

Богомолов В.О.,
Клименко В.І.,
Михалевич М.Г.,
Леонт'єв Д.М.,
Ярита О.О.,
Рябуха Ю.О.,
Усков О.І.

Харківський національний
автомобільно-дорожній університет,
м. Харків, Україна
E-mail: klimenko@khadi.kharkov.ua

**ВАРІАНТИ РЕАЛІЗАЦІЇ МЕХАНІЗМУ
КОМПЕНСАЦІЇ ЗНОСУ ФРИКЦІЙНИХ
НАКЛАДОК ВЕДЕНОГО ДИСКУ ЗЧЕПЛЕННЯ
І ЙОГО ЗАСТОСУВАННЯ ДЛЯ ВАНТАЖНИХ
АВТОМОБІЛІВ ТА АВТОБУСІВ**

УДК 621.83

В роботі зроблено акцент на вплив зносу фрикційних накладок веденого диску зчеплення на його експлуатаційні показники, а саме швидкодю та точність роботи. Окремо наголошується на важливості врахування величини зносу фрикційних накладок веденого диску у контексті автоматизації процесу керування агрегатами трансмісії автомобіля, зокрема зчепленням. Також припускається застосування механізму компенсації зносу накладок, що дозволить отримати конструкцію, яка під час усього періоду роботи буде відповідати основним вимогам, що висувуються до приводів керування зчепленням, незалежно від стану фрикційних накладок веденого диску. Приведено аналіз відомих способів компенсації зносу фрикційних накладок в механізмі керування зчепленням. Відзначено, що існуючі варіанти механізмів компенсації зносу фрикційних накладок застосовуються переважно у конструкції легкових автомобілів та реалізовані безпосередньо у механізмі зчеплення. Запропоновані конструкції та описано принцип дії механізмів компенсації зносу фрикційних накладок, які адаптовано для роботи у складі приводу зчеплення вантажних автомобілів та автобусів. При цьому суттєвою їх відмінністю від відомих конструкцій є те, що вони перебувають у складі приводу зчеплення, а саме пневматичному циліндрі підсилювача. Обидва запропоновані варіанти механізмів компенсації зносу фрикційних накладок зчеплення вантажних автомобілів реалізовано на основі відомих раніше технічних рішень: обгінної муфти та гідравлічного компенсатора. У випадку застосування у конструкції пневматичного циліндра обгінної муфти відзначено недолік у вигляді високих контактних напружень в зоні торкання кульки, штока та конічної поверхні поршня, а також достатньо великі габаритні розміри механізму компенсації. При цьому варіант механізму із гідравлічним компенсатором, який встановлено між двома частинами штока підсилювача приводу керування зчепленням, виглядає більш перспективним і не має очевидних недоліків, окрім збільшення кількості деталей. При цьому обидва представлені рішення мають беззаперечну перевагу – їх можна реалізувати на серійних пневмогідравлічних підсилювачах зчеплення.

Ключові слова: трансмісія, зчеплення, фрикційні накладки, привод зчеплення, компенсація зносу накладок.

Вступ. Одна з найбільш актуальних проблем сучасного автомобілебудування – спрощення і полегшення процесу керування автомобілем не може бути вирішена без автоматизації керування трансмісією [1 – 4]. Враховуючи сучасний рівень науки та технологій, постійний розвиток мікропроцесорної техніки, можна стверджувати, що у найближчі десятиліття автомобілі з автоматичними трансмісіями вийдуть на лідируючі позиції у світовому автомобілебудуванні не лише з точки зору рівня комфорту керування, а й по кількості виробництва. При цьому слід відзначити стрімке поширення автоматичних трансмісій не лише на легкових автомобілях, а й на автобусах та вантажівках.

