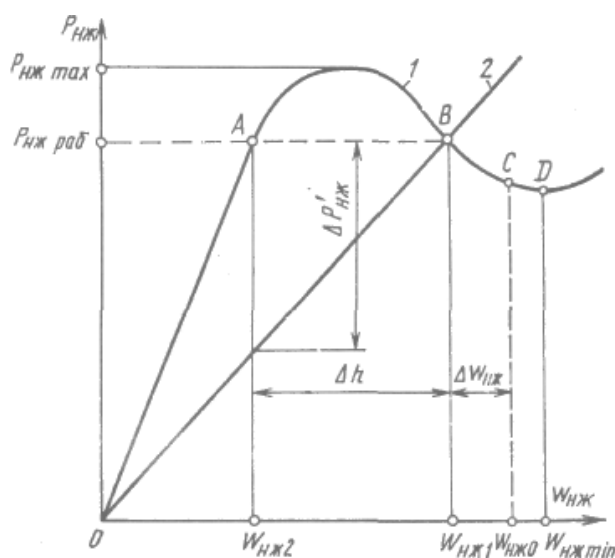


Рисунок 1.4 - Пружні характеристики натискних пристроїв із пружинами: 1 - розрізний тарілчастий; 2 - гвинтовими; $W_{нж}$ - переміщення натискного диска

ФЗ із пружинами, що "витягуються", мають такі переваги: зменшується на 30...40% зусилля на витискний підшипник і педаль ФЗ, що в низці випадків дає змогу обійтися без сервопристроїв у приводі; натискне зусилля пружини можна збільшити на 30... 40% порівняно з "вдавлюваною" пружиною; у пружини, що "витягується", під час вимкнення не змінюється напрямок дії сили, що також підвищує її довговічність; при однакових розмірах кожуха механізм вимкнення займає менше місця, що дає змогу на 10...15% збільшити об'єм контртіл під час виходу голівок заклепок на поверхню тепловіддачі; кращі умови охолодження провідних частин ФЗ; менша маса і більша жорсткість кожуха ФЗ.

Ці переваги дають змогу підвищити навантаження на 10% проти ФЗ із "вдавлюваною" пружиною. Вони стають найпоширенішими не тільки для легкових, а й для вантажних автомобілів, тракторів та інших машин.

Муфта вимкнення

Муфта підшипника вимкнення призначена для передавання зусилля від приводу керування до обертового механізму відведення натискного диска і складається з двох основних частин (рис. 1.5, а): корпусу 1 і упорного пристрою 2. Тут поверхня А контактує з механізмом відведення натискного диска, а поверхня Б цапфи - з деталями приводу. Вартість МВ невелика. Однак замінити цей вузол або його слабкий елемент - упорний пристрій складно. Тому показники надійності МВ та інших вузлів ФЗ мають бути по можливості однаковими. Крім того, кінематика приводу МВ має забезпечувати її співвісність із провідними частинами ФЗ, особливо наприкінці ходу вимикання, за одночасного і рівномірного прилягання поверхні А до важелів або п'яти механізму відведення натискного диска.

З погляду кінематики МВ поділяються на такі, що перекидаються (рис. 1.5, б) і центрально-орієнтовані (рис. 1.5, в). МВ, що перекидаються, безпосередньо з'єднані цапфами 3 з вилкою вимкнення 4. Це зумовлює

особливості їхньої роботи, а також переваги та недоліки. Під час увімкнення-вимкнення ФЗ така МВ описує дугу MN, причому наприкінці ходу вимкнення, коли зусилля на МВ досягає максимуму, точка С збігається з віссю ФЗ. На початку ходу вимкнення осі ФЗ і МВ не збігаються і виникають радіальні зусилля, які передаються на механізм відведення натискного диска. Щоб зменшити ці зусилля, прагнуть збільшити радіус R вилки 4.

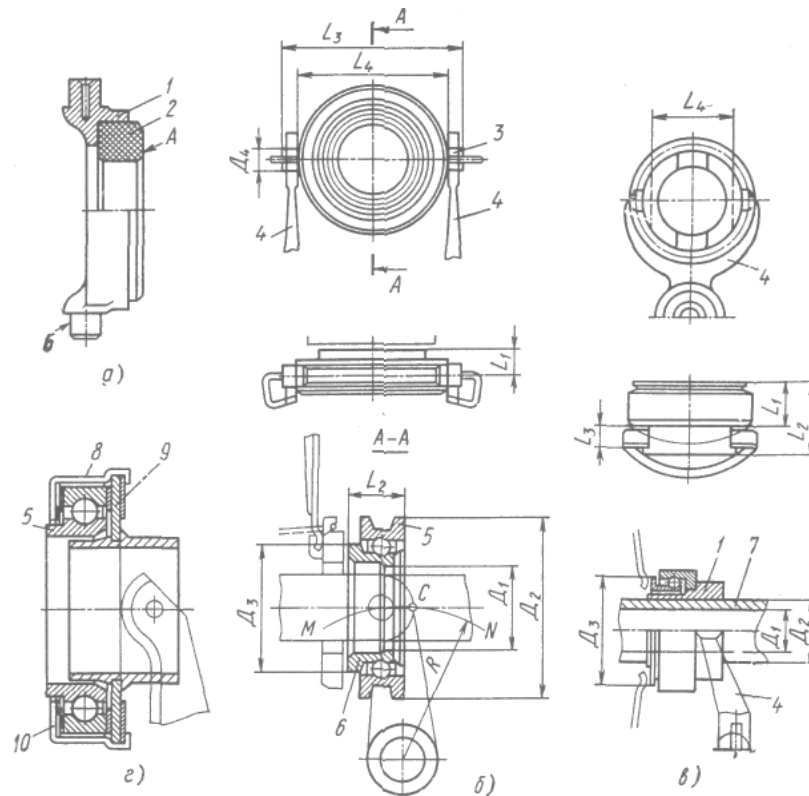


Рисунок 1.5 – Муфта вимкнення:

а - автомобіля ЗАЗ; б і в - моделей відповідно КТ і КЗ і фірми «Фіхтель і Сакс»; г - із підшипником фірми "Валео", що самоцентрується.

Перевага МВ, що перекидаються, полягає в простоті конструкції, у низці випадків відпадає необхідність і в корпусі. Тоді, як це видно з рисунка 1.5, б, уся МВ являє собою радіально-упорний підшипник 5. Для зменшення контактних напружень і збільшення коефіцієнта тертя на опорній поверхні 6 іноді встановлюють тефлонову шайбу.

У ФЗ транспортних і тягових машин нині практично завжди

використовуються центрально-орієнтовані МВ (рис. 1.5, в). Їхній корпус 1 встановлено на направляючій 7, у середині якої розташовано вал ФЗ або коробки передач, а вилка 4 має свободу переміщення в радіальному напрямку. Так вирішується основна частина проблеми співвісності МВ і ФЗ. Спільний рух МВ і вилки 4 під час увімкнення ФЗ тут забезпечується тим, що остання заходить у виточку корпусу. Однак найчастіше для цих цілей використовують пружини. Основна вимога до з'єднання "корпус МВ - напрямна" полягає в тому, щоб у процесі їхньої роботи не виникало заїдань, перекосів та інших дефектів. Найпрогресивнішою є технологія виробництва складального корпусу (рис. 1.5, г), яку застосовують фірми АП, "Валео" та ін.

Відомі диски

Відомий диск у зборі - найважливіша частина ФЗ, що лімітує його ресурс. Він сприймає від провідних частин крутний момент і за рахунок сил тертя на робочих поверхнях передає його в трансмісію. Основні частини ВД (рис. 1.6): диск-тримач 2, накладки 1 і маточина 3. Диск-тримач виготовляють із вуглецевих сталей 45, 65Р. товщиною 1,0...2,5 мм.

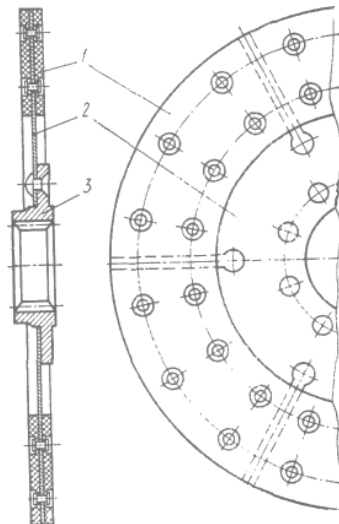


Рисунок 1.6 – Жорсткий ВД

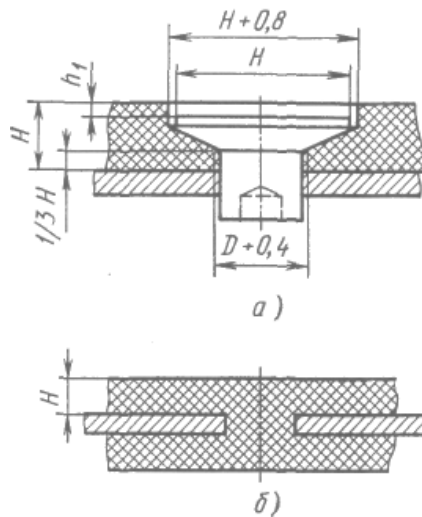


Рисунок 1.7 – Геометрія з'єднань накладки з диском:

а – заклепувального; б – приформованного.

Вирубку, пробивання отворів і радіальних прорізів, що запобігають викривленню диска, здійснюють на багатопозиційному пресі, потім йде загартування (зазвичай в олії) і відпуск у штампі. Твердість готової деталі 35...65HRC_c. Процес закінчується фосфатацією і контролем, де основний параметр - не площинність, яка не повинна перевищувати 0,4...0,5 мм під навантаженням 20...50 Н.

Кріплення накладок до диска може бути жорстким і пружним. У першому випадку, як це показано на рисунку 1.6, фрикційні накладки 1 мають стик із плоским диском 2. І хоча такий ВД має деяку осьову податливість, він називається жорстким.

Накладки робляться у вигляді кільця або сегментів. Кільцева форма найбільш поширена і регламентована за розмірами ГОСТ 1786-80. На поверхнях тертя накладок часто робляться радіальні або похилі прорізи (канавки). Їх призначення - видалення продуктів зношування і вентиляція поверхонь тертя. Глибина канавок зазвичай не більше 25% товщини накладки, а ширина 3...5 мм.

Відомі три найпоширеніші способи з'єднання накладок із диском-тримачем: заклепками, клеєм і приформовуванням.

Приформовування проводиться в гарячих прес-формах одночасним

стисненням двох брикетів (невулканізованих заготовок) з фрикційного матеріалу і розташованого між ними диска-тримача. З'єднання здійснюється в результаті адгезії між ними і за рахунок того, що фрикційний матеріал двох брикетів з'єднується в одне ціле в прорізах і вікнах диска-тримача (рис. 1.17, б). Воно виходить міцним, але жорстким, схильним до тріщиноутворення і викривлення і практично не придатне до ремонту. Ці недоліки усуваються, якщо накладки приформовуються не у вигляді кільця, а сегментами. Приформовування широко застосовується у ВД для ФЗ, що працюють у маслі, оскільки в останньому випадку накладки вузькі й тонкі.

Клейове з'єднання деталей ВД відоме давно. Воно має всі особливості, зазначені вище. Інтерес до обох з'єднань не слабшає з тієї причини, що за інших рівних умов (наприклад, при збереженні однакових осьових габаритів) термін служби таких дисків підвищується за рахунок збільшення корисної товщини h накладки (рис. 1.17, а) практично до повної товщини Y накладки і збільшення площі тертя у зв'язку з відсутністю отворів під заклепки.

Однак реалізація цих переваг ускладнена через те, що більшість відомих ФЗ нерегульовані, тобто зусилля $P_{нж}$ падає в цих конструкціях нижче мінімально допустимих значень раніше, ніж повністю використовується корисна товщина h_1 . Крім того, термін служби накладок і плавність включення ФЗ зменшуються зі збільшенням осьової жорсткості. Тому найбільшого поширення набуло заклепувальне з'єднання. При цьому накладки утримуються від провертання реакцією заклепок і силою тертя між диском-тримачем і зворотним (неробочим) боком накладок. В окремих випадках застосовується посилення стику клеєм, що наноситься на неробочому боці накладок навколо отворів під заклепки. Залежно від ширини поля накладки заклепки можуть розташовуватися в один, два або три ряди. Вони можуть з'єднувати (рис. 1.16) або одразу обидві накладки і диск (ФЗ тракторів Т-150, Т-150К, Т-4А, ДТ-75 та ін., а також автомобільні ФЗ до двигунів ЯМЗ тощо), або поперемінно одну з накладок і диск-тримач (ЗІЛ-431410, КамАЗ-14 та ін.).

Дводискові зчеплення

Розвиток автотракторних ФЗ починався з багатодискових конструкцій. Зараз вони майже не застосовуються, насамперед через труднощі із забезпеченням "чистого" вимкнення ФЗ. Тому кількість ведених дисків зазвичай обмежується двома. Раніше, 10...15 років тому, вважалося, що дводискові ФЗ необхідно застосовувати за крутильного моменту двигуна понад 800 Н-м. У результаті вітчизняні вантажні автомобілі багатьох моделей і деякі трактори обладнуються ФЗ цього типу. За кордоном вони встановлюються на силових агрегатах із потужними високооборотними дизелями. Типові конструкції на рисунку 1.18, а, б.

