

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

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»

Серія: Транспортне машинобудування

№ 31 (1004) 2013

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ «ХПІ», 2013

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць.
Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2013. – № 31 (1004). – 132 с.

Державне видання

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

Збірник виходить українською та російською мовами.

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 Постановою президії ВАК України від 26 травня 2010 р., № 1 – 05/4 (Бюлетень ВАК України, № 6, 2010 р., с. 3, № 20).

Координаційна рада:

Л. Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф. (**голова**);
К. О. ГОРБУНОВ, канд. техн. наук, доц. (**секретар**);
А. П. МАРЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; С. 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. СПІФАНОВ, 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. М. КОШЕЛЬНИК, 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.; Ю. В. ТИМОФІЄВ, д-р техн. наук, проф.;
М. А. ТКАЧУК, д-р техн. наук, проф.

Редакційна колегія серії:

Відповідальний редактор: В. В. Спіфанов, канд. техн. наук, проф.

Заст. відповідального редактора: А. І. Бондаренко, канд. техн. наук, доц.

Відповідальний секретар: А. І. Бондаренко, канд. техн. наук, доц.

Члени редколегії: С. Є. Александров, д-р техн. наук, проф.; Д. О. Волонцевич, д-р техн. наук, проф.;

В. І. Омеляненко, д-р техн. наук, проф.; І. В. Парсаданов, д-р техн. наук, проф.;

В. Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.; М. А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

*У квітні 2013 р. Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія «Транспортне машинобудування», включений у довідник періодичних видань бази даних **Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA)**.*

3 номеру 42'2012 Вісник НТУ «ХПІ» має власну подвійну нумерацію: № 42 (948).

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».

Протокол № 6 від 05 липня 2013 р.

© Національний технічний університет «ХПІ», 2013

АВТОМОБІЛІ ТА ТРАКТОРИ

УДК 621.331.621

О. І. АБЛЯСКІН, канд. тех. наук, проф. НТУ «ХПІ»;
В. С. КЛИМЕЦЬ, студент НТУ «ХПІ»

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЧНИХ ТА ГІДРООБ'ЄМНИХ ТРАНСМІСІЙ

В роботі описана конструкція досліджуваної трансмісії, наведений аналіз змодельованої двопоточної трансмісії трактора при варіюванні передаточними числами та параметром планетарного ряду.

Ключові слова: трансмісія, гідрооб'ємна передача, кінематичний розрахунок, коефіцієнт корисної дії.

Вступ. Застосування гідрооб'ємно-механічних трансмісій (ГОМТ) є перспективним напрямком розвитку тракторобудування. Це зумовлено рядом особливостей таких трансмісій: простота конструкції, можливість вибору оптимальної швидкості руху трактора та режиму роботи двигуна. Недоліками такої трансмісії в порівнянні з механічними є нижчий коефіцієнт корисної дії (ККД) та вища вартість.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. ГОМТ підрозділяються на повнопотокові, коли вся потужність двигуна передається гідравлічним шляхом, і двохпотокові (з диференціалами на вході, виході, зі змінною (різною) структурою), де менша частина потоку потужності (0 - 75%) передається гідравлічним шляхом, а решта частини (зазвичай більша) - механічним шляхом.

Двохпотокові ГОМТ представляють зараз єдиний вид безступінчастих передач, що серійно встановлюються на сільськогосподарських тракторах. Область їх використання росте як по числу моделей тракторів, так і по потужності, що передається.

ГОМТ бувають двох видів: з диференціалом на вході та з диференціалом на виході. Схема "диференціал на вході" рідко застосовується в ГОМТ, частіше у складі ГОМТ зі змінною структурою. Особливістю даної схеми є те, що вона може самостійно покривати весь діапазон регулювання при збереженні достатньо високого ККД ГОМТ (до 0,82) за рахунок збільшення об'ємів гідромашин.

У всіх ГОМТ, виконаних за схемою "диференціал на виході", як правило, використовується одна регульована і одна нерегульована гідромашини. Перевагою таких ГОМТ є мала встановлена потужність гідромашин завдяки використанню декількох піддіапазонів. При цьому в ГОМТ S-Matic, CNH,

Ессом встановлена потужність кожної гідромашини складає половину потужності двигуна трактора. На початку кожного піддіапазону така ж потужність циркулює в замкнутому контурі трансмісії, спричиняючи зниження її ККД. В кінці діапазонів циркуляція відсутня.

Однією з найбільш оригінальних і ефективних безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій (ГОМТ) є Fendt Varіо для гами універсально-просапних тракторів Fendt (серії 200, 300, 400, 700, 800, 900) потужністю 51 – 287 кВт (70 – 390 к.с.), відповідних тяговим класам 14 – 60 кН.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою роботи є визначення кінематичних та силових показників гідрооб'ємно-механічної трансмісії, визначення ККД при варіюванні передаточними числами трансмісії та конструктивним параметром планетарного ряду.

Для виконання поставленої мети розроблена математична модель трансмісії, що включає системи рівняння кінематичних та силових взаємозв'язків.

Опис та обґрунтування вибраної схеми трансмісії. Для дослідження вибрана трансмісія типу “Varіо” (рис. 1) з регульованими насосом та мотором, встановлена на трактор тягового класу 1,4. Вибрана трансмісія має два діапазони, що охоплюють весь необхідний діапазон швидкостей для виконання технологічних та транспортних операцій. Підібрані передаточні відношення забезпечують максимальний ККД гідрооб'ємного привода для виконання найбільш навантажених операцій (пахота) на швидкості 9 км/год.

У порівнянні з іншими «безступінчастими» технологіями коробка передач Varіо від Fendt приваблює поєднанням безступінчастої коробки передач з унікальною економічністю, а також досить високим ККД.

В цій трансмісії потік потужності, що виробляється двигуном, розділяється в планетарній передачі на механічну і гідростатичну частини. Управління потужністю здійснюється тільки за рахунок гідравлічної частини. Обидва силові потоки знову з'єднуються на сумуючому валу. Гідравлічна частина приводу складається з гідронасоса і двох гідромоторів з великим кутом відхилення. У залежності від положення синхронно керованих частин гідростатичного приводу (насоса і моторів) швидкість руху регулюється безступінчасто. Механічна частина силового потоку проходить від сонячної шестерні планетарної передачі через механічний шестеренний привод на сумуючий вал.

Завдяки концепції Fendt Varіо стало просто змінювати напрямок руху. Гідромотор тільки відхиляється в сторону, а механічні перемикання «вперед / назад» тепер не потрібні.

Завдяки гідростатичному приводу, розрахованому на великі параметри, за допомогою всього лише двох діапазонів зміни передаточного відношення

діапазон швидкостей варіюється від 0,02 до 40 км/ч. Все це разом з великим кутом відхилення визначає нові критерії ККД. Одночасно завдяки цьому рішення управління стає надзвичайно простим і надійним.

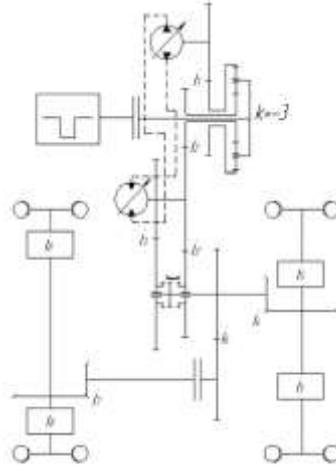


Рис. 1 – Трансмісія Variomatic

Математична модель трансмісії. Структурна схема трансмісії показана на рис. 2.

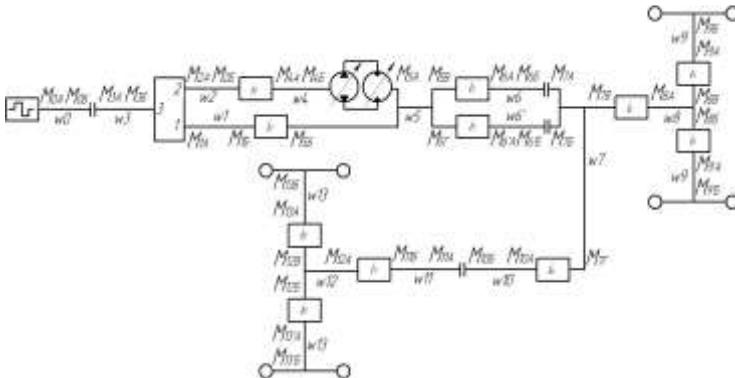


Рис. 2 – Структурна схема трансмісії

Для кінематичного розрахунку складена математична модель трансмісії, яка описується наступними рівняннями:

$$\begin{aligned} \omega_0 - \omega_d = 0; \omega_0 - \omega_3 = 0; \omega_1 - k \cdot \omega_2 + (k - 1) \cdot \omega_3 = 0; \\ S_1 \cdot \omega_1 - S_1 \cdot \omega_3 - \omega_5 = 0; \omega_2 \cdot i_1 - \omega_4 = 0; \omega_1 \cdot i_2 - \omega_5 = 0; \\ e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_4 - e_2 \cdot q_2 \cdot \omega_5 = \Delta Q; \omega_5 \cdot i_3 - \omega_6 = 0; \omega_{5'} \cdot i_{3'} - \omega_6 = 0; \\ \omega_6 - \omega_7 = 0; \omega_{6'} - \omega_7 = 0; \omega_7 \cdot i_4 - \omega_8 = 0; \omega_8 \cdot i_5 - \omega_9 = 0; \\ \omega_7 \cdot i_6 - \omega_{10} = 0; \omega_{10} - \omega_{11} = 0; \omega_{11} \cdot i_7 - \omega_{12} = 0; \omega_{12} \cdot i_8 - \omega_{13} = 0. \end{aligned}$$

де ω_i – кутова швидкість ланки;

ω_d – кутова швидкість колінчастого вала двигуна;

k – внутрішнє передаточне відношення планетарного ряду;

S_1 – характерний параметр сателітів;

ω_5 – відносна характерна швидкість сателіта;

i_i – передаточне відношення редуктора;

e_1, e_2 – відносний параметр регулювання ГОП;

q_1, q_2 – максимальна продуктивність гідромашин;

ΔQ – сумарні втрати робочої рідини в усіх гідромашинах.

Сумарні втрати робочої рідини в гідромашинах:

$$\Delta Q = (\lambda_1 + \lambda_2) \cdot \Delta p = \frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot \omega_4) + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot \omega_5),$$

де λ_1, λ_2 – коефіцієнти об'ємних втрат;

Δp – перепад робочого тиску в ГОП;

K_y, C_y – коефіцієнти втрат;

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості.

Силкові параметри трансмісії описуються системою наступних рівнянь:

$$\begin{aligned} M_{0A} + M_{0B} = 0; M_{3A} + M_{3B} = 0; M_{2A} + M_{2B} = 0; M_{1A} + M_{1B} = 0; \\ M_{4A} + M_{4B} = 0; M_{5A} + M_{5B} + M_{5B} + M_{5\Gamma} = 0; M_{6A} + M_{6B} = 0; \\ M_{6'A} + M_{6'B} = 0; M_{7A} + M_{7B} + M_{7B} + M_{7\Gamma} = 0; M_{8A} + M_{8B} + M_{8B} = 0; \\ M_{9A} + M_{9B} = 0; M_{9'A} + M_{9'B} = 0; M_{10A} + M_{10B} = 0; M_{11A} + M_{11B} = 0; \\ M_{12A} + M_{12B} + M_{812B} = 0; M_{13A} + M_{13B} = 0; M_{13'A} + M_{13'B} = 0; \\ M_{3A} + M_{0B} = 0; \\ M_{1A} \cdot \eta_{13}^{\Theta \cdot \text{sing}(M_{1A} \cdot \omega_1)} + M_{2A} \cdot \eta_{23}^{\Theta \cdot \text{sing}(M_{2A} \cdot \omega_2)} + M_{3B} = 0; \\ M_{1A} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\Theta \cdot \text{sing}(M_{1A} \cdot \omega_1)} + M_{2A} \cdot \eta_{23}^{\Theta \cdot \text{sing}(M_{2A} \cdot \omega_2)} = 0; \\ M_{4B} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta p = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_4); M_{5A} - e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta p = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_5); \\ M_{5B} \cdot \eta_3^{\Theta \cdot \text{sing}(N_{5B})} + i_3 \cdot M_{6A} = 0; M_{5\Gamma} \cdot \eta_{3'}^{\Theta \cdot \text{sing}(N_{5\Gamma})} + i_{3'} \cdot M_{6'A} = 0; \\ M_{7B} \cdot \eta_4^{\Theta \cdot \text{sing}(N_{7B})} + i_4 \cdot M_{8A} = 0; M_{8B} \cdot \eta_5^{\Theta \cdot \text{sing}(N_{8B})} + i_5 \cdot M_{9'A} = 0; \\ M_{8B} \cdot \eta_5^{\Theta \cdot \text{sing}(N_{8B})} + i_5 \cdot M_{9A} = 0; M_{7\Gamma} \cdot \eta_6^{\Theta \cdot \text{sing}(N_{7\Gamma})} + i_6 \cdot M_{10A} = 0; \\ M_{10B} + M_{11A} = 0; M_{6B} + M_{7A} = 0; M_{6'B} + M_{7B} = 0; \\ M_{11B} \cdot \eta_7^{\Theta \cdot \text{sing}(N_{11B})} + i_7 \cdot M_{12A} = 0; M_{12B} \cdot \eta_8^{\Theta \cdot \text{sing}(N_{12B})} + i_8 \cdot M_{13'A} = 0; \\ M_{12B} \cdot \eta_8^{\Theta \cdot \text{sing}(N_{12B})} + i_8 \cdot M_{13A} = 0; M_{9B} - M_{9'B} = 0; M_{13B} - M_{13'B} = 0. \end{aligned}$$

де M_{mt} – моменти на ланках ГОМТ; m –індекс (номер ланки), n – індекс, який відповідає кінцям ланок;

η_i – ККД редуктора;

η_{12}, η_{22} – ККД в зубчастих зачепленнях сонце–сателіт, епіцикл–сателіт;

Θ – коефіцієнт врахування втрат в зубчастих зачепленнях ($\Theta = 0$ – без врахування втрат, $\Theta = 1$ – з врахуванням втрат);

$\Delta M_1, \Delta M_2$ – втрати моменту в гідромашинах.

Момент втрат в гідромашинах визначається з наступної формули

$$\Delta M_i = q_i \cdot \left[K_1 \cdot \omega_i \cdot (1 + K_2 \cdot e_i^2) + \frac{K_5 \cdot (1 + K_4 \cdot e_i)}{1 + K_3 \cdot \omega_i \cdot D_{qi}} \cdot \Delta p + \frac{K_6 \cdot (1 + K_7 \cdot e_i)}{1 + K_6 \cdot \omega_i \cdot D_{qi}} \right],$$

де $K_1, K_2 \dots K_8$ – коефіцієнти гідромеханічних втрат;

D_{qi} – характерний розмір гідромашин, $D_{q1} = \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_i}$.

В результаті розрахунків отримані наступні значення кутових швидкостей ланок трансмісії при параметрі регулювання $e = 1$ (швидкість руху 9 км/год, тяговий діапазон): $\omega_1=460$ рад/с, $\omega_2=172$ рад/с, $\omega_6=60$ рад/с. Кутові швидкості гідронасоса та гідромотора складають $\omega_4=162$ рад/с, $\omega_5=152$ рад/с та знаходяться в зоні номінальних кутових швидкостей цих машин (157 рад/с). При максимальному моменті двигуна моменти на ланках трансмісії будуть: $M_1=73$ Н·м, $M_2=216$ Н·м, $M_4=241$ Н·м, $M_5=424$ Н·м, $M_6=945$ Н·м.

Варіювання значеннями передаточного числа i_2 та параметра планетарного ряду k перерозподіляє крутний момент між механічною та гідрооб'ємною гілками з різним значенням ККД і дозволяє підвищувати загальний ККД трансмісії. Результати розрахунків показанні на рис. 3 та 4.

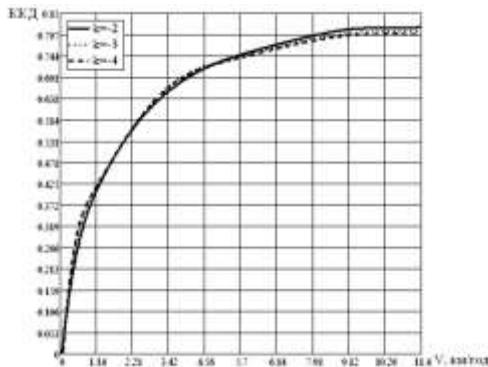


Рис. 3 – Значення ККД в залежності від параметра планетарного ряду

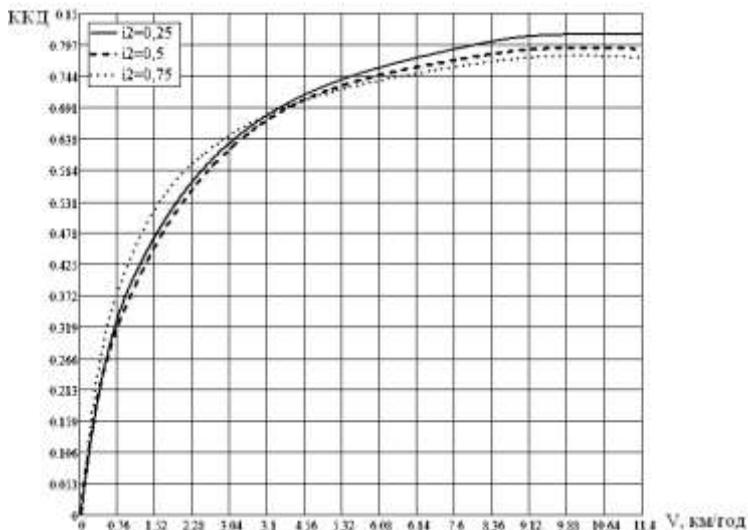


Рис. 4 – Значення ККД в залежності від передаточного числа i_2

Із вищенаведених рисунків можна зробити висновок, що збільшення ККД відбувається при зменшенні параметра k та передаточного числа i_2 . При цьому частка потужності, що проходить через механічну гілку, збільшується, через гідравлічну - навпаки зменшується. В результаті цього загальний ККД трансмісії збільшується.

Висновки. В результаті дослідження кінематичних та силових параметрів визначені частоти обертання окремих ланок трансмісії, в тому числі гідравлічних машин, а також крутні моменти, які передають ці ланки. Розрахований ККД трансмісії в результаті варіювання передаточного числа та параметра планетарного ряду досягає значення 0,82.

Список літератури: 1. Самородов В. Б., Деркач О. И., Колодяжный А. В. Разработка бесступенчатой трансмиссии трактора класса 1,4 классической компоновки // Вестник НТУ "ХПИ". Сборник научных трудов. Тематический выпуск: Транспортное машиностроение. – Харьков: НТУ "ХПИ". – 2011. – № 18. – С. 38-44. 2. Самородов В. Б., Бондаренко А. И. Результаты математического моделирования трансмиссии Fendt Vario колесных тракторов 900 серии // Вестник НТУ "ХПИ". Сборник научных трудов. Тематический выпуск: «Автомобиле-и тракторостроение». – Харьков: НТУ "ХПИ". – 2011. – № 56. – С. 144-156. 3. Александров Е. Е., Самородов В. Б., Волонцевич Д. О., Палащенко А. С. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. В 10-ти томах. Том 3: Бесступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования. – Харьков, ХГПУ.-185 с.

Надійшла до редколегії 24.04.2013

УДК 621.331.621

Порівняльний аналіз механічних та гідрооб'ємних трансмісій / О. І. Абляскін, В. С. Климець // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. – № 31 (1004). – С. 3–9. – Бібліогр.: 3 назв.

В работе описана конструкция исследуемой трансмиссии, приведенный анализ смоделированной двухпоточная трансмиссии трактора при варьировании передаточными числами и параметром планетарного ряда.

Ключевые слова: трансмиссия, гидрообъемная передача, кинематический расчет, коэффициент полезного действия.

This paper describes the design study of transmission, the analysis modeled duoflow tractor transmission by varying the ratios and parameter planetary series.

Keywords: transmission, hydrostatic transmission, kinematic calculation efficiency.

Г. А. АВРУНИН, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»;
И. И. МОРОЗ, ст. преп. НТУ «ХПИ»;
А. Я. БАРСКИЙ, региональный представитель ф-мы «Parker» в
Украине, Харьков;
О. И. БОЙКО, директор представительства фирмы «Parker» в Украине,
Харьков;
А. В. НАЗАРЕНКО, студент НТУ «ХПИ»;
А. С. МИХАЛИК, студент НТУ «ХПИ»

КОМПЛЕКС ИЗМЕРИТЕЛЬНО-ДИАГНОСТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ФИРМЫ «PARKER»

Представлено описание и принцип работы комплекса измерительно-диагностического оборудования фирмы «PARKER», изучена номенклатура комплекса и функциональные возможности измерительных устройств, представлены технические характеристики цифровых манометров, представлен пример обработки результатов измерений с указанием фактических колебаний пульсирующего давления в ОГП.

Ключевые слова: диагностический комплекс, измерение, гидравлическая система, датчик, давление.

Вступление. Фирма «Parker» разработала и серийно производит миниатюрный комплекс измерительно-диагностического оборудования для объемных гидроприводов (ОГП) стационарного и мобильного применения (Parker SensoControl. Diagnostic Test. Equipment for Hydraulics [1]). Измерение гидравлических параметров и их анализ являются основой надежного устранения неисправностей при эксплуатации ОГП и выбора оптимальных рабочих объемов гидромашин и условных проходов гидроаппаратов. Измерительные приборы обеспечивают измерение, индикацию и запись на ПК аналоговых значений давления, пиков давлений, перепадов давлений, температуры рабочей жидкости (РЖ) в гидробаке и отдельных узлах ОГП, частоты вращения насосов и гидромоторов, а также электрических параметров питания устройств электрогидроавтоматики (пропорциональных электромагнитов гидрораспределителей, редуционных и предохранительных клапанов). Высокое быстродействие записи измеряемых параметров и малая погрешность приборов повышают достоверность анализа работы ОГП в статическом и динамическом режимах нагружения.

В состав измерительного комплекса фирмы «Parker» входят преобразователи (датчики) давления, температуры, расхода и частоты вращения, приборы индикации измеряемых параметров, записи измерений на ПК с помощью собственного программного обеспечения с многоканальным выходом, дополнительные устройства для подсоединения датчиков к

магистральям гидросистемы с помощью переходников и шлангов высокого давления, разъемы и кабельная продукция для электрических соединителей, аккумуляторы и блоки питания. Кроме того, фирма «Parker» оказывает услуги по калибровке поставляемых приборов с выдачей соответствующих сертификатов согласно ISO 9001.

Высокая прочность приборов, малые габариты и масса, а также надежность и длительный срок службы при высокой информативности являются предпосылкой для оснащения комплексами измерительно-диагностического оборудования фирмы «Parker» предприятий, занимающихся ремонтом, эксплуатационными наблюдениями и модернизацией ОГП различных мобильных машин (строительно-дорожных, подъемно-транспортных и коммунальных, тракторов, сельскохозяйственных комбайнов и др. машин).

Всего в номенклатуру диагностических приборов и аксессуаров фирмы «Parker» входят более 120 изделий, которые представлены на рис. 1 в виде структурной схемы с соответствующими линиями взаимосвязи.

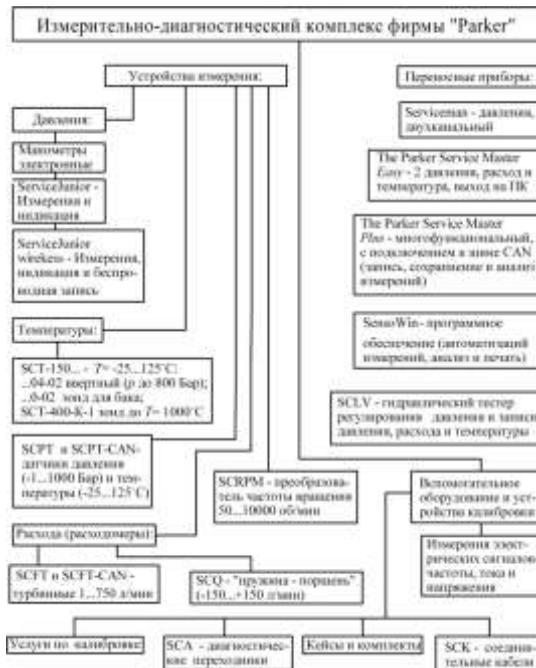


Рис. 1 – Структурная схема устройств измерения и диагностики фирмы «Parker»

Систематизированные данные по номенклатуре и функциональным возможностям измерительных устройств приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Функциональные возможности измерительных устройств фирмы «Parker»

Параметры	Измерения и индикация		Приборы с памятью измеренных значений		
	Service-Junior	Service-man	Service Junior wireless	The Parker Service Master Easy	The Parker Service Master Plus
Индикация измеренных значений давления	Ф-мин \ макс-3.П.	Ф-мин \ макс	Ф-мин \ макс-3.П.	Ф-мин \ макс-полн. шкала	Ф-мин \ макс-3.П.
Количество каналов индикации	-	2	-	4	≥ 6 плюс Дополнительный канал
Пики давления	10 мс	2 мс	10 мс	1мс / 0,25мс	1мс / 0,1 мс
Измерение $\Delta p = p_1 - p_2$	-	+	-	+	+
Питание	Батарея	Ак.+Вн	Батарея	Ак.+ Вн.	Ак.+ вн.
Интерфейс	-	(+)	USB	USB	USB/ Ethernet
Онлайн-функция	-	(+)	-	+	+
Запись	-	-	+	+	+
Разъемы:					
Давления	+	+	+	+	+
$T/n/Q$	-	+	-	+	+
Электрич. сигналов	-	(+)	-	(+)	+
Датч. СП	-	(+)	-	(+)	+
Датч. для шины CAN	-	-	-	-	+

Примечания: 1. Сокращения: Ф-мин\ макс-3.П. – фактическое – минимальное / максимальное значения, запоминание пикового значения; Ак + Вн – аккумулятор и внешнее питание; – $T/n/Q$ датчики температуры/ частоты вращения / расхода; СП – сторонние производители; + – серийная комплектация; (+) – опция.

Цифровой манометр ServiceJunior фирмы «Parker» (рис. 2) предназначен для измерения и просмотра давления с фиксацией его максимального значения. На дисплее манометра отображены:

- штриховая шкала 1;
- цифровая шкала 2 с указанием фактического значения давления в единицах МПа, Bar, PSI и их производных;
- индикатор заряда батарей 3 (две батарейки напряжением по 1,5 В);

– цифровая шкала максимального или минимального измеренного давления или максимального давления для используемого манометра (полная шкала) с высотой цифр в 15;

– функциональное клавишное меню, содержащее: ON/OFF – включение / выключение манометра и подсветка шкалы; MIN/MAX FS – минимальное / максимальное значения или полная шкала; MENU ZERO – автоматическое отключение, выбор единиц и корректировка нуля; RESET OK – удаление минимального / максимального значения, подтверждение функций меню.

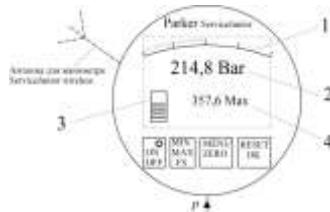


Рис. 2 – Дисплей цифрового манометра ServiceJunior фирмы «Parker»

Цифровой манометр ServiceJunior wireless обеспечивает передачу измеренных данных с помощью встроенной антенны через радиointерфейс на расстояние до 150 м и запись на ПК.

Общие параметры технической характеристики для всех типоразмеров цифровых манометров:

- частота измерений – 10 мс;
- точность измерений: нормальная $\pm 0,25\%$ от полной шкалы; максимальная $\pm 0,5\%$ от полной шкалы; погрешность за год $+ 0,2\%$;
- АЦП на 12 бит;
- разрешение – 4096 шагов;
- выходная наружная резьба – 1/4" BSPP;
- масса – 540 г;
- диаметр 79 мм и ширина 33 мм, изготовлен из цинкового сплава с защитным резиновым кожухом;
- индикатор представляет собой ЖК-дисплей размером 50x34мм, высота цифр – 15 мм;
- температура окружающей среды от «минус» 10 до 50°C, температура хранения от «минус» 20 до 60°C, максимальная температура РЖ до 80°C;
- степень защиты – IP67 (EN 60529);
- относительная влажность – до 85%;
- вибрация IEC 60068-2-6/10...500 Гц; 5 g;
- ударная нагрузка IEC 60068-2-29/25 g; 11 мс;
- измерение пиков давления с частотой 10 мс;

– изменение нагрузки (10^6) – 100.

В табл. 2 приведены технические характеристики цифровых манометров ServiceJunior (wireless).

Таблица 2 – Техническая характеристика цифровых манометров ServiceJunior (wireless)

Параметр, размерность	Типоразмер манометра ServiceJunior (wireless) - SCJL				
Диапазон измерения давлений, Бар	-1...16	0...100	0...400	0...600	0...1000
Макс. давление, Бар	40	200	800	1200	1500
Давление разрыва, Бар	50	800	1700	2200	2500
Тип преобразователя	Керамич.	DMS			

Переносной прибор Serviceman модели SCM фирмы «Parker» предназначен для измерения давления от двух преобразователей или перепада (разности) давлений между ними, а также сравнения измеренных значений с заданными. Малые габариты и масса прибора позволяют его использовать в системах диагностики мобильных гидроприводов.

На лицевой панели прибора размещены (рис. 3):

- дисплей с индикацией двух преобразователей давления;
- INP1/2 – выбор сигнала от датчика INP1 или INP2;
- ON/OFF – включение выключение прибора;
- Δр (1-2) – индикация перепада давлений;
- PRINT – передача данных на ПК для печати;
- RESET – удаление значений индикации INP1 или INP2;
- MAX/MIN – выбор максимального / минимального значений давления;
- ZERO – корректировка нуля;
- INP1 и INP2 – входы преобразователей с пятью контактами и защелкой;
- 24 В – разъем для блока питания или автомобильного адаптера SCK-318-05-21\$;
- RS232 интерфейс ПК модели SCM-152-2-02.



Рис. 3 – Лицевая панель переносного прибора Serviceman модели SCM фирмы «Parker»

Переносной прибор The Parker Service Master *Easy* предназначен для измерения давления, расхода и температуры РЖ. Малые габариты и масса прибора позволяют его использовать в системах диагностики мобильных гидроприводов. На лицевой панели прибора размещены (рис. 4):

– А – указатель рабочего напряжения 11...30 VDC для подключения блока питания SCSN-450 с преобразователем напряжения переменного тока 110/230 В в постоянное 15 В или автомобильного адаптера SCK-318-05-21;

– В – разъемы П1...П4 для подключения преобразователей;

– С – гнездо подключения ПК (USB);

– D – дисплей;

– E – клавиатура: ON/OFF – режимы включения / выключения прибора; OK – подтверждение функции / значения; STOP/ESC – режимы стоп / выход; ZERO IN1=IN2 – корректировка нуля, синхронизация значений разности; MEM SET – настройка памяти (главное меню – настройка прибора); DISPL LINE – индикация минимального / максимального / фактического значений или полной шкалы, настройка дисплея; REC – сохранение измеренного значения; RESET MIN/MAX – удаление минимального / максимального значений;

– выбор функции / значения с помощью кнопок, обозначенных стрелками.

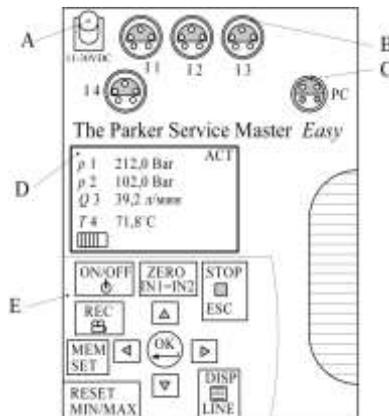


Рис. 4 – Лицевая панель переносного прибора The Parker Service Master Easy

На рис. 5 представлен пример обработки результатов измерений с указанием фактических колебаний пульсирующего давления в ОГП и нанесенными с помощью прибора Parker Service Master *Easy* жирными линиями экстремальных значений давлений «Max» и «Min».

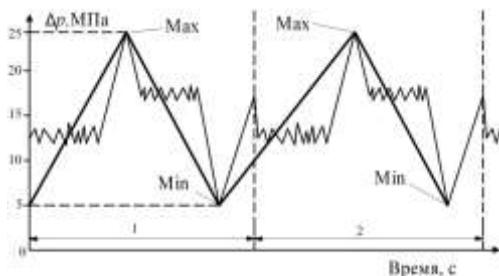


Рис. 5 – Запись и обозначение экстремальных давлений в ОГП с помощью прибора Parker Service Master Easy

На рис. 6 представлены общие виды и условные обозначения следующих преобразователей (датчиков):

а) комбинированные датчики давления/температуры SCPT, позволяющие производить измерения давления в диапазоне от «-1 до 1000 Бар» и температуру от «минус» 25 до 105°C. Аналогичные технические характеристики имеют датчики в исполнении SCPT-CAN;

б) температурные датчики ввертного исполнения SCT-150-04-02, предназначенные для измерений в диапазоне температур от «минус» 25 до 105°C т при избыточном давлении РЖ в ОГП до 63 МПа;

в) зонд SCT-150-0-02 для измерения температуры в гидробакев диапазоне температур РЖ от «минус» 25 до 70°C. Зонд используется совместно с преобразователем сигналов SCTA-400-02;

г) термоэлементный датчик SCT-400-K-01 для измерения температур до 1000°C;

д) датчик частоты вращения SRPM, обеспечивающий возможность бесконтактного и контактного (с помощью вставного переходника) измерения частоты вращения.

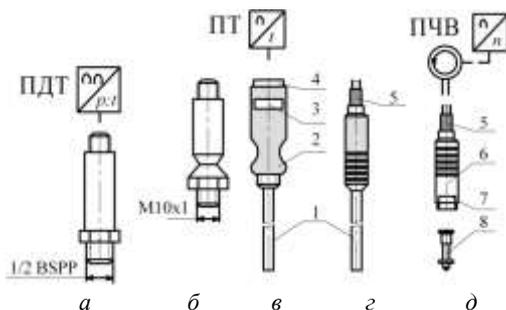


Рис. 6 – Номенклатура преобразователей (датчиков) фирмы «Parker»

Основными конструктивными элементами датчиков являются зонд 1, ручка 2 из материала «Derlin», фирменная табличка с обозначением датчика, разъем 4 (пятиконтактный), кабель с оболочкой 5 длиной 3м и удлинителем до 5 м. В корпусе 6 датчика частоты вращения (рис. 6 д) выполнена расточка 7, в которую устанавливают переходник 8 для контактных измерений частоты. Характеристики датчиков приведены в табл. 3.

Таблица 3 – Преобразователи параметров фирмы «Parker»

Параметр, размерность	Типоразмер манометра ServiceJunior (wireless) - SCJL				
	-1...16	0...100	0...400	0...600	0...1000
Диапазон измерения давлений, Ваг (Бар)					
Макс. давление, Ваг	40	200	800	1200	1500
Давление разрыва, Ваг	50	800	1700	2200	2500
Тип преобразователя	Керам.	DMS			

Гидравлический тестер SCFT предназначен для измерения расхода так называемым «турбинным» методом и подсоединения с помощью специальных переходников преобразователей давления и температуры РЖ.

В состав тестера (блока SCFT на рис. 7) входят турбинный расходомер РА с датчиком частоты вращения и ДЧВ и преобразователем частоты ПЧВ, и контрольные точки КТД1 и КТД2, ввернутые в корпус тестера. С помощью переходных муфт датчика ПМД1 и ПМД2 монтируются преобразователи давления ПД и температуры ПТ. Наличие устройств КТД и ПМД позволяет монтировать преобразователи без риска разгерметизации гидросистемы.

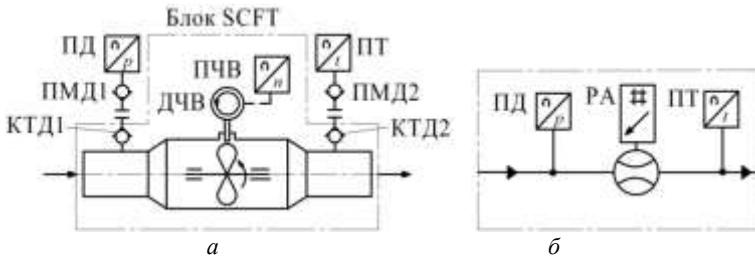


Рис. 7 – Гидравлическая принципиальная турбинного расходомера модели SCFT фирмы «Parker»: а – полуконструктивная схема; б – схема гидравлическая принципиальная.

Техническая характеристика гидротестера моделей SCFT и SCFT-CAN приведена в табл. 4

Гидравлический тестер SCLV (рис. 8 и табл. 5) предназначен для измерения давления, температуры и расхода, а также создания нагрузки (давления) при испытаниях отдельных гидроустройств или ОВП в целом. Практически, с помощью тестера SCLV может быть проведена проверка технического состояния насоса по значению подачи РЖ при фиксированных значениях давления и температуры РЖ.

Таблица 4 – Техническая характеристика гидротестера моделей SCFT и SCFT-CAN фирмы «Parker»

Параметры и размерность	015	060	150	300	600	750
Расход, л/мин	1...15	3...60	5...150	8...300	15...600	20...750
Погрешность (\pm %) ПШ/ IR** при 21 сСт	1,0 ПШ	1,0 IR	1,0 IR	1,0 IR	1,0 IR	1,0 IR
Рабоч. давление, МПа	35	35	35	35	29	40
Резьб. соединен. (А-В)	1/2"	3/4"	3/4"	1"	1-1/4"	1-7/8"
Перепад давл., МПа	0,15	0,15	0,15	0,4	0,5	0,5
Масса, кг	0,6	0,75	0,75	1,2	1,8	2,1

Примечания: 1. Тип резьбы – BSPP. 2. Погрешность при вязкости РЖ в 21 сСт не превышает $\pm 1,0$ %: для модели 015 – от полной шкалы; для остальных – от отображаемого измеренного значения (IR – Indicated Reading). 3. Значения перепада давлений приведены при максимальном расходе.

В состав тестера входят расходомер РА с преобразователем расхода ПР, преобразователи давления ПД и температуры ПТ, нагрузочное гидроустройство – клапан давления КП и предохранительная разрывная мембрана МБ для защиты прибора от разрушения при пиковых нагрузках, превышающих допустимые согласно технической характеристике.

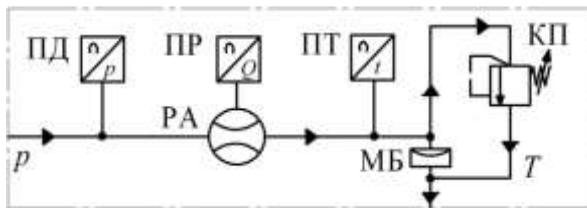


Рис. 8 – Гидравлическая принципиальная схема гидравлического тестера модели SCLV фирмы «Parker»

На рис. 9 представлен реверсивный расходомер модели SCQ, основанный на так называемом принципе «пружина-поршень», когда при течении РЖ через поршень перемещается пропорционально ее расходу.