Під час проектування автоматичних систем не слід забувати, що чим вище рівень автоматизації, тим складніші завдання повинна виконувати система керування. Висока точність та надійна робота системи керування автоматичною трансмісією неможлива за умови присутності у приводах окремих агрегатів неврахованих зазорів та деформацій. У цьому аспекті важливим вбачається питання компенсації зносу фрикційних накладок диску зчеплення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Достатньо багато авторів в Україні та за кордоном у своїх роботах приділяють увагу розробці та вдосконаленню приводів керування зчепленням транспортних засобів [5 – 8]. Зокрема, в роботі [8] автор вказує на вагомий вплив зносу фрикційних накладок веденого диску зчеплення на характеристики приводу, а саме його динамічні показники. В роботі [8] приведено результати експериментальних досліджень динаміки виконавчого механізму електропневматичного приводу зчеплення. Стан фрикційних накладок веденого диску зчеплення характеризується зміною початкового положення поршня виконавчого механізму приводу. Таким чином можна зробити припущення, що подібні результати можна отримати і при роботі пневмогідравлічного підсилювача приводу зчеплення, який застосовується у конструкції більшості великовантажних автомобілів та автобусів.

Аналіз приведених результатів дозволяє зробити висновок про зниження швидкості приводу зчеплення до 10% у разі використання зношених фрикційних накладок.

Таким чином, під час проектування виконавчих механізмів приводів зчеплення потрібно враховувати зміну товщини фрикційних накладок веденого диску або застосувати механізми компенсації зносу. Це дозволить отримати конструкцію, яка під час усього періоду роботи буде відповідати основним вимогам, що висуваються до приводів керування зчепленням [9, 10], незалежно від стану фрикційних накладок веденого диску механізму зчеплення.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою даної роботи є аналіз існуючих конструкцій компенсації зносу фрикційних накладок в механізмі керування зчепленням та варіанти реалізації подібних систем у приводах зчеплення вантажних автомобілів.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- проаналізувати існуючі конструкції механізмів компенсації зносу фрикційних накладок, виявити їх переваги та недоліки;
- запропонувати конструкції механізмів компенсації зносу фрикційних накладок перспективні для використання у приводах зчеплень великовантажних автомобілів та автобусів.

Аналіз способів компенсації зносу фрикційних накладок в механізмі керування зчепленням. У процесі експлуатації в результаті зносу фрикційних накладок натискний диск зміщується у бік маховика, змінюючи жорсткість пружин зчеплення (рис. 1). У зчепленні з периферійними пружинами, які мають лінійну пружну характеристику, це призводить до зниження натискного зусилля і переданого моменту тертя аж до появи вірогідності пробуксовування зчеплення. У зчепленнях з діафрагмовою пружиною, яка має нелінійну пружну характеристику, зусилля при зносі накладок зростає. Застосування діафрагмової пружини дозволяє спростити конструкцію та приблизно вдвічі скоротити кількість деталей, зменшити розмір зчеплення та задіяти пелюстки пружини у якості важелів вимикання. Діафрагмова пружина забезпечує рівномірний розподіл зусиль по всій накладці та не потребує періодичного регулювання.

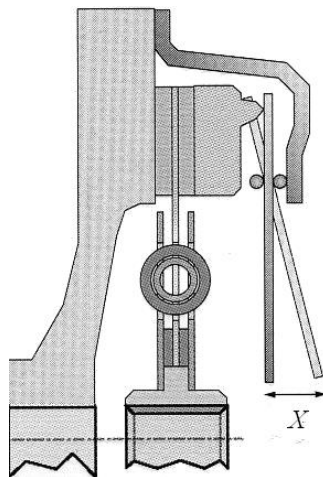


Рис. 1 – Зміна положення діафрагмової пружини при зносі накладок веденого диска зчеплення

У автомобілебудуванні відомі декілька варіантів реалізації механізмів компенсації зносу фрикційних накладок. Перший з них відомий під назвою Xtend.

У процесі роботи зчеплення фрикційні накладки поступово зношуються, внаслідок чого, з часом, положення діафрагмової пружини змінюється. Як відомо, величина робочого ходу діафрагмової пружини конструктивно задає і максимально допустиму товщину накладок, тому підвищення терміну служби зчеплення шляхом збільшення товщини накладок не вбачається можливим.

Система автоматичної компенсації зносу накладок веденого диска Xtend (рис. 2) включає: два інсталяційних кільця 5, дві пружини розтягування, утримуючу пружину 4, зубчастий повзун та обмежувач (упор) 3 на кожусі зчеплення.

