

*М. Є. СЕРГІЄНКО, П. М. КАЛІНІН, Н. М. ПАВЛОВА, А. М. СЕРГІЄНКО, М. І. ГАСАНОВ,
С. І. КРИВОШАПОВ, О. В. ТІТАРЕНКО, В. П. ТИХАНОВСЬКИЙ*

ЩОДО УДОСКОНАЛЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ДВОПОТОКОВОЇ СУХОЇ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОЇ МУФТИ ЗЧЕПЛЕННЯ

У статті розглянуто шляхи підвищення експлуатаційних та енергетичних показників сухої двопотокової муфти зчеплення, що застосовується у роботизованих трансмісіях сучасних транспортних засобів. Актуальність роботи зумовлена необхідністю покращення функціональної надійності, економічності та рівномірності передачі крутного моменту в здвосних зчепленнях. Об'єктом дослідження є суха двопотокова муфта зчеплення з пониженими витратами енергії на керування, що реалізуються завдяки використанню поворотного важеля та пересувної каретки, яка переміщується по поверхні опорного диска та змінює схему силової взаємодії між натискною пружиною і фрикційними дисками. На основі розробленої математичної моделі механізму перемикання виконано чисельне моделювання робочого процесу, в результаті якого встановлено функціональні залежності між положенням керуючої каретки та силами притискання фрикційних пар кожного зчеплення. Проведений аналіз показав, що при однаковому переміщенні каретки у традиційній структурній схемі з вертикальним рухом не забезпечується рівність коефіцієнтів запасу зчеплення для обох потоків, що призводить до нерівномірної передачі крутного моменту та підвищеного зносу дисків. Для усунення зазначеного недоліку обгрунтовано доцільність удосконалення конструкції шляхом зміни профілю опорного диска муфти. Сформульовано задачу синтезу профілю поверхні опорного диска, яка дозволяє забезпечити однакові значення максимального переданого крутного моменту та коефіцієнтів запаса для першого і другого зчеплень. Запропоновано методику та обгрунтовано напрямки (алгоритм) модернізації механізму керування двопотоковою енергоефективною муфтою зчеплення. Отримані результати та запропоновані конструктивні рішення можуть бути узагальнені й використані при проектуванні сухих здвосних зчеплень для транспортних засобів різного призначення та потужності.

Ключові слова: транспортний засіб; сухе здвосне зчеплення; двопотокова муфта; конструкція; трансмісія; механізм перемикання; аналіз; синтез; енергоефективність; коефіцієнт запасу; поворотний упор; пересувна каретка; сила стиснення

*N. SERGIENKO, P. KALININ, N. PAVLOVA, A. SERGIENKO, M. GASANOV,
S. KRIVOSHAPOV, O. TITARENKO, V. TYKHANOVSKYI*

ON THE ENHANCEMENT OF PERFORMANCE PARAMETERS OF A DUAL-STREAM DRY ENERGY-EFFICIENT CLUTCH ASSEMBLY

The article investigates approaches to improving the operational and energy-performance indicators of a dry dual-flow clutch used in robotic transmissions of modern vehicles. The relevance of the study is driven by the need to enhance functional reliability, efficiency, and uniformity of torque transfer in dual-flow clutch systems. The object of the study is a dry dual-flow clutch featuring reduced actuation energy consumption, achieved through the use of a pivot lever and a movable carriage that travels along the surface of the support disc and alters the force-interaction scheme between the pressure spring and the friction discs. Based on the developed mathematical model of the shifting mechanism, numerical simulations of the operating process were performed, establishing functional relationships between the position of the control carriage and the clamping forces of the friction pairs for each clutch. The analysis showed that, under identical carriage displacement in a traditional structural scheme with vertical motion, equality of the coefficients of clutch safety margin for both torque paths is not ensured, which leads to non-uniform torque transmission and increased disc wear. To eliminate this drawback, the feasibility of improving the design by modifying the profile of the clutch support disc was substantiated. The problem of synthesizing the surface profile of the support disc was formulated to ensure identical values of maximum transmissible torque and coefficients of clutch safety margin for the first and second clutches. A methodology and a justified algorithm for upgrading the actuation mechanism of the dual-flow energy-efficient clutch were proposed. The obtained results and the proposed design solutions can be generalized and applied in the design of dry dual-flow clutches for vehicles of various applications and power ratings.

Keywords: vehicle; dry dual clutch; dual-flow clutch; clutch design; transmission; shift mechanism; analysis; synthesis; energy efficiency; safety factor; pivot; movable carriage; compression force

Вступ. Одним із напрямів підвищення техніко-економічних показників транспортних і тягових самохідних машин є удосконалення існуючих конструкцій вузлів трансмісій та створення нових із покращеними функціональними характеристиками. Зчеплення є одним із головних вузлів сучасної трансмісії машини. На сьогодні широкого поширення набуло сухе фрикційне зчеплення, яке, окрім своєї основної функції – з'єднання та роз'єднання двигуна і коробки передач, виконує низку інших важливих завдань: забезпечує м'яке й плавне рушання з місця, швидке перемикання передач, привід додаткового обладнання, а також зменшення рівня крутильних коливань елементів трансмісії. Крім того, така конструкція відрізняється простотою, невеликою вартістю та легкістю в обслуговуванні й ремонті.

Важливим завданням є підвищення ККД вузла під час передачі крутного моменту та роботи його привода. Для різних транспортних засобів одним із

напрямів вирішення цієї проблеми є застосування подвійних зчеплень (dual clutch transmission, DCT) з механічною коробкою передач.

Відомі здвосні (двопотокові) фрикційні зчеплення потребують постійних витрат потужності для забезпечення натискного зусилля між фрикційними парами під час передачі крутного моменту. Це знижує коефіцієнта корисної дії (ККД) вузла та призводить до виникнення значних осьових навантажень на елементи конструкції. Найчастіше для керування використовується гідравлічний привід, що суттєво ускладнює конструкцію та збільшує її вартість.

Для вирішення зазначеної проблеми розроблено оригінальну суху двопоточну муфту зчеплення зі значно зменшеними витратами енергії на керування. Це стало можливим завдяки зміні

© М. Є. Сергієнко, П. М. Калінін, Н. М. Павлова,
А. М. Сергієнко, М. І. Гасанов, С. І. Кривошапов,
О. В. Тітаренко, В. П. Тихановський, 2026

принципу та механізму керування [1, 2]. Поява нових варіантів конструкцій зчеплення потребує проведення аналізу робочого процесу вмикання кожного зі зчеплень, на підставі якого визначаються функціональні показники їх роботи. Вони не повинні суттєво відрізнятися, інакше виникає нерівномірність буксування та зносу, підвищується температурне й механічне навантаження елементів конструкції, а також спостерігається нерівномірність передачі крутного моменту від двигуна внутрішнього згорання.

Отже, завдання підвищення показників двопотокового зчеплення, що забезпечують однакові умови роботи фрикційних пар шляхом оцінювання параметрів механізму їх приводу, є актуальним. На основі аналізу результатів досліджень можна визначити напрями подальшого удосконалення енергоефективного здвоєного зчеплення.

Аналіз останніх досягнень і публікацій.

Основні переваги трансмісій із подвійним зчепленням (DCT) полягають у вищій енергоефективності порівняно з автоматичними трансмісіями з гідротрансформаторами та у здатності компенсувати розрив крутного моменту під час перемикання передач, що забезпечує плавність зміни поздовжнього прискорення. Таким чином, DCT виступають альтернативою автоматизованим механічним трансмісіям (АМТ). Трансмісія з подвійним зчепленням поєднує зручність автоматичної коробки передач з економічністю механічної. В автомобілях, оснащених двигунами з великим крутним моментом, під час перемикання передач виникають значні втрати енергії через буксування зчеплення.

Зчеплення є невід'ємною частиною трансмісії будь-якого автомобіля або трактора з двигуном внутрішнього згорання (ДВЗ). З метою покращення експлуатаційних характеристик машин його конструкція [1, 2] постійно вдосконалюється з моменту створення перших транспортних засобів. Деякі варіанти конструкцій, які раніше були розроблені, але не впроваджені у виробництво, сьогодні після удосконалення базових відомих рішень серійно виготовляються провідними виробниками.

На сьогодні основною проблемою елементів трансмісії є забезпечення максимально повної та ефективної передачі крутного моменту з досягненням найвищого коефіцієнта корисної дії ККД ДВЗ при мінімізації витрат енергії на керування та експлуатацію [3, 4]. Вирішення цієї проблеми дозволяє зменшити витрати палива, скоротити шкідливі викиди ДВЗ, а також покращити динаміку розгону автомобіля чи іншого транспортного засобу та умови роботи трансмісії.

