

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

MINISTRY OF EDUCATION
AND SCIENCE OF UKRAINE

National Technical University
"Kharkiv Polytechnic Institute"

**Вісник Національного технічного
університету «ХПІ». Серія:
Автомобіле- та тракторобудування**

**Bulletin of the National Technical
University "KhPI". Series:
Automobile and Tractor Construction**

№ 1'2020

№ 1'2020

Збірник наукових праць

Collection of Scientific papers

Видання засноване у 1961 р.

The edition was founded in 1961

Харків
НТУ «ХПІ», 2020

Kharkiv
NTU "KhPI", 2020

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Automobile and Tractor Construction: зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Харків : НТУ «ХПІ», 2020. – № 1'2020. – 60 с. – ISSN 2078-6840.

Видання присвячене висвітленню питань щодо конструювання, експериментального дослідження, математичного моделювання автомобілів, тракторів та військової техніки, їх вузлів, агрегатів, систем. Крім того, подаються розробки з питань експлуатації, довговічності, ремонту та вдосконалення їх конструкції.

Для науковців, викладачів вищої школи, аспірантів, студентів і фахівців в галузі автомобілів та тракторів.

The publication is devoted to the issues of design, experimental research, mathematical modeling of cars, tractors, and military equipment, their components, units, systems. In addition, developments on the issues of operation, durability, repair, and improvement of their design are submitted.

For scientists, teachers of higher education, post-graduate students, students and specialists in the field of cars and tractors.

Свідцтво Держкомітету з інформаційної політики України

КВ №24255-14095Р від 27.12.2019 року.

Мова статей – українська, російська, англійська.

Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія «Автомобіле- та тракторобудування», індексується в наукометричних базах WorldCat і Google Scholar і включений у довідник періодичних видань бази даних Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA).

Офіційний сайт видання: <http://www.kpi.kharkiv.edu/aandtc/>

Засновник Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

Founder National Technical University
"Kharkiv Polytechnic Institute"

Головний редактор

Сокол Є. І., д-р техн. наук, чл.-кор. НАН України,
НТУ «ХПІ», Україна

Заст. головного редактора

Марченко А. П., д-р техн. наук, проф., НТУ «ХПІ»,
Україна

Секретар вісника

Горбунов К. О., к.т.н., доц., НТУ «ХПІ», Україна

Редакційна колегія серії

Відповідальний редактор:

Самородов В. Б., д-р техн. наук, проф., НТУ
«ХПІ», Україна

Заст. відповідального редактора

Бондаренко А.І., д-р техн. наук, доц., НТУ «ХПІ»,
Україна

Відповідальний секретар:

Селевич С. Г., к.т.н., доц., НТУ «ХПІ», Україна

Члени редколегії:

Пітер Требуна, д-р філ. наук, проф., Технічний
університет у Кошице, Словаччина

Мілан Едл, к.т.н., доц., Університет Західної
Богемії, Чеська Республіка

Волонцевич Д. О., д-р техн. наук, проф., НТУ
«ХПІ», Україна

Кальченко Б. І., д-р техн. наук, проф., НТУ «ХПІ»,
Україна

Лебедев А. Т., д-р техн. наук, проф., Харківський
національний технічний університет сільського
господарства імені Петра Василенка, Україна

Шуляк М. Л., д-р техн. наук, доц., Харківський
національний технічний університет сільського
господарства імені Петра Василенка, Україна

Клец Д. М., д-р техн. наук, проф., Харківський
національний автомобільно-дорожній університет,
Україна

Editor-in-chief

Sokol E. I., dr. tech. sc., member-cor. of National Academy
of Sciences of Ukraine, NTU "KhPI", Ukraine

Deputy editor-in-chief

Marchenko A. P., dr. tech. sc., prof., NTU "KhPI",
Ukraine

Secretary of bulletin

Gorbunov K. O., Ph.D., docent, NTU "KhPI", Ukraine

Editorial staff

Associate editor:

Samorodov V. B., dr. tech. sc., prof., NTU "KhPI",
Ukraine

Deputy associate editor:

Bondarenko A.I., dr. tech. sc., docent, NTU "KhPI",
Ukraine

Executive secretary:

Selevych S.G., Ph.D., docent, NTU "KhPI", Ukraine

Editorial staff members:

Piter Trebuna, dr. philosoph. sc., prof., Technical
University in Kosice, Slovakia

Milan Edl, Ph.D., docent, University of west Bohemia,
Czech Republic

Volontsevych D. O., dr. tech. sc., prof., NTU "KhPI",
Ukraine

Kalchenko B. I., dr. tech. sc., prof., NTU "KhPI",
Ukraine

Lebedev A. T., dr. tech. sc., prof., Kharkiv Petro
Vasylenko National Technical University of Agriculture,
Ukraine

Shulyak M. L., dr. tech. sc., docent, Kharkiv Petro
Vasylenko National Technical University of Agriculture,
Ukraine

Klets D. M., dr. tech. sc., prof., Kharkiv National
Automobile and Highway University, Ukraine

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ
«ХПІ». Протокол №6 від 13 листопада 2020р.

© Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», 2020

В.Б.САМОРОДОВ, Д.О. ГАРМАШ

**ТЕОРЕТИЧНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПОКАЗНИКІВ ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНОЇ
ТРАНСМІСІЇ ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ ПРИ ВАРІАЦІЇ РОБОЧОГО ОБ'ЄМА
ГІДРОМАШИН**

У зв'язку з ростом тенденції використання безступінчатих гідрооб'ємно-механічних трансмісій (ГОМТ) на транспортних засобах не тільки сільськогосподарського призначення, а й дорожно-будівельних, лісозаготівельних та на машинах спеціального призначення, питання щодо встановлення такого типу трансмісії на вітчизняні автомобілі КраЗ стає все гостріше та перспективніше. Найважливішою частиною безступінчатих ГОМТ є гідрооб'ємна передача (ГОП), яка забезпечує плавну зміну передаточного відношення трансмісії і складається з двох гідромашин об'ємного типу: гідронасоса та гідромотора. Визначення показників ГОП при використанні гідромашин з різним робочим об'ємом є обов'язковим кроком, без якого неможлива подальша робота в напрямку використання безступінчатих ГОМТ на вантажних автомобілях спеціального призначення. У статті йдеться про теоретичне визначення показників ГОМТ при використанні в ГОП аксіально-поршневих гідромашин різного робочого об'єму з похилим диском. Досліджується вплив зміни робочого об'єму на основні показники безступінчатих ГОМТ, такі як коефіцієнт корисної дії (ККД) ГОП і ГОМТ в цілому, перепад робочого тиску, потужність двигуна при русі в повнопоточному, в робочому і в транспортному режимах. Як об'єкт дослідження використана двухпоточная ГОМТ №1, розроблена кафедрою «Автомобіле-і тракторобудування» Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», автомобіль КраЗ 6233М і аксіально-поршневі гідромашини робочим об'ємом 89 см³, 118 см³ виробництва акціонерного товариства «Гідросила» та 150 см³ виробництва італійської фірми Bondioli & Pavesi. Подано рекомендації щодо можливої безступінчастої ГОМТ для автомобіля типу КраЗ 6233М.

Ключові слова: автомобіль, безступінчата трансмісія, гідрооб'ємна передача, параметр регулювання, матричний аналіз, гідравлічні машини, робочий об'єм, перепад тиску, коефіцієнт корисної дії.

В. Б. САМОРОДОВ, Д. А. ГАРМАШ

**ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ГИДРООБЪЕМНО-
МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ ПРИ ВАРЬИРОВАНИИ
РАБОЧЕГО ОБЪЕМА ГИДРОМАШИН**

В связи с ростом тенденции использования бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий (ГОМТ) на транспортных средствах, не только сельскохозяйственного назначения, но и дорожно-строительных, лесозаготовительных и машинах специального назначения, вопрос установки такого типа трансмиссии на отечественный автомобиль КраЗ становится все острее и перспективнее. Важнейшей частью бесступенчатых ГОМТ является гидрообъемная передача (ГОП), которая обеспечивает плавное изменение передаточного отношения трансмиссии и состоит из двух гидромашин объемного типа: гидронасоса и гидромотора. Определение показателей ГОП при использовании гидромашин с различным рабочим объемом является обязательным шагом, без которого невозможна дальнейшая работа в направлении использования бесступенчатых ГОМТ на грузовых автомобилях специального назначения. В статье речь идет о теоретическом определении показателей ГОМТ при использовании в ГОП аксиально-поршневых гидромашин разного рабочего объема с наклонным диском. Исследуется влияние изменения рабочего объема на основные показатели бесступенчатых ГОМТ, такие как коэффициент полезного действия (КПД) ГОП и ГОМТ в целом, перепад рабочего давления, мощность двигателя при движении в полнопоточном, в рабочем и в транспортном режимах. В качестве объекта исследования использована двухпоточная ГОМТ №1, разработанная кафедрой «Автомобиле- и тракторостроение» Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», автомобиль КраЗ 6233М и аксиально-поршневые гидромашини рабочим объемом 89 см³, 118 см³ производства акционерного общества «Гидросила» и 150 см³ производства итальянской фирмы Bondioli & Pavesi. Представлены рекомендации по возможной бесступенчатой ГОМТ для автомобиля КраЗ 6233М.

Ключевые слова: автомобиль, бесступенчатая трансмиссия, гидрообъемная передача, параметр регулирования, матричный анализ, гидравлические машины, рабочий объем, перепад давления, коэффициент полезного действия.

V. B. SAMORODOV, D. O. HARMASH

**THEORETICAL ANALYSIS OF THE MAIN INDICATORS OF HYDROMECHANICAL
TRANSMISSION OF A TRUCK WITH WORKING SIZE VARIATIONS**

In connection with the growing trend of using continuously variable hydro volume-mechanical transmissions (HVMT) on vehicles, not only for agricultural purposes, but also for road-building, logging and special-purpose vehicles, the issue of installing this type of transmission on a domestic KrAZ vehicle is becoming more acute and promising. The most important part of the continuously variable

HVMT is the hydrostatic transmission (HT), which provides a smooth change in the transmission ratio and consists of two positive displacement hydraulic machines: a hydraulic pump and a hydraulic motor. Determination of HT indicators when using hydraulic machines with different displacement volumes is a mandatory step, without which further work in the direction of using continuously variable HVMTs on special-purpose trucks is impossible. The article deals with the theoretical determination of HVMT indicators when using axial piston hydraulic machines of different working volume with an inclined disk in the HT. The influence of changes in the working volume on the main indicators of continuously variable HVMT is investigated, such as the efficiency (efficiency) of the HT and HVMT as a whole, the operating pressure drop, the engine power when driving in full-flow, in working and transport modes. As an object of research, we used a two-line HVMT No. 1, developed by the Department of Automobile and Tractor Engineering of the National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", a KrAZ 6233M automobile and axial piston hydraulic machines with a working volume of 89 cm³, 118 cm³ produced by the joint-stock company Gidrosila and 150 cm³ produced by the Italian company Bondioli & Pavesi. Recommendations on a possible stepless HVMT for the KrAZ 6233M vehicle are presented.

Keywords: automobile, continuously variable transmission, hydrostatic transmission, control parameter, matrix analysis, hydraulic machines, working volume, pressure drop, efficiency.

Вступ. В реаліях сучасного автомобілебудування використання безступінчастих гідрооб'ємних трансмісій (ГОМТ) являється все більше перспективним та націлено на автомобілі різного призначення [1-9]. Так за декілька років трансмісії такого типу вийшли далеко за межі тракторів сільськогосподарського призначення і успішно використовуються на:

- транспортно-технологічних машинах (самохідні багатоколісні автомобілі, важкі самоскиди, зчленовані колісні та гусеничні машини, аеродромні тягачі, військові машини);
- будівельно-дорожніх машинах (крани);
- лісотехнічних машинах (колісний харвестер Амкордор 2551 та ін.);

Зважаючи на те, що найбільшим виробником великовантажних автомобілів на Україні є акціонерне товариство «АвтоКрАЗ», автомобілі якого зарекомендували себе з кращої сторони не тільки в Європі, а й у світі в цілому, тому встановлення безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій на вантажні автомобілі КрАЗ є одним із найперспективніших та найефективніших із шляхів покращення тягових та експлуатаційних показників.

При математичному моделюванні тягових показників постає багато питань, одне з яких це залежність вихідних параметрів трансмісії від робочого об'єму гідравлічних машин та вплив його зміни на робочий тиск та коефіцієнт корисної дії (ККД).

Мета і постановка задачі. Аналіз основних показників ГОМТ вантажного автомобіля на базі трансмісійного матричного аналізу і вплив на ці показники різних робочих об'ємів гідромашин у складі ГОМТ.

1. Кінематична схема ГОМТ. На рисунку 1 зображена кінематична схема двохпоточної безступінчастої ГОМТ, яка відрізняється від схеми ГОМТ лісотехнічного трактора конструкцією планетарного ряду [5].

Вона включає в себе ГОП, що складається з гідромашини 1 (4, ГМ1 - гідронасос, з регулюванням

подачі робочої рідини та гідромашини 2 (10, ГМ2 - гідромотор, що не регулюється), двох планетарних рядів, зі складною сонячною шестернею 7 першого (k1) ряду, яка в свою чергу є водилом другого (k2) ряду. Складна коронна шестерня другого ряду є водилом першого ряду, та одночасно вихідною ланкою трансмісії. Принцип роботи трансмісії наступний. При вмиканні фрикціонів Ф1, Ф2 та вимиканні Ф3, ГОМТ працює в однопоточковому режимі. При цьому потужність від двигуна 1 через вал 2 передається на гідронасос 4. Далі потужність з гідромотора 10 передається через шестерні 11 та 8 на коронну шестерню першого планетарного ряду 6 та одночасно через шестерні 12 та 13 на сонячну шестерню 15 другого ряду. В результаті потужність підсумовується на виході ланки 5, входить в узагальнений редуктор 9 (роздавальна коробка і головна передача моста) та прямує на ведучі колеса.

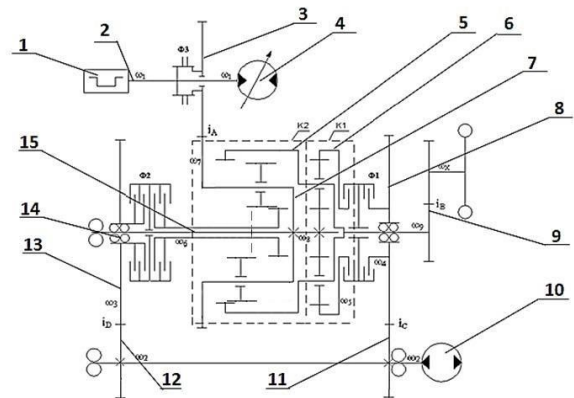


Рис. 1. Кінематична схема безступінчастої ГОМТ щодо вантажного автомобіля КрАЗ – 6233М6

Перший діапазон (робочій) двохпотокowego режиму роботи здійснюється при вмиканні фрикціонів Ф3, Ф1 та вимиканні фрикціону Ф2. В цьому випадку потужність від двигуна 1 одночасно передається на гідронасос 4 та через зубчасте колесо 3 на складне водило 7 другого планетарного ряду. Через гідромотор 10 та замкнутий фрикціон Ф1 потужність передається на коронну шестерню 6 першого планетарного ряду. В результаті потужність підсумовується на складному водилі першого планетарного ряду та виходить до узагальненого редуктора 9, а далі до ведучих коліс.

Другий (транспортний) діапазон двохпотокowego режиму роботи здійснюється при вмиканні фрикціонів Ф3, Ф2 та вимиканні фрикціону Ф1. В цьому випадку потужність від двигуна 1 подається на гідронасос 4 та одночасно через зубчасте колесо 3 на складне водило 7 другого планетарного ряду. Через гідромотор 10 та замкнутий фрикціон Ф2 потужність другим потоком подається на сонячну шестерню 15 другого планетарного ряду. В результаті два потоки потужності підсумовуються на коронній шестерні 5 другого планетарного ряду, звідки потужність подається на узагальнений редуктор 9, а далі на ведучі колеса.

2. Основа математичної моделі, структурна схема і основні кінематичні параметри ГОМТ.

Для аналізу основних параметрів ГОМТ використано метод трансмісійного матричного аналізу, який описаний в роботах [1-6].

Структурна схема і значення параметрів складових елементів ГОМТ КрАЗ -6233М6 вказано на рис. 2. Вона включає в себе редуктори:

- редуктор А, який з'єднує вихідний вал двигуна і водило другого планетарного механізму має передаточне число, яке дорівнює 0,5;

- редуктори С та D, що є вихідними ланками гідромотору та мають передавальні відношення 0,27 та 0,83 відповідно.

- редуктор В, що інтегрально включає в себе передавальні числа роздавальної коробки (1,31 і 0,95) та головної передачі (8,173) та є вихідною ланкою трансмісії має передаточні відношення відповідно 0,1 та 0,13 в залежності від передачі ввімкненої в роздавальній коробці.

- планетарні механізми К1 та К2 з передаточними відношеннями -1,82 та -1 відповідно, при чому планетарний механізм, показаний на рис. 3, і рис. 4, з передавальним відношенням -1, зі зчепленими сателітами, входить у склад безступінчастої гідрооб'ємної трансмісії ГОМТ 1С, яка була розроблена в НТУ «ХПІ» кафедрою «Автомобіле- та тракторобудування» для ВАТ «ХТЗ» та успішно використовується не тільки в складі ГОМТ 1С, а й в ГОМТ 2С, яка встановлена на тракторі ХТЗ 242К, а також в трансмісії мотовозу харківського заводу "СПЕЦКРАН" (на базі ХТЗ 242К).

На рис.2 ГОП аксіально-поршневого типу з гідромашинами з робочим об'ємом 118 см³ відповідає максимальній продуктивності $q = 18,90 \text{ см}^3/\text{рад}$.

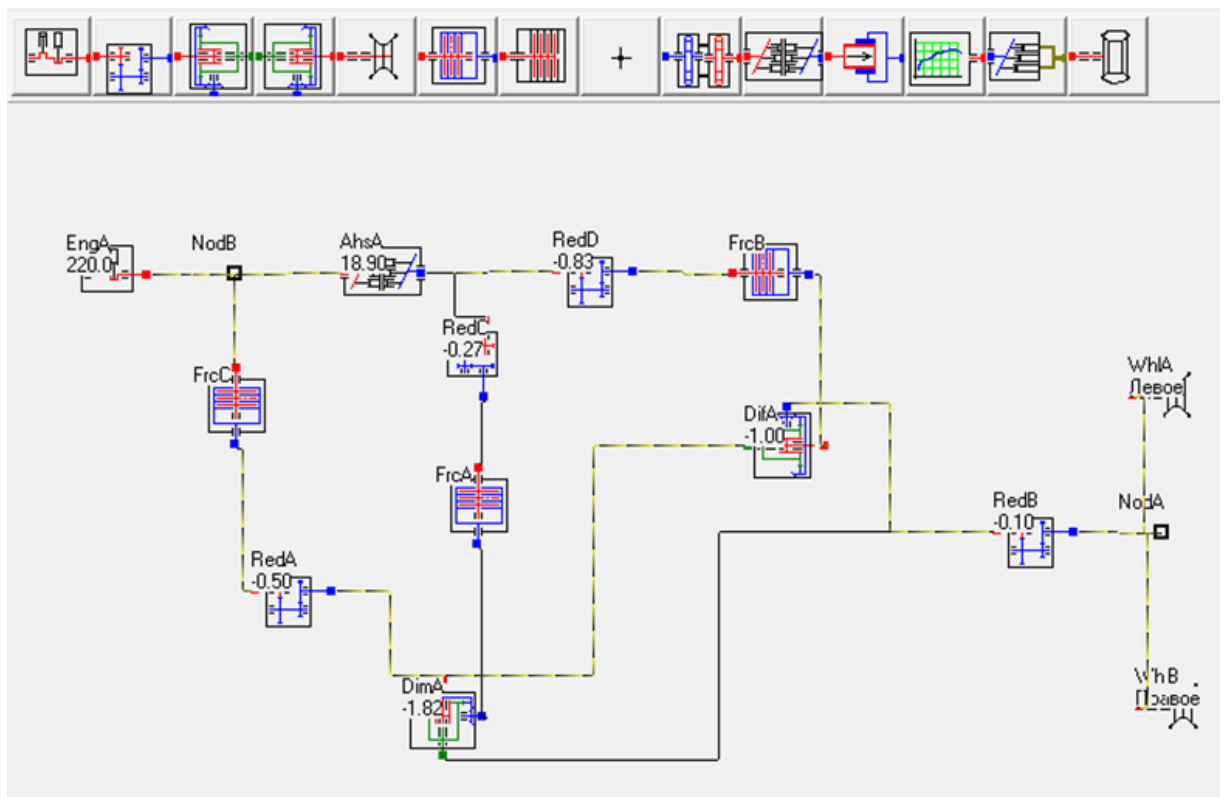


Рис 2. Структурна схема безступінчастої гідрооб'ємно-механічної трансмісії



Рис 3 Планетарний механізм K2 із щепленими сателітами- загальний вигляд.

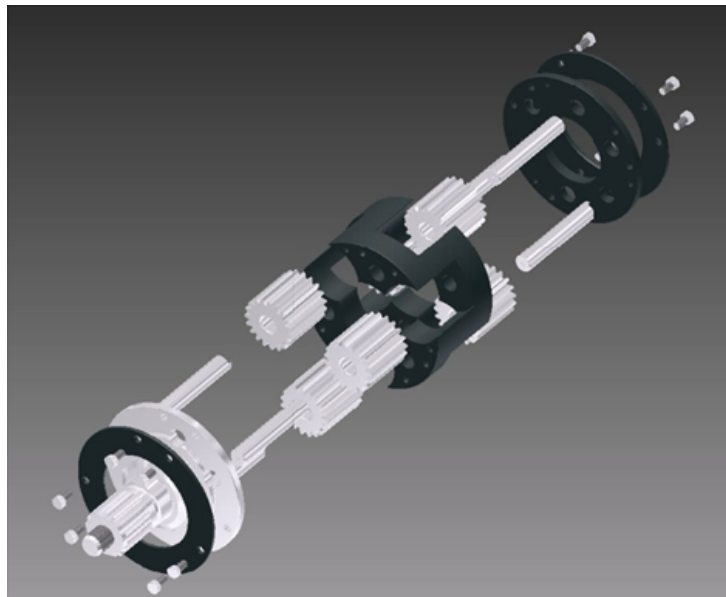


Рис. 4 Планетарний механізм K2 із щепленими сателітами- збірка,рознесений вигляд.

3.Результати математичного моделювання трансмісії для КрАЗ – 6233М6.

Для побудови математичної моделі були вибрані гідромашини аксіально – поршневого типу робочим об'ємом 89, 118 см³ виробництва ПАТ «Гідросила» та 150 см³ італійського виробництва фірми Bondioli & Pavesi. Продуктивність гідромашин дорівнює відповідно $14,7 \cdot 10^{-6}$ м³/рад, $18,9 \cdot 10^{-6}$ м³/рад, $23,88 \cdot 10^{-6}$ м³/рад.

Для побудови статичної характеристики КрАЗ – 6233М6 з ГОМТ на основі трансмісійного матричного аналізу [1-6] було створено програму

[3-5], яка для кожного значення параметра e регулювання ГОП і своєї швидкості автомобіля визначає основні параметри ГОМТ [4,6,9].

Можна збільшувати навантаження на ведучі колеса, доки перепад тиску в ГОП не досягне максимально допустимого значення або активний момент двигуна не стане рівним максимальному. Обидва параметра визначаються з урахуванням механічних і об'ємних втрат в ГОП і в механічній частині ГОМТ. В залежності від параметра регулювання будується статична характеристика трансмісії - сукупність основних параметрів ГОП і ГОМТ [5,8]. Розрахунок

виконано для автомобіля вагою 29000 кг з увімкненою зниженою передачею роздавальної коробки, вихідні оберти двигуна прийняті 220 рад/с,

коефіцієнт супротиву коченню 0,02; параметр ϵ регулювання ГОП змінюється в інтервалі $[-1 \dots 1]$.

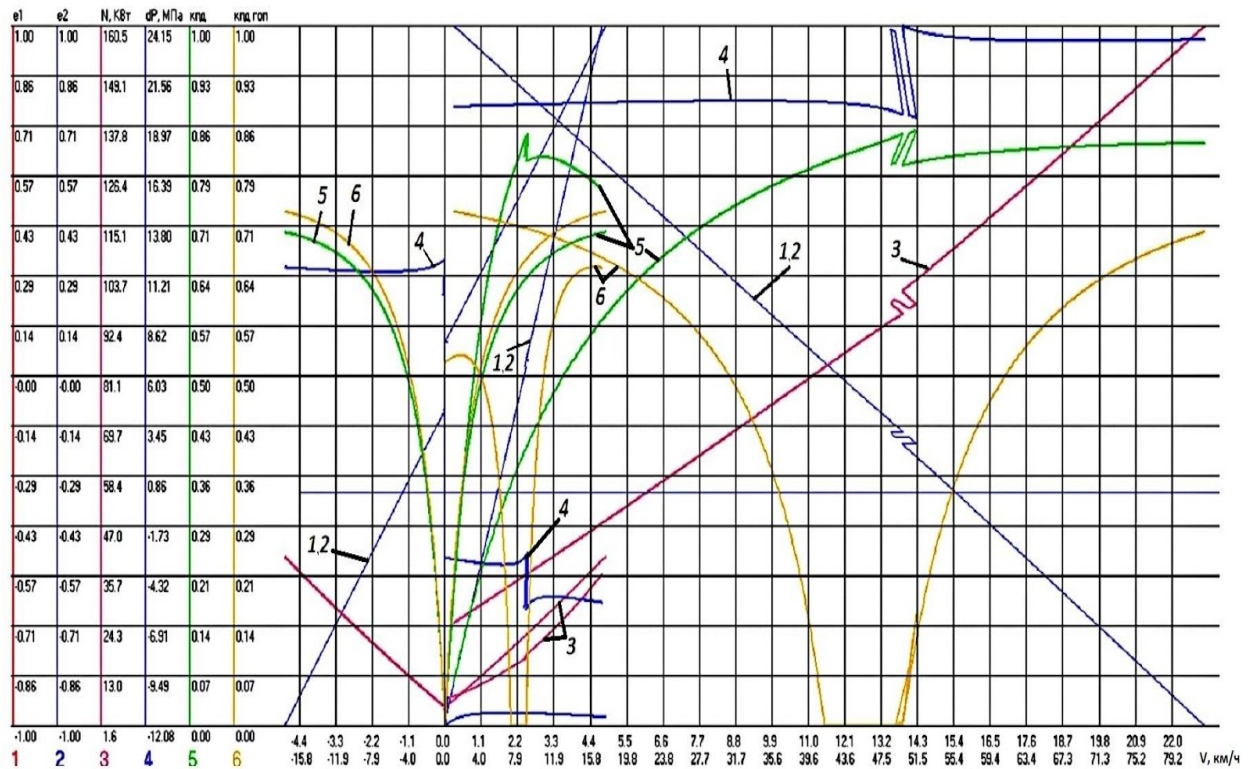


Рис. 5 Основні тягові показники безступінчастої гідрооб'ємно-механічної трансмісії щодо автомобіля КрАЗ – 6233М6 при використанні гідромашин з робочим об'ємом 89 см³

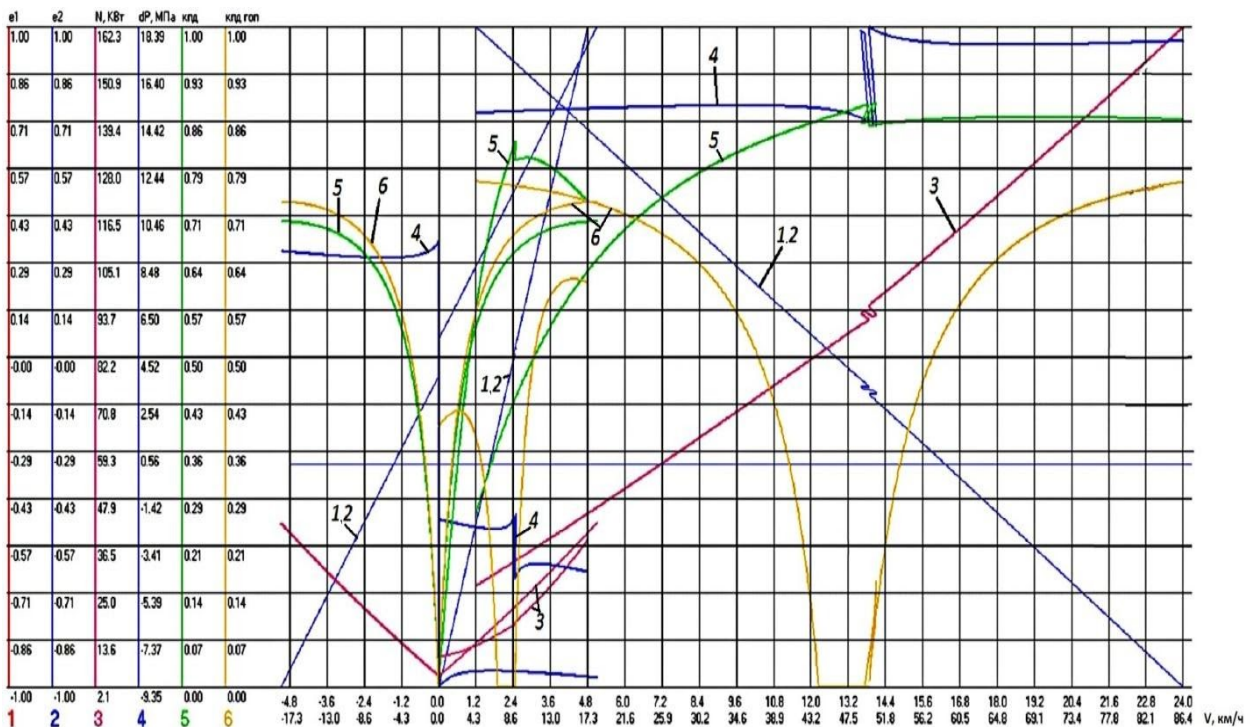


Рис. 6 Основні тягові показники безступінчастої гідрооб'ємно-механічної трансмісії щодо автомобіля КрАЗ – 6233М6 при використанні гідромашин з робочим об'ємом 118 см³

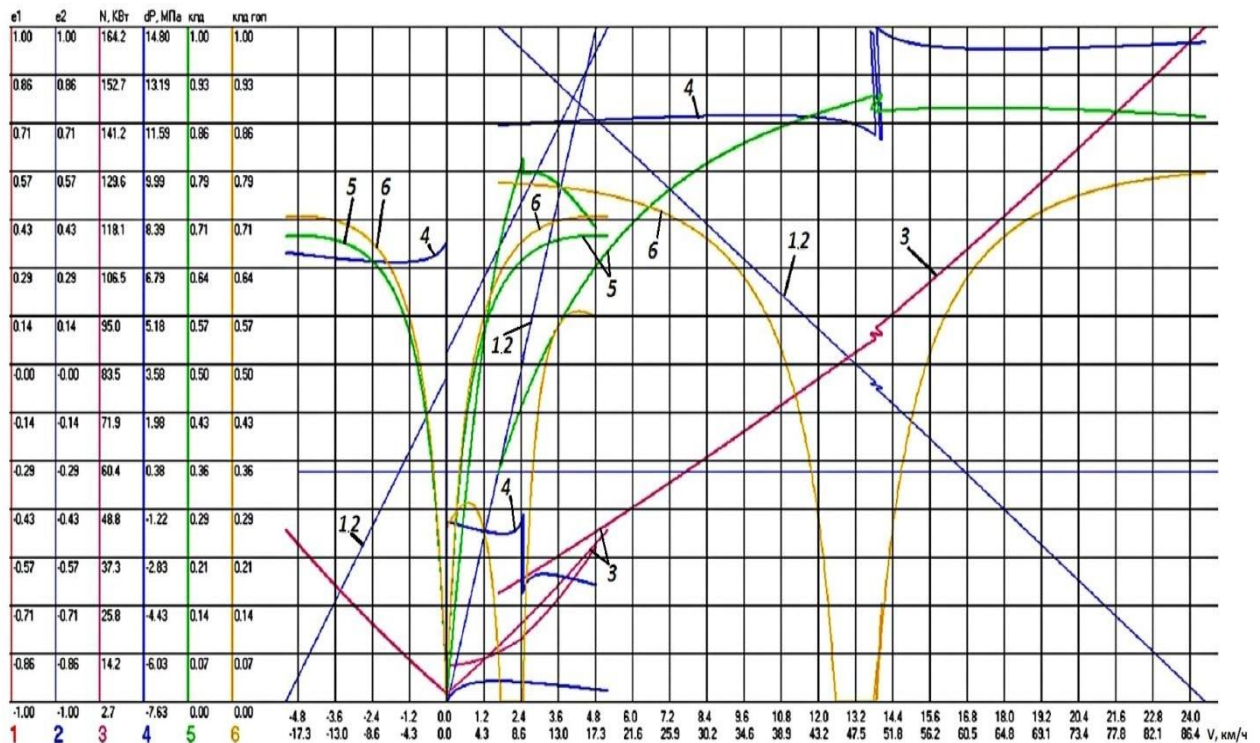


Рис. 7 Основні тягові показники безступінчастої гідрооб'ємно-механічної трансмісії щодо автомобіля КрАЗ – 6233М6 при використанні гідромашин з робочим об'ємом 150 см³

В результаті моделювання були отримані залежності, зображені на рис 5, 6 та 7. З цих графіків стає зрозуміло, що при використанні машин з більшим робочим об'ємом показники ГОМТ покращуються. Так при використанні гідромашини з робочим об'ємом 89 см³ (рис. 1) максимальний ККД трансмісії (лінія 5) приблизно становить 0,86, в той час коли при використанні гідромашин з більшим робочим об'ємом загальний ККД трансмісії зростає, при використанні гідромашин з робочим об'ємом 118 см³ та 150 см³ загальний ККД складає 0,91 та 0,92 відповідно. Такі ж залежності спостерігаються і з ККД ГОП. Максимальний ККД ГОП гідромашин (лінія 6) з робочим об'ємом 89 см³ становить 0,73, і збільшується зі збільшенням робочого об'єму: для 118 см³ – 0,78; для 150 см³ – 0,8.

На зниження ККД гідравлічних машин і ГОП перш за все впливає:

- просочування робочої рідини в дренаж, яке залежить від зміни робочого тиску гідромашини, величини робочих зазорів, в'язкості (температури) і швидкості валів гідромашини;
- механічні втрати в гідромашинах ГОП і в механічній частині ГОМТ;
- гідромеханічний супротив обертанню, який залежить від робочого об'єму, в'язкості робочої рідини і частоти обертання валів гідромашин;
- витрати на стиснення робочої рідини, які залежать від робочого тиску та робочого об'єму гідромашин і суттєво зростають при збільшенні вмісту газу в рідині.

Слід зауважити, що в особливих зонах роботи гідромашин ГОП (при ϵ близькому до нуля) на реверсивному, тяговому і транспортному діапазонах спостерігаються перепади робочого тиску 4.