Расходомеры выпускаются на расход ± 60 и 150 л/мин с резьбовыми соединениями M24 и M42, соответственно, перепад давлений при максимальном расходе не превышает $0,8$ МПа. Погрешность расходомеров не превышает $\pm 2\%$ от полной и при вязкости 46 сСт. Диапазон вязкости должен находиться в пределах $15 \dots 100$ сСт.

Таблица 5 – Техническая характеристика гидротестера модели SCFT/SCLV фирмы «Parker»

Параметры и размерность	SCFT-150-DRV	SCLV-PTQ-300	SCLV-PTQ-750
Расход, л/мин	6...150	10...300	20...750
Погрешность (\pm %) IR при 21 сСт	1,0	1,0*	1,0*
Рабочее давление, МПа	35	35	40
Разрывное для мембраны, МПа	-	42	48
Резьбовое соединение (А-В)	3/4"BSPP	1"BSPP	1-7/8UNF
Перепад давлений при максим. расходе и вязкости 21 сСт, МПа	1,5	0,4	0,5
Масса, кг	4,2	5,5	8,9

Примечание: * – при расходе более 20л/мин.

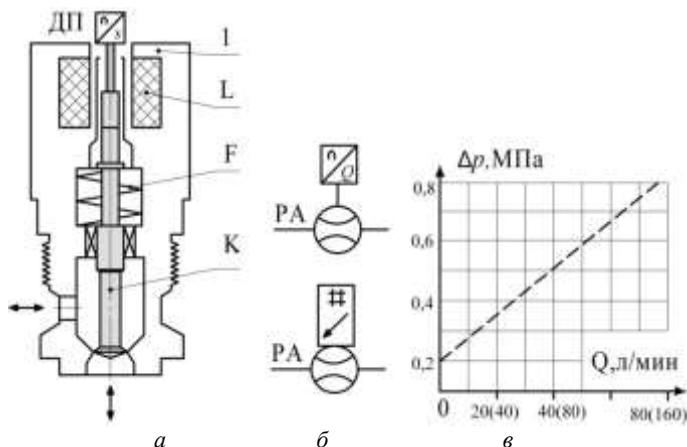


Рис. 9 – Расходомер модели SCQ фирмы «Parker»: а – конструктивная схема; б – условное обозначение (вверху с аналоговым выходным сигналом, внизу с цифровым); в – перепадно-расходная характеристика для типоразмеров SCQ-060 и SCQ-150 (расход указан в скобках).

Выводы. В данной статье представлено описание и принцип работы комплекса измерительно-диагностического оборудования фирмы «PARKER», представлена номенклатура комплекса и функциональные возможности измерительных устройств, показаны технические характеристики цифровых манометров, представлен пример обработки результатов измерений с указанием фактических колебаний пульсирующего давления в ОГП

Список литературы: 1. Parker Senso Control. Diagnostic Test. Equipment for Hydraulics. Edition: May 2010/CAT/4054-2/UK. Scriptor/Thieme Media Center Zwolle [Электронный ресурс] – 78 р. Перевод на русский язык (каталог 4054/-2RU). – Режим доступа www.parkerhannifin.ru/products/index.php...ID=1.

Поступила в редколлегию 24.04.2013

УДК 621.25

Комплекс измерительно-диагностического оборудования фирмы «PARKER» / Г. А. Аврунин, И. И. Мороз, А. Я. Барский, О. И. Бойко, А. В. Назаренко, А. С. Михалик // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2013. – № 31 (1004). – С. 10–20. – Бібліогр.: 1 назв.

Представлений опис і принцип роботи комплексу вимірно-діагностичного устаткування фірми «PARKER», вивчена номенклатура комплексу і функціональні можливості вимірювальних пристроїв, представлені технічні характеристики цифрових манометрів, представлений приклад обробки результатів вимірів з вказівкою фактичних коливань пульсуючого тиску в ОГП.

Ключові слова: діагностичний комплекс, вимір, гідравлічна система, датчик, тиск.

Description and principle work of instrumentation-diagnostic equipment complex «PARKER's» firm is presented, the nomenclature of complex and functional possibilities of measurements devices is studied, technical descriptions of digital manometers are presented, the example of treatment results of measurements is presented with pointing of actual pulsating pressure fluctuations in OGP.

Keywords: diagnostic complex, measure, hydraulic system, sensor, pressure.

А. Д. АРТЮШЕНКО, канд. техн. наук, проф. НТУ «ХПІ»;
О. Г. СУЯРКОВ, студент НТУ «ХПІ»

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ХАРАКТЕРИСТИК ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ МАЛОГО КЛАСУ НА ПЛАВНІСТЬ ХОДУ ТА ЇЇ МОДЕРНІЗАЦІЯ

Проведено аналіз існуючих характеристик амортизаторів автомобілів, складена математична модель процесу руху по характерному дорожньому покриттю, досліджені можливості підвищення плавності ходу.

Ключові слова: плавність ходу, підвіска, дорожнє покриття, математична модель, характеристика амортизатора.

Вступ. Ходова частина автомобіля призначена для переміщення автомобіля по дорозі, при чому з певним рівнем комфорту, без трясіння і вібрацій. Механізми та деталі ходової частини пов'язують колеса з кузовом, гасять його коливання, сприймають і передають сили, що діють на автомобіль. Перебуваючи в салоні легкового автомобіля, водій та пасажери відчувають повільні коливання з великими амплітудами, і швидкі коливання з малими амплітудами. Від швидких коливань захищає м'яка оббивка сидінь, гумові опори двигуна, коробки передач і так далі. Захистом від повільних коливань служать пружні елементи підвіски, колеса і шини.

Встановлені амортизатори на автомобілі малого класу мають характеристику, яка не може в повній мірі забезпечити комфортний рух однаково по рівній та розбитій дорозі. Тому підвищення плавності ходу в залишається актуальним питанням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженню впливу характеристик підвіски автомобілю на плавність ходу присвячені роботи [1 – 5].

Використання математичної моделі дозволяє встановити вплив різноманітних факторів (конструктивних параметрів) на плавність ходу. Така модель дозволяє одержати достатньо точний опис коливань автомобіля при руху по характерному дорожньому покриттю.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою даної роботи є дослідження впливу характеристик підвіски автомобіля з телескопічним гідравлічним амортизатором на плавність ходу на прикладі легкового автомобіля Volkswagen Golf 6.

Для досягнення поставленої мети необхідно провести аналіз існуючих характеристик амортизаторів автомобілів, скласти математичну модель

процесу руху по характерному дорожньому покриттю, дослідити можливості підвищення плавності ходу, побудувати характеристики амортизаторів.

Дослідження впливу характеристик підвіски автомобіля. При складанні розрахункової моделі приймаємо наступні допущення та спрощення:

1. СМ симетрична щодо поздовжньої вертикальної площини, що дозволяє використовувати плоску модель (пружні зв'язку по бортах об'єднуються), а маса умовно розділяється на підресорену і безпружинну. До непідресореної маси відносяться маси мостів СМ, а до підресореної - маси всіх вузлів і агрегатів, які сприймаються підвіскою.

2. Пружними зв'язками між окремими агрегатами СМ нехтуємо. Підресорена маса СМ розглядається як одне ціле абсолютно жорстке тіло.

3. В якості розрахункової маси остова приймаємо експлуатаційну масу СМ.

4. Вагова навантаження по бортах розподілена рівномірно.

5. Пружні і демпфуючі елементи розглядаємо у вигляді без масової моделі, враховуємо тільки їх податливість і коефіцієнти демпфування.

6. Податливість і коефіцієнти демпфірування вважаємо постійними, тобто приймаємо лінійні характеристики пружних і демпфуючих елементів.

7. Вважаємо, що СМ рухається прямолінійно, з постійною швидкістю, рух відбувається по нормалі до змінного профілю опорної поверхні, тобто профіль змінюється синхронно під колесами правого і лівого борту.

8. Вважаємо, що контакт шини з опорною поверхнею точковий, шина котиться без відриву від опорної поверхні, тобто точно відтворює нерівності опорної поверхні.

9. Вважаємо, що всі сили діють в поздовжній вертикальній площині.

10. Горизонтальними складовими сил опору руху нехтуємо як величинами другого порядку малості.

11. Розглядаємо коливання кістяка в межах малих відхилень; профіль опорної поверхні вважаємо гармонійним, діє детерміноване обурення.

Коефіцієнт демпфування шин визначається з виразу:

$$\hat{E}_{\phi} = \psi \cdot \sqrt{2 \cdot \tilde{N}_{\phi} \cdot m}. \quad (1)$$

де ψ – коефіцієнт аперіодичності шин;

$C_{\text{ш}}$ – жорсткість шин, Н/м;

m – маса моста, кг.

Коефіцієнт демпфування амортизаторів визначається з виразу:

$$\hat{E}_{\alpha} = \psi \cdot \sqrt{2 \cdot \tilde{N}_{\alpha} \cdot \dot{I}}, \quad (2)$$

де ψ – коефіцієнт аперіодичності амортизаторів;

C_p – жорсткість підвіски, Н/м

M – подресорена маса автомобіля.

Для складання математичної моделі коливань досліджуваної системи скористаємося основним способом, який базується на рівнянні Лагранжа 2-го роду. Рівняння складаються для кожної маси входить у розрахункову систему і мають наступний вигляд:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \dot{I}}{\partial q_i} + \frac{\partial \dot{O}}{\partial \dot{q}_i} = \sum Q_i, \quad (3)$$

де q_i – узагальнена координата;

T – кінетична енергія;

I – потенційна енергія;

Φ – дисипативна функція Релея;

Q_i – зовнішнє обурення.

У разі симетричної системи підресорювання чотири рівняння утворюють дві підсистеми кожна з яких описує рух передній або задній частині автомобіля. Це дозволяє розглядати окремо коливання передній або задній частині автомобіля.

Система рівнянь, яка описує рух передньої частини автомобіля:

$$\begin{cases} \ddot{\zeta}_1 + 2 \cdot h_{\zeta_1} \cdot \dot{\zeta}_1 + \omega_{\zeta_1}^2 \cdot \zeta_1 + v_{\zeta_1} \cdot \ddot{V}_1 = -\ddot{q}_1(t) \\ \ddot{V}_1 + 2 \cdot h_{v_1} \cdot \dot{V}_1 + \omega_{v_1}^2 \cdot V_1 + v_{v_1} \cdot \dot{\zeta}_1 = -\ddot{q}(t) \end{cases}, \quad (4)$$

де h_{ζ} – парціальний коефіцієнт демпфування підвіски;

h_v – парціальний коефіцієнт демпфування шин;

ω_{ζ} – парціальна частота підвіски;

ω_v – парціальна частота шин;

v_{ζ} – інерційний парціальний коефіцієнт зв'язку підвіски;

v_v – інерційний парціальний коефіцієнт зв'язку шин.

Розрахункова схема моделі наведена на рис. 1.

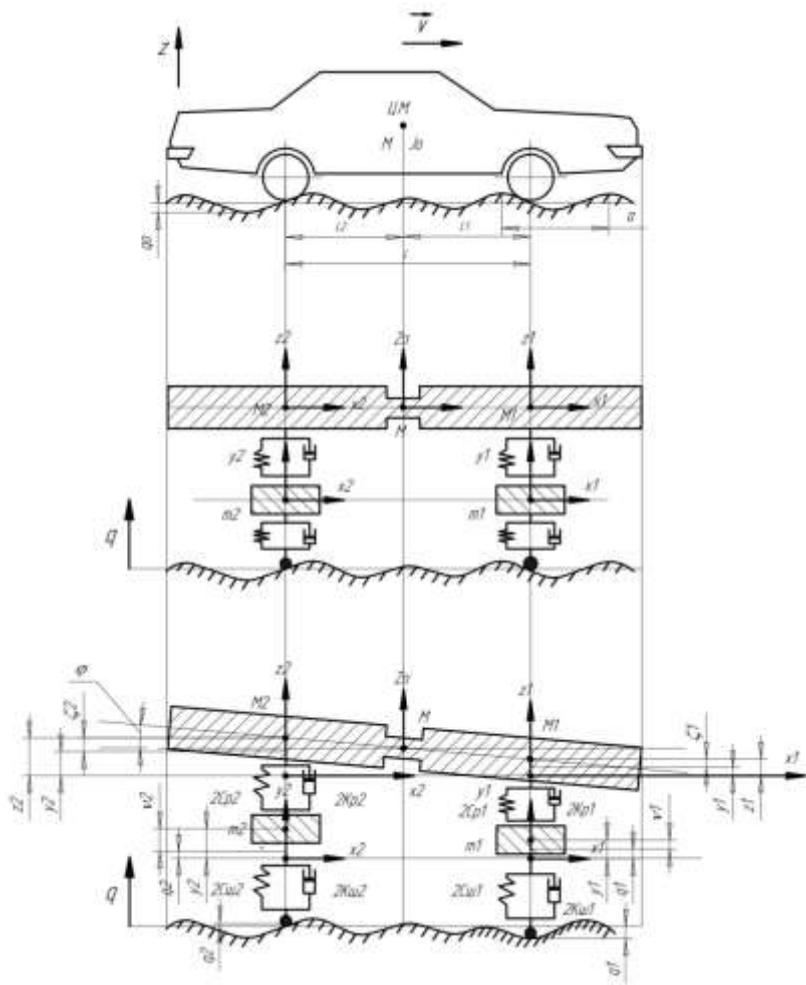
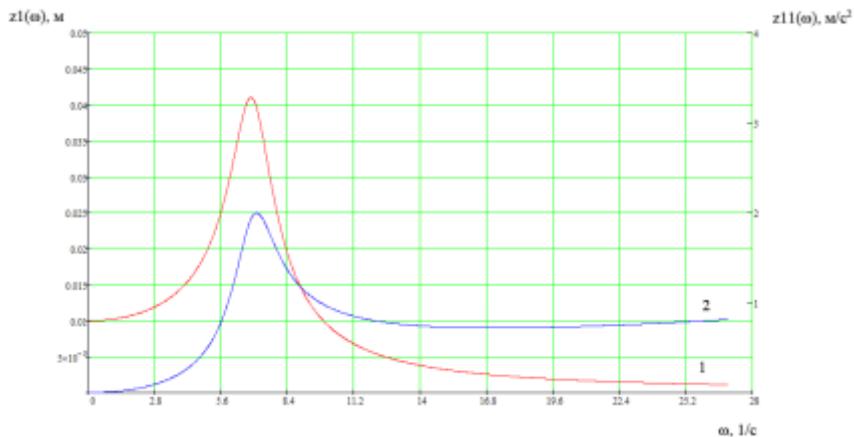


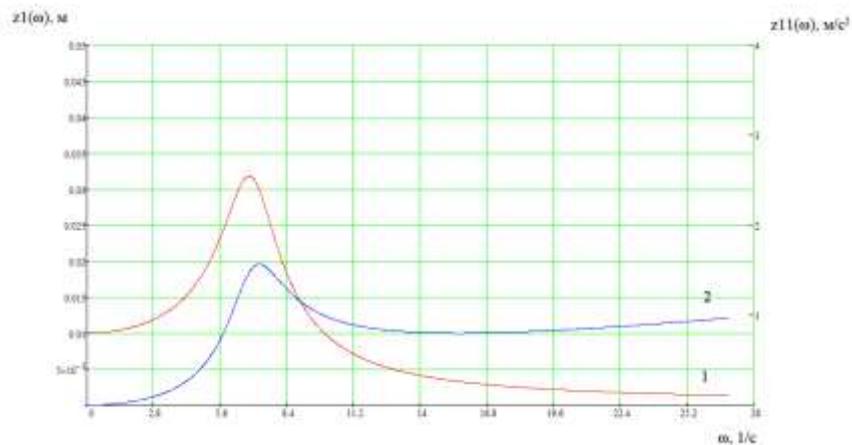
Рис. 1 – Розрахункова схема моделі

Для моделювання процесу руху автомобіля Volkswagen Golf 6 по характерному дорожньому покриттю створена програмна реалізація, що розроблена в середовищі Mathcad. Програмна реалізація, що описує процес руху автомобіля Volkswagen Golf 6 по характерному дорожньому покриттю дозволяє задавати початкові дані для моделювання.

Зміна параметрів середньоквадратичних значень переміщення та прискорення кузова автомобіля наведена на рис. 2 та рис. 3.

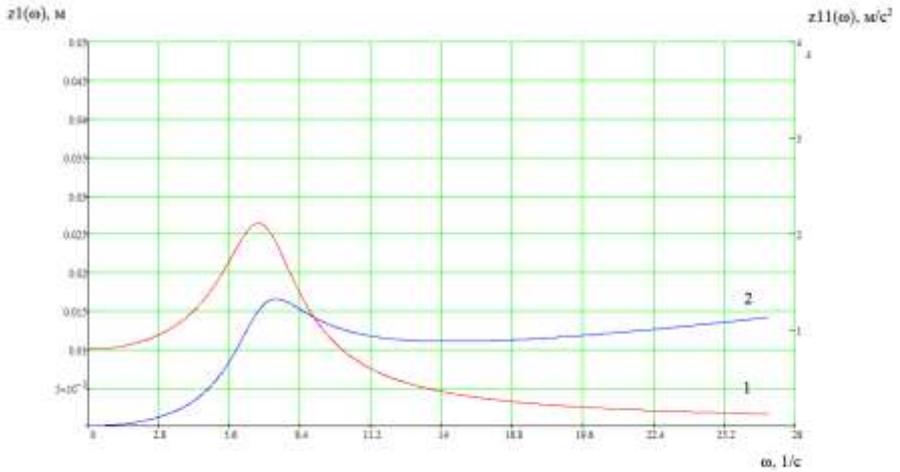


a

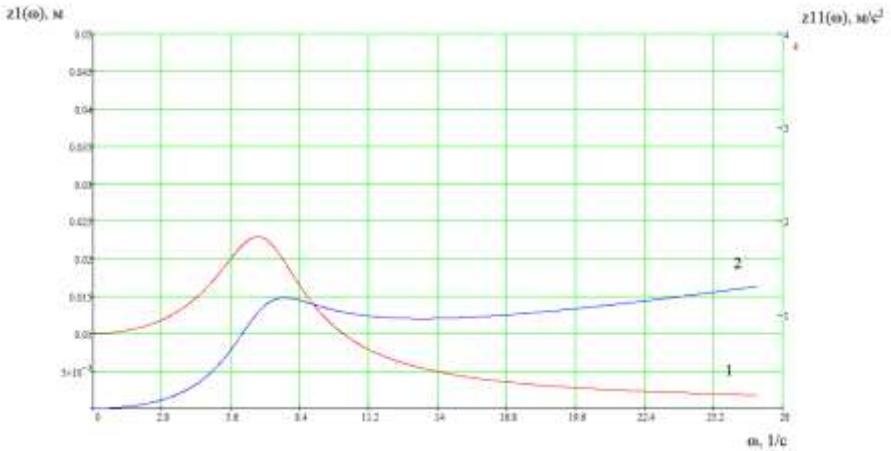


б

Рис. 2 – Зміна параметрів середньоквадратичних значень переміщення та прискорення кузова: 1 – середньоквадратичне переміщення кузова; 2 – середньоквадратичне прискорення кузова; *a* – при коефіцієнті демпфування амортизаторів 0,15; *б* – при коефіцієнті демпфування амортизаторів 0,2.



a



б

Рис. 3 – Зміна параметрів середньоквадратичних значень переміщення та прискорення кузова: 1 – середньоквадратичне переміщення кузова; 2 – середньоквадратичне прискорення кузова; *a* – при коефіцієнті демпфування амортизаторів 0,25; *б* – при коефіцієнті демпфування амортизаторів 0,3.

Висновки. В результаті аналізу було встановлено, що при використанні амортизаторів з більшим коефіцієнтом аперіодичності, можна домогтися зменшення середньоквадратичних значень переміщення та прискорення кузову. Наприклад при використанні амортизатору з коефіцієнтом аперіодичності 0,2, максимальне середньоквадратичне переміщення кузова складає 0,032 м, а при використанні амортизатору з коефіцієнтом 0,25 – 0,026 м. Таким чином можна впливати на підвищення показників плавності ходу для забезпечення більшого комфорту під час руху по гарному та поганому дорожньому покриттю.

Список літератури: 1. *Дербаремдикер, А. Д.* Исследование нелинейных характеристик и рабочего процесса гидравлического амортизатора телескопического типа: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 “Автомобили и тракторы” / *Дербаремдикер, А. Д.* – Москва, 1962. – 356 с. 2. *Герасимов И. М.* Повышение плавности хода автомобилей путем использования подвески с релаксационным гидроамортизатором: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 “Автомобили и тракторы” / *Герасимов И. М.* – Санкт-Петербург, 2002. – 142 с. 3. *Мазур В. В.* Повышение плавности хода автотранспортных средств внутренним поддресориванием колес: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 “Автомобили и тракторы” / *Мазур В. В.* – Братск, 2004. – 151 с. 4. *Яценко Н. Н.* Плавность хода грузовых автомобилей / *Н. Н. Яценко, О. К. Прутчиков.* – Москва: “Машиностроение”, 1968. – 220 с. 5. *Ротенберг Р. В.* Подвеска автомобиля / *Р. В. Ротенберг* – Москва: “Машиностроение”, 1972. – 392 с.

Надійшла до редколегії 30.04.2013

УДК 629.3.027.3

Дослідження впливу характеристик підвіски автомобіля малого класу на плавність ходу та її модернізація / А. Д. Аргюшенко, О. Г. Суярко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2013. – № 31 (1004). – С. 21–27. – Бібліогр.: 5 назв.

Проведен аналіз існуючих характеристик амортизаторів автомобілів, складена математична модель процесу руху по типовому дорожньому покриттю, досліджені можливості підвищення плавності ходу.

Ключевые слова: плавність ходу, підвеска, дорожнє покриття, математична модель, характеристика амортизатора.

The analysis of the existing characteristics of shock absorbers cars made up the mathematical model of the process of movement by the typical pavement, investigated the possibility of raising ride.

Keywords: smooth ride, suspension, road surface, the mathematical model, the characteristics of the shock absorber.

А. І. БОНДАРЕНКО, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПІ»;
КАРІМ АССАФ, студент НТУ «ХПІ»

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ГАЛЬМУВАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ З ГІДРАВЛІЧНИМ ГАЛЬМІВНИМ ПРИВОДОМ

Проведено аналіз основних існуючих способів гальмування легкових автомобілів, складена математична модель процесу гальмування, змодельовано службове та екстрене гальмування, досліджені можливості підвищення гальмівної ефективності, керованості та стійкості легкових автомобілів у разі відсутності замкнутих систем автоматичного керування гальмуванням.

Ключові слова: динаміка, процес гальмування, гальмівна ефективність, керованість, стійкість.

Вступ. Процес гальмування автотранспортних засобів полягає в частковому або повному розсіюванні енергії, яка була накопичена рухомою системою до моменту виникнення необхідності обмеження, зменшення швидкості або повного припинення руху. Гальмівна система – невід’ємна частина будь-якого автотранспортного засобу, від її ефективності та надійності залежать продуктивність та безпека дорожнього руху.

Нажаль, на даний момент не всі легкові автомобілі обладнуються замкнутими системами автоматичного керування гальмуванням – антиблокувальними системами, наприклад. Вибір способу гальмування при цьому залишається актуальним питанням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженню процесу гальмування автомобілів з використанням «плоскої» моделі автомобіля присвячені роботи [1 – 10].

Використання «плоскої» моделі дозволяє розкрити фізичну суть процесів і встановити вплив різноманітних факторів (конструктивних параметрів) на динаміку гальмування автомобіля. Така модель дозволяє одержати достатньо точний якісний опис динаміки автомобіля за умови дії порівняно малих бічних сил.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою даної роботи є дослідження процесу гальмування транспортних засобів з гідравлічним гальмівним приводом на прикладі легкового автомобіля Lanos.

Для досягнення поставленої мети необхідно провести аналіз основних існуючих способів гальмування легкових автомобілів, скласти математичну модель процесу гальмування, змодельовати службове та екстрене гальмування, дослідити можливості підвищення гальмівної ефективності, керованості та стійкості легкових автомобілів у разі відсутності замкнутих систем автоматичного керування гальмуванням.

Дослідження процесу гальмування транспортних засобів з гідравлічним гальмівним приводом. Розрізняють службове, екстрене та аварійне гальмування.

Службове гальмування – гальмування, яке застосовують для плавного зменшення швидкості автотранспортного засобу або його зупинки в заданому місці. Воно проводиться з невеликою інтенсивністю, що не викликає неприємних відчуттів у водія і пасажирів. Уповільнення при службовому гальмуванні зазвичай не перевершує $1...1,5 \text{ м/с}^2$.

Екстрене гальмування – гальмування, яке проводиться з максимальною для даних умов інтенсивністю. Звичайна їх кількість не перевершує $5...10 \%$ від загального числа гальмувань.

Аварійне гальмування – застосовується при виході з ладу або відмові робочої гальмівної системи і у всіх інших випадках, коли ця система не дозволяє добитися необхідного ефекту.

В більшості випадків застосування екстреного гальмування пов'язане з ефектом повного або часткового короткочасного блокування коліс. Для екстреного гальмування, за відсутності замкнених систем автоматичного управління гальмуванням, доцільно використовувати ступінчастий спосіб (рис. 1, б), який зовні нагадує переривчастий (рис. 1, а) (більш характерний для службового гальмування), проте на відміну від переривчастого не має пасивної фази, пов'язаної з повним припиненням дії гальмівних механізмів [10].

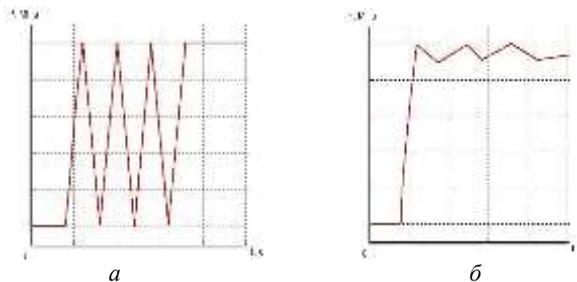


Рис. 1 – Імпульсне гальмування: а – переривчастий спосіб; б – ступінчастий спосіб; P – тиск в гальмівному приводі; t – час гальмування.

Переривчасте гальмування – періодичне натиснення на педаль гальма і повний її відпуск. Основною причиною, що вимушує тимчасово припинити дію гальмівних механізмів, є блокування коліс. Такий спосіб застосовується на нерівній дорозі і там, де чергуються ділянки з різними коефіцієнтами зчеплення, наприклад асфальт з льодом, снігом і брудом. Перед наїздом на нерівність або слизьку ділянку слід повністю відпускати гальмо.

Ефективність переривчастого способу при екстремому гальмуванні недостатня, оскільки тимчасове припинення дії гальм впливає на збільшення гальмівного шляху автомобіля, проте при цьому підвищується керованість та стійкість автомобіля.

Важливою характеристикою гальмівного механізму, що значно впливає на процес гальмування, є залежність створюваного гальмівним механізмом гальмівного моменту M_{Tij} від тиску в гальмівному приводі P_{ij} (зміну P_{ij} доцільно задавати для гідравлічного приводу у вигляді $P_{ij}=P=K \cdot h(t)$, K – коефіцієнт підсилення, $h(t)$ – закон натиснення на педаль гальма):

$$M_{Tij} = k_{ij} \cdot P_{ij} - A_{ij}, \text{ якщо } M_{Tij} < 0, \text{ тоді } M_{Tij} = 0, \quad (1)$$

де k_{ij} , A_{ij} – коефіцієнти, які визначаються за експериментальними даними;

i – номер борта автотранспортного засобу ($i=n$ – правий борт, $i=l$ – лівий борт);

j – номер осі автотранспортного засобу ($j=1$ – передня вісь, $j=2$ – задня вісь).

Вибір коефіцієнтів k_{ij} , A_{ij} вважається вірним, якщо при $P_{ij}=P_b \approx 0,2$ МПа гальмівний момент $M_{Tij}=0$; при P_{\max} гальмівний момент $M_{Tij}=M_{Tij\max}$. Тобто для знаходження коефіцієнтів k_{ij} , A_{ij} необхідно вирішити систему рівнянь:

$$\begin{cases} k_{ij} \cdot P_b - A_{ij} = 0; \\ k_{ij} \cdot P_{\max} - A_{ij} = M_{Tij\max}, \end{cases} \quad (2)$$

де P_b – величина тиску, яка необхідна для вибірки всіх зазорів і подолання сил тертя в гальмівному механізмі, МПа.

Визначити коефіцієнти k_{ij} , A_{ij} можливо лише в тому випадку, коли відомий максимальний гальмівний момент, що реалізується на кожному колесі автотранспортного засобу – $M_{Tij\max}$.

Сумарна нормальна реакція дороги R_{zij} з урахуванням перерозподілу мас при гальмуванні автомобіля для передніх коліс:

$$R_{z1} = \frac{G \cdot (L - a) + P_{js} \cdot h}{2 \cdot L}, \quad (3)$$

де G – вага автомобіля, Н;

L – відстань від передньої осі до центру заднього моста, м;

a – відстань від передньої осі до центру мас автомобіля, м;

P_{js} – сила інерції автомобіля, Н;

h – висота центру мас автомобіля, м.

Сумарна нормальна реакція дороги R_{zij} з урахуванням перерозподілу мас для коліс заднього моста:

$$R_{zij} = \frac{G \cdot a - P_{js} \cdot h}{2 \cdot L}. \quad (4)$$

Сила інерції автомобіля визначається з наступного виразу:

$$P_{js} = G \cdot \ddot{X} / g, \quad (5)$$

де \ddot{X} – прискорення автомобіля, м/с²;

g – прискорення вільного падіння, м/с².

Реакція у поздовжній площині ij колеса при максимальній вазі автомобіля, що визначає гальмівну ефективність:

$$R_{xij} = R_{zij} \cdot \varphi_{ij}, \quad (6)$$

де φ_{ij} – коефіцієнт зчеплення ij колеса в подовжньому напрямку з опорною поверхнею.

Коефіцієнт зчеплення в подовжньому напрямку:

$$\varphi_{ij} = f(S_{ij}), \quad (7)$$

де S_{ij} – відносне поздовжнє ковзання ij колеса.

Відносне поздовжнє ковзання колеса:

$$S_{ij} = \frac{V - \omega_{ij} \cdot r}{V}, \quad (8)$$

де V – швидкість руху автомобіля, м/с;

ω_{ij} – кутова швидкість ij колеса, рад/с;

r – радіус колеса, м.

Рух одиночного гальмуючого колеса описується наступним виразом:

$$J_{\Sigma ij} \cdot \dot{\omega}_{ij} = R_{zij} \cdot \varphi_{ij} \cdot r - M_{Tij}, \quad (9)$$

де $J_{\Sigma ij}$ – момент інерції пов'язаних з ij колесом мас, що обертаються, кг·м²;

$\dot{\omega}_{ij}$ – кутове прискорення ij колеса, рад/с².

Кутова швидкість колеса:

$$\omega_{ij} = \omega_{oij} - \int_0^t \dot{\omega}_{ij} dt, \quad (10)$$

де ω_{oij} – початкова кутова швидкість ij колеса, рад/с;
 t – час гальмування, с.

Загальмовування і подальше блокування колеса супроводжуються безперервною зміною вертикальної реакції дороги R_{zij} і коефіцієнта зчеплення φ_{ij} . Це пов'язано з перерозподілом ваги автомобіля між осями і зміною відносного подовжнього ковзання колеса S_{ij} .

Швидкість руху автомобіля:

$$V = V_o - \int_0^t \ddot{X} dt, \quad (11)$$

де V_o – початкова швидкість руху автомобіля, м/с.
 Прискорення автомобіля визначається з виразу:

$$\ddot{X} = -g \cdot \sum_{i,j} R_{xij} / G. \quad (12)$$

У разі блокування колеса рівняння (9) замінюється на $\dot{\omega}_{ij} = 0$, а при зниженні M_{Tij} при заблокованому колесі вибирається з умови:

$$J_{\Sigma ij} \cdot \dot{\omega}_{ij} = \max(R_{zij} \cdot \varphi_{ij} \cdot r - M_{Tij}, 0). \quad (13)$$

Якщо $\omega_{ij} < 0$, то $\dot{\omega}_{ij} = 0$, якщо $\omega_{ij} = 0$ та $\dot{\omega}_{ij} < 0$, то $\dot{\omega}_{ij} = 0$.

Для моделювання процесу гальмування автомобіля Lanos створена програмна реалізація, що розроблена в системі Matlab за допомогою підсистеми моделювання динамічних процесів Simulink.

Програмна реалізація, що описує процес гальмування автомобіля Lanos, складається з файлу “Car.m” (M-File), який дозволяє задавати початкові дані для моделювання, та “Car.mdl” (Model) – файл, що дозволяє виконувати моделювання процесу гальмування. Результати моделювання процесу гальмування наведені в табл.

В результаті моделювання було встановлено, що блокування коліс відбувається при екстремому гальмуванні на сухому асфальті та снігу і службовому на снігу. При цьому максимальна гальмівна ефективність спостерігається при екстремому гальмуванні на сухому асфальті та службовому на снігу.

Підвищення керованості та стійкості спостерігається при переривчастому і ступінчастому гальмуванні зі втратою при цьому гальмівної ефективності. Зміна параметрів при переривчастому гальмуванні на сухому асфальті наведена на рис. 2.

Таблиця – Результати моделювання процесу гальмування

Умови експлуатації	Досліджуваний спосіб гальмування при початковій швидкості гальмування							
	Службове (експоненціальний закон натиснення на педаль гальма, максимальне уповільнення спостерігається через 3 с.)				Екстрене (лінійний закон натиснення на педаль гальма, максимальне уповільнення спостерігається через 1 с.)			
	40 км/год		60 км/год		40 км/год		60 км/год	
	$S^*, м$	$t^*, с$	$S^*, м$	$t^*, с$	$S^*, м$	$t^*, с$	$S^*, м$	$t^*, с$
Асфальт сухий	32,0	4,16	58,7	5,38	21,1	2,85	39,9	3,82
Сніг	58,6	9,82	130,7	14,96	60,7	10,12	137,2	15,50
	Переривчасте				Ступінчасте			
Асфальт сухий	34,9	4,62	62,7	6,65	22,2	3,06	42,5	4,16
Сніг	95,8	14,07	187,9	18,81	62,5	10,26	139,3	16,19

де S^* – зупинний шлях, м;

t^* – час, за який автотранспортний засіб пройшов зупинний шлях, с.

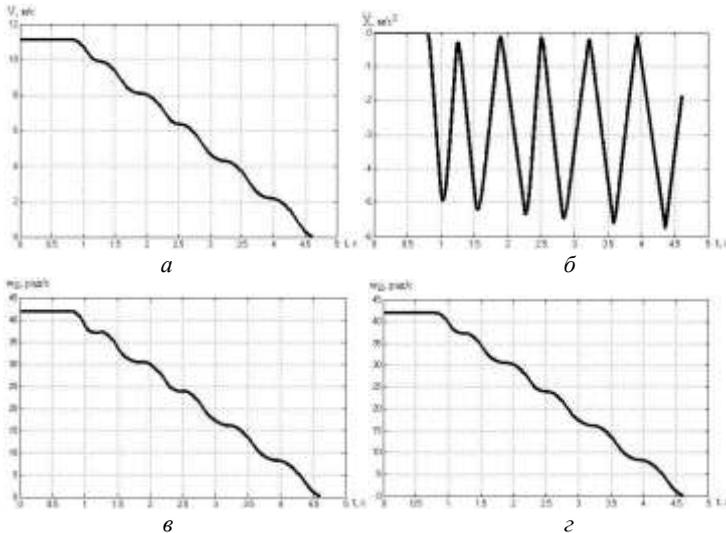


Рис. 2 – Зміна параметрів при переривчастому гальмуванні на сухому асфальті: а – швидкість автомобіля; б – прискорення автомобіля; в – кутова швидкість передніх коліс; г – кутова швидкість задніх коліс.

Висновки. В разі відсутності замкнених систем автоматичного керування гальмуванням на автотранспортному засобі добитися водіїв одночасного збереження гальмівної ефективності, керованості і стійкості не представляється можливим. При блокуванні коліс спостерігається не значне зменшення гальмівної ефективності зі втратою при цьому керованості і стійкості. При ступінчастому та переривчастому гальмуванні спостерігається збереження керованості і стійкості при незначній втраті для ступінчастого та суттєвому зниженні при переривчастому гальмуванні гальмівної ефективності.

Список літератури: 1. Булгаков Н. А. Исследование взаимодействия автомобиля с дорогой в процессе торможения: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 “Автомобили и тракторы” / Н. А. Булгаков. – Харьков, 1973. – 29 с. 2. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [Подригало М. А., Волков В. П., Кирчатый В. И., Бобошко А. А.] – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2002. – 403 с. 3. Пчелин И. К. Динамика процесса торможения автомобиля: автореф. дис. на соискание уч. степени доктора техн. наук: спец. 05.05.03 “Автомобили и тракторы” / И. К. Пчелин. – М., 1984. – 39 с. 4. Чудаков Д. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля: учебн. [для студ. высш. учебн. зав.] / Д. А. Чудаков. – М.: “Колос”, 1972. – 384 с. 5. Цитович И. С. Динамика автомобиля / И. С. Цитович, В. Б. Альгин. – Минск: “Наука и техника”, 1981. – 191 с. 6. Безбородова Г. Б. Моделирование движения автомобиля / Г. Б. Безбородова, В. Г. Галушко. – Киев: “Высшая школа”, 1978. – 168 с. 7. Подригало М. А. Устойчивость колесных машин при торможении / Подригало М. А., Волков В. П., Кирчатый В. И. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 1999. – 93 с. 8. Устойчивость колесных машин против заноса в процессе торможения и пути ее повышения / [Подригало М. А., Волков В. П., Павленко В. А. и др.]; под ред. М. А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2006. – 377 с. 9. Динамика автомобиля / [Подригало М. А., Волков В. П., Бобошко А. А. и др.]. – Харьков: ХНАДУ, 2008 – 452 с. 10. Евстропов А. В. Основные способы торможения автомобиля / А. В. Евстропов // Вісник національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”: зб. наук. праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. – 2012. – № 19. – С. 10 – 14.

Надійшла до редколегії 24.04.2013

УДК 629.4-592

Дослідження процесу гальмування транспортних засобів з гідравлічним гальмівним приводом / А. І. Бондаренко, Карім Ассаф // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. – № 31 (1004). – С. 28–34. – Бібліогр.: 10 назв.

Проведен анализ основных существующих способов торможения легковых автомобилей, составлена математическая модель процесса торможения, смоделировано служебное и экстренное торможение, исследованы возможности повышения тормозной эффективности, управляемости и устойчивости легковых автомобилей в случае отсутствия замкнутых систем автоматического управления торможением.

Ключевые слова: динамика, процесс торможения, тормозная эффективность, управляемость, устойчивость.