Звідси виникає завдання вдосконалення не лише конструкції, а й процесу перемикання передач та механізму керування зчепленням. Особливу увагу в цьому контексті сьогодні приділяють здвосним зчепленням, які забезпечують перемикання передач без розриву потоку потужності або за скорочений час та потребують значно менше енергії для керування.

Їх застосування в транспортно-тягових машинах сприяє підвищенню ефективності роботи в різних умовах експлуатації та зменшенню навантажень на водія. Водночас використання відомих конструкцій сухих зчеплень не дозволяє повною мірою реалізувати ці переваги.

Аналіз і порівняння сучасних конструкцій сухих здвоєних зчеплень у складі трансмісій транспортних засобів із преселективними механічними коробками передач, а також процесу перемикання, вимагають оригінального вирішення задачі перемикання зчеплень без розриву потоку потужності із суттєвим зниженням енерговитрат на керування [3–5]. Результати дослідження обраного варіанту здвоєного зчеплення забезпечують зменшення енерговитрат на керування та передачу крутного моменту, зниження динамічних навантажень на трансмісію та позитивні зміни динаміки розгону.

Сьогодні удосконалення трансмісій охоплює дослідження сухих зчеплень, що пов'язані з динамікою автомобіля та трибодинамікою [6]. Характер зміни сил взаємодії фрикційних пар впливає як на динаміку автомобіля, так і на їх знос.

Асортимент трансмісій PowerShift від Getrag із мокрим подвійним зчепленням та електронно керованим гідравлічним приводом доповнюється новими версіями – з подвійним сухим зчепленням та електромеханічним приводом [7]. Діапазон застосування охоплює передньопривідні, повнопривідні, рядні та поздовжні трансмісії, зокрема трансмісію типу 6DCT250 для передньопривідних автомобілів. Основними характеристиками такої трансмісії, розробленої для світового ринку та здатної передавати крутний момент до 280 Н·м, є зчеплення та перемикання передач із дуже низьким споживанням допоміжної потужності, а також інтегрований мехатронний модуль приводу. Це підтверджує доцільність проведення досліджень зчеплення та механізму приводу щодо їх подальшого удосконалення.

Вибір законів керування для різних режимів потребує проведення теоретичних досліджень і моделювання робочих процесів. Модель нелінійної характеристики крутного моменту, що передається сухим зчепленням залежно від положення вижимного підшипника, розглядається як фундаментальна для розробки надійних стратегій керування автоматичним включенням сухого зчеплення [8]. Характеристика крутного моменту істотно залежить від зносу, температури, швидкості буксування, швидкості включення, а також від динамічного стану пружних компонентів. У роботі здійснено спробу окреслити основні аспекти, які слід враховувати під час моделювання характеристики зчеплення, та представлено модель передачі крутного моменту з урахуванням геометрії поверхонь тертя. Під час створення конструкції необхідно закладати параметри кожного зчеплення такими, щоб забезпечити однакові умови їх роботи.

Ефективне керування зчепленням потребує розробки математичної моделі передачі крутного

моменту з мінімальним відхиленням від фактичного процесу. Теплову поведінку фрикційних дисків муфти простіше оцінювати за умови рівномірного тиску та рівномірного зносу [9]. В іншому випадку процес моделювання суттєво ускладнюється та знижується його точність. З огляду на це, під час створення конструкції та вибору схеми привода слід прагнути забезпечити рівність цих параметрів.

Сухі зчеплення набувають популярності в системах трансмісії малогабаритних і середньогабаритних транспортних засобів, а також у системах зчеплення двигуна паралельних гібридних автомобілів. У зв'язку з цією тенденцією важливим стає вміння адекватно контролювати величину крутного моменту, що передається через сухе зчеплення. У роботі [10] розглядають метод керування крутним моментом зчеплення під час буксування сухого зчеплення з використанням моделі тертя фрикційних пар. У багатьох дослідженнях коефіцієнт тертя зчеплення розглядається як єдиний невизначений параметр у моделі тертя. Проте точка контакту зчеплення також може бути основним джерелом невизначеності. Запропонований у дослідженні [10] метод одночасної адаптації для оцінювання коефіцієнта тертя та точки контакту зчеплення в реальному часі, а також метод керування крутним моментом під час буксування сухого зчеплення на основі алгоритму адаптації. Цей підхід застосовується для регулювання буксування сухого зчеплення двигуна в паралельному гібридному автомобілі, і його ефективність експериментально підтверджено на серійному автомобілі, проте при різних натискних зусиллях включення кожної муфти розв'язання цієї задачі ускладнюються.

Авторами роботи [11] після аналізу відомих варіантів була запропонована нова трансмісія з гібридною автоматизованою механічною компоновкою. Забезпечення гібридних електричних можливостей та перемикання передач із компенсацією крутного моменту електродвигуном при зниженні втрат потужності в режимі роботи ДВЗ покращило показники порівняно з DCT. Однак це призвело до суттєвого ускладнення конструкції трансмісії та системи керування, а як наслідок – до подорожчання не лише конструкції, але й обслуговування та ремонту.

Відстеження крутного моменту є важливою метою керування сухою муфтою. Нині метод керування відстеженням крутного моменту сухої муфти зазвичай базується на співвідношенні між крутним моментом муфти та положенням підшипника вимикання зчеплення, отриманому експериментальним шляхом. Це дозволяє перетворювати керування відстеженням крутного моменту на керування відстеженням положення підшипника вимикання. Проте через нелінійність і змінність параметрів сухої муфти у часі складно отримати точне та фіксоване співвідношення між крутним моментом і положенням. Водночас у процесі керування відстеженням положення також виникають проблеми нелінійності та завад. Для

розв'язання зазначених проблем у роботі [11] розглянуто процес керування відстеженням крутного моменту в сухій муфті триступеневої автоматичної механічної трансмісії електромобіля та запропоновано двоконтурний контролер, що включає контур крутного моменту та контур положення.

Для побудови системи керування авторами [12–17] проведено теоретичні дослідження впливу параметрів енергоефективного двопотокового зчеплення та його привода. Ці результати є базовими для визначення напрямів подальшого удосконалення конструкції здвоєного енергоефективного зчеплення, механізму привода та системи керування.

Динаміка передачі моменту впливає не лише на елементи трансмісії, а й на рушій [18] будь-якого типу. Тобто при зменшенні пікових навантажень у трансмісії знижується динамічність процесів у ходовій системі.

Важливим етапом впровадження інноваційного варіанта зчеплення є його випробування в різних умовах експлуатації та своєчасне виявлення можливих недоліків. Додатковою перевагою під час створення нового продукту є можливість його тестування не лише в різних умовах, а й на різних типах транспортних засобів, оскільки зчеплення широко застосовується як у малолітражних автомобілях, так і у вантажівках та потужних тракторах. Результати попередніх досліджень дозволили визначити шляхи покращення його ефективності та експлуатаційних показників [19–23], проте їх можна додатково підвищити шляхом удосконалення конструкції, механізму привода, характеристик конструктивних елементів та системи керування [24].

Мета роботи – визначення напрямку удосконалення конструкції двопотокової сухої енергоефективної муфти зчеплення для забезпечення однакового коефіцієнта запасу кожного зчеплення, що дозволяє знизити нерівномірність навантажень, зменшити знос фрикційних пар та підвищити ефективність передачі крутного моменту.

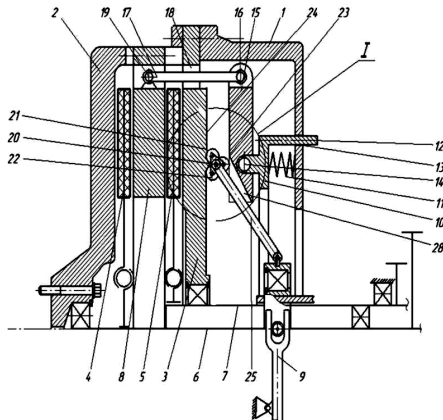
Виклад основного матеріалу. Базову конструкцію відомої двопотокової оригінальної енергоефективної муфти зчеплення для проведення досліджень наведено на рис. 1.

Двопотокове зчеплення (рис. 1) містить кожух 1, що встановлений на колінчастому валу двигуна через ведучий маховик 2, опорний диск 3, ведені диски 4 і 5, які встановлені на шліцах на коаксіально розташованих первинних валах 6 і 7 парних та непарних рядів передач коробки, та механізм 9 привода перемикання муфти.

