

М.Є. СЕРГІЄНКО, В.С. СВИДЛО, А.С. ПЕРЕВОЗНИК

ОЦІНКА ЕНЕРГЕТИЧНИХ ВИТРАТ НА УПРАВЛІННЯ ЗЧЕПЛЕННЯМИ ТРАНСМІСІЇ

Проведено порівняння енергетичних витрат на управління (включення та виключення) існуючих і сучасних сухих постійно замкнених зчеплень. Розглянуто вплив цих витрат при різних типах приводів зчеплення. Проаналізовані механічний та гідравлічний приводи та різниця їх принципів роботи, визначені їх характерні відмінності. Обумовлені фактори, врахування яких при створенні нових зчеплень та приводів, може полегшити управління вузлом. Визначені вихідні параметри для розрахунку енергетичних витрат на управління зчепленням, а зокрема роботу, що витрачається водієм на включення та виключення зчеплення, зусилля, що прикладається на педаль управління зчепленням, передавальне число привода та його хід педалі, а також роботу, яку необхідно виконати при дії на вижимний підшипник. Розглянута нова, оригінальна конструкція здвосного зчеплення з маятниковою рухомою опорою натискного механізму. З'ясовані переваги такої конструкції, а саме це те, що включення кожного з зчеплень відбувається завдяки переміщенню вказаної опори між опорною поверхнею та важелем, який пов'язаний з натискним диском. В якості прикладу розглянуто сухе зчеплення трактора Харківського тракторного заводу ХТЗ-17221. Проведено розрахунки енергетичних витрат на управління зчепленням базової конструкції та з адаптованим здвосним сухим зчепленням. Визначена необхідна робота для виключення одного зчеплення, а також робота необхідна для переключення з одного до другого зчеплення. Зроблено висновки щодо результатів дослідження по знаходженню енергетичних витрат на управління існуючих і сучасних сухих зчеплень. Порівняні витрати енергії на один вплив на зчеплення трактора з сухим однодисковим зчепленням, та адаптованого для нього сухого здвосного зчеплення. Визначена різниця виконаної роботи в наведених конструкціях зчеплень. Зумовлені переваги застосування оригінального зчеплення, а саме зниження витрат енергії на управління зчепленням.

Ключові слова: зчеплення, привід, механізм, управління, параметри, зусилля, робота, переключення, витрати, переваги.

Н.Е. СЕРГИЕНКО, В.С. СВИДЛО, А.С. ПЕРЕВОЗНИК

ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ЗАТРАТ НА УПРАВЛЕНИЕ СЦЕПЛЕНИЯ ТРАНСМИССИИ

Проведено сравнение энергетических затрат на управление (включение и выключение) существующих и современных сухих постоянно замкнутых сцеплений. Рассмотрено влияние этих затрат при различных типах приводов сцепления. Проанализированы механический и гидравлический приводы и разница их принципов работы, определенные их характерные отличия. Обусловленные факторы, учет которых при создании новых сцеплений и приводов, может облегчить управление узлом. Определены выходные параметры для расчета энергетических затрат на управление сцеплением, а в частности работу, затрачиваемое водителем на включение и выключение сцепления, усилие, прикладываемое на педаль управления сцеплением, передаточное число привода и его ход педали, а также работу, которую необходимо выполнить при воздействии на выжимной подшипник. Рассмотрена новая, оригинальная конструкция двоячного сцепления с маятниковой подвижной опорой нажимного механизма. Выяснены преимущества такой конструкции, а именно это то, что включение каждого из сцеплений происходит благодаря перемещению указанной опоры между опорной поверхностью и рычагом, который связан с нажимным диском. В качестве примера рассмотрено сухое сцепление трактора Харьковского тракторного завода ХТЗ-17221. Проведено расчеты энергетических затрат на управление сцеплением базовой конструкции и с адаптированным двоячным сухим сцеплением. Определена необходимая работа для выключения одного сцепления, а также работа необходима для переключения с одного на другое сцепление. Сделаны выводы о результатах исследования по нахождению энергетических затрат на управление существующих и современных сухих сцеплений. Сравнены затраты энергии на одно влияние на сцепление трактора с сухим однодисковым сцеплением, и адаптированным для него сухим двоячным сцеплением. Определенная разница выполненной работы в приведенных конструкциях сцеплений. Обусловленные преимущества применения оригинального сцепления, а именно снижение затрат энергии на управление сцеплением.

Ключевые слова: сцепление, привод, механизм, управление, параметры, усилие, работа, переключение, потери, преимущества.