Максимальний показник робочого тиску спостерігається при використанні гідромашини з найменшим робочим об'ємом. Це пов'язано з тим, що зі зменшенням робочого об'єму той самий момент навантаження реалізується ГОП зростаючим тиском робочої рідини. При великих навантаженнях пропорційно збільшуються і загальні витрати в гідромашинах, що так само сприяє зростанню тиску. Так для гідромашин з робочим об'ємом 89 см³ максимальний тиск становить близько 24 МПа, а з робочим об'ємом 118 см³ тиск знижується до 18,4 МПа, і для робочого об'єму 150 см³ максимальний тиск є найнижчим серед використаних гідромашин та становить 14,8 МПа.

Висновки:

1. Результати математичного моделювання ГОМТ для КрАЗ показали, що при використанні гідромашин з більшим робочим об'ємом, показники ГОМТ покращуються. Це пов'язано з тим, що всі витрати, за рахунок яких зменшується ККД гідромашин, змінюються по величині при зміні робочого об'єму та тиску гідромашини. Так збільшення робочого тиску приводить до збільшення всіх витрат, що зменшує ККД ГОП і як результат - загального ККД ГОМТ.

2. Теоретично показано, що з ростом робочого об'єму об'ємних гідромашин ККД ГОП і ККД ГОМТ в цілому підвищується. Але для автомобіля КрАЗ -6233М6 рекомендовано використовувати гідравлічні

машини робочим об'ємом 118 см³. По-перше гідромашини з робочим об'ємом 150 см³ поки що не виробляються в Україні. По-друге, наприклад, бюджетний італійський варіант ГОП компанії Bondioli & Pavesi вартує у 4-5 разів більш ніж ГОП на базі вітчизняних ГОП з робочим об'ємом 118 см³. При використанні гідромашин з робочим об'ємом 89 см³, при допустимому завантаженні автомобіля в 29000 кг, виникають переваги гідромашин, а що до гідромашини з робочим об'ємом 150 см³, то з аналізу їх показників зрозуміло, що їх ресурси використовуються не в повному обсязі, тому, зважаючи на їх відносно високу вартість, використання останніх є недоцільним.

3. Використання в конструкції планетарного ряду зі зчепленими сателітами дозволило а) досягти достатньої максимальної швидкості руху (до 90 км / ч) автомобіля вагою 29 тонн по горизонтальній асфальто-бетонній дорозі з коефіцієнтом опору коченню порядку 0,020 і б) використовувати готовий і перевірений в тракторних безступінчатих трансмісіях планетарний ряд зі зчепленими сателітами.

Список літератури

1. Самородов В.Б. «Основы теории автоматизированной генерации математических моделей трансмиссий»: Механика и машиностроение. – 1998. – №1;
2. Самородов В.Б. Генерация матричных моделей для гидрообъемно-механических трансмиссий произвольного вида: Системотехника автомобильного транспорта. – Харьков: ХГАДГУ, 1999.;
3. Самородов В.Б., Рогов А.В. Объектно-ориентированный подход к моделированию трансмиссий в области транспортного машиностроения: Вестник ХГПУ, серия НРСТ. – Харьков. – 1999. – Вып.66.
4. Александров Е.Е., Лебедев А.Т., Самородов В.Б. и др. «Динамика транспортно – тяговых колесных и гусеничных машин»: Харьков: ХГАДТУ, 2001, с.652.
5. Самородов В. Б. Комплексный подход к автоматизированному анализу, синтезу и проектированию гидрообъемно-механических трансмиссий/ В.Б.Самородов, А.В.Рогов, А.В.Науменко, Е.В. Е.В.Постный, В.А.Шадронов // Вісник НТУ «ХПІ» Зб. наук. пр. Автомобіле- та тракторобудування. -Харків: НТУ «ХПІ». -2002. №10, т. 1. – С. 1 – 16.
6. В.Б. Самородов, Рогов А.В., Бурлыга М.Б. Методика плотной упаковки матричных систем, моделирующих работу гидрообъемно-механических трансмиссий: Автомобильный транспорт. Сб. научн. тр. – Харьков: ХНАДУ. – 2003. – Вып. 13. – С. 91 – 98.
7. Бондаренко А. І. Наукове обґрунтування нових технічних рішень процесу гальмування колісних тракторів з безступінчастими гідрооб'ємно-механічними трансмісіями [Електронний ресурс] : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : спец. 05.22.02 / Анатолій Ігорович Бондаренко ; [наук. консультант Самородов В. Б.] ; Нац. техн. ун-т "Харків. політехн. ін-т". – Харків, 2016. – 36 с.
8. Самородов В. Б. Безступінчасті гідрооб'ємно-механічні трансмісії як невід'ємний елемент сучасних автомобілів, будівельної і спеціальної техніки / В. Б. Самородов, В. В. Єпіфанов, А. І. Бондаренко // Вісник Севастополюського нац. техн. ун-ту : зб. наук. пр. Сер. : Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь: СевНТУ, 2012. – Вып. 134. – С. 11-15.
9. В. Б. Самородов, А.И. Бондаренко Основные параметры гидрообъемно-механических транс-миссий, работающих по схеме "дифференциал на выходе": Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – № 3/7 (57). – С. 4 – 12.

References

1. Samorodov V.B. «Osnovy teoriiy avtomatyzirovannoy generatsyy matematicheskikh modelej transmyssyj»: Mexanyka y mashynostroenye. – 1998. – #1;
2. Samorodov V.B. Generatsya matrichnix modelej dlya gydroobemno-mexanycheskyy transmyssyj proyzvol'nogo vyda: Systemotexnika avtomobilnogo transporta. – Xarkov: XGADGU, 1999.;
3. Samorodov V.B., Rogov A.V. Obektno-oryentirovannyy podxod k modelirovaniyu transmyssyj v oblasti transportnogo mashynostroenyya: Vestnyk XGPU, seryya NRST. – Xarkov. – 1999. – Vyp.66.
4. Aleksandrov E.E., Lebedev A.T., Samorodov V.B. «Dynamyka transportno – tyagovykh kolesnykh y gusenichnykh mashyn»: Xarkov.: XGADTU, 2001, s.652.
5. Samorodov V. B. Kompleksnij podxod k avtomatyzirovannomu analyzu, syntezy y proektyrovaniyu gydroobemno-mexanycheskyy transmyssyj/ V.B.Samorodov, A.V.Rogov, A.V.Naumenko, E.V. E.V.Postnyj, V.A.Shadrinov // Visnyk NTU «XPI» zb. nauk. pr. Avtomobile- ta traktorobuduvannya. -Xarkiv: NTU «XPI». -2002. #10, t. 1. – S. 1 – 16.
6. V.B. Samorodov, Rogov A.V., Burlyga M.B. Metodyka plotnoj upakovky matrychnyx system, modeley ruyushhyx rabot u gydroobemno-mexanycheskyy transmyssyj: Avtomobyl'nyj transport. Sb. nauchn. tr. – Xarkov: XNADU. – 2003. – Vyp. 13. – S. 91 – 98.
7. Bondarenko A. I. Naukove obgruntuvannya novyx texnichnyx rishen procesu galmuvannya kolisnykh traktoriv z bezstupinchasty gydroob'emno-mexanichny transmissiyam' [Elektronnyj resurs] : avtoref. dys. d-ra texn. nauk : specz. 05.22.02 / Anatolij Igorovych Bondarenko; [nauc. konsultant Samorodov V. B.] ; Nacz. texn. un-t "Xarkiv. politexn. in-t". – Xarkiv, 2016. – 36 s.
8. Samorodov V. B. Bezstupinchasty gydroob'emno-mexanichni transmissiyi yak nevidymnyj element suchasnyx avtomobiliv, budiveln'noyi i special'noyi tekhniki / V. B. Samorodov, V. V. Yepifanov, A. I. Bondarenko // Visnyk Sevastopolskogo nacz. texn. un-tu: zb. nauk. pr. Ser.: Mashnobuduvannya ta transport. – Sevastopol: SevNTU, 2012. – Vyp. 134. – S. 11-15.
9. V. B. Samorodov, A.Y. Bondarenko Osnovnye parametry gydroobemno-mexanycheskyy transmyssyj, rabotayushhyx po sxeme "dyfferenyal na vyxode": Vostochno-Evropskiy zhurnal peredo-vyx tehnologiy. – 2012. – # 3/7 (57). – S. 4 – 12.

Надійшла (received) 13.04.2020

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Самородов Вадим Борисович (Самородов Вадим Борисович, Samorodov Vadym Borisovich) – доктор технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор, завідувач кафедрою автомобіле- та тракторобудування; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2965-5460>; e-mail: samorodovvadimat@gmail.com.

Гармаш Дмитро Олександрович (Гармаш Дмитрій Олександрович, Harmash Dmitry Oleksandrovich) Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри автомобіле- і тракторобудування; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3188-2400>; e-mail harmashdm@gmail.com.

О.Ю. РЕБРОВ, Б.І. КАЛЬЧЕНКО, В.М. ШЕВЦОВ, М.Є. ЯКУНІН, К.С. ЧЕПКИЙ

АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СУЧАСНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ТРАКТОРІВ ПРОВІДНИХ СВІТОВИХ ВИРОБНИКІВ

В роботі запропонований аналіз основних параметрів сучасних сільськогосподарських тракторів провідних світових виробників таких як Case IH, New Holland, Steyr, Fendt, Massey Ferguson, Valtra, McCormick, Landini, Valpadana, John Deere, Same, Deutz-Fahr, Lamborghini, Claas, JCB, Lindner, Zetor, Antonio Carraro, Kubota. Розглянуті показники ваги трактора, потужності двигуна, енергонасиченості, питомої вартості потужності трактора. Для проведення аналізу вибірка тракторів була поділена на три групи залежно від типу трансмісії: трактори з синхронізованими трансмісіями, трансмісіями з перемиканням передач без розриву потоку потужності (Powershift) і безступінчастими гідрооб'ємно-механічними трансмісіями (CVT – continuously variable transmission).

Встановлено, що трактори з синхронізованими трансмісіями крім окремих моделей займають сегмент ринку в діапазоні потужності 30-100 кВт (40-136 к.с.) при вазі трактора 1,4-4,8 т (14-48 кН). Трактори з безступінчастими гідрооб'ємно-механічними трансмісіями займають більш широкий сегмент ринку в діапазоні потужності 30-380 кВт (40-517 к.с.) при вазі трактора 1,5-18,2 т (15-182 кН). Трактори з трансмісіями Powershift займають сегмент ринку в діапазоні потужності 40-455 кВт (55-620 к.с.) при вазі трактора 2,7-19,5 т (27-195 кН). Середня енергонасиченість тракторів з синхронізованими трансмісіями складає 21,4 кВт/т, Powershift – 18,1 кВт/т, безступінчастими – 19,2 кВт/т. В роботі визначено, що середня питома вартість потужності трактора з синхронізованою трансмісією складає 745 євро/кВт, з Powershift – 950 євро/кВт, з безступінчастою трансмісією 1160 євро/кВт. Найвищу питому вартість в сегменті потужності до 200-220 кВт мають трактори Fendt, а в сегменті понад 200-220 кВт – Case IH і John Deere. Найменшу питому вартість в сегменті потужності до 300 кВт мають трактори Valtra, а понад 300 кВт також John Deere. Трактори інших виробників мають проміжну питому вартість у зазначених сегментах потужності.

Ключові слова: трактор, вага трактора, потужність двигуна, енергонасиченість трактора, питома вартість трактора, трансмісія трактора.

А.Ю. РЕБРОВ, Б.И. КАЛЬЧЕНКО, В.М. ШЕВЦОВ, М.Е. ЯКУНИН, К.С. ЧЕПКИЙ

АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СОВРЕМЕННЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРОВ ВЕДУЩИХ МИРОВЫХ ПРОИЗВОДИТЕЛЕЙ

В работе предложен анализ основных параметров современных сельскохозяйственных тракторов ведущих мировых производителей таких как Case IH, New Holland, Steyr, Fendt, Massey Ferguson, Valtra, McCormick, Landini, Valpadana, John Deere, Same, Deutz-Fahr, Lamborghini, Claas, JCB, Lindner, Zetor, Antonio Carraro, Kubota. Рассмотрены показатели веса трактора, мощности двигателя, энергонасыщенности, удельной стоимости мощности трактора. Для проведения анализа выборка тракторов была разделена на три группы в зависимости от типа трансмиссии: тракторы с синхронизированными трансмиссиями, трансмиссиями с переключением передач без разрыва потока мощности (Powershift) и бесступенчатыми гидрообъемно-механическими трансмиссиями (CVT - continuously variable transmission). Установлено, что тракторы с синхронизированными трансмиссиями кроме отдельных моделей занимают сегмент рынка в диапазоне мощности 30-100 кВт (40-136 л.с.) при весе трактора 1,4-4,8 т (14-48 кН). Тракторы с бесступенчатыми гидрообъемно-механическими трансмиссиями занимают более широкий сегмент рынка в диапазоне мощности 30-380 кВт (40-517 л.с.) при весе трактора 1,5-18,2 т (15-182 кН). Тракторы с трансмиссиями Powershift занимают сегмент рынка в диапазоне мощности 40-455 кВт (55-620 л.с.) при весе трактора 2,7-19,5 т (27-195 кН). Средняя энергонасыщенность тракторов с синхронизированными трансмиссиями составляет 21,4 кВт/т, Powershift – 18,1 кВт/т, бесступенчатыми – 19,2 кВт/т. В работе определено, что средняя удельная стоимость мощности трактора с синхронизированной трансмиссией составляет 745 евро/кВт, с трансмиссией Powershift – 950 евро/кВт, с бесступенчатой трансмиссией 1160 евро/кВт. Самую высокую удельную стоимость в сегменте мощности до 200-220 кВт имеют тракторы Fendt, а в сегменте более 200-220 кВт - Case IH и John Deere. Наименьшую удельную стоимость в сегменте мощности до 300 кВт имеют тракторы Valtra, а более 300 кВт также John Deere. Тракторы других производителей имеют промежуточную удельную стоимость в указанных сегментах мощности.

Ключевые слова: трактор, вес трактора, мощность двигателя, энергонасыщенность трактора, удельная стоимость трактора, трансмиссия тракт

O.YU. REBROV, B.I. KALCHENKO, V.M. SHEVTSOV, M.Y. YAKUNIN, K.S. CHEPKIY

ANALYSIS OF THE BASIC PARAMETERS OF MODERN AGRICULTURAL TRACTORS OF THE LEADING WORLD PRODUCERS

The paper provides an analysis of the main parameters of modern agricultural tractors of leading world manufacturers such as Case IH, New Holland, Steyr, Fendt, Massey Ferguson, Valtra, McCormick, Landini, Valpadana, John Deere, Same, Deutz-Fahr, Lamborghini, Claas, JCB, Lindner, Zetor, Antonio Carraro, Kubota. The indicators of tractor weight, engine power, engine horsepower per tractor's weight ratio, unit cost of tractor power are considered. For the analysis, the tractor sample was divided into three groups depending on the type of transmission: tractors with synchronized transmissions, transmissions with gear shifting without breaking the power flow (Powershift) and continuously variable hydrostatic-mechanical transmissions (CVT - continuously variable transmission).

It was found that tractors with synchronized transmissions, in addition to individual models, occupy a market segment in the power range of 30-100 kW (40-136 hp) with a tractor weight of 1.4-4.8 tons (14-48 kN). Tractors with continuously variable hydrostatic mechanical transmissions occupy a wider market segment in the power range of 30-380 kW (40-517 hp) with a tractor weight of 1.5-18.2 tons (15-182 kN). Tractors with Powershift transmissions occupy a market segment in the power range of 40-45 kW (55-620 hp) with a tractor weight of 2.7-19.5 tons (27-195 kN). The average engine horsepower per tractor's weight ratio of tractors with synchronized transmissions is 21.4 kW/ton, Powershift - 18.1 kW/ton, stepless - 19.2 kW/ton. It is determined that the average unit power cost of a tractor with a synchronized transmission is 745 euros/kW, with a Powershift transmission - 950 euros/kW, with a continuously variable transmission - 1160 euros/kW. The highest unit costs in the power segment up to 200-220 kW have Fendt tractors, and in the segment over 200-220 kW - Case IH and John Deere. Valtra tractors have the lowest unit cost in the power segment up to 300 kW, and also John Deere in the power segment more than 300 kW. Tractors from other manufacturers have an intermediate unit cost in these power segments.

Key words: tractor, tractor weight, engine power, engine horsepower per tractor's weight ratio, unit cost of the tractor, tractor transmission

Вступ. При проектуванні сільськогосподарських тракторів постає питання щодо обґрунтування їх основних показників, функціональних властивостей, призначення і вартісної оцінки нових зразків. Для успішної реалізації нової конструкції трактора необхідно ознайомитись з технічними даними існуючих зразків тракторів-аналогів та дослідити стан сучасного світового тракторобудування та тенденцій його розвитку.

Проблема забезпечення продукцією сільськогосподарського виробництва буде актуальною завжди, а, зважаючи на постійно зростаючу кількість населення планети і вичерпність земельних ресурсів може загостритись у майбутньому. Тому підвищення ефективності використання тракторної техніки і вимог до її функціональних властивостей обумовлюватиме науковий і практичний інтерес.

З огляду на вищезазначене вивчення стану сучасного світового тракторобудування у розрізі технічних і вартісних показників тракторів є актуальною задачею.

Аналіз останніх досягнень і публікацій.

Основні технічні показники тракторів, що присутні на європейському ринку, майже щорічно публікуються в німецькому періодичному виданні [1]. Дані містять інформацію щодо показників двигуна, трансмісії, валу відбору потужності (ВВП), гідравлічної та навісної системи, ходової системи, маси, розмірів трактора, інших технічних показників та ціни в базовій комплектації.

Оскільки ефективність сільськогосподарських тракторів крім продуктивності та потужності двигуна оцінюється його паливною економічністю, Німецьке сільськогосподарське товариство (DLG, Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft) публікує результати випробувань тракторів за процедурою PowerMix [2]. Тестування трактора за процедурою PowerMix передбачає випробування за 12 режимами, які імітують польові роботи в тяговому режимі, а також відбір потужності через ВВП і гідравлічну систему трактора. Тестування проводиться також при імітації транспортних робіт. Основним результатом випробувань за процедурою PowerMix є середня питома витрата палива на польових операціях і на транспорті за циклами випробувань. Протоколи також містять дані щодо зовнішньої характеристики двигуна і окремих часткових режимів навантаження, що отримані при випробуваннях через ВВП.

Випробувальна лабораторія тракторів університету Небраски в США (University of Nebraska, Lincoln, Nebraska tractor test laboratory) також проводить всебічне тестування тракторів [3]. Процедура випробувань здійснюється згідно стандарту для офіційних випробувань сільськогосподарських і лісгосподарських тракторів Організації економічного співробітництва і розвитку (Organisation for Economic Co-operation and Development, OECD). Випробування проводяться за відповідним протоколом [4] і містять широкую інформацію щодо технічних показників трактора.

Мета та постановка задачі. Метою даної роботи є огляд і аналіз технічних і вартісних показників сучасних колісних сільськогосподарських тракторів світових виробників.

Для досягнення мети були поставлені такі завдання:

- встановити закономірності розподілу основних технічних показників тракторів за наявною вибіркою;

- виявити взаємозв'язки технічних і вартісних показників тракторів, що присутні на ринку;

Параметри сучасних сільськогосподарських тракторів. На ринку сучасних тракторів провідні місця займають виробники такі, як:

- CNH Industrial (Case-New Holland, належить Fiat Industrial) випускає трактори під брендами Case IH, New Holland, Steyr;

- AGCO Corporation (Allis-Gleaner Corporation, США) випускає трактори під брендами Fendt (Німеччина), Challenger (США), Massey Ferguson (Франція), Valtra (Фінляндія);

- ARGO випускає трактори під брендами McCormick, Landini, Valpadana (Італія);

- John Deere (США);

- SDF (Same – Deutz-Fahr) випускає трактори під брендами Same (Італія), Deutz-Fahr (Німеччина), Lamborghini (Італія), Hürlimann (Австрія);

- Claas (Німеччина);

- JCB (Велика Британія);

- Lindner (Австрія);

- Zetor (Чехія);

- Antonio Carraro, BSC, Ferrari (Італія);

- Kubota (Японія).

Для проведення аналізу вибірки трактори були поділені на три групи залежно від типу трансмісії. Аналізувалися трактори з синхронізованими трансмісіями, трансмісіями з перемиканням передач без розриву потоку потужності (Powershift) і безступінчастими гідрооб'ємно-механічними трансмісіями (CVT – continuously variable transmission).

Для обраних груп тракторів аналізувалось співвідношення небаластованої маси трактора і номінальної потужності двигуна, яка визначалась за стандартами ECE-R24 або ISO TR14396. Це співвідношення дає змогу судити про рівень енергонасиченості сучасних тракторів. Так для повнопривідних колісних сільськогосподарських тракторів, що виконані за класичною компоновкою з передніми колесами меншого діаметру і автоматичним підключенням переднього мосту (MFWD – mechanical front wheel drive) рекомендується 120-145 lb/hp (120-145 фунтів на британську кінську силу), що відповідає енергонасиченості 11,6-14,0 кВт/т. Для тракторів з ведучими колесами однакового розміру (4WD – four wheel drive) рекомендується 85-125 lb/hp (85-125 фунтів на британську кінську силу), що відповідає енергонасиченості 13,4-19,7 кВт/кН [5]. Однак, вказані значення енергонасиченості можуть досягатися при відповідному баластуванні трактора.

Оскільки при виконанні технологічних процесів механічного обробітку ґрунту колісні трактори повинні мати коефіцієнт буксування не більший ніж 15-16%, то граничне значення енергонасиченості, при якому вся потужність двигуна може бути реалізована в тяговому технологічному режимі при допустимому буксуванні складає 20,0 кВт/т.

Високий рівень енергонасиченості тракторів з одного боку вимагає суттєвого баластування для повної реалізації потужності двигуна в тяговому режимі, з іншого свідчить про запас потужності для відбору потужності на привід сільськогосподарських знарядь [6]. Співвідношення небаластованої ваги трактора і номінальної потужності двигуна для різних типів трансмісії наведено на рис. 1.

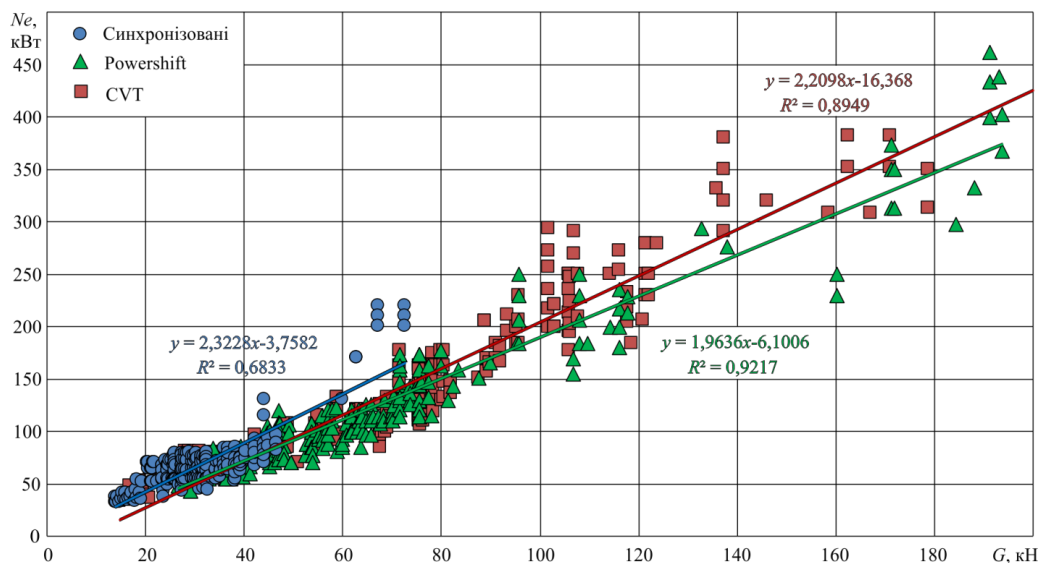


Рис. 1. Співвідношення небаластованої ваги трактора G і номінальної потужності двигуна N_e

Доволі цікавими для аналізу є вартісні показники тракторів оскільки вони залежать, насамперед, від потужності двигуна, технічного рівня трактора і його оснащення додатковим обладнанням. В даній роботі пропонується розглянути питомий вартісний показник, який

представляє собою відношення вартості трактора в євро (€) до номінальної потужності двигуна в кВт. Дані щодо питомої вартості потужності трактора залежно від номінальної потужності двигуна і типу трансмісії наведено на рис. 2.

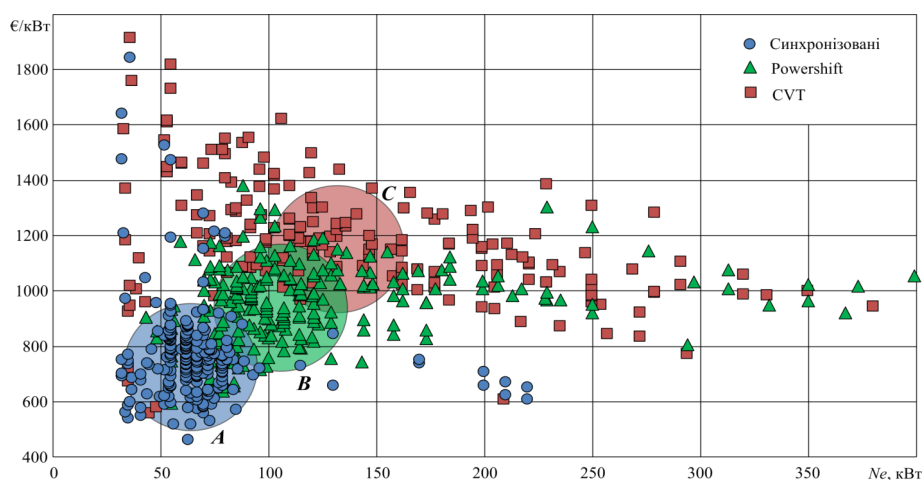


Рис. 2. Питома вартість потужності трактора (€/кВт) залежно від номінальної потужності двигуна N_e

Вартісні показники тракторів також залежать від моделі трактора і брендової складової. Тому були проаналізовані трактори виробників John Deere; корпорації SDF (Same – Deutz-Fahr) Deutz-Fahr (Німеччина) та Lamborghini (Італія); корпорації AGCO Corporation (Allis-Gleaner Corporation, США) Fendt (Німеччина), Massey Ferguson (Франція), Valtra

(Фінляндія); корпорації CNH Industrial (Case-New Holland) Case IH, New Holland, Steyr.

Питома вартість потужності трактора залежно від номінальної потужності двигуна у розрізі брендів виробників для чотирьох найбільших корпорацій наведена на рис. 3.

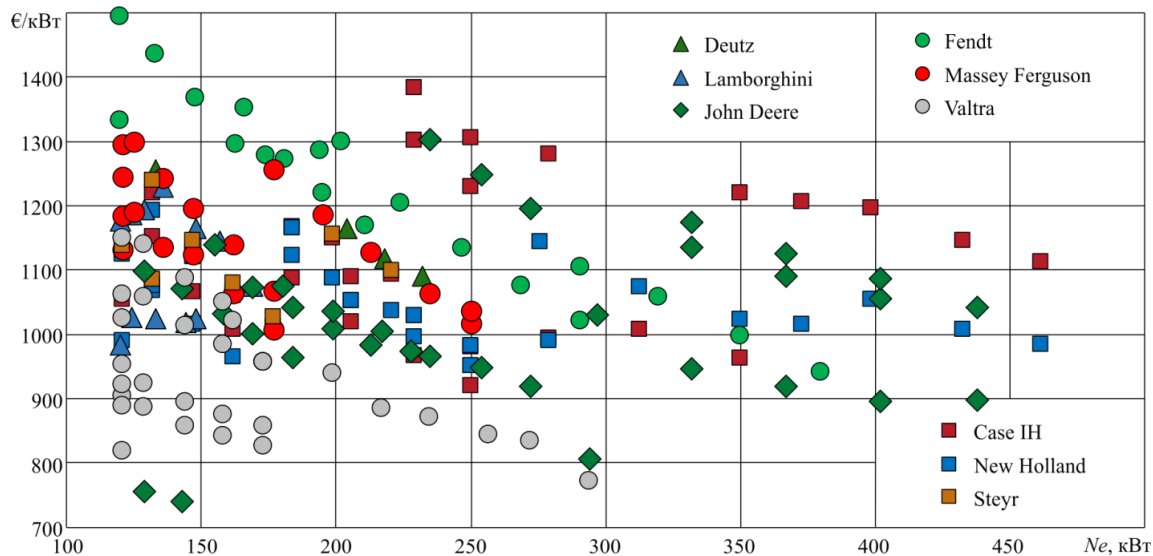


Рис. 3. Питома вартість потужності трактора (€/кВт) залежно від номінальної потужності двигуна N_e для брендів корпорацій John Deere, SDF, AGCO і CNH

Аналіз результатів дослідження.

Аналізуючи отримані дані можна констатувати, що на ринку, частка тракторів з енергонасиченістю більше 20 кВт/т для синхронізованих трансмісій складає 60%, для PowerShift – 30%, для безступінчастих трансмісій – 40%.

Трактори з синхронізованими трансмісіями крім окремих моделей займають сегмент ринку в діапазоні потужності 30-100 кВт (40-136 к.с.) при вазі трактора 1,4-4,8 т (14-48 кН) (рис. 1). Трактори з безступінчастими гід्रोоб'ємно-механічними трансмісіями займають більш широкий сегмент ринку в діапазоні потужності 30-380 кВт (40-517 к.с.) при вазі трактора 1,5-18,2 т (15-182 кН). Трактори з трансмісіями PowerShift займають сегмент ринку в діапазоні потужності 40-455 кВт (55-620 к.с.) при вазі трактора 2,7-19,5 т (27-195 кН). Середня енергонасиченість тракторів з синхронізованими трансмісіями складає 21,4 кВт/т, PowerShift – 18,1 кВт/т, безступінчастими – 19,2 кВт/т.

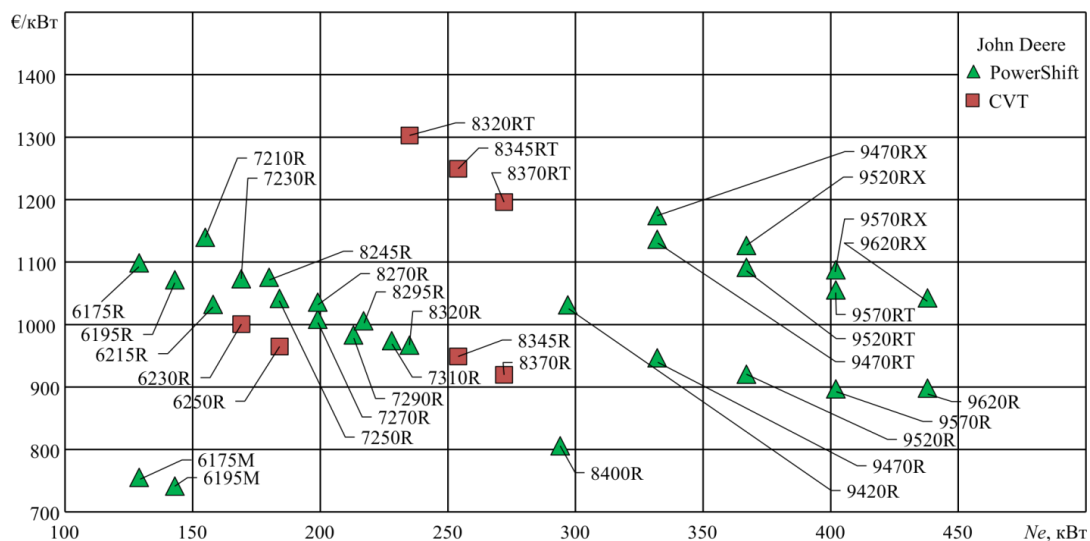
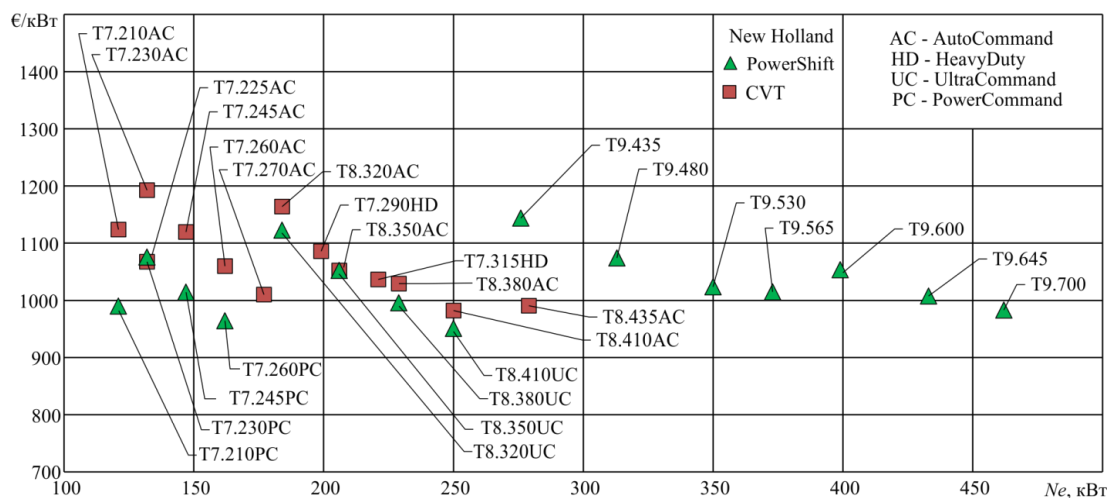
Щодо питомої вартості потужності трактора (€/кВт) слід відзначити, що найменші значення мають трактори з синхронізованими трансмісіями, а найбільші – трактори з безступінчастими трансмісіями (рис. 2). Разом з цим трактори з синхронізованими трансмісіями мають найменшу середню потужність двигуна – 64 кВт проти 105 кВт у тракторів з PowerShift і 133 кВт у тракторів з безступінчастими трансмісіями.

Так, середня питома вартість потужності трактора з синхронізованою трансмісією складає 745 €/кВт, з PowerShift – 950 €/кВт, з безступінчастою трансмісією 1160 €/кВт. Переважна

кількість тракторів з синхронізованими трансмісіями зосереджена в області **A** (рис. 2) навколо середніх значень потужності і питомої вартості. В області **B** (рис. 2) навколо середніх значень потужності і питомої вартості також зосереджена досить велика кількість тракторів з трансмісіями PowerShift, але розкид показників значно більший. Щодо тракторів з безступінчастими трансмісіями, то слід відзначити, що має місце великий розкид відносно середніх значень потужності і питомої вартості, тому відсутнє щільне групування показників в області **C** (рис. 2).