Основні деталі таких ФЗ не відрізняються від деталей однодискових конструкцій. Усі вітчизняні та багато зарубіжних дводискових ФЗ мають гвинтові периферійно розташовані пружини. Останніми роками починають використовувати дводискові ФЗ і з розрізною тарілчастою пружиною [16], що вдавлюється або витягується.

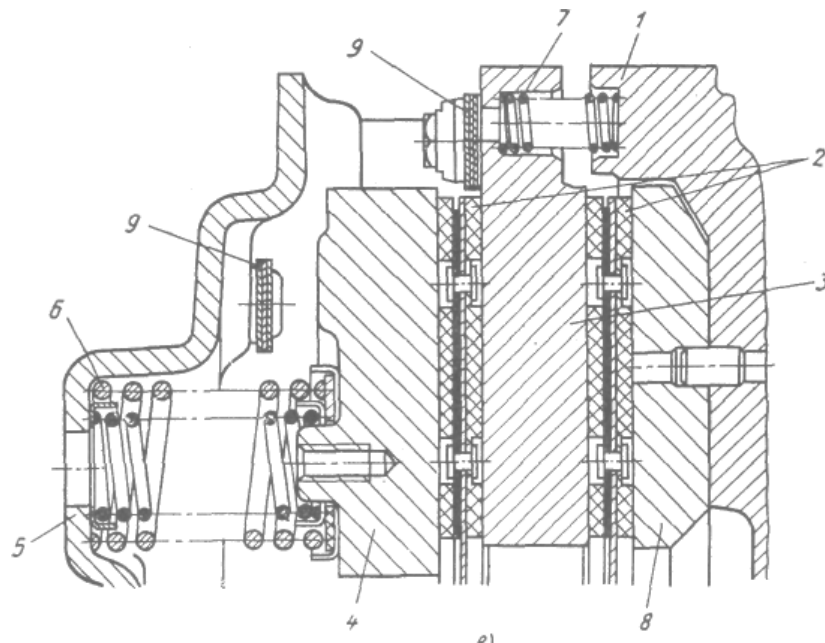


Рисунок 1.18 – Дводискові ФЗ:

1 – маховик; 2 -ВД; 3 - проміжний диск; 4 - натискний диск; 5 - корпус;
6 - пружина; 7 - пружина відведення проміжного диска; 8 - опорний диск
маховика; 9 - повідкова тангенціальна пружина.

Порівняно з однодисковими ФЗ у дводискових максимально допустимий знос накладок удвічі більший, тому в останніх застосовують пружини з малою жорсткістю, а оскільки число ПТ також подвоюється, то потрібне майже вдвічі менше значення $P_{i\text{ж}}$. Тому зусилля вимкнення дводискових ФЗ зазвичай нижче, ніж однодискових.

Зчеплення, які працюють у маслі

Однією з основних переваг ФЗ, що працюють у маслі ("мокрих"), порівняно з "сухими" ФЗ, є їхня надійність і довговічність, відсутність частих експлуатаційних регулювань. Це пов'язано з меншим зношуванням ПТ, кращим відведенням теплоти від них і більшою стабільністю їхніх коефіцієнтів тертя.

Застосування змащування ПТ ФЗ зменшує їхній коефіцієнт тертя до 0,07...0,09 замість 0,25...0,3 у сухих ФЗ, але водночас дає змогу майже десятикратно збільшити тиск на них і приблизно в 2 рази скоротити площу контакту дисків через наявність канавок на їхній поверхні..

Змащування ПТ ФЗ якісно змінює і трибологічні процеси під час буксування "мокрих" ФЗ, забезпечуючи рідинне і напіврідинне (граничне) тертя. Під останнім зазвичай розуміють такий режим роботи мокрого ФЗ, коли поверхні ПТ, що труться, розділені найтоншою масляною плівкою (завтовшки менше ніж 0,1 мкм), яка фактично на молекулярному рівні перешкоджає безпосередньому контакту ПТ. Цим забезпечується мале зношування ПТ за високих зусиль стиснення і постійний їхній коефіцієнт тертя. Збільшення товщини розділової масляної плівки веде до небажаного зниження коефіцієнта тертя, а її розрив до різкого збільшення зношування ПТ. Отже, позитивні якості мокрих ФЗ залежать від певних зовнішніх умов, які забезпечують саме граничне тертя на фрикційних парах, що неминуче веде до суттєвого ускладнення конструкції мокрих ФЗ порівняно з сухими..

Підвищена складність мокрих ФЗ зумовила ширше застосування сухих ФЗ, що вирізняються відносною конструктивною простотою та достатньою

надійністю роботи в минулі роки, коли енергонасиченість тракторів та інших тягових машин, їхні робочі й транспортні швидкості різко відрізнялися від сучасних.

Фірми "Катерпіллер" і "Джон Дір" (США) на всі трактори, що випускаються, з механічними трансмісіями встановлюють мокрі ФЗ із дисками однакового діаметра, кількість яких залежить від крутного моменту, що передається. Фірма "Лайп Роллвей" (США) виготовляє мокрі ФЗ діаметром від 300 до 380 мм п'яти типорозмірів. За даними фірми, довговічність цих ФЗ приблизно в 30 разів більша, ніж у сухих ФЗ того ж типорозміру. Питаннями вдосконалення подачі масла в зону тертя мокрих ФЗ займаються фірми "Дженерал мотор", "Дейна" (США) тощо.

Провідною західнонімецькою фірмою з розроблення та виробництва сухих і мокрих ФЗ є фірма "Фіхтель і Сакс", що вдосконалює в основному способи підведення масла в зону тертя. Розробкою мокрих ФЗ займаються також "Даймлер Бенц", "Зюдойч Кюхль-фабрик" та інші фірми ФРН.

На рисунку 1.19 представлено мокрий ФЗ (пат. 4023661 США) фірми "Дейна", що працює за системою розбризкування олії спрямованим потоком.

Підведення оливи в зону тертя здійснюється за допомогою спеціальних трубчастих черпаків 1, рівнорозташованих по периферії натискного диска 2. Картер 3 мокрий, у ньому міститься масло 4, яке частково охолоджується в радіаторі 5 з гофрованими стінками й охолоджувальними ребрами 6.

Під час роботи двигуна натискний диск, обертаючись, своїми черпаками вганяє мастило в їхній забірний отвір 10 і далі каналами 11 подає його в кільцеві порожнини, утворені внутрішньою поверхнею натискного диска і сталевими дисками-тримачами 8 ВД. Рівномірність розподілу оливи по ПТ забезпечується системою отворів 9 у дисках-тримачах 8. Під дією відцентрових сил масло протікає канавками накладок ВД, змашує й охолоджує їхні поверхні тертя і далі скидається на внутрішні поверхні стінок картера. Стікаючи по останніх у маслосбірний піддон картера, частина оливи через маслоуловлювач 7 потрапляє в охолоджувальний радіатор 5.

Недоліками цієї конструкції є складна форма натискного диска і відсутність фільтрації масла від продуктів зношування ПТ.

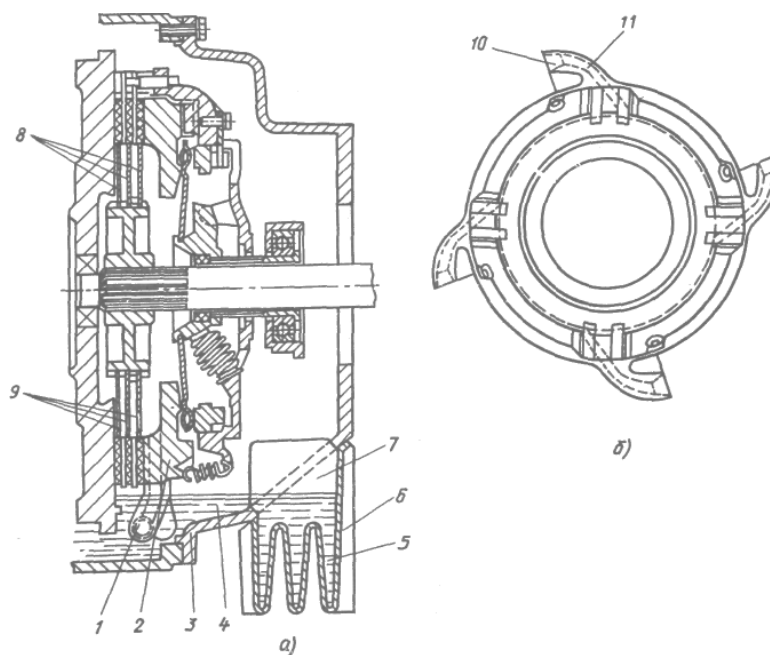


Рисунок 1.19 – Мокре ФЗ фірми "Дейна":

а-конструкція ; б - натискний диск з черпаками

Приводи зчеплень

Зв'язок між ногою водія і муфтою вимкнення ФЗ здійснюється через привід ФЗ. До основних вимог, що висуваються до приводів ФЗ, належать: зручність і легкість керування, високий ККД, наявність слідкуючої дії, надійність, довговічність і простота в обслуговуванні.

Необхідно зазначити, що зручність керування насамперед забезпечується вибором допустимих зусиль на педалі та її ходом. Встановлено, що максимальні зусилля, які розвиває водій, мають перебувати в межах $P_{\Pi}=150...250$ Н, а хід педалі $S_{\Pi}=150... 180$ мм. Нижні значення відносяться до легкових автомобілів, верхні - до вантажних і тракторів. ГОСТ 21398-75 встановлює зусилля на педалі ФЗ вантажного автомобіля не більше 147 Н за наявності підсилювача і 245 Н без підсилювача.

На рисунку 1.1 було наведено принципову схему найпростішої і найбільш широко використовуваної конструкції механічного приводу

автомобільного ФЗ, яка має високу надійність в експлуатації. Основними недоліками такої конструкції є труднощі, що виникають під час установа ФЗ далеко від місця розташування людини, яка керує машиною, і виникнення значних зусиль на муфтах вимкнення ФЗ важких машин.

На потужних тракторах і вантажних автомобілях великої вантажопідйомності встановлюються приводи з підсилювачами, які управляються від педалі ФЗ за допомогою різних пристроїв. Так, гідравлічні та пневматичні підсилювачі застосовуються на тих машинах, на яких є гідравлічні та пневматичні системи, що обслуговують інші органи управління.

Приводи ФЗ поділяють на неавтоматичні й автоматичні [11, 13, 14]. Неавтоматичний привід ФЗ здійснює безпосереднє керування ФЗ. В автоматичному приводі ФЗ є зв'язок його з іншими органами управління машини, такими, як управління дросельною заслінкою, важелем перемикавання передач тощо. Завдяки цьому з органів управління машини може бути виключена педаль ФЗ, що спрощує її управління.

Автоматичний привід може бути вакуумним, пневматичним, гідравлічним або електричним.

У вакуумних автоматичних приводах використовується розрідження у впускному трубопроводі двигуна для створення зусиль на муфті вимкнення ФЗ. Вакуумний привід не завжди дає змогу повністю автоматизувати управління ФЗ, оскільки доводиться зберігати педаль ФЗ для його вимкнення за умови непрацюючого двигуна.

Вакуумний напівавтоматичний привід набув широкого поширення на легкових автомобілях і деяких вантажних автомобілях малої та середньої вантажопідйомності завдяки своїй простоті та надійності в роботі..

Пневматичний і гідравлічний привід дає змогу повністю автоматизувати процес керування ФЗ [14].

Незважаючи на поліпшення умов праці водіїв, автоматичні приводи ФЗ не набули поширення на вантажних автомобілях і тракторах внаслідок ускладнення конструкції, експлуатації та підвищення вартості.

Розглянемо конструктивні схеми приводів ФЗ, що набули найбільшого поширення в інженерній практиці.

На рис.1.20 наведено конструктивну схему механічного приводу ФЗ трактора Т-40. Такий привід має порівняно невисокий ККД; через нього передаються вібрації від двигуна на ногу водія. Кабіну тракториста за такого приводу важко ізолювати від двигуна.

У низці компоновань сучасних транспортних засобів, наприклад за поперечного або заднього розташування силового агрегату, неможливе застосування механічного приводу. У цих випадках набув великого поширення гідравлічний привід ФЗ (рис. 1.21). Такий привід пристосований для дистанційного керування, має вищий ККД, дає змогу герметизувати кузов, має підвищену плавність увімкнення ФЗ навіть у разі різкого відпускання педалі і тим самим знижує динамічні навантаження в трансмісії автомобіля. Однак він складніший у виготовленні та в експлуатації і, отже, дорожчий за механічний привід..