The analysis of basic existent methods of braking of cars is conducted, the mathematical model of braking process is made, the official and emergency braking is modelled, possibilities of rise of brake efficiency, dirigibility and stability of passenger cars in the case of absence of the closed systems of automatic control braking are conducted.

Keywords: dynamics, braking process, brake efficiency, dirigibility, stability.

Д. М. КЛЕЦ, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ, Харьков

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЗАИМОСВЯЗИ МЕЖДУ КРИТЕРИЯМИ МАНЕВРЕННОСТИ КОЛЕСНЫХ МАШИН

Разработан метод определения оптимального соотношения показателей маневренности в зависимости от условий и режима движения, а также параметров транспортного средства. Впервые предложен метод построения блокирующих контуров показателей маневренности, который может являться теоретическим обоснованием системы обеспечения управляемости и устойчивости против заноса интеллектуального автомобиля с учетом его динамичности.

Ключевые слова: интеллектуальный автомобиль, маневренность, устойчивость, управляемость, динамичность, взаимосвязь, блокирующий контур.

Введение. При проектировании автомобиля и в процессе его эксплуатации необходимо выбирать оптимальное соотношение показателей маневренности в зависимости от условий и режима движения, а также параметров транспортного средства. В теории автомобиля отсутствует общее мнение о взаимосвязи показателей маневренности автомобиля. В работе [8] в качестве свойств маневренности приводятся управляемость, поворотливость и вписываемость. Устойчивость рассматривается как составляющее более общего свойства – управляемость, которое проявляется при повороте автомобиля. При движении автомобиля по прямой курсовую устойчивость следует выделять как самостоятельное эксплуатационное свойство. В литературе отсутствует четкая взаимосвязь свойств устойчивости, управляемости и динамичности, реализуемых в различных режимах движения автомобиля.

Анализ последних достижений и публикаций. Вопросам исследования свойств маневренности колёсных машин посвящены работы значительного числа отечественных и зарубежных авторов [1, 2, 4 - 10]. В этих работах даны определения как управляемости, устойчивости, так и динамичности колёсных машин. Рассматривается как курсовая устойчивость, так и траекторные управляемость и устойчивость этих машин [6, 7]. В работе Я. Х. Закина [4] показано, что в неустановившемся режиме движения при повороте колёсной машины устойчивость является одним из свойств комплексного свойства – управляемости. Установившееся движение на повороте характеризуется [4] одним из свойств маневренности – поворачиваемостью. По мнению авторов работы [6] поворотливость характеризует устойчивость движения при установившемся повороте при постоянном радиусе поворота и определяется максимальной угловой скоростью колесной машины.

В работе [7] указывается, что показателями динамичности при разгоне, кроме ускорения, служат также значения пути и времени разгона. Путь и

время разгона автомобиля до максимальной (или какой – либо другой заданной скорости) являются интегральными показателями динамических свойств. Ускорение является дифференциальным или мгновенным показателем динамических свойств автомобиля. Однако в известных исследованиях не приводится взаимосвязь между критериями маневренности колесных машин, данный вопрос требует дополнительных исследований.

Цель и постановка задач исследования. Целью исследования является разработка метода определения оптимального соотношения показателей маневренности в зависимости от условий и режима движения, а также параметров транспортного средства.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить коэффициенты устойчивости и управляемости автомобиля;
- определить коэффициент динамичности автомобиля;
- исследовать взаимосвязь между показателями маневренности колесных машин;
- построить блокирующий контур показателей маневренности автомобиля.

Определение коэффициентов устойчивости и управляемости автомобиля. В работе [7] в качестве критерия устойчивости движения колесной машины предложен коэффициент устойчивости. Указанный коэффициент равен отношению момента стабилизирующего к возмущающему моменту и определяется из следующего соотношения:

$$K_{уст} = \frac{b}{a} \cdot \frac{R_{\delta_2}}{R_{\delta_1}}, \quad (1)$$

где $R_{\delta_1}, R_{\delta_2}$ – боковые реакции дороги на передней и задней осях автомобиля;

a, b – расстояние от проекции центра масс автомобиля на горизонтальной плоскости до передней и задней оси автомобиля.

При $K_{уст} > 1$ движение автомобиля устойчиво, при $K_{уст} < 1$ – неустойчиво, при $K_{уст} = 1$ автомобиль находится на грани выхода из зоны устойчивого движения.

Боковые реакции дороги на осях можно определить как [7]

$$R_{\delta_1} = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_{z_1}^2 - R_{k_1}^2} = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_{z_1}^2 - K_R^2 \cdot R_k^2}; \quad (2)$$

$$R_{\delta_2} = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_{z_2}^2 - R_{k_2}^2} = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_{z_2}^2 - (1 - K_R)^2 \cdot R_k^2}. \quad (3)$$

где K_R – коэффициент распределения касательных реакций;

R_k – суммарная касательная реакция на колесах.

φ – коэффициент сцепления колес с дорогой;

R_{z_1} и R_{z_2} – вертикальные реакции на передней и задней осях,

Угловое ускорение, возникающее при входе колесной машины в поворот, определяется из следующего выражения [7]:

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{1}{I_z} \cdot (M_{нов} - M_{сопр}) = \frac{M_{сопр}}{I_z} \cdot (K_{ynp} - 1), \quad (4)$$

где $M_{нов}$, $M_{сопр}$ – поворачивающий момент и момент сопротивления повороту колесной машины;

K_{ynp} – коэффициент управляемости колесной машины,

При $K_{ynp} > 1$ колесная машина способна войти в поворот, поскольку при этом возникает положительное угловое ускорение. При $K_{ynp} \leq 1$ поворот невозможен. Коэффициент управляемости двухосного автомобиля можно определить из следующего соотношения [7]:

$$K_{ynp} = \frac{R_{k_1}}{R_{\delta_2}} \cdot \frac{a}{b} \cdot \sin \alpha + \frac{R_{\delta_1}}{R_{\delta_2}} \cdot \frac{a}{b} \cdot \cos \alpha, \quad (5)$$

где α – средний угол поворота направляющих колес;

R_{k_1} – касательная реакция на переднем направляющем колесе.

После подстановки выражений для боковых и касательных реакций [7]:

$$K_{ynp} = \frac{a \frac{dV_{x_1}}{dt} (b^2 + i_z^2 + fhb) \gamma g \bar{\alpha} + V_{x_1}^2 (b + fh) \gamma g \bar{\alpha} + V_{x_1} \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{\cos^2 \alpha} \frac{d\alpha}{dt}}{b \frac{dV_{x_1}}{dt} (ab - i_z^2 - fhb) \gamma g \bar{\alpha} + V_{x_1}^2 (a - fh) \gamma g \bar{\alpha} + V_{x_1} \frac{ab - i_z^2 - fhb}{\cos^2 \alpha} \frac{d\alpha}{dt}}, \quad (6)$$

где V_{x_1} – линейная скорость автомобиля;

i_z – момент инерции относительно вертикальной оси;

f – коэффициент сопротивления качению;

h – высота центра масс автомобиля.

Определение коэффициента динамичности автомобиля. Способность автомобиля к быстрому разгону характеризуется ускорением центра масс [7]:

$$\ddot{x}_c = \frac{1}{\delta \cdot m_a} \cdot (P_{мяг} - \sum P_c), \quad (7)$$

где $P_{мяг}$ – тяговая сила автомобиля;

m_a – масса автомобиля;

$\sum P_c$ – сумма сил сопротивления движению,

$$\sum P_c = P_\psi + P_W, \quad (8)$$

P_ψ – сила суммарного дорожного сопротивления,

$$P_\psi = \psi \cdot m_a \cdot g = (f \pm i) \cdot m_a \cdot g, \quad (9)$$

В выражении (7) вынесем за скобки $\sum P_c$ и получим:

$$\ddot{x}_c = \frac{\sum P_c}{\delta \cdot m_a} \cdot \left(\frac{P_{\text{тяги}}}{\sum P_c} - 1 \right) = \frac{\sum P_c}{\delta \cdot m_a} \cdot (K_{\text{дин}} - 1), \quad (10)$$

где $K_{\text{дин}}$ – коэффициент динамичности автомобиля,

$$K_{\text{дин}} = \frac{P_{\text{тяги}}}{\sum P_c} = \frac{P_{\text{тяги}} \cdot V_a}{\sum P_c \cdot V_a} = \frac{N_{\text{тяги}}}{N_c} = \frac{N_c + N_{\text{разг}}}{N_c} = 1 + \frac{N_{\text{разг}}}{N_c}, \quad (11)$$

$N_{\text{тяги}}, N_c, N_{\text{разг}}$ – соответственно, тяговая мощность на ведущих колесах, мощность, затрачиваемая на преодоление сил сопротивления движению и запас мощности на разгон автомобиля.

Максимально возможное (предельное) ускорение автомобиля [7]:

$$\dot{V}_{\text{пред}} = \varphi \cdot g. \quad (12)$$

После подстановки соотношения (10) в (12), с учетом (9) – получим (допуская $i = 0$):

$$K_{\text{дин}} = \frac{P_{\text{тяги}}}{m_a \cdot g \cdot \left(f + \frac{k \cdot F}{m_a \cdot g} \cdot V_a^2 \right)}. \quad (13)$$

Учитывая, что [7]

$$P_{\text{мяз}} = \frac{N_{\text{мяз}} \cdot (1 - S_x)}{V_a} = \frac{N_e \cdot \eta_{\text{мп}} \cdot (1 - S_x)}{V_a}, \quad (14)$$

преобразуем (14) к виду:

$$K_{\text{дин}} = \frac{N_e \cdot \eta_{\text{мп}} \cdot (1 - S_x)}{m_a \cdot g \cdot V_a \cdot \left(f + \frac{k \cdot F}{m_a \cdot g} \cdot V_a^2 \right)}. \quad (15)$$

С увеличением N_e увеличивается $K_{\text{дин}}$. Максимальное значение $(K_{\text{дин}})_{\text{max}}$ реализуется при $N_{e \text{ max}}$.

$$(K_{\text{дин}})_{\text{max}} = \frac{N_{e \text{ max}} \cdot \eta_{\text{мп}} \cdot (1 - S_x)}{m_a \cdot g \cdot V_a \cdot \left(f + \frac{k \cdot F}{m_a \cdot g} \cdot V_a^2 \right)}. \quad (16)$$

Определение взаимосвязи между показателями маневренности колесных машин. Определим коэффициент устойчивости двухосной машины при движении на повороте:

$$K_{\text{уcm}} = \frac{R_{\delta_2}}{R_{k_1}} \cdot \frac{b}{a} \cdot \operatorname{cosec} \alpha + \frac{R_{\delta_2}}{R_{\delta_1}} \cdot \frac{b}{a} \cdot \sec \alpha. \quad (17)$$

Сравнивая выражения (17) и (5) определим взаимосвязь между показателями устойчивости и управляемости при криволинейном движении:

$$K_{\text{уcm}} = \frac{1}{K_{\text{упр}}}. \quad (18)$$

При снижении коэффициента устойчивости повышается коэффициент управляемости и наоборот. Полученный результат справедлив для колесных машин с любым типом привода. Одновременное обеспечение устойчивости и управляемости на повороте возможно лишь при значениях $K_{\text{уcm}} = 1$ и $K_{\text{упр}} = 1$.

Определим взаимосвязь между показателями управляемости и динамичности. Для этого решим уравнение (6) относительно величины линейного ускорения:

$$\frac{dV_{x_1}}{dt} = \frac{\frac{a}{b} \left(V_{x_1}^2 (b + fh) \operatorname{tg} \bar{\alpha} + V_{x_1} \cdot \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{\cos^2 \bar{\alpha}} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \right)}{K_{y_{np}} \cdot (a \cdot b - i_z^2 - f \cdot h \cdot b) \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha} - \frac{a}{b} \cdot (b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b) \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}} - \frac{K_{y_{np}} \cdot \left(V_{x_1}^2 (a - fh) \operatorname{tg} \bar{\alpha} + V_{x_1} \cdot \frac{ab - i_z^2 - fhb}{\cos^2 \bar{\alpha}} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \right)}{K_{y_{np}} \cdot (a \cdot b - i_z^2 - f \cdot h \cdot b) \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha} - \frac{a}{b} \cdot (b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b) \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}}. \quad (19)$$

Подставляя выражение (10) в (19), получим:

$$\frac{\psi \cdot m_a \cdot g + k \cdot F \cdot V_{x_1}^2}{\delta \cdot m_a} \cdot (K_{\text{ДНН}} - 1) = \frac{\frac{a}{b} \left(V_{x_1}^2 (b + fh) \operatorname{tg} \bar{\alpha} + V_{x_1} \cdot \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{\cos^2 \bar{\alpha}} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \right)}{K_{y_{np}} \cdot (a \cdot b - i_z^2 - f \cdot h \cdot b) \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha} - \frac{a}{b} \cdot (b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b) \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}} = \frac{K_{y_{np}} \cdot \left(V_{x_1}^2 (a - fh) \operatorname{tg} \bar{\alpha} + V_{x_1} \cdot \frac{ab - i_z^2 - fhb}{\cos^2 \bar{\alpha}} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \right)}{K_{y_{np}} \cdot (a \cdot b - i_z^2 - f \cdot h \cdot b) \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha} - \frac{a}{b} \cdot (b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b) \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}}. \quad (20)$$

Решая выражение (20) относительно $K_{\text{ДНН}}$, получим зависимость, отображающую взаимосвязь между $K_{\text{ДНН}}$ и $K_{y_{np}}$

$$K_{\text{ДНН}} = 1 + \frac{\frac{a}{b} \cdot \left[V_{x_1} (b + f \cdot h) \operatorname{tg} \bar{\alpha} + \frac{B_1}{\cos^2 \bar{\alpha}} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \right] \cdot \delta \cdot V_{x_1} \cdot m_a}{(K_{y_{np}} \cdot A_1 - B_1 \cdot a/b) \cdot C_1 \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}} - \frac{\frac{a}{b} \cdot K_{y_{np}} \left(V_{x_1} (a - f \cdot h) \operatorname{tg} \bar{\alpha} + \frac{A_1}{\cos^2 \bar{\alpha}} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \right) \cdot \delta \cdot V_{x_1} \cdot m_a}{(K_{y_{np}} \cdot A_1 - B_1 \cdot a/b) \cdot C_1 \cdot \operatorname{tg} \bar{\alpha}}; \quad (21)$$

Аналогично, подставляя в выражение (1) зависимости для определения касательных, боковых и нормальных реакций, полученные автором в работе

[7], получим с учетом (10) и (8) выражение, определяющее взаимосвязь между показателями устойчивости и динамичности

$$K_{уст} = \frac{b}{a} \cdot \sqrt{\frac{\varphi^2 \cdot \left(m_a \cdot g \cdot \frac{a}{L} + D_1 \cdot \frac{h-r_{\partial}}{L} \right)^2 - (1-K_R)^2 \cdot D_1^2}{\varphi^2 \cdot \left(m_a \cdot g \cdot \frac{b}{L} - D_1 \cdot \frac{h-r_{\partial}}{L} \right)^2 - K_R^2 \cdot D_1^2}}. \quad (22)$$

В зависимостях (21) и (22) использованы следующие коэффициенты:

$$A_1 = a \cdot b - i_z^2 - f \cdot h \cdot b, \quad B_1 = b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b, \quad C_1 = \psi \cdot m_a \cdot g + k \cdot F \cdot V_{x1}^2,$$

$$D_1 = \frac{C_1}{\delta} (K_{дин} - 1) + kFV_{x1}^2. \text{ Указанные выражения, описывающие взаимосвязь}$$

между показателями маневренности, позволяют перейти к построению их блокирующих контуров.

Блокирующий контур показателей маневренности автомобиля. На основе предложенной математической модели (зависимости (21) и (22)) предлагается для решения указанной задачи использовать метод блокирующих контуров, по аналогии с предложенным М.Б. Громаном [3] методом для эвольвентных зубчатых передач. Блокирующим контуром показателей маневренности автомобиля будем называть область значений коэффициентов $K_{уст}$, $K_{упр}$ и $K_{дин}$, удовлетворяющих ограничениям по их минимально и максимально допустимым величинам в различных дорожных условиях, для автомобилей с различными весовыми, геометрическими характеристиками, а также различными типами привода.

Границы блокирующего контура отсекают те значения коэффициентов $K_{упр}$, $K_{уст}$ и $K_{дин}$, которые недопустимы по условиям обеспечения показателей маневренности. Значения, расположенные внутри контура, допустимы, но каждому изменению характеристик системы "водитель - автомобиль - дорожная среда" соответствует свое сочетание качественных показателей. Для выбора показателей маневренности при проектировании или экспертизе на блокирующий контур наносятся зависимости качественных показателей, с использованием которых внутри контура выбираются коэффициенты $K_{упр}$, $K_{дин}$ и $K_{уст}$ с оптимальным сочетанием качественных показателей. На рис. 1-2 построены блокирующие контуры показателей маневренности условного автомобиля при движении его на третьей передаче со следующими характеристиками: $a = 1,4$ м; $m = 1430$ кг; $b = 1,33$ м; $k \cdot F = 0,58$ Н·с²/м²; $V_{x1} = 9,15$ м/с; $r_{\partial} = 0,29$ м; $f_0 = 0,013$; $h = 0,546$ м; $\eta_{mp} = 0,9$; $S_x = 0,2$; $\psi = 0,03$. При построении блокирующих контуров в качестве варьируемых параметров использованы различные коэффициенты сцепления колес с дорогой и типы привода, различные значения угла и угловой скорости поворота

направляющих колес, а также различные значения коэффициента использования мощности.

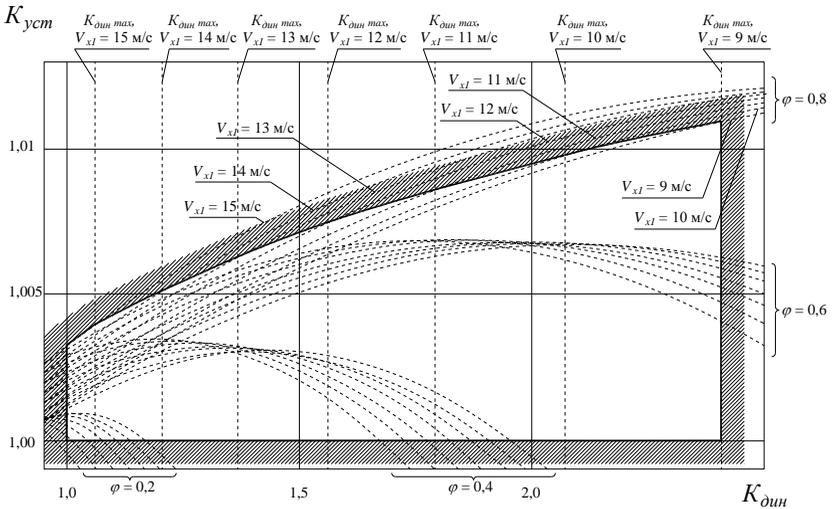


Рис. 1 – Блокирующий контур показателей устойчивости и динамичности автомобиля при различных значениях коэффициента сцепления колес с дорогой

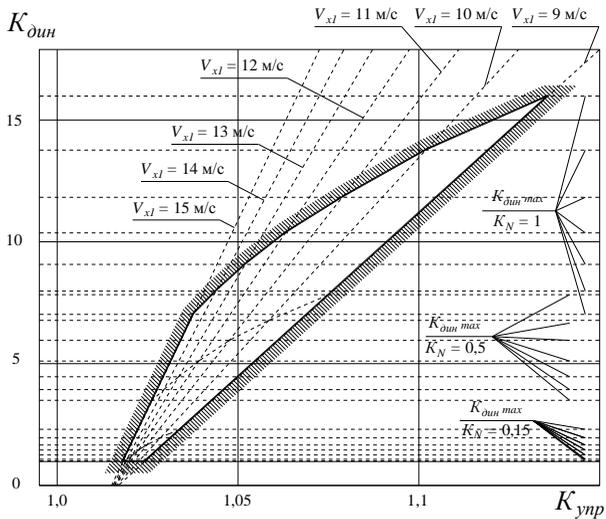


Рис. 2 – Блокирующий контур показателей динамичности и управляемости автомобиля при различных значениях коэффициента использования мощности

Выводы. 1. Полученные аналитические выражения позволяют определить взаимосвязь между геометрическими, весовыми показателями, сцепными свойствами колесных машин, управляемыми воздействиями водителя и показателями динамичности, управляемости, а также устойчивости против заноса.

2. При снижении коэффициента устойчивости повышается коэффициент управляемости и наоборот. Полученный результат справедлив для двухосных колесных машин с любым типом привода и позволяет решать оптимизационную задачу выбора соотношения показателей устойчивости и управляемости в различных условиях движения.

3. Предложенный метод построения блокирующих контуров показателей маневренности может являться теоретическим обоснованием системы обеспечения управляемости и устойчивости против заноса интеллектуального автомобиля с учетом его динамичности.

Список литературы: 1. Бобошко А. А. Підвищення маневреності колісних тракторів і самохідних шасі: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.22.02 / ХНАДУ. – Харьков, 2002. – 19 с. 2. Волков В. П. Теория эксплуатационных свойств автомобиля: [уч. пособие] / В. П. Волков. – Харьков: ХНАДУ, 2003. – 292 с. 3. Громан М.Б. О блокирующих контурах эвольвентного зацепления. / М. Б. Громан – Вестник машиностроения – 1952. – №7. – С. 12 – 17. 4. Закин Я. Х. Маневренность автомобиля и автопоезда / Я. Х. Закин. – М.: Транспорт, 1986. – 136 с. 5. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А. С. Литвинов. – М: Машиностроение, 1971. – 416 с. 6. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / М. А. Подригало, В. П. Волков, В. И. Курчатый, А. А. Бобошко / Под ред. М. А. Подригало. - Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2003. – 403 с. 7. Подригало М. А., Волков В. П., Бобошко А. А., Павленко В. А., Файст В. Л., Клец Д. М., Редько В. В. Динамика автомобиля. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 426 с. 8. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / М. А. Подригало, В. П. Волков, В. А. Карпенко и др. / Под ред. М. А. Подригало. – Харьков ХНАДУ, 2003. – 614 с. 9. Эллис Д. Р. Управляемость автомобиля. – М: Машиностроение, 1975.–216 с. 10. Electronic Stability Control Systems : Federal Motor Vehicle Safety Standard No. 126. - Office of Regulatory Analysis and Evaluation, National Center for Statistics and Analysis, 2006. – 142 p.

Поступила в редколлегию 24.04.2013

УДК 629.017

Определение взаимосвязи между критериями маневренности колесных машин / Д. М. Клец // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. – № 31 (1004). – С. 35–43. – Бібліогр.: 10 назв.

Розроблено метод визначення оптимального співвідношення показників маневреності залежно від умов і режиму руху, а також параметрів транспортного засобу. Вперше запропоновано метод побудови блокуючих контурів показників маневреності, який може бути теоретичним обґрунтуванням системи забезпечення керованості і стійкості проти заносу інтелектуального автомобіля з урахуванням його динамічності.

Ключові слова: інтелектуальний автомобіль, маневреність, стійкість, керованість, динамічність, взаємозв'язок, блокуючий контур.

A method of determining the optimum ratio between maneuverability indicators depending on the conditions and mode of motion, and vehicle parameters is developed. For the first time a blocking contours constructing method of performance maneuverability, which may be the theoretical basis of the intelligent vehicle manageability and skidding resistance system based on its dynamism.

Key words: smart car, maneuverability, stability, handling, dynamics, interconnection, blocking contour.

А. Г. МАМОНТОВ, ст. преп. НТУ «ХПИ»

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ ТРАКТОРОВ С ПНЕВМОРЕССОРНОЙ И СЕРИЙНОЙ ПОДВЕСКАМИ ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО АСФАЛЬТИРОВАННОЙ ДОРОГЕ

Проведен анализ численных данных, полученных в результате сравнительных экспериментальных исследований параметров плавности движения машинотракторных агрегатов оснащенных пневматической и серийной системами поддрессоривания. Установлены зависимости величин среднеквадратичных вертикальных ускорений от скорости движения по дороге с асфальтным покрытием.

Ключевые слова: машинотракторный агрегат, пневморессорная подвеска, сиденье водителя, низкочастотные колебания.

Введение. Для сравнительной оценки плавности хода трактора, оборудованного пневморессорной и серийной подвесками, необходимо иметь обширный экспериментальный материал, характеризующий работу трактора при различных условиях движения.

Получение такой информации возможно при проведении полевых испытаний на плавность хода трактора с пневморессорной и серийной подвесками в идентичных условия эксплуатации.

Анализ последних достижений и публикаций. Интенсивные колебания поддрессоренных частей машинотракторных агрегатов на базе колёсных тракторов, к которым относятся кабина и сиденье водителя, непосредственно влияют на оператора вызывая симптомы быстрого утомления. Тем самым вынуждают водителя снижать скорости движения МТА при осуществлении транспортных операций. Это существенно снижает производительность работы трактора, его подвижность, а также не позволяет полностью реализовать тягово-динамические характеристики двигателя самоходной машины [1,2].

Для снижения воздействия колебаний современные МТА оснащаются различными системами поддрессоривания, эффективность которых может быть оценена только в ходе проведения сравнительных испытаний.

Как правило, транспортные операции выполняются при движении по дорогам с асфальтным и грунтовым покрытием. Проведение экспериментальных исследований плавности хода трактора на асфальте обеспечивает постоянство условия эксперимента [3], что позволяет провести сравнительный анализ плавности хода при различных системах рессорного подвешивания.

Цель и постановка задачи. При проведении сравнительных испытаний ставились следующие задачи: определить параметра низкочастотных колебаний в характерных точках трактора; выявить влияние величины избыточного давления воздуха в подвеске на плавность хода; провести сравнительную оценку пневматического и гидравлического демпфирования; провести сравнительную оценку плавности хода трактора с пневморессорной и серийной подвесками.

Постановка эксперимента. По результатам проведенных ранее испытаний [4] были выбраны основные конструктивные параметры обеспечивающие оптимальное воздушное демпфирование: сечение дросселя $9 \cdot 10^{-3}$ м; объем дополнительного воздушного резервуара на один борт – $40 \cdot 10^{-3}$ м³.

Величина динамического хода подвески принималась $30 \cdot 10^{-3}$ м³ и $40 \cdot 10^{-3}$ м³, что соответствовало избыточному давлению в пневматической воздушной системе 0,22 и 0,27 Па, Избыточное давление воздуха контролировалось по образцовым манометрам, установленным в кабине трактора.

Дополнительный контроль за величиной динамического хода пневморессорной подвески осуществлялся по величине зазора между мостом и рамой в статическом состоянии.

Определялись следующие параметры вертикальных колебаний: ускорение на сидении тракториста; ускорения на полу кабины.

Испытания проводились на макете трактора Т-150 КМ оборудованного пневморессорной или серийной подвесками, имеющего шины 600-665 (23,1 - 26) Р модели ФД-37 [5].

Причем испытания трактора с пневморессорной подвеской проводились в двух вариантах: с гидроамортизаторами и без них.

Дорожно-полевые испытания проводились на асфальте при движении с полуприцепом на 5...8 передачах, длина гона 200 м.

Для получения стабильных результатов эксперимента каждый заезд повторялся дважды в пределах рабочего диапазона скоростей:

- 1 передача – скорость 2,76 м/с (10 км/час);
- 2 передача – скорость 3,16 м/с (11,4 км/час);
- 3 передача – скорость 3,85 м/с (13,85 км/час);
- 4 передача – скорость 4,72 м/с (16,95 км/час);
- 5 передача – скорость 5,91 м/с (21,28 км/час);
- 6 передача – скорость 7,12 м/с (25,64 км/час);
- 7 передача – скорость 8,68 м/с (31,25 км/час);
- 8 передача – скорость 10,3 м/с (37,03 км/час).

Давление воздуха в шинах на транспортных работах составило для передних и задних ко вес 0,14 МПа.

Статическая нагрузка на переднюю ось трактор составляла 5270 кг, на заднюю ось - 2870 кг. Хоботное давление груженого прицепа ПТС-9 составляло 1914 кг [5].

В результате проведенных испытаний были получены вертикальные ускорения в характерных точках трактора для каждого из исследованных вариантов.

Результаты анализа экспериментальных исследований плавности хода трактора. В результате проведенной обработки результатов испытаний были определены среднеквадратические ускорения в октавных полосах среднеквадратических частот для сидения водителя и пола кабины (рис. 1). В большинстве опытов установлено наличие ярко выраженной зоны резонанса в районе частоты 2 Гц.

На рис. 1...4 представлены характеристики ускорений сиденья при движении на 5.../8 передачах. Из графиков следует, что значения среднеквадратических ускорений для пневморессорной подвески с амортизатором располагаются ниже, чем без амортизаторов и с серийным рессорным подвешиванием.

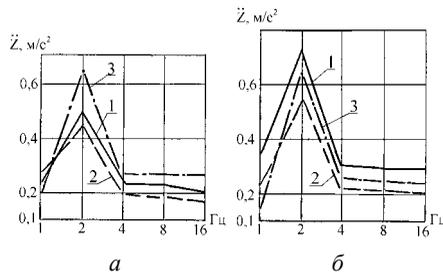


Рис. 1 – Изменение среднеквадратических ускорений сиденья в октавных полосах частот на 5 передаче: а – $h = 40$ мм; б – $h = 30$ мм; 1 – пневморессорная подвеска без амортизатора; 2 – пневморессорная подвеска с амортизатором; 3 – серийная подвеска.

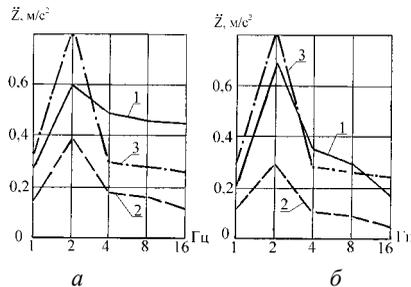


Рис. 2 – Изменение среднеквадратических ускорений сиденья в октавных полосах частот на 6 передаче: а – $h = 40$ мм; б – $h = 30$ мм; 1 – пневморессорная подвеска без амортизатора; 2 – пневморессорная подвеска с амортизатором; 3 – серийная подвеска.

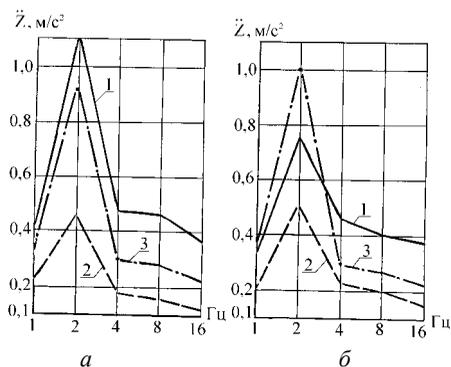


Рис. 3 – Изменение среднеквадратических ускорений сиденья в октавных полосах частот на 7 передаче: а – $h = 40$ мм; б – $h = 30$ мм; 1 – пневморессорная подвеска без амортизатора; 2 – пневморессорная подвеска с амортизатором; 3 – серийная подвеска.

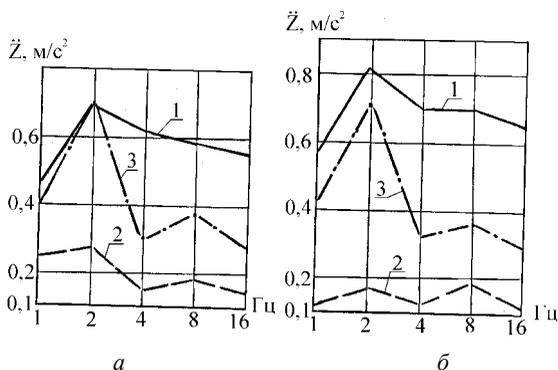


Рис. 4 – Изменение среднеквадратических ускорений сиденья в октавных полосах частот на 8 передаче: а – $h = 40$ мм; б – $h = 30$ мм; 1 – пневморессорная подвеска без амортизатора; 2 – пневморессорная подвеска с амортизатором; 3 – серийная подвеска.

Причём, с увеличением скорости движения эта разница увеличивается и достигает максимального значения при движении на седьмой передаче. Так, разница между максимальным ускорением для пневморессорной подвески с амортизаторами и без амортизаторов составляет при скорости движения на пятой передаче $1,09 \dots 1,31$, а при движении на седьмой передаче – $1,5 \dots 2,4$.

Из графиков следует, что с увеличением скорости движения максимальное ускорение сиденья трактора, оборудованного пневморессорным подвешиванием с амортизаторами, изменяется незначительно, а соответствующие ускорения для подвески без амортизаторов с ростом скорости возрастают в $1,25 \dots 2,2$ раза (рис. 1, 3).

Максимальные ускорения сиденья для трактора с серийным рессорным подвешиванием сопоставимы с ускорениями сиденья для пневморессорной подвески без амортизаторов или превосходят их в 1,2...1,3 раза (рис. 1, 4).

При движении трактора на восьмой передаче максимальные значения среднеквадратических ускорений сиденья тракториста снижаются в сравнении с седьмой передачей в 1,3...1,4 раза (рис. 3, 4). Таким образом, при движении трактора в транспортном режиме резонансной для сиденья тракториста является седьмая передача. Максимальные среднеквадратические ускорения сиденья тракториста для серийной и пневморессорной подвески без амортизаторов достигают значений 1...1,1 м/с² (рис. 3), а для пневморессорной подвески с амортизаторами 0,45...0,5 м/с².

С ростом частоты колебаний значения среднеквадратических ускорений резко падают, а в последующих октавных полосах частот изменение их незначительное.

На рис. 5...7 представлены характеристики ускорений пола кабины при движении на 5...7 передачах. Из графиков следует, что ускорения пола кабины имеют резонансные значения во второй октавной полосе частот, соответствующей среднегеометрическому значению частоты 2 Гц.

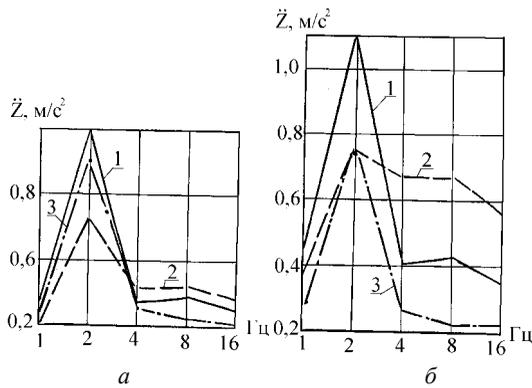


Рис. 5 - Изменение среднеквадратических ускорений пола кабины в октавных полосах частот на 5 передаче: а – $h = 40$ мм; б – $h = 30$ мм ; 1 – пневморессорная подвеска без амортизатора; 2 – пневморессорная подвеска с амортизатором; 3 – серийная подвеска.

С ростом скорости движения возрастает и ускорение пола кабины в резонансной зоне. Они достигают максимального значения при движении на седьмой передаче.

При переходе на восьмую передачу ускорения пола снижаются. Таким образом, для пола кабины, как и для сиденья, резонансной является седьмая передача.

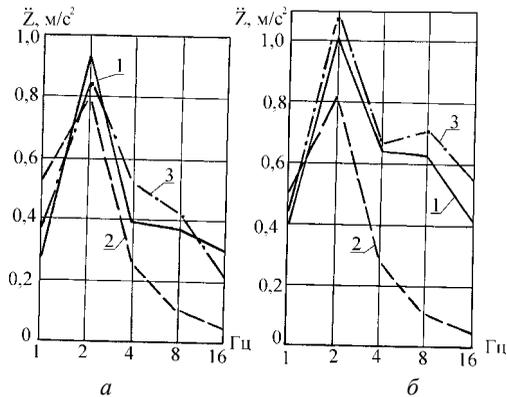


Рис. 6 – Изменение среднеквадратических ускорений пола кабины в октавных полосах частот на 6 передаче: $a - h = 40$ мм, $b - h = 30$ мм; 1 – пневморессорная подвеска без амортизатора; 2 – пневморессорная подвеска с амортизатором; 3 – серийная подвеска.

На всех приведенных графиках (рис. 5...7) характеристики ускорений пола кабины трактора с пневморессорной подвеской при наличии амортизаторов в системе располагаются ниже, чем с подвесками серийной и пневморессорной без амортизаторов. Так, для пятой передачи, значения максимальных амплитуд ускорений пола кабины для пневморессорной подвески с амортизаторами в 1,3...1,5 раза меньше, чем для пневморессорной подвески без амортизаторов. Для шестой передачи эта разница составляет 1,2...1,3 раза, для седьмой – 1,25...1,8 раза.

С увеличением скорости движения резко возрастают ускорения пола кабины при пневморессорной и серийной подвесках, и меньше при пневморессорной подвеске с амортизаторами.

Так, максимальные ускорения пола кабины при пневморессорной подвеске с амортизаторами увеличиваются в 1,6 ... 1,8 раза при движении на седьмой передаче в сравнении с пятой передачей. Для пневморессорной подвески увеличение составляет 1,2...2,2, а для серийной – 2,6...2,8 раза (рис. 5...7).

Максимальные ускорения пола кабины с серийной и пневморессорной подвесками на 5 и 6 передачах имеют незначительное различие, а на седьмой и восьмой передачах различаются в 1,2...1,6 раза в сторону увеличения с серийным рессорным подвешиванием в сравнении с пневморессорным подвешиванием без амортизаторов (рис. 7).

Величины ускорений пола кабины в зоне резонанса превосходят ускорения сиденья тракториста для пневморессорной подвески с амортизаторами.

тизаторами в 2...2,5 раза, для пневморессорной подвески без амортизаторов в 1,3...1,6 раза, для серийной подвески в 1,8...2,1 раза.

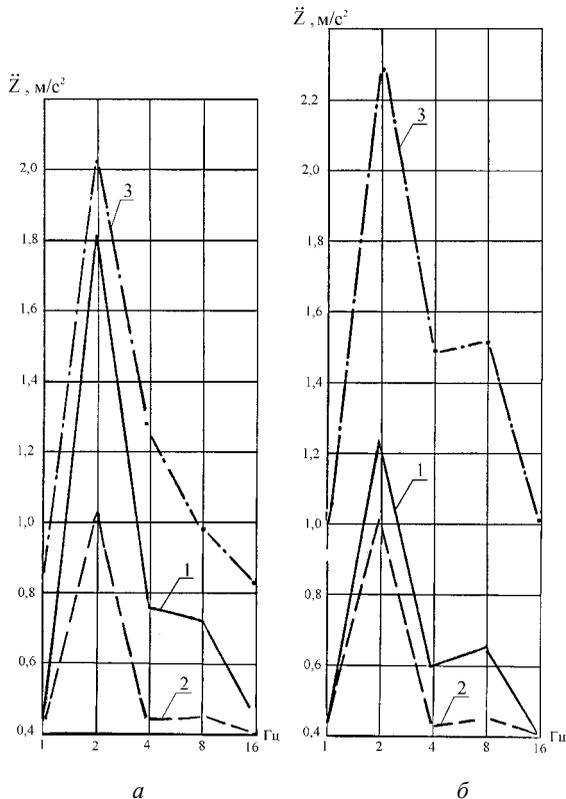


Рис. 7 – Изменение среднеквадратических ускорений пола кабины в октавных полосах частот на 6 передаче: а – $h = 40$ мм, б – $h = 30$ мм; 1 – пневморессорная подвеска без амортизатора; 2 – пневморессорная подвеска с амортизатором; 3 – серийная подвеска.