Маховик 2, який використовується як ведучий диск, опорний диск 3 і кожух 1 в осьовому напрямку по периферії жорстко з'єднані між собою, утворюючи ведучі елементи зчеплення.

Між опорним диском 3 і кожухом 1 в осьовому напрямку встановлений додатковий диск 10, підпружинений натискними пружинами

11 в осьовому напрямку відносно кожуха 1, з можливістю осьового переміщення відносно останнього за допомогою виступів 12, виконаних



по периферії, з можливістю взаємодії з отворами 13, виконаними на кожусі 1.

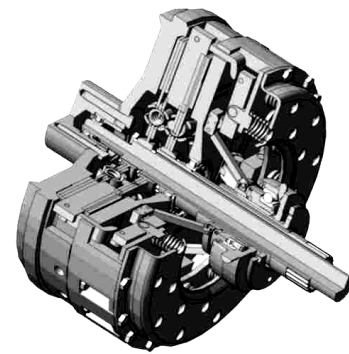


Рисунок 1 – Оригінальна суха енергоєфективна двопотокова муфта зчеплення

На додатковому диску 10 з боку опорного диска 3 у радіальному напрямку за допомогою шарнірів 14 закріплені поворотні упори 15 з можливістю повороту в радіальних площинах, причому кінці поворотних упорів 15 з боку периферії дисків у горизонтальній площині за допомогою шарнірів 16 з'єднані з важелями 17, які проходять через отвори 18 в опорному диску 3 і другими кінцями за допомогою шарнірів 19 закріплені на натискному диску 8, виконаному з можливістю примусового осьового переміщення.

Другі вільні кінці поворотних упорів 15 виконані з можливістю взаємодії з рухомими опорами 20, виконаними у вигляді кареток з роликками 21–23, розміщеними між згаданими поворотними упорами 15 і опорним диском 3, з можливістю радіального переміщення та фіксації.

При цьому пара роликків 21 і 22 на каретках, що взаємодіє з поверхнею опорного диска 3, виконана з можливістю взаємодії з фіксаторами 24, виконаними в радіальному напрямку на поверхні опорного диска 3.

Рухомі опори 20 за допомогою важелів 25 шарнірно з'єднані з механізмом 9 приводу перемикачів муфт, з можливістю переміщення згаданих важелів 25 у радіальних площинах.

Ролики 21–23 у каретках виконані однакового діаметра. При цьому пара роликків 21 і 22 на каретці, що взаємодіє з поверхнею опорного диска 3 і фіксатором 24, не взаємодіє між собою, але взаємодіє з роликом 23 на каретці, який взаємодіє з поворотним упором 15. Двоточна муфта зчеплення працює наступним чином.

У вимкненому (нейтральному) положенні (рис. 1, рис. 2, а) механізм 9 приводу перемикачів муфт встановлюють таким чином, щоб рухомі опори 20 за допомогою роликків 21 і 22 зафіксовані у фіксаторах 24 у середньому положенні, при якому ролики 23 взаємодіють з поверхнями поворотних упорів 15 на одній горизонтальній осі з шарнірами 14 і натискними пружинами 11, виключаючи поворот упорів 15 у радіальних площинах. Ведені диски 4 і 5 не взаємодіють з поверхнями відповідно ведучого маховика 2,

натискного диска 8 та опорного диска 3. Первинні вали 5 і 6 парних і непарних рядів передач за допомогою ведених дисків 3 і 4 вільно обертаються, не передаючи крутний момент від двигуна.

При включенні першого зчеплення (рис. 1, б) механізм приводу 9 перемикачів муфт встановлюється таким чином, що рухомі опори 20 за допомогою важелів 25 переміщуються від периферії дисків до центру осі обертання валів. При цьому рухома опора 20, долаючи опір фіксаторів 24, переміщуються по поверхні 27, встановлюються у фіксованому положенні, при якому створюється момент сили між осями шарнірів 14 і точкою взаємодії роликків 23 з поверхнями поворотних упорів 15. Додатковий 10 диск, під дією натискних пружин 11 переміщується в осьовому напрямку у бік опорного 8 диска. Поворотні упори 15, повертаючись на шарнірах 14 за допомогою шарнірів 16, передають штовхаюче зусилля на важелі 17, які, у свою чергу, через шарніри 19 передають зусилля на натискний диск 8. Натискний диск 8, впливає на ведений диск 4 і маховик. замикається, і момент, що крутить, від двигуна через провідні маховик 2, натискний диск 8 і ведений диск 4 передається на первинний вал 6 коробки передач.

При вимкненні першого зчеплення механізм приводу 9 приводу перемикачів муфт встановлюється в положення (див. рис. 1), при якому рухомі упори 20 за допомогою важелів 25 переміщуються до периферії дисків від центру осі обертання валів. При цьому ролики 21 і 22, долаючи опір фіксаторів 24, переміщуються по похилій конусній поверхні 27, встановлюються у фіксованому положенні, а ролики 23 встановлюються на одній горизонтальній осі шарнірів 14 поворотних упорів 15 і натискних пружин 11, Додатковий 1 осьовому напрямку в бік від опорного диска 3. Поворотні упори 15, повертаючись на шарнірах 14 за допомогою шарнірів 16, передають тягне зусилля на важелі 17, які, у свою чергу, через шарніри 19 передають

зусилля на натискний диск 8. Натискний диск 8 розмикає силовий ланцюг і передача моменту, що

крутить, від двигуна на первинний вал 6 парного ряду передач припиняється.

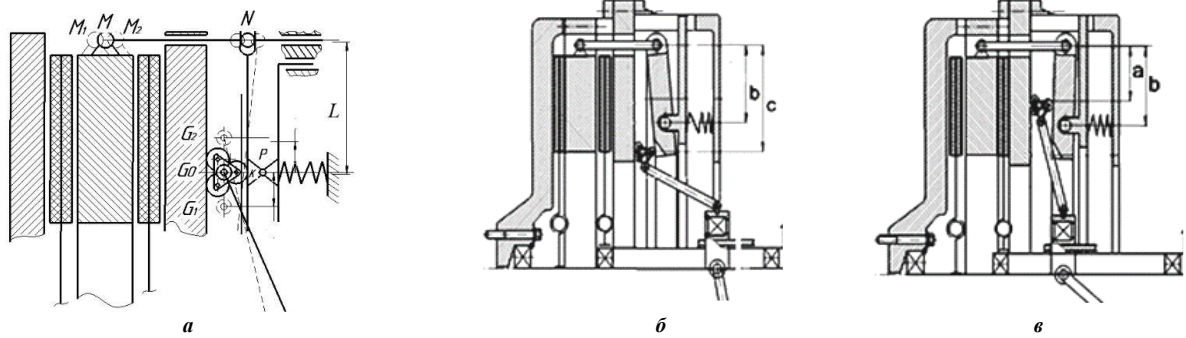


Рисунок 2 – Схеми роботи муфти:
а – муфта виключена; б – включено 1-е зчеплення; в – включено 2-е зчеплення

При ввімкненні другого зчеплення (рис. 1, 2, в) механізм 9 приводу перемикавання муфти розташовується таким чином, що рухомі упори 20 за допомогою важелів 25 переміщуються до периферії дисків від центра осі. Для забезпечення вільного руху важелів 25 у поворотних упорах 15 виконані похилі П-подібні проточки 28, таким чином забезпечується контакт роликів 23 по одній вихідній площині упорів 15.

При цьому рухома опора 20, долаючи опір фіксаторів 24, переміщаючись по поверхні 26, встановлюється у фіксованому положенні, при якому створюється момент сили між осями шарнірів 14 і точкою взаємодії роликів 23 з поверхнями поворотних упорів 15.

Додатковий диск 10 під дією пружин 11 стиснення переміщується в осьовому напрямку у бік опорного диска 3. При цьому поворотні упори 15, повертаючись на шарнірах 14 за допомогою шарнірів 16, передають тягнуче зусилля на важелі 17, які, у свою чергу, через шарніри 19 передають зусилля на натискний диск 8.

Натискний диск 8, діючи на ведений диск 5 та опорний диск 3, замикає силовий ланцюг, при якому крутний момент від двигуна через натискний диск 8, ведений диск 5 та опорний диск 3 передається на первинний вал 7 коробки

передач.