N.Ye. SERGIENKO, V.S. SVIDLO, A.S. PEREVOZNIK

ESTIMATION OF ENERGY COSTS ON TRANSMISSION CLUTCH MANAGEMENT

Comparison of energy costs for control (switching on and off) of existing and modern dry permanently closed couplings is made. The impact of these costs on different types of clutch actuators is considered. Mechanical and hydraulic actuators and the difference of their operating principles are analyzed, their characteristic differences are determined. Conditioned factors that take into account when creating new clutches and drives can make it easier to manage the node. The initial parameters for calculating the energy costs of the clutch control are determined, including the work done by the driver to engage and disengage the clutch, the effort applied to the clutch control pedal, the drive gear and its pedal travel, and the work to be done in the action on the release bearing. A new, original design of the dual clutch with a pendulum movable support of a pressure mechanism is considered. The advantages of this design are explained, namely, that the engagement of each clutch is due to the movement of the specified support between the support surface and the lever associated with the pressure disk. As an example, the dry grip of the tractor of the Kharkov Tractor Plant HTZ-17221 is considered. The energy costs for managing the clutch of the base structure and with the adapted dual dry clutch have been calculated. You definitely need work to exclude one clutch, and you also need work to switch from one clutch to another. Conclusions are made regarding the results of the study on finding energy costs for managing existing and modern dry clutches. Comparative energy costs per impact on the tractor clutch with a dry single-disc clutch and a dual-clutch dry adaptation. The difference of the work performed in the given coupling structures is determined. Advantages of using the original clutch, namely the reduction of energy costs for clutch management, are stipulated.

Key words: clutch, drive, mechanism, control, parameters, effort, work, switching, losses, advantages.

Вступ. Для будь якого агрегату автомобіля, в тому числі і зчепленню, необхідна система керування. Сьогодні важливим аспектом є не лише забезпечення вузлом виконання функціональних задач, умов працездатності, а також надання комфортних умов для

управління ним та машиною в цілому, зменшення витрат енергії водія і (або) енергетичною установкою на управління. Для досягнення комфортних умов керування та зменшення втоми водія використовують автоматичні зчеплення у складі механічної коробки

передач (КП), автоматизованої КП, автоматичної коробки передач (АКП), роботизованої КП. Всі перелічені варіанти мають безперечну перевагу в наданні більшого комфорту, але мають свої недоліки у складності конструкції та значних витрат енергії на керування. Тому питання пов'язані з визначення витрат енергії на керування сучасними зчепленнями є актуальним.

Мета та постановка задачі. Метою даного дослідження є порівняння енергетичних витрат на управління (включення і виключення) існуючих і сучасних сухих постійно замкнутих зчеплень.

Проблеми. Основним експлуатаційним режимом зчеплення є передача моменту, а процес керування – з'єднання та роз'єднання трансмісії з двигуном. За це відповідає система керування та виконуючі елементи приводу зчеплення, де головними показниками системи керування є плавність включення, час включення, повнота включення та виключення, витрати енергії водія та двигуна. На них впливають момент опору на валу зчеплення, момент інерції обертаючих мас, ефективний крутний момент ДВЗ, різниця обертів колінвала та первинного валу коробки передач та ін. Для полегшення умов праці водія встановлюють механізми з передаточним числом від 25 до 50, підсилювачі, але це ускладнює конструкцію та вимагає постійних енергетичних витрат ДВЗ. Вирішення цієї проблеми можливо шляхом удосконалення конструкції, створення нової або використання принципово нової системи управління.

Аналіз існуючих приводів і енергетичних витрат. Класичний привід зчеплення [1] потребує прикладення значного зусилля, звідки з'являється проблема високого навантаження водія при керуванні автомобілем, робота на одне ввімкнення зчеплення не повинна перевищувати 30 Дж для водія [2], що не завжди можливо забезпечити без підсилювача оскільки для забезпечення необхідного коефіцієнту запasu зчеплення для сучасних автомобілів зусилля стиснення фрикційного пар може складати 10-15 кН, що потребуватиме встановлення підсилювача, яке в свою чергу ускладнює конструкцію. У роботі [3] представлені варіанти механічних, важільних та гідравлічних приводів зчеплення. На вантажні автомобілі та автобуси з великою пасажиромісткістю зазвичай встановлюють комбіновані підсилювачі – пневмо-гідравлічні [4]. Автоматична система керування оригінальним здвоєним зчеплення розглянута у роботах [5, 6]. У статті [7] при зміні параметрів дії приводу зчеплення досліджено навантаженість натискного диска сухого здвоєного зчеплення автомобіля. Оригінальна здвоєна суха муфта зчеплення представлена в роботі [8], в конструкції вирішується задача суттєвого зменшення витрат енергії на керування. Використання здвоєних зчеплень вимагає використання нових оригінальних конструкцій коробок передач та їх складових. Аналіз цих питань та дослідження робочих процесів розглянуто в роботах [9-12].

