

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ  
І НАУКИ УКРАЇНИ

MINISTRY OF EDUCATION  
AND SCIENCE OF UKRAINE

Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут»

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 building**

№ 49 (1325) 2018

No. 49 (1325) 2018

Збірник наукових праць

Collection of Scientific papers

Видання засноване у 1961 р.

The edition was founded in 1961

Харків  
НТУ «ХПІ», 2018

Kharkiv  
NTU "KhPI", 2018

**Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування = Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Automobile and tractor building: зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». — Харків : НТУ «ХПІ», 2018. — № 49 (1325) 2018. — 80 с. — ISSN 2079-0066.**

Видання присвячене освітленню досягнень в галузі автомобіле- та тракторобудування, синтезу систем керування. Публікуються статті, що стосуються розробки систем автомобілів і тракторів, застосування математичного моделювання в техніці, впровадження нових технологій і розробки програмного забезпечення.

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

The publication is devoted to the coverage of achievements in the field of automobile and tractor engineering, the synthesis of control systems. Published articles related to the development of systems of cars and tractors, the application of mathematical modeling in technology, the introduction of new technologies and software development.

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

Державне видання.

Свідоцтво Держкомітету з інформаційної політики України  
КВ № 5256 від 2 липня 2001 року.

Мова статей – українська, російська, англійська.

*Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування внесено до «Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук», затвердженого Наказом МОН України № 1328 від 21.12.2015 р. «Про затвердження рішень Атестаційної колегії Міністерства щодо діяльності спеціалізованих вчених рад від 15 грудня 2015 року».*

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).

Засновник Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут»

Founder National Technical University "Kharkiv  
Polytechnic Institute"

**Головний редактор**

Товажнянський Л.Л., д-р техн. наук, чл.-кор. НАН  
України, НТУ «ХПІ», Україна

**Editor-in-chief**

Tovazhnianskiy L.L., dr. tech. sc., member-cor. of National  
Academy of Sciences of Ukraine, NTU "KhPI", Ukraine

**Секретар**

Горбунов К. О., доц., НТУ «ХПІ», Україна

**Secretary**

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

**Редакційна колегія серії**

*Відповідальний редактор:*

Самородов В. Б., проф., НТУ «ХПІ», Україна

**Editorial staff**

*Associate editor:*

Samorodov V.B., prof., NTU "KhPI", Ukraine

*Заст. відповідального редактора*

Бондаренко А.І., проф., НТУ «ХПІ», Україна

*Deputy associate editor:*

Bondarenko A.I., prof., NTU "KhPI", Ukraine

*Відповідальний секретар:*

Селевич С.Г., доц., НТУ «ХПІ», Україна

*Executive secretary:*

Selevych S.H., docent, NTU "KhPI", Ukraine

*Члени редколегії:*

Волонцевич Д. О., проф., НТУ «ХПІ», Україна

*Editorial staff members:*

Volontsevych D. O., prof., NTU "KhPI", Ukraine

Григоров О. В., проф., НТУ «ХПІ», Україна

Hryhorov O. V., prof., NTU "KhPI", Ukraine

Кальченко Б. І., проф., НТУ «ХПІ», Україна

Kalchenko B. I., prof., NTU "KhPI", Ukraine

Лебедєв А. Т. проф., Харківський національний  
технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка, Україна

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

Клец Д. М., проф., Харківський національний  
автомобільно-дорожній університет, Україна

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

Бажинов О. В., проф., Харківський національний  
автомобільно-дорожній університет, Україна

Bazhynov O. V., prof., Kharkiv National Automobile and  
Highway University, Ukraine

Сахно В. П., проф., Національний транспортний  
університет, Україна

Sakhno V. P., prof., National transport University,  
Ukraine

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ  
«ХПІ». Протокол № 10 від 22 грудня 2018 р.

УДК 629.4.075

**В.Б. САМОРОДОВ, Є.С. ПЕЛИПЕНКО****ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ГАЛЬМУВАННЯ ТРАКТОРА ХТЗ-21021 З БЕЗСТУПІНЧАСТОЮ ТРАНСМІСІЄЮ**

В роботі наведено загальну математичну модель колісного трактора ХТЗ-21021 з безступінчастою трансмісією ГОМТ-1С, яка дозволяє досліджувати процес гальмування при використанні окремо штатної гальмівної системи та параметром регулювання гідромашини гідрооб'ємної передачі, а також комбіновано. Приведена основна її відмінність в порівнянні зі вже існуючими математичними моделями. Представлено вимірювальний комплекс, за допомогою якого відбувається фіксування експериментальних даних. Наведено фіксуючі прилади, які входять у вимірювальний комплекс. Описано принцип обробки експериментальних результатів дослідження. Наведено графічні результати зіставлення теоретичних з експериментальними даними в ході процесу гальмування колісного трактора з безступінчастою трансмісією.

**Ключові слова:** колісний трактор, гідрооб'ємно-механічна трансмісія, гальмування, математична модель, експеримент.

**В.Б. САМОРОДОВ, Е.С. ПЕЛИПЕНКО****ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТОРМОЖЕНИЯ ТРАКТОРА ХТЗ-21021 С БЕССТУПЕНЧАТОЙ ТРАНСМИССИЕЙ**

В работе приведена общая математическая модель колесного трактора ХТЗ-21021 с бесступенчатой трансмиссией ГОМТ-1С, которая позволяет исследовать процесс торможения при использовании отдельно штатной тормозной системы и параметром регулирования гидромашини гидрообъемной передачи, а также комбинированно. Приведена основная ее отличие по сравнению с уже существующими математическими моделями. Представлены измерительный комплекс, с помощью которого происходит фиксирование экспериментальных данных. Приведены фиксирующие приборы, входящих в измерительный комплекс. Описаны принцип обработки экспериментальных результатов исследования. Приведены графические результаты сопоставления теоретических экспериментальным данным в ходе процесса торможения колесного трактора с бесступенчатой трансмиссией.

**Ключевые слова:** колесный трактор, гидрообъемно-механическая трансмиссия, торможение, математическая модель, эксперимент.

**V.B. SAMORODOV, E.S. PELYPENKO****EXPERIMENTAL STUDY OF THE BRAKING PROCESS OF THE KhTZ-21021 TRACTOR WITH UNCLER TRANSMISSION**

The paper presents a general mathematical model of the wheeled tractor KhTZ-21021 with continuous transmission of HVMT-1C, which allows us to investigate the braking process with the use of a standardized brake system and a parameter for adjusting the hydrostatic transmission of the hydraulic transmission, and also in combination. The main difference is compared with existing mathematical models. The measuring complex, by means of which the recording of experimental data is recorded, is presented. The fixing devices included in the measuring complex are given. The principle of processing experimental results of research is described. Graphical results of comparison of theoretical and experimental data during the braking process of a wheeled tractor with a continuous transmission are given.

**Key words:** wheel tractor, hydrostatic transmission, braking, mathematical model, experiment.

**Введення.** Сьогодні колісний трактор набуває великого значення в сільському господарстві, адже перед ним ставляться кожного разу максимальні задачі. Так він повинен не тільки виконувати тягові роботи, а й транспортні. При виконанні різного роду робіт колісний трактор виконує три основні етапи – це розгін, сталий рух та гальмування. З точки зору безпеки руху, основним та найбільш вимогливим є процес гальмування, тому дослідження в даному напрямку є актуальним.

З кожним роком світові виробники ведуть непосильну роботу в напрямку модернізації та підвищенні технічного рівня сучасних машинно-тракторних агрегатів. Одним з пріоритетних завдань є підвищення характеристик силового агрегату. Великої популярності набувають безступінчасті трансмісії за рахунок ряду переваг [1].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Розкриття питання дослідження безступінчастих трансмісій присвячено ряд наукових праць [2 – 13], зокрема гідрооб'ємно-механічним трансмісіям (ГОМТ), які по ряду факторів переважають інші (електромеханічні, варіатори та інші).

Виділяючи основні напрямки досліджень,

відмітимо, що розкриття питань пов'язаних з підвищенням техніко-економічних показників машинно-тракторного агрегату з ГОМТ за рахунок раціональної зміни параметрів регулювання – присвячені роботи [6 – 9]. В роботі [10 – 11] автор досліджує вплив особливих зони гідрооб'ємної передачі (ГОП) на техніко-економічні показники колісного трактора з безступінчастою ГОМТ.

При розкритті питань пов'язаних з процесом гальмування колісного трактора присвячені роботи [12 – 13], але в даних роботах автор досліджує процес гальмування лише за рахунок зміни параметру регулювання гідромашини гідрооб'ємної передачі. Проте жодним чином не проведено дослідження при комбінованій роботі штатної гальмівної системи та ГОМТ.

**Мета дослідження, постановка задачі.** Метою роботи є встановлення доцільності використання загальної математичної моделі колісного трактора ХТЗ-21021 з ГОМТ-1С при гальмуванні різними способами при прямолінійному русі.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

– навести основні принципи та відмінності

математичної моделі, яка використовується для дослідження процесу гальмування колісного трактора ХТЗ-21021 з ГОМТ-1С;

– описати об’єкт експериментального дослідження та вимірювального комплексу, що використовується;

– провести аналіз результатів отриманих в ході теоретичних та експериментальних досліджень.

**Основні відмінності використовуваної математичної моделі.** Оскільки процес гальмування вимагає комплексного вирішення питання, то математична модель повинна складатися з моделі двигуна внутрішнього згоряння, трансмісії, взаємодії колеса з дорожньою поверхнею та роботи гальмівного приводу.

Оскільки при дослідженні перехідних процесів в колісному тракторі з ГОМТ в ході гальмування – цілком доцільно, для визначення характеристик роботи двигуна внутрішнього згоряння, використовувати зовнішню швидкісну характеристику, яка розраховується на основі рівняння (1), що наведено в роботах [14 – 15]

$$J_{dvs} \cdot \frac{\pi}{30} \cdot \frac{dn_{dvs}}{dt} = M_e - M_{0A}, \quad (1)$$

де  $J_{dvs}$  – приведений до валу момент інерції махових мас двигуна внутрішнього згоряння;

$\frac{\pi}{30} \cdot \frac{dn_{dvs}}{dt}$  – кутове прискорення колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння;

$M_e$  – ефективний крутний момент двигуна внутрішнього згоряння;

$M_{0A}$  – момент опору руху.

При складанні математичної моделі, що описує кінематичні та силові показники роботи ГОМТ-1С (2), (3) в складі трактора ХТЗ-21021 врахована стискаємість робочої рідини гідروпередачі, якою було знехтувано в відомих раніше наукових працях Самородова В.Б., Бондаренка А.І., Кожушка А.П., Мітцель М.О. [5, 9, 11, 13].

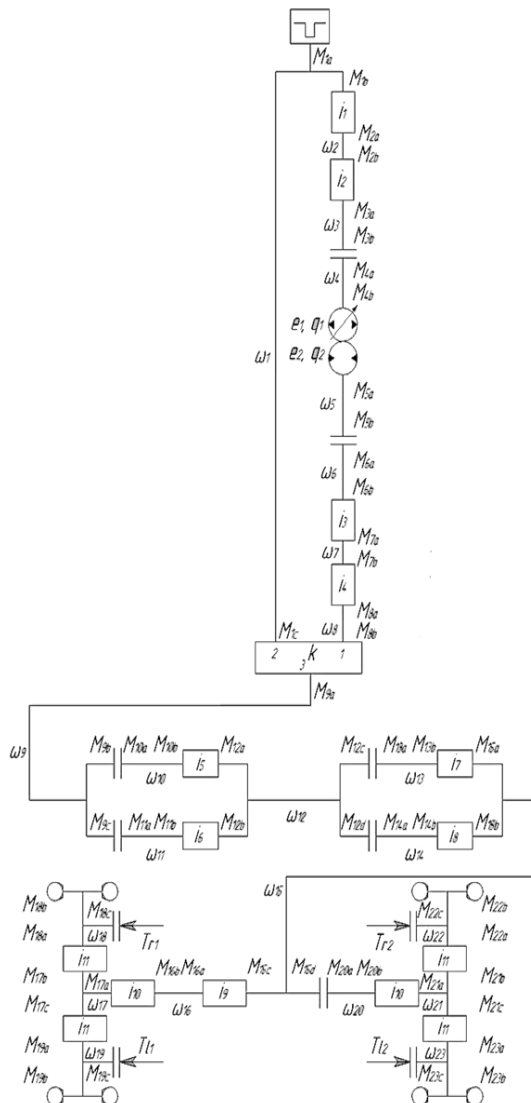


Рис. 1. Структурна схема ГОМТ-1С колісного трактора ХТЗ-21021

$$\left\{ \begin{aligned} & \frac{d\omega_1}{dt} \cdot i_1 - \frac{d\omega_2}{dt} = 0; \frac{d\omega_2}{dt} \cdot i_2 - \frac{d\omega_3}{dt} = 0; \frac{d\omega_3}{dt} - \frac{d\omega_4}{dt} = 0; \\ & e_1 \cdot q_1 \cdot \frac{d\omega_4}{dt} + q_1 \cdot \omega_4 \cdot \frac{de_1}{dt} - e_2 \cdot q_2 \cdot \frac{d\omega_5}{dt} - q_2 \cdot \omega_5 \cdot \frac{de_2}{dt} = \\ & = \left( \frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot |\omega_4|) + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot |\omega_5|) \right) \cdot \frac{d(\Delta P)}{dt} + \\ & + \left( \frac{K_{1y}}{\mu} \cdot C_{1y} \cdot \frac{d|\omega_4|}{dt} + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot C_{2y} \cdot \frac{d|\omega_5|}{dt} \right) \cdot \Delta P + \\ & + \frac{V_{0*}}{2 \cdot \pi \cdot E(g^*)} \cdot (|\omega_4| + |\omega_5|) \cdot \frac{d(\Delta P)}{dt} + \frac{V_{0*}}{2 \cdot \pi \cdot E(g^*)} \cdot \left( \frac{d|\omega_4|}{dt} + \frac{d|\omega_5|}{dt} \right) \cdot \Delta P; \\ & \frac{d\omega_5}{dt} - \frac{d\omega_6}{dt} = 0; \frac{d\omega_6}{dt} \cdot i_3 - \frac{d\omega_7}{dt} = 0; \frac{d\omega_7}{dt} \cdot i_4 - \frac{d\omega_8}{dt} = 0; \\ & \frac{d\omega_8}{dt} - k \cdot \frac{d\omega_1}{dt} + (k-1) \cdot \frac{d\omega_9}{dt} = 0; \frac{d\omega_{10}}{dt} \cdot i_5 - \frac{d\omega_{12}}{dt} = 0; \\ & \frac{d\omega_{11}}{dt} \cdot i_6 - \frac{d\omega_{12}}{dt} = 0; \frac{d\omega_{13}}{dt} \cdot i_7 - \frac{d\omega_{15}}{dt} = 0; \frac{d\omega_{14}}{dt} \cdot i_8 - \frac{d\omega_{15}}{dt} = 0; \\ & \frac{d\omega_9}{dt} - \frac{d\omega_{10}}{dt} = 0, \frac{d\omega_{12}}{dt} - \frac{d\omega_{14}}{dt} = 0 \text{ (I - діап.)}; \\ & \frac{d\omega_9}{dt} - \frac{d\omega_{11}}{dt} = 0, \frac{d\omega_{12}}{dt} - \frac{d\omega_{14}}{dt} = 0 \text{ (II - діап.)}; \\ & \frac{d\omega_9}{dt} - \frac{d\omega_{10}}{dt} = 0, \frac{d\omega_{12}}{dt} - \frac{d\omega_{13}}{dt} = 0 \text{ (III - діап.)}; \\ & \frac{d\omega_9}{dt} - \frac{d\omega_{11}}{dt} = 0, \frac{d\omega_{12}}{dt} - \frac{d\omega_{13}}{dt} = 0 \text{ (IV - діап.)}; \\ & \frac{d\omega_{15}}{dt} \cdot i_9 - \frac{d\omega_{16}}{dt} = 0; \frac{d\omega_{16}}{dt} \cdot i_{10} - \frac{d\omega_{17}}{dt} = 0; \frac{d\omega_{17}}{dt} \cdot i_{11} - \frac{d\omega_{18}}{dt} = 0; \\ & \frac{d\omega_{17}}{dt} \cdot i_{11} - \frac{d\omega_{19}}{dt} = 0; \frac{d\omega_{15}}{dt} - \frac{d\omega_{20}}{dt} = 0; \frac{d\omega_{20}}{dt} \cdot i_{10} - \frac{d\omega_{21}}{dt} = 0; \\ & \frac{d\omega_{21}}{dt} \cdot i_{11} - \frac{d\omega_{22}}{dt} = 0; \frac{d\omega_{21}}{dt} \cdot i_{11} - \frac{d\omega_{23}}{dt} = 0; \end{aligned} \right. \quad (2)$$

$$\left. \begin{aligned}
 & J_{dvs} \cdot \frac{d\omega_{dvs}}{dt} = M_e - M_{1A}; M_{1b} \cdot \eta_1^{\ominus \text{sign}(N_{1b})} + i_1 \cdot M_{2a} = 0; M_{2b} \cdot \eta_2^{\ominus \text{sign}(N_{2b})} + i_2 \cdot M_{3a} = 0; M_{3b} + M_{4a} = 0; \\
 & M_{4b} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta P = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_4); M_{5a} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta P = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_5); M_{6b} \cdot \eta_3^{\ominus \text{sign}(N_{6b})} + \\
 & + i_3 \cdot M_{7a} = 0; M_{7b} \cdot \eta_4^{\ominus \text{sign}(N_{7b})} + i_4 \cdot M_{8a} = 0; M_{5b} + M_{6a} = 0; M_{8b} \cdot \eta_{13}^{\ominus \text{sign}(N_{8b})} + M_{1c} \cdot \eta_{23}^{\ominus \text{sign}(N_{1c})} + M_{9a} = 0; \\
 & M_{8b} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\ominus \text{sign}(N_{8b})} + M_{1c} \cdot \eta_{23}^{\ominus \text{sign}(N_{1c})} = 0; M_{10b} \cdot \eta_5^{\ominus \text{sign}(N_{10b})} + i_5 \cdot M_{12a} = 0; M_{11b} \cdot \eta_6^{\ominus \text{sign}(N_{11b})} + i_6 \cdot M_{12b} = 0; \\
 & M_{13b} \cdot \eta_7^{\ominus \text{sign}(N_{13b})} + i_7 \cdot M_{15a} = 0; M_{14b} \cdot \eta_8^{\ominus \text{sign}(N_{14b})} + i_8 \cdot M_{15b} = 0; \\
 & M_{9b} + M_{10a} = 0, M_{12d} + M_{14a} = 0, M_{9c} = M_{11a} = M_{12c} = M_{13a} \text{ (I – діапазон);} \\
 & M_{9c} + M_{11a} = 0, M_{12d} + M_{14a} = 0, M_{9b} = M_{10a} = M_{12c} = M_{13a} \text{ (II – діапазон);} \\
 & M_{9b} + M_{10a} = 0, M_{12c} + M_{13a} = 0; M_{9c} = M_{11a} = M_{12d} = M_{14a} \text{ (III – діапазон);} \\
 & M_{9c} + M_{11a} = 0, M_{12c} + M_{13a} = 0, M_{9b} = M_{10a} = M_{12d} = M_{14a} \text{ (IV – діапазон);} \\
 & M_{15c} \cdot \eta_9^{\ominus \text{sign}(N_{15c})} + i_9 \cdot M_{16a} = 0; M_{17b} \cdot \eta_{11}^{\ominus \text{sign}(N_{17b})} + i_{11} \cdot M_{18a} = 0; M_{17c} \cdot \eta_{11}^{\ominus \text{sign}(N_{17c})} + i_{11} \cdot M_{19a} = 0; \\
 & (M_{15d} + M_{20a}) \cdot Y = 0; M_{15d} = 0, Y = 0; M_{20a} = 0, Y = 0; M_{20b} \cdot \eta_{10}^{\ominus \text{sign}(N_{20b})} + i_{10} \cdot M_{21a} = 0; \\
 & M_{21b} \cdot \eta_{11}^{\ominus \text{sign}(N_{21b})} + i_{11} \cdot M_{22a} = 0; M_{21c} \cdot \eta_{11}^{\ominus \text{sign}(N_{21c})} + i_{11} \cdot M_{23a} = 0; M_{1a} + M_{1b} + M_{1c} = 0; \\
 & M_{2a} + M_{2b} = 0; M_{3a} + M_{3b} = 0; M_{4a} + M_{4b} = 0; M_{5a} + M_{5b} = 0; \\
 & M_{6a} + M_{6b} = 0; M_{7a} + M_{7b} = 0; M_{8a} + M_{8b} = 0; M_{9a} + M_{9b} + M_{9c} = 0; \\
 & M_{10a} + M_{10b} = 0; M_{11a} + M_{11b} = 0; M_{12a} + M_{12b} + M_{12c} + M_{12d} = 0; \\
 & M_{13a} + M_{13b} = 0; M_{14a} + M_{14b} = 0; M_{15a} + M_{15b} + M_{15c} + M_{15d} = 0; \\
 & M_{16a} + M_{16b} = 0; M_{17a} + M_{17b} + M_{17c} = 0; M_{18a} + M_{18b} + M_{18c} \cdot T_{r1} = 0; \\
 & M_{19a} + M_{19b} + M_{19c} \cdot T_{r1} = 0; M_{20a} + M_{20b} = 0; M_{21a} + M_{21b} + M_{21c} = 0; \\
 & M_{22a} + M_{22b} + M_{22c} \cdot T_{r2} = 0; M_{23a} + M_{23b} + M_{23c} \cdot T_{r2} = 0; T_{r1} = T_{r2} = T_{r1} = T_{r2} = 1,
 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

де  $d\omega_i / dt$  – кутові прискорення ланки;  
 $i_j$  – передавальне відношення редуктора;  
 $e_1, e_2$  – параметри регулювання гідромашин  
 ГОП (1 – гідронасос; 2 – гідромотор);  
 $q_1, q_2$  – максимальна продуктивність  
 гідромашин;  
 $K_{iy}, C_{iy}$  – коефіцієнти втрат для гідронасоса ( $i = 1$ ) і для гідромотора ( $i = 2$ );  
 $\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості;  
 $\omega_4, \omega_5$  – кутова швидкість валу гідромашин;  
 $\Delta P$  – перепад робочого тиску в ГОП;  
 $V_{0*}$  – об'єм рідини, що стискається;  
 $E(g^*)$  – модуль пружності робочої рідини, що  
 залежить від відсотка  $g^*$  газозмісту;  
 $k$  – внутрішнє передавальне відношення  
 планетарного ряду;  
 $J_{dvs}$  – приведений до валу момент інерції  
 махових мас двигуна внутрішнього згорання;  
 $M_e$  – ефективний крутний момент двигуна  
 внутрішнього згорання;  
 $M_{1A}$  – момент опору руху;  
 $M_{nm}$  – моменти на ланках ГОМТ;  
 $m$  – індекс-число співпадає з номером кутової  
 швидкості ланки;  
 $n$  – індекси-букви відповідають моментам на  
 кінцях ланок;  
 $\eta_j$  – ККД редуктора;  
 $\Theta$  – коефіцієнт урахування втрат в зубчастих  
 зачепленнях ( $\Theta = 0$  – без урахування втрат,  $\Theta = -1$  з  
 урахуванням втрат в зубчастих зачепленнях);  
 $N_{nm}$  – потужність, що передається ланками  
 ГОМТ (добуток кутових швидкостей на відповідні  
 моменти з урахуванням знаку дають величину і  
 напрям потоків потужності на конкретних ланках і  
 елементах ГОМТ);

$\eta_{13}, \eta_{23}$  – ККД в зубчастих зачепленнях сонце-  
 сателіт та епіцикл-сателіт при зупиненому водило,  
 що визначають втрати моментів;

$\Delta M_1, \Delta M_2$  – втрати моменту в гідромашинах,  
 що обчислюються, як функції параметрів  
 регулювання, кутової швидкості валів гідромашин,  
 робочих об'ємів  $q_1, q_2$  і перепаду тиску  $\Delta P$ ;

$J_i$  – момент інерції, що приведено до ланок  
 елементів ГОМТ;

$T_{ij}$  – параметр включення гальма;

$J_{Tij}$  – момент інерції гальмівної ланки, до якої з  
 одного боку прикладається приводний момент від  
 трансмісії, а з іншого боку – гальмівний момент  $M_{Tij}$   
 від гальмівного елемента;

$M_{Tij}$  – момент, що створюється гальмівним  
 елементом (гальмівний момент).

Для математичного опису взаємодії коліс з  
 опорною поверхнею колісного трактора ХТЗ-21021  
 використано рівняння, що відтворює динаміку руху  
 одиночного колеса в процесі гальмування.

$$J_{\Sigma ij} \cdot d\omega_{ij} / dt = M_{xij} - M_{fij} - M_{ij}, \quad (4)$$

де  $J_{\Sigma ij}$  – момент інерції пов'язаних з колесом мас,  
 що обертаються;

$M_{xij}$  – момент, що створюється реакцією в  
 подовжній площині колеса;

$M_{fij}$  – момент опору коченню колеса;

$M_{ij}$  – момент на колесі (гальмівний момент  
 $M_{Tij}$  є складовою  $M_{ij}$ ).

При описі гальмівного приводу, використано  
 математичну модель, яка сформована за методом  
 М.Ф. Метлюка.

Таким чином, наведено основні принципи та  
 відмінності математичної моделі, яка  
 використовується для дослідження процесу  
 гальмування колісного трактора ХТЗ-21021 з

ГОМТ-1С, а саме, головна відмінність стосується врахуванням газозмісту, що стискається в ГОП.

**Об'єкт експериментального дослідження та вимірювального комплексу.** об'єктом експериментальних досліджень є колісний трактор ХТЗ-21021 з безступінчастою двопотоковою ГОМТ-1С.

Даний трактор має двигун внутрішнього згоряння Д-260.4S2 моделі ПРУП «ММЗ» виробництва Білорусь, який має номінальну потужність 154,4 кВт (або 210 к.с.).

Роздавальна коробка має наступні передавальні числа: перша передача – 42/27; друга – 19/39.

Шини представлені моделлю 23,1R26 виробництва «Россава». Загальна експлуатаційна вага колісного трактора 8370 кг.

Вибір реєструючої та вимірювальної апаратури проводився з урахуванням вимог по точності вимірювання, швидкості протікання досліджуваних процесів, числу реєстрованих величин, способу збереження отриманої інформації.

Вимірювальний комплекс (рис. 2) складено для фіксування таких показників, як: швидкості колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння та частоти обертання вихідного валу з роздавальної коробки передач; тиску в високій та низькій магістралях ГОП; положення параметру регулювання гідромашини ГОП; температури масла. Складений комплекс складається з зовнішнього модуля, індуктивного датчика частоти обертів, датчика Холла, датчиків тиску та температури, а також датчика, що визначає положення параметру регулювання гідромашини ГОП.

Реєстрація даних відбувалась за допомогою зовнішнього модуля Е14-140М. Використана модель зовнішнього модуля також може використовуватись, як АЦП, так і ЦАП. За для зручності підводу дротів від датчиків до зовнішнього модуля використовується клемник DB-37F.

Необхідно відзначити, що при гальмуванні штатною гальмівною системою на зовнішній модуль приходив сигнал в момент натискання на педаль

«гальмо» за рахунок приєднання до клемника дротового з'єднання зі стоп-сигналів трактора.

Для визначення тиску в високій та низькій магістралях ГОП застосовується гідравлічний перетворювач тиску первинний ПД, який призначено для безперервного перетворення надлишкового тиску рідини в електричний сигнал. Виробником, фірмою «ГІДРО-АЛЬФА», вказується відповідність до технічних умов ТУ У 29.1-22637063-028:2005, та додається паспорт – ПД-29.1-22637063-028 ПС.

З технічної характеристики відомо, що максимальний тиск складає 600 бар (або 60 МПа); межі допустимої основної похибки складають  $\pm 0,25\%$ ; додаткова похибка, що виникає при зміні температури навколишнього середовища на кожні  $10^{\circ}\text{C}$  складає  $\pm 0,25\%$ ; діапазон граничних температур навколишнього середовища складає від  $-25^{\circ}\text{C}$  до  $+70^{\circ}\text{C}$ .

При вимірюванні швидкості колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння і вихідного валу з роздавальної коробки передач застосовуються датчик Холла 2SS52M та індуктивний датчик частоти обертів.

З технічних характеристик датчиків з'ясовано, що зазор між торцем датчика Холла та магнітом повинен не перевищувати 5 мм, а зазор між торцем індуктивного датчика частоти обертів та магнітом –  $1,75 \pm 0,75$  мм.

За для вимірювання частоти обертання коліс (при знаходженні швидкості руху) використовується індуктивний датчик частоти обертання, який розташовується на вихідному валу в роздавальній коробці передач. Даний датчик відповідає умовам ГОСТ 15150-69, а також задовольняє технічні вимоги ТУУЗ.58-14310589-117-2001.

В якості датчика, що визначає положення параметру регулювання гідромашини ГОП використовується багатооборотний прецензійний дротовий потенціометр 3590S-2-101 500R. З технічної характеристики якого з'ясовано, що похибка складає  $\pm 0,25\%$ .

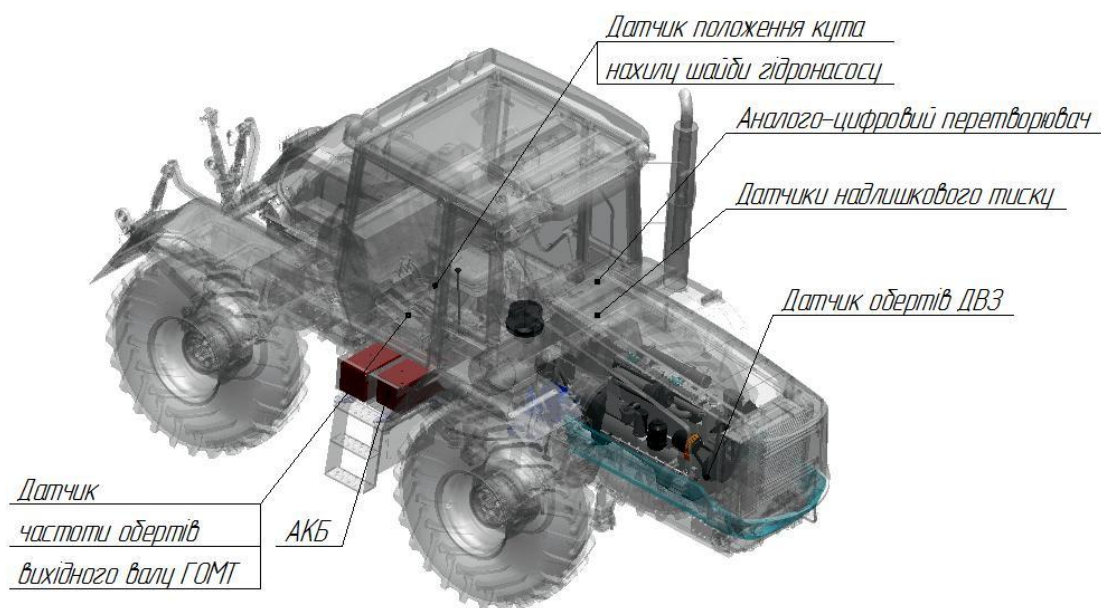


Рис. 2. 3-D зображення трактора ХТЗ-21021 з вимірювальним комплексом

**Обробка експериментальних даних.** Отримані в процесі експериментального дослідження вольтові сигнали оброблюються за допомогою використання математичного апарату. При обчисленні швидкості валу роздавальної коробки передач та колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння використовується наступний підхід

$$\omega_i^x = \frac{60}{(t_i^\phi - t_i^H) \cdot z_x} \cdot \frac{\pi}{30}, \quad (5)$$

де  $t_i^\phi$  – кінець періоду «зуб-западина»;  
 $t_i^H$  – початок періоду «зуб-западина»;  
 $i$  – номер періоду, ;  
 $z_x$  – число зубців (для колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння  $z_{ДВС} = 1$ , а для роздавальної коробки передач  $z_{ПК} = 16$ ).

При визначенні надлишкового тиску на вході в насос  $P_1$ , надлишкового тиску на виході з насосу  $P_2$  та параметру регулювання гідромашини  $e_1$  застосовуються наступні рівняння

$$P_{1i} = x_i \cdot 4,02; \quad (6)$$

$$P_{2i} = x_i \cdot 4,04; \quad (7)$$

$$e_{1i} = \frac{x_i - 7,46}{0,789}, \quad (8)$$

де  $x_i$  – поточне значення вольтового сигналу.

Отримані в процесі експериментального дослідження показники тиску в ГОП, швидкостей на валу роздавальної коробки передач та на колінчастому валу двигуна внутрішнього згоряння, параметру регулювання гідромашини необхідно опрацювати за допомогою використання одного з фільтрів. В роботі [16] автор при обробці сигналів

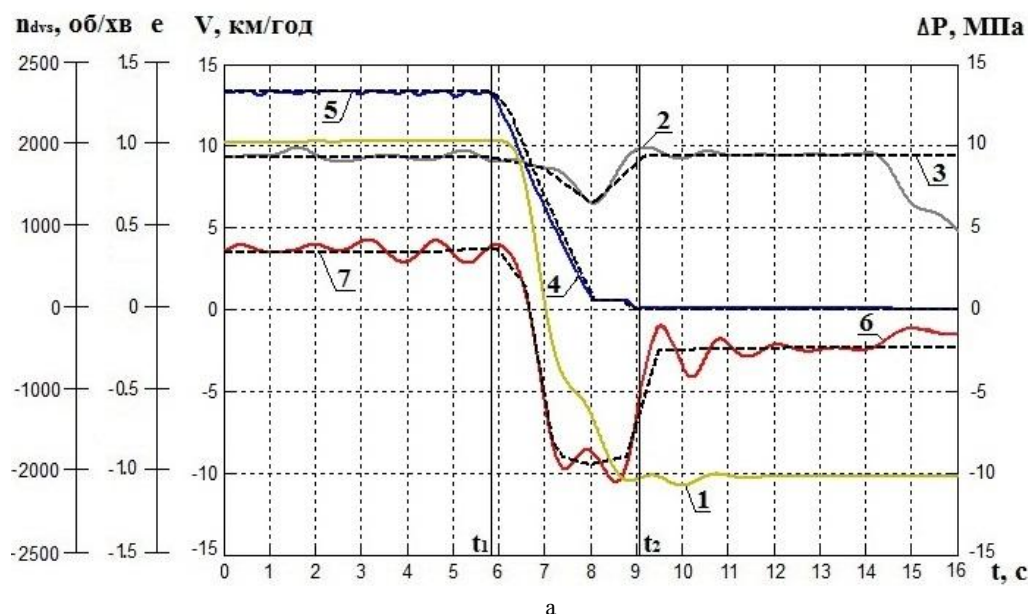
застосовує фільтр нижніх частот, а саме, фільтр Баттерворта.

**Аналіз результатів отриманих в ході теоретичних та експериментальних досліджень.** При експериментальному дослідженні використовувались варіанти гальмування:

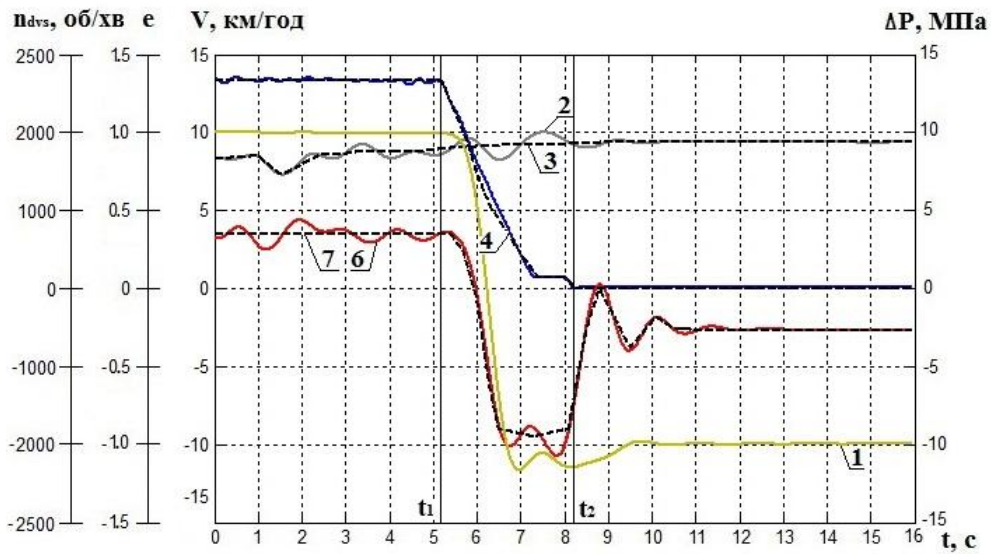
- натискання педалей «гальмо» та «зчеплення»;
- натискання педалей «гальмо» та «зчеплення» при одночасній зміні параметру регулювання гідромашини;
- зміни параметру регулювання гідромашини;
- натискання педалі «гальмо» та зміни параметру регулювання гідромашини ГОП;
- зменшення обертів колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння (до обертів холостого ходу) та натисненні педалей «гальмо» та «зчеплення».

Процес дослідження варіантів гальмування в колісному тракторі ХТЗ-21021 проводився на II діапазоні при досяганні трактором швидкості 12,8 км/год.

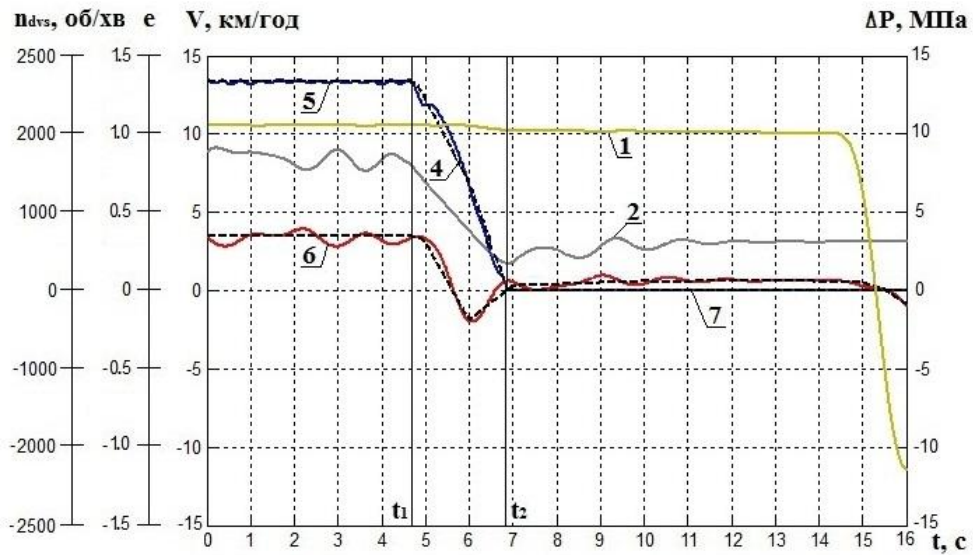
В ході моделювання процесу гальмування колісного трактора ХТЗ-21021 з безступінчастою ГОМТ-1С показник зміни параметру регулювання підставлявся в математичну модель з метою адекватної зміни інших параметрів. Необхідно відзначити, що показник частоти обертів колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння ( $n_{dvs} = 30 \cdot \omega_{DVS} / \pi$ ) підставлявся в математичну модель лише при моделюванні способу гальмування шляхом зменшення обертів колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння (до обертів холостого ходу) та натисненні педалей «гальмо» та «зчеплення». На рис. 3 наведено графічні результати при теоретичному та експериментальному дослідженні колісного трактора ХТЗ-21021 з ГОМТ-1С при різних способах гальмування, де  $t_1$  та  $t_2$  – це час на початку та в кінці гальмування.



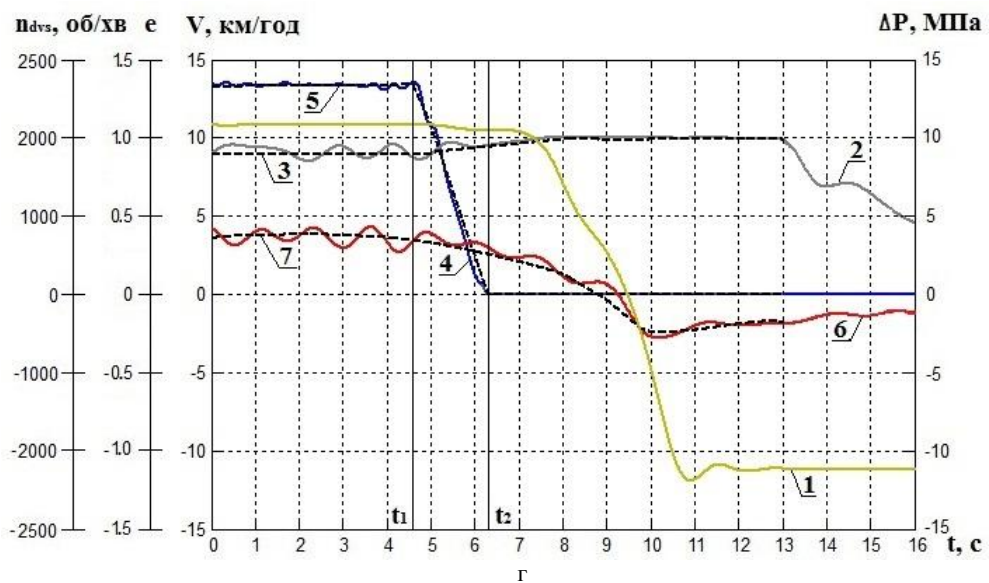




6



B



Г



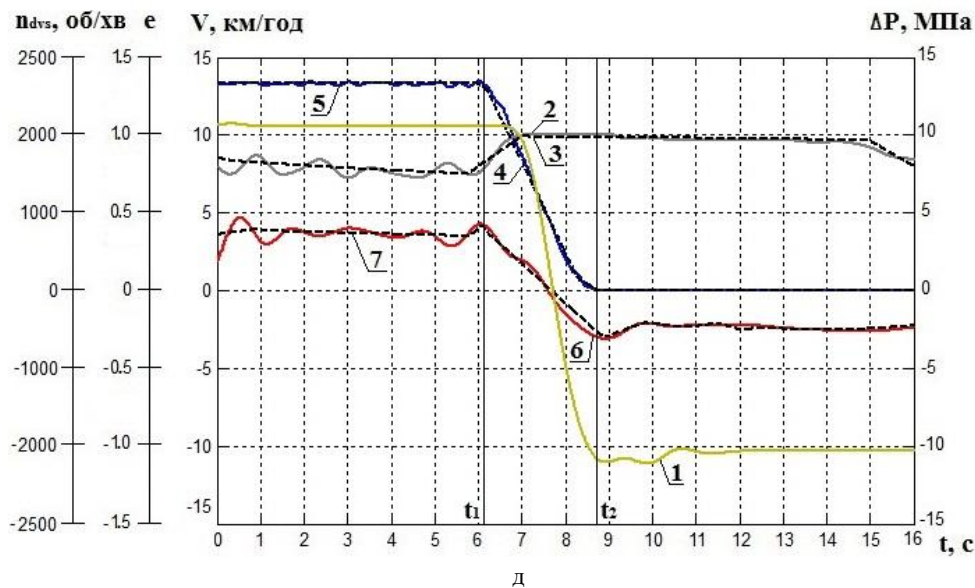


Рис. 3. Графік результатів при теоретичному та експериментальному дослідженні процесу гальмування колісного трактора ХТЗ-21021 з ГОМТ-1С на ІІ діапазоні:

а – при зміні параметру регулювання гідромашини; б – при натисканні педалі «гальмо» та зміні параметру регулювання гідромашини; в – при зменшенні обертів колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння та натисненні педалей «гальмо» та «зчеплення»; г – при натисненні педалей «гальмо» та «зчеплення»; д – при натисканні педалей «гальмо» та «зчеплення» при одночасній зміні параметру регулювання гідромашини; 1 – зміна параметру регулювання гідромашини; 2 – експериментальна зміна обертів колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння; 3 – теоретична зміна обертів колінчастого валу двигуна внутрішнього згоряння; 4 – експериментальна зміна швидкості трактора; 5 – теоретична зміна швидкості трактора; 6 – експериментальна зміна перепаду робочого тиску в ГОП; 7 – теоретична зміна перепаду робочого тиску в ГОП

Таким чином, виконано аналіз теоретичних та експериментальних даних в процесі гальмування колісного трактора ХТЗ-21021 з ГОМТ-1С. Як показали результати зіставлення теоретичних з експериментальними даними, то автор вважає достатнім кількість вимірювальної апаратури, яка використовується при експериментальному дослідженні.

**Висновки.** В роботі наведена загальна математична модель колісного трактора з ГОМТ (що працює за схемою диференціал на виході), яка дозволяє досліджувати процес гальмування різними способами за рахунок врахування особливостей процесу гальмування при допомозі штатної гальмівної системи та ГОП.

Представлено вимірювальний комплекс, який використовується при фіксуванні перехідних процесів в ході гальмування колісного трактора ХТЗ-21021 з ГОМТ-1С.

В процесі зіставлення параметрів, які отримано в ході теоретичного та експериментального дослідження процесу гальмування трактора ХТЗ-21021 з ГОМТ-1С різними способами встановлено максимальна похибка не перевищує 9%, що дає змогу стверджувати про доцільність використання загальної математичної моделі.

#### Список літератури

1. Самородов В.Б. Перспективні трансмісії колісних тракторів / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко, А.П. Кожушко, Є.С. Пелипенко, М.О. Мітцель // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. – Харків: НТУ «ХПІ», 2014. – № 10 (1053). – С. 3 – 10.
2. Samorodov, V. Experimental confirmation of the rational change parameter of the hydraulic transmission during acceleration and braking of the hydrostatic transmissions / V. Samorodov,

A. Kozhushko, N. Mittsel, E. Pelipenko, M. Burlyga // *International Collection of scientific proceedings*. – 2017. – Vol. 7 (25). – P. 9 – 24.