Найвищу питому вартість в сегменті потужності до 200-220 кВт мають трактори Fendt, а в сегменті понад 200-220 кВт – Case IH і John Deere (рис. 3). Найменшу питому вартість в сегменті потужності до 300 кВт мають трактори Valtra, а понад 300 кВт також John Deere. Трактори інших виробників мають проміжну питому вартість у зазначених сегментах потужності. Також просліджуються окремі серії тракторів різних виробників, причому з підвищенням потужності двигуна в серії питома вартість може зменшуватися (рис. 3). Тому, в якості прикладу розглянемо питому вартість тракторів John Deere (рис. 4) та New Holland (рис. 5).

Аналіз модельного ряду тракторів John Deere свідчить, що найбільшу питому вартість завжди мають трактори з гусеничною ходовою системою і гумово-кордною гусеницею. Це серії 8RT, 9RT з двома гусеничними рушіями і серія 9RX – чотирьох гусенична модифікація колісної серії 9R. Гусеничні трактори при однаковій потужності мають на 20-30% вищу питому вартість, причому чотирьох гусенична серія 9RX дорожче за двох гусеничну 9RT.

Рис. 4. Питома вартість потужності трактора John Deere залежно від номінальної потужності двигуна N_e Рис. 5. Питома вартість потужності трактора New Holland залежно від номінальної потужності двигуна N_e

З підвищенням потужності двигуна трактора John Deere в серії питома вартість зменшується на 8-15%. Оскільки сегменти потужності різних серій John Deere перетинаються, то з підвищенням серії при однаковій потужності питома вартість зростає. Питома вартість колісних тракторів складає 900-1100 €/кВт, а гусеничних 1050-1300 €/кВт.

В модельному ряді New Holland особливості полягає в тому, що в серії T7 трактори з безступінчастою трансмісією мають питому вартість на 10-11% вищу, а в серії T8 – практично однакову. У тракторів New Holland питома вартість також знижується на 8-10% з ростом потужності двигуна в серії.

Зважаючи, що безступінчасті трансмісії за останні 5 років набули широкого застосування і їх доля на ринку постійно зростає, слід відзначити, що підвищується і максимальна потужність тракторів з безступінчастими трансмісіями, яка на сьогоднішній день у різних виробників становить:

- Case IH Steiger 540 CVX: 400 кВт (540 к.с.);
- Claas Xerion 5000: 382 кВт (519 к.с.);

- Fendt 1050 Vario: 380 кВт (517 к.с.);
- Challenger 1050: 380 кВт (517 к.с.);
- Claas Axion 960: 323 кВт (439 к.с.);
- Valtra S394: 294 кВт (400 к.с.);
- New Holland T8.435: 279 кВт (380 к.с.);
- John Deere 8370R: 272 кВт (370 к.с.);
- JCB Fastrac 8330: 250 кВт (340 к.с.);
- Massey Ferguson 8735S: 235 кВт (320 к.с.);
- Deutz-Fahr 9340TTV: 232 кВт (315 к.с.);
- Steyr Terrus 6300 CVT: 221 кВт (300 к.с.);
- McCormick X8.680VT-Drive: 221 кВт (301 к.с.);
- Lamborghini Mach 250VRT: 169 кВт (230 к.с.);
- Kubota M7171 Premium KVT: 125 кВт (170 к.с.);
- Lindner Lintrac 90: 75 кВт (102 к.с.);
- Antonio Carraro SRH 9800 Infinity: 64 кВт (87 к.с.).

За останні роки потужність тракторів з безступінчастими трансмісіями поступово досягла рівня 400 к.с. і продовжує зростати.

Висновки. 1. Частка тракторів з енергонасиченістю більше 20 кВт/т для синхронізованих трансмісій складає 60%, для

PowerShift – 30%, для безступінчастих трансмісій – 40%.

2. Трактори з синхронізованими трансмісіями займають сегмент ринку в діапазоні потужності 30-100 кВт (40-136 к.с.) при вазі трактора 1,4-4,8 т (14-48 кН); трактори з безступінчастими гідрооб'ємно-механічними трансмісіями займають більш широкий сегмент ринку в діапазоні потужності 30-380 кВт (40-517 к.с.) при вазі трактора 1,5-18,2 т (15-182 кН); трактори з трансмісіями PowerShift займають сегмент ринку в діапазоні потужності 40-455 кВт (55-620 к.с.) при вазі трактора 2,7-19,5 т (27-195 кН).

3. Трактори з синхронізованими трансмісіями мають найменшу середню потужність двигуна – 64 кВт проти 105 кВт у тракторів з PowerShift і 133 кВт у тракторів з безступінчастими трансмісіями.

4. Гусеничні трактори при однаковій потужності мають на 20-30% вищу питому вартість.

5. Середня питома вартість потужності трактора з синхронізованою трансмісією складає 745 €/кВт, з PowerShift – 950 €/кВт, з безступінчастою трансмісією 1160 €/кВт.

7. Найвищу питому вартість в сегменті потужності до 200-220 кВт мають трактори Fendt, а в сегменті понад 200-220 кВт – Case IH і John Deere. Найменшу питому вартість в сегменті потужності до 300 кВт мають трактори Valtra, а понад 300 кВт також John Deere.

6. З підвищенням потужності двигуна трактора в модельній серії, практично у всіх виробників, питома вартість зменшується на 8-15%.

7. Трактори з безступінчастою трансмісією, зазвичай, мають питому вартість на 10-11% вищу.

Список літератури

1. Agrarheute Traktoren 2018. URL: <https://www.agrarheute.com> (дата звернення: 07.10.2019).
2. DLG Test reports. URL: <https://www.dlg.org> > query-for-test-reports (дата звернення: 07.10.2019).
3. Nebraska tractor test laboratory. Test reports. URL: <https://tractortestlab.unl.edu/testreports> (дата звернення: 07.10.2019).
4. OECD standard code for the official testing of agricultural and forestry tractor performance. CODE 2 – February 2019. URL: <https://www.oecd.org/agriculture/tractors/codes/02-oecd-tractor-codes-code-02.pdf> (дата звернення: 07.10.2019).
5. AG Tires. Experience the Goodyear advantage. URL: https://www.titan-intl.com/media/Files/Volume_19_Ag_Databook_Web (дата звернення: 07.10.2019).
6. Ребров А.Ю., Кучков В.В. Статистические данные о современных сельскохозяйственных тракторах мировых производителей. *Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування*. Харків: НТУ "ХПІ". 2011. № 18. С. 30–37.

References (transliterated)

1. Agrarheute Traktoren 2018. Available at: <https://www.agrarheute.com> (accessed: 07.10.2019).
2. DLG Test reports. Available at: <https://www.dlg.org> > query-for-test-reports (accessed: 07.10.2019).
3. Nebraska tractor test laboratory. Test reports. Available at: <https://tractortestlab.unl.edu/testreports> (accessed: 07.10.2019).
4. OECD standard code for the official testing of agricultural and forestry tractor performance. CODE 2 – February 2019. Available at: <https://www.oecd.org/agriculture/tractors/codes/02-oecd-tractor-codes-code-02.pdf> (accessed: 07.10.2019).
5. AG Tires. Experience the Goodyear advantage. Available at: https://www.titan-intl.com/media/Files/Volume_19_Ag_Databook_Web (accessed: 07.10.2019).
6. Rebrov A.Yu., Kuchkov V.V. Statisticheskie dannye o sovremennykh sel'skhozajstvennykh traktorah mirovykh proizvozhitelej [Statistical data on modern agricultural tractors of world manufacturers.]. *Visnyk NTU "KhPI". Zbirnyk naukovykh prats. Tematychnyi vypusk: Transportne mashynobuduvannia* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Thematic issue: transport engineering]. Kharkiv, NTU "KhPI". 2011. no 18. pp. 30–37.

Надійшла (received) 31.07.2020

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ребров Олексій Юрійович (Ребров Алексей Юрьевич, Rebrov Oleksii Yuriyovich) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1312-9992>; e-mail: alexrebrov0108@gmail.com

Кальченко Борис Іванович (Кальченко Борис Иванович, Kalchenko Boris Ivanovich) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри автомобіле- та тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3827-1693>; e-mail: kabor78@ukr.net

Шевцов Вадим Михайлович (Шевцов Вадим Михайлович, Shevtsov Vadym Mykhailovych) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5115-4398>; e-mail: shevtsov Vadim@ukr.net

Якунін Максим Євгенович (Якунин Максим Евгеньевич, Yakunin Maksym Yevgenovich) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри автомобіле- та тракторобудування, м. Харків, Україна; e-mail: yakunin_maksim92@ukr.net

Чепкий Костянтин Сергійович (Чепкий Константин Сергеевич, Chepkyi Kostiantyn Serhiiovych) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», магістрант кафедри автомобіле- та тракторобудування, м. Харків, Україна; e-mail: kostya.chepkiy@gmail.com

А. П. КОЖУШКО**АНАЛІЗ ВПЛИВУ АГРЕГАТУ ЗМІННОЇ МАСИ НА ПОКАЗНИКИ ПЛАВНОСТІ ХОДУ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА**

Дослідження плавності ходу колісних тракторів є сукупним показником, який враховує норми ергономічності та експлуатаційні транспортного засобу. Тому дослідження плавності ходу є доцільним і актуальним. Особливий інтерес викликає дослідження руху колісного трактора з причіпними або напівпричіпними цистернами, які заповнені рідиною – за рахунок суттєвого впливу власних коливань рідини на рух цистерни. В зв'язку з цим виникає мета даної роботи – аналіз показників плавності ходу колісного трактора, який знаходиться в зчепці з агрегатом змінної маси. При вирішенні поставленої мети використовувалась методика, яка передбачала математичне моделювання повздовжньо-кутових коливань колісного трактора з агрегатом змінної маси. Використана модель враховує перерозподіл рідини у цистерні, яка викликана коливаннями оболонки, з використанням характеристики поверхневих хвиль Релея. Проведення аналізу показників плавності ходу колісного трактора базувалося на визначенні вертикальних прискорень сидіння оператора-водія та остова трактора. Як результат отримано дані теоретичного дослідження, які відображають вплив перерозподілу рідини в напівпричіпній цистерні на показники плавності ходу колісного трактора. Визначено, що при перевезенні рідкого вантажу вплив на показники плавності ходу колісного трактора більші, ніж при транспортуванні твердого вантажу. Також встановлено, що зміщення резонансної зони впливу напівпричіпного агрегату на вертикальні прискорення сидіння оператора при варіюванні висотою заповнення цистерни носить характер квадратичної функції, а саме параболи. Практична значимість роботи полягає у встановленні впливу конструктивних показників, а саме тиску в пневматичних шинах (трактора та цистерни), на значення показників плавності ходу трактора. Зниження величини вертикальних прискорень сидіння оператора досягається за рахунок зниження тиску в шинах. Але при зниженні тиску в шинах необхідно враховувати зміну техніко-економічних показників трактора. Тому перспективним подальшим дослідження, на думку автора, є вирішення питання оптимізації зменшення величини показників плавності ходу колісного трактора при русі з напівпричіпною цистерною з дотриманням техніко-економічних показників (витрати палива, продуктивності, тощо).

Ключові слова: колісний трактор, цистерна, коливання, плавність ходу, прискорення, перерозподіл мас.

А.П. КОЖУШКО**АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ АГРЕГАТА ПЕРЕМЕННОЙ МАССЫ НА ПОКАЗАТЕЛИ ПЛАВНОСТИ ХОДА КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА**

Исследование плавности хода тракторов является совокупным показателем, который учитывает нормы эргономики и эксплуатации транспортного средства. Поэтому исследования плавности хода целесообразно и актуально. Особый интерес вызывает исследование движения колесного трактора с прицепами или полуприцепами-цистернами, которые заполнены жидкостью – за счет существенного влияния собственных колебаний жидкости при движении цистерны. В связи с этим возникает цель данной работы – анализ показателей плавности хода колесного трактора, который находится в сцепке с агрегатом переменной массы. При решении поставленной цели использовалась методика, которая предусматривала математическое моделирование продольно-угловых колебаний колесного трактора с агрегатом переменной массы. Используемая модель, которая учитывает перераспределение жидкости в цистерне, вызванное колебаниями оболочки, с использованием характеристики поверхностных волн Рэлея. Проведение анализа показателей плавности хода колесного трактора базировалось на определении вертикальных ускорений сиденья оператора-водителя и остова трактора. В результате получены данные теоретического исследования, отражающие влияние перераспределения жидкости в полуприцепной цистерне на показатели плавности хода колесного трактора. Определено, что при перевозке жидкого груза влияние на показатели плавности хода колесного трактора больше, чем при транспортировке твердого груза. Также установлено, что смещение резонансной зоны влияния полуприцепного агрегата на вертикальные ускорения сиденья оператора при варьировании высотой заполнения цистерны носит характер квадратичной функции, а именно парабола. Практическая значимость работы заключается в установлении влияния конструктивных показателей, а именно давления в пневматических шинах (трактора и цистерны), на значение показателей плавности хода трактора. Снижение величины вертикальных ускорений сиденья оператора достигается за счет снижения давления в шинах. Но при снижении давления в шинах необходимо учитывать изменение технико-экономических показателей трактора. Поэтому перспективным последующим исследованием, по мнению автора, является решение вопроса оптимизации уменьшения величины показателей плавности хода колесного трактора при движении с полуприцепной-цистерной с соблюдением технико-экономических показателей (расход топлива, производительности и т.д.).

Ключевые слова: колесный трактор, цистерна, колебания, плавность хода, ускорение, перераспределение масс.

A.P. KOZHUSHKO**ANALYSIS OF INFLUENCE THE VARIABLE MASS UNIT ON THE RUNNING SMOOTHNESS OF THE WHEELED TRACTOR**

The study of the smooth running of tractors is an aggregate indicator that takes into account the norms of ergonomics and operation of the vehicle. Therefore, studies of smoothness are appropriate and relevant. Of particular interest is the study of the movement of a wheeled tractor with trailed or semi-trailer tanks that are filled with liquid - due to the significant influence of the natural oscillations of the liquid during the movement of the tank. In this regard, the goal of this work arises - the analysis of the smoothness of the wheel tractor, which is coupled to a variable mass unit. In solving this goal, a technique was used that provided for mathematical modeling of longitudinal-angular vibrations of a wheeled tractor with a variable mass unit. Used model, which takes into account the redistribution of liquid in the tank caused by vibrations of the shell, using the characteristics of Rayleigh surface waves. An analysis of the smoothness of the wheel tractor was based on the determination of the vertical accelerations of the driver's seat and tractor frame. As a result, theoretical research data were obtained that reflect the effect of fluid redistribution in a semitrailer tank on the smoothness of the wheel tractor. It was determined that when transporting liquid cargo, the effect on the smoothness of the wheel tractor is greater than when transporting solid cargo. It was also found that the shift of the resonance zone of the influence of the semitrailer unit on the vertical acceleration of the operator's seat with varying filling heights of the tank is a quadratic function, namely a parabola. The practical significance of the work is to establish the influence of design indicators, namely the pressure in the pneumatic tires (tractor and

tank), on the value of the smoothness of the tractor. Reducing the magnitude of the vertical acceleration of the operator's seat is achieved by reducing tire pressure. But with a decrease in tire pressure, it is necessary to take into account the change in the technical and economic indicators of the tractor. Therefore, a promising follow-up study, according to the author, is to address the issue of optimizing the reduction in the smoothness of the wheel tractor when driving with a semitrailer-tank in compliance with technical and economic indicators (fuel consumption, productivity, etc.).

Key words: wheeled tractor, tank, oscillation, smooth running, acceleration, mass redistribution

Вступ. Колісний трактор, сьогодні, використовується не тільки в аграрному секторі, а й в будь-якій галузі держави. Широкої популярності набула практика застосування тракторів при виконанні транспортної роботи, яка включає в себе перевезення причіпних та напівпричіпних агрегатів.

Перевезення вантажу в агропромисловому секторі зводиться до транспортування твердих та / або рідких вантажів. Великого інтересу викликає перевезення рідкого вантажу – це обумовлено виникненням суттєвих власних коливань рідини, які впливають на динаміку руху трактора. Тракторні цистерни мають від'ємність в порівнянні з автомобільними – це відсутність внутрішніх перегородок всередині цистерни (рис. 1).



а



б

Рис. 1. Вид з середини тракторних цистерн:
а – Мeprozet PN – 1/12A [1]; б – МЖТ-10

Така конструктивна особливість зумовлена меншою транспортною швидкістю тракторних перевезень, ніж автомобільних. Але сьогоднішня тенденція створення енергонасичених тракторів зумовила підвищення вантажоперевезень та збільшення транспортної швидкості руху.

Така тенденція стає основоположною при дослідженні ергономічних властивостей транспортних засобів. Окрім, підвищення швидкості

руху трактора великий вплив на ергономічні властивості здійснює розширення застосування комбінованих сільськогосподарських агрегатів, які потребують додаткової уваги з боку оператора. Відомо, що до узагальнених ергономічних показників сільськогосподарських тракторів відносяться [2]: зручність і ефективність керування; ефективність захисту оператора від впливу збурювальних факторів; зручність обслуговування. Також не слід нехтувати і тим, що збільшення енергонасиченості впливає і на експлуатаційні показники. А оскільки дослідження плавності ходу колісного трактора об'єднує в собі норми ергономічних і експлуатаційних показників, тоді встановлення здатності колісного трактора до пом'якшення та / або поглинання ударів (поштовхів і вібрацій), що виникають при зчіпці з агрегатом змінної маси є актуальним.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Існує низька наукових робіт [3 – 8], присвячених розкриттю питань пов'язаних з плавністю ходу тракторів. Основоположним при цьому дослідженні є коливальний рух системи при дії зовнішніх збурювальних факторів. Великої уваги в цих роботах присвячено формуванню динамічної моделі коливального руху колісного трактора. Але в той же час жодним чином не охоплюється питання складного руху системи при зчіпці причіпним та / або напівпричіпним агрегатом. Тільки в роботах [9 – 11] автори надають алгоритм побудови динамічної моделі машинно-тракторного агрегату з напівпричіпним причепом. Наведена модель вигідно відрізняється від існуючих врахуванням складного руху в тягово-зчіпному пристрої. Але, на жаль, в жодній науковій літературі не встановлено вплив на плавність ходу колісного трактора при виконанні транспортної роботи з перевезення рідкого вантажу.

Врахування коливання рідини в замкнутій ємності вперше було досліджено за допомогою моделювання рівняння Мещерського І.В. [12] та формули Циолковського К.Е. [13]. Якщо відштовхуватись від впровадження в сільськогосподарський сектор, то відома робота [14], в якій автор описує рух точки змінної маси за трьома додатковими силовими факторами, що впливають на динамічні характеристики агрегату змінної маси в цілому. Але матеріали роботи [14] направлені на вирішення проблематики руху транспортно-технологічного агрегату, тобто не замкнутої ємності.

Оскільки транспортна робота з агрегатом змінної маси має на увазі перевезення рідкого вантажу в замкнутій ємності, тоді доречно скористатися роботами [15 – 16]. Де математичний

опис руху рідини відбувається за допомогою математичного моделювання поверхневих хвиль Релея, тобто частинних похідних (континуальна модель). Потім за рахунок перетворення в загальну дискретну модель запропоновано обчислювати коливання рідини за рахунок введення парціальних осциляторів, які мають свій розмір та вагу.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою даної роботи є аналіз показників плавності ходу колісного трактора, який знаходиться в зчіпці з агрегатом змінної маси.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- навести методичні вказівки до формування динамічної моделі повздовжньо-кутового руху колісного трактора з напівпричіпною цистерною;
- виконати порівняльний аналіз впливу на показники плавності ходу колісного трактора

виконання транспортної роботи з перевезення твердого і рідкого вантажу;

- навести практичні рекомендації щодо зменшення величини показників плавності ходу при перевезенні рідкого вантажу цистернами.

Методичні вказівки при побудові динамічної моделі повздовжньо-кутового руху трактора з агрегатом змінної маси. Вирішення задач пов'язаних з розкриттям питання плавності ходу будь-якого транспортного засобу базується на формуванні динамічної моделі. Достатнім вважається імітація повздовжньо-кутового руху транспортного засобу. На рис. 1 представлено розрахункову схему колісного трактора з напівпричіпним агрегатом змінної маси.

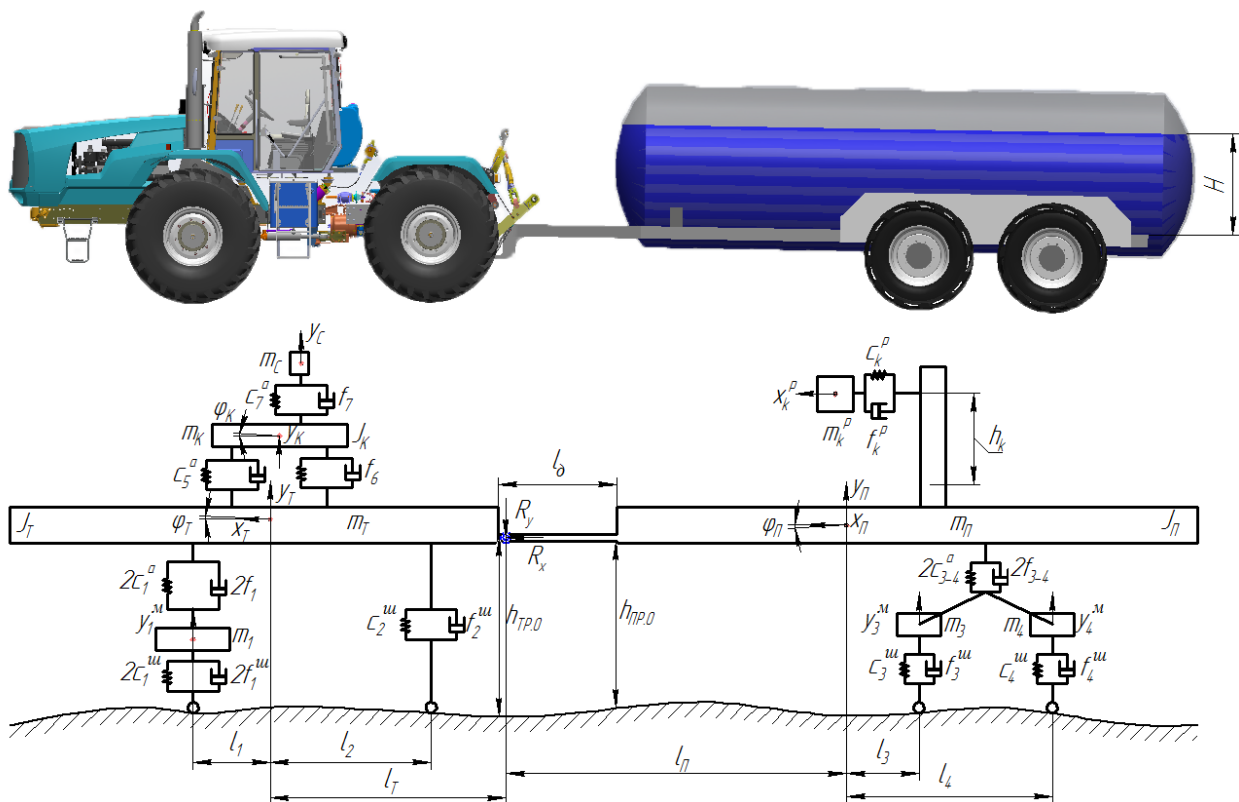


Рис. 2. Розрахункова схема трактора ХТЗ-150К з напівпричіпною цистерною МЖТ-10

На рис. 2 представлено y_T , y_1^M , y_2^M , y_K , – вертикальні переміщення остову (раму), переднього y_C о та заднього мостів, кабіни, сидіння трактора; φ_T , φ_K – кут нахилу остову трактора та кабіни; $y_П$, y_3^M , y_4^M – вертикальні переміщення платформи, першого та другого мостів напівпричіпного агрегату; $\varphi_П$ – кут нахилу напівпричіпного агрегату; x_k^p – рух рідини, яка

приймає участь в коливальному процесі; x_T , $x_П$ – повздовжній рух трактора та напівпричіпного агрегату; x_K – повздовжній рух кабіни з сидінням; m_T – маса остову трактора; m_K – маса кабіни; m_C – маса сидіння (разом із трактористом), $m_П$ – маса рами напівпричепа та оболонки цистерни; m_k^p – маси поверхневих шарів рідини, де відбуваються низькочастотні коливання [15]; $m_1, \dots, m_4$ – маси

мостів (разом із колесами); J_T^k – момент інерції моста трактора; J_T , J_K , J_{Π} – моменти інерції при обертанні трактора (разом із мостами), кабіни (разом з трактористом) та цистерни (разом із рамою, мостами і рідиною) на кути φ_T , φ_K , φ_{Π} відносно їх центрів мас; $c_1^a, c_2^a, \dots, c_7^a$ – це жорсткості у вертикальному напрямку амортизаторів чи ресор мостів трактора і цистерни, опор кабіни, сидіння водія, відповідно; $c_1^u, c_2^u, \dots, c_4^u$ – сумарні радіальні жорсткості шин на відповідному мосту трактора або цистерни; c_x^d , c_y^d – жорсткості дишла у горизонтальному та вертикальному напрямках; c_k^p – коефіцієнти жорсткості зв'язку між шаром рідини та оболонкою цистерни, саме ці коефіцієнти використовуються у рівняннях низькочастотних коливань рідини [15]; $l_1 - l_6$ – це відстань від центру мас трактора або цистерни до їх мостів, опор кабіни, сидіння, відповідно; l_5^* , l_6^* , l_7^* – від центру мас кабіни до її опор і сидіння; l_T , l_{Π} – від точок з'єднання дишла до центру мас трактора та цистерни (для напівпричіп-цистерни точкою з'єднання є гак трактора); l_d – це довжина дишла; R_x , R_y – повздовжня та вертикальна складова сили, яка прикладена до дишла з боку гаку трактора; $f_1 - f_7$ – коефіцієнти демпфірування; $f_1^u - f_4^u$ – сумарні

коефіцієнти демпфірування шин на відповідному мосту трактора або цистерни.

При формуванні математичної моделі повздовжньо-кутового руху транспортного засобу велику роль відіграє функція зміни мікропрофіля дорожнього покриття. Цю функцію можливо реалізувати, як найбільш наближену к реальним умовам експлуатації [17], так і ту, яка реалізує максимально несприятливі умови

$$y_{TP1} = A \cdot \sin\left(\frac{2\pi \cdot x_T}{\Delta A}\right); \quad (1)$$

$$y_{TP2} = A \cdot \sin\left(\frac{2\pi (x_T - (l_1 + l_2))}{\Delta A}\right); \quad (2)$$

$$y_{TP3} = A \cdot \sin\left(\frac{2\pi (x_T - (l_1 + l_{TP} + l_d + l_{TP} - l_3))}{\Delta A}\right); \quad (3)$$

$$y_{TP4} = A \cdot \sin\left(\frac{2\pi (x_T - (l_1 + l_{TP} + l_d + l_{TP} + l_4))}{\Delta A}\right); \quad (4)$$

де A – амплітуда мікроколивань нерівностей; x_T – переміщення транспортного засобу; ΔA – довжина хвилі мікроколивань.

Опис коливання рідини в цистерні базується на методі, який наведено в роботах [15, 16], де автори встановлюють власні частоти ν_k , параметри

жорсткості c_k^p та коефіцієнти демпфірування f_k^p коливань k -го парціального осцилятора

$$\nu_k = \frac{1}{2\pi} \sqrt{(g + \ddot{y}_{\Pi}) \cdot \left(\pi \cdot \frac{k-0,5}{L}\right) \cdot th\left(h \cdot \left(\pi \cdot \frac{k-0,5}{L}\right)\right)}; \quad (5)$$

$$c_k^p = m_k^p \cdot (g + \ddot{y}_{\Pi}) \cdot \left(\pi \cdot \frac{k-0,5}{L}\right) \cdot th\left(h \cdot \left(\pi \cdot \frac{k-0,5}{L}\right)\right); \quad (6)$$

$$f_k^p = 2d_p \cdot \nu_k \cdot m_k^p, \quad (7)$$

де k – номер парціального осцилятора; L – відстань від центру до краю цистерни; d_p – логарифмічний декремент затухання.

Для досліджуваної моделі напівпричіпної цистерни МЖТ-10 на рис. 3 представлено зміну параметрів жорсткості та коефіцієнтів демпфірування залежно від рівня наповненості.

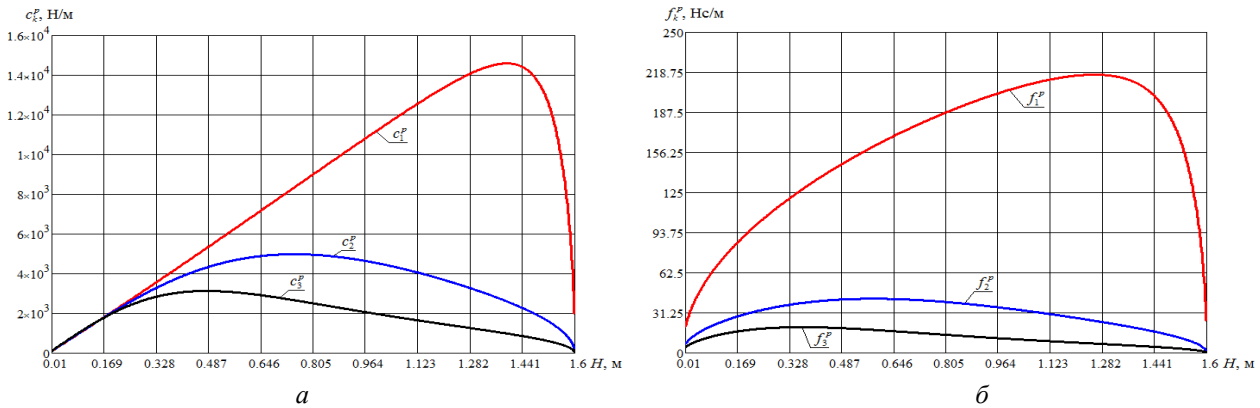


Рис. 3. Жорсткість (а) і коефіцієнт демпфірування (б) рідини в цистернах типу МЖТ-10 при коливаннях її оболонки у площині головного вертикального перерізу

Наступним кроком отримані залежності (6, 7) підставляються в рівняння для отримання сили та моментів сил, які діють на раму цистерни

$$P_{B\Sigma} = \sum_{k=1}^3 \left[f_k^p \cdot (\dot{x}_{\Pi} - \dot{x}_k^p) + c_k^p \cdot (x_{\Pi} - x_k^p) + G_k \cdot \varphi_{\Pi} \right]; \quad (8)$$

$$M_{B\Sigma} = \sum_{k=1}^3 \left[f_k^p \cdot (\dot{x}_{\Pi} - \dot{x}_k^p) + c_k^p \cdot (x_{\Pi} - x_k^p) + G_k \cdot \varphi_{\Pi} \right] \cdot h_k, \quad (9)$$

де h_k^p – відстань між центрами мас поверхневого шару та цистерни [16].

Представлені основні методичні викладки, за допомогою яких можливо виконати математичне моделювання динамічної моделі повздовжньо-кутового руху трактора з агрегатом змінної маси.

Порівняння значень плавності ходу при транспортуванні твердого і рідкого вантажу. Визначення значень плавності ходу транспортного засобу базується на побудові амплітудно-частотної характеристики вертикальних прискорень сидіння оператора-водія залежно від частоти зовнішнього збурення ω .

При порівнянні значень плавності руху при виконанні транспортної роботи з перевезення твердого і рідкого вантажу, як об'єкти досліджень використовувались напівпричіпні агрегати ППТС-10 та МЖТ-10. Колісний трактор марки ХТЗ-150К.

На рис. 3 представлено залежність вертикальних прискорень сидіння оператора-водія та остова трактора залежно від частоти зовнішнього збурення. Також для більшої наочності впливу перерозподілу мас в агрегаті змінної маси на рис. 4 наведено залежності кутових прискорень остова трактора.

Аналізуючи дані з рис. 3, 4 відмітимо, що на амплітудно-частотних характеристиках (АЧХ) чітко відображені резонансні зони впливу переднього

моста ω_1 , напівпричіпного агрегату ω_2 (ω_2') та остова трактора ω_3 .

Встановлено, що при перевезенні рідкого вантажу резонансна зона дії напівпричіпного агрегату зміщується (відносно тієї ж зони при транспортуванні твердого вантажу) в бік резонансної зони переднього моста на 3,2%.

При дослідженні величин вертикальних прискорень сидіння оператора (рис. 3а) встановлено, що зіставляючи АЧХ при перевезенні твердого з рідким вантажем спостерігається збільшення:

- в зоні переднього моста на 2,2%;
- в зоні напівпричіпного агрегату на 8%;
- в зоні остова трактора на 5,7%.

Така ж само тенденція до збільшення величин прискорень спостерігається і при дослідженні вертикальних та кутових прискорень остова трактора.

Різномірне заповнення цистерни. Як відомо в процесі експлуатації колісний трактор при перевезенні рідкого вантажу може рухатися по дорогам з різним рівнем наповненості. Такий характер руху зумовлює до виникнення додаткових збурювальних коливань в агрегаті змінної маси.

Дослідження плавності ходу з різномірним заповненням цистерни буде проводитися при

$H \in (0,8; 1,6)$ м. Обґрунтування такого вибору значень обумовлено тим, що найбільший вплив на колісний трактор відбувається коли маса агрегату більша за масу самого трактора.

На рис. 5 представлено результати залежності вертикальних прискорень сидіння оператора від частоти зовнішнього збурення при різному рівні наповненості цистерни. В табл. 1 зведено результати дослідження зміни величини вертикальних прискорень сидіння оператора в резонансних зонах дії переднього моста, напівпричіпного агрегату та остова трактора.