Основна частина. Енергетичні витрати на управління зчепленням на сьогоднішній день прямо залежать від приводу зчеплення. Привід зчеплення призначений для здійснення зв'язку між педалью управління і муфтою виключення зчеплення. До нього пред'являються наступні вимоги: зручність і легкість управління, високий ККД (мінімальні втрати на тертя), наявність стежучої дії, безвідмовність, довговічність і простота в обслуговуванні. Для зручності і легкості управління ГОСТ 21398 [2] встановлює: 1) допустиме зусилля на педаль при повному виключенні зчеплення $[P_n] = 147 \text{ Н}$ – для легкових автомобілів і вантажних автомобілів з підсилювачем і 245 Н – для вантажних автомобілів без підсилювача; 2) дозволений повний хід педалі управління при виключенні зчеплення $[S_n] = 150 \text{ мм}$ для легкових і 180 мм – для вантажних автомобілів. Приводи бувають механічні, гідравлічні, електричні і комбіновані-електропневматичні і електрогідравлічні. По принципу роботи автоматичні і неавтоматичні.

Механічний привід найбільш простий по конструкції, дешевий і досить безвідмовний у роботі, однак має низький ККД, погано пристосований до дистанційного управління, передає вібрації від двигуна на педаль управління, а також при ньому ускладнені герметизація кузова (кабіни) автомобіля і забезпечення плавності включення зчеплення [3]. Нині важільний механічний привід застосовується рідко. Тросовий привід (рис. 1) знаходить все більше використання на легкових автомобілях. Тросовий привід має мінімальну масу, пристосований до дистанційного управління, дозволяє герметизувати кузов, простий в експлуатації, забезпечує близьку до характеристикам гідравлічного приводу плавність включення зчеплення.

Нова технологія виготовлення оболонки троса, покритої полімерними матеріалами зсередини і зовні, забезпечує малий коефіцієнт тертя і високий ККД.

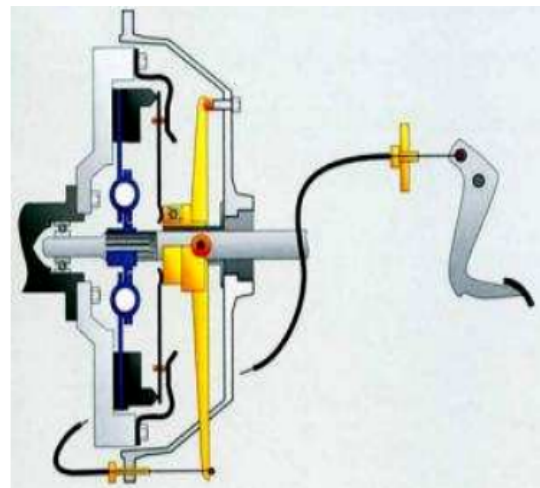
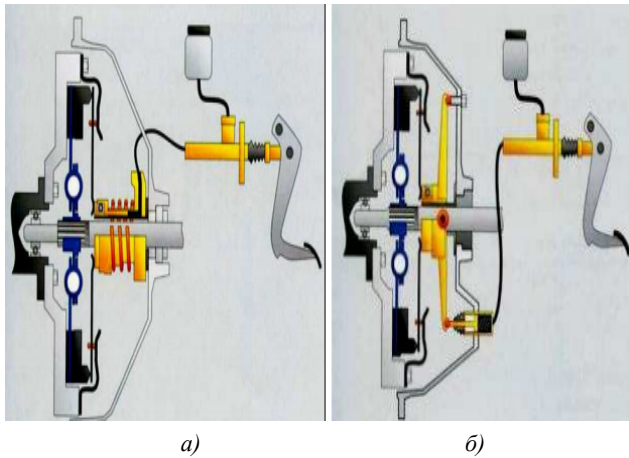


Рис. 1. Схема тросового приводу управління зчепленням

Гідравлічний привід (рис. 2) пристосований до дистанційного управління зчепленням, має високий

ККД, забезпечує герметизацію кузова (кабіни) автомобіля і хороші умови розміщення педалі управління, яка робиться підвісною. Гідропривід дозволяє обмежити швидкість переміщення натискного диска навіть при різкому включенні зчеплення, що дає можливість знизити динамічні навантаження в трансмісії. Однак гідропривід складніше по конструкції і в обслуговуванні, менш надійний в роботі, більш дорогий і вимагає більших витрат в експлуатації.