3. Samorodov V. Analysis of the development modern transmission wheeled tractors / V. Samorodov, E. Pelipenko // *International Collection of scientific proceedings*. – 2016. – Vol. 6(13). – P. 49 – 57.
4. Samorodov V. Temperature operation of hydrostatic transmission as part hydrostatic – mechanical transmissions of wheeled tractors of general purpose / V. Samorodov, V. Shevtsov // *International Collection of scientific proceedings*. – 2016. – Vol. 6 (13). – P. 58 – 66.
5. Самородов В.Б. Дорожні випробування колісного трактора з двопотоковою гідрооб'ємно-механічною трансмісією / В.Б. Самородов, А.П. Кожушко, М.О. Мітцель // *Первый независимый научный вестник*. – Киев, 2015. – №1. – С. 54 – 61.
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. Samorodov V. Formation of a rational change in controlling continuously variable transmission at the stages of a tractor's acceleration and braking / V. Samorodov, A. Kozhushko, E. Pelipenko // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2016. – № 4/7 (82). – P. 37 – 44. DOI: 10.15587/1729-4061.2016.75402.
8. 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 // *Mechanics, Materials Science and Engineering, September 2016* – ISSN 2412 – 5954. – Vol. 6, Part II: Mechanical Engineering and Physics. – P. 70 – 76. DOI: 10.13140/RG.2.1.3590.9362.
9. Кожушко А.П. Техніко-економічні показателі колісного трактора Fendt 936 Vario при виконанні технологічної операції «пахота» / А.П. Кожушко // *Приволжский научный вестник: Научно-практический журнал*. – 2015. – №10 (50). – С. 20 – 25
10. Мітцель М.О. Експериментальне дослідження особливості зони роботи двопотокової гідрооб'ємно-механічної трансмісії /

- М.О. Мітцель // 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. 185 – 188.
11. Мітцель М.О. Дослідження явища неодноразової зміни роботи об'ємних гідромашин / М.О. Мітцель // *Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей*. – Луцьк: РВВ Луцького НТУ. – 2015. – № 32. – С. 119 – 125.
  12. Бондаренко А.И. Сравнительный анализ результатов экспериментальных и теоретических исследований рабочих процессов в гидрообъемно-механических трансмиссиях / А.И. Бондаренко // *Наукові нотатки*. – 2015. – № 48. – С. 29 – 36.
  13. Бондаренко А.И. Динаміка процесу гальмування колісних тракторів з безступінчастими гідрооб'ємно-механічними трансмісіями: Монографія / А.И. Бондаренко. – Харків: «Федорко», 2015. – 220 с.
  14. Ребров А.Ю. Математическая модель дизельного двигателя в безразмерных величинах с учетом его загрузки и подачи топлива / А.Ю. Ребров, Т.А. Коробка, С.В. Лакман // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. – Харків: НТУ «ХПІ», 2012. – № 19. – С. 31 – 36.
  15. Самородов В.Б. Робота безступінчастої трансмісії, що розроблена НТУ «ХПІ» та АТ «ХТЗ», в економічному режимі / В.Б. Самородов, Б.І. Кальченко, О.Ю. Ребров, А.П. Кожушко, Д.О. Чернишев // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. – Харків: НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 73 – 79.
  16. Пелипенко Є.С. Підвищення ефективності гальмування колісних тракторів з безступінчастими трансмісіями шляхом вибору раціонального способу гальмування: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / Пелипенко Євген Сергійович. – Харків, 2017. – 183 с.
- mekhanichnoiu transmissiieiu.[Determining the optimal parameters for controlling law change of hydraulic fluid transfer during acceleration wheeled tractors hydrostatic mechanical transmissions] *Visnyk Sumskoho natsionalnoho ahrarnoho universytetu*, 2014, vol. 11, pp. 108 – 114.
7. Samorodov V., Kozhushko A., Pelipenko E. Formation of a rational change in controlling continuously variable transmission at the stages of a tractor's acceleration and braking. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2016, vol. 4/7, issue 82, pp. 37 – 44. DOI: 10.15587/1729-4061.2016.75402.
  8. Taran I.O., Kozhushko A.P. Substantiating of Rational Law of Hydrostatic Drive Control Parameters While Accelerating of Wheeled Tractors with Hydrostatic and Mechanical Transmission. *Mechanics, Materials Science and Engineering, September 2016 – ISSN 2412 – 5954*. – Vol. 6, Part II: Mechanical Engineering and Physics. – pp. 70 – 76. DOI: 10.13140/RG.2.1.3590.9362.
  9. Kozhushko A.P. Tekhnyko-ekonomycheskye pokazately kolesnoho traktora Fendt 936 Vario pry vypolneny tekhnolohycheskoy operatsyy «pakhota» [Determination of technical and economic parameters wheel tractor Fendt 936 Vario in the performance of technological operations "plowing"]. *Privolzhskiy nauchnyy vestnik* [Volga Scientific Bulletin], 2015, vol. 10, issue 50, pp. 20 – 25.
  10. Mittsel M.O. Eksperymental'ne doslidzhennya osoblyvyi zony roboty dvokhpotochnoyi hidroob'yemno-mekhanichnoyi transmissiyi [Experimental study osoblyvyi area of hydrovolumetric mechanical transmission]. *Podil's'kyi derzhavnyy ahrarno-tekhnichnyy universytet* [Podolsky State Agricultural and Technical University], 2014, pp. 185 – 188.
  11. Mittsel M.O. Doslidzhennia yavyshta neodnochasnoi zminy roboty obiemnykh hidromashyn [Investigation of the phenomenon does not simultaneously change the work of bulkhead motors]. *Silskohospodarski mashyny* [Agricultural machinery], 2015, vol. 32, pp. 119 – 125.
  12. Bondarenko A.I. Sravnitelnyy analiz rezultatov eksperimentalnykh i teoreticheskikh issledovaniy rabochih protsessov v gidroob'emno-mekhanicheskikh transmissiyah [Comparative analysis of the results of experimental and theoretical studies of working processes in hydrovolume-mechanical transmissions]. *Naukovi notatky* [Scientific notes], 2015, vol. 48, pp. 29 – 36.
  13. Bondarenko A.I. Dynamika protsesu halmuvannia kolisnykh traktoriv z bezstupinchastymy hidroob'emno-mekhanichnymy transmissiyami: Monografiia [Dynamics of braking process of wheeled tractors with stepless hydraulic-mechanical transmissions: Monograph]. Kharkiv: «Fedorko» [Kharkiv: «Fedorko»], 2015, 220 p.
  14. Rebrov A.Y., Korobka T.A., Lakhman S.V. Matematicheskaya model' dizel'nogo dvigatelya v bezrazmernykh velichinakh s uchetom yego zagruzki i podachi topliva [Mathematical model of the diesel engine in terms of dimensionless quantities in view of its load and fuel supply]. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI»* [The bulletin of the National Technical University "KhPI"], 2012, vol. 19, pp. 31 – 36.
  15. Samorodov V.B., Kalchenko B.I., Rebrov A.Y., Kozhushko A.P., Chernyshev D.A. Robota bezstupinchastoi transmissiyi, shcho rozrobлена NTU «KhPI» ta AT «KhTZ», v ekonomichnomu rezhymi [Research continuously variable transmission developed by NTU "KPI" and JSC "KHTZ" in economy mode].
  16. Pelipenko E.S. (2017). *Pidvyshchennia efektyvnosti halmuvannia kolisnykh traktoriv z bezstupinchastymy transmissiyami shliakhom vyboru ratsionalnoho sposobu halmuvannia* [Increase the efficiency of braking of wheeled tractors with continuously variable transmissions by choosing a rational braking method] (Candidate dissertation, Kharkiv).

Надійшла (received) 7.11.18

## Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

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

**Пелипенко Євген Сергійович (Пелипенко Евгений Сергеевич, Pelypenko Evheniy Serheevych)** – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедрою автомобіле- та тракторобудування; м.Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8988-791X>; e-mail: Pelipenkoevgen@gmail.com.

УДК 621.83.062

**В.Б. САМОРОДОВ, Г.Г. ГРИНЕНКО****ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ НА БАЗІ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА З ДВОПОТОВОЮ ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ**

Представлені результати реалізації математичної моделі машинно-тракторного агрегату (МТА) з безступінчастою двопоточною гідрооб'ємно-механічною трансмісією (ГОМТ), що ґрунтується на трансмісійному матричному аналізі при визначенні параметрів ГОМТ-1С розробки НТУ «ХПІ» і АО «ХТЗ» та основних техніко-економічних показників (ТЕП) роботи трактора ХТЗ-242К на оранці. Проаналізовано взаємозв'язок режимів роботи трактора, кривокового навантаження, дійсної швидкості руху, буксування трактора з основними ТЕП - продуктивністю, ефективним коефіцієнтом корисної дії (ККД) і погектарною витратою палива.

**Ключові слова:** трактор, безступінчаста трансмісія, ітераційний процес, збіжність, параметри, кривокове навантаження, буксування, продуктивність, витрата палива, ККД.

**В.Б. САМОРОДОВ, Г.Г. ГРИНЕНКО****ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА НА БАЗЕ КОЛЁСНОГО ТРАКТОРА С ДВУХПОТОЧНОЙ ГИДРООБЪЁМНО-МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ**

Представлены результаты реализации математической модели машинно-тракторного агрегата с бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссией, основанной на трансмиссионном матричном анализе при определении параметров ГОМТ-1С разработки НТУ «ХПИ» и АО «ХТЗ», а также технико-экономических показателей (ТЭП) работы трактора ХТЗ-242К на пахоте.

Проанализирована взаимосвязь режимов работы трактора, кривоковой нагрузки, действительной скорости движения, буксования трактора с основными ТЭП - производительностью, эффективным коэффициентом полезного действия и погектарным расходом топлива.

**Ключевые слова:** трактор, бесступенчатая трансмиссия, итерационный процесс, сходимости, параметры, кривоковая нагрузка, буксование, производительность, расход топлива, коэффициент полезного действия.

**V.B. SAMORODOV, H.H. HRINENKO****DETERMINATION OF THE MAIN TECHNICAL AND ECONOMIC INDICATORS OF A MACHINE-TRACTOR UNIT ON THE BASIS OF A WHEEL TRACTOR WITH A DOUBLE-FLOW HYDRAULIC-MECHANICAL TRANSMISSION**

The results of the implementation of the mathematical model of a machine-tractor unit with a continuously variable double-flow hydraulic-mechanical transmission based on the analysis of the transfer matrix in definition the GOMT-1C parameters developed by NTU "KhPI" and the of "KhTZ" OJSC and technical and economic indicators of the KhTZ-242K tractor on plowing are presented.

The interrelation between the operating modes of the tractor, the load on the hook, the actual speed of movement, the slippage of the tractor and productivity, coefficient of efficiency, fuel consumption per hectare are analyzed.

**Keywords:** tractor, continuously variable transmission, iteration process, parameter convergence, parameters, load on the hook, wheel slippage, performance, fuel consumption, coefficient of efficiency.

**Введення.** Сучасна світова тенденція впровадження безступінчастих ГОМТ спрямована на підвищення продуктивності роботи МТА, на зменшення питомих витрат і поліпшення умов праці оператора МТА. Актуальне значення має напрямок удосконалення розрахунково-теоретичної методики визначення і прогнозування ТЕП тракторів з безступінчастими ГОМТ. А саме – першої в Україні і на пострадянському просторі безступінчастої тракторної ГОМТ-1С розробки НТУ «ХПІ» і ПАТ «ХТЗ» [2-4,13].

В основі трансмісійної матричної математичної моделі [9,11,13], що встановлює взаємно однозначні відповідності між робочими параметрами, втратами і ККД гідрооб'ємної передачі (ГОП) під час її роботи у складі двопоточних ГОМТ, лежать суттєво нелінійні за рахунок втрат рівняння. Повні трансмісійні матричні системи вирішуються методом послідовних наближень з уточненням на кожному кроці робочих параметрів ГОП (перепаду тиску робочої рідини, обертів валів гідронасоса і гідромотора, об'ємних і гідромеханічних втрат у гідромашинах, ККД ГОП і ККД ГОМТ у цілому) [12,13].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.**

Основними досягненнями в області моделювання робочих процесів у безступінчастих ГОМТ за останні 15-20 років є роботи [1-13]. Вони присвячені розробці фундаментальних основ аналізу, синтезу і проектування гідрооб'ємно-механічних трансмісій, аналізу результатів моделювання роботи тракторів, оснащених такими трансмісіями. У роботах [2-4,11] представлені чи використовуються трансмісійні матричні моделі, що дозволяють встановити взаємозв'язок кривокового навантаження з втратами в гідрооб'ємно-механічній трансмісії і визначити основні робочі параметри ГОМТ. Однак в цих роботах відсутні результати моделювання ТЕП реальних МТА оснащених ГОМТ. У роботах [3-8] розглянуті математичні моделі основних ТЕП щодо роботи МТА на базі колісного трактора в агрегаті з плугом. В роботі [10] на основі запропонованого авторами просторово-топологічного підходу побудована модель ТЕП для колісних тракторів зі ступеневими механічними трансмісіями, яка може бути використана і для тракторів з безступінчастими ГОМТ.

**Мета і постановка задачі.** 1. Імплементация трансмісійного матричного аналізу в математичну модель взаємозв'язків режимів роботи трактора з ГОМТ з крюковим навантаженням, дійсною швидкістю руху МТА, втратами в ГОМТ, буксуванням трактора і основними ТЕП – продуктивністю, ефективним крюковим ККД, погектарною витратою палива. 2. Обґрунтування вибору параметрів МТА, з метою отримання найбільш високих ТЕП на основі результатів, отриманих при вирішенні вказаної математичної моделі.

**Математична модель і алгоритм вирішення задачі.** Потужносний і тяговий баланс колісного трактора описується відомими співвідношеннями [4-8]:

$$N_{д}(B, e) \cdot \eta_{тп}(B, e) \cdot (1 - \delta(B, e)) = [G \cdot f + P_{кр}(B, e)] \cdot V_o(B, e), \quad (1)$$

$$P_{кр}(B, e) = f_{пл} \cdot G_{пл} + B \cdot h \cdot K \cdot \left( 1 + \frac{\epsilon_0 \cdot V_o^2(B, e)}{K} \right), \quad (2)$$

$$\delta(B, e) = \frac{-1}{\lambda} \cdot \ln \left( \frac{\alpha - \frac{P_{кр}(B, e)}{m \cdot g}}{\beta} \right). \quad (3)$$

У співвідношеннях (1) - (3):

$N_{д}(B, e)$  – експлуатаційна потужність двигуна;

$\eta_{тп}(B, e)$  – ККД трансмісії;

$\delta(B, e)$  – коефіцієнт буксування коліс;

$B$  – ширина захвату плугу;

$e$  – відносний параметр регулювання ГОП;

$h$  – глибина оранки;

$k, \epsilon_0$  – коефіцієнти, що характеризують опір пласта і властивості ґрунту, форму робочої поверхні корпусу плугу;

$G$  – вага трактора;

$f$  – коефіцієнт опору коченню;

$f_{пл}, G_{пл}$  – коефіцієнт опору і вага плугу відповідно;

$V_o(B, e)$  – дійсна швидкість руху МТА;

$P_{кр}(B, e)$  – сумарне крюкове навантаження;

$m$  – маса трактора;

$\alpha, \beta, \lambda$  – емпіричні коефіцієнти для визначення буксування.

Трансмісія ГОМТ-1С є типовим прикладом безступінчастої ГОМТ з диференціалом на виході, що має шість швидкісних безступінчастих діапазонів з променевою РХ (чотири діапазони переднього руху і два заднього). Трансмісія ГОМТ-1С забезпечує безступінчасте регулювання швидкості руху трактора на всіх діапазонах; покращення рівня безпеки за рахунок підвищення ефективності гальмування та зниження напруженості праці водія; підвищення продуктивності та покращує паливну економічність за рахунок роботи двигуна внутрішнього згоряння в оптимальному для нього режимі. Структурна схема трансмісії ГОМТ-1С наведена на рис. 1.

Система рівнянь, що поєднує кінематичні параметри трансмісії наприклад для другого діапазону у випадку оранки має вигляд:

$$\begin{cases} i_B \cdot \omega_v - \omega_x = 0; \\ i_G \cdot \omega_x - \omega_R = 0; \\ i_H \cdot \omega_R - \omega_H = 0; \\ i_J \cdot \omega_H - \omega_J = 0; \\ i_D \cdot \omega_o - \omega_H = 0; \\ -qe \cdot \omega_n + q\omega_m = -\Delta Q; \\ i_E \cdot \omega_m - \omega_c = 0; \\ \omega_o - k \cdot \omega_c + (k-1) \cdot \omega_v = 0; \end{cases} \quad (4)$$

де  $\omega_i$  – кутова швидкість ланки, де індекс «i» належить відповідним ланкам трансмісії;

$i_j$  – передавальні відношення редукторів, де індекс «j» належить відповідним редукторам трансмісії;

$q$  – максимальна продуктивність гідромашин;

$e$  – відносний параметр регулювання;

$k$  – внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду (рис. 1).

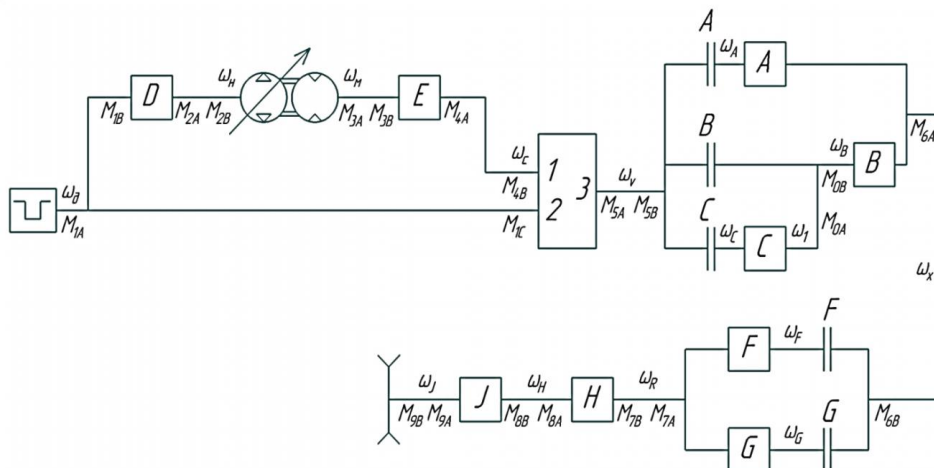


Рис. 1. – Структурна схема трансмісії ГОМТ-1С

Силкові параметри трансмісії для другого діапазону описуються рівняннями:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{1B} \cdot \eta^{sign(M_{1B}\omega_b)} + i_D \cdot M_{2A} = 0; \\ -M_{2B} - eq\Delta p + \Delta M_1 = 0; \\ M_{3A} - q\Delta p + \Delta M_2 = 0; \\ M_{3B} \cdot \eta^{sign(M_{3B}\omega_x)} + i_E \cdot M_{4A} = 0; \\ M_{4B} \cdot \eta^{sign(M_{4B}\omega_c)} \cdot (1-k) + M_{5A} = 0; \\ M_{1C} \cdot \eta^{sign(M_{1C}\omega_b)} \cdot (1-\frac{1}{k}) + M_{5A} = 0; \\ M_{5B} \cdot \eta^{sign(M_{5B}\omega_v)} + i_B \cdot M_{6A} = 0; \\ M_{6B} \cdot \eta^{sign(M_{6B}\omega_x)} + i_F \cdot M_{7A} = 0; \\ M_{7B} \cdot \eta^{sign(M_{7B}\omega_F)} + i_H \cdot M_{8A} = 0; \end{array} \right. \left\{ \begin{array}{l} M_{8B} \cdot \eta^{sign(M_{8B}\omega_H)} + i_J \cdot M_{9A} = 0; \\ M_{1A} + M_{1B} + M_{1C} = 0; \\ M_{2A} + M_{2B} = 0; \\ M_{3A} + M_{3B} = 0; \\ M_{4A} + M_{4B} = 0; \\ M_{5A} + M_{5B} = 0; \\ M_{6A} + M_{6B} = 0; \\ M_{7A} + M_{7B} = 0; \\ M_{8A} + M_{8B} = 0; \\ M_{9A} + M_{9B} = 0; \end{array} \right. \quad (5)$$

де  $\Delta p$  – перепад робочого тиску в ГОП;

$M_{l,t}$  – моменти на вході і виході елементів трансмісії (зміст індексів «l» та «t» відображено на рис. 1);

$\eta$  – ККД редуктора;

$\Delta M_1, \Delta M_2$  – момент втрат на валах гідромашин,

$sign$  – показники степені, що визначають напрямки потоків потужності.

За наведеними рівняннями (4–5) складено кінематичну (6) і силкову (7) матричні системи для другого діапазону.

:

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ e & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & i_E & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & k-1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & i_B & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & i_F & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & i_H & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & i_J & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \omega_n \\ \omega_m \\ \omega_c \\ \omega_v \\ \omega_x \\ \omega_R \\ \omega_H \\ \omega_J \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\omega_b \cdot iD \\ b1 \\ 0 \\ \omega_b \cdot k \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (6)$$

$$\begin{pmatrix} 0 & a1 & 0 & -iD & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -q \cdot e & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & q0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a2 & -iE & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & a3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a4 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & a5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a7 & -iB & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a8 & -iF & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a9 & -iH & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a10 & -iJ & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} M_{1A} \\ M_{1B} \\ M_{1C} \\ M_{2A} \\ M_{2B} \\ M_{3A} \\ \Delta p \\ M_{3B} \\ M_{4A} \\ M_{4B} \\ M_{5A} \\ M_{5B} \\ M_{6A} \\ M_{6B} \\ M_{7A} \\ M_{7B} \\ M_{8A} \\ M_{8B} \\ M_{9A} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ b2 \\ b3 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -M_x \end{pmatrix} \quad (7)$$

де  $\omega_b$  – оберти двигуна;

$i_j$  – передавальне відношення постійного, чи обраного редуктора;

$e$  – відносний параметр регулювання;

$M_x$  – момент навантаження;

$a1...a10$  – ККД редуктора з урахуванням знаку;

$b1...b3$  – вирази, що описують об'ємні втрати, і входять в математичні моделі ККД гідромашин за Горецьким К.І [11].

Головною відмінною рисою ГОМТ від механічної трансмісії в потужносному балансі швидкості руху трактора і сумарної дотичної сили тяги, що розвивається колесами. Ці важливі значення були визначені шляхом вирішення пов'язаних між собою в математичній моделі ГОМТ кінематичних і силових матриць. Також були визначені робочі швидкості трактора в залежності від відносного параметра регулювання гідрооб'ємної передачі, навантажувальної потужності двигуна, перепад тиску робочої рідини між магістралями високого і низького тиску в ГОП, ККД окремих гідроагрегатів, потужності, що проходять через них, і інші технічні параметри.

У зв'язку з тим, що параметри трансмісії, які входять у формули для визначення витрат залежать від самих цих витрат і пов'язані з ними суттєво нелінійними залежностями, отримати дійсні силові та кінематичні параметри ГОП, об'ємні та гідромеханічні втрати і ККД ГОП (і самої трансмісії у цілому) одразу неможливо. Виникає необхідність вирішувати систему методом послідовних наближень і конструювати при цьому спеціальний авторський рекурентний алгоритм [11-13].

Доведення теоретичної збіжності робочих параметрів ГОП була представлена в роботі [12] в ході побудови універсальних характеристик ГОП, а в праці [13] вже науково доведено абсолютну збіжність рекурентних процедур при визначенні робочих параметрів гідрооб'ємних передач при їх роботі у складі двопотокових ГОМТ з урахуванням об'ємних і гідромеханічних втрат у гідромашинах. Авторами праці [13] збіжність параметрів трансмісії було проілюстровано на прикладі розрахунково-теоретичного аналізу першої вітчизняної тракторної двопотокової трансмісії ГОМТ-1С для тракторів АО «ХТЗ» ХТЗ-21021 и ХТЗ-242К, що дає можливість на науковій основі обґрунтувати конструктивні параметри ГОМТ-1С, робочі режими трактора, визначити і прогнозувати основні ТЕП.

Із праць [11-13] стає очевидно, що з ростом числа ітерацій  $j$  шуканий параметр (наприклад, перепад тиску  $\Delta p$ ) єдиним чином збігається до шуканого. Ітераційний процес вважається завершеним при виконанні умови  $|\Delta p^j - \Delta p^{(j-1)}| < \varepsilon_\omega$ , де  $\varepsilon_\omega$  – точність по перепаду тиску. Моделюванням встановлено, що на класі задач аналізу і синтезу безступінчастих двопотокових ГОМТ достатня для практики точність при визначенні робочих параметрів ГОП, кінематичних, силових і енергетичних характеристик ГОМТ у цілому досягається на 3-4 ітераційних шагах і забезпечує мінімум витрат часу на ЕОМ [13].

Спираючись на результати моделювання, наведені в роботі [13], було складено математичну модель для визначення основних техніко-економічних показників трактора з ГОМТ, яка базується на принципі послідовних наближень. Данна модель працює наступним чином: на першій ітерації, в якості

трактора є змінний ККД трансмісії, що залежить від режиму її роботи. Наприклад, від теоретичної навантаження, що діє на трансмісію трактора, для всіх  $e$  приймається  $P_{KP} = const$  таким, щоб виходячи з формули (3) забезпечити буксування  $\delta$  рівним 15%. Це дозволяє значно зменшити похибку при визначенні параметрів трансмісії при наступних ітераціях і зменшити саму їх кількість, за умови що параметри трансмісії визначаються із умови обмеження буксування до 15%, згідно агротехнічних норм впливу на ґрунт. На другій, і кожній наступній ітерації для приймається фіксована ширина плугу  $B = const$ , навантаження  $P_{KP}$  матиме вигляд:

$$P_{KP}(B, e) = f_{пл} \cdot G_{пл} + m \cdot g \cdot f_{TP} + B \cdot h \cdot K \cdot \left( 1 + \frac{\varepsilon_0 \cdot V_0^2(e)}{K} \right), \quad (8)$$

Як бачимо, для кожної наступної ітерації починаючи з другої, навантаження матиме змінний характер, і залежатиме від обраної ширини плугу  $B = const$  і квадрату дійсної швидкості МТА  $V_0^2(e)$ . Однак і сама дійсна швидкість, отримана в попередній ітерації, в свою чергу опосередковано залежить від  $P_{KP}$ , адже від навантаження на трансмісію залежать об'ємні втрати в ГОП, змінюється передавальне число трансмісії.

Основні техніко-економічні показники МТА визначаються наступним чином:

- продуктивність МТА, га/год:

$$S(e) = 0.36 \cdot B \cdot V_0(e), \quad (9)$$

- погектарна витрата палива, кг/га:

$$W(e) = \frac{Q_d \cdot M_d \cdot \omega_0}{S(e) \cdot 1000}, \quad (10)$$

де  $Q_d$  – питома витрата палива.

- Крюкова потужність, кВт:

$$N_{KP}(e) = \frac{P_{KP} \cdot V_0}{1000}, \quad (11)$$

- Крюковий ККД:

$$\eta_{KP}(e) = \frac{N_{KP} \cdot 1000}{M_d \cdot \omega_0}, \quad (12)$$

- Ефективний ККД:

$$\eta_{EF}(e) = \frac{K \cdot B \cdot h \cdot V_0}{M_d \cdot \omega_0}, \quad (13)$$



Техніко-економічні показники МТА і параметри трансмісії в цілому при обраному  $B = const$  і ітераційним методом. При цьому кількість ітерацій визначається із умови, що усі параметри стануть незмінними з точки зору заданої точності, тобто як і у випадку вирішення повної нелінійної трансмісійної матричної системи з урахуванням втрат матиме місце абсолютна збіжність ітераційного процесу.

**Аналіз результатів реалізації математичної моделі.** Вихідні дані обрані для трактора з шарнірно-зчленованою рамою експлуатаційною масою 9 тон, з двигуном номінальною потужністю  $N_D = 176.5$  кВт (240 к.с.) і обертами колінчастого валу  $\omega_o = 220$  рад/с, статичний радіус шин  $r = 0.803$  м. Для моделювання

змінному  $P_{KP}(B, V_o)$  обчислюються процесу оранки прийняті маса плугу  $m_{пл} = 1500$  кг, глибина оранки  $h = 0,3$  м. Значення коефіцієнтів у формулах (2, 3, 8, 13):  $K = 50$  кН/м<sup>2</sup>;  $f_{пл} = 0,5$ ;  $\epsilon_o = 1500$ ;  $f_{TP} = 0.05$ .

При обробці результатів, користуємось обмеженнями щодо буксування коліс  $\delta = 15\%$  і завантаженням двигуна по крутному моменту, воно не повинно перевищувати значення у 668.2 Н·м, відповідного номінальному режиму роботи двигуна.

При моделюванні були прийняті ширини плугів від 1.75 до 2 м, з кроком у 5 см. Результати моделювання представлені в таблиці 1 і на рисунку 2.

Таблиця 1 – Результати моделювання ТЕП МТА за умови обмеження буксування і максимального завантаження двигуна в залежності від ширини плугу:

$B$ , м	$e$	$V_o$ , км/год	$M_o$ , Н·м	$\delta$ , %	$S$ , га/год	$W$ , кг/га	$N_{KP}$ , кВт	$\eta_{KP}$	$\eta_{EF}$	$\eta_{TP}$
1.75	0.68	8.02	669.1	14.1	1.634	19.82	102.99	0.7	0.463	0.814
1.8	0.65	7.8	666.7	14.5	1.641	19.66	102.21	0.697	0.466	0.815
1.85	0.63	7.62	669	14.9	1.656	19.56	102.06	0.694	0.469	0.815
1.9	0.51	7.03	618.5	0.15	1.572	19.05	94.61	0.695	0.481	0.818
1.95	0.37	6.37	558.6	0.15	1.46	18.51	85.74	0.698	0.495	0.821
2	0.21	5.6	490.3	0.15	1.319	17.99	75.47	0.7	0.51	0.823

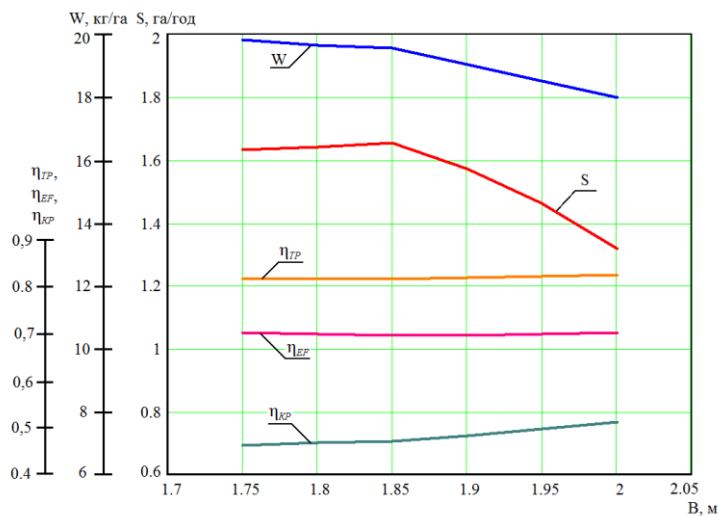


Рис. 2. Результати моделювання ТЕП МТА за умови обмеження буксування і максимального завантаження двигуна в залежності від ширини плугу

Як видно таблиці 1, максимум продуктивності відповідає ширині плугу 1,85 м при дійсній швидкості трактора 7,62 км/год, і становить 1,656 га/год. При цьому, буксування становить 14,9%, двигун розвиває момент 669 Нм при параметрі регулювання  $e = 0.63$ . При параметрах  $B = 1,75 \dots 1,85$  м буксування наближається до свого гранично дозволеного значення при максимальному завантаженні двигуна. Спостерігається незначне зростання продуктивності. При роботі з більшим плугом, ми маємо обмежувати буксування, недовантажуючи двигун, при цьому

суттєво зменшується продуктивність, однак знижується і погектарна витрата палива.

Слід відзначити, що за умови обмеження буксування коліс  $\delta = 15\%$ , коефіцієнт використання зчпної ваги  $\varphi$ , який цілковито залежить від крюкового навантаження що розвиває трактор, становитиме 0.417, а при обмеженні моментом двигуна в номінальному режимі, знаходитиметься в діапазоні від 0.4 до 0.415.

**Висновки.** В представленій роботі визначені основні ТЕП МТА з ГОМТ-1С на прикладі оранки.

Вони базуються на основі результатів, отриманих при реалізації трансмісійного матричного аналізу і математичної моделі взаємозв'язків режимів роботи трактора з ГОМТ-1С, кривокового навантаження, дійсної швидкості руху МТА, буксування коліс трактора і основними ТЕП – продуктивністю, ефективним кривоковим ККД, погектарною витрати палива.

#### Список літератури

- Самородов В.Б. Перспективні гідрооб'ємно-механічні трансмісії для колісних тракторів сільськогосподарського призначення / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // *Автомобильный транспорт*. – № 32. – С.12 – 17.
- Samorodov V. Analysis of the development modern transmission wheeled tractors / V. Samorodov, E. Pelipenko // *International Collection of scientific proceedings*. – Warszawa: Consilium Sp. z o.o. – 2016. – Vol. 6 (13). – P. 49 – 57.
- Самородов В.Б., Калинин С.В., Забелышинский З.Э., Шуба С.А., Деркач О.И. Бесступенчатая гидрообъемно-механическая трансмиссия для тракторов мощностью 220-240 л.с. // *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. – 2013. – №1. С. 17-21.
- Samorodov V. B. The optimization algorithm in determining the relationship between technical and economic indices of machine-tractor unit with hydrovolumetric-mechanical transmission / V. B. Samorodov, M. B. Burlyga // *European Cooperation*. – Warszawa : Consilium LLC. – 2016. – Vol. 3 (10). – P. 94–107.
- Самородов В.Б., Бурлыга М.Б. / Моделирование взаимосвязей кривоковой нагрузки с потерями в гидрообъемно-механической трансмиссии и буксованием колесного трактора. *Автомобильный транспорт*. Сб. науч. тр., – Харьков: ХНАДУ. – 2005. – Вып. 16. – С.166-170.
- Самородов В.Б. Оптимизационный алгоритм по определению основных технико-экономических показателей трактора с гидрообъемно-механической трансмиссией // *Збірник наукових праць Національної гірничої академії*. – Дніпропетровськ: НГУ. – 2005. – №21. – С. 169-174.
- Годлевский М.Д., Самородов В.Б. Развитие методики по определению основных технико-экономических показателей колесного трактора с бесступенчатой трансмиссией // *Східно-європейський журнал передових технологій*. – Харків. – 2006. – №6. – С. 27-30.
- Коваль А.А., Самородов В.Б. Влияние составляющих кривоковой нагрузки на основные технико-экономические показатели колесного трактора на пахоте // *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. – 2007. – №3. – С. 15-17.
- Самородов В.Б., Рогов А.В., Науменко А.В., Постный В.А. и др. Комплексный подход к автоматизированному анализу, синтезу и проектированию гидрообъемно-механических трансмиссий // *Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение»*. – 2002. – №10. – Т.1. – С. 3-16.
- Самородов В.Б., Ребров А.Ю. Развитие классических методов тягового расчета трактора с учетом основных технико-экономических показателей МТА // *Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение»*. – 2008. – № 58. С. 11-20.
- Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин* / Е. Е. Александров, А.Т. Лебедев, В. Б. Самородов, – Харьков: ХГАДТУ, 2001. – 642 с.
- Самородов В. Б. Методика построения универсальных характеристик гидрообъемных передач, работающих в прямом и в обратном потоках мощности в составе гидрообъемно-механических трансмиссий / В. Б. Самородов, А. В. Рогов, М. Б. Бурлыга, В. В. Самородов // *Механіка та машинобудування* : [науково-технічний журнал НТУ «ХПБ»]. – 2003. – Вип. 1. – Т. 1. – С. 294–301.
- В.Б. Самородов, В.В. Єпіфанов, Г.Г. Гриненко. Обгрунтування збіжності рекурентних процедур при визначенні параметрів гідрооб'ємних передач при роботі у складі гідрооб'ємно-механічних трансмісій.

#### References (transliterated)

- Samorodov V.B. (2013) Perspektivni hidroobiemno-mekhanichni transmissii dlia kolisnykh traktoriv silskohospodarskoho pryznachennia / V.B. Samorodov, A.I. Bondarenko // *Avtomobyl'nyj transport*. – № 32. – S.12 – 17.
- Samorodov V. Analysis of the development modern transmission wheeled tractors / V. Samorodov, E. Pelipenko // *International Collection of scientific proceedings*. – Warszawa: Consilium Sp. z o.o. – 2016. – Vol. 6 (13). – P. 49 – 57.
- Samorodov V.B., Kalinin S.V., Zabelyshinskiy Z.E., Shuba S.A., Derkach O.I. Besstupenchataya gidroobemno-mekhanicheskaya transmissiya dlya traktorov moshchnostyu 220-240 l.s. // *Traktory i selskokhozyaystvennye mashiny*. – 2013. – №1. S. 17-21.
- Samorodov V. B. The optimization algorithm in determining the relationship between technical and economic indices of machine-tractor unit with hydrovolumetric-mechanical transmission / V. B. Samorodov, M. B. Burlyga // *European Cooperation*. – Warszawa : Consilium LLC. – 2016. – Vol. 3 (10). – P. 94–107.
- Samorodov V.B., Burlyga M.B. / Modelirovanie vzaimosvyazey kryukovoy nagruzki s poteryami v gidroobemno-mekhanicheskoy transmissii i buksovaniem kolesnogo traktora. *Avtomobyl'nyy transport*. Sb. nauch. tr., – Kharkov: KhNADU. – 2005. – Vyp. 16. – S.166-170.
- Samorodov V.B. Optimizatsionnyy algoritm po opredeleniyu osnovnykh tekhniko-ekonomicheskikh pokazateley traktora s gidroobemno-mekhanicheskoy transmissiyey // *Zbirnyk naukovykh prats Natsionalnoi hirnychoi akademii*. – Dnipropetrovsk: NHU. – 2005. – №21. – S. 169-174.
- Godlevskiy M.D., Samorodov V.V. Razvitie metodiki po opredeleniyu osnovnykh tekhniko-ekonomicheskikh pokazateley kolesnogo traktora s besstupenchatoy transmissiyey // *Skhidno-єvropejskij zhurnalпередових технологій*. – Харків. – 2006. – №6. – С. 27-30.
- Koval A.A., Samorodov V.B. Vliyanie sostavlyayushchikh kryukovoy nagruzki na osnovnye tekhniko-ekonomicheskije pokazateli kolesnogo traktora na pakhote // *Traktory i selskokhozyaystvennye mashiny*. – 2007. – №3. – S. 15-17.
- Samorodov V.B., Rogov A.V., Naumenko A.V., Postnyy V.A. i dr. Kompleksnyy podkhod k avtomatizirovannomu analizu, sintezu i proektirovaniyu gidroobemno-mekhanicheskikh transmissiy // *Vestnik NTU «KHPi». Tematicheskij vypusk «Avtomobile- i traktorostroenie»*. – 2002. – №10. – Т.1. – С. 3-16.
- Samorodov V.B., Rebrov A.Yu. Razvitie klassicheskikh metodov tyagovogo rascheta traktora s uchetoм osnovnykh tekhniko-ekonomicheskikh pokazateley MTA // *Vestnik NTU «KHPi». Tematicheskij vypusk «Avtomobile- i traktorostroenie»*. – 2008. – № 58. S. 11-20.
- Dinamika transportno-tyagovykh kolesnykh i gusenichnykh mashin* / Ye. Ye. Aleksandrov, A.T. Lebedev, V. B. Samorodov, – Kharkov: KhGADTU, 2001. – 642 s.
- Samorodov V. B. Metodika postroeniya universalnykh kharakteristik gidroobemnykh peredach, rabotayushchikh v pryamom i v obratnom potokakh moshchnosti v sostave gidroobemno-mekhanicheskikh transmissiy / V. B. Samorodov, A. V. Rogov, M. B. Burlyga, V. V. Samorodov // *Mekhanika ta mashynobuduvannia* : [naukovo-tekhnichniy zhurnal NTU «KHPi»]. – 2003. – Vyp. 1. – Т. 1. – С. 294–301.
- V.B. Samorodov, V.V. Yepifanov, H.H. Hrynenko. Obgruntuvannia zbizhnosti rekurentnykh protsedur pry vyznachenni parametriv hidroobiemnykh peredach pry roboti u skladi hidroobiemno-mekhanichnykh transmissii.

Надійшло (received) 11.01.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

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

**Гриненко Геннадій Геннадійович (Гриненко Геннадій Геннадійович, Hrinenko Hennadii Hennadiiiovych)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент кафедри автомобіле- та тракторобудування; м.Харків, Україна; e-mail: genagrinenko@ukr.net.

УДК 519.2

**В. Б. САМОРОДОВ, В. М. КРАСНОКУТСЬКИЙ, В. Р. МАНДРИКА, В. Ю. ТКАЧОВ****ДОСЛІДЖЕННЯ ВИТРАТОМІРА ДЛЯ ОБЛІКУ ВИТРАТИ ПАЛИВА НА ТРАКТОРАХ БЕЗ ЕЛЕКТРОННОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ЙОГО ПОДАЧІ І З УРАХУВАННЯМ СКІДАННЯ З ФОРСУНОК**

В роботі виконано аналіз можливості підвищення надійності конструкції витратоміру та точності об'ємного вимірювання невеликих об'ємів рідини, в тому числі дизельного палива, бензину, керосину, масел та інших в'язких рідин, проаналізовано існуючі пристрої для вимірювання витрати палива, виявлено позитивні та негативні властивості кожного з них.

**Ключові слова:** витратомір, трактор, паливо, дизельний двигун, форсунок, витрат рідини.

**В. Б. САМОРОДОВ, В. М. КРАСНОКУТСКИЙ, В. Р. МАНДРИКА, В. Ю. ТКАЧЕВ****ИССЛЕДОВАНИЕ РАСХОДОМЕРА ДЛЯ УЧЕТА ЗАТРАТ ТОПЛИВА НА ТРАКТОРАХ БЕЗ ЭЛЕКТРОННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ЕГО ПОДАЧИ И С УЧЕТОМ СБРОСА ИЗ ФОРСУНОК**

В работе выполнен анализ возможности повышения надежности конструкции расходомера и точности объемного измерения небольших объема в жидкости, в том числе дизельного топлива, бензина, керосина, масел и других вязких жидкостей, проанализированы существующие устройства для измерения расхода топлива, выявлены положительные и отрицательные свойства каждого из них.

**Ключевые слова:** расходомер, трактор, топливо, дизельное двигатель, форсунка, расхода жидкости.

**V. B. SAMORODOV, V. M. KRASNOKUTSKIY, V. R. MANDRICA, V. Y. TKACHOV****INVESTIGATION OF THE FLOWMETER FOR THE CALCULATION OF FUEL CONSUMPTION ON TRACTORS WITHOUT AN ELECTRONIC CONTROL SYSTEM FOR ITS FEEDING AND TAKING INTO ACCOUNT THE DISCHARGE FROM THE NOZZLES**

The paper analyzes the possibility of increasing the reliability of the design of the flowmeter and the accuracy of the volume measurement of small volumes in the liquid, including diesel fuel, gasoline, kerosene, oils and other viscous liquids, analyzed the existing devices for the elimination of fuel consumption, identified the positive and negative properties of each of them.

**Keywords:** flowmeter, tractor, fuel, diesel engine, nozzle, liquid flow rate.

**Вступ.** З урахуванням інтенсивного зростання цін на паливо для багатьох власників аграрних компаній все більше стає актуальним питанням його розхід. Система контролю витрати палива тракторів – один з важливих способів контролю фактичного використання палива. Витратоміри вибираються в залежності від потужності двигуна, типу паливної система (паливний насос високого тиску, CommonRail (система впрыску палива)), та схеми установки контролю палива.

**Аналіз публікацій.**

Відомо пристрій для вимірювання витрати палива двигуном внутрішнього згорання [пат. №2017072 МПК G01F3/30, G01F9/00/ від.30.07.1994]. Витратомір містить корпус, що складається із верхньої та нижньої частин, діафрагму, центральну опору з боковими отворами і перепускним каналом, впускний і випускний канали, ніпель, дві кільцеві тарілки, конічну пружину, перемикаючий пристрій, який складається із листових пружин і резинового ущільнювача.

Недоліком такого пристрою є складність конструкції, що зменшує надійність його роботи.

Також відомо про витратомір [патент №2152128, МПК H03M1/24, G01F1/06, від. 27.06.2000], що складається з корпусу, крильчатки, рахункового пристрою с герконом, взаємодіючої з магнітом крильчатки і пов'язаним з обчислювальним пристроєм у вигляді мікросхеми, що містить багатоканальний інтегратор. Кожний канал інтегратора з'єднаний з

відповідним рідкокристалічним індикатором. Потік рідини направляється на крильчатку і змушує її обертатись разом із закріпленням на ній магнітом, при цьому магнітне поле, що обертається, впливає на геркон. За допомогою обчислювального пристрою фіксують замикання контактів геркону, визначають їх частоту і перераховують у витрату рідини.

Недоліком прототипу є складність конструкції, що зменшує її надійність (знос вісі обертання крильчатки) та неможливість розрахунку витрат рідини малих потоків.

**Постановка задачі.**

В основу роботи поставлено задачу підвищення надійності конструкції витратоміру і точності об'ємного вимірювання невеликих об'ємів дизельного палива на тракторах за рахунок спрощення конструктивного виконання витратоміру, а також бензину, керосину, масел та інших в'язких рідин на інших транспортних засобах з можливістю визначення миттєвих витрат палива та за визначений період часу (робочу зміну).

**Основна частина.**

Витратомір палива відноситься до галузі вимірювальної техніки і може бути використаний для обліку витрати рідини, в тому числі палива, що витрачається тракторами з двигунами без електронної системи керування подачею палива і з урахуванням скидання його з форсунок.

Існуючі витратоміри не враховують паливо, яке скидається с форсунок в паливний бак.

©В. Б. Самородов, В. М. Краснокутський, В. Р. Мандрика, В. Ю. Ткачов

На кафедрі "Автомобіле- і тракторобудування" НТУ "ХПІ" був спроектований, розрахований та виготовлений витратомір палива. Він пройшов випробування на стенді в конструкторському бюро Харківського тракторного заводу, встановлений на трактор ХТЗ - 17240 з гідрооб'ємною трансмісією. Під час роботи трактора на оранці та в транспортному режимі робились заміри палива яке заливалося в бак

та знімались дані з витратоміра. При витраті 35 літрів дизельного пального витратомір показав рівно 35 літрів.

Була обрана найбільш раціональна та продуктивна диференціальна схема підключення витратоміра.

Монтажна схема представлена на рис. 1.

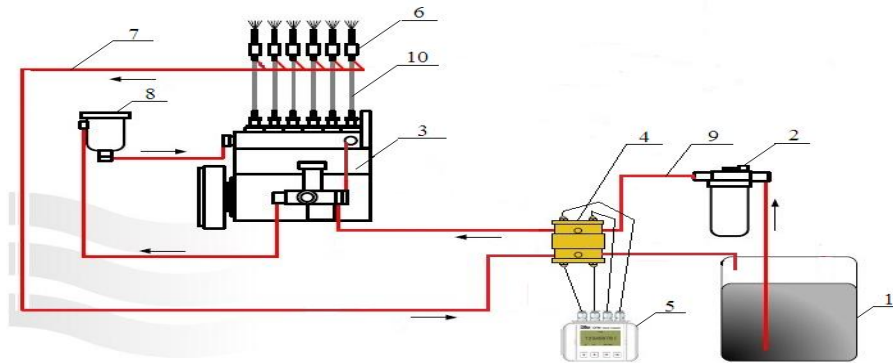


Рис. 1. Диференціальна схема підключення датчика витрати палива:  
1 – паливний бак; 2 – фільтр грубого очищення; 3 – паливний насос високого тиску;  
4 – витратомір; 5 – суматор; 6 – форсунка; 7 – зливний паливопровід;  
8 – фільтр тонкого очищення; 9 – паливопровід низького тиску; 10 – паливопровід високого тиску

Витратомір РТ-ХТЗ складається з двохкамерних лічильників з рухомими роздільними елементами та імпульсними виходами. В кабіні трактора встановлюється суматор з LCD дисплеєм. (рис.2) Суматор з'єднаний з двома лічильниками, які встановлені в паливну магістраль трактора. Лічильники працюють за волюметричним принципом кільцевої поршневої плаваючої шайби. Суматор віднімає від палива яке подається в ПНВТ паливо яке скидається у бак і різницю показує на дисплеї.