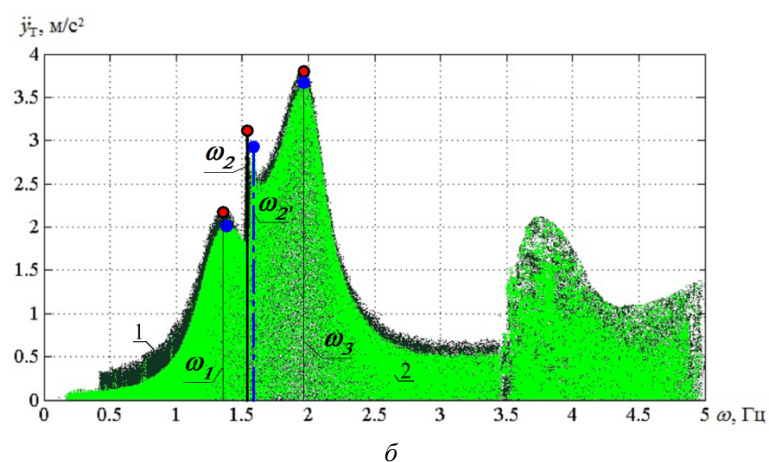
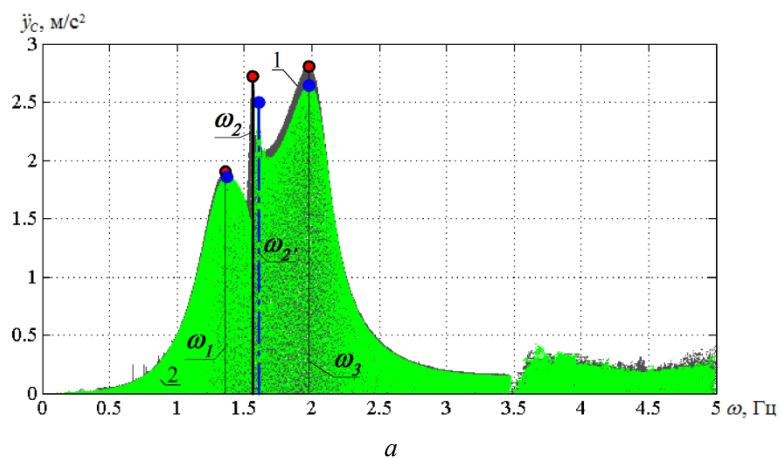


Рис. 3. Залежність вертикальних прискорень від частоти зовнішнього збурення: a – сидіння оператора; b – остова трактора; 1 – рідкий вантаж; 2 – твердий вантаж

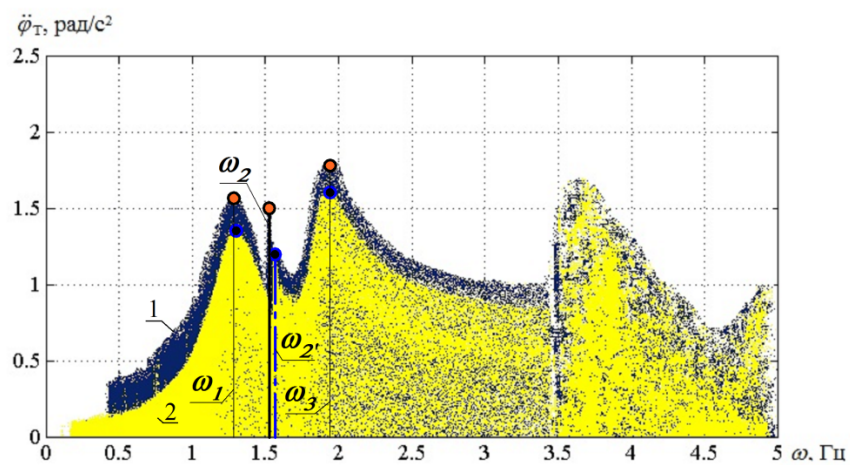
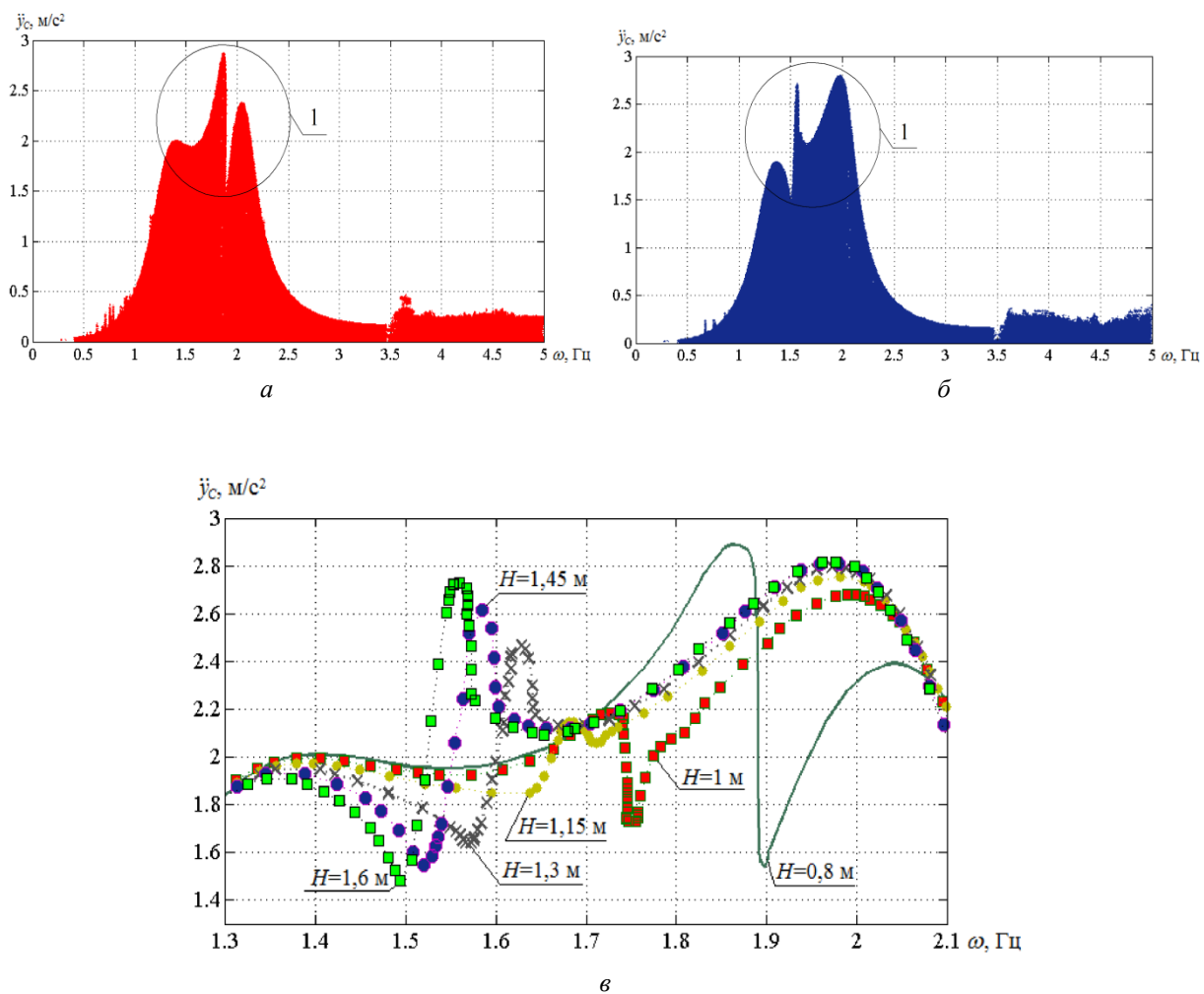


Рис. 4. Залежність кутових прискорень остова трактора від частоти зовнішнього збурення: 1 – рідкий вантаж; 2 – твердий вантаж

Таблиця 1 – Зміна величини вертикальних прискорень сидіння оператора в резонансних зонах при різномірному наповненні цистерни

Параметри	Результати моделювання						Різниця величин при зіставленні параметрів з $H=0,8$ м і $H=1,6$ м
Висота заповнення цистерни H , м	0,8	1,0	1,15	1,3	1,45	1,6	
Передній міст							
ω_1 , Гц	1,4	1,39	1,38	1,37	1,36	1,35	3,6%
$\ddot{y}_C$, м/с ²	2	1,99	1,97	1,95	1,93	1,91	4,5%
Напівпричіпний агрегат							
ω_2 , Гц	2,04	2	1,98	1,97	1,965	1,96	3,9%
$\ddot{y}_C$, м/с ²	2,39	2,68	2,76	2,79	2,8	2,81	17,6%
Остов трактора							
ω_3 , Гц	1,87	1,73	1,69	1,63	1,58	1,56	16,6%
$\ddot{y}_C$, м/с ²	2,88	2,18	2,15	2,4	2,62	2,73	5,2%

Рис. 5. Залежність вертикальних прискорень сидіння оператора від частоти зовнішнього збурення: а – при $H=0,8$ м; б – при $H=1,6$ м; в – ділянка дії напівпричіпного агрегату; 1 – ділянка досліджень

Відмітимо, що зміна резонансної зони впливу напівпричіпного агрегату на вертикальні прискорення сидіння оператора при варіюванні висотою заповнення цистерни від 0,8 до 1,6 м змінюється за квадратичною функцією (параболою).

Практичні рекомендації щодо зменшення величини плавності ходу трактора. Одним з відомих шляхів зменшення вертикальних прискорень на сидінні оператора є модернізація пружних та демпфіруючих властивостей

підресорених мас переднього моста [10], характеристик кабіни та сидіння оператора [18]. Основними напрямками модернізації є впровадження пневматичних або гідравлічних систем підресорювання. Але такі конструктивні рішення – коштовні та трудомісткі. Тому доцільно провести дослідження з варіювання показників, які потребують мінімальної витрати коштів та людських ресурсів – зменшення тиску в пневматичних шинах.

На рис. 6 наведено залежність вертикальних прискорень від частоти зовнішнього збурення при варіюванні показників тиску в тракторних шинах передньої і задньої вісі. Відомо, що на досліджуваному тракторі ХТЗ-150К встановлюються

радіальні шини 23,1R26 виробництва «Россава». Рекомендовано заводом виробником рухатися по асфальтобетонній поверхні при тиску в шинах $p_{sh1} = 160$ кПа і $p_{sh2} = 140$ кПа.

Аналізуючи результати (з табл. 2), встановимо, що при зміні параметру тиску в тракторних шинах відбувається зміщення резонансних частот, які виникають в зонах переднього моста та остова трактора на 5,7% та 8,1%, відповідно. Зменшується величина вертикальних прискорень сидіння в зонах переднього моста на 1,6% та остова трактора на 12,7%. Але в той же час, спостерігається зростання значення вертикального прискорення сидіння в зоні дії напівпричіпного агрегату на 6,3%.

Таблиця 2 – Вертикальні прискорення сидіння в резонансних зонах при різному тиску в тракторних шинах

Дія агрегатів	Тиск в тракторних шинах, кПа		
	$p_{sh1} = 160$ $p_{sh2} = 140$	$p_{sh1} = 140$ $p_{sh2} = 120$	$p_{sh1} = 120$ $p_{sh2} = 100$
Резонансна частота, Гц:			
Переднього моста	1,39	1,37	1,31
Напівпричіпного агрегату	1,56	1,56	1,56
Остову трактора	1,96	1,9	1,8
Вертикальних прискорень сидіння оператора, м/с ² :			
Переднього моста	1,87	1,86	1,84
Напівпричіпного агрегату	2,7	2,78	2,87
Остову трактора	2,67	2,5	2,33

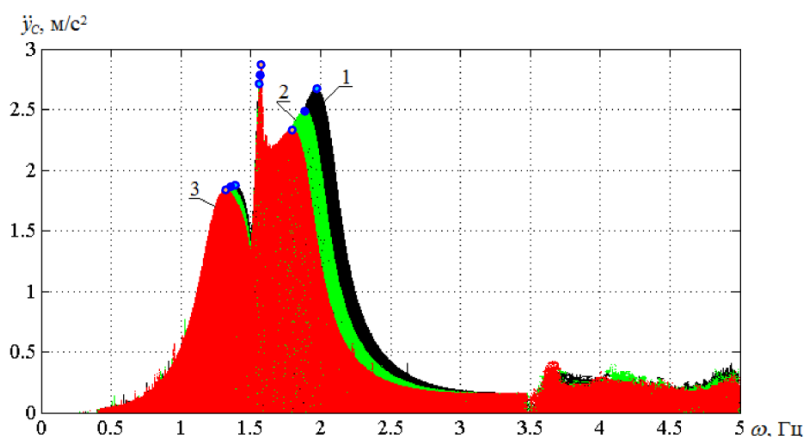


Рис. 6. Залежність вертикальних прискорень сидіння оператора від частоти зовнішнього збурення при варіюванні показником тиску в шинах трактора:

1 – $p_{sh1} = 160$ кПа і $p_{sh2} = 140$ кПа; 2 – $p_{sh1} = 140$ кПа і $p_{sh2} = 120$ кПа; 3 – $p_{sh1} = 120$ кПа і $p_{sh2} = 100$ кПа

Зважаючи на отримані дані, доцільно провести дослідження впливу варіювання тиску в шинах напівпричіпної цистерни (рис. 7). Результати

моделювання зведено до табл. 3. Відомо, що на напівпричіпній цистерні МЖТ-10 встановлено шини розмірами 16,5/70 - 18 КФ - 97.

Таблиця 3 – Вертикальні прискорення сидіння в резонансних зонах при різному тиску в шинах цистерни

Дія агрегатів	Тиск в шинах тракторної цистерни, кПа			
	$p_{sh3} = 400$ $p_{sh4} = 400$	$p_{sh3} = 250$ $p_{sh4} = 250$	$p_{sh3} = 400$ $p_{sh4} = 400$	$p_{sh3} = 250$ $p_{sh4} = 250$
	Резонансна частота, Гц:		Вертикальні прискорення сидіння, м/с ² :	
Переднього моста	1,39	1,36	1,87	1,84
Напівпричіпного агрегату	1,56	1,46	2,7	2,38
Остову трактора	1,96	1,96	2,67	2,66

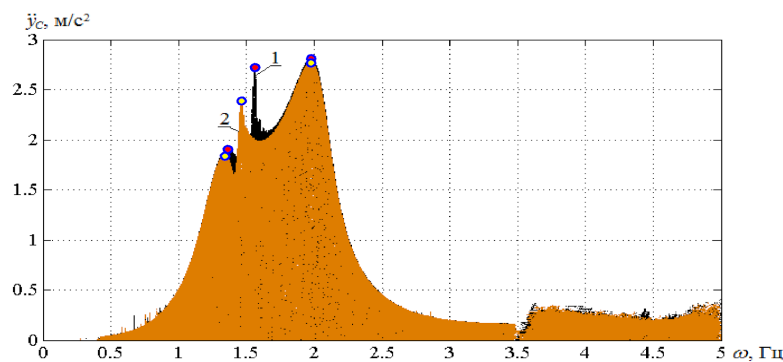


Рис. 7. Залежність вертикальних прискорень сидіння оператора від частоти зовнішнього збурення при варіюванні показником тиску в шинах цистерни:

1 – $p_{sh3} = 400$ кПа і $p_{sh4} = 400$ кПа; 2 – $p_{sh3} = 250$ кПа і $p_{sh4} = 250$ кПа

Аналізуючи результати з табл. 3 відмітимо, що величина вертикальних прискорень сидіння оператора та значення резонансних зон дії переднього моста та остова трактора при варіюванні значенням тиску в шинах цистерни змінюється в межах 2%. При дослідженні дії напівпричіпного агрегату резонансна зона зміщується на 6,4%, а величина вертикальних прискорень зменшується на 11,8%. Таким чином, встановлено, що для зниження показників плавності ходу колісного трактора при виконанні транспортної роботи з агрегатом змінної маси рекомендовано одночасно зменшувати тиск в шинах, як трактора, так і цистерни.

При зниженні тиску в шинах необхідно враховувати зміну техніко-економічних показників трактора. Перспективою подальших досліджень є вирішення питання оптимізації з метою зменшення величини показників плавності ходу колісного трактора при русі з напівпричіпною цистерною з дотриманням техніко-економічних показників (витрати палива, продуктивності, тощо).

Висновки. В роботі наведено методичні викладки, за допомогою яких можливо виконати моделювання динамічної моделі повздовжньо-кутового руху трактора з агрегатом змінної маси та провести дослідження плавності ходу.

Встановлено, що при перевезенні рідкого вантажу вплив на показники плавності ходу колісного трактора більші, ніж при транспортуванні твердого вантажу і різниці може досягати до 8%.

Визначено, що зміщення резонансної зони впливу напівпричіпного агрегату на вертикальні прискорення сидіння оператора при варіюванні висотою заповнення

цистерни від 0,8 до 1,6 м носить характер квадратичної функції, а саме параболи.

Надано практичні рекомендації щодо зменшення показників плавності ходу колісного трактора з агрегатом змінної маси за рахунок зменшення тиску в шинах.

Список літератури

1. Meprozet Kościan S.A. *Hydraulic stirrer*. URL: http://meprozet.pl/Hydrauliczne_mieszadlo_slimakowe_ru.html (дата звернення: 20.10.2019).
2. Ворохобин, А.В. Тракторы и автомобили. Теория и эксплуатационные свойства : учебное пособие / Ворохобин А.В., Гребнев В.П., Поливаев О.И. – Москва : КноРус, 2018. – 259 с
3. Надькто, В.Т. Исследование плавности хода МТА на основе модульных энергетических средств / В.Т. Надькто // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1998. – № 2. – С. 27 – 29.
4. Клубничкин, В.Е. Оценка влияния внешних условий на лесозаготовительные машины / В.Е. Клубничкин // Лесной вестник. – 2010. – № 6. – С. 119 – 123.
5. Кальченко Б.І. Вплив плавності ходу колісних тракторів на навантаженість трансмісії / Б.І. Кальченко, О.Ю. Ребров, А.П. Кожушко // Автомобильный транспорт. – 2017. – № 41. – С. 30–37.
6. Ding Z. Design and Analysis of the Suspension for Electric Tractor / Z. Ding, B. Li // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – IOP Publishing, 2019. – Т. 493. – №. 1. – С.1 – 6. – doi:10.1088/1757-899X/493/1/012077.
7. Zolotarevskaya, D.I. Changes in the rheological properties and density of a loamy sandy soddy-podzolic soil under the impact of a wheel tractor / D.I. Zolotarevskaya // Eurasian soil science. – 2013. – Т. 46. – №. 7. – P. 758 – 767. doi: 10.1134/S1064229313070120.
8. Cutini M. Whole-body vibration in farming: Background document for creating a simplified procedure to determine agricultural tractor vibration comfort / M. Cutini, M. Brambilla, C. Bisaglia // Agriculture. – 2017. – Т. 7. – №. 84. – 20 p. doi:10.3390/agriculture7100084.
9. Мамонтов, А.Г. Исследование плавности хода трактора с прицепом при движении по дороге с асфальтным покрытием / А.Г. Мамонтов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2012. – № 19. – С. 90 – 94.

10. Мамонтов, А.Г. Формування математичної моделі динамічної навантаженості ходової системи колісного трактора з напівпричіпним агрегатом / А.Г. Мамонтов, А.П. Кожушко, О.Ю. Ребров // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2019. – № 1. – С. 29 – 41. – doi:10.20998/2413-4295.2019.01.04.
11. Кальченко Б.І. Плавність руху як складова динаміки трактора : монографія / Б.І. Кальченко, О.Ю. Ребров, А.П. Кожушко, А.Г. Мамонтов. – Харків: ФОП Панов А.М., 2018. – 164 с.
12. Мецкерский, И.В. Работы по механике тел переменной массы. – Москва: Изд. Техничко-теоретической литературы, 1949. – 275 с.
13. Циолковский, К.Э. Исследование мировых пространств реактивными приборами. – «Научное обозрение», 1903. – № 5. – С. 45 – 75.
14. Калінін Є.І. Формування системних властивостей транспортно-технологічних агрегатів змінної маси автореф. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук: спец. 05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту» / Є.І. Калінін. – Харків, 2019. – 40 с.
15. Кожушко, А.П. Математичне моделювання низькочастотних коливань в'язкої рідини в горизонтальній ємності з вільною поверхнею / А.П. Кожушко, О.Л. Григор'єв // Вісник НТУ «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2018. – № 3 (1279). – С. 41 – 51.
16. Кожушко, А.П. Моделювання пов'язаних коливань колісного трактора та цистерни з рідиною на прямому шляху зі складним рельєфом / А.П. Кожушко, О.Л. Григор'єв // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2018. – № 27 (1303). – С. 34 – 61.
17. Сергиенко, А. Н. Методика описания неровностей профиля дороги при моделировании подвески автомобиля с рекуператором энергии колебаний / А. Н. Сергиенко, Н. Г. Медведев, Б. Г. Любарский, С. Н. Беляев, С.В. Шушляпин // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2013. – №37. – С. 185–192.
18. Сазонов, И.С. Моделирование активного поддресоривания сиденья водителя колесного трактора / И.С. Сазонов, Н.Н. Гурский, Н.П. Амелченко // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2012. – №4. – С. 77 – 85.
- 2019, vol. 1, issue 493, pp. 1 – 6, doi:10.1088/1757-899X/493/1/012077.
7. Zolotarevskaya D. I. Changes in the rheological properties and density of a loamy sandy soddy-podzolic soil under the impact of a wheel tractor. *Eurasian soil science*, 2013, vol. 7, issue 46, pp. 758 – 767, doi: 10.1134/S1064229313070120.
8. Cutini M., Brambilla M., Bisaglia C. Whole-body vibration in farming: Background document for creating a simplified procedure to determine agricultural tractor vibration comfort. *Agriculture*, 2017, vol. 84, issue 7, 20 p., doi:10.3390/agriculture7100084.
9. Mamontov A.G. Issledovanie pлавnosti hoda traktora s pritsepom pri dvizhenii po doroge s asfaltnym pokrytiem [Study of the smooth running of a tractor with a trailer when driving on an asphalt road]. *Visnyk NTU «KhPI»* [Bulletin of the National Technical University «KhPI»], 2012, vol. 19, pp. 90 – 94.
10. Mamontov A.G., Kozhushko A. P., Rebrov A. Y. Formuvannia matematychnoi modeli dynamichnoi navantazhenosti khodovoi systemy kolisnoho traktora z napivprychipnym ahrehatom [Formation of mathematical model of dynamic loading of a running system of a wheeled tractor with a semi-trailer unit]. *Visnyk NTU «KhPI»* [Bulletin of the National Technical University «KhPI»], 2019, vol. 1, pp. 29 – 41, doi:10.20998/2413-4295.2019.01.04.
11. Kal'chenko B. I., Rebrov A. Y., Kozhushko A. P., Mamontov A. G. Pлавnist' rukhu yak skladova dynamiky traktora : monografiya [Smoothness of motion as a component of tractor dynamics: monograph]. Kharkov, FOP Panov A.M. Publ., 2018. 164 p.
12. Meshchersky I.V. Raboty po mehanike tel peremennoy massy [Work on the mechanics of bodies of variable mass]. Moscow, Technical and theoretical literature Publ., 1949, 275 p.
13. Tsiolkovsky K.E. Issledovanie mirovykh prostranstv reaktivnyimi priborami [Exploring World Spaces with Jet Devices]. *Nauchnoe obozrenie* [Scientific Review], 1903, vol. 5, pp. 45 – 75.
14. Kalinin E.I. Formuvannia systemnykh vlastyvostei transportno-tekhnologichnykh ahrehativ zminnoi masy [The formation of the system properties of transport and technological units of variable mass]. Doctoral dissertation, Kharkiv, 40 p.
15. Kozhushko A. P., Grygoriev A. L. Matematychno modelyuvannia nyz'kochastotnykh kolyvan' v'yazkoyi ridyny v horyzontal'niy yemnosti z vil'noyu poverkhneyu [Mathematical modeling of ow-frequency oscillations of viscous fluid in horizontal container with free surface]. *Visnyk NTU «KhPI»* [Bulletin of the National Technical University «KhPI»], 2018, vol. 3 (1279), pp. 41–51.
16. Kozhushko A. P., Grigiriev A. L. Modelyuvannia pov'yazanykh kolyvan' kolisnoho traktora ta tsysterny z ridynoyu na pryamomu shlyakhу zi skladnym rel'yefom [Modeling of coupled oscillations of wheeled tractors and tanks with liquid on a straight road with difficult terrain]. *Visnyk NTU «KhPI»* [Bulletin of the NTU "KhPI"], 2018, vol. 27 (1303), pp. 34 – 61.
17. Serhyenko, A. N., Medvedev, N. H., Liubarskyj, B. H., Belyaev, S. N., Shushlyapin, S. V. Metodika opisanija nerovnostej profilja dorogi primodelirovanij podveski avtomobilya s rekupektorom energii kolebanij [Method of road roughness description in the simulation car suspension with heat recovery energy vibrations]. *Visnyk NTU «KhPI»* [Bulletin of the NTU "KhPI"], 2013, vol. 37, 185 – 192.
18. Sazonov I.S., Gursky N.N., Amelchenko N.P. Modelirovanie aktivnogo podressorivaniya sidenya voditelya kolesnogo traktora [Modeling the active suspension of a wheel tractor driver's seat]. *Vestnik Belorussko-Rossiyskogo universiteta* [Bulletin of the Belarusian-Russian University], 2012, vol. 4, pp. 77 – 85.

Надійшла (received) 25.08.2020

References (transliterated)

1. Meprozet Kościan S.A. *Hydraulic stirrer*. URL: http://meprozet.pl/Hydrauliczne_mieszadlo_slimakowe_ru.html (accessed: 20.10.2019).
2. Vorohobin A. V., Grebnev V. P., Polivaev O. I. Traktory i avtomobili. Teoriya i ekspluatatsionnyye svoystva : uchebnoe posobie [Tractors and cars. Theory and operational properties: a learning object]. Moscow. KnoRus, 2018, 259 p.
3. Nadykto V. T. Issledovanie pлавnosti hoda MTA na osnove modulnykh energeticheskikh sredstv [A study of the smooth running of MTA based on modular energy tools]. *Traktory i selskohozyaystvennyye mashiny* [Tractors and agricultural machinery], 1998, vol. 2, pp. 27 – 29.
4. Kubnichkin V. Eu. Otsenka vliyaniya vneshnih usloviy na lesozagotovitelnyye mashiny [Assessment of the influence of external conditions on forest machines]. *Lesnoy vestnik* [Forestry bulletin], 2010, vol. 6, pp. 119 – 123.
5. Kal'chenko B. I., Rebrov A. Y., Kozhushko A. P. Vplyv pлавnosti khodu kolisnykh traktoriv na navantazhenist transmisii [Influence of smooth running of wheeled tractors on the transmission load]. *Avtomobilnyi transport* [Automobile transport], 2017, vol. 41, pp. 30 – 37.
6. Ding Z., Li B. Design and Analysis of the Suspension for Electric Tractor. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*,

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Кожушко Андрій Павлович (Кожушко Андрей Павлович, Kozhushko Andriy Pavlovych) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1312-9992>; e-mail: Andreykozhushko7@gmail.com.

А. І. БОНДАРЕНКО**СУЧАСНІ ГІДРОБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНІ ТРАНСМІСІЇ В ТРАКТОРОБУДУВАННІ**

В статті встановлено, що двопотокові гідрооб'ємно-механічні трансмісії (ГОМТ) представляють зараз єдиний вид безступінчастих передач, якими серійно обладнуються сільськогосподарські трактори. ГОМТ мають наступні переваги: можуть замінити не тільки ступінчасту механічну коробку передач, але і всю трансмісію машини разом зі зчепленням (головним фрикціоном), причому для самохідних машин типу трактор, бульдозер, навантажувач і тому подібне забезпечується перемиканням швидкісних піддіапазонів без зупинки при русі машини, без розриву потоку потужності; підвищують керованість самохідної машини в порівнянні з механічною ступінчастою трансмісією, оскільки дають можливість змінювати в широких інтервалах тягове зусилля на ведучих колесах машини при достатньо малих, прийнятних для водія зусиллях на органах керування; забезпечують плавне регулювання передавального відношення від двигуна до ведучих коліс, тобто безступінчасте регулювання швидкості, що істотно підвищує рухливість і ергономічність мобільних машин; безступінчасте регулювання ГОМТ сприяє якнайкращій адаптації самохідної машини до виконання заданого технологічного процесу і підтримки його стабільності. При цьому конструкції ГОМТ розвиваються у бік збільшення частини потужності, що передається механічним шляхом і зменшення числа фрикційних багатодискових муфт, відповідно зменшення кількості діапазонів (піддіапазонів) і складних механічних частин. Перспективним з точки зору підвищення не тільки рівня безпеки дорожнього руху, а й технічного рівня колісних тракторів з ГОМТ є: відмова від використання перемикання з піддіапазона на піддіапазон, оскільки перемикання може супроводжуватися стрибкоподібною зміною тиску робочої рідини, що призводить до ударних режимів в ГОП і зниженню її ресурсу, крім того, покриття всього діапазону швидкості за рахунок зміни лише відносного параметру регулювання ГОП призводить до суттєвого спрощення конструкції трансмісії; запобігання циркуляції потужності у замкнутому контурі ГОМТ при виконанні основних технологічних операцій; підвищення коефіцієнта корисної дії (ККД) трансмісії; зниження навантаження як на гідравлічну (гідромашину), так і елементи механічної (планетарний ряд (ПР) та зчеплення) частини ГОМТ в процесі гальмування.

Ключові слова: гідрооб'ємно-механічна трансмісія, трактор, безступінчаста трансмісія, піддіапазон, гідрооб'ємна передача.

А. И. БОНДАРЕНКО**СОВРЕМЕННЫЕ****ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКИЕ****ТРАНСМИССИИ****В****ТРАКТОРОСТРОЕНИИ**

В статье установлено, что двухпоточные гидрообъемно-механические трансмиссии (ГОМТ) представляют сейчас единственный вид бесступенчатых передач, которыми серийно оборудуются сельскохозяйственные тракторы. ГОМТ имеют следующие преимущества: могут заменить не только ступенчатую механическую коробку передач, но и всю трансмиссию машины вместе со сцеплением (главным фрикционом), причем для самоходных машин типа трактор, бульдозер, погрузчик и т.п. обеспечивается переключение скоростных поддиапазонов без остановки при движении машины, без разрыва потока мощности; повышают управляемость самоходной машины по сравнению с механической ступенчатой трансмиссией, поскольку дают возможность изменять в широких интервалах тяговое усилие на ведущих колесах машины при достаточно малых, приемлемых для водителя усилиях на органах управления; обеспечивают плавное регулирование передаточного отношения от двигателя к ведущим колесам, то есть бесступенчатое регулирование скорости, что существенно повышает подвижность и эргономичность мобильных машин; бесступенчатое регулирование ГОМТ способствует наилучшей адаптации самоходной машины для выполнения заданного технологического процесса и поддержания его стабильности. При этом конструкции ГОМТ развиваются в сторону увеличения части мощности, передаваемой механическим путем и уменьшение числа фрикционных многодисковых муфт, соответственно уменьшения количества диапазонов (поддиапазонов) и сложных механических частей. Перспективным с точки зрения повышения не только уровня безопасности дорожного движения, но и технического уровня тракторов с ГОМТ являются: отказ от использования переключения с поддиапазона на поддиапазон, поскольку переключение может сопровождаться скачкообразным изменением давления рабочей жидкости, что приводит к ударным режимам в ГОП и снижению ее ресурса, кроме того, покрытие всего диапазона скорости за счет изменения только относительного параметра регулирования ГОП приводит к существенному упрощению конструкции трансмиссии; предотвращения циркуляции мощности в замкнутом контуре ГОМТ при выполнении основных технологических операций; повышению коэффициента полезного действия (КПД) трансмиссии; снижению нагрузки как на гидравлическую (гидромашину), так и элементы механической (планетарный ряд (ПР) и сцепление) части ГОМТ в процессе торможения.

Ключевые слова: гидрообъемно-механическая трансмиссия, трактор, бесступенчатая трансмиссия, поддиапазон, гидрообъемная передача.

A.I. BONDARENKO**MODERN HYDRAULIC-MECHANICAL TRANSMISSIONS IN TRACTORING**

In the article, it is established that two-stream hydro-mechanical transmissions (GOMT) represent now the only kind of stepless gears, which are serially equipped with agricultural tractors. GOMTs have the following advantages: they can replace not only a stepped mechanical gearbox, but also the entire transmission of the machine together with the clutch (main friction), and for self-propelled machines such as a tractor, bulldozer, forklift and the like provides for switching high-speed sub-bands of the machine without gears. without breaking the power flow; increase the controllability of the self-propelled machine compared to the mechanical stepped transmission, as they make it possible to change the tractive effort on the drive wheels of the machine at wide intervals at sufficiently small, driver-friendly efforts on the controls; provide smooth regulation of the gear ratio from the engine to the drive wheels, ie continuously variable speed control, which significantly increases the mobility and ergonomics of mobile cars; the continuous control of the GOMT contributes to the best adaptation of the self-propelled machine to the desired technological process and to maintain its stability. In this case, the GOMT designs evolve toward an increase in the part of the power transmitted mechanically and a decrease in the number of friction multi-disc couplings, respectively, a decrease in the number of ranges (subbands) and complex mechanical parts. Promising from the point of view of increasing not only the level of road safety, but also the technical level of wheeled tractors with GOMT is: refusal to use the switch from subband to subband, since switching can be accompanied by a sudden change in the pressure of the working fluid, which leads to shock modes and reduced operating conditions its resource, in addition, the coverage of the entire speed range by changing only the relative parameter of the GOP regulation leads to a significant simplification of the transmission design; preventing the circulation of power in a closed-loop GOMT during the execution of basic technological operations; increasing the efficiency of the transmission (efficiency); reducing the load on both the hydraulic (hydro machine) and mechanical (planetary row (clutch) and clutch) elements of the GOMT during braking.

Keywords: hydro-mechanical transmission, tractor, stepless transmission, sub-range, hydraulic transmission.

Вступ. Агропромисловий комплекс є одним із найважливіших секторів економіки України, від рівня розвитку і стабільності функціонування якого залежить продовольча безпека країни. Постійне збільшення обсягів виробництва сільськогосподарської продукції, різкі коливання в потребі транспорту протягом року є передумовами зростання використання колісних тракторів в сільському господарстві. Прагнення до безступінчастого регулювання швидкості та тягового зусилля, підвищення ергономічних властивостей при виконанні різноманітних технологічних операцій стало головною причиною збільшення обсягу виробництва колісних сільськогосподарських тракторів з ГОМТ у світі.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. У переважній більшості розглянутих робіт автори пропонують структуру, основні конструктивні параметри двопотокових ГОМТ та формулюють рекомендації стосовно вибору способу реалізації службового та екстреного гальмування колісних тракторів з безступінчастими трансмісіями, орієнтуючись лише на особистий конструкторський досвід та керуючись евристичним методом. Наявність кількісних та якісних закономірностей зміни кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ дозволила б не тільки знизити час на розробку ГОМТ, а й суттєво підвищити ефективність трансмісій ще на стадії проектування колісних тракторів [1-12].

Мета та постановка задачі. Метою даної роботи є дослідження сучасних ГОМТ в тракторобудуванні та визначення напрямків для подальшого їх розвитку.

Сучасні ГОМТ в тракторобудуванні. ГОМТ мають наступні переваги:

- можуть замінити не тільки ступінчасту механічну коробку передач, але і всю трансмісію машини разом зі зчепленням (головним фрикціоном), причому для самохідних машин типу трактор, бульдозер, навантажувач і тому подібне забезпечується перемиканням швидкісних піддіапазонів без зупинки при русі машини, без розриву потоку потужності;

- підвищують керованість самохідної машини в порівнянні з механічною ступінчастою трансмісією, оскільки дають можливість змінювати в широких інтервалах тягове зусилля на ведучих колесах машини при достатньо малих, прийнятних для водія зусиллях на органах керування;

- забезпечують плавне регулювання передавального відношення від двигуна до ведучих коліс, тобто безступінчасте регулювання швидкості, що істотно підвищує рухливість і ергономічність мобільних машин;

- безступінчасте регулювання ГОМТ сприяє якнайкращій адаптації самохідної машини до виконання заданого технологічного процесу і підтримки його стабільності;

- ГОМТ, які володіють властивістю реверсу, забезпечують перехід з руху вперед до руху заднім

ходом без зупинки і перемикання передач, що дуже важливе з погляду забезпечення технологічних робочих процесів для ряду видів транспортних засобів (бульдозерів, лісотехнічних тракторів, навантажувачів, грейдерів землерийних машин, машин спеціального призначення і так далі);

- ГОМТ бортового виконання забезпечують поворот самохідної машини на місці з нульовим радіусом, що є надзвичайно важливим функціональним видом руху для ряду машин;

- сприяють підвищенню надійності роботи двигуна завдяки демпфуючим властивостям робочої рідини гідропередачі (за рахунок певного відсотка газозмісту і витоків в щільних ущільненнях), внаслідок чого усувається жорсткий кінематичний зв'язок ведучих коліс машини з двигуном;

- забезпечують кращу тягову динаміку самохідної машини в порівнянні зі ступінчастими механічними трансмісіями, оскільки дають можливість на основі відповідного вибору регульованих характеристик максимально завантажити двигун і підтримувати його максимальну активну потужність;

- при раціональному виборі регульованих характеристик ГОМТ двигун може працювати в режимі максимальної потужності або мінімальної витрати палива у всьому швидкісному діапазоні самохідної машини;

- ГОМТ значно легше автоматизуються в порівнянні зі ступінчастими механічними трансмісіями, що спрощує керування самохідною машиною та дозволяє забезпечити найбільш раціональні режими роботи двигуна відповідно заданого технологічного процесу;

- підвищують середню швидкість руху по бездоріжжю за рахунок кращого використання потужності двигуна.