Выводы. Установлено, что трактор с пневморессорной подвеской при наличии амортизаторов имеет лучшую плавность хода. Так, среднеквадратические ускорения в зоне резонанса для сидения водителя в 1,5...2,4 раза выше для трактора с пневморессорной и серийной подвесками в сравнении с пневморессорной при наличии амортизаторов.

Список литературы: 1. Великодный В. М., Кириенко Н. М. – «Улучшение параметров плавности хода колёсного сельскохозяйственного трактора ХТЗ – 120» // Издавничий центр НТУ «ХПІ», Харків, 1993. 2. Яценко Н. Н., Прутчиков О. К. Плавность хода грузовых автомобилей. – М.:

Машиностроение, 1969. – 220с. **3.** Мамонтов А. Г. Исследование плавности хода трактора с прицепом при движении по дороге с асфальтным покрытием // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» Збірник наукових праць. Тематичний випуск. Транспортне машинобудування. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2012. – № 19. – 90-94 с. **4.** Великодний В. М., Мамонтов А. Г. Экспериментальные исследования параметров демпфирования пневморессорной подвески самоходной машины. Вестник НТУ «ХПИ». Сборник научных трудов. Тематический выпуск «Автомобиле-и тракторостроение». – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2010. - № 1, - 166 с. **5.** 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.

Поступила в редколлегию 30.05.2013

УДК 629.3.027.3

Сравнительные исследования колебаний тракторов с пневморессорной и серийной подвесками при движении по асфальтированной дороге / А. Г. Мамонтов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. – № 31 (1004). – С. 44–51. – Бібліогр.: 5 назв.

Проведено аналіз чисельних даних, отриманих у результаті порівняльних експериментальних досліджень параметрів плавності руху машино тракторних агрегатів оснащених пневматичною та серійною системами підресорювання. Встановлено залежності величин середньоквадратичних вертикальних прискорень від швидкості руху по дорозі з асфальтним покриттям.

Ключові слова: машинотракторний агрегат, пневморесорна підвіска, сидіння водія, низькочастотні коливання.

The organized analysis numerical data, got as a result of comparative experimental studies parameter to smothnesses of the motion tractor unit equipped pneumatic and serial suspension system. The installed dependencies of the values of the root-mean-square vertical speedups from velocity of the motion on road with asphalt covering.

The keywords: tractor unit, pneumatic suspension system, seat of the driver, low frequencies of the fluctuation.

В. Р. МАНДРЫКА, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»;

А. О. ОСТРОВЕРХ, ассистент НТУ «ХПИ»;

Е. С. ПЕЛИПЕНКО, студент НТУ «ХПИ»;

А. Б. ЛИТВИН, студент НТУ «ХПИ»

АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО РЕЖИМА РАБОТЫ БЕССТУПЕНЧАТОЙ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЗАРУБЕЖНЫХ ГИДРОАГРЕГАТОВ АВТОМОБИЛЯ ДЛЯ РЕМОНТА НЕФТЕГАЗОВЫХ СКВАЖИН

Предложено структурная, кинематическая схема и математическая модель безступинчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии с использованием зарубежных гидроагрегатов автомобиля для ремонта нефтегазовых скважин, на базе шасси автомобиля КрАЗ-63221-02.

Ключевые слова: автомобиль, шасси, кинематическая, структурная, трансмиссия.

Введение. Разработка новых месторождений и ремонт действующих нефтегазовых скважин [1], требует расширения и модернизации парка специализированных технических средств.

Анализ последних достижений и публикаций. Анализ технического парка сферы энергоресурсов нефтегазовой промышленности Украины показал, что одной из наиболее перспективных машин предназначенных для ремонта нефтегазовых скважин является машина типа УПА выпускаемая Харьковским заводом транспортного оборудования (ХЗТО), на полноприводном (6х6) шасси автомобиля КрАЗ-63221-02 [2,3].

Цель и постановка задачи. Анализ технологического режима работы предлагаемой бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии с использованием зарубежных гидроагрегатов на машинах типа УПА.

В ходе исследования механической трансмиссии мобильной установки типа УПА, авторами предложено заменить механическую коробку передач шасси автомобиля КрАЗ-63221-02, промежуточную опору и цилиндрический редуктор на гидрообъемную механическую коробку передач (ГОМКП) [4,5]. Предлагаемая трансмиссия при выполнении технологического режима работы имеет ряд преимуществ, а именно обеспечивает бесступенчатое регулирование скорости подъема и опускания труб без разрыва потока мощности на выходном валу, а также возможно использование трансмиссии как основного тормоза при опускании колонны труб.

Схема ГОМТ для технологического режима работы показана на (рис. 1).

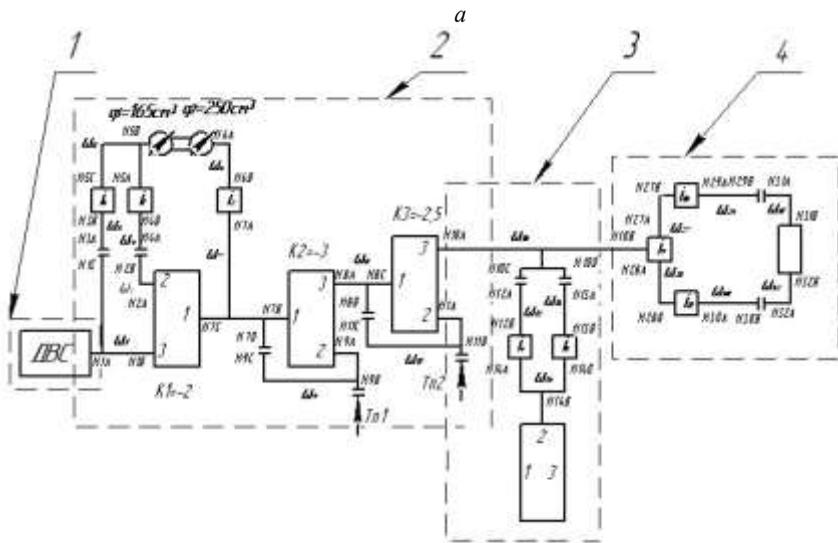
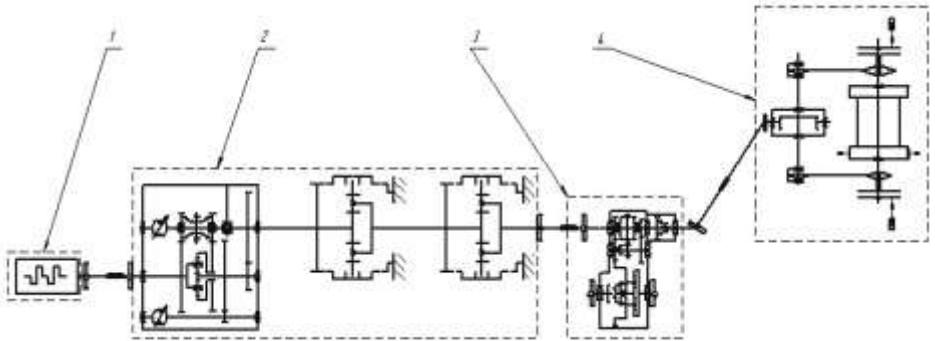


Рис. 1 – ГОМТ с использованием зарубежных гидроагрегатов:

а – кинематическая схема; б – структурная схема; 1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – ГОМПК; 3 – раздаточная коробка автомобиля КраЗ; 4 – лебедка.

При анализе предлагаемой ГОМТ была использована математическая модель двигателя ЯМЗ-238ДЕ с учетом его загруженности и подачи топлива [6], и математическая модель, двухпоточных гидрообъемно-механических трансмиссий [7-10]. Математическая модель технологического режима подъема колонны труб описана уравнениями (1,2).

Система уравнений угловых ускорений предлагаемой ГОМТ:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \ddot{w}_7 - k_1 \cdot \ddot{w}_2 + (k_1 - 1) \cdot \ddot{w}_1 = 0; \\
 \ddot{w}_2 - \ddot{w}_4 = 0; \\
 \ddot{w}_4 \cdot i_1 - \ddot{w}_5 = 0; \\
 \frac{d(-e_1 q_1 \omega_5 + e_2 q_2 \omega_6 + \Delta Q)}{dt} = \frac{d\Delta Q}{dt} + \frac{de_2}{dt} q_2 \omega_5 - \frac{de_1}{dt} q_1 \omega_6 + e_2 q_2 \varepsilon_2 - e_1 q_1 \varepsilon_1; \\
 \ddot{w}_6 \cdot i_2 - \ddot{w}_7 = 0; \\
 \ddot{w}_7 - k_2 \cdot \ddot{w}_9 + (k_2 - 1) \cdot \ddot{w}_8 = 0; \\
 \ddot{w}_9 = 0; \quad \ddot{w}_{11} = 0; \\
 \ddot{w}_8 - k_3 \cdot \ddot{w}_{11} + (k_3 - 1) \cdot \ddot{w}_{10} = 0; \\
 \ddot{w}_{10} - \ddot{w}_{12} = 0; \\
 \ddot{w}_{12} \cdot i_4 - \ddot{w}_{14} = 0; \\
 \ddot{w}_{16} - k_4 \cdot \ddot{w}_{14} + (k_4 - 1) \cdot \ddot{w}_{20} = 0; \\
 \ddot{w}_{16} \cdot i_6 - \ddot{w}_{17} = 0; \\
 \ddot{w}_{18} - k_5 \cdot \ddot{w}_{19} + (k_5 - 1) \cdot \ddot{w}_{17} = 0; \\
 \ddot{w}_{20} \cdot i_7 - \ddot{w}_{21} = 0; \\
 \ddot{w}_{22} - k_6 \cdot \ddot{w}_{23} + (k_6 - 1) \cdot \ddot{w}_{21} = 0; \\
 \ddot{w}_{20} \cdot i_8 - \ddot{w}_{24} = 0; \\
 \ddot{w}_{25} - k_7 \cdot \ddot{w}_{26} + (k_7 - 1) \cdot \ddot{w}_{24} = 0,
 \end{array} \right. \quad (1)$$

где \dot{w}_i – угловое ускорение звена, рад/с²;

ω_i – угловая скорость звена, рад/с;

i_j – передаточное отношение редуктора;

k – внутреннее передаточное отношение планетарного ряда;

e_1, e_2 – относительные параметры регулирования гидронасоса и гидромотора;

q_1, q_2 – максимальная производительность гидромашин, м³/рад. (гидронасоса и гидромотора соответственно)

de/dt – закона управления параметром регулирования

$\varepsilon_1, \varepsilon_2$ – угловые ускорения валов гидромашин;

ΔQ – потери рабочей жидкости в гидромашинах в м³/с, вычисляются с учетом знака перепада давления в ГОП $\left(\Delta Q = \Delta p \cdot \frac{k_y}{\nu} [2 + C_y (|\omega_1| + |\omega_2|)] \right)$;

Δp – перепад давления в рабочей жидкости между магистральями высокого и низкого давления, Па;

k_y, C_y – коэффициенты утечек;

ν – динамическая вязкость рабочей жидкости, Па·с.

Соотношение силовых параметров ГОМТ:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 M_{7C} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{7C} \cdot \omega_7)} + M_{2A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{2A} \cdot \omega_2)} + M_{1B} = 0; \\
 M_{7C} \cdot k_1 \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{7C} \cdot \omega_7)} + M_{2A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{2A} \cdot \omega_2)} = 0; \\
 M_{2B} + M_{4A} = 0; \\
 M_{5A} \cdot i_3 + M_{4B} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{4B} \cdot \omega_4)} = 0; \\
 M_{5B} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta P = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_{10}); \\
 M_{6A} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta P = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_{60}); \\
 M_{7A} \cdot i_2 + M_{6B} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{6B} \cdot \omega_6)} = 0; \\
 M_{7B} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{7B} \cdot \omega_7)} + M_{9A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{9A} \cdot \omega_9)} + M_{8A} = 0; \\
 M_{7B} \cdot k_2 \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{7B} \cdot \omega_7)} + M_{9A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{9A} \cdot \omega_9)} = 0; \\
 M_{9A} + M_{9B} \cdot T_{\eta 1} = 0; \\
 M_{8C} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{8C} \cdot \omega_8)} + M_{11A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{11A} \cdot \omega_{11})} + M_{10A} = 0; \\
 M_{8C} \cdot k_3 \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{8C} \cdot \omega_8)} + M_{11A} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{11A} \cdot \omega_{11})} = 0; \\
 M_{10B} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{10B} \cdot \omega_{10})} + i_9 \cdot M_{27A} = 0; \\
 M_{10B} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{10B} \cdot \omega_{10})} + i_9 \cdot M_{28A} = 0; \\
 M_{27B} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{27B} \cdot \omega_{27})} + i_{10} \cdot M_{29A} = 0; \\
 M_{28B} \cdot \eta^{\ominus \cdot \text{sign}(M_{28B} \cdot \omega_{28})} + i_{11} \cdot M_{30A} = 0; \\
 M_{29B} + M_{31A} = 0; \\
 M_{30B} + M_{32A} = 0; \\
 M_{31B} = M_{BP}; \\
 M_{32B} = M_{BP}.
 \end{array} \right. \left\{ \begin{array}{l}
 M_{1A} + M_{1B} = 0; \\
 M_{2A} + M_{2B} = 0; \\
 M_{4A} + M_{4B} = 0; \\
 M_{5A} + M_{5B} = 0; \\
 M_{6A} + M_{6B} = 0; \\
 M_{7A} + M_{7B} + M_{7C} = 0; \\
 M_{8A} + M_{8C} = 0; \\
 M_{9A} + M_{9B} + M_{9C} = 0; \\
 M_{10A} + M_{10B} = 0; \\
 M_{11A} + M_{11B} + M_{11C} = 0; \\
 M_{27A} + M_{27B} = 0; \\
 M_{28A} + M_{28B} = 0; \\
 M_{29A} + M_{29B} = 0; \\
 M_{30A} + M_{30B} = 0; \\
 M_{31A} + M_{31B} = 0; \\
 M_{32A} + M_{32B} = 0.
 \end{array} \right. \quad (2)$$

где M_d – момент двигателя Н·м;

M_i – моменты на входе и выходе редукторов, Н·м;

η_i – КПД редуктора;

η_{13}, η_{23} – КПД в зубчатых зацеплениях солнце – спутник и эпицикл – спутник при остановленном водиле, определяющие потери моментов;

Θ – коэффициент учета потерь в зубчатых зацеплениях ($\Theta = 0$ – без учета потерь, $\Theta = -1$ с учетом потерь в зубчатых зацеплениях);

$\Delta M_1, M_2$ – моменты потерь в гидромашинах, вычисляемые как функции параметров регулирования e , угловой скорости вала гидромашин ω , рабочего объема q и перепада давления Δp ;

T_{n1}, T_{n2} – параметр описывающий тормоз ($T=1$ – тормоз включен, $T=0$ – тормоз выключен).

Математическая модель лебедки описывается выражением:

$$I \cdot \varepsilon = M_{BP} - M_{сопр}, \quad (3)$$

где I – приведенный к валу барабана лебедки момент инерции вращающихся и поступательно движущихся масс;

ε – угловое замедление вала барабана лебедки;

M_{BP} – крутящий момент вала барабана лебедки;

$M_{сопр}$ – момент сопротивления при подъеме груза.

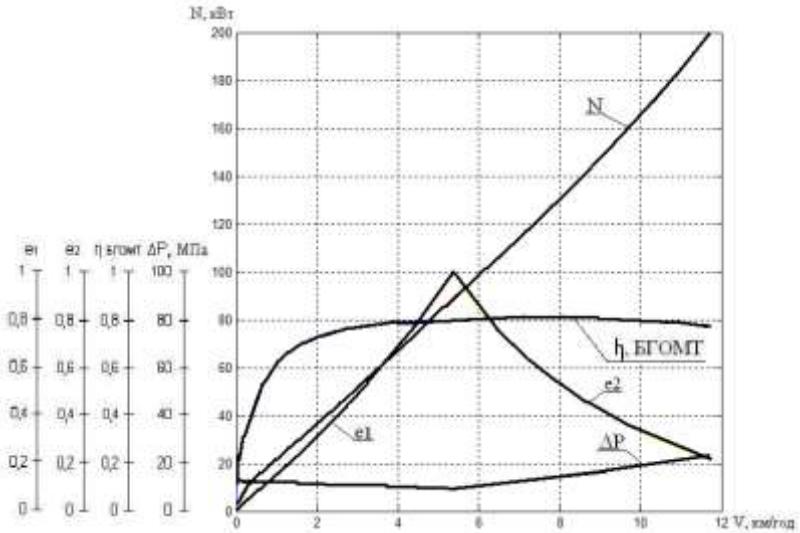
Результаты расчета системы уравнений (1-3) реализованы в пакете визуально-ориентированного программирования MATLAB/SIMULINK и показаны на (рис. 2), для технологического режима подъема колонны труб массой 20 и 100т.

В ходе анализа трансмиссии была составлена математическая модель технологического режима опускания колонны труб (4-5).

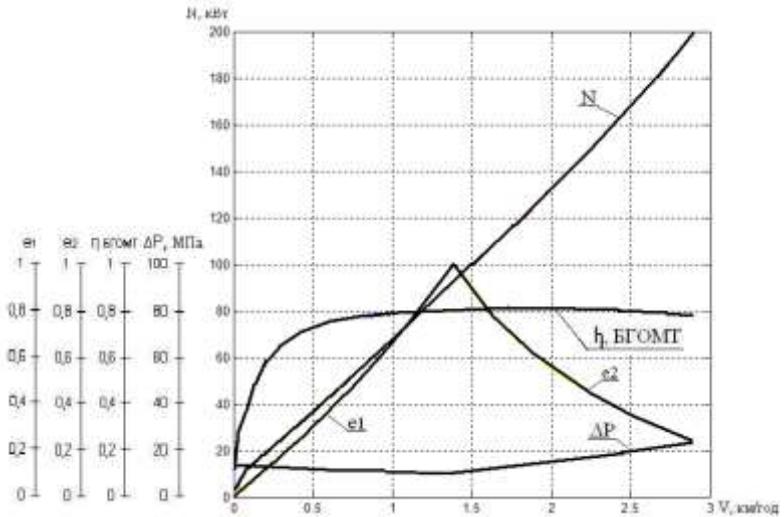
Результаты расчета системы уравнений (3-5) реализованы в пакете визуально-ориентированного программирования MATLAB/SIMULINK и показаны на (рис. 3), для технологического режима опускания колонны труб массой 20 и 100т.

Система уравнений угловых ускорений ГОМТ:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{\omega}_1 - \dot{\omega}_3 = 0, \\ \dot{\omega}_3 \cdot i_3 - \dot{\omega}_5 = 0, \\ \frac{d(-e_1 q_1 \omega_5 + e_2 q_2 \omega_6 + \Delta Q)}{dt} = \frac{d\Delta Q}{dt} + \frac{de_2}{dt} q_2 \omega_6 - \frac{de_1}{dt} q_1 \omega_5 + e_2 q_2 \varepsilon_2 - e_1 q_1 \varepsilon_1; \\ \dot{\omega}_6 \cdot i_2 - \dot{\omega}_7 = 0, \\ \dot{\omega}_7 - k_2 \cdot \dot{\omega}_9 + (k_2 - 1) \cdot \dot{\omega}_8 = 0, \\ \dot{\omega}_9 = 0; \quad \dot{\omega}_{11} = 0; \\ \dot{\omega}_8 - k_3 \cdot \dot{\omega}_{11} + (k_3 - 1) \cdot \dot{\omega}_{10} = 0; \\ \dot{\omega}_{10} \cdot i_9 - \dot{\omega}_{27} = 0; \quad \dot{\omega}_{10} \cdot i_9 - \dot{\omega}_{28} = 0; \\ \dot{\omega}_{27} \cdot i_{10} - \dot{\omega}_{29} = 0; \quad \dot{\omega}_{28} \cdot i_{11} - \dot{\omega}_{30} = 0; \\ \dot{\omega}_{29} - \dot{\omega}_{31} = 0; \quad \dot{\omega}_{30} - \dot{\omega}_{32} = 0. \end{array} \right. \quad (4)$$



a



б

Рис. 2 – Основные характеристики ГОМТ при технологическом режиме работы подъема труб: *a* – технологический режим подъема $m=20\text{т.}$; *б* – технологический режим подъема $m=100\text{т.}$; e_1 , e_2 – параметр регулирования угла наклона шайбы насоса и мотора, КПД – коэффициент полезного действия трансмиссии, N – мощность ДВС, dP – давление в гидросистеме.

Соотношение силовых параметров ГОМТ:

$$\begin{cases}
 M_{1C} + M_{2A} = 0; \\
 M_{3C} \cdot i_2 + M_{3B} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{1A} \cdot \omega_1)} = 0; \\
 M_{3B} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta P = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_{10}); \\
 M_{5A} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta P = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_{20}); \\
 M_{7A} \cdot i_2 + M_{6B} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{1A} \cdot \omega_1)} = 0; \\
 M_{7B} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{2A} \cdot \omega_1)} + M_{5A} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{1A} \cdot \omega_1)} + M_{6A} = 0; \\
 M_{7B} \cdot k_2 \cdot \eta^{\text{sign}(M_{2A} \cdot \omega_1)} + M_{6A} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{1A} \cdot \omega_1)} = 0; \\
 M_{8A} + M_{6B} \cdot T_{sl} = 0; \\
 M_{9C} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{1C} \cdot \omega_1)} + M_{11A} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{11A} \cdot \omega_{11})} + M_{10A} = 0; \\
 M_{9C} \cdot k_3 \cdot \eta^{\text{sign}(M_{1C} \cdot \omega_1)} + M_{11A} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{11A} \cdot \omega_{11})} = 0; \\
 M_{10B} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{10B} \cdot \omega_{10})} + i_2 \cdot M_{21A} = 0; \\
 M_{10B} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{10B} \cdot \omega_{10})} + i_2 \cdot M_{21A} = 0; \\
 M_{21B} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{21B} \cdot \omega_{21})} + i_{10} \cdot M_{25A} = 0; \\
 M_{21B} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{21B} \cdot \omega_{21})} + i_{11} \cdot M_{30A} = 0; \\
 M_{25B} + M_{31A} = 0; \\
 M_{30B} + M_{32A} = 0; \\
 M_{31B} + M_{33B} = 0; \\
 M_{32B} + M_{33B} = 0.
 \end{cases}
 \begin{cases}
 M_{1A} + M_{1B} = 0; \\
 M_{2A} + M_{2B} = 0; \\
 M_{5B} + M_{5C} = 0; \\
 M_{6A} + M_{6B} = 0; \\
 M_{7A} + M_{7B} = 0; \\
 M_{8A} + M_{9C} = 0; \\
 M_{9A} + M_{9B} + M_{9C} = 0; \\
 M_{10A} + M_{10B} = 0; \\
 M_{11A} + M_{11B} + M_{11C} = 0; \\
 M_{27A} + M_{27B} = 0; \\
 M_{28A} + M_{28B} = 0; \\
 M_{29A} + M_{29B} = 0; \\
 M_{30A} + M_{30B} = 0; \\
 M_{31A} + M_{31B} = 0; \\
 M_{32A} + M_{32B} = 0.
 \end{cases}
 \quad (5)$$

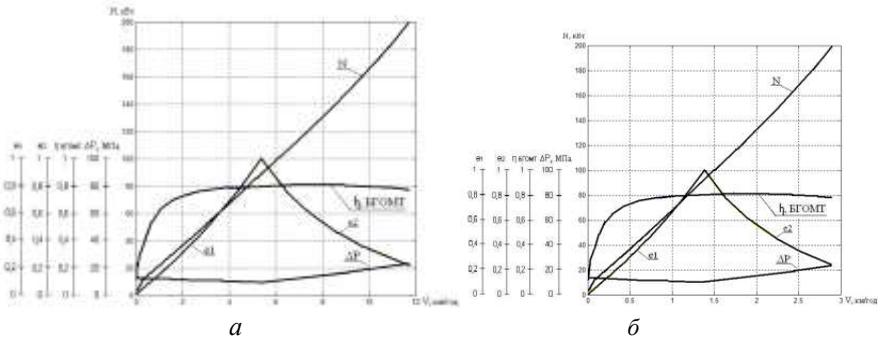


Рис. 3 – Основные характеристики ГОМТ при технологическом режиме опускания труб: *а* – технологический режим опускания $m=20t$; *б* – технологический режим опускания $m=100t$; e_1, e_2 – параметр регулирования угла наклона шайбы насоса и мотора, КПД – коэффициент полезного действия трансмиссии, N – мощность ДВС, ΔP – давление в гидросистеме.

Выводы. 1. Предложена структурная и кинематическая схемы бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии с использованием зарубежной гидроаппаратуры автомобиля на базе шасси КраЗ-63221-02, которая обеспечивает бесступенчатое регулирование скорости подъема и опускания колонны труб. 2. Разработана математическая модель ГОМТ, для технологических режимов работы машины, и представлены результаты расчета, для подъема и опускания груза массой 20 и 100т.

Список литературы: 1. Энергетическая стратегия Украины на период до 2030 года. КМ Украины Распоряжение КМ от 15.03.2006 № 145-р 2. <http://www.neftcom.ru/catalog?item=82>. 3. Руководство по эксплуатации 69УПА.00.00.000.РЕ. Установка подъемная УПА-80ПХ. 4. Самородов В. Б., Острроверх О. О. Анализ двухпоточной гидрообъемно-механической коробки передач в составе трансмиссии автомобиля для ремонта нефтегазовых скважин // Вісник НТУ «ХПІ» «Автомобіле- та тракторобудування». – 2011. – № 56. – 87-90 с. 5. Самородов В. Б., Доля В. К., Острроверх О. О., Иващенко С. В. Разработка и анализ бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии автомобиля для ремонта нефтегазовых скважин // Вестник НТУ «ХПИ» «Транспортное машиностроение». – 2012. – № 20. – 47-55 с. 6. Ребров А. Ю., Коробка Т. А., Лахман С. В. Математическая модель дизельного двигателя в безразмерных величинах с учетом его загрузки и подачи топлива // Вестник НТУ «ХПИ» «Транспортное машиностроение». – 2012. – № 19. – 31-36 с. 7. Самородов В. Б. Научное обоснование структуры силовых матричных систем, моделирующих работу гидрообъемно-механических трансмиссий // Вестник ХГПУ. - Харьков: ХГПУ. – 2000. – №47. – С.33-37. 8. Самородов В. Б. Основы теории автоматизированной генерации математических моделей трансмиссий // Механика и машиностроение. - Харьков: НТУ "ХПИ". - №1, 1998. - С.109-115. 9. Александров Е. Е., Самородов В. Б., Волощевич Д. О., Палащенко А. С. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. В 10-ти томах. Том 3: Бесступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования. – Харьков, ХГПУ - 185 с. 10. Александров Е. Е., Лебедев А. Т., Самородов В. Б. и др. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин // – Харьков: ХГАДТУ, 2001.- 642 с.

Поступила в редколлегию 24.04.2013

УДК 629.114.026

Анализ технологического режима работы бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии с использованием зарубежных гидроагрегатов автомобиля для ремонта нефтегазовых скважин / В. Р. Мандрыка, А. О. Острроверх, Е. С. Пелипенко, А. Б. Литвин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. – № 31 (1004). – С. 52–59. – Бібліогр.: 10 назв.

Запропоновано структурна, кінематична схема і математична модель безступінчастої двофазової гідрооб'ємно-механічної трансмісії з використанням зарубіжних гідроагрегатів автомобіля для ремонту нафтогазових свердловин, на базі шасі автомобіля КраЗ-63221-02.

Ключові слова: автомобіль, шасі, кінематична, структурна, трансмісія.

It is offered flow, kinematics diagram and mathematical model of bestupinchastoy of double-flux gidroob'emno-mechanical transmission with the use of foreign hydroelectric generators of car for repair of neftegazovykh mining holes, on the base of undercarriage of car KRAZ-63221-02.

Keywords: car, undercarriage, kinematics, structural, transmission.

В. Р. МАНДРИКА, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПІ»;
В. Г. ШЛИКОВА, студентка НТУ «ХПІ»

КЕРОВАНІСТЬ І СТІЙКІСТЬ РУХУ АВТОМОБІЛЯ В-КЛАСУ З СИСТЕМОЮ ESP

Пропонується порівняльна характеристика траєкторії руху автомобіля В-класу з системою ESP і без неї по керованості та стійкості при заносі автомобіля на дорозі. В результаті були зроблені висновки про доцільність використання системи ESP на автомобілях В-класу.

Ключові слова: стійкість, керованість, критична швидкість, траєкторія руху.

Вступ. Занесення на дорозі загального користування - рід небезпечна і, як правило, несподівана. Завдання ESP полягає в збереженні курсової стійкості, траєкторії руху і стабілізуванні положення автомобіля в процесі виконання маневрів, особливо на високій швидкості або на дорожньому покритті з низьким коефіцієнтом зчеплення [3].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідження керованості та стійкості автомобіля з використанням «плоскої» моделі автомобіля представлені в роботах [1-5]. Яка дозволяє одержати якісний опис траєкторії руху автомобіля за умови дії керуючих моментів, моментів уводу та гальмування,

Мета дослідження, постановка задачі. Метою даної роботи є порівняльне дослідження траєкторії руху автомобіля В класу з і без системи ESP на прикладі автомобіля FIAT 500.

Для досягнення поставленої мети необхідно зробити порівняльну характеристику траєкторії руху автомобіля В-класу з системою ESP і без неї по керованості та стійкості при заносі автомобіля на дорозі.

Стійкість, керованість і траєкторія руху автомобіля при заносі без системи ESP. Під втратою автомобілем стійкості мається на увазі перекидання або ковзання автомобіля. Залежно від напрямку перекидання і ковзання розрізняють подовжню і поперечну стійкість. Більш ймовірна і більш небезпечна втрата поперечної стійкості.

Центробіжна сила, що діє на автомобіль при його рівномірному прямолінійному русі дорівнює [1]:

$$P_{ц} = M_a \cdot V^2, \quad (1)$$

де M_a – маса автомобіля, кг;
 V – швидкість автомобіля, м / с.

Поперечна складова центробіжної сили:

$$P_y = \frac{M_a \cdot V^2 \cdot \theta}{L}, \quad (2)$$

де θ – кут між поздовжньою віссю автомобіля і вектором швидкості середньої точки передньої осі (при прямолінійному русі $\theta = 0$);
 L – база автомобіля, м (постійна - латиниця).

При русі по перехідних кривим на автомобіль діє так само сила, викликана зміною кривизни траєкторії.

Поперечна складова цієї сили:

$$P_y = \frac{M_a \cdot V \cdot b}{L} \cdot \omega_y, \quad (3)$$

де b – відстань від центру ваги автомобіля до задньої осі, м;
 ω_y – кутова швидкість повороту керованих коліс, рад / с.

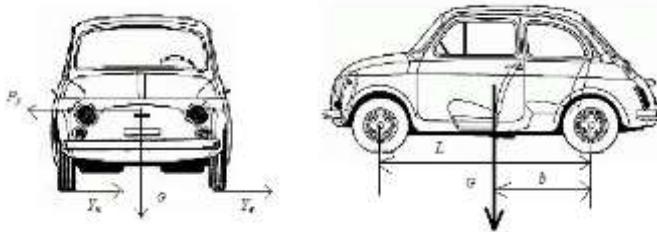


Рис. 1 – Схема для розрахунку критичної швидкості

Сумарна центробіжна сила, що діє на автомобіль під час повороту керованих коліс:

$$P_{\text{сум}} = P_y + P'_y. \quad (4)$$

В результаті дії сили P_y може початися ковзання шин по дорозі в поперечному напрямку (занесення). Сума поперечних реакцій Y_θ і Y_n дороги дорівнює сумі зчеплення з дорогою всіх шин автомобіля:

$$Y_B + Y_H = G \cdot \varphi_y. \quad (5)$$

$$Y_B + Y_H = P_y = \frac{M_a \cdot V^2 \cdot \theta}{L}. \quad (6)$$

Звідси критична швидкість за умовами занесення (в м/с):

$$V_s = \sqrt{L \cdot \varphi_y \cdot g / \theta}. \quad (7)$$

Визначимо проміжок часу, у плині якого центробіжна сила збільшується до небезпечного бокового значення. У момент виникнення заносу сила $P_{сум} = P_{ц}$:

$$\frac{M_a \cdot \omega_y}{L} \cdot (V^2 \cdot t + V \cdot b) = G \cdot \varphi_y. \quad (8)$$

Звідки час (в с):

$$t = \frac{1}{V} \cdot \left(\frac{L \cdot g \cdot \varphi_y}{\omega_y} - b \right). \quad (9)$$

Якщо швидкість руху автомобіля велика, а коефіцієнт зчеплення малий, то різкий поворот керованих коліс викличе занос автомобіля в перебігу вельми короткого проміжку часу.

Керованість - властивість самохідної машини зберігати в даних дорожніх умовах заданий напрямок руху або змінювати його відповідно з впливом на кермо [2].

До переднього мосту прикладена штовхаюча сила:

$$P_{y1} = G_1 \cdot f \cdot tg \theta. \quad (10)$$

де f – коефіцієнт опору коченню.

Критична швидкість за умовами керованості:

$$V_{\text{нр}} = \sqrt{\left(\frac{\sqrt{\varphi^2 - f^2}}{\text{tg } \theta} - f\right) \cdot g \cdot L \cdot \cos \theta}. \quad (11)$$

Траєкторія руху автомобіля при виникненні заносу представлена на рис.

4.

Траєкторія руху автомобіля при заносі з системою ESP на дорозі. Режим підтримки прямолінійного руху. Для підтримки прямолінійного та сталого руху автомобіля необхідно щоб виконувалася умова $\sum_i M_i = 0$. (12)

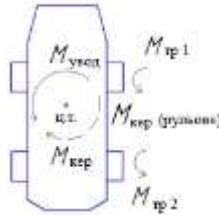


Рис. 2 – Схема дії моментів на автомобіль

Нехай момент уводу діє проти годинникової стрілки. Для того щоб виконувалася умова $\Sigma M = 0$, необхідно, щоб керуючий момент був спрямований у протилежний бік, тобто за годинниковою стрілкою. Реалізація $M_{\text{увод}}$ буде визначена за допомогою гальмівних моментів відповідного борту автомобіля ($M_{m1} + M_{m2}$).

Для реалізації ($M_{m1} + M_{m2}$) необхідно підключити систему курсової стійкості (ESP) [4], яка діє не на всі 4-е колеса, а тільки на відповідні колеса певного борту. При цьому значення M_{m1} і M_{m2} не повинно перевищувати момент по зчепленню коліс з дорогою.

$$M_{mi} = p \cdot S \cdot R_{cp}, \quad (13)$$

де p – тиск в гальмівному приладі, бар;

S – площа гальмівного циліндра, м²;

R_{cp} – середній радіус гальмівного диска, м.

Якщо вважати, що R_{cp} і S величини постійні, то для вибору змінного значення $M_m = f(t)$, необхідно щоб $p = f(t)$ було змінним. Вибір закону управління $p = f(t)$ здійснюється електронним блоком системи ESP.

Якщо дія ($M_{m1} + M_{m2}$) недостатня, то водій діючи на кермо додає ще один керуючий вплив (така дія може виконуватися за допомогою системи ESP).

Для того щоб виконувалася умова (12) необхідно виконати наступні дії:

$$M_{\text{увод}} = \sum_i^j M_{ti} + M_{\text{кер(рульове)}}. \quad (14)$$

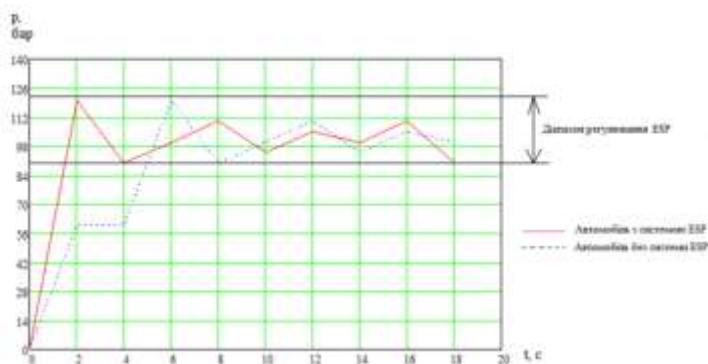


Рис. 3 – Графік залежності тиску в гальмівному приводі від часу

Оцінка траєкторії руху автомобіля з системою курсової стійкості ESP представлена на графіку (дивись рис. 4)

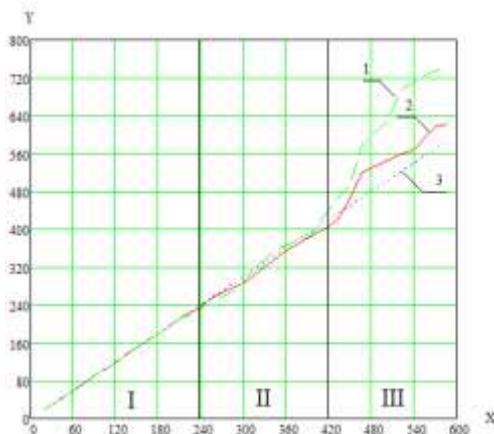


Рис. 4 – Графік траєкторії руху автомобіля: 1 – траєкторія руху автомобіля без системи ESP, 2 – траєкторія руху автомобіля з системою ESP, 3 – прямолінійна траєкторія руху автомобіля; I – прямолінійний рух автомобіля, II – початок виникнення заносу, III – занос.

Висновки. На графіку залежності тиску в гальмівній системі від часу можна побачити, що на автомобілі без системи ESP тиск в гальмівній системі досягає діапазону регулювання ESP пізніше, ніж на автомобілі з системою ESP, що приводить до збільшення гальмівного шляху.

З графіку траєкторії руху автомобіля видно, що в I першій фазі (прямолінійного руху автомобіля) траєкторії автомобіля з і без системи ESP не відрізняються один від одного; в II фазі (початок виникнення заносу) розбіжність траєкторій від прямолінійного руху складає: для автомобіля без ESP – 2%, для автомобіля з ESP – 1,7%; в фазі III (занос) видно, що траєкторія автомобіля з системою ESP ближча до прямолінійного руху, ніж траєкторія автомобіля без цієї системи; максимальне відхилення траєкторії руху автомобіля з ESP складає 12%, а автомобіля без ESP – приблизно 29 %.

Виходячи з цього можна зробити висновок, що систему курсової стійкості доцільно використовувати не тільки на позашляховиках, автомобілях С і D класів, але й на автомобілях малого В класу.