Рис. 2. Суматор з LCD дисплеєм

Витратомір палива РТ-ХТЗ, забезпечує точне об'ємне вимірювання дизельного палива в діапазоні

від 1 до 200 літрів на годину, при цьому має похибку до 1%.

Поставлена задача вирішується тим, що витратомір містить корпус із бронзи, в якому знаходиться камера з поплавком з встановленим з'ємним магнітом; при проходженні рідини через камеру, поплавок відхиляється на певну відстань, пропорційну напору потоку; при відхиленні поплавка, магнітне поле магніту перетинає геркон, що

встановлений на кришці витратоміра, який генерує імпульси пропорційні кількості витраченої рідини. Надійність підвищується за рахунок спрощення конструкції і відсутності деталей, що обертаються. Точність підвищується за рахунок збільшення чутливості поплавка до напору рідини і властивостей матеріалу з якого виготовляється корпус і деталі витратоміра.

На рис. 3 (вид спереду та зверху, відповідно) показано схему двосекійного витратоміра, що містить корпус (1), в якому виконані дві секції витратоміра. Кожна секція витратоміра містить: кришку (5), що закріплюється на корпусі гвинтами (3, 4 шт.), на кришці (5) закріплений геркон (4) з провідниковими виходами (2), кришка закривається ковпаком (10), що закріплюється на кришці (5) гвинтами (6, 4 шт.), кришка (5) ущільнена ущільнювальними кільцями (7, 12), в корпусі виконані дві магістралі для під'єднання вхідного (13) і вихідного (14) штуцерів, та подачі і виходу рідини, в камеру корпусу встановлюється бронзовий вал (7), який закріплюється від повертання гвинтом (11), на вал (7) надівається поплавок (8) виконаний у вигляді циліндра з одним дном всередині якого виконано спеціальний упор для несиметричного його розташування в камері і розріз вздовж ребра для встановлення перемички (9), що розділяє вхідну і вихідну магістралі для рідини, на поплавок встановлюється магніт, геркон (4) провідниками (2) під'єднується до електронного блоку суматора, виконаного у виді обчислювального блоку із рідкокристалічним дисплеєм.

На рис. 4 показано спосіб виконання магістралей для входу і виходу рідини. 15 – вхідний канал; 16 – вихідний канал.

На рис. 5 показано загальний вигляд виготовленого дослідного зразка двосекційного витратоміру. Одна секція із знятим ковпаком. У другій секції знята кришка.

Витратомір для обліку витрати рідини, що складається з корпусу, в якому виконано магістраль для під'єднання вхідного і вихідного штуцерів, та канали для подачі і виходу рідини, кришки, геркону, постійного магніту, обчислювального блоку (суматора), який відрізняється тим, що містить бронзовий вал, закріплений від провертання гвинтом, циліндричний поплавков спеціальної форми, що містить спеціальний упор для несиметричного його розташування в камері і розріз вздовж ребра, перемичку, вхідний і вихідний канали виконані у корпусі під спеціальним кутом і розділені у камері перемичкою.

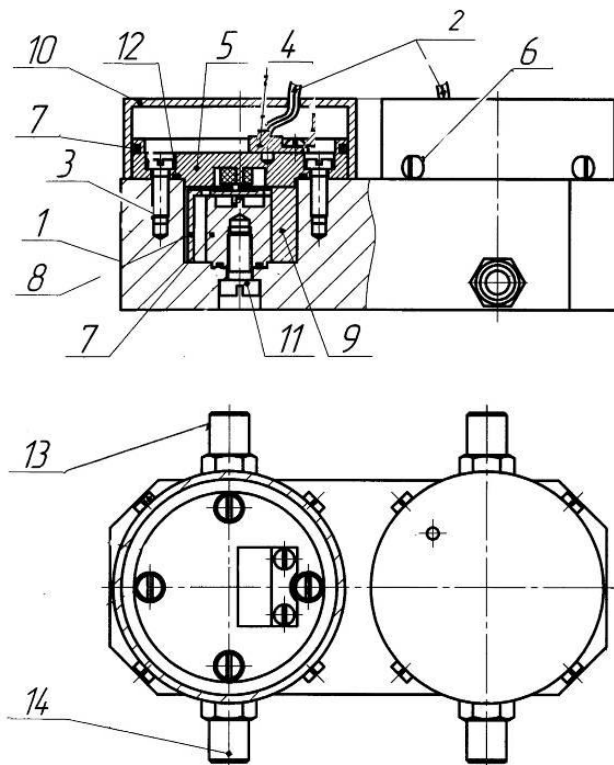


Рис. 3. Витратомір для обліку витрати рідини

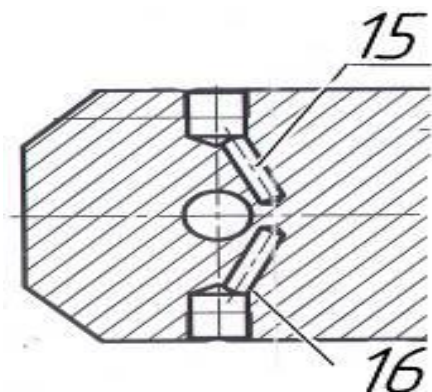


Рис. 4. Магістралі для входу і виходу рідини



Рис. 5. Дослідний зразок витратоміра

Витратомір працює наступним чином. Під тиском рідини, що подається через патрубок під'єднаний до штуцера (13), і вхідний канал магістралі (15), поплавков (8) починає відхилятися від вісі камери в якій він розміщений, пропускаючи через камеру певні порції палива. При відхиленні поплавка (8) магнітне поле магніту перетинає геркон (4), який встановлений на кришці (5). Матеріал, з якого виготовлений корпус (1) пропускає магнітні хвилі. Прямого контакту між магнітом і герконом (4) немає. Після зливу рідини у вихідний канал магістралі (16) через штуцер (14), поплавков (8) повертається у початкове положення. Процес повторюється. Суматор фіксує кількість імпульсів і здійснює розрахунок кількості рідини, що пройшла через витратомір.

Витратомір може виготовлятися односекційним і двосекційним. Двосекційний витратомір може використовуватись для вимірювання витрат дизельного палива тракторів з урахуванням зливу палива з форсунок і під'єдується за диференціальною схемою.

Електрична частина витратоміру (суматор) може встановлюватись як безпосередньо на витратомірі, так і окремо у доступних місцях (наприклад, в кабіні трактора).

#### Висновки.

Запропонований витратомір дозволяє підвищити точність обліку витрати невеликих потоків рідини і збільшити надійність роботи за рахунок спрощення його конструкції, а саме встановлення поплавка спеціальної форми, спеціального виконання магістралі для рідини і розділення вхідного і вихідного каналів магістралі.

Запропоноване рішення придатне для промислового використання. За результатами випробувань витратоміру двосекційного з вимірювання витрат дизельного палива трактором встановлено, що похибка між об'ємом контрольної порції палива і результатом вимірювання не перевищила 0,5 %.

#### Список літератури

1. Бирюков Б.В., Данилов М.А., Кивилис С.С. *Средства испытатель расходомеров*. Москва, Энергоатомиздат, 1983. – 115 с.
2. Краснокутский В.Н. Разработка прибора для учета расхода топлива в тракторах, оснащенных двигателями без электронной подачи топлива с учетом сброса топлива с форсунок // 22 *Міжнародна наукопрактична конференція. Мікрокад 2014*. Харків, ХПІ, 2014.
3. Кантюшин Г.К., Баженов С.В. *Конструкция, основы теории, расчет и испытание трактора*. Москва: Агропромиздат, 1990. – 510 с.
4. Боднер В.А. *Авиационные приборы*. Москва: Машиностроение, 1969.



## References (transliterated)

1. Biryukov B.V., Danilov M.A., Kivilis S.S. *Means test flow meters*. Moscow, Energoatomizdat, 1983. - 115 p.
2. Krasnokutsky V.N. Development of a device for metering fuel consumption in tractors equipped with engines without electronic fuel supply, taking into account the discharge of fuel from the injectors // *22 International Scientific Conference. Mikrokad 2014*. Kharkiv, KhPI, 2014.
3. Kantyushin G.K., Bazhenov S.V. *Construction, fundamentals of theory, calculation and testing of a tractor*. Moscow: Agropromizdat, 1990. - 510 p.
4. V.A. Bodner *Aviation devices*. Moscow. Mechanical Engineering, 1969.

Надійшла(received) 08.11.2018

## Відомості про авторів /Сведения об авторах /About the Authors

**Самородов Вадим Борисович (Самородов Вадим Борисович, Samorodov Vadim Borisovich)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедрою автомобіле- та тракторобудування, м. Харків, Україна; тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: Vadimsamorodov@mail.ru

**Краснокутський Володимир Миколайович (Краснокутский Владимир Николаевич, Krasnokutskiy Vladimir Nikolaevich)** – кандидат технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автомобіле- і тракторобудування»; м. Харків, Україна; тел.: (057) 70-76-4-64; e-mail: hvukvn-55ua@ua

**Мандрыка Володимир Ростиславович (Мандрыка Владимир Ростиславович, Mandryka Vladimir Rostislavovich)** – кандидат технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри автомобіле- і тракторобудування; м. Харків, Україна; тел.: (097) 165-69-34; e-mail: vladmandryka46@gmail.com

**Ткачев Вячеслав Юрійович (Ткачев Вячеслав Юрьевич, Tkachev Viacheslav Yu.)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент; м. Харків, Україна; тел.: (099) 632-43-44; e-mail: tkachov@live.ru



УДК 621.225

**В. Б. САМОРОДОВ, Г. А. АВРУНИН, И. И. МОРОЗ, Е. С. ПЕЛИПЕНКО****ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ НАВЕСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРОВ**

Изучение применения объемного гидропривода (ОГП), в частности, номенклатуры, особенностей и технического уровня гидроустройств навесного оборудования сельскохозяйственных тракторов. Дан анализ гидравлических принципиальных схем насосных установок, приводов гидроцилиндров навесного оборудования и гидромоторов приводов внешних рабочих органов, к которым подводится мощность от ОГП трактора. В основу анализа положены ОГП тракторов ведущих мировых производителей. Показана эволюция ОГП тракторов от использования насосов с постоянным рабочим объемом и гидрораспределителей с ручным управлением до современных систем, в основе которых лежит энергосберегающая концепция с аксиальнопоршневыми насосами, снабженными автоматическими регуляторами «давление/подача» и гидрораспределителями с пропорциональным электрическим и электрогидравлическим управлением. Рассмотрены технические характеристики систем ОГП для заднего навесного оборудования Hitch Control обеспечения качественной технологии пахоты трактора. Систематизированы сведения о применяемых сортах рабочей жидкости и требованиях к тонкости фильтрации. Приведены аналитические зависимости для оценки потерь мощности в ОГП с дроссельным управлением при применении гидромоторов приводов внешних потребителей. Статья может быть полезной для специалистов при проектировании новых тракторов и модернизации находящихся в эксплуатации, а также аспирантов и студентов, изучающих дисциплину «Гидро-та пневмосистемы в автотракторобудуванні»

**Ключевые слова:** Объемный гидропривод, навесное устройство трактора, насос, гидромотор, гидроцилиндр, гидрораспределитель, рулевое управление.

**В. Б. САМОРОДОВ, Г. А. АВРУНИН, І. І. МОРОЗ, Є. С. ПЕЛИПЕНКО****ОСНОВНІ НАПРЯМКИ ВДОСКОНАЛЕННЯ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДІВ НАВІСНОГО ОБЛАДНАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ТРАКТОРІВ**

Вивчення застосування об'ємного гідропривода (ОГП), зокрема, номенклатури, особливостей і технічного рівня гідроприводів навесного устаткування сільськогосподарських тракторів. Даний аналіз гідрравлічних принципових схем насосних установок, приводів гідроциліндрів навесного устаткування і гідромоторів приводів зовнішніх робочих органів, до яких підводиться потужність від ОГП трактора. У основу аналізу покладені ОГП тракторів провідних світових виробників. Показана еволюція ОГП тракторів від використання насосів з постійним робочим об'ємом і гідророзподільників з ручним управлінням до сучасних систем, в основі яких лежить енергосбережна концепція з аксиальнопоршневими насосами, забезпеченими автоматичними регуляторами «тиск/витрата» і гідророзподільниками з пропорційним електричним і електрогидравлічним управлінням. Розглянуті технічні характеристики систем ОГП для заднього навесного устаткування Hitch Control забезпечення якісної технології оранки трактора. Систематизовані відомості про вживані сорти робочої рідини і вимоги до тонкості фільтрації. Приведені аналітичні залежності для оцінки втрат потужності в ОГП з дросельним управлінням при застосуванні гідромоторів приводів зовнішніх споживачів. Стаття може бути корисною для фахівців при проектуванні нових тракторів і модернізації, що знаходяться в експлуатації, а також аспірантів і студентів, що вивчають дисципліну «Гідро-та пневмосистеми в автотракторобудуванні».

**Ключеві слова:** Об'ємний гідропривод, навесний пристрій трактора, насос, гідромотор, гідроциліндр, гідророзподільник, рульове керування.

**V. B. SAMORODOV, H. A. AVRUNYN, Y. Y. MOROZ, E.S. PELYPENKO****MAIN DIRECTIONS OF THE IMPROVEMENT OF VOLUME HYDRAULIC DRIVES OF HANGING EQUIPMENT OF AGRICULTURAL TRACTORS**

Study of application of by hydraulic fluid power (HFP), in particular, nomenclature, features and technical level of hydraulic units of hanging equipment of agricultural tractors. The analysis of hydraulic fundamental charts of pumping options is given, drives of hydraulic cylinders of hanging equipment and hydraulic motors of drives of external working organs to that power is tricked into from HFP of tractor. HFP of tractors of leading world producers is fixed in basis of analysis. The evolution of HFP of tractors is shown from the use of pumps with a variable displacement and directional control valve with hand control to the modern systems, that energy-saving conception is the basis of with the axial piston pumps, provided with automatic regulators «pressure/output flow» and by directional control valve with a proportional electric and electro-hydraulic management. Technical descriptions of the systems of HFP are considered for the back hanging equipment of Hitch Control providing of quality technology of ploughing of tractor. Information is systematized about the applied sorts of working liquid and requirements to fineness of filtration. Analytical dependences over are brought for the estimation of losses of power in FHP with a choke management at application of hydraulic motors of drives of external consumers. The article can be useful to the specialists at planning of new tractors and modernisation being in exploitations, and also graduate students and students, studying discipline of «Hydraulic fluid and pneumatic power in tractors».

**Keywords:** Hydraulic fluid power, hitch tractor, pump, hydraulic motor, cylinder, valve, steering

**Введение.** Высокая энергонасыщенность сельскохозяйственных тракторов насосными установками высокого давления и расхода дают возможность подсоединения к ним сельскохозяйственных посевных, уборочных и кормораздаточных машин.

Анализ параметров тракторных объемных гидроприводов (ОГП) навесного оборудования показал [1]:

- давление рабочей жидкости (РЖ) в ОГП для малых мощностей ДВС (17-51 кВт) находится в диапазоне 12-20 МПа, для более высоких значений (53-386 кВт) находится в узком диапазоне значений в 18-21 МПа;

- установочная мощность ОГП в целом возрастает от 4 до 94 кВт пропорционально установочной мощности ДВС от 17 до 386 кВт;

- по развиваемому ОГП усилению навесного оборудования наблюдается общая тенденция к его

увеличению от 4 до 120 кН с ростом мощности тракторов, однако уже при достижении мощности ДВС в 90 кВт рост тягового усилия практически не повышается.

В табл. 1 приведены технические характеристики гидросистем колесных тракторов производства ведущих мировых фирм, охватывающие мощности ДВС от 61 до 375 кВт. Следует отметить рост «гидравлической» энерговооруженности тракторов до 0,18-0,4 (соотношение мощностей насосной установки гидропривода к мощности дизеля  $P_{\text{огп}} / P_{\text{двс}}$ ), замену моноблочных гидрораспределителей на секционные, широкое использование в качестве привода золотников ручных (мускульных) и электрогидравлических устройств, переход на энергосберегающие системы LS с насосами постоянной подачи и переменной с регуляторами изменения рабочего объема «расход-давление».

Спецификой современных гидроприводов навесного оборудования является применение наряду с гидроцилиндрами гидромоторов, автоматизация работы переднего и заднего навесных устройств, переход на электрогидравлическое управление с высоким уровнем сервиса на базе использования программируемых контроллеров с обеспечением широкого выбора режимов работы гидромоторов и гидроцилиндров по частоте вращения, быстродействию, плавности переходных процессов и диагностированию технического состояния.

Большой интерес представляют рекомендации производителей тракторов по эксплуатации гидросистем, в частности, по выбору сорта РЖ, обеспечению ее подогрева в период зимней эксплуатации, поддержанию оптимального теплового режима, фильтрации РЖ, сроках ее замены, определения неисправностей в ОГП и способах их устранения. Тенденции развития ОГП для тракторов [2-9] приведены на рис. 1.

Таблица 1 – Характеристики двигателя и гидропривода колесных тракторов ведущих мировых фирм

Изготовитель трактора, $P_{\text{двс}}$ [кВт]/ $n$ [мин <sup>-1</sup> ]	$Q$ , л/мин	$P$ , МПа	$P_{\text{огп}}$ , кВт	Тип ОГП: Насос; гидрораспределители; ЗНУ	$P_{\text{огп}} / P_{\text{двс}}$
John Deere. Модель 6100D и 6130D. 61-78/2200	67	20	22	НШ32+НШ12; 5 секций LS – М*	0,33
John Deere. Модель SE 6920 114/2100	76	20	25,3	НШ; 3 секции LS-М, включая ЗНУ-ЭГПА	0,22
FENDT. Vario 922...936, 140-243/2200	160	21	56	АП; 1...4(1...8) секций LS-ЭГПА, ЗНУ-ЭГПА	0-0,23
CASE IH, мод. STEIGER STX и IT, 279...373/2100	150 210	21 21	53 70	АП71(100)+НШ38; 5секций LS-ЭГПА	0,19 0,19
Buhler Versatile inc. 216-375/ 2100	170 189	20 20	57 63	АП+НШ; 4секции LS-М, ЗНУ - ЭГПА	0,26 0,17
Беларус 2522В, 3022В, 3522 198/2200	99	21	35	АП45+НШ19(руль);4 секции LS-М или ЭГПА, ЗНУ-ЭГПА	0,18
Погрузчик Texeх 820, 75/2200 2 насоса	160	22,5	60	НШ+НШ (тандем); 3 секции-ЭГПА	0,8
ХТЗ 17221, 132/2200	95	20	32	НШ56; 5 секций LS-М	0,24

Примечания:  $P_{\text{двс}}$  и  $n$  – номинальная мощность и частота вращения ДВС; АП – аксиальнопоршневой насос с регулируемым рабочим объемом; НШ – шестеренный; тип управления гидрораспределителем: ЗНУ – заднее навесное устройство; М – мускульное (ручное); ЭГПА - электрогидравлическое пропорциональное; М\* – с перенастройкой распределителя для работы в режиме погрузчика.

Структурные схемы гидросистем колесных тракторов ХТЗ



Рис. 1. Структурные схемы объемных гидроприводов рулевого управления и навесного устройства колесных тракторов с учетом их исторического развития

**Основная часть.** К одной из наиболее «гидрофицированных» конструкций относятся колесные тракторы фирмы CASE IH (США) серий STEIGER STX и IT (схема гидравлическая принципиальная № 86636869 для моделей NH-275/325 и 375/425/450) [5].

Тракторы снабжены шестицилиндровыми дизельными двигателями CUMMINS OSX15 с турбонаддувом: рабочий объем 15000 см<sup>3</sup>; эксплуатационная частота вращения 2000-2100 мин<sup>-1</sup>; мощность 279...373 кВт. Масса тракторов при двойных шинах от 15889 до 21812 кг. ОГП трактора обеспечивает функционирование:

1. Рулевого управления с насосом-дозатором;
2. Тормозных систем - стояночной и рабочей;
3. Навесного оборудования - до 7 точек подсоединения внешних гидроустройств (гидроцилиндров и гидромоторов);
4. Системы охлаждения.

Объем РЖ (CASE AKCEL HY-TRAN-ULRTA) в гидросистеме - 110 дм<sup>3</sup>.

Насосные установки ОГП трактора:

1. Насос аксиальнопоршневой с рабочим объемом  $71 \text{ см}^3$  на максимальное давление 21 МПа с автоматическим регулятором «подача-давление» обслуживает двухсекционный гидрораспределитель с четырехпозиционными золотниками («подъем-опускание-нейтраль-плавающая») и встроенными гидрозамками. Предохранительный клапан на входе в гидрораспределитель не устанавливается. Управление золотниками электрогидравлическое, пропорциональное.

2. Насос трехсекционный («триплекс»):

2.1. Аксиальнопоршневой с автоматическим регулятором «подача-давление» с рабочим объемом  $71 \text{ см}^3$  (имеется также опция  $100 \text{ см}^3$ ) на давление 21 МПа. Насос обслуживает пятисекционный гидрораспределитель и рулевое управление через приоритетный клапан;

2.2. Шестеренный насос с рабочим объемом  $38,2 \text{ см}^3$  на давление 0,8 МПа обслуживает систему фильтрации и обеспечивает антикавитационную защиту штоковых полостей гидроцилиндров муфт сцепления;

2.3. Шестеренный насос с рабочим объемом  $55,2 \text{ см}^3$  на давление 3,7 МПа обслуживает тормозную систему и систему управления гидрораспределителями;

3. Насос аксиальнопоршневой системы охлаждения (устанавливается только на тракторах серии NH-450) с рабочим объемом  $44 \text{ см}^3$  на давление до 21 МПа. Электрогидравлическая пропорциональная система изменения рабочего объема обеспечивает регулирование частоты вращения гидромотора привода вентилятора (рабочий объем гидромотора  $28 \text{ см}^3$ ). Частота вращения всех насосов до  $2100 \text{ мин}^{-1}$ .

Гидрораспределители:

1. Гидрораспределитель навесного оборудования - пятисекционный с четырехпозиционными золотниками («подъем-опускание-нейтраль-плавающая») и встроенными гидрозамками имеет 6-и линейное исполнение. Предохранительный клапан на входе в гидрораспределитель не устанавливается. Управление золотниками электрогидравлическое, пропорциональное;

2. Двухсекционный гидрораспределитель с четырехпозиционными золотниками («подъем-опускание-нейтраль-плавающая») и встроенными гидрозамками имеет шестилнейное исполнение. Предохранительный клапан на входе в гидрораспределитель не устанавливается. Управление золотниками электрогидравлическое, пропорциональное. Особенностью конструкции является сочетание гидрозамка и плавающей секции гидрораспределителя. Для управления гидрозамком в плавающей позиции золотника имеется специальный канал, который сообщает линию нагнетания насоса  $p$  с линией управления открытия гидрозамка. Гидрораспределители имеют отверстия для подсоединения дренажных трубопроводов

гидромоторов прицепного технологического оборудования тракторов. Регулирование расхода РЖ с помощью пропорционального электромагнитного управления при перемещении золотников обеспечивается в диапазоне  $8-114 \text{ л/мин}$ ;

3. Блок автоматизации работы гидроцилиндров навесного оборудования (Hitch control) включает гидрораспределители и пилотные редуцирующие клапаны с пропорциональным электромагнитным управлением.

ОГП рулевого управления содержит насос-дозатор с рабочим объемом  $787 \text{ см}^3$  для моделей STX 375/425/450 и  $984 \text{ см}^3$  для STX 275/325, функционирует совместно с клапаном приоритета с системой энергосбережения LS.

Тормозная система:

1. Стояночный тормоз (на передней и задней осях) нормально-замкнутого типа с гидравлически растормаживанием с помощью гидрораспределителя с электромагнитным управлением;

2. Рабочая с гидравлическим пропорциональным управлением от педали, воздействующей на тормозной (редуцирующий) клапан. Давление до 3,7 МПа.

На рис. 2 представлена гидравлическая принципиальная схема 2-х секционного гидрораспределителя (Блок А) с электрогидравлическим пропорциональным управлением положения основных золотников P1 и P2. Рабочие позиции золотников P1 и P2 обозначены цифрами: «подъем - 1», «опускание - 3», «нейтральная - 2», «плавающая - 4». В позиции подъем (1) на выходе из золотников установлены гидрозамки 3M1 и 3M2. Управление золотниками P1 и P2 осуществляется редуцирующими клапанами KP1 и KP2 с пропорциональными электромагнитами путем подвода давления под торцы золотников. Подвод расхода РЖ от насоса (давление  $p$ ) к золотникам P1 и P2 осуществляется через гидрораспределители P1y и P2y, соответственно. Гидрораспределители P1y и P2y имеют гидравлическое пропорциональное управление – от основного потока  $p$  из линии нагнетания насоса H1 (давление через дроссель действует на нижний торец золотника) и давления в гидроцилиндре или гидромоторе A1 - B1 или A2 - B2 (от линии энергосбережения LS), действующие на верхний торец золотника. В нейтральном положении основного золотника, например P1, пружина удерживает золотник гидрораспределителя P1y в нижнем положении, когда насос H1 не вращается (давление  $p = 0$ ). При запуске насоса H1 давление  $p$  поступает под нижний торец золотника P1y, смещая его вверх. При этом нормальное функционирование ОГП соответствует среднему положению золотника P1y - поток РЖ под давлением  $p$  от насоса H1 нагнетается к гидроцилиндру или гидромотору и под нижний торец золотника.

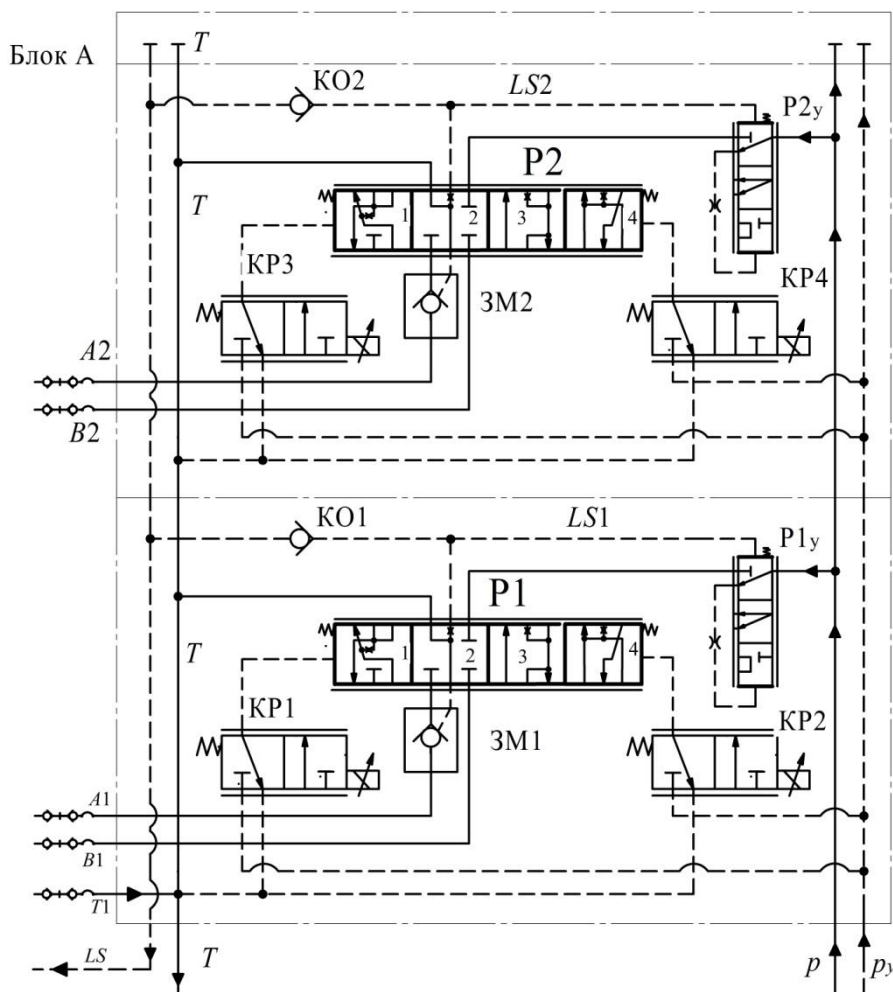


Рис. 2. Гидравлическая принципиальная схема 2-х секционного гидрораспределителя с электромагнитным пропорциональным управлением тракторов CASE IH серии STEIGER STX

При повышенном давлении смещение золотника  $P1y$  вверх приводит к разобщению линии нагнетания  $p$  насоса  $H1$  от основного золотника  $P1$  и функционирование гидромотора или гидроцилиндра прекращается.

Особенностью конструкции является сочетание гидрозамка  $ЗМ$  и плавающей секции основного золотника гидрораспределителя  $P$ . Для управления гидрозамком в плавающей позиции золотника (позиция «4» на схеме) имеется специальный канал, который сообщает линию нагнетания насоса  $p$  с линией управления открытия гидрозамка. Линия для подсоединения дренажа гидромотора обозначена  $T1$ .

На рис. 3 представлена гидравлическая принципиальная схема ОГП, обеспечивающая функционирование блока А гидрораспределителей (см. рис. 2) от блока Б насосов  $H1$  и  $H2$ . Особенностью гидросхемы является использование двухпоточной («тандем») насосной установки с приводящим двигателем  $M$ , в которой аксиальнопоршневой насос  $H1$  высокого давления служит для подачи РЖ к гидроцилиндрам или гидромоторам рабочих органов

через гидрораспределители  $P1$  и  $P2$ , а шестеренный насос используется для системы управления перемещением золотников  $P1$  и  $P2$ . Автоматический регулятор насоса  $H1$  типа «подача-давление» снабжен двумя управляющими гидравлическими системами:  $РР$  – регулятора расхода и  $РД$  – регулятора давления, воздействующими на гидроцилиндр  $Ц$  наклонного диска (или блока цилиндров) насоса. Регулятор  $РР$  с помощью сигнала энергосбережения  $LS$  воздействует на гидроцилиндр  $Ц$ , обеспечивая требуемый расход РЖ, т.е. расход, устанавливаемый и пропускаемый гидрораспределителем  $P1$  или  $P2$ , равен расходу, нагнетаемому насосом  $H1$ . При достижении максимального давления в ОГП, равного предварительной настройке регулятора давления  $РД$ , последний смещается вправо, вследствие чего РЖ поступает в гидроцилиндр  $Ц$  и рабочий объем насоса и его подача снижаются до минимального, обеспечивая только компенсацию утечек в зазорах поршневых и распределительной пар.

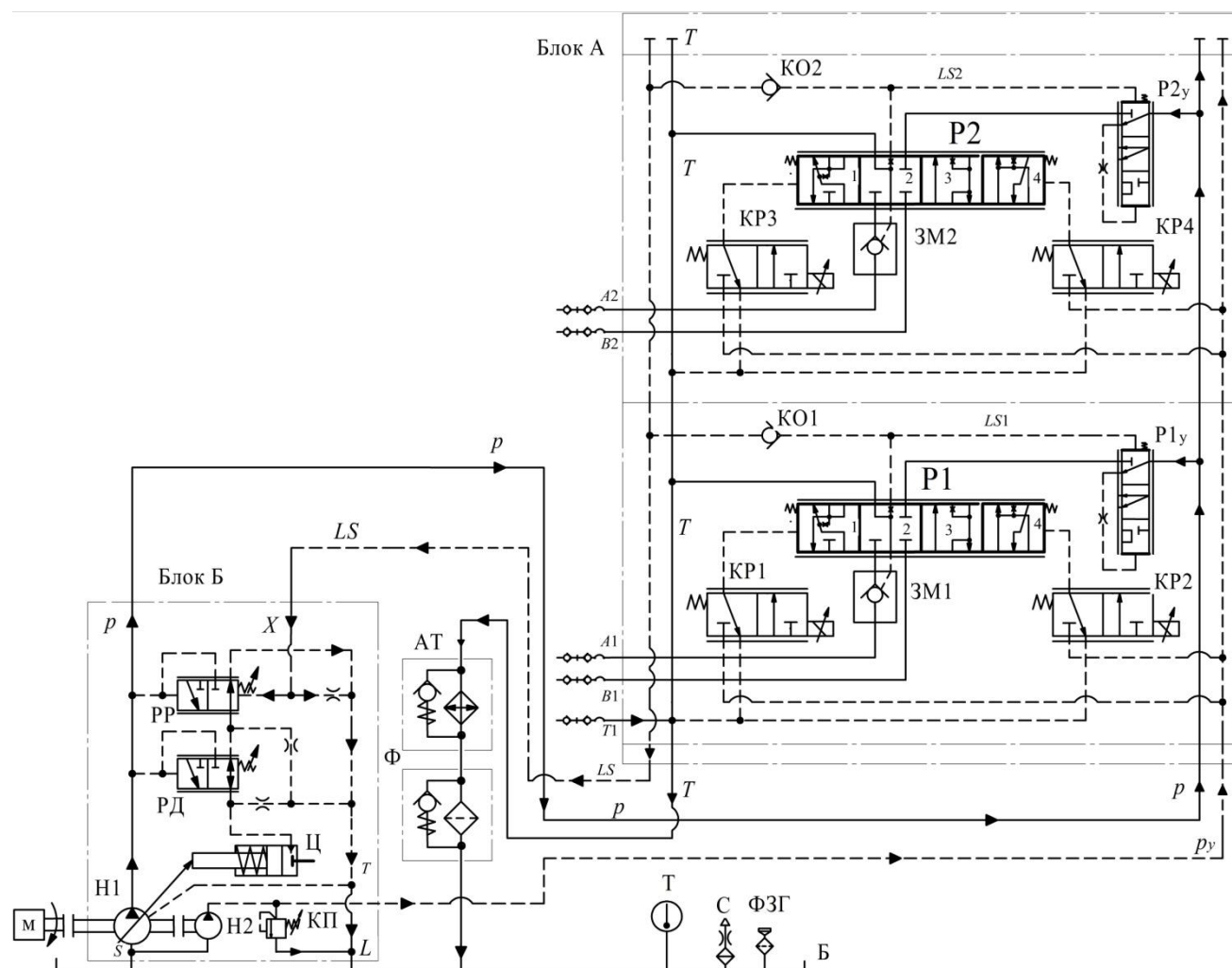


Рис. 3. Гидравлическая принципиальная схема ОГП трактора CASE IH (Блок А):

H1 – аксиальнопоршневой насос с регулятором «давление-подача» (21 МПа); H2 – насос шестеренный (4 МПа);  
 АТ – маслоохладитель; Ф – фильтр; Т – термометр; С – сапун; ФЗГ – заливная горловина с фильтром; Б – гидробак

Система автоматизированного управления навесным оборудованием (Hitch control) представлена на рис. 4, в составе которой два гидроцилиндра Ц1 и Ц2, бесштоковые полости которых управляются с помощью пропорциональных (с гидравлическим управлением) двухпозиционных гидрораспределителей:

- трехлинейного гидрораспределителя P1, обеспечивающего режим выдвигания штоков гидроцилиндров (прямой ход);

- двухлинейного гидрораспределителя P2, обеспечивающего обратный ход штоков гидроцилиндров.

Свою очередь, функционирование вышеуказанных гидрораспределителей обеспечивается с помощью пилотных редуцированных клапанов KP1 и KP2 с электромагнитным пропорциональным управлением:

- при подводе электропитания к магниту клапана KP1 подвод давления управления осуществляется в левую торцовую полость гидрораспределителя P1, смещая его золотник вправо и открывая проход РЖ от

основного насоса  $p$  к поршневым полостям гидроцилиндров Ц1 и Ц2;

- при подводе электропитания на магнит клапана KP2 подвод давления осуществляется в левую торцовую полость гидрораспределителя P2, смещая его золотник вправо и открывая проход РЖ из поршневых полостей гидроцилиндров Ц1 и Ц2 на слив  $T$  и далее в гидробак.

Обратный клапан KO1 предотвращает течение РЖ в линию слива  $T$  гидросистемы при нагружении штоков гидроцилиндров внешней нагрузкой, и в тоже время обеспечивает свободный проход РЖ на слив в гидробак при выдвигании штоков.

Особенностью конструкций редуцированных клапанов KP1 и KP2 является подвод давления управления в торцовые полости (каналы  $x$  и  $y$ ). со стороны пружин, противодействующих ходу якоря магнита

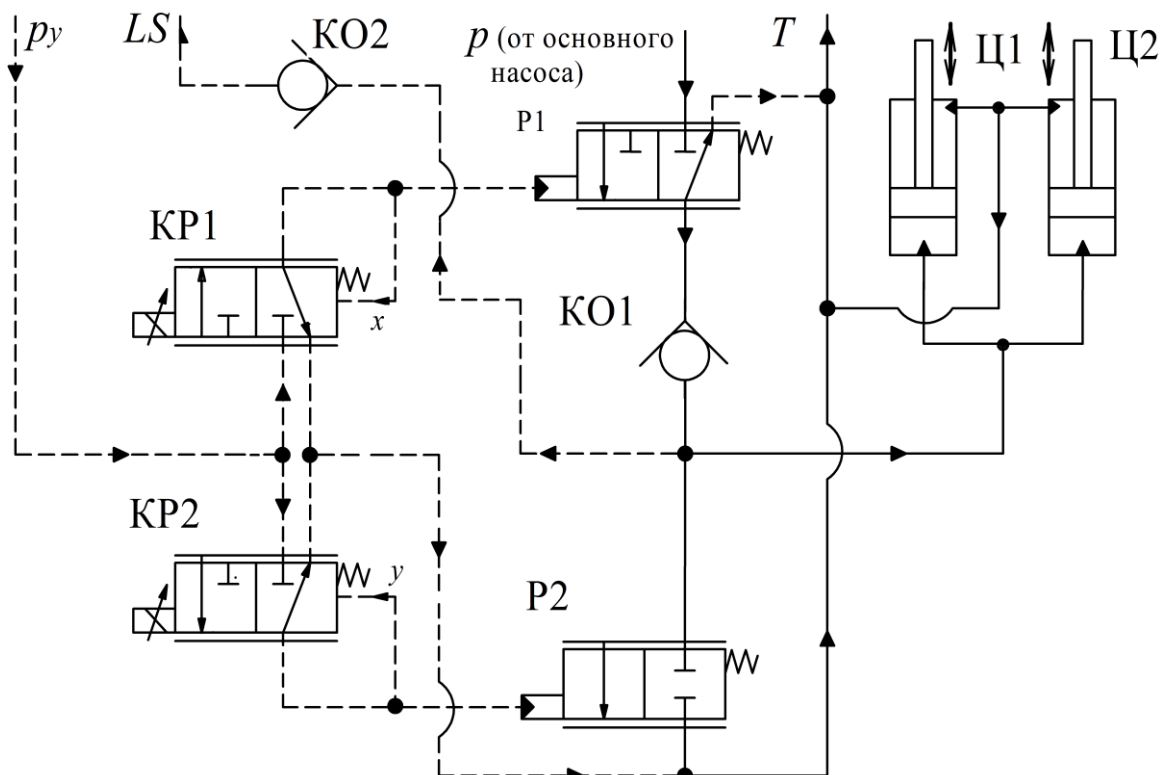


Рис. 4. Гидравлическая принципиальная схема управления автоматизированной системой навесного оборудования трактора CASE IH

На рис. 5 представлена гидравлическая принципиальная схема ОГП трактора, включающая насос с регулируемым рабочим объемом Н1 и постоянным рабочим объемом Н2, двухсекционный гидрораспределитель (золотники P1 и P2 в блоке Б), и насос-дозатор НД (входит в блок А) для обеспечения функционирования рулевого управления путем поворота колес с помощью гидроцилиндров Ц1 и Ц2. Реализация работы ОГП рулевого управления (блок А) и навесного оборудования (распределителей блока Б) от одного насоса высокого давления Н1 обеспечивается с помощью приоритетного клапана ПК – автоматически действующего гидрораспределителя с гидравлическим управлением. ОГП тракторов John Deere модели SE 6920 [2,3].

На тракторах модели SE 6920 установлены двигатели 6068TL074 мощностью 114 кВт (155 л/с) при номинальной частоте вращения в  $2100 \text{ мин}^{-1}$ . Рабочий объем 6-и цилиндрового дизеля  $6790 \text{ см}^3$ .

Коробка передач - планетарная с гидравлическим управлением, состоит из 20 передач заднего и переднего хода. Привод ВОМ обеспечивает частоту вращения  $1000 \text{ мин}^{-1}$  при передаваемой мощности 100 кВт (136 л/с).

ОГП снабжен шестеренным насосом с системой LS, диапазон рабочих давлений от 3 до 20 МПа, вместимость гидробака  $56 \text{ дм}^3$ .

Для контроля состояния температуры и чистоты РЖ (трансмиссионной/гидравлической РЖ) на

приборной панели установлены лампы высокой/низкой температуры РЖ и загрязненности фильтроэлемента.

ОГП заднего навесного оборудования (ЗНО) обеспечивает:

- регулирование значения подъема/опускания (заглубления);
- режим регулирования нагрузки (автоматическое заглубление при снижении нагрузки со стороны почвы и «выглубление» при повышении нагрузки);
- режим амортизации навески при транспортном передвижении.

Давление в гидросистеме навески 20 МПа. Имеется возможность подключения только двух внешних потребителей с помощью быстроразъемных соединений (БРС). При этом допустимое количество РЖ, потребляемое гидроцилиндрами не должно превышать до  $15 \text{ дм}^3$  при максимальном уровне РЖ в баке и до  $10 \text{ дм}^3$  при минимально уровне.

Рекомендации при использовании внешнего гидромотора:

- максимальный потребляемый гидромотором расход не более 76 л/мин;
- включение гидромотора во вращение, реверсирование и останов должны производиться только через положение гидрораспределителя «плавающее» во избежание возникновения гидроударов и разрыва РВД.



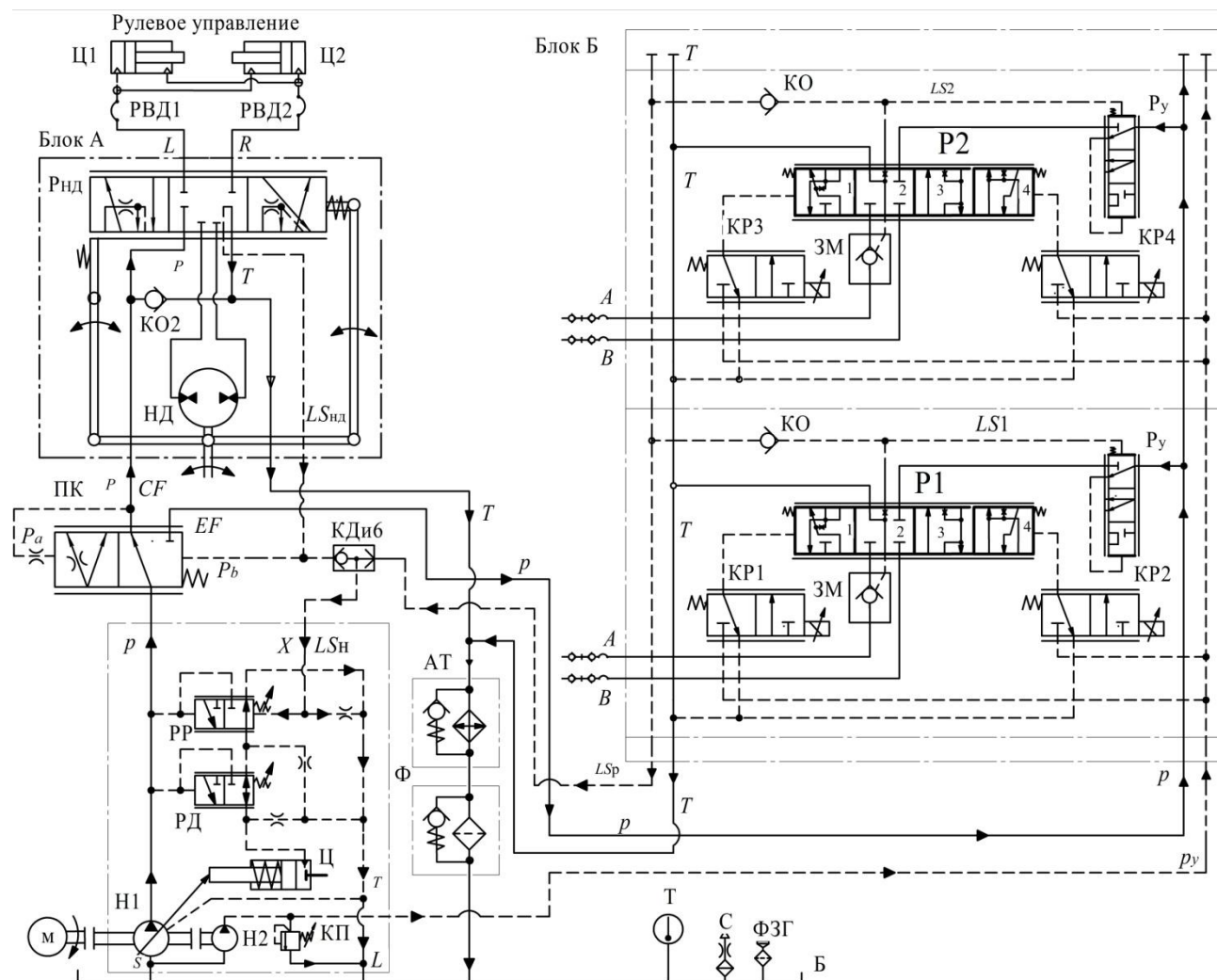


Рис. 5. Гидравлическая принципиальная схема трактора CASE IH с регулируемым насосом, обеспечивающим с помощью клапана приоритета ПК и насоса-дозатора (блок А) функционирование гидроцилиндров Ц1 и Ц2 поворота колес

Сорт РЖ в ОГП:

- John Deere HY-CARD™;
- маловязкое масло John Deere HY-CARD™;
- биоразлагающиеся масла.

Рекомендуемая смена фильтроэлемента - 100 ч и далее через 750 ч.

Замена РЖ через 1500 часов.

О необходимости проведения регламентных работ с системами трактора каждые 250 моточасов перед каждым запуском двигателя раздается соответствующий сигнал.

Тормозная система с ОГП включает регулируемый насос и тормозной кран (индивидуальные редуцирующие клапаны) по аналогии с тормозной системой французской фирмы «Poclain Hydraulic».

ОГП тракторов моделей 6100D и 6130D.