При вимкненні другого зчеплення механізм 9 приводу перемикавання муфти встановлюється у положення (див. рис. 1), при якому рухомі упори 20 за допомогою важелів 25 переміщуються від периферії дисків до центра осі. При цьому ролики 21 і 22, долаючи опір фіксаторів 27, переміщаючись по похилій конусній поверхні 26, встановлюються у фіксованому положенні, а ролики 23 встановлюються на одній горизонтальній осі шарнірів 14 поворотних упорів 15 і пружин 11 стиснення.

Додатковий диск 10, долаючи опір пружин 11 стиснення, посувається виступами 12 в отвори 13 кожуха 1 і переміщується в осьовому напрямку у бік опорного диска 3. При цьому поворотні упори 15, повертаючись на шарнірах 14 за допомогою шарнірів 16, передають штовхаюче зусилля на важелі 17, які, у свою чергу, через шарніри 19 передають зусилля на натискний диск 8.

Натискний диск 8, припиняючи взаємодію з веденим диском 5, розмикає ланцюг і припиняє передачу крутного моменту від двигуна на первинний вал 7 коробки передач.

Для аналізу роботи муфти будемо розрахункову схему механізму включення муфт (рис. 3).

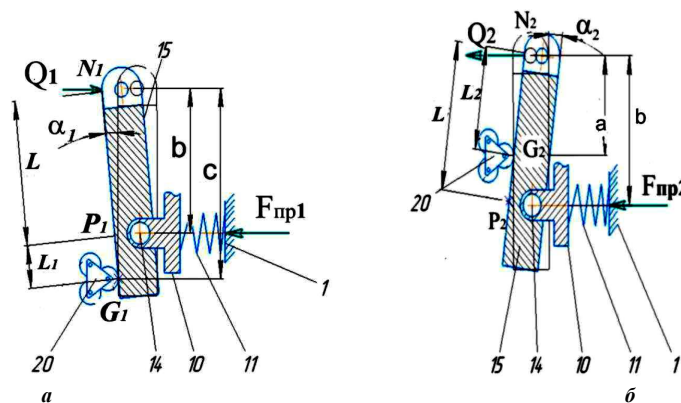


Рисунок 3 – Розрахункова схема при нижньому (а) і верхньому (б) положенні каретки

В розрахунковій схемі умовно приймаємо до розгляду один поворотний упор 15 та одну натискну пружину 11, яка затиснута між кожухом

1 та додатковим диском 10 і у виключеному стані муфти має початкову деформацію Δ_0 . Через

шарнір 14 (точка $P_{1(2)}$) додатковий диск поєднаний з поворотним упором 15, який через шарнір 16 (точка $N_{1(2)}$) з використанням стрижня 17 навантажує натискний диск зчеплення. Зусилля натискання на фрикційні диски позначимо $Q_{1(2)}$. Положення пересувної каретки 20 на поворотному упорі визначаємо відстанями $L_{1(2)}$.

При включенні муфт положення каретки 20 визначаємо точкою $G_{1(2)}$, відносно якої упор 15 повертається на кут $\alpha_{1(2)}$ (рис. 2) та займає положення P_1N_1 (P_2N_2) і при цьому $P_1N_1 = P_2N_2 = L$ (рис. 3).

При використанні у складі муфти звичайної натискної пружини (наприклад, циліндричної) зусилля її тиску $F_{np1(2)}$ на поворотний упор становить

$$F_{np1(2)} = c_{np} \cdot (\Delta_0 + \Delta_{1(2)}), \quad (1)$$

де c_{np} – коефіцієнт жорсткості натискної пружини,

Δ_0 – величина попередньої (початкової) деформації стиску пружини (деформація пружини коли зчеплення виключено),

$\Delta_{1(2)}$ – додаткові деформації натискних пружин стиску при включенні 1(2)-го зчеплення.

Для визначення зусиль стискання фрикційних дисків при включенні 1(2)-ого зчеплення запишемо умову рівноваги поворотного упора 15 (див. рис. 3) відносно опорної точки $G_{1(2)}$:

$$\sum M_{G_j}(F) = 0. \quad (2)$$

Рівняння (1) при включенні 1-го зчеплення (рис. 2, а) має вид:

$$F_{np1} \cdot (c - b) = Q_1 \cdot b; \quad (3)$$

$$F_{np1} \cdot \Delta_{K1} = Q_1 \cdot (L \cdot \cos(\alpha_1) - \Delta_{K1}). \quad (4)$$

Тут Δ_{K1} – вертикальне (радіальне) переміщення каретки при включенні 1-го зчеплення

$$\Delta_{K1} = c - b \quad (5)$$

З рівняння (3) визначаємо силу Q_1 стискання дисків при включенні 1-го зчеплення

$$Q_1 = \frac{F_{np1}}{\gamma_1 \cdot \cos \alpha_1 + 1}, \quad (6)$$

де γ_1 – коефіцієнт положення пересувної каретки муфти:

$$\gamma_1 = L / \Delta_{K1}. \quad (7)$$

Якщо записати рівняння (1) для випадку включення 2-го зчеплення

$$F_{np2} \cdot (b - a) = Q_2 \cdot b, \quad (8)$$

то можна отримати рівняння для визначення сили Q_2 стискання дисків:

$$Q_2 = \frac{F_{np2}}{\gamma_2 \cdot \cos \alpha_2 - 1}, \quad (9)$$

де γ_2 – коефіцієнт положення пересувної каретки муфти

$$\gamma_2 = L / \Delta_{K2}. \quad (10)$$

Тут Δ_{K2} – переміщення каретки при включенні 2-го зчеплення

$$\Delta_{K2} = b - a. \quad (11)$$

Для забезпечення однакового коефіцієнта запасу зчеплень (однакових сил стискання тиску на натискному диску)

$$Q_1 = Q_2, \quad (12)$$

потрібно виконання умови

$$\frac{F_{np1}}{\gamma_1 \cdot \cos \alpha_1 + 1} = \frac{F_{np2}}{\gamma_2 \cdot \cos \alpha_2 - 1} \quad (13)$$

яке у випадку рівних переміщень каретки $\Delta_{K1} = \Delta_{K2} = \Delta_K$, що обумовлено системою керування муфтою, має вигляд

$$\frac{F_{np1}}{\gamma \cdot \cos \alpha_1 + 1} = \frac{F_{np2}}{\gamma \cdot \cos \alpha_2 - 1}, \quad (14)$$

де $\gamma = \gamma_1 = \gamma_2 = L / \Delta_K$. (15)

Таким чином для муфт зчеплення з однаковим коефіцієнтом запасу обов'язково треба щоб

$$\frac{F_{np1}}{F_{np2}} = \frac{\gamma \cdot \cos \alpha_2 + 1}{\gamma \cdot \cos \alpha_1 - 1}. \quad (16)$$

Дослідження рівняння (16) при вертикальному переміщенні каретки проводимо з використання розрахункових схем роботи муфти зчеплення (рис. 4). У застосованій системі координат OXY вісь OX направлена вздовж лінії дії натискної пружини у бік її стискання (наприклад, горизонтально), а вісь OY вздовж радіуса поворотного диска у його нейтральному положенні (вертикально).

При включенні j -го зчеплення ($j = 1, 2$) пересувна каретка G займає положення G_j , а опорний упор під дією сили F_{npj} від натискної пружини у точці P_j займає положення N_jG_j .

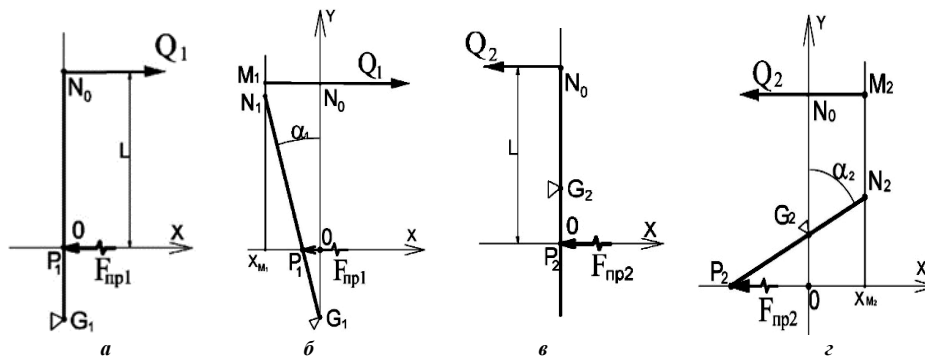


Рисунок 4 – Розрахункові схеми роботи двопоштової муфти:
а, б – початкове та кінцеве положення упору 1-ого зчеплення; в, г – 2-ого зчеплення

У вибраній системі координат OXY точка N_j , яка характеризує режим включення муфти, має координату

$$x_{N_j} = (-1)^{j+1} z_j,$$

де $z_j = |x_{M_j}|$ – параметр, що враховує зазор між дисками муфти зчеплення та їх пружні деформації.