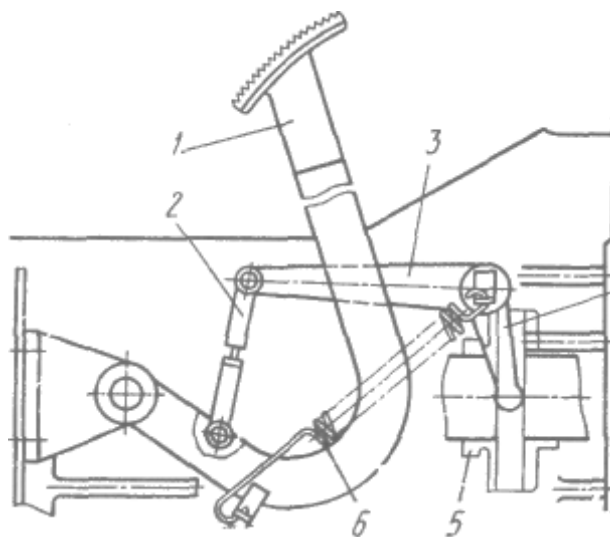


Рисунок 1.20 - Механічний привід головного зчеплення трактора:

1 - педаль; 2 - регулювальна тяга; 3 - важіль вилки вимкнення; 4 - вилка вимкнення; 5 - МВ; 6 - пружина повернення педалі.

На сучасних зарубіжних легкових автомобілях встановлюють тросовий привід вимкнення ФЗ. Він є різновидом механічного приводу (рис. 1.22). Цей

привід має мінімальну масу, пристосований до дистанційного керування, простий в обслуговуванні. Його жорсткість і ККД перебувають практично на рівні гідравлічного приводу; можливості герметизації кузова такі самі, як і з гідроприводом, що має суттєве значення для забезпечення комфортних умов (шумоізоляція, пилонепроникність) у салоні легкового автомобіля..

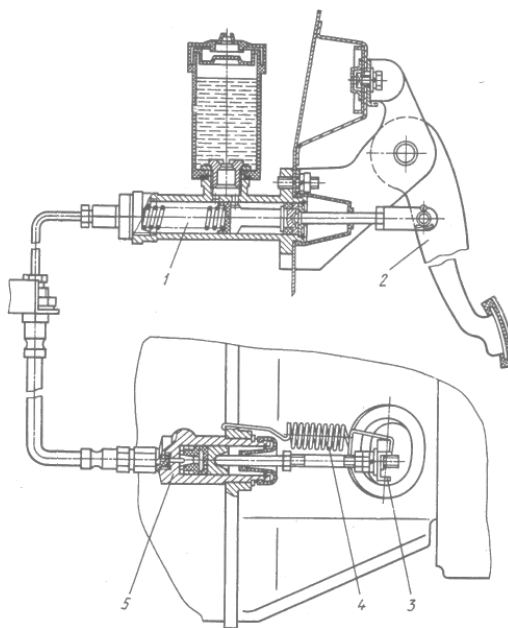


Рисунок 1.21 – Гідропривод зчеплення легкового автомобіля:

1-головний циліндр; 2 - педаль; 3 - важіль вилки вимикання зчеплення; 4 - пружина повернення вилки; 5 - робочий циліндр.

Підтримка працездатності тросового приводу не вимагає ніяких робіт, крім регулювання в міру зношування) фрикційних накладок. Крім того, трудомісткість виготовлення і складання цього приводу значно нижча, ніж гідравлічного. Однак широкого поширення такий привід набув тільки після освоєння нової технології виготовлення троса, який має оболонку, вкриту зовні і всередині пластмасою.

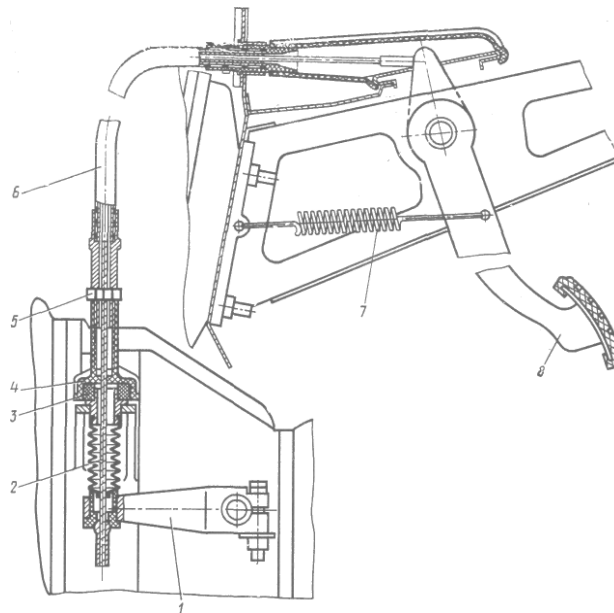


Рисунок 1.22 - Тросовий привід зчеплення автомобіля:

1-важіль вилки вимикання зчеплення; 2-трос; 3-гумовий демпфер; 4-наконечник; 5-регулювальна гайка; 6- обплетення троса; 7- пружина повернення педалі; 8-педаць

Внутрішній шар оболонки троса зазвичай виготовляється з поліетилену. Пластмасові оболонки герметизують трос, унеможливають роботу сталі по сталі, внаслідок чого (плюс мастильний матеріал) різко знижується коефіцієнт тертя і практично унеможливується корозія. Крім того, сталевий трос завдяки щільності навивки має необхідну пружність і практично не витягується в процесі експлуатації.

2 ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ ФРИКЦІЙНИХ ЗЧЕПЛЕНЬ

2.1 Розрахунок натискного зусилля в муфті зчеплення трактора

На тракторі стандартно встановлено двигун потужністю 20 к.с. Виникла необхідність встановлення двигуна потужністю 25 к.с. У процесі модернізації виникла проблема в натискному зусиллі муфти зчеплення. У стандартній муфті зчеплення (рис. 2.4) встановлено одинарні периферійні пружини, зусилля натискання яких стало недостатнім, було ухвалено рішення встановити подвійні периферійні пружини, щоб компенсувати нестачу зусилля натискання в муфті зчеплення..

Дані для розрахунку: Зовнішній діаметр веденого диска головної муфти зчеплення $D_n = 275$ мм, внутрішній діаметр- $D_e = 172$ мм. Те саме для веденого диска ВВП: $D'_n = 220$ мм, $D'_e = 150$ мм. Параметри натискної пружини головної муфти: зовнішній діаметр $D = 23$ мм; діаметр дроту $d = 3,5$ мм, число робочих витків $n = 8$; повне число витків $n' = 10$, висота пружини у вільному стані $H_0 = 60$ мм. Кількість пружин $i = 9$. Параметри натискної пружини муфти ВВП: зовнішній діаметр $D' = 19$ мм; діаметр дроту $d' = 3$ мм; число робочих витків $n' = 7$, повне число витків $n'_1 = 9$, висота пружини у вільному стані $H'_0 = 43,5$ мм. Кількість пружин $i' = 6$. Момент інерції маховика двигуна.

Матеріал фрикційних накладок НСФ-2 ГОСТ 1786-79.

Двигун: потужність, $N=25$ л.с. частота обертання колінвалу $n=1800$ об/хв.

Хід натискного диска головної муфти $1,5^{+0,3}$ мм.

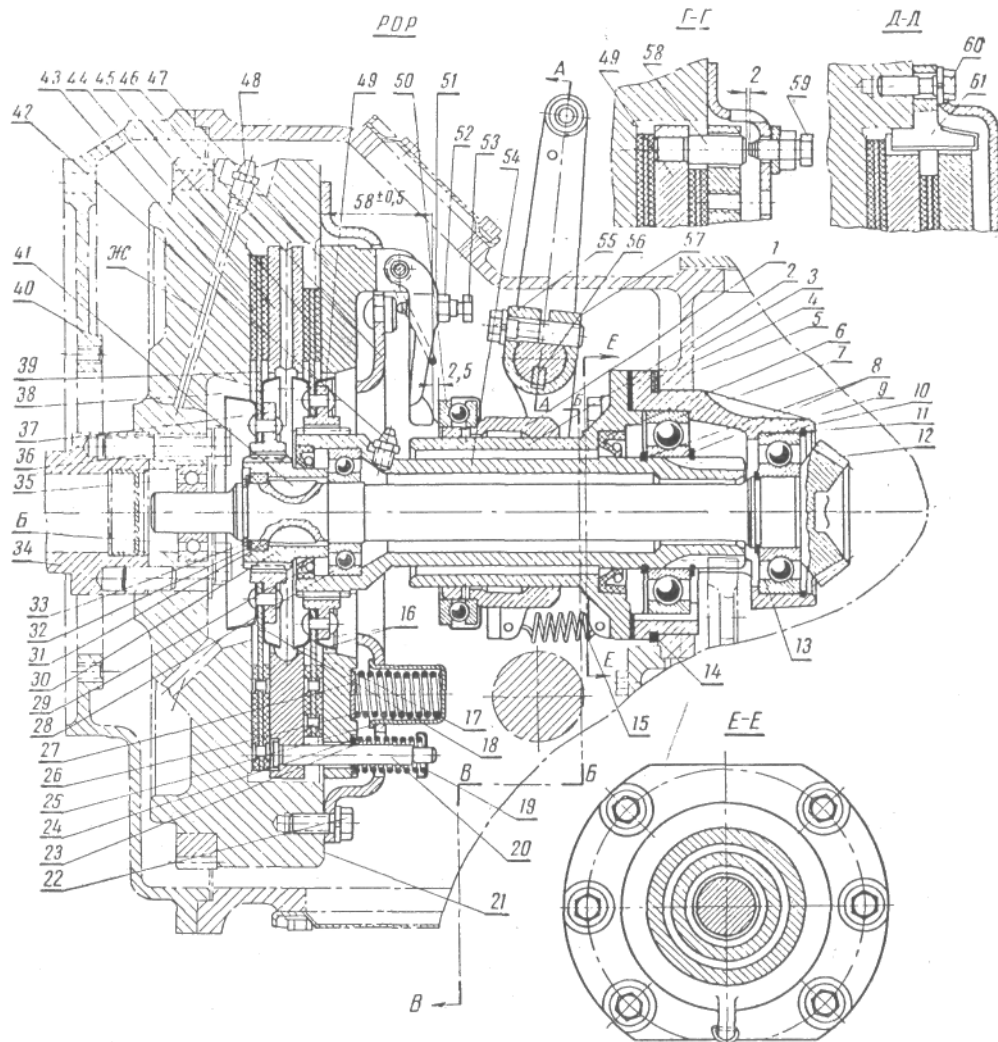


Рисунок 2.1 – Муфта зчеплення:

1-вижимний стакан; 2-направляюча втулка; 3-прокладка; 4-регулювальні прокладки; 5-прокладка; 6-сальник; 7-підшипник трубчастого валу; 8-стопорні кільця; 9- стакан підшипника головного валу; 10- підшипник; 11-стопорне кільце; 12-головний вал муфти зчеплення. 13-стопорне кільце; 14-прокладка; 15-пружина повернення вижимної склянки; 16, 17, 18- мастиловідбивні шайби; 19-шайба; 20 палець; 21- маховик; 22-болт кріплення кожуха; 23-пружина; 24-теплоізоляційна прокладка; 25- стакан; 26- пружина; 27-прокладка; 28-підшипник; 29- сальник; 30- шестерня; 31- сальник; 32- шайба; 33-стопорне кільце; 34-колінчастий вал; 35-підшипник заднього кінця головного валу; 36- болт кріплення маховика; 37-ступінка веденого диска; 38-сталевий диск; 39-сталевий диск; 40-кожух маховика; 41-

шпонка; 42- маслянка; 43- ведений диск муфти зчеплення; 44-провідний натискний диск; 45- ведений диск муфти валу відбору потужності; 46- кожух; 47- натискний диск муфти валу відбору потужності; 48-маслянка; 49-ступінка; 50-витискний підшипник; 51- відтискний важіль; 52-гайка; 53-регулювальний гвинт; 54-трубчастий вал; 55-болт вилки; 56-шпонка вилки; 57-вилка вимикання муфти зчеплення; 58-штифт; 59-регулювальний гвинт; 60-болт кріплення прямої шпонки; 61- пряма шпонка; 62-маслянка гнучкого шланга; 63-болт кріплення нижнього наконечника гнучкого шланга; 64-пластина; 65- гнучкий шланг; 66-пружина віджимного важеля; 67-вал вилки; 68-втулка.

1. Визначення натискного зусилля

Для визначення натискного зусилля необхідно обчислити силу стиснення натискних пружин.

Згідно з рис. 2.2 довжина пружини головної муфти при увімкненій муфті

$$H_1 = 26 + 37,5 - 1,4 \cdot 2 - 14 - 1,75 = 44,95 \text{ мм.}$$

Деформація пружини при цьому

$$F_1 = H_0 - H_1 = 60 - 44,95 = 15,05 \text{ мм.}$$

Сила стиснення натискної пружини

$$P_1 = F_1 \cdot z,$$

де z - жорсткість пружини.