В тракторах моделей 6100D и 6130D установлены двигатели:

- 6100Д - 61,1 кВт при 2275 мин<sup>-1</sup>;
- 6115Д - 70,8 кВт при 2200 мин<sup>-1</sup>;
- 6130Д - 78,3 кВт при 2200 мин<sup>-1</sup>.

ОГП с открытым центром (разгружает насос от давления и сливает РЖ в гидробак) имеет следующие характеристики:

1. Подача шестеренного насоса рабочего оборудования при частотах вращения 2100 и 900 мин<sup>-1</sup> (холостого хода) составляет 66,62 и 28,6 л/мин, соответственно, следовательно, рабочий объем насоса равен 31,7 см<sup>3</sup>. Тип насоса - «наружный насос», видимо, идет речь о насосе с наружным зацеплением шестерен. Максимальное давление до 20 МПа;

2. Подача насоса рулевого управления составляет 26,3 л/мин при частоте вращения 2100 мин<sup>-1</sup>, следовательно, рабочий объем насоса равен 12,5 см<sup>3</sup>.

3. Насос трансмиссии имеет рабочий объем 12,5 см<sup>3</sup>;

4. Емкость картера трансмиссии - 58 дм<sup>3</sup> (по-видимому, бак объединяет системы ОГП навесного оборудования, рулевого управления и трансмиссии).

Значительное внимание в эксплуатационной документации уделено использованию гидромоторов. Указано о недопустимости применения гидромоторов с высоким эксплуатационным (рабочим) давлением и низкой частотой вращения. Такое требование связано с тем, что при использовании насоса с постоянной подачей в случае, когда по технологии рабочего органа потребляемый гидромотором расход меньше этой подачи, избыточная ее часть сливается через переливной клапан в гидробак. Если работа ведется на

низком давлении, то пропорционально этому давлению несущественны потери мощности на нагрев РЖ. При высоком давлении потери мощности из-за перелива избыточного расхода вызывают интенсивный нагрев РЖ и приводят к риску отказа ОГП трактора. Фирма поставляет отдельно насос для привода от ВОМа, предусматривая согласование значения подачи насоса и потребляемого гидромотором расхода, что снижает риск перегрева ОГП. Имеется также предупреждение о том, что работа гидромотора не может продолжаться более 10 мин во избежание перегрева РЖ.

Математическая модель такого режима работы ОГП при дроссельном регулировании частоты гидромотора выглядит следующим образом [1].

Частота вращения гидромотора определяется по формуле

$$n_m = \frac{10^3 \cdot Q_{др}}{V_m} = 60 \cdot 10^3 \frac{\mu \cdot S_{др}}{V_m} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_n - \frac{M_m}{0,159 \cdot V_m}}, \text{ мин}^{-1},$$

где  $Q_{др}$  – расход через дроссель или регулятор расхода секционного гидрораспределителя

$$Q_{др} = 10^{-3} V_m \cdot n_m = 60 \cdot \mu \cdot S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_n - \frac{M_m}{0,159 \cdot V_m}}, \text{ л/мин},$$

$V_m$  – рабочий объем гидромотора, см<sup>3</sup>;

$n_m$  – частота вращения гидромотора, мин<sup>-1</sup>;

$M_m$  – крутящий момент на валу гидромотора [Н.м], который без учета гидромеханического КПД определяют по формуле

$$M_m = 0,159 \cdot V_m \cdot \Delta p, \text{ Н.м};$$

$S_{др}$  – площадь дросселя, мм<sup>2</sup>;

$\rho$  – плотность РЖ, кг/м<sup>3</sup>;

$\mu$  – коэффициент расхода;

$p_n$  – давление нагнетания насоса (настраивается переливным клапаном) [МПа], которое из-за потерь давления в системе LS должно быть выше, чем на входе в гидромотор  $p_m$

$$p_n \approx 1,5 \text{ МПа} + p_m, \text{ МПа};$$

$\Delta p = p_m - p_{св}$  – перепад давлений на гидромоторе, МПа,

$p_{св}$  – давление на сливе (выходе) из гидромотора, МПа.

Расход РЖ через переливной кланан в гидробак определяется как разность подачи насоса  $Q_n$  и расхода через дроссель к гидромотору

$$Q_{кп} = Q_n - Q_{др}, \text{ л/мин},$$

а потери мощности в ОГП составят

$$P_{потерь} = \frac{Q_{кп} \cdot p_n}{60} = \frac{(Q_n - Q_{др}) \cdot p_n}{60}, \text{ МПа}.$$

Таким образом, только при значениях  $Q_n \approx Q_{др}$  потери мощности стремятся к минимальному значению при частоте вращения гидромотора близкой к максимальной, при снижении частоты вращения неравенство  $Q_n > Q_{др}$  приводит к повышенному тепловыделению в ОГП.

Представляет интерес техническое решение в гидросистеме управления тракторным навесным гидрооборудованием, позволяющее оператору производить перенастройку фиксатора рычага привода золотника гидрораспределителя опции SCV Deluxe (поворотом круглых ручек на гидрораспределителе):

- режим В предназначен при работе с гидромотором и обеспечивает постоянную фиксацию рычага управления в заданном положении (вращение по часовой или против часовой стрелки и нейтраль);

- режим С предназначен для работы с гидроцилиндрами погрузчика и не имеет фиксации золотника в крайних положениях;

- режим D предназначен для работы с гидроцилиндрами навесного оборудования и обеспечивает автоматический возврат золотника в нейтральное положение при достижении поршнем гидроцилиндра одного из крайних положений.

Примечание: настройка фиксатора влияет только на положения выдвижения и втягивания гидроцилиндра и не влияет на «плавающую» позицию.

Рассмотрим технические характеристики ОГП заднего навесного устройства (ЗНУ), широко применяемые в современных тракторах

На рис. 6 приведены гидравлические принципиальные схемы ОГП ЗНУ фирмы BOSCH (Hitch control) [10,11]:

HER 4: P – шестилинейный (1-6) пропорциональный гидрораспределитель; 3M – гидрозамок; КД2 – клапан давления для открытия гидрозамка; КП – клапан предохранительный; ДР – дроссель; Н – насос с регулятором постоянства давления и гидроцилиндром Цн;

EHR 23... LS: P1 – гидрораспределитель трехлинейный (1;2 и 3) пропорциональный подъема плуга; P2 – гидрораспределитель пропорциональный двухлинейный (4 и 5) опускания плуга; КО – обратный клапан; КД – клапан давления; КП – предохранительный клапан;

EHR 5... LS: P1 – гидрораспределитель трехлинейный (1;2 и 3) пропорциональный подъема плуга;

P2 – гидрораспределитель пропорциональный двухлинейный (4 и 5) опускания плуга; КО – обратный клапан; КД – клапан давления.

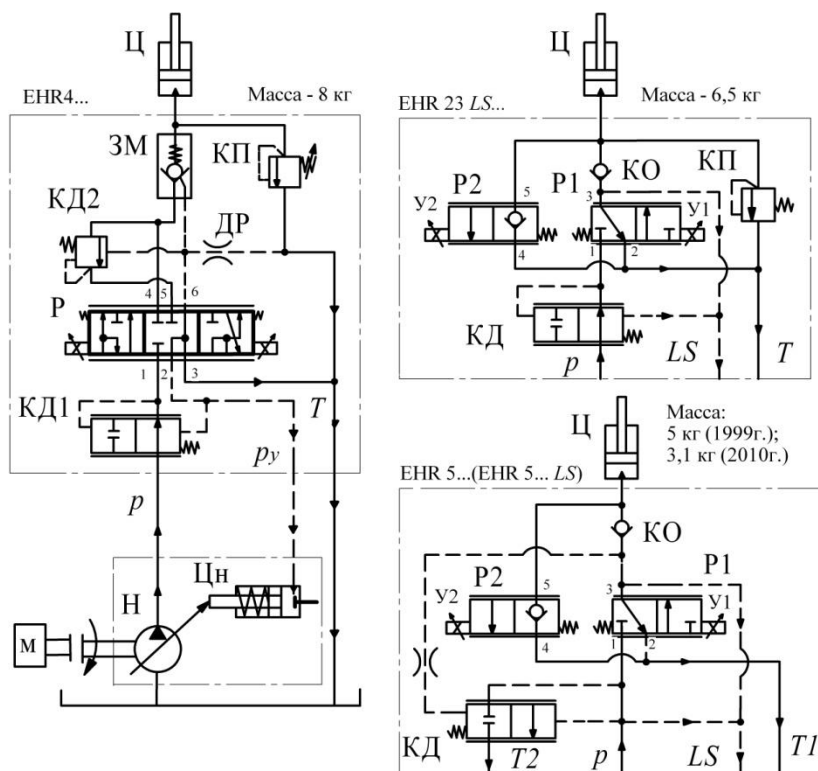


Рис. 6. Гидравлические принципиальные схемы блока автоматизации ЗНУ фирмы «BOSCH»  
 На рис. 7 приведена номенклатура оборудования ЗНУ фирмы «BOSCH».

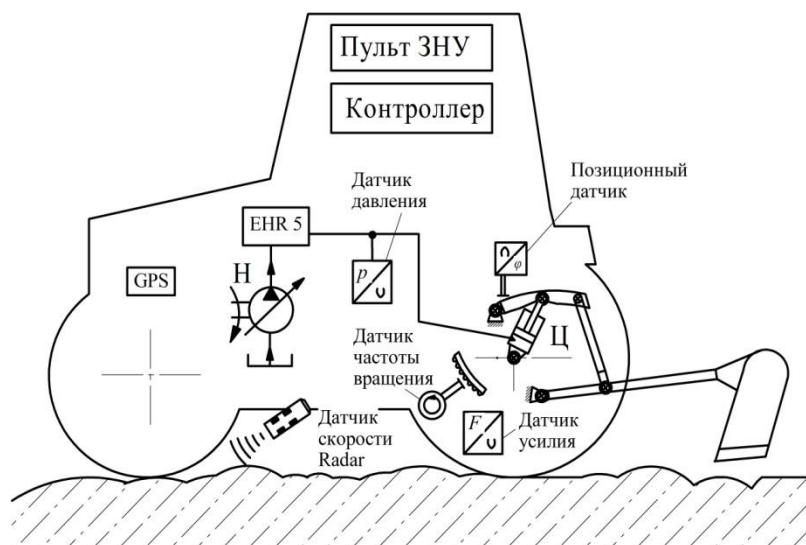


Рис. 7. Структурная схема оборудования для автоматизации ЗНУ фирмы BOSCH

В табл. 2 приведены основные характеристики ОГП для ЗНУ ведущих фирм

Таблица 2 – Характеристики ОГП для ЗНУ тракторов

Фирма, модель	Расход, л/мин / давление, МПа	Герметичность гидроустройства		
		Давление, МПа	Вязкость РЖ, сСт	Утечки, см <sup>3</sup> /мин
Bosch-Rexroth EHR 4	80 / 25	12,5	35	2
Bosch-Rexroth EHR 23 OC (LS)	80 / 25	12,5	35	4
Bosch-Rexroth EHR 5	60 / 22	12,5	35	3
Sauer-Danfoss PVBZ-HS [12]	80-100 / 25	15	21	1 / 6*
Bondoili&Pavesi DO6KO3100M220006R	80 / 20	10	21	0,5

Примечание: 6\* – при наличии вторичного предохранительного клапана.

Следует отметить, что одним из основных требований к ОГП ЗНУ является высокий уровень герметичности гидрораспределителей в диапазоне 0,5-4,0 см<sup>3</sup>/мин.

Представляют также безусловный интерес разработки отечественных ученых по оценке динамических характеристик ОГП навесного оборудования тракторов с использованием пакетов вычислительных блоков VisSim [13,14].

**Выводы.** Наиболее прогрессивной схемой ОГП навесного оборудования трактора следует считать применение регулируемого аксиальнопоршневого насоса с автоматическим комбинированным регулятором изменения рабочего объема «подача/давление», секционных гидрораспределителей с пропорциональным электрическим управлением и клапаном приоритета, обеспечивающим функционирование рулевого управления и навесного оборудования от одного насоса. При применении систем управления глубиной врезания плуга при пахоте (Hitch control) большое внимание уделяется герметичности применяемых гидроустройств, утечка в которых не превышает 1-4 см<sup>3</sup>/мин. Существенную роль играет автоматизация управления и техническое диагностирование ОГП трактора, включая электронные блоки управления, GPS-навигацию, сигнализацию о превышении норм по температуре РЖ и загрязненности фильтроэлемента, необходимости проведения технического обслуживания. Особое внимание уделяется назначению режимов функционирования гидромоторов внешних агрегатов от насосов с постоянным рабочим ОГП трактора из-за риска перегрева.

#### Список литературы

1. Аврунин Г.А. Модернизация объемных гидроприводов навесного оборудования колесных тракторов ПАО «ХТЗ им. С. Орджоникидзе» / Г.А. Аврунин, В. И. Аносов, В. Н. Рулев, В. Б. Самородов. - *Промислова гідроліка і пневматика*, 2014, №4(46), с. 71-82.
2. John Deere. Руководство по эксплуатации. Тракторы 6100D и 6130D (российское издание, октябрь 2011). ONSU27508 Выпуск J1 (RUSSIAN). - USA.
3. Тракторы SE 6920. Руководство по эксплуатации. John Deere Werke Mannheim OMAL 177380. Издание C7 (Russisch). Российская версия исполнения. - 157 с.
4. FENDT. Vario 922, 924, 927, 930, 933, 936. Инструкция по эксплуатации. - 931.000.000.175 Russisch. - AGCO GmbH. - Завод по производству машин и тракторов D-8716 Марктобердорф (Бавария), Германия. PSD/Ko-SGm 01.09. - 324 G-ru. 340 с.
5. Тракторы колесные фирмы CASE IH, модели STEIGER STX и IT Схема гидравлическая принципиальная № 86636869/ Для моделей NH-275/325 и 375/425/450.
6. Тракторы 2290, 2335, 2360, 2375, 2425 4WD. Инструкция по эксплуатации. - Buhler Versatile inc. 1260 Clarence Avenue Box 7300 Winnipeg MB R3C 4E8. - 343 с.
7. Трактор MT3 2522B/2522ДВ/2822ДЦ/3022В/3022ДВ. 2822ДЦ - 0000010 РЭ. Руководство по эксплуатации. 2-у изд., переработанное и дополненное. 2008г, 395 с.
8. Трактор MT3 3222/3522. Класс 5, двигатель 261 кВт. Руководство по эксплуатации 3522-00000 10 РЭ. - 2010. - 376 с.
9. Погрузчики фирмы Terex. Руководство оператора. - Terex 6112087M5. 820 860 880SX и ELITE 970/980 ELITE TX 760B

- 860B 870B 970 B, 2005г., 291 с. Изготовитель - Германия и Австрия.
10. Bosch EHR. Electronic-hydraulic hitch control for tractors. BOSH Automation. 1 987 760 507 AKY 005/7 De/En/Fr 9.99 - AT/PLM - Printed in Germane - 233. - 56 p.
11. Hitch control valves EHR5-OC, EHR5-LS, EHR23-EM2. Rexroth Bosch Group, RE 66125/07.2013. - 22 p.
12. SAUER DANFOSS. Basic module type PVBZ. PVP with integrated HPCO. Tech Note. DKMH.PN.570. N2.02-520L0721-Rev B-11/2004. -16 p.
13. Лурье З. Я. Моделирование рабочего процесса мехатронного гидроагрегата навесного оборудования трактора с обратной связью по усилию / З. Я. Лурье, Е. Н. Цента, А. И. Панченко. - *Промислова гідроліка і пневматика*, 2016, №2(52), с. 53-69.
14. Лурье З. Я. Динамика двухмерной системы управления мехатронного гидроагрегата навесным оборудованием трактора / З. Я. Лурье, Е. Н. Цента, А. И. Панченко. - *Промислова гідроліка і пневматика*, 2017, №3(57), с. 29-46.

#### References (transliterated)

1. Avrunin G. A. Modernizatsiya obemnykh gidroprivodov navesnogo oborudovaniya kolesnykh traktorov PAO «KHTZ im. S. Ordzonikidze» / G. A. Avrunin, G. A., V. I. Anosov, V. N. Rulev, V. B. Samorodjv - *Promuslova gidravlica i pnevmatika*, 2014, №4(46), p. 71-82.
2. John Deere. Rukovodstvo po ekspleatatsii. Traktory 6100D i 6130D (rossiyskoe izdanie, oktyabr 2011). ONSU27508 Vypusk J1 (RUSSIAN). - USA - 273 p.
3. Tractory SE 6920. Rucovodstvo po ekspluatatsii. John Deere Werke Mannheim OMAL 177380. Izdanie C7 (Russisch). Rossiyscaya versiya ispolneniya. - 157 c.
4. FENDT. Vario 922, 924, 927, 930, 933, 936. Instructsiya po ekspluatatsii. - 931.000.000.175 Russisch. - AGCO GmbH. - Zavid po proizvodstvu mashin I traktorov D-8716 Marctoberdorf (Bavariya), Germaniya. PSD/Ko-SGm 01.09. - 324 G-ru. 340 c.
5. Tractory colesnye firmy CASE IH, modeli STEIGER STX и IT Skhema gidravlicheskaya printsipialnaya № 86636869 / Для моделей NH-275/325 и 375/425/450.
6. Tractory 2290, 2335, 2360, 2375, 2425 4WD. Instructsiya po ekspluatatsii. - Buhler Versatile inc. 1260 Clarence Avenue Box 7300 Winnipeg MB R3C 4E8. - 343 c.
7. Tractor MTZ 2522B/2522ДВ/2822ДЦ/3022В/3022ДВ. 2822ДЦ - 0000010 RE. Rukovodstvo po ekspluatatsii. 2-u izd., pererabotannoe I dopolnennoe. 2008g, 395 c.
8. Tractor MT3 3222/3522. Klass 5, dvigatel 261 кВт. Rukovodstvo po ekspluatatsii 3522-00000 10 RE. - 2010. - 376 c.
9. Pogruzchiki firmy Terex. Rukovodstvo operatora. - Terex 6112087M5. 820 860 880SX и ELITE 970/980 ELITE TX 760B,860B,870B,970 B, 2005г., 291 с. Izgotovitel - Germaniya i Avstriya.
10. Bosch EHR. Electronic-hydraulic hitch control for tractors. BOSH Automation. 1 987 760 507 AKY 005/7 De/En/Fr 9.99 - AT/PLM - Printed in Germane - 233. - 56 p.
11. Hitch control valves EHR5-OC, EHR5-LS, EHR23-EM2. Rexroth Bosch Group, RE 66125/07.2013. - 22 p.
12. SAUER DANFOSS. Basic module type PVBZ. PVP with integrated HPCO. Tech Note. DKMH.PN.570. N2.02-520L0721-Rev B-11/2004.-16 p.
13. Lurye Z.Ya. Modelling of working process mechatronic hydraulic unit of tractor mounted equipment with force feedback / Z. Ya. Lurye, E. N. Tsenta, A. I Panchenko. - *Promuslova gidravlica i pnevmatika*, 2016, №2(52), p. 53-69.
14. Lurye Z.Ya. Dynamics of two-dimensional control system for mechatronic hydraulic unit of tractor mounted equipment / Z. Ya. Lurye, E. N. Tsenta, A. I Panchenko. - *Promuslova gidravlica i pnevmatika*, 2017, №3(57), p. 29-46.

Поступила (received) 12.11.2018

## Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

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

**Аврун Григорій Аврамович (Аврун Григорій Аврамович, Avrunyn Hryhoriy Avramovych)** – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0191-3149>; e-mail: [griavrunun@ukr.net](mailto:griavrunun@ukr.net).

**Мороз Ірина Іванівна (Мороз Ірина Іванівна, Мороз Юрна Іванівна)** – старший викладач, Харківський національний автомобільно-дорожній університет; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5950-2089>; e-mail: [irinamoroz25.01@ukr.net](mailto:irinamoroz25.01@ukr.net).

**Пелипенко Євген Сергійович (Пелипенко Евгений Сергеевич, Pelypenko Evheniy Serheevych)** – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри автомобіле- та тракторобудування, м.Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8988-791X>; e-mail: [Pelipenkoeugene@gmail.com](mailto:Pelipenkoeugene@gmail.com).

УДК 629.369

**В.Б.САМОРОДОВ, Д.О.ГАРМАШ****ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ОСНОВНИХ ТЯГОВИХ ПОКАЗНИКІВ ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ З ДВОПОТОКОВОЮ ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ**

Підвищення технічних показників завжди мало пріоритетний характер на всіх етапах розвитку автомобіле- і тракторобудування. В представленій статті піде мова про теоретичне обґрунтування використання гідрооб'ємно-механічної трансмісії. В якості об'єкта дослідження були використані двопотокова ГОМТ №1, розроблена кафедрою «Автомобіле- і тракторобудування» НТУ «ХПІ», та автомобіль КрАЗ 6233М.

**Ключові слова:** автомобіль, безступінчата трансмісія, гідрооб'ємна передача, технічні показники, матричний аналіз, математичне моделювання, динамічна характеристика, гідравлічні втрати.

**В.Б.САМОРОДОВ, Д.А.ГАРМАШ****ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ ТЯГОВЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ С ДВУХПОТОЧНОЙ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ**

Повышение технических показателей всегда имело приоритетный характер на всех этапах развития автомобиле- и тракторостроения. В данной статье пойдет речь о теоретическом обосновании использования гидрообъемной бесступенчатой трансмиссии. В качестве объектов исследования были использованы двухпоточная ГОМТ №1, разработанная на кафедре «Автомобиле- и тракторостроения» НТУ «ХПИ», и автомобиль КрАЗ 6233М.

**Ключевые слова:** автомобиль, бесступенчатая трансмиссия, гидрообъемная передача, технические параметры, матричный анализ, математическое моделирование, динамическая характеристика, гидравлические потери.

**V.B. SAMORODOV, D.O. HARMASH****THEORETICAL ANALYSIS OF THE MAIN TRACTION INDICATORS OF A TRUCK WITH DOUBLE-FLOW HYDROMECHANICAL TRANSMISSION**

Increasing technical indicators has always been a priority at all stages of the development of automobile and tractor construction. This article will discuss the theoretical rationale for the use of hydraulic continuously variable transmissions. The objects of the study were used double-flow GOMT №1, developed at the department "Automobile and tractor" NTU "KhPI", and the automobile KrAZ 6233M.

**Keywords:** automobile, continuously variable transmission, hydraulic transmission, technical parameters, matrix analysis, mathematical modeling, dynamic characteristic, hydraulic losses

**Вступ.** Сучасне автомобілебудування в промислово розвинених країнах є однією з ключових галузей, що впливають на стабілізацію процесів економічного розвитку держави. Воно дає поштовх розвитку низці інших галузей, стимулює зайнятість населення, як в будівництві автомобільної техніки, так і в її обслуговуванні та підвищує товарообіг.

На сьогоднішній день найбільшим виробником великовантажних автомобілів на Україні є акціонерне товариство «АвтоКрАЗ». Виробництво автомобілів КрАЗ націлене на основні сегменти ринку: будівництво, дорожнє та комунальне господарство, гірничодобувна та лісозаготівельна промисловість, нафтогазовий комплекс, збройні сили, підрозділи по ліквідації надзвичайних ситуацій.

Одним зі шляхів покращення показників автомобілів КрАЗ спеціального призначення може стати впровадження в виробництво безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій та використання їх на цих автомобілях. Трансмісії даного типу знайшли широке застосування на аграрній та будівельній техніці. Завдяки безступінчастому регулюванню швидкості руху та сили тяги, техніка, оснащена цими трансмісіями, має високі показники прохідності та маневреності.

В статті проаналізовано тенденцію до використання ГОМТ на автомобілі КрАЗ-6233М6 та представлені тягово-швидкісні показники.

**Мета і постановка задачі.** 1. Розробка математичної моделі трансмісії, з урахуванням гідравлічних витрат, та використання матричного аналізу з метою отримання тягових показників ГОМТ 2. Аналіз тягових показників з різним ступенем навантаження.

**Кінематична модель трансмісії з БГОМТ**

На рисунку 1 зображена кінематична схема двохпотокової гідрооб'ємно-механічної трансмісії.

Вона включає в себе ГОП, що складається з гідронасоса 4, з регулюванням подачі робочої рідини та гідромотора 10, що не регулюється, двох планетарних рядів, зі складною сонячною шестерню 7 першого ( $k_1$ ) ряду, яка в свою чергу є водилом другого ( $k_2$ ) ряду. Складна коронна шестерня другого ряду є водило першого ряду, та одночасно вихідною ланкою трансмісії. Принцип роботи трансмісії наступний. При вмиканні фрикціонів Ф1, Ф2 та вимиканні Ф3, ГОМТ працює в однопотоковому 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 та знімається з ведучих коліс.



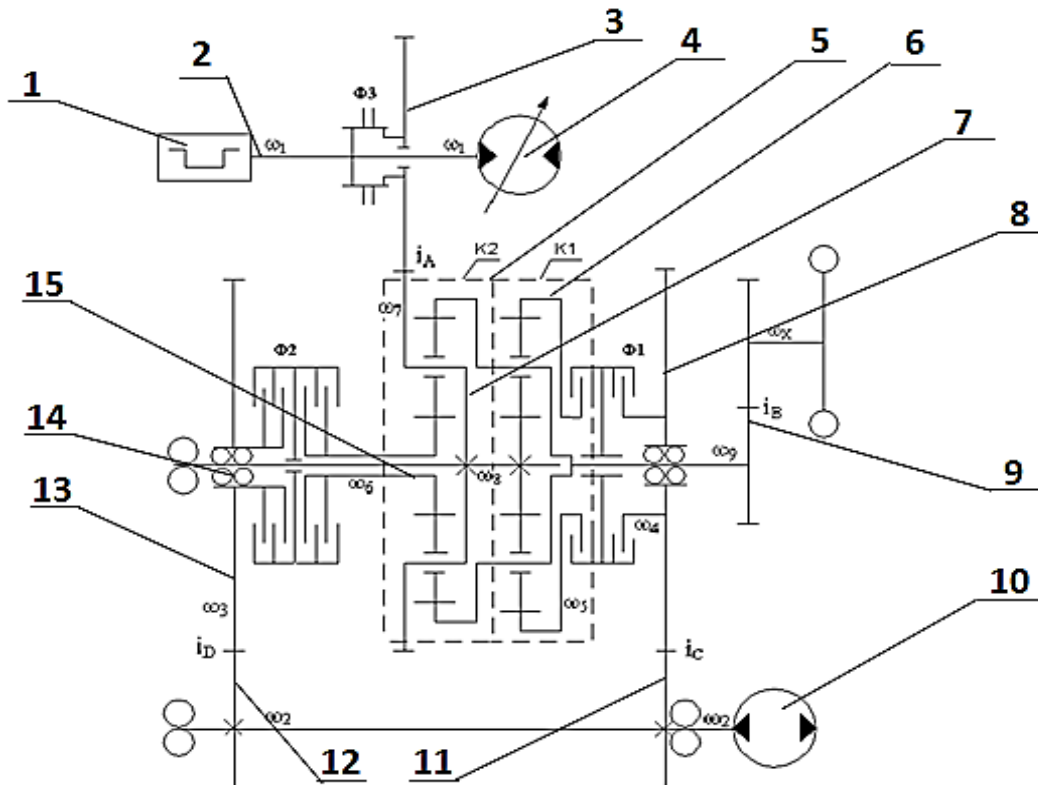


Рис. 1. Кінематична схема трансмісії

Перший діапазон (робочій) двохпотокового режиму роботи здійснюється при вмиканні фрикціонів  $\Phi_3$ ,  $\Phi_1$  та вимиканні фрикціону  $\Phi_2$ . В цьому випадку потужність від двигуна 1 одночасно передається на гідронасос 4 та через зубчате колесо 3 на складне водило 7 другого планетарного ряду. Через гідромотор 10 та замкнутий фрикціон  $\Phi_1$  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 двохпотокового режиму роботи здійснюється при вмиканні фрикціонів  $\Phi_3$ ,  $\Phi_2$  та вимиканні фрикціону  $\Phi_1$ . В цьому випадку потужність від двигуна 1 подається на гідронасос 4 та одночасно через зубчате колесо 3 на складне водило 7 другого планетарного ряду. Через гідромотор 10 та замкнутий фрикціон  $\Phi_2$  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 Побудова математичної моделі трансмісії

Для математичного описання даної трансмісії використано метод автоматизованої генерації

кінематичних та силових матричних моделей планетарних механізмів, та гідрооб'ємних передач.

Для побудови моделей формально приймається, що потужність, яка входить в будь-який елемент трансмісії менше нуля, потужність, яка виходить з цього елемента – більше нуля. Для всіх рівнянь коефіцієнт урахування витрат  $\theta = -1$  – для урахування витрат,  $\theta = 0$  – витрати не враховуються. Функція  $\text{sign}(\omega_i)$  повертає знак кутової швидкості для визначення витрат з урахуванням напрямку потоку потужності через будь-який елемент трансмісії.

Для будь-якого узагальненого редуктора (мультиплікатора) кінематичне та силове рівняння мають вигляд:

$$\begin{cases} \omega_1 + i_{12} \cdot \omega_2 = 0; \\ M_1 \cdot \eta^{\theta \cdot \text{sign}(\omega_1)} - i_{12} \cdot M_2 = 0, \end{cases}$$

де  $\eta$  – ККД узагальненого редуктора;

$i_{12}$  – передавальне відношення;

$\omega_1, \omega_2$  – вхідна та вихідна кутові швидкості відповідно, рад;

$M_1, M_2$  – вхідний та вихідний крутні моменти, Н·м.

Для трьохланкового планетарного механізму (ТПМ) система рівнянь, яка об'єднує силові та кінематичні параметри має вигляд

$$\begin{cases} \omega_1 - k_2 \cdot \omega_2 + \omega_3 \cdot (k - 1) = 0; \\ \omega_1 \cdot S_1 - \omega_3 \cdot S_1 - \omega_{ст} = 0; \\ \omega_2 \cdot S_2 - \omega_3 \cdot S_2 - \omega_{ст} = 0; \\ M_1 \cdot k \cdot \eta^{\theta \cdot \text{sign}(\omega_1)} + M_2 \cdot \eta^{\theta \cdot \text{sign}(\omega_2)} = 0; \\ M_1 \cdot \eta^{\theta \cdot \text{sign}(\omega_1)} + M_2 \cdot \eta^{\theta \cdot \text{sign}(\omega_2)} + M_3 = 0, \end{cases}$$

де  $\omega_1, \omega_2, \omega_3$  – кутові швидкості сонячної шестерні, коронної шестерні та водила відповідно, рад;

$\omega_{ст}$  – кутова швидкість сателітів, рад;

$M_1, M_2, M_3$  – крутні моменти на сонячній, коронній шестернях та на водилі відповідно, Нм;

$k$  – внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду;

$S_1, S_2$  – характерні параметри сателітів.

Внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду визначається:

$$k = \pm \frac{Z_{cm1} \cdot Z_2}{Z_{cm2} \cdot Z_1}, \quad (1)$$

де  $Z_1, Z_2$  – кількість зуб'їв на сонячній та коронній шестернях;

$Z_{ст1}, Z_{ст2}$  – кількість зуб'їв сателітів.

Внутрішнє передавальне відношення  $k < 0$ , якщо ТПМ має як внутрішні, так і зовнішні зачеплення, в іншому випадку  $k > 0$ .

Параметри сателітів визначаються за формулами:

$$S_1 = \frac{Z_1}{Z_{cm}} = \frac{|k| - 1}{|k|}; \quad (2)$$

$$S_1 = \frac{Z_2}{Z_{cm}} = \frac{2 \cdot |k|}{|k| - 1}. \quad (3)$$

Структурна схема ГОП зображена на рисунку 2.

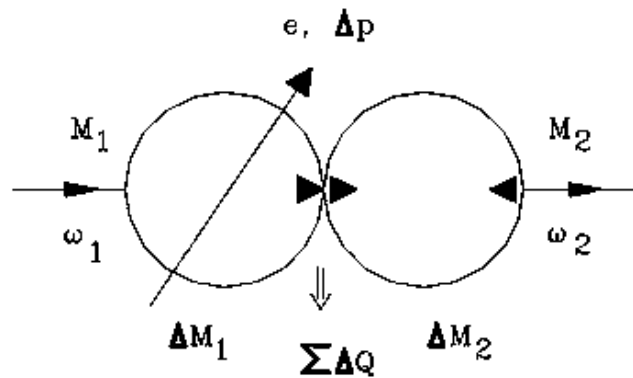


Рис. 2. Структурна схема ГОП

Система рівнянь, що пов'язує кінематичні та силові параметри ГОП з урахуванням втрат в прямому та зворотному потоці потужності має вигляд:

$$\begin{cases} -e \cdot \omega_1 + \omega_2 + \theta \cdot \sum \Delta Q = 0; \\ M_1 - e \cdot q \cdot \Delta p - \theta \cdot \Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_1) = 0; \\ M_2 + q \cdot \Delta p - \theta \cdot \Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_2) = 0, \end{cases}$$

де  $\omega_1, \omega_2$  – кутові швидкості валів першої та другої гідромашин, рад;

$\sum \Delta Q$  – сумарні об'ємні витрати;

$M_1, M_2$  – крутні моменти на валах гідромашин,

Н·м;

$\Delta p$  – перепад тиску в гідромашинах, Па;

$q$  – продуктивність гідромашин, м<sup>3</sup>/рад;

$e$  – відносний параметр регулювання ГОП;

$\Delta M_1, \Delta M_2$  – втрати моментів на гідромашинах,

Н·м.

Для всіх вище приведених систем рівнянь  $k_1, k_2$  – внутрішні передавальні відношення для першого та другого планетарних рядів,  $S_2^1$  – параметр сателітів для другого планетарного ряду,  $S_1^1$  – параметр сателітів для першого планетарного ряду, визначаються за формулою (2),  $S_1^2$  – параметр

сателітів для першого планетарного ряду,  $S_2^2$  – параметр сателітів для другого планетарного ряду, визначаються за формулою (3).

Для визначення сумарних об'ємних витрат  $\sum \Delta Q$  та втрат моментів на гідромашинах  $\Delta M_1, \Delta M_2$  використано модель Городецького К. И.. Відповідно до цієї моделі об'ємні витрати визначаються:

$$\Delta Q_1 = K_y \frac{\Delta p}{\mu} (1 + C_y \cdot |\omega_1|); \quad (4)$$

$$\Delta Q_2 = K_y \frac{\Delta p}{\mu} (1 + C_y \cdot |\omega_2|); \quad (5)$$

$$\sum \Delta Q = \Delta Q_1 + \Delta Q_2. \quad (6)$$

Втрати моментів на гідромашинах визначаються за формулами:

$$K_y = 0.0390 \cdot 10^{-12} \text{ м}^3;$$

$$C_y = 1.44 \cdot 10^{-2} \text{ с};$$

$$K_1 = 2000 \text{ Па с};$$

$$K_2 = 0.912;$$

$$K_8 = 0.825 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$K_7 = 0.3375;$$

$$K_6 = 0.913 \text{ м/с};$$

$$K_5 = 0.0245;$$

$$K_4 = 0.653;$$

$$K_3 = 0.0955 \text{ с/м}$$



Динамічна характеристика автомобіля в двохпотоківому робочому режимі при увімкненій пониженій передачі роздавальної коробки приведена на рисунку 4.

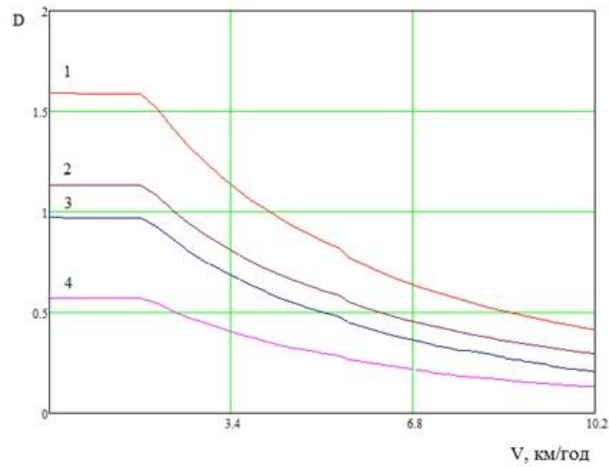


Рис. 4. Динамічна характеристика в двох потоковому робочому режимі автомобіля

На рисунку 5 приведена динамічна характеристика автомобіля в двохпотоківому транспортному режимі при увімкненій пониженій передачі РК.

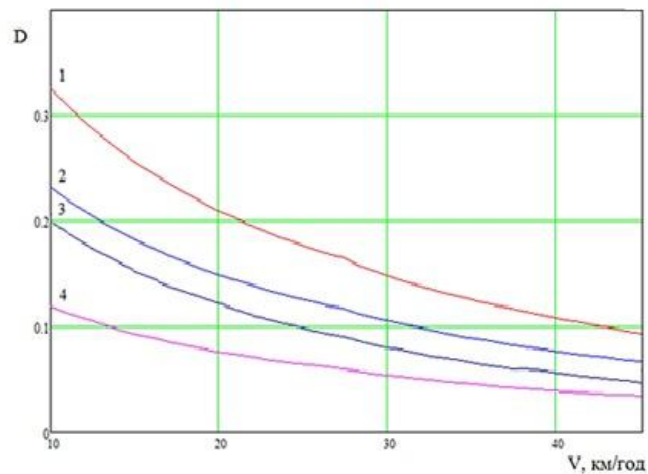


Рис. 5. Динамічна характеристика автомобіля КрАЗ –6233М6 в транспортному режимі

На рисунку 6 приведена динамічна характеристика автомобіля в повнопотоківому реверсивному режимі при увімкненій підвищеній передачі РК.

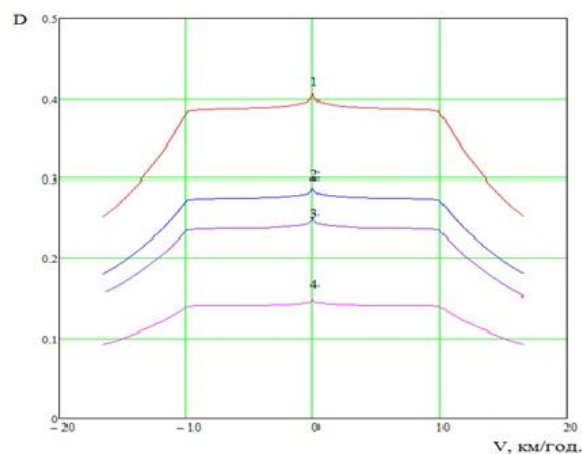


Рис. 6. Динамічна характеристика для повно потокового реверсивного режиму автомобіля

Динамічна характеристика автомобіля в двохпоточковому робочому режимі роботи

трансмисії при увімкненій підвищеній передачі роздавальної коробки приведена на рисунку 7.

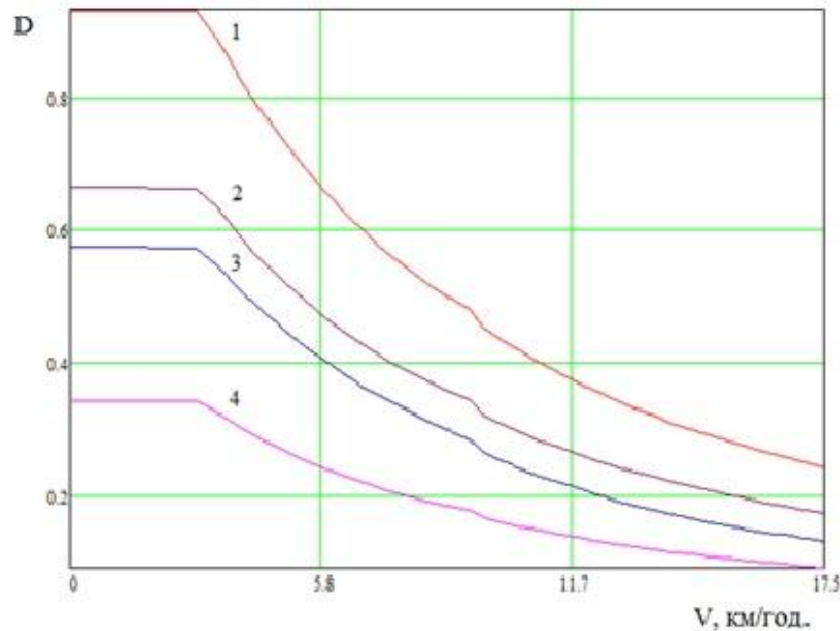


Рис. 7. Динамічна характеристика автомобіля в робочому діапазоні

На рисунку 8 зображена динамічна характеристика автомобіля для двохпоточкового транспортного

режиму роботи трансмісії та увімкненої підвищеної передачі роздавальної коробки

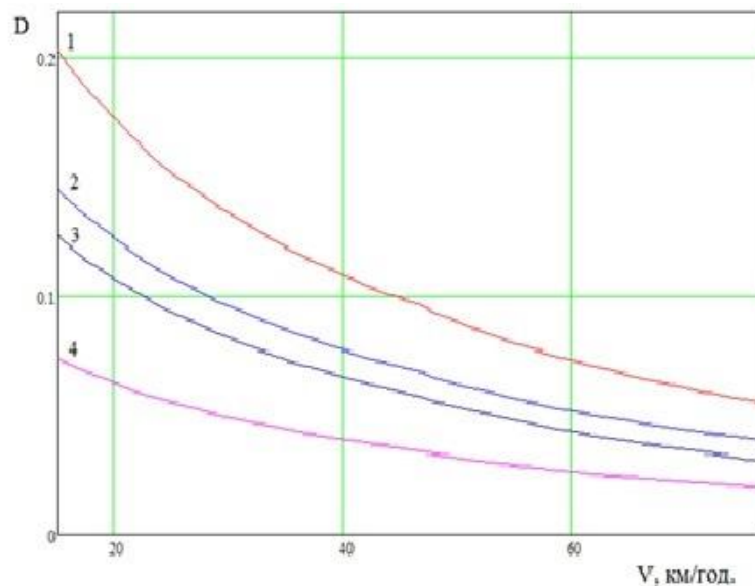


Рис. 8. Динамічна характеристика автомобіля для транспортного режиму

З динамічних характеристик видно, що максимальні тягові показники досягаються при роботі трансмісії в двохпоточковому робочому режимі. В реверсивному режимі роботи тягові характеристики нижче але, враховуючі те, що при русі заднім ходом необхідності долати круті підйоми з причепом не виникає, можна сказати, що тягові властивості в цьому діапазоні цілком задовільні. В транспортному

режимі роботи динамічні характеристики цілком задовольняють експлуатаційні потреби.

На рисунках 9, 10, 11 зображені залежності динамічного фактору, перепаду тиску в ГОП, загального ККД та моменту на двигуні при русі з максимально-допустимим опором для реверсивного, робочого та транспортного діапазонів відповідно.

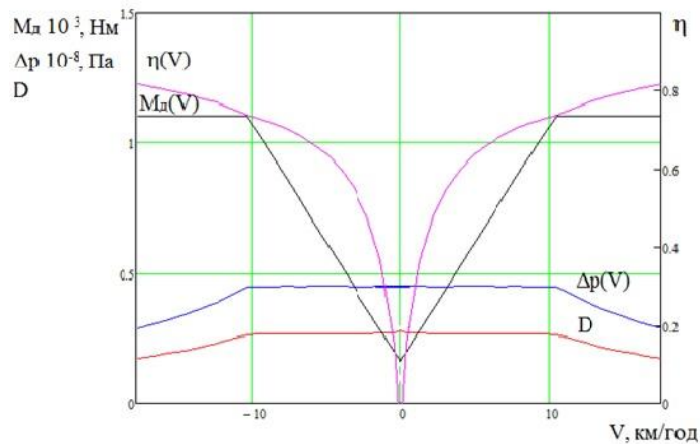


Рис. 9. Залежності моменту двигуна, ККД та перепаду тиску в ГОП при русі в реверсивному режимі

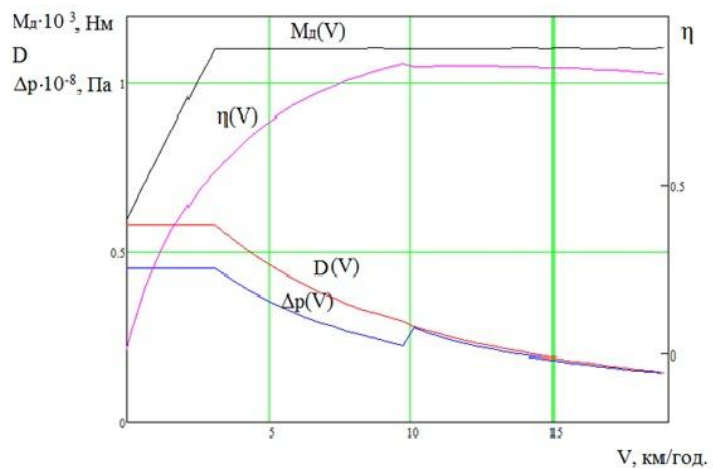


Рис. 10. Залежності моменту двигуна, ККД та перепаду тиску в ГОП при русі в робочому діапазоні

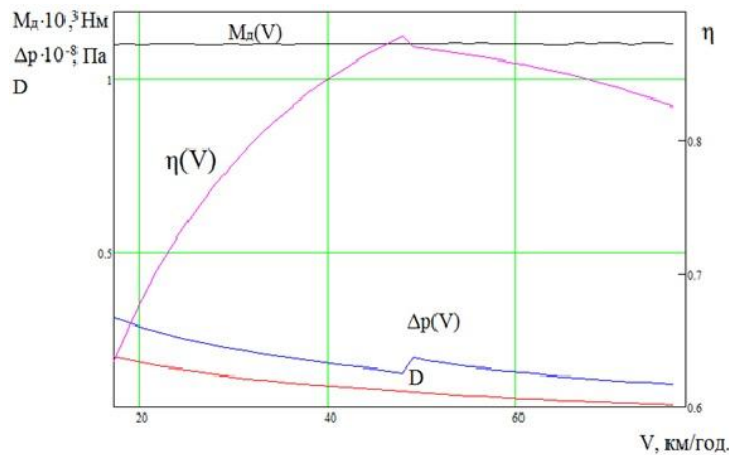


Рис. 11. Залежності моменту двигуна, ККД та перепаду тиску в ГОП при русі в транспортному діапазоні

На характеристиках видно, що є інтервали швидкостей (горизонтальні), на яких динамічний фактор залишається постійним. Для цих ділянок максимальне навантаження обмежується тиском в ГОП, при цьому момент двигуна зі збільшенням швидкості зростає. На гіперболічних інтервалах динамічних характеристик навантаження на ведучі колеса обмежується можливостями силової установки

**Висновки.** Результати математичного моделювання БГОМТ для КраЗ показали, що при використанні такої трансмісії з'являється можливість переходити з руху вперед до руху назад без зупинки зі швидкістю до 18 км/год., долаання дорожніх перешкод за рахунок безступінчастого регулювання та високої сили тяги, руху з відносно високими швидкостями (до 80 км/год.) при повному завантаженні автомобіля в транспортному режимі. Ці показники свідчать про



доцільність використання БГОМТ на цих автомобілях.