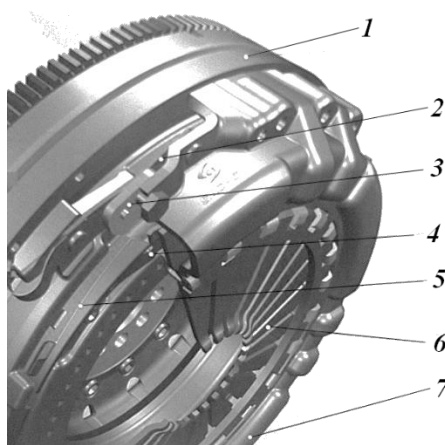


Рис. 2 – Зчеплення з системою Xtend:

1 – двомасовий маховик; 2 – тангенціальні пластинчасті пружини кріплення натискного диска до кожуха зчеплення;
3 – обмежувач (упор) на кожусі зчеплення; 4 – утримуюча пружина; 5 – установочні кільця; 6 – діафрагмова пружина;
7 – кожух зчеплення

В системі Xtend передбачено компенсаційний механізм (рис. 3), за допомогою якого спочатку реєструється зменшення товщини накладок, яке точно відповідає збільшенню переміщення натискного диска 6 щодо кожуха зчеплення, а отже, і щодо обмежувача 5 і утримує пружини 4, шляхом повертання інсталяційного кільця 1 щодо натискного диска 6, автоматично компенсується зазор, який виникає в результаті зносу накладок.

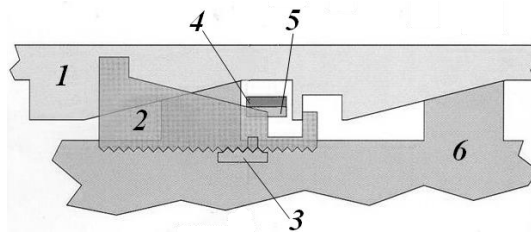


Рис. 3 – Схема роботи системи Xtend:

1 – установче кільце; 2 – зубчастий повзун; 3 – зубчаста рейка; 4 – утримуюча пружина; 5 – обмежувач; 6 – натискний диск

Діафрагмова пружина (рис. 4) впливає на натискний диск не безпосередньо (через виступ), як у звичайному зчепленні, а через інсталяційні кільця. Одне кільце контактує з натискним диском по похилій площині, а на інше спирається діафрагмова пружина. При ввімкненому стані зчеплення, пружина одним кінцем прикріплена до натискного диску, а іншим спирається на обмежувач.

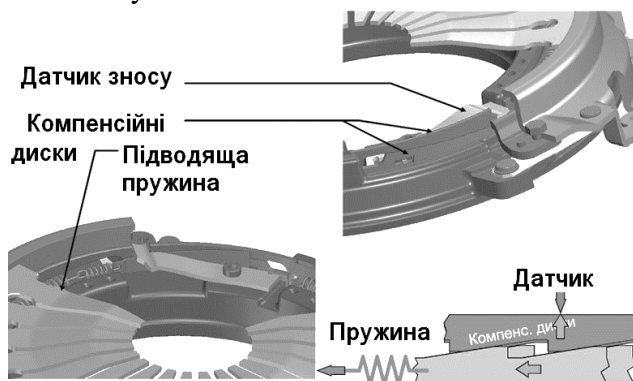


Рис. 4 – Автоматична компенсація зносу Xtend

Механізми компенсації зносу фрикційних накладок для використання у приводах зчеплень великовантажних автомобілів та автобусів. В першу чергу, знос фрикційних накладок пропонується компенсувати за рахунок конструкції виконавчого механізму приводу керування зчепленням. Для цього необхідно оснастити механізм керування зчепленням лінійною муфтою вільного ходу з механізмом кінематичного розблокування, який складається з кулькового механізму блокування, конічної блокуючої поверхні поршня і двох тарілчастих пружин. Механізм блокування знаходиться в поршні і кульками оточує шток підсилювача (рис. 5).