До основних недоліків ГОМТ відноситься:

- нижчий ККД в порівнянні зі ступінчастими механічними трансмісіями – в сучасних конструкціях ГОМТ їх ККД на 3 – 5% нижче;

- при перемиканні з піддіапазона на піддіапазон в контурі, в якому розташована гідропередача, може стрибкоподібно змінюватися тиск робочої рідини, що призводить до ударних режимів в ГОП і зниженню її ресурсу;

- при гальмуванні зі швидкості, як правило 15 км/год та більше, і некоректному виборі способу гальмування та інтенсивності зміни параметрів регулювання ГОП спостерігається не тільки стрибкоподібна зміна тиску робочої рідини в ГОП, а також різке збільшення значень кутових швидкостей ланок ГОМТ, що супроводжується перевантаженням як ГОП, так і ПР та зчеплення;

- робочі режими з циркуляцією потужності призводять до відносно великих втрат і тепловиділення, можуть бути небажаними з погляду міцності та надійності елементів трансмісії;

- вельми чутливі до температури навколишнього середовища, оскільки в'язкість робочої рідини істотно змінюється з температурою

і, як при низьких, так і при високих температурах можуть погіршуватися технічні характеристики трансмісії;

- із-за різниці навантажень на ведучих колесах самохідної машини з ГОМТ бортового виконання, а також із-за різниці робочих зазорів в ГОП таких ГОМТ, спостерігається шкідливе явище відхилення від прямолінійного заданого курсу, що без відповідної автоматичної системи курсової корекції підвищує психофізіологічне навантаження на оператора-водія;

- реверсивні ГОМТ з першим повнопотоковим діапазоном не забезпечують, як правило, достатнього динамічного чинника транспортній машині із-за виходу тиску навантаження в ГОП на клапаний режим; при цьому підвищення робочого об'єму ГОП, яке сприяє усуненню цього недоліку, погіршує габаритні і масові показники ГОМТ в цілому;

- необхідність використовувати якісні робочі рідини з високим ступенем чистоти;

- необхідність застосування узгоджувальних редукторів між двигуном і насосами, а також між гідромоторами і колесами;

- підвищений шум при роботі на високому тиску і при високій частоті обертання (високочастотні коливання робочої рідини);

- необхідна відносно висока кваліфікація персоналу для проведення технічного обслуговування при експлуатації самохідних машин з ГОМТ;

- вища вартість і складність виготовлення за рахунок, як правило, застосування гідромашин великого робочого об'єму.

Проте, застосування уніфікованих складальних одиниць (насосів, гідромоторів, гідроциліндрів і так далі), організація їх масового виробництва дозволяють знизити собівартість ГОМТ. Тому зараз такі всесвітньо відомі транснаціональні корпорації як «CNH», «AGCO», «SDF», а також компанії «John Deere» і «Claas» переходять на масовий випуск тракторів з ГОМТ.

У світовій практиці ГОМТ знайшли застосування на тих самохідних машинах, де механічні передачі не здатні ефективно і раціонально вирішувати завдання підведення і трансформації по заданих законах потужності від двигуна до робочих органів або рушіїв машини.

Також ГОМТ застосовуються на сільськогосподарських машинах: зернозбиральних (роторийний комбайн Case 2388 Axial Flow, комбайни серії Vector, Claas Lexion 450 та ін.) і кормозбиральних комбайнах (ПН-450, DON 680M, RSM 1401, RSM 1701 та ін.), сільськогосподарських і промислових колісних та гусеничних тракторах (малогабаритний трактор Iseki TXG23, малогабаритний трактор Iseki TH4260, трактор Gianni Ferrari PG230 4 H, Четра-11С, Четра-11.01КС, Husqvarna CTH 220 Twin, Fendt серії Vario, John Deere 8530, John Deere серії

8000RT, Challenger MT 665B, Massey Ferguson 8480, Puma CVX та ін.).

Провідними виробниками гідрообладнання для самохідних машин з ГОМТ є фірми: «Bosch-Rexroth», «Sauer-Danfoss», «Eaton Hydraulics» («Vickers», «Aeroquip», «Boston», «Char-Lynn», «Eaton», «Hydro-Line» і «Weatherhead»), «Plessey», «Denison Hydraulics», «Linde» та ін.

ГОМТ підрозділяються на повнопотокові, коли вся потужність двигуна передається гідравлічним шляхом, і двопотокові (з диференціалами на вході, виході, зі змінною (різною) структурою), де менша частина потоку потужності (20 – 50%) передається гідравлічним шляхом, а решта частини (зазвичай більша) – механічним шляхом.

Однією з головних переваг повнопотокової ГОМТ є можливість підведення роздільно-регульованого (по будь-якому закону) потоку потужності індивідуально до кожного колеса або елемента рушіїв, незалежно від його відстані від живильної установки і положення в просторі.

Перші тракторні трансмісії були механічні, ступінчасті з обмеженими узгоджувальними функціями – вузьким діапазоном швидкісного регулювання та мінімальними функціями відбору потужності. Розвивалися вони в напрямках збільшення діапазонів ступеневого регулювання, числа передач, забезпечення одночасної роботи приводів рушіїв та відбору потужності, збільшення числа місць відбору потужності, застосування немеханічних пристроїв безступінчастого регулювання (гідродинамічних, гідростатичних, електричних), а також за рахунок вдосконалення механізмів управління елементів трансмісії (зчеплення, коробки передач, диференціалів ведучих мостів, приводами відбору потужності, гальмівними механізмами). У результаті з'явилися нові типи трансмісії, що класифікуються за способом регулювання (безступінчасті, ступінчасто-безступінчасті) і виду носіїв енергії (механічні, гідромеханічні, електромеханічні).

В умовах ринкової економіки вибір оптимального типу трансмісії для тракторів різних потужностей, призначення і конкретних умов експлуатації визначається споживачем незалежно від пропозицій фірм-виробників. Тому всі тракторобудівні фірми прагнуть встановлювати на своїй продукції трансмісії таких типів і пропонувати такі їх альтернативні варіанти, які мають попит у споживача на ринку конкретного регіону. При цьому враховуються не тільки кон'юнктура ринку і пропозиції фірм-конкурентів, але і напрями господарської діяльності, природно-кліматичні, законодавчі (що стосуються, зокрема, обмежень транспортних швидкостей) та інші особливості цих країн, а також можлива платоспроможність потенційного споживача.

За останні десять років відбулося злиття низки виробників сільськогосподарської техніки в великі концерни («CNH», «AGCO», «SDF»). Така

структурна реорганізація дозволила фінансувати масштабні дослідницькі проекти і запропонувати не окремі машини, а комплекс аграрних технологій для конкретних споживачів і регіонів. Паралельно йде процес постійного нарощування можливостей електронних компонентів з одночасним їх здешевленням. Наявність цих чинників дозволила провідним тракторним фірмам здійснювати перехід від механічних до мехатронних систем на тракторах, збільшуючи продуктивність машинно-тракторних агрегатів і покращуючи умови праці оператора.

В даний час спостерігаються дві тенденції у сфері виробництва тракторів. Перша – розробка і виробництво власних оригінальних безступінчастих трансмісій, друга – це адаптація готових трансмісій під необхідне компоновання трактора.

Концерн «CNH» зусиллями фахівців своїх підрозділів «Case IH», «New Holland» і «Steyr» створив власне виробництво безступінчастих трансмісій, виділивши два напрями для роботи: розробка трансмісій EasyDrive з ланцюговим механічним варіатором для тракторів потужністю до 85 кВт (версія для тракторів потужністю 30 – 37 кВт вже запущена у виробництво і встановлюється на трактори New Holland серії 3000 Boomer) і розробка трансмісії з гідростатичним модулем для тракторів потужністю 110 – 185 кВт. Остання отримала назву Auto Command та покликана замінити встановлювану на тракторах концерну трансмісію S-Matic, що виробляється фірмою «ZF».

Компанія «John Deere» має три безступінчасті коробки передач для різних потужностних діапазонів. Серії 6030 Premium і 7030 Premium потужністю 95 – 123 кВт і 131 – 144 кВт, відповідно, оснащуються коробками передач Ессом виробництва «ZF». У той же час зібрані в США трактори серії 7030 оснащуються безступінчастою коробкою власного виробництва з подвійним зчепленням для плавного перемикання між чотирма діапазонами. Трактори серії 8030 потужністю 180 – 265 кВт виділені в серію 8R та комплектуються трансмісією власного виробництва Auto Powr.

Фірма «Fendt» – єдина на сьогоднішній день фірма, що відмовилася від виробництва ступінчастих коробок перемикання передач. Весь модельний ряд тракторів цієї фірми оснащується безступінчастими двопотоковими трансмісіями Vario. Трансмісія, представлена фірмою «Fendt» ще в 1996 р., залишається єдиною, у якій зміна швидкості в діапазоні 0 – 60 км/год забезпечується тільки за рахунок гідравлічної складової потоку потужності, що можливо за рахунок використання спеціально розроблених спільно з фірмою «Sauer Danfoss» аксіально-поршневих гідромашин з кутами нахилу 45° в обидва боки. Трансмісія має декілька виконань для застосування на тракторах різних потужностей і призначень, включаючи і однодіапазонну коробку для тракторів малої потужності.

Всі трансмісії тракторів Fendt потужністю 100 кВт і більше характеризуються сумісним керуванням двигуна і трансмісії завдяки оригінальному програмному забезпеченню і можуть керуватися тільки однією педалью. Трансмісії Vario виробляють на заводі концерну «AGCO» в Бельгії і встановлюються на трактори всіх марок, що входять в концерн «AGCO» («Massey Fergusson», «Fendt», «Valtra» і «Challenger»).

З незалежних виробників безступінчастих трансмісій варто виділити фірму «ZF», що виробляє декілька модельних рядів безступінчастих трансмісій для сільськогосподарських тракторів:

- трансмісії Ессом серії 1,5; 1,8; 2,0 для тракторів з двигунами потужністю 74 – 155 кВт;
- трансмісії Ессом серії 2,4; 2,9; для тракторів з двигунами потужністю 147 – 220 кВт;
- трансмісії Ессом серії 3,0 і 3,5 для тракторів рамної конструкції з двигунами потужністю 220 – 295 кВт;

– нові трансмісії Ессом 4,5 та Ессом 5,0 на передачу потужності до 480 кВт. Першою фірмою, що встановила трансмісію Ессом 5,0 на універсальний тягово-енергетичний засіб Xerion потужністю 355 кВт і 385 кВт, що має рамну конструкцію і однакові колеса, стала компанія «Claas». Також трансмісія встановлена на прототип трактора Terrion ATM класичної компоновки потужністю 255 – 295 кВт.

Повна лінійка універсально-просапних тракторів Terrion, а також трактор Terrion ATM 7360 тягового класу 7, потужністю 253 кВт, трансмісією ZF Ессом 5.0, виробництво якого почалося в 2011 р., виготовляється компанією «АгроТехМаш» з штаб-квартирою в Санкт-Петербурзі і заводом в Тамбові.

Безступінчасті трансмісії швейцарської фірми «MALI» представлені двома серіями: WSE для тракторів потужністю до 110 кВт і WSG для тракторів потужністю 118 – 405 кВт. У гідростатичному контурі передачі використані регульовані гідромашини з похилим блоком, що мають максимальний кут повороту 45° в обидва боки, аналогічні машинам «Sauer Danfoss», що використовуються в коробках Vario концерну «AGCO». На дослідному зразку російського трактора Кировець потужністю 315 кВт була вперше встановлена трансмісія фірми «MALI».

Розглянемо більш детальніше принцип роботи тракторних ГОМТ.

Перше дослідження в області гідростатичної трансмісії було виконано в Національному інституті сільськогосподарського машинобудування Великобританії, де розроблявся прототип на основі гідростатичного керування, який був представлений в 1954 р. Створена гідростатична передача керувалася за допомогою регульованого аксіально-поршневого насоса, що сполучався з радіально-поршневим мотором безпосередньо через трубопроводи.

У 1967 р. в США почав випускатися так званий International Harvester, який мав двигун потужністю 60 кВт та дві регульовані гідромашини, що розташовувалися в одному корпусі. Трансмісія працювала в двох діапазонах. В ході дослідження було виявлено, що робота в двох діапазонах призвела до кращої ефективності на малих та високих швидкостях трансмісії.

Проект був виконаний, на думку багатьох експертів, на доброму рівні, але гідромашини, що використовувались в гідростатичній трансмісії, створювали високі втрати та високу собівартість порівняно зі ступінчастими трансмісіями.

Як відмічалось раніше, вперше серійне виробництво сільськогосподарських тракторів з двопотоковою ГОМТ почала фірма «Fendt» в 1996 р.. Всі трактори, що випускаються цією фірмою (потужність 51 – 287 кВт) на теперішній час оснащені однією з найбільш оригінальних і ефективних безступінчастих ГОМТ – Fendt Vario. Конструкція трансмісії виконана за схемою з «диференціалом на вході» (рис. 1). Характерна особливість ГОМТ Fendt Vario – використання в тракторах потужністю 85 кВт і більше двох діапазонів швидкостей: робочого та транспортного, а також в деяких трансмісіях двох гідромоторів, що регулюються (рис. 1, б). Перемикання між діапазонами виконується водієм при зупиненому тракторі за допомогою синхронізованих зубчастих муфт.

ККД ГОМТ Fendt Vario лише на 1,5 – 2% гірше, ніж у трактора з механічною трансмісією. На малих швидкостях ККД трансмісії Fendt Vario помітно вище, ніж у конкурентів, хоча у Fendt тут дуже велика частка потужності, що передається гідравлічним шляхом (зменшується від 100% при 0,02 км/год до 0% – при максимальній швидкості). Відносно високий ККД досягається застосуванням спеціально сконструйованих гідромашин фірми «Sauer Danfoss» з кутом нахилу блоку циліндрів до 45°, втрати у яких значно зменшені. На ККД трансмісії Fendt Vario також позитивно впливає простота конструкції механічної частини передачі, в якій використовується всього лише один диференціал.

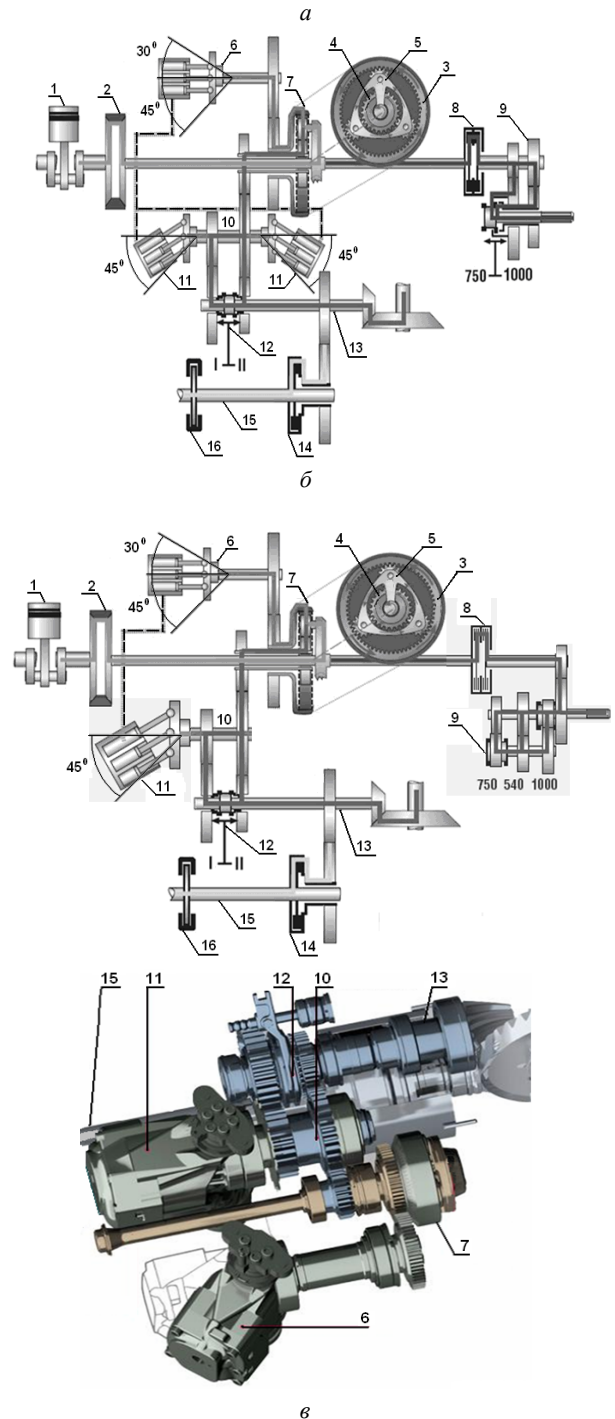
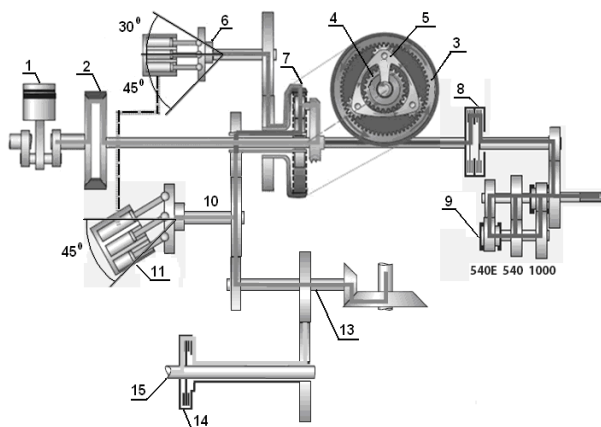


Рис. 1. Функціональна схема трансмісії Fendt Vario: а – потужність двигуна 51 – 92 кВт; б – потужність двигуна 162 – 287 кВт; в – потужність двигуна 85 – 176 кВт; 1 – двигун внутрішнього згоряння; 2 – демпфер крутильних коливань; 3 – коронна шестерня; 4 – сонячна шестерня; 5 – водило; 6 – гідронасос; 7 – ПР; 8 – муфта включення валу відбору потужності; 9 – вал відбору потужності; 10 – вал, на якому відбувається складання потужностей від гідравлічної та механічної гілок; 11 – гідромотор; 12 – муфта перемикання діапазонів руху; 13 – привід на задній міст; 14 – муфта включення приводу переднього моста; 15 – привід на передній міст; 16 – трансмісійний гальмівний механізм

Гідронасос і гідромотор в ГОМТ Fendt виконані регульованими. Рух назад здійснюється зворотним нахилом блоку насоса, що забезпечує швидкий реверс. При русі назад виникає в ГОМТ циркуляція потужності, що декілька знижує ККД передачі, але при русі заднім ходом це не так важливо.

Фірма «Valtra» на трактори потужністю 90 – 140 кВт серій N і T встановлює трансмісію Direct (рис. 2), що працює за схемою «диференціал на виході» (аналогічно працюють ГОМТ CNH, ZF-Esscom і Steyr-S-matic), забезпечує безступінчасте регулювання швидкості в чотирьох діапазонах (коробка передач діапазонів на рис. 1.5 не наведена): 0 – 9 км/год, 0 – 18 км/год, 0 – 30 км/год і 0 – 50 км/год. Перемикачі діапазони можна тільки при зупиненому тракторі, швидкості в діапазонах при русі як вперед, так і назад однакові.

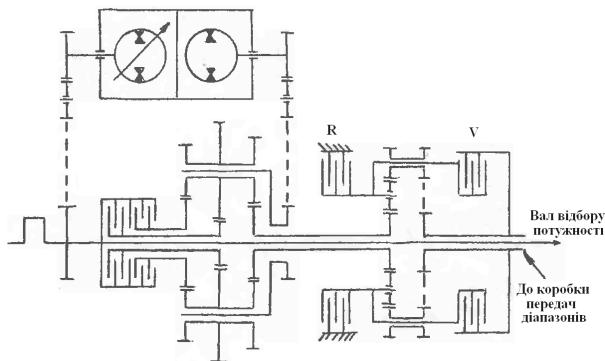


Рис. 2. Кінематична схема трансмісії Direct

Фірма «CNH» розробила нову безступінчасту трансмісію з використанням подвійного зчеплення, яка встановлюється на трактори Puma CVX фірми «Case IH», T7000 Auto Command фірми «New Holland», CVT фірми «Steyr» потужністю 123 – 165 кВт (рис. 3).

Кожне з двох встановлених зчеплень має свій власний вал для передачі потужності, при цьому один вал проходить усередині іншого. Потужність передається по черзі по валах, які використовуються при увімкненні відповідного зчеплення. Одне зі зчеплень підключає непарні передачі, інше – парні. На вільному валу коробки передач здійснюється попередній вибір наступної бажаної передачі і з'єднання відповідного зубчастого колеса з вільним валом коробки передач через синхронізатор. За допомогою одночасного увімкнення і вимкнення зчеплень потужність передається через заздалегідь обрану передачу без розриву потоку потужності. Даний вид коробки вважається найбільш досконалим (для тракторів – із-за зменшення числа фрикційних багатодискових муфт і, відповідно, втрат в них).

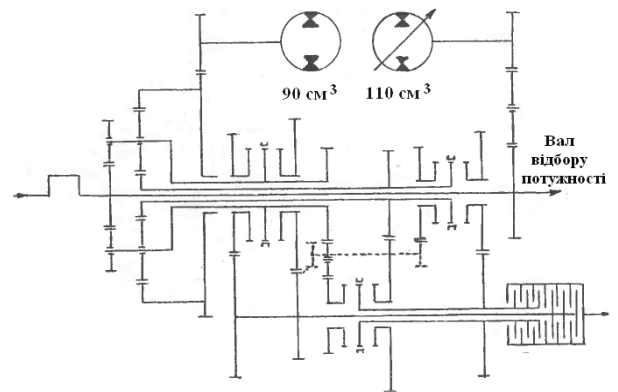
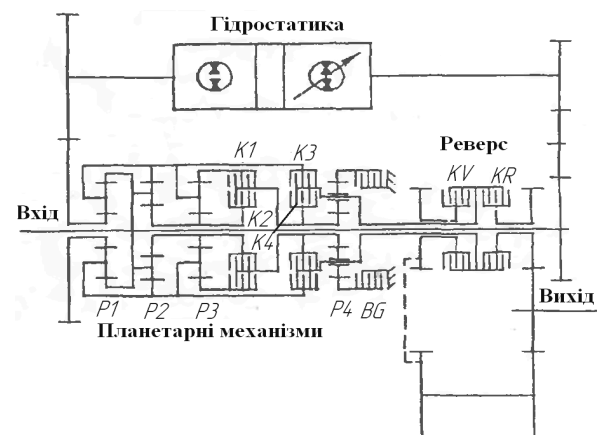


Рис. 3. Кінематична схема трансмісії CNH

У трансмісії CNH подвійне зчеплення розташоване на веденому валу (на відміну від автомобільних коробок передач, де подвійне зчеплення розташовується на ведучому валу). Всього в коробці є чотири передачі переднього ходу, що забезпечують максимальну швидкість 50 км/год і дві передачі заднього ходу (максимальна швидкість 30 км/год).

Безступінчасте регулювання швидкості забезпечується спільною роботою коробки передач і ГОМТ, що складається з диференціала, розташованого на вході трансмісії, і двох гідромашин: регульованого насоса і нерегульованого мотора (обидва виробництва «Bosch-Rexroth»). ГОМТ працює за схемою «диференціал на виході» в чотирьох піддіапазонах на передньому ходу і в двох піддіапазонах на задньому. Тип ГОМТ і число піддіапазонів переднього ходу співпадає з ГОМТ «ZF» – Esscom, проте у останньої для перемикачів використовується сім фрикційних багатодискових муфт, а у ГОМТ CNH – тільки дві. Зменшення числа муфт повинне знизити втрати і підвищити ККД трансмісії.

Кінематична схема трансмісії Esscom фірми «ZF» наведена на рис. 4. Конструкція механічної частини ГОМТ досить складна (що зумовлює і складніше керування в порівнянні з Fendt): містить чотири диференціали, п'ять фрикційних багатодискових муфт для перемикачів піддіапазонів і дві муфти переднього та заднього ходу. За допомогою останніх виконується швидкий реверс.



Діаграма перемикавання

	$V, \text{км/год}$	$K1$	$K2$	$K3$	$K4$	BG	KV	KR	$P1$	$P2$	$P3$	$P4$
Вперед	0-6	+				+	+		+	+	+	+
	6-12		+			+	+		+	+		+
	12-24		+	+			+		+			
	24-48		+		+		+		+	+		
Назад	0-6	+				+		+	+	+	+	+
	6-12		+			+		+	+	+		+
	12-24		+	+				+	+			
	24-48		+		+			+	+	+		

Рис. 4. Кінематична схема трансмісії ZF Eссom 5.0

Оскільки при перемиканні піддіапазонів потік потужності, що передається, не повинен розриватися, то в точці перемикавання спочатку вмикається «нова», вільна від навантаження муфта, тоді як «стара» залишається увімкненою. У цьому стані відбувається спеціальна корекція об'єму регульованої гідромашини і потік навантаження та потужності змінюється, спричиняючи перекидання крутного моменту зі «старої» на «нову» муфту, що вмикається. Після виконаної корекції «стара» муфта звільняється і може бути вимкнена.

Вперше трансмісія Eссom 5.0 була представлена на виставці «Agritechnica - 2007», призначена в першу чергу для тракторів потужністю 260 – 370 кВт, але може використовуватися і в інших областях. Відмінності від попередніх моделей Eссom полягають у вузькій компоновці та в змінній схемі реверсу. Раніше передній хід і реверс виконувалися за допомогою фрикційних муфт KV і KR та шестерень. У Eссom 5.0 ці елементи видалені, у вихідний планетарний ряд $P4$ додані сонячна шестерня (з маленькими сателітами), що поєднана з додатковою фрикційною муфтою BG . При увімкненні муфти BG волидо ряду $P4$ (вихід ГОМТ) обертається в прямому напрямі, а при вимкненні (гальмуванні) муфти BG – в зворотному. Зміни привели до того, що Eссom 5.0, в порівнянні з попередніми моделями, має при русі вперед одне додаткове зубчасте зачеплення, а при русі назад – два додаткові зачеплення. Хоча таке рішення може бути викликане конструкторськими міркуваннями, воно погіршує ККД передачі.

Швидкість руху заднім ходом при новій схемі реверсу складає всього 14 км/год. Для досягнення швидкості 50 км/год фірма «ZF» пропонує проміжну компоновку без додаткової сонячної шестерні, проте увімкнення реверсу тоді буде можливе тільки при зупинці.

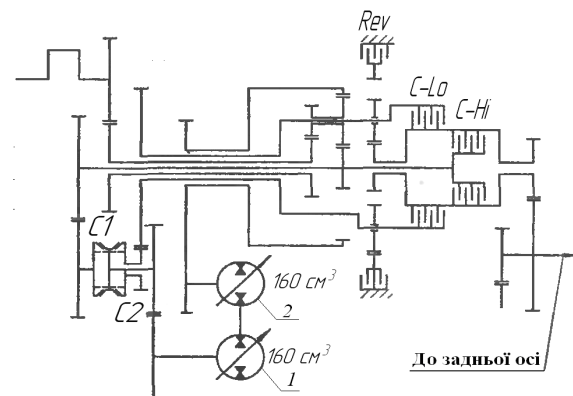
Максимальна швидкість руху тракторів з Eссom 5.0, як і у попередніх моделей Eссom, складає 50 км/год.

У варіанті Eссom 5.0 для російського трактора Tetrion ATM 7400 конструкція реверсу змінена, збільшені швидкості переднього ходу до 63 км/год, а заднього – до 56 км/год.

У всіх ГОМТ, виконаних за схемою «диференціал на виході», використовується, як

правило, одна регульована і одна нерегульована гідромашини. Перша й головна перевага такої конструкції полягає в малій установчій потужності гідромашин завдяки використанню декількох піддіапазонів. Так, в ГОМТ S-Matic, Eссom і CNH установча потужність кожної гідромашини складає половину потужності двигуна трактора. На початку кожного піддіапазону така ж потужність циркулює в замкнутому контурі передачі, викликаючи зниження її ККД. Оскільки в кінці піддіапазонів (на другій їх половині) циркуляції потужності немає, то при перемиканні з одного піддіапазону на іншій з'являється «стрибок» ККД. Друга перевага ГОМТ такої структури полягає в тому, що в нульових крапках регульованої характеристики, тобто при відносному параметрі регулювання ГОП $e = 0$ (і в не великій околиці навколо $e = 0$, яка називається «особливою зоною»), вся потужність двигуна передається через механічну частину ГОМТ з високим ККД. ГОМТ, що виконані за схемою «диференціал на виході» проектується таким чином, щоб ці нульові крапки ($e = 0$) та «особливі зони» відповідали технологічним швидкостям трактора – саме тоді забезпечується найбільш високий ККД машинно-тракторних агрегатів.

Схеми «диференціал на вході» та «диференціал на виході» знайшли також застосування в ГОМТ зі змінною структурою (рис. 5 – 6). Така структура означає, що в кожному піддіапазоні, на які розбивається весь діапазон ГОМТ, може використовуватися одна з наступних схем: з диференціалом на вході; з диференціалом на виході; з декількома диференціалами.

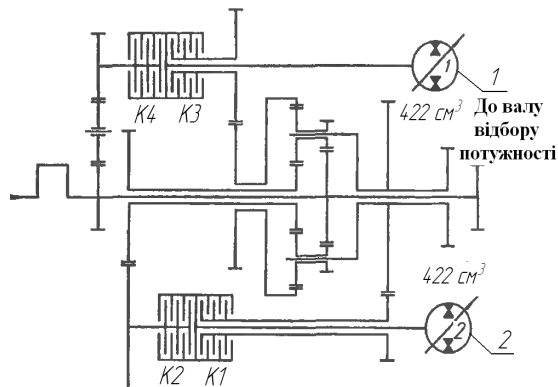


Діаграма перемикавання

		$C1$	$C2$	$C-Lo$	$C-Hi$	Rev
Вперед	$M1$	+		+		
	$M2$		+	+		
	$M3$		+		+	
	$M4$	+			+	
Назад	$M1R$	+				+
	$M2R$		+			+

Рис. 5. Кінематична схема трансмісії John Deere Auto Powr 8345R: 1, 2 – гідромашини

ГОМТ змінної структури Auto Powr використовується на тракторі John Deere 8345R (потужність 254 кВт, максимальна експлуатаційна маса 18 тон і швидкість 50 км/год). Вона має чотири швидкісні піддіапазони, для створення яких використовується диференціал, в якому дві ланки, – велика сонячна і коронна шестерні, мають постійні зв'язки, відповідно, з двигуном і гідромашиною 2, а дві інших ланки, – мала сонячна шестерня і водило, мають змінні зв'язки з гідромашиною 1 і виходом ГОМТ. Піддіапазони перемикаються двома зубчастими синхронізованими і двома фрикційними багатодисковими муфтами.



Діаграма перемикання

		K1	K2	K3	K4
Вперед	V1	+		+	
	V2		+	+	
	V3		+		+
Назад	R	+			+

Рис. 6. Кінематична схема трансмісії MALI WSG 500:
1, 2 – гідромашини

ГОМТ змінної структури WSG 500 фірми «MALI» (дочірня фірма концерну «Liebherr») призначена для тракторів потужністю 380 кВт і дозволяє досягати швидкості 62 км/год. Відомостей про використання цієї трансмісії на яких-небудь об'єктах поки немає. У ГОМТ WSG 500 застосовані регульовані аксiально-поршневі гідромашини з похилим блоком (кут нахилу до 45°, робочий об'єм до 422 см³) власного виробництва фірми. В даний час це найбільші аксiально-поршневі гідромашини в тракторах ГОМТ.

ГОМТ WSG 500 має три швидкісні піддіапазони, створювані диференціалом, в якому дві ланки, – велика сонячна шестерня і водило, постійно зв'язані, відповідно, з двигуном і виходом ГОМТ, а дві інших ланки, – мала сонячна і коронна шестерні, мають змінні зв'язки з гідромашинами. Перемикання піддіапазонів здійснюються чотирма фрикційними багатодисковими муфтами.

Реверс в WSG 500 виконується за допомогою повнопотокової передачі, в якій гідромашина 2 є насосом, а гідромашина 1 – мотором. При русі заднім ходом трансмісія має найменший ККД.

В 2014 р. компанією «Claas» для тракторів Claas Arion розроблена трансмісія Smatic (рис. 7) з двома регульованими гідромашинами, де кожна з гідромашин в певний проміжок часу завдяки оригінальній конструкції планетарного та гальмівного механізмів виконує функції як гідронасоса, так і гідромотора. Максимальний ККД трансмісії 0,90 – 0,93, максимальна швидкість трактора 50 км/год.

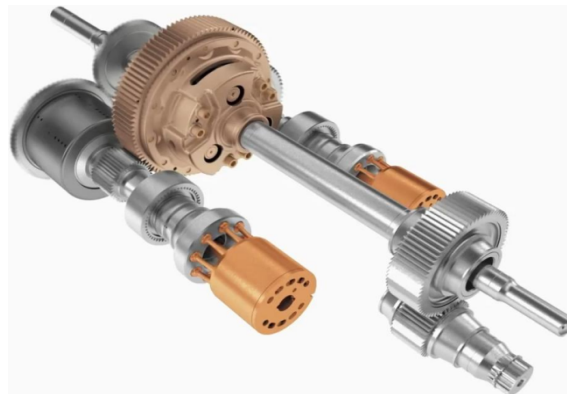


Рис. 7. Трансмісія Smatic компанії «Claas»

Висновки. Використання ГОМТ повнопотокового типу, яке реалізується різними, але в цілому не багаточисельними схемами, не набуло розповсюдження на сільськогосподарських тракторах (із-за невисокого загального ККД трансмісії – 0,50 – 0,75), де, як правило, використовуються двопотокові ГОМТ.