Застосування безступінчастих ГОМТ дозволяє підвищити техніко-економічні показники самохідних машин. За рахунок плавного регулювання швидкості без розриву потоку потужності значно підвищуються показники прохідності та середня швидкість руху по бездоріжжю, забезпечується робота двигуна в оптимальному режимі не залежно від швидкості руху. Можливість симетричного реверсування значно підвищує маневреність транспортного засобу. Не зважаючи на більш низький ККД (в порівнянні з механічними трансмісіями) економічність машин зростає. Основними недоліками є залежність ККД від температурних умов, необхідність застосовувати робочі рідини високої якості, велика вартість виготовлення, підвищений шум при роботі.

#### Список літератури

- Самородов В.Б. «Системный подход к автоматизированному анализу силовых приводов транспортных средств и генерация их математиче-ских моделей»;
- Е.Е. Александров, В.Б. Самородов, Д.О. Волонцевич, А.С. Палащенко «Беступенчатые трансмиссии: расчет и основы проектирования» (том 3, книга 2), 1997р.;
- Кожушко А.П. Теоретичне дослідження безступінчастої трансмісії автомобіля КрАЗ-63221-02 для ремонту нафтогазових свердловин / А.П. Кожушко, О.О. Островерх, В.М. Шевцов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2017. – № 6. – С. 45 – 51.;
- М.О. Мітцель «Влияние особых зон работы гидропередачи на технико-экономични показатели колісних тракторів з безступінчастими гідро-об'ємно - механічними трансмісіями», 2016р.;
- В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко, А.П. Кожушко, Є.С. Пелипенко, М.О. Мітцель «Перспективні трансмісії колісних тракторів», 2014р.;
- А.І. Бондаренко «Наукове обґрунтування нових технічних рішень процесу гальмування колісних тракторів з безступінчастими гідрооб'ємно-механічними трансмісіями», 2016р.;
- В.Б. Самородов, В.В. Спіфанов, А.І. Бондаренко «Безступінчасті гідрооб'ємно-механічні трансмісії як невід'ємний елемент сучасних автомобілів, будівельної і спеціальної техніки»;

#### References (transliterated)

- Samorodov V.B. «Systemnyy podkhod k avtomatyzirovannomu analizu sylovykh pryvodov transportnykh sredstv y generatsyya ykh matematyche-skykh modeley»;
- E.E. Aleksandrov, V.B. Samorodov, D.O. Volontsevych, A.S. Palashchenko «Bessstupenchatye transmyssyy: raschet y osnovy proektyrovaniya» (tom3, knyha 2), 1997r.;
- Kozhushko A.P. Teoretychne doslidzhennia bezstupinchastoi transmissii avtomobilia KrAZ-63221-02 dlia remontu naftohazovykh sverdlovyn / A.P. Kozhushko, O.O. Ostroverkh, V.M. Shevtsov // Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». – Kharkiv: NTU «KhPI», 2017. – № 6. – S. 45 – 51.;;
- M.O. Mittsel' «Vplyv osoblyvykh zon roboty hidropredachi na tekhniko-ekonomichni pokaznyky kolisnykh traktoriv z bezstupinchastymy hidro-ob'yemno - mekhanichnymy transmissiyamy», 2016r.;
- V.B. Samorodov, A.I. Bondarenko, A.P. Kozhushko, Y.S. Pelypenko, M.O. Mittsel' «Perspektyvni transmissiyi kolisnykh traktoriv», 2014r.;
- A.I. Bondarenko «Naukove obgruntuвання novykh tekhnichnykh rishen' protsesu hal'muvannya kolisnykh traktoriv z bezstupinchastymy hidroob'yemno-mekhanichnymy transmissiyamy», 2016r.;
- V.B. Samorodov, V.V. Yepifanov, A.I. Bondarenko «Bezstupinchasti hidroob'yemno-mekhanichni transmissiyi yak nevid'yemnyy element suchasnykh avtomobiliv, budivel'noyi i spetsial'noyi tekhniky».

Надійшла (received) 05.09.2018

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Самородов Вадим Борисович (Самородов Вадим Борисович, Samorodov Vadym Borysovych)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедрою автомобіле- та тракторобудування; м.Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/orcid/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; м.Харків, Україна; e-mail harmashdm@gmail.com.

УДК 629.027, 629.3.014, 621.313

**Н.Е. СЕРГИЕНКО, Б.Г. ЛЮБАРСКИЙ, М.И. ПАСТУЩИНА****ОСОБЕННОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ПРИВОДА И СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ НА СОВРЕМЕННЫХ АВТОМОБИЛЯХ**

Электроприводы (ЭП) сегодня находят широкое применение в автомобилестроении. Важным требованием предъявляемым к данным двигателям является высокий КПД, надежность, компактность. В статье выполнен аналитический обзор конструкций и сравнение различных вариантов ЭП в современных автомобилях. Описаны особенности систем их управления и использования различных схем, конструкций электрического привода в составе электромеханических преобразователей. Представлены рабочие характеристики и потребление энергии основными электромеханическими устройствами автомобиля.

**Ключевые слова:** анализ, автомобиль, электропривод, электродвигатель, электроамортизатор, система управления, электрическая трансмиссия.

**М.Є. СЕРГІЄНКО, Б.Г. ЛЮБАРСЬКИЙ, М.І. ПАСТУЩИНА****ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ЕЛЕКТРИЧНОГО ПРИВОДУ І СИСТЕМ УПРАВЛІННЯ НА СУЧАСНИХ АВТОМОБІЛЯХ**

Электроприводы (ЕП) сьогодні знаходять широке застосування в автомобілебудуванні. Важливою вимогою, що пред'являється до даних двигунів є високий ККД, надійність, компактність. У статті виконано аналітичний огляд конструкцій і порівняння різних варіантів ЕП в сучасних автомобілях. Описано особливості систем їх управління і використання різних схем, конструкцій електричного приводу в складі електромеханічних перетворювачів. Представлені робочі характеристики і споживання енергії основними електромеханічними пристроями автомобіля.

**Ключові слова:** аналіз, автомобіль, електропривод, електродвигун, електроамортизатор, система управління, електрична трансмісія.

**N.E SERGIENKO, B.G. LYUBARSKY, M.I. PASTACHINA****FEATURES OF USING ELECTRIC DRIVE AND SYSTEMS CONTROLS ON MODERN CARS**

Electric drives (ED) are now widely used in the automotive industry. An important requirement for these engines is high efficiency, reliability, compactness. The article contains an analytical review of the structures and a comparison of various variants of electronic signature in modern automobiles. The features of control systems and the use of various circuits, electric drive designs as part of electromechanical converters are described. The working characteristics and energy consumption of the main electromechanical devices of the car are presented.

**Keywords:** analysis, automobile, electric drive, electric motor, electric shock absorber, control system, electric transmission.

**Введение.** Тенденции развития конструкций автомобилей, связанные с повышением производительности, экологичности, экономичности, надежности, комфорта и безопасности движения, приводят к тому, что роль электрооборудования и электроники постоянно возрастает. Учитывая это, неуклонно возрастает необходимость расширение использования ЭП на автомобиле. Ранее на грузовых автомобилях устанавливали минимум 5 электродвигателей, а на легковых – порядка 7 и более, сегодня в зависимости от класса и уровня комфортабельности количество увеличилось.

ЭП представляет собой электромеханическую систему, состоящая из одного или нескольких преобразователей, механизма привода устройства и системы управления. Основными устройствами автомобиля, где применяется ЭП, являются ДВС, трансмиссия (сервоприводы в АКП, устройства включения блокировок, подвески и т.д.), системы безопасности и комфорта – климатическая установка, предпусковые подогреватели, стекло- и фарочистители, механизмы подъема стекол, антенн, перемещения сидений и др. Таким образом, современный ЭП представляет собой сложный комплекс, включающий электродвигатель, силовой преобразователь и систему управления.

**Цель работы** – анализ конструкций и особенностей использования ЭП на современных автомобилях.

**Основная часть**

Чтобы лучше разобраться в многообразии ЭП, которое представляет современный авторынок, стоит рассмотреть существующие их виды.

На современном автомобиле установлено большое число агрегатов, требующих для приведения в действие затрат механической энергии. Эту энергию они получают в большинстве случаев от электродвигателей.

Электродвигатель с механизмом передачи механической энергии и схемой управления электродвигателем образуют систему электропривода автомобиля. Для передачи энергии в автомобильном электроприводе используются зубчатые и червячные передачи, кривошипно-шатунные механизмы. Часто электродвигатель и механизм передачи механической энергии объединяют в моторредуктор или электродвигатель совмещают с исполнительным элементом.

С учетом используемого количества фаз в сети автомобиля, электрические устройства разделяют на: одно- и трехфазные. Если привести реальные образцы, используемые известными автопроизводителями, то хороший пример трехфазного агрегата асинхронного типа – Volt от Chevrolet рис. 1. Он является гибридным автомобилем. Пример трехфазного синхронного двигателя – i-MiEV от Mitsubishi [1], который осуществляет привод колес исключительно от электродвигателя.

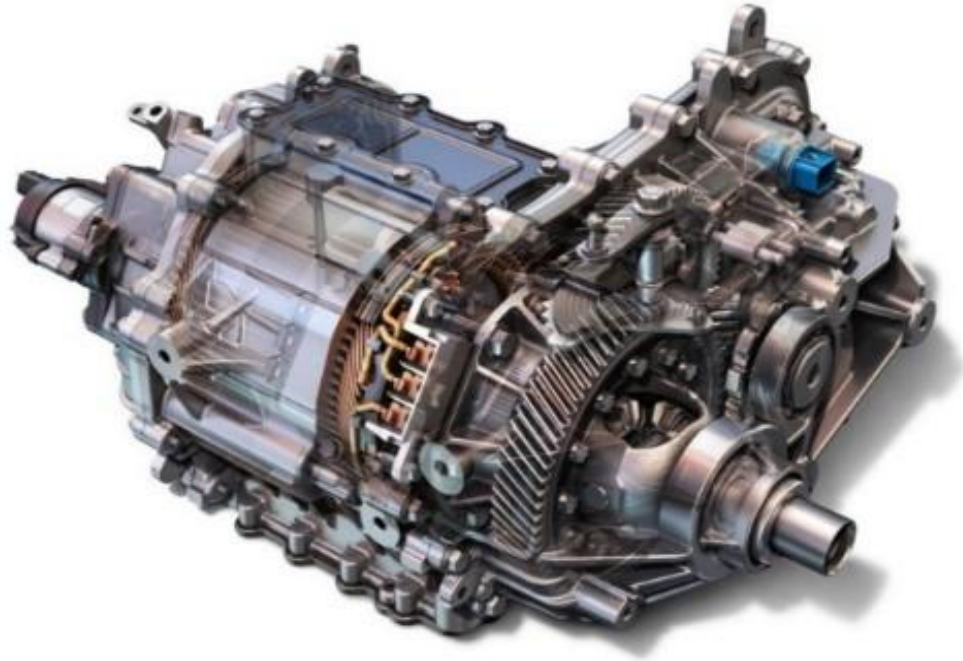


Рис. 1. Силовая установка электромобиля Chevrolet Volt

Следует отметить, что двигатели разных производителей отличаются массой, мощностью, габаритами, характеристиками и выходными параметрами (см. рис. 2).

В конструкциях электромобилей зачастую

задействуются коллекторные моторы. Как вариант – автомобиль «Санрейсер», в котором установлен как раз безколлекторный двигатель от компании General Motors. При массе 3,6 кг его КПД составляет 92% [1].



Рис. 2. Виды электродвигателей

Нельзя не отметить еще один вариант конструкции двигателя, который используется в некоторых современных моделях автомобилей. Это система мотор-колесо (рис. 3). Пример – спортивный автомобиль Volage. В такой конструкции предусмотрена возможность регенерации энергии торможения. Для этого используется двигатель Active Wheel. Он весит всего 7 кг, что позволяет добиться приемлемой массы колеса – 11 кг.

Электроприводы автомобиля приводят в действие вентиляторы отопителей и системы охлаждения двигателя, стеклоподъемники, устройства выдвижения антенн, стеклоочистители, насосы омывателей, фарочистители, подогреватели, топливные насосы и т.п.

На основании анализа рассмотренных конструкций представим вариант классификации ЭП (рис. 4).



Рис. 3. Электромотор колеса



Рис. 4. Классификация конструкций ЭП

Характер изменения нагрузки рабочего механизма определяет режим работы двигателя [2]. Чтобы учесть это, рассчитывают и строят нагрузочные диаграммы, представляющие собой зависимость тока  $i$  и вращающего момента  $M$  двигателя от времени  $t$ .

Различают следующие режимы работы электродвигателей: 1) продолжительный; 2) кратковременный; 3) повторно-кратковременный. Продолжительный режим (рис. 5) характеризуется такой длительностью, при которой за время работы двигателя температура всех устройств ЭП достигает установившегося значения. В качестве примера ЭП с длительным режимом работы можно назвать отопители (зимой) и вентиляторы салона автомобиля.

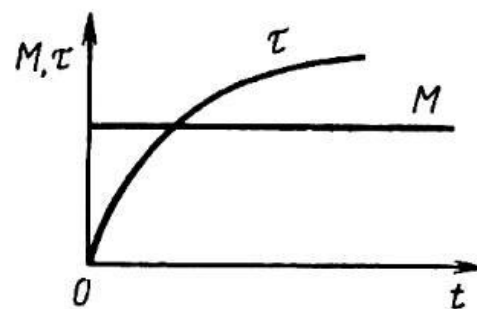


Рис. 5. Диаграммы работы двигателя в продолжительном режиме

При кратковременном режиме (рис. 6) рабочий интервал относительно краток и температура двигателя не успевает достигнуть установившегося значения. Перерыв в работе исполнительного механизма достаточный для охлаждения двигателя до температуры окружающей среды. Такой режим работы характерен для механизмов подъёма стёкол, антенн, перемещения сидений и др.

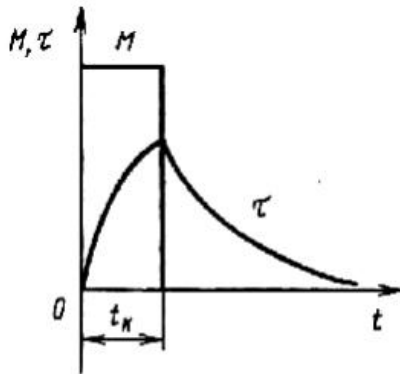


Рис. 6. Диаграмма работы двигателя в кратковременном режиме ( $t_k$  – время пуска)

При повторно-кратковременном режиме (рис. 7) рабочий интервал времени чередуется с паузами (остановка или холостой ход), причём, ни в один из интервалов работы температура двигателя не достигает установившегося значения, а во время снятия нагрузки двигатель не успевает охладиться до температуры окружающей среды. В таком режиме могут работать стеклоочистители, стеклоомыватели и другие механизмы.

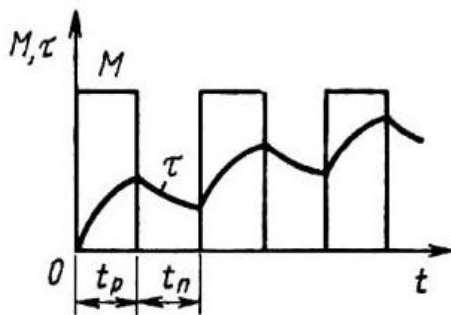


Рис. 7. Диаграмма работы двигателя в повторно-кратковременном режиме ( $t_p$  – время работы;  $t_n$  – время паузы)

ЭП обладает бесспорными преимуществами по сравнению с механическим приводом, к которым относятся:

- высокий к. п. д. (до 97%) [3];
- высокая надежность и долговечность;
- надежная автоматическая защита машины от поломок при динамических нагрузках и перегрузках;
- удобство дистанционного управления;
- простота и удобство обеспечения реверса;
- возможность автоматизации процессов управления и регулирования скорости рабочего хода;

– возможность уменьшения габаритных размеров при снижении массы машины и достижения более совершенных форм;

– улучшение условий путем применения электрического обогрева и вентиляции, а также уменьшения шума и вибрации.

Требования, предъявляемые к ЭП, устанавливаемых в том или ином узле автомобиля, обусловлены режимами работы этого узла, требованиями компоновки, условиями работы.

С увеличением передаваемой мощности растут абсолютные размеры элементов силовых передач и усложняется управление машиной. В этом случае представляется рациональным преобразовать механическую энергию двигателя в электрическую и передать ее к исполнительным механизмам по проводам. Одним из способов управления электрическими устройствами является широтно-импульсное управление (ШИУ). Данная система управления позволяет регулировать соотношение электричества и максимальной мощности, которую усилитель обеспечивает двигателю. ШИМ – процесс управления мощностью, подводимой к нагрузке, путём изменения скважности импульсов при постоянной частоте [3]. При ШИМ (рис. 8) частота повторения импульсов не меняется, но меняется длительность импульсов и, соответственно, скважность. Из преимуществ использования – уменьшение потребляемой мощности, повышение точности регулирования выходных параметров, рациональное использование энергии ДВС. Как следствие этого – экономия топлива, увеличение ресурса, снижение динамической нагруженности.

На рис. 8 показано график иллюстрирующий применение трехуровневой ШИМ для управления электродвигателем, которая используется в асинхронных электродвигателях с переменной частотой [4]. Напряжение от ШИ-модулятора, подаваемое на обмотку машины изображено под цифрой 1 (V). Магнитный поток в статоре машины показан цифрой 2 (В). Здесь магнитный поток имеет приблизительно синусоидальную форму благодаря соответствующему закону ШИМ.

Потребляемая электрическая мощность определяется по формуле:

$$P = U \cdot I_n. \quad (1)$$

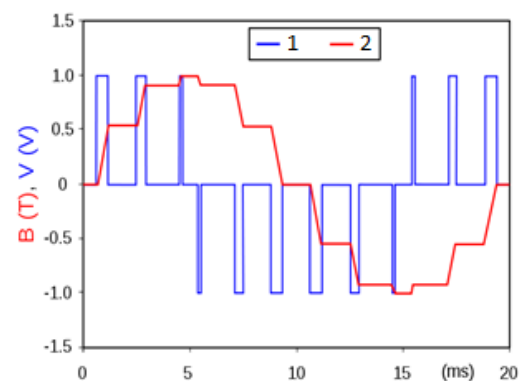


Рис. 8. График, иллюстрирующий применение трехуровневой ШИМ для управления электродвигателем

В бортовой сети автомобиля напряжение поддерживается постоянным ( $U=\text{const}$ ), а ток нагрузки определяется:

$$I_n = \sum I_{\text{экв}} = \sum I_{\text{пни}} \cdot K_{ti} \cdot K_{ni}, \quad (2)$$

где  $I_{\text{пни}}$  – номинальный ток  $i$ -го потребителя;  
 $K_{ti}$  – коэффициент времени работы  $i$ -го потребителя относительно работы автомобиля;  
 $K_{ni}$  – коэффициент нагрузки.

Тогда:

$$P = U \cdot \sum I_{\text{пни}} \cdot K_{ti} \cdot K_{ni}. \quad (3)$$

Расчетное значение тока  $i$ -го потребителя определим по формуле:

$$\sum I_{\text{пни}} = \frac{I_{\text{пни}} \cdot t_{ti}}{t_{ti} + t_{ci}}, \quad (4)$$

где  $t_{ti}$  – длительность действия импульса тока;

$t_{ci}$  – длительность периода скажности.

Учитывая изменения длительности подачи импульса тока, можно определить экономию энергии.

ЭП на современных автомобилях постоянно модернизируются. Одним из перспективных направлений их усовершенствования – применение дополнительно в системе возбуждения постоянных магнитов. Применение постоянных магнитов позволяет в значительной мере повысить технико-экономические показатели электродвигателей: уменьшить массу, габаритные размеры, повысить КПД.

Благодаря независимому возбуждению все электродвигатели могут быть реверсивными [5]. Анализируя варианты ротативных и линейных конструкций ЭП (см. рис. 4), можно отметить следующее. Ротативная группа включает преобразователи постоянного тока (ПТ), синхронный генератор с постоянными магнитами (СГПМ), вентильно-индукторный (ВИ), асинхронный (АС). Группа линейных преобразователей включает: индукторный (И) и синхронный линейный с постоянными магнитами (СЛПМ) [6]. Результаты сравнительного анализа различных типов ЭП представлены в табл. 1.

Таблица 1 – Результат анализа ЭП различных типов

Показатели	Типы преобразователей					
	Ротативные				Линейные	
	ПТ	СГПМ	ВИ	АС	И	СЛПМ
Коэффициент полезного действия (КПД)	в	в	н	с	н	в
Масса и габариты	н	с	н	с	с	в
Конструктивное исполнение	н	н	с	с	в	н
Механическая нагруженность	н	н	в	с	в	н

Показатель: "в" – высокий, "с" – средний "н" – низкий

Анализ условий работы, конструкций, схем преобразователей показал следующее [6, 7]:

– для рекуперации энергии колебательных масс подвески транспортного средства целесообразно использовать линейный электромеханический преобразователь;

– рационально использовать ЭП с постоянными магнитами;

– на первых этапах создания наиболее приемлем трехфазный преобразователь.

Одним из направлений реализации задачи повышения эффективности использования энергии

автомобиля является рекуперация кинетической энергии колебательных масс транспортного средства во время движения по неровностям. Автор работы [7] инженер Амар Боуз начал работу над созданием электроподвески Bose Suspension System в 1978 году. Макет изготовлен в 1995. В конструкции на базе седана Lexus LS400 (рис. 9) пружинную подвеску заменили торсионной, а амортизаторы – линейными электродвигателями, которыми через мощные усилители управлял компьютерный блок на основе информации от датчиков хода каждого из колес.



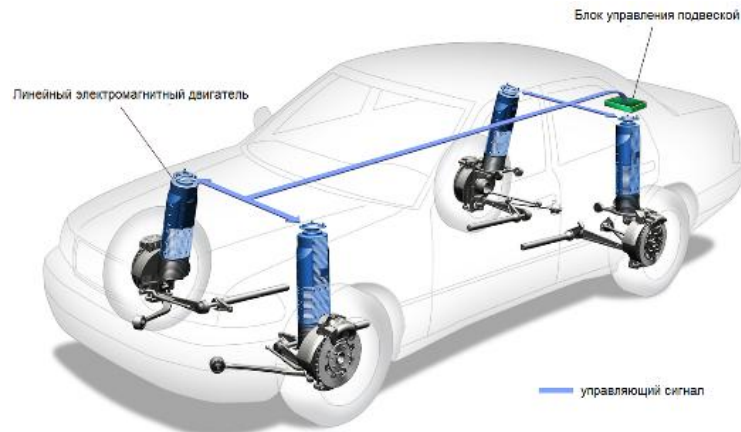


Рис. 9. Принципиальная схема системы Bose «квадро»

Идея такой подвески заключается в следующем: когда колесо опускается в яму на ходе отбоя, электродвигатель активно «помогает» ему идти вниз, а на ходе сжатия «втягивает» колесо вверх. В работе главное внимание уделялось обеспечению плавности движения автомобиля и снижению крена кузова при повороте. Авторы патента [8] предлагают конструкцию электрического амортизатора, включающего в себя витой элемент, наружная часть которого выполнена из электропроводного материала. Магнитный элемент состоит из стержня, на центральной оси которого расположены магниты. Наружная часть выполнена таким образом, что в нее может войти стержень с магнитами.

Стержень с магнитами формируют магнитное поле, величина которого зависит от того на сколько введен стержневой магнит. Корпус одним концом подключен к выводу магнитного соединения.

Оригинальное решение представлено в работе [9]. Предлагается использовать в составе амортизатора подвески автомобиля электрический генератор (рис. 10). Амортизатор имеет реечно-шестеренчатый механизм, который преобразует линейное движение поршня во вращательное движение ротора. Одностороннее вращение ротора при различном направлении движения колес обеспечивается двумя коническими шестернями, включенных через две обгонные муфты, имеющие противоположные по направлению механизмы замыкания, на одну ведомую шестерню, которая соединена с якорем генератора. Такая схема усложняет конструкцию, а применение обгонных муфт при ударных нагрузках в подвеске приводит к существенному снижению их ресурса. В работе [10] рассмотрен метод контроля колебаний подвески автомобиля с помощью управляемых электромеханических

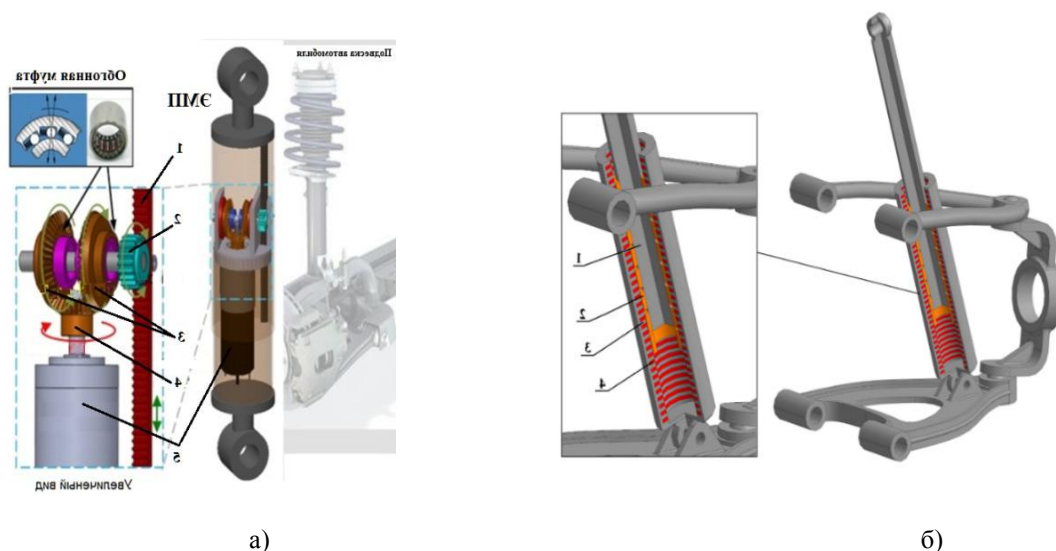


Рис. 10. Варианты электромеханического амортизатора:

- 1 – рейка; 2 – шестерня; 3 – ведущие конические шестерни; 4 – ведомая коническая шестерня; 5 – генератор  
 а – ЭМП вращательного типа; 1 – ротор; 2 – постоянные магниты; 3 – корпус; 4 – катушки обмоток фаз  
 б – ЭМП линейного типа

амортизаторов, активируемых с помощью генераторов энергии без использования внешнего источника питания. Вращательное движение ротора генератора

усиливается передачей и активирует генератор для выработки электроэнергии. Сгенерированное напряжение при работе амортизатора

экспериментально оценено по величине и частоте. Для оценки силы гашения колебаний с использованием регенерированного напряжения представлена модель. С помощью контроллера Skyhook создан и экспериментально реализован механизм уменьшения колебаний путем регенерирования энергии. Было экспериментально доказано, что при движении по неровной дороге параметры подвески можно контролировать путем активации электроамортизаторов определенной величиной регенерированного напряжения.

В электромеханической трансмиссии механическая энергия двигателя в генераторе преобразуется в электрическую энергию и затем снова в тяговых электродвигателях преобразуется в механическую. Очевидно: что двойное преобразование энергии из одного вида в другой связано с определенными потерями, однако: эти

потери зачастую ниже потерь в механической трансмиссии, а кроме того, применение электрической трансмиссии [11] (см. рис. 11) имеет ряд существенных достоинств. Безусловно, электрическую проводку для подвода энергии к электродвигателю, установленному в колесе автомобиля: подвести значительно проще, чем от силовой установки к ведущему колесу посредством различного рода механических передач. Во-вторых, электрические двигатели имеют приближенную к идеальной характеристику изменения крутящего момента в зависимости от частоты вращения вала (якоря). При увеличении частоты вращения крутящий момент на валу уменьшается, а при уменьшении частоты вращения - крутящий момент увеличивается. При этом произведение частоты вращения вала на крутящий момент в каждый момент времени остается постоянным (в идеале).

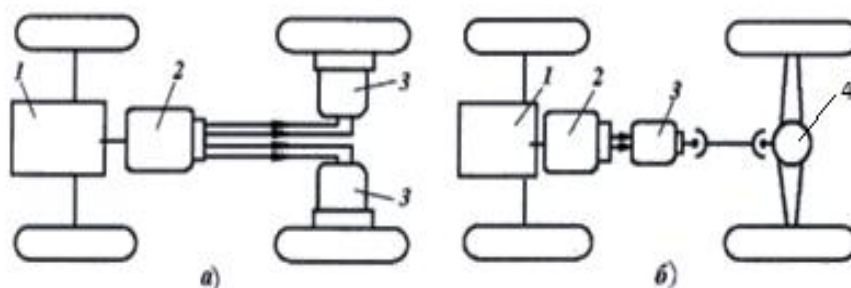


Рис. 11. Схемы электрической (а) и электромеханической (б) трансмиссий:  
1 – ДВС; 2 – генератор; 3 – электродвигатель; 4 – редуктор

Исходя из приведенных выше материалов, становится очевидным, что электродвигатель является почти идеальным устройством для автоматической трансмиссии (рис. 12), подстраивающей величину крутящего момента на колесах автомобиля в зависимости от условий движения. Возросла нагрузка, скорость снизилась, крутящий момент автоматически

вырос. Однако широко применять электродвигатели в качестве силовой установки современных автомобилей пока не удастся, поскольку нет возможности запастись электроэнергией в достаточном количестве. Привязав автомобиль проводами к какому-нибудь источнику электрической энергии, исключаем его длительную автономность.

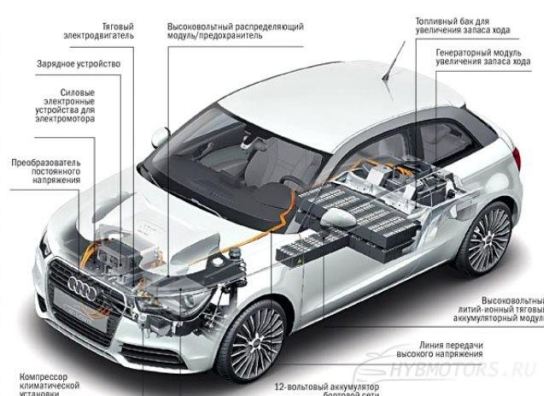


Рис. 12. Устройство электромобиля с применением электрической трансмиссии

Работа современного электрического двигателя основана на принципе электромагнитной индукции, что подразумевает собою выработку электродвижущей силы в замкнутом контуре с изменением магнитного потока. Технология не нова,

однако современные достижения науки и техники позволили развить ее до невероятных высот. Немалую роль в этом сыграла и возросшая в десятки раз емкость аккумуляторных батарей, которые

выполняют роль топливного бака в современных электрических и гибридных автомобилях.

Электрическая трансмиссия в совокупности с механической ранее применялась на грузовых автомобилях повышенной грузоподъемности, сегодня – на современных легковых автомобилях [12]. Основными элементами электрической трансмиссии (рис. 12, а) являются генератор 2, приводимый в действие ДВС, и электрические двигатели 3, расположенные непосредственно в ведущих колесах автомобиля. Достоинством данного вида трансмиссии является то, что генератор и тяговые электродвигатели могут устанавливаться в любом месте, диктуемом компоновкой автомобиля, при этом связь между ними поддерживается с помощью электрических проводов, которые можно проложить как угодно и где угодно, без ущерба внутреннему объему автомобиля.

Тем не менее, в таком упрощенном виде электрическая трансмиссия применяется редко. Чаще для увеличения крутящего момента в трансмиссию вводятся элементы механической трансмиссии. В таких случаях применяется один тяговый двигатель, а мощность к ведущим колесам передается посредством механических элементов – карданных передач и ведущих мостов (рис.11, б).

При установке тяговых электродвигателей непосредственно в колесах автомобиля используют планетарные зубчатые редукторы с передаточным числом от 15 до 20 [13].

Электромеханические передачи нашли применение на автомобилях-самосвалах большой грузоподъемности. В частности, все самосвалы марки БелАЗ (рис. 14) грузоподъемностью свыше 75 тонн оснащаются электромеханическими трансмиссиями [14].



Рис. 13. Карьерный самосвал БелАЗ:

- 1 – переднее управляемое колесо с барабанным тормозом; 2 – гидропневматическая независимая подвеска передних колес; 3 – дизель, заблокированный с генератором; 4 – задний ведущий мост со встроенными в ступицы тяговыми электродвигателями

В зарубежном автомобилестроении электромеханические трансмиссии также применяют на самосвалах большой грузоподъемности и на многозвенных автопоездах высокой проходимости.

Перспективным считается применение электромеханических трансмиссий на многоприводных автомобилях высокой проходимости и автобусах большой вместимости.

Для обеспечения надежного пуска ДВС при низких температурах используются передпусковые подогреватели. Назначение в них электродвигателей – поддержания горения в подогревателях, подача воздуха, топлива и обеспечение циркуляции жидкости. Особенностью режима работы является то, что при таких температурах необходимо развивать большой пусковой момент и функционировать непродолжительное время. Для обеспечения этих требований электродвигатели передпусковых подогревателей выполняются с последовательной обмоткой и работают в кратковременном и повторно-кратковременном режимах.

Вентиляционные и отопительные установки предназначены для обогрева и вентиляции салонов легковых, грузовых автомобилей и автобусов. Действие их основано на использовании тепла двигателя внутреннего сгорания, а производительность в значительной степени зависит от характеристик ЭП. Все электродвигатели такого назначения представляют собой двигатели длительного режима работы, эксплуатируемые при температуре окружающей среды - 40...+70°C [15]. В зависимости от компоновки на автомобиле отопительной и вентиляционной установок электродвигатели имеют разное направление вращения. Эти электродвигатели одно- или двухскоростные в основном, с возбуждением от постоянных магнитов. Кроме отопительных установок, использующих тепло ДВС, находят применение отопительные установки независимого действия. В этих установках электродвигатель, имеющий два выходных вала, приводит во вращение два вентилятора, один направляет холодный воздух в теплообменник, а затем в салон, другой подает воздух в камеру горения.

К электродвигателям, используемым для привода стеклоочистителей, предъявляются требования обеспечения жесткой механической характеристики, возможности регулирования частоты вращения при различных нагрузках, повышенного пускового момента. Это связано со спецификой работы стеклоочистителей – надежной и качественной очистки поверхности ветрового стекла в различных климатических условиях. Для обеспечения необходимой жесткости механической характеристики используются двигатели с возбуждением от постоянных магнитов, двигатели с параллельным и смешанным возбуждением, а для увеличения момента и снижения частоты вращения используется специальный редуктор. В некоторых электродвигателях редуктор выполнен как составная его часть [15]. В этом случае электродвигатель называют моторредуктором. Изменение скорости электродвигателей с электромагнитным возбуждением достигается изменением тока возбуждения в параллельной обмотке. В электродвигателях с возбуждением от постоянных магнитов изменение

частоты вращения якоря достигается установкой дополнительной щетки.

Характеристики электродвигателей привода вспомогательного оборудования приведены в табл. 2.

При работе ДВС затрачивается определенная мощность для работы ЭП вспомогательного оборудования (см. рис. 14).

Таблица 2 – Характеристики ЭП различного применения [15]

Параметр/ потребитель	Номинальная мощность, Вт	Номинальные обороты, об/мин
ЭП малой мощности		
Предпусковой подогревателей	180	6500
Вентиляционная и отопительная установки	25-35	2500-3000
Стеклоочиститель	12-15	2000-3000
Водяной насос	20-30	2000-3500
Генератор	800-1500	1500-6000
ГУР(ЭУР)	300-400	-
Обогреватель салона, климатконтроль	210	-
ЭП высокой мощности, кВт		
Трансмиссия электромобиля	65-310	8000-16000
Трансмиссия гибридного автомобиля	45-85	4000-7000

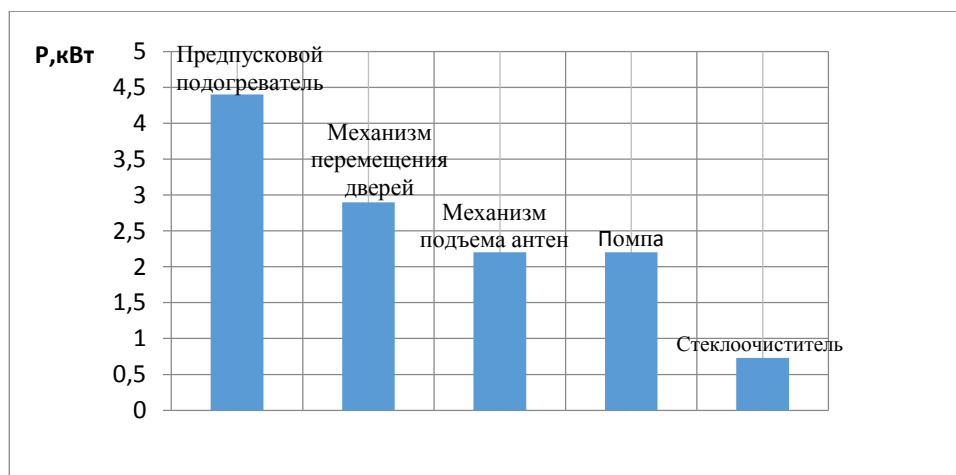


Рис. 14. Затраты мощности на работу устройств вспомогательного оборудования

**Выводы.** В ходе анализа особенностей использования ЭП на современных автомобилях можно отметить то, что он может обеспечивать механической энергией подавляющее большинство узлов и агрегатов и может в силу этого рассматриваться как главный или дополнительный поставщик механической энергии, полученной из электрической в результате электромеханического преобразования. При этом появляется возможность организовать эффективное использование мощности двигателя или энергии накопителя и автомобиля, обеспечивая при этом экономию энергетических источников. Благодаря использованию современных конструкций ЭП и их систем управления возможно

снижение массо-габаритных показателей узлов автомобиля, а также повышение их показателей.

#### Список литературы

1. Двигатель электромобиля URL: <https://hevcars.com.ua/reviews/dvigatelektromobilya> (дата обращения 27.10.18).
2. Режимы работы электропривода URL: <http://el-dvizhok.ru/rezhimy-raboty-elektroprivodov> (дата обращения 27.10.18).
3. Как это – быть разработчиком ПО для автомобилей. Часть 2/2. URL: <https://habr.com/post/277315> (дата обращения 02.11.18).
4. Широтно-импульсная модуляция. URL: <https://ru.wikipedia.org/wiki> (дата обращения 4.11.18).
5. Сергиенко А.Н. Сергиенко Н.Е., Любарский Б.Г. Имитационное моделирование гибридного автомобиля с последовательно-



- параллельным электроприводом силовой установки с синхронным электродвигателем с постоянными магнитами.. *Вісник НТУ «ХПІ»: Зб. н. праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування.* Харків: НТУ «ХПІ», 2011. №18. С. 51-54.
- Сергиенко А.Н. Развитие теоретических основ рационального использования энергии автомобиля с гибридной силовой установкой и электроамортизаторами *Автореф. Дис. канд. техн. наук.* – Харьков, 2014. – 20 с.
  - Bose suspension system-white paper, Bose Company 2004.* URL: <http://www.bose.com> (дата звернення 2.11.18).
  - Zuo Lei, Tang Xiudong, Zhang Pei Sheng Патент № US2011/024699 США Electricity generating shock absorbers 2012. 28 с.
  - Lei Zuo, Brian Scully, Jurgen Shestani Design and characteristics of an electromagnetic energy harvester for vehicle suspensions / *Smart Materials and Structures.* 2010. №19. P. 1-11.
  - S-B Choi, M-S Seong and K-S Kim Vibration control of an electrorheological fluid-based suspension system with an energy regenerative mechanism / *Journal of Automobile Engineering.* 2009. april, vol. 233. P. 459-470.
  - Сергієнко М.С Худолій А.І., Сергієнко А.М. Пат. №93154. *Пристрій для рекуперативної енергії коливань транспортного засобу* 2011
  - А.Н. Сергиенко Б.Г. Любарский, Н.Е. Сергиенко Анализ конструкций электромеханических преобразователей и выбор схемы электроамортизатора неподрессоренных масс транспортного средства. *Автомобильный транспорт.* Харків: ХНАДУ, 2012. С. 18-25.
  - Сергієнко М.С., Любарський О.М, Пастушина М.І. Оцінка впливу управління навісним обладнанням на експлуатаційні показники автомобіля *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей XXVI міжн. н.-практ. конференції MicroCAD-2018* ред. проф. Сокола Є.І. Харків: НТУ «ХПІ». 2018. С. 187.
  - Сергиенко Н.Е., Любарский Б.Г, Пастушина М.И. Система управления электроамортизатором подвески сидения водителя. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей XXV міжн. н.-практ. конференції MicroCAD-2017*, ред. проф. Сокола Є.І. – Харків: НТУ «ХПІ». 2017 С 192.
  - Вспомогательное электрооборудование* URL: [https://studopedia.su/15\\_192704\\_oborudovaniyaavtomobilya.html/](https://studopedia.su/15_192704_oborudovaniyaavtomobilya.html/) (дата обращения 27.10.18).

## References (transliterated)

- Dvigatel' elektromobilya* [Electric motor] Available at <https://hevcars.com.ua/reviews/dvigatelelektromobilya> (accessed 10/27/18).
- Rezhimy raboty elektroprivoda* [Modes of operation of the electric drive] Available at: <http://el-dvizhok.ru/rezhimy-raboty-elektroprivodov> (accessed 10/27/18).
- Kak eto – byt' razrabotchikom PO dlya avtomobiley.* Chast' 2/2 [As it is - to be a software developer for cars. Part 2 / 2] Available at: <https://habr.com/post/277315> (access 02.11.18).
- Shirotno-impul'snaya modulyatsiya.* [Pulse Width Modulation] Available at: <https://ru.wikipedia.org/wiki> (access date 4.11.18).
- Sergienko A.N. Sergienko N.E. Lyubarsky B.G. Imitatsionnoe modelirovanie gibridnogo avtomobilya s po-sledovatel'no-parallel'nym elektroprivodom silovoy ustanovki s sinkhronnym elektrodvigatelem s postoyannymi magnitami [Simulation of a hybrid car with a series-parallel electric drive of a power plant with a synchronous electric motor with permanent magnets.] *Vіsnik NTU «KhPI»:* Zb. n. prats'. Tematichnyy vipusk: Trans-portne mashinobuduvannya. [Bulletin of NTU "KhPI": Zb. n. prats' Topical issue: Trans-tailor machine-wrench.] Kharkiv: NTU "KhPI", 2011. №18. pp. 51-54.
- Sergienko A.N. Razvitie teoreticheskikh osnov ratsional'nogo ispol'zovaniya energii avtomobilya s gibridnoy silovoy ustanovkoy i elektroamortizatorami [The development of the theoretical foundations of the rational use of the energy of a car with a hybrid power plant and electro-shock absorbers ] *Avtoref. Dis. kand. tekhn. nauk* [Author. Dis..Cand. tech. sciences.] - Kharkov, 2014. - 20 p.
- Bose suspension system-white paper, Bose Company 2004.* Available at: <http://www.bose.com> (date of the beast is 2.11.18).
- Zuo Lei, Tang Xiudong, Zhang Pei Sheng Патент № US2011/024699 США Electricity generating shock absorbers 2012. 28 с.
- Lei Zuo, Brian Scully, Jurgen Shestani Design and characteristics of an electromagnetic energy harvester for vehicle suspensions / *Smart Materials and Structures.* 2010. №19. P. 1-11.
- S-B Choi, M-S Seong and K-S Kim Vibration control of an electrorheological fluid-based suspension system with an energy regenerative mechanism / *Journal of Automobile Engineering.* 2009. april, vol. 233. P. 459-470.
- Pat. No. 93154. IPC F03G7 / 08, B60K 25/00. *Pristriy for re-kuperatsii energii kolivan transport zabobu / M.C. Sergienko, A.I. Hudoliy, A.M. Sergienko - the applicant and the patent master of the National Technical University "Kharkov Polytechnical Institute".* №200912230; declare November 27, 2009; publ. 01/10/11, Byul. №1.
- Sergienko A.N. Lyubarsky B.G., Sergienko N.E. Анализ конструкций электромеханических преобразователей и выбор схемы электроамортизатора неподрессоренных масс [Analysis of the structures of electromechanical transducers and the choice of the electric shock absorber scheme for the unsprung vehicle mass ] *Avtomobil'nyy transport* [Automobile transport]. Khariv: KhNADU, 2012. p. 18 25.
- Sergienko M.E. Lyubarsky O. M., Pastushin MI Assessment of the impact of the hinged equipment management on the performance and performance indicators of the car [Estimation of the influence of the control of hinged equipment on the performance indicators of the car]. *Informatsiyani tekhnologii: nauka, tekhnika, tekhnologiya, osvita, zdorov'ya: tezi dopovidey KhXVI mizhn. n.-prakt. konferentsii MicroCAD-2018* [Information technologies: science, technology, technology, education, health: reports theses XXVI intern. n.-pract Conference MicroCAD-2018] ed. prof. Falcon E.I. Kharkiv: NTU "KhPI". 2018. p. 187.
- N.E. Sergienko, B.G. Lyubarsky, M.I. Pastushchina Sistema upravleniya elektroamortizatorom podveski sideniya voditelya [Electric suspension control system for the driver's seat] *Informatsiyani tekhnologii: nauka, tekhnika, tekhnologiya, osvita, zdorov'ya: tezi dopovidey KhXV mizhn. n.-prakt. konferentsii MicroCAD-2017* [Informatsiyani tekhnologii: science, technology, technology, education, health: reports theses XXX mizhn. n.-practical Conferences of MicroCAD-2017]ed. prof. Falcon E.I. - Kharkiv: NTU "KhPI". –192 s.
- Vspomogatel'noe elektrooborudovanie* [Auxiliary electrical equipment] Available at: [https://studopedia.su/15\\_192704\\_oborudovaniyaavtomobilya.html/](https://studopedia.su/15_192704_oborudovaniyaavtomobilya.html/) (access 10/27/18).

Поступила (received) 29.10.2018

## Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Сергієнко Микола Єгорович (Сергиенко Николай Егорович, Sergienko Nikolay Egorovich)** – кандидат технічних наук, професор. Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автомобіле- і тракторобудування», м. Харків Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1825-0097>; e-mail: [nesergienko@gmail.com](mailto:nesergienko@gmail.com).

**Любарський Борис Григорович (Любарский Борис Григорьевич, Lyubarsky Boris Grigorovich)** – доктор технічних наук, завідувач кафедри. Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Електрично транспорту та тепловозобудування»; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1825-0097>; e-mail: [lboris@ukr.net](mailto:lboris@ukr.net).

**Пастушина Марія Ігорівна (Пастушина Мария Игоревна, Pastushchina Maria Igorivna)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірантка кафедри «Автомобіле- і тракторобудування», ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1825-0097>, e-mail: [mashapastushina72@gmail.com](mailto:mashapastushina72@gmail.com).

