

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»

Серія: Автомобіле- та тракторобудування

№ 13 (1235) 2017

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ «ХПІ», 2017

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2017. – № 13 (1235). – 68 с.

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» внесено до «Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук», затвердженого рішенням Атестаційної колегії МОН України щодо діяльності спеціалізованих вчених рад, від 15 грудня 2015 р. Наказ № 1328 (додаток 8) від 21.12.2015 р.

Координаційна рада:

Л. Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, д-р техн. наук, чл.-кор. НАН України (**голова**);
К. О. ГОРБУНОВ, канд. техн. наук, доц. (**секретар**);
А. П. МАРЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; Є. І. СОКОЛ, д-р техн. наук, чл.-кор. НАН України;
Є. Є. АЛЕКСАНДРОВ, д-р техн. наук, проф.; А. В. БОЙКО, д-р техн. наук, проф.;
Ф. Ф. ГЛАДКИЙ, д-р техн. наук, проф.; М. Д. ГОДЛЕВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.;
А. І. ГРАБЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; В. Г. ДАНЬКО, д-р техн. наук, проф.;
В. Д. ДМИТРИЄНКО, д-р техн. наук, проф.; І. Ф. ДОМНІН, д-р техн. наук, проф.;
В. В. ЄПІФАНОВ, канд. техн. наук, проф.; Ю. І. ЗАЙЦЕВ, канд. техн. наук, проф.;
П. О. КАЧАНОВ, д-р техн. наук, проф.; В. Б. КЛЕПІКОВ, д-р техн. наук, проф.;
С. І. КОНДРАШОВ, д-р техн. наук, проф.; В. І. КРАВЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.;
Г. В. ЛІСАЧУК, д-р техн. наук, проф.; О. К. МОРАЧКОВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.;
В. І. НІКОЛАЄНКО, канд. іст. наук, проф.; П. Г. ПЕРЕРВА, д-р екон. наук, проф.;
В. А. ПУЛЯЄВ, д-р техн. наук, проф.; М. І. РИЩЕНКО, д-р техн. наук, проф.;
В. Б. САМОРОДОВ, д-р техн. наук, проф.; Г. М. СУЧКОВ, д-р техн. наук, проф.;
М. А. ТКАЧУК, д-р техн. наук, проф.

Редакційна колегія серії:

Відповідальний редактор: В. Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.

Заст. відповідального редактора: А. І. Бондаренко, д-р техн. наук, доц.

Відповідальний секретар: С.Г. Селевич, канд. техн. наук, доц.

Члени редколегії: В.П. Волков, д-р техн. наук, проф.; Д. О. Волонцевич, д-р техн. наук, проф.;
О.В. Григоров, д-р техн. наук, проф.; Б. І. Кальченко, д-р техн. наук, проф.; А.Т. Лебедєв, д-р техн. наук, проф.;
В. І. Омеляненко, д-р техн. наук, проф.; В.П. Писарев, д-р техн. наук, проф.;
М.А. Подригало, д-р техн. наук, проф.; А.М. Пойда, д-р техн. наук, проф.;
В.П. Сахно, д-р техн. наук, проф.

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).

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».
Протокол № 4 від 04 травня 2018 р.

© Національний технічний університет «ХПІ», 2017

В.Б. САМОРОДОВ, В.В. ЄПІФАНОВ, Г.Г. ГРИНЕНКО

ОБҐРУНТУВАННЯ ЗБІЖНОСТІ РЕКУРЕНТНИХ ПРОЦЕДУР ПРИ ВИЗНАЧЕННІ ПАРАМЕТРІВ ГІДРООБ'ЄМНИХ ПЕРЕДАЧ ПРИ РОБОТІ У СКЛАДІ ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНИХ ТРАНСМІСІЙ

При вирішенні суттєво нелінійних матричних систем для визначення робочих параметрів гідрооб'ємних передач (ГОП) при їх роботі у складі двопотокових гідрооб'ємно-механічних трансмісій (ГОМТ) з урахуванням об'ємних і гідромеханічних втрат у гідромашинах, застосовується метод послідовних наближень. Стаття присвячена науковому обґрунтуванню абсолютної збіжності рекурентної процедури цих наближень. Збіжність параметрів ГОП і ГОМТ проілюстровано на прикладі розрахунку першої вітчизняної двопотокової трансмісії ГОМТ-1С для тракторів АО «ХТЗ» ХТЗ-21021 і ХТЗ-242К.

Ключові слова: трактор, безступінчаста трансмісія, гідрооб'ємна передача, робочі параметри, об'ємні і гідромеханічні втрати, ітераційний процес, номер ітерації, наближення, збіжність, точність.

При решении существенно нелинейных матричных систем для определения рабочих параметров гидрообъемных передач (ГОП) при их работе в составе двопотоковых гидрообъемно-механических трансмиссий (ГОМТ) с учетом объемных и гидромеханических потерь в гидромашинах, применяется метод последовательных приближений. Статья посвящена научному обоснованию абсолютной сходимости рекуррентной процедуры этих приближений. Сходимость параметров ГОП и ГОМТ проиллюстрировано на примере расчета первой отечественной двухпоточной трансмиссии ГОМТ-1С для тракторов АО «ХТЗ» ХТЗ-21021 и ХТЗ-242К.

Ключевые слова: трактор, бесступенчатая трансмиссия, гидрообъемная передача, рабочие параметры, объемные и гидромеханические потери, итерационный процесс, номер итерации, приближения, сходимость, точность.

When solving substantially nonlinear matrix systems for determining the operating parameters of hydro-volume transmissions (GOPs) in their work in the structure of two-current hydro-mechanical mechanical transmissions (GOMT) taking into account volumetric and hydromechanical losses in hydromachines, the method of successive approximations is used. The article is devoted to the scientific substantiation of the absolute convergence of the recurrent procedure of these approximations. The convergence of GOP and HOMET parameters is illustrated by the example of the calculation of the first domestic two-flow transmission GOMT-1C for tractors of JSC KhTZ-KTZ-21021 and KhTZ-242K.

Keywords: tractor, stepless transmission, hydro-volume transmission, working parameters, volume and hydromechanical losses, iteration process, iteration number, approximation, convergence, accuracy.

Введення. У процесі розробки алгоритмів і обчислювальних процедур щодо встановлення взаємно однозначної відповідності між робочими параметрами, втратами і ККД ГОП в прямому і зворотному потоках потужності крізь ГОП під час їх роботи у складі двопотокових ГОМТ необхідно вирішувати суттєво нелінійні за рахунок втрат повні трансмісійні матричні системи [3,4,8]. Такі 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). Але по сьогодні науково строго не доведено збіжність процедури послідовних наближень, чому і присвячена ця робота.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Основними роботами, щодо встановлення взаємно однозначної відповідності між робочими параметрами, втратами і ККД ГОП в прямому і зворотному потоках потужності крізь ГОП під час їх роботи у складі двопотокових ГОМТ є роботи [1-8]. Вперше задача визначення робочих параметрів та ККД ГОП на прикладі повно потокової ГОМТ методом послідовних наближень надана в роботі [1]. У роботі [2] метод послідовних наближень реалізовано при побудові універсальних характеристик ГОП. У роботах [3-6,8] метод послідовних наближень вже ефективно працює при побудові універсальних характеристик ГОП, які працюють як в прямому, так і зворотному потоці

потужності у складі двопотокових ГОМТ. У роботах [4-6,8] відзначається, що на даному класі задач достатня для практики точність при визначенні робочих параметрів ГОП, кінематичних, силових і енергетичних характеристик ГОМТ у цілому досягається на 3-4 ітераційних шагах. Але для повної легітимності трансмісійного матричного аналізу не вистачає строгого наукового доведення абсолютної збіжності рекурентної процедури послідовних наближень при визначенні робочих параметрів ГОП і ГОМТ у цілому.

Мета і постановка задачі дослідження.

1. Науково довести 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. 2. Проілюструвати збіжність параметрів трансмісії на прикладі розрахунку першої вітчизняної тракторної двопотокової трансмісії ГОМТ-1С для тракторів АО «ХТЗ» ХТЗ-21021 і ХТЗ-242К. 3. Окреслити необхідне число ітерацій на даному класі задач за для досягнення практично достатньої точності та водночас мінімального часу розрахунку на ЕОМ.

Кінематичні та силові параметри ГОП з урахуванням втрат в прямому та зворотному потоці потужності пов'язані рівняннями [3-8]:

$$\begin{aligned} -eq\omega_1 + q\omega_2 + \Theta \cdot \sum \Delta Q &= 0; \\ M_1 - eq\Delta p - \Theta \cdot \Delta M_1 \text{sign} \omega_1 &= 0; \\ M_2 - q\Delta p - \Theta \cdot \Delta M_2 \text{sign} \omega_2 &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

де ω_1, ω_2 – кутові швидкості валів першої та другої гідромашин, рад;

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

M_1, M_2 – крутні моменти на валах гідромашин, Нм;

Δp – перепад тиску в гідромашинах, Па;

q – продуктивність гідромашин, м³/рад;

e – відносний параметр регулювання ГОП;

Θ – коефіцієнт урахування втрат;

$\Delta M_1, \Delta M_2$ – втрати моментів на валах гідромашин, Нм.

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. [4] Відповідно до цієї моделі об'ємні втрати визначаються:

$$\begin{aligned} \Delta Q_1 &= (-\Theta) \cdot K_y \frac{\Delta p}{\mu} (1 + C_y |\omega_1|); \\ \Delta Q_2 &= (-\Theta) \cdot K_y \frac{\Delta p}{\mu} (1 + C_y |\omega_2|); \\ \sum \Delta Q &= \Delta Q_1 + \Delta Q_2. \end{aligned} \quad (2)$$

Втрати моментів на гідромашинах визначаються за формулами [4]:

$$\begin{aligned} \Delta M_1 &= (-\Theta) \cdot q \cdot \left[K_1 |\omega_1| (1 + K_2 e^2) + \frac{K_5 (1 + K_4 |e|)}{(1 + K_3 |\omega_1| D)} \Delta p + \frac{K_8 (1 + K_7 |e|)}{(1 + K_6 |\omega_1| D)} \right], \\ \Delta M_1 &= (-\Theta) \cdot q \cdot \end{aligned} \quad (3)$$

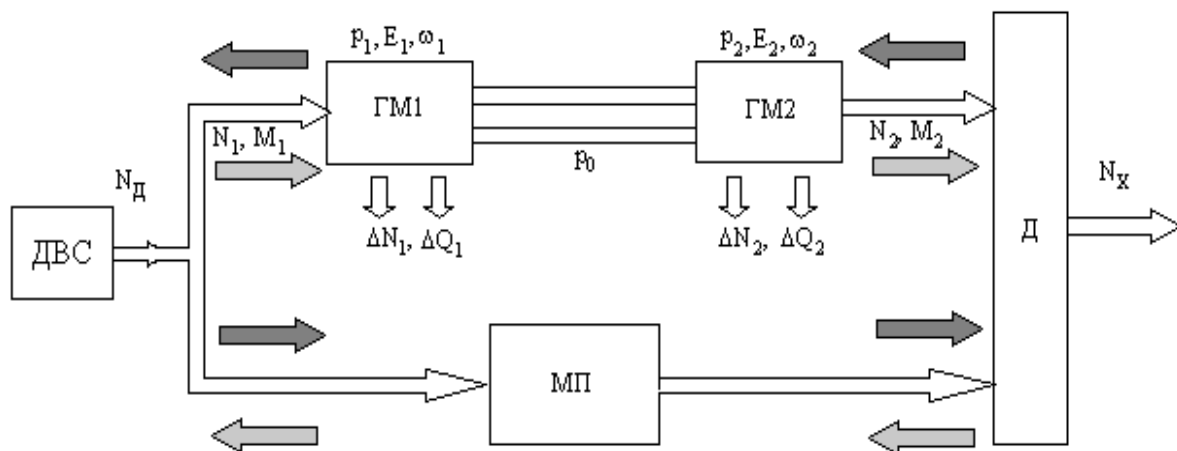
де K_y та C_y – коефіцієнти витоку робочої рідини;

D – характерний розмір гідромашини ($D = \sqrt[3]{2\pi q}$);

$K_1, K_2 \dots K_8$ – коефіцієнти гідромеханічних витрат;

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості робочої рідини.

Принципова схема ГОМТ у прямому і зворотному потоках потужності представлена на рис. 1, де N_1, M_1 і N_2, M_2 – потужності і моменти на валах ГМ1 і ГМ2; $\Delta N_1, \Delta N_2$ – сумарні гідромеханічні втрати на гідромашинах; $\Delta Q_1, \Delta Q_2$ – сумарні об'ємні втрати. Стрілки однакового кольору на рис. 1 вказують три можливих напрямки потоків потужності в двопотоковій ГОМТ.



N_d, N_x – вхідна і вихідна потужності; МП – механізм передач, Д – підсумовуючий планетарний ряд.

Рис. 1 – Робочі параметри гідромашин ГОП в прямому і зворотному потоках потужності у складі ГОМТ

Рівняння, які пов'язують робочі параметри ГМ1 і ГМ2 в ГОП, що працює в складі ГОМТ в прямому потоці потужності мають вигляд [2,4-8]:

$$N_1 = \Delta p q_1 e_1 \omega_1 + \Delta N_1 (\Delta p, e_1, \omega_1); \quad (4)$$

$$p_1 - p_0 = \Delta p; \quad (5)$$

$$\begin{aligned} q_2 e_2 \omega_2 &= q_1 e_1 \omega_1 - \Delta Q_1 (\Delta p, e_1, \omega_1) - \\ &- \Delta Q_2 (\Delta p, e_2, \omega_2); \end{aligned} \quad (6)$$

$$N_2 = \Delta p q_2 e_2 \omega_2 - \Delta N_2 (\Delta p, e_2, \omega_2); \quad (7)$$

$$\eta_{\text{АВ}} = N_2 / N_1 \quad (8)$$

Рівняння (4), (7) описують баланс потужності на ГМ1 та ГМ2 відповідно. Співвідношення (6) – рівняння кінематичного зв'язку між кутовими швидкостями валів гідромашин і параметрами регулювання в ГОП з урахуванням об'ємних втрат.

Доведемо збіжність рекурентної процедури при

визначені робочих параметрів гідрооб'ємних передач при їх роботі у складі двопотокових ГОМТ з урахуванням об'ємних і гідромеханічних втрат у гідромашинах.

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.

Спроба довести теоретично збіжність робочих параметрів ГОП була представлена в роботах [4,5] в ході побудови універсальних характеристик ГОП. В цих роботах спочатку ітераційний процес відбувався по тиску p_1 в ГМ1. Для визначення тиску p_1 рівняння (4) було представлено в наступному рекурентному вигляді:

$$p_1 = \frac{N_1 - \Delta N_1^{(j-1)}(p_1^{(j-1)}, e_1, \omega_1)}{q_1 e_1 \omega_1} + p_0 \quad (9)$$

У нульовому наближенні тиск $p_1^{(0)}$ має максимальне значення, відповідне мінімальній

величині сумарних механічних втрат $\Delta N_1^{(0)}$.

Механічні втрати першого наближення, що являють собою функцію $\Delta N_1^{(1)}(p_1^{(0)}, e_1, \omega_1)$, будуть максимальними, оскільки з ростом аргументу p_1 при фіксованих e_1 і ω_1 функція ΔN_1 - монотонно зростаюча. Тиск першого наближення $p_1^{(1)}$, відповідний максимуму $\Delta N_1^{(1)}$, буде мінімальним.

У другому наближенні механічні втрати $\Delta N_1^{(2)}$, обчислені через мінімальне значення тиску $p_1^{(1)}$, матимуть мінімальні значення, однак $\Delta N_1^{(2)} > \Delta N_1^{(0)}$, оскільки $\Delta N_1^{(0)}$ фактично дорівнює нулю. Через це значення тиску $p_1^{(2)}$, обчислене через $\Delta N_1^{(2)}$ буде максимальним, при чому $p_1^{(2)} < p_1^{(0)}$.

Наступне наближення $p_1^{(3)}$, обчислене через $\Delta N_1^{(3)}(p_1^{(2)}, E_1, \omega_1)$, задовольнятиме нерівності $p_1^{(1)} < p_1^{(3)} < p_1^{(2)}$, оскільки $\Delta N_1^{(2)} < \Delta N_1^{(3)} < \Delta N_1^{(1)}$.

Очевидно, що з ростом номера ітерації j тиск у формулі (9) єдиним чином збігається до шуканого p_1 (рис. 2).

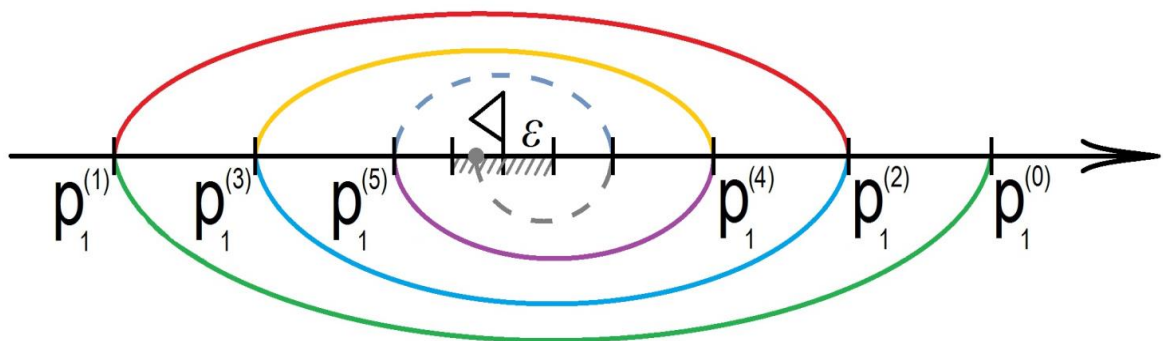


Рис. 2 – Графічне зображення збіжності тиску p_1

Загалом, для будь-якого парного $j \geq 2$:

$$p_1^{(j-1)} < p_1^{(j)} < p_1^{(j-2)} \quad (10)$$

Для будь-якого непарного $j \geq 3$ маємо:

$$p_1^{(j-2)} < p_1^{(j)} < p_1^{(j-1)} \quad (11)$$

Ітераційний процес (9) вважається закінченим при виконанні умови

$$|p_1^{(j)} - p_1^{(j-1)}| < \varepsilon_p, \quad (12)$$

де ε_p - точність по тиску.

В умовах даної задачі прийнято припущення $p_1 = p_2$, тобто високий тиск на гідронасосі і гідромоторі практично однакові, гідравлічними втратами нехтуємо.

Після визначення значення високого тиску здійснювався ітераційний пошук кутової швидкості ω_2 . Для цього рівняння (6) представляється в рекурентній формі:

$$\omega_2^{(j)} = \frac{q_1 e_1 \omega_1}{q_2 e_2} \mp \frac{\Delta Q_1(p_1 e_1 \omega_1) + \Delta Q_2^{(j-1)}(p_2, e_2, \omega_2^{(j-1)})}{q_2 E_2} \quad (13)$$

Знак "мінус" відповідає прямому потоку

потужності через ГОП, а "плюс - зворотному потоку. Для прямого потоку потужності через ГОП в нульовому наближенні $\omega_2^{(0)} = \omega_1 e_1 / e_2$ має максимальне значення, відповідне мінімальній величині сумарних об'ємних втрат $\Delta Q_2^{(0)} = 0$.

Кутова швидкість $\omega_2^{(1)}$ першого наближення мінімальна, тому що відповідає максимальній величині сумарних об'ємних втрат $\Delta Q_2^{(1)}$, оскільки з ростом аргументу ω_2 при фіксованих p_2 , e_2 , функція ΔQ_2 - зростаюча.

Наступне наближення $\omega_2^{(2)}$, обчислене через мінімальне значення $\Delta Q_2^{(1)}(p_2, E_2, \omega_2^{(1)})$, задовольняє нерівності $\omega_2^{(1)} < \omega_2^{(2)} < \omega_2^{(0)}$, оскільки $\Delta Q_2^{(0)} < \Delta Q_2^{(2)} < \Delta Q_2^{(1)}$.

Загалом, для будь-якого парного $j \geq 2$:

$$\omega_2^{(j-1)} < \omega_2^{(j)} < \omega_2^{(j-2)}. \quad (14)$$

Для будь-якого непарного $j \geq 3$ маємо:

$$\omega_2^{(j-2)} < \omega_2^{(j)} < \omega_2^{(j-1)}. \quad (15)$$

Очевидно, з урахуванням нерівностей (14), (15) з ростом j кутова швидкість за формулою (11) єдиним чином збігається до шуканої ω_2 по аналогії з тиском. Ітераційний процес вважається завершеним при виконанні умови $|\omega_2^j - \omega_2^{(j-1)}| < \varepsilon_\omega$ (ε_ω - точність по кутовий швидкості).

Аналогічним чином далі визначалися механічні втрати на ГМ2, вихідна потужність N_2 , ККД ГОП та інші силові і кінематичні параметри трансмісії. Можливості сучасної обчислювальної техніки дозволяють покращити метод визначення робочих параметрів трансмісії. В першому наближенні параметри трансмісії визначаються без урахування витрат. В другому – повна матрична система ГОМТ вирішується з урахуванням втрат, які, в свою чергу, визначаються через параметри, одержані в першому наближенні. Цей алгоритм повторюється, доки усі параметри стануть незмінними з точки зору заданої точності, тобто має місце абсолютна збіжність ітераційного процесу.

Характеристика першої вітчизняної тракторної двопотокової трансмісії ГОМТ-1С. Дослідний зразок ГОМТ-1С (рис. 3, 4) вперше синтезований від ідеї і патентів до конструкторської

документації вченими і конструкторами на профільній кафедрі автомобіле-і тракторобудування НТУ «ХПІ» з метою підвищення продуктивності, поліпшення ергономіки та конкурентоспроможності тракторів ХТЗ-242К виробництва АТ «ХТЗ» з потужністю двигуна 240 к.с. (Д-260). ГОМТ-1С є складним наукомістким об'єктом, вперше створеним на пострадянському просторі і добре показав себе в польових умовах. В даний час ГОМТ-1С працює у складі тракторів ХТЗ-21021 та ХТЗ-242К і готується до серійного виробництва. Ілюстрація збіжності параметрів трансмісії на прикладі розрахунку першої вітчизняної тракторної двопотокової трансмісії ГОМТ-1С наводиться тут з метою довести на конкретному прикладі ГОМТ-1С збіжність повних матричних систем, що необхідно при аналізі безступінчастих ГОМТ.

Дослідні зразки безступінчастої трансмісії виготовлені фахівцями-професіоналами на АТ «ХТЗ» при тісній співпраці з науковцями НТУ «ХПІ».

Проведено заводські стендові випробування, підтвердили функціональність і закладені в конструкцію безступінчастої ГОМТ-1С технічні показники.

Нова безступінчаста трансмісія на тракторах виробництва АТ «ХТЗ» показала свою високу функціональність, відсутність виходу з ладу будь-яких елементів і продовжує проходити випробування у різних технологічних режимах в господарствах Харківської області (станом на початок 2018 року біля 800 мотогодин експлуатації).

Науковий супровід по проекту ГОМТ-1С і авторський нагляд при виготовленні проводилося за активної участі НТУ «ХПІ». Створена НТУ «ХПІ» та АТ «ХТЗ» оригінальна безступінчаста гідрооб'ємно-механічна трансмісія вперше на пострадянському просторі успішно випробувана на тракторах серії ХТЗ-21021 та ХТЗ-242К.

ГОМТ-1С є двопотокова безступінчаста трансмісія з диференціалом на виході – підсумовування потоків потужності, що йдуть по гідравлічній та механічній гілкам, відбувається на вихідному диференціалі. Далі в ходозменшувачі (блок в, рис. 4) формується два безступінчастих тягово-швидкісних діапазону з подальшим виходом на роздавальну коробку (блок г, рис. 4), де число діапазонів подвоюється і далі на мости і провідні колеса.

Таким чином трансмісія ГОМТ-1С має 4 технологічних тягово-швидкісних діапазона при русі вперед і 2 – при русі назад, на кожному з яких безступінчато регулюється швидкість і тягове зусилля трактора.

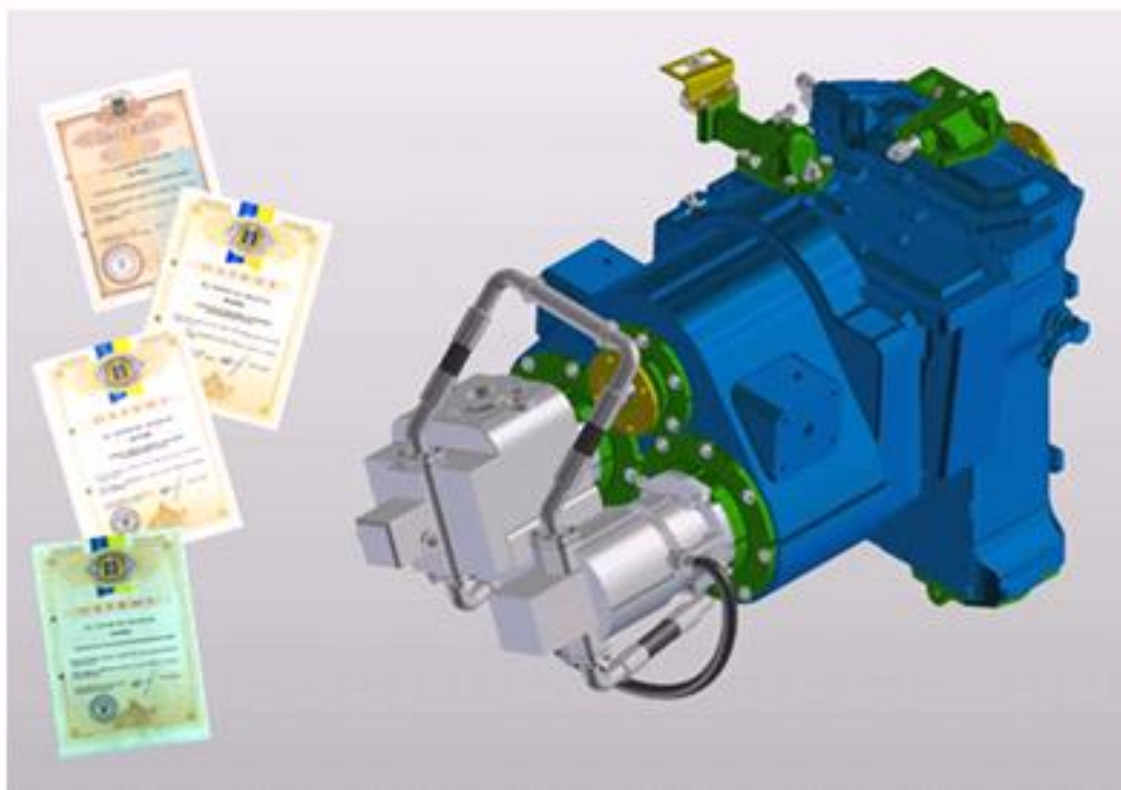
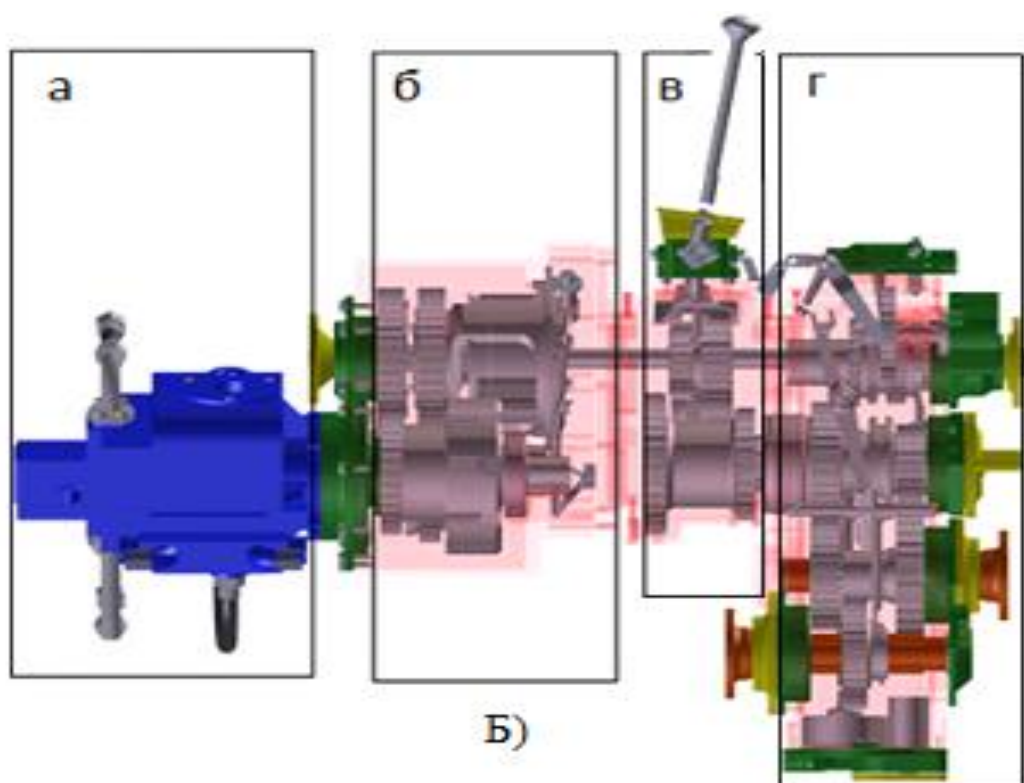


Рис. 3 – 3D-ескіз трансмісії ГОМТ-1С



а – гідрооб'ємна передача; б – вхідний редуктор;
в – ходозменшувач; г – роздавальна коробка.

Рис. 4 – 3D ескіз ГОМТ-1С

Стосовно до трактора ХТЗ-242К при русі вперед реалізуються такі швидкісні діапазони (рис. 5): при русі вперед - 0 ... 7,2 км/год; 0 ... 12,6 км/год; 0 ... 21,0

км/год; 0 ... 40,0 км/год і при русі назад- 0 ... 12,6 км/год; 0 ... 40,0 км/год.

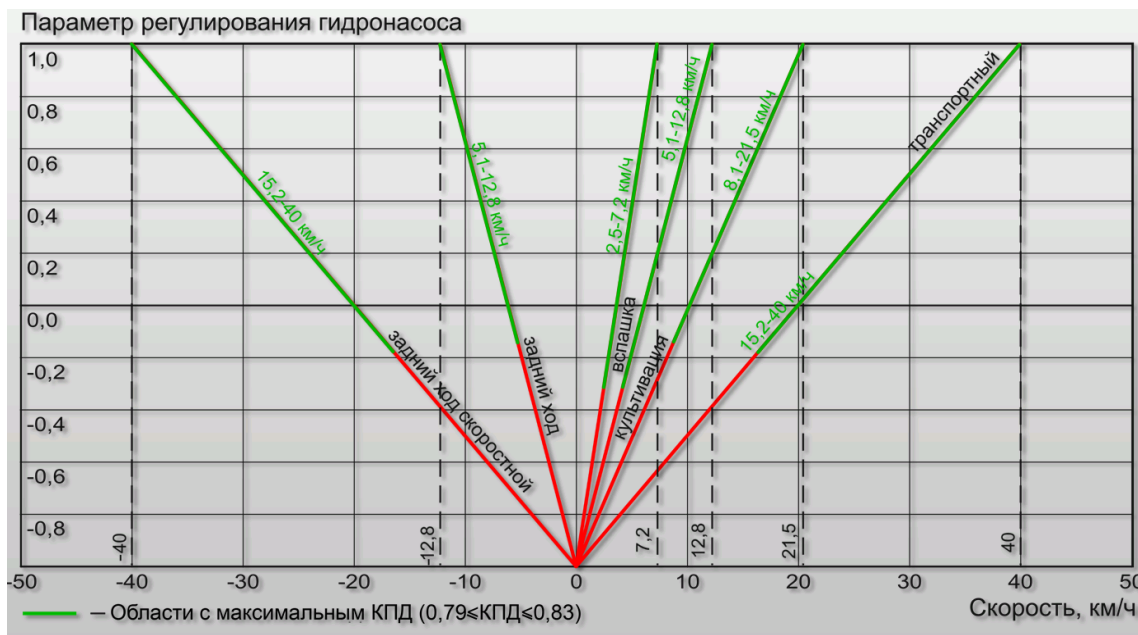


Рис. 5 – Експлуатаційно-швидкісні діапазони трактора ХТЗ-242К з ГОМТ-1С (регульовальні характеристики ГОМТ-1С)

ГОМТ-1С дає можливість отримати малі «повзучі» швидкості трактора, що істотно розширює його функціональні можливості. Зокрема, завдяки цій особливості ГОМТ значно полегшується агрегування трактора як з точки зору безпеки, так і по зменшенню витрат часу на ці операції. При польових випробуваннях тракторів з ГОМТ-1С фермери неодноразово відзначали цей ефект як позитивний.

Схема ГОМТ передбачає підсумовування потоків потужності, що йдуть по гідравлічній та механічній гілках на оригінальному вихідному диференціалі з зчепленими сателітами з подальшим виходом на роздавальну коробку, мости і провідні колеса.

Синтез конструктивних параметрів ГОМТ здійснений за принципом максимуму ККД при реалізації основних технологічних операцій при експлуатації трактора (оранка, дискування, боронування, культивация, посів, транспортування причепа та ін.). Це забезпечує ефективну роботу трактора при роботі двигуна як в режимах реалізації максимальної потужності, так і при мінімальній витраті палива.

Середній ККД ГОМТ в інтервалі швидкостей від 5 км/год до 40 км/год - 0,82.

Максимальна передана потужність при використанні гідроагрегатів типу ГСТ-112 - 176 кВт (240 к.с.)

Поліпшення рівня технічного обслуговування ГОМТ в порівнянні з серійною КП (16х8) - 20 ... 25%. Рівень уніфікації ГОМТ з серійно виробленою КП

(16х8) - до 50%.

ГОМТ може бути забезпечена опцією «зимовий запуск», що полегшує пуск двигуна при температурах нижче 50С.

ГОМТ забезпечує ефективне комплексне гальмування додатково до штатної пневматичною гальмівною системою трактора за рахунок дисипації енергії в гідравлічній гілці потужності.

ГОМТ істотно підвищує керованість транспортного засобу так як дозволяє змінювати в широких межах тягове зусилля на провідних колесах трактора при досить малих, прийнятних для тракториста зусиллях на органах управління;

Очікуваний рівень зниження психо-фізичних навантажень на тракториста в порівнянні з експлуатацією ступінчастою механічною КП становить 31..44% . Застосування ГОМТ дозволяє отримати нову якість для лінійки тракторів виробництва АТ «ХТЗ» на світовому ринку тракторів при збереженні його місця в бюджетному сегменті ринку колісних тракторів.

Ілюстрація збіжності параметрів трансмісії на прикладі розрахунку ГОМТ-1С

Дослідження збіжності проведено на структурно-функціональній схемі трансмісії ГОМТ-1С трактора ХТЗ-21021 вагою 89 кН з потужністю двигуна 240 к.с. (рис. 6) Аналіз проводився при умовно виконаній операції «оранка»: другий діапазон, швидкість 8,1 км/год, сумарний коефіцієнт опору руху f становить 0,5

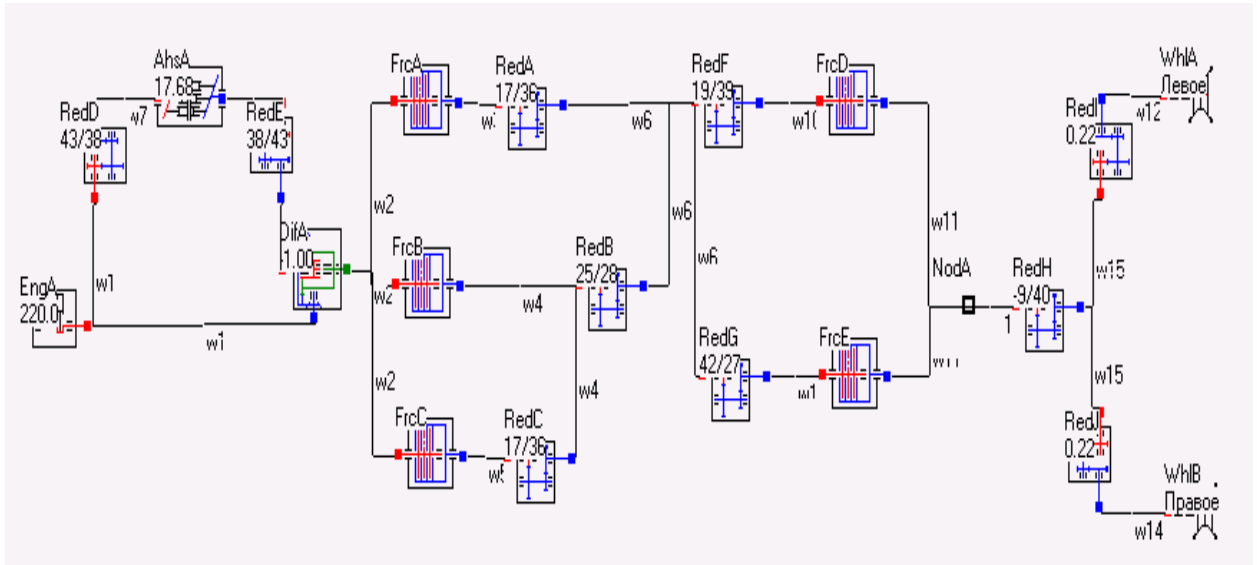


Рис. 6 – структурно-функціональний схема ГОМТ-1С

Для вирішення повної нелінійної з урахуванням втрат трансмісійної матричної системи ГОМТ-1С була складена окрема спеціальна програма, реалізуюча рекурентний алгоритм. Моделювання мало на меті встановлення закономірностей зменшення похибки при кожній наступній ітерації, а також визначення необхідної кількості ітерацій, здатних забезпечити потрібну математичну точність, чи абсолютну збіжність. Для дослідження були вибрані п'ять основних параметрів ГОМТ, які

значно залежать від гідрооб'ємних втрат, і тому здатні наочно продемонструвати явище збіжності ітераційного процесу. Цими параметрами є: перепад тиску Δp , момент на двигуні M_o , кутова швидкість гідромотора ω_m , ККД ГОП $\eta_{ГОП}$ та загальний ККД ГОМТ $\eta_{заг}$.

Результати приведено на рис. 7 та в табл. 1, де за нульову ітерацію приймається розрахунок без втрат, а починаючи з першої втрати враховуються.