Двопотокові ГОМТ представляють зараз єдиний вид безступінчастих передач, що серійно встановлюються на сільськогосподарських тракторах. Область їх використання росте як по числу моделей тракторів, так і по потужності, що передається. Частка колісних тракторів з ГОМТ у діапазоні потужності двигуна 170 – 250 кВт складає близько 50% від загальної кількості.

Конструкції ГОМТ розвиваються у бік збільшення частини потужності, що передається механічним шляхом і зменшення числа фрикційних багатодискових муфт, відповідно зменшення кількості діапазонів (піддіапазонів) і складних механічних частин.

За результатами аналізу наукових концепцій і тенденцій застосування ГОМТ в тракторобудуванні, встановлено, що незважаючи на достатню розповсюдженість ГОМТ, сучасні конструкції тракторних трансмісій даного типу потребують подальшого удосконалення, зокрема: відмови від використання перемикання з піддіапазона на піддіапазон для унеможливлення виникнення ударних режимів в ГОП; запобігання циркуляції потужності у замкнутому контурі ГОМТ при виконанні трактором основних технологічних операцій; підвищення ККД трансмісії; зниження навантаження як на гідравлічну, так і елементи механічної частини, що дозволить підвищити не тільки технічний рівень тракторів, а й рівень безпеки дорожнього руху при гальмуванні.

Список літератури

1. Bondarenko A.I. Scientific Basis of the Theory of Vehicles Braking With Stepless Hydrostatic Mechanical Transmissions / A.I. Bondarenko // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences, «East West» Association for Advanced Studies and Higher Education GmbH. Vienna (Austria). – 2015. – № 1 – 2. – P. 124 – 127.
2. Самородов В.Б. Безступінчасті гідрооб'ємно-механічні трансмісії як невід'ємний елемент сучасних тракторів / В.Б. Самородов, В.В. Єпіфанов, А.І. Бондаренко // Вісник СевНТУ. – Севастополь: СевНТУ. – 2012. – № 135. – С. 244 – 247.
3. Самородов В.Б. Анализ бесступенчатой трансмиссии тракторов серии Fendt 900 Vario: что скрывается за рекламой? / В.Б. Самородов, А.И. Бондаренко // Тракторы и сельхозмашины. – 2012. – № 6. – С. 48 – 52.
4. Samorodov V.B. Experimental Appropriateness Verification of K. Gorodetsky's Mathematical Model for Losses Determination in Hydrostatic Transmissions for Modern Hydraulic Machines / V.B. Samorodov, S.A. Shuba, O.I. Derkach, V.M. Shevtzov, N.A. Mittsel // Eastern European Scientific Journal: Düsseldorf (Germany): Auris Verlag. – 2014. – № 6. – P. 285 – 291.
5. Кожушко А.П. Порівняльний аналіз результатів експериментальних та теоретичних досліджень робочих процесів у безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісіях // Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Інноваційні засади сталого розвитку національного господарства», 21 – 22 листопада 2014 р., м. Кам'янець-Подільський / Міністерство аграрної політики та продовольства України, Подільський державний аграрно-технічний університет. – Кам'янець-Подільський: Подільський державний аграрно-технічний університет, 2014. – С. 181 – 184.
6. Кожушко А.П. Визначення оптимального закону зміни параметрів регулювання гідромашин гідрооб'ємної передачі в процесі розгону колісних тракторів з гідрооб'ємно-механічною трансмісією / А.П. Кожушко // Вісник Сумського національного аграрного університету. – Суми: СНАУ. – 2014. – № 11 (26). – С. 108 – 114.
7. Taran I.O. Substantiating of Rational Law of Hydrostatic Drive Control Parameters While Accelerating of Wheeled Tractors with Hydrostatic and Mechanical Transmission / I.O. Taran, A.P. Kozhushko // Вісник Mechanics, Materials Science & Engineering Journal. – 2016. – № 6. – С. 70 – 76.
8. Підвищення техніко-економічних показників колісних тракторів з безступінчастими трансмісіями раціональною зміною параметрів регулювання гідромашин в процесі розгону / Андрій Павлович Кожушко / Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.02 – автомобілі та трактори. – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", Харків, 2016 р.
9. Самородов В.Б. Уточнення методика определения потерь в планетарных механизмах передач и результаты исследования потоков мощностей в гидрообъемно-механических трансмиссиях / В.Б. Самородов, Д.О. Волонцевич, А.В. Рогов // Интегрированные технологии и энергосбережение. – 2001. – № 4. – С. 76 – 83.
10. Самородов В.Б. Гидрообъемно-механическая трансмиссия гусеничной машины с автономным бесступенчатым управлением в прямолинейном движении и в повороте / В.Б. Самородов, О.Н. Агапов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2012. – № 64 (970). – С. 3 – 8.
11. Старожук И.А. Влияние типа механизма поворота трактора на напряженность труда тракториста / И.А. Старожук, Г.С. Цейтлина, В.С. Сафронов // Тракторы и сельхозмашины. – 1999. – № 2. – С. 12 – 14.
12. Самородов В.Б. Бесступенчатый механизм поворота гусеничных тракторов ХТЗ / В.Б. Самородов, С.Л. Абдула, С.П. Гудзь, З.Э. Забелышинский // Новости Академии инженерных наук Украины. Инженерные проблемы АПК. – 2006. – № 1(28). – С. 29 – 32.

References (transliterated)

1. Bondarenko A.I. Scientific Basis of the Theory of Vehicles Braking With Stepless Hydrostatic Mechanical Transmissions / A.I. Bondarenko // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences, «East West» Association for Advanced Studies and Higher Education GmbH. Vienna (Austria). – 2015. – № 1 – 2. – P. 124 – 127.
2. Samorodov V.B. Bezstupinchasti gidroob'yemno-mexanichni transmissiyi yak nevid'yemny'j element suchasny'x traktoriv / V.B. Samorodov, V.V. Yepifanov, A.I. Bondarenko // Visnyk SevNTU. – Sevastopol': SevNTU. – 2012. – № 135. – S. 244 – 247.
3. Samorodov V.B. Analiz besstupenchatoj transmy'ssy'y' traktorov sery'y' Fendt 900 Vario: chto skryvaetsya za reklamoy? / V.B. Samorodov, A.Y'. Bondarenko // Traktory y' sel' xozmashy'ny. – 2012. – № 6. – S. 48 – 52.
4. Samorodov V.B. Experimental Appropriateness Verification of K. Gorodetsky's Mathematical Model for Losses Determination in Hydrostatic Transmissions for Modern Hydraulic Machines / V.B. Samorodov, S.A. Shuba, O.I. Derkach, V.M. Shevtzov, N.A. Mittsel // Eastern European Scientific Journal: Düsseldorf (Germany): Auris Verlag. – 2014. – № 6. – P. 285 – 291.
5. Kozhushko A.P. Porivnyal'ny'j analiz rezul'tativ ekspery'mental'ny'x ta teorety'chny'x doslidzhen' robochy'x procesiv u bezstupinchasty'x gidroob'yemno-mexanichny'x transmissiyax // Materialy' Mizhnarodnoyi naukovo-prakty'chnoyi konferencyi «Innovacijni zasady stalogo rozvy'tku nacional'nogo gospodarstva», 21 – 22 ly'stopada 2014 r., m. Kam'yanecz'-Podil's'ky'j / Ministerstvo agrarnoyi polity'ky' ta prodovol'stva Ukrainy'ny, Podil's'ky'j derzhavny'j agrarno-texnichny'j universy'tet. – Kam'yanecz'-Podil's'ky'j: Podil's'ky'j derzhavny'j agrarno-texnichny'j universy'tet, 2014. – S. 181 – 184.
6. Kozhushko A.P. Vy'znachennya opyt'mal'nogo zakonu zminy' parametriv reguluyannya gidromashy'n gidroob'yemnoy peredachi v procesi rozgonu kolisny'x traktoriv z gidroob'yemno-mexanichnoy transmissiyeyu / A.P. Kozhushko // Visnyk Sums'kogo nacional'nogo agrarnogo universy'tetu. – Sumy': SNAU. – 2014. – № 11 (26). – S. 108 – 114.
7. Taran I.O. Substantiating of Rational Law of Hydrostatic Drive Control Parameters While Accelerating of Wheeled Tractors with Hydrostatic and Mechanical Transmission / I.O. Taran, A.P. Kozhushko // Вісник Mechanics, Materials Science & Engineering Journal. – 2016. – № 6. – С. 70 – 76.
8. Pidvy'shennya tekhniko-ekonomichny'x pokazny'kiv kolisny'x traktoriv z bezstupinchasty'my' transmissiyamy' racional'noyu zminoyu parametriv reguluyannya gidromashy'n v procesi rozgonu / Andriy Pavlovy'ch Kozhushko / Dy'sertatsiya na zdobuttya naukovoogo stupenya kandy'data tekhnichny'x nauk za special'nisty'yu 05.22.02 – avtomobili ta traktory'. – Nacional'ny'j tekhnichny'j universy'tet "Xarkiv's'ky'j politexnichny'j insty'tut", Xarkiv, 2016 r.
9. Samorodov V.B. Utochnennaya metody'ka opredeleny'a poter' v planetarny'x mexany'zmax peredach y' rezul'taty y'ssledovany'ya potokov moshhnostej v gy'droob'yemno-mexany'chesky'x transmy'ssy'yax / V.B. Samorodov, D.O. Voloncev'y'ch, A.V. Rogov // Y'integry'rovannyye tekhnology'y' y' energosberezheny'e. – 2001. – № 4. – S. 76 – 83.
10. Samorodov V.B. Gy'droob'yemno-mexany'cheskaya transmy'ssy'ya gusen'y'chnoy mashy'ny s avtonomnym besstupenchatym upravlen'y'em v pryamoly'nejnom dy'v'zhen'y'y' v povorote / V.B. Samorodov, O.N. Agapov // Visnyk Nacional'nogo tekhnichno universy'tetu «XPI». – Xarkiv: NTU «XPI». – 2012. – № 64 (970). – S. 3 – 8.
11. Starozhuk Y'.A. Vly'yany'e ty'pa mexany'zma povorota traktora na napryazhennost' truda traktory'sta / Y'.A. Starozhuk, G.S. Cejtyl'na, V.S. Safronov // Traktory y' sel' xozmashy'ny. – 1999. – № 2. – S. 12 – 14.
12. Samorodov V.B. Besstupenchatyj mexany'zm povorota gusen'y'chny'x traktorov XTZ / V.B. Samorodov, S.L. Abdula, S.P. Gudzy', Z.E. Zabelyshy'nsky'j // Novosti' Akademiy'y' y'nzhenerny'x nauk Ukrainy'ny. Y'nzhenerny'e problemy APK. – 2006. – № 1(28). – S. 29 – 32.

Надійшла (received) 01.09.2020

Відомості про авторів / сведения об авторах / About the Authors

Бондаренко Анатолій Ігорович (Bondarenko Anatoliy Igorovich) – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедр автомобіле- і тракторобудування; м. Харків, Україна; Scopus Author ID 57193723070; ORCID 0000-0001-6861-6942; e-mail: anatoliybon13@gmail.com.

*О.О. ОСТРОВЕРХ***СТАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ТРЬОХВАЛЬНОЇ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ З ПОПЕРЕЧНИМ РОЗТАШУВАННЯМ ДВИГУНА**

В роботі спроектовано трьохвальну коробку передач легкового автомобіля з поперечним розташуванням двигуна. Для визначення статичного дослідження елементів спроектованої трьохвальної коробки передач використовувався метод кінцевих елементів, який дає змогу досить повно врахувати геометричні форми та реальні умови роботи передач, розподілу зовнішніх навантажень, а також фізичні властивості використовуваних матеріалів. Для побудови тривимірної моделі зубчастих коліс використовувалося програмне середовище КОМПАС 3D V16. В якості розрахункової програми застосовано систему APM FEM («Автоматичне Проектування Машин»), яка являє собою інтегрований в КОМПАС-3D інструмент для підготовки і подальшого кінцево-елементного аналізу тривимірної твердотільної моделі. Матеріал застосований стандартний сталь з невисокими характеристиками міцності, який дозволить при збільшенні навантажень надалі застосувати більш високоміцні сталі. Створення сітки кінцевих елементів проводилось у відповідності зі стандартним алгоритмом. Тривимірні моделі шестерень розбиті на кінцеві елементи, що дозволить з високою точністю провести їх розрахунок. Для збільшення продуктивності модель була спрощена, виконано виключення з розрахунку деяких елементів (фасок, отворів, округлень), які не чинять значного впливу на міцність. Кріплення деталі виконано по внутрішніх отворах деталей. На відміну від класичного розрахунку на міцність зубів, коли зусилля прикладається тільки до лінії контакту зубів, у даному розрахунку шестерень максимальний момент був прикладений до всієї робочої поверхні зуба. Вихідними даними по навантаженні шестерні служить максимальний крутний момент створюваний на валу двигуна.

Виходячи з отриманих результатів, можна сказати, що навантаження розподіляється по довжині зуба нерівномірно. Найбільші напруги виникають зі сторони прикладання навантаження до кромки зуба, а також у середній і нижній ніжки сполучення її з зубчастим вінцем. Різний розподіл зусиль на всій поверхні шестерень пов'язано, з різними кутами профілю вихідного контуру зубів.

Також був виконаний розрахунок коефіцієнту запасу текучості та міцності, та розраховане максимальне переміщення. В результаті проведених розрахунків по запасу міцності і текучості, невеликі показники у шестерні постійного зацеплення пов'язано з тим, що зусилля для розрахунку було докладено до однієї кромки. З огляду на те, що при роботі шестерні в зацепленні будуть знаходитися всі зуби, сумарно коефіцієнт запасу міцності, і текучості буде порівнянний з шестернею п'ятої передачі. Додаток зусилля до однієї кромки виконано для спрощення розрахунку.

Аналіз розрахунку власних частотних коливань і кутових (циклічних частот), показав їх незначний вплив на деталі і механізми при конструюванні коробки передач.

Ключові слова: автомобіль, коробка передач, шестерня, статичне дослідження, сітка кінцевих елементів, тривимірна модель.

*А.О. ОСТРОВЕРХ***СТАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ТРЕХВАЛЬНОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ С ПОПЕРЕЧНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ ДВИГАТЕЛЯ**

В работе спроектировано трехвальную коробку передач легкового автомобиля с поперечным расположением двигателя. Для определения статического исследования элементов спроектированной трехвальной коробки передач использовался метод конечных элементов, который позволяет достаточно полно учесть геометрические формы и реальные условия работы передач, распределения внешних нагрузок, а также физические свойства используемых материалов. Для построения трехмерной модели зубчатых колес использовалось программное среду КОМПАС 3D V16. В качестве расчетной программы применена система APM FEM («Автоматическое Проектирование Машин»), которая представляет собой интегрированный в КОМПАС-3D инструмент для подготовки и дальнейшего конечно-элементного анализа трехмерной твердотельной модели. Материал применен стандартный сталь с низкими прочностными характеристиками, который позволит при увеличении нагрузок в дальнейшем применить более высокопрочные стали. Создание сетки конечных элементов проводилось в соответствии со стандартным алгоритмом. Трехмерные модели шестерен разбиты на конечные элементы, что позволит с высокой точностью провести их расчет. Для увеличения производительности модель была упрощена, выполнено исключения из расчета некоторых элементов (фасок, отверстий, округления), которые не оказывают значительного влияния на прочность. Крепления детали выполнено по внутренним отверстиям деталей. В отличие от классического расчета на прочность зубов, когда усилие прикладывается только к линии контакта зубьев, в данном расчете шестерен максимальный момент был приложен ко всей рабочей поверхности зуба. Исходными данными по нагрузке шестерни служит максимальный крутящий момент создаваемый на валу двигателя.

Исходя из полученных результатов, можно сказать, что нагрузка распределяется по длине зуба неравномерно. Наибольшие напряжения возникают из стороны приложения нагрузки к кромке зуба, а также в средней и нижней ножки сообщения ее с зубчатым венцом. Разное распределение усилий на всей поверхности шестерен связано с различными углами профиля исходного контура зубов.

Также был выполнен расчет коэффициента запаса текучести и прочности, и рассчитано максимальное перемещение. В результате проведенных расчетов по запасу прочности и текучести, небольшие показатели в шестерни постоянного зацепления связано с тем, что усилия для расчета были приложены к одной кромки. Учитывая то, что при работе шестерни в зацеплении будут находиться все зубы, суммарно коэффициент запаса прочности, и текучести будет сравним с шестерней пятой передачи. Приложение усилия к одной кромки выполнено для упрощения расчета.

Анализ расчета собственных частотных колебаний и угловых (циклических частот), показал их незначительное влияние на детали и механизмы при конструировании коробки передач.

Ключевые слова: автомобиль, коробка передач, шестерня, статическое исследование, сетка конечных элементов, трехмерная модель.

*А.О. OSTROVERKH***STATIC RESEARCH OF THE ELEMENTS OF A THREE-SINGLE PASSENGER TRANSMISSION WITH TRANSVERSE LOCATION OF THE ENGINE**

The design of the three-shaft gearbox of the car with the transverse arrangement of the engine is designed. To determine the static study of the elements of the designed three-wave gearbox, the finite element method was used, which allows to take into account the geometric forms and

real conditions of transmission, the distribution of external loads, as well as the physical properties of the materials used. The COMPASS 3D V16 software environment was used to build the 3D gear model. APM FEM ("Automatic Machine Design") system, which is an integrated in COMPASS-3D tool for preparation and further finite element analysis of a three-dimensional solid model, is used as the calculation program. The material is a standard steel with low strength characteristics, which will allow the use of higher strength steels with increasing loads. The finite element grid was created according to the standard algorithm. Three-dimensional models of gears are divided into finite elements, which will allow them to calculate with high accuracy. To increase productivity, the model was simplified, exceptions were made for some elements (chamfers, holes, rounding) that do not have a significant effect on durability. Fastening of a part is made on internal openings of details. Unlike the classic calculation of dental strength, when the force is applied only to the tooth contact line, in this calculation, the maximum torque was applied to the entire working surface of the tooth. The output of the gear load is the maximum torque created on the motor shaft.

Based on the obtained results, we can say that the load is distributed along the length of the tooth unevenly. The greatest stresses arise from the side of application of the load to the edge of the tooth, as well as in the middle and lower legs of pairing it with the gear crown. Different effort distribution over the entire surface of the gears is associated with different angles of the profile of the original contour of the teeth.

Also, the calculation of the coefficient of fluidity and strength, and the maximum displacement was calculated. As a result of the calculations for the margin of safety and fluidity, the small figures in the gear of constant engagement are due to the fact that the efforts for the calculation were made to one edge. Given that the gear will be engaged in the gearing will be all the teeth, the total factor of safety, and the fluidity will be comparable to the gear of the fifth gear. One-edge effort is made to simplify the calculation.

Analysis of the calculation of the natural frequency oscillations and angular (cyclic frequencies), showed their small influence on the details and mechanisms in the design of the gearbox.

Key words: car, gearbox, gear, static study, finite element grid, three-dimensional model.

Вступ. Коробка передач являє собою механізм, шестерні котрої утворюють зубчасті пари, які можна тим або іншим чином по черзі вмикати і вимикати змінюючи, таким чином, передавальні числа.

Найважливішими показниками, що характеризують коробку передач є число передач і діапазон передавальних чисел.

Діапазоном передавальних чисел коробки передач називається відношення найбільшого і найменшого їх значень. Чим різноманітніші дорожні умови, для яких призначений автомобіль, і чим менше питома потужність його двигуна, тим більше повинен бути діапазон передавальних чисел коробки передач. Число передач прямо пов'язане з діапазоном передавальних чисел (чим він ширше, тим більше передач в коробці). На число передач впливає не тільки тип автомобіля і потужність його двигуна, а й характер протікання швидкісних характеристик [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Найбільш поширеними конструктивними схемами механічних коробок передач є двохвальна і трьохвальна коробки. На автомобілях класичної схеми зазвичай застосовують трьохвальні коробки передач. Особливістю режиму роботи автомобілів є те, що у них майже завжди можна виділити передачу, на якій вони проходять більшу, іноді переважну частину шляху. Тому основною перевагою трьохвальних коробок є наявність в них так званої прямої передачі, що виходить при безпосередньо з'єднанні первинного валу і вторинного валів. В цьому випадку шестерні, підшипники і проміжний вал практично звільняється від навантажень, а первинний і вторинний передають тільки крутний момент. Знос і шум коробки при цьому мінімальні, а коефіцієнт корисної дії - ККД близький до одиниці. Іншою перевагою трьохвальних конструкцій є відносна легкість отримання великого передавального числа на першій передачі при малій міжосьовій відстані. Це пояснюється тим, що передавальне число всіх передач, крім прямої, у таких коробок утворюється двома послідовно працюючими парами шестерень, на відміну від однієї пари двохвальної конструкції.

Двохвальні коробки передач простіші, дешевші і мають більш високий ККД (тільки на прямій передачі трьохвальна коробка має більш високий ККД, ніж двохвальна). Однак вирішальною перевагою двохвальної коробки передач є простота виведення крутного моменту на будь-яку сторону коробки (передню або задню або на обидві відразу), що в деяких випадках, наприклад при задньомоторних, передньопривідних і повнопривідних конструктивних схемах автомобілів, представляє великі компоновальні можливості. Трьохвальні коробки для виведення крутного моменту з тієї ж сторони картера, з якої він був підведений, доводиться робити більш складними і менш технологічними, і такі конструкції використовують вкрай рідко [2-6].

Мета дослідження, постановка задачі. Метою роботи є статичне дослідження елементів спроектованої трьохвальної коробки передач легкового автомобіля з поперечним розташуванням двигуна.

Кінематична схема трансмісії автомобіля. Для побудови нової трьохвальної коробки передач, спроектовано її кінематичну схему (рис. 1), яка складається з: двигуна – А, муфти зчеплення – Б, механічної коробки передач – В, головної передачі з диференціалом – Г, заднього ходу – ЗХ. Після побудови кінематичної схеми механічної коробки передач, розроблено складальний кресленик нової коробки передач (рис. 2), який буде встановлюватися на передньопривідний легковий автомобіль з поперечним розташуванням двигуна.

В ході роботи спроектовано трьохвальну шести ступеневу коробку передач з передаточним числом одиниця на п'ятій передачі.

Принцип роботи спроектованої коробки передач. Розроблена трьохвальна коробка передач працює, як в двохвальному, так і в трьохвальному режимах роботи, які відрізняються від класичних механічних коробок передач. При включенні п'ятої передачі вона працює в трьохвальному режимі. У всіх інших режимах в двохвальному режимі, але при цьому немає прямої передачі, як в класичному його розумінні. Так як момент передається від вхідного на проміжний вал як на

прямій передачі, а передавальне число створюється за рахунок передачі моменту від проміжного валу до вихідного. До особливостей можна віднести відсутність необхідності

установки шестерні на шліцьовому з'єднанні на вихідному валу, так як коробка передач працює в різних режимах при включенні п'ятої і всіх інших передач.

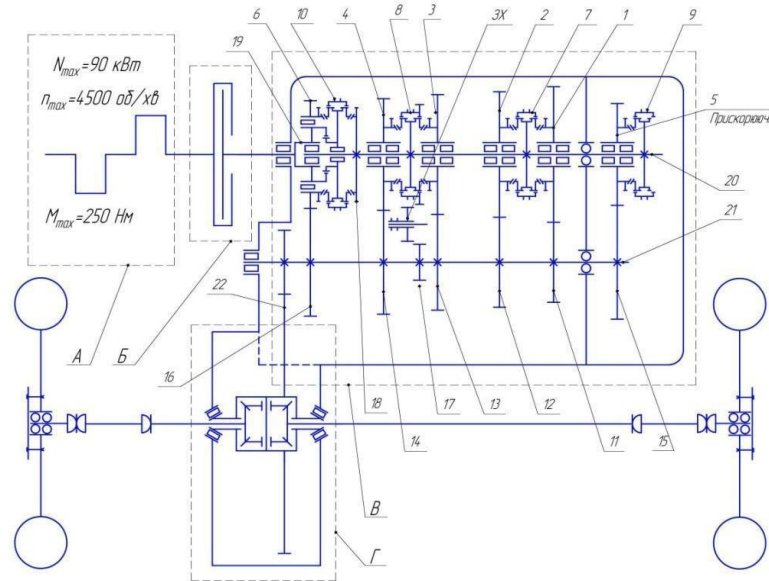


Рис. 1. Кінематична схема трансмісії автомобіля з поперечним розташуванням двигуна та розробленою трьохвальною коробкою передач:

1 – ведуча шестерня першої передачі; 2 – ведуча шестерня другої передачі; 3 – ведуча шестерня третьої передачі; 4 – ведуча шестерня четвертої передачі; 5 – ведуча шестерня шостої передачі; 6 – ведуча шестерня п'ятої передачі; 7 – синхронізатор першої другої передачі; 8 – синхронізатор третьої четвертої передачі; 9 – синхронізатор шостої передачі; 10 – синхронізатор п'ятої передачі; 11 – ведена шестерня першої передачі; 12 – ведена шестерня другої передачі; 13 – ведена шестерня третьої передачі; 14 – ведена шестерня четвертої передачі; 15 – ведена шестерня шостої передачі; 16 – ведена шестерня п'ятої передачі; 17 – ведена шестерня заднього ходу; 18 – шестерня постійного зачеплення; 19 – первинний вал; 20 – проміжний вал; 21 – вторинний вал; 22 – шестерня диференціалу; 3X – паразитна шестерня заднього ходу.

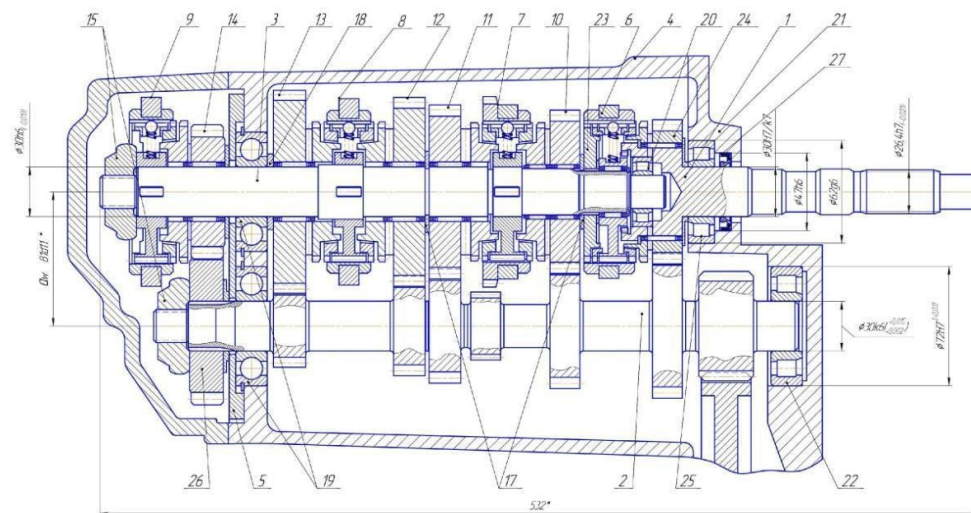


Рис. 2. Складальний кресленник розробленої трьохвальної коробки передач:

1 – вал первинний; 2 – вал вторинний; 3 – вал проміжний; 4 – картер коробки передач; 5 – кришка; 6 – синхронізатор п'ятої передачі; 7 – синхронізатор першої та другої передачі; 8 – синхронізатор третьої та четвертої передачі; 9 – синхронізатор шостої передачі; 10 – шестерня першої передачі; 11 – шестерня другої передачі; 12 – шестерня третьої передачі; 13 – шестерня четвертої передачі; 14, 26 – шестерні шостої передачі; 15 – гайка; 16 – блок шестерня заднього ходу (на рисунку відсутня); 17 – стопорне кільце; 18 – втулка; 19, 20, 22, 25 – підшипник; 21 – картер диференціалу; 23 – шестерня постійного зачеплення; 24 – шестерня п'ятої передачі; 27 – манжета.

Розглянемо принцип роботи при увімкненій першій передачі: крутний момент від двигуна внутрішнього згоряння передається на первинний вал 1, синхронізатор 6, шестерню постійного зацеплення 23 на проміжний вал 3, синхронізатор 8, шестерню першої передачі 13, вторинний вал 2 і далі на ведучі колеса автомобіля. Коробка працює по принципу двохвальної коробки передач.

Увімкнена п'ята передача, з передаточним числом одиниця, в коробці передач. Крутний момент від двигуна внутрішнього згоряння передається на первинний вал 1, синхронізатор 6, шестерню 24, вторинний вал 2 і далі на ведучі колеса автомобіля. Коробка працює, по принципу трьохвальної коробки передач.

Спроектована коробка передач представляє собою інтерес оскільки має конструктивні особливості як трьохвальної так і двохвальної коробок передач.

Статичне дослідження шестерень постійного зацеплення та п'ятої передачі спроектованої трьохвальної коробки передач. В роботі виконано дослідження напружено-деформованого стану шестерні постійного зацеплення 23 і п'ятої передачі 24 (рис. 3), спроектованої трьохвальної коробки, для цього використовувався метод кінцевих елементів, який дає змогу досить повно врахувати геометричні форми та реальні умови роботи передачі, розподілу зовнішніх навантажень, а також фізичні властивості використовуваних матеріалів. Полومка зуба, найбільш небезпечний вид руйнування, призводить не тільки до виходу з ладу передачі, але і до руйнування інших деталей приводного механізму (валів, підшипників), розрізняють полумки виснажливого характеру, пов'язані з дією змінних напруг, і полумки від перевантажень. У першому випадку тріщини втоми з'являються в ніжці зуба з боку розтягнутих волокон. Основними причинами полумки від перевантажень є: нерівномірний розподіл навантаження по довжині зуба, пов'язане з виготовленням і деформаціями зубів, валів і опорних пристроїв; абразивний знос, що призводить до ослаблення зуба в небезпечному перерізі і додатковим динамічним навантаженням в зацепленні. При поломці зуба прямі короткі зуби виламуються повністю по перетину біля основи зуба. Зуби шевронних і широких косозубих коліс руйнуються по косому перетину. При втомному руйнуванні на тілі колеса залишається увігнута, а при поломці від перевантаження - опукла поверхня.

Розрахунок деталей і вузлів механізмів і машин є важливою складовою їх проектування і конструювання. Сучасні комп'ютерні технології дозволяють комплексно провести необхідні обчислення геометричних розмірів деталей і вузлів в залежності від ряду факторів: умов експлуатації, режимів роботи, вибраного матеріалу і т. д.

Метод кінцевих елементів є найбільш поширеним методом вирішення широкого кола наукових та інженерних задач. Це пояснюється простотою понять МКЕ, властивою йому логічністю

і ефективністю застосування. Ключова ідея МКЕ полягає в наступному: суцільне середовище (конструкція в цілому) замінюється дискретною шляхом розбиття її на області (кінцеві елементи), в кожній з яких поведінка середовища описується за допомогою окремого набору функцій, що представляють собою напруження і переміщення в зазначеній області. Кінцеві елементи з'єднуються вузлами. Взаємодія кінцевих елементів один з одним здійснюється тільки через вузли. Елементи розташовані певним чином в залежності від конструкції об'єкта і закріплені відповідно до граничних умов. Кінцеві елементи дозволяють адекватно описати все різноманіття конструкцій і деталей. Метод кінцевих елементів відноситься до варіаційних методів теорії пружності і дозволяє оцінювати напружено-деформований стан плоских і об'ємних елементів конструкцій. Профіль зубів будувався за допомогою програми КОМПАС 3D V16. В якості розрахункової програми обрана система АРМ FEM, яка являє собою інтегрований в КОМПАС-3D інструмент для підготовки і подальшого кінцево-елементного аналізу тривимірної твердотільної моделі (деталі чи складання) [7]. Підготовка геометричної 3D-моделі і завантаження матеріалу здійснюється засобами системи КОМПАС-3D. За допомогою АРМ FEM можна прикласти навантаження різних типів, вказати граничні умови, створити, кінцево-елементну, сітку і виконати розрахунок. При цьому процедура генерації кінцевих елементів проводиться автоматично. Геометричні параметри зубчастих пар наведені в (табл. 1). Вихідними даними став попередній розрахунок по коробці передач, згідно з яким максимальне зусилля, що докладається до поверхні зуба складе 250 Н·м.

Основні механічні властивості сталі представлені в (табл. 2), яка застосовується для обох зубів. Розбиття шестерень на кінцеві елементи проводиться у відповідності зі стандартним алгоритмом тетраедризації. Тривимірна твердотільна модель шестерні розбивається на певну кількість кінцевих елементів і вузлів зведених в табл. 3. Результати розбиття, фіксації та навантаження представлені на (рис. 4). Для отримання найбільш точних результатів виконувалося ущільнення сітки кінцевих елементів в зоні плями контакту до 0,1 мм, а по робочій поверхні зуба до 2 мм.

Для збільшення продуктивності при розрахунку були виконані виключення з розрахунку деяких елементів. До них відносяться фаски, канавки, невеликі отвори і інші об'єкти, які не чинять значного впливу на міцність, однак для їх коректного опису потрібно значне зменшення розмірів кінцевих елементів.

В (табл. 4) представлені характеристики досліджуваних зубів. Визначення напруг, що виникають в шестерні, виконувалися на ЕОМ методом кінцевих елементів за допомогою розрахункового комплексу АРМ FEM, широко застосовуваного в даний час для вирішення

інженерних завдань. Моделювання напружено-деформованого стану проводимо при максимальному моменті, що виникає на вхідному валу коробки передач (рис. 5) і (табл. 5).

Визначення напруг, що виникають в шестерні, проводилися на ЕОМ методом кінцевих елементів за допомогою розрахункового комплексу APM FEM, широко застосовуваного в даний час для вирішення інженерних завдань. Моделювання напружено-деформованого стану виробляємо при максимальному моменті, що виникає на вхідному валу коробки передач (рис. 6 та 7). Виходячи з отриманих результатів, можна сказати, що

навантаження розподіляється по довжині зуба нерівномірно. Найбільші напруги виникають у правій кромки зуба, а також в середній і нижній ніжці сполучення її з зубчастим вінцем.

Розрахунок на лінійне переміщення показаний на (рис. 6), і дані зведені в (табл. 6). З результатів слідує те, що повне переміщення є сумою переміщень в результаті об'ємної і контактної деформацій зуба, причому ці переміщення є переміщеннями одного порядку. З отриманих графічних епюр видно, що максимальні переміщення виникають на верхній кромці зубів під час виходу їх із зачеплення.