Список літератури: 1. *Иларионов В. А.* Теория и конструкция автомобиля: Учебник для автотранспортных техникумов / [В. А. Иларионов, Н. Н. Морин, Н. М. Сергеев и др.] – М.: «Машиностроение», 1979. – 303 с. 2. *Подригало М. А.* Устойчивость колесных машин при торможении / [М. А. Подригало, В. П. Волков, В. И. Курчатый] – Харьков: изд-во ХГАДТУ, 1999. – 93 с. 3. *Литвинов А. С.* Управляемость и устойчивость автомобиля. – М.: Машиностроение, 1978. – 216 с. 4. *Калашников М.* Системы безопасности автомобиля. Часть 5 Системы динамической стабилизации автомобиля (ESP) – 2010. 5. <http://www.tdiservice.ru/tehnology/esp> Электронная система стабилизации траектории движения (ESP).

Надійшла до редколегії 30.04.2013

УДК 629.017

Керованість і стійкість руху автомобіля В-класу з системою ESP / В. Р. Мандрика, В. Г. Шликова // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2013. – № 31 (1004). – С. 60–65. – Бібліогр.: 5 назв.

Предлагается сравнительная характеристика траектории движения автомобиля В-класса с системой ESP и без нее по управляемости и устойчивости при заносе автомобиля на дороге. В результате были сделаны выводы о целесообразности использования системы ESP на автомобилях В-класса.

Ключевые слова: устойчивость, управляемость, критическая скорость, траектория движения.

Suggested Comparative analysis of the trajectory of the car in-class system ESP without it for handling and stability at drift car on the road. As a result, it was concluded the feasibility of using ESP system on cars in the class.

Keywords: stability, controllability, critical speed, trajectory.

Д. В. МЕШКОВ, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»;
А. А. ИСАЕВ, студент НТУ «ХПИ»

ПЕРСПЕКТИВЫ ВНЕДРЕНИЯ ШИНЫ CAN НА ОТЕЧЕСТВЕННЫЕ АВТОМОБИЛИ

В данной статье рассмотрен принцип работы и преимущества использования шины CAN, и также рассматриваются перспективы внедрения шины на отечественные автомобили.

Ключевые слова: шина CAN, автоэлектроника, мультиплексная система, коммутация, скорость передачи данных.

Введение. За последние годы автомобильная электроника совершила существенный скачок вперед. Число электронных блоков в автомобиле непрерывно возрастает, при этом заменяя множество традиционных механических и гидравлических блоков и добавляя новые функции к современному транспортному средству. В результате, современный автомобиль – это сплав новейших технологий в агрегатостроении и электронике, в котором преобладающую роль постепенно занимает электронная часть. В то время как механические узлы улучшаются по интенсивному пути развития (увеличивается мощность, надежность, эффективность), а электронные системы развиваются по экстенсивному принципу, занимая новые области применения.

Анализ роста использования автоэлектроники. На мировом рынке электронных компонентов, автоэлектроника является одним из самых динамично развивающихся сегментов. Темпы роста данного сегмента в несколько раз выше по сравнению с ростом автомобильной индустрии в целом. Хотя доля электроники в дорогих автомобилях существенно выше, чем в моделях среднего или эконом класса, многие электронные устройства становятся стандартными для автомобилей средней ценовой категории. По мнению аналитиков Databeans, это связано в первую очередь с возрастающими требованиями по безопасности, функциональности и надежности, к снижению массогабаритных показателей автомобильных систем, внедрение таких технологий как беспроводная связь, навигация, энергосбережение. По исследованиям экспертов, темп роста автомобильных полупроводников за последние 10 лет составлял 12% в год, в то время как мировой рынок полупроводниковых компонентов за это время вырос на 5% [1]. До 2015 года прогнозируется увеличение роста автомобильных полупроводников на 13,34%. Одним из ключевых факторов для такого роста являются различные инициативы, предпринятые Европейским Союзом, чтобы увеличить безопасность пассажиров. Автомобильная промышленность

стала за последнее время основным и самым крупным потребителем микроконтроллеров [2].

Использование автоэлектроники. Автомобильная электроника развивается в постоянном конфликте между возрастающей стоимостью и расширением потребительских качеств новых технических решений. Каждый новый продукт должен обладать большей надежностью, производительностью и функциональностью по сравнению с предшественником. В зарубежных автомобильных компаниях стало нормой, что значительная часть потраченной на новый автомобиль суммы уходит на повышение безопасности и надежности автомобиля и всех его узлов. В связи с этим увеличение стоимости автомобиля для потребителя равнозначно увеличению его надежности и безопасности, и не свидетельствует о желании автомобильных компаний нажиться на покупателях. Но при этом автопроизводители пытаются свести к минимуму увеличение цены на свою продукцию. Это стимулирует постоянное совершенствование технологий производства компонентов, проектирование и внедрение новых интегральных решений, создание простых, дешевых и доступных средств разработки, позволяющих уменьшить сроки проектирования и стоимость новых систем.

Электроника заменила различные существовавшие в ранних автомобилях механические и гидравлические узлы и добавила новые узлы контроля и диагностики, она делает сегодняшние автомобили более интеллектуальными, надежными, безопасными и комфортными. Современная электроника управляет двигателем, подвеской, тормозами, улучшает управляемость и комфортабельность автомобиля. Все более популярными становятся электронные системы для отображения информации [3].

В большинстве ранних и существующих отечественных автомобилях, система управления построена по следующему принципу (рис. 1): от нее прокладываются силовые и информационные провода к каждому из объектов управления. При многих узлах, эти провода приходилось проводить через весь автомобиль внутри кузова. По мере повышения функциональности автомобилей, с появлением многочисленных новых узлов контроля и диагностики, происходит значительное увеличение количества идущих проводов. За последние 20 лет количество проводов и кабелей в автомобиле увеличилось более в 2 раза и в настоящее время его общая масса достигла 50 кг.

Кроме того, также увеличивается количество контактных разъемов, разветвлений, предохранителей и т.п. Эта проблема более ярко проявляется в отечественных автомобилях, где степень внедрения электроники в автомобилях еще достаточно низка. В последствии, это приводит не только к

существенным экономическим затратам на провода, но и порождает множество проблем, которые связаны с габаритными размерами, проектированием, массой, производством, монтажом и ремонтом. Помимо этого, ограниченный уровень обмена данными между блоками управления не дает возможность организации эффективной централизованной диагностики автомобиля.

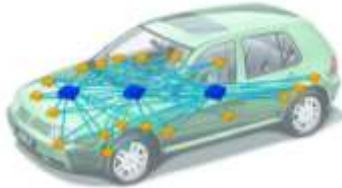


Рис. 1 – Обычная передача данных в автомобиле

В последствии, с учетом дальнейшего развития автоэлектроники возникла необходимость перехода на мультиплексный подход построения системы управления – шина CAN (рис. 2).

Шина данных CAN. В начале 80-х годов XX ст. компанией Robert Bosch GmbH был разработан стандарт серийной шины CAN - *controller area network* (локальная сеть контроллеров) для соединения электронных блоков управления.

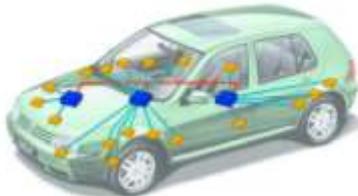


Рис. 2 – Передача данных посредством шины CAN

CAN-шина обеспечивает подключение любых устройств, которые могут одновременно принимать и передавать цифровую информацию. Собственно шина представляет собой витую пару из медных проводников или оптоволоконна. Данная реализация позволила снизить влияние внешних электромагнитных полей, возникающих при работе двигателя и других систем автомобиля. Сигналы передаются шиной CAN в цифровом виде. Причем скорость передачи данных может достигать 1 Мбит/с при высочайшей степени надежности прохождения сигнала.

Ввиду различных требований к частоте передаваемых сигналов и объему передаваемой информации систему CAN делят на три отдельные системы:

- шина CAN силового агрегата (High-Speed), передача данных через которую производится со скоростью 500 кбит/с, практически обеспечивающей работу системы в реальном времени (блок управления двигателем, селектор коробки передач, тормозная система);

- шина CAN системы "Комфорт" (Low-Speed), передача данных через которую производится со скоростью 100 кбит/с, удовлетворяющей невысоким требованиям к ней (кондиционер, парктроник);

- шина CAN информационно-командной системы (Low-Speed), передача данных через которую производится также со скоростью 100 кбит/с, соответствующей относительно невысоким требованиям (радионавигационная система, аудиосистема).

Чтобы повысить надежность передачи данных, в шинах CAN передача сигналов происходит по двум проводам (Twisted Pair). Образующие эту пару провода называются CAN-High и CAN-Low. В исходном состоянии шины на обоих проводах поддерживается постоянное напряжение приблизительно равное 2,5 В. Такое состояние называется рецессивным и соответствует «1». Когда напряжение на проводе High становится 3,5 В, а на проводе Low – 1,5 В это состояние называется доминантным и соответствует «0» (рис. 3) [4-5].

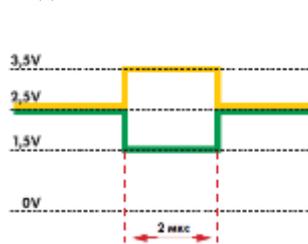


Рис. 3 – Форма сигнала, передаваемого по проводам шины CAN

Подключение модулей электронной системы автомобиля к шине происходит посредством специального устройства — трансивера, представляющее собою приемопередающее устройство, одновременно выполняющее функции дифференциального усилителя. После обработки сигналов, поступающих по проводам High и Low сигналы направляются на вход блока управления.

Поэтому применение системы CAN на отечественном автомобиле дает следующие преимущества:

- доступность для потребителя;
- уменьшение проводов;
- упрощается подключение дополнительного оборудования.
- можно проводить одновременную диагностику нескольких блоков управления, входящих в систему;
- способность обнаружения ошибок и сбоев.

За последние годы отечественный автомобильный рынок становится одним из перспективных составляющих общего мирового автомобильного рынка. Наблюдается непрерывный рост потребления автомобилей год за годом. Однако наращивалось производство только зарубежных моделей, а вытеснение отечественных автомобилей с рынка приобрело катастрофические масштабы. По мнению экспертов, будет сохраняться такая тенденция снижения производства отечественных автомобилей в последующие годы. Это объясняется в первую очередь низкими эксплуатационными свойствами отечественных автомобилей, которые не удовлетворяют сегодняшним возрастающим потребительским требованиям. Такая сложившаяся ситуация подталкивает отечественных производителей к задаче улучшения функциональных характеристик своих автомобилей, отвечающих стандартам мирового автомобильного рынка если они не хотят проиграть на одном из самых конкурентных рынков - автомобильном.

Выводы. Из-за растущих потребностей покупателей в комфорте, государственными требованиями к безопасности и вследствие увеличения потребителей бортовой электроэнергии, постепенно появляется необходимость внедрения новой «архитектуры» электрики в отечественные автомобили. Рассмотренные в статье достоинства мультиплексных систем управления, указывают на все более остро возникающую потребность в проведении исследований подобных систем, их всестороннего тестирования и внедрения на транспортных средствах различного назначения, производимых в Украине.

Список литературы: 1. Режим доступа к статье: <http://www.russianelectronics.ru/leader-r/news/snabworldmarket/doc/60665/>. 2. Режим доступа к статье: <http://www.industryreview.com/Report.aspx?ID=Automotive-ECU-Market-in-Europe-2011-2015>. 3. Режим доступа к статье: <http://www.freescale.com/files/abstract/global/Automotive.pdf>. 4. Программа самообучения № 238. Обмен данными посредством шины CAN I. Volkswagen Technical Site. 5. Пособие по программе самообразования № 269. Обмен данными посредством шины CAN II. Volkswagen Technical Site.

Поступила в редколлегию 30.04.2013

УДК 519.2

Перспективы внедрения шины CAN на отечественные автомобили / Д. В. Мешков, А. А. Исаев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. – № 31 (1004). – С. 66–70. – Бібліогр.: 5 назв.

У даній статті розглянуто принцип роботи і переваги використання шини CAN, і також розглядаються перспективи впровадження шини на вітчизняні автомобілі.

Ключові слова: шина CAN, автоелектроніка, мультиплексна система, комутація, швидкість передачі даних.

Principle of work and advantage of the use of tire of CAN is considered in this article, and the prospects of introduction of tire are also examined on domestic cars.

Keywords: tire of CAN, autoelectronics, multiplexed system, commutation, rate of data.

В. Б. САМОРОДОВ, докт. техн. наук, проф. НТУ «ХП»;
А. І. БОНДАРЕНКО, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХП»;
О. О. ОСТРОВЕРХ, асистент НТУ «ХП»;
І. Г. ЧУНЧУКОВА, студент НТУ «ХП»

ВИЗНАЧЕННЯ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТА КОНКУРЕНТОСПРОМОЖНОСТІ АВТОТРАНСПОРТНИХ ПІДПРИЄМСТВ НА ПРИКЛАДІ “АТП-16361” МІСТА ХАРКОВА

В зв'язку зі збільшенням кількості автотранспортних підприємств та ринку автоперевезень гостро постало питання в підвищенні конкурентоспроможності та працездатності підприємств даного спрямування, що не можливо без комплексного моніторингу роботи підприємства та надання відповідних рекомендацій.

Ключові слова: автотранспортне підприємство, автомобільний парк, конкурентоспроможність, рентабельність, доход, прибуток, витрати.

Вступ. Автотранспортне підприємство (АТП) - організація, що здійснює перевезення автомобільним транспортом, а також зберігання, технічне обслуговування (ТО) і ремонт рухомого складу.

На прикладі діючого АТП – 16361 міста Харкова наведено моніторинг підприємства та проаналізовано основні техніко-економічні показники.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідження та визначення шляхів підвищення ефективності та конкурентоспроможності автотранспортного підприємства присвячені роботи [1 –7].

Використання аналітичних та чисельних методів дозволяє вирішити питання підвищення рентабельності автотранспортного підприємства.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою дослідження є визначення шляхів підвищення ефективності та конкурентоспроможності автотранспортних підприємств на прикладі “АТП-16361” міста Харкова. Для досягнення поставленої мети були визначені наступні завдання: моніторинг об'єкта дослідження; аналіз основних техніко-економічних показників автопарку; формування комплексу рекомендацій для підвищення ефективності апарату управління.

Дослідження та визначення шляхів підвищення ефективності та конкурентоспроможності «АТП-16361». АТП - 16361 на ринку вантажоперевезень з 1997г. Багаторічний досвід роботи на ринку вантажних автоперевезень усіх фахівців АТП, починаючи від рядового механіка або водія і закінчуючи директором, дозволяє забезпечувати гарантовану якість послуг з транспортування вантажів. АТП надає повний комплекс послуг з обслуговування вантажних автомобілів: ТО – 1, ТО – 2; ремонт ходової частини, двигунів; мойка. На території АТП присутні: адміністративна

будівля, будівля капітального ремонту автомобілів, будівля ТО, мойка автомобілів, заправна станція автомобілів, будівлі – склади та інші.

Автопарк АТП складається з автомобілів КамАЗ, МАЗ і DAF та автомобілів працюючих без прибутку (МАЗ 5432, КамАЗ 54112, ГАЗ 3110, Toyota RAV4, Toyota FJ Cruiser, Mercedes – Benz ML320). Також АТП має напівпричіпи: низькорамні майданчики, бортові, тентовані та контейнеровози.

Ааліз основних техніко-економічних показників автопарку.

Рухомий склад той, що приносить прибуток складається з 23-х автомобілів, зокрема КамАЗ – 8 одиниць, МАЗ – 13 одиниць і DAF – 2 одиниці.

Для розрахунку коефіцієнту ефективності автопарку, коефіцієнту завантаження та інших показників використовуються наступні формули.

Коефіцієнт ефективності, який запропонований авторами, в якості основного інтегрального техніко-економічного показника:

$$D_1 = \frac{P \cdot k_n \cdot k_z}{Z},$$

де P – прибуток, грн;

k_n – коефіцієнт надійності;

k_z – коефіцієнт завантаження;

Z – витрати, грн.

Коефіцієнт надійності визначався по технічному стану для кожного автотранспортного засобу в процесі вивчення даних про ремонт ходової системи, двигуна, системи електроустаткування, стану гуми коліс і т. п. Дані бралися у відділі головного механіка АТП.

Коефіцієнт завантаження:

$$k_z = \frac{A_d}{R_d},$$

де A_d – автомобілі-дні;

R_d – робочі дні.

Відношення прибутку до пробігу і прибутку до часу роботи автомобіля D_2 , грн/км та D_3 , грн/год.

$$D_2 = \frac{P}{P_a},$$

де P_a – пробіг автомобіля, км.

$$D_3 = \frac{P}{t},$$

де t – час роботи автомобіля, год.

Відношення витрат до пробігу і витрат до часу автомобіля D_4 , грн/км та D_5 , грн/год:

$$D_4 = \frac{Z}{P_a}$$

$$D_5 = \frac{Z}{t},$$

Рентабельність:

$$R = \frac{P}{D},$$

де D – доход, грн.

Розрахунок всіх показників проводився в 2011 році за 9 місяців та були побудовані наступні графіки.

Графіки рентабельності, прибутку, витрат та доходу всього автопарку за 9 місяців.

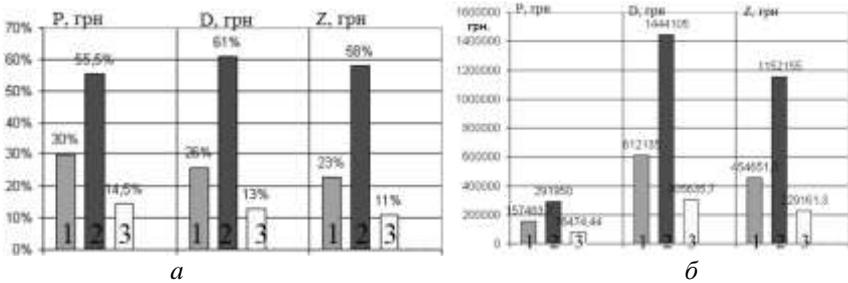


Рис. 1 – Прибуток, витрати та дохід автопарку за 9 місяців: а - в % , б - в грн.; 1 – КамАЗ, 2 – МАЗ, 3 – DAF.

В результаті дослідження були сформульовані наступні рекомендації для підвищення конкурентоспроможності та працездатності АТП-16361:

1. Введення гнучкого плану перевезень з урахуванням пори року і статистики по продуктивності робіт.
2. Збільшення кількості персоналу

відділу перевезень на одну людину (відповідальний по маркетингу, системі інформаційного забезпечення і роботі з найманцями). 3. Зміна форми оплати праці для відділу перевезень (фіксація ставки + відсоток від фактичних перевезень - зверху поставленого плану). 4. Розробка сайту і інших Web ресурсів для проведення рекламної компанії, яка освітлює усі сторони діяльності підприємства (перевезення, ремонт, стоянка, миття). Існуючий сайт не відповідає вимогам, що пред'являються, і не відображає усю необхідну інформацію. 5. Налагодження комплексної співпраці з приватними перевізниками, що простояють на території АТП : формування бази даних по найманцях; ремонт(формування системи знижок); миття(формування системи знижок); інформаційна підтримка(пошук клієнтів); розділення стоянки і контроль в'їзду-виїзду; формування диференційованого тарифу для оренди стоянки. 6. Модернізація рухомого складу: повна заміна рухомого складу. (приклад - продаж автомобілів, у яких значення коефіцієнта ефективності, завантаження і рентабельність нижче середнього значення); переобладнання рухомого складу для перевезень вантажів іншого типу (потрібний аналіз існуючого розподілу потоку заявок по типах рухомого складу) та інші.

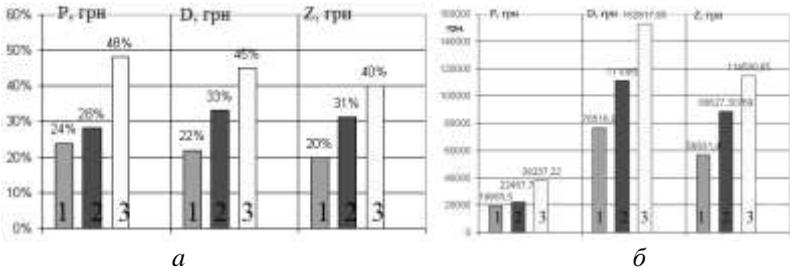


Рис. 2 – Середні значення прибутку, витрат та доходу автопарку за 9 місяці: а - в % , б - в грн.; 1 – КамАЗ, 2 – МАЗ, 3 – DAF.

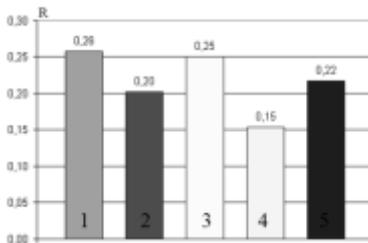


Рис. 3 – Рентабельність автопарку за 9 місяців: 1 – КамАЗ, 2 – МАЗ, 3 – DAF; 4 – весь автопарк; 5 – грузовий состав.

Висновки. Сформовано комплекс рекомендацій для підвищення ефективності роботи підприємства, його рентабельності та конкурентоспроможності.

Список літератури: 1. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта. Минавтотранс РСФСР. — М.: Транспорт, 1986. 2. *Напольский Г. М.* Технологическое проектирование автотранспортных предприятий и станций технического обслуживания: Учебник для ВУЗов. — М.: Транспорт, 1985. — 231 с. 3. *Туревский И. С.* Техническое обслуживание автомобилей. Книга 2. Организация хранения, технического обслуживания и ремонта автомобильного транспорта: учебное пособие. — М.: ИД “Форум”: ИНФРА-М, 2007. — 256 с. — (Профессиональное образование). 4. *Фастовцев Г. Ф.* Организация технического обслуживания и ремонта легковых автомобилей. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Транспорт, 1989. — 240 с. 5. *Людченко О. А.* Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: організація і управління: Підручник. — К.: Знання-Прес, 2004. — 478 с. 6. Проектне забезпечення формування виробничо-технічної бази підприємств автомобільного транспорту: Навч. Посібник / М. Я. Говоруценко, В. М. Варфоломєєв, Н. А. Волошина. — Харків: ХНАДУ, 2005. — 106 с. 7. *Волков В. П., Белоусов Е. В., Шпаков В. И., Рудометкин В. П., Савчук В. П., Мармут И. А., Кривошапов С. И.* Проектирование предприятий автомобильного транспорта : Учебное пособие. - Харьков, Херсон : ХНАДУ, 2008 - 566 с.

Надійшла до редколегії 24.04.2013

УДК 629.014.7

Визначення шляхів підвищення ефективності та конкурентоспроможності автотранспортних підприємств на прикладі “АТП-16361” міста Харкова / В. Б. Самородов, А. І. Бондаренко, О. О. Островерх, І. Г. Чунчукова // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. — Х. : НТУ «ХП», 2013. — № 31 (1004). — С. 71–75. — Бібліогр.: 7 назв.

В связи с увеличением количества автотранспортных предприятий и рынка автоперевозок остро встал вопрос о повышении конкурентоспособности и работоспособности предприятий данного направления, что невозможно без комплексного мониторинга работы предприятия и предоставления соответствующих рекомендаций.

Ключевые слова: автотранспортное предприятие, автомобильный парк, конкурентоспособность, рентабельность, доход, прибыль, расходы.

Due to the increasing number of trucking companies and freight market there was a question in improving the competitiveness and efficiency of enterprises in this direction, which is not possible without a comprehensive monitoring of the enterprise and provide appropriate recommendations.

Keywords: motor company, car park, competitiveness, profitability, revenue, profits, costs.

В. Б. САМОРОДОВ, д-р техн. наук, проф. НТУ «ХПІ»;
О. В. ШУМАКОВ, студент НТУ «ХПІ»

ОБСЛУГОВУВАННЯ АВТОМОБІЛІВ NISSAN 3 БЕЗСТУПІНЧАСТИМИ ПЕРЕДАЧАМИ У СКЛАДІ ТРАНСМІСІЇ

Пропонується порівняльний аналіз показників механічної та безступінчастої передач у складі трансмісії автомобіля Nissan X-trail 2.0, здобутих у результаті розрахунків. Сформульовані основні переваги та недоліки безступінчастих передач. Запропонований процес обслуговування автомобілів Nissan із безступінчастими передачами. Зроблено висновки щодо доцільності використання безступінчастої передачі у складі трансмісії.

Ключові слова: автомобіль, безступінчаста трансмісія, варіатор CVT, обслуговування.

Вступ. Безступінчасті трансмісії є більш продуктивними та економічними в плані витрати палива силовими передачами, в порівнянні з механічними трансмісіями. Компанія Nissan досить давно розпочала використання в якості безступінчастої передачі автомобілів фрикційних варіаторів CVT (Continuously Variable Transmission). Удосконалений тип трансмісії Nissan варіатор пропонує водію великі можливості для зміни характеру руху автомобіля: плавний та спокійний у автоматичному режимі та більш динамічний у режимі ручного керування.

Застосування гідрооб'ємних безступінчастих передач для автомобілів. Гідрооб'ємні безступінчасті трансмісії знаходять все більш широке застосування в автомобілебудуванні. До сьогодні не вирішено ряд недоліків, які в першу чергу торкаються автомобілів підвищеної прохідності – головним чином, це незабезпечення дистанційної передачі потужності та необхідного діапазону регулювання передаточного числа трансмісії, передача недостатньо великого крутного моменту [3]. Тому перспективним напрямком розвитку автомобілебудування є застосування гідрооб'ємної трансмісії, що позбавлена таких недоліків. Вона забезпечить безступінчасте регулювання крутного моменту двигуна без розриву потоку потужності, можливість окремого регульованого приводу кожного колеса, використання ДВЗ на оптимальному режимі, покращення керованості автомобіля в умовах бездоріжжя, і не тільки [4]. Але на сьогодні недоліками гідрооб'ємної трансмісії є: значно менший, ніж у механічної трансмісії, коефіцієнт корисної дії; більш висока вартість і необхідність використовувати якісні робочі рідини з високим ступенем чистоти. Це дає змогу зіставити основні параметри автомобілів і зробити висновок щодо недоцільності використання гідрооб'ємної передачі у складі трансмісії легкових автомобілів у найближчому майбутньому.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою даної роботи є визначення доцільності використання безступінчастих передач у складі трансмісії автомобілів.

Для досягнення поставленої мети необхідно провести аналіз існуючих типів силових передач легкових автомобілів, скласти математичну модель трансмісії, змоделювати динамічні характеристики та процес розгону автомобіля.

Основні переваги та недоліки безступінчастих передач CVT. Найголовніша перевага безступінчастої передачі CVT у порівнянні із традиційною – ефективне використання потужності двигуна за рахунок оптимального узгодження навантаження на автомобіль із обертами колінчастого вала. За рахунок цього досягається висока паливна економічність автомобіля, безперервна зміна крутного моменту, зростає рівень комфорту водія ті пасажирів через відсутність ривків під час руху.

Але, крім зазначених переваг, у безступінчастих передачах CVT є й суттєві недоліки. До таких відноситься застосування лише на легкових автомобілях зважаючи на обмеження по потужності, що можна передати варіатором. Крім цього, безступінчасті передачі є більш складними та дорогими у виготовленні й технічному обслуговуванні.

Тяговий розрахунок автомобіля Nissan X-Trail. В результаті розрахунків було порівняно два автомобілі Nissan X-Trail, що обладнані однаковими бензиновими двигунами та різними типами трансмісії: один із механічною, а другий – із безступінчастою передачами [2]. Побудовані графіки динамічних характеристик, граничних прискорень.

Для побудови зовнішньої характеристики двигуна було визначено потужність $N_{та}$ та крутний момент M для заданого діапазону частоти обертання колінчастого вала ω .

Розрахункова максимальна потужність двигуна визначається за формулою:

$$N_{max} = \frac{N_{emax}}{\left[a \cdot \frac{n_{Vmax}}{n_{Nmax}} + b \cdot \left(\frac{n_{Vmax}}{n_{Nmax}} \right)^2 - c \cdot \left(\frac{n_{Vmax}}{n_{Nmax}} \right)^3 \right]}, \quad (1)$$

де N_{emax} – максимальна ефективна потужність, що відповідає максимальній швидкості руху автомобіля, кВт;

n_{Vmax} – максимальна частота обертання колінчастого вала двигуна, що відповідає максимальній швидкості автомобіля, об/хв.;

n_{Nmax} – номінальна частота обертання колінчастого вала двигуна, об/хв.;

a, b, c - коефіцієнти, що залежать від типу двигуна.

Розрахунковий крутний момент визначається за формулою:

$$M = \frac{N}{\omega}, \quad (2)$$

де N – поточне значення потужності двигуна, кВт;

ω – кутова швидкість колінчастого вала двигуна, рад/с.

Графік зовнішньої швидкісної характеристики двигуна представлений на рис. 1.

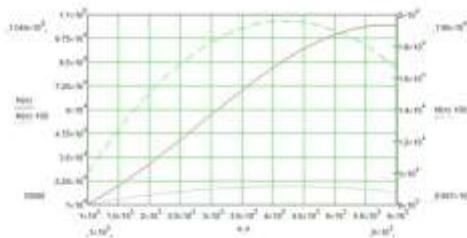


Рис. 1 – Зовнішня швидкісна характеристика двигуна

Значення динамічного чинника D визначаємо за формулою:

$$D = \frac{P_k - P_w}{G_a}, \quad (3)$$

де P_k – тягова сила на колесах автомобіля, Н;

P_w – сила опору повітря, Н;

G_a – вага автомобіля, кг.

Графік динамічного чинника автомобіля представлений на рис. 2.

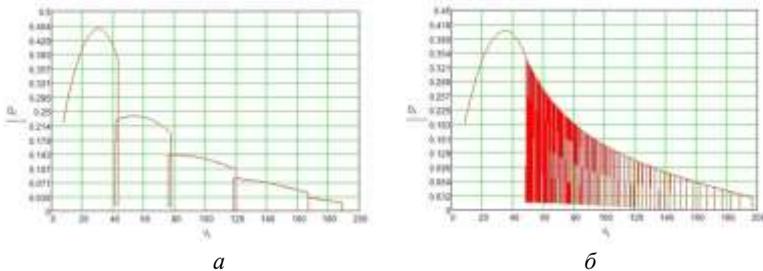


Рис.2 – Динамічний чинник автомобіля Nissan X-trail: а – із механічною ступінчастою передачею; б – із безступінчастою передачею.

На рис. 3 а-б представлено розгінну характеристику двох автомобілів. Аналізуючи отримані графіки, бачимо, що безступінчаста трансмісія (див. рис. 3, б) позбавлена ступінчастих розривів потоку потужності, які мають місце при використанні традиційної механічної коробки передач (див. рис. 3, а).

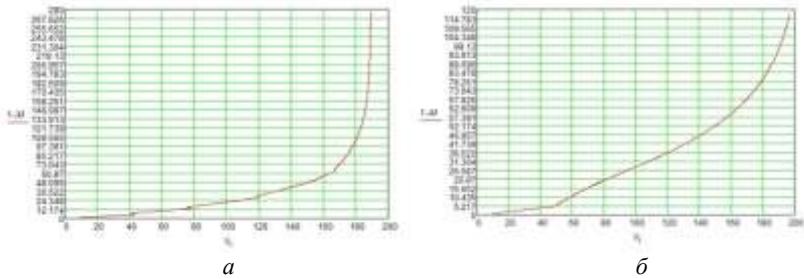


Рис.3 – Розгінна характеристика автомобіля Nissan X-trail: а – із механічною ступінчастою передачею; б – із безступінчастою передачею.

Відсутність ступінчастих переходів пояснюється плавною зміною передаточного відношення у безступінчастих коробках передач, а також відсутністю витрат часу на перемикання передач.

Обслуговування автомобілів Nissan із безступінчастими передачами.

Безступінчасті передачі, як вже було зазначено, є досить складними в процесі технічного обслуговування. Секрет швидкого виходу з ладу безступінчастих трансмісій криється в їх конструктивних особливостях і невеликому ресурсі основного варіаторного вузла. Контактна пара, що складається з набірного клинового ремня і шківів, працює у край важких умовах. Дві металеві деталі, стикаючись одна з одною, повинні не прослизавати передавати крутний момент.

Найчастіше причиною виходу зі строю варіаторів CVT є несвоєчасна заміна мастила та фільтруючого елемента в коробці. Маленькі металеві продукти спрацювання та фрикційна пудра із дисків, що не були зібрані фільтруючим елементом, потрапляють до блока клапанів управління варіатора CVT і заважають безвідмовній роботі електромагнітних клапанів. Також можливим залишається заклинення редукційного клапана масляного насоса.

Найчастішими та найпоширенішими відмовами у варіаторах CVT є спрацювання металевих ведучих та ведених валів і шківів, а також спрацювання приводного металевго ремня.

Обслуговування та ремонт автомобілів Nissan, що обладнані безступінчастими передачами, пропонується на фірмовому спеціалізованому СТОА. Виконуватимуться всі види робіт з діагностування (в тому числі комп'ютерне), технічного обслуговування і поточного ремонту трансмісії автомобілів. Підібране для цього технологічне обладнання повністю задовольняє річну програму обслуговування автомобілів Nissan на спроектованому СТОА.

Висновки. Безступінчасті передачі у складі трансмісії автомобілів є перспективними, тому що діапазон їх застосування внаслідок технічного прогресу постійно розширюється. Отримані під час розрахунків результати підтверджують доцільність використання безступінчастих трансмісій в автомобілях, а тому – й доцільність проектування спеціалізованих СТОА з обслуговування таких автомобілів і розробки технологічного процесу для них.

Список літератури: 1. *Благодаров А. А.* Механические бесступенчатые передачи / А. А. Благодаров. – М.: УрО РАН, 2004. – 204с. 2. *Мелисаров В. М.* Тяговый и топливно-экономический расчёт автомобиля: методические указания / В. М. Мелисаров, А. В. Брусенков, П. П. Беспалько – М.: Издательство ТГТУ, 2009. – 24с. 3. *Петров В. А.* Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин / Петров В. А. – М.: Машиностроение, 1988. – 248с. 4. *Петров С. Е.* Оценка перспективности использования гидрообъемных трансмиссий на автомобильном транспорте / Петров С.Е. - МГТУ «МАМИ» - 264с. 5. NISSAN X-TRAIL (НиссанХ-Трейл) с 2007 и с 2011 бензин / турбодизель. Руководство по ремонту и эксплуатации – М.: Третий ритм, 2007. – 320с.

Надійшла до редколегії 13.05.2013

УДК 629.014.6

Обслуговування автомобілів Nissan з безступінчастими передачами у складі трансмісії / В. Б. Самородов, О. В. Шумаков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. – № 31 (1004). – С. 76–80. – Бібліогр.: 5 назв.

Предлагается сравнительный анализ показателей механической и бесступенчатой передач в составе трансмиссии автомобиля Nissan X-trail 2.0, полученных в результате расчетов. Сформулированы основные преимущества и недостатки бесступенчатых передач. Предложен процесс обслуживания автомобилей Nissan с бесступенчатыми передачами. Сделаны выводы о целесообразности использования бесступенчатой передачи в составе трансмиссии.

Ключевые слова: автомобиль, бесступенчатая трансмиссия, вариатор CVT, обслуживание.

Proposed comparative analysis of mechanical continuously variable transmission and drivetrain in the car Nissan X-trail 2.0, obtained as a result of the calculations. The basic advantages and disadvantages of continuously variable transmissions. The proposed process service of Nissan vehicles with continuously variable transmissions. The conclusions about the feasibility of using continuously variable transmission in the transmission.

Keywords: car, continuously variable transmission, CVT, service.

С. Г. СЕЛЕВИЧ, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»;
И. С. ГОЛУБКА, студент НТУ «ХПИ»

СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ СИСТЕМ КОНТРОЛЯ РАБОТЫ АВТОТРАНСПОРТА НАВИГАЦИОННОГО ТИПА

Проведен анализ основных систем GPS–мониторинга грузовых перевозок. Предложен способ оптимизации маршрутов доставки путем их перерасчета в зависимости от изменяющихся условий загрузки улично-дорожной сети.

Ключевые слова: GPS–мониторинг, маршрут, координаты.

Вступление. Развитие GSM сетей связи и GPRS технологии передачи данных позволяет с помощью относительно дешевых датчиков местоположения, использующих сигналы со спутников, организовать систему непрерывного мониторинга коммерческого транспорта. Для успешного функционирования системы спутникового мониторинга автотранспорта необходимо обеспечить наличие следующего набора компонентов: GPS–трекер, набор цифровых и/или аналоговых датчиков, компьютерная система обработки данных GPS–трекеров.

Анализ последних исследований и публикаций. Наиболее распространенным подходом к контролю работы автотранспорта является визуальный контроль диспетчером [1], в процессе которого контролируется прибытие и отбытие автотранспорта. Такой подход не требует наличия технических средств, однако обязательным является присутствие линейного диспетчера на всех конечных пунктах. Также используются «штамп-часы» [2], с помощью которых водитель автоматически заполняет путевой и маршрутный листы. Такой метод предусматривает низкие затраты на оборудование, но также требует присутствие линейных диспетчеров на всех конечных пунктах. Альтернативным подходом является использование индуктивных датчиков [3], позволяющих в контрольных точках получать данные о прибытии автотранспорта. К числу преимуществ можно также отнести относительно невысокую стоимость, однако, при этом, требуется организовать связь между контрольными и диспетчерскими пунктами.

Цель исследования, постановка задачи. Целью данной работы является структурный синтез систем мониторинга автотранспорта навигационного типа позволяющий: снизить затраты на GSM, повысить эффективность работы автотранспорта и дисциплину водителей.

Система контроля работы автотранспорта навигационного типа. В развитие рассмотренных систем контроля работы автотранспорта все

большее распространение получают системы контроля навигационного типа. Структурная схема такой системы представлена на рис. 1.

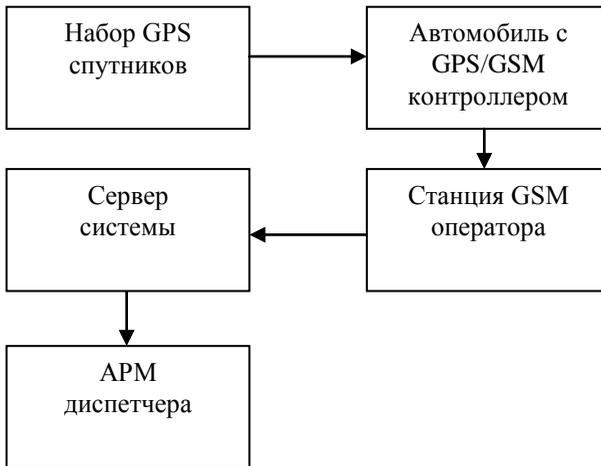


Рис. 1 – Структурная схема системы контроля работы автотранспорта навигационного типа

GPS контроллер, установленный на автомобиле, получает от спутников сигналы геопозиционирования (GPS/Глонасс) и с определенной частотой (1-2 раза в минуту) передает посредством беспроводных сетей GSM операторов данные о своем местоположении и, при необходимости, показания датчиков, установленных в топливном баке, на поворотных механизмах и т.д. Сервер системы через GSM модем получает информацию. На сервере полученные данные обрабатываются и передаются на автоматизированное рабочее место (АРМ) диспетчера.

Определение местонахождения транспорта с помощью GPS.