а) – безпосередня дія на муфту виключення зчеплення;
б) – дія на муфту виключення зчеплення через робочий циліндр та важіль виключення зчеплення
Рис. 2. Схеми гідравлічного приводу управління зчепленням

Для полегшення управління зчепленням (зменшення зусилля на педаль управління) в приводах при необхідності застосовують механічні підсилювачі у вигляді сервопружин, які зменшують зусилля вимикання на 20...40%. На вантажних автомобілях використовують пневматичні або гідропневматичні підсилювачі. Приводи зчеплення з пневматичними і гідропневматичними підсилювачами включають механічні елементи (тяги, важелі, штанги), а також пневматичні, гідравлічні магістралі.

Виконані дослідження кількості робочих впливів на педаль зчеплення у міському циклі складає близько 650-700 натискань на 100 км на легковому автомобілі [3], а на міських автобусах – 2000.

При розрахунку енергетичних витрат на управління зчепленням необхідно визначити роботу водія та підсилювача ДВЗ. Робота, що витрачається водієм на включення та виключення зчеплення, визначається зусиллям, що прикладається на педаль управління зчепленням та переміщенням педалі. При цьому необхідно враховувати ККД привода. Для отримання результатів потрібно визначити передавальне число привода та хід педалі. Для різних варіантів приводів передавальне число буде відрізнятися. Розглянемо схему механічного приводу керування зчепленням (рис. 3).

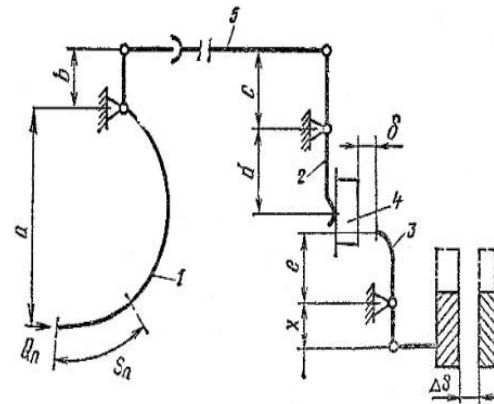


Рис. 3. Схема механічного приводу керування зчепленням

Передавальне число привода розраховується за формулою:

$$i_n = \frac{a \cdot c}{b \cdot d}, \quad (1)$$

Повний хід педалі складається із робочого S_p і вільного S_e ходів:

$$S_n = S_p + S_e = \Delta S \cdot i_n \cdot i_p + \delta \cdot i_n, \quad (2)$$

де ΔS – хід натискного диску;

i_p – передавальне число важелів механізму виключення зчеплення;

δ – зазор в механізмі виключення.

Отримуємо зусилля, що необхідно передати до педалі для відключення зчеплення:

$$Q_n = \frac{P_{\Sigma \max}}{i_n \cdot i_p \cdot \eta}, \quad (3)$$

де $P_{\Sigma \max}$ – сумарне максимальне зусилля нажимних пружин;

η – ККД привода: зчеплення, що дорівнює 0,7..0,9.

Передавальне число зчеплень має бути в межах 23..50, а повний хід педалі 120...190 мм. Зусилля на педалі зчеплення при відсутності в приводі підсилювача не має бути вище 147 Н для легкових та 250 Н для вантажних автомобілів без підсилювача.

Робота по управлінню зчепленням, а саме робота що здійснюється при включенні та відключенні зчеплення обчислюється за формулою [4]:

$$A = \frac{0,5(P_{пр} + P_{пр.в}) \cdot i \cdot S}{\eta_{пр}} \quad (4)$$

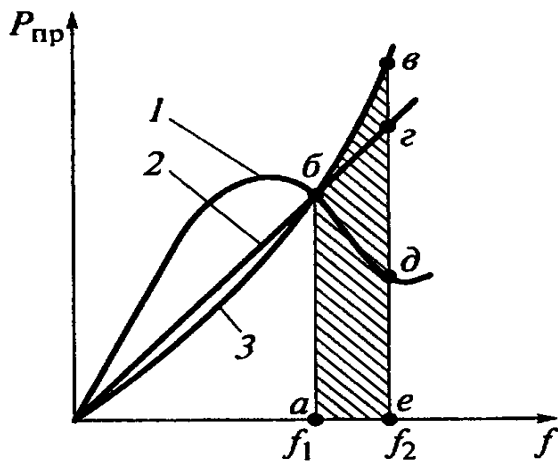
де $P_{пр}$ і $P_{пр.в}$ – зусилля натискних пружин при включеному і вимкненому положенні зчеплення;

i – кількість натискних пружин;

S – переміщення натискного диску;

$\eta_{пр}$ – ККД приводу зчеплення.