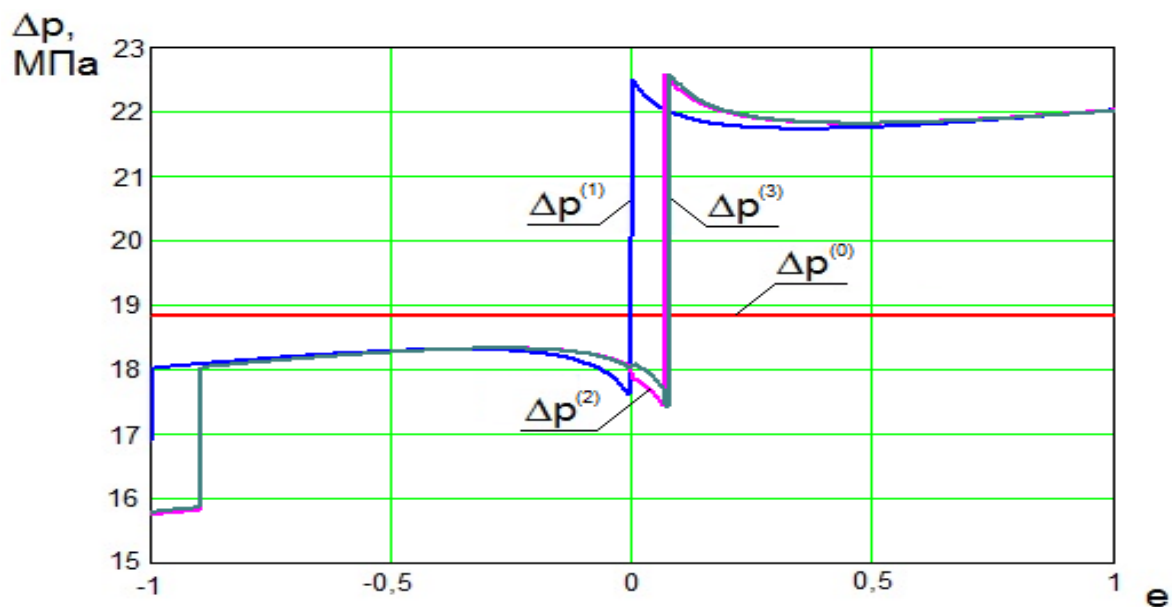


Рис. 7 – Графік перепаду тиску на кожній ітерації

Таблиця 1– Результати аналізу збіжності

Ітерація	Параметр			
	ω_m		M_δ	
	Значення, рад/с	Приріст показника, %	Значення, Н·м	Приріст показника, %
0	102,07	-	534,82	-
1	81,84	-19,82	610,18	14,09
2	79,69	-2,63	611,72	0,25
3	79,71	0,02	611,78	0,01
4	79,71	0,00	611,78	0,00
5	79,71	0,00	611,78	0,00
6	79,71	0,00	611,78	0,00

Ітерація	Параметр			
	$\eta_{\text{Гоп}}$		$\eta_{\text{заг}}$	
	Значення, %	Приріст показника, %	Значення, %	Приріст показника, %
0	100	-	100	-
1	68,93	-31,07	82,6	-17,4
2	66,61	-3,48	81,86	-0,9
3	66,6	-0,02	81,85	0,00
4	66,6	0,00	81,85	0,00
5	66,6	0,00	81,85	0,00
6	66,6	0,00	81,85	0,00

Наведені робочі параметри ГОМТ-1С на оранці отримані для 4-ої ітерації (див. табл. 1, ітерація 4), при якій рішення повної нелінійної матричної системи ГОМТ-1С теоретично і практично збігається до своєї межі.

Це дає можливість оцінити такі важливі технічні параметри (рис. 8), як 1-параметр регулювання ГОМТ-1С; 2- потужність ДВС, кВт; 3-перепад робочого тиску в ГОП, МПа; 4-ККД

На рис. 8 і 9 показані робочі параметри ГОМТ-1С у складі трактора ХТЗ-21021 з двигуном Д 260 (160 кВт, максимальна кутова швидкість колінчастого вала ДВС $\omega = 220$ рад/с.).

На основі програмного продукту TRANS, розробленого на кафедрі автомобіле- і

тракторобудування д.т.н., проф. Самородовим В.Б. і к.т.н., доц. Роговим А.В., [9] визначаються також питома сила тяги трактора, продуктивність на оранці (та інших технологічних операціях), погектарна витрата палива, режим роботи трактора, при якому забезпечується мінімуму фінансових витрат при обробці 1 гектара поля та інші основні техніко-економічні параметри [10].

Далі, варіюючи конструктивними параметрами трактора, ГОМТ і характеристиками навісного обладнання (наприклад, шириною плугу) досягається їх найбільш раціональний вибір щодо забезпечення найбільшої продуктивності на оранці, мінімуму погектарної витрати палива або мінімуму фінансових витрат при обробці 1 гектару.

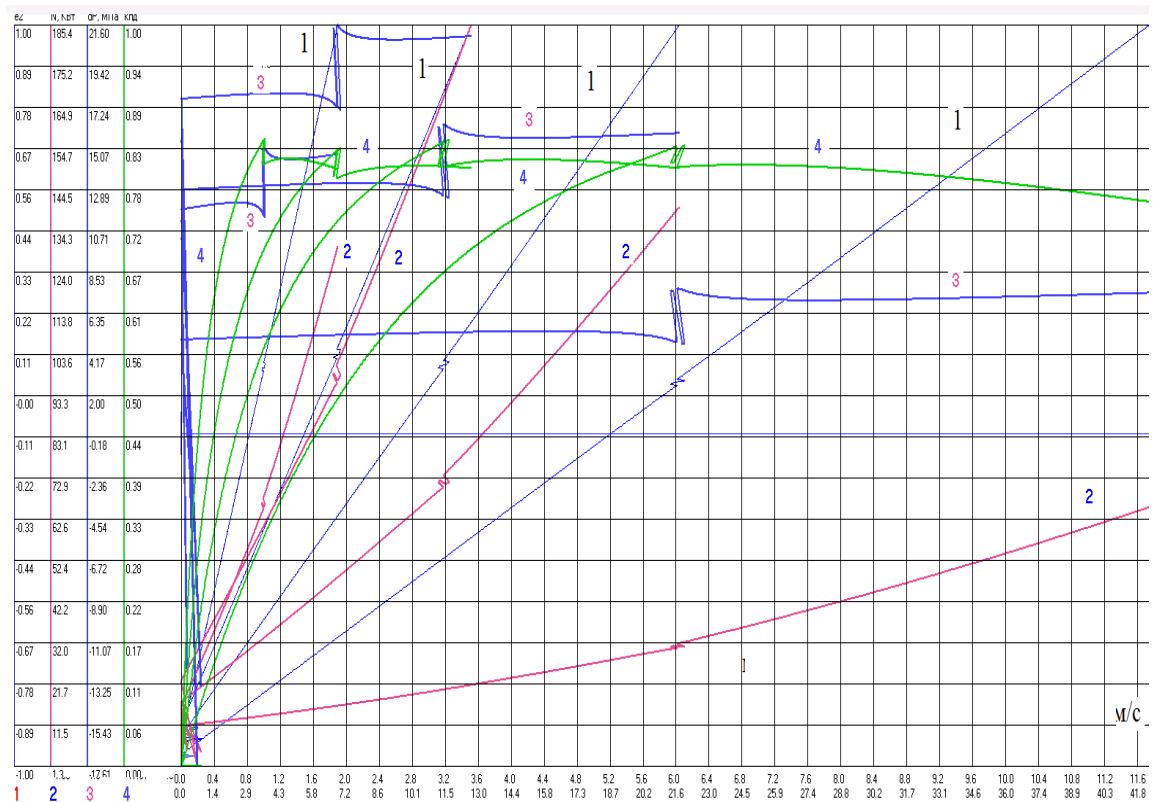


Рис. 8. Робочі параметри ГОМТ-1С у складі трактора ХТЗ-21021. 1-параметр регулювання є ГОП; 2-потужність ДВЗ; 3-перепад тиску в ГОП; 4-ККД ГОМТ-1С

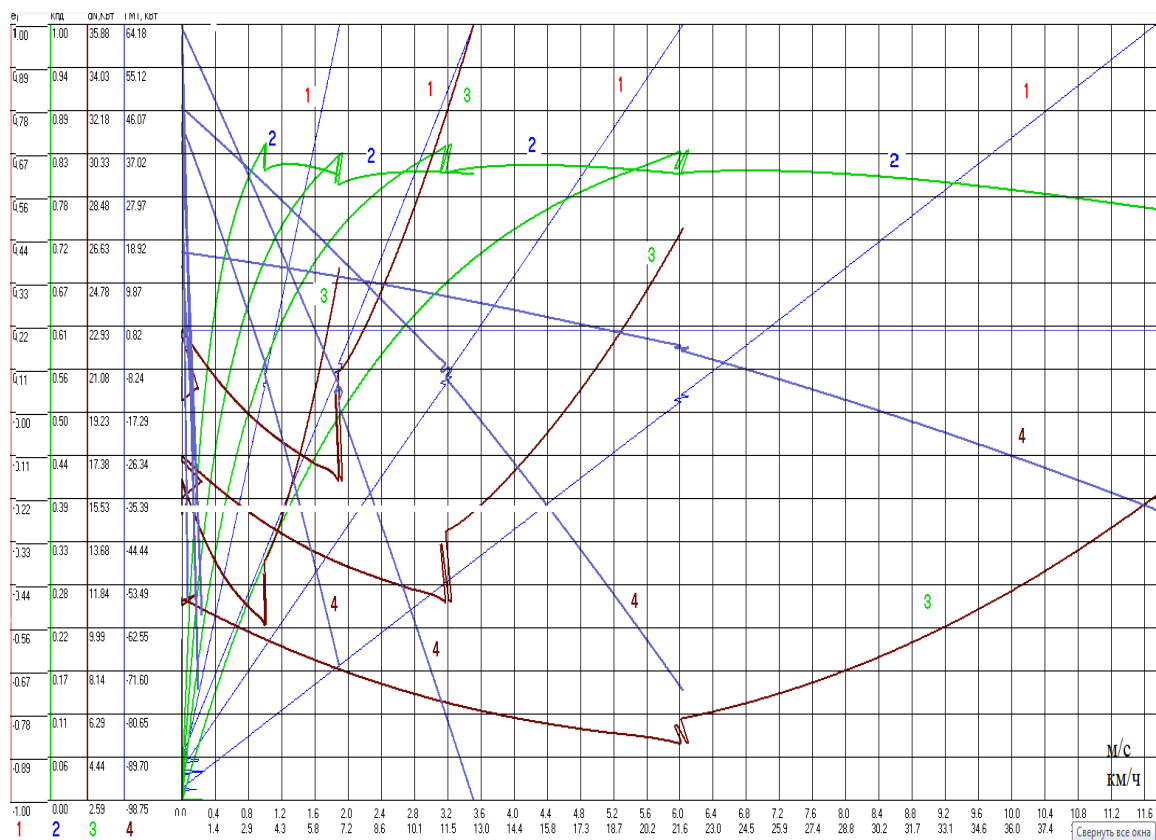


Рис. 9. Робочі параметри ГОМТ-1С у складі трактора ХТЗ-21021. 1-параметр регулювання є ГОП; 2- ККД ГОМТ-1С; 3- загальний рівень тепловиділення в ГОМТ-1С; 4-вхідна (вихідна) потужність на регульованій гідромашині ГОП.

Висновки

1. 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.

2. Проілюстровано збіжність параметрів трансмісії на прикладі розрахунково-теоретичного аналізу першої вітчизняної тракторної двопотокової трансмісії ГОМТ-1С для тракторів АО «ХТЗ» ХТЗ-21021 і ХТЗ-242К, що дає можливість на науковій основі обґрунтовувати конструктивні параметри ГОМТ-1С і робочі режими трактора.

3. 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.

Список літератури.

1. Епифанов В. В. Кинематические и силовые характеристики гидрообъемно-механической трансмиссии с учетом к.п.д. при прямолинейном движении транспортной машины / В. В. Епифанов, В. Б. Самородов // Теория механизмов и машин. – Харьков: Высшая школа, 1982. – Вып. 32. – С. 65-70.
2. Самородов В. Б. Организация вычислительной процедуры для определения к. п. д. и построения универсальных характеристик гидрообъемной передачи / В. Б. Самородов, В. А. Кузьминский – М., 1981. – № 12. – С. 179–182. – Деп. в ВИНТИ. «Депонированные рукописи».
3. Самородов В. Б. Основы теории автоматизированной генерации математических моделей трансмиссий / В. Б. Самородов // Механика и машиностроение. – № 1, 1998. – С. 109–115.
4. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Е. Е. Александров, В. Б. Самородов, А. Т. Лебедев – Харьков: ХГАДТУ, 2001. – 642 с.
5. 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. Б. Самородов // Механіка та машинобудування: [науково-технічний журнал НТУ «ХПІ»]. – 2003. – Вип. 1. – Т. 1. – С. 294–301.
6. Самородов В. Б. Сравнение универсальных характеристик гидрообъемных передач как элементов перспективных бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий украинских тракторов / В. Б. Самородов, А. А. Коваль, М. Б. Бурлыга // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. – 2009. – Вип. 2 (55), частина 1. – С. 73–77.
7. Бабаев О. М. Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование / О. М. Бабаев, Л. И. Игнатов, Е. С. Кисточкин, Г. С. Соколов, В. А. Цветков. – Л.: Машиностроение, 1987. – 256 с.
8. Рогов А. В. Развитие методов расчета систем «двигатель – трансмиссия» автомобилей и тракторов: дис. на здобуття ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / Рогов Андрей Владимирович. – Харків, 2006. – 168 с.

9. Самородов В. Б. Объектно-ориентированный подход к моделированию трансмиссий в области транспортного машиностроения / В. Б. Самородов, А. В. Рогов // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. Серия: НРСТ. – Харьков: ХПТУ, 1999. – Вып. 66. – С. 48–53.

10. 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. Burliga // European Cooperation. – 2016. – Vol. 3 (10). – P. 94–107.

11. Самородов В. Б. Харьковский трактор с бесступенчатой трансмиссией / В. Б. Самородов // AgroToday-XT3. – 2015. – № 2. – С. 14–15.

References (transliterated)

1. Yepifanov V. V. Kinematic and power characteristics of gidrouzel-mechanical transmission taking into account efficiency at rectilinear motion of the transport car / V. Yepifanov, V. B. Samorodov // Theory of mechanisms and machines. – Kharkov: Higher school, 1982. – Vol. 32. – 65-70 p.
2. Samorodov V. B. the organization of the computational procedure for determining the efficiency and construction of the universal characteristics of the hydraulic transmission / V. B. Samorodov, V. A. Kuzminsky – M., 1981. – No. 12. – 179-182 p. – DEP. in VINITI. "Deposited manuscripts".
3. Samorodov V. B. Fundamentals of the theory of automated generation of mathematical models of transmissions / V. B. Samorodov // Mechanics and mechanical engineering. – No. 1, 1998. – 109-115 p.
4. Vehicle dynamics and traction of wheeled and tracked machines / E. E. Aleksandrov, V. B. Samorodov, A. T. Lebedev – Kharkov: CHNATU, 2001. – 642 p.
5. Samorodov, V. B., Method of constructing universal characteristics of hydrostatic transmissions, working in forward and reverse flow capacity in the-mechanical transmission / V. B. Samorodov, A. V. Rogov, M. B. Burliga, Samorodov B. V. // Mehano mashinobuduvannya : [Naukovo-techni journal of NTU "HP"]. – 2003. – VIP. 1. – Vol. 1. – 294-301 p.
6. Samorodov, V. B., comparison of the universal characteristics of hydrostatic transmissions as elements of the future infinitely-mechanical transmission of Ukrainian tractors / V. B. Samorodov, A. A. Koval, M. B. Burliga // Visnyk Kremenchutskaja sovereign pateince University imeni Mikhaila Ostrogradskogo. – 2009. – VIP. 2 (55), partial 1. – P. 73-77.
7. Babaev, O. M. Volumetric hydromechanical transmission: the Calculation and modeling / O. M. Babaev, L. I. Ignatov, E. S. Kostochkin, G. S. Sokolov, V. A. Tsvetkov. – L.: Mechanical Engineering, 1987. – 256 p.
8. Rogov A.V. development of methods of calculation of systems "engine-transmission" of cars and tractors: dis. on zdobuttya step kand. tech. Sciences: spec. 05.22.02 "Avtomobili ta traktori" / Rogov Andrey Vladimirovich. – Harkiv, 2006. – 168 p.
9. Samorodov V. B. Object-oriented approach to modeling of transmissions in the field of transport engineering / V. B. Samorodov, A. V. Rogov // Vestnik of the Kharkov state Polytechnic University. Series: NRST. – Kharkiv: hdpu, 1999. – Vol. 66. – P. 48-53.
10. 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. Burliga // European Cooperation. – 2016. – Vol. 3 (10). – R. 94-107.
11. Samorodov, V. B., Kharkiv tractor with continuously variable transmission / V. B. Samorodov // AgroToday-HTZ. – 2015. – No. 2. – P. 14-15

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Обґрунтування збіжності рекурентних процедур при визначенні параметрів гідрооб'ємних передач при роботі у складі гідрообъемно-механічних трансмісій / В.Б. Самородов, В.В. Єпифанов, Г.Г. Гриненко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- і тракторобудування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2017. – № 13 (1235). – С. 3–13. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0066.

Обоснование сходимости рекуррентных процедур при определении параметров гидрообъемных передач при работе в составе гидрообъемно-механических трансмиссий / В.Б. Самородов, В.В. Епифанов,

Г.Г. Гриненко // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроение. - Харьков: НТУ «ХПИ», 2017. - № 13 (1235). - С. 3-13. - Библиогр. : 11 назв. - ISSN 2079 0066.

The rationale for the convergence of recurrent procedures in determining the parameters of the hydraulic displacement gears when working as a part of the hydraulic-mechanical transmissions / VB Samorodov, VV Epifanov, G.G. Grinenko // Bulletin of the NTU "KhPI". Series: Automobile and tractor construction. - Kharkiv: NTU "KhPI", 2017 - No. 13 (1235). - P. 3-13. - Bibliography: 11 titles. - ISSN 2079 0066.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Самородов Вадим Борисович – доктор технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор, завідувач кафедри автомобіле- та тракторобудування, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: samorodovvadimat@gmail.com.

Самородов Вадим Борисович – доктор технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор, заведующий кафедры автомобиле- и тракторостроения, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: samorodovvadimat@gmail.com.

Samorodov Vadym – Doctor of Technical Sciences, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor, Head at the Department of Car and Tractor Industry, tel.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: samorodovvadimat@gmail.com.

Єпіфанов Віталій Валерійович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор, Директор навчально-наукового інституту механічної інженерії і транспорту НТУ «ХПИ», тел.: (057) 707-6859; e-mail: mit@kpi.kharkov.ua.

Епифанов Виталий Валериевич - кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор, Директор учебно-научного института механической инженерии и транспорта НТУ «ХПИ», тел.: (057) 707-6859; e-mail: mit@kpi.kharkov.ua.

Yerifanov Vitalii - candidate of technical sciences, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", professor, Director of the educational-scientific institute of mechanical engineering and transport of NTU "KhPI", tel.: (057) 707-6859; e-mail: mit@kpi.kharkov.ua.

Гриненко Геннадій Геннадійович – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», магістр кафедри автомобіле- та тракторобудування, тел.: (096) 375-52-74; e-mail: genagrinenko@ukr.net

Гриненко Геннадий Геннадиевич - Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», магистр кафедры автомобиле- и тракторостроения, тел.: (096) 375-52-74; e-mail: genagrinenko@ukr.net

Grinenko Gennadii - National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Master of Department of Automobile and Tractor Engineering, tel.: (096) 375-52-74; e-mail: genagrinenko@ukr.net

В. Б. САМОРОДОВ, В. М. КРАСНОКУТСЬКИЙ, Г. А. АВРУНІН, І. І. МОРОЗ

РОЗРАХУНОК ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА ВЕДУЧОГО МОСТА НАПІВПРИЧЕПНОГО СКРЕПЕРА НА БАЗІ ТРАКТОРА ХТЗ-17221-09

Розглядається об'ємний гідропривод ведучого моста напівприцепного скрепера. Приведений розрахунок об'ємного гідропривода та зроблений вибір аксіальнопоршневих гідромашин з похилим диском для роботи в замкненому ланцюзі циркуляції робочої рідини – насоса з регульованим робочим об'ємом та гідромотора з постійним робочим об'ємом, а також допоміжного гідрообладнання та робочої рідини. В основі розрахунків лежать закон Паскаля, рівняння нерозривності при течії робочої рідини в трубопроводах та магістралях гідромашин та рівняння крутних моментів гідромотора та зовнішнього навантаження ведучого моста скрепера. Результати роботи можуть бути використані при виконанні робіт, пов'язаних з гідрофікацією приводів мобільних машин та механізмів в різних галузях народного господарства, а також в учбовому процесі.

Ключові слова: напівприцепний скрепер, трактор, модульні двохланкові машини, гідромотор, насос, об'ємний гідропривод.

Рассматривается объемный гидропривод ведущего моста полуприцепного скрепера. Приведен расчет объемного гидропривода и сделан выбор аксиальнопоршневых гидромашин с наклонным диском для работы в замкнутой цепи циркуляции рабочей жидкости – насоса с регулируемым рабочим объемом и гидромотора с постоянным рабочим объемом, а также вспомогательного гидрооборудования и рабочей жидкости. В основе расчетов лежат закон Паскаля, уравнение неразрывности при течении рабочей жидкости в трубопроводах и магистральных гидромашин и уравнения крутящих моментов гидромотора и внешней нагрузки ведущего моста скрепера. Результаты работы могут быть использованы при выполнении работ, связанных с гидрофикацией приводов мобильных машин и механизмов в различных отраслях народного хозяйства, а также в учебном процессе.

Ключевые слова: полуприцепный скрепер, трактор, модульные двухцепные машины, гидромотор, насос, объемный гидропривод.

The volumetric hydraulic drive of the drive axle of the semi-trailer scraper is considered. The calculation of the volumetric hydraulic drive is given and the choice of axial piston hydraulic machines with an inclined disk is made for operation in a closed circuit of circulation of the working fluid – a pump with an adjustable working volume and a hydraulic motor with a constant working volume, as well as auxiliary hydraulic equipment and working fluid. The calculation is based on Pascal's law, the continuity equation during the flow of the working fluid in the pipelines and highways of hydraulic machines and the equation of torque of the hydraulic motor and the external load of the leading bridge scraper. The results of the work can be used in the performance of works related to the hydrofication of drives of mobile machines and mechanisms in various sectors of the national economy, as well as in the educational process.

Keywords: semi-trailer scraper, tractor, modular double-trailer machines, hydraulic motor, pump, volumetric hydraulic drive.

Вступ.

Проведено патентний огляд конструкцій скреперів, з якого виявлено, що найбільш прийнятна конструкція напівприцепного скрепера на базі трактора ХТЗ-150К 09-25. Скрепер агрегується з трактором ХТЗ-17221-09 і складається з тягача, механізму управління передньою стінкою, ковша, задньої стінки, шарової опори, тягової рами, буфера, дишла, заслону, гідроциліндрів, заднього моста, гідромотора, насоса, гідроподжимої муфти і блоку управління. Управління скрепером електрогидравлічне. Основою роботи є наукові дослідження фахівців кафедри автомобіле- та тракторобудування в галузі технологічних приводів та трансмісій колісних тракторів та напівприцепних скреперів [1-5].

Основна частина.

Метою розрахунку є визначення вихідних характеристик, підбір робочих об'ємів гідромашин приводу ведучого моста напівприцепного скрепера і розрахунок коефіцієнту корисної дії (ККД) об'ємного гідропривода (ОГП).

Вихідні дані для розрахунку:

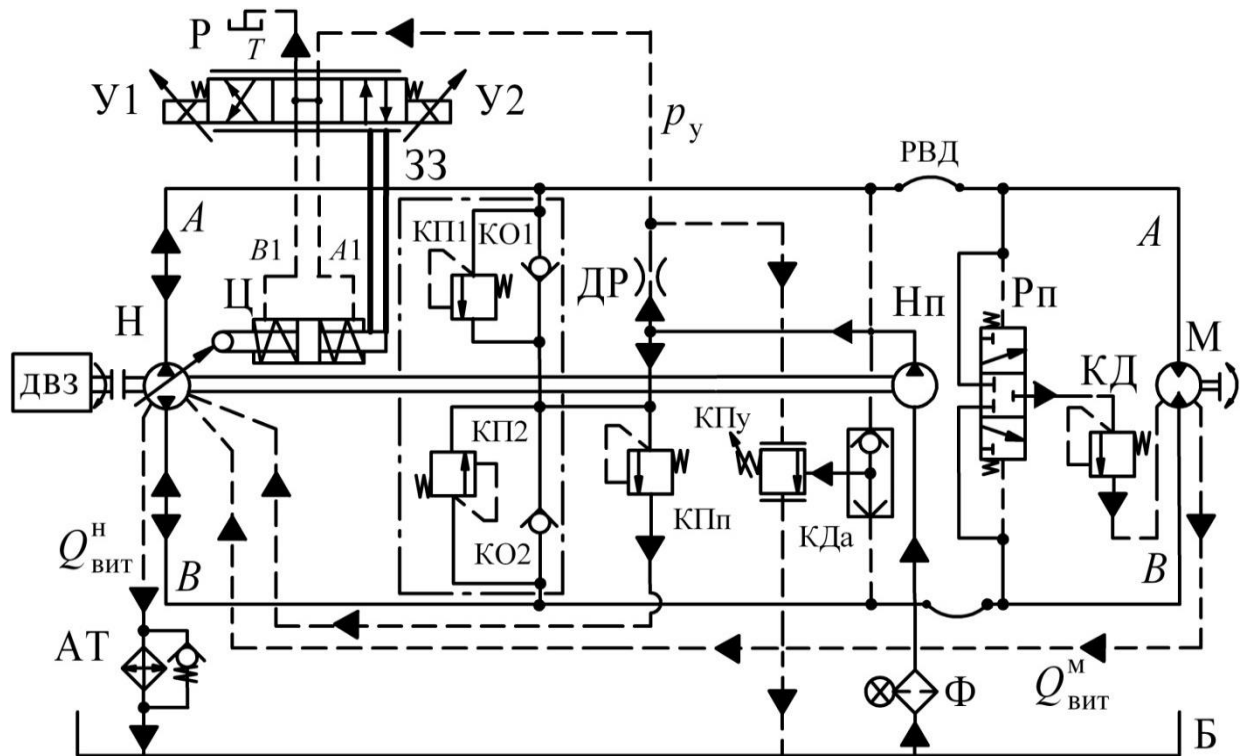
- максимальна потужність гідромотора - 60 кВт;
- частота обертання гідромотора (постійна) - 2500 хв⁻¹;
- номінальна частота обертання вихідного валу КВП (приводу обертання насоса) - 2100 хв⁻¹;
- максимальний робочий тиск в ОГП - 35 МПа;
- схема циркуляції робочої рідини (РР) - з замкненим ланцюгом робочої рідини (РР);

- система регулювання робочого об'єму насоса - електрогидравлічна з пропорційним гідророзподільвачем і напругою живлення 24 В постійного струму;
- система охолодження гідропривода – повітряне охолодження;
- сорт РР – мастило на мінеральній основі або синтетичне;
- діапазон температур РР при експлуатації - від «мінус» 10 до 80 °С ;
- діапазон температур навколишнього повітря при експлуатації - від «мінус» 40 до 50 °С;

Вихідними даними для виконання тягових розрахунків приймався рух трактора на першій передачі. Буксування ведучих коліс в постійному режимі відповідало величині максимального тягового ККД. Величиною завантаження ковша скрепера визначається тягове зусилля, яке розвивається трактором, та змінювалося по лінійному закону в часі. Гранична величина тягового опору, яке долає скрепер в процесі завантаження, визначалася ваговими характеристиками скрепера, масою ґрунту і величиною опору кочення при русі по горизонтальній ґрунтовій дорозі. Тягове зусилля скрепера збільшилося за рахунок встановлення ОГП на задньому мосту скрепера.

На рис. 1 наведена гідравлічна принципова схема ОГП обертального руху сучасної конструкції, вживаного в мобільних машинах, з керуванням робочим об'ємом насоса за допомогою

(тиск p_y). На гідромоторі М встановлені гідророзподільник Рп скидання частини потоку РР з магістралі низького тиску (підживлення) в гідробак Б для охолодження і гідроклапан тиску КД для підтримки тиску в каналі зливу на рівні значення тиску підживлення. Зовнішніми гідропристроями ОГП є всмоктувальний фільтр Ф на вході в насос підживлення Нп і охолоджувач АТ. Контроль забрудненості фільтроелемента здійснюється індикатором забрудненості на фільтрі з електричною сигналізацією або за допомогою візуального моновакуумметра. У зв'язку з високою тепловантажністю ОГП охолодження вузлів тертя гідромашин забезпечується шляхом направлення РР з гідророзподільника Рп через клапан КД у корпус гідромотора М, з останнього в корпус насоса Н ($Q_{\text{ВІТ}}^{\text{М}}$) і далі ($Q_{\text{ВІТ}}^{\text{Н}}$) в охолоджувач АТ.



Привод стежного золотника гідророзподільника Р здійснюється дистанційно електричними пропорційними магнітами У1 і У2, що дозволяє спростити кінематичні зв'язки між насосом і оператором (замінивши механічну тягу на електричні дроти) і автоматизувати роботу ОГП. При подачі електроживлення на магніт У1 золотник гідророзподільника Р зміщується вправо і РР

надходить у ліву порожнину В1 гідроциліндра Ц, переміщуючи його поршень вправо, впливаючи на похилий диск насоса Н. При зсуві золотника гідророзподільника Р вліво під дією електроживлення на магніт У2 потік керування РР надходить у праву порожнину А1 гідроциліндра Ц і переміщує поршень вліво, впливаючи на похилий диск насоса Н. Зворотний зв'язок ЗЗ забезпечує фіксацію поршня гідроциліндра Ц у заданому гідророзподільником Р положенні й однозначний зв'язок між електричним сигналом керування на електромагнітах і значенням робочого об'єму насоса Н. Такий тип регулятора називається стежним, оскільки кожному положенню золотника гідророзподільника Р відповідає певне положення гідроциліндра Ц та значення робочого об'єму насоса Н. При досягненні тиску в одній з основних магістралей А-А або В-В, рівного налаштуванню тиску клапана КПу, останній скидає тиск у каналі живлення гідророзподільника Р до мінімального значення ($p_y \approx 0$). За наявності дроселя ДР це скидання тиску не робить впливу на значення тиску в контурі підживлення, що дуже важливо, оскільки у цей момент гідромашини працюють на близькому до максимального тиску і споживають практично всю витрату підживлення для компенсації витоків РР. За відсутності тиску керування в порожнинах гідроциліндра Ц пружини в останньому встановлюють поршень в нейтральне положення, відповідне нульовому робочому об'єму насоса. Гранична умова роботи ОГП щодо тиску і припинення обертання гідромотора (і сполученого з ним робочого органу) надає оператору сигнал для вживання заходів з усунення перевантаження.

На рис. 2 наведені залежності подачі насоса Q_H від положення регулювального органу X : кута нахилу φ ручки переміщення приводу стежного золотника,

тиску керування редуційним гідроклапаном p_y на вході в гідроциліндр зміни кута похилого диску, або значення струму I на пропорційних електромагнітах. Незалежно від конструктивних відмінностей регуляторів їх характеристики носять лінійний характер

$$Q_{H,i} = 10^{-3} V_{PH,i} \cdot n_H = 10^{-3} V_{PH} \frac{x-a}{b-a} \cdot n_H, \text{ л/хв}, \quad (1)$$

де V_{PH} – максимальне значення робочого об'єму насоса, см^3 ,

$V_{PH,i}$ – поточне значення робочого об'єму насоса, см^3 ,

$a...b$ – зона керуваної мускульної або електричної дії на стежний золотник або тиску на гідроциліндр регулятора насоса,

X – керувальна дія в діапазоні від a до b (діапазон від 0 до $\pm a$ є зоною нечутливості),

n_H – частота обертання насоса, хв^{-1} .

Таким чином, для регулятора з гідравлічним керуванням значеннями $a...b$ є тиск p_y , створюваний у порожнинах силового гідроциліндра, для регулятора з електрогідравлічним керуванням значеннями $a...b$ є електричні сигнали (струму I або напруги U) для дії на пропорційний електромагніт редуційного клапана, для регулятора з мускульним керуванням значеннями $a...b$ є відхилення тяги керування φ . Значення тиску керування, електричного сигналу або кута відхилення тяги наводяться постачальниками гідромашин, дозволяючи споживачу підібрати відповідну за характеристиками апаратуру керування або кінематику механізму мускульного керування.

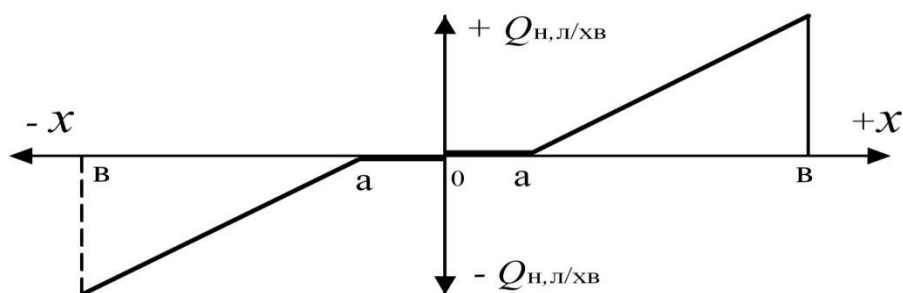


Рис. 2. Характеристика зміни подачі насоса Q_i від керувального сигналу X механізму регулювання робочого об'єму

Частота обертання гідромотора пропорційна подачі РР, підведеної від насоса

$$n_{M,i} = n_H \frac{V_{PH,i}}{V_{PM}} \eta_{OH} \eta_{OM} = n_H \frac{V_{PH}}{V_{PM}} \frac{(x-a)}{(b-a)} \eta_{OH} \eta_{OM}, \text{ хв}^{-1} \quad (2)$$

де V_{PM} – робочий об'єм гідромотора (постійне значення), см^3 ,

η_{OH} і η_{OM} – об'ємний ККД насоса (коефіцієнт подачі) і гідромотора, відповідно.

При екстремальних значеннях $x=a$ і $x=b$ одержуємо нульову і максимальну частоти обертання гідромотора

$n_{m,i} = 0$ при $x = a$ і

$$n_{m, \max} = n_H \cdot \frac{V_{pH}}{V_{pM}} \cdot \eta_{OH} \cdot \eta_{OM} \text{ при } x = b \quad (3)$$

При необхідності визначення значення тиску редукування на вході в силовий гідроциліндр або значення електричного сигналу одержимо таку залежність

$$x = a + \frac{V_{pM} \cdot n_{m,i} \cdot (b - a)}{V_{pH} \cdot n_H \cdot \eta_{OH} \cdot \eta_{OM}}. \quad (4)$$

Таким чином, можливе попереднє визначення керуючого сигналу для його подальшого завдання при роботі ОГП (безпосередньо тиску або електричного сигналу, формованого електронним блоком керування пропорційним електромагнітом).

БАТ «Гідросила» (м. Кропивницький) виробляє аксіальнопоршневі ОГП (ГСТ) із замкненим ланцюгом циркуляції РР і різними видами регулювання робочого об'єму насоса, в тому числі: А – без системи сервокерування; МН – з гідромеханічною (мускульною) системою керування (рис. 3), яка була вибрана на першому етапі

випробувань; D – з регулятором граничного тиску; з електрогідравлічним керуванням робочого об'єму – ступінчастим ЕР за допомогою трипозиційного чотирипровідного гідророзподільника з електромагнітами напругою 12 або 24 В і безступінчастим ЕР за допомогою редукційних клапанів.

До складу блоку насоса БН входять вбудовані гідроциліндри Ц1 і Ц2 для переміщення похилого диска насоса Н, насос підживлення та керування Нп, клапан тиску КПп, зворотні (антикавітаційні) клапани КО1 і КО2, і дроселі ДР1...ДР3 системи керування. У блок гідромотора БМ входять гідромотор з постійним робочим об'ємом М, клапани запобіжні КП1 і КП2, «промивний» гідророзподільник Рп і клапан тиску КД. Блоки насоса і гідромотора з'єднані рукавами високого тиску РВД1 і РВД2. На всмоктуванні в насос підживлення Нп встановлено фільтр Ф з моновакууметром МН, в лінії зливу витоків РР з корпусів насоса і гідромотора в гідробак Б встановлений охолоджувач АТ. Стрілками вказано напрямки течії РР в основних, підживлення і дренажних магістралях ОГП. Регулювання робочого об'єму насоса здійснюється шляхом переміщення стежного золотника Р1 на кут $\pm 30^\circ$.

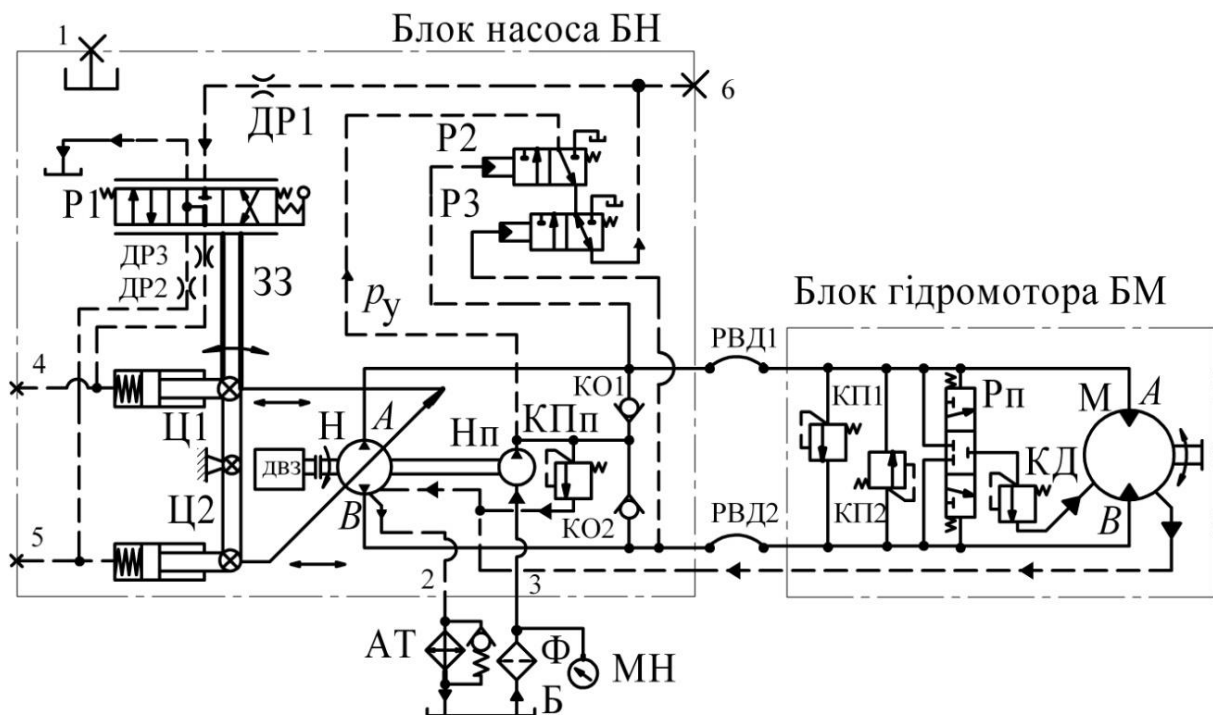


Рис. 3. Гідралічна принципова схема ОГП (ГСТ) «Гідросила» з гідромеханічною системою керування МН і регулятором граничного тиску

Насоси можуть комплектуватися регулятором граничного тиску D для зниження подачі до мінімального значення при досягненні регулятором значення його спрацьовування. Зустрічаються терміни

«регулятор» або «компенсатор тиску» («pressure compensator») або клапан «cut off». При нормальній роботі ОГП, тобто до тих пір, поки тиск у гідросистемі не досяг налаштування пружин

золотників гідророзподільників Р2 і Р3, обидва золотники знаходяться в крайньому лівому положенні, як показано на гідросхемі. При цьому тиск керування від насоса підживлення Нп надходить до гідророзподільників Р2 і Р3, і через дросель ДР1 до Р1. При досягненні тиску більшого значення налаштування пружини гідророзподільника Р2, золотник останнього зміщується вправо і живлення від насоса підживлення до гідророзподільника Р3 і Р1 не надходить. Відсутність тиску керування в гідророзподільнику Р1 призводить до того, що похилий диск насоса прагне зайняти нейтральне положення, знижуючи подачу до нульового значення. При досягненні тиску більшого значення налаштування пружини гідророзподільника Р3, золотник останнього зміщується вправо і сполучає лінію керування гідро- розподільника Р1 з баком Б, що також призводить до зниження подачі насоса Н.

Метою розрахунку ОГП є визначення робочих об'ємів гідромотора і насоса при заданих значеннях вихідної потужності, крутного моменту і частоти обертання робочого органа.