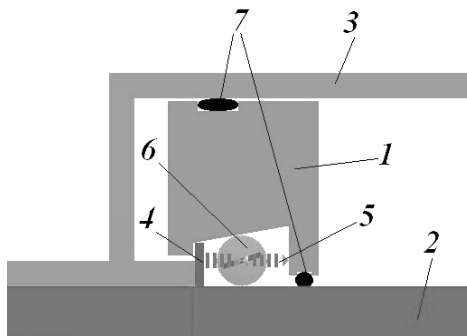


Рис. 5 – Принципова схема лінійної муфти вільного ходу з механізмом кінематичного розблокування:
 1 – поршень; 2 – шток; 3 – циліндр виконавчого механізму; 4 – пружина розблокування; 5 – блокуюча пружина;
 6 – кулька; 7 – ущільнення

Функціонально, механізм працює таким чином: при передачі зусилля від поршня 1 до штока 2 під час вимикання зчеплення відбувається блокування механізму за рахунок попереднього стискування блокуючої пружини 5. При цьому кулька 6 затиснута між

штоком і внутрішньою конічною поверхнею поршня. При цьому шток з поршнем рухається праворуч. При вмиканні зчеплення тиск повітря на поршень зменшується і натискні пружини повертають шток з поршнем в заблокованому стані в початкове положення. У разі незначного зносу фрикційних накладок у кінці ходу поршня розблокування механізму не відбувається, оскільки зусилля заздалегідь не стислої пружини розблокування 4 недостатньо для розблокування механізму і подолання зусилля блокуючої пружини. Тому при малому зносі накладок спільне початкове положення поршня зі штоком змінюватиметься завдяки невеликій деформації пружини розблокування. Досягнувши істотного зносу накладок, поршень зі штоком, прийшовши до початкового положення, настільки деформує пружину розблокування, що вона, здолавши зусилля блокувальної пружини, розблоковує механізм. Після цього шток зміщується ліворуч під дією натискних пружин зчеплення незалежно від поршня, а поршень, під дією пружини, що розблоковує механізм вільного ходу, трохи зміщується праворуч до положення, яке він займав за відсутності зносу накладок.

У якості негативної сторони конструкції слід вказати високі контактні напруга в зоні торкання кульки, штока та конічної поверхні поршня.

Для високоміцних легованих сталей марок 12ХН3А, 20ХН3А, 12ХН4А, 18ХГТ і подібних $C_R=310$, HRC досягає значення 63, N_0 доходить до $140 \cdot 10^6$. Для звичайного терміну служби механізму зчеплення $N=10^6$ спрацьовувань. Відповідно, для повного терміну служби зчеплення допустимі контактні напруги становлять

$$\sigma_0 = 4,45 \cdot 10^4. \quad (1)$$

Відповідно для 500 000 спрацьовувань (половина терміну служби) допустимі контактні напруги становлять

$$\sigma_1 = 4,995 \cdot 10^4. \quad (2)$$

Отримаємо наступну залежність максимальної контактної напруги від радіусу кульки (рис. 6), порівняно із допустимими значеннями, вважаючи, що застосовується максимально можлива кількість кульок даного радіусу:

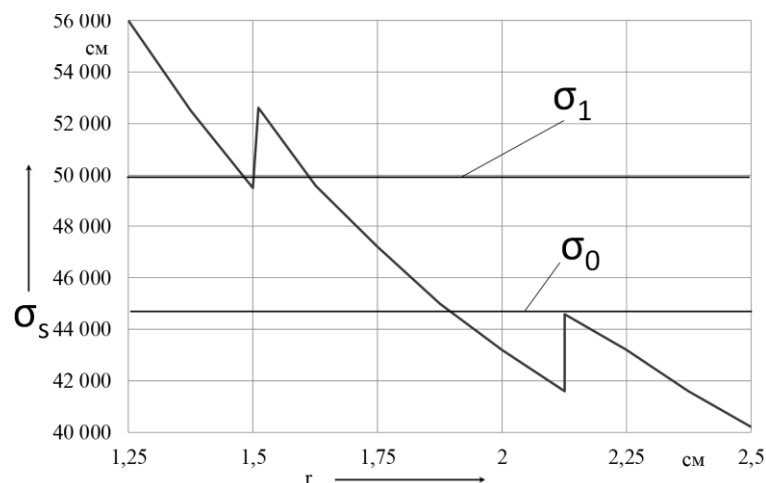


Рис. 6 – Залежність максимальних контактних напруг від радіусу кульки

З графіку видно, що для забезпечення роботи механізму на повному терміні служби зчеплення, досить робити кульки радіусом близько 2 см, а для відпрацювання половини терміну служби – приблизно 1,5 см.