Робота A на вплив на вимкнення зчеплення не повинна перевищувати 25 Дж для легкових автомобілів і 30 Дж – для вантажних автомобілів і автобусів згідно ергономічним вимогам. Схема для визначення роботи, яку здійснюють водієм при управлінні зчепленням, наведена на рис 4.



1 – діафрагмовою; 2 – циліндричними периферійними;
3 – конічною пружинами

Рис. 4. Схема для визначення роботи при управлінні зчепленням

На схемі точка «б» відповідає включеному зчепленню, а точки «в», «г» і «д» – виключеному. Робота, що здійснюється водієм при управлінні зчепленням, відповідає заштрихованим площинам наступних фігур: «абде» – для зчеплення з діафрагмовою пружиною, «абге» – для зчеплення з циліндричними периферійними пружинами, «абве» – для зчеплення з конічною пружиною. Видно, що найменша робота, що витрачається водієм при управлінні зчепленням з діафрагмовою пружиною.

Не зважаючи на зменшення здійснюваної роботи, у варіанті зчеплення з діафрагмовою пружиною, на кафедрі Автомобіле- і тракторобудування НТУ «ХП» розроблена оригінальна конструкція зчеплення, яка вимагає меншого зусилля, а відповідно і роботи це здвоєне зчеплення, пристрій керування зчепленням [7] та система автоматичного його керування [8].

Здвоєні зчеплення все більше починають витісняти звичайні зчеплення у складі роботизованих коробок передач. Така конструкція зчеплення не лише має перевагу у часі перемикавання, а й у зусиллі на органі керування. Серед них переважають сухі зчеплення, вони мають перевагу над мокрими (рис. 5)

завдяки простішій конструкції та системі керування, не потребують складного технічного обслуговування [9].

Запропонована конструкція здвоєного зчеплення з маятниковою опорою натискного механізму (рис. 6) має всі переваги сухих здвоєних зчеплень та удосконалений механізм приводу, який потребує меншої кількості енергії на кожне ввімкнення зчеплення.

Це досягається за рахунок того, що включення кожного з зчеплень відбувається завдяки силі циліндричних пружин, які постійно діють на натискний диск.

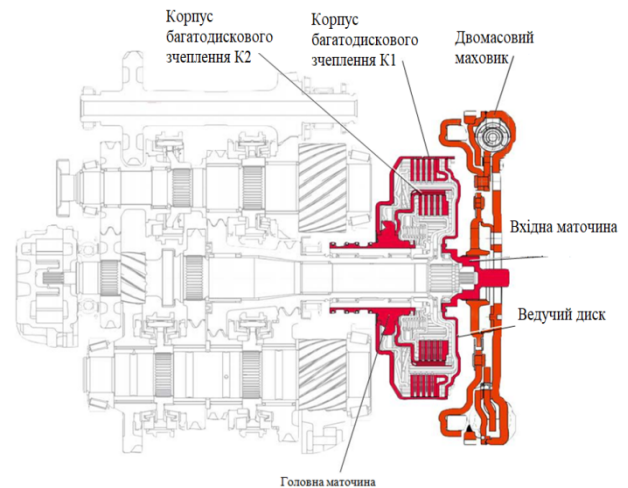


Рис. 5. Мокре здвоєне зчеплення у складі роботизованої коробки передач

В той час як інші конструкції здвоєних зчеплень використовують систему керування, у якій в нейтральному стані приводи зчеплень не задіяні, а натискні пластини знаходяться у віджатому стані, а при необхідності ввімкнення одно з зчеплень відповідний механізм притискає його і утримує в напруженому стані, що потребує безперервної витрати енергії на надання достатнього зусилля для надійної передачі крутного моменту. Отже за рахунок принципової відмінності у принципі приводу зчеплень, розроблена конструкція не потребує витрат енергії на привід при вже ввімкненій передачі, що суттєво поліпшує енергетичну ефективність агрегату.

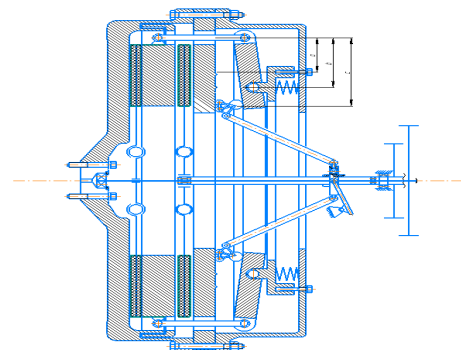


Рис. 6. Здвоєне зчеплення з маятниковою опорою натискного механізму

Порівняння зусилля на приводі зчеплення. Для визначення енерговитрат на привід зчеплення необхідно визначити роботу, яку він виконує, для вимкнення зчеплення. Переміщення натискного диску в однодискових сухих зчепленнях складає 0,75...1,0 мм, в дводискових 0,5...0,6 мм. Зусилля, яке необхідно прикласти для віджиму натискного диску залежить від пружини, яка в свою чергу залежить від ефективного крутного моменту двигуна. Відповідно чим потужніший (моментніший) двигун, тим більше енергії потрібно для приводу зчеплення.