Приймаємо, що важіль $N_j G_j$ в процесі роботи не деформується, а каретка G_j пересувається по диску 3 (рис. 1) вертикально на величину Δ_{Kj} і має координати $x_{Gj} = 0$ та

$$y_{Gj} = (-1)^j \cdot \Delta_{Kj}.$$

Відповідно до схеми (рис. 4) відрізок $OP_j = \Delta_j$ визначає додаткову деформацію натискної пружини муфти зчеплення в процесі її включення:

$$\Delta_j = \Delta_{Kj} \cdot \operatorname{tg} \alpha_j, \quad (8)$$

де α_j – кут відхилення поворотного упору від нейтрального (вертикального) положення.

Зручно до розгляду ввести параметр β_j , що характеризує положення важеля $N_j G_j$ поворотного упору відносно осі OX при включенні j -ого зчеплення

$$\beta_j = 90^\circ - \alpha_j \cdot (-1)^j$$

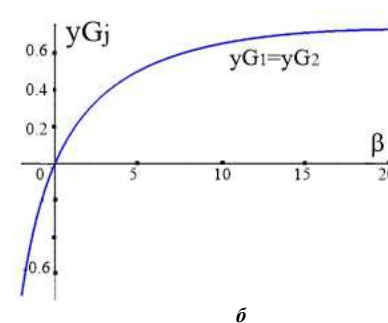
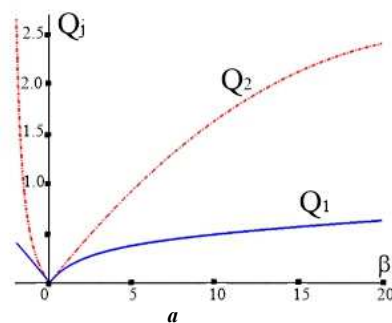


Рисунок 5 – Залежності $Q_j = Q_j(\beta)$ (а) та $y_{Gj} = y_G(\beta)$ (б) для $j=1, 2$ зчеплення

та кут β – кут відхилення поворотного упору від початкового положення β_{0j} :

$$\beta_{0j} = \arccos(x_{M_j} / L) \text{ тобто } \beta_j = \beta_{0j} - \beta \cdot (-1)^j.$$

Дослідження проводимо для базової моделі муфти, у якій довжина поворотного упору $L = 60 \text{ мм}$, а перехід з нейтрального до робочого положення муфти характеризує зазор $z = 5 \text{ мм}$ ($x_{M_j} = \pm 5 \text{ мм}$, рис. 4). Жорсткість натискної пружини прийнята 120 Н/мм , а початковий натяг Δ_0 пружини складає 50 мм .

На рис. 5 наведені залежності зміни сил Q_j притискування дисків муфти та необхідного положення $G_j(x_{Gj} = 0, y_{Gj})$ пересувної каретки у досліджуваному діапазоні кута хитання β поворотного важеля муфти.

Аналіз залежності $Q_j = Q_j(\beta)$ (рис. 5, а) показує, що зусилля Q_1 стискування дисків при включенні 1-го зчеплення завжди менше сили Q_2 при включенні 2-го зчеплення при однакових кутах хитання β , що відповідає умові рівних переміщень $\Delta_{K1} = \Delta_{K2} = \Delta_K$ пересувної каретки (рис. 5, б).

Таким чином, при вертикальному переміщенні кареток на однакову відстань Δ_K досягти виконання умови (10) не можна і треба передбачити зміни до конструкції муфти з метою збільшення Q_1 та зменшення Q_2 .

Для пошуку варіанта виконання умови (10) розглянемо випадки, коли пересувна каретка має можливість рухатися не тільки вздовж осі OY (вертикально), а також і вздовж осі OY (горизонтально).

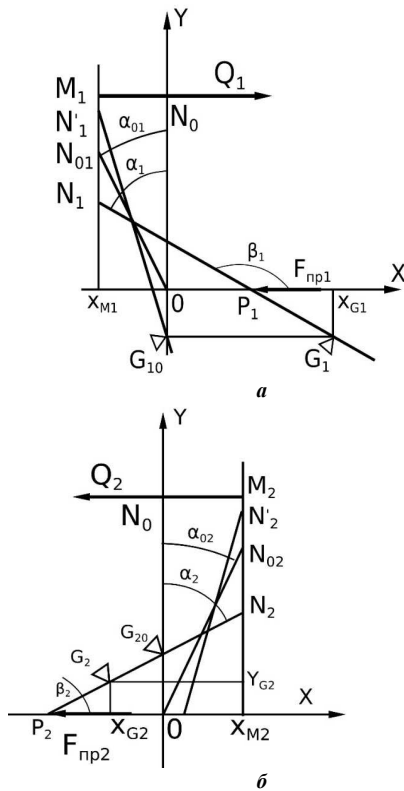


Рисунок 6 – Розрахункові схеми роботи вдосконаленої муфти зчеплення

Розрахункова схема включення муфти зчеплення для таких випадках представлена на рис. 6. На рис. 6, а показано варіант схеми муфти коли положення пересувної каретки $G_1(x_{G1}, y_{G1})$ проти каретки $G_{10}(0, y_{G1})$ має додатне горизонтальне зміщення x_{G1} при однаковому вертикальному зміщенні $y_{G1} = -\Delta_{K1}$.

Беручи до уваги, що для цього випадку $\gamma_1 = L / \Delta_{K1} = \text{const}$, а кут α_1 нахилу поворотного важеля і відрізок OP_1 і, відповідно, деформація $\Delta_1 = OP_1$ натискної пружини збільшуються, то згідно до умови у відповідності до залежності (1) сила Q_1 стиснення дисків муфти збільшується.

На рис. 6, б показаний варіант схеми включення муфти, коли положення каретка $G_2(x_{G2}, y_{G2})$ проти каретки $G_{20}(0, y_{G20})$ має додатне горизонтальне зміщення x_{G2} і при цьому

має менше вертикальне зміщення $y_{G2} < y_{G20}$ або $\Delta_{K2} < \Delta_{K20}$.

За такою схемою включення муфти маємо, по-перше,

$$\gamma_2 = L / \Delta_{K2} > \gamma_{20} = L / \Delta_{K20},$$

а, по-друге, деформація пружини $OP_2 = \Delta_2$ і, відповідно, сила стиснення пружини

$$F_{np2} = c_{np} \cdot (\Delta_o + \Delta_2) = c_{np} \cdot (\Delta_o + OP_2)$$

залишаються незмінними. Таким чином, при горизонтальному переміщенні пересувної каретки вліво сила Q_2 стиснення дисків муфти відповідно до (9) збуде зменшуватися.

Відзначимо, що при горизонтальному переміщенні пересувної каретки вправо від нейтрального положення сила стискання пружини F_{np2} збільшується, бо збільшується додатна Δ_2 деформація стиску пружини, кут α_2 хитання поворотного важеля зменшується, що в цілому, відповідно до рівняння (9) приводить до збільшення сили Q_2 стиснення дисків муфти, а це не відповідає меті модернізації.

Як висновок, при горизонтальному переміщенні пересувної каретки G_2 ліворуч (не міняючи положення поворотного упору тобто не міняючи кут α_2) силу Q_2 натискання дисків при включенні 2-го зчеплення можна зменшити

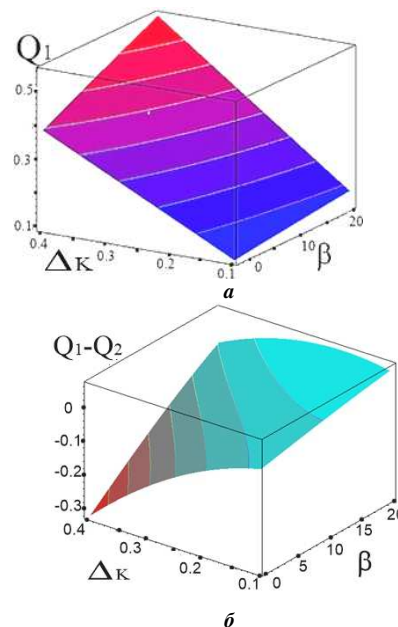


Рисунок 7 – Залежності $Q_j = Q_j(\Delta_{Kj}, \beta)$ при включенні j -го зчеплення:
а – 1-е зчеплення; б – 2-е зчеплення

На рис. 7 наведені результати чисельного аналізу залежності $Q_j = Q_j(\Delta_{Kj}, \beta)$ при включенні j -го зчеплення, які підтверджують

встановлений напрямок модернізації досліджуваної енергоефективної муфти шляхом надання пересувній каретці окрім вертикального ще і горизонтального переміщення.