УДК 62-578.001.5

*М.Є. СЕРГІЄНКО, В.С. СВИДЛО, Л.В. КУЗЬМЕНКО***АНАЛІЗ СУЧАСНИХ КОНСТРУКЦІЙ ЗДВОЄНИХ ЗЧЕПЛЕНЬ ТРАНСПОРТНО-ТЯГОВИХ МАШИН**

Здвоєні зчеплення починають широко використовуватись на транспортно-тягових машинах. Важливим фактором є забезпечення покращення тягово-динамічних показників, економічності, легкості управління, екологічності, надійності в різних умовах експлуатації. В роботі пропонується аналіз і порівняння сучасних конструкцій здвоєних зчеплень в складі трансмісій транспортних засобів. Запропоновано варіант удосконалення будови здвоєного зчеплення, яке забезпечує зменшення витрат енергії на управління та при передачі крутного моменту.

**Ключові слова:** аналіз, конструкція, транспортно-тягова машина, автомобіль, трансмісія, здвоєне зчеплення, передача, крутний момент, потік, удосконалення.

*Н. Е. СЕРГИЕНКО, В. С. СВИДЛО, Л. В. КУЗЬМЕНКО***АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ СДВОЕННЫХ СЦЕПЛЕНИЙ ТРАНСПОРТНО-ТЯГОВЫХ МАШИН**

Сдвоенные сцепления начинают широко использовать на транспортно-тяговых машинах. Важным фактором является обеспечение улучшения тягово-динамических показателей, легкости управления, экономичности, экологичности, надежности в разных условиях эксплуатации. В работе предлагается анализ и сравнение современных конструкций сдвоенных сцепления в составе трансмиссий транспортных средств. Предложено вариант усовершенствования строения сдвоенного сцепления.

**Ключевые слова:** анализ, конструкция, транспортно-тяговая машина, автомобиль, трансмиссия, сдвоенное сцепление, передача, крутящий момент, поток, усовершенствование.

*N.E. SERGIENKO, V.S. SVIDLO, L.V. KUZMENKO***AN ANALYSIS OF MODERN DESIGNS OF DOUBLE CLUTCH OF TRANSPORT-TRACTION VEHICLE**

Double couplings are beginning to be widely used in transport-traction machines. An important factor is the improvement of traction-dynamic parameters, ease of management, efficiency, ecological compatibility and reliability in different operating conditions. The paper proposes the analysis and comparison of modern designs of dual clutch in the form of transmissions of vehicles. The variant of perfection of a structure of dual clutch is offered.

**Keywords:** analysis, design, transport-pulling machine, car, transmission, dual clutch, gear, torque, flow, refinement.

**Вступ.** Зчеплення є невід'ємною частиною механічної трансмісії будь якого транспортного засобу. Його будова вдосконалюється та розвивається з моменту створення перших транспортних засобів. Двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ) мають обмежений діапазон обертів колінчатого валу в якому вони найбільш ефективно працюють. Для забезпечення подолання різного опору руху в будову автомобіля (трактора) введена коробка перемикання передач (КПП), в конструкції якої при зміні передач необхідно короткочасне переривання потоку потужності, що суттєво впливає на техніко економічні показники автомобіля або трактора. Таких недоліків в деякій мірі позбавлена автоматична (АКП) та безступенева коробки передач, але вони мають як значні габарити так і відповідно більшу масу, складніші та дорожчі у виготовленні, потребують регламентне обслуговування. Але є ще один тип зчеплення заслужуючий уваги – механізм здвоєного зчеплення, запропонований в 1939 році французьким винахідником Адольфом Кергесе [1] яке сьогодні набуває широкого розповсюдження. В даній схемі одне з зчеплень відповідає за парні передачі, інше за непарні. Процес замикання наступної та розмикання попередньої

синхронізовані у часі, отже відсутній розрив у передачі крутного моменту.

**Мета та постановка задачі.** Метою даного дослідження є огляд та аналіз існуючих будов здвоєного зчеплення і виявлення напрямків створення найбільш прогресивних конструкцій.

**Проблеми.** Основною проблемою щодо елементів трансмісії в наш час є задоволення максимально повної та ефективної передачі крутного моменту з забезпеченням найбільш ефективного використання автомобіля (трактора) при зменшенні витрат на керування та в експлуатації. Рішення дає можливість зменшення витрати палива, дотримання екологічних норм та покращення тягово-динамічних та техніко-економічних показників транспортного засобу. Звідси з'являється задача, пов'язана з удосконаленням процесу перемикання передач та управління зчепленням.

**Аналіз існуючих конструкцій.** На сьогоднішній день веде положення по використанню здвоєних зчеплень на легкових автомобілях займає концерн VAG – Volkswagen Aktiengesellschaft. Трансмісія включає в себе коробки зі здвоєними зчепленнями які

© М. Є. Сергієнко, В. С. Свідло, Л. В. Кузьменко 2018



встановлюються на автомобілі Volkswagen DSG, Audi – S-tronic, Porsche – PDK [2]. Його починають наздоганяти автовиробники Ford та Volvo (рис. 1), які встановлюють на свої автомобілі схожі за будовою здвоєні зчеплення у коробках передач Powershift, компанія Mercedes-Benz з коробкою передач Speedshift [3].

Також, зчеплення даного типу є перспективним і для комерційних вантажівок. Компанія Volvo Trucks вже у 2009 році представила свою коробку передач I-SHIFT DUAL CLUTCH [4] рис. 1, яка розрахована на роботу у важких умовах передаючи момент до 2800 Н·м у складі автопоїзда масою до 60 т, має сухе здвоєне зчеплення, 2 діапазони по 6 передач (переключення передач в межах одного з діапазонів здійснюється без розриву потоку потужності, 4 програми управління (в залежності від умов роботи автомобіля), завдяки передавальному числу до 32:1 (і до 37:1 для руху заднім ходом), зчеплення I-Schift

з понижуючими передачами дозволяє їхати зі швидкістю 0,5–2 км/год.

Класифікація зчеплень представлена на рис. 2.



Рис. 1. Volvo I-Schift Dual Clutch

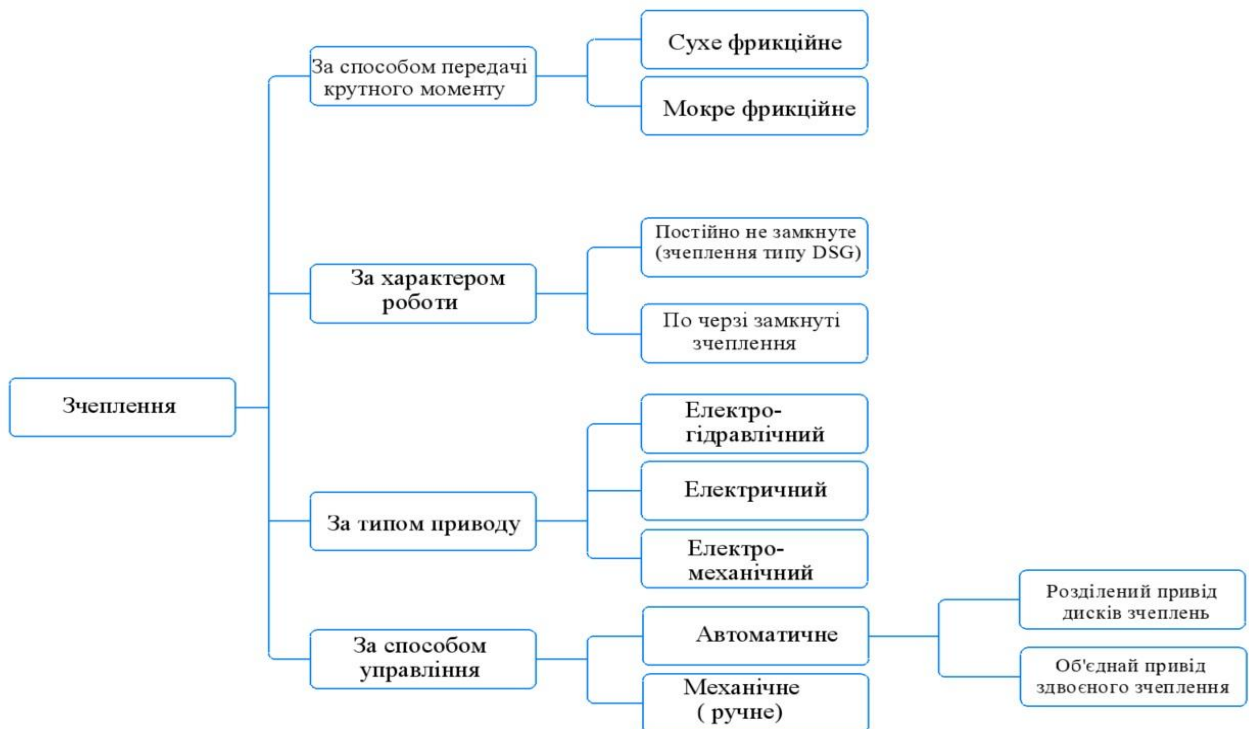


Рис. 2. Структурная схема класифікації здвоєних зчеплень

Отже, як приклад розглянемо трансмісію з коробкою передач DSG рис. 3, у варіантах виконання з мокрим – 02E та сухим зчепленням 0AM. Фахівці концерну Volkswagen поставили мету розробити трансмісію, що володіє перевагами як механічної коробки передач (МКП) та автоматичної, а саме:

-високий ККД трансмісії;

-висока надійність, а також придатність до використання у спортивних автомобілях за рахунок швидкості перемикання передач;

-високий комфорт, при переключенні передач, який відбувається без розриву потоку потужності.

Ця мета була досягнута в результаті розробки принципово нової механічної коробки передач DSG (Direkt Schalt Getriebe) зі здвоєним зчепленням, в

якій забезпечується перемикання передач без розриву потоку потужності.

Концепція з двома багатодисковими муфтами зчеплення і різними програмами перемикання передач забезпечує виконання найвищих вимог до автоматичних коробок передач.

Поряд з цим надається можливість примусового ручного вибору передач з подальшим швидким їх

перемиканням без розриву потоку потужності і без ривків в трансмісії.

При цьому забезпечується кращий розгін та паливна економічність, ніж при застосуванні звичайних механічних або автоматичних коробок передач.

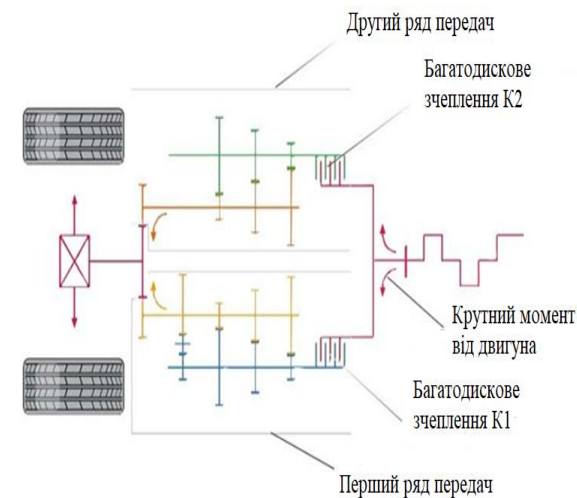


Рис. 3. Кінематична схема роботизованої трансмісії DSG 02E з двоєним зчепленням та її загальний вигляд

**Передача зчепленням крутного моменту на коробку передач.** Крутий момент з колінчастого валу двигуна передається на двомасовий маховик [5] рис. 4. Далі передача крутного моменту відбувається через роз'ємне шліцеве з'єднання маховика із вхідною маточиною. Вхідна маточина жорстко з'єднана з ведучим диском зведеного зчеплення. Ведучий диск зведеного зчеплення з'єднаний за допомогою корпусу муфти K1 з головною маточиною зчеплення. З цієї маточиною з'єднаний корпус муфти K2.

**Багатодискові мокрі зчеплення.** Крутий момент підводиться до кожного зчеплення через її корпус. Якщо зчеплення замкнуте, крутий момент передається на її маточину і далі на з'єднаний з нею первинний вал коробки передач. Багатодискове зчеплення передає крутий момент за рахунок сил тертя між дисками.

**Зчеплення K1.** Багатодискове зчеплення K1 утворює зовнішню частину блоку муфти зчеплення. Вона служить

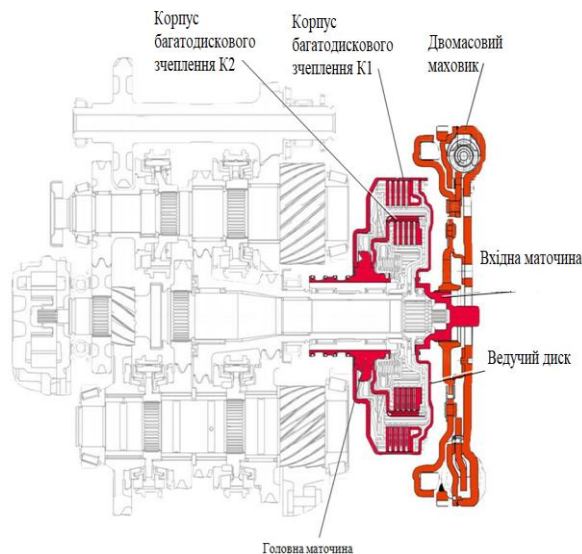


Рис. 4. Схема передачі крутного моменту на мокрі зведеноє зчеплення

для передачі крутного моменту на первинний вал 1, обслуговуючий першу, третю і п'яту передачі, а також передачу заднього ходу.

Замкнення зчеплення K1 проводиться від тиску мастила, підведеного в її гідроциліндр. Поршень 1 переміщається під тиском мастила стискає пакет дисків зчеплення K1. В результаті цього крутий момент передається на диски, що обертаються разом з її маточиною та з'єднаним з нею первинним валом 1. При розімкненні зчеплення поршень 1 віджимається діафрагмовою пружиною в вихідне положення.

**Зчеплення K2.** Багатодискове зчеплення K2 утворює внутрішню частину блоку зчеплення. Вона служить в початкове положення гвинтовими пружинами. При його розімкненні поршень 2 віджимається для передачі крутного моменту на первинний вал 2, обслуговуючий другу, четверту та шосту передачі.

Замикання зчеплення K2 відбувається під тиском мастила, що підводиться в її гідроциліндр. При цьому переміщається під тиском масла поршень 2 стискає пакет дисків зчеплення K1, забезпечуючи передачу крутного моменту на первинний вал 2. При розімкненні зчеплення K2 поршень 2 віджимається в початкове положення циліндричними пружинами.

Зчеплення працюють в масляному контурі об'єднаному з системою змазки коробки передач. Об'єм мастила 7,2 л. Тиск мастила в системі складає від 0,15 МПа до 2 МПа. Регламентом передбачена заміна мастила з фільтром через 60 тис. км.

**Сухе зведеноє зчеплення.** У 2007 році була представлена коробка передач з сухим зведеноє зчепленням 0AM [6]. Вона більш компактна, має меншу масу на 25 кг, потребує менше витрат на обслуговування

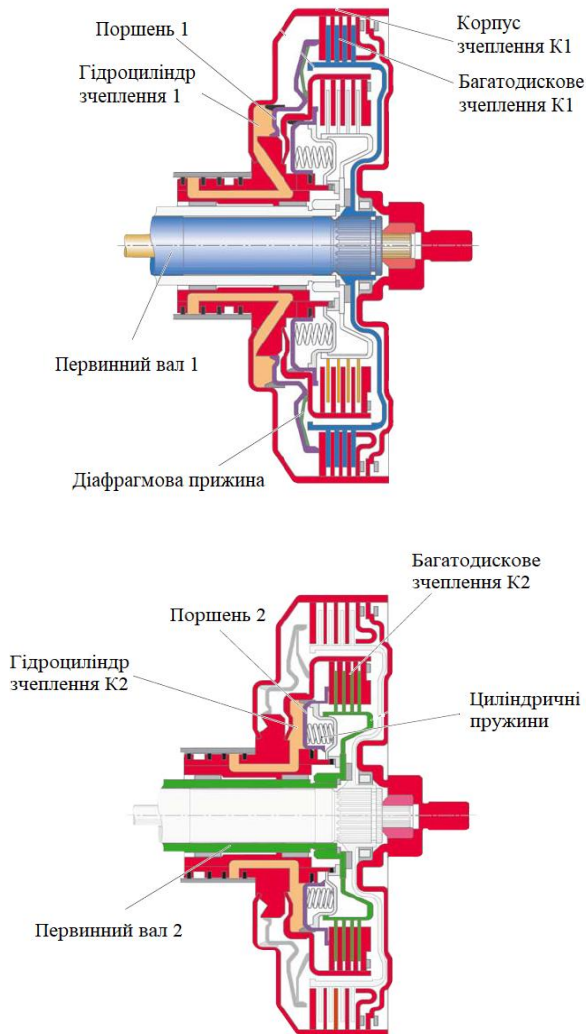


Рис. 5. Схема роботи мокрих зчеплень K1 та K2

(відсутня регламентна заміна мастила), більш проста та дешева у виготовленні та має більший ККД за рахунок сухого здвоєного зчеплення та зменшеного майже в 3 рази об'єму мастила.

Зчеплення K1 передає крутний момент на 1, 3, 5 і 7 передачі на первинний вал 1. Принцип дії здвоєного зчеплення на рис. 6: для приведення зчеплення в дію важіль вимкнення зчеплення притискає натискний підшипник до діафрагмової пружини. За рахунок цього натискний диск притискається до диска зчеплення і до ведучого диску. Таким чином здійснюється передача крутного моменту на первинний вал. Важіль виключення зчеплення приводиться через клапан 3, розташований в ділільному механізмі 1 N215 [6], від гідравлічного виконавчого механізму приводу зчеплення K1.

Зчеплення K2 передає крутний момент на первинний вал 2 для 2, 4, 6 передач і передачі заднього ходу.

При введенні в дію важеля виключення зчеплення натискний підшипник переміщується, долаючи зусилля діафрагмової пружини. Оскільки

пружина спирається на корпус зчеплення, натискний диск притискається до ведучого диску і забезпечує



Рис. 6. Схема роботи сухих зчеплень K1 та K2

передачу крутного моменту на первинний вал 2. Важіль виключення зчеплення приводиться через клапан 3 в ділільному механізмі 2 N216 від гідравлічного виконавчого механізму приводу зчеплення K2.

Дана конструкція зчеплення передбачує два незалежні масляні контури. Масляний контур блока Mechatronik, об'ємом 1,1 л, в якому тиск мастила знаходиться в межах від 60 бар до 40 бар, та масляний контур коробки передач об'ємом 1.7 л.

Розглянувши запропоновані заводом виробником схеми здвоєних зчеплень у їх конструкції виявляється суттєвий недолік, а саме необхідність постійного підтримання одного з натискних дисків у «пасивному» положенні (коли одна з муфт ввімкнена, інша повинна бути відключена (долатися сила натискної пружини)). Що негативно відображається на економічності та екологічності, оскільки нам потрібна енергія на утримання одного з натискних дисків у «ввімкнутому» положенні.

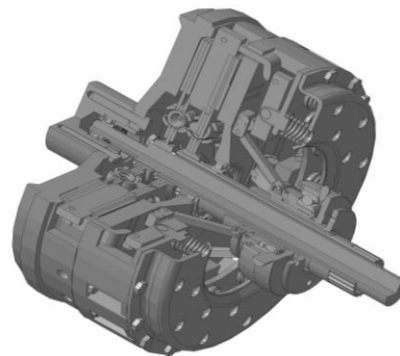


У табл. 1 представлена порівняльна варіаціями коробок передач. характеристика однакових автомобілів з різними

Таблиця 1 – Порівняння характеристик автомобілів з різними типами коробок передач [7]

Автомобіль	VW Tiguan 2007-2011 р.в.			VW Passat 2010-2014 р.в.		
Модифікація	2.0 TSI, 170 к.с., 280 Н·м, 6-ст. АКП	2.0 TSI, 170 к.с., 280 Н·м, 6-ст. МКП	2.0 TSI, 170 к.с., 280 Н·м, 7-ст. DSG	1.8 TSI, 160 к.с., 250 Н·м, 6-ст. АКП (американський ринок)	1.8 TSI, 156 к.с., 250 Н·м, 6-ст. МКП	1.8 TSI, 156 к.с., 250 Н·м, 7-ст. DSG
Час розгону до 100 км/год, с	9,9	8,3	7,9	9	8,5	8,5
Витрата палива у місті, л/100 км	13,5	11,8	11,6	11,3	9,5	9,5
Витрата палива поза містом, л/100 км	7,7	6,7	6,5	6,3	5,5	5,3
Максимальна швидкість, км/год	197	204	209	215	220	220

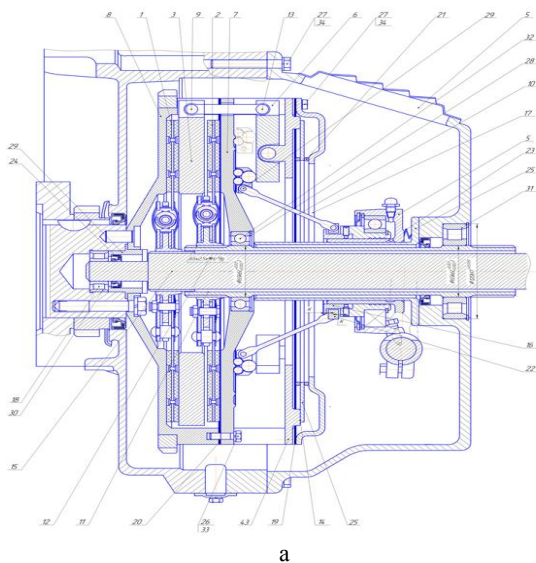
**Удосконалене здвоєне зчеплення [8] з маятниковою опорою натискного механізму.** В конструкції зчеплення, запропонованої до розгляду в даній роботі, диски зчеплення утримуються по чергово в натиснутому стані за допомогою однієї пружини (рис. 7). При включенні зчеплення пружина, впливаючи через важелі на натискний диск, створюють тиск, необхідний для передачі крутного моменту. При виключенні зчеплення пружина стискається і натискний диск переміщуючись, перестає впливати на перший ведений диск зчеплення. Ролик приводу включення зчеплення займає нейтральне положення, при цьому крутний момент не передається. Ролик приводу переміщується далі, чим через систему тяг переміщує натискний диск і включається друге зчеплення.



б

Рис. 7. Здвоєне зчеплення зі зменшеними витратами на керування:

а – з діафрагмовою пружиною; б – з циліндричними пружинами



а

Обрана конструкція здвоєного зчеплення забезпечує економію палива до 10-15 %, за рахунок відсутності втрат енергії на подолання опору однієї з натискних пружин, енергія необхідна лише в момент переключення зчеплень, виключається можливість одночасного ввімкнення обох зчеплень, зменшення часу переключення передач, що дозволяє убезпечити водія при управлінні транспортним засобом. Також використання здвоєного зчеплення забезпечує передачу моменту без розриву потоку потужності, що надзвичайно важливо особливо для вантажних автомобілів та інших транспортних засобів. Варіанти виконання представлено на рис. 7. Порівняно з конструкцією зчеплення DSG, де постійно необхідна витрата енергії на створення тиску мастила для

підтримання ввімкненого зчеплення, у даній конструкції втрати енергії на керування зменшені майже в 160 разів. Якщо порівняти витрати енергії на привід зчеплення у змішаному циклі експлуатації автомобіля рис.8 (за приклад взявши цикл випробування паливної економічності NEDC[10]) де за поїздки довжиною 11007 м та тривалістю 20 хв. відбувається близько 76 переключень передач рис. 8.

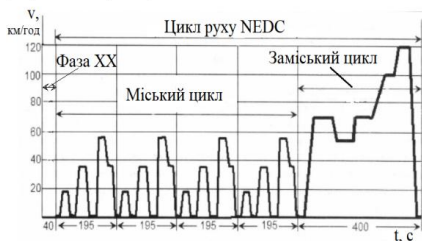


Рис. 8. Графік циклу руху автомобіля NEDC

Необхідна потужність електродвигуна для приводу насоса системи управління:

$$N = \frac{P \cdot Q}{\eta} \quad (1)$$

де  $P$  – тиск в системі;  
 $Q$  – витрата робочої рідини;  
 $\eta$  – ККД насоса та його приводу;

Необхідна робота на управління та при передачі моменту (стиснення фрикційних пар):

$$A = \int_0^{t_i} N \cdot dt = \int_0^{t_i} \frac{P \cdot Q}{\eta} dt \quad (2)$$

Таблиця 2 – Порівняння сухого та мокрого зчеплень

Параметр	Сухе зчеплення	Мокре зчеплення
Економічність	Найкращі показники економії палива, навіть у порівнянні з ручною КПП	В середньому витрата на 6% більше ніж у сухого зчеплення через в'язкого тертя масла і роботи масляного насоса
Максимальна крутний момент, що передається	Зчеплення для легкового автомобіля з КП DSG розраховане на момент до 250 Н·м; Зчеплення для вантажівки з КП Volvo I-Schift Dual Clutch здатне передавати крутний момент до 2800 Н·м	Можуть передавати великий обертальний момент. Здвоєна муфти легкових автомобілів з КП DSG розрахована на крутний момент до 500 Н·м, більш нова коробка передач здатна передавати до 650 Н·м
Охолодження, теплова навантаженість	Даним зчеплення притаманне повільне охолодження контактуючих поверхонь при великих навантаженнях (різке прискорення, експлуатація на бездоріжжі), відсутня можливість додаткового охолодження	Краще охолодження за рахунок масляного потоку та можливості встановлення зовнішніх радіаторів
Розробка та управління	Розробка сухих подвійних зчеплень вимагає особливих витрат щодо програмного управління, оскільки неминучий тривалий знос зчеплення повинен бути врахований і залежно від часу повинен змінювати стратегію управління закриттям і відкриттям зчеплення	Немає значних витрат на розробку оскільки пакет фрикціонів за рахунок роботи у мастилі мають не такий інтенсивний знос
Швидкість перемикання	Порівняння з мокрим зчепленням, більше ніж в механічній КПП. Час перемикання від 0,12 до 0,05 с	Порівняння з сухим зчепленням, більше ніж в механічній КПП. Час перемикання від 0,12 до 0,05 с
Витрати енергії на управління зчепленням	Необхідна постійна витрата енергії на замикання зчеплення (наприклад зчеплення DSG, I-Schift); Необхідна витрата енергії лише в момент переключення зчеплень (запропонована будова здвоєного зчеплення)	Необхідна постійна витрата енергії на замикання зчеплення та підтримання робочого тиску мастила

де  $t_i$  – час роботи насоса.

Отже при даному циклі витрати енергії удосконаленого зчеплення (при часі перемикання передач 0,1 с) складають  $A_{MY}=7,6 \cdot N$ , тоді як витрати енергії зчеплення типу DSG –  $A_{DSG}=1200 \cdot N$ .

У табл. 2 приведена порівняльна характеристика мокрого та сухого зчеплень.

На рис. 9 представлена порівняння зміни прискорення автомобіля VW Tiguan від часу, на якому порівнюються КПП з подвійним зчепленням (1), АКПП (2) та механічна КПП (3).

На графіку гарно видно переваги конструкції зі здвоєним зчепленням, а саме відсутність «провалу» під час переключення передач, що зменшує час розгону та покращує паливну економічність [2]. автомобіля від часу:

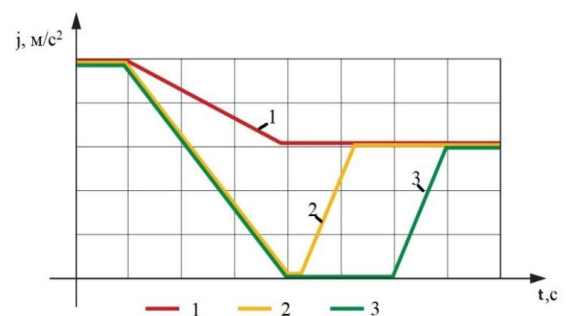


Рис. 9. Графік залежності прискорення

1 – КПП зі здвоєним зчепленням (сухим або мокрим);  
 2 – АКПП; 3 – МКПП

**Висновок.** В результаті аналізу конструкцій зведеного зчеплення можна зробити висновок, що їх використання дає можливість покращення ТЕП ТТЗ та зменшення експлуатаційних витрат. На однакових легкових автомобілях класу С з аналогічним двигуном але різними КП (АКП порівняно з роботизованою коробкою зі здосним зчепленням) різниця при розгоні до 100 км/год складає 1-1,3 с; паливна економічність у міському циклі складає 1,8-1,9 л/100 км. Не зважаючи на гарні показники часу перемикання і передачі крутного моменту, що позитивно відзначається на паливній економічності, екологічності та динамічних характеристиках їх конструктивну будову можна удосконалити та зменшити витрати енергії на управління зведеними зчепленнями. Такий варіант зчеплення – зчеплення з маятниковою опорою натискного механізму. В якому зменшені витрати на управління за рахунок відсутності втрат енергії на підтримання одного з натискних дисків у виключеному положенні, а також перевагою цієї будови є більш проста та дешевша у виробництві конструкція в якій відсутній другий натискний підшипник та привід.

#### Список літератури

1. A. Kérgesse Patent US №2386217 . *Automatic Variable Speed Transmission*. 1945.
2. *Коробки передач VAG* URL: <https://otoba.ru/transmissii/vag> (дата звернення: 02.11.2018).
3. *Роботизовані коробки передач Mercedes-Benz* URL: <https://otoba.ru/transmissii/mercedes> (дата звернення: 02.11.2018).
4. *Зчеплення Volvo I-Schift* URL: <https://www.volvotrucks.com> – (дата звернення: 03.11.2018).
5. *Пособие по программе самообразования 308 «Автоматическая коробка передач DSG* URL: [http://vwts.ru/vw\\_doc2/trans/02e/dsg\\_02e\\_rus.pdf](http://vwts.ru/vw_doc2/trans/02e/dsg_02e_rus.pdf) (дата звернення: 27.10.2018).
6. *Пособие по программе самообразования 390 «Автоматическая коробка передач DSG 0AM* URL: [http://vwts.ru/vw\\_doc2/trans/0am/0am\\_7st\\_dsg\\_rus.pdf](http://vwts.ru/vw_doc2/trans/0am/0am_7st_dsg_rus.pdf) (дата звернення: 27.10.2018).
7. *Технические характеристики Volkswagen* URL: <https://avtomarket.ru/catalog/Volkswagen> (дата звернення: 28.10.2018).
8. Сергієнко М.Є., Сергієнко А.М., Худолій О.І Пат. №101711, Україна. *Двохпотокова муфта* 2013
9. Сергієнко Н.Е Патент № 2645514, Российская Федерация. *Система управление муфтой сцепления транспортного средства* 2018.
10. *Европейский цикл движения для типовых испытаний* URL: <https://ustroistvo-avtomobilya.ru/sistemy-snizheniya-toksichnosti> (дата звернення: 03.12.2018).
11. Барский И.Б. Борисов С.Г. Галягин В.А и др.; *Сцепления транспортных и тяговых машин* ред. Ф.Р. Геккера и др. Машиностроение, 1989. 344 с.
12. Ряховский О.А., Иванов С.С. *Справочник по муфтам* Л.: Политехника, 1991. 384 с.
13. Труханов В.М., Зубков В.Ф., Крыхтин Ю.И, Желтобрюхо В.О. *Трансмисии гусеничных и колесных машин* Машиностроение, 2001. 736 с.
14. Зайцев А.Р. Оптимизация алгоритмов настройки системы автоматического управления сухого фрикционного двойного сцепления. *Материалы 3-й Международ. науч.практ. конференции* .Харьков НТУ «ХПИ» 2013. С. 725-733.
15. Сергієнко М.Є., Перевозник А.С., Свідло В.С. та ін Розробка системи керування і дослідження елементів оригінального зведеного зчеплення. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей XXVI міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2018*. Харків: НТУ „ХПІ” 2018. 188 с.
16. Сергієнко Н. Е., Митропан Д.М., Сергієнко А.Н., Понедєлок С.Н. Особенности конструкций коробок передач современных легковых автомобилей *Вестник НТУ „ХПИ”*. Сборник научных трудов. Тематический выпуск „Транспортное машиностроение”. Харьков: НТУ „ХПИ” 2005.
17. Сергієнко М.Є. Сергієнко А.Н. Дослідження натискного диска зчеплення автомобіля. *Збірник наукових праць Академії внутрішніх військ МВС України*. Харьков. 2009. С. 49-52.
18. Сергієнко М.Є. Скрипник, І.А. Забелишенський З.Е., Каліновський В.С., Твердохліб О.В. Вплив параметрів конструкції багатодискової муфти на стабільність характеристик. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я. Матеріали XVI міжнародної н.-практ. конференції. Ч.1*. Харків: НТУ «ХПІ», 2009. С. 236.
19. Сергієнко А.Н., Митропан Д.М., Сергієнко Н.Е., Авраменко А.Н. Исследование влияния конструкции элементов сцепления автомобиля на стабильность характеристик. *Сборник научных трудов. "Вестник НТУ "ХПИ": Автомобіле- та тракторобудування*. НТУ "ХПИ", 2010
20. Зайцев А.Р. *Исследование мехатронной системы двойного сцепления трансмиссии автомобиля*. Автореф. дис. канд. техн. наук. Санкт-Петербург 2013. 18 с.

#### References (transliterated)

1. A. Kérgesse Patent US No. 2386217. *Automatic Variable Speed Transmission*. 1945.
2. *Korobki peredach* [VAG gearbox] Available at: <https://otoba.ru/transmissii/vag> (accessed: 02.11.2018).
3. *Robotizovani korobki peredach Mercedes-Benz* [Mercedes-Benz gearbox robotized] Available at: <https://otoba.ru/transmissii/mercedes> (accessed: 02/11/2018).
4. *Zchepennyya Volvo I-Schift* [The new Volvo I-Schift] Available at: <https://www.volvotrucks.com> (accessed 03/11/2018).
5. *Posobie po programme samoobrazovaniya 308 «Avtomaticheskaya korobka peredach DSG* [Self-education program benefit 308 “Automatic DSG gearbox] Available at: [http://vwts.ru/vw\\_doc2/trans/02e/dsg\\_02e\\_rus.pdf](http://vwts.ru/vw_doc2/trans/02e/dsg_02e_rus.pdf) (accessed 27.10.2018).
6. *Posobie po programme samoobrazovaniya 390 «Avto-maticheskaya korobka peredach DSG 0AM* [Self-education program allowance 390 “DSG 0AM automatic gearbox]: Available at: [http://vwts.ru/vw\\_doc2/trans/0am/0am\\_7st\\_dsg\\_rus.pdf](http://vwts.ru/vw_doc2/trans/0am/0am_7st_dsg_rus.pdf) (accessed 27.10.2018).
7. *Tekhnicheskie kharakteristiki Volkswagen* [Technical characteristics of Volkswagen] Available at: <https://avtomarket.ru/catalog/Volkswagen> (accessed: 28.10.2018).
8. Sergienco M.C., Sergienco AM, Khudoliy O.I Pat. №101711, Ukraine. *Dvokhpotokova coupling* 2013
9. N. Sergienco E.E. Patent No. 2645514, Russian Federation. *Sistema upravlenie muftoy stsepleniya transportnogo sredstva* [Vehicle clutch control system] 2018.
10. *Evropeyskiy tsikl dvizheniya dlya tipovykh ispytaniy* [European traffic cycle for type tests] Available at : <https://ustroistvo-avtomobilya.ru/sistemy-snizheniya-toksichnosti> (accessed: 03.12.2018).
11. Barsky I.B. Borisov S.G. Galyagin V.A and others; *Stsepleniya transportnykh i tyagovykh mashin* [Coupling transport and traction machines] red. F.R. Hecker et al. Mashinostroenie [Mechanical Engineering], 1989. 344 p.
12. Ryakhovskiy O.A., Ivanov S.S. *Spravochnik po muftam* [Coupling Handbook] L.: Politehnika, 1991. 384 p.
13. Trukhanov V.M. Zubkov V.F., Krykhtin Y.I., Zheltobryuho V.O. *Tracked and wheeled vehicles transmissions* Machine building, 2001. 736 p.
14. Zaitsev A.R. Optimizatsiya algoritmov nastroyki sistemy avtomaticheskogo upravleniya sukhogo friktsionnogo dvoynogo stsepleniya. [Optimization of the automatic friction dual clutch automatic control system tuning algorithms.] *Materialy 3-y Mezhdunar. nauch.praкт. konferentsii* [Proceedings of the 3rd International. scientific practice. Conferences.] Kharkov Kharkiv NTU "KPI" 2013. P. 725-733.
15. Sergienco M.C., Perevoznik A.S., Svidlo VS ta in Rozrobka sistemi keruvannya i doslidzhennya elementiv original'nogo zdvoenogo zcheplyennya. [Development of the control system and research of elements of the original double coupling.] *Information Technologies: Science, Technology, Education, Health: Theses of the XXVIth International Scientific-Practical Conference MicroCAD-2018*. [Informatsiyni tekhnologii: science, tehni-ka,



- technology, osvita, zdorovyauya] Kharkiv: NTU "KhPI" .2018. 188 s.
16. Sergienko N.E., Mitropan D.M., Sergienko A.N., Ponedelko S.N. Osobennosti konstruktivnykh korobok peredach sovremennykh legkovykh avtomobiley [Design features of gearboxes of modern passenger cars] *Vestnik NTU „KhPI”. Sbornik nauchnykh trudov. Tematicheskii vypusk „Transportnoe mashinostroenie”*. [Bulletin of the NTU "KhPI". Collection of scientific works. Thematic issue "Transport Machine Building".] Kharkov: NTU "KhPI". 2005.
  17. Sergienko M.ко. Sergienko A.N. Doslidzhennya natisknogo diska zcheplyennya avtomobilya [Investigation of the vehicle's clutch pressure dial] *Zbirnik naukovykh prats' Akademii vnutrishnikh viys'k MVS Uk.*[Collection of scientific works of the Academy of Internal Troops of the Ministry of Internal Affairs of Ukraine.] Kharkov. 2009.Pp. 49-52.
  18. Sergienko M.E. Skripnik, I.A. Zabelishensky Z.E., Kalinovskiy V.S., Tverdokhlib O.V. Vpliv parametriv konstruktivnykh bagatodiskovoi mufti na stabil'nost' kharakteristik.[ Influencing the parameters of the design of the coupling to the stability of the characteristics.] *Informatsiyne tekhnologii: nauka, tekhnika, tekhnologiya, osvita, zdorov'ya. Materiali KhVI mizhnarodnoi n.-prakt. konferentsii. Ch.1* [Information and Technology Technologies: Science, Technology, Technology, Education, Health. Materials of the XVI international n.-practical. conferences Part 1.] Kharkiv: NTU "KhPI", 2009. p. 236.
  19. Sergienko A.N., Mitropan D.M., Sergienko N.E., Avramenko A.N. Issledovanie vliyaniya konstruktivnykh elementov stsepleniya avtomobilya na stabil'nost' kharakteristik. Sbornik nauchnykh trudov. [The study of the influence of the structure of the elements of the coupling of the car on the stability characteristics.] *Sbornik nauchnykh trudov. "Vestnik NTU "KhPI": Avto-mobile- ta traktorobuduvannya* [Collection of scientific papers. "Vestnik NTU" KPI ": Avtomobilya traktorobuduvannya.] NTU "KPI ", 2010
  20. Zaitsev A.R. *Issledovanie mekhatronnoy sistemy dvoynogo stsepleniya transmisiy avtomobilya*. [The study of the mechatronic system of dual clutch transmissions of the car.] Avtoref. dis. kand. tekhn. nauk. [Author. dis. Cand. tech. Sciences]. St. Petersburg 2013. 18 p.

Надійшло (received) 28.10.2018

*Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors*

**Сергієнко Микола Єгорович (Сергиенко Николай Егорович, Sergienko Nikolay Yegorovich)** – кандидат технічних наук, професор Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автомобіле- і тракторобудування», м. Харків Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1825-0097>; e-mail: nesergienko@gmail.com.

**Свідло Віталій Сергійович (Свидло Виталий Сергеевич, Svidlo Vitaliy Sergeevich)** – Національно технічний університет «Харківський політехнічний інститут» аспірант кафедри «Автомобіле- і тракторобудування»; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1825-0097>; [svivs@ukr.net](mailto:svivs@ukr.net).

**Кузьменко Леонід Володимирович (Кузьменко Леонид Владимирович, Kuzmenko Leonid Vladimirovich)** – кандидат технічних наук, доцент, старший викладач Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри комерційної, торговельної та підприємницької діяльності; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1825-0097>; e-mail: leokuz48@gmail.com.

УДК 629.11

*А.Н. БОРИСЕНКО, Н.Е. СЕРГИЕНКО, Е.Е. СВЕТЛИЧНАЯ, О.Н. АГАПОВ, И.А. ПЕРЕВОЗНИК***СОВРЕМЕННЫЕ ПОДХОДЫ К ВИБРОДИАГНОСТИКЕ КЛАПАННОГО МЕХАНИЗМА ГРМ**

Предлагаются современные подходы к вибродиагностике клапанного механизма газораспределительного механизма (ГРМ) ДВС. Среди детерминированных методов диагностики ГРМ в первую очередь следует выделить спектральные методы, базирующиеся на спектральном анализе виброграмм. При этом подходе предполагается, что эти виброграммы не случайны, и поэтому при их анализе используются либо обычные спектроанализаторы, либо численные методы, позволяющие находить дискретное преобразование Фурье по отчетам таких реализаций. Предлагается использование статистического метода обработки любого конечного числа виброграмм для достижения заданной точности и достоверности диагностики клапанного механизма. При статистическом подходе вся вибродиагностика базируется на соответствующим образом выбранной и глубоко аргументированной вероятностной модели вибраций. Представлены этапы проведения вибродиагностики, которые включают установление диагностических признаков, выбор диагностических пространств, построение решающих правил по диагностированию дефектов в исследуемом клапанном механизме.

**Ключевые слова:** ДВС, газораспределительный механизм, клапанный механизм, вибрация, диагностика, спектральные методы, виброграмма, обработка, частота, резонанс, диагностические признаки, момент вибрации, коэффициенты асимметрии и эксцесса.

*А.М. БОРИСЕНКО, М.Є. СЕРГІЄНКО, Є.Є. СВЕТЛИЧНА, О.М. АГАПОВ, І.А. ПЕРЕВОЗНИК***СУЧАСНІ ПІДХОДИ ДО ВІБРОДІАГНОСТИКИ КЛАПАННОГО МЕХАНІЗМУ ГРМ**

Пропонуються сучасні підходи до вібродіагностики клапанного механізму газорозподільного механізму (ГРМ) ДВЗ. Серед детермінованих методів діагностики ГРМ в першу чергу слід виділити спектральні методи, що базуються на спектральному аналізі віброграм. При цьому підході передбачається, що ці віброграм не випадкові, і тому при їх аналізі використовуються або звичайні спектроаналізатори, або чисельні методи, що дозволяють знаходити дискретне перетворення Фур'є за звітами таких реалізацій. Пропонуються використання статистичного методу обробки будь-якого кінцевого числа віброграм для досягнення заданої точності і достовірності діагностики клапанного механізму. При статистичному підході вся вібродіагностика базується на відповідним чином обраної і глибоко аргументованою ймовірнісної моделі вібрації. Представлені етапи проведення вибродіагностики, які включають встановлення діагностичних ознак, вибір діагностичних просторів, побудова вирішальних правил з діагностування дефектів в досліджуваному клапанному механізмі.

**Ключові слова:** ДВЗ, газорозподільний механізм, клапанный механізм, вібрація, діагностика, спектральні методи, віброграма, обробка, частота, резонанс, діагностичні ознаки, момент вібрації, коефіцієнти асиметрії та ексцесу.

*А.Н. BORISENKO, N.Ye. SERGIENKO, Ye.Ye. SVETLICHNAYA, O.N. AGAPOV, I.A. PEREVOZNYK***MODERN APPROACHES TO VIBRATION AND DIAGNOSTICS OF VALVE MECHANISM OF THE GAS-DISTRIBUTION MECHANISM**

Modern approaches are offered to vibration diagnostics of the valve mechanism of the gas distribution mechanism (RM) of the internal combustion engine. Among the deterministic methods for the diagnosis of timing is to first of all select spectral methods based on the spectral analysis of vibrograms. With this approach, it is assumed that these vibrograms are not random, and therefore, when analyzing them, either conventional spectrum analyzers or numerical methods are used to find the discrete Fourier transform from the reports of such implementations. It is proposed to use a statistical method of processing any finite number of vibrograms to achieve a given accuracy and reliability of diagnostics of the valve mechanism. In the statistical approach, all vibration diagnostics is based on an appropriately selected and deeply argued probabilistic model of vibrations. The stages of vibration diagnostics are presented, which include the establishment of diagnostic signs, the choice of diagnostic spaces, the construction of decision rules for diagnosing defects in the valve mechanism under study.

**Keywords:** Internal combustion engine, gas distribution mechanism, valve mechanism, vibration, diagnostics, spectral methods, vibrogram, processing, frequency, resonance, diagnostic signs, vibration moment, asymmetry coefficients and excess.

**Введение.** В настоящее время получили развитие теория и практика компьютерных систем не только для управления ДВС, но его диагностики [1 и др.]. При этом появились особенности передачи информации при диагностике автомобилей, тракторов и стационарных установок с ДВС [2]. Для отработки измерительных комплексов создаются стенды [3] и совершенствуются информационно-измерительные системы [4]. При этом в основу анализа сигналов, характеризующих работу механизмов ДВС, к примеру клапанов газораспределительного механизма (ГРМ), чаще закладываются данные эксперимента [5-8]. Использование детерминированных методов при диагностике не оправдано, поскольку вибрация клапанов ГРМ носит случайный характер по своей природе. Эта случайность отчетливо проявляется в

отсутствии повторяемости зарегистрированных виброграмм при неизменных условиях эксперимента. Кроме того, на вибрации ГРМ в точке их регистрации влияют вибрации и шумы других узлов работающего двигателя. Указанные обстоятельства исключают возможность получить достоверный ответ о техническом состоянии клапанного механизма ГРМ на основе одного измерения и любое принятое диагностическое решение, даже построенное на исследовании значительного количества виброграмм, связано с определенной долей сомнения, количественная оценка которой возможна только при статистическом подходе.

**Анализ состояния вопроса.** Среди детерминированных методов диагностики ГРМ в первую очередь следует выделить спектральные

методы, базирующиеся на спектральном анализе виброграмм [1,8]. При детерминированном подходе предполагается, что эти виброграммы не случайны, и поэтому при их анализе используются либо обычные спектроанализаторы, либо численные методы, позволяющие находить дискретное преобразование Фурье по отчетам таких реализаций. Применение этого способа диагностики сопряжено с непреодолимой в рамках детерминированного подхода трудностью: отсутствием повторяемости результатов такого анализа в серии экспериментов при неизменных исходных условиях. Выйти из такой типичной ситуации можно только путем использования статистического подхода. Другие детерминированные методы всегда приводят к аналогичным ситуациям, а исследователи зачастую проводят лишь единственный эксперимент, не интересуясь, что будет, если его повторить при тех же начальных условиях. Эта ситуация характеризуется отсутствием повторяемости результатов эксперимента [9-12].