Таблиця 1 – Основні геометричні параметри зубчастих пар

Параметр	Поз.	Шестерня 23	Шестерня 24
Число зубів	z	40	38
Модуль, мм	m	2	2
Кут нахилу зубів на ділільному циліндрі	β	0°00'00"	21°59'59"
Ширина зубчатого вінця, мм	b	4	18
Міжосьова відстань, мм	a_w	81(+0,02;-0,1)	80,89(+0,02;-0,1)
Ділільний діаметр, мм	d	82	81,968
Основний діаметр, мм	d_b	77,055	76,3

Таблиця 2 – Механічні характеристики сталі

Параметр	Значення
Межа текучості [МПа]	235
Модуль пружності нормальний [МПа]	200000
Коефіцієнт Пуассона	0,3
Щільність [кг/м ³]	7800
Температурний коефіцієнт лінійного розширення [1/°C]	0,000012
Теплопровідність [Вт/(м·°C)]	1
Межа міцності при стисненні [МПа]	410
Межа витривалості при розтягуванні [МПа]	209
Межа витривалості при крученні [МПа]	139

Таблиця 3 – Параметри і результати розбиття

Найменування	Значення	
	Шестерня 23	Шестерня 24
Максимальна довжина сторони елемента, мм	2	2
Максимальний коефіцієнт згущення на поверхні	1	1
Коефіцієнт розрідження в обсязі	1,5	1,5
Кількість кінцевих елементів	23982	53640
Кількість вузлів	7270	14861

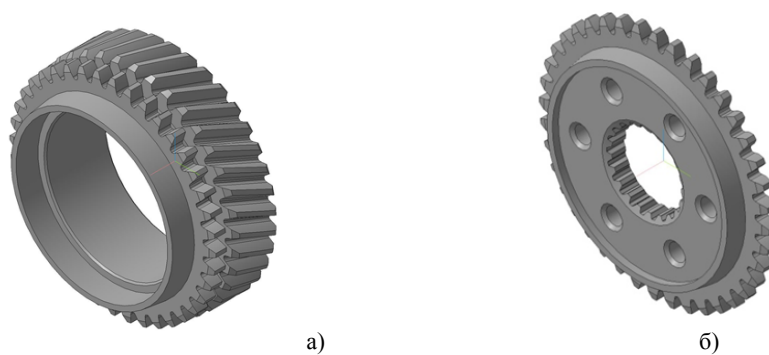


Рис. 3. Шестерні коробки передач:
а) шестерня постійного зачеплення; б) шестерня п'ятої передачі

Таблиця 4 – Інерційні характеристики моделі

Найменування	Значення	
	Шестерня 23	Шестерня 24
Маса моделі [кг]	0,231942	0,550849
Абсолютне значення реакції [Н]	322,953988	249,139075
Абсолютне значення моменту [Н·м]	9,764156	9,803312

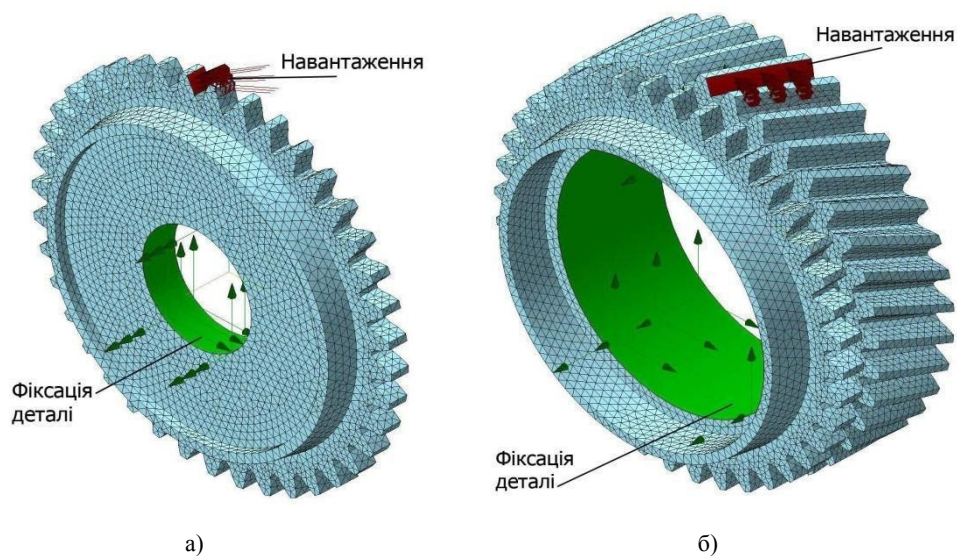


Рис. 4. Кінцево-елементна сітка деталей із зображенням ступеней свободи, та прикладеної сили і напрямку:
а) шестерня постійного зачеплення; б) шестерня п'ятої передачі

Таблиця 5 – Результати розрахунку по напрузі

Найменування	Тип	Шестерня 23		Шестерня 24	
		Min	Max	Min	Max
Еквівалентна напруга по Мізесу	SVM [МПа]	0,021	89,059	0,000002	6,13

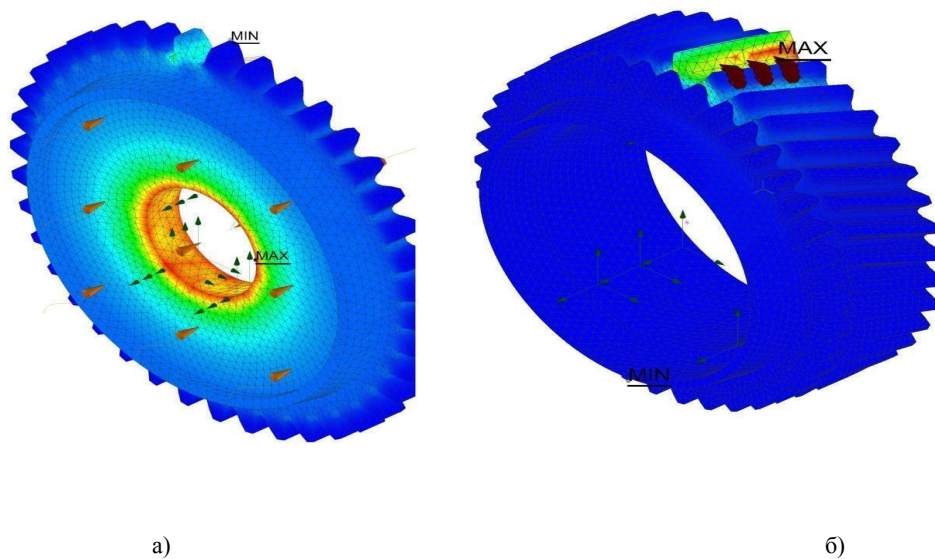


Рис. 5. Розподіл механічних напруг в матеріалі шестерні при навантаженні робочої поверхні зуба:
а) шестерня постійного зачеплення; б) шестерня п'ятої передачі

Таблиця 6 – Результати розрахунку на максимальні переміщення

Найменування	Тип	Шестерня 23		Шестерня 24	
		Min	Max	Min	Max
Сумарне лінійне переміщення	USUM [мм]	0	0,009018	0	0,00045

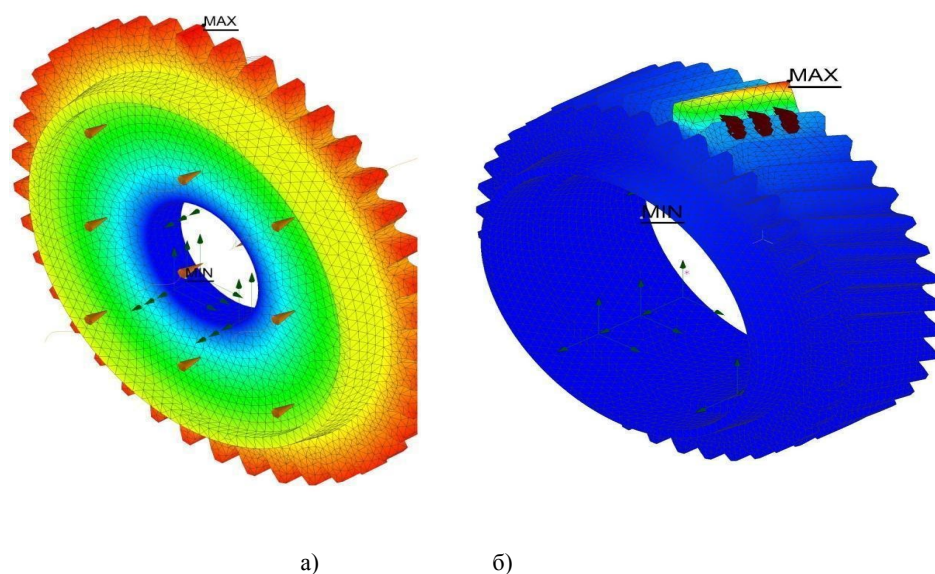


Рис. 6. Переміщення зуба при додатку сили до його поверхні:
а) шестерня постійного зачеплення; б) шестерня п'ятої передачі

Таблиця 7 – Параметри коефіцієнта запасу по текучості

Найменування	Шестерня 23		Шестерня 24	
	Min	Max	Min	Max
Коефіцієнт запасу по текучості	2,641479	1000	40,001603	1000

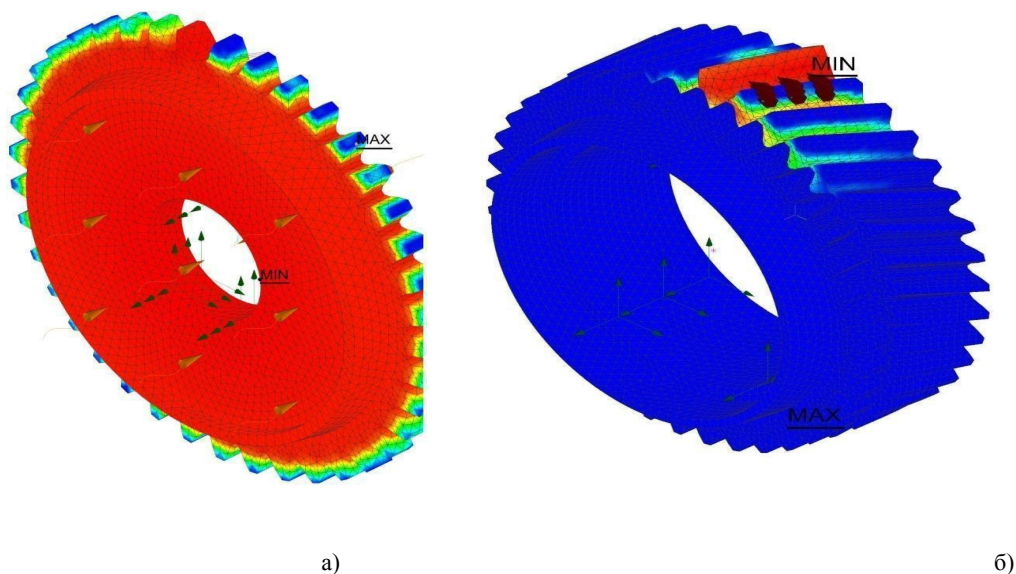


Рис. 7. Коефіцієнта запасу по текучості
а) шестерня постійного зачеплення; б) шестерня п'ятої передачі

Таблиця 8 – Дані по коефіцієнту запасу міцності

Найменування	Шестерня 23		Шестерня 24	
	Min	Max	Min	Max
Коефіцієнт запас міцності	4,609	100	69,79	1000

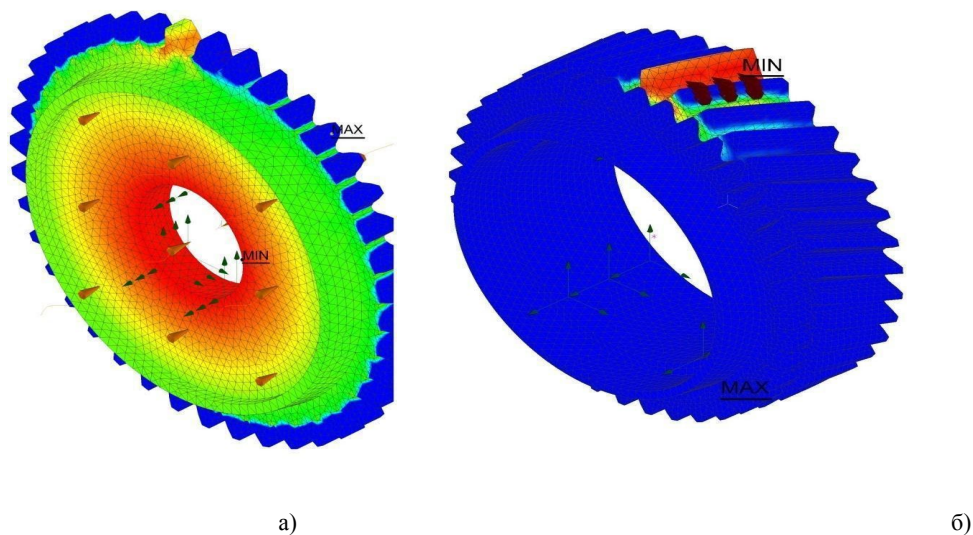


Рис. 8. Коефіцієнта запасу міцності:
а) шестерня постійного зачеплення; б) шестерня п'ятої передачі

Таблиця 9 – Результати розрахунку власних частот

№	Шестерня 23		Шестерня 24	
	Частота [рад/сек]	Частота [Гц]	Частота [рад/сек]	Частота [Гц]
1	58548,72	9318,31	257589,54	40996,65
2	58585,77	9324,21	259799,08	41348,30
3	60709,15	9662,16	260265,80	41422,58
4	67470,07	10738,19	262004,55	41699,31
5	607502,80	10743,40	266497,834	42414,44

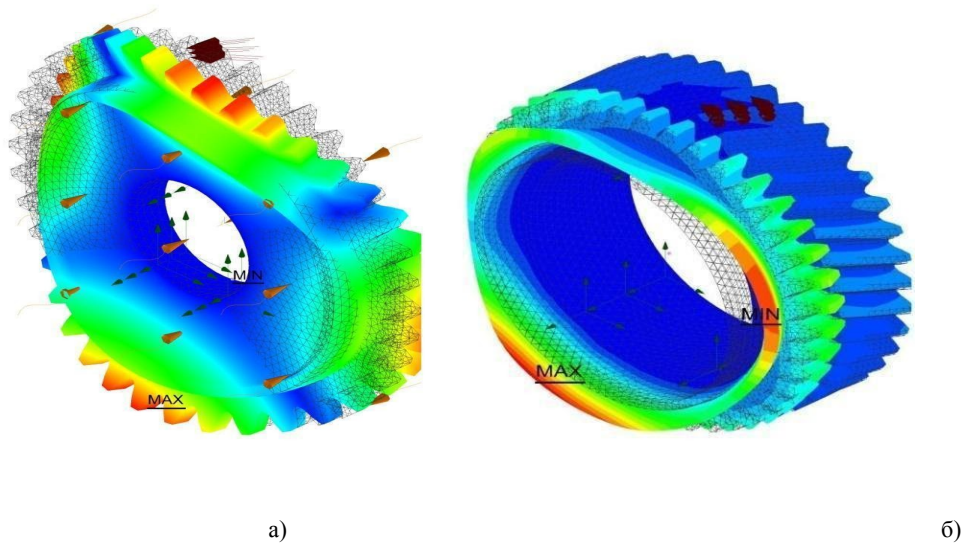


Рис. 9. 5-я форма власних коливань:
а) шестерня постійного зачеплення; б) шестерня п'ятої передачі

Також був проведений розрахунок коефіцієнта запасу по текучості, представлений (рис. 7) і (табл. 7). Він склав для шестерні постійного зачеплення 2,6 і 40 п'ятій передачі. Так як кут профілю зубів різний, то запас міцності по текучості розподіляється більш рівномірно в шестерні постійного зачеплення і під кутом в п'ятій передачі. Так як в шестерні 23 працюють всі зуби одночасно на подібну, шліцьового з'єднання, тому з огляду на їх кількість сумарний коефіцієнт запасу по міцності значно більше. В шестерні 24 за рахунок нахилу зуба і більшої площі також достатній, з огляду на те, що в постійному зачепленні знаходяться не всі зуби. Виходячи з цього коефіцієнти запасу по текучості у обох шестерень не дуже різняться. Був проведений розрахунок коефіцієнта запасу по міцності (рис. 8), (табл. 8). Аналіз отриманих результатів показує, що мінімальний коефіцієнт запасу міцності по шестерні п'ятої передачі рівний 8,6 і шостий передачі більше 60 задовольняє всім вимогам безпеки. Також виконано розрахунок власних частотних [Гц], і кутових частотних (циклічних частот, рад/сек) коливань (табл. 9), і показана 5-я форма коливань

(рис. 9). Аналіз частотних коливань показав, їх незначний вплив на деталі і механізми при конструюванні трьох вальної коробки. Так як більшість своїх частот виведена з робочого діапазону дії вібрації. Найчастіше виникнення резонансу є вкрай небажаним в плані забезпечення надійності деталей. Багаторазове збільшення амплітуд коливань при резонансі і викликані цим високі рівні напруг - одна з основних причин виходу з ладу виробів, експлуатованих в умовах вібраційних навантажень. Одним із способів є протидія резонансам. Резонанси спостерігаються

на частотах, близьких до частот власних коливань конструкції. Тому, якщо оцінити спектр власних частот конструкції, то можна зі значною часткою ймовірності спрогнозувати ризик виникнення резонансів у відомому діапазоні частот зовнішніх впливів. Для повного або значного зменшення ймовірності появи резонансів необхідно, щоб більша частина нижніх власних частот конструкції не лежала в діапазоні частот зовнішніх впливів. Це також дозволить обійтися без застосування спеціальних віброізолюючих систем. При аналізі найчастіше використовують перші три форми коливань, які відображають практично всі можливі варіанти реакції структури. У проведеному аналізі більша частина власних частот виведена з робочого діапазону дії вібрації, що забезпечує повну безпеку від руйнування при роботі деталей в механізмі коробки передач.

Висновки. Спроектвана коробка забезпечує виведення крутного моменту на будь-яку сторону, що дозволить використовувати її, як у задньомоторних, передньопривідних і повнопривідних конструкціях автомобілів. Має високий ККД, як у двохвальних коробок, а також має передачу з передавальним відношенням одиниця, що з'єднує первинний та вихідний вал коробки.

В роботі виконано дослідження напружено-деформованого стану шестерні постійного зачеплення і п'ятої передачі, спроектованої трьохвальної коробки, для цього використовувався метод кінцевих елементів, який дає змогу досить повно врахувати геометричні форми та реальні умови роботи передачі, розподілу зовнішніх навантажень, а також фізичні властивості використовуваних матеріалів.

В роботі виконано дослідження напружено-деформованого стану шестерні постійного зачеплення і п'ятої передачі, спроектованої трьохвальної коробки, для цього використовувалася метод кінцевих елементів, який дає змогу досить повно врахувати геометричні форми та реальні умови роботи передачі, розподілу зовнішніх навантажень, а також фізичні властивості використовуваних матеріалів. За допомогою програмного середовища КОМПАС 3D V16, була розроблена тривимірна модель досліджуваних деталей. Розрахунок був виконаний із застосуванням системи АРМ FEM. Створена сітка кінцевих елементів, що дозволило з досить високою точністю провести розрахунок проєктованих шестерень. Також був виконаний розрахунок міцності, який показує, як розподіляється навантаження по всіх поверхні зубів, і максимальні навантаження, створювані на їх поверхні. Проведено розрахунок мінімальних коефіцієнтів запасу по міцності і текучості, який задовольняє вимогам з безпеки. Виконано розрахунок власних частотних коливань і кутових частот. Аналіз, показує їх незначний вплив на деталі і механізми при конструюванні трьохвальної коробки. Проведене статистичне дослідження шестерень постійного зачеплення та п'ятої передачі проєктованої трьохвальної коробки передач вказує на те, що в подальшому даний тип дослідження може бути застосований до інших навантажених елементів.

Список літератури

1. Кудрявцев В.Н. *Зубчатые передачи*. МАШГИЗ, Москва, 1957, 260с.

2. *Автомобили ВАЗ-2110, ВАЗ-21102, ВАЗ-2111, Ремонт и техническое обслуживание*. 180с.
3. Гаспарянц Г.А. *Конструкция, основы теории и расчета автомобиля*: Учебник для машиностроительных техникумов по специальности «Автомобилестроение» - М.: Машиностроение, 1978. - 351с.
4. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. *Расчет и проектирование деталей машин*. Учеб пособие для техн вузов. 3-е изд., перераб. и доп. - Х.: Основа, 1991.
5. *Конструирование и расчет автомобиля*: Учебник для студентов вузов специальности «Автомобили и тракторы» / П.П. Лукин, Г.А. Гаспарян и др. - М.: Машиностроение, 1984. - 376с.
6. Оsepчугов В.В., Фрумкин А.К. *Автомобили: Анализ конструкций, элементы расчета*. Учебник для студентов вузов специальности «Автомобили и автомобильные хозяйства». М.: Машиностроение, 1989. - 304с.
7. *APM FEM Система прочностного анализа для КОМПАС-3D* / URL: <http://www.apm.ru>

References (transliterated)

1. Kudryavtsev V.N. *Gears*. MASHGIZ, Moscow, 1957, 260p.
2. *Cars VAZ-2110, VAZ-21102, VAZ-2111, Repair and maintenance*. 180p.
3. Gasparyants G.A. *Design, fundamentals of the theory and calculation of the car*: A textbook for engineering schools in the specialty "Automotive" - M.: Engineering, 1978.- 351p.
4. Kirkach N.F., Balasanyan R.A. *Calculation and design of machine parts*. Textbook for technical universities. 3rd ed., Revised. and add. - X.: Basis, 1991.
5. *Design and calculation of the car*: Textbook for students of technical colleges of the specialty "Cars and Tractors" / P.P. Lukin, G.A. Gasparyan et al. - M.: Mechanical Engineering, 1984. - 376p.
6. Osepchugov V.V., Frumkin A.K. *Cars: Structural analysis, calculation elements. A textbook for university students majoring in "Automobiles and motor vehicles."* M: Mechanical Engineering, 1989.- 304p.
7. *APM FEM Strength Analysis System for KOMPAS-3D* / URL: <http://www.apm.ru>

Надійшла (received) 02.09.2020

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Островерх Олександр Олегович (Ostroverkh Alexander Olegovich) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування; м. Харків, Україна; e-mail: ostrov.sasha@gmail.com

М.Є. СЕРГІЄНКО, М.І. ПАСТУЩИНА, О.В. КОСАРЕВ

ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТ ПОТУЖНОСТІ ДВЗ АВТОМОБІЛЯ НА ПРИВІД НАВІСНОГО ОБЛАДНАННЯ

Розглянуто витрати потужності ДВЗ на навісне обладнання для підвищення ефективної енергії двигуна внутрішнього згорання та автомобіля з метою покращення тягово-динамічних показників та паливної економічності при розгоні, сталій швидкості руху, гальмуванні в різних умовах експлуатації. Запропоновано варіант удосконалення конструкції автомобіля шляхом впровадження системи керування споживанням енергії додатковим обладнанням в залежності від режимів руху автомобіля. Завдяки управлінню потоками потужності двигуна внутрішнього згорання, мінімізації споживання енергії накопичувача або перетворювача та самого автомобіля на роботу додаткового обладнання забезпечується збільшення ефективної потужності двигуна. Розглянуто такі допоміжні агрегати як водяний насос системи охолодження, привід компресора системи кондиціонування повітря салону автомобіля, вентилятор системи охолодження, насос гідропідсилювача керма рульового управління та генератора автомобіля. Проаналізовано вплив на вихідну потужність двигуна внутрішнього згорання кожного з перерахованих пристроїв і в кінцевому випадку визначено наскільки можливо підвищення потужності на привід ведучих коліс автомобіля. При розгоні витрати потужності двигуна на приводи навісного обладнання необхідно зменшувати до мінімуму, при гальмуванні – збільшувати до максимуму використовуючи кінетичну енергію автомобіля на привід цього обладнання, а при сталому русі – в залежності від параметрів регулювання і стану систем та агрегатів. Витрати потужності визначаються частотою обертання і регульованим параметром вузла. В роботі з'ясовано залежності витрат потужності наведеного навісного обладнання від обертів колінчастого валу двигуна внутрішнього згорання автомобіля, а для генератора і от струму збудження. На підставі теоретичних і експериментальних досліджень зроблені висновки щодо можливості оптимізації витрат потужності при експлуатації автомобіля. Найбільша ефективність досягається в умовах міста. Розроблено методику визначення витрат потужності для кожного приводу допоміжного обладнання, що є дуже важливим для врахування цих витрат при розрахунках тягово-динамічних, паливно-економічних характеристик автомобілів і створенні системи керування. Задані умови зміни витрат потужності на привід допоміжних агрегатів в залежності від зміни прискорення автомобіля. Підрахована сумарна витрата енергії ДВЗ для автомобіля класу 2 із урахуванням прийнятих основних навісних споживачів автомобіля.

Ключові слова: автомобіль, двигун, потужність, енергія, витрата, навісне обладнання, генератор, насос, помпа, компресор, привід, електродвигун.

Н.Е. СЕРГИЕНКО, М.И. ПАСТУЩИНА, А.В. КОСАРЕВ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАТРАТ МОЩНОСТИ ДВС АВТОМОБИЛЯ НА ПРИВОД НАВЕСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Рассмотрены затраты мощности ДВС на навесное оборудование для повышения эффективной энергии двигателя внутреннего сгорания и автомобиля с целью улучшения тягово-динамических показателей и топливной экономичности при разгоне, постоянной скорости движения, торможении в различных условиях эксплуатации. Предложен вариант усовершенствования конструкции автомобиля путем внедрения системы управления потреблением энергии дополнительным оборудованием в зависимости от режимов движения автомобиля. Благодаря управлению потоками мощности двигателя внутреннего сгорания, минимизации потребления энергии накопителя или преобразователя и самого автомобиля на работу дополнительного оборудования обеспечивается увеличение эффективной мощности двигателя. Рассмотрены такие вспомогательные агрегаты как водяной насос системы охлаждения, привод компрессора системы кондиционирования воздуха салона автомобиля, вентилятор системы охлаждения, насос гидроусилителя руля рулевого управления и генератора автомобиля. Проанализировано влияние на выходную мощность двигателя внутреннего сгорания каждого из перечисленных устройств и в конечном случае определено на сколько возможно повышение мощности на привод ведущих колес автомобиля. При разгоне затраты мощности двигателя на приводы навесного оборудования необходимо уменьшать до минимума, при торможении - увеличивать до максимума, используя кинетическую энергию автомобиля на привод этого оборудования, а при установившемся движении - в зависимости от параметров регулирования и состояния систем и агрегатов. Затраты мощности определяются частотой вращения и регулируемым параметром узла. В работе установлены зависимости затрат мощности на приведенное навесное оборудование от оборотов коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания автомобиля, а для генератора и от тока возбуждения. На основании теоретических и экспериментальных исследований сделаны выводы о возможности оптимизации затрат мощности при эксплуатации автомобиля. Наибольшая эффективность достигается в условиях города. Разработана методика определения затрат мощности для каждого привода вспомогательного оборудования, что очень важно для учета этих расходов при расчетах тягово-динамических, топливно-экономических характеристик автомобилей и создании системы управления. Заданы условия изменения затрат мощности на привод вспомогательных агрегатов в зависимости от изменения ускорения автомобиля. Подсчитан суммарный расход энергии ДВЗ для автомобиля класса 2 с учетом принятых основных навесных потребителей автомобиля.

Ключевые слова: автомобиль, двигатель, мощность, энергия, расход, навесное оборудование, генератор, насос, помпа, компрессор, привод, электродвигатель.

N.Ye. SERGIENKO, M.I. PASTUSHCHINA, A.V. KOSAREV

DETERMINATION OF THE COST OF POWER OF A DRIVE VEHICLE HANGING EQUIPMENT

The costs of the power of the internal combustion engine for the hinged equipment for increasing the effective energy of the internal combustion engine and the car with the purpose of improving traction and dynamic performance and fuel economy during acceleration, steady speed of movement, braking in different operating conditions are considered. An option of improving the design of the car by introducing an energy management system with additional equipment, depending on the modes of movement of the car, is proposed. By controlling the internal combustion engine power flows, minimizing the energy consumption of the drive or converter, and the vehicle itself for the operation of additional equipment, an increase in effective engine power is ensured. Examples of such sub-assemblies as the water pump of the cooling system, the drive of the compressor of the air conditioning system of the car interior, the fan of the cooling system, the water pump, the power steering pump and the car generator near. The influence on the output power of the internal combustion engine of each of the listed devices is analyzed and, in the last case, it is determined on how

much increase of the power on the drive wheels of the car is possible. When accelerating the engine power consumption of the attachments of the attachments, it is necessary to reduce to a minimum, at braking - to increase to the maximum using the kinetic energy of the car on the drive of this equipment, and at steady motion - depending on the parameters of regulation and the state of systems and units. Power costs are determined by the speed and adjustable parameter of the node. The paper deals with the dependence of the power cost of the attached attachment on the rotation of the crankshaft of the engine-internal combustion of the car, and for the generator and the excitation current. On the basis of theoretical and experimental researches the conclusions about possibility of optimization of power costs during car operation are made. The highest efficiency is achieved in city conditions. A technique for determining power costs for each drive of auxiliary equipment has been developed, which is very important for taking into account these costs in calculating the traction, dynamic, fuel and economic characteristics of vehicles and creating a control system. Specified conditions for changing the power costs for the drive of the auxiliary units, depending on the change in acceleration of the car. The total energy consumption for a Class 2 car has been calculated, taking into account accepted main attachments of the car.

Keywords: car, engine, power, energy, cost, attachment, generator, pump, compressor, drive, electric motor.

Постановка проблеми. Одним з напрямів для реалізації покращення тягово-динамічних властивостей, паливної економічності та екологічної безпеки автомобілів є удосконалення його конструкції та систем керування. Актуальним питанням на сьогоднішній день є мінімізація споживання енергії накопичувача або перетворювача та самого автомобіля на роботу додаткового обладнання, збільшення потоку потужності ДВЗ для рішення основної функціональної задачі автомобіля. При використанні на автомобілях електричних приводів є можливість більш раціонального використання енергії ДВЗ автомобіля та отримання оптимальних значень прискорення при розгоні, сталій швидкості руху та гальмуванні в різних умовах експлуатації та інших параметрів. Для створення систем керування цими приводами необхідно визначення законів змін потужності, яка потрібна для їх роботи з урахуванням стану параметрів систем, які обслуговує привід, режимів руху автомобіля та ін.

Аналіз джерел інформації. У роботах [1, 2] розглянуто вирішення проблеми проектування ефективного автомобіля в аспекті мінімізації споживання пального при одночасному збільшенні швидкості руху з урахуванням вибору складових автомобіля із оптимальними енергетичними характеристиками, але не розглядається навісне обладнання.

Загальний огляд передових технологій керування допоміжним обладнанням, а також основними системами автомобіля за допомогою мікропроцесорних пристроїв представлено в роботі [3]. Представлено тільки базові варіанти рішення задачі управління основними системами.

Удосконалення методики розрахунку витрат енергії на привод генераторів на основі досліджень їх робочих процесів розглянуто в роботі [4]. Інформація необхідна при створенні систем керування, але не пов'язана з режимами руху автомобіля.

У статті [5] йдеться про те, що одним із методів підвищення конкурентоздатності автомобілів є збільшення ефективної потужності їх двигунів. При цьому покращання енергетичної ефективності автомобілів досягається насамперед практично за рахунок удосконалення тільки конструкцій двигунів.

Не зважаючи на велику кількість існуючих досліджень [6-12 та ін.], на даний час проблема комплексного аналізу витрат енергії автомобіля із врахуванням усіх складових споживачів у наукових публікаціях недостатньо повно відображена. Необхідно приділити увагу витратам потужності ДВЗ

навісного обладнання з урахування режимів руху автомобіля. Споживання енергії ДВЗ на привід навісного обладнання здійснюється незалежно від режимів руху автомобіля, зміни параметрів систем забезпечення функціонування ДВЗ і автомобіля, якими виконується керування.

Постановка задачі. Метою роботи є визначення змін витрат потужності на привід допоміжного навісного обладнання ДВЗ автомобіля та умови перерозподілу їх в залежності від режимів руху автомобіля.

Основний матеріал. Варіант управління потоками потужності ДВЗ серед напрямків покращення показників автомобіля використовується сьогодні недостатньо повно і потребує мінімальних витрат при впровадженні в систему керування автомобіля. Модернізацію систем управління можливо реалізувати при створенні нових автомобілів та модернізації діючих.

Оскільки практично всі допоміжні агрегати приводяться від двигуна, то їх режим роботи визначається швидкісним режимом, який формується частотою обертів валу двигуна та витратою енергії споживачами, які живляться цими агрегатами. Умови їх роботи визначаються, в основному, станом споживачів, кліматичними та добовими умовами експлуатації.

Навантаження генератора в літніх умовах експлуатації у значній мірі визначається функціонуванням кондиціонера та системи мікроклімату салону (кабіни). У зимових же умовах на навантаження генератора значно впливає робота системи опалення пасажирського приміщення, підігріву сидіння, рульового колеса та ін. Добові умови роботи генератора автомобіля характеризуються значним збільшенням його навантаження за рахунок функціонування системи внутрішнього і зовнішнього освітлення у нічну частину доби.

Навантаження вентилятора системи охолодження є найбільш інтенсивним у літніх умовах експлуатації та при максимальному навантаженні ДВЗ.

Навантаження помпи гідропідсилювача керма і компресори гальмівної системи залежить від умов руху, якими визначається відносна частота поворотів і гальмувань. Структура основних споживачів ДВЗ представлена на рис. 1.

Двигуни внутрішнього згоряння для передач крутного моменту на допоміжне навісне обладнання використовують частіше приводні ремені. Для приведення їх в рух витрачається певна потужність,

що виробляється двигуном. Тобто в кінцевому результаті на колеса автомобіля ефективна потужність двигуна внутрішнього згорання передається менше ніж було вироблено індикаторної потужності за вирахуванням механічних втрат. А саме потужність, що витрачається на привод допоміжних агрегатів автомобіля (генератора, помпи і вентилятора системи охолодження, насоса гідروпідсилювача керма і кондиціонера тощо), зменшує потік енергії на привід коліс і залежить від характеристик цих агрегатів та умов, режимів їх роботи.



Рис. 1. Навісні споживачі потужності ДВЗ автомобіля

Один із важливих компонентів, який використовує ремінний привід, водяна помпа (водяний насос). Її основна функція це циркуляція робочої рідини в системі охолодження двигуна [6]. Для регулювання швидкості потоку антифризу в системі охолодження в міру збільшення оборотів двигуна конструктори, з'єднавши водяний насос ремінним приводом зі шківом колінчатого валу, забезпечили помпі взаємозв'язок з оборотами силового агрегату. Тобто, чим більше оборотів двигуна (що означає зростання температури двигуна через збільшення циклів згорання палива), тим швидше починає працювати водяна помпа, збільшуючи циркуляцію охолоджуючої рідини. В результаті навіть на високих оборотах двигун не перегрівається. Для того щоб обернути шків водяної помпи за допомогою приводного ремня необхідно витратити невелику кількість енергії рис. 2, що споживається від вироблюваної індикаторної потужності двигуна. Значення обчислюється по формулі:

$$N_n = \frac{Q_n \cdot P_n^3}{\eta_n \cdot \eta_n}, \quad (1)$$

де Q_n – продуктивність помпи;

P_n – повний напір помпи;

η_n, η_n – ККД помпи та її приводу, відповідно.

Зміна описується квадратичною залежністю:

$$N_n = 0,0006 \cdot n^2 + 0,6671 \cdot n + 48,571. \quad (2)$$

Отримані коефіцієнти залежності (2) характерні для автомобілів класу 2 з двигуном об'ємом 1300...1799 см³.