1. Визначення робочого об'єму гідромотора проводять у два етапи. Попередньо робочий об'єм визначають на підставі заданого крутного моменту зовнішнього статичного навантаження і вибраного типу гідромотора (конструкції і його технічних характеристик за номінальним значенням частоти обертання, тиску і гідромеханічного ККД)

$$V_{м,попер} = \frac{M_{м}}{0,159 \cdot \Delta p_{м,попер} \cdot \eta_{мгм,попер}}, \text{ см}^3, \quad (5)$$

де $M_{м}$ – крутний момент зовнішнього статичного навантаження, рівний крутному моменту гідромотора, значення якого задається проектантом машини з ОГП, Н.м,

$\Delta p_{м,попер}$ – перепад тисків, що заздалегідь задається на гідромоторі [МПа], зазвичай задають номінальне значення перепаду тисків згідно з технічною характеристикою гідромотора за каталогом, яке знаходиться в межах

$$\Delta p_{м,попер} = 21 \dots 42 \text{ МПа}, \quad (6)$$

де $\eta_{мгм,попер}$ – гідромеханічний ККД гідромотора, значення якого залежно від конструкції і частоти обертання гідромоторів різних типів знаходиться в діапазоні

$$\eta_{мгм,попер} = 0,85 \dots 0,98. \quad (7)$$

Наприклад, для гідромоторів серії МП виробництва ВАТ «Гідросила» гідромеханічний ККД $\eta_{мгм} = 0,88$.

3. Отримане за формулою (5) значення робочого об'єму округлюють до найближчого більшого значення $V_{м}^*$ з номенклатурного ряду гідромоторів за каталогом.

4. На підставі уточненого значення робочого об'єму і відповідного гідромеханічного ККД визначають фактичний (робочий) перепад тисків на гідромоторі

$$\Delta p_{м} = \frac{M_{м}}{0,159 \cdot V_{м}^* \cdot \eta_{мгм}}, \text{ МПа}, \quad (8)$$

де $\eta_{мгм}^*$ – гідромеханічний ККД гідромотора, значення якого приймають за каталогом і попередньо для спрощення розрахунків приймають усі значення ККД постійними незалежно від частоти обертання і тиску РР в ОГП.

Якщо отримане значення перепаду нижче номінального значення для обраного гідромотора, то вибір гідромотора за робочим об'ємом проведений коректно. Для забезпечення підвищеної довговічності ОГП і в разі відсутності обмежень за габаритами і масою рекомендується задаватися тиском і частотою обертання не більше 75 % від номінального значення.

5. Визначають перепад тисків, що розвивається насосом для забезпечення функціонування гідромотора із заданим зовнішнім навантаженням і при роботі в замкненому ланцюзі циркуляції РР

$$\Delta p_{н} = \Delta p_{м} + 2\Delta p_{втрат}, \text{ МПа}, \quad (9)$$

де $\Delta p_{втрат}$ – гідравлічні втрати тиску РР в трубопроводах між насосом і гідромотором, значення яких не повинно перевищувати 5% від робочого тиску на виході насоса для забезпечення високого значення загального ККД ОГП, тому попередньо

$$2\Delta p_{втрат} = 0,05 \cdot \Delta p_{м} \text{ або} \\ \Delta p_{втрат} = 0,025 \cdot \Delta p_{м}, \text{ МПа}, \quad (10)$$

де коефіцієнт 2 враховує втрати в трубопроводах від насоса до гідромотора і від гідромотора до насоса.

В основі отримання формули (10) лежать передумови:

1. Перепад тисків на гідромоторі дорівнює різниці тиску на вході $P_{нагн,м}$ (нагнітання) і виході $P_{зл,м}$ (злив)

$$\Delta p_{м} = P_{нагн,м} - P_{зл,м}, \text{ МПа} \quad (11)$$

2. Тиск нагнітання насоса дорівнює сумі тисків нагнітання гідромотора $P_{нагн,м}$ і втрат $\Delta p_{втрат}$ по довжині трубопроводу між насосом і гідромотором

$$P_{нагн,н} = P_{нагн,м} + \Delta p_{втрат}, \text{ МПа} \quad (12)$$

3. Тиск на вході (всмоктуванні) в насос є різницею тисків на виході $P_{зл,м}$ (злив) з гідромотора і втрат $\Delta p_{втрат}$ по довжині трубопроводу між гідромотором і насосом

$$P_{\text{вх,н}} = P_{\text{зл,м}} - \Delta P_{\text{втр,т}}, \text{ МПа}; \quad (13)$$

4. Перепад тисків на насосі дорівнює різниці тисків на виході (нагнітанні) і вході в насос

$$\Delta p_{\text{н}} = p_{\text{нагн,н}} - p_{\text{вх,н}} = p_{\text{нагн,м}} + \Delta p_{\text{втр,т}} - (14)$$

$$- p_{\text{зл,м}} + \Delta p_{\text{втр,т}} = \Delta p_{\text{м}} + 2\Delta p_{\text{втр,т}}, \text{ МПа}.$$

5. Перепад тисків і тиск нагнітання насоса не повинні перевищувати номінальних значень за каталогом

$$\Delta p_{\text{н}} \leq \Delta p_{\text{н,ном}}; \quad p_{\text{нагн,н}} \leq p_{\text{н,ном}}. \quad (15)$$

6. Визначають витрату РР, яку необхідно підвести до гідромотора від насоса при максимальній швидкості робочого органу

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{м}} = \frac{10^{-3} \cdot V_{\text{м}}^* \cdot n_{\text{макс}}}{\eta_{\text{ом}}}, \text{ л/хв}, \quad (16)$$

де $Q_{\text{н}}$ – фактична подача насоса з урахуванням об'ємного ККД (коефіцієнта подачі), л/хв,

$n_{\text{макс}}$ – максимальна частота обертання гідромотора, хв⁻¹,

$\eta_{\text{ом}}$ – об'ємний ККД гідромотора, який визначається як частка від ділення загального ККД на гідромеханічний

$$\eta_{\text{ом}} = \eta_{\text{м}} / \eta_{\text{мгм}}. \quad (17)$$

7. Визначають максимальну теоретичну подачу насоса

$$Q_{\text{нт}} = Q_{\text{н}} / \eta_{\text{он}}, \text{ л/хв}, \quad (18)$$

де $\eta_{\text{он}}$ – коефіцієнт подачі насоса за каталогом.

8. Визначають попередньо робочий об'єм насоса, що забезпечує необхідну подачу РР при заданій номінальній частоті обертання приводного двигуна насоса

$$V_{\text{н,попер}} = k \cdot \frac{10^3 Q_{\text{нт}}}{n_{\text{дв}}}, \text{ см}^3, \quad (19)$$

де $n_{\text{дв}}$ – номінальна частота обертання приводного двигуна, хв⁻¹,

$k = 1,0 \dots 1,2$ – коефіцієнт, що враховує зношування гідромашин під час експлуатації.

Робочий об'єм насоса округлюють за каталогом до найближчого більшого і позначають $V_{\text{н}}^*$.

9. Визначають максимальну корисну потужність ОГП при заданих значеннях крутного моменту [Н.м] і частоти обертання [хв⁻¹]

$$P_{\text{кор}} = \frac{M_{\text{м}} \cdot n_{\text{макс}}}{9550}, \text{ кВт}. \quad (20)$$

10. Визначають максимальну споживану насосом потужність

$$P_{\text{спож.осн}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot \Delta p_{\text{н}}}{60 \cdot \eta_{\text{н}}} = \frac{Q_{\text{нт}} \cdot \Delta p_{\text{н}}}{60 \cdot \eta_{\text{нгм}}}, \text{ кВт}, \quad (21)$$

де $\Delta p_{\text{н}}$ – перепад тисків на насосі (14), МПа,

$Q_{\text{н}}$ – фактична подача основного насоса (16) л/хв,

$\eta_{\text{н}}$ – ККД основного насоса (загальний або повний),

$\eta_{\text{нгм}}$ – гідромеханічний ККД основного насоса, який визначається як частка від ділення ККД насоса на об'ємний

$$\eta_{\text{нгм}} = \eta_{\text{н}} / \eta_{\text{он}}. \quad (22)$$

11. Визначають споживану насосом підживлення потужність

$$P_{\text{нп}} = \frac{10^{-3} \cdot V_{\text{нп}} \cdot n_{\text{дв}} \cdot p_{\text{нп}}}{60 \cdot \eta_{\text{нпгм}}} = \frac{Q_{\text{нп т}} \cdot p_{\text{нп}}}{60 \cdot \eta_{\text{нпгм}}}, \text{ кВт}, \quad (23)$$

де $V_{\text{нп}}$ – робочий об'єм насоса підживлення за каталогом, см³,

$n_{\text{дв}}$ – номінальна частота обертання насоса підживлення, яка збігається з частотою обертання приводного двигуна, хв⁻¹,

$p_{\text{нп}} = 1,6 \dots 2,4$ МПа – тиск насоса підживлення (попередньо задаються за каталогом),

$\eta_{\text{нпгм}} = 0,5 \dots 0,8$ – гідромеханічний ККД насоса підживлення,

$Q_{\text{нп т}}$ – теоретична подача насоса підживлення

$$Q_{\text{нп т}} = 10^{-3} V_{\text{нп}} \cdot n_{\text{дв}}, \text{ л/хв}. \quad (24)$$

12. Визначають сумарну споживану потужність насосів

$$P_{\Sigma \text{спож}} = P_{\text{спож.осн}} + P_{\text{нп}}, \text{ кВт}. \quad (25)$$

Споживана насосами фактична потужність не повинна перевищувати споживаної потужності за каталогом

$$P_{\text{спож}} < P_{\text{спож.кат}}. \quad (26)$$

13. Визначають загальний ККД ОГП

$$\eta_{огп} = P_{кор} / P_{\Sigma спож} \quad (27)$$

14. Визначають встановлювану потужність приводного ДВЗ із застосуванням на практиці коефіцієнтом запасу

$$P_{дв} = 1,3 \cdot P_{спож}; \quad P_{дв,др} = 1,3 \cdot P_{спож,др} \quad (28)$$

Споживана насосом потужність не повинна перевищувати потужності приводного ДВЗ, в іншому випадку необхідне коригування завдання на проектування ОГП шляхом зниження максимальної швидкості гідроциліндра (часу його переміщення) або установку приводного двигуна підвищеної потужності.

Розрахунок і вибір допоміжного обладнання, до якого відносять внутрішні діаметри трубопроводів, об'єм гідробака, типорозмір фільтра, потужність оливоохолоджувача та втрати в ньому тиску, а також вибір РР проводять за методикою, наведеною в роботі [7].

Таким чином, наведемо результати розрахунків:

$M_m = 229,2$ Н.м; $V_n^* = 71$ см³; $V_m^* = 52$ см³; $\eta_{огп} = 0,78$; діаметри трубопроводів (округлені): основних 25 мм; всмоктуючого 32 мм; зливного 20 мм; для ОГП потрібен оливоохолоджувач, що забезпечує відведення втрат потужності в 19 кВт при прокачуванні робочої рідини в 42 л/хв, об'єм гідробаку не менш ніж 21 дм³

В якості основного сорту робочої рідини для ОГП типу ГСТ для мобільних машин рекомендується масло мінеральне типу МГЕ-46В, ТУ 38.001347-83 або масло для автоматичних коробок передач типу «А», ТУ 38.10111282-89. Сучасною тенденцією є уніфікації РР для трансмісій, двигунів і ОГП тракторів. Наприклад, концерн ADDINOL LUBE OIL GmbH виробляє трансмісійно-гідравлічні мінеральні оливи серії UTTO для тракторів (Universal Tractor Transmission Oil), будучи одночасно продуктом серії TOU (Tractor Oil Universal). Оливи UTTO відповідають по класифікації моторним SAE10w30, 10w40, 15w40 і 20w40 (UTTO Extra 20w-40 з температурою застигання «мінус» 39 °C), трансмісійним GL-4(API) і гідравлічним HLP-D і HVLP (DIN 51524 2/3). Наприклад, олива UTTO 10w30 відповідає гідравлічному класу HVLP46 (H – олива гідравлічна, V – з поліпшеними в'язкісно-температурними властивостями, L – з антиокисною присадкою, P – з протизношувальною присадкою, 46 – коефіцієнт кінематичної в'язкості РР – 41,4...50,6 сСт при температурі 40 °C).

Висновки

1.В результаті проведених розрахунків об'ємного гідропривода скрепера зроблений вибір

аксіальнопоршневих гідромашин: гідромотора моделі MFH52 і насоса моделі PVS 71 виробництва ВАТ «Гідросила» а ККД ОГП становить 78%.

2.Однак застосування ОГП для ведучого моста скрепера потребує вирішення низки завдань: застосування регульованих гідромашин; розробки системи регулювання для узгодження роботи ОГП з двигуном і механічною трансмісією тягача. Для вирішення цих завдань буде використаний регульований насос замість редуктора приводу ВВП, на вихідний вал роздавальної коробки ставимо датчики частоти обертання валу для визначення фактичної швидкості руху трактора, згідно з отриманою інформацією датчика система управління видає сигнал на блок електропропорційного управління ОГП для забезпечення синхронного обертання коліс скрепера від гідромотора ОГП. На валу гідромотора встановлюємо гідроподжимну муфту, яка відключає привод моста в момент перемикання швидкостей КПП або діапазонів в тягачі.

Список літератури

1. Самородов В.Б. Перспективні трансмісії колісних тракторів//В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко, А.П. Кожушко, Є.С. Пеліпенко, М.О. Мітцель//Вісник НТУ «ХПІ». – Харків НТУ «ХПІ» 2014- №10/1053 с.3-10.
2. Самородов В.Б. Тенденції та перспективи застосування в автомобілі і тракторобудуванні безступінчатих гідрооб'ємно-механічних трансмісій//В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко //Автомобільний транспорт. – 2012 . №30 с.13-22
3. Краснокутський В.Н. Исследование тягово-сцепных свойств макета машины с объемными гидроприводами на ведущие колеса. //В.Р. Мандрыка //11-я научно-техническая конференция ХУПС. 2015 с.46-48
4. Краснокутський В.М. Математична модель напівприцепного скрепера//С.Г. Ковалевський //Строительство, материаловедение, машиностроение: сб. научных трудов – Днепропетровск: ПГАСА 2012. Вып.66–с.51-58
5. Краснокутський В.Н. Интенсификация рабочего процесса скрепера ДЗ-87 путем улучшения тягово-сцепных качеств//А.А. Резников// 3-я научно-техническая конференция БГТУ–2009 с.75-77.
6. Аврун Г.А. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин: підручник / (Г. А. Аврун, І. Г. Кириченко, В. Б. Самородов); під ред. Г. А. Авруніна. – Харків: ХНАДУ, 2016. – 438 с.
7. Объемный гидропривод и гидропневмоавтоматика: (учебное пособие) / Г.А. Аврун, И.В., Грицай, И.Г. Кириченко и др. – Х. : ХНАДУ, 2008. – 412 с.

References (transliterated)

1. Samorodov V.B. Promising transmissions of wheeled tractors // V.B. Samorodov, A.I. Bondarenko, A.P. Kozhushko, E.S. Pelipenko, M.O. Mitzel // Bulletin of the NTU "KhPI" .- Kharkiv NTU "KhPI" 2014- №10 // 1053 p.3-10.
2. Samorodov V.B. Trends and prospects of application in automobile and tractor construction of stepless hydraulic-mechanical transmissions // V.B. Samorodov, A.I. Bondarenko // Automobile transport.- 2012. No. 30 p.13-22
3. Krasnokutsky V.N. Investigation of traction-coupling properties of a model of a car with volume hydraulic drives on driving wheels. //B.P. Mandryka // 11th scientific and technical conference HUPPS. 2015 p.46-48
4. Krasnokutsky V.M. Mathematical model of semitrailer scraper // SG. Kovalevsky // Construction, materials science, mechanical engineering: scientific-technical works - Dnepropetrovsk: PGASA 2012. Vyp.66-p.51-58
5. Krasnokutsky V.N. Intensification of working process of scraper DZ-87 by improving traction-coupling qualities // AA. Reznikov // 3rd scientific-technical conference BSTU-2009 p.75-77.

6. Avrunin G.A. Hydraulic equipment for construction and road machines: a textbook / (G. A. Avrunin, I. G. Kirichenko, V. B. Samorodov); under ed. G. A. Avrunin. - Kharkiv: KhNADU, 2016 - 438 pp.

7. Volumetric hydraulic drive and hydropneumatic automation: (manual) / G.A. Avrunin, IV, Grytsay, IG Kirichenko et al. - Kh.: KhNADU, 2008. - 412 p.

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Розрахунок об'ємного гідропривода ведучого моста напівприцепного скрепера на базі трактора ХТЗ-17221-09 / В. Б. Самородов, В. М. Краснокутський, Г. А. Аврунін, І. І. Мороз // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. - Х.: НТУ «ХПІ», 2017. - № 13 (1235). - С. 14-21. - Бібліогр: 7 назв. - ISSN 2079-0066.

Расчет объемного гидропривода ведущего моста полуприцепного скрепера на базе трактора ХТЗ-17221-09 / В.Б. Самородов, В. М. Краснокутский, Г. А. Аврунин, И. И. Мороз // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- та тракторостроение. - Х.: НТУ «ХПИ», 2017. - № 13 (1235). - С. 14-21. - Библиогр: 7 названий - ISSN 2079 0066.

Calculation of the volume hydraulic drive of the drive axle of the semitrailer scraper on the basis of the tractor KhTZ-17221-09 / V.B. Samorodov, V.M. Krasnokutsky, GA Avrunin, I.I. Moroz // Bulletin of the NTU "KhPI". Series: Automobile and tractor construction. - Kh. NTU "KhPI", 2017. - № 13 (1235). - P. 14-21. - Bibliographer: 7 titles - ISSN 2079 0066.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Самородов Вадим Борисович – доктор технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор, завідувач кафедри автомобіле- та тракторобудування, тел.: (057) 707 – 64 – 64, 067-5777126; e-mail: samorodovvadimat@gmail.com.

Самородов Вадим Борисович – доктор технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор, заведующий кафедры автомобиле- и тракторостроения, тел.: (057) 707 – 64 – 64, 067-5777126; e-mail: samorodovvadimat@gmail.com.

Samorodov Vadim – Doctor of Technical Sciences, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor, Head at the Department of Car and Tractor Industry, tel.: (057) 707 – 64 – 64, моб. 067-5777126; e-mail: samorodovvadimat@gmail.com.

Краснокутський Володимир Миколайович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування, тел.: (057) 707 – 64 – 64, e-mail: ntu.kpi.at@gmail.com.

Краснокутский Владимир Николаевич – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры автомобиле- и тракторостроения, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: ntu.kpi.at@gmail.com.

Krasnokutskiy Vladimir – candidate of engineering sciences, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associated Professor at the Department of Car and Tractor Industry, tel.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: ntu.kpi.at@gmail.com.

Аврунін Григорій Аврамович – кандидат технічних наук, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри метрології та безпеки життєдіяльності, тел.: 057-7387797; моб. (050) 596-62-53; e-mail: griavrunin@ukr.net.

Аврунин Григорий Аврамович – кандидат технических наук, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, доцент кафедры метрологии и безопасности жизнедеятельности; тел.: (057)-7387797; моб. (050) 596-62-53; e-mail: griavrunin@ukr.net.

Avrunin Grigoriy – candidate of engineering sciences, Kharkov national motor-car-travelling university, associate professor Department of metrologii and safety of vital functions; Contact.: (057)-7387797; mob. (050) 596-62-53; e-mail: griavrunin@ukr.net.

Мороз Ірина Іванівна – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, старший викладач кафедри вищої математики; тел. : 057-7053216.

Мороз Ирина Ивановна – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, старший преподаватель кафедры высшей математики; тел.: 057-7053216.

Moroz Irina – Kharkov national motor-car-travelling university, senior teacher Department of higher mathematics; Contact.: 057-7053216.

А.Г. МАМОНТОВ

ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ХОДОВОЙ СИСТЕМЫ КОЛЁСНОГО ТРАКТОРА ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ПАХОТНЫХ РАБОТ

В роботі проведений аналіз чисельних даних, отриманих у результаті проведення порівняльних експериментальних досліджень динамічної навантаженості ходової системи машино-тракторного агрегату на базі колісного трактора, обладнаного пневматичною підвіскою без амортизаторів, пневматичною підвіскою з гідравлічними амортизаторами, і серійною – ресорною системою підресорювання, при виконанні орних робіт із плугом ПЛН-5-35. Установлено залежності зміни середньоквадратичних навантажень на колеса переднього й заднього мостів в октавних смугах, що відповідають середньгеометричним частотам 1 Гц, 2 Гц, 4 Гц, 8 Гц і 16 Гц при русі на першій і другій передачі при виконанні основної сільськогосподарської операції.

Ключові слова: машино-тракторний агрегат, система підресорювання, ходова система, динамічні навантаження.

В работе проведен анализ численных данных, полученных в результате проведения сравнительных экспериментальных исследований динамической нагруженности ходовой системы машинотракторного агрегата на базе колёсного трактора, оборудованного пневматической подвеской без амортизаторов, пневматической подвеской с гидравлическими амортизаторами, и серийной – ресорной системой подресоривания, при выполнении пахотных работ с плугом ПЛН-5-35. Установлены зависимости изменения среднеквадратических нагрузок на колёса переднего и заднего мостов в октавных полосах, соответствующих среднегеометрическим частотам 1 Гц, 2 Гц, 4 Гц, 8 Гц и 16 Гц при движении на первой и второй передаче при выполнении основной сельскохозяйственной операции.

Ключевые слова: машинотракторный агрегат, система подресоривания, ходовая система, динамические нагрузки.

The paper organized analysis numerical data, got as a result of undertaking the comparative experimental studies dynamic load sought-after system tractor unit on the base of the wheel tractor, equipped with by pneumatic suspension system without hydraulic shock absorber, pneumatic suspension system with hydraulic shock absorber, and serial - an on spring suspension system when performing the arable work with a plough PLN-5-35. The installed dependencies of change of root-mean-square loads on wheels front and back bridge set in octave stripes, corresponding to geometric mean frequencies 1 Hz, 2 Hz, 4 Hz, 8 Hz and 16 Hz at motion on a low and second gear with performing the main agricultural operation.

Key words: machine-tractor unit, suspension system, sought-after system, dynamic loads.

Введение. При выполнении основных сельскохозяйственных операций, связанных с обработкой почвы, системы и узлы тракторов подвергаются значительным динамическим воздействиям, что негативно отражается на надёжности и на общем ресурсе машинотракторного агрегата, а также в определённой мере влияет на качество выполняемых работ.

Анализ последних достижений и публикаций.

Тягово-сцепные свойства трактора, а следовательно его производительность и технико-экономические показатели, напрямую зависят от интенсивности колебаний [1] и динамической нагруженности машино-тракторного агрегата.

Динамическая нагруженность ходовой системы трактора определяется конструкцией системы подресоривания и её виброзащитными свойствами. В свою очередь виброзащитные свойства подвески определяют величину колебаний трактора, которые при движении оказывают уплотняющее воздействие на обрабатываемую почву [2], тем самым вызывая снижение её плодородия [3, 4].

Ряд работ [4,5,6], посвящены изучению влияния колебательных процессов на технологические показатели самоходных машин, и направлены на поиск решения задач связанных с повышением уровня виброзащиты исследуемого объекта различными способами за счёт снижения интенсивности колебаний [7,8]. Одним из таких решений, является установка на трактор пневматической системы подресоривания с изменяемыми характеристиками упругих элементов.

Цель и постановка задачи. Целью сравнительных испытаний было определение значений динамических нагрузок на передние и

задние колёса трактора оборудованного системой подресоривания различной конструкции, при выполнении пахотных работ.

Постановка эксперимента. Оценка динамической нагруженности колёс переднего и заднего мостов трактора проводилась в процессе испытания машинотракторного агрегата на безе колёсного трактора Т-150КМ оборудованного различными системами подресоривания. А именно пневморесорной подвеской проводились в двух вариантах: с гидроамортизаторами и без них, и серийной ресорной подвеской.

Проведенные ранее испытания различных систем подресоривания позволили определить основные конструктивные параметры пневморесорной системы подресоривания [9], обеспечивающие оптимальное воздушное демпфирование при сечении дросселя $9 \cdot 10^{-3}$ м и объём дополнительного воздушного резервуара на один борт $40 \cdot 10^{-3}$ м³.

В процессе проведения испытаний трактор оборудовался соответствующей измерительной аппаратурой [10]. Тензометрическими датчиками замерялись радиальные нагрузки на передние и задние колёса трактора.

Испытания трактора проводились на прямолинейном участке убранного поля, не имеющим подъёма выше 1о. Длина участка составляла 200 м. Эксперименты проводились на 1-й и 2-й передачах при скорости 10 км/ч и 10,4 км/ч. Величина динамического хода подвески принималась $30 \cdot 10^{-3}$ м и $40 \cdot 10^{-3}$ м. Трактор в процессе выполнения работ агрегатировался плугом ПЛН-5-35 [10].

Результаты анализа экспериментальных исследований нагруженности колёс переднего и

заднего мостов трактора. В результате обработки экспериментальных данных были получены среднеквадратические изменения нагрузок на задних и передних колёсах тракторов в октавных полосах частот при выполнении пахотных работ на 1 и 2 передачах, рис. 1...4.

Анализ рисунка 1 и 2 показывает, что резонансный режим резко выражен в октавной полосе частот, равных 3 Гц. При динамическом ходе $h = 40$ мм в резонансном режиме для серийной подвески и пневморессорной с амортизаторами среднеквадратические изменения нагрузок практически одинаковы и составляют 1000 Н. Для пневморессорной подвески они равны 1500...1800 Н. В октавной полосе частот, равной 1 Гц, среднеквадратичное изменение нагрузок на задние колёса для серийной подвески составляет 500 Н, для

пневморессорной с амортизаторами – 850 Н, при отсутствии амортизаторов – 1200...1550 Н.

При динамическом ходе $h = 30$ мм в резонансной зоне среднеквадратическое изменение нагрузок на задние колёса составляет для серийной подвески 850 Н, а для пневморессорных подвесок 1400...1550 Н. В октавной полосе частот, равных 1 Гц, для серийной подвески оно составляет 500 Н, а для пневморессорных подвесок – 1150...1550 Н. В октавных полосах частот, равных 4 Гц, 8 Гц и 16 Гц, для всех трёх подвесок среднеквадратические изменения нагрузок на задние колёса практически одинаковы и равны 500...400 Н. С повышением рабочей скорости от 10 км/час до 11,4 км/час эти величины возрастают для пневморессорных подвесок на 15%, а для серийной подвески они остаются практически неизменными.

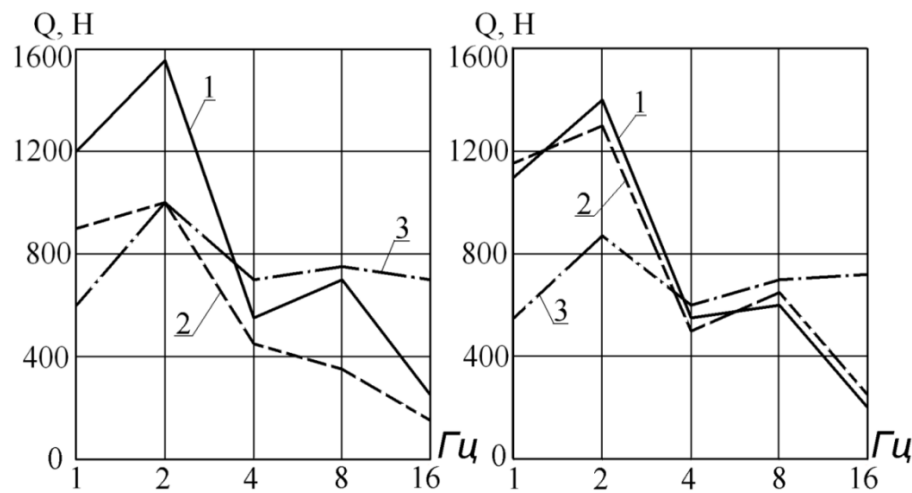


Рис. 1 – Изменение нагрузок на задние колёса в октавных полосах частот на 1 передаче
а – $h = 40$ мм, б – $h = 30$ мм

1 – пневморессорная подвеска без амортизатора; 2 – пневморессорная подвеска с амортизатором; 3 – серийная подвеска

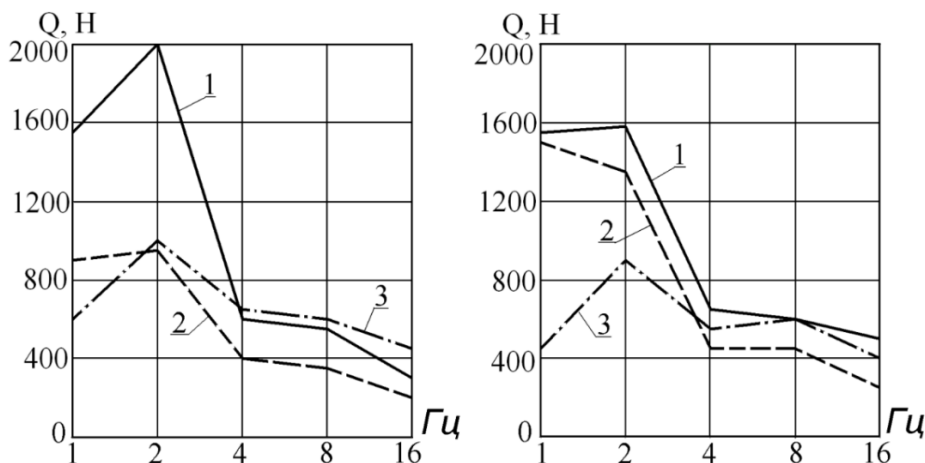


Рис. 2 – Изменение нагрузок на задние колёса в октавных полосах частот на 2 передаче
а – $h = 40$ мм, б – $h = 30$ мм

1 – пневморессорная подвеска без амортизатора; 2 – пневморессорная подвеска с амортизатором; 3 – серийная подвеска

Анализ рисунка 3 и 4 показывает, что резко выраженный резонансный режим – в октавной полосе частот, равной 2 Гц. При этом явное преимущество имеют пневморессорные подвески. Среднеквадратические изменения нагрузок для рессорной подвески равны 1930...2130 Н и они в 2,5 раза больше, чем для пневморессорных подвесок. Для всех октавных полос частот пневморессорные подвески имеют близкие значения среднеквадратических изменений нагрузок на передние колёса (разница составляет 15...20%). В октавной полосе частот, равных 1 Гц, для серийной подвески

среднеквадратические изменения нагрузок равны 1400 Н, что в 2 раза превышает эти величины для пневморессорных подвесок. В октавных полосах частот, равных 4 Гц, 8 Гц и 16 Гц, для всех трёх подвесок они меньше по величине и равны 200...400 Н.

С повышением рабочих скоростей от 10 км/час до 11,4 км/час среднеквадратические изменения нагрузок на передние колёса увеличиваются в резонансном режиме до 10%. В других октавных полосах частот они практически не меняются.

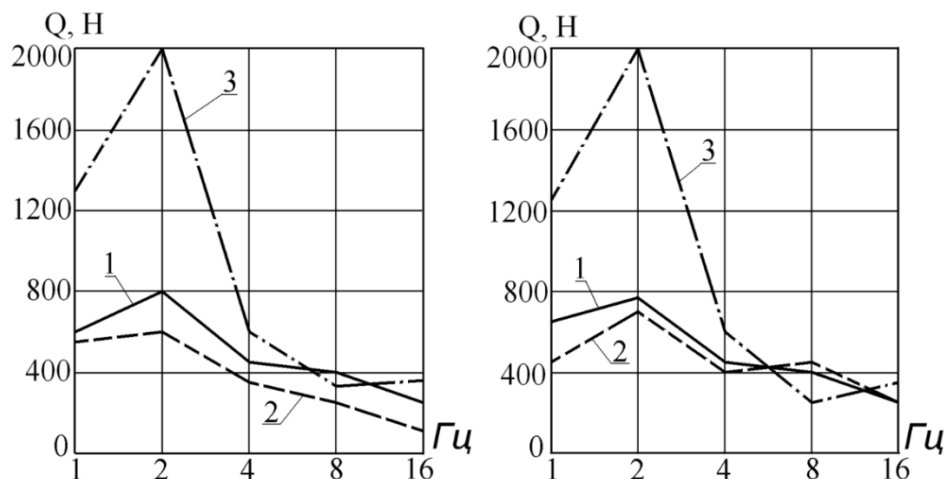


Рис. 3 – Изменение нагрузок на передние колёса в октавных полосах частот на 1 передаче
а – $h=40$ мм, б – $h=30$ мм

1 – пневморессорная подвеска без амортизатора; 2 – пневморессорная подвеска с амортизатором; 3 – серийная подвеска.

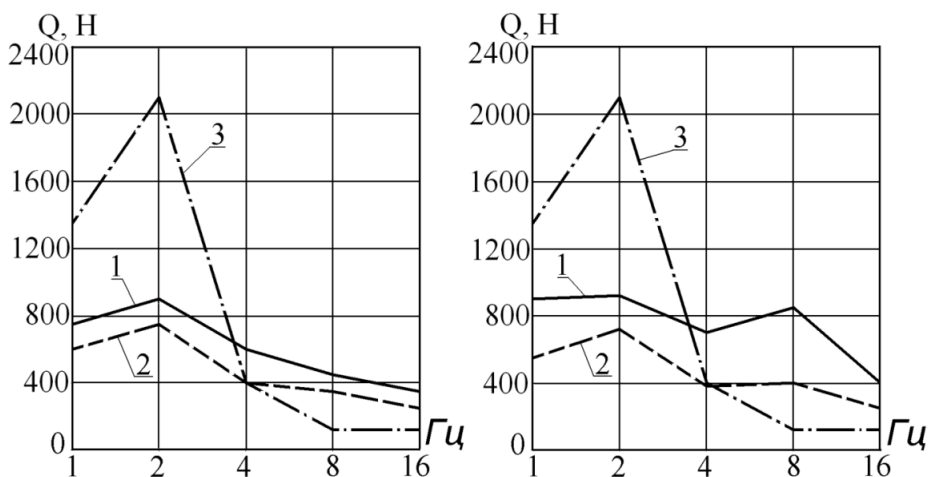


Рис. 4 – Изменение нагрузок на передние колёса в октавных полосах частот на 2 передаче
а – $h=40$ мм, б – $h=30$ мм

1 – пневморессорная подвеска без амортизатора; 2 – пневморессорная подвеска с амортизатором; 3 – серийная подвеска.

Выводы. В результате анализа экспериментальных данных установлено, что трактор, оборудованный пневморессорной подвеской, имеет явное преимущество перед трактором с рессорной

подвеской. Так, пневморессорная подвеска способствует снижению динамической нагруженности передних колёс трактора при выполнении пахотных работ 2...2,5 раза.

Список литературы

1. Кутков Г. М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства / Г. М. Кутков – М.: КолосС, 2004. – 504 с.
2. Золотаревская Д. И. Основы теории и методы расчета уплотняющего воздействия на почву колесных движителей мобильной сельскохозяйственной техники: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – М.: ВИСХОМ, 1997. – 49 с.
3. Золотаревская Д. И. Оценка влияния основных факторов на колебания колесного трактора с вязкоупругой передней подвеской / Д. И. Золотаревская // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. – 2013. №10-3.
4. Ксеневиц И. П., Скотников В. А., Ляско М. И. Ходовая система – почва – урожай. / И. П. Ксеневиц, В. А. Скотников, М. И. Ляско – М.: Агропромиздат, – 1985. – 304.
5. Кравченко В. А. Повышение динамических и эксплуатационных показателей сельскохозяйственных машинно-тракторных агрегатов: монография / В. А. Кравченко. – Зерноград: ФГОУ ВПО АЧГАА. – 2010. – 224 с.
6. Шарипов В. М. Конструирование и расчет трактора. / В. М. Шарипов – М.: Машиностроение, 2009. – 752 с.
7. Яценко Н. Н., Прутчиков О. К. Плавность хода грузовых автомобилей / – М.: Машиностроение, 1969. – 220 с.
8. Великодний В. М., Кириченко Н. М. – «Улучшение параметров плавности хода колёсного сельскохозяйственного трактора ХТЗ – 120» // Видавничий центр НТУ «ХПІ», Харків, 1993.
9. Великодний В. М., Мамонтов А. Г. Экспериментальные исследования параметров демпфирования пневморессорной подвески самоходной машины. / В. М. Великодний, А. Г. Мамонтов // Вестник НТУ «ХПИ». Сборник научных трудов. Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2010. – № 1, – 166 с.
10. Исследование плавности хода, динамической нагруженности элементов системы трактора Т-150КМ и обоснование схемы подвески: Отчёт кафедры «Тракторостроение» Харьк. политехн. Ин-та, №76050198. Харьков: 1977. – 165 с.

References (transliterated)

1. Kut'kov G. M. *Traktory i avtomobili. Teoriya i tehnologicheskie svoystva* [Tractors and cars. The theory and technological properties], 2004, 504 p.
2. Zolotarevskaja D. I. *Osnovy teorii i metody rascheta uplotnjajushhego vozdejstviya na pochvu kolesnyh dvizhitelej*

- [Bases of the theory and methods of calculation of the condensing impact on the soil of wheel propellers of mobile agricultural machinery] avtoref. dis. ... d-ra tehn. nauk* [abstract to theses of the doctor of the technical sciences], 1997, 49 p.
3. Zolotarevskaja D. I. *Ocenka vlijaniya osnovnykh faktorov na kolebanija kolesnogo traktora s vjazkouprugoj perednej podveskoj* [Assessment of influence of major factors on fluctuations of the wheel tractor with a viscoelastic forward suspension system] *Mezhdunarodnyj zhurnal prikladnyh i fundamental'nyh issledovanij* [International journal applied and fundamental researches], 2013, vol. 10-3.
4. Ksenevich I. P., Skotnikov V. A., Ljasko M. I. *Hodovaja sistema – pochva – urozhaj*. [Running system – the soil – a harvest], 1985, 304p.
5. Kravchenko V. A. *Povyshenie dinamicheskikh i jekspluatacionnyh pokazatelej sel'skhozajstvennyh mashinno-traktornyh agregatov: monografija* [Increase in dynamic and operational indicators of agricultural machine and tractor units: monograph], 2010, 224 p.
6. Sharipov V. M. *Konstruirovanie i raschet traktora*. [Designing and calculation of the tractor], 2009, 752 p.
7. Jacenko N. N., Prutchikov O. K. *Plavnost' hoda gruzovyh avtomobilej* [Smoothness of the course of trucks], 1969, 220p.
8. Velikodnyj V. M., Kirienko N. M. *«Uлучshenie parametrov plavnosti hoda koljosnogo sel'skhozajstvennogo traktora HTZ – 120»* [Improvement of parameters of smoothness of the course of the wheel agricultural tractor – HTZ 120] // *Vidavnichij centr NTU «HPI»* [Publishing centre of the National Technical University "KhPI"], 1993.
9. Velikodnyj V. M., Mamontov A. G. *Jeksperimental'nye issledovanija parametrov dempfirovanija pnevmoressornoj podveski samohodnoj mashiny*. [Pilot studies of parameters of damping of a pneumospring pendant of the self-propelled machine] *Vestnik NTU «HPI». Sbornik nauchnyh trudov. Tematicheskij vypusk «Avtomobile- i traktoroostroenie»* [The bulletin of the National Technical University "KhPI". Collection of scientific papers. Thematic release "The car - and tractor building".], 2010, vol. 1, 166 p.
10. *Issledovanie plavnosti hoda, dinamicheskoy nagruzhennosti elementov sistemy traktora T-150KM i obosnovanie shemy podveski* [Research of smoothness of the course, dynamic loading of elements of system of the T-150KM tractor and justification of the scheme of a suspension system] *Otchjot kafedry «Traktoroostroenie» Har'k. politehn. In-ta* [Report of the Department of Tractorbuilding, Kharkiv polytechnical institute], №76050198, 1977, 165.

Поступила (received) 09.03.2018

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Дослідження динамічної навантаженості ходової системи колісного трактора при виконанні орних робіт / А.Г. Мамонтов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2017. – № 13 (1235). – С. 22 – 25. – Бібліогр: 10 назв. – ISSN 2079-0066.

Исследования динамической нагруженности ходовой системы колёсного трактора при выполнении пахотных работ / А.Г. Мамонтов // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- та тракторостроение. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2017. – № 13 (1235). – С. 22 – 25. – Библиогр: 10 названий. - ISSN 2079 0066.

Research of dynamic load sought-after system of the wheel tractor at implementation of arable works / Ф.Г. Мамонтов // The bulletin of the NTU "KhPI". Series: Automobile and tractor construction. – Kharkov: NTU "KhPI", 2017. – № 13 (1235). – С. 22 – 25. – Bibliographer: 10 titles - ISSN 2079 0066.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Мамонтов Анатолій Геннадійович – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри автомобіле- та тракторобудування, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: monkhotkar@gmail.com

Мамонтов Анатолий Геннадьевич – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», старший преподаватель кафедры автомобиле- и тракторостроения, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: monkhotkar@gmail.com.