Спутниковая навигационная система определяет местоположение путем сопоставления расстояний до «видимых» спутников, которое, в свою очередь, рассчитывается по времени прохождения сигнала от спутников до GPS-приемника. Эта система позволяет в любом месте Земли, за исключением приполярных областей, почти при любой погоде определить местоположение и скорость объектов.

Навигационные системы водителя (НСВ), использующие технологию GPS, предназначены для указания водителю, с помощью дисплея на приборной панели, текущего местонахождения транспортного средства, прокладки кратчайшего маршрута, контроля установленного графика

движения. Наибольшая точность в определении местоположения НСВ достигается при использовании трассировщика. В этом случае влияние случайных погрешностей корректируется по условию минимума среднеквадратической ошибки GPS Dead Reckoning (DRGPS) с использованием фильтра Калмана. Структурная схема такой системы приведена на рисунке 2.

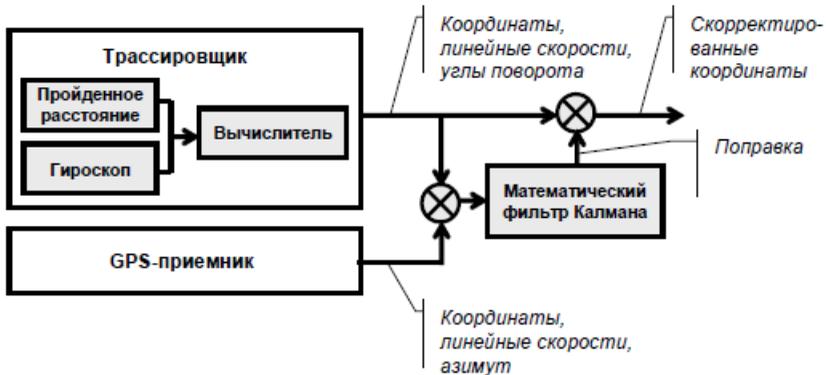


Рис. 2 – Структурная схема работы DRGPS

В диспетчерских навигационных системах данные о местонахождении транспортного средства передаются на АРМ диспетчера, поэтому в состав бортового оборудования входит блок передачи данных, а на АРМ присутствует соответствующее программное обеспечение. Передача координат осуществляется преимущественно при помощи модемной или сотовой связи.

Совершенствование системы контроля работы автотранспорта навигационного типа. Существенного расширения возможностей диспетчерской навигационной системы возможно достичь путем привязки к карте данных системы "Яндекс.Пробки" [4]. Яндекс.Пробки предоставляют информацию о скорости транспортных потоков. Для этого сервис собирает из разных источников данные о скоростях, анализирует их, с целью исключения ошибок, и предоставляет в привязке к улично-дорожной сети. Для удобства восприятия информации данные предоставляются в нечетком формате: зеленый (40км/ч и более), желтый (15-40км/ч), высокий (0-15км/ч) показатели загруженности дорог. При этом достоверность пропорциональна количеству источников данных. Для использования системы автомобилисту необходимы: подключенное к интернету мобильное устройство (телефон, смартфон, КПК) с GPS-приемником (встроенным или внешним) и

установленное на этом устройстве приложение Яндекс.Карты с включенным режимом «сообщать о пробках». Через определенные интервалы времени устройство передает свои географические координаты, а направление и скорость движения рассчитывает компьютерная система Яндекс.Пробок. Затем программа-анализатор строит единый маршрут движения с информацией о скорости его прохождения — трек. Треки поступают не только от частных водителей, но и от машин компаний-партнеров Яндекса (организации с большим парком автомобилей, курсирующих по городу).

Таким образом, при использовании информации о загруженности дорог и организации обратной связи диспетчера с водителем, как показано на рисунке 3, появляется возможность «on-line» оптимизации маршрутов движения, но требует определенных затрат на оборудование и квалификации диспетчеров.

Схема такой системы приведена на рисунке 3.



Рис. 3 – Улучшенная схема диспетчерской навигационной системы

Система контроля работы автотранспорта навигационного типа позволяет повысить эффективность работы автотранспорта и контролировать водителей от использования транспортного средства в личных целях, что приводит к снижению затрат на топливо. Но при использовании улучшенной схемы, представленной на рисунке 3, позволяет получить большую эффективность из-за возможности перерасчета проложенного маршрута, с учетом непредвиденных ситуаций на дороге, таких как: пробки, ДТП, ремонтные работы.

Вывод. Использование в составе системы мониторинга навигационного типа текущих скоростей движения транспортных потоков, предоставляемых сервисом "Яндекс. Пробки", позволит осуществлять оптимизацию маршрутов доставки.

Список литературы: 1. *Горев А. Э.* Информационные технологии на транспорте. Электронная идентификация автотранспортных средств и транспортного оборудования: "Организация перевозок и управление на транспорте" / *Горев А. Э.* – Санкт-Петербург, 2010. - 44 с. 2. *Савина Н. А.* журнал "Учет в бюджетных учреждениях" № 2/2008: "Путевые листы нужно заполнять верно" / *Савина Н. А.* - Москва, 2005. 3. *Туричин А. М.* Электрические измерения неэлектрических величин, 4 изд. "Индуктивный датчик" / *Туричин А. М.* - Москва, 1966. 4. "Яндекс. Пробки" [Электронный ресурс] // «Яндекс». DOI= <http://maps.yandex.ru/>.

Поступила в редколлегию 13.05.2013

УДК 656.11.021.2

Структурный анализ систем контроля работы автотранспорта навигационного типа / *С. Г. Селевич, И. С. Голубка* // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. – № 31 (1004). – С. 81–85. – Бібліогр.: 4 назв.

Проведено аналіз основних систем GPS-моніторингу вантажних перевезень. Запропоновано спосіб оптимізації маршрутів доставки шляхом їх перерахунку в залежності від умов завантаження вулично-дорожньої мережі, що постійно змінюються.

Ключові слова: GPS-моніторинг, вантажні перевезення, маршрут, координати.

The analysis of GPS-monitoring systems was made. The method of optimizing delivery routes by their allocation depending on the varying roads load was proposed.

Keywords: GPS-monitoring, route, coordinate.

А. Н. СЕРГИЕНКО, преп.-стажер НТУ «ХПИ»

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОЛЕБАНИЙ В ХОДОВОЙ СИСТЕМЕ АВТОМОБИЛЯ С ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМ ДЕМПФИРОВАНИЕМ

Разработана математическая модель колебаний в ходовой системе автомобиля с ЭМП-амортизатором в подвеске и методика оценки его энергетических показателей в процессе работы.

Ключевые слова: математическая модель, подвеска, ЭМП-амортизатор, автомобиль, двухмассовая система, демпфирование, энергия, показатели.

Постановка проблемы. Проблема рационального использования энергии в автомобиле становится все более актуальной и продолжает оставаться в центре внимания ведущих автопроизводителей. При этом рассматриваются различные варианты трансформации механической энергии и ее рекуперации с использованием эффективного накопителя.

В частности одним из таких решений является использование электромеханического преобразователя (ЭМП)-амортизатора в составе подвески автомобиля.

Эти устройства могут быть использованы не только в системе поддрессирования автомобиля, но и в подвесках сидения водителя, кабины и двигателя.

Преимущества использования электромеханического преобразователя на автомобиле заключаются в возможности несложного управления силой демпфирования, осуществления рекуперации механической энергии в электрическую и др. Некоторые варианты конструкции исключают из подвески дополнительные механические элементы. При этом уменьшается величина неподрессоренной массы автомобиля, что снижает его динамическую нагруженность и повышает надежность.

Анализ вариантов конструкции показал целесообразность использования ЭМП-амортизатора в виде линейного синхронного ЭМП с возбуждением от постоянных магнитов [1].

В известных источниках информации недостаточно уделено внимания вопросам моделирования процессов протекающих в указанных устройствах и оценке их энергетических показателей при использовании в конструкции автомобиля.

Анализ последних достижений и публикаций. Вопросами математического моделирования автомобилей с активной и пассивной системами поддрессирования занимаются ученые и инженеры ведущих

автомобильных корпораций. В частности работы ведутся в направлении моделирования активной электромеханической подвески с различными вариантами конструкции ЭМП.

В работе [2] авторами рассмотрена система гашения колебаний автоматизированной системой подвески. Роботизированная система основана на контроле перемещения масс подвески автомобиля. Для решения задачи осуществляется контроль положения колеса и кузова автомобиля. Для того, чтобы не применять датчики ускорения и скорости использована система алгебраической оценки в реальном масштабе времени. Результаты симуляции отображают динамику и степень роботизации предложенной активной подвески автомобиля.

В работе [3] для улучшения показателей плавности хода и управляемости автомобиля предлагается активная подвеска. Однако, современные активные системы подвесок потребляют много энергии, уменьшая топливную экономичность. В работе рассмотрены колебания автомобиля, вызванные неровностью дороги. Механическая энергия трансформируется в электрическую энергию и компенсирует затраты, вызванные потреблением активной подвеской. Полученная энергия используется в качестве входной мощности для насоса питания гидравлических приводов. Адаптивный Neurofuzzy-контроллер разработан для генерации сигналов контроля и управления клапанами гидравлических приводов.

В работе [4] проведено исследование затрат энергии в автомобильной подвеске. В разработанной модели рассматриваются подвески с линейной и нелинейной характеристиками. Сравнение результатов показывает, что до скорости движения 30 км/ч разница незначительна. Когда скорость превышает 30 км/ч нелинейность характеристики необходимо учитывать. Количество затраченной энергии при демпфировании колебаний составляет 0,06...0,17 кВт·ч.

В работе [5] рассматриваются конструктивные аспекты применения активной электро-магнитной подвески для транспортного средства, которая сочетает бесщеточные цилиндрические постоянные магниты с пассивной пружиной. Предложенная система предназначена для обеспечения дополнительной устойчивости и безопасности при выполнении маневрирования и остановки, а также гашения колебаний, вызванных неровностями дорожного покрытия. Расчет основан на исследовании производных статических и динамических показателей привода. Электромагнитная подвеска рассматривается для одного колеса автомобиля, производятся измерения показателей и сравнение с показателями при пассивной системе подвески. Предложен альтернативный вариант с

использованием внешнего магнита, удовлетворяющий требованиям по температуре и объему.

В работе [6] авторами предлагается использование активной подвески для увеличения показателей устойчивости при маневрировании и остановке, а также гашении колебаний от неровностей дороги для повышения безопасности водителя и пассажиров. Предложено сравнение используемых типов систем подрессоривания с электромагнитной подвеской в сочетании с пассивной пружиной. Показаны результаты проведенных испытаний и выполнено сравнение с данными других источников. Представлены варианты конструкций подвесок с электромагнитной системой. Приведены результаты измерений при использовании пассивной системы и показано их сравнение с динамическими показателями при электромагнитной системе подвески одного колеса.

В работе [7] авторами оценена эффективность использования электромагнитной активной подвески прямого действия. Исследована подвеска типа McPherson, состоящая из бесщеточного постоянного магнита, цилиндрического ротора в сочетании с пассивной пружиной и демпфером. Данная подвеска, кроме гашения колебаний, рекуперировывает энергию при линейных перемещениях ротора. Контроллер LQR разработан для повышения комфорта и улучшения управляемости. Показаны результаты симуляции системы для различных профилей дороги.

В приведенных источниках рассматриваются достаточно сложные варианты схем, однако отсутствует обоснование расчетной схемы модели автомобиля для оценки показателей при использовании линейного синхронного трехфазного ЭМП с возбуждением от постоянных магнитов, не представлена методика определения рекуперировываемой энергии.

Цель работы. Разработка математической модели колебаний в ходовой системе автомобиля с ЭМП-амортизатором в подвеске и методики оценки его энергетических показателей в процессе работы.

Основная часть. В систему подрессоривания автомобиля входят упругие элементы и демпфирующие устройства. Условно можно принять, что на каждую подвеску приходится массы $m_{П1}$, $m_{П2}$ (передний мост) и $m_{З1}$, $m_{З2}$ (задний мост).

При этом

$$m_{П1} + m_{П2} + m_{З1} + m_{З2} = m_{ПР},$$

где $m_{ПР}$ – подрессоренная масса автомобиля. Это допущение можно принять, учитывая, что при исследовании работы амортизатора нас, в первую очередь, интересуют перемещения колеса относительно кузова.

Каждое из колес можно представить в виде массы $m_{ПК}$ (передний мост) или $m_{ЗК}$ (задний мост), имеющей упругую C_{11} и демпфирующую K_{11} связи с грунтом для передних и задних колес (рис. 1).

Связь масс колес с несущей частью осуществляется упругими элементами C_{12} и демпфирующими устройствами K_{12} передних колес, и задних – C_{22} , K_{21} соответственно.

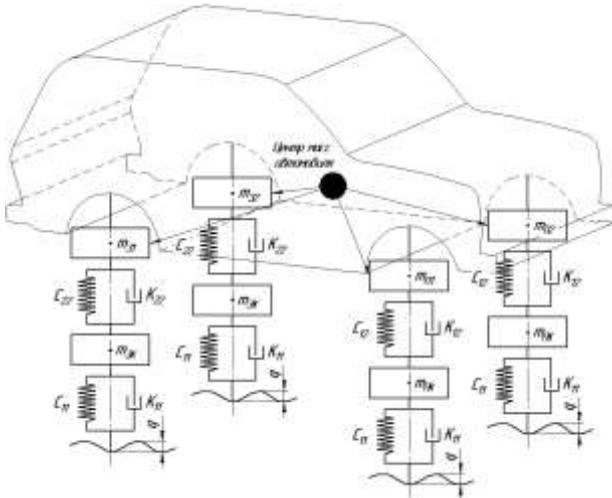


Рис. 1 – Расчетная схема подвески двухосного автомобиля

Для моделирования движения масс колес относительно кузова или остова принимаем следующие допущения:

- нагрузки по колесам распределяются равномерно;
- характеристики упругих элементов системы поддрессоривания линейны;
- колеса совершают вертикальные перемещения;
- законы изменения неровностей под каждым колесом одинаковы;
- упругодемпфирующие свойства грунта под колесами не учитываются, так как жесткость подвески и шин значительно меньше жесткости опорной поверхности [8-10].

Для определения параметров движения рассматриваемой двухмассовой системы в упрощенной форме можно рассмотреть схему, представленную на рис. 2.

На схеме принято:

z – перемещение поддрессоренной массы m_2 относительно положения равновесия;

ξ – перемещение массы m_1 колеса относительно ее положения равновесия;

C_1 – коэффициент жесткости шины;

C_2 – коэффициент жесткости упругого элемента подвески;

K_1 – коэффициент демпфирования шины;

K_2 – коэффициент демпфирования амортизатора;

q – переменная высота неровности дороги под колесом.

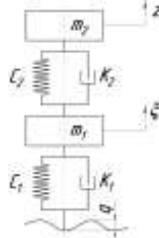


Рис. 2 – Расчетная схема подвески

Для составления математической модели рассматриваемой системы воспользуемся уравнениями Лагранжа II-го рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial y_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial y_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{y}_i} = Q_i, \quad (1)$$

где T и Π – соответственно кинетическая и потенциальная энергии системы;

Φ – диссипативная функция;

y_i – обобщенная координата;

Q_i – обобщенная сила ($i=1; 2$).

Выражение кинетической энергии можно представить в виде:

$$T = \frac{1}{2} (m_2 \dot{z}^2 + m_1 \dot{\xi}^2), \quad (2)$$

Потенциальная энергия определяется выражением:

$$\Pi = \frac{1}{2} [C_2 (z - \xi)^2 + C_1 (\xi - q)^2]. \quad (3)$$

Выражение для диссипативной функции Релея запишем в виде:

$$\Phi = \frac{1}{2} [K_2 (\dot{z} - \dot{\xi})^2 + K_1 (\dot{\xi} - \dot{q})^2]. \quad (4)$$

Тогда, в соответствии с (1), получим дифференциальные уравнения колебаний рассматриваемой системы:

$$\begin{cases} m_2 \ddot{z} + C_2(z - \xi) + K_2(\dot{z} - \dot{\xi}) = 0 \\ m_1 \ddot{\xi} - C_2(z - \xi) + C_1(\xi - q) - K_2(\dot{z} - \dot{\xi}) + K_1(\dot{\xi} - \dot{q}) = 0 \end{cases} \quad (5)$$

Величина силы демпфирования при использовании гидромеханического амортизатора:

$$F_{ДЕМП} = K_2 \cdot (\dot{z} - \dot{\xi}).$$

При использовании ЭМП-амортизаторов в подвеске автомобиля эта величина заменяется на электромагнитную силу ЭМП-амортизатора F_e , которая определяется при решении системы уравнений, описывающих электромагнитные процессы в ЭМП [11].

$$\begin{cases} m_2 \ddot{z} + C_2(z - \xi) + F_e = 0 \\ m_1 \ddot{\xi} - C_2(z - \xi) + C_1(\xi - q) - F_e + K_1(\dot{\xi} - \dot{q}) = 0 \end{cases} \quad (6)$$

Значение силы F_e зависит от разницы координат $(z - \xi)$, скоростей $(\dot{z} - \dot{\xi})$, величины тока и потокосцепления в обмотках каждой из фаз.

Выражение для определения электромагнитной силы F_e сопротивления трехфазного ЭМП-амортизатора имеет вид:

$$F_e = \frac{\partial(\int_0^{i_1} \Psi_A(i_1, i_2, i_3, x) di_1)}{\partial x} + \frac{\partial(\int_0^{i_2} \Psi_B(i_1, i_2, i_3, x) di_2)}{\partial x} + \frac{\partial(\int_0^{i_3} \Psi_C(i_1, i_2, i_3, x) di_3)}{\partial x}, \quad (7)$$

где Ψ_A, Ψ_B, Ψ_C – потокосцепления фаз 1, 2 и 3;

i_1, i_2, i_3 – токи в фазах 1, 2 и 3, соответственно;

$x = z - \xi$ – перемещение ротора относительно статора ЭМП.

Величины потокосцеплений и токов в фазах зависят от конструктивных параметров, характеристик материалов, относительной скорости и перемещений статора и ротора.

Общая модель с учетом использования F_e дополняется системой упомянутых уравнений [11].

При использовании параллельно двух амортизаторов система уравнений включает силу демпфирования гидромеханического $F_{ДЕМП}$ и электромеханического преобразователя F_e .

Оценка энергетических показателей ЭМП-амортизатора. Для оценки энергетических показателей ЭМП-амортизатора предлагаем ввести критерий, не зависящий от типа полупроводникового преобразователя и системы его управления. Этот показатель оценивает энергию, выработанную ЭМП-амортизатором при активной нагрузке всех трех фаз.

Критерий эффективности – энергия, затрачиваемая на демпфирование колебаний ЭМП-амортизатором находится по формуле:

$$W_{DEM} = \int_{t_H}^{t_K} (R_1 I_1^2 + R_2 I_2^2 + R_3 I_3^2) dt, \quad (8)$$

где R_1, R_2, R_3 – суммарное сопротивление цепи включения фазы A, B и C , соответственно;

I_1, I_2, I_3 – величины токов в фазах A, B и C , соответственно;

t_H – момент времени конца переходного процесса при пуске ЭМП-амортизатора, с.

t_K – конец рассматриваемого отрезка времени, с;

При использовании в электрической схеме конденсатора в качестве накопителя, запасаемая в нем энергия определяется зависимостью:

$$W_C = \frac{C \cdot U^2}{2},$$

где C – емкость конденсатора;

U – напряжение на обкладках конденсатора.

Ее величина суммируется с W_{DEM} .

При этом среднюю мощность ЭМП-амортизатора можно определить как:

$$P_{DEM} = \frac{W_{DEM}}{\Delta t}, \quad (9)$$

где $\Delta t = t_K - t_H$ – интервал времени, в течение которого вырабатывается энергия.

Величина мощности, которую ЭМП-амортизатор может передать на накопитель, будет равна:

$$P_{NAK} = P_{DEM} \cdot \eta_{\Sigma}, \quad (10)$$

где η_{Σ} – КПД, учитывающий потери в ЭМП-амортизаторе и элементах электрической цепи.

Выводы. При определении показателей работы ЭМП-амортизатора рационально использовать двухмассовую схему подвески.

При гашении энергии механических колебаний ЭМП-амортизатор вырабатывает электрическую энергию. Среднюю мощность его целесообразно определять отношением работы электрического тока в каждой фазе обмоток ко времени с учетом потерь в электрической цепи.

Список литературы: 1. Сергиенко А. Н. Анализ конструкций электромеханических преобразователей и выбор схемы электро-амортизатора неподрессоренных масс транспортного средства / А. Н. Сергиенко, Б. Г. Любарский, В. Б. Самородов, Н. Е. Сергиенко. Сборник научных трудов: Автомобильный транспорт. – Х.: ХНАДУ, 2012. – Вып. 31. – С. 18-25. 2. E Chávez Conde, F. Beltran Carbajal, C Garcia Rodriguez, A. Blanco Ortega. Sliding Mode based Differential Flatness Control and State Estimation of Vehicle Active Suspensions // Politecnologia. – 2009 – Vol. 1, No 1 (1). – P.49-59. 3. Ammar A. Aldair, Weiji J. Wang. The energy regeneration of Electromagnetic energy saving active Suspension in full vehicle with Neurofuzzy controller // International Journal of Artificial Intelligence & Applications (IJAA). – 2011. – Vol.2, No.2. – P.32-43. 4. V. Liesionis, D. Markšaitis, V. Daniulaitis. Analysis of energy dissipation of shock-absorber during random excitation // Mechanika. – 2007. – Nr.3 (65). – P. 42-45. 5. Bart L. J. Gysen, Jeroen L. G. Janssen, Johannes J. H. Paulides, Elena A. Lomonova. Design Aspects of an Active Electromagnetic Suspension System for Automotive Applications // IEEE Transactions on Industry Applications. – 2009. – Volume 45, Issue 5. – P.1589-1597. 6. Bart L. J. Gysen, Johannes J. H. Paulides, Jeroen L. G. Janssen, Elena A. Lomonova. Active Electromagnetic Suspension System for Improved Vehicle Dynamics // IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC). – 2008. – 1-6. 7. Bart L. J. Gysen, Tom P. J. van der Sande, Johan J.H. Paulides, Elena A. Lomonova. Efficiency of a regenerative direct-drive electromagnetic active suspension // IEEE Transactions on Vehicular Technology. – 2011. – Volume 60, Issue 4. – P.1384 - 1393. 8. Хачатуров А. А., Афанасьев В. Л., Васильев В. С. и др. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель. Под ред. А.А. Хачатурова. М.: Машиностроение, 1976. – 536 с. 9. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. Изд. 3-е, переработ. и доп. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с. 10. Раймтель Й. Шасси автомобиля: Элементы подвески / Пер. с нем. А. Л. Карпухина; Под ред. Г. Г. Гридасова. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с. 11. Сергиенко А.Н. Математическая модель электромеханического преобразователя для электроамортизатора транспортного средства / А.Н. Сергиенко, Б.Г. Любарский, Н.Е. Сергиенко. – Электротехника і електромеханіка. Науково-практичний журнал. – 2012. – №6. – С. 61- 65.

Поступила в редколлегию 08.05.2013

УДК 629.027, 621.313, 629.069, 629.3.014

Математическая модель колебаний в ходовой системе автомобиля с электромагнитным демпфированием / А. М. Сергиенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. – № 31 (1004). – С. 86–93. – Бібліогр.: 11 назв.

Розроблено математичну модель коливань в ходовій системі автомобіля з ЕМП-амортизатором в підвісці і методика оцінки його енергетичних показників в процесі роботи.

Ключові слова: математична модель, підвіска, ЕМП-амортизатор, автомобіль, двомасова система, демпфірування, енергія, показники.

A mathematical model of vibrations in the suspension system of a car with EMC- shock absorber in the suspension and methods of evaluation of its energy performance in the process.

Keywords: mathematical model, suspension, EMC-shock absorber, car, two-mass system, damping, energy, performance.

ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ

УДК 629.423.1:621.332.6

Б. Г. ЛЮБАРСКИЙ, канд. техн. наук, доц, НТУ «ХПИ»;
А. В. ДЕМИДОВ, ст. преп. НТУ «ХПИ»

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЯГОВОГО ПРИВОДА МОТОР-ВАГОННОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА В СРЕДЕ MATLAB SIMULINK

Предложена имитационная модель тягового привода мотор-вагонного подвижного состава на базе синхронного тягового двигателя с возбуждением от постоянных магнитов. Определены основные предельные параметры тягового привода.

Ключевые слова: электропоезд, тяговый привод, имитационное моделирование.

В настоящее время большая часть пригородного сообщения осуществляется электропоездами постоянного и переменного тока, а также дизель-поезда. Высокий объем перевозок требует замены либо модернизации существующего подвижного состава, так как он морально устарел и не соответствует необходимому уровню обслуживания пассажиров. Поэтому создание проекта нового мотор-вагонного подвижного состава малой составности типа является актуальной задачей.

В работе [1] рассмотрена имитационная модели в среде Matlab-Simulink, позволяющие моделировать тяговый привод с синхронными тяговыми двигателями с возбуждением от постоянных магнитов. Однако эти модели используют традиционный алгоритм управления ключами полупроводникового преобразователя, реализующий синусоидальный трехфазный ток.

Целью исследования является определение предельных параметров полупроводниковых и механических устройств перспективного тягового привода для мотор-вагонного подвижного состава путем имитационного моделирования.

Нами разработана модель непосредственного тягового привода на базе синхронных тяговых двигателей с возбуждением от тяговых магнитов, как наиболее энергоэффективных из применяемых на сегодняшний день [2,3]. Для обеспечения ускорения облегченного пригородного подвижного состава в $0,5 \text{ м/с}^2$ в диапазоне скоростей $0..80 \text{ км/ч}$ оказалось достаточно мощности тягового двигателя порядка $80..100 \text{ кВт}$, частота вращения при этом равна 420 об/мин . В качестве тягового преобразователя использована наиболее распространенная в электроприводе переменного тока трехфазная мостовая двухуровневая схема на IGBT-транзисторах – автономный инвертор

напряжения (АИН), регулируемый при помощи широтно-импульсной модуляции ШИМ. Управления вентилями происходит за счет реализации алгоритма пространственно-векторной ШИМ. Модель составлена в среде Matlab-Simulink (рис. 1).

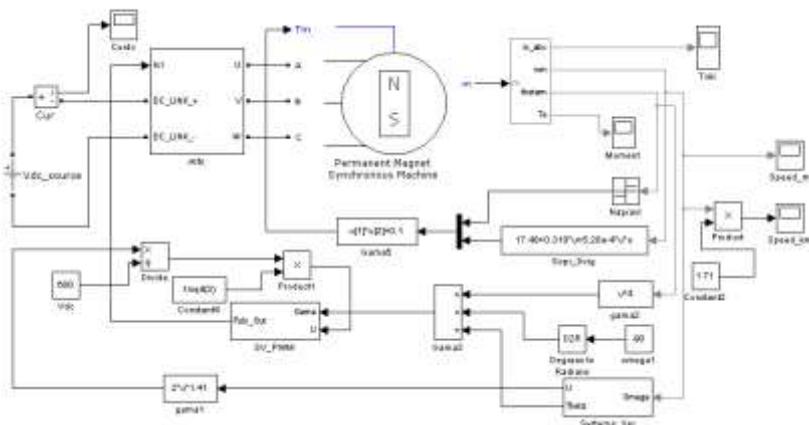


Рис. 1 – Общая блочная схемы цифровой модели привода

На рис. 1:

- блок-подсистема АИН - мостовой трехфазный инвертор напряжения, состоит из шести одинаковых блоков электронных ключей (IGBT транзистор + обратный диод), а также коммутационного конденсатора и электронных вольтметра и амперметра, что определяет напряжение на переходе коллектор-эмиттер и ток через транзистор и диод.;

- блок Permanent Magnet Synchronous Machine - синхронный двигателя с возбуждением от постоянных магнитов совместно с измерительным блоком;

- блок-подсистема Systema_upr приведена на рис. 2 - подсистема формирует сигналы управления величиной напряжения в звене постоянного тока и сигнала задания угла управления. Состоит из трех независимых каналов, отвечающих работе тягового электропривода в режимах ограничения тока, постоянной мощности и ограничения напряжения и регулирования угла коммутации. Также производит выбор нужного канала управления в зависимости от частоты вращения;

- блок-подсистема SV_PWM показана на рис. 3, она реализует алгоритм пространственно-векторной модуляции ключей инвертора напряжения и формирует импульсы коммутации для генерации пространственного вектора для одного сектора.

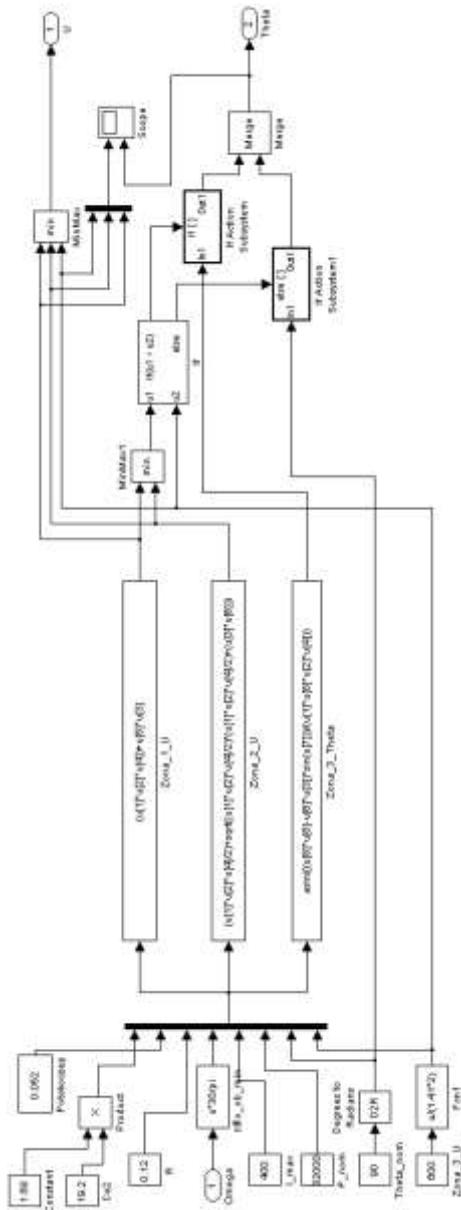


Рис. 2 – Струение блока-подсистемы Systema_upr

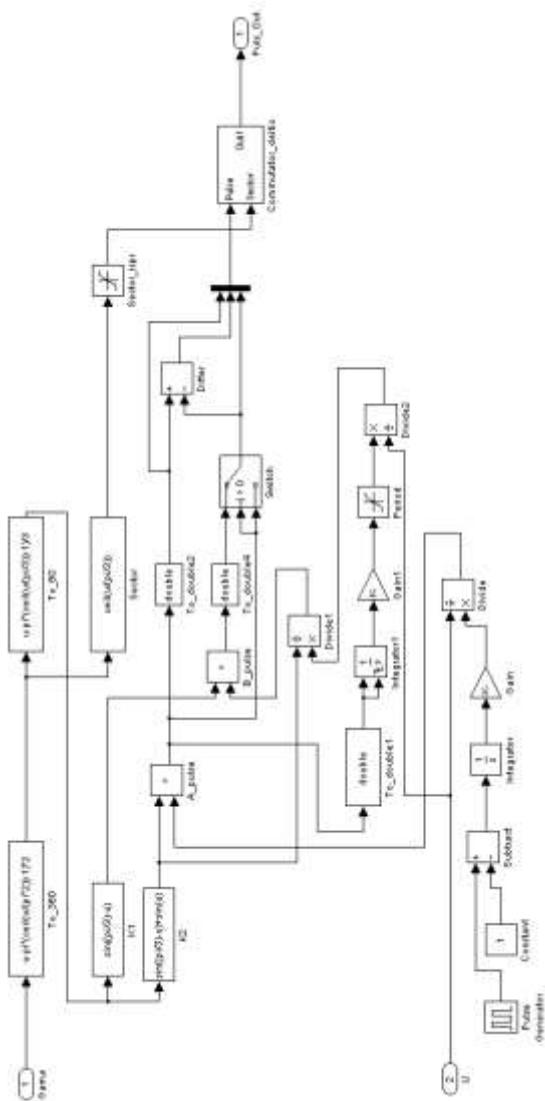


Рис. 3 – Створення блока-підсистеми PV_SVM

Главное отличие от ранее описанной в [1] модели состоит в том, что при помощи блоков K1, K2 можно задать абсолютно любую форму фазных токов инвертора, скомпенсировав таким образом колебания момента от зубчатости и несимметричности магнитной системы. Для распределения импульсов коммутации между всеми секторами предназначена блок-подсистема Commutator_deltic, строение которой приведен на рисунке 4. С помощью блока Multiport Switch2 производится выбор сектора пространственного вектора и осуществляется подключение шаблона соответствующего базового вектора к блоку Multiport Switch. Блок Multiport Switch осуществляет распределение базовых и нулевого векторов согласно текущим положениями пространственного вектора и его длиной. Таким образом, в отличие от модели, предложенной в [1], изменяя количество шаблонов базовых векторов и их коэффициенты, можно смоделировать систему управления двигателем с произвольным числом фаз, с соединением фаз в звезду и треугольник соответственно.

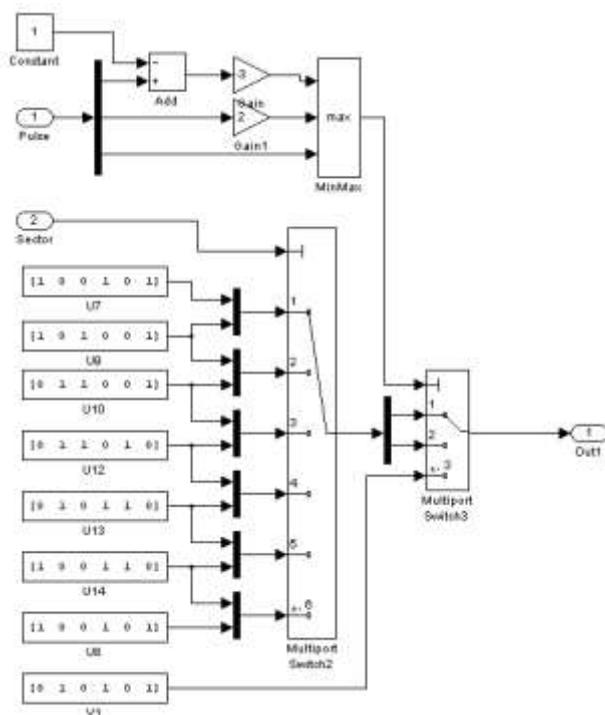


Рис. 4 – Блок-подсистема Commutator_deltic

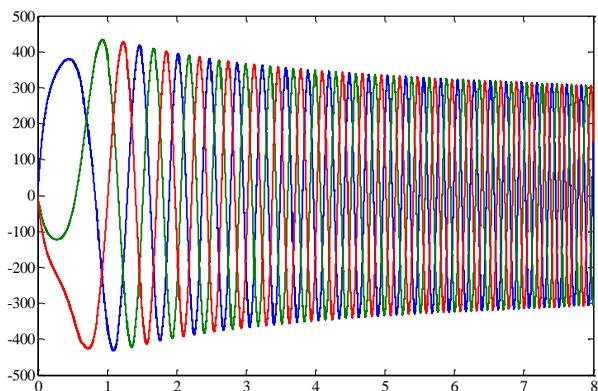


Рис. 5 – Фазные токи двигателя

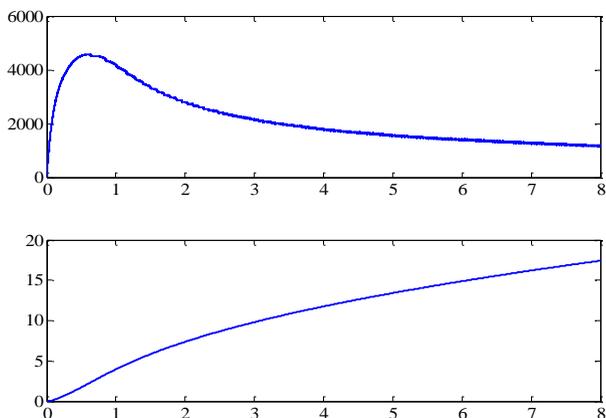


Рис. 6 – Электромагнитный момент, развиваемый двигателем и скорость движения электропоезда

Для проведения цифрового моделирования был использован решатель ode23tb (Stiff/TR-BDF2), точность моделирования 10^{-5} , шаг интегрирования переменный, выбираемый автоматически, минимальный шаг 10^{-20} , максимальный 10^{-4} , время моделирования процесса 8с. Начальные условия: угловая скорость равна 0 и угловая координата равна 0. Моделируется разгон электропоезда при заданном ограничении напряжения и частоте широтно-импульсной модуляции 5000 Гц.

На рисунках 5, 6 представлены полученные графики фазных токов, скорости движения электропоезда и электромагнитного момента тягового

двигателя. Амплитудное значение тока двигателя имеет максимум на уровне 420 А в начальный период разгона поезда.

Что касается величины момента, можно заметить, что он имеет выраженный максимум (4800 Нм) в интервале начала разгона поезда, вызванный достижением тока максимального значения задания. По мере разгона поезда до 18 км/ч величина момента снижается до 1100 Нм. Максимальные токи через IGBT-транзистор и обратный диод не превышают значения 420..450 А, максимальное напряжение на переходе коллектор-эмиттер IGBT-транзистора несущественно превышает напряжение в звене постоянного тока, что вызвано кратковременными бросками обратного тока во время коммутации. Амплитуда бросков обратного тока при этом может достигать величины в 200 А, следовательно, необходим фильтр в звене постоянного тока.

Выводы. 1. Предложена имитационная модель тягового привода мотор-вагонного подвижного состава на базе синхронного тягового двигателя с возбуждением от постоянных магнитов, позволяющая при помощи подбора необходимой формы фазного тока скомпенсировать пульсации момента от зубчатости и несимметричности магнитной системы.

2. Определены следующие предельные параметры тягового привода: токи и напряжения двигателя и силовых приборов преобразователя, реализуемый двигателем момент, броски обратного тока в звене постоянного тока при коммутации.

Список литературы: 1. Демидов А. В., Любарский Б. Г., Парфенюк Т. В. Имитационная модель системы управления инвертором напряжения, работающего по методу пространственно векторной ШИМ при постоянстве амплитуды суммарного вектора напряжения. – НТУ «ХПИ». - Харьков: НТУ «ХПИ», 2009. № 47 - С.34-40. 2. Тяговый двигатель с возбуждением от постоянных магнитов // Железные дороги мира, 2004. – №9. С. 31-36. 3. Омеляненко В. И. Любарский Б. Г. Рябов Е. С. Глебова Т. В. Анализ и сравнение перспективных тяговых электродвигателей. Залізничний транспорт України. – Київ, 2008. – №2/1. – С.26–31.

Поступила в редколлегию 30.04.2013

УДК 629.423.1:621.332.6

Имитационное моделирование тягового привода мотор-вагонного подвижного состава в среде MATLAB SIMULINK / Б. Г. Любарский, А. В. Демидов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. – № 31 (1004). – С. 94–100. – Бібліогр.: 3 назв.