Розглянемо сухе зчеплення трактора ХТЗ 17221 (рис. 7). Ефективний крутний момент даного двигуна досягає 667 Нм.

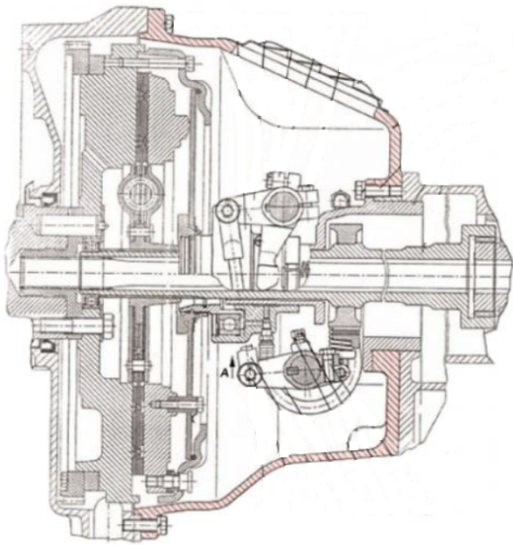


Рис. 7. Муфта зчеплення трактора ХТЗ-17221

Визначаємо діаметр накладок веденого диска, м:

$$D_n = 2,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{\beta \cdot M}{\pi \cdot \mu \cdot Z \cdot q \cdot 10^6}}, \quad (5)$$

де β – коефіцієнт запасу зчеплення, дорівнює 3;
 μ – коефіцієнт тертя пар металокераміки, дорівнює 0,55;
 Z – кількість пар тертя, дорівнює 2;
 q – допустимий тиск, дорівнює 0,15 МПа;

$$D_n = 2,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 667}{3,14 \cdot 0,55 \cdot 4 \cdot 0,15 \cdot 10^6}} = 0,392$$

З метою зниження питомих тисків, поліпшення температурного режиму роботи муфти зчеплення вибираємо згідно ГОСТ 1786-95 фрикційні накладки з такими розмірами: зовнішній діаметр $D=0,392$ м; внутрішній діаметр $d=0,235$ м; товщина $s=0,005$ м. Визначаємо середній радіус тертя, м:

$$R_{cp} = \frac{D+d}{4}, \quad (6)$$

$$R_{cp} = 0,157.$$

Визначимо силу стиснення ведучого і веденого дисків, Н:

$$Q = \frac{\beta \cdot M}{\mu \cdot R_{cp} \cdot Z}, \quad (7)$$

$$Q = \frac{3 \cdot 667}{0,55 \cdot 0,157 \cdot 4} = 11596$$

Сумарна сила стиснення накладок пружинами повинна бути 11596 Н.

Запропонована конструкція зведеного сухого зчеплення (рис. 6) була адаптована до встановлення його в розглянутий транспортний засіб.

Маючи необхідне зусилля на пружини розрахуємо роботу на вижимному підшипнику. Переміщення S натискного диску складає 1мм. Плечі a та b (рис. 8) складають (20 мм та 150 мм). Звідси необхідно знайти зусилля R та переміщення S_1 .

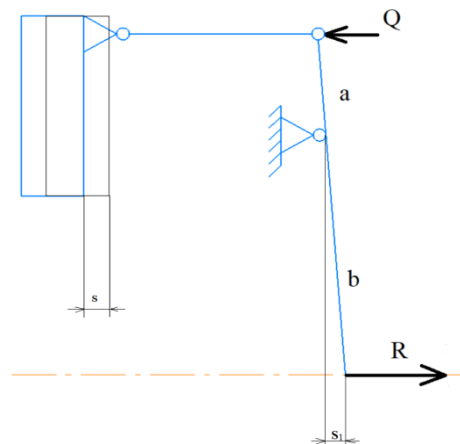


Рис. 8. Схема важелів механізму переміщення зчеплення трактора ХТЗ 17221

Необхідне зусилля R на натискному підшипнику, Н:

$$R = \frac{Q \cdot a}{b}, \quad (8)$$

$$R = 1180.$$

Необхідне зусилля $R=1180$ Н, а переміщення $S_1=7,5$ мм. Відповідно необхідна робота складає:

$$A = R \cdot S_1, \quad (9)$$

$$A = 88,5.$$

Необхідна робота для одного вижиму зчеплення складає 88,5 Дж.