Mamontov Anatoliy Gennadevich – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Senior Lecturer at the Department of Car and Tractor Industry, tel.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: monkhotkar@gmail.com

В.Р. МАНДРЫКА, В.Н. КРАСНОКУТСКИЙ

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ КОРНЕУБОРОЧНОЙ МАШИНЫ С ОБЪЕМНЫМИ ГИДРОПРИВОДАМИ ВЕДУЩЕГО И УПРАВЛЯЕМОГО МОСТОВ

Розроблено математичну модель руху макета коренезбиральної машини КС-6В з об'ємними гідроприводами (ОГП) провідного і керованого мостів в процесі збирання цукрових буряків. Враховується вплив роботи дискових робочих органів, які можуть розглядатися як додатковий провідний міст. Вже згадана математична модель забезпечує визначення зміни траєкторії руху коренезбиральної машини з урахуванням поперечного кута нахилу профілю поля. Проведені експериментальні дослідження показали їх хорошу збіжність (від 8% до 10% розбіжностей) з теоретичними результатами.

Ключові слова: макет коренезбиральної машини, об'ємні гідроприводи на провідні та керовані мости, дискові робочі органи.

Разработана математическая модель движения макета корнеуборочной машины КС-6В с объемными гидроприводами (ОГП) ведущего и управляемого мостов в процессе уборки сахарной свеклы. Учитывается влияние работы дисковых рабочих органов, которые могут рассматриваться как дополнительный ведущий мост. Рассматриваемая математическая модель обеспечивает определение изменения траектории движения корнеуборочной машины с учетом поперечного угла наклона профиля поля. Проведенные экспериментальные исследования показали их хорошую сходимость (от 8% до 10% расхождений) с теоретическими результатами.

Ключевые слова: макет корнеуборочной машины, объемные гидроприводы на ведущие и управляемые мосты, дисковые рабочие органы.

A mathematical model of the motion of the layout of the root-picking machine KS-6V with volumetric hydraulic drives (VHD) of the leading and controlled bridges during the harvesting of sugar beets was developed. The influence of the disk working bodies, which can be considered as an additional driving bridge, is taken into account. This mathematical model provides a definition of the change in the trajectory of motion of the root-picking machine with allowance for the transverse angle of the slope of the field profile. The conducted experimental studies showed their good convergence (from 8% to 10% of the discrepancies) with theoretical results.

Key words: breadboard model of the root-picking machine, volumetric hydraulic drives for leading and controlled bridges, disk working bodies.

Введение

Самоходные свеклоуборочные машины 4К2, имеют полнопоточный объемный гидропривод (ОГП) на задние ведущие колеса. Это объясняется необходимостью бесступенчато согласовывать скорость движения машины с работой технологического оборудования. Уборка урожая в осенний период, когда процент содержания сахара в корнеплодах достигает максимума, происходит в период существенного увеличения влажности почвы. При этом наблюдается увеличение буксования, снижение скорости уборки и ее качества. Особенно это заметно при движении машины по склонам. Применение ОГП для переднего ведущего моста управляемых колес на корнеуборочных машинах приводит к улучшению тягово-сцепных свойств машины на рыхлых почвах. Однако применение дисковых выкапывающих органов приводит к уходу траектории движения от базовой, которой служат рядки выкапываемых корней, и увеличению управляющих воздействий. Для исследования этих процессов была разработана математическая модель.

Анализ последних исследований и публикаций.

Вопрос оценки управляемости и устойчивости движения колесных самоходных машин в настоящее время наиболее полно представлен в работах таких ученых, как Литвинов А.С., Фаробин Я.Е., Гуськов В.В., Р.Эллис, Вонг Дж. и др. [1-5]. Тем не менее, решение подобных задач для каждой конкретной машины требует получения предварительной информации об инерционных характеристиках машины, а также об упругих свойствах шин.

Применительно к корнеуборочным машинам уточнения также требует характер взаимодействия выкапывающих рабочих органов с опорной поверхностью и их влияние на управляемость, и устойчивость движения. Следует отметить, что для определения этих показателей использовались материалы из работ [6-10].

Цель исследования и постановка задачи

Целью исследования является определение траекторий движения свеклоуборочной машины с дисковыми рабочими органами в процессе уборки.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- сформулировать математическую модель движения объекта исследования в процессе уборки;
- описать работу дисковых рабочих органов;

Объект исследования

В качестве объектов исследования использовались свеклоуборочная машина КС-6Б с ОГП на задний ведущий мост; свеклоуборочная машина КС-6В с независимыми ОГП на задний и передний ведущие мосты; макет свеклоуборочного комбайна с независимыми ОГП левого и правого бортов задних ведущих колес.

Математическая модель свеклоуборочной машины

На рис.1 представлена эквивалентная схема самоходной уборочной машины как одно массовой системы в подвижной системе координат, плоскопараллельное движение которой описывается системой трех дифференциальных уравнений второго порядка.

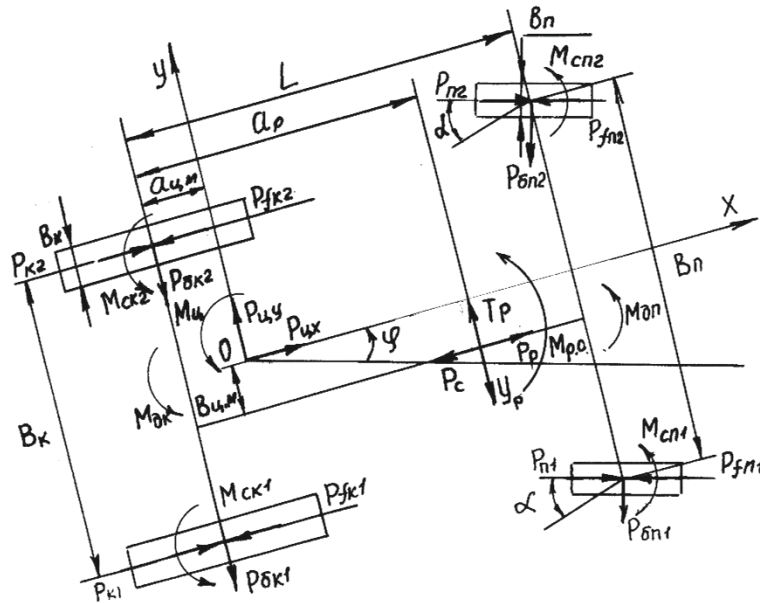


Рис. 1. Эквивалентная схема самоходной свеклоуборочной машины

$$\ddot{X} = \left[\begin{aligned} &(P_{n2} - P_{fn2})\cos\alpha + (P_{n1} - P_{fn1})\cos\alpha - \\ &-(P_{\delta n2} + P_{\delta n1})\sin\alpha - (P_c - P_p) + \\ &+(P_{k2} - P_{fk2}) + (P_{k1} - P_{fk1}) + K\sin\varphi \end{aligned} \right] \cdot \frac{1}{m_m} \quad (1),$$

$$\ddot{Y} = \left[\begin{aligned} &-(P_{\delta k2} + P_{\delta k1}) - (P_{\delta n2} + P_{\delta n1})\cos\alpha - \\ &-(P_{n2} - P_{fn2})\sin\alpha - (P_{n1} - P_{fn1})\sin\alpha + \\ &+(T_p - Y_p) - K\cos\varphi \end{aligned} \right] \cdot \frac{1}{m_m}$$

$$\ddot{\varphi} = \left[\begin{aligned} &(P_{\delta n2} + P_{\delta n1})(L - a_{cm})\cos\alpha - (P_{\delta k2} + P_{\delta k1})a_{cm} - \\ &-(P_{k1} - P_{fk1})(0,5B_k + b_{cm}) + (P_{k2} - P_{fk2})(0,5B_k - b_{cm}) + \\ &+(P_{n2} - P_{fn2})(L - a_{cm})\sin\alpha + (P_{n1} - P_{fn1})(L - a_{cm})\sin\alpha + \\ &+(P_{n2} - P_{fn2})(0,5B_k - b_{cm})\cos\alpha - M_{dk} - M_{dn} - M_{ck1} - \\ &-(P_{n1} - P_{fn1})(0,5B_k + b_{cm})\cos\alpha - M_{ck2} - M_{cn1} - M_{cn2} - \\ &-P_{\delta n2}(0,5B_k - b_{cm})\sin\alpha + P_{\delta n1}(0,5B_k + b_{cm})\sin\alpha + \\ &+(T_p - Y_p)(a_p - a_{cm}) + (P_c - P_p)b_{cm} - M_{po} \end{aligned} \right] \cdot \frac{1}{I_m}$$

где X, Y - перемещение машины вдоль осей OX, OY соответственно;

φ - угловое перемещение продольной оси машины относительно вертикальной оси, проходящей через точку O , центр масс машины.

Момент инерции относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс машины, находим по формуле:

$$I_m = m_m(L - a_{cm})a_{cm}, \quad (2)$$

где: L - продольная база машины; m_m - масса машины; a_{cm} - расстояние от задней оси до центра масс машины.

Боковые силы, возникающие на задних ведущих колесах, левом и правом борту, соответственно $P_{\delta k2}$ и $P_{\delta k1}$, а также боковые силы, возникающие на передних управляемых колесах, соответственно левом и правом $P_{\delta n2}$ и $P_{\delta n1}$, определим по формуле из [3]:

$$\begin{aligned} P_{\delta k2} &= k_{yk2}\phi_k; \quad P_{\delta k1} = k_{yk1}\phi_k; \\ P_{\delta n2} &= k_{yn2}\phi_n; \quad P_{\delta n1} = k_{yn1}\phi_n, \end{aligned} \quad (3)$$

где: ϕ_k, ϕ_n углы увода задних ведущих и передних управляемых колес, которые определяются по формулам [4]

$$\phi_k = \frac{\dot{Y} - a_{cm}\dot{\varphi}}{\dot{X}}; \quad \phi_n = \frac{\dot{Y} + (L - a_{cm})\dot{\varphi}}{\dot{X}} - \alpha, \quad (4)$$

где: Y' - проекция скорости машины на ось OY ;

X' - проекция скорости машины на ось OX ;

$\dot{\varphi}$ - угловая скорость поворота продольной оси машины относительно центра масс;

α - средний угол поворота управляемых колес.

Коэффициенты сопротивления боковому уводу находятся по формулам, приведенным в работе [3]:

$$k_y = 60 \left[1,7 \frac{h}{D} - 12,7 \left(\frac{h}{D} \right)^2 \right] P_\theta b^2, \text{ для } \frac{h}{D} \leq 0,088;$$

$$k_y = 60 \left[0,095 \frac{h}{D} - 0,49 \left(\frac{h}{D} \right)^2 \right] P_\theta b^2 \text{ для } \frac{h}{D} > 0,088.$$

$$\frac{h}{D} = 0,42 \frac{Z_i}{P_\theta D^2} \sqrt{\frac{D}{b}}$$

где: Z_i - вертикальная нагрузка, приходящаяся на i -тое колесо

P_θ - давление воздуха в шине; D - наружный диаметр колеса в свободном состоянии; b - ширина профиля шины; h - глубина колеи.

Вертикальная нагрузка, приходящаяся на колеса машины, определяется из условия равновесия и составляет для передних управляемых колес:

$$Z_{n2} = \frac{G_n \cos \lambda \left(\frac{B_n}{2} + b_{\text{цм}} \right) - G_n \sin \lambda \cdot h_{\text{цм}}}{B_n},$$

$$Z_{n1} = \frac{G_n \cos \lambda \left(\frac{B_n}{2} - b_{\text{цм}} \right) + G_n \sin \lambda \cdot h_{\text{цм}}}{B_n}, \quad (5)$$

Для задних колес:

$$Z_{k2} = \frac{G_k \cos \lambda \left(\frac{B_k}{2} + b_{\text{цм}} \right) - G_k \sin \lambda \cdot h_{\text{цм}}}{B_k},$$

$$Z_{k1} = \frac{G_k \cos \lambda \left(\frac{B_k}{2} - b_{\text{цм}} \right) + G_k \sin \lambda \cdot h_{\text{цм}}}{B_k}, \quad (6)$$

B_n - ширина колеи передних управляемых колес;

B_k - ширина колеи задних ведущих колес;

$b_{\text{цм}}$ - расстояние от продольной плоскости симметрии машины до ее центра масс;

$h_{\text{цм}}$ - высота расположения центра масс машины.

Обозначим:

$$\lambda \approx \sin \left(\varphi + \frac{\pi}{2} \right) \sin \beta, \quad (7)$$

где β - угол наклона опорной поверхности;

G_n - доля веса машины, приходящаяся на передний управляемый мост;

G_k - доля веса, приходящаяся на задний ведущий мост.

$$G_n = \frac{Ga_{\text{цм}} \cos \lambda_0 - Gh_{\text{цм}} \sin \lambda_0 - G_p a_p}{L}, \quad (8)$$

$$G_k = \frac{G(L - a_{\text{цм}}) \cos \lambda_0 + Gh_{\text{цм}} - G_p a_p}{L}, \quad (9)$$

где G_p - усилие, необходимое для заглубления рабочих органов;

a_p - расстояние от задней оси машины до оси вращения рабочих органов.

Обозначим:

$$\lambda_0 \approx \sin \varphi \sin \beta, \quad (10)$$

Сила тяги ведущих колес определяется без учета потерь на буксование и при допущении, что сила тяги каждого колеса пропорциональна весу, приходящемуся на это колесо, т.е. по сцеплению.

Для передних колес:

$$P_{n1} = \frac{N_b Z_{n1}}{\dot{X} (G_k + G_n)}; \quad P_{n2} = \frac{N_b Z_{n2}}{\dot{X} (G_k + G_n)}, \quad (11)$$

Для задних колес:

$$P_{k1} = \frac{N_b Z_{k1}}{\dot{X} (G_k + G_n)}; \quad P_{k2} = \frac{N_b Z_{k2}}{\dot{X} (G_k + G_n)}, \quad (12)$$

где N_b - мощность, затрачиваемая на приводы ведущих колес.

$$N_b = N_\gamma - 2P_p \dot{X}; \quad N_\gamma = \frac{N_n}{A} \eta_{\text{тр}}, \quad (13)$$

где N_γ и N_n - эффективная и номинальная мощность двигателя;

A - коэффициент, характеризующий затраты мощности, идущей на управление машиной;

$\eta_{\text{тр}}$ - КПД трансмиссии приводов на передний и задний ведущие мосты, а также на технологическое оборудование;

P_p - дополнительное тяговое усилие, создаваемое активными копачами [6].

$$P_p = \frac{G_p f_c \cos \gamma}{2 \sin \delta}$$

где f_c - коэффициент трения скольжения стали по грунту;

δ, γ - углы развала рабочих органов в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Обозначим f'_c приведенный коэффициент трения

$$f'_c = \frac{f_c \cos \gamma}{2 \sin \delta}.$$

Тогда:

$$P_p = G_p f'_c, \quad (14).$$

Уменьшение потерь на буксование при использовании ОГП ведущих колес переднего и заднего мостов в процессе уборки приведено [7].

Сила сопротивления перекачиванию колес [3] определяется по формулам:

$$\begin{aligned} P_{fn1} &= Z_{n1} f; & P_{fn2} &= Z_{n2} f; \\ P_{fk1} &= Z_{k1} f; & P_{fk2} &= Z_{k2} f, \end{aligned} \quad (15),$$

где f - коэффициент сопротивления перекачиванию.

Сила сопротивления движению рабочих органов определяется по формуле [6]:

$$P_c = S \dot{X} \quad (16),$$

где S - коэффициент пропорциональности.

Поперечная боковая сила Y_p , возникающая на выкапывающих рабочих органах, определяется уменьшением реакции опорной поверхности на активных копаках при подаче на них крутящего момента и определяется по формуле:

$$Y_p = - \frac{(m-n)P_p \operatorname{tg} \gamma}{m+n}, \quad (17),$$

где m и n - количество выкапывающих рабочих органов с «правым» и «левым» активными копаками соответственно.

Момент сопротивления повороту выкапывающих рабочих органов определяется разностью линейных скоростей на «забегающей» и отстающей» стороне выкапывающей рамки [6]:

$$\begin{aligned} M_{po} &= K_{po} S \dot{\phi}; \\ K_{po} &= \frac{B_n}{B_{po}}; \end{aligned} \quad (18),$$

B_{po} - ширина захвата рабочих органов.

Сила сопротивлению повороту выкапывающей рамки T_p пропорциональна суммарной боковой скорости машины:

$$T_p = S_1 [\dot{Y} + \dot{\phi}(a_p - a_{um})] \quad (19),$$

где S_1 - коэффициент пропорциональности.

Сделав допущение что коэффициенты S и S_1 соотносятся между собой, как площади проекций

зоны контакта выкапывающих рабочих органов с грунтом на плоскости, параллельно осям OY и OX , получим:

$$\frac{6S_1}{S} = \frac{6F_{ox}}{F_{oy}} = \operatorname{ctg} \gamma$$

Моменты сопротивления повороту дифференциалов ведущих мостов приведены в [2]. Для переднего моста:

$$M_{an} = 0,5B_n \frac{K_{an} - 1}{K_{an} + 1} (P_{n1} + P_{n2} - P_{fn1} - P_{fn2}), \quad (20).$$

Для заднего моста:

$$M_{ak} = 0,5B_k \frac{K_{ak} - 1}{K_{ak} + 1} (P_{k1} + P_{k2} - P_{fk1} - P_{fk2}), \quad (21),$$

где K_{an} и K_{ak} - коэффициенты блокировки дифференциала переднего и заднего мостов.

Момент сопротивления повороту колеса в общем виде имеет вид:

$$M_c = M_k + M_n + M_y, \quad (22)$$

где M_k и M_n - моменты сопротивлению повороту колеса от кинематического и силового увода [3];

M_ϕ - момент сопротивления повороту колеса от углового перемещения отпечатков колес относительно поверхности грунта и силы реакции, действующих на боковину колеса, когда они идут в колее [3].

Скатывающая сила K , возникающая при движении машины поперек склона, находится из выражения:

$$K = G \sin \beta,$$

где G - вес машины;

β - угол склона.

Закон управления угла поворота передних колес задается по закону, направленному на устранение увода машины при работе технологического оборудования в процессе уборки сахарной свеклы [8]

Для выбора зоны изменения угла управления поворотом передних колес при исследовании управляемости и устойчивости движения макета свеклоуборочного комбайна использовались результаты, приведенные в [9] и направленные на изменение параметра регулирования насосов ОГП левого и правого бортов.

Траектория увода корнеуборочной машины при отсутствии управляющих воздействий по результатам расчетов приведена на рис. 2.

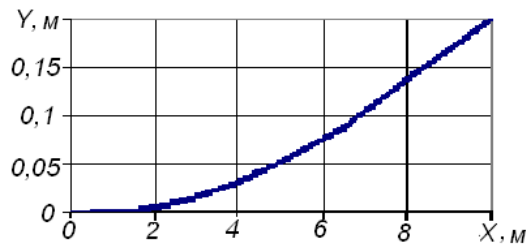


Рис.2. Траектория увода свеклоуборочной машины

Анализ теоретических расчетов показал хорошую сходимость полученных данных с результатами экспериментальных исследований [10].

Список литературы

1. Литвинов А.С. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. – М.: Машиностроение, 1989. – 240с.
2. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1970. – 176с.
3. Гуськов В.В. Тракторы. Часть 2. Теория. Минск: Вышэйшая школа. 1977. – 377 с.
4. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля. М., «Машиностроение», 1975. – 216 с.
5. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств. Пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1982. – 284с.
6. Рябой А.В. Определение тягового сопротивления перемещению рабочих органов корнеуборочных машин // Сб. научн. тр. всесоюз. ин-т с.-х. машиностроения. – М.: ВИСХОМ, 1983, С146-150.
7. Мандрыка В.Р. Оценка тягово-сцепных свойств машины с объемными гидроприводами ведущего и управляемого мостов // «Вестник Харьковского государственного политехнического университета». Новые решения в современных технологиях. № 78. – Харьков, 2000, С. 23-24.
8. Мандрыка В.Р. Исследование динамики управления системы «человек-оператор – машина с объемным гидроприводом» / В.Р. Мандрыка, А.В. Мандрыка // Вестник НТУ «ХПИ». Сборник научных трудов. Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2010. – №1, С.55-60.
9. Мандрыка В.Р. К вопросу поворота колесного транспортного средства с независимыми объемными гидроприводами ведущих колес / В.Р. Мандрыка, А.В. Мандрыка, А.Д.Галуцких // Вестник

- НТУ «ХПИ». Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2004. – №2. С.16-21.
10. Мандрыка В.Р. Экспериментальное исследование корнеуборочной машины при выполнении технологической операции // Збірник наукових праць Національного аграрного університету «Механізація сільськогосподарського виробництва». Том 5. «Сучасні проблеми механізації сільського господарства». – Київ: НАУ, 1999, С.72-75.

References (transliterated)

1. Litvinov A.S. Avtomobil. Teoriya ekspluatatsionnykh svoystv. – M.: Mashinostroenie, 1989. – 240s.
2. Farobin Ya.E. Teoriya povorota transportnykh mashin. – M.: Mashinostroenie, 1970. – 176s.
3. Guskov V.V. Traktoryi. Chast 2. Teoriya. Minsk: Vyisheyschaya schkola. 1977. – 377 s.
4. Ellis D.R. Upravlyaemost avtomobilya. M., «Mashinostroenie», 1975. – 216 s.
5. Vong Dzh. Teoriya nazemnykh transportnykh sredstv. Per. s angl. – M.: Mashinostroenie, 1982. – 284s.
6. Ryaboy A.V. Opredelenie tyagovogo soprotivleniya peremescheniyu rabochikh organov korneuborochnykh mashin // Sb. nauchn. tr. vsesoyuzn. in-t s.-h. mashinostroeniya. – M.: VISHOM, 1983, S146-150.
7. Mandryka V.R. Otsenka tyagovo-stsepnnykh svoystv mashiny s ob'emnymi gidroprivodami vedushchego i upravlyаемого mostov // «Vestnik Harkovskogo gosudarstvennogo politehnicheskogo universiteta». Tematicheskyy vyipusk «Novyye resheniya v sovremennykh tekhnologiyah». # 78. – Harkov, 2000, S. 23-24.
8. Mandryka V.R. Issledovanie dinamiki upravleniya sistemy «chelovek-operator – mashina s ob'emnym gidroprivodom» / V.R. Mandryka, A.V. Mandryka // Vestnik NTU «HPI». Sbornik nauchnykh trudov. Tematicheskyy vyipusk «Avtomobile- i traktorostroenie». – Harkov: NTU «HPI», 2010. – #1, S. 55-60.
9. Mandryka V.R. K voprosu povorota kolesnogo transportnogo sredstva s nezavisimymi ob'emnymi gidroprivodami vedushchikh koles / V.R. Mandryka, A.V. Mandryka, A.D. Galutskikh // Vestnik NTU «HPI». Tematicheskyy vyipusk «Avtomobile- i traktorostroenie». – Harkov: NTU «HPI», 2004. – #2. S.16-21.
10. Mandryka V.R. Eksperimentalnoe issledovanie korneuborochnoy mashiny pri vyipolnenii tekhnologicheskoy operatsii // Zbirk naukovykh prats Natsionalnogo agrarnogo univrsitetu «Mehanizatsiya silskogospodarskogo virobnytstva». Tom 5. «Suchasni problemi mehanizatsiyi silskogo gospodarstva». – Kyiv: NAU, 1999, S.72-75.

Надійшла 14.02.18р (received)

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Математична модель руху коренезбиральної машини з об'ємними гідроприводами провідного і керованого мостів / В.Р.Мандрыка, В.М.Краснокутський // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2017. – № 13 (1235) – С. 26 – 31. – Бібліогр: 10 назв. – ISSN 2079-0066.

Математическая модель движения корнеуборочной машины с объемными гидроприводами ведущего и управляемого мостов / В.Р.Мандрыка, В.Н.Краснокутский, // Вестник Национального технического университета «ХПИ». Серія: Автомобиле- и тракторостроение. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2017. – № 13 (1235). – С. 26 – 31. – Библиогр: 10 названий. – ISSN 2079 0066.

A mathematical model of the movement of a root harvesting machine with three-dimensional hydraulic drives of a leading and controlled bridges / V.R.Mandryka, V.N.Krasnokutsky, // The bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Automobile and tractor construction. – Kharkov: NTU "KhPI", 2017. – № 13 (1235). – p. 26 – 31. – Bibliographer: 10 titles - ISSN 2079 0066.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Мандрыка Володимир Ростиславович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри автомобіле- та тракторобудування, тел.: (057) 707 – 60 – 66; e-mail: vladmandryka@mail.ru

Мандрыка Владимир Ростиславович – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры автомобиле- и тракторостроения, тел.: (057) 707 – 60 – 66; e-mail: vladmandryka@mail.ru

Mandryka Vladimir Rostislavovich– Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor at the Department of Car and Tractor Industry, tel.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: vladmandryka@mail.ru

Краснокутський Володимир Миколайович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування, тел.: (057) 707 – 64 – 64, e-mail: ntu.kpi.at@gmail.com.

Краснокутский Владимир Николаевич – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры автомобиле- и тракторостроения, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: ntu.kpi.at@gmail.com.

Krasnokutskiy Vladimir – candidate of engineerings sciences, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associated Professor at the Department of Car and Tractor Industry, tel.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: ntu.kpi.at@gmail.com

А.Б. БОГАЕВСКИЙ, А.Н. БОРИСЕНКО, Н.Е. СЕРГИЕНКО, А. В. КОСАРЕВ

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА РЕГУЛИРОВАНИЯ МОМЕНТА НАЧАЛА ВПРЫСКА ТОПЛИВА В ТРАНСПОРТНОМ ДИЗЕЛЕ

Виконано технічне обґрунтування способу модернізації системи управління подачею палива в потужного транспортного дизель – генератора в умовах експлуатації. Основа способу – доопрацювання штатного механічного паливного насоса високого тиску регулюючим клапаном, який управляється електромагнітом. З'являється можливість обмеженого управління моментом початку подачі палива в залежності від частоти обертання і навантаження. Регулювання здійснюється в межах прямого ходу приводного кулачка розподільчого валу за сигналом від датчика верхньої мертвої точки. Витрати на впровадження зведені до мінімуму, очікувана економія палива в експлуатації складе до 10 %.

Ключові слова: регулюючий клапан, управляючий електромагніт, момент початку подачі палива, потужний транспортний дизель – генератор, паливний насос високого тиску, система управління подачею палива.

Выполнено техническое обоснование способа модернизации системы управления подачей топлива в мощном транспортном дизель-генераторе в условиях эксплуатации. Основа способа – доработка штатного механического топливного насоса высокого давления регулирующим клапаном, который управляется электромагнитом. Появляется возможность ограниченного управления моментом начала подачи топлива в зависимости от частоты вращения и нагрузки. Регулирование осуществляется в пределах прямого хода приводного кулачка распределительного вала по сигналу от датчика верхней мертвой точки. Предполагаемые затраты сведены к минимуму, ожидаемая экономия топлива в эксплуатации составит до 10 %.

Ключевые слова: регулирующий клапан, управляющий электромагнит, момент начала подачи топлива, мощный транспортный дизель-генератор, топливный насос высокого давления, система управления подачей топлива.

The technical justification of the way of modernization of the control system Fuel supply in a powerful transport diesel- generator under operating conditions. The basis of the method is the completion of a regular high-pressure mechanical fuel pump with a control valve, which is controlled by an electromagnet. There is the possibility of limited control of the timing of the start of fuel delivery, depending on the speed and load. The adjustment is carried out within the forward travel of the camshaft by the signal from the top dead center sensor. The expected costs are minimized, the expected fuel economy in operation will be up to 10%.

Key words: regulating valve, control electromagnet, starting point of fuel supply, powerful transport diesel generator, high-pressure fuel pump, fuel supply control system.

Введение. Развитие транспортного дизелестроения все в большей степени определяется постоянно ужесточаемыми законодательными нормами на дымность, токсичность отработавших газов, уровень шумности, требованиями максимальной экономии топлива [1, 2 и др.] и эффективности использования его энергии [3]. При этом повсеместно отмечается ухудшение качественных показателей дизельного топлива за счет расширения его фракционного состава и стремления фирм производителей повысить выход топлива из нефти, что создает дополнительные трудности [4]. Поэтому экономические и энергетические показатели дизелей, надежность, шумность работы и токсичность в значительной мере зависят от их топливных систем высокого давления [4, 5].

Анализ исследований и публикаций. Одним из направлений улучшения показателей транспортных дизелей является совершенствование процесса управления подачей топлива [6 - 11]. Совершенствование процесса управления подачей топлива должно осуществляться с учетом ряда требований, а именно:

- увеличение давлений впрыскивания для повышения тонкости распыливания топлива и обеспечения оптимальной продолжительности впрыскивания;

- оптимизация характеристики впрыскивания (закона подачи топлива) в направлении обеспечения плавного начала впрыскивания и резкого окончания

для снижения уровня шума;

- обеспечение оптимальной подачи топлива и момента начала впрыска на пусковых режимах и регулирование момента начала впрыскивания в функции нагрузки и частоты вращения [12];

- корректирование процесса топливоподачи в зависимости от изменения внешних условий и режима работы;

- повышение точности дозирования топлива;

- обеспечение стабильности параметров топливоподачи в условиях эксплуатации [5].

Реализация мероприятий в этом направлении в значительной степени определяется возможностями совершенствования конструкции и параметров отдельных элементов дизельной топливной аппаратуры и регулятора частоты вращения. Одним из таких мероприятий, продемонстрировавшим высокую эффективность и надежность в эксплуатации, является электронный регулятор типа СУДМ-01 отечественного производства, который был изготовлен серией в 100 комплектов и установлен на различные тепловозные дизели (5Д49 тепловозов 2ТЭ116 и ТЭП70; 10Д100 тепловозов 2ТЭ10; К6С310DR тепловозов ЧМЭ 3). Эффективность электронного регулятора во многом обеспечивает многофункциональное программное обеспечение с оптимальными алгоритмами, за счет использования которого повышается эффективность работы тепловозного дизеля на всех рабочих режимах в эксплуатации.

Таким образом, введение возможности

регулирования момента начала впрыскивания (пусть даже в ограниченном диапазоне) позволит ощутимо повысить экономичность эксплуатации транспортного дизеля автомобиля, трактора, тепловоза, что при нынешних ценах на топливо является актуальной задачей.

Цель и постановка задачи исследования – обоснование подхода к модернизации системы управления подачей топлива мощного транспортного дизеля, находящегося в эксплуатации, с минимальными затратами.

Основная часть работы. Для каждого режима работы двигателя должен быть угол опережения впрыска топлива, оптимальный для данной угловой скорости и данной нагрузки, и обеспечивающий при прочих равных условиях получение минимума удельного эффективного расхода топлива $g_{e\ min}$. Однако выбор угла опережения впрыска не может определяться только одним условием – получением минимального расхода топлива.

Изменение угла опережения впрыска приводит к изменению не только эффективной мощности N_e и удельного эффективного расхода топлива g_e , но и максимального значения индикаторного давления p_z , скорости нарастания давления в цилиндре двигателя, т. е. жесткости его работы, и целого ряда других факторов, ограничивающих возможности выбора. Значения угла опережения впрыска экспериментально подбирают с учетом всех перечисленных выше (и возможных других) факторов.

Для транспортных дизелей, работающих в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов, выбор угла опережения впрыска оказывается достаточно сложной задачей, так как оптимальное значение угла опережения впрыска зависит не только от нагрузки и угловой скорости коленчатого вала, но и от типа камеры сгорания, сорта и качества топлива.

В то же время перспективным для модернизации управления подачей топлива, к примеру тепловозных дизелей, представляется использование идеи построения системы, получившей название система PPN (насос-трубопровод-форсунка от англ. pump-pipe-nozzle). Система PPN разрабатывалась с целью увеличения давлений впрыскивания для повышения тонкости распыливания. Предполагается, что дизель с этой системой имеет отдельное устройство по регулированию угла опережения впрыска.

По сравнению с общепринятой системой подачи топлива, использующей отдельные насосы, управление количеством топлива через управляющую рейку и винтовой паз было заменено управляемым электромагнитом, который практически может

определять начало и конец фазы подачи [6]. Управляемый электромагнитом клапан конструктивно расположен между форсункой и топливным насосом высокого давления (ТНВД). Плунжер насоса имеет форму правильного цилиндра без винтового паза для рейки. Положение отсечных кромок плунжера относительно наполнительных и отсечных отверстий втулки плунжера в рассматриваемой конструкции не регулируется. Параметром включения электромагнита клапана является давление топлива, которое определяется кулачковым валом. Выключение электромагнита клапана осуществляется через время, которое вычисляется системой автоматического регулирования частоты вращения. Таким образом, обеспечивается изменение цикловой подачи и регулирование частоты вращения.

При прохождении тока управляемый электромагнит после достижения необходимого давления открывает клапан и топливо из пространства над плунжером подается на форсунку через топливопровод высокого давления (ТВД). При отсутствии тока в электромагните клапан перекрывает путь топливу к форсунке, определяя таким образом количество подаваемого топлива. Кроме того, предъявляются определенные требования к форме кулачков распределительного вала.

Принцип работы такой системы иллюстрируется рисунком 1.

Модернизация такой системой мощных транспортных дизелей в условиях эксплуатации требует создавать принципиально новые ТНВД, новый приводной кулачковый вал и соответственно проводить длительные опытно-конструкторские работы и многочисленные испытания (о чем упоминалось выше).

В то же время необходимо отметить, что система типа PPN допускает ограниченное регулирование момента начала впрыска топлива в пределах прямого хода приводного кулачка распределительного вала. Распределительный вал механически связан с коленчатым валом дизеля, а значит каждый приводной кулачок ТНВД имеет фиксированный геометрический угол по отношению к верхней мертвой точке (ВМТ) соответствующего цилиндра. В случае использования для модернизации идеи работы системы типа PPN, данный угол может с помощью электрического управления клапаном уменьшаться в зависимости от частоты вращения и величины нагрузки. Для электрического управления необходимо установить на модернизируемом дизеле датчик ВМТ. Регулирование момента начала впрыска в пределах прямого хода приводного кулачка необходимо производить по сигналу с датчика ВМТ.

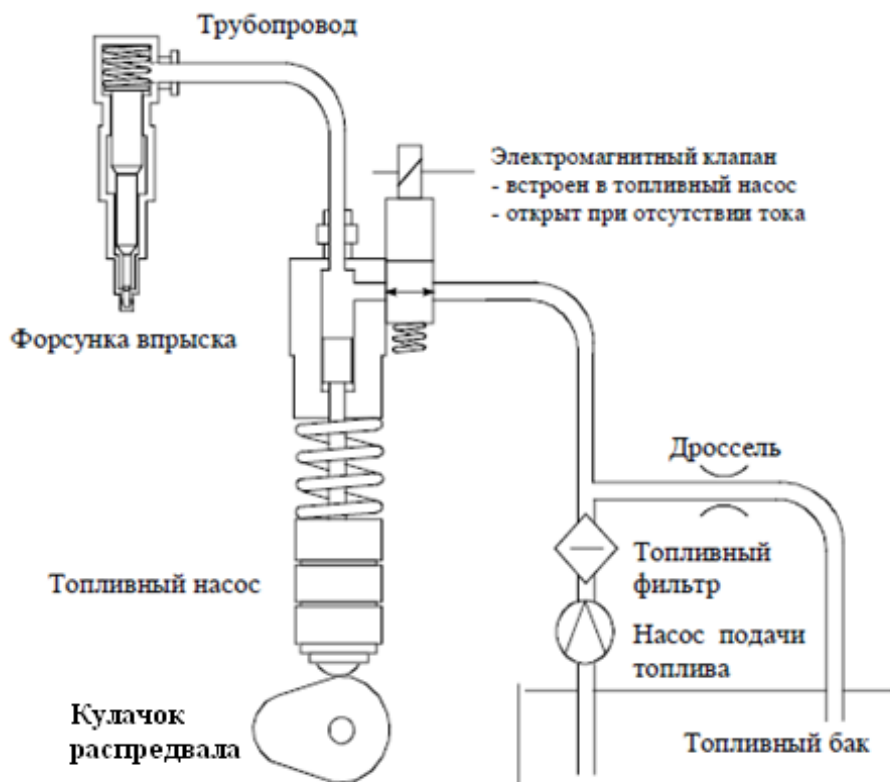


Рис. 1. Принцип работы системы PPN

Модернизировать в этом случае необходимо лишь верхнюю часть корпуса ТНВД, в которую встраивается клапан, управляемый электромагнитом. Конструкция форсунки, плунжера, ТВД остаются без изменений, что немаловажно при серийном внедрении предлагаемого мероприятия. Для обеспечения максимального диапазона регулирования подачи топлива и момента начала впрыска необходимо управляющую рейку установить в положение максимальной подачи топлива.

Это устройство является модернизированным вариантом технического решения, предложенного в [7], где показано, что в установившемся скоростном режиме работы двигателя фаза впрыскивания топлива определяется в виде

$$\theta = \left(t_u + \frac{K_p M_n K_v}{K_U} \right) \omega, \quad (1)$$

где t_u – длительность импульса задержки после захода поршня в ВМТ;

M_n – момент нагрузки дизеля;

K_p – коэффициент пропорциональности между длительностью импульса топливоподачи и моментом нагрузки;

K_U – коэффициент преобразования напряжения в высокую тактовую частоту;

K_v – коэффициент преобразования тактовой частоты следования импульсов в напряжение;

ω – угловая скорость коленчатого вала

двигателя.

График формирования фазы топливоподачи показан на рисунке 2.

Исследуем теперь процесс формирования фазы топливоподачи в переходных скоростных режимах работы дизель-генератора, когда его коленчатый вал вращается с угловым ускорением ε . В этом случае оказывается, что время движения поршня из ВМТ в нижнюю мертвую точку (НМТ) отличается от времени его движения в обратную сторону (из НМТ в ВМТ) и тогда

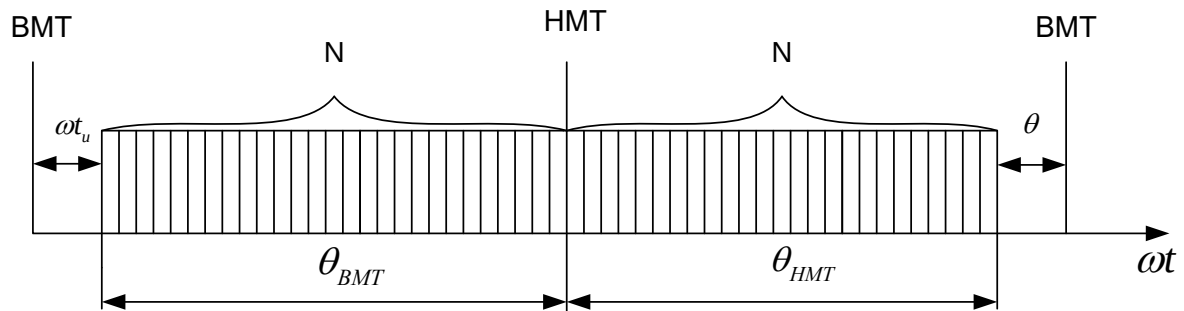


Рис. 2 – График формирования фазы топливоподачи

$$\theta = \pi - \theta_{HMT} = \pi - \left[\frac{(\omega_0 + \omega_{HMT}) \left(\frac{\omega_{HMT} - \omega_0}{\varepsilon} - t_H \right) - \frac{2K_p M_H K_v \omega_0}{K_U}}{\omega_{HMT} + \omega_{BMT}} \right] \times \left\{ \omega_{HMT} + \frac{\varepsilon}{2} \left[\frac{(\omega_0 + \omega_{HMT}) \left(\frac{\omega_{HMT} - \omega_0}{\varepsilon} - t_H \right) - \frac{2K_p M_H K_v \omega_0}{K_U}}{\omega_{HMT} + \omega_{BMT}} \right] \right\}, \quad (2)$$

где ω_0 ; ω_{BMT} – угловая скорость вала при заходе поршня в ВМТ в начале и в конце данного оборота;

ω_{HMT} – угловая скорость при заходе поршня в НМТ. Из (1) и (2) видно, что при прочих равных условиях фазы топливоподачи в установившихся и переходных скоростных режимах разные и это свидетельствует о наличии методической погрешности формирования этой фазы, которая равна:

$$\delta_1 = \frac{\pi - S_1 \left(\omega_{HMT} + \frac{\varepsilon}{2} S_1 \right)}{\omega_{BMT} \left(t_H + \frac{K_p M_H K_v}{K_U} \right)} - 1 \quad (3)$$

где

$$S_1 = (\omega_0 + \omega_{HMT}) \left(\frac{\omega_{HMT} - \omega_0}{\varepsilon} - t_H \right) - \frac{2K_p M_H K_v \omega_0}{K_U},$$

$$\omega_{BMT} = \sqrt{\omega_0^2 + 4\varepsilon\pi}.$$

Следовательно, методическая погрешность является функцией многих параметров $\delta = f(\omega_0, \varepsilon, t_H, K_p, M_H, K_v, K_U)$. В качестве примера для конкретного режима ее график показан на рис. 3.