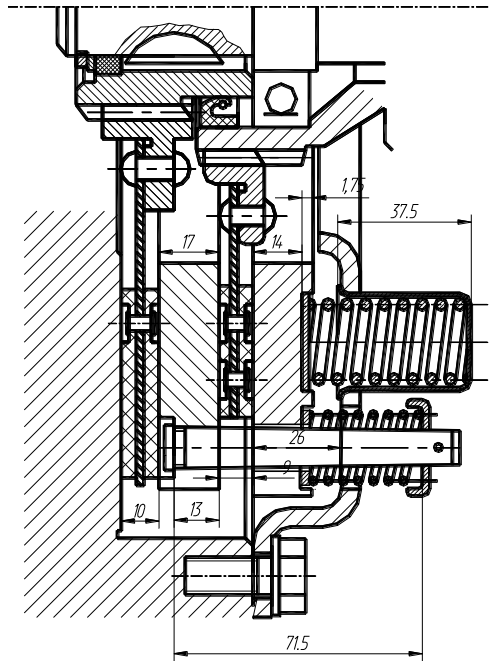


Рисунок 2.2 – Стандартна муфта зчеплення

$$z = \frac{1000 d^4}{D_0^3 n} \text{ кгс/мм.}$$

де $D_0 = D - d = 23 - 3,5 = 19,5$ мм - середній діаметр пружини.

$$z = \frac{1000 \cdot 3,5^4}{19,5^3 \cdot 8} = 2,53 \text{ кгс/мм.}$$

Звідси $P_1 = 15,05 \cdot 2,53 = 38,1$ кгс.

Натискне зусилля всіх пружин

$$Q = P_1 i = 38,1 \cdot 9 \approx 343 \text{ кгс.}$$

Довжина пружини муфти ВВП при увімкненій муфті (рис. 2.5):

$$H_1 = 71,5 - 13 - 9 \cdot 14 - 1,75 = 33,75 \text{ мм.}$$

Деформація пружини муфти ВВП за увімкненої

муфти $F'_1 = H'_0 - H'_1 = 43,5 - 33,75 = 9,75$ мм.

Жорсткість пружини:

$$D_0 = D' - d' = 19 - 3 = 16 \text{ мм;}$$

$$z' = \frac{1000 \cdot (d')^4}{D_0^3 n'} = \frac{1000 \cdot 3^4}{16^3 \cdot 7} = 2,825 \text{ кгс/мм.}$$

Сила стиснення натискної пружини ВВП

$$P_1' = F_1' z' = 9,75 \cdot 2,825 = 27,5 \text{ кгс.}$$

Натискне зусилля всіх пружин муфти ВВП

$$Q' = P_1' i' = 27,5 \cdot 6 = 165 \text{ кгс.}$$

2. визначення коефіцієнта запасу муфти зчеплення

Коефіцієнт запасу зчеплення може бути визначений за формулою [1]

$$\beta = \frac{Q \mu R_0 i_\phi}{M_n},$$

де R_0 - середній радіус тертя;

i_ϕ - число пар поверхонь тертя; $i_\phi = 2$;

μ - розрахунковий коефіцієнт тертя;

M_n - номінальний крутний момент двигуна.

$$R_0 = \frac{D_n + D_e}{4} = \frac{275 + 172}{4} = 111,75 \text{ мм} \approx 11,2 \text{ см} - \text{ для головної муфти}$$

зчеплення;

$$R_0' = \frac{D_n' + D_e'}{4} = \frac{220 + 150}{4} = 92,5 \text{ мм} \approx 9,25 \text{ см.}$$

Для фрикційних накладок НСФ-2 ГОСТ 1786-74 коефіцієнт тертя під час випробування на лабораторній машині перебуває в межах 0,34...0,46.

Згідно з [1], рекомендується як розрахунковий коефіцієнт тертя для накладок на азбестовій основі приймати $\mu = 0,3$.

При цьому коефіцієнт запасу зчеплення для головної муфти

$$\beta = \frac{343 \cdot 0,3 \cdot 11,2 \cdot 2}{995} = 2,32$$

Для тракторів рекомендується $\beta = 2,0...3,0$ [1].

Муфта зчеплення ВВП може працювати у двох режимах: 1-й режим - головна муфта увімкнена, 2-й режим - головна муфта вимкнена.

Для першого режиму сила стиснення поверхонь тертя

$$Q'_1 = Q + Q' = 343 + 165 = 508 \text{ кгс.}$$

При цьому коефіцієнт запасу зчеплення муфти ВВП

$$\beta'_1 = \frac{508 \cdot 0,3 \cdot 9,25 \cdot 2}{995} = 2,83.$$

Для другого режиму сила стиснення поверхонь тертя

$$Q_2 = Q' = 165 \text{ кгс.}$$

При цьому коефіцієнт запасу зчеплення муфти ВВП

$$\beta'_2 = \frac{165 \cdot 0,3 \cdot 9,25 \cdot 2}{995} = 0,92.$$

У самохідного шасі із двигуном 20 к.с. зазначений коефіцієнт запасу зчеплення становить 1,03 (розрахунок $\frac{P_{с\ 28-64}}{T_{16M.24}}$)

Підвищення коефіцієнта запасу зчеплення муфти ВВП можна досягти або шляхом збільшення числа натискних пружин, або шляхом додаткового стиснення витків пружини.

Визначимо величину додаткового підтиснення пружин муфти ВВП для отримання коефіцієнта запасу 1,03.

Зусилля стиснення натискної пружини ВВП для отримання зазначеного запасу зчеплення

$$P''_1 = P'_1 \cdot \frac{1,03}{0,92} = 27,5 \cdot \frac{1,03}{0,92} = 30,8 \text{ кгс.}$$

Деформація пружини при цьому

$$F''_1 = \frac{P''_1}{z'} = \frac{30,8}{2,825} = 10,9 \text{ мм.}$$

Додаткова деформація пружини муфти ВВП

$$\Delta F_1 = F''_1 - F'_1 = 10,9 - 9,75 = 1,15 \text{ мм.}$$

3. Розрахунок натискних пружин на міцність

Оскільки натискні пружини муфти зчеплення не є стандартними, то зробимо розрахунок їх на міцність. Хід натискного диска під час вимкнення

головної муфти $\Delta F_e = 1,5^{+0,3}$. Приймаємо хід натискного диска під час вимкнення муфти ВВП таким самим, як і під час вимкнення головної муфти, тобто. $\Delta F_e = 1,5^{+0,3}$. При цьому загальна деформація пружини головної муфти становитиме:

$$F_2 = F_1 + \Delta F_e + \Delta F_b = 15,05 + 1,8 + 1,8 = 18,65 \text{ мм.}$$

Довжина пружини головної муфти при зіткненні витків [3]

$$H_3 = (n_1 + 1 - n_3)d$$

$$H_3 = (10 + 1 - 1,5) \cdot 3,5 = 33,25 \text{ мм,}$$

де $n_3 = 1,5$ - число зашліфованих витків.

Максимальна деформація пружини (до зіткнення витків):

$$F_3 = H_0 - H_3 = 60 - 33,25 = 26,75 \text{ мм}$$

$$\frac{F_3}{F_2} = \frac{26,75}{18,65} = 1,43.$$

Рекомендується під час проектування пружин мати $\frac{F_3}{F_2} = 1,1 \dots 1,25$.

Максимальні напруги у витках пружини в разі зіткнення витків [4]:

$$\tau_3 = k \frac{8 P_3 D_0}{\pi d^3},$$

$$k = \frac{4c - 1}{4c - 4} + \frac{0,615}{c}; \text{ де } c = \frac{D_0}{d} = \frac{19,5}{3,5} = 5,57.$$

$$k = \frac{4 \cdot 5,57 - 1}{4 \cdot 5,57 - 4} + \frac{0,615}{5,57} = 1,274.$$

$$P_3 = F_3 \cdot z = 26,75 \cdot 2,53 = 67,7 \text{ кгс.}$$

$$\tau_3 = 1,274 \cdot \frac{8 \cdot 67,7 \cdot 19,5}{3,14 \cdot 3,5^3} = 99,9 \text{ кгс/мм}^2,$$

$$[\tau_3] = 0,5 \sigma_B = 0,5 \cdot 155 = 77,5 \text{ кгс/мм}^2,$$

де $\sigma_B = 155 \text{ кгс/мм}^2$ – межа міцності для дроту класу II і Па. При зусиллі:

$$P_3'' = 1,1 P_2 = 1,1 \cdot F_2 \cdot z = 1,1 \cdot 18,65 \cdot 2,53 = 51,9 \text{ кгс.}$$

$$\tau_3'' = 99,9 \cdot \frac{51,9}{67,7} = 76,5 \text{ кгс/мм}^2 < [\tau_3].$$

Отже, пружина сконструйована зі збільшеним кроком. У разі зменшення кроку пружини до значення, рекомендованого ГОСТ 23.2.403-72 - міцність її буде достатньою.

Загальна деформація пружини муфти ВВП

$$F_2' = F_1' + \Delta F_e = 9,75 + 1,8 = 11,55 \text{ мм.}$$

Довжина пружини муфти ВВП

$$H_3' = (n_1' + 1 - n_3')d' = (9 + 1 - 1,5) \cdot 3 = 25,5 \text{ мм.}$$

Максимальна деформація пружини (до зіткнення витків)

$$F_3' = H_0' - H_3' = 43,5 - 25,2 = 18 \text{ мм.}$$

$$\frac{F_3'}{F_2'} = \frac{18}{11,55} = 1,558, \text{ що також вище рекомендованого } (1,1 \dots 1,25).$$

Під час підтискання пружини на 1,15 мм.

$$F_2'' = 11,55 + 1,15 = 12,7 \text{ мм и } \frac{F_3'}{F_2''} = \frac{18}{12,7} = 1,417$$

Максимальні напруги у витках пружини в разі зіткнення витків:

$$\tau_3' = k' \frac{8 P_3' D_0'}{\pi (d')^3}$$

$$c' = \frac{D_0'}{d'} = \frac{16}{3} = 5,33 \quad k = \frac{4 \cdot 5,33 - 1}{4 \cdot 5,33 - 4} + \frac{0,615}{5,33} = 1,288.$$

$$P_3' = F_3' z' = 18 \cdot 2,825 = 50,85 \text{ кгс.}$$

$$\tau_3' = 1,288 \cdot \frac{8 \cdot 50,85 \cdot 16}{3,14 \cdot 3^3} = 98,88 \text{ кгс/мм}^2.$$

Для дроту 3 класу II и Па $\sigma_B = 165 \text{ кгс/мм}^2$.

$$[\tau_3] = 0,5 \cdot 165 = 82,5 \text{ кгс/мм}^2.$$

При $F_3''' = 1,1 \cdot F_2'' = 1,1 \cdot 12,7 = 14 \text{ мм,}$ $P_3''' = 2,825 \cdot 14 = 39,55 \text{ кгс.}$

$$\tau_3''' = \frac{39,55}{50,85} \cdot 98,88 = 76,9 \text{ кгс/мм}^2 < [\tau_3],$$

тобто і пружина муфти ВВП виконана з кроком, що перевищує рекомендації ОСТ 23.2.403-72.

4. Розрахунок муфти зчеплення на знос і нагрівання

Питомий тиск на поверхні тертя визначається за формулою [1].

$$q = \frac{Q}{2\pi R_0 b},$$

де $b = 0,5(D_n - D_с) = 0,5 \cdot (275 - 172) = 51,5$ мм.

$$q = \frac{343}{2 \cdot 3,14 \cdot 111,75 \cdot 5,15} = 0,0095 \text{ кгс/мм}^2 = 0,95 \text{ кгс/см}^2$$

Максимально допустимий питомий тиск $[q] = 2...3 \text{ кгс/см}^2$ [1].

Для муфти ВВП $b' = 0,5(D_n - D_с) = 0,5(220 - 150) = 35$,

$$q' = \frac{508}{2 \cdot 3,14 \cdot 92,5 \cdot 3,5} = 0,025 \text{ кгс/мм}^2 = 2,5 \text{ кгс/см}^2, \text{ т.е.}$$

не перевищує максимально допустимого значення. Зносостійкість муфти зчеплення не можна оцінювати тільки за питомим тиском на поверхні тертя. Суттєве значення має визначення величини роботи буксування під час рушання тракторного агрегату з місця:

$$L = \frac{\omega_n^2}{2 \left(1 - \frac{1}{\beta} \right) \left(\frac{1}{J_g} + \frac{1}{J_A} \right)},$$

де ω_n - номінальна кутова швидкість двигуна, $\frac{1}{с}$;

J_g - момент інерції двигуна, що дорівнює сумі моментів інерції маховика та інших частин двигуна, що обертаються і поступально-рухомих частин двигуна, приведених до колінчастого валу, $\text{кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$;

J_A - момент інерції тракторного агрегату, приведений до головного валу зчеплення, $\text{кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$.

З достатнім ступенем точності можна прийняти, що [2]

$$J_g = 1,2 J_M,$$

де J_M - момент інерції маховика

$$J_g = 1,2 \cdot 0,12 = 0,144 \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2.$$

Момент інерції тракторного агрегату можна визначити за формулою [2]

$$J_A = \frac{G_A}{g} \cdot \frac{r_k^2}{i_m^2},$$

де G_A - вага тракторного агрегату, що дорівнює сумі ваг трактора і сільськогосподарського знаряддя;

$$g - \text{прискорення сили тяжіння, } g = 9,81 \text{ } \frac{\text{м}}{\text{с}^2};$$

$$r_k - \text{радіус ведучого колеса трактора; для шини 9,5-32 } r_k = 0,59 \text{ м};$$

i_m - передавальне число трансмісії при увімкненій вищій передачі; на VI передачі $i_m = 17,09$.