Запропоновано імітаційну модель тягового приво́ду мотор-вагонного рухомого складу на базі синхронного тягового двигуна зі збудженням від постійних магнітів. Визначено основні граничні параметри тягового приво́ду.

Ключові слова: електропоїзд, тяговий привід, імітаційне моделювання.

Simulation model of the traction drive rolling stock on the basis of the PMSM is proposed. The main limiting parameters of the traction drive are defined.

Keywords: electric train, traction drive, simulation model.

В. И. ОМЕЛЬЯНЕНКО, д-р техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»
Л. В. ОВЕРЬЯНОВА, ассистент НТУ «ХПИ»

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РЕЖИМОВ ОБМЕНА ЭНЕРГИЕЙ МЕЖДУ НАКОПИТЕЛЕМ И ТЯГОВЫМ ПРИВОДОМ ПРИГОРОДНОГО ЭЛЕКТРОПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Рассматривается математическая модель режимов обмена энергией между инерционным накопителем и тяговым приводом электродвижущего состава, а также проводится цифровое моделирование режимов работы системы.

Ключевые слова: тяговый привод, электроподвижной состав, цифровое моделирование, инерционный накопитель.

Введение. Рекуперативное торможение электроподвижного состава (ЭПС) является одним из эффективных средств энергосбережения. Однако, процесс рекуперации мощности, если не принять специальных мер, имеет предел из-за ограничения по напряжению или току. Устранение этой проблемы может быть обеспечено использованием в тяговом приводе ЭПС накопителей энергии [1].

Из существующих схем включения наиболее эффективной является схема параллельного включения, позволяющая рационально распределять поток мощности на привод и хранение.

Целью настоящей статьи является демонстрация математической модели обмена энергией между инерционным накопителем и тяговым приводом, которая связывает показатели этой энергии с геометрическими и электромагнитными параметрами электромеханического преобразователя энергии этого накопителя.

Математическая модель. Рассматриваемая схема приведена на рис.1. Здесь процесс рекуперации может продолжаться теоретически до нуля.

Эта схема может работать в двух режимах – автономном (ключ K разомкнут), и параллельно контактной сети, когда ключ K замкнут. Второй режим требует довольно сложной системы управления, которая предотвратит нежелательный отток энергии от накопителя к контактной сети в режиме рекуперации, а также нежелательный приток энергии от контактной сети в режиме тяги.

Очевидно, что при автономном режиме управление проще. Но, несмотря на это, он все-таки представляет несомненный интерес, так как позволяет достаточно прозрачно установить закономерности влияния параметров накопителя на процесс обмена энергией между тяговым приводом и накопителем.

Приведенная схема работает в двух режимах. В режиме рекуперативного торможения тяговый двигатель D выдает энергию торможения в накопитель. В режиме тяги (разгон ЭПС) накопитель выдает энергию на тяговый электродвигатель (ТЭД). Соответственно математические модели этих процессов будут выглядеть следующим образом.

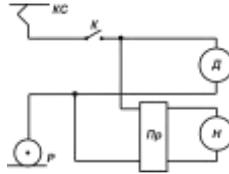


Рис.1 – Блок-схема тягового привода с накопителем энергии: КС – контактная сеть, Р – рельс, Д – тяговый электродвигатель постоянного тока, Н – инерционный электромеханический накопитель энергии, Пр – двунаправленный DC-DC прерыватель, К – разъединитель.

Режим рекуперативного торможения (запасание накопителем энергии):

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{di_{dg}}{dt} &= \frac{e_{dg} - \frac{e_{nd}}{\beta} - i_{dg} \left(R_a + \frac{R_n}{\beta^2} \right)}{L_a + \frac{L_n}{\beta^2}}; \\ \frac{dv_{ps}}{dt} &= -K_v \frac{e_{dg} i_{dg}}{v_{ps}} + \frac{F_s}{m_{ps}}; \quad \frac{dw_{nd}}{dt} = K_\omega \cdot \frac{e_{nd} i_{dg}}{\beta w_{nd}}. \end{aligned} \right. \quad (1)$$

Режим тяги (выдача накопителем энергии):

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{di_{dg}}{dt} &= \frac{e_{nd} k \beta - e_{dg} - i_{dg} \left(R_a + R_v + R_n \beta^2 \right)}{L_a + L_v + L_n \beta^2}; \\ \frac{dv_{ps}}{dt} &= K_v \frac{e_{dg} i_{dg}}{v_{ps}} - \frac{F_s}{m_{ps}}; \quad \frac{dw_{nd}}{dt} = -K_\omega \frac{e_{nd} i_{dg} k \beta}{w_{nd}}. \end{aligned} \right. \quad (2)$$

В выражениях (1) и (2) приняты следующие обозначения: i_{dg} – ток в цепи ТЭД – накопитель; e_{dg} , e_{nd} – ЭДС ТЭД и накопителя, соответственно; v_{ps} , w_{nd} – скорость ЭПС и частота вращения ротора накопителя, соответственно; R_a , R_n – активное сопротивление якорной обмотки ТЭД и накопителя, соответственно; L_a , L_n – индуктивность якорной обмотки ТЭД и накопителя, соответственно; R_v , L_v – активное сопротивление и индуктивность обмотки возбуждения ТЭД, соответственно; β , k – коэффициент регулирования прерывателя и ЭДС накопителя, соответственно; F_s / m_{ps} – удельная сила

сопротивления движению ЭПС; коэффициенты K_v и K_ω , которые определяются согласно выражениям $K_v = \frac{C_{md}\pi\eta_p}{C_{ed}30m_{ps}}$, $K_\omega = \frac{C_{mn}\pi\eta_n}{C_{en}30J}$, где

C_{md} , C_{ed} и C_{mn} , C_{en} – машинные постоянные ТЭД и электрической машины накопителя; η_p, η_n – К.П.Д. передачи тягового привода ЭПС и накопителя, соответственно; J – момент инерции ротора накопителя; m_{ps} – масса ЭПС.

Результаты цифрового моделирования тестовой задачи. Работа математической модели была проверена нами при решении тестовой задачи для следующих параметров накопителя (табл.) в условиях его обмена энергии с тяговым двигателем 1ДТ.003 электропоезда ЭР2Р [2]. Для аккумуляирования и последующей выдачи энергии принимаем накопитель с энергией обмена 6,32 МДж, который способен воспринимать электроэнергию средним током 400 А при напряжении 700 В.

Таблица – Параметры накопителя для тестовой задачи

Параметр	Значение
Активное сопротивление накопителя R_n , Ом	0,005
Индуктивность накопителя L_n , Гн	$3,05 \cdot 10^{-5}$
Геометрическая постоянная накопителя C_{en}	0,204
Геометрическая постоянная накопителя C_{mn}	1,95
Момент инерции накопителя J , кг·м ²	3,5
К.П.Д. накопителя η_n , о.е.	0,95

Результаты цифрового моделирования для торможения и разгона ЭПС приведены на рис. 2.

Анализ полученных результатов свидетельствует о том, что показатели обмена энергией не противоречат физическим закономерностям протекания этих процессов. Существенное влияние на процессы накопления и выдачи энергии оказывают коэффициент регулирования прерывателя β и коэффициент регулирования ЭДС накопителя k . Для оценки степени влияния этих показателей, как и других электромагнитных и геометрических параметров накопителя, необходимо определиться с критерием оценки процессов обмена энергией между накопителем и системой тягового привода ЭПС. В качестве такого критерия предлагается коэффициент эффективности процессов обмена:

$$K_\varepsilon = K_p K_u,$$

где K_p – коэффициент рекуперации, который показывает долю запасенной накопителем энергии в кинетической энергии торможения ЭПС, а K_u –

коэффициент использования, который показывает долю обменной энергии накопителя в полной энергии, затраченной на разгон ЭПС до заданной скорости.

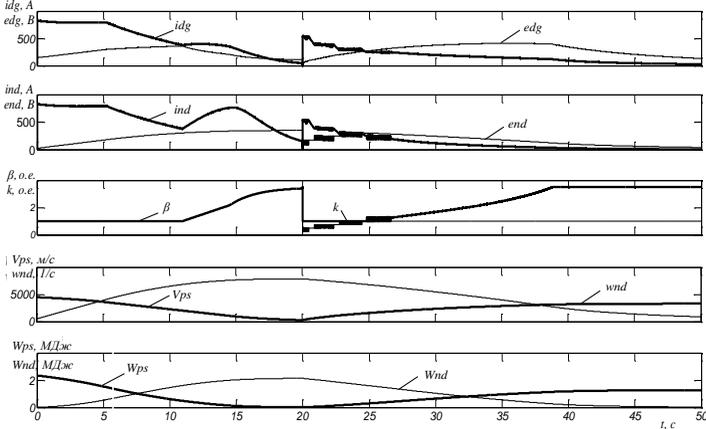


Рис. 2 – Результаты цифрового моделирования:
 W_{ps} , W_{nd} – кинетическая энергия ЭПС и накопителя, соответственно

Выводы. Получена математическая модель процессов электромеханического преобразования энергии в режимах торможения и разгона ЭПС, которая связывает геометрические и электромагнитные параметры накопителя с показателями эффективности процессов обмена энергией.

В качестве критерия оценки процессов обмена энергией между накопителем и системой тягового привода ЭПС предлагается коэффициент эффективности процессов обмена, который представляет собой произведение коэффициента рекуперации и коэффициента использования обменной энергии накопителя.

Список литературы: 1. Омеляненко В. И. Инерционный накопитель энергии для систем тягового электроснабжения / В. И. Омеляненко, Г. В. Омеляненко. // Техническая электродинамика. – 2002. - №4. - С.83-88. 2. Филиппов О. К. Об эффективности рекуперативного торможения на электропоездах ЭР2Р, ЭР2Т / О. К. Филиппов, Б. И. Хомяков, А. Ю. Белокрылин, С. И. Меркушин, О. Н. Назаров // Локомотив - 1993. - №6 -С.18-19.

Поступила в редколлегию 30.04.2013

УДК 625.282:625.032.07

Математическая модель режимов обмена энергией между накопителем и тяговым приводом пригородного электроподвижного состава / В. И. Омеляненко, Л. В. Оверьянова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. – № 31 (1004). – С. 101–104. – Бібліогр.: 2 назв.

Розглядається математична модель режимів обміну енергією між інерційним накопичувачем та тяговим приводом електричного складу, а також проводиться цифрове моделювання режимів роботи системи.

Ключові слова: тяговий привід, електричний склад, цифрове моделювання, інерційний накопичувач.

The mathematical model of the mode of energy exchange between inertial storage device and traction drive electric rolling stock is considered and simulation modes of the system is performed.

Keywords: traction drive, electric rolling stock, simulation, inertial storage device.

ТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

УДК 629.114.026

Д. О. ВОЛОНЦЕВИЧ, д-р. техн. наук, проф НТУ «ХПИ»;

Е. А. ВЕРЕТЕННИКОВ, асп. НТУ «ХПИ»;

С. С. ПАСЕЧНЫЙ, студент НТУ «ХПИ»

К ВОПРОСУ О КОЛИЧЕСТВЕННЫХ КРИТЕРИЯХ КАЧЕСТВА КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ ПЛАНЕТАРНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

В статье предложен комплекс доработанных количественных критериев качества кинематических схем планетарных коробок передач применительно к бортовым планетарным коробкам передач военных гусеничных и колесных машин, позволяющий в автоматическом или полуавтоматическом режимах производить отбраковку или сортировку сгенерированных схем по выбранным критериям.

Ключевые слова: планетарные коробки передач, количественные критерии качества, структурно-параметрический синтез.

Постановка проблемы. В данный момент в украинском танкостроении традиционным является использование бортовых планетарных коробок передач (БПКП). И в перспективе эта тенденция меняться не будет, поскольку БПКП практически полностью удовлетворяют всем предъявляемым к ним требованиям по динамике разгона машины, торможению и управляемости при использовании автоматической системы управления поворотом. Таким образом, тенденция по созданию новых БПКП и модернизации уже существующих сохранится.

При проектировании новой БПКП возникает необходимость оценки качества самой кинематической схемы, ее конструктивных особенностей и сравнения данной схемы с уже существующими, в том числе и серийно производимыми коробками передач.

Анализ последних публикаций. Наиболее полно вопрос количественной оценки качества схем планетарных коробок передач (ПКП) рассмотрен и обобщен в [1]. Однако, ряд критериев, описанных в [1], с целью наиболее полной универсализации приведены к виду, затрудняющему их использование в процессе решения прикладной задачи структурно-

параметрического синтеза БПКП, который предполагает кроме относительного сравнения удовлетворение ряду абсолютных ограничений.

Изложение основного материала. Рассмотрим более детально критерии [1], позволяющие количественно оценить качество схем ПКП при их сравнении, и оценим возможность их применения при структурно-параметрическом синтезе БПКП. Воловцевич, Е. А. Веретенников, С. С. Пасечный, 2013

Критерий мощностной нагрузки ПКП на передачах переднего хода. Этот критерий оценивает максимальную долю входной мощности с учетом возможной циркуляции, проходящую через какое-либо центральное звено ПКП на какой-либо передаче переднего хода.

Критерий мощностной нагрузки ПКП на передачах заднего хода. Этот критерий имеет тот же смысл и определяется так же, как и предыдущий, только для передач заднего хода.

Критерий силовой нагруженности блокировочных фрикционов. Этот критерий отражает относительную величину максимального момента трения, возникающего при включении какого-либо блокировочного фрикциона, выраженную в долях входного крутящего момента.

Критерий силовой нагруженности тормозов ПКП. Этот критерий отражает величину максимального рабочего крутящего момента самого нагруженного тормоза на какой-либо передаче, деленную на передаточное отношение, которое реализуется на этой передаче.

Критерий скоростной нагруженности подшипников сателлитов. Этот критерий отражает величину максимальной относительной угловой скорости самого «быстроходного» сателлита, выраженную в долях угловой скорости самого быстроходного основного звена этого планетарного механизма (ПМ).

Критерий скоростной нагруженности выключенных блокировочных фрикционов и дисковых тормозов. Этот критерий отражает величину максимальной относительной угловой скорости ведущих и ведомых дисков самого «быстроходного» выключенного фрикциона или дискового тормоза, выраженную в долях угловой скорости ведущего звена ПКП, и позволяет оценить уровень потерь мощности, нагрев и износ рабочих дисков в выключенных фрикционных управляющих элементах.

Критерий средневзвешенного уровня КПД. Этот критерий отражает уровень потерь мощности в ПКП с учетом весовых коэффициентов относительного времени работы ПКП на каждой передаче. Его вычисление предполагается как величина обратная сумме произведений значений КПД и соответствующего весового коэффициента на каждой передаче.

Критерий средней используемости элементарных ПМ в составе ПКП. Этот критерий отражает величину, обратную среднему для всех передач числу элементарных ПМ данной ПКП, которые участвуют в передаче мощности, отнесенному к полному количеству ПМ данной ПКП.

Критерий сложности устройства ПКП. Этот критерий отражает количество управляющих элементов – блокировочных фрикционов, тормозов, механизмов свободного хода, а также число элементарных ПМ, образующих ПКП, отнесенное к минимально необходимому количеству управляющих элементов и элементарных ПМ, для того, чтобы образовать ПКП с таким же числом степеней свободы и количеством рабочих передач. То есть, этим критерием можно оценить степень «избыточности» основных компонентов схемы ПКП.

Критерий сложности системы управления ПКП. Этот критерий отражает степень сложности системы управления ПКП, оценивает количество включений и выключений фрикционных элементов с внешним управлением для последовательной реализации всех передач ПКП.

Однако, как говорилось выше, все перечисленные критерии позволяют эффективно сравнивать совершенство схем ПКП, не концентрируясь ни на том, насколько эта схема удовлетворяет основным функциональным требованиям по значениям передаточных отношений, ни на самих абсолютных величинах этих ограничений. Таким образом, используя в предложенном виде описанные критерии, можно предпочесть "более совершенную" схему ПКП, но имеющую худшие значения передаточных отношений или такую, которая не впишется в некоторые абсолютные значения конструктивных ограничений.

Поэтому авторами предлагается несколько изменить ряд описанных критериев и ввести три дополнительных для наиболее эффективного проведения структурно-параметрического синтеза БПКП.

Так существующий критерий силовой нагруженности тормозов ПКП не позволяет полностью оценить момент на тормозе и определить его размеры, так как привязан к реализуемому передаточному отношению. Поэтому, предлагается данный критерий определять не из выражения:

$$K_4 = \frac{M_{T \max}}{|i_{ПКП}|},$$

где $M_{T \max}$ – величина максимального рабочего крутящего момента самого нагруженного тормоза; $i_{ПКП}$ – передаточное число планетарной коробки передач на передаче, для которой определено значение $M_{T \max}$, а исходя из выражения:

$$K_4 = \frac{M_{T \max}}{M_{ex}},$$

где $M_{T\max}$ – величина максимального рабочего крутящего момента самого нагруженного тормоза на какой-либо передаче; M_{ex} – момент, подаваемый на входной вал ПКП.

При этом в случае относительных расчетов предлагается принять $M_{ex}=1$.

Это даст возможность оценить относительную нагрузку на каждом тормозе ПКП, аналогично нагрузке на блокировочных фрикционах, и максимальную из них в долях от входного момента. Это позволит, например, сложив максимальные значения критерия для каждого тормоза, оценить суммарный размер всех тормозов системы управления ПКП.

Также некоторого уточнения, на наш взгляд, требует критерий скоростной нагруженности подшипников сателлитов. В [1] его принято определять из выражения:

$$K_5 = \frac{|\omega_{cm\max}|}{|\omega_{oz\max}|},$$

где $\omega_{cm\max}$ – максимальная угловая скорость сателлита в планетарном механизме, нагруженном ненулевыми планетарными моментами; $\omega_{oz\max}$ – угловая скорость самого быстроходного основного звена того планетарного механизма, в котором определена $\omega_{cm\max}$ на той же самой передаче.

Это не совсем корректно при оценке работоспособности схемы ПКП. Вместо этого критерий скоростной нагруженности подшипников сателлитов предлагается определять в двух режимах по формулам:

$$K_{5(1)} = \frac{|\omega_{cm\max(1)}|}{|\omega_{ex}|},$$

где $\omega_{cm\max(1)}$ – максимальная угловая скорость сателлита в каком-либо планетарном механизме, нагруженном ненулевыми крутящими моментами; ω_{ex} – угловая скорость входного вала ПКП;

$$K_{5(2)} = \frac{|\omega_{cm\max(2)}|}{|\omega_{ex}|},$$

где $\omega_{cm\max(2)}$ – максимальная угловая скорость сателлита в каком-либо планетарном механизме, ненагруженном крутящими моментами.

При этом в случае относительных расчетов предлагается принять $\omega_{ex}=1$.

Это важно, так как для расчета работоспособности подшипников сателлитов необходимо знать скорости их вращения под нагрузкой и вхолостую, а так же в долях от нормированной входной скорости независимо есть ли внутри ПКП промежуточное повышение или понижение скоростей центральных звеньев.

Иначе может сложиться ситуация, когда, несмотря на то, что относительная скорость вращения сателлитов будет достаточно высокой, но при этом и угловая скорость самого быстроходного звена в данном ПМ также будет выше скорости входного звена, результирующее значение критерия не будет сигнализировать об опасности. И наоборот, если в относительно тихоходном ПМ будет получено большое значение $\omega_{отmax}$ относительно $\omega_{озmax}$, но не относительно $\omega_{вх}$, то значение критерия может привести к отбраковке работоспособной по этому признаку схемы.

Остальные критерии без каких-либо изменений и доработок позволяют эффективно проводить процедуру сравнения при структурно-параметрическом синтезе БПКП. Единственное, что на наш взгляд, для синтеза БПКП необходимо добавить – это три дополнительных критерия:

1) **Критерий силовой нагруженности тормозов ПМКП, участвующих в процессе торможения машины.**

$$K_{11} = \frac{M_{Tmax}}{M_{вых}}$$

где M_{Tmax} – величина максимального рабочего крутящего момента самого нагруженного тормоза в режиме торможения машины; $M_{вых}$ – тормозной момент, снимаемый с выходного вала ПМКП.

При этом в случае относительных расчетов предлагается принять $M_{вых}=1$.

2) **Критерий осевой слоистости (осевого габарита).**

Этот критерий представляет собой отношение суммарного числа вертикальных линий связи и плоскостей зацепления зубчатых колес на кинематической схеме на уровне осей сателлитов к числу элементарных ПМ, составляющих данную ПМКП.

3) **Критерий радиальной слоистости (радиального габарита).**

Этот критерий представляет собой отношение суммарного числа горизонтальных линий связи в наиболее насыщенном вертикальном сечении на кинематической схеме к числу центральных звеньев одного элементарного ПМ, которое равно трем.

Проиллюстрировать определение этого критерия можно на двух примерах кинематических схем (рис. 1 и 2).

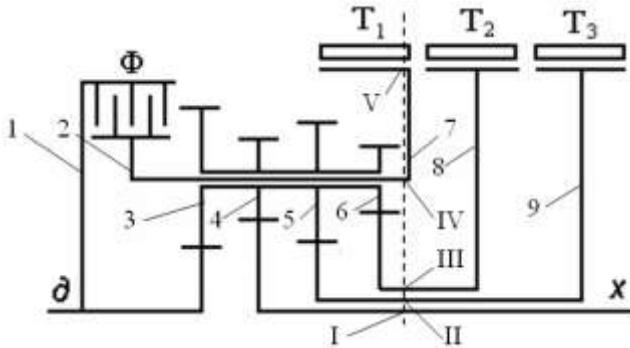


Рис. 1 – ПКП Даймлер

На каждом из рисунков арабскими цифрами обозначено количество осевых слоев, а римскими цифрами – радиальных в наиболее насыщенном сечении. В результате двенадцатый и тринадцатый критерии для первой и второй схем соответственно будут составлять: $K_{12} = 9/3 = 3$; $K_{12} = 9/4 = 2,25$ и $K_{13} = 5/3 = 1,667$; $K_{13} = 4/3 = 1,333$.

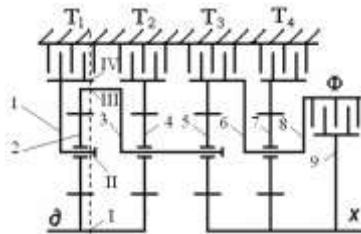


Рис. 2 – ПКП Катерпиллар D8L/D9L/D10

Выводы. Комплекс доработанных критериев применительно к БПКП позволяет в автоматическом или, при необходимости, в полуавтоматическом режиме произвести отбраковку или сортировку сгенерированных кинематических схем по выбранным критериям качества.

Список литературы. 1. Анализ планетарных коробок передач транспортных и тяговых машин / Филличкин Н. В., Учебное пособие. Компьютерная версия, исправленная и дополненная. – Челябинск: Изд. ЮурГУ, 2008. – 178 с.

Поступила в редколлегию 30.04.2013

УДК 629.114.026

К вопросу о количественных критериях качества кинематических схем планетарных коробок передач / Д. О. Волощевич, Е. А. Веретенников, С. С. Пасечный // Вісник НТУ

«ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2013. – № 31 (1004). – С. 105–110. – Бібліогр.: 1 назв.

В статті запропонований комплекс дороблених кількісних критеріїв якості кінематичних схем планетарних коробок передач стосовно до бортових планетарних коробок передач військових гусеничних та колісних машин, який дозволяє в автоматичному чи напівавтоматичному режимах проводити відбракування або сортування генерованих схем за обраними критеріями.

Ключові слова: планетарні коробки передач, кількісні критерії якості, структурно-параметричний синтез.

In the article the complex of the finished off quantitative criteria of quality of kinematics charts of planetary gear-boxes is offered intended for application to the side planetary gear-boxes of soldiery caterpillar and wheeled machines. The offered complex of criteria allows in the automatic or semi-automatic modes to produce a rejection or sorting of the generated charts on the chosen criteria.

Keywords: planetary gear-boxes, quantitative criteria of quality, structural and self-reactance synthesis.

ДВИГУНИ І ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ

УДК 621.432.3

И. В. РЫКОВА, канд. техн. наук, ст. науч. сотр. НТУ «ХПИ»

ПУТИ ЭКОЛОГИЗАЦИИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВС

Рассмотрены основные направления повышения эффективности экологизации рабочего цикла ДВС и выявлен наиболее перспективный из них – внутрицилиндровый катализ. Проанализировано влияние каталитических покрытий в камере сгорания на уровень экологических показателей ДВС, обоснованы направления и задачи, которые необходимо решить для комплексного улучшения этих показателей.

Ключевые слова: экологизация рабочего цикла, внутрицилиндровый катализ, каталитические покрытия, токсичность отработавших газов

Увеличение потребности человечества в механической энергии вызывает рост производства ДВС. Такая тенденция усложняет решение проблем сохранения природных ресурсов и окружающей среды и требует принятия решений по повышению уровня экологизации современных двигателей.

Под экологизацией рабочего цикла ДВС следует понимать реализацию мероприятий, направленных в первую очередь на снижение токсичности отработавших газов и топливной экономичности путем непосредственного воздействия на рабочий процесс. Эти мероприятия, по возможности, не должны существенно усложнять конструкцию двигателя и увеличивать его стоимость. Эффективность экологизации ДВС оценивается выполнением норм на уровень токсичных веществ в отработавших газах, а также расходом топлива и затратами на обслуживание двигателя в эксплуатации. К нормируемым токсичным веществам отработавших газов (ОГ) ДВС относятся монооксид углерода (CO), суммарные несгоревшие углеводороды (C_nH_m), оксиды азота (NO_x) и твердые частицы. Выбросы этих вредных веществ должны удовлетворять сегодня в Украине нормам «Евро-3» для автомобильных двигателей и «StageII» для

двигателей внедорожных машин. Выполнение указанных норм на токсичность обеспечивается изменением конструкции элементов, систем и регулировок двигателя, нейтрализацией ОГ, применением внутрицилиндрового катализа.

Целью данной работы является анализ и систематизация направлений экологизации рабочего цикла ДВС, связанных с применением внутрицилиндрового катализа, обоснование наиболее рациональных путей снижения токсичности отработавших газов.

В настоящее время ведутся интенсивные исследования по разработке и практической реализации следующих направлений повышения эффективности экологизации рабочего цикла [1,2]:

- оптимизация смесеобразования и сгорания путем расслоения заряда, непосредственного впрыскивания топлива в двигателях с искровым зажиганием, выбора камеры сгорания;
- оптимизация топливоподачи путем выбор закона топливоподачи, характеристик топливоподачи, таких как максимальное давление впрыскивания, давление начала впрыскивания, момент впрыскивания топлива;
- повышение эффективности систем газотурбинного наддува, путем использованием импульсных систем наддува вместо изобарных, промежуточных охладителей надвучного воздуха, турбокомпрессоров с изменяемой геометрией направляющих аппаратов и турбин;
- улучшение сгорания на частичных скоростных режимах и при минимальной частоте вращения холостого хода путем отключения части цилиндров;
- совершенствование переходных процессов путем использования дополнительной подачи воздуха;
- равномерное распределение топлива по цилиндрам;
- применение присадок к топливу: интенсифицирующих, повышающих метановое число дизельного топлива и антидымных, повышающих полноту сгорания топлива и уменьшающих содержание сажевых частиц и черного дыма;
- применение природного газа, альтернативных топлив растительного происхождения и водотопливных эмульсий;
- рециркуляция отработавших газов.

Перечисленные направления требуют изменения конструкции отдельных деталей, и узлов двигателей, создания дополнительных устройств, что ведет к значительному усложнению и удорожанию двигателя.

Перспективным, с точки зрения повышения эффективности экологизации ДВС, в том числе, находящихся в эксплуатации, является реализация *внутрицилиндрового катализа*. Т.е. создания условий для протекания каталитических реакций, обеспечивающих окислительные или восстановительные процессы непосредственно в камере сгорания (КС) двигателя. С этой целью на поверхность металла-носителя КС наносится каталитический слой (покрытие), который ускоряет химические реакции.

Наибольшее распространение получили покрытия, содержащие благородные металлы (Au, Ag, Pt, Pd, Rh, Ir) и переходные металлы и их оксиды (Mn, Fe, Cr, V, Mo, Co, Ce, Ni, W, Cu, Sn) [3], а также. В качестве носителя покрытия, на поверхности которых наносят катализаторы используют оксиды основных металлов (Al_2O_3 , MgO, ZrO_2 , Si_2O_4 и др.) [4]. Носитель не должен

изменять каталитические свойства катализатора, иметь пористую структуру для обеспечения нанесения активного компонента в достаточном количестве и обладать высокой механической прочностью, термической и химической устойчивостью [5].

На кафедре двигателей внутреннего сгорания НТУ «ХПИ» разработана и внедрена прогрессивная технология обработки поверхности поршней с образованием корундового керамического слоя с высокой адгезией и пористостью. Корундовый слой на поверхности камеры сгорания может быть использован в качестве носителя катализатора, и использоваться непосредственно в качестве катализатора. Результаты стендовых исследований автотракторного дизеля показали, что применение корундового слоя позволяет снизить массовый выброс твердых частиц с отработавшими газами на 19-30% [6,7]. Кроме того такой слой создает эффект частичной тепловой изоляции, что способствует повышению температуры и давления в камере сгорания и соответственно влияет на эффективность работы двигателя.

Большое значение, особенно для дизелей, имеет внутрицилиндровый катализ оксидов азота (NO_x). Приведенные в литературных источниках результаты исследований по влиянию керамических покрытий на выбросы NO_x носят противоречивых характер.

Увеличение выбросов NO_x наблюдается в 10-40% исследований [4]. Так в работе [8] был исследован дизель, у которого покрытие было нанесено на поршень, головку блока цилиндров, клапаны и гильзу цилиндров. Результаты эксперимента показали, что удельный расход топлива уменьшился на 15 %, выбросы несгоревших углеводородов (СН) – на 41 %, оксидов углерода (СО) на 40%, а выбросы NO_x увеличились на 22 %. При этом есть предложения по снижению NO_x путем уменьшения угла опережения впрыскивания топлива. Авторы работы [9] заявили, что 30% снижение NO_x может быть получено за счет предварительных регулировок. А в работе [10] при испытаниях на дизеле, у которого поршни были покрыты слоем MgZrO_3 , а головка цилиндров и клапаны – CaZrO_3 при варьировании углами начала впрыскивания, выбросы NO_x были получены ниже, чем у базового двигателя на 11 %.

Ряд исследований показал, что применение керамических покрытий уменьшает выбросы NO_x с ОГ. В работе [11] показано, что применение керамического покрытия диоксида циркония привело к росту максимального давления цикла и температуры выпускных газов дизеля, уменьшению периода задержки воспламенения и удельного эффективного расхода топлива. При этом, не смотря на увеличение температуры рабочего тела, снижается удельный выброс NO_x . Такой результат указывает на каталитическое действие покрытия в реакциях восстановления оксидов азота. Аналогичные результаты получены в работах [12, 13,14].

Таким образом, применение оксидных керамических покрытий основных металлов может улучшить процесс сгорания за счет увеличения температуры и уменьшения задержки воспламенения, увеличить механическую энергию за счет предотвращения потерь тепла в систему охлаждения, а также уменьшить выбросы несгоревших углеводородов, оксида углерода и твердых частиц. Однако выбросы оксидов азота без дополнительных регулировок двигателя могут возрасти.

Результаты исследований по применению катализаторов платиновой группы также не однозначны. В работе [15] в результате исследований платино-родиевых покрытий КС показало, что эмиссия CO и CH уменьшилась, а NO_x – увеличилась. Причем с родиевым катализатором выбросы CH были ниже, а NO_x – выше. А в работе [16] применение платинового покрытия камеры сгорания не привело к существенным изменениям в NO_x, CO, CH.

Недостатком каталитических покрытий из благородных металлов является их высокая стоимость. Поэтому находят применение переходные неблагородные металлы с сопоставимой каталитической активностью. В работе [17] были исследованы покрытия из меди, никеля и хрома, нанесенные на стенки камеры сгорания. Результаты показали, что все покрытия уменьшили расход топлива, выбросы CO, CH, а выбросы NO_x – увеличились, причем медь оказалась наиболее эффективным катализатором.

Проведенные исследования на кафедре физической химии НТУ «ХПИ» по оценке каталитических свойств покрытий сложными оксидами группы переходных металлов показали, что по каталитической активности они не уступают свойствам металлов платиновой группы, при этом температура зажигания реакции снижается, что позволяет снижать выбросы NO_x [18, 19]. Следовательно, эффективность использования каталитических покрытий благородными и переходными металлами для снижения на выбросы вредных веществ с отработавшими газами сопоставимы.

Таким образом, полученные ранее результаты исследований дают возможность предположить, что применение оксидных керамических покрытий основных металлов и сложных оксидов переходных металлов позволяет влиять на термодинамические, физические и химические процессы, в КС ДВС, создавать условия для полного сгорания топлива и управлять скоростью реакций с целью снижения образовавшихся вредных веществ. Для получения данного эффекта необходимо разработать методы каталитических покрытий на основе наноструктурных процессов и микроплазменного оксидирования, провести комплекс исследований двигателя для определения эффективности применения разработанных покрытий с оценкой концентраций выбросов с отработавшими газами.

Выводы. Анализ и систематизация направлений экологизации рабочего цикла ДВС показал, что внутрицилиндровый катализ является перспективным направлением, направленным на снижение массового выброса токсичных компонентов отработавших газов ДВС.

Использование каталитических покрытий в камере сгорания позволяет уменьшить выбросы оксидов углерода, углеводородов, твердых частиц уменьшаются. Влияние каталитических покрытий на оксиды азота не однозначно.

Необходимо дальнейшее изучение свойств и исследование новых каталитических покрытий, позволяющих комплексно улучшить экологические показатели двигателя.

Список литературы: 1. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т.5. Екологізація ДВЗ / А. П. Марченко, І. В. Парсаданов, Л. Л. Товажнянський, А. Ф. Шеховцов; за ред. А. П. Марченка, А. Ф. Шеховцова – Х. : Прапор, 2004. – 360 с. 2. Екологія автомобільних двигунів внутрішнього згорання: Навчальний посібник / В. О. Звонов, Л. С. Заїграсев, В. І. Черних,

А. В. Козлов; під ред. *В. О. Звонова*. – Луганськ: вид-во СНУ ім. В. Даля, 2004. – 268с. **3. Попова Н. М.** Катализаторы очистки газовых выбросов промышленных производств. – М.: Химия, 1991. – 176 с. **4. Ciniviz M., Salman M. S.** Ceramic Coating Applications and Research Fields for Internal Combustion Engines // *Ceramic Coatings – Applications in Engineering* [Electronic resource] – p. 195-234. – Mode of access: <http://www.intechopen.com/download/pdf/29756>. **5. Власенко В. М.** Экологический катализ. – К.: Наукова думка, 2010. – 238 с. **6. Шпаковский В. В.** Научно-технические основы улучшения показателей ДВС применением поршней с корундовым слоем: дис. ... доктора техн. наук : 05.05.03 / *Шпаковский Владимир Васильевич*. – Х., 2009. **7. Парсаданов И. В.** Оценка влияния гальваноплазменного покрытия поршня автотракторного дизеля на выбросы твердых частиц с отработавшими газами / *И.В. Парсаданов, А.П. Поливянчук* // *Двигатели внутреннего сгорания* – 2009. – №2 – С. 97-100. **8. Vijaya Kumar K. R** The Effect of Thermal Barrier Coatings on Diesel Engine Performance of PZT Loaded Cyanate Modified Epoxy Coated Combustion Chamber / *K.R. Vijaya Kumar, V. Sundareswaran* // *Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering*. – 2011. – Volume 5. – N. 5. – P. 403 – 406. **9. Afify E. M.** The Effect Of Selective Insulation On The Performance, Combustion, And NO Emissions Of A DI Diesel Engine / *E. M. Afify, D. E. Klett*, International & Congress and Exposition, February 26-29 (1996). – Detroit, Michigan. – 1996. **10. Büyükkaya E.** Effects of thermal barrier coating on gas emissions and performance of a LHR engine with different injection timings and valve adjustments / *E. Büyükkaya, T. Engin, M. Cerit* // *Energy Conversion and Management*. – June 2006. – Volume 47, Issues 9–10. – P. 1298–1310. **11. Сибриков Д. А.** Снижение теплонапряженности поршневых групп судовых дизелей: автореф. дис. науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.08.05 «Судовые энергетические установки и их элементы (главные и вспомогательные)» / *Д. А. Сибриков*. Новосибирск. – 2004. – 20с. **12. Velliangiri M.** An Experimental Investigation of Performance and Emission in Ethanol Fuelled Direct Injection Internal Combustion Engines with Zirconia Coating / *M. Velliangiri and A. S. Krishnan* // *Journal of Energy Technologies and Policy*. – 2012. – Vol.2, No.2. – P. 42-53. **13. Lawrence P.** Experimental investigation on Zirconia coated high compression spark ignition engine with ethanol as fuel / *P. Lawrence, P. Koshy Mathews, B. Deepanraj* // *Journal of Scientific&Industrial Research* – September 2011. – Vol. 70. – P. 789-794. **14. Sathiyagnanam A. P.** Effect of Thermal-Barrier Coating plus Fuel Additive for Reducing Emission from Di Diesel Engine / *A. P. Sathiyagnanam, C. G. Saravanan and S. Dhandapani*, Proceedings of the World Congress on Engineering. – 2010. – June 30 - July 2, 2010, London, U.K. – 2010. **15. Wen Zeng** Multi-dimensional Modeling of the Application of Catalytic Combustion to Homogeneous Charge Compression Ignition Engine / *Wen Zeng, MaoZhao Xie* // *Journal of Thermal Science*. – 2006. –Vol.15, No.4. P. 371–376. **16. Siegla Donald C.** Heterogeneous Catalysis in the Diesel Combustion Chamber / *Donald C. Siegla, Steven L Plee* // *Combustion Science and Technology*. – 1982. – Volume 27, Issue 3-4. – p. 97-102. **17. Ponnusamy P.** Experimental Investigation on Performance, Emission and Combustion Analysis of a Four Stroke SI Engine with Various Catalytic Coatings / *P. Ponnusamy, R. Subramanian, N. Nedunchezian* // *European Journal of Scientific Research*. – 2011. – Vol.63 No.2. – P.182-191. **18. Ве́дь М. В.** Каталитическая активность покрытий на основе переходных металлов / *М. В. Ве́дь, Н. Д. Сахненко, М. А. Глушкова, М.Б. Майба, А. В. Дементий* // *Энерготехнологии и ресурсосбережение*. – 2012. – №3.– С.38-43. **19. Глушкова М. А.** Формирование на основе переходных металлов для экотехнологий / *М. А.Глушкова, Майба М. В., Ве́дь М. В., Сахненко Н. Д., Зюбанова С. И.* // *Інтегровані технології промисловості*. – 2012. – №3. – С. 104-106.

Поступила в редколлегию 24.04.2013

УДК 534.1

Пути экологизации рабочего цикла ДВС / И. В. Рыкова // *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. – № 31 (1004). – С. 111–115. – Бібліогр.: 19 назв.