Основным исходным требованием при использовании статистического подхода является наличие возможности хотя бы в принципе получить любое конечное необходимое число виброграмм для достижения заданной точности и достоверности диагностики, т.е. применимость этого подхода зависит от наличия возможности после любого эксперимента сделать еще один такой же эксперимент.

**Цель работы** – определение этапов, методики построения оценок при проведении вибродиагностики клапанного механизма.

**Порядок и методика вибродиагностики клапанного механизма ГРМ.** При статистическом подходе вся вибродиагностика базируется на соответствующим образом выбранной и глубоко аргументированной вероятностной модели вибраций и чаще всего проводится в три этапа:

1. Первый заключается в установлении диагностических признаков, отвечающих различным техническим состояниям клапанного механизма и чувствительным к их изменениям.

2. Второй связан с выбором диагностических пространств (на этапе обучения) и предусматривает формирование по экспериментальным данным обучающих совокупностей (образов), соответствующих конкретным дефектам клапанного механизма ГРМ.

3. Третий предусматривает построение решающих правил по диагностированию дефектов в исследуемом клапанном механизме ГРМ и принятию решений и реализуется на базе имеющихся обучающих совокупностей путем регистрации, при заранее оговоренных режимах работы двигателя, вибраций диагностируемого клапанного механизма ГРМ ДВС по определенному правилу с последующей их статистической обработкой, завершающейся вынесением диагностического решения.

Рассмотрим первый этап. При установлении диагностических признаков основную роль играет модель вибраций. От того, насколько удачно сделан ее выбор, насколько хорошо согласуется эта модель и

подтверждается экспериментальными данными, в значительной степени зависит успех диагностики. Требуется, чтобы входящие в модель параметры имели простую физическую трактовку, легко вычислялись при задании модели в теоретическом виде, и самое главное, чтобы на этапе обучения их можно было измерять с требуемой точностью. Кроме того, эти параметры должны быть настолько информативными, чтобы по ним можно было строить оптимальные и эффективные процедуры диагностики, обеспечивающие минимальную затрату времени и средств на их оценивание. Указанные требования достаточно трудно осуществить, поэтому первый этап является сложной комплексной задачей, для решения которой необходимо использовать современный математический аппарат и провести относительно большое количество экспериментов, связанных как с натурными испытаниями, так и с экспериментами на специальных стендах.

Из анализа математической модели вибраций ГРМ ДВС следует, что наиболее доступную и в то же время достаточно полную информацию для решения задач диагностики содержат корреляционная функция, спектральная плотность мощности и одномерная плотность распределения вероятностей рассматриваемых вибраций или величины, которые по ним определяются: частоты резонансов, экстремумы корреляционной функции, степенные моменты и др. Все перечисленные выше функции и параметры представляют собой элементы, из которых на втором этапе в выбранных диагностических пространствах, строятся обучающие совокупности. Под последними подразумеваются определенным образом сформулированные и разбитые на подмножества наборы измеряемых параметров. Но в первую очередь в качестве диагностических признаков могут быть использованы коэффициенты затухания и частотные параметры (1) и (2).

$$R(s) = \sum_{i=1}^n e^{-\beta_i |s|} [A_{in} \cos \psi_i s + B_{in} \sin \psi_i |s|] \quad (1)$$

при всех  $s \in (-\infty, \infty)$ .

В (1) все компоненты вектора  $\psi_i, i = \overline{1, n}$ , будем называть резонансными частотами, так как они определяют положение максимумов спектра, а компоненты вектора  $\beta_i, i = \overline{1, n}$  – коэффициентами затухания.

$$S(\omega) = 2 \sum_{i=1}^n \frac{A_{in} \beta_i (\omega_i^2 + \omega^2) + B_{in} \psi_i (\omega_i^2 - \omega^2)}{(\omega_i^2 + \omega^2)^2 - 4\omega^2 \psi_i^2} \quad (2)$$

Рассмотрим подробнее вопрос статистической оценки этих параметров.

Первым этапом при обработке зарегистрированных виброграмм является проверка гипотезы об их стационарности, которая проводится на основе статистических методов и критериев. В

зависимости от результатов этой проверки выбирается вид усреднений, и только после этого осуществляются их корреляционный и спектральный анализы для получения эмпирических корреляционных функций и спектральных плотностей мощности. По статистическим оценкам корреляционных и спектральных функций определяются значения резонансных частот и коэффициентов затухания, выступающих в качестве диагностических признаков.

Корреляционная функция вибраций ГРМ ДВС представляет собой отрезок экспоненциально-синусного ряда [9,10] вида (1) или (3), которые являются диагностическими параметрами

$$R(s) = \sum_{i=1}^n e^{-\beta_i |s|} C_{in} \sin(\psi_i |s| + \Phi_{in}) \quad (3)$$

В качестве просто определяемого приближения для резонансных частот можно взять частоты, на которых наблюдаются резонансные пики в оценке спектральной плотности (2). Так можно поступить, когда наблюдается много сильно выраженных резонансных пиков. Точное, но громоздкое и выполнимое только с использованием персонального компьютера (ПК) нахождение этих параметров можно реализовать при решении системы нелинейных алгебраических уравнений, получающихся при различных значениях  $S$  из (1) или (3) либо при различных значениях  $\omega$  из (2). Удобно в качестве таких значений выбирать точки экстремума или нули исходных функций.

В частности, если спектральная плотность мощности вибраций имеет только один сильно выраженный резонанс при условии, что остальные практически не значимы, т.е. в (1) или (2) можно аргументировано принять  $n=1$ , то (1) представим в виде

$$R(s) = R(0) \hat{R}(s), \quad (4)$$

где

$$R(0) = a_1^2 \kappa_2 \omega_1^2 / 4\beta_1; \quad (5)$$

$\hat{R}(s)$  – нормированная корреляционная функция,

$$\hat{R}(s) = e^{-\beta_1 |s|} \left( \cos \psi_1 s + \frac{\beta_1}{\psi_1} \sin \psi_1 |s| \right). \quad (6)$$

На рис. 1 приведена нормированная корреляционная функция при  $s \geq 0$  для случая одного резонанса. Точки экстремумов функции (6) легко находятся дифференцированием. Их бесконечное множество. Будем обозначать их через  $s_i, i=1, 2, 3, \dots$ , причем  $s_i = \frac{\pi i}{\psi_1}$ . Поэтому в качестве статистической оценки  $\psi_1$  можно выбрать линейную оценку от наблюдаемых  $\tilde{s}_i$  в виде

$$\tilde{\psi}_1 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{\pi j}{\tilde{s}_i},$$

где  $n$  – объем случайной выборки  $\{\tilde{s}_i, j = \overline{1, n}\}$ .

Можно поступить следующим образом. Из (6) видно, что  $R(s_i) = (-1)^i e^{-\beta_1 s_i}$  при  $s_i > 0, i=1, 2, \dots$ . Поэтому в качестве статистической оценки  $\beta_1$  возьмем среднее арифметическое

$$\tilde{\beta}_1 = -\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{\ln[(-1)^i \hat{R}(s_i)]}{\tilde{s}_i}, \quad (7)$$

где  $\hat{R}(s_i), i = \overline{1, n}$  – оценка экстремальных значений нормированной корреляционной функции (6).

Однако следует учитывать, что на практике мы имеем дело с временным рядом, поэтому при оценке указанных параметров появляется дополнительная методическая погрешность, вызванная дискретизацией и уменьшающаяся с уменьшением шага дискретизации.

Спектральная плотность мощности в случае  $n=1$  в соответствии с (2)

$$S(\omega) = S(0) \hat{S}(\omega), \quad (8)$$

где  $S(0) = a_1^2 \kappa_2$  и нормальная спектральная плотность;

$$\hat{S}(\omega) = \frac{\omega_1^4}{(\omega_1^2 + \omega^2)^2 - 4\omega^2 \psi_1^2}. \quad (9)$$

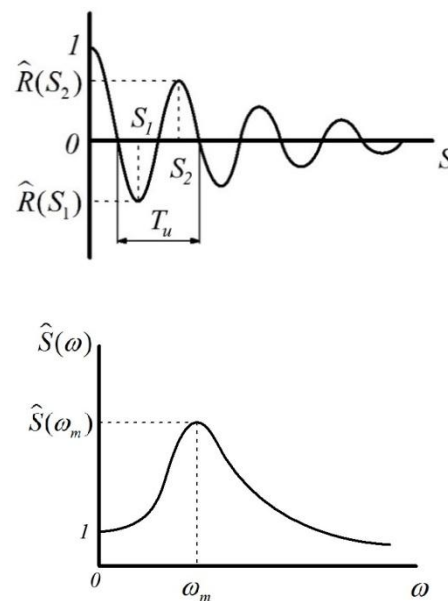


Рис. 1. Нормированная корреляционная функция и спектральная плотность

Характер изменения этой функции показан на рис. 1. При  $2\psi_1^2 > \omega_1^2$  она достигает в точке

$$\omega_m = \sqrt{2\psi_1^2 - \omega_1^2} = \sqrt{\omega_1^2 - 2\beta_1^2} \quad (10)$$

максимума, значение которого

$$\hat{S}(\omega_m) = \frac{\omega_1^4}{4\psi_1^2\beta_1^2}. \quad (11)$$

В колебательном режиме при малых затуханиях, т.е. при  $\beta_1 \rightarrow 0$ , имеем  $\psi_1 \rightarrow \omega_1$  и  $\omega_m \rightarrow \psi_1$ , а  $S(\omega_m) \rightarrow \infty$ .

Если построить статическую оценку спектральной функции, можно оценить по ней значения параметров  $\psi_1$  и  $\beta_1$ , исходя из выражений (10) и (11), учитывая что  $\omega_1^2 = \psi_1^2 + \beta_1^2$ . Для этого потребуется оценить  $\omega_m$  и  $\hat{S}(\omega_m)$ , а также решить систему двух уравнений.

Точное решение задачи статистического оценивания  $\beta_i$  и  $\psi_i$ ,  $i = \overline{1, n}$  весьма громоздко. Но существуют оправданные с практической точки зрения предположения, позволяющие его упростить. Так, в предположении, что порождающие процессы для разных резонансных частот некоррелированные, т.е.  $\kappa_{2ki} = 0$  при  $k \neq i$  выражение (1) принимает вид

$$R(s) = \sum_{i=1}^n \frac{a_i^2 \kappa_{2ii} \omega_i^2}{4\beta_i} e^{-\beta_i |s|} \left( \cos \psi_i s + \frac{\beta_i}{\psi_i} \sin \psi_i |s| \right), \quad (12)$$

а при  $s \geq 0$

$$R'(s) = - \sum_{i=1}^n \frac{a_i^2 \kappa_{2ii} \omega_i}{\psi_i} e^{-\beta_i s} \sin \psi_i s. \quad (13)$$

В этом случае в соответствии с (2) спектральная плотность мощности имеет вид

$$S(\omega) = \sum_{i=1}^n \frac{a_i^2 \kappa_{2ii} \omega_i^4}{(\omega_i^2 + \omega^2)^2 - 4\omega^2 \psi_i^2}. \quad (14)$$

Располагая значениями  $R(s)$  и  $S(\omega)$  при различных  $S$  и  $\omega$ , можем построить по (13)–(14) систему линейных независимых уравнений относительно входящих в них неизвестных числовых параметров, а также оценки  $\beta_i$  и  $\psi_i$ ,  $i = \overline{1, n}$ .

При малых  $\beta_1$  значения резонансных частот  $\psi_i$  можно приближенно определить по пикам на спектральной плотности мощности (14).

Рассмотрим диагностические признаки по плотности распределения вероятностей математической модели вибрации клапанного механизма ГРМ ДВС. Наличие тех или иных дефектов в механизме приводит к изменению характера его вибраций, что, в свою очередь, вызывает изменение вида кривой его плотности распределения. Это подтверждается результатами гистограммного анализа вибраций [2].

Вид кривой плотности распределения вероятностей характеризуется некоторыми

параметрами. В частности, одномерная кривая нормального распределения полностью определяются первыми двумя моментами (математическим ожиданием и дисперсией).

В результате экспериментов установлено, что математическое ожидание

$$M[\xi(t)] = M[\eta(1)] \sum_{i=1}^n a_i \quad \text{и дисперсия} \quad R(0),$$

определяемая по формуле

$$R(0) = \sum_{i=1}^n A_{in} = \sum_{i,k=1}^n \frac{a_i a_k (\omega_i \omega_k)^2}{2\psi_i \psi_k} a_{ki} \kappa_{2ki}$$

исследуемых вибраций являются малоэффективными диагностическими признаками. Более полную информацию о характере кривой плотности распределения вероятностей несут третий и четвертый моменты, которые можно использовать в качестве диагностических признаков технического состояния ГРМ ДВС. Как показала практика [11, 12], удобнее пользоваться не третьим и четвертым моментами вибрации, а коэффициентами асимметрии  $k$  и эксцесса  $\gamma$ , связанными с третьим и четвертым моментами вибраций соотношениями

$$k^2 = \mu_3 / \mu_2^{3/2};$$

$$\gamma = \beta_2 - 3,$$

где

$$\beta_2 = \mu_4 / \mu_2^2,$$

$\mu_2$ ,  $\mu_3$ , и  $\mu_4$  определяются из

$$\mu_k = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\xi_i - v_1)^k, \quad k = 2, 3, \dots,$$

где  $v_1 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \xi_i$ .

При вибродиагностике ГРМ ДВС количественные оценки  $\tilde{k}$ ,  $\tilde{\gamma}$  и  $\beta_2$  можно получить с использованием программы гистограммного анализа, входящей в пакет Excel.

**Выводы.** Таким образом, получены способы построения оценок для выше упомянутых диагностических параметров, необходимых для анализа вибраций ГРМ ДВС, которые представляют теоретическую и вычислительную базу для их диагностирования статистическими методами.

#### Список литературы

1. Борисенко А.Н. Теория и практика компьютеризованных информационно-измерительных систем для управления и диагностики дизель-генераторов: дис. д-ра техн. наук. Киев, 2010. Т1. 337 с.
2. Сергиенко Н.Е., Безпалько А.Ю., Мирошниченко Н.В. Особенности передачи телеметрической информации при испытаниях автотранспортной техники. *Вестник Национального технического университета „ХПИ“: сб. науч. тр.* Харьков: НТУ „ХПИ“, 2011. №56: Автомобиле- и тракторостроение. С.106-109.

3. Борисенко А.Н., Сергиенко Н.Е., Кубрик Б.И., Соболев Е.Ф. Стенд для диагностики, управления и оценки ДВС. [Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я. Тези доповідей XXVI міжн. н.-практ. конф. Ч.1 \(16-18 травня 2018 р. Харків\). Харків: НТУ «ХПІ», 2018, С. 149.](#)
4. Лавриненко О.В., Борисенко А.Н., Обод П.С. Современные информационно-измерительные системы вибродиагностики ДВС. *Вестник НТУ «ХПИ»*, 2010. №39. С. 132–137.
5. Мясникова Н. В. *Спектральный анализ сигналов по амплитудным и временным параметрам на основе измерительного эксперимента: дис. д-ра техн. наук*. Пенза, 2001. 379с. URL: <http://www.dissercat.com/content/spektralnyi-analiz-signalov-po-amplitudnym-i-vremennym-parametram-na-osnove-izmeritelnogo-ek#ixzz5cU6uD2A>
6. Джонсон Н., Лион Ф. *Статистика и планирование эксперимента в технике и науке: Методы обработки данных*: пер. с англ. Москва: Мир, 1980.
7. Фока А.А. Повышение точности экспериментальной информации в задачах идентификации и диагностирования механических систем ДВС. *Двигателестроение*. – 1986. – № 11. – С. 41–42.
8. Грищенко А.В., Шепелев В.Д., Альметова З.В. Диагностирование газораспределительного механизма виброакустическим методом. *Вестник ЮУрГУ. Серия: Машиностроение*. 2017. Т.17, №3. С. 48–57
9. Яхьяев Н.Я., Кораблин Н.Я. *Основы теории надежности и диагностика*. Москва: Академия, 2009. 256 с.
10. Обозов А.А., Таричко В.И. Развитие методов и систем технического диагностирования ДВС. *Двигателестроение*. 2012. № 4. С.30–34.
11. Сайданов В.О., Столячук Л.В., Асанов А.Ю. Методика диагностирования двигателей внутреннего сгорания. *Двигателестроение*. 2011. № 3. С.26–30.
12. Никитин Е.А., Станиславский Л.В., Улановский Э.А. и др. *Диагностирование дизелей*. Москва: Машиностроение, 1987.– 224 с.
- diagnosis, control and evaluation of the internal combustion engine]. *Informatsiyi tekhnolohiyi: nauka, tekhnika, tekhnolohiya, osvita, zdorov'ya. Tezy dopovidey XXVI mizhn. n.-prakt. konf. CH.1 (16-18 travnya 2018 r. Kharkiv)*[Information technology: science, technology, education, health. Abstracts of the reports XXVI International. n.-pract conf. Part 1 (May 16-18, 2018, Kharkiv)]. Kharkiv: NTU «KHPI», 2018. S. 149.
4. Lavrynenko O.V. Borysenko O.M., Obid P.S. Sovremenni informatsiyno-vymiryval'ni systemy vibrodiahnostyky DVS [Modern information-measuring systems of vibrodiagnostics of ICE]. *Visnyk NTU «KHPI»*[Bulletin of the Kharkov Polytechnic Institute: a collection of scientific papers]. 2010. №39: Transportne mashynobuduvannya [Transport engineering]. S. 132-137.
5. Myasnykova N. V. *Spektral'nyy analiz syhnaliv po amplitudnym i chasovykh parametriv na osnovi vymiryval'noho eksperymentu: dys. d-ra tekhn. nauk* [Spectral analysis of signals in amplitude and time parameters based on the measurement experiment: diss. of dr of techn. sciences]. Penza, 2001. 379s. URL: <http://www.dissercat.com/content/spektralnyi-analiz-signalov-po-amplitudnym-i-vremennym-parametram-na-osnove-izmeritelnogo-ek#ixzz5cU6uD2A>.
6. Dzhonson N., Lion F. *Statystyka ta planuvannya eksperymentu v tekhnitsi i nauksi: Metody obrobky danykh* [Statistics and Experiment Planning in Engineering and Science: Data Processing Methods]: prov. z anhl. Moskva: Myr, 1980.
7. Foka A.A. Pidvyshchennya tochnosti eksperymental'noyi informatsiyi v zadachakh identyfikatsiyi ta diahnostuvannya mekhanichnykh system DVS [Improving the accuracy of experimental information in the tasks of identification and diagnosis of mechanical systems of internal combustion engines]. *Dvyhunobuduvannya* [Engine building]. - 1986. - № 11. - S. 41-42.
8. Hrytsenko A.V., Shepelev V.D., Al'metova Z.V. Diahnostuvannya hazrozpodil'noho mekhanizmu vibroakustychnymy metodom [Diagnosing the gas distribution mechanism by vibroacoustic method]. *Visnyk YUUrHU. Seriya: Mashynobuduvannya* [Mechanical engineering]. 2017. T.17, №3. S. 48-57
9. Yakh'yayev N.YA., Korablin N.YA. *Osnovy teoriiy nadiynosti i diahnostyky* [Fundamentals of the theory of reliability and diagnostics]. Moskva: Akademiya, 2009. 256 s.
10. Obozov A.A., Tarichko V.I. Rozvytok metodiv i system tekhnichnoho diahnostuvannya DVZ [Development of methods and systems for technical diagnosis of internal combustion engines]. *Dvyhunobuduvannya* [Engine building]. 2012. № 4. S.30-34.
11. Saydanov V.O., Stolyarchuk L.V., Asanov A.YU. Metodyka diahnostuvannya dvyhuniv vnutrishn'oho z'horyannya [Methods of diagnosing internal combustion engines]. *Dvyhunobuduvannya* [Engine building]. 2011. № 3. S.26-30.
12. Nikitin E.A., Stanislavskyy L.V., Ulanovskyy E.A. ta in. *Diahnostuvannya dyzeliv* [Diagnosing diesel engines]. Moskva: Mashynobuduvannya, 1987.-224 s.

## References (transliterated)

Поступила (received) 29.10.2018

## Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Борисенко Анатолій Миколайович (Борисенко Анатолий Николаевич, Borisenko Anatoliy Nikolaevich)** – доктор технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри теоретичних основ електротехніки; м. Харків, Україна; e-mail: [borisenkoge@gmail.com](mailto:borisenkoge@gmail.com).

**Сергієнко Микола Єгорович (Сергиенко Николай Егорович, Sergienko Nikolay Egorovich)** – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автомобіле- і тракторобудування»; м. Харків, Україна; e-mail: [nesergienko@gmail.com](mailto:nesergienko@gmail.com).

**Світлична Олена Євгенівна (Светличная Елена Евгеньевна, Svetlichnaya Elena Evgenyevna)** – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри теоретичних основ електротехніки; м. Харків, Україна; e-mail: [svetlichnaya@gmail.com](mailto:svetlichnaya@gmail.com).

**Агапов Олег Миколайович (Агапов Олег Николаевич, Agapov Oleg Nikolaevich)** – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Автомобіле- і тракторобудування»; м. Харків, Україна; e-mail: [agapoivoleg@gmail.com](mailto:agapoivoleg@gmail.com).

**Перевозник Ігор Анатолійович (Перевозник Игорь Анатоліевич, Perevoznyk Ihor Anatolievich)** – Харківський державний автомобільно-дорожній коледж, завідувач навчальної лабораторії технічних засобів навчання; м. Харків, Україна; e-mail: [igorperevoznyk1970@gmail.com](mailto:igorperevoznyk1970@gmail.com).



УДК 621.762

***С.Н. НАМАЗОВ, В.Ф. ГАХРАМАНОВ***

### **УЛУЧШЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ПОРОШКОВЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ НА ОСНОВЕ ЖЕЛЕЗА ПОСЛЕ ЦЕМЕНТАЦИИ И БОРИРОВАНИЯ**

В работе исследован процесс насыщения химико-термической обработкой поверхности железосодержащих композиционных материалов углеродом и бором и изучены механические свойства этих материалов.

**Ключевые слова:** железо, порошок, композиция, цементация, борирование, механические свойства, спекание, диффузия.

***С.Н. НАМАЗОВ, В.Ф. ГАХРАМАНОВ***

### **ПОЛІПШЕННЯ МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПОРОШКОВИХ КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ НА ОСНОВІ ЗАЛІЗА ПІСЛЯ ЦЕМЕНТАЦІЇ І БОРИРУВАННЯ**

У роботі досліджено процес насичення хіміко-термическою обробкою поверхні залізовмісних композиційних матеріалів вуглецем і бором і вивчені механічні властивості цих матеріалів.

**Ключові слова:** залізо, порошок, композиція, цементация, борировання, механічні властивості, спікання, дифузія.

***S.N. NAMAZOV, V. F. GAKHRAMANOV***

### **IMPROVEMENT OF MECHANICAL PROPERTIES OF POWDER COMPOSITES MATERIALS ON THE BASIS OF DETERMINATION AFTER CEMENT AND BORING**

In this work the process of saturation by chemical and thermal treatment of the surface of iron-containing composite materials with carbon and boron is investigated and the mechanical properties of these materials are studied.

**Keywords:** iron, powder, composition, cementation, boring, mechanical properties, sintering, diffusion.

**Введение.** Эксплуатационные свойства порошковых композиционных материалов можно улучшить методом объемного или поверхностного легирования. Но повышение эксплуатационных свойств объемным легированием на производстве часто вызывает многочисленные затруднения, поэтому в большинстве случаев используется второй метод [1,2], метод поверхностного легирования химико-термической обработкой. Ранее проведенные исследования позволили установить в порошковых композициях кинетику образования диффузионных слоев и аналитически описать их механизм [4]. Разработаны технологические режимы получения двухкомпонентных покрытий в порошковых композициях на основе железа. Определены структура и свойства двухкомпонентных покрытий на непроницаемых, полупроницаемых и проницаемых порошковых композициях.

Кроме того изучены структура и свойства покрытий полученных путем последовательно насыщения с несколькими элементами и определены необходимые технологические параметры насыщения. С этой целью на спеченных порошковых композициях изучена особенность последовательно насыщения порошковых композиций углеродом и бором, и разработаны соответствующие технологические режимы [3,4]

В конструкционных порошковых композиционных поверхностное легирование более экономично и целесообразно, чем объемное легирование, поэтому химико-термической обработка

для этих групп материалов является более перспективным методом.

К второй группе относятся порошковые композиционные материалы специального назначения, например, фрикционные, антифрикционные, инструментальные, жаропрочные и т.д. Эти материалы как правило представляют собой высоколегированные сплавы, которые в отличие от обычных конструкционных материалов, достаточно удовлетворяют предъявляемым требованиям. Несмотря на это, эти материалы также могут подвергаться химико-термической обработке. Прежде всего это относится к инструментальному и жаропрочному порошковым композиционным сплавам. Например, известны примеры успешного применения борирования для повышения стойкости твердосплавных инструментов. Как правило, порошковые композиционные сплавы, на основе прочных трудно растворимых элементов дают положительные результаты после нанесения защитных покрытий, однако нецелесообразно применение нанесения в окислительной среде (например диффузией). Поэтому, необходимо проварить исследование химико-термической обработки порошковых композиционных материалов с целью повышения эксплуатационных свойств рабочей поверхности деталей машин [5]. Поскольку спрос на материалы и сплавы повышаются методы днём в промышленности и в других производственных областях, но природные ресурсы остаются неизменными. Именно поэтому повышение качества используемых материалов, а также рабочей

поверхности деталей машин необходим и является основной проблемой современной промышленности.

Известно [5], что большинство детали машин и технологического оборудования наряду с высокими механическими

© С.Н. Намазов, В.Ф.Гахраманов, 2018

высокой износостойкостью и сопротивляемостью к воздействию различных агрессивных сред. Получение таких изделий прессованием из высоколегированных стальных порошков связано с определенными технико-экономическими трудностями. В связи с этим последовательное насыщение рабочей поверхности деталей машин и механизмов углеродом и бором, является актуальным научным направлением, так как при этом возможно получение карбоборированного слоя, обладающего высокими износо и коррозионностойкостью.

**Цель работы.** В отличие традиционных методов получения порошковых композиций путем приготовления порошков, прессования, спекания и термической обработки методы упрочнения рабочих поверхностей спеченных композитов химико-термической обработкой, то есть последовательным комплексным насыщением углеродом и бором изучен недостаточно.

Целью данной работы является повышение комплекса свойств спеченных порошковых материалов образованием диффузионных покрытий на рабочей поверхности химико-термической обработкой. В работе проводятся результаты исследования диффузионного насыщения рабочих деталей из композиционных материалов путем обогащения углеродом и бором [1,2]

**Изложение основного материала.** В промышленности наши широкое распространение конструкционные и антифрикционные порошковые композиционные материалы. Они являются экономичными низколегированными сплавами, вместе с тем технологичны при изготовлении, но часто имеют невысокие эксплуатационные характеристики. Их основной составляет порошковый композиционные материалы на основе железа.

По мнению И. М. Федорченко [1] химико-термической обработка может значительно повысить надежность и долговечность деталей, изготовленных из конструкционных порошковых композиционных материалов.

**Обсуждение результатов.** В большинстве случаев процесс обогащение поверхности изделий неметаллами. Осуществляется в твердой и газовой средах результате которого например после цементации на изделия получается высокоуглеродистая диффузионная поверхность [4].

Целью цементации является в углеродистых и легированных стальных изделиях, содержащих 0,1-0,25% углерода, сохранение вязкости, повышение на рабочей поверхности твердости и сопротивление усталости.

Во многих случаях, детали машин и технологического оборудования, наряду с высокими механическими свойствами, должны обладать

высокой износостойкостью и стойкостью к воздействию различных агрессивных сред. Получение таких изделий из высоколегированного стального порошка путем прессования и спекания связаны с определенными технологическими трудностями.

В процессе борирования на поверхности изделий образуется высокая твердость (1800–2000 НВ), в то же время повышаются сопротивление на износу и коррозии в различных средах.

На рисунке 1 показано влияние состава насыщающей смеси и условий насыщения бором.

Поверхности на углеродистого железа и сплава содержащее 3,6 и 9 % хрома, на глубину боридного слоя.

Процесс цементации композиций Ж и ЖХЗ проведены в специальном карбюризаторе, а композиции ЖХ6 и ЖХ9-в карбюризаторе следующего состава: % (по массе), 85% древесного угля, 15% бикарбонат натрия ( $T = 9750\text{C}$ ,  $\sigma = 4$  часа)

В цементированных композитах относительно того же состава и первичного состава композиций, боридные слои имеют более низкую глубину, а их целостность несколько высоки, из-за замедления диффузии углерода в процессе борирования.

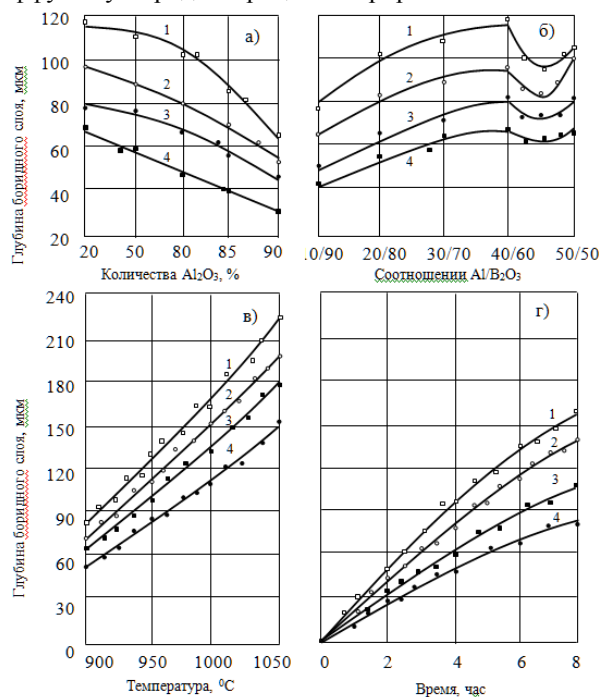


Рис. 1. Влияние состава насыщаемых смеси и условий насыщения на глубины боридного слоя в первичной цементации: железо (1) и композиты (плотность 95%,  $T_{\text{цем}}=975^\circ\text{C}$ ,  $t=4$  час, ЖХЗ(2), ЖХ6(3) ЖХ 9(4): а-А1/В2О3 = 30%/70%,  $T=9500\text{C}$ ,  $t=4$  час; б-А-А1О3,  $T=9500\text{C}$ ,  $t=4$  часа; в-А1/В2О3=30%/70%, А12О3=75%,  $t=4$  час, г- А1/В2О3=39, А12О3=75%,  $T=9500\text{C}$ ,  $t=4$  час

Разница в глубине боридного слоя возрастает также по мере увеличения количества хрома. Кроме того, это объясняется увеличением концентрации углерода в цементированном слое и замедлением

поглощения его во время выдержки в процессе борирования. Хром также замедляет диффузию углерода в аустените.

Кроме того хром усложняет продвижение боридного слоя в глубь композиций. Поэтому диффузионные процессы в цементированных железо-хромистых композициях требуют дополнительные затраты энергии и времени.

В первично цементированных слоях композиций количество высокоборидных (Fe P) фаз сразу на 10-20% меньше, чем в карбюризаторе. Науглероживание не оказывает существенного влияния на микротвердость боридных фаз [5].

Переходная зона композиций, железо-хром характеризуется высоким содержанием углерода и избыточные карбидные включения, имеют структуру перлита, который зависит от количества первичных цементированных слоев и определяется составом композиций. Переходная зона и основной металл металлографический не отличаются. Количество карбидных включений от боридного слоя к центру уменьшается умеренно. Увеличение содержания хрома от 0% до 9% в композициях приводит к уменьшению глубины оснований (подложку) примерно в 1,5 раза [6].

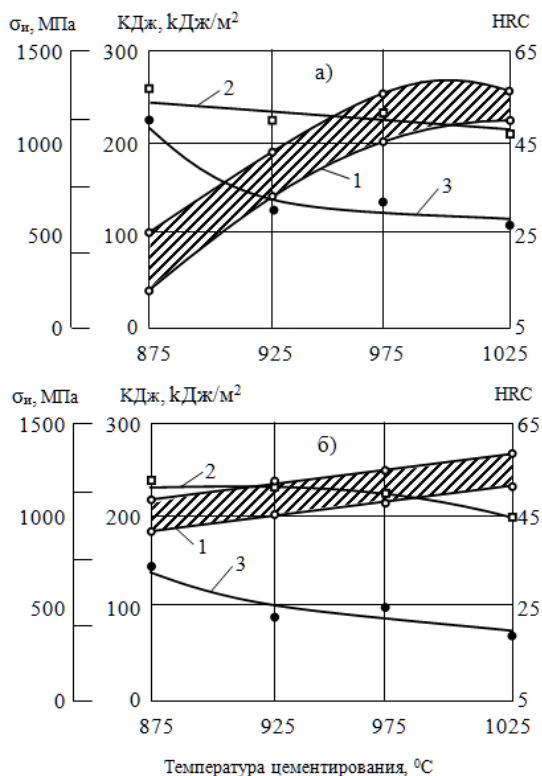


Рис.2. Влияние температуры первичной цементации ( $\tau = 4$  часа) после борирования спеченного железа (а) и ЖХЗ (б) композита (плотность 95%) на их механические свойства ( $T \approx 10000$  С,  $\tau = 4$  часа) 1 – твердость, 2 – предел прочности при изгибе, 3 – ударная вязкость.

Основные закономерности влияния пористости на образование боридных покрытий типичны для железоуглеродистых материалов. Однако в

композициях железо-углерод, изменение общей глубины боридных слоев не существенно, а по глубине всего слоя бориды относительно меньше железа. Это связано с дополнительным эффектом степени науглероживания переходной зоны на процессе боридования, который определяется плотности исходного материала. Переходная зона и основание (подложка) имеют точные границы раздела в не проникаемых материалах 95% [4]. Уменьшением относительной плотности с 95% до 85% на границе переходной зоны структурные изменения менее важно и их металлографические не возможно отличить.

Образцы с плотностью 75% от боридного слоя к центра имеют структуру перлита.

Влияние борирования на механические свойства первично цементированного железа относительно несколько ниже, чем после хромирования (рис.2).

Если ударная вязкость и предел прочности на изгиб после хромирования относительно выше, чему у отожженных образцах, а поверхностная твердость получается ниже, но после борирования обнаруживается противоречивые закономерности. Это, по сравнению с хромированием объясняется противоположным действием, бора и углерода, а также низкой температурой борирования [3].

При формировании боридного покрытия, углерод вытесняется в переходную зону. В переходной зоне повышение количества углерода и отсутствие бора благополучно влияет на прокаливаемость (рис.3). В этом случае упрочнение переходных зон достаточном по сравнению с цементации и хромированием и обнаруживается при более низкой температуре первой цементации.

При объемном легировании спеченного железа хромом облегчается получение под боридным слоем твердой переходной зоны. Например при вводе в железо 3% хрома, твердая [Н100 (400-600) МПа] переходная зона в спеченном железе может получаться примерно в 50°C ниже от температуры первичного цементации [4].

Это, в основном определяется одинаковым насыщением цементированного слоя железо-хромистых композитов повышенной концентрацией углерода и в последующем процессе борирования затрудненной диффузионном возгонкой и объясняется влиянием хрома на прокаливаемость композитов. Поэтому после двукратной обработки (цементация + борирование) в композиций [5], ЖХЗ толщина закаленной зоны в 2-2,5 раза больше, чем спеченного железа (рис. 3-в).

Насыщение углеродом и бором образцов с повышением содержания хрома в железе, от 3% до 9%-та не приводит к изменению поверхностной твердости и ударной вязкости, однако только повышается износостойкость.

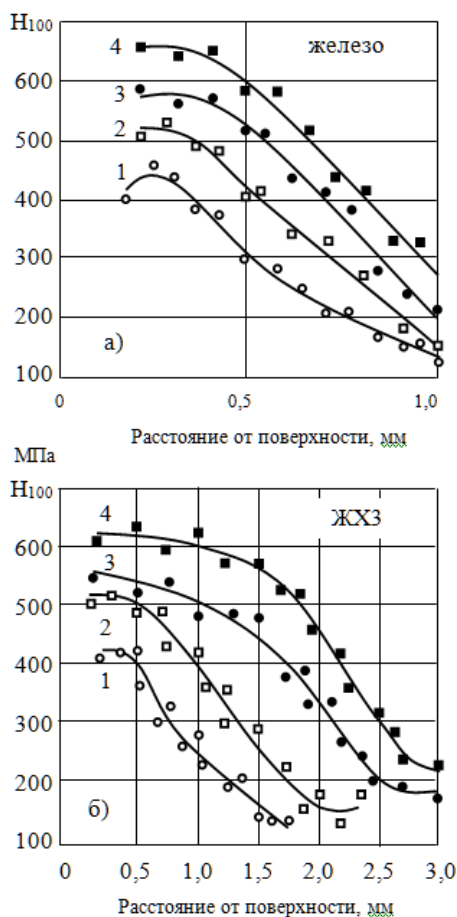


Рис.3. Изменение микротвердости по глубине диффузионного слоя, последовательно насыщенный углеродом ( $\tau = 4$  часа) и бором ( $T \approx 10000$  C,  $\tau = 4$  часа) железа (а) и ЖХЗ композита (а, б) (плотность 95%): Тцен = 8750 C (1), 9250 C (2), 9750 C (3) и 10250 C (4)

**Выводы.** Исследование влияния температуры и долговечности покрытия на кинетику покрытий в первичных цементированных композициях показало, что образование карбидных покрытий происходит довольно интенсивно при температурах  $1100^{\circ}$  C и выше, а скорость роста диффузионного слоя резко уменьшается, когда продолжительность насыщения увеличивается более чем на 4-6 часов

В железо-хромистых сплавах боридные покрытия по сравнению с покрытиями на чистом железе имеют низкую износостойкость. Это вероятно объясняется относительной хрупкостью легированных хромом боридов.

Основные закономерности влияния пористости на образование боридных покрытий в железе также характерны для железоуглеродистых материалов. Однако в композициях железо-углерод при изменении пористости от общей глубины боридного

слоя моно изменяется а глубина сплошного слоя боридов относительно мало в железе.

#### Список литературы

1. Андриевский Р.А., Федерченко И.М. Взаимная диффузия компонентов порошковых композиций. Изв. АН СССР, отделение техн. наук, 1991, №3, с. 728-732
2. Акциферов В.Н., Акименко В.В. Спеченные легированные стали.-М.: -Металлургия, 1993, 89 с.
3. Ворошнин Л.Г., Ляхович Л.С., Ловшенко Ф.Г., Протасевич Г.Ф. /Химико-термическая обработка металлокерамических материалов. Минск: Наука и техника, 1977. 272 с.
4. Ворошнин Л.Г., Алиев А.А. Борирование из паст: монография. Астрахан: АГТУ, 2006. 287 с
5. Ляхович Л.С. Ворошнин Л.Г., Борирование стали. М.: Metallurgiya, 1997, 158 с.
6. Жунковский Г.Л., Колосветов Ю.П. Борирование твердых сплавов. Тезисы докладов VIII республиканской конференции. "Проблемы металлургии и прогрессивная технология термической обработки". Минск, БИНИ-ИНТИ, 1982, 3 с.
7. Пантеленко Ф.И., Хусид Б.М., Ворошнин Л.Г. О росте борированного слоя на сферическом порошке железа. // Вести Академии наук БССР. Сер. Физикотехн. наук. 1991. № 1. С. 22-24
8. Роман О.В., Беляев В.И., Куцер М.Я. Хромирование пористых материалов. В.кн. // "Порошковая металлургия и металлообработка". НТО, Машинпром, 1985, с. 32-44
9. Самсонов Г.В., Жунковский Г.Л. Защитные покрытия в металлах. Вып. 7, Киев, "Наукова думка", 1983, 230 с. Calmich P, Reviste de Me-tallurgie, 1990, 47, №3, p. 192-198
10. Calmich P, Reviste de Metallurgie, 1990, 47, №3, p. 192-198

#### References (transliterated)

1. Andrievskiy R.A., Federchenko I.M. Vzaimnaya diffuziya komponentov poroshkovykh kompozitsiy. Izv. AN SSSR, otdelenie tehn. nauk, 1991, №3, s. 728-732
2. Aktisiferov V.N., Akimenko V.V. Spechennyye legirovannyye stali. M.: -Metallurgiya, 1993, 89 s.
3. Voroshnin L.G., Lyahovich L.S., Lovshenko F.G., Protasevich G.F. /Himiko-termicheskaya obra-botka metallokeramicheskikh materialov. Minsk: Nauka i tehnika, 1977. 272 s.
4. Voroshnin L.G., Aliev A.A. Borirovanie iz past: monografiya. Astrahan: AGTU, 2006. 287 s
5. Lyahovich L.S. Voroshnin L.G., Borirovanie stali. M.: Metallurgiya, 1997, 158 s.
6. Junkovskiy G.L., Kolosvetov YU.P. Borirova-nie tverdykh splavov. Tezisy dokladov VIII respublikanskoj konferentsii. "Problemy metallurgii i progressivnaya tehnologiya termicheskoy obrabotki". Minsk, BINI-INTI, 1982, 3 s.
7. Pantelenko F.I., Husid B.M., Voroshnin L.G. O roste borirovannogo sloya na sfericheskom poroshke jeleza. // Vesti Akademii nauk BSSR. Ser. Fizikotehn. nauk. 1991. № 1. S. 22-24
8. Roman O.V., Belyaev V.I., Kutser M.YA. Hromirovanie poristykh materialov. V.kn. // "Poroshkovaya metallurgiya i metalloobrabotka". NTO, Mashinprom, 1985, s. 32-44
9. Samsonov G.V., Junkovskiy G.L. Zashitnyie pokryitiya v metallah. Vyip. 7, Kiev, "Naukova dumka", 1983, 230 s. Calmich P, Reviste de Me-tallurgie, 1990, 47, №3, r. 192-198
10. Calmich P, Reviste de Metallurgie, 1990, 47, №3, r. 192-198

Поступила (received) 11.12.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Намазов Субхан Надир (Намазов Субхан Надир, Namazov Subkhan Nadyr)** – доктор технічних наук, професор, Азербайджанський Технічний Університет, завідувач кафедри «Металургія та металознавство»; м. Баку, Азербайджан; e-mail: [ubhan\\_namazov@daad-alumni.de](mailto:ubhan_namazov@daad-alumni.de).

**Гахраманов Фазайл Галандар (Гахраманов Фазайл Галандар, Hakhramanov Fazail Halandar)** – кандидат технічних наук, доцент, Азербайджанський Технічний Університет, доцент кафедри «Металургія та металознавство»; м. Баку, Азербайджан; e-mail: [gehremanovvurqun@gmail.com](mailto:gehremanovvurqun@gmail.com)

**Т.А. КРЮКОВА**

### **ПРАКТИЧЕСКОЕ ВНЕДРЕНИЕ МОДЕЛЕЙ И МЕТОДОВ РАСЧЕТА МНОГОНОМЕНКЛАТУРНОГО ЗАПАСА НА ПРЕДПРИЯТИЯХ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА**

В работе проведено сравнение предложенной методики определения рационального размера многономенклатурного запаса с существующей, которая использовалась на предприятии ООО "Украгроснаб" при формировании размера поставки запасных частей для автомобилей и тракторов. Обоснована эффективность предложенных методов, получены конкретные финансовые результаты, показывающие рост прибыли по каждой товарной номенклатуре. Даны рекомендации по использованию методов расчета многономенклатурного запаса товаров.

**Ключевые слова:** управление запасами, автомобиль, трактор, запасные части, прибыль, логистика.

**Т.О. КРЮКОВА**

### **ПРАКТИЧНЕ ВПРОВАДЖЕННЯ МОДЕЛЕЙ І МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ БАГАТОНОМЕНКЛАТУРНОГО ЗАПАСУ НА ПІДПРИЄМСТВАХ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ.**

В статті проведено порівняння запропонованої методики визначення раціонального розміру многономенклатурного запасу з існуючою, яка використовувалася на підприємстві ТОВ "Украгроснаб" при формуванні розміру поставки запасних частин для автомобілів і тракторів. Обґрунтовано ефективність запропонованих методів, отримані конкретні фінансові результати, що показують зростання прибутку по кожній товарній номенклатурі. Надано рекомендації щодо використання методів розрахунку багатомноменклатурної поставки товарів.

**Ключові слова:** управління запасами, автомобіль, трактор, запасні частини, прибуток, логістика.

**Т.О. КРИУКОВА**

### **PRACTICAL IMPLEMENTATION OF MODELS AND METHODS OF CALCULATION OF MULTIMENCLATURE RESERVE AT AUTOMOTIVE TRANSPORT ENTERPRISES.**

The paper compares the proposed methodology for determining the rational size of the multi-inventory with the existing one, which was used at the enterprise Ukragrosnab LLC when forming the supply of spare parts for cars and tractors. The efficiency of the proposed methods is substantiated, specific financial results are obtained, showing the growth of profits for each product mix. Recommendations on the use of methods for calculating the multi-item supply of goods are given.

**Keywords:** inventory management, car, tractor, spare parts, profit, logistics.

**Введение.** Не смотря на активное развитие логистики и методов управления запасами - практическое их внедрение до сих пор представляет определенные сложности. Это связано с многими факторами, например: высокой стоимостью программных продуктов для оптимизации запасов, недооценкой важности автоматизации процесса управления запасами со стороны руководства предприятий, небольшим объемом предложений доступных и эффективных программных продуктов на рынке.

Но тем не менее спрос на такие методы имеет тенденцию к росту, так как информирование о возможностях современных систем поддержки принятия решений (СППР) в управлении запасами становится более доступным для руководителей предприятий, что делает разработку и внедрение соответствующих методов актуальной и практически востребованной задачей.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Анализируя научную литературу по эффективному управлению запасами, стоит отметить малое количество публикаций по теме практического внедрения современных методов управления запасами и оценки их эффективности. В работе [1] рассмотрены этапы практического внедрения методов управления

запасами, в том числе и на предприятиях автомобильного транспорта, однако рассмотрен только первый этап - это ABC-XYZ классификация. В работе [2] разработан пошаговый алгоритм имплементации методов управления запасами в деятельность организаций, но без конкретных результатов практического внедрения. Основные проблемы, которые препятствуют внедрению описаны в работах [3-7] Отметим, что в работе [3] была обоснована необходимость разработки современной СППР при управлении многономенклатурными запасами на предприятиях автомобильного транспорта и предложена информационная технология, позволяющая выбрать рациональный размер запаса. Таким образом, для логического завершения процесса внедрения методов управления запасами на предприятиях автомобильного транспорта и их оценки необходимо на практике получить экономический эффект и оценить результаты внедрения на реальных статистических данных о спросе на запасные части автотракторной техники.