Приймаємо $G_A = 2840$ кгс – вага самохідного шасі з платформою і вантажем 900 кгс (за результатами зважування самохідного шасі в ОП - технічний акт №990).

$$J_A = \frac{2840}{9,81} \cdot \frac{0,59^2}{17,09^2} = 0,345 \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2;$$

$$\omega_n = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1800}{30} = 188,4 \text{ } \text{с}^{-1};$$

$$L = \frac{188,4^2}{2 \left(1 - \frac{1}{2,32} \right) \cdot \left(\frac{1}{0,144} + \frac{1}{0,345} \right)} = 3169 \text{ кгс} \cdot \text{м}.$$

Під час перевірки параметрів муфти зчеплення на знос користуються так званою питомою роботою буксування [2].

$$l = \frac{L}{F_i},$$

де F - площа поверхні тертя;

i - число пар поверхонь тертя, $i = 2$.

$$F = \frac{\pi}{4} (D_n^e - D_e^e) = \frac{3,14}{4} \cdot (270^2 - 172^2) = 34000 \text{ мм}^2 = 340 \text{ см}^2;$$

$$l = \frac{3169}{340 \cdot 2} = 4,66 \text{ кгс} \cdot \text{м} / \text{см}^2.$$

Допустима величина питомої роботи буксування [2]

$$[l] = 5 \dots 6 \text{ кгс} \cdot \text{м} / \text{см}^2.$$

Допустима величина питомої роботи буксування.

Температуру нагріву деталі за одне увімкнення муфти зчеплення визначають за формулою [2]

$$t = \frac{\gamma L}{427 c G_g},$$

де γ - частка тепла, що йде на нагрівання цієї деталі;

427 - механічний еквівалент тепла, $\text{кгс} \cdot \text{м} / \text{ккал}$;

c - теплоємність деталі (для сталі та чавуну може бути прийнята рівною $0,115 \text{ ккал} / \text{кгс} \cdot \text{град}$).

G_g - маса деталі, кг; $G_g = 5,6 \text{ кг}$.

Частка тепла, що йде на нагрівання деталі, визначається за такою формулою [2]

$$\gamma = \frac{i_g}{i_\Sigma},$$

де i_g - число поверхонь тертя деталі, нагрівання якої визначається;

i_Σ - сумарне число пар поверхонь тертя в даній муфті зчеплення.

Оскільки розрахунок проводиться для головної муфти зчеплення, то можна вважати, $i_g = 1$ (поверхня тертя натискного диска головної муфти з веденим диском); $i_\Sigma = 2$.

$$\text{Отже, } \gamma = \frac{1}{2}.$$

$$\text{При цьому } t = \frac{\frac{1}{2} \cdot 3169}{427 \cdot 0,115 \cdot 5,6} = 5,8^{\circ}\text{C}.$$

Згідно з [2], температура деталі за одне увімкнення муфти зчеплення не повинна підвищуватися більш ніж на 10-15°C.

Коефіцієнт запасу зчеплення головної муфти самохідного шасі Т-16М у разі встановлення на нього двигуна потужністю 25 к.с. становить $\beta = 2,32$, що знаходиться в рекомендованих для тракторних муфт межах (рекомендується $\beta = 2...3$).

Коефіцієнт запасу зчеплення муфти ВВП самохідного шасі Т-16М у разі встановлення на нього двигуна потужністю 25 к.с. становить 0,92 (за умови вимкненої головної муфти). Для серійного самохідного шасі (з двигуном потужністю 20 к.с.) зазначений коефіцієнт запасу зчеплення дорівнює 1,03.

Збільшення коефіцієнта запасу зчеплення муфти ВВП до 1,03 у разі встановлення на шасі двигуна потужністю 25 к.с. може бути досягнуто шляхом додаткового стиснення пружин муфти ВВП на 1,5 мм. Коефіцієнт запасу зчеплення муфти ВВП за увімкненої головної муфти дорівнює 2,83. У літературі відсутні рекомендації щодо вибору коефіцієнта запасу зчеплення муфти ВВП.

Питомі тиски на поверхнях тертя муфти зчеплення, питома робота буксування під час рушання шасі з місця і температура нагріву натискного диска головної муфти за одне ввімкнення перебувають у рекомендованих межах.

2.2 Визначення зусилля на педалі вимкнення муфти зчеплення

У зв'язку з тим, що було встановлено інші пружини в муфті вимикання зчеплення та зусилля натискання на педалі зчеплення змінилося, потрібно вирішити два завдання:

1. Визначити хід педалі під час вимкнення муфти зчеплення;

2. Визначити зусилля на педалі під час вимкнення муфти зчеплення.

Дані для розрахунку: Схема приводу муфти зчеплення показана на рис 2.3. Лінійні розміри $a = 374$ мм, $h = 43$ мм, $R = 120$ мм, $r = 40$ мм, $L = 355$ мм, $R_{np} = 100$ мм, $b = 14$ мм. Кути встановлення важелів $\alpha_0 = 9^\circ 23'$, $\theta_0 = 19^\circ 19'$. Жорсткість відтяжної пружини $z_{OT} = 4,547$ Н/мм; попередня деформація відтяжної пружини $\lambda_{OT} = 40$ мм. Жорсткість пружини головної муфти зчеплення $z_{gl} = 24,79$ Н/мм; величина деформації пружини при увімкненій головній муфті $\lambda_{OG} = 15,05$ мм; число пружин головної муфти $n_1 = 9$. Жорсткість пружини муфти ВВП $z_6 = 27,64$ Н/мм; деформація пружини при увімкненій муфті ВВП $\lambda_{ov} = 9,75$ мм; число пружин муфти ВВП $n_2 = 6$. Інші розміри згідно з кресленнями.

1. Визначення ходу педалі під час вимкнення муфти зчеплення

1.1 Хід вижимного підшипника, необхідний для вимкнення головної муфти, визначиться як

$$\delta_{nz} = \Delta x + \Delta_{gl} \frac{m}{n},$$

де m і n - плечі віджимних важелів муфти зчеплення, $m = 52$ мм, $n = 18$ мм;

Δx - хід вижимного підшипника під час вибору зазору між підшипником і віджимними важелями, $\Delta x = 2,5$ мм;

Δ_{gl} - хід натискного диска під час вимкнення головної муфти зчеплення, $\Delta_{gl} = 1,5$ мм.

$$\delta_{nz} = 2,5 + 1,5 \cdot \frac{52}{18} = 6,83 \text{ мм.}$$

1.2 Хід вижимного підшипника, необхідний для вимкнення муфти ВВП:

$$\delta_{nz} = \Delta x + (\Delta_{gl} + \Delta_v) \frac{m}{n},$$

де Δ_v - хід натискного диска під час вимкнення муфти ВВП, $\Delta_v = 2$ мм.

$$\delta_{nz} = 2,5 + (1,5 + 2) \cdot \frac{52}{18} = 12,61 \text{ мм}$$

1. 3 Кут повороту вилки

Згідно з рисунком 2.7 кут θ дорівнює: $d = \angle BOC + \angle BOC_1$.

Згідно з кресленням ДСШ 14.21.127-1 $\rho = 14$ мм,

$$OC = \sqrt{74^2 + (18 - 20 + 14)^2} = 74,97 \text{ мм.}$$

З компоувальної схеми за розмірами деталей $AB = 5,3$ мм;

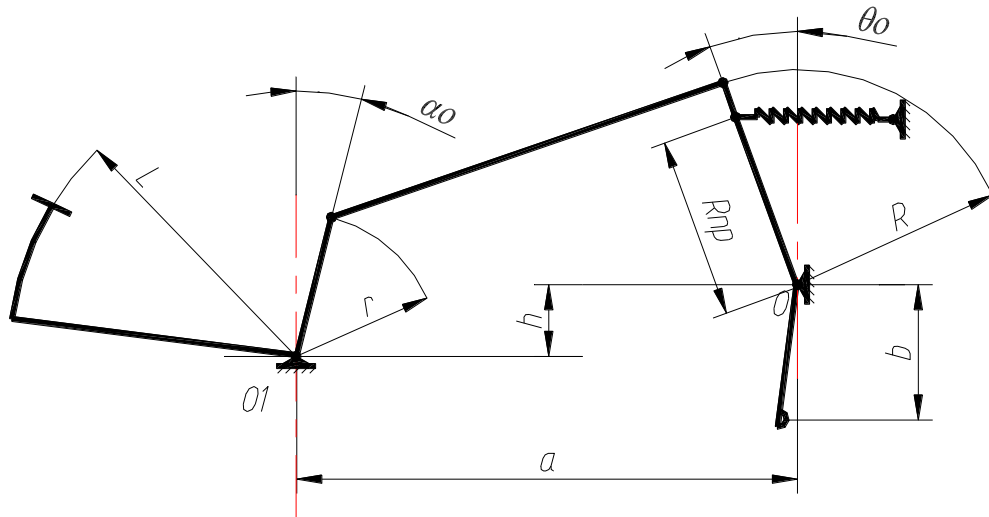


Рисунок 2.3 – Схема приводу муфти зчеплення

$$BC = \rho - AB = 14 - 5,3 = 8,7 \text{ мм; } \beta_0 = \arcsin \frac{BC}{OC} = \arcsin \frac{8,7}{74,97} = 6^\circ 39'.$$

$$B_1C_1 = \delta_n - BC.$$

Під час вимкнення головної муфти $(B_1C_1)_2 = 6,83 - 8,7 = -1,87$ мм; під час вимкнення муфти ВВП $(B_1C_1)_e = 12,61 - 8,7 = 3,91$ мм; за вільного ходу педалі $(B_1C_1)_x = 2,5 - 8,7 = -6,2$ мм.

З OB_1C_1 $\angle B_1OC_1 = \arcsin \frac{B_1C_1}{OC_1}$; під час вимкнення головної муфти

$$\angle B_1OC_1 = \arcsin \frac{3,91}{74,97} = 2^\circ 59'.$$

При вільному ході педалі $\angle B_1OC_1 = \arcsin \frac{-6,2}{14,97} = -4^\circ 45'$.

При цьому кут повороту вилки становитиме: у разі вимкнення головної муфти $\theta_2 = 6^\circ 39' - 1^\circ 26' = 5^\circ 13'$; під час вимкнення муфти ВВП

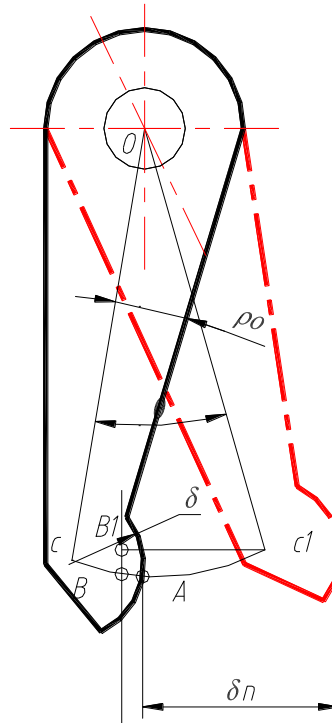


Рисунок 2.4 – Вилка вимикання зчеплення

$$Q_s = 6^\circ 39' + 2^\circ 59' = 9^\circ 38';$$

під час вибору зазору між натискним підшипником і віджимними важелями

$$Q_x = 6^\circ 39' + 4^\circ 45' = 1^\circ 54'.$$

1.4 Для шарнірного чотирьохланкового важеля залежність між кутами повороту важелів має такий вигляд:

$$\alpha = \alpha_0 + \arctan \frac{\frac{h}{R} + \cos(\theta + \theta_0)}{\frac{a}{R} - \sin(\theta + \theta_0)} + \arcsin \frac{A + \frac{a}{r} \sin(\theta + \theta_0) - \frac{h}{r} \cos(\theta + \theta_0)}{\sqrt{\left[\frac{a}{R} - \sin(\theta + \theta_0)\right]^2 + \left[\frac{h}{R} + \cos(\theta + \theta_0)\right]^2}},$$

$$A = -\frac{a}{r} \cos \theta_0 - \cos(\alpha_0 + \theta_0) - \frac{a}{R} \sin \alpha_0 + \frac{h}{r} \cos \theta_0 - \frac{h}{R} \cos \alpha_0 =$$

$$\text{де} = -\frac{374}{40} \sin 19^\circ 19' - \cos(9^\circ 23' + 19^\circ 19') - \frac{374}{120} \sin 9^\circ 23' + \frac{43}{40} \cos 19^\circ 19' -$$

$$-\frac{43}{120} \cos 9^\circ 23' = -3,8172$$

$$\alpha_x = 9^\circ 23' + \arctan \frac{\frac{43}{120} + \cos(1^\circ 54' + 19^\circ 19')}{\frac{374}{120} - \sin(1^\circ 54' + 19^\circ 19')} +$$

$$+ \arcsin \frac{-3,8172 + \frac{374}{40} \sin(1^\circ 54' + 19^\circ 19') - \frac{43}{40} \cos(1^\circ 54' + 19^\circ 19')}{\sqrt{\left[\frac{374}{120} - \sin(1^\circ 54' + 19^\circ 19')\right]^2 + \left[\frac{43}{40} \cos(1^\circ 54' + 19^\circ 19')\right]^2}} = 6^\circ 20'$$

- під час вибору зазору між натискним підшипником і віджимними важелями;

$$\alpha_2 = 9^\circ 23' + \arctan \frac{\frac{43}{120} + \cos(5^\circ 13' + 19^\circ 19')}{\frac{374}{120} - \sin(5^\circ 13' + 19^\circ 19')} +$$

$$+ \arcsin \frac{-3,8172 + \frac{374}{40} \sin(5^\circ 13' + 19^\circ 19') - \frac{43}{40} \cos(5^\circ 13' + 19^\circ 19')}{\sqrt{\left[\frac{374}{120} - \sin(5^\circ 13' + 19^\circ 19')\right]^2 + \left[\frac{43}{40} \cos(5^\circ 13' + 19^\circ 19')\right]^2}} = 16^\circ 43'$$

- під час вимкнення головної муфти;

$$\alpha_6 = 9^\circ 23' + \arctan \frac{\frac{43}{120} + \cos(9^\circ 38' + 19^\circ 19')}{\frac{374}{120} - \sin(9^\circ 38' + 19^\circ 19')} +$$

$$+ \arcsin \frac{-3,8172 + \frac{374}{40} \sin(9^\circ 38' + 19^\circ 19') - \frac{43}{40} \cos(9^\circ 38' + 19^\circ 19')}{\sqrt{\left[\frac{374}{120} - \sin(9^\circ 38' + 19^\circ 19')\right]^2 + \left[\frac{43}{40} \cos(9^\circ 38' + 19^\circ 19')\right]^2}} = 29^\circ 55'$$

- під час вимкнення муфти ВВП.