Інший варіант, який забезпечить зменшення габаритів та маси пневмогідролічного підсилювача, полягає у створенні штока, що має дві секції. Завдяки такій конструкції компенсація зносу фрикційних накладок буде забезпечуватись зміною довжини штока, а не переміщенням поршня, як у попередній конструкції (рис. 7 а).

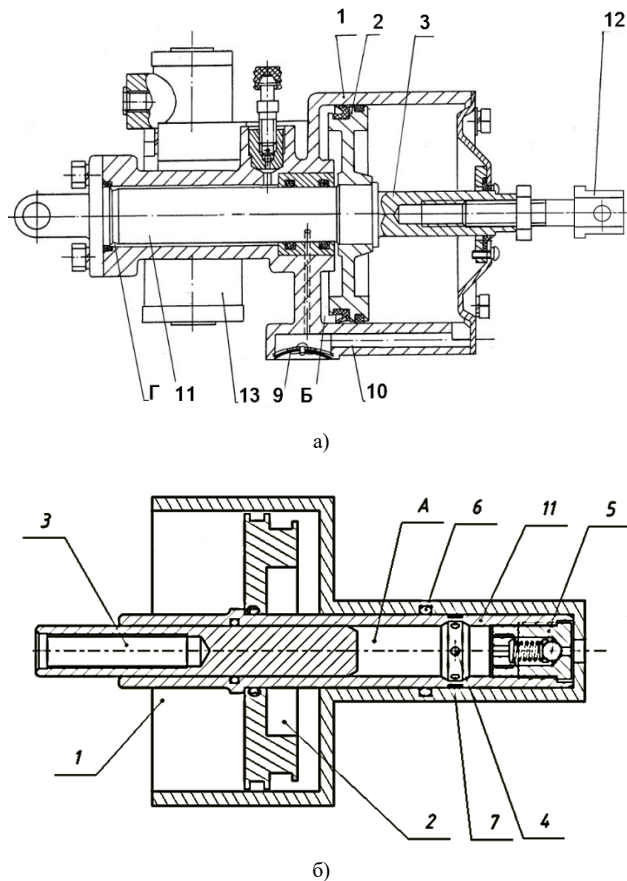


Рис. 7 – Пропонована конструкція пневмогідралічного підсилювача:
а – загальний вигляд пропонованої конструкції пневмогідралічного підсилювача; б – конструкція механізму компенсації зносу фрикційних накладок, що розташована у штоці пневмогідралічного підсилювача.

Передача зусилля між двома секціями штоку здійснюється за рахунок замкнутої порожнини А (рис.7 б). Доступ рідини у порожнину А контролюється зворотним клапаном 5. Завдяки системі компенсації зносу фрикційних накладок циліндр 1 (рис.7), виконаний коротше традиційних конструкцій, і забезпечує тільки хід, необхідний для вимикання зчеплення. Механізм автоматичної компенсації зносу складається з двох штоків: внутрішнього 3 і зовнішнього 11. Між ними знаходиться порожнина А з гальмівної рідиною, яка відокремлена від контуру приводу вимикання зчеплення кулькою зі зворотнім клапаном 5.

Принцип роботи механізму аналогічний гідралічному компенсатору зазору, що використовується у газорозподільному механізмі. Під час натискання на педаль зчеплення тиск гальмівної рідини надходить у порожнину між двома штоками через зворотній клапан і виштовхує внутрішній до упору. Крім цього, тиск впливає на чутливий елемент прискорювального клапана, забезпечуючи тим самим, подачу повітря в силову порожнину Б циліндра 1. Рухаючись вперед, поршень 2 штовхає зовнішній шток 11, при цьому завдяки заблокованому зворотному клапану 5 гідралічна порожнина А між поршнями 11 і 3 виявляється замкнутою і забезпечує передачу зусилля від поршня 2 зі штоком 11 до штоку 3. При вимиканні зчеплення відбувається випуск повітря з порожнини Б і повернення всього механізму до вихідного стану під дією зворотних пружин. При багаторазовому вимиканні зчеплення відбувається знос накладок, що призводить до поступового невеликого зсуву штока 3 всередину штока 11, зайвий тиск, який залишається в замкнутій гідралічній порожнині після вимикання зчеплення з плинном часу (при русі без виключення зчеплення) стравлюється через нещільності в клапані 5.