Характер зміни різниці Q_1 і Q_2 сил

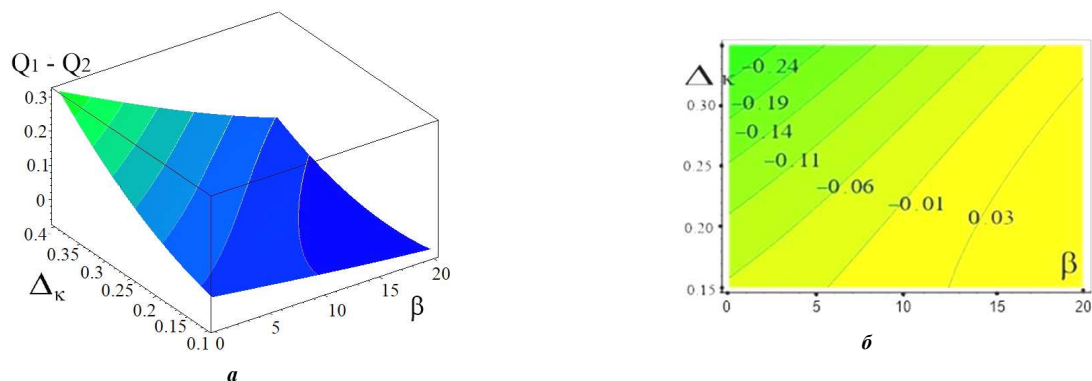


Рисунок 8 – До визначення співвідношення Q_1 та Q_2 у просторі параметрів (Δ_K, β)

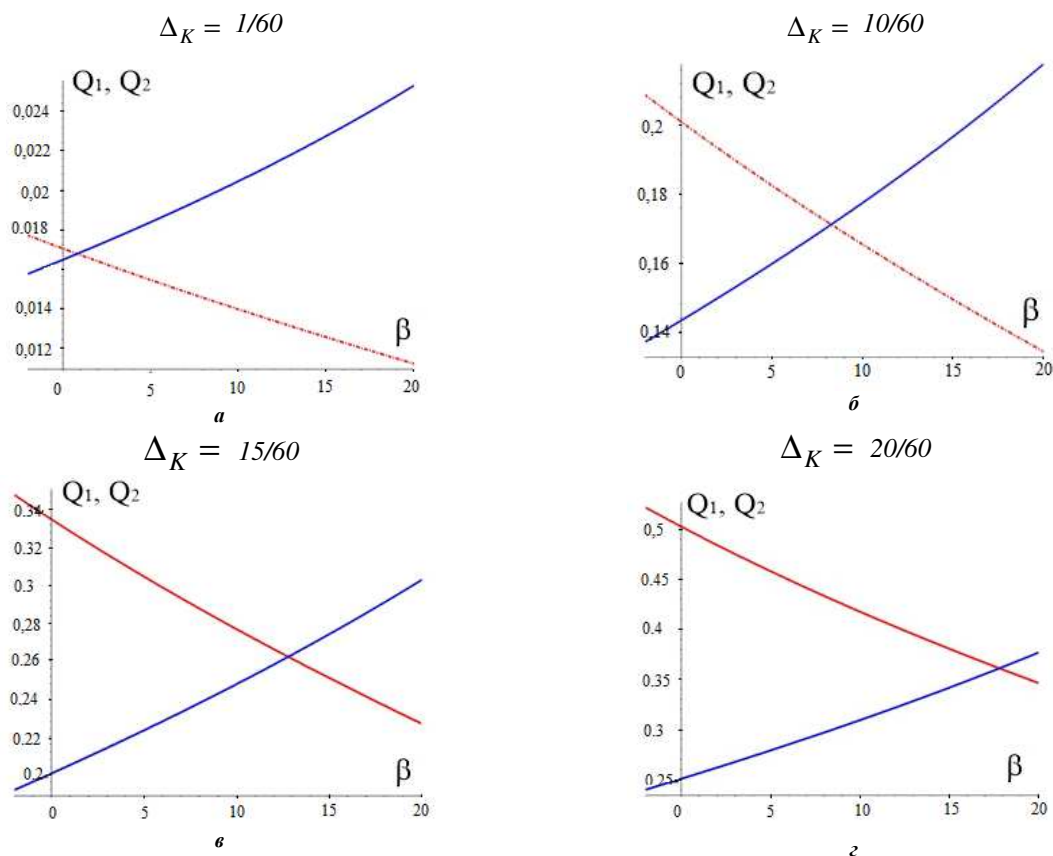


Рисунок 9 – Залежності $Q_j = Q_j(\beta, \Delta_K)$ при Δ_K рівному $a - 1$ мм, $b - 10$ мм, $\vartheta - 15$ мм, $z - 20$ мм

Як, видно, з рис. 9 досягти виконання умов (12), (14) можна при різних (Δ_K, β) , які визначають положення пересувної каретки при включенні зчеплень. Відзначимо, що вони взаємозалежні і при зростанні Δ_K зростає і β , а це визначає характер траєкторії переміщення пересувної каретки – характер зміни товщини опорного диска, по якому переміщується каретка муфти. Звертаємо увагу, що при збільшенні значень параметрів (Δ_K, β) зростає і величина

притиснення фрикційних дисків 1-го та 2-го зчеплення наведено у тривимірному зображенні (рис. 8, а) та у вигляді ліній рівного рівня (рис. 8, б).

стиску $Q_1 = Q_2$ фрикційних дисків муфти, яка визначається з максимальним крутним моментом двигуна та коефіцієнтом запасу муфти.

Аналіз результатів дослідження підтверджує цей напрямок вдосконалення муфти перспективним. Вдалося знайти положення каретки, які за рахунок зміни координат опори шарніра, забезпечують однакові зусилля тиску на диски муфт при включенні 1-го та 2-го зчеплення, тобто однакові значення коефіцієнта запасу зчеплення кожної муфти.

Аналіз конструкції показує, як варіант вирішення задачі, необхідність зміни в осьовому напрямку форми пересувного диска [2], а саме зменшення товщини верхньої половини частини диска, яка відповідає за включення 2-го зчеплення, та збільшення товщини нижньої половини частини диска, яка відповідає за включення 1-го зчеплення.

Обговорення результатів. Результати дослідження процесу увімкнення зчеплень сухої двопотокової муфти є суттєвими для подальшого вдосконалення конструктивних рішень під час проектування елементів трансмісії транспортних засобів.

У ході роботи встановлено низку функціональних залежностей. Визначений взаємозв'язок між конструктивними параметрами елементів муфти, приводом перемикачання та величиною натискних зусиль у фрикційних парах свідчить про комплексний характер процесів, що відбуваються під час увімкнення зчеплень. Це, у свою чергу, створює передумови для системної оптимізації конструкції.

Дослідження впливу переміщення каретки показало, що вертикальний рух керуючої каретки не забезпечує однакових коефіцієнтів запасу зчеплення для обох муфт. Отриманий результат вказує на наявність конструктивних обмежень базової схеми, які можуть спричинити нерівномірний розподіл крутного моменту та знижувати надійність роботи вузла.

Обґрунтовано напрями вдосконалення конструкції та запропоновано зміну профілю опорного диска як перспективне технічне рішення. Такий підхід дає змогу забезпечити симетричну передачу максимального крутного моменту кожною муфтою, що сприяє покращенню експлуатаційних показників і розширенню діапазону робочих режимів.

Постановка задачі синтезу профілю поверхні опорного диска відкриває нові можливості для подальших досліджень, зокрема у сфері математичного моделювання та експериментальної верифікації. Крім того, це створює основу для оптимізації інших конструктивних елементів двопотокової муфти.

Перспективи практичного застосування отриманих результатів полягають у тому, що запропоновані конструктивні рішення щодо вдосконалення енергоефективної двопотокової муфти мають універсальний характер і можуть бути використані в транспортних засобах з двигунами різної потужності та призначення. Це підтверджує прикладну цінність дослідження та можливість його промислового впровадження.

Отже, виконане дослідження дозволило не лише ідентифікувати недоліки існуючої конструктивної схеми, а й запропонувати науково обґрунтовані шляхи їх усунення. Розроблення нового профілю опорного диска та потенційні зміни інших елементів конструкції формують підґрунтя для підвищення ефективності й надійності двопотокових муфт у сучасних

транспортних системах.