1.5 Хід педалі

$$S_n = 2 \cdot L \cdot \sin \frac{\alpha}{2}.$$

Вільний хід педалі

$$S_{nx} = 2 \cdot 355 \cdot \sin \frac{6^\circ 20'}{2} = 39,19 \text{ мм.}$$

Хід педалі під час вимкнення головної муфти

$$S_{n2} = 2 \cdot 355 \cdot \sin \frac{16^\circ 43'}{2} = 103,31 \text{ мм.}$$

Хід педалі під час вимкнення муфти ВВП

$$S_{n6} = 2 \cdot 355 \cdot \sin \frac{29^\circ 55'}{2} = 183,32 \text{ мм.}$$

2. Визначення зусилля на педалі під час вимкнення муфти зчеплення

2.1 Зусилля, що створюється натискними пружинами під час вимкнення головної муфти

$$P_{z1} = z_{z1} \cdot (\lambda_{oz} + \Delta z1) \cdot n_1 = 24,79 \cdot (15,05 + 1,5) \cdot 9 = 3693 \text{ Н.}$$

2.2 Зусилля, що створюється натискними пружинами під час вимкнення муфти ВВП

$$\begin{aligned} P_6 &= z_{z1} \cdot (\lambda_{oz} + \Delta z1 + \Delta v) \cdot n_z + z_6 \cdot (\lambda_{ov} + \Delta v) = \\ &= 24,79 \cdot (15,05 + 1,5 + 2) \cdot 9 + 27,64 \cdot (9,75 + 2) \cdot 6 = 6088 \end{aligned}$$

2.3 Зусилля на вижимний підшипник під час вимкнення муфти зчеплення

Згідно з рисунком 2.5 зусилля на вижимний підшипник може бути визначено з умови $\sum M_C = 0$

$$\sum M_C = P \cdot n - Q \cdot t + M_p + M_f + M_q = 0,$$

де $F = P + Q$ - реакція опори С;

$$M_p = P \cdot f \cdot \frac{d}{2} - \text{момент тертя в шарнірі;}$$

$M_F = k \cdot F$ - момент тертя в опорі С;

$M_Q = k \cdot Q$ - момент тертя на вижимному підшипнику;

k - коефіцієнт тертя кочення;

f - коефіцієнт тертя ковзання.

Згідно [1] $k = 0,001$ см – для загартованих сталей; $f = 0,15$ - для пари сталь-сталь насухо.

При цьому $P \cdot n - Q \cdot m + 0,5 \cdot P \cdot f \cdot d + k \cdot (P + Q) + k \cdot Q = 0$, звідки

$$Q = \frac{P(n + 0,5 \cdot f \cdot d + k)}{m - 2k}.$$

Зусилля на вижимному підшипнику під час вимкнення головної муфти

$$Q_{2л} = \frac{3693 \cdot (1,8 + 0,5 \cdot 0,15 \cdot 0,8 + 0,001)}{5,2 \cdot 2 \cdot 0,001} = 1322 \text{ Н.}$$

Зусилля на вижимний підшипник під час вимкнення муфти ВВП

$$Q_6 = \frac{6088 \cdot (1,8 + 0,5 \cdot 0,15 \cdot 0,8 + 0,001)}{5,2 \cdot 2 \cdot 0,001} = 2180 \text{ Н.}$$

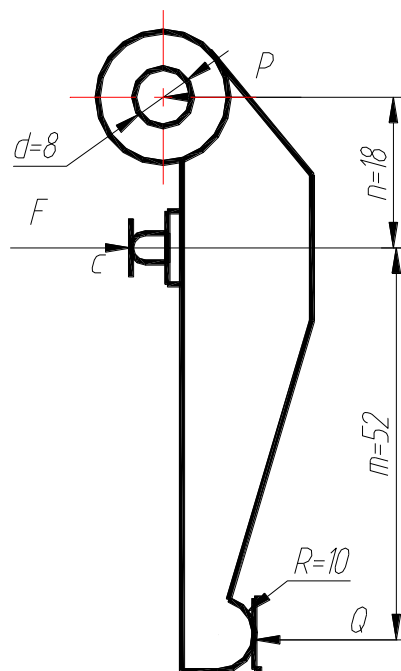


Рисунок 2.5 - Зусилля на вижимний підшипник

2.4 Передавальне число шарнірного чотириланкового механізму може

бути визначено за формулою

$$i = \frac{F(\theta)}{U(\theta)} + \frac{\Phi(\theta) \cdot U(\theta) + \mathcal{G}(\theta) \cdot \Phi_1(\theta)}{U(\theta) \cdot \sqrt{U(\theta) - [\mathcal{G}(\theta)]^2}},$$

де $F(\theta) = 1 - \frac{a}{R} \sin(\theta + \theta_0) + \frac{h}{R} \cos(\theta + \theta_0),$

$$U(\theta) = \left[\frac{a}{R} - \sin(\theta + \theta_0) \right]^2 + \left[\frac{h}{R} + \cos(\theta + \theta_0) \right]^2,$$

$$\mathcal{G}(\theta) = A + \frac{a}{r} \sin(\theta + \theta_0) - \frac{h}{r} \cos(\theta + \theta_0),$$

$$\Phi(\theta) = \frac{a}{r} \cos(\theta + \theta_0) + \frac{h}{r} \sin(\theta + \theta_0),$$

$$\Phi_1(\theta) = \frac{a}{R} \cos(\theta + \theta_0) + \frac{h}{R} \sin(\theta + \theta_0)$$

Під час вимкнення головної муфти $\theta_e = 5^\circ 13',$

$$\theta_e + \theta_0 = 5^\circ 13' + 19^\circ 19' = 24^\circ 32'; \sin 24^\circ 32' = 0,4152; \cos 24^\circ 32' = 0,9098;$$

$$F(\theta) = 1 - \frac{374}{120} \cdot 0,4152 + \frac{43}{120} \cdot 0,9098 = 0,0320;$$

$$U(\theta) = \left[\frac{374}{120} - 0,4152 \right]^2 + \left[\frac{43}{120} + 0,9098 \right]^2 = 8,9530;$$

$$\mathcal{G}(\theta) = -3,8172 + \frac{374}{40} \cdot 0,4152 - \frac{43}{40} \cdot 0,9098 = 0,9131;$$

$$\Phi(\theta) = \frac{374}{40} \cdot 0,9098 + \frac{43}{40} \cdot 0,4152 = 8,9061;$$

$$\Phi_1(\theta) = \frac{374}{120} \cdot 0,9098 + \frac{43}{120} \cdot 0,4152 = 2,9843;$$

$$i_e = \frac{0,032}{8,9061} + \frac{8,953 \cdot 8,9061 - 0,9131 \cdot 2,9843}{8,9061 \sqrt{8,9061 - 0,9131^2}} = 3,0471.$$

Під час вимкнення муфти ВВП $\theta_e = 9^\circ 38',$

$$\theta_e + \theta_0 = 9^\circ 38' + 19^\circ 19' = 28^\circ 57'; \sin 28^\circ 57' = 0,4841; \cos 28^\circ 57' = 0,8750$$

$$F(\theta) = 1 - \frac{374}{120} \cdot 0,4841 + \frac{43}{120} \cdot 0,875 = -0,1952;$$

$$U(\theta) = \left[\frac{374}{120} - 0,4841 \right]^2 + \left[\frac{43}{120} + 0,875 \right]^2 = 8,4515;$$

$$g(\theta) = -3,8172 + \frac{374}{40} \cdot 0,4841 - \frac{43}{40} \cdot 0,875 = -0,2315;$$

$$\Phi(\theta) = \frac{374}{40} \cdot 0,875 + \frac{43}{40} \cdot 0,4841 = 8,7017;$$

$$\Phi_1(\theta) = \frac{374}{120} \cdot 0,875 + \frac{43}{120} \cdot 0,4841 = 2,9006;$$

$$i_z = \frac{-0,1952}{8,4515} + \frac{8,7017 \cdot 8,4515 - 0,2315 \cdot 2,9006}{8,4515 \sqrt{8,4515 - 0,2315^2}} = 2,9522.$$

2.5 Визначення зусилля на педалі.

Зусилля на педалі під час вимкнення муфти зчеплення може бути визначено як

$$P_n = \frac{M_{01}}{L},$$

де M_{01} - момент сил відносно осі 01, який може бути визначений як

$$M_{01} = \frac{M_0}{i \cdot \eta},$$

де M_0 - момент сил відносно осі 0;

i - передавальне число шарнірного чотириланкового механізму;

η - к.к.д. приводу, що враховує втрати в шарнірах на тертя.

$$M_0 = Q \cdot b + P_{OT} \cdot R_{np} \cdot \cos(\theta_0 + \theta),$$

де P_{OT} - зусилля, створюване відтяжною пружиною під час вимкнення муфти зчеплення;

$$P_{OT} = z_{OT} \cdot (\lambda_{OT} + \lambda');$$

λ' - додаткове розтягнення пружини під час вимкнення муфти зчеплення,

$$\lambda' \approx R_{np} [\sin(\theta_0 + \theta) - \sin \theta_0].$$

К.к.д. приводу може бути наближено визначений як

$$\eta = \eta_{uu}^4 \cdot \eta_n,$$

де η_{uu} - к.к.д., що враховує втрати в шарнірах, $\eta_{uu} \approx 0,97$;

η_n - к.к.д., що враховує втрати на тертя вилки об корпус муфти відводки, $\eta_n \approx 0,98$.

При цьому $\eta = 0,97^4 \cdot 0,98 = 0,87$.

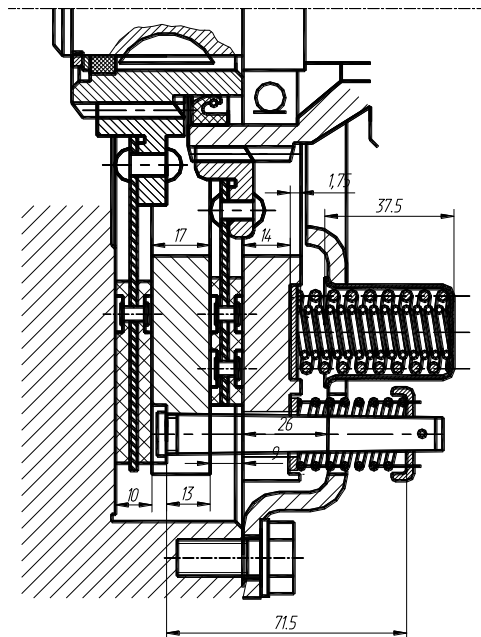


Рисунок 2.6 – Муфта зчеплення після модернізації

Під час вимкнення головної муфти

$$\lambda' = 100 [\sin(19^\circ 19' + 5^\circ 13') - \sin 19^\circ 19'] = 8,4 \text{ мм};$$

$$P_{OT} = 4,547 \cdot (40 + 8,4) = 220 \text{ Н};$$

$$M_0 = 1322 \cdot 74 + 220 \cdot 100 \cdot \cos(19^\circ 19' + 5^\circ 13') = 117844 \text{ Н·мм};$$

$$M_{01} = \frac{117844}{3,0471 \cdot 0,87} = 44453 \text{ Н·мм};$$

$$P_n = \frac{44453}{355} = 125 \text{ Н}.$$

Під час вимкнення муфти ВВП

$$\lambda' = 100 [\sin(19^\circ 19' + 9^\circ 38') - \sin 19^\circ 19'] = 15,3 \text{ мм};$$

$$P_{OT} = 4,547 \cdot (40 + 15,3) = 252 \text{ Н};$$

$$M_0 = 2180 \cdot 74 + 252 \cdot 100 \cdot \cos(19^\circ 19' + 9^\circ 38') = 183370 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{01} = \frac{183370}{2,9522 \cdot 0,87} = 71394 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$P_n = \frac{71394}{355} = 201 \text{ Н}.$$

Вільний хід педалі становить 39 мм; хід педалі під час вимкнення головної муфти зчеплення становить 103 мм, а під час вимкнення муфти ВВП - 183 мм.