Можливі бульбашки повітря в замкнутій гідравлічній порожнині А видаляються через радіальні отвори 4, розташовані поруч з клапаном і покриті кільцем 7 з пористого матеріалу, що пропускає повітря. При активації підсилювача кільце разом зі штоком 11 переміщується під ущільнювач 6, завдяки чому забезпечується ізоляція замкнутої гідравлічної порожнини А від контуру вимикання зчеплення. Для цієї процедури необхідно передбачити частину холостого ходу штока 11.

Висновок. В роботі приведено дві нові принципові схеми механізмів компенсації зносу фрикційних накладок. Відзначається, що дані конструкції є привабливими для застосування у загальновідомих елементах приводів зчеплення вантажних автомобілів та автобусів, таких як пневмогідравлічні або електропневматичні підсилювачі.

Перевагою запропонованих конструкцій, окрім компенсації зносу фрикційних накладок веденого диску зчеплення, є зниження масово-габаритних показників.

Література:

1. *Захарик Ю.М.* Исполнительные механизмы систем автоматического управления механическими трансмиссиями// Грузовик & №4. – М.: ФГУП «Издательство «Машиностроение». – 2009. – С. 15-24.
2. *Москаленко В.В.* Электрический привод: Учеб. для электротехн. спец. техн. – М: Высшая школа, 1991. – 430с.
3. *Руктешель О.С.* Электропневматический привод сцепления автопоезда / *Руктешель О.С., Захарик Ю.М., Черванев А.Д.* – Автомобильная промышленность. – Вып.№10. – 1991. С.6– 7.
4. *Румянцев Л. А.* Проектирование автоматизированных автомобильных сцеплений / *Леонид Александрович румянцеv.* – М.: «Машиностроение», 1975. – 176 с.
5. *Богомолов В. А.* Пути повышения быстродействия исполнительного механизма электропневматического привода сцепления автомобилей / *В. А. Богомолов, В. И. Клименко, Н. Г. Михалеvич, А. А. Ярита*// Вісник СевНТУ. Серія Машиноприладобудування та транспорт – 2013. Вип. №142.– С.73 – 75.
6. *Емельянов Е. П.* Исследование динамики управляемого электромеханического привода сцепления автомобиля: дис. ... кандидата техн. наук: 01.02.06 / *Емельянов Иван Павлович.* – Курск, 2007. – 128с.
7. *Захарик Ю. М.* Динамика модернизированного привода сцепления / *Юрий Михайлович Захарик* // Грузовик & – 2003. – №5. – С. 13 – 14.
8. *Ярита А.А.* Влияние износа фрикционных накладок на быстродействие электропневматического привода управления сцеплением / *Александр Александрович Ярита* // Труды Одесского политехнического университета: Научный и научно-производственный сборник – Одесса, 2014. – Вып. 1(43). – 292с.
9. Грузовые автомобили. Общие технические требования: ГОСТ 21398-89 – [введен в Украине 1991-01-01] – М.: Изд-во стандартов, 1990. – 15 с.
10. *Барский И.Б.* Сцепления транспортных и тяговых машин/ *И.Б. Барский, С.Г. Борисов, В.А. Галягин . и др.*; Под. ред. Ф.Р. Геккера и др. – М.: Машиностроение, 1989. – 344 с.

Summary

V. Bogomolov, V. Klimenko, M. Mikhalevich, D. Leontyev, O. Yarita, Y. Ryabukha, O. Uskov Options for realization of the mechanism of compensation for the fixtural accumulation of the drive component discontinuation and its application for cargo cars and vehicles