Таким чином, у результаті проведеного дослідження процесу увімкнення зчеплень сухої двопотокової муфти встановлено закономірності, що мають важливе значення для вдосконалення конструкцій трансмісії транспортних засобів. Виявлено функціональні залежності між конструктивними параметрами елементів муфти, механізмом привода перемикачання та натискними зусиллями у фрикційних парах, що підтверджує системний характер процесів увімкнення зчеплень.

Висновки. На підставі проведеного аналізу процесу включення зчеплень сухої двопотокової муфти встановлено функціональний зв'язок між параметрами конструкції її елементів, механізмом привода перемикачання та натискними зусиллями на фрикційні пари зчеплень.

Проаналізовано вплив переміщення пересувної каретки муфти зчеплення, яка забезпечує керування режимами включення 1-го та 2-го зчеплення, на величину натискних зусиль кожного з них і відповідну зміну крутного моменту. Встановлено, що структурна схема двопотокової муфти зчеплення з вертикальним переміщенням керуючої каретки не дозволяє забезпечити рівність коефіцієнтів запасу зчеплення для обох муфт при однаковому переміщенні каретки.

Обґрунтовано та запропоновано напрям удосконалення конструкції і механізму привода перемикачання муфт шляхом зміни профілю опорного диска. Це дає змогу забезпечити передачу однакового за величиною максимального крутного моменту кожною муфтою та, відповідно, покращити її експлуатаційні характеристики.

Сформульовано задачу синтезу профілю поверхні опорного диска, що дозволяє досягти рівності коефіцієнтів запасу зчеплення для першого та другої зчеплення муфти. Підготовлено передумови для вирішення зазначеної задачі також за рахунок зміни інших елементів конструкції двопотокової муфти.

Отримані на прикладі базової конструкції результати та запропоновані конструктивні рішення можуть бути поширені на клас подібних задач для транспортних засобів з двигунами різної потужності та призначення.

Список літератури

1. Сергієнко М. Є.; Сергієнко А. М.; Худолій О. І. Двopоточна фрикційна муфта. Патент України на винахід №101711, 2011 р.
2. Laukenmann, M.A.; Sawodny, O. Model-Based control of a clutch actuator used in hybrid dual-clutch transmissions. *Mechatronics* 2021, 77, Volume 237, Issue 9, <https://doi.org/10.1177/09596518231167921>.
3. Сергієнко М. Є. Аналіз сучасних конструкцій здвоєних зчеплень транспортно тягових машин/ М. Є. Сергієнко, В. С. Свідло, Л. В. Кузьменко // *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування.* – Харків : НТУ «ХПІ», 2018. – № 49 (1325). – С. 50-57.
4. Tripathi, K.; Inst, J. Some design-objectives and design-guidelines for automotive friction clutch based on clutch engagement 442 dynamics. *Eng. India Ser. C* 2014, 95(1), 51–

- 61, <https://doi.org/10.1007/s40032-014-0097-1> 443.
5. Сергієнко М. Є., Свидло В. С., Перевозник А. С. Оцінка енергетичних витрат на управління зчепленнями трансмісії Вісник НТУ „ХПІ”. Зб. н. праць. Серія: Автомобіле- і тракторобудування. – 2020. – №1. – С. 52-58. DOI: 10.20998/2078-6840.2020.1.07.
 6. Minas, I.; Morris, N.; Theodossiades, S.; O’Mahony, M.; Voveris, J. Automotive dry clutch fully coupled transient tribodynamics. 446 *Nonlinear Dyn* 2021, 105, 1213–1235, <https://doi.org/10.1007/s11071-021-06605-x>.
 7. Faust, H., Bänder, C. & DeVincent, E. Dual clutch transmission with dry clutch and electro-mechanical actuation. *ATZ Worldw* 112, 30–34 (2010). <https://doi.org/10.1007/BF03225234>.
 8. Vasca F., Iannelli L., Senatore A., Scafati M. T. Modeling Torque Transmissibility for Automotive Dry Clutch Engagement // *American Control Conference Westin Seattle Hotel*, Seattle, Washington, USA June 11-13, 2008. DOI:10.1109/78-1-4244-2079-7/08.
 9. Abdullah, O.I. Thermal behavior of friction clutch disc based on uniform pressure and uniform wear assumptions. *Friction* 2016, 480 4(3), 228–237, <https://doi.org/10.1007/s40544-016-0120-z> 481.
 10. Park J., Choi S., Oh J., Eo J. Adaptive torque tracking control during slip engagement of a dry clutch in vehicle powertrain // *Mechanism and Machine Theory* 134 (2019) 249–266. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2018.12.033>.
 11. Vacca F., De Pinto S., Karci A. On the Energy Efficiency of Dual Clutch Transmissions and Automated Manual Transmissions. *Energies* 2017,10, 1562; doi:10.3390/en10101562.
 12. Wu, P.; Qiang, P.; Pan, T.; Zang, H. Double-Loop Control for Torque Tracking of Dry Clutch. *Machines* 2022, 10, 1142. <https://doi.org/10.3390/machines10121142>.
 13. Сергієнко М. Є., Калінін П. М., Гасанов М. І., Павлова Н. М., Свидло В. С., Окунь А. О. Аналіз параметрів приводу здвоєного зчеплення зі зменшеними енерговитратами на керування. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ». 2021. № 4 (10). С. 49-60. DOI: <https://doi.org/10.20998/2413-4295.2021.04.07>.
 14. Sergienko, N., Kalinin, P., Sergienko, A., Pavlova, N. and ot. Synthesis of the Energy-Saving Dry Dual Clutch Control Mechanism. *Applied Sciences* (Switzerland), 2023, 13, 829. <https://doi.org/10.3390/app13020829>.
 15. Liang Y., Du H. Multi-Objective Optimization Of Gear Ratios In Two-Speed Dual Clutch Transmissions For Electric Vehicles // *Open Access - Research article Transportation Research Procedia*, Volume 70, November 2023, Pages 146-153. <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2023.11.013>.
 16. Jin Y., Chen L., Cheng C. Thermal behavior of friction discs in dry clutches based on a non-uniform pressure model // *Case Studies in Thermal Engineering* Volume 32, April 2022, 101895. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.101895>.
 17. Zhou Y., Shi X., Guo D., Dazer M. Experimental investigation of gear rattle and nonlinear dynamic interaction in a dual-clutch transmission // *Research article Applied Acoustics*, Volume 204, January 2023, Article Number 109233. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2023.109233>.
 18. Sergienko, N., Sergienko A., Pavlova N. and ot. Load and wear of the open hinge of the tractor caterpillar drive // *International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics*, 2022, Issue 12, pp.12-20. [dx.doi.org/10.17683/ijomam/issue12.2](https://doi.org/10.17683/ijomam/issue12.2).
 19. He B., Wei Q., Chen Y., Wei Ch. Hierarchical optimization and nonlinear adaptive multiple input and multiple output (NAMIMO) control for two-speed dual-clutch gearshift system in electric vehicles // *Control Engineering Practice* 156 (2025) 106231. <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2024.106231>.
 20. Berkefeld J., Bartel D. The influence of the metallic friction counterpart on the occurrence of negative friction coefficient gradients in controlled, dry-running clutch systems // *Tribology International* Volume 186, August 2023, 108644. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2023.108644>.
 21. Haramina K., Škugor B., Hoi M. Modeling of Dry Clutch Wear for a Wide Range of Operating Parameters // *Appl. Sci.* 2025, 15, 8150 <https://doi.org/10.3390/app15158150>.
 22. Vacca F., De Pinto S., Karci A., Gruber P. On the Energy Efficiency of Dual Clutch Transmissions and Automated Manual Transmissions // *Energies* 2017, 10, 1562; doi:10.3390/en10101562.
 23. Hengst, J., Werra, M. & Küçükay, F. Evaluation of Transmission Losses of Various Battery Electric Vehicles. *Automot. Innov.* 5, 388–399 (2022). <https://doi.org/10.1007/s42154-022-00194-0>.
 24. Wei, C., Chen, Y., Li, X., & Lin, X. (2022). Integrating intelligent driving pattern recognition with adaptive energy management strategy for extender range electric logistics vehicle. *Energy*, 247, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.123478>.