Зусилля на педалі під час вимкнення головної муфти зчеплення дорівнює 125 Н, а під час вимкнення муфти ВВП - 201 Н, що перевищує потрібне ДСТУ 12.2.019-76 (не більше 120 Н).

3. СКЛАДАННЯ ТА ВИПРОБУВАННЯ ФРИКЦІЙНИХ ЗЧЕПЛЕНЬ

3.1 Розбирання та складання зчеплень

Розбирання зчеплень

Повне розбирання натискного диска зчеплення в зборі проводиться тільки для заміни або ремонту його деталей, необхідність в якому визначається відмовами в роботі або при зовнішньому огляді. Перед розбиранням натискного диска слід зробити мітки на натискному диску і на кожусі, щоб під час складання забезпечити правильне взаємне розташування цих деталей і тим самим зберегти первісне заводське балансування натискного комплекту. Розбирання натискного комплекту проводять у пристосуванні (рис. 3.1) або на дерев'яній підставці під ручним пресом у такому порядку.

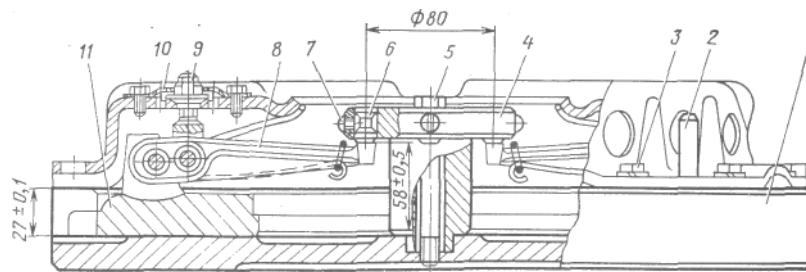


Рисунок 3.1 – Пристосування для складання та розбирання натискного диска з кожухом у зборі:

1-підставка; 2-напрямний штифт; 3-болт кріплення кожуха зчеплення; 4-оправлення для регулювання положення відтяжних важелів; 5-болт кріплення оправлення; 6 - наполегливий сухар; 7-гвинт кріплення сухаря; 8-відтяжний важіль зчеплення; 9-регулювальна гайка; 10-стопорна шайба; 11- натискний диск зчеплення.

Натискний диск 3 (рис. 2.1) у зборі з кожухом 19 кладуть на пристосування диском униз і фіксують чотирма шипами в пазах. Натиснувши на торець кожуха 19, стискають пружини 20 так, щоб відтяжні важелі 4 з зав'язаним кільцем 14 були у вільному стані, відгинають стопорні шайби і

вивертають усі вісім болтів 6 кріплення опорних пластин регулювальних гайок. Знявши з регулювальних гайок опорні пластини 5 і стопорні шайби 8, відкручують чотири регулювальні гайки 9 відтяжних важелів і повільно відпускають кожух зчеплення..

Потім знімають кожух 19 зчеплення, знімають з бобишок натискного диска натискні пружини 20, термоізолюючі прокладки 21 з шайбами, звільняють петлі 10 пружин відтяжних важелів і знімають наполегливе кільце 14, замкові шайби осей, на яких кріпляться відтяжні важелі у спеціальних вушках натискного диска, та обережно витягають осі і ролики голчастих підшипників. Після цього розбирають відтяжні важелі 4, для чого необхідно зняти замкові шайби, вийняти осі вилок важелів і ролики голчастих підшипників..

Складання зчеплень

Збірка зчеплення полягає в складанні натискного комплекту, комплекту натискного диска з відтяжними важелями і кожухом зчеплення..

Складання натискного комплекту слід проводити в пристосуванні, показаному на рис. 3.1, і під ручним пресом. Пристосування складається з підставки, що має пази і всі інші розміри, як і маховик однодискового зчеплення, тільки розмір В (рис. 2.1) від привалочної площини кожуха зчеплення до робочої поверхні зменшений на товщину веденого диска і становить у пристосуванні $27 \pm 0,1$ мм.

У центрі підставки болтом 5 (рис. 2.1) кріпиться оправка 4 для регулювання контрольного розміру Б (рис. 3.1) натискного комплекту. В оправці розташовані чотири плаваючі упорні сухарі 6 (рис. 2.1). Під час установа натискного комплекту в пристосування сухарі впираються в лапки відтяжних важелів 8 і залежно від їхнього становища виступають або потопують відносно поверхні оправки. Довжина оправлення обрана таким чином, щоб під час установа її на відтяжні важелі натискного комплекту з правильно відрегульованим контрольним розміром сухарі розташовувалися

врівень із поверхнею оправлення.

Пристосування має бути укомплектоване двома оправленнями: одна для регулювання натискних комплектів на контрольний розмір $56 \pm 0,1$ мм, інша на розмір $64 \pm 0,1$ мм. У контрольний розмір натискного комплекту зчеплення входить ще товщина опорного кільця відтяжних важелів, яка становить $6 \pm 0,1$ мм; а оскільки натискний комплект регулюється в пристосуванні без напольгивого кільця, то він має бути відрегульований на розмір, зменшений на цю величину, що і слід враховувати під час виготовлення оправок.

Під час виготовлення пристосування можна використовувати вживаний маховик, а роль преса можуть замінити болти 3 кріплення кожуха до підставки довжиною 30 мм. Виступ установчих штифтів 2 має бути також не менше 30 мм, щоб забезпечувати фіксацію кожуха під час установлення його на натискні пружини у вільному (не стиснутому) стані.

Складання та регулювання проводять у такій послідовності: на підставку 1 пристосування кладуть робочою поверхнею вниз натискний диск 11, зафіксувавши його чотирма шипами в пазах підставки, у відтяжні важелі 8 вставляють голчастий підшипник (по 20 голок у кожен отвір). Голки укладають на мастилi ЦИАТИМ-201 за ГОСТ 6267-58 або відповідного їй іншого консистентного мастила.

На відтяжні важелі встановлюють вилки 5 (рис. 2.2), вставляють осі, встановлюють підібрані важелі в пази вушок натискного диска 22, вставляють осі, надягають на осі вилок пружини упорного кільця, закріплюють осі важелів і вилок спеціальними замковими шайбами, прогнувши середину перемички фартуха.

Потім на кінці пружин упорного кільця надягають чотири петлі, ставлять на бобишки натискного диска натискні пружини 20, попередньо підклавши під них шайби з термоізоляційними прокладками 21. Оскільки натискний диск усіх модифікацій зчеплень один і той самий і має 28 бобишок, то під пружини зчеплення на чотири бобишки а пружини не встановлюють.

У разі використання ремонтного натискного диска, проточеного по робочій поверхні на 1 мм, під кожну натискну пружину з боку напрямних стаканчиків кожуха кладуть сталеву шайбу завтовшки 1 мм.

Це потрібно для збереження натискного зусилля зчеплення, що особливо важливо в разі зношених фрикційних накладок веденого диска.

Далі ставлять кожух 19 (рис. 2.2) зчеплення на напрямні штифти пристосування. Усі напрямні стаканчики кожуха мають увійти в натискні пружини, а різьбові хвостовики вилок відтяжних важелів - в отвори кожуха. Використовуючи прес, необхідно підтиснути кожух привалочною поверхнею до пристосування, закріпити кожух на пристосуванні болтами 3 (рис. 2.1) і звільнити з-під преса. На різьбові хвостовики вилок навертають регульовальні гайки, встановлюють оправлення 4 для регулювання положення відтяжних важелів і закріплюють його болтом 5.

Після цього регульовальними гайками 9 регулюють положення відтяжних важелів так, щоб вони всі одночасно торкалися наполегливих сухарів 6 оправлення, які мають перебувати врівень із верхньою поверхнею оправлення. Цим самим під час установлення наполегливого кільця забезпечується контрольний розмір між робочими поверхнями натискного диска й наполегливого кільця.

Поклавши на регульовальні гайки стопорні шайби 7 (рис. 2.2) і встановивши опорні пластини 8, закріплюють їх болтами 9 зі стопорними шайбами. Після затягування болтів вилки відтяжних важелів не повинні мати осьового люфту. За допомогою спеціального кернa відгинають стопорні шайби одночасно в обидва отвори кожуха зчеплення і стопорять усі вісім болтів кріплення опорних пластин.

Встановивши на відтяжні важелі завзяте кільце 14, закріплюють його петлями так, щоб воно одночасно торкалося опорних поверхонь усіх чотирьох важелів. Биття торця упорного кільця відносно робочої поверхні натискного диска на радіусі 45 мм не повинно перевищувати 0,2 мм.

Після регулювання натискного комплекту в цьому ж пристосуванні

перевіряють величину відходу натискного диска. Для однодискового зчеплення відхід натискного диска за ходу відтяжних важелів 10 мм має бути не менше 1,2 мм, для дводискових зчеплень - не менше 2,0 мм за ходу відтяжних важелів 15 мм. Якщо відхід натискного диска менший, натискний комплект необхідно розібрати й усунути причину несправності. Після складання натискного диска з кожухом проводять статичне балансування на пристосуванні верстата з точністю 50 гс.см, фіксуючи натискний диск у зборі по центральному отвору діаметром $215^{+0,09}$ мм і кожух - за двома штифтовими отворами у фланці. Посадковий діаметр пристосування має дорівнювати $215_{-0,01}$ мм. Знос пристосування допускається до діаметра 214,97 мм. Для ліквідації дисбалансу слід свердлити в торці натискного диска отвори діаметром 14 мм і глибиною до 18 мм, витримуючи відстань між центрами отворів не менш як 20 мм, а відстань між центром отвору і робочою поверхнею диска 12 мм.

Під час повторного встановлення відбалансованого натискного диска в зборі в контрольне пристосування допускається величина дисбалансу не більше 325 гс. см.

3.2 Вплив конструктивних і навантажувальних факторів на основні характеристики фрикційних зчеплень

Безвідмовна передача крутного моменту ФЗ від двигуна на ведучі колеса зумовлюється зносостійкістю j і коефіцієнтом тертя f_t (моментом тертя АГТ) пари тертя. Тому вони й розглядаються далі як основні характеристики ФЗ.

Розглядаючи класифікацію на рисунку 3.7, пояснимо, що до початкових навантажувальних параметрів належать: момент інерції машини J_a (характеристика машини); приведений момент опору M_c (характеристика дороги і машини); швидкість відпускання педалі ФЗ V_{Π} і початкова кутова швидкість колінчастого валу двигуна $\omega_{нч}$ (параметри, що залежать від водія).

Під їхнім впливом формуються проміжні параметри

навантажувального режиму: темп увімкнення τ'_M , швидкість буксування $V_\delta(\omega_\delta)$, натискне зусилля ФЗ $P_{нж}$, кут буксування φ , час буксування t_δ , температура деталей ν_v .

Похідними від проміжних параметрів є характеристики процесу буксування ФЗ (робота L_T , потужність N_T і температура ν_v), динаміки автомобіля (прискорення j_a) і процесу тертя та зношування (f_T, j). Останні, своєю чергою, суттєво впливають на характеристики процесу буксування.

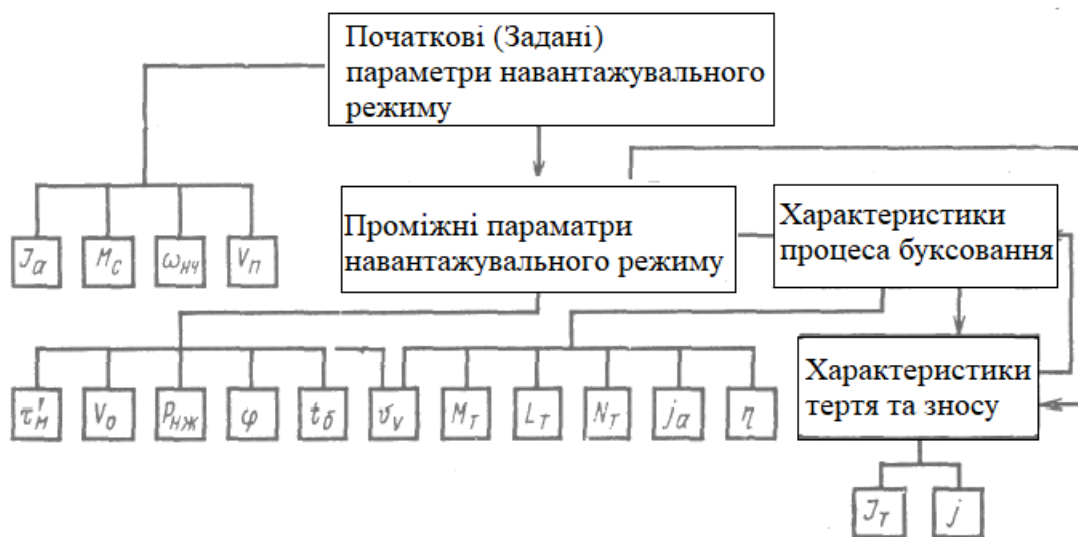


Рисунок 3.7 — Класифікація параметрів, що характеризують навантажувальний режим і процес буксування ФЗ

Залежно від V_Π включення ФЗ може бути поділено на звичайне, плавне і різке і виражатися через середнє прискорення машини j_a . Раніше V_Π визначається залежностями ω_d, ω_n , и M_T от t_δ . У зв'язку з цим доцільно розглянути характеристики процесу буксування, що залежать від V_Π , через $\tau'_M \leq \Delta M_T / \Delta t_\delta$.