Для визначення роботи у здвоєному зчепленні (рис. 9) необхідно знайти силу F потрібну для переміщення опори на відстань L .

Сила необхідна для переміщення рухомої опори F , Н:

$$F = Q \cdot f, \quad (10)$$

де f – коефіцієнт опору руху сталі по сталі дорівнює 0,001, для чавуна – 0,005.

$$F = 57,98 .$$

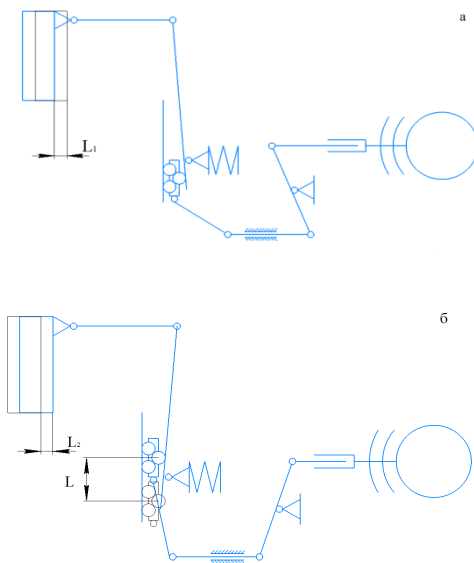


Рис. 9. Схема приводу сухого здвоєного зчеплення

Необхідне зусилля для пересування опори $F=57,98$ Н, переміщення між верхнім та нижнім положенням складає $L=40$ мм. Відповідно робота виконувана у цьому випадку, Дж:

$$A_2 = F \cdot L, \quad (11)$$

$$A_2 = 2,3 .$$

У випадку зі здвоєним зчепленням необхідна робота для переходу з першого до другого зчеплення складає $A_2=2,3$ Дж.

Висновки. В результаті дослідження було визначено енергетичні витрати на управління (включення і виключення) сухих зчеплень, а саме необхідну роботу для одного виключення зчеплення, силу стиснення фрикційних пар та необхідне зусилля на натискному підшипнику. Проведено порівняння

роботи на управління зчеплення трактора ХТЗ-17221 з запропонованим оригінальним здвоєним зчепленням з маятниковою опорою натискного механізму, яке було адаптовано для даної конструкції. В результаті розрахунку визначено, що різниця в виконаній роботі цих двох варіантів зчеплень суттєво. Робота для серійного зчеплення складає 88 Дж, а для оригінального здвоєного – 2,3 Дж. Розрахунки показують переваги запропонованого варіанту зчеплення, що полягають у зниженні енергетичних витрат на керування ним, а також можливості забезпечення передачі моменту без розриву потоку потужності.

Список літератури

1. Гольд В.В., Фалькевич Б.С. *Теория, конструирование и расчет автомобиля*. Москва: Машгиз, 1957. 535с.
2. ГОСТ 21398 *Автомобили грузовые. Общие технические требования* [Trucks. General technical requirements]. Москва, Издательство стандартов, 1995. 115с.
3. Острецов А.В., Красавин П.А., Воронин В.В. *Автомобильные сцепления*. Москва: МГТУ «МАМИ», 2011. 99с.
4. Барский И.Б., Борисов С.Г., Галягин В.А. *Сцепления транспортных и тяговых машин*. Москва: Машиностроение, 1989. 344 с.
5. Сергієнко М.Є., Перевозник А.С., Свідло В.С. Розробка системи керування і дослідження елементів оригінального здвоєного зчеплення. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей XXVI міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2018*, 16-18 травня 2018р.: у 4 ч. Ч. I. за ред. проф. Сокола Є.І. Харків: НТУ „ХПІ”. 188 с.
6. Сергієнко Н.Е. Пат. 2645514 Российская Федерация. Система управление муфтой сцепления транспортного средства. 2018.
7. Сергієнко М. Є., Сергієнко А. Н. *Дослідження натискного диска зчеплення автомобіля*. Зб. н. праць Академії внутрішніх військ МВС України. X. 2009. С. 49-52.
8. Сергієнко М.Є., Сергієнко А.М., Худолій О.І. Пат. на винахід 101711, Україна. *Двохпотокова муфта* / 2011.
9. Коробки передач VAG. URL: <https://otoba.ru/transmissii/vag> – (дата звернення: 02.11.2018).
10. Мелисаров В.М., Брусенков А.В., Беспалько П.П. *Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета*. Тамбов, ТГТУ, 2008. 55с.
11. Сергієнко Н.Е., Митропан Д.М., Сергієнко А.Н., Понеделько С.Н. *Особенности конструкций коробок передач современных легковых автомобилей*. Вестник НТУ „ХПИ”. Сборник научных трудов. Тематический выпуск “Транспортное машиностроение”. Харьков НТУ „ХПИ”. 2005. №37.
12. Сергієнко М.Є. Скрипник І.А., Забелинський З.Є., Каліновський В.С., Твердохліб О.В. Вплив параметрів конструкції багатодискової муфти на стабільність. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я. Матеріали XVI міжнародної н.-практ. конференції*. Ч.1. Харків: НТУ «ХПІ». 2009. С. 236.