References (transliterated)

1. Sergienko N. Ye.; Sergienko A.N.; Khudoliy O. I. Dvopotokova fryktsiyana mufta. *Patent Ukrainy na vynakhid* №101711, 2011r.
2. Laukenmann, M.A.; Savodny, O. (2021). Model'ne keruvannya pryvodom zcheplyennya, shcho vykorystovuyet'sya v hibrydnykh korobkakh peredach z podviynym zcheplyennym. *Mekhatronika*, Vol. 77, tom 237, no. 9, <https://doi.org/10.1177/09596518231167921>.
3. Sergienko N. Ye., V. S. Svidlo, Kuz'menko L. V. (2018). Analiz suchasnykh konstruktsiy zdvoynykh zcheplyenn' transportno-tyahovykh mashyn, *Visnyk NTU «KHPI»*. Seriya: *Avtomobile- ta traktorobuduvannya*. Kharkiv: NTU «KHPI», no. 49 (1325), pp. 50-57.
4. Tripathi, K.; Inst, J. (2014). Kil'ka dyzayn-ob'yektiv i dyzayn-keramichnykh instrumentiv dlya avtomatychnoho friction skhoplyennya zasnovani na skhyl'nosti engagement 442 dynamicykh. *Eng. India Ser. C*, no. 95(1), pp. 51–61, <https://doi.org/10.1007/s40032-014-0097-1> 443.
5. Sergienko N. Ye., Svidlo V. S., Pereviznyk O. S. (2020). Otsinka enerhetychnykh vytrat na upravlinnya zcheplyennymy transmisiyi. *Visnyk NTU „KHPI”. Zb. n. prats'. Seriya: Avtomobile- ta traktorobuduvannya*, no. 1, pp. 52-58. DOI: 10.20998/2078-6840.2020.1.07.
6. Minas, I.; Morris, N.; Theodossiades, S.; O'Mahony, M.; Voveris, J. Automotive dry clutch fully coupled transient tribodynamics. 446 *Nonlinear Dyn* 2021, 105, 1213–1235, <https://doi.org/10.1007/s11071-021-06605-x>.
7. Faust, H., Bänder, C. & DeVincent, E. (2010). Dual clutch transmission with dry clutch and electro-mechanical actuation. *ATZ Worldw* 112, 30-34 <https://doi.org/10.1007/BF03225234>.
8. Vasca F., Iannelli L., Senatore A., Scafati M. T. Modeling Torque Transmissibility dlya Automotive Dry Clutch Engagement. *American Control Conference Westin Seattle Hotel*, Seattle, Washington, USA 11-13 chervnya 2008.
9. Abdullah, O.I. (2016). Thermal behavior of friction clutch disc based on uniform pressure and uniform wear assumptions. *Friction*, 480 4(3), 228-237, <https://doi.org/10.1007/s40544-016-0120-z> 481.
10. Park J., Choi S., Oh J., Eo J. (2019). Adaptive torque tracking control during slip engagement of dry clutch in water powertrain // *Mechanism and Machine Theory*, no. 134, pp. 249–266. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2018.12.033>.
11. Vacca F., De Pinto S., Karci A. (2017). Na osnovi enerhetychnoyi efliyentnosti z dvoma Clutch Transmissions and Automated Manual Transmissions. *Energies*, 10, 1562; doi:10.3390/en10101562.
12. Wu, P.; Qiang, P.; Pan, T.; Zang, H. (2022). Double-Loop Control dlya Torque Tracking of Dry Clutch. *Machines*, 10, 1142. <https://doi.org/10.3390/machines10121142>.
13. Sergienko N. Ye., Kalinin P. M., Gasanov M. I., Pavlova N. M., Svidlo V. S., Okun' O. O. (2021). Analiz parametrv pryvodu zdvoynoho zcheplyennya zi zmenshenym enerhovytatamy na keruvannya. *Visnyk Natsional'noho tekhnichnoho universytetu «KHPI»*. Seriya: *Novi rishennya u suchasnykh tekhnolohiyakh*. Kharkiv: NTU "KHPI", no. 4 (10), pp. 49-60. DOI: <https://doi.org/10.20998/2413-4295.2021.04.07>.
14. Sergienko, N., Kalinin, P., Sergienko, A., Pavlova, N. i od. (2023). Synthesis of the Energy-Saving Dry Dual Clutch Control Mechanism. *Applied Sciences* (Switzerland), no. 13, 829. <https://doi.org/10.3390/app13020829>.
15. Liang Y., Du H. (2023). Multi-Objective Optimization Of Gear Ratios In Two-Speed Dual Clutch Transmissions For Electric Vehicles. *Open Access - Research article Transportation Research Procedia*, Vol. 70, November 2023, pp. 146-153. <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2023.11.013>.
16. Jin Y., Chen L., Cheng C. (2022). Thermal behavior of friction discs in dry clutches based on a non-uniform pressure model. *Case Studies in Thermal Engineering*, Volume 32, April 2022, 101895. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.101895>.

17. Zhou Y., Shi X., Guo D., Dazer M. (2023). Experimental investigation of gear rattle and nonlinear dynamic interaction in a dual-clutch transmission. *Research article Applied Acoustics*, Volume 204, January, Article Number 109233. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2023.109233>.
18. Sergienko, N., Sergienko A., Pavlova N. and ot. (2022). Load and wear of open hinge of tractor caterpillar drive. *International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics*, Issue 12, pp.12-20. [dx.doi.org/10.17683/ijomam/issue12.2](https://doi.org/10.17683/ijomam/issue12.2).
19. He B., Wei Q., Chen Y., Wei Ch. (2025). Hierarchical optimization and nonlinear adaptive multiple input and multiple output (NAMIMO) control for two-speed dual-clutch gearshift system in electric vehicles. *Control Engineering Practice*, 156 106231. <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2024.106231>.
20. Berkefeld J., Bartel D. (2023). The influence of the metallic friction counterpart on the occurrence of negative friction coefficient gradients in controlled, dry-running clutch systems // *Tribology International* Volume 186, August 2023, 108644. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2023.108644>.
21. Haramina K., Škugor B., Hoi M. (2025). Modeling of Dry Clutch Wear for a Wide Range of Operating Parameters. *Appl. Sci.*, 15, 8150 <https://doi.org/10.3390/app15158150>.
22. Vacca F., De Pinto S., Karci A., Gruber P. (2017). On the Energy Efficiency of Dual Clutch Transmissions and Automated Manual Transmissions. *Energies*, 10, 1562; doi:10.3390/en10101562.
23. Hengst, J., Werra, M. & Küçükay, F. (2022). Evaluation of Transmission Losses of Various Battery Electric Vehicles. *Automot. Innov.* 5, 388–399 <https://doi.org/10.1007/s42154-022-00194-0>.
24. Wei, C., Chen, Y., Li, X., & Lin, X. (2022). Integrating intelligent driving pattern recognition with adaptive energy management strategy for extender range electric logistics vehicle. *Energy*, 247, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.123478>.

Надійшла (received) 20.03.2026

Стаття прийнята до друку 20.04.2026

Опублікована 28.04.2026

Відомості про авторів / About authors

Сергієнко Микола Єгорович / Sergienko Nikolay – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автомобіле- і тракторобудування»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5168-1924>; e-mail: nesergienko@gmail.com

Калінін Павло Миколайович / Kalinin Pavel – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), доцент, Національна академія Національної гвардії України, доцент кафедри інженерії та фундаментальних наук; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9724-0630>; e-mail: pkalining@gmail.com

Павлова Наталія Миколаївна / Pavlova Nataliia – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», асистент кафедри інформаційно-вимірювальні технології; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0621-1365>; e-mail: nnpavlovann@gmail.com

Сергієнко Антон Миколайович / Sergienko Anton – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», докторант кафедри «Електричного транспорту та тепловозобудування»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6067-1672>; e-mail: sergienko2707@gmail.com

Гасанов Магомедмін Ісамагомедович / Gasanov Magomedimin – доктор технічних наук, професор, проректор з науково-педагогічної роботи Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Технологія машинобудування та металорізальні верстати»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2161-2386>; e-mail: kh.hpi.hasanov@gmail.com

Кривошапов Сергій Іванович / Krivoshepov Sergey – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Інжинірингу систем автомобільного транспорту ім. проф. Говорушенко М.Я.», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4605-6790>; e-mail: keat@khadi.kharkov.ua

Титаренко Оксана Валеріївна / Titarenko Oksana – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), доцент, Національна академія Національної гвардії України, професор кафедри інженерії та фундаментальних наук; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6811-7537>; e-mail: oksana.titarenko@nangu.edu.ua

Тихановський Владислав Павлович / Tykhanovskyi Vladislav – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Автомобіле- і тракторобудування»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0000-4504-2261>, e-mail: vpaavlovich@gmail.com