Представленные графики получены для дизель-генератора 5Д49 с номинальной мощностью 2200

кВт и частотой вращения 1000 об/мин и показывают, что при положительном угловом ускорении вала относительная погрешность отрицательна, в таких режимах работы время движения из НМТ в ВМТ меньше, чем из ВМТ в НМТ.

Экспериментальный образец усовершенствованной системы с доработанным механическим ТНВД и микроконтроллерным управлением прошел испытания на стенде ГП «Завод им. В.А. Малышева» для одноцилиндровой секции мощного дизель-генератора железнодорожного назначения. Испытания продемонстрировали способность системы регулировать момент начала подачи топлива в функции нагрузки и частоты вращения в пределах прямого хода приводного кулачка.

Разработанные конструктивные элементы для доработки корпусных деталей ТНВД управляющего электромагнита позволяют выполнять все работы на мощностях украинских предприятий (в частности харьковских), что существенно повлияет на итоговую цену системы в случае ее внедрения в эксплуатацию. Модернизацию дизеля предлагаемой системой можно будет выполнить в период какого-нибудь текущего планового ремонта, т.е. не выводя дизель (а соответственно и транспортное средство) из эксплуатации. По предварительным оценкам экономическая эффективность от экономии топлива составит до 10 %. Для сравнения – экономическая эффективность от внедрения электронного регулятора составляет 5÷6 % [8].

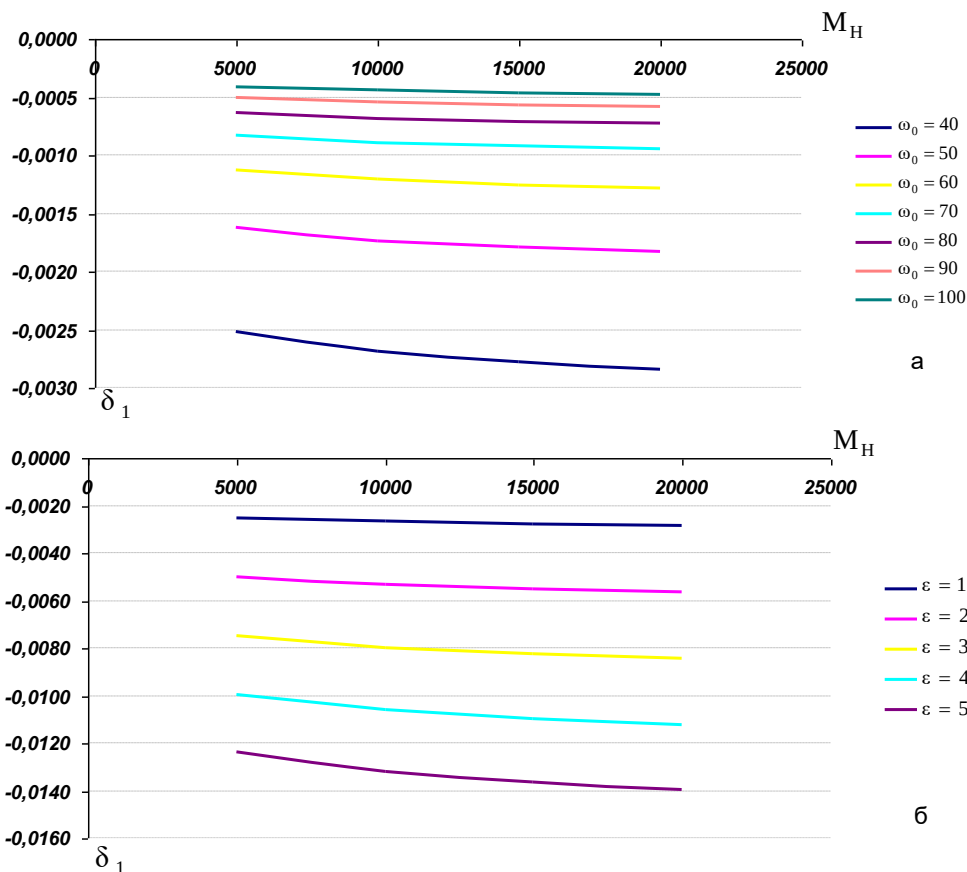


Рис. 3 – Зависимость относительной методической погрешности линейного преобразования режимных параметров в фазу топливоподачи в функции момента нагрузки (случай «А»);
а – при различных начальных угловых скоростях коленчатого вала ДГ;
б – при различных угловых ускорениях коленчатого вала ДГ

Выводы.

Таким образом, предложен перспективный подход к усовершенствованию системы управления подачей топлива мощного дизель – генератора транспортного назначения. Особенностью предлагаемых решений является возможность внедрения их без вывода дизеля из эксплуатации, минимальные доработки отдельных элементов существующей топливной системы и существенная ожидаемая эксплуатационная экономия топлива.

Эффективность использования предложенных технических средств целесообразно проверить на тракторах и автомобилях в реальных условиях эксплуатации.

Список литературы

1. *Богаевский А.Б.* Теоретическая оценка повышения топливной экономичности тепловозных дизель-генераторов за счет внедрения электронных средств управления / *А.Б. Богаевский, А.Н. Борисенко* // Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту. – Харків: УкрДАЗТ, 2012. – Вип. 132. – С. 47 – 51.
2. *Богаевський О.Б.* Показники оцінки ефективності енергозбереження тепловозного дизель – генератора / *О.Б. Богаевський, А.М. Борисенко* // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. - № 2. – С. 125 - 128.
3. *Сергиенко А.Н.* Анализ работ по повышению эффективности использования энергии автомобиля / *Сергиенко А.Н., Самородов В.Б., Сергиенко Н.Е.* // Вестник НТУ „ХПИ”. Сборник научных трудов. Тематический выпуск „Транспортное машиностроение”. – 2008. – №46. – С. 126-132
4. *Казачков Р.В.* Проектирование топливных систем высокого давления: учебное пособие. - Харьков: ХГПУ, 1994. - 308 с.
5. *Горбаченко В.К., Курманов В.В., Мазинг М.В.* Электронные системы управления подачей топлива в дизелях: обзорная информация. - М.: ЦНИИТЭИавтопром, 1989. – 52 с.
6. Система управления для систем электронно-управляемой подачи топлива PPN – PNU – CR. Версия MVC 01 – 10/20: руководство MV 99 002-rus / 04-03. - HEINZMANN GmbH, Schönaau (Schwarzwald) Germany, 2003. – 55 с.
7. *Борисенко А.Н.* Теория и практика компьютеризованных информационно-измерительных систем для управления и диагностики дизель-генераторов: Автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук/ИЭД. – Киев, 2010. – 31 с.
8. *Богаевский А.Б.* Оценка возможности снижения расхода топлива дизель – генератора маневрового тепловоза за счет совершенствования управления/ *А.Б. Богаевский, А.Н. Борисенко, М.С. Войтенко* // Двигатели внутреннего сгорания. – 2013. - № 1. – С. 105 - 109.
9. *Богаевский А.Б.* Исследование влияния технических средств управления на повышение эксплуатационной экономичности маневрового тепловоза / *А.Б.Богаевский, А.В. Осичев, М.С. Войтенко* // Вісник СНУ ім. В.Даля. Луганськ: СНУ ім. В.Даля. – 2013. – № 18(207), ч.2. – с. 177 – 182

10. *Борисенко А.Н.* Оценка точности воспроизведения квазиоптимального закона управления автономной дизель-электрической станцией / *А.Н. Борисенко, В.И. Ревуцкий* // Вісник національного технічного університету "ХПІ" Збірник наукових праць. Тематичний випуск «Енергетика: надійність та енергоефективність» НТУ "ХПІ", Харків. – 2012. №23. – С. 29-36.
11. *Борисенко А.Н.* Повышение энергоэффективности автономной электростанции за счет оптимизации управления дизель-генератора / *А.Н. Борисенко, Е.Е. Светличная* // «Энергосбережение, энергетика, энергоаудит», Харків, 2012. №6. С. 65-72.
12. *Борисенко А.Н.* Синтез обобщенной структуры и математических моделей преобразователей режимных параметров дизель-энергетической установки с наддувом и дополнительным воздушным снабжением. / *А.Н. Борисенко, В.И. Ревуцкий* // Вісник національного технічного університету "ХПІ" Збірник наукових праць. Тематичний випуск «Енергетика та перетворююча техніка» НТУ "ХПІ", Харків. – 2012. №41. – С. 74-80.

References (transliterated)

1. *Bogayevskiy A.B.* Teoreticheskaya otsenka povysheniya toplivnoy ekonomichnosti teplovoykh dizel'-generatorov za schet vnedreniya elektronnykh sredstv upravleniya / *A.B. Bogayevskiy, A.N. Borisenko* // Zbimik naukovikh prats' Ukraïns'koi derzhavnoi akademii zaliznichnogo transportu. – Kharkiv: UkrDAZT, 2012. – Vip. 132. – S. 47 – 51.
2. *Bogaëvs'kiy O.B.* Pokazniki otsinki yefektivnosti yenergozberezhenniya teplovoykh dizel' – generatora / *O.B. Bogaëvs'kiy, A.M. Borisenko* // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 2012. – № 2. – S. 125 - 128.
3. *Sergienko A.N.* Analiz rabot po povysheniyu effektivnosti ispol'zovaniya energii avtomobilya / *Sergienko A.N., Samorodov V.B., Sergienko N.Ye.* // Vestnik NTU „KHPİ”. Sbornik nauchnykh trudov. Tematicheskii vypusk „Transportnoye mashinostroyeniye”. – 2008. – №46. – S. 126-132
4. *Kazachkov R.V.* Proyektirovaniye toplivnykh sistem vysokogo davleniya: uchebnoye posobiye.- Khar'kov: KHGPU, 1994.- 308 s.
5. *Gorbachenko V.K., Kurmanov V.V., Mazing M.V.* Elektronnyye sistemy upravleniya podachey topliva v dizelyakh: obzornaya informatsiya. – M.: TSNIITEIavtoprom, 1989. – 52 s.
6. Sistema upravleniya dlya sistem elektronno-upravlyayemoy podachi topliva PPN – PNU – CR. Versiya MVC 01 – 10/20: rukovodstvo MV 99 002-rus / 04-03. – HEINZMANN GmbH, Schöna (Schwarzwald) Germany, 2003. – 55 s.
7. *Borisenko A.N.* Teoriya i praktika komp'yuterizovannykh informatsionno-izmeritel'nykh sistem dlya upravleniya i diagnostiki dizel'-generatorov: Avtoreferat dissertatsii na soiskaniye uchenoy stepeni doktora tekhnicheskikh nauk/IED. – Kiyev, 2010. – 31 s.
8. *Bogayevskiy A.B.* Otsenka vozmozhnosti snizheniya raskhoda topliva dizel' – generatora manevrovogo teplovoza za schet sovershenstvovaniya upravleniya/ *A.B. Bogayevskiy, A.N. Borisenko, M.S. Voytenko* // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 2013. – № 1. – S. 105 - 109.
9. *Bogayevskiy A.B.* Issledovaniye vliyaniya tekhnicheskikh sredstv upravleniya na povysheniye ekspluatatsionnoy ekonomichnosti manevrovogo teplovoza / *A.B. Bogayevskiy, A.V. Osichev, M.S. Voytenko* // Visnik SNU im. V.Dalya. Lugans'k: SNU im. V.Dalya. – 2013. – № 18(207), ch.2. – s. 177 – 182.
10. *Borisenko A.N.* Otsenka tochnosti vosproizvedeniya kvaziopitmal'nogo zakona upravleniya avtonomnoy dizel'-elektricheskoy stantsiyey./ *A.N. Borisenko, V.I. Revutskiy* // Visnik natsional'nogo tekhnichnogo universitetu "KHPİ" Zbimik naukovikh prats'. Tematichniy vipusk «Yenergetika: nadiynist' ta yenergoyefektivnist'» NTU "KHPİ", Kharkiv. – 2012. №23. –S. 29-36
11. *Borisenko A.N.* Povysheniye energoeffektivnosti avtonomnoy elektrostantsii za schet optimizatsii upravleniya dizel'-generatora./ *A.N. Borisenko, Ye.Ye .Svetlichnaya* // «Energoberezheniye, energetika, energoaudit», Kharkiv, 2012. №6. S. 65-72.
12. *Borisenko A.N.* Sintez obobshchennoy struktury i matematicheskikh modeley preobrazovateley rezhimnykh parametrov dizel'-energeticheskoy ustanovki s nadduvom i dopolnitel'nyy vozdukhosnabzheniyem./ *A.N. Borisenko, V.I. Revutskiy* // Visnik natsional'nogo tekhnichnogo universitetu "KHPİ" Zbimik naukovikh prats'. Tematichniy vipusk «Yenergetika ta peretvoryuyucha tekhnika» NTU "KHPİ", Kharkiv. – 2012. №41. –S. 74-80

Поступила (received) 22.12.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Перспективні технічні засоби регулювання моменту початку подачі палива в транспортном дизелі /О.Б. Богаєвський, А.М. Борисенко М. Є. Сергієнко, О. В. Косарєв // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- і тракторобудування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2017. – № 13 (1235). – С. 32 – 38. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0066.

Перспективные технические средства регулирования момента начала впрыска топлива в транспортном дизеле /А.Б. Богаевский, А.Н. Борисенко, Н. Е. Сергиенко, А. В. Косарев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- и тракторостроение. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 13 (1235). – С. 32–38. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0066.

Perspective technical means for regulating the timing of the injection of fuel in a transport diesel / A.B. Bogayevskiy, A.N. Borisenko, N.E. Sergienko, A.V. Kosarev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Car and tractor construction – Kharkov: NTU "KhPI", 2017. – No. 13 (1235). – P. 32–38. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2079-0066.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Богаєвський Олександр Борисович – доктор технічних наук, професор, Харківський Національний автомобільний університет, професор кафедри автомобільної електроніки; тел.: (057)716-14-66; e-mail: bogaevski.a@gmail.com.

Богаевский Александр Борисович – доктор технических наук, профессор, Харьковский Национальный автомобильный университет, профессор кафедры автомобильной электроники; тел.: (057)716-14-66; e-mail: bogaevski.a@gmail.com.

Bogayevskiy Alexandr Borisovich – Doktor of Technical Sciences, Kharkiv National Automobile and Highway University, professor Automobile Electronic Department, tel.: (057)714-16-66; e-mail: bogaevski.a@gmail.com.

Борисенко Анатолій Миколайович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Теоретичні основи електротехніки»; тел.: (057)707-69-61; e-mail: borisenkoge@gmail.com.

Борисенко Анатолий Николаевич – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры «Теоретические основы электротехники»; тел.: (057)707-69-61; e-mail: borisenkoge@gmail.com

Borisenko Anatoliy Mykolayovich - Doktor of Technical Sciences, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", professor of Technical Base of Electrotechnic Department, tel.: (057)707-69-61; e-mail: borisenkoge@gmail.com

Сергієнко Микола Єгорович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автомобіле- і тракторобудування»; тел.: (057) 707-60-66; e-mail: nesergienko@gmail.com.

Sergienko Nikolai Egorovich – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры «Автомобиле- и тракторостроения»; тел.: (057) 707-60-66; e-mail: nesergienko@gmail.com.

Sergienko Mykola Egorovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", professor of the Automobile and Tractor Construction Department, tel.: (057) 707-60-66; e-mail: nesergienko@gmail.com.

Косарев Александр Владиславович – аспірант кафедри «Автомобиле- и тракторостроения», Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри тактико-спеціальних дисциплін, підполковник, Військовий інститут танкових військ Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»; тел.: (057) 372-61-67; e-mail: vladlen.kosareff2010@yandex.ua.

Косарев Александр Владиславович – аспирант кафедры «Автомобиле- и тракторостроения», Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», старший преподаватель кафедры тактико-специальных дисциплин, подполковник, Военный институт танковых войск Национального технического университета «Харьковский политехнический институт»; тел.: (057) 372-61-67; e-mail: vladlen.kosareff2010@yandex.ua.

Kosarev Alexander Vladislavovich – graduate student of the Automobile and Tractor Construction Department, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", senior lecturer Department of tactical and special disciplines, lieutenant colonel, Military institute of tank troops National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute»; tel.: (057) 372-61-67; e-mail: vladlen.kosareff2010@yandex.ua.

В. П. ВОЛКОВ, І. В. ГРИЦУК, Ю. В. ГРИЦУК, Ю. В. ВОЛКОВ

АДАПТАЦІЯ ІНФОРМАЦІЙНОГО ПРОГРАМНОГО КОМПЛЕКСУ «IdenMonDiaOperCon «HNADU-16»» ДЛЯ СИСТЕМОЇ ВЗАЄМОДІЇ З ПІДКЛЮЧЕНИМИ І АВТОМАТИЗОВАНИМИ ТРАНСПОРТНИМИ ЗАСОБАМИ В УМОВАХ ITS

Розглядаються можливості застосування інформаційного програмного комплексу «IdenMonDiaOperCon «HNADU-16»» для класифікації умов експлуатації транспортних засобів в інформаційних умовах ITS. Наведено особливості використання інфраструктури автомобільних доріг та моніторингу транспортних засобів. Проаналізовано залежність основних класифікаційних ознак умов експлуатації в залежності від складових можливостей використання інформаційних умов ITS і можливостей використання властивостей підключених транспортних засобів.

Ключові слова: транспортний засіб, умови експлуатації, методика, моніторинг, інфраструктура автомобільної дороги, параметри технічного стану, автоматизовані транспортні засоби, підключені транспортні засоби

Рассматриваются возможности применения информационного программного комплекса «IdenMonDiaOperCon «HNADU-16»» для классификации условий эксплуатации транспортных средств в информационных условиях ITS. Приведены особенности использования инфраструктуры автомобильных дорог и мониторинга транспортных средств. Проанализирована зависимость основных классификационных признаков условий эксплуатации в зависимости от составляющих возможностей использования информационных условий ITS и возможностей использования свойств подключенных транспортных средств.

Ключевые слова: транспортное средство, условия эксплуатации, методика, мониторинг, инфраструктура автомобильной дороги, параметры технического состояния, автоматизированные транспортные средства, подключенные транспортные средства.

The possibilities of application of the information program complex IdenMonDiaOperCon «HNADU-16» for classification parameters of the vehicles in the information conditions of ITS are considered. The usage features of the infrastructure of highways and monitoring of the vehicles are given. The dependence of main classification criteria of the operating conditions depending upon the components of ITS usage possibilities of information conditions and possibilities of using the properties of the connected vehicles are analyzed.

Keywords: the vehicle operating conditions, the technique, the monitoring, the infrastructure of roads, the parameters of technical condition, automated vehicles, connected vehicles.

Вступ. Особливості суттєвої просторової протяжності, складності та розподіленості умов експлуатації транспортних засобів (ТЗ) та транспортної інфраструктури зі своїм різноманіттям і своєрідністю можуть вважатися об'єктом автоматизації сучасних інформаційних систем в умовах інтелектуальних транспортних систем (ITS).

Сучасні дороги і транспортні магістралі доповнилися новими групами ТЗ – підключеними (Connected Vehicles) і автоматизованими (Automated Vehicles) транспортними засобами [1]. Вони повинні бути адаптовані до сучасних умов експлуатації за допомогою засобів ITS. Крім цього, вони, як і традиційні ТЗ потребують своєчасних технічних планових впливів в частині проведення заходів технічного обслуговування і поточного ремонту (ТО і ПР).

Знання основ теорії експлуатації транспортних засобів є фундаментом при розробці прогресивних систем нормування і планування на транспорті за допомогою сучасних інформаційних систем [2]. Більшу частину завдань в процесах оперативного управління працездатності ТЗ, що вирішують технічні служби, мають інформаційну складову оцінювання. Така ситуація потребує створення інформаційних програмних комплексів (ІПК) моніторингу і експлуатації ТЗ в умовах експлуатації, що швидко змінюється у часі.

Аналіз останніх досліджень. В Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті розроблена єдина експлуатаційна класифікація умов роботи ТЗ [2, 3], що базується на офіційних документах. Для її реалізації в ХНАДУ

спільно з ХДМА розроблений ІПК «IdenMonDiaOperCon «HNADU-16»» для здійснення ідентифікації, моніторингу параметрів технічного стану, діагностування, ідентифікації умов експлуатації транспортних засобів в умовах ITS. Класифікація умов роботи ТЗ адаптована в розроблений ІПК та успішно використовується для експлуатаційних розрахунків та має пряме відношення до технічної експлуатації автомобілів, тому що дозволяє враховувати і визначає навантажувальні, швидкісні і температурні режими роботи агрегатів ТЗ [2, 3]. Питання системної інформаційної взаємодії з підключеними і автоматизованими транспортними засобами в умовах ITS в межах розробленої класифікації і ІПК не розроблялось і тому висвітлення цього питання при дистанційному визначенні умов експлуатації ТЗ в реальному часі в умовах ITS можливо вважати доцільним.

Постановка задачі. Для сучасних підключених (Connected Vehicles) і автоматизованих (Automated Vehicles) транспортних засобів доцільно застосовувати розроблену класифікацію умов експлуатації та засоби ІПК для їх адаптації в єдину систему дистанційного моніторингу і забезпечення системної взаємодії засобами ITS. Для цього потрібно урахувати особливості підключених (Connected Vehicles) і автоматизованих (Automated Vehicles) транспортних засобів та забезпечити їх інформаційну взаємодію в межах класифікації умов експлуатації з розробленим ІПК.

Основний матеріал. Автоматизовані транспортні засоби (Automated Vehicles) за рівнем автоматизації [4] визначаються Національним

© В. П. Волков, І. В. Грицук, Ю. В. Грицук, Ю. В. Волков, 2017

управлінням безпеки дорожнього руху Міністерства транспорту США (NHTSA) як «ті, в яких експлуатація транспортного засобу відбувається без прямої участі водіїв для керування рульовим управлінням, прискорення і гальмування і спроектовані так, що водій не повинен постійно стежити за проїзною частиною під час роботи в режимі самостійного водіння». Для забезпечення стандартизації та забезпечення чіткості і узгодженості було визначено кілька рівнів автоматизації, щоб забезпечити чіткість і узгодженість. Ці визначення ділять транспортні засоби на рівні, засновані на принципах «хто що робить, коли»:

- рівень 0: людина-водій самостійно все робить за кермом;
- рівень 1: розширена система допомоги водієві (ADAS) на транспортному засобі може допомогти людині з рульовим управлінням або гальмуванням (прискоренням);
- рівень 2: ADAS на автомобілі може управляти як кермом, так і гальмуванням / прискоренням при деяких обставинах. Людина-водій повинен продовжувати приділяти всю увагу («стежити за рухомим середовищем») в будь-який час і виконувати іншу частину водіння;
- рівень 3: автоматизована система водіння (ADS) на транспортному засобі може в будь-який момент виконувати всі аспекти водіння. За цих обставин людина-водій повинен бути готовим прийняти контроль в будь-який час, коли ADS повідомить водія про це. У всіх інших обставин людина-водій виконує водіння;
- рівень 4: ADS на автомобілі може по суті самостійно виконувати всі завдання водіння і здійснювати контроль за умовами руху, а робити водіння – за певних обставин. Людина не повинна звертати увагу на ці обставини;
- рівень 5: ADS на транспортному засобі може робити все водіння при будь-яких обставинах. Люди – просто пасажирів і ніколи не повинні брати участь в керуванні.

Підключені транспортні засоби (Connected Vehicles) – це транспортні засоби, які використовують будь-яку з технологій зв'язку для зв'язку з водієм, іншими автомобілями на дорозі, придорожньої інфраструктурою (транспортний засіб-інфраструктура), «хмарою» тощо. Такі технології можуть використовуватися не тільки для підвищення безпеки транспортних засобів, а й для підвищення ефективності використання транспортних засобів і часу комутації. Нижче наведено основні типи комунікацій:

- V2I – транспортний засіб до придорожньої інфраструктури [5]. V2I – це наступне покоління інтелектуальних транспортних систем (ITS). Технології V2I захоплюють дані трафіку, що формуються транспортним засобом по бездротовій технології, надаючи рекомендації від інфраструктури до транспортного засобу, які інформують водія про безпеку, мобільність або

умови навколишнього середовища. Державні та місцеві агентства, швидше за все, встановлюють інфраструктуру V2I разом або інтегрують з існуючим обладнанням ITS;

- V2V – транспортний засіб до транспортного засобу [6]. Це можливість бездротового обміну інформацією (технологія V2V дозволяє транспортним засобам отримувати всепрямовані ширококутові повідомлення (до 10 разів на секунду), створюючи 360-градусну «обізнаність» про інші транспортні засоби в безпосередній близькості) між автомобілем і іншим транспортним засобом. Такий тип комунікацій має великі перспективи, допомагаючи уникнути збоїв, зменшити пробки на дорогах, поліпшити безпеку руху і навколишнє середовище. Але найбільші вигоди можуть бути досягнуті тільки тоді, коли всі транспортні засоби можуть спілкуватися один з одним. Саме тому NHTSA вже більше десяти років працює з автомобільною промисловістю та академічними інститутами, щоб втілити в життя потенціал V2V.;
- V2C – транспортний засіб до «хмари» [7], тобто підключення автомобільної платформи к «хмарним» можливостям, які перевищують сучасні платформи телематики, та вимагають ширококутового стільникового зв'язку рівня 4G, а краще 5G. Такий підхід може стати ключовим для подовження життєвого циклу транспортного засобу;
- V2P – транспортний засіб до пішохода [8]. Підхід V2P охоплює широке коло користувачів дорожнього руху, включаючи пішоходів, дітей, які перевозяться у колясках, людей, що використовують інвалідні коляски або інші мобільні пристрої, пасажирів, які переміщуються автобусами і поїздами, а також велосипедистів;
- V2X – транспортний засіб до всього (комплексу) [9]. Це можливість зв'язку між транспортним засобом та будь-якою особою або об'єктом, який може вплинути на транспортний засіб та навпаки, тобто V2X відноситься до інтелектуальної транспортної системи де усі транспортні засоби та системи інфраструктури зв'язані між собою.

В ХНАДУ і ХДМА проводяться роботи щодо подальшого розвитку інформаційного програмного комплексу «I den Mon Dia Oper Con «HNADU-16»» для дослідження можливості дистанційного отримання інформації про умови експлуатації ТЗ в умовах ITS.

Однією із складових дослідження можливості дистанційного отримання інформації про умови експлуатації ТЗ в умовах ITS є формування і дослідження методики застосування класифікації умов експлуатації ТЗ. Розглянемо основні питання створення методики застосування класифікації умов експлуатації в інформаційних умовах ITS на прикладі руху окремого ТЗ при взаємодії з інфраструктурою автомобільних доріг в реальних умовах експлуатації.

Моніторинг параметрів технічного стану транспортних засобів автомобільного транспорту – це постійне і синхронізоване спостереження за їх

технічним станом за множиною фіксованих технічних параметрів. Сучасні бортові системи моніторингу параметрів технічного стану в умовах ITS (в тому числі бортові інформаційні комплекси (БІНК)) дозволяють здійснювати ідентифікацію ТЗ, безперервне автоматичне вимірювання параметрів, що характеризують технічний стан ТЗ, діагностування, а саме контроль справності ТЗ і його складових елементів, розпізнавання і запобігання розвитку відмов у його роботі і в кінцевому рахунку – забезпечення функціонування адаптивної системи ТО і ремонту ТЗ за технічним станом [10 - 14].

Система моніторингу умов експлуатації в частині дорожніх і транспортних умов повинна відстежувати несправності шляху з прив'язкою до місця розташування і в її розвитку, включаючи аналіз всіх можливих причин її виникнення, періодичність виникнення, повторюваність тощо, а також особливості розташування об'єктів інфраструктури автомобільних доріг.

Моніторинг і аналіз умов експлуатації ТЗ неможливо повноцінно забезпечити без формування системної взаємодії із інфраструктурою автомобільних доріг. Функціонування системи моніторингу умов експлуатації ТЗ неможливо без використання існуючих і розробки спеціального програмного забезпечення сучасних інформаційно-

програмних комплексів. Для вирішення поставленої задачі потрібно забезпечення системного поєднання: інформаційної структури моніторингу технічного стану ТЗ, дослідження умов експлуатації ТЗ і розробка предметної області інформаційної системи оцінювання параметрів технічного стану і умов експлуатації ТЗ в процесах дистанційного моніторингу в умовах ITS. Означені системи являють собою складний комплекс бортових і стаціонарних технічних та програмних засобів. Представлена в роботі система моніторингу з використанням інформаційних технологій дозволяє здійснювати дистанційний збір, обробку та надання оперативної інформації в реальному часі, відображати стан шляху на карті, використовувати статистичні дані всіх проїздів, автоматично виявляти і відзначати критичні місця, що дозволяє швидко приймати рішення і оперативно реагувати на нештатні ситуації тощо.

Загальне інформаційне забезпечення системи для випадку підключених і автоматизованих ТЗ побудовано на основі серверних рішень за положеннями М.Я.Говорущенко [2, 3], локального джерела інформації $S_{y.e. Vd_i}(t)_i$ і мережних баз даних $S_{y.e. Net_i}(t)_i$ аналогічно до [15]:

$$S_{y.e. \sum \dot{O}_G}(t)_3 = (S_{y.e. \dot{O}_G}(t)_3, S_{y.e. Vd_3}(t)_3, S_{y.e. Net_3}(t)_3) \quad (1)$$

Це забезпечує можливість створення єдиного централізованого сховища розподіленої у просторі інформації, підтримки багатокористувацької середовища отримання інформації (редагування), можливість доступу віддалених користувачів, систематизації інформації та її наочного відображення в єдиному комплексі.

В процесі розробки інформаційного забезпечення процесів моніторингу параметрів технічного стану ТЗ з урахуванням умов експлуатації були зібрані наявні джерела інформації в частині координат ТЗ на

місцевості в реальному часі, модель автомобільної дороги, моделі об'єктів інфраструктури доріг, територіальних природних і техногенних систем, отримані результати трекінгу ТЗ. Для більш зручної візуалізації результатів аналізу в систему додані фрагменти растрів досліджуваних ділянок автомобільних шляхів. Джерела інформації для інформаційної системи моніторингу технічного стану ТЗ з урахуванням умов експлуатації представлені в табл. 1 [15].

Таблиця 1 - Джерела інформації для інформаційної системи моніторингу технічного стану ТЗ з урахуванням умов експлуатації [15]

№	Параметр	Джерела інформації для інформаційної системи моніторингу технічного стану ТЗ з урахуванням умов експлуатації
1	Параметри стану і положення ТЗ на карті	http://view.torque-bhp.com/
2	Транспортні умови експлуатації ТЗ з урахуванням геоолокації	http://yandex.ua/maps.ru/kharkov.htm
3	Атмосферно-кліматичні умови експлуатації ТЗ (після визначення на треку часу і координат положення ТЗ)	http://meteoco.ru/ http://ready.arl.noaa.gov/READYcmet.php
4	Дорожні умови експлуатації ТЗ	http://view.torque-bhp.com/ https://yandex.ua/maps (приклад: https://yandex.ua/maps/147/kharkiv/?lang=ru&ll=36.231202%2C49.990175&z=13)

В таблиці 2 проаналізовано залежність основних класифікаційних ознак умов експлуатації в залежності від складових можливостей використання

інформаційних умов ITS і можливостей використання властивостей підключених (Connected) ТЗ.

Таблиця 2 – Залежність основних класифікаційних ознак умов експлуатації в залежності від складових можливостей використання інформаційних умов ITS і можливостей використання властивостей підключених (Connected) ТЗ

	Основні класифікаційні ознаки умов експлуатації		Інформаційні можливості ITS		Примітки	Підключені ТЗ (Connected Vehicles)				
			БІНК	Інфраструктура автомобільних доріг і АТ		V2I	V2V	V2C	V2P	V2X
	Дорожні умови	Повздовжній профіль	+ (-)	-	*	-	-	-	-	-
		Висота над рівнем моря	+	+		+	+	+	-	+
		Ширина проїзної частини	-	+		+	+	+	-	+
		Тип і стан покриття	- (+)	+	*	+	-	+	-	+
		Зчеплення коліс з дорогою	-	-		-	-	-	-	-
	Транспортні умови	Рід вантажу, що перевозиться	+	- (+)	*	- (+)	-	- (+)	-	- (+)
		Щільність потоку	- (+)	+	*	+	-	+	-	+
		Режим руху	+	- (+)	*	- (+)	- (+)	- (+)	-	- (+)
		Швидкість руху	+	+		+	+	+	+	+
	Атмосферно-кліматичні умови	Температура повітря	+	+		+	+	+	+	+
		Тиск повітря	+	-		-	- (+)	-	- (+)	-
		Вологість повітря	-	+		+	-	+	-	+
		Опади	-	+		+	-	+	-	+
		Видимість	-	+		+	+	+	+	+
	Культура експлуатації	Рівень організації робіт і управління	- (+)	+	*	+	-	+	-	+
		Кваліфікація і старанність водія	- (+)	-	*	-	-	-	-	-
		Дотримання правил і інструкцій	- (+)	+	*	+	-	+	-	+
		Матеріально-технічна база	-	+		+	-	+	-	+
		Якість автоексплуатаційних матеріалів	- (+)	- (+)	*	- (+)	-	- (+)	-	- (+)

* - варіативна складова: «+» - обов'язково; «-» - не обов'язково, може використовуватись

Висновок. Виконана оцінка дозволяє адаптувати інформаційний програмний комплекс «IdenMonDiaOperCon «HNADU-16»» для дистанційного отримання інформації про умови експлуатації ТЗ для взаємодії в умовах використання сучасних підключених (Connected Vehicles) і автоматизованих (Automated Vehicles) транспортних засобів. Система загального інформаційного забезпечення процесів моніторингу параметрів

технічного стану транспортних засобів забезпечує повноцінний збір і обробку інформації в реальному часі від бортової інформаційної системи моніторингу, розміщеної на транспортному засобі, і від системи збору інформації, що працює у взаємодії із водієм та інфраструктурою транспорту на основі поточного стану дорожніх, транспортних, кліматичних умов експлуатації і технічних споруд, в процесах порівняння з нормативними даними і даними

попереднього контролю; відображення обстановки на ділянці руху автомобіля і результатів аналізу в реальному часі і за відповідними запитами; ідентифікацію предаварійного і аварійного станів шляху; архівування результатів моніторингу; розроблення рекомендацій щодо швидкісного режиму на ділянках руху транспортних засобів за результатами аналізу.

Список літератури

1. Connected and Automated Vehicles [Електронний ресурс] // Режим доступу: http://autocaat.org/Technologies/Automated_and_Connected_Vehicles/
2. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта) / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. – 468 с.
3. Говорущенко Н.Я. Техническая эксплуатация автомобилей / [Н.Я. Говорущенко]. – Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1984. – 312 с.
4. Automated Vehicles for Safety [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://www.nhtsa.gov/technology-innovation/automated-vehicles-safety#issue-road-self-driving>.
5. Vehicle-to-Infrastructure (V2I) Resources [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://www.its.dot.gov/v2i/>
6. Vehicle-to-vehicle communication [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://www.nhtsa.gov/technology-innovation/vehicle-vehicle-communication>.
7. Connected Vehicle Cloud Platforms [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://www.abiresearch.com/market-research/product/1022093-connected-vehicle-cloud-platforms/>
8. Vehicle-to-Pedestrian (V2P) Communications for Safety [Електронний ресурс] // Режим доступу: https://www.its.dot.gov/research_archives/safety/v2p_comm_safety.htm.
9. Vehicle-to-X (V2X) communication technology [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://www.mobility.siemens.com/mobility/global/SiteCollectionDocuments/en/road-solutions/urban/trends/siemens-vehicle-to-x-communication-technology-infographic.pdf>.
10. Волков В.П. Особливості моніторингу і визначення статусу несправностей транспортного засобу у складі бортового інформаційно-діагностичного комплексу / В.П. Волков, І.В. Грицук, А.П. Комов, Ю.В. Волков // Вісник Національного транспортного університету. – 2014. – Вип. 30. – С. 51–62.
11. Ахмедов Т.Н. Основы системы контроля состояния транспортного средства в процессе выполнения перевозок / Т.Н. Ахмедов, С.В. Жанказиев, А.Е. Финкель / Научные аспекты развития транспортно-телематических систем - М.: МАДИ, 2010 - с. 138 – 164.
12. Грицук І.В. Особливості формування предметної області і інформаційної системи оцінювання параметрів технічного стану транспортного засобу в умовах експлуатації / І.В. Грицук, Т.П. Білоусова, Ю.В. Грицук, Ю.В. Волков // Вісник Херсонського національного технічного університету. - №3 (62). – том 1. – Херсон: ХНТУ, 2017. – С. 302 – 306.
13. Ахмедов Т.Н. Принципы определения статусов неисправностей в телематической системе контроля технического состояния автомобиля в реальном времени / Т.Н. Ахмедов / Научные аспекты развития транспортно-телематических систем - М.: МАДИ, 2010 - с. 165 – 180.
14. Волков В.П. Організація технічної експлуатації автомобілів в умовах формування інтелектуальних транспортних систем / В.П. Волков, В.П. Матейчик, П.Б. Комов, О.Б. Комов, І.В. Грицук // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2013. – № 29 (1002). с.138-144.
15. Волков В.П. Особливості формування методики застосування класифікацій умов експлуатації транспортних засобів в інформаційних умовах ITS / В.П. Волков, І.В. Грицук, Ю.В. Грицук, Г. К. Пуцко, Ю.В. Волков // Вісник НТУ «ХПІ».

Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 10–20. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2079-0023

References (transliterated)

1. Connected and Automated Vehicles [Elektronnyj resurs] // Rezhym dostupu: http://autocaat.org/Technologies/Automated_and_Connected_Vehicles/
2. Govorushhenko N.Ya. Sistemotekhnika transporta (na primere avtomobyl'nogo transporta) [System engineering of transport (on the example of road transport)] / N.Ya. Govorushhenko, A.N. Turenko – Xar'kov: RYO XGADTU, 1999. – 468 s.
3. Govorushhenko N.Ya. Tehnicheskaya ekspluatatsiya avtomobylej [Technical operation of the vehicles] / [N.Ya. Govorushhenko]. - Xar'kov: Vyshha shkola. Yzd-vo pry Xar'k. un-te, 1984. – 312 s.
4. Automated Vehicles for Safety [Elektronnyj resurs] // Rezhym dostupu: <https://www.nhtsa.gov/technology-innovation/automated-vehicles-safety#issue-road-self-driving>
5. Vehicle-to-Infrastructure (V2I) Resources [Elektronnyj resurs] // Rezhym dostupu: <https://www.its.dot.gov/v2i/>
6. Vehicle-to-vehicle communication [Elektronnyj resurs] // Rezhym dostupu: <https://www.nhtsa.gov/technology-innovation/vehicle-vehicle-communication>
7. Connected Vehicle Cloud Platforms [Elektronnyj resurs] // Rezhym dostupu: <https://www.abiresearch.com/market-research/product/1022093-connected-vehicle-cloud-platforms/>
8. Vehicle-to-Pedestrian (V2P) Communications for Safety [Elektronnyj resurs] // Rezhym dostupu: https://www.its.dot.gov/research_archives/safety/v2p_comm_safety.htm
9. Vehicle-to-X (V2X) communication technology [Elektronnyj resurs] // Rezhym dostupu: <https://www.mobility.siemens.com/mobility/global/SiteCollectionDocuments/en/road-solutions/urban/trends/siemens-vehicle-to-x-communication-technology-infographic.pdf>
10. Volkov V.P. Osoblyvosti monitoryngu i vyznachennya statusu nespravnostej transportnogo zasobu u skladi bortovogo informacijno-dijagnostychnogo kompleksu [The peculiarities of monitoring and determining the status of disrepairs of a vehicle as a part of board information and diagnostic complex] / V.P. Volkov, I.V. Grytsuk, A.P. Komov, Yu.V. Volkov // Visnyk Nacional'nogo transportnogo universytetu. – 2014. – Vyp. 30. – S. 51–62.
11. Ahmedov T.N. Osnovy systemy kontrolya sostoyaniya transportnogo sredstva v processe vypolneniya perevozk [Fundamentals of control system of a vehicle state during the execution of transportation] / T.N. Ahmedov, S.V. Zhankazyev, A.E. Fynkel' / Nauchnye aspekty razvityiya transportno-telematycheskix system - M.: MADY, 2010 - s. 138 – 164.
12. Gritsuk I.V. Osoblyvosti formuvannia predmetnoi oblasti i informatsiinoi systemy otsiniuvannia parametriv tekhnichnoho stanu transportnoho zasobu v umovakh ekspluatatsii [Features of forming the subject area and the information system of evaluation of the specifications of the vehicle type specifications in the conditions of operation] / I.V. Gritsuk, T.P. Bilousova, Yu.V. Grytsuk, Yu.V. Volkov // Bulletin of the Kherson National Technical University. - No. 3 (62). - Volume 1. - Kherson: KhNTU, 2017. - P. 302 - 306..
13. Ahmedov T.N. Pryncypy opredeleniya statusov neyspravnostej v telematycheskoj systeme kontrolya tehnycheskogo sostoyaniya avtomobylya v real'nom vremeni [The principles for determining the status of faults in the telematic control system of technical condition of a car in real time] / T.N. Ahmedov / Nauchnye aspekty razvityiya transportno-telematycheskix system - M.: MADY, 2010 - s. 165 – 180.
14. Volkov V.P. Organizaciya tekhnichnoi ekspluatatsii avtomobiliv v umovax formuvannia intelektual'nyx transportnyx system [The organization of technical exploitation of vehicles in conditions of formation of intellectual transport systems] / V.P. Volkov, V.P. Matejchik, P.B. Komov, O.B. Komov, I.V. Grytsuk // Visnyk Nacional'nogo tekhnichnogo universytetu «KhPI». Zbirnyk naukovykh prac'. Seriya: Avtomobile- ta traktorobuduvannya. – X. : NTU «KhPI». – 2013. – # 29 (1002). s.138-144.
15. Volkov V.P. Osoblyvosti formuvannia metodyky zastosuvannia klasyfikatsii umov ekspluatatsii transportnykh zasobiv v informatsiinykh umovakh ITS [The formation features of method of

16. usage of classification of operation conditions of the vehicles in informational terms of ITS] / V. P. Volkov, I. V. Gritsuk, Yu. V. Grytsuk, H. K. Shurko, Yu. V. Volkov // Bulletin of NTU "KhPI".

Series: Transport machine building. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 14 (1236). – P. 10–20. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2079-0023.

Надійшла (received) 12.02.2018

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Адаптація інформаційного програмного комплексу «IdenMonDiaOperCon «HNADU-16»» для системної взаємодії з підключеними і автоматизованими транспортними засобами в умовах ITS / В. П. Волков, І. В. Грицук, Ю. В. Грицук, Ю. В. Волков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Системний аналіз, управління та інформаційні технології. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 13 (1235). – С. 39–44. – Бібліогр.: 16 назв. – ISSN 2079-0023.

Адаптация информационного программного комплекса «IdenMonDiaOperCon «HNADU-16»» для системного взаимодействия с подключенными и автоматизированными транспортными средствами в условиях ITS / В. П. Волков, И. В. Грицук, Ю. В. Грицук, Ю. В. Волков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Системний аналіз, управління та інформаційні технології. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 13 (1235). – С. 39–44. – Библиогр.: 16 назв. – ISSN 2079-0023.

Adaptation of the information software complex «IdenMonDiaOperCon «HNADU-16»» for system interaction with connected and automated vehicles in the conditions of ITS / V. P. Volkov, I. V. Gritsuk, Yu. V. Grytsuk, Yu. V. Volkov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: System analysis, control and information technology. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 13 (1235). – P. 39–44. – Bibliogr.: 16. – ISSN 2079-0023.

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

Волков Володимир Петрович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри технічної експлуатації і сервісу автомобілів, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків; тел.: (067) 747-21-77; e-mail: volf-949@mail.ru.

Волков Владимир Петрович – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой технической эксплуатации и сервиса автомобилей, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, г. Харьков; тел.: (067) 747-21-77; e-mail: volf-949@mail.ru.

Volkov Volodymyr Petrovich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Head of the Department of "Technical operation and service vehicles", Kharkiv National Automobile and Highway University (KhNAHU), Kharkiv; tel.: (067) 747-21-77; e-mail: volf-949@mail.ru.

Грицук Ігор Валерійович – доктор технічних наук, професор кафедри експлуатації судових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, м. Херсон; тел.: (066) 698-37-39; e-mail: gritsuk_iv@ukr.net.

Грицук Игорь Валериевич – доктор технических наук, профессор кафедры эксплуатации судовых энергетических установок, Херсонская государственная морская академия, г. Херсон; тел.: (066) 698-37-39; e-mail: gritsuk_iv@ukr.net.

Gritsuk Igor Valeriyovich – Doctor of Technical Sciences, Professor at the Department of Operation of Ship Power Plants, Kherson State Maritime Academy, Kherson; tel.: (066) 698-37-39; e-mail: gritsuk_iv@ukr.net.

Грицук Юрій Валерійович – кандидат технічних наук, доцент кафедри загальної інженерної підготовки, Донбаська національна академія будівництва і архітектури, м. Краматорськ; тел.: (050) 620-47-02; e-mail: yuri.gritsuk@gmail.com.

Грицук Юрий Валериевич – кандидат технических наук, доцент кафедры общей инженерной подготовки, Донбасская национальная академия строительства и архитектуры, г. Краматорск; тел.: (050) 620-47-02; e-mail: yuri.gritsuk@gmail.com.

Grytsuk Yuriy Valeriyovich – Candidate of Technical Sciences (PhD), Associate Professor at the Department of general engineering training, Donbas National Academy of Civil Engineering and Architecture, Kramators'k; tel.: (050) 620-47-02; e-mail: yuri.gritsuk@gmail.com.

Волков Юрій Володимирович – аспірант кафедри технічної експлуатації і сервісу автомобілів, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків; тел.: (098) 853-99-52; e-mail: yura_volkov_88@mail.ua.

Волков Юрий Владимирович – аспирант кафедры технической эксплуатации и сервиса автомобилей, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, г. Харьков; тел.: (098) 853-99-52; e-mail: yura_volkov_88@mail.ua.

Volkov Yuriy Volodimirovich – Postgraduate Student at the Department of "Technical operation and service vehicles", Kharkiv National Automobile and Highway University (KhNAHU), Kharkiv; tel.: (098) 853-99-52; e-mail: yura_volkov_88@mail.ua.

УДК 629.113

Б. І. КАЛЬЧЕНКО, О. В. ГОЛОВІНА, А. П. КОЖУШКО, С. В. РЕДЧИЦЬ

РОЗВИТОК МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ КРИВОЛІНІЙНОГО РУХУ ДВОВІСНОГО АВТОМОБІЛЯ

Стаття містить доопрацьовану математичну модель, яка дозволяє проводити дослідження криволінійного руху двовісного автомобіля. Отримані параметри руху автомобіля дають можливість проектувальнику підвищити точність аналітичного визначення параметрів криволінійного руху двовісного автомобіля, відкоригувати ще на стадії проекту конструктивні параметри автомобіля і уточнити вимоги до характеристик жорсткості шин з метою отримання бажаних експлуатаційних властивостей, на які впливають ці параметри, у майбутнього транспортного засобу.

Ключові слова: двовісний автомобіль, криволінійний рух, траєкторія, кут відведення, момент опору криволінійному руху.

Статья содержит доработанную математическую модель, которая позволяет проводить исследования криволинейного движения двухосного автомобиля. Полученные параметры движения автомобиля дают возможность проектировщику повысить точность аналитического определения параметров криволинейного движения двухосного автомобиля, откорректировать еще на стадии проекта конструктивные параметры автомобиля и уточнить требования к жесткостным характеристикам шин с целью получения желаемых эксплуатационных свойств, на которые влияют эти параметры, у будущего транспортного средства.

Ключевые слова: двухосный автомобиль, криволинейное движение, траектория, угол увода, момент сопротивления криволинейному движению.

The article contains a modified mathematical model that allows to carry out investigations of the curvilinear motion of a two-axle vehicle. The obtained parameters of the car's movement enable the designer to improve the accuracy of the analytical definition of the parameters of the biaxial vehicle's curvilinear motion, to correct at the project stage the design parameters of the car and to clarify the requirements for the rigidity characteristics of the tires in order to obtain the desired performance characteristics that these parameters affect in the future vehicle.

Key words: a two-axle vehicle, curvilinear motion, trajectory, moment of resistance to curvilinear motion.

Вступ. В останні роки пріоритетним напрямком діяльності автомобільних підприємств є найбільш повне і максимально швидко задоволення індивідуальних побажань замовника в області модернізування конструктивних особливостей самохідних машин, зокрема, автомобілів. Такий напрям в роботі проектувальників та розробників вимагає наявності гнучких і простих математичних інструментів для перевірки на оптимальне (раціональне) співвідношення показників експлуатаційних властивостей майбутніх транспортних засобів ще на стадії проектування. В роботі розглядаються способи визначення деяких параметрів криволінійного руху, його траєкторії, за допомогою яких можна в першому наближенні оцінити і маневреність, і поворотність, і керованість двовісного автомобіля на стадії проектування (на прикладі автомобіля КрАЗ-5131BE).

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Криволінійний рух автомобіля, траєкторія руху тісно пов'язані з такими експлуатаційними властивостями як керованість, маневреність, поворотність, стійкість. Дослідженню цих властивостей присвячені роботи А.С. Литвинова, Д.А. Антонова, М.А. Подригало, В.П. Волкова, В.М. Полякова, Д.М. Клеца, В.А. Горелова, А.Г. Болдирева і т.д. Вчені, в залежності від цілей своїх досліджень, пропонують різні математичні моделі представлення транспортних засобів, різні показники і критерії оцінки властивостей.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою даної роботи є визначення параметрів криволінійного руху двовісного автомобіля, на прикладі КрАЗ-5131BE, за допомогою яких можна в першому наближенні оцінити маневреність, поворотність і

керованість двовісного автомобіля ще на стадії проектування.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступну задачу – обрати аналітичні залежності для дослідження руху двовісного автомобіля, для визначення кутової швидкості, кутового прискорення поздовжньої осі автомобіля, для визначення сумарного моменту опору криволінійному руху, для визначення радіуса кривизни траєкторії з урахуванням руху автомобіля на еластичних колесах (з урахуванням кутів відведення).

Основна частина. У статті використана математична модель, яка складена для тривісного автомобіля і запропонована в роботі [7]. Особливістю розглянутої моделі є те, що враховується взаємодія кожного колеса з опорною поверхнею, що дозволяє значно підвищити точність визначених параметрів, а значить більш точно виконати попередню оцінку проектного автомобіля.

В роботі розглянуто криволінійний рух двовісного автомобіля, який рухається по абсолютно жорсткій горизонтальній поверхні, рама і кузов автомобіля вважаються абсолютно жорсткими, колеса без дисбалансу. Дослідження проводилися на прикладі автомобіля КрАЗ-5131BE, плоска схема якого представлена на рис.1.

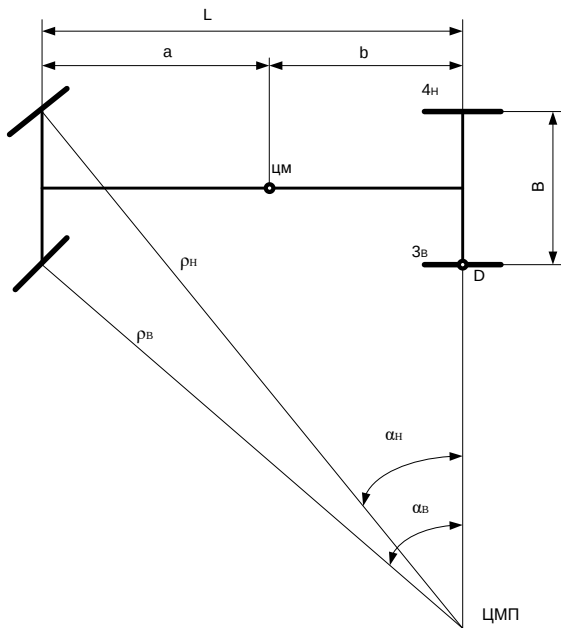


Рис. 1 – Плоска схема двовісного автомобіля

Для дослідження руху двовісного автомобіля авторами були доопрацьовані рівняння, які прийняли такий вид:

$$\frac{dV_A}{dt} = \left(\frac{M_{qb} \cdot i_{TP} \cdot \eta_{TP}}{r_k} - fG_A - \frac{1}{r_k} \sum M_i - KFV_A^2 \right) \cdot \frac{1}{m_A \cdot \delta_{\varphi}}; \quad (1)$$

$$\omega_A = \frac{d\omega_A}{dt} = \frac{1}{I_{zc}} (M_{пов} - M_f - \sum M_i); \quad (2)$$

де V_A – лінійна швидкість автомобіля; ω_A – кутова швидкість автомобіля щодо вісі, перпендикулярної площині дороги; r_k – радіус кочення колеса; f – коефіцієнт опору кочення колеса; $M_{пов}$ – момент, що повертає; M_f – момент опору від сили тертя кочення; I_{zc} – момент інерції автомобіля щодо вертикальної вісі, що проходить через центр відносного повороту; $\sum M_i$ – сумарний момент опору криволінійному руху.

Моменти, що утворюються у контактному відбитку від розвалу і сходження, не враховуються зважаючи на їх малу величину. Гіроскопічними моментами нехтуємо, у зв'язку з їх малою величиною.

Основним складовим диференціальних рівнянь математичної моделі є сумарний момент опору криволінійному руху, який складається з швидкісного моменту опору і моменту опору, що утворюється при русі автомобіля по траєкторії радіусом ρ . Сумарний момент опору криволінійному руху двовісного автомобіля визначається виразом:

$$\sum M_i = \sum_{i=1}^4 M_{\rho i} + \sum_{i=1}^4 M_{vi}, \quad (3)$$

де M_{vi} – момент опору криволінійному руху колеса від дії зовнішньої бокової сили або сили інерції (швидкісний момент); $M_{\rho i}$ – момент опору, який утворюється при русі автомобіля по траєкторії радіусом ρ .

Моменти опору криволінійному руху від кривизни траєкторії з радіусами ρ_i визначаються:

$$M_{\rho i} = c_{\omega i} \cdot \theta_{\rho i}, \quad (4)$$

де $c_{\omega i}$ – кутові жорсткості шин відповідних коліс; $\theta_{\rho i}$ – кут відведення шини колеса, що рухається по траєкторії радіусом ρ_i .

Швидкісний момент опору криволінійному руху визначається:

$$M_{vi} = c_{\omega i} \cdot \theta_{ki}, \quad (5)$$

де θ_{ki} – кут відведення шини колеса, що рухається по радіусу R_k (радіус траєкторії середньої лінії шини).

Значення швидкісного моменту опору криволінійному руху необхідно контролювати, воно не повинно перевищувати значення моменту опору повороту по зчепленню M_{φ} , [7]. Якщо буде виконуватися умова $M_{vi} \geq M_{\varphi i}$, тоді для цього положення і при цьому навантаженні у рівняння (3) замість швидкісного моменту опору криволінійному руху необхідно підставляти момент опору повороту по зчепленню:

$$M_{\varphi i} = \frac{R_{zi} \cdot \phi}{4} \cdot \sqrt{a_i^2 + b_i^2}, \quad (6)$$

де a_i – розмір подовжньої осі контактного відбитку колеса з опорною поверхнею; b_i – розмір поперечної осі контактного відбитку колеса з опорною поверхнею

В роботі [6] В.В. Редчицею доведено, що кут закрутки шини (кут відносного повороту контактного відбитка) це є не що інше як кут відведення, який визначається виразами (7) або (8) залежно від радіусів кривизни траєкторії різного фізичного походження:

$$\theta_{\rho i} = \frac{a_i + 2 \cdot x}{4 \rho_i}; \quad (7)$$

$$\theta_{Rk} = \frac{a_i + 2 \cdot x}{4 \cdot R_k}, \quad (8)$$

де R_k – радіус траєкторії середньої лінії шини від дії зовнішньої бічної сили; x – зміщення осі повороту відбитка щодо його центру; a_i – розмір подовжньої

вісь контактного відбитка шини.

Радіус кривизни траєкторії середньої лінії шини від дії зовнішньої бічної сили прикладеної до центру колеса визначається залежністю, яка складена за допомогою рівняння неголономних зв'язків М.В. Келдиша:

$$R_{\kappa i} = \frac{\left(\frac{a_i}{4\theta_B}\right)^2 \cdot \left(\frac{1}{\cos 2\theta_B} - 1\right)}{\frac{F_{yi}}{c_{uyi}} \cdot \frac{R_{z0}}{R_{zi}}}, \quad (9)$$

де R_{z0} – навантаження на шину в статиці; R_{zi} – навантаження на шину в динаміці; F_{yi} – зовнішня бічна сила; θ_B – граничний кут, при якому ще існує лінійна залежність між моментом опору повороту колеса на місці від кута повороту при визначенні кутовий жорсткості шини, $\theta_B = 0,08722 \dots 0,12211$ рад.

Загальна бічна сила, прикладена в центрі мас, розподіляється по внутрішньому і зовнішньому бортах пропорційно бічній жорсткості найбільш навантажених коліс. У свою чергу, зовнішня бічна сила, яка припадає на борт, розподіляється по колесах пропорційно їх відстані від центру мас. З вище сказаного, була записана залежність визначення зовнішньої бічної сили, що припадає на одне колесо. Для зовнішнього переднього колеса залежність має вигляд

$$F_{yH} = \frac{m_A \cdot V_A^2 \cdot l_1 \cdot c_{uyH} \cdot \sin(\alpha_{1B} \cdot \tau_i)}{L^2 \cdot (c_{uyH} + c_{uyB})}, \quad (10)$$

де V_i – швидкість автомобіля; α_{1B} – кутова швидкість повороту внутрішнього керованого колеса.

З криволінійним рухом автомобіля пов'язана його поворотність. Згідно роботи [5], поворотність – властивість, що характеризує здатність машини змінювати курсової кут відповідно до керуючого впливу. Характеристика поворотності автомобіля може бути представлена у вигляді залежності радіусу повороту від кута повороту керованих коліс α : $\rho = f(\alpha)$. Тому, визначення радіуса траєкторії руху є важливим, так як дозволить дати оцінку поворотності, а значить, в якійсь мірі, і керованості розглянутого транспортного засобу. За радіус ρ кривизни траєкторії приймається відстань по перпендикуляру від миттєвого центра повороту (ЦМП) до точки перетину поздовжньої осі автомобіля з задній віссю. Розрізняють два радіуса траєкторії, по якій рухається автомобіль. Це радіус траєкторії при русі автомобіля на жорстких колесах $\rho_{\kappa i}$ і дійсний радіус при русі автомобіля на еластичних шинах $\rho_{\epsilon i}$. У першому випадку не враховується відведення колеса і значення

радіусу визначається кінематикою (кінематичний радіус):

$$\rho_{\kappa i} = \frac{L}{\dot{\alpha}_{1B} \cdot t_i} + \frac{B}{2}, \quad (11)$$

Саме радіус на жорстких колесах традиційно використовують проектувальники при розробці конструкції автомобіля.

Дійсний (фактичний) радіус кривизни траєкторії, по якій автомобіль рухається на еластичних шинах, тобто з урахуванням кутів відведення, можна визначити за формулою:

$$\rho_{\epsilon i} = \frac{L}{\dot{\alpha}_{2H} - \dot{\theta}_i} - \frac{B}{2}. \quad (12)$$

Для визначення дійсного радіуса кривизни траєкторії використовується метод ітерацій, [9]. У першому наближенні ведеться розрахунок кінематичного радіуса, без урахування відведення і при постійній швидкості. У другому наближенні ведеться розрахунок дійсного радіуса $\rho_{\epsilon li}$ (повернення в початок завдання, повторення її рішення, але вже з урахуванням відведення, але при постійній швидкості). Як тільки автомобіль почав рухатися по траєкторії з радіусом $\rho_{\epsilon li}$, зовнішні сили і моменти, при взаємодії колеса з опорною поверхнею, змінюються. Тому, отримавши $\rho_{\epsilon li}$, виконується третя наближення (визначаються по-новому все зовнішні сили, моменти, кути відведення, жорсткості і т.д.) з урахуванням зміни радіуса кривизни траєкторії $\rho_{\epsilon li}$ для кожного колеса, розрахованим на попередньому етапі.

Якщо в другому наближенні радіус кривизни траєкторії визначається при постійній швидкості, то в третьому наближенні враховується зміна швидкості (методом чисельного інтегрування) від зростаючих сил і моментів опору криволінійному руху при вході в поворот.

Запропоновані в [8] залежності (13) і (14), дозволяють визначити кутову швидкість і кутове прискорення поздовжньої вісі автомобіля з урахуванням руху автомобіля на еластичних колесах:

$$\omega_{Ai} = \frac{V_{Ai}}{\rho_i}; \quad (13)$$

$$\epsilon_{Ai} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{1}{\Delta t} \left(\frac{V_{Ai+1}}{\rho_{i+1}} - \frac{V_{Ai}}{\rho_i} \right), \quad (14)$$

На основі вищезазначеного сформовано загальну концепцію подальшого розвитку математичної моделі криволінійного руху двовісного автомобіля.

Результати дослідження. В роботі розглядалося криволінійний рух двовісного автомобіля КраЗ-5131BE з колісною формулою 4×4, з технічними

характеристиками: повна маса автомобіля $m_A = 16300$ кг, навантаження на передню вісь $R_{z01} = 9100$ кг, навантаження на задню вісь $R_{z02} = 7200$ кг, відстань між осями $L = 5$ м, колія $B = 2,16$ м, висота центра мас $h_z = 1,36$ м, коефіцієнт опору коченню $f = 0,02$, кутова жорсткість шини $C_\omega = 460$ Н·м/град при навантаженні на колесо $R_z = 36$ кН, розмір продовжній вісі контактного відбитку шини $a = 0,34$ м при навантаженні на колесо $R_z = 36$ кН. Сумарний момент опору криволінійному руху визначався на різних швидкісних режимах руху.

Графіки зміни у часі сумарного моменту опору криволінійному руху автомобіля КрАЗ-5131ВЕ надано на рис. 2.

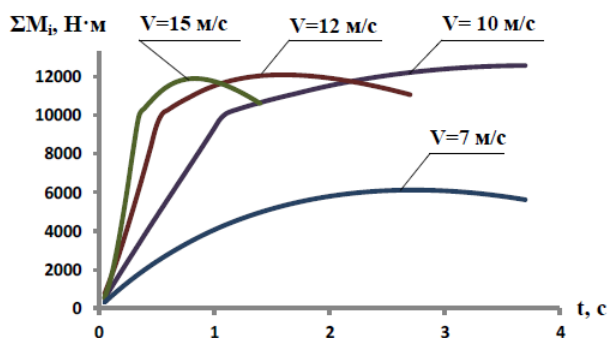


Рис. 2 – Зміна в часі моменту опору криволінійному руху при різних швидкостях руху автомобіля КрАЗ-5131ВЕ

Зміна в часі радіусів кривизни траєкторії, на жорстких і еластичних колесах, при русі автомобіля КрАЗ-5131ВЕ зі швидкістю 50 км / год представлені на рис. 3.

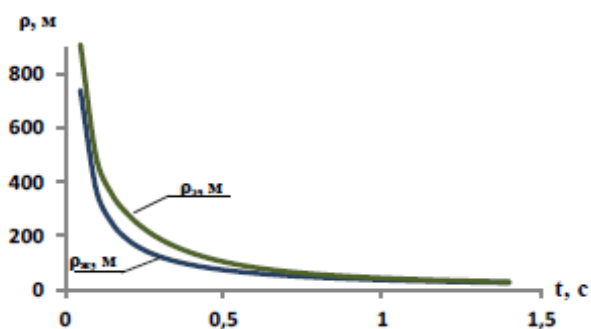


Рис. 3 – Зміна в часі радіусів кривизни траєкторії, на жорстких і еластичних колесах, при русі автомобіля КрАЗ-5131ВЕ з $V = 50$ км/год

Значення радіусів відрізняються, особливо на початку входження в поворот, до 15%. Тому, не зовсім коректно закладати в конструкцію автомобіля кінематичний радіус траєкторії руху.

Так як на радіус траєкторії руху впливають практично всі конструктивні параметри автомобіля та жорсткісні характеристики шин, то авторами в роботі [9] запропоновано оцінювати поворотність порівняльним узагальненим показником – відношенням радіуса без урахування відведення до

дійсного радіуса кривизни траєкторії, $\frac{\rho_{жi}}{\rho_{эi}}$. Якщо

співвідношення $\frac{\rho_{жi}}{\rho_{эi}} = 1$ – автомобіль має нейтральну

поворотність, якщо $\frac{\rho_{жi}}{\rho_{эi}} < 1$ – автомобіль має

недостатню поворотність, якщо $\frac{\rho_{жi}}{\rho_{эi}} > 1$ – автомобіль має недостатню поворотність.

На рис. 4 представлені зміни ставлення радіуса кривизни траєкторії руху автомобіля КрАЗ-5131ВЕ на жорстких колесах до радіуса кривизни траєкторії руху на еластичних колесах і показані зони надлишкової та недостатньої поворотності.

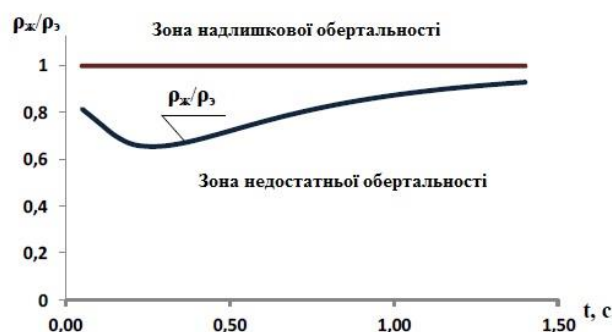


Рис. 4 – Відношення радіуса кривизни траєкторії руху автомобіля КрАЗ-5131ВЕ на жорстких колесах до радіуса кривизни траєкторії руху на еластичних колесах

Уміння, ще на стадії проекту, визначати положення автомобіля в будь-який момент часу входу в поворот і будувати траєкторію його руху з урахуванням взаємодії еластичного колеса з опорною поверхнею дозволить проводити імітацію найбільш типових режимів руху: обгін або об'їзд перешкоди, зміна смуги руху, розворот і ін., та надає можливість в першому наближенні оцінювати маневреність транспортного засобу. Способом, запропонованим в роботі [9] була побудована траєкторія руху розглянутого автомобіля, рис. 5, при вході в поворот зі швидкістю $V = 50$ км/год. Відповідно до роботи [7] поворот рульового колеса з кутовою швидкістю 7 ... 9 рад/с без зміни положення рук на ньому може продовжуватися 0,2 ... 0,3 с. Це буде максимальна кутова швидкість рульового колеса – $\omega_{рк} = \max$. Кутова швидкість повороту лівого керованого при обертанні рульового колеса з кутовою швидкістю $\omega_{рк} = 7$ рад/с буде дорівнювати:

$$\alpha_{1b} = \frac{\omega_{рк}}{i_{рп}} = \frac{7}{23,6} = 0,296 \text{ рад/с.}$$

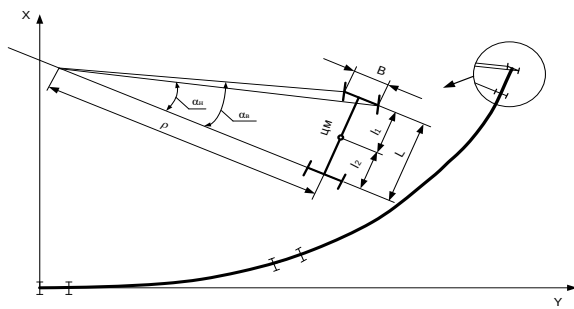


Рис. 5 – Траєкторія руху розглянутого автомобіля КрАЗ-5131BE при вході в поворот зі швидкістю $V = 50$ км / год

Здатність будувати траєкторію криволінійного руху дозволяє визначати графічно такі геометричні показники маневреності: ширину смуги руху, яку займає автомобіль при повороті, радіуси повороту за габаритами, максимальний вихід окремих частин автомобіля за межі траєкторії руху зовнішнього переднього і внутрішнього заднього коліс; що надає можливість в першому наближенні оцінювати маневреність транспортного засобу ще на стадії проектування.

Використовуючи залежності (13) і (14), для автомобіля КрАЗ-5131BE були визначені кутова швидкість і кутове прискорення поздовжньої вісі автомобіля на різних режимах руху. Результати представлені на рис. 6.

На рис. 6 видно, що кутова швидкість поздовжньої осі автомобіля до певного моменту часу збільшується, потім починає зменшуватися зі зменшенням лінійної швидкості. При цьому кутові прискорення поздовжньої вісі автомобіля в певний момент часу мають негативні значення, що не повинно залишатися поза увагою проектувальником.

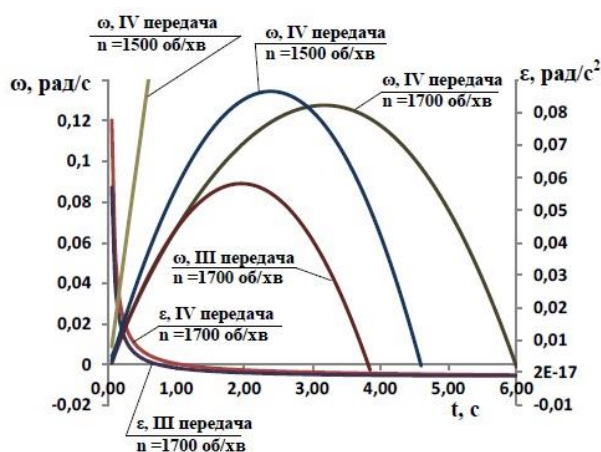


Рисунок 6 – Зміна кутової швидкості і кутового прискорення поздовжньої вісі автомобіля КрАЗ-5131BE при різних режимах руху

Таким чином, на прикладі автомобіля КрАЗ-5131BE обґрунтовано доцільність використання

розробленого математичного підходу.

Висновки. Розвинена математична модель з диференційованим урахуванням взаємодії коліс з опорною поверхнею, яка дає можливість підвищити точність визначення параметрів траєкторії криволінійного руху двовісного автомобіля і побудувати траєкторію входу в поворот з урахуванням кочення на еластичних шинах. Окрім того, дозволяє розробнику (проектувальнику) ще на стадії проекту відкоригувати конструктивні параметри автомобіля та уточнити вимоги до характеристик жорсткості характеристикам шин з метою отримання оптимальних (раціональних) співвідношень експлуатаційних властивостей у майбутнього транспортного засобу.

Список літератури

1. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С. Литвинов. – М: Машиностроение, 1971. – 416 с.
2. Клец Д.М. Определение взаимосвязи между критериями маневренности колесных машин /Д. М. Клец // Вісник Національного технічного університету «ХП». – Харків: НТУ «ХП», 2013. – № 31 (1004). – С. 35–43.
3. Маневренность и тормозные свойства колесных машин. / [Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И., Бобошко А.А.] – Харьков.: Издание ХНАДУ, 2002. – 404 с.
4. Кальченко Б.І. Моделювання криволінійного руху дволанкового автопоїзду на прикладі маневру "переставка" / Б.І. Кальченко, В.В. Редчиць, О.В. Головіна // Вісник Національного технічного університету «ХП». – Харків: НТУ «ХП», 2017. – № 5(1227). – С. 14 – 18.
5. Теория движения боевых колесных машин. / [Антонов Д.А., Беспалов С.И., Лазаренко В.П., Маковой В.С., Тимофеев В.Д., Шишкин В.А.] – М.: Издание академии бронетанковых войск, 1993. – 385 с.
6. Редчиць В.В. О явлении относительного поворота контактного отпечатка движущегося колеса / В.В. Редчиць // Автомобильная промышленность. – 1974. – №3. – С. 28 – 30.
7. Редчиць В.В. Динамическая поворачиваемость трехосного автомобиля. / В.В. Редчиць, Е.В. Головіна, К.И. Гораш // Нові технології. Науковий вісник КУЕИТУ. – 2008. – №3(21) – С.96 – 110.
8. Головіна Е.В. Некоторые особенности динамики входа в поворот трехосного автомобиля / Е.В. Головіна // Нові технології. Науковий вісник КУЕИТУ. – 2009. – №3(25). – С.91–93.
9. Редчиць В.В. Проектування рулевих керувань колісних машин / В.В. Редчиць, В.Б. Рудасьов, О.В. Головіна, О.М. Коробочка. – Дніпропетровськ.:ДІТУ, 2014. – 404 с.
10. Болдырев А.Г. Метод оценки энергетических затрат при функционировании всеколесного рулевого управления многоосных колесных машин на стадии проектирования: автореф. дис. на соискание научной степени канд. техн. наук : спец. 05.05.03. «Колесные и гусеничные машины» / А.Г. Болдырев. – Москва, 2007. – 16 с

References (transliterated)

1. Litvinov A. S. Upravljajemost' i ustojchivost' avtomobilja / A. S. Litvinov. – M: Mashinostroenie, 1971. – 416 s.
2. Klec D.M. Opredelenie vzaimosvjazi mezhdu kriterijami manevrennosti kolesnyh mashin /D. M. Klec // Visnik NTU «HP». Serija: Transportne mashinobuduvannja. – H. : NTU «HP», 2013. – № 31 (1004). – S. 35–43.
3. Manevrennost' i tormoznye svojstva kolesnyh mashin. / [Podrigalo M.A., Volkov V.P., Kirchaty V.I., Boboshko A.A.] – Har'kov.: Izdanie HNADU, 2002. – 404 s.
4. Kal'chenko B.I. Modelyuvannya kryvoliniynoho rukhu dvolankovoho avtopoyizdu na prykladi manevru "perestavka" / B.I. Kal'chenko, V.V. Redchyts', O.V. Holovina // Visnyk

- Natsional'noho tekhnichnoho universytetu «KhPI». – Kharkiv: NTU «KhPI», 2017. – № 5(1227). – S. 14 – 18.
5. Teorija dvizheniya boevykh kolesnykh mashin. / [Antonov D.A., Bepalov S.I., Lazarenko V.P., Makovej V.S., Timofeev V.D., Shishkin V.A.] – M.: Izdanie akademii bronetankovykh voysk, 1993. – 385 s.
6. Redchic V.V. O javlenii odnositel'nogo povorota kontaktnogo otpechatka dvizhushhegosja kolesa / V.V. Redchic // Avtomobil'naja promyshlennost'. – 1974. – №3. – S. 28 – 30.
7. Redchic V.V. Dinamicheskaja povorachivaemost' trehosnogo avtomobilja. / V.V. Redchic, E.V. Golovina, K.I. Gorash // Novi tehnologii. Naukovij visnik KUEITU. – 2008. – №3(21) – S.96 – 110.
8. Golovina E.V. Nekotorye osobennosti dinamiki vhoda v povорот trehosnogo avtomobilja / E.V. Golovina // Novi tehnologii. Naukovij visnik KUEITU. – 2009. – №3(25). – S.91–93.
9. Redchic V.V. Proektuvannja rul'ovih keruvan' kolisnih mashin / V.V. Redchic, V.B. Rudas'ov, O.V. Golovina, O.M. Korobochka. – Dniprodzerzhinsk.: DDTU, 2014. – 404 s.
10. Boldyrev A.G. Metod otsenki energeticheskikh zatrat pri funkcionirovanii vsekolesnogo rulevogo upravleniya mnogoosnykh kolesnykh mashin na stadii proektirovaniya: avtoref. dis. na soiskanie nauchnoy stepeni kand. tekhn. nauk : spets. 05.05.03. «Kolesnye i gusenichnye mashiny» / A.G. Boldyrev. – Moskva, 2007. – 16 s.

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Розвиток математичної моделі криволінійного руху двовісного автомобіля / Б. І. Кальченко, О. В. Головіна, А.П. Кожушко, С. В. Редчиць // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Автомобіле- і тракторобудування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2017. – № 13 (1235). – С. 45 – 50. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2079-0023.

Развитие математической модели криволинейного движения двухосного автомобиля / Б. И. Кальченко, Е. В. Головина, А.П. Кожушко, С.В. Редчиц // Вестник Национального технического университета «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроение. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2017. – № 13 (1235). – С. 45 – 50. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2079-0023.

Development the mathematical models of curvilinear motion by a two-axle vehicle / V. V. Redchits, B. I. Kalchenko, E. V. Golovina, A.P. Kozhushko, S. V. Redchits // The bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Automobile and tractor construction. – Kharkov: NTU "KhPI", 2017. – № 13 (1235). – С. 45 – 50. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2079-0023.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Кальченко Борис Іванович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри автомобіле- та тракторобудування; тел.: (057) 707-64-64; e-mail: kabor78@ukr.net.

Кальченко Борис Іванович – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры автомобиле- и тракторостроения; тел.: (057) 707-64-64; e-mail: kabor78@ukr.net.

Kalchenko Boris Ivanovich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of Car and Tractor Industry; tel.: (057) 707-64-64; e-mail: kabor78@ukr.net.

Головіна Олена Валентинівна – кандидат технічних наук, доцент, Приватний класичний університет, м. Кременчук, доцент кафедри автомобільного транспорту та транспортних технологій; тел.: (067) 588 86 35; e-mail: elenholz@gmail.com.

Головина Елена Валентиновна – кандидат технических наук, Приватный классический университет, г. Кременчуг, доцент кафедры автомобильного транспорта и транспортных технологий; тел.: (067) 588 86 35; e-mail: elenholz@gmail.com.

Holovina Elena Valentinovna – Candidate of Technical Sciences, Classic private university, Kremenchug, Docent at the Department of Automobile Transport and Transport Technology; tel.: (067) 588 86 35; e-mail: elenholz@gmail.com.

Кожушко Андрій Павлович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри автомобіле- та тракторобудування, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: Andreykozhusko7@gmail.com

Кожушко Андрей Павлович – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», старший преподаватель кафедры автомобиле- и тракторостроения, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: Andreykozhusko7@gmail.com

Kozhushko Andriy Pavlovych – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Senior Lecturer at the Department of Car and Tractor Industry, tel.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: Andreykozhusko7@gmail.com

Редчиць Сергій Володимирович – кандидат технічних наук, доцент, головний інженер «Гипрокаучук», Россия; e-mail: elenholz@gmail.com.

Редчиц Сергей Владимирович – кандидат технических наук, доцент, главный инженер «Гипрокаучук», Россия; e-mail: elenholz@gmail.com.

Redchits Sergey Vladimirovich – Candidate of Technical Sciences, Docent, Chief Engineer of “Giprokauchuk”, Russia; e-mail: elenholz@gmail.com.

УДК 629.3+ 621.8+ 629.01

С. И. КРИВОШАПОВ

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ НЕРОВНОСТИ ДОРОГИ НА РАСХОД ТОПЛИВА

Проведен анализ учета состояния дороги в нормативно-правовой базе Украины. Рассмотрено взаимодействие колеса и подвески автомобиля с поверхностью реальной дороги. Получены аналитические зависимости потери энергии, мощности и расхода топлива от геометрических характеристик профиля дорожного полотна. Получены графические зависимости изменения нормы расхода топлива для разных параметров неровности дороги и скорости автомобиля. Даны рекомендации по совершенствованию методики нормирования расхода топлива на автомобильном транспорте, которые учитывают степень неровности дороги.