**Цель исследования. Постановка задачи.** Целью данной работы является оценка эффективности управления многономенклатурным запасом на предприятиях автомобильного транспорта за счет внедрения информационной технологии управления

запасами на основе моделей прогнозирования потребности в запасных частях и методов определения размера многономенклатурной поставки.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- составить общую схему решения задачи управления многономенклатурным запасом на предприятиях автомобильного транспорта;
- сравнить результаты практического внедрения предложенной схемы на предприятии ООО "Украгроснаб", оценить экономический эффект от ее

использования и выработать рекомендации по применению схемы.

**Общая схема решения задачи.** На сегодняшний день существует множество подходов к решению задачи управления многономенклатурными запасами, но основным критерием в задаче выступает минимизация затрат [8 – 10]. В отличие от этого, в работах [11, 12] предложено использовать критерий максимизации прибыли, что и легло в основу выбранной схемы управления запасами для предприятий автомобильного транспорта:

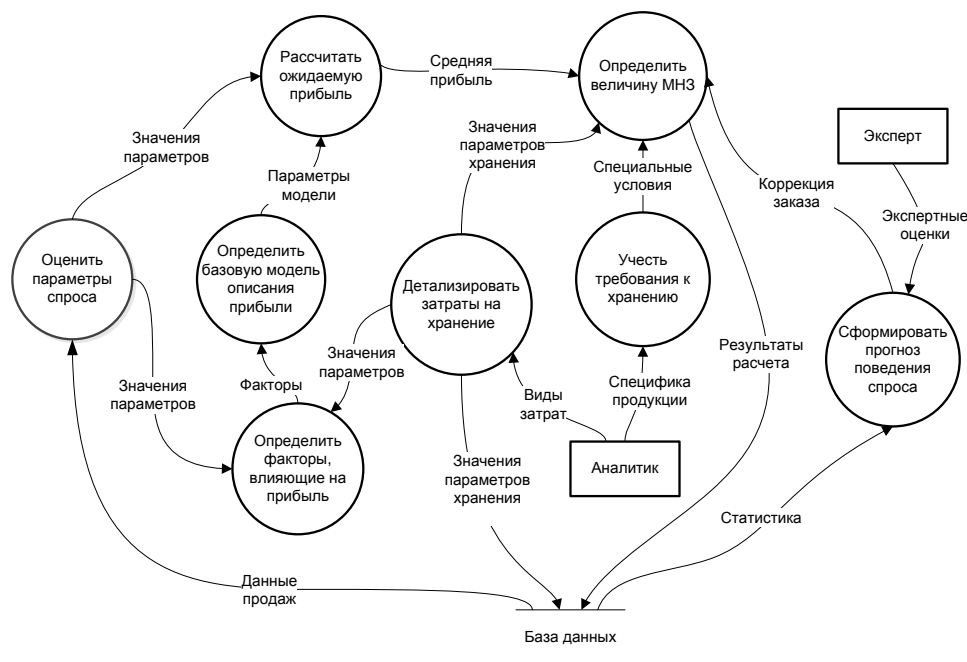


Рис. 1. Общая схема решения задачи

Необходимо отметить, что данная схема применяется для системы управления запасами с постоянным периодом заказа и учитывает требования к различным условиям хранения автомобильных запчастей (шины, ГСМ и т.д.).

**Информационная технология управления запасами на предприятиях автомобильного транспорта.** Для решения поставленной задачи, в предложенной схеме использован критерий средней чистой прибыли, как разность между доходом и расходом от продажи товара [13]:

$$\begin{aligned}
 L(x) &= F(x) - R(x) = \\
 &= (\beta - c) \int_0^x \theta f(\theta) d\theta + (\beta - c)x \int_x^\infty f(\theta) d\theta - \alpha_1 \gamma x \int_0^{\gamma x} f(\theta) d\theta + \\
 &+ \alpha_1 \int_0^{\gamma x} \theta f(\theta) d\theta - \alpha_2 (1 - \gamma)x \int_0^{\gamma x} f(\theta) d\theta - \alpha_2 x \int_0^x f(\theta) d\theta + \\
 &+ \alpha_2 x \int_0^{\gamma x} f(\theta) d\theta + \alpha_2 \int_0^x \theta f(\theta) d\theta - \alpha_2 \int_0^{\gamma x} \theta f(\theta) d\theta - \\
 &- (\beta - c) \int_x^\infty \theta f(\theta) d\theta + (\beta - c)x \int_x^\infty f(\theta) d\theta.
 \end{aligned}$$

где  $c$  – закупочная цена единицы товара,  
 $\beta$  – цена продажи единицы товара,  
 $\theta$  – спрос на товар,

$f(\theta)$  – плотность распределения спроса,  
 $x$  – общий уровень запаса,  
 $\gamma$  – доля товара, который хранится в торговом зале,

$\alpha_1$  – затраты на хранение единицы товара в торговом зале,

$\alpha_2$  – затраты на хранение единицы товара на складе.

Для решения задачи были использованы численные методы выбора размера многономенклатурного запаса, которые позволили за счет полиномиальной аппроксимации слагаемых функции суммарной прибыли с использованием параметризации по факторам, влияющим на величину прибыли, существенно сократить трудоемкость операций по определению размера многономенклатурной поставки и повысить скорость обработки данных о спросе на товар.

Общая структура компонентов бизнес-логики представлена ниже



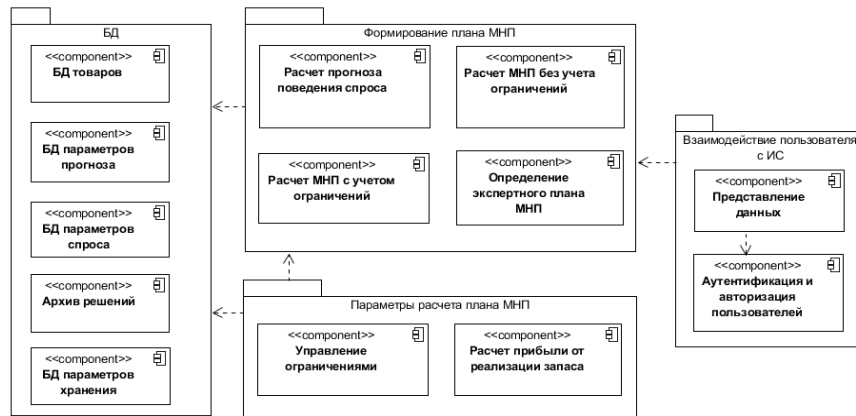


Рис.2. Компоненты уровня бизнес-логики СППР

Для того, чтобы наглядно представить поэтапный процесс определения рационального размера многономенклатурного запаса, используем диаграмму IDEF0, которая содержит информацию о ролях,

используемых в системе (аналитик, эксперт) и всех параметрах, влияющих на прогноз поведения спроса и размера запаса.

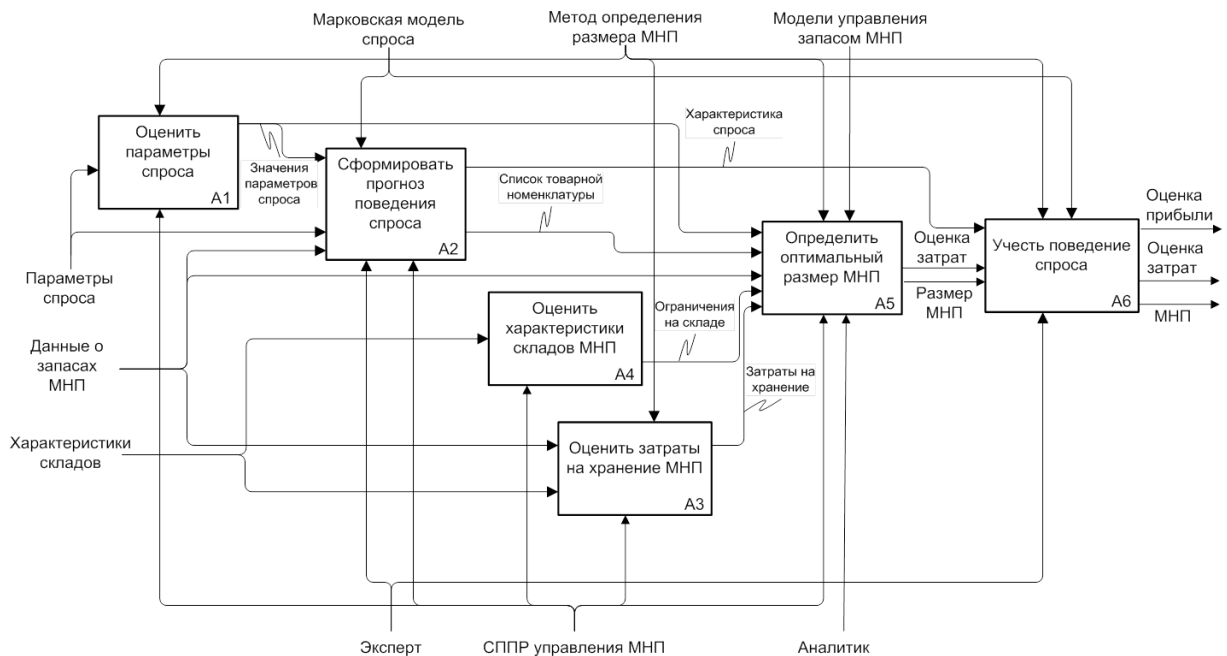


Рис. 3. Диаграмма IDEF0: информационная технология управления запасами

**Практическая реализация предложенных методов расчета многономенклатурного запаса.** Практическая применимость разработанных методов формирования многономенклатурного запаса была проведена по реальным данным, полученным от предприятия ООО «Украгроснаб», занимающегося реализацией запасных частей к автомобильной и сельскохозяйственной технике. На предприятии имеются складские помещения трех типов для отдельного хранения автомобильных шин, горюче-смазочных материалов и основной группы товаров, а также торговый зал, в котором размещаются товары из основной группы.

По результатам непосредственных наблюдений за спросом на запасные части к автомобильной и

сельскохозяйственной технике, которые предприятие реализует потребителям, были собраны данные о продажах 22 номенклатур товара за 156 недель, а также технические параметры товаров и мест хранения (стоимость хранения, ТТХ упаковки, прибыльность). Также сформированы такие ограничения задачи определения рационального размера многономенклатурного заказа, как: суммарная стоимость заказа, площадь и объем складов трех типов, а также допустимый объем хранения товаров в торговом зале.

Пример графического отображения динамики спроса на накладки тормозные за период 156 недель приведен ниже:

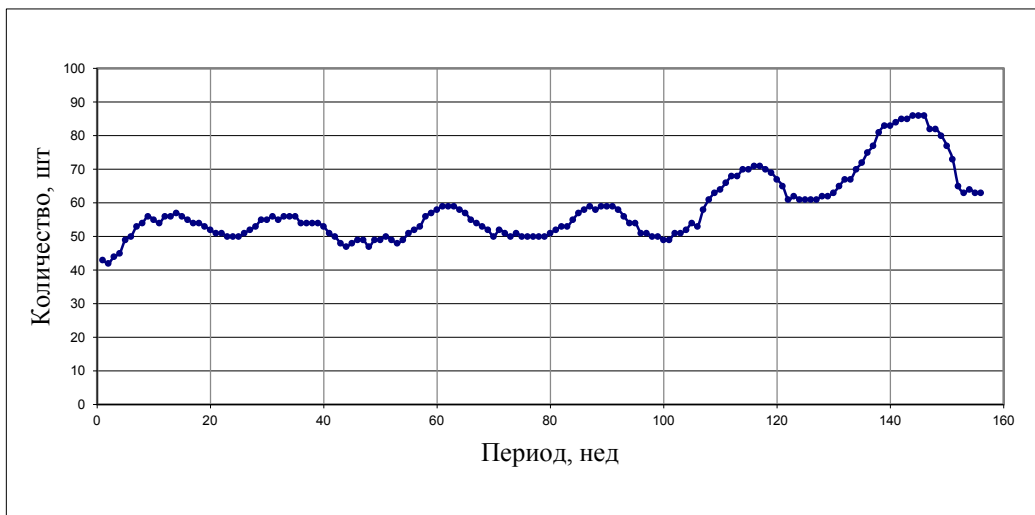


Рис.4. Динамика спроса на накладки тормозные ГАЗ-32213

Используя методы расчета, указанные в (8) учтем ограничения на ресурсы складских помещений, а также неизрасходованный остаток запасов. В соответствии с принятой технологией хранения весь перечень номенклатур разделен на три группы. В первую группу входят все изделия, при хранении которых к складскому помещению не предъявляются какие-либо требования (насосы, кольца, поршни, тормозные накладки и т.п.). Вторую группу составляют изделия, которые должны храниться в специальном помещении, удовлетворяющем

требованиям противопожарной безопасности (горюче-смазочные материалы). Наконец, отдельно должны содержаться шины, условия хранения которых оговорены соответствующей Инструкцией предприятия. Также учтем и то, что определенная доля товаров общей группы может размещаться на стеллажах торгового зала.

По итогам практического расчета и сравнительного анализа реальных результатов и ожидаемых от использования информационной технологии представлены ниже (фрагмент):

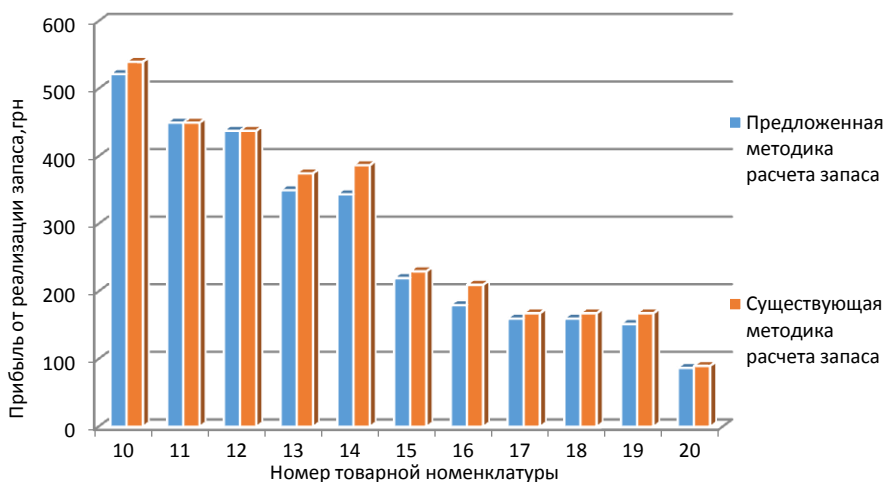


Рис.5. Сравнительный анализ прибыльности от реализации запаса

Валидация разработанной информационной технологии показала перспективы совершенствования методов управления многономенклатурным запасом за счет снижения расходов на хранение товаров и увеличения прибыли предприятия от реализации запаса на 6%.

**Выводы.** В работе показана общая схема решения задачи управления многономенклатурным запасом на предприятиях автомобильного транспорта

с учетом особенностей товарной номенклатуры. Проведено практическое сравнение результатов ее работы с расчетными данными по определению размера запаса на реальном предприятии, показана эффективность предложенных методов и моделей.

К рекомендациям по использованию представленной схемы решения задачи управления запасами можно отнести обязательное отслеживание неудовлетворенного спроса (дефицита), который

существенно влияет на качество прогноза потребления товара.

#### Список литературы

1. *Стерлигова А.Н.* Управление запасами широкой номенклатуры: с чего начать? / *А.Н. Стерлигова* // *Логинфо*. – 2003. – № 12. – С. 50 – 55.
2. *Стерлигова А.Н.* Систематизация элементов моделей управления запасами в звеньях цепей поставок / *А.Н. Стерлигова* // *Логистика и управление цепями поставок*. – 2005. – № 4. – С. 36-54.
3. *Крюкова Т.А., Самородов В.Б.* Разработка информационной технологии для системы управления многономенклатурным запасом на автосервисных предприятиях / *Т.А. Крюкова, В.Б. Самородов* // *European Cooperation*. – 2016. – vol. 5 (12). – pp. 73 – 84.
4. *Воронов В.И., Лазарев В.А.* Информационные технологии в коммерческой деятельности. Часть 1. Владивосток: Изд-во ВГУЭС. – 2000 г. ISBN 5-8224-0029-9. – 104 с.
5. *Воронов В.И., Лазарев В.А.* Информационные технологии в коммерческой деятельности. Часть 2. Владивосток: Изд-во ВГУЭС. – 2002 г. ISBN 5-8224-0029-9. – 112 с.
6. *Родкина Т.А.* Логистика информационных потоков: состояние и перспективы. / *Т.А. Родкина* // *Вестник Университета (Государственный университет управления)*. – 2012. – №5. – С. 144-148.
7. *Аникин Б.А.* *Логистика и управление цепями поставок. Теория и практика. Основы логистики.* Аникин Б.А.; Родкина Т.А.; Волочиенко В.А.; Заичкин Н.И.; Межевов А.Д.; Федоров Л.С.; Вайн В.М.; Воронов В.И.; Водянова В.В.; Гапонова М.А.; Ермаков И.А.; Ефимова В.В.; Кравченко М.В.; Серова С.Ю.; Серышев Р.В.; Филиппов Е.Е.; Пузанова И.А.; Учирова М.Ю.; Рудая И.Л. Учебное пособие. – Москва: ИнфраМ. – 2014. – 652с.
8. *Крюкова Т.А., Серая О.В.* Методика получения оптимального плана закупок в многономенклатурной поставке / *Т.А. Крюкова,*

*О.В. Серая* // *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. – 2010. – № 4/4 (46). – С. 40 – 43.

#### References (transliterated)

1. Sterligova A.N. Upravlenie zapasami shirokoy nomenklaturyi: s chego nachat? / A.N. Sterligova // *Loginfo*. – 2003. – № 12. – S. 50 – 55.
2. Sterligova A.N. Sistematizatsiya elementov modeley upravleniya zapasami v zvenyah tsepey postavok / A.N. Sterligova // *Logistika i upravlenie tsepyami postavok*. – 2005. – №4. – S. 36-54.
3. Kryukova T.A., Samorodov V.B. Razrabotka informatsionnoy tehnologii dlya sistemy upravleniya mnogonomenklaturnym zapasom na avtoservisnykh predpriyatiyah / T.A. Kryukova, V.B. Samorodov // *European Cooperation*. – 2016. – vol. 5 (12). – pp. 73 – 84.
4. Voronov V.I., Lazarev V.A. Informatsionnyie tehnologii v kommercheskoy deyatel'nosti. Chast 1. Vladivostok: Izd-vo VGUES. – 2000 g. ISBN 5-8224-0029-9. – 104 s.
5. Voronov V.I., Lazarev V.A. Informatsionnyie tehnologii v kommercheskoy deyatel'nosti. Chast 2. Vladivostok: Izd-vo VGUES. – 2002 g. ISBN 5-8224-0029-9. – 112 s.
6. Rodkina T.A. Logistika informatsionnykh potokov: sostoyanie i perspektivy. / T.A. Rodkina // *Vestnik Universiteta (Gosudarstvennyy universitet upravleniya)*. – 2012. – № 5. – S. 144-148.
7. Anikin B.A. Logistika i upravlenie tsepyami postavok. Teoriya i praktika. Osnovy logistiki. Anikin B.A.; Rodkina T.A.; Volochienko V.A.; Zaichkin N.I.; Mezhevov A.D.; Fedorov L.S.; Vayn V.M.; Voronov V.I.; Vodyanova V.V.; Gaponova M.A.; Ermakov I.A.; Efimova V.V.; Kravchenko M.V.; Serova S.Yu.; Seryshev R.V.; Filippov E.E.; Puzanova I.A.; Uchirova M.Yu.; Rudaya I.L. Uchebnoe posobie. – Moskva: InfraM. – 2014. – 652s.
8. Kryukova T.A., Seraya O.V. Metodika polucheniya optimal'nogo plana zakupok v mnogonomenklaturnoy postavke / T.A. Kryukova, O.V. Seraya // *Vostochno-evropeyskiy zhurnal peredovykh tehnologiy*. – 2010. – № 4/4 (46). – S. 40 – 43.

*Поступила (received) 15.12.2018*

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Крюкова Тетяна Олександрівна (Крюкова Татьяна Александровна, Kriukova Tetiana Oleksandrivna)** – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування; м.Харків, Україна; e-mail: tetiana.kriukova@gmail.com.

*О.Я. НИКОНОВ, Д.М. КЛЕЦ, А.И. БОНДАРЕНКО*

### **КОНЦЕПЦІЯ РОЗРОБЛЕННЯ МЕХАТРОННИХ СИСТЕМ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ НА ОСНОВІ КОНВЕРГЕНЦІЇ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНИХ ТЕХНОЛОГІЙ**

Запропонована інтелектуальна бортова інформаційна система транспортних засобів (ТЗ) на основі фазі-архітектури дозволяє підвищити безпеку та ефективність керування ТЗ за рахунок того, що керування ТЗ здійснюється за допомогою фазі-архітектури. Проаналізовано основні тенденції та підходи до концепції розроблення транспортних засобів на основі конвергенції інтелектуальних технологій. Для ефективного розроблення транспортних засобів необхідно використання технології віртуальної реальності, синергетичного підходу, еволюційних методів моделювання, методів глибокого навчання штучних багатосарових нейронних мереж, використання фазі-архітектури. Запропоновано функціональну і структурну схему інтелектуальної бортової інформаційної системи транспортних засобів. Змінений принцип роботи керуючого блока на основі фазі-архітектури підвищує продуктивність і ефективність керування ТЗ. Представлено структурну схему керуючого блока на основі фазі-архітектури, який складається з блоків на основі фазі-логіки

**Ключові слова:** мехатронна система, транспортний засіб, інформаційні технології, нейронні мережі.

*О.Я. НИКОНОВ, Д.М. КЛЕЦ, А.И. БОНДАРЕНКО*

### **КОНЦЕПЦИЯ РАЗРАБОТКИ МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ НА ОСНОВЕ КОНВЕРГЕНЦИИ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ**

Предложенная интеллектуальная бортовая информационная система транспортных средств (ТС) на основе фаззи-архитектуры позволяет повысить безопасность и эффективность управления ТС за счет того, что управление ТС осуществляется с помощью фаззи-архитектуры. Проанализированы основные тенденции и подходы к концепции разработки транспортных средств на основе конвергенции интеллектуальных технологий. Для эффективной разработки транспортных средств необходимо использование технологии виртуальной реальности, синергетического подхода, эволюционных методов моделирования, методов глубокого обучения искусственных многослойных нейронных сетей, использование фаззи-архитектуры. Предложена функциональная и структурная схема интеллектуальной бортовой информационной системы транспортных средств. Измененный принцип работы управляющего блока на основе фаззи-архитектуры повышает производительность и эффективность управления ТС. Представлена структурная схема управляющего блока на основе фаззи-архитектуры, который состоит из блоков на основе фаззи-логики

**Ключевые слова:** мехатронная система, транспортное средство, информационные технологии, нейронные сети.

*O.IA. NIKONOV, D.M. KLETS, A.I. BONDARENKO*

### **CONCEPT OF DEVELOPMENT OF MECHATRONIC VEHICLE SYSTEMS BASED ON THE CONVERGENCE OF INTELLIGENT TECHNOLOGIES**

The proposed intelligent on-board information system of vehicles based on fuzzy architecture allows to improve the safety and efficiency of vehicle control due to the fact that the vehicle control is carried out with the help of fuzzy architecture. The main trends and approaches to the concept of vehicle development based on the convergence of intelligent technologies are analysed. For effective development of vehicles it is necessary to use virtual reality technology, synergetic approach, evolutionary modelling methods, methods of deep learning of artificial multi-layer neural networks, the use of fuzzy architecture. The functional and structural scheme of intelligent on-board information system of vehicles is proposed. The principle of operation of the control unit on the basis of fuzzy architecture improves the performance and efficiency of vehicle control. The block diagram of the control block based on fuzzy architecture, which consists of blocks based on fuzzy logic, is presented

**Key words:** mechatronic system, vehicle, information technology, neural networks.

**Вступ.** Протягом останніх десятиліть спостерігалось посилення важливості міждисциплінарного підходу. Складні проблеми, з якими стикається людство, вимагають одночасного використання досягнень кількох дисциплін. Все частіше інструментарій з однієї галузі науки успішно використовується в інших областях. Наприклад, зростає ступінь математизації і комп'ютеризації наукових і технологічних областей. Також посилюється і взаємний вплив технологій. Відображенням подібних тенденцій і стала конвергенція технологій. Найактуальнішою проблемою останнього часу є створення ефективного штучного інтелекту, який дозволить розробляти якісно нові технічні системи

підвищеної швидкодії, надійності та довговічності на основі конвергенції технологій [1-3].

#### **Управління автомобілем на основі глибокого навчання штучних багатосарових нейронних мереж**

Сучасний генезис штучного інтелекту, на думку авторів, зв'язаний з появою насамперед:

- нейроморфних процесорів і технології TrueNorth;
- технології глибокого навчання штучних нейронних мереж;
- розвинених архітектур хмарних сервісів;
- ефективних технологій великих даних.

Згідно до закону Мура [4], сучасний генезис штучного інтелекту можна розглядати як сходінку

до створення «сильного» штучного інтелекту [5]. Серед дослідників штучного інтелекту є спільна домовленість про те, що «сильний» штучний інтелект має такі властивості:

- прийняття рішень, використання стратегій, рішення головоломок і дії в умовах невизначеності;
- представлення знань, включаючи загальне уявлення про реальність;
- планування;
- навчання;
- спілкування на природній мові;
- об'єднання всіх цих здібностей для досягнення загальних цілей.

За прогнозами вчених появу такого «сильного» штучного інтелекту слід очікувати в другій половині 21 століття. Однак є прогнози – 2024 рік [6].

Ідея, що штучний інтелект починає працювати значно краще, коли вдається перейти до спеціальної задачі, що звужує простір трактувань, може бути застосована до систем управління автомобілем без водія [7]. Наприклад, технології глибокого навчання штучних нейронних мереж.

У 2016 році компанія Grand View Research (GVR) оцінила глобальний ринок глибокого навчання в 272 мільйони доларів США. Його значна частина (20%) належала авіаційно-космічній та оборонній промисловості. З 2014 року ринок глибокого навчання демонструє безперервне зростання. В останньому звіті GVR йдеться, що до кінця 2025 року цей ринок досягне 10,2 млрд доларів.

Оскільки глибоке навчання нейронних мереж може створювати функції без втручання людини, фахівці в цій галузі зможуть заощадити багато часу при роботі з великими даними, спираючись на цю технологію. Це дозволяє їм використовувати більш складні набори функцій в порівнянні з традиційним програмним забезпеченням для машинного навчання.

Глибоке навчання – це підхід, який моделює абстрактне мислення людини (або, принаймні, є спробою наблизитися до нього), а не використовує його. Однак ця технологія має деякі труднощі з її використанням [8].

Процес глибокого навчання заснований на аналізі великих обсягів даних. Але потокові вхідні дані надають мало часу для забезпечення ефективного процесу навчання. Ось чому фахівцям

доводиться адаптувати свої алгоритми глибокого навчання, щоб нейронні мережі могли обробляти великі обсяги безперервних вхідних даних.

Ще одна складність технології глибокого навчання полягає в тому, що вона не може надати причини і аргументи своїх висновків. На відміну від традиційного машинного навчання, ви не зможете перевірити алгоритм і дізнатися, чому ваша система вирішила, що, на картинці зображено кішка, а не собака. Щоб виправити помилки в алгоритмах глибокого навчання, потрібно переглянути весь алгоритм.

Глибоке навчання – досить ресурсомістка технологія. Вона вимагає більш потужних графічних процесорів, високопродуктивних відеокарт, великого обсягу пам'яті для навчання моделей і т. Д. Крім того, цією технологією потрібно більше часу для навчання в порівнянні з традиційним машинним навчанням.

Незважаючи на всі недоліки, поліпшені методи глибокого навчання відкривають нові можливості для ефективного аналізу великих обсягів неструктурованих даних (рис. 1). Компанії, які використовують глибоке навчання в своїх завданнях, зможуть отримати більш точні результати аналітики без необхідності витрачати багато часу на навчання системи.

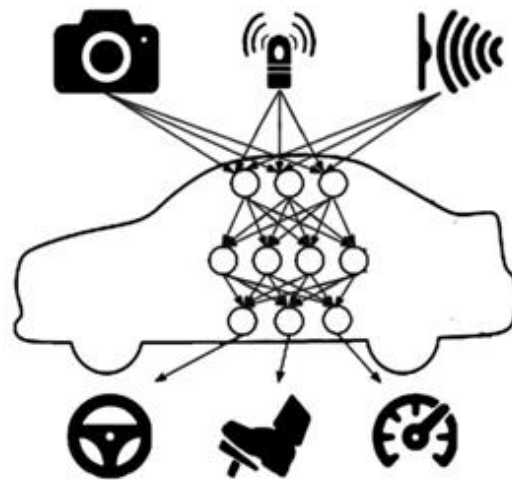


Рис. 1. Приклад функціональної схеми управління автомобілем на основі методів глибокого навчання штучних багатошарових нейронних мереж

Ефективним підходом є також використання фазі-архітектур для бортової інформаційної системи транспортного засобу (ТЗ) (рис. 2) [9].

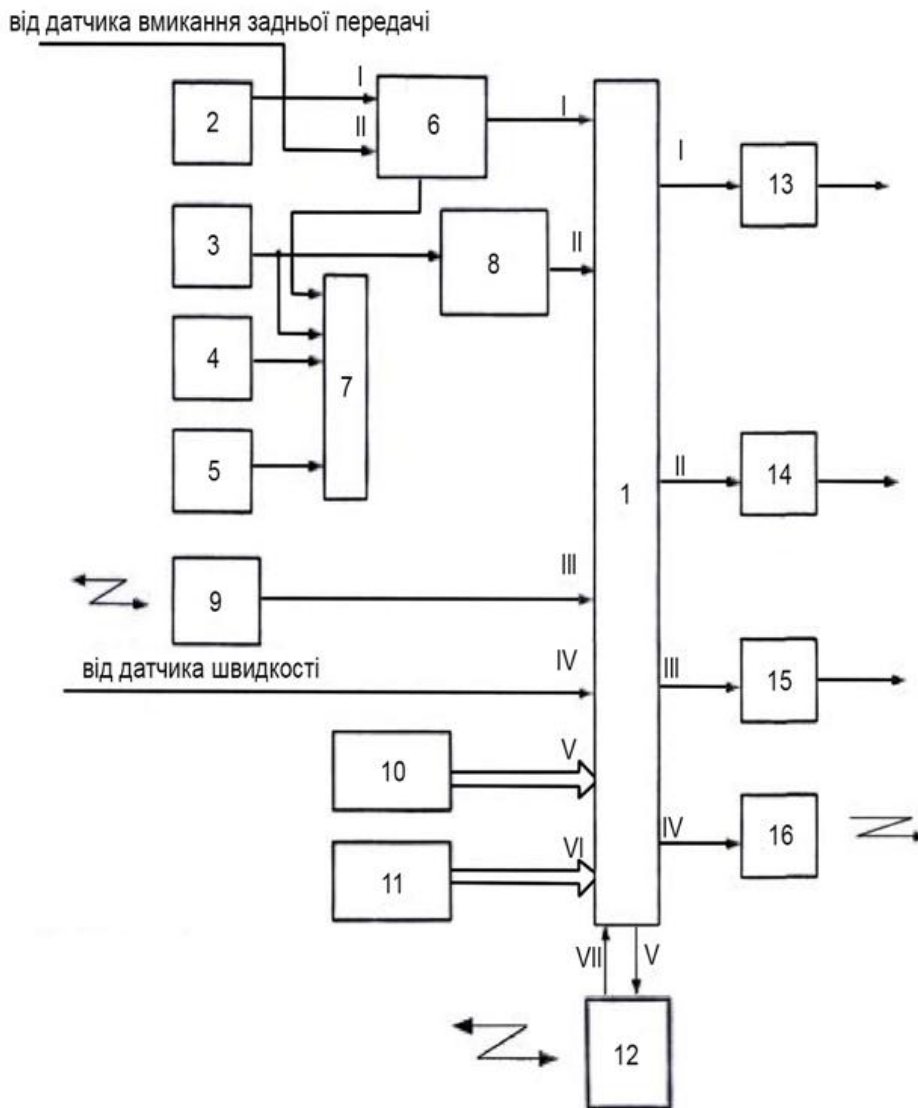


Рис.2. Структурна схема інтелектуальної бортової інформаційної системи ТЗ на основі фази-архітектури

Структурна схема складається з керуючого блока на основі фази-архітектури 1, мініатюрних відеокамер 2, 3, 4, 5, комутатора 6, блока зберігання цифрової інформації 7, блока розпізнавання знаків 8, радара 9, супутникового навігатора 10, блока пам'яті 11, приймально-передавального пристрою 12, пристрою керування швидкістю руху 13, пристрою керування напрямком руху 14, пристрою керування гальмівною системою 15, передавального пристрою 16.

Технічний результат розробки досягається тим, що в інтелектуальній бортовій інформаційній системі ТЗ замість електронного блоку встановлюється керуючий блок з інтелектуальною технологією на основі фази-архітектури 1, мініатюрні відеокамери 2, 3, 4, 5, комутатор 6, блок зберігання цифрової інформації 7, блок розпізнавання знаків 8, радар 9, супутниковий навігатор 10, блок пам'яті 11, приймально-передавальний пристрій 12, пристрій

керування швидкістю руху 13, пристрій керування напрямком руху 14, пристрій керування гальмівною системою 15, передавальний пристрій 16, причому мініатюрні відеокамери заднього виду 2, перша 3 і друга 4 бічні, переднього виду 5 розміщені відповідно на задньому, бічних і передньому склі автомобіля, комутатор 6 і блок зберігання цифрової інформації 7 розміщені в захищеному корпусі, виходи мініатюрних відеокамер першої 3 та другої 4 бічних і передньої 5 з'єднані з відповідними входами блока зберігання цифрової інформації 7, вихід мініатюрної відеокамери заднього виду 2 з'єднаний зі входом комутатора 6, перший і другий виходи якого з'єднані з відповідними входами блока зберігання цифрової інформації 7 і з першим входом керуючого блока на основі фази-архітектури 1, а вхід управління з'єднаний з виходом датчика включення заднього ходу ТЗ, вихід першої бічної мініатюрної відеокамери 3 з'єднаний зі входом блока



розпізнавання знаків 8, вихід якого з'єднаний з другим входом керуючого блока на основі фазі-архітектури 1, третій і четвертий входи якого з'єднані відповідно з виходом радара 9 і з виходом датчика швидкості, виходи супутникового навігатора 10 і блока пам'яті 11 з'єднані з п'ятим і шостим входами керуючого блока на основі фазі-архітектури 1, вихід приймально-передавального пристрою 12 з'єднаний з сьомим входом керуючого блока на основі фазі-архітектури 1, перший, другий, третій і четвертий виходи якого з'єднані відповідно з входом пристрою керування швидкістю руху 13, зі входом пристрою керування напрямком руху 14, зі входом пристрою керування гальмівною системою 15, зі входом передавального пристрою 16, п'ятий вихід керуючого блока на основі фазі-архітектури 1 з'єднаний з входом приймально-передавального пристрою 12.

Змінений принцип роботи керуючого блока на основі фазі-архітектури 1 підвищує продуктивність і ефективність керування ТЗ.

На рис.3 представлено структурну схему керуючого блока на основі фазі-архітектури 1, який складається з блоків на основі фазі-логіки 17-21.

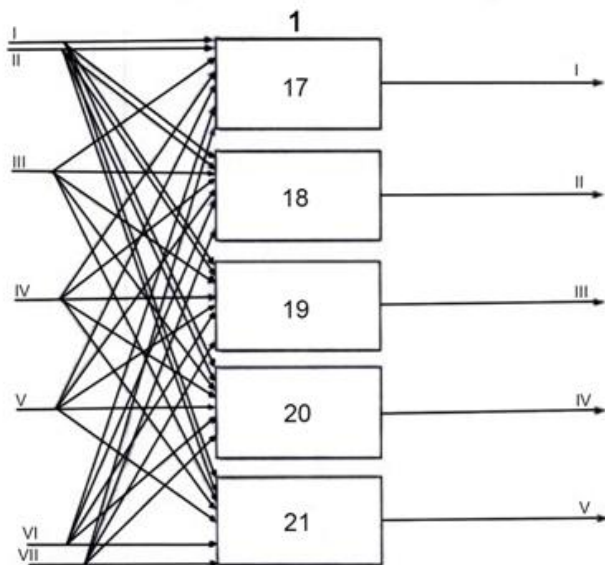


Рис.3. Структурна схема керуючого блока на основі фазі-архітектури

Технічний результат розробки досягається тим, що керуючий блок на основі фазі-архітектури 1 виробляє керуючі сигнали наступним чином – на блоки на основі фазі-логіки 17-21 надходять вхідні сигнали з першого по сьомий відповідно, які обробляються за допомогою фазі-логіки, вихідні керуючі сигнали з блоків 17-21 надходять на входи I-V відповідно до пристрою керування швидкістю руху 13 (рис.2), до пристрою керування напрямком руху 14 (рис.2), до пристрою керування гальмівною системою 15 (рис.2), до передавального пристрою 16 (рис.2), до приймально-передавального пристрою 12 (рис.2).

На рис.4 представлено структурну схему блоків фазі-логіки 17-21, які складаються з блока фазифікації 22, бази знань 23, яка складається з бази

даних 24 та бази правил 25, блока прийняття рішень 26 та блока дефазифікації.

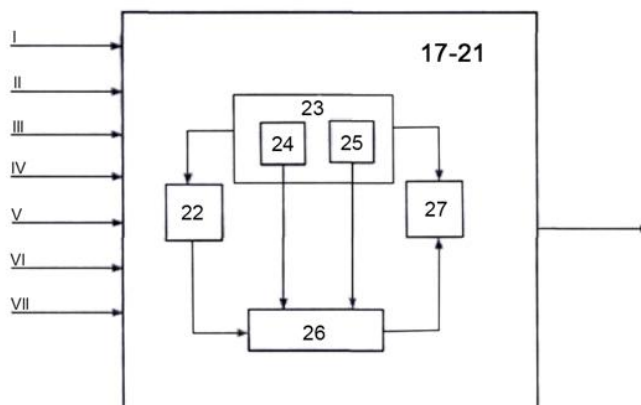


Рис.4 – Структурна схема блоків фазі-логіки 17-21

Технічний результат розробки досягається тим, що на вхід блоків нечіткої логіки 17-21 подаються вхідні сигнали I-VII, які блок фазифікації 22 перетворює з чисельних значень в ступені відповідності лінгвістичним змінним, база даних 24 визначає функції належності нечітких множин, які використовуються в нечітких правилах, база правил 25 містить набір нечітких правил типу IF-THEN, база даних 24 і база правил 25 об'єднані в загальний блок база знань 23, сигнали з блока фазифікації 22, бази даних 24 та бази правил 25 надходять до блока прийняття рішень 26, який здійснює операції виведення на підставі наявних правил, далі сигнали з бази знань 23 та блока прийняття рішень 26 надходять до блока дефазифікації 27, який перетворює результати виведення в чисельні значення, після чого керуючі сигнали надходять до відповідних пристроїв, якими керує керуючий блок на основі фазі-архітектури 1 ТЗ.

**Висновки.** Запропонована інтелектуальна бортова інформаційна система ТЗ на основі фазі-архітектури дозволяє підвищити безпеку та ефективність керування ТЗ за рахунок того, що керування ТЗ здійснюється за допомогою фазі-архітектури.

Проаналізовано основні тенденції та підходи до концепції розроблення транспортних засобів на основі конвергенції інтелектуальних технологій. Для ефективного розроблення транспортних засобів необхідно використання технології віртуальної реальності, синергетичного підходу, еволюційних методів моделювання, методів глибокого навчання штучних багатшарових нейронних мереж, використання фазі-архітектур. Запропоновано функціональну і структурну схему інтелектуальної бортової інформаційної системи транспортних засобів.

#### Список літератури

1. Monte Louis A. Del The Articial Intelligence Revolution: Will Articial Intelligence Serve Us Or Replace Us? / Louis A Del Monte; 2014. – 210 p.
2. Tegmark M. Life 3.0: being human in the age of artificial intelligence / M. Tegmark. – New York: Knopf., 2017. – 280 p.

3. Goodfellow I. Deep Learning / I. Goodfellow, Y. Bengio, A. Courville. – London: MIT Press, 2016. – 800 p.
4. Moore G.E. Cramming more components onto integrated circuits / G.E. Moore // Electronics. – 1965. – Vol.38, №8. – P. 114-117.
5. Searle J. Minds, brains, and programs / J. Searle // Behavioral and brain sciences. – 1980. – Vol.3, №3. – P. 417-457.
6. Соболенко С. Искусственный интеллект: начала MSM. Сингулярность неизбежна / С. Соболенко. – Издательские решения, 2018. – 180 с.
7. Никонов О.Я. Роботизированные автомобили: современные технологии и перспективы развития / О.Я. Никонов, Т.О. Полосухина // Автомобиль и Электроника. Современные технологии. – Харьков: ХНАДУ, 2013. – № 5. – С. 38-42.
8. Hinton G. A practical guide to training restricted Boltzmann machines / G. Hinton // Toronto: Machine Learning Group, University of Toronto. – 2010. – Tech. Rep. 2010-000.
9. Shuliakov V. Application of Adaptive Neuro-Fuzzy Regulators in the Controlled System by the Vehicle Suspension / V. Shuliakov, O. Nikonov, V. Fastovec // International Journal of Automation, Control and Intelligent Systems. – Vol.1, №3, 2015. – P. 66-72.
2. Tegmark M. Life 3.0 : being human in the age of artificial intelligence / M. Tegmark. – New York: Knopf., 2017. – 280 r.
3. Goodfellow I. Deep Learning / I. Goodfellow, Y. Bengio, A. Courville. – London: MIT Press, 2016. – 800 r.
4. Moore G.E. Cramming more components onto integrated circuits / G.E. Moore // Electronics. – 1965. – Vol.38, №8. – P. 114-117.
5. Searle J. Minds, brains, and programs / J. Searle // Behavioral and brain sciences. – 1980. – Vol.3, №3. – P. 417-457.
6. Sobolenko S. Yskusstvennyi yntellekt: nachala MSM. Synhuliarnost neyzbezha / S. Sobolenko. – Yzdatelskye resheniya, 2018. – 180 s.
7. Nykonov O.Ia. Robotyzirovannye avtomobyly: sovremennye tekhnolohyy y perspektyvy razvytyia / O.Ia. Nykonov, T.O. Polosukhyna // Avtomobyl y Elektronika. Sovremennye tekhnolohyy. – Kharkov: KhNADU, 2013. – № 5. – S. 38-42.
8. Hinton G. A practical guide to training restricted Boltzmann machines / G. Hinton // Toronto: Machine Learning Group, University of Toronto. – 2010. – Tech. Rep. 2010-000.
9. Shuliakov V. Application of Adaptive Neuro-Fuzzy Regulators in the Controlled System by the Vehicle Suspension / V. Shuliakov, O. Nikonov, V. Fastovec // International Journal of Automation, Control and Intelligent Systems. – Vol.1, №3, 2015. – P. 66-72.

**References (transliterated)**

1. Monte Louis A. Del The Articial Intelligence Revolution: Will Articial Intelligence Serve Us Or Replace Us? / Louis A Del Monte; 2014. – 210 r.

Надійшла (received) 7.12.18

*Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors*

**Ніконов Олег Якович (Никонов Олег Яковлевич, Nikonov Oleh Yakovych)** – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри Харківського національного автомобільно-дорожнього університету; м. Харків, Україна; e-mail: [nikonov.oj@gmail.com](mailto:nikonov.oj@gmail.com)

**Клець Дмитро Михайлович (Клець Дмитрий Михайлович, Klets Dmytryi Mykhailovych)** – доктор технічних наук, професор, проректор з НІР Харківського національного автомобільно-дорожнього університету; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7463-1030>; e-mail: [d.m.klets@gmail.com](mailto:d.m.klets@gmail.com)

**Бондаренко Анатолій Ігорович (Бондаренко Анатолий Игоревич, Bondarenko Anatoliy Yhorevych)** – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри автомобіле- та тракторобудування; м. Харків, Україна; e-mail: [anatoliybon13@gmail.com](mailto:anatoliybon13@gmail.com)

## ЗМІСТ

### ТРАКТОРОБУДУВАННЯ

<b>Самородов В.Б., Пелипенко Є.С.</b> Експериментальне дослідження процесу гальмування трактора ХТЗ-21021 з безступінчастою трансмісією .....	3
<b>Самородов В. Б., Гриненко Г.Г.</b> Визначення основних техніко-економічних показників машинно-тракторного агрегату на базі колісного трактора з двопотоковою гідрооб'ємно-механічною трансмісією .....	11
<b>Самородов В. Б., Краснокутський В. М., Мандрика В. Р., Ткачов В. Ю.</b> Дослідження витратоміра для обліку витрати палива на тракторах без електронної системи керування його подачі і з урахуванням скидання з форсунок.....	17
<b>Самородов В. Б., Аврунин Г. А., Мороз И. И., Пелипенко Е. С.</b> Основные направления совершенствования объемных гидроприводов навесного оборудования сельскохозяйственных тракторов .....	21

### АВТОМОБІЛЕБУДУВАННЯ

<b>Самородов В.Б., Гармаш Д.О.</b> Теоретичний аналіз основних тягових показників вантажного автомобіля з двопотоковою гідрооб'ємно-механічною трансмісією .....	32
<b>Сергиенко Н.Е., Любарский Б.Г., Пастушина М.И.</b> Особенности использования электрического привода и систем управления на современных автомобилях.....	40
<b>Сергієнко М.Є., Свідло В.С., Кузьменко Л.В.</b> Аналіз сучасних конструкцій здвоєних зчеплень транспортно-тягових машин .....	50
<b>Борисенко А.Н., Сергиенко Н.Е., Светличная Е.Е., Агапов О.Н., Перевозник И.А.</b> Современные подходы к вибродиагностике клапанного механизма грм .....	58
<b>Намазов С.Н., Гахраманов В.Ф</b> Улучшение механических свойств порошковых композиционных материалов на основе железа после цементации и борирования.....	63
<b>Крюкова Т.А.</b> Практическое внедрение моделей и методов расчета многономенклатурного запаса на предприятиях автомобильного транспорта.....	67
<b>Ніконов О.Я., Клец Д.М., Бондаренко А.І.</b> Концепція розроблення мехатронних систем транспортних засобів на основі конвергенції інтелектуальних технологій.....	72





НАУКОВЕ ВИДАННЯ

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

**Збірник наукових праць**

**№ 49 (1325) 2018**

Наукові редактори: Самородов В.Б., д-р техн. наук, професор, НТУ «ХПІ», Україна  
Бондаренко А. І. д-р техн. наук, професор, НТУ «ХПІ», Україна  
Технічні редактори: Пелипенко Є.С., к.т.н., НТУ «ХПІ», Україна

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

Обл.-вид № 43–18.

Підп. до друку 24.12.2018 р. Формат 60×84 1/8. Папір офісний.  
Riso-друк. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 8,0. Наклад. 300 прим. 1-й з-д 1-45.  
Зам. № 231. 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.