References (transliterated)

1. Gol'd V.V. Fal'kevich B.S. *Teoriya, konstruirovaniye i raschet avtomobilya* [Theory, design and calculation of the car]. Moskva: Mashgiz, 1957. 535s.
2. GOST 21398 *Avtomobili gruzovyye. Obshchiye tekhnicheskyye trebovaniya* [Trucks. General technical requirements]. Moskva, Izdatel'stvo standartov, 1995. 115s.
3. Ostretsov A.V., Krasavin P.A., Voronin V.V. *Avtomobil'nyye stsepleniya* [Car clutches.]. Moskva: MGТУ «МАМИ», 2011. 99s.
4. Barskiy I.B., Borisov S.G., Galyagin V.A. *Stseple-niya transportnykh i tyagovykh mashin.* [Couplings of transport and traction machines.] Moskva: Mashinostroyeniye, 1989. 344 s.
5. Sergiienko M.É. Perevoznik A.S. Svidlo V.S. *Rozrobka sistemi keruvannya i doslidzhennya yelemen-tiv original'nogo zdvoenogo*

- zcheplennya. [Development of a control system and research of elements of the original dual clutch.] *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей КHXVІ міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2018*, 16-18 травня 2018r.: у 4 ч. CH. I. za red. prof. Sokola È.І. Kharkiv: NTU „KHPI”. 188 s.
6. Sergiyenko N.Ye., Pat. 2645514 Rossiyskaya Federa-tsiya. *Sistema upravleniye muftoy stsepleniya transportnogo sredstva* [Vehicle clutch control system]. 2018.
 7. Sergiënko M.È., Sergiënko, A.N *Doslídzhennya natisknogo diska zcheplennya avtomobilya*. [Study of the clutch push disk of the car] Zb. n. prats' Akademii vnutrishnikh viys'k MVS Ukraïni. KH., 2009. S. 49-52
 8. Sergiënko M.È., Sergiënko A.M., Khudoliy O.Í. Pat. na vinakhid 101711, Ukraïna. *Dvokhpotokova mufta* [Two-threaded coupling]. 2011.
 9. Korobki peredach [Gearboxes] VAG. URL: <https://otoba.ru/transmissii/vag> – (data zvernennya: 02.11.2018).
 10. Melisarov V.M., Brusenkov A.V., Bespal'ko P.P. *Avtomobil'. Analiz konstruktsiy, elementy rasche-ta*. Tambov, TGTU, 2008. 55s.
 11. Sergiyenko N. Ye., Mitropan D.M., Sergiyenko A.N., Ponedelko S.N. *Osobnosti konstruktsiy ko-robok peredach sovremennykh legkovykh avtomobiley*. [Features of gearbox designs of modern cars]. Vestnik NTU „KHPI”. Sbornik nauchnykh trudov. Tematicheskyy vypusk „Transportnoye mashinostroyeniye”. Khar'kov: NTU „KHPI”. 2005. №37.
 12. Sergiënko M.È. Skripnik Í.A., Zabelishens'kiy Z.Ye., Kalinovs'kiy V.S., Tverdokhlib O.V. *Vpliv parametriv konstruktsii bagatodiskovoï mufti na stabil'nist'*. [Influence of design parameters of multidisk clutch on stability]. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я. Materiali KHVI міжнародної n.-prakt. konferentsii*. CH.I. Kharkiv: NTU «KHPI», 2009. S. 236

Hadziuuta (received) 01.10.2020

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

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

Свідло Віталій Сергійович (Свидло Виталий Сергеевич, Svidlo Vitaliy Sergeevich) – аспірант кафедри «Автомобіле- і тракторобудування» Національно технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4614-3125>; e-mail: svivs@ukr.net.

Перевозник Анатолій Семенович (Перевозник Анатолий Семенович, Perevoznik Anatoliy Semonovich) – директор Харківського автомобіль-дорожнього коледжу; Харків, Україна; ORCID:0000-0001-9475-6068 ; e-mail: lfxad@gmail.com;