Ключевые слова: транспортное средство, расход топлива, условия эксплуатации, дорожные условия, подвеска автомобиля, нормирование, материальные ресурсы, коэффициент полезного действия, энергия, мощность.

Проведено аналіз обліку стану дороги в нормативно-правовій базі України. Розглянуто взаємодія коліс і підвіски автомобіля з поверхнею реальної дороги. Отримані аналітичні залежності втрати енергії і потужності та витрати палива від геометричних характеристик профілю дорожнього полотна. Отримані графічні залежності зміни норм витрати палива для різних параметрів нерівності дороги та швидкості автомобіля. Дані рекомендації щодо вдосконалення методики нормування витрати палива на автомобільному транспорті, які враховують ступінь нерівності дороги.

Ключові слова: транспортний засіб, витрата палива, умови експлуатації, дорожні умови, підвіска автомобіля, нормування, матеріальні ресурси, коефіцієнт корисної дії, енергія, потужність.

The state of roads in the country does not meet international and state requirements. Road conditions of the operation of cars are poorly taken into account in the regulatory framework of Ukraine. The quantitative indicators of the longitudinal profile of the road are not taken into account in the current method of fuel metering on road transport. The purpose of the work is to determine the effect of road profile parameters on fuel consumption. The interaction of the wheel and the suspension of the car with the surface of the actual road is considered. The analytical dependences of energy loss, power and fuel consumption on the geometric characteristics of the road surface are obtained. It is suggested to use the following indicators: the height of the uneven, the distance between the uneven, the degree of steepness of unevenness. The chassis of the car was characterized by: the force of friction in the springs, the coefficients of damping in the shock absorbers and tires, the stiffness of the tires. Two types of description of the irregularities were considered: the equations of harmonic and exponential. The graphic dependences of the fuel consumption rate change for different parameters of road irregularity and vehicle speed are obtained. Recommendations on perfection of the method of fuel valuation on motor transport are given, which take into account the degree of equality of the road.

Keywords: vehicle, fuel consumption, operating conditions, road conditions, vehicle suspension, rationing, material resources, efficiency, energy, power.

Введение. Автомобильный транспорт является основным потребителем жидкого топлива нефтяного происхождения. Количество машин в нашей стране увеличивается с каждым годом, приближаясь к рубежу в 10 млн. ед. В тоже время добыча ископаемого топлива постоянно сокращается. По данным [1] за год добыча нефти уменьшилась на 9,8 %, а газового конденсата – на 2,5 %. Однако увеличилась добыча природного газа на 0,5 %, но этот вид топлива не так распространен на транспорте.

В процессе движения автомобиль постоянно взаимодействует с окружающей средой. В первую очередь – это взаимодействие автомобиля с дорогой, поскольку без контакта колеса с опорной поверхностью движение автомобиля было бы не возможным. К сожалению состояния дорог не всегда идеального качества. Как указывается в статье [2] большая часть дорог на Украине с твердым покрытием не соответствует требованиям [3] из-за разрушения и образования неровностей. Более 23,8 % дорог вообще не имеют твердого покрытия.

Движение автомобиля по неровным дорогам приводит к чрезмерным перемещениям кузова и колес автомобиля, рассеиванию энергии и, как следствие, к повышенному расходу топлива. Но эти потери практически не учитываются при эксплуатации подвижного состава.

Анализ состояния проблемы. Министерство инфраструктуры Украины обязывает [4] предприятия, на балансе которых содержатся автотранспортные

средства, вести контроль за потреблением горюче-смазочных материалов, в соответствии с приказом № 43 от 10 февраля 1998 года [5]. Данный нормативный акт предусматривает увеличение расхода топлива, если автомобиль эксплуатируется в сложных и сверхсложных условиях, под которым понимается: «работа в карьерах, езда по полям, на лесных или степных участках, по пересеченной местности ... в период сезонной распутицы, снежных или песчаных заносов, сильного снегопада и гололеда, паводков и других стихийных бедствий» [6]. На других дорогах общего пользования, вне зависимости от фактического состояния дорожного полотна, корректировка расхода топлива не предусмотрена.

Анализ последних исследований. Сложность дорожных условий эксплуатации необходимо оценивать определенными критериями. В работе [7] введены качественные параметры, характеризующие тип и расположение дороги, а в работе [8] используются количественные показатели: степень ровности дороги и коэффициент суммарного дорожного сопротивления.

Теоретические основы силового воздействия колеса на поверхность дороги заложены академиком Е.А. Чудаков [9]. Проф. Говорущенко Н.Я. [10] рассмотрел взаимодействия неровности дороги с динамической системой колеса и подвески автомобиля. В работе [11] рассмотрена система многоопорной подвески автомобиля. Силовое воздействие колеса и дорожной поверхности на

© С. И. Кривошапов. 2017

динамические качества и устойчивость автомобиля изложены в работах [12, 13]. В работе [14] предложена математическая модель, учитывающая потери в подвески при движении автомобиля по неровной и деформированной поверхности через дополнительную составляющую коэффициента сопротивления качению колеса.

Постановка задачи. Целью этого исследования заключается в использовании известных динамических моделей взаимодействия колеса с поверхностью дороги, по которым можно установить влияние параметров продольного профиля дороги на изменение расхода топлива.

Основной материал. В методике [5] увеличение расхода топлива учитывается коэффициентом:

$$Q = Q_0 \cdot (1 + 0.01 \cdot K_{\Delta}), \quad (1)$$

где Q_0 – базовая норма расхода топлива, л/100 км;

Q – скорректированная норма расхода топлива, л/100 км.

K_{Δ} – коэффициент корректирования, %.

Выразим корректирующий коэффициент. Тогда

$$K_{\Delta} = (Q/Q_0 - 1) \cdot 100. \quad (2)$$

В работе [15] предложена зависимость расчета расхода топлива в л/100 км:

$$Q_0 = \frac{100 \cdot N_{\delta}}{H_n \cdot \rho_m \cdot \eta_a}, \quad (3)$$

где N_{δ} – мощность, подведенная к дороге, кВт;

H_n – низшая теплота сгорания, кДж/кг;

ρ_m – плотность топлива, г/см³;

η_a – КПД автомобиля.

КПД автомобиля учитывает все виды потерь от двигателя до колес автомобиля. Согласно [15]:

$$\eta_a = \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_k, \quad (4)$$

где η_i , η_m , η_{mp} , η_k – КПД индикаторный и механический ДВС, КПД трансмиссии и колеса, соответственно.

Допустим, что η_k учитывает потери в колесах автомобиля, когда автомобиль движется по ровной дороге. Когда автомобиль едет по неровной дороге, то в подвеске и колесах автомобиля часть мощности рассеивается. Введем дополнительный КПД η_{Δ} , который учтет эти потери. Тогда

$$\delta\eta_a = \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{mp} \cdot \delta\eta_k, \quad (5)$$

где $\delta\eta_a$ и $\delta\eta_k = \eta_k \cdot \eta_{\Delta}$ – скорректированные КПД автомобиля и колеса, соответственно.

Тогда расход топлива при движении по неровной дороге с учетом потерь в колесах и подвески автомобиля:

$$Q = \frac{100 \cdot N_{\delta}}{H_n \cdot \rho_m \cdot \delta\eta_a} = \frac{100 \cdot N_{\delta}}{H_n \cdot \rho_m \cdot \eta_a \cdot \eta_{\Delta}}. \quad (6)$$

Подставим в формулу (2) зависимости (3) и (6):

$$K_{\Delta} = (1/\eta_{\Delta} - 1) \cdot 100. \quad (7)$$

Дополнительный КПД η_{Δ} , можно рассчитать по формуле:

$$\eta_{\Delta} = N_{\delta} / (N_{\delta} + N_{\Delta}), \quad (8)$$

где N_{Δ} – мощность потерь в колесах и подвеске автомобиля, затраченную на преодоление неровностей дороги, Вт.

Подставим в формулу (7) зависимость (8). Тогда

$$K_{\Delta} = 100 \cdot N_{\Delta} / N_{\delta}. \quad (9)$$

Мощность на колесах автомобиля может быть получена из баланса мощности, исключая составляющую потерь на сопротивление качению колеса, поскольку эти потери учитываются в КПД колеса η_k , т.е.

$$N_{\delta} = N_i + N_w + N_j, \quad (10)$$

где N_i , N_w , N_j – соответственно, мощности на преодоление уклона дороги, сопротивления воздуха и на разгон или замедление автомобиля, Вт.

Составляющие баланса могут быть рассчитаны по известным из теории автомобилей формулам:

$$\begin{aligned} N_i &= G_a \cdot i \cdot V_a / 3.6; \\ N_w &= k \cdot \alpha_t \cdot B_a \cdot H_a \cdot V_a^3 / 3.6^3; \\ N_j &= 0.1 \cdot \delta \cdot G_a \cdot V_a / 3.6 \cdot dV_a / dt, \end{aligned} \quad (11)$$

где G_a – вес автомобиля, Н;

i – уклон дороги;

V_a – скорость автомобиля, км/ч;

k – коэффициент лобового сопротивления воздуха, Н·с²/м⁴;

α_t – коэффициент заполнения лобовой площади;

B_a – ширина автомобиля, м;

H_a – высота автомобиля, м;

δ – коэффициент учета вращающихся масс в трансмиссии.

При установившемся режиме движения, т.е. без учета замедления и ускорения, мощность N_{δ} , подведенная к дороге, можно рассчитать по формуле

$$N_o = V_a \cdot (G_a \cdot i + k \cdot \alpha_t \cdot B_a \cdot H_a \cdot V_a^2 / 13) / 3.6. \quad (12)$$

Мощность потерь N_Δ колебательных процессов в подвески автомобиля определяется через энергию, затраченную системой за один цикл преодоления неровности дороги, т.е.

$$N_\Delta = E_\Delta / t, \quad (13)$$

где E_Δ – энергия потерь в подвеске, Дж;

t – время переезда через неровность, с.

Время цикла t связана с частотой возмущений ν , а зная расстояние между неровностями l_n и скорость движения V_a , может быть определена так

$$\begin{aligned} t &= 2 \cdot \pi / \nu; \\ \nu &= 2 \cdot \pi \cdot V_a / (3.6 \cdot l_n); \\ t &= 3.6 \cdot l_n / V_a, \end{aligned} \quad (14)$$

Выделяется [16] четыре составляющие энергии потерь: гистерезисные потери в шинах, преодоление силы трения в рессорах, гидравлические потери в амортизаторах и преодоление горизонтальной составляющей реакции дороги. Тогда

$$E_\Delta = E_{ш} + E_p + E_a + E_r, \quad (15)$$

где $E_{ш}$, E_p , E_a , E_r – энергия потерь по составляющим: в шинах, в рессорах, в амортизаторах, от горизонтальной реакции, Дж.

Для расчета составляющих энергии можно воспользоваться [16] следующими упрощенными зависимостями:

$$\begin{aligned} dE_r &= k_1 \cdot (q - x) \cdot \dot{q} \cdot dt; \\ dE_p &= R \cdot \dot{q} \cdot dt; \\ dE_a &= c \cdot \dot{q}^2 \cdot dt; \\ dE_{ш} &= c_1 \cdot \dot{q}^2 \cdot dt, \end{aligned} \quad (16)$$

В расчетах принимается, что возмущающее воздействие дорожного покрытия и относительное перемещение масс кузова и колес автомобиля имеют схожие характеристики. Параметры колес и подвески автомобиля являются постоянными.

Если принять, что возмущения неровностей дороги соответствует гармонической периодической функции вида

$$q = q_0 \cdot \sin(\nu t), \quad (17)$$

где q_0 – максимальная высота неровности дороги, м, то энергии потерь можно рассчитать по формулам:

$$E_{ш} = \pi \cdot q_0^2 \cdot c_1 \cdot \nu; \quad (18)$$

$$E_p = 4 \cdot R \cdot q_0;$$

$$E_r = E_a = \pi \cdot q_0^2 \cdot c \cdot \nu,$$

где c_1 – коэффициент затухания в шинах, Н·с/м;

R – сила трения в рессорах, Н;

c – коэффициент затухания амортизаторов, Н·с/м.

С учетом выражений (14), (15) и (18) мощность потерь N_Δ составит:

$$N_\Delta = 0.278 \cdot V_a / l_n \cdot (4 \cdot R \cdot q_0 + 5.48 \cdot V_a \cdot q_0^2 \cdot (2 \cdot c + c_1) / l_n). \quad (19)$$

Подставим в формулу расчета коэффициента корректирования (9) формулы (12) и (19). Тогда

$$K_\Delta = 400 \cdot \frac{R \cdot q_0 + 1.37 \cdot q_0^2 \cdot V_a / l_n \cdot (c_1 + 2 \cdot c)}{l_n \cdot (G_a \cdot i + k \cdot \alpha_t \cdot B_a \cdot H_a \cdot V_a^2 / 13)}. \quad (20)$$

Для примера, произведем расчет корректирующего коэффициента для автомобиля 3А3 Sens при следующих исходных данных: $R = 20$ Н, $G_a = 10640$ Н, $\alpha_t = 0.85$, $B_a = 1.68$ м, $H_a = 1.43$ Н, $c_1 = 280$ Н·с/м, $c = 1040$ Н·с/м, $k = 0.28$ Н·с²/м⁴, Примем следующие параметры продольного профиля дороги: $q = 0.02$ м, $l_n = 10$ м, $i = 0.01$. При скорости автомобиля 50 км/ч расход топлива из-за неровности дороги увеличиться на

$$\begin{aligned} K_\Delta &= 400 \cdot (20 \cdot 0.05 + 1.37 \cdot 0.05^2 \cdot 50 / 5) \times \\ &\times (280 + 2 \cdot 1040) / (5 \cdot (10640 \cdot 0.01 + \\ &+ 0.28 \cdot 0.85 \cdot 1.68 \cdot 1.43 \cdot 50^2 / 13)) = 1.27 \% \end{aligned}$$

Для принятых в примере условий коэффициент корректирования расхода топлива автомобиля 3А3 Sens зависит от скорости автомобиля так:

$$K_\Delta = \frac{51.73 \cdot V_a + 160}{0.44 \cdot V_a^2 + 1064.4}. \quad (21)$$

На рис. 1 приведен график изменения расхода топлива от скорости движения. Максимальный расход топлива соответствует скорости 46,2 км/ч.

Если длину между неровностями уменьшить в два раза, то расход топлива при той же скорости увеличится на 4.9 %, а если еще уменьшить высоту неровности в два раза, то расход топлива возрастет уже на 19.4 %.

На рис. 2–3 приведены графические зависимости изменения расхода топлива от длины и высоты неровности дороги.

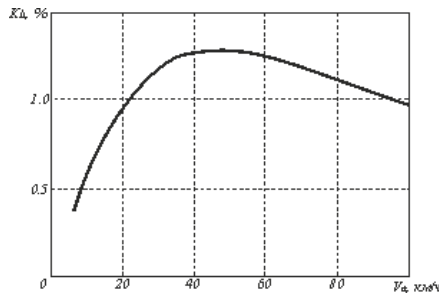


Рис. 1 – Влияние расхода топлива от скорости автомобиля:

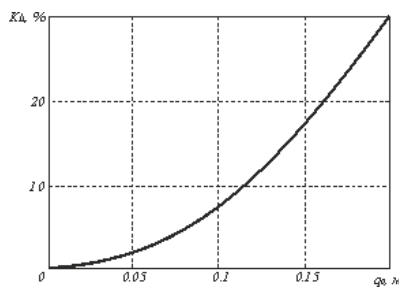


Рис. 2 – Влияние расхода топлива от высоты неровности дороги

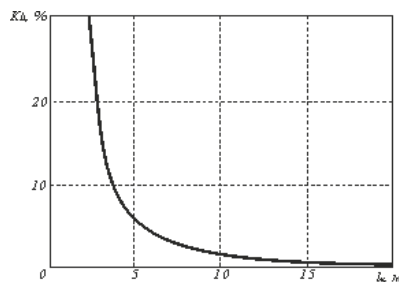


Рис. 3 – Влияние расхода топлива от длины между неровностями дороги

Если принять, что возмущения неровностей дороги соответствует единичной неровности вида

$$q = q_0 \cdot (1 - e^{-\alpha t}), \quad (22)$$

где α – коэффициент крутизны профиля неровности, то энергию потерь можно рассчитать по формулам:

$$\begin{aligned} E_{\text{ш}} &= 0.5 \cdot q_0^2 \cdot \alpha \cdot c_1 \cdot (e^{-2\alpha t} - 1); \\ E_p &= R \cdot q_0 \cdot (e^{-\alpha t} - 1); \\ E_a &= 0.5 \cdot q_0^2 \cdot \alpha \cdot c \cdot (e^{-2\alpha t} - 1); \\ E_r &= 0.5 \cdot q_0^2 \cdot k_1 \cdot (e^{-2\alpha t} - 1), \end{aligned} \quad (23)$$

где k_1 – жесткость колес, Н/м.

В формуле (23) под t понимаем – время движения автомобиля между двумя последовательными неровностями. Это время, также как и для периодических неровностей, можно рассчитать по формуле (13).

Получим выражение мощности потерь N_{Δ} для

случая переезда автомобиля через ступеньку.

$$N_{\Delta} = \frac{V_a \cdot q_0}{3600 \cdot l_n} \cdot \left(R \cdot (e^{-3.6 \cdot \alpha \cdot l_n / V_a} - 1) + 0.5 \cdot q_0 \times \right. \quad (24)$$

$$\left. \times (k_1 + \alpha \cdot c + \alpha \cdot c_1) \cdot (e^{-7.2 \cdot \alpha \cdot l_n / V_a} - 1) \right).$$

Подставим в формулу расчета коэффициента корректирования (9) формулы (12) и (24). Тогда

$$K_s = 0.1 \cdot q_0 \cdot \left(R \cdot (e^{-3.6 \cdot \alpha \cdot l_n / V_a} - 1) + \right. \quad (25)$$

$$\left. + 0.5 \cdot q_0 \cdot (k_1 + \alpha \cdot (c_1 + c)) \cdot (e^{-7.2 \cdot \alpha \cdot l_n / V_a} - 1) \right) /$$

$$/ l_n \cdot (G_a \cdot i + k \cdot \alpha_t \cdot B_a \cdot H_a \cdot V_a^2 / 13).$$

Произведем расчет корректирующего коэффициента для автомобиля ЗАЗ Sens при переезде автомобильного колеса через ступеньку, Коэффициент крутизны профиля неровности принимаем равным $\alpha = 1$ с, а жесткость колес $k_1 = 3.5 \cdot 10^5$ Н/м. Остальные показатели остаются такими же как в предыдущем примере. Тогда расход топлива из-за неровности дороги увеличиться на

$$K_s = 0.1 \cdot 0.05 \cdot (20 \cdot (e^{-3.6 \cdot 1 \cdot 50} - 1) +$$

$$+ 0.5 \cdot 0.05 \cdot (3.5 \cdot 10^5 + 1 \cdot (280 + 1040)) \times$$

$$\times (e^{-7.2 \cdot 1 \cdot 50} - 1) / (5 \cdot (10640 + 0.01 +$$

$$+ 0.28 \cdot 0.85 \cdot 1.68 \cdot 1.43 \cdot 50^2 / 13)) = 2.3 \%$$

На рис. 4 приведен графическая зависимость изменения расхода топлива от коэффициента крутизны неровности.

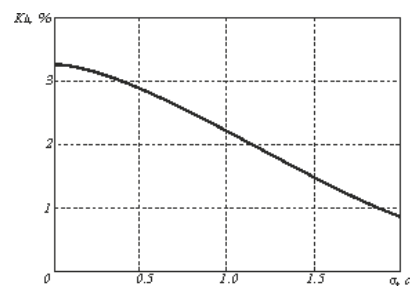


Рис. 4 – Влияние расхода топлива от коэффициента крутизны неровности

Если длину между неровностями уменьшить в два раза, а высоту увеличиться в два раза, то расход топлива возрастет уже на 23.4 %.

Выводы. Несмотря на то, что в методике грубо учтены процессы, возникающие в подвеске автомобиля при возмущающих воздействиях дороги, но выполненные исследования позволяют более конкретно охарактеризовать понятие «сложные дорожные условия», используемое в методике [1]. В отличие от похода в работе [17], здесь получены аналитические зависимости изменения расхода топлива от конкретных параметров продольного профиля дороги: высоты, длины и коэффициента

крутизны неровности, а также учтены конструктивные особенности автомобиля. Используя полученные зависимости можно получить корректирующие коэффициенты расхода топлива для всех типов дорог.

Список литературы

1. *Енергетична галузь України: Підсумки 2016 року (газовий сектор, нафта і нафтопродукти, вугілля, ринок електроенергії, енергоефективність, тарифоутворення в секторі комунальних послуг)* / Центр Разумкова. К.: Вид. "Заповіт", 2017. 164 с.
2. *Движение - смерть. В Украине разбиты 97 % дорог* / Корреспондент. URL: <http://korrespondent.net/business/economics/3675432-dvzhenye-smert-v-ukrayne-razbyty-97-doroh> (дата обращения: 10.02.2018).
3. *ДБН В.2.3-4-2000 Сооружения транспорта. Автомобильные дороги*. Киев: Госстрой Украины, 2000. 85 с.
4. *Лист Мінінфраструктури N 1928/25/10-16 від 26.02.2016 р. «Щодо деяких питань норм витрат палива»*. URL: <http://www.profiwins.com.ua/uk/letters-and-orders/transport/8861-1928.html> (дата обращения: 24.08.2017).
5. *Норми витрат палива і мастильних матеріалів на автомобільному транспорті*. Київ: Мінтранс України, 1998. 45 с.
6. *Порядок применения поправочных коэффициентов к нормам расхода топлива / Доход Расход*. URL: <http://buhgalter2011-afrika.blogspot.co.ke/2013/08/> (дата обращения: 24.08.2017).
7. Кузнецов, А.П. Болдин, В.М. Власов и др. *Техническая эксплуатация автомобилей / 4-е изд., перераб. и доп.* Москва: Наука, 2004. 535 с.
8. Говорущенко Н.Я. *Техническая эксплуатация автомобилей*. Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1984. 312 с.
9. Чудаков Е.А. *Качение автомобильного колеса*. Москва: Mashgiz, 1947.
10. Говорущенко Н. Я. *Теоретические основы эксплуатационных расчетов движения автомобилей на дорогах с различной степенью ровности* / Дис. ... д-р техн. наук. Харьков: ХАДИ, 1964. 348 с.
11. Ротенберг Р.В. *Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода*. Москва: Машиностроение, 1972. 392 с.
12. Подригало М.А., Волков В.П., Бобошко А.А., Павленко В.А. и др. *Динамика автомобиля*. Харьков: ХНАДУ, 2008. 426 с.
13. Клец Д.М. *Определение нормальных реакций на передних и задних колесах автомобиля при движении по неровной дороге*, *Вестник ХНАДУ*, Харьков: ХНАДУ, 2013, Вып. 61-62. С. 195-199.
14. Говорущенко Н.Я. *Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте*. Москва: Транспорт, 1990. 135 с.
15. Говорущенко Н.Я. Кривошапов С.И. *Новая методика нормирования расхода топлива транспортных машин (метод четырех КПД). Автомобильный транспорт*. Харьков: ХНАДУ, 2004, № 15. С. 31-34.
16. Говорущенко Н.Я., Туренко А.Н. *Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта)*. Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. 468 с.
17. Кривошапов С.И. *Особенности нормирования расхода топлива в сложных дорожных условиях эксплуатации машин. Вісник НТУ «ХПІ»*. Кіркв, НТУ «ХПІ», 2015, № 10 (1119). С. 115-121.

References (transliterated)

1. *Energetichna galuz' Ukraini: Pidsumki 2016 roku (gazoviy sektor, nafta i naftoprodukti, vugillja, rinok elektroenerhii, energoeftivnist', tarifoutvorennja v sektori komunal'nih poslug)* [Energy sector of Ukraine: The results of 2016 (gas sector, oil and

- petroleum products, coal, electricity market, energy efficiency, tariff setting in the utilities sector)] / Centr Razumkova. K.: Vid. "Zapovit", 2017. 164 s.
2. *Dvizhenie - smert'. V Ukraine razbity 97 % dorog* [Movement is death. 97% of roads are broken in Ukraine] / Korrespondent. URL: <http://korrespondent.net/business/economics/3675432-dvzhenye-smert-v-ukrayne-razbyty-97-doroh> (data obrashhenija: 10.02.2018).
3. *DBN V.2.3-4-2000 Sooruzhenija transporta. Avtomobil'nye dorogi* [DBN B.2.3-4-2000 Transport facilities. Car roads]. Kiev: Gosstroj Ukrainy, 2000. 85 c.
4. *List Mininfrastrukturi N 1928/25/10-16 vid 26.02.2016 r. «Shhodo dejakih pitan' norm vitrat paliva»* [Letter of the Ministry of Infrastructure No. 1928/25/10-16 dated 26.02.2016 "On Certain Issues of Norms of Fuel Expenditures"]. URL: <http://www.profiwins.com.ua/uk/letters-and-orders/transport/8861-1928.html> (data obrashhenija: 24.08.2017).
5. *Normi vitrat paliva i mastil'nih materialiv na avtomobil'nomu transporti* [Norms of fuel and lubricants consumption in road transport]. Kiiv: Mintrans Ukraïni, 1998. 45 s.
6. *Porjadok primenenija popravocnyh koeficientov k normam rashoda topliva* [Procedure for applying correction factors to fuel consumption rates] / Dohod Rashod. URL: <http://buhgalter2011-afrika.blogspot.co.ke/2013/08/> (data obrashhenija: 24.08.2017).
7. Kuznecov, A.P. Boldin, V.M. Vlasov i dr. *Tehnicheskaja jekspluatacija avtomobilej* [Technical operation of the vehicles] / 4-e izd., pererab. i dop. Moskva: Nauka, 2004. 535 s.
8. Govorushhenko N.Ja. *Tehnicheskaja jekspluatacija avtomobilej* [Technical operation of the vehicles]. Har'kov: Vishha shkola. Izd-vo pri Har'k. un-te, 1984. 312 s.
9. Chudakov E.A. *Kachenie avtomobil'nogo kola* [Automotive wheel rolling]. Moskva: Mashgiz, 1947.
10. Govorushhenko N. Ja. *Teoreticheskie osnovy jekspluatacionnyh raschetov dvizhenija avtomobilej na dorogah s razlichnoj stepen'ju rovnosti* [Theoretical bases of operational calculations of movement of cars on roads with a various degree of an evenness] / Dis. ... d-r tehn. nauk. Har'kov: HADI, 1964. 348 s.
11. Rotenberg R.V. *Podveska avtomobilja. Kolebanija i plavnost' hoda* [Car suspension. Fluctuations and smooth running]. Moskva: Mashinostroenie, 1972. 392 s.
12. Podrigalo M.A., Volkov V.P., Boboshko A.A., Pavlenko V.A. i dr. *Dinamika avtomobilja* [Dynamics of the car]. Har'kov: HNADU, 2008. 426 s.
13. Klec D.M. *Opredelenie normal'nih reakcij na perednih i zadnih kolesah avtomobilja pri dvizhenii po nerovnoj doroge* [Determination of normal reactions at front and rear wheels during driving on uneven road surface]. *Vestnik HNADU*, Har'kov: HNADU, 2013, Vyp. 61-62. S. 195-199.
14. Govorushhenko N.Ja. *Jekonomija topliva i snizhenie toksichnosti na avtomobil'nom transporte* [Fuel economy and toxicity reduction in road transport]. Moskva: Transport, 1990. 135 s.
15. Govorushhenko N.Ja., Krivoschapov S.I. *Novaja metodika normirovanija rashoda topliva transportnyh mashin (metod chetyreh KPD)* [A new method of rationing fuel consumption of transport vehicles (the method of four efficiency)]. *Avtomobil'nyj transport*. Har'kov: HNADU, 2004, № 15. C. 31-34.
16. Govorushhenko N.Ja., Turenko A.N. *Sistemotekhnika transporta (na primere avtomobil'nogo transporta)* [System engineering of transport (on the example of road transport)]. Har'kov: RIO HGADTU, 1999. 468 s.
17. Krivoschapov S.I. *Osobennosti normirovanija rashoda topliva v slozhnyh dorozhnyh uslovijah jekspluatacii mashin* [Features of rationing of fuel consumption in difficult road conditions of machine operation]. *Visnik NTU «HPI»*. Karkiv, NTU «HPI», 2015, № 10 (1119). S. 115-121.

Поступила (received) 14.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Кривошапов Сергей Иванович (Кривошапов Сергей Иванович, Krivoschapov Sergey Ivanovich) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Технічної експлуатації і сервісу автомобілів ім. проф. Говорущенко М.Я.», м. Харків, Україна; тел.: +38(057) 707-37-68; e mail: tesa@khadi.kharkov.ua.

О.О. ОСТРОВЕРХ, М.О. МІТЦЕЛЬ, Є.С. ПЕЛИПЕНКО

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ СТЕНДОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ СПУСКО-ПІДЙОМНОЇ ОПЕРАЦІЇ ПРИ ЗАСТОСУВАННІ БЕЗСТУПІНЧАСТИХ ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНИХ ТРАНСМІСІЙ НА АВТОМОБІЛЯХ ДЛЯ РЕМОНТУ НАФТОГАЗОВИХ СВЕРДЛОВИН

В роботі підтверджена вірогідність результатів теоретичного обґрунтування щодо використання безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій (ГОМТ) на автомобілях для ремонту нафтогазових свердловин (РНГС) шляхом порівняльного аналізу з експериментальними стендовими дослідженнями. В ході експериментального стендового дослідження застосовувався стенд, який налаштовувався за схемами «гідрооб'ємна передача (ГОП) – лебідка» та «ГОМТ з диференціалом на виході – лебідка». Обробка експериментальних даних відбувається за допомогою фільтра Калмана, з метою зменшення похибки приладів проводилися тарувальні характеристики валів. У процесі теоретичних досліджень процесу підйому і спуску вантажу були розроблені математичні моделі схем «ГОП – лебідка» та «ГОМТ з диференціалом на виході – лебідка».

Ключові слова: автомобіль для ремонту нафтогазових свердловин, гідрооб'ємно-механічна трансмісія, лебідка, стенд, дослідження, підйом, спуск.

В работе подтверждена достоверность результатов теоретического обоснования по использованию бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий (ГОМТ) на автомобилях для ремонта нефтегазовых скважин (РНГС) путем сравнительного анализа с экспериментальными стендовыми исследованиями. В ходе экспериментального стендового исследования применялся стенд, который настраивался по схемам «гидрообъемная передача (ГОП) - лебедка» и «ГОМТ с дифференциалом на выходе - лебедка». Обработка экспериментальных данных происходит с помощью фильтра Калмана, с целью уменьшения погрешности приборов проводилась тарировка характеристики валов. В процессе теоретических исследований процесса подъема и спуска груза были разработаны математические модели схем «ГОП - лебедка» и «ГОМТ с дифференциалом на выходе - лебедка».

Ключевые слова: автомобиль для ремонта нефтегазовых скважин, гидрообъемно-механическая трансмиссия, лебедка, стенд, исследования, подъем, спуск.

The reliability of the results of the theoretical justification for the use of stepless hydrostatic-mechanical transmission (GOMT) on cars for repair of oil and gas wells (ROGW) by comparative analysis with experimental bench studies is confirmed in the paper. In the course of the experimental bench test, a stand was used, which was adjusted according to the schemes "hydrostatic transmission (GOP) - winch" and "GOMT with output differential - winch". The experimental data are processed using a Kalman filter, in order to reduce the error of the instruments, the calibration of the characteristics of the shafts was carried out. In the process of theoretical studies of the process of lifting and lowering the load, mathematical models of the circuits "GOP-winch" and "GOMT with output differential-winch".

Key words: car for repair of oil and gas wells, hydrostatic-mechanical transmission, winch, stand, research, lifting, descent.

Вступ.

Збільшення обсягів видобутку нафти та газу напряму залежить від працездатності обладнання, яке використовується на свердловинах. Особливість ремонту нафтогазових свердловин, полягає в тому, що близько 80 – 90% часу витрачається на спуск та підйом бурильної або насосно-компресорної колони труб (КТ), які виконуються автомобілями зі спеціальним обладнанням.

Особливістю автомобілів для РНГС є складність конструкції її трансмісії, яка полягає в застосуванні великої кількості механічних складових (валів, зубчастих зачеплень, фрикційних муфт, тощо) [1 – 4], а також негативним чинником при виконанні спуско-підйомної операції на свердловині є циклічність великого навантаження на гальмівні елементи, що призводить до втрати працездатності стрічкових гальм.

Підвищення технічного рівня автомобілів для РНГС можливо за рахунок переходу на використання безступінчастих (ГОМТ), які окрім виконання своїх основних функцій, забезпечать проведення технологічних операцій підйому і спуску КТ.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Існує ряд наукових праць, які присвячені дослідженню застосування безступінчастих ГОМТ в складі автомобілів для РНГС [5 – 7]. В роботі [8,9] авторами складена математична модель безступінчатої ГОМТ автомобілів для РНГС. Зокрема, в роботах [10, 11]

авторами проведено аналіз застосування закордонної та вітчизняної гідроапаратури у складі безступінчастих ГОМТ автомобілів для РНГС.

Необхідно відзначити, що застосування безступінчастих ГОМТ на автомобілях для РНГС підвищує ефективність їх роботи [12, 13].

Мета дослідження, постановка задачі. Мета даної роботи полягає у підтвердженні застосування ГОП і безступінчастих ГОМТ на автомобілях для РНГС при виконанні ремонтних операцій, на підставі кінематичних силових і енергетичних параметрів «ГОП – лебідка» і «ГОМТ з диференціалом на виході – лебідка», при використанні вантажу з різною вагою.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- визначення в процесі підйому і спуску вантажу з різною вагою, параметрів «ГОП – лебідка»;
- визначення в процесі підйому вантажу з різною вагою, параметрів «ГОМТ з диференціалом на виході – лебідка».

Вибір об'єкту досліджень. В якості об'єкту експериментальних стендових досліджень, для підтвердження застосування ГОП і безступінчастих ГОМТ на автомобілях для РНГС, виступає стенд з ГОМТ, який розроблено на кафедрі автомобіле- і тракторобудування НТУ «ХП», на чолі зі старшим викладачем Мітцель М.О., під керівництвом, завідувача кафедри, д.т.н., проф. Самородова В. Б. Конструкція стенду дозволяє проводити випробування

за схемами «ГОП – лебідка» і «ГОМТ з диференціалом на виході – лебідка» (рис.1-3) [14, 15].



а)



б)

Рис. 1 – Розроблений стенд: а – «ГОП – лебідка»; б – «ГОМТ з диференціалом на виході – лебідка»

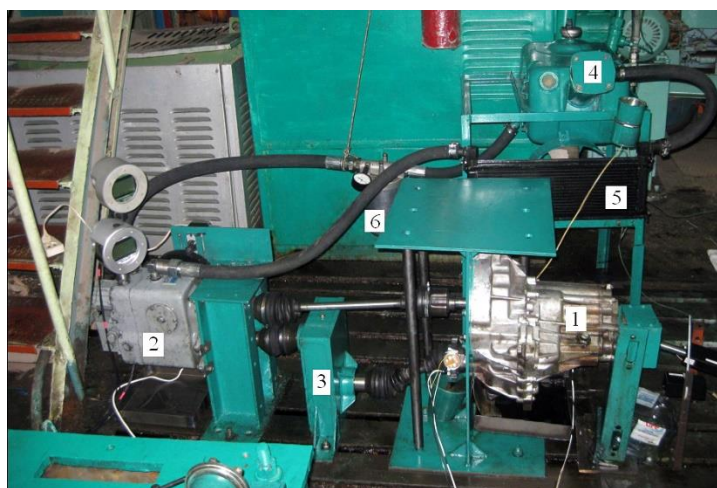


Рис. 2 – Елементи стенду: 1 – блок редукторів з планетарним механізмом; 2 – гідронасос і гідромотор в одному корпусі; 3 – циліндричний редуктор; 4 – масляний бак; 5 – радіатор с вентилятором; 6 – фільтр



а)



б)

Рис. 3 – а) лебідка; б) кран-блок: 1 – кран, 2 – груз

Стенд складається з трифазного асинхронного двигуна змінного струму А2-72-4 номінальної потужністю 30 кВт, силою струму при напрузі 380 В – 57,3 А, та частотою обертання 1455 об/хв., циліндричного редуктора, ГОМТ, масляного бака з фільтром і радіатор з вентилятором, лебідки. ГОМТ (рис. 2) – це блок редукторів, а саме циліндричний редуктор 3, який виконано у закритому корпусі з

передавальним числом $i_3 = 33/62$; двох циліндричних передач передавальне число яких дорівнює $i_2 = 31/32$ і $i_4 = 17/62$ та планетарного механізму (значення внутрішнього передавального відношення якого дорівнює $k = -1$) поз. 1; гідравлічною частиною 2, що складається з гідронасоса і гідромотора

продуктивністю $q = 33 \text{ см}^3$. Гідравлічна частина ГОМТ складається з масляного баку 4 об'ємом 30 л., а також системи охолодження 5 радіатор с вентилятором, та фільтром 6. Лебідка (рис. 3) складається з двох циліндричних редукторів з передавальними числами $i_5 = 12/23$, $i_6 = 12/41$, барабана, троса: довжиною 10 м. і діаметром 5 мм.

Описання приладів та обладнання, які використовувались в ході експериментальних

стендових досліджень. В ході експериментальних стендових досліджень розроблено вимірювальний комплекс для реєстрації отриманих даних, що складаються з системи живлення апаратури, вимірювального модуля, гібридного крокового двигуна, двох датчиків надлишкового тиску та датчиків крутних моментів, датчика кутової швидкості, двох індуктивних датчиків. Схема стендів зображена на (рис. 4).

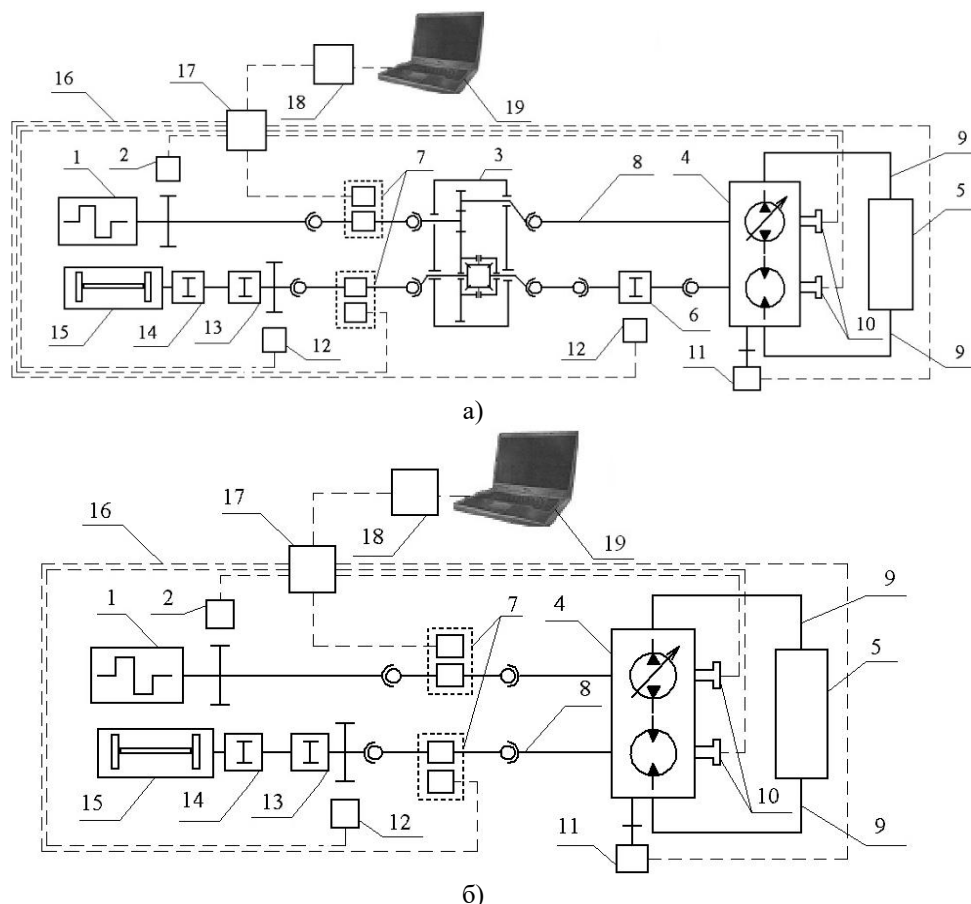


Рис. 4 – Схема стенду: а) – безступінчаста «ГОМТ з диференціалом на виході – лебідка»; б) – «ГОП – лебідка»; 1 – трифазний асинхронний двигун змінного струму; 2 – датчик кутової швидкості; 3 – блок редукторів з планетарним механізмом; 4 – гідронасос і гідромотор; 5 – масляний бак з фільтром і радіатор з вентилятором; 6, 13, 14 – циліндричні редуктори; 7 – датчик крутних моментів; 8 – карданна передача; 9 – трубопроводи; 10 – датчики надлишкового тиску; 11 – кроковий двигун; 12 – датчик індуктивної частоти обертання; 15 – лебідка; 16 – дротове з'єднання; 17 – джерело живлення постійного струму; 18 – аналого-цифровий перетворювач (АЦП); 19 – ноутбук.