Розглянуті основні напрямки підвищення ефективності екологізації робочого циклу ДВЗ і виявлений найбільш перспективний з них – внутрішньоциліндровий катализ. Проаналізований вплив каталітичних покриттів у камері згоряння на рівень екологічних показників ДВЗ, обґрунтовані напрямки і завдання, які необхідно розв'язати для комплексного поліпшення цих показників.

Ключові слова: екологізація робочого циклу, внутрішньощільний каталіз, каталітичні покриття, токсичність відпрацьованих газів.

The main directions in increasing the environmental efficiency of working cycle in ICE are considered. The most promising direction is in-cylinder catalysis. The influence of the catalytic coating in the combustion chamber of ICE on the level of environmental performance of engine is analyzed. The major directions and tasks that need to be solved for the overall improvement of these indicators are proved.

Key words: environmental efficiency, in-cylinder catalysis, catalytic coatings, exhausts gases emissions.

УДК 621.43.016

А. В. ТРИНЁВ, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»;

Е. В. СИНЯВСКИЙ, студент НТУ «ХПИ»

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАКОНОВ ИЗМЕНЕНИЯ МАКСИМАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ В ЦИЛИНДРЕ АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Уточнение математической модели теплонапряженного состояния деталей клапанного узла быстроходного дизеля при задании переменной механической нагрузки для переходных режимов сброс-наброс нагрузки осуществляется путем проведения моторного эксперимента и записи законов изменения давления в цилиндре ДВС в цифровой форме.

Ключевые слова: давление, измерительный комплекс, эксперимент, переходной режим, датчик.

Введение. Известно, что определение в моторном эксперименте законов изменения давления в цилиндрах ДВС является наиболее эффективным и точным средством для нахождения таких показателей как индикаторное давление, индикаторная мощность, жесткость рабочего процесса. Такие эксперименты, кроме уточнения параметров рабочего процесса, играют значительную роль и при исследовании теплонапряженного состояния (ТНС) деталей камеры сгорания (КС). Индикаторный давление является определяющим фактором при задании граничных условий (ГУ) задачи механики напряженно-деформированного состояния деталей КС. При этом в большинстве проведенных ранее исследований ТНС на установившихся режимах для оценки влияния механической составляющей задается максимальное давление цикла P_z , которое принимается постоянным на данном расчетном режиме. На переходных режимах этот параметр также является основным наряду с длительностью переходного режима.

Определение законов изменения давления в цилиндре ДВС проводится путем записи и обработки индикаторных диаграмм. Длительное время методика таких экспериментов предполагала использование осциллографов с

выводом информации на фотопленку или фотобумагу. Запись мгновенных значений давления в цилиндрах (одноцикловых диаграмм) осуществляется электрическими индикаторами, в состав которых входят датчики давления и регистрирующие устройства. Давление в цилиндрах записывают как функцию времени, угла поворота коленчатого вала ДВС, на поле диаграммы наносят отметки ВМТ или моменты впрыска топлива.

При разработке и уточнении математической модели (ММ) нестационарного ТНС клапанного узла основной интерес представляют, главным образом, эксперименты, связанные с моделированием переходных процессов сброса-наброса нагрузки, характерных для автотракторных ДВС. Переходные процессы сопровождаются резко нарастающим подводом тепловой энергии, резкими изменениями механической нагрузки – давление в цилиндре. В этих процессах отмечаются наибольшие амплитуды осциллирующих растягивающих напряжений, что в результате и приводит к накоплению повреждений и к выходу деталей КС из строя [1, 2]. Проблема заключается в точном задании законов изменения механической нагрузки во время переходного процесса. С учетом поставленной проблемы рассмотрим результаты ранее проведенных расчетно-экспериментальных работ.

Анализ последних достижений и публикаций. В работе [1] приведено описание моторного эксперимента с моделированием изменения индикаторного давления на переходных режимах сброс-наброс нагрузки тракторного дизеля Д-37Е. На рис. 1 показано характер изменения максимального давления P_z в цилиндре дизеля в переходном процессе наброса нагрузки от режима с $n = 1950 \text{ мин}^{-1}$, $N_e = 2,6 \text{ кВт}$ до номинального режима с $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$, $N_e = 37 \text{ кВт}$. Наброс нагрузки осуществляется за 0,33 с.

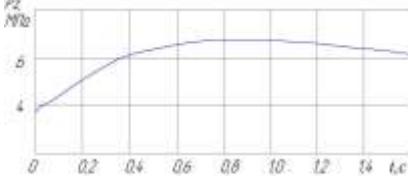


Рис. 1 – Изменение максимального давления P_z при резком набросе нагрузки [1]

В проведенном исследовании запись индикаторного давления (индикаторных диаграмм) на переходных режимах проводилась на осциллограф с последующей их обработкой.

В условиях эксплуатации переходные режимы часто являются комбинированными, состоят из процессов различных типов, при которых ДВС переходит от одного переходного процесса к другому без выхода на установившийся режим. При этом в исследовательских испытаниях из всей совокупности переходных процессов выбирают наиболее значимые и характерные (пуск, разгон за счет увеличения цикловой подачи, резкий наброс нагрузки). Известные методики таких исследований, описанные в работе [1], предполагают непрерывную

регистрацию на протяжении всего переходного процесса средних за цикл значений отдельных параметров (крутящего момента, частоты вращения, давления наддува, расхода воздуха, температуры деталей КС и др.) и периодическую регистрации внутренних цикловых колебаний других параметров (индикаторное давление, давление топлива перед форсункой).

Прогресс в области электроники, появление многоканальных быстродействующих аналого-цифровых преобразователей (АЦП) значительно расширили возможности современных аппаратных средств. Особенно значительное ускорение в исследовательских экспериментальных работах дало использование автоматизированных систем на базе ПК. При этом открываются большие возможности в оперативной регистрации и обработке быстроменяющихся процессов в ДВС. Так для исследования и доводки газового малолитражного быстроходного ДВС был разработан автоматизированный стенд для исследования рабочего процесса, описание которого приводится в работе [3]. Структурная схема измерительного комплекса представлена на рис 2.

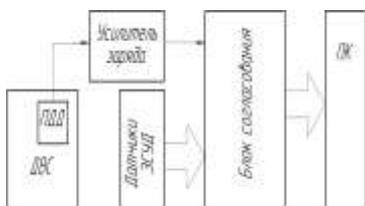


Рис. 2 – Структурная схема измерительного комплекса [3]

В данном случае сигналы штатных датчиков электронной системы управления двигателем (ЭСУД) и пьезоэлектрического датчика давления (ПДД) через усилитель заряда поступают в блок согласования, в котором происходит преобразование и нормирование сигналов по уровню. Далее с помощью АЦП сигналы оцифровываются и поступают в компьютер. Используется программное

обеспечение Power Graph, имеющее расширенные функции предварительной настройки. Это позволяет настроить канал измерения давления на отображение сигнала в МПа для адекватного восприятия сигнала в ходе эксперимента.

При выборе формы КС для быстроходных малолитражных дизелей (совместные исследования КП ХКБД, НТУ "ХПИ", ХНАДУ) на одноцилиндровом моторном стенде, эффективность вариантов оценивалась по изменению и индикаторных показателей, температуры и токсичности отработавших газов [4]. В экспериментах также определялось давление топлива перед форсункой, положение отметки ВМТ, мгновенная температура отработавших газов. Регистрация указанных параметров проводилась с использованием АЦП фирмы L-Card. Для измерения давлений использовались пьезодатчики. Обработка, визуализация и анализ поступающих от датчиков сигналов на АЦП проводились с помощью лицензионной версии программы Power Graph.

Таким образом, можно считать, что наиболее совершенным методом определения индикаторного давления и других быстроменяющихся величин является регистрация и обработка информации с помощью АЦП и ПК. Полученная уточненная информация о характере изменения механической нагрузки на детали КС, в частности клапанного узла, позволяет более точно учитывать влияние переходных режимов на ТНС этих деталей и прогнозировать их моторесурс.

Цель и постановка задачи. Целью исследования является уточнение нестационарной ММ напряженно-деформированного состояния деталей клапанного узла, определение роли механической составляющей на переходных режимах в возникновении дефектов и снижении ресурса узла.

Для достижения поставленной цели на экспериментальном этапе исследования предполагалось решить такие задачи:

- разработать схему измерительного комплекса для измерения индикаторного давления в одноцикловых диаграммах с использованием АЦП и ПК;
- отработать методику измерения индикаторного давления с помощью тензодатчиков и регистрации давления в цифровой форме;
- подготовить и провести моторный эксперимент на переходных и установившихся режимах.

Методика проведения эксперимента. Для измерения индикаторного давления были использованы тензометрический преобразователь давления Д1, отметчик ВМТ индуктивного типа Д2, усилитель тензометрический на несущей частоте 8АНЧ-23, АЦП и ПК. Структурная схема измерительного комплекса представлена на рис. 3.

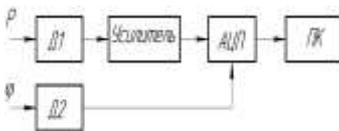


Рис. 3 – Структурная схема измерительного комплекса

Как известно, принцип работы тензодатчиков заключается в изменении электрического сопротивления проводника при его механическом деформировании. Основной характеристикой чувствительности материала проводника к механической деформации является отношение относительного изменения

сопротивления к относительному изменению длины проводника (коэффициент относительной чувствительности k). Сопротивление тензорезистора должно быть стабильным во времени, иметь малый температурный коэффициент сопротивления. При этом допустимые значения напряжений не должны превышать 20 - 30% границы упругости материалов проводника и самой деформируемой детали. Конструкция тензорезисторного датчика, использованного в эксперименте показана на рис. 4. На кафедре ДВС НТУ «ХПИ» разработано несколько вариантов таких преобразователей,

которые успешно ранее применялись для записи индикаторного давления на автотракторных и тепловозных ДВС.



Рис. 4 –
Тензометрический
преобразователь

Датчик имеет жидкостное автономное охлаждение и устанавливается в индикаторный канал, специально выполненный в головке цилиндров дизеля.

В качестве отметчика ВМТ использовался индукционный преобразователь с зубчатым ферромагнитным ротором. Для преобразователей этого типа характерна относительно высокая чувствительность, что позволяет проводить измерения незначительных перемещений, скоростей, ускорений, которые изменяются с частотой до 15 кГц, погрешность измерений не превышает 0,15 – 0,20%. Выходной сигнал отметчика ВМТ непосредственно поступает на АЦП и в дальнейшем используется для синхронизации его работы.

Выходной сигнал от тензодатчика подается вначале на усилитель 8АНЧ-23 с несущей частотой 20 кГц. Аппаратура рассчитана на работу с тензорезисторами с номинальным сопротивлением от 250 до 400 Ом, схема включения – “полумост” или “полный мост”.

При использовании АЦП в экспериментальных исследованиях ДВС, в частности для записи одноцикловых индикаторных диаграмм, основным его режимом является режим аналогового осциллографа. С этой целью чаще используются конвейерные и сигма-дельта преобразователи, которые, согласно принятой классификации, относятся к АЦП последовательного и параллельно-последовательного преобразования. На основе проведенного анализа особенностей различных типов АЦП, а также с учетом практического опыта их использования при исследованиях ДВС и диагностировании, для проведения моторного эксперимента был выбран 12-ти разрядный АЦП USB Autoscope 2 с такими основными характеристиками: количество аналоговых входов – 8; количество каналов осциллографа – 1, 2, 4, 8 (на выбор); разрешение – 12 bit; диапазон измеряемых напряжений от ± 15 В до ± 50 кВ; операционные системы – Windows 98, Windows 2000/XP, Windows Vista/ Windows 7; возможности программного обеспечения – режим отображения + запись + измерения в реальном масштабе времени.

При построении программы эксперимента для переходных и установившихся режимов были учтены рекомендации, изложенные в работе [1]. Как отмечается, среди разнообразных и возможных в эксплуатации переходных процессов можно выделить такие наиболее характерные.

Во-первых, это переходные процессы, вызванные изменением цикловой подачи за счет перемещения регулирующего органа. В данном случае основным параметром, влияющим на характер переходного процесса,

является относительное изменение топливоподачи, а дополнительными – период (длительность) изменения топливоподачи и характер изменения крутящего момента от частоты вращения коленчатого вала.

Во-вторых, это переходные процессы, вызванные изменением момента сопротивления. Определяющим фактором в данном случае является относительное изменение цикловой подачи в зависимости от частоты вращения коленчатого вала или времени.

Программа моторных испытаний представлена в табл.

Программа моторных испытаний предполагала запись индикаторного давления на режиме, близком к холостому ходу, и на режимах, близких к номинальному. Предполагалась также регистрация процессов сброса и наброса нагрузки дизеля в пределах указанных режимов. При этом постоянной (по возможности) поддерживалась частота вращения коленвала как на установившихся, так и на переходных режимах. В табл. указаны: n – частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} ; P_T – усилие на тормозном устройстве, кгс; M_e – эффективный крутящий момент, Н·м; N_e – мощность двигателя, кВт; Δt – длительность режима, с. Объект исследования – дизель СМД-25 (4ЧН12/14). Работу дизеля обеспечивали системы: запуска, нагрузки и прокрутки, воздухообеспечения с газотурбинным наддувом, охлаждения, смазки, управления работой дизеля, контрольно-эксплуатационных и специальных измерений.

Таблица – Программа моторного эксперимента

№ реж.	n , мин^{-1}	P_T , кгс	M_e , Н·м	N_e , кВт·час	Δt , с
1	2	3	4	5	6
1	1500	75	526	82,6	300
2	1500	Сброс нагрузки P_T от 75 до 25 кгс			10
3	1500	25	175	25,57	300
4	1500	Наброс нагрузки P_T от 25 до 75 кгс			10
5	1500	75	526	82,6	300
6	1500	Сброс нагрузки P_T от 75 до 10 кгс			10
7	1500	10	70,3	11	300
8	1500	Наброс нагрузки P_T от 10 до 75 кгс			10
9	1500	75	256	82,6	300
10	1500	Сброс нагрузки P_T от 75 до 25 кгс до 10 кгс			20
11	1500	10	70,3	11	300
12	1500	25	175	25,57	300
13	1500	10	70,2	8,8	300
14	От 1200 до 2000	Наброс нагрузки P_T от 10 до 75 кгс			12
15	От 2000 до 1200	Сброс нагрузки P_T от 70 до 25 кгс до 10 кгс			12

На начальном этапе исследования была проведена статическая тарировка тензодатчика с записью и обработкой сигнала на ПК. С этой целью

тензодатчик подключался к гидравлическому грузопоршневому стенду. Полученный сигнал после усиления и обработки в АЦП выводился на экран ПК (горизонтальная линия), определялся масштаб записи. Как правило, для определения масштаба записи к преобразователю давления прикладываются известные давления. Изменяя эти нагрузки в диапазоне, характерном для данного ДВС, отмечают соответствующие отклонения горизонтальных линий на экране осциллографа или ПК, составляют шкалу масштабов для преобразователя и определяют в результате коэффициент преобразования. Обработкой результатов тарирования в нашем случае был определен такой, который составил $k = 101$.

Необходимо отметить, что при моделировании переходных процессов с $n = \text{const}$ наблюдались отклонения частоты вращения от заданной в программе $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$, что можно объяснить несовершенством моторного стенда, его непригодностью для моделирования переходных режимов с резкими сбросами - набросами нагрузки. В нашем случае использовалось гидравлическое нагрузочное устройство, которое отличается сравнительно высокой инерционностью. По этой причине в эксперименте удалось смоделировать относительно медленные переходные режимы с длительностью от 10 до 20 с. При этом выход на установившийся тепловой режим занимал от 240 до 360 с.

Отдельные результаты обработки полученных экспериментальных данных представлены на рисунках.

Так на рис. 5 показано характер изменения максимального давления P_z во времени на установившихся режимах № 3, 5, 7, 9 и 13.

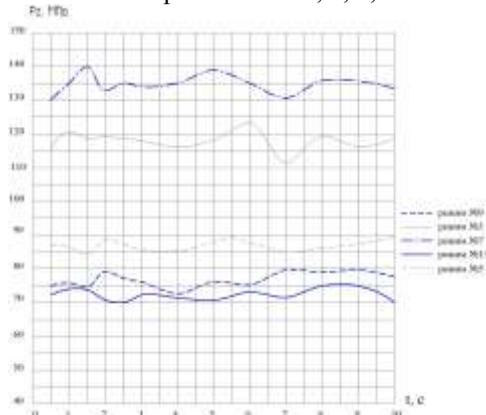


Рис. 5 – Изменение давления P_z на установившихся режимах

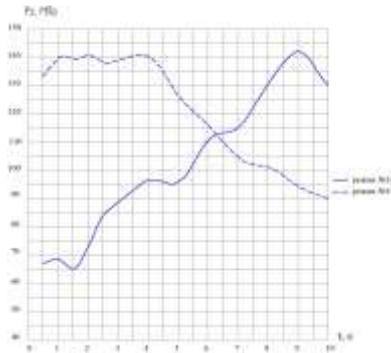


Рис. 6 – Изменение давления P_z на переходных режимах № 14 та № 15

На рис. 6 показано изменение максимального давления на переходных режимах № 14 № 15, протекающих с одновременным изменением нагрузки и частоты вращения дизеля.

Результаты проведенных моторных испытаний были в дальнейшем использованы для построения управляющих функций, которые задают законы изменения механической нагрузки (давления P_z) в нестационарной ММ напряженно-деформированного состояния деталей клапанного узла быстроходного автотракторного дизеля.

Выводы. В результате проведенного экспериментального исследования можно отметить:

- разработана и реализована в моторном эксперименте методика регистрации в цифровой форме одноцикловых индикаторных диаграмм с использованием тензомертического преобразователя давления, АЦП и ПК;
- получены зависимости изменения давления P_z во времени для переходных и установившихся режимов, которые могут быть использованы для уточнения ММ ТНС деталей клапанного узла быстроходного автотракторного дизеля.

Список литературы: 1. Костин А. К. Работа дизелей в условиях эксплуатации: Справочник / А. К. Костин, Б. П. Пугачёв, Ю. Ю. Кочинев Л.: Машиностроение. Ленингр. отд., 1989. - 284 с. 2. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности: Под ред. А. Ф. Шеховцова / Ф. И. Абрамчук, А. П. Марченко, Н. Ф. Разлейцев, Е. И. Третьяк, А. Ф. Шеховцов, Н. К. Шокотов. - К.: Тэхника, 1992. - 272 с. 3. Пойда А. Н. Автоматизированная система исследования и диагностирования автотракторных двигателей / А. Н Пойда, Д. Г. Сивых / Двигатели внутреннего сгорания: Всеукр. Научно-техн. Журнал. – Харьков, НТУ "ХПИ" - 2003. - №1. – с. 125-132. 4. Грицюк А. В. Исследование двухфазного впрыскивания топлива в высокооборотном малолитражном дизеле серии ДТА / А. В. Грицюк, А. Н. Врублевский, А. А. Прохоренко, А. Н. Севастьянов // Двигатели внутреннего сгорания: Всеукр. Научно-техн. Журнал. – Харьков, НТУ "ХПИ" - 2010. - №2. – с. 13-18.

Поступила в редколлегию 24.04.2013

Исследование законов изменения максимального давления в цилиндре автотракторного дизеля/ А. В. Тринёв, Е. В. Сиявский // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. – № 31 (1004). – С. 116–123. – Бібліогр.: 4 назв.

Уточнення математичної моделі теплонапруженого стану деталей клапанного вузла швидкохідного дизеля при заданні змінного механічного навантаження для перехідних режимів скидання-накидання навантаження здійснюється шляхом проведення моторного експерименту і запису законів зміни тиску в циліндрі ДВС в цифровій формі.

Ключові слова: тиск, вимірювальний комплекс, експеримент, перехідний режим, датчик.

Clarification of the mathematical model of heat-stressed state of parts valve assembly speed diesel engine by setting the variable mechanical load transient load-on-reset is performed by means of a motor experiment and write the laws of change of pressure in the cylinder internal combustion engine in digital form..

Key words: pressure, measuring system, experiment, transition mode, the sensor.

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ У МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМАХ

В. П. ОЛЬШАНСЬКИЙ, д-р. фіз.-мат. наук, проф. ХНТУСГ, Харків;
С. В. ОЛЬШАНСЬКИЙ, канд. фіз.-мат. наук, доц. НТУ «ХПІ»

ПРО МОДЕЛІ КОЛИВАНЬ ОСЦИЛЯТОРА ЗМІННОЇ МАСИ

В функціях Бесселя отримано розв'язок рівняння вільних коливань осцилятора, маса якого змінюється в часі за показниковим законом. Проаналізовано особливості коливань, які зумовлені змінною масою осцилятора.

Ключові слова: осцилятор змінної маси, коливання, показниковий закон, функції Бесселя.

Вступ. Є випадки, коли технологічним процесом передбачені зміни у часі маси певних елементів машин або технічних пристроїв. Це, зокрема, завантаження та розвантаження сипкими речовинами бункерів і кузовів вантажних автомобілів, заповнення рідинами мобільних цистерн та ін. Якщо маса, що змінюється у часі, є підресореною, то це впливає на коливання. Зазвичай, при повільному збільшенні або зменшенні маси, нехтують цим впливом, приймаючи сталими характеристики коливальної системи. Але є випадки порівняно швидкої зміни маси, коли треба враховувати вплив зміни маси на коливання. Саме на них орієнтоване це дослідження.

Огляд публікацій з проблеми. Одним із перших, хто вивчав коливальний рух тіла змінної маси був І.В. Мещерський [1]. Він у аналітичному вигляді одержав розв'язок рівняння малих вільних коливань математичного маятника, припускаючи, що маса маятника є лінійною функцією часу. Рух маятника описано за допомогою функцій Бесселя.

Розглянуто випадки асимптотичної поведінки руху з плином часу. Аналогічні задачі коливань маятника сталої маси, але лінійно змінної довжини, розв'язано в [2]. Вільні коливання осцилятора лінійно змінної маси розглядали в [3], [4]. Розв'язки рівнянь руху одержано в функціях Бесселя. На відміну від указаних публікацій, у даній роботі досліджуються лінійні коливання осцилятора, у якого маса змінюється в часі за експонентним законом.

Метою роботи є вивчення особливостей коливального руху осцилятора, зумовлених неперервною зміною у часі його маси.

Основні гіпотези та допущення. Позначимо символами M і x масу і переміщення осцилятора відносно положення статичної рівноваги. Тоді, за теоремою про зміну кількості руху одержуємо рівняння.

$$\frac{d}{dt} \left(M \frac{dx}{dt} \right) = F,$$

де F – рівнодійна сил, прикладених до точки.

Такою силою є пружна сила:

$$F = -kx,$$

пропорційна переміщенню та коефіцієнту жорсткості пружини k .

Отже, рівняння вільних коливань осцилятора, без урахування опору середовища, набуває вигляду:

$$\frac{d}{dt} \left(M \frac{dx}{dt} \right) + kx = 0.$$

Задача руху тіла маса якого зростає.

Розглянемо задачу збільшення маси за законом:

$$M = m_0 \exp(\lambda t),$$

де m_0 – початкова маса осцилятора, λ – коефіцієнт, що характеризує швидкість збільшення M .

Тоді, вільні коливання будуть описуватись рівнянням:

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + \lambda \frac{dx}{dt} + \frac{k}{m_0} e^{-\lambda t} x = 0. \quad (1)$$

Його доповнюємо початковими умовами:

$$\dot{x}(0) = v_0; \quad x(0) = x_0, \quad (2)$$

позначивши символами v_0, x_0 початкові швидкість і відхилення осцилятора від положення рівноваги.

Для знаходження розв'язку рівняння (1) уводимо нову безрозмірну змінну:

$$\xi = \exp(\lambda t); \quad \frac{d\xi}{dt} = \lambda \xi.$$

Враховуючи, що:

$$\frac{d}{dt} = \frac{d}{d\xi} \frac{d\xi}{dt} = \lambda \xi \frac{d}{d\xi}, \quad \frac{d^2}{dt^2} = \lambda^2 \xi \left[\frac{d}{d\xi} + \xi \frac{d^2}{d\xi^2} \right],$$

представимо (1) у вигляді:

$$\xi^2 \frac{d^2 x}{d\xi^2} + 2\xi \frac{dx}{d\xi} + \frac{k}{\lambda^2 m_0} \frac{1}{\xi} x = 0. \quad (3)$$

Рівняння (3) відноситься до рівнянь типу Бесселя, а його загальний розв'язок має вигляд:

$$x(t) = \frac{1}{\sqrt{\xi}} (c_1 J_1(\nu) + c_2 Y_1(\nu)), \quad (4)$$

де $\nu = \frac{2}{\lambda} \sqrt{\frac{k}{m_0 \xi}}$, $J_1(\nu), Y_1(\nu)$ – відповідно функція Бесселя та функція

Неймана індексу одиниця; c_1, c_2 – довільні сталі.

Для знаходження швидкості коливань використаємо формули похідних функцій Бесселя та Неймана [5]:

$$\frac{d}{d\nu} J_1(\nu) = J_0(\nu) - \frac{1}{\nu} J_1(\nu), \quad \frac{d}{d\nu} Y_1(\nu) = Y_0(\nu) - \frac{1}{\nu} Y_1(\nu).$$

Диференціювання розв'язку (4) приводить до формули:

$$\dot{x}(t) = -\frac{1}{\xi} \sqrt{\frac{k}{m_0}} (c_1 J_0(\nu) + c_2 Y_0(\nu)). \quad (5)$$

Розв'язки (4) і (5) задовольняють початковим умовам (2), при:

$$c_1 = \frac{\nu_0 \sqrt{m_0/k} \cdot Y_1(\nu_0) + x_0 Y_0(\nu_0)}{Y_0(\nu_0) J_1(\nu_0) - Y_1(\nu_0) J_0(\nu_0)}; \quad c_2 = -\frac{\nu_0 \sqrt{m_0/k} \cdot J_1(\nu_0) + x_0 J_0(\nu_0)}{Y_0(\nu_0) J_1(\nu_0) - Y_1(\nu_0) J_0(\nu_0)}, \quad (6)$$

де $\nu_0 = \frac{2}{\lambda} \sqrt{\frac{k}{m_0}}$, $J_0(\nu_0), Y_0(\nu_0)$ – відповідно функція Бесселя та функція

Неймана індексу нуль.

Обчислення констант c_1 і c_2 за формулами (6) можна дещо спростити, враховуючи, що [5]:

$$Y_0(\nu_0) J_1(\nu_0) - Y_1(\nu_0) J_0(\nu_0) = \frac{2}{\pi \nu_0}.$$

З'ясуємо асимптотичну поведінку розв'язку (4) при $t \rightarrow \infty$ або $\xi \rightarrow \infty$, $\nu \rightarrow 0$. Оскільки при малих ν :

$$J_1(\nu) \sim \frac{\nu}{2}; \quad Y_1(\nu) \sim \frac{2}{\pi\nu}, \quad \text{то} \quad \lim_{t \rightarrow \infty} x(t) = -\frac{\lambda c_2}{\pi} \sqrt{\frac{m_0}{k}}.$$

Отже, має місце певне зависання осцилятора, бо коливна точка зупиняється не в положенні рівноваги $x=0$.

Числові результати та їх аналіз. Розглянемо модельну задачу з наступними вихідними даними: $m_0 = 100$ кг; $\lambda = 0,05$ с⁻¹; $k = 50$ кг/с² та різними початковими умовами. На рис. 1 та 2 представлено залежність швидкості та переміщення від часу. Цифрою 1 на рисунках позначено криві, отримані при $\nu_0 = 0,5$ м/с, $x_0 = 0,02$ м, а цифрою 2 – при $\nu_0 = 1$ м/с, $x_0 = 0,05$ м.

Зі збільшенням початкової швидкості та початкового відхилення зростає амплітуда коливань, а зміна періоду в обох випадках залишається однаковою, тобто не залежить від початкових умов.

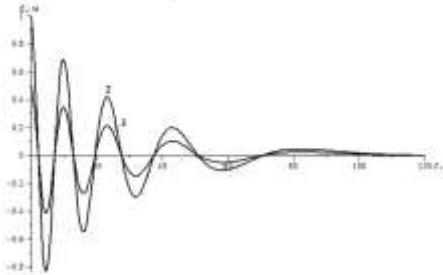


Рис. 1 – Залежність швидкості \dot{x} від часу t при зростанні маси

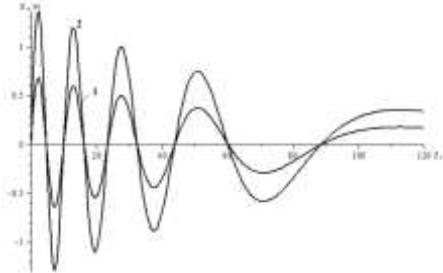


Рис. 2 – Залежність переміщення x від часу t при зростанні маси

Задача руху тіла маса якого зменшується.

Розглянемо задачу зменшення маси за законом:

$$M = m_0 \exp(-\lambda t).$$

Тоді, вільні коливання будуть описуватись рівнянням:

$$\frac{d^2x}{dt^2} - \lambda \frac{dx}{dt} + \frac{k}{m_0} e^{\lambda t} x = 0. \quad (7)$$

Його доповнюємо початковими умовами (2).

Для знаходження аналітичного розв'язку введемо безрозмірну змінну ξ , як це було зроблено в попередньому пункті. Тоді рівняння (7) набуває вигляду:

$$\xi^2 \frac{d^2x}{d\xi^2} + \frac{k}{\lambda^2 m_0} \xi x = 0. \quad (8)$$

Рівняння (8) відноситься до рівнянь типу Бесселя, а його загальний розв'язок має вигляд:

$$x(t) = \sqrt{\xi} (c_3 J_1(\eta) + c_4 Y_1(\eta)), \quad (9)$$

де $\eta = \nu_0 \sqrt{\xi}$, c_3, c_4 – довільні сталі.

Диференціювання розв'язку (9) за відомими формулами диференціювання циліндричних функцій, приводить до формули:

$$\dot{x}(t) = \xi \sqrt{\frac{k}{m_0}} (c_3 J_0(\eta) + c_4 Y_0(\eta)). \quad (10)$$

Розв'язки (9) і (10) задовольняють початковим умовам (2), при:

$$c_3 = -\frac{\nu_0 \sqrt{m_0/k} \cdot Y_1(\nu_0) - x_0 Y_0(\nu_0)}{Y_0(\nu_0) J_1(\nu_0) - Y_1(\nu_0) J_0(\nu_0)};$$

$$c_4 = \frac{\nu_0 \sqrt{m_0/k} \cdot J_1(\nu_0) - x_0 J_0(\nu_0)}{Y_0(\nu_0) J_1(\nu_0) - Y_1(\nu_0) J_0(\nu_0)}. \quad (11)$$

Використовуючи асимптотичні формули Стокса для циліндричних функцій великого аргументу ($\eta \gg 1$) [5],

$$J_1(\eta) \sim \frac{2}{\sqrt{\pi\eta}} \cos\left(\eta - \frac{3}{4}\pi\right); \quad Y_1(\eta) \sim \frac{2}{\sqrt{\pi\eta}} \sin\left(\eta - \frac{3}{4}\pi\right).$$

Можна дещо спростити наближене обчислення $x(t)$ за формулою (9), бо

$$x(t) \approx \frac{2}{\nu_0} \sqrt{\frac{\eta}{\pi}} \left[c_3 \cos\left(\eta - \frac{3}{4}\pi\right) + c_4 \sin\left(\eta - \frac{3}{4}\pi\right) \right].$$

Зростання амплітуди коливань відбувається пропорційно $\sqrt{\eta}$.

Числові результати та їх аналіз. Розглянемо модельну задачу з попередніми вихідними даними. На рис. 3 та 4 представлено залежність швидкості та переміщення від часу. Цифрою 1 на рисунках позначено криві, отримані при $v_0 = 0,5$ м/с, $x_0 = 0,02$ м, а цифрою 2 – при $v_0 = 1$ м/с, $x_0 = 0,05$ м.

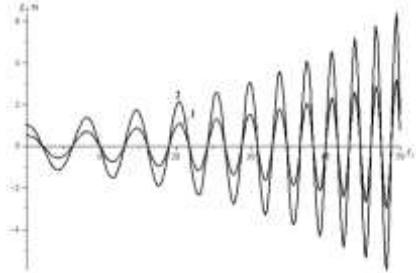


Рис. 3 – Залежність швидкості \dot{x} від часу t при зменшенні маси

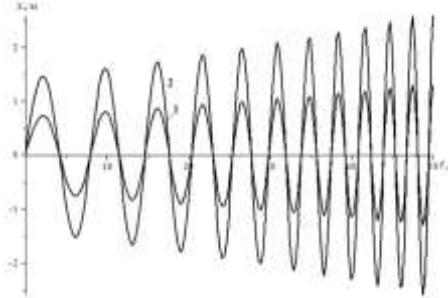


Рис. 4 – Залежність переміщення x від часу t при зменшенні маси

Висновки. Аналіз одержаних результатів показує, що вільні коливання осцилятора змінної маси нестационарні, тобто втрачають сенс поняття періоду і власної частоти, введені для класичного лінійного осцилятора. Внаслідок зміни маси осцилятора, змінюється у часі не тільки період і частота, а також амплітуда вільних коливань, незважаючи на те, що не враховується в'язкий опір середовища. Затухання амплітуд коливань швидкості, при зростанні маси осцилятора, проходить більш інтенсивно, ніж затухання амплітуд переміщень.

Список літератури: 1. Мещерский И. В. Работы по механике тел переменной массы / И. В. Мещерский. – М.: ГИТТЛ, 1952. – 276 с. 2. Светлицкий В. А. Сборник задач по теории колебаний / В. А. Светлицкий, И. В. Стасенко – М.: Высшая школа, 1973. – 456 с. 3. Cveticanin L. Dynamics of Machines with Variable Mass. / L. Cveticanin. Taylor & Francis Ltd, – 1998. – 300 p. 4. Бессонов А. П. Основы динамики механизмов с переменной массой звеньев / А. П. Бессонов –

УДК 534.1

Про моделі коливань осцилятора змінної маси / В. П. Ольшанський, С. В. Ольшанський // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. – № 31 (1004). – С. 124–129. – Бібліогр.: 5 назв.

В функциях Бесселя получено решение уравнения свободных колебаний осциллятора, масса которого изменяется во времени по показательному закону. Проанализированы особенности колебаний, обусловленные изменением массы осциллятора.

Ключевые слова: осциллятор переменной массы, колебания, показательный закон, функции Бесселя.

In Bessel functions the solution of the equation of free oscillation, the mass of which varies in time exponential law was received. Vibration characteristics of a change in the mass of the oscillator are analyzed.

Keywords: oscillator with variable mass, vibrations, exponential law, Bessel functions.

ЗМІСТ

АВТОМОБІЛІ ТА ТРАКТОРИ

<i>Абляскін О. І., Климец В. С.</i> Порівняльний аналіз механічних та гідрооб'ємних трансмісій.....	3
<i>Аврунин Г. А., Мороз И. И., Барский А. Я., Бойко О. И., Назаренко А. В., Михалик А. С.</i> Комплекс измерительно-диагностического оборудования фирмы «PARKER».....	10
<i>Артюшенко А. Д., Суярково О. Г.</i> Дослідження впливу характеристик підвіски автомобіля малого класу на плавність ходу та її модернізація.....	21
<i>Бондаренко А. І., Карім Ассаф</i> Дослідження процесу гальмування транспортних засобів з гідравлічним гальмівним приводом.....	28
<i>Клец Д. М.</i> Определение взаимосвязи между критериями маневренности колесных машин.....	35
<i>Мамонтов А. Г.</i> Сравнительные исследования колебаний тракторов с пневморессорной и серийной подвесками при движении по асфальтированной дороге.....	44
<i>Мандрыка В. Р., Островерх А. О., Пелипенко Е. С., Литвин А. Б.</i> Анализ технологического режима работы бесступенчатой гидрообъемно-механической трансмиссии с использованием зарубежних гидроагрегатов автомобиля для ремонта нефтегазовых скважин.....	52
<i>Мандрыка В. Р., Шликова В. Г.</i> Керованість і стійкість руху автомобіля В-класу з системою ESP.....	60

<i>Мешков Д. В., Исаев А. А.</i> Перспективы внедрения шины CAN на отечественные автомобили.....	66
<i>Самородов В. Б., Бондаренко А. І., Островерх О. О., Чунчукова І. Г.</i> Визначення шляхів підвищення ефективності та конкурентоспроможності автотранспортних підприємств на прикладі “АТП-16361” міста Харкова.....	71
<i>Самородов В. Б., Шумаков О. В.</i> Обслуговування автомобілів Nissan з безступінчастими передачами у складі трансмісії.....	76
<i>Селевич С. Г., Голубка І. С.</i> Структурный анализ систем контроля работы автотранспорта навигационного типа.....	81
<i>Сергиенко А. Н.</i> Математическая модель колебаний в ходовой системе автомобиля с электромагнитным демпфированием.....	86

ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ

<i>Любарский Б. Г., Демидов А. В.</i> Имитационное моделирование тягового привода мотор-вагонного подвижного состава в среде MATLAB SIMULINK.....	94
<i>Омельяненко В. И., Оверьянова Л. В.</i> Математическая модель режимов обмена энергией между накопителем и тяговым приводом пригородного электроподвижного состава.....	101

ТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

<i>Волонцевич Д. О., Веретенников Е. А., Пасечный С. С.</i> К вопросу о количественных критериях качества кинематических схем планетарных коробок передач.....	105
--	-----

ДВИГУНИ І ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ

<i>Рыкова И. В.</i> Пути экологизации рабочего цикла ДВС.....	111
<i>Тринёв А. В., Синявский Е. В.</i> Исследование законов изменения максимального давления в цилиндре автотракторного дизеля.....	116

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ У МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМАХ

<i>Ольшанський В. П., Ольшанський С. В.</i> Про моделі коливань осцилятора змінної маси.....	124
--	-----

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХП»

Збірник наукових праць

Серія:
Транспортне машинобудування

№ 31(1004)

Науковий редактор канд. техн. наук, проф. В. В. Спіфанов
Технічний редактор канд. техн. наук, доц. А. І. Бондаренко
Відповідальний за випуск канд. техн. наук І. Б. Обухова

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21, НТУ «ХПІ».
Факультет транспортного машинобудування.
Тел.: (057)-707-63-81, (057)-707-67-62; e-mail: anatoliybon@rambler.ru

Обл.-вид № 172-13.

Підп. до друку 02.07.2013 р. Формат 60×84 1/16. Папір офсетний.
Друк офсетний. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 7,7.
Наклад 300 пр. Зам. № 33. Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ «ХПІ». Свідоцтво про державну реєстрацію суб'єкта
видавничої справи ДК № 3657 від 24.12.2009 р.
61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

Віддруковано у видавництві «Федорко».
Харків, вул. Сумська, 4, оф.135,
тел.: (057)-758-19-46, 050-323-55-86, e-mail: print@mail.ua
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ХК №164 від 20.12.2005 р.