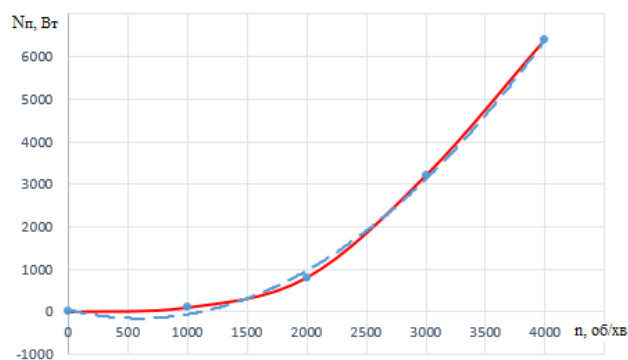


Рис. 2. Зміна витрат потужності на електропривод помпи системи охолодження

В системі охолодження для створення додаткового потоку повітря для обдування радіатора в тому числі і при зупинках та при русі на малих швидкостях працює вентилятор. На сучасних автомобілях він працює від електродвигуна, який в свою чергу також має вплив на зміну потужності двигуна.

Потужність, що споживається вентилятором системи охолодження, визначається за формулою [7]:

$$N_e = \frac{Q_e \cdot P_e}{\eta_e \cdot \eta_n}, \quad (3)$$

де Q_e – продуктивність вентилятора;

P_e – повний напір вентилятора;

η_e і η_n – ККД вентилятора і його приводу, відповідно.

Для одного і того ж вентилятора можна записати [7]:

$$\frac{N_{e1}}{N_{e2}} = \left(\frac{n_{e1}}{n_{e2}} \right)^3; \frac{P_{e1}}{P_{e2}} = \left(\frac{n_{e1}}{n_{e2}} \right)^2; \frac{Q_{e1}}{Q_{e2}} = \frac{n_{e1}}{n_{e2}}, \quad (4)$$

де індекси «1» і «2» належать до значень потужності, напору і продуктивності, відповідно, при частоті обертання крильчатки вентилятора n_{e1} і n_{e2} .

Враховуючи залежності (2) та (3) можна записати:

$$N_e = C_e \cdot n_e^3 / \eta_e, \quad (5)$$

де $C_e = Q_e \cdot n_e^3 / \eta_n$ – постійна для даного вентилятора величина, що залежить від його конструктивних особливостей;

n_e – частота обертання крильчатки вентилятора.

На рис. 3 представлена залежність витрат потужності на привід електровентилятора також автомобіля класу 2 [7].

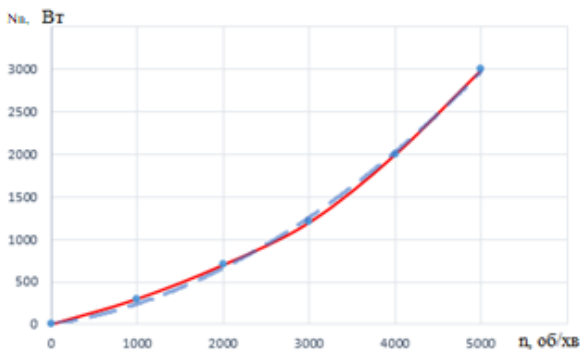


Рис. 3. Зміна витрат потужності на роботу вентилятора охолодження автомобіля класу 2

Зміна потужності описується залежністю:

$$N_e = 0,0001 \cdot n^2 + 0,1563 \cdot n. \quad (6)$$

За допомогою приводного ремня так само працює і система рульового управління яка оснащена гідропідсилювачем керма. Справа в тому, що гідропідсилювач рульового управління, як правило, оснащений насосом, що приводить в рух гідравлічну рідину в системі, яка полегшує обертання рульового колеса. В результаті гідравлічний насос, отримуючи крутний момент, створює в рульовому управлінні певний тиск і тим самим полегшує процес обертання рульового колеса.

Кондиціювання повітря в салоні машини безпосередньо не пов'язане з частотою обертання двигуна. Але для роботи кондиціонера також необхідна енергія, яка потрібна для повноцінного функціонування компресора кондиціонера.

Енергія також споживається від двигуна за допомогою ремінного приводу, який обертає вал компресора кондиціонера. При обертанні елементів компресора фреон, заправлений в кондиціонер, починає циркулювати по системі, охолоджуючи повітря в салоні. Цей компонент вимагає для своєї роботи достатню кількість енергії і витрат

потужності. Це пов'язано з тим, що з ростом температури повітря в літній час, зростають витрати потужності необхідні компресору кондиціонера, щоб охолодити повітря в салоні [8]. Як результат це призводить до зайвого навантаження на силовий агрегат і високим витратам потужності виробленої двигуном.

Для автомобіля класу 2 зміна потужності описується квадратичною залежністю (рис. 4):

$$N_k = 0,0001 \cdot n^2 + 1,16 \cdot n + 150. \quad (7)$$

Основним джерелом забезпечення роботи всіх вище перерахованих допоміжних агрегатів є також генератор, що приводиться в дію від шківів за допомогою пасової передачі. Генератор забезпечує електричною енергією в основному усіх систем, зарядку акумуляторної батареї і тим самим забезпечує багату функцій автомобіля.

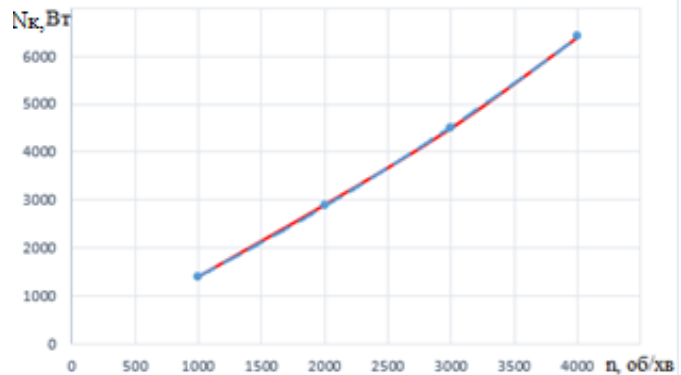


Рис. 4. Зміна витрат потужності на привід компресора системи кондиціювання повітря салону

На рис. 5 зображено зміна витрат потужності на привід генератора автомобіля класу 2 при струмі навантаження 20 А [9].

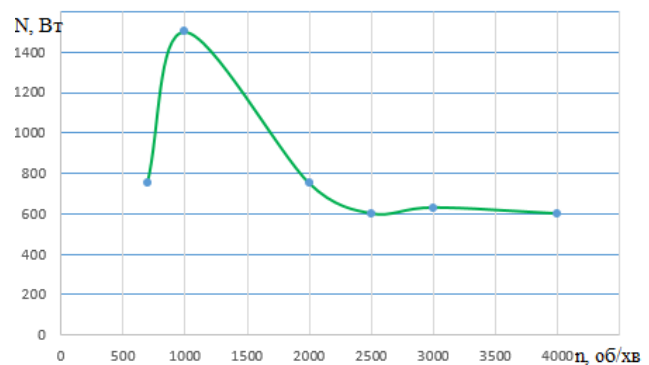


Рис. 5. Зміна витрат потужності на привід генератора 1601.3701

У загальному випадку, знаючи енергетичну характеристику двигуна чи допоміжного агрегату, в залежності від частоти обертів (швидкісну характеристику двигуна, споживану потужність допоміжного агрегату тощо), експлуатаційні витрати

потужності можна оцінити еквівалентним (середнім) значенням за умовний годинний цикл роботи за формулою [8]:

$$N_{ng} = \int_{n_x}^{n_{max}} \frac{d[F(n)]}{dn} N(n) dn, \quad (8)$$

де $N(n)$ – витрати потужності агрегату в залежності від частоти обертання його робочого органу (валу, ротору тощо);

$$\frac{d[F(n)]}{dn}$$

– похідна функції розподілу за частотою обертання (статистичний показник);

n_x, n_{max} – частота обертання агрегату, що відповідає холостому ходу та максимальним обертам двигуна.

За відсутності аналітичного виразу функції розподілу $N(n)$ рівняння (8) зручно розв'язувати методом графічного інтегрування, розбивши швидкісний діапазон ($n_x - n_{max}$) на ряд елементарних інтервалів із кроком $\Delta n = (150 - 250) \text{ хв}^{-1}$:

$$N_{ng} = N_{nx} \cdot \Delta t_{ex} + \sum_{i=1}^k N_{ni} \cdot \Delta t_{ei}, \quad (9)$$

де N_{nx} – витрати потужності агрегату при роботі двигуна на холостому ходу;

Δt_{ex} – відносний час роботи при роботі двигуна на холостому ході;

N_{ni} – витрати потужності агрегату в середині даного елементарного інтервалу;

Δt_{ei} – відносний час роботи двигуна в даному елементарному інтервалі;

k – кількість елементарних інтервалів.

Струм віддачі генератора, наприклад, в залежності від частоти обертів його ротора, описується струмошвидкісною характеристикою (СШХ) за формулою:

$$I(n) = I_{max} \cdot \left[1 - e^{-\frac{n_x - n_n}{n_x}} \right], \quad (10)$$

де I_{max} – максимальний струм генератора;

n_x – частота обертання ротора генератора на холостому ходу;

n_n – поточне значення частоти обертання ротора генератора.

Тоді витрати потужності для привода генератора, на основі формул (9, 10), можна відобразити залежністю:

$$N_g = \frac{U}{\eta_n} \left(\frac{I_x}{\eta_{zx}} \cdot \Delta t_{ex} + \sum_{i=1}^k \frac{I_i}{\eta_{zi}} \cdot \Delta t_{ei} \right), \quad (11)$$

де U – регульована напруга генератора;

η_n – ККД привода (пасової передачі);

I_x – віддача струму генератором при роботі двигуна на холостому ходу;

$I_i = I(n)$ – струм генератора в середині даного елементарного інтервалу;

η_{zx}, η_{zi} – відповідно, ККД генератора при обертах, що відповідають роботі двигуна на холостому ходу та в середині даного елементарного інтервалу.

В процесі руху автомобіля змінюються витрати потужності на привід генератора в залежності від частоти обертання колінвалу та необхідної електричної енергії. Характер зміни потужності N_g в робочому діапазоні обертання ротора генератора залежить від обертів колінвалу і струму збудження. Результати розрахунку представлено на рис. 6.

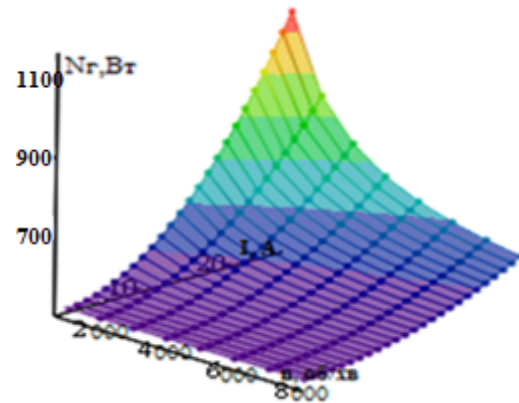
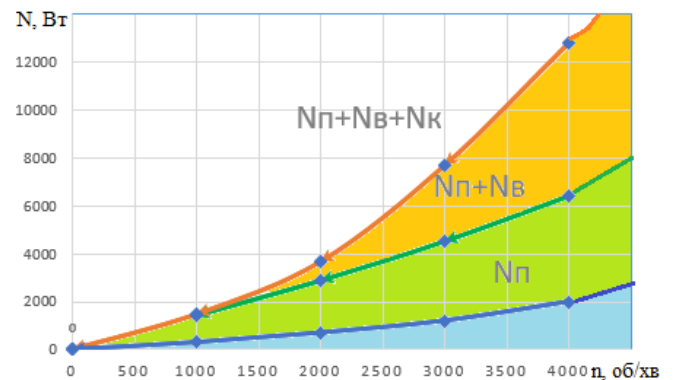


Рис. 6. Залежність потужності генератора N_g від струму в обмотці збудження I_a та обертів ротора n

Сумарні витрати потужності двигуна в залежності від обертів представлено на рис. 7.



N_n – водяної помпи, N_b – електроventильатора, N_k – кондиціонера

Рис. 7. Сумарні витрати потужності на привід допоміжних агрегатів автомобіля класу 2

При збільшенні частоти обертання від 2500 до 4500 хв⁻¹ витрати зростають вдвічі не враховуючи режими руху автомобіля.

Зміна потужності на привід додаткового обладнання відбувається від $N_{\min}$ до $N_{\max}$ при зміні обертів колінчастого валу і необхідних потреб для забезпечення роботи споживача. Для покращення тягово-динамічних показників автомобіля [12]

потужність $N_{\max}$ слід відбирати від ДВЗ при $\frac{dv}{dt} < 0$;

$N_{\min}$ – при $\frac{dv}{dt} > 0$, а при $\frac{dv}{dt} = 0$ – раціональну потужність, яка необхідна для підтримки роботи допоміжних агрегатів, що забезпечують роботу ДВЗ.

Висновки. Оцінка витрат потужності ДВЗ автомобіля на привід навісного обладнання показала доцільність керування потоками потужності ДВЗ в залежності від режимів руху автомобіля. Визначено, що особливо ефект досягається при частих змінах режимів руху автомобіля, частіше це в умовах міста.

Визначальним фактором для управління потоками потужності є зміна прискорення автомобіля та показників систем або пристроїв, якими керують.

Розглянуті витрати на допоміжні агрегати показали, що закони їх зміни описується квадратичними залежностями.

У підсумку, склавши всі втрати на привід допоміжного навісного допоміжного обладнання автомобіля, можна обчислити, що в середньому кожен автомобіль оснащений двигуном внутрішнього згоряння максимум втрачає приблизно до 10-25% загальної потужності двигуна автомобіля другого класу [11]. Максимум витрат досягає при найбільшій частоті обертання колінчастого валу.

Список літератури

1. Подригало М.А., Байцур М.В., Клец Д.М., Файст. В.Л. Совершенствование методики выбора мощности двигателя легкового автомобиля/ *Вісник Донецької академії автомобільного транспорту*. 2010. №3. С. 78–86.
2. Карабцев В.С., Валеев Д.Х. Повышение эффективности автотранспортных средств на стадии разработки / *Журнал ААИ*. М.: 2003. С. 8–13.
3. Дентон Т. *Автомобильная электроника*. М.: НТ Пресс, 2008. 507 с.
4. Немий С.В. Розрахунок енергетичних витрат для приводу автомобільних генераторів / *Вісник Національного університету "Львівська політехніка"*. 2010. № 678: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. С. 83–88.
5. Азарова Ю.В., Кутенев В.Ф., Шмидт А.Г. *Мощность двигателя и расход топлива как средства повышения конкурентоспособности легковых автомобилей*. Автомобильная промышленность. М.: Машиностроение, 1995. № 9. С. 3–5.
6. *Вспомогательное электрооборудование* URL: Режим доступа: https://studopedia.su/15_192704_oborudovaniya-vtomobilya.html (дата обращения 27.10.18).
7. Копылова Л.В., Коротков В.И., Красильников В.Е. *Теория, конструкция и расчет автотракторного электрооборудования*. Под ред. Фесенко М.Н. М.: Машиностроение, 1979. 344 с.

8. Coon C.W., Wood C.D. *Improvement of Automobile fuel economy*. SAE paper 740969. 1974.
9. Сергиенко Н.Е., Сергиенко А.Н., Любарский Б.Г. Анализ конструкций электромеханических преобразователей и выбор рациональной схемы электроамортизаторов неподдресоренных масс транспортного средства / *Сборник научных трудов «Автомобильный транспорт»*. Харьков: ХНАДУ. 2012. №31. С.18-25.
10. Немый С.В. Снижение энергетических затрат на привод вспомогательных агрегатов автобусов. В сб.: *Труды ВКЭИавтотранспорта*, 1988. С. 99–107.
11. Асмус Т.У., Баргнакке К., Кларк С.К. *Топливная экономичность автомобилей с бензиновыми двигателями*/ Под ред. А.В. Кострова. М.: Машиностроение, 1988. 504 с.
12. Сергиенко М.С., Любарський Б.Г., Пастушина М.І. Оцінка впливу управління навісним обладнанням на експлуатаційні показники. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей XXVI міжн. н.-практ. конф. MicroCAD-2018*, 16-18 травня 2018р.: у 4 ч. Ч. І. / за ред. проф. Сокола Є.І. Харків: НТУ «ХПІ». 187 с.

References (transliterated)

1. Podrugalo M.A., Baytsur M.V., Klets D.M., Feist B.L. Sovrshenstvovanie metodiki vybora moshhnosti dvigatelja legkovogo avtomobilja [Improvement of the method of choosing the engine power of a passenger car]/*Visnik Donec'koï akademii avtomobil'nogo transportu*. 2010. №3. S. 78–86.
2. Karabcev V.S. Valeev D.H. Povyshenij effektivnosti avtotransportnyh sredstv na stadija razrabotki [Improving the efficiency of vehicles under development] / *Zhurnal AAI*. M.: 2003. S. 8–13.
3. Denton T. *Avtomobilnaya elektronika*. [Car electronics.] M: NT Press, 2008. 507 s.
4. Nemij S.V. Rozrahunok energetichnih vitrat dlja privodu avtomobil'nih generatoriv [Calculation of energy costs for driving car generators]/*Visnik Nacional'nogo universitetu "L'vivs'ka politehnika"*. 2010. № 678: *Dinamika, micnist' ta proektuvannja mashin i priladiv*. S. 83–88.
5. Azarova Ju.V., Kutenev V. F, Shmidt A.G. *Moshhnost' dvigatelja i reshod topliva kak sredstva povyshenija konkurentosposobnosti legkovyh avtomobilej*. [Engine power and fuel consumption as a means of improving the competitiveness of cars.] *Avtomobil'naja promyshlennost'*. M.: Mashinostroenie, 1995. № 9. S. 3–5.
6. *Vspomogatel'no ejelektrooborudovanie* [Auxiliary electrical equipment] URL: *Rezhim dostupa: https://studopedia.su/15_192704_oborudovaniya-vtomobilya.html* (data obrashhenija 27.10.18).
7. Kopylova L.V., Korotkov V.I., Krasil'nikov V.E. *Theory, construction and raschet of an autotractor electrically-equipped order* [Teoriya, konstrukcija i raschet avtotraktornogo elektrooborudovanija] red. Fesenko M.N. M.: Mashinostroenie, 1979. 344 s.
8. Coon C.W., Wood C.D. *Improvement of Automobile fuel economy*. SAE paper 740969. 1974.
9. Sergienko N.E., Sergienko A.N., Ljubarskij B.G. Analiticheskij obzor konstrukcij elektromehaničeskij preobrazovatelej i vybor racional'noj shemyj elektroamortizatora nepodressorennyh mass transportnogo sredstva. [Analytical review of electromechanical transducer structures and choice of rational scheme of electro-shock absorber of unsprung masses of the vehicle.] / *Sbornik nauchnykh trudov «Avtomobil'nyy transport»*. Khar'kov: KHNADU. 2012. №31. S.18-25.
10. Nemyj S.V. Snizhenij energeticheskijh zatrat na privod vspomogatel'nyh agregatov avtobusov. [Reduction of energy costs for the drive of auxiliary bus units.] *V sb.: Trudy VKJElavtobusproma*, 1988. S. 99–107.
11. Asmus T.U., Bargnakke K., Klark S.K. *Toplivnaj ekonomichnost' avtomobilej s benzinovymi dvigateljami*. [Fuel economy of cars with gasoline engines]/ red. A.V. Kostrova. M.: Mashinostroenie, 1988. 504 s.
12. Sergienko M.E., Ljubars'kij B.G., Pastushhina M.I. Ocinka vplivu upravlinnja navisnim obladnannjam na ekspluatacijni pokazniki. [Estimation of the influence of the attachment control on the performance indicators.]. *Informacijni tehnologii: nauka, tehnika, tehnologija, osvita, zdorov'ja: tezi dopovidej XXVI mizhnarodnoi*

Відомості про авторів /Сведения об авторах /About the Authors

Сергієнко Микола Єгорович (Сергиенко Николай Егорович, Sergienko Nikolay Yegorovich) – кандидат технічних наук, 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.

Пастушина Марія Ігорівна (Пастушина Мария Игоревна, Pastushchina Maria Igorivna) – аспірантка кафедри «Автомобіле- і тракторобудування», Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3153-2627>; e-mail: mashapastushina72@gmail.com.

Косарєв Олександр Владиславович (Косарев Александр Владиславович, Kosarev Alexander Vladislavovich) – аспірант кафедри «Автомобіле- і тракторобудування», Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; м. Харків, Україна; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4303-7108>; e-mail: kosarev13@. ukr.net.

*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 замкнучих 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 здвоєного 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 опірною поверхнею та важелем, який пов'язаний з натискним диском. В якості прикладу розглянуто сухе зчеплення трактора Харківського тракторного заводу ХТЗ-17221. Проведено розрахунки енергетичних затрат на управління зчепленням базової конструкції та з адаптованим здвоєним 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 здвоєного 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 сдвоенного 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 сдвоенным 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 сдвоенным 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 колінвалу 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 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 педаль 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.

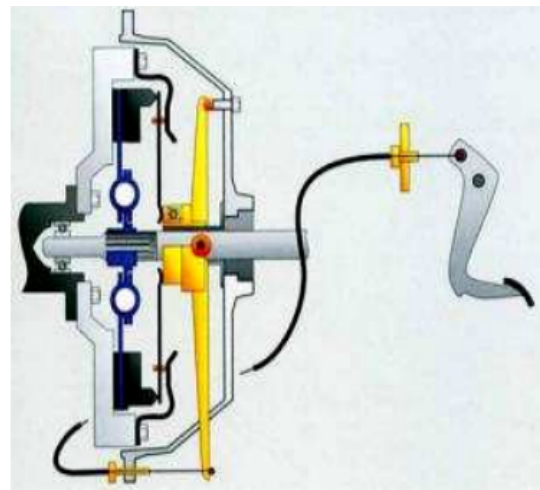
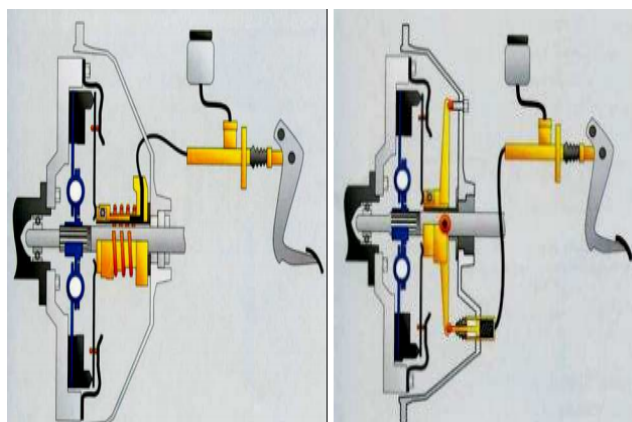


Рис. 1. Схема тросового приводу управління зчепленням

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).

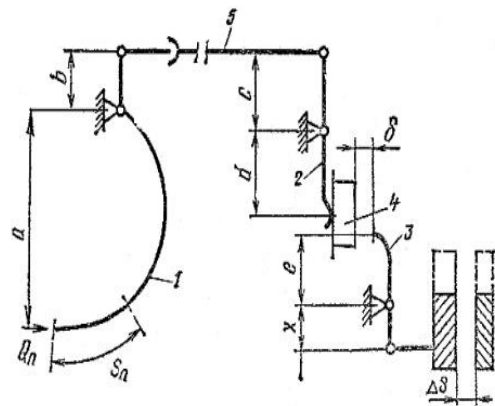


Рис. 3. Схема механічного приводу керування зчепленням

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]:

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

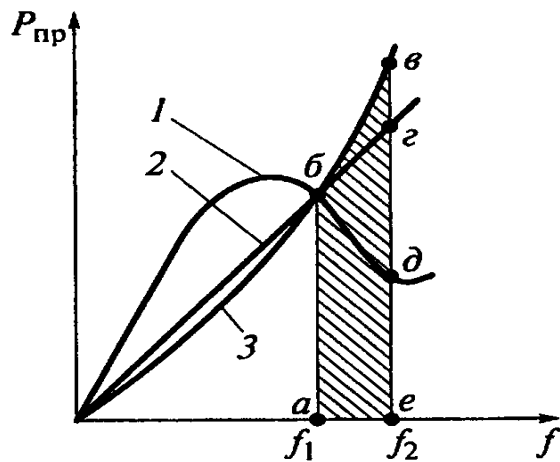
де P_{np} і $P_{np.в}$ – зусилля натискних пружин при включеному і вимкненому положенні зчеплення;

i – кількість натискних пружин;

S – переміщення натискного диска;

η_{np} – 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 площам 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.

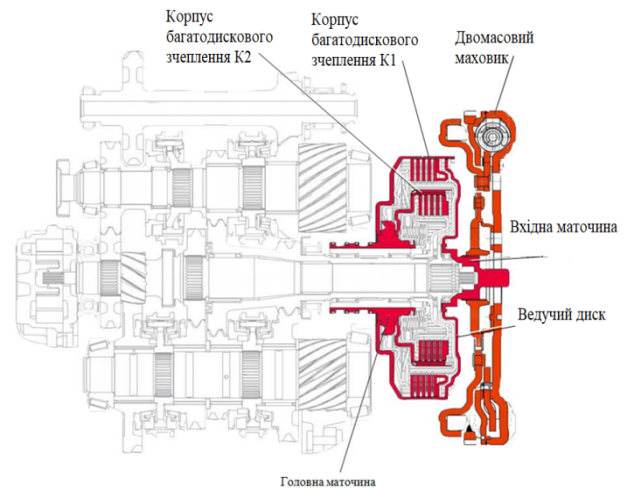


Рис. 5. Мокре здвоєне зчеплення у складі роботизованої коробки передач

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.

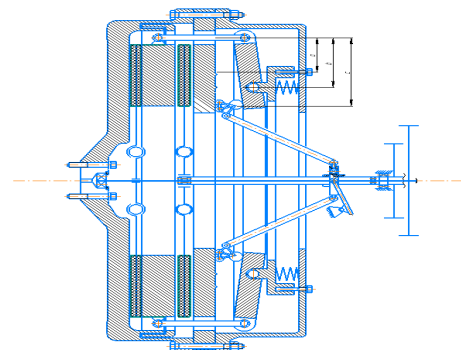


Рис. 6. Здвоєне зчеплення з маятниковою опорою натискного механізму

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.

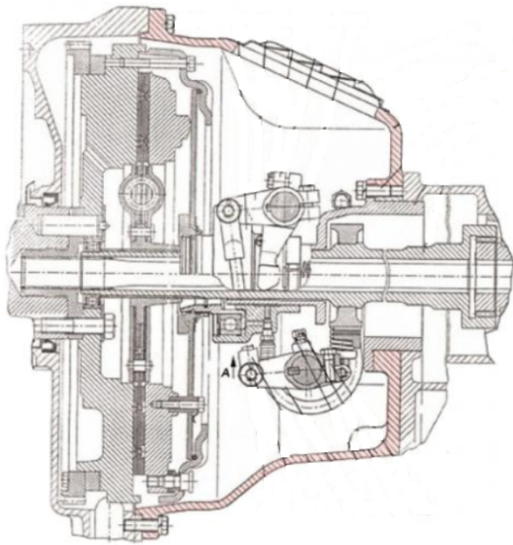


Рис. 7. Муфта зчеплення трактора ХТЗ-17221

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 1 мм. Плечі a та b (рис. 8) складають (20 мм та 150 мм). Звідси необхідно знайти зусилля R та переміщення S_1 .

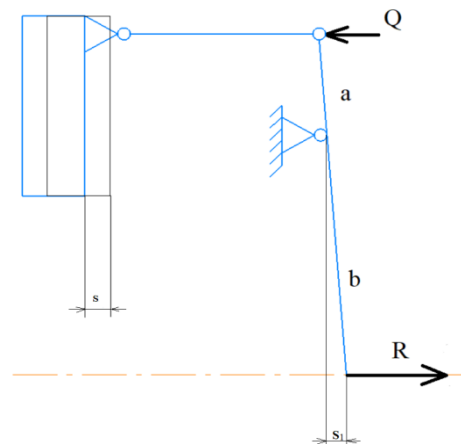


Рис. 8. Схема важелів механізму переміщення зчеплення трактора ХТЗ 17221

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.

$$F = 57,98 \text{ .}$$

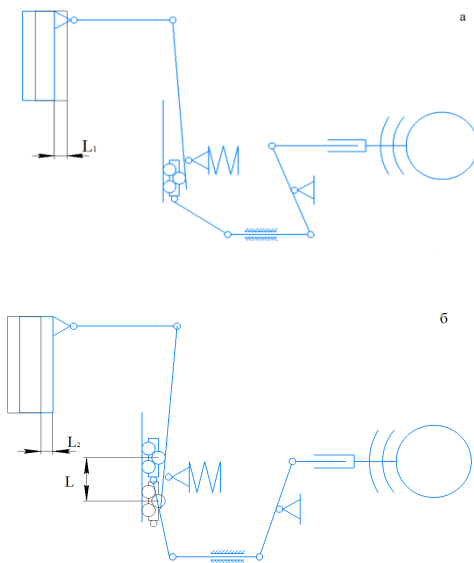


Рис. 9. Схема приводу сухого здвоєного зчеплення

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:

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

$$A_2 = 2,3 \text{ .}$$

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., Галагин 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. Сергиенко 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. 36. 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. Сергиенко Н.Е., Митропан Д.М., Сергиенко 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 tekhnicheskkiye 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: MGUTU «MAMI», 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.] *Informatsiyni tekhnologii: nauka, tekhnika, tekhnologiya, osvita, zdorov'ya: tezi dopovidey KHXVІ mizhnaro-dnoї naukovo-praktichnoi konferentsii MicroCAD-2018*, 16-18 travnya 2018r.: u 4 ch. CH. I. za red. prof. Sokola Ė.Ĭ. Kharkiv: NTU „KHPĬ”. 188 s.
6. Sergiyenko N.Ye., Pat. 2645514 Rossiyskaya Federa-tsiya. *Sistema upravleniye muftoy stsepleniya transportnogo sredstva* [Vehicle clutch control system]. 2018.
 7. Sergiĕnko M.Ė., Sergiĕnko, A.N. *Doslidzhennya natisknogo diska zcheplennya avtomobilya*. [Study of the clutch push disk of the car] *Zb. n. prats' Akademii vnutrishnikh viys'k MVS Ukraїni*. KH., 2009. S. 49-52
 8. Sergiĕnko M.Ė., Sergiĕnko A.M., Khudoliy O.Ĭ. Pat. na vinakhid 101711, Ukraїna. *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. *Osobennosti konstruktsiy ko-robok peredach sovremennykh legkovykh avtomobiley*. [Features of gearbox designs of modern cars]. *Vestnik NTU „KHPĬ”. Sbornik nauchnykh trudov. Tematicheskyy vypusk „Transportnoye mashinostroyeniye”*. Khar'kov: NTU „KHPĬ”. 2005. №37.
 12. Sergiĕnko M.Ė. Skripnik Ĭ.A., Zabelishens'kiy Z.Ye., Kalinovs'kiy V.S., Tverdokhlib O.V. *Vpliv parametriv konstruktsii bagatodiskovoї mufti na stabil'nist'*. [Influence of design parameters of multidisk clutch on stability]. *Informatsiyni tekhnologii: nauka, tekhnika, tekhnologiya, osvita, zdorov'ya. Materiali KHVI mizhnarodnoї n.-prakt. konferentsii*. CH.1. Kharkiv: NTU «KHPĬ», 2009. S. 236

Надійшла (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: lfxadt@gmail.com;

ЗМІСТ

Тракторобудування

<i>Самородов В.Б., Гармаш Д.О.</i> Теоретичне визначення основних показників гідрооб'ємно-механічної трансмісії вантажного автомобіля при варіації робочого об'єма гідромашин.....	3
<i>Ребров О.Ю., Кальченко Б.І., Шевцов В.М., Якунін М.Є., Чепкий К.С.</i> Аналіз основних параметрів сучасних сільськогосподарських тракторів провідних світових виробників	10
<i>Кожушко А. П.</i> Аналіз впливу агрегату змінної маси на показники плавності ходу колісного трактора.....	16
<i>Бондаренко А. І.</i> Сучасні гідрооб'ємно-механічні трансмісії в тракторобудуванні.....	26

Автомобілебудування

<i>Островерх О.О.</i> Статичне дослідження трьохвальної коробки передач легкового автомобіля з поперечним розташуванням двигуна.....	35
<i>Сергієнко М.Є., Пастушина М.І.</i> Визначення витрат потужності двз автомобіля на привід навісного обладнання.....	45
<i>Сергієнко М.Є., Свідло В.С., Перевозник А.С.</i> Оцінка енергетичних витрат на управління зчепленнями трансмісії.....	52

CONTENTS

Tractor Construction

<i>Samorodov V. B., Harmash D. O.</i> Theoretical analysis of the main indicators of hydromechanical transmission of a truck with working size variations	3
<i>Rebrov O.YU., Kalchenko B.I., Shevtsov V.M., Yakunin M.Y., Chepkiy K.S.</i> Analysis of the basic parameters of modern agricultural tractors of the leading world producers.....	10
<i>Kozhushko A.P.</i> Analysis of influence the variable mass unit on the running smoothness of the wheeled tractor.....	16
<i>Bondarenko A. I., Selevich S. G.</i> Relay methods in abs.....	26

Automobile

<i>Ostroverkh A.O.</i> Static study of a three-shaft gearbox of a passenger car with a transverse engine.....	35
<i>Sergienko N.Ye., Pastushchina M.I.</i> Determination of the cost of power of a drive vehiclehanging equipment.....	45
<i>Sergienko n.Ye., Svidlo V.S., Perevoznik A.S.</i> Estimation of energy costs on transmission clutch management.....	52

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ».
СЕРІЯ: АВТОМОБІЛЕ- ТА ТРАКТОРОБУДУВАННЯ**

Збірник наукових праць

№ 1'2020

Наукові редактори: Самородов В.Б., д-р техн. наук, професор, НТУ «ХПІ», Україна
Бондаренко А. І. д-р техн. наук, професор, НТУ «ХПІ», Україна
Технічний редактор: Пелипенко Є.С., канд. техн. наук, НТУ «ХПІ», Україна

Відповідальний за випуск: Бондаренко А. І. д-р техн. наук, професор, НТУ «ХПІ»

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХПІ».
Кафедра автомобіле- і тракторобудування.
Тел.: (057) 707-64-64; e-mail: anatoliybon13@gmail.com

Підп. до друку 19.11.2020 р. Формат 60х84 1/8. Папір офсетний. Друк офсетний.
Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 6,0. Облік.-вид. арк. 6,75. Тираж 300 пр. Зам. № 23. Ціна
договірна.

Тираж 300 пр. Зам. № 23. Ціна договірна. Друкарня ТОВ «Цифра принт»
Свідоцтво про державну реєстрацію А01 № 432705 від 03.08.2009 р.
61058, Харків, вул. Данилевського, 30. Телефон : (057) 786-18-60.