In the paper influence of the wear of the friction plates of the driven disc of the clutch on it's characteristics, that is speed and precision are accent. It is also noted the importance of take into consideration the measure of the wear of the friction plate of the clutch's disk in the context of automation of the control process of the driveline parts of the car, an especially clutch. Also, the mechanism of compensation for wear of friction plate is considered, which will allow obtaining a design that, during the all period of operation, will meet the basic requirements for clutch's drive, regardless of the state of the friction plates of the driven disk. The analysis of known methods of compensating wear of friction plate clutch in the mechanism of clutch control is given. It is noted that existing variants of mechanisms of compensation of wear of friction plate are used mainly in the design of cars and implemented directly in the clutch mechanism. The proposed designs and describes the principle of the mechanisms of compensation of wear of friction plate, which are adapted to work as part of the drive for the coupling of trucks and buses. Wherein, their essential difference from the known designs is that they are part of the clutch's drive, namely the pneumatic cylinder of the amplifier. Both offered variants of mechanisms of compensation of wear of friction plate of vehicle are realized on the basis of the previously known technical solutions: a free-wheel unit and a hydraulic compensator. In the case of using in a design of the pneumatic cylinder of the free-wheel unit, was noted an imperfection in the form of high contact stress in the zone of contact of the ball, to rod and conical surface of the piston, as well as sufficiently large overall dimensions of the compensation mechanism. The version of the mechanism with a hydraulic compensator, which is installed between the two parts of the rod of the clutch's amplifier, looks more promising and has no obvious imperfections, except for the increase in the number of parts. Both of these solutions have an undeniable advantage - they can be realized on pneumatic clutch's amplifiers that manufactured serial.

Keywords: transmission, clutch, friction pads, clutch drive, compensation for wear pads.

References

1. Zaharik Yu.M. *Ispolnitelnyie mehanizmyi sistem avtomaticheskogo upravleniya mehanicheskimi transmissiyami*// Gruzovik & #4. – M.: FGUP «Izdatelstvo «Mashinostroenie». – 2009. – S. 15-24.
2. Moskalenko V.V. *Elektricheskiy privod: Ucheb. dlya elektrotehn. spets. tehn.* – M: Vysshaya shkola, 1991. – 430s.
3. Ruktshel O.S. *Elektropnevmaticheskiy privod stsepleniya avtopoezda* / Ruktshel O.S., Zaharik Yu.M., Chervanov A.D. – Avtomobilnaya promyshlennost. – Vyip.#10. – 1991. S.6– 7.
4. Rumyantsev L. A. *Proektirovanie avtomatizirovannyih avtomobilnyih stseplenyi* / Leonid Aleksandrovich rumyantsev. – M.: «Mashinostroenie», 1975. – 176 s.
5. Bogomolov V.A. *Puti povyisheniya byistrodeystviya ispolnitelnogo mehanizma elektropnevmaticheskogo privoda stsepleniya avtomobilye* / V. A. Bogomolov, V. I. Klimenko, N. G. Mihalevich, A. A. Yarita// VIsnik SevNTU. SerIya Mashinopriladobuduvannya ta transport – 2013. Vip. #142.– C.73 – 75.
6. Emelyanov E. P. *Issledovanie dinamiki upravlyaemogo elektromehaniicheskogo privoda stsepleniya avtomobilya: dis. ... kandidata tehn. nauk: 01.02.06* / Emelyanov Ivan Pavlovich. – Kursk, 2007. – 128s.
7. Zaharik Yu. M. *Dinamika modernizirovannogo privoda stsepleniya* / Yuriy Mihaylovich Zaharik // Gruzovik & – 2003. – #5. – S. 13 – 14.

8. Yarita A.A. *Vliyanie iznosa friktsionnyih nakladok na byistrodeystvie elektropnevmaticheskogo privoda upravleniya stsepleniem* / Aleksandr Aleksandrovich Yarita // Trudy Odesskogo politehnicheskogo universiteta: Nauchnyiy i nauchno-proizvodstvennyiy sbornik – Odessa, 2014. – Vyip. 1(43). – 292s.
9. *Gruzovyye avtomobili. Obschie tehniccheskie trebovaniya: GOST 21398-89* – [vveden v Ukraine 1991-01-01] – M.: Izd-vo standartov, 1990. – 15 s.
10. Barskiy I.B. *Stsepleniya transportnyih i tyagovyih mashin*/ I.B. Barskiy, S.G. Borisov, V.A. Galyagin . i dr.; Pod. red. F.R. Gekkeri i dr. – M.: Mashinostroenie, 1989. – 344 s.