Тарувальна характеристика валів. Перед початком експериментального стендового дослідження та після його завершення необхідно проводити процес тарування валів, оскільки датчики крутних моментів, які використовувались при дослідженні не мають сертифіката.

В процесі дослідження тарувальна характеристика застосовувалася до приладів, які вимірювали обертальний момент і кріпилися на валах в схемі «ГОП – лебідка» і «ГОМТ з диференціалом на виході – лебідка».

Для спрощення написання, присвоїмо назва вала – №1, який з'єднувався між трифазним асинхронним двигуном і гідронасосом в схемі «ГОП – лебідка», а також схеми «ГОМТ з диференціалом на виході – лебідка», з'єднуючись між трифазним асинхронним двигуном і механічною частиною ГОМТ. Таким же чином присвоїмо назву вала – №2, який з'єднував лебідку з гідромотором в схемі «ГОП – лебідка», а також з планетарним механізмом схеми «ГОМТ з диференціалом на виході – лебідка».

На (рис. 5) показаний стенд, на якому визначалися тарувальні характеристики, які

проводились наступним чином: вал встановлювався на станині, яка жорстко закріплювала його одним кінцем, а до іншого кріпився важіль, довжина якого становила 0,5 м., на який впливав вантаж. Як показано на (рис. 5) датчик обертальних моментів кріпився на вал. Даний датчик з'єднувався з АЦП, який передавав сигнал напруги на комп'ютер. Таким чином, змінюючи вагу вантажу на важелі, змінювалася і величина напруги (рис. 6 – 7), за допомогою якої будувалася тарувальна характеристика.

На (рис. 8 – 9) показано тарувальні характеристики валів №1 і №2, які були побудовані в програмі Microsoft Excel в залежності від напруги (U) і обертальних моментів (M_1 і M_2). На основі даних залежностей будувалися лінії тренда, які описувалися за допомогою рівняння. Надалі в ході експериментальних досліджень дані рівняння використовувалися при обробці вольтів сигналів.



Рис. 5 – Стенд, на якому проводилися визначення тарувальних характеристик

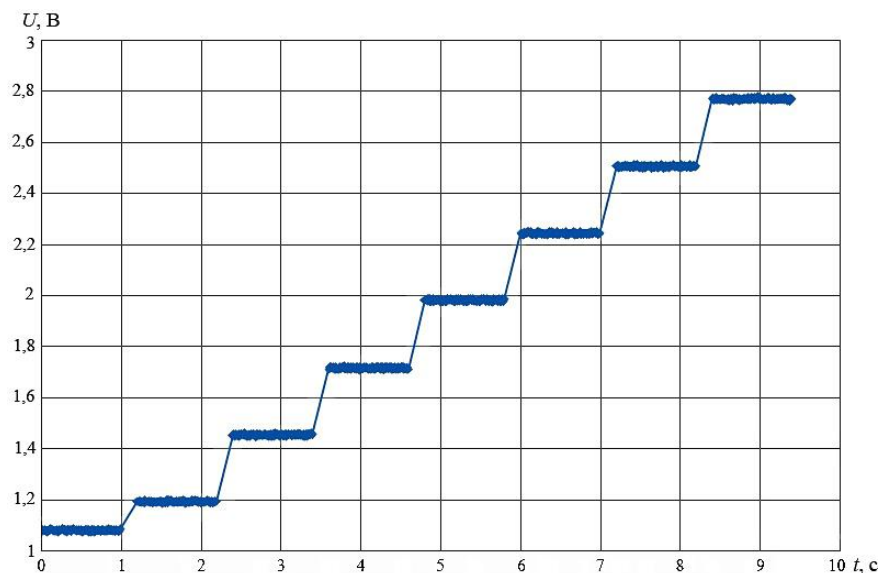


Рис. 6 – Залежність вихідного сигналу від часу з вала №1 (початковий вантаж 2,5 кг, крок 2,5 кг, максимальний вантаж 20 кг)

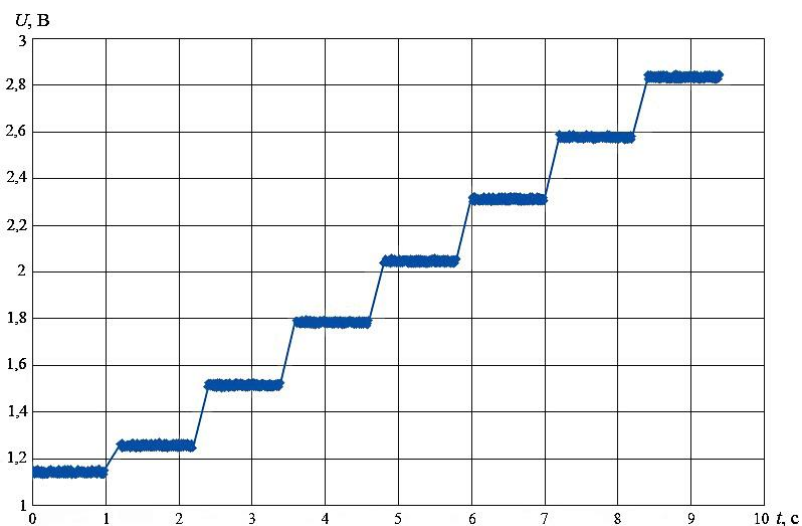


Рис. 7 – Залежність вихідного сигналу від часу з вала №2 (початковий вантаж 2,5 кг, крок 2,5 кг, максимальний вантаж 20 кг).

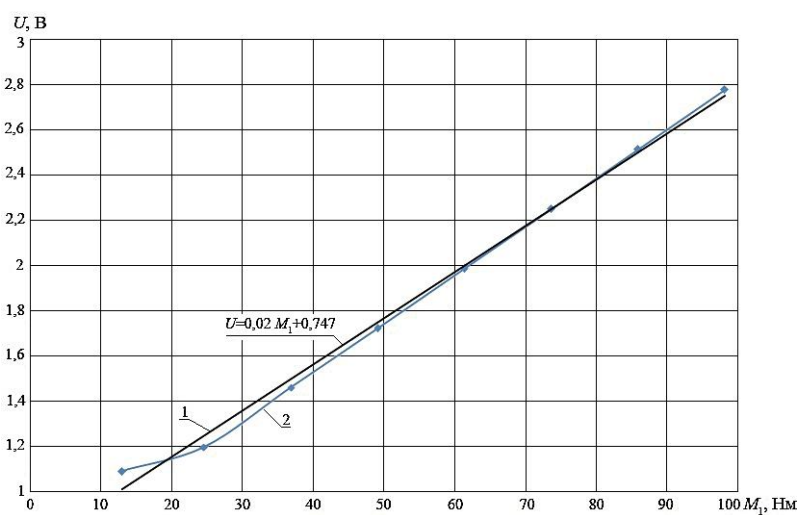


Рис. 8 – Тарувальна характеристика вала №1: 1 – лінія тренду; 2 – залежність, отримана під час дослідження

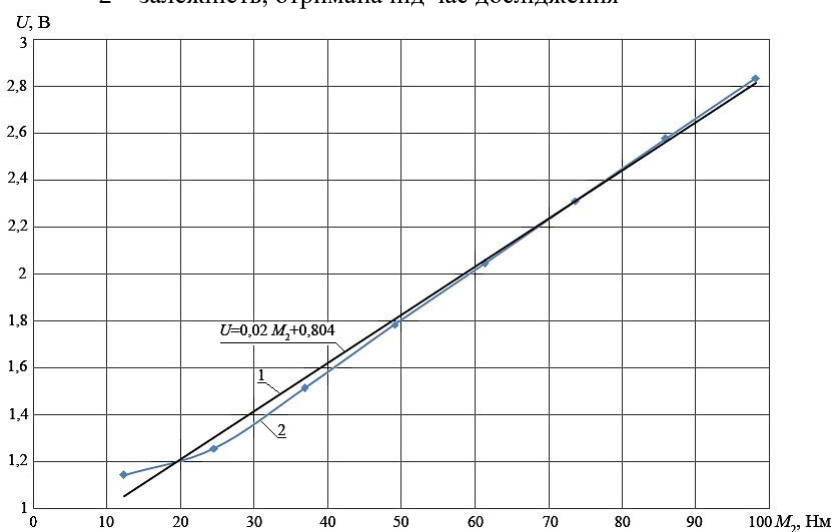
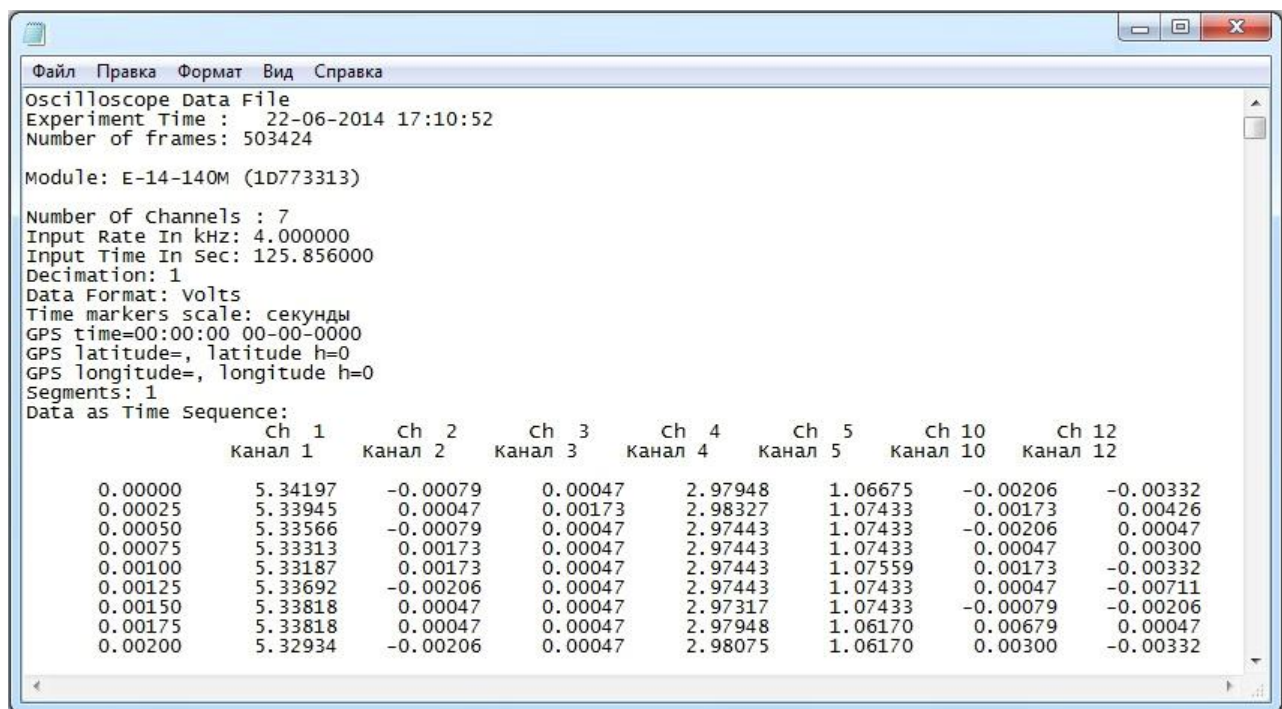


Рис. 9 – Тарувальна характеристика вала №2:
1 – лінія тренду; 2 – залежність, отримана під час дослідження

Обробка отриманих експериментальних даних. Як зазначалося раніше, вихідні сигнали з АЦП відображалися на комп'ютері і надалі зберігалися в текстовому файлі (рис. 10) з розширенням «.txt». Отриманий файл відображав параметри осцилографа і дані, які відображалися в тимчасовій послідовності. Розглядаючи отримані дані можна звернути увагу, що всі результати зберігалися у вигляді набору стовпців, де перший стовпець відображав час (у секундах), а інші відповідали кількості вимірюваних параметрів. При експериментальному дослідженні зі стендом ГОП «лебідка» вимірювалося 7 параметрів (каналів), а при роботі зі стендом ГОМТ «диференціал на виході – лебідка» – 8 параметрів. Канал №1 був пов'язаний з індуктивним датчиком кутової швидкості валу трифазного асинхронного двигуна; канал №2 – з індуктивним датчиком кутової швидкості валу гідромотора; канал №3 – з індуктивним датчиком кутової швидкості вала лебідки; канал №4 – з датчиком для вимірювання обертальних моментів на

валу лебідки; канал №5 – з датчиком для вимірювання обертальних моментів на валу трифазного асинхронного двигуна; канал №10 – з датчиком надлишкового тиску, який створювався насосом підживлення; канал №12 – з датчиком надлишкового тиску в магістралі ГОП. Обробка результатів проводилася в програмі MATLAB, за допомогою створеної моделі фільтра Калмана, який складався з блоку який перетворив вхідні сигнали в матрицю і безпосередньо блоку фільтра Калмана. Даний фільтр дозволяв ефективно оцінити вектор стану середовища, яка складалася з лав зашумлених вимірювань. Головними перевагами даного фільтра було те, що він був реалізований в часовому, а не в частотному поданні подібно іншим рекурсивним фільтрам (фільтри Чебишева, Баттерворта, Бесселя та ін), а також оперує оцінками невизначеності вектора стану, спираючись на формулу Байеса умовної ймовірності [16–26].



	Ch 1 канал 1	Ch 2 канал 2	Ch 3 канал 3	Ch 4 канал 4	Ch 5 канал 5	Ch 10 канал 10	Ch 12 канал 12
0.00000	5.34197	-0.00079	0.00047	2.97948	1.06675	-0.00206	-0.00332
0.00025	5.33945	0.00047	0.00173	2.98327	1.07433	0.00173	0.00426
0.00050	5.33566	-0.00079	0.00047	2.97443	1.07433	-0.00206	0.00047
0.00075	5.33313	0.00173	0.00047	2.97443	1.07433	0.00047	0.00300
0.00100	5.33187	0.00173	0.00047	2.97443	1.07559	0.00173	-0.00332
0.00125	5.33692	-0.00206	0.00047	2.97443	1.07433	0.00047	-0.00711
0.00150	5.33818	0.00047	0.00047	2.97317	1.07433	-0.00079	-0.00206
0.00175	5.33818	0.00047	0.00047	2.97948	1.06170	0.00679	0.00047
0.00200	5.32934	-0.00206	0.00047	2.98075	1.06170	0.00300	-0.00332

Рис. 10 – Текстовий файл при експериментальному дослідженні стенду «ГОМТ з диференціалом на виході – лебідка»

Випробування розроблених стендів. Для експериментальних досліджень процесу підйому і спуску вантажу були розроблені стенди з використанням «ГОП – лебідка».

Перший стенд розроблявся з використанням гідрооб'ємної трансмісії, кінематична схема показана на (рис. 11). Процес підйому вантажу здійснювався при максимальних обертах валу асинхронного двигуна за допомогою регулювання параметра $e_1(t)$,

який змінювався в межах $e_1 \in [0; -1]$. Розроблений стенд випробовувався при різних навантаженнях на валу лебідки. Другий стенд збирався з використанням «ГОМТ з диференціалом на виході – лебідка», кінематична схема якого зображена на (рис. 12). Процес підйому реалізовувався таким же способом, як і на першому стенді, при цьому параметр гідронасоса змінювався в межах $e_1 \in [-1; 1]$.

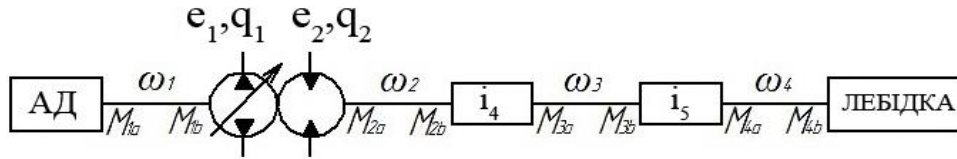


Рис. 11 – Кінематична схема гідрооб'ємної трансмісії («ГОП – лебідка»): АД – асинхронний двигун;
 ω_i – кутова швидкість ланки; M_i – моменти на вході і виході редукторів; i_j – передаточне відношення редуктора;
 e_1, e_2 – зміна параметрів регулювання гідромашин ГОП

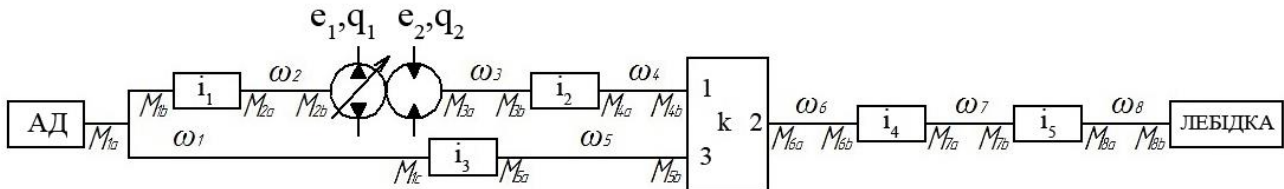


Рис. 12 – Кінематична схема «ГОМТ з диференціалом на виході – лебідка»: АД – асинхронний двигун; ω_i – кутова швидкість ланки; M_i – моменти на вході і виході редукторів; i_j – передаточне відношення редуктора; e_1, e_2 – зміна параметрів регулювання гідромашин ГОП;
 q_1, q_2 – максимальна продуктивність гідромашин ГОП

Порівняльний аналіз результатів теоретичних та експериментальних стендових досліджень. У процесі теоретичних досліджень процесу підйому і спуску вантажу була розроблена математична модель схеми «ГОМТ з диференціалом на виході – лебідка» та «ГОП – лебідка», яка зображена на (рис. 11) і виглядає наступним чином:

– зміна кутових прискорень, описуються наступною системою рівнянь

$$\begin{cases} \dot{\omega}_1 \cdot i_1 - \dot{\omega}_2 = 0; & \dot{\omega}_1 \cdot i_3 - \dot{\omega}_5 = 0; \\ e_1 \cdot q_1 \cdot \dot{\omega}_2 + q_1 \cdot \omega_2 \cdot \dot{e}_1 - e_2 \cdot q_2 \cdot \dot{\omega}_3 - q_2 \cdot \omega_3 \cdot \dot{e}_2 = \\ = \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot |\omega_2|) + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot |\omega_3|) \right) \cdot \Delta P + \\ + \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot C_{1y} \cdot \frac{d}{dt} |\omega_2| + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot C_{2y} \cdot \frac{d}{dt} |\omega_3| \right) \cdot \Delta P; \\ \dot{\omega}_3 \cdot i_2 - \dot{\omega}_4 = 0; \\ \dot{\omega}_4 - k \cdot \dot{\omega}_6 + (k-1) \cdot \dot{\omega}_5 = 0; \\ S_1 \cdot \dot{\omega}_4 - S_1 \cdot \dot{\omega}_5 - \dot{\omega}_5 = 0; \\ \dot{\omega}_6 \cdot i_4 - \dot{\omega}_7 = 0; & \dot{\omega}_6 \cdot i_5 - \dot{\omega}_8 = 0. \end{cases}$$

– зміна силових параметрів описуються наступною системою рівнянь

$$\begin{cases} M_{1b} \cdot \eta_1^{\Theta\text{-sign}(N_{1b})} + i_1 \cdot M_{2a} = 0; & M_{1c} \cdot \eta_2^{\Theta\text{-sign}(N_{1c})} + i_3 \cdot M_{5a} = 0; \\ M_{2b} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta P = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_2); \\ M_{3a} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta P = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_3); \\ M_{3b} \cdot \eta_3^{\Theta\text{-sign}(N_{3b})} + i_2 \cdot M_{4a} = 0; \\ M_{4b} \cdot \eta_4^{\Theta\text{-sign}(N_{4b})} + M_{6a} \cdot \eta_{24}^{\Theta\text{-sign}(N_{6a})} + M_{5b} = 0; \\ M_{4b} \cdot k \cdot \eta_{14}^{\Theta\text{-sign}(N_{4b})} + M_{6a} \cdot \eta_{24}^{\Theta\text{-sign}(N_{6a})} = 0; \\ M_{6b} \cdot \eta_5^{\Theta\text{-sign}(N_{6b})} + i_4 \cdot M_{7a} = 0; & M_{7b} \cdot \eta_6^{\Theta\text{-sign}(N_{7b})} + i_5 \cdot M_{8a} = 0; \\ M_{1a} + M_{1b} + M_{1c} = 0; & M_{2a} + M_{2b} = 0; & M_{3a} + M_{3b} = 0; \\ M_{4a} + M_{4b} = 0; & M_{5a} + M_{5b} = 0; & M_{6a} + M_{6b} = 0; \\ M_{7a} + M_{7b} = 0; & M_{8a} + M_{8b} = 0. \end{cases}$$

У зв'язку з тим, що математичні моделі трансмісій реалізовувалися в програмі MATLAB, а саме в підсистемі Simulink, постало завдання створення або використання вже створеної математичної моделі асинхронного двигуна. В результаті того, що в експериментальному дослідженні стоїть завдання підтвердження застосування ГОП і безступінчастих ГОМТ на автомобілях для РНГС, було прийнято рішення скористатися вже створеною математичною моделлю, яка розташовувалася в бібліотеці програми MATLAB.

Порівнюючи експериментальні і теоретичні результати була отримана похибка щодо кожного параметра дослідження. А саме при дослідженні максимального перепаду робочого тиску в ГОП становила 9,3%; при дослідженні обертового моменту на валу асинхронного двигуна – 9,2%; крутний момент на валу лебідки – 6,32%; кутова швидкість на валу асинхронного двигуна – 4,91%; кутова швидкість на валу лебідки – 7,17%; кутова швидкість на валу гідромотора – 4,11%.

Висновки. В ході експериментального стендового дослідження застосовувався стенд, що складався з трьохфазного асинхронного двигуна змінного струму, циліндричних редукторів, лебідки, ГОМТ, масляного баку, фільтром та радіатором з вентилятором. Стенд налаштовувався за схемами «ГОП – лебідка» та «ГОМТ з диференціалом на виході – лебідка». Реєстрацію отриманих даних забезпечили наступні прилади: вимірювальний модуль, система живлення апаратури, два датчика надлишкового тиску, кроковий двигун, два датчика крутних моментів, та два індуктивні датчики. З метою зменшення похибки приладів необхідно проводити тарувальну характеристику валів. Обробка експериментальних даних відбувається за допомогою фільтра Калмана, який дозволяє ефективно оцінити

вектор стану середовища. Головною перевагою даного фільтра є те, що він реалізований в часовому, а не в частотному поданні подібно іншим рекурсивним фільтрам. Підтверджена вірогідність результатів теоретичного обґрунтування щодо використання безступінчастих ГОМТ на автомобілях для РНГС шляхом порівняльного аналізу з експериментальними стендовими дослідженнями. Максимальна розбіжність між результатами теоретичного та експериментального стендового дослідження не перевищує 9,3%.

Список літератури

1. Руководство по эксплуатации 69УПА.00.00.000.РЕ [Текст] / Установка подъемная УПА-80ПХ.
2. Світлицький В.М. Техніка та технологія підземного ремонту свердловин / Світлицький В. М., Синюк Б. Б., Троцький В. П. – Харків: Прапор, 2007. – 496 с.
3. Агрегат Xj650 [Электронный ресурс] / Режим доступа <http://china.promportal.ru/goods/1355310/samohodniy-agregat-dlya-remonta-skvazhin-xj650.htm>.
4. Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы / Баграмов Р. А. – Москва: "НЕДРА", 1988. – 501 с.
5. Самородов В.Б. Анализ двухпоточной гидрообъемно-механической коробки передач в составе трансмиссии автомобиля для ремонта нефтегазовых скважин / В.Б. Самородов, А.О. Островерх // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2011. – № 56 – С. 87-90.
6. 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.
7. Самородов В.Б. Разработка и анализ бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии по критерию наибольшего КПД, автомобиля для ремонта нефтегазовых скважин / В.Б. Самородов, А.О. Островерх, А.П. Кожушко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2012. – № 60(966) – С. 105-111.
8. Самородов В.Б. Математическая модель трансмиссии автомобиля, оборудованного для ремонта нефтяных и газовых скважин / В.Б. Самородов, А.О. Островерх, В.Р. Мандрыка // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2010. – №33. – С. 42-48.
9. Самородов В.Б. Математическая модель бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии автомобиля оборудованного для ремонта нефтяных и газовых скважин / В.Б. Самородов, А.О. Островерх, В.Р. Мандрыка, М.Н. Байиур, В.С. Остащенко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2010. – №39. – С. 79-83.
10. Островерх А.О. Анализ технологического режима работы бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии с использованием зарубежных гидроагрегатов автомобиля для ремонта нефтегазовых скважин / А.О. Островерх, В.Р. Мандрыка, Е.С. Пелипенко, А.Б. Литвин // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2013. – № 31 (1004) – С. 52-59.
11. Островерх А.О. Анализ технологического режима работы бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии с использованием отечественных гидроагрегатов автомобиля для ремонта нефтегазовых скважин / А.О. Островерх, В.Б. Самородов, А.П. Кожушко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2013. – № 30 (1003) – С. 23-31.
12. Островерх А.О. Повышение эффективности работы подъемных автомобильных установок с использованием бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий / А.О. Островерх, В.Б. Самородов // Східно-Європейський журнал передових

- технологій. – 2014. – №6 (72). – С. 37-44.
13. Ostroverkh A.O. Increase in the efficiency of lifting automotive installations using hydrovolume-mechanical transmissions. Privilzhsky scientific herald. - Izhevsk: 2015. - No. 11 (51). - P. 47 - 51.
14. Митцель Н.А. Датчик крутящего момента / Н.А. Митцель // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2014. – №48 (1090). – С. 3 – 9.
15. Самородов В.Б. Исследование свойств шагового электропривода как системы управления двухпоточной гидрообъемно-механической 161 трансмиссией / В.Б. Самородов, Н.А. Митцель // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2014. – № 5/7 (71). – С. 52 – 58.
16. Коуэн К.Ф. Адаптивные фильтры / Коуэн К.Ф. пер. с англ. под ред. К.Ф. Коуэна, П.М. Грант. – Москва: Мир, 1988. – 392с.
17. Клец Д.М. Метод повышения точности обработки данных, полученных в ходе испытаний мобильных машин, с помощью метода Баттерворта / Д.М. Клец // Вісник національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2012. – № 60 (966) – С. 98 – 104.
18. Опенгейм А.В. Цифровая обработка сигналов: Пер. с англ. / А.В. Опенгейм, Р.В. Шафер; под ред. С.Я. Шаца. – Москва: Связь, 1979. – 416 с.
19. Сергиенко А.Б. Цифровая обработка сигналов / Сергиенко А.Б. – СПб.: Питер, 2002. – 608 с.
20. Сергиенко А.Б. Цифровая обработка сигналов / Сергиенко А.Б. – 2-е изд. – СПб.: Питер, 2007. – 751 с.
21. Голд Б. Цифровая обработка сигналов / Б. Голд, Ч. Рэйд; пер. с англ. А.М. Трахтман. – Москва: Сов. радио, 1973. – 368 с.
22. ГОСТ 17108-86 «Гидропривод объемный и смазочные системы. Методы измерения параметров». – Москва: Изд-во стандартов, 1988. – 11 с.
23. Клец Д.М. Разработка мобильного регистрационно-измерительного комплекса для проведения динамических испытаний колесных машин / Д.М. Клец // Вісник Національного транспортного університету. – 2012. – № 25. – С. 234 – 241.
24. Клец Д.М. Применение акселерометров в качестве элементов контрольно-измерительной системы автомобиля / Д.М. Клец // Вісник СНУ ім. Володимира Даля. – 2012. – № 9 (180) – Ч.1. – С. 224 – 230.
25. Клец Д.М. Применение алгоритма адаптивной фильтрации при динамических испытаниях колесных машин / Д.М. Клец // Вибрації в техніці та технологіях. – 2012. – № 3 (67). – С. 38 – 42.
26. Клец Д.М. Определение угла продольного наклона автомобиля при проведении динамических испытаний / Д.М. Клец // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2011. – № 18. – С. 24 – 29.

References (transliterated)

1. Operating Instructions 69UPA.00.00.000.PE [Text] / Lifting installation UPA-80PH.
2. Svitlitsky V.M., Sinyuk B.B., Trotsky V.P. *Tehnika te tehnologiya pidzernogo sverdlovin repair* / - Khar'kov: Prapor, 2007. - 496 s
3. Aggregate Xj650 [Electronic resource] / Access mode <http://china.promportal.ru/goods/1355310/samohodniy-agregat-dlya-remonta-skvazhin-xj650.htm>.
4. Bagramov R.A. *Drilling machines and complexes* / - Moscow: "NEDRA", 1988. - 501 p.
5. Samorodov V.B., Ostroverkh A.O. *Analysis of a double-flow hydrovolume-mechanical gearbox as part of a vehicle transmission for the repair of oil and gas wells*. News of the National Technical University "KhPI". - Khar'k: NTU "KhPI". - 2011. - No. 56 - P. 87-90.
6. Kozhushko A.P., Ostroverkh A.O., Shevtsov V.M. *Teoretichnoe doslenie nedostupnachenno transmitsii avtomobilya KrAZ-63221-02 for the repair of naphtha sverdlovin*. News of the National Technical University "KhPI". - Khar'kov: NTU "KhPI", 2017. - No. 6. - P. 45-51.
7. Samorodov V.B., Ostroverkh A.O., Kozhushko, A.P. *Development and analysis of stepless two-flow hydrovolume-mechanical transmission by the criterion of the greatest efficiency, the car for repair of oil and gas wells*. News of the National

- Technical University "KhPI". - Khar'kov: NTU "KhPI", - 2012. - No. 60 (966) - P. 105-111..
8. Samorodov V.B., Ostroverkh A.O., Mandryka V.R. *A mathematical model of the transmission of a car equipped to repair oil and gas wells*. News of the National Technical University "KhPI". - Khar'k: NTU "KhPI". - 2010. - No. 33. - P. 42-48.
9. Samorodov V.B., Ostroverkh A.O., Mandryka V.R., Baytsur M.N., Ostashchenko V.S. *Mathematical model of a stepless two-flow hydrostatic-mechanical transmission of a vehicle equipped for repair of oil and gas wells*. News of the National Technical University "KhPI". - Khar'k: NTU "KhPI". - 2010. - №39. - P. 79-83.
10. Ostroverkh A.O., Mandryka V.R., Pelipenko E.S., Litvin A.B. *Analysis of the technological mode of operation of a stepless hydrovolume-mechanical transmission using foreign hydro-units of a car for repair of oil and gas wells*. News of the National Technical University "KhPI". - Khar'k: NTU "KhPI". - 2013. - No. 31 (1004) - pp. 52-59.
11. Samorodov V.B., Ostroverkh A.O., Kozhushko, A.P. *Analysis of the technological mode of operation of a stepless hydrovolume-mechanical transmission using domestic hydro-units of a car for repair of oil and gas wells*. News of the National Technical University "KhPI". - Khar'kov: NTU "KhPI". - 2013. - No. 30 (1003) - P. 23-31.
12. Ostroverkh A.O., Samorodov V.B. *Increase in the efficiency of lifting automotive installations using stepless hydrostatic-mechanical transmissions*. Skidno-Evropeyskiy magazine of advanced technologies. - 2014. - No. 6 (72). - P. 37-44.
13. Samorodov V.B., Rebrov A.Y. *Razvitiye klassicheskikh metodov tyagovogo rascheta traktora s uchetom osnovnykh tekhniko-ekonomicheskikh pokazateley MTA* [The development of classical methods of calculation of the traction of the tractor with the main technical and economic indicators MTA]. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI»* [The bulletin of the National Technical University "KhPI"], 2008, vol. 58, pp. 11 – 20.
14. Mitzel N.A. *The gauge of twisting moment*. News of the National Technical University "KhPI". - Khar'kov: NTU "KhPI", 2014. - №48 (1090). - P. 3 - 9.
15. Samorodov V.B., Mitzel N.A. *Investigation of the properties of a step-by-step electric drive as a control system for a double-flow hydrovolume-mechanical 161 transmission*. Sci-d-European Journal of Advanced Technologies. - 2014. - No. 5/7 (71). - P. 52 - 58.
16. Kouen K.F. *Adaptive filters*, trans. with English. under. Ed. K.F. Cowen, P.M. Grant. - Moscow: The World, 1988. - 392s.
17. Klets D.M. *The method of increasing the accuracy of processing data obtained during testing of mobile machines, using the Butterworth*. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI»* - Khar'kov: NTU "KhPI", 2012. - No. 60 (966) - P. 98 - 104.
18. Oppenheim A.V. *Digital signal processing: Trans. with English.* / A.V. Oppenheim, RV Best man; Ed. S.Ya. Shats. - Moscow: Communications, 1979. - 416 p.
19. Sergienko A.B. *Digital signal processing*. - St. Petersburg: Peter, 2002. - 608 p.
20. Sergienko A.B. *Digital signal processing*. - 2 nd ed. - St. Petersburg: Peter, 2007. - 751 p.
21. Gold B., Reidr C. *Digital Signal Processing*, trans. with English. A.M. Trachtman. - Moscow: Sov. radio, 1973. - 368 p.
22. GOST 17108-86 "Hydraulic drive volumetric and lubricating systems. Methods for measuring parameters." - Moscow: Izd-vo standards, 1988. - 11 p.
23. Klets D.M. *Development of a mobile registration and measurement system for carrying out dynamic tests of wheeled vehicles*. News of the National Transport University. - 2012. - No. 25. - P. 234 - 241.
24. Klets D.M. *The use of accelerometers as elements of the car's instrumentation system*. *Visnyk SNU them Volodymyr Dahl*. - 2012. - No. 9 (180) - Part 1. - P. 224 - 230.
25. Klets D.M. *Application of adaptive filtering algorithm for dynamical tests of wheeled vehicles*. *Vibration in technology and technology*. - 2012. - No. 3 (67). - P. 38 - 42.
26. Klets D.M. *Determination of the angle of longitudinal inclination of the car during dynamic tests*. News of the National Technical University " KhPI ". - Khar'kov: NTU "KhPI", 2011. - No. 18. - P. 24 -29.

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Експериментальні стендові дослідження спуско-підйомної операції при застосуванні безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій на автомобілях для ремонту нафтогазових свердловин / О.О. Островерх, М.О. Мігцель, Є.С. Пелипенко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Автомобіле- і тракторобудування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2017. – № 13 (1235). – С. 56 – 65. – Бібліогр.: 26 назв. – ISSN 2079-0023.

Экспериментальные стендовые исследования спуско-подъемной операции при применении бесступенчатых гидрообъемно-механических трансмиссий на автомобилях для ремонта нефтегазовых скважин / А.О. Островерх, Н.А. Митцель, Е.С. Пелипенко // Вестник Национального технического университета «ХПИ». Серия: Автомобиле- и тракторостроения. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2017. – № 13 (1235). – С. 56 – 65. – Библиогр.: 26 назв. – ISSN 2079-0023.

Experimental bench studies of the launching and lifting operation using steeples hydrostatic-mechanical transmissions on vehicles for repair of oil and gas wells / A.O. Ostroverkh, N.A. Mitzel, E.S. Pelipenko // The bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Automobile and tractor construction. – Kharkov: NTU "KhPI", 2017. – № 13 (1235). – С. 56 – 65. – Bibliogr.: 26. – ISSN 2079-0023.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Островерх Олександр Олегович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: ostrov.sasha@gmail.com

Островерх Александр Олегович – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры автомобиле- и тракторостроения, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: ostrov.sasha@gmail.com

Ostroverh Alexander Olegovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associated Professor at the Department of Car and Tractor Industry, tel.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: ostrov.sasha@gmail.com

Мітцель Микола Олександрович Олегович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри автомобіле- та тракторобудування, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: mittsel_nicholay@ukr.net

Митцель Николай Александрович – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», старший преподаватель кафедры автомобиле- и тракторостроения, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: mittsel_nicholay@ukr.net

Mittsel Nikolay Alexandrovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Senior Lecturer at the Department of Car and Tractor Industry, tel.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: mittsel_nicholay@ukr.net

Пелипенко Євгеній Сергійович – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», асистент кафедри автомобіле- и тракторостроения, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: pelipenkoeugene@gmail.com

Пелипенко Евгений Сергеевич – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», ассистент кафедры автомобиле- и тракторостроения, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: pelipenkoeugene@gmail.com

Pelipenko Evgeny Sergeevich – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Assistant at the Department of Car and Tractor Industry, tel.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: pelipenkoeugene@gmail.com

ЗМІСТ

ТРАКТОРОБУДУВАННЯ

Самородов В.Б., Єніфанов В.В., Гриненко Г.Г. Обґрунтування збіжності рекурентних процедур при визначенні параметрів гідрооб'ємних передач при роботі у складі гідрооб'ємно-механічних трансмісій.....	3
Самородов В. Б., Краснокутський В. М., Аврун Г. А., Мороз І. І. Розрахунок об'ємного гідропривода ведучого моста напівприцепного скрепера на базі трактора ХТЗ-17221-09.....	14
Мамонтов А.Г. Исследования динамической нагруженности ходовой системы колесного трактора при выполнении пахотных работ.....	22
Мандрыка В.Р., Краснокутский В.Н. Математическая модель движения корнеуборочной машины с объемными гидроприводами ведущего и управляемого мостов.....	26

АВТОМОБІЛЕБУДУВАННЯ

Богачевский А.Б., Борисенко А.Н., Сергиенко Н.Е., Косарев А. В. Перспективные технические средства регулирования момента начала впрыска топлива в транспортном дизеле.....	32
Волков В.П., Грицик І. В., Грицик Ю. В., Волков Ю. В. Адаптація інформаційного програмного комплексу «IdenMonDiaOperCon «HNADU-16»» для системної взаємодії з підключеними автоматизованими транспортними засобами в умовах ITS	39
Кальченко Б.І., Головіна О. В., Кожушко А., Редчиць С. В. Розвиток математичної моделі криволінійного руху двовісного автомобіля.	45
Кривошапов С.И. Влияние параметров неровности дороги на расход топлива.....	51
Островерх О. О, Мітцель М.О., Пелипенко Є.С. Експериментальні стендові дослідження спуско-підйомної операції при застосуванні безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій на автомобілях для ремонту нафтогазових свердловин.....	56

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»**

Збірник наукових праць

Серія:
Транспортне машинобудування

№ 13 (1235) 2017

Наукові редактори: канд. техн. наук, проф. В. В. Спіфанов,
д-р техн. наук, доц. А. І. Бондаренко
Технічні редактори: д-р техн. наук, доц. А. І. Бондаренко, Ткачов В.Ю.

Відповідальний за випуск канд. техн. наук Г. Б. Обухова

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХПІ».
Факультет транспортного машинобудування.
Тел.: (057) 707-67-62; e-mail: anatoliybon13@gmail.com

Обл.-вид № 41–17.

Підп. до друку 07.05.2018 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. №327. Ціна договірна.

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