При $\tau'_M \leq 100$ Н·м/с увімкнення ФЗ вважається плавним, при $\tau'_M \leq 100 \dots 300$ Н·м/с - нормальним і при $\tau'_M \geq 300$ Н·м/с - різким.

Порівняння осцилограм процесів буксування ФЗ під час рушання

машини з місця за різних τ'_M показує, що незалежно від τ'_M значення f_T зменшується за t_δ . Однак чим більше τ'_M , тим нижчі абсолютні значення f_T . Незважаючи на це, зі збільшенням τ'_M відбувається зростання середнього моменту тертя через більш інтенсивне збільшення тиску p . Тиск, за якого закінчується процес буксування ФЗ, зменшується зі зменшенням τ'_M . Формування необхідного M_T ФЗ за малих значень τ'_M відбувається за рахунок збільшення абсолютного значення f_T , а при великих значеннях τ'_M - за рахунок збільшення абсолютного значення p . За інших рівних умов τ'_M впливає на f_T і p таким чином: при збільшенні τ'_M $f \rightarrow \min$, а $p \rightarrow \max$, а при зменшенні τ'_M $f \rightarrow \max$, а $p \rightarrow \min$. Форма кривих $V_\delta = f(t_\delta)$ також залежить від τ'_M . Якщо при плавному і звичайному ввімкненнях ФЗ є добре виражений максимум, то при різкому ввімкненні ця залежність має падаючий характер.

Незалежно від τ'_M величина ν_v зростає пропорційно часу, особливо в разі плавного ввімкнення ФЗ, де вона інтенсивно збільшується приблизно від середини і до кінця процесу.

Закономірності зміни проміжних параметрів навантажувального режиму в процесі буксування, розглянуті на рисунку 3.8, зумовлюють залежність характеристик процесу буксування ФЗ під час рушання машини з місця.

Таким чином, неплотинність виникає внаслідок нерівномірного і різкого нагрівання-охолодження ФЗ за радіусом і глибиною. Лінійне розширення і температурні напруження в міру наближення до поверхні тертя і зовнішнього діаметру диска зростають, що і викликає його формозміну - викривлення. Місцеві температурні напруги виникають і на окремих ділянках контртіл, які розташовані на вершинах хвилястості. Через ці ділянки проходять найбільші теплові потоки. А оскільки інтенсивні нагрівання змінюються швидким охолодженням, то на цих ділянках утворюється структура голчастого мартенситу із залишковим аустенітом у шарі 0,2 ... 0,5

мм і трооститу на глибині 0,6 ... 0,8 мм, що відповідає температурі близько 900°C. При цьому різко зростають об'єм, твердість і крихкість матеріалу. Під час подальшого охолодження утворюються кольори побілості та тріщини, які, розростаючись у глибину і ширину, можуть призвести до розриву контртіла.

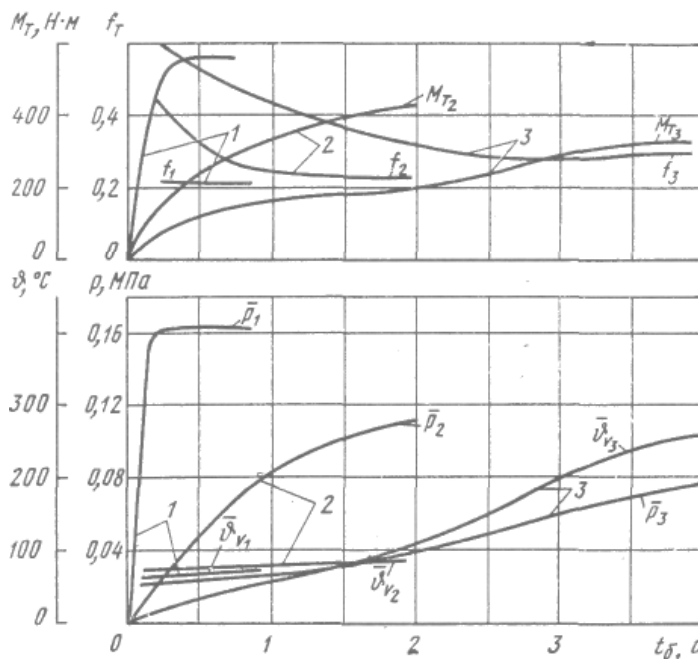


Рисунок 3.8 – Зміна параметрів процесу буксування під час увімкнення ФЗ:
1 - різкому; 2 - нормальному; 3 - плавному

Експериментально встановлено, що найменшим структурним змінам піддаються чавуни, що містять 1,4... 1,5% марганцю.

Короблення зменшується і конструктивними способами. Так, при збільшенні товщини натискного диска на 20% його викривлення зменшується на 30...40%. Перепад температур за радіусом можна нівелювати, зменшуючи різницю між R_H і R_B . Наприклад, при скороченні ширини накладки з 83 до 56 мм викривлення за інших рівних умов зменшується більш ніж у 2 рази. Теплонапруженість ПТ знижується за рахунок рівномірного розподілу потоків по площі накладок, насамперед за рахунок збільшення фактичної площі контакту. Одним із способів такого збільшення є створення осьової податливості ВД, про що йшлося вище. У цьому разі викривлення натискного диска зменшується в 5... 7 разів. Великі

експерименти показали, що незалежно від типу, технології та складу накладок викривлення натискного диска зменшується зі зменшенням їхньої твердості майже пропорційно.

ВИСНОВКИ

1. Коефіцієнт запасу зчеплення головної муфти самохідного шасі у разі встановлення на нього двигуна потужністю 25 к.с. становить $\beta = 2,32$, що знаходиться в рекомендованих для тракторних муфт межах (рекомендується $\beta = 2...3$).

2. Коефіцієнт запасу зчеплення муфти ВВП самохідного шасі у разі встановлення на нього двигуна потужністю 25 к.с. становить 0,92 (за вимкненої головної муфти). Для серійного самохідного шасі (з двигуном потужністю 20 к.с.) зазначений коефіцієнт запасу зчеплення дорівнює 1,03.

3. Збільшення коефіцієнта запасу зчеплення муфти ВВП до 1,03 у разі встановлення на шасі двигуна потужністю 25 к.с. може бути досягнуто шляхом додаткового стиснення пружин муфти ВВП на 1,5 мм. Коефіцієнт запасу зчеплення муфти ВВП за увімкненої головної муфти дорівнює 2,83. У літературі відсутні рекомендації щодо вибору коефіцієнта запасу зчеплення муфти ВВП.

4. Питомі тиски на поверхнях тертя муфти зчеплення, питома робота буксування під час рушання шасі з місця і температура нагріву натискного диска головної муфти за одне ввімкнення перебувають у рекомендованих межах.

5. Вільний хід педалі становить 39 мм; хід педалі під час вимкнення головної муфти зчеплення становить 103 мм, а під час вимкнення муфти ВВП - 183 мм.

6. Зусилля на педалі під час вимкнення головної муфти зчеплення дорівнює 125 Н, а під час вимкнення муфти ВВП - 201 Н, що перевищує необхідне ГОСТом 12.2.019-76 (не більше 120 Н).

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Транспортні енергетичні установки (традиційні, нетрадиційні та альтернативні). Принцип роботи та особливості будови: Навч. Посібник / Ю.Ф. Гутаревич, Л.П. Мержиєвська, О.В. Сирота, Д.М. Тріфонов, -К.: НТУ, 2014. - 240 с.
- 2 Бучок В.С., Ясюк В.Ф., Ковальчук В.О. Трактори і автомобілі : навчальний посібник. – Київ : Аграрна освіта, 2008. – 331 с..
3. Лебедєв А.Т., Антощенко В.М., Бойко М.Ф. та ін. Трактори та автомобілі. Ч. 3. Шасі: навчальний посібник / за ред. А.Т. Лебедєва. – Київ : Вища освіта, 2004. – 336 с.
4. Лебедєв А.Т., Антощенко В.М., Бойко М.Ф. та ін. Трактори та автомобілі : навчальний посібник. – Київ: Вища освіта, 2004. – 336 с.
5. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів : організація і управління : підручник / О.О. А. Лудченко - Київ : Знання-Прес, 2004 - 478 с.
6. Технічний сервіс в агропромисловому комплексі: навчальний посібник / Коновалюк О.В., Кіяшко В.М., Колісник М.В. – К.: Аграрна освіта, 2013. – 404 с.
7. Закапко О. Г. Поліпшення агрегатованості і маневреності тракторних самохідних шасі використанням переднього поворотного мосту : дис. ... д-ра філософії : спец. 274 «Автомобільний транспорт», галузь знань 27 «Транспорт». – Харків : ХНАДУ, 2023. – 170 с.
8. Самохідне шасі Інструкція з експлуатації. - Х.: Прапор, 1968. - 79 с.
9. Анілович В. Я., Водолажченко Ю. Т. Конструювання і розрахунок сільськогосподарських тракторів. 1976. - 455 с.
11. Білоусов Б.М. Трактори. Будова і технічне обслуговування : навчальний посібник. – Київ : Вища школа, 2005. – 510 с.
12. Стасик В.В. Розробка муфти зчеплення просапного колісного трактора класу 1,4 : кваліфікаційна робота бакалавра. – Харків : НТУ «ХП»,

2021. – 109 с.

13. Малаховський Я. Е., Лапін А. А. Зчеплення. М.: Машгиз, 1960. - 191 с.
14. Патент 146322 на корисну модель України МПК А01В 51/02 (2006.01). Самохідне шасі з навісною системою на передньому поворотному мосту. Аврунін Г.А., Байцур М.В., Біша В.М., Бобошко О.А., Васерніс А.І., Закапко О.Г., Подригало М.А. Третяк В.М., Холодов А.В. – № 420200606; заявл. 21.09.2020; опубл. 10.02.2021, Бюл. №6. 7с.
15. Патент 148809 на корисну модель України МПК А01В 51/02 (2006.01). Самохідне шасі з переднім поворотним мостом. Байцур М.В., Біша В.М., Бобошко О.А., Єгоров П.А., Закапко О.Г., Подригало М.А., Разарьонов Л.В., Рогозін І.В. – № 4202600426; заявл. 02.02.2021; опубл. 23.09.2021, Бюл. №38. 7с.
16. Киріченко І.Г. Модульна концепція проектування технологічних машин для будівельного виробництва. – Харків: Вид-во ХНАДУ, 2002. 119с.
17. Патент 151497 на корисну модель України МПК А01В 51/02 (2006.01). Спосіб навішування знаряддя на раму в міжосьову зону самохідного шасі. Байцур М.В., Біша В.М., Кіріченко І.Г., Закапко О.Г., Краснокутський В.М., Лисенко А.М., Подригало М.А., Потапов М.М., 146 Пелипенко Є.С. – № 4202107734; заявл. 28.12.2021; опубл. 04.08.2022, Бюл. № 31. 5 с.
18. Патент 151496 на корисну модель України МПК А01В 51/02 (2006.01). Спосіб навішування знаряддя в міжосьову зону самохідного шасі. Байцур М.В., Біша В.М., Киріченко І.Г., Закапко О.Г., Краснокутський В.М., Лисенко А.М., Подригало М.А., Потапов М.М., Пелипенко Є.С. – № 4202107733; заявл. 28.12.2021; опубл. 14.08.2022, Бюл. № 31. 5с.
19. Патент 151791 на корисну модель України МПК А01В 51/02 (2006.01). Тракторне самохідне шасі. Байцур М.В., Біша В.М., Закапко О.Г., Краснокутський В.М., Подригало М.А., Подригало Н.М. – № 202107680; заявл. 28.12.2021; опубл. 15.09.2022, Бюл. № 37. 5 с.
20. Патент 151779 на корисну модель України МПК А01В 51/02

(2006.01). Самохідне шасі з переднім поворотним мостом. Байцур М.В., Кириченко І.Г., Бобошко О.А., Біша В.М., Єгоров П.А., Закапко О.Г., Подригало М.А., Разарьонов Л.В., Холодов М.П. – № 42021062; заявл. 08.11.2021; опубл. 15.09.2022, Бюл. № 37. 7 с.

21. Richard Y Dorling. Trinity Hall. Ynte – grated Control of Road Vehicle Dynamics. Addissrtation submit to the University of Cambridge for the Degree of Doctor of Philosophy Cambridge University Engineering Department, Aprill, 1996. 250 pp. 22. Лібчис С.Ю. Васерніс А.І. Агрегатування самохідних шасі. К.: Вид-во «Урожай», 1965. 146с.

ДОДАТКИ